HANDBOOKS

[美] PAUL C.HANLON

COMPRESSOR
HANDBOOK

压缩机手册

郝 点 等译
陈建义 审校



中国石化出版社

“一项令人钦佩的……极其有益的工作”

— 俄亥俄州可利夫兰市工程顾问　托比·葛德夫塔斯(Tobi Goldoftas)

压缩机技术专家的基准指南

有了《压缩机手册》您不必再为压缩机的问题而费力地查阅一大堆技术文献。《压缩机手册》提出了有关压缩机设计方法、实际应用和维修保养等各种问题，全部都由压缩机技术高级专家解答。

作为第一部论述压缩机的综合性参考文献，《压缩机手册》涵盖了从基础理论到现代应用、先进技术和当今材料等各个方面的内容。从手册中可查阅到用于轮胎充气、喷漆、增加天然气密度以及其他重要工业和日常用途的压缩机的数据资料。

《压缩机手册》理论阐述全面，图表清晰详尽，是由一位著名的机械工程师编写的，因而可以帮助你：

- 了解各种类型压缩机的结构和操作方法；
- 设计或选择从动力清洗到化工过程的各种用途的压缩机；
- 遵循逐步设计方法，从而可减少错误并得到优化结果；
- 确定主要的材料、部件以及润滑剂；
- 操作和维护各种类型压缩机，使其在最高效率下工作；
- 解答有关外部设备和辅助设备的问题，并对其进行设计；
- 开发压缩机技术新的应用领域；
- 顺利查阅气体特性的数据列表、效率曲线、压缩比、压缩功率以及术语定义。

Altitude Effect
Analysis
Applications
Axial Flow
Balancing
Bearings
Boosters
Bypass
Capacity Control
Centrifugal Type
CNG
Compressibility
Compression Cycles
Compression Ratio
Computer Modeling
Construction
Control Systems
Cooling
Critical Speed
Cylinders
Diaphragm
Dynamic
Ejector
Electrical
Expander
Filtration
Finite Element Analysis
Fluid Flow Analysis
Foundations
Frame
Friction
Fuel
Gas Laws
Gas Stream
Gas Velocity
Hardware
High Pressure
Impeller
Inertia
Injection
Leakage
Limitations
Liquid Piston
Loading
Lubricators
Magnetic Type
Manufacture
Methods
Mixed Flow
Monitoring
Mounting
Nomenclature
Oil Properties
Oil Wipers
Operating Limitations
Operating Principles
Packaging
Packing
Performance Control
Performance Measurement
Piping
Piston Rings
Piston Rod
Pneumatic
Positive Displacement
Power
Prelube
Pressure Range
Pulsations
Purging
Reciprocating
Refrigerants
Refrigeration Systems
Reinforcing
Rod Loading
Rolling Element
Rotary
Rotor Phasing
Safety
Screw
Scroll
Scrubbers
Seals
Sensing
Simulation
Size and Mass Analysis
Skid Mounts
Speed
Staging
Standards
Storage
Straight Lobe
Stress Considerations
Surging
Temperature
Testing
Thermal Effects
Thrust
Tilting Pad
Toxic or Corrosive Gases
Transmission
Turbine
Vacuum
Valves
Vane
Vehicle Refueling
Vibrations
Volumetric Efficiency
Wear
More...

责任编辑　滕　云
封面设计　王欣梅
责任校对　赫　青

ISBN 7-80164-303-8

9 787801 643032 >

ISBN 7-80164-303-8/TH·008
定　价：85.00元

压缩机手册

[美]Paul C. Hanlon

郝　点　魏统胜　胡丹梅
李尽亮　罗晓兰　杨成炯　于明礼　译

陈建义　审校

中国石化出版社

著作权合同登记　图字:01－2001－1720 号

Original edition Copyright (2001) by The McGraw-Hill Companies, Inc. All rights reserved.
中文版权(2002)为中国石化出版社所有。版权所有,不得翻印。

图书在版编目(CIP)数据

压缩机手册/(美)汉隆(Paul C. Hanlon),郝点等译.
—北京:中国石化出版社,2003
ISBN 7－80164－303－8

Ⅰ.压… Ⅱ.①汉…②郝… Ⅲ.压缩机－技术手册
Ⅳ.TH45－62

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2002)第 090429 号

中国石化出版社出版发行
地址:北京市东城区安定门外大街 58 号
邮编:100011　电话:(010)84271850
http://www.sinopec-press.com
E-mail:press@sinopec.com.cn
北京精美实华图文制作中心排版
三河市三佳印刷装订有限公司印刷
新华书店北京发行所经销
*
787×1092 毫米 16 开本 32.75 印张 834 千字 印 1－2000
2003 年 1 月第 1 版　2003 年 1 月第 1 次印刷
定价:85.00 元

撰　稿　人

Bark, Karl-Heinz *MaxPro Technologies* (CHAPTER 11 GAS BOOSTERS)

Bendinelli, Paolo *Turbocompressors Chief Engineer, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Blodgett, Larry E. *Southwest Research Institute* (CHAPTER 6 COMPRESSOR AND PIPING SYSTEM SIMULATION)

Camatti, Massimo *Turbocompressors Design Manager, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Chen, H. Ming, Ph.D., P.E. *Mohawk Innovative Technology, Inc.* (CHAPTER 19 PRINCIPLES OF BEARING DESIGN)

Epp, Mark *Jenmar Concepts* (CHAPTER 8 CNG COMPRESSORS)

Gajjar, Hasu *Weatherford Compression* (CHAPTER 14 THE OIL-FLOODED ROTARY SCREW COMPRESSOR)

Giachi, Marco *Turbocompressors R&D Manager, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Giacomelli, Enzo *General Manager Reciprocating Compressors, Nuovo Pignone* (CHAPTER 7 VERY HIGH PRESSURE COMPRESSORS)

Gresh, Ted *Elliott Company* (CHAPTER 4 CENTRIFUGAL COMPRESSORS—CONSTRUCTION AND TESTING)

Hanlon, Paul *C. Lee Cook, A Dover Resources Company* (CHAPTER 17 RECIPROCATING COMPRESSOR SEALING)

Heidrich, Fred *Dresser-Rand Company* (CHAPTER 2 COMPRESSOR PERFORMANCE—POSITIVE DISPLACEMENT)

Heshmat, Hooshang, Ph.D. *Mohawk Innovative Technology, Inc.* (CHAPTER 19 PRINCIPLES OF BEARING DESIGN)

Kennedy, William A., Jr. *Blackmer/A Dover Resource Company* (CHAPTER 9 LIQUID TRANSFER/VAPOR RECOVERY)

Lowe, Robert J. *T. F. Hudgins, Inc.* (CHAPTER 21 COMPRESSOR CONTROL SYSTEMS)

Machu, Erich H. *Consulting Mechanical Engineer, Hoerbiger Corporation of America, Inc.* (CHAPTER 20 COMPRESSOR VALVES)

Majors, Glen, P.E. *C.E.S. Associates, Inc.* (CHAPTER 18 COMPRESSOR LUBRICATION)

Netzel, James *Chief Engineer, John Crane Inc.* (CHAPTER 16 ROTARY COMPRESSOR SEALS)

Nix, Harvey *Training-n-Technologies* (CHAPTER 5 COMPRESSOR ANALYSIS)

Patel, A.G., PE *Roots Division, Division of Dresser Industries Inc.* (CHAPTER 13 STRAIGHT LOBE COMPRESSORS)

Reighard, G. *Howden Process Compressors, Inc.* (CHAPTER 15 DIAPHRAGM COMPRESSORS)

Rossi, Eugenio *Turbocompressors Researcher, Nuovo Pignone* (CHAPTER 3 COMPRESSOR PERFORMANCE—DYNAMIC)

Rowan, Robert L., Jr. *Robert L. Rowan & Associates, Inc.* (CHAPTER 22 COMPRESSOR FOUNDATIONS)

Shaffer, Robert W. *President, Air Squared, Inc.* (CHAPTER 12 SCROLL COMPRESSORS)

Tuymer, Walter J. *Hoerbiger Corporation of America, Inc.* (CHAPTER 20 COMPRESSOR VALVES)

Traversari, Alessandro *General Manager Rotating Machinery, Nuovo Pignone* (CHAPTER 7 VERY HIGH PRESSURE COMPRESSORS)

Vera, Judith E. *Project Engineer, Energy Industries, Inc.* (CHAPTER 23 PACKAGING COMPRESSORS)

Weisz-Margulescu, Adam, P. Eng. *FuelMaker Corporation* (CHAPTER 10 COMPRESSED NATURAL GAS FOR VEHICLE FUELING)

Woollatt, Derek *Manager, Valve and Regulator Engineering, Dresser-Rand Company & (Screw Compressor Section)* (CHAPTER 1 COMPRESSOR THEORY; CHAPTER 2 COMPRESSOR PERFORMANCE—POSITIVE DISPLACEMENT)

主 编 简 介

（ABOUT THE EDITOR）

Paul C. Hanlon 是美国肯塔基州路易斯维尔市（Louisville, Kentucky）C. Lee Cook 公司产品设计经理。毕业于辛欣那提大学（University of Cincinnati）机械工程专业。40 余年来，一直从事发动机、压缩机以及化工、石油和气体加工业中主要设备密封装置的设计、应用和故障诊断工作。Hanlon 先生还为主要技术期刊撰写过许多论文。

译 者 序

压缩机是一种应用广泛，又与现代工业和生活的各个领域密切相关并发挥重要作用的通用机械设备。在现今经济技术趋于全球化的形势下，《压缩机手册》为学习、研究和掌握国外压缩机技术现状和发展方向，提供了重要的应用技术资料，对从事于压缩机使用、研究、设计、制造和经营等工程技术和管理人员都有重要的参考价值。

本书为美国2001年最新的第一版压缩机综合技术手册。全书共有23章，第1章～第3章为压缩机的工程理论基础；第4章～第6章为压缩机的试验和分析技术；第7章～第11章为压缩机的特殊用途；第12章～第15章为特殊类型的压缩机；第16章～第20章为压缩机密封、轴承和气阀等重要零部件的应用技术；第21章～第23章为压缩机控制、安装等有关技术问题，附录中还提供了压缩机的重要应用数据和图表。

《压缩机手册》是数十位压缩机行业专家的应用技术成果的总结，内容覆盖了各方面的压缩机应用技术领域。本书除了论述压缩机的工程基础以外，还介绍了压缩机及其零部件的许多结构形式和实际应用技术，并对影响压缩机寿命的重要零部件进行了讨论和分析，是一本将压缩机理论与实践、设计与应用、制造与维护相结合的综合性实用技术手册。

本书第1、6～15章、附录由郝点翻译，第2～4章由魏统胜翻译，第5章由罗晓兰翻译，第16～18章由于明礼翻译，第19章由胡丹梅翻译，第21、22章由李尽亮翻译，第20、23章由杨成炯翻译，全书由陈建义审校。

本书内容丰富、涉及专业知识领域广泛，由于翻译者水平和时间所限，译文中难免出现错误和不足之处，恳请给予批评指正。

译者

2002.12

序　言

压缩机是一种“在我们周围无处不在”而我们又对其知之甚少的机械设备。在我们的家庭、工作场所以及我们所使用的各种形式的运输工其中都可发现它的存在。压缩机可用于制冷、发动机、化工过程、气体输送、机械制造以及几乎各个需要输送或压缩气体的场所。

压缩机的设计和制造涉及许许多多的工程学科（例如流体力学、热力学、摩擦学和应力分析等），所以，在本手册的第一版中，我们只能“介绍一些重点内容”，而不可能做得比这更多了。

压缩机涉及的领域如此广泛、包含的种类和规格又是如此繁多，以致于我们很难在这样一本小型的、且仅代表少数作者的工作书籍中涵盖所有的内容。但或许它更重要的意义在于，给我们开启了出版更大型的、第二版压缩机手册的大门。

在压缩机中，人们最为关注的是那些寿命有限的零部件（例如轴承、密封和气阀），以及那些承受高应力的部件。有关这些部件的讨论和分析占据了本手册的大部分篇幅，但与此同对，仍有相当的篇幅用于讨论压缩机的理论、应用以及若干不同类型的压缩机。

本手册中的许多内容都是以经验原理为基础的，所以本手册不失为压缩机设计人员和制造人员的实用指南。本手册还介绍了对所有读者都有用的压缩机测试和分析方法，并且本手册对任何一个对压缩机感兴趣的人都会有所裨益。

Paul C. Hanlon

目　录

第 1 章　压缩机原理 …… (1)
　参考文献 …… (10)
第 2 章　压缩机性能——容积式压缩机 …… (11)
第 3 章　压缩机性能——动力学特性 …… (25)
第 4 章　离心式压缩机——结构和试验 …… (83)
　参考文献 …… (132)
第 5 章　压缩机分析 …… (134)
第 6 章　压缩机与管道系统模拟 …… (155)
　参考文献 …… (164)
第 7 章　超高压压缩机(超过 100 MPa[14500 psi]) …… (165)
　参考文献 …… (193)
第 8 章　CNG 压缩机 …… (196)
第 9 章　液体输送与蒸汽回收 …… (209)
第 10 章　车辆燃料加注用压缩天然气 …… (215)
第 11 章　气体增压器 …… (225)
第 12 章　涡旋式压缩机 …… (234)
第 13 章　直叶罗茨式压缩机 …… (238)
第 14 章　喷油螺杆式压缩机 …… (243)
第 15 章　隔膜式压缩机 …… (249)
第 16 章　回转式压缩机密封 …… (261)
　参考文献 …… (270)
第 17 章　往复式压缩机的密封 …… (272)
第 18 章　压缩机润滑 …… (299)
第 19 章　轴承设计原理 …… (309)
　参考文献 …… (411)
第 20 章　压缩机气阀 …… (413)
　参考文献 …… (430)
第 21 章　压缩机控制系统 …… (431)
第 22 章　压缩机的基础 …… (448)
　参考文献 …… (454)
第 23 章　撬装式压缩机 …… (455)
　参考文献 …… (463)
附　录 …… (466)
索　引 …… (502)

第 1 章　压缩机原理

Derek Woollatt
Manager, Valve and Regulator Engineering
Dresser-Rand Company

1.1 符号表

		单　位 (见如下说明)	国际单位制单位换算因数 (译者附注)
a	气体中的音速	英尺/秒(ft/s)	0.3048m/s(米/秒)
a、b	以压力形式表示的状态方程的常数		
A、B	以压缩性系数表示的状态方程的常数		
B	内径	英寸(in)	2.54×10^{-2}m(米)
CL	以行程容积分数表示的余隙		
c_p	定压比热	英尺·磅力/磅.°R(ft·lbf/lbm.°R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)
c_v	定容比热	英尺·磅力/磅.°R(ft·lbf/lbm.°R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)
e	比内能(即单位质量的内能)	英尺·磅力/磅(ft·lbf/lbm)	2.98907J/kg(焦/千克)
E	内能	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
F	流通面积	平方英寸(in^2)	$6.4516\times10^{-4}m^2$(米^2)
h	比焓(即每单位质量焓值)	英尺·磅力/磅(ft·lbf/lbm)	2.98907J/kg(焦/千克)
H	焓	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
HP	功率(Horsepower)	马力	
J	焦耳当量	英尺·磅力/英制热单位 BTU (ft·lbf/BTU)	1.285069×10^{-3}
k	比热比($=c_p/c_V$)		
m	质量流量	磅/秒(lbm/s)	0.453592kg/s(千克/秒)
M	质量	磅(lbm)	0.453592kg(千克)
n_T	温度等熵指数		
n_V	容积等熵指数		
N	压缩机转速	转/分(r/min)	
p	压力	磅力/平方英寸　绝压(lbf/in^2A)	6.894757×10^3PaA(帕 绝压)
PW	功率	英尺·磅力/分(ft·lbf/min)	2.2597×10^{-2}W(瓦)
q	传热速率	英热量单位/秒(BTU/s)	1.055056×10^3J/s(焦耳/秒)
Q	传热量	英热量单位(BTU)	1.055056×10^3J(焦耳)
R	气体常数	英尺·磅力/磅.R(ft·lbf/lbm.R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)
s	比熵	英尺·磅力/磅.R(ft·lbf/lbm.R)	5.380328J/(kg·K)(焦/千克·开)

S	行程	英寸(in)	2.54×10^{-2}m(米)
T	温度	兰金温度°R(Rankine)	5/9K(开尔文)
u	气体流速	英尺/秒(ft/s)	0.3048m/s(米/秒)
U_P	活塞速度	英尺/分(ft/min)	0.3048m/min(米/分)
v	比容积(单位质量容积)	立方英尺/磅(ft^3/lbm)	$6.2428 \times 10^{-2}m^3$/kg(米^3/千克)
V	容积	立方英寸(in^3)	$1.63871 \times 10^{-5}m^3$(米^3)
W	某过程中外界对气体做的功	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
WD	一个压缩循环中外界对气体做的功	英尺·磅力(ft·lbf)	1.35582J(焦耳)
Z	压缩性系数(有时称为超压缩性系数)		
Δp	压降	磅力/平方英寸(lbf/in^2)	6.894757×10^3Pa(帕)
ρ	密度	磅/立方英尺(lbm/ft^3)	1.60185×10kg/m^3(千克/米^3)
θ	曲柄转角	度	
λ	平均压降表达式中的积分常数		

下角标

C	临界压力或温度
D	压缩机气缸排出
eq	当量(面积)
in	控制容积入口
o	滞止值
out	控制容积出口
R	对比(压力或温度)
SW	行程(行程容积为最大气缸容积减去最小气缸容积)
1、2、3、4	循环中相应的位置(图 1-2)
1、2	过程的前、后

注：本节给出的基本方程可采用任何一种一致的单位制。上述符号表中给出的单位是非一致性的，故当采用上述单位时，基本方程中应包含附在每个方程末尾方括号中的换算系数，并且方程的形式即如所给出的那样。如果使用另一种一致的单位制，则不应包含方程后面的换算系数。

1.2 原理

1.2.1 气体定律

根据定义，压缩机用于压缩气体状态的物质。在计算压缩机的性能以及作用在压缩机各部件上的载荷时，需要采用一定的方法来计算气体的物性参数。由于流程压缩机压缩的气体种类繁多且条件各异，所以还没有一个**状态方程**(即通过压力和温度计算密度的方程)能对各种气体在所有不同条件下的计算都是精确的。以下从最简单的形式开始讨论一些常用的状态方程。最简单的状态方程是理想气体定律：

$$pv = \frac{p}{\rho} = RT\left[\frac{1}{144}\right]$$

只有当气体的温度远高于临界温度，或压力远低于临界压力时，该方程才是准确的。常温常压下的空气完全服从此定律。

为了更精确地预测真实气体的物性，通常引入一个经验值“Z”对理想气体定律加以修正。“Z”称为**压缩性系数**或**超压缩性系数**。Z 值为气体成分、压力和温度的函数。修正后的方程为：

$$\frac{p}{\rho} = ZRT\left[\frac{1}{144}\right]$$

当且仅当 Z 值精确时，修正的方程才是精确的　在大多数情况下，可用**对应态定律**确定 Z 值，且精度较高。对应态定律指出：Z 可**近似地**看成是对比压力和对比温度的函数，这样对所有气体，若对比压力和对比温度相同，则 Z 值相同。即：

$$Z = fn(p_R, T_R) = fn\left(\frac{p}{p_C}, \frac{T}{T_C}\right)$$

作为对比压力和对比温度函数的 Z 值曲线见图 1－1。对大多数远离临界点或两相区的实际气体，该曲线均可给出合理的结果。

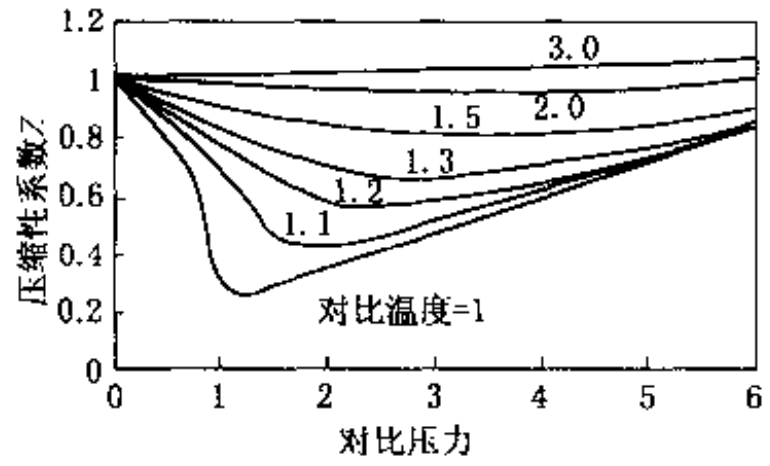


图 1－1　压缩性系数曲线
（基于 Redlich-Kwong 状态方程）

预测压缩机的性能时，还需计算其他的物性参数，如熵、焓、等熵指数等。为此，常通过方程来计算 Z 值，尤其是用计算机进行性能计算时，用方程就比用曲线图方便。可用的状态方程形式很多，以下给出一个最简单的方程即 **Redlich-Kwong 状态方程**。其他的方程精度更高、适用的范围更宽，但形式也更复杂。有关这些方程的讨论可参见文献[2]、[3]。

Redlich-Kwong 状态方程为：

$$p = \left(\frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + bv}\right)\left[\frac{1}{144}\right]$$

式中　a——$0.42748\dfrac{R^2 T_C^{2.5}}{p_C T^{0.5}}\left[\dfrac{1}{144}\right]$；

b——$0.08664\dfrac{RT_C}{p_C}\left[\dfrac{1}{144}\right]$。

或

$$Z^3 - Z^2 + (A - B - B^2)Z - AB = 0$$

式中　A——$0.42748\dfrac{p_R}{T_R^{2.5}}$；

B——$0.08664\dfrac{p_R}{T_R}$。

一旦已知 p_R 和 T_R，解上述三次方程求 Z 值就相当于在图 1－1 中查得 Z 值。压缩机性能预测中常用的状态方程还有：Soave Redlich Kwong 方程、Peng Robinson 方程、Benedict Webb Rubin 方程、Han Starling 方程、Lee-Kesler 方程以及 API 的方法。这些方法的细节可以在文献中找到(例如文献[2]和[3])。

1.2.2　热力学参数

预测压缩机的性能时，需要用一定的方法计算气体的焓、内能及熵。通常采用**容积等熵指数** n_V 和**温度等熵指数** n_T 计算较为方便。

对于气体状态的等熵变化，定义等熵指数使下列方程成立。

$$pV^{n_V} = 常数$$

$$\frac{p^{\frac{n_T-1}{n_T}}}{T} = 常数$$

对于**理想气体**，易求得它们的热力学参数。对于服从理想气体定律且比热恒定的气体，可用下列公式计算其比参数，也即单位质量气体的热力学参数。

$$比内能 = e = c_V T$$

$$比焓 = h = c_p T$$

$$n_V = n_T = c_p / c_V = k$$

$$比熵的变化量 = s_2 - s_1 = c_p \ln\left(\frac{T_2}{T_1}\right) - R\ln\left(\frac{p_2}{p_1}\right)$$

对于**实际气体**，可以通过气体 Mollier 图或通过状态方程以及低压下比热随温度的变化关系上述参数。具体方法可参见文献[2]、[3]。

对于实际气体，若 Z 值已知，则可用**近似方法**方便地计算其等熵过程。考虑气体从状态 1 到状态 2 的等熵变化：

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{Z_1}{Z_2}\frac{p_2}{p_1}\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n_V}$$

$$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{n_T - 1/n_T}$$

$$\therefore \quad \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n_V} = \frac{Z_1}{Z_2}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n_T}$$

显然，若气体的状态不是非常靠近临界点或两相区，即气体的性质类似理想气体，则有 n_T 近似等于 $k = c_p/c_V$，进而有：

$$\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/n_V} \cong \frac{Z_1}{Z_2}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k}$$

1.2.3 热力学定律

计算压缩机循环需要能量方程、气体状态变化的等熵过程方程和流体节流流动定律。

对**固定质量**的气体，其**能量方程**可简单地表述为：气体能量的增加等于作用在气体上的功减去气体向环境的传热量。对压缩机而言，可忽略势能和化学能的变化。在应用固定质量气体的能量方程时，通常还可忽略气体动能的变化。能量方程简化如下：

$$E_2 - E_1 = M(e_2 - e_1) = W - Q[\mathrm{J}]$$

若以**控制容积**(即流体可流进或流出的固定体积)为研究对象，则必须考虑气体流进或流出控制容积时所做的功，并且在许多场合，还需考虑气体动能的变化。故**能量方程**成为：

$$E_2 - E_1 = M_{in}h_{oin} - M_{out}h_{oout} + W - Q[\mathrm{J}]$$

式中 h_o——$h + \frac{1}{2}u^2\left[\frac{1}{32.18}\right]$；

h——$e + pv[144]$。

对稳态过程，控制容积内的参数不随时间变化，即 $E_2 = E_1$

则有

$$M_{out}h_{oout} - M_{in}h_{oin} = H_{oout} - H_{oin} = W - Q[\mathrm{J}]$$

前面给出的**等熵**过程方程，适用于无损失且无热交换的情况。对实际气体可用 Mollier

图确定它的热力学参数；若气体的特性近似于理想气体，则可用前述等熵过程方程确定其热力学参数，即：

$$pV^{n_1} = 常数$$

$$\frac{p^{\frac{n_1-1}{n_1}}}{T} = 常数$$

不可压缩流体通过节流区的流动定律为：

$$m = F\sqrt{(2\rho\Delta p)}\left[\sqrt{\frac{32.18}{144}}\right]$$

$$F = 有效流动面积 = 几何流动面积 \times 流量系数$$

对于**理想气体**，当压降足够低、流动为**亚音速**时(往复压缩机中气体流动总是如此)，气体的流量为：

$$m = k\frac{p_1}{a_1}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k+1/2k}F\sqrt{\left[\frac{2}{k-1}\left(\left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{k-1/k}-1\right)\right]}\ [32.18]$$

若$\frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{2}{k+1}\right)^{k/k-1}$则流动达到音速时 $m = k\frac{p_1}{a_1}\left(\frac{2}{k+1}\right)^{k+1/2(k-1)}F\ [32.18]$

1.2.4　压缩循环

供给压缩机的功用于增加气体的压力，提高气体的温度并补偿压缩机向外界的传热。在大多数情况下，要求使用尽可能少的能量增加气体压力。由于绝热压缩过程中压缩机与外界无热传递，所以它所做的功最小。这还意味着在压缩机中没有任何损失。尽管等熵过程事实上无法实现，但它可作为确定压缩效率的基准。压缩机**等熵效率**定义为气体**等熵过程**中**所需要的功**除以压缩气体所用的**实际功**。通常所给出的压缩机的**效**率都是等熵效率。

然而压缩机等熵效率有可能大于 100%。**可逆等温**过程所做的功就小于等熵过程所做的功。在可逆等温过程中，通过伴随压缩过程的可逆传热使得气体的温度恒为入口温度。当然此过程也必须是无损失过程。尽管许多压缩机的最终排气温度远低于等熵排气温度，致使所需功率减少，然而几乎在所有情况下，压缩机所需的功率仍总是大于等熵功率，所以人们普遍地用等熵效率来评定压缩机。

1.2.5　容积式(正排量)压缩机理想循环

作为容积式压缩机的一个实例，考虑一台**往复式压缩机**，它将气体从吸气压力 p_s 压缩至排气压力 p_d。在压缩机术语中，比值 p_d/p_s 称为**压缩比**。压缩机的压缩比可与往复式发动机术语形成对照，往复式发动机的压缩比为容积比。往复式压缩机的**理想**压缩循环如图 1-2 所示。该图给出了以压力—曲柄转角、压力—气缸容积表示的循环过程。循环可以从点 1 开始说明。

点 1 表示活塞给出最大气缸容积时的止点中心位置。此时气缸中气体压力为吸气压力 p_s。随着活塞的运动，气缸容积减小，缸内气体受压缩，气体的压力和温度升高。在理想情况下，由于无摩擦和传热，过程是等熵的，所以可以应用前述等熵状态变化方程，利用已知的容积变化计算出压力和温度的变化量。

在点 2，气体压力增加到排气压力。此时在理想的压缩机中，排气阀将打开，且气流经过气阀时无压力损失。当活塞运动使气缸容积进一步减小时，缸内气体就排入排气管线，且

缸内压力维持不变。

在点3，活塞到达行程终点，气缸处于最小容积，排气阀关闭。随着活塞返回运动，气缸容积增加，滞留在**余隙容积**(有时称为**固定余隙**)内的气体在点3处发生膨胀，其温度和压力也随之下降。同样，由于无损失和传热，可以应用等熵状态变化公式计算压力和温度的变化。

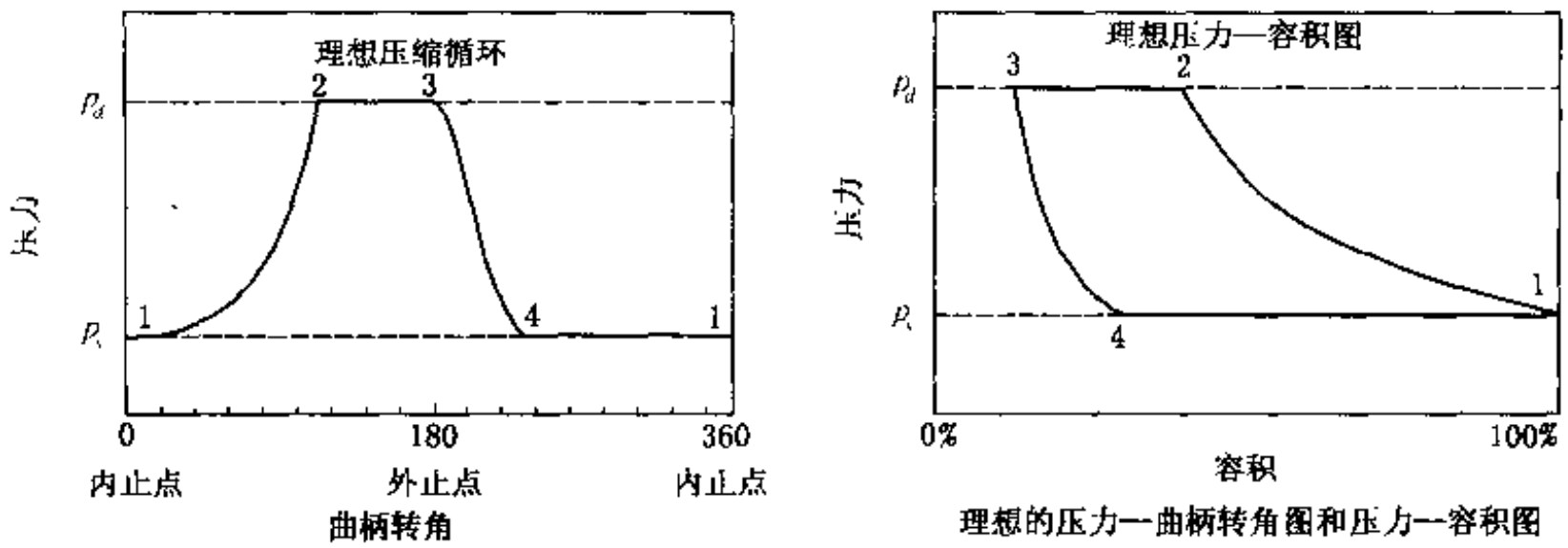


图 1－2　压缩机理想循环

在点4，压力已降低到吸气压力，此时吸气阀打开。当活塞运动进一步增加气缸容积时，气体通过吸气阀被吸入气缸内。当活塞再次到达止点中心点1时，气缸容积最大，吸气阀关闭，并重复以上工作循环。

利用压力—容积图或利用经过压缩机的气体温升，可以方便地计算**每循环所需要的功**和驱动压缩机所需要的**功率**。

设微小时间间隔内气缸容积变化为 dV，则对气体所做的功可表示为 pdV，故每个压缩循环对气体所做的功即为 pdV 在压缩循环内的积分，也就是说对气体所做的功等于压力—容积图中曲线所包围的面积(图 1－2)。注意每个循环所做的功和循环图中的面积相等这一结论不只是对理想气体才成立，因此导致所需功率增加的各种损失的大小都可以通过**示功图**(常称作压力—容积图)求得。(若指示图上压力单位为磅每平方英寸(psi)，容积单位为立方英寸，则图面积给出的做功将以英寸·磅(in·lb)表示，对以英尺·磅(ft·lb)表示的做功必须除以 12)。

一旦已知每个循环所做的功，则可以计算功率(马力)。若功以 ft·lb 表示，转速以 r/min 表示，则：

$$HP = WD\,N/33000$$

如果能测量或估计气缸中气体的传热量，则可应用能量方程计算单位时间内做的功。

$$\text{单位时间内做的功} = m(h_2 - h_1) + q[\mathrm{J}]$$

对于**无传热**的**理想气体**的循环，Q 为零，且 $h = c_pT$，则有

$$\text{功率 } PW = mc_p(T_2 - T_1)[60]$$

现在对于**理想气体的理想循环**，压缩为等熵压缩，可应用等熵关系并根据压比和吸气温度 T_1 计算排气温度 T_2。

$$\frac{T_2}{T_1} = (p_d up_s)^{k-1/k}$$

$$\therefore \quad \text{功率 } PW = mc_p T_1\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{k\ (k-1)} - 1\right][60]$$

对于**理想循环**，如果已知**入口压缩性系数**和**平均容积等熵指数**，功率可导出如下

对于**单位质量**的压缩气体：

气体流进气缸所做的功 $= p_1 V_1\left[\frac{1}{12}\right]$

气缸内气体获得的功 $= -\int_1^2 p\mathrm{d}V\left[\frac{1}{12}\right]$

对排出气缸的气体所做的功 $= p_2 V_2\left[\frac{1}{12}\right]$

$\therefore$　曲轴对单位质量气体所做的功 $= \left[-p_1 V_1 - \int p\mathrm{d}V + p_2 V_2\right]|144|$

注意到 pV^{n_V} = 常数，积分得：

$$\text{对单位质量气体所做的功} = \left[\frac{1}{n_V - 1}[p_2 V_2 - p_1 V_1] + p_2 V_2 - p_1 V_1\right][144]$$

$$= \frac{n_V}{n_V - 1}(p_2 V_2 - p_1 V_1)[144]$$

$$= \frac{n_V}{n_V - 1} p_1 V_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{(n_V - 1)/n_V} - 1\right][144]$$

$\therefore$　单位时间做功 = 功率

$$PW = \frac{n_V}{n_V - 1} m p_1 V_1\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{n_V - 1/n_V} - 1\right][(144)\cdot(60)]$$

（或使用修正的理想气体状态方程（$p_V = ZRT$））

$$= \frac{n_V}{n_V - 1} ZRT_1 m\left[\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{n_V - 1/n_V} - 1\right][60]$$

理想压缩机终端的**排气量**，即通过压缩机终端的流量，也可通过压力—容积图计算。在理想压缩机中，气缸吸入的气量等于气缸排出的气量，且等于 $m_1 - m_4$，此处点 1、4 的规定见图 1－2。如下述定义，压缩机的排气量常以**容积效率**的形式给出。注意无任何损失的气缸的容积效率低于 100%。容积效率只是把实际排气量和无余隙气缸的排气量关联起来，它并不能给出气缸效率的有关信息。

每个循环的排气量 $= M_1 - M_4 = \rho_1(V_1 - V_4)\left[\frac{1}{1728}\right]$

容积效率定义为 $VE = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3}$

每个循环的排气量 $= \rho_1 VE(V_1 - V_3)\left[\frac{1}{1728}\right]$

流量（单位时间排气量），$m = \rho_1\ VE\ N(V_1 - V_3)\left[\frac{1}{60 \times 1728}\right]$

现在 $V_1 - V_3$ 为行程容积（V_{SW}）

若已知平均容积等熵指数，容积效率可以计算如下：

$$VE = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_3} = 1 - \frac{V_3}{V_1 - V_3}\left(\frac{V_4}{V_3} - 1\right)$$

现在 $V_3/(V_1 - V_3)$ 为用行程容积分数表示的固定余隙容积，这也常称为**余隙**（CL），并

以分数或百分数的形式表示。利用容积等熵指数 n_1 的定义式，项 V_4/V_3 可以用压力比的形式表示，则有：

$$VE = 1 - CL\left[\left(\frac{p_3}{p_4}\right)^{1/n_1} - 1\right]$$

即

$$VE = 1 - CL\left[\left(\frac{p_d}{p_s}\right)^{1/n_1} - 1\right]$$

1.2.6 估算阀损失

对**实际阀门**的吸排气过程，气体流经阀门时必然会有压降。该压降会导致压缩机驱动功率增大，排气量下降。阀损失可估计如下。

为了估计阀产生的功率损失，通常**假设气体流经阀门时是不可压缩的**。由于吸入和排出过程中，气体压力保持相对稳定，故这种假设是合理的。同时假设连杆的长度足以保证**活塞的运动为正弦运动**，则活塞的速度可写成：

$$U_p = \pi NS\sin\theta\left[\frac{1}{12}\right]$$

现在若气体不可压缩，则通过阀的气体质量与活塞排出的气体质量相等。

$$m = \rho\frac{\pi B^2}{4}U_p\left[\frac{1}{(60)(144)}\right] = \frac{\pi^2}{4}\rho NSB^2\sin\theta\left[\frac{1}{(1728)(60)}\right]$$

然后假定用流过孔板的不可压缩流动表示通过气阀的流动，则：

$$\Delta p = \frac{m^2}{2\rho F_{eq}^2}\left[\frac{144}{32.18}\right] = \frac{\left(\frac{\pi^2}{4}\rho NSB^2\sin\theta\right)^2}{2\rho F_{eq}^2}\left[\frac{1}{(32.18)(60^2)(144^2)}\right]$$

注意对于所讨论的问题，公式中的 F_{eq} 是所有阀的**当量面积**。即对同样的气体、在相同流量下与气阀具有相同压降的理想孔板的面积。若假定整个吸、排气过程中阀门是全开的，那么就如阀门设计中公认的那样 F_{eq} 为常数。考虑阀门压降的影响后所修正的压力—容积图如图 1－3 所示。

为计算阀损失产生的功和功率损失，需要知道压力—容积图（图 1－3）上阀损失部分所占的面积。而这可以很容易地通过计算阀门的平均压降并乘以容积变化来求得。对上述压降表达式积分可求得基于气缸容积平均的平均压降。由图 1－3 可知吸气阀的平均压降为：

$$\overline{\Delta p} = \frac{\int \Delta p\,\mathrm{d}V}{V_1 - V_4}$$

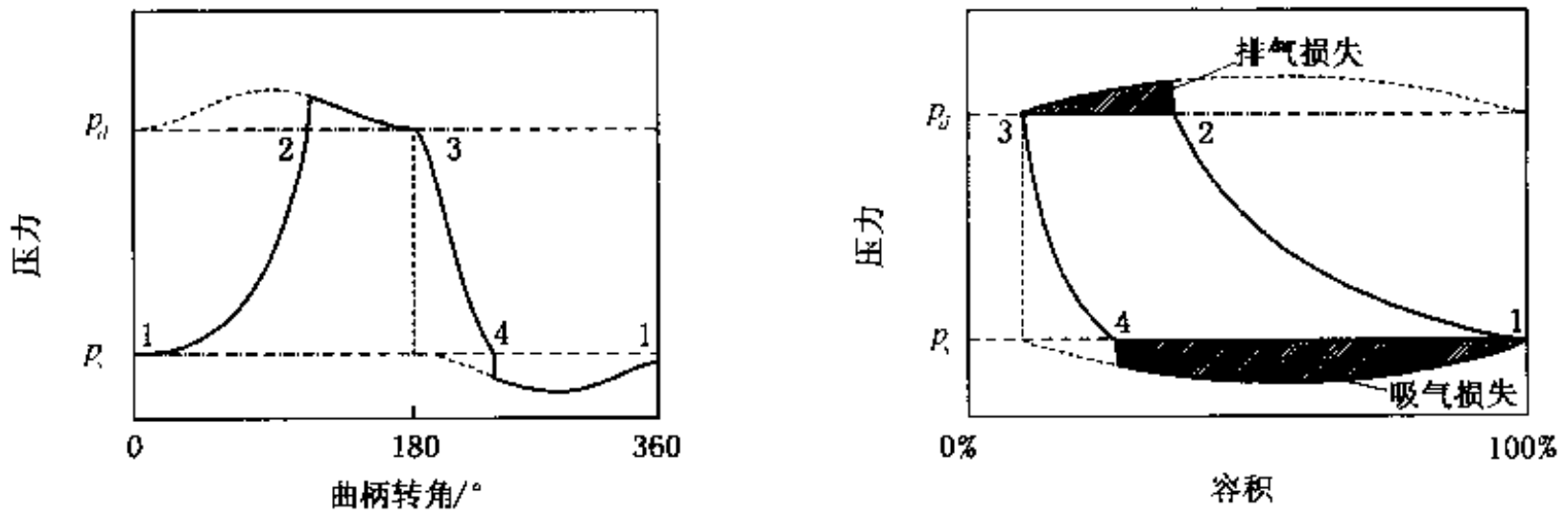


图 1－3 估计阀损失的循环

将 Δp 表达式代入上式，积分并简化得到：

$$\overline{\Delta p} = \frac{\rho}{2}\left(\frac{\pi^2 NSB^2}{4F_{eq}}\right)^2 \lambda\left[\frac{1}{(32.18)}\overline{\frac{1}{(60)^2}}\overline{(144^2)^2}\right]$$

式中　λ——$\frac{6VE^2}{3}-\frac{4VE^2}{3}$ 为此方程定义的积分系数。

对于排气阀可以得到同样的表达式

当压缩机压缩更重(更大的分子量)的气体，或在更高的转速下运行时，为在给定的气缸尺寸下达到相同的效率，需要更大的阀当量面积。

如前所述，只有当连杆长度与行程相比为长时，以上公式才成立。对实际的连杆长度，阀的 λ 值如图 1-4 所示。

容易求得阀产生的功率损失为：

$$\text{功率损失 } PW = N\Delta V\overline{\Delta p}\,\frac{1}{12} = N\Delta V_{SW}\,\overline{\Delta p}\,\frac{1}{12}$$

$$\text{即功率(马力)} = NVEV_{SW}\overline{\Delta p}\left[\frac{1}{(12)}\overline{(33000)}\right]$$

注意对于排气阀，以上公式中必须使用排气容积效率。**排气容积效率**定义为每一行程($V_2 - V_3$ 与状态点 1 和 2 见图 1-2 中定义)中气缸排出的气体的实际容积除以行程容积 V_{SW}。

即：　　排气容积效率 $VE = \dfrac{V_2 - V_3}{V_{SW}}$

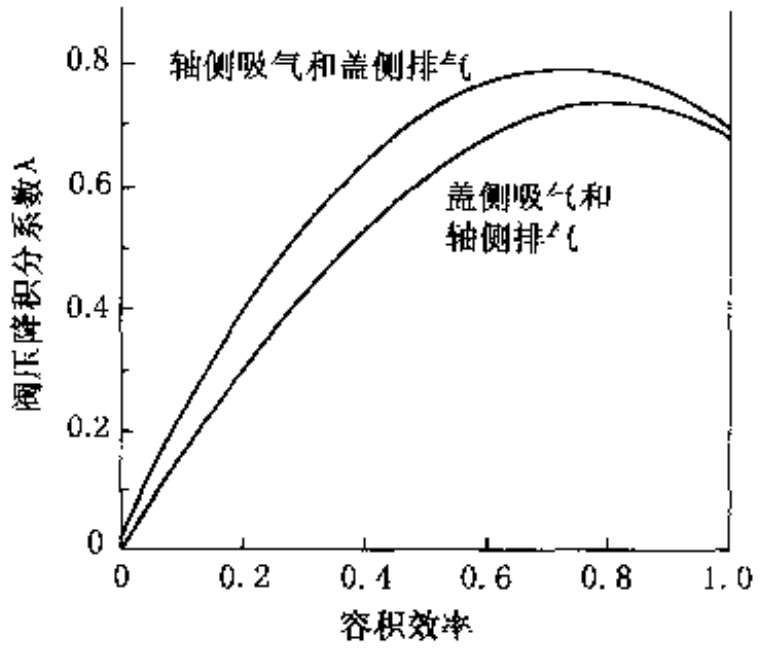


图 1-4　计算阀压降的积分系数

1.2.7　理想压缩机的动力循环

在动态的压缩机中，运动部件增加气体速度，气体获得的动能又被转变为压力能。通常转子中将同时出现上述两个过程，并且气体将以比入口更高的压力、更快的速度离开转子，气体的部分动能将通过扩压过程(即流经一个扩张流道)在静子中转变成压力能。

若忽略热量的传递，则气体稳定流动的能量方程可表述为：转子中气体滞止焓的增加等于转子对气体所做的功。由于静子未对气体做功，故静子中滞止焓维持恒定。无论过程效率的高低，以上关系均成立。对一个完全无效的过程，只有温度的升高而无压力的增加。而对有效的过程，压力和温度都会增加

对于无损失和无传热的压缩机，压缩过程将是等熵过程。对于给定初始压力、初始温度以及终了压力的压缩过程，可以通过 Mollier 图或状态方程求得焓的增量。对于理想气体，可计算如下。

$$T_{2s} = T_1\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{k-1/k}$$

$$h_{2s} - h_1 = c_p(T_{2s} - T_1)$$

等熵效率为等熵压缩过程所需做的功除以实际功，其计算如下：

$$\text{等熵效率} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

因为动能可以在扩压器中转换成压力能，所以有时把排出气体比吸入气体多出的那部分动能也当作压缩机的有效输出，此时就应使用实际的滞止焓，即

$$\text{等熵效率} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_{o2} - h_{o1}}$$

参 考 文 献

1. *Gas Properties and Compressor Data*, Ingersoll-Rand Company Form 3519D.
2. Edmister, Wayne C., *Applied Hydrocarbon Thermodynamics*, Gulf Publishing, 1961, L. of C. 61-17939.
3. Reid, Robert C., John M., Prausnitz, and Bruce E. Poling, *The Properties of Gases and Liquids*, 4th Ed., McGraw Hill, ISBN 0-07-051799-1.

第 2 章　压缩机性能——容积式压缩机

Derek Woolatt
Manager, Valve and Regulator Engineering
Dreser-Rand Company & (Screw Compressor Section)

Fred Heidrich
Dresser-Rand Company

2.1　压缩机的性能

2.1.1　容积式压缩机

所有容积式压缩机的工作原理和损失机理均相同，但在不同压缩机中不同损失的相对大小并不一样。例如泄漏损失，在有油润滑的往复压缩机中，若活塞环的性能良好，则泄漏损失很小；但在干式螺杆压缩机中，泄漏损失很大，特别地，当螺杆式压缩机的速度低而压力比高时，泄漏损失更大。又如，对气体进行冷却对压缩机是有益的。但在往复压缩机中冷却效果差，而在液体冷却的湿式螺杆压缩机中，气体几乎能得到充分冷却。

所有类型的容积式压缩机均有余隙容积，包含排气终了时排出压力下的气体。有些类型压缩机的余隙容积很小，而另外一些压缩机的余隙容积较大。有些压缩机，如往复压缩机的余隙容积大，但可通过将排气终了时的高压气体重新膨胀至吸气压力来回收对这部分气体所做的功；而其他类型的压缩机，如螺杆式压缩机，虽然余隙容积内的高压气体也会膨胀至吸入压力，但是并不能回收对这部分气体所做的功。

有些压缩机，特别是具有固定排气孔的压缩机，以固定的容积比操作(对给定气体来说，等同于压力比固定)。当容积比偏离此固定容积比时，压缩机的效率会低于最佳值。其他类型的压缩机，由于排气孔大小要么可以用滑片调节，要么使用气动阀。因而，其操作效率在任意压力比下都可取得最佳值。

以下的讨论内容是针对往复压缩机的应用的，而对其他类型的压缩机也可作类似的考虑。

2.1.2　往复压缩机的额定值

压缩机机身和气缸的每一个零部件都有设计极限。为确保所有的零部件都在设计极限内运行，每一个机身和气缸都有在使用时不能超过的额定设计值。下面讨论了用于压缩机计算的各种载荷。

每个**气缸**都有一个**最大允许排出压**力。压缩机所有零部件均受到交变载荷的作用，必须依据疲劳计算确定气缸的许用压力。

每个**气缸**都有一个**最小余隙**。它决定了气缸容积效率的大小，因而在给定压缩介质和压力比的情况下，也决定了气缸排气量的大小。在不需要最大排量的特定场合，该余隙可适当增大。

每个**气缸**都有一个确定的**气阀数量**和**气阀尺寸**。气阀数量偏少或者气阀尺寸偏小的气缸，若以正常的活塞速度压缩分子量大的气体，其损失增大，效率也会降低，特别是当压力比太低时损失更大，效率极低。

每个气缸都对运动的传动部件作用一个**杆力**，对静止部件作用一个**机身力**(见图 2－1)。机身力可由下式计算出来：

$$\text{机身力} = p_{he}A_p - p_{ce}(A_p - A_{rod})$$

式中 p_{he}和p_{ce}——盖侧和轴侧的气缸压力；

A_p 和 A_{rod}——活塞和活塞杆的面积。

在一个工作循环内，机身力的大小随缸内盖侧和轴侧气缸压力的变化而变化。因而，应计算出最大拉应力和最大压应力以确定静止部件和连接螺栓所受的载荷。

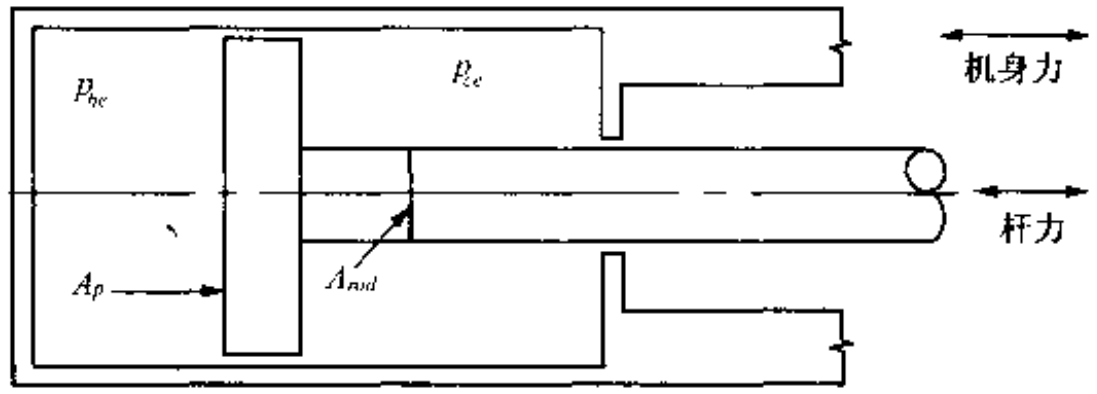


图 2－1 机身力和杆力

不同部件的杆的荷载，即分别作用于活塞杆、十字头、十字头销、连杆和曲轴上的力是各不相同的。对某一部件，人们感兴趣的是机身力加上除该部件外的所有部件的惯性力的合力。例如，通常计算的十字头销受的杆力等于机身力加上活塞(包括活塞环)惯性力、活塞杆的惯性力以及十字头的惯性力。惯性力等于质量乘以活塞的加速度，它在工作循环内是不断变化的。通常所指的杆力是指十字头销所受到的最大拉力或最大压力。

十字头销轴承的运动不完全是旋转运动，因为连杆以相当小的幅度摆动，这使得小头瓦的润滑十分困难，因为起承载作用的流体动压膜难以建立，而只能靠流体挤压膜承载。这就要求在每一个工作循环内，轴承载荷的方向要不断变化，一会儿受压，一会儿受拉。这样，一旦绘制出杆力图，**反向度**也就确定了。载荷反向度是指在曲轴旋转一周的过程中，杆力是拉力的曲轴转角与杆力是压力的曲轴转角相比较，其中较小的那个值。允许的最小载荷反向度的大小取决于具体结构并对每个机身都是通用的。

每个**机身**也受给定转速下曲轴所能传递功率的限制。对**每行程的功率**(数值较小)、**压缩机的总功率**(数值较大)都有限制。注意，压缩机的总功率是指最靠近驱动机的曲轴板传递的所有功率。

2.1.3 往复压缩机的选型

一旦吸气压力、排出压力、吸入温度、气体流量(即排气量)和介质组成等确定了，就可选用适当的压缩机来完成压缩任务。具体选择哪种压缩机，则需要综合考虑效率、可靠性和价格三种因素，通常应用下述原则来选择。

大部分工况下要求压缩机以大致相同的活塞速度运行。也就是说，长行程压缩机倾向于以较低的转速运行而短行程压缩机则倾向于以较高的转速运行。同时，短行程压缩机还倾向

于制成重量轻、小负荷型的　当需牺牲价格以获得最高的效率和可靠性时，可在正常范围内选用较低的活塞速度。压缩机的**转速**和**行程**可依据所需功率的大小确定　低功率的场合需要重量轻、行程短和速度高的压缩机，反之则需重量重、行程长、速度慢的压缩机。由于大型压缩机都尽可能地直接与原动机相连，因此，原动机的速度也影响到对压缩机的选择。

级数的选择。级数选择时需要考虑的因素有：一是允许排气温度；二是固定余隙下气缸的压缩比；三是效率。显然，如果用一级压缩时排气温度过高，就应该使用多级压缩。在对压缩机进行初步设计时，可用等熵温度来估算其级数，但是当计算的级数不是整数时，就应该更准确地计算压缩机的实际排气温度。作为初步估算，可假定所有级中的压力比都相同，但实际上，使低压级中的压力比稍高，而高压级中的压力比稍低总是有相当好处的。

几乎对所有的多级压缩机，气体在级间都要进行冷却。在进行级间冷却的情况下，将级数增至极限，将会提高压缩机的效率　这是由于级间冷却降低了气体温度，使实际压缩过程接近等温压缩，从而减少了压缩所需的功率。这一点可从压容图上看出。压缩气体所需的功由压容图上的面积大小表示。图 2－2 表示了同一场合下的单级和两级压缩过程。单级压缩过程是 1－2－3－4－1，而两级压缩过程是 1－5－6－7－3－8－4－1。当级间气体被冷却时(5－6)其容积减少。显然，以面积表示的两级压缩所做的功少于单级压缩所做的功。而且，当级间冷却器中有气体因冷凝析出成为液体并被分离后，以后各级中压缩气体的质量进一步减少，从而进一步节省了功。然而，随着级数的增加，气体依次流经的气阀数、级间管道和冷却器的数量都随之增加。若级数过多，气体流经气阀和管道的损失会抵消掉通过级间冷却所获得的好处，从而会降低压缩效率。

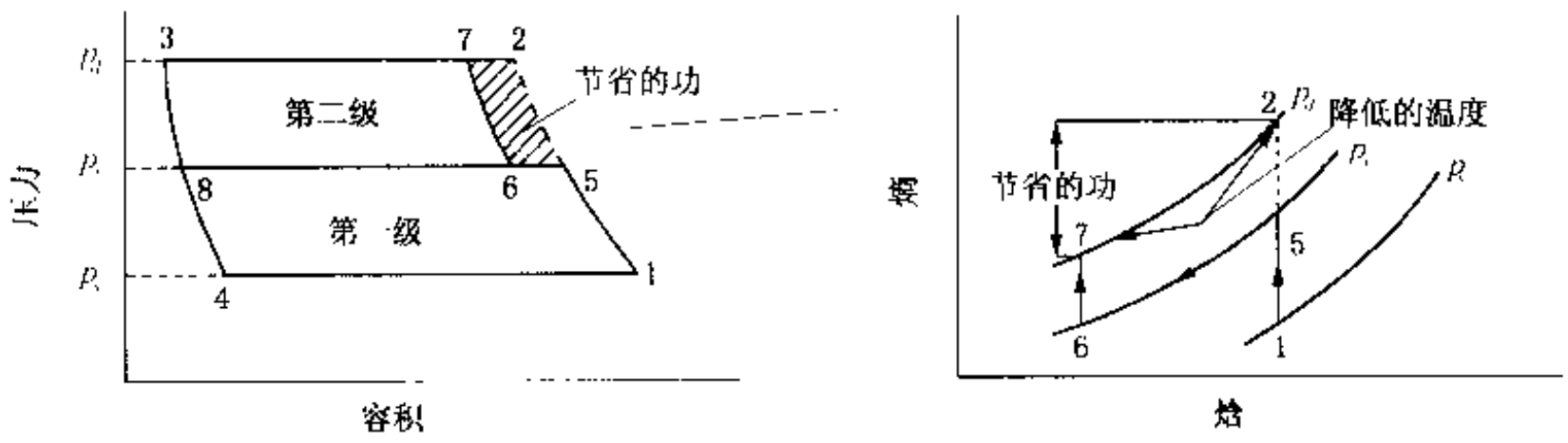


图 2－2　多级压缩的效果

一般来说，压缩同样的气体，压缩机的价格随级数的增多而升高，这是因为级数增多意味着需要额外配套的气缸、冷却器和管道。

某些情况要求压缩机中的部分气体以特定的压力通过侧线进入或离开压缩流程。这种情况下，级间压力的大小取决于所要求的特定压力的大小。

一旦确定了级数，就可选择**每级的气缸**了。通常，可从现有的气缸系列中来选取。在已知气体吸入状态和所要求的流量，并选定活塞速度和行程后，就可估算气缸的内径。将计算值与现有的气缸系列对照，看是否有某种型号的气缸满足要求。但必须认真核查以下几个方面。第一，气缸的压力等级必须足以保证压缩机在设计工况和意外情况下的安全性。气缸的压力等级应高于安全阀的设定压力。第二，对于机身部件来说机身力、杆力和载荷反向度都必须在机身部件的额定值以内。第三，考虑所有损失后，以最小余隙计算所得的排气量必须

满足使用要求。第四，气缸压缩气体所需的功不能超过机身部件所能承受的每行程的额定功。如果上述条件都满足，就可确定选用该气缸。为了获得该工况下最佳的气缸尺寸，可能还需进一步优化。若在现有气缸系列中没有满足所有条件的气缸，就需要设计一个新气缸，相应地，机身的承载能力应更强且每行程提供的功应更大；或者采用并联两个或更多个较小的气缸的方式来满足排气量的要求。注意，如果使用小气缸，机身力和每行程的功都会降低。一般来说，小气缸更适合于高压力比的场合，因此在同一级中并联使用多个气缸的方案通常可以满足所有的要求。

至此，压缩机的主要尺寸就确定了，但是还应进行比较设计或异常状态下的复核计算。其他因素例如压缩机传递到基础上的不平衡力，曲轴和传动系统中可能发生的有害扭转振动，压缩机布置方案的优化、效率、价格等，在最终完成设计前都要加以仔细地考虑。

2.1.4 排气量的调节

很多场合下，要求降低压缩机的排气量以满足工艺上的需要。下面几种方法可实现调节排气量的目的。

开/停机控制是主要应用于空气压缩机的一种简单控制系统。压缩空气系统中，当有大的缓冲罐时，压缩机首先向缓冲罐充气直至罐内气体压力高于实际所需的压力，然后压缩机停车。当罐内气体压力降到某一最低允许值时，压缩机再启动并始下一个充气过程。这种调节方式非常简单，也不需要另外的设备，但缺点是造成系统中的压力波动很大，频繁的开停车也会对压缩机造成损害。

如果可以使用**变速驱动机**，那么用改变转速的方法实现排气量的调节是一个非常理想的调节方法。它不用在压缩机上另外附加设备就实现了无级调节。对压缩机来说，降低转速不但容易实现而且有助于延长维修间隔。这种方法通常适用于由发动机驱动的压缩机，但现在越来越多地应用于由电动机驱动的压缩机。多数情况下，变速调节的范围不足以满足全气量调节的要求。因此，该方法常与其他调节方法联合使用。很多方法可以实现排气量的分级调节，此时，可以使用变速调节实现各级别间气量的微调。

压缩机的排气量也可通过**旁路**进行调节。它引导部分高压气体返回至入口，这显然很不经济，同时旁路内的气体也需要冷却。这种方法是此处讨论的所有方法中惟一一种显著降低了压缩机运行效率的方法。然而它简单、可靠、廉价，因此非常适合在启动或停车阶段短期内卸载压缩机。有时，也用进口节流的方法调节小型压缩机的排气量，它也是一种牺牲效率的方法。虽然也有效，但是应注意不要使压缩机过载。应注意的是，对绝大多数动力式压缩机，不可能在没有效率损失或发生喘振的情况下卸载，而容积式压缩机一般可在效率仅有微小变化的情况下(升高或者降低)卸载。

有些螺杆式压缩机具有可改变进气口大小的**滑片**，可实现在最大排量至最小排量范围内的任意调节。

可以使用不同的方法将往复压缩机气缸某一端卸载，从而使该侧气缸的排气量降为零。对每一级均是单个双作用气缸的压缩机来说，用这种方法可以实现气量的三级调节，即 0、50% 和 100% 三级。若每级的气缸不止一个，还可实现其他级别的调节。例如，如果某一级中有两个同样的双作用气缸并且气缸的止点间隙相同，那么排气量可以实现五个级别的调节，即 0、25%、50%、75% 和 100% 五级。若各端盖的止点间隙或工作容积不同，那么还可实现其他级别的调节。多级压缩中，第一级通常决定了整个压缩机的排气量，但是如果仅

仅将第一级卸载，会导致中间级气体压力发生极大的变化，并有可能使高压级气缸内的压力超过设计极限。因此，通常需要将所有级进行卸载。同时，对要卸载气缸的载荷反向度进行仔细的核查是非常必要的，因为卸载后可能不会出现载荷反向。对于卸荷气缸来说，需要考虑以下限制因素，如为防止过热应限制气缸在完全卸载状态下的连续使用时间，以及其他与气缸内润滑油或工艺液体堆积有关的问题。而在正常操作时，进入气缸的少量润滑油会与介质一起通过排气阀排出。

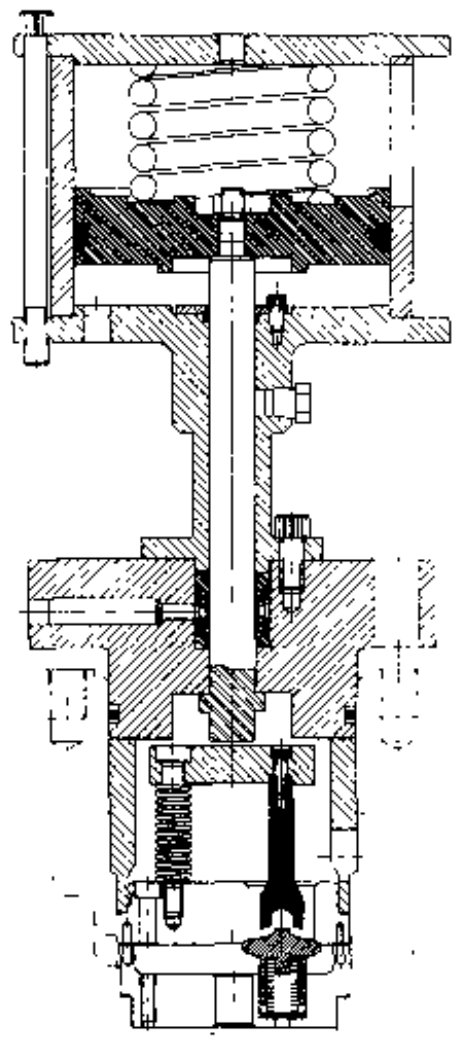


图 2-3　指式卸荷器

通常使用三种方法实现气缸端盖工作容积的卸载，其基本原理都是在气缸和进气管道间形成连接通道，因而使气体在其间来回流动而不受压缩。连接通道应有足够的流通面积以供气体流动，否则，不仅会造成极大的损失，而且由于消耗了不必要的功，气缸还会过热。如果压缩机需要以某固定排量(低于全排量)工作相当长的时间，则可将压缩机停车，**卸去吸气阀**。这样做损失很小，热量积累也很低，并且不需要附加设备，但是，当排气量要再次改变时，压缩机还必须停车。若要求在压缩机运行过程中就能调节其排气量，则可使用**指式、柱塞或孔卸荷器**。典型的指式卸荷器如图 2-3 所示，其压叉通常是气动的。气缸卸荷时，压叉把阀片从阀座上推开(因而也就打开了吸气阀)，并在整个循环内一直使吸气阀保持为打开状态。为获得足够的流通面积，通常需要为每一个吸气阀安装一个指式卸荷器。如果压叉在每个循环内都设计为有顶入和移出的操作，且其动作以一定的延迟量与吸气阀的关闭动作相配合，则气缸可实现 0～100% 排气量之间的调节。典型的柱塞或孔卸荷器如图 2-4 所示，要点是卸荷时使气缸和进气管路间的开孔打开。对于孔卸荷器，它将吸气阀上的一个孔(而不是阀)

a　孔卸荷器　　b　柱塞卸荷器

图 2-4

用作卸荷销孔。在某些情况下，卸去吸气阀会导致极大的效率损失，此时就可使用柱塞卸荷器，它使用一个中央带开孔的特殊吸气阀。正常运行时，中央开孔封闭；当卸载(降低气量)时，中央开孔打开，因而就使气缸和进气管道接通。柱塞或孔卸荷器通常是气动式的。

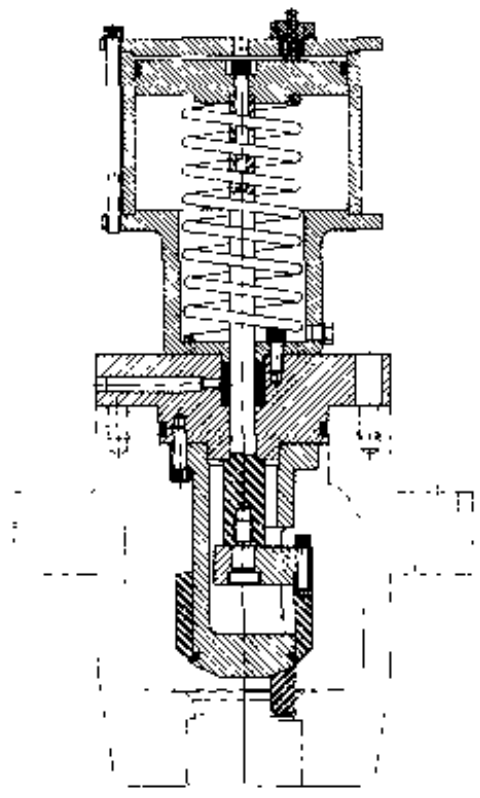


图 2-5 补助容积

如果排气量降低的不是很多(仍远高于零排量)，就可使用**补助容积法**进行调节，如图 2-5 所示。该容积是一个既可与气缸接通又可与气缸隔离的辅助容积，其动作由一个自动阀控制，该阀与柱塞或孔卸荷器上的控制阀类似。当接通补助容积时，气缸的余隙容积增大，压缩的气量减少。某些情况下，补助容积的大小可由一滑动活塞控制，进而实现排气量的连续调节。补助容积的大小可由需要降低的气量、气缸大小和压力比等因素确定。低压力比时，降低很小的排气量就需要很大的补助容积。大气缸时，可在气缸端部设置几个大小固定的补助容积，这样可实现气量的分级调节。如果在气缸两端都设置补助容积，且当同一级中有多个气缸时在每个气缸的两端都设置补助容积，这样就可提供相当多的气量调节级数。无论采用何种方法，仔细核查压缩机卸荷时任何可能的工作状态都是非常重要的，必须确保所有的气缸都工作在设计极限内以及排气压力、杆力、载荷反向度等都不超标。

2.1.5 压缩机的性能

压缩机的性能，也就是排气量(压缩气体的质量)和压缩气体所需功率的大小，是受设计中多种因素影响的。下面就其中一些因素进行讨论。首先针对往复压缩机，再针对螺杆式压缩机，分别讨论各自的影响因素。其他的容积式压缩机的损失形式与此类似。所有形式的压缩机都有流动、传热、由高压区向低压区的泄漏所造成的能量损失，某些形式的压缩机还有与气阀有关的能量损失。

2.2 往复式压缩机

2.2.1 压缩机气阀

气阀是往复压缩机中最关键的零部件，这是因为它对压缩机的效率(功率和排气量)和可靠性有着关键性的影响。压缩机气阀实质上是单向阀，但对它的要求近乎苛刻，例如，约 10 亿次的高可靠性工作循环，启闭时间以毫秒计，反方向的零泄漏，正方向的低压力损失等。更严重的是，它们经常粘附着粘性粉尘，在高腐蚀性的含尘气体中工作。

气阀从几个方面影响着压缩机的性能，即气体流经气阀时的压降、反向的气体泄漏以及不能及时闭合(如理想气阀那样)导致的延迟等。典型气阀的动态特性如图 2-6 所示。注意：①由于它的惯性，气阀不能瞬间开启；②由于撞击升程限制器所致的弹力，气阀不能在开启的全部时间内维持在全开升程的高度上；③不是恰好在死点时闭合。所有这些因素都影响到了压缩机的排气量和所需压缩功的大小。

第一章中介绍了一种简单计算方法，用它可计算出因气体流经气阀时的压降而造成的能量损失的大小。然而，它是假定气体流经气阀时，气阀在全部开启时间内都处于全开状态为更准确地估计能量损失，可用加权的平均升程代替全开升程来计算，平均升程由气阀升程

图 2－6 计算. 显然，平均升程低于全开升程，因而气阀的平均通流面积小于完全开启时的通流面积。因此实际的能量损失大于"理论"计算所得的数值。偶尔地，上述计算方法会包含一项误差，该误差使它多估了部分能量损失。但多数情况下，理论计算所得到的能量损失与实际值吻合得很好。该方法的一个假设是气体是不可压缩的，即假定在阀开启时，压力损失立刻增加到用活塞速度计算所得到的数值。实际上，由于气体的可压缩性，以及如图 2－7 所示的那样，在阀开启的瞬时压降是从零开始逐渐增加的。由于阀片的惯性，气阀开启需要一定的时间，在该时间段内，初始时压降低于理论估计值，而其后则高于理论估计值。上述因素再加上气阀早在行程结束之前就已经开始关闭的事实，导致了误差的相互抵消。

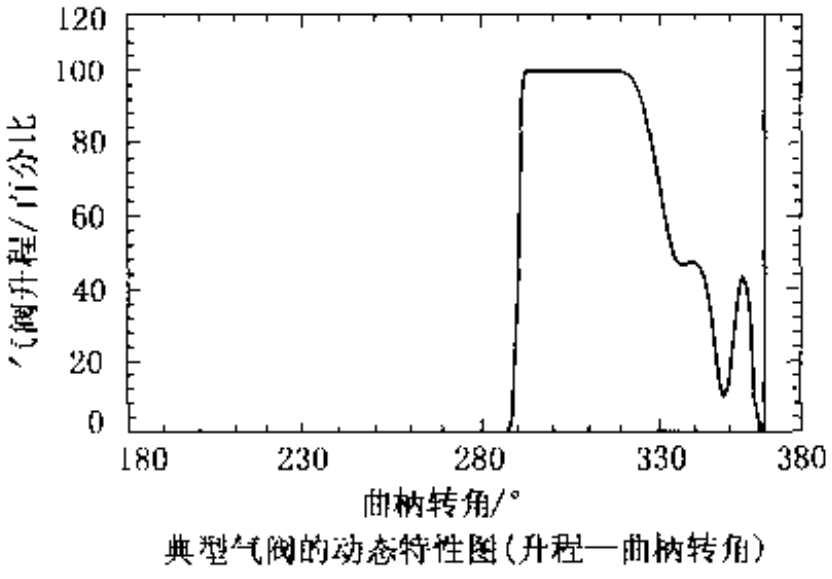


图 2－6　典型气阀的动态特性图

气阀会造成能量损失是显然的。虽然其对排气量的影响不十分明显，但却同样重要。气阀从三个途径影响压缩机的排气量：

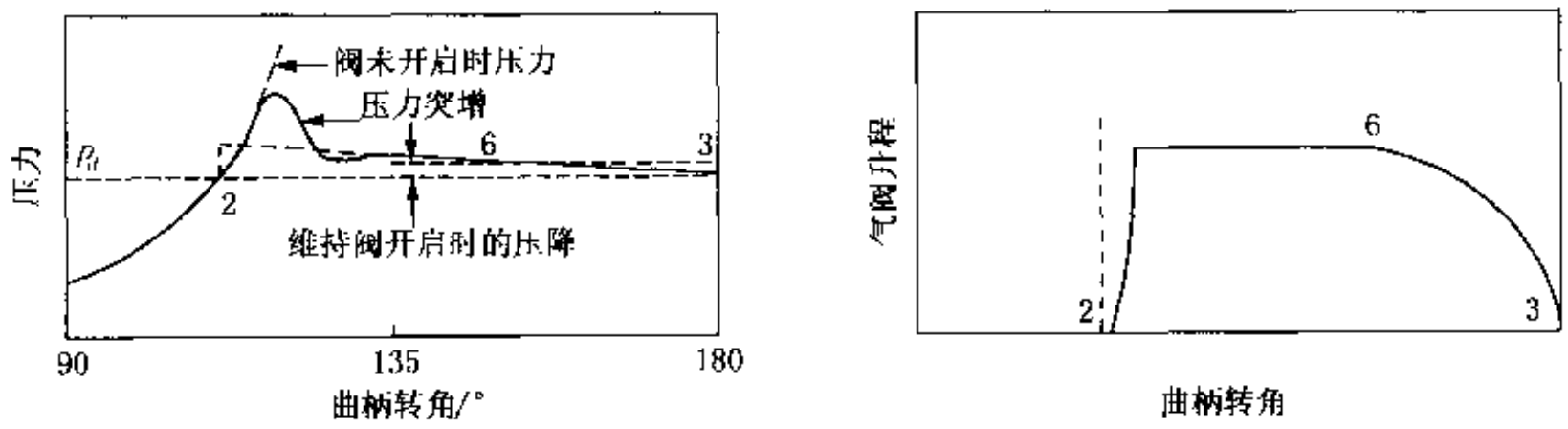


图 2－7　气阀的开启闭合过程

1. 由于气阀不是恰好在死点位置闭合，因此，封闭在气缸内的气量决不是简单理论分析所预期的气量。虽然依据设计，气阀弹簧在死点位置附近应完全闭合气阀，但实际上，气阀闭合时对应的曲柄转角随应用场合的变化而变化，并与运动部件(阀片)和底座贴合的紧密程度有关。贴合的紧密程度与阀上粘附液体或粉尘的性质及数量有关。在吸气过程中，气阀闭合时气缸的容积小于最大气缸容积，因而封闭在气缸内受压缩的气体较少。注意，弹簧过硬会使气阀过早关闭，弹簧过软会使气阀延迟关闭，这都会降低压缩机的排气量。在排气过程中，气阀关闭时的气缸容积大于最小气缸容积，因而漏入气缸的气体较多。这部分多出的气体被重新膨胀至吸入状态，而不是以高压排出。

2. 气体被与气阀流动损失有关的能量加热。这样，当气阀关闭后，缸内封闭气体的温度高于吸气温度，因而密度降低，故吸入气缸并受到压缩的气量减少。气体温度升高的情况可参考图 2－8 进行讨论。考虑一团气体由初始状态"s"经过气阀的节流进入气缸，达到状态"5"，5 点的压力为缸内气体在此刻的压力。此过程既不做功也不与外界进行热交换，根据稳定流动的能量方程，是一个等焓过程。对理想气体，它也是一个等温过程。由于在行程的

末端，活塞的速度逐渐降低，阀的压降逐渐降低，而缸内气体压力逐渐升高。我们所研究的气体团由状态"5"等熵压缩至状态"1"，温度随之升高。

3. 若气阀的压降极大，就可直接导致排气量损失。当气阀的当量通流面积太小，气流不能以足够快的速度流经气阀充满气缸时，气阀压降就会极大。这会导致在吸气行程终了时，缸内压力低于吸气压力，吸入的气体量会减少排气量。

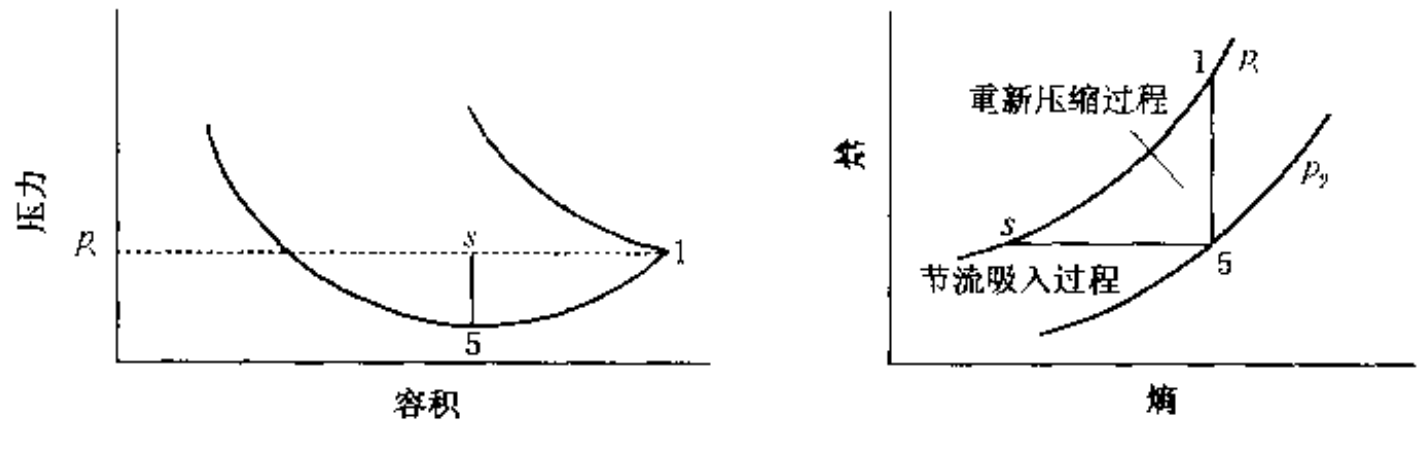


图 2-8 气阀损失影响排气量的示意图

2.2.2 流道损失

当预测压缩机性能时均需考虑上面所述的气阀损失。而气体流经气缸其余部分时产生的压降，尽管在量级上与气阀损失相当，但通常忽略不计。近年来，气阀的当量通流面积增加了，其他流动损失造成的影响也越来越重要。这些损失主要发生在三个地方。第一，为减小余隙容积，设计气缸时通常将从吸气阀到气缸和从气缸到排气阀之间的流道设计得很小。第二，缸体内支撑气阀的部件和排气量调节装置都会对气体的流动起节流作用。第三，气缸内气阀与端盖间的流道也会造成气体的流动损失。

这些损失完全以与气阀损失的方式影响压缩机性能——功率和排气量。

2.2.3 压力波动损失

上述讨论中，我们假定缸内气体压力周期性变化，而气阀管线侧的压力保持不变。事实上，由于气体在流进或流出压缩机气缸时是不稳定的，所以在进出气缸的管道内会有压力波动。压力波动的方式和幅度取决于气缸、气阀和管线的状况。计算这种压力波动的方法见第一章，而图 2-9 是一典型的计算结果。波动的详情取决于整个管路系统，而作为初步估计，可假定气缸是通过接管与恒压气源连接的。首先考虑吸气过程。当吸气阀开启、气体流入气缸时，气缸吸入流道内气体的压力通常会降低。该压降持续时间的长短取决于吸入接管的长度。如果吸入接管太短，压力会很快地回升至吸气压力，并在吸气压力处上下波动。如果吸入接管太长，在整个吸气过程中，压力可能都会低于吸气压力。这种压力降低对气阀损失的效果与所讨论的气缸情况类似。由于这个压降，所以需要做更多的功以使气体进入气缸。类似地，在排气过程中排气阀管线侧的压力高于平均排气压力，因而压缩机也需要做更多的功。这种压力波动也会影响到压缩机的排气量，因为在气阀关闭的时刻，它会改变气阀在管线一侧的压力。如果在气阀关闭时，气阀外侧吸入接管内的压力高于平均吸气压力，气缸将会吸入更多的气体，因而排气量会增加。当然，所需的压缩功也会成比例地增加。反之，如果气阀关闭时，气阀外吸入接管内的气体压力低，排气量会降低。在排气过程中也有类似的效应。在实际的压缩系统中，需要做仔细的分析才能预测这种压力波动，并且实际系统中，

压缩机的排气量或功率既可能会升高也可能会降低。然而，由于维持波动的能量是由压缩机提供的，因而该波动不可能提高压缩机的效率，并且排气量的增加必然需要多做相应的功来实现。

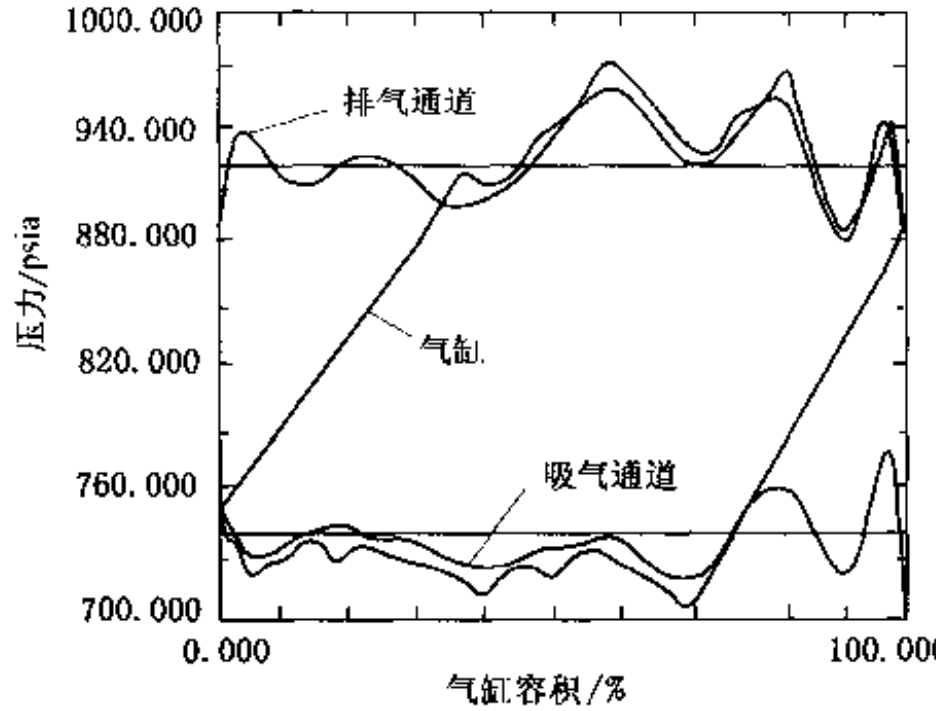


图 2－9　典型的有压力波动的压容(pV)图

2.2.4　压缩机中的热传递

有些压缩机的气缸用液体通常是水进行冷却，有些小型气缸用空气冷却，而另外一些实质上不进行冷却，仅有少部分热量按自然散热的方式散失到大气中。如果冷却液－水或油－与压缩介质是混合的(许多螺杆式压缩机即是如此)，那么冷却效果足以使压缩过程接近等温过程，而这对提高效率是非常有益的。虽然许多往复压缩机的排气温度远低于等熵排气温度，但因冷却过程大都是在排气通道上进行的，所以提高的效率通常很小。大部分情况下冷却的目的，一是降低零件温度(特别是对塑料部件)以减少磨损；二是防止因部件温度不均匀所致的变形；三是减缓润滑油的老化变质。

冷却的效果难以计算，并且也不准确。通常是通过试验来评估冷却的实际效果。

多数压缩机中，热传递对性能最大的影响是，当气体流经进气流道、吸入口和气阀时对其进行了加热，这相当于提高了吸气温度。由于该效应的作用，气体的密度降低，因而气体的质量流率减小，而压缩功却没有显著地降低，因而降低了效率。

必须考虑容积式压缩机中气缸内的动态热传递过程。尽管在工作循环内气体的温度不断变化，但气缸壁和活塞的温度介于吸气温度和排气温度之间并基本维持不变。气缸壁的温度分布并不均匀，靠近排气阀位置的温度较高，而靠近吸气阀位置的温度较低。气缸壁面温度的具体分布状况取决于气缸的形式和冷却情况。吸气过程中，热量由气缸壁向气体传递，增加了气体的温度，也就降低了行程终了时封闭在气缸内的气体的质量，因而降低了排气量。注意，由于此过程中压缩功基本不变，因而效率降低了。

压缩行程中的热量传递也会影响压缩机的性能。在压缩过程的前半部分，气缸壁面的温度高于气体的温度，气体受热，温度增加，压力升高；而在压缩过程的后半部分，热量由气体向壁面传递，气体温度、压力都降低。上述两方面作用的相对大小取决于气缸冷却的好坏。然而，由于缸内气体在吸气温度附近持续的时间大于在排气温度附近持续的时间，气缸的平均温度通常更接近于吸气温度，因此，在排气过程中，热量在气体和壁面间传递的总体

效果是降低了气体的温度，减少了压缩功。由于冷却使气体的温度降低，因而排气终了时残留在气缸内的高压气体的质量有所增加，致使压缩机的排气量稍微有所降低。

2.2.5 泄漏

所有的压缩机在其高压区和低压区之间都有滑动密封。这些密封都有某种程度的泄漏，降低了压缩机的效率。往复压缩机中，通常的泄漏途径是活塞环、双作用压缩机的活塞杆填料以及气阀闭合不严造成的反向泄漏。

气体通过双作用压缩机活塞杆填料以及单作用压缩机活塞环泄漏的原因很好理解。一些至少是受到了部分压缩的气体会泄漏至大气或废气管线中，因此造成了相应的能量损失，实际排气量也因这部分泄漏而减少。

吸气阀的泄漏有双重效应。除了通过气阀垫圈的泄漏外，气阀的泄漏会导致高温气体进入气缸的进气流道中，这与给气体传热的效果相同，因而对压缩机的排气量和效率有负面影响。通常，功率变化很小，具体地说它会减小，这是由于在压缩过程中气体压力降低的缘故。在多数情况下，热效应造成的损失大于泄漏直接造成的损失。

排气阀泄漏的直接后果是造成了压缩气体的浪费，因而降低了有效气体的流量，而所消耗的功率没有丝毫的降低。同时，排气阀的泄漏还造成了压缩过程中气缸内气体压力的升高，因而增加了功率消耗。另外，膨胀过程和吸气过程中，排气阀泄漏的高压气体会加热气缸内的其他气体，并降低缸内封闭气体的密度，因面降低了压缩机的排气量。

双作用气缸中活塞环的泄漏比较复杂。在某侧工作循环的低压阶段，气体由另一侧通过活塞环漏入该侧；相反，在该侧工作循环的高压阶段，气体通过活塞环漏至另一侧。无论何种情况，对泄漏气体所做的功都被浪费了，因为该部分气体必须重新压缩。此外，缸内气体总是加热从某侧漏入的气体。若吸气时经某一侧有大量的高压气体通过活塞环泄漏进来，由于加热效应，这就会降低封闭气体的密度，也就降低了压缩机的排气量。

2.2.6 举例

部分计算结果如图 2－10～图 2－17* 所示，计算时取工作循环为理论循环（有损失时的

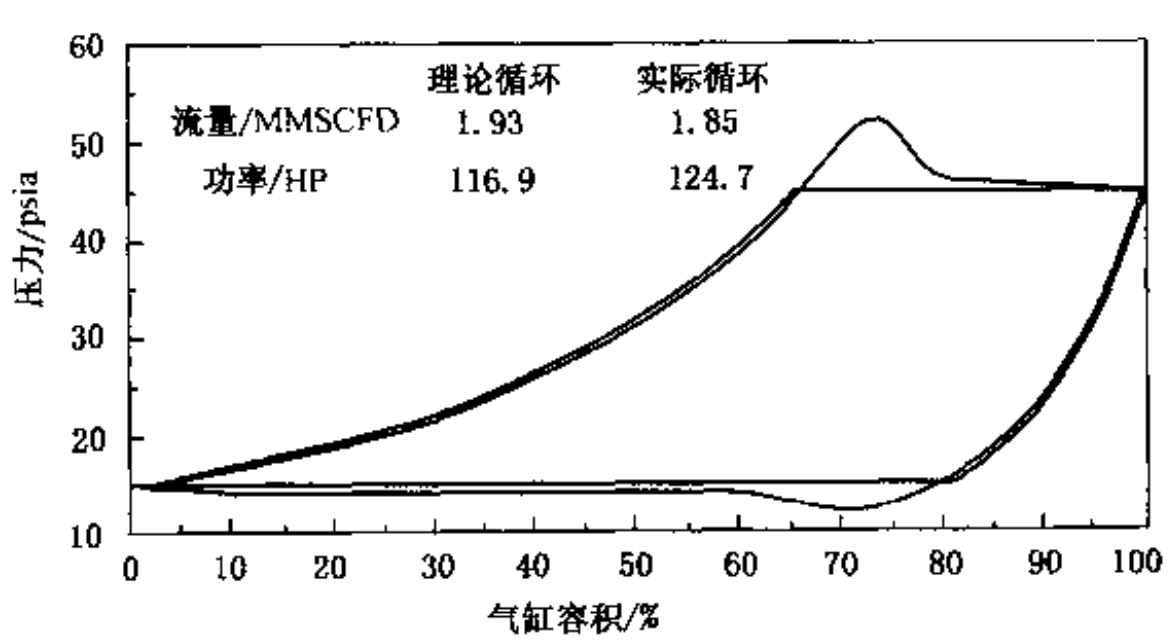


图 2－10 气阀和流道的流动损失对工作循环的影响

* Woollatt. D.，“往复压缩机性能影响系数”，Hydrocarbon Processing Magazine (June 1993)，Copyright (1993) by Gulf Publishing Co。版权所有。

计算除外)，在压容图上表示了损失的影响，同时还标出了由于损失的存在，流量和所需功率的对比情况。为了能在图中表示出损失造成的影响，各种损失都设得很大。从上面所述的讨论中，读者应能区分出存在损失时的指示图并理解其内涵。

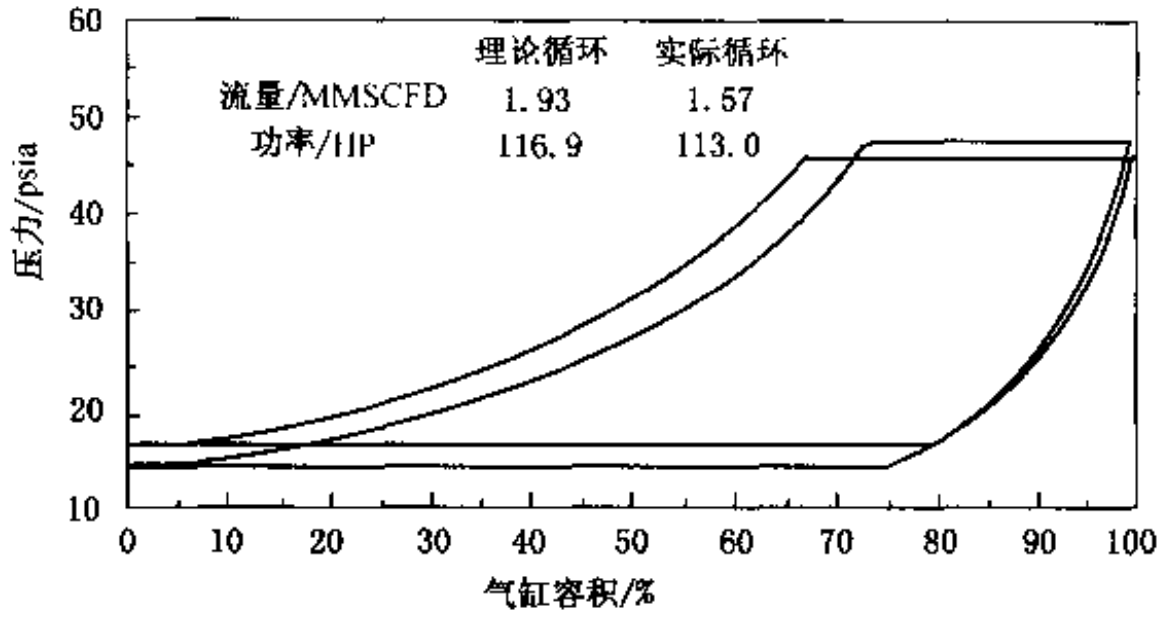


图 2－11　气阀弹簧预载对工作循环的影响(吸入压力低)

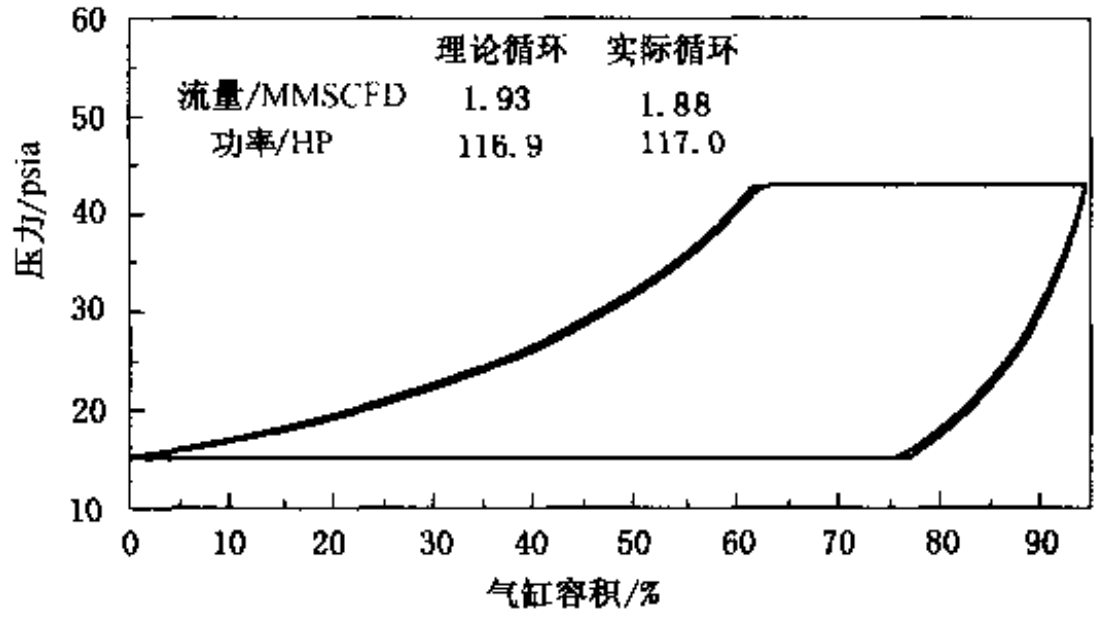


图 2－12　填料泄漏对工作循环的影响

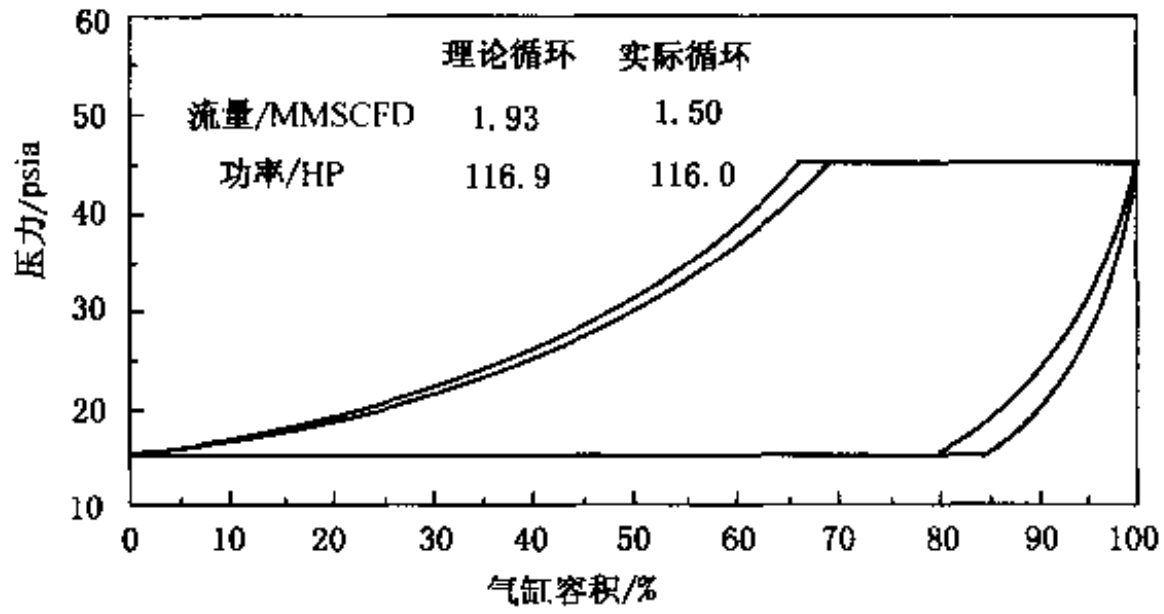


图 2－13　吸气阀泄漏对工作循环的影响

用压容图计算压缩机的容积效率是常用的方法，而且在不计泄漏和传热损失时，这也是一种测量压缩机排气量的适用方法。作为例证，考察排气阀泄漏时的情况。此时从压容图上看，由于泄漏的存在，容积效率提高了。但实际上，排气量降低了40%。与之对照，所需功率也可通过压容图准确地计算出来。

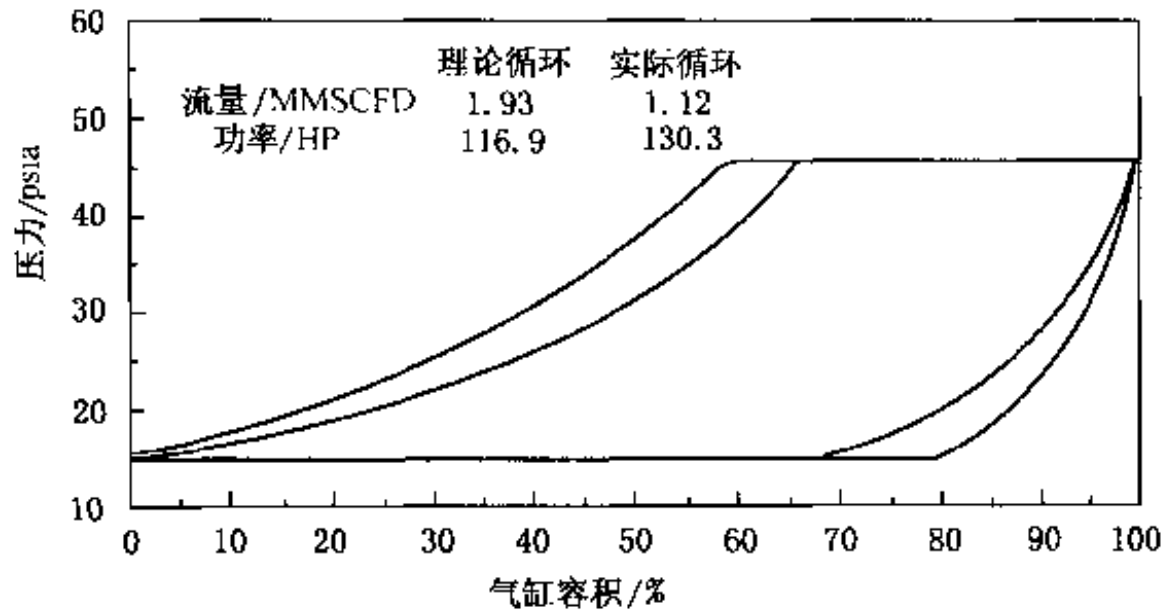


图 2－14　排气阀泄漏对工作循环的影响

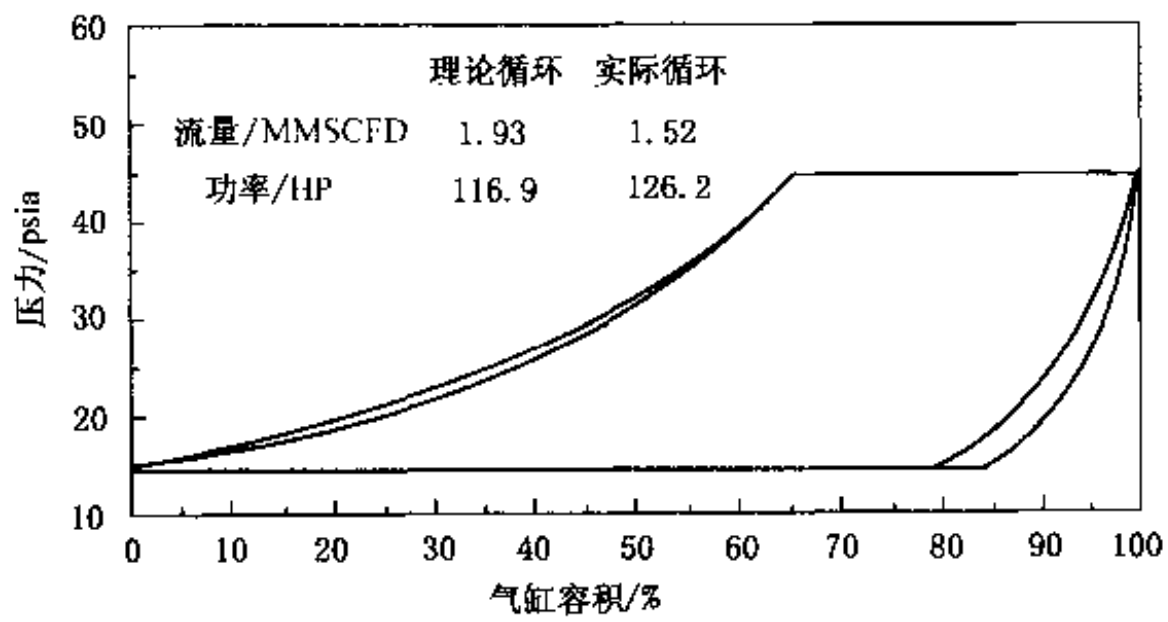


图 2－15　活塞环泄漏对工作循环的影响

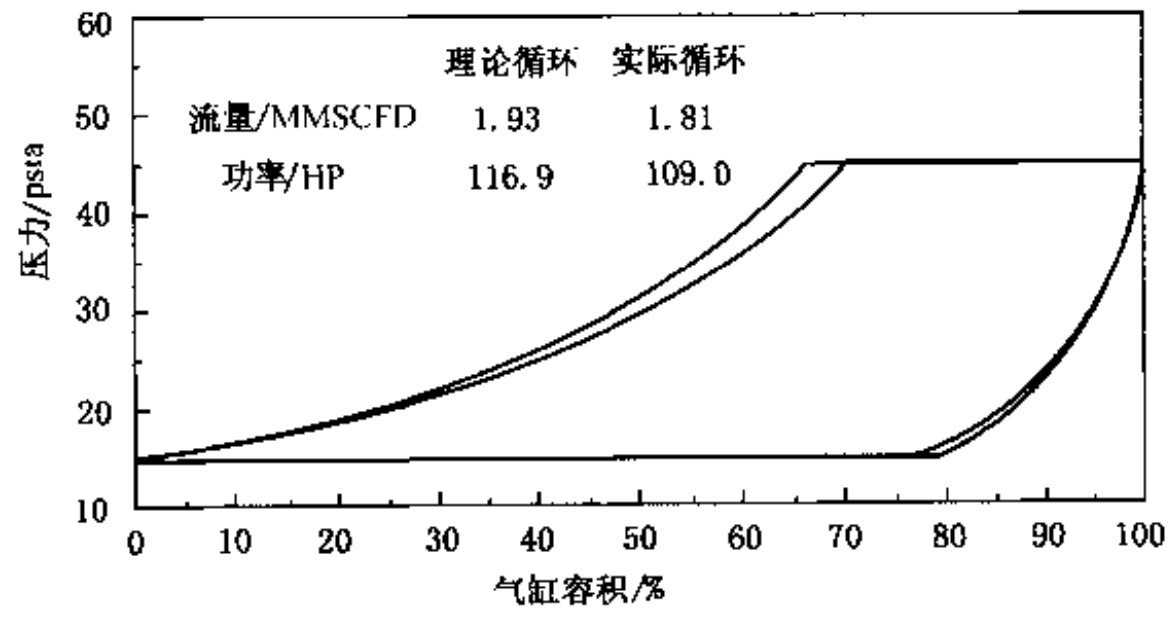


图 2－16　内部换热对工作循环的影响

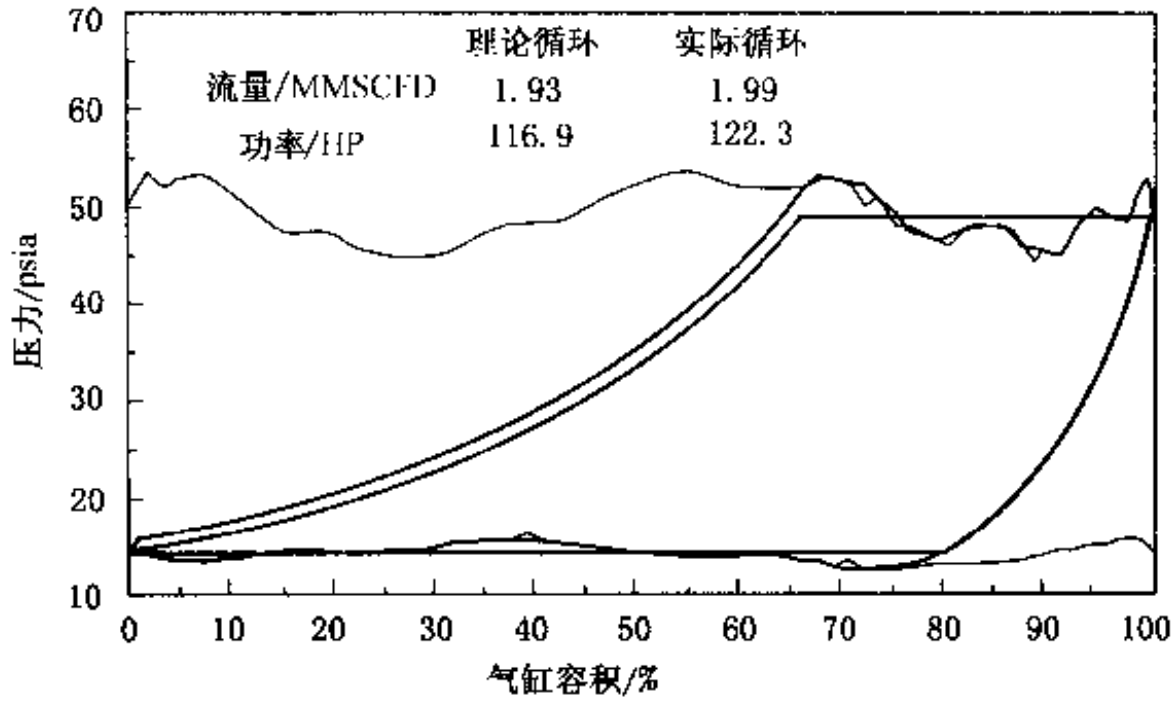


图 2-17　流道压力波动对工作循环的影响

2.3　螺杆式压缩机

2.3.1　吸排气口和气体流道的损失

螺杆式压缩机不是用气阀来控制气体通过压缩机的流动，因此，不能应用往复压缩机中典型的气阀损失公式。但是，可考虑其他的一系列的替代因素。通常，气体是通过在机体上加工出来的吸排气孔吸入、排出螺杆式压缩机的。如何设计吸排气孔并合理布置它们的位置是决定螺杆式压缩机总体效率的关键。确定吸气孔尺寸大小的原则是使吸气时的流动损失最小，排气孔也是如此。然而，对于排气孔来说，更关键的因素是它的位置。对于所有的容积式压缩机来说，气体压力的升高是通过逐渐减小封闭在压缩腔内的气体体积的方式来实现的。由于螺杆式压缩机没有排气阀，机内的压缩过程一直持续到排气孔口打开为止。因此，只要排气孔位置固定，螺杆式压缩机总将气体压缩至同样的容积比。如果排气孔位置布置得不合理，压缩机就会做部分无用功。达到压力的时间与气体的特性也就是等熵容积指数有关。若排气孔的位置比压缩曲线的要求更靠前，那么，在气体达到所要求的排出压力前，排气孔口就打开了，这意味着压缩机下游的高压气体将反向泄漏进压缩机的凹槽中，从而降低了压缩机的总的容积效率。另一方面，若排气孔的位置比压缩曲线的要求更靠后，那么，排气压力会在排气孔打开前就达到需要的值，导致气体受到过渡压缩，浪费了能量。自然地，浪费的该部分能量包含在等熵效率中。可使用各种各样的方法来确定排气孔的准确位置，使压缩机的效率保持最高值。

2.3.2　热传递的影响

与往复压缩机不同，螺杆式压缩机的单级压比可高达 20。之所以如此，是由于在工作循环中有相当数量的冷却剂注入到压缩腔中去。气体和冷却剂之间充分换热的结果是，不必以极高的排气温度为代价，就可获得得更高的压力比。压缩机输入功率用下式计算：

$$\text{输入功率} = m_{gas} h_{gas} + m_{coolant} h_{coolant}$$

式中　m_{gas}——气体的质量流率；

$h_{coolant}$——冷却剂的比焓增量；

$m_{coolant}$——冷却剂的质量流率；

h_{gas}——气体的比焓增量。

螺杆式压缩机性能的好坏是双重效应平衡的结果。如果增加注入压缩腔内冷却剂量，那么留给气体的有效容积就会减少，因此，从理论上讲，降低了排气量。但是，冷却剂的增加降低了排气温度，因此，使得压缩过程接近等温过程，提高了压缩机的等熵效率。在评估螺杆式压缩机性能时，两方面因素的影响程度都有相应的模型来计算。

2.3.3 压力波动的影响

同往复压缩机一样，螺杆式压缩机也受到管线内气体压力波动的影响，且其波动频率更高。同样，进出压缩机的管线也必须经过恰当的设计，也就是说，应有合理的长度和管径。典型螺杆式压缩机的转速为 3600r/min。螺杆形状不同，其每转的压缩次数在 6 到 12 次之间。因此，对性能的影响因素中，高频成分更为重要。

2.3.4 泄漏影响

与往复压缩机通过气阀、活塞环和填料的泄漏不同，由于螺杆式压缩机仅靠紧密的啮合间隙实现密封，所以螺杆式压缩机中的大部分泄漏都发生在以下部位：

1. 啮合转子间的相互作用面；

2. 转子和机壳之间的间隙。

在准确计算压缩机的性能时，必须考虑上述通道泄漏的影响。湿式压缩机中(气缸内注油或注水进行冷却)，液膜的密封作用使得泄漏减少。

螺杆式压缩机中，两根转子互相啮合，当阳螺杆的凸齿逐渐旋入阴螺杆的凹槽时，齿间容积减小，完成了压缩过程。为封闭齿间容积内的高压气体，啮合间隙必须紧密。如果两转子之间的啮合间隙太大，高压气体会泄漏回低压区，通常漏向吸入接管。这种泄漏损失降低了螺杆式压缩机的容积效率和排气量。

转子和壳体之间可能的潜在泄漏难以量化为性能损失。主动转子的凸齿有两个棱面，即主棱面和从棱面。主棱面面对排气区，从棱面面对吸气区，而在主棱面向从棱面的过渡区域发生泄漏。这就是说，在某个齿间容积完成气体压缩的过程中，该凹槽内的气体会泄漏至下一个凹槽(因为该凹槽内的压力低)，而同时又会接受上一个凹槽泄漏回的更高压力的气体，这两种泄漏并不能相互抵消。这种发生在转子和壳体运行间隙之间的泄漏，对性能的影响是两方面的。由于气体被不断地由一个凹槽传递到另一个凹槽，因而发生在其间的泄漏成为一种固定的流动损失；类似地，由于需要机器重新压缩已经被压缩过的气体，因而，它也是一种固定的能量损失。确定这些泄漏所造成的影响，对于确定压缩机的整体效率是非常重要的。

2.4 所有的压缩机

2.4.1 摩擦效应

所有的压缩机在其轴承和密封装置中都有大量的滑动部件，为了克服摩擦，需要消耗额外的功率。另外，任何发生在与气体接触的部件中的摩擦都会有加热气体的效果。据此考虑，工作循环中的摩擦可能会也可能不会对排气量有重要的影响。

第 3 章　压缩机性能——动力学特性

Paolo Bendinelli
Turbocompressors Chief Engineer
Nuovo Pignone

Massimo Camatti
Turbocompressors Design Manager
Nuovo Pignone

Marco Giachi
Turbocompressors R&D Manager
Nuovo Pignone

Eugenio Rossi
Turbocompressors Researcher
Nuovo Pignone

符号表

A = 面积
α = 绝对流动角
b = 叶片高度
β = 相对流动角
β_b = 叶片角
B = 阻塞系数
C = 绝对速度模数
C_ϑ = 绝对速度的切向分量
C_m = 绝对速度的径向分量
c_p = 定压比热或压力恢复系数
D = 直径或扩压系数
δ = 滑移角
E = 动能
Φ = 流量系数
h = 焓
h_o = 总焓
H = 载荷
K = 基于总压的损失系数
i = 冲角
μ_o = 标准状态下的粘度
λ = 总压恢复系数
m = 质量流量
M = 马赫数
M_U = 圆周速度的马赫数
n = 多变指数
N = 转速(r/min)
η = 效率
Q = 热量变化量或体积流量
γ = 气体比热比
ρ = 密度
ρ_0 = 总密度
p = 压力
Ψ = 载荷系数
p_0 = 总压力
r = 半径
R = 气体常数
Re = 雷诺数
σ = 滑移系数
τ = 扭矩或功系数
T = 静态温度
θ = 叶片扭转角
T_0 = 总温
U = 叶尖速度
V_s = 绝对切向速度效应

ω = 角速度(rad/s)　　W = 相对速度

Z = 压缩性系数或叶片数　　W_f = 摩擦损失

3.1 离心式压缩机概述

离心式压缩机是"动力"机械。它连续排出流体，并使流体获得从轴上的叶轮传来的能量，这些能量部分在叶轮内、部分在静子的扩压器中转化为流体的压力。离心式压缩机由下述几个部分组成(见图 3－1)：机壳(A)，机壳内包括一个称为"隔板束"(B)的静子部件；以及由转轴(C)、一个或多个叶轮(D)，平衡鼓(E)和止推环(F)组成的转子部件。

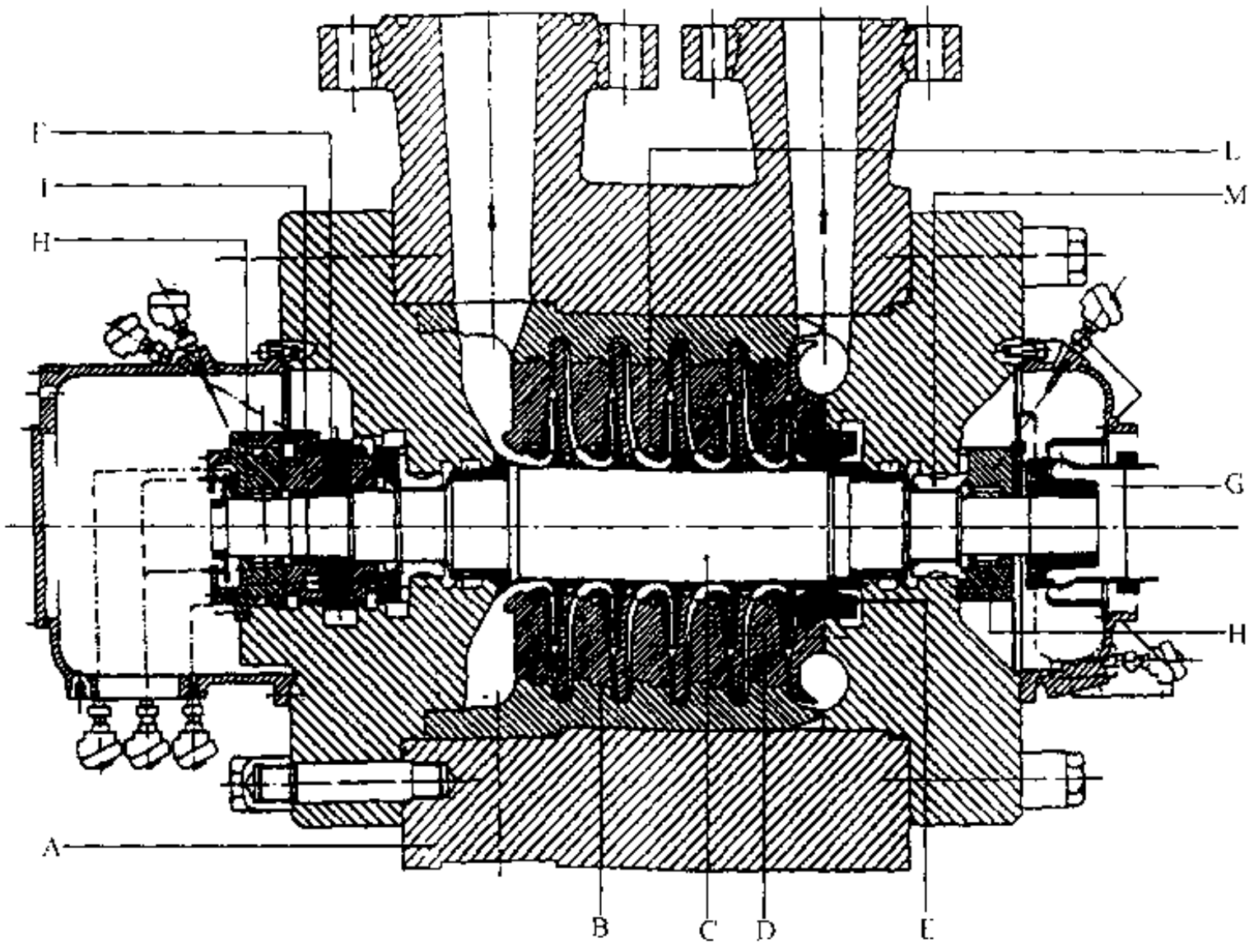


图 3－1　离心式压缩机剖面示意图

转子由轮毂(G)驱动，由止推轴承(I)实现轴向定位，并由径向轴承(H)支承。转子上装配有迷宫密封(L)，如有必要，轴端还可采用油封(M)。

气体由进气管进入压缩机的环形腔(进气蜗壳)，然后由四周沿径向均匀地流向中央(见图 3－2)。环形腔上进气管对面有一个肋片，用以防止产生气流旋涡。

气体流进入口隔板，接着被吸入第一级叶轮(见图 3－3)。

叶轮由两个被称为轮盘和轮盖的圆盘组成，轮盘和轮盖用叶片联接起来，叶轮则是热套在轴上的，并用一个或两个键固定。叶轮向外甩动气体，使气体的速度增大、压力升高；出口速度可分解为一个径向分量和一个切向分量(详见图 3－7)。在轮盘侧，叶轮全部受出口压力的作用(见图 3－4)；而在轮盖侧，叶轮的一部分受出口压力、另一部分受吸气压力的作用。因此，就产生了一个指向叶轮入口的轴向推力。

气体被叶轮甩出后紧接着流经一个环形腔(扩压器)，在其内形成螺旋形流动，气体的动

能减小、压力升高(与流体流经扩压管类似)。气体接着进入回流器。回流器是一个以两个形成中间隔板的圆环为界的环形空腔，在中间隔板上装有导叶，用以引导气体流向下一级叶轮

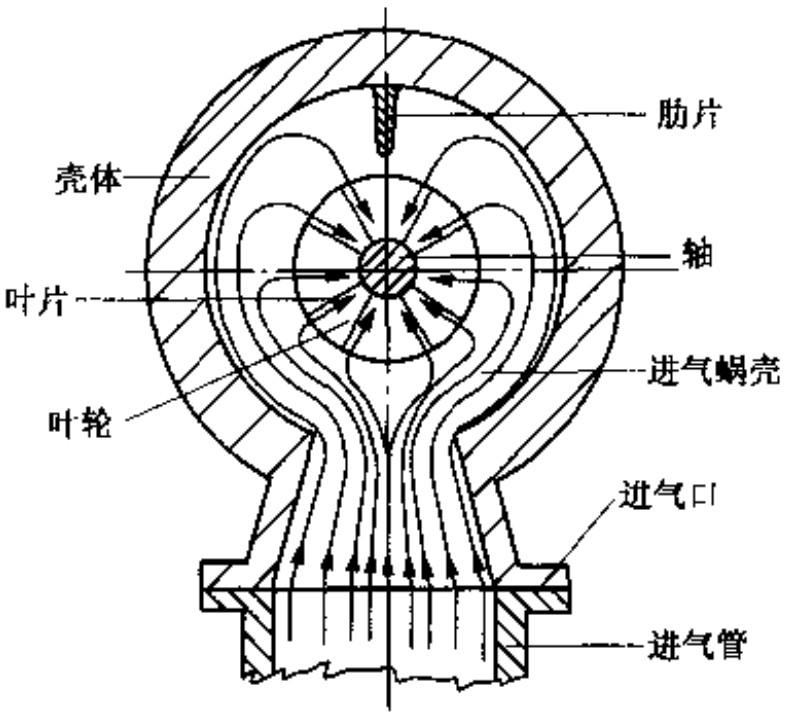


图 3－2　进气蜗壳内气体流动示意图

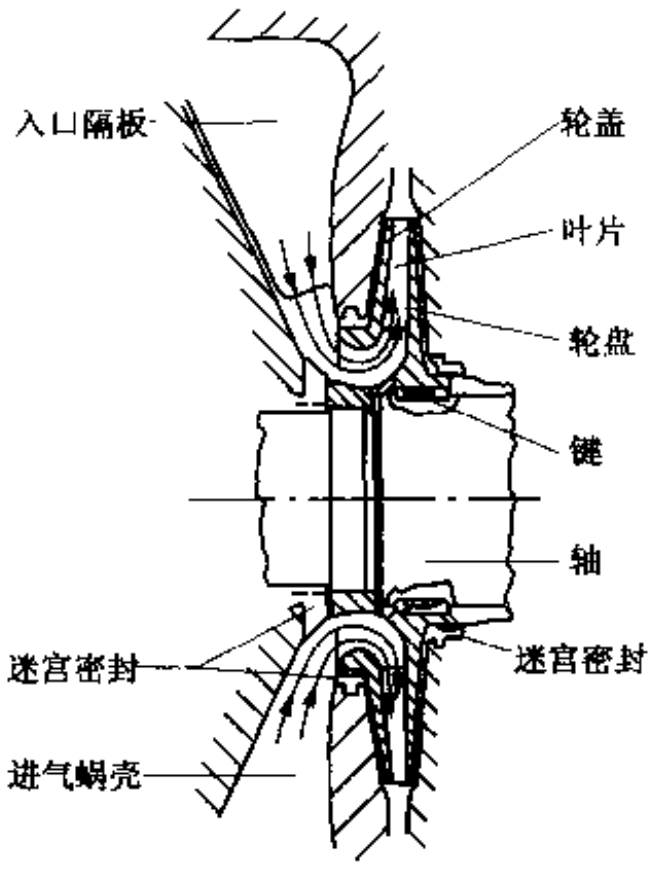


图 3－3　第一级叶轮剖面图

的入口(见图 3－5)。导叶经巧妙布置能使螺旋形流动的气流转变为直线流动，目的是使气流沿径向流出，再沿轴向流入下一级叶轮。气路在每级叶轮中都相同。

中间隔板上装有迷宫密封以使气体的内漏最小(见图 3－5)。迷宫密封由密封齿圈组成的，这些密封齿圈又由两瓣或多瓣齿环拼接而成。某段(所谓段是指压缩机两个相继的进排气接管之间的

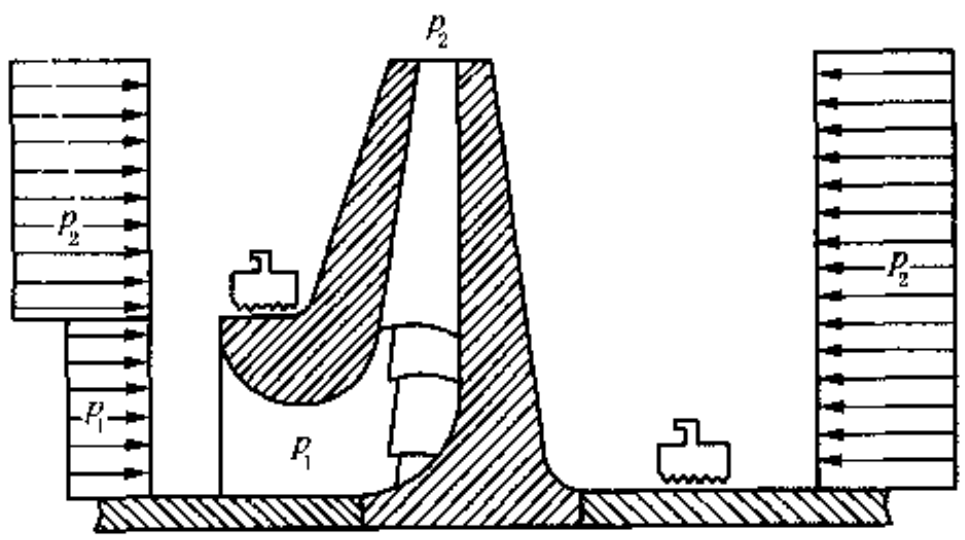


图 3－4　叶轮两端压力分布图

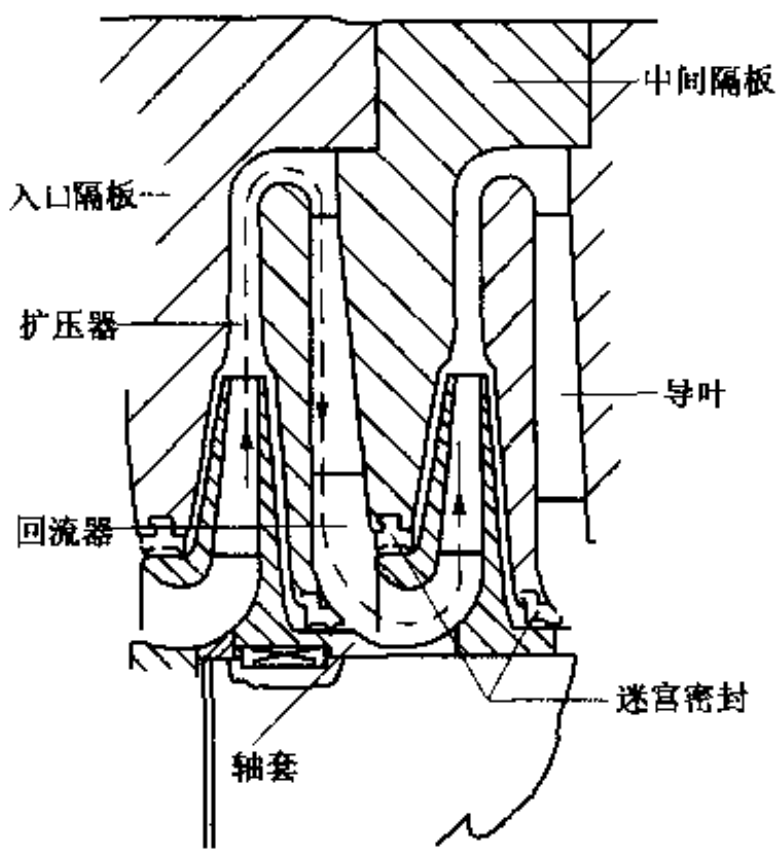


图 3－5　迷宫密封和中间隔板

部分)的最后一级叶轮将气体经扩压器送入一个被称为排气蜗壳的环形腔中(见图 3－6)。排气蜗壳自扩压器的末端收集气体并将气体引导至排气管。在排气接管附近另有一个肋片，用以阻止气流进一步沿蜗壳旋转并引导气流流向排气接管(见图 3－7)。

平衡鼓(E)在末级叶轮后(见图 3－1)，用于平衡叶轮产生的全部轴向力。平衡鼓一侧为末级叶轮排出的高压气体，另一侧用外接平衡管(见图 3－8)与压缩机入口压力连通。用这种方式，使作用在转子两端的气体压力近似平衡。为使压缩机两端轴封的密封压力更加一致，即使轴端油封的密封条件相同，在平衡室之间另外连接外部平衡管(见图 3－8)。

密封气室位于轴端迷宫密封外端。密封气室之间连通以获得相同的压力，气室压力作为密封油系统的基准压力(框图见图 3－8)。在特殊的应用场合，当密封油必须与工艺气体隔离时，将一定压力下的惰性气体注入平衡气室(缓冲气系统)，使惰性气体向气室内外两个方向泄漏以实现密封作用。

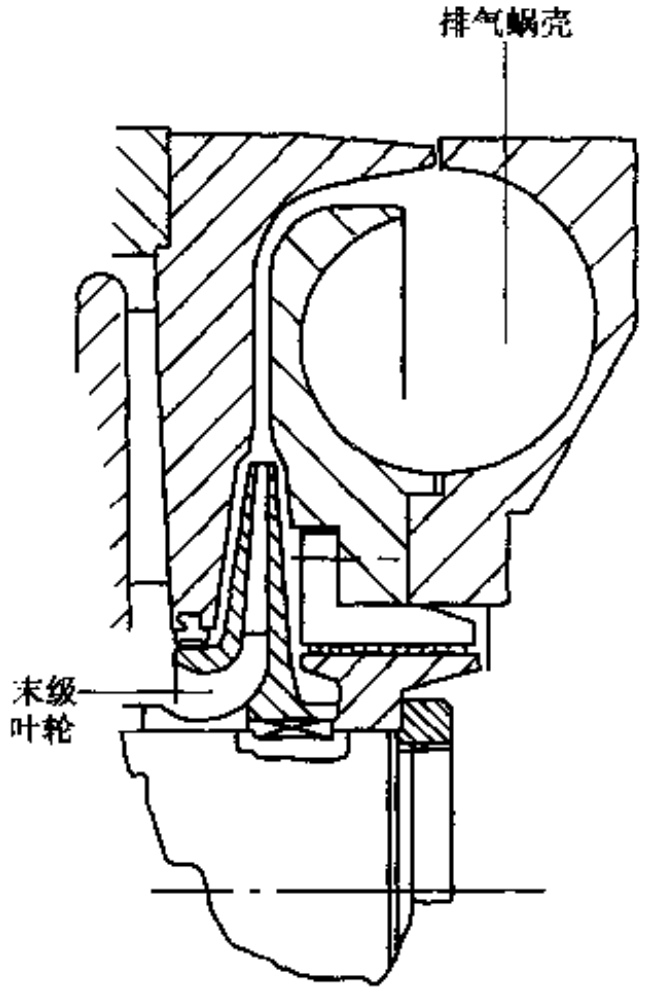


图 3－6　段的末级叶轮

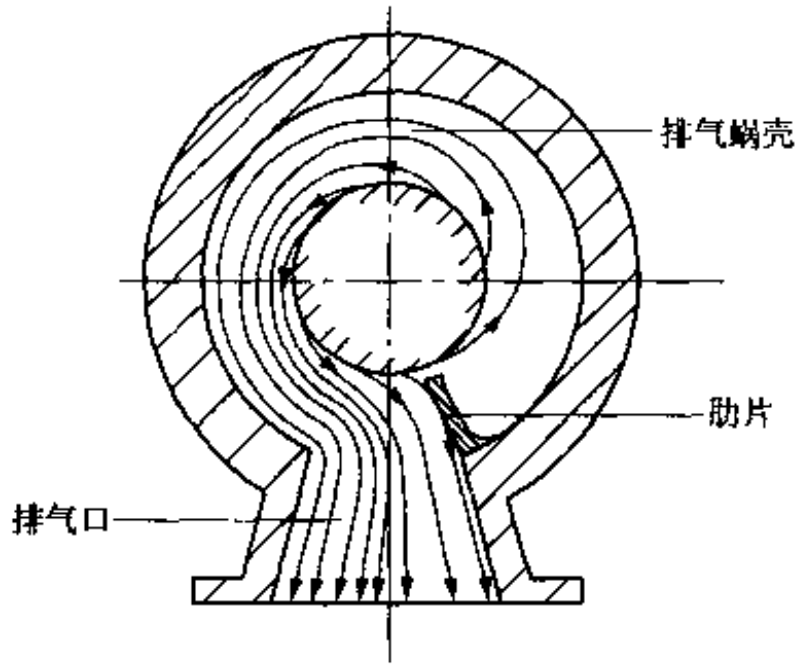


图 3－7　排气蜗壳中气体流动示意图

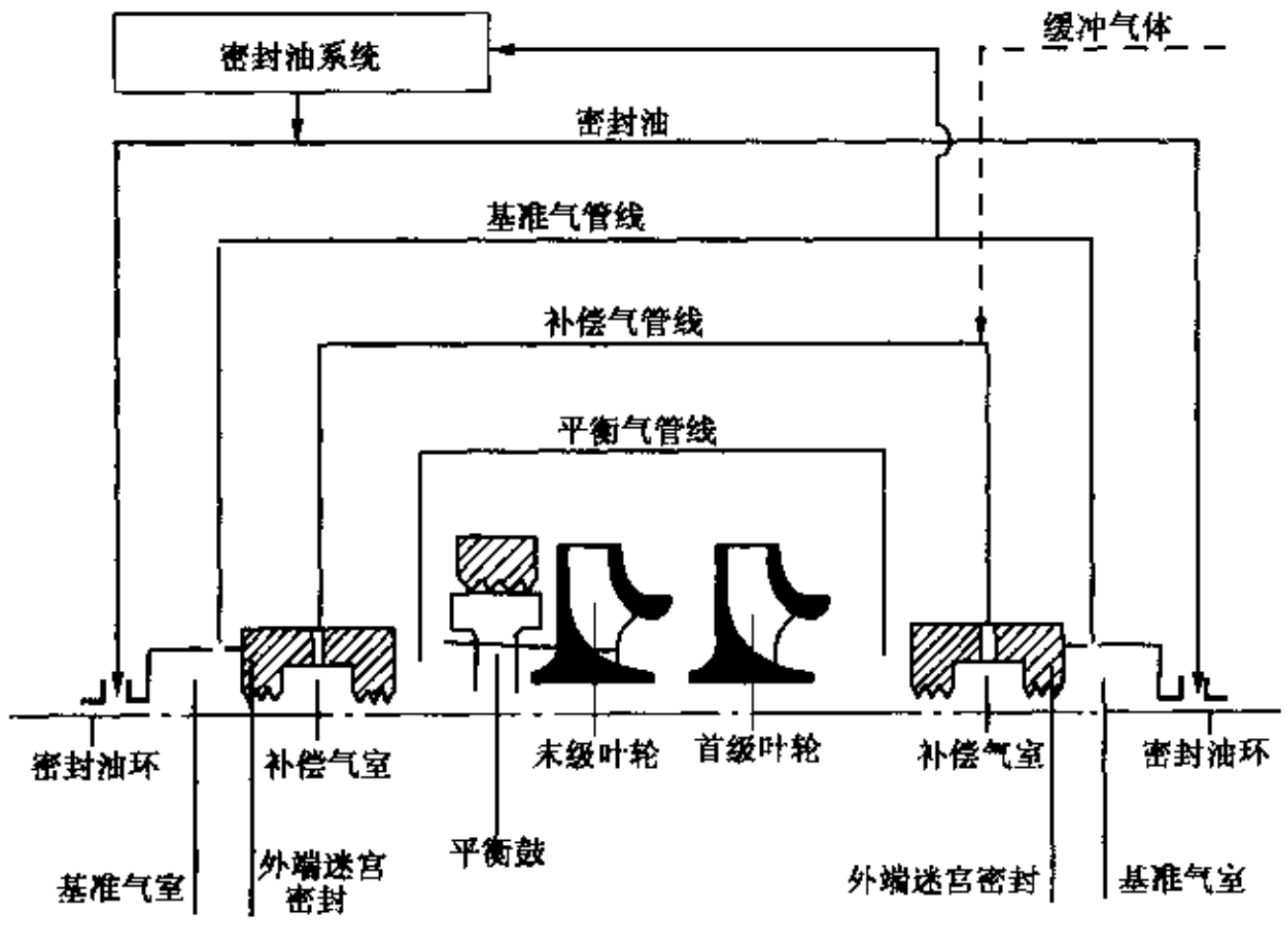


图 3－8　密封油系统外部接管示意图

3.2　离心式压缩机的分类

为满足不同的使用要求，提供不同的气体压力范围，离心式压缩机有不同的结构。具体分类如下。

3.2.1　水平剖分型压缩机

水平剖分型压缩机的机壳沿水平中心线剖分为两半，适用于压力低于 60 bar 的场合。

这种压缩机的所有接管，如吸气管、排气管、气体分支接管、润滑油管，以及装置的所有管线都布置在下半部分机壳上。这种布置的好处是，只需拆去连接螺栓将上半部分机壳吊起，就可检修压缩机的内部构件，如转子、中间隔板和迷宫密封等。

根据段数的不同，水平剖分型压缩机还可细分为如下几种类型。

- 单段多级压缩机(见图 3－9)。
- 两段多级压缩机。两段在机内串联布置。为提高压缩效率，气体在段间进行冷却(见图 3－10)。
- 单机壳、多段多级压缩机。通常，这种压缩机仅应用在需要提供不同压力的气体的场合。例如，在压缩过程中需注气和/或抽气的场合(见图 3－11)。
- 多段并联装配在同一机壳中的压缩机。这样一来，由于两段完全相同，排气接管又布置在机壳的中央，所以轴向力得到了尽可能的平衡。此外在中间使用一个普通的双吸叶轮就可实现气体的双向流动(见图 3－12)。

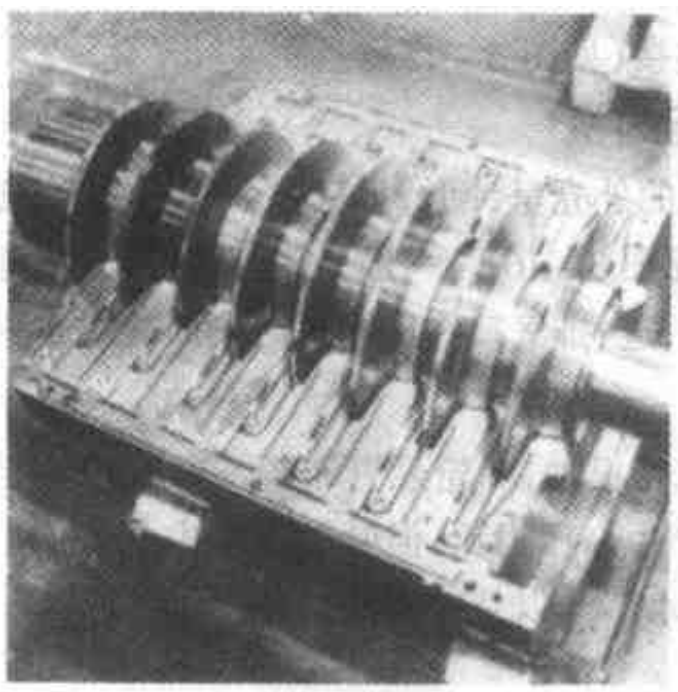


图 3－9　水平剖分型压缩机

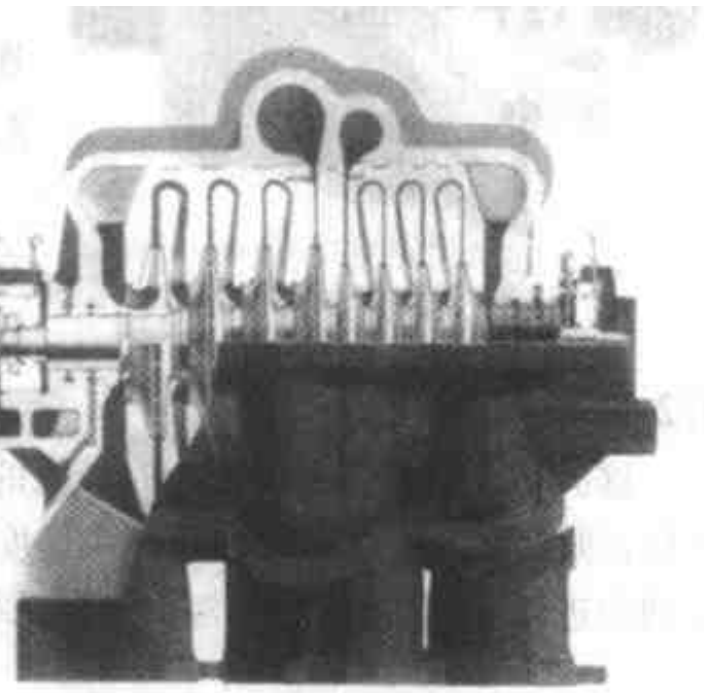


图 3－10　两段多级压缩机

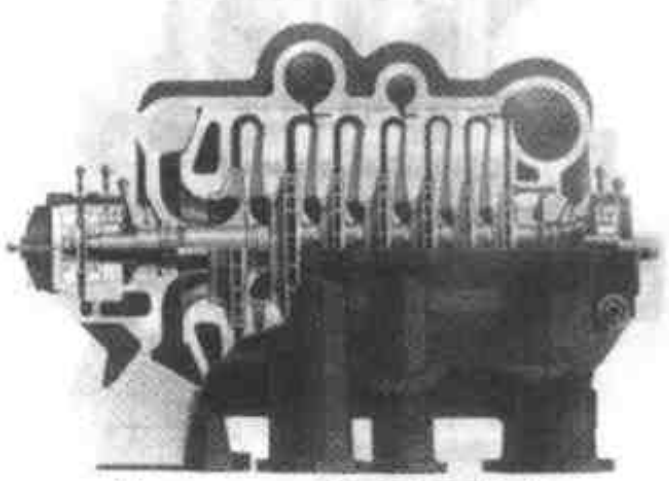


图 3－11　三段多级压缩机

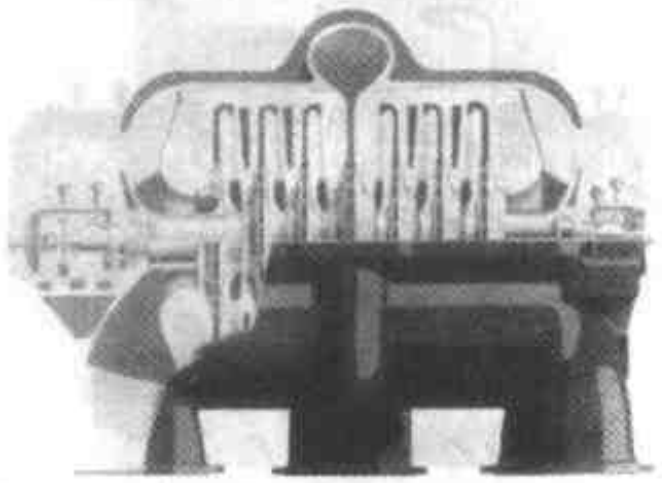


图 3－12　中间装配双吸叶轮的两段压缩机

3.2.2 垂直剖分型压缩机

垂直剖分型压缩机由一个气缸和两个端盖组成，因此，可用“筒形”这一术语来标示这类压缩机的壳体。通常，这类压缩机都是多级的，用于高压场合(压力高达 700kg/cm²)。本质上讲，机壳内的转子和隔板与水平剖分型压缩机中的相同(见图 3－13～图 3－14)。

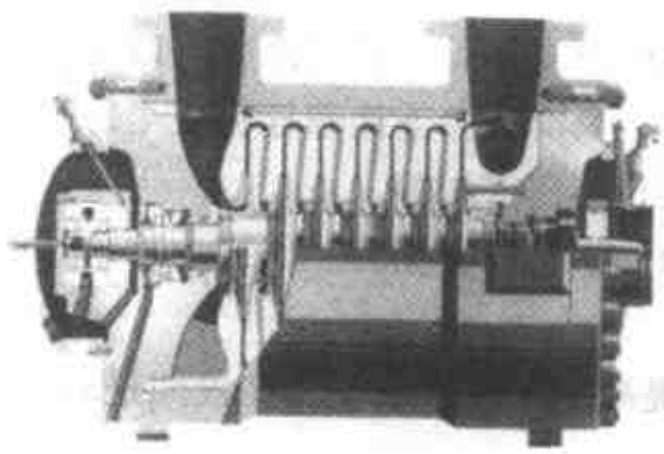


图 3－13 单段“筒形”压缩机

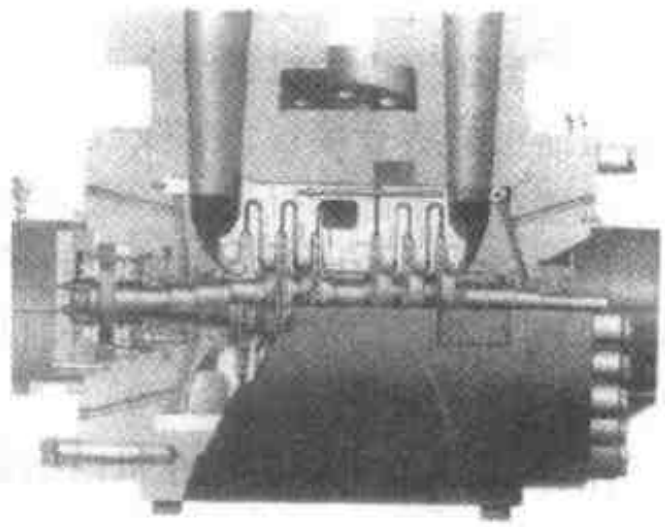


图 3－14 两段“筒形”压缩机

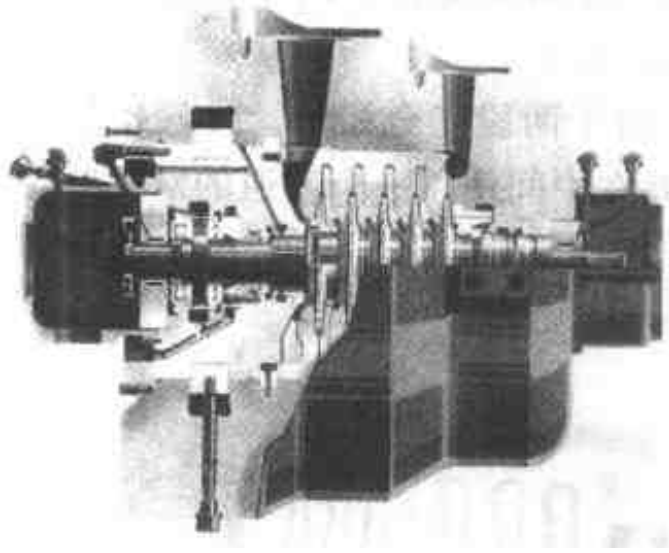


图 3－15 高压“筒形”压缩机

- 单段“筒形”压缩机。
- 单机壳、两段串联“筒形”压缩机。
- 单机壳、两段并联“筒形”压缩机。

3.2.3 钟形壳体压缩机

高压时，“筒形”压缩机的壳体变为钟形，并用剪环连接代替螺栓连接(见图 3－15)。

3.2.4 管道压缩机

这类压缩机的外壳呈钟形，只有一个垂直端盖，通常用它输送天然气(见图 3－16)。一般来说，为了能方便地安装到天然气管线上，进、排气口在压缩机两侧面相对布置。

3.2.5 SR 压缩机

这类压缩机适用于压力相对较低的场合。它们有几根轴，叶轮悬臂布置。叶轮通常是开式叶轮，即没有轮盖。这样一来，叶尖速度可以很高，可产生高压力比，但叶轮的应力又较低。叶轮是轴向进气、切向排气。通常用这类压缩机压缩空气、水蒸气以及地热蒸汽等(见图3－17)。

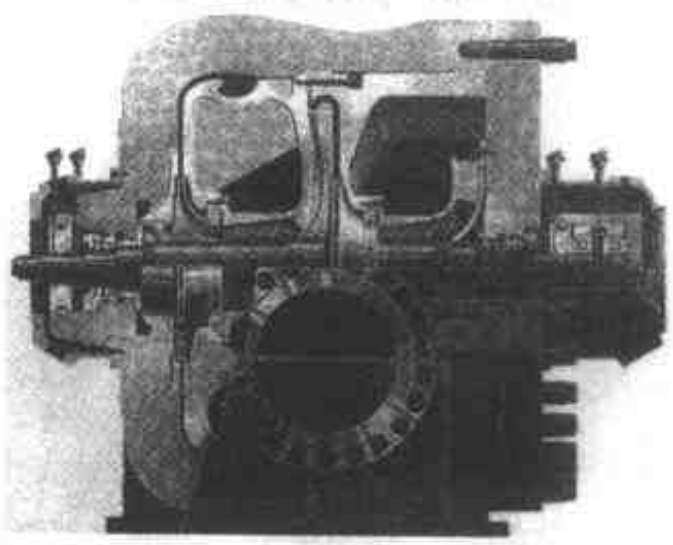


图 3－16 管道压缩机

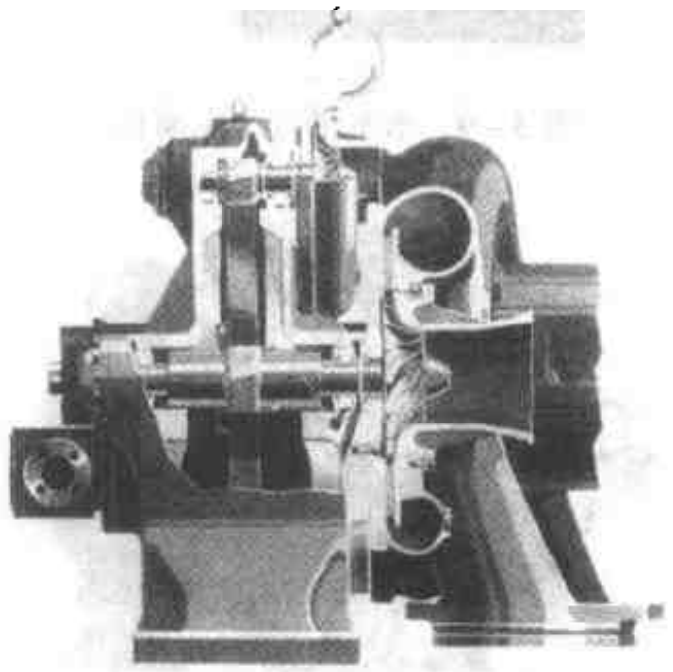


图 3－17 SR 压缩机

3.3　基本理论部分

3.3.1　基本定义

透平机械是指在以确定流量连续流动的流体和装配有旋转叶片的机器之间交换能量的系统.

透平机械分为两大类:

- 工作机，能量传递给流体的机械。
- 动力机，接受流体传递来的能量的机械。

根据机器内气体的主要流动方向还可将透平机械作如下的分类:

- 轴流式机械，气体在机器内主要沿与转轴平行的方向流动。
- 离心式机械，尽管有部分轴向流动，但气体在机器内主要沿离心方向流动。
- 混流式机械，气体在机器内的流动方向介于上述两种机器之间。

透平压缩机(常简称压缩机)是一种特殊类型的工作机。它以可压缩流体为工作介质，在机内显著增加了介质的密度。通常该压缩过程由几个级来完成。所谓的“级”，是指由动叶片和固定叶片组成的基本压缩单元，动叶片使流体的能量增加，而固定叶片完成能量的转换。

3.3.2　压缩过程

参见图 3 – 18 的 Mollier 图(焓 – 熵图)，它表示压缩机一个级中的一般压缩过程。以初始状态 p_{00}和 T_{00}吸入的气体，加速流至压缩机入口时，规定其热力学状态为“1”。在这个过程中，产生了与流体速度增加有关的能量耗散。流体随后流过转子，状态变为“2”(p_2，T_2)。在这个过程中，每单位质量流体势能的增加量为:

$$\Delta E_{p,\,1\text{-}2} = h_2 - h_1 \tag{3.1}$$

每单位质量流体动能的增加量为:

$$\Delta E_{K,\,1\text{-}2} = \frac{C_2^2}{2} - \frac{C_1^2}{2} \tag{3.2}$$

当流体在级间流动时，它的熵由于压缩过程中伴随的能量耗散而增加。在级的静子部分，流体的动能转变为势能。状态“4”的总焓用下式计算:

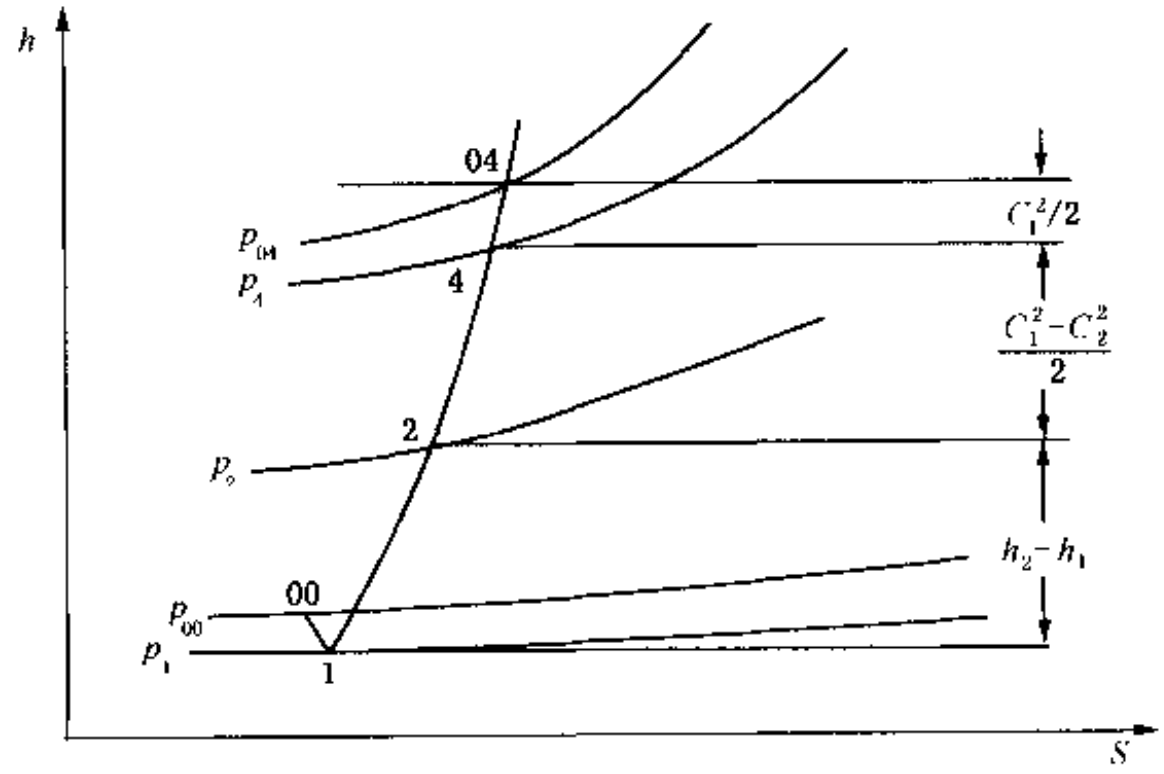


图 3 – 18　压缩过程的焓熵图

$$h_{0,4} = h_4 + \frac{C_4^2}{2} \tag{3.3}$$

之后流体以剩余速度 C_4 离开该级，状态为"4"。

3.3.3 压缩过程中的基本参数

下面给出的基本参数是用来量化所交换能量的大小的。注意，这些参数既可用于整个压缩机，也可用于单个级。同时还假定流体的热力学状态可用理想气体模型来描述。

有效能头。有效能头定义为叶片对单位质量流体所做的有效功：

$$H_R = \int_{p_1}^{p_4} \mathrm{d}p/\rho \tag{3.4}$$

同时还有

$$H_R = (h_{04} - h_{01}) + Q_{\mathrm{EXT}} \tag{3.5}$$

在绝热假设下 $Q_{\mathrm{EXT}} = 0$，因而有：

$$H_R = (h_{04} - h_{01}) \tag{3.6}$$

多变能头。多变能头定义为单位质量流体以势能形式所增加的能量，它可由下式计算：

$$H_p = \int_{p_1}^{p_4} \mathrm{d}p/\rho \tag{3.7}$$

其中，压力和密度的关系由下式表示：

$$p\rho^{-n} = 常数\ e \tag{3.8}$$

式中 n 表示状态"1"到"2"的多变过程指数。这样，多变能头可用下式计算：

$$H_p = \frac{n}{n-1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{p_{04}}{p_{00}} \right)^{(n-1/n)} - 1 \right] \tag{3.9}$$

等熵能头。等熵能头定义为单位质量流体在状态"1"和状态"2"间为可逆(因而是等熵过程)绝热压缩过程时所增加的能量，它可由下式计算：

$$H_S = \int_{p_1}^{p_4} \mathrm{d}p/\rho \tag{3.10}$$

其中

$$p\rho^{-\gamma} = 常数\ e \tag{3.11}$$

式中 γ 为气体的比热比

$$H_S = \frac{\gamma}{\gamma - 1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{p_{04}}{p_{00}} \right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1 \right] \tag{3.12}$$

多变效率。多变效率定义为在状态"0"和"4"间进行压缩时，多变能头 H_p 和有效能头 H_R 的比值。代入前述公式，有：

$$\eta_p = \frac{H_p}{H_R} = \frac{\frac{n}{n-1} Z_0 R T_{00} \left[\left(\frac{p_{04}}{p_{00}} \right)^{(n-1/n)} - 1 \right]}{(h_{04} - h_{00})} \tag{3.13}$$

继续推导上述方程得：

$$\eta_p = \frac{n\gamma - 1}{(n-1)\gamma} \tag{3.14}$$

多变效率可进一步写为：

$$\eta_p = \frac{(\gamma - 1)\ln(p_{04}/p_{00})}{\gamma \ln(T_{04}/T_{00})} \tag{3.15}$$

多变效率的重要性质是它仅依赖于气体的性质、压力比和温度比，而与初始时的绝对压力无关。

等熵效率。等熵效率定义为在状态"0"和"4"间进行压缩时，等熵能头 H_S 和有效能头 H_R 的比值。由定义得到：

$$\eta_S = \frac{H_S}{H_R} = \frac{\dfrac{\gamma}{\gamma - 1} Z_0 R T_{00}\left[\left(\dfrac{p_{04}}{p_{00}}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1\right]}{(h_{04} - h_{00})} \tag{3.16}$$

等熵效率又可进一步表示为

$$\eta_S = \frac{\left(\dfrac{p_{04}}{p_{00}}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1}{\left(\dfrac{T_{04}}{T_{00}}\right) - 1} \tag{3.17}$$

需要指出的是，对压缩机来说，同一压缩过程的多变效率总是大于等熵效率。

3.3.4　透平机中的欧拉方程

图 3－19 所示为普通透平机上的一个转子，我们研究截面 1(进气口)和截面 2(排气口)流体的状态。在两截面间应用定常流动的动量方程，得到：

$$\tau = m(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \tag{3.18}$$

因而，叶片对单位质量的流体所做的功为：

$$W_x = \tau\omega/m = \omega(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) \tag{3.19}$$

热力学第一定律指出，在可逆流动过程中，单位质量流体作的功等于总焓的变化量，因而得到：

$$\Delta h_{0,1-2} = h_2 - h_1 = \omega(r_2 C_{\theta 2} - r_1 C_{\theta 1}) = U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1} \tag{3.20}$$

上述方程即为欧拉方程，它是研究透平机械时重要的基本方程之一。(3.20)式指出，在由转子和静子构成的级中，仅在旋转部件中有机械能的传递；特别地，在流体流过静止部件时，焓值不变，焓值仅在流体流经旋转部件时发生变化。因而，焓值增量可表示为：

$$\begin{aligned}\Delta h_{0,1-4} &= h_{04} - h_{00} = h_{02} - h_{00} \\ &= U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}\end{aligned} \tag{3.21}$$

对理想气体：

$$\begin{aligned}\Delta h_{0,1-4} &= c_p(T_{04} - T_{02}) = \Delta h_{0,1-2} \\ &= c_p(T_{02} - T_{01})\end{aligned} \tag{3.22}$$

因而，总温在静止部件中为常数。

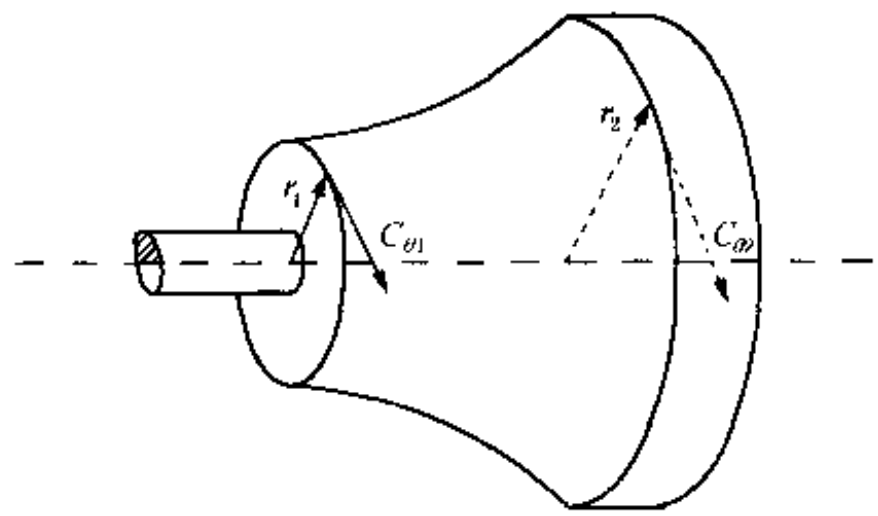


图 3－19　透平机械中的欧拉方程

3.3.5 无量纲参数

级的性能可由无量纲参数来表征，无量纲参数既可表征透平机的操作条件也可表征它的性能。用无量纲表示方法使得我们可以不考虑实际透平机的尺寸大小以及它的实际操作状况(流量和转速)，与有量纲参数相比无量纲参数更具一般性。

描述级的特性需要的无量纲参数的个数根据 Buckingham 定理确定，该定理也规定了无量纲参数的通用形式。下面给出了用来确定轴流式压缩机和离心式压缩机性能的无量纲参数。

流量系数。轴流式压缩机的流量系数定义为转子入口截面处的轴向速度和叶尖速度的比值：

$$\phi_1 = \frac{C_{1A}}{U_2} \tag{3.23}$$

离心式压缩机的流量系数由下式定义

$$\phi_1 = \frac{4Q}{\pi D_2^2 U_2} \tag{3.24}$$

以上两个定义都可理解为被压缩气体的无量纲流量系数。

马赫数。马赫数 M_U 定义为叶尖速度和标准状态下声速的比值：

$$M_U = \frac{U_2}{a_{00}} = \frac{U_2}{\sqrt{\gamma RT_{00}}} \tag{3.25}$$

马赫数可理解为机器的无量纲旋转速度。

雷诺数。雷诺数 Re，对于所研究的流体动力问题，通常把雷诺数 Re 定义为作用于流体微团上惯性力和指定参考状态下的粘性力的比值。

轴流式机械中，通常使用下面的公式计算雷诺数：

$$Re = \frac{UD}{\mu_{00}/\rho_{00}} \tag{3.26}$$

离心式机械常使用下式计算

$$Re = \frac{U_2 D_2}{\mu_{00}/\rho_{00}} \tag{3.27}$$

比热比。比热比简单地定义为工质的定压比热和定容比热的比值：

$$\gamma = \frac{c_p}{c_V} \tag{3.28}$$

比热比用来考虑流体的热力特性。

功系数和能头系数。轴流式压缩机的功系数定义为叶片传递给单位质量流体的功和叶尖速度平方的比值：

$$\psi = \frac{h_{02} - h_{00}}{U_2^2} = \frac{C_{\theta 2} - C_{\theta 1}}{U_2} \tag{3.29}$$

在推导上述公式时，引用了欧拉方程以及运动速度 $U_1 = U_2$ 的假定，对轴流式压缩机来说，作为一级近似计算是可行的。

对离心式压缩机，也定义了同样的一个系数，但是称为能头系数 τ，它由下式计算：

$$\tau = \frac{h_{02} - h_{00}}{U_2^2} = \frac{U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}}{U_2^2} \tag{3.30}$$

以上两个系数可理解为，叶片传递给单位质量流体的无量纲功。

多变效率。多变效率的定义与第 3.3.3 节中的定义相同。

$$\eta_P = \frac{H_{it}}{H_R} = \frac{\frac{n}{n-1} Z_0 R T_{00}\left[\left(\frac{p_{04}}{p_{00}}\right)^{(n-1)/n} - 1\right]}{(h_{04} - h_{00})} \tag{3.31}$$

该公式对于轴流式压缩机和离心式压缩机都适用。

3.4　压缩机级的性能分析

3.4.1　概述

在压缩机的任意一级中，功都是由旋转叶片传递给流体的，传递的方式取决于具体的几何结构、流体力学状态以及气体的性质。欲研究由欧拉方程控制的能量间的相互转化，就需要分析级间适宜截面的流体速度，通常使用速度三角形进行研究。

由于机内的各种损失，传递给压缩机的能量不能被全部转化为流体的压力能。这里考察了直接由气动效应引起的压力损失。

借助于级中能量传递和损失机理的有关知识，能够理解决定和影响压缩机性能的相关因素。下述章节考察了这些影响因素，同时还提供了常用的描述压缩机性能的表示方法。

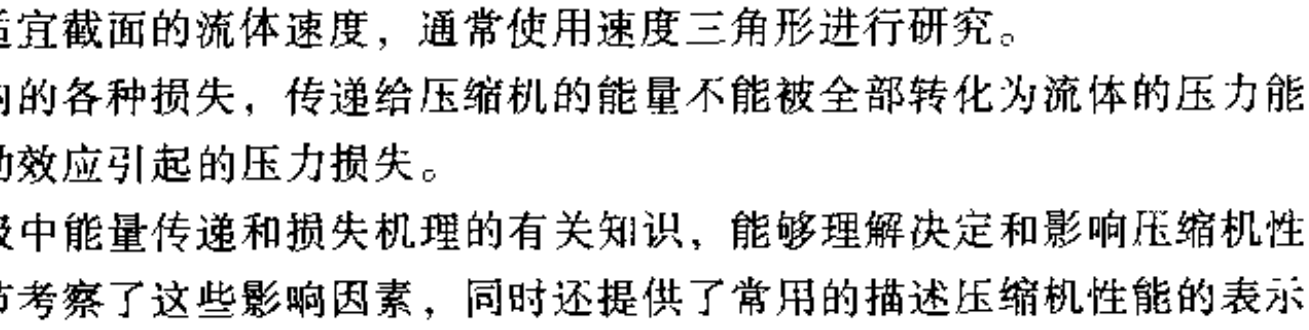
3.4.2　速度三角形

在研究透平机械时，常用速度三角形的概念来表示流体和叶片在进口和出口截面处的运动状况，固定叶片和旋转叶片都是如此。

轴流式压缩机级的速度三角形如图 3－20 所示。注意，级中给定截面处流体的绝对速度 C 是将相对速度 W 和叶片旋转产生的圆周速度 U 合成得到的。绝对速度 C 又可分解为轴向速度 C_A 和切向速度 C_q。

转子上出口处速度三角形的特点是，绝对速度的方向与叶片尖缘处的几何方向不完全一致。这种现象称为偏移，与没有偏移时的理论计算相比，偏移使切向速度 C_q 减小了。

根据欧拉方程和功系数的定义，可以写出下式：



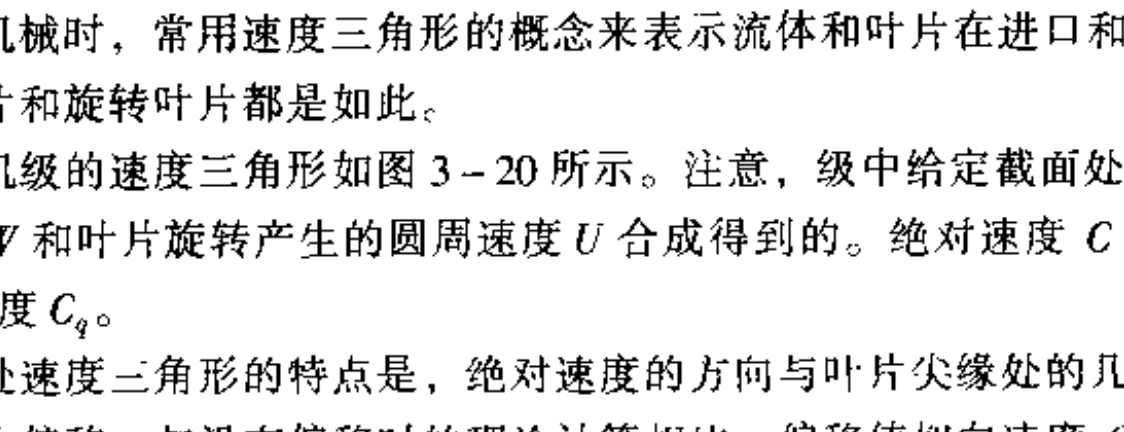


图 3－20　轴流式压缩机级中的速度三角形

$$\psi = \frac{h_{02} - h_{00}}{U_2^2} = \frac{C_{\theta 2} - C_{\theta 1}}{U_2} \tag{3.32}$$

参考图 3－20 的速度三角形，并作一简单假设，即假设流体在 1、2 截面间的流动是不可压缩的，功系数又可写成下面的形式：

$$\psi = U\left[1 - \frac{C_X}{U}(\mathrm{tg}\alpha_1 + \mathrm{tg}\beta_2)\right] = U[1 - \phi_1(\mathrm{tg}\alpha_1 + \mathrm{tg}\beta_2)] \tag{3.33}$$

上述方程表明，若进一步假定气流在由叶片进口流至叶片出口的过程中方向不变，则流量系数和功系数为线性关系，具体形式取决于 $(\mathrm{tg}\alpha_1 + \mathrm{tg}\beta_2)$ 的值，如图 3－21 所示。但是在假设气体是可压缩的以及流动方向变化的情况下，它们之间的关系不再是线性的，但对此的定性描述仍然成立。

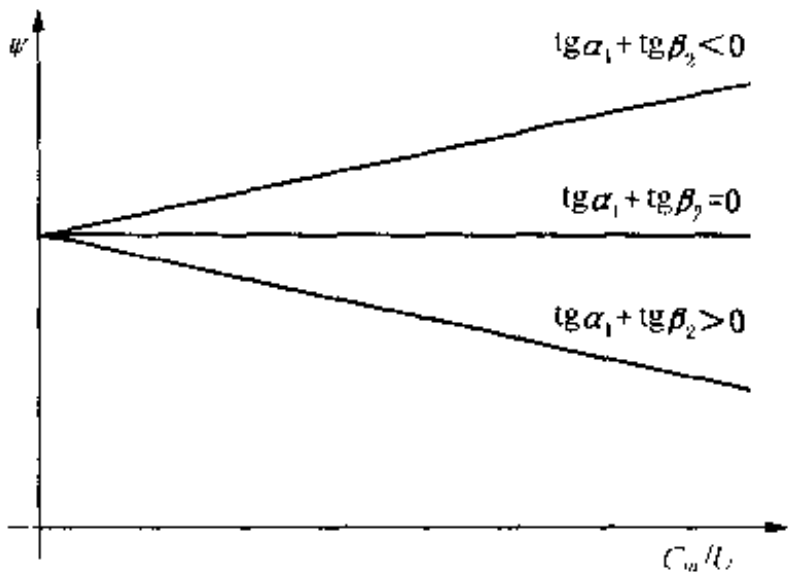


图 3－21 轴流式压缩机级中的载荷系数和流量系数关系图

离心式压缩机的速度三角形如图 3－22 所示。尽管离心式压缩机中需要考虑的是各量沿径向方向的分量而不是轴流式压缩机中的轴向分量，但各量的物理解释同轴流式压缩机中的完全一样。离心式压缩机中也可观察到偏移现象，在这里通常称为滑移。因此，叶轮出口处的相对速度与叶片方向也不一致。

离心式压缩机的能头系数用下式表示：

$$\tau = \frac{h_{02} - h_{00}}{U_2^2} = \frac{U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}}{U_2^2} = \frac{U_2 C_2 \cos\alpha_2 - U_1 C_1 \cos\alpha_1}{U_2^2} \tag{3.34}$$

引入下述物理量 ϕ_2，可使叶片角 β_{b2} 和 τ（译注：原文为 b_2 和 t，疑误）之间的依赖关系

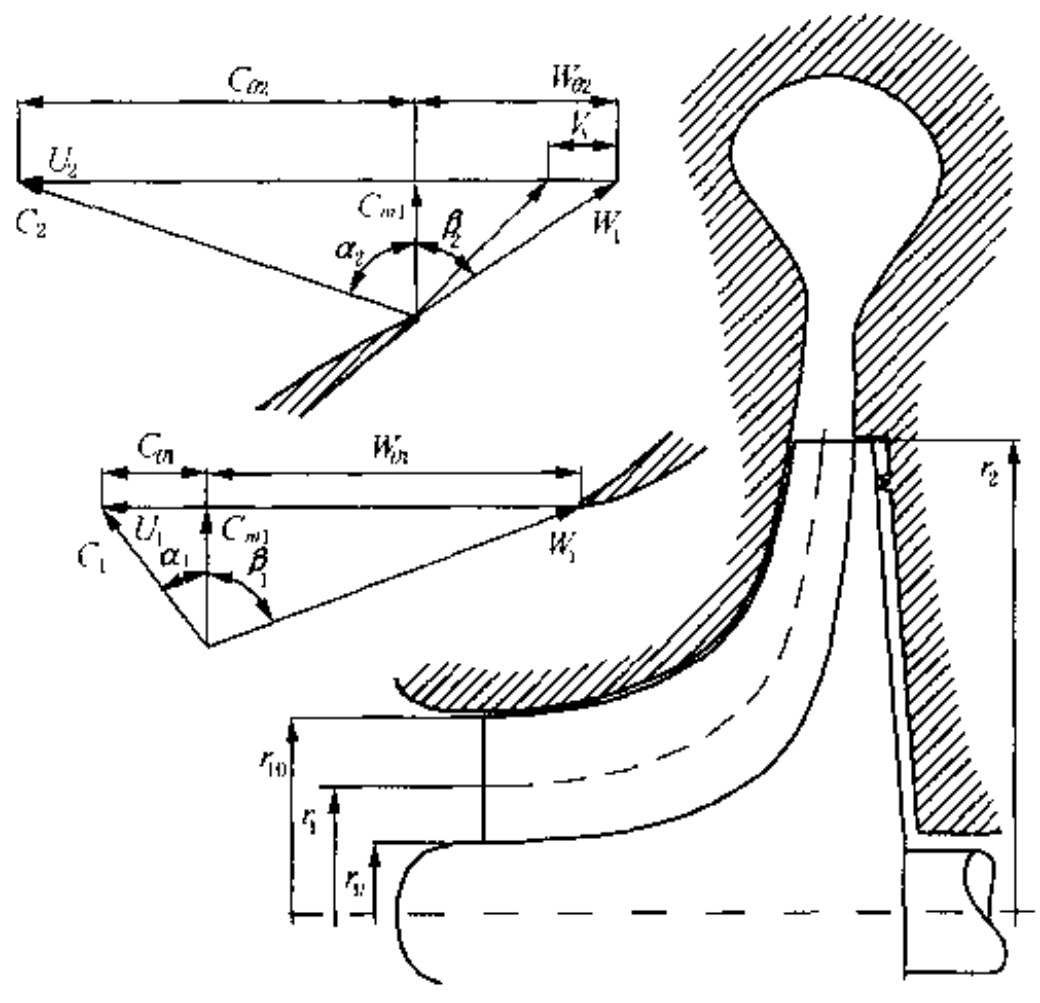


图 3－22 离心式压缩机级中的速度矢量图

用显式形式表示出来：

$$\phi_2 = \frac{C_{m2}}{U_2} = \frac{Q_2}{\pi b_2 D_2 U_2} \tag{3.35}$$

ϕ_2 称为叶轮出口截面的流量系数。再引入称为滑移系数的另一物理量 σ，它表示了叶轮的偏移效应造成的影响，σ 定义为：

$$\sigma = 1 - \frac{V_S}{U_2} \tag{3.36}$$

式中 V_S 代表滑移效应造成的切向速度的减小量。

使用上述定义并假定入口导叶的导流效果是理想的($C_{\theta 1}=0$)，则(3.34)式(译注：原文 C_{q1} 参数和(3.32)式有误)可改写为：

$$\tau = \frac{C_{\theta 2}}{U_2} = \sigma - \phi_2 \mathrm{tg}\beta_{b2} \tag{3.37}$$

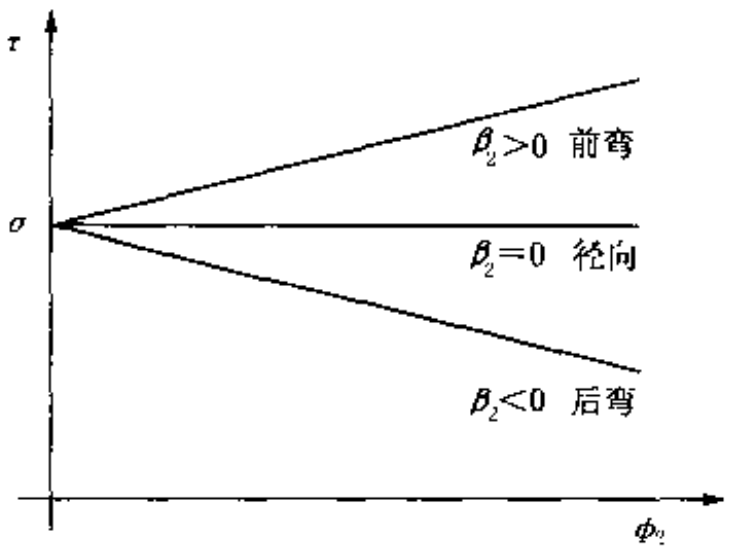


图 3－23　离心式压缩机级中的载荷系数和流量系数关系图

上述方程可用图形方式表示，如图 3－23 所示，它同轴流式压缩机中的情形一样。对离心式压缩机来说，不能使用叶片角 β_{b2} 大于 0(也就是说，叶片方向与旋转方向相同)的叶轮，这是因为这种叶轮会产生很大的压降。大部分场合下，使用径向叶轮或叶片方向与旋转方向相反的叶轮，β_{b2} 值通常约达 $-60°$。

3.4.3　压缩机中的压降的一般表示

通常将压缩机中压降损失分为两大类。

1. 摩擦产生的压降。

2. 冲击产生的压降。

以下讨论这两种损失。

摩擦产生的压降。它们是与机器(转子和静子)流道壁面和流过壁面的流体之间的摩擦有关的能量损失。总体而言，压缩机内气体的流动是紊流，作为一级近似，可以认为摩擦造成的能量损失是与流体速度的平方成比例的，因而也就与入口状态下体积流量的平方成比例。这部分能量没有以势能的形式传递给流体，而是以摩擦热的形式存在。

因而，若以 W_A 表示单位质量流体的摩擦损失功，可写出以下关系式：

$$W_A = k_A Q_{(x)}^2 \tag{3.38}$$

式中 k_A 是与所研究级的特定流体动力学特性有关的一个常数。W_A 用无量纲数表示为：

$$W_A = k_A \phi_1^2 \tag{3.39}$$

冲击产生的压降。根据空气动力学对平面翼型的经典研究结果，一般翼型与冲击有关的压降可用图 3－24 表示。由图可见，损失曲线近似呈抛物线形，说明存在一个损失最小的冲角 i^*。

尽管严格地讲，上述冲击损失形式仅适用于平面翼型物体，但若推广应用到离心式压缩机上的叶片，也具有足够的准确度。因此，对于透平机械的普通的静止叶片或旋转叶片，可以确定一个最佳冲角，此时冲击损失造成的压降最小。

最佳冲角取决于叶片的几何尺寸和紧靠叶片入口的工作边处的速度三角形。转速和几何

尺寸确定后，速度三角形和冲角就仅取决于流体的体积流量。

因而，冲击损失造成的压降可用下式表示：

$$W_I = k_I(Q_{00} - Q_{00}^*)^2 + k_0 \tag{3.40}$$

用无量纲形式表示为：

$$W_I = k_I(\phi_1 - \phi_I^*)^2 + k_0 \tag{3.41}$$

（译注：原文公式中为 W_{yI}，疑误）

常数 k_0 和 k_I（译注：原文为 k_1，疑误）与所研究的问题有关。

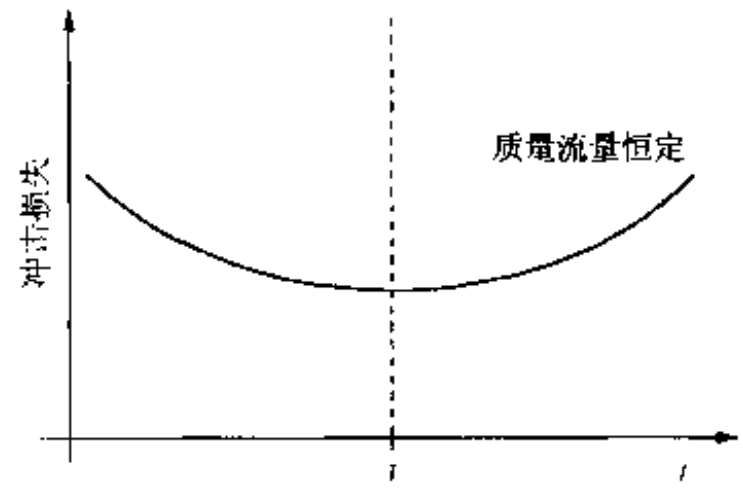


图 3－24　典型翼型的冲击损失

总压降。进一步考虑压缩机级中的总压降。注意到上述两种损失均应计算在总压降损失内，因而总压降损失可用下式表示：

$$W_T = W_I + W_A = k_A Q_{00}^2 + k_I(Q_{00} - Q_{00}^*)^2 + k_0 \tag{3.42}$$

或以无量纲参数表示：

$$W_T = k_A \phi_1^2 + k_I(\phi_1 - \phi_I^*)^2 + k_0 \tag{3.43}$$

该方程也可用图形表示，如图 3－25 所示。

曲线 A 是考虑了实际叶轮内存在的偏移现象后的流量系数和能头的关系曲线。因而，曲线 A 表示了叶轮实际传递给单位质量流体的总能量，也就是理论上所说的可以转化成压力能的总能量。抛物线形曲线 B 和 C 分别是计及了摩擦和冲击损失后流体的总能曲线。因而，C_1 点代表了特定流量系数 f_1 下，以动能和势能的形式存在于流体内的有效能量的大小。

由以上分析可见，根据上述各曲线的形状，上面定义的量（C_1）有一最大值，该值对应了一个确定的流量系数 f_1。

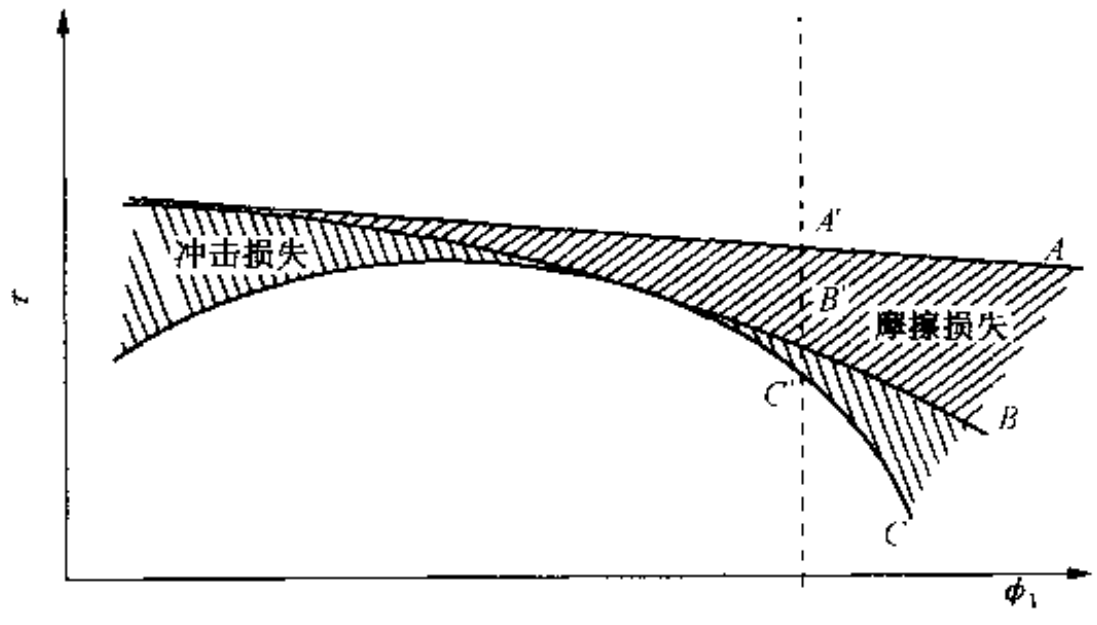


图 3－25　流量系数与能量损失曲线

其他因素造成的压降。第 3.4.3 节基本上准确地解释了普通压缩机中主要的压降及其对压缩机总体性能的影响。然而，在实际压缩机中，除了摩擦损失、冲击损失外，还有其他损失。在这种情况下，需要在仔细地考虑损失机理的基础上再将这些因素分类。

对离心式压缩机来说，产生压降的其他主要因素还与叶片尖端和壳体凹槽（开式机械中）、与轮毂和隔板间转子和静止部件表面的通风效应以及与轴封和级间密封有关。此外，

叶轮内流道间的边界层分离也会造成进一步的压降。

对轴流式压缩机来说，考虑到它涉及到不同的空气动力效应，压降的表示方法稍微有所不同。部分差别如下所示：

• 叶型压降损失。这是由叶片表面的边界层造成的损失。它可由紊流边界层的有关理论估计。

• 端面压降损失。这种损失与压缩机转子或壳体表面局部极限状态有关，需通过试验来修正。

• 激波压降损失。这是一种与激波及其产生的熵增有关的损失。通常，根据激波发生的位置，有入口处激波和流道内激波之分。所有类型的压缩机，包括轴流式压缩机和离心式压缩机在内，都有激波损失，但是所有的亚音速压缩机除外。

• 混合损失。这是由于不均匀流动的气流与均匀流动的气流相互混合，致使发生不可逆的交换过程造成的压降损失，如局部分离损失。这种现象发生在静子或转子的下游部分，需要由试验来估计这种损失的大小。

不管以上各种损失形成机理的差异有多大，第 3.4.3 节中以曲线图的形式。对总压降所作的定性分析，在通常意义上来讲，对轴流式压缩机和离心式压缩机还都是有效的。

3.4.4　压缩机操作极限工况：喘振和阻塞

离心式压缩机和轴流式压缩机级的操作曲线，都规定了级本身的流量范围，或者对于整机来讲该级部分的流量范围。流量范围要根据下述的两种独立的现象即喘振和阻塞工况来确定。

喘振工况。术语“喘振”表示一种不稳定的现象，它在小流量时发生，发生部位是整个的气路系统，包括压缩机本身和气体所流经的上游和下游的所有管网。术语“分离”表示一种流动状态，该状态下接近固体壁面的边界层内出现逆向流动的流体，同时流线逐渐远离固体壁面。分离通常是由于出现了一个与主流方向相反的逆压梯度，逆压梯度意味着，当流体微团沿着流线前进时，它所受的压力逐渐升高。

对透平机械的级来说，术语“失速”是指这样一种状况，即由于流量太小，级的压力比或能头不再稳定地随着流量的变化而变化。级中的失速，一般是由于它的一个或多个构件发生严重的分离造成的。

喘振以气体在系统中强烈而迅速的窜动和大幅度的压力波动为特征，它与一个或多个级中发生失速有关。喘振时，常伴随着强烈的噪音和剧烈的振动，该种振动足以使相关的机器产生严重损坏。

试验表明，当压缩机的 $Q-H$ 曲线存在正斜率并且在此区域工作时，特别容易发生喘振。另外，在 $Q-H$ 曲线的斜率接近为零的区域工作的压缩机也容易发生程度次于喘振的不稳定工况，其程度强弱取决于旋转失速的程度。旋转失速是指一种状态，该状态下，级中多个叶道产生了分离且发生分离的部位以一定的角速度旋转。

可通过试验的方法确定预防喘振的措施。试验时，记录下小流量时各级的压力波动情况。以此为基础，就可确定每级稳定操作时的流量范围。当各级的流量极限确定后，整机的操作极限就可确定了。

阻塞工况。假设具有确定几何尺寸的某一级以固定的转速运行，逐渐地增加介质的流量。这样进行下去，与喷管类似，最后将会达到一个极限状态，流体速度达到音速。此时，

流量不可能进一步增加，而级的性能会突然迅速地降低，这种状况就称为“阻塞”工况。

阻塞工况的发生不但与几何尺寸和操作条件有关，而且还与流体的热力性质有关。从这一点上说，所压缩介质的分子量大时(如冷却剂)，压缩机特别易受阻塞工况的限制。

包括工业流程压缩机在内的很多压缩机，通常在远离阻塞工况的状态下工作。对这样的机器来说，最大流量极限通常定义为相对于峰值的、一定效率下的流量。

3.4.5 级的特性曲线

利用前一节的知识及所提供的曲线图，我们可以理解和解释一般级的总体性能。下面两段继续对这一内容进行了阐述。

性能的无量纲表示法。如图 3－26，级的性能可用无量纲参数的形式表示，其中各参数的意义见前面的定义。

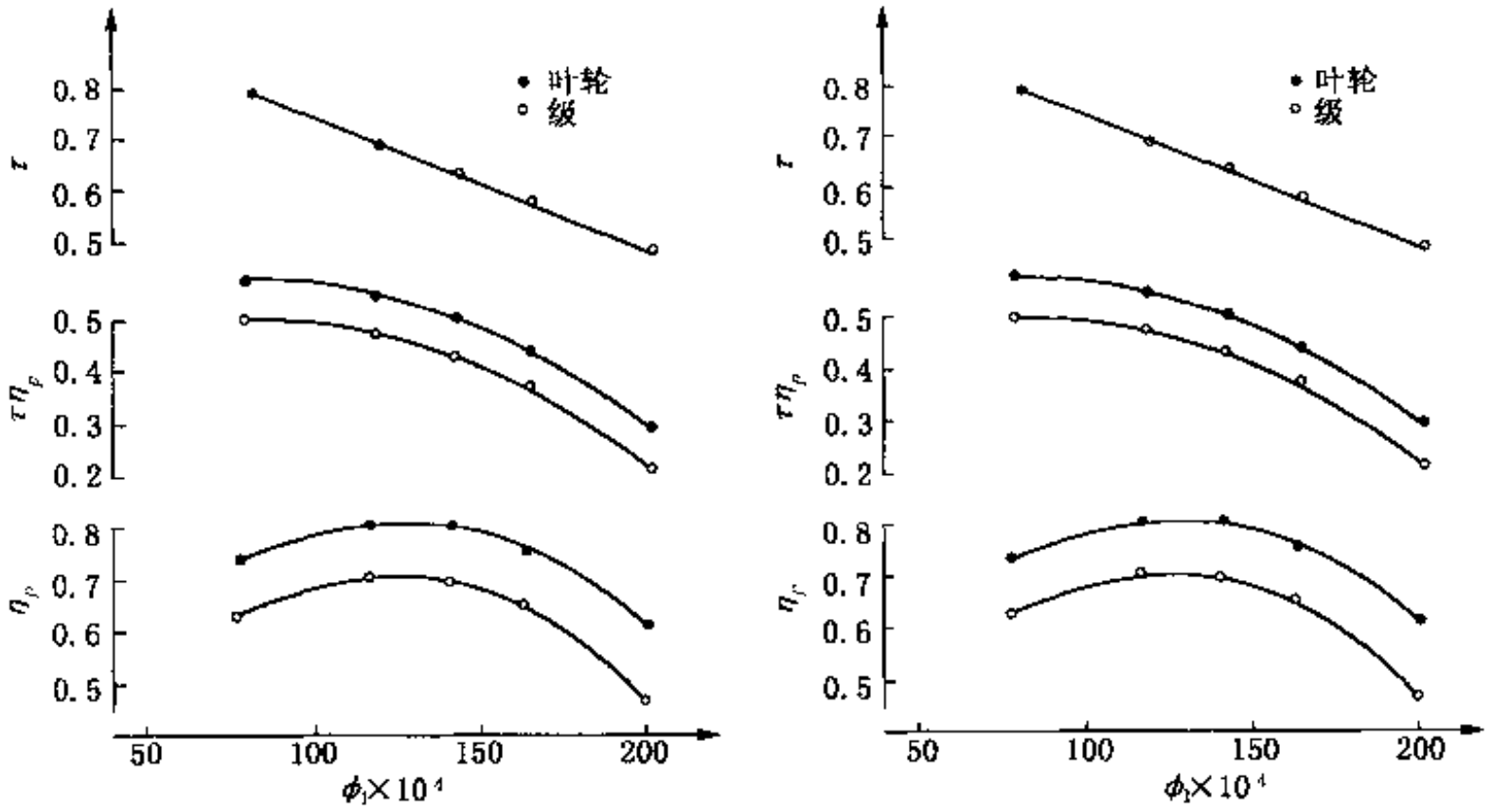


图 3－26 级的无量纲特性曲线

性能用无量纲参数表示说明，一旦流量系数和马赫数确定后，级的性能就与实际尺寸无关。

性能的有量纲表示法。得到级的无量纲形式的性能参数后，利用(3.4)式～(3.17)式，就可得到有量纲形式的性能参数，图 3－27 给出了有量纲形式的一种特性曲线。

一旦气体性质和入口状态(以压力 p_{00}和温度 T_{00}决定)确定后，级出口的气体状态就可计算出来。若可用理想气体模型表示气体的性质，则有下述关系式：

$$\lambda = \frac{p_{04}}{p_{00}} = \left[1 + \frac{H_p}{\frac{\gamma}{\gamma-1}\eta_p Z_0 R T_0}\right]^{\left(\frac{\gamma}{\gamma-1}\right)\eta_p}$$

$$T_{04} = T_{00}\lambda^{\frac{\gamma-1}{\gamma}\eta_p}$$

$$\rho_{04} = \frac{p_{04}}{Z_4 R T_{04}} \tag{3.44}$$

当理想气体模型不适用时，应该利用某个适当的实际气体状态方程计算，例如，Benedict-Webb-Rubin-Starling 模型。

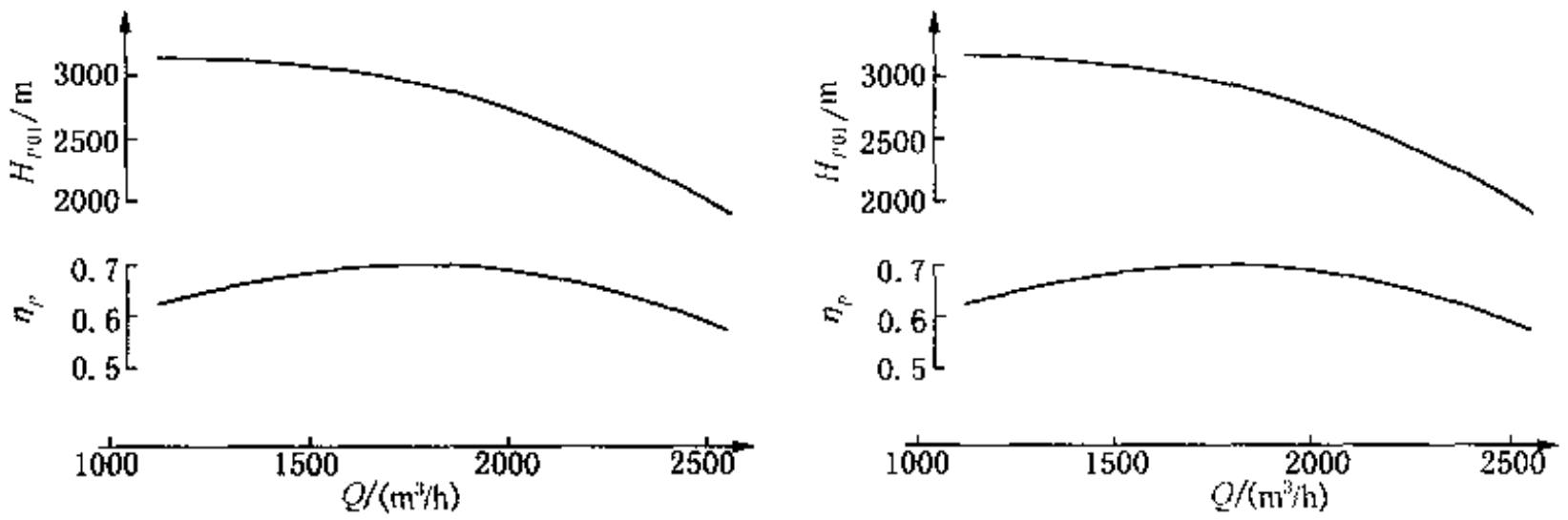


图 3-27　级的有量纲特性曲线

3.5　多级压缩机

3.5.1　概述

单级压缩机的最高压力比通常受气动力学和结构类型的限制。

航空领域使用的离心式压缩机，单级压力比可达 12 左右。在工业领域，单级压力比低得多，通常不超过 3。离心式压缩机单级压力比主要受最大允许叶尖速度的限制，最大叶尖速度与转子的整体结构和材料有关。

航空领域使用的先进的轴流式压缩机的最大单级压力比约为 2.5。轴流式压缩机的单级压力比主要受空气动力学因素的限制，即为避免旋转失速，必须限制对流体所做的功，使其在某一允许的极限内。

在需要压缩机提供的压力比超过其最大单级压力比的情况下，就应采用多级压缩，也就是将两个或更多个级串联布置。此处将讨论一般的多级压缩机在设计工况和非设计工况下，确定操作曲线的方法以及各级间的耦合匹配问题。

3.5.2　多级压缩机的操作曲线

在确定多级压缩机的各级时，显然应考虑使每一级的工作效率都最高。级的效率在设计工况点最高，此时对应一个确定的流量系数 f_1，当工作点偏离设计点时，效率逐渐降低。

当设计多级压缩机时，由于不可能针对整机的每一个特定设计工况来设计单独的每一级，因此每级的设计目的实际上是使其工作在设计点附近，或者说允许运行性能比设计性能有所降低，这样就有必要确定一个不同于设计工况的、合适的操作工况，在此工况下不但每一级的效率是令人满意的，而且还可避免旋转失速和阻塞工况。

确定压缩机的总体特性曲线需要知道每一级的性能曲线。下面讨论的离心式压缩机中，单级性能可由以下几个参数表征：

$(f_1)_i^*$ = 第 n 级的设计流量系数；

$\left(\phi_1 \dfrac{\rho_{01}}{\rho_{06}}\right)_i^*$ = 因入口和出口间密度变化引起的、修正后的第 n 级的设计流量系数；

t_{Mu}^* = 对应于 $\left(\phi_1 \dfrac{\rho_{01}}{\rho_{06}}\right)_i^*$ 和 $M_u = M_u^*$ 时的能头系数；

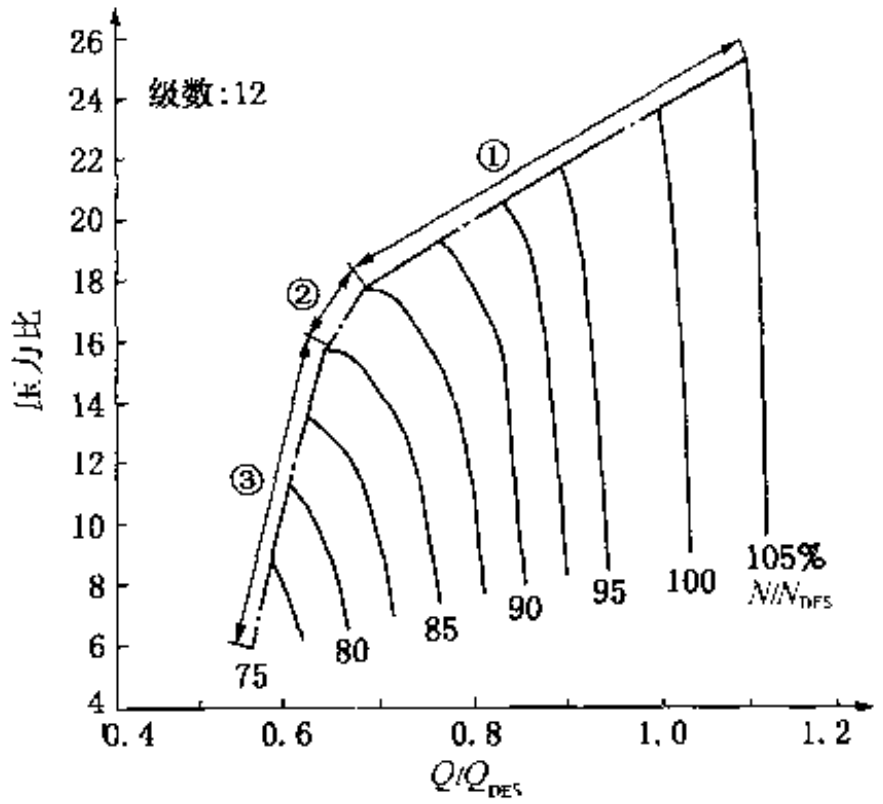
$\eta_{p}^{*}M_{u}^{*},D_{2}$ = 对应于给定的参考直径，当 $(f_1)_i = (f_1)_i'$ 和 $M_{ui} = M_{ui}^{*}$ 时的多变效率。

偏离设计工况时，需要确定级性能参数的变化量，这可由能头系数、效率与独立变量的关系曲线确定。用这种方法确定的一个通式如下：

$$\left(\frac{\eta_p}{\eta_p^*}\right)_i = f_1\left(\frac{\phi_1}{\phi_1^*}\right)_i \Big/ \left[1 + f_2\left(\frac{\phi_1}{\phi_1^*}\right)\right] \tag{3.45a}$$

$$\left(\frac{\tau_p}{\tau_p^*}\right)_i = f_3\left[\left(\phi\frac{\rho_{01}}{\rho_{06}}\right)_i \Big/ \left(\phi_1\frac{\rho_{01}}{\rho_{06}}\right)_i^{+}\right] \tag{3.45b}$$

式中，函数 f_1，f_2 和 f_3 的显式表达式可通过试验确定。试验中，要测量特定操作工况下每一级的性能。对上面提到的关系曲线的限制，与级的极限操作工况即阻塞和喘振有关，可通过试验确定。



①后面各级的失速限
②中间各级的失速限
③前面各级的失速限

图 3-28 多级压缩机特性曲线图

计算过程由第一级开始，首先计算无量纲参数 f_1 和 M_u，它们与由体积流量 Q 和转速 N 确定的特定操作工况有关(例如设计工况)。第一级出口处的气体状态就可使用形如(3.44)的公式计算，计算时要引入与雷诺数有关的各种修正系数。依次计算下一级出口处的气体状态，最终得到压缩机出口的气体状态。

非设计工况下，为达到预先规定的性能要求，需改变压缩机的体积流量和转速。通过计算可确定压缩机到达操作极限时的工况，并可确认哪一级发生了喘振或阻塞。如果工作气体不能按理想气体模型计算，还需要利用实际气体模型计算每一级入口和出口的热力状态。

图 3-28 表示了一个典型的不同转速下压缩机的性能曲线综合图。

3.5.3 流量变化对级的耦合匹配的影响

在评价多级压缩机的性能时，必须考虑因某一级的操作条件变化所致的流量变化的影响。

为此，参考图 3-29，它表示了设计转速下多级压缩机所有级的流量 Q 曲线。假设第一级的流量为设计流量 Q_1。此时，可得到该级出口处气体的密度，进而可确定第二级的流量，假设 Q_2 为二级的设计流量。

如果流量 Q_1 降低 DQ_1，第一级的实际压力比将高于设计流量下的压力比。这时，由图可见，二级进口处的气体密度会升高，因而，相对于 Q_2 第二级流量降低量 $DQ_2 > DQ_1$。这表明，流量扰动效应由一级到末级逐级“放大”，放大量与级数成比例。由图可见，前面级流量的微小改变最终会导致末级失速。

如果流量 Q_1 增加 DQ_1，一级的实际压力比降低，因而二级入口处气体的密度将比设计流量下的密度低。这种情况下，流量变化量也有 $DQ_2 > DQ_1$，这种“放大”效应能引起末级

阻塞。

上述分析表明，在多级压缩机中当各级恰当匹配后，压缩机的失速以及可能发生的喘振总是出现在最后一级，而原因只是流量的减少。同样，压缩机的阻塞总取决于最后一级中因流量增加导致的阻塞。

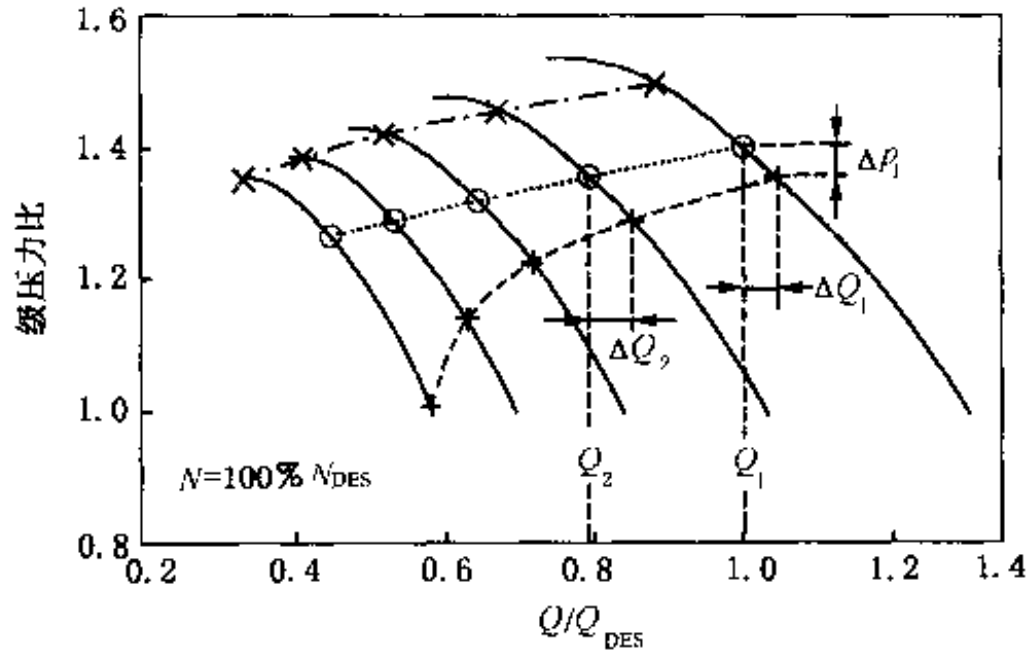


图 3－29　多级压缩机质量流量变化的影响

3.5.4　转速变化对级的耦合匹配的影响

同样，不管单级的特性如何，多级压缩机的性能也受转速变化的影响。

为此，参考图 3－30，它表示了转速低于设计转速时单级的流量 Q 曲线。与设计转速相比，转速降低使得级间流体密度的增量减少了。由于压缩机的稳定工况区取决于最后一级的稳定工况区，因而最后一级决定了压缩机发生失速和阻塞时的极限体积流量的大小。此外，由于密度的增量低于设计转速下的值，因而，与设计转速相比，前面各级趋向于小流量、高压力比的工况。

上述分析表明，在很低转速下，前面各级可能在明显的失速状况下工作，而最后级在接近于阻塞的状况下工作。这种情况下，压缩机的稳定工况区实际上被压缩成一点，压缩机完全失去了操作弹性。

再考虑图 3－31 所示转速高于设计转速的情况。在这种情况下，沿压缩机气体流动方向，各级的密度增量增大，因而前面各级工作在大流量、高压力比的工况下。

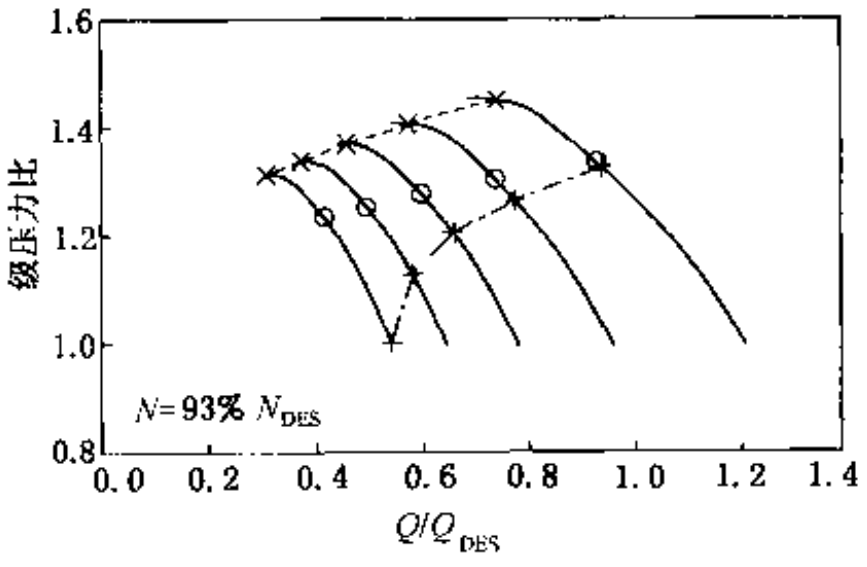


图 3－30　多级压缩机中降低转速的影响

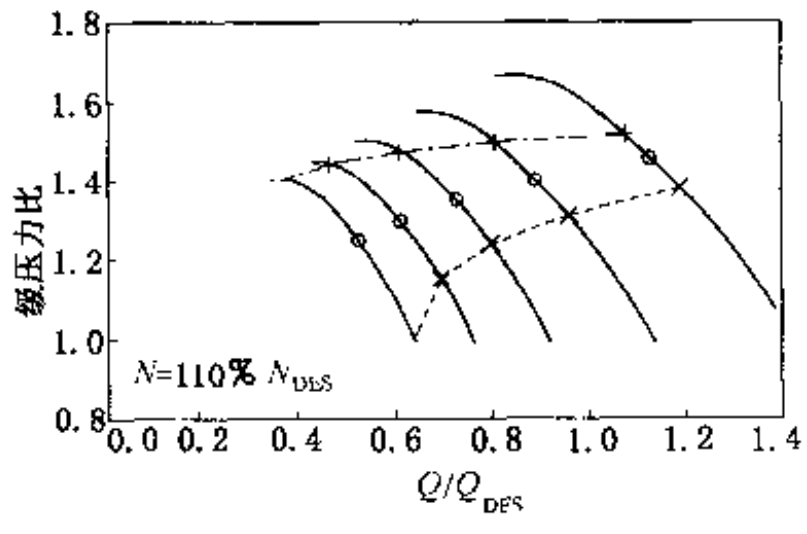


图 3－31　多级压缩机中增加转速的影响

3.5.5 级的系列化

在离心式压缩机领域经常用到级的系列化的概念，它表示同一系列的各级有着相同的几何结构和设计参数 f_2^* 和 M_u^*，目的是使流量系数 f_1 覆盖某一特定范围。特定系列中的各级均有各自的 f_1^* 值，并有确定的正常操作流量范围。通过使流量系数连续覆盖某一范围的方式、设计各级的流量和流量范围，这样就可决定整个系列的特性范围。为此目的，考虑下述参数：

f_{1i}^* n 级的设计流量系数；

$f_{1,i+1}^*$ $(n+1)$级的设计流量系数；（译注：原文为 n 级疑误）

$f_{1,\max}^*$ 系列的最大设计流量系数；

$f_{1,\min}^*$ 系列的最小设计流量系数；

$e_S = f_{1i,S}/f_{1i}^*$ n 级可选择流量范围的左限；

$e_D = f_{1i,D}/f_{1i}^*$ n 级可选择流量范围的右限；（译注：原文 left limit 疑误）

$f_{1i,S}$ n 级流量范围的左限；

$f_{1i,D}$ n 级流量范围的右限。（译注：原文 left limit 疑误）

假设 n 级和$(n+1)$级间的流量范围连续，则有：

$$e_S f_{1i}^* = e_S f_{1,i+1}^* \tag{3.46}$$

假设系列的操作范围由 n 级覆盖，因而 e_S = 常数，e_D = 常数，则有：

$$\frac{\phi_{1,i+1}^*}{\phi_{1,i}^*} = \frac{\varepsilon_D}{\varepsilon_S} = C = \text{常数} \tag{3.47}$$

因而：

$$C = \left(\frac{\phi_{1,\max}^*}{\phi_{1,\min}^*}\right)^{\frac{n}{n-1}} \tag{3.48}$$

最终有：

$$n = 1 + \ln\left(\frac{\phi_{1,\max}^*}{\phi_{1,\min}^*}\right) \Big/ \ln C \tag{3.49}$$

然而，在实际选择级数时，由于必须考虑影响叶轮性能的各种因素，因此，级数的选择比上式更加复杂。

3.5.6 离心式压缩机级的标准化

工业上离心式压缩机的应用场合多种多样，因此需要各级能在各种各样的、差异极大的

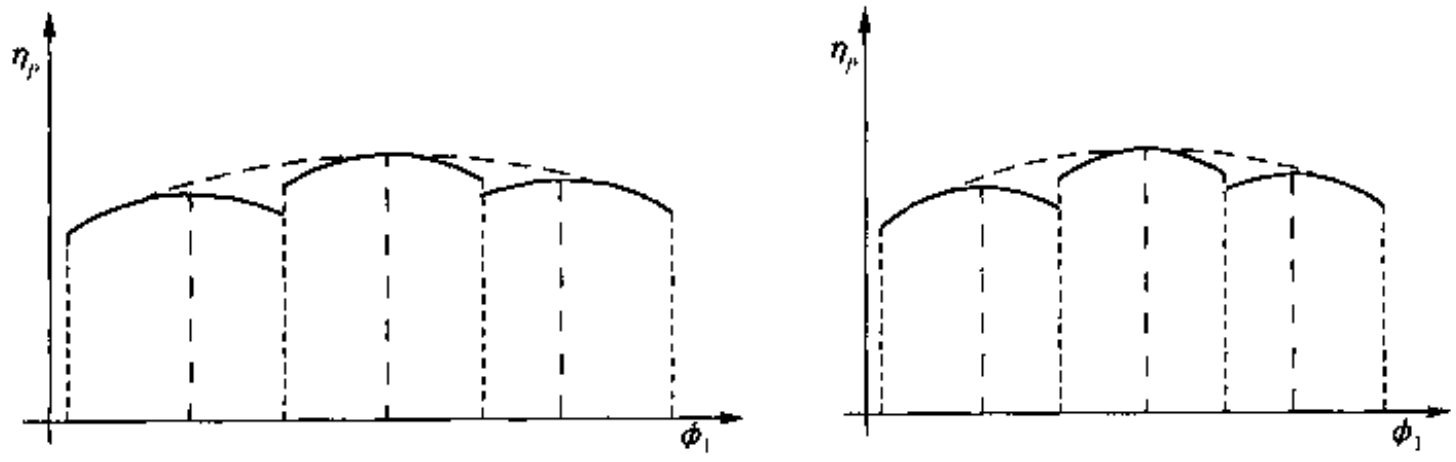


图 3－32 某系列化的级的设计流量系数范围

工况下工作。从工程角度看，这就意味着需要设计和试验具有不同几何尺寸和设计参数 f_1、f_2 和 M_u 的级。考虑到单级的操作范围有限，因而需要设计的级的数目非常巨大，并且费用极高，各级的性能也难以预测。

“级系列化”的概念，扩展了普通级的操作范围，并通过简化设计参数，从而最终降低了需要设计和试验的级的数目。在这种情况下，定义一组适宜的系列，它覆盖的设计参数的范围极宽，特别是对于参量 f_1 和 M_u 来说更是如此。而在单一系列内，单独一级的操作范围则要窄得多。这种方法降低了需要试验的级的数目，因而也就节省了时间，降低了工程和研制费用。

总之，在设计多级压缩机时，如何选用一组有效的、标准化的级，并以适当的方式进行匹配，是设计多级压缩机的第一要素。

3.6　级的热力分析和流体动力学分析

3.6.1　概述

如前所述，目前对压缩机进行的级的热力分析和流体动力学分析是基于许多形形色色的物理模型和假设基础上的。按对机内气体流动过程的假设，可将上述方法进行适当的分类。在通常情况下，可分为以下类型：

- 一维方法。它表示一系列将级内流动假设为一维流动的模型；
- 非粘性方法。它表示将气体在级内构件中的流动近似为非粘性流动的数值方法；
- 粘性方法。指对粘性流动方程进行数值积分的流动分析方法。

3.6.2　一维分析方法

一维方法是表示离心式压缩机级内气体流动特性的最基本的方法。它假设气体在机内某个给定截面的流体动力学和热力学状态是单一的，这就意味着该截面的气体状态是实际状态的平均。

下面简要论述了一维近似方法的基本做法。假设特定的操作状态已知，它由以下参数确定：

$$p_{00} = \text{入口总压力}$$
$$T_{00} = \text{入口总温度}$$
$$m = \text{质量流量}$$
$$N = \text{叶轮转速}$$

同时也认为流体的热力学参数 γ、c_p 和 R 已知。与旋转部件需要进行积分计算不同，假设气流在入口截面是均匀、绝热的、且相对于旋转部件的基准点是平稳的。

叶轮进口截面分析。通常认为气体在截面 0(级入口截面)和 1(叶轮进口截面)之间的流动是等熵流动。在上述假设下有：

$$\begin{aligned} p_{01} &= p_{00} \\ T_{01} &= T_{00} \end{aligned} \tag{3.50}$$

截面 1 的状态可用能量方程和动量方程计算。确定接近叶片出口($r = r_{1e}$)的有关参量特别重要，这是因为最大的相对马赫数在这里出现。

绝对速度的径向分量 C_{m1} 由连续性方程确定：

$$C_{m1} = m/r_1 A_1 \tag{3.51}$$

式中 A_1——$c_D(r_{1o}^2 - r_{1i}^2)$；

c_D——叶片引起的阻塞系数。

绝对速度的切向分量 $C_{\theta 1}$取决于是否有进口导叶，当没有导叶时 $C_{\theta 1} = 0$。（译注：原文 C_{q1}应为 $C_{\theta 1}$）

因而，可以由下述方程解转子入口处的速度三角形，见图 3－33。

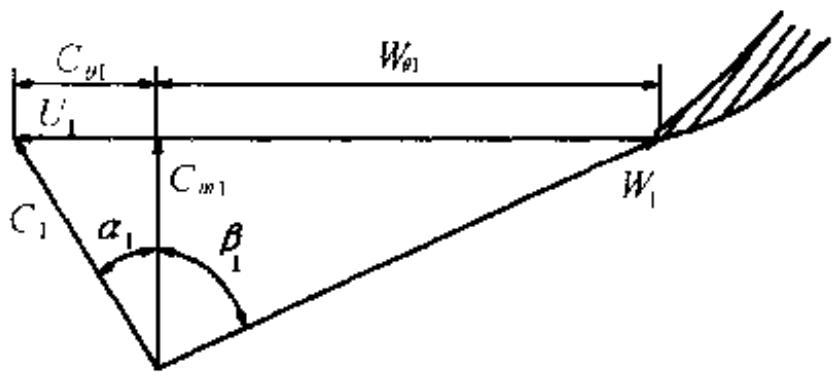


图 3－33 叶轮进口速度矢量图

$$C_1 = (C_{m1}^2 + C_{\theta 1}^2)^{1/2} \tag{3.52}$$

（译注：原文公式中 C_{f1}^2应为 $C_{\theta 1}^2$）

同时：

$$W_1 = ((U_{1o} - C_{\theta 1})^2 + C_{m1}^2)^{1/2}$$

（译注：原文公式中 C_{q1}应为 $C_{\theta 1}$）

$$U_{1o} = 2\pi r_{1o} N \tag{3.53}$$

（译注：原文公式中 p 应为 π）

当地绝对马赫数由下式给出：

$$M_{1o} = C_1/(gRT_2)^{1/2} \tag{3.54}$$

压力和温度由下式与马赫数关联：

$$p_{01}/p_1 = (1 + (g - 1)M_{1o}^2/2)^{(\gamma/(\gamma-1))}$$

$$T_{01}/T_1 = (1 + (g - 1)M_{1o}^2/2) \tag{3.55}$$

根据理想气体状态方程：

$$\gamma_1 = p_1/RT_1 \tag{3.56}$$

可进一步得到的参数之间的关系。

(3.51)式～(3.56)式完全确定了转子入口截面气体的状态，如果需要，上述方程也可用于求解任意半径 r 处的速度三角形。

叶轮出口截面分析。下一步可应用流体动力学基本方程来分析转子出口处的气体状态。

如图 3－34，研究截面 2 处的速度三角形。

速度 U_2 可由简单的运动方程来计算：

$$U_2 = 2\pi r_2 N \tag{3.57}$$

（译注：原文公式中 p 应为 π）

流体绝对速度的径向分量也由流动连续性方程计算：

$$C_{m2} = m/r_2 A_2 \tag{3.58}$$

其中 $A_2 = 2\pi r_2 b_2$。（译注：原文公式中 p 应为 π）

切向分量 $C_{\theta 2}$为：

$$C_{\theta 2} = U_2 + C_{m2}\tan(\beta_{b2}) - V_s \tag{3.59}$$

（译注：原文公式中 C_{q2}应为 $C_{\theta 2}$）

式中 β_{b2}是出口截面的叶片角，V_s 是切向速度减小量，它与滑移系数 σ（译注：原文为 s，与本章符号表对应为 σ）有关：

$$V_r = U_2(1 - \sigma) \tag{3.60}$$

（译注：原文公式中 s 应为 σ）

设计过程中用到的参数 $C_{\theta 2}$（译注：原文为 C_{q2}）要由滑移系数来估算，而滑移系数与转子几何尺寸之间的关系式有很多，它们都是通过试验和理论计算的方法得到的。其中，经常采用的一个关系式是由 Wiesner 提出的：

$$\sigma = 1 - \frac{\sqrt{\cos(\beta_{b2})}}{Z^{0.7}} \tag{3.61}$$

适用于 $R_{1i}/R_2 < e^{-8.16}(\cos(\beta_{b2}))/Z$ 的情况。

对透平机械，由欧拉方程得到：

$$Dh_0 = (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1}) \tag{3.62}$$

（译注：原文公式中 C_q 应为 C_θ）

在忽略内漏和摩擦等因素传递给流体的次要能量的假设下，级的总温的增加可由下式计算：

$$Dh_0 = (U_2 C_{\theta 2} - U_1 C_{\theta 1})/C_p \tag{3.63}$$

（译注：原文公式中 C_q 应为 C_θ）

压力和温度方程又表示为下述形式：

$$p_{02}/p_2 = (1 + (g - 1)M_2^2/2)^{(\gamma/(\gamma-1))}$$
$$T_{02}/T_2 = (1 + (g - 1)M_2^2/2) \tag{3.64}$$

式中

$$C_2 = (C_{m2}^2 + C_{\theta 2}^2)^{1/2}$$

（译注：原文公式中 C_{q2}^2 应为 $C_{\theta 2}^2$）

$$M_2 = C_2/(\gamma R T_2)^{1/2} \tag{3.65}$$

叶轮的等熵效率由下式定义：

$$\eta_{S,ROT} = \frac{\left(\frac{p_{02}}{p_{00}}\right)^{(\gamma-1/\gamma)} - 1}{\left(\frac{T_{02}}{T_{00}}\right) - 1} \tag{3.66}$$

(3.66)式所定义的热效率的数值，通常是由设计工程师在对实际机器进行试验的基础上假设得到的，利用该式可使(3.58)式～(3.65)式成为封闭的方程组，因而就可确定叶轮出口截面的气体状态。

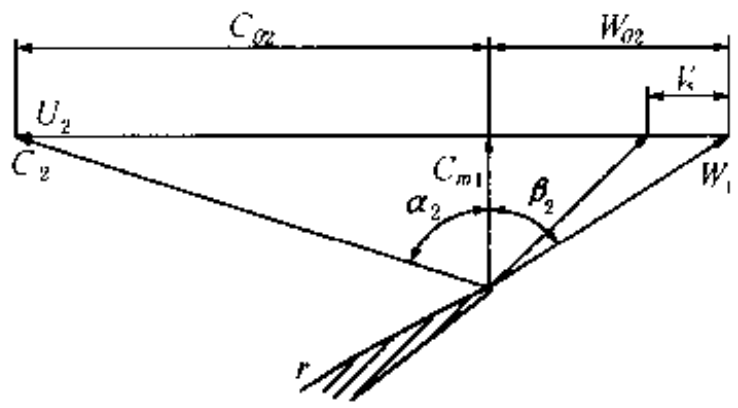


图 3-34　叶轮出口速度矢量图

总之，应该注意到，上述单截面一维模型处理方法在离心透平机械的大部分文献中得到广泛采用。

3.6.3　扩压器的一维分析方法

基于近似的一维流动假设的分析方法也经常应用在对扩压器的流场分析中，其主要作用是预测给定结构的性能，它同时也与叶轮出口的流动状态有关。

扩压器最重要的性能参数是压力恢复系数 C_p，它由下式定义：

$$C_p = \frac{p_4 - p_2}{p_{02} - p_2} \tag{3.67}$$

用这个参数来量化扩压器转化能力的强弱，即将叶片传递给流体的动能转化为压力能的能力。

离心式压缩机级中最普遍采用的扩压器分为以下两种类型：自由蜗壳型扩压器(无叶扩压器—译注)和有叶扩压器。在分析自由蜗壳型扩压器时，大部分方法都假设在叶轮出口截面和扩压器出口截面之间气体的流动为一维的连续流动，且满足 r = 常数。与这种方法有关的、包含壁面摩擦项在内的流体动力学平衡方程，可以由出口截面处已知的气体状态为起点通过数值积分的方法进行计算。可用这种方法来计算扩压器出口处气体的流体动力学状态，进而确定扩压器的性能。

对于有叶扩压器，由于气体流动极端复杂，不能使用仅仅基于理论分析的上述一维分析方法。因而，通常采用由试验所得的经验关系式来评价有叶扩压器的性能。

在这些关系式中，最著名的是 Runstadler 根据单平面上二维直壁扩压器所做的试验而确定的经验关系式。它表明压力恢复系数取决于许多的几何参数和空气动力学参数，例如长宽比、喉部截面的 L/w 和扩张角 2θ。根据 Runstadler 的试验数据获得的一个典型的性能图如图 3－35 所示，图中表示的压力恢复系数与上面介绍的几何参数有关。

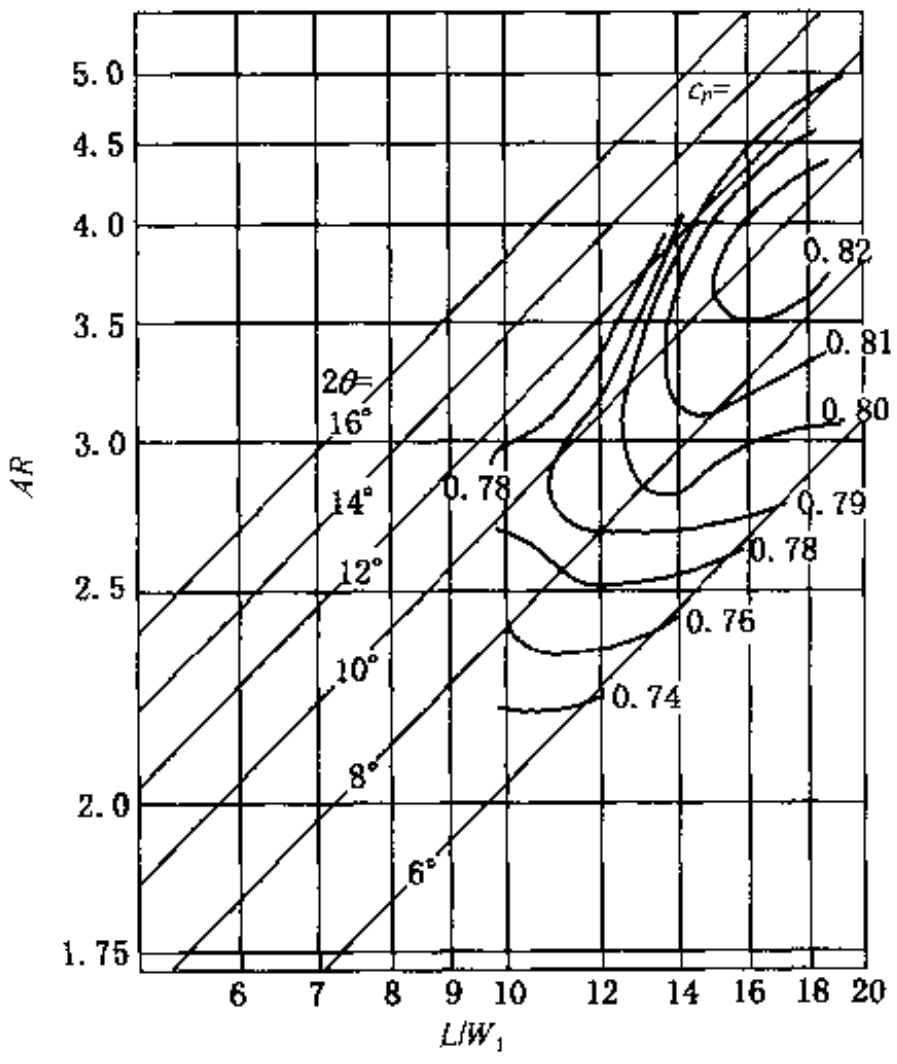


图 3－35 设计压缩机扩压器时采用的扩压器试验数据

3.6.4 非粘性流动数值分析方法

上面所述的一维分析法的缺点可总结为以下几条：不可能获得机器内所有点的流体动力学状态的准确表达式；不可能绘出零部件的详细尺寸图以及它们对流体动力特性的影响；需要在各种各样的经验关系式中引用试验数据。

为克服上述几个限制(至少是克服部分限制)，就需要采用能够求解级内构件中流场的分析方法，求解可通过数值计算方法进行。

基于使用粘性模型的复杂性和计算费用的昂贵性，人们开始考虑使用非粘性和稳定流动的假设模型。使用这类方法常常需作进一步的假设，例如，假设流体迹线可由被称为流线面的、适当的二维表面所描述。

注意，非粘性流假设与试验观察到的现象并不吻合，对于离心机械来说更是如此。相反，试验观察表明，流体的粘性效应有重要而广泛的影响。因面应该认为，由非粘性近似所得到的流场最多只是真实流场的一种近似。

尽管有如此多的限制，从工程角度看，应用非粘性方法仍可获得满意的效果。事实上，可以认为，受粘性效应作用的区域(特别是边界层)的流动状态，可由非粘性模型获得的流场和压力分布经过一定的修正而获得。

非粘性方法可分为四类：

- 与沿轮毂—轮盖方向流面有关的二维求解法；
- 与沿叶片—叶片方向流面有关的二维求解法；
- 准三维求解法；
- 三维求解法。

上述分类中，每一种方法还可以进一步细分为流线曲率法和偏微分方程方法。流线曲率法是以一阶常微分方程的积分为基础：这些方程表示了所谓的沿流线的"准法线"方向的动量平衡关系。偏微分方程方法是以对偏微分方程的积分为基础：这些方程表示了计算区域内任意点的质量平衡、运动平衡和能量平衡关系。

大部分偏微分方程法是在 1952 年由吴(仲华)提出的公式基础上发展起来的。由于引进了偏微分方程，这些方法将最初的三维问题转化为轮毂—轮盖方向和叶片—叶片方向的两个二维问题。

在简要介绍了非粘性方法的分类后，下面继续探讨每种方法的显著特点以及所得到的结果。

与沿轮毂—轮盖方向流面有关的二维求解法。这类方法以两相邻叶片间沿轮毂—轮盖方向上假想的平均流面上的状态为基础。通常，这些面的几何尺寸与叶片的位置和方向有关。

这类使用流线曲率法的典型计算模式是以动量平衡方程的积分为基础的，这些动量平衡方程是定义在沿轮毂—轮盖方向的流面上、由流线和准法线构成的网格内的。这些方程再进一步与准法线方向的质量平衡方程构成一个求解系。流线和准法线的位置经迭代过程的反复修改，直到由它们确定的流量收敛到设计流量值为止。这种基于偏微分方程的计算模式要经常使用到上面提及的吴氏公式。

在考虑应用上述模型所得的计算结果时，首先应注意到，由假设流线构成的几何形状与试验观察到的并不吻合，试验中流线的运动经常是高度扭曲的。此外，上面所述的方法假定流场是轴向对称的，这与试验观察到的现象不同，特别是在高压力比的叶片内，两者的差异更大。然而，当这种方法与下面所述的叶片—叶片方向的流动分析方法结合使用时，就可以获得更高的精度。

与沿叶片—叶片方向流面有关的二维求解法。这类方法以构成两个相邻叶片之间的旋转面假想流线的状态为基础，大部分使用流线曲率法。这些方法以求解沿准法线方向(即叶片—叶片方向)的方程为基础，计算方案与上面所述的方法类似。旋转面是通过绕流线轴的旋转运动获得的，流线由沿轮毂—轮盖方向的二维方法计算得到。

然而，使用最广泛的近似方法，是以 Stanitz 提出的公式为基础的有限差分法。在考虑应用计算结果时，应注意到假想流线的任意性，即通常假想流线与实际流线并不一致。

这种方法最有用的方面是可估算叶片表面的流体状态，这样此处流体的压力和速度分布也可以估算出来(下面会举例说明)，进面可预测实际机器边界层的特性。此外，如下面所述，这种方法也可作为准三维求解法或三维求解法的基本组成部分。

准三维求解法或三维求解法。在任何情况下，上面讨论的方法，都是基于对流动的二维描述。如前面所述，这类方法没有考虑压缩机中气体的实际状态，而这里是有重要的三维效应的。因而需要寻找超越二维假设的其他模型。

一个经常使用的技术，是将上述两种类型的二维解结合，从而产生了准三维描述方法。

例如，在由 NREC 提出的模型中，沿轮毂—轮盖方向流面的二维解与另外一个沿叶片—叶片方向流面的二维解相迭加。第一个解由常规的流线曲率法获得；第二个解由 Stanitz 提出的近似方法估算，该近似方法要以两个相邻叶片间沿封闭线的流体绝对无旋的假设为基础。

通过对这种流场分布的研究，能够获得与压缩机几何尺寸有关的、边界层性质的初步估计值。用这种方法获得的信息对压缩机设计来说是最重要的。由于这个原因，到目前为止，这种形式的计算模型是设计叶轮时最常使用的方法。

再一个层次的近似方法是对流场进行实际的三维描述。在这类方法中，有 Hirsch、Lacor 和 Warzee 提出的使用有限单元法的计算模型。

3.6.5 粘性分析方法

"粘性分析方法"表示一系列以对粘性可压缩流体和三维运动方程进行数值积分运算为基础的计算模式。

总体来讲，由非稳定流的完整的 Navier-Stokes 方程、流体的本构方程以及确定流体粘性、导热系数与其他变量间的依存关系的方程所构成的方程组，是对流体动力学现象最一般的描述。

层流时，基于上述方程组的数值模拟方法提供了对所研究问题的严格描述，并且，不需要引进另外的试验数据。然而，在分析离心式压缩机时，几乎在所有对其性能有重要影响的场合，流体的流动都应认为是紊流。

从原理上讲，可以通过对 Navier-Stokes 方程进行积分来模拟非稳定流动。这种方法不需要另外引入与紊流结构和紊流特性有关的信息。然而，它蕴含的对计算资源的巨大需求却超过了目前或不远的将来所能提供的水平。

这就需要再次考虑使用经验公式来近似表达紊流效应。以这种近似法为基础的计算程序利用雷诺运动方程，方程中的非稳定流的变量用一个与适当的时间步长有关的平均值代替。用紊流模型来表示运动方程中出现的雷诺应力张量。

由这种方式定义的流体动力学问题的通用方程是：

$$\frac{\partial Q}{\partial t} + \frac{\partial E}{\partial x} + \frac{\partial F}{\partial y} = \frac{\partial E_V}{\partial x} + \frac{\partial F_V}{\partial y} \tag{3.68}$$

式中

$$Q = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho u \\ \rho v \\ e \end{pmatrix} \quad E = \begin{pmatrix} \rho u \\ \rho u^2 + p \\ \rho uv \\ u(e + p) \end{pmatrix} \quad F = \begin{pmatrix} \rho v \\ \rho uv \\ \rho v^2 + p \\ u(e + p) \end{pmatrix} \quad E_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{xx} \\ \tau_{xy} \end{pmatrix} \quad F_v = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{yx} \\ \tau_{yy} \end{pmatrix} \tag{3.69}$$

其中，形如 τ_{xx}和τ_{yy}的系数表示摩擦效应，它们与流体的粘度和速度导数有关。该方程组还应包括适当的表示流体热力学特性的方程，通常由理想气体模型表示。还需要用适当的方程以显示的形式表示粘度对温度的依赖关系，通常是用 Sutherland 公式。

紊流最简单的表示方法是，将流体的有效粘度认为是由分子粘度和紊流粘度两部分组成

的(Boussinesq 假设)。

$$\mu = \mu_L + \mu_T \tag{3.70}$$

紊流粘度 μ_T 可用不同的方法计算：在称为代数模型的方法中，常使用基于 Prandtl 混合长度假设的近似方法。而在所有这些方法中，由 Baldwin 和 Lomax 提出的模型特别著名。

3.7　离心式压缩机级的热力性能试验

3.7.1　概述

即便是计算资源发展得越来越快，但预测压缩机性能的惟一可靠的方法还是通过广泛的试验。试验可在单级的比例模型上进行，用以基本了解级的性能；也可在整机上进行，用来测量压缩机的性能。

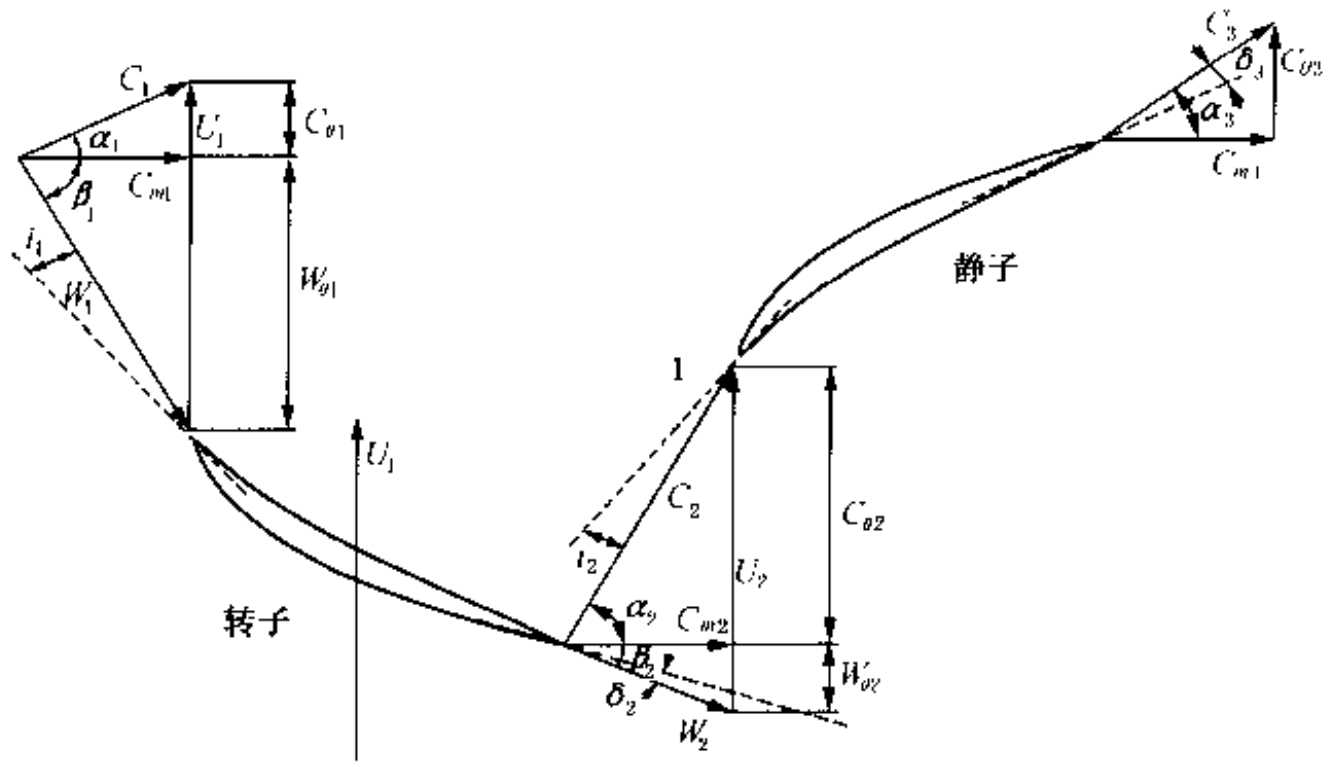


图 3－36　轴流级的速度三角形

通常对制造商来说，可用于试验的气体与压缩机的实际介质相比有着不同的性质(主要是分子量的不同)，因而，需要广泛使用相似定律。

单级试验。这种类型的试验通常使用比例模型，试验介质采用空气或一些出售的重气体，可选用闭式或开式循环装置。实验中可模拟圆周速度的马赫数以及体积流量系数。

与全尺寸状况相比，这种试验采用的雷诺数较低。雷诺数越高，压缩机的效率越高，能头也越高。ASME 标准中有关热力学性能试验的部分规定了相关的修正方法。

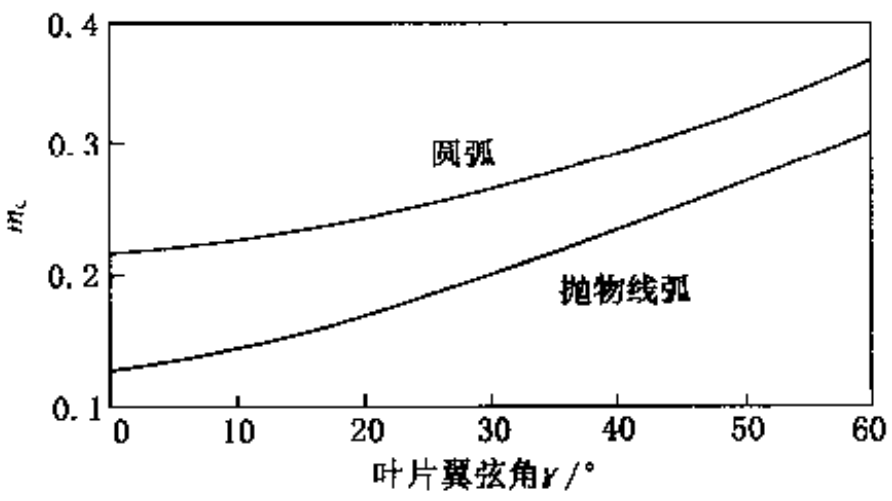


图 3－37　Howell 偏差修正图

单级试验时可参考图 3－39。

由于试验不是在机器部件的全尺寸上进行，因而可将许多探针安装在模型内部。这样，测量出模型几个部位的温度和压力，以对叶轮和静止部件的性能进行全面描述。

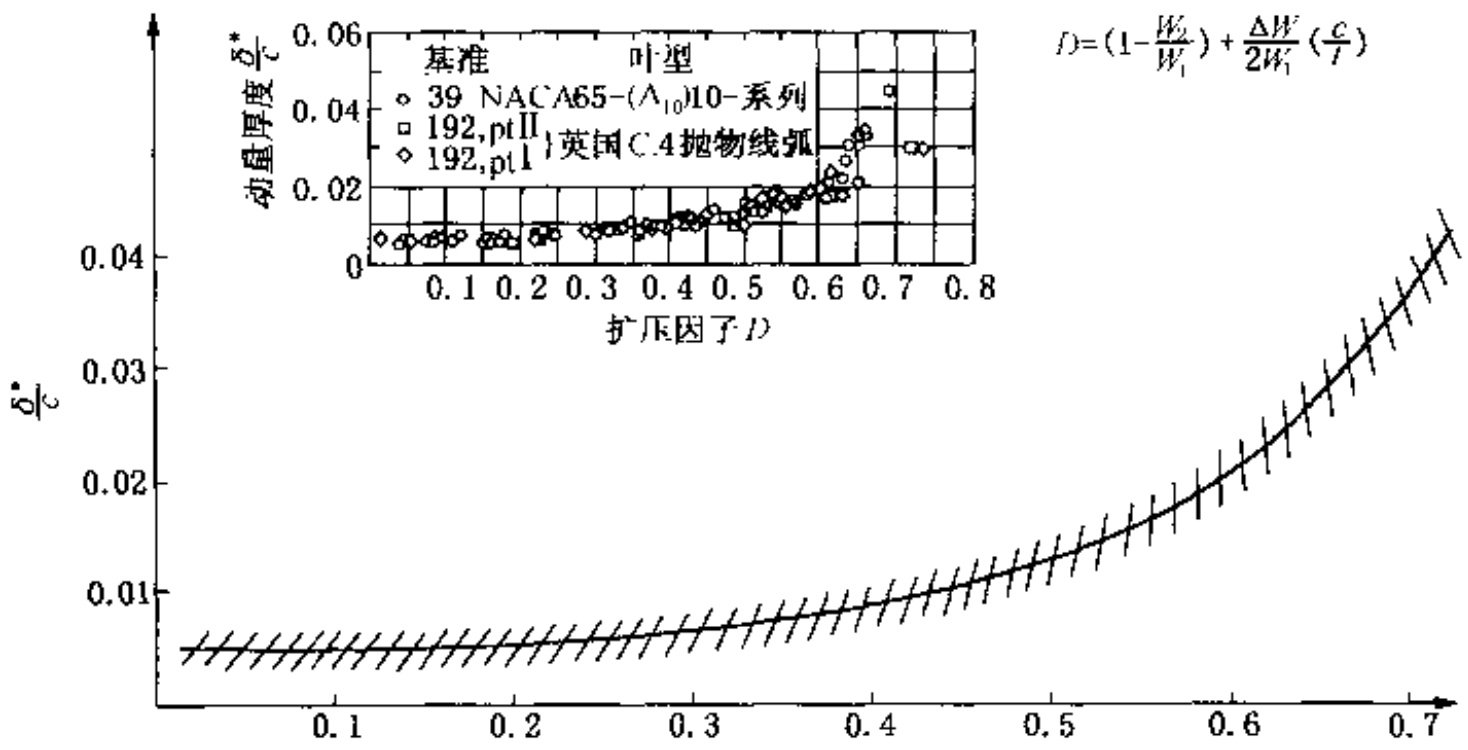


图 3－38 扩压因子和动量厚度关系图

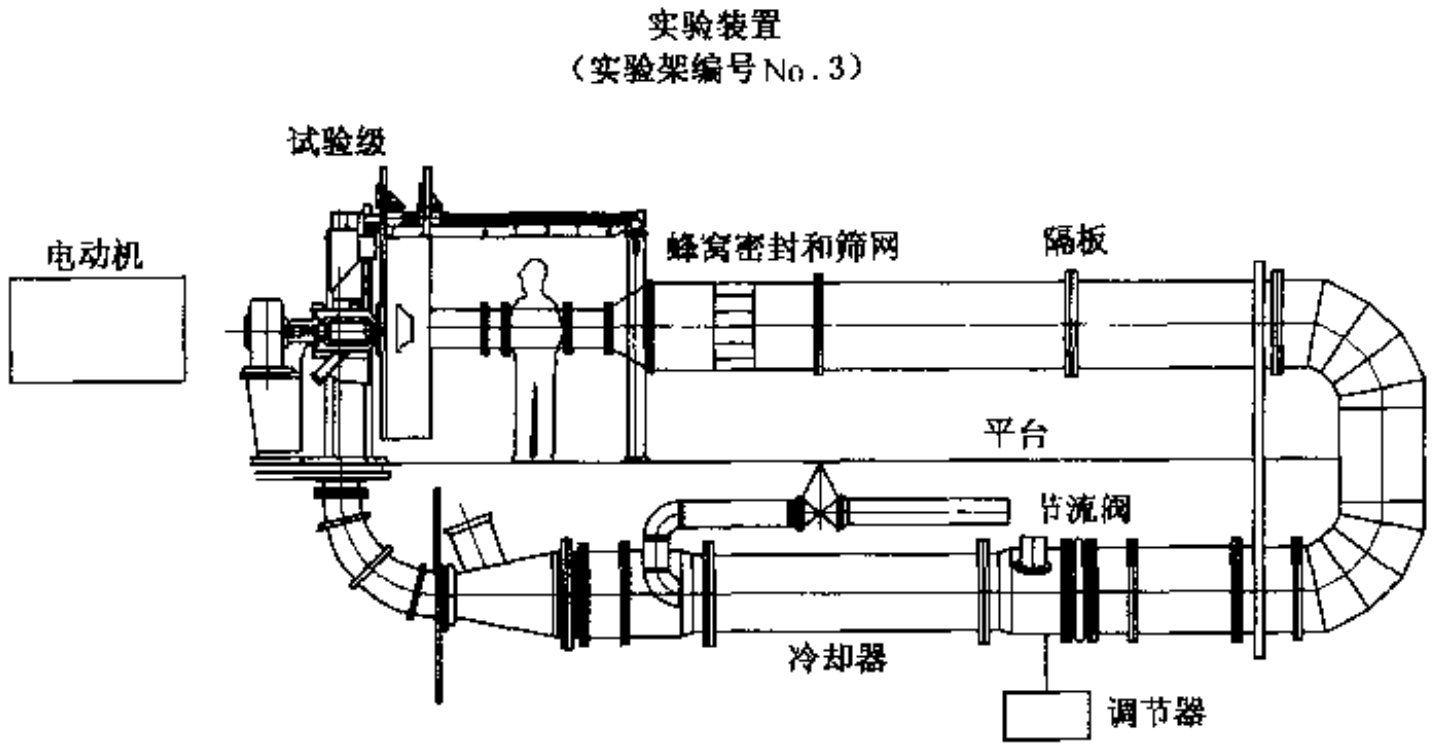


图 3－39 单级模型试验装置图

3.8 机械性能试验

机械性能试验有多种形式，而试验的复杂程度由需要获得的信息决定。试验条件应尽可能地与实际合同规定的一致。试验中，最感兴趣的参数是横向临界转速的测定。

总的来讲，要进行最大连续速度下的运行试验(对电机驱动的机器为 100%设计转速，对蒸汽轮机或燃气轮机驱动的机器为 105%设计转速)。在试验时，要在不同的转速下，在靠近轴承的位置，测量轴的振动。为检验压缩机在透平机控制失效时的安全性能，要进行压缩机的过速试验，试验转速应达到透平机的超速脱扣设定值。在这种情况下，速度可以超过脱扣转速的 10%，超过这个转速，机器就要停车。

由于联轴器对第二阶临界转速有最显著的影响，因此，建议试验时使用实际工作用联轴器。如果使用不同的联轴器，就必须注意要确保轴伸部分(考虑重量和轴向尺寸)相同。特别是要求：轴套的重量和重心的位置、齿与轴承的距离以及试验联轴器的重量和挠性均与工作联轴器相同。

压缩机轴和联轴器的连接(通过齿的啮合实现)可看成是一个枢接结构。事实上，弯矩不会传递到轴上，尤其是定距套的重量可分解成两个完全相同的、作用在末端啮合齿上的作用力。

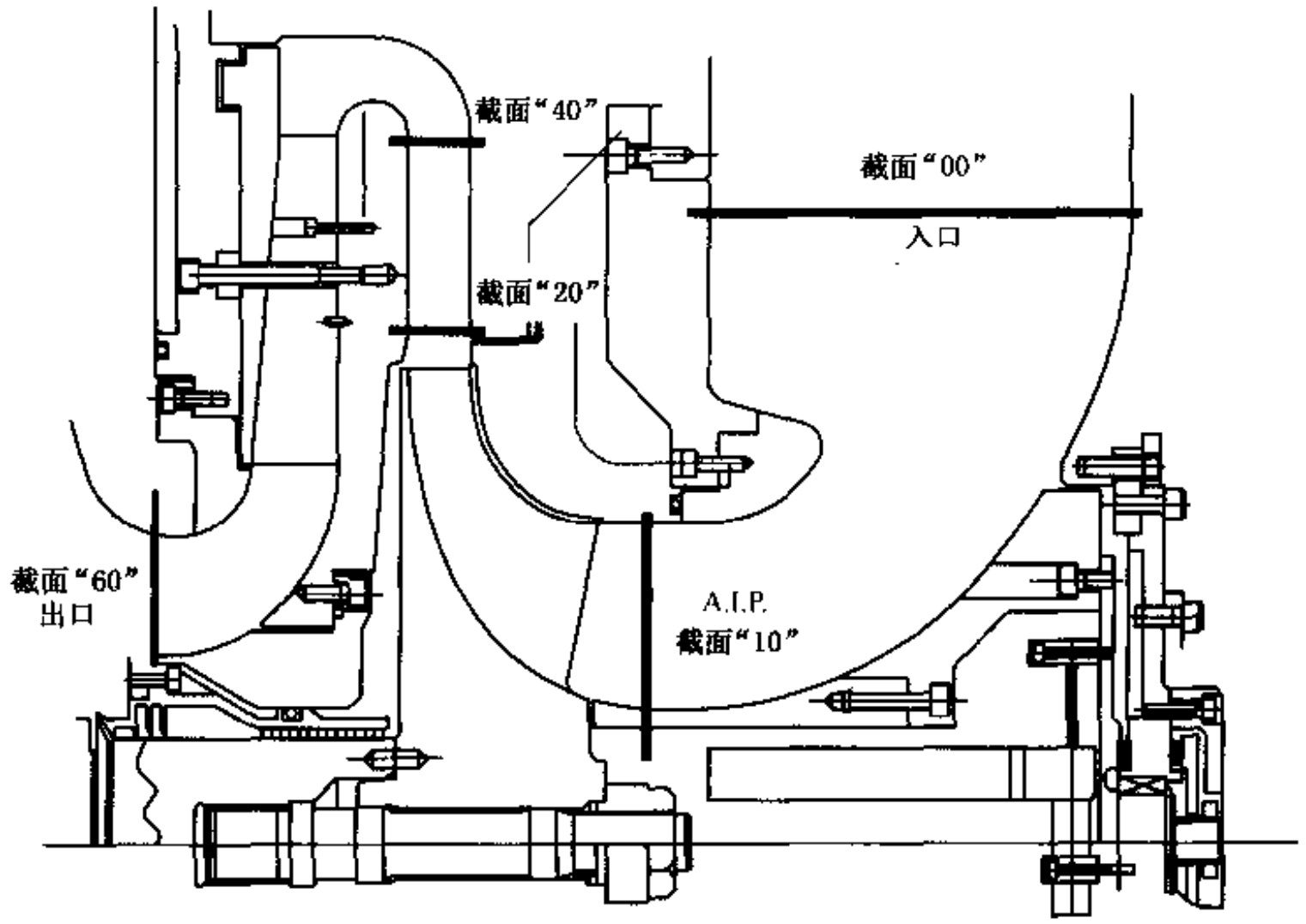


图 3－40　单级试验模型图

此外还要求，试验用的驱动机应该是实际工作中所用的同一台驱动机。事实上，驱动机—联轴器—压缩机机组是一个整体，各部分之间的相互作用不容易重现。然而，通常情况下使用的仍是试验装置的驱动机；只有对特别关键的机器，试验时才采用工作驱动机。这是由于考虑到压缩机具有的弹性响应所致。另外一个必须考虑的因素是轴承和密封装置，因为它们(轴承和密封的形式，间隙，油的粘度等)对临界转速有重要的影响。我们已经知道，当考虑横向临界转速和不稳定性问题时，轴承和密封的形式对降低作用在转子—支承系统上的不稳定力有最重要的影响。记住以下事实是有用的，即当异步振动发生的速度是转速的倍数时，预示着存在着不对中、轴承故障或其他原因。低于旋转速度的异步振动是由于轴承或密封中油膜的不稳定性造成的。试验用油的粘度必须与实际工作用油的粘度相同；这可通过调整轴承入口处的油温来达到粘度要求。

为了重现高压密封的工作状态，油或气必须在一个封闭的高压回路内循环，这样的系统可能会比较复杂和昂贵。

旧版本的 API 标准规定不带密封装置进行试验，而新版本与此相反，规定必须要带密封装置才能进行试验。这实际上意味着，进行试验时的压力至少等于实际操作压力的四分之一。

事实上，通过低压环的泄漏量与压力成比例：压力降低时，冷却程度降低，因而温度升高。

在试验时，要测量润滑油在轴承入口处的温度和压力以及轴承出口处的温度。有时，轴承温度由嵌入白合金内的热电偶测量。通常不测量润滑油和密封油的流量。而轴和壳体的振动都需要测量。壳体振动的测量是在靠近轴承位置的垂直、水平和轴向三个平面上进行的。测量装置包括一个安装于壳体内的外置部件和一个自由部件。自由部件实际上固定在空中，有极低的振荡频率，且不受机壳高频振动的影响。由于这两个部件之间的相对运动，造成了气隙中的磁场发生变化，进而产生了一个电磁力，该力经过适当放大显示在一个监视器中，从而给出了机壳振动的信息。使用滤波器检出不同的谐波，即可在示波器上进行监视。轴的振动用互成90°的探针在轴的不同位置进行测量，这样在示波器上就可观察到特定截面上的轴心轨迹。

同时还需要观察相位的振动，也就是说，观察在不同的转速下，相对于轴上固定点的位置而言，振动振幅是如何运动的(轴上固定点的位置可用通过光电元件监视轴上参考标记的方法获得)。当跨越临界转速时，振动相位会发生变化，利用这一特性，通过观察振动相位，就可以知道操作转速介于哪两个临界转速之间。例如，在一阶临界转速之前，不平衡和振动同相，而在越过一阶临界转速后，不平衡和振动反相。但实际上，相位的这种变化绝不是同步发生的，而是分布在一个转速范围内。自然地还应要求，轴是理想的圆柱形并且与轴承同心，否则，即使轴并不振动，也会检测到大量的振动。在进行振动测量时，还需要考虑电跳动和机械跳动的问题。电跳动现象是由于在锻造时构件内产生了磁场，而该磁场会干扰到振动的测量。为避免电跳动，试验前要用螺线管线圈对转子进行消磁处理。机械跳动是由不可避免的转子偏心和截面椭圆度等缺陷造成的，可用其他一些仪器进行检验。

过去，人们倾向于限制振动的振幅，而现在，人们转而倾向于限制振动的速度和振动的加速度。振动速度与振幅和频率的乘积以及耗散能量成比例，所以它是振动评价时的一个重要指标。通常来说，壳体振动振幅的允许值是轴的一半。为建立起这些振动振幅数量级的概念，考虑一个转速约为 5000r/min 的转子，振幅允许值约为 40μm。对壳体，允许的振动速度范围是 10～20mm/s。

3.9 转子动力学和设计准则

3.9.1 引言

目前，在高压离心式压缩机的设计中，需要解决的主要问题与转子的横向稳定性有关。由于压缩机的所有基本零部件对其稳定性都有影响，因此，稳定性问题与其所有零部件有关：转子、轴承、油封、联轴器以及所有的过流部件如叶轮、扩压器、回流器。

近年来的理论分析和试验研究使得这个领域取得了很大进展，具体地是指工业中出现可进行非常复杂运算的大型计算机、可通过检测振动和压力波动以实现更准确诊断的电子设备(非接触探针，键相器，压力传感器，实时分析仪等)。

通过测量转子振动的振幅和频率，从而获得了压缩机的机械性能。

转子的振幅务必不致引起：转子和小间隙静子部件(迷宫密封)的接触，油封的过载，或轴承的疲劳应力。在评价系统的稳定性时，振动的频率是一个非常重要的因素。

振动频率可能与转速一致(同步振动)，也可能与转速不同(异步振动)。通常在旋转机械中，这两种形式的振动都会出现。

3.9.2　同步振动

同步振动通常是由于下述的一个或两个原因引起的：

1. 转子的偶然缺陷(例如不平衡)；

2. 设计缺陷：也就是说操作转速太接近共振频率且/或系统阻尼不足。

对于①方面，现在机器制造商拥有可以实现非常精确平衡的设备。尽管如此，精确的平衡有时会被偶然因素破坏。因此②方面就显得特别重要，正确设计的转子—轴承系统必须确保，即使有偶发故障破坏了初始平衡状态，振动水平仍应能维持在许可的范围内。

通常有两种途径可用来预测转子的同步动力特性。

第一种途径是 Myhlestad-Prohl 数值计算法，这种方法将转子看作是由轴承支承的、由附加在无质量轴上的多个集中质量构成的一个动力系统。在全转速范围内，分别给定大量的恒定支承，由计算机程序求解该系统。这样就可以绘出转子的横向振动临界转速与等效支承刚度的关系图。以此为基础，给定一个轴承刚度，就可确定实际横向振动的临界转速值(图 3－41)。

对每一个特定的轴承刚度，固有频率程序也计算出了在临界转速时的转子模态(图 3－42)。模态的形状很重要，因为它揭示了轴上不同位置处相对振动幅度的大小。如果轴承处的相对振幅小，那么，即使在轴的有些部位存在产生极大挠度的大不平衡量，在轴承处引起的相对运动却很小，而没有相对运动，轴承阻尼就不会起作用。这说明轴承没有放置在最有效的位置，需要对其位置进行调整。

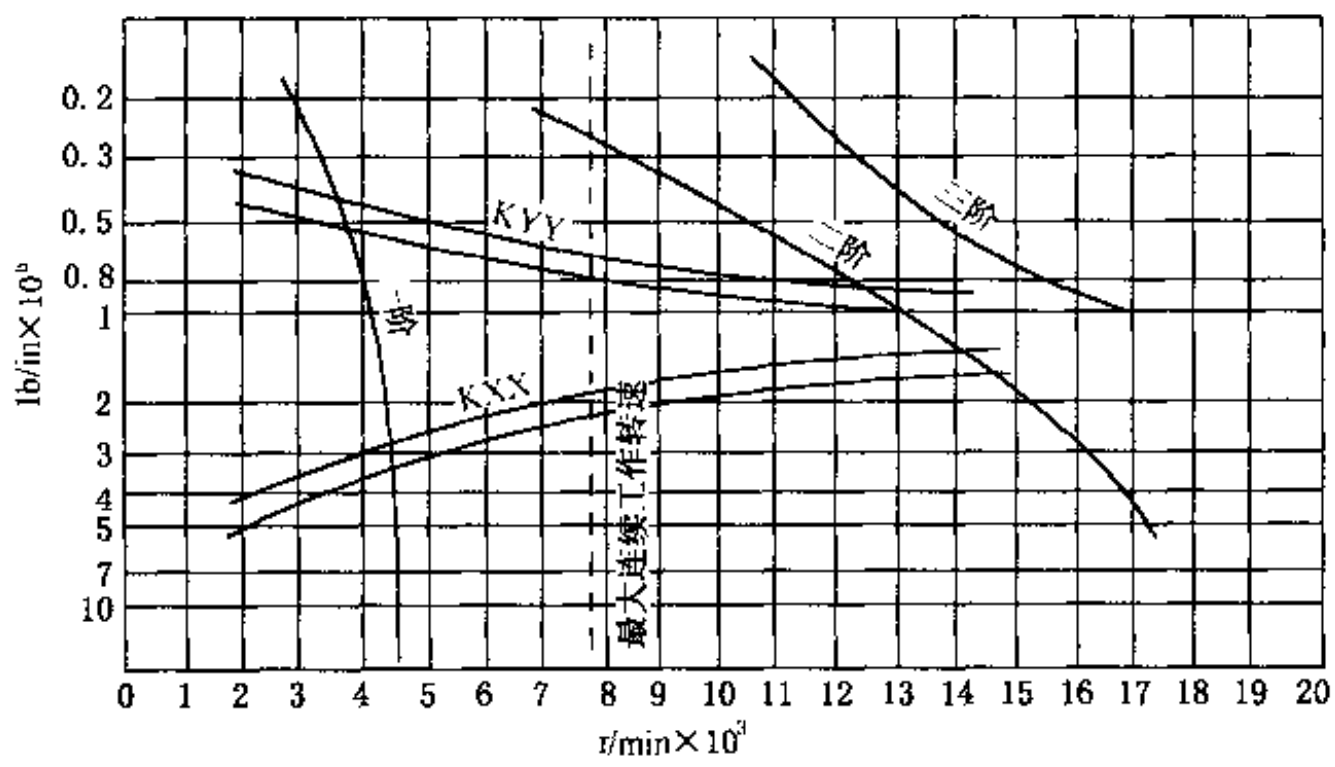


图 3－41　横向振动临界转速图

第二种途径是进行轴的响应的计算，这种方法是将轴在整个转速范围内的振动作为阻尼系统，研究其对不平衡激励的响应。不平衡激励经常设置在其经常发生的部位，如叶片、联轴器等部位。在轴的选定位置计算转子振动的幅值。

计算过程中需要模拟轴承的动态刚度和阻尼系数。由于垂直方向和水平方向的刚度和阻尼不同，因此计算所得的轴心涡动轨迹通常是椭圆形的。图 3－43 表示了轴在指定位置处，椭圆形涡动轴心轨迹的半长轴振动速度的变化情况。

在机器实际运转条件下进行的各种测试表明，测量所得的振幅和频率接近预计值。

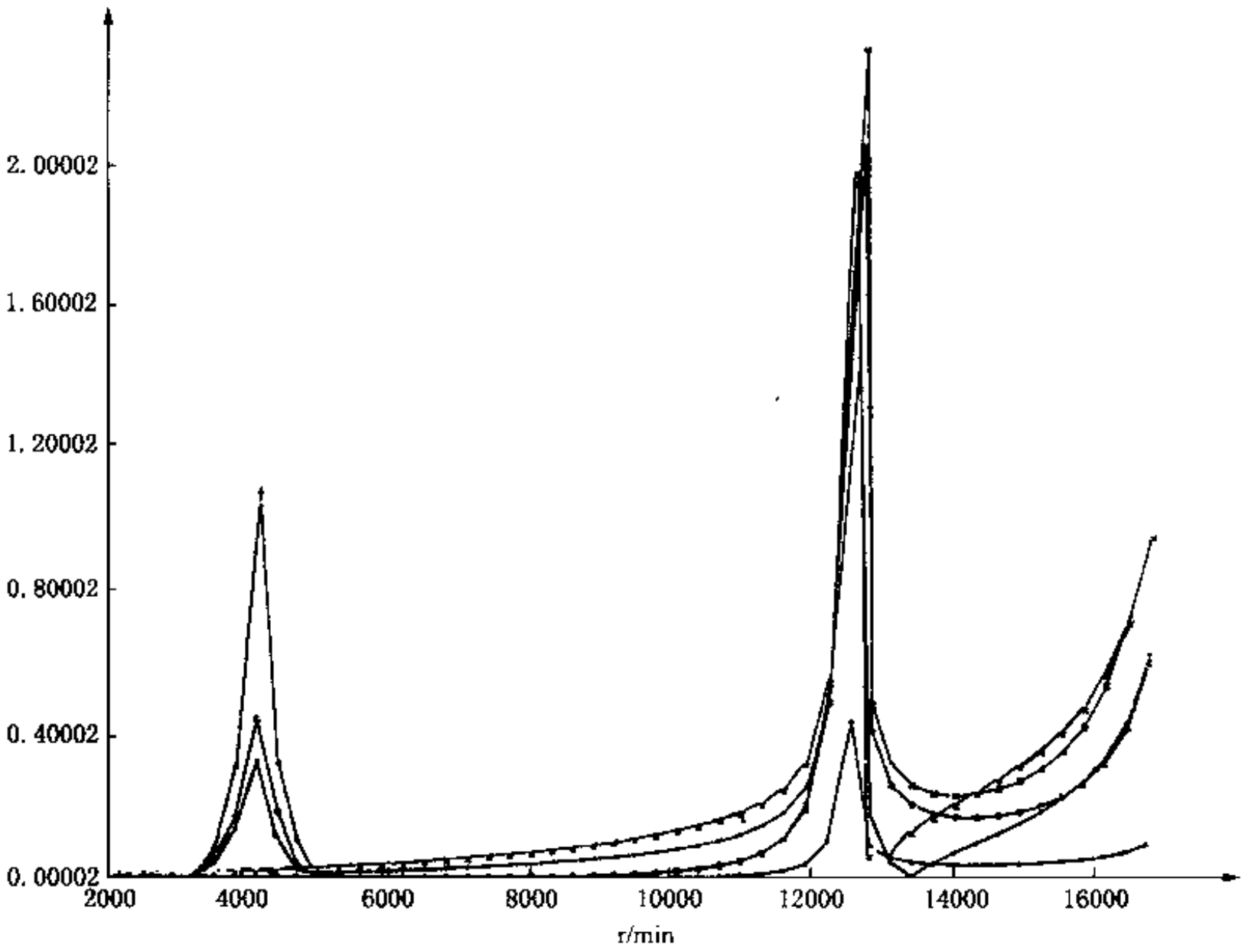


图 3－42　典型的转子响应图

对阻尼大小和共振频率有影响的设计参数有：轴承位置(特别是相对于轴悬伸段的位置)、轴承类型、润滑油和联轴器的类型，以及转子的弹性特性。

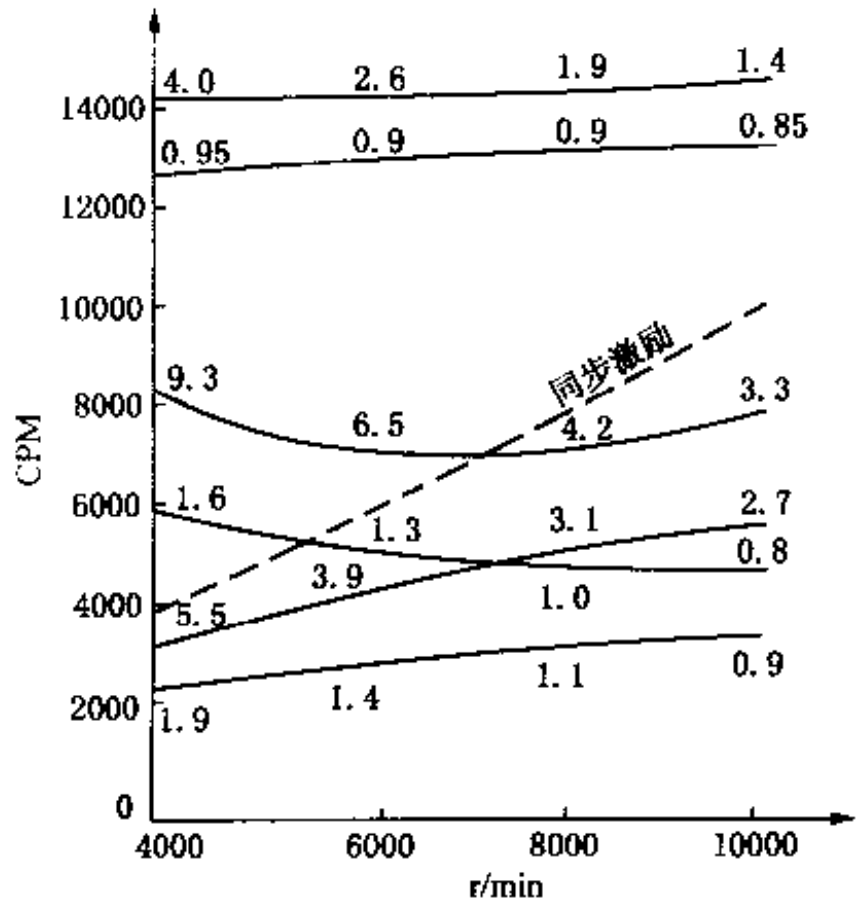


图 3－43　阻尼作用下横振频率及其减量图

3.9.3　异步振动

在异步振动领域，有必要将它进一步细分为振动频率为转速频率整数倍的振动和振动频率低于或高于转速频率但不是倍数关系的振动两类。

属于第一种类型的振动通常是由于局部因素造成的，例如：不对中，旋转部件和静止部件的摩擦，管道和基础应力过大等等。

属于第二种类型的振动，有着更加复杂的原因，特别是在高压离心式压缩机当中。它们可能是由外部现象造成的(例如强迫振动就是空气动力学原因造成的)，也可能是由转子本身的运动所固有的现象(自激振动)造成的，这种固有现象从根本上削弱了稳定性。

稳定性是几个因素平衡作用的结果。主要的因素有：

- 具有弹性特性的转子—支承系统。
- 气动效应。
- 油封。
- 迷宫密封。

每种因素都对稳定平衡产生一定程度的正面或负面的影响。系统稳定性的好坏都是这种平衡的结果。

一个预测转子系统稳定性的理论方法是进行对数衰减率计算。

这种方法计算了转子—支承系统在给定转速和支承条件下的有阻尼的固有频率。对每一个频率，其对数衰减率是系统自身稳定性的一个可靠指标。

1. 对转子来说，我们已经知道了其固有频率的确定方法以及根据转子的弯曲形状计算轴承支承效果的方法。

为避免或使内部滞后现象最小，热套式组装元件(例如轴套，定距环，叶轮等)的轴向布置必须尽可能地紧凑。

键槽能使不同横截面的弹性响应不同。为此要使键槽的尺寸尽可能地小，同时两个叶轮间的键槽要交错 90°布置，有些场合中还取消了键槽。

对于轴承来说，为避免油膜振荡问题，通常使用可倾瓦轴承。有些场合中也使用阻尼型轴承(图 3－44)，其好处是允许单独调节轴承的阻尼系数和刚度系数。

2. 一个或多个叶轮中发生的旋转失速可能是产生气流压力脉动的原因，而气流压力脉动的出现又预示了相同频率振动(强迫振动)的发生。

所有的离心式压缩机，不管其压力大小，都受到流体动力激励的作用。与其他场合一样，这种效应的强度随实际气体密度的增大而成比例的增大。此处，决定性的参数不仅有压力，而且还有温度、分子量和气体的可压缩性。这就是流体动力激励引起的振动问题在天然气回注或尿素合成装置中比在氨合成或炼油用压缩机中更频繁发生的原因。

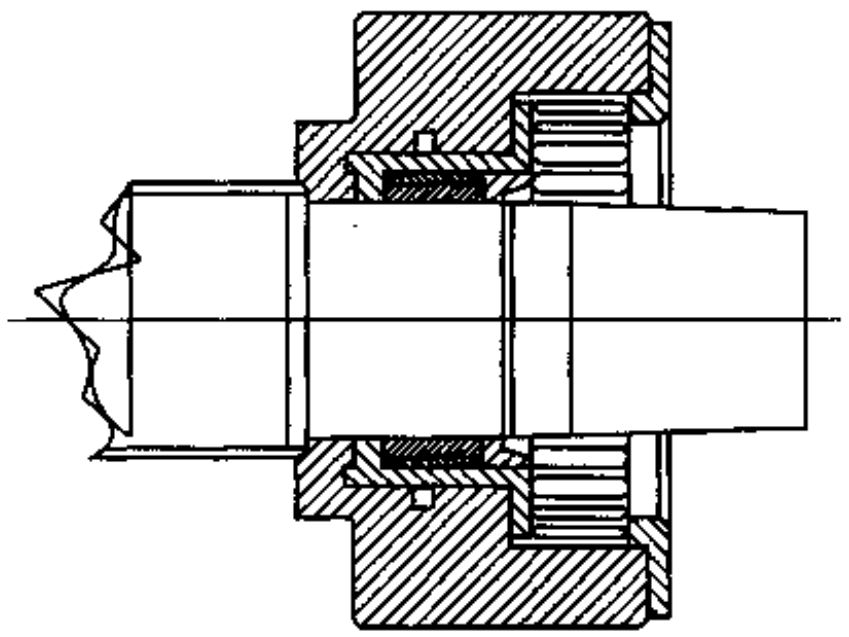


图 3－44　阻尼轴承

“不稳定流动现象”已经在标准级的结构部分研究过。结论是流体扰动和由此引起的压力波动来自于回流器的静止叶片而不是来自于叶轮本身。在这种情况下，轴的相关振动有如下特征：

- 振幅稳定。
- 极低的频率(数量级约为转速频率的 10%)。
- 振幅是叶尖速度和气体密度的函数。

3. 轴端油封仍然是制造高压离心式压缩机时最关键的部件之一。

油封必须满足的一个重要要求是要有助于增强系统的稳定性或者至少不能对其稳定性干扰太多。容易理解，如果油封被“锁定”，那么由该种密封的本性所决定，它必然是系统稳定平衡的一个负面影响成分，这是因为它的作用相当于一个轻载的全圆弧轴承。这种负面效应

倾向通常可以通过使密封环在操作状态下尽可能地浮动来抵消。

这种浮动效果可用这些方法来实现，即使用几个大气侧密封环以共同承担密封油压力降，让每个环的承压面有重叠部分，以减少每个环的承压面积　当以上这些技术措施不足以避免密封环被“锁定”时(例如开启极限力太大)，可以在密封环的圆周方向或轴向开槽以增强系统的稳定性，因为开槽可改变系统的阻尼和刚度特性。

4. 不稳定和亚异步振动的另一个重要的可能原因是迷宫密封。

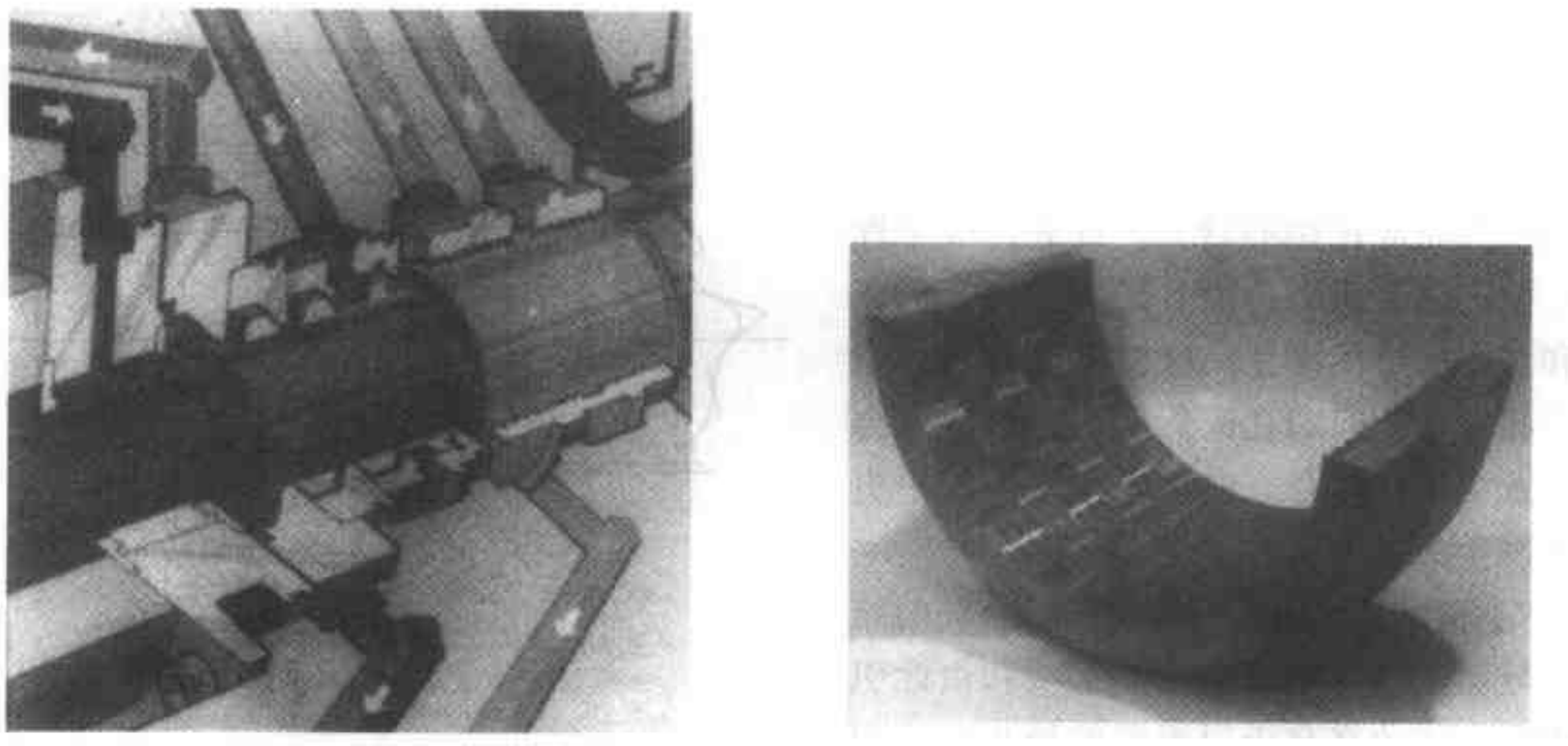
在环形密封面上，由于转子的位移，气体在圆周方向的运动不均匀，因而产生了不对称的压力分布，致使对转子作用了一个与位移方向垂直的合力(所谓的交叉耦合效应)。这是一种引起系统不稳定的典型自激振动现象。

这一现象的重要性会随气体密度的增大(因而也随压力的升高)而增大，并会随密封位置改变而改变。事实上，这种振动总是在一阶临界转速之上出现，并且其特征频率恰恰等于一阶临界转速，而其模态就是一阶临界转速的模态。

因此，从这个观点看，对于背靠背压缩机来说，由于其最大的迷宫密封布置在中间(同样地，压力也最高)，轴的涡动幅度也更大，因而这种效应也就特别重要。

图 3－45b 所示的密封装置代表了最初的一种尝试，它是通过在迷宫上沿轴向布置很多隔片，以此降低或尽可能地阻止气体的周向运动。

图 3－46 所示的蜂窝密封是由前一种密封发展而来的。它是将两个连续密封齿之间的环形面与一个内部的环形涡流腔相连，以期获得尽可能一致的内部压力分布。



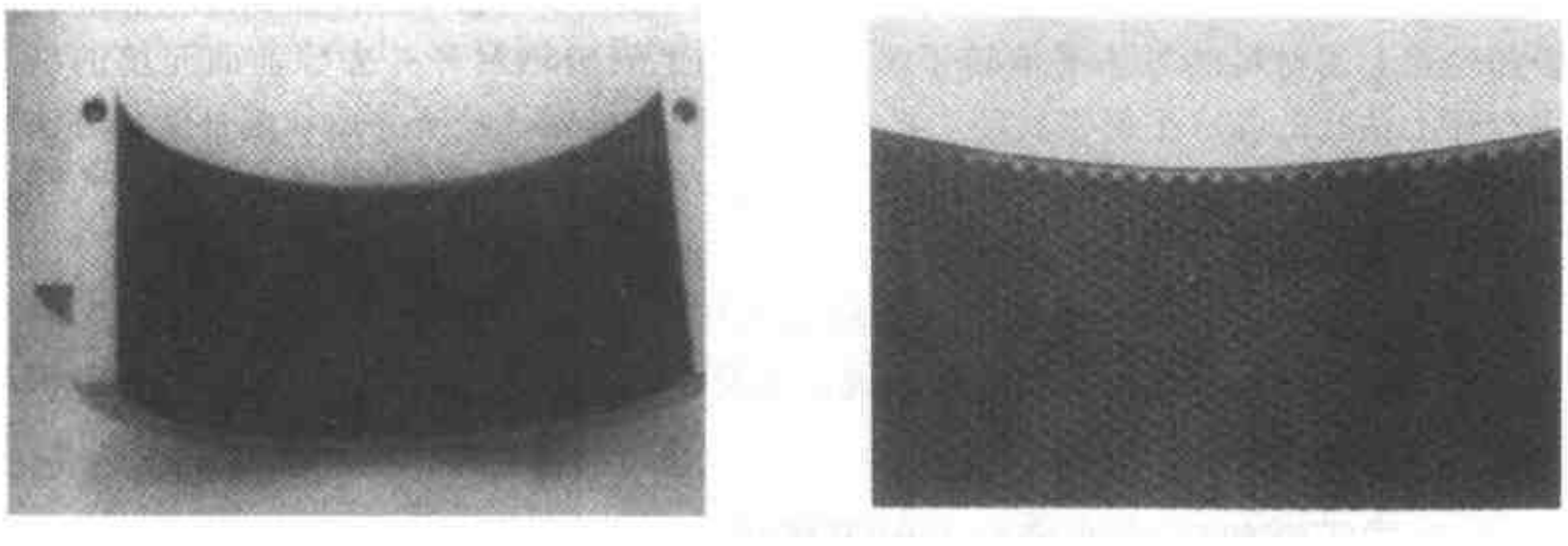
a　密封系统中的流动　　b　特殊迷宫密封

图 3－45　密封系统

3.9.4　平衡和过速试验

由于导致同步振动或异步振动的最主要原因，在计算过程中都可以得到很好的模拟，因而可以很好的预测转子的动态特性。

此外，测试技术的同步进展使得不但可以全面检验机器工作状态下的力学性能，而且可以全面检验作为设计基础的理论假设，因而反过来又确认了第一段中的陈述。



a　蜂窝密封　　b　蜂窝密封部件

c　壳体上的蜂窝密封

图 3－46　蜂窝式迷宫密封

转子通过下述程序平衡。

叶轮。首先要将叶轮安装到平衡设备上，接着将整个单元安装到平衡机上。用手转动该单元以确认已正确安装；在叶轮密封的外径上测量偏心距(最大允许值：0.02 mm)。

下一步，在较高的速度下平衡叶轮。应根据叶轮的重量，使平衡速度与平衡机的极限速度相适应。通过去除轮毂和轮盖上的材料的方法，直到最终的不平衡量在 API 617 规定的允许范围内为止。接着，叶轮还必须进行过速试验。

随后，将叶轮安装到带有两个连接盘的轴上，连接盘是用来平衡叶轮的，进而将轴安装到垂直过速单元上。在过速单元的脱扣装置设置好脱扣转速后，接着进行过速试验，并维持该转速水平约 10min，过速转速与规程规定的转速一致，而脱扣转速比过速转速高 2%。

真空度应维持在绝对压力低于 1Torr 的水平上，透平驱动机上的振动速度应小于 6mm/s。

必须记录测试值；叶轮接着必须再次经过渗透液着色检查，接着安装到轴上。

转子。安装轴到平衡机并搁置在轴颈轴承上；给轴配合上辅助半键，用粘性填料暂时填满轴端锁定环的间隙，开始平衡程序。平衡速度的选择要参考机器的特性，与 API 617(1973

年 10 月版)要求的平衡精度相适应。下一步，每次安装一个叶轮，且在安装完叶轮后，用去除轮毂和轮盖上的材料的方法平衡转子。接着在轴上安装轴封环并去除前面充填的临时重量，用在环上钻孔的办法平衡密封环。再在轴上安装止推轴承挡圈并用切削外圆的方法平衡挡圈。安装规定的接头并检查其平衡状况。作为最后检查，转动平衡机上的连接接头至 180° 位置并检查平衡情况。

注意：以上平衡方法是基于挠性转子的基本平衡准则；为防止安装转子时产生内部力矩，转子是在不同时段内平衡的，也就是说，在安装完每个部件(叶轮，隔环等)后，都要平衡转子。

3.10 离心式压缩机的结构特性和制造特性

3.10.1 机体

水平剖分型机壳。两半机壳都是常规铸造壳体。机壳材料要根据操作压力和温度、尺寸、压缩介质以及 API 标准来选择。通常使用的材料与 Meehanite GD 铸铁类似，抗拉强度 25 ~ 30kg/mm^2，抗压强度 70kg/mm^2。当必须用铸钢来铸造壳体时，使用 ASTM A 216 WCA 钢；当压缩机的操作温度很低时，使用 ASTM A 352 钢，它的型号有四种，具体选用哪一种，要根据操作温度而定；最后，在压缩腐蚀性介质的场合，使用 ASTM 351 Gr. CA15(13% Cr) 或 Gr. CF8 钢。

铸造壳体通常要进行磁粉探伤检验。在要求必须进行截面探伤时，铸造壳体要进行超声波探伤试验。有时也要求进行射线照相检查，当影响构件的应力受限制，且铸件内的缺陷较小尚不致对机壳造成决定性破坏时，使用这种方法很有效。最新的趋势是使用焊接壳体(图 3-47)，与铸造壳体相比，焊接的优点是降低了不合格率，减少了维修工作量。

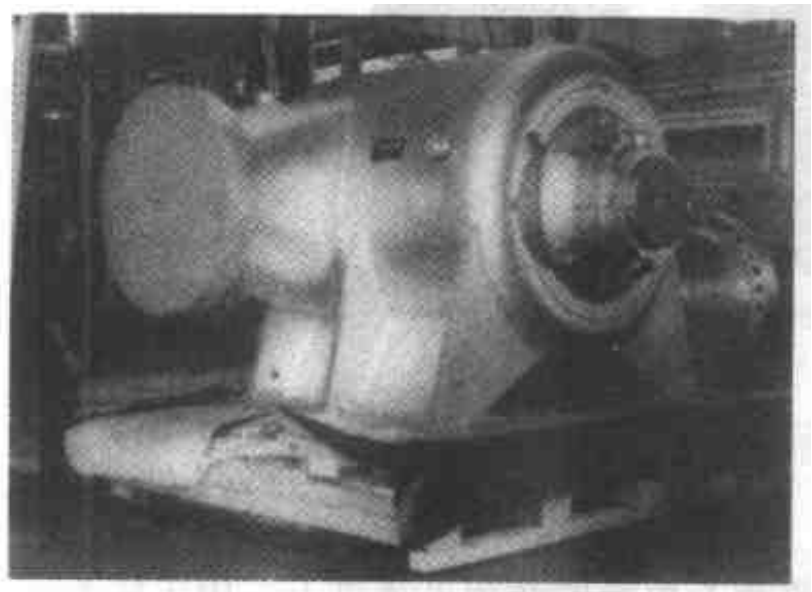


图 3-47 焊接壳体

垂直剖分型机壳。考虑到此类压缩机的压力很高，为使材质尽可能各向同性，从而使抵抗失效的能力更强，壳体和端盖都要由锻造制造。

筒体、支座和端盖通常使用 ASTM A 105 Gr. II 碳钢：0.2% ~ 0.25% 而不是 0.35% 的含碳量已足以使钢材具有足够好的机械性能，同时还具有良好的焊接性能。当压缩机的操作压力特别高时，要使用具有更高的机械性能的合金钢。

吸气和排气接管通常使用同样的材料锻造，并与筒体焊接在一起；对于管道压缩机，由于其结构复杂，不适合锻造，因面常常用铸造的方法制造。

隔板。隔板构成了压缩机静子内的气体通道，可分为四种类型：入口隔板，中间隔板，级间隔板和排气隔板。

入口隔板引导气体流入一级叶轮入口。当压缩机排气量的调节是通过改变气体进入叶轮进口角来实现时，在吸气隔板上就装有可调叶片。可调叶片的调节在压缩机外部实现。

中间隔板有两个功能，一是形成扩压器，将气体的动能转变为压力能；二是形成回流器，引导气体进入下一级叶轮。扩压器可有导叶，也可以没有导叶，导叶提高了转化效率但

降低了机器的适应性。

排气隔板形成了最后一级叶轮的扩压器和排气蜗壳。

在背靠背压缩机中，级间隔板将两级之间的排气段分开。

每个隔板上都有迷宫密封，以确保隔板与轮盖间的密合(阻止叶轮出口处的气体返回到入口)。轴的定距环上也装有迷宫密封，目的是防止气体的级间泄漏。密封环为拆分结构，很容易拆卸。

考虑到转子安装的需要，隔板分成两半。不管隔板是安装在筒形壳体还是水平剖分壳体上，都没有太大的区别，区别仅在于它们所安装到的壳体不同。

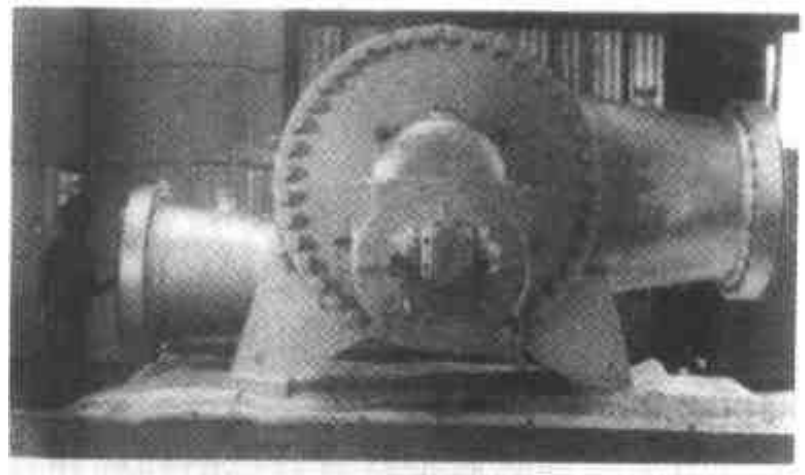


图 3-48　筒形压缩机组装图

在筒形压缩机中，两片隔板分别用拉杆固装在一起，形成两个独立的隔板束，在安装上转子后，两个隔板束用螺栓连接在一起，整个组件轴向放置在机壳内(图 3-48)。

在水平剖分型压缩机中，每半片隔板单独安装在上下两半机壳内。隔板的外表面上有凹槽，与壳体上的凸台配合在一起。每片隔板都在上下机壳仰放时放入机壳(见图 3-49)。

至于设计准则，隔板气体通道尺寸的设计和隔板厚度的设计不同。气体通道尺寸的设计准则是要满足热力学的要求，保证对气体速度和气流角度的要求；而隔板厚度的设计是根据作用在隔板两个面上的压差 Δp 的大小确定的。

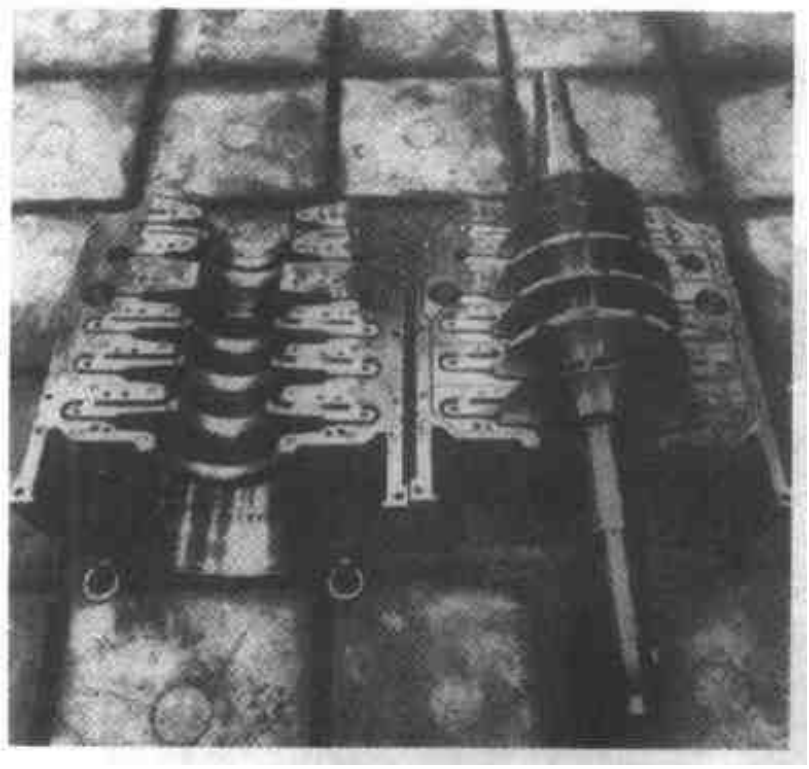


图 3-49　下机壳转子与隔板组装图

普通安装情况下(串联式，中、低压压缩机)，压差 Δp 是由各个叶轮单独产生的，因此压差不是很高。例如，在 8 个叶轮、吸入压力为 30 个绝对大气压、排气压力为 80 个绝对大气压的筒形压缩机中，近似有：

$$\text{单级叶轮压力比} = \sqrt[8]{\frac{80}{30}} = 1.13$$

因此，末级叶轮产生的最大压差 Δp 总计约为 9.2kg/cm^2。

由于隔板结构复杂，故几乎全部采用铸造方式制造。通常使用 Meehanite GD 铸铁或球墨铸铁，有时在低温场合下，要加入一定百分比(1% ~ 1.5%)的镍以提高其抗冲击性能。如果压缩机的操作温度低于 -100℃，就要使用 ASTM A 352 钢四种型号中的一种或者 ASTM A 351 中 CF8 型号的钢。

某些气流通道会导致隔板铸造的困难，此时可将隔板分成两部分制造，通常一部分铸造，另一部分由金属薄板制成，两部分用螺栓连接。

某些苛刻的工作条件下，例如，高压压缩机隔板或背靠背压缩机中的级间隔板(承受整个级的压差 Δp)，隔板设计压差 Δp 很高。在这种情况下，需要使用锻压碳钢(ASTM A 182 F22)这类的材料。

在超高压场合下，需要加强隔板束结构。解决方案是，壳体材料采用锻压碳钢(ASTM A 182 F22)制造，壳体分成两半，隔板如同水平剖分型压缩机中那样安装在两个壳体内，其优点是因隔板直径减小，变形也就减小了(见图 3－50)。

3.10.2 转子

离心式压缩机的转子由以下部件组成：轴、叶轮、平衡鼓、止推轴承挡圈、联轴器轮毂、轴套和定距环。

轴。轴由中间段和两端组成。通常，中间段的直径相同，上面装有叶轮和定距环；轴的两端直径逐渐缩减，以便安装轴承和密封。轴尺寸的确定原则是，使轴的刚度尽可能的大(减小轴承间距，根据流体动力特性增加直径)，以获得最好的弯曲性能。许多压缩机中，轴材料采用 40 NiCrMo7 UNI 钢，这种钢的机械性能优于普通碳钢，而有时也用普通碳钢制造轴。

40 NiCrMo7 钢的淬火和退火性能非常好；普通尺寸的离心式压缩机轴采用这种钢制造，可以对整个横截面进行淬火处理，而普通碳钢仅适于进行表面淬火。

因为对轴的要求是要有好的韧性和好的延性，而不是很高的屈服点和极限抗拉强度，因此要对轴进行退火处理，退火温度要使材料的极限抗拉强度超过 100kg/mm^2，屈服点超过 65～75kg/mm^2。

叶轮。叶轮是用热套的方式安装到轴上的(见图 3－51)。

在叶轮下面装有传递扭矩的花键。

叶轮热套安装不仅是为了传递扭矩的需要，同时也是避免在高速旋转下松动的要求。由

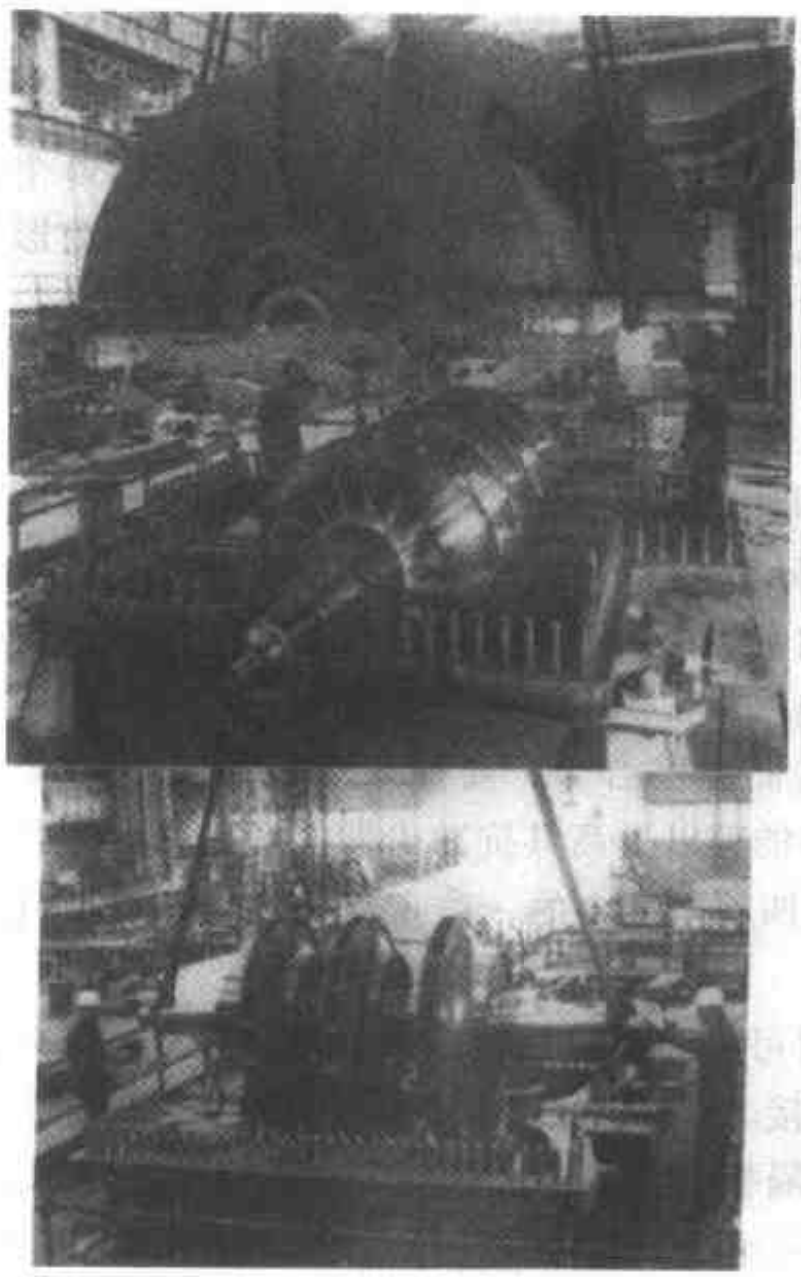


图 3－50 下机壳转子组装图

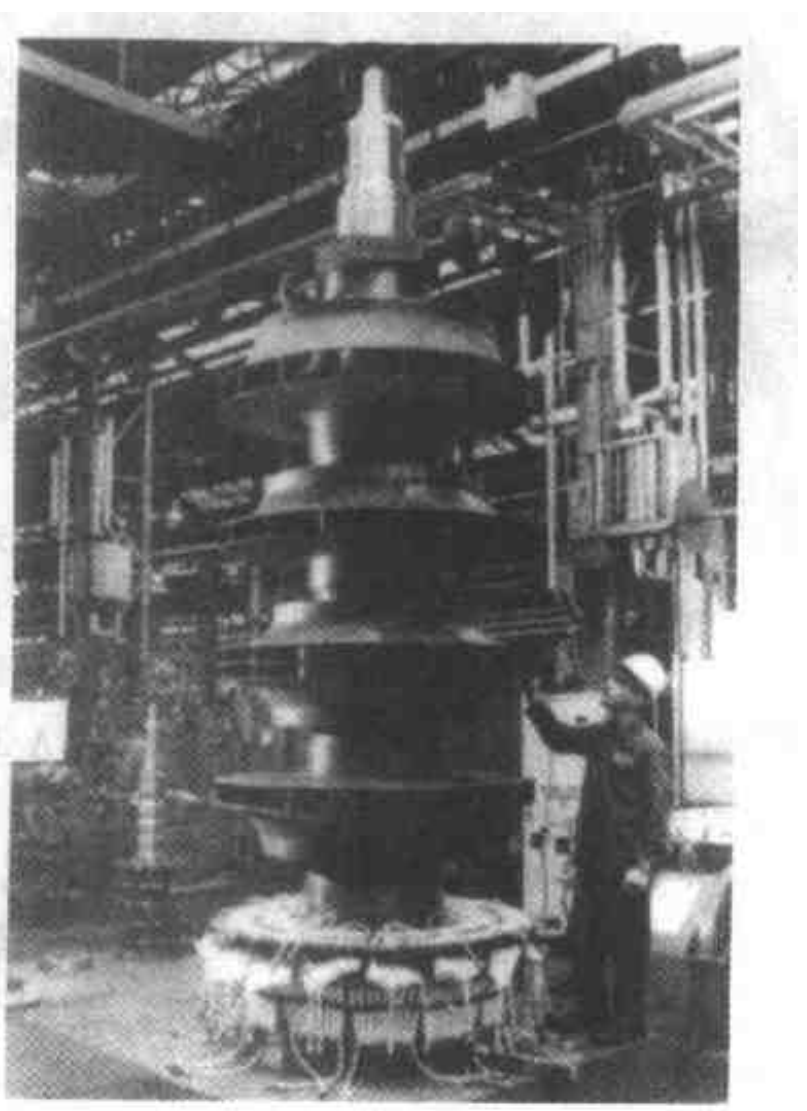


图 3－51 叶轮与转子组装图

于离心力产生的应力也能造成叶轮的松动，从而产生偏心和不平衡。

从结构上讲，叶轮可以是闭式或开式的。闭式叶轮由一个轮盘、几个叶片和一个轮盖组成，叶片通常是后弯的。这几个部件可用几种方法组装在一起，典型的是用焊接的方法。

叶片通常是在轮盘(或轮盖)上铣出的(见图 3－52)，然后再将轮盖(或轮盘)从内部焊上。至于叶片是在轮盘上铣还是在轮盖上铣，取决于叶片的形状，因而也就是取决于焊条能否伸入到叶片通道内。

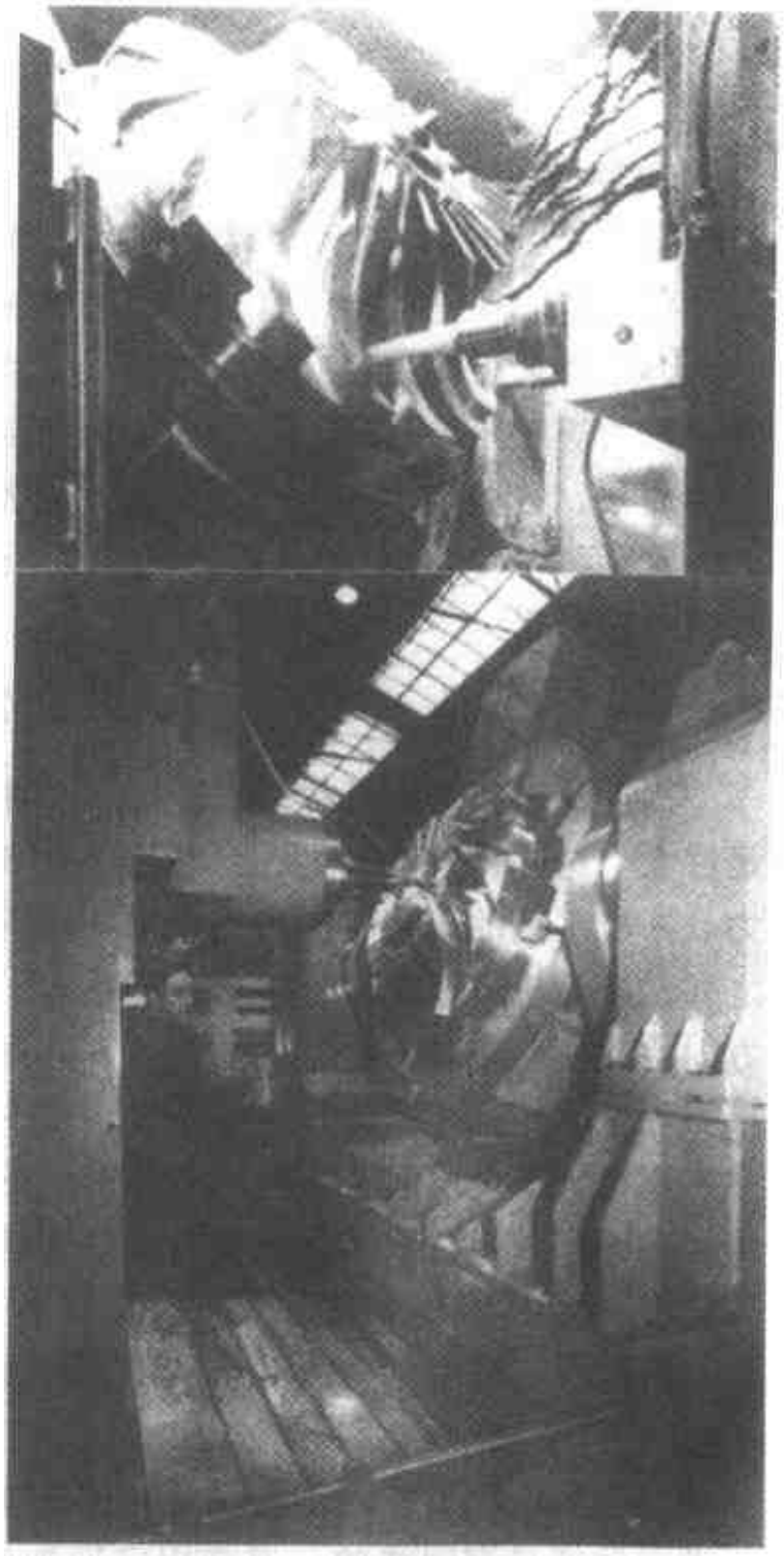


图 3－52　叶轮自动铣削过程

如果叶片通道太窄，内部焊接困难，就要采用外部焊接的方法：在轮盖(或轮盘)靠近叶片根部的地方，开一些与其形状一致的浅槽。再将轮盘和轮盖临时性地对焊起来，在浅槽中填满焊接材料并使其熔化，这样叶片和轮盖的接触面就熔合在一起，从而完成焊接过程。

叶轮的制造过程如下：如上所述完成焊接过程；然后使用热处理来消除应力；焊缝探伤；淬火和退火；最后进行机加工。

开式叶轮不同于闭式叶轮的地方是它没有轮盖。通常，开式叶轮的叶片是三维的，由铣加工制造，叶片为直叶片或后弯叶片。

至于叶轮的构造设计，必须考虑到叶轮是压缩机中承受应力最大的部件。减少压缩机的级数会使最大叶尖速度越来越高，因此应力也就越来越高。叶轮各部件中的应力分布不同，显然，应力的具体分布形态与叶轮的形式有关。通过有限单元法(F.E.M.)，能够极好地分析叶轮中的应力分布情况。最近以来，用中等水平的计算机工作站，就可以在有限的时间内完成动态计算，从而得到叶轮的动态特性(固有频率及其相应的模态)。

不同速度下的应力值与速度比的平方成比例。最大应力出现在过速试验中(速度为最大连续转速的 115%)。特别应注意叶片工作边根部的应力区域。应该避免应力集中，并且作为一般原则，在制造叶轮过程中，当设计和加工叶轮各表面时，应特别考虑到厚度、键槽以及圆整倒角。在选择材料和热处理工艺时，应考虑到离心力造成的应力以及叶轮所处的工作环境，例如腐蚀，应力腐蚀，低温环境等等。

为保证叶片焊接良好，应使用机械性能高面碳含量低的钢材，典型的叶片材料是低合金钢，含铬 2%，含钼 1%，含碳 0.13%～0.17%。

当叶轮由含碳量更高的钢材制造时，虽然机械性能较好，但其焊接性能就比较差，这是因为焊缝及焊缝区受晶间腐蚀的作用。正因如此，部分制造商要求限制碳含量。晶间腐蚀导致金相组织间的连接松弛，因而降低了强度。

当钢内碳含量超过奥氏体基体的溶解度极限时，钢就易受晶间腐蚀的作用，这是因为碳是沿晶界区域碳化物析出和铬含量降低的主要原因。沿晶界的碳化物析出时，能引起晶体组织断裂；而铬含量降低使得材料更易受到进一步的腐蚀。

如果在热处理后的淬火过程中以及焊接加热过程中，钢材保持在敏化温度(从 400℃ ~ 900℃)，则碳化铬会大量析出，而析出量的多少取决于碳的含量。

当叶轮输送的是腐蚀性介质时，就要使用含铬量更高的钢，例如 X15C13(13% Cr)；在腐蚀性特别强的场合，钢的铬含量要进一步增加，例如 KXOA2 - FNOX 钢(15% ~ 19% Cr)；如果要求钢既要有很高的强度又要有很好的抗腐蚀性能，要使用 MARAGING 型号钢中 17% Cr、4%Ni 系列的钢，同时在低温下进行时效硬化。低温场合下使用的叶轮，其材料使用含镍量高达 9%的钢，这种含镍量的钢直到 - 196℃仍有很好的抗冲击性能。

平衡鼓。在正常操作时，压缩机内部对转子产生一个推力，该力要由止推轴承承受，这个推力主要是由作用在叶轮上的压力产生的。叶轮产生的压差 Δp 形成一个指向吸入口的力，该力等于压差 Δp 与迷宫密封下轮盖面积的乘积。

通常，这些推力的合力相当大，常常超过止推轴承的承受能力。假设某中压压缩机有 5 个叶轮，每个叶轮的压差相同都等于 $6kg/cm^2$，轴径 $\phi = 17cm$，密封环内径 $\phi = 27cm$，产生的轴向力等于：

$$\frac{\pi}{4}(27^2 - 17^2) \times 6 \times 5 \approx 10370kg$$

因此，需在末级叶轮后安装一个平衡鼓。使平衡鼓背面的压力为吸入压力，并使其直径足够大。这样，就会产生一个由吸入侧指向排出侧的轴向推力，因而平衡了叶轮产生的推力。未被平衡的残余轴向力由止推轴承承受，以避免转子的轴向失稳。除了上面所述的推力之外，压缩机中还产生一些其他的推力，例如，气体沿轴向流入面沿径向流出叶轮，其流动方向的改变会产生一个推力；或者在高压压缩机中，由于作用于叶轮的压力不均匀所产生的推力。通常，这些推力较小，不足以改变平衡状态。

在设计平衡鼓时，应该注意平衡鼓的厚度要足以承受整个压缩机产生的压差 Δp。迷宫密封环的尺寸设计不当，会导致气体大量泄漏到入口，这会降低压缩机的性能。通常，平衡鼓的材料采用 X12C13 钢，同叶轮一样，也与键热套组装。

联轴器。联轴器将驱动机的功率传递到压缩机上。联轴器可直接与压缩机相连或通过一个增速齿轮与压缩机相连。通常，压缩机中使用齿式联轴器，其润滑方式采用加压润滑或注油润滑。加压润滑联轴器的设计转速很高，大多数情况下，这类联轴器仅用于压缩机中。另一类联轴器是密闭式的，通常用定期加注润滑脂的方式润滑，这类联轴器仅用在低速驱动轴上。

在传递扭矩时，若联轴器连接的两根轴的相对位置发生变化，则在瞬态加载状态或者由于热膨胀使两根轴在轴向上更加接近或更加远离的情况下，齿式联轴器就会产生一个轴向推力。通常情况下，由于联轴器的限制，两根轴不能发生相对位移，但当产生的轴向力超过了啮合齿上的摩擦力时，轴就会发生相对位移，而在此之前，轴向力由止推轴承承受。例如，某压缩机的功率 $N = 10000$，转速 $n = 10000r/min$，联轴器半径 $R = 100mm$(齿的节线半径)，有：

传递扭矩
$$M_t = \frac{716N}{n} = 716kgm$$

传递切向力　　$F_t = M_t / R = 7160\text{kg}$

当齿的摩擦系数为：$0.15 < f < 0.3$ 时，需要由轴向力克服的齿的摩擦力为：

$$F_a = F_t f = 1074 \sim 2148\text{kg}$$

为理解联轴器的推力特性，应该考虑到下述因素：转子的固定点是止推轴承；转子的热膨胀量小于壳体的热膨胀量。近来，膜片联轴器的使用增多了，但这种形式的联轴器也有一些缺点。膜片联轴器的主要优点是允许的不对中量大，但同时它较重　它对转子二阶临界转速下的挠曲性能有一个负面影响，平衡也困难，并可能引起薄板的疲劳破坏。

止推轴承挡圈。止推轴承挡圈的材料是 C40 碳钢，通常用液压进行强迫安装。

定距环。定距环是放置在叶轮间的轴套，它有两方面的作用：保护轴使其免受腐蚀性介质的作用(通常，定距环的材料是 X15C13 不锈钢，含碳量 0.15%，含铬量 13%)；实现叶轮间的相对定位。

定距环是热套到轴上的，过盈量为 0.5% ~ 1%。由这样一个收缩量产生的应力为：

$$\delta = \varepsilon E; \varepsilon = \frac{\Delta l}{l} = \frac{1}{1000} \quad \delta = 21000 \frac{1}{1000} = 21\text{kg/mm}^2$$

如果由离心力产生的超过热套应力，则切向应力 δ_t 可以抵消该过盈量。假设有一个定距环，在叶尖速度为 100m/s 时(通常情况下，由于定距环的半径很小，故叶尖速度很少超过此值)，受到的最大应力 $\delta_t = 8\text{kg/mm}^2$，这种情况下，定距环不会与轴分离开。

油封下的轴套。油封下的轴套由碳钢制成，表面用很硬的材料(布氏硬度 600)作涂层处理。Colmonoy 合金材料是用于此种目的的典型涂层。这种轴套用来保护轴，避免其受到腐蚀和划伤，同时拆卸也很方便。在高压场合，不能使用衬有 Colmonoy 的轴套，因为该种材料的收缩量有限；这时可应用经过淬火与退火处理的 40 NiCrMo7 钢(布氏硬度 300/350)。

3.10.3　密封

在轴两端穿过壳体的部位，安装有密封装置，用来避免或减少压缩气体的泄漏或者是防止空气被吸入压缩机。密封有三种形式：迷宫密封，油封和机械密封。

迷宫密封。迷宫密封由梳齿组成，梳齿材料为轻质合金或抗腐蚀性材料，为避免意外接触时损伤轴，梳齿的硬度要比轴的硬度低。梳齿能方便地拆卸。齿的数量和间隙值要根据操作条件确定。如果绝对不允许泄漏发生(毒性或爆炸性气体等等)，迷宫密封要和抽气或注入系统组合使用。迷宫密封有时也用退火铝合金制造(布氏硬度 70 ~ 80)；在气体对铝造成腐蚀的情况下，使用含 18%Cr、含 8%Ni 的不锈钢。还可以使用其他材料，如铜，巴氏合金等等。

油封。油封由两个衬有巴氏合金的浮动环组成(高压环在高压侧，低压环在低压侧)(见图 3 - 45 ~ 图 3 - 46，图中是一个装有几个低压密封环的典型压缩机)。

两个环装在轴上，它们与轴之间有一定的间隙，从而形成一个环形的密封腔。密封油以稍高于气体的压力被引入密封腔，并沿环与轴之间的间隙流动。低压侧流出的密封油流回密封油箱并被循环利用，高压侧流出的油经油气分离器后自动排出。

为阻止密封油流入压缩机内部，在油封和压缩机之间装有一个大的迷宫密封，并在中间设置有压力平衡室。

油封由碳钢支承环制成，表面衬有薄的白合金层，或者在气体对合金层造成腐蚀的情况下，使用无铜白合金。

机械密封。机械密封主要是由一个石墨环(通常是静环)和一个钢质动环组成，动环随轴

一起旋转，静环与动环紧密贴合在一起。动静环之间的贴合是在弹性元件(弹簧或波纹管)和作用于环上的流体压力两个因素的共同作用下实现的。由于动静环接触所产生的摩擦热要由密封油带走，所以为了润滑动静环之间的密封面，密封油和气体之间的压力差 Δp 要很高(3～5 个绝对大气压)。为保持此压差 Δp 恒定，还必须有一个压力腔，使得密封油和大气之间能由一个低压密封实现密封功能，通常使用石墨浮环来完成。

在要求密封油不能污染气体的场合，应使用机械密封。事实上，普通浮环密封中，高压侧的密封油泄漏约为通常油封泄漏的 10%。在压缩机因缺油而停车的情况下，机械密封也能在静态下继续起到密封气体的作用(尽管密封效果可能不是很好，且密封效果取决于动静环接触的密封面的情况)。

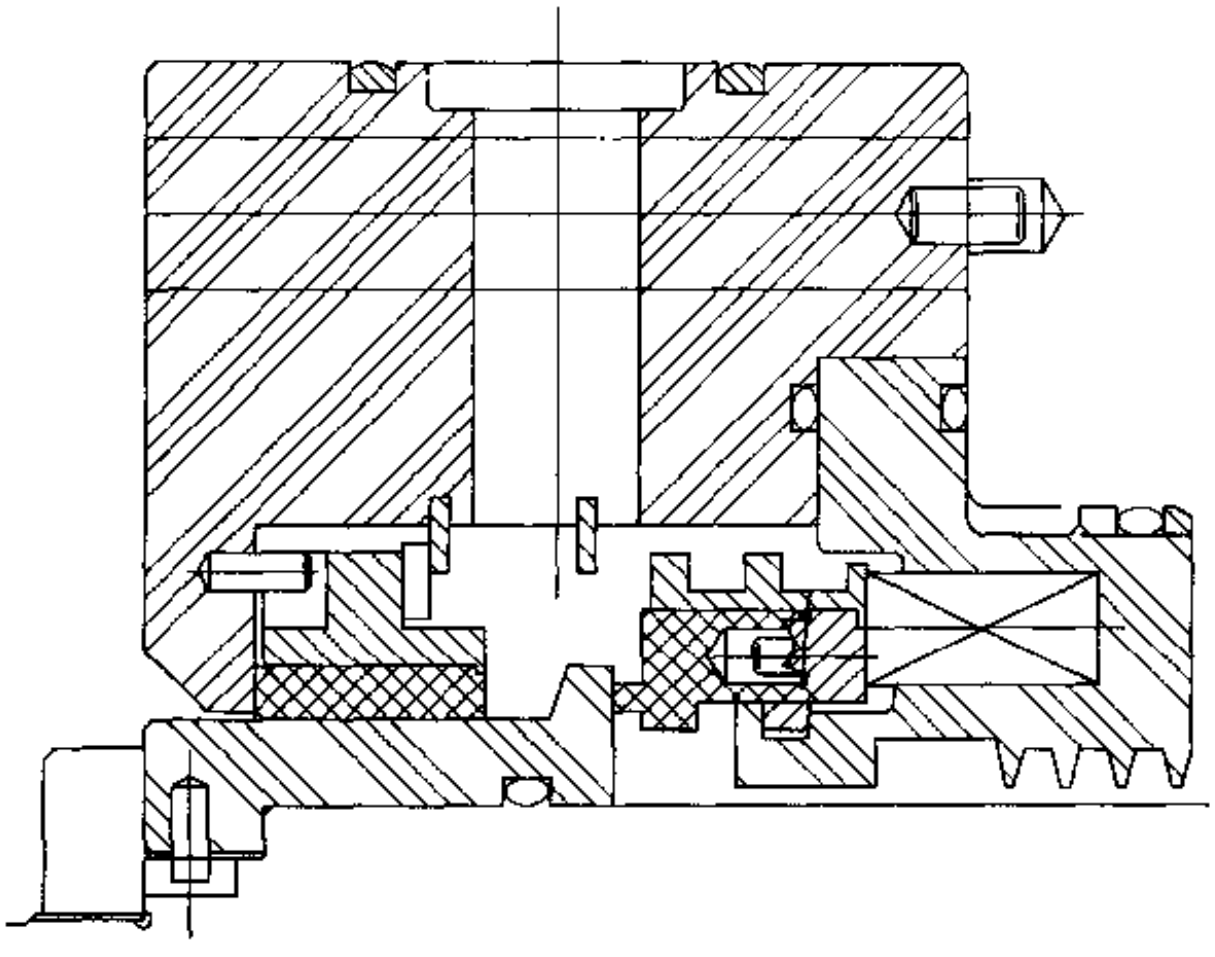


图 3－53　机械密封

3.10.4　轴承

轴颈轴承和止推轴承通常都是加压润滑的普通型轴承。它们放置在压缩机壳体的外面，不用对内部气体泄压就可对其进行相关检查。通常，止推轴承放置在轴颈轴承外侧，且与联轴器相对。这样布置的目的是减小两边轴承的中心距，提高压缩机的挠曲性能。

压缩机组有两个联轴器，上述布置方案将导致一个轴端承受联轴器和止推轴承的两个重量的作用，因而可能引起轴的挠曲性问题。这是因为，轴颈轴承外的较大的集中质量会产生另外一个临界频率。为解决这个问题，可将止推轴承布置在轴颈轴承的里侧。

轴颈轴承。目前，很多压缩机采用可倾瓦轴承，它能吸收作用于油膜的任何不平衡量，因而似乎是最适宜的一种轴承。

使用它的前提是要对轴振动的频率进行充分的计算研究。大多数可倾瓦轴承使用碳钢作为基层材料，而瓦块工作面通常浇铸巴氏合金(一种锡合金)，可用离心铸造技术浇铸。

止推轴承　很多压缩机的止推轴承也采用可倾瓦块型轴承，并有支撑结构，以使载荷分布均匀(见图 3－54)。瓦块靠在挡圈上，而挡圈是用液压方法安装到轴上的。尽管压缩机通

常设计为按正向推力运行，也就是说，推力指向止推轴承外侧，但这些轴承都是双作用型的。它有内侧瓦块，可以承受反向推力，反向推力是在压缩机的异常状态下产生的(瞬态加载，启动阶段等等)。

在止推轴承外侧安装有一个带有计量孔的环，用该孔控制润滑油的流量。通常，轴承挡圈的速度不超过 190 m/s，载荷不能超过最大承载极限 50%，最大承载极限的数值由制造商提供。以上两个参数是用来选择止推轴承的典型参数。

3.11　离心式压缩机的工业应用

离心式压缩机在许多工业部门中都获得了广泛应用，特别是在要求压缩机具有很宽的性能范围的流程工业中更是如此。最近三十年来，离心式压缩机逐渐扩展到传统上应用其他类型压缩机的领域，究其原因，一方面是大量新工艺的发展需要，另一方面也是单个装置生产能力的扩大造成的。事实上，开始时离心式压缩机主要是用作鼓风炉、采矿等场合下的鼓风机，压缩机的空气流量差异巨大，但压力比都很低。后来，当它开始在化工厂中应用的越来越普遍的时候，离心式压缩机发生了相当的改变。它所压缩的气体由空气变为其他种类的气体，接着又是气体和/或蒸汽的混合物，所有这些介质的性质均不同于空气。同时，为满足工艺的需要，压缩介质的流量和压力比都显著提高了。下面概述了应用离心式压缩机的主要工艺，并介绍了它们所用离心式压缩机的主要特点。

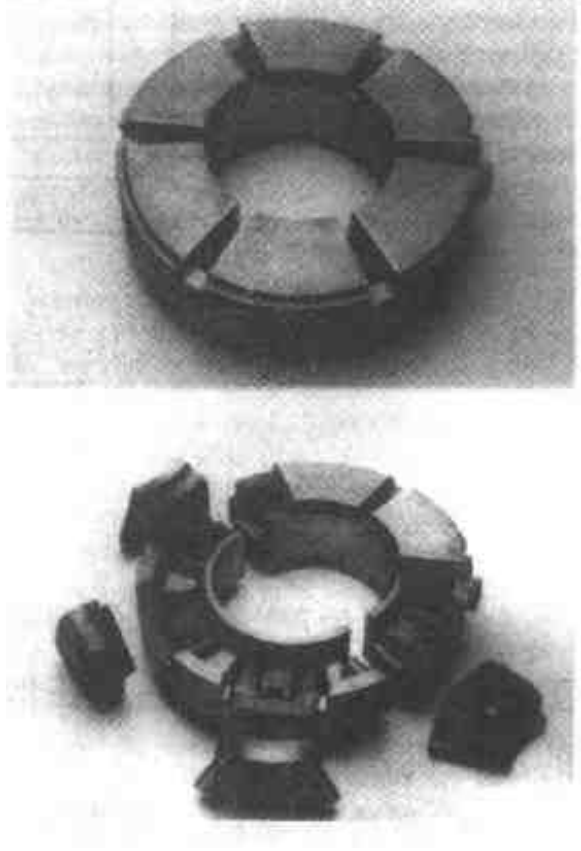


图 3－54　止推轴承

3.11.1　炼油装置

图 3－55 表示一个炼油装置的工艺流程图，同时标出的还有主要工艺管线的示意图。

炼油装置的中心装置是分馏塔，它将原油分离为多种组分，这些组分或作为成品直接应用，或作为进行进一步加工的原料。

重整装置。在重整装置中，烃分子由开链结构转变为环状结构，因面提高了重整产物的辛烷值。这个反应过程同时还产生氢气，它是在催化剂的条件下，在一个反应器内进行的，由于催化剂差不多全部采用铂，因此常用术语铂重整来表示这个工艺过程。

此处离心式压缩机的作用是实现反应器内含氢量很高的气体混合物的循环，并使生成积碳的副反应降低到最小程度。因为若碳沉积在催化剂上，就会堵塞催化剂的孔隙，使它失去活性。压缩机使气体压力升高的实质是补偿系统的压力损失，确保系统有一个恒定气流。

通常，该压缩机的压力比不是很高，操作压力变化范围为 20～40 bar。有趣的是，压缩气体的分子量会随时间变化，它与反应器的操作状况有关。这是由于随着反应的进行，催化剂上附着的积炭越来越多所致，因此，压缩机所压缩的气体中氢气的含量也越来越高。当超过一定限度时，出于操作经济性的考虑，就要重新再生催化剂。

裂化反应。分馏塔分出的重馏分可由裂化工艺作进一步处理，目的是将重烃分子裂解为轻烃分子，从而获得高级燃料。

在几种裂化工艺中，一种是流化催化裂化(FCC)，它需要离心式压缩机。这个工艺之所

以得名，是因其反应器内有一个流化催化床。催化剂流化有几个方面的优点，例如温度分布均匀，催化剂与介质有极大的接触面积，热传递效果好。根据工艺需要，所需空气压缩机的输送压力为 2～4 bar。同时该工艺也需要裂解气压缩机，相对来说，其压缩介质的分子量较大(30～40)，输送压力约为 15～17 bar。当所需空气的压力比低而流量相对较大时，有时也用轴流式压缩机来压缩空气。

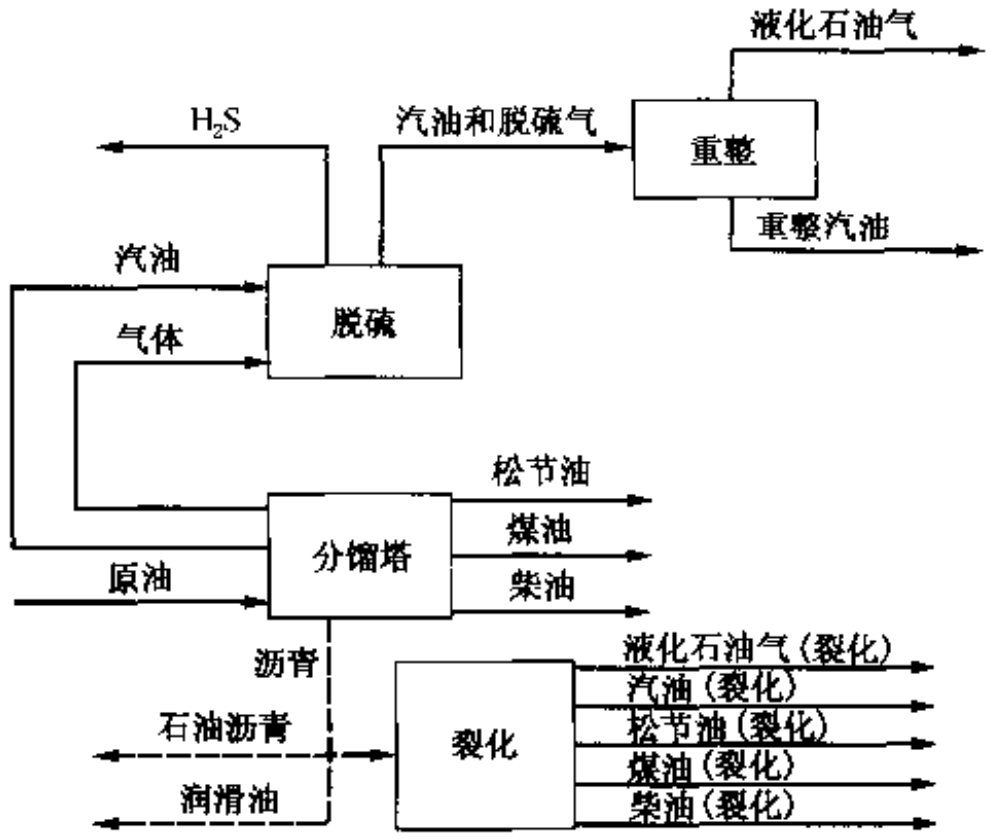


图 3－55　炼油装置工艺流程图

润滑剂生产。在以分馏塔的重馏分作原料的装置中，离心式压缩机主要应用在石油脱蜡工艺中。因为固体石蜡是在低温下结晶、在低压下分离的，因而工艺需要以下两种不同类型的压缩机：

- 制冷压缩机，通常压缩丙烷，设计温度约为－20℃。
- 维持旋转式过滤机内高真空度的压缩机(吸入压力通常为 0.2bar)，结晶的固体石蜡在旋转式过滤机内得到沉淀。以上两种压缩机的操作压力都很低，因而常用水平剖分型壳体。

沥青生产。分馏塔分出的重馏分在塔内与流过的空气反应，使之氧化，就可得到沥青。因此，该过程需要一个低压空气压缩机，通常是直接压缩的，不需要中间冷却。

3.11.2　合成氨装置

特别是最近 20 年来，合成氨装置在工业中得到了特别广泛的应用。值得注意的是，它的发展趋势是装置的规模越来越大，而工艺所需的合成压力越来越低。目前，最普遍的装置规模是 800～1800 MTPD(公吨/日)，合成压力根据工艺需要的不同在 180～260 bar 范围之间。图 3－56 非常简略地示意了一个合成氨装置的工艺流程，原料是天然气(最常用)、水或空气。

天然气由压缩机 C1 压缩至约 40 bar 的压力，然后进入脱硫装置脱硫，脱硫的目的是保护工艺中使用的催化剂使其避免硫中毒。天然气接着被送入一段转化炉，一段转化炉内要同时注入蒸汽；在催化剂的作用下，天然气缓慢燃烧，产生 H_2、CO、CO_2 和大量的甲烷。

热的气体混合物接着流入二段转化炉，并在这里与由压缩机 C2 输出的压力为 30～40bar 的热空气混合。由于存在热空气，二段转化炉内的燃烧迅速。反应过程可由下式表示：

$$CH_4 + O_2 + N_2 \rightleftharpoons 2H_2 + CO_2 + N_2 \quad (放热反应)$$

这个反应放出的热量将反应物的温度升高到约 1000℃，这部分热量在二段转化炉下游的换热器 S1 内被用来生产工艺需要的蒸汽。气体混合物接着进入一个分离器内除去 CO。接着混合物被冷却以除去多余的水蒸汽，最后混合物进入一个分离器内除去 CO_2。为进一步提纯混合物，需除去其中剩余的 CO 或 CO_2，混合物接着进行甲烷化反应过程，在该过程中剩余的碳与氢结合产生了甲烷和水。在此处，可获得一部分 H_2 和 N_2 的混合物，其中还含有少量构成合成气混合物的甲烷。为使合成反应更容易进行，混合物接着被加压到一定的反应压力，压力的大小要根据工艺的需要而定：

$$N_2 + 3H_2 \rightleftharpoons 2NH_3 \quad (放热反应)$$

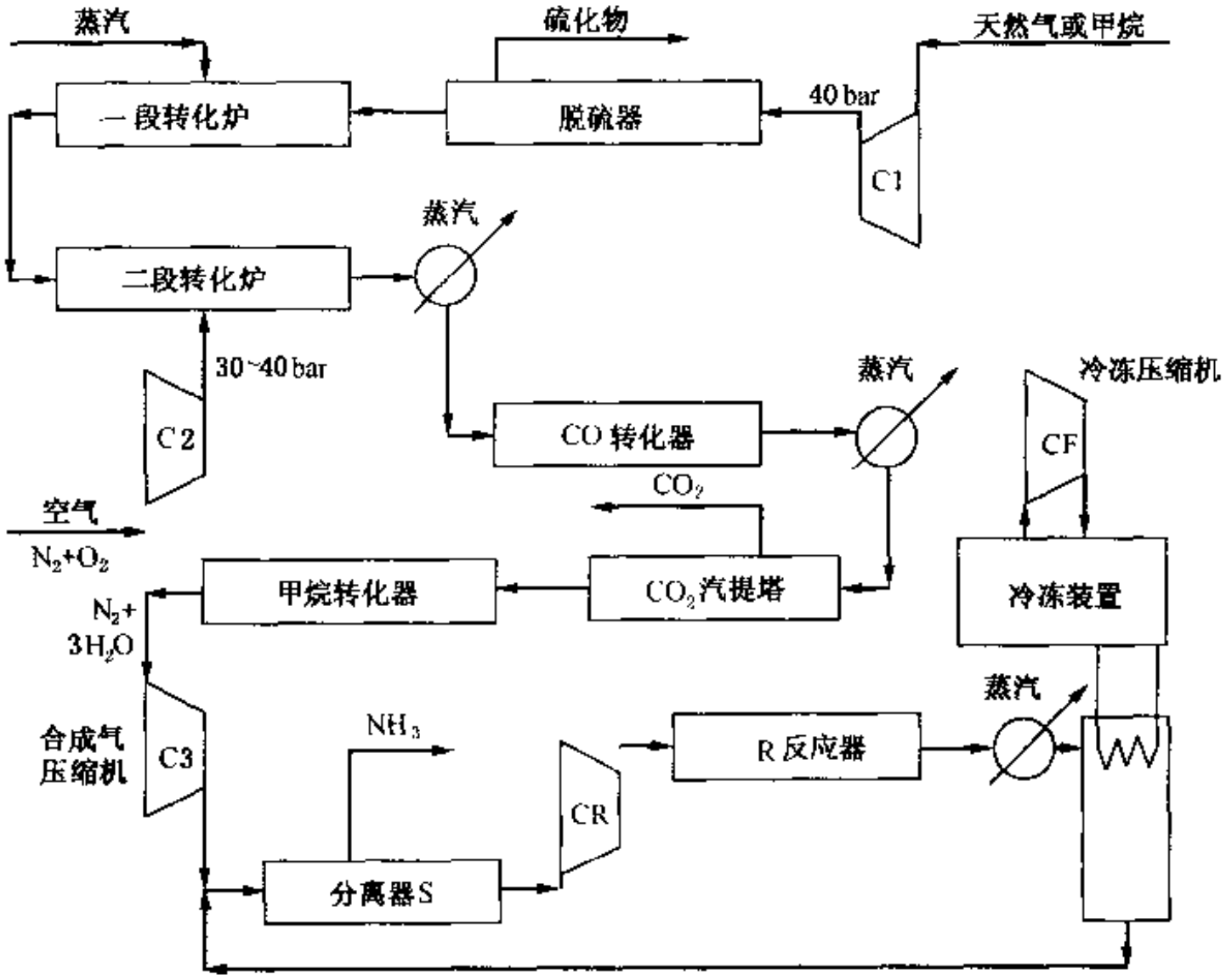


图 3-56　合成氨装置流程简图

这个反应也是放热反应，放出的热量在反应器下游流程中被回收生产出蒸汽。接着，氨在冷凝装置中被冷却，此处要使用一台冷冻压缩机 CF，制冷剂显然应使用氨。最后，在分离器 S 中已生成的氨被分离出来，而没有转化为氨的气体与新鲜气体混合，并由压缩机 CR 压缩重新进入流程中循环使用。可以看到，在合成氨装置中要使用好几台离心式压缩机，它们所压缩的介质不同，压力和温度也不同；下面简要介绍这些压缩机的主要特点。

天然气压缩机。用一个或两个机壳实现对天然气的压缩，最终要达到的压力约为 40 bar。在使用两个机壳的压缩机机组中，低压压缩机为水平剖分型、MCL 型的，高压压缩机为筒形机壳，机壳两端垂直剖分。

空气压缩机。用两个水平剖分型压缩机压缩空气，最终压力约为 30 ~ 35bar。

每个机壳内布置有两个背靠背的级，使用中间冷却。这种布置方案的优点是需要的机壳较少而损失的功率又较小。

合成气压缩机。合成气压缩机组最少由两个机壳，最多由 4 个机壳组成，具体多少取决于装置的规模以及所用工艺的具体情况，例如所要达到的压力比。

使用筒形压缩机压缩合成气，该机可由单级组成(BCL 压缩机)，或者由背靠背布置的两级(2 个 BCL 压缩机)组成。循环气通常由布置在末端机壳内的单级叶轮压缩，而新鲜气体则由背靠背布置的叶轮压缩。这些压缩机是 60 年代第一次在工业上得到广泛应用的高压压缩机。

制冷压缩机。这种场合下，制冷压缩机以氨作为冷冻剂，通常由一个或两个低压压缩机机壳组成。

3.11.3 甲醇合成装置

目前，甲醇 CH_3OH 是使用合成的方法获得的，它主要应用在下述方面：

- 在化工工业中，作为油漆等的溶剂。
- 作为制备甲醛溶液(福尔马林)的原料。
- 制作防冻剂水溶液(含有 40%甲醇的一种水溶液，凝固点 -40℃左右)。
- 作为燃料，尤其是与汽油(10%～20%)混合可极大地提高其燃料等级(甲醇的辛烷值为 120)。

近年来，制造甲醇的工艺流程的发展趋势是，流程压力低压化和装置产能大型化。现在，通常要求装置规模在 2000～2500 MTPD(吨/日)，而也有计划规模在 5000 MTPD 的装置。一个典型的低压流程(ICI)就可以用天然气、蒸汽和二氧化碳为原料，获得纯度为 99.5%～99.99%的甲醇。

天然气脱硫后与蒸汽混合被转化为含 CO、CO_2、H_2 和 CH_4 的合成气。转化需要的压力和温度取决于原料气的品位，而其范围在 10～20 bar 和 800～900℃之间。合成气反应产生的热量大部分被用来产生蒸汽。混合气接着被冷却并送入压缩机使其压力升高到 80～90bar，接着进入反应器被转化为甲醇。离开反应器后，气体先被冷却，然后将甲醇与未反应的气体分离。通常，使用一个循环叶轮重新压缩未反应的气体并将其重新送入反应器中。甲醇合成装置中使用的离心式压缩机通常由两个筒形壳体内的 2 或 3 个级组成。压缩合成气的压缩机通常直接与一个蒸汽透平相连，蒸汽透平常常是双排气型的。循环压缩机有时用另外一个蒸汽透平驱动。

3.11.4 尿素合成装置

如同合成氨装置一样，近年来，尿素合成装置的产能更大而相对的合成压力有向低压化方向发展的趋势。现在的装置中均使用离心式压缩机，装置的区别仅在于规模大小，最小为 600 MTPD，最大为 1800 MTPD；而直到 70 年代早期，对 CO_2 的压缩任务还是由离心式压缩机和往复压缩机共同完成的。最常用的尿素合成装置可分为两大类，一类需要的压力为 150～160bar，另一类需要的压力为 230～250bar。

尿素是由液态氨水和气态 CO_2 通过下述化学反应合成的：

$$2NH_3 + CO_2 \rightleftharpoons NH_4CO_2NH_2 \quad \text{(放热反应)}$$

$$NH_4CO_2NH_2 \rightleftharpoons NH_2CONH_2 + H_2O \quad \text{(吸热反应)}$$

(译注：原文反应式多 X 符号，原文 exothermic 放热，根据反应式疑为吸热)

实际上，第一个反应生成甲氨，接着它脱水形成尿素。近乎纯的 CO_2 由离心式压缩机从常压升至合成压力。该压缩过程通常用两个壳体(150 ~ 160bar 的合成压力)或三个壳体(230 ~ 250bar 的合成压力)完成。

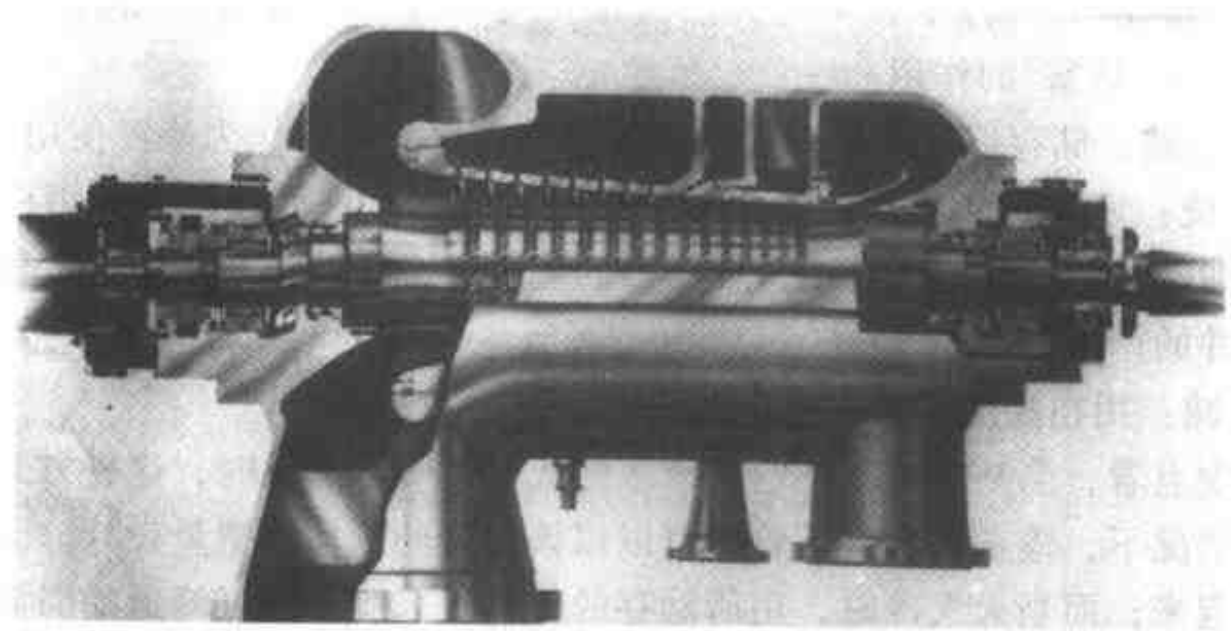


图 3 - 57　工艺流程轴流式压缩机

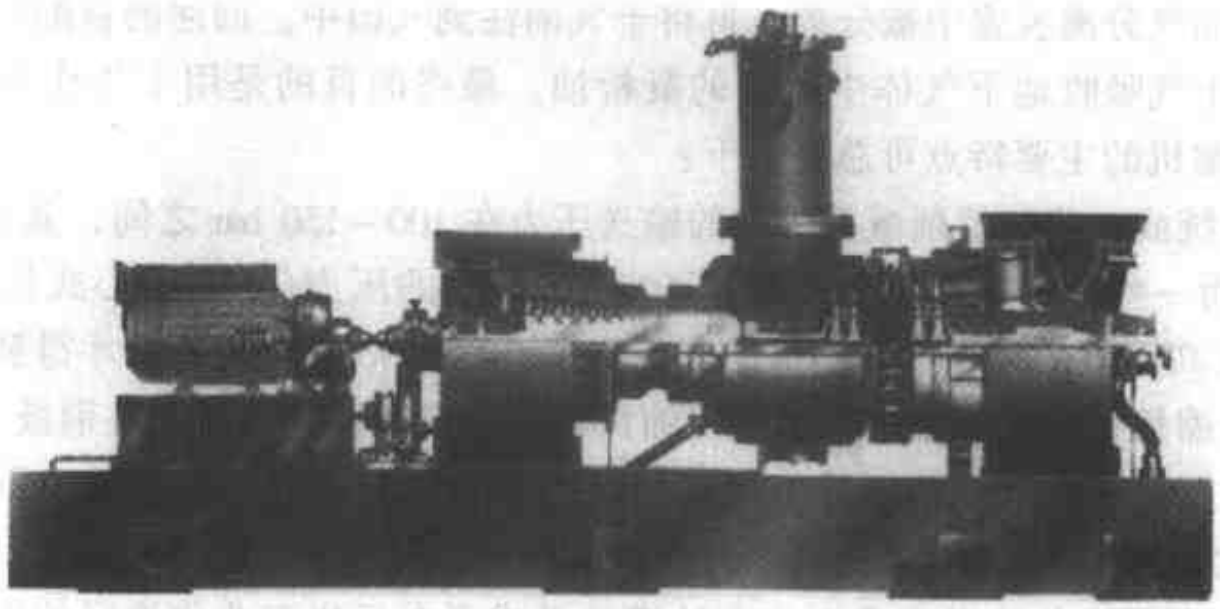


图 3 - 58　燃气透平轴流式压缩机

一个压缩机组由一台两级(2MCL 压缩机)的低压压缩机和一台或两台高压压缩机(2BCL 和 BCL 压缩机)组成。这些压缩机的压力比很高(压比分别为 150 ~ 160 或 230 ~ 250)，因而，在初始压缩和末级压缩之间的流量差别极大。当气体密度很大时，即使其压力不是特别高，也需要对转子尺寸做特殊的考虑。与合成氨相比，对合成尿素来说这一点是特有的。而合成氨时气体的分子量很低，不存在这方面的问题。

另一个区别是，CO_2 具有腐蚀性，特别是当它是湿气体时，腐蚀性更强；CO_2 的腐蚀性与其压力和温度有关，因此，沿压缩机的气体流道方向，所用的材料也要有所不同。尽管第一个压缩机机壳的材料通常可使用碳钢，但以后各机壳中所有与气体接触的部件必须使用不锈钢制造。

3.11.5　压缩天然气

近年来，随着天然气的回注、输送、液化及随之的再气化等特殊应用的迅速发展，使得越来越需要将天然气压缩到中高压的压力。前两项应用主要是因为最近 10 年左右，回收以前在井口被当作火炬烧掉的天然气，或者回收任何流量的不能有效利用的天然气，已经变得

越来越经济可行。下面概述了这些应用并介绍了经常使用的压缩机。

天然气回注。在过去 10 年来，天然气回注得到了广泛的应用。回注有几个方面的目的，这主要取决于油田的特点。简而言之，以下任何一种都可能是天然气回注的原因：

• 用在开采原油的过程中获得的天然气维持井口压力，使得原油的产量恒定。此处，天然气回注起到了"活塞"的作用。

• 天然气储藏：储存原油开采时获得的天然气，以备以后作为能源使用。

• 气举系统：回注天然气到油井中以降低井柱压力。这种系统常常用在注水采油的油田中。注水采油经过一段时间后，油井抽出物的比重逐渐增加而原油的含量逐渐减少。用气举技术提高油井的产量。

• 峰值消减：用在高度工业化地区的一种系统。

从经济的观点看，当某个高度工业化地区的天然气资源贫乏时，这种方式具有特别的优越性。在这种情况下，输送天然气的管线可以以该地区的平均消费量设计。天气热时，将多余的气体储存起来；而当天气冷时，用所储存的天然气来满足用气峰值的需要。

• 天然气注入非凝析天然气田，或者注入凝析量变化大的天然气田。例如，Groning 气田(荷兰)，凝析油含量为 $6g/m^3$，而在 R'Mel 气田(阿尔及利亚)，凝析油含量为 $220g/m^3$。

凝析油在油气分离装置中被分离，再将干气回注到气田中。回注的目的是维持气田的压力和用回注的干气吸收地下气体中所含的凝析油。最终的目的是用干气作为生产汽油的媒介。天然气压缩机的主要特点可总结如下：

• 气举系统或一些峰值削减系统中的输送压力在 100 ~ 150 bar 之间，其他系统在 250 ~ 500bar 之间，而一些特殊的回注系统要求 600 ~ 700bar 的压力(目前离心式压缩机的最大压力)。设计如此高压力的离心式压缩机的有关问题，只是从 70 年代开始才得到解决。

• 因此压缩机采用筒形结构，但是压缩机组的构成随情况而异，差别极大。

• 由于这些压缩机处理的气体密度高，因此，如同在合成尿素装置中所述的一样，在进行机械、动力计算和试验时，也需要作特殊的考虑。

• 最后，由于这些机组常常工作在沙漠地带或者在远离工业化地区的地方，因此对这些机组有一个特殊要求，即这些机组应是成套组装的。也就是说，机组应该是成套的、便于运输和安装的(撬装机组)，维护保养要尽可能地少，并能远程控制。

天然气输送。沿输气管线布置着大量的压气站，压气站中通常采用 PCL 离心式压缩机。这些压缩机的压力比低($\gamma = 1.2 \sim 1.8$)，而效率相对较高，这是因为这些压缩机通常采用燃气透平驱动，而所燃烧的燃料正是管道内输送的优质天然气。

因而，设计和工程中需要特别关注的是要获得高的压缩效率。通常这些压缩机使用三维叶片，压缩机的结构能使叶轮在轴上分开布置，回流器应是缓慢弯曲的，以改善叶片的吸气状态。

天然气的液化和再气化。日益增长的工业和家用取暖用气的需求，使得有必要使用远如阿尔及利亚、利比亚等处气田的大量天然气，这些天然气以液体的形式进行远程运输。

在以上技术所要求的设备中，旋转机械特别是离心式压缩机，在气体收集以及后来的运输、液化和再气化等过程中获得了多方面的应用。气井中采出的天然气用离心式压缩机进行压缩后进入输气管线，在经过上面所述的一系列压气站的压缩后，进入装气浮船附近的液化站，气体在液化装置中被液化，而液化装置要使用离心式压缩机。运输液化气的船只通常由

燃气透平驱动，所用的燃料一部分就来自在运输过程中又被转变为气态的天然气。到达港口后，天然气以液态的形式储存在特制容器中；接着天然气被抽出加热、气化并用压缩机压缩再次输入输气管线内。

压缩气体所需的机械能由一个燃气透平提供，气化液化天然气所需的热能从燃气透平废气中回收得到。

意大利 La Spezia 海湾的 Panigaglia 气化站就是一个典型的天然气再气化站。

3.11.6　冶金装置中的氧气压缩机

钢铁生产中使用离心式压缩机的最初设想是使用大量廉价的氧气资源(见图 3－59)。

很多年以来，人们一直围绕着钢厂建造最先进的低压空气分离装置。装置的平均产能由 1965 年时的将近 300 MTPD(公吨/日)，增大到目前每个在役装置的 1000～1500 MTPD，现在正在设计的还有超过 5000 MTPD 的装置。

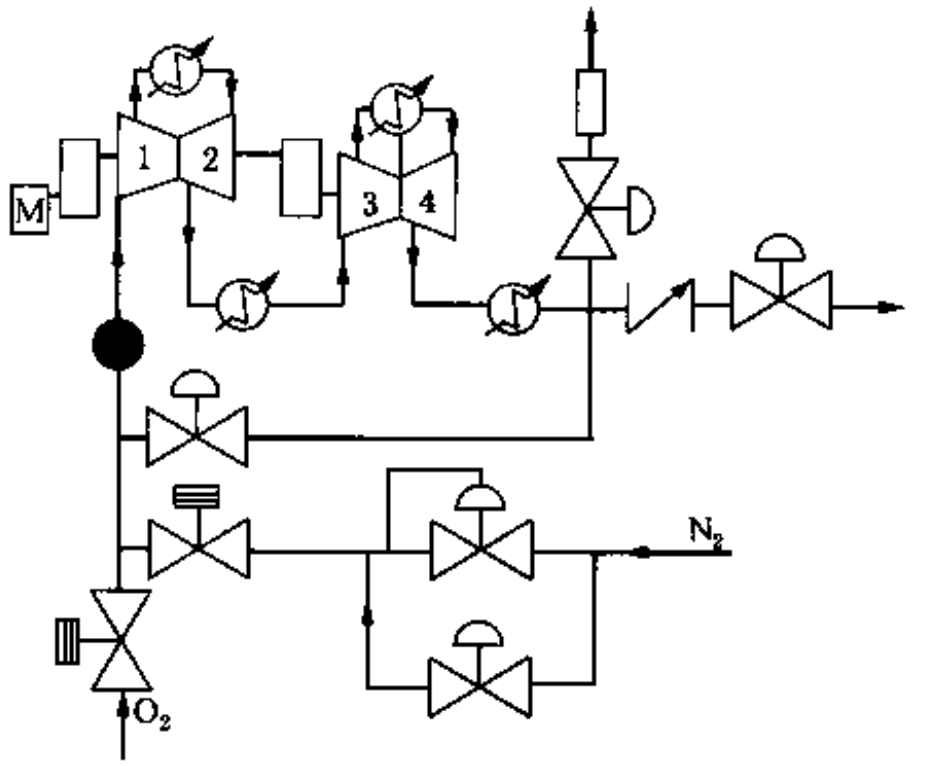


图 3－59　1～40 bar 的四级氧气压缩机系统图

体现这些新建装置水平的另一个决定性指标，是它们使用的氧气离心式压缩机。这些压缩机的流量大、压力比高，因而能够满足现代冶金装置最苛刻的要求，同时其性能指标也影响到冶金设备的选择。在冶金部门使用离心式压缩机的优点也很快地体现出来，如操作简单所致的经济性，维护保养要求低，总安装

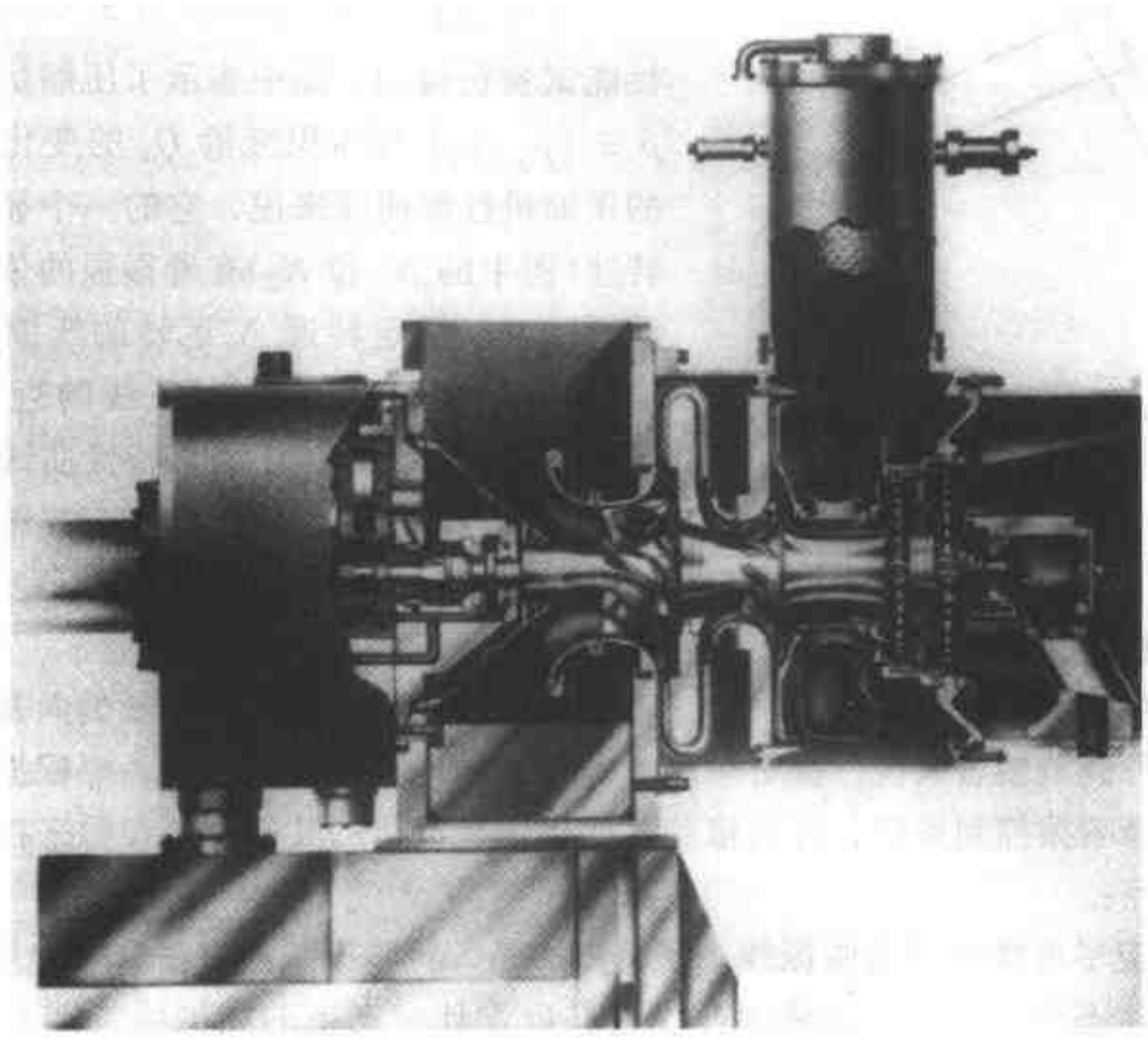


图 3－60　燃气透平驱动的离心式压缩机

成本相对较低等。

1965 年左右安装的离心式压缩机，流量范围在 16000 ~ 28000Nm³/h，最终排气压力为 25 ~ 30bar；近年来，压力达 40bar、流量高达 40000Nm³/h 的离心式压缩机也已经投入了使用，而正在设计的化工用离心式压缩机的排气压力更高达 60 bar。这些成就是在解决了以下一些关键问题后才取得的，最主要的是解决了纯度达 99% 的氧与可燃性物质(包括制造压缩机的金属)接触所导致的火灾危险。而当氧气的压力、温度和流速增大时，火灾危险更是显著地增加，而致火的因素只能有部分得到控制。

目前，钢厂中在役压缩机的操作压力约为 40bar，这也是冶金装置采用的氧气分配网的最高的压力标准。对氧气的压缩，通常由压缩机两个壳体中的四个连续的级来完成：低压级和高压级壳体分别用铸铁和钢制造，壳体为水平剖分型的，壳内都有背靠背式布置的两个叶轮，以利平衡，壳体中间为侧线吸气接管和中间冷却器。

每一级排出的气体都要在机外安装的水冷器中进行冷却。

3.12 防喘振保护系统

3.12.1 概述

喘振控制是将压缩机维持在稳定工况区工作的一个调节系统，它确保叶轮入口截面的体积流量高于喘振流量。一个有效的控制方法应该能够在保持压力比范围尽可能宽的情况下，防止压缩机和其他的透平机械跨越喘振线，并避免旋转失速工况的发生。这些不稳定的空气动力现象是差不多所有形式的透平机械都固有的现象，它们也常常代表了对透平机械有效性能范围的极限限制。因而，防喘振控制系统也代表了提高压缩机总体性能的一种有效设施。

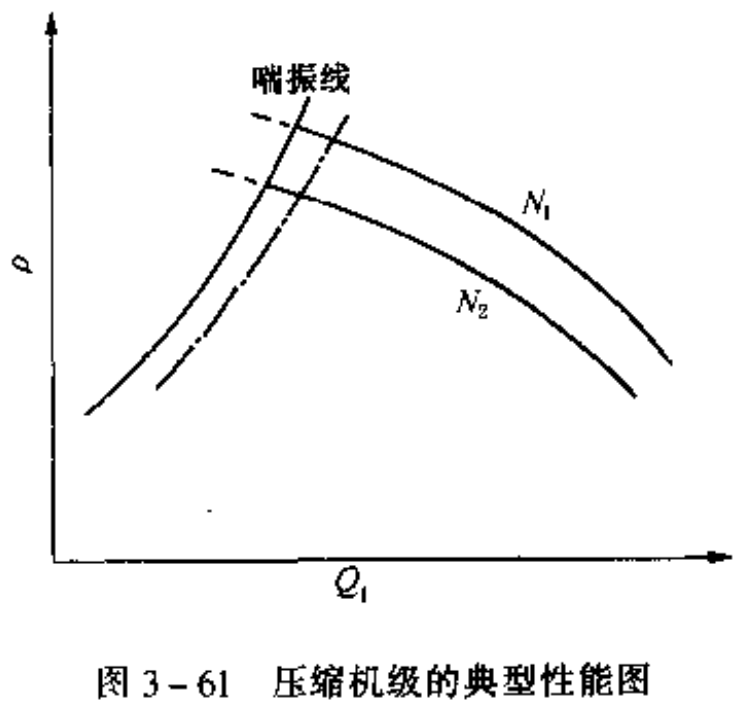


图 3-61 压缩机级的典型性能图

图 3-61 是一个典型的压缩机性能图，它是由性能试验获得的，图中表示了压缩机的整机压力比 $\rho = (p_2/p_1)$ 与体积流量 Q_1 的变化关系。对典型的压缩机性能曲线来说，它的一个显著特点便是对转速(图中的 N_1 和 N_2)有着很强的依赖关系。如前面所述，以恒定转速 N 运转的压缩机，其有效操作范围位于一个称为“喘振”线的近似抛物线的右侧，该喘振线大致从压缩机特性曲线的压力最高点处穿过。对轴流式压缩机和离心式压缩机来说，喘振线都划定了其稳定工况区和不稳定工况区的界线，其中，不稳定工况以质量流量发生剧烈波动为特征。

极端调节线(图中以点状线表示)应该平行于实际的喘振线，并稍微偏向其右侧。

对任何一种调节装置来说，都必须测量透平机的体积流量。通常，要根据不同情况下的特殊要求来选择喘振控制系统，并可依照不同于体积流量的其他物理参数来控制，但必须具备以下基本特点：

1. 调节线应尽可能地靠近喘振线。获得方法是，将喘振线向右平移一个规定的流量值。

2. 当吸入状态变化时，不应使调节线更靠近设计状态下的喘振线，即不能超过防喘振系统有效操作范围。

3. 在机器启动、停车以及任何可能的非设计工况下，调节装置都能以自动方式保护机器。

3.12.2　基本调节理论

应用相似定律通用公式对透平机械进行的分析表明：在两个不同转速下，如果机器内所有对应点处流体质点的速度方向相同，而大小与叶片速度成比例，那么，两个不同转速下的工作状态就是动力相似的。

如果分别属于不同的有量纲特性曲线的两个工作点动力相似，那么，有关物理模型的无量纲参数组合(忽略雷诺数的影响)就应该有相同的数值。

图 3－61 中的点划线表明动力相似的工作点分布在一条抛物线上，这是因为无量纲参数组合 $Q/(ND^3)$和 $gH/(ND)^2$ 是相似的。

如果将相似理论应用于同一台透平机，那么，由于 D 是常数，因此动压头与 N^2 成比例，而体积流量与 N 成比例。特别地，对于喘振点，下式成立：

$$Q_1 = K'N \tag{3.71}$$

$$H_p = KN^2 \tag{3.72}$$

从(3.71)式和(3.72)式中消去 N，就得到喘振线的方程：

$$H_p = K''Q^2 \tag{3.73}$$

单级压缩机中，不同转速下的喘振点位于一条抛物线上，抛物线的顶点在多变能头 — 体积流量坐标平面的坐标原点，而抛物线的轴线是该坐标平面的纵轴。

多变能头可由(3.8)式计算，而体积流量可通过试验得到，试验时用一个标准孔板测量流量，体积流量用下式表示：

$$Q_1 = C_Q\psi_2\varepsilon_c\sqrt{2gh} \tag{3.74}$$

式中 h 是测量的孔板压降，以 mmH_2O 表示；C_Q 是流量系数，它取决于孔板的几何特征(ψ_2/ψ_1)和以 C_r(与粘性损失和流动收缩率有关)表示的流动状态：

$$C_Q = \frac{C_r}{\sqrt{1-\left(\frac{\psi_2}{\psi_1}\right)^2}} \tag{3.75}$$

式(3.74)中考虑了流体的压缩性，ε_c 取决于孔板的压降。

一旦孔板的几何尺寸和流体动力特性参数已知，体积流量就可用下式表示：

$$Q_1 = \beta\sqrt{\frac{h_1}{\gamma_1}} \tag{3.76}$$

式中 γ_1 为密度，对理想气体用下式表示：

$$\gamma_1 = \frac{1}{R}\cdot\frac{p_1}{3Z_1}\cdot\frac{10^4}{T_1}\quad (kg/m^3) \tag{3.77}$$

将(3.77)式所得的 γ_1 的值代入(3.76)式，得到体积流量的最终表达式：

$$Q_1 = \beta\sqrt{\frac{h_1 \cdot R \cdot Z_1 T_1}{p_1}} \tag{3.78}$$

式中 h_1 以 kg/cm^2 表示。

将(3.74)式和(3.78)式代入(3.73)式得到下式，它表示了初始失速时的级压缩比和以标准孔板测量的体积流量两者之间的关系：

$$Z_1 R T_1 \frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1) = K''\beta^2 \frac{h_1 \cdot RZ_1 \cdot T_1}{p_1} \tag{3.79}$$

简化得：

$$\frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1) = K''\beta^2 \frac{h_1}{p_1} \tag{3.80}$$

或者等同于：

$$\frac{1}{K''\beta^2} \cdot p_1 \frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1) = h_1 \tag{3.81}$$

对不同的进口状态和转速，从(3.81)式可知，如果能满足下式，就可避免喘振的发生：

$$h_1 > \frac{1}{K''\beta^2} \cdot p_1 \frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1) \tag{3.82}$$

(译注：原文公式有误)

或者等同于满足下式：

$$\frac{h_1}{\frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1)p_1} > \frac{1}{K''\beta^2} \tag{3.83}$$

对避免喘振和失速状态来说，(3.83)式非常有用，原因有以下几条：

1. 公式中压缩机的旋转速度没有以显示的形式出现；

2. 标准孔板的压差 h_1 是惟一需要测量的参数，而不用考虑压力、温度、气体组成；

3. 气体组成的影响可通过多变指数 n 以显式的形式计及，然而，多变指数 n 的变化对下式取值的影响非常小：

$$\frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1) \qquad \text{(译注:原文公式有误)}$$

所以在初步计算时可忽略气体组成的影响。

从更进一步的物理意义上来说，在(3.83)式中，取决于速度和入口状态的压力比被用来平衡体积流量。

尽管(3.83)式已经非常简化，但对使用简单计算工具来说，公式还是显得过于复杂。然而，如果压力比足够小，例如在单级或两级压缩机中，$\frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1)$(译注：原文公式有误)的值在初步估算时可用 $\rho - 1$ 代替，这样做引起的误差总是偏于安全，即：

$$\rho - 1 > \frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1) \qquad \text{(译注:原文公式有误)}$$

用上述近似公式，(3.83)式成为：

$$\frac{h_1}{p_1(\rho - 1)} > \frac{1}{K''\beta^2}$$

或表示为更好的形式：

$$\frac{h_1}{p_1(\rho - 1)} = K''' \tag{3.84}$$

式中

$$K''' > \frac{1}{K''\beta^2}$$

初步估算的百分比误差可由下式计算：

$$\varepsilon = 100 \cdot \left[\frac{\rho - 1}{\frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1)} - 1 \right] \tag{3.85}$$

由此，以体积流量表示的百分比误差为：

$$\varepsilon_{Q1} = 100 \cdot \left(\sqrt{1 + \frac{\varepsilon}{100}} - 1 \right) \tag{3.86}$$

通常，体积流量的误差约等于将 $\frac{n}{n-1}(\rho^{\frac{n-1}{n}} - 1)$（译注：原文公式有误）用$(\rho - 1)$的值代替所引起的误差的一半，因而有：

$$\varepsilon_{Q1} \cong \frac{\varepsilon}{2} \tag{3.87}$$

将(3.84)式改写为下列形式：

$$\frac{h}{p_1\rho - p_1} = K''' \tag{3.88}$$

（译注：原文公式有误）

或者：

$$\frac{h_1}{\delta_\rho} = K''' \tag{3.89}$$

(3.89)式表示一条 $\rho - Q_1$ 平面内原点在点 $(\rho = 1, Q_1 = 0)$ 的抛物线，见图 3－62。

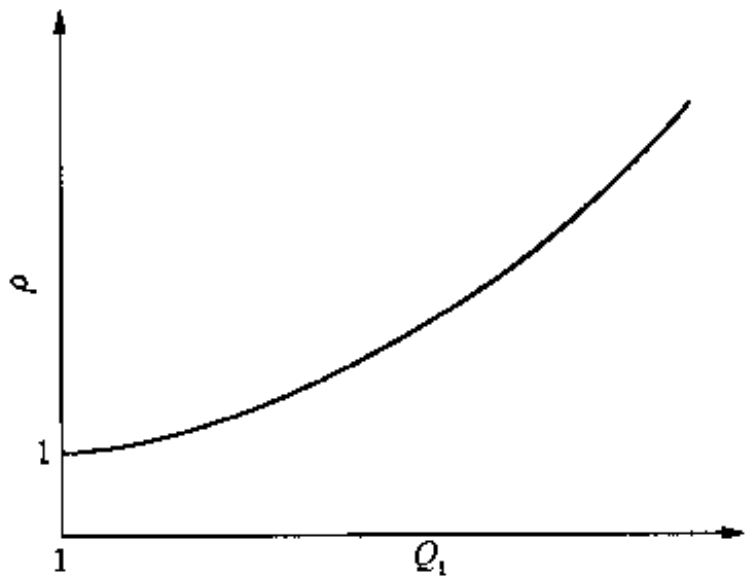


图 3－62　$\rho - Q_1$ 平面内表示的喘振线

这种形式的防喘振系统特别简单。为保护机器、防止喘振，所有需要测量的参量仅用两个差压变送器就可获得，第一个差压变送器测量通过标准孔板的压降，第二个测量通过该级后气体压力的实际增加值。将测量所得的压差值先变换为电信号，然后送到一个除法器，计算出(3.89)式所示的比值。该比值经变换后发送到一个调节器，调节器中已经预先设置好了防喘振调节点 K''。调节器作用于旁通阀，防止该比值降低到设定点以下，从而避免了工作点达到危险区域。

3.13　多级压缩机中防喘振原理的应用

多级压缩机的压力比很高，喘振线不再是抛物线形的。因为它的喘振状态可由完全不同速度下、不同的叶轮引起，所以，除非大大地削减仍可用的稳定工况区的范围，否则，前面所得到的调节方程就不足以保护压缩机、避免喘振的发生(作为参考，见图 3－64)。

这种状况可通过在基本控制方程的表达式 $\delta_p(p_1)$ 中引入一个乘积系数得以避免，这样，

基本调节方程成为下列形式：

$$\frac{h_1}{p_2 - \alpha p_1} = K \tag{3.90}$$

该系数的引入，使得抛物线在保持形状不变的情况下，顶点沿纵轴发生移动，由 $\rho > 1$ 直到 $\rho = 0$(见图 3－65～图 3－67)。

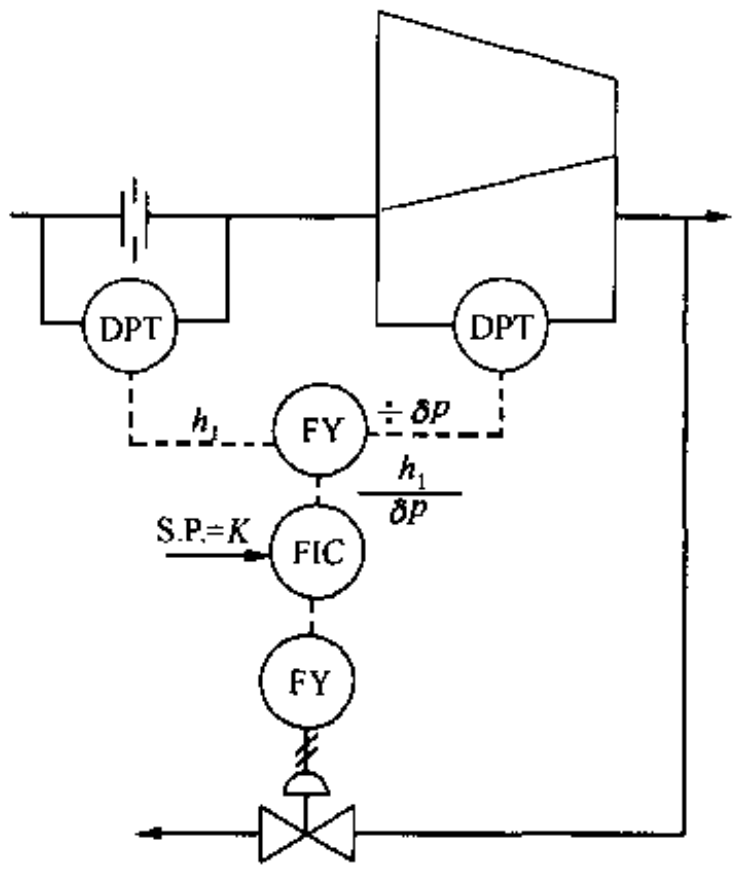


图 3－63　$h_1/\delta_p = K$ 型调节系统图

如果抛物线的顶点是参考系的原点，此处 $\rho = 0$，那么(3.90)式可简化为：

$$\frac{h_1}{p_2} = K \tag{3.91}$$

一个使用方程 $h_1/(p_2 - \alpha p_1) = K$ 进行调节的系统，如图 3－68 所示。

如果 $\alpha = 0$，那么可以用图 3－69 所示的简化调节系统进行调节。

如果一个多级压缩机的操作工况变化范围很宽，就必须要最大限度地开发利用其稳定工况区。现在，前述方程常常不能满足这种需求，仍需要对其作进一步的处理。为此，常在基本调节(3.90)式的左边或右边所表示信号上引入一个函数生成器。这样，防喘振线得到修正，达到了尽可能精确地逼近喘振线的目的。修正后，一个典型的基本方程如(3.92)式所示，而该方程表示的调节系统示意图见图 3－70：

$$\frac{h_1}{f(\delta_p)} = K \tag{3.92}$$

式中函数 f 以最通用的形式表示(要依据函数生成器的要求)，如图 3－70 所示。

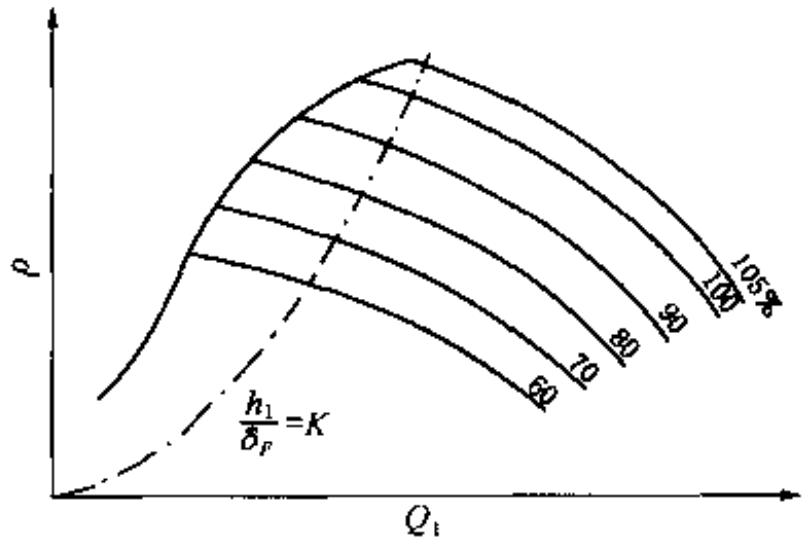


图 3－64　多级压缩机调节曲线

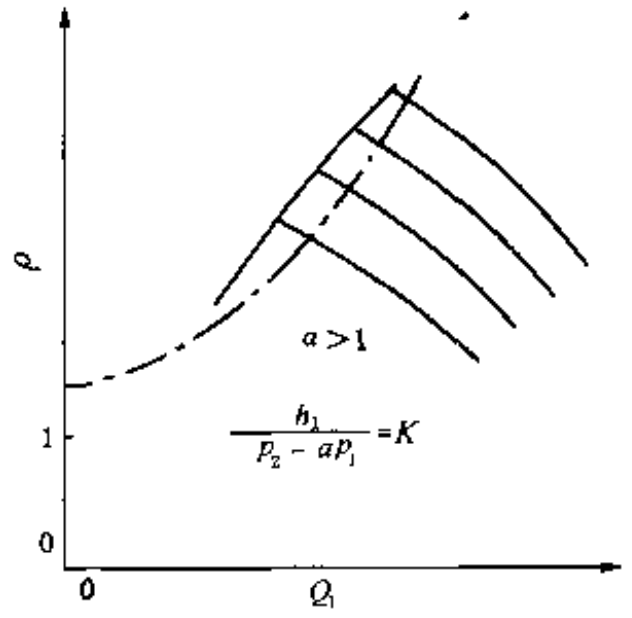


图 3－65　多级压缩机调节曲线(简单调节型 a)

两个信号使用同一个形式的通用函数有一些缺陷。事实上，在前述的所有防喘振公式中，h 和 δ_p 信号都与入口压力成线性关系 ($h_1 \equiv Q_1^2 p_1$; $\delta_p = p_1(\rho - 1)$)，结果导致防喘振线对入口压力的变化不敏感。既然这样，通用函数 $f(\delta_p)$ 对入口压力的依赖关系可用更复杂的

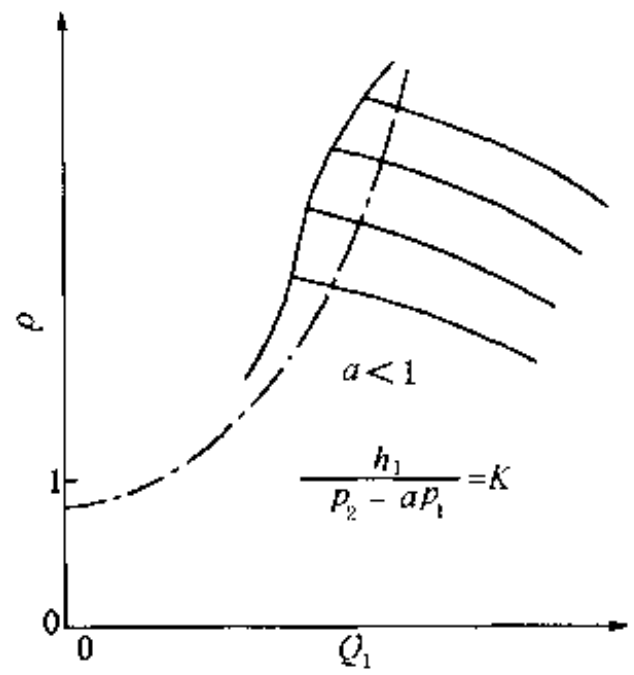


图 3－66　多级压缩机柔性调节曲线
（简单调节型 b）

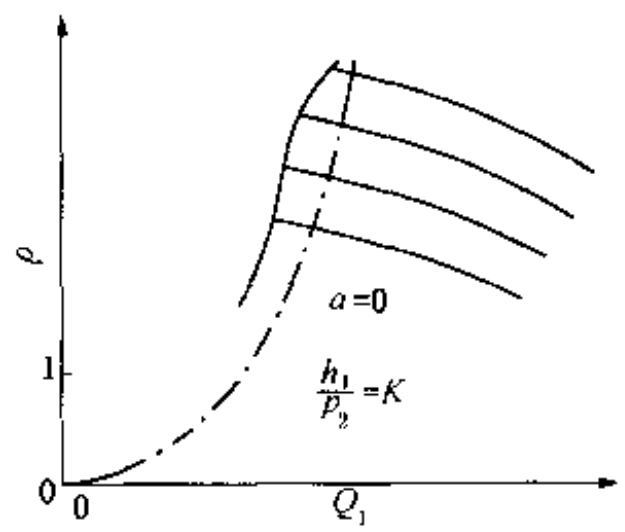


图 3－67　多级压缩机柔性调节曲线
（简单调节型 c）

形式表示。

对一个通用函数 $y=f(x)$，因变量 y 的相对变化率与自变量 x 的相对变化量之间的关系是：

$$\frac{\Delta y}{y}=y'\cdot\frac{\Delta x}{y}=\frac{y'}{y}\Delta x \tag{3.93}$$

式中 y' 是 y 在点$(x,\ y)$处的一阶导数。

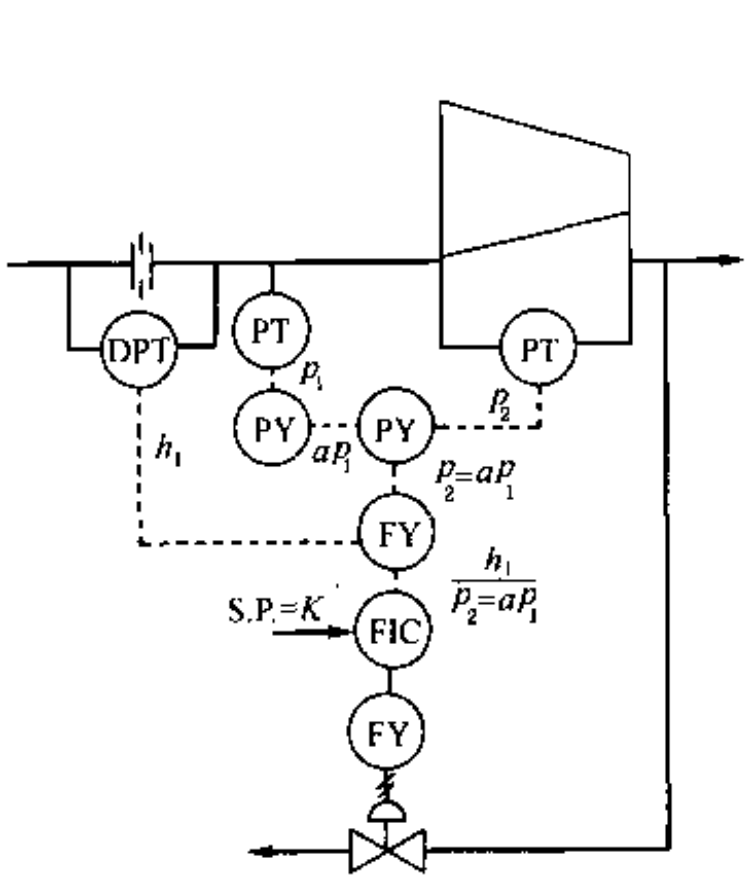


图 3－68　$h_1/(p_2-ap_1)=K$ 型调节系统图

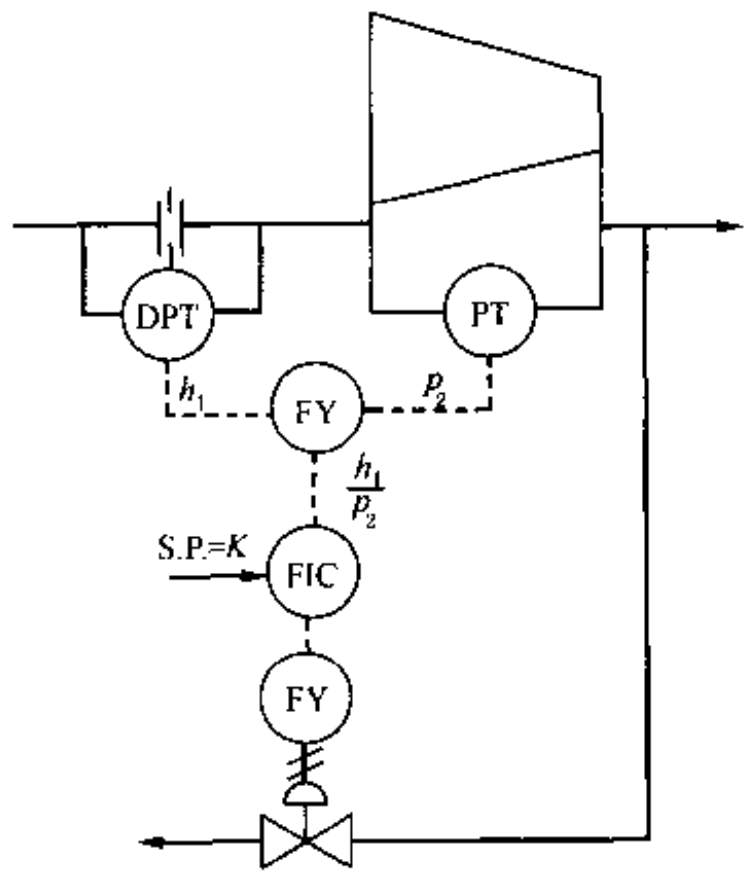


图 3－69　$h_1/p_2=K$ 型调节系统图

(3.93)式可应用于喘振问题中。$f(\delta_p)$ 是相对压力比 δ_p 和入口压力 p_1 的函数，其变化量以下式表示：

$$\frac{\Delta f(\delta_p)}{f(\delta_p)}=\frac{f'(\delta_p)}{f(\delta_p)}\cdot\Delta\delta_p \tag{3.94}$$

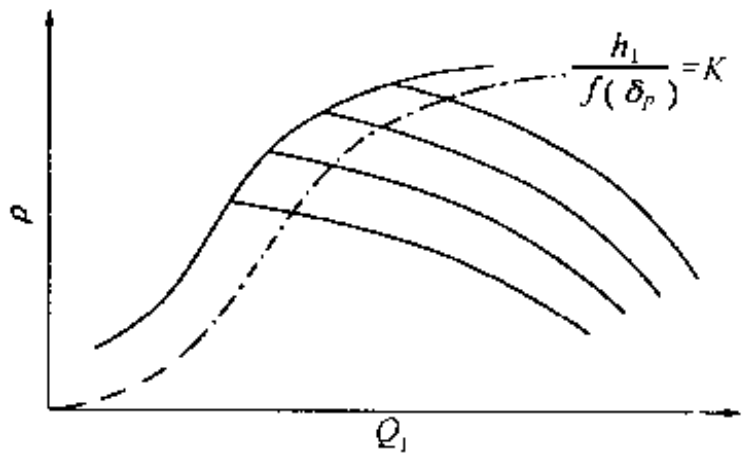


图 3-70 调节曲线

用防喘振线的函数表示，有：

式中：

$$\Delta\delta_p = (p_1 - \overline{p}_1)(\rho - 1) \tag{3.95}$$

而 $f'(\delta_p)$是函数 $f(\delta_p)$在研究点的一阶导数。

h_1 的相对变化量与 p_1 在$\overline{p_1}$点的相对变化量之间的关系由下式表示：

$$\frac{\Delta h_1}{h_1} = \frac{p_1 - \overline{p}_1}{\overline{p}_1} \tag{3.96}$$

将入口体积流量的百分比误差以设计压力点$\overline{p_1}$处通

$$\varepsilon_{Q1}(\%) = 100\left(\sqrt{\frac{1 + \dfrac{f'(\delta_p)\cdot(p_1 - \overline{p}_1)(\rho - 1)}{f(\delta_p)}}{1 + \dfrac{p_1 - \overline{p}_1}{\overline{p}_1}}} - 1\right) \tag{3.97}$$

在串联使用的一系列压缩机中，入口压力的变化极大，导致防喘振线有很大的移动，而只有一部分得到喘振线相应移动的补偿。实际上(假定只有入口压力变化)，喘振线移动是因 p_1变化引起的，而p_1的变化量是因系数 Z_1 和 n 值的改变引起的。

在这种情况下，将两个信号(h 和 δ_p)用相同的入口压力来平衡，是使得防喘振线对入口压力的变化几乎不敏感的一个有效工具。

因此，通用平衡方程可写为下式形式：

$$\frac{h_1 \cdot \dfrac{\overline{p}_1}{p_1}}{f\left(\delta_p \cdot \dfrac{\overline{p}_1}{p_1}\right)} = K \tag{3.98}$$

该方程可通过图 3-71 所示的调节装置实现。

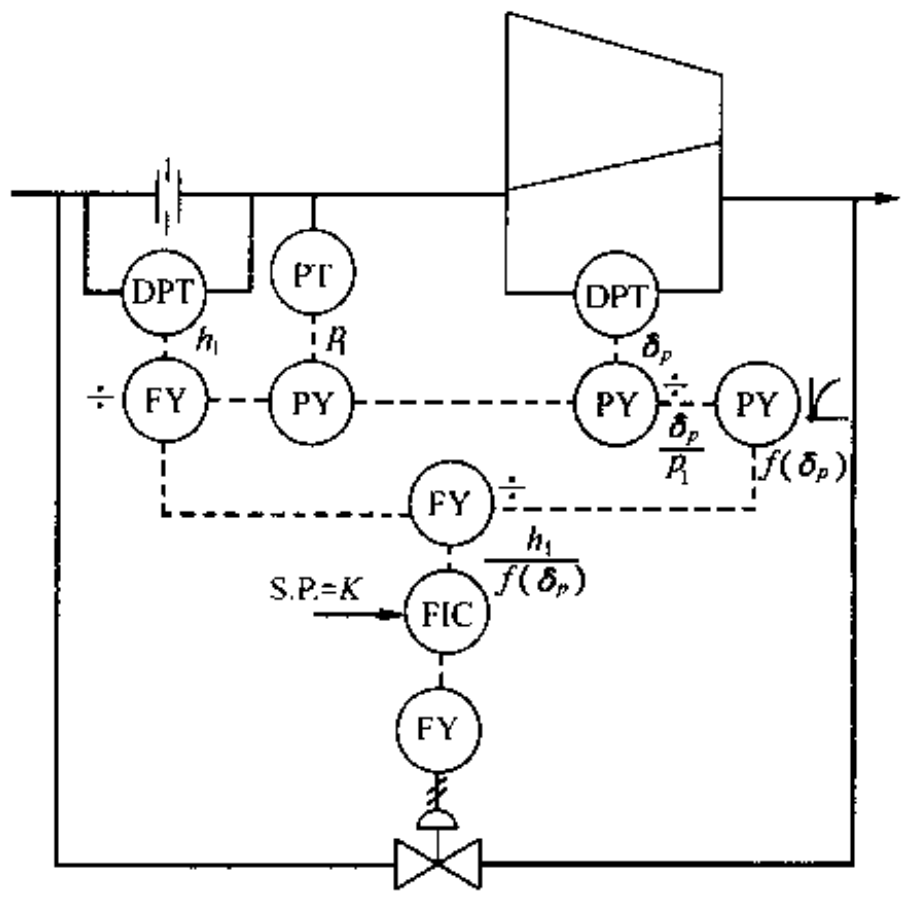


图 3-71 调节系统图

3.14 防喘振原理的特殊应用

在推导防喘振方程(3.97)式的过程中，没有对机器特性作任何假设，因而该式是完全通用的。所以，即使应用于任何复杂的压缩机系统，它同样是有效的。但是，在一般场合应用时，根据系统的实际特点，有时也对方程作适当的简化。下面简要介绍了两种场合下防喘振原理的具体应用实例：**电动机驱动的压缩机和吸气状态恒定而转速变化的压缩机。**

3.14.1　电动机驱动的压缩机(转速恒定)

如果吸气压力恒定，那么下式成立：

$$\overline{h_1} = K \tag{3.99}$$

这样就有：

$$\overline{Q_1} = C\sqrt{\overline{h_1}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\gamma}} \tag{3.100}$$

该调节规律可由过水平轴上点 $Q_1 = \overline{Q_1}$ 并平行于纵轴的垂直线表示。

将体积流量的误差表示为进口流动状态函数的形式，有：

$$\varepsilon_{Q1}\% = 100\left(\sqrt{\frac{\overline{\mu_1} \cdot \overline{p_1} \cdot T_1 \cdot Z_1}{\mu_1 \cdot p_1 \cdot \overline{T_1} \cdot \overline{Z_1}}} - 1\right) \tag{3.101}$$

方程 $h_1 = K$ 表示的调节规律可由图 3－74 所示的系统实现。

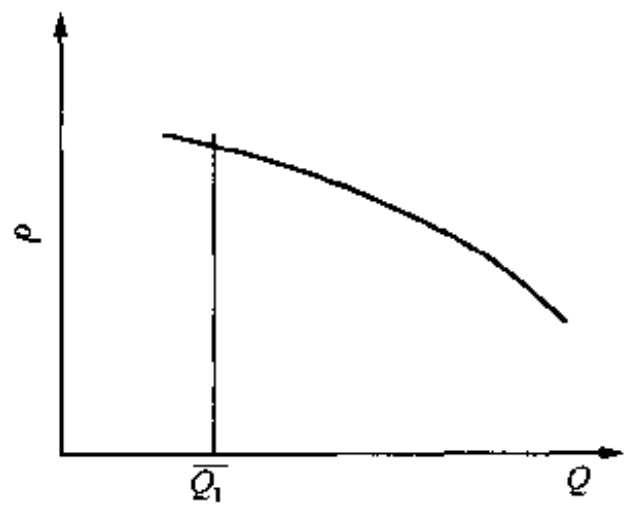


图 3－72　$\overline{h_1} = K$ 型调节曲线

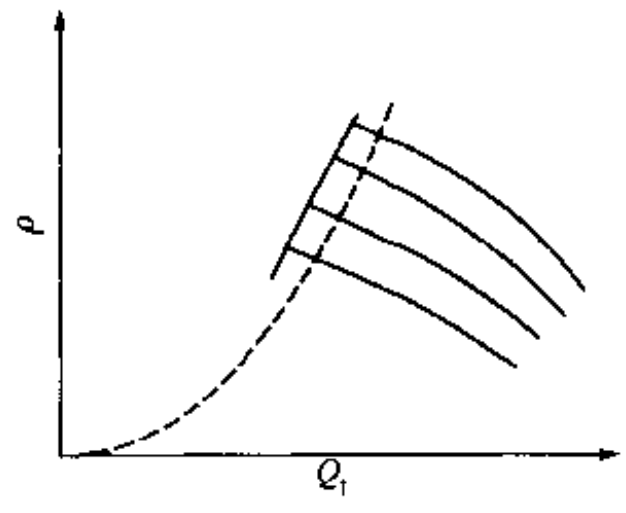


图 3－73　$\overline{h_2} = K$ 型调节曲线

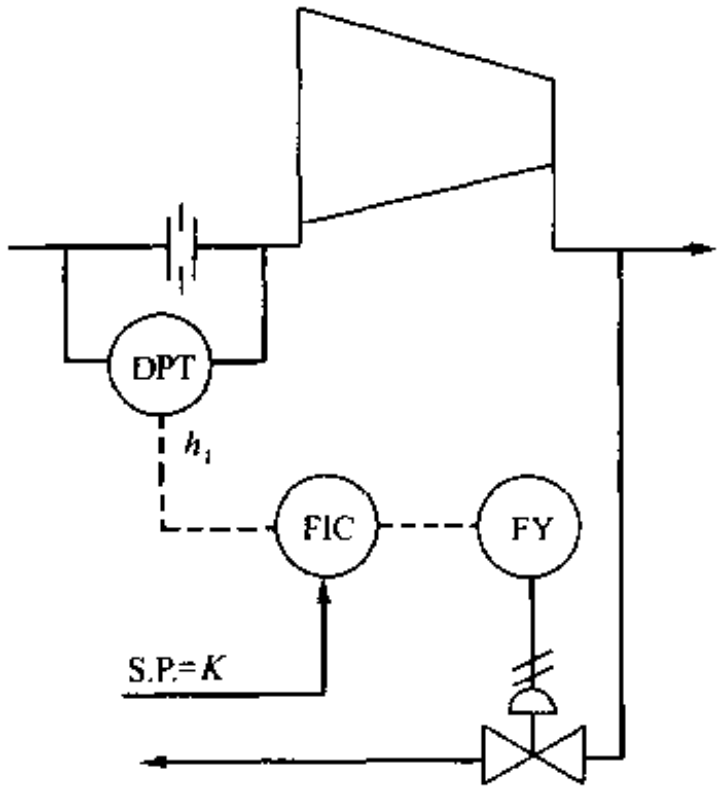


图 3－74　$h_1 = K$ 型调节系统图

3.14.2 吸气状态近似恒定而转速变化的压缩机

当吸气压力和输送温度保持恒定时(由冷却器实现)，或者由于设计原因或出于经济性的考虑，不能连续测量入口流量时，可以考虑用以下的调节方程代替(3.97)式。考虑到下式：

$$Q_1 = C \frac{Z_1 \cdot T_1}{\sqrt{Z_2 \cdot T_1 \cdot \mu_2 \cdot p_1}} \cdot \sqrt{h_2} \cdot \sqrt{\rho} \qquad (m^3/h) \tag{3.102}$$

表示的曲线可用一个顶点在参考坐标系原点的抛物线代替，因而，将体积流量的误差以吸、排气状态函数的形式表示，有：

$$\varepsilon_{Q1}\% = 100\left(\frac{Z_1 T_1}{\overline{Z_1}\,\overline{T_1}} \cdot \sqrt{\frac{\overline{Z_2 \cdot T_2 \cdot \mu_2 \cdot p_1}}{Z_2 \cdot T_2 \cdot \mu_2 \cdot p_2}} - 1\right) \tag{3.103}$$

(3.99)式表示的实际调节规律可由图 3－75 所示的系统实现。

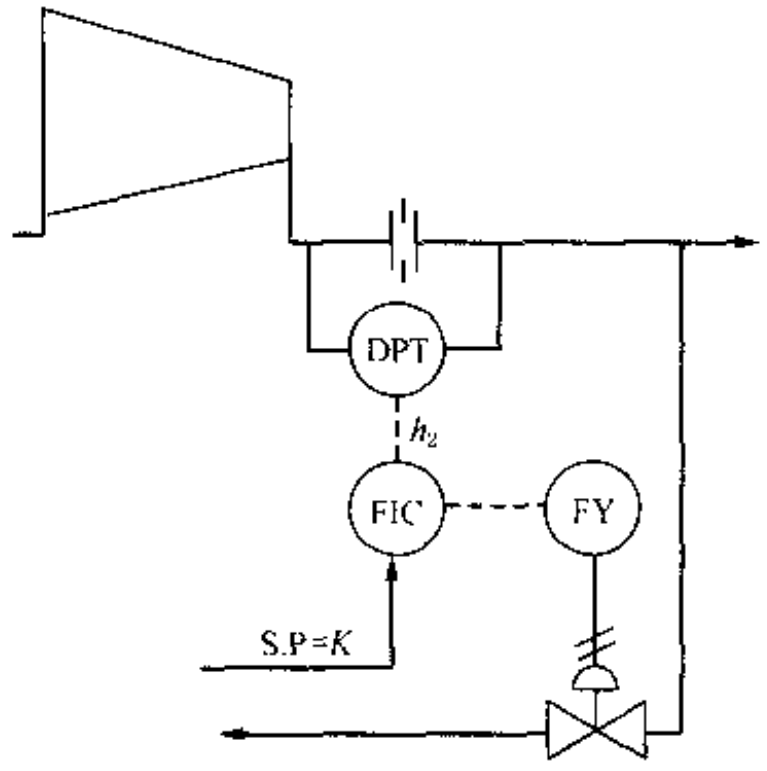


图 3－75 $h_2 = K$ 型调节系统图

第 4 章　离心式压缩机——结构和试验

Ted Gresh
Elliott Company

离心式压缩机是动力式压缩机，它借助于旋转运动将能量由压缩机的转子传递给工艺气体。气体的压缩过程是由旋转叶轮上的叶片完成的。由于离心力的作用，气体的旋转运动产生一个向外的速度。接着，该速度的切向分量通过扩压器转变为气体的压力。

4.1　机壳结构

离心式压缩机是通用机械，它能容易地满足机械和工艺方面在很宽范围内的各种要求。

例如，根据能头和流量的要求，一个机壳中所使用的叶轮数目，可从 1 个增加到 10 个，甚至更多。进、排气接管可在壳体的上面、下面或倾斜布置。在壳体上，可很容易地额外布置一些节热、分流、或级间冷却用的侧线接管。而组装式壳体设计更是极大地增加了壳体配置的灵活性(图 4－1)。

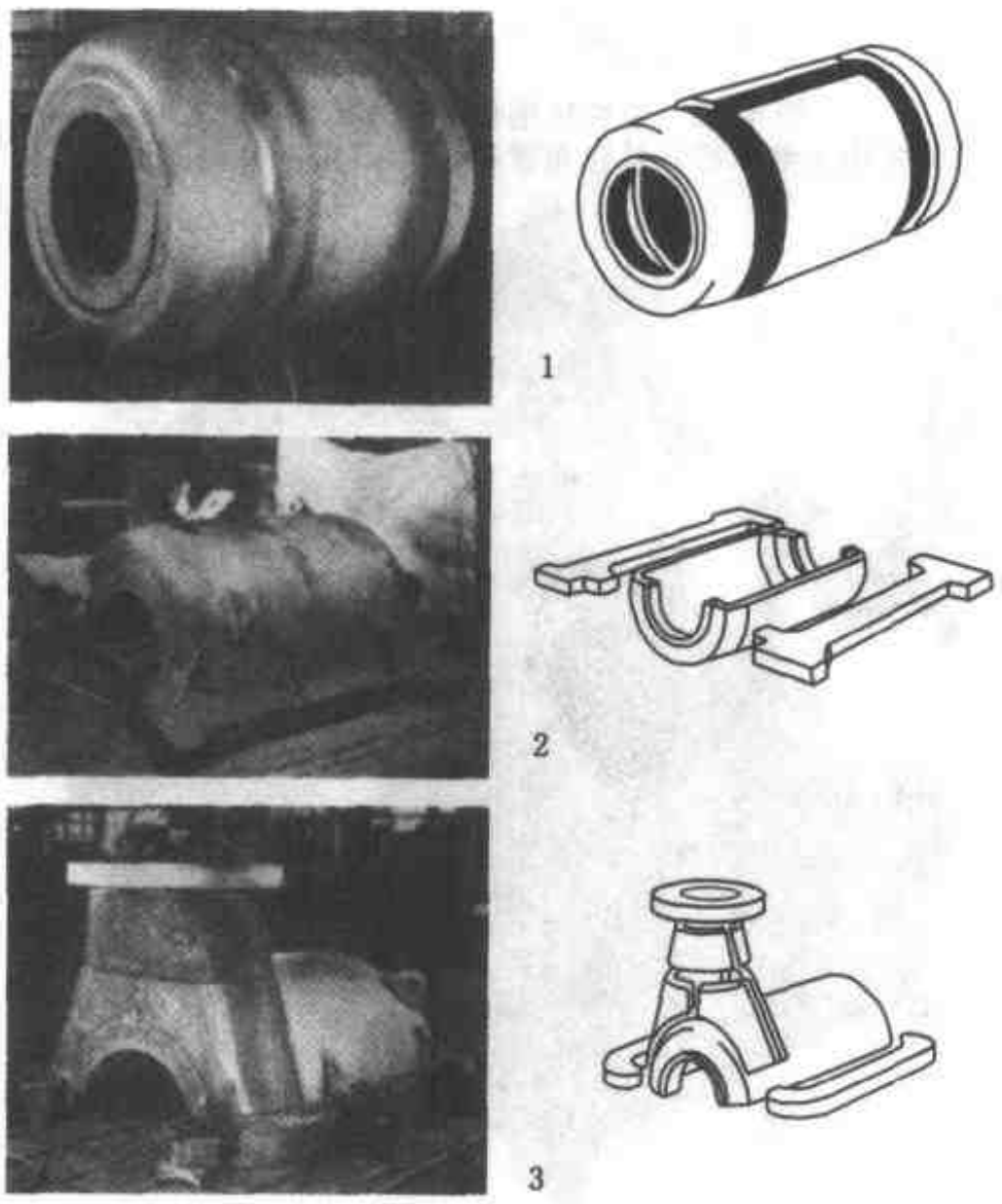


图 4－1　组装式压缩机壳体是一种柔性设计，它能满足特殊应用场合的需要，其中包括特殊的接管布置

1—中间部分是由一块钢板经辊压和焊接制成的筒形壳体，它与两个由热旋压制成的碟形封头焊接在一起。照片上是封头与壳体的自动环缝焊接过程；2—上述部件被纵向切割成两个相同的部分，每一部分都焊接上一个连接法兰；3—壳体上开孔并焊接上各种组装件，形成进气、排气和侧线接管

图 4－2～图 4－8 是几种常用的机壳结构。

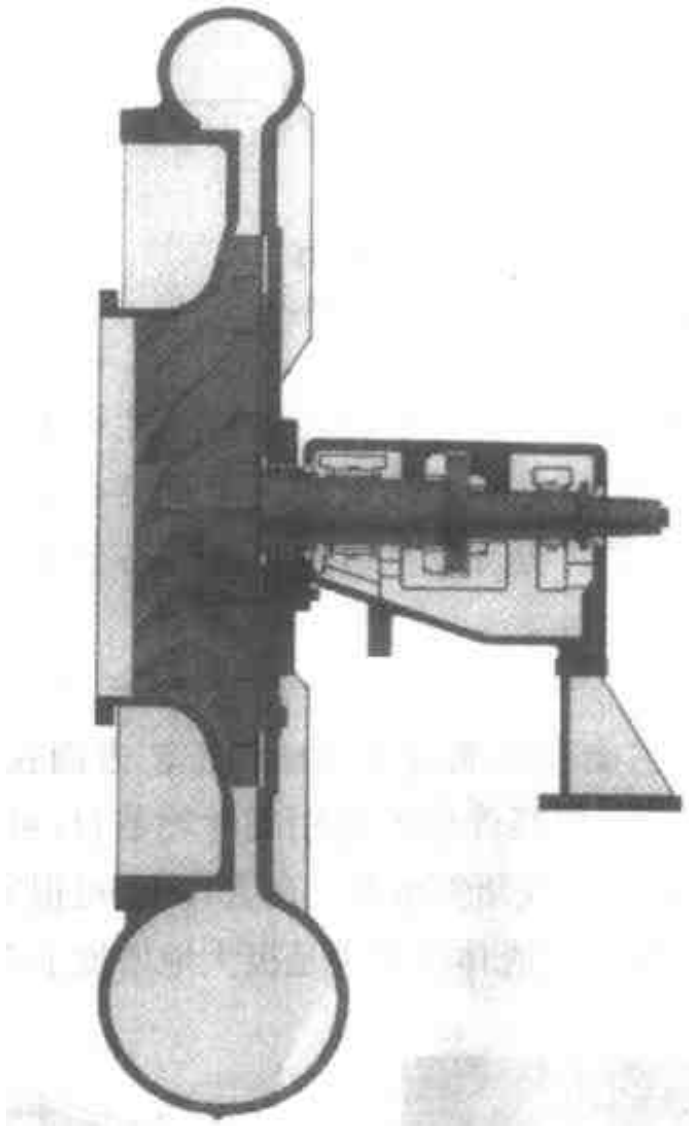


图 4－2　单级压缩机的基本形式典型
结构为轴承箱外悬臂布置叶轮(由 Elliott 公司提供)

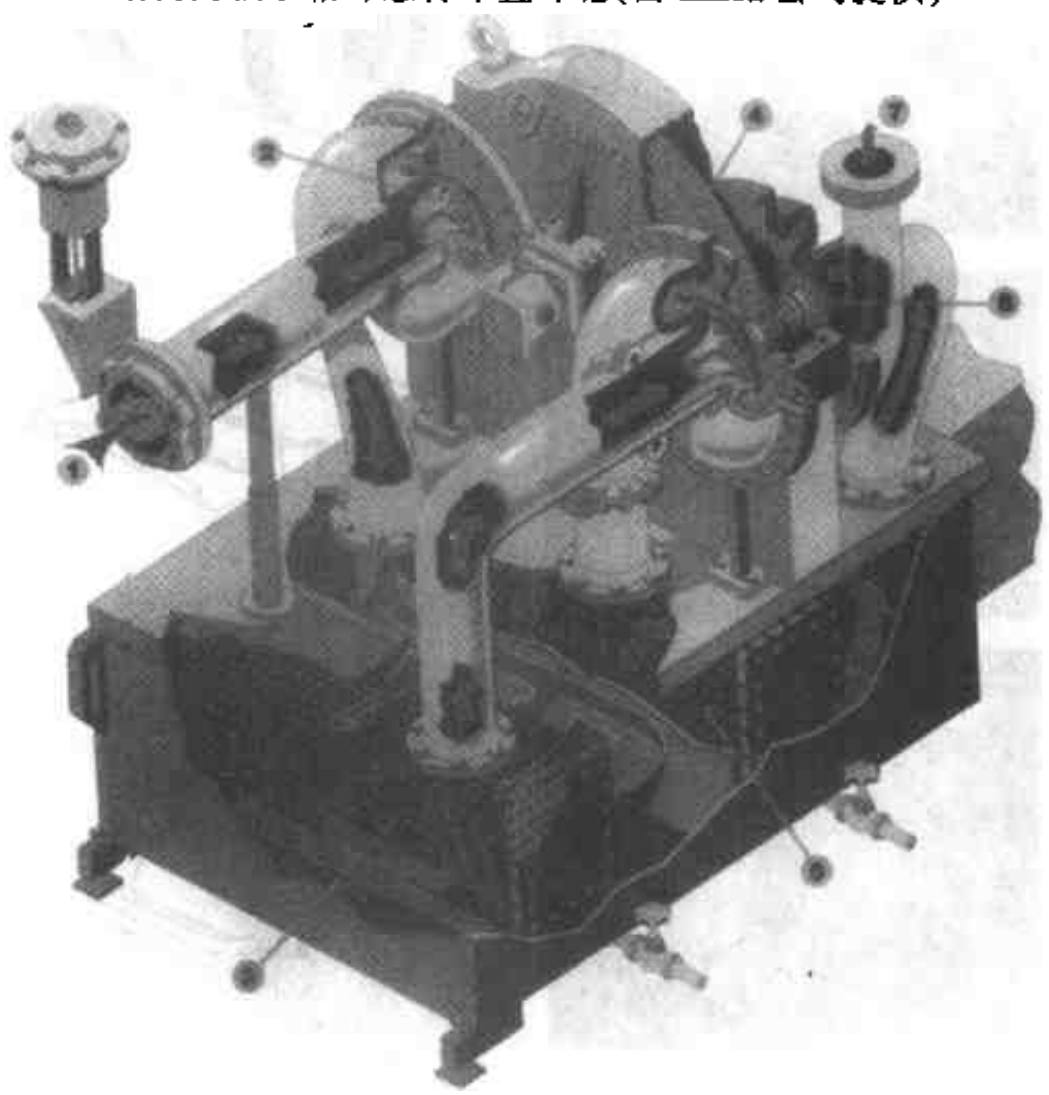


图 4－3　对高速单级压缩机来说,在每级之间进行中间冷却能使效率最高。而且,为使操作温度低于材料的限制温度,也需要进行冷却(由 Elliott 公司提供)
1—空气吸入口;2—空气受到第一级叶轮的压缩;3—热量在第一个中间冷却器中散失;
4—空气受到第二级叶轮的再次压缩;5—热量在第二个中间冷却器中再次散失;
6—空气在第三级叶轮中压缩到最终压力;7—空气流向后冷器和工厂用气系统

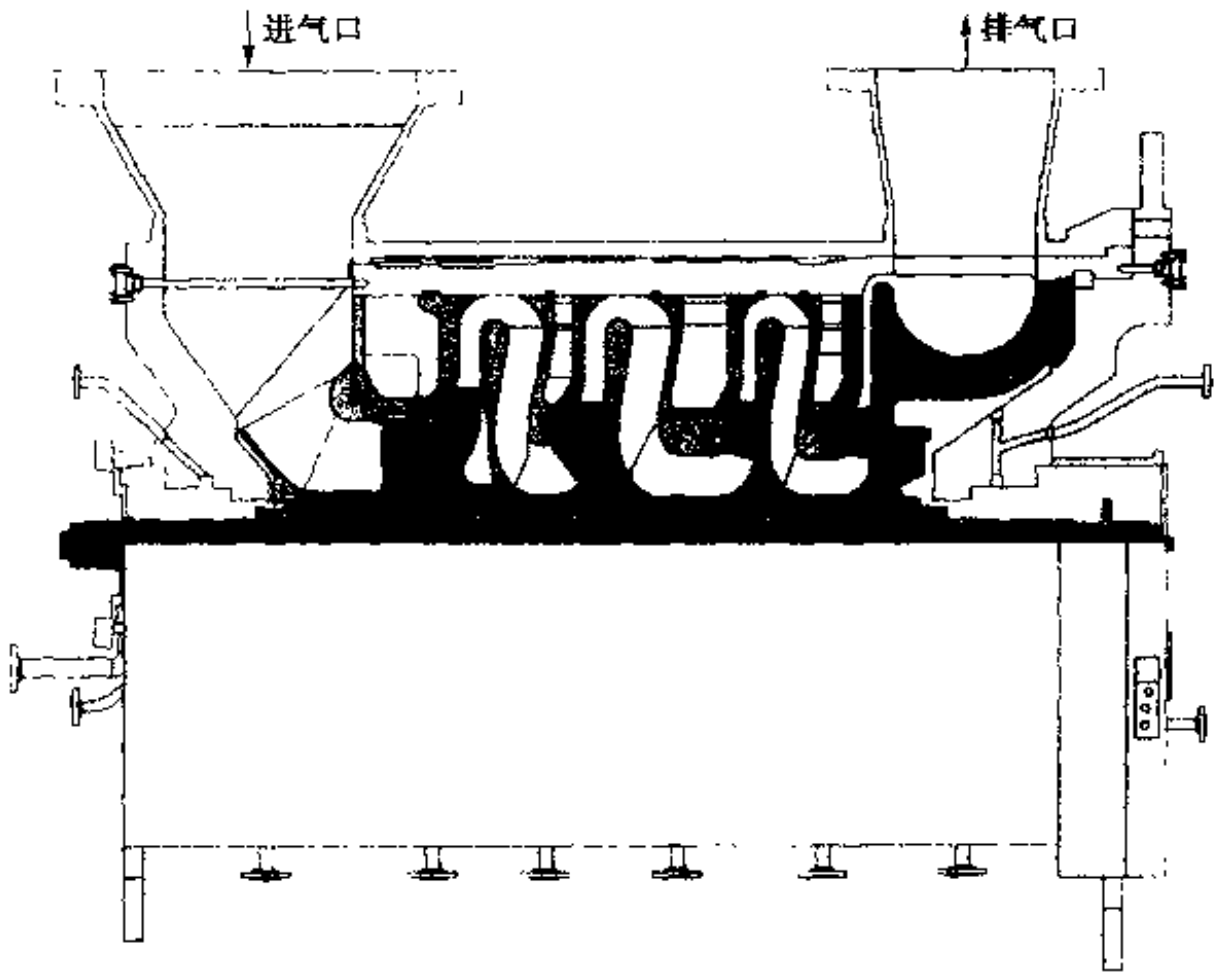


图 4－4　基本的直通型多级压缩机(装有一个平衡鼓)。这种布置方式可以使用 10 个或更多个叶轮,常用来压缩低压工艺介质。图示壳体是一种用于高压或低分子量场合的简形结构,它的泄漏面积小,更好地密闭了工艺气体

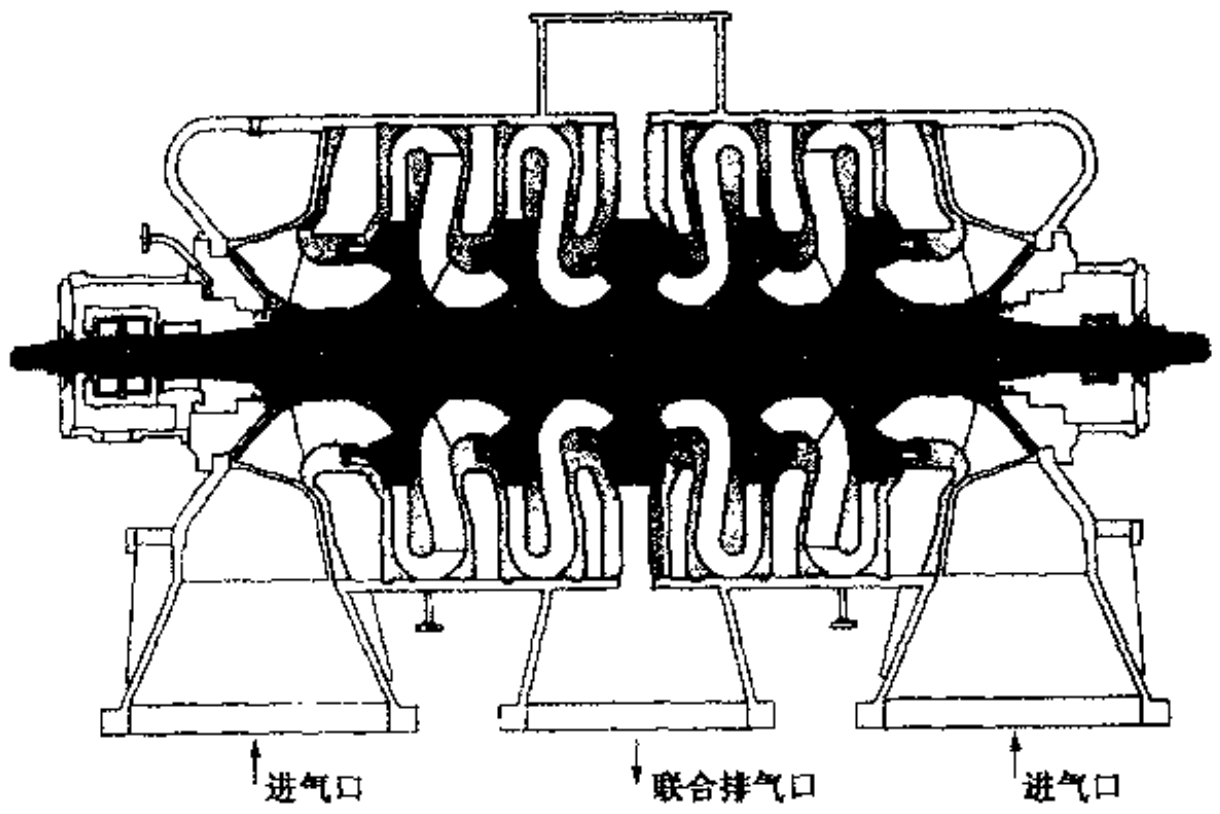


图 4－5　双吸压缩机。这种布置使得同一个机壳的最大流量加倍。但是,由于压缩每股气流的叶轮数目仅是相应的直通型压缩机的一半,所以这种压缩机所提供的最大能头相应地降低了

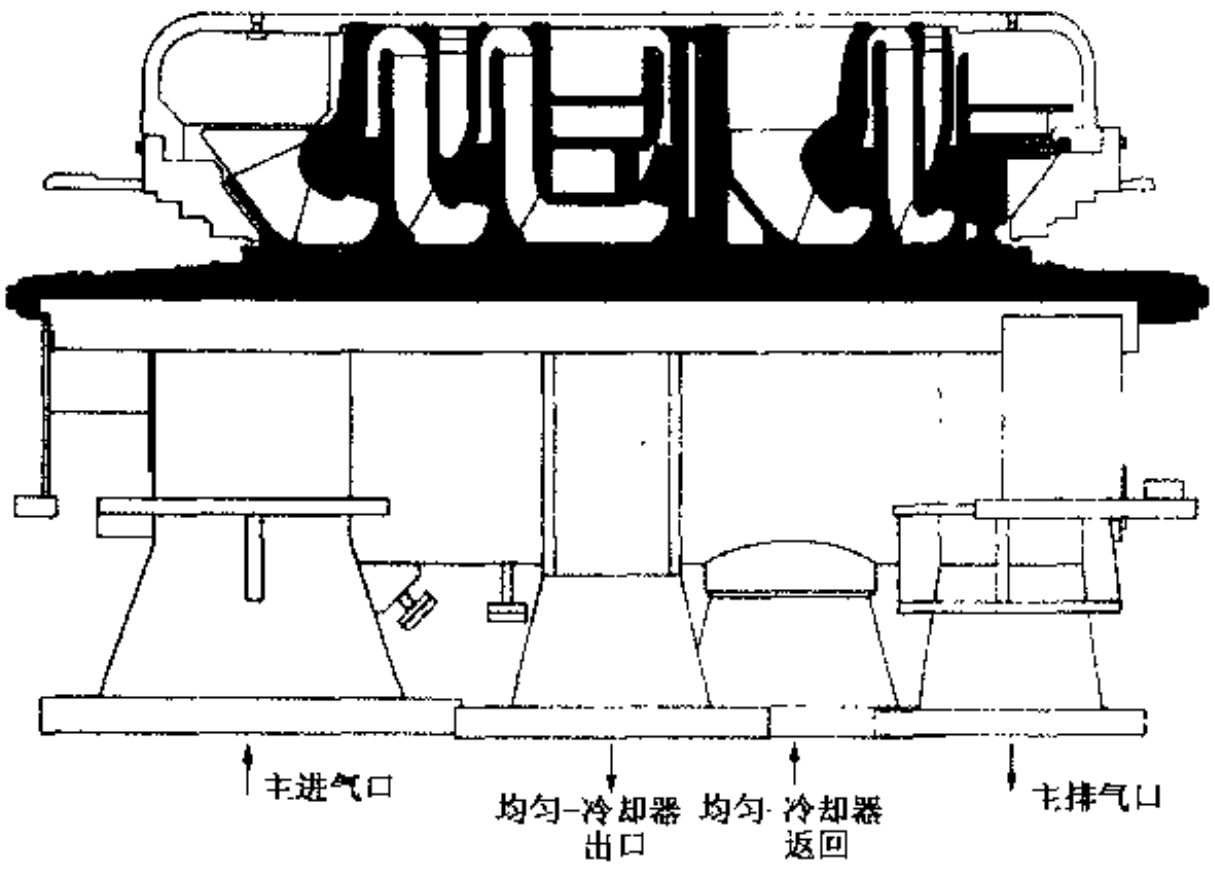


图 4-6　如图 4-3 所示，为保持操作温度低于材料或工艺对温度的限制，同时也是为了提高操作效率，都需要对气体进行冷却。采用均匀冷却器接管将热气体从压缩机各级中抽出并送入外部换热器进行冷却，然后再以较低的温度返回到下一级再次进行压缩(由 Elliott 公司提供)

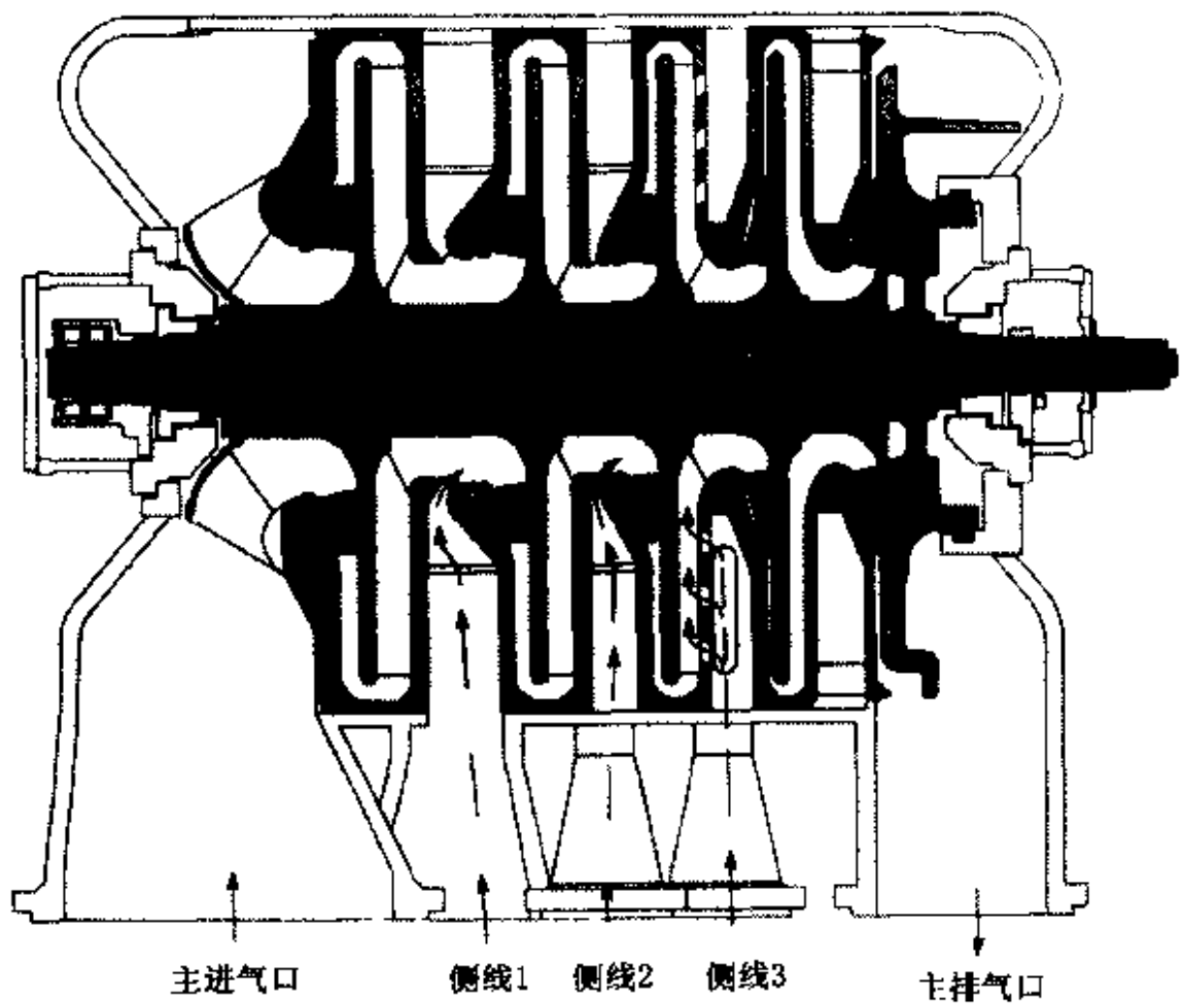


图 4-7　侧线接管使得能以规定的压力引入或抽出气体。这些气体可以是工艺介质或者是制冷时节能器流来的气体。侧线气流可在两个级之间经隔板引入(侧线 3)，或者如侧线 1、2 所示，如果气流速度大，也可在拆去一个或两个隔板后形成的区域处引入(由 Elliott 公司提供)

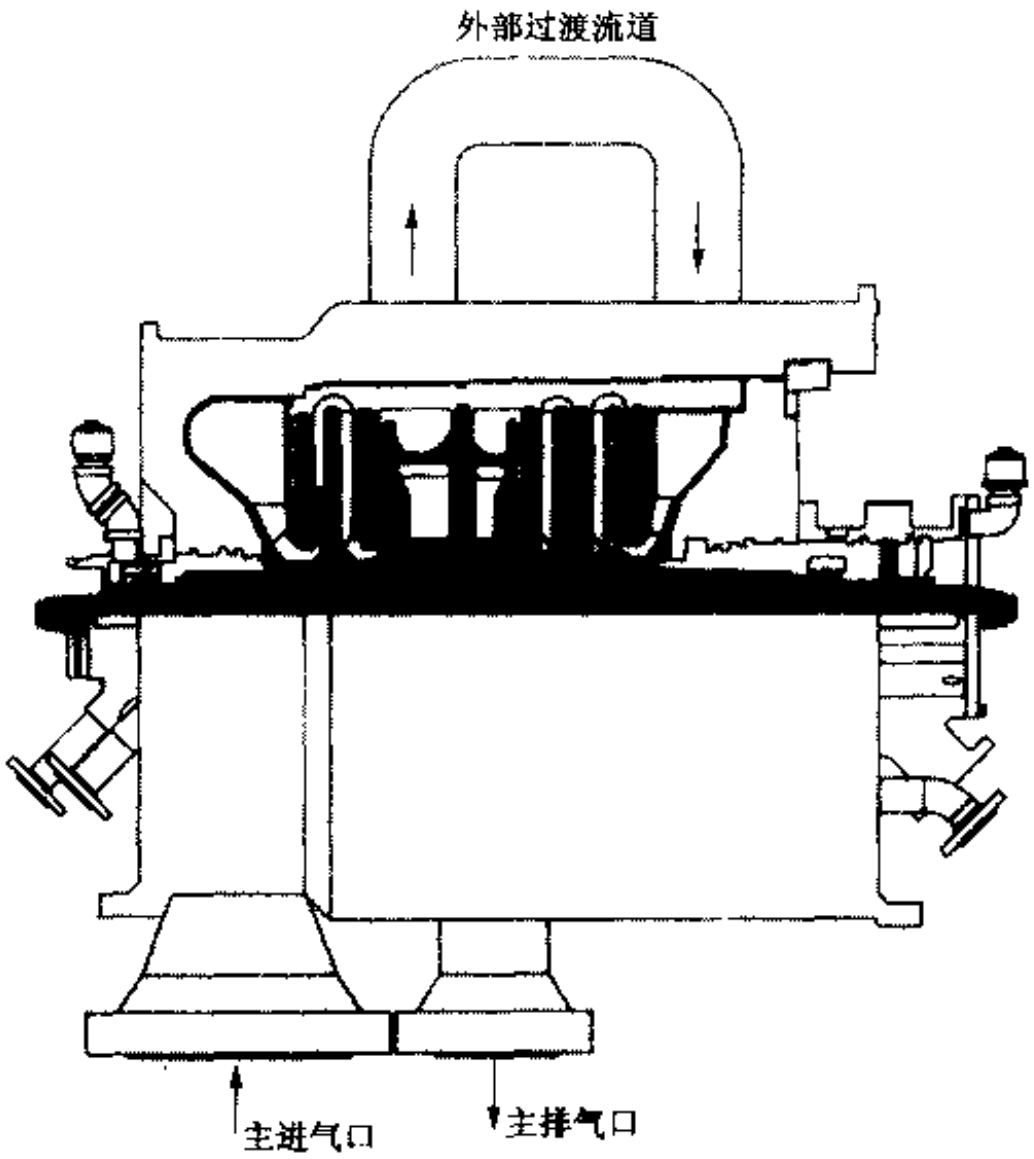


图 4－8　当单壳体压缩机的压力比很高时，背靠背设计可使轴向力最小。注意，因作用在两段的两个轴向力方向相反，因而它们相互抵消了（由 Elliott 公司提供）

4.2　结构特点

离心式压缩机的主要零部件见图 4－9。

进气接管使气流加速并将其导向入口导叶，入口导叶可以是固定的或可调的。

在多级压缩机中，进气接管通常沿径向布置。这种情况下，就需要由入口导叶来适当地分配气流，使其均匀地流入第一级叶轮（图 4－10）。单级压缩机常常使用整体轴向进气接管，这种情况下，可不用入口导叶。

由于叶轮的旋转效应，气体在流过扩压器时是螺旋形流动的。因此，在进入下一级叶轮之前，需要用回流器导叶将气流恢复成直线型流动（图 4－11）。

4.2.1　隔板

隔板是静止部件，它构成了前级扩压器的半个壁面、部分回流器弯道和后级扩压器的半个壁面。由于它使气体的压力升高，因此隔板（图 4－12）不仅是结构部件，也是一个气动力部件。

对最末一级或对单级压缩机来说，离开扩压器后，气流进入排气蜗壳。通常按角动量恒定（R_iV_i = 常数）原则设计排气蜗壳，这常常会导致通过蜗壳的气流的速度变化（V_2 到 V_5）受到限制。一旦气体离开蜗壳进入排气口时，其速度还有少许降低。图 4－13 表示一个角动量恒定

的排气蜗壳。

由于通过扩压器截面时气体的速度相对较高(每秒几百英尺),因而其表面光洁度(摩擦系数)对机组的整体效率有着重要的影响。

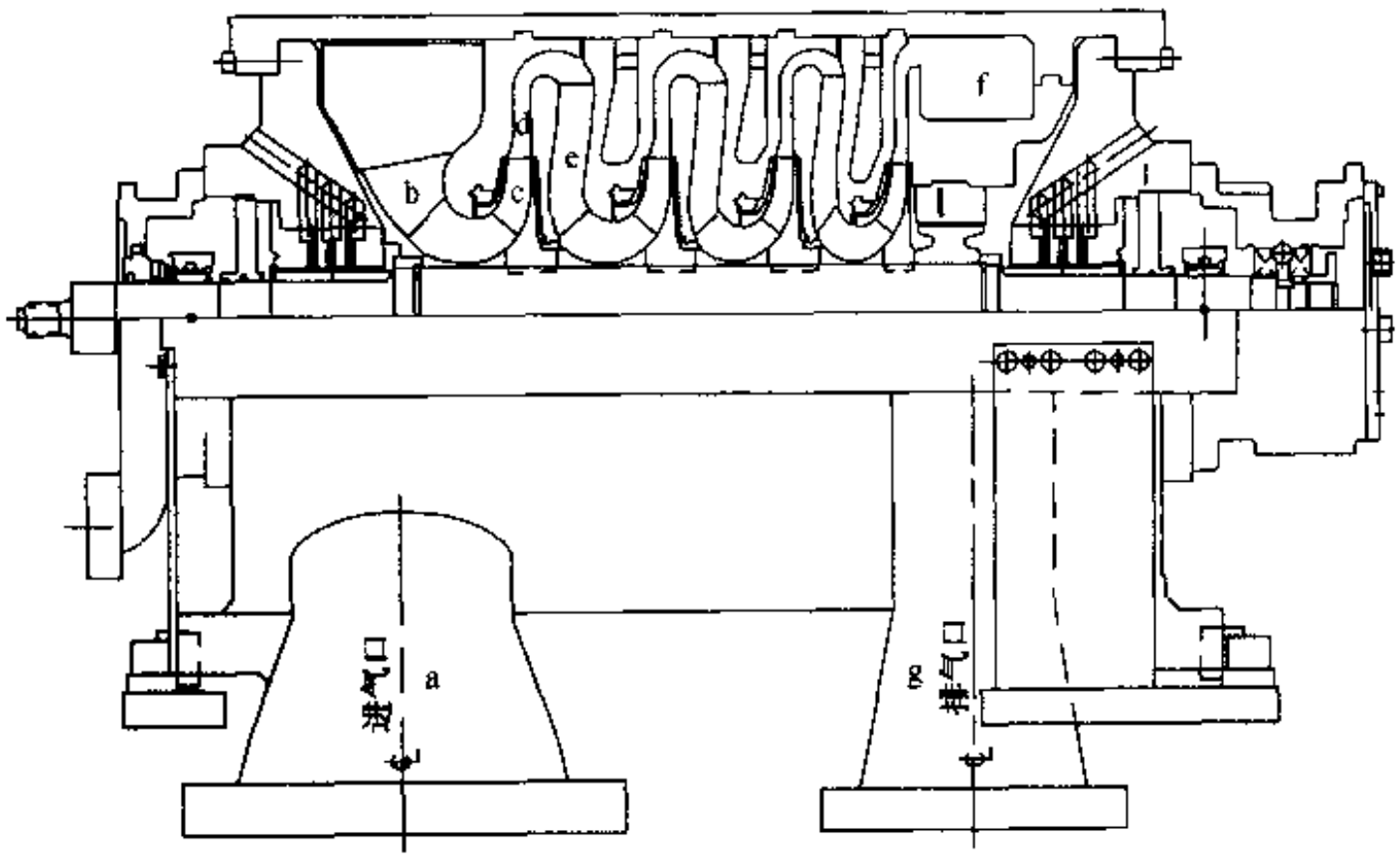


图 4-9 多级离心式压缩机的主要部件

a—进气接管;b—入口导叶;c—叶轮;d—径向扩压器;
e—回流器;f—集气蜗壳;g—排气接管。

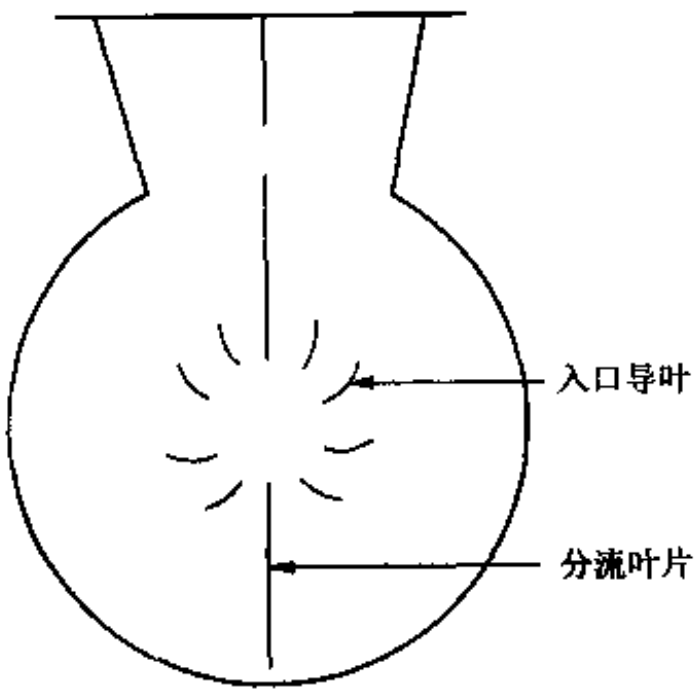


图 4-10 多级压缩机入口,图上标出分流叶片和入口导叶[1]

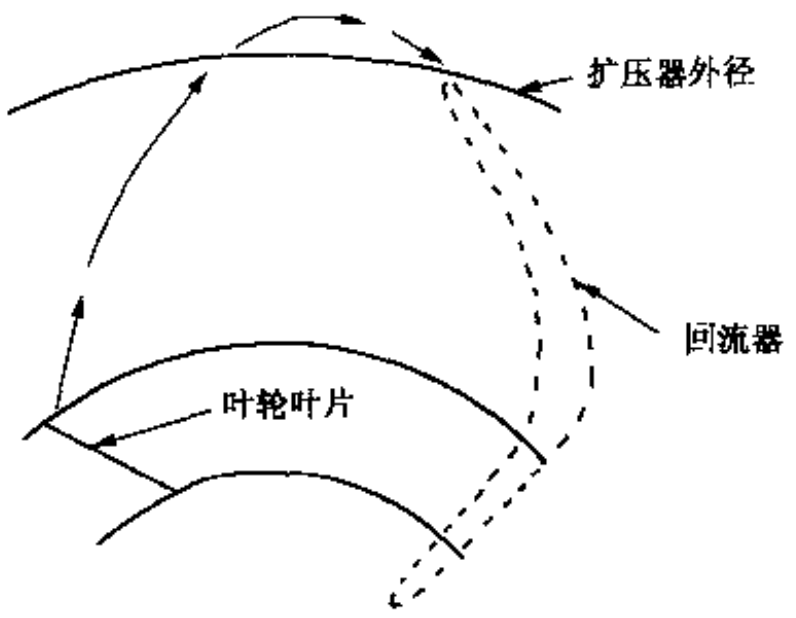


图 4-11 气体由叶轮出口到回流器的流动路径[1]

在很多工艺过程中,灰尘或聚合物在叶轮和隔板表面的堆积将使过流表面变得粗糙起来(图 4-14)。在有些情况下,聚合物堆积会严重地堵塞扩压器通道。这两种情况都会导致压力损失增大,从而降低了压缩机的总效率[2]。

虽然对产生聚合物堆积的化学机理还不十分清楚,但是经验表明,在适当的条件下的确会形成聚合物,并且它会紧紧地粘着于构件基底金属表面。已知的对聚合物堆积有着重要影响

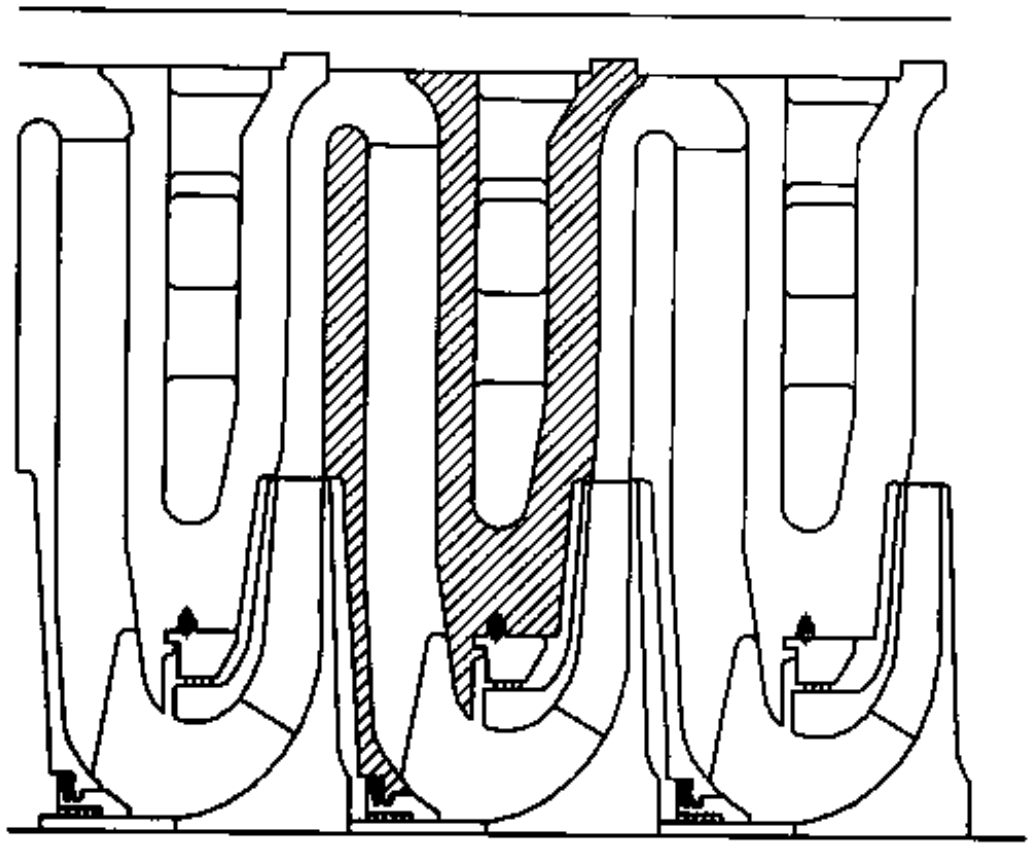


图 4－12　多级离心式压缩机隔板[1]

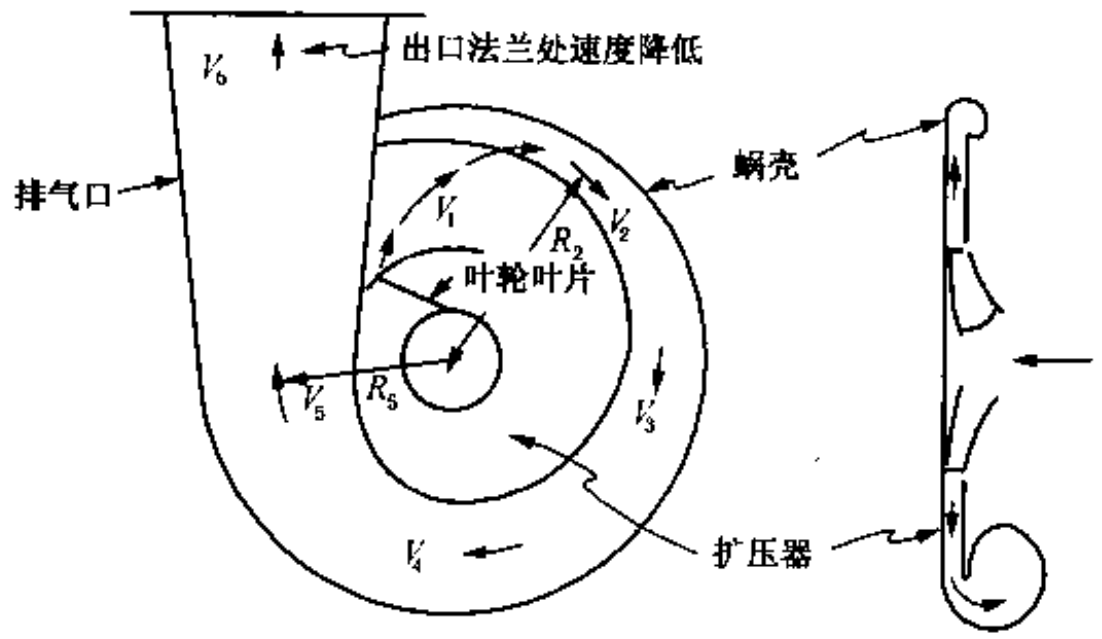


图 4－13　排气蜗壳[1]

的因素包括:① 温度——在 194℉以上时产生聚合物;② 压力——堆积程度与压力的大小成比例;③ 表面光洁度——表面越光滑,构件越不容易产生堆积;④ 气体组成——堆积程度与工艺介质中起反应的碳氢化合物的浓度成比例。

可以通过对流出每级叶轮的气体注水的方式降低操作温度。水应通过雾化喷嘴注入,注入量应使混合气体刚好低于饱和水平。

可通过使用诸如碳氟基底(聚四氟乙烯)材料的不粘性涂层,或诸如非镀镍层等抗腐蚀性涂层的方法,来提高并保持关键区域的表面光洁度。对多个部件使用这种起阻挡、抑制和牺牲作用的涂层“系统”,可以使压缩机实现长期运行的目标。使用一个含有脱垢剂或烃溶剂的水冲洗系

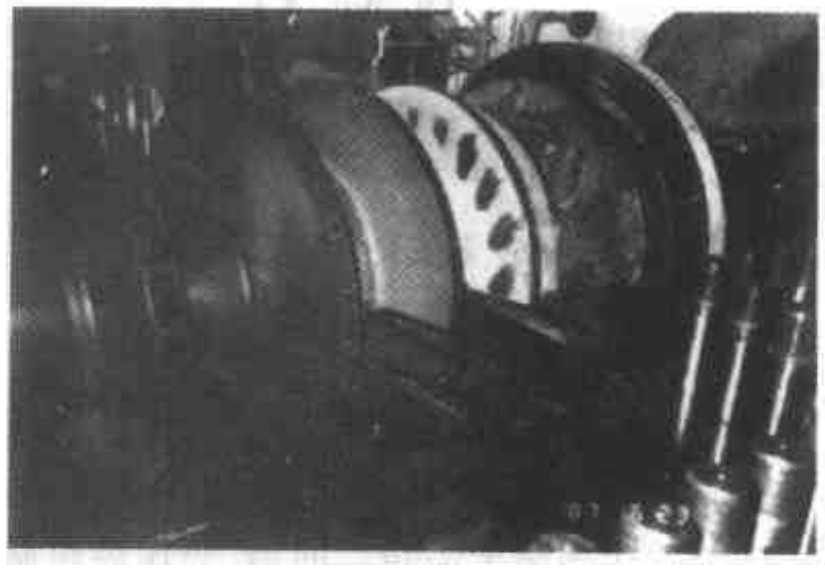


图 4－14　乙烯压缩机中聚合物在叶轮和扩压器流道内堆积的照片

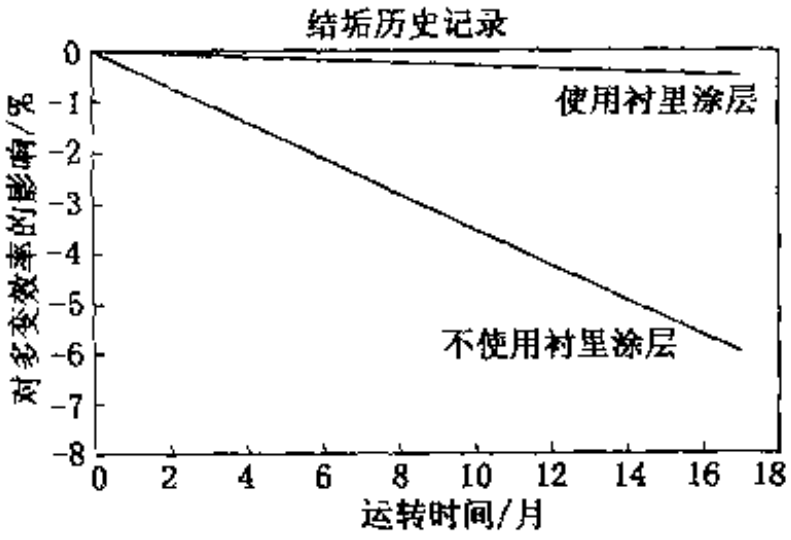


图 4－15　乙烯压缩机中过流表面使用衬里涂层前后的效果对比图[2]

统，以润湿压缩机的过流表面，防止聚合物堆积，或者在堆积产生后冲洗其过流表面，可以最大限度地保持压缩机的性能。引入的冲洗水量应该限制在气体质量流量的 3% 以内，引入冲洗水的方法是，在每级的排出口逐级引入并且水量也要逐级增加。

使用烃类溶剂或脱垢剂的在线冲洗水系统的长期运行效果见图 4－15[2]。

4.2.2　级间密封

由于经连续压缩后，气体的压力升高，所以，轮盖和轴之间就要有级间密封，以防止气体由排出口向壳体入口端倒流，这种密封性能的好坏会直接影响到压缩机的性能。

在所有轴封中，最简单、经济的密封是如图 4－16 所示的迷宫密封。这种密封通常应用在各级之间，由一系列的细齿或片组成。这些齿或片通常是与隔板组装在一起的，是静止组件的一部分。在转子和齿顶之间保持有一个小的间隙。

迷宫密封相当于一系列的节流孔。尽量减小这些节流孔的尺寸是降低气体泄漏的最有效途径。迷宫密封的节流腔被尘垢堵塞(图 4－17)或密封齿因磨损、擦伤而使间隙扩大时(图4－18)，都会导致气体的泄漏量增大，从而影响压缩机的正常操作，这个时候就必须要更换迷宫密封。

典型的迷宫密封材料是铝，这是因为铝能与大多数气体相容并且还具有足够的延展性，能够在发生意外摩擦时防止擦伤轴。当涉及到腐蚀性气体时，可使用像 Arlon CP(PEEK)或 Torlon 一类的塑料，而不需要增大密封间隙，这是因为这些材料的机械性能和铝相似。当齿倾角为 15°时，与铝密封齿相比，据称这些材料(Arlon 和 Torlon)能在密封间隙减少 50% 的情况下仍具有良好的抗磨性能。

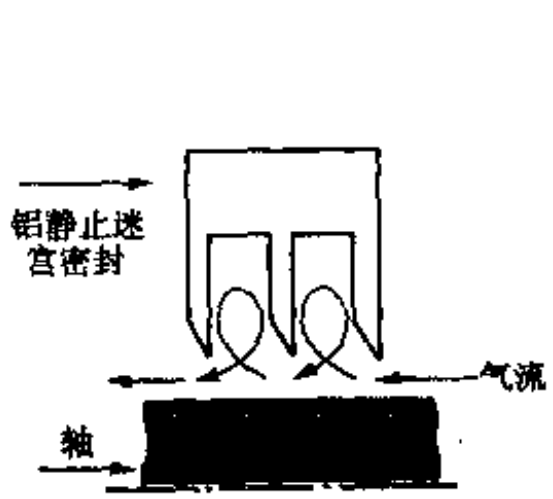


图 4－16　新安装的铝迷宫密封。小间隙和紊流效应产生了泄漏的阻力[1]

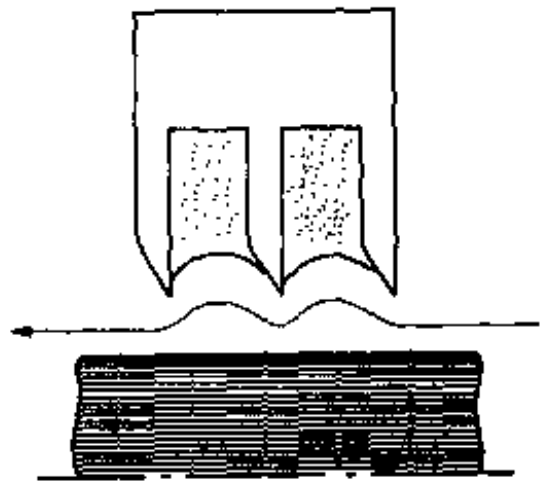


图 4－17　积垢的迷宫密封。紊流效应降低，泄漏增加[1]

若迷宫密封使用硬质材料，如不锈钢或碳钢，则可能会因干摩擦而使压缩机发生灾难性的故障。当用碳钢迷宫密封取代铝迷宫密封后，的确曾发生过这样的灾难性事故。这是由于改造后没有适当增大密封的间隙，当压缩机越过临界转速时，转子与碳钢密封齿发生接触，产生了干摩擦。引起的振动是如此剧烈，以至造成轴承固定螺栓断裂，轴承箱从压缩机壳体上脱落下来。显然，压缩机的损坏相当严重。

计算和现场使用资料都表明，级间密封损坏，能使装置效率降低 7% 或更多。喘振、在临界转速下运行或运行中吸入液体都会损坏迷宫密封。这种操作状态下，若转子上有污垢堆积（不平衡），防喘振阀小且开启慢时，常会引起压缩机的脱扣。这种情况还会导致越过一阶临界转速时，振动响应强烈和密封间隙的扩大。

通常，为降低或完全避免与级间迷宫损坏有关的压缩机性能下降，压缩机制造商采取了多种改进措施。其中最显著的改进是，轮盖密封和级间密封使用可磨损材料。这样做的优点是，设计操作间隙可以取得更小，并且即使在密封磨损后，效率损失也最小，如图 4－19 和图 4－20 所示。

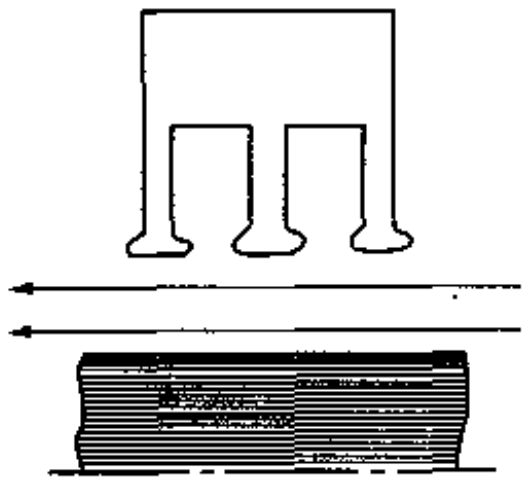


图 4－18　磨损的迷宫密封。间隙增大、紊流效应降低致使泄漏增加[1]

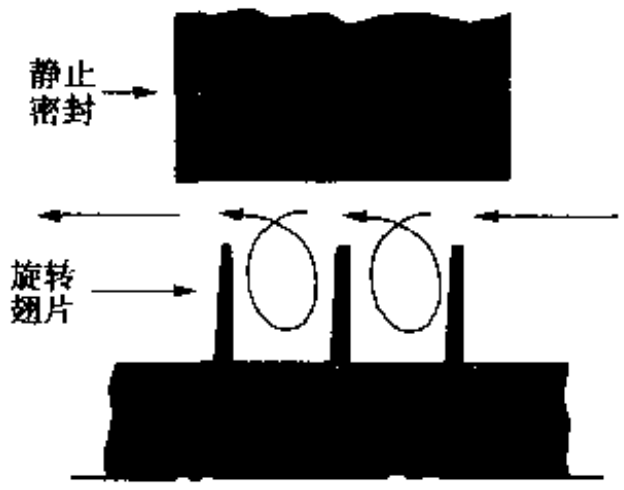


图 4－19　可磨损迷宫密封。小间隙和紊流效应产生了泄漏的阻力[1]

使用可磨损密封可以减小密封间隙，降低通过叶轮的循环流动量，因而提高了压缩机的效率。当轮盖密封、级间密封和平衡鼓密封都改用可磨损密封时，都能有效的提高压缩机的效率。因为叶轮轴向力的大小与密封间隙有关（图 4－21），所以可磨损密封还能降低叶轮的轴向力。

当把密封齿设计为旋转部件时，由于离心力的作用，能有效防止工艺尘污的堆积。当压缩介质较脏时，若仍使用传统的静止式迷宫密封，则尘污的堆积会对迷宫的流动特性造成负而影响，进而降低了压缩机的效率。而密封齿的旋转则最大程度地减小了这种影响（图 4－17）。

铝密封齿发生磨损时，会使其顶部形成蘑菇状凸起（图 4－18），导致气体流过迷宫密封时的流动特性不理想，并增大了径向间隙。这样就使得泄漏量增加，降低了压缩机的效率，并影响到作用于压缩机的轴向力。而采用可磨损密封设计时，旋转齿是擦碰到静止部件内部，不会对齿造成损伤，对运行间隙也没有影响。因而，不会造成性能损失和引起轴向力的变化（图 4－19 和图 4－20）。

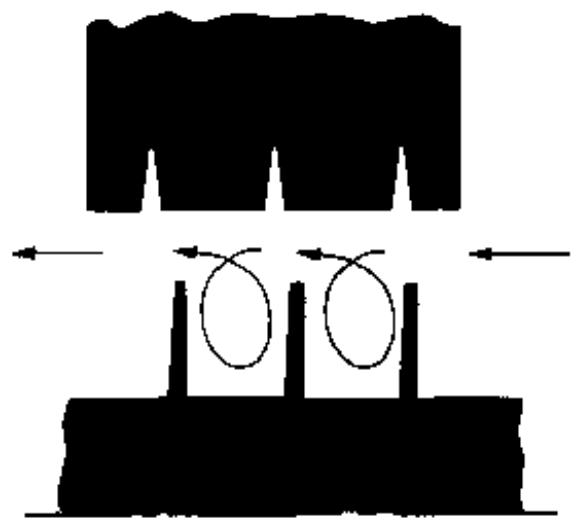
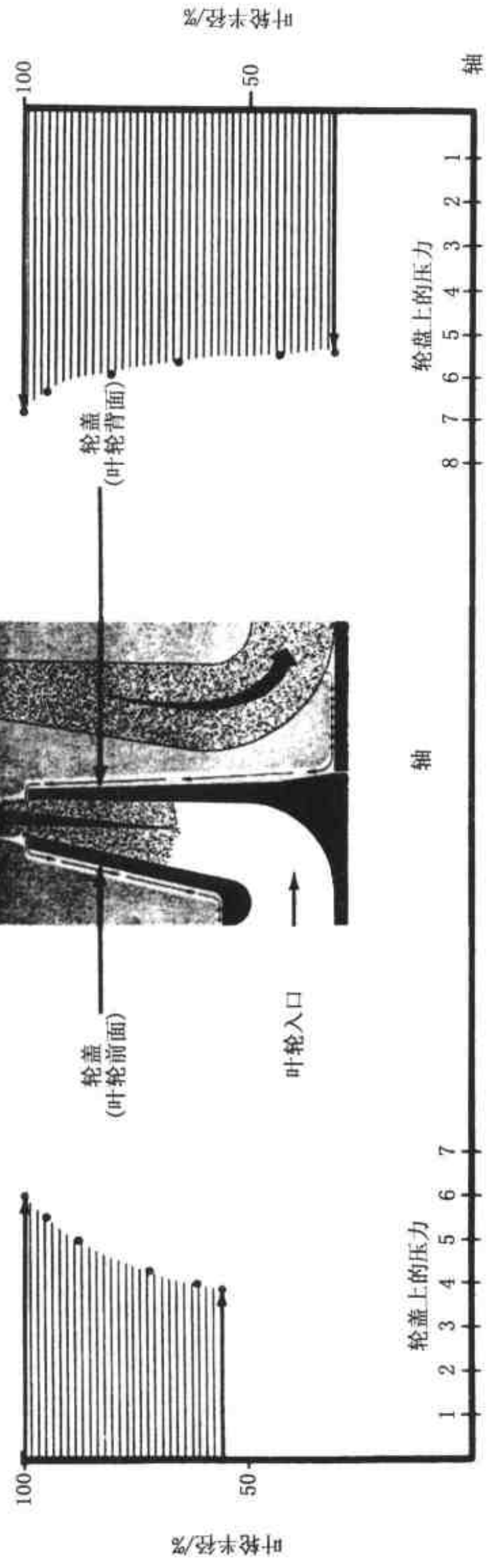


图 4－20　擦伤后的可磨损迷宫密封。有效运行间隙没有改变，紊流效应继续产生泄漏的阻力[1]

使用可磨损迷宫密封使压缩机总体效率提高程度与几个因素有关，最主要的因素是压缩机的大小。叶轮直径增大时，压缩机的流量随叶轮直径的平方增加，而密封间隙更大程度地是呈线性增加，同时它也依赖于其他因素，例如轴承间隙和加工误差。因此，当压缩机的尺寸增大时，与迷宫密封有关的泄漏量占总流量的比例下降。所以，降低泄漏量所提高的效率对压缩机总体效率的影响程度是降低了。因而，压缩机越小，压力越高，通过使用可磨损密封所获得的效益越大。



a 叶轮压力分布图

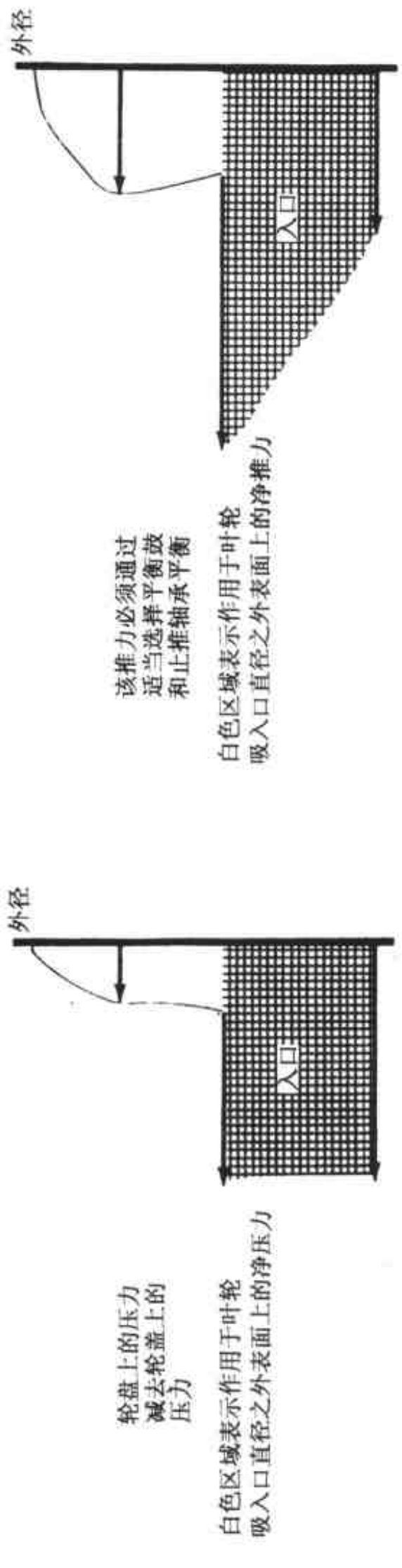


图 4－21

4.2.3　平衡鼓密封

平衡鼓(或一个中心密封)的作用是,平衡作用于转子的轴向力,而这个轴向力是由于气体流过压缩机后压力升高引起的。平衡鼓是利用容易获得的一个压差来抵消并平衡大部分轴向力的。这样就可以选择一个较小的止推轴承,也就降低了相应的功率损失。

由于使用的是迷宫密封,通过平衡鼓就总有一定量的泄漏。这种附加的泄漏通常流向压缩机入口,因而在平衡鼓两侧产生了一定的压差(图 4 - 22)。有时,泄漏的气体也会流向其他截面,致使效率提高。空气压缩机就常常使通过平衡鼓的泄漏流向大气。

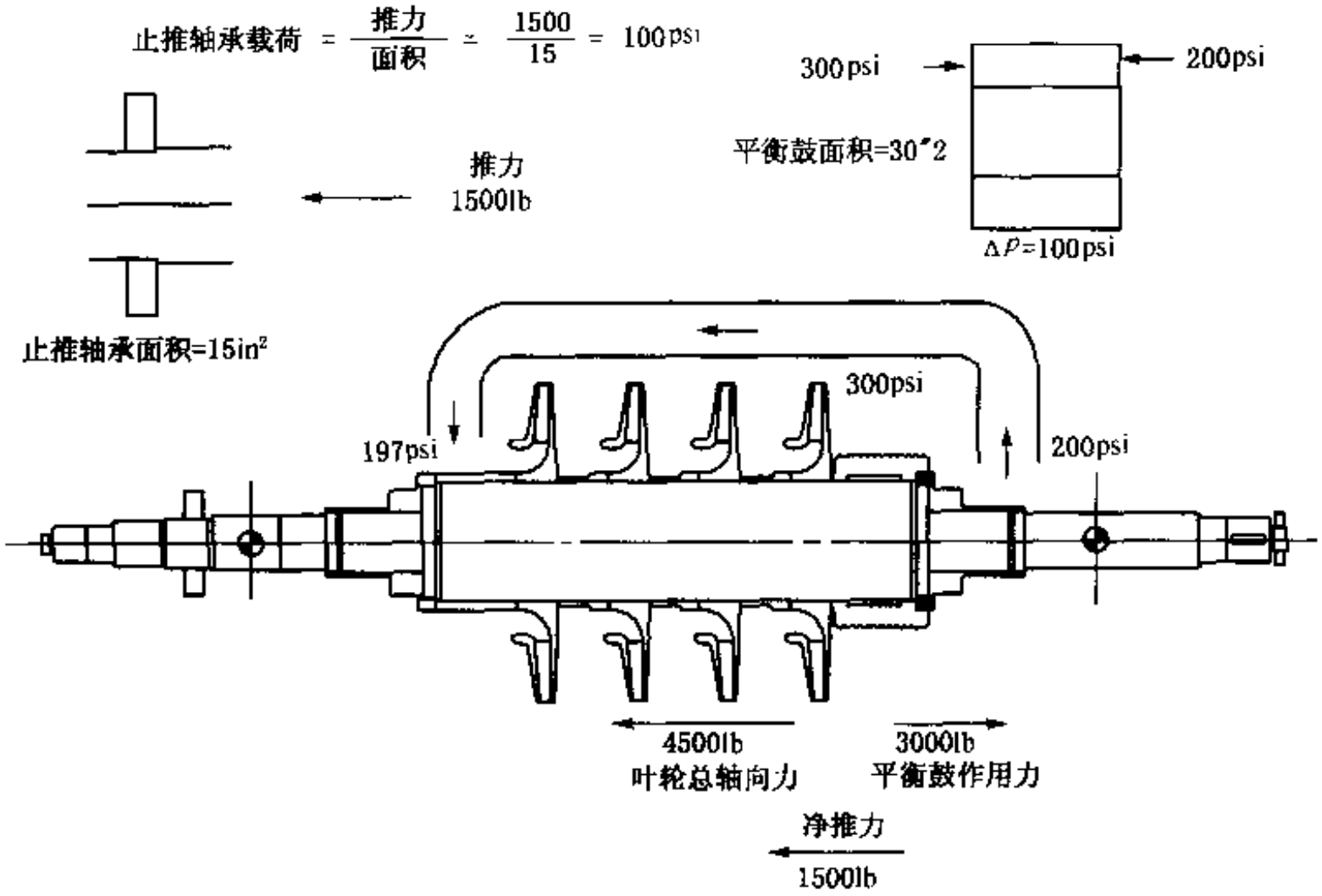


图 4 - 22　压缩机轴向力示意图

平衡管压降通常是 1 ~ 3psi[3]

由于平衡鼓的密封压力是整个压缩机的压升,因此这个密封对保持压缩机的良好性能非常关键。密封损坏会导致大的泄漏量,功率损失增大,轴向载荷也增大。

有个压缩机用户给出了更换平衡鼓密封前后的使用情况对比。这台压缩机是制冷用的,要求排出压力恒定。

		前	后
排气压力	psig(磅/平方英寸,表压)	410	410
排气温度	°F	142	116
轴向位置	mil(密耳)	24	19
平衡管压降 DP	psid(磅/平方英寸,压差)	4.7	1.5
转速	r/min	11440	10770
止推轴承金属温度	°F	240 +	165

这个平衡鼓损坏的原因是喘振及振动过大，同时它也造成了级间密封的严重损坏，致使压缩机的效率严重降低。注意更换平衡鼓前后各种数据的对比情况。更换前排气温度高，这是因为平衡鼓损坏后，为使排气压力达到设计压力，需要压缩机做更多的功。而为了使输出

的功增大，压缩机的转速升高了。密封的损坏不但造成了效率的下降，而且也使轴向载荷加大，这可从平衡鼓的轴向位置和止推轴承上的温度看出来。

4.2.4 叶轮轴向力

在轴到叶轮外径的范围内，气体作用在轮盖和轮盘上的压力分别与其作用面积的乘积之和便构成了气体对轮盘和轮盖的推力，而这两个推力不相等，故而产生了叶轮的轴向力。[3]

叶轮不但在吸入口处产生轴向力，而且在吸入口到叶轮外径的范围内也产生轴向力。这些轴向力是由下列几种因素引起的：

1. 旋转的惯性力场效应。
2. 泄漏。
3. 摩擦。
4. 扩压效应。

这些因素中，摩擦和扩压效应很小。

如图 4－21 所示，高压气体沿轮盘流向叶轮外缘，然后又沿轮盖流向叶轮吸入口。由于在扩压器中压力升高，回流器内的气体压力高于轮盘背后的压力，因而产生一个由回流器向轮盘、再沿轮盘向外流动的泄漏。这种泄漏效应与旋转惯性场效应共同作用产生的压力分布如图 4－21a 所示。

由图 4－21 可见，除了叶轮吸入口区域的压差外，还明显存在着另一部分指向吸入侧方向的净压差，如图 4－21b 所示。沿吸入口至叶轮外径，对压力与作用面积的乘积进行积分，就得到了一个作用在叶轮上的净推力。

如果轮盖密封和级间密封是一个“理想”(零泄漏)的密封，那么叶轮吸入口处所产生的推力就是吸入口面积的函数。但是若“实际的”密封间隙大，通过这些部位的泄漏量很大，则实际的总轴向力会高出 50%[3]。因而，维持压缩机有小的密封间隙，不仅是气动力学考虑的关键因素，也是力学性能考虑的关键因素。

4.3 性能特征

离心式压缩机的特性(图 4－23)取决于叶轮和扩压器的几何尺寸。简单地讲，由于离心力的作用，气体从叶轮获得了动能。接着，扩压器使气体的速度降低，将气体的动能转变成压力能。

以下三个方面是压缩机特性曲线的重要特点，下面对此进行了讨论(见图 4－24)。

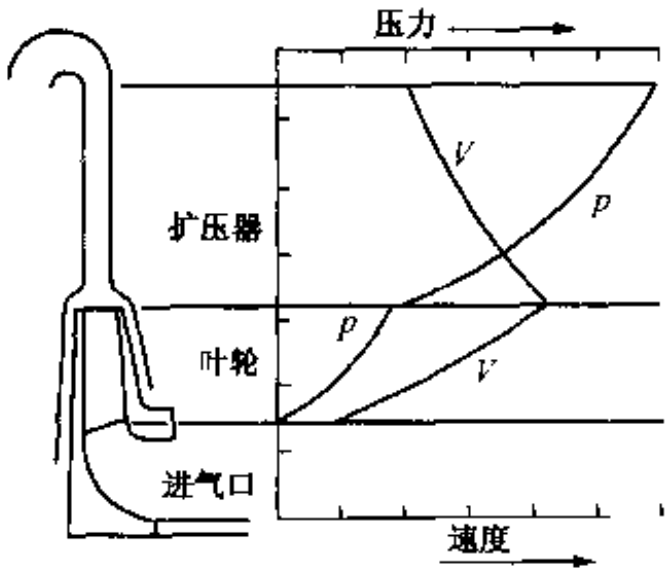


图 4－23 典型径向进气式叶轮的速度/压力变化图[4]

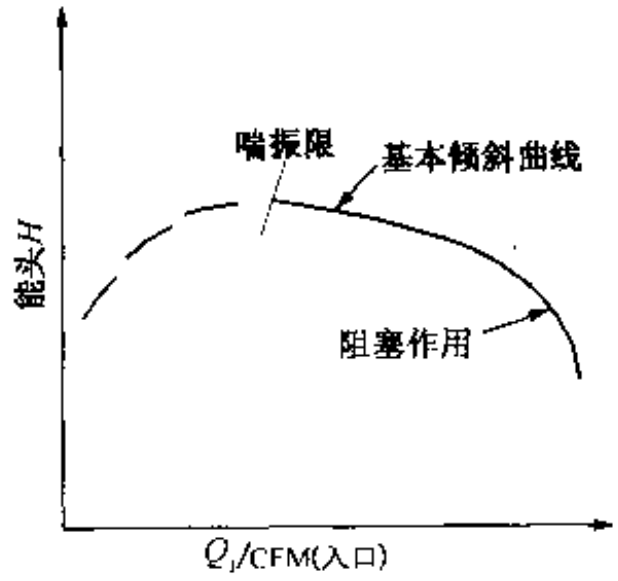


图 4－24 级的能头曲线[5]

1. 倾斜特性曲线。

2. 极限(阻塞)工况。

3. 喘振工况。

4.3.1　特性曲线的倾斜特性

为理解压缩机能头曲线的倾斜特性,首先需要了解叶轮出口处的速度矢量图的特点。

图 4 – 25 中,V_{rel}是气体与叶片间的相对速度。U_2 是叶尖处的绝对圆周速度。这两个速度矢量的合成速度 V 是气体的绝对速度:

$$U_2 + V_{rel} = V \tag{4.1}$$

若已知这个绝对速度的大小和方向,我们就可将之分解为径向速度 V_R 和切向速度 V_T(图 4 – 26)。

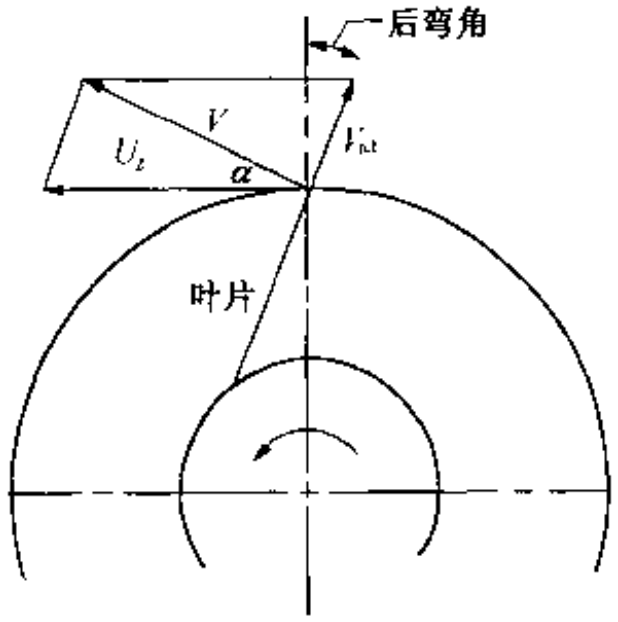


图 4 – 25　气体与叶轮叶片的相对速度矢量图
特性曲线倾斜特性主要是受这种关系的影响[5]

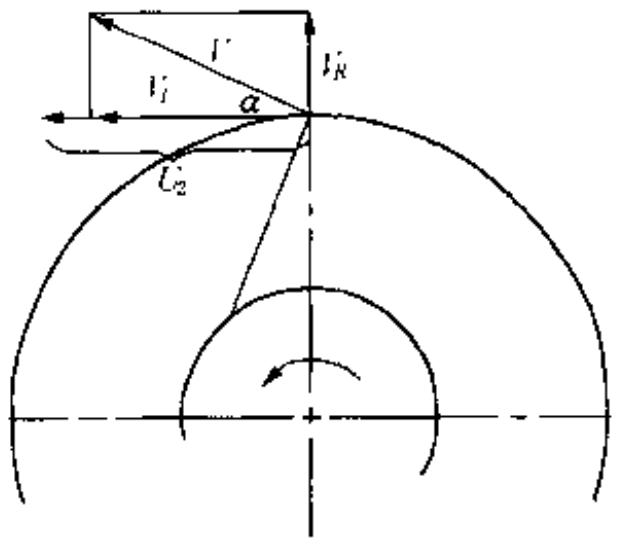


图 4 – 26　在图 4 – 25 中表示的气体速度
矢量被分解为径向和切向两个分量[5]

对一个径向进气式的叶轮来说(图 4 – 23),输出能头与 U_2 和 V_T 的乘积成比例。

对一个典型的后弯叶片式叶轮来说,在转速恒定的情况下,流量减小时,V_{rel}也降低。这就导致 V_T 增大,因而使输出能头提高。这种流动速度降低而能头升高的特点就导致了离心式压缩机特性曲线基本上是倾斜的(图 4 – 27)。

图 4 – 28 表示了三种基本叶片型式的特性曲线:前弯型、径向型和后弯型。注意,前弯型叶片的能头曲线的斜率是正的,输出能头最大,这是由于随着流动速度的增加,V_T 也增大[6]。

理论上,由于径向叶片叶轮的 V_T 不随流动速度的变化而变化,所以其能头曲线是恒定的(曲线是水平的)。

后弯叶片叶轮的级的总效率最高,而前弯叶片叶轮的级的总效率最低。为获得最高的效率,大部分现代离心式压缩机使用后弯叶片的叶轮。

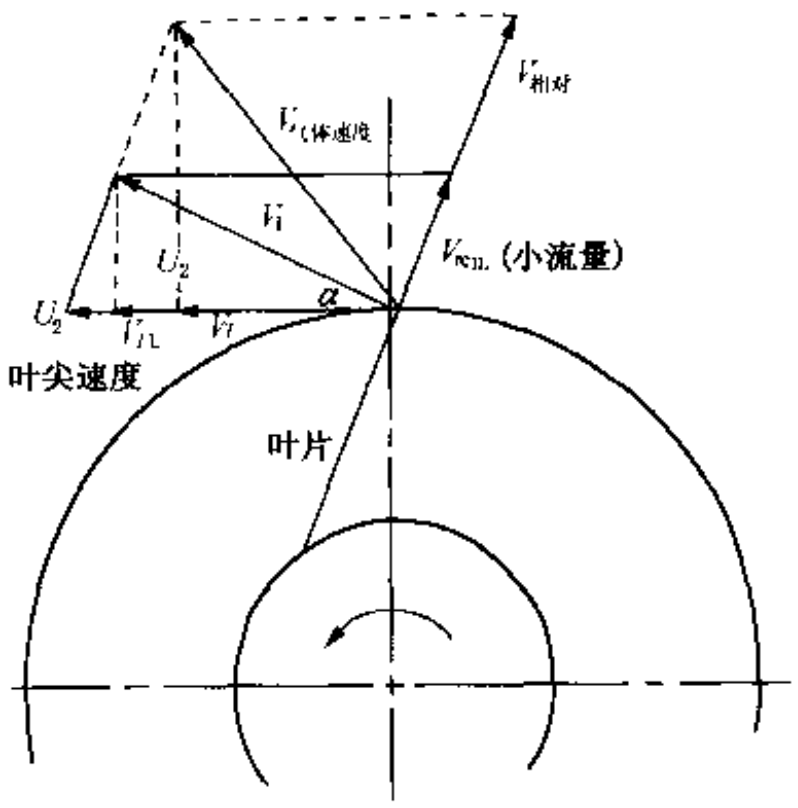


图 4 – 27　流量变化对叶轮外径处速度矢量的影响
注意,后弯叶片叶轮中,随流量的增加(V_{rel}增大)
V_T 降低。这使得后弯叶片叶轮的能头
曲线的斜率是负的,如图 4 – 24 所示[5]

可以说，叶片的后弯程度越大，其效率越高。但是，随着叶片后弯角度的增大，它的能头越来越低[见图 4－28c 和图 4－29]。设计者可根据应用场合的特殊要求，合理选用叶片角和叶轮出口宽度，以更好地满足所需能头和效率的要求。

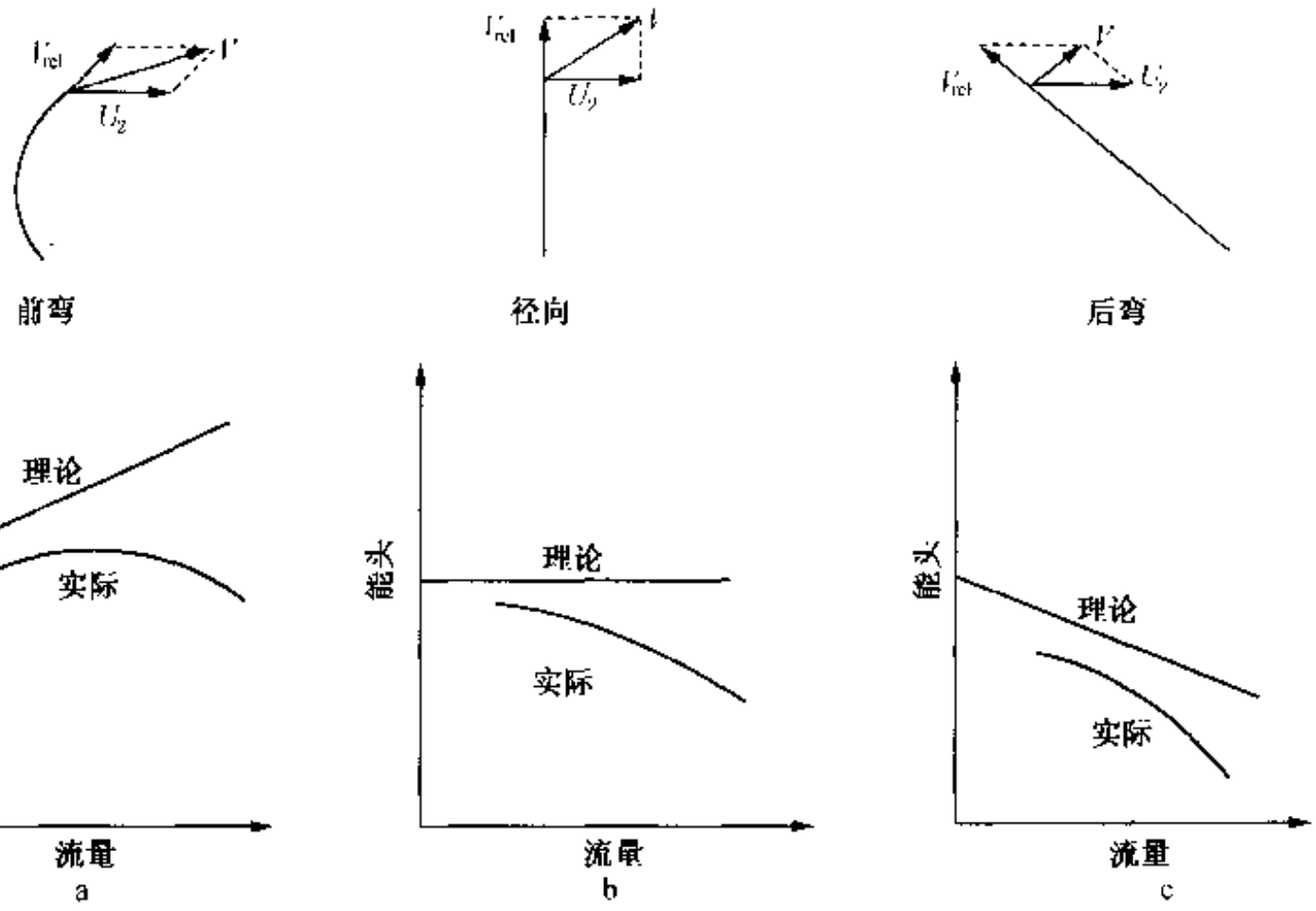


图 4－28　离心式压缩机的三种基本能头曲线[6]

4.3.2　阻塞工况

极限工况或称为阻塞工况，是流量增加所导致的能头急剧降低的一种工况(图 4－30)。这种工况之所以会发生是由于马赫数逐渐接近于 1 造成的。

当流量非常大时，它会对离心式压缩机的性能产生严重的负面影响，有时还会导致压缩机失效。无叶扩压器离心式压缩机级的阻塞效应取决于叶轮入口的几何形状。

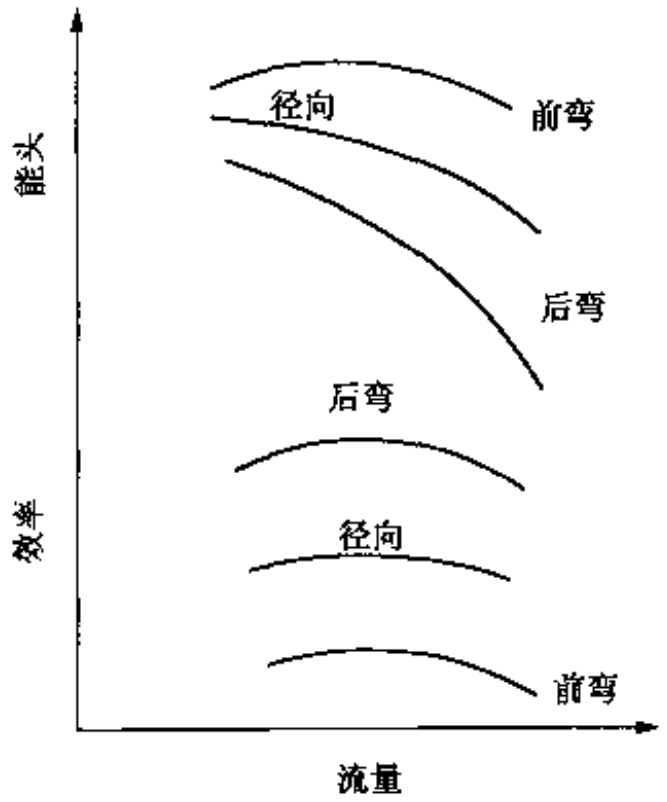


图 4－29　叶轮出口叶片角的影响

图 4－31 中的 U_1 表示叶片入口处的切向速度，吸入气体的绝对速度以 V 表示，与气体刚进入叶轮时相比，其方向转变了 90°，基本上是径向流入叶片的(在无入口导叶的情况下)因此被称为径向进气。通过矢量分析，得到气体与叶片相对速度 V_{rel} 的大小和方向为：

$$V = U_1 + V_{rel} \tag{4.2}$$

在设计流量下，V_{rel} 的方向与叶片角一致。当流量增加超过设计流量时，V 增大，且 V_{rel} 也增大。此时，气流以一个负的冲角撞击叶片，称为负冲角工况。大的负冲角会导致边界层分离和叶片有效通流面积的减小，进而引起阻塞工况的发生。这是因为

有效通流截面减小加上很大的 V_{rel}使得喉部截面马赫达到 1，并随之产生激波损失，如图 4－30 所示。

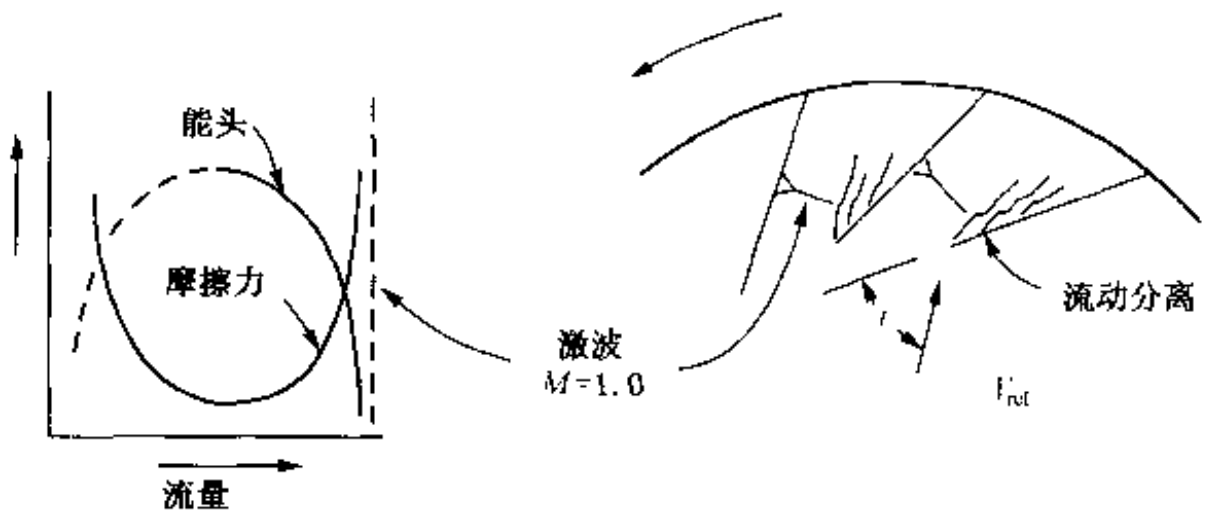


图 4－30　阻塞工况

由于边界层分离和产生的激波，致使气流在喉部受限

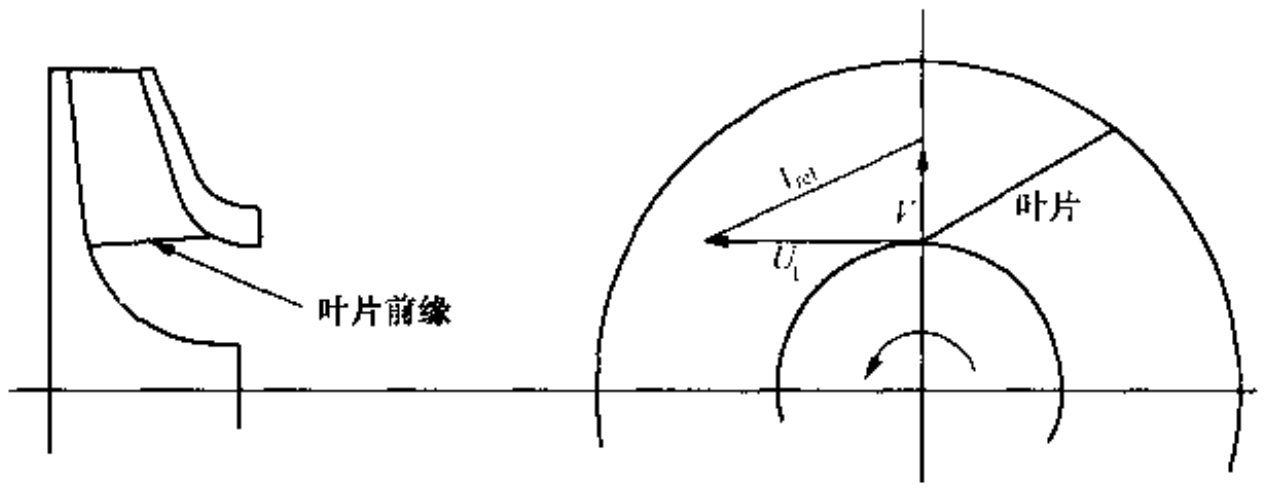


图 4－31　设计工况下叶轮的速度矢量图[5]

4.3.3　喘振工况

喘振工况是以能头峰值定义的。低于喘振点时，随流量的降低能头也降低(图 4－24 和图 4－30)。

喘振工况对压缩机特别具有危害性，必须要设法避免。喘振时，气流来回的振荡，导致差不多所有的压缩机部件都发生反复弯曲。压缩机的压力越高或能级越高，喘振的破坏力也就越大。

当转速不变而流量减小时，V_{rel}成比例地减小，导致流动角减小(见图 4－27 和图 4－32)。此外，它也导致气流冲角 i 增大(见图 4－33)。

流动角 α 越小，气体微团从叶轮出口到扩压器外径的流动路程越长(见图 4－32)。当流动角足够小而扩压器流动路程足够长时，由于气体与扩压器壁面的摩擦作用，气体的动量最终会逐渐耗散并达到某一临界点，此时摩擦力增大的效果(与流量减小对应)超过了气体能头增加的效果(与流量减小对应)。

在小流量(见图 4－33)引起的很高的能量损失中(见图 4－33)，部分还与不良的气流冲角 i 有关，它会导致在叶片入口低压侧产生边界层分离。这种分离常常在一个或几个叶片中发生，并不停地绕叶轮叶片旋转迁移。低速时，这种状况恰好出现在完全喘振前；对高速压缩机，通常就由稳定操作状态直接进入到所有叶片都发生边界层分离的状态，气流完全倒流。旋转

失速也可以首先在扩压器中发生。

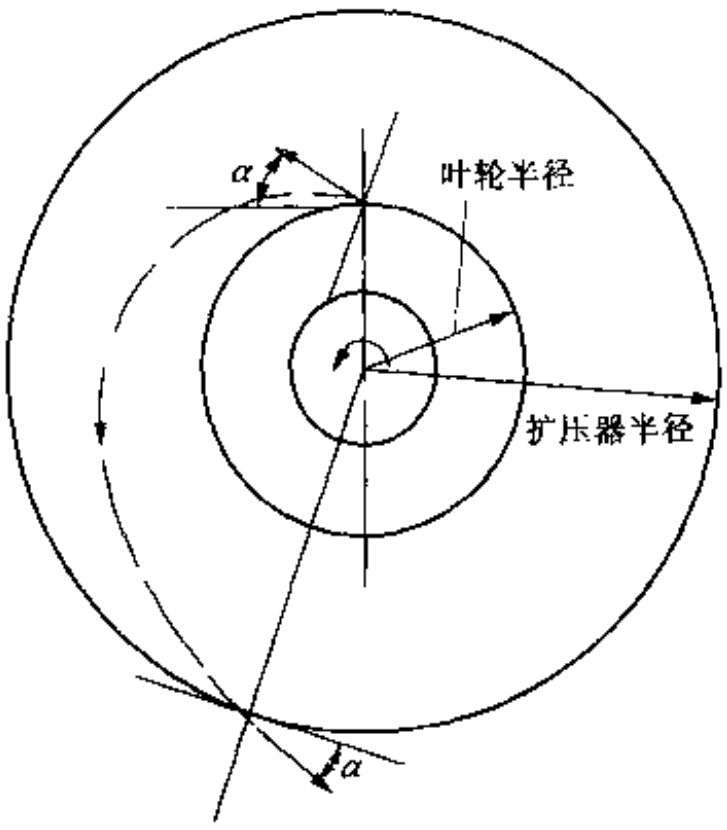


图 4－32　通过扩压器的流动[5]

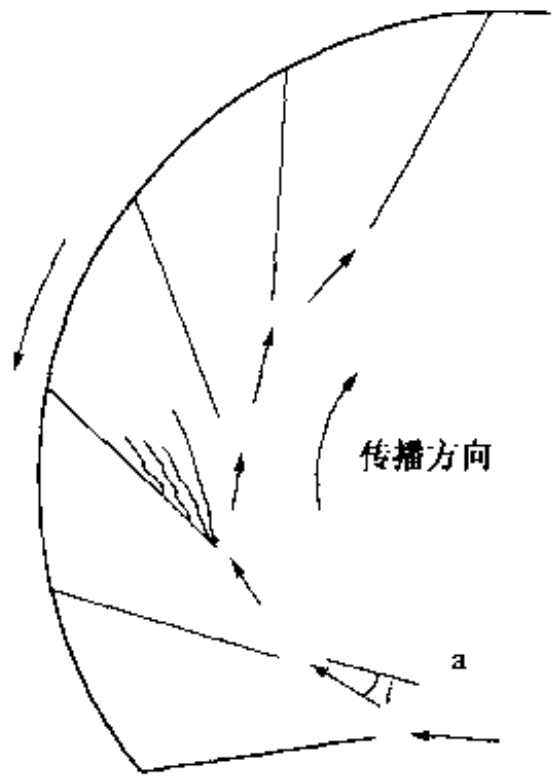


图 4－33　旋转失速

边界层分离加上很高的摩擦损失，导致能头特性曲线上倾。由于系统的阻力特性曲线也是上倾的，因此系统是不稳定。

设计者可通过调整扩压器的通流面积以增大 V_R 以及调整出口流动角 α 的方法，对压缩机发生喘振的点进行一定程度上的控制。当然，更高的流速会增加摩擦损失，在设计过程中，必须在所希望的喘振点和高的级效率间寻求平衡。

扩压器中安装导叶会降低喘振点的流量(见图 4－34)。这种导叶缩短了气体通过扩压器的流动路程，减少了摩擦损失，并可控制气体径向速度分量的大小。由于摩擦损失小，能头和级效率提高了，但稳定工况区却变窄了。这样，当在非设计工况下操作时，气流对导叶的冲角会很快改变，引起边界层分离，从而使得稳定操作范围减小。

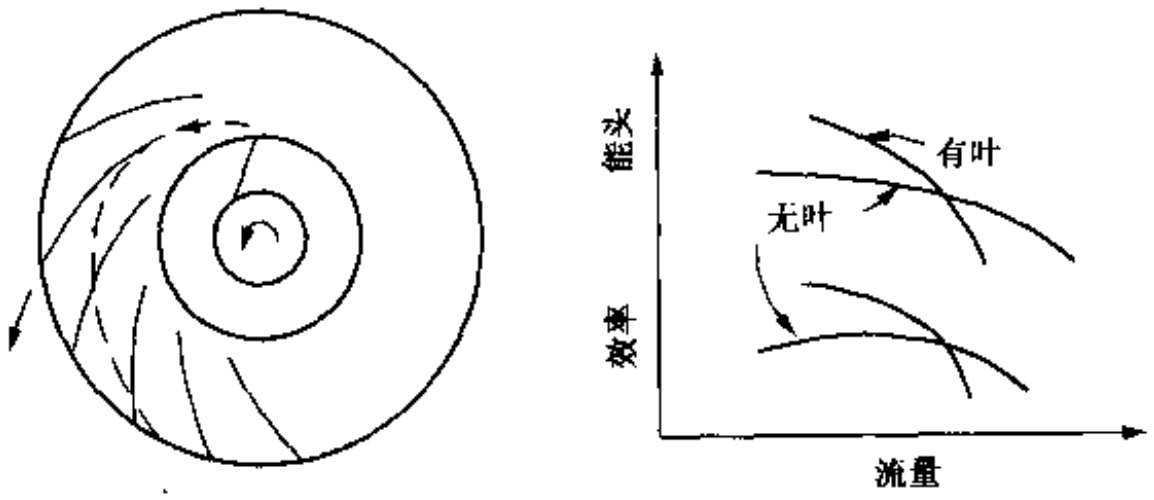


图 4－34　扩压器叶片[4,5]

为更好地理解喘振时到底会发生什么情况，可用一个如图 4－35 所示的简单系统来说明。该系统有一台小型的电机驱动压缩机，将空气压缩、并输送进一个相对较大的气罐中。压缩机静止时，整个系统为大气状态。在压缩机达到设计转速的时刻，罐内压力仍为零(点 1)。随着时间的推移，罐内压力逐渐升高，而空气流量由于阻力的增加而逐渐降低。最终达到 2 点，此时，罐内气体对压缩机作用的背压如此高，以至使通过叶轮的气体流量显著降低。压缩机传递给气体的大部分能量被

摩擦损失消耗掉，而不是使气体的能头增加。这是由于前述的入口冲角不匹配和扩压器流程增加两方面的原因造成的。当流量继续减小时，这种状况继续发展，能头曲线反向倾斜。当流量继续降低到 3 点时，压缩机的输出能头也相应地降低了。由于罐内气体还维持 2 点时的压力，因此气体开始由气罐向压缩机倒流。一旦罐内压力降低（由于反向流动）到低于压缩机输出能头的水平，压缩过程就重新恢复，气体又由压缩机流向气罐。这个反复过程将无限地进行下去。

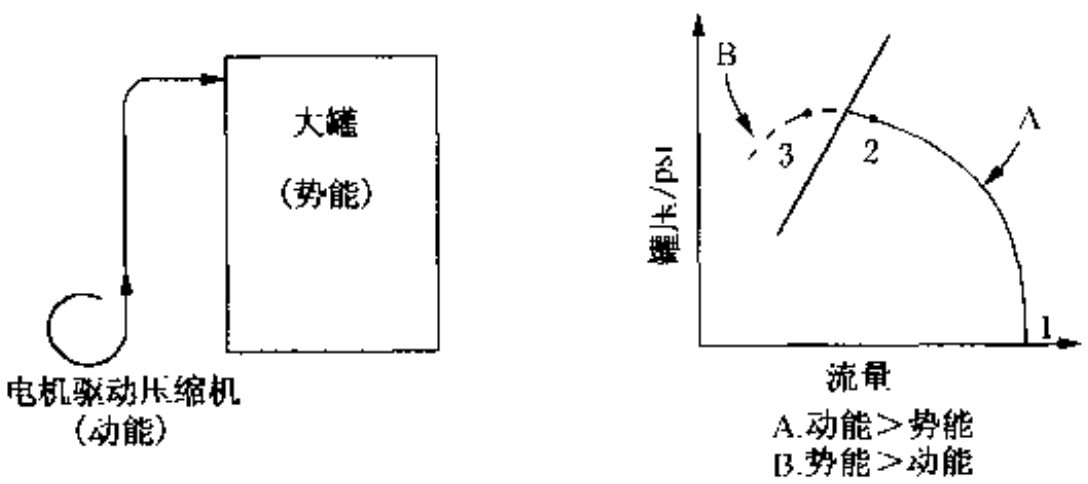


图 4－35　喘振
一旦罐内气体压力超过了压缩机提供的能头，就会发生倒流

4.4　非设计工况操作

压缩机在非设计工况下操作，会显著地影响性能曲线的形状。如图 4－36[5] 所示，吸气状

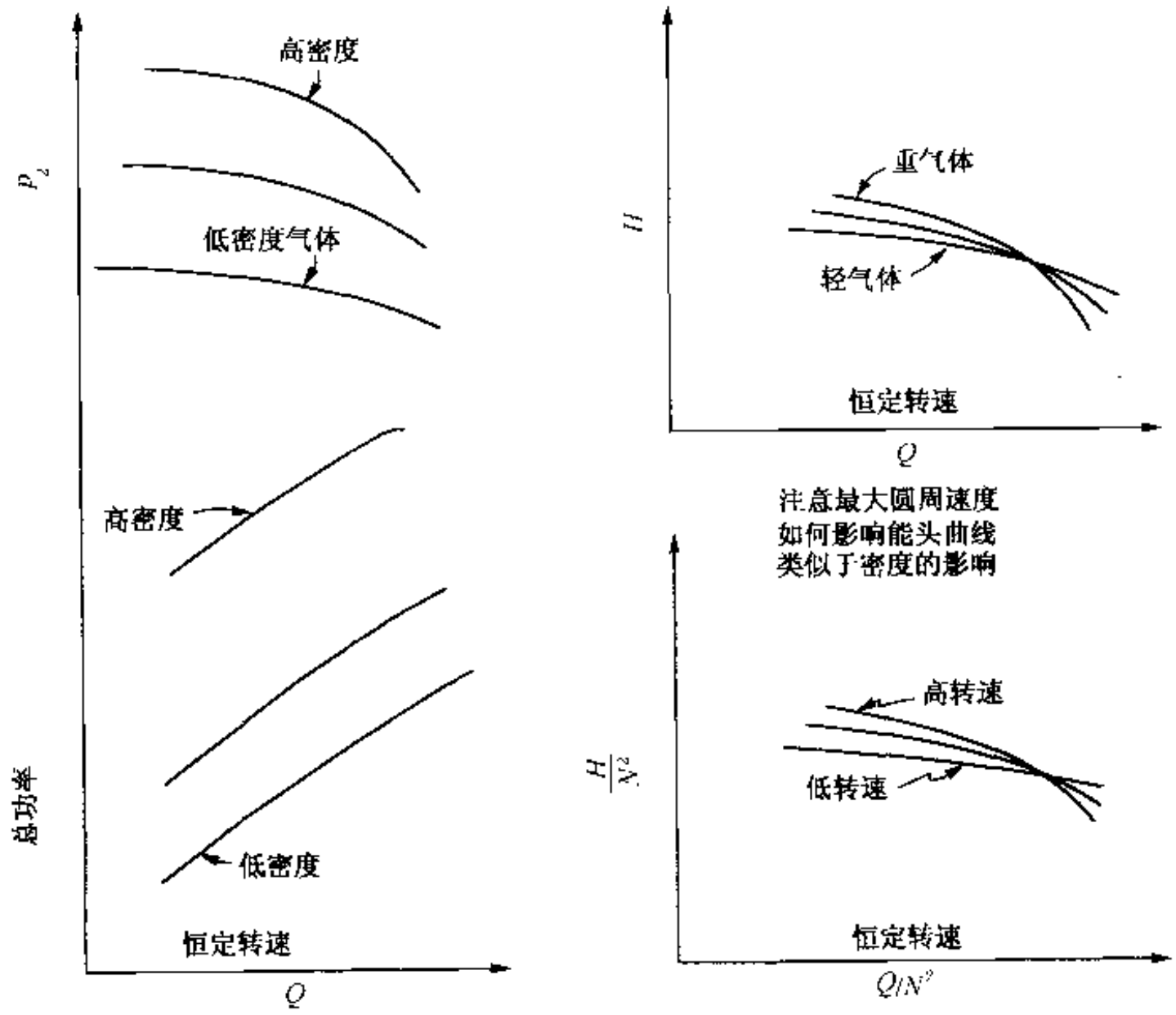


图 4－36　单级压缩机转速恒定、吸入状态变化对性能曲线的影响。对多级压缩机，其性能曲线的形状和操作范围还进一步受到容积比效应的影响（见图 4－38）[3,5]

态的任何变化都会改变排气压力和功率的大小。

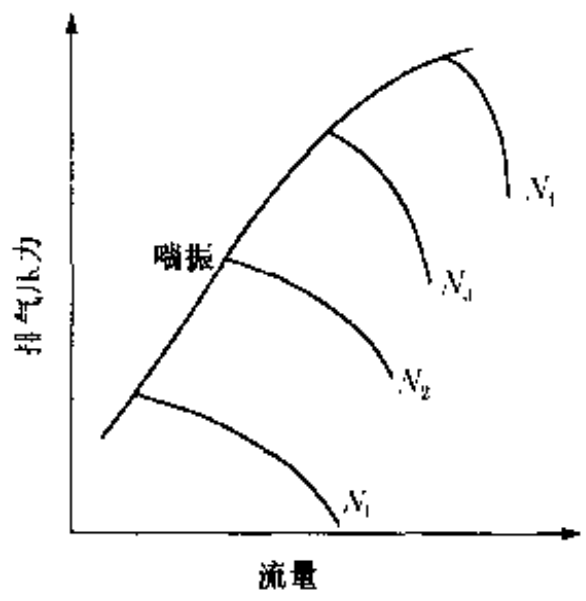


图 4－37　转速变化对压缩机性能曲线的影响

除此之外，吸气状态的变化还会引起特征能头曲线的变化，这是由于容积比效应和等效速度效应造成的。

如果在吸气状态(入口压力、吸入温度和分子量)变化时，要求排气压力恒定，那么就需要改变压缩机的转速。而由于性能曲线的形状会随转速而改变(转速越高，损失越大)，故转速变化时，能头曲线的形状也改变(见图 4－37)。这种变化还会与容积比效应综合在一起(见图 4－38)。

压缩机的能头特性曲线是气体声速的函数。明了这一点后，可方便地选择某一"参考"气体，获得"等效圆周速度"。典型的参考气体是 80°F 的空气，因为这是大多数"开发性"试验所采用的试验介质。

例如，我们知道 80°F 空气的声速是 1140 fps，－40°F 丙烯的声速是 740 fps。如果某个－40°F 丙烯气压缩机级的最大圆周速度是 780 fps，那么其等效圆周速度就是：

$$U_{eq} = 780/1140/740 = 1200 \text{ fps} \tag{4.3}$$

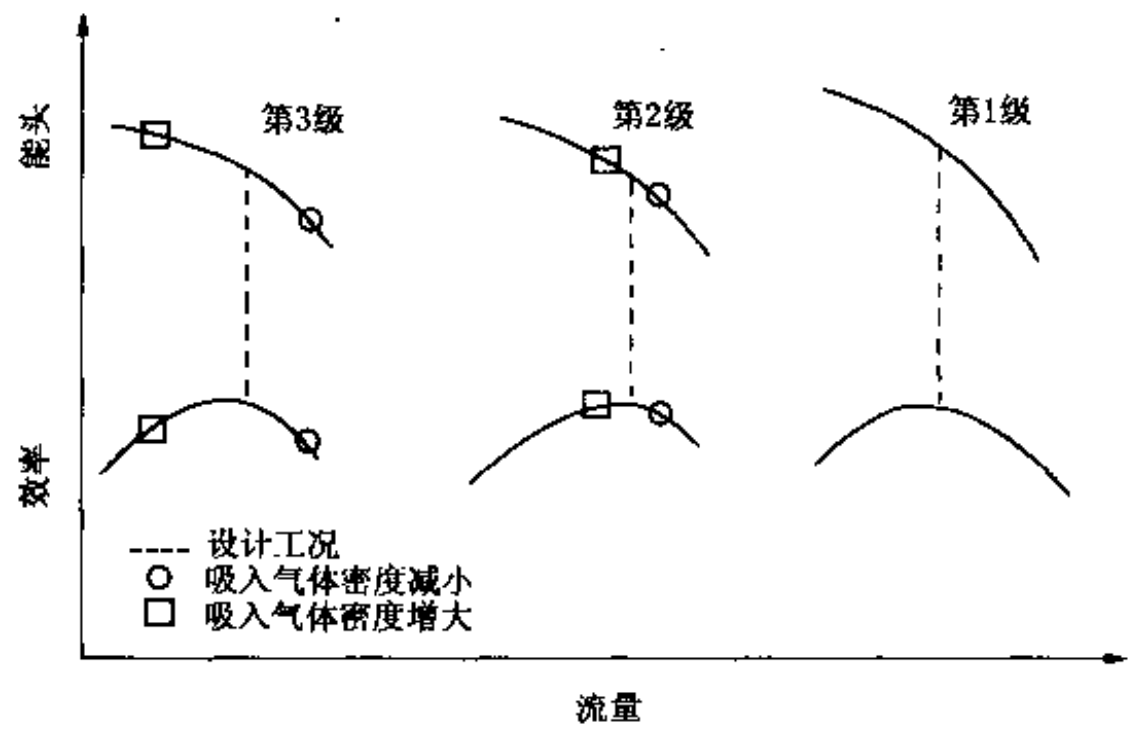


图 4－38　容积比效应[3]

因此，以最大圆周速度 780 fps 压缩－40°F 丙烯的级的特性能头曲线，就是以 1200 fps 压缩 80°F 空气时的能头曲线。(注意：这并不是完全准确的。还存在叶轮圆周处由于气体密度变化引起的容积比效应，它会导致能头和压缩功发生变化。以等效圆周速度压缩空气和丙烯气的试验并不会得出相同的性能曲线，但是对所有的实际应用场合来说，这种近似结果足够准确，可以认为它们的性能曲线相同)。

在多级压缩机中，"等效圆周速度"与容积比效应是共同作用的(见图 4－38)。如果吸入气体的密度改变，压力比和容积比也会改变。这会使二级吸入的流量发生变化。这种效应在以后各级中继续作用，最终结果是导致过早发生阻塞和喘振。

4.5　转子动力学

对任何旋转机械来说，为确保其长期运行的稳定性，首要因素是必须很好地理解它的转子动

力学特性。尽管影响转子动力特性的因素有很多,但首先和最主要的因素却是转子平衡的好坏。

4.6　转子的平衡

平衡转子的目的是改进转子及其组件(由于加工误差和结构不均匀造成的)的质量分布,以使旋转部件的质量中心线与轴承中心线重合。为达到此目的,需要通过改变其质量分布以降低作用在转子上的不平衡力。这种为获得合理的质量分布所进行的增重或减重的过程就称为平衡。

沿转子的轴向截面而不是沿发生不平衡的横截面来校正转子的不平衡,能够诱发转子在不同于初始平衡转速的其他转速下的振动。为此,对高速透平机械,在设计运行转速下平衡转子是最理想的。

为帮助理解改变压缩机转子质量分布获得的效果,将转子划分为以下三个基本类型是很重要的:

1. 刚性转子——操作转速远低于一阶横向临界转速的转子。这类转子可在低速下在两个校正平面内平衡,平衡后,当在操作转速下运行时,转子仍能保持平衡效果。

2. 准挠性转子——操作转速高于一阶横向临界转速面低于其他阶临界转速的转子。平衡这类转子时,除考虑静态和力偶不平衡外,还必须要考虑模态振型或不平衡引起的模态组量(见图 4-39)的影响。但仍然可以采用低速平衡技术来平衡转子,这是因为利用这种技术校正了静态和力偶不平衡后,当在操作转速下运行时,仍足以降低剩余的模态不平衡的影响而保持良好的平衡状态。大多数多级压缩机转子就属于这类转子。

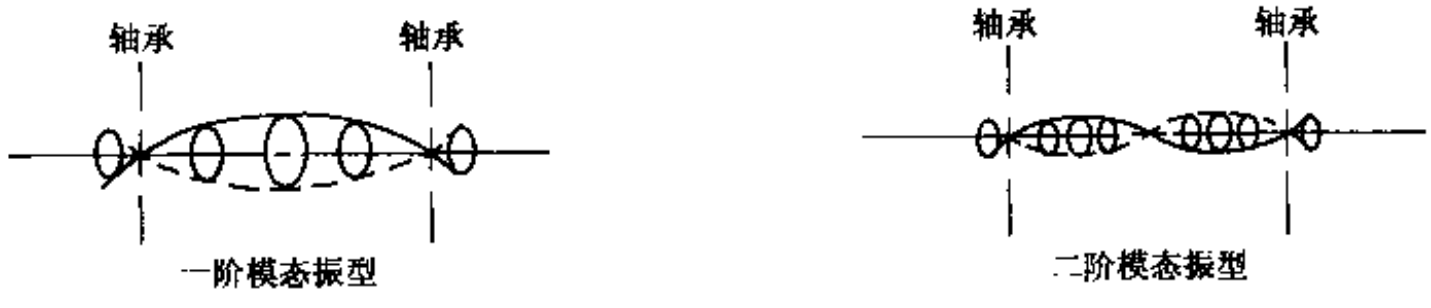


图 4-39　转子横向临界转速下的模态振型:左边)一阶模态;右边)二阶模态

3. 高挠性转子——操作转速高于二阶或更高阶横向临界转速的转子。由于这类转子的挠性很高,在转速逐渐增加到操作转速的过程中,模态振型要发生几次变化。为获得必需的质量分布,这类转子要用多个校正平面平衡的高速平衡技术来平衡。

4.6.1　两平面平衡

将整个转子组件放置在平衡机的轴承架上。在两个预先确定的校正平面内,测定出转子总的不平衡量并用增重或减重的方法校正转子。这两个校正平面通常在转子跨度的 1/4 附近。

完成最终校正后,要对剩余不平衡量进行检查,以确保剩余不平衡量在允许的平衡误差内。

最大允许的剩余不平衡量限制为:

$$\text{盎司}-\text{英寸}=\frac{4\times(\text{转子重量})}{\text{转子转速}} \tag{4.4}$$

或

$$\text{盎司}-\text{英寸}=\frac{56347\times(\text{轴颈静态载荷})}{N^2(\text{最大连续运转转速})} \tag{4.5}$$

4.6.2　三平面平衡

对准挠性转子进行低速平衡时,主要零部件(轴、轮等)要用两面平衡法单独地进行平衡。为清楚起见,静态(或力)和动态(或力偶)的平衡要分别采用单面平衡和两面平衡法进行平衡。

将转子与事先平衡过的零部件全部组装起来。使用两面平衡技术，在外侧的两个平面(轮)上确定出不平衡量的大小。将该不平衡量分解为一个力和一个力偶。在尽可能接近转子重心的单平面(力)上校正力的不平衡。接着，在通过两侧平衡轮的两个校正平面内校正剩余力偶的不平衡，这两个平面通常设置在轴承之间转子跨距的 1/4 处。完成最终的不平衡校正后，要对剩余的不平衡量进行检查，以确保它在允许的误差范围内。

下列条款有助于确保获得满意的平衡：

1. 在组装到轴上之前，所有的零部件(轮，叶轮，平衡鼓)都要单独进行平衡。
2. 平衡前，要检查和记录机械跳动量。
3. 综合检查和记录电跳动量和机械跳动量。

4.7 高速平衡

本质上，任何转子的轴向不平衡质量分布可能都是随机的。热过盈装配圆盘、叶轮和轴套时引起的不平衡，与所有零部件都具有的剩余不平衡一起共同构成了该截面处的不平衡量。可用低速平衡试验机来校正整个转子的不平衡质量分布所构成的总不平衡矢量。低速试验机通过测量轴承的位移或作用在轴承上的力，提出进行两平面或三平面校正时所需的各种平衡信息。由于低速试验机只能测量出不平衡总量，因此，在转子加速到操作转速的过程中，单个的不平衡也会激起不同的挠曲振型。此外，当转子以最大连续转速或脱扣转速运转时，作用在各个部件上的力与温度都会变化，这会改变不平衡的分布。所以，挠性转子还要由高速平衡试验机进行高速动平衡，以测量振动的幅值和振型，目的是使其挠度最小。

4.7.1 高速平衡装置和平衡过程

高速平衡前，转子放置在真空罩内的各向同性支架上(图 4-40)。密封真空罩并抽空至 5~7 Torr。将转子缓慢加速到最大连续转速，在此过程中，检测它的振动值和临界转速。

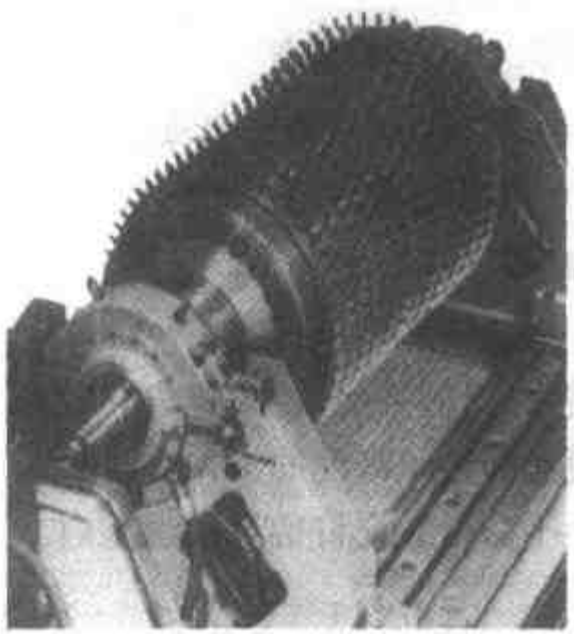


图 4-40 高速平衡试验机上的压缩机转子
转子在真空罩内以操作转速平衡

振动允许值设置在使轴承受到的动载荷不超出静载荷的 10%的水平上(0.1g)。

第一次运转时，如果振动不超标，就将转子加速到脱扣转速或额定的过速转速，并至少维持 15min。利用这一过程，稳定了转子的温度，同时也使各零部件定位。过速后，先将转子搁置，然后再次加速到操作转速，在加速过程中要同时记录转子的振动值。重复这一过程，直到观察到重复的振动水平为止，此后就可进行高速平衡了。(如果在这一过程中，转子的振动水平不超标，就可记录下转子在整个试验转速范围内的振动图，平衡过程结束)。

当通过测量仪器发现转子的振动水平可以重复时，就将这一振动值记录在计算机内，并把此数值作为平衡的参考状态或初始不平衡量。现在制作出试重，并将之加到一个校正平面上。再将转子加速到最大连续转速，并记录各个转速下的不平衡响应。一次在一个校正平面内加上一个试重，重复进行上述试平衡过程。

当上述试平衡过程全部完成后，就可计算出一个试重组合。计算过程由计算机进行，计算方法采用影响系数法。接着，将计算出的试重组合安装到转子上，进行附加的测试以检查校正

效果。重复进行上述校正过程，直到达到允许的不平衡值为止。

4.8　转子的稳定性

影响高速透平机械操作性能的一个最重要的问题是转子运动的稳定性。转子对自激振动的高度敏感性是平稳运行的转子和会因自激振动而损坏的转子的区别所在。

4.8.1　稳定性

为判断振动系统的稳定性，可给它施加一个围绕平衡位置的小的扰动，通过观察随后的运动过程来确定其稳定与否。如果这种运动会随时间而衰减，并使系统返回到初始位置，就说系统是稳定的；相反，如果随着时间的流逝，这种运动反而增强，就说系统是不稳定的（见图 4－41）

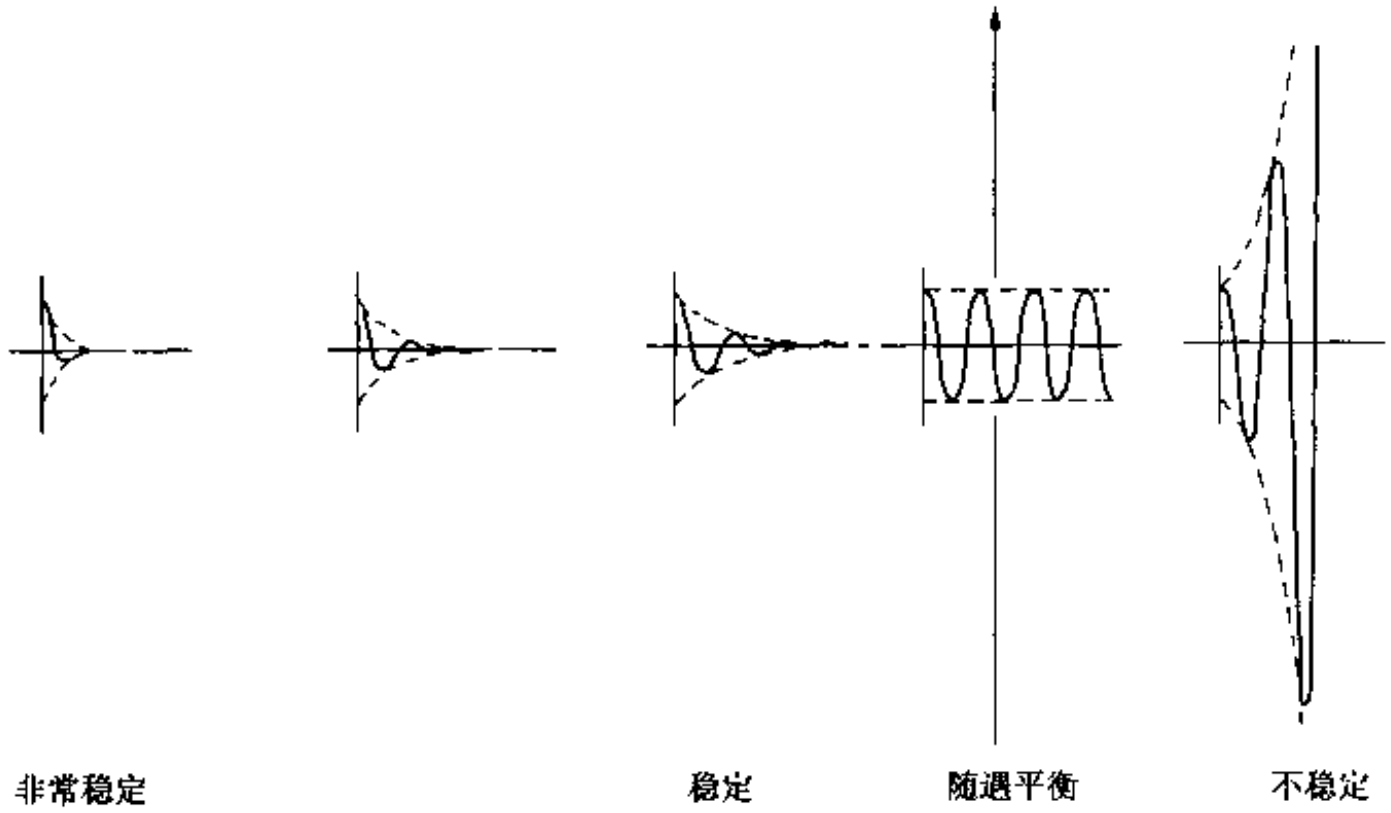


图 4－41　稳定系统和不稳定系统的自然响应

4.8.2　理想阻尼系统

为理解转子的稳定性，首先需要理解一个简单的理想阻尼系统。这种系统通常由一个弹簧（k）、由弹簧支撑的质量块（m）和一个对系统运动起阻尼作用的阻尼器（b）表示（见图 4－42）。

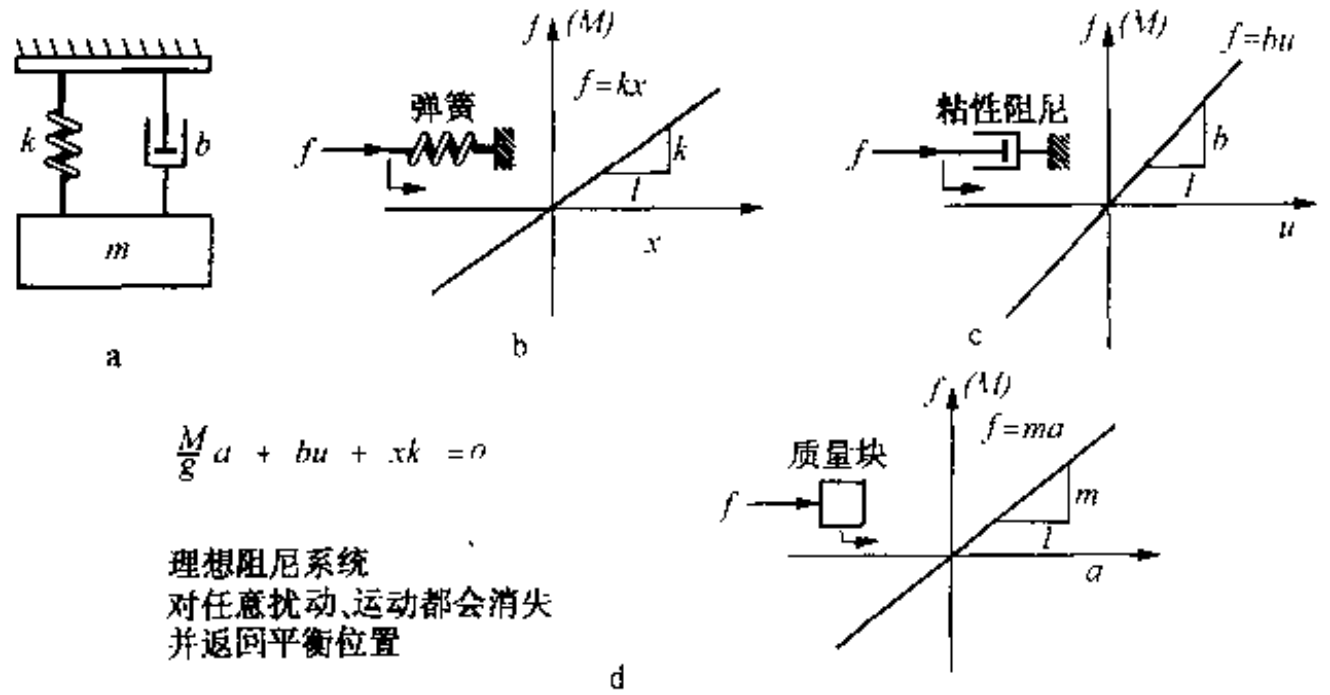


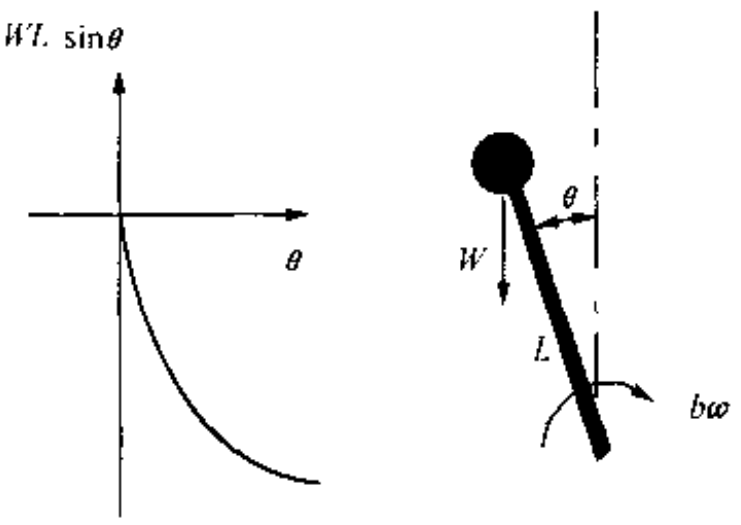
图 4－42　一个理想的阻尼系统
对任意扰动，运动都会消失并返回平衡位置[7]。

在这个例子中，系统是稳定的。原因是一旦系统受到外力干扰，弹簧力和阻尼力都倾向于使系统返回到初始位置。阻尼曲线的斜率为正值。运动速度增大时，产生的阻止运动的阻尼力也增大。同样地，当偏离平衡位置的位移增大时，阻止运动的弹簧力也增大。[7]

而在不稳定系统中，却发生完全相反的情况。随时间的增加，负的弹簧力和(或)负的阻尼力倾向于增大速度和位移。

4.8.3 负弹簧

一个倒摆或在接近全关位置的阀门是"负弹簧"的极好例子(见图 4－43 和图 4－44)。很容易想象，一旦平衡的倒摆受到扰动，它会发生什么情况。一个小的扰动就会使它"由顶点倾覆"。由于系统结构的特点，重力会克服系统中的任何阻尼力，使摆降落并停留在最低点。



倒摆

图 4－43 一个倒摆系统。随偏角 ϕ 的增大，"负"弹性力也增大。系统的时间特性是发散和不稳定的[7]

阀的振荡问题与此相似。图 4－44 表示了一个燃油阀的模型。当在接近全开位置时，净弹性力是正值，系统稳定。然而，当阀接近全关位置时，流体压力超过了弹簧力，净弹性力成为负值，阀门变成不稳定系统。

4.8.4 负阻尼

在我们熟悉的物理系统中，负阻尼现象比许多人所知的更为常见。为理解什么是负阻尼，一个好的方法是简单地将它看成是一个与正阻尼相反的力。通常想象的阻尼是一个正值，在阻尼器或汽车悬挂系统中的减振器中，阻尼就是如此。阻尼器或减振器产生的力是速度的函数(见图 4－42c)。

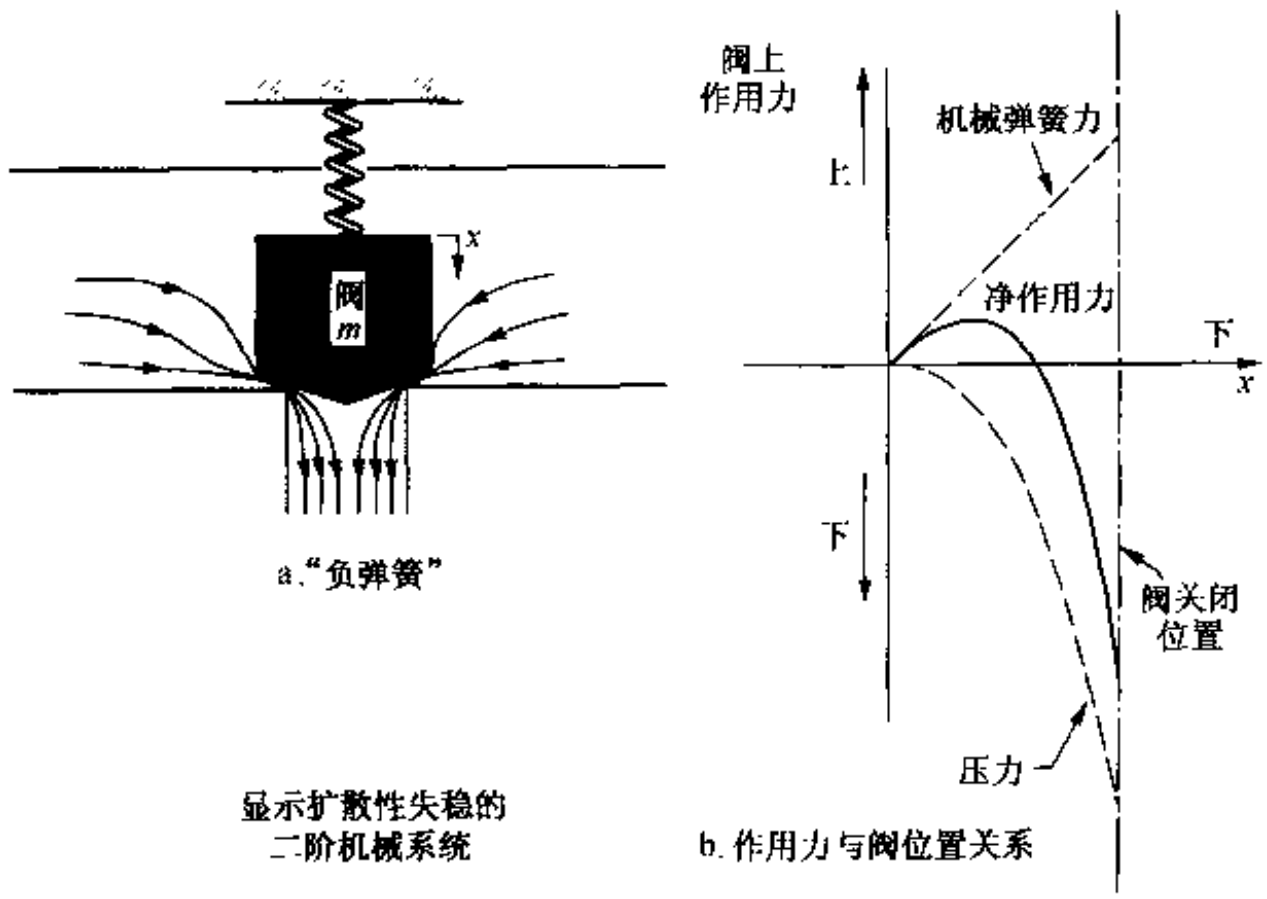


图 4－44 接近全关位置的阀门是一个不稳定的二阶机械系统[7]

$$F = bV \tag{4.6}$$

由于所产生的力随着速度的增大而增大，且与速度方向相反。因此，阻尼器倾向于使系统的振荡减小。这种阻尼称为“正阻尼”。

现在考虑一个系统，它所产生的阻尼力随着速度的增大而减小。

$$F = -bV \tag{4.7}$$

这种情况下，该力将倾向于增大系统的振荡。这种阻尼称为“负阻尼”。

由负阻尼引起的系统不稳定的例子包括，拉小提琴时发生的干摩擦振动，或者在车削过程中发生的车刀颤振现象(见图 4－45b)。在旋转机械中，迷宫密封的摩擦，或者转子部件间的摩擦，都能引起相似的结果。

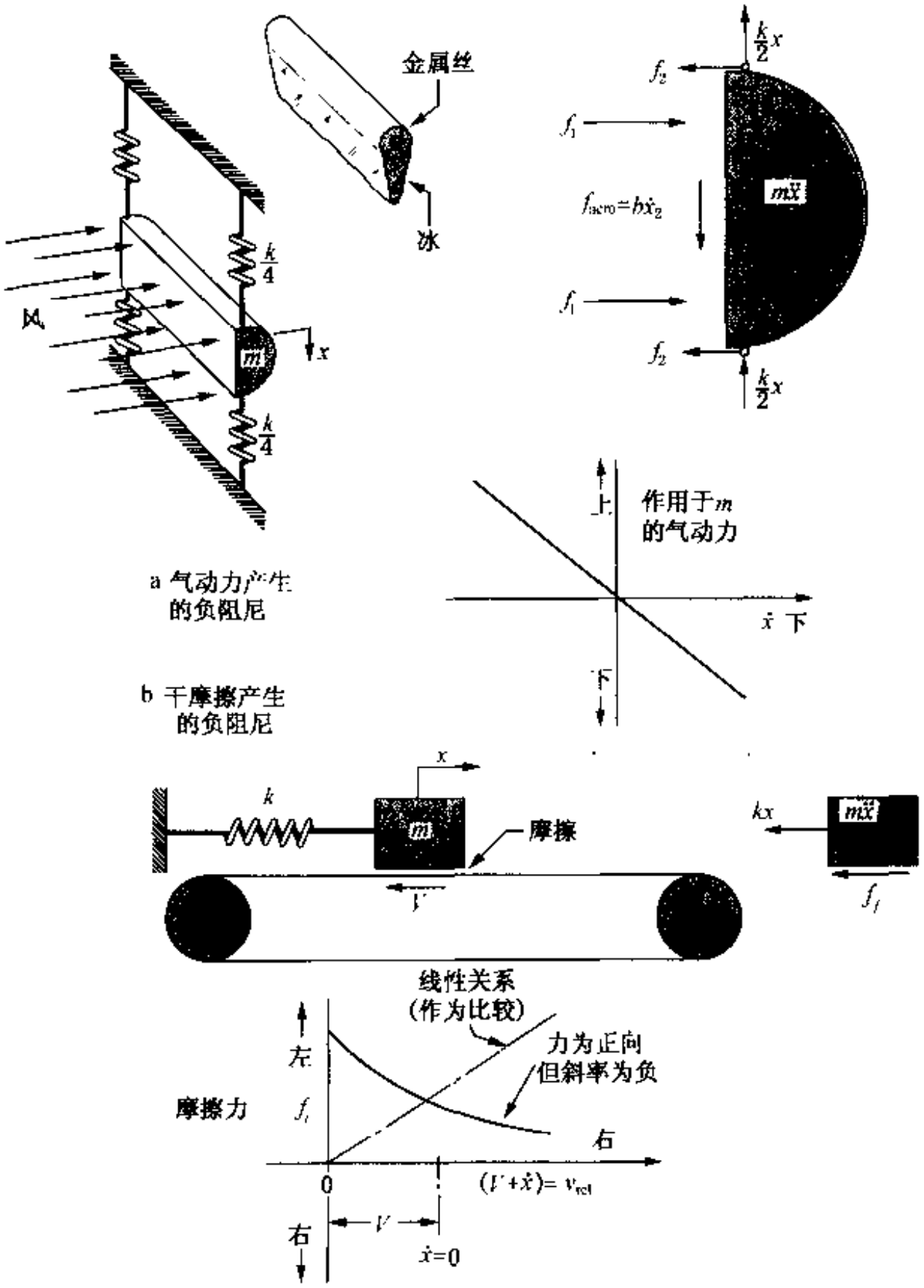


图 4－45　不稳定振荡的二阶机械系统

a—“飞车传输线”的振荡是由于沿速度方向的气动升力导致的不稳定振荡；

b—拉小提琴时产生的干摩擦振动是负阻尼引起不稳定振动的一个例子[7]

这一类的干摩擦系统本质上是不稳定的，这是由于有效的系统阻尼总是负值，也就是说，速度增加导致与速度方向相反的摩擦力减少。

"飞车传输线"的振荡问题也是一个由负阻尼引起不稳定的很好的例子（见图 4－45a）。沿速度方向的气动升力导致了系统不稳定的振荡。

由一个稳定的或非振荡的力所提供的能量维持的振动现象被称为"自激振动"。上面所述系统的不稳定的、渐增的振荡现象之所以会发生，是由于外部系统不断给它输入能量造成的。例如，维持小提琴的弦振动的能量是通过音乐家的胳膊拉弓来提供的。

4.8.5 转子的稳定性

稳定运转时，依据转子的弹性特性和在轴承力、密封力、气动力和不平衡力的作用下，转子呈现出一定的挠曲变形。这种挠曲线主要是由于沿转子的质量分布不平衡引起的。挠曲转子沿零挠度时的轴心线以一定的速度涡动，涡动速度的方向和大小与机器的转速或操作转速相同，这种涡动因此被称为同步振动。尽管转子上各点的涡动轨迹不一定是圆形，但其涡动幅度却不随时间而变化而是维持为定值（假设转速和不平衡质量分布恒定）。然而，当转子不稳定运转时，转子上各点的涡动幅度随时间的延长而增大，转子的涡动方向通常仍与转速同向但涡动频率却低于转子的转速频率。这种涡动通常称为亚同步振动。当转子的转速低于两倍的一阶临界转速时，除极少数情况之外，其涡动频率是操作转速对应频率的一半。在一阶临界转速的两倍或之上运转时，涡动频率锁定为一阶临界转速的频率。

涡动变为不稳定时的转子转速取决于不稳定的机理及其幅度，但通常该转速高于转子的一阶临界转速。这个转速通常被称为不稳定开始转速或门槛转速。尽管由于系统非线性因素的影响，转子的涡动幅度通常仅增大到某一个特定值，但它可能是一个相当大的幅度；很多情况下，转子不能以超过门槛转速的速度运行，而有些情况则会发生实际的转子损坏故障。

4.8.6 不稳定机理

导致转子不稳定的机理通常由以下的一类或几类因素组成：

1. 流体动压轴承。
2. 密封。
3. 气动力效应。
4. 转子内摩擦。

尽管在所有机器中都不同程度地存在着内摩擦阻尼，并且内摩擦也能导致机器的完全失稳，但在实际中通常遇到的是前三条因素。特定条件下，如热过盈装配不当，花键未润滑等，内摩擦也可能成为转子不稳定的重要激励源。

尽管导致转子不稳定的机理多种多样，但它们都有某些共同特征，其中最重要的是都存在着力的交叉耦合效应（图 4－46）。速度（阻尼）和位移（刚度）都有交叉耦合，但两者相比，位移的交叉耦合更重要，它的特征是存在着一个与转子的位移矢量呈 90°方向的作用力。交叉耦合力作用在阻尼的反方向上；如果交叉耦合效应足够大以至于交叉耦合力超过了阻尼力，转子就变成不稳定的了。在效果上，交叉耦合力产生了负的弹性力和负的阻尼力[8]。

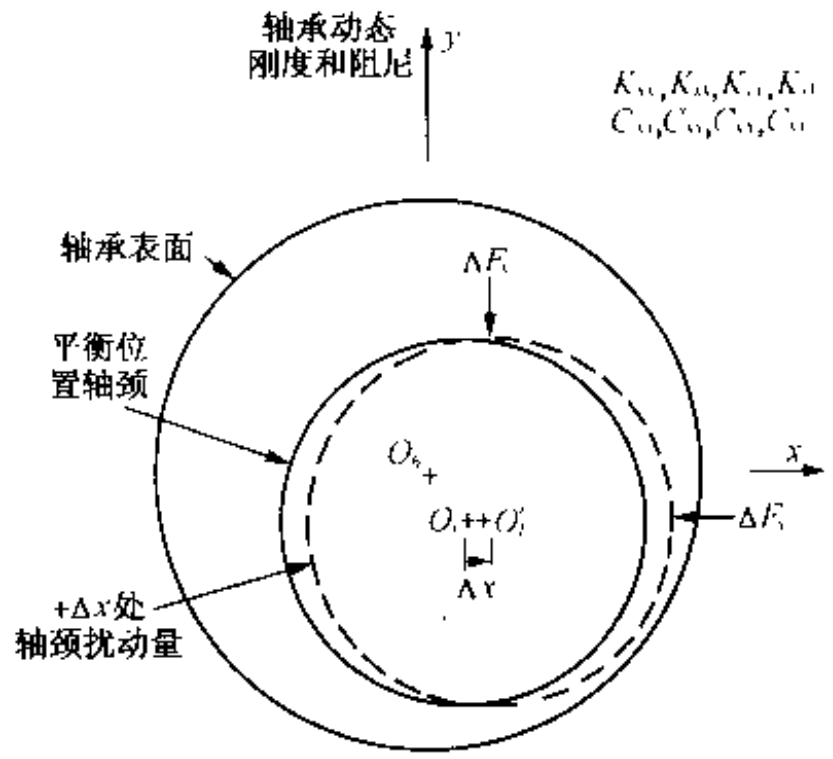
4.8.7 敏感性设计

如上节所述，不稳定的原因有：轴承，密封，气动力作用和转子内摩擦。如果设计的结构对不稳定性极其敏感，使上述的几种或全部不稳定机理都发生作用，导致转子容易发生不稳定涡动。

在流体动压衬套轴承中，低速重载轴承的交叉耦合力较小，而高速轻载轴承中的交叉耦合力相对较大。对衬套型密封也有相似的结论。然而，这两者之间的区别是，衬套密封环是装配到轴上并随轴一起“浮动”的，通过各个浮动衬套传递的实际交叉耦合力，如果相互间能够得到很好的平衡，就可以忽略这种力。

交叉耦合力不单存在于轴承和密封中，实际上还存在于任何的转子与静止部件之间间隙相对较小的部位中。这些区域中的交叉耦合力与流体动压衬套轴承中的相似：在叶轮和隔板间，轴和迷宫密封包括平衡鼓密封、级间密封和轮盖密封之间。

气动交叉耦合力在高速（指圆周速度）、高压、小间隙、不同心、中跨区域等场合特别显著。上述这些场合中最显著的例子是在背靠背设计的压缩机的中间密封（平衡鼓密封），这是因为这种密封具有上述所有的特点。为使从一段向另一段的泄漏最小，中间密封的密封间隙取得很小。为进一步减小泄漏，中间密封的密封长度（大的 L/D）取得很长，而由于转子的下垂，该处的偏心率很大。惯常的平衡鼓密封也有同样的交叉耦合效应，但由于它的位置在转子的一端，与一阶临界转速下的最大挠度点很远，因而它的耦合效应较小（图 4－39）。



$K_{xx}=\frac{\Delta F_x}{\Delta x}$　+x方向的位移导致-x方向的力（回复力）

$K_{xy}=\frac{\Delta F_x}{\Delta x}$　+x方向的位移导致-y方向的力（交叉耦合力）

$C_{yy}=\frac{\Delta F_y}{\Delta y}$　+y方向的速度导致-y方向的力（回复力）

xx,yy = 主参数

xy,yx = 交叉耦合参数

图 4－46　轴承的刚度和阻尼

如果交叉耦合效应足够大以至于交叉耦合力超过了阻尼力，转子就失去了不稳定性[18]。

大部分高速透平机器的转子是由多个零部件通过某种方式装配起来的。这些装配方式可以是花键连接，螺栓或铆钉连接，热过盈装配，或者甚至是焊接方式。如果在运行过程中，这些装配件中的任何一个产生了任意的相对运动，都会产生不稳定的力或“负阻尼”。

4.8.8　解析分析

通过对转子轴承系统进行稳定性分析，可以获得大量有关系统动力特性的有用信息。它回答了诸如系统在操作转速下是否稳定的问题，而这也是进行稳定性分析的原因。

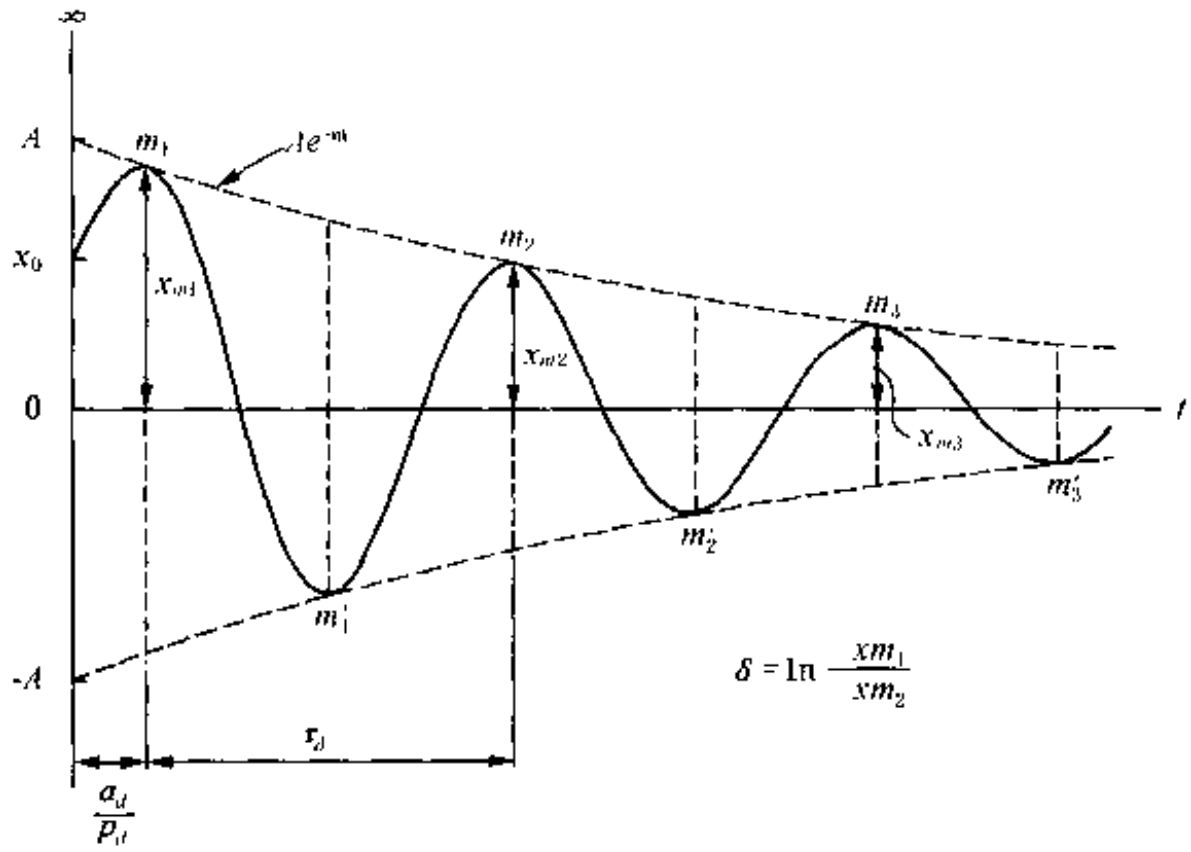
阻尼振动系统的衰减速率用两个连续振动峰值比率的自然对数表示（图 4－47），因此称它为对数衰减率（α），并把它作为衡量转子阻尼大小的度量值。如果在转子一阶临界转速下一次前向平均振动模态中，第一个对数衰减率也是正值，转子就是稳定的；如果该对数衰减率是负值，转子就不稳定，并会以这个频率发生涡动[9]。

由于任何分析方法都需要作一些假设，所以，分析模型并不完全代表实际的状况。由于这个原因，必须使用安全系数进行评定。

同时，所使用的转子动力计算程序之间有着很大的差别，认识到这一点也是非常重要的。

有些稳定性计算程序中使用依赖于频率变化的阻尼系数和刚度系数。也就是说，程序所

用的刚度系数和阻尼系数是基于单个瓦块的数据，且它们的值会随所研究的特定频率和同步转速的变化而变化。而其他的稳定性计算程序使用同步转速下的刚度系数和阻尼系数，或者是依赖于同步转速变化的系数。



$$\delta = \ln \frac{xm_1}{xm_2}$$

图 4－47　对数衰减率

粘性阻尼系统的时间缩减率是一个自然对数的函数[9]

由于不同的转子动力计算程序之间有这样的差别，因此在比较由不同计算程序所得的计算结果时，必须要十分小心。对数衰减率被广泛用来衡量转子的阻尼大小，但应注意，一个特定的对数衰减率对使用的稳定性计算程序有着很强的依赖性。例如，使用某个计算程序，具有+0.05 的对数衰减率就可以认定系统有足够的稳定性，而使用另一个计算程序有可能需要+0.4的对数衰减率。

当讨论对数衰减率时，注意区分该值到底是一个没有考虑气动力激励效应的基本对数衰减率，还是一个考虑了气动力交叉耦合效应的修正对数衰减率也是非常重要的(它包含了零交叉耦合效应)。

4.8.9　不稳定性的区分

如前所述，当转子在两倍的一阶临界转速以下运转时，转子的不稳定表现为刚好以一半的运转频率发生涡动。在两倍的一阶临界转速之上运转时，涡动频率锁定为一阶临界转速(见图 4－48)。不稳定操作时的振动水平可能相对较低，或者也可能相对很高以至于整个机组不能再继续运转。不稳定运转时的能量水平可能非常高，以至于机组在几秒钟内就能完全自我毁坏；或者能量水平也可能很低，仅仅影响了轴承的寿命。

分析转子运动所需的仪器是拾振器和频率分析仪，用它们可以记录转子在启动、停车过程中的振动响应，用以获得实际的 NCI 和确定开始发生不稳定涡动的点。

推荐使用非接触探针作为拾振器，这是由于非接触探针记录的是转子的实际运动，而测量壳体的速度或加速度振动会引入基础或管道振动引起的可疑数据。

API 标准规定，亚同步振动的最大值是操作转速范围内运行频率下振幅的 1/4。因此，如果亚同步振动水平低于该值，操作状况是令人满意的，不需要调整措施；而如果亚同步振动水

平高于 RSV 振幅的 1/4，就需要采取调整措施。

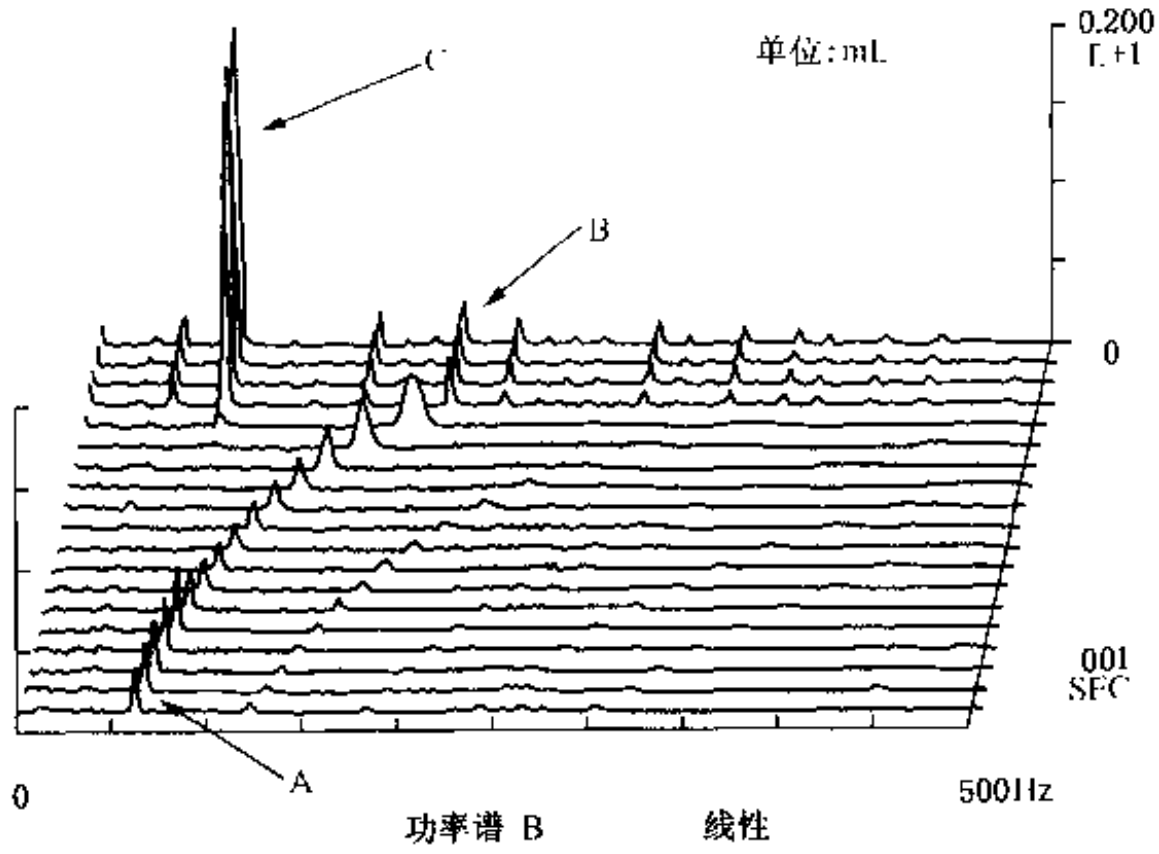


图 4－48　压缩机停车过程中的瀑布图，图中显示出了气动不稳定性振动

A—运行速度下的高响应表示转子的一阶临界转速　B—额定转速下的同步振幅。

C—额定转速下的亚同步振幅。注意亚同步振动频率 C 如何与一阶临界转速 A 对齐

4.8.10　调整措施

不管是在操作过程中还是通过分析手段发现了转子的不稳定振动，为调整这种状况，最好的工具都是使用转子稳定性分析程序。用这种程序分析可能的调整措施，并选择一个最好的调整方案。下面列出了一些增强转子稳定性的措施。应该注意，这些都是一般性措施，并不是对每一种情况都适用。一种措施可能对一种状况有效而对其他状况没有任何效果。为获得好的调整效果，必须对每种状况进行具体的研究。

1. 迷宫密封

(1) 缓冲措施

对迷宫密封进行缓冲，就是在密封中引入一个没有任何切向速度的气流。这样，由于降低了通过密封气流的平均切向速度，因此就减小了交叉耦合力（它是切向速度的函数）。见图 4－49 和图 4－50[10]。

(2) 破涡片

在迷宫密封上游布置破涡片（见图 4－51）或矫直叶片能够取得与提供缓冲气流相似的效果，它也是通过降低或完全消除进入密封前气流的切向速度来提高转子的稳定性的。

(3) 蜂窝密封

蜂窝密封是在静止部件上装有蜂窝状结构（见图 4－52）而转鼓是光滑的一种密封，与标准迷宫相比，它也降低了气流的平均切向速度。因而，它也就

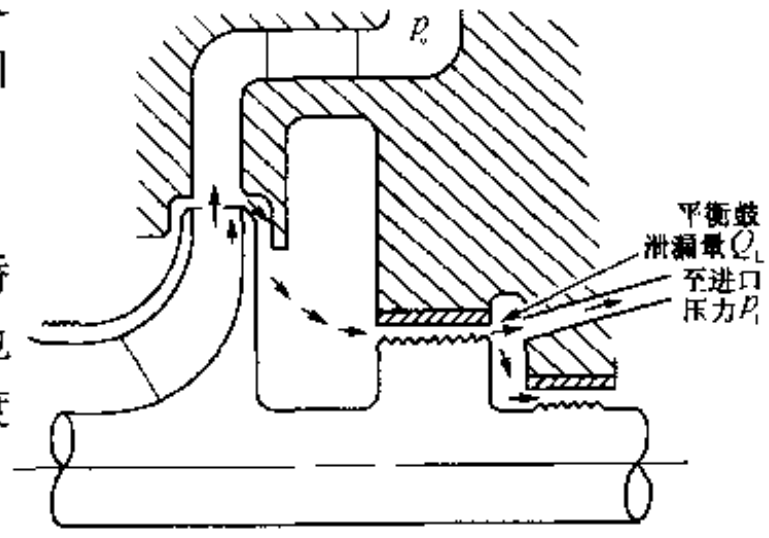


图 4－49　传统平衡鼓内的气体流动

由于叶轮的旋转，气流进入平衡鼓密封时有一个切向速度分量[10]

减小了交叉耦合力，延缓了不稳定现象的发生。此外，蜂窝型密封腔也有一定的阻尼作用，增大了系统的阻尼。

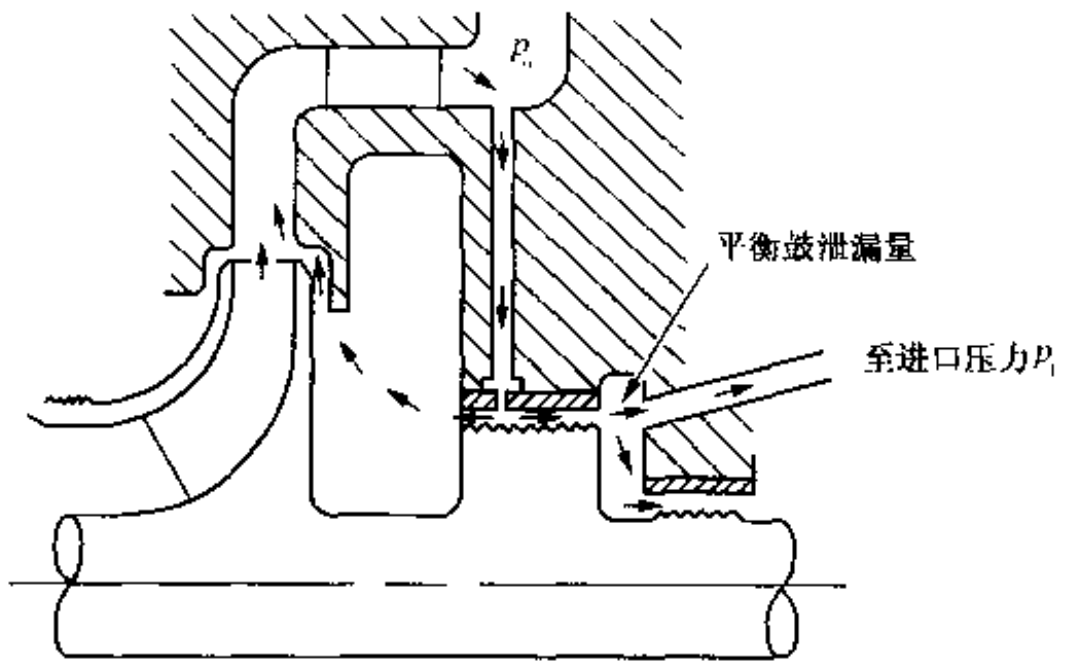


图 4－50 带有缓冲器的平衡鼓内的气体流动
缓冲器引入的气流没有切向速度，因此降低了密封中气流的平均圆周速度，从而降低了交叉耦合力[10]

(4) TAM 密封

TAM 密封是一种密封齿在静止部件上而转鼓是光滑的一种特殊的迷宫密封。它在迷宫密封齿形成的圆周方向的密封腔内设计了一些特殊的挡片，从而使气体的切向旋涡破碎而产生具有阻尼性质的压力坝区。

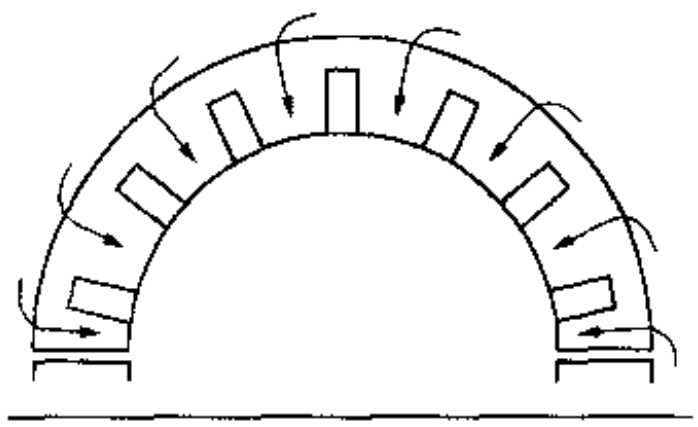


图 4－51 破涡器在气体进入迷宫密封之前消除了它的切向速度
(由 Sultzer 提供)

(5) 同心度

交叉耦合力与迷宫密封的偏心度有关。由于交叉耦合效应只有在偏心密封内才能得到完全发展，因此提高轴在密封中的同心度将会显著降低耦合力。这就是为什么将平衡鼓装在靠近轴颈轴承处就是稳定的，而将平衡鼓装在转子中间就是不稳定的原因(由于转子下垂会产生偏心)。

(6)气体密度

交叉耦合力也是气体密度的一个函数。气体的密度越高产生的交叉耦合力也越高，反之亦然。尽管降低气体密度通常不是一个实际可行的解决方案，但降低气体密度却的确能增强转子的稳定性。

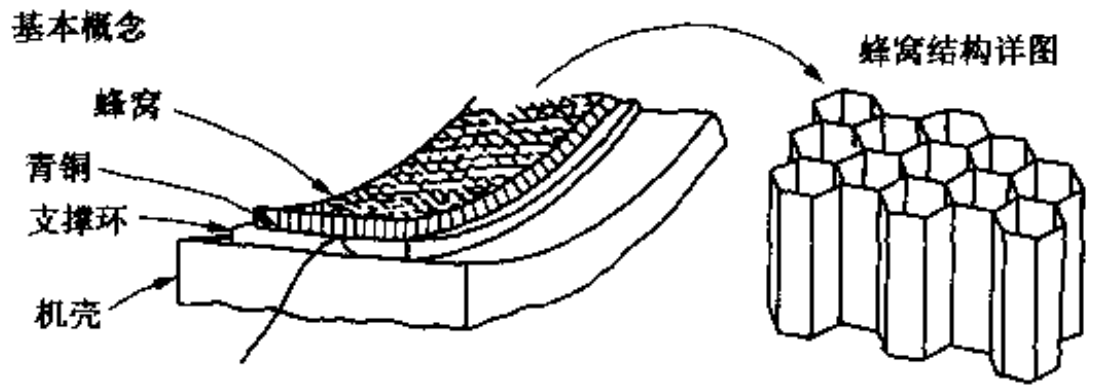


图 4－52 蜂窝密封能增强转子系统的稳定性

2. 轴颈轴承

(1) 衬套轴承

衬套轴承本质上就有很高的交叉耦合力，这是因为：润滑油的密度很高，间隙很小，以及轴承和轴颈常有很大的偏心。可以采用几种措施以减小或抵消这些交叉耦合力，这些措施包括：分块型轴承(dam type bearing)，椭圆轴承(lemon shape)，位移补偿型轴承(offset bearing)和多油叶轴承。通常来讲，最可靠的措施是改用可倾瓦轴承。

(2) 可倾瓦轴承

从本质上讲，可倾瓦轴承只有很小的或完全没有交叉耦合力。因而，如果不稳定的主要原因是轴承引起的，那么将衬套轴承改用可倾瓦轴承代替，就可消除转子的不稳定。然而如果主要原因是其他的激励源，而且使用的就是可倾瓦轴承，还是可以通过改进可倾瓦轴承的结构来提高转子的稳定性。可以有几种方法：降低正的预载荷，增加 L/D，偏移支点的位置，载荷作用在瓦块的方位上(对 5 瓦轴承)，增大间隙。使用轴承的阻尼支撑系统可以进一步增加系统的稳定性。

(3) 磁力轴承

这种形式的转子轴承支撑系统的稳定性或阻尼特性取决于控制系统的性能、动力和反馈电路的交互作用决定了整个系统的稳定性。

(4) 轴套密封

轴套密封或者套筒密封与衬套型轴承的特性相同，但有一点除外，即如果设计合理密封会“自由浮动”。这就意味着密封与轴是同心的，它传递给轴的力很小，可以忽略。密封面的磨损会限制密封的径向运动，导致亚同步振动。

3. 转子的设计

(1) 转子刚度

增大转子的刚度会提高转子的稳定性。因此，任何增大转子一阶临界转速的措施都会提高转子的稳定性。这包括减小轴承间的跨度，增大轴的直径，缩短悬臂段，或者减小转子重量。通常考虑的一个参数是运转速度和一阶临界转速的比值。优先选择该比值的较小值。

(2) 转子的装配

任何在转子弯曲时会发生摩擦的部件，都会产生负阻尼或降低转子稳定性的力。因此必须小心地消除任何可能导致摩擦的原因，例如松配合或滑动配合的轴套，热过盈配合部件或者端部接触的轴套。螺栓连接、铆接或者热装配的零部件在运转时必须保持紧密连接以防发生相对运动。

4.9　防喘振措施

防喘振控制系统必须能够保持通过压缩机的气流有一个最小的体积流量，以防止喘振的发生。它是用从排气口放出压缩气体的方法，来维持最小入口流量的。这个气流或者放空到大气中，或者进行重新循环、返回到压缩机入口。在后一种情况下，必须将它冷却到正常吸气温度。大多数应用场合下，一个基于流量差进行控制的简单系统就可完成这种控制。但是，当机器的转速或气体的吸入状态变化时，就必须采用更加复杂的控制系统以确保在所有状态下都能正常操作。这常常通过使用一个压力、温度或转速信号，或者这几个参数的组合信号的调节控制系统来实现。

控制系统还必须提供预防措施，以确保在机器启动或停车过程中，提供足够的流量以防止

喘振或入口气体过热。

在任何控制方案中，都必须将驱动机的停车装置与防喘振阀的打开装置联锁，以使压缩机能在防喘振阀打开的情况下，靠惯性作用缓慢降低转速直至完全停车，而且还要求防喘振阀能在3秒钟内完全打开。否则，在压缩机转速降低的过程中，可能发生持续的喘振，引起设备的机械损坏(见图4－53)。对轴流压缩机和高压、高功率离心式压缩机来说，这一点特别重要。一个典型防喘振控制系统的基本组成部分如图4－54所示。

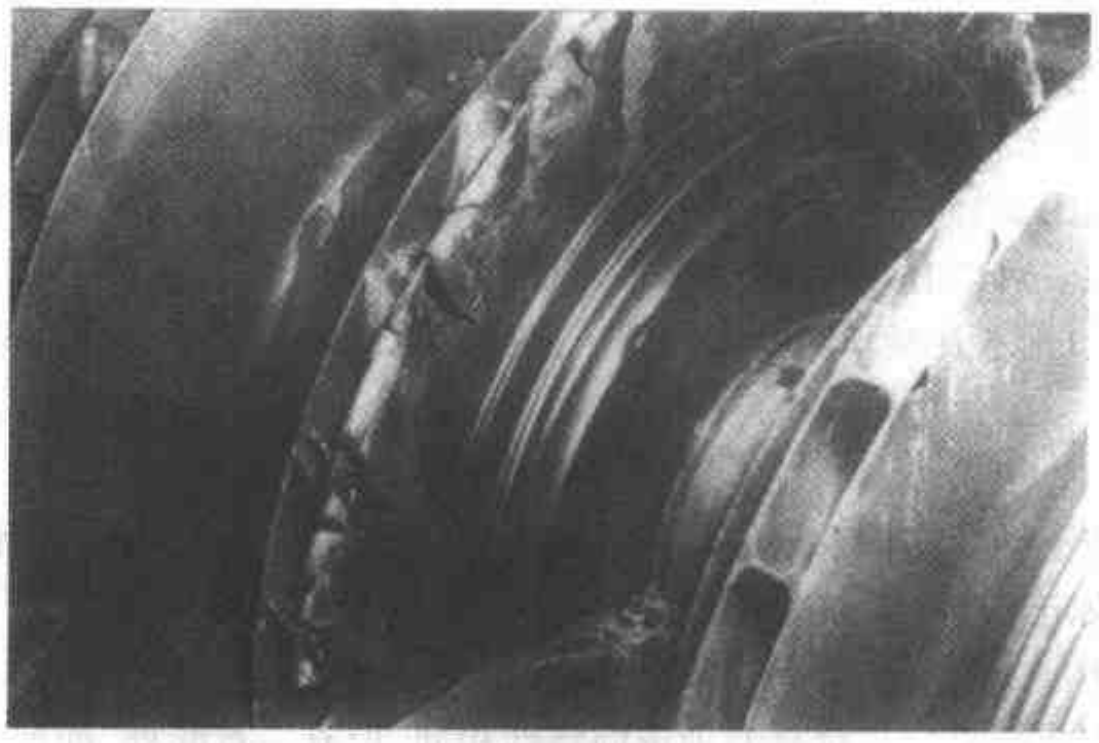


图4－53 喘振造成的损坏

各部分的功能描述如下：

FE—流量测量元件。尽管可以使用文丘里管，或者如同轴流压缩机一样使用校准过的吸入口，但这里通常采用布置在压缩机入口的孔板。它的目的是在流动介质中产生一个临时压差，通过测量流量测量元件前后的静压差来测定入口流量。

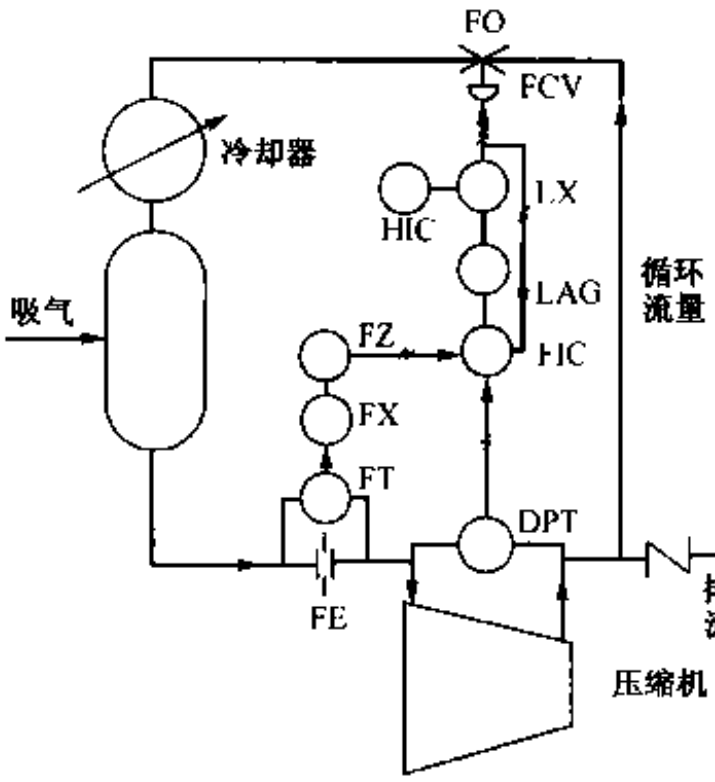


图4－54 典型的防喘振系统[11]

FT—流量变送器。它是一个测量流量测量元件前后的压降，并将之变换、发送出一个与流量平方成比例的信号的差压变送器。

DPT—差压变送器。它测量流过压缩机的气体的压差，并将之变换、发送出一个与测量所得的压差成比例的输出信号。

FX—比例器。它接收并用一个常数倍乘流量变送器所发送的信号。这个常数就是控制线的斜率。

FZ—偏置器。它接收由比例器FX发送的信号，并调节喘振控制线。

比例器必须适当调整比例参数和调节偏置量参数，以使控制线尽可能地与压缩机喘振线平行(图4－55)。

$$\Delta p = Ch + b \tag{4.8}$$

式中　Δp——计算得到的压缩机差压信号；

C——控制线斜率(比例信号)；

h——由 FT 测量的入口孔板差压信号；

b——控制线调节参数(可以为零)。

FIC—喘振控制器。它是通过比较 FZ 的计算输出 Δp 和 DPT 的测量输出相互之间的大小来实现控制功能的一个流量调节装置，其中的 Δp 如上面定义。

当计算 Δp 大于测量 Δp 时，压缩机在控制线的右侧操作。而当计算 Δp 等于或小于测量 Δp 时，压缩机就在喘振控制线上或者在其左侧操作，这时，喘振控制器就行使流量调节器的功能，如果需要，还会打开防喘振阀，以维持压缩机在喘振控制线上操作。

当流量变化迅速，需要控制系统能快速响应以防止发生喘振。

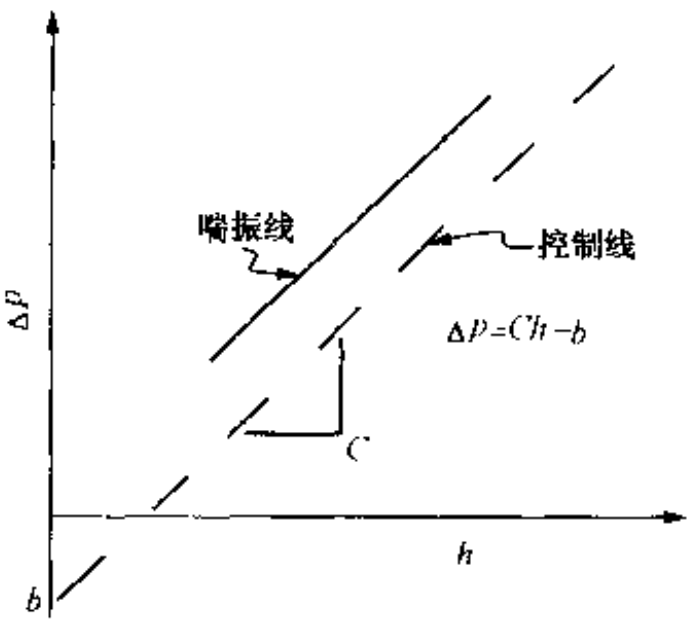


图 4－55　喘振控制线[11]

LAG—这个装置的作用是使喘振控制器能快速地打开循环阀而闭合阀的动作却很慢。这个特点使得控制系统和循环阀之间的振荡效应最小，从而保证了喘振控制系统和工艺系统之间的稳定性。

LX—低信号选择器，它设置有两个输入端，一个输出端。两个输入信号是循环阀的 100% 开度信号和喘振控制器的输出信号；而低选择器的输出信号既送到循环阀，又以反馈信号的形式返回到喘振控制器。这样就防止了喘振控制器处于间歇状态。而控制器的间歇状态会延迟防喘振系统的响应时间。

FCV—防喘振循环阀。它的作用是使压缩机排出的气流返回到压缩机入口再次进行循环。应该在设计压升下，按设计流量 1.05% 的流量设计防喘振阀的尺寸。

4.10　喘振识别

推荐使用下述步骤确立喘振点的具体位置。

1. 慢慢关闭循环阀或放空阀，在这个过程中，需要监视下列参数：

① 循环阀或放空阀的位置，即开度(%)。

② 压缩机入口有可闻声。脉动声音。

③ 压缩机出口有可闻声。脉动声音，低频 0～25Hz。

④ 压缩机上游紧靠入口法兰的吸入压力。同时监测当地压力表(压力低时，水柱压力计很适用)和压力传感器。观察压力跳动。注意：除非压力传感器可评定为动态传感器，其上升时间低于 0.1s，否则显示不出这种跳动。当跳动幅度超过压力表静压力或压缩机压升的 20% 时，认为装置发生喘振。

⑤ 排气法兰附近的压缩机排气压力。当放空阀慢慢关闭，排出压力会升高。同时监测当地压力表和压力传感器。观察压力跳动(见上面④条)。也观察压力的降低。当第一次显示压力有降低时(同时流量也降低)，认为装置发生喘振，并记录数据。

⑥ 压缩机流量。观察差压流量计的脉动。注意：除非流量计可评定为动态流量计，其上升时间低于 0.1s，否则流量计的电信号输出指示不出喘振。最好安装一个当地流体压力计(压

力低时)或差压计来观测。当动态压差超过给定流量下压差正常值(稳定状态)的 20%时,如果没有其他的指示(③,①,⑤或⑥),就认为装置发生喘振。

⑦ 压缩机振动。特别注意亚同步振动的振幅。该振幅有很小的增量或波动就表示可能开始喘振。在给定转速下,总体振动水平增加 20%或者亚同步振动 0.20 密耳的增量,尽管单独不能算作喘振征兆,但它表示接近了喘振。超过这些数值时,应特别小心使用。

2. 当上述任意一条(峰值能头状态除外,上面⑤条)显示出发生喘振时,立刻标记放空阀或循环阀的位置,紧接着将其打开到全开位置。

3. 将阀门关闭到距上述喘振位置尚有一定距离的位置。例如:若当放空阀开度 79%时,吸入压力开始波动。接着立即将该阀打到 100%开度位置。接着再将放空阀关到 81%开度位置。

4. 等待几分钟,等数据稳定后,记录数据。

5. 对其他转速或入口导叶位置,重复步骤 1~4。

6. 记录所有数据以备后用。

注意,监测气动力不稳定状态的理想方法是,用动态压力探针监测叶轮入口处或扩压器内的压力变化。上述两个位置都能发生不稳定的流动。有些装置中,由于在叶轮叶片入口处发生边界层分离,因而不稳定的流动发生在叶轮入口处,该点在压缩机能头曲线上通常是在峰值能头处。在其他装置中,失速可能发生在扩压器截面上,这是由扩压器在克服压缩机的排出压力时引起了不稳定的流动导致的,该点与峰值能头可能不重合。

检测喘振不需要精密的仪器。这种不稳定现象通常能够清晰地听到,甚至当站在压缩机附近时还能够感觉到喘振。有时喘振很轻微,必须在很接近的位置才能听到。

如果站在压缩机出口附近,可能听不到压缩机入口的失速状态。同样,如果在控制室内用响应慢的过程检测仪表检测流量和压力的变化,即使发生了喘振,也只能在喘振发展得很严重时才能检测到。

应该牢记:喘振过多将会造成最终的设备损害。若设备喘振的程度足够强而时间又足够长,最终将会导致某些部件的破裂。在确定喘振线时,设备只能经历一次或两次的喘振脉动。使设备经历过多的喘振,只能说是在自找麻烦。为确定喘振线而使压缩机喘振时,循环阀或放空阀不但要能快速开启(1~2s),还应该缓慢关闭(10~20s)以保持系统的稳定。

出于安全考虑,应假定设备非常容易喘振,且喘振过多机器会很容易地遭到毁坏。

4.11 吸入液体

对压缩机来说,最重要的潜在损害之一,就是随工艺气体一起吸入了液体[3]。

循环管线内发生液体冷凝,会造成管线的阻塞,因而会降低防喘振系统的防喘振效果。

制冷系统在启动阶段使用的急冷剂,必须要尽可能地少,以防止被携带进压缩机入口。这种雾状液体能很轻易地通过压缩机入口处的气液分离器和破沫器。当大量液体吸入后,它们在压缩机的后部蒸发,产生了过量的气体容积,使得压缩机整个的最后一级以及末级叶轮的工况严重失调。如前所知,这种状况会伴随很高的气流速度,而这会使压缩机特别是其末级叶轮发生机械损坏。

应该对整个操作范围进行仔细研究,以避免压缩机在设计工况或非设计工况下吸入液体。

1. 调整冷却水系统或其他的工艺操作条件,以保持压缩机的进口状态高于任何气体组分

的液化点。

2. 当滞止气体冷却到环境温度产生液体后，通常要对管线作加热、放空或打线处理。

3. 循环管线应在气液分离器上游或者气液分离器入口处并入主气流管线。

4. 当在压缩机的上游或下游存在可能产出液体的因素时，应该在管线或容器的最低部位设置排液孔或液位指示器。这样就能对产出的液体进行例行检查，并在需要时将液体排空。

5. 停车后，应该确保将所有因滞止气体冷却而产生的液体排出后，才再次启动压缩机。

6. 应该限制制冷压缩机在启动过程中的急冷剂量，原因是吸入的液体不会立即蒸发而且气液分离器不可能将所有剩余的液体全部排出。

4.12　压缩机操作性能的现场分析

尽管工艺压缩机的现场性能测试不是一项简单的任务，但是使用正确的测试程序和检测仪器会使这种任务得到简化。为了对现场操作性能和制造商所担保的操作性能进行比较，必须使用准确的测试数据和正确的分析方法。而无论是在评价一台新的压缩机、重新进行现场性能测试、还是在评价大修效果时，也都需要有正确的分析方法。经常性的定期现场测试对检测压缩机的运行成本和确定大修周期都是必需的条件。

压缩机的现场测试分析包括：

- 获得压缩机每个法兰处气体的准确温度和压力的测量方法　快速测试数据由于最大程度地减小了瞬态效应的影响，因而更可取。
- 用于计算压缩机质量流量的测试方法。通常用一个孔板或喷嘴测量。
- 对可调入口导叶装置中叶片的角度进行调整。
- 用气相色谱仪对气体成分进行分析。
- 一个压缩机性能分析程序，它使用 BWR 状态方程。
- 驱动机功率。
- 压缩机和驱动机的机械损失。
- 制造商提供的性能曲线。
- 转速。

4.13　气体采样分析

当对压缩机进行气体采样时，要有正确的预防措施。除非遵循正确的分析程序，否则在采样容器壁面上产生的冷凝会导致错误的结果。应该对排气采样分析和进气采样分析所得的数据进行比较，对比较结果进行确认，保证它们是同一段内的数据。最终分析结果的准确性几乎就等于上述两个气体分析结果的一致性。

采样筒应采用不锈钢材料制造，至少要有 300mL 的容积，两头要安装直气阀。采样筒的压力等级应该足够高，以使它能够承受整个系统的压力。为防止气体冷凝(筒和管道的壁面温度相对较低)，在采样过程中，采样筒、接管应该与工艺气体管线隔热并且对它们进行加热处理。在关闭气阀前，采样器内要用工艺压力下的吸入气体进行吹洗处理。

采样器接着被运到实验室。在运输过程中，采样气体会冷却，因而压力也将降低。采样气体冷却可能会导致某些气体发生冷凝。在注入气相色谱仪分析之前，这部分冷凝量必须要气化。为使其气化，最有把握的方法当然是将采样气体加热到等于或者高于采样温度的温度。

因而在注入气相分析仪之前，将部分气体放空以降低一定的压力就是合理的选择。在 Mollier 图上画出气体的组分。这样做同时也使气体的状态进一步远离露点，因而更进一步避免了发生冷凝。

交叉检验可以通过核对另一个单独进行的采样气体的重量来实现。这个采样器应该是真空的，并在采样前进行加热处理。在采样前后称取采样器的重量。知道气体的重量和容积后，就可计算出气体的比容。使用气相分析仪给出的气体组分，计算采样点压力和温度下的气体比容，并与上述比容值核对。

当然，并非任何场合都需要遵循上述分析程序，例如低分子量混合物就不需要完全遵循。然而，对于重的碳氢化合物来说，就必须要严格遵循上述分析程序。气体分析误差会引起极大的性能误差。

4.14 试验仪器

图 4－56 上列出了试验所需的全部仪器。所有的压力和温度测量仪器都必须是双重的，也就是每个测量点都至少要有两个独立的测量仪器[13]。如果必须使用现有的单个测量接管，就要特别注意，所使用接管的位置要合理布置。在测压点和压缩机法兰之间，不能有阀门、过滤器、消音器或者其他能引起显著的压力降的部件。弯头附近的测压管应该垂直于弯管但不应在弯曲平面内。

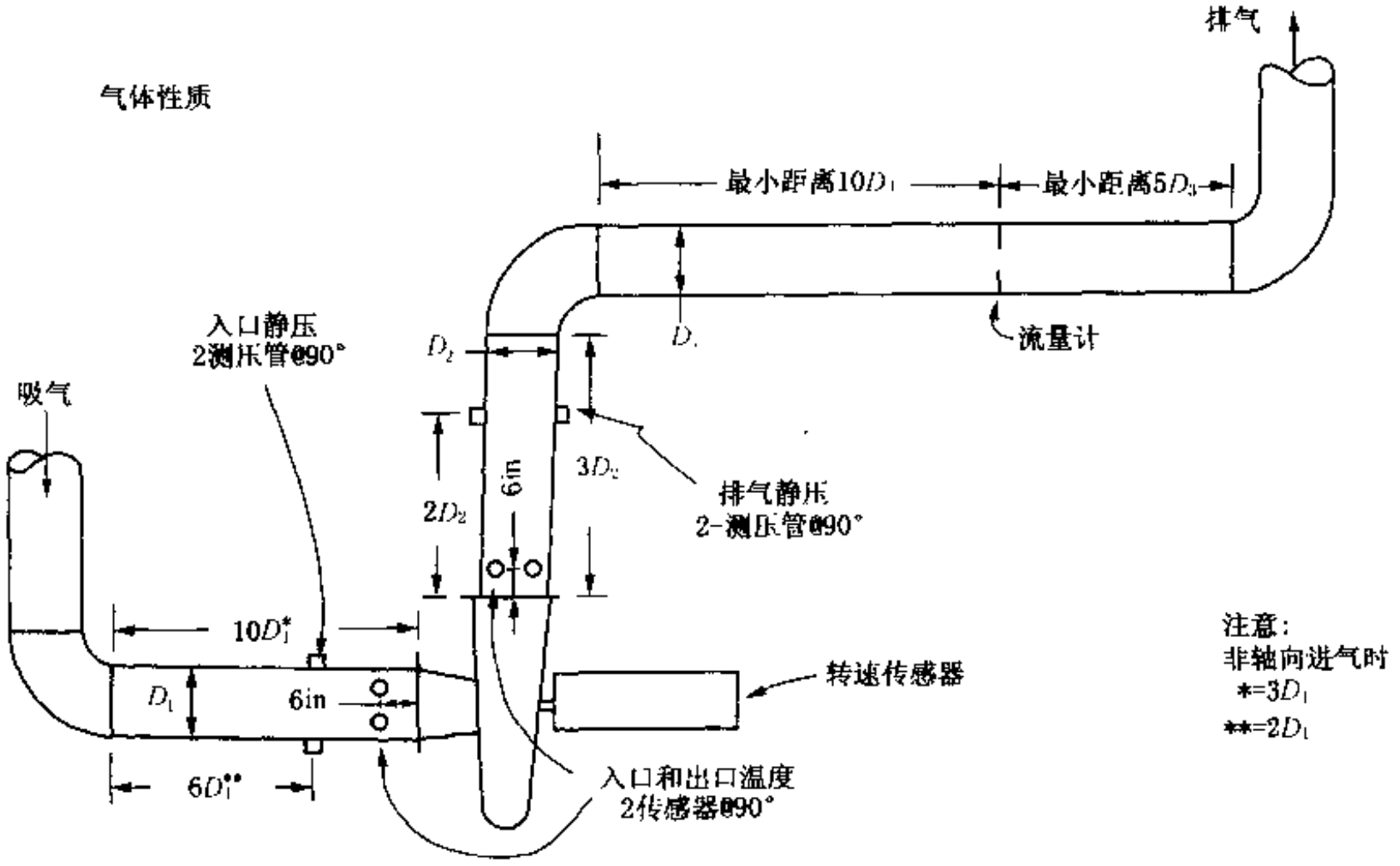


图 4－56 典型的性能试验装置[13,14]

如同开发性试验中一样，理想的静态测压孔的大小与边界层的厚度相比应该很小(约为边界层厚度的 1/5)[15]。但是出于更实际的考虑，静态测压孔的直径为 0.25in，但不能超过 0.5in，并且测压孔的内侧边缘要打磨光滑，而拐角要尖锐。而更小的测压孔则易聚集污垢或冷凝液。注意：测压孔应该打磨但在测量侧要有锐利的拐角。在打磨的过程中应该注意不要

圆整了拐角，这是因为圆角会导致读数误差（见图 4－57）。

所有压力都要用高质量的压力传感器或 6in 或更大直径的压力表来测量，要求灵敏度和最大误差分别为满量程的 0.25% 和 0.5%

试验中压力表的读数应在表盘中间刻度或偏上位置。压力表应安装在一个自由振动的当地仪表盘上，测压管内径至少 1/2in；测压管应向主管道倾斜，以便于自动排出冷凝液。使用压力表时，需要安装放空阀以便于对压力表进行当地校准。

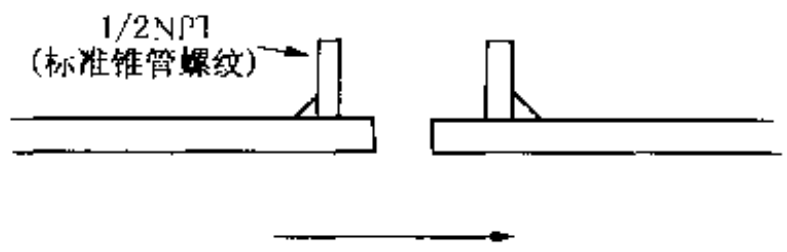


图 4－57　静压测压管
测压孔的直径应在 1/4 ~ 1/2in 之间，孔应打磨光滑但拐角要锐利[13,14]

温度要用热电偶或 RTD（热电阻）系统测量，灵敏度和读数精度应为 0.5°F，精度在 1°F 之内。热电偶系统中，接线端和配电箱中间要注意避免出现 T－C 连接方式。出于安全原因，通常不使用玻璃管温度计。温度传感器的敏感元件应插入到管径的 1/3 ~ 1/2 处。如果使用测温孔来测温，就要使敏感元件与传热介质紧密接触，传热填充介质可采用石墨膏。将测温插杆和测温孔用玻璃丝或纤维缠绕作为隔热层，还可以进一步降低测温插杆的导热误差。

为使系统的瞬态效应最小，测量数据应由一个数字检测系统采集，以便使所有的数据都是在同一个时刻读取的。

转速要由两个独立的测量仪器测量，其中一个是使用压缩机键相器，其标定的数字输出精度为 0.25% 或更高。

测压管应互成 90°布置。在水平布置的管道上，测压管只能布置在管道的上半部分。

根据流程流量显示仪表得到的流量应该用计量设备上直接计算出的质量流量来检验。因此，也要记录流量计上游的温度、压力以及流量计前后的差压。

4.15　仪表标定

通常来讲，在试验前，要用适当的标准对所有测量温度、压力、流量和转速的仪表进行标定。下面推荐了标定仪表的一般方法。

所有标定都应保留完整的标定记录。推荐选用校验过的静载活塞式压力计。建议使用图 4－58 和图 4－59 所示的校验装置。标定压力传感器时，应该全部标出全量程范围内的实际静载的输出值。为检验迟滞大小，要采用正行程和反行程两种行程标定。不能使用误差超过满量程 0.5% 的传感器。不能改变或调整压力表的指针。压力传感器或压力表的可读灵敏度不能超过满量程的 0.25%[13]。

对每一个热电偶来说，要检验整个系统（引线，参比端，读出装置）的精度。一种检验方法是，读出热电偶的当地电压输出值，然后再与热电偶输出的远程读数进行比较。

同时也建议检验热电偶自身的精度，检验方法是，将它在不同温度下的输出值与参考的标准值进行比较。应该在全部操作温度范围内校验热电偶。热电偶系统的可读灵敏度和精度分别为 0.5°F 和 1°F。

流量差压变送器的校准方法是，在变送器两侧施加一个已知的压差，然后测量它的输出。最后，对整个流量测量系统进行检验，方法是在变送器两侧施加一个已知的压差，然后读出控制室内的最终输出值。应该拆下流量测量装置，测量并记录它的直径，然后与设计标准进行比

较、孔板边缘应锐利。

压缩机转速的允许测量误差不能超过0.25%。建议使用两个独立测量装置测量转速，以便相互核查。

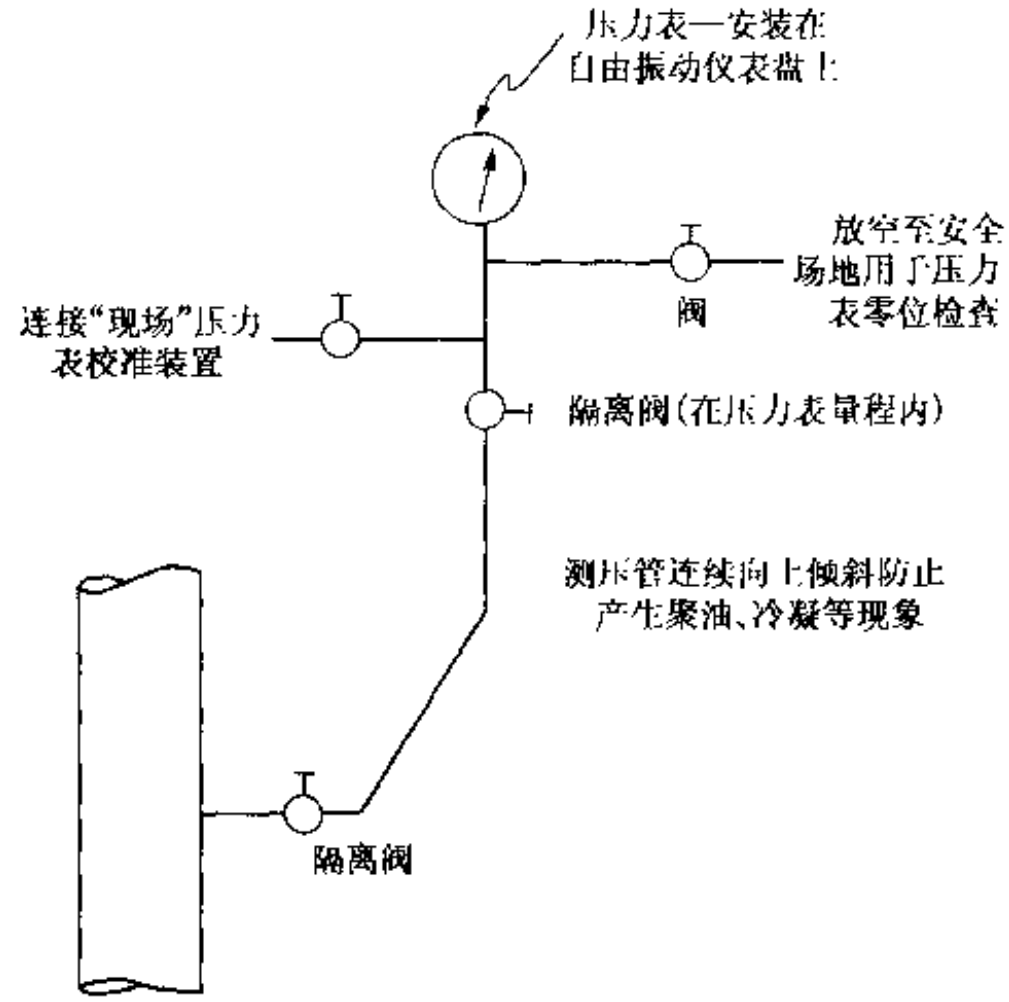


图 4－58 典型仪表管线，压力表安装在测压管顶端[13]

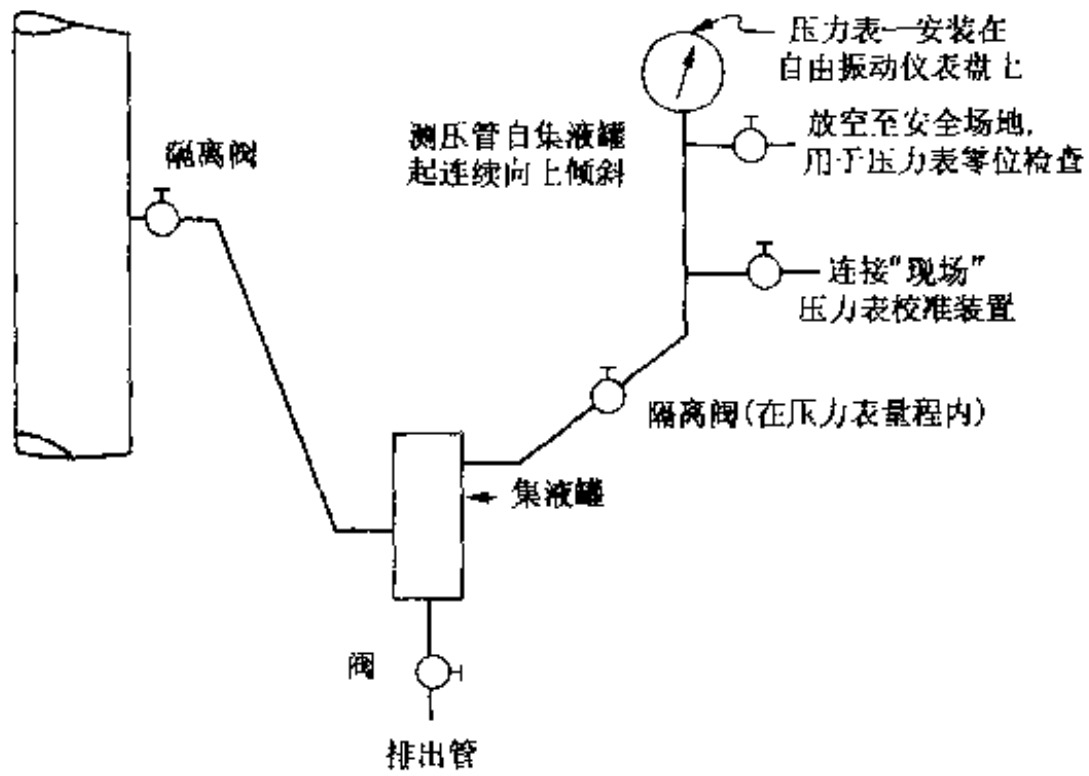


图 4－59 当测压管不能连续地向上倾斜至压力表时的典型仪表管线[13]

4.16 均匀冷却的压缩机

均匀冷却的压缩机(见图 4－3 和图 4－6)的现场性能试验同样可以如上所述直接进行。但是必须采取几个特殊的预防措施。压缩机的每一段都要作为独立的一个单段压缩机来处理，但是同时应记住以下几条。

在气体组成上，流向第二段入口的工艺气体可能与第一段不同。这是因为，气体在冷却器中可能因冷凝而产出液体，并在进入下一段入口之前被排出。因而，第二段吸入气体的质量流量较低，气体的分子量也较小。对湿气体（富气）压缩机来说，这一点特别明显。

同时测量冷却器流出液体的流量和压缩机主进气口（或排气口）处工艺气体的流量，通过加减运算即可获得其他段的气体的质量流量。

4.16.1　热传递

由第一段出口向下一段入口（见图 4－6）的热传导能引起测试结果迷惑不清。例如，假设某压缩机第一段出口的排气温度为 356°F，第二段入口的温度为 90°F。容易理解，由于在将两段隔开的壁面上存在着很高的温差，所以，通过这个壁面就存在着大量的热量传递。热量传递的方向当然是由第一段出口传向二段入口。因而，在第一段出口法兰处所测的温度，就不能准确地代表该段末级叶轮出口处气体的实际温度。同样，由于热传递的影响，第二段入口法兰处所测的温度不能准确代表第二段首级叶轮入口处气体的实际温度。

由于人为因素，第一段出口的温度比实际温度低，因而计算所得的效率比实际效率高，相应地计算功率较实际低。第二段的情况刚好与此相反。虽然在压缩机制造商预测的性能曲线上考虑到了这种因素，但是却很难精确地计算出每个段的实际性能。

4.16.2　密封泄漏

为充分认识采用 Iso 冷却器的压缩机的性能特点，就必须考虑密封泄漏的因素。两个重要的泄漏区域是平衡鼓密封和在冷却段之间的密封。

虽然正常的泄漏已经在压缩机的设计性能曲线上得到了体现，但是，密封性能的降低会影响到实际观测到的压缩机功率和效率。

通过平衡鼓的实际泄漏量如果大于设计泄漏量，就会影响到第一段的排气温度，这是因为通过平衡鼓的热气体加热了压缩机一级入口的气体（假设平衡管内的气体返回到压缩机主要入口）。因而平衡鼓损坏时，计算所得的第一段的功率消耗将大于正常的功率消耗（效率降低）。由于泄漏增大时，第一段出口气体的温度升高，传递给第二级入口的热量增加，因而这也就影响到了第二段的性能，但是通常来讲这种影响很微小。

如果两段之间的密封损坏，通过密封的泄漏量就会增大，这也会影响到实验结果。通过损坏密封的泄漏量增大，会使第二段入口气体的温度升高，这是因为 356°F 的气体（第一段的排出气体）流入到二级入口，并与 90°F 的吸入气体混合。

4.17　带有节能器接口的压缩机

为正确分析带有侧线（见图 4－7）的压缩机的性能，就要单独对各段的性能进行准确计算，因而需要在压缩机内安装内部温度和压力探针。在购买了带有节能器的制冷用新压缩机之后，在任何的复核性试验中，这都是一种标准的测试方法。因为这是准确分析压缩机的性能并与设计值进行比较的惟一途径。

优先选用的仪器布置方案如图 4－60 所示。如果使用了侧线进气或侧线抽气管线，都要将其单独地作为吸气和排气管线来处理。

压力、温度测量口可以连接到水平剖分式压缩机上，方法是在回流器过渡区段（见图 4－60）的壳体上钻孔，最少要使用两个单独的温度和压力测量口。

一旦测得了第一段Ⅰ出口截面的压力和温度，为确定下一段入口的气体状态，需要进行

个混合计算。

$$p_8 = p_{10} = p_9 \tag{4.9}$$

式中 8——Ⅰ段出口；

9——Ⅱ段混合吸入；

10——侧线进口状态。

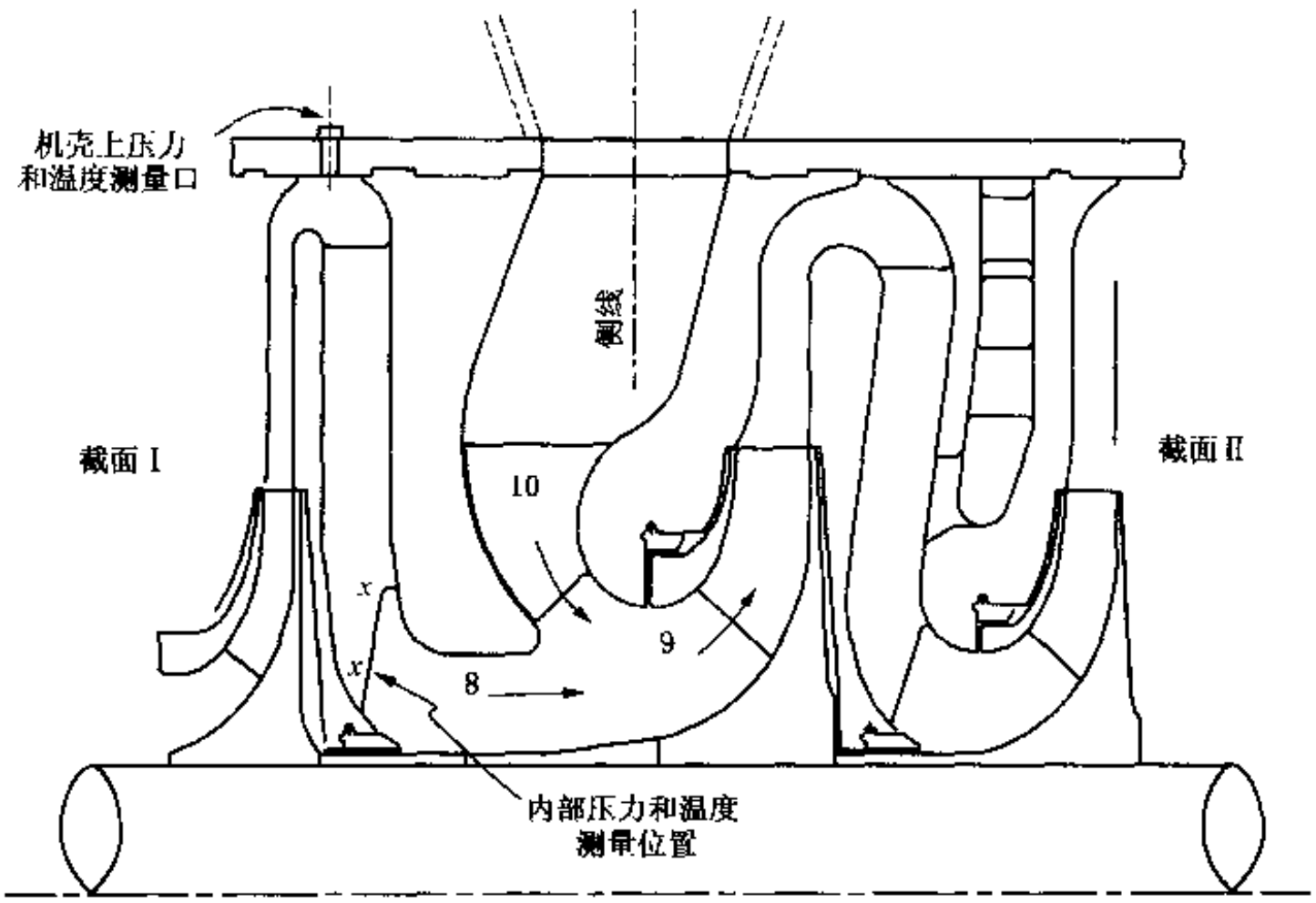


图 4-60 侧线进气压缩机内部详图，节能器(侧线进气)气流与制冷介质的主气流混合

$$M_8 h_8 + M_{10} h_{10} = M_9 h_9 \tag{4.10}$$

式中

$$M_8 + M_{10} = M_9$$

若已知气体性质，或者由 h_9 和 P_9 查 Mollier 图得到气体性质，就可以通过反算得到 T_9。

T_9 可近似表示为：

$$T_9 = (M_8 T_8 + M_{10} T_{10})/(M_8 + M_{10}) \tag{4.11}$$

将某个计算结果总结如图 4-61 所示。

4.18 内部温度的估算

遗憾的是，上述试验方法对于现场测试来说，有一点不切实际，这是因为需要在机器内部安装测量仪表造成的。它不但需要额外的前期投入，还需要考虑到泄漏(额外连接可能引起泄漏)和维护(仪表可能会断裂并进入压缩机)等因素，这可能会降低系统长期运行的可靠性。现场试验结束后，一般不可能就停机将内部仪表拆除。

对带有侧线的压缩机，当测不到压缩机内部的压力和温度时，可使用特殊的数据简化技术进行现场分析。知道法兰处的压力、气体通过压缩机接口的流速以及给定的侧线接口的标准压降系数，就可计算出内部压力。

确定段的性能时还需要每段的内部排气温度。这可通过将计算所得的每段的功进行迭代

的方法求得。对给定的试验点，其具体过程如下：首先确定Ⅰ段的进气体积流量，然后根据预计的做功曲线，求得预计的输入功。利用这些数据，再加上以上确定的内部压力，即可求得预计的Ⅰ段的排气温度。

气体采样计算总结侧线压缩机性能估算结果

标题：	带有侧线的丙烯制冷压缩机				
数据库名称：	PROPYLEN.GFE				
气体分析					总摩尔分子量 4208
气体	摩尔分率				
C_3H_6	1.00000				
法兰位置/方向	入口	SS－1/In	SS－2/In	SS－3/In	
法兰处数据					
压力	psia	21.27	41.90	75.40	144.60
温度	℃	－39.7	－17.1	－4.1	18.7
体积流量	m^3/h	92322	22944	1595	239
质量流量	lb/min	11375.3	5209.9	651.2	186.7
压缩性系数		0.9484	0.9242	0.8802	0.8152
出口法兰处数据					
压力	psia				237.30
温度	℃				84.4
体积流量	m^3/h				17.464
质量流量	lb/min				17423.1
压缩性系数					0.8532
入口截面数据					
压缩性系数		0.9484	0.9323	0.9136	0.8824
温度	℃	－39.7	－9.0	20.6	54.6
体积流量	m^3/h	92322	76024	47846	27172
质量流量	lb/min	11375.3	16585.2	17236.4	17423.1
出口截面数据					
压缩性系数		0.9356	0.9147	0.8830	0.8532
温度	℃	－5.2	21.6	55.0	84.4
体积流量	m^3/h	53061	46241	26929	17464
截面综合数据					
能头	kg·m/kg	3224	3055	3666	2968
效率	%	72.50	74.80	78.80	71.00
气体消耗功率	kW	3750	5021	5945	5400
总体数据					
总能头	kg·m/kg	12913			
气体总消耗功率	kW	20117			

图 4－61　侧线压缩机计算总结

推荐使用 BWR 状态方程，或使用焓、压力和温度间的关系数据。侧线的流量可在现场测出，将它与计算所得的第一段Ⅰ的排气量相混合，就可确定第二段入口的流量。对以下各段使用它们各自的输入功率重复进行上述计算。通过对计算所得的最终排气温度与测量所得的最终排气温度进行比较，检验上述各输入功率计算的效果。如果两个温度吻合，就假设上述各输入功率的计算准确。否则，如果两个温度不吻合，就以相同的百分比量调整每一段的输入功率，重复进行上述计算。

一旦确定了各段的入口和出口状态，就可计算出各段的能头和效率。但应注意，如果有效率损失，却不能具体地指出到底是何处出现了损失。因为对所有的段都是按同样方法处理的，

都是以同样的比率调高或调低各段的效率，直到最终温度与测量值相符合为止。

4.18.1 总功率和总效率的计算方法

下面是总功率和总效率的近似计算方法，但不能用来计算各个段的功率和效率。带有节能器的压缩机的典型制冷循环如图 4－62 所示，图 4－63 和图 4－64 是其"修正"的制冷循环过程。修正的"制冷"循环使用一种近似方法，它不需要很难获得的点 8、11 和 12 的数据。在"修正"循环中，为便于求解，假设内部混合过程不发生。相反地，应将系统看作三个独立的、平行的压缩过程，每个过程的始点和终点数据都可以测量出来。

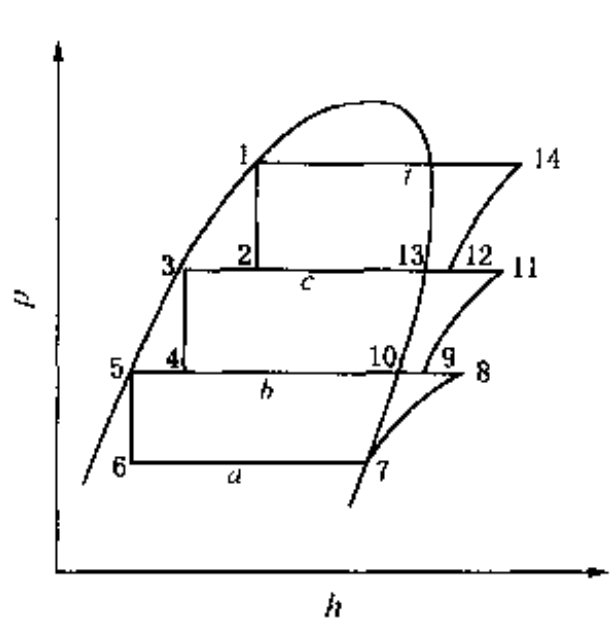


图 4－62 带有节能器的压缩机的典型制冷循环

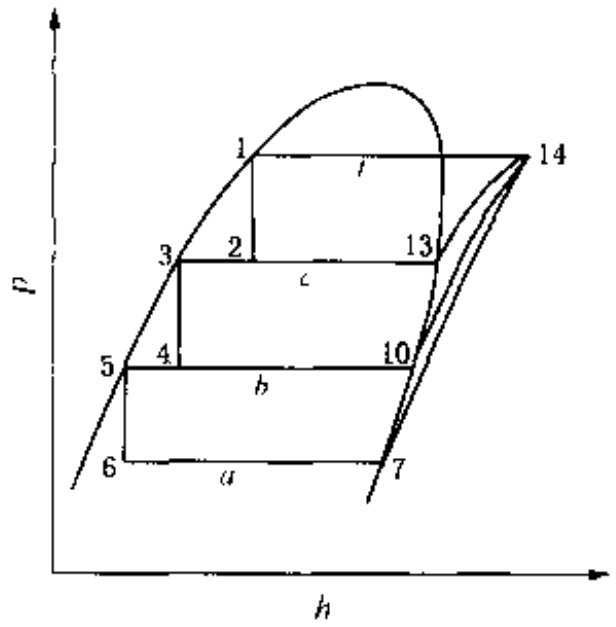


图 4－63 图 4－61 使用的是简化"黑箱"式计算方法。典型的带有节能器的制冷循环被绘制成只有一个外部数据点[12]

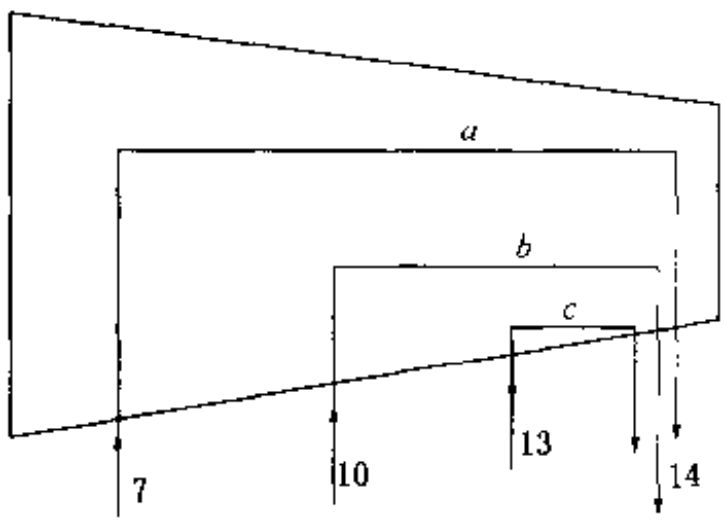


图 4－64 (4.17)式假设侧线的气流不与主流介质混合[12]

4.18.2 总功率的计算方法

对单级压缩机来说，气体消耗的功率为：

$$GHP = \frac{778.16}{33000}(h_2 - h_1)M \tag{4.12}$$

式中 1——入口状态；

2——出口状态。

对一个侧线压缩机来说，总消耗功率为：

$$GHP = \frac{778.16}{33000}\sum_{1,t}(M\Delta h)_t \tag{4.13}$$

式中　i——压缩机的段数。

对一个两个侧线(三段)的压缩机来说,总消耗功率为:

$$GHP = 0.0236[M_a(h_{14a} - h_7) + M_b(h_{14b} - h_{10}) + M_c(h_{14c} - h_{13})] \tag{4.14}$$

4.18.3　总效率的计算方法

单级压缩机的效率定义为能头与输入功的比值:

$$\eta = \frac{H}{W} \tag{4.15}$$

对多段压缩机来说,将各段的能头之和除以各段的输入功之和,就可得到压缩机的总效率:

$$\eta = \frac{H_{7-8} + H_{9-11} + H_{12-14}}{W_{7-8} + W_{9-11} + W_{12-14}} \tag{4.16}$$

在现场测试侧线压缩机时,不能得到 8 点和 11 点的数据(见图 4 – 62,图 4 – 63 和图 4 – 64):

$$\eta = \frac{H}{W}$$

$$\eta = \frac{HM}{WM} = \frac{H_{7-14a}M_a + H_{10-14b}M_b + H_{13-14c}M_c}{W_{7-14a}M_a + W_{10-14b}M_b + W_{13-14c}M_c}$$

并且有:

$$W = (\Delta h)778.16$$

$$\eta = \frac{H_{7-14a}M_a + H_{10-14b}M_b + H_{13-14c}M_c}{778.16[(h_{14a} - h_7)M_a + (h_{14b} - h_{10})M_b + (h_{14c} - h_{13})M_c]} \tag{4.17}$$

尽管这种计算可能与图 4 – 62 表示的实际多变过程不相符,但是它的计算结果与压缩机的整体性能非常接近。

当压缩机的主气流增大而侧线气流减小时,用(4.17)式代替(4.16)式计算所引起的误差都会降低。

算例

在仅有外部数据可用时,采用(4.17)式计算:

$$\eta = \frac{H_{7-14a}M_a + H_{10-14b}M_b + H_{13-14c}M_c}{778.16[(h_{14a} - h_7)M_a + (h_{14b} - h_{10})M_b + (h_{14c} - h_{13})M_c]}$$

$M_a = 3258.5\ \#/\min @ -29.4°\mathrm{F}, 18.72\ \mathrm{psia}$

$M_b = 310.3\ \#/\min @ -6.3°\mathrm{F}, 35.03\ \mathrm{psia}$

$M_c = 1152.7\ \#/\min @ 19.9°\mathrm{F}, 58.55\ \mathrm{psia}$

$M_t = 4721.5\ \#/\min @ 133.8°\mathrm{F}, 162.1\ \mathrm{psia}$

$H_{7-14} = 35188$

$H_{10-14} = 25518$

$H_{13-14} = 17126$

$h_{14a} - h_7 = 155.4 - 102.8 = 52.6$

$h_{14b} - h_{10} = 156.5 - 109.5 = 47$

$h_{14c} - h_{13} = 156.7 - 116.5 = 40.2$

注意，在这个例子中，每一段的气体分析结果都不相同。这就是 h_{14a} 与 h_{14b} 或 h_{14c} 不相等的原因。

$$\eta = \frac{35188 \times 3258.5 + 25518 \times 310.3 + 17126 \times 1152.7}{778.16 \times (52.6 \times 3258.5 + 47 \times 310.3 + 40.2 \times 1152.7)}$$
$$= \frac{142330030}{180781929}$$
$$= 0.7873$$

使用压缩机的内部数据时，利用(4.16)式还可以精确计算出各段的能头和功率，而这样计算的总效率为：

$$\eta = 0.796$$

$$\text{误差} = -1.2\%$$

4.19 现场测试数据分析

将工作特性数据绘制成趋势图的形式，这样可以发现工作性能的任何变化。为确认数据的准确性，可将压缩机的总功率与驱动机的功率作对比分析，并检测压缩机的输出功率，通过它能很好地反映所收集数据的准确性。压缩机效率发生变化时，其输入的功率维持恒定。如果检测到压缩机输入的功率改变了，这就说明测量有问题，或者是发生了影响到压缩机正常操作的问题，例如出现涡流。

制作一个性能分析总表，在上面标出制造商提供的压缩机额定的能头、效率与流量的关系，以及功率与流量的关系(见(4.15)式)。在转速有差异时，这些曲线上的点应该是经过相似定律修正后的数据(见图 4－65 和图 4－66)。

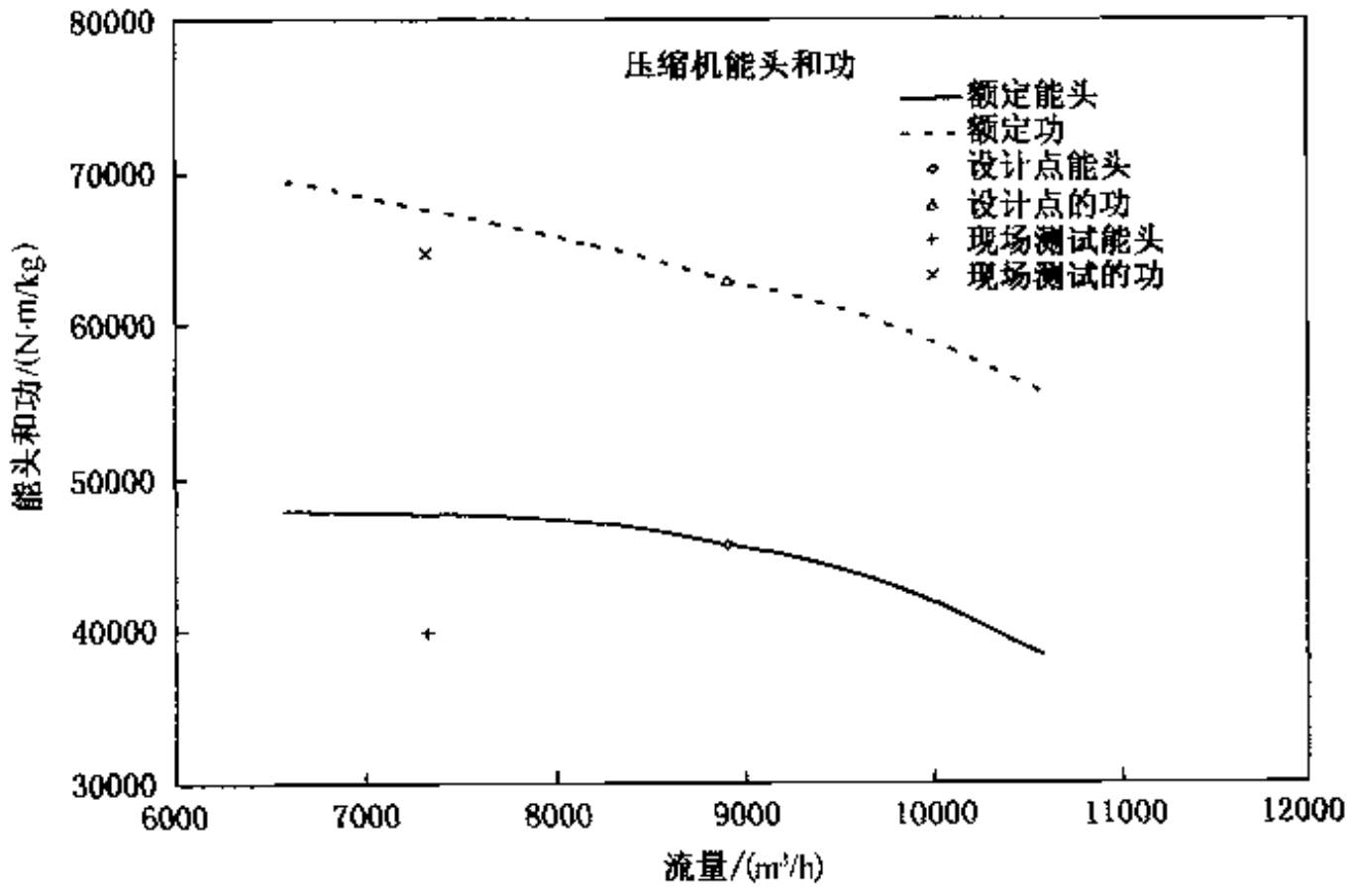


图 4－65 同时绘出能头和压缩机输入功的大小

输入功的大小是检验测试数据是否有效的很好的指标。

当转速与额定性能曲线有差别时，使用相似定律作修正补偿

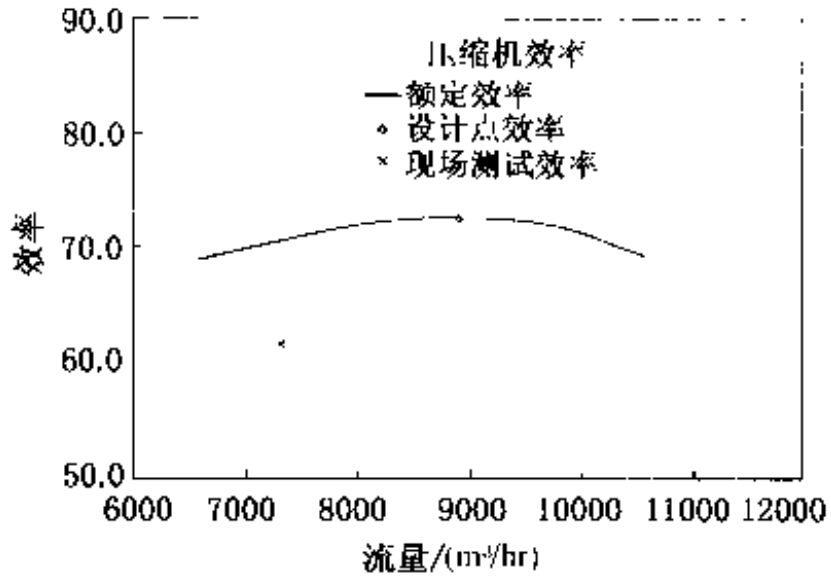


图 4-66　效率不能由相似定律修正，但数据点的流量要用相似定律修正

上节所用术语总表：

a = 主流进口；

b = 第一条侧线气流；

c = 第二条侧线气流；

t = 总排出流量；

7 = 主入口截面；

8 = 第一段排出截面；

9 = 第二段入口截面；

10 = 第一条侧线；

11 = 第二段排出截面；

12 = 第三段入口截面；

13 = 第二条侧线；

14 = 最后排出截面；

h = 总焓；

M = 质量流量；

H = 能头；

W = 功；

η = 多变效率；

GHP = 气体总功率。

4.20　影响压缩机性能的故障分析

大型的动力式压缩机普遍是各种石油化工工业和其他流程工业的心脏设备。压缩机的性能决定了工厂产量和能量消耗的大小。压缩机的效率降低，不但会导致装置运行成本增高，还会降低工厂的生产率。因而，最大程度地提高压缩机的效率，是保证工厂利润最大化的最关键因素。

要提高压缩机降低的效率是件很复杂的事情，需要使用系统的方法来确定效率降低的准确原因。下面的概要是解决问题的出发点。

1. 确定发生了什么问题。

a. 问题究竟是什么？

b. 压缩机的性能应该如何?

c. 压缩机现在的性能如何?

2. 概述压缩机的运行历史。

a. 已经运行了多长时间?

b. 上一次大修是何时进行的?

c. 上次的大修改变了什么?

d. 这个问题是何时出现的?

e. 它是快变的还是渐变的?

f. 绘出各种参数的趋势图。

g. 在上次大修中还改变了什么? 还发生了什么问题?

- 在压缩机上?
- 工艺中?
- 操作或控制中?

3. 核查所有数据。

a. 仪表已经标定过?

b. 交叉检验相符?

对压缩机进行全面的性能测试是解决问题的第一步。尽可能地依照 ASME PTC1 试验程序来测试。如果可能的话,在同一转速下测试几个点的数据,以便能绘出整个的性能曲线。这对于确定具体的调整措施是很有帮助的。

参照表 4-1 的指导步骤,寻找气体动力问题。

表 4-1 故障核查表

- 确定问题 - 什么问题? 哪里出现的? 何时出现的?
- 概述操作的历史过程 - 趋势图
- 核查数据

试验测试数据
- 进行完全的功率平衡计算
- 检查测压管:位置,尺寸和状态
- 测压管中是否有液体吗
- 注意温度传感器的插入深度和传热状况
- 标定仪表
- 检查流量计:磨损和污垢堆积状况
- 气体分析中是否有冷凝液吗
- 流量计上游是否有旋涡或未充分发展的速度分布
- 进行质量平衡计算

设备问题
- 压缩机入口上游有旋涡或未充分发展的速度分布
- 隔板结合面上的内部泄漏
- 通过磨损的级间密封、平衡鼓密封、壳体排出管或其他的部位有循环流动
- 异物造成损坏或堵塞
- 工艺过程中的液体
- 污垢积聚或聚合物堆积
- 叶轮叶片或扩压器通道冲蚀
- 旋转方向正确
- 平衡管阻塞

经济性
- 每天的操作成本
- 有关的风险
- 维修成本
- 维修所需时间造成的损失
- 安全因素

4.20.1　试验误差的一般来源

为了找出问题的根源，重要的是要获得有关问题的正确信息。气动性能问题是非常复杂的，测量数据的误差会迅速积累增加，因此会对问题的正确解决产生误导。所以，获得的数据的准确性是最根本的要求。

在试图解决压缩机的故障之前，先要解决试验过程中可能存在的问题。最好的途径是进行功率平衡计算。如果进行功率平衡计算不现实，或者压缩机的输入功率和驱动机的输出功率间有显著的误差(7%)，那么就要对试验程序进行全面的分析。

4.20.2　气体分析

为获得好的试验结果，关键的是气体分析结果要精确。在高压、大分子量的场合下，这的确有点复杂。如果在高压下采样，当气体冷却时，某些重的气体成分可能会在采样容器的器壁上冷凝；如果在压缩机入口采样，气流中可能会有液体进入到采样容器内。当对这些采样气体进行分析时，除非进行加热，否则这些冷凝的液体会继续留在容器内。

为获得最好的分析结果，应在压缩机的吸入口和排出口同时进行采样，检查这些可冷凝物，并在试验测试前用加热的方式进行补偿。

4.20.3　系统中的液体

如果系统中存在液体，不管它在何处，都有可能被携带进压缩机中。气液分离器和破沫器并不能总是理想地工作。这些携带的液体能导致错误的性能试验结果。

另一个能引起问题是测压管内存有液体。要确保所有测压管的倾斜布置和排液都是正确的。如果管线太细(小于 1/2 in)，毛细作用会在管内保留住液体。

要确保在试验前、试验过程中和试验后，都要打开工艺管线和仪表管线低处的排液阀进行排液。

4.20.4　压力和温度的测量

要确保测压管安装正确(见图 4－57)。检查测压孔的内壁，它应被打磨过并且没有被冲蚀、腐蚀或者被尘垢堵塞。

检查热电偶的安装状况。热电偶应该插入到管径的 1/3～1/2 处。在热电偶内使用石墨膏作填充材料，以确保热电偶壁面和热电偶之间的传热效果良好。

确保只使用最近标定过的仪表。

4.20.5　压缩机的清洗

有时候，堆积的污垢、聚合物或者其他的物质会在压缩机内部造成阻塞，严重降低了压缩机的性能。轴向叶片上堆积很少量的尘垢，就能改变叶片轮廓的形状，降低它的性能。清洗压缩机是重新获得“像新的一样”的压缩机性能的惟一途径。

在正常操作(设计转速)时，用熟米饭或者胡桃壳之类的柔软研磨剂来清洗离心式压缩机是非常容易的。更普通的是使用液体清洗剂，将它雾状地喷入工艺介质和压缩机回流器区域中。

4.20.6　速度分布

压缩机出现性能问题的多数原因是，压缩机或流量计上游流体的速度分布没有充分发展或者气流出现旋涡。哪个部位出现这种情况都会影响到压缩机和(或)流量计的性能。当流体出现旋涡或者涡流时，就需要一个整流器来校直流体。当管道上存在两个或者更多个不在同一平面上的邻近弯头时，就会出现这种情况。整流器可以是管束式或者“蛋箱”式的，如图4－67和图 4－68 所示。

当流体的速度分布不均匀时，就需要使用气流均衡器。速度分布不均匀的原因是由于弯头附近的流体紧靠管壁的一侧流动，或者是流体流过了一个不完全闭合的蝶阀。这种不均匀分布的状况可用一个气流均衡板得到很好的校正，它实际上是一个多孔板。可以将它看成流程中的一组平行孔板。流体速度高时，它的流动阻力(压降)很大。它的速度校正原理是，管截面上速度较高的一侧流体所受到的阻力高于速度低的一侧流体所受到的阻力，因而产生流动偏移，从而获得了均衡的速度分布(见图 4－67)。

在设计气流均衡器时，重要的是要认识到压降可能会非常大，特别是在孔板被杂物堵塞时更是如此。计算均衡器压降的最好方法是，将板上所有孔的面积加起来，得到一个等效的仅有一个孔的孔板，据此计算它的压降。但一定要注意恢复系数效应。

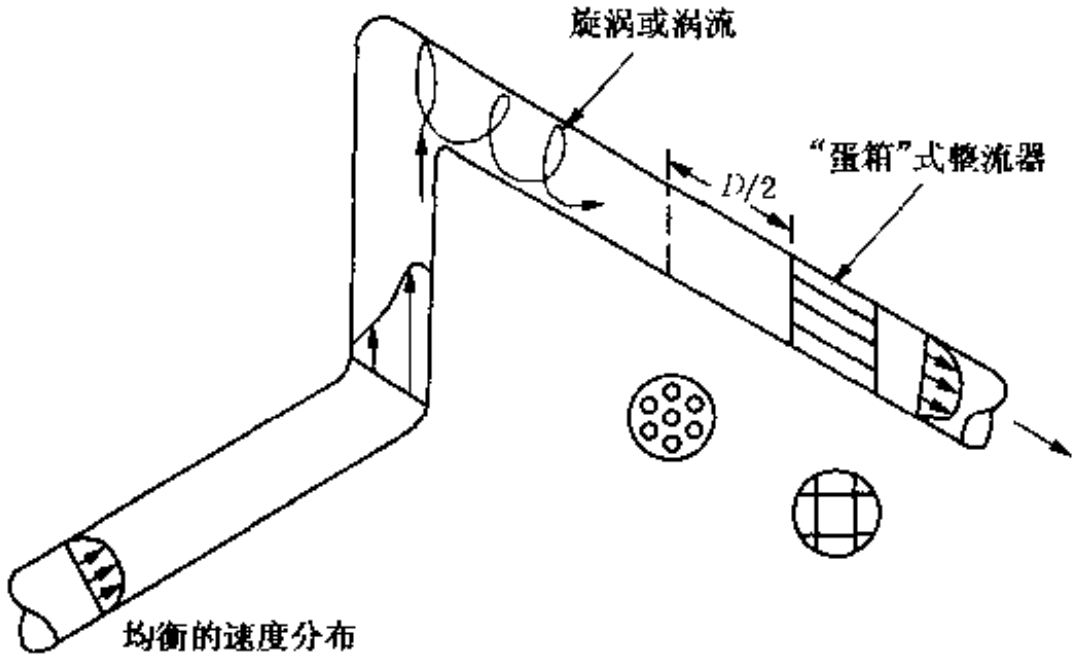


图 4－67　位于不同平面的两个弯头引起流体旋涡或涡流
涡流可通过安装一个简单的叶片式整流器得到校正。整流器的长度应该是 2 倍的管道直径。由于气流均衡器的压降非常高，所以不使用气流均衡器时，流动整流器的效果可能更好

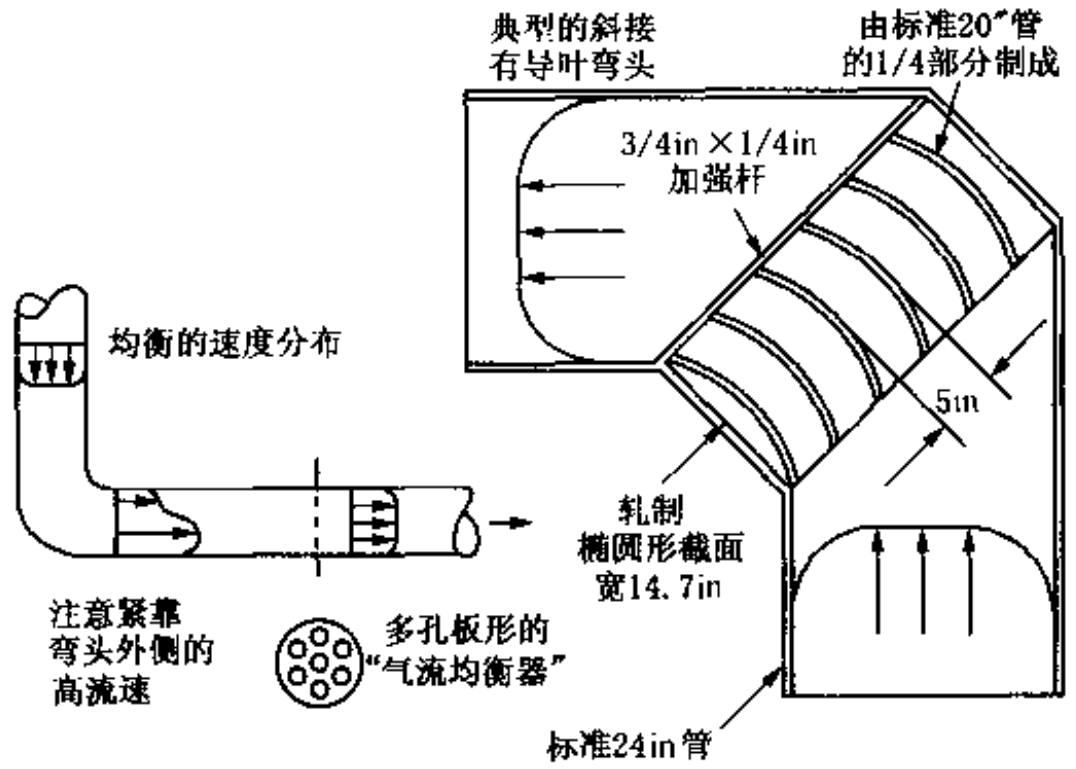


图 4－68　斜接的、带有导叶的弯头。也可以使用气流均衡器，但是要以很大的压力损失为代价[17]
由于斜接的、带有导叶的弯头可以在现场制造，因而与标准形式的弯头相比，它的价格也是合理的。尽管也可以使用气流均衡器，但是要以很大的压力损失为代价。
而压缩机吸气管线上的这种压降会极大地降低压缩机的排出压力

绘制一个压缩机及其连接管线的示意图，在上面标注上直管段、弯头、流量计、阀门、入口过滤器、气液分离器、消声器、流动整流器、仪表等的位置及其长度。这将有助于解决

与系统有关的问题。

如果可能的话，在压缩机的进气和排气管道上都要安装流量计，以便于进行系统质量流量的平衡计算。将流入的总质量与流出的总质量进行简单比较，就可完成平衡计算。这两者之间的差值就表示了流量计精度的高低。

ASME"流量计"部分详细规定了孔板或流量计喷嘴对上游直管段的具体要求[16]。

4.20.7　进气管线

压缩机的性能与叶轮入口流速是否均匀很有关系。压缩机设计人员要设法确保进入中间叶轮的流速分布均匀。尽管压缩机中可能有入口导叶，但单独靠它也并不能完全确保进入一级叶轮的流速分布均匀。而压缩机设计时，是假定入口法兰处的流速分布是相对均匀的。

尽管 ASME 对孔板上游的直管段做了较详尽的规定，但对压缩机这方面的要求却非常简单。对轴向吸气的压缩机，它要求直管段的长度为 10 倍的管径；对非轴向吸气的压缩机，它要求直管段的长度为 3 倍的管径。此外，如果速度动压头超过了静压头的 1%，就需要在压缩机入口法兰的上游弯头出口处使用气流均衡器。

$$\frac{p_V}{p_1} \leqslant 0.01 \tag{4.18}$$

式中

$$p_V = \frac{p_1 V_1^2}{2gZRT_1} \tag{4.19}$$

当 $p_V/p_1 = 0.01$ 时，最大速度和分子量的关系如图 4－69 所示。注意，对 100°F 的空气（分子量 29），没有气流均衡器时，对 3 倍直管段的压缩机入口的最大速度为 140 fps；而对 0°F 的丙烷（分子量 44），最大速度则为 100 fps。

根据 Hackle 和 King[17] 的分析，ASME 规定的直管段长度是足够的，但是可以对此进行修正。即当 p_V/p_1 值较小时，可以将直管段的长度减小；而当 p_V/p_1 值较大时，可以将直管段的长度增大。此外，对于复合管线，还需要额外增加一些直管段长度。

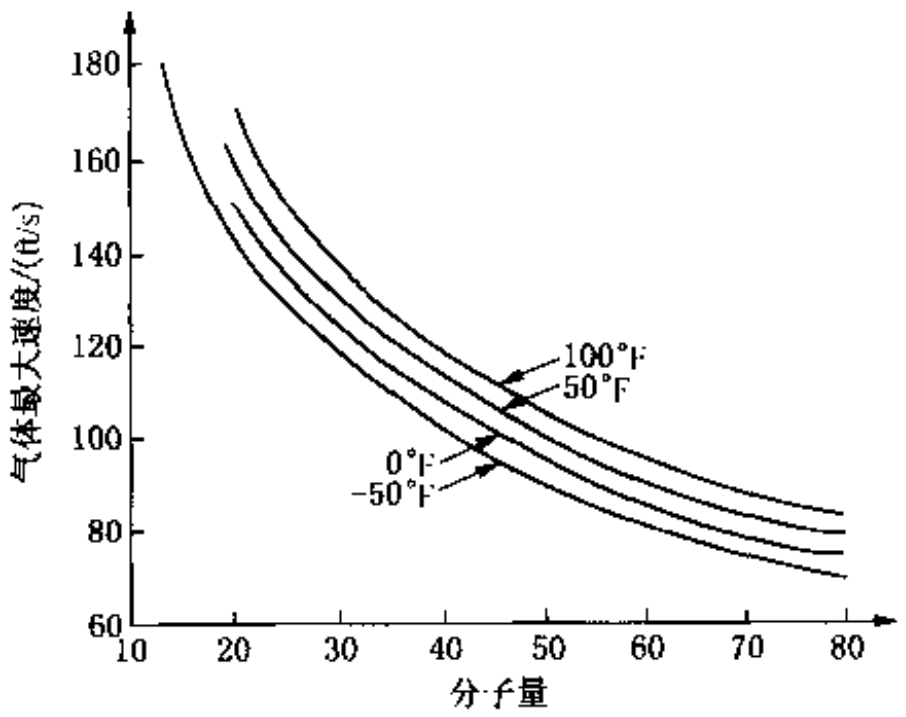


图 4－69　根据(4.18)式，入口法兰处的最大允许速度[17]。

对于在平行于压缩机轴线的平面内有一个弯头的这种基本管线布置情况，且压缩机径向进气、气体温度为 50°F，它所要求的最小直管段的长度由图 4－70 给出。

对不同的吸入温度，使用下式计算对应于 50°F 吸气的等效速度。首先计算实际速度 V_1。

$$V_{50°F} = \frac{22.6 V_1}{\sqrt{T_1}} \tag{4.20}$$

式中　$T_1 = °F$。

对于轴向进气和(或)进气管线采用其他形式布置的情况，使用图 4－70 并由表 4－2 查

得相应的乘积系数进行计算。

实例

考虑气体分子量25、吸气温度85°F、入口速度100 fps的情况。压缩机为多级压缩机，径向进气。压缩机入口法兰上游有两个位于不同平面的弯头。靠近压缩机的弯头所处的平面与压缩机转子平行。在两个弯头上游有一个蝶阀。

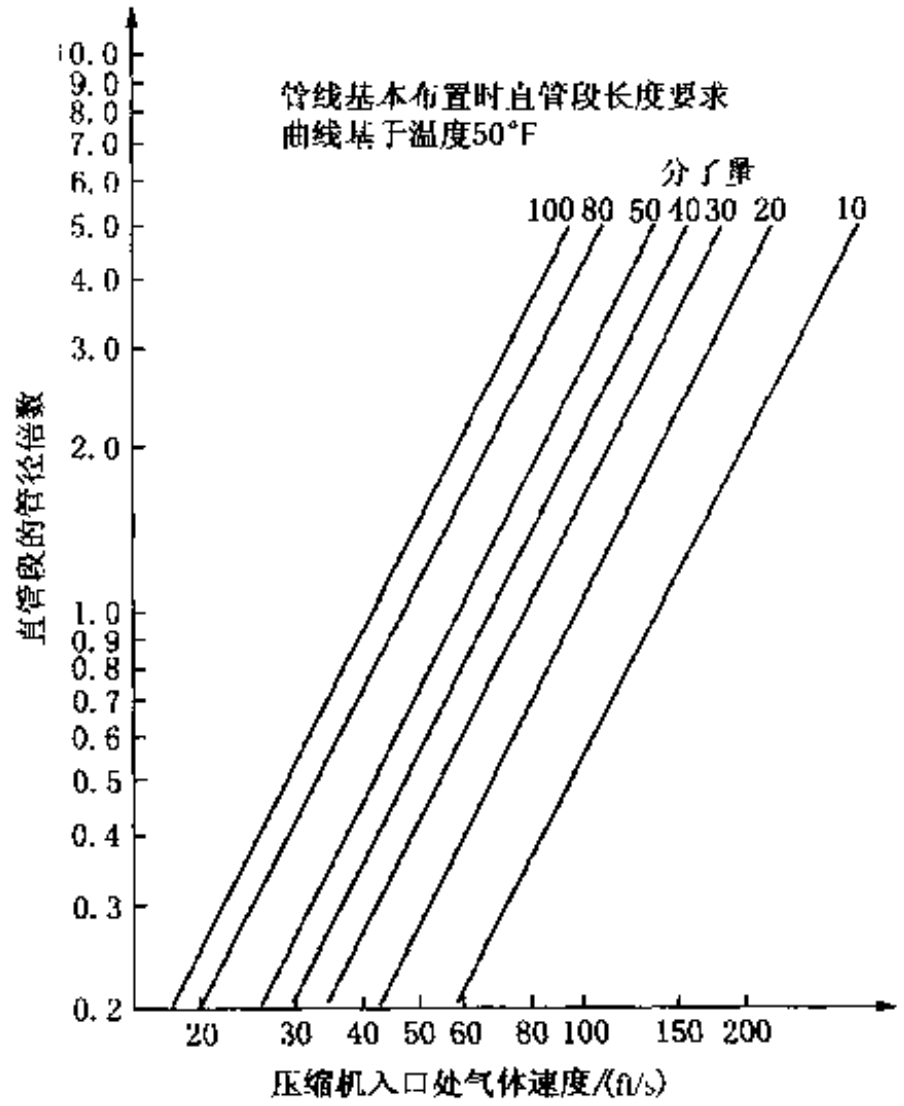


图4-70 管线基本布置时直管段长度要求(图4-71中A值和表4-2)[17]

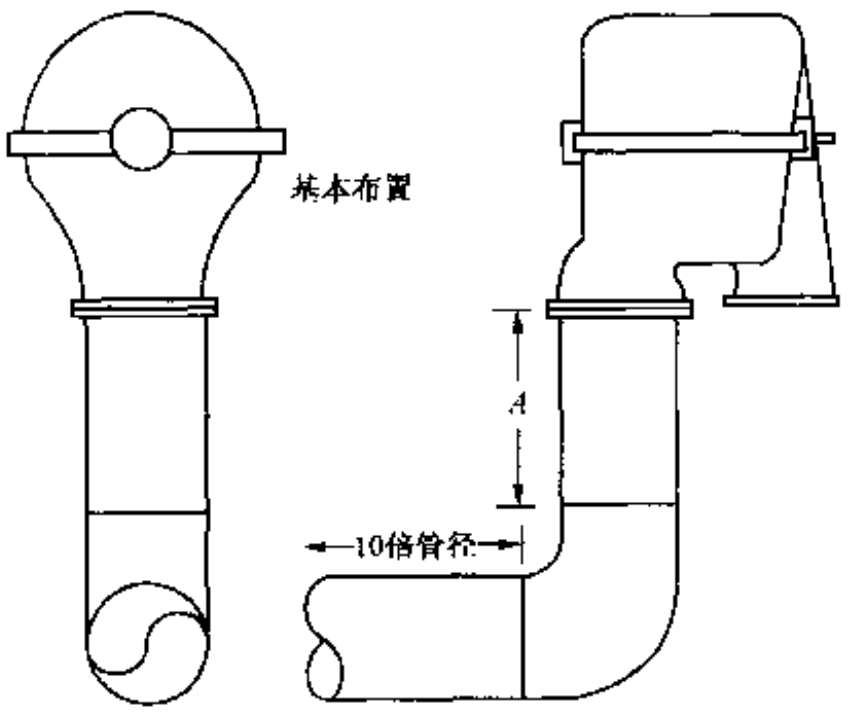


图4-71 管线基本布置

长径弯头布置在平行于压缩机轴线的平面内。要求弯头上游的直管段长度至少为10倍管径。A值由图4-70和(4.20)式确定[17]

表4-2 入口管线不同布置时的乘积系数*

管线布置(径向吸气)	乘积系数
在平行于压缩机轴线的平面内有一个长径的弯头(图4-71)	1.0
在与压缩机轴线呈90°的平面内有一个长径的弯头	1.5
两个布成90°布置的长径弯头	2.0
在平行于压缩机轴线的平面内有两个弯头	1.15
在与压缩机轴线呈90°的平面内有两个弯头	1.75
蝶阀	2.0
开度很大的闸阀	1.0
对称的旋启式止回阀	1.25
旋涡分离器	4.0
渐缩管/渐扩管/法兰垫片	1.25
T形接头	1.0
轴向进气	1.25

*对给定的管线布置，使用(4.20)式和图4-70确定所需的直管段长度。

这种情况下，图4-70要求的直管段长度是管径的1.45倍。两个弯头的乘积系数是2.0，蝶阀的乘积系数也是2.0。

连乘得：

$$1.45 \times 2.0 \times 2.0 = 5.8$$

因而这种情况下，需要6倍管径的直管段长度。

4.20.8 双吸压缩机

增大系统排气量的一个常用方法是将两台或更多台压缩机并联使用。尽管这种方式是可行的，但由于"同样的"装置总是有一些区别，系统的阻力特性也不一样，因而两台同样的压缩机不可能在性能曲线上的同一个工作点下操作。因此，通常推荐每台压缩机装置都要有各自的防喘振系统。而对于一台双吸的压缩机来说，由于它使用共同的排气口，这一点不容易做到。双吸压缩机入口管线的设计必须能使压缩机两个入口的气流是

平衡、无涡旋的均匀流动，否则，如同并联使用的压缩机一样，两侧的入口流量可能不平衡，导致过早发生喘振。

双吸压缩机最可靠的入口管线设计方案如图 4－72 所示，它使用一个筒形的分流器实现分流。尽管在上游采用合适管长的 Y 形分流器似乎也是一种很好的设计方案，但应注意，即使是发生在 Y 形分流器上游的最小的扰动，也能引起气流向其中的一条分支管线偏流。

双吸压缩机中，在一条或者两条分支管线上还时常使用一些调节装置(孔板、蝶阀，或其他装置)，用来均匀分配两股气流。对这种考虑，最经济的方法可能是在 Y 形分流器的上游使用一个蝶阀(见图 4－72)。

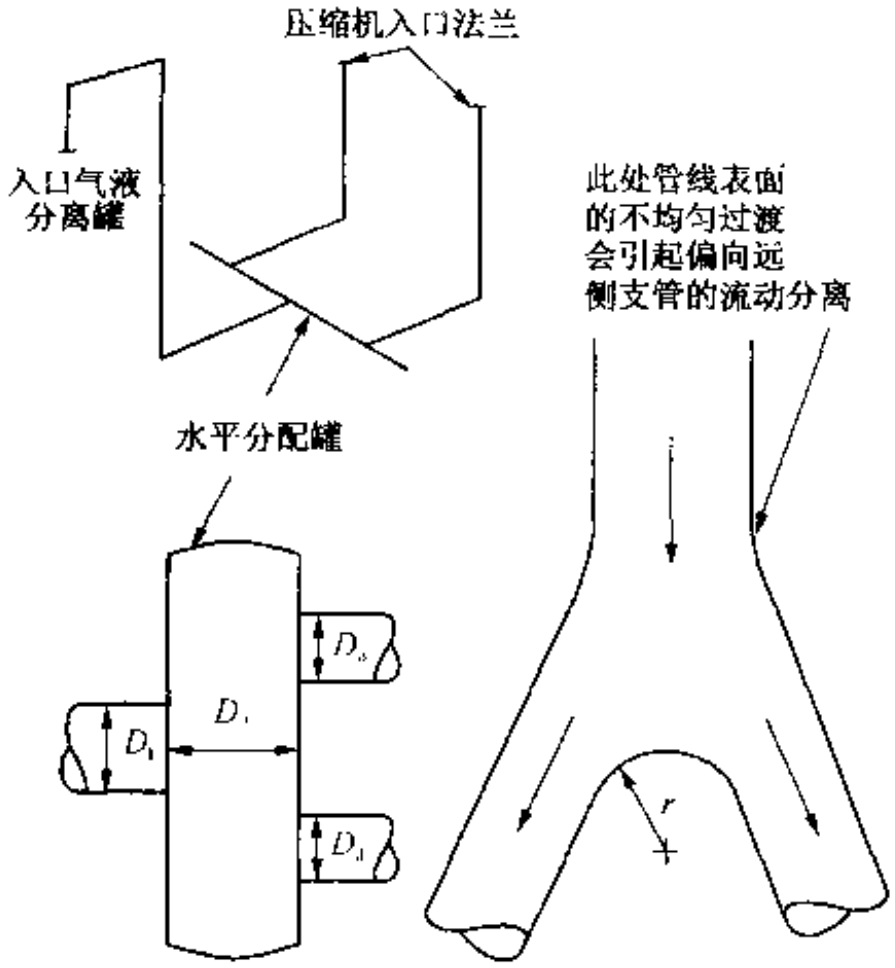


图 4－72　推荐的双吸压缩机管线布置方案(左侧)。根据图 4－69 确定 D_3 和 D_1 的尺寸。确定 D_2 的尺寸时，应使得它内部气流的速度为图 4－69 中速度的 1/4。注意，防喘振管线应布置在气液分离器的上游，而不是在这个分配器的上游。这个分配器的两个分支管路必须是对称布置的一样的管线。对一个 Y 型分配器来说(右侧)，应注意分流处的半径要大。而斜接的、锐利的分流接口能引起流动分离和气流分配不均匀。在 Y 型分配器上游至少要有 10 倍管径的直管段，速度低(相对于图 4－69 所示)时，有助于气流的均衡分配

现场出现的问题。下面几个例子是进气管线不当引起了严重的性能问题的实例。

例 1　双吸压缩机在试车时，发现能头偏低，而且装置喘振过早。

原因是入口管线向压缩机两个入口分配的气流不均匀。这导致了压缩机中的一段工作在喘振线附近，而另一段工作在过载区。为提高气流的分配效果，对压缩机的入口管线进行了改造，在 T 型连接处改用斜接弯头，并使用了气流均衡器和调节阀。

例 2　两台并联使用的相同的单级空气压缩机，试车时发现流量差别很大。

两台压缩机在工厂内都进行过性能试验，试验时相互间的流量差在 1.0% 以内。除了方向相反之外，每台压缩机吸入管线相同。压缩机都是轴向进气方式，两个弯头不在同一平面内，还有一个入口节流阀。这种管线布置方式引起了涡流，使得在叶轮入口处气体产生预旋，从而影响了输出能头。后来，将入口管线改造成斜接弯头的形式，解决了入口预旋的

问题。

例 3 某高压多级压缩机试车时，发现能头和效率偏低。在喘振点附近，控制也不稳定。即使是在防喘振循环阀全部打开的情况下，压缩机还是发出降隆声，继续喘振。最终，因振动过大而脱扣。

调查发现，为防止液体被携带进压缩机，压缩机的上游使用了旋涡分离器。但残余的旋涡还是继续影响到了孔板和压缩机的性能。

后来，为进一步地减少旋涡，在旋涡分离器的下游安装了流动整流器(蛋箱式)。

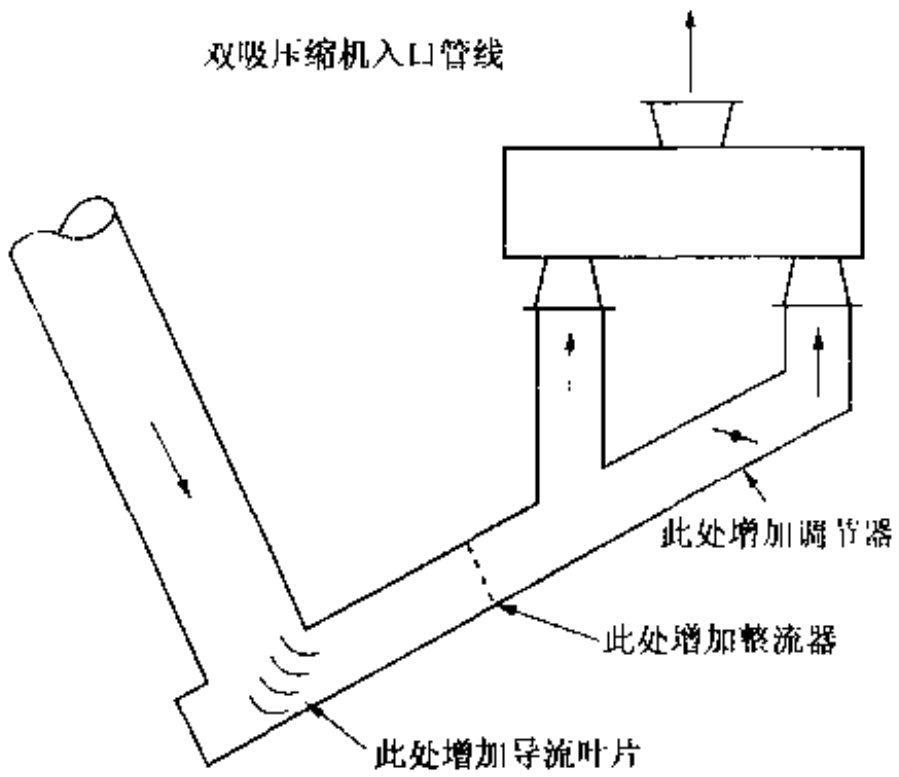


图 4－73 双吸压缩机管线布置图。因管线引起的气流畸变导致压缩机过早喘振[1]

表 4－3 压缩机维修检查项目表[1]

检查以下项目：

- 紧急停车装置性能
- 级间迷宫密封间隙
- 平衡鼓密封间隙
- 开式压缩机叶轮的叶片顶部间隙
- 内部分流线处的泄漏
- 叶轮与扩压器对中找正
- 内部构件的清洁状况
- 内部构件的表面粗造度(锈斑、腐蚀、异物堆积等)
- 正确安装静止导叶、分流叶片等
- 压缩机启动性能

参 考 文 献

1. Gresh, M. T., *Compressor Performance: Selection, Operation, and Testing of Axial and Centrifugal Compressors* (Stoneham Mass.: Butterworth-Heinemann, 1991).
2. Chow, R. C. (Novacor Chemicals), R. McMordie (Sermatech International) and R. Wiegand (Elliott Co.), *Performance Maintenance of Centrifugal Compressors Through the Use of Coatings to Reduce Hydrocarbon Fouling*, 1994.
3. *Compressor Refresher* (Jeannette, PA.: Elliott Co., 1975).
4. Paluselli, D. A., *Basic Aerodynamics of Centrifugal Compressors* (Jeannette, PA.: Eliott Co.).
5. Hallock, D. C., *Centrifugal Compressors...The Cause of the Curve* (Jeannette, PA.: Elliott Co., 1968).
6. Sheperd, D. G., (Cornell University), *Principles of Turbomachinery* (New York, NY.: Macmillan, 1967).
7. Cannon, R. H. (Stanford University) *Dynamics of Physical Systems* (New York, NY.: McGraw-Hill, 1967).
8. Nicholas, J., *Fundamental Bearing Design Concepts for Fixed Lobe and Tilting Pad Bearings* (Dresser IN.: 1986).

9. DeChoudhury, P., *Fundamentals of Rotor Stability* (Jeannette, PA.: Elliott Co.).
10. Fox, Aziz A., (Solar Turbines Inc.) *An Examination of Gas Compressor Stability and Rotating Stall*, San Diego, CA.
11. Salisbury, R., *Compressor Performance* (Jeannette, PA.: Eliott Co., 1985).
12. Gresh, K. K. (Flexware Inc.) *Field Analysis of Mulit-Section Compressors* (Jeannette, PA.: Hydrocarbon Processing, Jan. 1998).
13. Bensema, D., *Field Performance Testing* Elliott Co. (Jeannette, PA.: Elliott Co., 1986).
14. ASME PTC 10, *Compressors and Exhausters*, New York, 1965.
15. Leipman, H. W., A. Roshko (California Institute of Technology), *Elements of Gas Dynamics*, (New York, NY.: John Wiley & Sons, 1957).
16. ASME PTC 19.5, Fluid Meters, American Society of Mechanical Engineers, NY., 1971.
17. Hackel, R., and R. King, *Centrifugal Compressor Inlet Piping—A Practical Guide* (Jeannette, PA.: Elliott Co.).

第 5 章　压缩机分析

Harvey Nix
Training-n-Technologies

现今使用压缩机分析的场合多种多样。历史上，压缩机分析的应用程度取决于产品生产部门或生产设备对压缩机的依赖程度。尽管产品的产量是进行压缩机分析的一个实际原因，但维修费用和能耗费用也是其中的原因。无论压缩机是发动机驱动还是电力驱动，压缩机本身的能量消耗费用就很高。

通过减小由于压缩机低效运行产生的能量损失，就可以减小驱动器（发动机或马达）的载荷　这样可使功率用于提高产量或减小能耗费用方面。延长压缩机部件的寿命及减小维护费用也是压缩机机械分析程序中的内容。据估算，当压缩机中采用了未经严格检查的部件时，压缩机的驱动机将多消耗 50%的功率。尽管负荷增加的原因相对较少，但易被忽视。

5.1　压缩机气阀失效和气阀泄漏

在多气阀气缸中，一个阀门失效不会引起气缸温度太大的变化。可是，压缩机的排气量和效率会降低，而且除非有测量手段，否则压缩机的功率损失是无法确定的。一旦气缸的气阀发生问题时，则如能确定哪个气阀出现问题，就可节约维护时间。压缩机分析的另一个好处是可以确定压缩机排气量损失的严重程度。这些信息有助于决定何时停机维修是经济合理的

5.2　压缩机活塞环失效

分析人员可给出活塞环磨损随时间变化的趋势，据此可对活塞环进行***预定的***维修。许多分析人员根据气缸温度升高来判断活塞环是否失效，通常气缸温度显著升高就是活塞环失效的警告信号，当然不能保证一定就是活塞环而不是阀门失效导致的温度升高。另一种方法是：当活塞使用一段时间后进行定期维修时，取出活塞以测定环的磨损量。但是，停机将活塞取出的时机可能太早或太迟，由此可能造成产量的损失。最后，将整个机器拆开还可能会危及其他元件的使用寿命。

5.3　节流损失

气阀效率低及气体节流可能是由以下原因造成的，典型的有：设计不当，滤网堵塞，气流波动、固体颗粒堆积，阀再加工不当，阀片升程不对以及阀簧不合适。这是一个既可节省维修费用又可节约生产费用的分析内容。

5.4　气缸负荷不当

气缸负荷是压缩机分析的一项内容，有时是根据理想或理论假设，从气体流动图表和曲线中获得的　现今，在市面上的应用程序能够提供***实际***操作条件下的操作曲线。这些操作曲线能为公司节约成千上万的资金；这一点一般公司可能还没能意识到。而且通过容积效率的测

定以及活塞杆真实载荷的确定，可以极大地延长机器的寿命，提高生产能力并节约资金。

未来人们的重点将放在使用往复式压缩机上，人们似乎都已注意到往复压缩机效率不高，需要更换，但更换成旋转式压缩机需要花费大量的资金。节约资金的一个办法就是提高现有设备的性能，使它们的性能达到它们应该达到的水平，操作、维修费用更低，其性能比以往更加可靠。

5.5 所需的资料

要对压缩机进行分析，需要提供以下资料：

- 设计速度
- 设计载荷
- 气缸内径
- 行程
- L/r 比率(对某些分析人员需提供)
- 连杆长度
- 活塞杆尺寸/载荷
- 吸气/排气压力
- 气缸余隙容积
- 卸荷器的资料
- 气缸间曲轴转角
- 气阀设计资料
- 气体组成

如果需要，制造商会提供上述资料。计算理论排气量时还需要气缸的设计余隙容积，活塞－活塞的曲轴转角和曲轴的关系也是必需的。

虽然可以不提供阀的设计资料，但当确定某部件失效原因时，阀的设计资料具有很大的参考价值。还需要设计升程、排气量、温度、气体组成以及气阀所要求的弹簧等方面的有关资料。在很多情况下，弹簧尺寸不合适会导致气阀过早失效。

5.6 利用压力－容积(pV)对压缩机的分析

5.6.1 用 pV 图表示工作过程

决定往复压缩机性能的主要工具是压力—容积(pV)图。pV 图描述了气缸某侧的容积(行程的百分数)与缸内压力的关系。

图 5－1 是压缩机 pV 图。下面以气缸的盖侧为例对其几个显著特性进行讨论，但所有结果对轴侧也适用。

线 4－1: 吸气阀在点 4 打开。当活塞在气缸内朝内止点运动，气缸的工作容积逐渐增大，外界气体进入气缸。此时气缸内压力略小于吸气压力，这一微小的压差使得进气阀打开并在整个吸气过程中保持开启状态。

线 1－2: 当活塞运动至内止点 1 时，气缸两侧压力达到平衡，吸气阀关闭。然后活塞开始改变方向向外止点运动，此时，气缸内工作容积逐渐减小，气缸内压力逐渐升高。压缩线(线 1－2)的形状由气体分子量或压缩指数决定。对理想气体(绝热过程—在气体压缩过程

中没有与外界进行热量交换),其压缩压缩系数是等熵(熵为常数)指数,即被压缩气体的比热比。

线 2－3: 点 2 处气缸内气体压力稍大于排气压力时,这个压差使排气阀打开,使气缸中气体排出。活塞朝 3 点运动,气缸工作容积继续减小,以维持足够的压差使排气阀处于开启状态。

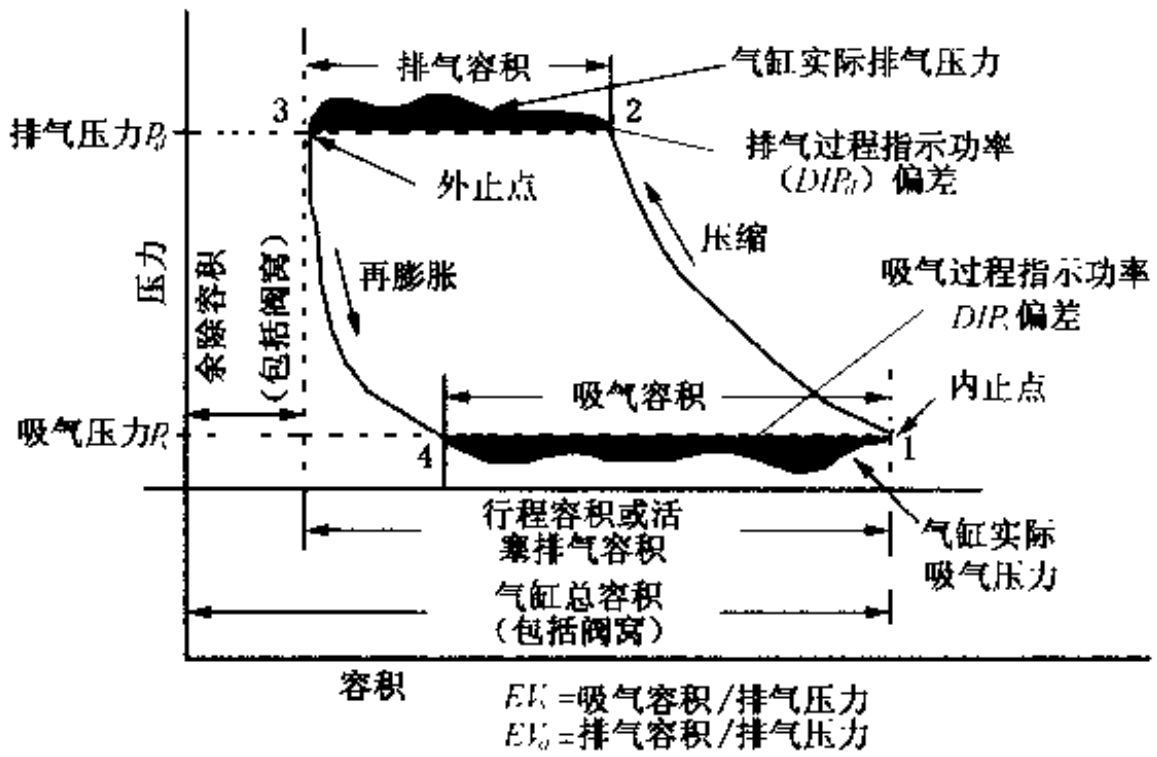


图 5－1 近似理想的 pV 图

线 3－4: 3 点处活塞到达外止点并开始向反方向运动。在外止点,活塞先完全停止,随后再沿相反方向运动,此时,气缸内气体压力与排气压力相等,排气阀关闭。排气过程终了后,气缸内残余的气体膨胀,使气缸内压力降低,直至 4 点,气缸内气体压力略低于吸气管线压力,从而形成一个打开吸气阀的差压,吸气阀打开。这样又开始一新的循环。再膨胀线(线 3－4)的形状与压缩线的形状一样都由相同的压缩指数确定。

5.6.2 吸气阀泄漏

图 5－2 是压缩机气缸内的吸气阀发生泄漏时典型的 pV 图。理论的 pV 图与实际的 pV 图差别的大小取决于通过吸气阀泄漏的严重程度。下面就图 5－2 逐步地对实际工况下的 pV 图进行分析。

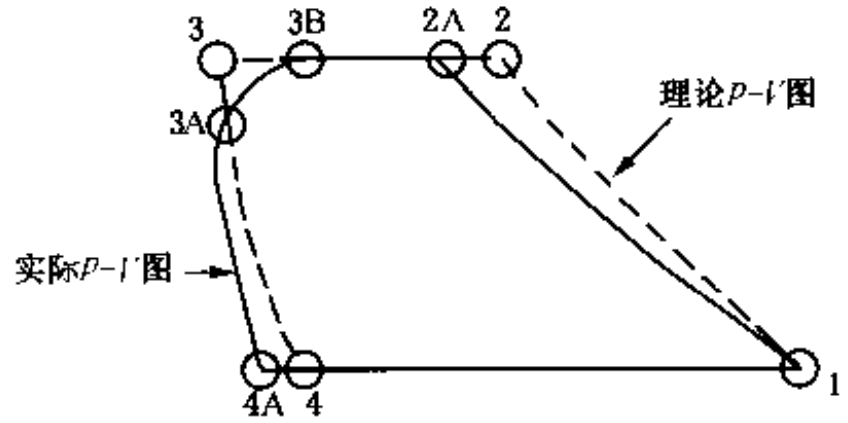


图 5－2 吸气阀泄漏时对 pV 图的影响

线 1－2A: 在压缩过程中。气体通过吸气阀向外泄漏。由于压缩过程将气体排出气缸,所以活塞必须运行更长的距离才能使气缸内的气体压力达到排气阀开启压力。假如气体泄漏非常严重,那么气缸内的压力可能会达不到排气阀开启压力。点 2A 处的气缸容积小于点 2 处的气缸容积,导致有效排气行程变短或排气容积效率(*DVE*)下降。

线 2A－3B: 在排气过程中,气体经过吸气阀和排气阀排出气缸。假如气体泄漏足够严重,排气阀将过早地在 3B 处就关闭了而不是在 3 处关闭。

线 3B – 3A: 尽管排气阀过早关闭，但活塞仍朝外止点运动。此时，气缸内的气体继续从吸气阀中泄漏出去，造成气缸在 3A 处的气体压力小于点 3 处的排气管线压力。除非气体泄漏非常严重，否则，这种现象不易被观察到。

线 3A – 4A: 由于气体继续从吸气阀中泄漏，使得气缸内的气体再膨胀线速度较正常情况快，造成吸气阀在 4A 处就打开了。

线 4A – 1: 由于吸气阀过早打开，造成实际吸气容积效率(SVE)大于理论吸气容积效率。

故障症状:

1. 由于气体反复循环，引起吸气温度升高。
2. 吸气阀泄漏，引起吸气阀阀罩温度升高，其他阀罩温度也会升高，但不会如此明显。
3. 实际排气温度升高(实际排气温度与理论排气温度相比)。
4. 指示功率小于正常值。
5. 压缩比下降。
6. 根据吸气容积效率求得的排气量大于根据排气容积效率求得的排气量，导致排气量比大于 1.0。
7. 实际压缩与再膨胀线与理论 *pV* 图上相应曲线不重合。

5.6.3　排气阀泄漏

图 5 – 3 是存在排气阀泄漏时压缩机气缸典型的 *pV* 图。理论的 *pV* 图与实际 *pV* 图差别大小取决于排气阀的泄漏程度。下面一步一步地加以分析。

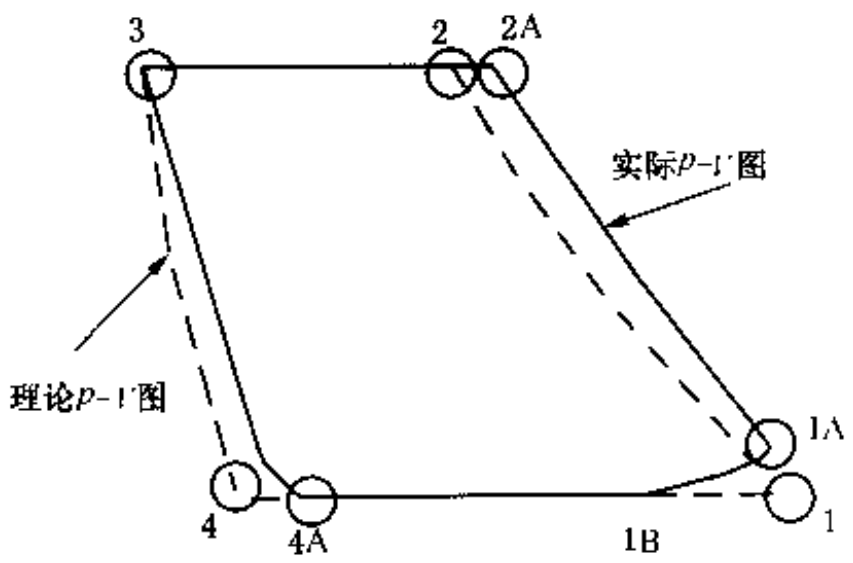


图 5 – 3　排气阀泄漏对 *pV* 图的影响

线 3 – 4A: 在再膨胀期间，气体通过排气阀漏进气缸内，并与气缸中残留气体一起膨胀，造成气缸内气体压力比正常时要高。这就使活塞必须朝内止点运动更多的距离，使残留气体和漏进来的气体重新膨胀，直至压力减小到 4A 处，使吸气阀打开为止。结果是有效吸气行程缩短，因而降低了吸气容积效率。假如排气阀泄漏足够严重，则气缸内的压力可能不会达到吸气压力。

线 4A – 1B: 在循环的吸气过程中，气体由打开的吸气阀和泄漏的排气阀进入气缸内，引起气缸内压力升高，造成吸气阀在 1B 处过早地关闭了。

线 1B – 1A: 吸气阀已经关闭。虽然气缸的容积正在增大，但气缸压力也在升高，使得气缸内气体在 1A 处的压力大于 1 处的吸气压力。

线 1A – 2A: 由于点 1A 处压力与点 1 处压力不同，所以，实际压缩线与理论压缩线不一样。在压缩过程中气体继续通过排气阀漏入气缸内，当气缸内压力升高且大于排气压力时，排气阀打开。

故障症状:

1. 实际排气温度高于正常操作下的排气温度或理论排气温度
2. 实测的气缸排气量小于设计值。
3. 根据 DVE 计算的排气量大于根据 SVE 计算的排气量，因而排气量比小于 1.0

4. 指示功率小于正常值。

5. 实际的压缩与再膨胀线与理论 pV 图上的不同。

5.6.4 活塞环泄漏

图 5-4 是存在活塞环泄漏时压缩机气缸盖侧典型的 pV 图。pV 图的实际形状取决于泄漏的严重程度。

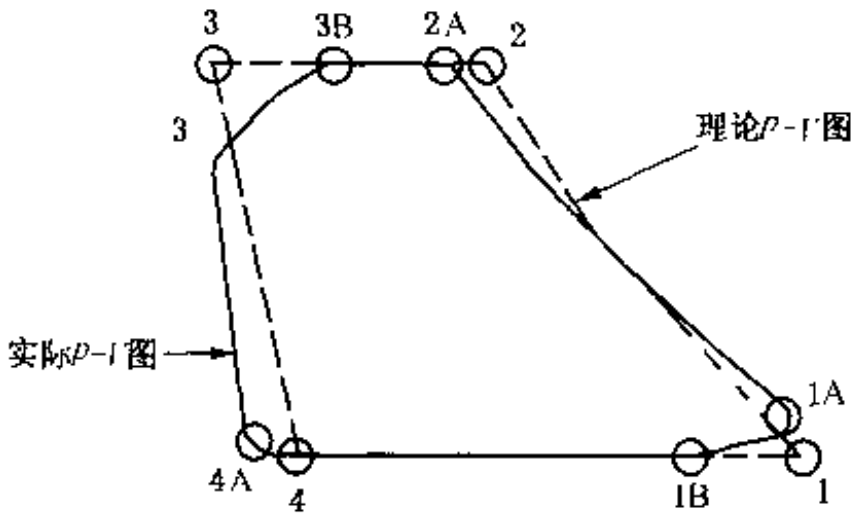


图 5-4 活塞环泄漏时对 pV 图的影响

线 1A-2A: 当活塞从 1A 点向 2A 点运动时，气体开始由活塞的盖侧(HE)向轴侧(CE)泄漏。这种情况相当于排气阀的泄漏。

线 2A-3B: 气体通过排气阀排出并继续通过活塞环泄漏。假如这种泄漏足够严重，排气阀在 3B 点就过早地关闭了。

线 3B-3A: 活塞减速并继续向外止点方向运动，而气体继续通过活塞环泄漏，导致气缸内压力下降到点 3A 处的压力值。点 3A 处的压力值小于点 3 处的操作压力值。

线 3A-4A: 在再膨胀阶段，气体继续通过活塞环泄漏，导致气缸内压力以更快的速度降至吸气压力，直到活塞两侧压力平衡为止。这个过程好像吸气阀泄漏一样。当活塞两侧压力在更靠近内止点处达到平衡时，气缸轴侧压力将更高，气体开始漏向盖侧。这个过程又好像排气阀泄漏一样。通常这种情况发生在再膨胀行程的后段，不易引起注意。

线 4A-1B: 气体通过吸气阀进入气缸内并从活塞环处泄漏。这种泄漏使得吸气阀过早地在 1B 处关闭。

线 1B-1A: 吸气阀关闭，气缸容积逐渐增大，由于活塞环处气体继续泄漏，使得气缸内压力升高，造成 1A 处气缸的压力大于点 1 处的设计压力。

故障症状:

1. 测量的排气量小于正常操作时的排气量。

2. 由于气体反复循环引起实际排气温度高于正常值或高于理论排气温度。若活塞环漏气现象很严重，排气温度可以升高 80℉或更高(对双作用气缸而言)。

3. 通常活塞环泄漏时，排气量比大于 1.0，但也可表现为排气量比小于 1.0。

4. 测量获得的压缩与再膨胀线与理论的压缩与再膨胀线不同。

5.6.5 一般操作限制

一般有三个关联在一起的常见的操作问题，即气流脉动效应、气阀阻力损失以及气缸流道沿程阻力损失。在气缸设计中，应将这些影响尽可能地减小到最小，并将这些影响考虑在压缩机的功率和排气量的数据中。尽管在压缩机设计中考虑了这些因素的作用，但有时估计不足或难以精确计算，因此压缩机的性能仍受到这些因素地影响。图 5-5 用典型 pV 图表示气缸的损失。

另一故障是流道的阻塞。多种原因都可造成流道的阻塞，其中的一些原因包括：气缸设计不当、气缸尺寸不合适、缓冲罐节流如滤网堵塞或扩压管破裂、气阀节流如由于机加工方法不当或阀体内粘附有碎屑，造成阀片升程减小。在压缩机排气过程中，熔融状的活塞环碎屑也会堵塞气阀。因此，当气阀流道阻塞时，气阀损失剧增，并使位于排气流道末端的排气线呈明显

的驼峰状。

假如在排气过程结束之前，排气线急剧上升，那么可能是气阀的一部分被活塞遮盖了。排气容积效率 *DVE* 将比以前更小，但由于气阀损失增加，压缩机的功率也许未必减小。事实上，总的功率可能高于正常值。

上述阻塞情况也可以同样的理由、同样的作用方式发生在吸气过程中。但在吸气循环中，吸气终了压力可能小于吸气管线压力，因为没有足够多的气体进入气缸内，压缩线倾斜且变长。这意味着排气量减小，排气容积效率 *DVE* 下降。压缩机功率会减小一些，但吸气阀的损失增大。

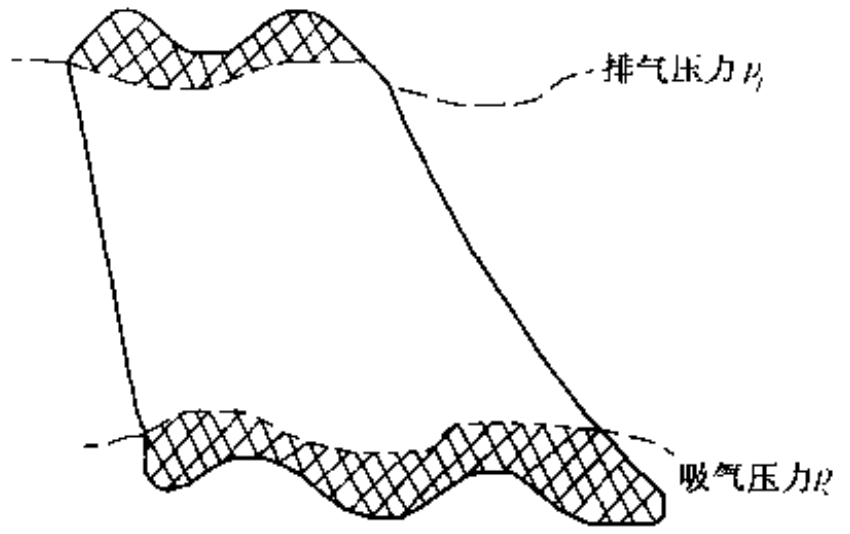


图 5－5　操作与设计问题

5.6.6　气流脉动效应

在吸气与排气阀开启时，系统中产生的压力脉动会传入气缸内。假如脉动振幅足够大，那么气阀的开启和关闭时间将受到影响。当然，气缸的平均吸气和/或排气压力与设计值不同，总的效果是功率与排气量也与设计值不同。这些值可能比设计值大或比设计值小，具体取决于脉动特性。功率与流量的变化是成比例的，所以实际的 BHP/MMSCF 图与设计相同。但如果这样，载荷的预测曲线将不再精确

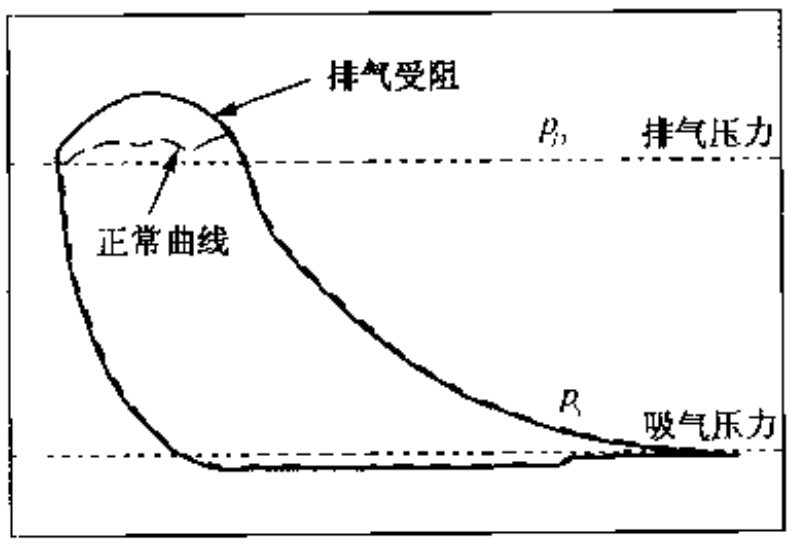


图 5－6　排气通道太小时的 *pV* 图

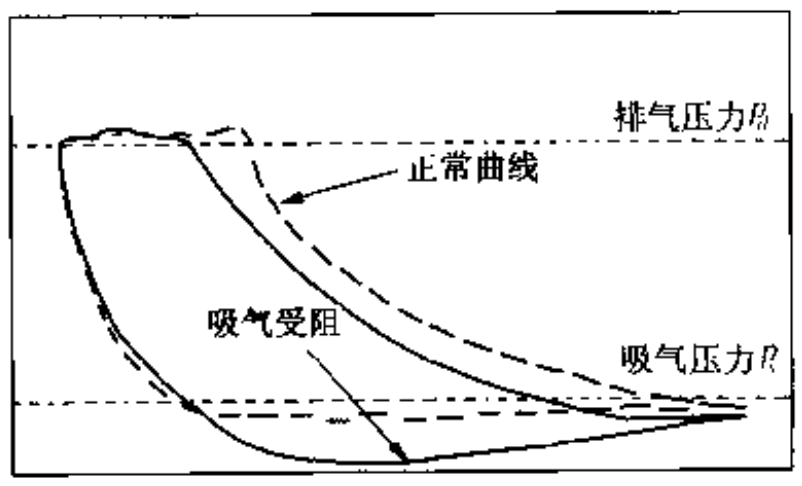


图 5－7　吸气通道太小时的 *pV* 图

5.6.7　气阀与气缸中气体流道阻力损失

气阀的功率损失是由压缩机气阀的压降引起的。气缸中气体流道阻力损失是指气缸法兰与压缩机气阀之间的压力降。假如这些损失超过气缸设计时的允许值，实际的流量将小于设计值(注意：这些损失也可受气流脉动的影响)。一般的经验是使气阀与气缸流道阻力损失不超过气缸指示功率的 5%。

5.6.8　排气阀弹簧过硬

在评估 *pV* 图时，排气阀弹簧过硬会表现得非常明显，即通常在排气过程开始之前，过程线与正常的重合，但气阀的开启压力比正常值高，所以排气过程线会出现单驼峰状，然后再衰减下去直至排气终了。对极硬的弹簧，在排气过程中可能会出现沿排气压力线上下波动的情况。气流压力脉动也有类似的图形。此时需查看缓冲罐的压力记录线是否有压力脉动。虽然

此时压缩机的功率增加不多，但气阀的能量损失会明显增大。

5.6.9 吸气阀弹簧过硬

吸气阀中的弹簧也可能过硬，它产生的影响与排气阀中的相同。由于吸气阀弹簧力过大，在吸气过程开始时，吸气线上会出现一个凹陷。此时，吸气容积效率保持不变或略小些，但气阀的计算损失要大得多。

无论对吸气阀还是排气阀，都可以用一简单的方法来确定气阀弹簧过硬和由于弹簧过软或断裂造成的气阀震颤之间的差别。该方法是：

- 假如气阀功率损失大，则极有可能是弹簧过硬造成的。
- 假如气阀功率损失小，则极有可能是弹簧过软或弹簧断裂造成的。

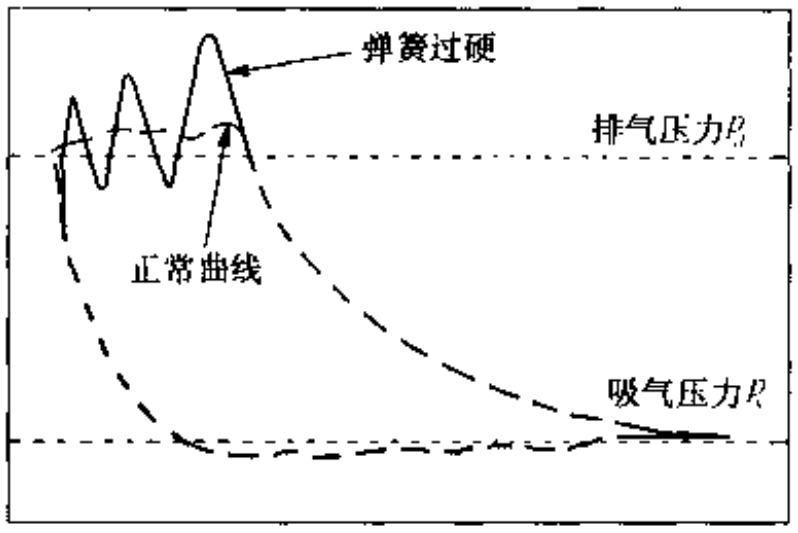


图 5－8 排气阀弹簧过硬时的 pV 图

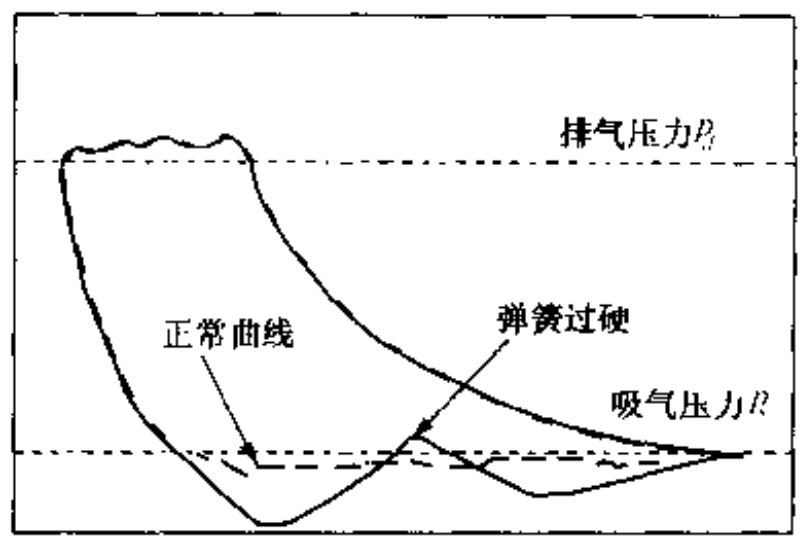


图 5－9 吸气阀弹簧过硬时的 pV 图

5.7 压缩机压力/时间(pT)图

5.7.1 压缩机的双作用气缸

双作用气缸可同时推动活塞两边的气体。气缸中远离曲轴的那端称为盖侧(HE)；靠近曲轴的那端为轴侧(CE)。双作用气缸在盖侧与轴侧均装有吸气阀和排气阀。

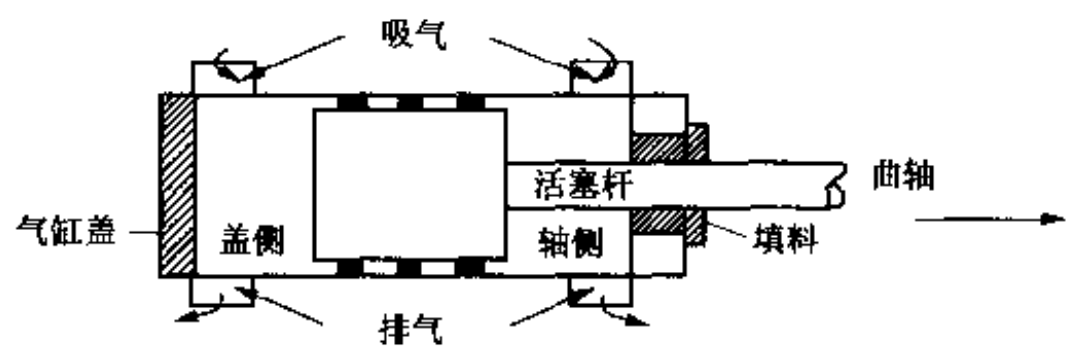


图 5－10 压缩机双作用气缸

有三个常用测压点：

- 进气接管/缓冲罐。
- 排气接管/缓冲罐。
- 气缸盖侧与轴侧测点。

气缸盖侧与轴侧测压点最为常用。进、排气接管的压力值可用于确定气阀损失、气道沿程损失或气流脉动过大的原因。当分析人员需要取得上述压力值时，还必须明确将要用这些数据干什么。

下图是典型的气缸盖侧与轴侧压力记录曲线，排气压力线和吸气压力线叠放在一起。

5.7.2　吸气压力时间曲线

1#线(图 5－12)是吸气管压力线，即屏幕上的一条水平线。理想状态下，这条线是恒定的，且它优先表示吸气管口的压力。这条压力线可帮助分析人员正确估算进入压缩机的气体流动情况及其对气缸内部压力的影响。*pV* 图上吸气压力线下方区域代表气阀与流道的功率损失。

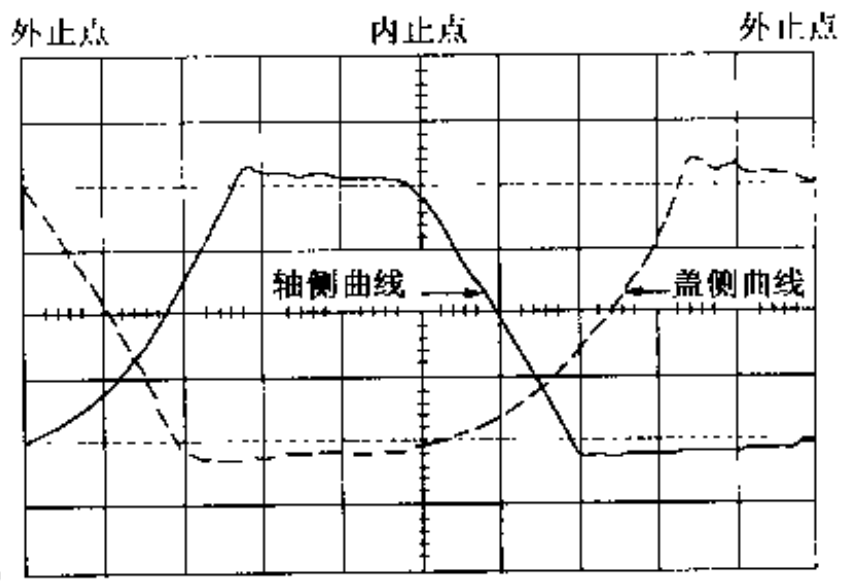


图 5－11　压缩机双作用气缸的 *pT* 图

5.7.3　排气压力时间曲线

类似地，2#线表示的是从通向缓冲罐的排气管口上测得的排气压力线。理想状况下，这条线也应是恒定的。借助于这条线，可确定气缸内部的压力变化特征。*pV* 图上排气压力线上方区域代表气阀与流道的功率损失。

5.7.4　盖侧压力时间曲线(气缸内部压力)

3#线表示的是气缸内部盖侧压力线。起点是外止点，处在压力线的最左方。当排气阀关闭时，气缸压力线与排气管压力线在外止点相交。

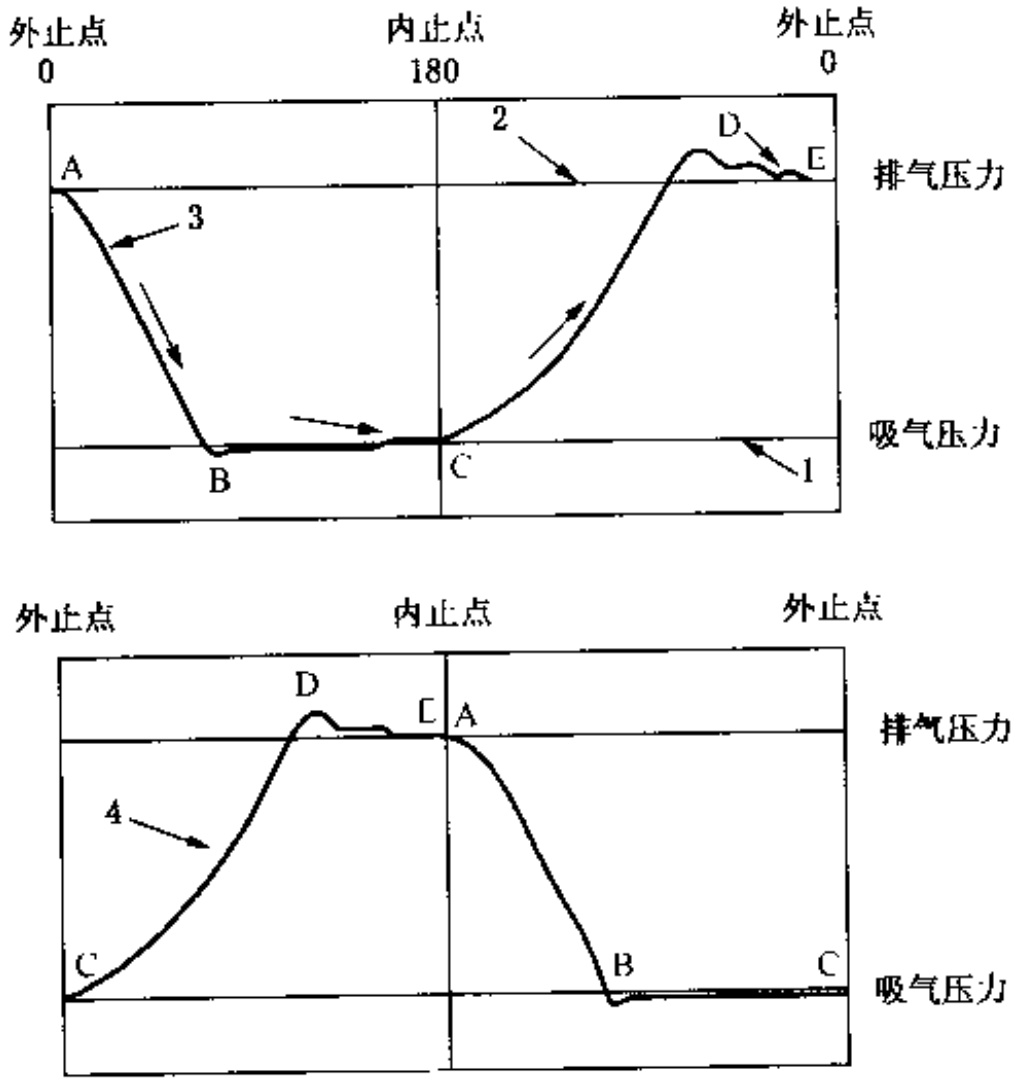


图 5－12　盖侧与轴侧吸气和排气压力时间 *pT* 曲线

线 A－B: 气缸压力快速下降至恰好位于进气压力线下方时，吸气阀打开。

线 B－C: 活塞向内止点运动时，气缸吸气。当活塞运动速度减慢并在内止点处停止时，吸气阀两侧压力相等，吸气阀关闭。

线 C－D: 活塞由内止点向外止点运动，压缩气缸内的气体，直至气缸内气体压力大于排

气压力，此时排气阀打开

线 D－E: 气缸开始排气，而活塞继续向外止点运动。活塞运动速度减慢并在外止点处停止。在外止点，排气阀两侧压力相等，此时排气阀关闭。

5.7.5 不正常的压力时间图

将 pT 曲线与振动曲线重叠，即可用于确定压力参考点。给定曲轴角度，在曲线上就可查出相应的气缸内压力值。通过这个压力值，可以确定正常振动发生的部位以及其他振动产生的可能原因。尽管吸气阀、排气阀和活塞环泄漏会对压力时间 pT 曲线产生影响，而且可以通过 pT 曲线来估计其影响程度，但若使用 pV 图诊断，则要容易得多。

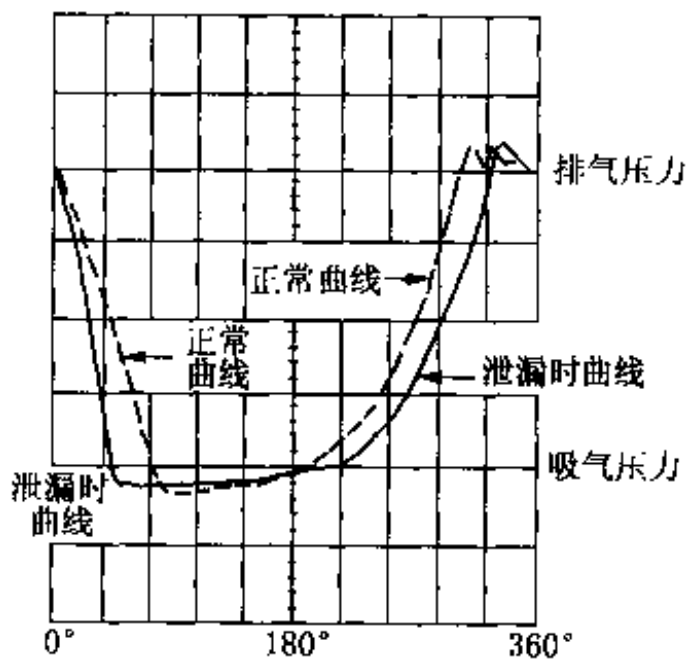


图 5－13 排气阀泄漏

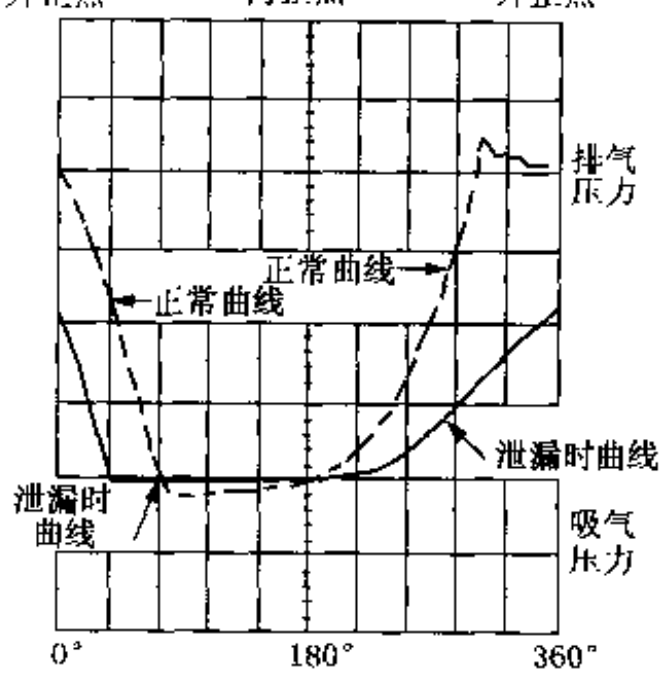


图 5－14 排气阀泄漏量过大

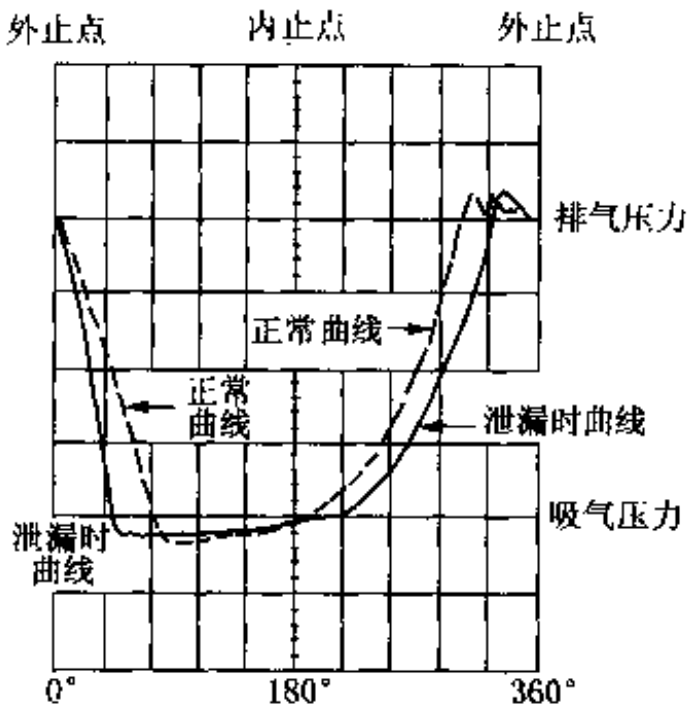


图 5－15 吸气阀泄漏

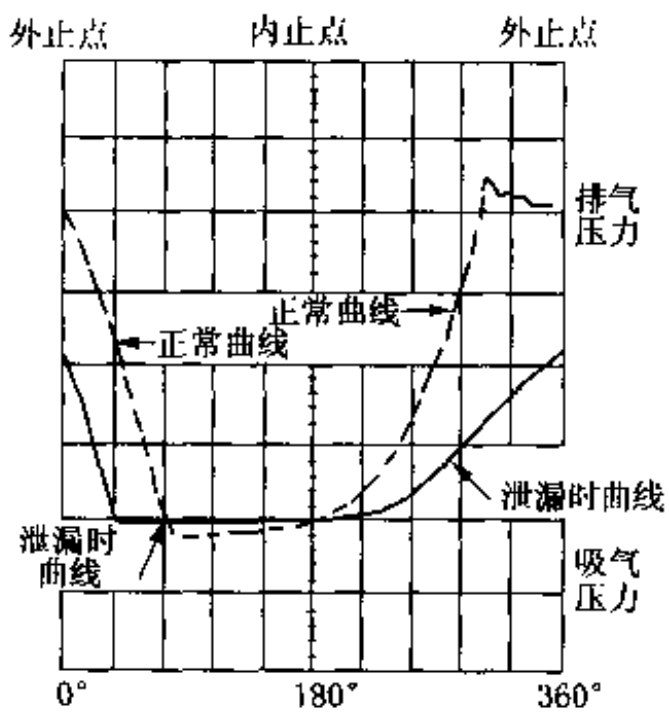


图 5－16 吸气阀泄漏量过大

5.7.6 流道阻塞(节流)

下一个要研究的是气体流经气阀和管路时的节流阻塞问题。产生节流的可能原因有：对一定体积流量的气体流道太小；吸气滤网阻塞；孔板设计不正确或其他阻塞。从 pT 曲线或 pV 曲线上很容易发现节流阻塞现象。图 5－17 表示的是当气缸排气侧出现阻塞时的气缸压力曲线的形状。

5.7.7　活塞杆载荷反向

所谓反向有两种类型：第一种是活塞运动或曲轴角度的反向。这实际是指活塞运动方向的改变，发生在外止点和内止点处。第二种类型是压力反向。压力反向发生在缸内压力由盖侧的高压变到轴侧高压的过程中。没有这种压力反向，就不可能对十字头销两侧进行润滑。这种润滑是必要的，因为如果没有这种润滑，会导致过早出现故障。

盖侧曲线从再膨胀过程开始。在再膨胀过程中，盖侧压力一直高于轴侧压力，直到与轴侧上升的压力线在 1# 点处相交为止（见图 5－18）。当盖侧压力达到最高值时，活塞杆受压，此时十字头销被推向衬套的后部。在点 1# 处，活塞两侧压力相等。

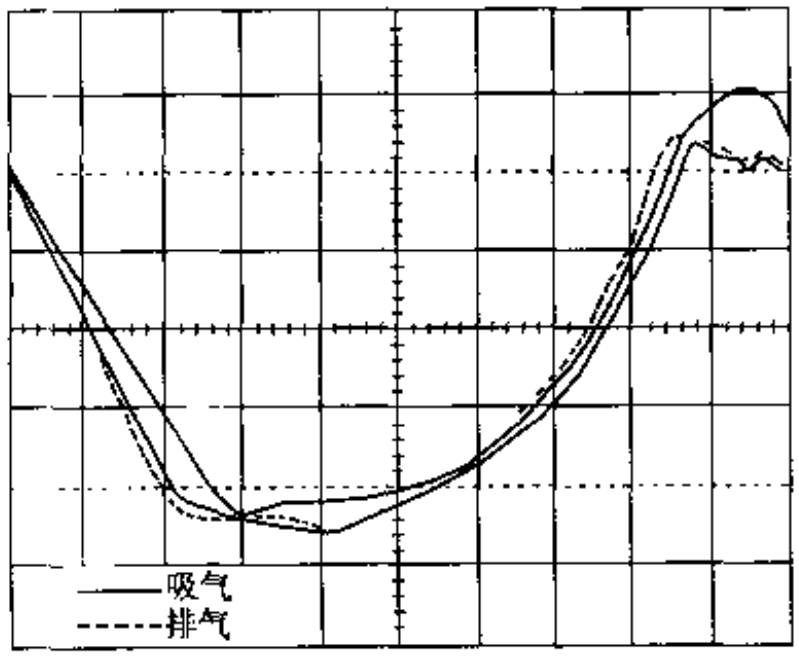


图 5－17　气体流道受阻

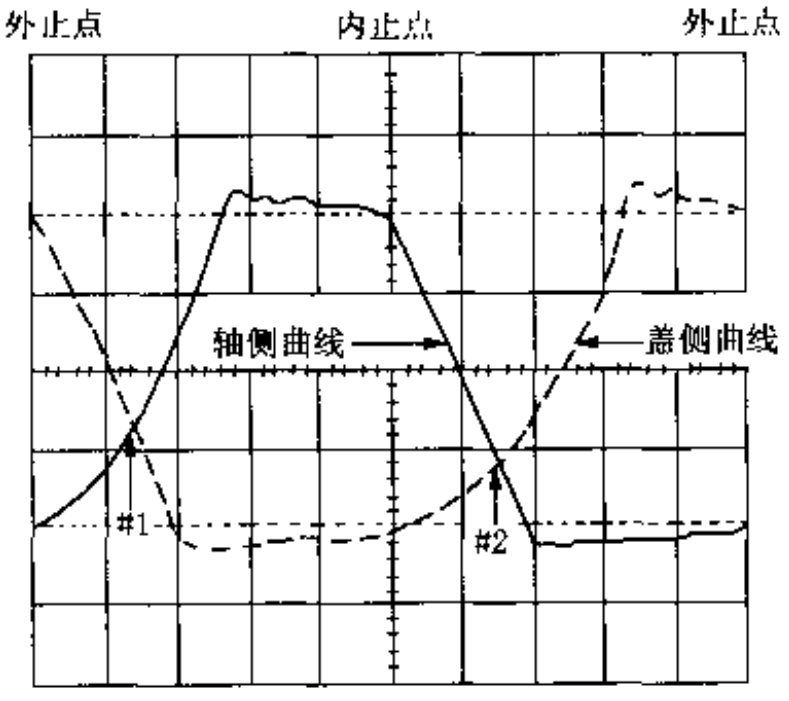


图 5－18　盖侧与轴侧压力时间 pT 曲线

此时，继续沿盖侧再膨胀过程线往前走，则盖侧压力将小于轴侧压力，因而活塞杆受拉。十字头销衬套的间隙将改变，十字头销将被推向衬套的另一侧。类似地，当盖侧进入压缩过程而轴侧进入再膨胀过程时，压力又将反向。盖侧压力与轴侧压力在 2# 点处达到平衡，此时活塞杆由受拉转为受压。十字头销将前后移动，使销两侧时开时闭，以便接受润滑油，并在两侧建立起润滑膜。

若气缸卸载不当，有可能使活塞杆受力不会出现反向。若压缩机已经在接近不能反向的状态下运行，则气阀失效也会使上述反向过程不能实现。而活塞杆在短的时间内完成由受压到受拉的转换是必须的（API 标准 618 条提出了使用期内对十字头销进行充分润滑的补充资料）。

5.7.8　部分气阀被遮盖

对活塞/缸头余隙较大的气缸，若大修后活塞位置放置不当，有时就可看见部分气阀被遮盖的情况。一般地，轴侧余隙设置成占总余隙的 1/3；盖侧余隙设置成占总余隙的 2/3。其中考虑了活塞与活塞杆膨胀的影响，并且操作时两侧余隙相等。假如余隙设置不当，就会对气缸性能产生影响。图 5－19 表示了活塞放置位置、或气缸大修时机加工过程或新活塞尺寸有问题时的情况。

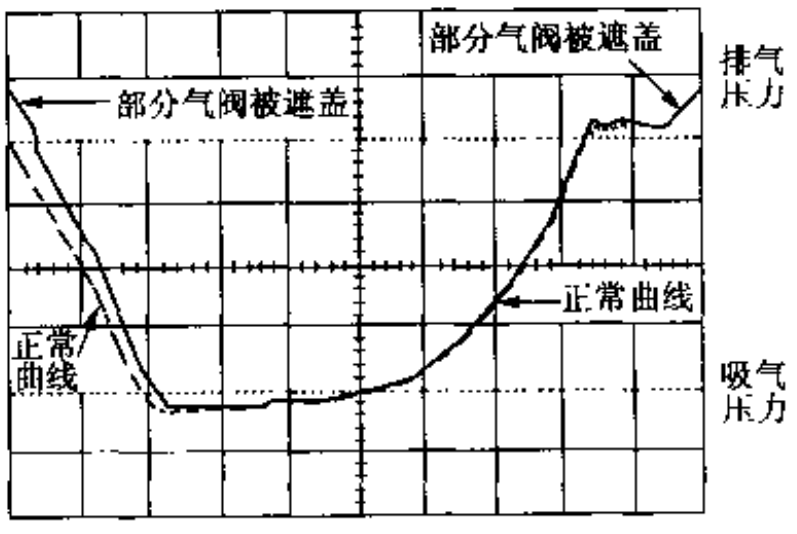


图 5－19　部分气阀被遮盖时压力时间 pT 曲线

pT 曲线表示了部分气阀被遮盖的可能性。注意：循环结束时压力是如何突然升高的。气阀被遮蔽后，气体离开气缸时会受到节流的作用，因此就出现了上述现象。

5.7.9 压缩机活塞杆载荷

可以使用外部的进气与排气管线压力计算活塞杆载荷，也可以用实际的气缸内压力更精确地计算活塞杆载荷，因为后者考虑了气阀节流以及缸内其他导致压力升高的因素。

5.7.10 活塞杆载荷的计算

$$\text{活塞杆压缩力}(CRL)(\text{用缸内压力计算}) = (HEA \times HEP_{max}) - (CEA \times CEP_{min})$$

式中 HEA = 气缸盖侧面积；

HEP_{max} = 整个循环过程中盖侧与轴侧压差最大时盖侧排气压力；

CEA = 气缸轴侧面积减去活塞杆面积；

CEP_{min} = 整个循环过程中轴侧与盖侧压差最大时的轴侧吸气压力。

$$\text{活塞杆拉伸力}(TRL)(\text{用缸内压力计算}) = (HEA \times HEP_{min}) - (CEA \times CEP_{max})$$

式中 HEP_{min} = 整个循环过程中盖侧与轴侧压差最大时盖侧的吸气压力；

CEP_{max} = 整个循环过程中盖侧与轴侧压差最大时轴侧排气压力。

$$\text{活塞杆压缩力}(CRL)(\text{用管线压力计算}) = (HEA \times HEP_d) - (CEA \times CEP_s)$$

式中 HEP_d = 盖侧管线排气压力测量值；

CEP_s = 轴侧管线吸气压力测量值。

$$\text{活塞杆拉伸力}(TRL)(\text{用管线压力计算}) = (HEA \times HEP_s) - (CEA \times CEP_d)$$

式中 HEP_s = 盖侧管线吸气压力测量值；

CEP_d = 轴侧管线排气压力测量值。

大多数压缩机手册中，制造商都会提供活塞杆受压与受拉的极限载荷。

下面是一个利用管线压力和气缸内压力计算活塞杆载荷的工程应用实例。

已知气缸的管线压力是：

- 吸气压力 = 700psi
- 排气压力 = 1733psi
- 活塞直径 = 4.625in
- 活塞杆直径 = 2.500in

$$\text{压缩力} = (3.14 \times 2.31^2 \times 1733) - [(3.14 \times 2.31^2) - (3.14 \times 1.25^2)] \times 700 = 20793\text{lb}$$

$$\text{拉伸力} = (3.14 \times 2.31^2 \times 700) - [(3.14 \times 2.31^2) - (3.14 \times 1.25^2)] \times 1733 = 8848\text{lb}$$

压缩力与拉伸力值不等。制造商提供的压缩力与拉伸力之极限值也各不相同。该活塞杆的值可能是：压缩力极限值为 25000lb，拉伸力极限为 15000lb。

气缸内的实际测量压力可从 pT 曲线中读得，气缸内压力与管线测量压力不同。两个气缸上的压力均大于排气管线测量压力。轴侧、盖侧气缸吸气压力也与吸气管线压力不同。

盖侧最大的压力为 2040psi。与此同时，轴侧压力为 60psi。这两个压力可当作用缸内压力计算时的排气压力和吸气压力。轴侧循环时轴侧最大的压力比 1940psi 小些，吸气压力为 600psi。这就是活塞杆受拉过程中的最大压差，用于计算活塞杆的拉伸力。

$$\text{压缩力} = (3.14 \times 2.31^2 \times 2040) - [(3.14 \times 2.31^2) - (3.14 \times 1.25^2)] \times 660 = 26427\text{lb}$$

$$\text{拉伸力} = (3.14 \times 2.31^2 \times 600) - [(3.14 \times 2.31^2) - (3.14 \times 1.25^2)] \times 1940 = 12990\text{lb}$$

这个结果表明：由管线压力计算而得的活塞杆载荷小于由实际操作时测量的压力计算而得的活塞杆载荷。

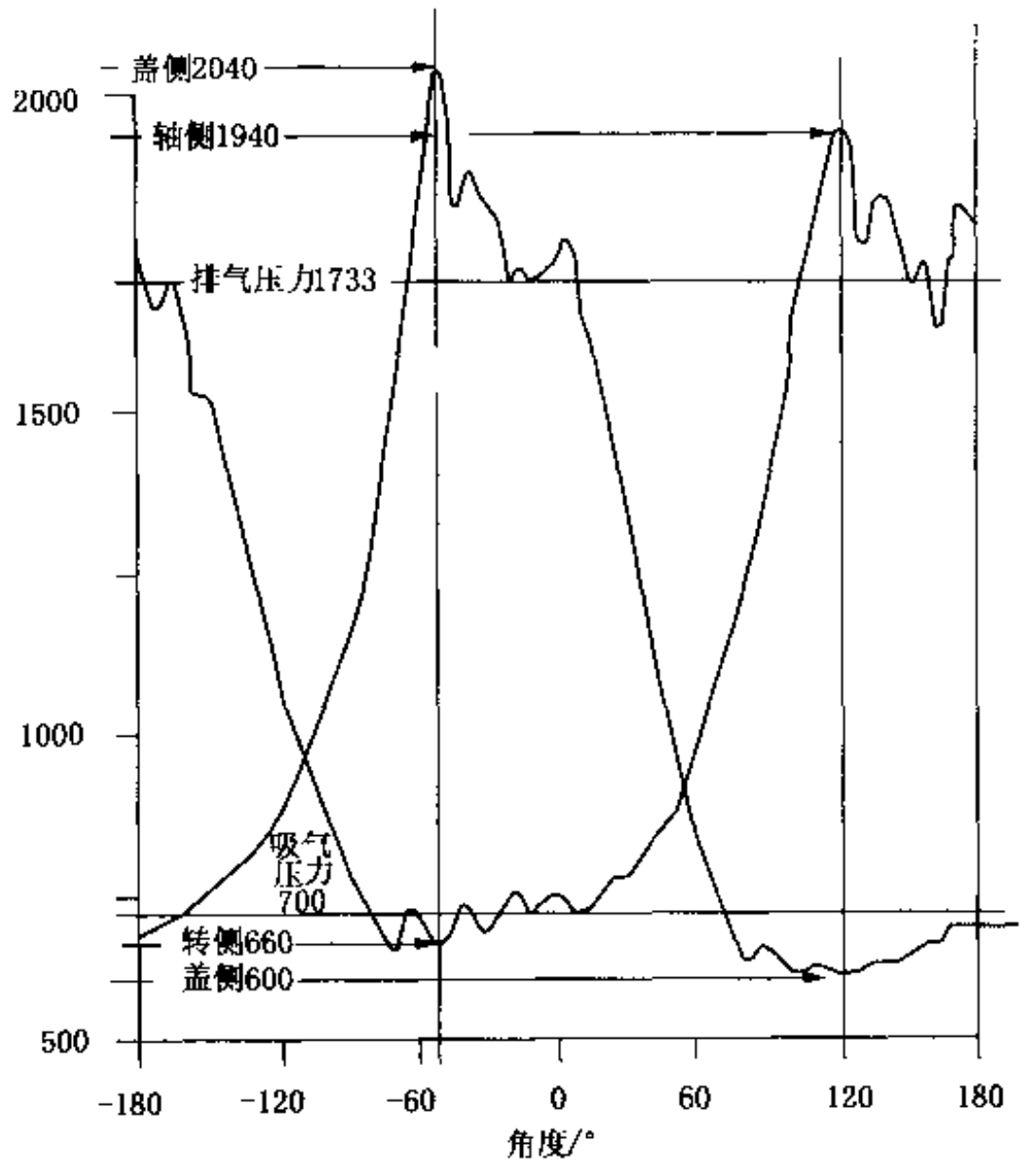


图 5－20　用于计算活塞杆载荷的压力时间 pT 曲线

5.8　压缩机振动分析

压缩机的基本振动类型与发动机的相同。认清这些振动类型是分析人员关心的问题。第一类是瞬时变化引起的振动、气阀猛烈开启时伴随的剧烈的机械撞击，会引起压力曲线在短时间内迅速直线上升。第二种类型是由流动不连续引起的振动，如出现真空或泄漏现象时，气体运动速度的改变会使压力曲线呈“V”形。最后一种振动类型是：由于表面划伤或凹凸不平引起的振动。出现这种振动时，可发现在整个区域内，基准曲线变宽。基准曲线的宽度反映了气缸何时出现划痕。

下面是压缩机气缸一端在工作循环时出现正常振动时的三种情况：

- 第一是在吸气阀开启时，此时出现强烈的机械撞击，流道内会出现短暂的噪音。
- 第二是排气阀开启时，此时出现强烈的机械撞击，以及短时间的气体流动。
- 最后是排气阀关闭时，由于排气管线中存有压力，排气阀会快速关闭。由于气路被切断，所以会出现轻微的冲击形成一个小的关闭压力峰值。

吸气阀关闭是间歇过程，但此时的压力变化却相对缓慢。由于从吸气到压缩过程，压力变化缓慢，所以在低流量情况下吸气阀可缓慢关闭。

进行压缩机分析时，相对于基础测量，对图谱的重复性的要求很关键。图谱的重复性与所

采数据的一致性都非常重要。在首次分析和趋势分析时，分析工作可能会比较困难。

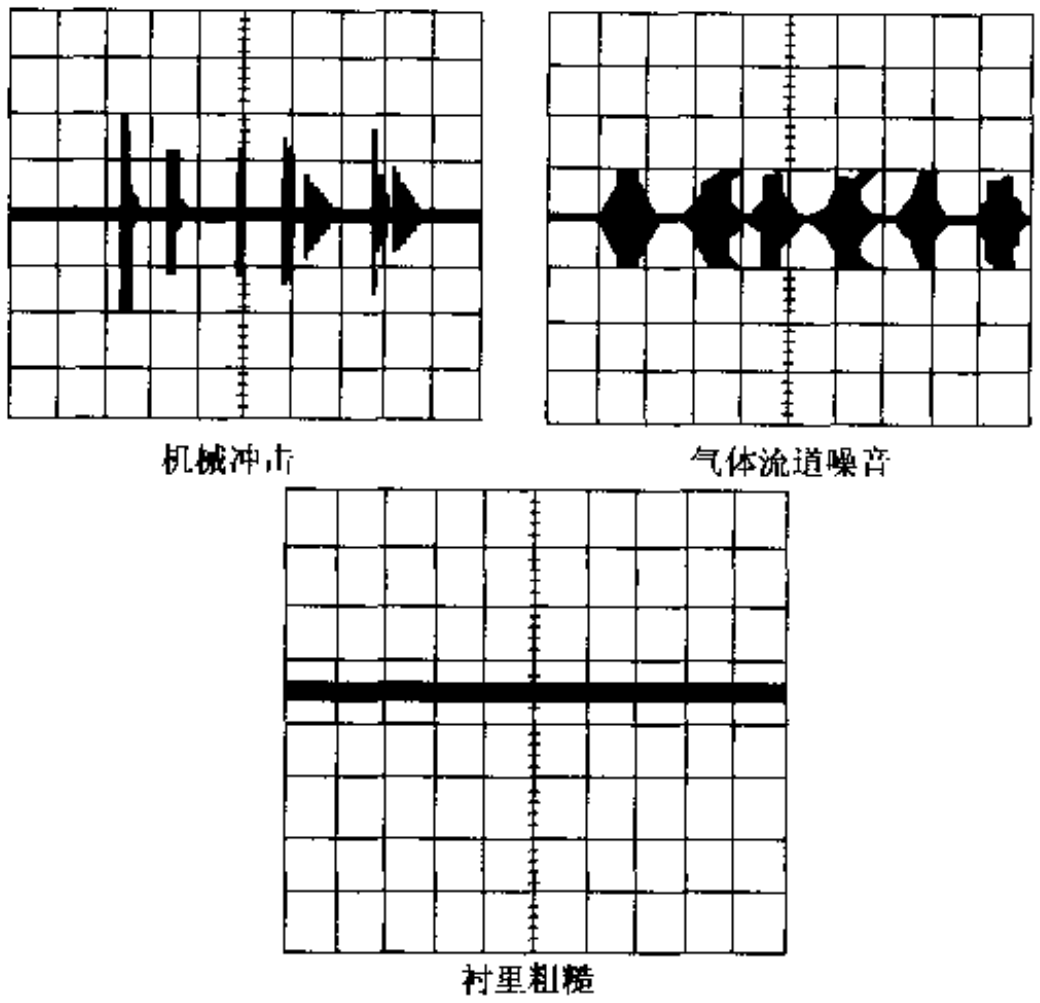


图 5－21　振动类型

5.8.1　分析仪器的应用

当使用时域振动分析仪器时，绝大多数情况下须将加速度设在 1.0 到 2.0V/分度。对其他使用计算机分析的仪器，须将缺省值设在 2.0 g。无论对哪一类型的设备，对其设置标准的基准值是最重要的。

5.8.2　正常的振动模式

前述有关振动的讨论结果见图 5－22 和图 5－23。由于操作条件的改变，相对于曲轴的位置而言，气阀的开启情况也会变化。气阀实际的开启/关闭位置必须参考压力曲线来确定。此压力曲线是气缸盖侧与轴侧在正常情况下的压力曲线，而且振动－时间、压力－时间之间的规律是相同的。

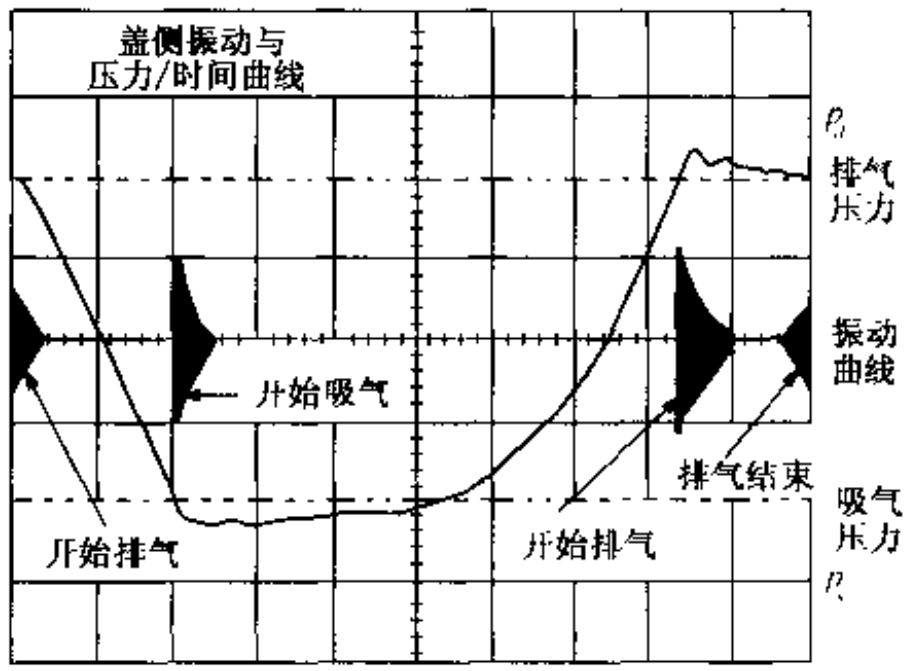


图 5－22　盖侧正常的振动曲线与压力时间 pT 曲线

5.8.3　压缩机的干扰

干扰是指某个气阀对气缸一侧的影响，它可用围绕整个缸体测得的其他振动曲线的振动/超声波型来表示。这就是将图形叠加能提供有价值的信息的原因。

图 5－24 表示了气阀盖侧和轴侧在参考压力下的正常作用曲线。

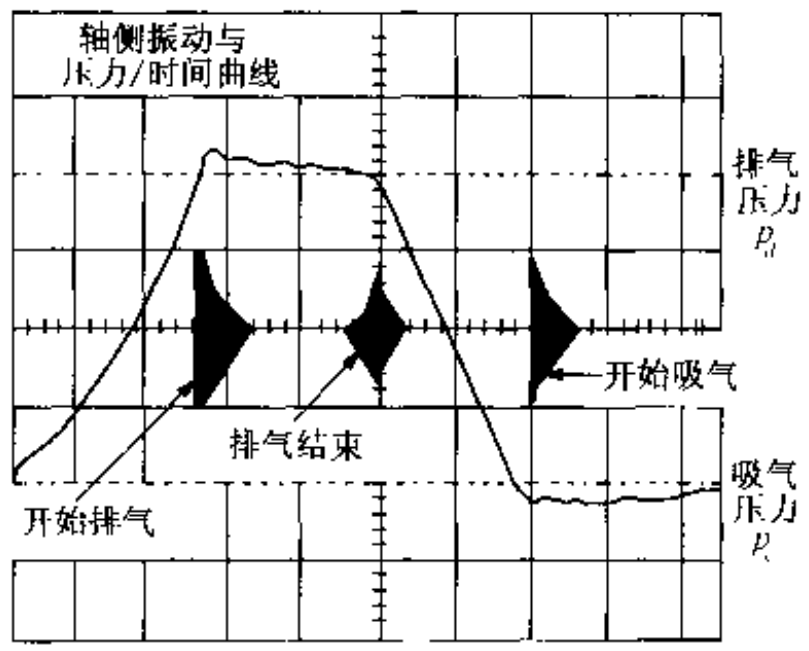


图 5－23　轴侧正常的振动曲线与压力时间 pT 曲线

5.8.4　压力反向

除振幅很小或在提高分辨率情况下，压力的反向不应看做是振动。当活塞改变运动方向时，压力不反向。十字头销和活塞杆部件是受拉还是受压取决于盖侧和轴侧的压力差。该压差方向的变化将使十字头销间隙从这一侧移向另一侧。

十字头销间隙从这一侧移向另一侧，可使润滑油渗入间隙内，起到润滑整个十字头销的目的。

压力反向刚好发生在盖侧与轴侧两端压力平衡之后，参见图 5－24 的点 1 和 2。

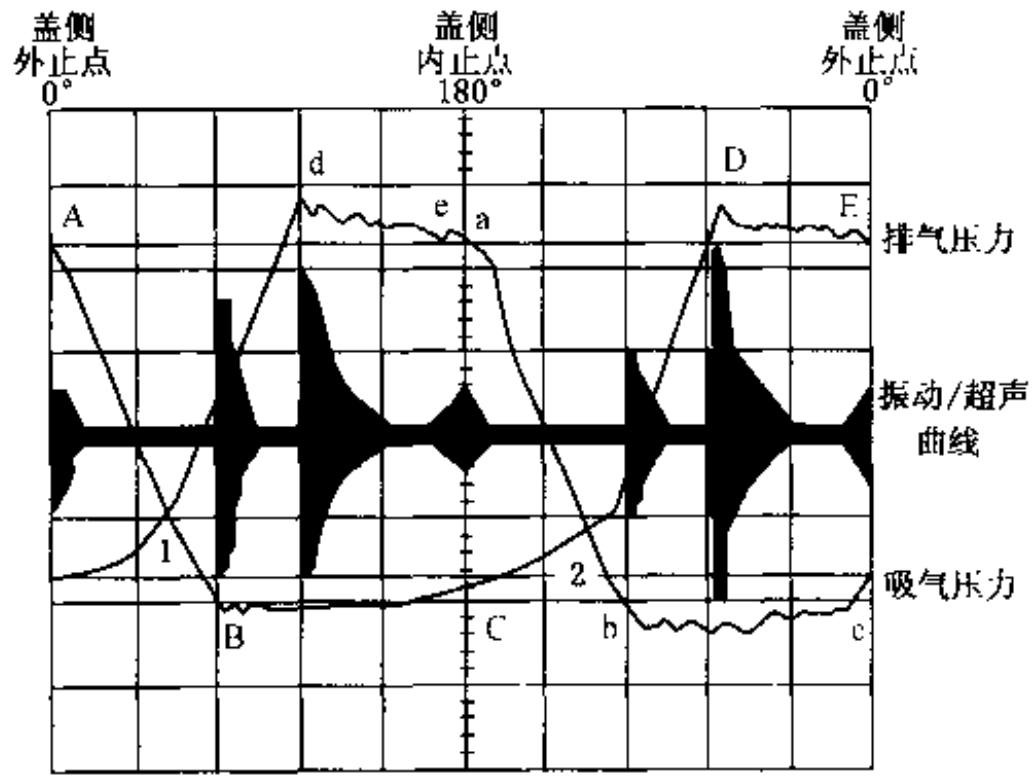


图 5－24　正常的压力时间 pT 曲线和容积时间 VT 曲线

说明：HE = 盖侧
CE = 轴侧

A、a = 排气阀已经关闭　　A、a 到 B、b = 再膨胀过程
B、b = 吸气阀正在开启　　B、b 到 C、c = 吸气过程
C、c = 吸气阀已经关闭　　C、c 到 D、d = 压缩过程
D、d = 排气阀正在开启　　D、d 到 E、e = 排气过程
E、e = 排气阀正在关闭　　1&2 = 气缸内压力平衡

5.8.5　正常振动图形的叠加

当查看压缩机任一端的单条记录曲线时，应注意出现了其他什么情况，以及何时观察到振动/超声波曲线。当单独检查气缸两端时，应该比较振动的大小。从图 5－25 和图 5－26 可看

出：当测量盖侧气阀时，所反映的轴侧振动将减弱；同样地，在轴侧测量时，所反映的盖侧振动将减弱。

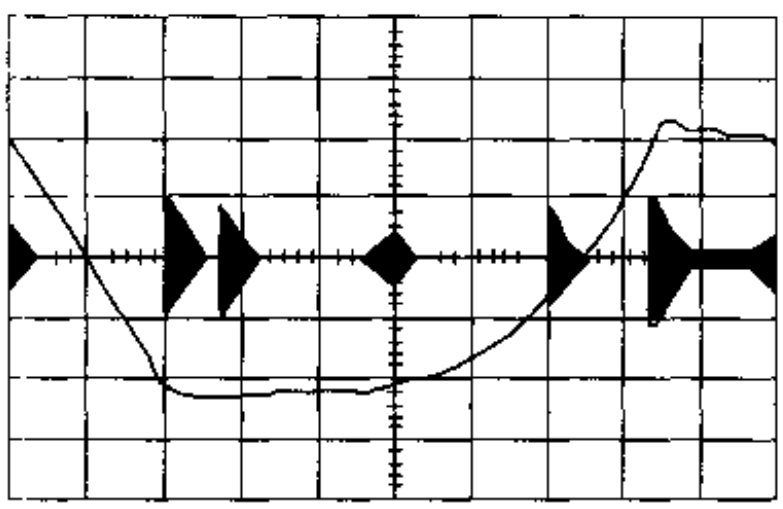


图 5－25　盖侧压力时间 pT 曲线及覆盖在其上方的振动曲线

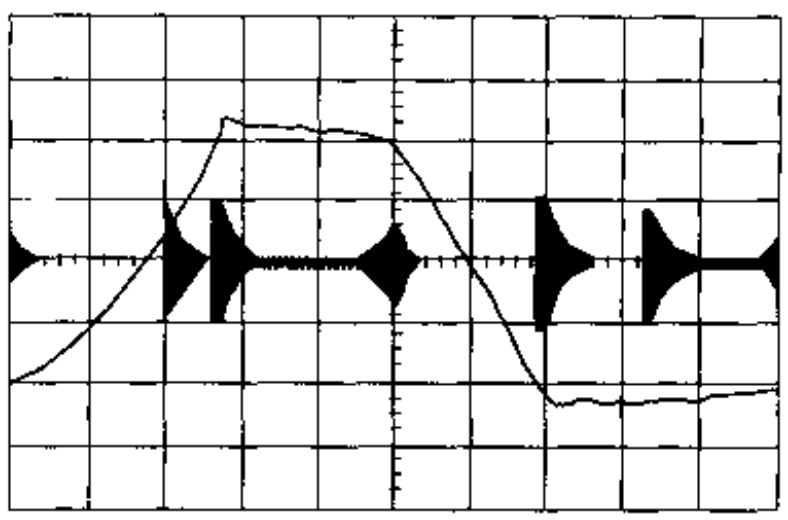


图 5－26　轴侧压力时间 pT 曲线及覆盖在其上方的振动曲线

5.9　不正常振动/超声曲线

5.9.1　吸气阀泄漏

从内止点开始，吸气阀关闭，活塞向外止点运动。一旦开始压缩，吸气阀就可能开始泄漏。但这并不是说气阀一关闭，所有的气阀立即开始泄漏。在许多情况下，气阀会在内止点后立即关闭，且保持闭合状态，只有等到压力升高到足够大时，气体才在此压力作用下从吸气阀处泄漏。假如吸气阀要发生泄漏，则在排气过程中吸气阀必会泄漏，因为此时吸气阀的压差最大。又由于这种振动是由漏气而不是机械运动引起的，所以若在振动/超声传感器上配滤波器，它将表现为一种高频振动。

下面是识别气阀泄漏的三个原则：

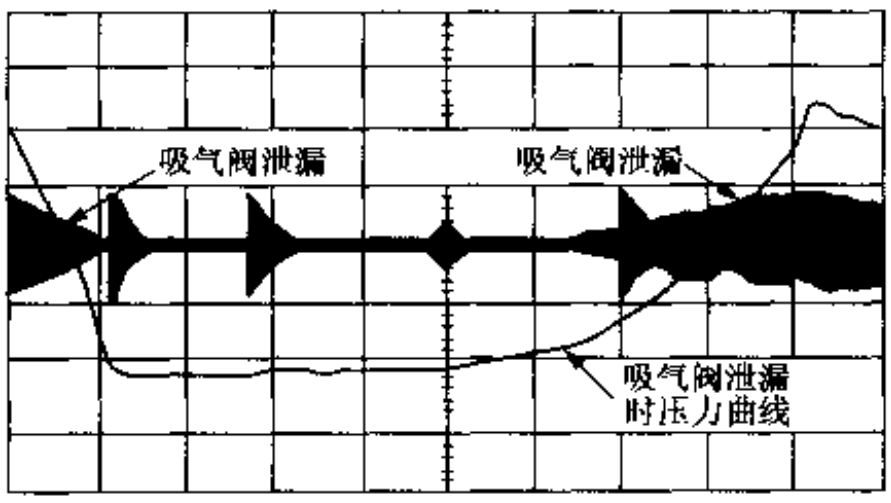


图 5－27　盖侧吸气阀泄漏

1. 气阀开启时不泄漏，这是因为气体能自由地流过气阀。

2. 气阀泄漏发生在其关闭至再开启期间。

3. 最严重的气阀泄漏发生在其承受最大压差的时候。在排气过程中，吸气阀泄漏最严重。

5.9.2　排气阀泄漏

由排气阀泄漏引起的振动与由吸气阀泄漏引起的振动相同，即都是高频振动，而不是低频

机械振动。在这种情况下，推荐使用滤波器。排气阀泄漏的振动模式如下：

1. 排气阀开启时无泄漏迹象。

2. 排气阀在关闭至再开启期间才会发生泄漏。

3. 与许多情况类似，在排气阀受到最大压差时，气阀泄漏最严重。这就是说在进气过程中，排气阀泄漏最严重。

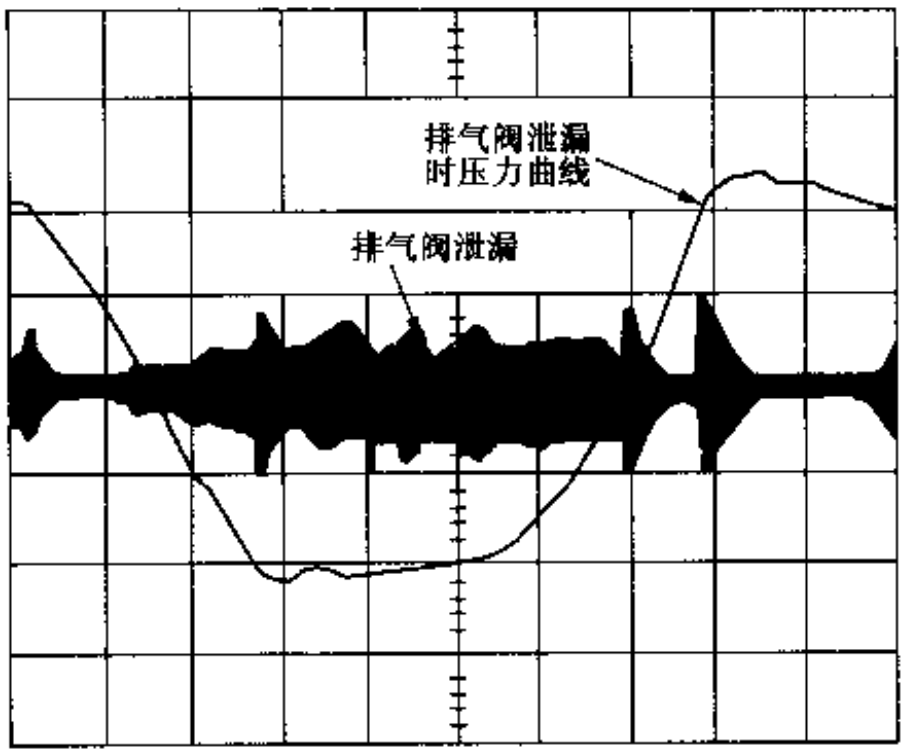


图 5－28　盖侧排气阀泄漏

5.9.3　活塞环泄漏

当活塞环承受最大压差时会发生泄漏。识别活塞环泄漏的关键是确定活塞环何时不漏。当活塞两侧压力相等时，活塞环不漏，参看图 5－29 中的 1# 和 2# 线，当活塞两侧压差最大时，活塞环泄漏最严重。为帮助识别活塞环的泄漏，可考虑以下情况：

1. 活塞两侧压力相等时，活塞环不泄漏。

2. 当活塞受到最大压力差时，活塞环泄漏。

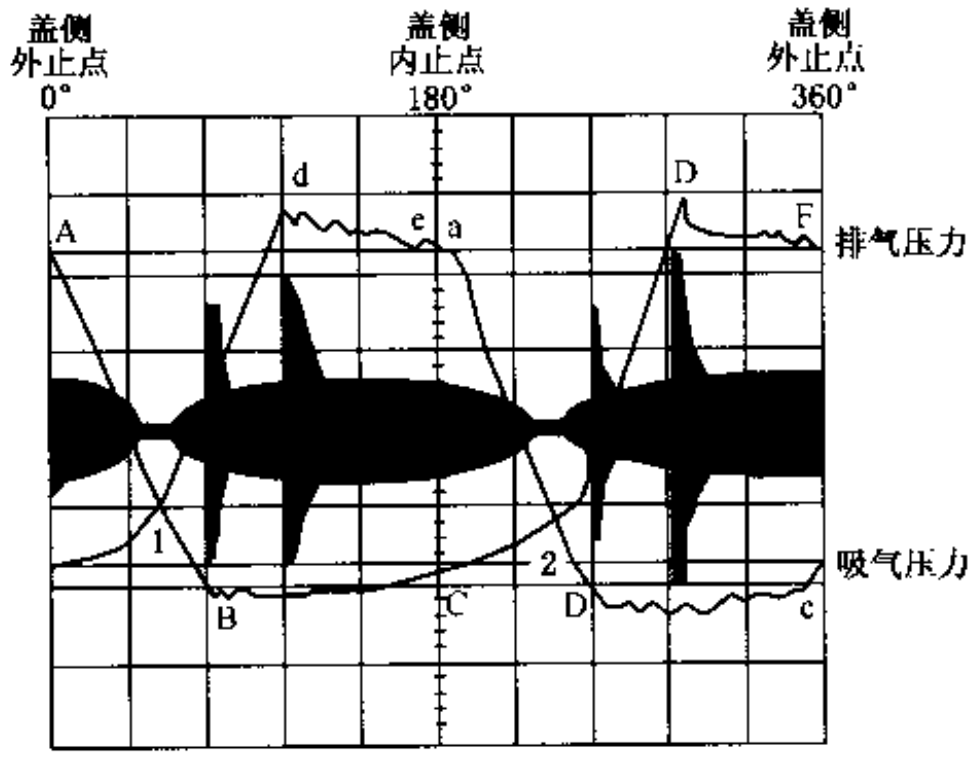


图 5－29　活塞环泄漏

5.9.4 气缸表面粗糙度

对表面粗糙的气缸，对应于最粗糙区域的基准线会变宽。造成气缸粗糙的典型情况为：磨料进入气缸内、气缸表面受损（划痕或刻痕）或因活塞与活塞环磨损产生固体大颗粒。尽管磨损、刮痕是机械行为，但大多数情况下，它所引起的振动频率也较高。假如至少每6个星期末对气缸进行分析，则气缸会变得光滑。此时尽管磨损与刮痕仍然存在，但由此引起的振动就显示不出来了。这不是说故障消失了，而是有关部件已相互磨合，因而摩擦减小了。这就使得人们难以用压力曲线来监视振动，但可用压力曲线来反映总的泄漏情况。图5－30反映的是气缸的粗糙情况。注意与有刮痕时基准线的区别。

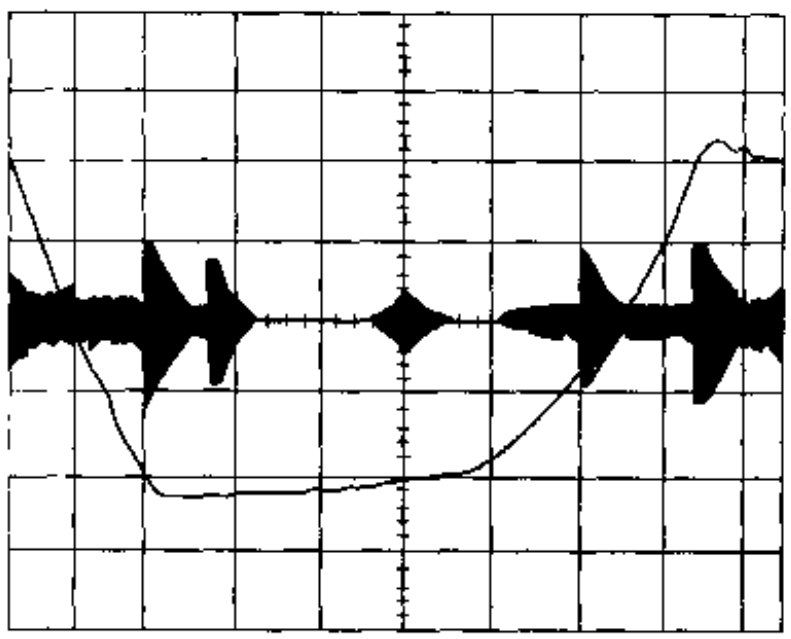


图5－30 盖侧气缸表面粗糙

5.9.5 过度润滑/乙二醇泄漏系统

假如乙二醇泄漏量相对较小，则故障症状与过度润滑相似。假如泄漏量很大，那么压缩机在压缩与再膨胀过程中，其工作曲线将发生剧烈的变化，工作曲线会变得很陡峭。气缸过度润滑会导致曲线中出现峰值。峰值呈等间距分布，而且以冲击动量的形式表征出来。由于这是一种机械作用，所以频率较低。图5－31和图5－32表示的是过度润滑和存有液体时的情况。

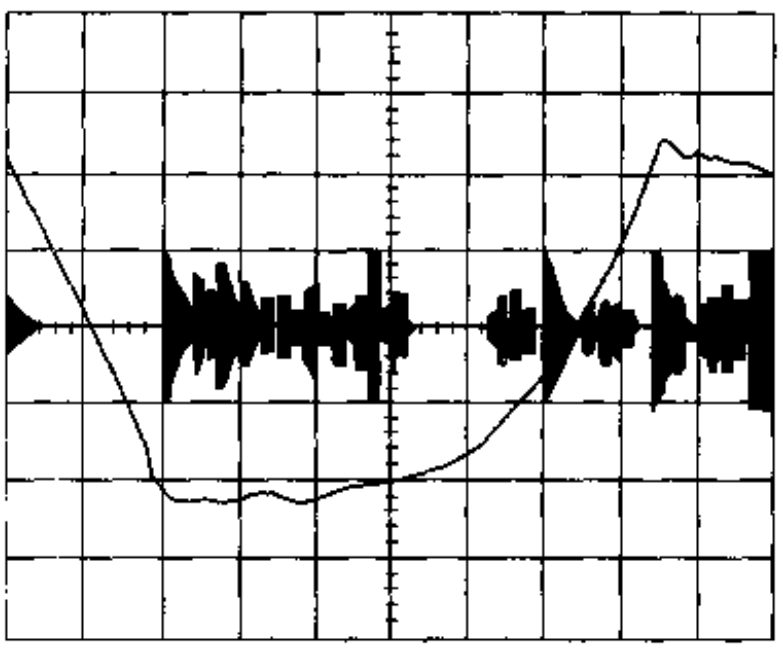


图5－31 盖侧过度润滑

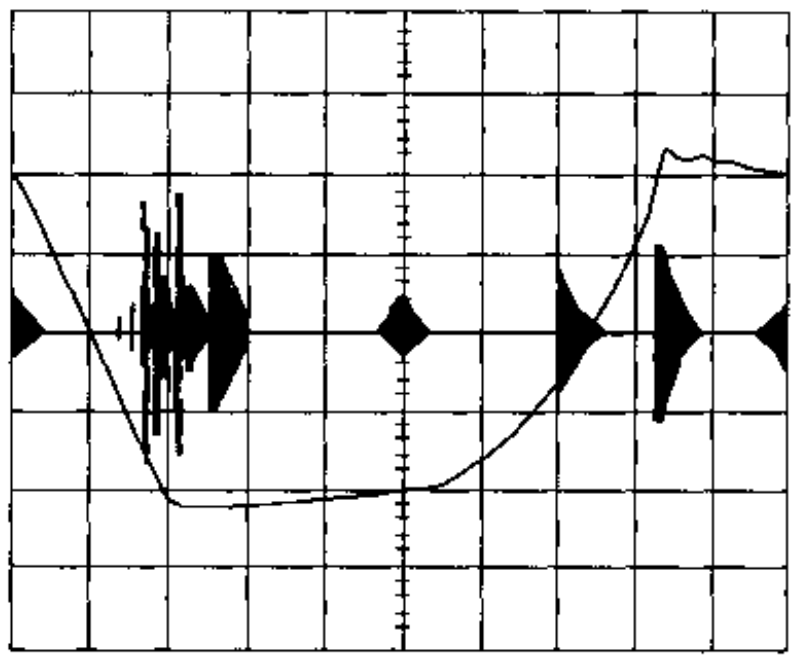


图5－32 盖侧气缸内存有液体

5.10 压缩机系统分析

用系统分析的方法对压缩机进行分析的关键是要确保对整台压缩机的分析耗时最少。利用图5－34的格式记录完整的相关的信息，以便减少分析时间或防止重要分析资料的遗漏。

按图5－34的格式填写1～17条。选择符号（√）表示好；在对号上划一横线表示勉强合格；用x表示差；用a表示不能用或无数据可用。

这只能看做一种指导，且可根据特殊的性能和需要对其加以调整。前提是假定分析人员对分析所用的概念有透彻地理解。

5.10.1　数据有效性(基本的 pT/pV 曲线)

检查基本的 pT/pV 值的精确性。

盖侧 pT 线在外止点后、轴侧 pT 线在内止点后其压力应急剧下降以确保相位角正确。

识别通道共振的方法是:在压缩和再膨胀过程中,共振使压力线呈锯齿状。若存在通道的共振,必须尽可能地消除它,然后再重新开始这一过程。

5.10.2　修正(VE_s、VE_d、CRC、P_s、P_d、MCA)

假如要进行以下任何一项修正,则用下面的缩写词予以标注。

VE_s 或 VE_d = 容积效率(吸气或排气);

CRC = 通道共振修正;

P_s = 吸气压力(吸气终端压力);

P_d = 排气压力(排气终端压力);

MCA = 角度修正标记。

为便于再检查,数据的任何变化都应易于识别,这一点非常重要。

5.10.3　理论 pT/pV 线

现在,许多分析人员都采用将操作条件下的 pV 曲线与理论 pV 曲线重叠,然后进行比较、分析的方法。这种方法有助于识别 pV 曲线细微或明显的差别。尽管这是一个有用的方法,但不能将它作为惟一可以依赖的分析方法。

重要的是要保证用于绘制理论曲线所必须的资料(包括气体分析、余隙、结构尺寸等)完全正确。

理论 pT/pV 线分析。利用理论与实际的压力容积曲线、压力时间 pT 曲线相重叠的方法,分析人员可找出二者的差别。

5.10.4　趋势分析(所有收集数据)

开始时,对每一设计操作条件设置一报警极限。有些操作参数值会随操作条件而变化。温度及整体振动会随载荷而变化。由于操作条件随载荷而变化,所以不应将单个的读数作为衡量工作状态的指标,而应将整个操作范围内相对基准线的偏差作为衡量指标。假如系统无法实现这样的分析计算,也可用过程控制特性的统计结果得出报警极限值,其中需将操作条件的变化考虑在内。数据趋势线最基本的形式就是反映各参数的粗略走向,而且这种趋势有助于查看相关的参数。同一气缸或相同级中阀罩的温度可以相互比较。不仅温度可以比较,而且排气量的比值也可以比较。可比较整个装置上每一步的参数,或提出能用于确定压缩机性能下降的单个效率值(流量平衡、实际排气量相对理论排气量等)。

趋势分析。无论采用何种趋势,对系统的分析都是有用的。注意反常现象。

5.10.5　压比

所谓压比是排气时的绝对压力与吸气时的绝对压力的比值(p_d/p_s)。从 pV 曲线上读出的吸气与排气压力需加上大气压才能获得其绝对压力。大多数情况下,测量的压力没有将大气压包括在内,这时计算时可假设大气压力为 14.7psi(海平面压力)。

压比分析。通常,压比的大小不应使活塞杆所受载荷大于制造极限。当压比约为 3.0 时,容积效率是很低的,尤其是排气容积效率更低。当容积效率小于 25% 时,分析人员就得怀疑与容积效率密切相关的计算结果。

5.10.6 系统(气阀)损失

通过进气与排气接管的压力,可以计算出气缸的系统损失。系统损失指的是管线和气阀内压降产生的功率损失。假如没有测得进气接管与排气接管的压力,那么,可以将排气压力值以上和吸气压力值以下的区域作为系统损失值。大多数情况下,压力是在刚要进入气缸前或刚离开气缸后,在缓冲罐的瓶颈处测得的。阀门设计时考虑了这些因素。(一般气阀效率越高,其使用寿命就越短。气阀的使用寿命是以高能量损失为代价的)。为测得压缩机气阀实际的功率损失,可通过阀罩上的测压嘴测得压力曲线,然后与 pV 曲线重叠放在一起的方法来实现。

气阀(系统)损失分析。一般的原则是:若总的系统损失超过5%,就必须查清引起这些损失的根本原因。通过查看进气、排气接管的压力,可进一步查清引起损失的究竟是管线损失还是气阀损失。假如怀疑是气阀引起的损失,就应在气阀上开测压口,以测得相应的压力曲线,并将其与 pV 曲线加以比较。

5.10.7 排气量

为进行分析而计算排气量时,必须预先知道压缩机的用途、设计技术要求、或能用于比较的以前所收集的数据。排气量可单独由吸气容积效率或排气容积效率计算,所得结果分别为吸气流量和排气流量。理论上,这两个流量应该相等或非常接近相等。假若这两容量不相等,通常表明压缩机气缸出现问题了。

排气量分析。测量的排气量应与理论排气量以及装置上测得的功率曲线相比较。只有当操作条件一定时,才能得到排气量的变化趋势。

5.10.8 排气量的比(*ROC*)

排气量的比是衡量气缸工作状况的单项指标。换句简单的话说,排气量的比是吸气流量除以排气流量或进气量除以排气量。这个比值应为1或近似1。其可接受的偏差范围是0.95到1.10。当与气缸或压缩机以前读数进行比较时,应当考虑排气量的比。若排气量比值大于1.1,表明吸气阀或活塞环泄漏,若排气量比值小于0.95,表明排气阀或活塞环泄漏。

外止点的基点必须精确。容积效率不受脉动或通道共振的影响。容积效率越小,导致计算结果出现误差的可能性越大。

5.10.9 吸气容积效率和排气容积效率

吸气容积效率和排气容积效率可从压力容积曲线中获得。它们也称作有效吸气行程和有效排气行程。吸气与排气容积效率可从跨越压缩线或再膨胀线的终端压力曲线上读得。

吸气容积效率和排气容积效率的分析。注意当容积效率小于30%时,就得检查容积效率的计算结果是否有误。

5.10.10 排气温度差 δ

δ 是实际排气温度减去理论排气温度,大多数情况下,理论排气温度没有考虑摩擦热,因此,实际排气温度高于理论排气温度。

排气温度差 δ 的分析。通常 δ 值高,表明有气阀或活塞环泄漏引起气体再循环。通常的经验是实际排气温度比理论排气温度高10~40℉。应作出 δ 趋势线。若活塞环泄漏,排气温度差 δ 至少为100℉。典型的阀门泄漏会使 δ 增加到40~50℉。

负的温差表明需要对温度的理论计算和排气温度的测量方法进行检查评估。一般,装置

外部温度读数比内部温度低 10～20℉，无论装置在室内或室外，该读数都会受到环境温度、光照的影响。

5.10.11　活塞杆载荷

在压缩机的整个压缩循环过程中，活塞杆的最大拉伸和最大压缩载荷不能超过设备制造商提供的极限值，而且应有从受压到受拉的短暂反向过程。活塞杆载荷的反向可使十字头销两边获得润滑　活塞杆载荷计算可以以气缸内部压力或管线压力为基准，并要考虑惯性的影响。重要的是要辨别压缩机制造商设定载荷极限时所用的方法，并且在相同的基准上进行比较。

5.10.12　阀罩温度

用以判断气阀是否泄漏，温度是最不可靠的单项指标。但在整个分析过程中，若与其他参数一起使用，则温度的确定有助于确认气阀是否泄漏

阀罩温度分析。除实际的气阀温度不同外，同一气缸上不同气阀间温度不一致是表明气阀可能泄漏的一个好的指标。

5.10.13　十字头敲击

由于十字头敲击产生的松动发生在受力反向时。这个转换点称为过度点，即指活塞杆由压缩到拉伸的载荷反向。但是，不应将十字头在压力反向时的敲击与气阀的振动混淆。

十字头敲击分析。对比活塞杆载荷线和振动曲线，观察到十字头敲击发生在受力反向时确定十字头敲击与气阀振动无关。在这个区域的十字头敲击，应引起足够的重视。

5.10.14　与预期相同的气体流道噪音

与预期相同的气体流道噪音分析。识别任何不希望出现的气流噪音模式。集中分析与泄漏有关的噪音。

5.10.15　与期望相同的冲击

与期望相同的冲击。通过振动曲线，识别任何异常的冲击。

5.10.16　气缸拉伸/拍击分析

气缸的拉伸就是气缸从机身向气缸一侧的水平移动。这个水平方向是指垂直于曲轴方向的。水平运动的位移很小，一般小于 3mil。假如此位移超过了 3mil，必须在中间体上读出其运动的位移量，以确定产生此大位移运动的动力在什么地方。通常的经验是：当气缸水平位移大于 3mil 时，就必须认真检查气缸座。

拍击指气缸端部的震颤，或在所有的方向都产生运动（水平、垂直和轴向）。假如这种运动过于剧烈，可认为联接气缸和中间体的螺栓、或机身松动、断裂。

5.10.17　滞留在系统中的冷凝液

冷凝液滞留在系统中会产生类似的后果。冷凝液是在合适的压差和温度下，气体冷凝而产生的。这种现象一般发生在吸气过程，因为此过程温度低。假若冷凝现象足够严重，在活塞旁的气阀中就可听见水击振动声。假如冷凝作用继续加重，其后果将同发动机气缸上的爆震一样糟糕，若液体是因冷却系统泄漏引起，且泄漏占相当的比例，则压力曲线将是类似的　用滤波器可反映高频和低频振动。

5.10.18　气缸中的台阶、活塞环、支承环松动

气缸中有台阶时会出现频率异常的振动，且一般出现在行程开始或终了时。在压力或运

动反向时，也会出现支承环或活塞环松动现象。

5.10.19 其他类型的松动

在机械组件中会发生多种松动现象。十字头衬套/滑履、活塞杆、轴承、销、活塞和余隙柱塞松动后，将产生与活塞环或支承环松动后一样的振动。松动的程度决定振幅的大小。正如在压力一节讨论的一样。这些现象大部分发生在压力和机械运动反向时。观察到的振动要比发生时滞后 10～25 度，准确值要取决于活塞杆的加速度，而它又是机器速度的函数。当装置上使用振动滤波器后，该振动的频率为低频。

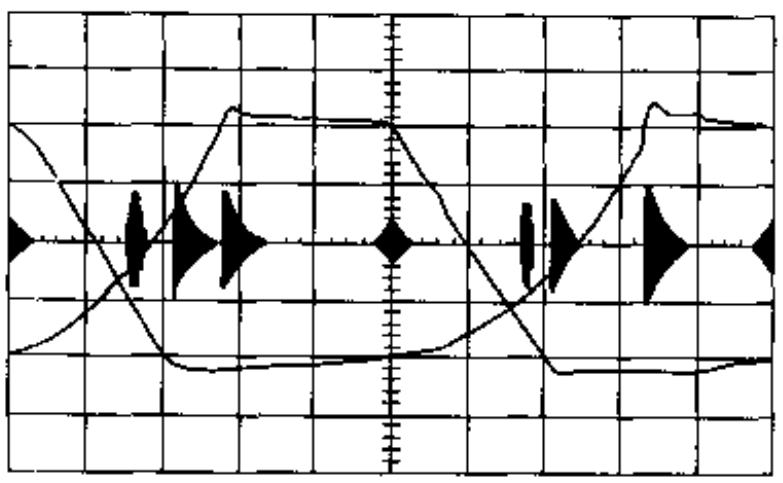


图 5－33 盖侧活塞/活塞杆松动

图 5－33 表示是活塞及活塞杆松动后的曲线。气阀松动后发生的振动与活塞杆松动后的振动不同，它们之间差别在于曲轴角不同。对于双作用的气缸，每一缸发生压力和运动反向时，可观察到这种振动。为了尽早地跟踪这种振动，有的分析人员常用对数坐标来监测振动状况。

压缩机系统分析

分析者姓名_____ 单位_____

日期_____ 地点_____

#_____ #_____ #_____ #_____ #_____ #_____ #_____

1. 有效数据(基本压力时间/压力容积)_____

2. 相关符号(VE.CRC.Pd.Ps.MCA)_____

3. 理论的 pT/pV 值_____

4. 数据趋势_____

5. 压缩比_____

6. 系统(气阀)损失(<5%)_____

7. 排气量_____

8. 吸气容积效率和排气容积效率(<25%)_____

9. 吸气阀盖和排气阀盖_____

10. 实际－理论排气温度(<40deg.)_____

11. 活塞杆载荷/反向_____

12. 阀盖温度_____

13. 对数坐标下压力 p/余隙 N 的比率_____

14. 十字头撞击_____

15. 气体流道噪音_____

16. 机械冲击_____

17. 气缸拉伸_____

说明

图 5－34 系统分析工作一览表

5.10.20 卸载故障及问题

卸载时产生的问题有时比人们认识到的要多。假如卸载后，阀片不能回到初始位置，那么将会发生与吸气阀泄漏时相同的问题。出现这个问题的主要原因为压叉尺寸不对或使用了压缩变形过大的垫圈。因此，卸载时卸荷器座或气阀座可能松动，引起振动。

第 6 章　压缩机与管道系统模拟

Larry E. Blodgett
Southwest Research Institute

6.1　概述

压缩机和管道系统的模拟包含了广泛的学科领域。如果不了解所模拟的过程和模拟对象的特性，那么有关模拟的任何讨论都将是不完善的。脉动的模拟需要平面波的声学理论，有时还需要三维声学知识；机械振动的模拟（由声学振动力所激励）需要了解机械动力学和有限元的知识；应力模拟需要材料力学和疲劳理论；往复式压缩机压力—容积图的模拟需要流体力学和热力学知识；往复式压缩机气阀的模拟需要声学、机械动力学和流体力学知识。将这些学科知识联系起来的中心概念是"***动态***"的概念。当然也需要了解静力学的知识，尽管它通常不是大多数有效设计的核心。为了认识在开发和应用特殊的模拟方法或模型时什么是必需的知识，需要对静力学和动力学这两个学科有一个基本的了解。

术语***模拟***或***模型***指一种表示实际机器的相似特性的工具，它们将被交替使用。模拟通常以数学类比方法为基础，因此绝大多数模拟就是用数学的观点、以足够近似的方法来预测待设计或待分析的系统所应有的特性。

压缩机和管道系统模拟的另一个中心问题是要认识到：模拟系统是压缩机和管道的集合体，这两者构成了一个完整的系统。正确的模拟必须着眼于将这一系统作为一个整体看待，而不应将系统中相互作用的过程孤立起来。静力学和动力学两者都会影响机器的性能，因此在机器的优化设计中，必须将两者都包括在内。那种将系统整体特性最小化的专门化做法往往会使设计工作偏离成功的轨道。

6.1.1　确定总体任务

压缩机和管道系统的设计或分析任务包括：

- 管道声学（从压缩机气阀到声学终端）
- 管道的机械动力学（压缩机集气管和外部管道）
- 压降分析（考虑效率）
- 压缩机气阀动力学（性能和可靠性两方面）
- 压缩机性能（成本效益）
- 管道系统的机械静力学（热膨胀等）

之所以要讨论总体设计任务的原因在于所有的子项目都是互相影响的。管道系统机械结构的改变可以影响声学性能，而声学性能也可以影响力学状态和机器的性能。费用省且又技术可靠的声学设计不能凭空产生，而应用并行分析[1]无疑是最佳的方法。

6.2 模拟的一般概念

通常将模拟过程分成几个部分，各部分分别有效地表现所期望的特性。为了使设计师不致误用模型，还有意对许多模型加以限制，因此，几个看似孤立的模型被同时加以应用的情况并不罕见。应用并行设计思想是非常有益的。由于我们已认识到：为了优化机器的可靠性和效率，需要一致努力将所有模拟过程组合起来，所以我们将集中精力来解释模拟过程，说明模拟的性质和用途。

6.2.1 静态系统

管道系统的静态分析通常分为两个方面：

- 与压降和流动效率有关的流体静态损失(与流体关联)。
- 确定静态完整性的温度、重力和压力(与管道结构关联)。

压降的模拟在具体应用和复杂性上有很大的不同。它们最初是以基本的损失机理为基础的。对于管线效率而言，这种损失因子可以用经验方法估计，例如 Spitzglass、Babcock、Weymouth 或 Panhandle 的方法。但最近 20 年来，由 Darcy 提出的理论方法在模拟应用中更加普遍。Darcy 方法是根据流体的物性和通用柏努利能量定理推导得出的。柏努利定理可以表述如下：

$$Z_1 + \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2g} = Z_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2g}$$

Z_1 和 Z_2 = 状态 1 和 2 的位能；

p_1 和 p_2 = 状态 1 和 2 的静压；

ρ_1 和 ρ_2 = 状态 1 和 2 的密度；

V_1 和 V_2 = 状态 1 和 2 的速率；

g = 重力加速度。

流体流动的所有实用公式都是由该定理推导得出的，但当考虑摩擦损失时需进行修正。

研究温度、重力和静压力、且与管道结构相关的模型通常包括在热挠曲分析之内。主要的静力学问题为管道应力、位移、机器作用力和力矩以及冷却器接管上的力和力矩。这些内容将在为其特别保留的章节中详细论述。

6.2.2 运动流体的瞬态系统

一般通过求解基本能量方程、运动方程或连续性方程，再加上状态方程和其他物特关系可以获得与声学无关的流动模拟方法。最普通的解法是***特征线法***。这种方法是将运动方程和连续性方程这两个偏微分方程转化为 4 个全微分方程。然后又通过特定的时间间隔将这些方程转化为有限差分表达式，随后在时域内进行计算处理，可以得到非常精确的结果。在求解大型间断流动问题时，需要用到此类方法。这种方法也可应用于声学问题，但要求的计算量很大。紧急停机和机器上突然加载的情况也必须应用这种方法在时域内进行分析。

6.3 脉动、振动和应力的预测

从动能源和可能出现共振的系统的角度可以更好地了解脉动、振动和动态应力。最初，能量由机器(往复式压缩机)产生的。如果管道固有频率正好与激发频率重合，则通过声学共振

能量被放大。管道系统中的不平衡压力会与引起振动的机械管道系统产生耦合作用。如果管道系统的结构固有频率与脉动能的频率重合，就会产生二次能量放大作用。当刚性系统中发生大的振动位移时，在应力集中点将产生过度应力　如果循环应力超过管道材料的持久极限，就会导致疲劳失效。

6.3.1　脉动和管道声学特性

压缩机在正常运转时会产生动能。往复过程产生间歇流量和压力，这些流量和压力的变化传递给管道中的气体。动能（由流量和压力脉动引起）首先传递到气体或管道声学系统。图 6－1 为压缩机气阀处通常出现的质量流量与时间的波形图。图 6－2 为盖侧排出的脉动气流频率分量。容易看出脉动气流的频率成分仅限于压缩机转速频率和转速倍数频率。单作用压缩机产生递减的振幅，即各频率分量从压缩机 1 阶频率（转速 × 1）到更高的倍数频率依次递减。当活塞的前端（即盖侧）和后端（即轴侧）同时使用时，压缩机的各阶频率分量出现抵消和增强现象。最明显的是由于两侧的抵消作用使奇数阶次（1 ×、3 ×、5 × …）频率成分趋向于减少，而偶数阶次（2 ×、4 ×、6 × …）频率成分出现增强现象。因此，双作用压缩机气缸在偶数阶次频率处会产生强大的脉动气流。出现这种增强和抵消现象时，会由于气缸通道中盖侧和轴侧的气阀相对靠得较近而伴随着明显的声学现象（对于单作用气缸）。当多个气缸（并联或串联操作）与管道部件连接时，情形更为复杂。在这种情况下，由于曲轴相位差和气缸之间管道声学的作用，会出现能量的增强或抵消现象。与分析多气缸、复杂管道系统所需要的复杂程度相比，用于分析简单系统的模型的复杂性几乎是微不足道的。记住以下通过系统的能量传递过程总是有益的，该传递过程为：气缸激励、声学传递和放大、机械传递和放大、声学与机械耦合、合振力、机械振动以及最终的管道材料应变和应力。

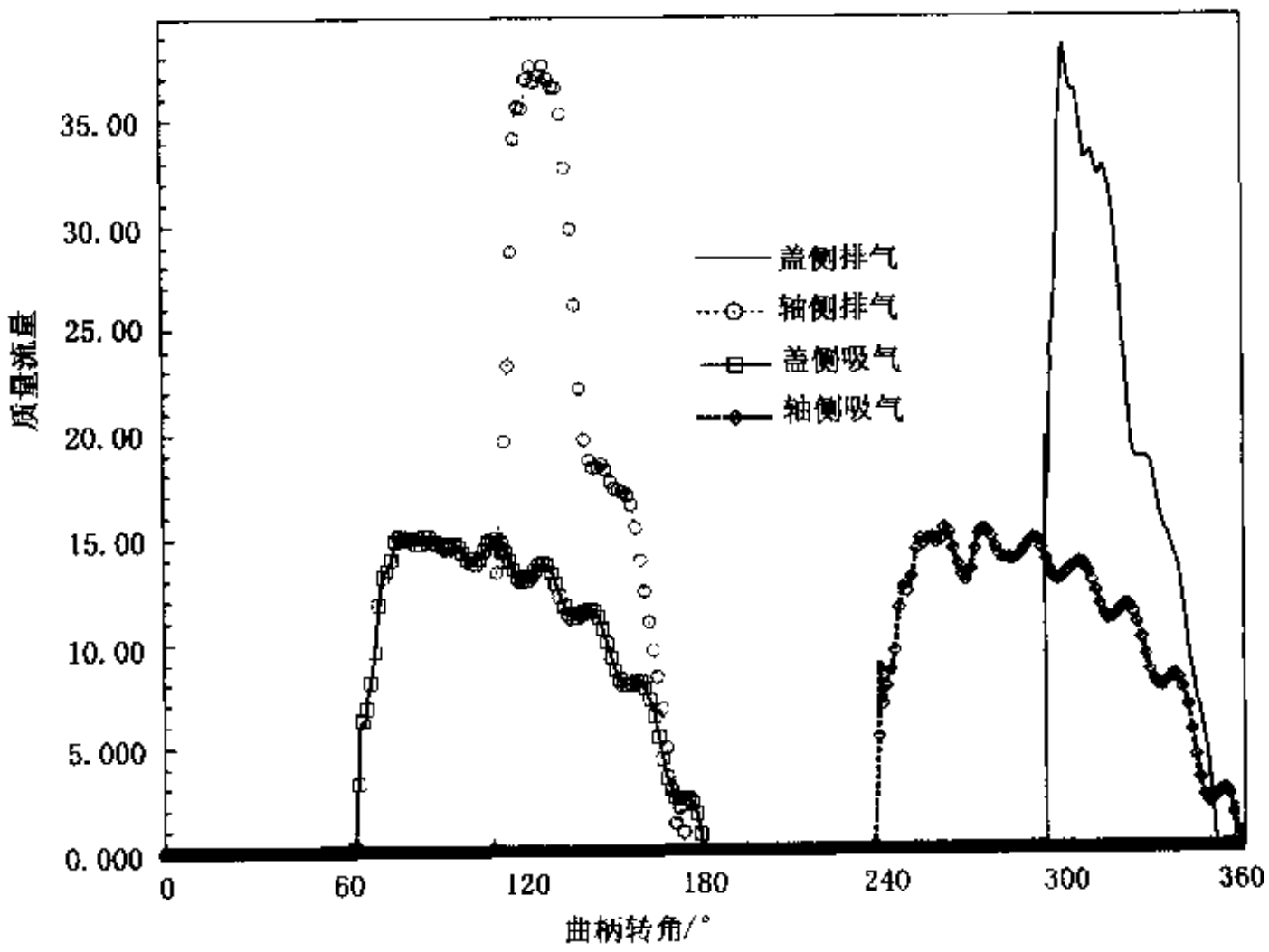


图 6－1　压缩机典型流动型式

管道系统可以看作复杂的管道机构网络。通常的管道系统具有若干个声学固有频率，一旦受到激励，就会产生驻波(声学振型)。当流动和压力波从压缩机中传出后，它们会在管道系统中传输或反射。波是被反射还是被传递是由声学单元到声学单元的阻抗变化确定的。简单的声学阻抗 Z 由气体声速(c = ft/s)、气体密度(ρ = lb/ft^3)和声学单元的流动截面积(A = ft^2)确定，即

$$Z = \frac{\rho c}{A}$$

此类简单的设想实际上是日常声学分析中使用的更为复杂的模型的基础。

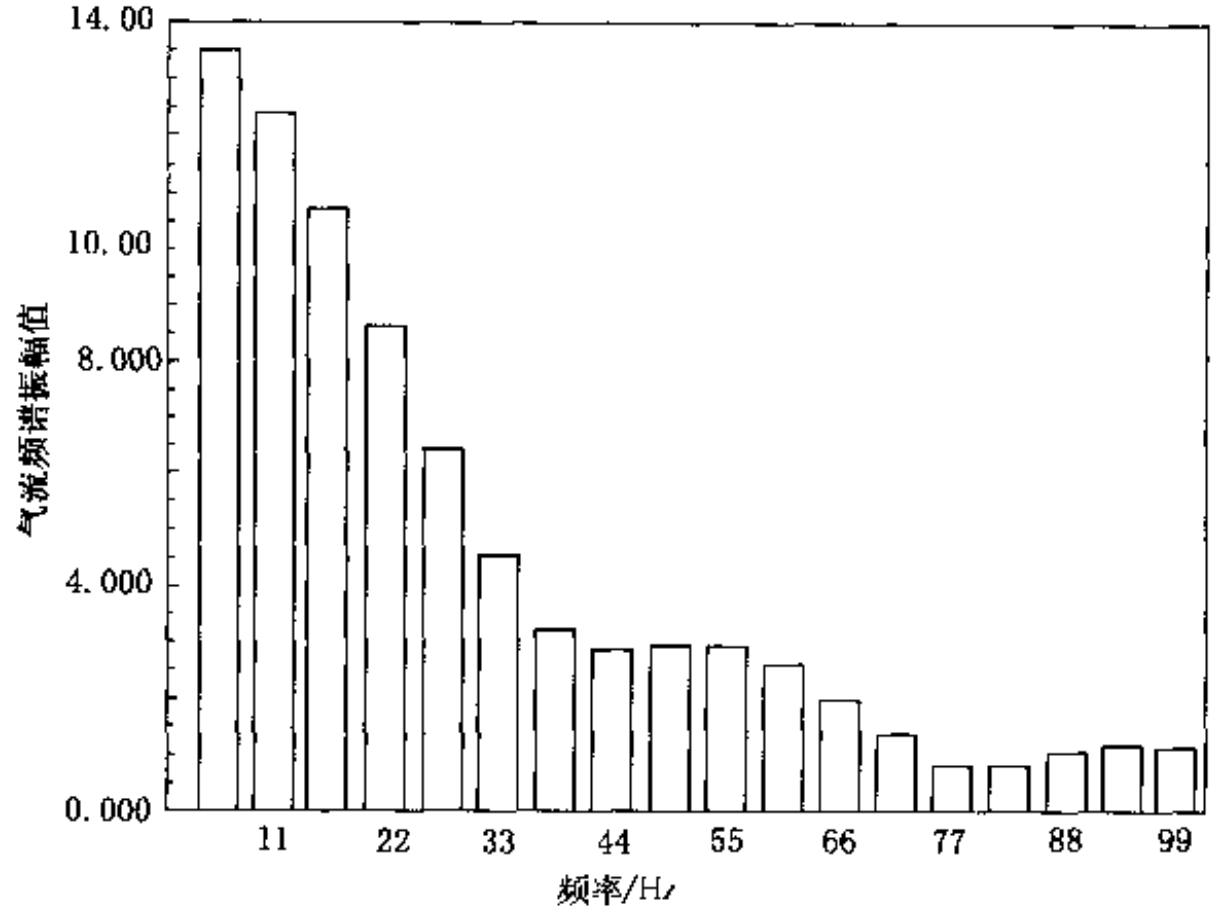


图 6-2 压缩机缸盖侧排出气流脉动频谱阶次显示图

从声学的角度将管道系统的设计与压缩机关联起来的做法是于 1952 年首次提出的。分析动力学、测试仪器和计算机系统 44 年来的进步已经持续不断地提高了工程师们开发维修量少、成本合理和性能有效的机器的能力。曾经有许多年人们惟一可用的技术是以电声技术(模拟)或简单的数学模型为基础的技术。台式计算机的出现带来了数字声学技术。应用计算机解决管道的基本声学计算问题已不再是新鲜事了。实际上此项技术已在大型计算机上应用许多年了，不过其人—机接口显得低效和繁琐。

目前有许多正在使用的不同类型的管道声学模型。大多数数字模型利用转移矩阵方法。以下较为完整地给出了所用的模拟方法：

- 电声模型法(模拟法)
- 转移矩阵法
- 特征法
- 联立微分方程法
- 声学有限波法
- 有限差分法

- 谱方法
- 边界积分法
- 阻抗法(线性分析)

压缩机和管道系统的精确模拟既需要时域计算也需要频域计算。利用频域到时域转换技术已经产生了一种频域中的半精确的方法，它看起来包含真正的、而实际上并不存在的时域相互作用。真正的时域模型包括电声法(模拟)、特征法或联立微分方程法

6.3.2　往复式压缩机时域模型

往复压缩机和管道系统的设计涉及*压缩机气缸、压力操纵气阀*和*有效的管道声学模型*的表示。活塞运动和气阀的动作产生了从吸气管道到排气管道的周期性间歇流。重要的是要注意到流动型态的不连续性。如果将单个的流量脉动转换为频域形式，那么可以根据压缩机转速(60r/min)的倍数频率来分析流动情况。这些压力函数的不连续性会导致机器产生转速频率和转速倍频的压力脉动。

管道系统的声学固有频率会受到活塞脉冲的激励，引起压力和速度增加。管道系统的容积特性会使开启和关闭压缩机气阀时固有的、且更为严重的间断过程变得平滑。

通常可以根据气缸内压以及它与压缩机吸气阀和排气阀外部的压力相互作用的方式推断出往复压缩机的工作性能。气缸外部压力对于气缸压缩和流动的全部过程可能是有益的，也可能是有害的，重要的是注意：为了适当地考虑相互作用，活塞运动、气阀机械模型和外部压力应该以时域形式表示。

当管道系统中存在声学驻波时，驻波可以通过弯头、闭端耦合产生强振动力。声学振动力的主要来源是作为声学共振副产品的驻波。因此声学共振有两个缺点：脉动幅值被放大；能量则以一种与振动力有效耦合的形式被集中起来。采用限制或控制脉动幅度的方法也可以限制耦合振动力。控制振动力减少了可能引起维修问题或疲劳失效问题的振动现象

通过设计分析，可以设计出能限制振动、保证效率和增加机器及其管道系统可靠性的*非共振的声学*和*机械*系统。

在简单系统中，设计分析方法可以与以往的成功经验相结合，形成封闭的方程组。然而在大多数情况中，与多气缸和大量管道结构相关的问题的复杂性要求采用模拟或数字技术。

6.3.3　频域声学模型

用于管道声学中的最流行的模型是以转移矩阵方法为基础的。开发用于建模的方程应遵循以下途径：

- 非粘性静态介质中的平面波
- 粘性静态介质中的平面波
- 非粘性运动介质中的平面波
- 粘性运动介质中的平面波

声学系统阻抗法的发展中隐含的是这样的认识，即直接模拟电气传输网络中的频域分析法。这一事实启发了人们提出了第一个管道声学设计工具，多年来它在管道设计中占据了主导地位，并且与现行的计算方法相比仍有显著的优势。使用电感(线圈)、电容和电阻元件构成了与流体的质量、弹性和流动阻力直接关联的基本模拟元件。质量流量和流体的压力直接模拟为电流和电压。即使在今天，赞成与反对"模拟"方法或数字方法的正反两方面的观点仍会引起很大的争议[2]。真正能对一个模型作出检验的是它给出可靠结果的能力，这种可靠的结

果应能使管道设计行家设计出安全、有效的压缩机系统

6.3.4 管道力学模型

动态力学模型中惟一重要的因素是确定固有频率的精确计算方法。固有频率精确计算方法要考虑将脉动能量(随机脉动和共振脉动)和结构固有频率正确地区分开。如果出现频率重合现象,则将引起机械共振并几乎总是会出现某些问题。共振引起的强烈振动会导致以下一个或多个问题:

- 与阀门、管道约束或其他螺栓联结部件有关的螺栓和螺母松动。其通常的后果是使维修费用增加。
- 振动引起的较小管线例如仪表管线的疲劳。
- 振动引起的主要管件的疲劳。

当管道为主要运动单元时,振型取决于模型所具有的管道分布刚度和分布质量的特性。当存在气阀或集中质量时,这些具有确定的转动惯量的单元也是重要的因素。用适当的刚度值模拟约束条件更是非常重要。一般地讲,为了确保固有频率计算精确,必须正确模拟质量和刚度的分布形态和大小。了解振动的振型有助于确定管道几何结构何时容易受到脉动能量的影响。由于管道封闭端和管道弯头处的耦合作用,通常会出现脉动能量向机械系统传递的现象。在具有脉动能量的管道系统中,管道弯头越多,振动问题出现的可能性越大。

6.3.5 压缩机的直接力学分析

往复式压缩机的集气系统由十字头导轨、气缸中体(隔离室)、气缸座、吸气管嘴、排气管嘴、吸气集流罐、排气集流罐、排气缓冲罐的约束以及吸气和排气附加管道组成。一种最为精确的方法是将与这些部件关联的振动型式看成是由无质量弹簧连接的集中质量系统所产生的。因此,模拟压缩机集气管系统所需的方法与模拟具有分布特性的纯粹管道系统所需的方法有很大的不同。正确计算压缩机集气管的固有频率和振型需要对下列部件有非常专业化的了解,例如:

- 十字头导轨的挠曲性
- 中体挠曲性
- 气缸转动惯量
- 管嘴分支接管挠曲性
- 集流罐的转动惯量
- 排气缓冲罐约束的附加刚度
- 附加管道的动态影响

6.3.6 动态应力模型

无论在管道系统和集气系统中,通过适当考虑单元特性和单元各端点处的力和力矩,可以计算出动态应力。大部分情况下可以用有限元类型的方法计算动态应力。经验已经说明变形能理论算法能与现场实际的失效情况很好地关联。变形能理论对总应变能理论的改进说明了以下试验观察结果,即必须适当地评定静压引起的应力状态。最近采用 Von Mises 和 Hencky 的方法已经引出了最好的总体技术。完整的 FEA(有限元)分析工作并不是必要的,而且从时间和成本的观点来看可能行不通(如果正确实行的话)。事实上最保守和最可靠的动态应力准则是简单地保证最大动态峰 - 峰应力值低于 6000psi,它考虑了更为恶劣的工况下的平均应力、应力集中、表面效应和尺寸效应[3]。

6.4　往复式压缩机压力容积分析

压缩机系统模型由压缩机和管道系统两部分组成。因此，进行压缩机模拟分析时，可以利用气缸内压的 pV 图(压力与容积)和 pA 图(压力与曲柄转角)显示图。图 6-3 即为 pA 图，图中还显示了吸气阀和排气阀处的实际压力。图 6-4 为典型的 pV 图。这种 pV 图的优点是包含了脉动作用。理想的 pV 计算过程可给出 4 项基本内容：

- 吸气容积效率
- 排气容积效率
- 压缩线
- 再膨胀线

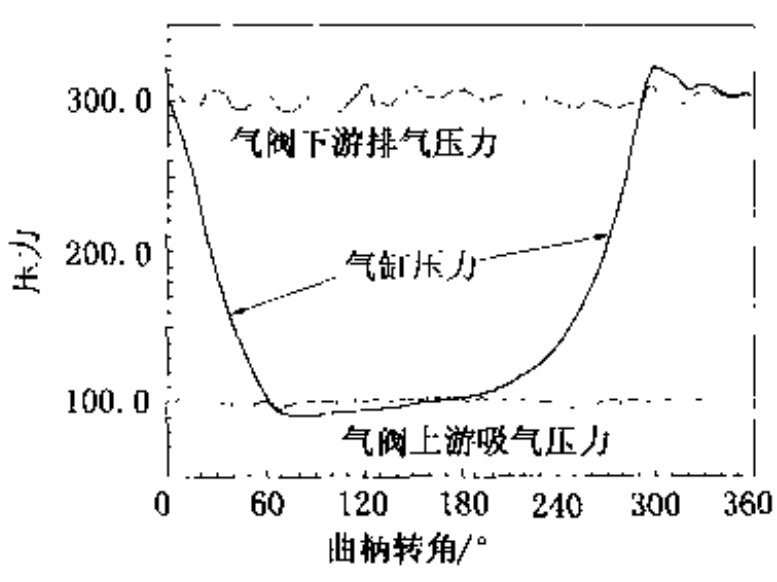


图 6-3　气缸压力和气阀压力与曲柄转角关系图

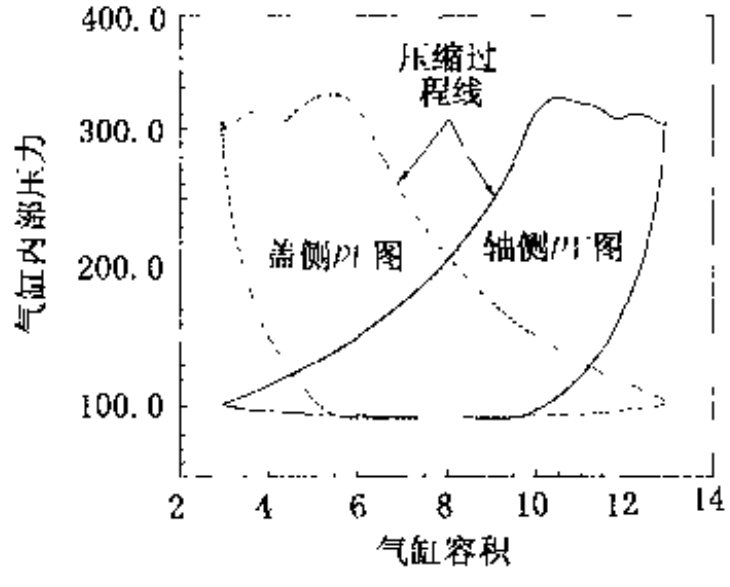


图 6-4　pV 展示图

在吸气阀或排气阀开启期间，气缸内压受到阀外管道中压力的影响。声学阻抗的变化会使脉动能量从气阀处反射回来，但实际上是使脉动能量进入阀口。这种影响是非常重要的。这段时间里 pV 图上压力曲线的特性与紧挨气阀外部的压力特性非常相似。它的主要影响在于 pV 图中的图形面积，该面积与曲轴每转所作的功成正比。压缩机每转所作的功乘以转速即得到压缩机的功率。高频脉动能量趋向于在气体流进或流出压缩机时产生许多压力波。低频脉动能量趋向于使 pV 图形膨胀或增大。通常认为 pV 图膨胀意味着功率增加，且流量也相应增大，因此压缩机的效率下降。也可能导致压缩线和再膨胀线产生移动，使得在流量仅有微小增加时，所需功率的增加却非常显著。在许多情况下，压缩线和再膨胀线出现移动是气阀冲击速度增加和气阀使用寿命受限制的故障症状。

6.5　气阀运动模型

吸气阀和排气阀的运动是由阀件的动态特性(质量、刚度和阻尼)和气阀两侧的压差决定的。压差和有效压力面积决定了操纵气阀的作用力的大小。压差由静态和动态两部分组成。若不将系统中存在的脉动能包括在内，就不能正确预测气阀运动情况。图 6-5 为位于排气阀出口以及在公共管口中的脉动压力。这些数据显示了脉动能量的复杂性以及它何以确实会影响气阀运动的原因。当从气阀出口移向公共管口时，脉动能量的差别是相当大的。图 6-6 为管口中脉动能量的频谱。这些频谱成分显示了基本的双作用气缸的主要能量成分(主要为转

速×2频率时的能量)和在接近64~69赫兹频率处与气缸内部通道有关的声学响应。它具有典型性,并且说明了模拟过程的要求

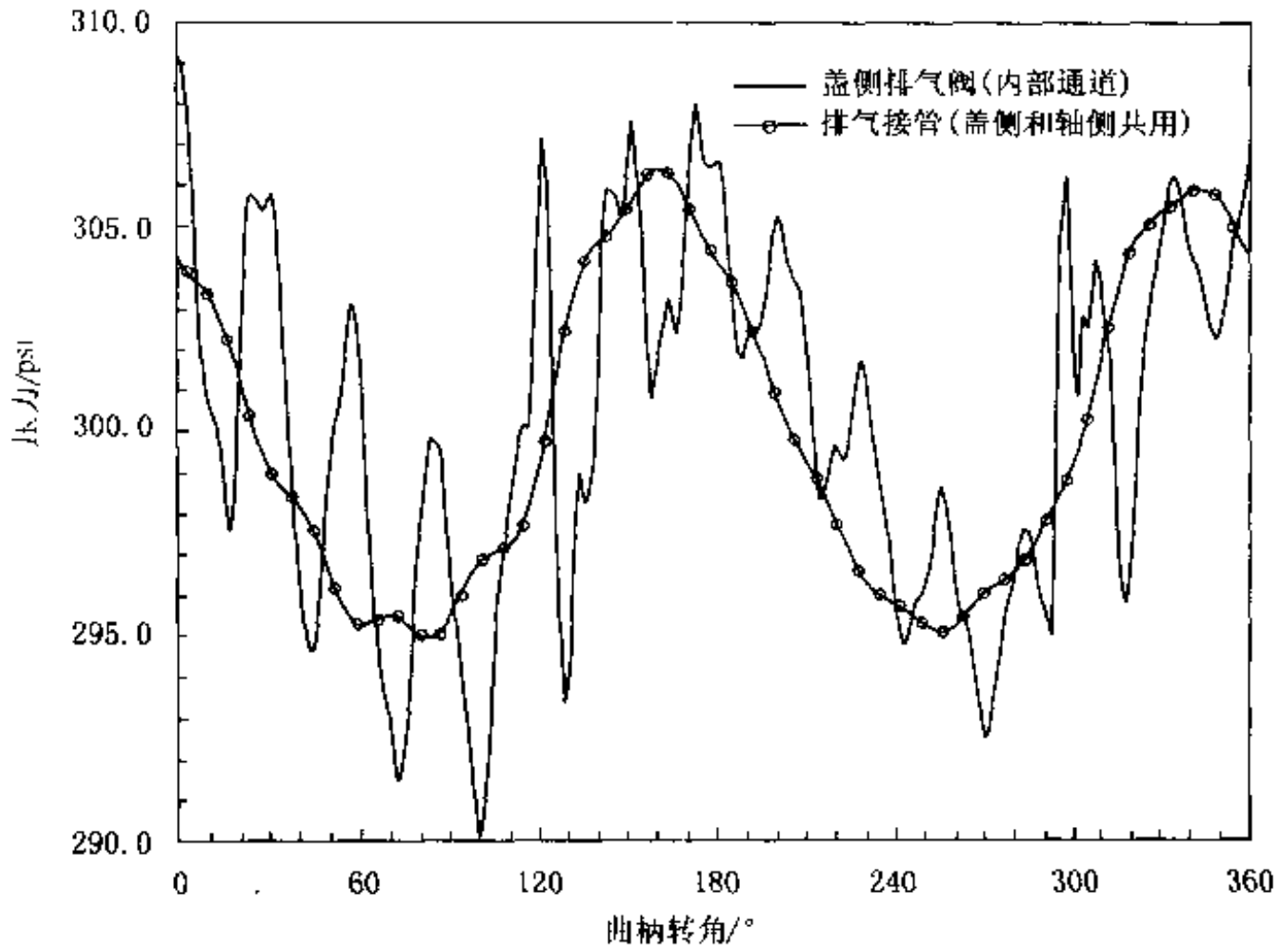


图6-5 气阀和管口处脉动压力

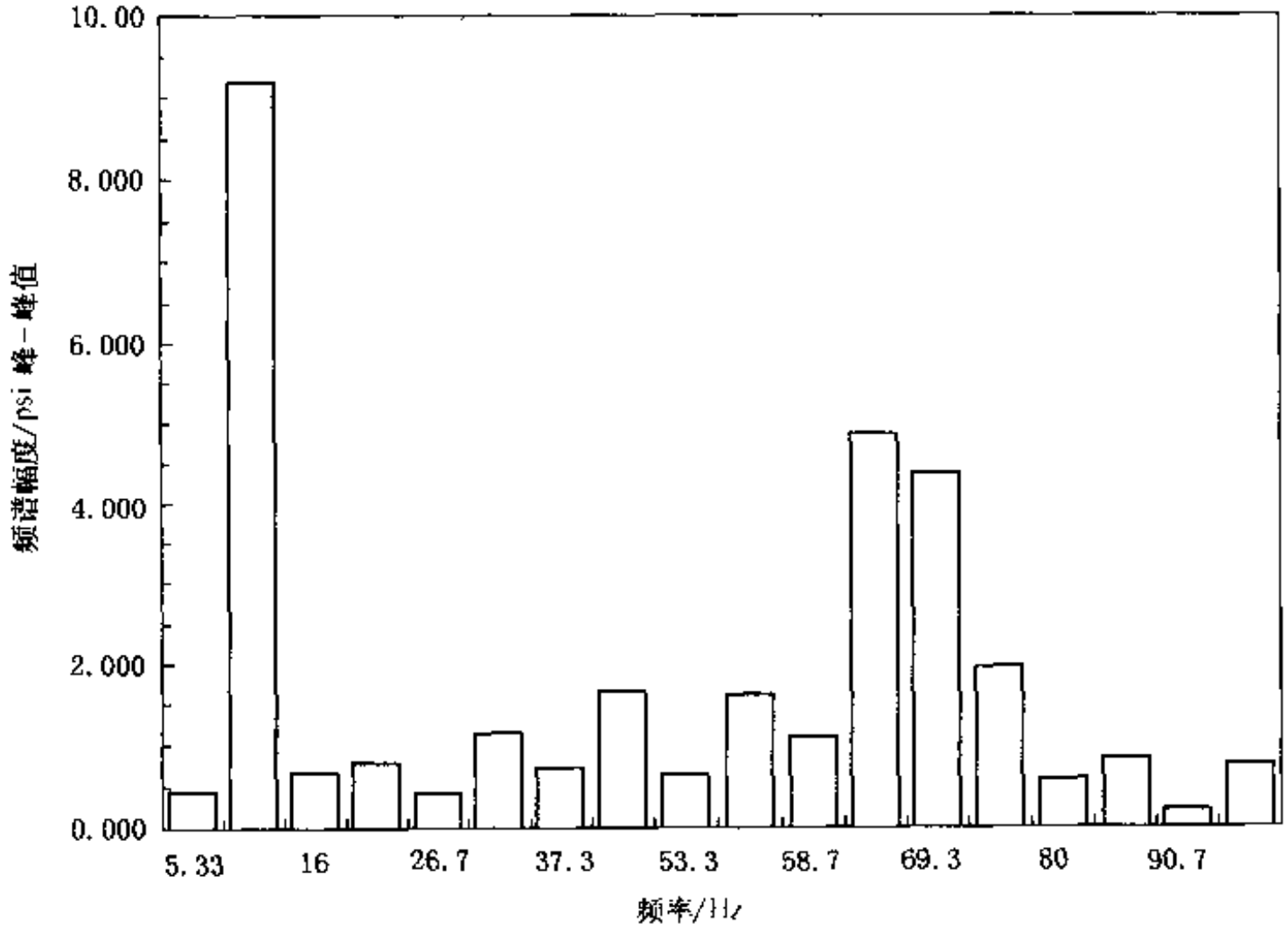


图6-6 管口处脉动频谱

一个合适的压缩机模型应将气阀机械模型包括在内，而气阀机械模型又与脉动驱动能量以及与阀件开启和关闭行程范围相联系。重要的是应在时域中对这种模型进行评价。模型的结果应给出气阀弹簧和重量的参数分析性能。气阀的位移、速度和加速度值可以直接用于计算冲击速度和冲击力。目前一些气阀制造厂家具有筛选气阀可靠性的冲击速度标准，但直到目前这些标准还未证实是完全可靠的，只是当简单标准使用，故不宜对其过分重视。

最后，为了优化气阀的运动，从而使气阀理想地工作，应当足够精确地进行气阀的动态模拟。

6.6　热挠曲模型

自从在 Mare Island Project(马来岛工程)上被采用以来，热膨胀和管道挠曲的模拟方法已经得到相当大的发展。几年来已经开发了若干商业计算程序，用以计算管道应力、位移、管道系统的力和力矩以及作用在机器部件上的外载荷。热、压力和重力模拟的最重要方面是正确地确定如限位器、支架、管吊、管卡和固定锚这样一些部件的边界条件和限制条件。通常人们认为采用较大参数值就能获得保守的设计结果，但这一假定实际上是不正确的。对于相互影响的大型管道系统，实际上是约束作用决定了一个模型是可靠有效的还是只能作为教育性的练习内容。此外在这里，静力学分析的实际价值更多的是取决于工程专业知识而不是取决于模型本身。因为从技术观点看绝大多数商业模型都令人满意，所以上述情况是真实的。

6.6.1　管道的热影响——力、力矩、应力

根据所用程序的不同，可以包括若干作用力的来源，其中包括：

- 热膨胀
- 压力
- 热弯曲
- 重力
- 风力
- 地震
- 支架和约束的位移
- 约束上的摩擦力
- 外部载荷

将这些力进行组合即可确定总作用力，总作用力又通过系统的几何关系形成力矩。这些力和力矩会使管道系统产生应力。在形成一份规范一致性报告的过程中，需将管道应力与不同的管道规范进行比较。规范也说明了将要在一致性报告中使用的应力强度计算过程。

在热挠曲分析中，应着重指出一个很常见的但却会给出错误结果的模拟方法。将系统边界条件模拟为具有极大的刚度(固定锚)以及对管道约束的影响进行模拟都是通常的做法。例如支座、弯头、管卡和导向器一类管道约束的刚度特性应进行合理的计算并将其应用于挠曲模型中。这对于获得正确的结果、进行经济可行的设计具有重要意义。由于使用大刚度值或无穷刚度值总是给出保守的结果，因此这一做法受到了人们的保护。这对于应力的计算也许是正确的，但是就经济性、机械稳定性(振动敏感性)和整体设计质量而言，通常其计算结果并不保守。这种模拟技术经常会导致不必要的设计变化(即增加弯头、膨胀圈以及删除动态约束等)，而这些变化会使系统产生过度挠曲。如果不对约束使用适当的挠性，那么大多数分析结

果都是令人怀疑的。

对大部分模型，重要的是了解模拟结果是以完美构建的计算机模型的理想性能为基础的此外，在模型化过程中提出了许多假设条件，而所有的假设条件都会影响计算载荷值。因此，应该将此类分析中使用的计算机模型当作用于提供管道系统的一般特性以及避免出现与热量有关的重要问题的设计手段。而管道应力和压缩机载荷的规范的使用应该起指导性作用——严格遵守或违反这些规范并不能保证管道系统设计的成功或失败。

6.6.2 机器上的力和力矩

按照规范或制造厂家的生产指南对管道静态作用产生的力和力矩进行合成，可以确定作用在机器部件上的力和力矩(离心式压缩机机壳或往复式压缩机气缸)。然后将计算值与许用值进行比较，用以确定管道系统是否对机器施加了过度载荷。高速旋转机械上的力和力矩都很大，它们有使壳体产生变形和不对中的趋势。这种变形现象除了会激发过度的转速频率和2倍转速频率的振动外，还会产生过度的磨损和轴承损坏。进行这些分析时，为了保证力和力矩是合理的并符合实际状况，应该将所有合理的挠性都包括在内。了解到隐含的挠性最常被忽略的是有益的。实际管道系统的挠性要比预期的大。在大多数情况下这将使力和力矩减小，但也有例外情况。

6.6.3 冷却器上的力和力矩

应用热模拟方法预测冷却器管口上的力和力矩已经成为惯例。为了保证适当的模拟过程能够产生相应的结果，必须考虑几个因素。在假设条件过分简化的情况下，应使通向冷却器的直立管段具有极大的柔性，并且当存在显著的脉动能量时，应能代表剧烈的振动。在静态和动态因素之间保持适当均衡是确保真正可靠的惟一现实保证。

6.6.4 埋地管道模型

已经根据土壤性质和土壤力学开发出了地下管道模型。土壤的刚度是通过应用沿埋地管道分布的离散约束条件来模拟的。在某些情况下约束分布为等间距分布，而在其他情况下约束分布的间距是变化的。因为存在大量的埋地管道，所以分析埋地管道的能力就成为一种非常值得拥有、且又特别需要的性能。虽然这些模型在模拟土壤上做了勇敢的尝试，但其精确性还没有的得到充分的证明。也许在分析家头脑中出现的最明显的问题是假设土壤是均质的，而常识告诉我们，在给定的区域和深度内土壤成分有非常大的变化。因此应该密切监测和评价来自这些模型的计算结果，以保证模拟结果不违反工程常识。

参 考 文 献

1. Drummond, Rick, "Concurrent Analysis of Compressor Piping Systems," Southwest Research Institute, San Antonio, Texas, 1994.
2. Blodgett, Larry E., "Using Analog and Digital Analysis For Effective Pulsation Control," American Gas Association, Operations Conference, Operating Section Proceedings, 1996.
3. Young, Warren C., *Roark's Formulas for Stress and Strain* New York, N.Y.: McGraw-Hill, 1989).

第 7 章　超高压压缩机(超过 100MPa[14500psi])

Enzo Giacomelli
General Manager Reciprocating Compressors
Nuovo Pignone

Alessandro Traversari
General Manager Rotating Machinery
Nuovo Pignone

7.1　设计程序

7.1.1　高压设施概述

1920 年以后，随着合成氨工艺的发展，其工艺压力达到了约 100MPa(14500 psi)，压缩机制造厂遇到了与高压工况有关的机械制造方面的困难。

后来，合成氨工艺向着降低最终工艺压力的方向发展，当前的工艺压力大约为 32MPa(4640 psi)。其他的一些应用场合，如尿素生产曾要求压力达到 35 MPa(5075psi)，但目前由于工艺的改进，在压力为 15 ~ 20MPa(2175 ~ 2900psi)时也可以实现反应过程。天然气的存储和回注也需要 15 ~ 60MPa(2175 ~ 8700psi)的高压力。每个高压应用场合都存在与气体压缩、液体夹带、润滑和腐蚀有关的特殊困难。

第二次世界大战以后，随着低密度聚乙烯 LDPE[1] 工业需求的增加，高压工艺过程的应用也增加了。LDPE 的聚合反应是使用特殊形式的往复式压缩机(见图 7 - 1)，将乙烯气体压缩到 350MPa(50750psi)的高压后实现的。人们给这种用途的压缩机起名为***超级压缩机***。

工厂的生产能力也已显著地提高了。在 60 年代早期，一条 LDPE 生产线的正常生产能力为 7000 吨/年的水平，而目前投用中的生产线的产量达到 200000 吨/年。

由于工艺气体的高度可燃性以及伴随生产过程的极高压力，所以，对这些工厂而言，误操作或不安全的操作将是非常危险的。

危险来源之一出现在二次超级压缩机上。在设计和制造阶段，该压缩机上有两个主要部位需要引起特别的注意：即承受压力的部件和曲轴传动机构。

气缸会受压力波动影响。如果设计、制造或材料选择不适当，则压力波动会引起气缸疲劳失效。

因为任何不对中都可能导致压缩机失效，并可能引发火灾[2]，所以驱动柱塞的曲轴机构的运动必须高度精确。由于柱塞是用很硬的金属(一般为坚硬的碳化钨)制造的，所以柱塞实际上是易碎的零件。

因此，必须根据可靠的基本原理选择这些机构的设计方案[3]，并且设计方案要得到绝大多数现代分析方法和实验技术的支持[4]。

对分子量、密度和结晶度不同的聚乙烯类产品，可以根据所采用的乙烯聚合反应工艺不同分为两种类型：

- 高密度聚乙烯 HDPE。它是用低压工艺生产的，操作压力低于 5MPa(725psi)，产品密

度范围 0.945 ~ 0.970g/cm³(0.034 ~ 0.035lb/in³)。

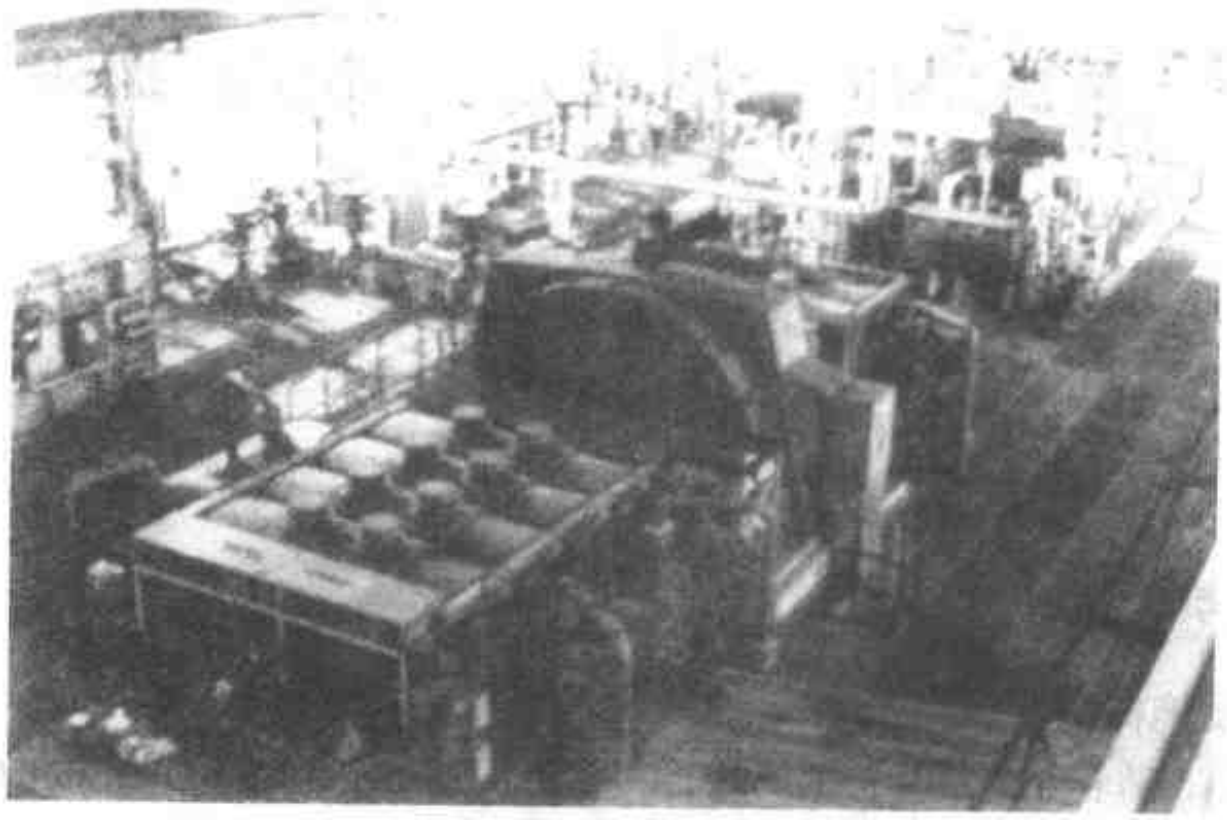


图 7 - 1　超高压 12 缸压缩机。(由 Nuovo Pignone 供图)

• 低密度聚乙烯 LDPE。它是用高压工艺生产的，操作压力在 100 ~ 350MPa(14500 ~ 50750psi)之间，产品密度略低(0.91 ~ 0.93g/cm³)(0.033 ~ 0.034 lb/in³)。

操作压力低于 2 MPa(290 psi)的生产线性低密度聚乙烯 LLDPE 生产工艺已开始占据 LDPE 生产领域，目前的工厂生产量达到了每年 500000 吨。

后来又研究了采用高压工艺生产线性聚乙烯 HPLLDPE 的可能性，并已在一些现有工厂里实施。为了提供一定的操作灵活性，所采用的最终压力为 80 ~ 170MPa(11600 到 24650psi)。由于这些产品的聚合反应需要机械设备工作在非常困难的条件下，所以目前该生产工艺仅在一些现有的工厂中得到应用。

虽然在密封装置中采用塑料密封元件获得了非常好的效果，但对过程控制的困难，润滑条件的恶劣和烷基铝(aluminalkyle)的存在通常都会导致密封性能不可靠。

目前大约 50%新建的生产低密度聚乙烯的工厂采用压缩机将乙烯压缩至高压，然后使高压气体在反应器中在温度和催化剂作用下发生聚合。所形成的聚合物产品具有优良的机械性能和光学性能。此外，由于工艺过程仅涉及乙烯和能量，不含金属成分，所以它们对环境没有影响。

这种技术使用简便，具有竞争力，并提供了开发类似“茂金属(metallocenic)”一类催化剂的可能性，故非常适合同类生产系统(例如高压 LDPE 产品)。

当前，高压聚乙烯产品包括以下几种：

虽然在特殊催化剂推动下，低压生产工艺正在不断地改进，但将来仍然会需要高压生产工艺。

产　品	密度/(g/cm³)(lb/in³)	气　体	压力/MPa(psi)
LDPE	0.920(0.033)	乙烯	120 - 350(17400 - 50750)
共聚物 1	0.927 ~ 0.935(0.033 ~ 0.034)	乙烯 + 乙烯基乙腈(5%到 40%)	120 - 350(17400 ~ 50750)

续表

产　品	密度/(g/cm³)(lb/in³)	气　体	压力/MPa(psi)
共聚物 2	0.927 ~ 0.935 (0.033 ~ 0.034)	乙烯 + 丙烯酸酯	120 – 350(17400 ~ 50750)
HPLLDPE	0.880 ~ 0.920(0.032 ~ 0.033)	乙烯 + 丁烯(10%到40%)	80 – 150(11600 - 21750)

7.1.2　LDPE 生产设备特点

LDPE 的生产压力由往复式压缩机提供。该压缩机设计独特，并使用真空熔炼镍铬钼钢(NiCr – Mo)和烧结碳化钨一类高级材料制造。

为了操作的安全性和可靠性，需要重视以下问题：

- 吸入和排出过程之间承受波动压力的零件的疲劳。
- 活塞和气缸之间的密封。
- 确定能使活塞获得理想直线运动的曲柄机构。
- 乙烯聚合反应过程中与气体有关的危险性。

超高压压缩机的正确设计需要研究热力学、机械学、工艺、操作和安全方面的问题[5]。例如，驱动柱塞的传动机构(图 7 – 2)的运动应当绝对精确。

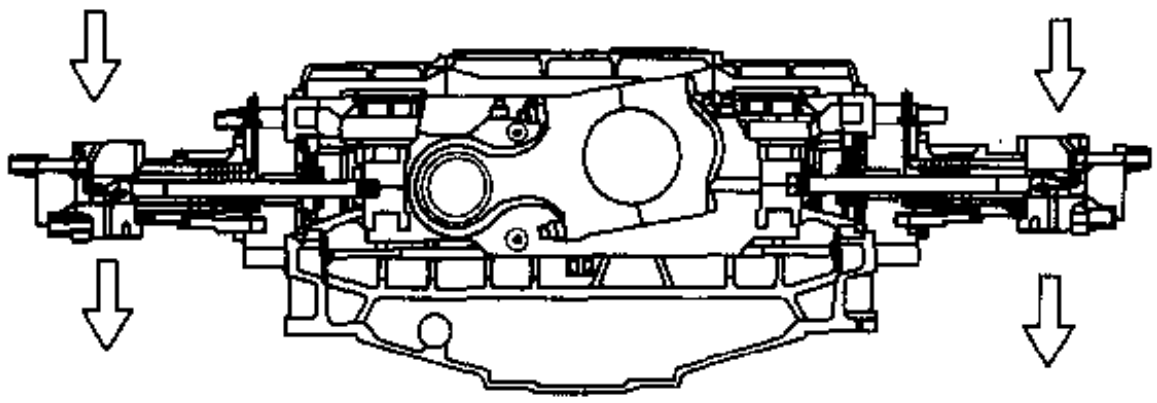


图 7 – 2　机身直连自定位高压气缸的特殊曲柄机构

无论在冷态还是在热态条件下，十字头都应当沿着气缸轴线做精确的直线运动。十字头的热膨胀应当不影响其对中性。垂直和水平导轨都应通过柱塞中心线，柱塞是在没有夹紧的情况下定位于十字头中心的，并由气缸中的填料衬套所支承。对与机身直接连接的气缸(图 7 – 8)，需要特别注意承受气压的部件和密封布置的设计

菌状阀的大小应使阀的颤振降到最低，因为颤振会损坏阀座和阀芯。

可将整体碳化钨或电镀柱塞与青铜填料或非常特殊的塑料填料配合使用，具体视工艺和压力条件而定。

出于安全的原因，应在气缸列中插入隔离室(中体)。通向火炬或安全区的一次回收孔、用于冷却柱塞的隔油圈以及紧急排气口等都是用于控制正常的气体泄漏的，以防泄漏的气体进入曲轴箱。万一在紧急情况下机身内进了气体，还另备有安全阀，用氮气对曲轴箱进行吹扫，消除油气混合物，以保证操作安全。

7.1.3　曲柄传动机构的布置

由于结构的原因，优先使用单作用型气缸，但由于每个柱塞的推力机构仅承受单向载荷作用，这样，承载接头配合表面始终保持接触状态，不可能建立润滑油膜，因而承载接头存

在润滑上的困难(例如，连杆小端和十字头销之间的配合)。在聚乙烯压缩机曲柄机构的设计中，不同的压缩机制造厂商采用了不同的方法来解决直线传动和单向载荷的问题。

• 为了减少传递到柱塞上的振动，常规型十字头通过由球型接头连接的辅助十字头(图7-3)来驱动，但是不能给连杆小端上的轴承提供反向载荷。考虑到不稳定的润滑条件和液膜润滑与干摩擦之间的过渡状态，确定连杆小端轴承的规格尺寸时，应使比载荷较低。

• 外部辅助十字头(图7-4)是由主十字头通过紧固螺栓驱动。辅助十字头(叉座)与对置的柱塞连接，使用这种结构可满足反向推力的要求。采用辅助十字头后，由于所受的摩擦力减少，所以振动也减弱了。但热膨胀问题仍然存在，其解决方法是将主十字头和辅助十字头安置在相隔一段距离的不同机身里。这种机型的气缸内部的检修可能会受到一些限制。

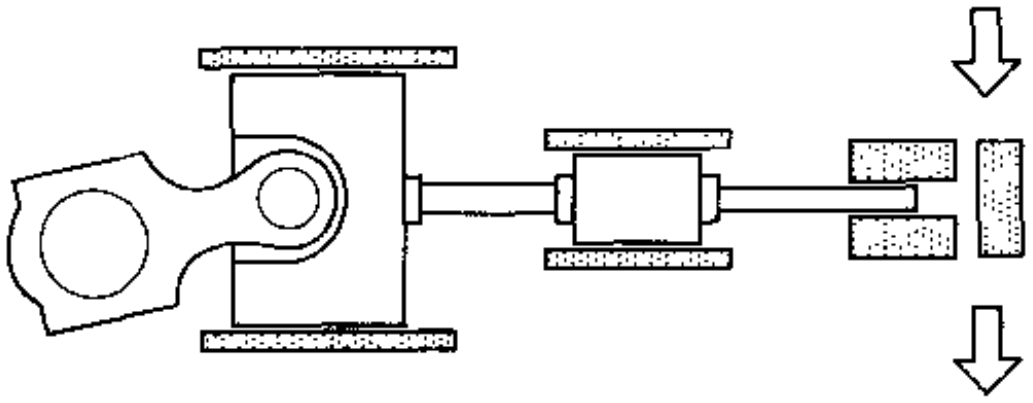


图7-3 使用常规和辅助十字头的曲柄传动机构

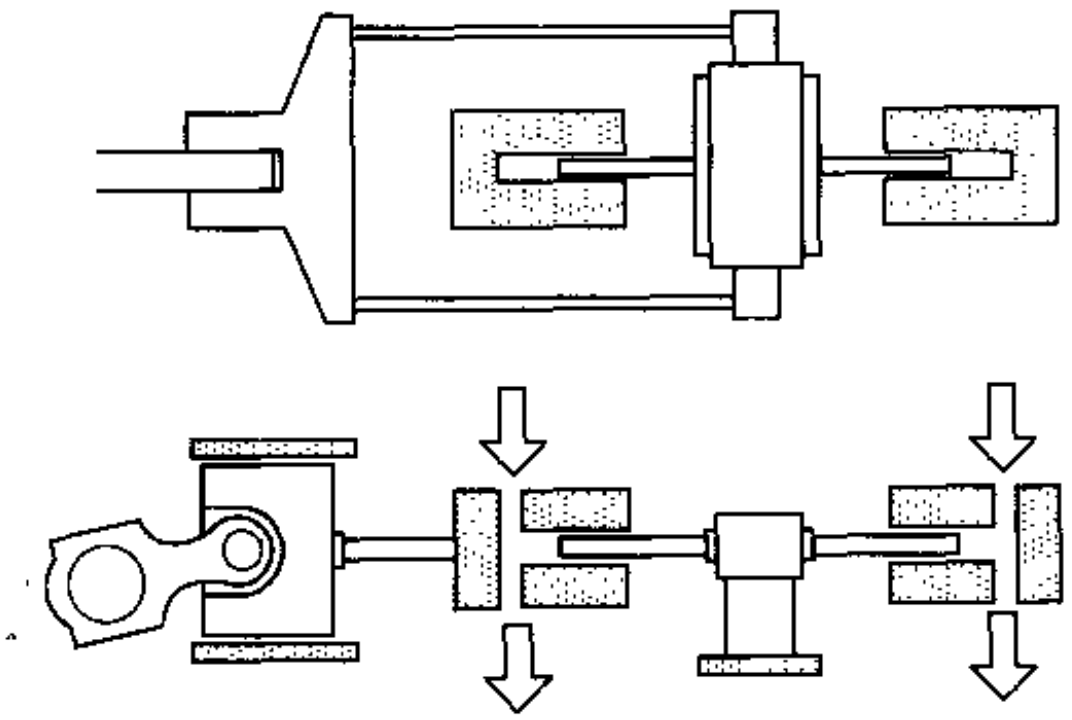


图7-4 使用与独立机身中辅助十字头连接的主十字头的曲柄传动机构

• 另一种解决办法是使用液压设备向活塞传递动力。这种方法能够改变生产能力，并使活塞获得理想的直线运动，但也要配备完整的油控制回路。

• 采用两个特殊的十字头(图7-5)，一个直接与连杆连接，另一个配置在曲轴的对面，使用紧固螺栓连接。这种方式可满足反向推力的要求，但需要使用辅助十字头，以避免将振动传递给活塞，并吸收主十字头的热膨胀。这一热膨胀的大小与十字头销和滑道之间的距离有关，并会使十字头轴线产生相对于气缸中心线的位移。

• 另一种特殊的布置(图7-6)为机身下半部配有滑道和导轨的十字头。两边使用两根连杆。由于两个柱塞在主十字头两侧对置，故可保证反向推力。为了在操作时获得理想的直

线运动，必须使用辅助十字头消除因柱塞与主十字头导轨之间的距离而产生的热膨胀。

• 使用两个对置柱塞的特殊和精确的解决方法(图 7－7)　它通过特殊十字头驱动柱塞，旋转曲轴和连杆置于十字头内部。十字头导轨为平面部件，其轴线位于中心线上。十字头滑动面之间距离长、间隙小，并且活塞中心线与滑动面处于同一平面上，因而避免了由于热膨胀产生的中心偏移现象。这种专利解决方法[5]最能满足上述要求。

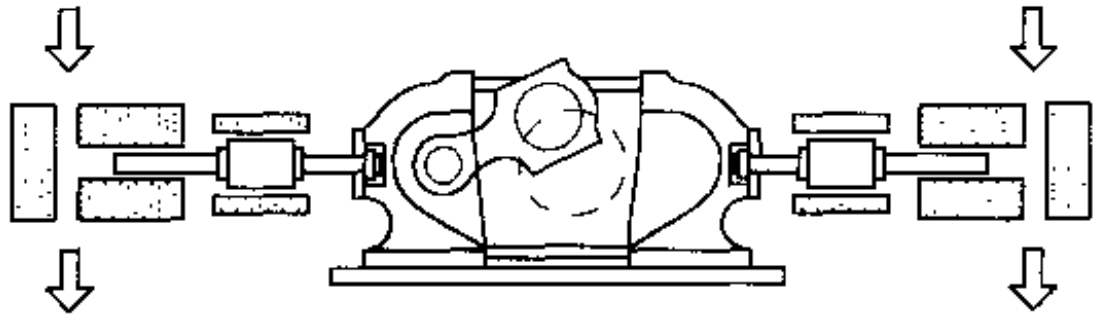


图 7－5　使用紧固螺栓连接的两个特殊十字头和辅助十字头的曲柄传动机构

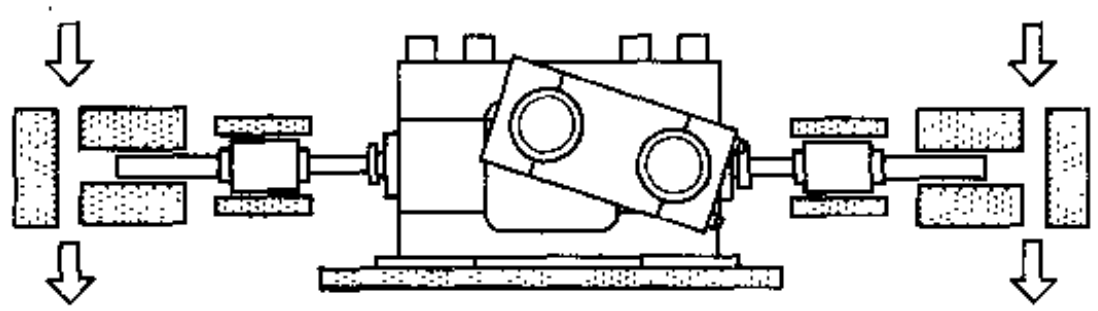


图 7－6　使用双连杆和辅助十字头的特殊十字头

因此，这种十字头完全按照直线运动，在冷态和热态两种条件下十字头的运动路线都能与气缸中心线一致。事实上：

• 利用导轨与翼板之间非常小的间隙比和导轨之间距离的作用，也由于滑动面上摩擦力的方向实际上与十字头销轴线相重合，因此从机械作用方面防止了十字头的偏摆。

• 由于垂直和水平导轨的两个平面都通过柱塞中心线，所以十字头的热膨胀不影响对中定位。

这种解决方法避免了使用辅助十字头，而传统的主十字头必需使用辅助十字头纠正偏摆运动。辅助十字头使压缩机变得更长，结构更为复杂，对中也更为困难，尤其是为了消除对外部支撑的需求，不允许气缸直接与机身连接。这种条件实际上是制造真正的“工厂对中定位”，而无需在现场重新对中的机器的基础。

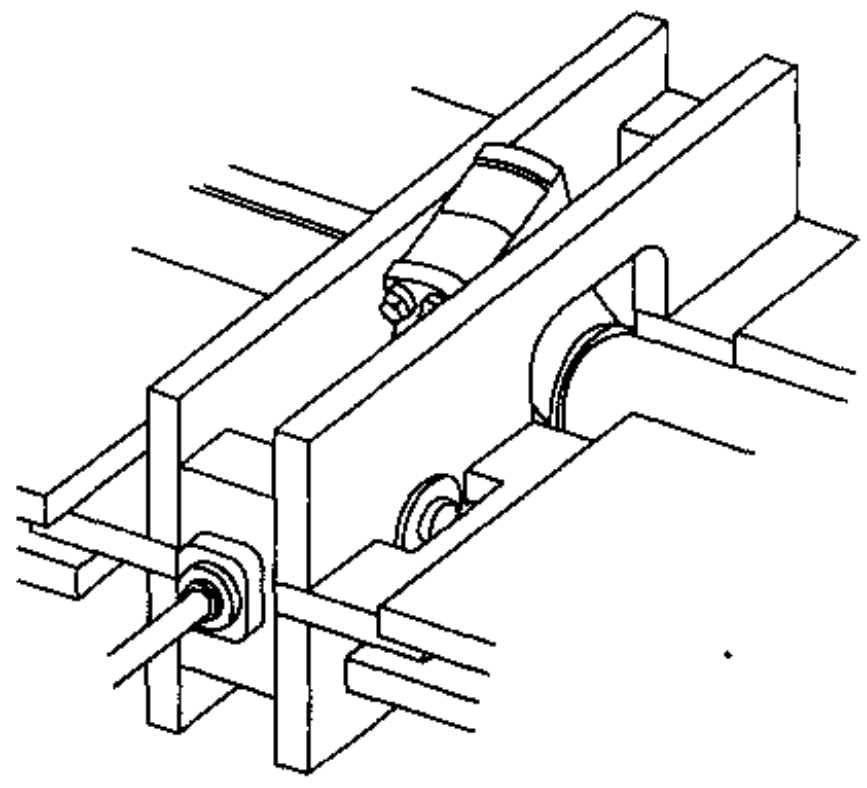


图 7－7　特殊自定心十字头组件，LDPE 工厂二次压缩机采用

后两种解决方法仅仅应用于新建的工厂中。

7.1.4　气缸的特点

由于气缸在超高压状态下工作，所以超高压压缩机应使气缸具有安全、可靠和有效的

特点[5]。

用液压紧固的长拉杆连接的气缸由三个主要部件组成：将气缸和传动机构机座相连的法兰、安置在筒体组件中的主密封以及容纳吸气阀和排气阀的气缸头。

气阀径向布置的气缸(图 7－8)的典型结构带有一个压缩室、一个柱塞，并用填料实现对柱塞的密封。由于需要为导向套和密封环提供安装空间，也因为润滑油孔的存在，所以填料盒的几何形状较复杂。

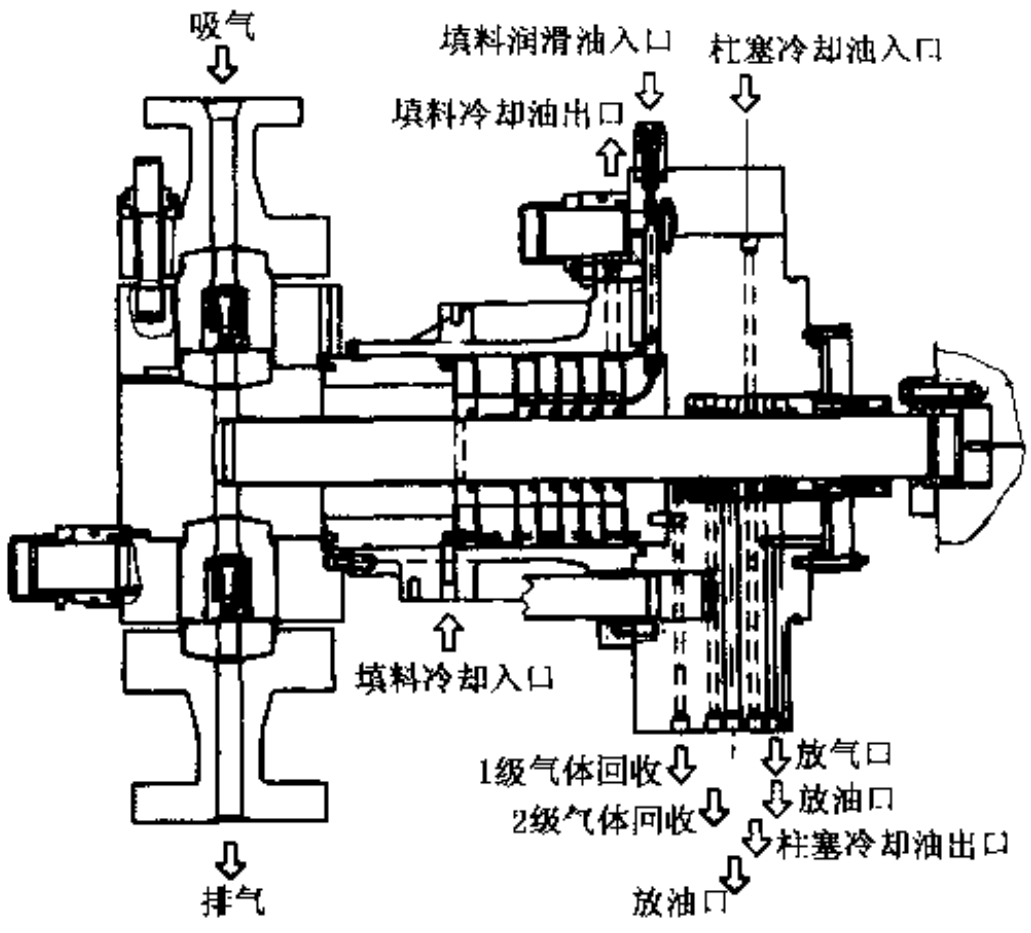


图 7－8 气阀径向布置的气缸

压力超过 230～250MPa(33350 到 36250psi)的压缩机使用了类似的气缸布置，其气缸头配置轴向气阀(图 7－9 和图 7－10)[36]。

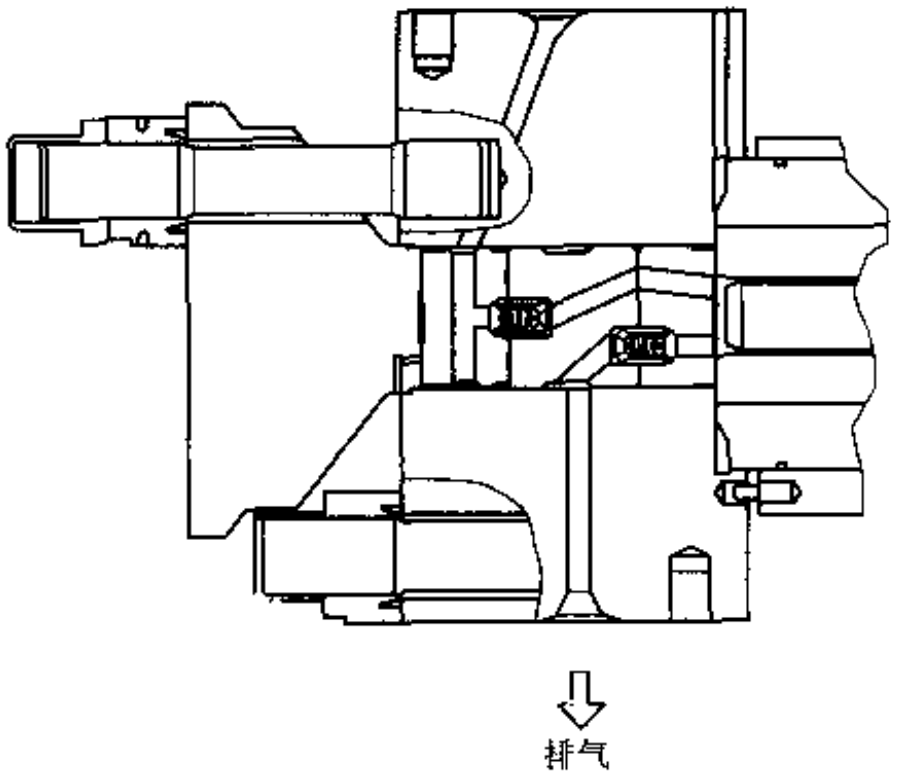


图 7－9 气阀轴向布置的气缸头

管道入口和出口(图 7－9)为垂直或径向布置的结构可使机器能更好地固定在基础上，从而可使机器振动处于很低的水平。考虑到工厂布局的要求，也可将管道沿轴向和径向布置(图 7－10)。

径向型(图 7－11)气阀的使用压力达到 250MPa(33350psi)。对轴向吸排气组合阀，若采用单阀芯或多阀芯结构，则其使用压力可覆盖全部操作压力范围(见图 7－12 和图 7－13)。通常对气速在 30～60m/s(98～197ft/s)之间的工况，所用的气阀都是菌状阀。经验表明，因为径向阀具有以下优点，所以它具有使用时间超过 30000h 的优异性能。

1. 更高的可靠性

- 气阀结构很简单。
- 因为气速稍高，所以阀内形成聚合物的可能性进一步降低。
- 因为间隙较大和作用在阀芯上的曳力更大，所以操作中对阀芯的粘滞作用很弱。
- 弹簧直径更大，耐久性更长。

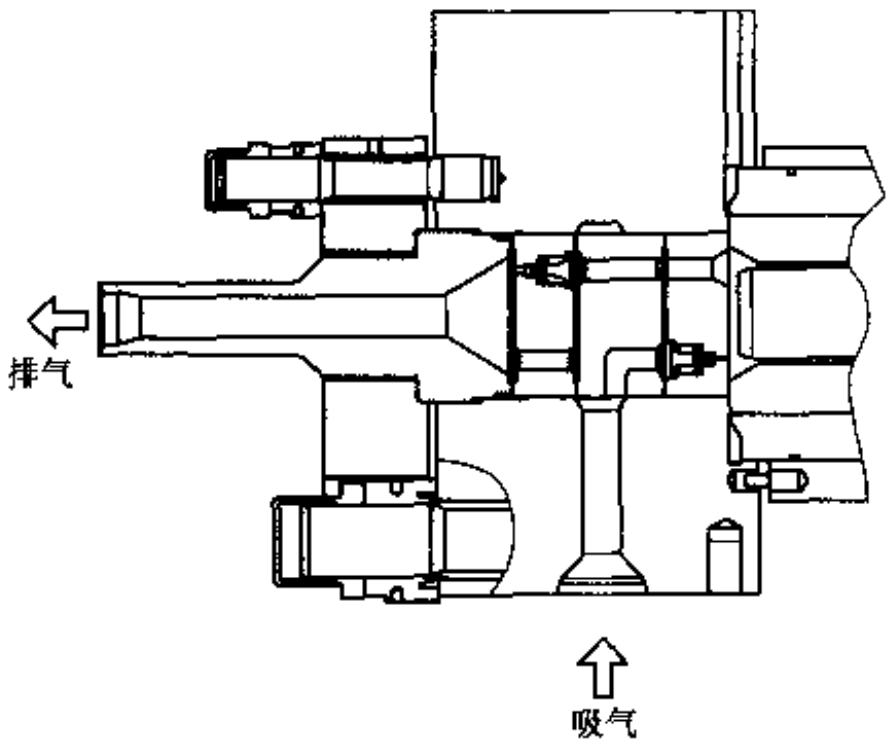


图 7－10　多阀芯、气阀轴向布置的气缸头

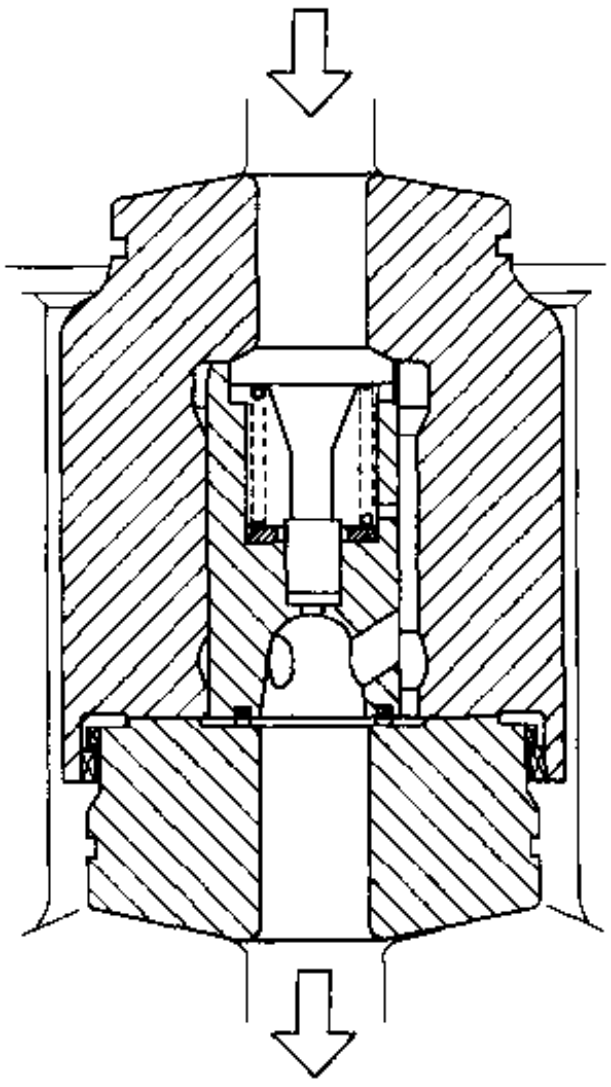


图 7－11　径向气阀组件

2. 更好的密封性能

- 多阀芯气阀的阀座加工更为困难。
- 单阀芯气阀更大的间隙使阀座和阀芯接触更好，气阀损坏的可能性更小。

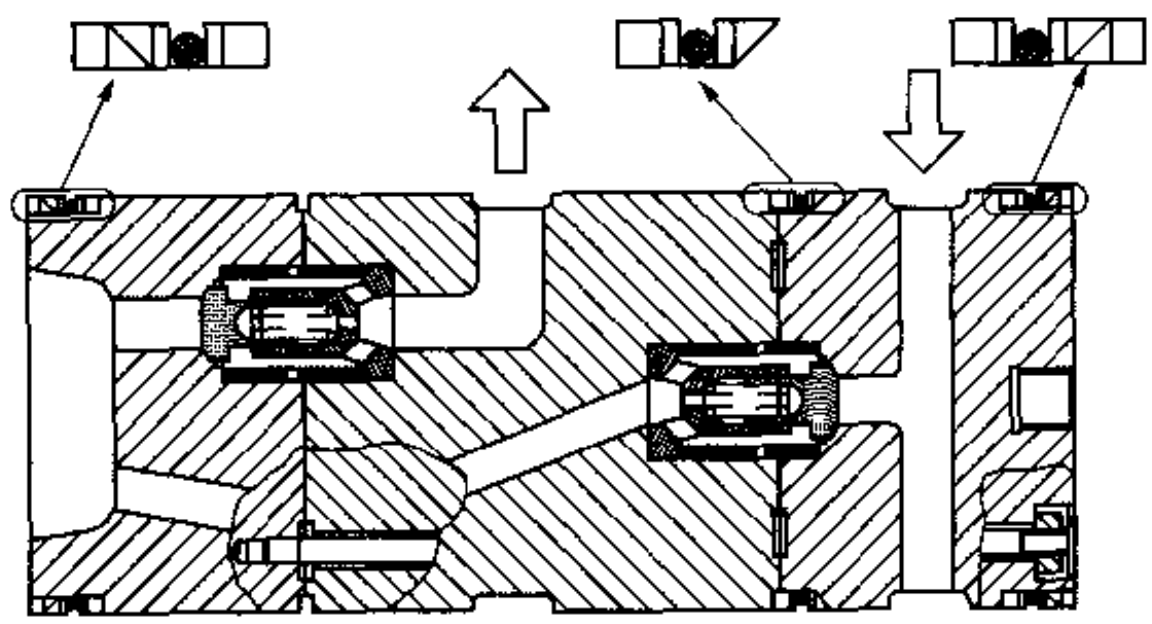


图 7－12　轴向组合气阀组件

长期操作后，单阀芯气阀具有更大的修复加工余量，而且容易装配。

对轴向气阀，其特殊的密封形式将两部分阀体互相分开，且也和外部隔开。这种解决方

法具有双重目的：

- 允许外部压力对阀体进行预压缩，使拉伸应力减少到最低程度。
- 消除气缸头中吸气和排气交汇孔处的高应力波动。

采用"自增强"措施后，承受高应力的气缸头部位工作在预压缩状态下。

对压缩室和填料盒采用收缩配合方式实现对高应力区的预压缩。

气缸头上有与侧向吸、排气管贯通交汇的大孔道。为了达到安全—可靠—性能[6]的目标，气缸的设计尤为重要。高压力波动会产生的高疲劳应力，而几何形状变化则会导致应力增加，气缸的设计则必须解决与此有关的问题。

为了减少应力集中效应，应将部件的几何形状变化减小到最小程度。从疲劳的观点考虑，表面粗糙度是非常重要的因素。为了获得高等级的表面光洁度，需要特殊的机械加工方法。如果气缸头配置径向气阀，则由于横向开孔的整个气缸体承受从吸气压力到排气压力之间的压力变化，所以必须估计关键点的应力波动情况，并采取适当的预应力措施。

需要解决吸排气组合气阀的最高使用压力问题。将孔道交汇点设置在压力波动低的部位能够降低应力集中对气缸头的影响。

对超高压气缸，也要采用预应力方法，例如收缩配合和自增强处理技术，使得气缸筒壁上的应力分布更加均匀，从而有效地利用材料的性能。若出于操作安全考虑，必须采用高预压缩应力时，也可以同时应用这两种方法。

7.1.5 安全状况

由于气体的可燃性和高压工况，LDPE 工厂的安全性是非常重要的。虽然过去的单级压缩机排气温度达到 120℃，但目前气体的排出温度限制在 100～110℃* 以降低气缸中乙烯分解的危险。在这种情况下，为保证最终的低温度，气体进入气缸前需要进行冷却。

作为进一步的预防措施，工厂通常建在露天下，有时建在顶棚下或通风良好、四周有围墙的场地内，以防止由于意外泄漏造成的气体积聚。

为了人员的安全，工程和制造公司习惯将仪表和控制设备安放在与工厂最危险部位相隔一段距离的地方，以方便管理，且便于使用现代化的监测和自动控制系统[8]。工厂集中控制和操作可使工艺参数实现优化，并使过渡操作周期缩短，整个工厂的效能更加突出。

应用以预测性维修而不是预防性维修为基础的监测系统可获得额外的效益。

目前，随着现代材料和设计技术的应用，包含超高压部件的往复式压缩机已达到很高的安全水平，其可靠性和利用率均超过 99.5%。

由于柱塞是非常易碎的部件，而且安装不对中可能引起故障，所以压缩机中应用了特殊的安全概念。本质安全的曲柄机构是头等重要的考虑因素[7]。必须始终保持柱塞的转动和沿轴线运动自由、灵活，而且需要与十字头(图 7－14)进行特殊的连接。

此外，气缸螺栓必须具有足够的长度，以便在气缸内发生分解或超压情况下螺栓可进行弹性延伸。拉杆的弹性延伸会使气缸头抬升，从而气体可通过缸头本身的特殊减压通道释放出去。为了将从填料泄漏的所有过剩的乙烯气体排放到大气中，以防止气体进入机身内部，在气缸与机身之间设计了分隔室。与内燃机的机身一样，压缩机的机身也用氮气进行吹扫。高压部位所用的材料的韧性应保证"先漏后破"。

* 第 1 级 130℃机，115℃报警；第 2 级 120℃停机，100℃报警。

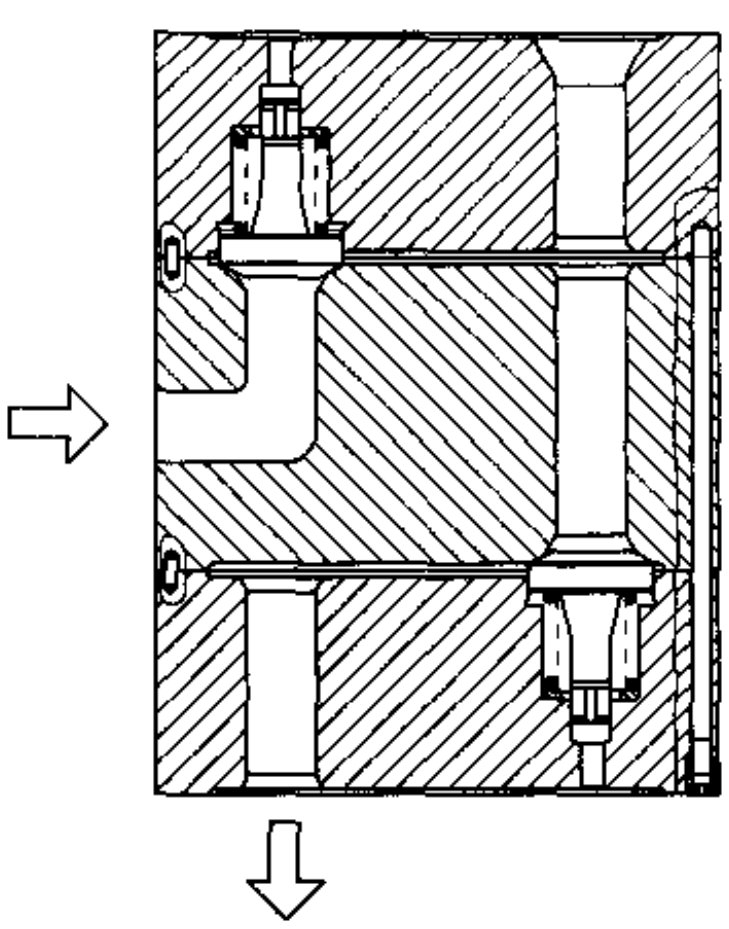


图 7－13　轴向多阀芯气阀组件

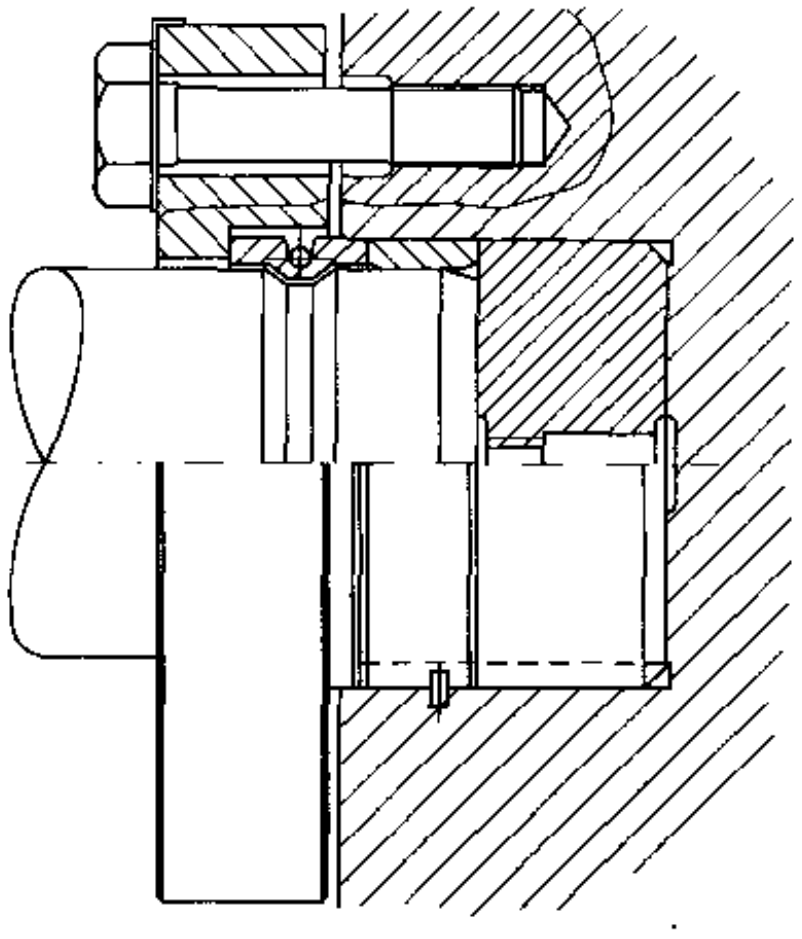


图 7－14　柱塞—十字头特殊连接形式

7.2　应力因素

7.2.1　受压厚壁气缸

典型的、柱塞和填料类型的高压气缸是(图 7－8、图 7－9 和图 7－10)由近似对称的圆筒形部件例如气缸头、压缩室和填料盒等组成的。气缸头内安装吸气阀和排气阀，由中心孔道与安装气阀的横向孔道相贯交汇而成。

由于所有这些部位承受的压力是在吸气压力和排气压力之间变化的，所以这些部件容易出现疲劳破坏。对最高压力工况，采用了吸排气组合阀的解决方法。将交汇点布置在压力波动低的位置，可以减少缸头中的应力集中程度(图 7－9 和图 7－10)。

设计阶段的目标是简化气缸形状，使气缸尽可能地接近圆筒体的形式，或接近气缸相贯线的形式。这样容易进行计算，并使设计结果趋向于更加安全。

对承受内压的厚壁筒，其筒壁上的应力分布是这样的，即在内径处径向应力(总是压缩应力)与内压相等，而在外径处减少到零。同时周向应力(总是拉伸应力)在内径处具有最大值，在外径处最小，但仍然大于零。周向应力和剪切应力不会低于内孔处的内压。

可见，这是一种不利的应力分布状况，因为只有少部分筒壁处于高应力状态，而筒壁的外层纤维处于低应力状态。这一点可以由单位压力下剪切应力 $(\sigma_r + p)/p$ 与 OD/ID (外径/内径)比值 K 的关系(图 7－15)得到证明。当 K 值超过 2.5 时，壁厚的增加并没有带来多少益处，而当 K 值超过 5 时，理想的内部应力几乎就是无限

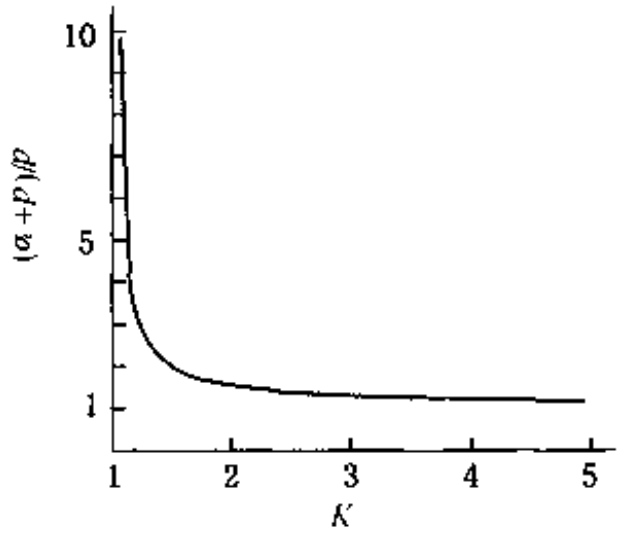


图 7－15　厚壁筒剪切应力与 $K = OD/ID$ 关系图

厚壁圆筒的应力分布。

为了更有效地利用材料，在设计超高压气缸时，需要利用预应力方法，例如收缩配合或自增强方法，因为预应力方法可使缸壁上的应力分布更加均匀

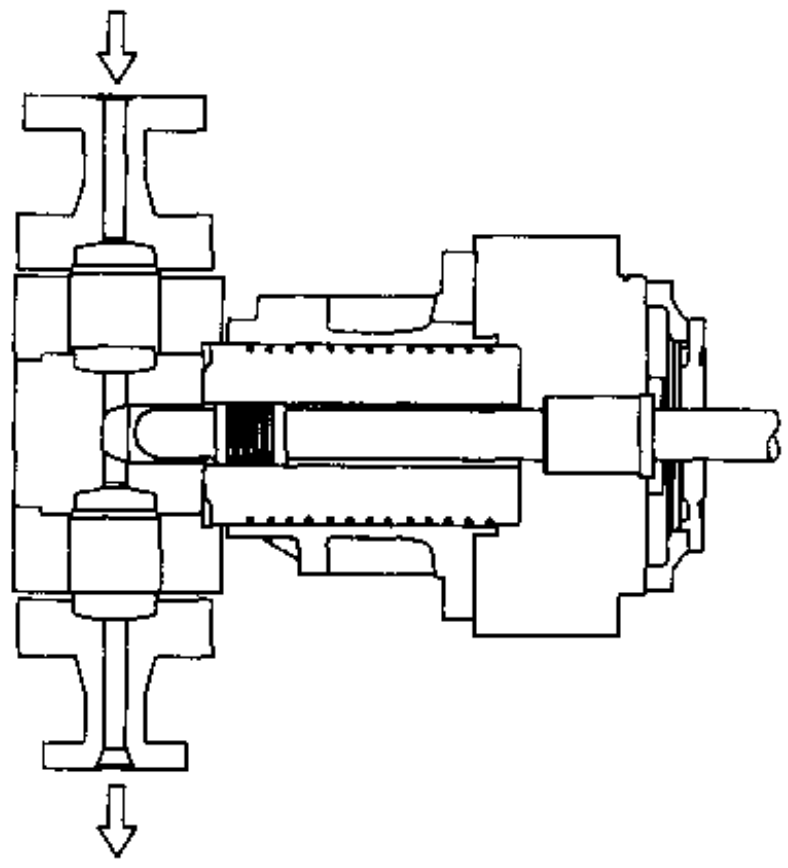


图 7－16　使用 WC(碳化钨)气缸套和活塞环的高压气缸

最简单的预应力方法是复合收缩配合法　它能使主要部件工作在疲劳极限图上最有利的状态点，同时应力幅保持不变、因应力幅仅取决于总的径向厚度。

气缸内部已经采用了碳化钨缸套(碳化钨的额定弹性模量大约为钢的三倍)。经过预应力处理后，即使在最苛刻的操作条件下，碳化钨缸套也始终处于压缩状态，所以碳化钨缸套具有抗疲劳性能。

作为活塞和气缸之间滑动密封件的活塞环采用了这种碳化钨材料(图 7－16)。碳化钨具有摩擦系数低，耐磨性和耐腐蚀性优良的特点。碳化钨材料是高接触压力下滑动密封的合适材料。

尽管当脆性耐磨材料失效时存在破碎的危险，所以它们不适合在高压设备的高应力部位使用，但这种材料的使用仍很重要。脆性材料的失效准则是最大抗拉应力，即当气缸套承受的内压大于外压时，必须考虑内径处的周向应力。

在气缸中，为了吸气、排气(气缸头中)以及使润滑油进入填料盒中的密封件，必须设置径向开孔，但径向开孔的存在会使任何一个圆筒的应力分布状态恶化。

径向开孔与气缸内孔相贯处的应力体系[10]由以下分量组成：

σ_r = 由于气缸内孔和径向孔中的内压作用而在径向孔与气缸内孔相贯处产生的周向应力；

σ_a = 由于气缸预加载和径向孔中内压作用产生的轴向应力；

σ_r = 由作用在径向孔和气缸内孔相贯点的内压产生的径向应力。

横向开孔的存在及其所引起的应力集中会对气缸疲劳强度产生强烈的影响。为减少材料失效的危险性，必须对材料进行预应力处理。可利用收缩配合和自增强方法产生压缩应力。

后一种处理方法就是对圆筒的一部分施加超过材料屈服应力的载荷，这样圆筒内部会出现更大的塑性变形。当自增强压力释放后，内部区域产生压缩应力，而外部区域存在残余拉伸应力。当气缸上存在横向开孔时，如高压缸头和填料盒，则优先采用这种方式，而不采用复合收缩配合法。

曾经对一个外径和内径之比为 2.25、且塑性变形区达到了几何中径位置的气缸进行了若干试验[11]，结果表明：经过自增强处理后，圆筒的强度与未经自增强处理但没有应力集中的强度相同。这些结果是在至少施加了一百万次的压力后才获得的。也有可能同时采用上述两种方法，以使整个壁厚范围内的应力分布更加均匀，并保证部件在工作条件下更加安全。

7.2.2　常规设计规范

针对气缸部件的大部分分析设计的结果是根据与受压气缸相关的传统的应力和应变方程得出的，因此可以在许多作者的著作中找到确定应力水平和失效点所需的公式。

• 高压工况下使用的材料通常为合金钢，机械性能或极限抗拉强度为 1000 ~ 1500MPa (145000 ~ 217500psi)。

• 除了非常特殊的、可能出现应力腐蚀的情况外，可以忽略腐蚀的影响，所以材料的选择通常与应力水平有关。

• 当涉及高应力水平时，必须使用真空再熔(电渣再熔或真空电弧再熔)钢或超洁净钢。

• 由于当材料杂质含量非常低时，疲劳失效的危险性也大大地下降，所以这些特点是非常重要，图 7 - 17a 和图 7 - 17b 给出了上述材料的相关持久极限特性。

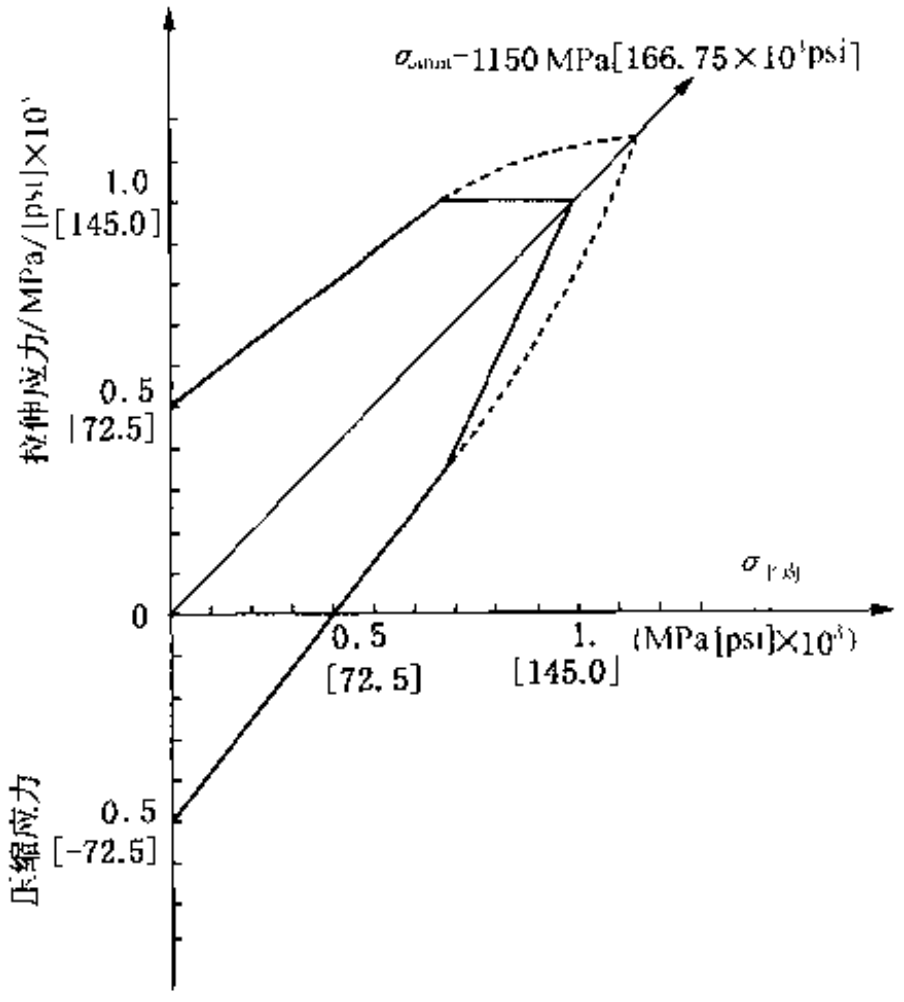


图 7 - 17a　NiCrMo(镍铬钼)钢拉伸—压缩 Smith 图

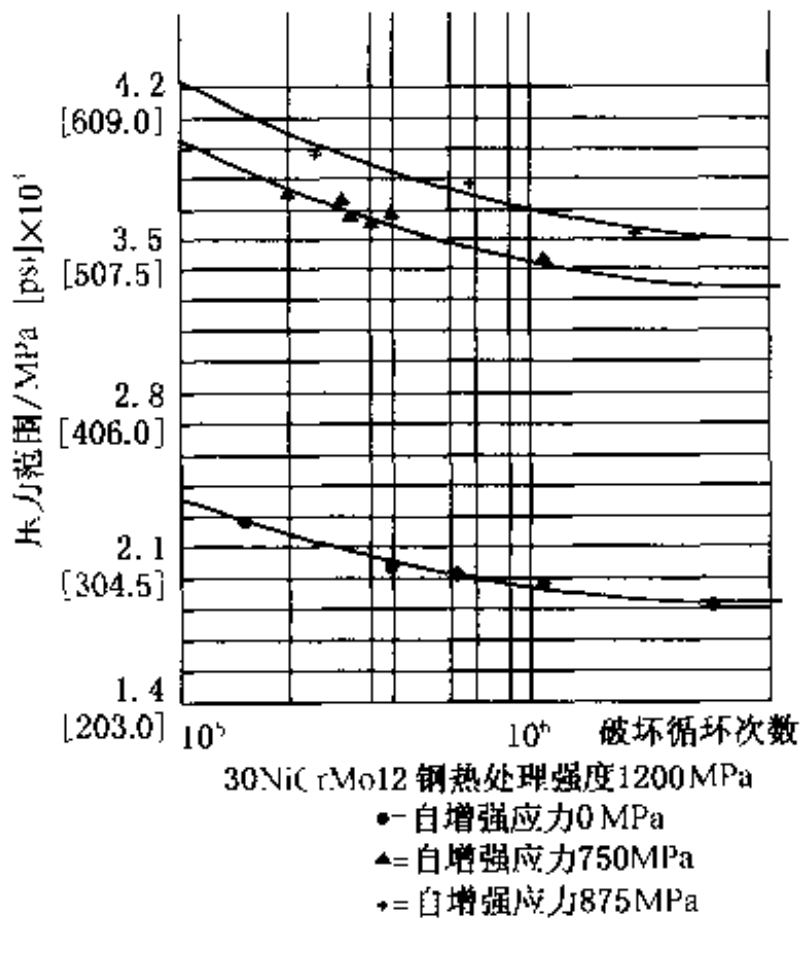


图 7 - 17b　对采用和不采用自增强处理的横向开孔气缸($K=3$)，通过内压试验得出的疲劳图

气缸部件的设计必须参考承压厚壁筒的设计要求，并采用收缩配合[11]和自增强处理技术[12,13,14,15]。通常对处于疲劳状态下的横向开孔气缸[16,17,18]应用自增强处理技术[19,20,21]。

在主螺栓预加载以后，气缸不同部件之间会产生初始接触压力。接触压力相对于材料屈服应力的安全系数应为 1.2。通常假定两个相邻部件的接触应力将达到比内压高 10% ~ 20% 的程度，由此确定预加螺栓载荷。

当涉及开孔或几何形状改变时，必须考虑应力集中问题。应力集中系数通常用在应力幅上，而无需考虑平均应力水平。

可以采用不同的方法确定安全系数。基本方法为对所用材料的操作应力水平与许用应力(通常为持久强度或屈服强度)进行一致性比较。

通常根据 Von Mises 准则计算气缸部件组合应力，因为复杂加载的气缸部件产生的几乎都是三维应力状态。

考虑到周期应力是由*平均应力 m* 和*应力幅 R* 组成的实际情况，与吸气和排气相关的应力状况可简化为平均应力和应力幅，然后根据 Von Mises 准则进行组合。

$$\sigma_{\text{mises }m} = (1/\sqrt{2})[(\sigma_{r(\text{mean})} - \sigma_{t(\text{mean})})^2 + (\sigma_{t(\text{mean})} - \sigma_{a(\text{mean})})^2 + (\sigma_{a(\text{mean})} - \sigma_{r(\text{mean})})]^{1/2} \tag{7.1}$$

$$\sigma_{\text{mises }R} = (1/\sqrt{2})[(\sigma_{r(\text{range})} - \sigma_{t(\text{range})})^2 + (\sigma_{t(\text{range})} - \sigma_{a(\text{range})})^2 + (\sigma_{a(\text{range})} - \sigma_{r(\text{range})})]^{1/2} \tag{7.2}$$

（译注：原文公式括号有误）

因而涉及 Mises(平均)和 Mises(应力幅)应力的安全系数被定义为：

$$V_m = \text{屈服强度} / \sigma_{\text{mises }m} \tag{7.3}$$

$$V_R = \text{持久强度} / \sigma_{\text{mises }R} \tag{7.4}$$

为了对操作时的应力水平与许用极限进行比较，定义疲劳状态下的综合安全系数为

$$V_f = \frac{1}{\frac{1}{V_m} + \frac{1}{V_R}} \tag{7.5}$$

由于应力水平通常很高，所以确定预应力水平的方法是使最关键的部件，即承受高变化压力的部件始终处于压缩状态。由于存在拉伸应力时会出现疲劳失效现象，所以若能在预压缩状态下操作，实际上就消除了这种现象

因为厚度尺寸是由疲劳受力条件而不是由稳定受力条件所确定的，所以各种部件的厚度都非常大。再考虑到这些部件的几何形状，通常它们的尺寸要远大于为了防止在稳定压力条件下失效所应具有的尺寸。

重复压力疲劳试验结果。已经对由锻造材料制造的、在横向开孔气缸填料盒上使用的部件的疲劳强度进行了研究。承受循环内压试验的厚壁气缸的直径比 $OD/ID = K = 3$，气缸内径 12mm(0.47in)，径向孔径 2.5 mm(0.10in)。

对采用不同热处理工艺和自增强处理条件的不同的 NiCrMo(镍铬钼)钢进行了试验。

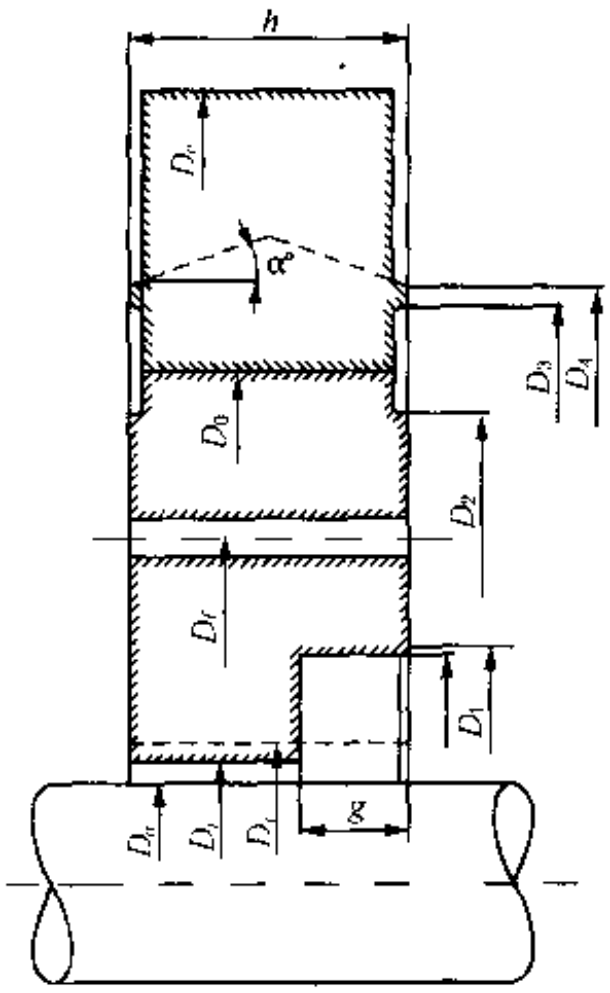


图 7－18　轴向开孔填料盒示意图

所有未经自增强处理的横向开孔试件的典型疲劳强度值大约为 175～189MPa(25375～27405psi)。因为材料的缺口敏感度较高，所以若材料的 *UTS*(极限抗拉强度)值提高 50%，则其疲劳极限值降低 10%。

在 750MPa(108750psi)压力下进行自增强处理后，所有测试材料的疲劳极限值都提高到了大约 350MPa(50750psi)。自增强压力提高 11% 可以使疲劳强度增加 6%。若在同样压力下进行自增强处理，则材料极限抗拉强度的增加并不能改善横向开孔气缸的疲劳极限值。只有倒圆角处理和提高表面光洁度才能增加疲劳极限值。

7.2.3　LDPE 气缸部件计算公式

轴向开孔填料盒的计算。对于图 7－18 中理想化的普通填料盒、预加载荷和操作压力的作用将影响应力水平。这一点可由下列公式确定。

气缸螺栓对面积 $A + B$ 提供预加载荷。

作用在直径 D_1 的面积上的内压会减少预加载荷值。

$A = (\pi/4)(D_2^2 - D_1^2)$ 和 $B = (\pi/4)(D_4^2 - D_3^2)$

为了实现密封，要求接触压力高于排气压力 p_d，且为 p_d 的 x 倍，因此，

$$F = [(\pi/4)D_1^2 + x(A + B)]p_d \tag{7.6}$$

螺栓载荷 F 将增加到超过初始预加载荷值，且必须经过对图 7-21 中所有气缸部件的分析后确定。由此可以确定螺栓连接所需初始预载荷 p，进而确定初始表面接触压力 p_{SAB}。

对两个邻近且无内压填料盒的配合表面，预加载荷所产生的接触压力为：

$$p_{SAB} = -p/(A + B) \tag{7.7}$$

操作期间填料盒内件的轴向应力为：

$$\sigma_a = \frac{p - \left(\frac{k_c}{k_c + k_b}\right)\frac{\pi}{4}D_1^2 p}{\frac{\pi}{4} \cdot [(D_4 + \lambda h)^2 - D_g^2]} \tag{7.8}$$

式中　p——通用压力值，作疲劳分析时，可取吸气压力或排气压力值；

k_c——填料盒弹簧常数；

k_b——螺栓连接弹簧常数；

λ——tangα°，用于计算轴向应力所作用的圆锥体的体积(一般 $\alpha° \leqslant 20°$)。

考虑工作压力(吸气/排气)的影响，两个邻近填料盒配合表面的接触压力为：

$$p'_{SAB} = \left[P - \left(\frac{k_c}{k_c + k_b}\right)\frac{\pi}{4}D_1^2 p\right]/(A + B) \tag{7.9}$$

利用图 7-21 中的模型可以估计或精确计算载荷值 P。

将直径 D_o 处的过盈配合压力与外部和内部有关材料的杨氏模量 E_e、E_i 以及外环和内环的尺寸联系起来的方程式为：

$$p_s = E_t I/Z \tag{7.10}$$

式中　I——过盈量(直径 D_o 处)。

其中直径比、外环和内环的弹性模量为：

$$K_o = (D_e/D_o) \quad K_i = (D_o/D'_i) \quad \alpha = (E_t/E_e) \tag{7.11}$$

其中考虑沟槽体积后，填料盒的平均内直径 ID 为：

$$D'_i = D_i[(D_g - D_i) \cdot g/h] \tag{7.12}$$

收缩配合气缸的几何特性由以下系数给出：

$$Z = \alpha(K_o^2 + 1)/(K_o^2 - 1) + (K_i^2 + 1)/(K_i^2 - 1) + 0.3(\alpha - 1) \tag{7.13}$$

过盈配合直径处由内压产生的径向应力(即填料盒外件和内件之间的接触压力)为：

$$p'_s = (2p)/[Z(K_i^2 - 1)] \tag{7.14}$$

直径 D_o 处由收缩配合和压力产生的总径向压力为：

$$p_o = p_s + p'_s \tag{7.15}$$

外件内孔的周向应力为：

$$\sigma_{ce} = [(K_o^2 + 1)/(K_o^2 - 1)] \cdot p_o \tag{7.16}$$

由于工作压力是变化的，故必须求得**吸气** s 和**排气** d 过程之间的轴向、周向及径向应力的**平均值** m 和**应力幅值** R。

$$\sigma_{ce(m)} = \frac{\sigma_{ce_d} + \sigma_{ce_s}}{2}, \sigma_{ce(R)} = \frac{|\sigma_{ce_d} - \sigma_{ce_s}|}{2} \tag{7.17}$$

$$\sigma_{re(m)} = \frac{-p_{o_s} - p_{re_d}}{2}, \sigma_{re(R)} = \frac{\left|-p_{o_s} - (-p_{re_d})\right|}{2} \tag{7.18}$$

$$\sigma_{ae(m)} = \frac{\sigma_{ae_d} + \sigma_{ae_s}}{2}, \sigma_{ae(R)} = \frac{\left|\sigma_{ae_d} - \sigma_{ae_s}\right|}{2} \tag{7.19}$$

在填料盒外件的最大载荷点(内孔)上，Mises 平均应力和 Mises 应力幅的幅度值可由(7.1)式和(7.2)式计算。疲劳状况下的综合安全系数用(7.3)式、(7.4)式和(7.5)式计算。

开孔处内环的周向应力为：

$$\sigma_{rt} = \frac{p - K_i^2 p_0}{K_i^2 - 1} + \frac{(p - p_0)D_0^2}{K_i^2 - 1}\left[\frac{1}{D_f^2}\right] + p \tag{7.20}$$

式中 D_f——开孔位置的直径。

内环上开孔处的周向应力为：

$$\sigma_{cin} = [(\sigma_{cis} + \sigma_{cid})/2] \mp [k_t(\sigma_{cid} - \sigma_{cis})/2] \tag{7.21}$$

式中 k_t——因切口或开孔所产生的应力集中系数。

开孔处的径向应力为：

$$\sigma_{ri} = \frac{p - K_i^2 p_0}{K_i^2 - 1} - \frac{(p - p_0)}{K_i^2 - 1}\left[\frac{1}{D_f^2}\right] + p \tag{7.22}$$

因开孔而产生的周向总的集中应力为：

$$\sigma_{ct} = \sigma_{cin} - \sigma_{rt} + p \tag{7.23}$$

排气口切口处的周向、径向及轴向应力的平均值和应力幅值为：

$$\sigma_{ci(m)} = \frac{\sigma_{ct_d} + \sigma_{ct_s}}{2}, \sigma_{ci(R)} = \frac{\left|\sigma_{ct_d} - \sigma_{ci_s}\right|}{2} \tag{7.24}$$

$$\sigma_{ri(m)} = \frac{-p_s - p_d}{2}, \sigma_{ri(R)} = \frac{\left|-p_s - (-p_d)\right|}{2} \tag{7.25}$$

$$\sigma_{ai(m)} = \frac{\sigma_{SAB_s} + \sigma_{SAB_d}}{2}, \sigma_{ai(R)} = \frac{\left|\sigma_{SAB_s} - \sigma_{SAB_d}\right|}{2} \tag{7.26}$$

式中 p_{SAB}已由(7.9)式计算。

Mises 应力的平均值和应力幅的幅度值由(7.1)式和(7.2)式得出。

如前所述内环的综合安全系数 V_{fi}可以使用(7.3)式、(7.4)式和(7.5)式计算。

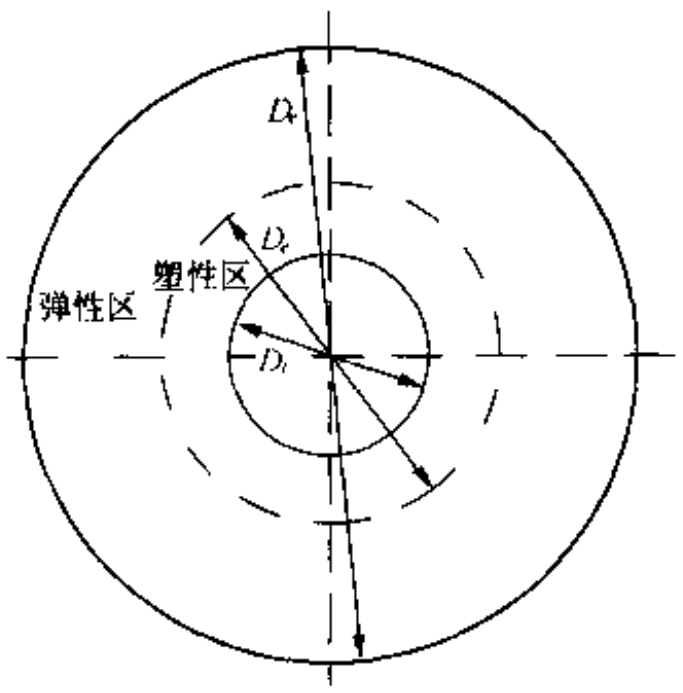


图 7－19 塑性变形厚壁气缸

厚壁气缸自增强处理典型压力。考虑一个理想化的气缸(图 7－19)，该气缸的 $K = D_o/D_i$，$K_c = D_c/D_i$，$K_x = D_x/D_i$，则可应用下列公式：

若屈服点为 σ_y，则气缸自增强压力，即直径 D_c 处达到屈服状态所需要的压力为：

$$p_A = (\sigma_y/\sqrt{3})[1 - (K_c^2/K^2) + 2\ln K_c] \tag{7.27}$$

设 $K_c = 1$，可得内径处产生屈服的压力为：

$$p_y = (\sigma_y/\sqrt{3})[1 - (1/K^2)] \tag{7.28}$$

全自增强压力，即使全部气缸壁厚都达到塑性应

变的内压值为:

$$p_{fl} = (2/\sqrt{3})\sigma_s \ln K \tag{7.29}$$

若极限抗拉强度为 σ_{tl}，则根据 Faupel 方法[35]，爆破压力为:

$$p_b = (2\sigma_s/\sqrt{3})\ln K[2 - (\sigma_s/\sigma_{tl})] \tag{7.30}$$

塑性区中的应力，即当 $1 \leqslant K_x \leqslant K_c$ 时，用下列公式计算(表征为下标 p = 塑性)

• 自增强处理时的应力(下标 A)

周向应力

$$\sigma_{cpA} = 1.155\sigma_y\{1 - \ln(K_c/K_x) - [(K^2 - K_x^2)/2K^2]\} \tag{7.31}$$

径向应力

$$\sigma_{rpA} = -1.155\sigma_y\{\ln(K_c/K_x) + [(K^2 - K_x^2)/2K^2]\} \tag{7.32}$$

轴向应力

$$\sigma_{apA} = 1.155\sigma_y\{0.5 - [(K^2 - K_x^2)/2K^2] - \ln(K_c/K_x)\} \tag{7.33}$$

• 自增强处理后的应力(残余应力)(下标 R_{es})

周向应力

$$\sigma_{cpR_{es}} = \sigma_{cpA} - \{[1/(K^2 - 1)][(K^2 + K_x^2)/K_x^2]p_A\} \tag{7.34}$$

径向应力

$$\sigma_{rpR_{es}} = \sigma_{rpA} + \{[1/(K^2 - 1)][(K^2 - K_x^2)/K_x^2]p_A\} \tag{7.35}$$

轴向应力

$$\sigma_{apR_{es}} = \sigma_{apA} - [1/(K^2 - 1)]p_A \tag{7.36}$$

式中 p_A 已由(7.21)式计算。

• 操作时的应力(下标 OP)

周向应力

$$\sigma_{cpOP} = \sigma_{cpR_{es}} + \{[1/(K^2 - 1)][(K^2 + K_x^2)/K_x^2]p_i - [K^2/(K^2 - 1)](1 + 1/K_x^2)]p_e\} \tag{7.37}$$

径向应力

$$\sigma_{rpOP} = \sigma_{rpR_{es}} - \{[1/(K^2 - 1)][(K^2 - K_x^2)/K_x^2]p_i + [K^2/(K^2 - 1)][(1 - 1/K_x^2)]p_e\} \tag{7.38}$$

轴向应力

$$\sigma_{apOP} = \sigma_{apR_{es}} + [1/(K^2 - 1)]p_i \tag{7.39}$$

式中 p_i——吸气或排气压力;

p_e——操作时的外部压力。

操作时塑性区中的 *Mises* 应力为

$$\sigma_{misesOP} = (1/\sqrt{2})\sqrt{(\sigma_{cpOP} - \sigma_{rpOP})^2 + (\sigma_{rpOP} - \sigma_{apOP})^2 + (\sigma_{apOP} - \sigma_{cpOP})^2} \tag{7.40}$$

作用于弹性区的应力($K_c < K_x \leqslant K$)用下式计算:(表征为下标 e = 弹性)

自增强处理时的应力:

$$\sigma_{ceA} = 0.577\sigma_y[(K^2 + K_x^2)K_c^2/(K^2K_x^2)] \tag{7.41}$$

$$\sigma_{reA} = -0.577\sigma_y\left[(K^2 - K_x^2)K_r^2/(K^2K_x^2)\right] \tag{7.42}$$

$$\sigma_{aeA} = 0.577\sigma_y(K_r^2/K^2)$$

自增强处理后的应力(残余应力):

$$\sigma_{reaR_{es}} = \sigma_{reA} - \left\{\left[1/(K^2 - 1)\right]\left[(K^2 + K_x^2)/K_r^2\right]p_A\right\} \tag{7.43}$$

$$\sigma_{reaR_{es}} = \sigma_{reA} + \left\{\left[1/(K^2 - 1)\right]\left[(K^2 - K_x^2)/K_x^2\right]p_A\right\} \tag{7.44}$$

$$\sigma_{aeaR_{es}} = \sigma_{aeA} - \left[1/(K^2 - 1)\right]p_A \tag{7.45}$$

操作时的应力:

$$\sigma_{ccOP} = \sigma_{ceaR_{es}} + \left\{\left[1/(K^2 - 1)\right]\left[(K^2 + K_x^2)/K_x^2\right]p_i - \left[K^2/(K^2 - 1)\right]\left[1 + (1/K_x^2)\right]p_e\right\} \tag{7.46}$$

$$\sigma_{reOP} = \sigma_{reaR_{es}} - \left\{\left[1/(K^2 - 1)\right]\left[(K^2 - K_x^2)/K_x^2\right]p_i + \left[K^2/(K^2 - 1)\right]\left[1 - (1/K_x^2)\right]p_e\right\} \tag{7.47}$$

$$\sigma_{aeOP} = \sigma_{aeaR_{es}} + \left[1/(K^2 - 1)\right]p_i \tag{7.48}$$

操作时弹性区中的 Mises 应力为:

$$\sigma_{miseseOP} = (1/\sqrt{2})\sqrt{(\sigma_{ccOP} - \sigma_{reOP})^2 + (\sigma_{reOP} - \sigma_{aeOP})^2 + (\sigma_{aeOP} - \sigma_{ccOP})^2} \tag{7.49}$$

7.2.4 压缩机气缸部件高级应力分析

用有限元方法 FEM 对气缸理想化。 可以使用计算机程序通过有限元方法 FEM 计算压缩机气缸(图 7-8、图 7-9 和图 7-10)中的应力和应变。特别是对那些经受循环压力作用的部件,即压缩室、首级填料盒、螺栓和气阀部件以及气阀径向布置的气缸头。由于密封环会产生压力降,所以位于首级密封件下游的填料盒承受的压力波动就较轻[23]。对气阀轴向布置的气缸头,由于要布置吸气和排气通道,所以它沿阀室内孔外段承受的几乎就是静态的吸气压力,而沿阀室内孔的内段承受的几乎就是静态的排气压力。

为避免各填料盒压缩区和非压缩区之间应力突变点处出现过度的应力集中,拉杆轴向预加载荷量的正确选择也是非常重要的。

可采用不同结构来减少这些应力集中现象(图 7-20),使接触应力峰值趋于平缓。如果轴向载荷过大,则填料盒疲劳失效的危险性就会增加。维修时应保持填料盒的外形不变。

由于两个邻近填料盒的变形状况往往不同,所以配合表面之间会出现微振磨损,由此可能会引发疲劳失效。上游填料盒具有更大的内径(图 7-20 和图 7-22),且因为密封环产生

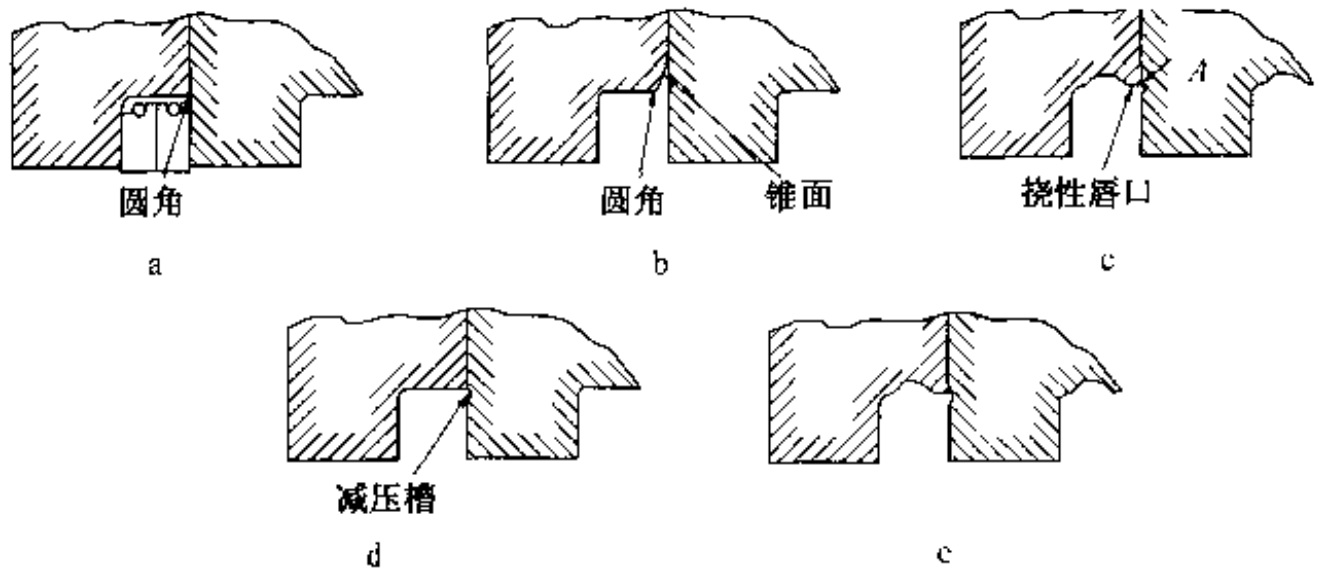


图 7-20 填料盒配合表面不同外形图

了压降，所以承受的压力也更高。如果预加载荷不能使两个填料盒像单一部件那样产生一致的变形，那就会引起接触表面的相对移动，并产生微振磨损。确定最佳载荷的另一个考虑因素是气缸的操作温度，这是因为温度会影响部件的长度，进而影响轴向载荷本身。聚乙烯工厂的压缩机气缸是一台复杂的压力容器，它的几何形状复杂，且压力分布沿填料方向是变化的，所以有必要对最为苛刻的工况进行评价。

对高压气缸部件所作的有限元分析[3]是将每个部件作为单独的整体进行研究，这样就应当对气缸中其余部件对所研究部件的作用情况作出假设。而若将气缸作为整体来考虑，就可以更加准确地确定气缸所有部件之间的相互作用，进而更精确地确定应力和变形状态。

气缸是由基本部件组成的，且各部件可理想化为具有等效刚度的弹簧(图 7－21)。

计算时认为气缸各部件处在不同的载荷状态下，以模拟操作过程中同时出现的作用情况，从而确定部件的弹性行为(图 7－22)。

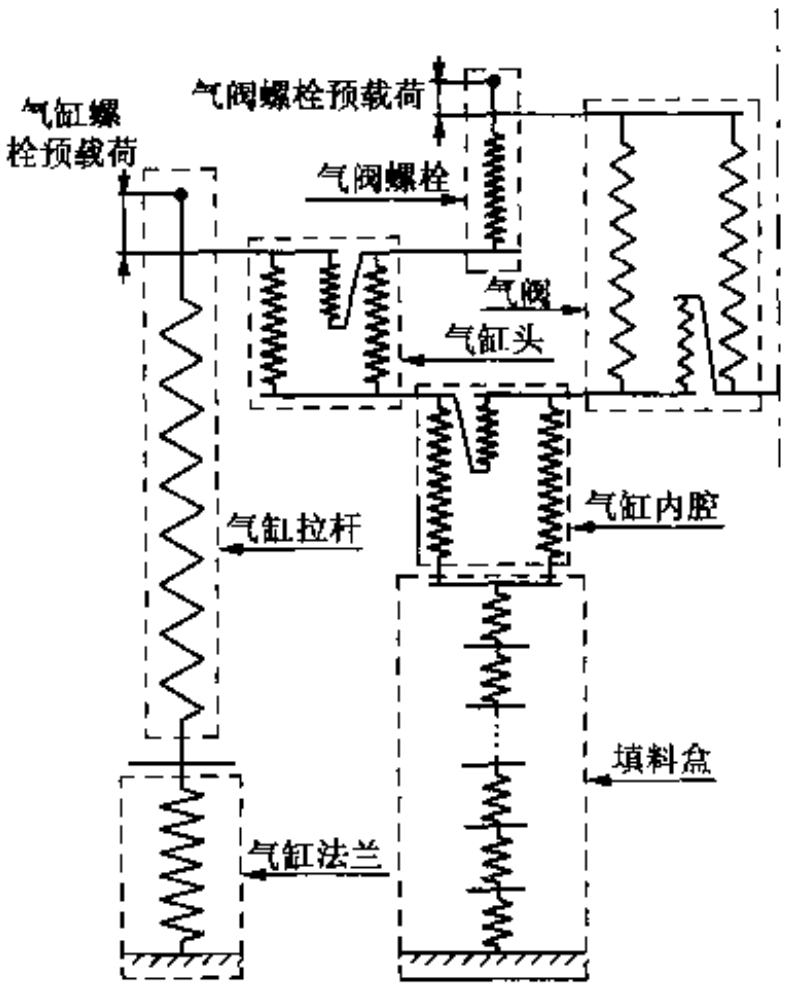


图 7－21　气缸弹性模拟图

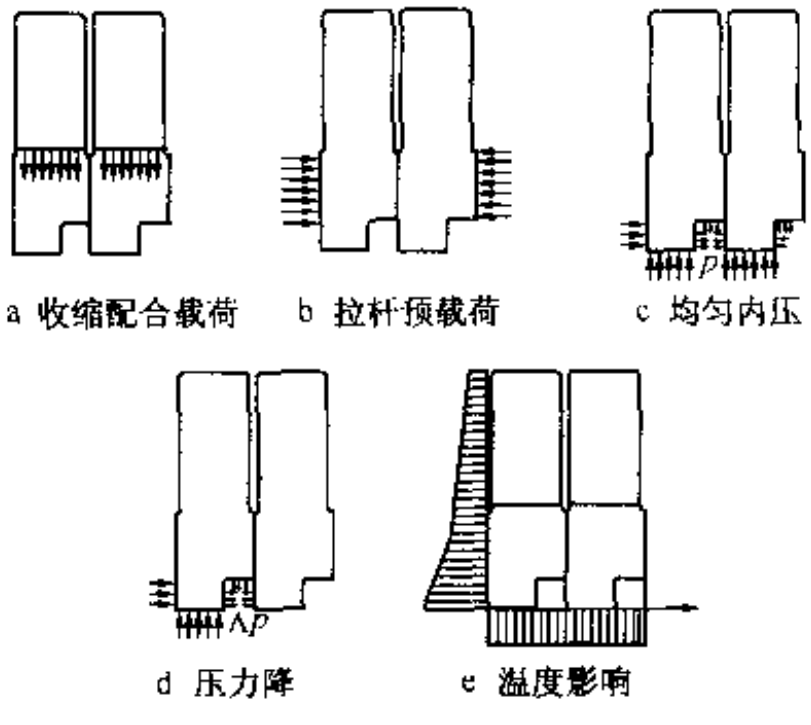


图 7－22　填料盒上的作用力

作用在填料盒上的基本载荷是预加载荷、气体压力(认为是稳定压力和变化压力的叠加)、收缩配合载荷和温度载荷的合成。而气缸各部件的总载荷和变形状态是在预加载荷、吸气和排气条件下得出的。

为了将计算结果与实验测量结果进行对比，分别在气缸上安装千分表、在拉杆上安装应变计，对在静态和动态两种条件下各自的变形进行测量。静态测量值由气缸和阀杆两处预加载荷产生的总弹性变形量构成。(总弹性变形量等于紧固时由拉杆与气缸支座之间产生的过盈量)气缸拉杆变形的动态测量(使用应变计)表明吸气和排气过程中拉杆变形的波动量等于 52.6$\mu\varepsilon$(微应变)。这意味着在活塞截面上作用的气体推力中，对拉杆产生影响的部分占 32%[3]。

拉杆预载荷的优化。考虑轴向应力 σ_a(接触压力)和沿填料盒径向的 τ/f 比值(图 7－23)可以求得预加载荷的优化结果。τ 为引起邻近填料盒滑动的剪切应力，$f=0.2$(假定值)为摩擦系数。当 $|\tau/f|>|\sigma_a|$ 时，填料盒发生滑动，由此还会产生微振磨损。

曾经就压缩室中的排气压力为 300MPa(43500psi)，压差为 100MPa(14500psi)的情况研究过沿填料盒的压力分布。

当压差增加时，内径处的接触压力减弱。此外，两个邻近填料盒中不同的内压引起不同的变形状况，这种状况使配合表面之间产生剪切应力。且当压差增加时，剪切应力也增加，因而更容易产生微振磨损(图 7－23)。气体也会向内部渗透并使配合表面分离。当压缩循环过程中压力下降时，配合表面经过滑动阶段后再次紧密配合。这种"锤击"作用和滑动过程就会导致配合表面产生微振磨损。当轴向应力同时超过 τ/f 和密封表面压力时即可消除这种现象　考虑适当的安全系数后，可保证以上条件的轴向预加载荷值即为最佳载荷值。

已知吸气和排气过程中填料盒配合表面的主应力，就有可能进行强度评定(图 7－24)[3]。

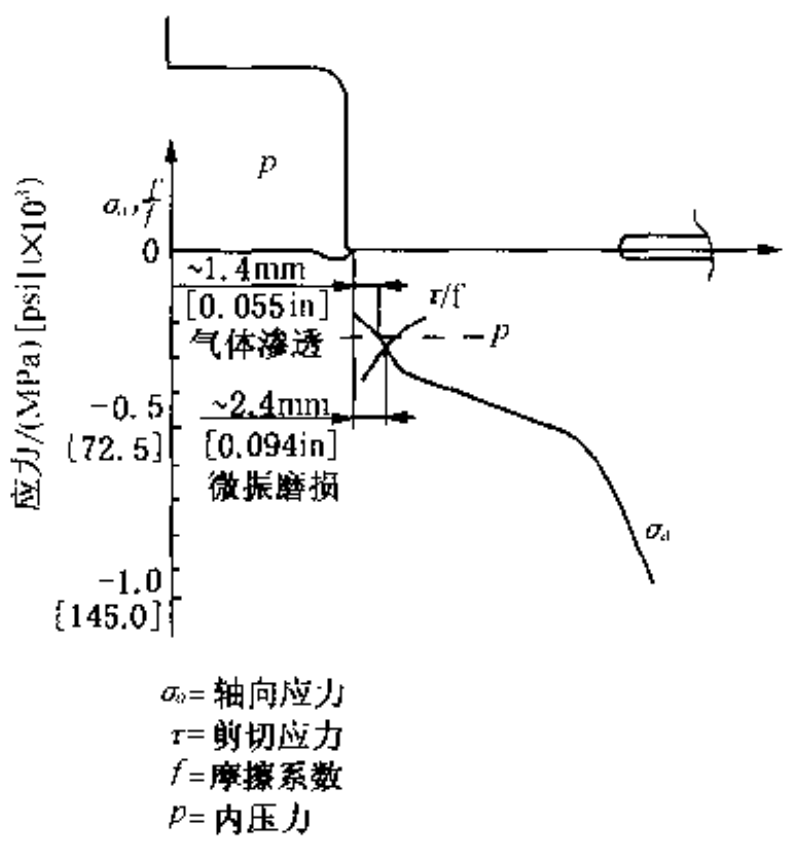


图 7－23　填料盒配合表面轴向应力和剪切应力图

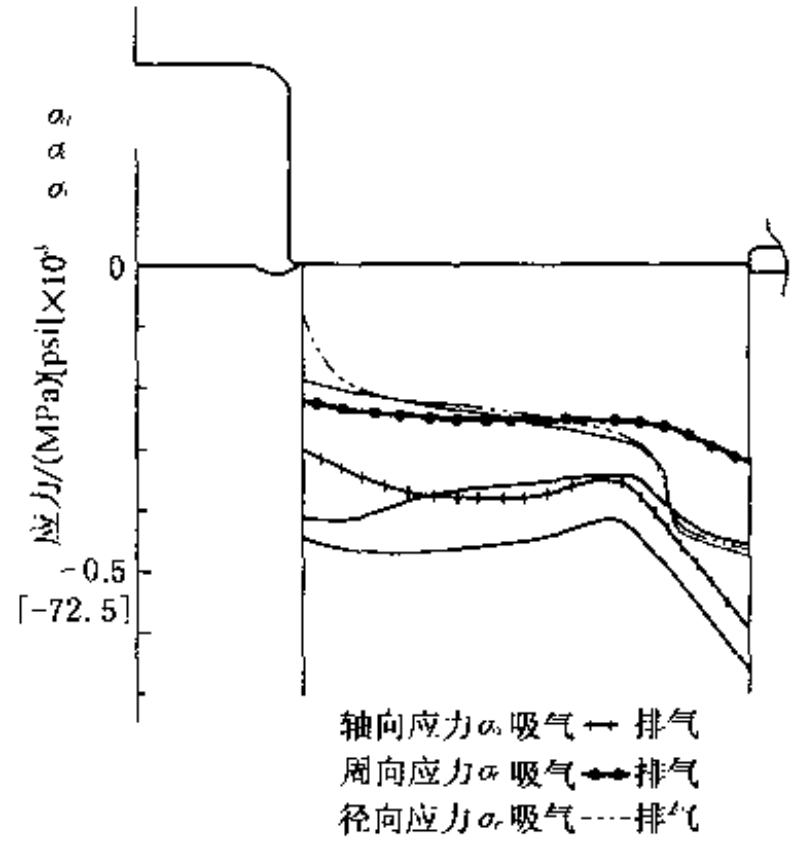


图 7－24　填料盒接触表面主应力分布图

填料盒疲劳可靠性。相邻填料盒受压和不受压区域之间的不连续部位(图 7－20)是高压气缸中出现最高应力的区域之一。由于支撑密封环的环形凸台容易产生明显的弯曲，并在高压侧产生拉应力(径向的和周向的)，所以通过单个填料盒的高压差会影响高应力区。假设填料盒的几何形状如图 7－20d 所示，则在减压槽底部可能产生高应力集中现象。利用应力叠加原理所作的计算给出了该点应力状态的详细情况。利用 Von Mises 准则，对各种状态下由吸气和排气过程所确定的主应力进行组合，得到 Mises 平均应力及其变化量。如果减压槽上因意外缺口(图 7－25)的存在而形成应力集中源，就会使这些应力值增加[3]。

7.2.5　轴向气阀的设计

常规解决方案。在多阀芯吸排气阀特别是适合大直径气缸的多阀芯吸排气阀(图 7－13)中，操作压力会产生很高的应力。考虑到气阀的最高应力部位，可将气阀理想化成具有 6 个孔以及 2 个不同直径的直轴线圆柱体[24]。操作时该部件外缘承受稳定压力(管线中气体压力脉动除外)，内部即孔内缘承受波动的操作压力。在紧固保持气阀定位的法兰螺栓时会产生轴向预载力，该轴向预载力和气体压力的作用又会使部件沿轴线方向受压缩。

利用叠加原理，可以分别考虑外压、内压和轴向预载力产生的应力状况。

假设开孔为贯通型且直径不变，且在任一垂直于阀体轴线的平面内气阀截面的几何形状不变。若不考虑轴向应力，则计算方法要解决的就是弹性体的平面应力问题。该问题包括确定外压和内压作用下圆板的应力状况，圆板的几何形状如图 7－26 所示。

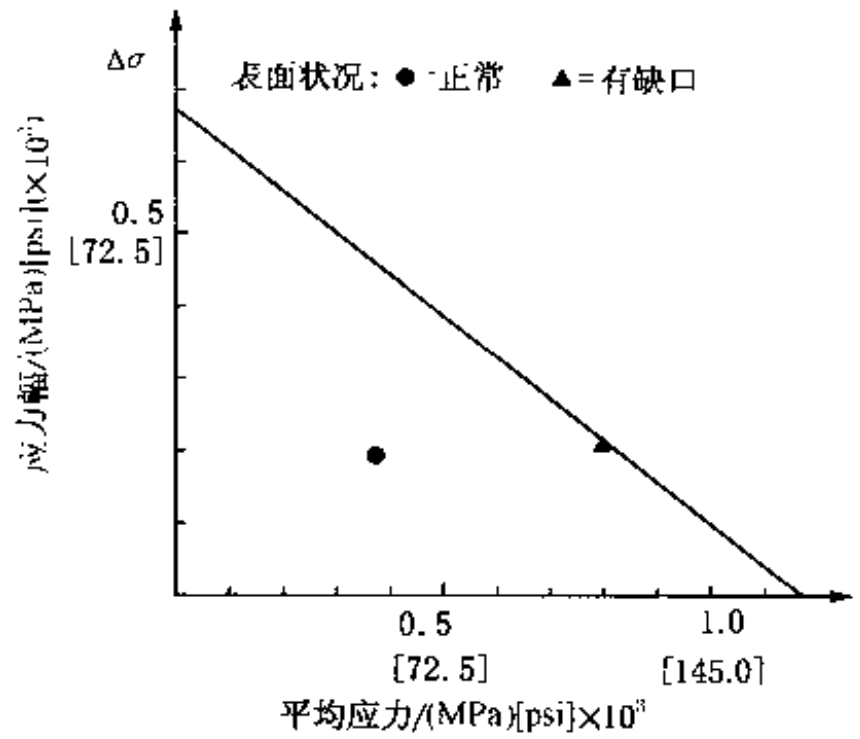


图 7－25　不同操作条件下填料盒减压槽理想应力

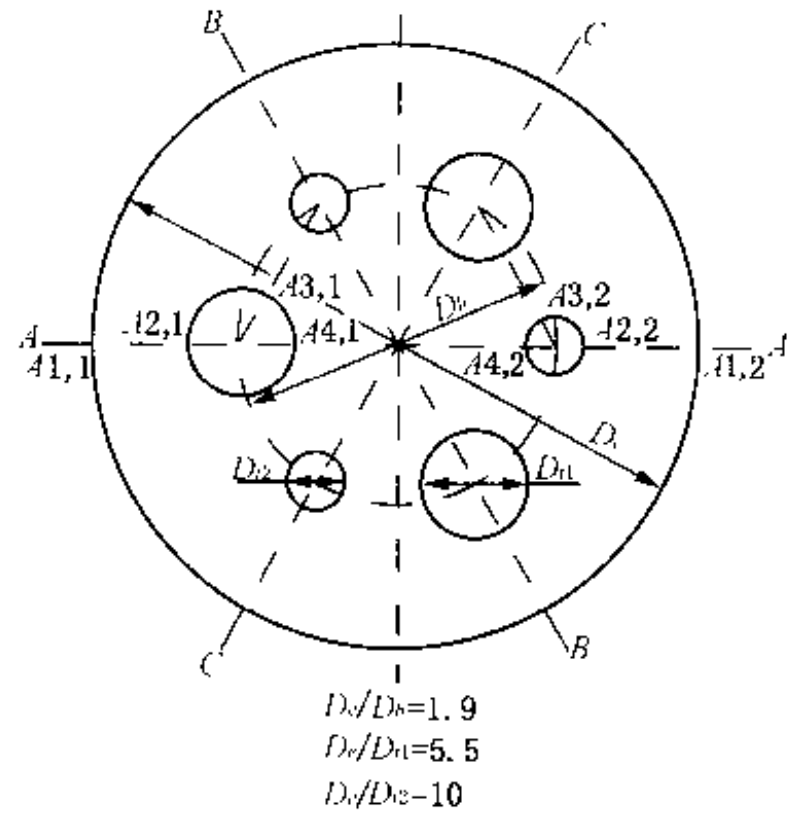


图 7－26　多孔圆板截面图

该圆板具有相隔 60°的三条对称轴线，分别相应于三条通过孔中心的直径线。在此结构中，最大应力位于孔的内缘，特别是在连接相邻两孔的轴线上和对称轴线上。可用这些最令人关注的点(图 7－26)来比较不同的计算结果。

此弹性体的应力状况可以采用精确的计算程序即分析程序，通过求解弹性问题的解来确定，也可通过使用下列方法的近似程序来确定：

- 利用现有的、用于相似几何体的计算公式。
- 有限元方法[25,26]。
- 在零件边缘上用应变计测定应变值。
- 光弹测量模型。

应用弹性理论[27]求解平面问题意味着要寻找 Airy 函数。

由于圆板内部存在若干边界，所以应力函数是复杂的函数。因此定义弹性问题的方程组的求解也将是非常繁琐的。Kraus 已经找到类似问题的解析解法[28]。

也可以用承受内压和外压的厚壁气缸的计算方程对阀体的应力分布进行评定[28]。在气缸具有中心开孔的情况下，计算公式将建立起径向厚度上任一点处的应力分布。对于气缸具有偏心开孔的情况，求解外部和内部边界上任一点处周向应力的计算方程更为复杂[28]。利用对圆板应力集中系数的现有研究结果，可以对周向应力进一步评定(仅对图 7－26 中的应力点)，其中圆板上的缺口由开孔代表[29]。在这种情况下，假定圆板如同完整圆柱体一样在外压作用下受到均匀压缩。若已知所要求的、相对于阀体中心的点上的周向应力和径向应力变化，则可确定由于开孔的存在而产生的周向应力。此外，若开孔的直径不同，则需要对假设条件作进一步简化。

应变计法。在圆板模型的外表面和内表面上安装应变片，在内压和外压作用下测量边缘处的周向应力变化趋势[24]。为了在内表面上布置应变片以及由于应变片连接导线通过区域

的密封问题，圆板模型的体积要大于气阀的体积。实验压力值保持在 30MPa(4350psi)以下。为使测量仪器的系统误差和随机误差减到最小程度，采用弹性模量为 $E = 72500\text{MPa}$ (10512500psi)(大约为气阀用钢的 1/3)的轻合金模型代替钢模型，以增加所测量的微应变的数值。为了消除与这种轻合金材料的弹性有关的不确定因素，某些试件取自制作模型的材料上，以便获得杨氏模量和泊松比，从而可将微应变值转换为应力值。

有限元方法 FEM 的应用。利用分别作用于外圆表面和内圆表面的压力进行计算。根据系统的对称性，假设确定半板直径的节点处没有旋转，并且仅在平行于圆周的方向上才会出现位移。有限元计算程序采用 3 节点的三角单元以及具有 6 自由度和线性类型函数的通用单元[24]。图 7－27 中的应力图显示了与压力有关的应力趋向。

周向应力随外部作用压力的变化趋势与开孔边缘的情况类似。事实上，在 A2,1、A3,1、A2,2 和 A3,2 点处的最低应力值与预测值相吻合。假定的最低应力值($\sigma_c/p_e = -2.9$)位于 3,2 点处，即最小直径孔的内边界点，并且最低应力值也与连接相邻两孔中心的直线有关。最大应力值($\sigma_c/p_e = -1.9$)位于 A4，2 点处，即位于最小的孔上，方向沿对称轴线指向圆板中心。此外在内压作用下，孔内边缘的周向应力曲线显示出类似的趋势，即最大应力值位于 3,2 点处。在外压和孔中内压两种情况下，周向应力和径向应力趋势相同(图 7－27)

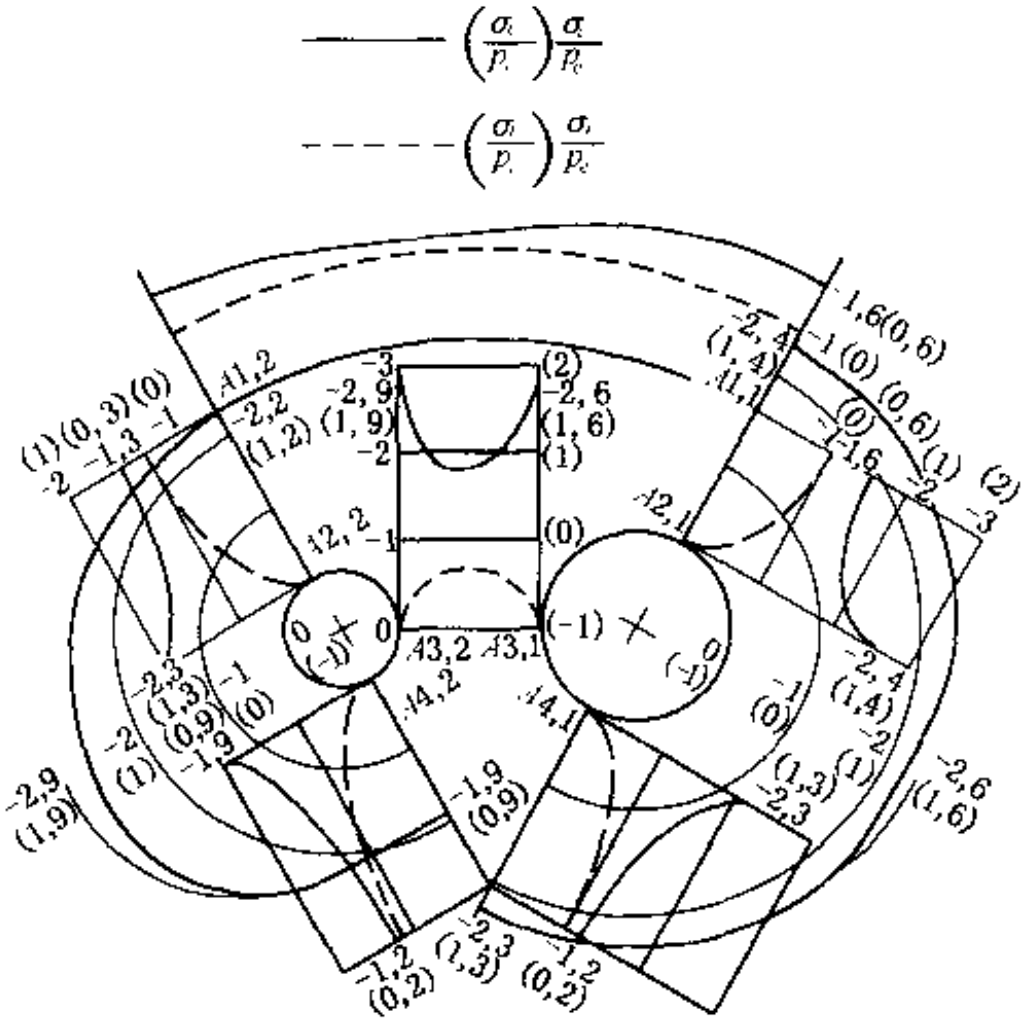


图 7－27　圆板边缘和对称轴上的轴向和径向应力图

在单位外压和单位内压作用下，周向应力和径向应力的总和为常数并等于 －1，即

$$(\sigma_c/p_e + \sigma_c/p_i) = -1$$

由于分别存在沿厚度方向和边界处的应力计算公式，所以对具有中心孔或偏心孔的厚壁气缸，可以通过分析证实上述结论。无论如何，如果在气缸内部和外部施加单位压力，则在厚度方向上任一点的应力状态相同，且周向和径向应力为：

$$\sigma_c/p = \sigma_r/p = -1$$

这是外压和内压两种不同载荷条件下的结果，因而利用叠加原理也可以得到上述方程。如果同时考虑所有内侧面的内压作用，则这些表述可应用于包括多连通域在内的所有应力类型(根据参考轴可分为周向应力、径向应力或正应力)，而不需考虑边界形状。

计算结果比较。在一极线性图的显示中(图 7－28)，比较了不同方法的应力值。括号内为由内压产生的应力值[24]。按照有限元方法确定的应力曲线的趋势与实验测量情况相似，应力数值也非常接近，除了小孔中心区域以外，实验确定的应力数值略高于有限元计算值。在应力最为集中的区域(A3.1 和 A3.2 点)，计算结果与实验结果几乎是一致的。

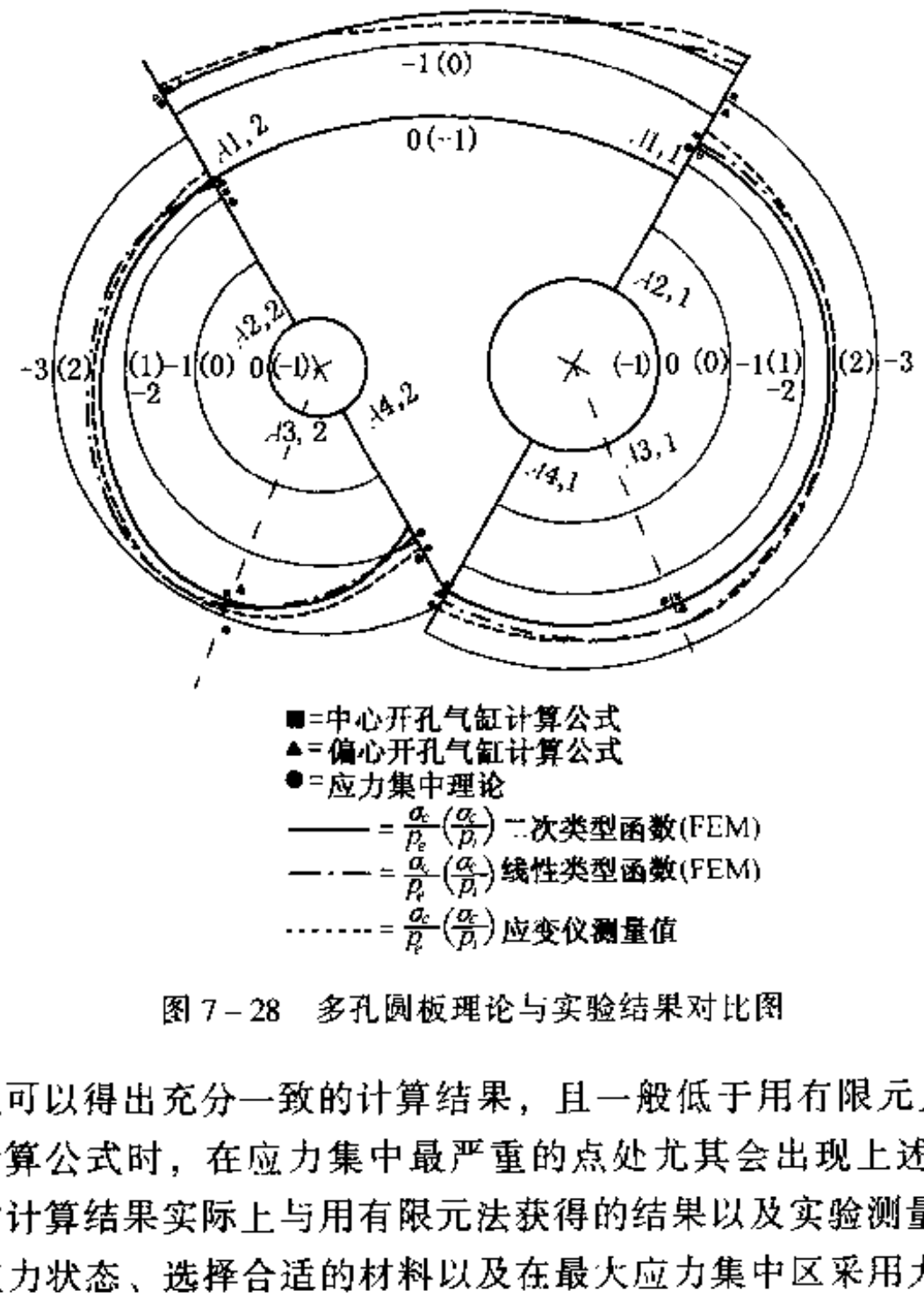


图 7－28　多孔圆板理论与实验结果对比图

运用传统方程可以得出充分一致的计算结果，且一般低于用有限元方法获得的计算值。当应用厚壁气缸计算公式时，在应力集中最严重的点处尤其会出现上述结果。根据缺口理论，在同样点处的计算结果实际上与用有限元法获得的结果以及实验测量的结果相符合。

了解有效的应力状态、选择合适的材料以及在最大应力集中区采用大量的有限单元，这样就有可能求得实际的安全系数，进而保证抗疲劳失效的可靠性。

7.3　填料和气缸结构

7.3.1　气缸部件技术方案

对这种特殊的压力容器，已经采用了两个解决方案：

• 硬金属气缸套(使用含钴 9%粘合剂的烧结碳化钨)。与钢制气缸收缩配合，配备有特殊活塞环的活塞(图 7－16)在气缸套中滑动。

• 放置密封环的填料装配盒，柱塞材料为硬金属(图 7－8)。

虽然第一种方法提供了相当好的效果，但由于润滑剂是通过向吸入气流中注油获得的，

所以它更易受工厂条件、低聚合物和催化剂载体的影响。而用填料密封柱塞的方案则较少地受到这种影响，因为它的润滑剂是通过填料盒上的孔和槽直接注到密封件上的。

最近的25年里，大尺寸整体烧结WC(碳化钨)(11%～13%钴)柱塞的技术发展、耗油量的降低、优良的性能以及其他工艺因素[21]使得人们更倾向于采用填料密封柱塞的结构，而不太使用缸套结构。

承压部件的选材是非常重要的。

必须始终仔细地分析材料的机械性能，而且当存在极限疲劳状况时，应使用航空级的电渣或真空电弧再熔钢材。当操作压力很高时，为使承压部件获得足够的疲劳强度，有必要采用自增强技术。

气缸部件之间的密封表面对获得良好的气缸性能起到重要的作用。密封表面通常是平滑的圆环面，需研磨加工至0.2μmCLA*的光洁度。密封面用拉杆压紧，由此产生的载荷可提供足以实现密封的接触压力。因为操作期间几乎不能够改善填料盒的工作情况，所以应注意防止在进行如冷轧、喷丸硬化、离子氮化等局部预压缩处理时产生的偶然性的表面缺陷可能带来的后果。

需要特别注意与承受脉动压力的液体直接接触的表面精加工部件。为了尽量消除可能导致疲劳失效的表面缺陷，需要非常高的表面光洁度。碳化钨柱塞和气缸套的表面光洁度为0.05μm CLA，这还具有将运动部件之间摩擦系数减到最小程度的优点。对于气缸头中的气体通道和钢制气缸的表面，若不使用特殊的机加工设备，通常是很难获得如此低的表面粗糙度的。

与0.025μm(1μin)的表面光洁度相比，0.8μm(32μin)的表面光洁度将使疲劳寿命降低15%。由于已经证实当表面光洁度为0.1μm(4μin)时，其疲劳强度并不比光洁度为0.025μm(1μin)时的疲劳强度高出许多，所以没有必要去获得完全光滑的表面。

7.3.2 超高压压缩机活塞和气缸之间的滑动密封

为了保证填料，特别是活塞环的密封，滑动部件之间的接触条件有严格的要求。在正常压力条件下，由于滑动表面的相对运动是平行的，且不允许完全润滑，所以滑动表面之间只可能存在瞬时的油膜润滑和干摩擦状态。虽然滑动表面接触点之间的油粒可防止金属磨损，但为了使摩擦系数保持在允许范围以内，并防止产生过热现象，仍须正确地选择材料(化学和物理性能)。经验说明密封部件最适用的材料是具有优良耐磨性能和机械性能的青铜材料。

以前，活塞环使用的是铸铁和青铜或这些金属的各种组合材料。虽然塑料零部件可以用于高达250MPa(36250psi)的压力下，但当工艺要求气缸产生的热量要少，以免在气缸中发生分解反应时，还是选择特殊的青铜材料来制作填料密封部件。关于柱塞的材料，对压力达到100MPa(14500psi)的氨压缩机，以往使用的是渗氮钢。目前，活塞杆通常由表面涂敷碳化钨层(含钴量为11%～13%)的钢材制造，其使用压力可达60MPa(8700psi)。

在聚乙烯工厂，由于压力更高，且由于用白油润滑，存在不安全性，其气缸套和柱塞均由用钴粘结的碳化钨材料制造。当材料的钴含量增加时，其硬度减小但韧性增加。对柱塞而言，这种性质比对气缸套更为重要。目前，表面涂敷碳化钨层的钢制柱塞可以在高达140MPa(20300psi)的压力条件下使用，通常用于二次压缩机的第一级。

---

* CLA = 平均中心线

为了将摩擦系数减到最小程度，柱塞和气缸套的滑动表面应该加工到能达到的最高等级的表面光洁度。通常可达到的表面粗糙度为 0.025 ~ 0.05μm(1 ~ 2μin)CLA。WC(碳化钨)涂层柱塞的表面粗糙度为 0.1μmCLA(4μin)。由于密封元件表面较软，而且在操作中柱塞会起抛光作用，所以并不要求密封部件也达到上述的高质量表面要求，不过，为了防止密封泄漏和失效，配合表面的研磨还是必要的，其几何尺寸也要求更精确

密封部件的使用寿命还受其他因素的影响。因为产生的热量随速度而增加，所以决定活塞平均速度的行程和转速(RPM)会影响密封的使用寿命。RPM 值受压缩机的大小、布置形式、基础上的动载荷、气阀的操作以及气体管道中压力脉动状况的限制。

应当按活塞平均速度为 2.7 ~ 3.3m/s(530 ~ 650ft/min)来选择行程。通常希望采用长行程，因为这样可使柱塞在填料外面露出的部分较长，从而使冷却作用更为有效。系统向气缸的供油状况、润滑油的数量和质量、密封元件的形状以及柱塞运动的直线性程度等都影响到密封元件的使用寿命。滑动表面上必须连续地涂敷润滑油膜。润滑油的选择主要应从工艺角度(即保持产品纯度的要求)作出，同时还要考虑润滑油的性能。当前习惯上用白油作润滑油

所用的密封件的形状与常规压缩机上使用的密封部件形状相似。

对于靠气体夹带的润滑油润滑的活塞环，为实现有效密封，仅需很少的几个活塞环，这样还能使离油气混合物最远的一个活塞环得到润滑。同一密封槽中每个组合活塞环由两个环组成，其中一个环安装在下部。密封环的缺口错位安装，以便获得完好的密封效果。密封环的顶部嵌入青铜材料，以改善耐磨性能和磨合状况。

对使用压力达到 350MPa(50750psi)的填料密封通常包括 5 个密封元件。以往也曾采用过 3 到 8 个密封件的结构方案。最接近高压力区的密封环为特殊形状的减压环，它对高压脉动起衰减作用，但不起密封作用。密封的功能由后面的密封副完成，因此延长了密封元件的寿命。

由于润滑过度或润滑不足都能引起故障，所以必须精确控制使用的润滑油量。如果注入了过量的润滑油，虽然密封环起到了理想的密封作用，但油压会增加并可能超过正常条件下的油压值，此时密封环与柱塞之间的接触压力可能会引起咬合现象。活塞运动的直线性也是非常重要的因素，因为直线运动能够保证密封件不会受到非正常操作条件的影响。非正常操作条件会迫使密封件在缸体中处于不正确的位置，致使应力过大，从而降低使用寿命。

必须利用柱塞周围的循环油液对主填料外面的柱塞进行冷却并保持低温。冷却过程的重要性主要在于它可减少柱塞表面产生热裂的危险性。

7.3.3　不同气缸部件自增强处理

概况。在很可能发生疲劳失效的场合，自增强技术是一种有效的解决方法，因此原先应用于管式和筒式反应器的这一技术已经扩展到泵[18]以及管式反应器工厂中的机械设备上。这种技术允许使用机械性能较低的材料来制造设备的零部件。

对采用轴向布置组合气阀的气缸头，由于涉及高压工况，且始终存在气体脉动，即必须考虑它的疲劳问题，因此应对该气缸头进行自增强处理。但是气缸室和填料盒除外，因为它们可以通过收缩配合达到足够的预应力水平，所以自增强处理不包括气缸室和填料盒部件。轴向开孔的填料盒和分油盒仅需要在润滑油孔内部进行附加的预应力处理。分油盒没有收缩余量，且一般通过特殊加工方法例如放电加工(EDM)获得正常的曲线孔形，在这种情况下，应采用适当的研磨工序，以彻底消除局部表面缺陷。

当工作压力非常高时，常需对二次乙烯压缩机第二级上的注油套管和截止阀进行自增强处理。气阀径向布置的气缸头通常采用收缩配合方法，仅当吸气与排气之间的压差很高时才采用自增强处理。自增强压力需根据操作条件、几何形状、存在的预应力(由于收缩配合引起)以及材料的性能来确定。超级压缩机气缸部件的自增强压力范围在 500MPa ~ 1300MPa (72500 ~ 188500psi)之间[30]。轴向开孔的自增强处理是在填料盒收缩配合到成品件上之后进行的，且只有在机械加工已完成而配合表面未进行最终研磨之前进行自增强处理。在这种情况下，曾采用了高达 1100 ~ 1300MPa(160000 到 188500psi)的自增强压力。

试验装置和密封布置。由于需进行自增强处理的气缸部件通常具有复杂的几何形状，所以只有少数几种密封形式能够承受超高压力，这是因为聚乙烯压缩机气缸部件的密封装置仅限于采用锥形座圈表面、金属垫圈、塑料"O"形圈和特殊的结构形式

• 锥形密封(图 7 - 29)，这是高压管道系统的典型密封形式，已应用于压力达 1300MPa (188500psi)的场合。

• 使用退火铜垫圈，压力可达 1300MPa(188500psi)(图 7 - 30)。

• 小直径座圈采用锥形(图 7 - 31)或平形(图 7 - 32)氟橡胶"O"形圈，密封件之间为金属接触，防止"O"形圈被挤出。对于直径达到 76mm(3in)，压力达到 900MPa(130500psi)的密封场合，后者给出了肯定的效果。

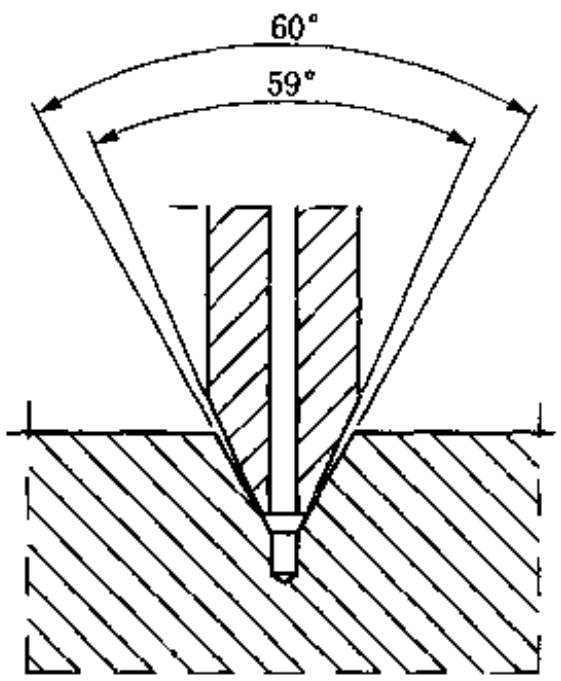


图 7 - 29　锥形座圈表面密封结构图

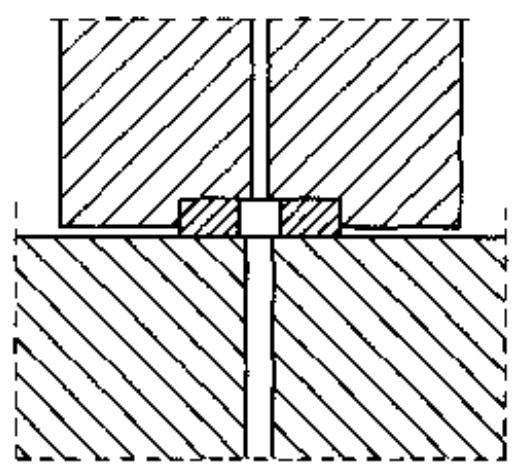


图 7 - 30　金属密封结构图

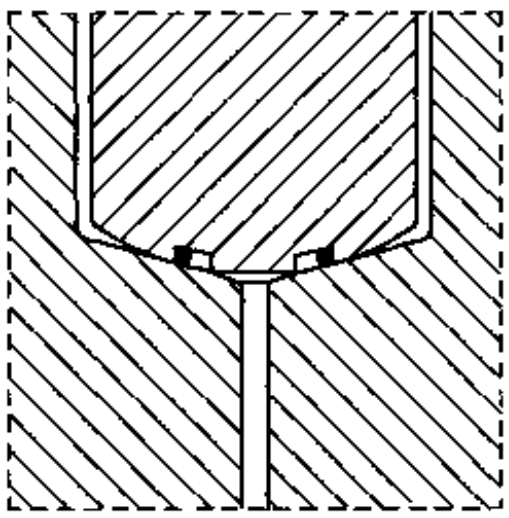


图 7 - 31　锥形座圈塑料密封圈

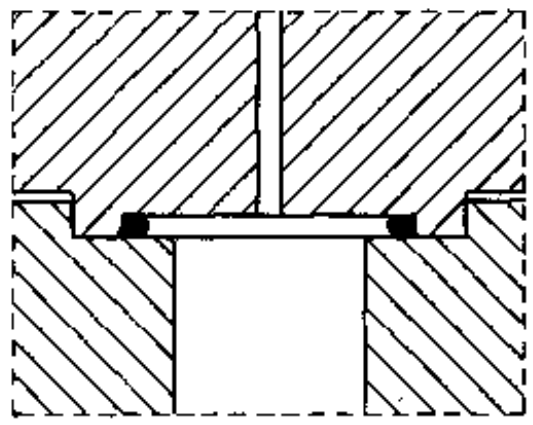


图 7 - 32　平座圈塑料"O"形圈

• 为了适应高压状态下内孔的大应变，使用自紧式密封结构(图 7－33)来密封大直径部件。

这些密封装置由下列部件构成：

• 肖氏硬度为 75～90(Shore A)，具有优良表面光洁度的无缝塑料"O"形圈。

• 几何形状精确的硬塑料(聚酰胺树脂)轴肩挡圈　由于塑料制品的尺寸会随时间推移而改变，所以必须仔细检验结构尺寸。

• 45°角青铜抗挤压环。

• 对密封组件起预加载荷、且对内芯起导向作用的青铜环。

对气阀径向布置的气缸头进行自增强处理时，可使用类似的密封结构，并且应当采用内芯轴，以减少液体的体积。对气阀轴向布置的气缸头进行自增强处理(图 7－34)时，更大内径处的密封可用特殊的密封结构(图 7－33)实现。只要表面光洁度高，组装测试装置时充分小心，并避免密封区域的局部损伤，上述密封要求即可实现。内芯杆也会减少液体的体积。对密封装置预加载荷，使组件受力均衡，内芯筒就不需要额外的支撑。采用由金属和"O"形圈组合密封(图 7－32)的法兰来封堵侧孔(吸气孔和排气孔)。经自增强处理的填料盒的轴向开孔(图 7－35)采用金属密封(图 7－30)。分油盒的试验装置使用轴向定位密封(图 7－30)和径向密封(图 7－31)。注油套管的自增强处理采用锥形密封(图 7－29 和图 7－31)。

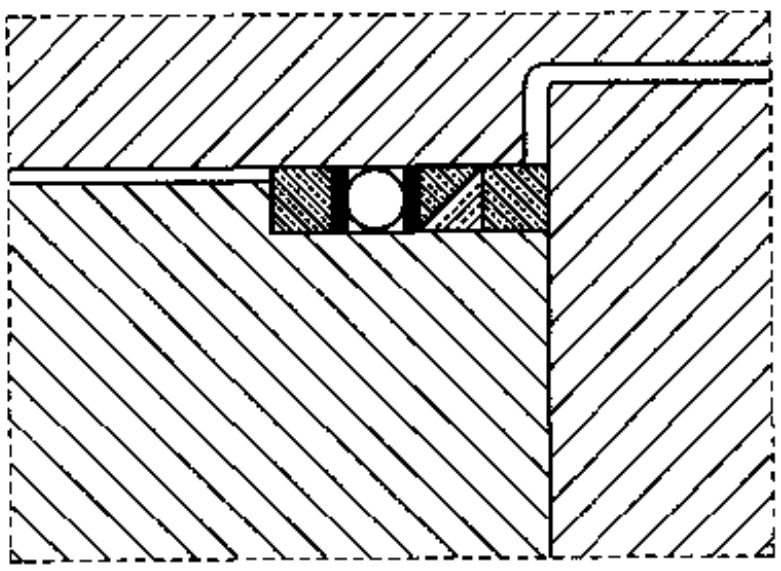


图 7－33　采用"O"型圈的特殊密封

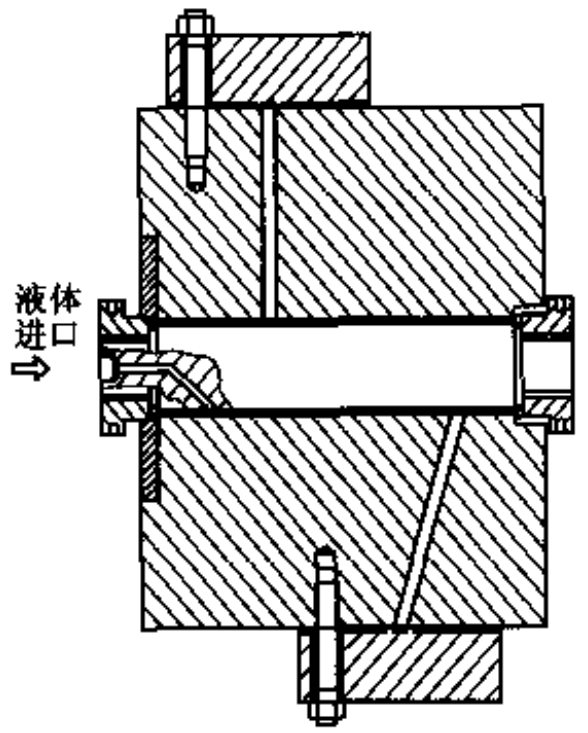


图 7－34　气阀轴向布置气缸头自增强设备

自增强处理方法。在超高液压下操作的设备中，液体必须能够在不发生凝固的条件下实现压力的传递。液体的凝固与液体性质、操作温度和管道尺寸有关。若在管道中出现液体的凝固，则泵设备的压力可能增加，而自增强处理部件的内部压力可能会低得多。

尽管刹车油具有某些缺点(即它会腐蚀泵的密封环，并使性能变差)，但它的使用压力已经达到 500MPa(72500psi)。Prexol 201 解决了凝固问题，且在使用压力达到 1300MPa(188500psi)时，增压器柱塞密封仍有足够长的寿命。但由于油品在最高压力状况下使用时其性能会发生改变，所以应当经常更换油品。

整个自增强过程的控制是通过电阻应变片型传感器来实现的。传感器用于检查泵出口压力，靠近正进行自增强处理的部件处的压力。如果条件苛刻的话，还需检查管道末端压力或气缸部件远端的压力。

当初次处理时或自增强部件外形复杂时，必须规定自增强处理过程。此时应在零件外表面上安装应变片，用以检测内压或机械性能偏差。出于安全的原因，部件尺寸检查应在自增强处理以后进行。

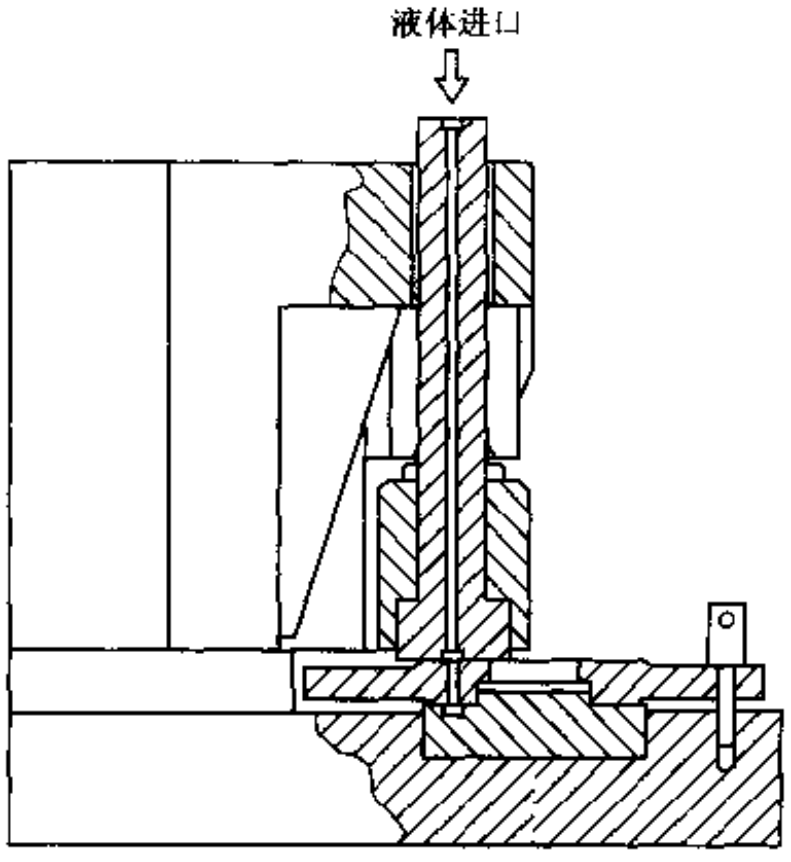


图 7－35　填料盒自增强设备

应检查气阀轴向布置的气缸头的内径，以估计金属材料的切削量。为了保持自增强处理的效果，金属切削量应尽可能地少。在塑性应变条件下，试验持续时间对最终结果有显著的影响。压力应缓慢升高，使自增强部件在各种载荷状态都能充分变形。试验时间较短时，屈服应力和极限抗拉应力增加，而应变量减少。对钢制自增强件，每秒 10MPa(1450psi)的升压速度是安全速度。通常要求至少 5min 的升压时间。增压过程还与整个系统及其部件(管道和增压器)中的液体容积有关。自增强处理压力应保持 15min(最少 5min)，然后在 5min 内缓慢降低压力。缓慢地回复到结束状态可消除尺寸测量误差，并有时间检查自增强效果，还可使特殊密封在经受巨大的变形以后返回初始位置，从而可减少拆卸中出现的问题。

虽然该超高压系统的危险性没有用气体处理时的危险性大，但由于它涉及巨大的能量(流体具有可压缩性并积聚在系统内部)，所以该超高压系统仍存在潜在的危险性。如果液压系统中的垫圈失效，那么喷射出的液滴可能导致人员伤害或物体损坏。另一种危险是液体的高速泄漏。为防止在试验台架安装过程中空气在液压管路中积聚，应在紧固设备之前暂时开启管路最高处的排气阀，直至有油液滴落为止。为了降低由积聚的能量引发的危险性，应减少系统的工作容积：管道应尽量缩短，对气缸头一类的大型部件采用适当的内芯。应将紧凑的试验系统安放在安全区域内(设备周围设置带围栏的护舱以保护周围设施)。在试验组件、泵和压力管道周围的金属护板之间设置钢护罩是后增加的保护措施。操作人员工作站单独设置。在拆卸试验台架的任何部件之前，应释放掉管路压力

一些作者[31,32]建议在大约 250℃温度下对自增强件进行大约 1 小时的热处理，使部件结构尺寸(即消除弯曲应力，但又影响的残余内应力)[33]和材料弹性得以恢复(其他作者推荐更高的热处理温度)。在相同或较高的温度下，材料表面可能出现脱碳问题，但对于聚乙烯压缩机，这种情况并不常见，因为自增强部件在现场得到成功应用也证明了这一点。不过，当材料回火温度低于热处理温度时，无论如何也不能进行此类热处理工序。

由于气阀轴向布置的气缸头的内孔尺寸要求精确，所以在自增强处理以后还必须进行机械加工。对座圈处的套管(分油盒侧)也要重新加工，这样就极大地限制了调整预应力水平的范围。必须考虑适当的余量，确定材料切削量时也必须考虑预应力水平的下降。

一般推荐对成品件进行自增强处理。自增强处理和收缩配合的组合显得复杂，特别是使用高极限抗拉强度材料时尤其如此。对气阀径向布置的气缸头，通常是先进行自增强处理，然后再进行收缩配合。其有利之处在于允许使用较低的自增强压力。填料盒的润滑油孔在

1100MPa(159500psi)的压力下进行自增强处理。自增强处理技术提高了二次乙烯压缩机的有效利用率。在使用管式反应器的工厂中或一般情况下，二次乙烯压缩机的工作压力要超过200MPa(29400psi)。

7.3.4　填料典型特性

目前典型的填料装置由 1 个(或 2 个)剖分减压环和 5 个径向/切向切口密封环(图 7－36)组成。填料环由特种青铜合金制造，通常含铅量高，成分均匀分布，可以保证强度、低摩擦系数以及通过填料盒迅速耗散摩擦热量的高导热系数。填料环的布氏硬度在 55～80 之间(使用 10 mm 球体和 500 kg 载荷测量)。

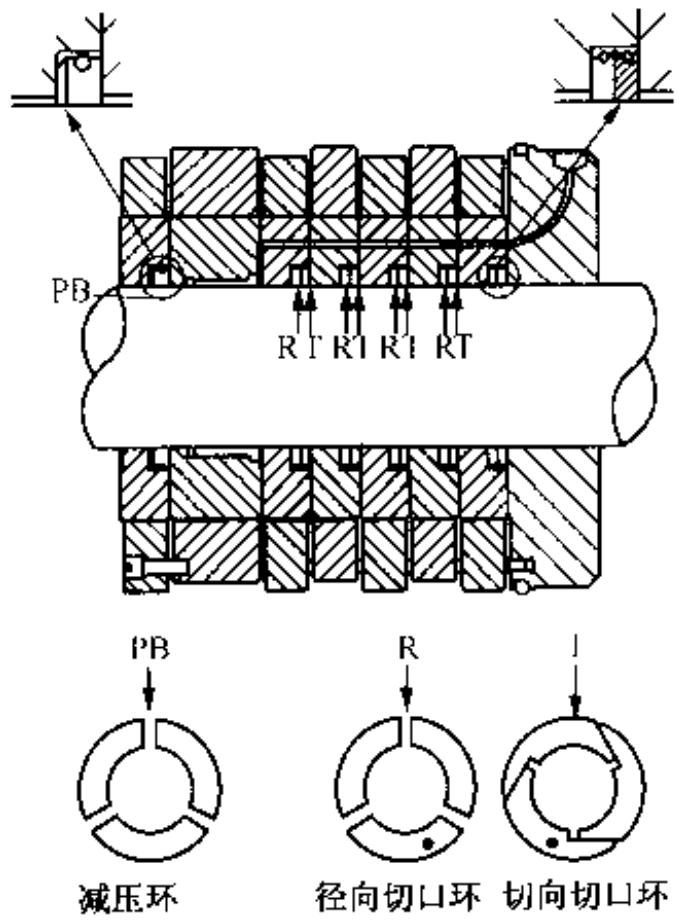


图 7－36　填料盒组件

与密封件滑动接触的柱塞由整体碳化钨材料制造，表面光洁度为 0.05μm(2μin)CLA。因为乙烯聚合反应要求将最终产品的污染减少到最低限度，所以气缸用合成润滑油的润滑性能低于正常使用润滑油的润滑性能

分析填料的操作条件可以了解到：上述参数以及起着极其重要作用的减压环的效率对填料的性能有很大的影响。气缸内部压力可以认为由稳定部分(吸气压力)和波动部分(排气和吸气压差)组成。静态压力分布有使最末端的密封环(机身一侧)超载的趋势，末端密封环必须承受几乎全部的载荷[23]。这种情况与稳定压力下操作的填料(例如合成氨压缩机中的填料)情况类似。在多变压缩过程中，变动的压力升高，然后又因为余隙容积中残余气体的膨胀而下降，且在排气和吸气过程中取常数值。

减压环可抵抗气缸中压力的快速增加，限制气体的泄漏并降低压力波向密封环传播的速度。然而其最重要的作用是延滞在柱塞的返回行程中从填料环向气缸室的“回流”。如果这种延滞作用不够充分，则由于膨胀曲线的陡斜特性，首级密封件上游的压力就会突然下降到吸气压力。这样，作用在首级密封环上的合力会突然反向，导致径向环内特别是起主要密封作用的切向环内的气体迅速膨胀，由此带来下列问题：

- 径向环和切向环之间的定位销损坏。
- 切向切口环唇边损坏。
- 密封件的夹紧弹簧损坏。

经过一定操作周期后，第 1 对密封副不再起密封作用，随后是第 2 对密封副出现问题，这种情况会依次在填料的各个密封环上发生。为了分析操作条件、填料的状态和性能，曾在一台压缩机的第 1 级和第 2 级气缸的注润滑油套管处和压缩室(图 7－37)中进行了测量。这是一台在一个采用筒式反应器的工厂中运行的压缩机，其排气量为 53000kg/h(1945lb/min)。填料采用一个 3 瓣式、小环向间隙的减压环和 5 条沟槽的径向/切向密封环(轴向间隙约为 0.15mm[0.006in])。对压缩机的第 1 级和第 2 级，沿填料长度方向上的压力分布与曲柄转角的关系(图 7－37)以及吸气和排气行程中的压力分布(图 7－38)是完全相似的[23]。

通常，前 3 个密封件会受到气缸压力波动的影响，而后 2 个密封件承受的几乎是稳定的

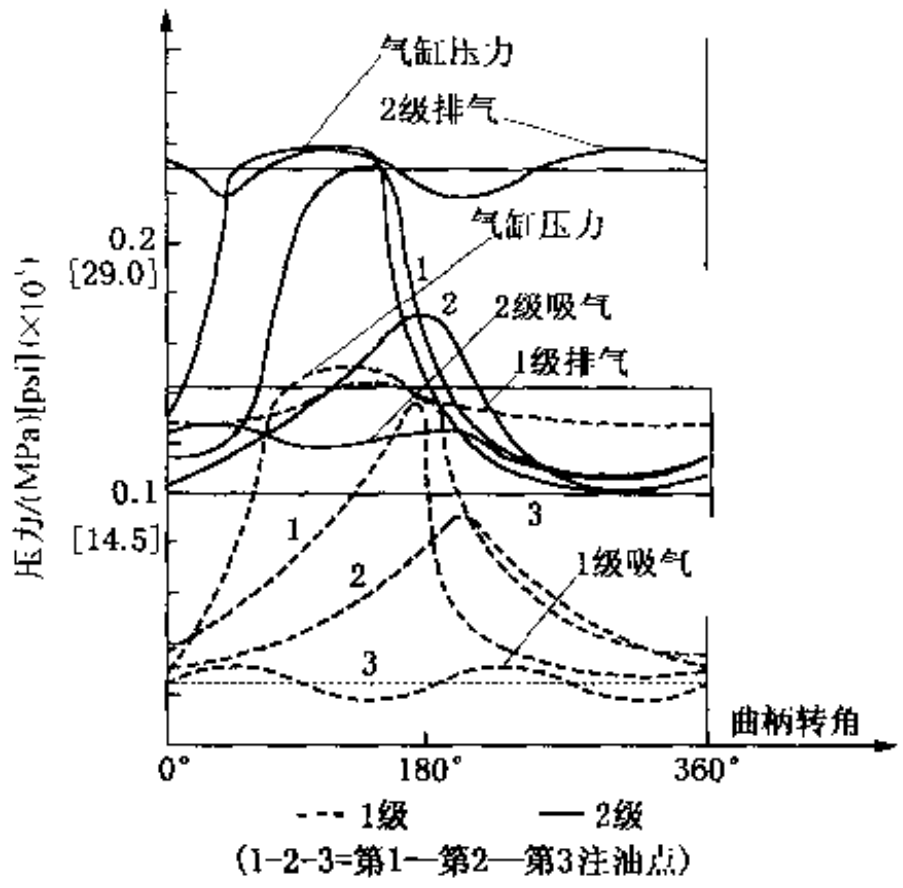


图 7－37 第 1 级和第 2 级气缸操作压力图

压力(图 7－38)。第 1 对密封副中出现的压力变化将以 70%的比例传播到第二对密封副，传播到第 3 对密封副的比例为 30%，而最后 2 对密封件上压力的变化可以忽略不计。外部注油套管处的稳定压力没有明显的变化，因此若假设为迷宫式特性，则最后一对密封副应承受大约 60%的压力[34]。吸气阀上游和排气阀下游的压力脉动可能会影响气缸内的循环压力(图 7－37)。由于压缩过程中的延滞作用很明显，而且在压缩和膨胀期间两级均表现了良好的密封性能，所以这也就证明了减压环的性能是良好的。事实上，减压环承受了大约 80%的压力波动。(第 2 级中为 100MPa [14500psi]，第 1 级中为 70MPa [10150psi])。所以第 1 级的效率较高，其原因是第一级气体的比容变化更大(第 2 级为 5%，而第 1 级为 16%)。第 1 级和第 2 级多变压缩系数的不同可以解释这一现象的部分原因。应当回想起当气体的物理状态接近液体状态时，减压环更难起到减压作用，其效用也更低。

压力的波动分量会影响前 3 个密封环。与第 1 个密封环相比(图 7－37 和图 7－38)，第 2 和第 3 个密封环分别承受 50%和 30%的压力差。压力的稳定部分主要由最后 2 个密封件承受。

曾对一些经过 10000～20000h 的运行填料进行了拆卸和分析，并比较了每个径向和切向密封件的磨损状况(图 7－39)，发现：径向和切向密封环的磨损图形是相似的。对于压缩机的第 1 级或第 2 级填料，第一个和最后一个密封件具有更严重的磨损趋向。切向切口环的磨损速率高于径向切口环的磨损速率。当由于"回流"的作用导致定位销损坏后，压力就作用在第 2 对密封环上，并加重这对密封环的磨损，而第 1 级填料最前一对密封副并不会完全磨损。经常可观察到切向环的磨损量超过对接切口间隙所允许的磨损量，其原因是密封环磨损不均匀，而这种不均匀是由于高压力以及密封环上的作用力所造成的。对于第 2 级填料，"回流"引起最前一对密封副的弹簧断裂(盘形弹簧)，随后又导致第 2 对密封副的定位销破坏，因而承受压力变化的工作就由第 3 对密封副承担。

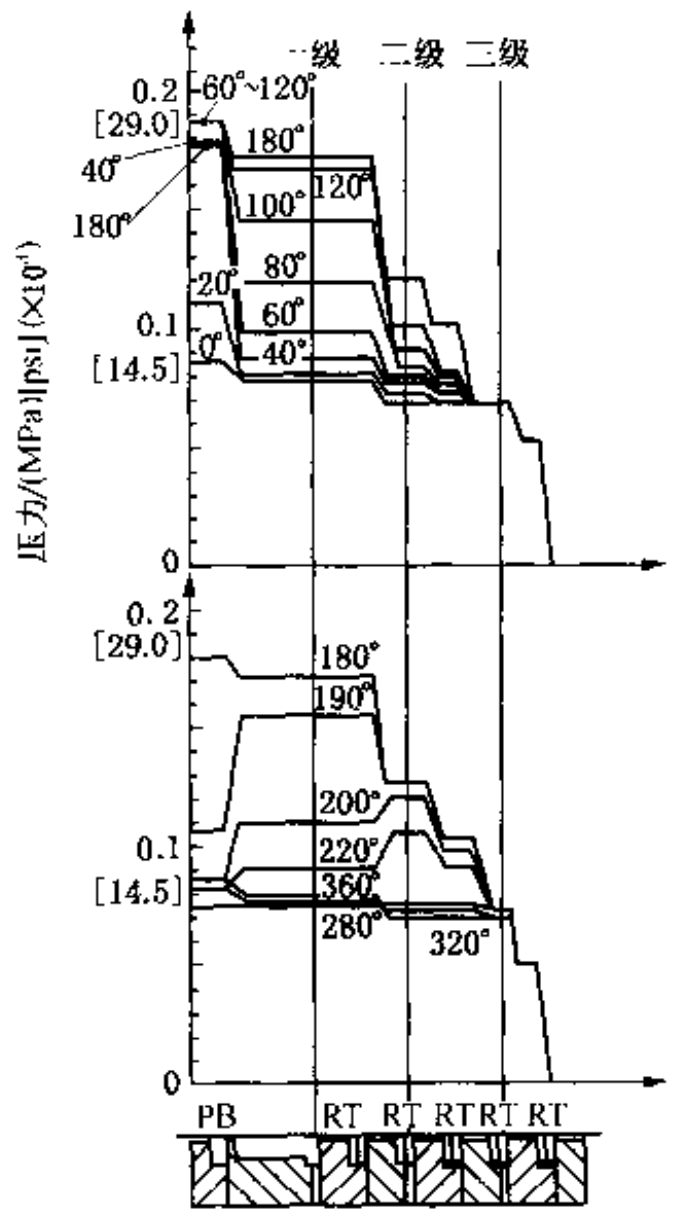


图 7－38 第 2 级填料排气和吸气行程压力分布图

考虑到压缩机两级填料中机身一侧密封件的润滑状况不是最理想的，且由于它们承受恒定的压力，所以机身一侧密封件的磨损量最大。在其他压缩机中遇到的一个例外情况是第 1 级填料最后一对密封环中径向环的磨损情况。这种磨损情况可以解释如下：承受稳定压力的径向环有保持自身位置的趋向，并不对柱塞起很好的密封作用，而只是简单地在切向环切口处建立起一道压力屏障。在承受压力变化的区域，第一对径向环被迫对试图在吸气阶段重新进入气缸的气体起密封作用。但因为径向切口允许气体通过，所以密封作用并不彻底。

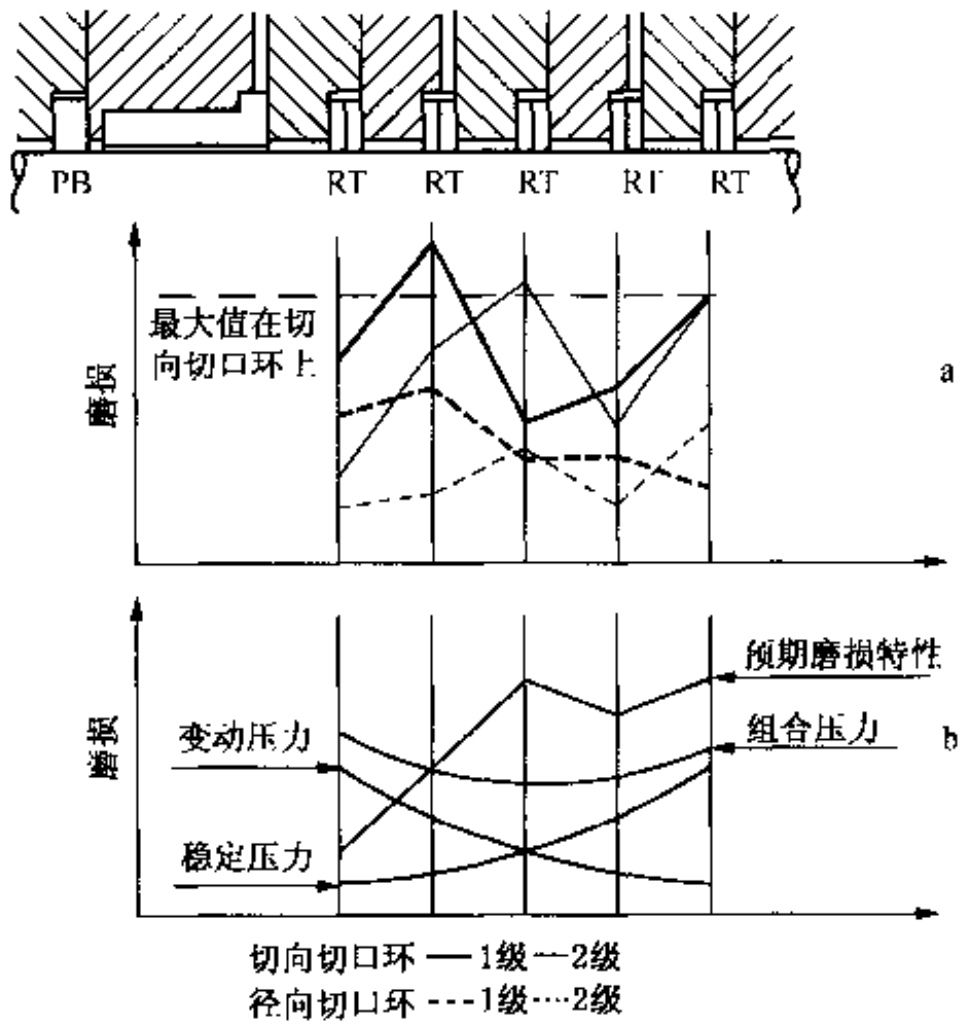


图 7－39　第 1 级和第 2 级填料磨损分布图

可以得到与沿填料纵向压力分布有关的一般磨损特性图(图 7－39)。压力的稳定部分会导致一种在机身一侧的密封环磨损值最大的磨损型态。而压力波动部分导致的磨损状况恰好相反，即最前端密封环的磨损量最大。两者综合作用即给出一条在填料两端磨损量取最大值的磨损曲线。理论最大磨损量的位置由压力波动部分和稳定部分的占优程度而定，通常不是接近最前端的密封环(压力一侧)就是接近最后端的密封环(机身一侧)。由于“回流”现象可使某些密封件效果变差，所以实际磨损特性与上述有所不同。密封件的性能在很大程度上受操作条件、润滑条件和对中定位状况的影响。柱塞的径向跳动量可以方便地用接近传感器测量，柱塞的正常径向跳动量不超过 0.075mm(0.003in)，报警值为 0.15mm(0.006in)，跳闸停机值为 0.2mm(0.008in)。据报道已有最终压力为 180MPa(26100psi)且使用寿命长达 65000h 的填料环。

参　考　文　献

1. Crossland, B., K. E. Bett, and Sir Hugh Ford: *Review of Some of the Major Engineering Developments in the High-Pressure Proc. Polyethyene Process,* 1933–1983, Institute of Mechanical Engineering, 1986, Vol 200, Ne A4.

2. Andrenelli, A., "Reciprocating Compressors for Polyethylene Production at Pressures Higher Than 3000 Atmospheres," *Quaderni Pignone* 13.
3. Traversari, A., M. Ceccherini, and A. Del Puglia, *Advanced Elastic Analysis of Compressor Cylinders for H.P. Low Density Polyethylene Production*, ASME Joint Conference of the PVP, Materials, Solar and Nuclear Engineering Division, Denver, Colorado, June 21–21, 1981, Session 0A–6.
4. Traversari, A., and F. Bernardini, "Aspects of Research on Secondary Compressors for Low Density Polyethylene Plants," *Quaderni Pignone* 25, June 1978, pp. 123–124.
5. Vinciguerra, C., *U.S. Patent 3, 581.583 to Nuovo Pignone S.p.A.*, January 15, 1969.
6. Andrenelli, A., "Special Features in Reciprocating Compressors for Polyethylene Production," *Proceedings of the Industrial Reciprocating and Rotary Compressors: Design and Operational Problems*, Institution of Mechanical Engineers, Vol. 184, Part 3R, October 13–16, 1970, pp. 106–113.
7. Traversari, A., P. Beni P., *Approaches to Design of a Safe Secondary Compressor for High Pressure Polyethylene Plants*, High Pressure Symposium: Safety in High Pressure Polyethylene Plants, Tulsa, Oklahoma, March 12–13, 1974.
8. Giacomelli, E., and M. Agostini, *Safety, Operation and Maintenance of LDPE Secondary Compressors*, ASME PUP Division Conference, New Orleans, Louisiana, 1994.
9. Manning, W. R. D., "Ultra-high-pressure Vessel Design, Pt. 1," *Chem. Proc. Eng.*, March, 1967.
10. Morrison, J. L. M., B. Crossland, and J. S. C. Parry, "Fatigue Strength of Cylinders with Cross Bores," *J. Mech. Eng. Sci.* 1959 1 (N. 3).
11. Parry, J. S. C., "Fatigue of Thick Cylinders: Further Practical Information," *Proc. Inst. Mech. Engrs* 1965–66 180 (Pt. 1), 387.
12. Chaaban, A., K. Leung, and D. J. Burns, "Residual Stress in Autofrettaged Thick-Walled High Pressure Vessels," *PVP*, Vol. 110, 1986, pp. 56–60.
13. Kendall, D. P., "The Influence of the Bauschinger Effect on Re-Yielding of Autofrettaged Thick-Walled Cylinders," ASME Special Publication, *P.V.P.*, Vol. 125, July, 1987, pp. 17–21.
14. Yang, S., E. Badr, J. R. Sorem, Jr., and S. M. Tipton, "Advantages of Sequential Cross Bore Autofrettage of Triplex Pump Fluid End Cross Bores," *P.V.P.*, Vol. 263, High Pressure—Codes, Analysis and Applications, ASME, 1993.
15. Manning, W. R. D., *Design of Cylinders by Autofrettage*, Engineering (April 28, May 5 and May 19, 1950).
16. Chaaban, A., and N. Baraké, "Elasto-Plastic Analysis of High Pressure Vessels with Radial Cross Bores," *P.V.P.*, Vol. 263, High Pressure—Codes, Analysis and Applications—ASME, 1993.
17. Chaaban, A., "*Static and Fatigue Design of High Pressure Vessels with Blind-Ends and Cross Bores*," Ph. D. Dissertation, University of Waterloo, 1985.
18. Chaaban, A., and D. J. Burns, "*Design of High Pressure Vessels with Radial Cross Bores*," Physical 139, 140B, pp. 766–772, North-Holland, 1986.
19. Rees, D. W. A., "The Fatigue Life of Thick-Walled Autofrettaged Cylinders with Closed Ends," Fatigue Fract. Eng. Mater. Struct., Vol. 14, pp. 51–68, 1991.
20. Rees, D. W. A., "Autofrettage Theory and Fatigue Life of Open-Ended Cylinders," *Journal of Strain Analysis*, Vol. 25, pp. 109–121, 1990.
21. Parry, J. S. C., "Fatigue of Thick Cylinders: Further Practical Information," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1965–66, 180 (Part I).
22. Kendall, D. P., and E. H. Perez., "Comparison of Stress Intensity Factor Solutions for Thick-Walled Pressure Vessels," *P.V.P.*—Vol. 263, High Pressure—Codes, Analysis and Applications, ASME, 1993.

23. Traversari, A., and E. Giacomelli, "Some Investigation on the Behaviour of High Pressure Packing Used in Secondary Compressors for Low Density Polyethylene Production," *Proceedings of the 2nd Int. Conf. on H.P. Engineering*, University of Sussex, Brighton, England, July 8–10, 1975, pp. 57–58.

24. Giacomelli, E., "*Finite Element Method on Polyethylene Compressor Valves Design*," *Quaderni Pignone* 26, January 1979, pp. 19–25.

25. Zienkiewicz, O. C., "Axi-Symmetric Stress Analysis," *The Finite Element Method in Engineering Science*, (London, Eng.: McGraw Hill, 1971), pp. 73–89.

26. Tottenham H., and C. Brebbia, *Finite Element Techniques in Structural Mechanics* (Southampton, Eng.: Millbrook).

27. Muschelisvili, *Some Basic Problems of the Mathematical Theory of Elasticity*, Moscow, 1949.

28. Kraus, H., "Pressure Stresses in Multibore Bodies," *Int. J. Mech. Sci.* (Pergamon Press Ltd., 1962), Vol. 4, pp. 187–194.

29. Peterson, R. E., *Stress Concentration Design Factors* (New York, N.Y.: John Wiley and Sons, 1974).

30. Giacomelli E., P. Pinzauti, and S. Corsi, *Autofrettage of Hypercompressor Components up to 1.3 GPa: Some Practical Aspects*, ASME PUP Division Conference, Orlando, Florida, 1982.

31. Vetter, C., and H. Fritsch, "Zur Berechnung und Gestaltung von Bauteilen mit Beanspruchung durch schwellende Innendruck," *Chemie Ingr. Tech.*, 1958, 40 (n. 24).

32. Morrison, J. L. M., B. Crossland, and J. S. C. Parry, "Strength of Thick Cylinders Subjected to Repeated Internal Pressure," *Proc. Inst. Mech. Eng.*, 1960, 174 (no. 2).

33. Giacomelli, E., and P. F. Napolitani, "*Ricerca Sperimentale sul Comportamento degli Accoppiamenti Forzati Albero-mozzo*," Thesis, Dept. Mech. Eng., University of Pisa, Italy, 1969.

34. Cosimi, L., "Il Compressore a Pistone a Secco con Tenuta a Labirinti," *Il calore*, 1961—N. 3.

35. Faupel, J. H., and F. E. Fisher, *Engineering Design*, (New York, N.Y., Chichester, Brisbane, Toronto: John Wiley and Sons, 1981).

36. Whiteley, K. S., *Ullmann's Encyclopedia of Industrial Chemistry*, Vol. A21, Section 1.5.1, Polyofins, 1992.

第 8 章　CNG 压缩机

Mark Epp
Jenmar Concepts

8.1　序言

采用天然气作为汽车和公共交通的燃料，已为压缩机提供一个全新的应用领域。能源匮乏、空气质量低劣和能源成本高等问题已经赋予了用天然气替代原油作为燃料以重要的意义。

天然气是一种气体混合物，它的主要成分为甲烷，其典型的含量为 85.0～95.0 摩尔百分比。

作为交通燃料，天然气必须存储在加压状态，以增加气体的能量密度。压缩机可用于增加天然气的压力，因此它也是压缩天然气 CNG 加气站的主要设备。

8.2　CNG 压缩机设计

所用的压缩机的形式为多级往复活塞式压缩机。通常压缩机的规格范围为轴功率从25～250BHP 马力。CNG 压缩机的设计类似于高压空气压缩机的设计，但也有某些重要的区别。

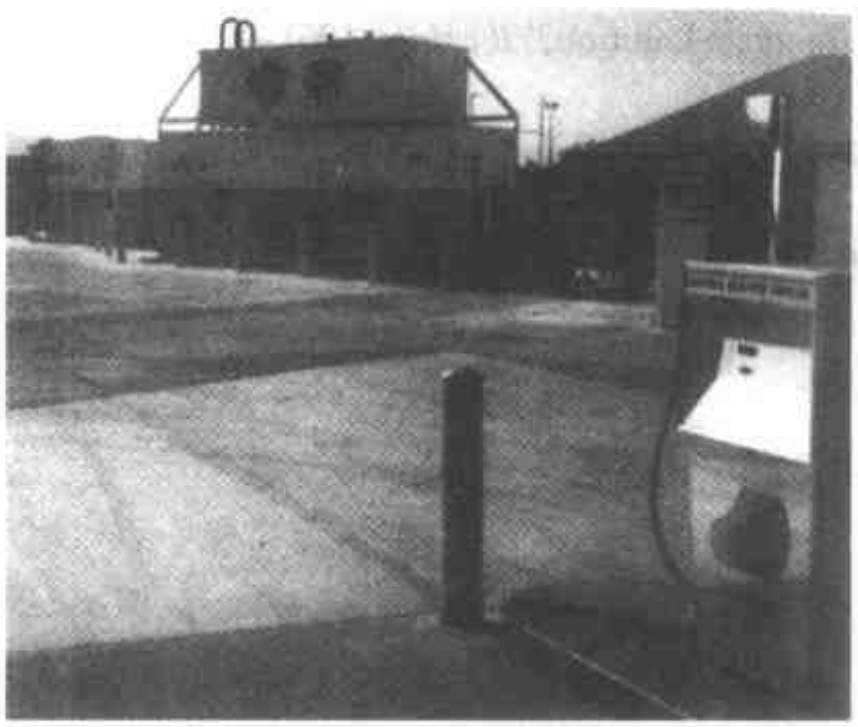


图 8－1　压缩天然气加气站
（由 IMW Altas Inc. 供图）

8.2.1　吸入和排出压力

3600 到 5000 psig 的排出压力要求使用多级往复活塞式压缩机。吸入压力由现场确定，且取决于当地公用气体分配管线的操作压力。吸入压力的范围可以从几英寸水柱到 1000 psig。为了使压缩机的吸入压力稳定，最常见的是配备气体压力调节和计量设备。为使能量消耗最低，CNG 压缩机制造厂商都是根据指定的应用情况和所能提供的吸入压力，对压缩机进行专门配置(参考图 8－2)。

吸入压力和排出压力的总压比决定了压缩机使用的级数。对于同样的压缩比，天然气压缩机的排气温度要低于空气压缩机的排气温度，原因是：相对于空气而言，天然气的比热比($k = c_p / c_V$)更低。因此，对同样技术条件的天然气压缩机，它能够产生比空气压缩机更高的压缩比。压缩机级的气体排出温度是确定最高的级压比的限制因素之一。最高允许排气温度与所使用密封材料的允许操作温度有关，密封件包括活塞环、活塞杆填料环、“O”形圈和垫片。避免了高排气温度也就降低了压缩功率。为保持合适的排气温度，必须选择适当的压缩级数。表 8－1 提供了在给定吸入压力下确定所需的压缩机级数的指南。表中的一些吸入

压力范围有重叠的部分。某些压缩机，例如有油润滑和使用铸铁活塞环的压缩机，要比无油润滑和使用特殊材料活塞环(例如填充聚四氟乙烯™)的压缩机能够产生更高的压力比。

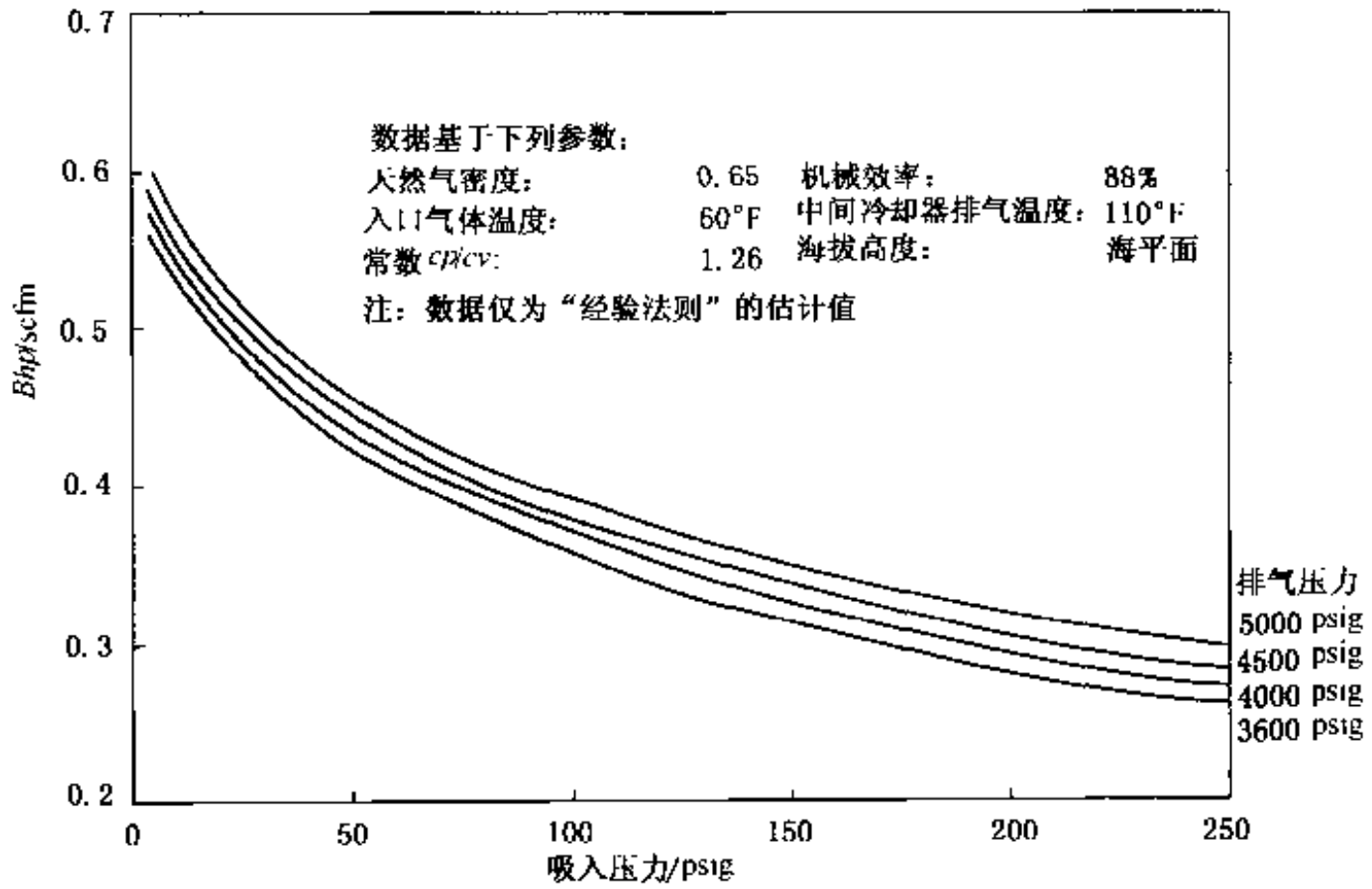


图 8－2　压缩机轴功率－吸入压力图

表 8－1　压缩机级数与吸入压力的关系

吸入压力/psig	级数	排出压力/psig	吸入压力/psig	级数	排出压力/psig
6"H_2O－10	5	3600～5000	250～1200	2	3600～5000
6"H_2O－100	4	3600～5000			
80～350	3	3600～5000	1000＋	1	3600～5000

8.2.2　压缩机密封

天然气是易燃性气体，它也被认为是温室气体。设计 CNG 压缩机应消除或严格限制气体的泄漏。不受控制的泄漏起因可能是发生在管道系统或压缩机中由于静密封失效引起的偶然渗漏。受控制的泄漏是指由压缩机活塞杆填料和密封产生的泄漏。随着工业排放标准变得日益严格，CNG 压缩机制造厂商必须考虑气体泄漏率的大小。

增压曲轴箱。具有增压曲轴箱的压缩机可收集从密封处泄漏的气体，并可将气体重新送回到吸入管道，故不会有气体泄漏到大气中。曲轴箱增压到吸入压力。特殊的旋转轴密封可防止气体从外伸的曲轴驱动端泄漏。尽管有的压缩机具有更高的密封操作压力，但是大多数增压曲轴箱仅限用于吸入压力低于 250psig 的情况下。

增压曲轴箱最常用于具有筒状活塞的压缩机。筒状活塞将长形导向环和活塞作为一个集成部件。活塞和导向环之间的活塞杆上没有密封。由于直线运动的活塞杆上没有密封(见下述常压曲轴箱)，活塞环的泄漏就流入曲轴箱。为使泄漏气体保持吸入压力状态，曲轴箱必须设计成具有厚筒壁和内外加强筋的压力容器(见图 8－3)。某些增压曲轴箱压缩机使用悬臂轴，以减少一个轴端密封。包括润滑系统、检查孔板上的静密封件和端盖密封件在内的其他部件也必须承受高压。

常压曲轴箱。配备常压曲轴箱的压缩机通常使用双作用气缸和十字头。十字头使活塞杆

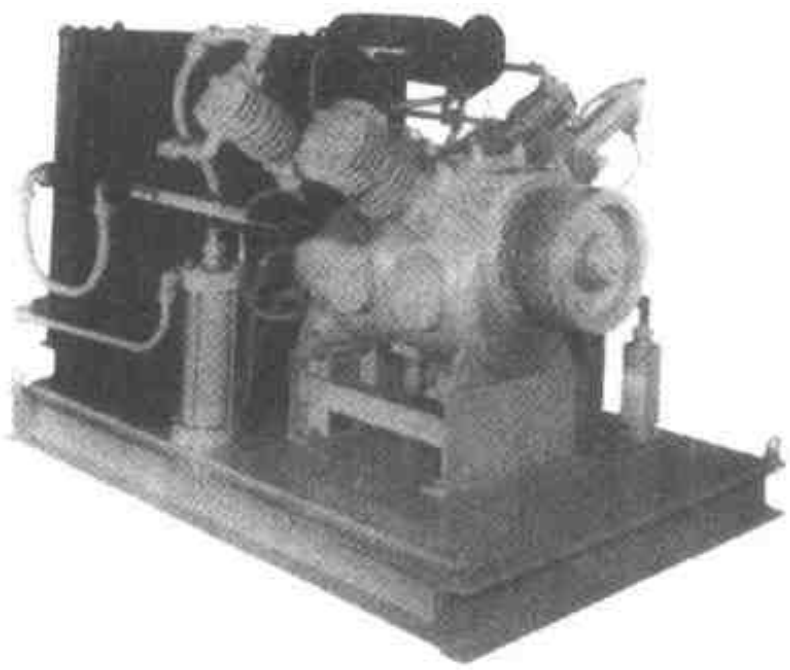


图 8－3　增压曲轴箱压缩机
（由 Compair Reavell Limited 供图）

作直线运动，并在气缸的缸头和曲轴两端进行压缩(见图8－4)。使用一系列活塞杆填料，即可很方便地对活塞杆进行密封。活塞杆填料被安装在填料箱内，填料箱上设置将泄漏气体排放至大气环境的放气孔和管道。新活塞杆密封的泄漏量非常小，一般泄漏量低于全部气缸质量流量的0.1%。大多数这一类型的压缩机将泄漏气体在入口处排放，而不允许气体泄漏进曲轴箱。由于曲轴箱在常压条件下操作，所以不需要特殊的轴封、垫片和高压润滑系统。

对大型压缩机，其曲轴箱难以设计成压力容器，所以它最适合采用常压曲轴箱。由于常压曲轴箱型压缩机使用活塞杆密封，所以它还可用在比增压曲轴箱型压缩机更高的吸气压力下。另外维修过程的麻烦更少，且允许在不卸压的情况下检查曲轴箱。

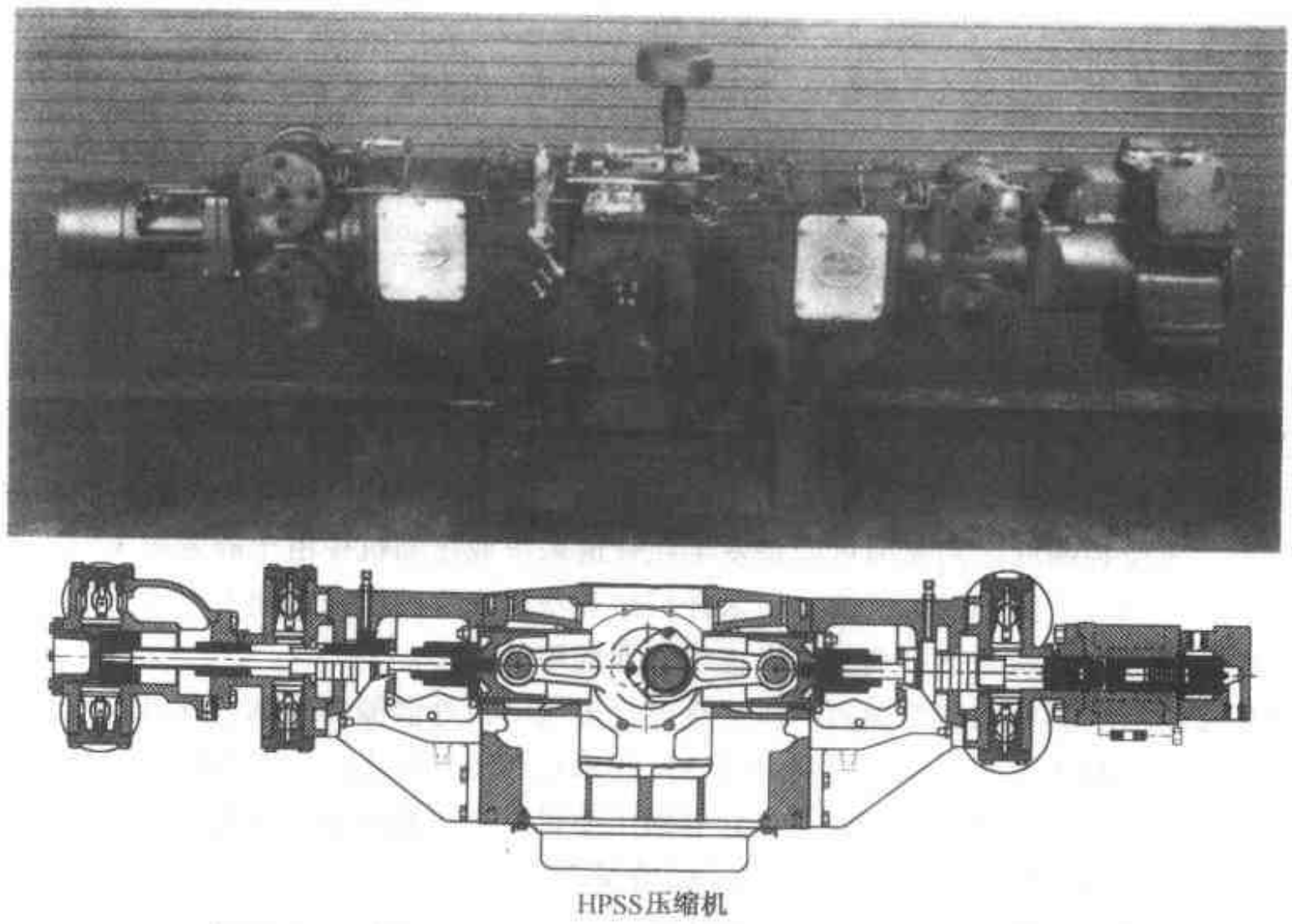


图 8－4　常压曲轴箱压缩机(由 Gemini Engine Company 供图)

排放气体回收。与空气压缩机类似，天然气压缩机必须减压启动，所以当压缩机停机后，必须将滞留在压缩机和管道系统中的气体排放掉。与排入大气环境的空气压缩机不同，天然气压缩机必须提供排放气体的接收罐。从压缩机启动考虑，接收罐必须具有足够的容积，以使压缩机充分泄压，并达到足够低压下的压力平衡状态。

一旦压缩机开始泄压，则在气体排放期间，气阀可能工作在音速或阻塞流动状态。音速

状态的气体速度会很快地冲蚀掉某些气阀的阀座和密封件。使用管线限流孔板、特殊阀座材料或防止阀座和密封直接受气流冲击的特殊设计的气阀，可以解决音速流动问题。

8.2.3　润滑

在 CNG 工业中，压缩机润滑已经成为一个有争议的问题。有油润滑压缩机需要对活塞环、活塞杆填料和气阀进行润滑。无润滑或无油润滑压缩机的这些部件使用特殊的材料，不需要额外的注油设备。无润滑压缩机的支持者们声称他们能获得最高的排气质量。润滑压缩机的支持者们坚持认为，使用设计良好的润滑和过滤系统也可获得同样的排气质量。在压缩机排气中润滑油的最大夹带量不得超过 0.5lb/MMSCF，这已经成为通用的工业标准。使用无润滑压缩机或配备过滤器的有润滑压缩机均可以满足此工业标准。

在确定选择有润滑或无润滑时，另外一些需考虑的因素在表 8－2 中作了概括。

表 8－2　有润滑与无润滑压缩机的对比

	有　润　滑	无　润　滑
优　点	延长活塞环寿命 允许使用金属环 空气冷却已足够或无需冷却系统 允许更高的压比和排气温度 在某些情况下所需级数更少 操作速度更高 可减少投资费用 延长了维修周期	排气的油污染降低到零 减少润滑需求 降低过滤要求 减少常规维护工作量 降低流体冷却设备的噪声水平
缺　点	排出气流受油的污染 压力容器中因油污沉淀减少气体存储容积 装载车辆设备的油污染 增加了车辆的排放量 压缩机润滑油消耗量更大 增加了润滑系统的维修要求 增加了空冷压缩机的噪声水平	提高了冷却要求 降低了允许的最高排气温度 缩短了活塞环和填料寿命 所需的压缩比和排气温度较低 可能需要更多的级数 增加了投资费用 降低了工作转速 缩短了气阀寿命 缩短了大检修周期

8.2.4　活塞环和密封性能

天然气压缩机最后一级所施加的极高的气体压力提出一些特殊的设计问题。随着级压力的增加，活塞环的磨损速度也随之明显地增加。跨过活塞环上的高压差会使活塞环挤进活塞和气缸之间的间隙中。减少间隙可减少活塞环的挤入程度，但是当活塞的支承环损坏时，间隙的减少增加了活塞与气缸壁接触的可能性。极高的压力还形成了活塞环的高 pV 值(表面压力与速度的乘积)工况条件，其结果会增加活塞和气缸的磨损速度。高 pV 值工况也使环表面产生高接触温度。表面接触温度可能超过实测的排气温度，结果导致活塞环材料蠕变和挤压。在活塞环磨损过程中，另一个了解较少的因素是在高操作压力下润滑油粘度的明显降低。

柔性多孔材料的高压静密封件在快速卸压时会导致密封失效。包括丁腈橡胶(BunaN)和氟橡胶(Viton™)在内的“O”形圈材料都是多孔性材料，所以高压天然气会渗入材料内部。如果“O”形圈在高压下长时间工作，然后压缩机停机并快速卸压，则“O”形圈内夹带的气体将

快速膨胀。"O"形圈中夹带的气体在气体脱逸时的快速膨胀，会引起"O"形圈材料起泡和撕裂，从而导致密封失效。当有压缩机润滑油存在时，高操作温度和操作压力看起来会使问题更严重。由于较高硬度的密封材料的孔隙率较低，其性能会有所改进。如果合适的话，应考虑使用金属垫片。

8.2.5 压缩机设计其他考虑因素

对压缩后气体的充分冷却是确保高需求 CNG 加气站具有良好性能的关键。当天然气注入存储容器或车辆时，天然气温度越低，燃料的密度越高，因而增加了天然气的存储量。最终排气温度的最大值应比大气环境温度高 20～30°F。温度的进一步降低将大大增加气体压缩后冷却的费用。

对定时加气(见 8.4.2 节)所使用的压缩机，它在运行时排气压力会有很大变化。一些压缩机需要在高于某一最低排气压力的条件下运行。最低排气压力对活塞环正常工作尤为关键。如果没有足够的背压，活塞环就不能充分靠紧气缸壁，而且在某些有润滑压缩机中，润滑油会被吸入气缸从而增加润滑油的消耗量。为了解决这一背压问题，可以在压缩机出口处安装背压调节器，并将其设置到制造厂要求的最低压力。

对压缩机机组而言，其噪声水平通常也是它能否被主管部门批准的关键因素。噪声等级要求通常由城市和地方法规专门设定或规定。降低噪声等级也就增强了燃料的销售效果。一般规定的噪声等级为 75dBA，测量位置距离压缩机台架周围 10ft。通过使用封闭的、能削弱噪声的压缩机台架外壳，大多数撬装压缩机厂都能满足噪声等级要求。

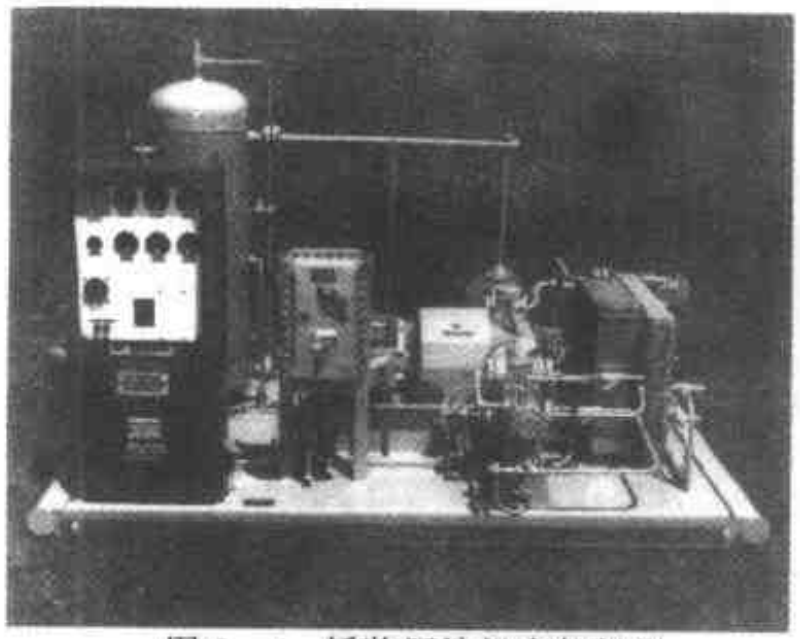


图 8－5 撬装压缩机台架机组
(由 Gemini Engine Company 供图)

8.2.6 压缩机电气系统

由于天然气具有易燃性，所以它要求：当电气设备和配线离开天然气压缩机和气体容器设备的距离在规范所规定的范围以内时，都必须进行防爆保护。根据美国全国防火协会(NFPA)标准 70、国家电气规范，CNG 工业大多数使用的防爆等级为 1 级、1 区或 2 区、D 组标准。例如 NFPA 52 规范规定了防爆保护区域的范围。

防爆电气盒和接线箱都应设计成具有承受内部爆炸，而火焰不会传播到外壳外面的性能。防爆壳体为金属厚壁结构，这使得它们价格昂贵而且笨重。图 8－5 中的压缩机台架显示了位于仪表盘右边的防爆断路板。一些可替代使用防爆设备的措施包括：

- 配有本质安全电路的常规触点闭合控制仪器。
- 配有空气吹扫系统和故障停机联锁装置的标准电气盒。
- 在危险区域内配备具有气体检测功能的防气体渗透密闭电气间。
- 在危险区域以外或远距离处布置电气设备。

8.3 CNG 加气站设备

除了压缩机以外，一个完善 CNG 加气系统还需要其他的一些设备。以下的设备描述仅仅是代表性的。CNG 行业只有很少的系统设计标准。为了满足性能要求，大多数设备都是

单 设计的。

8.3.1　顺序控制盘

快速加气站配备有向一个或几个大型压力容器压送气体的压缩机设备。天然气车辆(NGV)则从压力容器中向车上的气瓶加气。

使用这种方法可使加气速度最快，且与压缩机容量无关。

三阶顺序控制盘使用单个多通道阀或多个并联阀门，控制从压缩机向一系列储存压力容器输送气体。这些压力容器构成三阶储气库，每阶有一个或多个由集气管连接的压力容器组成。三阶储气库分别标示为高阶、中阶和低阶。高阶储气库和低阶储气库分别具有最高和最低的加气优先权。压缩机运行时，通过顺序控制盘依次给高阶、中阶和低阶储气库供气，来保持阶式储气库中的最高压力。

如果所有的储气库的压力都已耗尽，则绝大多数顺序控制盘会将压缩机全部排气流量直接供给要加气的车辆。在此阶段，除非压缩机的排气量非常大，否则加气速度减慢，并且等于压缩机的输出流量。

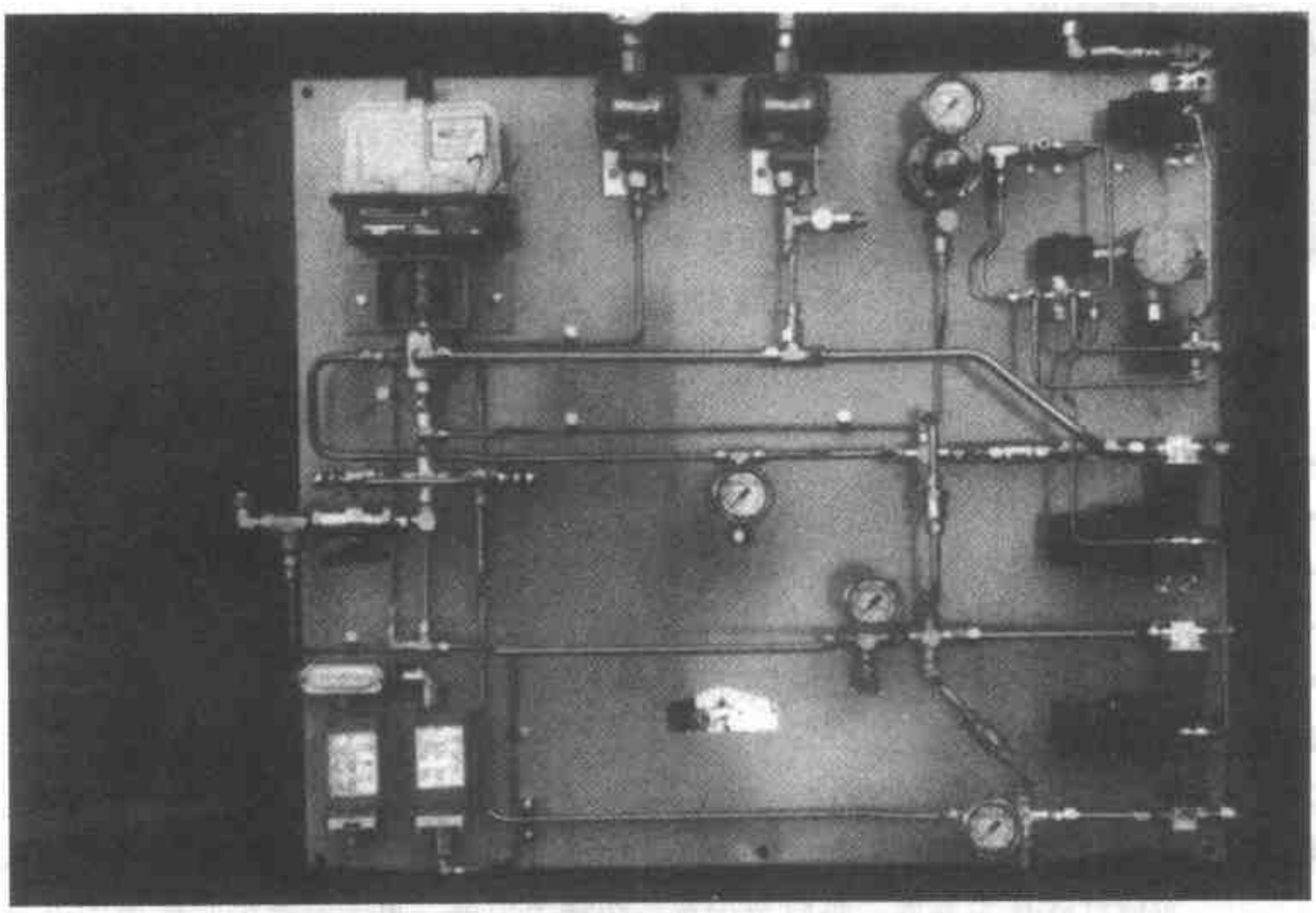


图 8-6　顺序控制盘(由 IMW Industries Limited 供图)

8.3.2　CNG 售气机

当压缩机按照优先顺序维持储气库的压力时，天然气车辆 NGV 可从 CNG 售气机抽取燃料气体。CNG 售气机类似售油机，而且在同一个加油站，经常会同时有售气机和售油机。

CNG 售气机包括专用的压缩气体计量表和双通顺序阀。当专门的加气嘴与 NGV 连接并且给出加气指令时，顺序阀 S1 首先开启(见图 8-7)。来自低阶储气库的高压气体就加到初始状态为低压或“空”(即 200～500psig)的 NGV 气瓶中。随着低阶储气库与 NGV 气瓶之间的压差的减少，加气流量也不断下降。当售气机计量表测出最小流量时，顺序阀 S2 开启。此

时由于压差增大，气体流量也增加。同样地，加气流量会与排出压力一起下降，并且最小流量信号会使顺序阀 S3 开启。当 NGV 的气瓶达到全压力时，顺序阀关闭，终止加气过程。使用这种方法，可以按顺序或同时为多台车辆加气，加气的车辆数取决于所提供的售气机数量。



图 8-7 CNG 售气机(由 Fueling Technologies Inc. 供图)

加气流量取决于压力容器和 NGV 气瓶之间管道系统的节流状况。通常绝大部分有节流效应的管道位于 NGV 车辆上。由于缺乏在 NGV 车辆上安装管道系统的工业标准，所以难以预测加气性能。

对客车和轻型卡车，典型的加气流量平均为 300～500SCFM，最大流量可达 900SCFM。对于大型商用车辆、工业和公共运输车辆，加气流量平均值为 1500～2500SCFM，最大流量达到 5000SCFM。

8.3.3 紧急断气系统

CNG 加气站紧急断气 ESD 系统采用故障安全关闭阀门，该阀门的位置设计成可在意外情况下切断气流。管道系统中的 ESD 阀设置在接近压力容器、压缩机吸入和排出管线的部位，或位于 CNG 售气机的内部。大多数 ESD 阀或者是气动的、或采用弹簧回复控制器或弹簧回复电磁执行器。触发安全阀关闭的方法包括：

- 失电；
- 设置在不同气站位置的手动 ESD 按钮；
- 地震活动检测设备；
- 检测冲击设备动作的接近或限位开关；
- 振动检测设备；
- 气体、火灾和热量检测器；
- 因火灾而引起的塑料空气管线破裂所导致的气动控制失压。

8.3.4 压力容器的储气量

CNG 快加气站将压缩气体存储在一个或多个压力容器中。压力容器的容积、设计压力和结构决定了在用压缩机补充气体之前，所存储的气体有多少可用于给车辆加气。CNG 工业通常使用三阶储气式压力容器。每阶至少有一个压力容器。更大容量的装置使用由集气管并联在一起的多个压力容器，其作用相当于一个容积更大的储气库。加气期间，CNG 售气机使用一套顺序开启的阀门。每个顺序阀门允许来自某储气库的气体流向加气车辆。与所有压力容器都由集气管连成一个单一储气库的情况相比较，利用阀门顺序开启的方法可以从储气压力容器中抽取更大比例的气体用于加气。

压力容器储气的全压力范围为 3600～5000psig。标准气体温度(70°F)条件下，工业标准的 NGV 加气压力为 2400、3000 和 3600psig。为完成 NGV 加气过程，至少应有一个储气库的压力高于 NGV 气瓶的最终加气压力。

取气率。全压储罐所存储的气体中仅有一小部分能被用于加气。在某些情况下，会因储罐压力不足而无法完成 NGV 气瓶的加气过程。但此时，滞留在储罐中的气体数量却相当大，

可能占到总储量的 50% ~ 75%。取气率的定义为：

用于加气的全部气体重量/储存的全部气体重量 × 100%

取气率会随所使用的储气库阶数而增加，但取气率的增加量会随储气库阶数的增多而减少。工业应用已经发现：从成本、复杂性和性能等方面考虑，使用三阶储气库是最佳的折衷方案。

此外，取气率在很大程度上取决于储气的全压力和车辆气瓶的最终压力(见表 8 - 3)当储罐最高灌注压力增加时，取气率显著增加。这样就允许使用更小的储罐容积并节省容器成本。然而，压缩能耗的增加以及压缩设备和维修费用的提高会抵消采用更高压力的储灌的优点。

影响取气率的其他可变因素包括：

- NGV 气瓶的排空压力。
- 售气机顺序阀开关设置点。
- 气瓶内气体初始温度。
- 储罐、管道和 NGV 气瓶的传热速率。
- 是连续对车辆加气还是定期加气。
- 每个储气库的相对容积。
- 气体临界压力和临界温度。

表 8 - 3　取气率(*SU*)*

容器 最高储存压力/ psig	% *SU* - 单阶 - 加气压力 3600 psig	% *SU* - 单阶 - 加气压力 3000 psig	% *SU* - 3 阶 - 加气压力 3600 psig	% *SU* - 3 阶 - 加气压力 3000 psig
3600	无	12	无	36
4000	6	17	24	43
4500	10	21	34	49
5000	13	25	40	53

注：所列举的 *SU* 值是在下列假设条件下得出的：储气库与 NGV 气瓶之间的最小压差为 100 psig；等温压缩和等熵膨胀；加气期间压缩机未补充气体；3 阶的 *SU* 数据为 3 个容积相等的储气库；气体临界温度为 366°F；气体临界压力为 669 84psig；气体温度为 70°F；NGV 气瓶初始灌注压力为 53psig。

*SU 值由 Ralph O. Dowling. P.E., Christie Park Industries 协助计算得出，使用 Institute of Gas Technology 的"Cascade"计算程序。

8.3.5　气体脱水

压缩机排气质量的新标准使得许多 CNG 装置上必须使用气体脱水设备。美国汽车工程师协会 SAE J - 1616 标准规定了压缩机排气允许的最高水分含量。此标准可确保 NGV 气瓶在车辆使用周期内不受腐蚀影响并能安全运行。

绝大多数气体脱水设备安装在压缩机或压缩机系统的吸入或最终排气管线上。安装在压缩机吸入管线上的气体脱水设备会引起显著的管线损失。当确定设备规模和选择设备时，除其他工艺参数外，还应规定最小的压力损失。

8.4　CNG 加气站系统设计

为满足指定的成本和性能标准要求，大多数 CNG 加气站系统为定制设计。

8.4.1 三管线快速加气系统

三管线快速加气系统通常用于 CNG 的零售。该系统属于最为昂贵的装置，但是提供了最高的性能。所配备的 CNG 售气机以与售油机相当的流量供应燃料。只要压力容器维持加气压差，燃料就直接从储罐中流出，而且不依赖于压缩机的容量。

它采用三阶储气库，故取气率高。这也使系统能够最好地满足随机的加气高峰要求。取气率高还可延长压缩机延长操作时间，并使停机和启动次数最少。

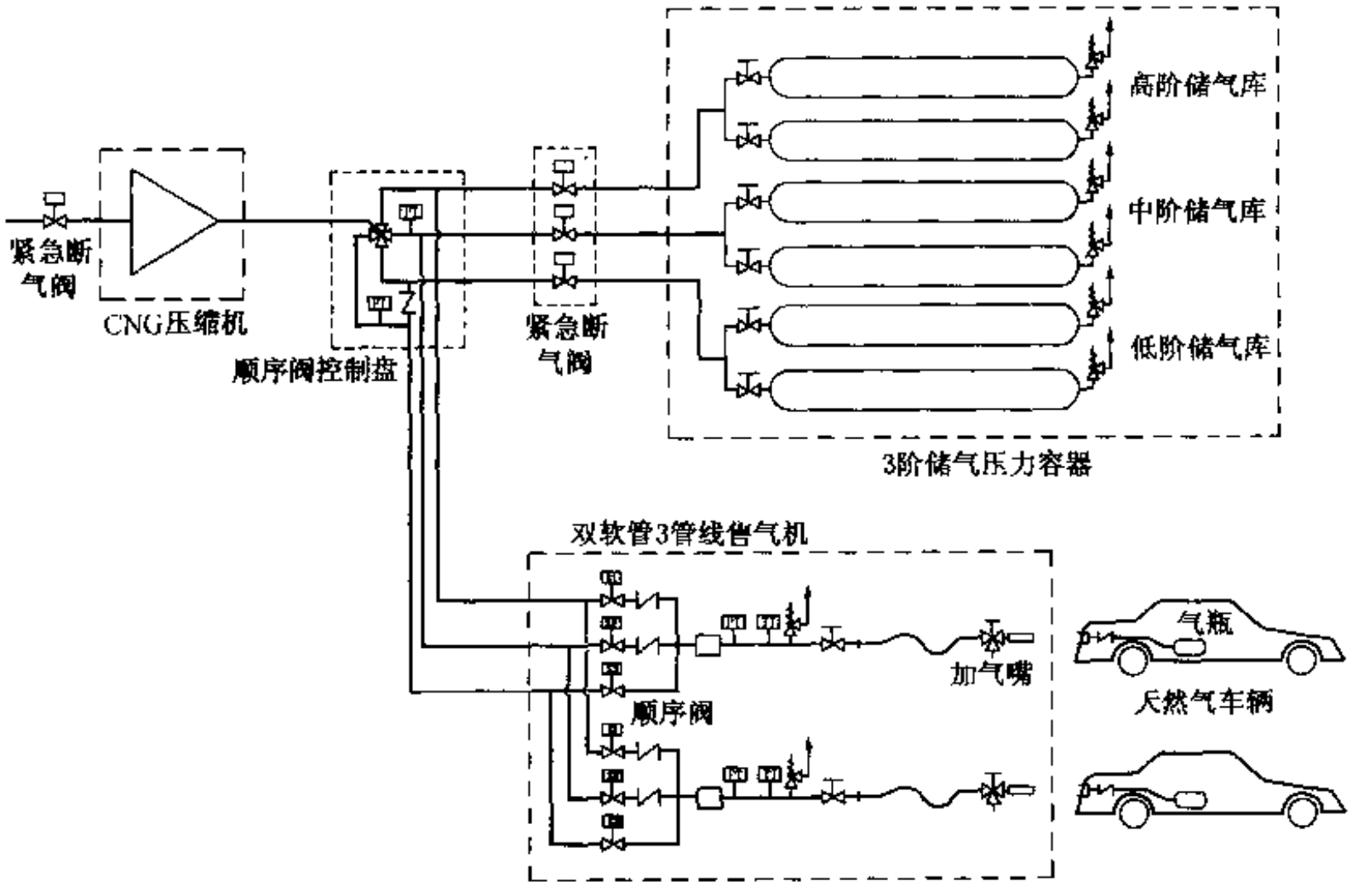


图 8-8 3 阶快速加气系统

8.4.2 定时加气系统

定时加气系统需要设备的数量最少，费用最低，并且不需要压力容器。压缩机排出的气体直接输送到要加气的车辆上。加气速度取决于一次加气车辆的数量。私营车队使用这种加气系统，因为它的加气时间并不重要，而且下班时车辆停放时间延长。

当加气嘴与 NGV 车辆连接时，压缩机上的压力开关将检测供气管线中的压力损失，并且压缩机会在定时加气控制盘的控制下开始压缩气体。控制盘上配有压力调节器和温度检测仪表，达到注满压力时使用截止阀停止加气。

8.4.3 单管线快速加气系统

单管线系统类似于三管线快速加气系统，但仅使用单阶储气库。售气机没有顺序阀门，顺序控制盘仅有一个优先顺序。

不推荐使用多根售气软管。如果两台车辆气瓶的压力不同但连接在同一根供给管线上，则其中一台车辆的加气过程将会暂停，直到两气瓶的压力相等为止。

该系统比三阶储气系统费用低，但取气率低。它不能有效地满足加气高峰的要求。取气率低会导致压缩机频繁地进行启动和停机操作。

8.4.4　换向系统

换向系统类似于单管线快速加气系统，但是提供了两根加气软管。换向阀将全部压缩机

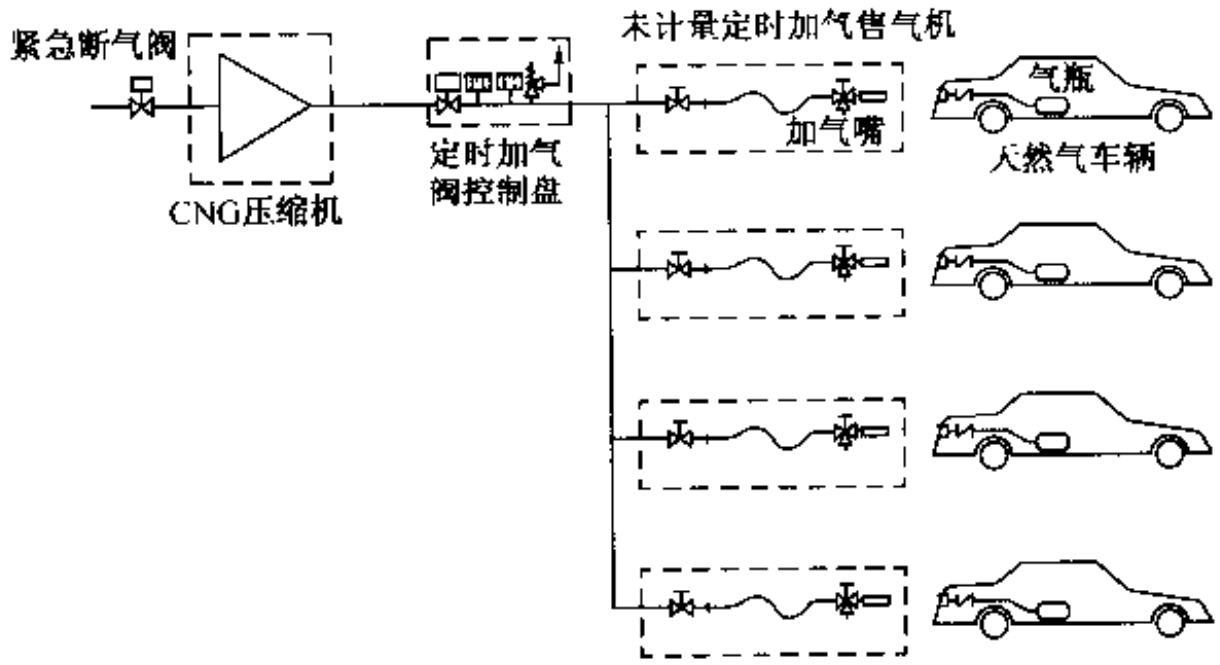


图 8－9　定时加气系统

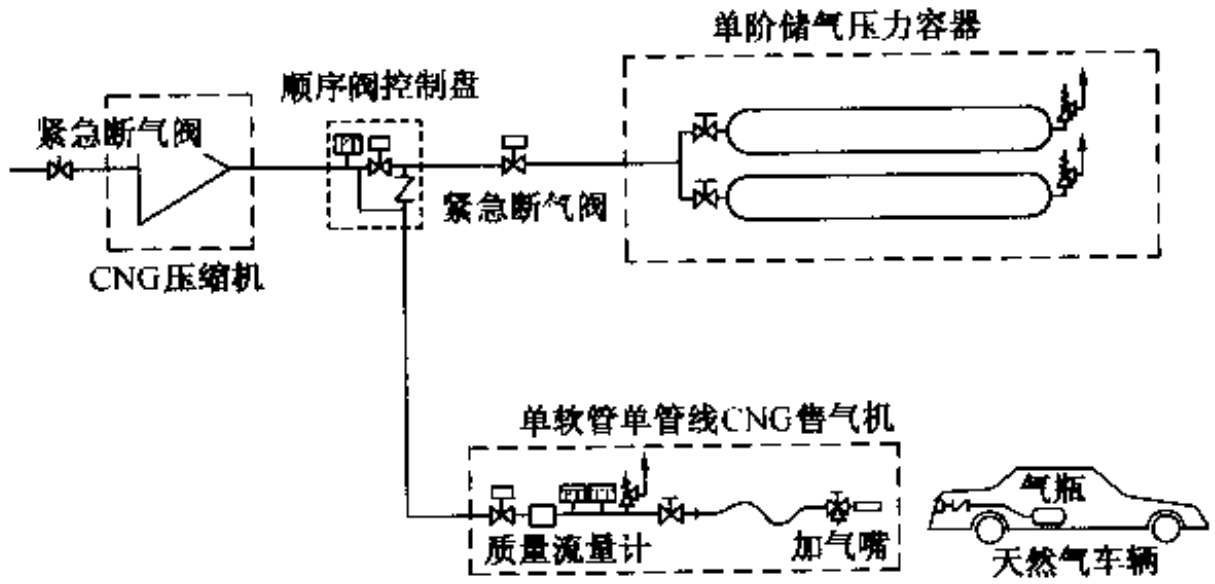


图 8－10　单线快速加气系统

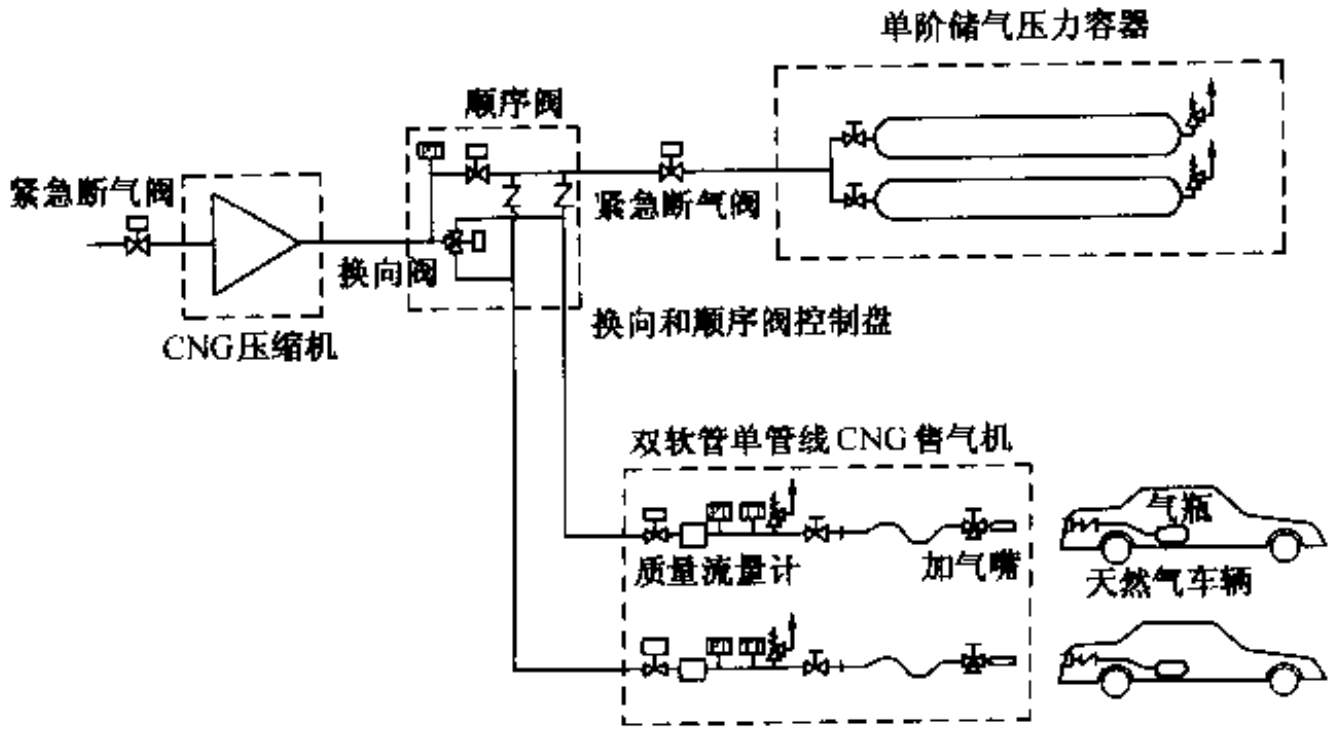


图 8－11　换向系统

流量引导至优先许可的第一根软管。当允许第二根软管加气时，加气过程将直接从单个储气库开始，不必从第一根软管中抽取压缩机排出的流量。第一根软管一完成加气过程，换向阀就将全部压缩机流量转换至第二根软管。

换向系统应用于给车队的车辆一辆接一辆地加气的场合。换向阀的转换动作将车辆的加气过程互相分隔，所以至少有一台车辆始终与软管连接。当一台车辆移动到位并与软管连接上时，第二台车辆的加气过程正接近完成。因此，加气过程不会间断，压缩机也连续操作，启动和停机次数最少。

8.5 设备选择和系统性能

以下实例将说明如何选择三管线快速加气站的压缩机和压力容器储罐。其他类型的加气系统可以采用类似方法进行选择。

实例：

一处计划中的零售 CNG 加气站拟利用当地经稳压和计量的供气管网的气源，压力为 25 psig。。压缩机最高排气压力为 3600 psig。气站将是三线快速加气型，NGV 车辆的最高加气压力为 3000 psig。据预测，该 CNG 加气站的加气频率分布如表 8－4 所示。每台车辆的平均燃料消耗量也确定为每天 4.6gal 汽油当量。

8.5.1 压缩机选择

表 8－4 表明了各个营业小时内待加气 NGV 车辆的数量。每天总的售气量为：

4.6 当量加仑 × 108.7SCF/当量加仑 × 75NGV 车辆数 = 37500SCF

该售气量也就是每天必须压缩的燃料气体数量。每天压缩机最长操作时间自行规定为 8 小时。较少的压缩机运行时间会增加压缩机的容量、成本、能量需求费用和间断操作时间。较多的压缩机运行时间则降低了压缩机的容量和满足偶然增加加气量的能力。计算所需的压缩机流量：

37500SCF/8h/60min/h = 78SCFM

根据图 8－2，25psig 的吸入压力和 3600psig 的排出压力的工况条件需要的轴功率为 0.48BHP/SCFM。当流量为 78SCFM 时，所需压缩机功率为 37.4BHP。可选择功率 40 BHP 的 4 级压缩机，提供流量为 83SCFM。

表 8－4 每天加气频率分布

结束时间(上午)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
车辆台数	0	0	0	0	0	0	2	20	5	2	3	8
结束时间(下午)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
车辆台数	6	2	2	3	10	6	2	2	2	0	0	0

8.5.2 压力容器储罐容积的确定

加气频率分布情况是选择和确定压力容器储量的关键因素。从上午 7 点～8 点要加注 20 台车辆，是最繁忙的时间段。由此可计算此时段内从储罐抽取的气体流量：

4.6 当量加仑 × 108.7SCF/当量加仑 × 20NGV 车辆数 = 10000SCF

在此段时间内，压缩机也已经为储罐灌注燃料运行操作。为使压缩机持续运行时间最长，控制系统应等到储罐压力大幅度下降时才启动压缩机。为说明操作过程，假定压缩机此

段操作时间为 45min。计算储罐补充流量：

$$83\text{SCFM} \times 45\text{min} = 3735\text{SCF}$$

另外，假定上午 6 点～7 点之间加注完两台车辆后压缩机并未启动操作，这样还应将储罐另外的 1000SCF 气体消耗量考虑在内。

由此可计算出储罐必须提供的气体总量

$$10000\text{SCF} - 3735\text{SCF} + 1000\text{SCF} = 7265\text{SCF}$$

现在可以估算压力容器储罐的容积。根据表 8－3 可知，，取气率为 36%，则储罐容积为：

$$7265\text{SCF}/36\% = 20181\text{scf 天然气(在 3600psig 压力下)}$$

选择内部容积均为 22.8ft^3 的三个压力容器。在 3600psig 压力条件下，每个容器可提供 7082SCF 的储存容积，或三个容器的总储存容积为 21246SCF。

8.5.3　其他设备

给排气量为 78SCFM 的压缩机选择顺序控制盘并确定其规格。通过控制盘的压力损失应控制在 50 psid 以下，以便使压缩机在不停机的情况下将压力容器储罐灌注到最高压力。规定使用带计量的双软管 CNG 售气机，以便在高峰需求期间能够同时为两台车辆加气。

8.6　规范和标准

CNG 加气设备和装置必需符合许多规范和标准。在北美地区，当前正在进一步发展工业规范和标准。全国防火协会(NFPA)标准 52 是最重要的工业标准之一，该标准援引包括 ASME 规范和 ANSI 标准在内的其他重要文件。除了表 8－5 中列举的规范和标准以外，还应执行州的法规、建筑规范和地方性法规。

表 8－5　工业规范和标准*

	美国国家标准委员会(ANSI)
ANSI/AGA NGV1	压缩天然气车辆加气连接设备标准 (Standard for Compressed Natural Gas Vehicle Refueling Connection Devices)
ANSI/AGA NGV2	压缩天然气车辆(NGV)气瓶燃料罐基本要求 (Basic Requirements for Compressed Natural Gas Vehicle (NGV) Fuel Containers)
ANSI/ASME B31.1	动力管道 (Power Piping)
ANSI/ASME B31.3	化工厂和炼油厂管道 (Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping)
ANSI/ASME B31.8	气体输送和分配管道系统 (Gas Transmission and Distribution Piping System)
	美国机械工程师协会(ASME)
ASME Section VIII, Division 1 and 2	锅炉和压力容器规范 (Boiler And Pressure Vessel Code)
ASME Section IX	锅炉和压力容器规范，焊接和钎焊过程、焊机、钎焊机及焊接和钎焊操作员合格标准 (Boiler And Pressure Vessel Code; Qualifications Standard for Welding and Brazing Procedures, Welders, Brazers, and Welding and Brazing Operators)

续表

	美国石油协会(API)
API Specification 11P	石油和天然气生产用撬装式往复式压缩机规范 (Specification for Packaged Reciprocating Compressors for Oil and Gas Production Services)
API Standard 618	普通炼油厂用往复式压缩机 (Reciprocating Compressors for General Refinery Service)
API Standard 661	普通炼油厂用空气冷却热交换器 (Air – cooled Heat Exchanger for General Refinery Services)
	美国全国防火协会(NFPA)
NFPA 37	固定式燃烧发动机和燃气轮机的安装和使用标准 (Standard for the Installation and Use of Stationary Combustion Engines and Gas Turbines)
NFPA 52	压缩天然气(CNG)车辆燃料系统 (Compressed Natural Gas (CNG) Vehicle Fuel Systems)
NFPA 54	国家燃料气体规范 (National Fuel Gas Code)
NFPA 70	国家电气规范 (National Electrical Code)
NFPA 496	带吹扫和增压的电气设备外壳 (Purged and Pressurized Enclosures for Electrical Equipment)
	美国汽车工程师协会(SAE)
SAE J 1616	压缩天然气车辆燃料推荐准则 (Recommended Practices for Compressed Natural Gas Vehicle Fuel)

[1]工业规范和标准由 Ray Benish，CNG Systems Inc. 协助编辑

第 9 章　液体输送与蒸汽回收

William A. Kennedy Jr.
Blackmer/A Dover Resource Company

气体压缩机常用于从铁路罐车或运输卡车向储存罐大量输送液化气体的作业场合。液化气体是指在气液平衡且高于大气压条件下储存于密闭系统中的一类产品。典型的产品实例为烃(丙烷、丁烷、乙烯等)、二氧化碳、制冷气体、氯气、氯化氢、以及某些溶剂。这类产品中的绝大多数必须防止湿气、油类以及如空气和氮气等非冷凝气体的污染。

虽然使用铁路罐车运输压缩液化气是一项普遍和安全的技术，但是工艺工程师还会面临若干系统设计问题，原因如下：

1. 系统可用净正吸入压头(NPSHA)低于液体泵所需的净正吸入压头(即 NPSHR——译注)。此类铁路罐车配备“汲液管”，且安装在顶部的控制阀。

2. 环境温度下液体蒸气压力高于大气压力。

3. 系统必须不受湿气、油类和空气污染。

铁路罐车可以利用液泵、填充空气(或其他非冷凝气体)、气体压缩机或使用液泵和气体压缩机的联合系统进行卸车。下面讨论各种输送方法的问题和优点。

9.1　液泵输送

当使用液泵对铁路罐车进行卸车时，汽蚀和泵灌注头损失是常见的问题。因为液化气是在其气液平衡点进行存储的，所以任何压力的降低(因泵入口管道中流动摩擦而产生)或温度的增加(因在泵入口管道中获得热量而产生)，都会导致入口管道中蒸气的形成和/或导致泵内发生汽蚀。以上任何一种情况都会降低输送速度，并损害泵内零部件。

使用液泵的另一问题是当罐车似乎已经卸空时，车内仍会残留一定数量的液体罐车，原因是汲液管不能一直到达罐车的底部(见图 9－1)。另外还有以气化形式留在罐车中的剩余产品。例如，一台典型的容量为 11000gal 的罐车，其汲液管离罐底有 3in，汲液管下面还遗留有大约 115gal 的液体。通常，由于液泵中还有灌注头损失，致使液面不可能降到汲液管的底部，所以罐内残留的液体量还要多。而剩余的气化产品数量则取决于被输送产品的性质。对一台容量为 11000gal 的丙烷罐车，当白天的环境温度为 80°F时(蒸气压力为 144 psia)，待其全部卸完液体以后，罐车内还留有 11000gal、重量为 1465lb(或液化时 344gal)的气化丙烷。

使用液泵从出口位于顶部的铁路罐车抽卸压缩液化气存在以下问题：

1. 由于不良的 NPSH 条件和可能发生的汽蚀问题，泵的启动灌注和维持灌注头非常困难。

2. 由于入口管道和泵的汽蚀问题，输送流速低且无法预测。

3. 由于汽蚀引起的过度噪声和泵内部破坏。

4. 无法从罐车中排除全部液体。

5. 无法从罐车中排除所有的蒸气。

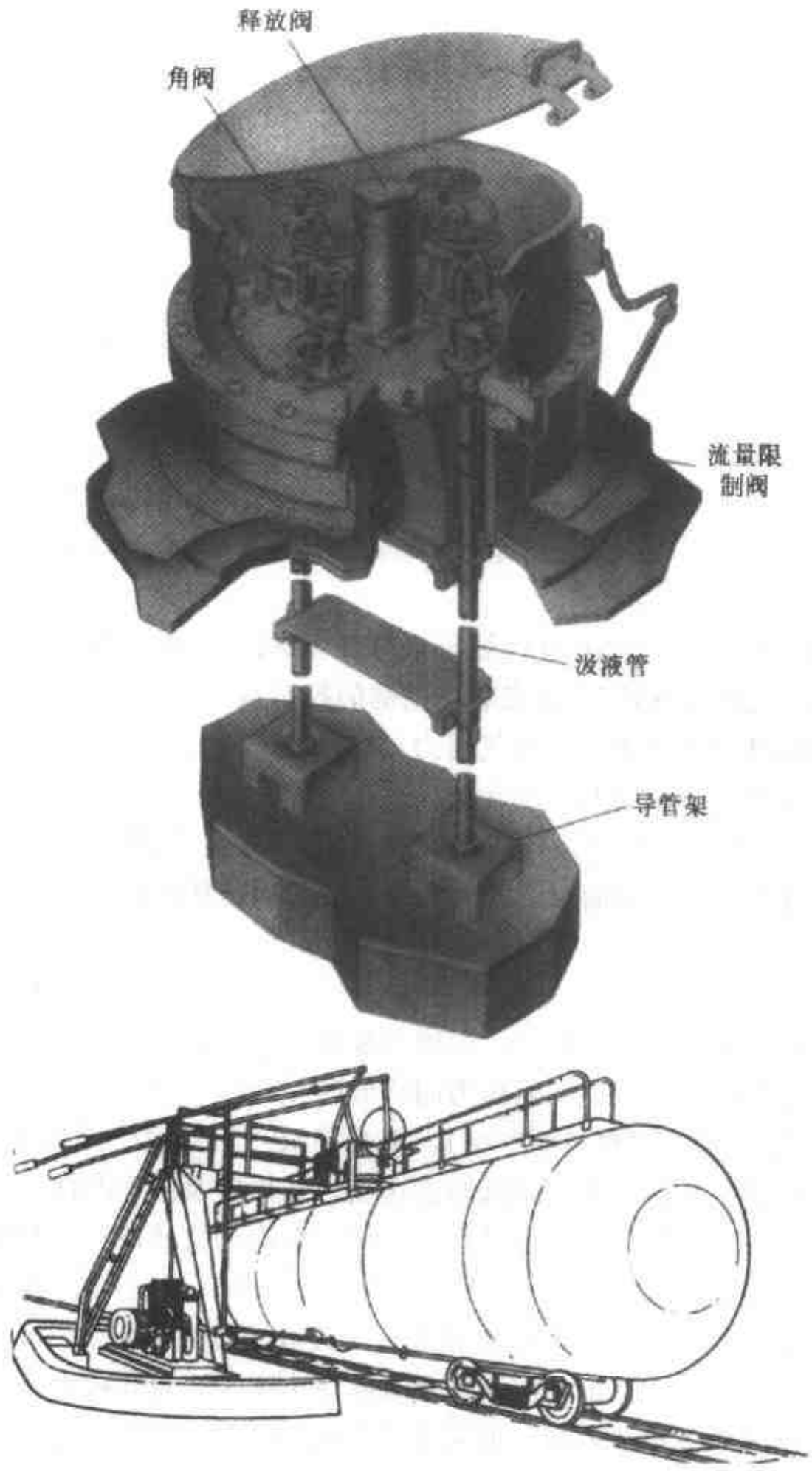


图 9-1

9.2 用压缩空气输送

另一种可以克服液泵存在的某些问题的卸载方法是使用压缩空气“填充”罐车。需要设计专用系统来提供无油空气，空气的压力应高于罐车中液体的最大蒸气压力。通常空气必须为干空气(典型的露点为 -40℉)，以防止湿气污染。有时使用氮气代替干空气。虽然它是利用压入空气的方法来排出液体，因而解决了系统的 NPSH 问题，但还留有个别未解决的问题，并且引起了其他问题。

1. 汲液管下面还有剩余液体。

2. 罐车中还有气化液体。

3. 如果空气干燥系统失效，湿气污染的结果可能导致产品质量或系统腐蚀问题

4. 最严重的问题可能是气化液体被空气稀释。非冷凝气体(空气或氮气)的存在会引起罐压高于纯产品的蒸气压力。当铁路罐车随后装满液体时，这种情况可能引起安全阀突然开启，并向大气环境释放产品。

9.3　气体压缩机输送

铁路罐车卸车的最佳方法是使用气体压缩机，而不是使用液泵或压缩空气。图9-2显示了使用气体压缩机进行液体输送的典型示意图。接收罐的蒸气部分与压缩机的吸入口连接，同时铁路罐车的蒸气部分与压缩机的排出口连接。一条单独的液体管线与两个容器的液体部分相连接。当压缩机从接收罐向铁路罐车的蒸气部分输送蒸气时，就开始输送液体。在设计合理的系统中，两个容器之间所产生的压差将为30 psi或更低。液体输送过程一直持续到罐车的液面降至汲液管的开口部分以下，输送操作阶段需要传输足够的气体，以置换离开罐车的液体，再加上罐车中由于气体冷凝形成的液体的数量。由于压缩热量引起的气体温升有助于阻止气体冷凝，所以压缩机排出管线(通向罐车)应进行保温处理，并且压缩机应靠近罐车安装，以使压缩机排出的气体的热量损失最小。为了取出罐车中残留的产品，输送系统转换可为"蒸气回收"模式。只有气体压缩机输送系统才能有这种模式，液泵或空气填充输送系统皆不具备。

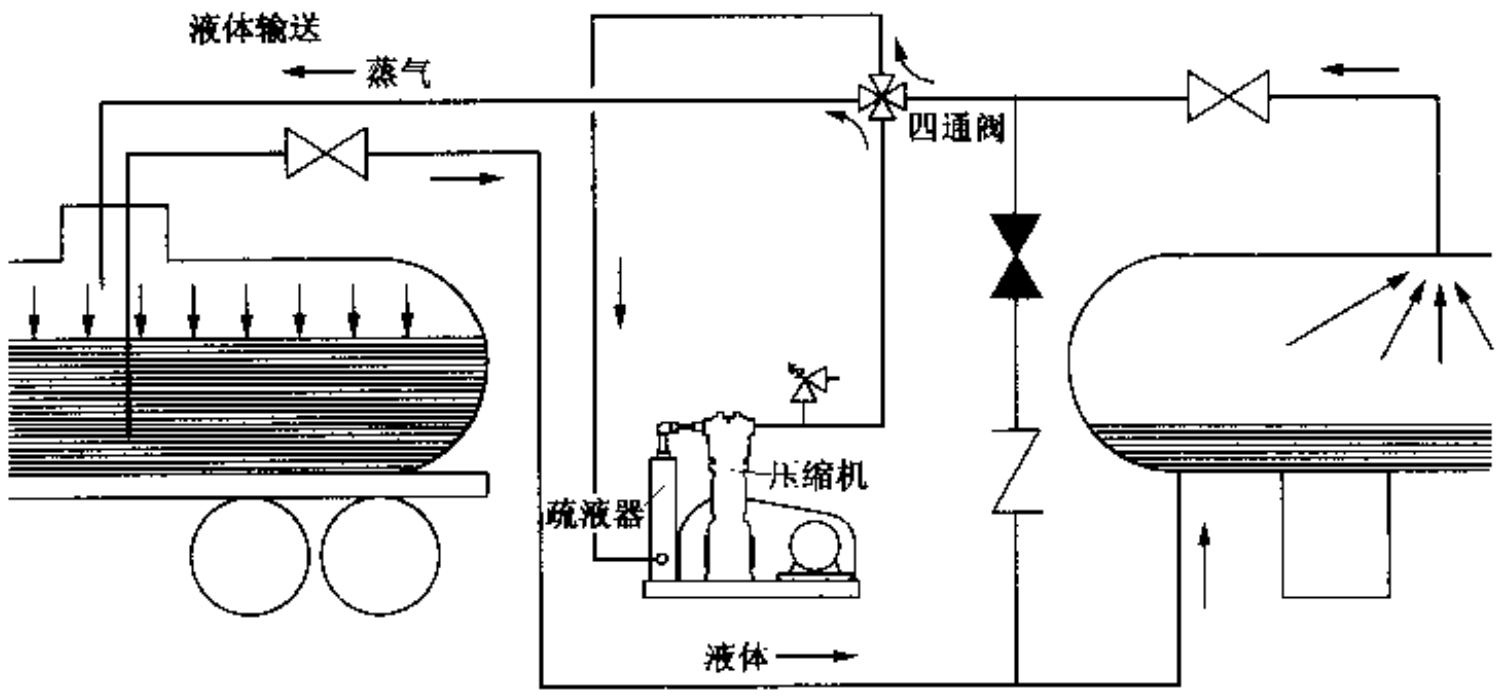


图9-2

图9-3阐明了"蒸气回收"模式，此模式下"液体"管线是关闭的。罐车的蒸气部分与压缩机的吸入口相连接，同时压缩机的排出口与接收罐的液体部分相连接。利用一个通向和来自压缩机管道系统的多通阀就可以容易地完成管道连接的切换。在蒸气回收的前期，铁路罐车的压力会略微下降，引起罐车中的汲液管以下的液体汽化。一旦产品气化，则压缩机就会将气化产品输送至接收罐。使这部分蒸气通入接收罐的液相中并产生气泡，就能确保在接收罐中压力仅有略微增加的条件下快速地将气体冷凝。在极端条件下可能需要单独的冷凝器。

当罐车中的残留的全部液体都已经气化后，罐车内的压力会随着气体的抽出而下降。蒸

气回收的程度通常取决于经济效果——气体的价值、压缩机运行所需要的功率以及铁路罐车可用的停车时间。一般的经验是将铁路罐车的压力下降到产品蒸气压力的 25%

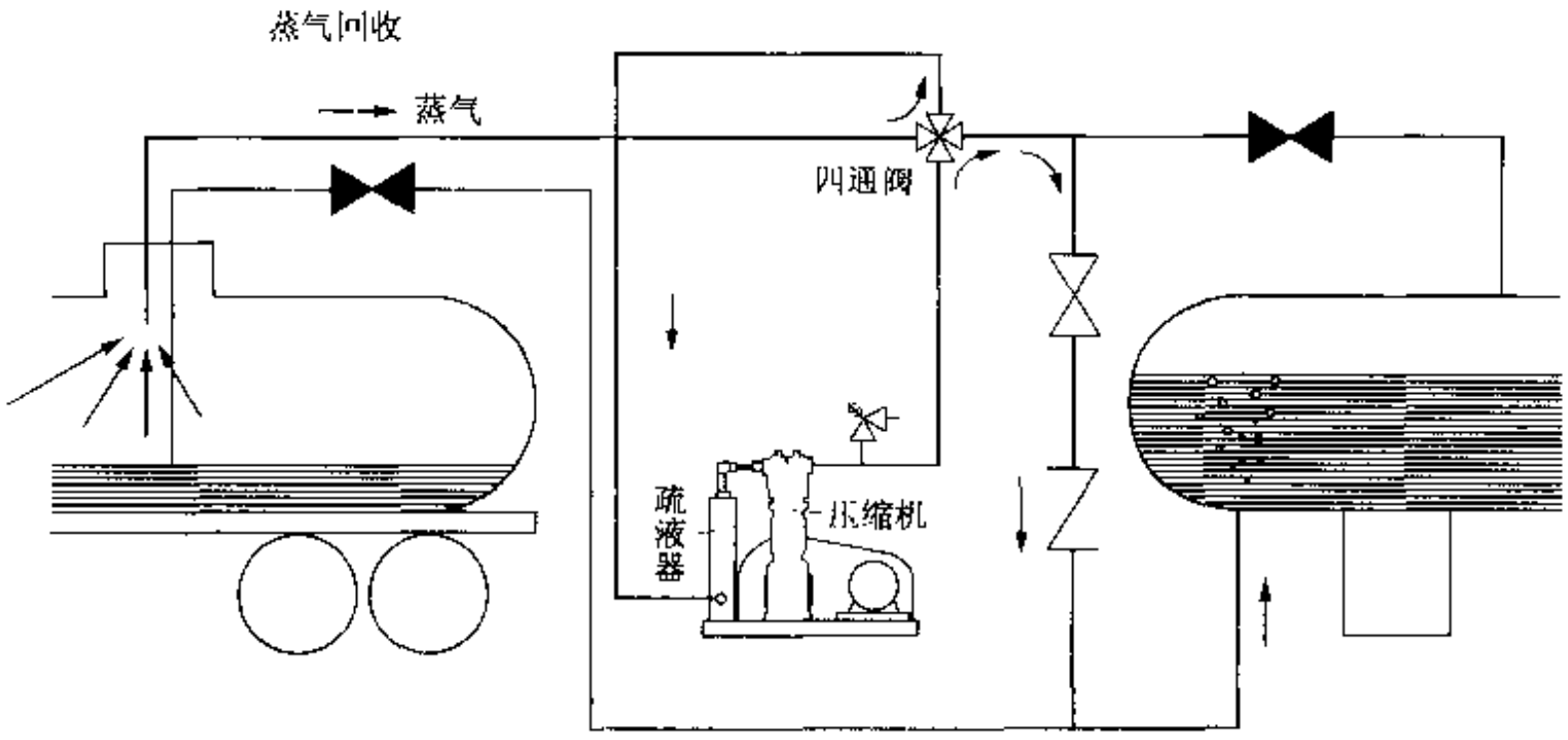


图 9－3

使用压缩机为铁路罐车卸车可解决使用上述液体泵或空气填充方法所提到的所有问题。设计合理的压缩机系统将提供数年的安全操作周期，而停机时间很有限。由于增加了产品的回收量(低于汲液管的液体和罐车中的蒸气)，所以实际上将在一段时间内减少所需要的罐车的数量。使用压缩机系统还避免了 NPSH 问题和有关的汽蚀现象，而且没有产品污染问题

在液体输送和蒸气回收的气体压缩机中，必须考虑某些独特的系统要求。一个经常被忽略，但是重要的系统特性是罐车上流量限制阀的额定液体流量。图 9－1 中显示的位于汲液管中的流量限制阀设计用于在给定流量下自动关闭，以防止因主管线破裂产生的泄漏。一旦确定了允许的流量，便可以进行压缩机的选型。压缩机过大会引起流量限制阀关闭，中止卸载操作。另一个关键的决定因素是将罐车的压力降低到何种程度，它将决定是采用单级压缩机还是多级压缩机，而这需要对压缩机操作温度进行仔细分析。为了延长机器的寿命，通常应尽一切可能，使压缩机保持最低操作温度，所以在压缩机行业中水冷却是常见的冷却方法。然而，由于在液体输送场合又希望保持气体温度，以减少罐车中的气体冷凝量，所以除极端工况以外，空气冷却压缩机最适合用于液体输送作业。

压缩机制造厂商可以提供性能数据，帮助确定液体输送所需要的时间、罐车压力降低到不同程度所必需的时间、功率需求和操作温度。由于压缩机不在稳定的状态条件下操作，而且压缩机性能随产品、环境温度、储罐容积、管道损失、压缩机位置等条件而变化，所以还有相当复杂的计算过程。

9.4 压缩机和泵联合系统

虽然使用压缩机解决了许多压缩液化气铁路罐车卸车的问题，但必须注意到它的某些局限性。高压力差会降低输送速度。这种情况通常有以下原因：管道设计不良、罐车与储存罐之间的距离过大、两罐之间的高度差；或使用压降高的计量仪表，即容积型的计量仪表测量流量。

如果存在上述任何一种情况，则压缩机和泵的联合系统可能是最佳的解决措施(见图9－4)。除了在液体管线中接入液体泵以外，联合系统与图 9－2 中的液体输送系统相同　由于气体压缩机可利用接收罐的气体增加罐车的压力，从而解决了泵因不良吸入条件(汲液管和长吸入管线)引起的 NPSH 问题。由于改进了吸入条件，液体泵现在可以提供系统所需要的高压力差。　一旦液面降低至汲液管以下，液泵关闭　系统所进行的剩余液体排出和蒸气回收作业如图 9－3 所示。

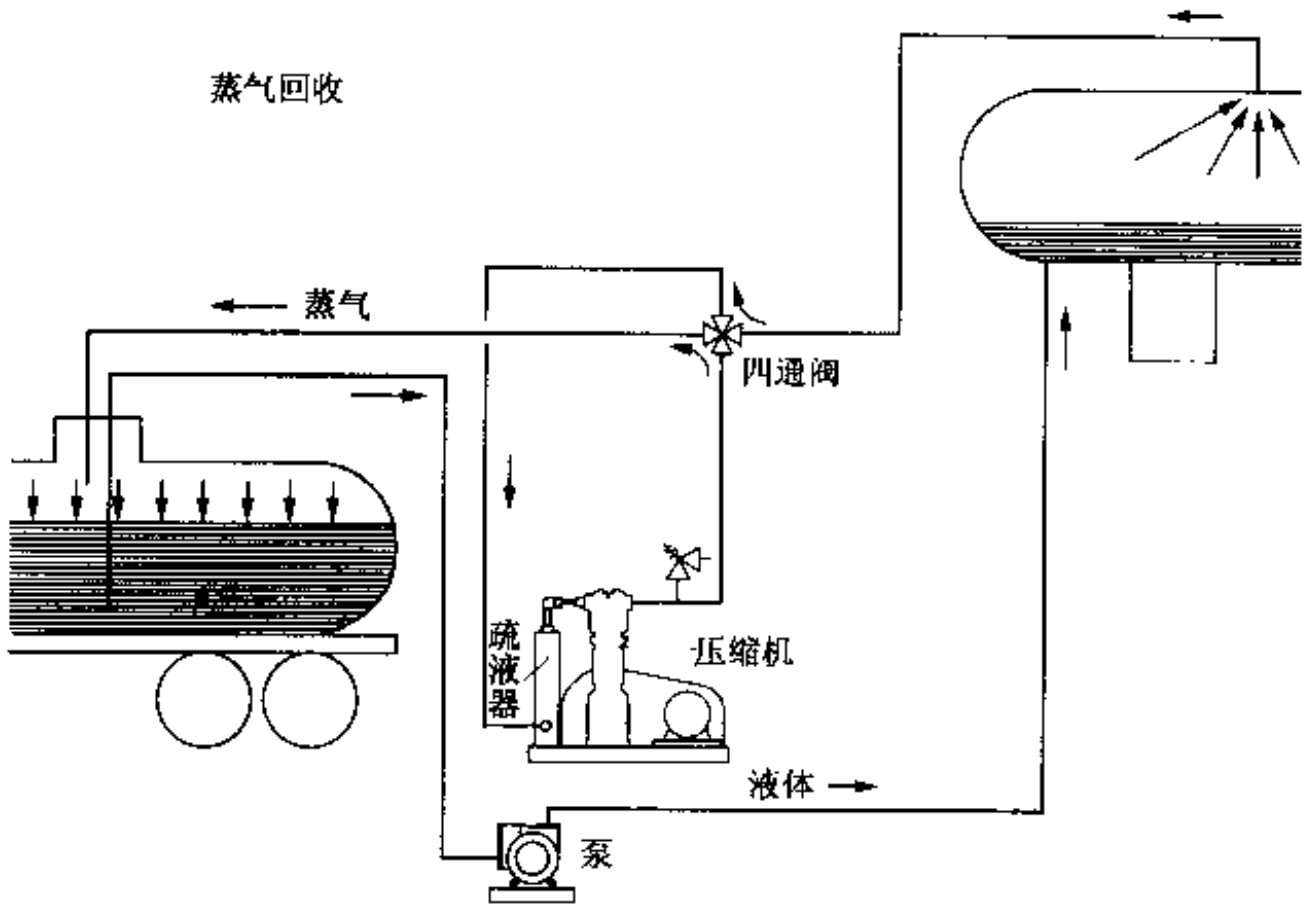


图 9－4

9.5　液体输送和蒸气回收压缩机

虽然有多种压缩机型式可选，但典型的铁路罐车用液体输送和蒸气回收压缩机(图 9－5)是小型(达到 60CFM 容积)、空气冷却和单级的。也可以使用更大的压缩机为多辆罐车卸车。其共同的设计特性如下：

1. 气缸工作压力高于所要求的产品最高蒸气压力加上系统设计压力差。

2. 常压放空的曲轴箱设计有带过滤的压力润滑系统，用以润滑主轴承和连杆。

3. 十字头和活塞杆结构允许曲轴箱与气体压缩部件分离。

4. 气体无油输送的无油润滑气体压缩机结构。

5. 用活塞杆密封控制气体泄漏，并防止曲轴箱油液进入气缸区。虽然每个活塞杆可以使用单组密封，但首选的密封结构为每个活塞杆用两组密封，并配备允许密封之间的排放、吹扫和填充的封闭式隔离室。对于某些气体(氯气、氯乙烯、氯化氢等)，推荐每个活塞杆使用第三组密封和第二个隔离室。

6. 疏液器等设备中的高温开关、高压和低压开关、高液位开关有助于防止设备发生意外问题.

既然气体的处理是在(或非常接近)气液平衡点的状态下进行的，所以输送过程始终涉及管道或压缩机气缸中的冷凝问题.　为帮助防止液体进入压缩机(因这可能导致严重事故)，必

须考虑若干系统设计问题：

1. 疏液器应尽量靠近压缩机入口，疏液器的尺寸必须适应在入口管道中可能出现的所有预计的冷凝情况。系统的一部分可能包括液位警报器、关闭设备(机械式的或电动式的)、破沫网和/或视镜。图 9-6 显示了包括疏液器、四通阀、过滤器和驱动系统在内的典型的撬装式成套设备。

2. 管道设计应防止停机期间冷凝物进入压缩机。

3. 必须制定操作程序，确保在启动前排放掉所有的冷凝物

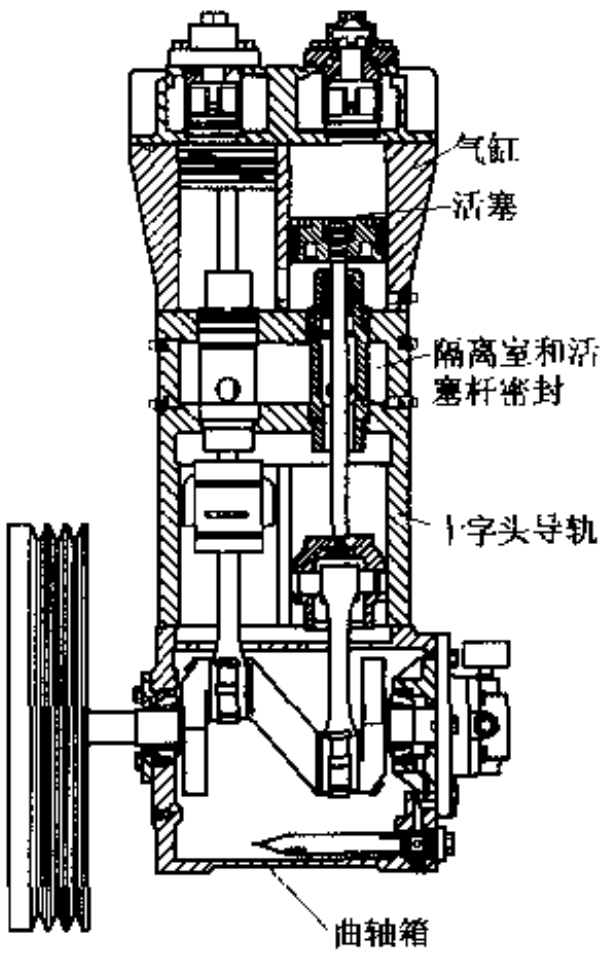


图 9-5

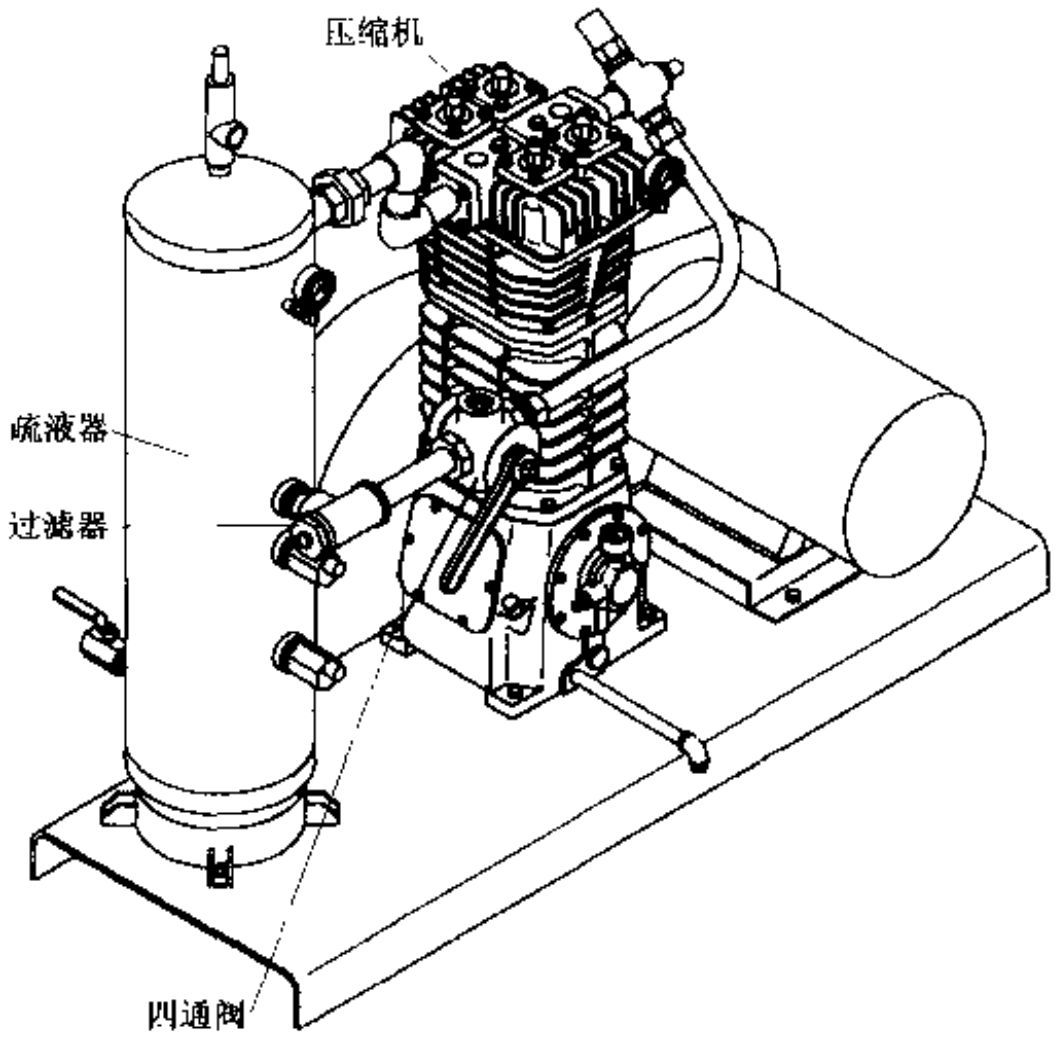


图 9-6

第 10 章　车辆燃料加注用压缩天然气

Adam Weisz-Margulescu, P. Eng.
FuelMaker Corporation

空气质量受到大多数公众的关注。机动车辆是对环境产生消极影响的主要空气污染源。面对难以接受的空气质量和公众对此的日益关注，政府和企业界已经提出了许多动议，以减少机动车辆的排放量。目前的发展方向是明确的：即为了获得合格的空气质量，机动车辆的排放标准将更为严格。天然气车辆工业已经成为推动空气净化的主角。同时，由于严格的室内空气要求、燃料价格和供应问题，天然气铲车市场已经成为天然气车辆工业中发展最快的一个市场。

直到开发出给车辆加气所需的压缩天然气增压设备以前，公共的加气基础设施发展缓慢，这已经给机动车辆方便快捷地使用天然气燃料造成了困难，且天然气燃料加注设备的昂贵价格只有少量车辆负担得起。目前，这种紧凑的装置使小型车队经营者能够确定所需要的理想设备的规格，以便准确满足车队车辆加注燃料的需要。同时，燃料站和燃料转换的成本将通过燃料差价来补偿。这些设备可用作独立的慢加气设备，还可同时为两台车辆提供气体燃料压缩能力，或者可与多个车辆燃料加注设备并联配置，为快速加气存储系统供应气体燃料。该存储系统可为天然气车辆快速灌注燃料。对于室内停放的车队，则可使用室内遥控面板来加气(图 10－1)。



图 10－1　CNG(压缩天然气)加气系统

10.1　加气设备

加气装置通常是一套独立的、无油润滑的室外设备，它可以在 8h 内将一个 26.4US gal 的气罐灌注至 68°F 下的 3000psig 压力，相当于平均流量为 1.8SCFM[1]。该流量天然气的能量大致相当于约 1.1USgal/h 汽油的能量，当然天然气的能量取决于天然气的热值高低。加气设备的平均功率消耗仅为约 1.3kW，使用电力为 230/208V 和 60Hz(图 10－2)。设备与低压气体

[1] SCFM——标准立方英尺/分钟。

系统连接，额定流量下的压力为 7in 水柱至 2psig。

通常装置配备一种采用纤维增强的高压加气软管(可连接第 2 条软管)，软管通过分离式接头与加气装置连结。如果用户未脱离连接就驱动车辆离开，则分离式接头允许软管脱离连接且并不损坏。所提供的加气喷嘴适合于天然气"慢加气"操作。在每个加气过程完成时，压缩机下游容纳的高压气体被回收到一个排放容器，使加气软管中的压力降低到大约 29 psig。

典型的加气设备由下列组件构成(图 10－3)：

1. 压缩组件
2. 控制组件
3. 电子组件

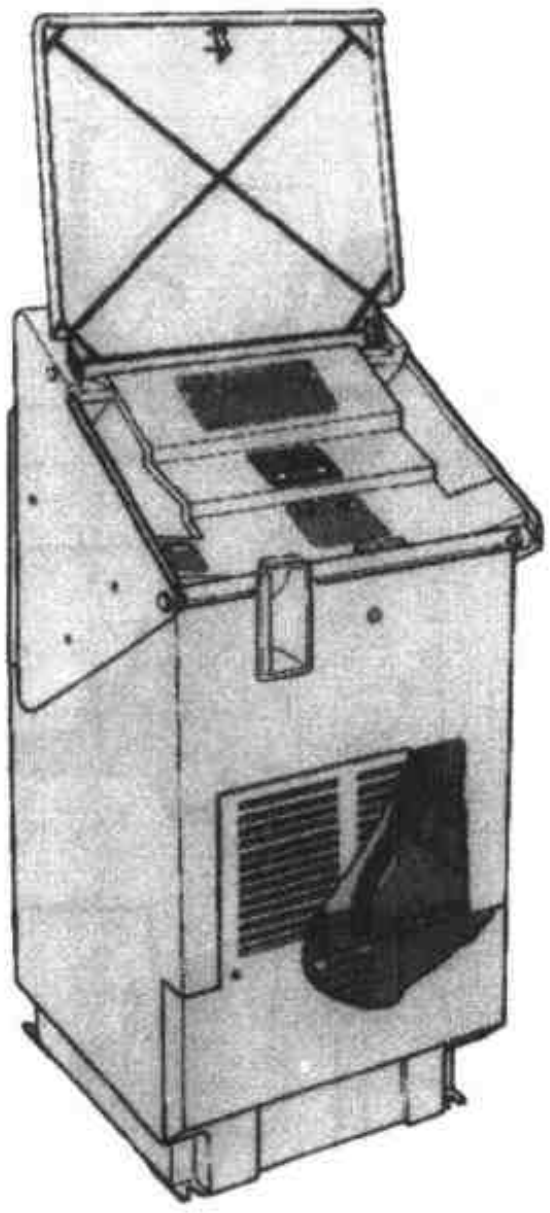


图 10－2 加气设备

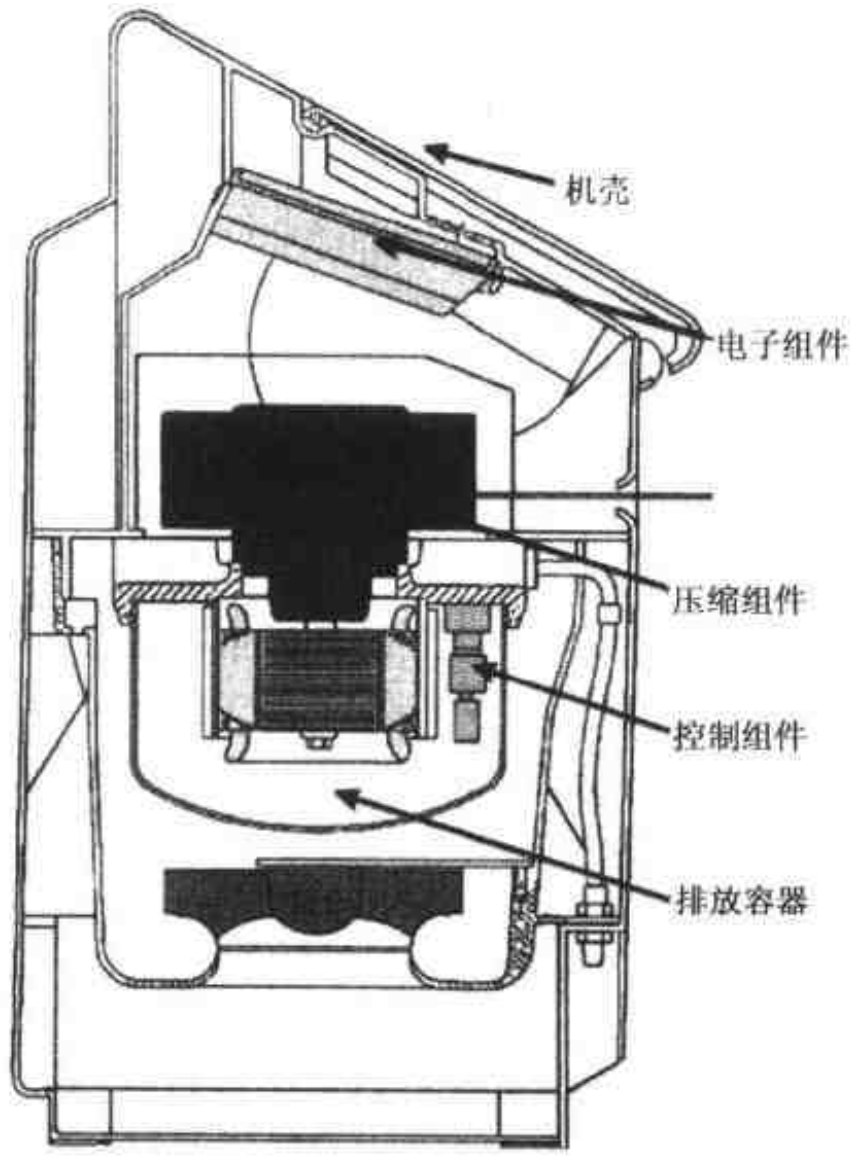


图 10－3 加气设备内部组件

压缩组件和控制组件组成一套紧凑的、集成的装置(图 10－4)。装置处于"开通"状态时的气体流程如图 10－5 所示。当装置转换为"截止"状态时，气体的再循环如图 10－6 所示。

排放容器为控制组件的部件，仅接纳加气软管、加气喷嘴以及车辆容器与止回阀之间的空间中所容纳的气体量。这限制了加气软管的最大长度。加气软管的最大长度也由 NFPA 52 Code 规范所限定，即限定为 25ft。

电子－机械控制装置安装在对流盘上，控制装置代表排放容器与压缩机之间的接口(图 10－7)。如果入口压力下降到低于 5in 水柱，低压开关设置为将装置关闭(图 10－8)。低压释放阀将压力释放到放空管线，防止排放容器超压(图 10－9)。高压传感器监测压缩机的高压输出(图 10－10)。高压传感器被标定为 2900psig，该压力已经过温度补偿。入口气流中安装温度传感器，测定特定环境温度下的允许加气压力。温度/压力补偿特性可保证不管在什

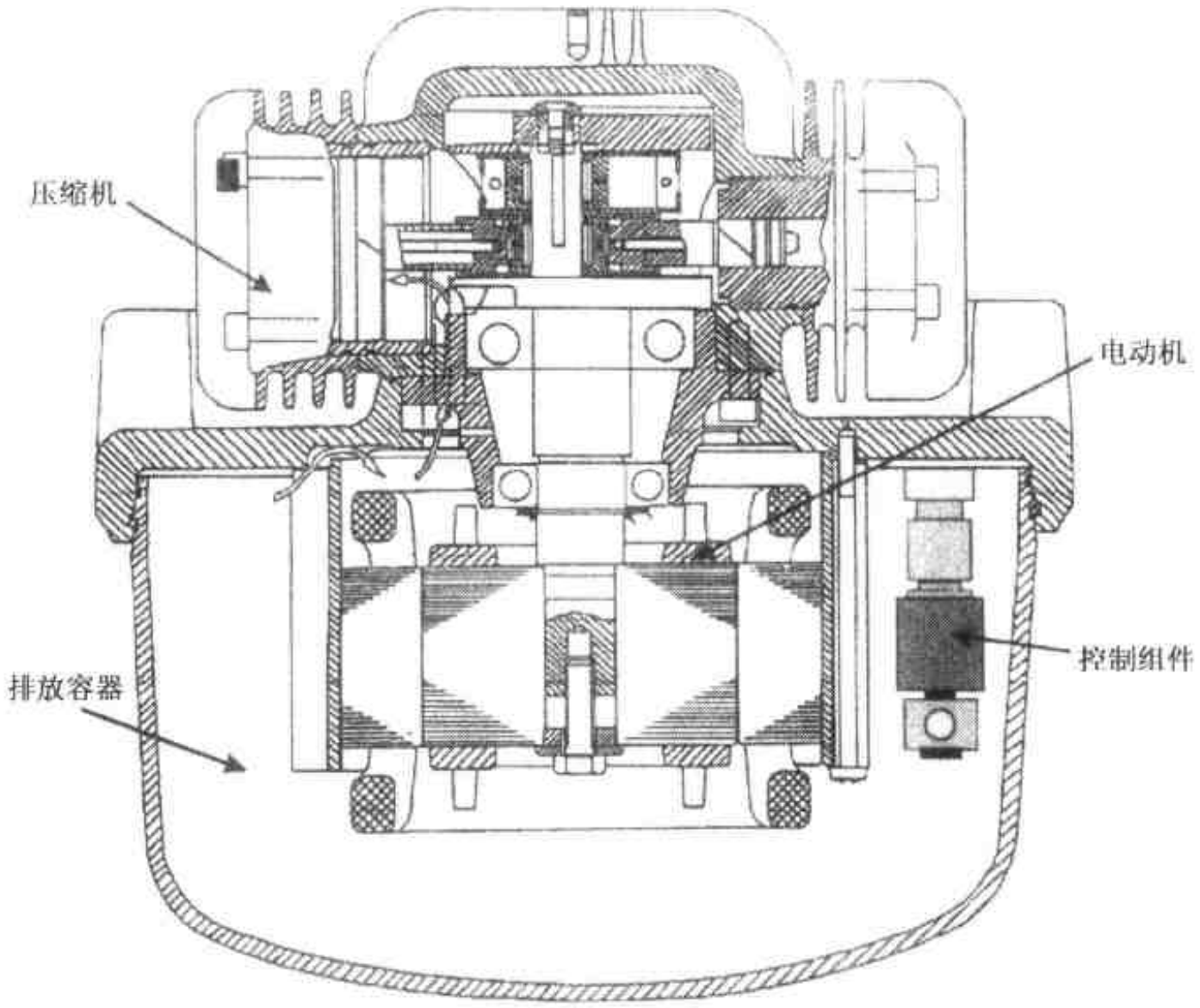


图 10－4　压缩和控制组件

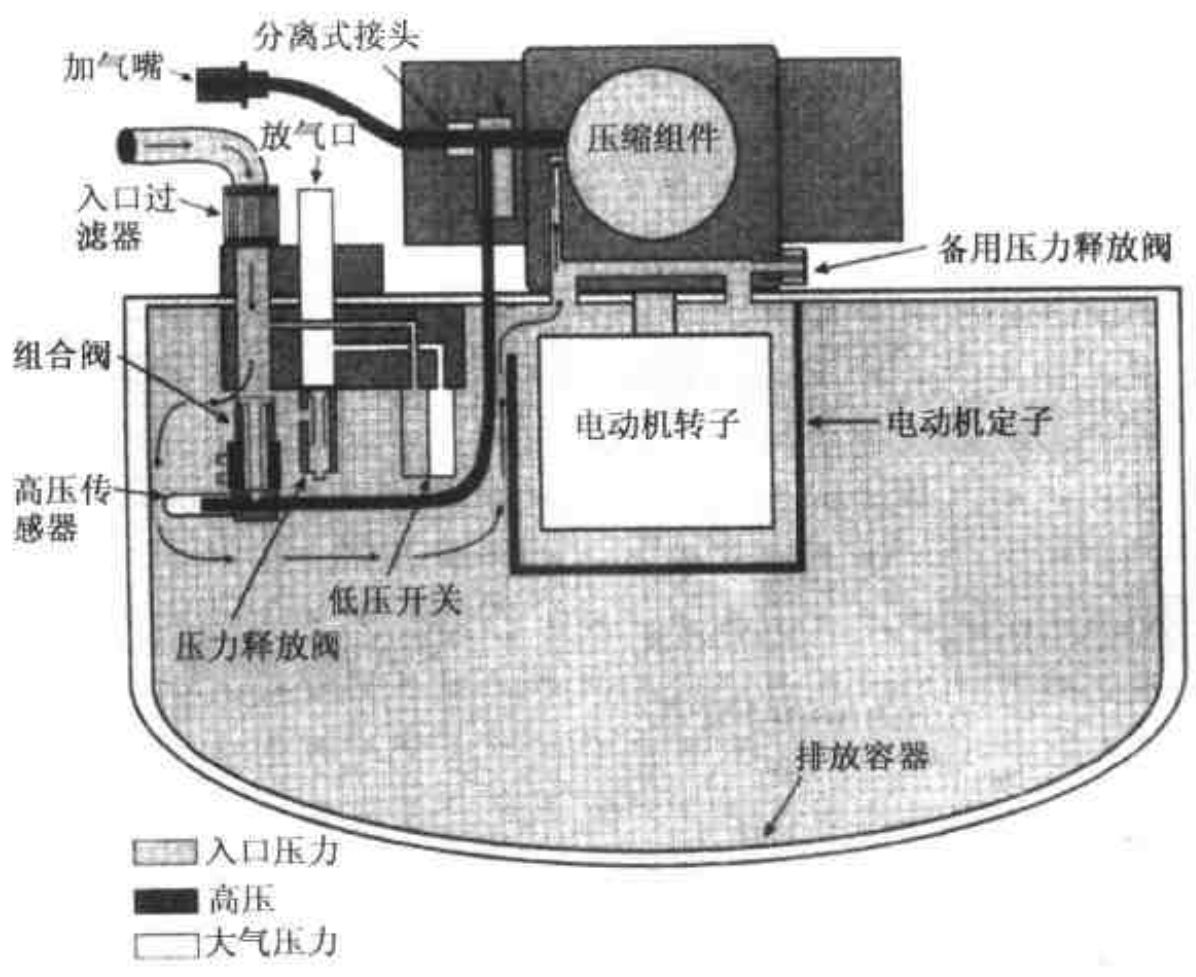


图 10－5　开通状态控制装置内部压力

么环境温度下，都能以恒定的质量流量给存储罐加气。如果环境温度升高，补偿特性还可防止车辆存储罐超压。当温度为 167℉时，对流盘温度传感器将关闭装置，而温度为 275℉时，电机温度传感器将关闭电动机。

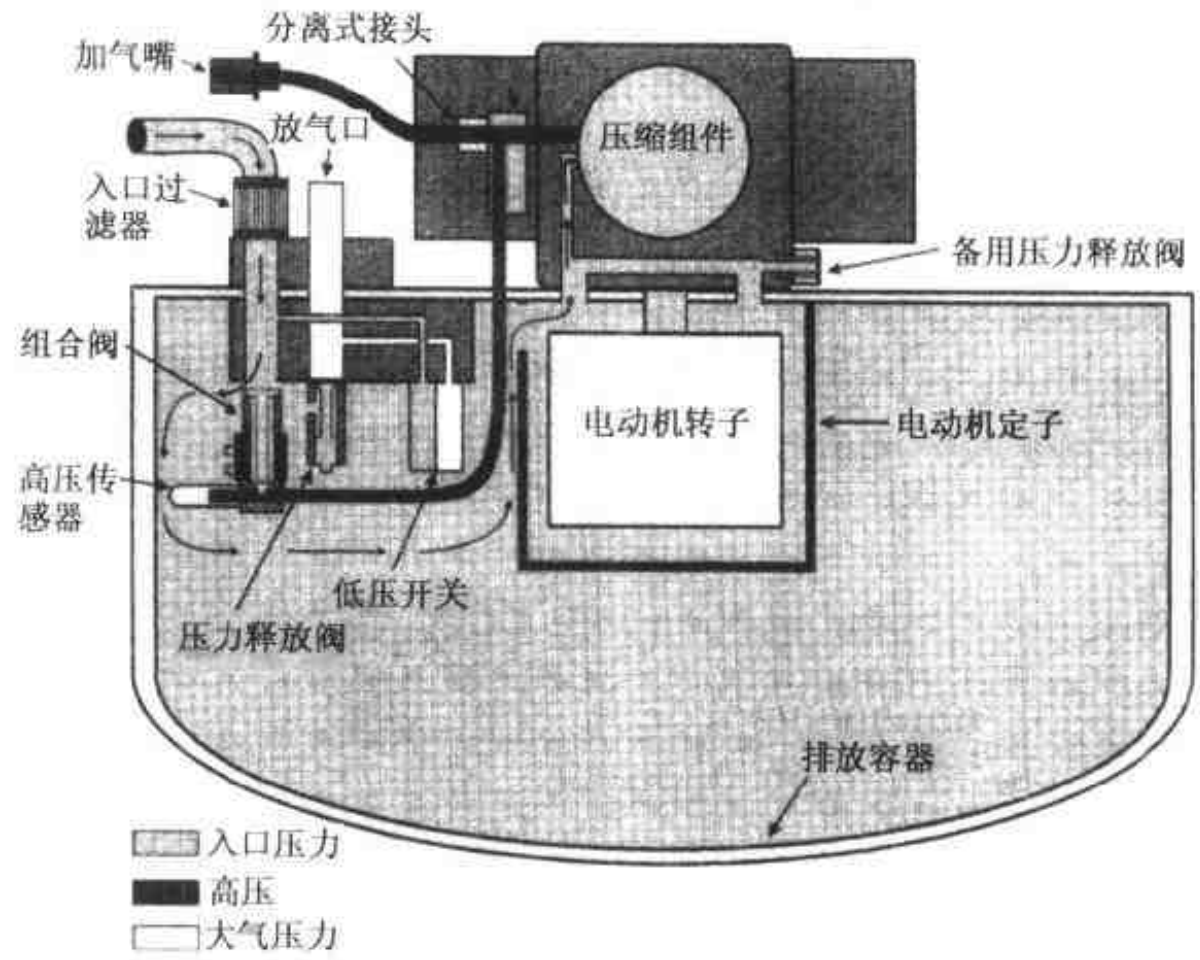


图 10-6 截止状态控制装置内部压力

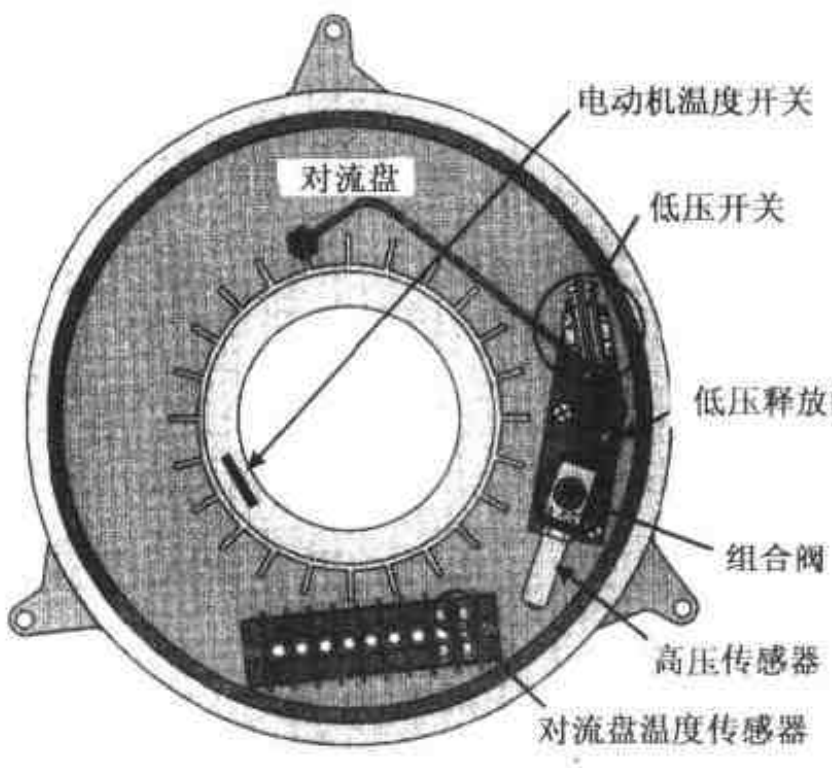


图 10-7 排放容器与压缩机之间的接口

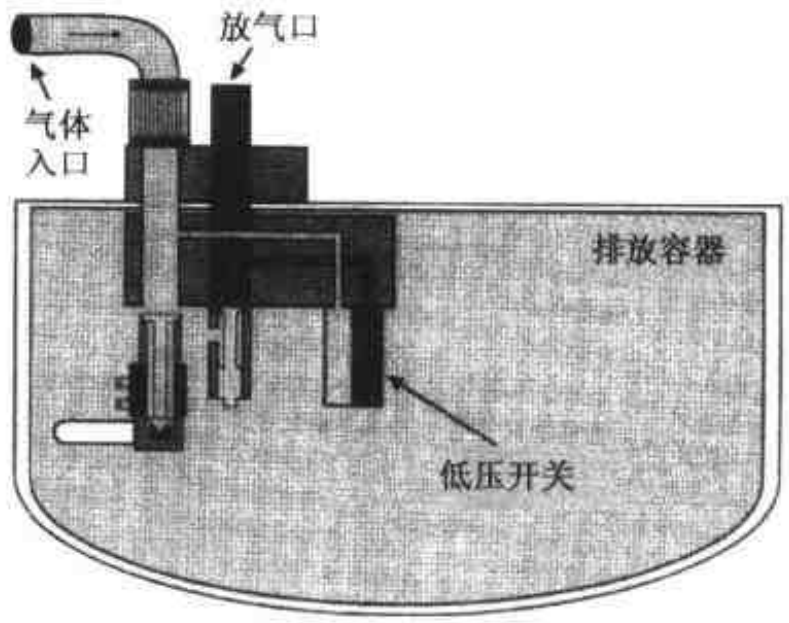


图 10-8 低压开关

电子组件控制装置的操作，其原理图如图 10-11 所示。某些参数可以由安装或服务人员通过现有的程序编制设备加以改变。电子组件与用户控制板面接。装置的启动、停机和监测都在用户控制板上进行操作。控制板上有单独的启动和停机按钮以及三个指示灯。

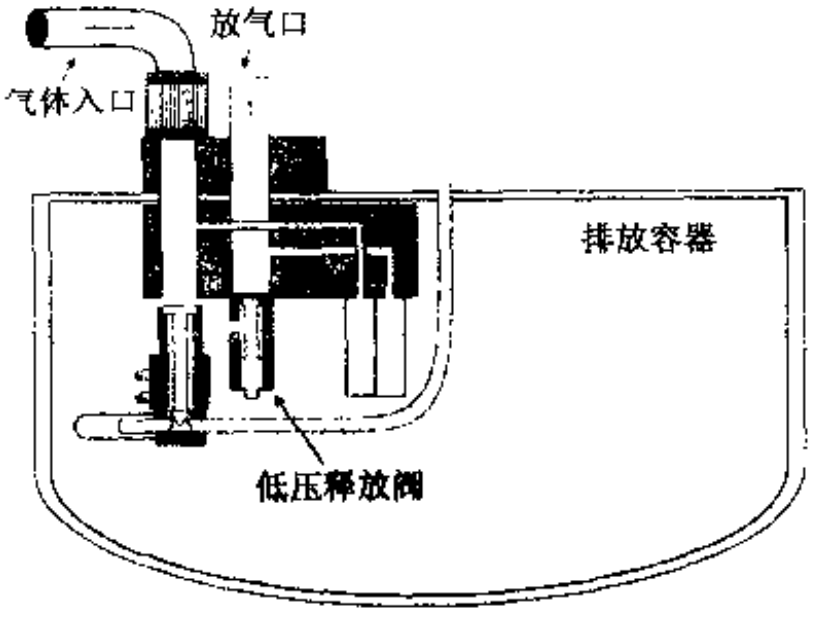


图 10－9　低压释放阀

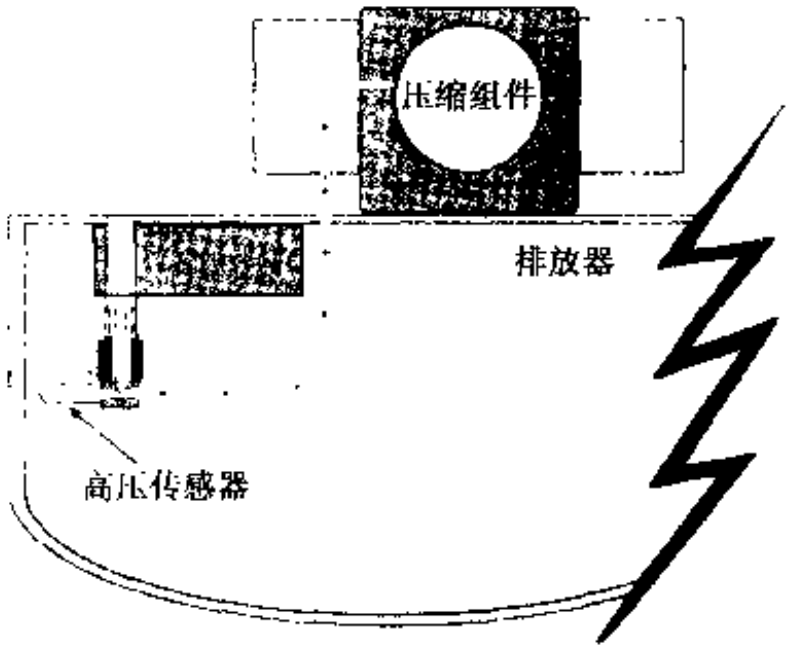


图 10－10　高压传感器

10.2　压缩机

图 10－12 所示的压缩组件为往复运动形式、4 级压缩、4 缸无油润滑配置，转子通过驱动轴直接驱动。像所有的往复式压缩机一样，压缩装置的工作原理为绝热压缩原理：气体经过曲轴箱被吸入第 1 级气缸，在单独的气缸中进行压缩，然后通过入口阀和排出阀，经过集成气体通道逐级流动，最终通过第 4 级排出阀排出，并依靠排出压力进入车辆存储罐。当气体通过集成的气体通道时，通过传导和辐射方式对其进行级间冷却。压缩机的几何形状和级间气体通道的设计，将使压缩过程所产生的热量容易耗散至周围的铝金属结构。而对于带散热片的气缸头，则利用单独安装在机壳中排放容器下面的双速风扇，通过强迫对流的方式进行冷却。如果放气管线被阻塞，则压缩机机壳上安装的压力释放阀会将压力释放至 145psig 的大气压力。如果压力增加超过 3335psig，则第 4 级气缸头上安装的高压爆破片将提供保护。

气体通过入口管道、并经过入口过滤器和组合阀被吸入排放容器。排放容器是装置的集成部件系统，设计用于将排气端压力(加气软管以及车辆容器与止回阀之间的空间中的压力)从操作压力降低到大约 29 psig。“排放”时允许喷嘴与车辆脱离连接。

气体通过压缩机机体上的两个孔进入压缩机第一级气缸的后端部。第一级活塞配备 6 个由盘状弹簧保持关闭，并利用系统压差进行工作的气阀。气阀在活塞的下行程中开启，此时气体冲进第 1 级气缸内腔。当活塞转变运动方向时气缸内压力增加，随后气阀关闭，完成压缩循环。在气缸顶部，同样的气阀安装在一个阀盘里面。由于存在压力差，气阀将在行程的终点开启，气体通过压缩机机体上的通道被压入第 2 级，随后又被压入第 3 级和第 4 级。在第 2 级和第 3 级，气体通过安装在气缸套筒上的气阀进入压缩腔，并通过一个位于气缸头中心位置，结构类似但体积较大的气阀排出气缸。进入第 4 级压缩腔之前，气体被再次过滤。为使压力脉动减到最低程度，气体在通过高压管件排出之前，先经过缓冲器。加气软管的一端连接分离式接头，加气喷嘴一端连接车辆容器(图 10－13)。在“截止”循环期间，气体通过高压管件和与对流盘连结的管段，回流进入排放容器(图 10－14)。

保持活塞顶部间隙为最小值。但由于操作所必需的间隙和所提供的气阀通道合并在一起，所以活塞不能扫过全部气缸容积。因此实际气缸容积低于气缸工作容积。气缸容积效率为：

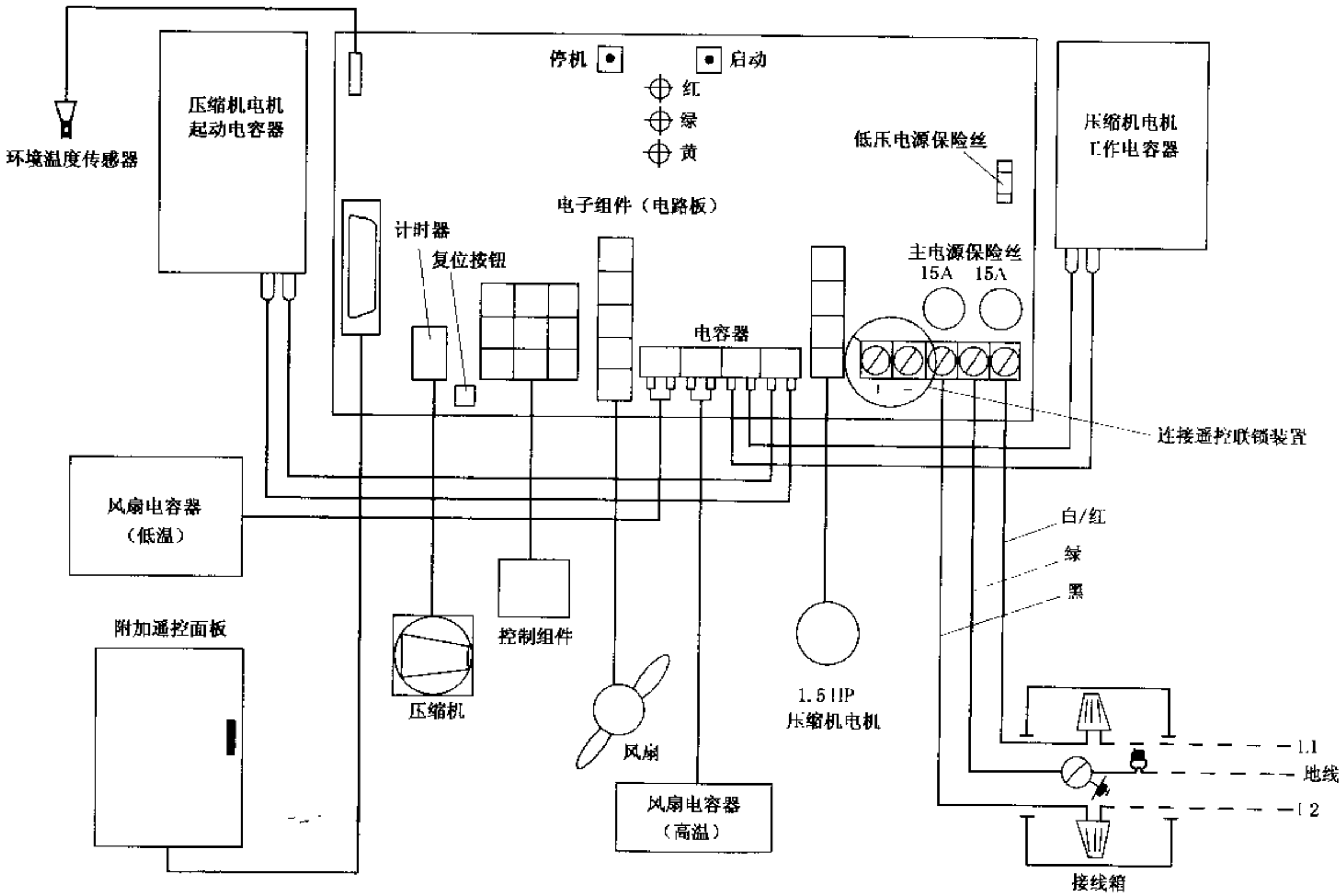


图 10－11　电子控制示意图

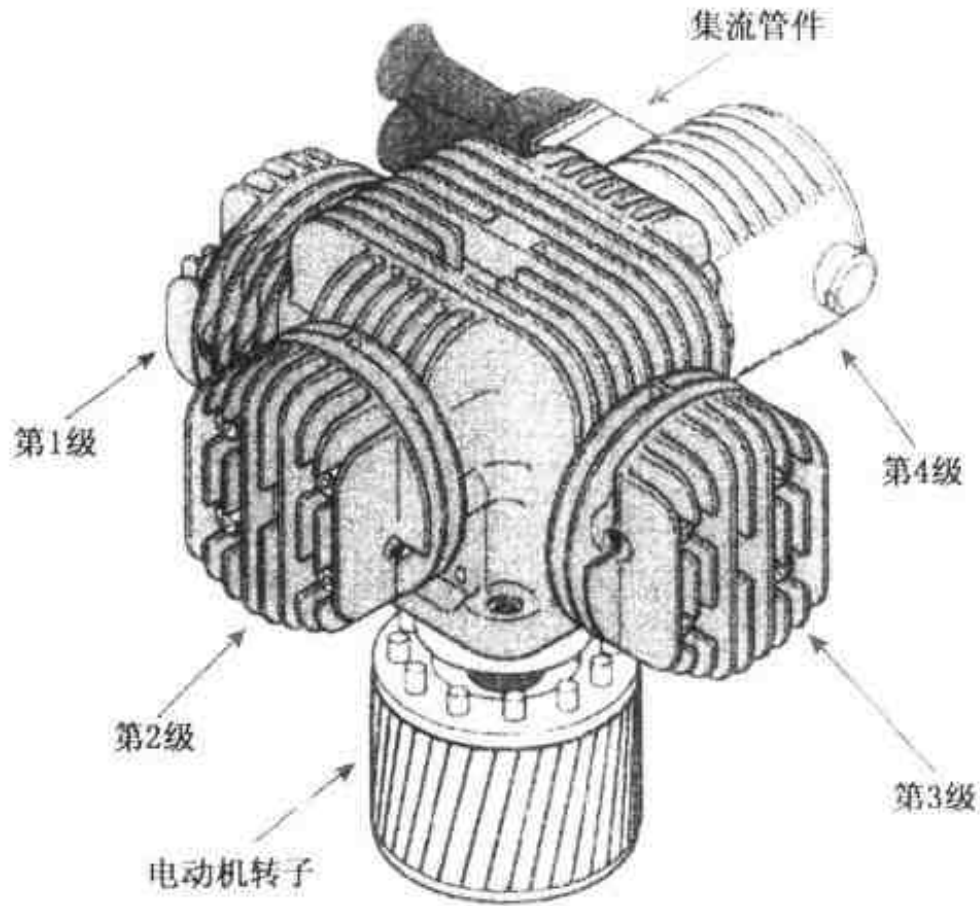


图 10－12　压缩机

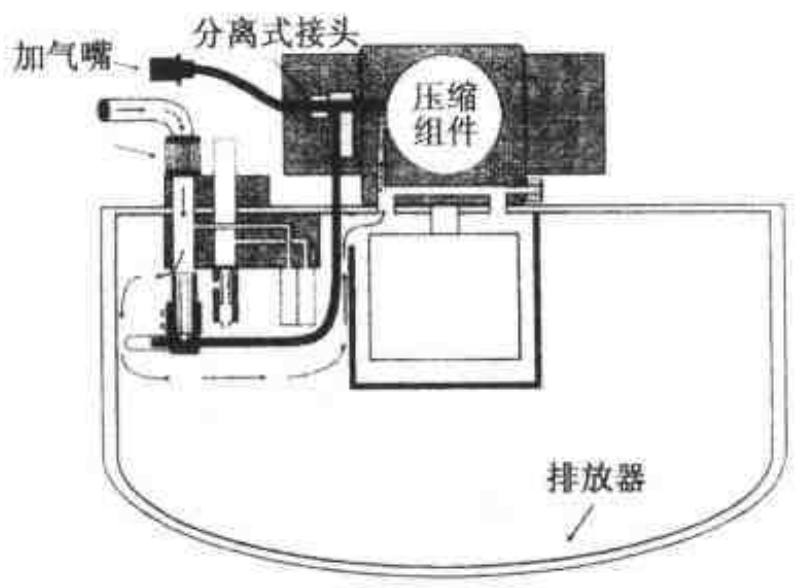


图 10－13　开通循环流程图

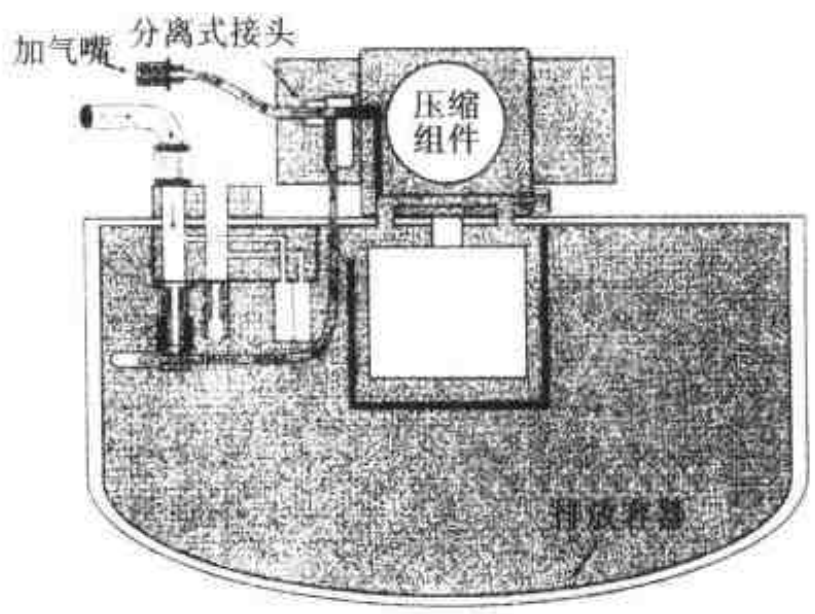


图 10－14　截止循环流程图

$$E_V = Q/C_{dis}$$

式中　E_V——容积效率；

Q——吸入状态下每单位时间内排出的全部容积，以 CFM● 表示；

C_{dis}——每单位时间内被所有活塞扫过的容积，以 CFM 表示。

为提高压缩机的效率，各级压缩比应尽可能保持为常数。为获得压缩机所必需的排出压力，每级的压比大致为 4。

10.3　压缩机平衡

压缩机由 1.5HP 的恒速(1750r/min)电动机驱动。转子直接安装在驱动轴上，同时定子

● CFM——立方英尺/分钟。

安装在对流盘上。电机保持恒定的空气间隙，使温升和涡流损失减少到最低程度。

驱动轴由两个球轴承支承。曲轴(驱动轴)的曲柄端使旋转运动顺利地转换为压缩机的往复运动

1 级和 3 级活塞对置安装在叉臂上。2 级和 4 级活塞也是如此。两个活塞/叉臂组件安装在曲轴的轴销端，在压缩机的水平面中相互成 90°方向。通过安放在叉臂组件中滑动块上的一组平直支座获得往复运动。

叉臂的两侧安装两个平衡块，用以平衡曲轴组件。必须考虑由旋转运动质量和由纯粹往复运动质量所引起的两种惯性力来源。因为一个方向(1 级 + 3 级)的往复运动质量的总和与另一方向(2 级 + 4 级)的往复运动质量的总和相等，所以这种压缩机的振动力与 V2/90°发动机的振动力完全相同。这种类型发动机的振动力可以使用平衡块进行平衡。必须满足以下方程：

$$M_{osc} = M_{cw}$$

式中可近似设：

$$M_{osc} = (m_{rot} + km_{rec}) \times d_{cor-cgosc}$$

及

$$M_{cw} = m_{cw}(\text{顶部}) \times d_{cor-ogcw}(\text{顶部}) + m_{cw}(\text{底部}) \times d_{cor-cgcw}(\text{底部})$$

式中 M_{osc}——振动质量所产生的力矩；

M_{cw}——平衡块质量所产生的力矩；

m_{rot}——旋转质量总和；

m_{rec}——往复质量总和；

$d_{cor-cgosc}$——转动中心到振动质量重心的距离；

m_{cw}——平衡块质量；

$d_{cor-ogcw}$——转动中心到平衡块质量重心的距离；

k——往复质量平衡的百分比常系数，对于 V2/90°发动机的数学模型，k 值为 0.5。

10.4 压缩机组件

压缩机的主要组件为(图 10-15)：

1. 机体
2. 驱动装置
3. 活塞组件
4. 气缸头组件
5. 高压组件

机体由铸铝制造，并与不锈钢管结合在一起，提供一级到下一级的通道。所有的静密封使用与天然气相容的腈类橡胶。散热片的几何形状和布置促进空气流通，优化冷却效果。

驱动装置带有使用法兰部件、并通过两只球轴承安装的曲轴。法兰部件使驱动装置容易装入机体。2 只叉臂组件安装在曲轴的轴销端，夹在 2 个平衡块中间。独立转子安装在曲轴的自由端(图 10-16)。每个叉臂组件中的轴承被妥善保护以防止灰垢，并使用高粘度合成油脂润滑。润滑脂适合的工作温度范围为 -40°F 到 +300°F。

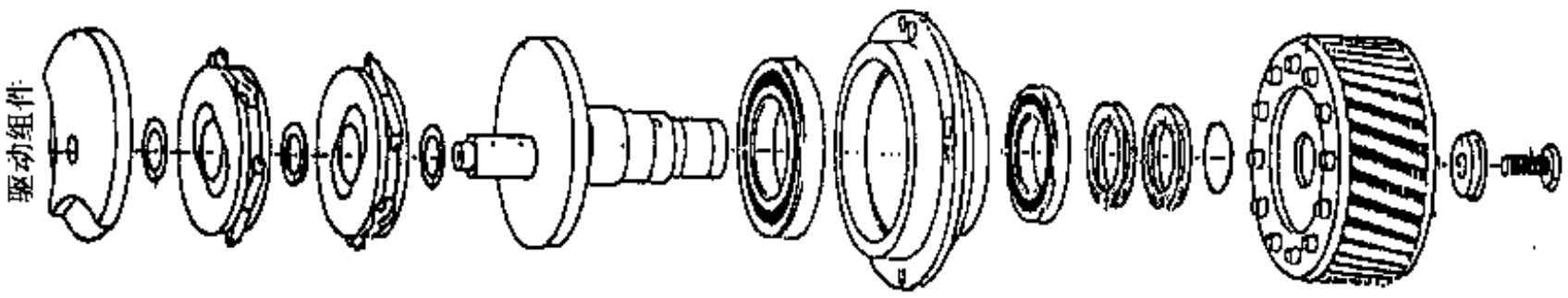


图 10－16　驱动组件分解图

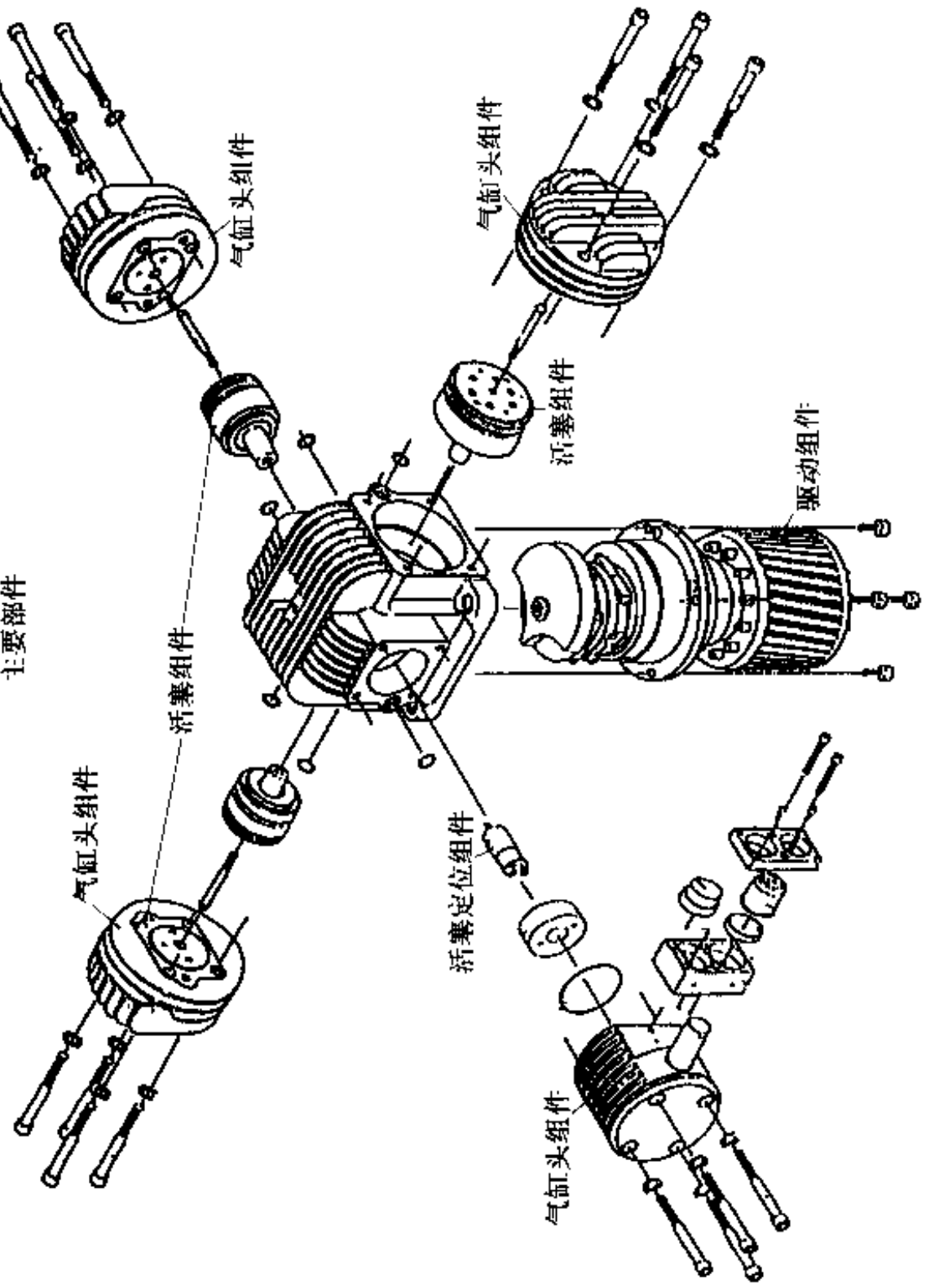


图 10－15　压缩机分解图

4 套活塞组件被安装在两个叉臂上，连续压缩气体。气体的压缩在 4 个安装在相应的气缸头上的气缸套筒中进行。通过无油润滑密封部件获得密封，密封部件也是活塞的集成部件，各级差压阀与各级的入口和出口处结合，控制气体的流动。所有的内部和外部密封都由与天然气相容的合成橡胶制造。

加气装置的典型使用周期为 2250h。达到使用周期后，必须检查密封环和导向环，必要时应予以更换；应更换所有的"O"形环，并检查和拆修驱动系统。

10.5 作燃料用的天然气

压缩天然气作为汽车燃料使用已经被世界各地所公认。从占有绝大多数天然气加气装置的加拿大和美国，到欧洲、澳大利亚、南非和日本，作为所有的汽车替代燃料的天然气，其使用概念已经被越来越多的人们所接受。考虑到巨大的环境利益、成本和实用性，天然气加气系统将会随着我们走近 21 世纪而得到发展。

第 11 章　气体增压器

Karl-Heinz Bark
MaxPro Technologies

气体增压器是高压固定式压缩机的另一种机型。这些增压器不需要电力和润滑，结构紧凑、重量轻，因此可以更加灵活、有效地输送高压气体。气体增压器可将诸如氮气和氩气等气体压缩至 15000psi 压力，而若使用特殊的密封和净化方法，则可将氧气压缩至 5000psi。它还可以压缩包括氢气、天然气、乙烯、一氧化二氮、氖气、二氧化碳、一氧化碳和呼吸用空气等各种各样的其他气体。

在需要输出压力高而供气压力低的应用场合，可以将气体增压器串联运行。为获得更大的气体流量，两台或更多台增压器可以作为一套装置并联运行。

11.1　应用

- 从存储容器回收低压气体。
- 用于给水下呼吸器和消防罐提供呼吸气体的系统。
- 气压试验和泄漏检测。
- 给直升飞机弹射浮筒用的蓄能器和高压气瓶充气。
- 对来自氧气和氮气发生器的气体增压
- 给铸造机械注入氮气。
- 泄漏检测系统。
- 低压反应釜。
- 清扫石油储罐。
- 使用氧气吹制玻璃器具。

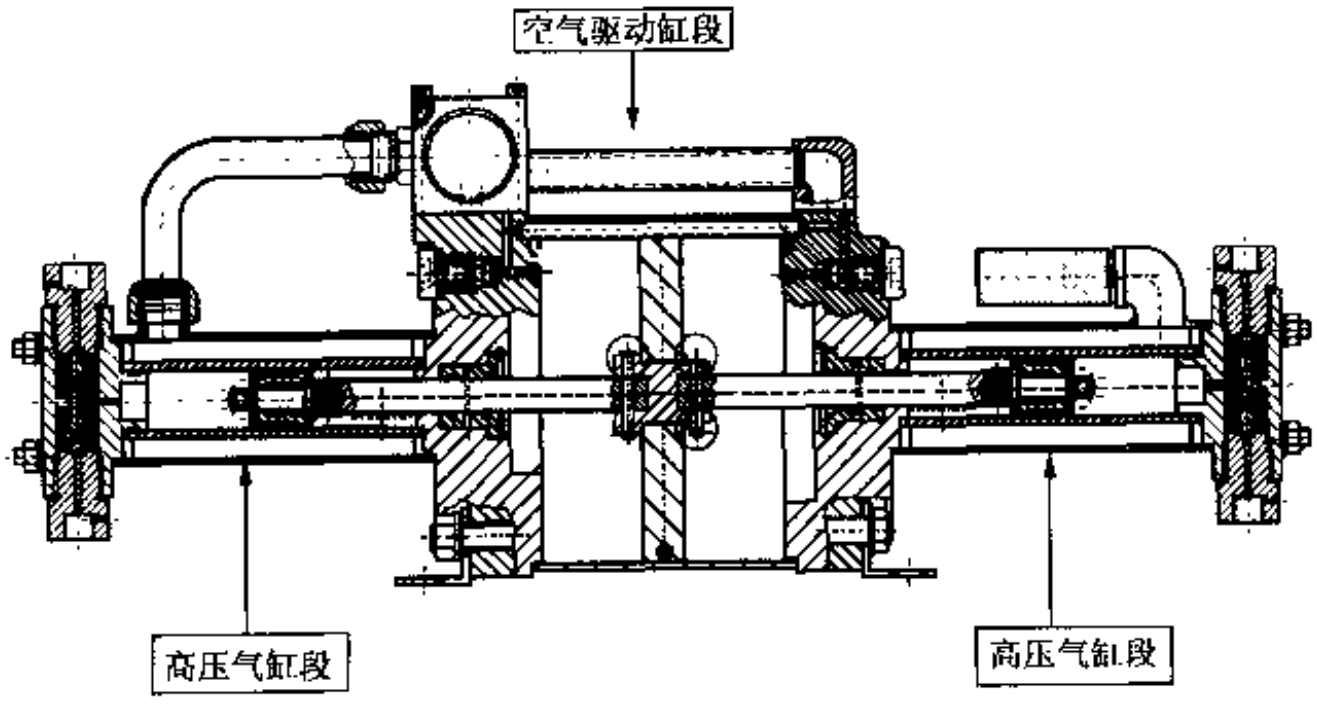


图 11－1　气体增压器剖面图

• 典型气体——空气、氮气、氢气、氧气、二氧化氮、氖气、氩气、氪气、一氧化碳、甲烷气、乙烯和天然气。

11.2 结构和操作

气体增压器由一个空气驱动的大活塞与一个面积更小的压缩气体的活塞构成，大活塞与小的气体活塞直接连接。气体活塞在高压气缸段中作往复运动。高压气缸段包含入口和出口单向阀，空气驱动缸段包括一个滑阀和一个导向阀，它们使活塞作双向往返运动。高压缸段中的密封组件背面开孔，防止泄漏的气体进入空气驱动缸段。排出的冷驱动空气流过高压气缸筒体外侧，由此对压缩气体进行冷却。

11.2.1 空气驱动端

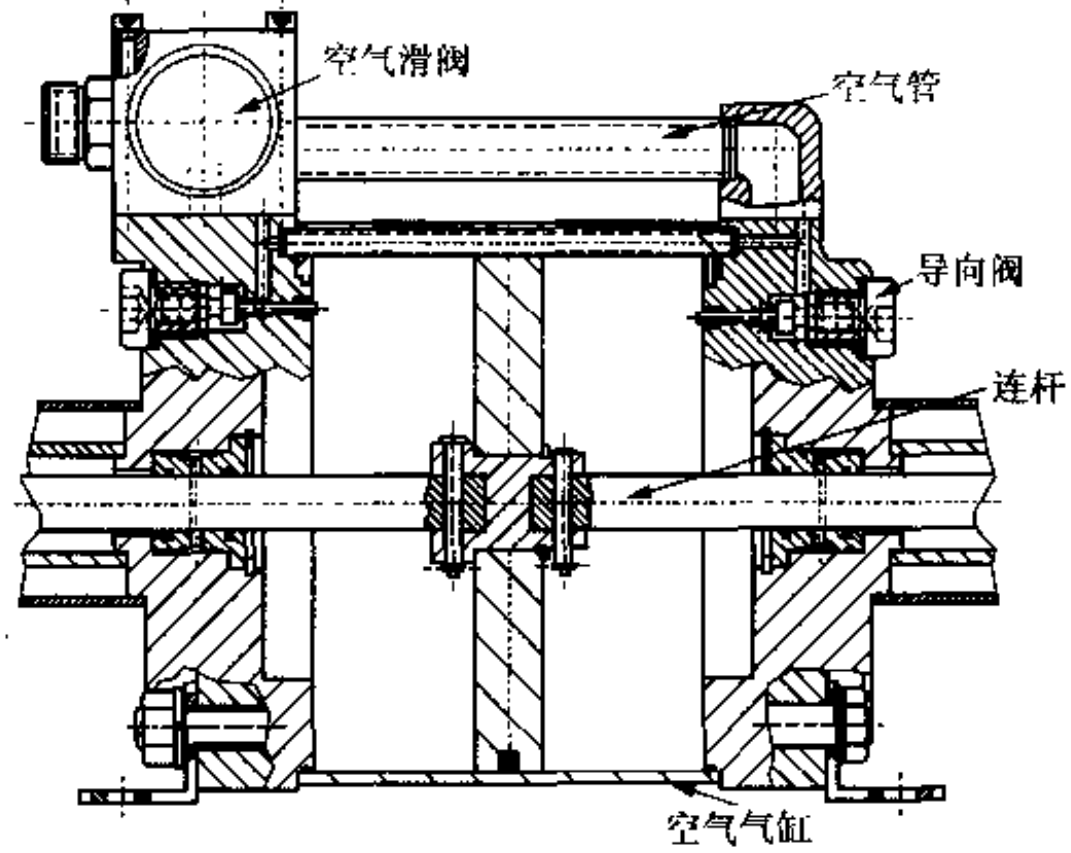


图 11－2 空气驱动截面图

11.2.2 空气滑阀

空气滑阀由导向阀控制，它将压缩空气引导至空气驱动活塞的某一侧，引导方向取决于滑阀的位置。在某些空气消耗量大的操作条件下，阀后腔的空气驱动压力有可能下降，因此重要的是要在未稳压的空气管线中获得最高的空气压力。

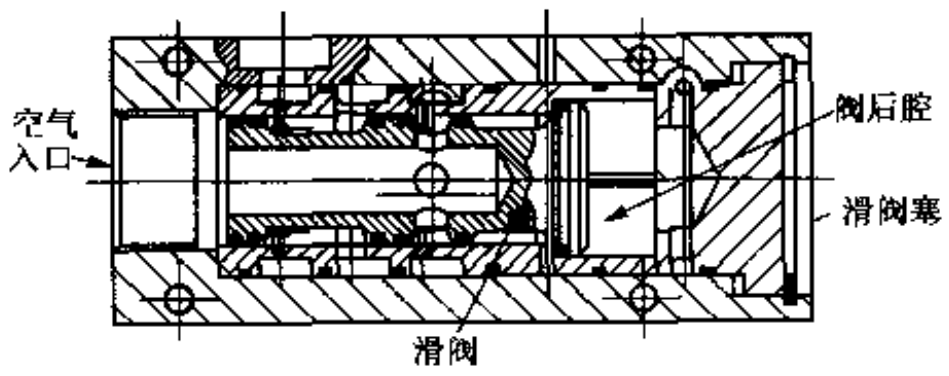


图 11－3 滑阀截面图

11.2.3　工作原理

当驱动空气接通以后，滑阀移动至阀的上部，由此控制管路 S_{x1} 被释放。驱动空气此刻处在导向阀 V_{p1} 和正处于吸入行程的空气活塞的底部

空气活塞到达上端位置时，它使导向阀 V_{p1} 转换方向　滑阀也移动至初始位置时，控制管路 S_{x2} 被释放。空气活塞又使导向阀 V_{p2} 转换方向。借助控制管道的逻辑转换，容积 x 内的空气会泄放至大气中，并恢复循环　增压器会尽其可能地快速循环。为了控制循环速度，可在空气排放连接处安装空气调速阀。

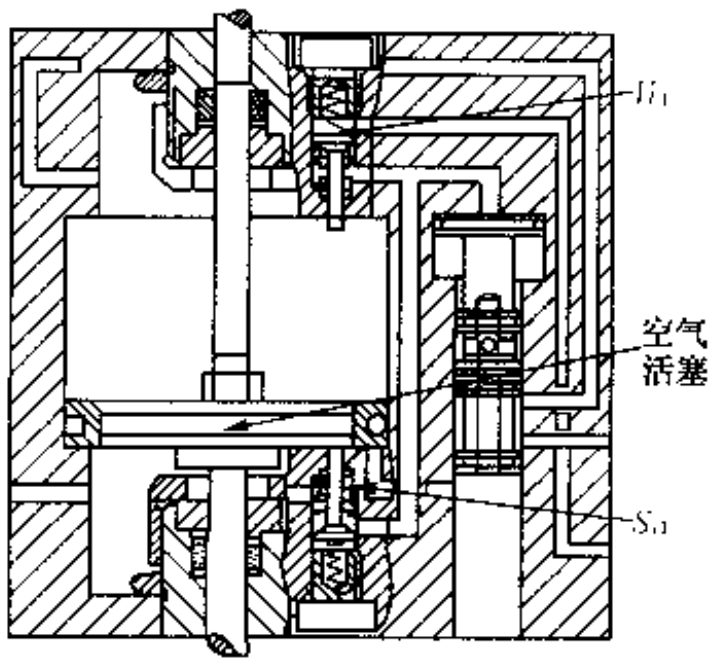


图 11－4　空气驱动逻辑截面图

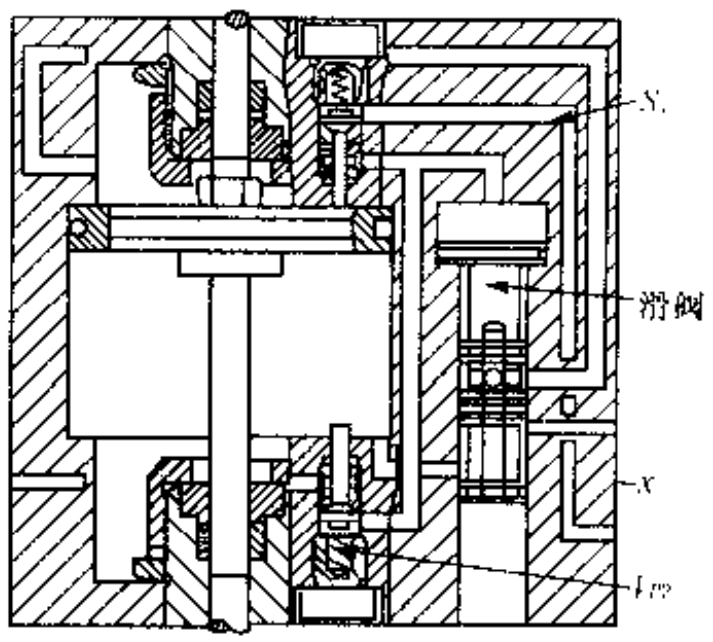


图 11－5　空气驱动逻辑截面图

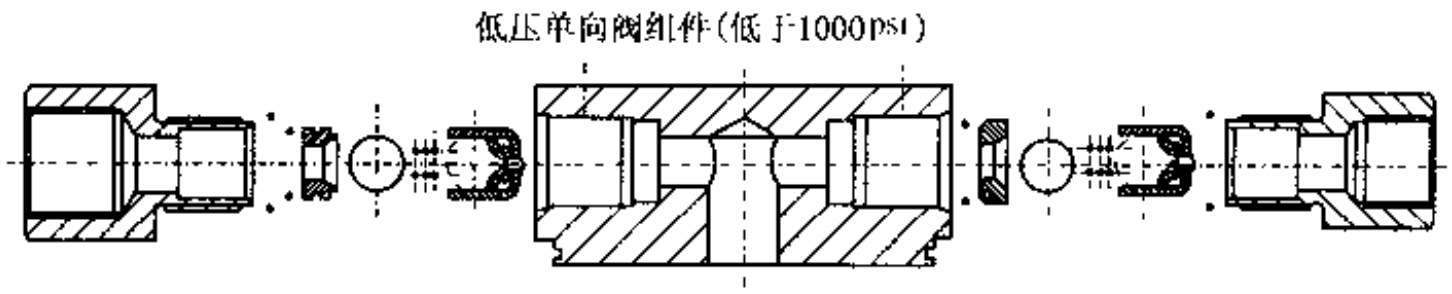


图 11－6　低压单向阀截面图

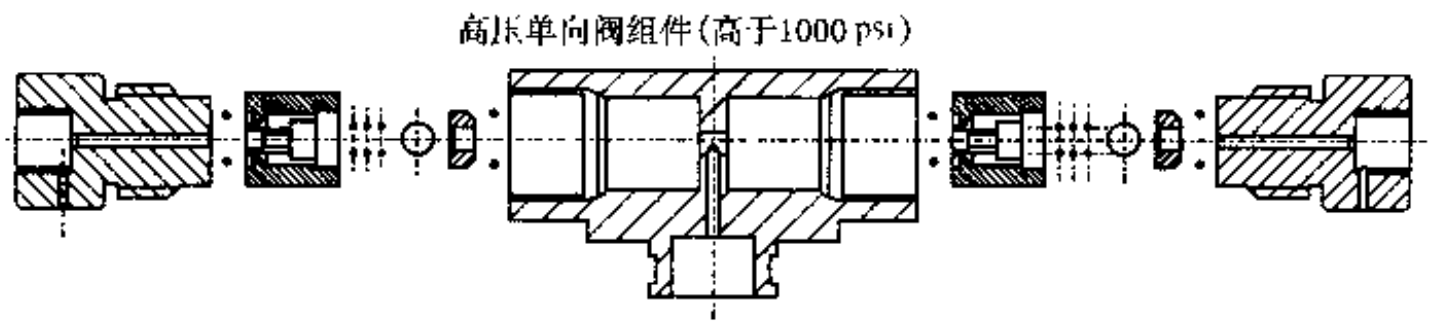


图 11－7　高压单向阀截面图

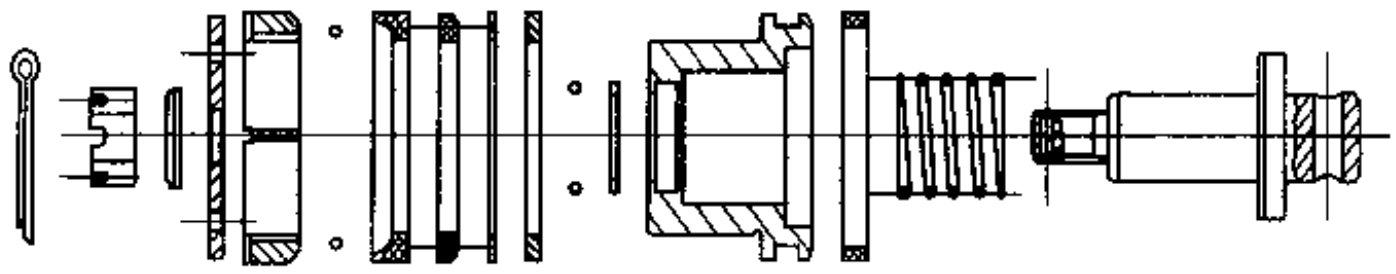


图 11－8　高压活塞密封组件(30:1 增压器)

密封组件是增压器的磨损部件之一，密封组件密封气缸筒体，阻止任何气体进入空气驱动缸段。某些密封件的材料的选用应根据气体、压力和温度而定。

11.2.4 死区容积

死区容积指不能排出气体，但压缩机运行时又必须将其置于受压状态的那部分容积。例如内孔、接管或阀的横截面均构成死区容积。由于死区容积的存在，所以，尽管高压柱塞可历经全部行程(在压力方向)，但也不能排出所有的气体。这样在吸入行程中，死区容积内的气体就会在气缸中膨胀，直到缸内的压力等于或低于供气压力 *ps*，此时新鲜气体才能进入增压器。

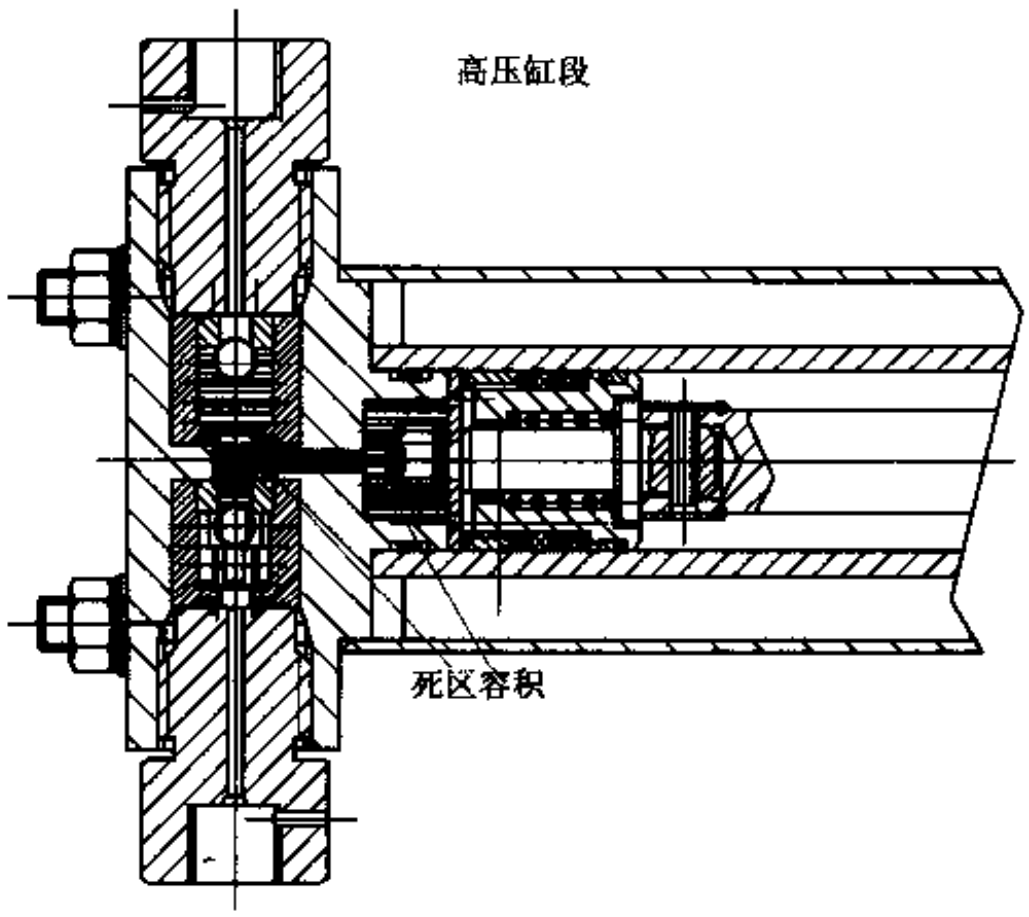


图 11－9 高压截面图

11.2.5 排出的空气用于高压气缸段的冷却

压缩行程以后，从空气驱动缸段排放的空气膨胀，并被引导流过高压气缸外部，实现冷却作用。对于两级增压器，高压缸段和低压缸段之间的连接管线也有助于气体的冷却。

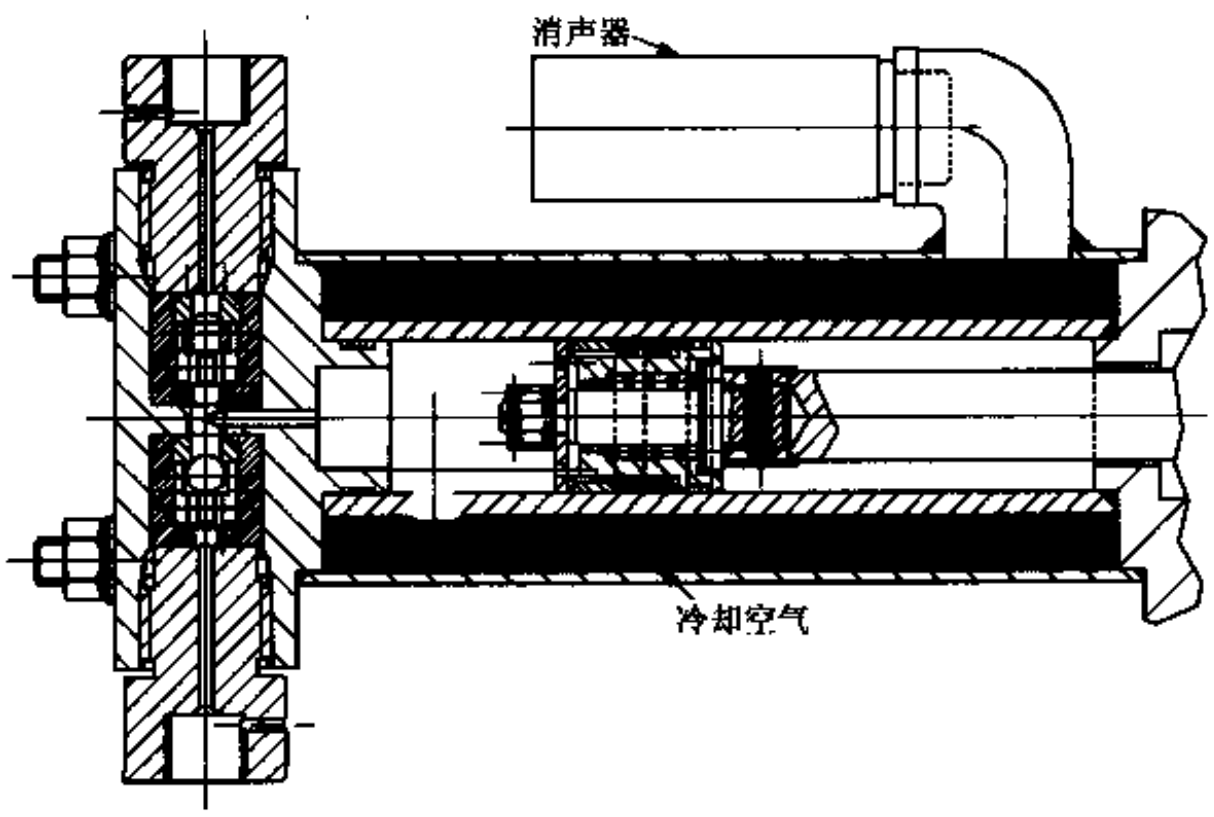


图 11－10 气体端的冷却

11.2.6　中间冷却器

在压缩比较高的增压器中，空气驱动侧排放的空气用于冷却高压气缸。在某些操作条件下，有时需要降低行程速度或是连接一套附加的中间冷却器，以避免密封过热，。此中间冷却器可延长在连续负载应用中高压活塞密封的工作寿命。

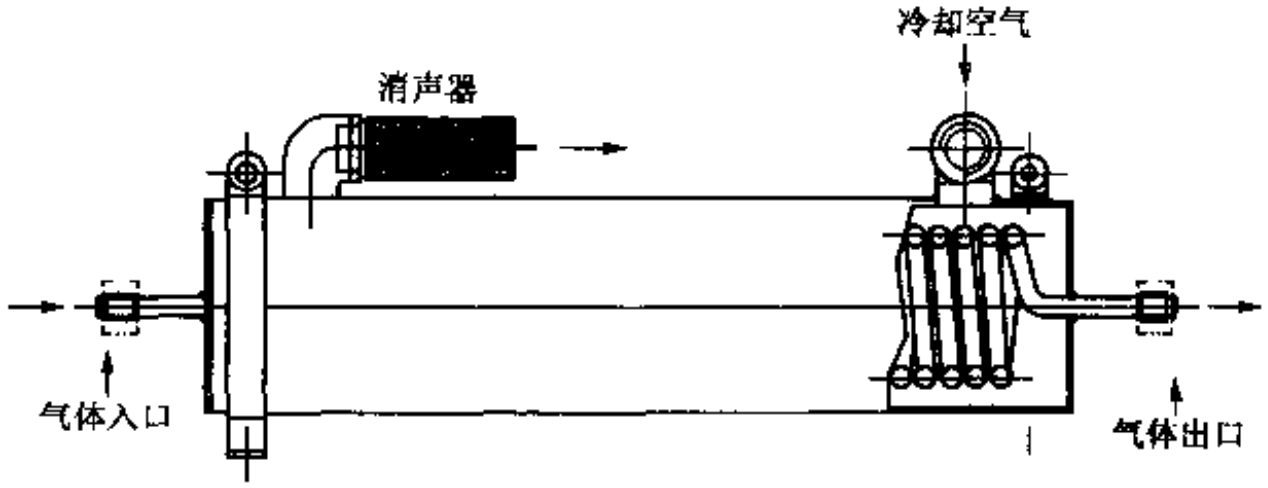


图 11－11　中间级冷却器

11.2.7　空气制备

型式 1：

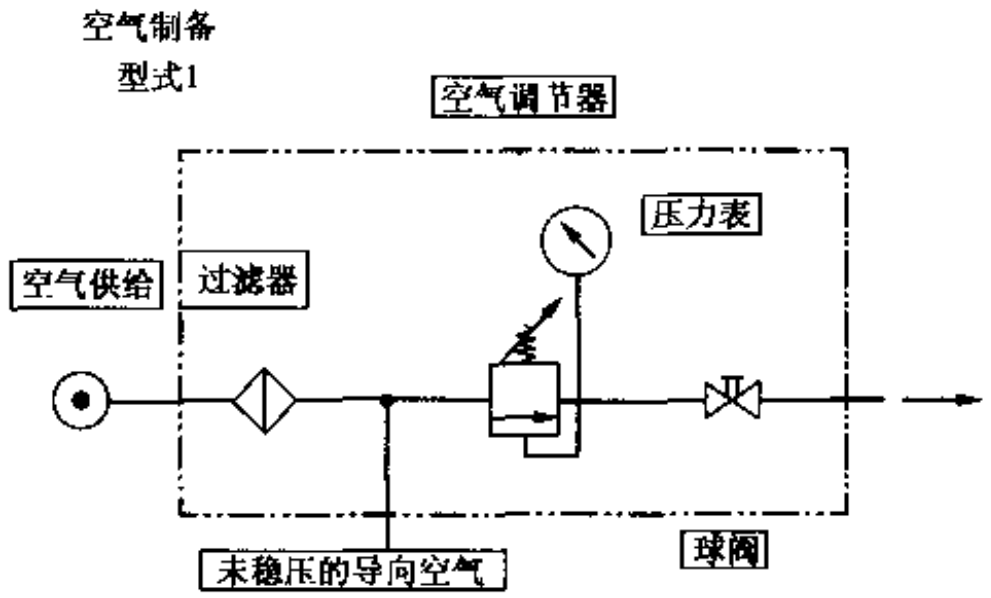


图 11－12　增压器空气驱动示意图(标准)

型式 2：若使用的空气非常干燥，则当油脂的残存湿气损耗后，必须使用辅助注油器。

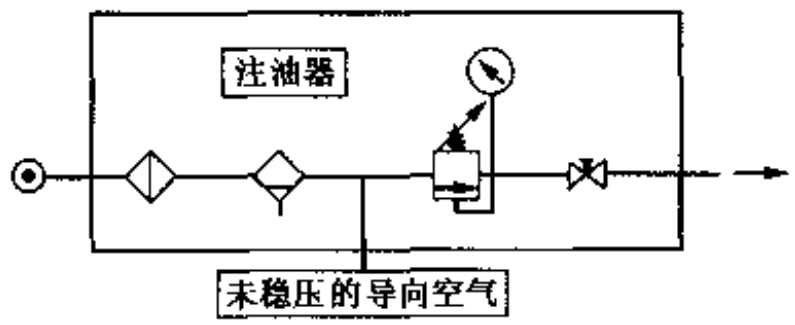


图 11－13　增压器空气驱动示意图(极干燥空气)

11.2.8 压力控制过滤器

压力控制过滤器调节器和球阀是增压器附件，但不被认为是增压器的部件。

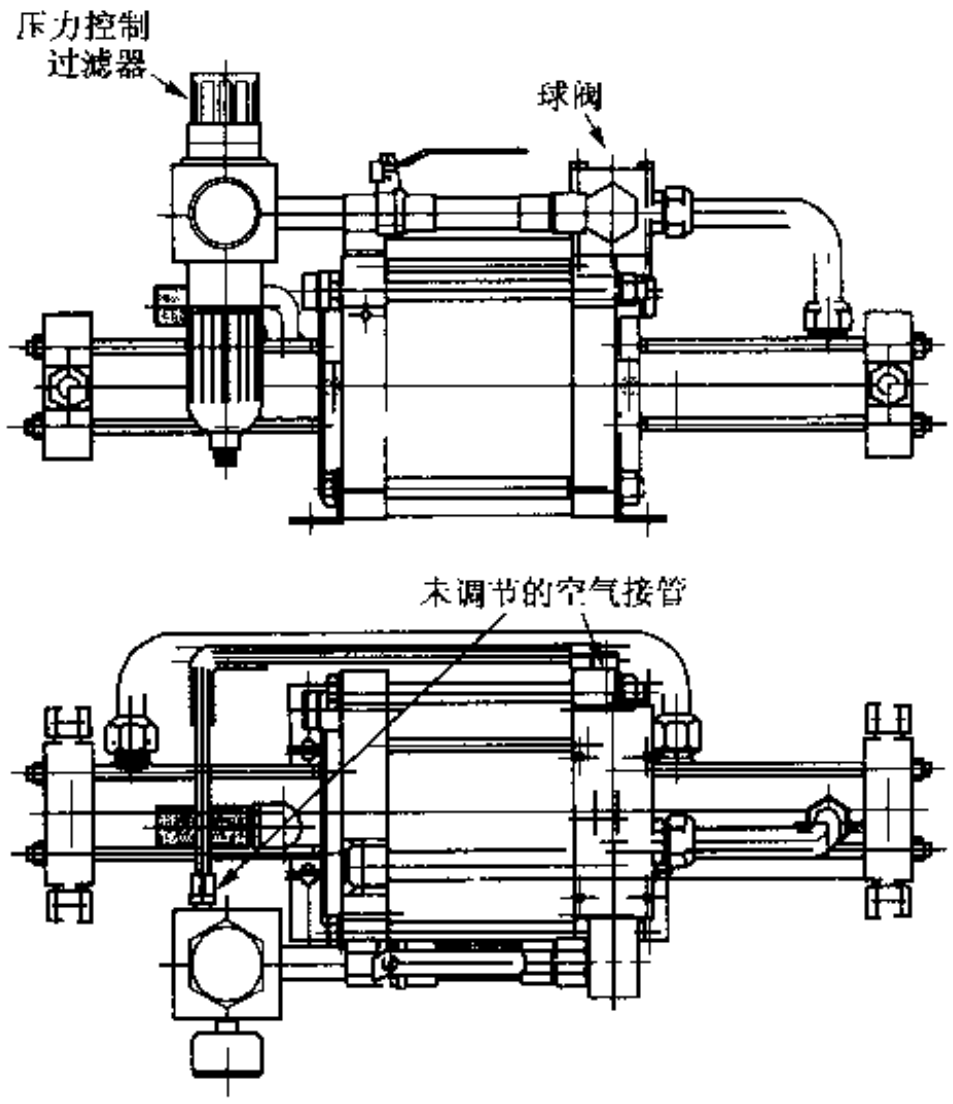


图 11－14 空气供给典型管道布置

11.2.9 未稳压的导向空气

因为操作中受控制的空气驱动压力会下降，所以外部导向调节通道必须与单独的供气管路连接，以免后腔的充气程度太低。

11.2.10 基本压力关系

压力比 p_R

空气驱动活塞面积 × 空气驱动压力

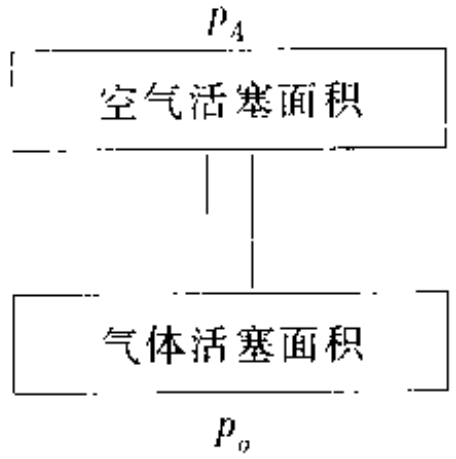
↑

等于

↓

气体活塞面积 × 出口压力

$p_R = p_o / p_A$



例：对于单作用/单级增压器，压力比 30:1，空气驱动压力 90psi = 30 × 90psi = 2700psi 出口压力

压缩比 $C_R = p_o / p_s$

压缩比即为气体供给压力与增压器仍能产生气流时的气体出口压力的比值。如果压缩比

超过限度，增压器只能对死区容积中的气体起作用。

级压力比 A_1/A_2。级压力比为第一级气体活塞与第二级气体活塞实际面积的比值。级压力比仅用于双作用/两级增压器。

11.2.11　最低/最高吸入压力

如果吸入压力降到最低额定吸入压力以下，则必须使用两级增压器。单作用单级增压器的最高吸入压力较低，所以空气活塞不会撞击端盖。双作用单级增压器的最高吸入压力与最高气体出口压力相同。对于双作用两级增压器，最高供气压力取决于空气驱动压力。当供气压力超过限度时，第一级的预增压作用不能使气体压力增加得更高，所以也就不能将气体推入第二级。

11.2.12　出口压力计算

参阅类似图 11－21 的流量图表，可获得所选择增压器的气体流量。气体流量取决于供气压力 p_0 和空气驱动压力 p_A。以上流量图表仅适合于 6 bar 的空气驱动压力。4 bar 或 8 bar 的空气驱动压力可使用其他流量图表。

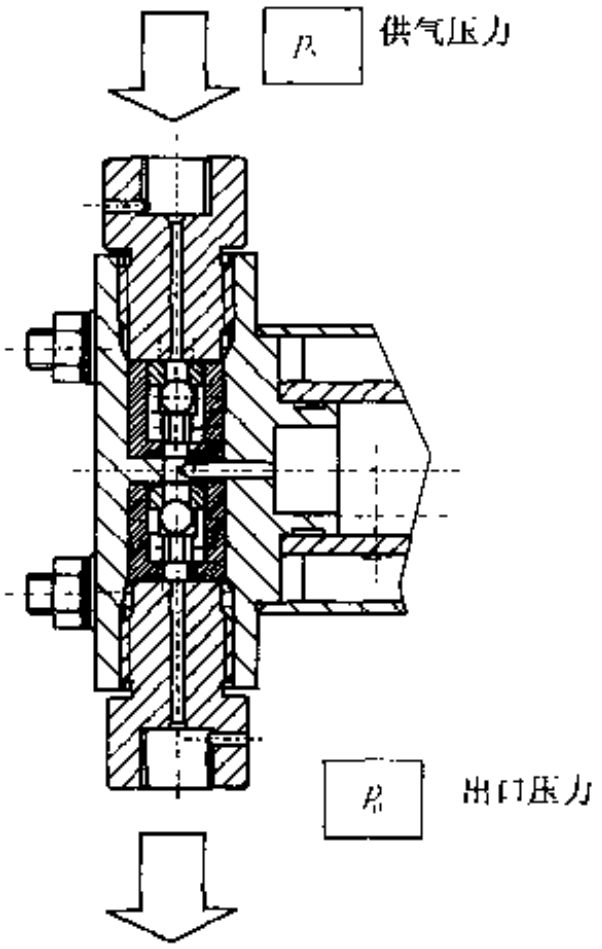


图 11－15　高压单向阀组件

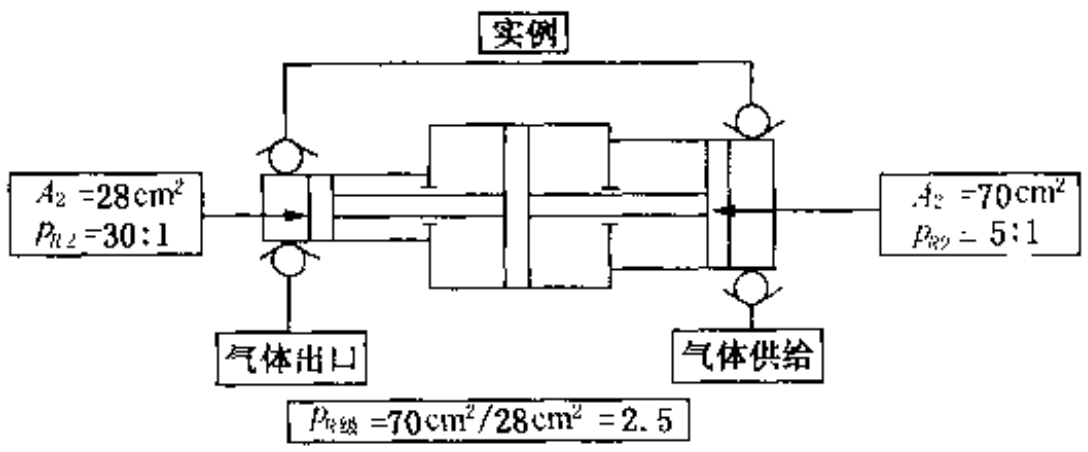


图 11－16　两级压力比的实例

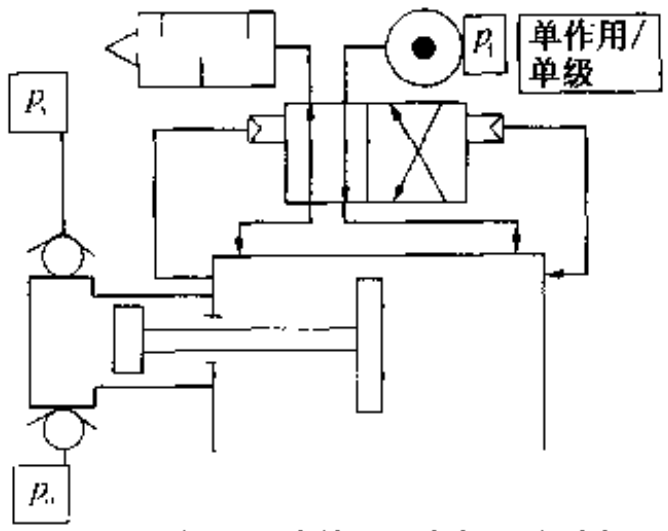


图 11－17　单作用/单级增压器典型装配图

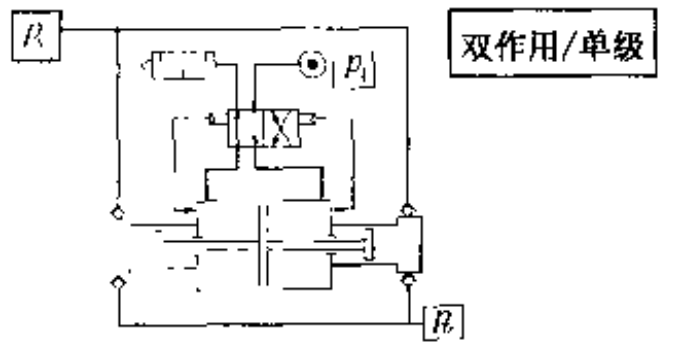
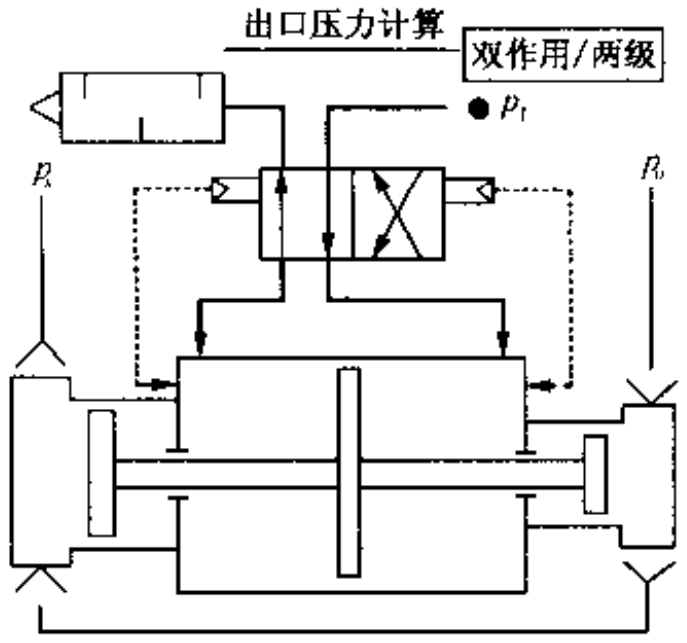


图 11－18　双作用/单级增压器典型装配图

例：出口压力 = 140bar 及空气驱动压力 = 6bar

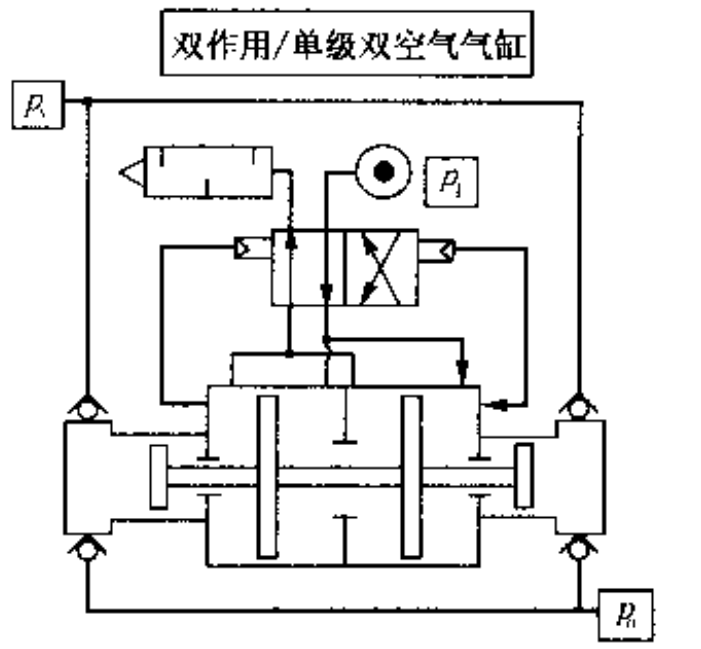
供气压力：20bar　气体流量：80L_N/min



出口压力P_B=压力比P_R×空气驱动压力P_1+(P_R/P_{R1})/P_A

图 11－19　双作用/两级增压器典型装配图

（译注：原文图名中 single action(单作用)与图不符，应为双作用）



出口压力P_B=压力比P_R×空气驱动压力P_1+供气压力P_A

图 11－20　双作用/单级/双空气气缸增压器典型装配图

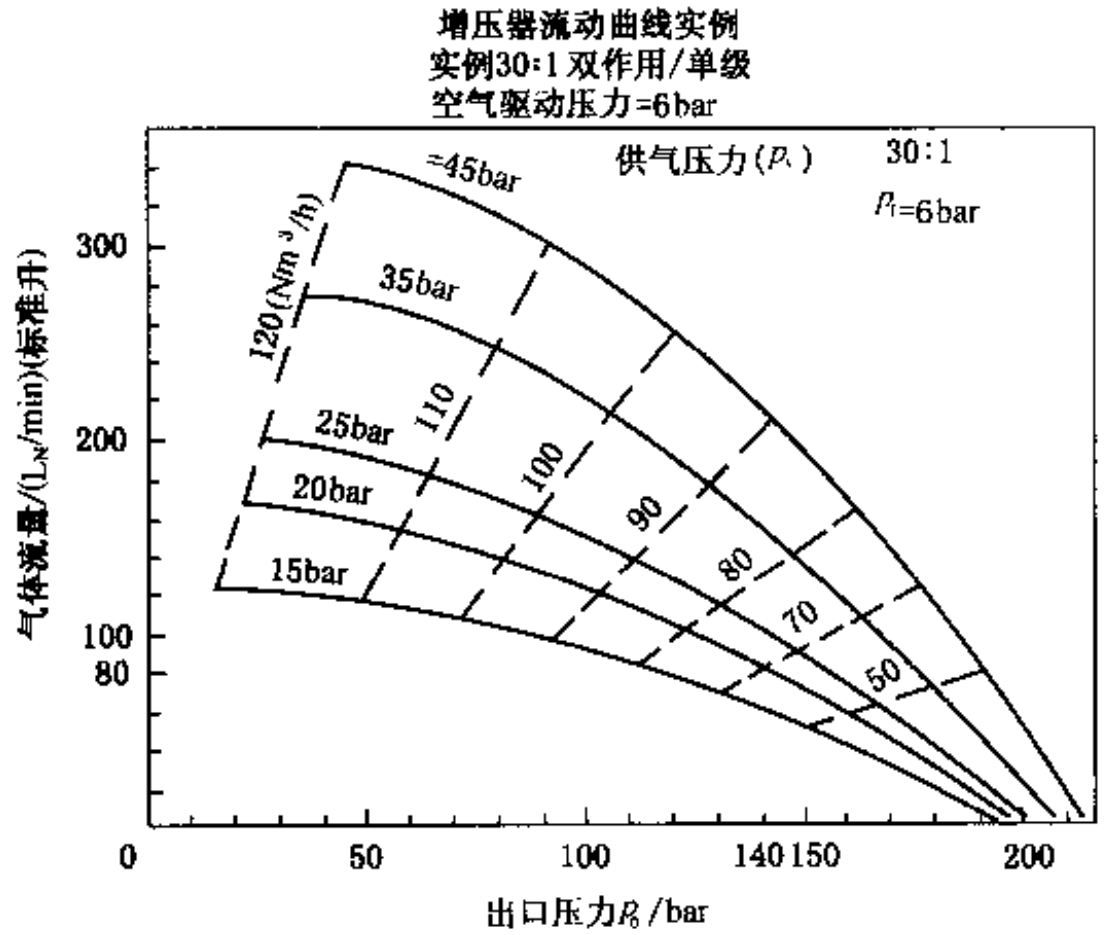


图 11－21　压比 30:1 气体增压器典型气体流动曲线

11.2.13　增压器选择

增压器的选择应根据所要求的气体出口压力、供气压力和可用的空气驱动压力而定。与图 11－21 中的实例一样，可以从流量图表中校验流量数值。如果流量不能满足，则可使用双作用增压器。如果供气压力不能满足，则必需考虑两级增压器。

例：空气驱动压力　　p_A = 6bar(88psia)

工作压力　　p_o = 140bar(2058psia)

供气压力	p_s = 15bar(218psia)
所需气体流量	F = 40L$_N$/min(1.41 SCFM)

由技术资料可知，压力比为 30:1 的增压器适合以上条件。校验流量可参阅流量图表。

11.2.14　给储罐注气(在特定时间内)

介质	车间气源
空气驱动压力 p_A	6bar(88psi)
供气压力 p_s	6bar(88psi)
工作压力 p_o	80bar(1176psia)
储罐容积	20L(0.71CFM)
注气时间 t	20min

1. 根据压力比预选增压器。

$$p_R = p_o/p_A = 80/6 = 13$$

2. 80bar 压力下储罐所需容积。

$$V_N = V \times p_o = 20\text{L} \times 80\text{bar} = 1600\text{L}_N$$

3. 供气压力下储罐容积。

$$V_{N1} = V \times p_s = 20\text{L} \times 6\text{bar} = 120\text{L}_N$$

4. 增压器提供容积。

$$V_N - V_{N1} = F_{Fill} = 1600\text{L} - 120\text{L} = 1480\text{L}_N$$

11.2.15　平均气体流量

$$F\dot{\phi} = V/t = 1480\text{L}_N/20\text{min} = 74\text{L}_N/\text{min}$$

基于性能曲线，可根据此流量选择增压器。

第 12 章　涡旋式压缩机

Robert W. Shaffer
President
Air Squared, Inc.

早在 20 世纪初就有了涡旋原理的原始专利。遗憾的是当时还没有精确制造涡旋的技术，涡旋原理被遗忘了。1972 年涡旋原理被重新提了出来。

涡旋式压缩机超过往复式压缩机的潜力和优势立即被制冷行业所认可。在 70 年代早期，由于制冷业面临采用更高效制冷压缩机的巨大压力，所以给涡旋技术的使用提供了强大的动力。平稳的转子运动降低了噪声和振动、没有阀的中断作用、消除了阀的噪声和泄漏、所需的部件更少、与摩擦损失有关的摩擦速度更低等优点不仅赋予涡旋式压缩机更高的效率，而且还提高了可靠性、操作平稳性、降低了噪声。现在，涡旋式压缩机已被许多知名的公司广泛用于住宅和汽车空调中。

涡旋式空气压缩机发展相对较慢。压缩空气比压缩制冷介质存在更大的困难，特别是不使用油作为密封和冷却介质的情况。到 90 年代，机加工工具技术已发展到可以精确制造涡旋部件的水平。1992 年 1 月，推出了第一台干式无油型涡旋式压缩机。与往复式无油空气压缩机相比，无油涡旋式空气压缩机和涡旋式制冷压缩机具有相同的固有特征，即耐用、可靠、低噪声和低振动。

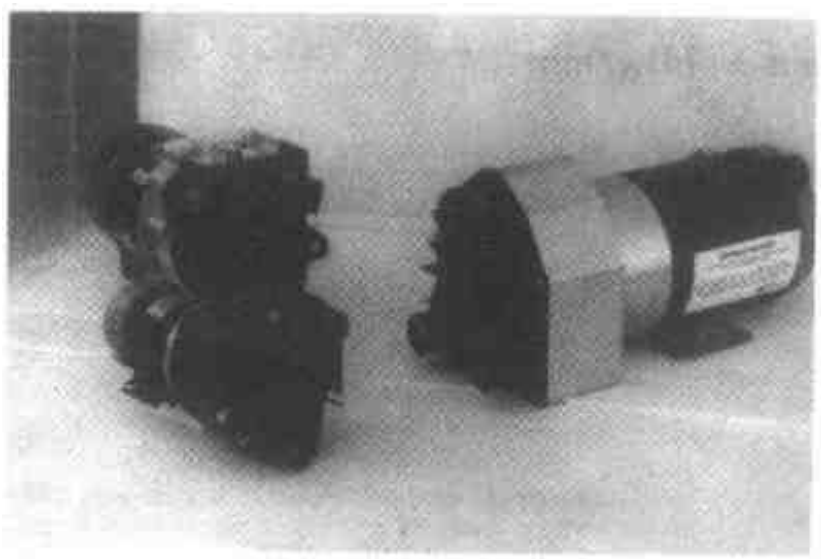


图 12－1　1/8 到 1.0HP 的涡旋式空气压缩机

目前涡旋式制冷压缩机已成为又一良好的工业标准。涡旋式空气压缩机的规格正在从最初的 3 和 5HP 机型扩展到更大的 10HP 机型和更小的 1HP 机型。图 12－1 展示了规格范围从 1/8 到 1.0HP 的典型涡旋式空气压缩机。

最近所采用的技术是希望能制造出小数级功率规格的涡旋式空气压缩机。

12.1　工作原理

涡旋的基本形状是螺旋形渐开曲线。渐开线与齿轮齿型轮廓线相同。渐开线是与从另一条曲线上展开的拉紧细线保持紧密接触的点的轨迹。用于产生涡旋线的曲线，即细线从其上面展开的的曲线为一圆，圆的半径为生成半径。

涡圈为一自由直立的渐开螺旋线，涡旋线的一侧固定在一个平面或基面上。

作为涡旋式压缩机、真空泵或空气发动机的基本压缩部件，一组涡圈由两个相同的渐开线构成，形成右旋和左旋盘件。如图 12－2 所示，一个涡盘对另一个涡盘转位或转相 180 度，使它们相啮合。以两涡盘的渐开线和底板为边界形成了月牙形的气体腔室。当动

涡盘环或绕行涡盘环绕时，啮合涡盘所形成的腔室沿着渐开螺旋线向中心运动，且体积缩小(对于膨胀机或空气发动机则运动状况相反)。在此过程中须防止绕行涡盘转动，以保持涡盘之间的 180 度相位关系。

压缩机或真空泵的入口在涡盘的边缘。如图 12－2 b、c 和 d 所示，当入口形成时，空气被吸入压缩机。吸入的气体被收集在沿直径方向对置的两个气体腔室中，当腔室向中心移动时，吸入气体被压缩。压缩气体通过静涡盘中心的排出孔排出。由于出口和入口相隔离，所以不需要阀件。图 12－2 显示了当连接两个涡盘中心的直线顺时针转动时涡盘的位置，说明了当动涡盘环绕运行时，气体腔室的体积是如何缩小的。

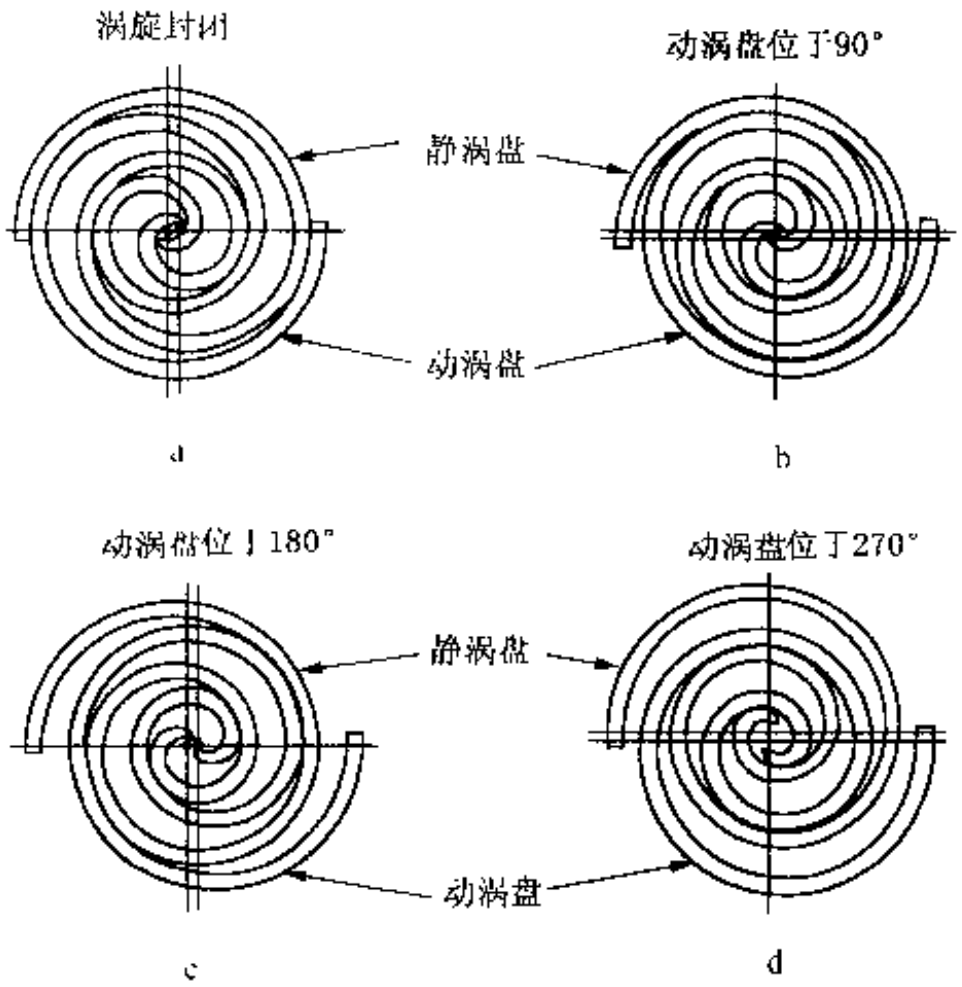


图 12－2　涡旋式压缩机操作

12.2　优点

涡旋式制冷压缩机、空气压缩机和真空泵具有以下优点：

- 涡旋式压缩机能获得高压。增加涡旋件的螺旋圈数可使压比增加。单级空气压缩机可以获得高达 100～150psig(表压)的压力。
- 涡旋式压缩机是理想的旋转运动机构，能够动力平衡，使操作平稳、消振、无噪声
- 没有吸入阀或排出阀，不中断操作或产生噪声，并且没有相关的阀损失。
- 涡旋式压缩机能够注油、有油润滑或无油操作。
- 由于独特的轨道运动方式，在可比压缩速度下，滑动密封的摩擦速度比活塞环或叶片型明显减少。摩擦速度一般可减少 30%～50%，耐用性更好。
- 空气连续输送，所以吸入或排出脉动以及相关的噪声非常小。
- 涡旋式压缩机没有使气体再膨胀并与损失相关的余隙容积。压缩过程是连续的。
- 噪声级比其他压缩机低 3～15dBA。

表 12－1 给出涡旋式压缩机压缩空气时的一些典型性能。

表 12－1　涡旋式空气压缩机典型性能数据

额定功率 HP	转数 r/min	排出压力 psig	空气流量 ACFM	噪声功率 (dBA@1 m)
5.0	3050	120	15.0	59
3.0	2630	120	9.0	59
1.0	3450	100	4.0	NA
0.3	1750	30	3.0	49
0.02	3000	10	0.3	39

12.3 局限性

虽然涡旋式压缩机继续发展更大和更小的规格，但这是有局限的。因为涡盘在月牙形腔室的顶点处存在泄漏通道，且其尺寸大小又是排气压力的函数，所以涡旋式压缩机能够做到多么小是有限制的。

大排量使涡旋式压缩机直径增大，使运动或轨道涡盘厚重。动涡盘所产生的最大离心力决定了单级涡盘实用的最大尺寸。

12.4 结构

将涡盘之间压缩气体泄漏减到最小是确保涡旋式压缩机性能的关键。

涡旋式压缩机有两个主要的泄漏通道。一个泄漏通道位于涡旋渐开线最接近的月牙形空气腔室的顶点。让涡盘在这些点处具有极小的间隙，可使此泄漏减至最小程度。在空气腔顶点处的间隙大小是涡盘几何形状的函数，而涡盘几何形状又是由涡盘制造过程决定的。

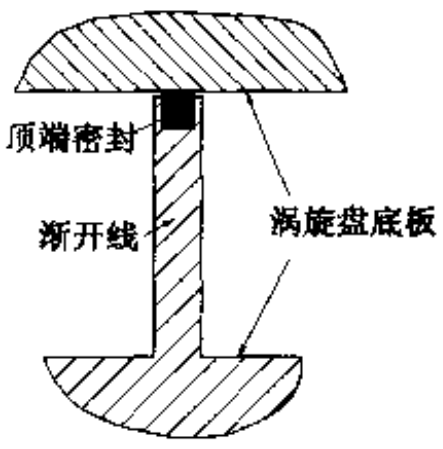


图 12－3 显示顶端密封的渐开线截面

另一个泄漏通道位于渐开线的顶端与相对的渐开线基线之间。因为渐开线展开相对较长，所以此通道是头等重要的。对于这一泄漏通道的密封，既可通过涡盘紧密贴合，并使用油来密封剩余的间隙，也可使用图 12－3 所示的浮动顶端密封。浮动顶端密封跨接涡盘之间的运行间隙，其作用与活塞式压缩机活塞环的作用几乎相同，。对于无油型压缩机，顶端密封使用自润滑材料制造。

受到制冷行业需求的驱动，机械工具制造已经提高了涡旋加工的速度和精度。这些新机械工具能够在 1 到 5min 内加工完成涡旋，其渐开线精度达到 0.0002 到 0.0005in，并有良好的光洁表面。旋转速度高达 30000r/min 的典型涡盘是由铝或铸铁制造的。大多数主要的机械工具制造商建有标准化的涡旋制造中心。

12.4.1 润滑型涡旋式压缩机

用于制冷行业的典型涡旋式压缩机是有油润滑。润滑明显地简化了压缩机的设计。设计性能包括：

- 铸铁或铝涡旋，不需要特殊涂层或表面处理。
- 在动涡盘中心的简单的偏心驱动。
- 平板推力轴承，轴向支持或定位动涡盘。

既然制冷压缩机是密闭系统，在排气口不需要对润滑油做特殊的净化处理。润滑油可以简单地通过制冷系统循环，并返回压缩机进行密封和润滑。

12.4.2 无油型涡旋式压缩机

少油型或无油型涡旋式压缩机典型地用于空气和其他需要考虑润滑油净化费用的场合，或排出气体不允许含油的场合。

设计性能包括：

- 具有改善腐蚀性能和抗磨损涂层的铸铁或铝制涡盘。
- 需要良好性能和自润滑材料制造的顶端密封。

• 使用被密封的滚动轴承所支承的惰轮轴来承受轴向推力载荷，使动涡盘轴向定位，并保持 180 度涡旋相位关系。见图 12－4。

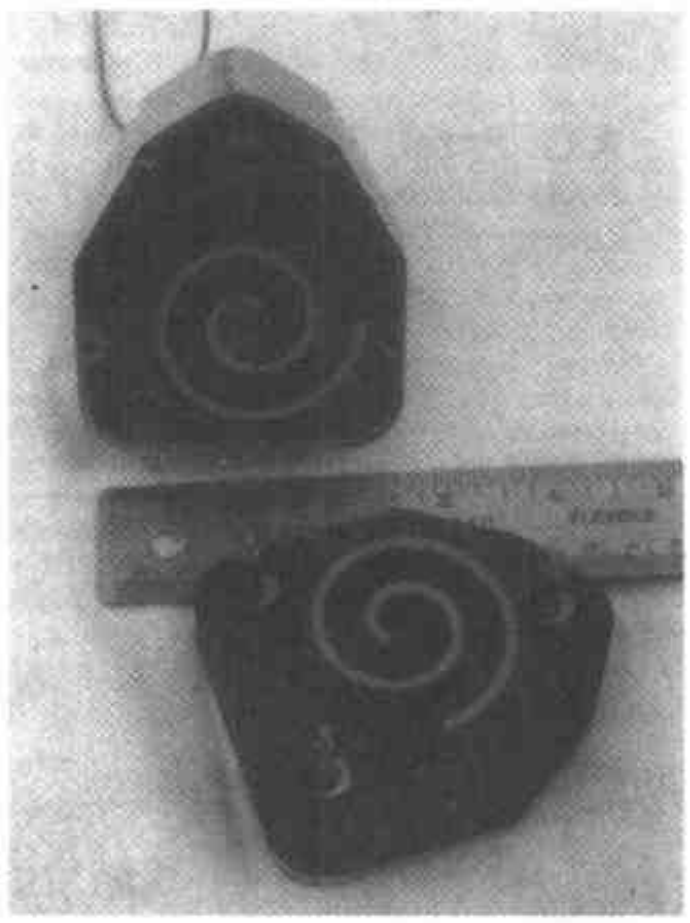


图 12－4　显示惰轮轴的典型涡盘

12.5　应用

涡旋式压缩机主要用于能发挥其优势特别是低振动、低噪音和经久耐用的场合。虽然涡旋式压缩机的价格具有竞争力，但如果价格是最重要的因素，则也应该考虑其他技术。

下面给出一些可能的应用场合：

- 住宅空调器
- 汽车空调器
- 过程控制
- 气动控制
- 实验室
- 家庭保健
- 医学和医院
- 计算机外围设备
- 光学设备

涡旋式压缩机可用于叶片式或往复式压缩机使用的场合。压缩机可以是干式或有油润滑。

第 13 章　直叶罗茨式压缩机

A.G. Patel, PE
Roots Divison
Divison of Dresser Industries Inc.

13.1　用途

直叶罗茨压缩机用于物料的气力输送、往液体中打进空气、气体和蒸汽的抽提，以及提供低压空气/煤气、发动机增压和物料干燥等。

13.1.1　操作性能

流量范围：5 CFM 到 60000 CFM

压力范围：15 psi

真空范围：常规压缩机 15 in hgv

外部抽气式或液体密封 27 in hgv

作为抽真空的增压机使用 0.5 μm

通过多级串联可获得更高的压力和真空度。

13.2　操作原理

更普通的直叶罗茨压缩机通常有两叶或三叶。两叶压缩机的操作原理如下：

在两叶压缩机中，长圆形气缸内的平行轴上安装有两个 8 字型的转子，并由一组同步齿轮保持转子同步。在图 13－1 中，假设下面的转子为主动转子。当它顺时针转动时，右边形成吸入口，左边形成排出口。通过同步齿轮的作用，从动转子逆时针转动(未显示)。在位置 1，主动转子驱使容积 A 到达排出口，同时从动转子正在封闭机壳和转子本身之间的容积 B。在位置 2，从动转子已经将容积 B 封闭在吸入口和排出口之间。容积 B 基本上处于吸入状态。在位置 3，容积 B 正在被从动转子排出，同时主动转子正处在封闭容积 A 的过程中。两叶压缩机主动轴每旋转一圈排出四次相同体积的介质。所包容的气体没有在压缩机内部被压缩，而是由系统阻力确定压头的大小。

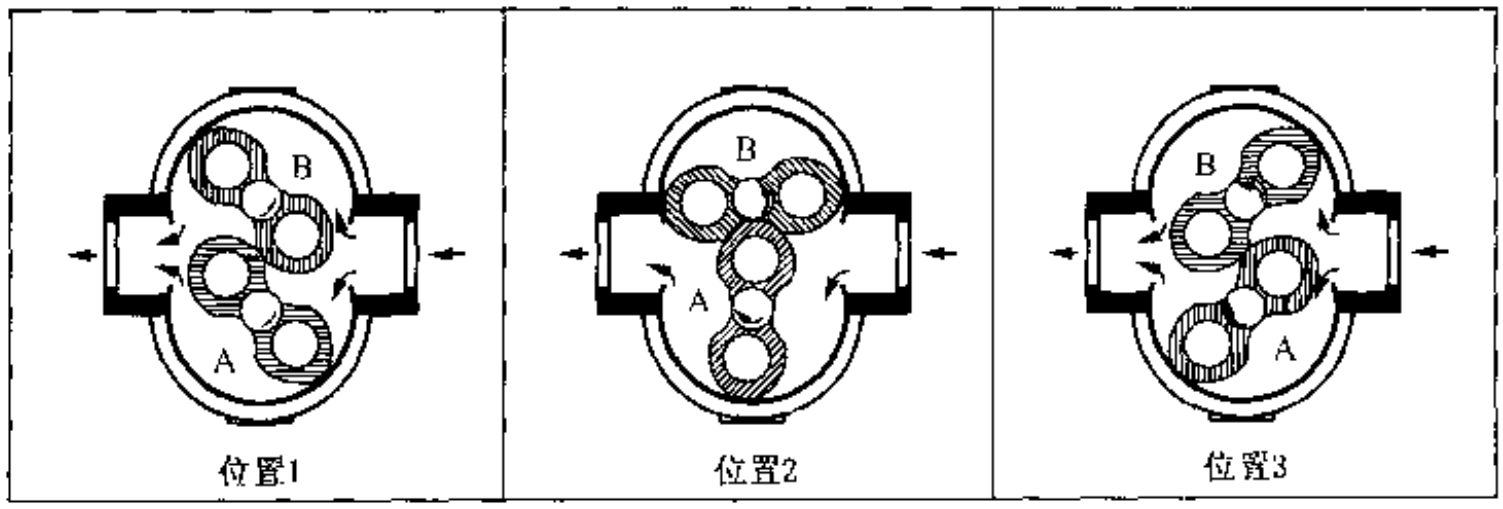


图 13－1　两叶压缩机输送原理图

13.3 脉动特性

在图 13－1 位置 3，主要处于吸入压力状态下的容积 A 正暴露在排出压力下。更高压力的排出介质突然涌入并充满容积 A。这种突然的涌入产生了压力脉动

$$f = 2 \times N \times K$$

式中　f——压力脉动频率，Hz；

N——压缩机每秒转数；

K——叶片(lobes)数。

在两叶压缩机中，脉动频率为四倍压缩机转数。通过控制封闭容积 A 的压力变化速度，可控制排气压力脉动的幅度。在罗茨业务组(Roots Operations，Dresser Industries 一个部门)的 Whispair(TM)设计中，利用排出气体以受控方式对容积 A 预增压来消减脉动。

在大多数应用场合，要求使用排气脉动缓冲器，以避免脉动损坏压缩机下游的设备。

13.4 噪声特性

在直叶罗茨压缩机中，排出压力脉动是噪声的主要原因之一。其他原因为齿轮、轴承和流动气体。叶轮工作时会引起轴承载荷的变化。在叶轮转动期间，轴承的载荷不仅幅度值变化，而且载荷方向也改变，由此产生冲击载荷，并通过轴承传递到机架上。

这些结构的振动就会发出噪声。为了控制噪声，将直叶罗茨压缩机封闭在隔音箱中并不罕见。

13.5 扭矩特性

直叶罗茨压缩机存在转轴扭矩的波动。扭矩波动的范围可为平均值的 ± 10%。由于传递的扭矩波动有可能引起驱动机损坏，所以不推荐使用类似齿轮型联轴器的刚性联轴器。

13.6 结构(图 13－2)

直叶罗茨压缩机的主要部件是转子②、机壳①、同步齿轮⑦、轴承⑤和密封④。

13.6.1 转子

转子②不过是一组两个齿的齿轮。常见的转子叶型的轮廓为渐开线，有时也使用摆线型线。轴采用整体铸造、冲压成型或采用螺栓连接的短轴。转子之间的间隙以及机壳与转子之间的间隙应保持最小值，以减少泄漏流量。泄漏是压缩机容积效率低的主要原因。转子通常是空心的，在多尘的环境中转子空心处需填实以免转子不平衡。

13.6.2 机壳

机壳由气缸(1)和端板(3)组成，端板也称为封头板。

机壳通常设计为 25psig 等级。

13.6.3 同步齿轮

同步齿轮使转子保持相位且转子不发生接触。同步齿轮通常采用某种无键过盈配合的形式安装在轴上，允许转子平缓的同步运行。

13.6.4 轴承

轴承通常选用耐磨轴承。

13.6.5 密封

端板密封一般是迷宫式或活塞环式。在空气压缩机中，端板密封与油封之间区域的空气被排放至大气中，以防止端盖内聚集压力。在煤气压缩机中，排放是封闭的，使用机械端面密封取代油密封。可供使用的有两种机械密封：飞溅润滑和压力润滑。压力润滑密封使用高于气体压力的油压，因此具有比飞溅润滑更好的气体密封能力。

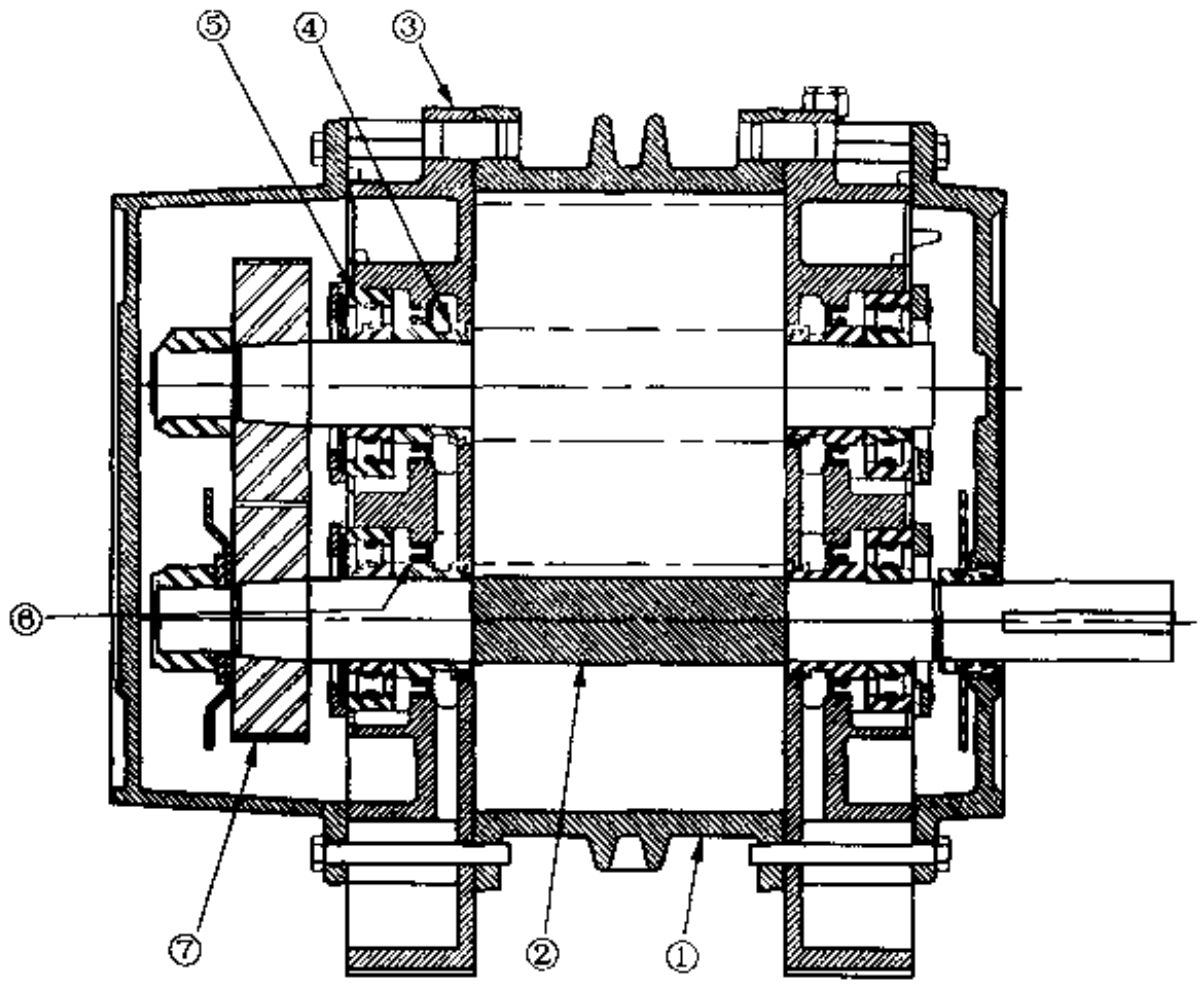


图 13－2 直叶罗茨压缩机剖面图

13.7 多级压缩

直叶罗茨压缩机采用多级压缩的两个主要原因是要获得更高的压缩比和减少功率消耗。

13.7.1 更高的压缩比

单级单叶式压缩机通常限制压缩比为 2.0，或者对于环境压力为 14.7psia 时，大约增加 15psi 压力。超过此升压范围，经过压缩机的温升过高。可以利用多级压缩获得更高的压缩比，多级压缩机各级排出的气体在送入下一级之前进行冷却。

13.7.2 减少功率

直叶罗茨压缩机并没有任何内部的压缩过程。如图 13－3 所示，pV 图上矩形 1－2－4－3 的面积代表单级压缩机所需的功率。

1－2 线表示在恒定入口压力下压缩机吸入气体。2－4 线表示封闭容积被立即压缩至排出压力。4－3 线表示空气在恒定出口压力下排出。3－1 线表示循环过程完成。

增加一级而获得的功率减少量由图 13－4 中矩形 2′－4′－4－5 的面积表示。第一级以恒定的吸入压力吸进气体，随后被压缩至中间压力 2′。由于首级排出空气的体积已经减少至 4′，第二级需要的排气量仅为 4′。那么首级所需功为 1－2－2′－1′，第二级所需功为 1′－4′－4－3。

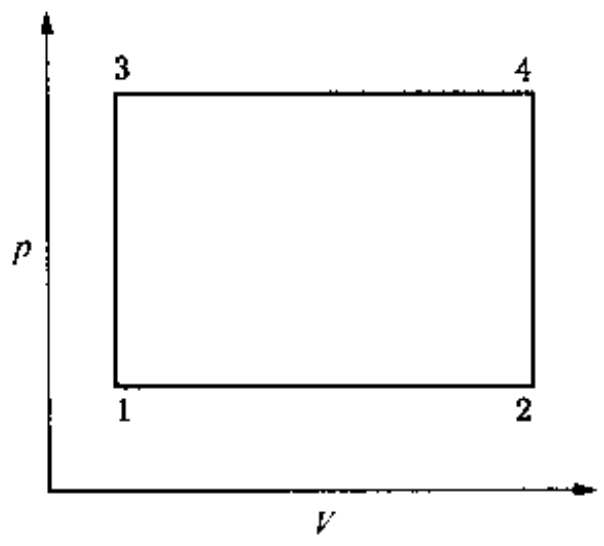


图 13－3　单级压缩 pV 图

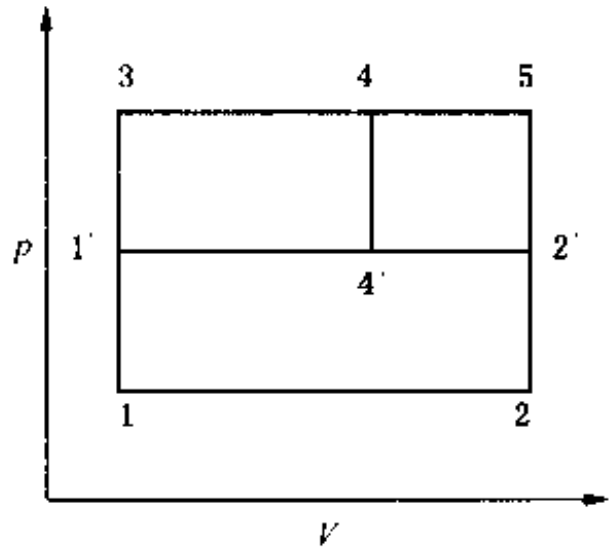


图 13－4　两级压缩 pV 图

13.8　装置

图 13－5 为直叶罗茨空气压缩机推荐安装方式。排气消声器相对于压缩机法兰的位置是非常重要的。如果选择的距离“l”不适当，则存在产生出口气柱共振的可能性。为消除共振状况，应使

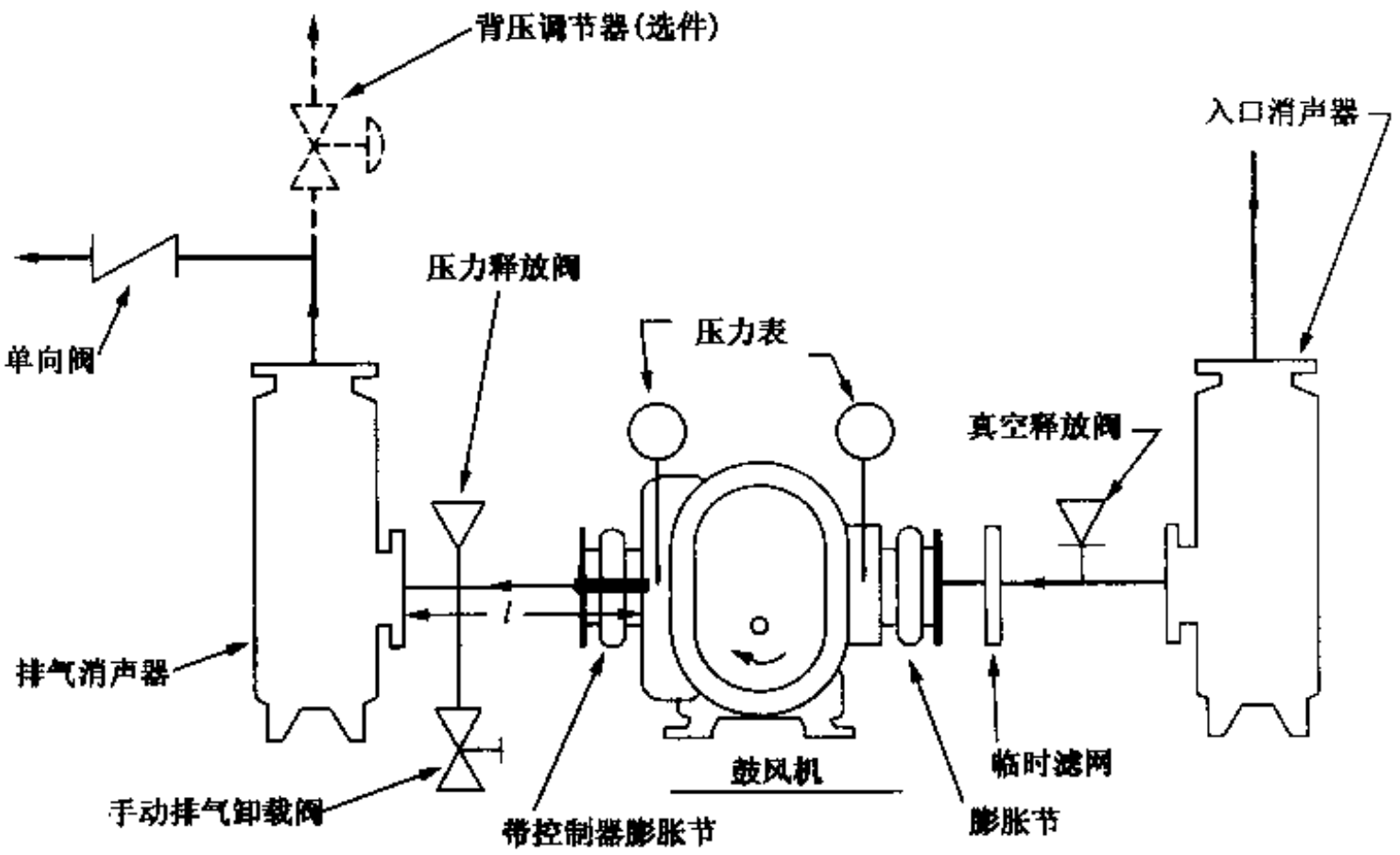


图 13－5　直叶罗茨压缩机吸入和排出布置图

$$l < > \frac{nc}{4f}$$

式中　n——1、3、5、……；

c——声速，$\text{ft/s} = \sqrt{kgRT}$；

f——激励频率，Hz ＝4×转速(r/s)(两叶压缩机)

＝6×转速(r/s)(三叶压缩机)；

k——比热比；

g——重力常数 = 32.16 ft/s^2；

R——气体常数 lb; ft/ °R;

T——气体温度°R(兰金度)。

对于容积式(正排量)压缩机，使用安全阀是非常重要的。任何管道堵塞都可能使压缩机超过设计压力而过载。

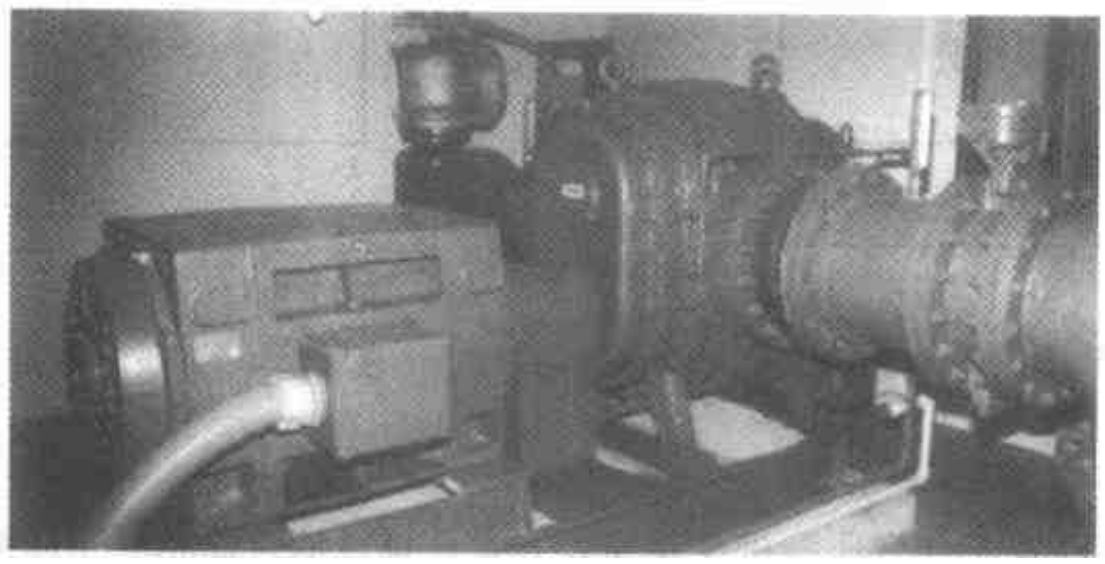


图 13－6　5000CFM 直叶罗茨压缩机，由变频驱动机驱动，安装在废水处理工厂

(Roots Division, Dresser Industries Inc.)

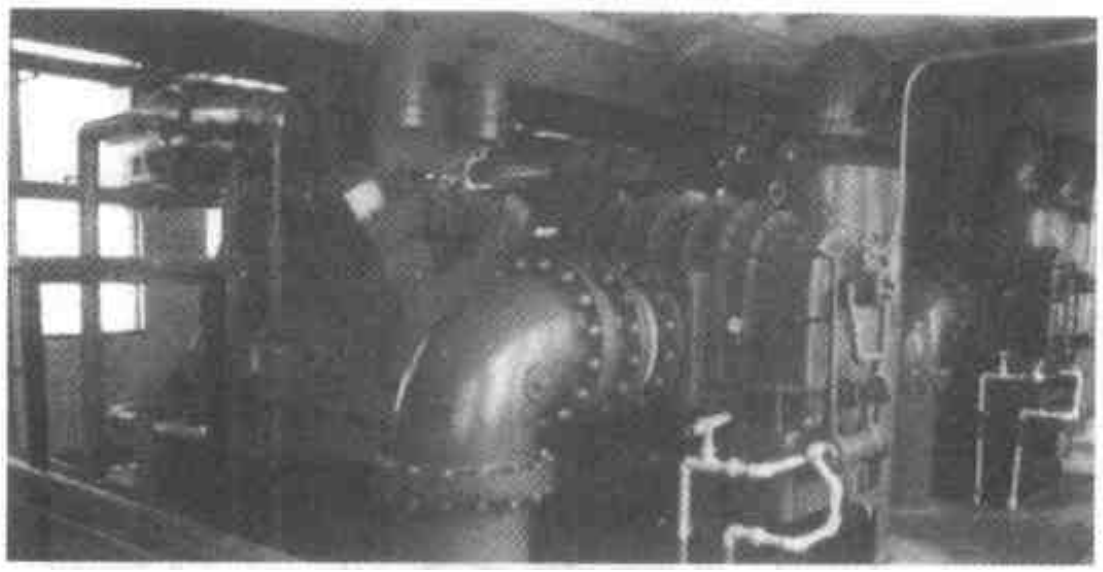


图 13－7　5000CFM 直叶罗茨压缩机，由 Waukesha 发动机驱动，安装在废水工厂

(Roots Division. Dresser Industries Inc.)

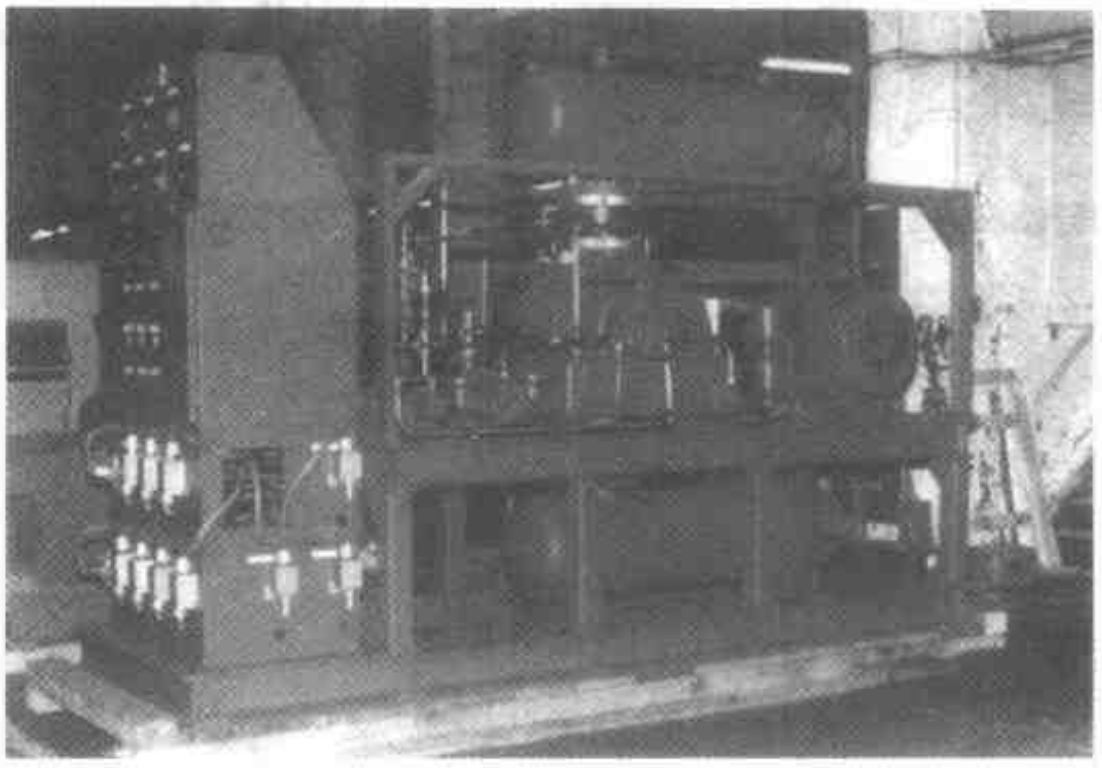


图 13－8　1760CFM，250psi 乙炔产品鼓风机

(Roots Division. Dresser Industries Inc.)

第 14 章　喷油螺杆式压缩机

Hasu Gajjar
Weatherford Compression

最近十年来，螺杆式压缩机作为一种理想的压缩机已经引起气体工业的更多关注，这是由于它具有低压/大流量的操作特点，其吸气压力等于或接近 0 psig，排气压力至少可达 400 psig。螺杆压缩机制造商正在研制更高排气压力的机型。

与众所周知的往复式压缩机一样，螺杆式压缩机也是容积式压缩机。两机对比，螺杆式压缩机由于结构简单、成本低廉、维护容易和几乎无气流脉动的特点而受到青睐。然而，在处理高压工况方面不如往复式压缩机(见图 14－1)。

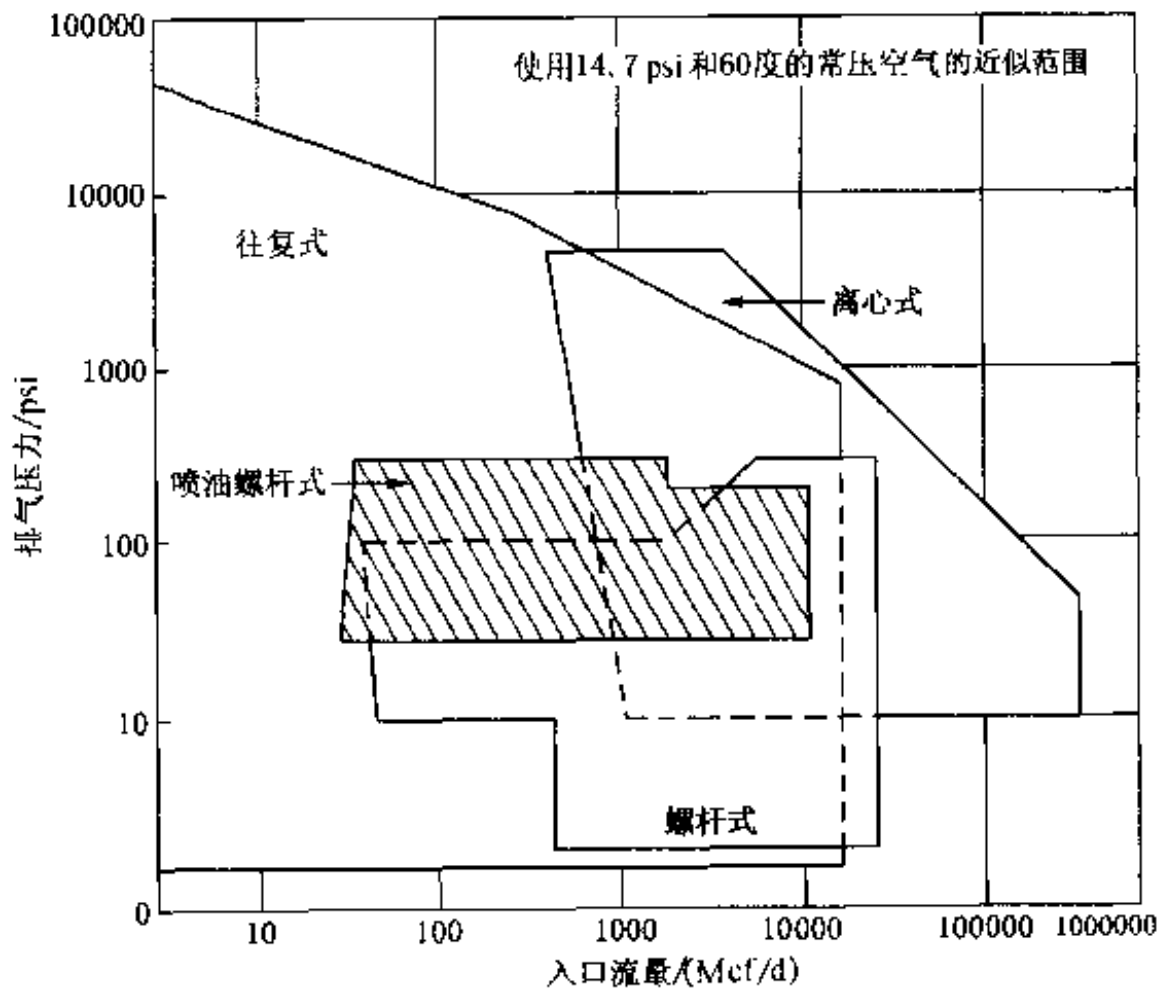


图 14－1　往复式/螺杆式压缩机

螺杆式压缩机的优点包括：

- 维护简单
- 维护费用低
- 压缩机寿命长
- 驱动功率利用充分
- 操作费用低
- 价格低廉

- 每级压缩比(*RC*)可高达 16
- 可在真空度高达 26in 的低吸气压力下操作
- 重量轻
- 结构紧凑

14.1 压缩机类型(见图 14-2)

回转式压缩机 可以是容积式(正排量)压缩机或者是动力式压缩机。

容积式(正排量)压缩机利用叶片、凸轮或螺杆的旋转，将气体压缩进排出管线中。另一方面，动力式压缩机具有完全不同的操作原理。与减少气体容积，增加气体压力的操作原理不同，动力式压缩机利用旋转的叶片组向气体传递能量，然后将气体排进扩压器，在扩压器中气体速度降低，气体动能被转变成静压能。

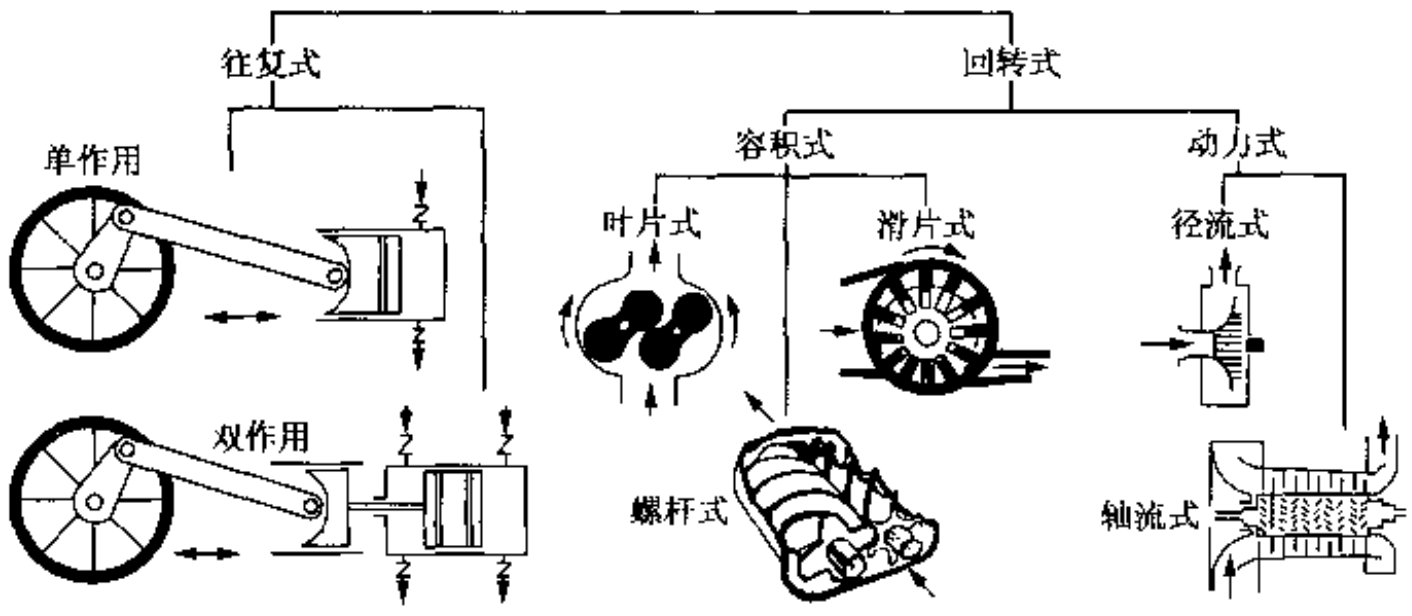


图 14-2 压缩机类型

往复式压缩机 由气缸和活塞组成，活塞在气缸中压缩缸内气体。压缩机活塞可以是单作用或是双作用形式，并能被设计成几乎在所有压力或流量下使用。因此往复式压缩机是气体工业最普遍使用的机型。各种压缩机被设计成处理特定范围的排量、压力和压缩比。

与回转式压缩机相比，往复式压缩机结构更为复杂，维修成本更高，但是往复式压缩机的高效率和处理高压能力的优点比这些缺点更重要。

在选择压缩机装置时，除了压力-容积特性以外，主要的考虑因素之一是驱动型式。小型回转式压缩机通常使用电动机驱动，而大型回转式压缩机通常使用透平驱动，往复式压缩机可以使用电动机、汽轮机(燃气或蒸汽)或发动机(燃气或柴油)驱动。

在某些类型的往复式压缩机中，动力汽缸和压缩汽缸集成为一个部件，共用一个机架和曲轴。这类压缩机被称为**联合机组**。联合机组的动力汽缸和压缩汽缸可以是水平对置安装，或者是动力汽缸为一边，压缩汽缸为另一边的"V"形配置安装。

另一类往复式压缩机为**分离式机组**。在这类机组中，驱动机与压缩机是分离的，因此允许用户选择最适用的驱动设备。尽管分离式机组比联合机组设计更为复杂，但其特有的灵活性常常成为分离式机组优于联合机组的地方。

分离机组可使用各式各样的压缩机设计形式，包括卧式、直立式、半圆辐射式和"V"形设计。然而大多数为水平对称平衡型设计形式，因为这种设计形式的压缩机具有稳定性并减少了振动。

14.2　螺旋转子

螺杆式压缩机由包容在机壳中的两根互相啮合的螺旋转子组成。转子之间和机壳与转子之间的间隙为 0.003in 至 0.005in(见图 14－3)。主转子(阳转子)通过轴外伸段由发动机或电动机驱动。另一转子(阴转子)是由主转子通过喷油形成的油膜进行驱动，所以驱动中没有金属接触。

转子的长度和直径决定压缩机流量和排气压力。转子越长，压力越高；转子直径越大，流量越大。

螺旋转子凹槽经过吸入口时充满气体　当转子旋转时，转子凹槽被机壳壁封闭，形成压缩腔室。当转子凹槽转子凹槽封闭后，润滑剂被喷入压缩腔室，起密封、冷却和润滑作用。当转子旋转压缩润滑剂/气体混合物时，压缩腔室容积减小，向排出口压缩气体/润滑剂。当压缩腔室经过排出口时，气体/润滑剂混合物从压缩机排出。每个转子都由减摩轴承所支承，轴承由靠近转轴端部的端盖板固定。通常是排出端的轴承使转子定位。定位轴承抵抗轴向推力，承受径向载荷，并提供必需的轴向运行的小间隙。

压缩完成以后，气体/润滑剂混合物进入多级分离器，从气体中脱除润滑剂。来自分离器的气体流向后冷却器。润滑剂也经过冷却，然后通过恒温控制阀返回压缩机。

润滑油是螺杆式压缩机的生命线。螺杆内部有限的间隙意味着如果没有适当的润滑，那么螺杆就会经受比正常情况更严重的磨损。螺杆压缩机操作人员应使用 ISO 100、150 或 220 粘度等级的合成烃润滑油。润滑油的粘度根据工作气体的比重选择。选择润滑油时，气体成分分析非常重要。

当设备初始起动期间，气体将会稀释润滑油的粘性。油粘度不允许降低到最小推荐值以下。

既然螺杆具有封闭的润滑油系统，所以系统用油量极小。大部分撬装厂制造的撬装式压缩机的油携带量仅为百万分之五。如果螺杆压缩机损耗了油量，但并未发现泄漏，那么润滑油一定是进入到了销售管线中。这种情况意味着回油管线孔板堵塞或凝聚式过滤器已经损坏。

螺杆注油所使用的油过滤器为 10μm 级过滤器。压缩机螺杆需要精密啮合以保护轴承和轴封。如果润滑油未受到污染，建议最好每隔 8000h 更换润滑油。定期对润滑油采样将帮助操作者确定何时必须更换润滑油。

某些螺杆式压缩机的机型可使用内部排气量调节和可变容积比装置，来有效地改变载荷和操作压力。当使用恒速电动机和存在变压力工况时，特别需要这种调节装置(见图 14－4a 和 14.4b)。

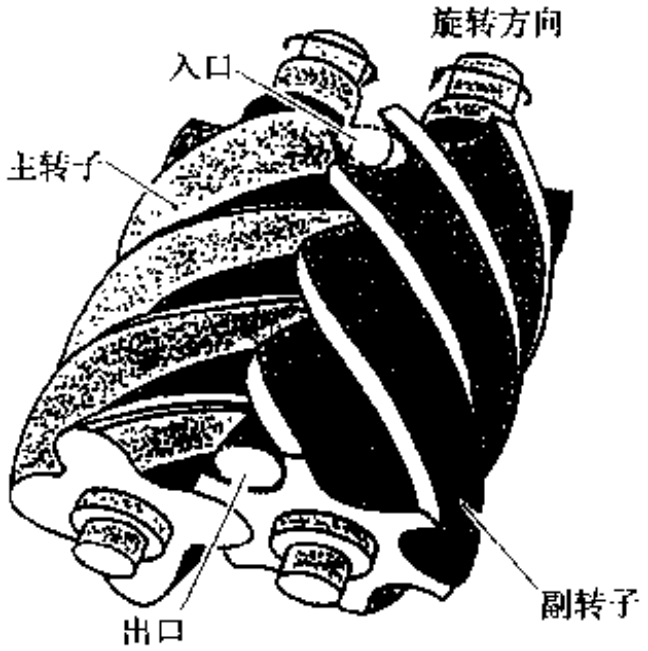


图 14－3　典型的螺杆式压缩机

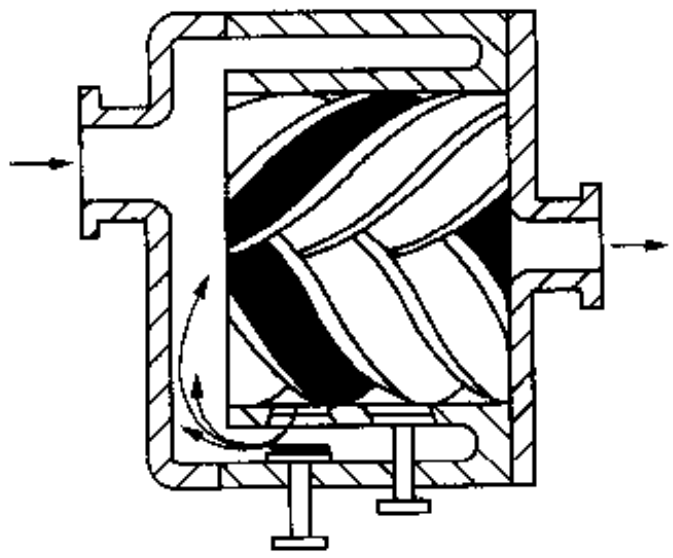


图 14－4a　升降阀卸载机构

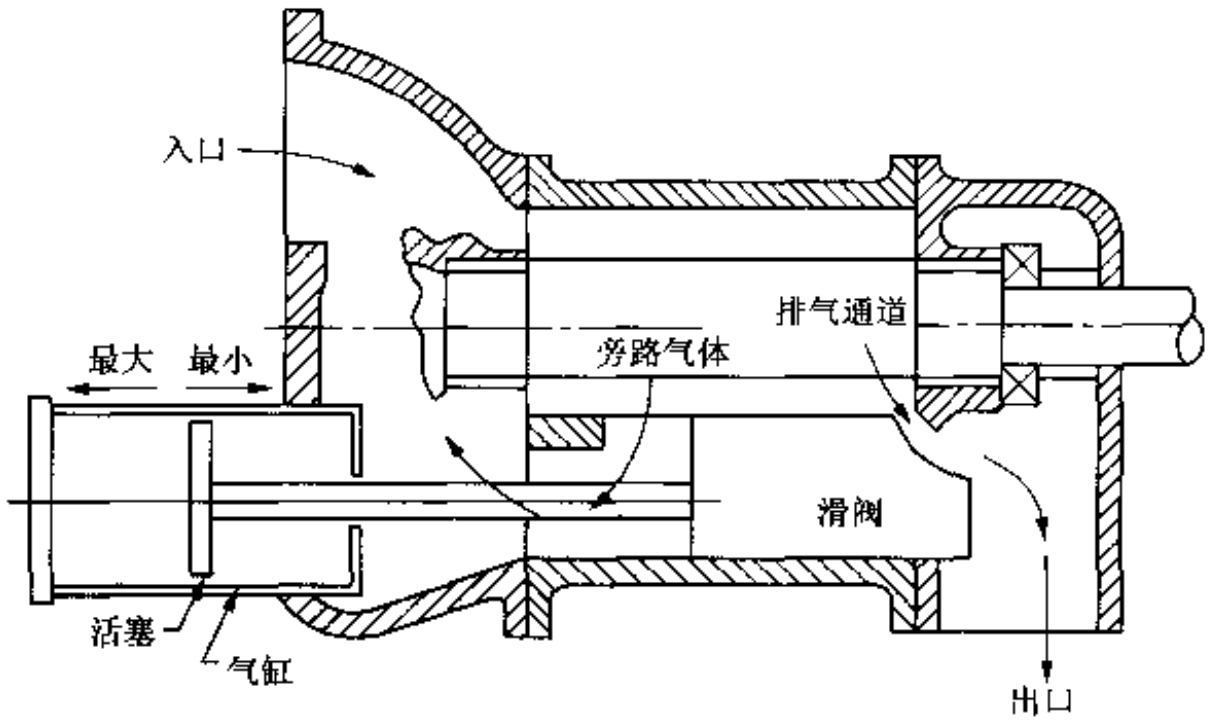


图 14－4b 滑动阀卸载机构

14.3 螺杆式压缩机优点

在许多应用场合，螺杆式压缩机与往复式压缩机相比有明显的优势：

1. 运动部件很少，这意味着取消了如压缩机气阀、填料和活塞环等部件的维修项目，以及节省了相关的更换部件的停工时间。

2. 不存在往复惯性力，允许压缩机在高转速下工作，所以压缩机结构更加紧凑。

3. 冷却润滑剂的连续流动，允许的单级压缩比要高得多。

4. 结构紧凑，降低了包装成本。

5. 螺杆技术减少或消除了流体脉动，导致振动减弱。

6. 高转速和高压缩比有助于最大限度地获得可用的生产功率。

14.4 螺杆式压缩机应用

对于众多的压缩应用场合，撬装式螺杆压缩机最为理想，这些应用场合包括：

1. 燃料气增压。

2. 伴生气体增压。

3. 蒸汽回收。

4. 废渣填埋和蒸煮器的气体压缩。

5. 丙烷/丁烷冷冻压缩。

6. 腐蚀性和/或污染性工艺气体压缩。

撬装螺杆式压缩机也可用于升级现有的往复式压缩机设备。利用螺杆压缩机对低吸气压力进行增压，可以继续使用现有的往复式压缩机设备，并以最低的成本增加流量。

如果应用场合需要大流量和低吸气压力，但排气压力高于螺杆所能够提供的压力，则可使用带公共驱动设备的螺杆/往复联合装置。

14.5 蒸气回收

蒸气回收为螺杆压缩机应用实例之一。蒸气回收即收集存储罐蒸气，并压缩蒸气至气体

销售管线。收集这些蒸气不仅有利可图，并且对环境有利。

气体蒸气被收集进入公共集气管，然后被送入蒸气回收装置(VRU)。蒸气回收装置通常包括气体洗涤器、压缩机、驱动机、出口冷却器和分离器以及自动操作控制设备。蒸气通常为富气和湿气，易产生冷凝液，并且对润滑剂有冲洗作用。冲洗润滑剂会引起叶片和活塞环过量磨损。而螺杆压缩机则不存在上述问题，原因是：①螺杆式压缩机有足够多的润滑剂，所以不存在润滑剂冲洗问题，②另外转子部件不与静子部件接触。

蒸气回收用螺杆式压缩机的选型非常重要，压缩机选得过大时，则只能利用部分负荷或者让机器在频繁停机和启动的工况下工作。压缩机选得过小，则难以维持正常操作，会有部分蒸气排到大气中，损害了经济性和保持清洁空气的努力。

14.6　螺杆式压缩机的选型

确定螺杆式压缩机的尺寸需要知道吸气压力、排气压力、所需流量、气体分析结果、温度和海拔高度(见确定流量的公式 1 和确定功率的公式 2)。

式 1

螺杆压缩机流量

$$ICFM = D^3(L/D)(GR)(RPM)(E_V/C)$$

转子直径	D
转子长度	L
传动比	GR
驱动机转速	RPM
容积效率	E_V
转子外形系数	C

式 2

螺杆压缩机功率

$$W_R = p_1 Q \times \frac{K}{K-1} \times \frac{(p_2/p_1)^{K-1/K} - 1}{E_a} + W_L$$

压力	p_1、p_2
气体流量	Q
气体特性	K
绝热效率	E_a
机械损失	W_L

图 14－5a 和图 14－5b 显示不同压比下的绝热(等熵)效率，而图 14－6 显示改变容积比时的效率改变。

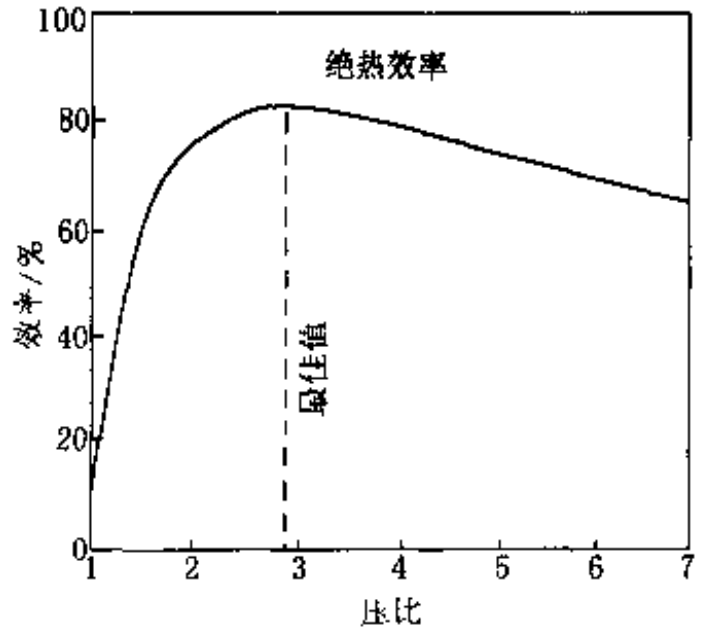


图 14－5a　绝热效率(压比为 7)

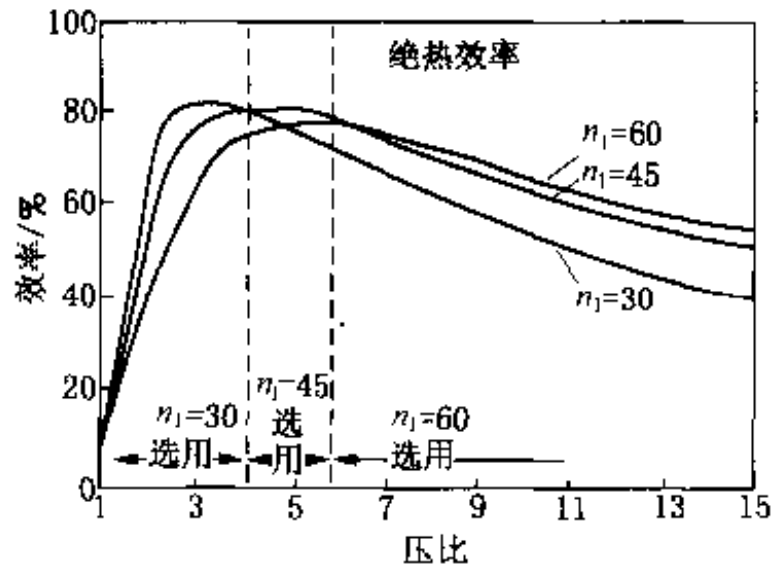


图 14－5b　绝热效率(压比为 15)

改变容积比时效率的提高
(螺杆式压缩机)

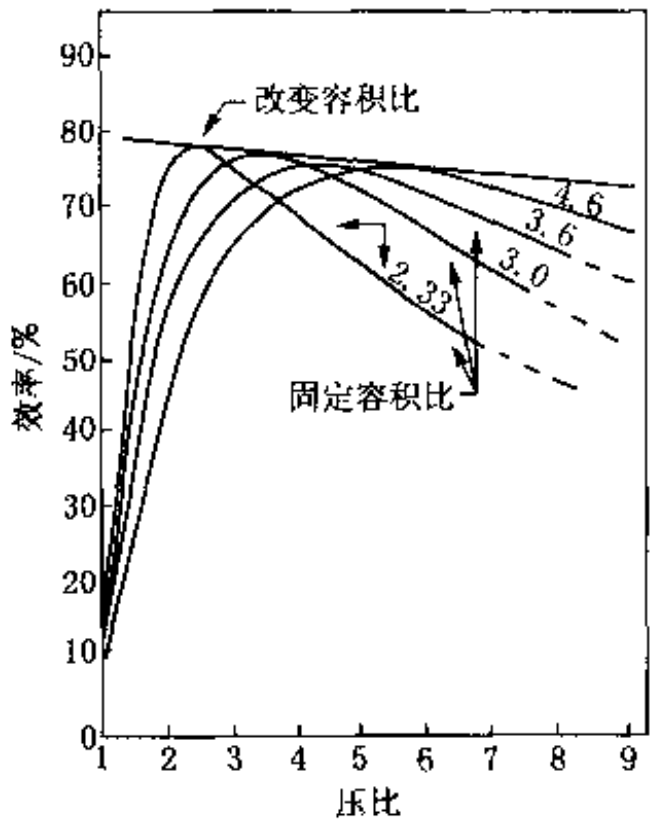


图 14－6　改变容积比时效率的提高

第 15 章　隔膜式压缩机

G. Reighard
Howden Process Compressors, Inc.

15.1　前言

隔膜式压缩机是一种只允许微量泄漏或不允许泄漏的气体压缩专用设备。普通活塞式压缩机与隔膜式压缩机之间的区别在于各自的压缩方式和密封方式不同。活塞式压缩机使用运动活塞压缩气体，活塞以活塞环作为动态气体密封，但活塞环密封并不是不漏的。隔膜式压缩机也使用带活塞环的活塞，但活塞推动的是一定体积的液压油，由液压油使一组膜片上下弯曲，从而压缩气体。由于压缩过程仅涉及静密封，所以没有通过动密封的气体泄漏。

15.2　操作原理

为了解操作原理可参考图 15－1，图中显示了典型的动力设备、曲轴、液压系统和压缩端。

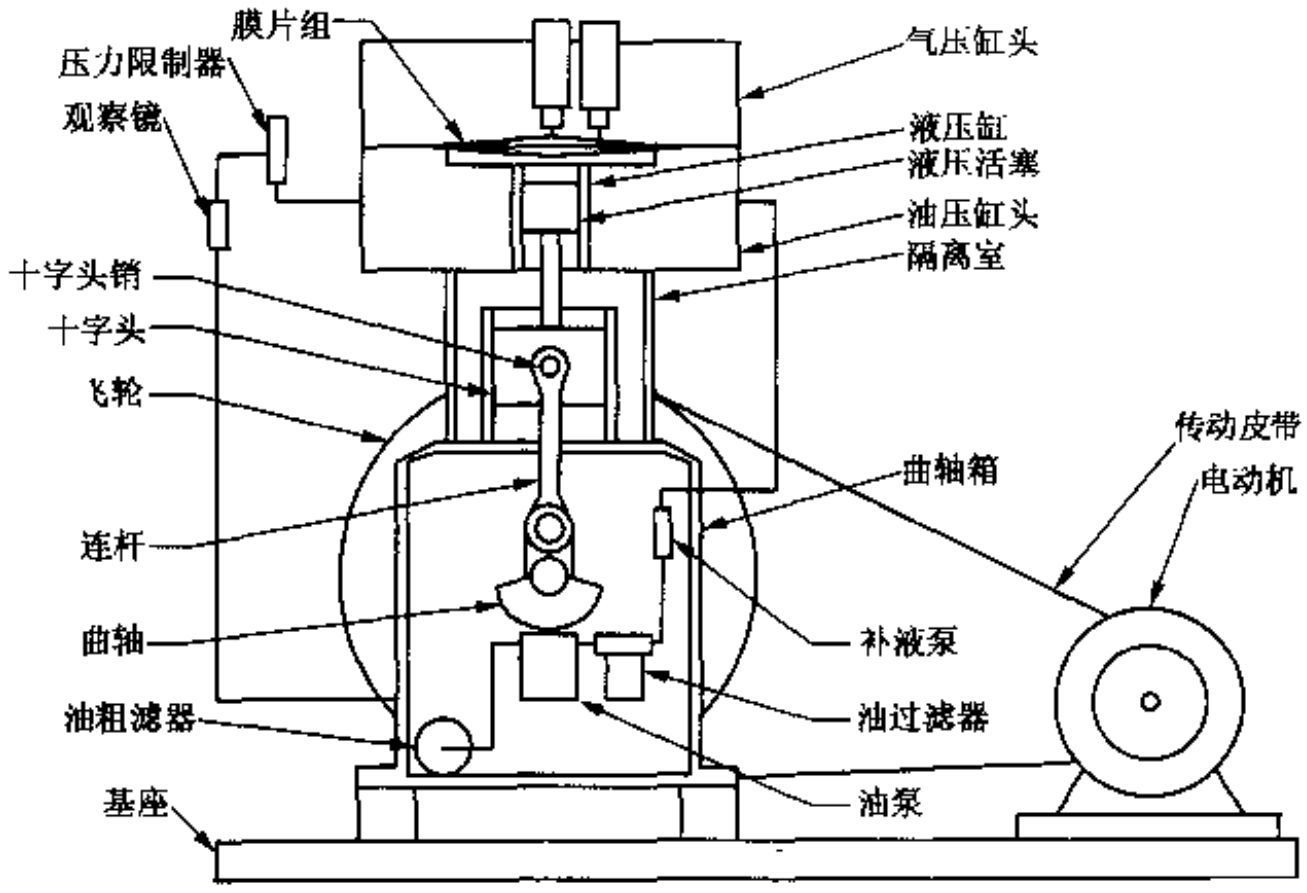


图 15－1　隔膜式压缩机主要部件

隔膜式压缩机通常使用电动机作为原动机，电动机配备挠性带传输动力。挠性带驱动压缩机皮带轮或飞轮旋转，然后使曲轴转动。与其他往复式压缩机类似，曲轴通过安装在偏心轴颈上的连杆提供往复运动。连杆另一端通过十字头销与十字头相连，十字头在中间接筒中运动。

液压活塞安装在十字头上。活塞在液压缸内运动，并用活塞环密封。活塞使固定体积的液压油相对膜片组件前后脉动。液压油使膜片组件压向气压缸头，实际上正是膜片组件在压缩气体。

值得注意的是隔膜式压缩机中也存在动密封，但与活塞式压缩机的动密封相比，隔膜式压缩机的动密封具有两个明显的优点：

1. 由于动密封处在液压油一侧，并不接触气体，所以不存在气体密封的动态泄漏。

2. 使用油润滑。

在隔膜式压缩机中，液压油起到多种作用：除润滑运动机构外，还使膜片前后运动来压缩气体，并提供冷却作用。

液压油循环从曲轴箱底部开始，曲轴箱用于存储液压油。液压油通过粗滤器进入油路，如果需要，可对液压油进行冷却。冷却时通常使用水冷式热交换器。液压油进入主油泵，并通过过滤器排出。随后液压油分为两路，大部分液压油用于润滑曲轴轴承、连杆轴颈、十字头销和十字头的滑动表面，而小部分的液压油通向补偿回路。

补偿回路的用途是补偿经过液压活塞上的活塞环泄漏的油液。在此回路中，液压油从主油泵流经一个单向阀，再通过一个小流量的往复式补液泵，然后经过另一个单向阀，进入油压缸头。与通过活塞实际泄漏损失的油量相比，补偿油量是非常大的。

在每一冲程中，液压油推动膜片组件与气压缸头完全接触。如果通过液压活塞环的泄漏未得到补偿，则膜片组件将不能充分接触气压缸头。液压活塞环的连续泄漏与活塞式压缩机余隙容积的增加具有同样的效果，会引起压缩机性能下降。因此补偿回路的正常运行对压缩机的性能是关键性的。

为了调节补偿油量，在油压缸头上安装一个阀件，该阀件不仅可保持适当的内部油压，而且还可以让所有多余的油液流回曲轴箱。这个阀件称为液压限制器。设定液压限制器使气体压缩缸头产生所需要的排气压力。液压限制器利用产生的峰值油压(限制压力)而开启，利用弹簧关闭。

对于一些小型号机型，补液泵的功能是利用排量差值提供的，活塞排量略大于气压缸头和油压缸头之间的膜腔容积。这样可使膜片接触油压缸头，活塞的附加行程将液压油通过油单向阀抽进油压缸头，然而这种方法在其应用中是有限制的。

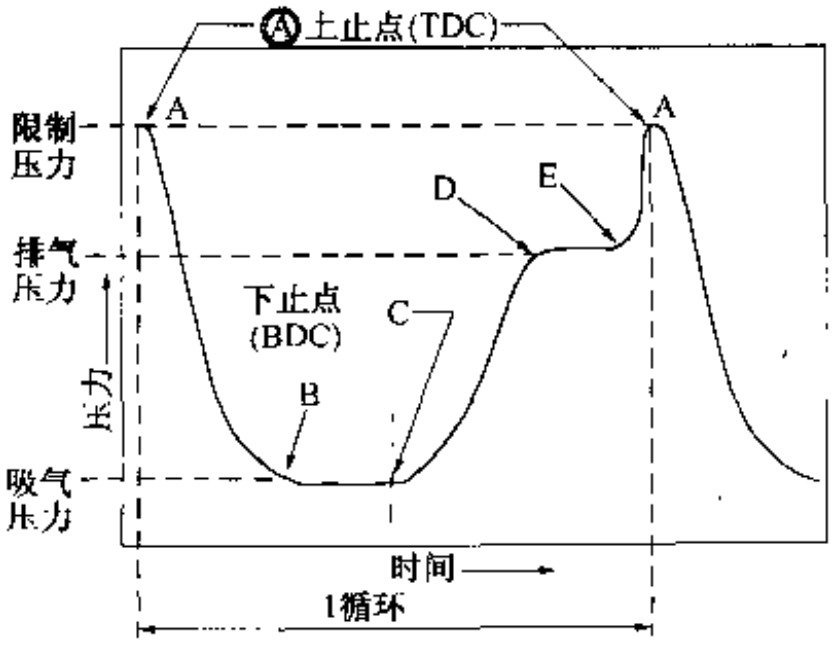


图 15－2　压缩过程中内部压力

压缩端由气压缸头、与气压缸头通过螺栓连接的油压缸头、膜片组件、密封、吸气阀、排气阀、阀保持架和螺栓等组成。油压缸头容纳液压油；气压缸头容纳压缩气体，膜片将气体与油分隔。吸气阀和排气阀为自动阀，利用压力差开启和关闭阀门，并使气体在恰当的时间进入和离开缸头。

欲了解压缩端内部动态压力的关系可参考图 15－2。图 15－2 显示在一个典型的循环期间，油压缸头内部产生的压力关系。

在点 A，液压活塞处在上止点位置(TDC)，压力达到峰值。当活塞开始向下行

程离开气压缸头时，油压迅速降低，同样在膜片组件另一侧的气压也迅速下降。由于外部气体压力高于内部气体压力，排气阀关闭。然后压缩缸头中残余的气体由排气压力膨胀至吸气压力。当内部气体压力略低于吸气压力时(点 B)，吸气阀开启，新鲜的气体进入缸头。

当活塞接近下止点(BDC)时，出现一个重要的功能：补液泵向油压缸头注入少量的液压油，以补偿活塞环的泄漏。当液压活塞到达下止点时，吸入气体进入缸头的流动停止(点 C)。此时膜片处在最靠近油压缸头的位置。

当活塞朝向气压缸头开始上行程时，内部气压超过外部吸气气压，吸气阀关闭。此时气体被封闭在压缩缸头内，导致气压和油压同时增加。当内部气压超过外部排气气压时(点 D)，排气阀开启，气体从缸头流入排出管道。当膜片组件接触气压缸头时，气体流动停止，排气阀关闭(点 E)。然而此时活塞仍将继续往前运动一小段行程，结果是：尽管封闭的气体的压力保持排气压力，但油压缸头内部的压力继续增加。于是液压限制器开启，将少量的液压油排回曲轴箱。在上止点(点 A)，活塞开始离开气压缸头，液压限制器关闭，并保持压缩缸头内部的油压，随后开始下一次压缩循环。

为使压缩机正常运转，液压限制器必须提供高于排气压力的峰值油压。如图 15－2 所示，气体压缩过程是与液压系统的正确操作密切相关的。

15.3　设计

不同制造厂家采用的型号一般指明基本曲轴箱(包括给定的行程和连杆载荷)，结构形式和缸头的最大额定压力。行程范围为 1.25in ~ 9in，而最常用的行程范围为 2.5in ~ 5in。隔膜式压缩机的结构可以改变。单级设计是通用的设计，其缸头或垂直安装或水平安装。两级设计也是通用的设计，安装结构为“L 形”、“V 形”和水平对置形式。三级设计较少使用，四级系统更为罕见。压力范围通常为 150 psig ~ 15000 psig。然而目前的隔膜压缩机已经超出以上范围，某些机型可在真空条件下运行，另一些机型甚至可在 45000 psig 或更高的压力下运行。

隔膜式压缩机的原动机通常是电动机，功率范围为 1HP 以上至 200HP。虽然压缩机购买者经常指定高效电动机，但与标准电动机相比，高效电动机转差率更低，电流也更大，所以，标准效率值的电动机往往是往复式压缩机应用的更好的选择。

皮带传动是动力传递的最普通形式。小皮带轮安装在电动机轴上，大皮带轮安装在压缩机轴上。大皮带轮通常兼做飞轮使用，配备厚重的轮缘以提供转动惯量，降低电动机峰值电流。

隔膜压缩机的曲轴箱与活塞式压缩机使用的曲轴箱非常相似。一个显著的区别是轴上安装了补液泵，补液泵给油压缸头提供补偿液压油，以抵消活塞环的泄漏量。

适当的油液过滤是隔膜式压缩机成功运转所必需的。与所有的旋转设备一样，如果供给不干净的油液，可能造成轴承损坏。另外，如果油液不能持续保持清洁，则当膜片弯曲时，在污垢或金属颗粒周围的膜片可能破裂。为保持油液清洁，油液离开曲轴箱时应首先通过粗滤器。油液离开补液泵后也要通过过滤器，过滤器通常为 25μm 等级。

过去，一些机型已经提供了带甩油环或甩油杆的飞溅润滑机构，然而这些润滑形式通常已被强制润滑所取代。

典型的强制润滑由轴驱动的齿轮泵供油。齿轮泵可以直接与曲轴联结驱动，或由曲轴上

安装的齿轮驱动。可以提供配备电机的辅助泵作为选用件。泵的排出口配有释放阀，它可将所有溢出油液送回曲轴箱中的油池。

低温操作时经常需要油加热器。加热器一般采用直接安装在曲轴箱中的浸没式结构。同样也经常提供油冷却器。油冷却器通常紧接在油泵之后安装。在某些大的操作温度范围，压缩机可以配备油加热器和油冷却器两种设备。

补液泵依靠曲轴上的偏心轮驱动，利用弹簧实现返回行程。补液泵带有一个小柱塞，柱塞使用活塞环或紧配合与泵体进行密封。泵吸入口和排出口安装单向阀以防止回流。

液压限制器确定了液压峰值。限制器依靠油压峰值开启，利用弹簧作用回复。限制器通常可在外部进行调节，设计坚固，每分钟开启和关闭次数高达 500 次。限制器通常带有旁通阀(有时为外部设备)，该旁通阀允许油液充满油压缸头，同时不致产生内部压力。旁通阀仅在缸头拆卸以后才可使用。

对于大型缸头，推荐的选用件是一套缸头灌注液压油使用的阀件。灌注液压油时使用一台单独的泵，该泵可以是手动泵或辅助电动泵。

在隔膜式压缩机中，选择合适的润滑剂是至关重要的。对于大多数应用场合，使用标准液压油或通用油，其 ISO 粘度范围在 46 和 100cSt 之间。通常使用抗磨剂和抗泡沫添加剂。

对于某些应用场合，特别是像氧气和氟气一类的氧化性气体的压缩，指定使用如卤化碳润滑油一类的合成润滑剂。供给这些合成润滑油时，必须确保液压回路中的所有材料与润滑油是相容的。

隔膜式压缩机缸头组件的典型剖面如图 15－3 所示。在组件的下端，活塞杆和十字头相连。活塞安装在液压缸内，依靠支承环引导，利用活塞环密封。虽然活塞环曾经无一例外地由铸铁制造，但目前活塞环一般由专用的填充塑料制造。

油压缸头是一个坚固的部件，用于承受系统中的液压峰值。油压缸头安装在压缩缸头的曲轴箱一端。当活塞推动油液上行通过液压缸时，油压缸头通过一系列孔或槽将油液均匀地分布在膜片下面。这些孔或槽的尺寸必须加以限制，否则膜片跨越这些孔槽时可能会过度受

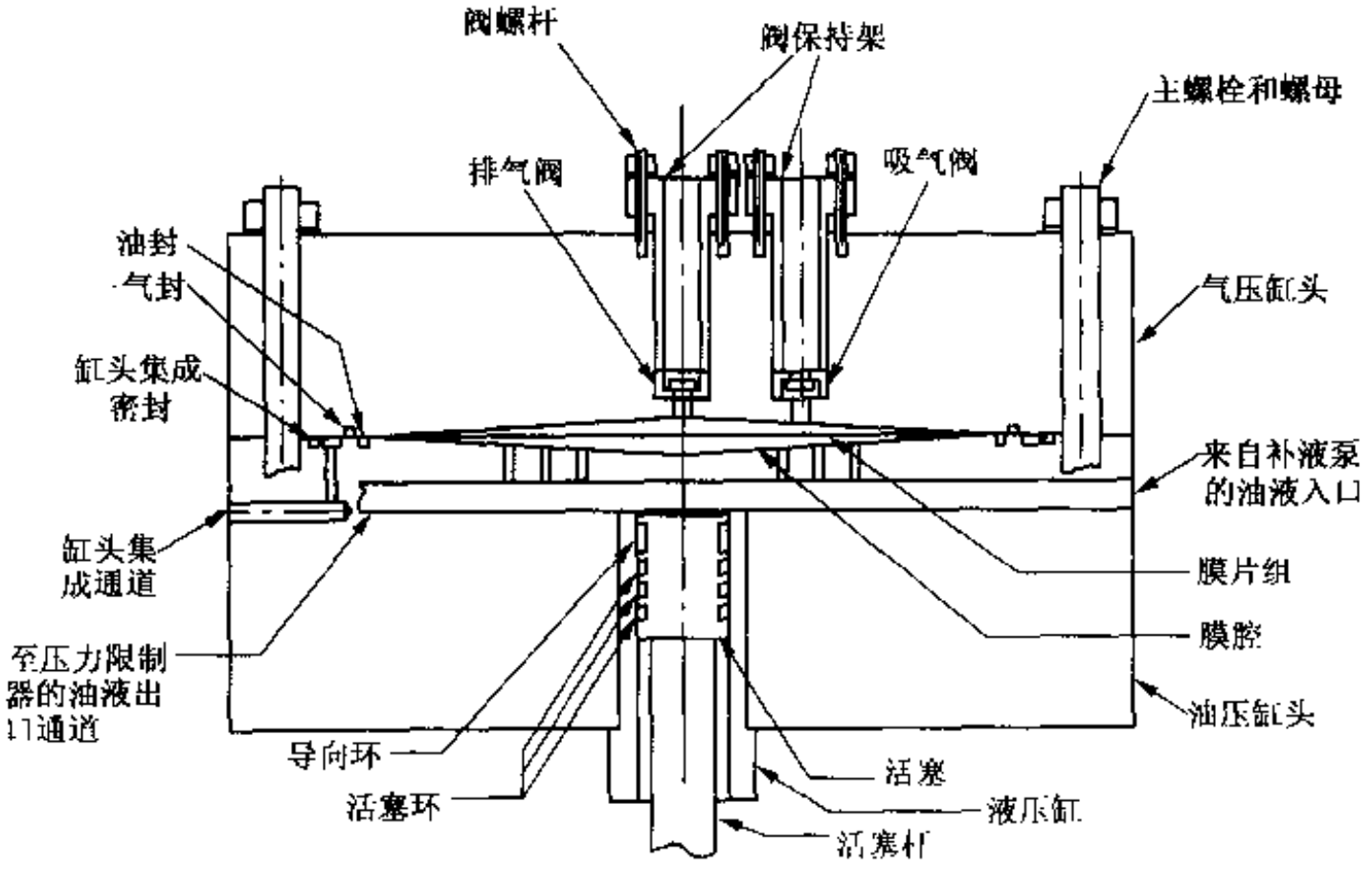


图 15－3　隔膜式压缩机缸头组件

力。油压缸头面对膜片的一侧是一层浅薄的膜腔，用以限制膜片组件的挠曲程度和应力大小。

油压缸头的进液口接收来自补液泵的油液，另有出液口通过液压限制器排出油液。因为压缩缸头(气压缸头和油压缸头两者)都是承压部件，所以压缩缸头的厚度是关键性因素。对于半缸头，美国设计按照 ASME 锅炉和压力容器规范。油压缸头有时采用水冷却以限制密封温度。

气压缸头同样必须是坚固的，因为它也要承受系统中的液压峰值。气压缸头面对膜片的一侧是膜腔，该膜腔与油压缸头中的膜腔相匹配。膜片在上止点与该膜腔相接触，膜腔限定了膜片在上止点的挠曲程度。膜腔中的径向沟槽通向位于中心的排气孔，这些沟槽在排气过程中帮助吹扫缸头中的气体。吸入孔口沿半径方向与排出孔口偏置。如同前面所述，必须对这些孔或槽的尺寸加以限制。在气压缸头的外表面，通过机械加工形成容纳吸气阀和排气阀的孔道。气压缸头通常是水冷却的。

如前所述，气压缸头和油压缸头两者都具有机械加工形成的浅薄膜腔。虽然存在不同的设计结构，但在这些膜腔结构的设计中有两种是众所周知的：即“双半径”和“自由挠曲”设计方法。然而，所有膜腔设计的共同特点都是：中心挠曲度极小，而膜腔直径很大。这样设计可确保膜片的应力保持在弹性范围以内。低压条件下使用大膜腔，其直径可达到 36in，中心挠曲度为 0.5in。但是在高压条件下，膜腔可能相当小。一个直径 3in 的膜腔，其中心挠曲度可能仅有 0.030in。

在美国的设计实践中，应用 ASME 规范的许用强度和设计指南选择螺栓连接形式。高强度双头螺栓经常用 SA193 B7 等级的材料，螺母由 SA194 2H 等级材料制造。由于这些紧固零件在高交变应力条件下使用，所以材料的疲劳强度是头等重要的。

许多隔膜压缩机用于腐蚀环境中，例如来自海洋的盐水浪花环境或化工厂的腐蚀性大气环境。因此，良好设计的压缩机应采用螺栓电镀或涂层方法以防止生锈。尽管以前的螺栓使用镉或锌电镀，但最近的倾向是使用 PTFE 涂层。这种涂层提供润滑作用，又能够抵抗腐蚀。

虽然缸头用螺栓连接装配是最普通的形式，但也存在其他的缸头闭合方法。一些是利用一个大的缸体(通常是铸造件)和一个大的内螺母来固定压缩缸头。内螺母可以用定位螺栓或者液压方法紧固。

膜片是平坦的、常用经过平整抛光的圆片形金属薄片。通常由三块膜片构成一套膜片组件，其中每一块膜片的作用各不相同。由于膜片与工艺气体持续接触，气体膜片必须具备抗腐蚀作用。中间膜片带有狭缝、沟槽或孔，用以将所有来自破损的气体膜片或油液膜片的泄漏引导至膜片边缘处。在膜片边缘处可以检测这些泄漏量。很少涉及腐蚀问题的油液膜片将液压传递到其他膜片上，并提供油液隔离作用。

当膜片上下弯曲时，由于膜片之间存在微小的位移差别，所以必须在膜片之间的接触面上进行润滑。为达此目的，中间膜片可以涂上一层干膜润滑剂，另一种可选择的方法是使用不同的金属，从而防止表面磨损。

密封是隔膜压缩机正常操作的关键性因素。虽然早期型式的金属－金属密封配合面具有相当高的承载压力，但当前使用的主要密封是合成橡胶“O”形圈密封。“O”形圈密封非常适用于有微小缺陷的密封场合，并可以使用许多不同的材料以适合工艺气体介质的改变。金属

密封环和金属"O"形圈并不常见，但它们可以用于密封腐蚀性工艺气体。

由于泄漏是隔膜式压缩机使用中特别重要的问题，所以大多数隔膜式压缩机都装有图15－4所示的缸头集成系统。这种系统(也称为泄漏检测系统)会检测四种泄漏来源中的任何一种泄漏：

1. 气体膜片的破裂。
2. 油液膜片的破裂。
3. 气体密封泄漏。
4. 油液密封泄漏。

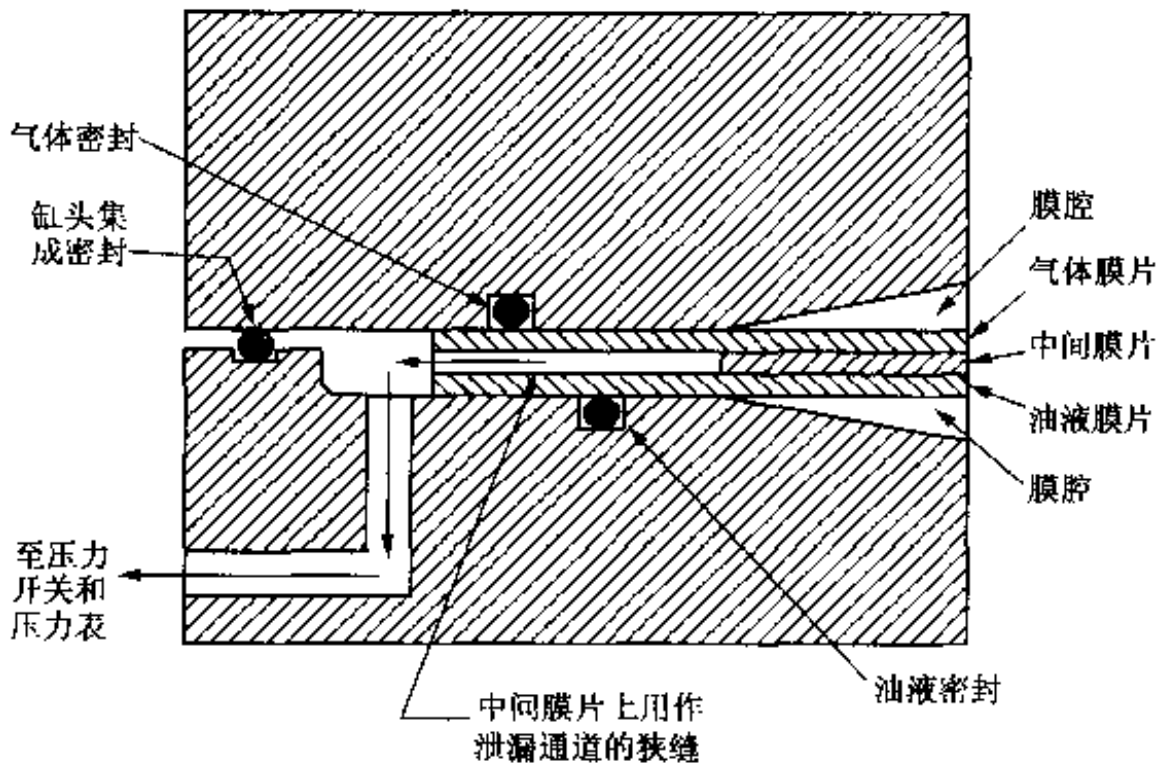


图 15－4 缸头集成系统

在膜片破裂的事故中，气体或油液会通过中间膜片上的狭缝或沟槽流到膜片的外部。由于气体或油液密封破裂时，泄漏的气体或油液会移动到膜片的边缘，所以在膜片的外缘处，需将泄漏的流体收集在另一组密封中，防止向大气泄漏。然后再利用缸头集成系统将泄漏物引导至外部孔口进行检测。该系统包括四个部分：手动排气阀、释放阀、压力表和压力开关。手动排气阀允许开关复位，释放阀保护压力过载，压力表允许检验泄漏，压力开关可关停压缩机。

通常，隔膜式压缩机使用的阀为自动阀，利用吸入或排出的气流开启，然后利用压力差回位和密封。弹簧则用于控制阀的密封元件，并减弱密封元件多余的运动。密封元件一般使用平板或导向锥阀芯，偶而使用球形密封元件。虽然某些设计需要多个吸气阀，但大多数缸头使用单吸气阀和单排气阀。密封通常使用"O"形圈、金属垫片和金属密封环。由于压缩过程中会产生高温，所以阀保持架装配有贝氏弹簧，以适应热膨胀现象。

目前，已经制造出许多特殊结构的隔膜式压缩机，并已设计出配备遥控缸头组件的隔膜压缩机，它通过管道将液压油从曲轴箱输送至缸头。为了减轻某些压缩机的重量，可以采用铝一类的轻质材料制造。在其他设计变动中，有的是使用空气缸而不是电动机提供原动力。隔膜式压缩机的基本设计还有许多其他的可能的改进方案

15.4　结构材料

曲轴箱、曲轴、轴承、连杆、十字头销和十字头所使用的材料与普通的往复式压缩机相应部件所使用的材料非常相似，但是制造压缩缸头和阀所使用的材料有很大不同

由于材料来源的局限，早期型式的压缩缸头使用复杂和难加工的铸铁件制造。然而，当前的设计采用碳钢板材或锻造件制造　油压缸头使用的典型板材为 SA516 – 70 等级

由于气压缸头与工艺气体密切接触，缸头制造使用若干种不同的材料。对于使用惰性气体和要求低成本的场合，气压缸头可使用碳钢板材制造。对于需要更好的抗腐蚀性的场合，许多气压缸头使用不锈钢制造，例如 SA 240 型的 304 或 316 不锈钢。对于恶劣环境条件，材料选择范围为 Monel(镍合金)或 Alloy 20。对其他一些金属，只要它们能满足缸头设计的结构要求，则也是可选的制造材料。与油压缸头一样，一般气压缸头也使用板材经机加工制成，当强度或厚度有要求时，使用锻造件加工。

对于普通的惰性气体介质，可用薄碳钢板作膜片材料，但是，大多数膜片使用高抗拉强度的不锈钢制造。通常使用钢号为 301 或 316，也使用其他不锈钢如 17 – 4 PH。对于另有抗腐蚀要求的场合，可使用 Monel(镍合金)或 Alloy 20 材料　虽然有可能使用其他材料，但由于受到对材料的厚度、宽度和强度方面的市场来源的限制，有时使用其他材料是不切实际的。

隔膜式压缩机的阀一般使用抗腐蚀材料制造，例如合金钢和 300 或 400 系列不锈钢。与其他接触气体的部件一样，阀也可使用 Monel(镍合金)或 Alloy 20 材料制造。气阀密封元件有时使用专用塑料制造，例如 PEEK 或 Vespel 材料。弹簧通常选用不锈钢，Inconel(铬镍铁合金)也是很好的可选材料。

15.5　附件

因为许多隔膜式压缩机是定制设计的，所以通常附件也需要定制。附件安装在钢制基座上，基座上还安装有电动机和皮带防护装置。

由于污垢和碎屑对膜片非常有害，所以要在吸气口安装工艺气体过滤器。理想的过滤器使用 10μm 级编织不锈钢网制造　当生产时间非常宝贵时，采用带转换阀的双入口过滤器是有益的。

如果入口和出口管路容积不大，推荐使用蓄能器以使压缩机平缓运行。当气流脉动可能对工艺过程或设备造成危害时，推荐应用特制的脉动阻尼器。

当工艺气体可能含有水分时，应在各级入口处和有可能发生冷凝现象的所有地点安装分离器和疏液器。若吸入液体，则不但对膜片，而且也会对压缩缸头造成损害。

通常在压缩机的各级出口安装气体冷却器。冷却器形式可以采用管壳式、螺旋管式，或对于小流量采用套管式冷却器。气体的中间冷却不但对保护密封和设备，而且对于有效的操作都是必需的。

许多隔膜式压缩机的流量小，故管道系统足以处理气体的上流。在较低的压力下，使用压合接头就非常合适。而在压力大于 5000 psig 时，需采用极其安全的锥形和螺纹形管接头，这类接头的泄漏量很低。

管道可以使用螺纹连接形式，但仅用于某些具备预防措施的场合。因为处理的气体的性质(包括易燃性、自燃性和有毒的气体介质)，故只能允许极小的泄漏量。在这些应用场合应优先使用焊接接头。虽然经常使用插接焊接接头形式，但当密封要求极其严格时，应使用对

接焊接接头形式，并用 X 射线探伤检验焊接接头的可靠性。

经常使用的管道维修接头是标准的凸面法兰，然而许多应用场合使用平面"O"形圈活接头。

为了监测压缩机的性能，应在每个压缩缸头的吸入孔口和排出孔口处安装压力表，通常还需要压力开关。压力开关安装在入口和出口处，但是很少安装在级间部分。当最终产品的温度是关键因素时，应使用出口温度开关或温度传感器

为了超压保护，应在各级的出口处(无论是中间级或末级出口)安装释放阀或爆破片，否则可能导致严重的人员伤害或财产损失。

通常使用某些气体旁路的形式调节流量，旁路调节将多余的流量由出口管道返回入口管道。普通的旁路调节方法是利用气动调节阀，或手动背压调节器维持恒定的排气压力。如果所需要的工作周期允许，可以采用间歇开车—停车调节方法，但只能允许每小时少量的启动次数，并应从压缩机出口排放工艺气体，以便在卸载状态下重新起动。

通常不使用变速驱动的方式调节流量，速度变化可能对来自轴驱动油泵的油压和流量造成严重破坏。一般不使用机械式阀门卸荷器，原因是直接在阀上定位阀的吸入和排出通道将会使设计复杂。

为了保护液压系统，通常需提供油压力表和压力开关。为了增设保护作用，也可使用油位开关。这些开关通常连接关停压缩机的线路。通常还安装水流开关，这是防止冷却剂意外损失的有效安全保障措施。

15.6 清扫和测试

由于在隔膜式压缩机的可靠操作中，介质的清洁度是极端重要的，所以无论压缩机的零部件接触气体一侧还是接触油液一侧，都必须认真清洗。气体和油液任何一侧的污垢和碎屑都能使膜片损坏。为此原因，隔膜式压缩机制造商制订了很高的清洁度标准。然而，一些应用场合还要求对污染物进行更严格的控制。其中之一是压缩氧气或氧化性介质的场合，此时气体一侧所有的部件都必须除尽碎屑和油垢。仅仅这些污染物的存在就能引起与压缩气体的化学反应。另外，曲轴箱和所有的液压部件都必须去除烃类油液，如果氧化剂与其接触就会引起点火燃烧。

高质量压缩机的制造商在产品装运以前，不仅要进行机械运行试验，而且也要进行性能试验。试验期间，大多数压缩机可以在吸入和排出全压力下运行。测量实际流量时，使用惰性气体(典型气体为氮气)模拟工艺气体。对整个压缩机系统的气体侧、液压侧和冷却循环进行泄漏检查。此外，产品装运以前，还要完成所有必需的管道无损检验，例如液体渗透试验和 X 射线探伤检验。这些试验项目应在机器生产的前期由买方书面确定，并由厂方在生产的早期进行审查。

15.7 应用

隔膜式压缩机经常用于普通活塞式压缩机由于泄漏、气体污染或压力限制等原因而遇到问题的场合。隔膜式压缩机理想的一些应用场合列举如下：

气体类型	实例	气体类型	实例
有毒性	三氟化硼	自燃性	硅烷
腐蚀性	氟	氧化剂	氯
易燃性	氢	放射性	六氟化铀

此外，在涉及要求低污染、产生高压和处理高湿的应用场合，隔膜式压缩机可提供经济有效的压缩过程。

隔膜式压缩机有许多不同的应用市场。最大的用户之一是工业气体生产和分配，使用压缩机将普通气体灌装钢瓶，例如灌装氦气、氮气和氩气。这是隔膜式压缩机作为标准的、无污染的和可靠的压缩方式而受到公认的应用范围。

隔膜式压缩机使用效果良好的其他一些领域包括下述项目。

15.7.1　汽车安全气囊充气

将气体混合物压缩至高压，对气罐进行压力测试和泄漏测试。然后压缩气体保留在气罐中，在意外事故中对安全气囊充气。

15.7.2　槽罐车卸载

可利用来自液体槽罐车中的汽化产物对槽罐车增压，然后将液体卸入存储容器中。

15.7.3　石油化学工业

产生高压气体并将其分配到整个工厂的各个工艺过程中。当仅仅需要克服管道系统损失时，气体也可在低压缩比下循环使用。

15.8　局限性

隔膜式压缩机典型的运行转速范围为 300 到 500 r/min。虽然转速也可能低至 100 r/min，但必须采取措施维持油压。改进的隔膜式压缩机已经获得 750 r/min 的转速。

通常情况下隔膜式压缩机在常压下吸入气体，但是吸气压力也有可能低至 2 或 3cmHg 杆(绝压)，此时必须采取特殊措施对曲轴箱油池中的油液进行脱气。在极端情况下，吸气压力可高达 5000 psig。

隔膜压缩机普通的排气压力是 2500 psig，对于工业气体的管理者和生产者，这是许多钢瓶罐装操作的典型压力。目前有许多应用场合的常规排气压力达到 5000 ~ 10000 psia，已经制造出排气压力达到 45000 psia 和更高压力的隔膜式压缩机。但是当工艺压力超过普通材料的屈服强度时，设计时必须谨慎从事。

隔膜式压缩机可以成功地用于流量低于 1SCFM 的工况下。虽然已经获得 700 SCFM 和更大的流量，但压缩机典型的流量范围为 5 到 100 SCFM。

在隔膜式压缩机的设计中，机器的实际尺寸有时是一个限制因素。虽然某些压缩机的缸头直径仅为 10in，但某些低压缸头的直径可达到 40in，这就限制了压缩机在紧凑场所的安装条件。这种大型缸头的重量可达到近 2000lb，对压缩机维修时缸头的拆卸提出了难题。此外，当压缩机缸头的直径超过 36in 时，可利用的膜片材料选择也受到限制。

15.9　安装和维护

隔膜式压缩机的安装同样应遵循所有往复式压缩机安装的良好惯例。由于存在不平衡力和力矩，压缩机基础的设计应考虑由于不平衡力和力矩引起的振动。振动计算结果可以从制造商处获得。

管路设计应计算挠度、隔振和热膨胀。对于大流量工况，应对脉动阻尼器进行估算，以防止声学共振。在人员日常工作中接近压缩机的地方，应考虑安装防护装置，以防止人员接触排出管线。管线的温度足以烫伤未受保护的皮肤。

良好的隔膜式压缩机安装的主要目标之一是防止对工艺气体的污染。应使用过滤器防止微粒进入压缩机，当液体存在会出现问题时，应使用分离器。在全部维护工作期间，压缩机部件必须保持清洁。

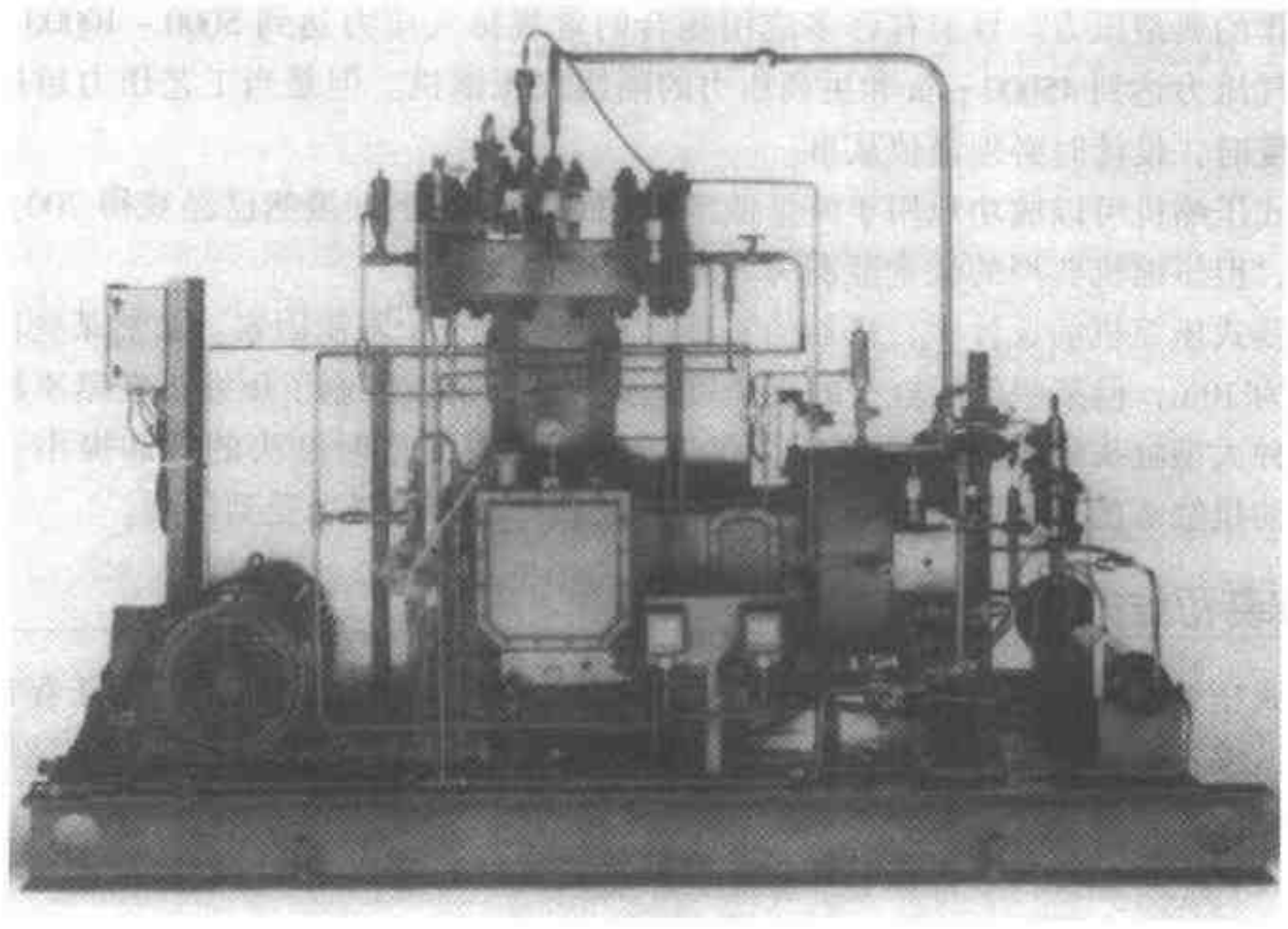
压缩机维护计划应考虑：气压缸头和油压缸头使用的起重设备，清理气体和油液两侧所有外露部件的能力，适当的照明设备以及可以接近压缩机曲轴箱和压缩缸头的现场条件。

15.10 隔膜式压缩机详细说明

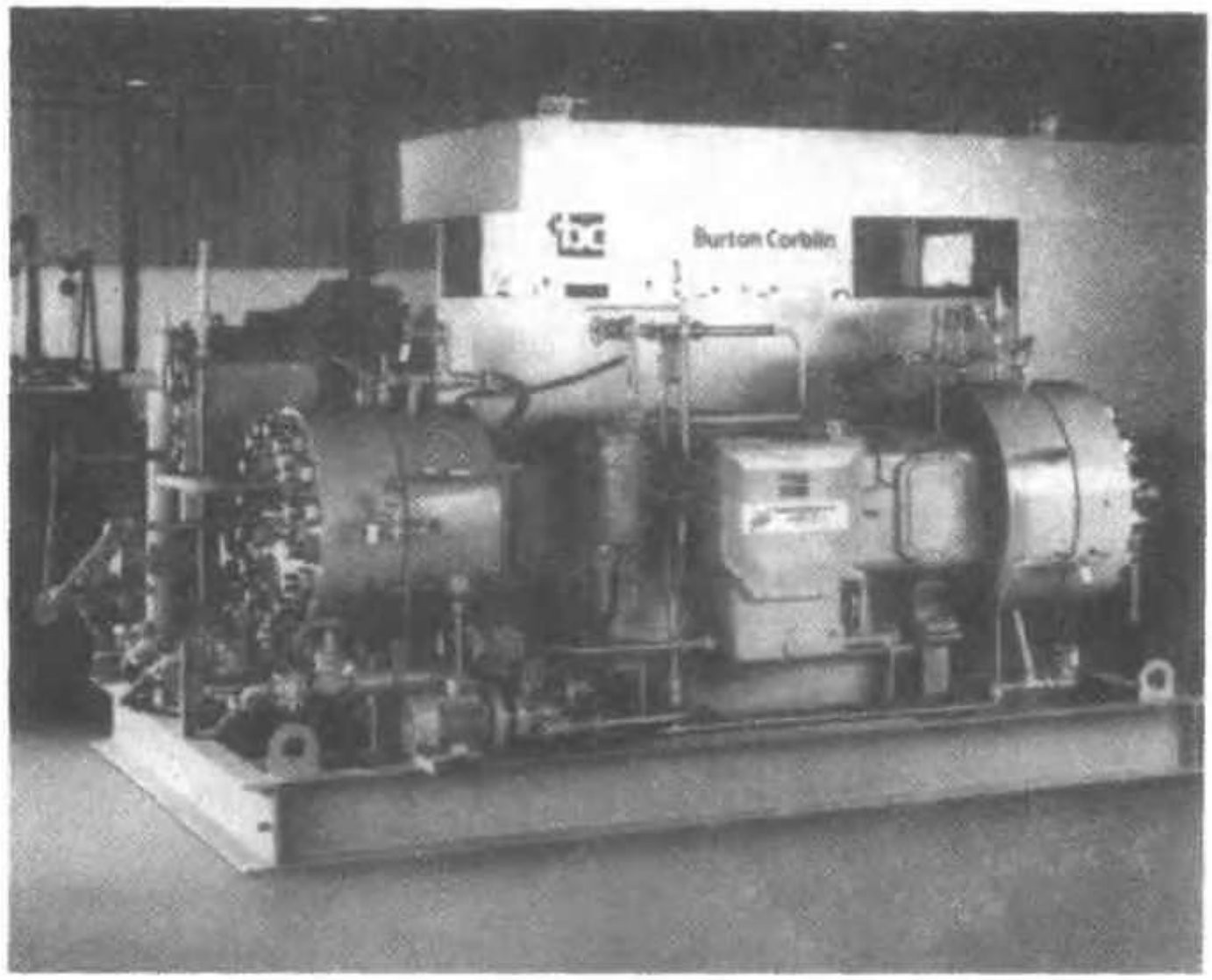
隔膜式压缩机的购买者应详细说明有关的细节，以便使制造商能够提供满足安全性和有效性要求的设备。全面的详细说明将包括以下主要条目：

- 所需要的流量。
- 所处理气体的成分。
- 特殊的气体条件，如腐蚀性、可凝结物和污染物。
- 入口压力和温度。
- 所需要的出口压力和温度。
- 可用的冷却形式。
- 电气区域等级。
- 可用的动力源。
- 所需要的控制电压和控制形式。
- 现场条件，如大气压力、温度和湿度。
- 结构的优选材料。
- 对机壳尺寸的限制。

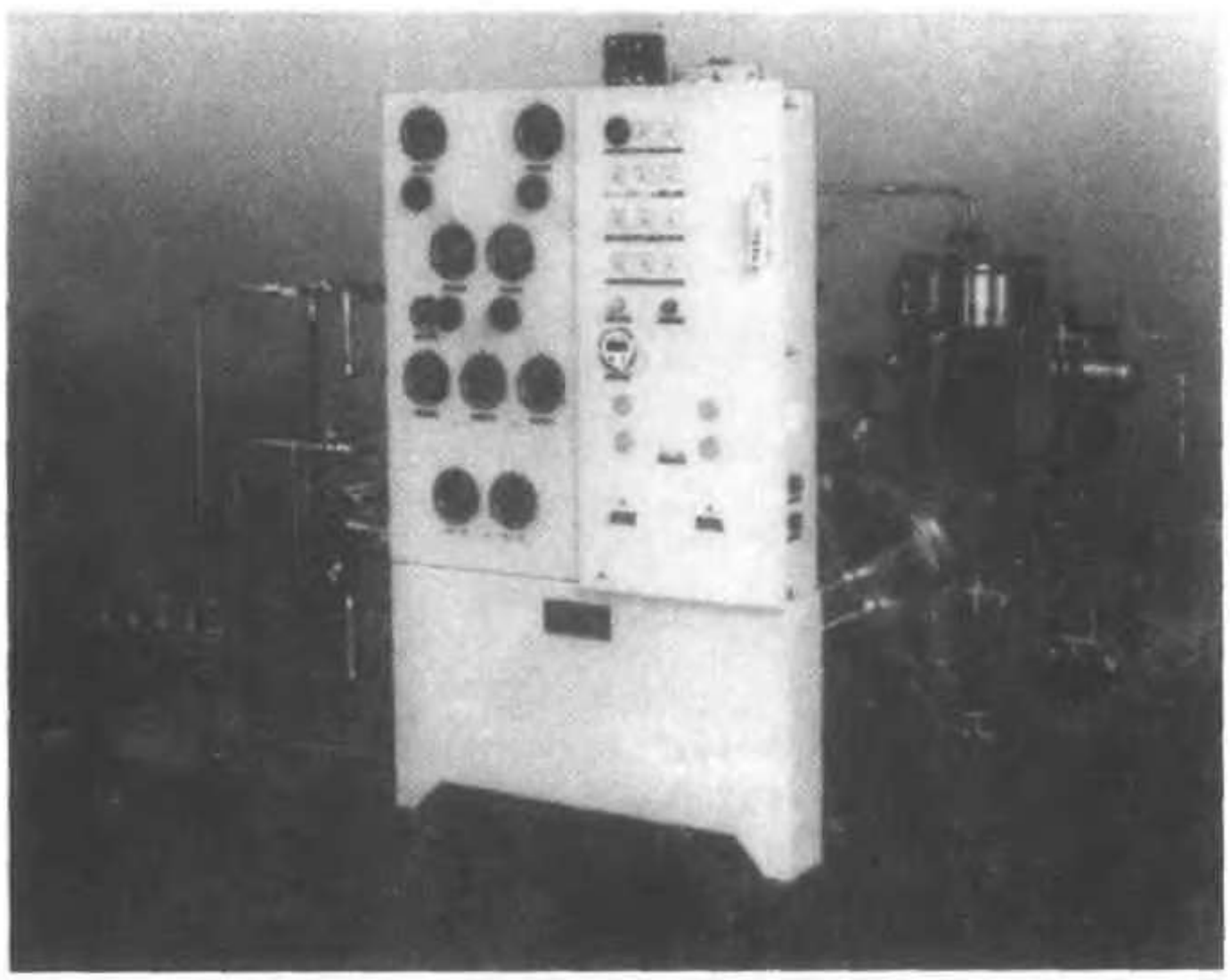
由于目前设备市场的全球性，用户应说明可适用的国家标准或国际标准。对于同样用途



照片 1　Burton Corblin 2000 psi 两级隔膜式压缩机



照片 2　Burton Corblin 6000 psi 两级隔膜式压缩机



照片 3　Burton Corblin 8000 psi 两级隔膜式压缩机

的一个设计，虽然已在某国家或地区被批准，但在不同国家或地区的使用可能是不适当的。美国市场所援引的典型标准为：

- 压力容器为 ASME B&PV 规范
- 管道系统为 ASME B31.3 规范
- 配线为国家电气规范
- 压缩机基本结构为 API 618 规范

此外，购买者应列举自己所有的内部标准，如电动机、压力容器和管道的内部标准。

第 16 章　回转式压缩机密封

James Netzel
Chief Engineer, John Crane Inc.

16.1　概述

要使压缩机运行可靠、性能良好，密封系统的选择是非常关键的。压缩机的型式和所采用的润滑方式决定了所采用的密封技术。有些压缩机需要液体润滑系统，而有些则需要气体润滑系统。

密封技术是不断发展的。设计思想和结构材料的改进是这一领域所取得的最显著成就。根据润滑的方式，密封系统可分为四类。

1. 接触式密封
   - 液体润滑
   - 气体润滑
2. 非接触式密封
   - 液体润滑
   - 气体润滑

16.1.1　接触式液体润滑密封

不管是机械端面密封还是唇状密封，都是用压缩机内的润滑油对密封件进行冷却和润滑。这种密封系统处于混合润滑状态，载荷或者是接触压力一部分由液膜来承受，另一部分由密封面间的机械接触部分来承受。在工业应用的回转式设备中，这种密封系统最为常用。

16.1.2　接触式气体润滑密封

密封的接触面设计成在干燥状态下运行，承受轻微的载荷，并由所密封的气体来冷却和润滑。虽然这种密封系统中流体膜使密封面不致紧密接触，但密封面处于边界润滑状态，仍然是接触式的。这种密封方式只能应用于负荷较轻的场合。

16.1.3　非接触式液体润滑密封

这种密封方法靠密封面形状的变化来达到密封效果。在一个密封表面加工出螺旋槽或相似的结构，以提供流体动力举力使密封面分开。一般用这种结构将少量的液体润滑剂从密封件的低压侧输送到高压侧。这种非接触式密封形式用于密封危险或有毒物质的泄漏，也用于存在磨蚀的环境。

16.1.4　非接触式气体润滑密封

近几年来，这种密封方法在工业压缩机中已经非常普遍，因为它省去了昂贵的油润滑设备。这种密封结构也是基于流体动力润滑理论，也是在一个密封面加工出一定的几何形状，比如螺旋槽。惟一的发热源是密封面处的气流剪切摩擦热，因此，这是工业中可以利用的最

节能的密封系统。这种系统既可以在被密封的工艺流体中运行，也可在中性的阻塞流体如氮气、净化空气或蒸汽中运行。虽然这种密封本来是为压缩机设计的，但现在也用于各种难以密封的其他回转设备。

要成功地运用以上各种密封，必须考虑以下几个方面：

1. 被压缩的工艺气体
2. 操作条件
   - 压力
   - 温度
   - 速度
   - 缓冲液(若需要)
3. 密封所需空间
4. 公用设施可靠性
   - 蒸汽
   - 水
   - 电—电源数目
   - 工厂用压缩空气
5. 缓冲液的处理
6. 气体密封剂的处理
7. 辅助设备
   - 控制、报警、跳闸
   - 仪表
   - 气体封闭回路
   - 电子设备
   - 专用主机架
   - 计算机

为确保选用的密封形式合适，需要有被压缩气体的详细说明。这包括气体是否具有危险性或者有毒、气体对结构材料的影响以及是否存在污染。如果需要缓冲液，则必须考虑其可获取性、品质、以及储备量、压力水平和洁净度等。

16.2 密封形式

16.2.1 迷宫密封

迷宫密封是回转轴密封中最简单的密封形式。密封段的梳齿组可以设计在轴上，也可以设计在壳体上。需要严格控制齿尖与配合面间的缝隙以限制压缩机的泄漏量。迷宫密封对转速没有限制，且可以在高温环境中使用。迷宫密封压差较低，每个齿一般限制在 5 psi。这种密封泄漏量较大。当用于无害的工艺气体时，泄漏的气体可直接排入大气。当所压缩的气体对环境有害时，必须在两个迷宫密封之间注入压力高于工艺气体的缓冲气体，见图 16－1。

16.2.2 碳环密封

碳环密封是一种类似于迷宫密封的紧间隙密封装置。这种密封一般用于低压、低温场

合。密封的泄漏量低于迷宫密封。为阻止工艺气体泄入大气，在碳环组之间注入缓冲气体或蒸汽。这种形式的密封也可作为泄压装置，对轴的转速没有限制。碳环密封见图 16－2。

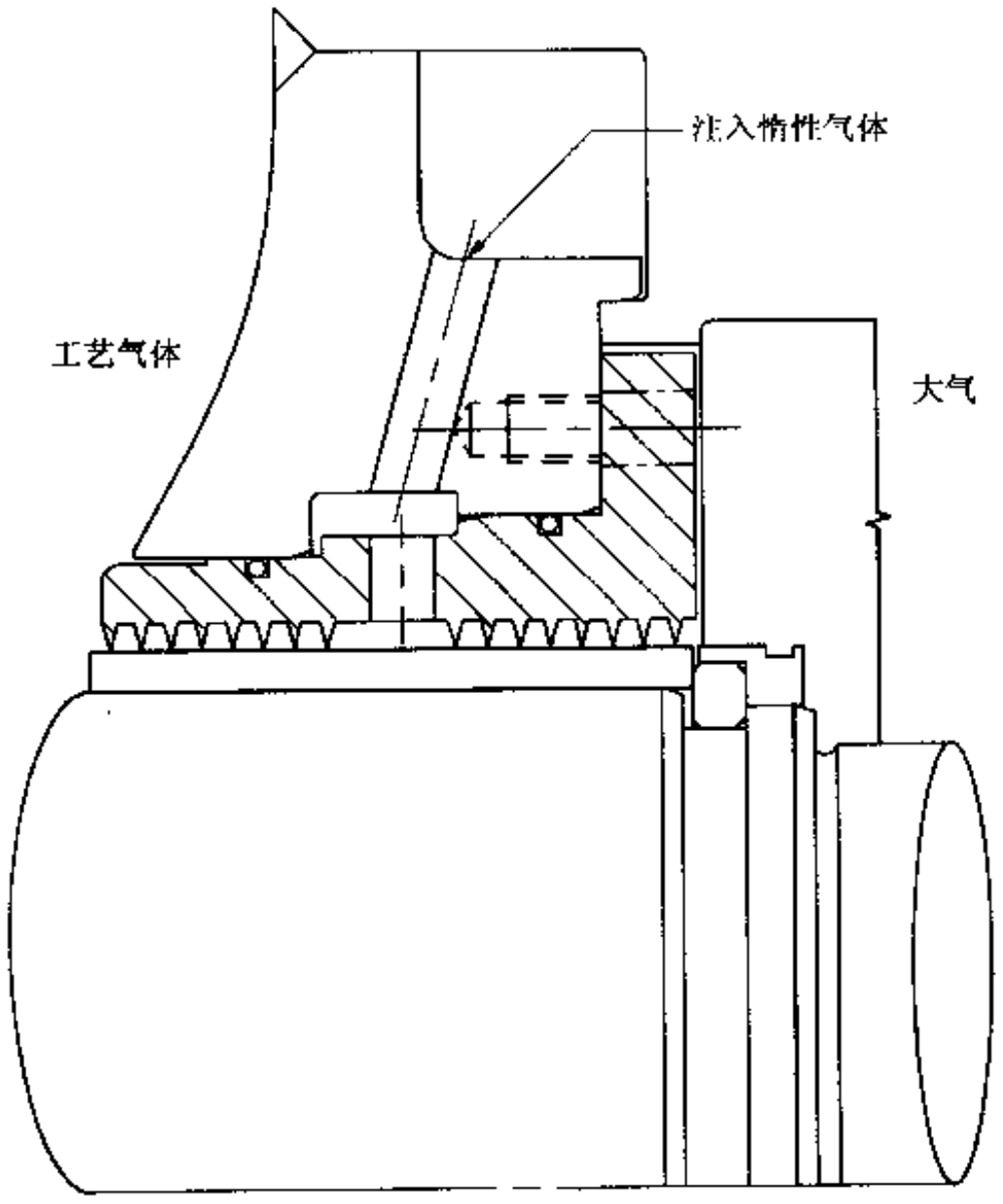


图 16－1　典型的迷宫密封

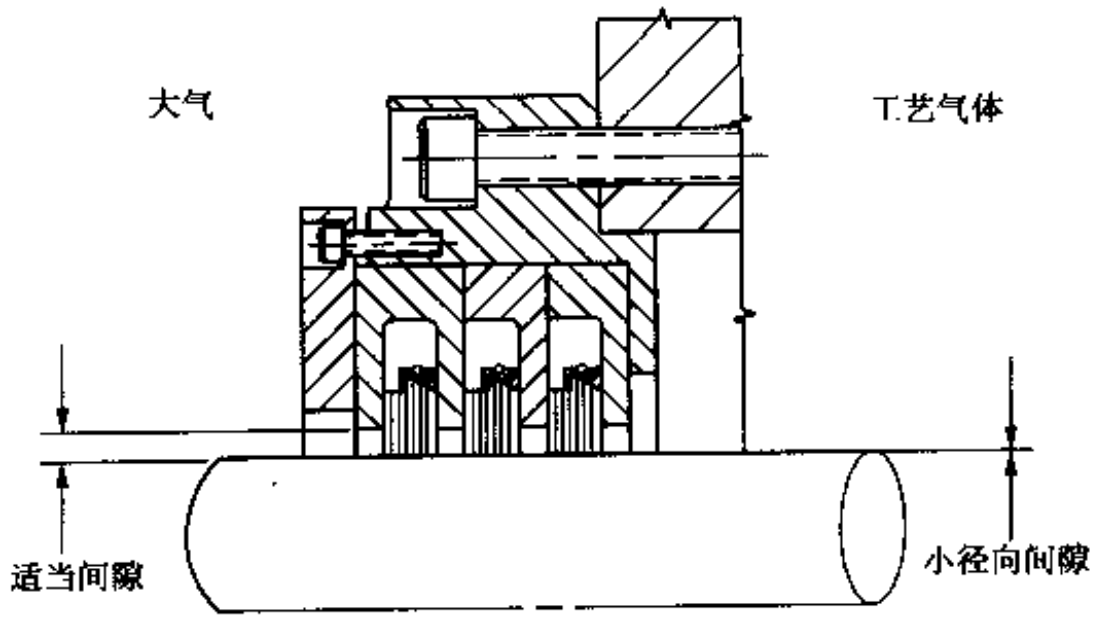


图 16－2　碳环密封

16.2.3　套筒密封

套筒密封总是与缓冲油系统配用来进行密封的。缓冲油压力必须保持比工艺气体压力至少高 0.3～1 bar。油都是从内外套筒之间注入，形成密封。泄漏量总是取决于压缩机的操作

条件和轴的尺寸。泄漏到工艺气体内的缓冲油量在 40 ~ 75L(10 ~ 20gal)/天。这些油除气后返回储油箱。泄漏到大气中的油也返回到储油箱。这种密封可用的极限轴速为 115 m/s(375 ft/s)，可用于 3000 psig 的压力下。套筒密封的实例见图16 - 3。

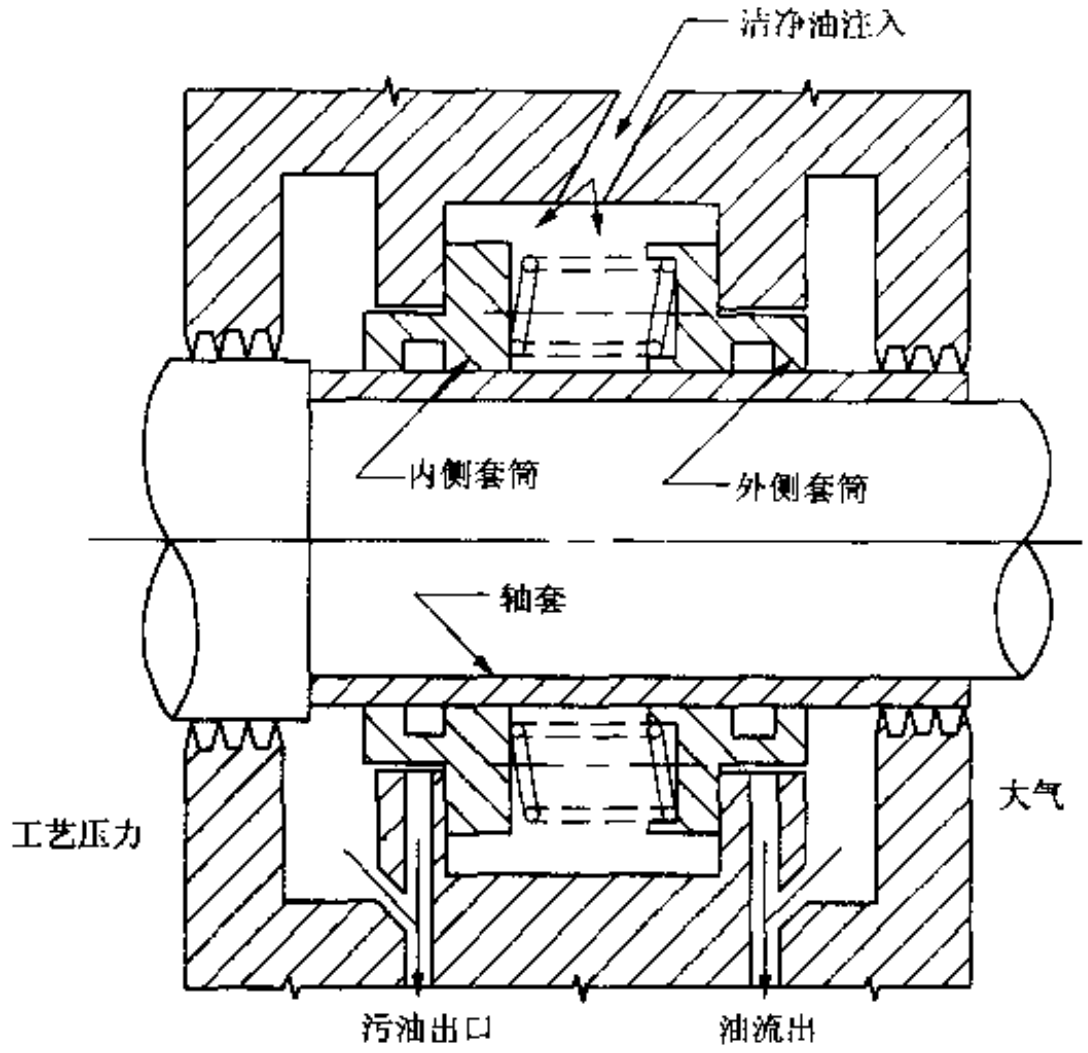


图 16 - 3 带有油缓冲器的套筒密封

16.2.4 泵套筒密封

这种密封形式也必须用缓冲液，缓冲液可以是油或者水。这种密封经特殊设计可以在 5000 psig 下的高压下运行。轴速极限是 115 m/s(375 ft/s)。

缓冲液压力一般比工艺气体压力高 0.3 ~ 1 bar。泄漏量取决于压缩机的操作条件和轴的尺寸。轴转动前静止泄漏量可能较大。泄漏到除液器的油量为 4 ~ 20L(1 ~ 5gal/d)。泄漏的油除气后返回储油箱典型的泵套筒密封见图16 - 4。

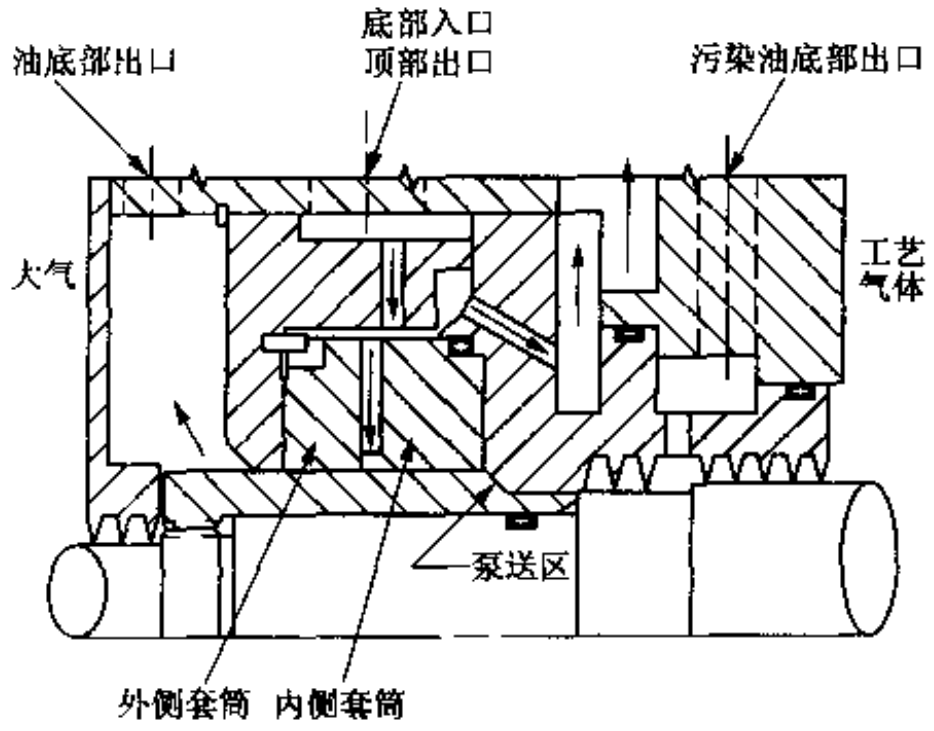


图 16 - 4 泵套筒密封

16.2.5 圆周密封

在这种密封中利用弹簧将分瓣石墨环固定在一起。一套密封中有一个或多个环。每个环一般可以承受 100 psig 的压力。这种密封可以直接密封工艺气体，也可用缓冲气体。泄漏量在 2.8 ~ 29L/min(0.1 ~ 1.03 SCFM)，轴转速限制在 190 m/s(600 ft/s)。这种密封的实例见图 16 - 5。

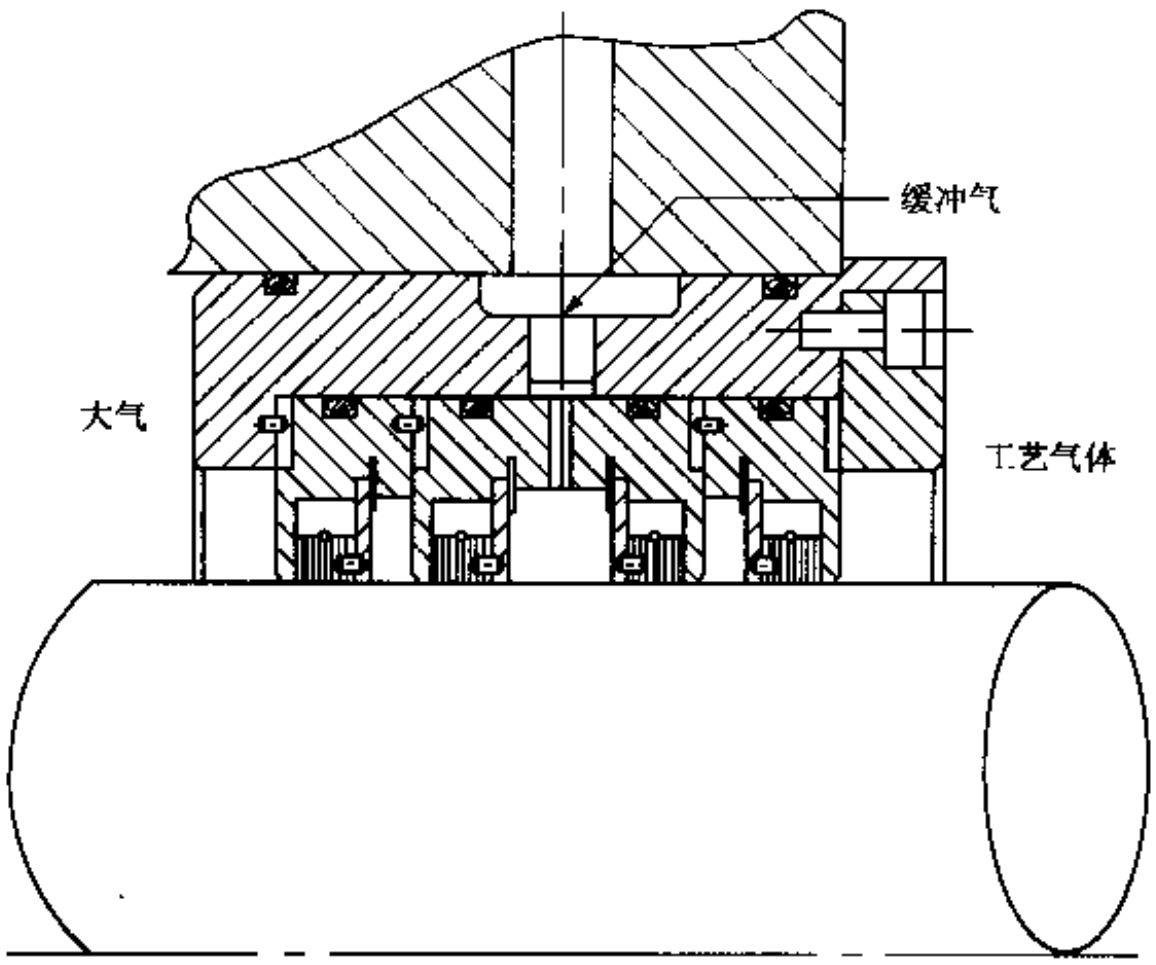


图 16－5　分瓣石墨环圆周密封

16.2.6　接触式密封

许多小型浸油压缩机使用传统的接触式密封件来密封润滑油以及所压缩的气体。制冷压缩机多采用波纹管(伸缩鼓)式密封，个别用"O"形环密封。波纹管式密封可能是弹性波纹管或金属波纹管，分别见图 16－6 和图 16－7。多数这种接触式密封工作转速可达 3600 r/min，压力 250 psig。浸油小型机器的转速提高时，密封保持不动，如图 16－7 所示

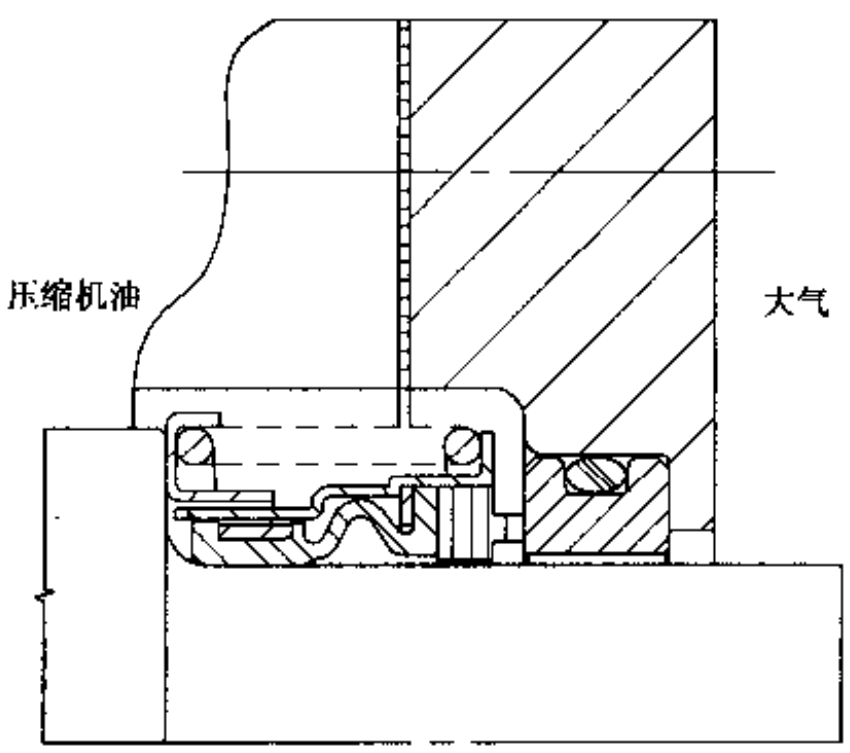


图 16－6　弹性波纹管密封(John Crane 公司)

些较大的离心压缩机用接触面来密封，但必须带有油缓冲器，如图 16－8。此处，从旋转的配对环注入洁净的油，用来冷却和润滑。从密封面泄漏的油进入内部的油槽，并从气体中分离出来。有时在密封件的内侧加迷宫密封来降压。油缓冲器的压力必须高于工艺气体压力。油的泄漏量可达 8gal/d，转速极限是 115 m/s(375 ft/s)。

16.2.7　干运转非接触式端面密封

图 16－9 所示为干运转非接触式端面密封，从 80 年代早期它就已经用于大型工业压缩机了。这种形式的密封已成为回转式气体压缩机最常用的密封。达到密封效果靠的是在端面形成的流体膜。通过在密封面上加工举升结构，就能同时实现非接触特性和形成流体膜。如图 16－10 所示的螺旋槽是实现非接触密封的最有效方法，而且比较稳定。当轴开始旋转，气体在密封面间被压缩，然后扩展到整个密封坝，这样就提供了足够的开

启力，在运行过程中将密封面分离开几个纳米。因为没有摩擦接触，所以就消除了磨损，密封件寿命可以无限长。干运转非接触式密封有一定的设计泄漏量。少量的泄漏气体可将密封面间持续的剪切气流产生的热量带走。与其他密封相比，这种密封泄漏量要小得多。密封的尺寸和运行速度对泄漏量的影响见图 16－11。压力和温度也对泄漏量有一定的影响，如图 16－12 所示。当气体为危险气体或有毒气体时，泄漏的气体排入气体处理系统。对任何干运转非接触密封，密封件的布置都是很重要的一部分。在选择密封布置方式时，需要考虑所压缩气体的类型、压力、运转速度、温度、以及磨损污染物等操作条件。一般地，当工艺流体是惰性的或无毒时，选择单级密封，如图 16－13。当工艺气体含有磨料时，需要用蒸汽清洗来为密封件保持清洁的运行环境。单级密封操作极限是 400 psig，260℃，152 m/s。

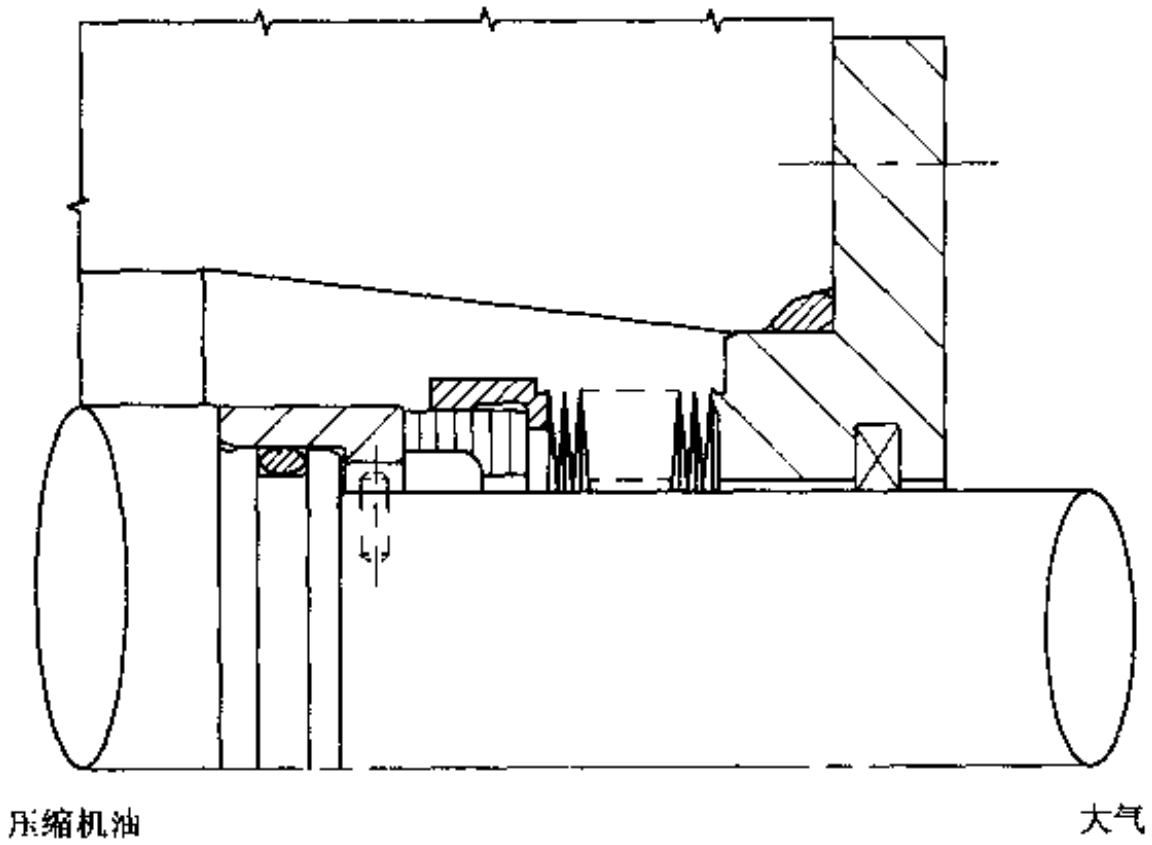


图 16－7　静止金属波纹管密封(John Crane 公司)

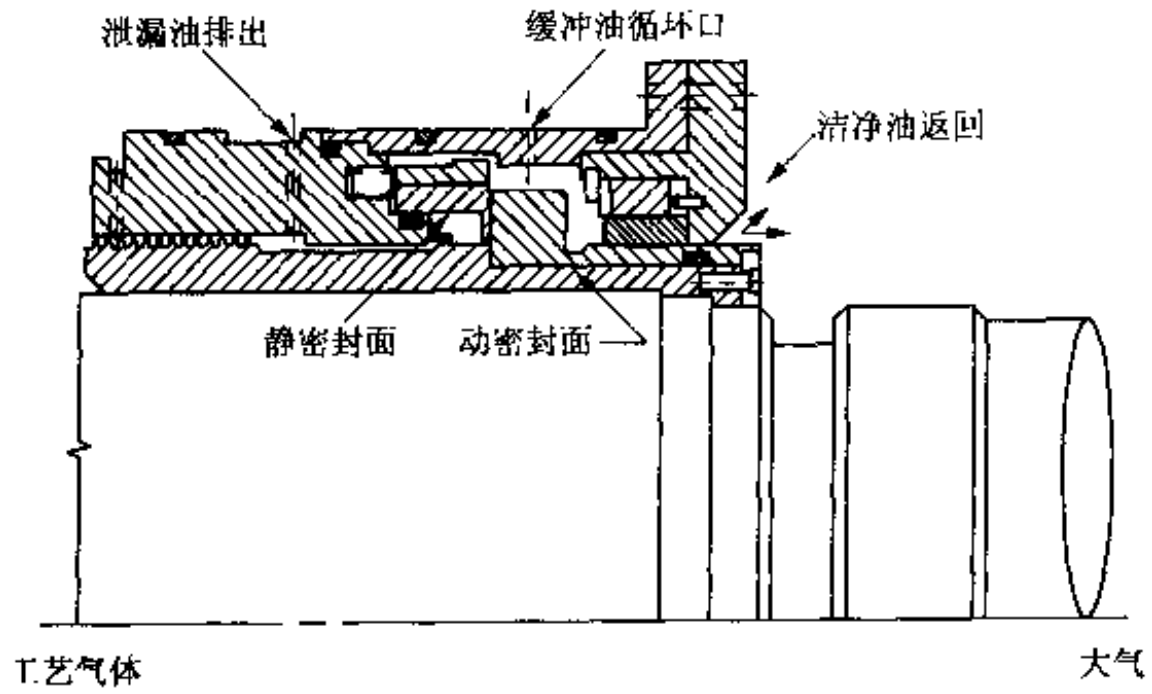


图 16－8　带有油缓冲器的机械接触密封

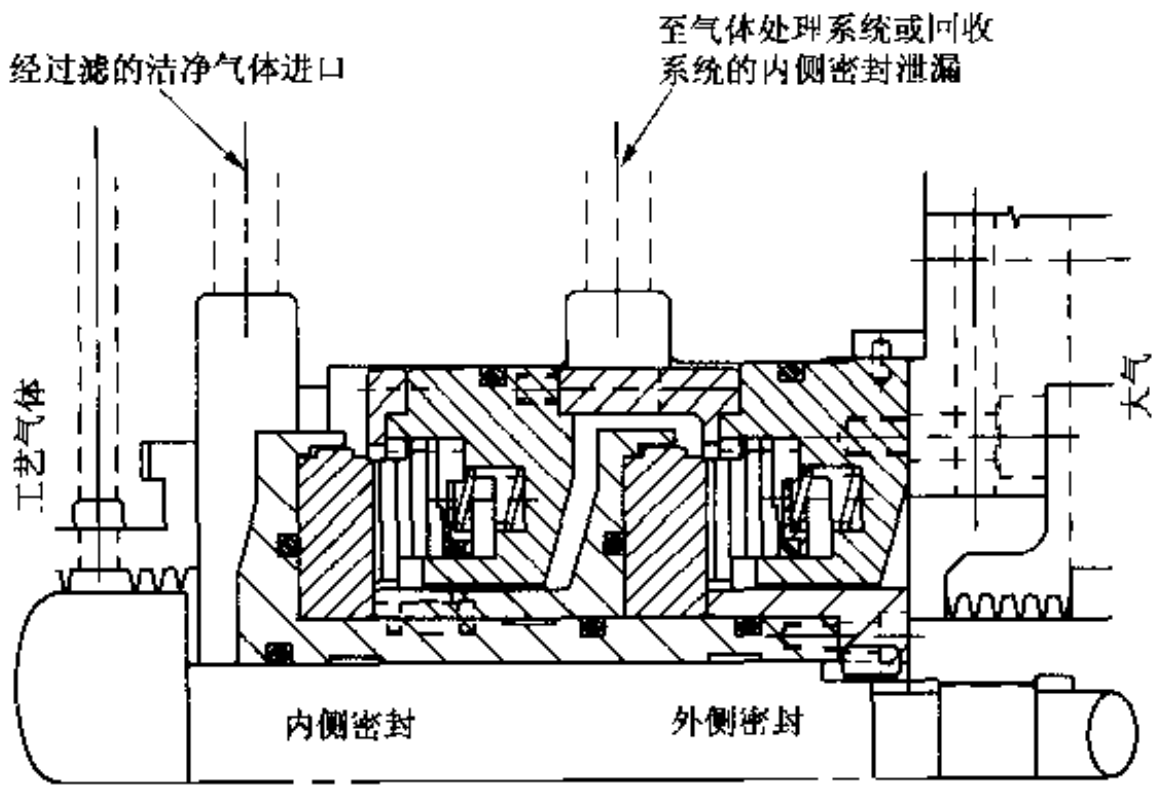


图 16－9　典型的串联干运转非接触式密封
（John Crane 公司）

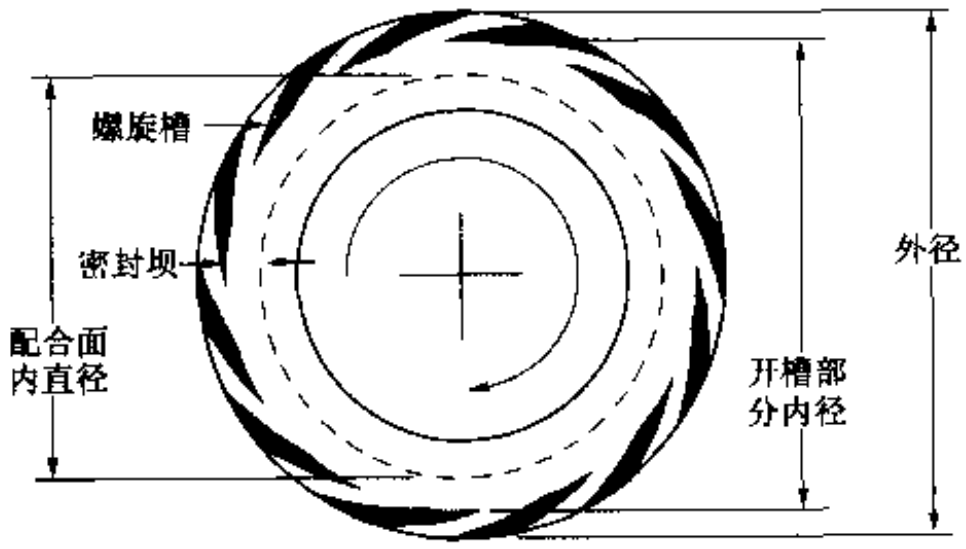


图 16－10　密封面的螺旋槽

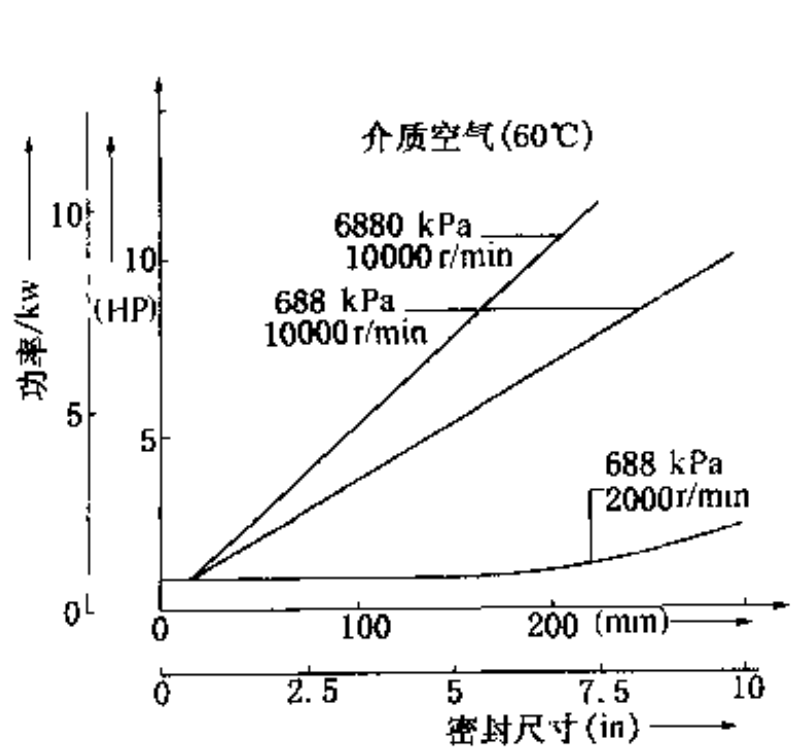


图 16－11　干运转非接触式密封性能：密封件尺寸和转速对泄漏量的影响

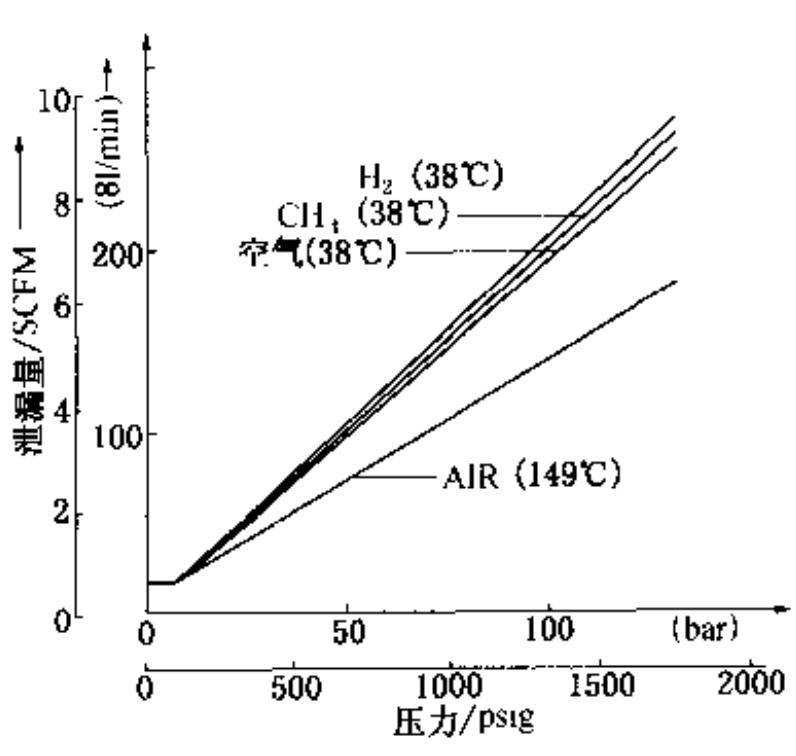


图 16－12　干运转非接触式密封性能：压力和温度对泄漏量的影响

如图 16－9 所示的串联密封，用于烃混合物。这种应用见于管输、化工、精炼等场合。一般地，操作条件限制在 1200 psig，260℃、152 m/s。这里，在密封腔内两个密封件朝同一个方向，泄漏出的气体排入气体处理系统。图 16－14 是一个典型的串联密封控制系统。

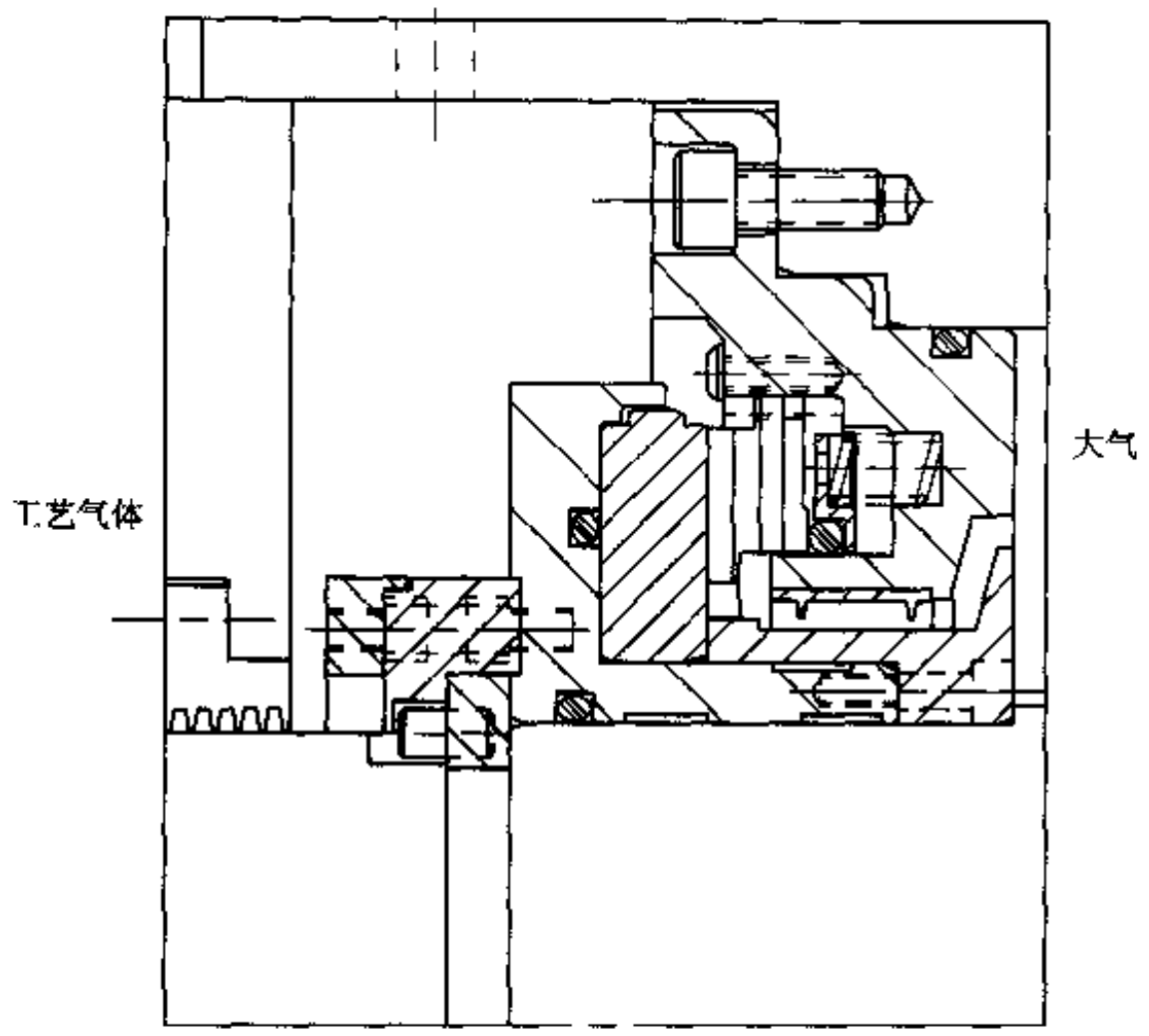


图 16－13　单级干运转非接触式密封(John Crane 公司)

三级串联密封用于炼油装置的循环氢压缩机，压力为 2000 psig，温度 71℃。轴径和转速分别为 92 mm 和 10250 r/min。这种密封单元可以连续运行 24 个月，用户估计每年可节省 170 万美元。

在有些情况下不能用气体处理系统或气体回收系统，此时对危险气体和有毒气体则需采用双密封布置，见图 16－15。在两密封之间注入惰性气体，通常是用工厂里的氮气。氮气将通过内侧和外侧密封泄漏到工艺气体中。泄漏速度一般低于 0.028 m^3/min。通常应用双密封的场合压力可达 250 psig、温度在 －60～260℃、转速可达152m/s。

干运转非接触式密封与其他形式的密封系统相比，可为用户节省一笔可观的开支。

密封技术仍在向前发展，以解决工业中提出的一些复杂问题。为满足更高的操作压力的要求，首先要解决“O”形环的爆发性减压、辅助密封摩擦和密封面材料的挠曲等问题。解决了这些问题，即可得到高压非接触式气体密封，压力可达 3000 psig，转速可达 180 m/s，见图 16－16。这里，以弹簧加强的聚合物密封，用密封支撑结构以控制密封挠曲，取得了所需要的效果。

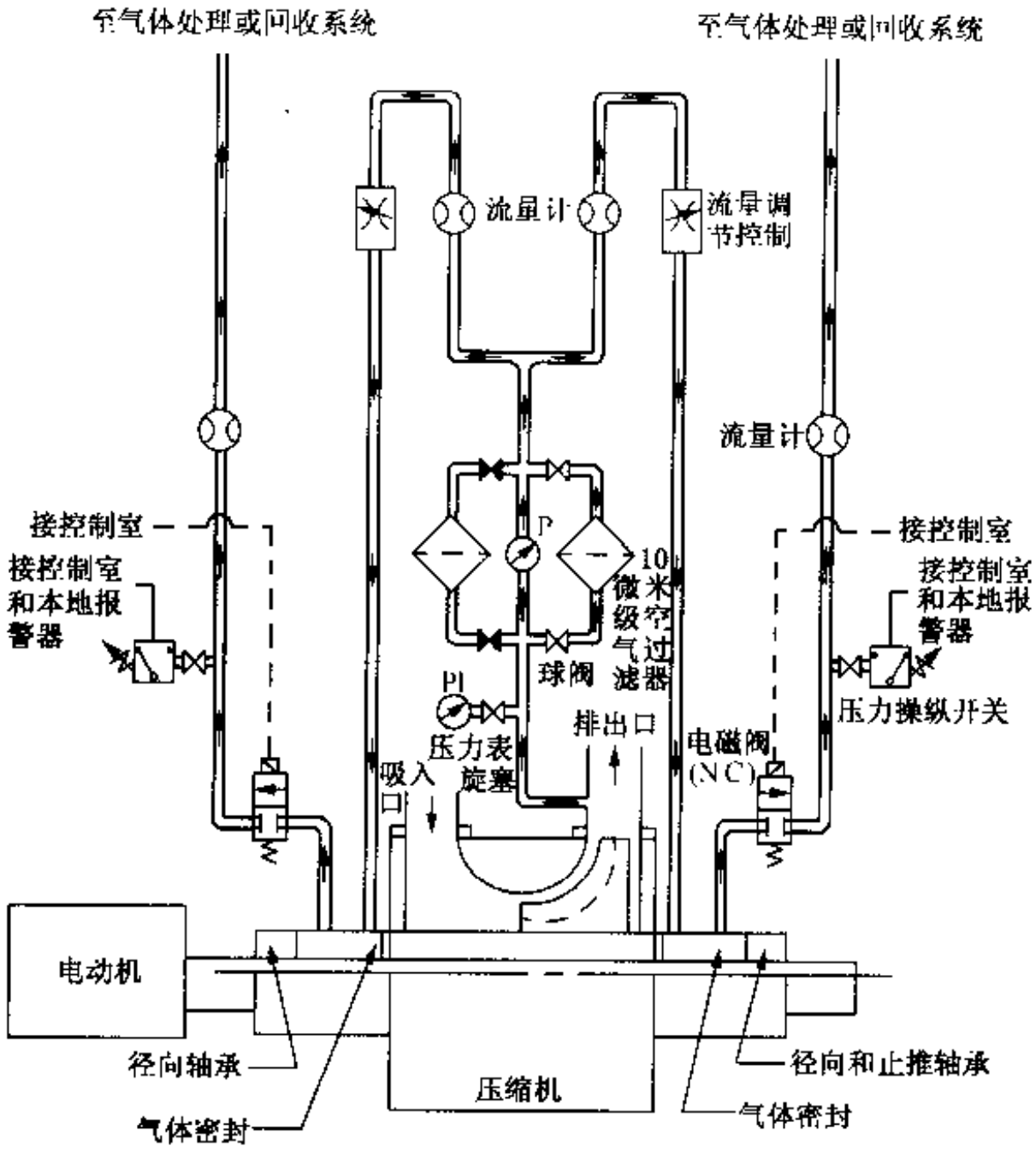


图 16－14　一个典型的泄漏控制系统

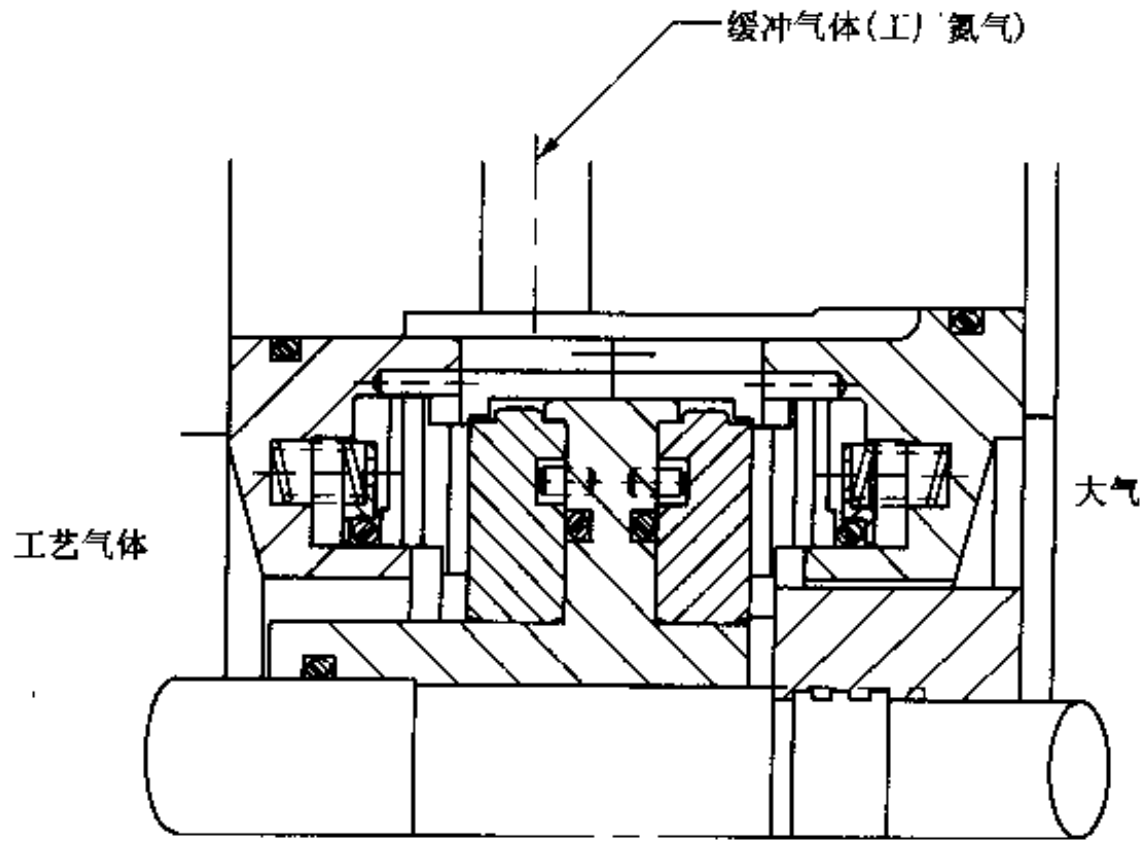


图 16－15　典型的双密封布置(John Crane 公司)

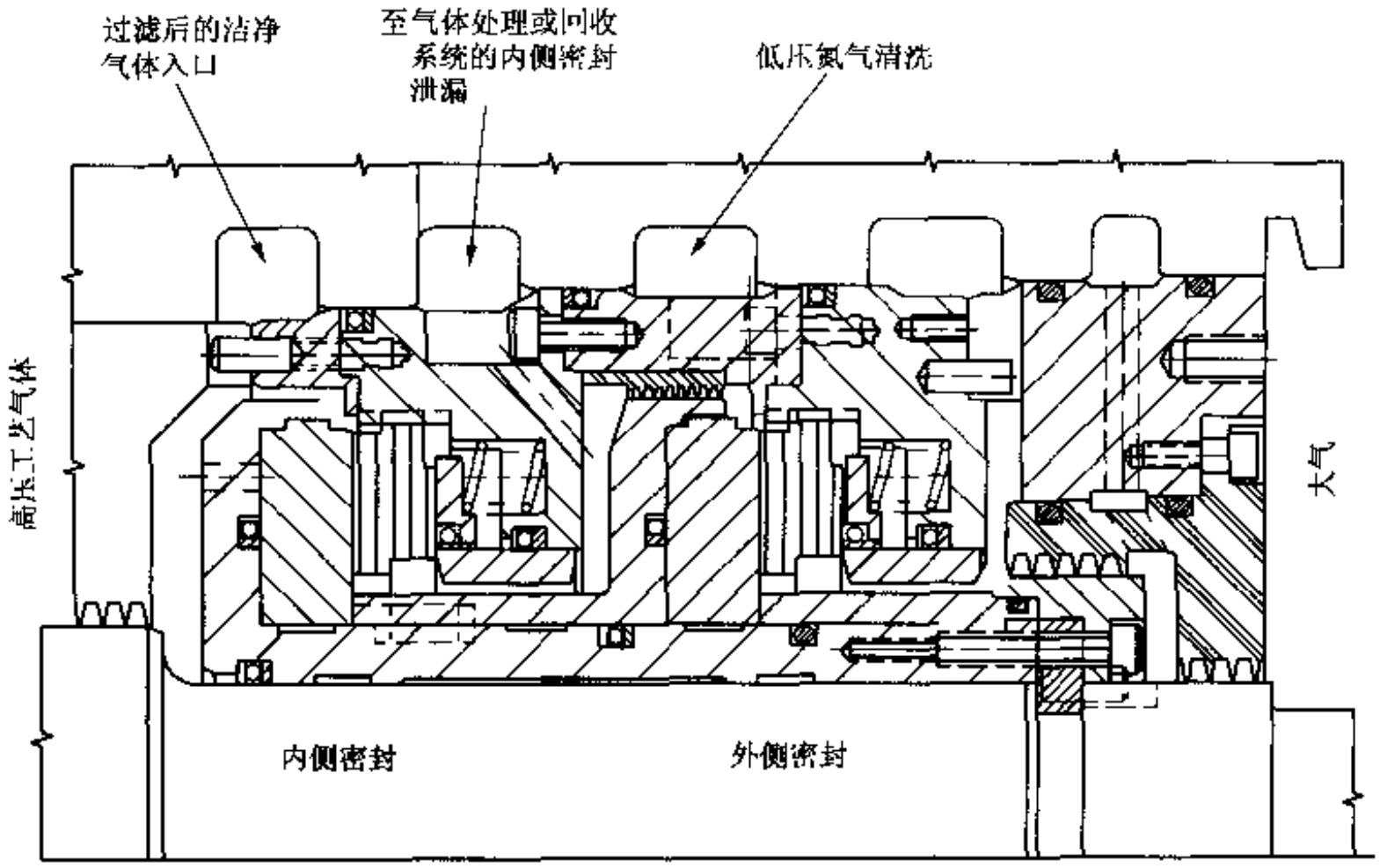


图 16－16　串联干运转非接触高压密封(John Crane 公司)

在有些场合，需要密封在压缩机停机后的反转的过程中也能起作用。有两种特殊的情况会导致压缩机停车后反转：



图 16－17　双向槽
密封面(John Crane 公司)

- 排气阀漏气或卡住不能关严。
- 在压缩机与排气阀之间有大量气体。

为了解决这个问题，就产生了图 16－17 所示的优化双向槽密封面。尽管这种设计具有优化的双向密封性能，但在操作范围内，螺旋槽设计仍具有优良的性能。

干运转非接触式密封与其他密封形式相比，延长了维修周期，提高了可靠性，从而可以为用户节省大量开支。

参 考 文 献

1. Netzel, J. P., *High Performance Gas Compressor Seals*, 11th Internationa Conference on Fluid Sealing, BHRA Cranfield Bedford, UK (1987).
2. Shah, P. *Dry Gas Compressor Seals*, 17th Turbomachinery Symposim, Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, November 1988.
3. Carter, D. R., *Application of Dry Gas Seals on a High Pressure Hydrogen Recycle Compressor*, 17th Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, November 1988.
4. Atkins, K. E., and R. X. Perez, *Influence of Gas Seals on Rotor Stability of a High Speed Hydrogen Recycle Compressor*, 17th Turbomachinery Symposiu, Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, November 1988.
5. Pecht, G. G., and D Carter, *System Design and Performance of a Spiral Groove Gas*

Seal for Hydrogen Service, 44th Annual Meeting, Society of Tribologists and Lubrication Engineers, Atlanta, Georgia, May 1989

6. Dugar Jr., J. R., B. X. Tran, and J. F. Southcott, *Adaptation of a Propylene Refrigeration Compressor with Dry Gas Seals*, 20th Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, September 1991
7. Morris, J. R., C. G. Stroh, J. F. Southcott, *Retrofit of a Steam Turbine with Dry Gas Seals*, 22nd Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, September 1993.
8. Mayeaux, P. T. and P. L. Feltman Jr., *Design Improvements Enhance Dry Gas Seal's Ability to Handle Reverse Pressurization*, 25th Turbomachinery Laboratory, Department of Mechanical Engineering, Texas A&M University, College Station, Texas, September 1996.

第 17 章　往复式压缩机的密封

Paul Hanlon
C. Lee Coo　A Dover Resources Company

活塞杆或活塞密封最初是用类似于塑料的材料制造的，在外力作用下形成与密封腔或填料函一致的形状。当人们认识到气体压力有助于提供软材料密封所需要的力时，这种密封就被"V"形环、"U"形环或其他形状的环取代了，但在一些小型压缩机上仍然使用这样的密封。

要制造在更高的温度、压力和速度下运行的机器，就需要强度更高、更耐磨的材料，这自然就要选择金属材料。较软的金属，如巴氏合金，可以像塑性材料一样被压制成型用作密封件。但这实质上仍然是低速、低压型的密封。这种密封一般需要用一个大弹簧或密封压盖来提供一个较大的力，使较软的金属材料向内与活塞杆或向外与气缸保持紧密的接触。

再后来的密封是以青铜、铸铁或硬塑料等较硬材料制成的组合环或切口环，受气体压力作用，密封件与活塞杆或气缸的接触面间隙很窄，从而减小了总的载荷并减少了摩擦产生的热量。这些密封件与活塞杆或活塞一起"浮动"，能适应较大的不对中量或横向运动。

17.1　压缩机填料函

填料函是包在活塞杆上的密封件，活塞杆穿过气缸的一头。填料由一个或多个环组成，包容在一个箱体内，而一般箱体则用螺栓固定在气缸头上。填料函可能只有一个环，也可能由一些不同种类的环组成，这些环可能会提供润滑、排气、清洗、冷却、静密封、温度和压力测量、泄漏量测量以及活塞杆位置检测等功能。

典型的压缩机填料函由一系列的密封环组成，每个环都是为了阻止或限制气流进入大气或隔离室。每套填料环分别安装在单独的填料盒槽中。每个密封环紧箍在活塞杆上达到密封作用，同时紧紧贴住与活塞杆轴线成直角的填料盒槽面。密封环可以沿活塞杆自由横向移动，也可在填料盒的沟槽中自由"浮动"。

一套基本的填料函包括：①一个起限流器作用的减压环(并不真正起密封作用)；②阻止气流泄漏到排气孔的几个密封环；③一个排气控制环，阻止气流从排气孔泄漏到隔离室。

图 17－1 中给出了压缩机和填料函的一些术语。图示中的一些元件并不是所有填料函中都有的。图 17－2 显示了填料函和其他密封件在压缩机中的位置。

除了密封气缸压力的填料，还有刮油环，这些填料可以防止油沿活塞杆从曲轴箱逸出在具有双隔离室的机器，还装有隔板填料，防止隔离室间的泄漏。隔板填料和刮油环所承受的差压较低，但如果压缩机要求泄漏量非常低，这些填料也必须密封严密。

图 17－3 为一个带有将刮油环和隔离室组合在一起的填料函组件。这种填料函可以使气缸的布置较为紧凑，但在一定程度上增加了气体漏入曲轴箱或曲轴箱中的油漏入填料函的机会。这种填料函比较适合于润滑或半润滑气缸。

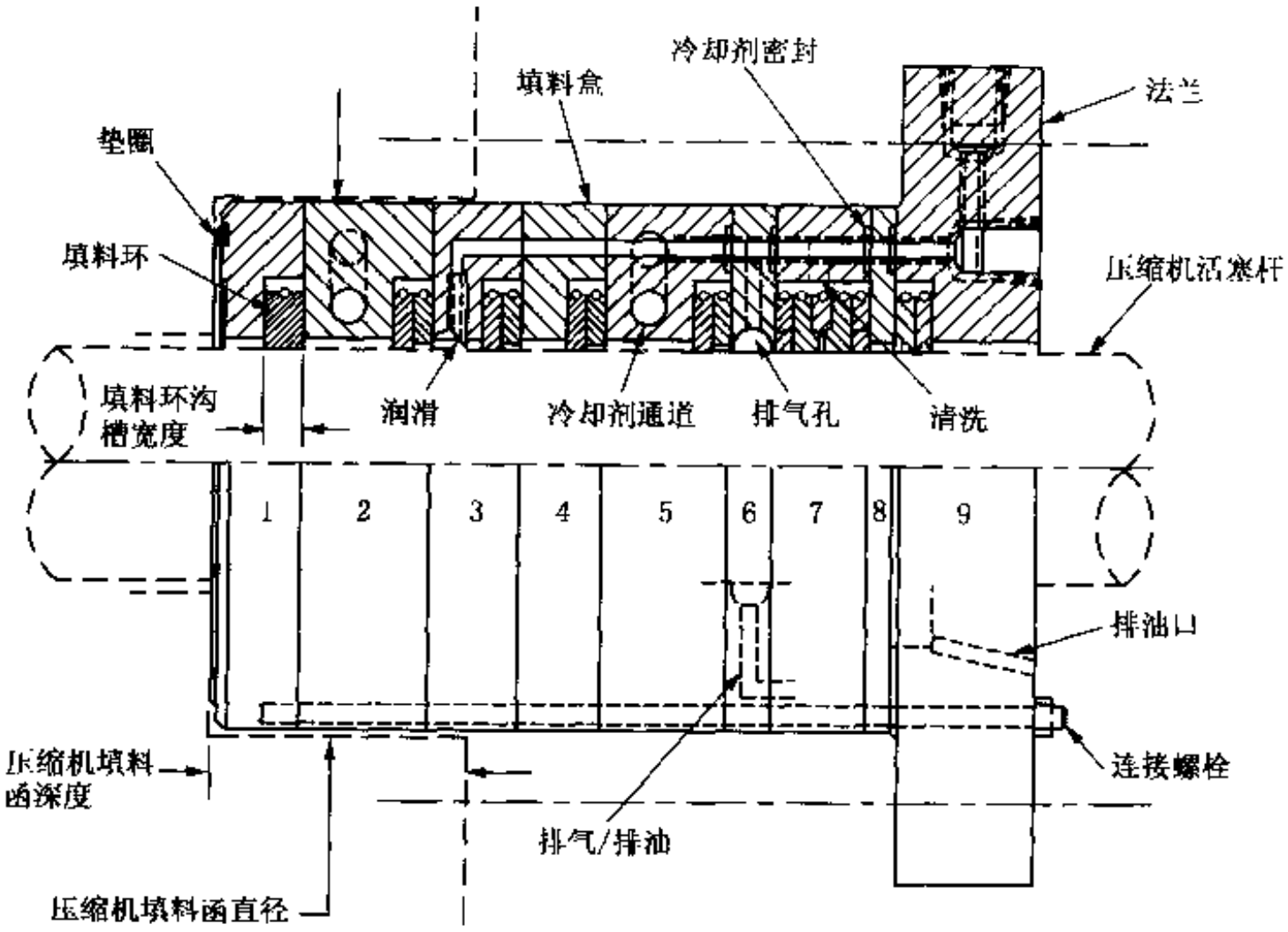


图 17－1　填料函术语

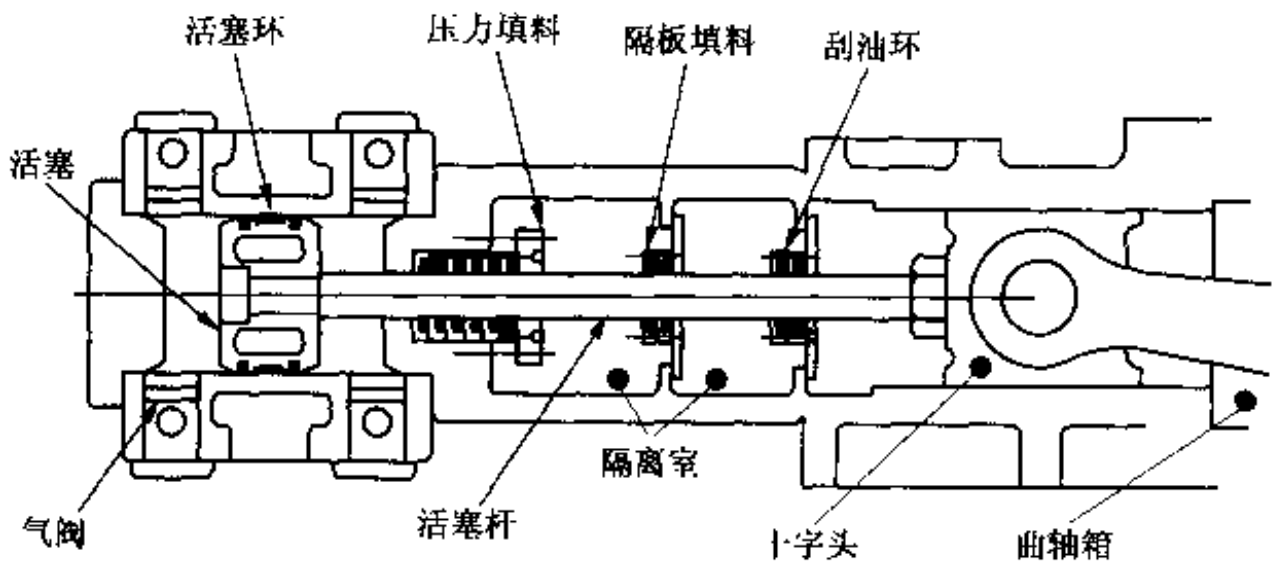


图 17－2　带有双隔离室的典型压缩机气缸密封

尽管密封环没有直接的泄漏通路，但大多是情况下还是需要有一个排气孔，用来把泄漏出的气体从填料函引走，因为这些密封环的轻微缺陷或密封环、填料盒或活塞杆配合端面不对中都会造成少量气体泄漏。

气流流过一系列密封环时在各个环处的压差是不一样的，但是因为在压缩机气缸内，压力快速地升降变化且通过密封环的气流较少，所以密封环的这种“迷宫效应”并不明显。

新填料函最靠近压力一侧的密封环承受压力降最大　由于填料会磨损，所以活塞环泄漏

面积会随着使用期增长而增加，下游的密封环将承受越来越高的压力降。在吸气行程，有些密封环两侧会有反向的压力降，亦即，在这个行程气体从填料函箱体流回气缸。所有这些情况见图 17－4 中曲线，这些曲线是经计算机计算绘制的。密封最严的密封环承受的压力降最

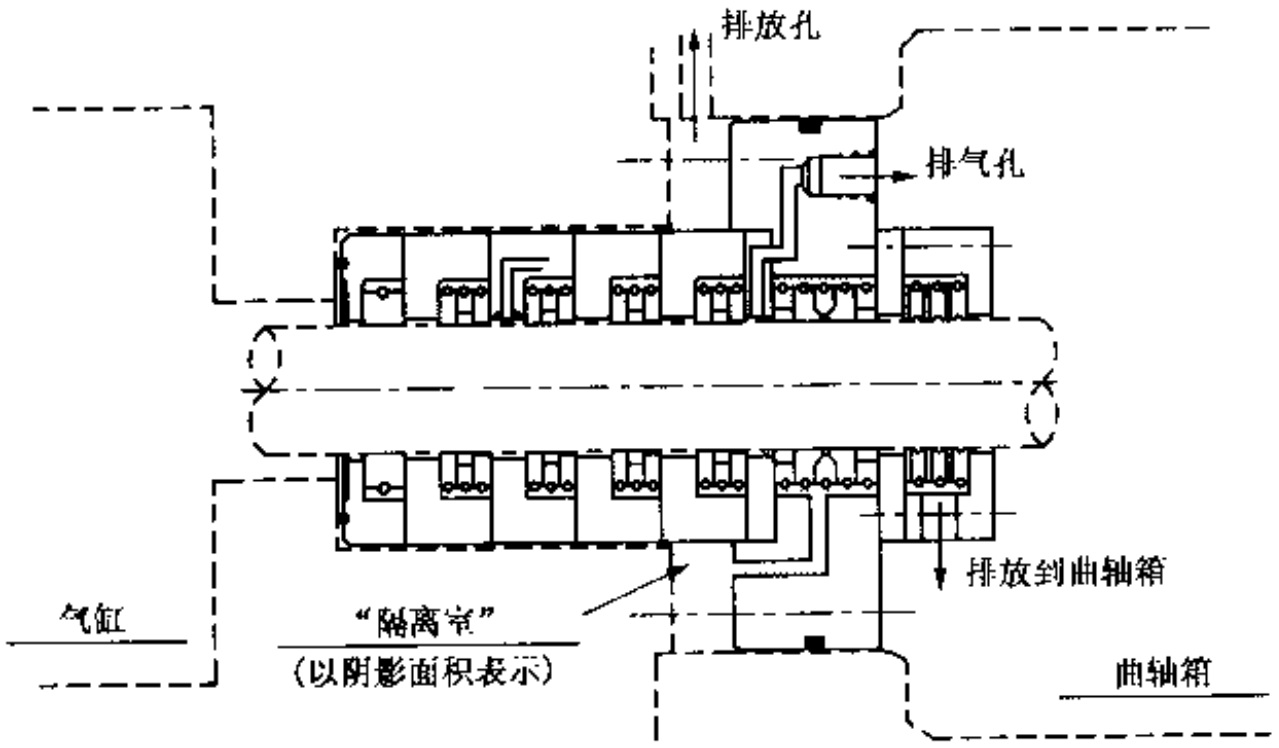


图 17－3　带有刮油环和隔离室的紧凑填料函

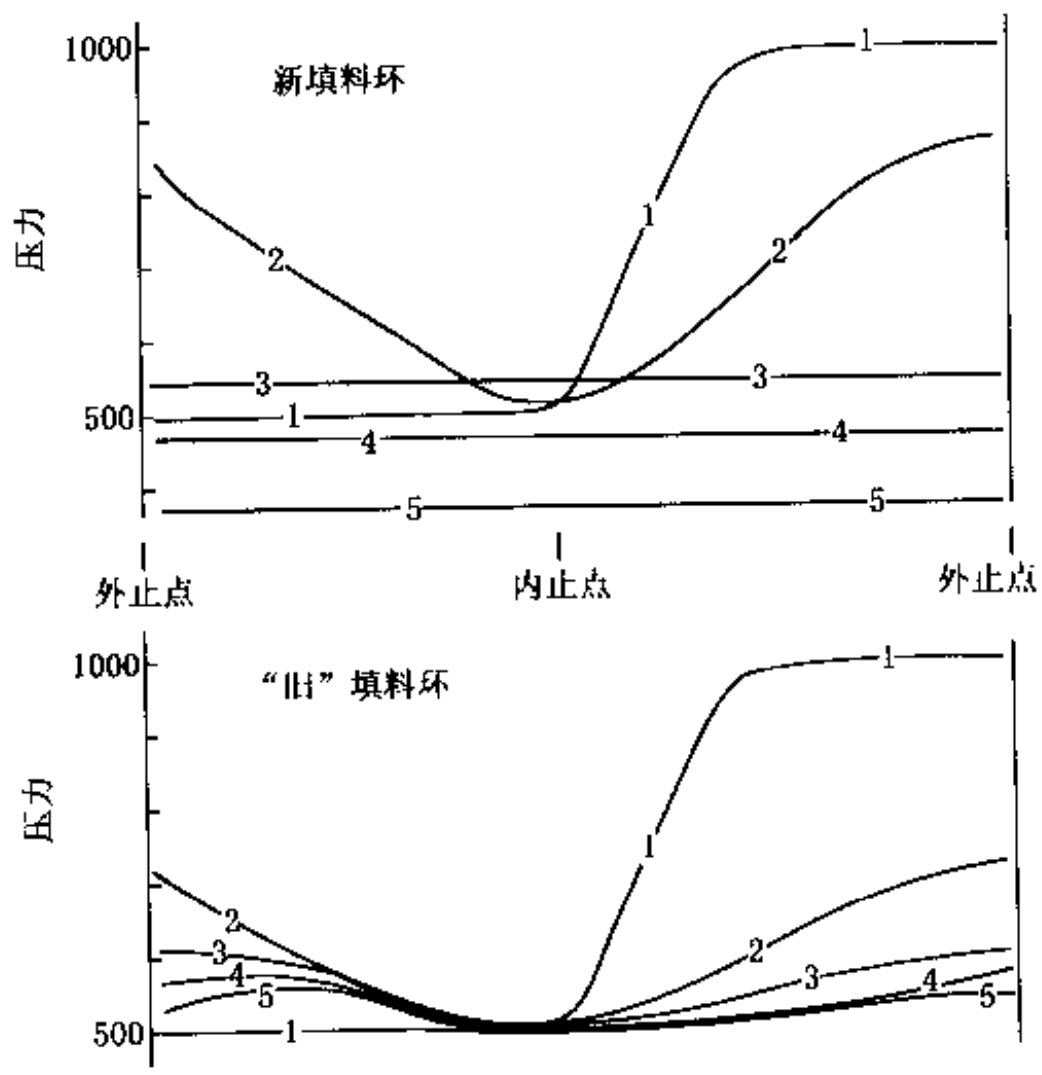


图 17－4　填料函内的瞬时压力图

具有五道沟槽的典型填料函各填料环之间的压力

（曲线上的数字代表某个环上游的压力－1 代表气缸压力）

大。在填料函中，制造良好的密封环与活塞杆和沟槽配合紧密，最初是最靠近气缸的密封环承受绝大部分的压力降，随着密封环的磨损，或密封环因为某种原因变形，压力降就会转移到其他的环，一般是紧邻的下一个环。压力降沿密封环列的分布方式可能是任意的。在一个填料函中每次只有一个单独的密封环磨损，所以密封环的数目只影响填料函的寿命，而对泄漏量作用不大

17.2 减压环

减压环是最简单的填料环形式，它的作用是限制或控制泄漏的气流，而不是严密地密封。对于 P 型减压环，节流孔是各个组合环端口的间隙。对于 PA 型环，节流孔是环内孔与活塞杆之间的间隙。P 型和 PA 型减压环见图 17－5。两种环的功能是类似的。然而，PA 型与 P 型相比，活塞杆上所受的载荷较小，但是节流面积较难控制。

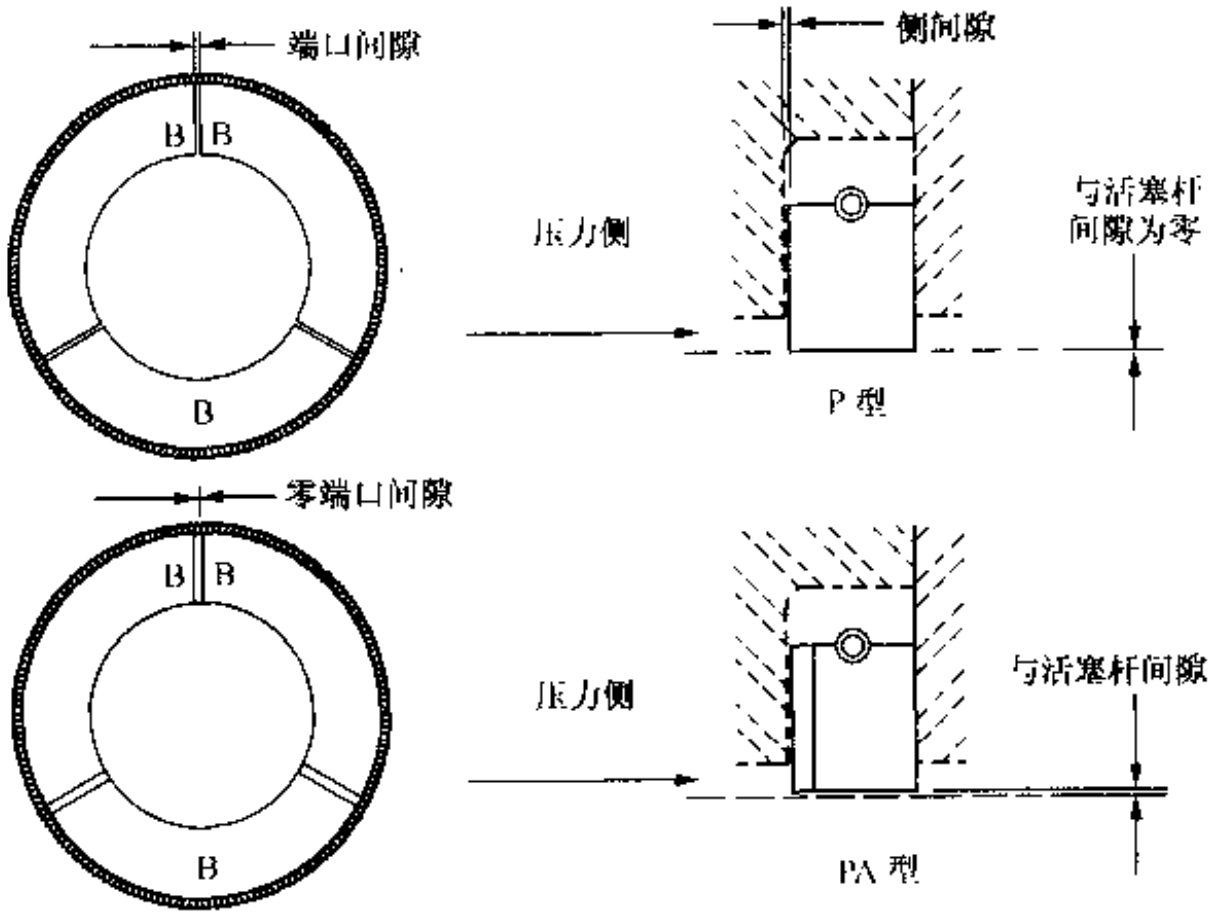


图 17－5　P 型和 PA 型填料环

减压环最重要的作用是在吸气冲程中阻止气体从填料函快速膨胀流回气缸。在吸入冲程，气缸内的压力迅速降低到吸入压力，填料盒中的气体就有反向流回气缸的趋势。如果没有任何节流限制，密封环会"爆开"，造成密封环过早失效或损坏。

并不是在所有填料函中都需要减压环。当压力低于 30 psi 时，一般不需要减压环，若密封环可以自动限制回流，也不必用减压环。

减压环可以用任何材料制造，但用那些热膨胀系数较小且硬度较高的材料更为合适，因为用这样的材料制造的减压环节流面积比较稳定。在这一方面金属一般优于塑料，但是用一些高强度的塑料也可以制造出较好的减压环。

17.3 BT 型填料环

BT 型填料环(见图 17－6)是真正起密封作用的填料环，它由一个径向切口环(朝向高压侧)和一个对接/切向切口环组成。每对填料环的两个密封环用销钉连接到一起，从而使内侧

的切向切口环的对接切口与外侧径向切口环的切口错开，这样就阻止了气体从填料环通过。

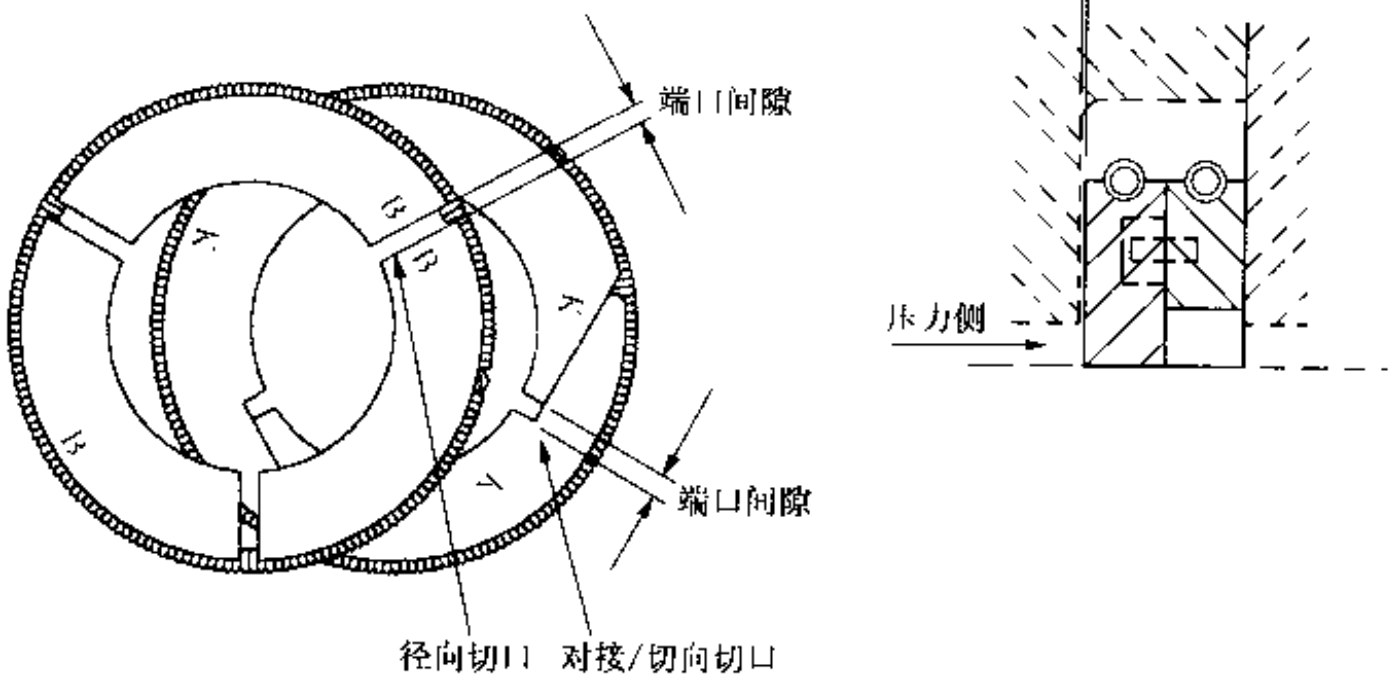


图 17－6　BT 型填料环

要使填料环有效地工作，两个环必须与活塞杆良好配合。它们的配合面必须完全接触，切向切口环必须平贴填料盒沟槽的侧面。

此外，还要求所有密封边缘必须是尖角或方角。如果这些边缘为倒角或圆角，它们就形成气流从第一个密封环的径向切口流向切向环径向切口部分的通路。如果切向边缘不是方角，就为气流从外部流到内孔处的径向切口提供了通道。所有其他边缘可以加工小倒角以使润滑接触面。一般情况下，润滑有助于密封，因为润滑油可以填满小缝隙。这种密封环是单作用的，即为单向的，因为它只能密封一侧的压力。

17.4　BD 型填料环

BD 型填料环(见图 17－7)是双作用的，即它可以密封两个方向的压力。BD 型填料环由两个对接/切向切口环组成，用销钉连接在一起，它们的径向切口部分互相错开，可以阻止气流泄漏。BT 型填料环具有形成严密密封的一切重要特征，比如方密封边和密封环之间、密封环与活塞杆和填料盒接触面的配合方式等都同样适用于 BD 型填料环。

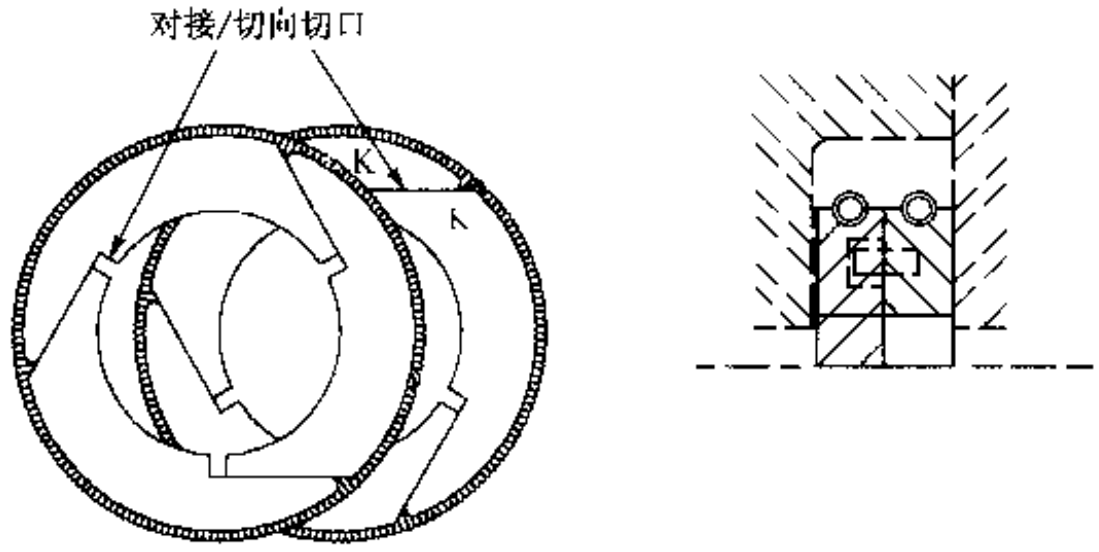


图 17－7　BD 型填料环

17.5　一般填料环的特性

P 型、BT 型和 BD 型是在一般情况下最常用的填料环型式。这三种填料环有很多不同型式，但所用到的密封的原理是一样的，影响正常操作的条件也都相同。

将填料环做成组合剖分式有以下两个原因：①为了便于在活塞杆上安装；②为了能沿径向自由运动来贴紧活塞杆。径向自由运动可以容许少量的尺寸变化且可提供摩擦余量。弹簧和气体压力都使填料环压紧活塞杆或沿径向向活塞杆移动。

所有的填料环在生产时都留有足够的初始切口间隙，在填料环的整个使用期限内不需调整。当填料环磨损到两瓣对接上时，填料环就要废弃。对大多数填料环，可以通过调整切口间隙来保持适当的开度，但实际应用中很少重新使用已经磨损到这种程度的填料环。磨损后活塞环的内孔不再是圆形，只是修复切口间隙并不能修正活塞环与活塞杆不良的接触状态。

17.6　填料环材料

润滑情况和气压是两个影响选取填料环材料因素。填料可能在从充分润滑到无油润滑的各种工况下运行。一般的填料环材料分两类：

1. 金属　(典型的为青铜、铸铁，少数情况下用巴氏合金)需要一定的润滑，但可以在很高的压力下使用

2. 非金属　—(典型的为碳－石墨、TFE(聚四氟乙烯)、或其他塑料)非金属材料的主要优点是可以在润滑条件较差的工况下运行。

碳－石墨和填充 TFE 可在完全没有润滑的条件下良好运行，但由于强度较低(与金属相比)，故适用的压力在一定程度上受到的限制。填充聚四氟乙烯可在 800 psi 下运行良好，但加上支撑环或防挤出环，就可以在高得多的压力下工作。碳－石墨强度适中，但比较脆，所以一般限制在大约 1500 psi 以内。

由于切向切口环要求有很好的形变适应性，所以塑料是优先选择的材料。所有的环在它们的连接处和活塞杆的周围必须相配以保证密封良好，但有些型式的密封会由于磨损或热膨胀变形而出现轻微泄漏。好的填料材料应该是一种相对于作用于其上的压力来说不太硬的材料。

非金属材料，包括新的"高性能塑料"和由它们填充后的混合材料，是现代制造填料的最常用材料。金属材料主要用于特别高的压力下，或用在对强度和刚度有重要要求的防挤出环上。

17.7　润滑、半润滑和无润滑填料

用充填聚四氟乙烯或混合其他材料(包括其他塑料)制造的填料环现在可以用于很多场合，包括不能充分润滑的场合。定义以下术语：***润滑填料函*** 是正好可以得到保证长期工作所需润滑剂的填料函；***半润滑填料函*** 是从注油器得到的简化润滑或者是有一个短隔离室，并从曲轴箱得到少量润滑剂的填料函。***无润滑填料函*** 是系统中具有双隔离室，活塞杆刮油环或其他防止润滑剂到达填料环措施的填料函。

填料函润滑不足或低于正常情况时，一般是在有腐蚀、稀释液或高温的情况下，此时最常用的材料是聚四氟乙烯。所有聚四氟乙烯填料环的密封原则与前面所述实质上是相同的，

由于其固有的柔性，聚四氟乙烯填料环还有不需磨合即可密封的优点。

TR 型和 BTR 型填料环(见图 17－8)由非金属填料环和刚性支撑环组成。支撑环做得比活塞杆稍大，有搭接端，在压力作用下不抱紧活塞杆(或轻微夹住活塞杆)。它的作用是防止非金属软填料环被挤出，在有些情况下，也通过与活塞杆轻微接触协助将热量从活塞杆表面散出。支撑环一般用金属制造，但有时也可用强度较高的塑料制造。

当压力高于 800 psi 时，优先选择 TR 型填料环代替标准的 BT 型填料环。当气压不足以使 TR 型填料环正确动作的情况下，为获得更好的密封效果，可以选用 BTR 型填料环。BTR 型的极限压力大约 2500 psi。超过这个压力，密封环会产生变形，甚至密封材料会被挤入间隙内。

为了解决 TR 型的密封问题和 BTR 型的变形问题，可以在切向切口环的上游装一个径向切口环，这就是 C 型(见图 17－8)，或者再加一个支撑环构成 CR 型。当压力超过 2500 psi 时，这些型式是最有用的。

在 800 psi 以下时，基本的聚四氟乙烯填料环组由一个密封气缸压力的 BT 型环和一个在排气孔下游的双作用 BD 环组成。对无润滑和充分润滑的填料函都是这种结构。当压力超过 800 psi 且为充分润滑或半润滑时，可如下布置：

1. 一个 P 型减压环。
2. 中间槽中装 BTR 型或 TR 型填料环。
3. 在排气孔以外的 BD 型环。

图 17－8　各种形式的填料环

除非在一些特殊情况下，P 型减压环和 BD 型环须用金属制造，BTR 型或 TR 环用金属 – TEF 复合材料制成。为了更好地密封排出气体，BD 型环最好用 TEF 制造。

这种情况下的 P 型减压环有一个附加的作用。除了防止倒流和夹紧弹簧破损等以外，它与活塞杆在整个圆周都接触(没有较重的压载)，使它可以有导热的功能。金属 BD 型环的作用也是一样的。

17.8　TU 型填料环

TU 型填料环与 TR 填料环实质上是一样的，只是将后者的径向切口环换成了未切口的环，这个环可以是塑料环，也可以是金属环。

当 U 型环相对于作用于其上的压力来说刚度较低时，它会向里塌陷，这样即使磨损后仍能保持密封。若 TU 型填料环的材料选择得当，则它可以用切向切口环密封低压侧(吸气)，用未切口环密封高压侧(排气)。TR 填料环也有同样的作用，但不具有 TU 型环中未切口环几乎完全密封的特性。

未切口环的另一个好处是可以降低填料环孔与活塞杆的接触压力。环内的压缩应力与环外缘的气压作用相反，所以与切向切口环相比未切口环与活塞杆之间的接触压力较低。

U 型填料环有时用软塑料，为了防止环被挤出，再增加一个支撑环构成 TUU 型(如图 17 – 8)，一般第二个 U 型环用金属或非常硬的塑料制造

TUU 型的三个环都选用适当的材料，可以将每个环都制造得仅密封一定的压力范围。这样磨损和发热可以在分布在各个环上，使性能更好，寿命更长。

TU 型和 TUU 型填料环的低泄漏和低磨损的优点在一定程度上被安装的难度抵消。这些填料环必须使用外径不大于活塞杆直径的导入套筒，套过活塞杆的端部进行安装，见图 17 – 9。

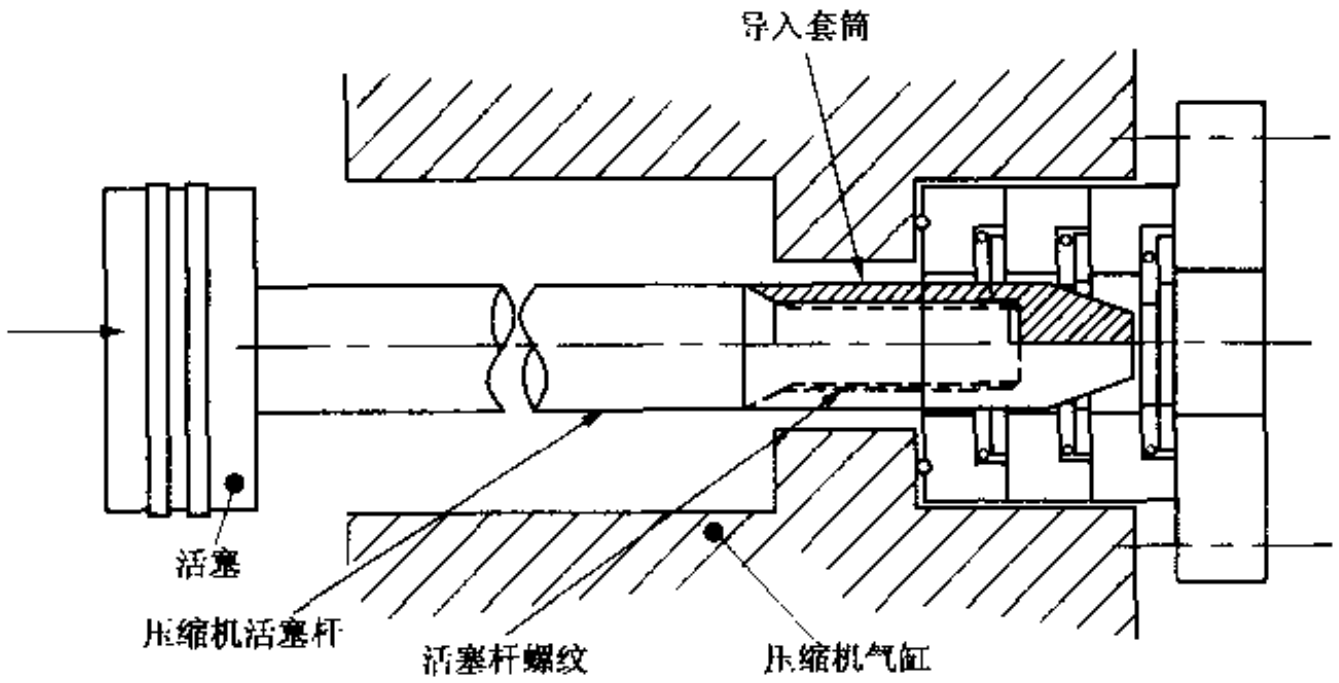


图 17 – 9　穿过填料环安装压缩机活塞杆

17.9　热效应

当填料环由于温度升高而沿周向膨胀时，通常会在连接处出现泄漏通道。这种现象不管发生在纯切向切口的 T 型环如 TR 型填料环中，还是 BT 填料环中对接/切向切口环，影响是类似的。

在 T 型环上游再覆盖一个环，连接处泄漏的机会要小些，这就是 C 型环的结构。

低温收缩的现象很少发生，但如果真的发生了，其情形与环太小或者活塞杆太粗类似。

通过在上游加一个径向切口环堵住通过 T 型环的泄漏途径，所有的高温效应都会减小。C 型和 CR 型填料环中就有这种附加结构。这种型式的填料环没有无支撑的地方，不会被挤出，所以比 BT 和 BTR 型填料环更适合高压力的工况。

对接/切向切口环、纯切向切口环和 T 型环易破损且形变性差，一种解决的方法就是采用 WB 型和 E 型中的"桥"式接头(见图 17－8)。WB 型和 E 型填料环的环瓣短小而且坚固，更适合用于高温度和高压力的工况，而其他型式的填料环容易开裂或泄漏。由于 WB 型和 E 型填料环的环瓣较多，所以操作和安装过程中会出现一些问题。像其他型式的填料环一样，WB 型和 E 型环可以与支撑环配用，以防止沿活塞杆挤出。

17.10 活塞杆尺寸偏小

如果活塞杆尺寸过小，但仍是圆形且无锥度，则大多数的填料环仍能形成有效密封，因为内圆接触部位在每个环瓣的中间，在这一点，每个环的切口都被重叠的配合面盖住。如果尺寸减少量不超过每英寸活塞杆外径 0.002in，一般没有什么问题。如果活塞杆尺寸过小，填料函达到最佳密封所需的磨合时间会延长。

17.11 活塞杆尺寸偏大

如果填料环的内孔稍小于活塞杆的外径，环瓣只在两端接触活塞杆，中间留有空隙。这个空隙与配合环的切口或连接点在同一条线上，所以在这条线上为气流提供了一条通道。这种情况下，只要不是太严重，也可通过磨合来恢复。

活塞杆尺寸过大或过小时可能出现的一个问题是润滑剂可能会被通过的气体从摩擦面吹走。随后的"干接触"会导致严重摩擦高温和快速磨损。

17.12 有锥度的活塞杆

在有润滑油膜的情况下，油膜有助于填充(或堵塞)狭窄的泄漏通路，此时填料函可以在有微小锥度的活塞杆上正常地工作。一般来说，可能在填料环游动范围的一端或两端存在锥度，其他部分相对来说是平直的。活塞杆穿过填料环，由带锥度部分到平直部分或反向退出时，对填料环的影响就是导致环边缘的磨损。这是因为活塞杆带锥度的部分穿过时只有环的一个边缘直接接触活塞杆表面，而到了平直部分时只有另一边直接接触。环的两边缘磨损后就沿环孔形成一个从一个切口到另一个切口的环向气流通路。活塞杆锥度和不对中对泄漏的影响如图 17－10 所示。

锥度还会导致夹紧弹簧周期性挠曲变形。如果变形过大，会导致弹簧损坏。

17.13 填料函泄漏

整个填料函，包括填料盒和填料环，共通过三个元件产生泄漏：垫圈、填料盒端面和填料环。

传统的垫圈，一般是软金属，如铜、铝或纯铁，如果尺寸合适，表面光滑，基本可以达到零泄漏。然而近来对此做了一些改进，如使用螺旋缠绕垫片，在少数情况下也使用"O"形

环。尽管如此，一般来说，实心的金属垫圈能够适应填料函底面的不对中和表面不连续的情况。

第二个元件是填料盒沟槽底面，可以通过在配合面之间使用密封胶或者"O"形环而达到100%的无泄漏。这样处理后，再通过在法兰螺栓上施加适当的均匀的扭矩，可以使填料盒沟槽底面达到真正地无流体流过。

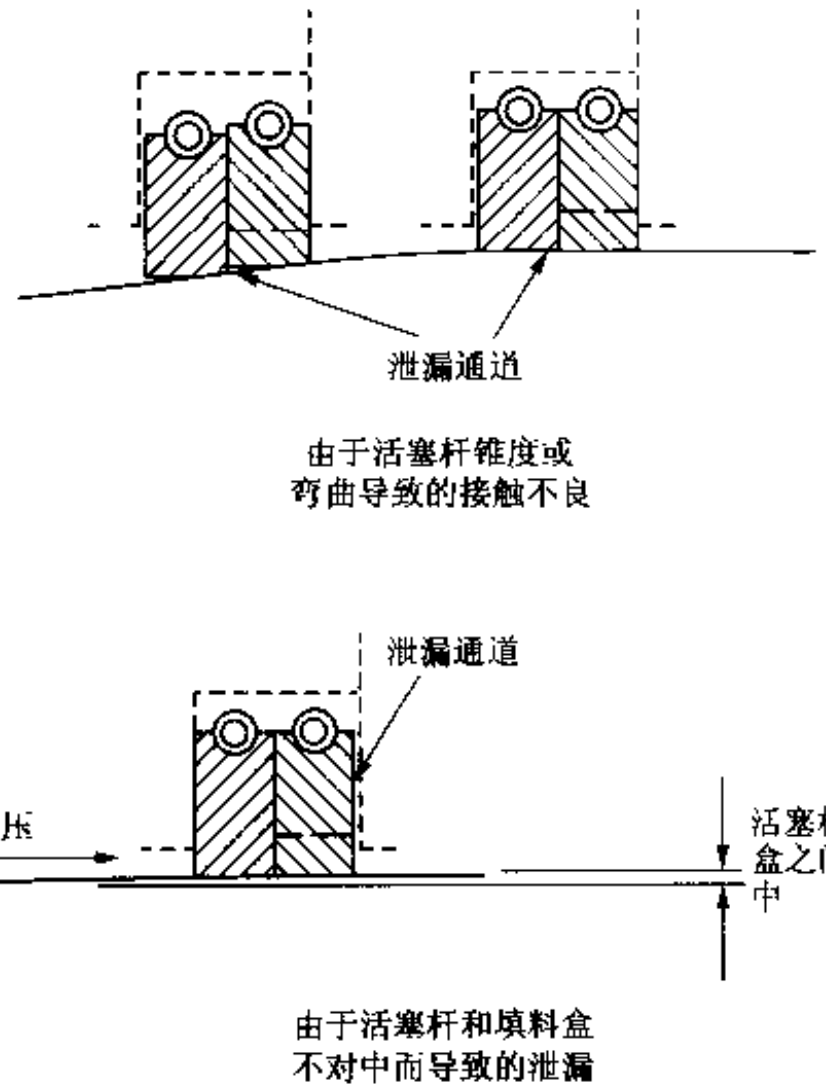


图 17－10　活塞杆不对中或有锥度时对泄漏量的影响

第二个元件是填料环，可能也是在控制泄漏时最需注意的地方。因为活塞杆填料环的确存在一点泄漏量，它们可以起到类似迷宫密封的作用即绝大部分压降只发生在少数几个填料环上。由于压力和温度引起的填料环的变化，以及压缩机压力交变这一固有特点，使得大多数情况下压力降可能只发生在**某一个**填料环上。在一个有 5 套填料环的填料函中每套填料环压力水平的分布如图 17－4 中所示。

这是根据新环孔口小、旧环泄漏通路较大以及环间的体积相同计算得出的。对实际填料函中的压力进行测量得出：压力分布几乎可能以任何形式出现，但总体上与这些曲线所示相符。据此可得出降低泄漏的措施：①增加填料盒中的填料环数；②设计制造孔口最小的填料环。

填料函运行良好时平均泄漏量在 0～0.2 scfm，一般认为，泄漏量在 0.5 scfm 以上的填料函是不符合要求的。现在应用中的填料环，理论上非常接近零泄漏。如果制造正确、使用合理，则实际泄漏量在 0～0.2 scfm 范围内，平均大体在 0.1 scfm

大多数通过填料环的泄漏是从环本身不吻合的连接处，或者因配合面不对中而从环侧面或环孔中流出的。由于环没有进行理想的表面抛光而产生的泄漏确实也有，但是很少，除非因为这**导致**了配合面的粗糙度增大。毫无疑问，有些泄漏是因为存在制造误差或质量缺陷。

通过填料环泄漏的主要原因是：①填料盒与活塞杆的不对中；②温度变化造成了填料环和活塞杆、填料环和填料盒、填料环各个瓣本身的相对位置的变化

活塞杆和填料盒的不对中量，有时候称为"偏心量"，一般可通过在整个行程内来回缓慢移动活塞杆，用千分表测量其横向运动得出，也可以通过在机器运行过程中利用分析仪和传感器记录活塞杆瞬时位置的电测方法来完成。填料环可以吸收横向运动，因为它们可以在填料盒内浮动，而且一般来说由于这种运动产生的泄漏很少。然而角运动(或者由于活塞杆弯曲或热变形而引起的运动)对密封有害，它会导致密封面开启，形成如图 17－10 所示的泄漏通路。

还有一种很重要的不对中就是活塞杆与填料盒成角度关系。这可以通过测量法兰和活塞杆的垂直度来检查。可以通过在螺栓上施以适当的扭矩，使填料盒对中。

填料环的温度升高(一般是由于摩擦热)，会使填料环从内孔抬升脱离活塞杆，或导致填料环在切向切口处分离。高度的受热不均也会导致活塞杆成弧状弯曲，这与不对中的影响是一样的。典型的由于高温导致的切口或内孔泄漏如图 17－11 所示。

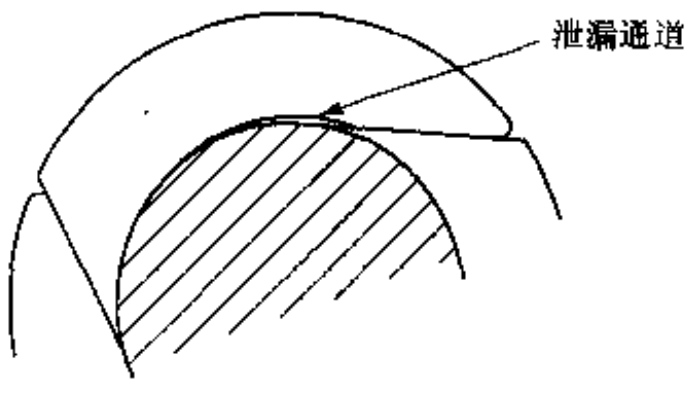


图 17－11　填料环的泄漏通道

高温可能是在填料函发生的最具有破坏力的情况。除了会导致变形，还会导致填料环和活塞杆或者填料环与填料盒配合面的故障。所有这些都会导致泄漏或者填料函使用寿命过短。

17.14　低压下的填料环泄漏

相对于高压压缩机密封中可能发生的问题来说，低压压缩机(50 psi 或更低)的密封问题看起来好像算不了什么。磨损或填料函寿命并不是主要问题，然而要使填料环和活塞杆，特别是填料环和填料盒槽面之间获得良好的密封效果可能是比较困难的。

这有两方面的原因。一是传统密封环的相对刚度大。随着密封环两侧压差的增加，许多泄漏通道会由于密封环变形而缩小。用弹性模量较低的材料，比如塑料，会改善密封然而在密封压力太低时，比如吸气时压力接近大气压，即使是塑料的刚度也相对较大。

低压泄漏的第二个原因是填料环和填料盒沟槽底面不接触。一个填料环受到的压力和摩擦力如图 17－12 所示。背离填料盒沟槽底面的摩擦力会使活塞杆将填料环从填料盒拽出。什么时候发生这种情况要取决于填料环的尺寸、摩擦系数和压力水平。一个正常尺寸的填料环，若润滑良好，需要 50 psi 的压力来克服摩擦力的影响，使填料环保持与填料盒接触。

在压缩机内，填料函排气孔处的压力一般远低于 50 psi，所以实践证明要用双作用填料环以减少从排气孔向隔离室的泄漏。这个填料环不管靠在那一个面上都可以达到适当的密封

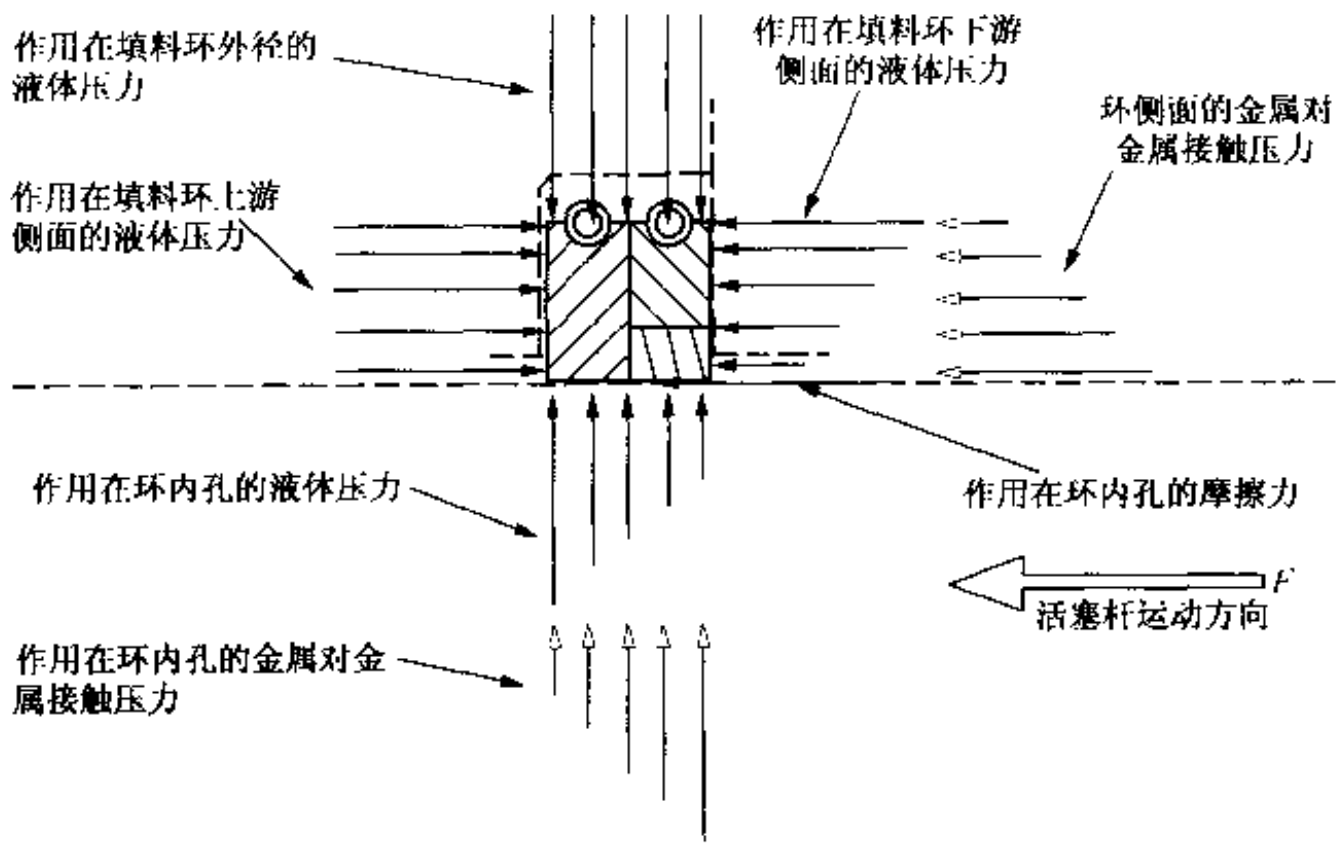


图 17－12　作用在填料环上的压力和摩擦力

效果。然而在行程变向中的某一个时刻，即使是双作用环也会泄漏，为了改进这一点，有必要在填料环上施加轴向弹簧力，如图 17－13 所示。

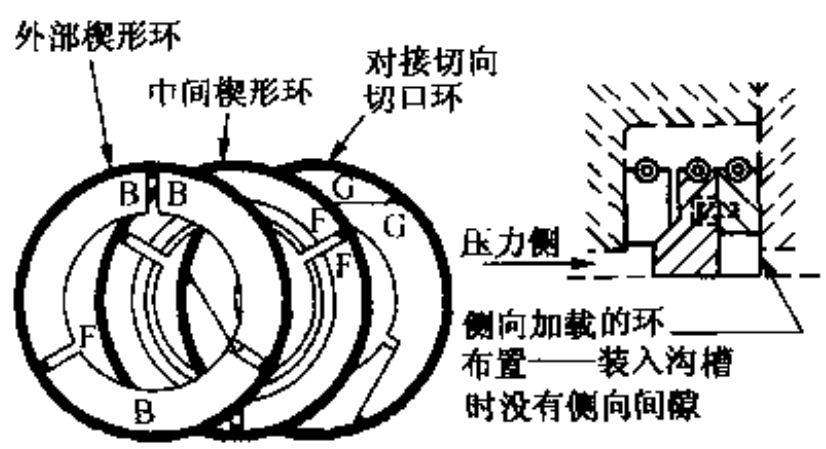
AT 型和 WAT 型环的优点是弹簧在轴向和径向提供的载荷相等。如果这些载荷不等，或者只是接近相等，则填料环会在填料盒槽内"吊"起，引起泄漏或被摩擦力从一边推到另一边。

17.15　与低吸入压力有关的问题

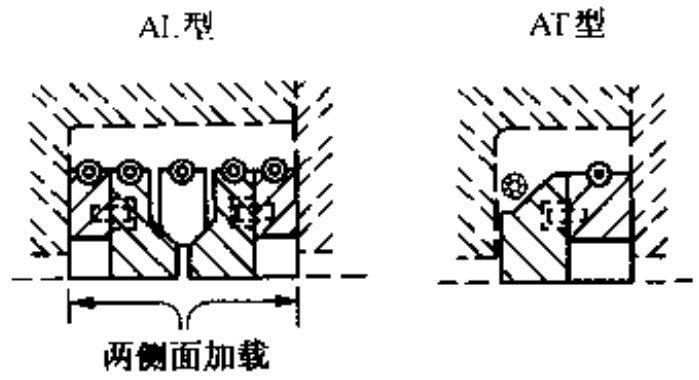
压缩机中输送的气体不希望被空气污染，而吸入压力又低于大气压时(气缸中的压力有真空度)，空气会通过填料函回流进入气缸。虽然不管双作用的填料环还是用弹簧压紧到填料盒槽面的填料都会降低泄漏量，但是由于填料环表面存在的微小泄漏通路以及气体压力不足以使填料环完全相配，所以以上两者都不能完全消除泄漏。

一个解决办法就是在填料的排放孔引入低压气体。使进入气缸的气体取自这部分气体而不是大气中的空气。排放孔的气体压力应该比大气压高几个压力。

为了最大限度地减少填料排放孔的气体进一步泄漏到隔离室的量，可以用双排气孔，即一个有压力的排气孔和一个到大气的



WAT 型



XRBT 型

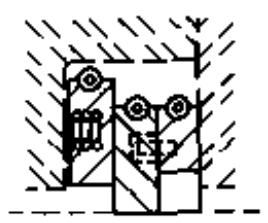


图 17－13　侧向加载的填料环

排气孔，它们中间再用一个环隔开。这种双排气孔结构可以控制气体到隔离室的泄漏量，至少可以达到仅有一个排气孔向大气中泄漏时的程度。

当无法使用稍高于吸气压力的气源时，可以用处于排气压力的气体。这会使泄漏到气缸和大气的气量都增大。这还会使施加在排气孔和隔离室，或两个排气孔之间的环上的压力升高，并会产生更多的摩擦热。其原因是当两个环处于高压下时，一般只有一个环承受高压差。

到此为止所讨论的用来隔绝空气的气体都是与通过压缩机气缸的气体一样的。有些情况下用不同于所压缩的工艺气体的气体更为实用。一般排放气体选择惰性气体，比如氮气。如果选用了氮气，且排放孔处的压力低于排气压力，则排放孔处或隔离室处的气体是工艺气体和氮气的混合物。从压缩机气缸排出的气体也会含有少量的惰性气体。

17.16 与要求低泄漏有关的问题

除了吸入压力低的压缩机要求不能有空气进入以外，还有一些情况下必须防止任何压缩机内气体泄漏到大气。对于有毒或危险气体以及贵重气体，或者希望系统中的气体量保持恒定的过程(如制冷压缩循环)，都有这样的要求。

有几种方法可以达到使泄漏量最小的目的。一种方法是使用双排气孔填料函，将恒压缓冲气体引到*外侧*排放孔而不是内侧排放孔。缓冲气体一般为惰性气体或至少是可以直接排入大气的气体。从主要密封环泄漏出的气体与一部分缓冲气体从内侧排放孔流出。被压缩气体泄漏到大气的量几乎为零，从内侧排放孔流出的两种气体的混合气体可以回收。

另一个防止泄漏的方法类似于气缸内有真空度时防止空气进入的方法。引到填料函排放孔的缓冲气体的压力高于压缩机排气压力。结果是气体在气缸内混合而不是在回收排放孔处混合。根据缓冲气体压力，决定在缓冲气体入口和隔离室之间设置一个或几个环，可以再加一个排放孔以回收缓冲气体或尽量减少泄漏到隔离室的气体。

17.17 填料环的形式对控制泄漏量的影响

在前述低压排放孔的布置中，一般都用到双作用环(BD 型)。如果要求泄漏量特别低时，就要替换上一种有轴向载荷的填料环。有轴向载荷的填料环可用来控制流向气缸以及流到排放孔或隔离室的气流。

当遇到低压情况时，另一个可用的控制方法是用"软"填料或者唇状密封。这样做的结果是比用传统的密封环密封更严。但因为耐磨性和磨损补偿的限制，使填料函的寿命要相对短一些。在一些往复机器中，润滑不够充分，如果活塞杆再有明显的"浮动"，较软的塑料密封件将会急剧磨损。这种软密封布置，虽然不是 100% 的有效，但在密封像氨、丙烷或甲烷等气体时可能会选用。一般来说，这些气体泄入大气比起氯乙烯、氯气、硫化氢等气体来，危害要轻得多。

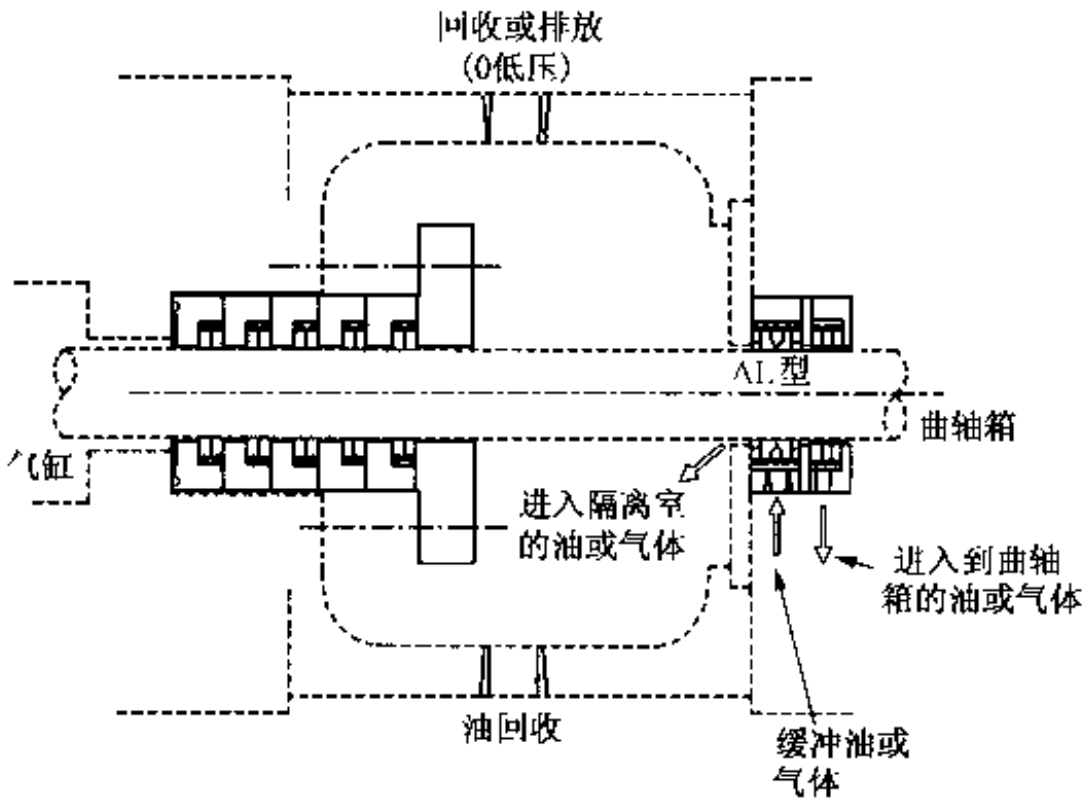
任何一种类型的填料环或唇状密封的泄漏量只能在实验或实际操作数据的基础上进行估计。填料环的泄漏通路不是出自设计上，而是因为公差、对中或其他压缩机和环本身的特点而形成的。虽然看上去泄漏量与压差好像有直接的关系，而实际并非如此。因为高压下由于填料环与活塞杆贴合更紧，密封效果会更好。

一般情况下，对大多数气体，从气缸或任何排气孔的泄漏量在 0.1 scfm 左右。当导致泄

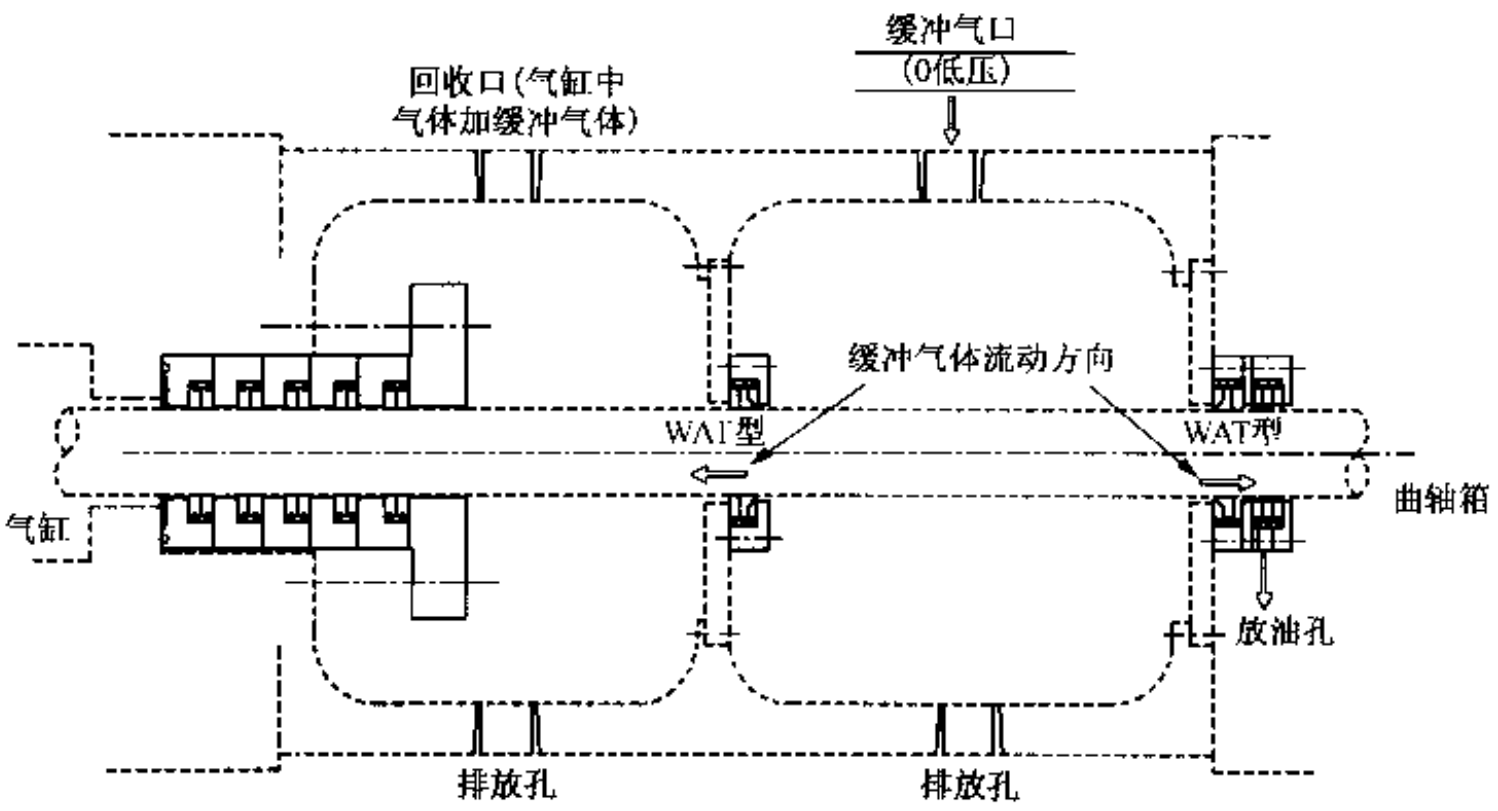
漏的因素(不对中、灰尘、加工光洁度差润滑不良等)逐渐变坏，或压缩较轻的气体如氢或氦，泄漏速度会升高 2～4 倍。这是在对各种情况下的泄漏速率进行测量的基础上得出的，仅供参考。如果需要准确的泄漏速度，必须通过实验和测量。

17.18　通过隔离室排气控制泄漏量

另一个防止空气进入气缸或气体泄漏的方法是封闭隔离室(除了排放孔)，而不是去封闭填料盒。要达到这个目的，可以用传统的填料函装置，但需去掉通向大气的排放孔。在具有双隔离室的机器的隔板填料处，或在单隔离室机器的刮油环处，也有必要提供绝对密封。为了减少空气的污染，隔离室的排放孔用来*供给*气体，然而当需要控制泄漏时，隔离室的排放孔用来*回收*气体。单、双隔离室的这种缓冲装置如图 17－14 所示。



单隔离室



双隔离室

图 17－14　通过隔离室排气控制向大气泄漏

在任意一种情况下，一种隔板或刮油环填料密封由侧向加载填料环组成，在填料环之间注入缓冲液(油)或缓冲气体(更常用)。用油时，一般取自曲轴箱。一部分泄漏通过密封件回到曲轴箱，而另一部分必须从隔离室回收，也从管路回到曲轴箱。若用气体，则气体必须是曲轴箱能够承受的，而且适合与回收气混合。如果有双隔离室，第二个可以加一定压力当作缓冲器。

几乎所有在隔离室中用气体来控制泄漏的情况，其操作压力非常低，一般需要用轴向加载填料环。对所有情况其基本原理都一样，即通过加压使气流沿相同的通道反向流动，从而阻止气流沿一定的通路向一个方向流动。

17.19 压缩机静密封

有些情况下，希望在压缩机停车后，留在气缸中的气体仍能保持压力。活塞杆停止运动后填料函的泄漏量要比运动时有所增加。这有一系列的原因：没有填充泄漏通路的润滑油；填料环冷却后的变形；以及温度变化时活塞杆对中的变化。

可以用一个套在活塞杆上的小活塞将一个末切口且贴合性好的环紧压在活塞杆上，从而将气缸从根本上密封住。当动作时，活塞使密封环向内楔住活塞杆。密封环的形状使得当促动压力降低时，气缸内的压力会将密封环推离活塞杆。带有这种静密封的典型填料函如图17－15所示。所需的促动压力为气缸压力的0.5～1倍。

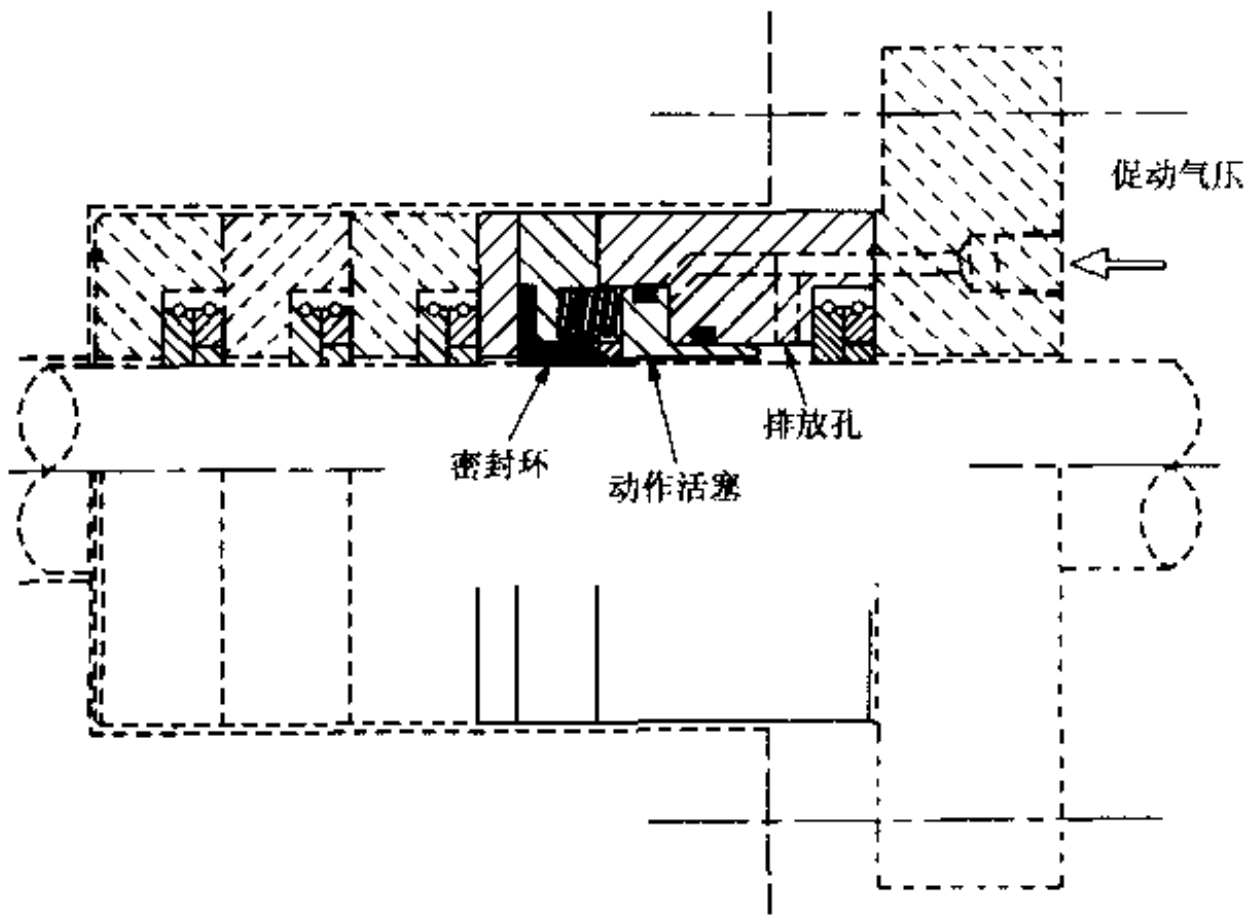


图 17－15 填料函中的静止密封结构

压缩机停车后，开启阀门使压缩气体进入内部小活塞的背面。要使气缸密封，必须保持小活塞上的压力。小活塞上的压力降低后，弹簧可以推动小活塞向后，密封松开。密封环从活塞杆表面抬起。在密封的下游必须有一个通大气(或气体低压区)的通气口，以便密封能够动作和释放。这种装置可以用于大约2000 psi的压力。对于700 psi的压力密封环本身可以用相对较软的合成橡胶，压力再高时可用TFE。

17.20　控制微量排放的压缩机阻塞流体系统

虽然在空气污染的"肇事者"名单上压缩机的位置很靠后，但它比大多数其他的工业设备泄漏量都高，对压缩机的泄漏量没有统一的联邦法规的限制。它是通过在泄漏源附近的挥发性有机物即 VOC 的浓度限制来间接控制的。

联邦法规认为 500 ppm 是不能检测到的散发量，规范要求对不能达到这个散发标准的压缩机，在密封件上必须有阻塞流体系统(气体或液体)。

阻塞系统将非 VOC 液体或气体，以与泄漏相反的方向，强制注入密封件。阻塞流体或气体阻止从压缩机密封件或填料函向大气产生的泄漏。阻塞系统可以按以下两种方法之一安装：

1. 注入流体(一般是惰性的)，在工艺气体与大气之间形成阻塞密封。阻塞流体压力必须保持稍高于密封件上游的压力。

2. 更一般地，如图 17－16 所示，用阻塞气体注入阻塞密封件(一般为 WAT 型或 AL 型填料环)之间。阻塞气体压力保持在排气孔处压力水平以上，从排气孔将从压缩机密封件泄漏出的气体带走。

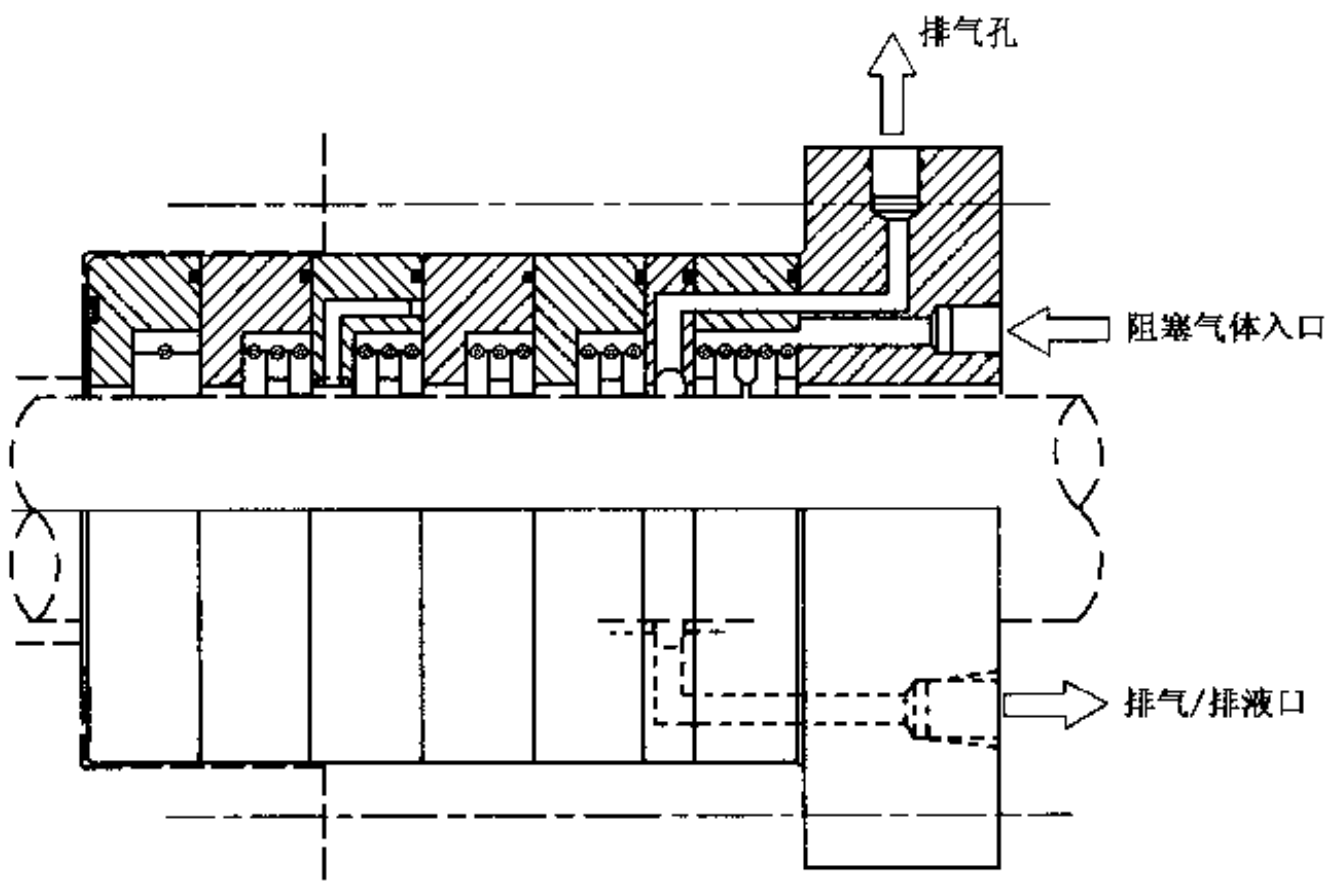


图 17－16　典型的清洗填料函

往复设备的活塞杆运动会以薄膜的形式携带流体(通常是油)，油膜中携带的气体在密封表面下或在大气中可能会挥发释放出去。活塞杆上的油膜在气缸中会因为高压而吸收气体，然后在活塞杆运动到外面时将吸收的气体释放到大气中。在无润滑的情况下，活塞杆的不规则表面会将气体分子带出填料函。

在上述任何一种情况下，都可能会有少量的气体从阻塞密封逃逸出来，在填料函法兰外形成微量散发泄漏。泄漏量测定值可能高达 200 ppm，但一般要低得多。当容许的散发量接近零时，被活塞杆表面带出的气体才显得比较重要。

17.21 刮油环

除了将活塞杆表面的油刮除并将擦下的油通过排油孔返回曲轴箱外，刮油环还有密封的作用 十字头像一个活塞，会产生压力脉冲，这会引起刮油环处的“呼吸”效应，使油泄漏到隔离室，也有可能使气体从隔离室泄漏到曲轴箱 密封环(见图 17－17)必须尽量减少这两种泄漏

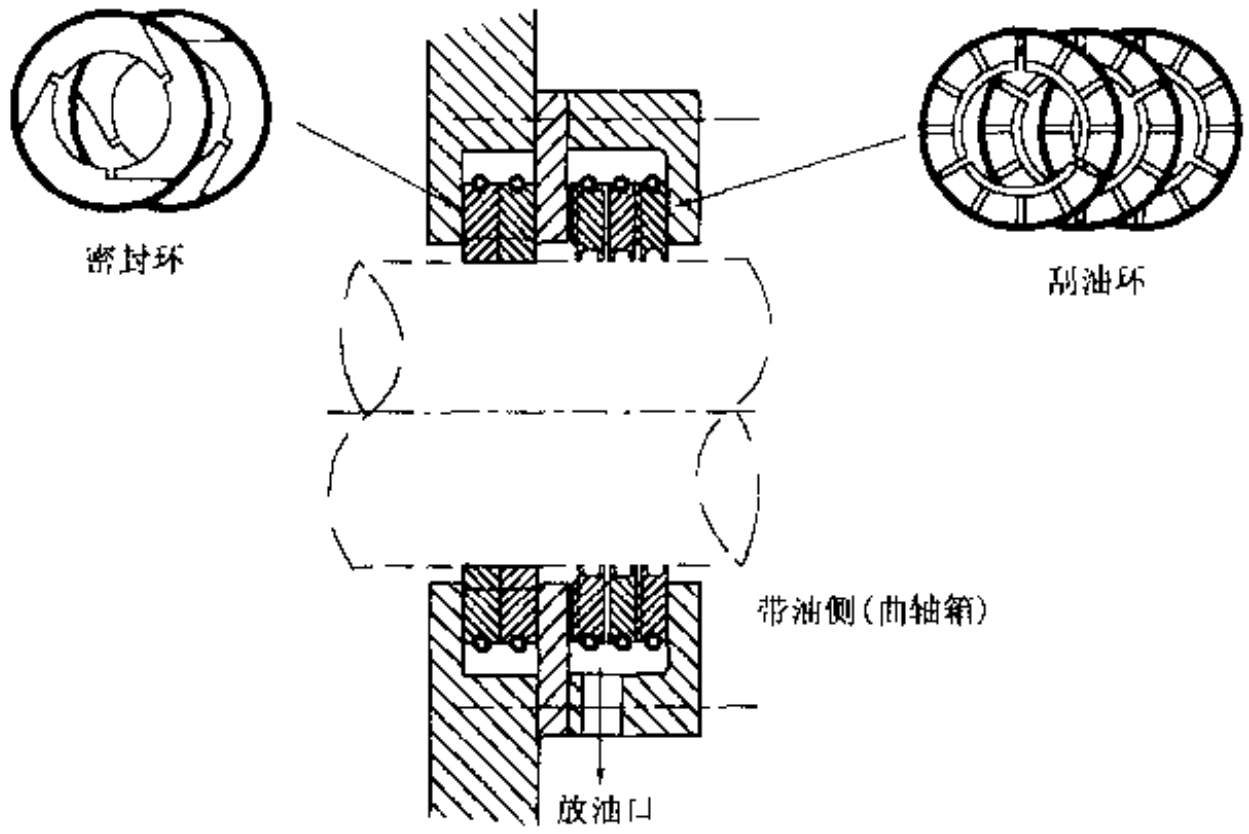


图 17－17 典型的刮油环填料结构

如果只需要密封十字头的脉动压力，可以将刮油和密封组合到一个槽中。槽中一般包含一个对接切向切口环和两个刮油环。与三个刮油环的组合相比，这种组合牺牲了一部分从活塞杆表面有效擦油的功能，但对低速压缩机来说足够了。

要从活塞杆表面刮油，需要刮油环与活塞杆表面有约 50 psi 的接触压力(由夹紧弹簧控制)。若压力低于这个值，则留下的油膜会过厚；而若压力高了，则会加速刮油环边缘和活塞杆表面的磨损。刮油环与活塞杆的配合和接触是影响刮油环功能的最重要因素。

从刮油的角度看，刮油环最适合用金属或硬塑料。然而，从磨损、摩擦和密封的角度来看，密封环用较软、形变性较好的塑料(典型的是 TFE)制造最适合。

刮油环填料盒应该将排油孔遮蔽起来以防十字头溅油。在有些情况下，十字头溅油的力量可以堵住刮油环填料的油自由排出。对较小的、高速压缩机，保持排油孔畅通、以及刮油环与活塞杆适当接触将更显重要。

17.22 高压填料函

“高压”一般意味着压力在 10000 psi 以上。(压缩机排气压力可能高于 10000 psi。)在这样的压力水平，气体的压缩性很低，其行为与液体非常相似。密封这种压力的填料环形式与低压压缩机所用的类似，但在设计和选材时必须保证能承受循环高压。

由于填料环与柱塞之间接触压力高引起的问题(磨损、摩擦和发热)，一般通过使用有部分迷宫作用的填料环组来解决，这样可使压力分布在几个环上 可以通过高速润滑和在填料

两下游加冷却流(油冷)的方法来提高高压填料函的使用寿命

在高压填料函中的另一个原则问题是填料盒内也承受高压循环，即填料盒实质上是一个厚壁压力容器。要特别注意应力集中问题，比如孔和切口处的局部应力可能会超过许用值。组合沟槽、自增强和填料盒外部加压等措施是提高填料盒使用寿命的典型方法。典型的高压填料函如图 17－18 和图 17－19 所示。

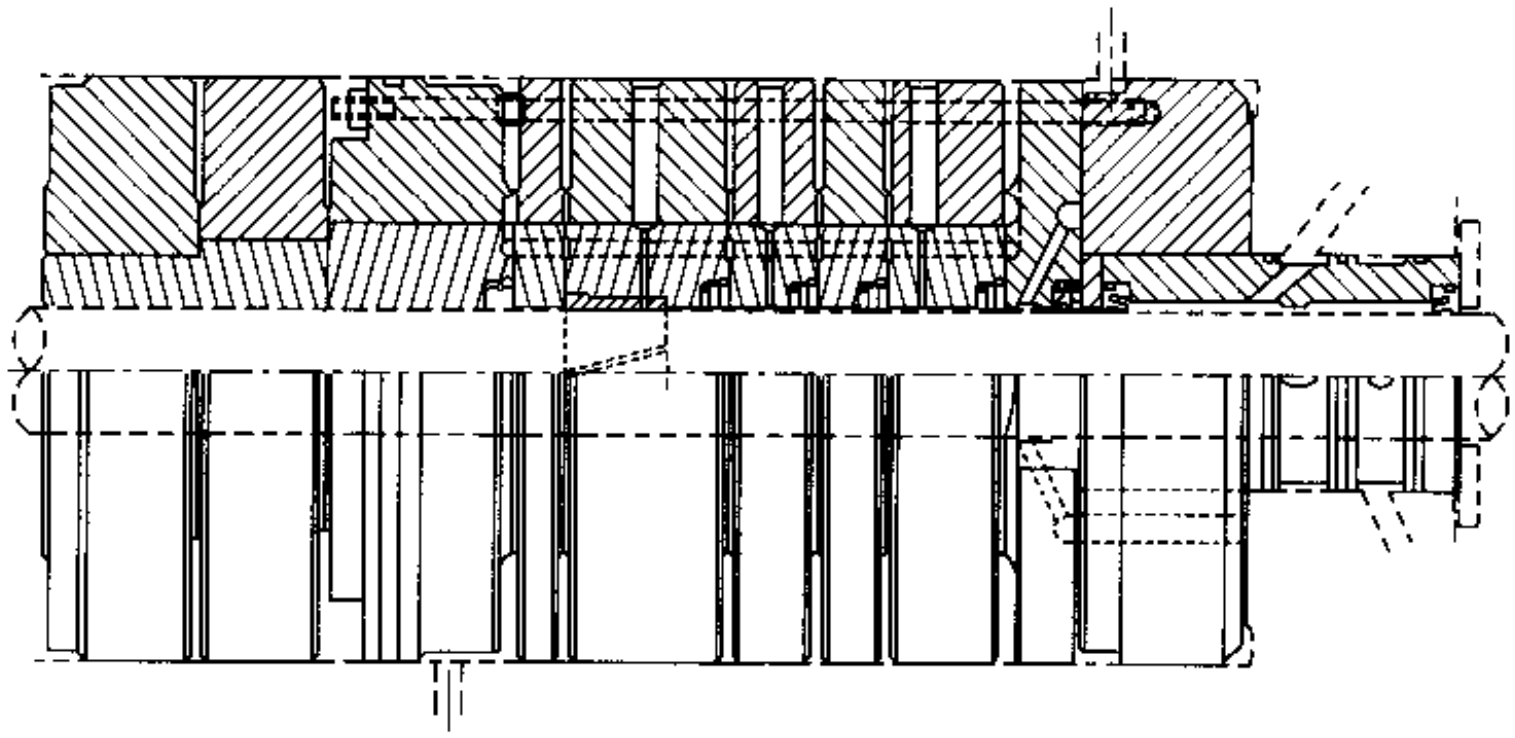


图 17－18　带有组合沟槽、柱塞与填料盒周围有油循环的高压填料函

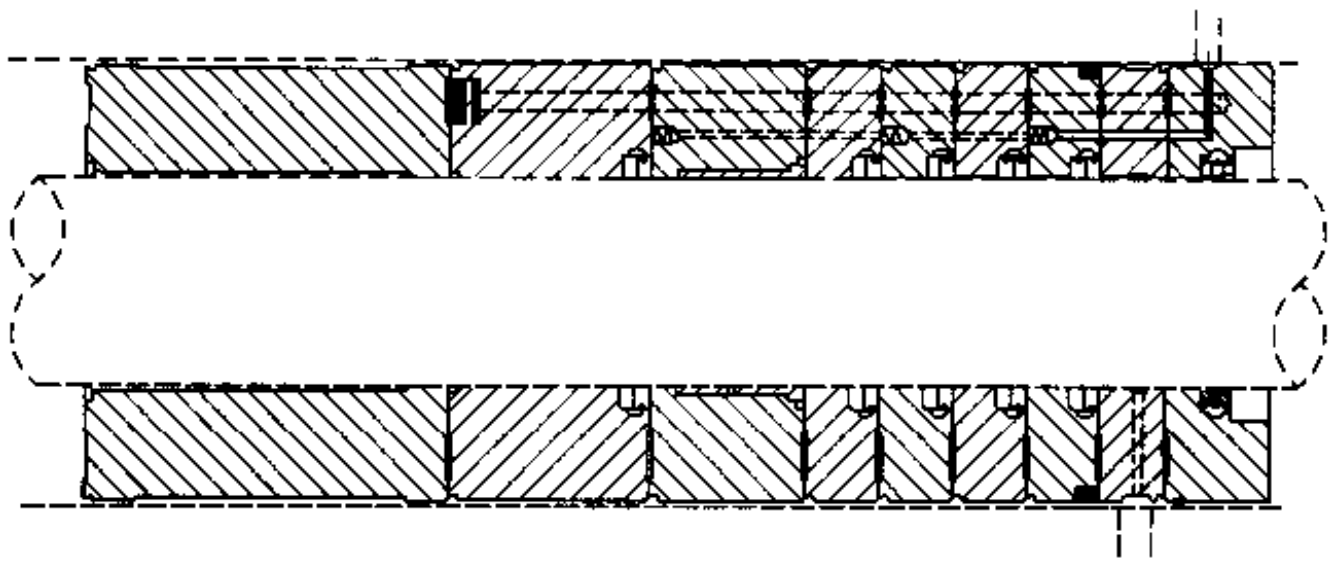


图 17－19　填料盒周围为排气压力的高压填料函

17.23　压缩机活塞环

虽然活塞环和填料函的密封原理一样，但在结构上二者有些差别。在一般的压缩机中，活塞的密封要求不像填料函那样严格。实际上，需要活塞环有一定的泄漏量从而使压力降分布在几个活塞环，这样会减少磨损。对双作用气缸来说，绝大多数的活塞环切口形式为斜切口或直切口，如图 17－20 所示。对于泄漏更为重要的单作用气缸，有时使用密封搭切口。不管切口形式如何，大部分压缩机使用组合环 —— 两瓣或三瓣。组合环径向厚度可以更大，与径向较薄的整体环相比，气缸壁受载荷较小。

选择活塞环的道数在某种程度上是一门艺术。毫无疑问，活塞环的道数影响着一件很重要的事情，那就是活塞环的寿命，人们已经为处理好这二者的关系作了很多工作，而且现在

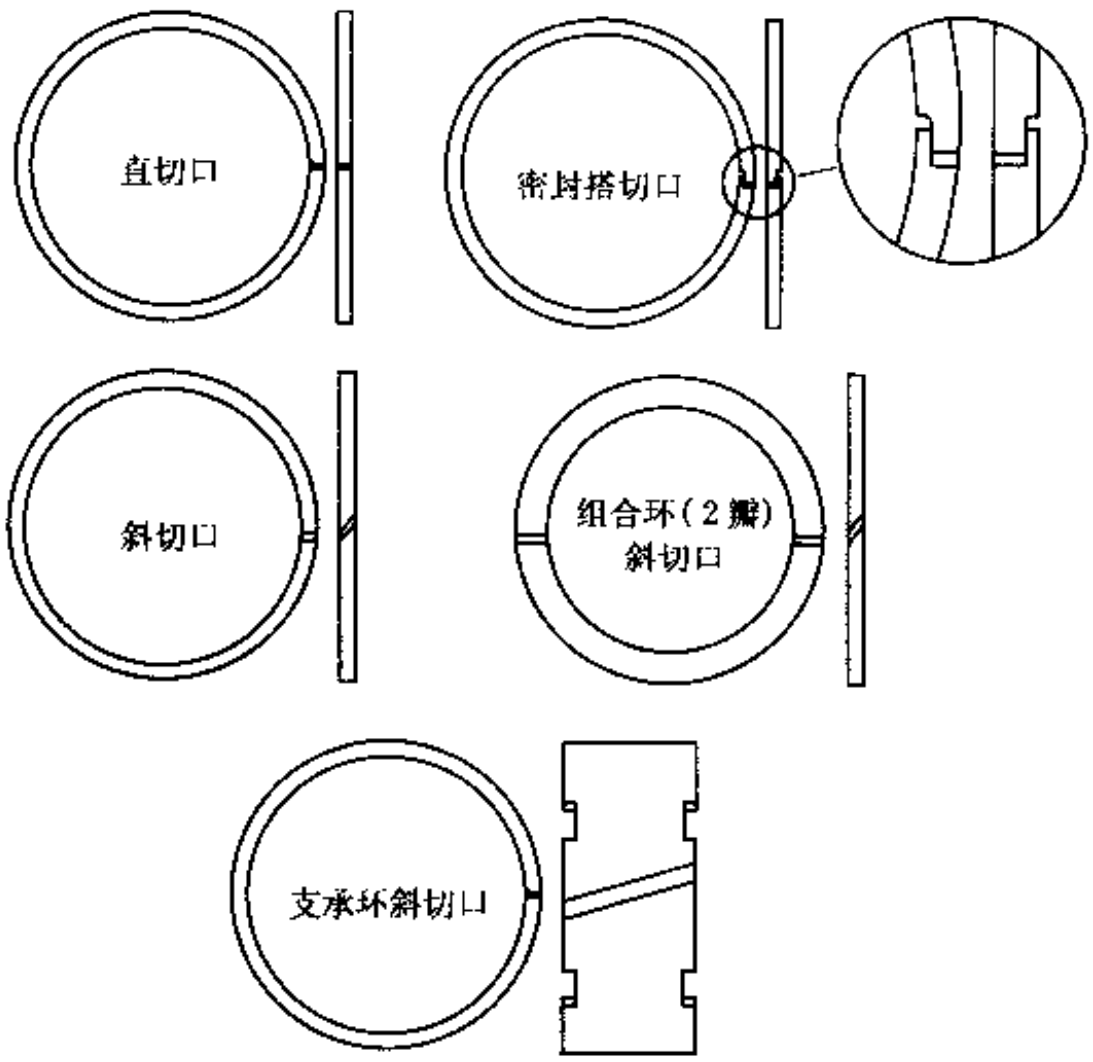
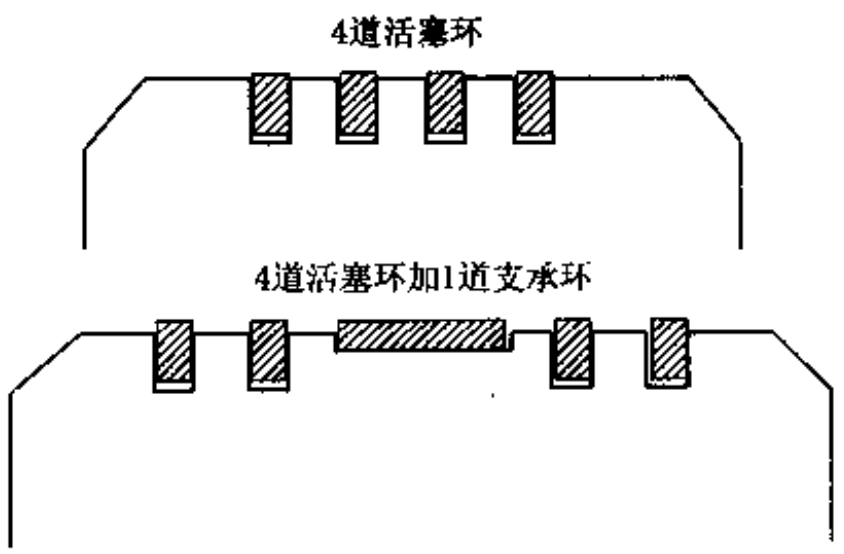


图 17－20　活塞环形式

仍在继续努力。然而，现在大多数情况下选择活塞环的道数主要靠经验。常用的活塞环道数可参考图 17－21。



压差	活塞环数量
达到400 psi	2
400~1200 psi	4
超过1200 psi	6

图 17－21　典型的活塞环布置和压差与活塞环道数的关系

17.24　压缩机支承环

在某些有油润滑的情况和所有无油润滑的情况下，需要在活塞上加一个单独承载的支承环。支承环可以由金属或者塑料制造，作用只是使活塞不接触气缸。由于支承环的耐磨性比活塞环要差，支承环必须做得足够宽以使支承环与气缸间的承载压力较轻。因为即使有支承环，活塞与气缸之间的间隙相对来说还是很小，而气缸与活塞直接接触前的摩擦余量就这么一点。

防止支承环象密封环那样承受压力冲击是一个主要的问题。支承环通常在侧面或端面开槽，有时开槽或钻孔的方式应使支承环不会象活塞环那样困住气体而产生密封作用。它们可以象图中所示那样做成切口型，也可以不切口。这两种形式都有各自的优缺点。不切口的环难以安装，即使是适度的温升也不能承受，但只要它紧箍在槽底就很少有密封作用。切口环容易安装，有环向膨胀的余地，

还有切口端间隙易于气流通过的优点。

支承环承受活塞重量加上活塞杆重量的一半　考虑这个载荷时认为它是由 120°的弓形投影接触面来承受。对于无油润滑气缸，一般认为容许的载荷是 5 psi　对于有油润滑气缸，美国石油协会标准(APIS)618 限制载荷在 10 psi 以内，但是在一些情况下已经成功地达到了 50 psi。

17.25　活塞环的泄漏

一般的压缩机有二到六道活塞环。最常用的是图 17－20 中的"开"式对接环或斜切口环。这些环的泄漏方式都基本一样。斜切口环有一点优势，但常被影响泄漏的其他因素所抵消。

几乎所有的泄漏都发生在连接处，因为活塞环上只有这里才有切口或孔。切口是矩形的，一个边等于环切口宽度，另一个边等于活塞与气缸的间隙。这个通路变化范围较宽—当位于活塞底部时几乎是零，在顶部时最大。它还会随着活塞环的磨损不断增大。泄漏通路的两个边都是气缸直径的函数，所以一般来讲，泄漏也与气缸的直径有关。

图 17－22 所示是一个有两道环的活塞，对压力沿活塞环的分布情况进行分析和测量的结果。活塞环增加时，情况会更复杂，但实质上活塞环封闭区域内的压力在吸气压力和排气压力之间某个范围内循环，并且首先沿一个方向，然后沿相反的方向分布，导致活塞环两侧压差方向的改变。

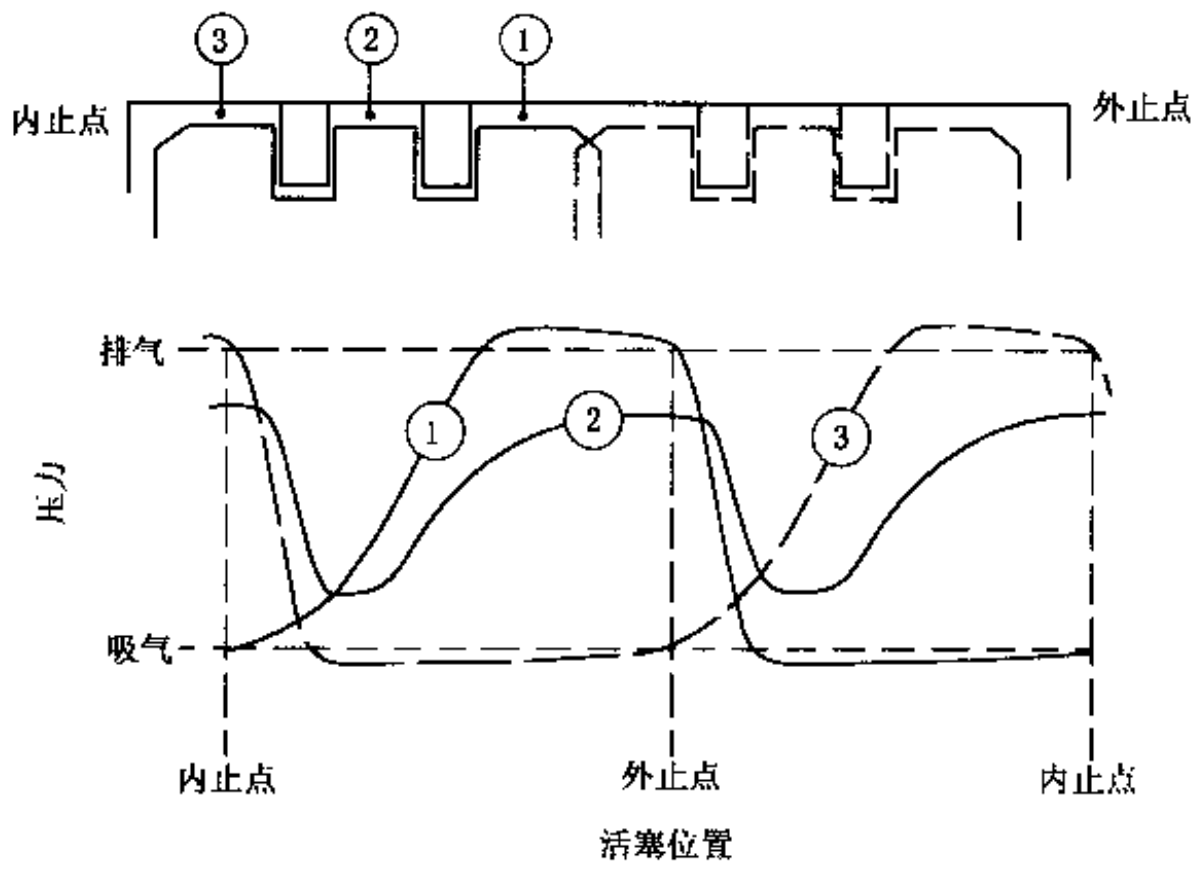


图 17－22　活塞环间的瞬时压力

因而通过活塞环的泄漏不是在稳定压差作用下的结果，而是在不断变化的压差作用下的结果。然而泄漏量可以用任意压缩循环中的平均气流量来表征。图 17－23 描绘了压缩机活塞的近似泄漏速度。在数量上，泄漏量可能会有很大差别。比如，对于小气缸，可能只有 0.3 scfm，而对于大气缸可能会达到 40 scfm。

在双作用气缸中，这并不是真正的泄漏，因为气体并没有损失，而只不过是从活塞的

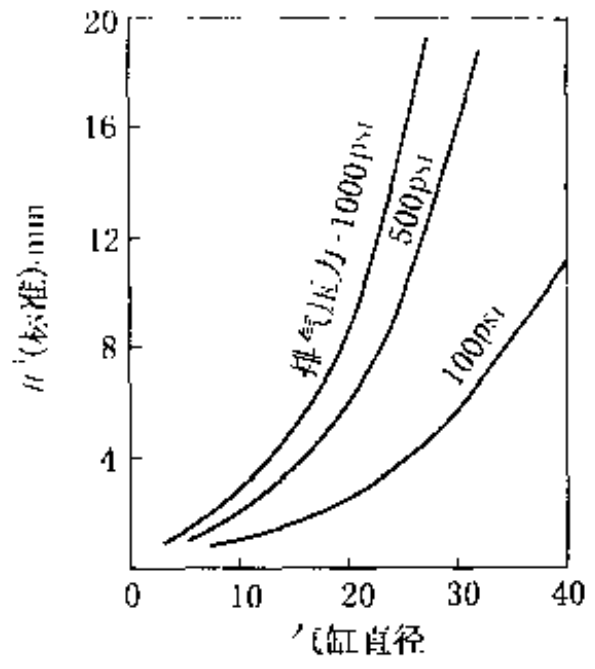


图 17－23 活塞环的平均泄漏速度（对轻气体、双作用气缸，压缩比为 4）

一边到了另一边，但对压缩机排气量来说是真正地损失了。所以，描述这一问题更好的方式是用由于泄漏导致的气缸容积效率损失的百分比。新活塞环在有油润滑条件下，对切口环，容积效率（V.E.）的损失约在 0.5%～3%。

对无油润滑气缸内的活塞环，有两方面的不利因素。首先是没有润滑油来减少泄漏通路，再就是活塞要间隙更大。任何一方面的不利因素都会使泄漏量增加约三倍。为了减少容积损失，经常选用图 17－20 中的密封搭切口环。理论上这种活塞环没有泄漏通路，而且泄漏量保持稳定。实质上在整个寿命期限，也就是说直到切口磨开，泄漏量保持恒定。根据实验，适当的使用这种活塞环与切口环相比，泄漏量减少达 90%。

17.26 压缩机活塞环材料

使用塑料的倾向并没有使金属被完全放弃。在有油润滑的情况下，耐用的青铜和铸铁仍是普遍应用的材料。这些材料适合制造填料环是因为它们是优良的轴承材料。因为它们具有多孔性，所以它们能够携带和保持润滑剂；他们自身的化学结构使它们在缺乏润滑油的情况下也可以自润滑；此外它们良好的导热性能，使它们可以将摩擦热从摩擦面迅速导走。

要用具有相同性能的塑料来代替这些金属，需要从几乎是无限多的塑料填充剂和合成塑料中选取。首先成功制成的塑料活塞环用的是苯酚和布基层压板。这些材料可以抵抗很多化学物质，可以在边界润滑条件下工作，且比较便宜。另一类是低摩擦，但强度也低的塑料，且需与提高强度的填充剂或其他强度高的塑料结合。在后一组塑料中，只有少数几种摩擦性能较好，能够无润滑运行。

对塑料进行分类是很困难的，但与压缩机有关的比较有用的塑料可以如下分类：

[×] 高摩擦且至少需要一定润滑的塑料：

- 聚酰亚胺(PI)
- 聚酰胺－酰亚胺(PAI)
- 聚醚醚酮(PEEK)
- 聚苯硫醚(PPS)(译注：原文 Polyphynylene 疑为 Polyphenylene)
- 聚酰胺(尼龙)
- 苯酚－布基层压板

可以在无油润滑下运行的低摩擦材料：

- TFE 加增强耐磨填充剂
- PI 加减磨填充剂
- PEEK 与减磨填充剂

这只是对材料的大体分类，说明大多数最好的、最常用的密封环材料出自这里面。

[×] 所有这些材料都含减磨填充剂。

这些材料的性能影响着所用活塞和填料环的形式。例如，TFE 混合物的屈服强度相对较低，需要配用 TR 填料环；TFE 的高延展性和"塑性记忆"使它可用于拉紧支承环，许多新塑料具有的强度和刚度使它们可以用在 BT 型环和 M 环上或者用作防挤出环。所有这些，再加上压缩机工况的多样性，就是可能永远都无法制定普遍适用的环材料和结构标准的原因。随着新材料的出现，用在压缩机上的环要根据操作条件和材料性能来进行设计。

17.27　密封环的摩擦

摩擦比其他特征更能显示出压缩机密封运行的好坏。像磨损一样，这也取决于润滑。必须向压缩机输入一定的功率以克服密封环的摩擦，但就象图 17－24 所示，这部分功率比压缩气体所需要的功率要小得多。这些曲线是基于正常尺寸的活塞和填料环得出的。

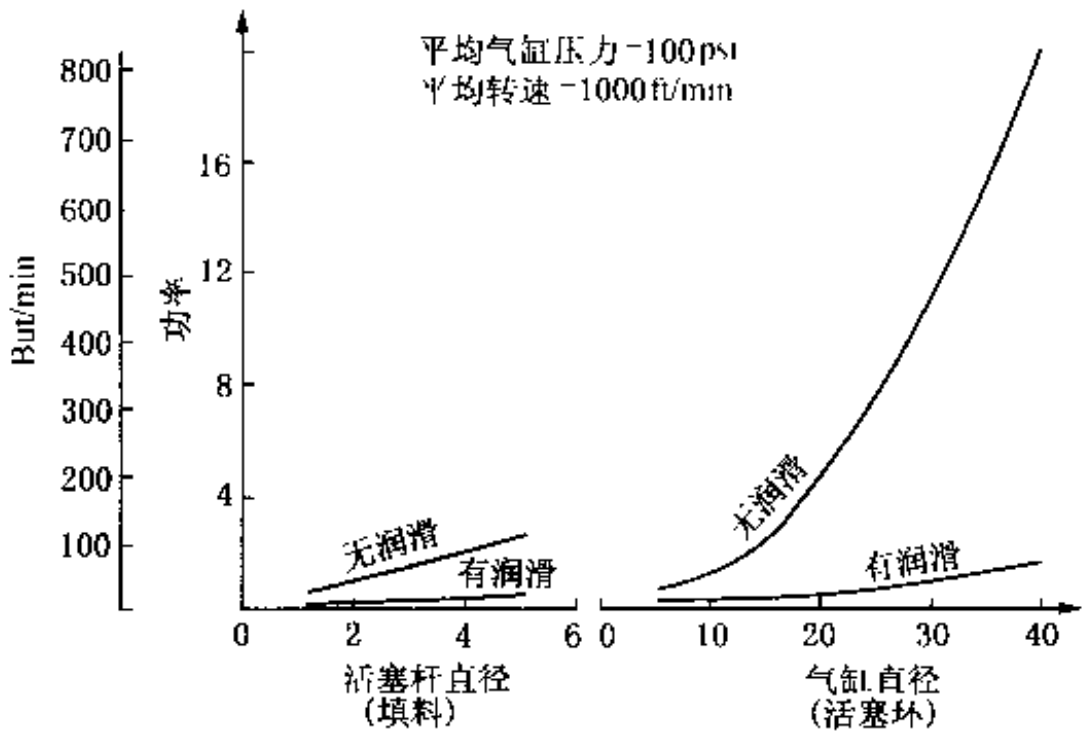


图 17－24　不同的活塞环直径对应的克服摩擦所需要的功率

克服密封摩擦力所需功率只占压缩机功率的 0.5 %～2 %。实质上，大部分摩擦消耗的功率转化为热能，如果不及时从填料函或活塞杆较热量导走，就会导致磨损或者泄漏。下例可说明这部分热量的影响，比如有一个 3in 的活塞杆，大约产生 1.6 HP(68 BTU/min)的热量，如果这部分热量不导出，将使活塞杆在 4min 内温度升高 100℉。降低摩擦的主要方法是充分润滑、使用低摩擦材料和尽量窄的活塞环。

17.28　压缩机填料函的冷却

适当的冷却是使压缩机填料函良好运行的重要因素，虽然这不是最重要的。主要的热量来自克服密封环摩擦阻力所做的功。

填料函的冷却受材料选择、密封环尺寸、压缩机特性和操作条件等影响。人们对冷却要求与各种影响因素的关系知道得还不准确。下面的内容供在确定何时需要特别的冷却和需要多大尺寸的冷却设备时参考。

低摩擦材料，如 TFE 混合物、或碳石墨，可使填料函或活塞在无润滑条件下运行。这

些材料的摩擦性能较好，但还是不如采用润滑时运行得好。密封环的结构形式对摩擦生热有一定的影响，但是多数的类型都产生大量的摩擦热。

填料函冷却的主要目的是转移由于密封环和活塞杆摩擦产生的热量。在填料环和活塞杆配合面几乎所有克服摩擦力所做的功都转化成了热量。这些热量传到填料盒、通过气缸的气体、隔离室和曲轴箱。

冷却填料盒的实例见图 17－25。实际中能够使用的冷却剂范围从只通过对流导热的油到能够速冷并泵送通过填料盒的特殊液体。在有些情况下向填料盒和活塞杆吹风进行冷却。

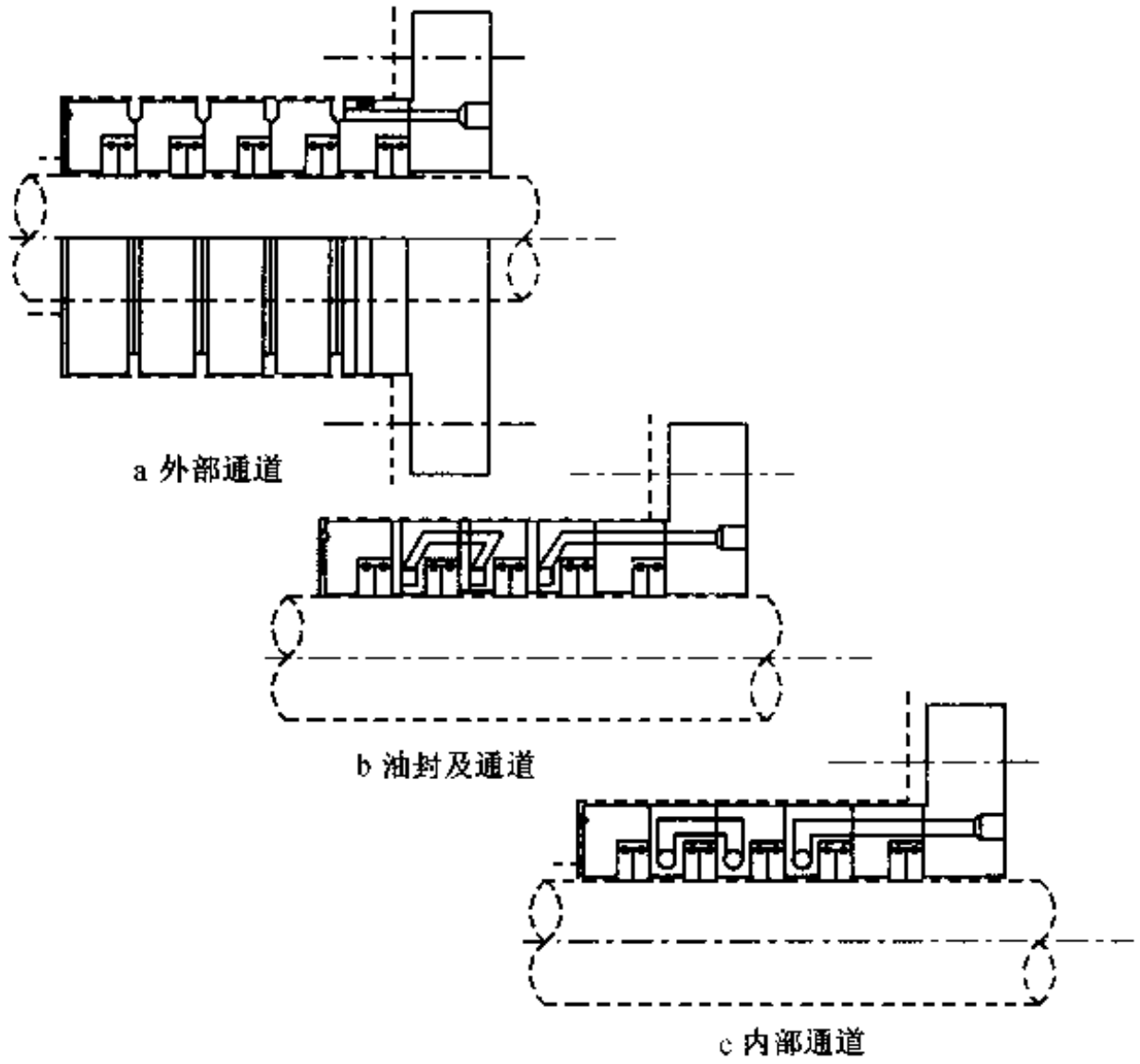


图 17－25　填料盒最常用的冷却方法

现在，最可行的冷却方法是用带有内通道的填料盒，在通道里通循环水或者水和防冻剂的混合物。一般不用油，因为油的冷却能力要比前者差。

影响热量产生和流动的因素，不同的压缩机各不一样，这使准确预测产生的热量变得非常困难。一个一般的计算方法，再结合一定的假设，可以作为计算的出发点，之后再根据现场应用的实际数据进行修正。

用这种方法在大多数情况下可以得出比较准确的结果。任何情况下估计摩擦系数都比较困难，在润滑不足时尤其困难。

若压缩机为有油润滑而且压力相对较低，可以相当准确地估计摩擦载荷。然而在低压情况下往往不需要冷却。在高压下，即使在润滑情况最好、特别有效的情况下，将活塞杆和密封环分开的润滑油膜只是部分地起作用，若没有实际操作的经验和经验数据，摩擦系数更难确定。

17.28.1　热量的产生

在有几个环的填料函中，大部分的压力降将只由一个环承受，为了计算方便，可以认为

所有压力降都作用在一个环上，所有的摩擦热都由这个环产出。实质上压力降以任何方式分布在整套环上，基本产生一样的热量。

为了简化计算，可以假设摩擦系数与载荷和摩擦面积无关。克服摩擦所需要做的功和产生的热量为：

$$\frac{\text{功}}{\text{转数}} = (F)(2)(S) \tag{17.1}$$

$$\text{BTU/min} = \frac{(F)(FRM)}{777} \tag{17.2}$$

式中　F——活塞杆克服摩擦移动需要的力，lb；

S——一压缩机行程，in；

FPM——活塞杆平均速度，ft/min。

活塞杆的速度在整个行程中是不同的，但可以在假设摩擦系数 f 与速度无关来估计摩擦系数的值。

摩擦力 F 取决于摩擦系数、环尺寸和作用在环上的平均压力 p_a。可以用吸气压力和排气压力的平均值得到比较准确的结果。用下式来计算平均压力 p_a 可得到更准确的结果：

$$p_a = \frac{\left[(p_d)(n)\left(\frac{p_s}{p_d}\right)^{1/n}\right] - (p_s)(2-n)}{2(n-1)} \tag{17.3}$$

式中　p_d——压缩机排气压力，psia；

p_s——压缩机吸气压力，psia；

n——气体常数。

根据填料环在活塞杆上引起的载荷的不同，可以将填料函内各种结构的填料环分成四类。在给定的压力和宽度 W 下，每一类环因为各瓣间的切口形式不同引起的载荷也不同。各种环引起的摩擦力与压力和环尺寸的关系如图 17－26 所示。

如图 17－27 所示，摩擦系数可以在很大的范围内变化。较低的数值对应的是润滑良好

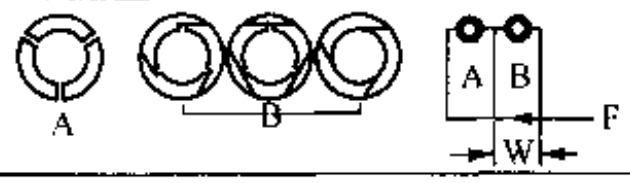
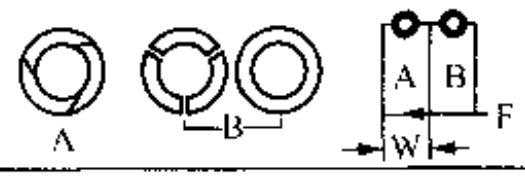
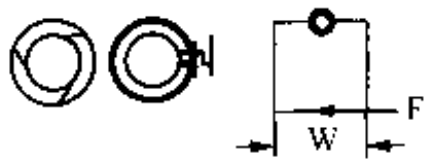
a 类		F=(π)(f)(p_a)(W)(1.24D+1)
b 类		F=(π)(f)(p_a)(W)(0.7D+0.5)
c 类		F=(π)(f)(p_a)(W)(0.7D+0.5)
d 类		F=(π)(f)(p_a)(W)(1.24D+1)

图 17－26　各种填料环的摩擦载荷

的表面，较高的是有灰尘和/或磨料存在的情况。当 f 超过大约0.3，且还伴有高压时，填料环一般不能起作用而且会被彻底毁掉。在很高的摩擦力下，几乎不可能散掉摩擦产生的热量，或保持有效的密封。

操作条件		f 的范围	在估算 BTU/min 时 f 的推荐值
润滑			
金属环	$P_d < 2000$ psi	0.005 ~ 0.02	0.02
	$P_d > 2000$ psi	0.01 ~ 0.05	
非金属环		0.01 ~ 0.1	0.05
欠润滑			
金属环		0.1 ~ 0.2	0.2
非金属环		0.12 ~ 0.2	
有污垢或颗粒		0.12 ~ 0.7	0.3
无润滑			
碳或 TFE 环粒		0.15 ~ 0.25	0.25
有污垢或颗粒		0.15 ~ 0.7	0.3
干燥惰性气体			
碳-石墨环		0.2 ~ 0.3	0.3
TFE 环		0.15 ~ 0.3	0.25

图 17－27　各种材料在不同润滑状况下的摩擦系数

用 f 的值，连同环的尺寸、操作压力和活塞杆速度可以计算密封环产生的 BTU/min(用17.2式)。

17.28.2　传递到气体的热量

压缩机产生的热量有几种散发方式。对大多数压缩机主要由两种途径：

1. 通过填料盒和填料盒冷却剂。

2. 通过流入气缸的气体。

当活塞杆因摩擦生热后进入气缸后，会将一部分热量释放给吸入温度下的气体，也在压缩冲程时向气体传热，这样，热量就散失在通过气缸的气体中。

有几个公式或经验关系式可用于计算从活塞杆传入气体的热量。可能要用(17.4)式来计算气体通过平滑表面的表面换热系数。

$$h_c = 0.5k\left(\frac{Vd}{u}\right)^{0.75} \tag{17.4}$$

式中　h_c——膜换热系数，BTU/h·ft²·°F；

k——导热性系数，BTU·ft/h·ft²·°F；

V——气体速度，ft/h；

u——气体粘度，lb/h·ft；

d——气体密度，lb/ft³。

传入气体的总热流量 Q 可用下式来计算：

$$Q = \frac{(h_c)(\Delta T)(D)(S)}{5500} \tag{17.5}$$

式中　Q——热流量，BTU/min；

ΔT——活塞杆和气体的温度差，°F；

D——活塞杆直径，in；

S——行程，in。

或者

$$Q = \frac{(k)(D)(S)}{5000}\left(\frac{(d)(FPM)}{u}\right)^{0.75}(T_r - T_s) \tag{17.6}$$

式中　T_r——活塞杆温度，°F；

T_s——吸入气体温度，°F。

活塞杆不是一个气流严格沿其平行流动的平面，气体流动的速度和方向在活塞杆表面的点与点之间变化很大，活塞杆的温度和暴露面积也不断变化，所以热流量的计算实质上是近似的。

在作这个近似时，可以给活塞杆温度 T_r 以外的任何量指定数值。活塞杆的温度是一个由冷却控制的条件。用活塞杆温度的最大值就会得到最大的流入气体和填料盒的热流量。

如果这个值较低，即传热速度较低，则活塞杆的温度就会上升，所以可以根据活塞杆最高许用温度估计热流量。一般来说，无油润滑机器可以在 250°F 的温度下运行，在有油润滑条件下，大约限制在 150°F。

17.28.3　对冷却剂的要求

如果传入气体的热量超过产生的热量，就不需要单独的液体冷却剂。经验表明，只要从填料盒转移的热量不超过每英寸活塞杆直径 20 BTU/min，就没有必要提供冷却剂。

一旦确定需要冷却剂，就要决定所需冷却剂的温度和流量。通常在大多数情况下，每英寸活塞杆直径每分钟一加仑的流量足够确保及时地导热。活塞杆直径增加，流量也增加，故可吸收增加的热量，同时对较大的冷却剂通道也是一种补偿。活塞杆直径较大时，具有较大的填料盒，因而有更多空间供冷却剂流通。

很难找出填料盒的计算热阻与观测到的热量损耗速度之间的关系。因此，确定冷却剂温度时，首先要设定冷却剂离开填料盒的温度为约 90°F，然后再计算进入时的温度。

例如：如果某填料函需要转移的热量是 200 BTU/min，冷却剂流量为 2gal(16.6lb)/min，有 16.6lb 的水来吸收热量。200 除以 16.6 得温度升高为 12°F，从 90°F 的出口温度中减去这一部分，得到最高容许入口温度为 78°F。对任何给定的需要从填料盒转移的热量，冷却剂与活塞杆之间需要有确定的温差。利用前文所述的方法，很明显在有些情况下，对于无油润滑和有油润滑，活塞杆的温度在 250°F ~ 150°F之间变化。

17.28.4　材料

图 17 – 27 从总体上显示了材料对热量产生的影响。除了摩擦性能，导热性能也影响对温度的控制。这两个参数并不是选择所用填料的惟一依据，象强度、对介质的抵抗性、费用和材料的耐磨性也都很重要。

润滑的极限状况也会限制材料的选择。润滑良好的条件下，象青铜或铸铁这样的金属是最好的选择。在不必考虑热传导特性的情况下，可能选用酚醛塑料、尼龙或聚四氟乙烯等塑料。在无油润滑条件下，填充聚四氟乙烯通常是首选材料。填充聚酰亚胺也是性能优良的材料，但比较贵，而其他较便宜的塑料不具备在无油润滑条件下良好运行的摩擦特性。

在这两个极限之间，压缩机工作在微润滑或半润滑，或者如图 17－27 中所称的欠润滑状态下。因为金属材料和非金属材料性能出现重叠，这种情况下更难找出一种最适合的材料使操作温度最低。例如，在一定的润滑条件下，金属环可以在令人满意的温度下运行。然而，条件稍微变化后，用非金属环可能更好。金属传热性好，可以在摩擦系数相度较高的条件下工作，而非金属在低摩擦下才能达到最佳的效果。有时可以通过将非金属密封环和金属支承环组合到一起达到两种材料的最佳组合性能，金属支承环不但有防挤出功能，而且还可以通过与活塞杆的接触帮助非金属环从环与活塞杆的表面将热量导走

图 17－28 包含两个计算冷却剂需求的例子。因为作了一些综合和假设，如前所说，这个结果只是近似的。然而，有些设计连这样粗略的计算都没做就应用于现场了。由于很多压缩机填料函出问题的根源都在于冷却不足，这里所讲述的方法将有助于减少这类问题。

许多机器工作的条件与所作的假设和说明不同。它们因自身的特点，或所用的材料，会使热流量的计算值出现一定程度的差别。比如，在一台大余隙容积的压缩机中，气缸中的温度会产生计算中未曾考虑的影响。行程短的压缩机中，进入气体的热流量很有限，而集中在活塞杆上的热量比通常的机器要高。(一个对这种情况较好的近似是忽略由(17.6)式计算的热量，并假设热量全部通过填料盒转移。)也有些材料或材料－润滑组合的摩擦系数不同于从摩擦系数图中查到的数值。称作欠润滑的区域实际上是一个很广的范围，这样只假设一个系数值可能使问题过于简化。

压缩机和气体相关数据		
	实例1	实例2
活塞杆直径 d	2	4
P_d	2000	6000
P_s	1000	3000
T_d	200	220
T_s	100	100
RPM	500	300
行程 S	9	12
润滑状况	无润滑	有润滑
气体	氢气	氮气
气体性质		
n	1.4	1.4
k	0.11	0.015
p	0.33	14.1
u	0.022	0.044
填料环类型	b类	a类
填料环宽度 W	0.18	0.31
冷却剂需求计算值		
P_b	1380	4200
RPM	750	600
f的假设值 (图17-27)	0.25	0.02
填料环产生的热量/(BTU/min)	370	379
进入气体的热量Q/(BTU/min) (17-6式)	64	66
传入冷却剂的热量/(BTU/min)	304	313
冷却剂入口温度(水流出温度为90°F 流量为1GPM/in 活塞杆直径)	72	81

图 17－28 冷却剂计算的实例

第 18 章　压缩机润滑

Glen Majors, P.E.
C.E.S. Associates, Inc.

压缩机的润滑主要有以下功能：

1. 减小运动件之间的摩擦力。
2. 从支承面导走热量。
3. 在压缩机运行中或停车后防止腐蚀。
4. 降低密封面之间和微小缝隙处的泄漏。

在回转式螺杆压缩机中，用润滑油导走压缩气体所产生的热量、密封转子并润滑轴承。

在往复压缩机的机身、曲轴箱中的润滑油用于润滑轴承、带走轴承热量、降低摩擦和防止腐蚀。

在往复压缩机气缸中，一次性通过的润滑油用来降低摩擦和磨损，同时防止腐蚀。

18.1　回转式螺杆压缩机

图 18－1 所示为一套典型的喷油螺杆压缩机的管路流动图。润滑油直接注入压缩机入口，注入量为 0.25～0.5 gpm/BHP。排出的气流是 185～200°F油和气的混合物，然后流经一系列的分离器和过滤器将油的含量降低到约 2 ppm。油箱中的空气压力为排气压力，故不必用泵即可以使润滑油运转流动。

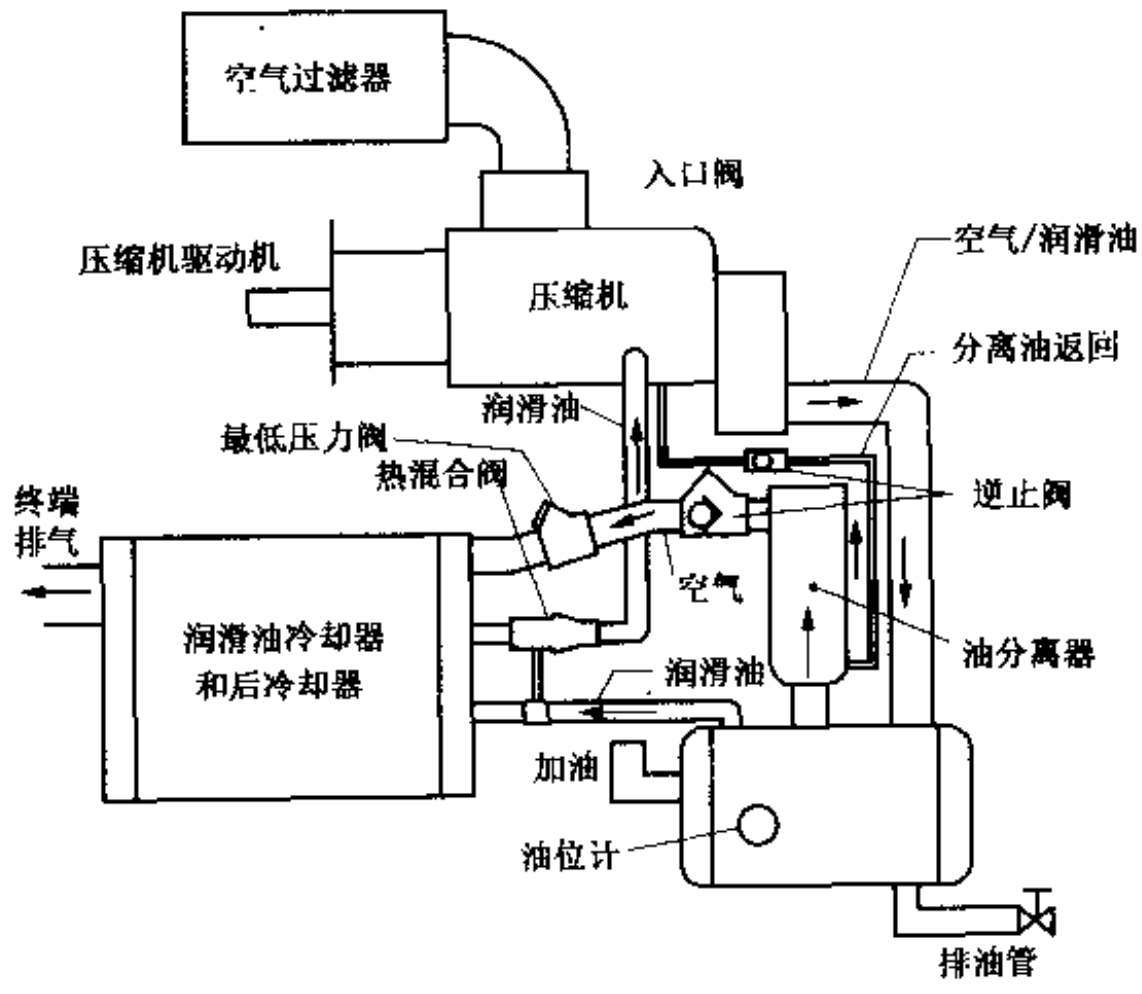


图 18－1　螺杆压缩机的空气/润滑油流动图

螺杆压缩机制造商都有独特的温度控制方法来防止水的凝结。因此，他们都有专门的用油要求以使运行状态最佳。他们用不同的合成液或几种合成液体的组合来控制氧化、油的乳化、水的分离和腐蚀。

18.2 往复压缩机曲轴箱

在往复压缩机曲轴箱内(见图 18－2)，油泵以 40～50 psi 的压力向主轴承和连杆轴承连续供油，以减小摩擦和带走热量。油池温度保持在 135～160°F以防止水气凝结。泵从曲轴箱吸油，油通过过滤器和恒温控制冷却器回到主轴承汇油槽。

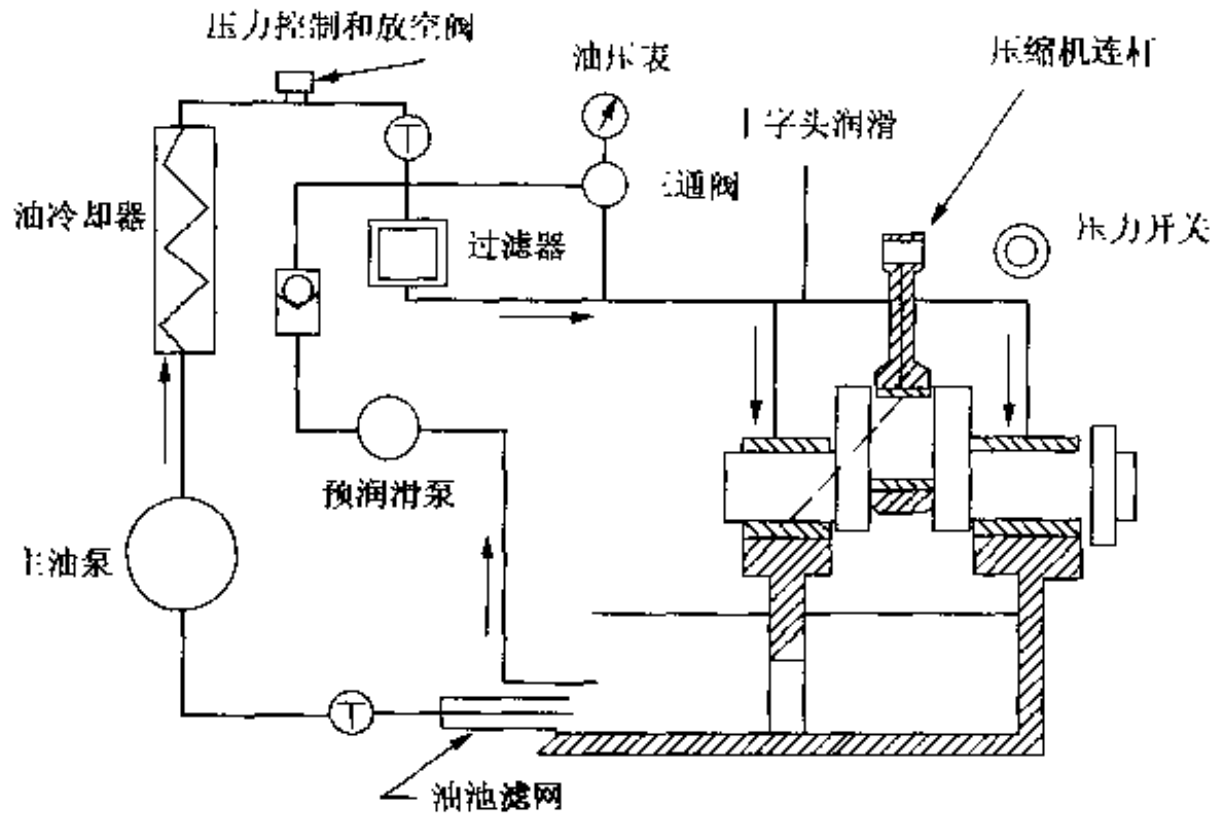


图 18－2 压缩机曲轴箱润滑油流动图

压缩机制造商一般推荐曲轴箱用含有生锈和氧化(R&O)抑制剂、牌号为 SAE 30～40 的润滑油。如果用的油粘度高，则流过轴承的油量就减少，会导致轴承面过热。对于用曲轴箱中的油来润滑气缸和填料函的机器，低粘度的油可能会使润滑不足。图 18－3 中的 A 给出了曲轴箱润滑油的工作温度范围，而图 18－3 中的 B 为冷启动时油泵抽空区域。

18.3 压缩机气缸

压缩机气缸润滑与其他部分润滑完全不同，因为润滑油只从气缸通过一次而不循环。气缸润滑的良好运行要求连续不停且定量地向气缸内壁和活塞杆供油。

压缩的气体可以是空气、脱硫气体、含硫石油气、冷冻气体、夹带液态烃的气体和夹带液态水的气体。这些气体通过氧化、腐蚀、化学反应、水冲洗、稀释和气体吸收等方面影响润滑。

气体的压力从有真空度到高达 60000 psi，温度范围从低至－60°F到高达 400°F。活塞环、填料环和阀可以是金属或者是非金属。

18.4 润滑油的选择

以上所有的条件都是在选择压缩机润滑油时需要考虑的。选取润滑油时充分考虑上述因

素，可以使摩擦件的寿命延长几年　如果润滑无效，摩擦件寿命可能只有几分钟

18.4.1　润滑油粘度

选取的任何润滑油在操作温度下必须有足够的粘度，以使运动件不互相接触，使系统在有磨粒通过时磨损最小。在选择润滑油时必须要考虑的两个不同的温度是：①"冷流"温度，和②气缸排气温度。不要将冷流温度与油特性中的"倾点"混淆　冷流温度是油泵抽空或在吸入行程柱塞不能连贯地吸满的温度。不管选用什么润滑油，冷流极限出现在粘度值为 6000 到 10000 SUS(赛氏通用[粘度]秒的范围(见图 18－3 中 B)。

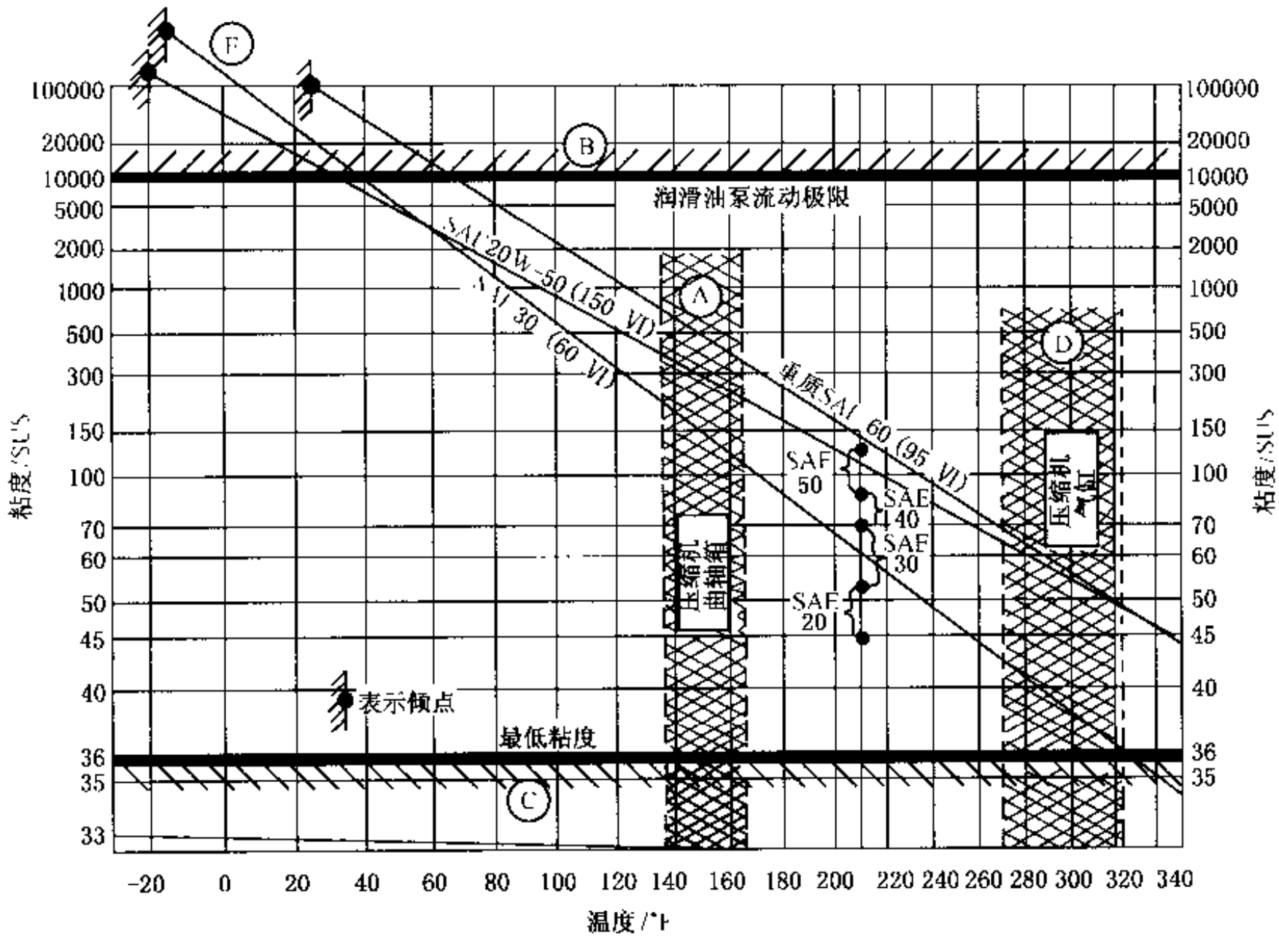


图 18－3　螺杆压缩机的空气/润滑油流动图

润滑油粘度总是按操作温度或最高气缸排气温度来选择的。如果所选取的润滑油在天气寒冷的时候发生冷流，那么就需要在储油箱和计量泵加装加热器和保温层。

18.4.2　润滑油的最小粘度

当润滑油的粘度等于水的粘度时，润滑油膜将不能承受动载荷，从而使润滑迅速失效。这个最小粘度大约为 36 SUS(见图 18－3 中 C)。

18.4.3　(对)气体的吸收

所有石油基的压缩机油都会吸收气体。气体的压力越高，就有越多的气体被润滑油吸收。润滑油在气缸中吸收气体后粘度降低。这种气体稀释的影响很难准确测量，而且如果没有在实验室中用真实气流组分、并在与压缩机气缸相同的温度和压力下进行试验，就很难进行预测，而这种实验又是相当耗时的。用天然气在 980 psi 的压力下进行实验室试验，结果表明一加仑的润滑油所

吸收的气体体积在未被压缩的情况下有 0.75gal。按操作温度选取润滑油时，将粘度再提高 5～10 SUS(见图 18－3 中 D)，是一种可以在某种程度上弥补这种影响的有效可行的方法。润滑油供应商提供了所涉及的所有压缩机油的温度粘度曲线(如图18－3)。建议将润滑油在气缸的操作温度下的粘度提高 5～10 SUS，一般需要选择高一级 SAE 等级的润滑油。

18.4.4 液态烃的稀释作用

许多压缩机，特别是油田的集气压缩机，会遇到含有液态烃的气流。石油基润滑油也是烃类，很容易被气流中的液烃稀释或冲刷走。塞状流中的液体夹带量经常变化，润滑油的稀释程度也随着变化。有两种解决方法：①将气流中的液态烃除去；②选择粘度最高的润滑油。

18.5 润滑油添加剂

多大的润滑油量都无法解决由于润滑油质量而产生的问题。在一些特殊的情况下，需要在润滑油中加各种添加剂。

18.5.1 除水和润湿金属的添加剂

大部分的压缩机气缸磨损问题是由于气流中携带有水。当水到达气缸或在气缸中由于化学反应生成水时，“水冲洗”作用会使润滑油漂走，而导致严重的磨损。一种合成的极性添加剂(非动物脂肪)具有润湿金属和除水的性能，可以用来减小水的影响。

18.5.2 减蚀剂

假设气流绝对干燥，那么即使含有少量的 CO_2、H_2S、氯化物和其他潜在的腐蚀性气体时，也可以用“标准的”压缩机部件来处理。但如果有一点湿气存在，那么就需要：①在所有接触气体的压缩机部件中加防腐蚀材料，或者②使用能增强压缩机抗腐蚀能力的润滑油。减蚀剂要与前面所说的除水和润湿金属的添加剂混和使用。即使在有水存在的情况下，这些添加剂的混合物也能使润滑油在任何金属表面形成一层紧密附着的润滑油膜，从而达到通过牺牲润滑油来中和酸性腐蚀介质、保护关键的金属部件的目的。

18.5.3 抗氧化剂

氧气与润滑油的烃分子反应，形成一种火山灰类型的浅褐色晶体沉积物，这种物质不能溶于石油溶剂或清洁剂。温度每升高 18℉，氧化速度加倍。在操作温度为 140℉的曲轴箱内的润滑油中平常的 R&O 抑制剂就足够了，但在操作温度达 300℉以上的气缸内是远远不够的。只要在气流中存在 2%的过量氧气，在几周内就会产生大量的灰状沉积物。为了解决这种问题，压缩机油中必须加高温抗氧化添加剂。

18.5.4 抗泡(沫)添加剂

润滑油离开压缩机气缸时由于被剧烈搅动而形成“泡沫淤渣”，这样的润滑油还将通过除液分离器。如果必须将润滑油从气流中除去，那么就必须在润滑油中加 3～5 ppm 的活性抗泡剂，以便快速打破气体泡沫。

18.5.5 抗乳化添加剂

排气温度高的时候，掺有气体的润滑油与水汽结合在管道的内壁和冷却器管内生成一种肥皂状的黑色沉淀。为了解决这种问题，需要在润滑油中加抗乳化添加剂。

18.5.6 粘度指数 VI 改进剂

为便于冷起动时和在寒冷天气下运行，所有发动机型的润滑油都使用粘度指数改进剂。

图18－3中所示为润滑油粘度随温度的变化情况，以及粘度指数 VI 从 60～150 的润滑油的比较。VI 改进剂在气缸中实际上没有用处，但它们确实能使润滑油泵在比较低的温度下就可以运行，而无需使用加热器(图 18－3 中 B)

18.6　最佳润滑

针对处理不同气流、使用不同材料的密封环、压力从低到高、以不同的速度运行的各种压缩机气缸，图 18－4 给出了确定润滑油最佳用量的经验准则

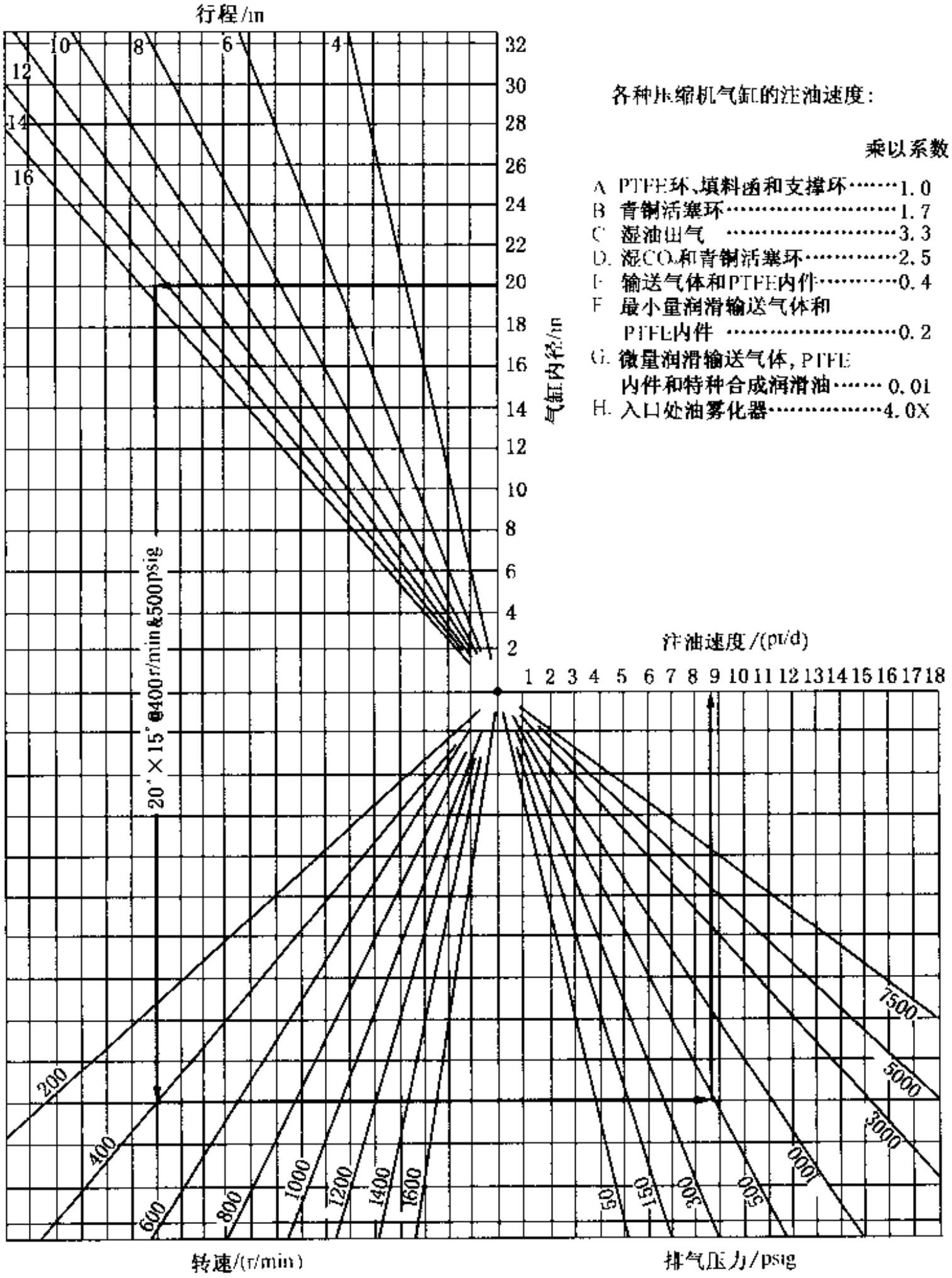


图 18－4

"最佳"润滑可以使压缩机寿命长达数年，而恶劣的润滑会导致急剧的磨损，缩短压缩机寿命。润滑过度对压缩机的寿命没什么好处，而且还要耗费更多的润滑油。图 18－5 所示为在不同的润滑油量下压缩机部件的寿命

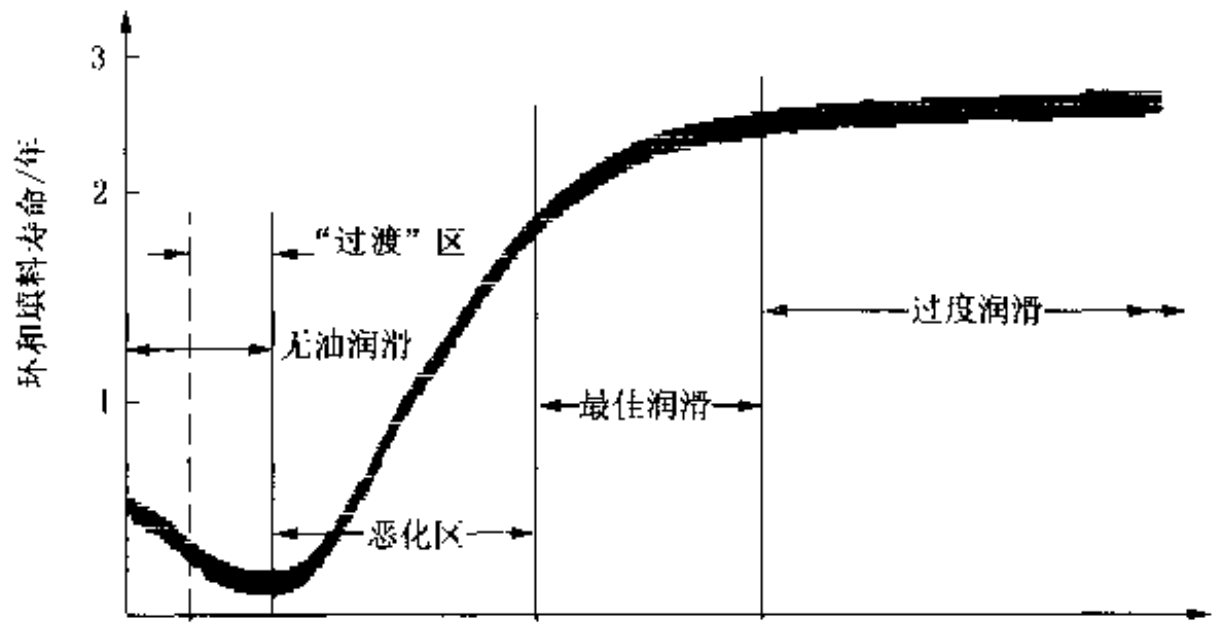


图 18－5 润滑油用量与压缩机密封件寿命

压缩机制造商、润滑油供应商和密封件制造商提出了各种各样的润滑油供油量的公式和准则，它们给出了用于气体输送的压缩机气缸的润滑油量估计值。这些公式是相近的，因为它们都是基于所有扫过的表面都要润滑这一原则。

没有可以适用于一切可能的工况、压力、速度、气体种类和密封环材料的公式或图表。图 18－4 覆盖了较大范围的气缸尺寸、压缩机运行速度、压力和密封环材料，给出的润滑油最佳用量针对的是衬有聚四氟乙烯环的气缸，单位是每天每个气缸用油多少品脱。对于装有其他环或压缩不同气体的气缸，图中列出了近似的修正系数。

18.7 除油

如果下游有对润滑油敏感的催化剂，那么就不容许气体中含有从气缸夹带的润滑油。为了解决这种问题，就要：①将压缩机改造成无润滑结构；或者②安装有效的除油装置。现场经验表明在有以下设备时，从气流中清除润滑油是比较经济的：

从气流中除油的百分率	
1. 不加抗泡添加剂的普通润滑油采用 KO Traps(除液分离器)	16 %
2. 加抗泡添加剂润滑油 + KO Trap	40 %
3. 加抗泡添加剂润滑油 + 后冷却器 + KO Trap	84%
4. 加抗泡添加剂润滑油 + 后冷却器 + KO Trap + 凝聚过滤器	96%
5. 加抗泡添加剂润滑油 + 后冷却器 + KO Trap + 凝聚过滤器 + 分子筛	99.6%

18.8 无油润滑(NL)压缩机

有些情况下，压缩机的气流中不允许有任何润滑油存在。为了最有效地防油，这些压缩机需要用 PTFE 活塞环、填料环和支承环以及非金属制造的阀部件，且要求排气温度在 275°F 以下。这些压缩机还要求有双隔离室，在活塞杆处于机身与气缸之间的部分装用油环，以防止曲轴箱中的油沿活塞杆进入气缸。如果有少量的油进入到无油润滑(NL)压缩机的气缸，压缩机将

在无润滑和最低润滑之间的"过渡区"运行，这会使活塞环和填料函的寿命只有几星期。图 18－5所示为从无润滑直到过度润滑的各种润滑状态下活塞环和填料环的寿命情况。

18.9　合成润滑剂

有少量的压缩机需要用合成润滑油。这些润滑油比较昂贵，但有些特殊性能是石油基润滑油所没有的，有些具有优良的防火性能，但有些还会参与气体流程中的反应。有时合成润滑油会腐蚀油漆、垫圈和"O"形环，有水存在时还会形成腐蚀性的酸。

表 18－1 列出了各种最常见的合成润滑剂与矿物润滑油的相比较的情况以及它们和压缩机部件的相容性。

18.10　压缩机润滑设备

活塞式压缩机需要有注油设备，以便连续可靠地向气缸和填料函的多个部位以一定压力注入少量的润滑油。有两种常用的基本的注油系统：①每一油泵供给一个注油点的柱塞泵组（油泵—注油点），②分流器注油系统。

18.10.1　油泵—注油点

这种系统中的计量泵可以由压缩机驱动，也可以单独配电机驱动。图 18－6 是一个单独的注油器剖面图，每个泵组有 5 到 18 套注油器。每个气缸可能有 2 到 6 个注油点。无油停车装置可以使压缩机在没有润滑油时停止运转。这种泵有不同的尺寸、压力等级，供油量可以调节。

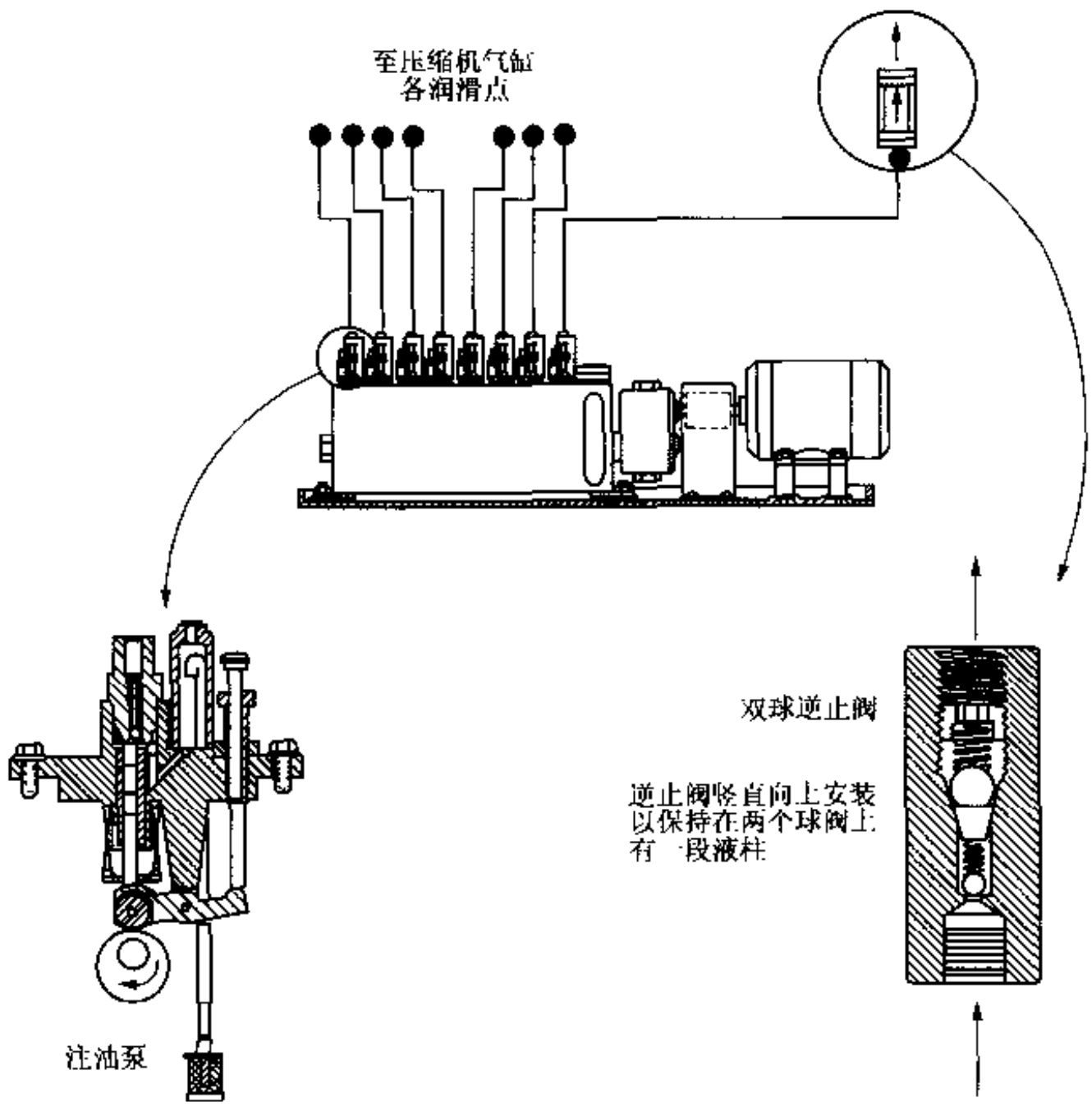


图 18－6

表 18-1 合成润滑油性能比较

	矿物油(Mineral Oil)	聚异丁烯(Polyisobutenes)	聚α烯烃(Polyalphaolefins)	烷基化芳香烃(Alkylated Aromatics)	聚(烷撑)二醇(Polyalkyleneglycols)	全氟烷基醚(Perfluoroalkylethers)	聚苯基醚(Polyphenylethers)	二羧酸酯(Dicarboxylic Acid Esters)	新戊(烷)基聚酯(Neopentyl Polyesters)	三芳基磷酸酯(Triaryl Phosphate Esters)	三烷基磷酸酯(Trialkyl Phosphate Esters)	硅油(Silicone Oils)
粘温性能(VI)	M	P	V	M	V	M	P	V	V	P	E	E
低温性能(凝固点)	P	M	E	G	G	G	P	E	V	M	E	E
液态范围	M	P	V	G	G	E	P	V	V	V	G	E
氧化稳定性(时效)	M	M	V	M	G	E	V	V	V	V	M	V
热稳定性	M	M	M	M	G	E	E	G	V	V	G	V
挥发损失,挥发性	M	M	V	G	G	E	G	E	E	V	V	V
耐火性,燃点温度	P	P	P	P	M	E	M	M	M	V	V	G
液压稳定性	E	E	E	E	G	E	E	M	M	M	G	G
耐腐蚀性能	E	E	E	E	G	P	M	M	M	M	M	G
密封材料兼容性	G	G	V	G	G	E	G	M	M	P	P	G
涂料和漆兼容性	E	E	E	E	M	V	M	M	M	P	P	G
与矿物油互溶性	E	E	E	E	P	P	G	V	V	M	M	P
添加剂溶解性	E	E	V	E	M	P	V	V	V	E	E	P
润滑性能	G	G	G	G	V	E	E	V	V	E	M	P
毒性	G	E	E	P	G	E	G	G	G	V	M	E
生物降解性	M	P	G	P	E	P	P	E	E	V	V	P
相对于矿物油的比价格	1	4	4	4	8	500	400	8	8	8	8	60

E 极好　V 很好　G 好　M 适中　P 差

译注:原文表中第一行 Polyalkylenegycols 应为 Polyalkyleneglycols。

18.10.2　分流器注油系统

这种系统用一个可调的输出泵和各种规格的分流器组件按一定流量向气缸上的多个点供油。象其他任何润滑系统一样，这种系统也必须有无油停车装置，在没有润滑油流动时，使压缩机停下来。只有在各条分油线上安装平衡阀(图 18－7)，而且平衡阀压力必须手动调节到稍高于气缸的最高压力，系统才能可靠运行。

18.10.3　气缸逆止阀

在压缩机气缸的每个注油点上，都需要在靠近气缸处安装一个逆止阀(图 18－6)，以防止气体回流进入润滑油系统。逆止阀应该竖直朝上安装，这样在球阀上就覆盖有一段“油柱”，这段油柱可以防止气体泄漏或空气混入计量系统

18.10.4　平衡阀

图 18－7 是一个用于分流器注油系统的可调平衡阀的剖面图。平衡阀设定压力都得稍高

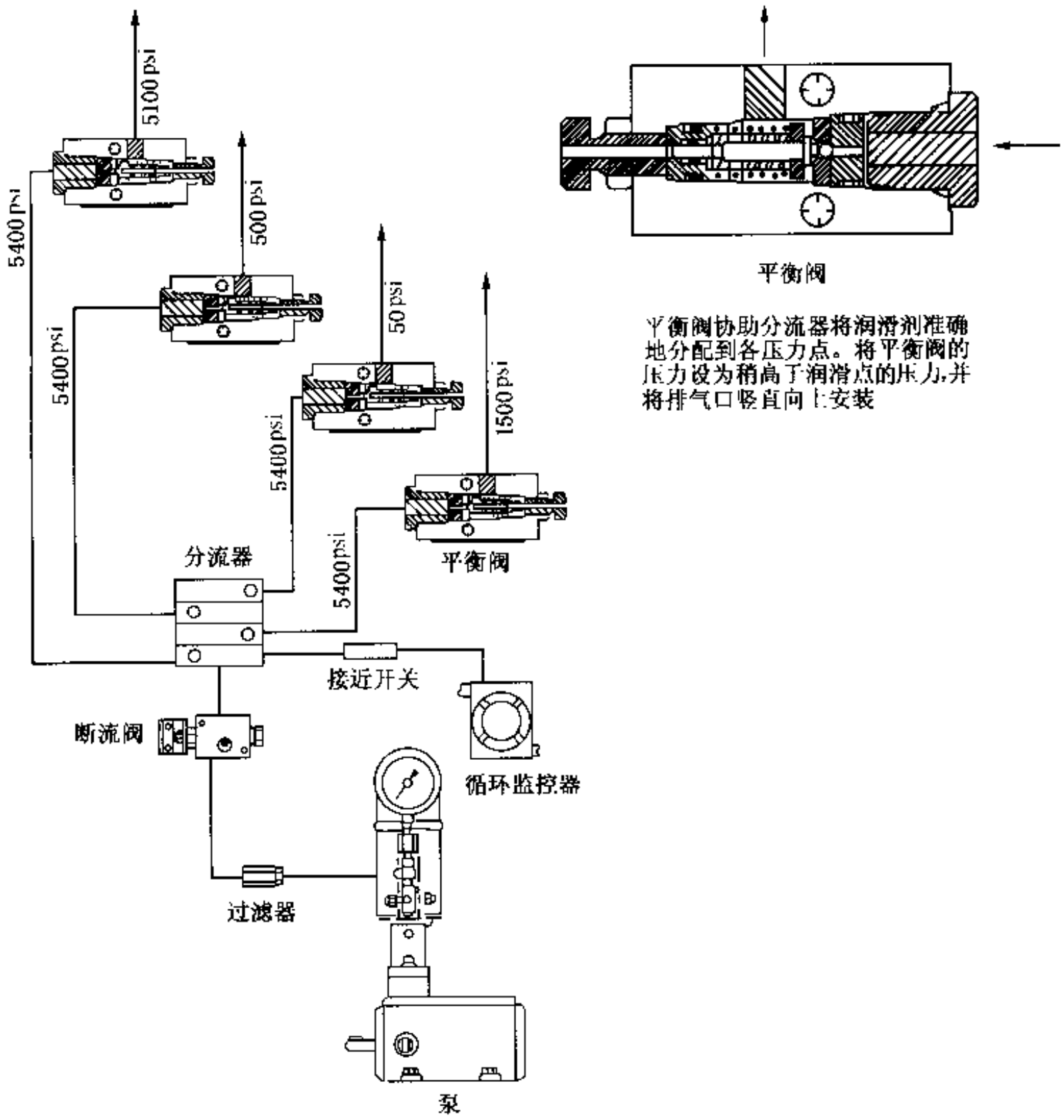


图 18－7

于气缸的最高压力。平衡阀排出口一定要朝上安装，否则就会困住气体，导致出现"泵变软"现象。

18.10.5 困气

分流器注油系统最大的问题就是"困气"。空气或气体会进入供油系统，如在油箱加油期间或因气缸逆止阀安装不当使得空气或气体进入供油系统。若能使润滑系统能够自动排气，就可解决这个问题。气体总是流向最高点，所以在安装管道和其他装置时，应使油总是向上流，而不能有向下的回路。

第 19 章　轴承设计原理

Hooshang Heshmat, Ph.D.
H. Ming Chen, Ph.D., P.E.
Mohawk Innovative Technology, Inc.

19.1　符号表

如无特殊说明，下列符号全文通用。

		单　位	国际单位制单位换算因数(译者附注)
A	面积	(in^2)	1 $in^2 = 6.4516 \times 10^{-4} m^2$
AMB	主动磁轴承		
B	阻尼系数	(lbf·s)/in	1(lbf·s)/in = 1.7512685×10^2N·s/m
B	$(\omega B)/2\mu ND(L/C)(R/C)^3 = (\pi B)/\mu L(R/C)^3$		
C	径向间隙	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
C_m	$\varepsilon = 0$ 时的最小间隙	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
C_M	$\varepsilon = 0$ 时的最大间隙	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
CSB	顺性表面轴承		
D	轴颈轴承的直径	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
E	弹性模量	(psi)	1 lbf/in^2(psi) = 6.894757×10^3Pa
F_r	摩擦力	(lb)	1 lbf = 4.448222N
G	质量流量	(lbm/s)	1 lbm/s = 0.453592kg/s
G	$G/1/2\rho_s ULC$	(－)	
G_x	x 方向或 θ 方向的紊流系数	(－)	
G_z	z 方向或 r 方向的紊流系数	(－)	
G_1	粘性剪切紊流系数	(－)	
H	功率损失	(hp)	1 hp = 7.456999×10^2W
K	弹性系数	(lb/in)	1 lb/in = 1.7512685×10^2N/m
K	$K/2\mu NL(R/C)^3$	(－)	
K_B	顺性表面轴承的结构刚度轴承宽度	(lb/in/in)	1 lb/in/in = 6.894757×10^3N/m/m
L	—— 对轴颈轴承为 z 方向的宽度	(in)	
	—— 对止推轴承为 r 方向的宽度		1 in = 2.54×10^{-2}m
M_{CR}	轴颈轴承稳定的临界质量	(lbm)	1 lbm = 0.453592kg
$\hat{M}_{CR}$	$(M_{CR}N)/2\mu L(R/C)^3$		
N	单位转数	(r/min)	
P	单位载荷	(psi)	1 lbf/in^2(psi) = 6.894757×10^3Pa
	——轴颈轴承中为(W/LD)	(lbf/in^2)	1 lbf/in^2 = 6.894757×10^3Pa
	——止推轴承中为(W/A)	(lbf/in^2)	1 lbf/in^2 = 6.894757×10^3Pa
Q	润滑剂体积流量	(in^3/s)	1 $in^3/s = 1.63871 \times 10^{-5} m^3/s$
$\hat{Q}_s$	(Q_s/ Q_{sF})缺油程度	(－)	
Q_s、Q_r	润滑剂的侧向泄漏量(流体动态)	(in^3/s)	1 $in^3/s = 1.63871 \times 10^{-5} m^3/s$
Q_1、Q_m	入口处流量	(in^3/s)	1 $in^3/s = 1.63871 \times 10^{-5} m^3/s$
Q_2	出口处流量	(in^3/s)	1 $in^3/s = 1.63871 \times 10^{-5} m^3/s$
Q_{2p}	压力梯度产生的出口处流量	(in^3/s)	1 $in^3/s = 1.63871 \times 10^{-5} m^3/s$

R	轴承或轴颈的半径	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
R_1	内径	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
R_2	外径	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
$\mathscr{R}$	理想气体常数(ft·lbf/lbm·°R)	(-)	
Re	Reynolds 数(雷诺数)		
	—— 轴颈轴承中为($\rho R\omega h/\mu$)	(-)	
	——止推轴承中为($\rho R\omega h/\mu$)		
RER	滚动轴承		
S	Sommerfeld (索莫菲)数$(L/D)\mu N/M)(R/C)^2 = 1/W$	(-)	
t	温度	(°R 或°F)	1 R(°F) = 5/9K
ΔT	温升($T - T_i$)	(°R 或°F)	1 R(°F) = 5/9K
v	线速度	(in/s)	1 in/s = 2.54×10^{-2}m/s
W	载荷	(lb)	1 lbf = 4.448222N
W_{CR}	轴颈轴承稳定的临界载荷	(lb)	1 lbf = 4.448222N
W_{CR}	$(W_{CR}/W)(C\omega^2/g)$	(-)	
W	—— 轴颈轴承为$(W/LD)\mu N)(C/R)^2$	(-)	
	— 止推轴承为$(W/R_2^2\mu\omega)(h_2/L)^2$	(-)	
b	止推轴承的斜面比例	(-)	
c	润滑剂的比热	(BTU/lb·°F或°R) (译注:原文单位疑误)	1 BTU(lb·°F) = 4.1868×10^3J(kg·K)
d	中心偏移量或预载量	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
e	偏心距	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
f	摩擦系数(F_r/W)	(-)	
g	重力加速度	(32.174 ft/s²)	32.174 ft/s² = 9.80665m/s²
h	膜厚	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
h_{min}	最小膜厚	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
h_1	在 $R_{1,0}$处的($h_1 - h_2$)值	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
h_p	支点位置上的膜厚	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
h_2	流体膜末端的膜厚	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
	无量纲膜厚		
h	—— 轴颈轴承为(h/C)	(-)	
	——止推轴承为(h/h_2)		
h_n	名义膜厚	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
h^*	(h/δ)	(-)	
h_p^*	(h_p/δ)	(-)	
h_1^*	(h_1/δ)	(-)	
h_2^*	(h_2/δ)	(-)	
	单位		
l_1	凸耳周向长度的一半	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
m	预载(d/C)	(-)	
n	轴瓦的数量	(-)	
p	压力	(psi)	1 lbf/in²(psi) = 6.894757×10^3Pa
p_a	环境压力	(psia)	1 lbf/in²(psia) = 6.894757×10^3Pa(绝)
p_s	供给压力	(psi)	1 lbf/in²(psi) = 6.894757×10^3Pa
r	径向坐标	(-)	
$\bar{r}$	(r/R_2)	(-)	
s	凸耳间距(顶点之间)	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
t	时间,箔带厚度	(s、m)	1 in = 2.54×10^{-2}m
u	密度	(-)	

x, y	直角坐标	(–)	
z	轴向坐标	(–)	
α	轴承柔顺性		
	$\frac{2P_{ss}}{CE}\left(\frac{l_a}{l}\right)^3(l-\nu^2)$;		
	$\frac{2P_{ss}}{h_2E}\left(\frac{l_a}{l}\right)^3(l-\nu^2)$;		
β	轴瓦张角(弧度或度)	(°或 rad)	
β_a	轴瓦由始端到支点的角度	(°或 rad)	
β_c	流体膜弧度($\theta_2-\theta_1$)	(°或 rad)	
β_r	(β_p/β)	(–)	
δ	斜度	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
δ_t	周向斜度(h_1-h_2)	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
δ_r	$\theta=0$ 处的径向斜度($h_{11}-h_{12}$)	(in)	1 in = 2.54×10^{-2}m
ε	偏心率(e/C)	(–)	
ε_m	(e/C_m)	(–)	
θ	角度坐标	(°或 rad)	
θ_S	轴瓦的起始角	(°或 rad)	
θ_p	支点位置	(°或 rad)	
θ_F	轴瓦的终止角	(°或 rad)	
θ_2	流体动态膜的末端位置	(°或 rad)	
θ_{min}	h_{min}的角度位置	(°或 rad)	
μ	润滑剂粘度	(lbf·s /in^2)	1 lbf·s/in^2 = 6.894757×10^3Pa·s
ν	泊松比	(–)	
ρ	润滑剂密度	(lbm/in^3)	1 lbm/in^3 = 2.76799×10^4kg/m^3
φ	姿态角($\theta_{min}-\pi$)	(rad)	
φ_l	载荷角	(°或 rad)	
ω	角速度	(rad/s)	
ω_i	失稳的门槛频率	(rad/s)	
ω_n	系统的固有频率	(rad/s)	
ω_r	(ω_i/ω)	(–)	
A	$12\pi(\mu N/p_a)(R/C)^2$	(–)	

下标

a	环境
E	终止
r	径向
F	全流体膜
R	环
S	开始
xx	由于 x 方向上的位移而产生的 x 方向上的力
xy	由于 y 方向上的位移而产生的 x 方向上的力
yx	由于 x 方向上的位移而产生的 y 方向上的力
yy	由于 y 方向上的位移而产生的 y 方向上的力
τ	摩擦
1,2,3	叶形 1,2 或 3

19.2 压缩机及轴承

根据压缩机的速度和排出压力,通常可将压缩机分为:

- 往复式——低速,中高压

- 离心式——高速，中压
- 轴流式——超高速，低压

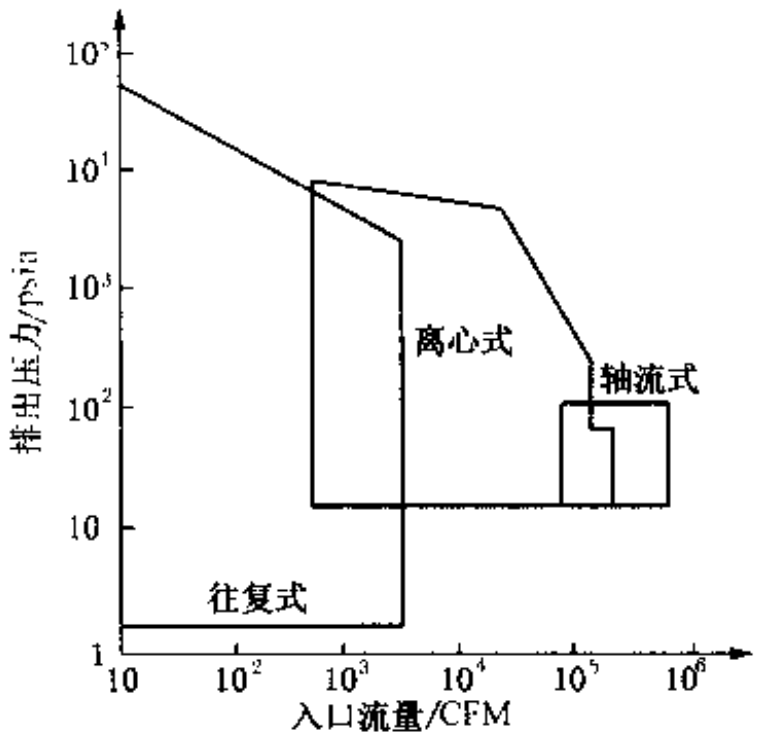


图 19－1　各类压缩机的使用范围

图 19－1 所示为各类压缩机的使用范围。被压缩流体的温度通常要求低于 600°F，为此通常要配备中间冷却器。图 19－2 说明了压缩机不同驱动方式及质量流量，低速时流量大而高速时流量小。因此，在压缩机中使用的轴承的速度可达 30000 r/min，在某些特殊使用场合，如在深冷泵中，轴承转速可达 100000 r/min。

19.2.1　往复压缩机轴承

往复式压缩机中轴承的使用情况如图 19－3。装置中共有四套轴承，每套轴承的工作条件都有所不同。主轴轴承的工作情况是最普通的一种，它所在的位置和尺寸使它能够获得正常的润滑。它的转速一般在 125～500 r/min，通常由蒸汽轮机驱动。下一个是曲轴轴承，由于在每一个动力冲程中受力不断变化，它承受的载荷最大；同样，它的工作速度在每个循环中也是变化的。连杆末端的十字头销轴承承受连杆的摆动。十字头内往往装有一个青铜衬套，工作时处于边界润滑状态。

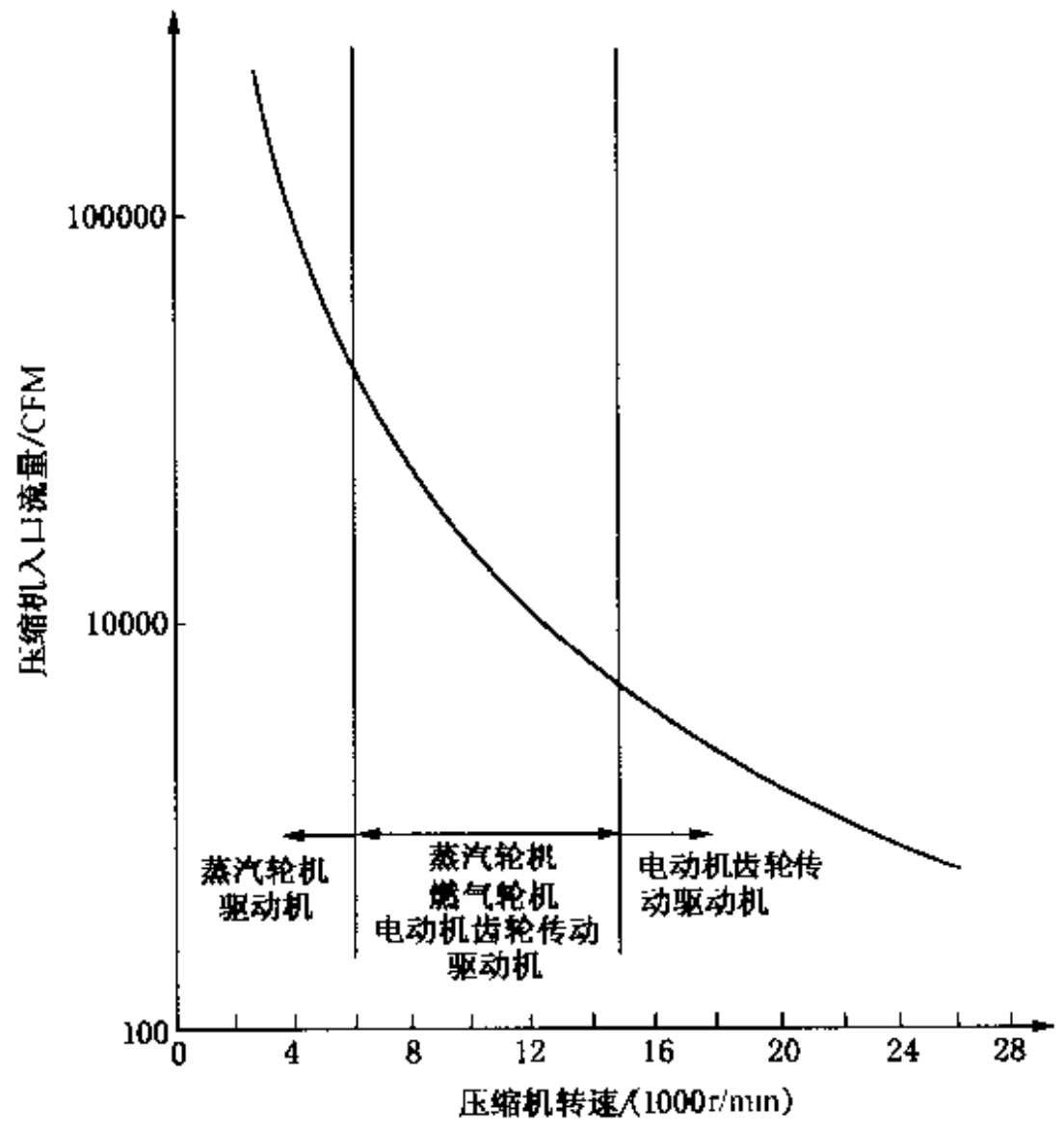


图 19－2　离心式压缩机操作条件[6]

19.2.2　离心式压缩机的轴承

离心式压缩机是现今最常用的压缩机形式，包括压力不超过几个 psi、结构简单的风扇到带中间冷却器、结构复杂的多级压缩机，这种多级压缩机又常用齿轮传动机构和电机或燃气轮机相连。离心式压缩机体积流量与转速之间的典型关系如下表所示：

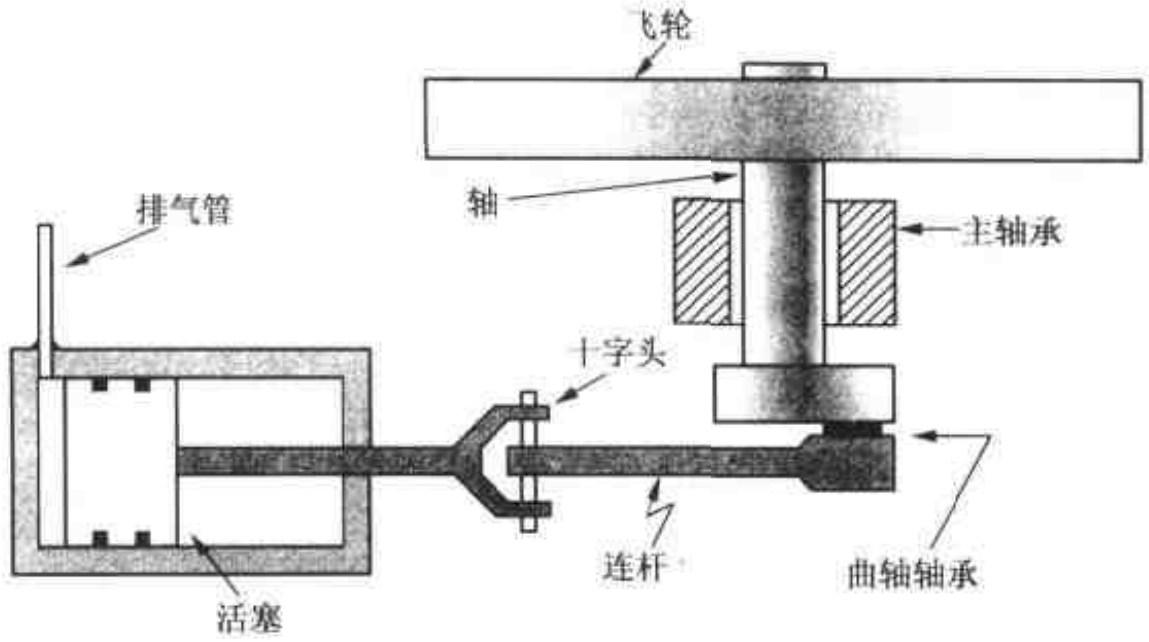


图 19－3　往复压缩机轴承布置简图

由于压缩机流量大也就意味着其轴径大，所以上表中不同工作条件下的轴承的线速度变化并不大。

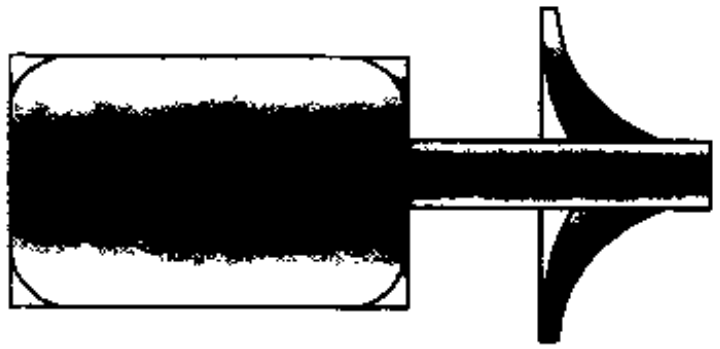
按轴承的布置情况，可将离心式压缩机分为如下几种：

体积流量/CFM	转速/(r/min)
3000	10000
12000	6000
40000	3600
90000	2700

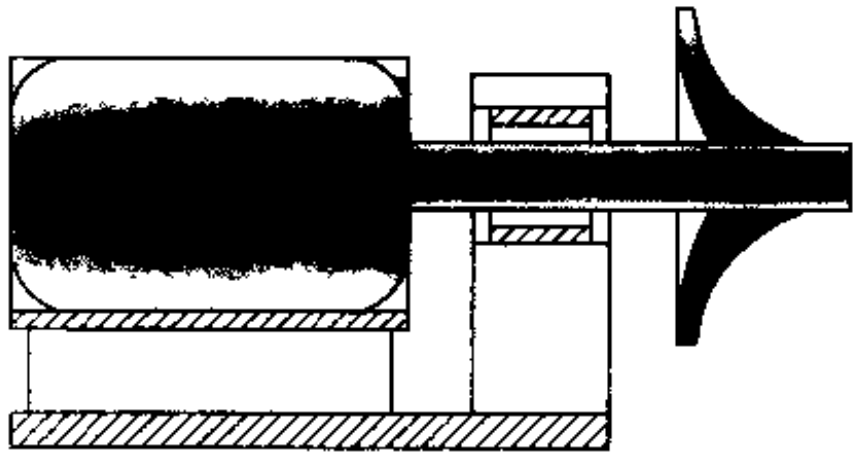
单级悬臂叶轮。图 19－4a 和图 19－4b 都是这种形式。虽然结构有所不同，但这两种结构对轴颈轴承和止推轴承产生的影响效果是相似的，即都是不对中误差。实际上，在驱动机外侧不安装轴承的结构中，这种不对中情况会更为严重。采用悬臂结构的装置更易于产生振动和失稳。图 19－4c 的装置在外轴端另外安装一个轴承，结构形式较好。

多级压缩机。多级压缩机典型的布置方式如图 19－5。这种布置方式没有悬臂的质量，所以，除非轴产生严重弯曲，否则不会有不对中现象发生。在高速机器中由于需使用联轴器、电机及齿轮组，所以可能会引入一些不平衡力和外部激振力。这些载荷源自电力线频率的变化，齿轮上齿的啮合过程以及联轴器的不对中，甚至还可能来自于底座的振动。

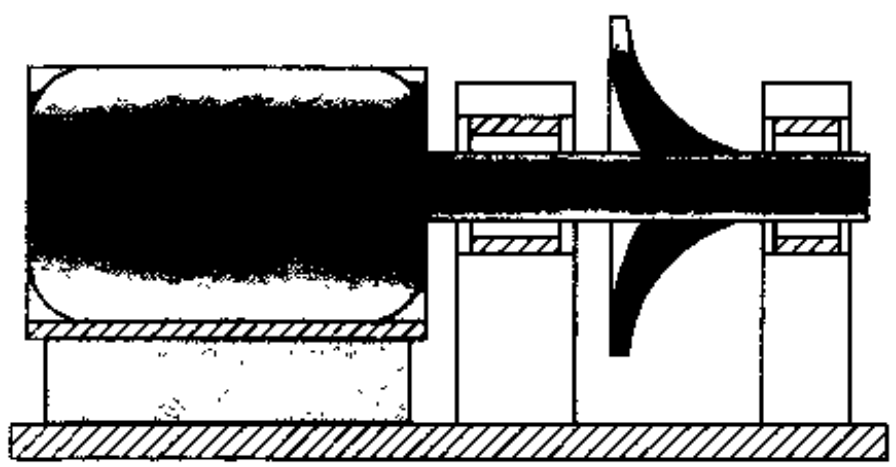
最复杂的问题在于如何承受装置中产生的轴向力。当轴向推力很大时，通常采用安装平衡鼓的方法来平衡部分轴向推力载荷，其结构布置如图 19－6 所示。尽管如此，仍有部分剩余的轴向推力需要由止推轴承来承受 。这样的止推轴承常常要用两个，一个是主动轴承，另一个是被动轴承；前者用于承受静载荷，后者用于承受动载荷。这可通过使轴沿轴向产生 10～20mil(1mil＝0.001in)的浮动，从而将推力从主动轴承传到被动轴承上来实现。某些情况下轴向载荷可能发生反向，这时两个止推轴承应能够承受来自两个方向的推力。



a 无支撑悬臂叶轮

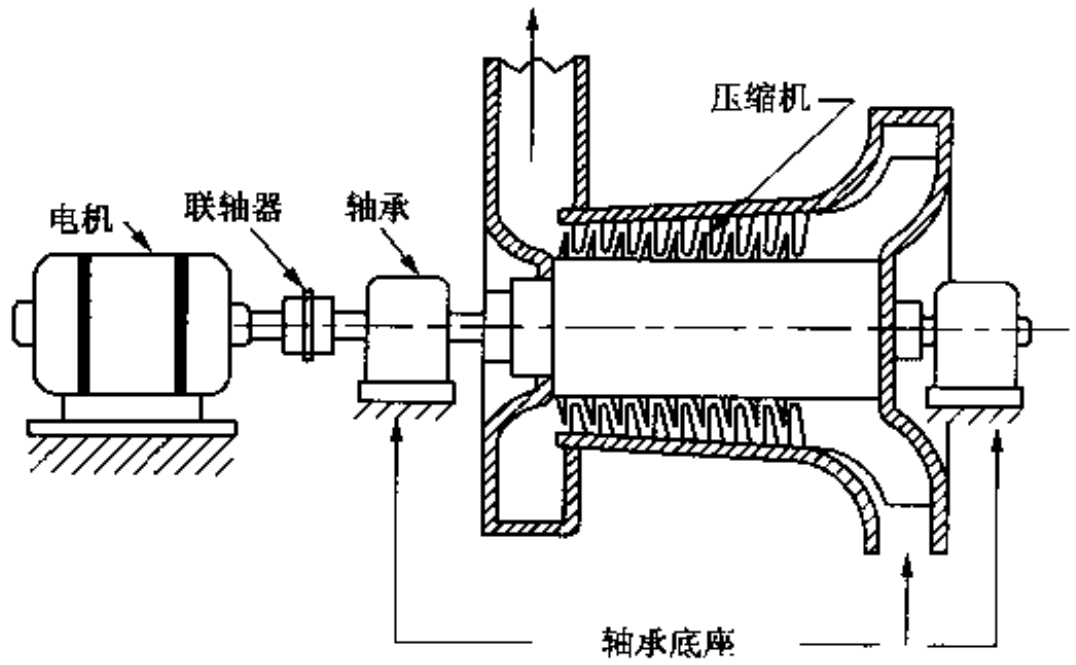


b 单轴承支撑悬臂叶轮

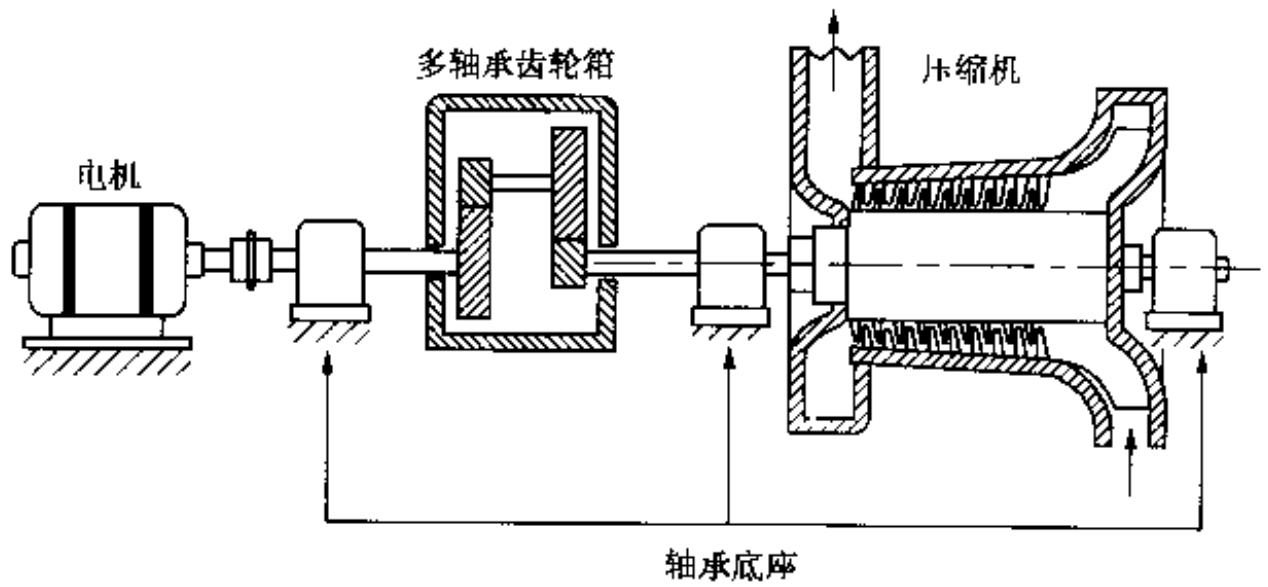


c 双轴承支撑的叶轮轴

图 19－4 单级离心式压缩机



a 直接驱动



b 齿轮传动驱动

图 19－5 多级离心式压缩机

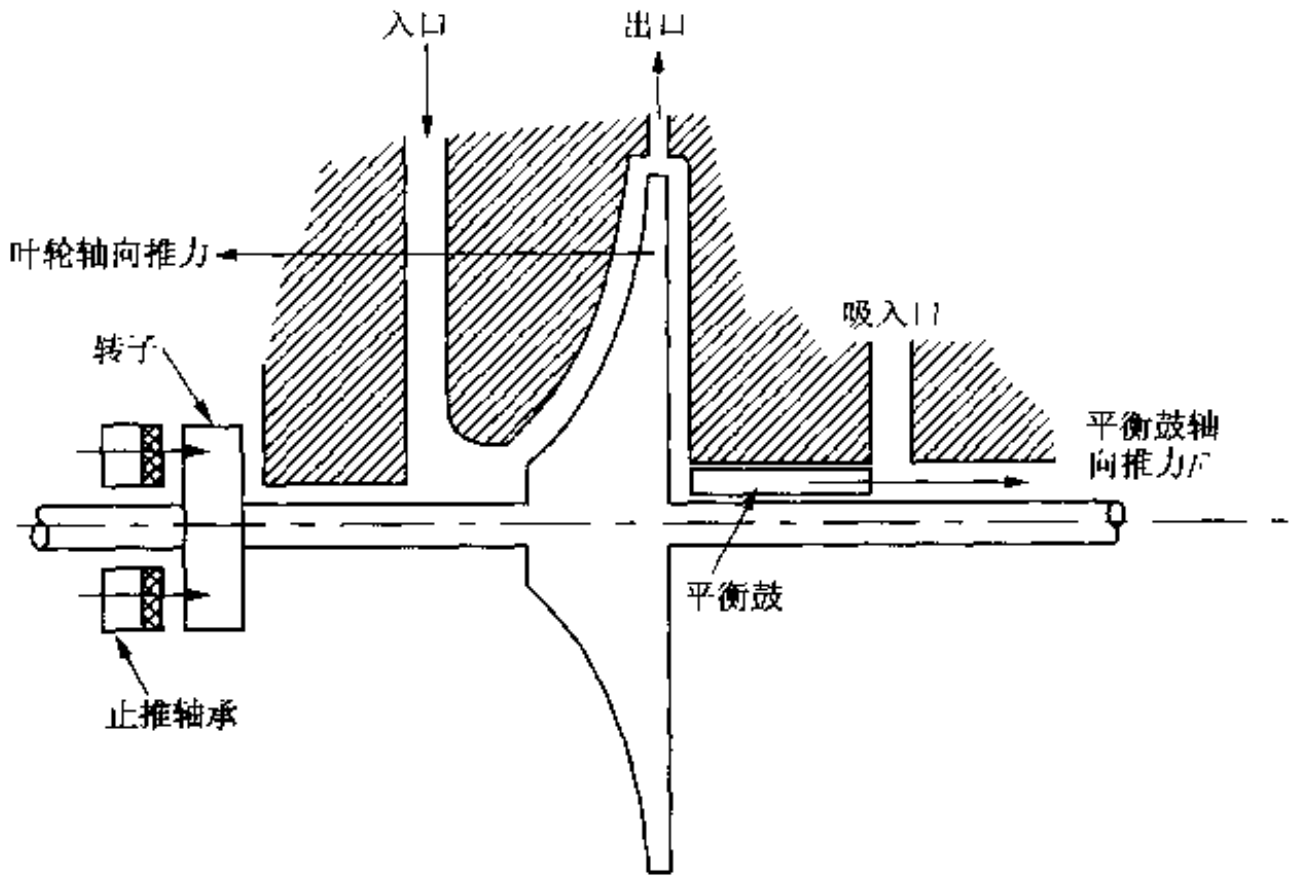


图 19－6　离心式压缩机中的轴向载荷

19.3　轴承一般原理

可用于压缩机的轴承有五种，每种轴承使用于各自特定的操作条件。从摩擦学的角度可将这五种轴承分为三类：

流体膜轴承。这类轴承是靠它们所形成的充分发展的流体膜(液膜或气膜)来承受载荷。这类轴承包括各种流体动压轴颈轴承和止推轴承，它们是通过轴承表面间的相对运动来产生支撑力的，而流体静压轴承则是由外部所提供的高压流体来产生承载能力。

弹性流体动压轴承。这类轴承是靠流体动压以及弹性轴承表面因发生弯曲而产生的支撑力来工作的。这类轴承有顺性表面轴承(或箔带轴承)以及滚动轴承。

磁力轴承。这里研究的第三类轴承是一种独特的支撑系统即磁力轴承。它是依靠轴承结构中的电磁场所产生的电磁力来承受载荷的。

各种流体膜轴承结构的基本型式如图 19－7 所示。在接下来的几个小节里将对轴承的工作理论做简要的回顾。从 19.3.0 节到 19.8.0 节将介绍工程实际中的轴承设计和应用方面的内容。

19.3.1　流体动压轴承

图 19－8 所示为流体动压轴承的示意图。该轴承由一个运动表面和一个静止表面构成，两个表面被一层厚度不断变化的流体膜分开。当润滑剂以剪切方式从入口到出口之间的缝隙流过时，它的速度、压力、温度和粘度都会发生很大的变化，这些变化会直接影响到轴承的性能。

不可压缩流体的润滑。当轴承采用不可压缩的润滑剂时，表示轴承几何参数、操作参数与性能之间关系的基本数学方程是 Reynolds 微分方程，即

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{h^3}{\mu}\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{h^3}{\mu}\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right)\right]=6\frac{\partial h}{\partial x} \tag{19.1}$$

求解雷诺方程,可得出轴承中的压力场 $p(x,y)$ 以及压力梯度($\partial p/\partial x$)和($\partial p/\partial z$)。对压力场及压力梯度积分后可得

• 承载能力

$$W = \int_0^L \int_0^B p(x,z)\mathrm{d}x\mathrm{d}z \tag{19.2}$$

• 摩擦力和功率损失

$$F_\tau = \int_0^L \int_0^B \left[\pm \frac{h}{2}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{\mu U}{h}\mathrm{d}x\mathrm{d}z \right. : H = F_\tau U \tag{19.3}$$

• 流量在 x 方向和 z 方向的分量

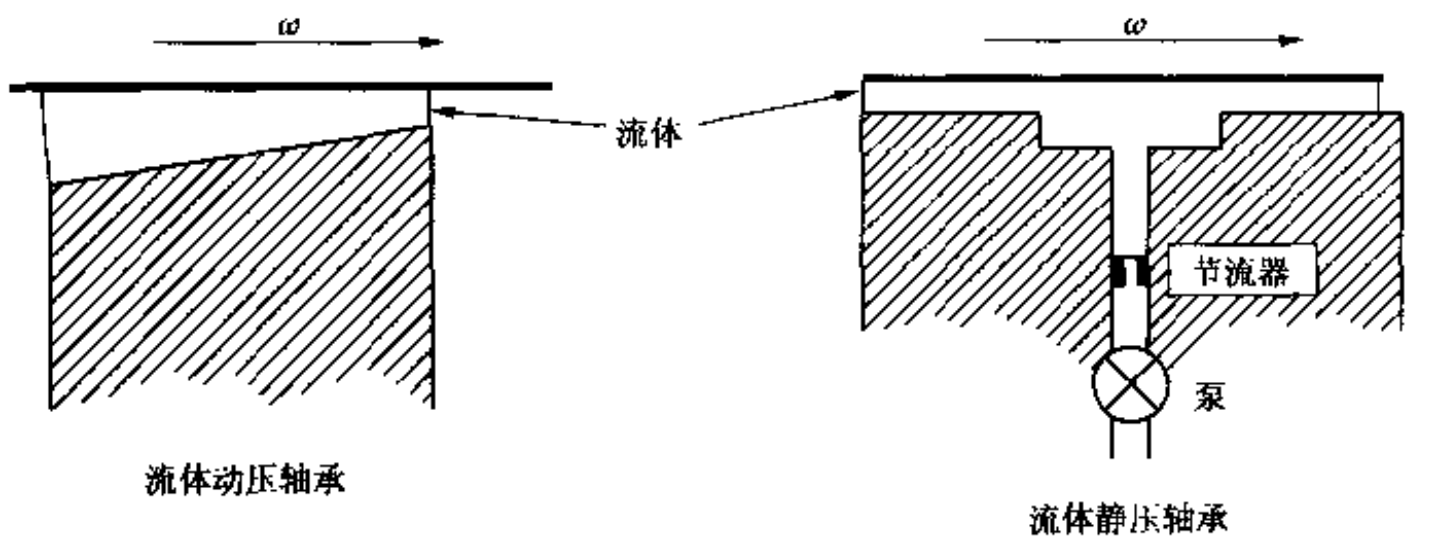


图 19-7 四种常见的轴承类型

$$Q_x = \int_0^L \left[\frac{h^3}{12\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right) + \frac{hU}{2} \right] \mathrm{d}z \tag{19.4a}$$

$$Q_z = \int_0^B \frac{h^3}{12\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right) \mathrm{d}z \tag{19.4b}$$

可压缩流体润滑。对于气体润滑的轴承,雷诺方程的形式与不可压缩流体润滑时相似。但是由于气体具有可压缩性,所以方程中出现了气体密度。也就是:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{\rho h^3}{\mu}\left(\frac{\partial P}{\partial x}\right) \right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{\rho h^3}{\mu}\left(\frac{\partial P}{\partial z}\right) \right] = 6U\frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \tag{19.5}$$

气体润滑轴承与液体润滑轴承的本质区别在于:

• 气体润滑轴承的承载能力取决环境压力,而液体润滑轴承却不是这样。

- 液体润滑轴承的流体膜末端常会出现空化区，而气体润滑轴承的气膜中不存在空化区。
- 与液体不同，气体的粘度随温度上升而增加。
- 由于气体的粘度远小于液体的粘度，所以气体润滑轴承的气膜厚度比液体润滑轴承的液膜厚度小 1－2 个数量级(图 19－9)。基于相同原因，气体润滑轴承的摩擦损失也大大低于液体润滑轴承。
- 气体润滑轴承无需特设润滑剂供应装置。

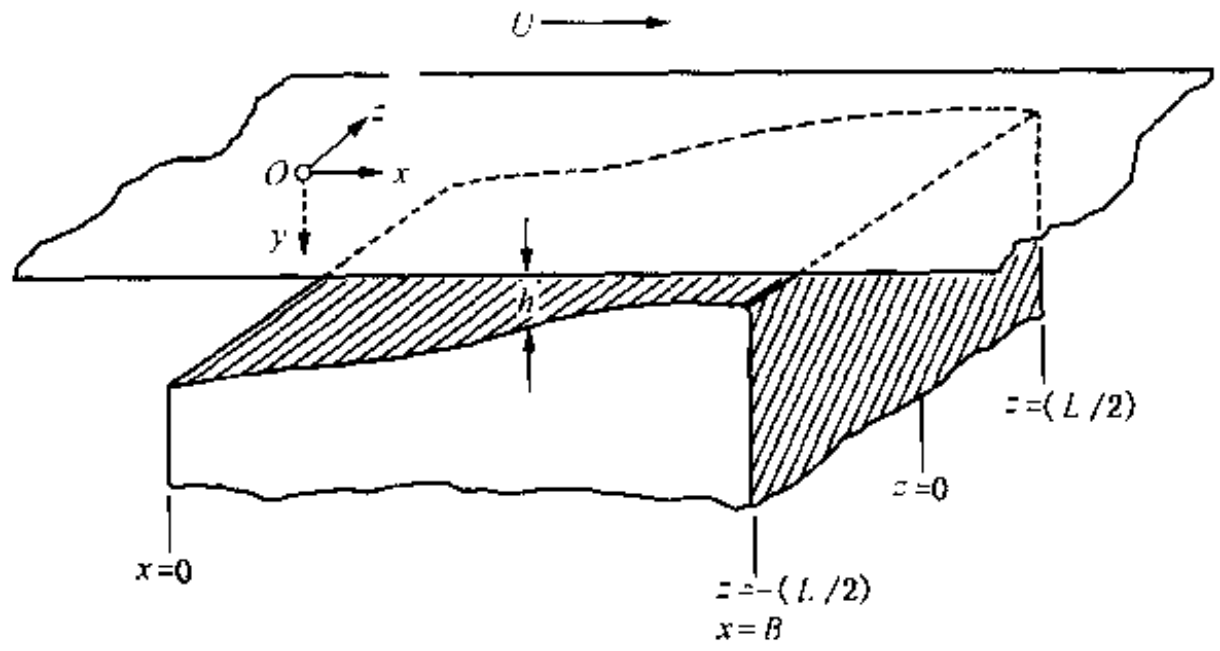


图 19－8　流体静压轴承示意图

紊流的影响。以上的公式仅适用于层流运动，也就是雷诺数小于 1500 的情况。雷诺数由下式计算

$$Re = \rho R\omega h/\mu \tag{19.6}$$

如果雷诺数超过 1500，那么润滑剂的流量会减少，同时功率损失和温度都会上升。紊流时轴承的雷诺数方程为

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[G_x \frac{h^3}{\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial z}\left[G_z \frac{h^3}{\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)\right] = 6U\left(\frac{\mathrm{d}h}{\mathrm{d}x}\right) \tag{19.7}$$

式中 G_x、G_z 和 G_τ(G 系数)是 Re 的函数，其值见图 19－10。由此可见，G 系数是紊流度的函数(即 G 系数是 Re 的函数)。系数 G_τ 是(19.3)

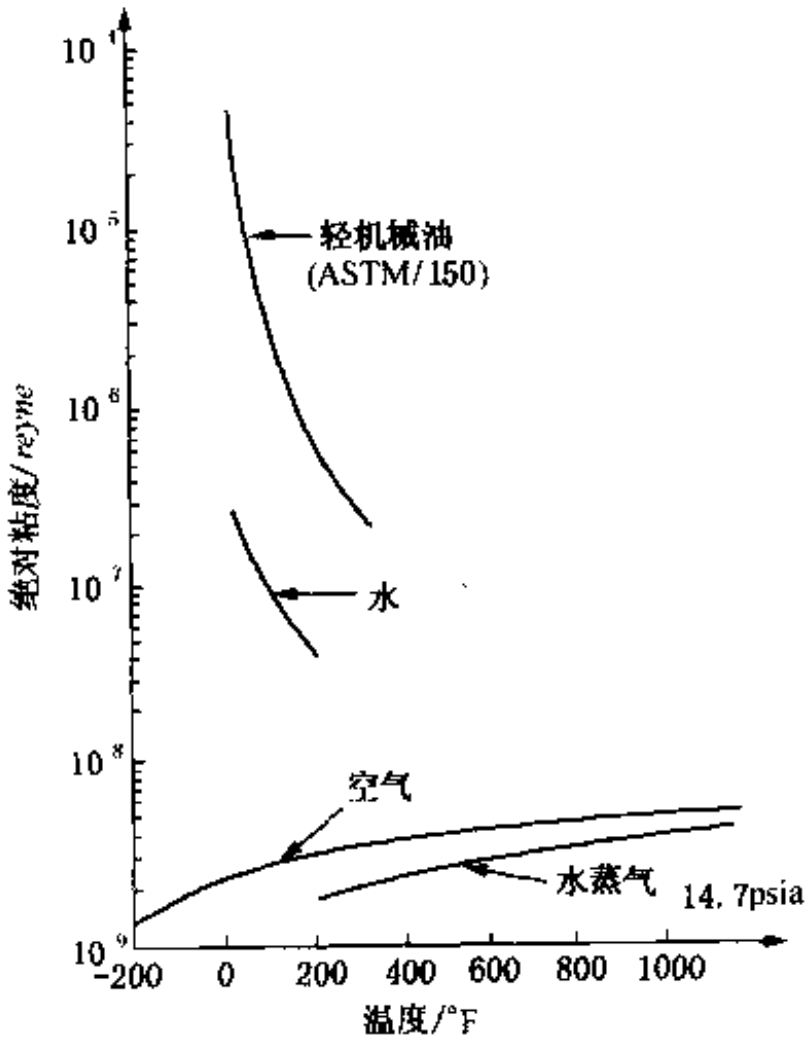


图 19－9　各种流体粘度对比

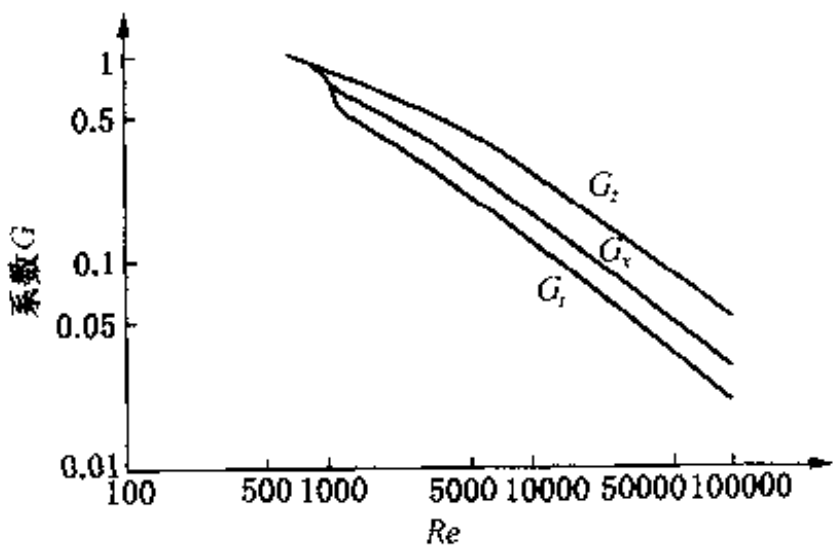


图 19－10　紊流系数

式所给出的功率损失的放大系数(即 $G_T F_T$)。

稳定性。转子动力学特性在确定旋转机械的临界速度、振动幅度以及可能产生的不稳定性方面起着决定性的作用。由于流体膜既有刚度特性又有阻尼特性,因此它对整个系统的总特性有很大影响。而且因为每个轴承有四个弹性系数和四个阻尼系数,所以在确定轴承对转子动力学系统的影响时必须知道这些系数。之所以要定义这八个系数是因为任一沿 x 方向或 y 方向加载都会使轴颈产生两个与相垂直方向上的位移。相反地,轴颈沿 x 方向或 y 方向的位移也会产生两个垂直方向上作用力的增量。由此而产生的八个刚度系数定义为:

$$K_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial e_x} \qquad B_{xx} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{e}_x}$$

$$K_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial e_y} \qquad B_{xy} = \frac{\partial F_x}{\partial \dot{e}_y}$$

$$K_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial e_x} \qquad B_{yx} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{e}_x}$$

$$K_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial e_y} \qquad B_{yy} = \frac{\partial F_y}{\partial \dot{e}_y}$$

式中 e 表示位移;$\dot{e}$ 表示速度。其中带下标 xx 和 yy 的项称为共线系数,带下标 xy 和 yx 的项称为交叉耦合系数。图 19-11 是上面这八个弹簧和阻尼器的示意图。

由此,转子轴承系统的动力学特性可由两个动态方程确定

$$K_{xx}x + K_{xy}y + B_{xx}\dot{x} + B_{xy}\dot{y} + M\ddot{x} = 0 \tag{19.8a}$$

$$K_{yx}x + K_{yy}y + B_{yx}\dot{x} + B_{xy}\dot{y} + M\ddot{y} = 0 \tag{19.8b}$$

式中带一个点的量表示速度,带两个点的表示加速度。

求解这组方程可得到与系统稳定性相关的两个重要参数:

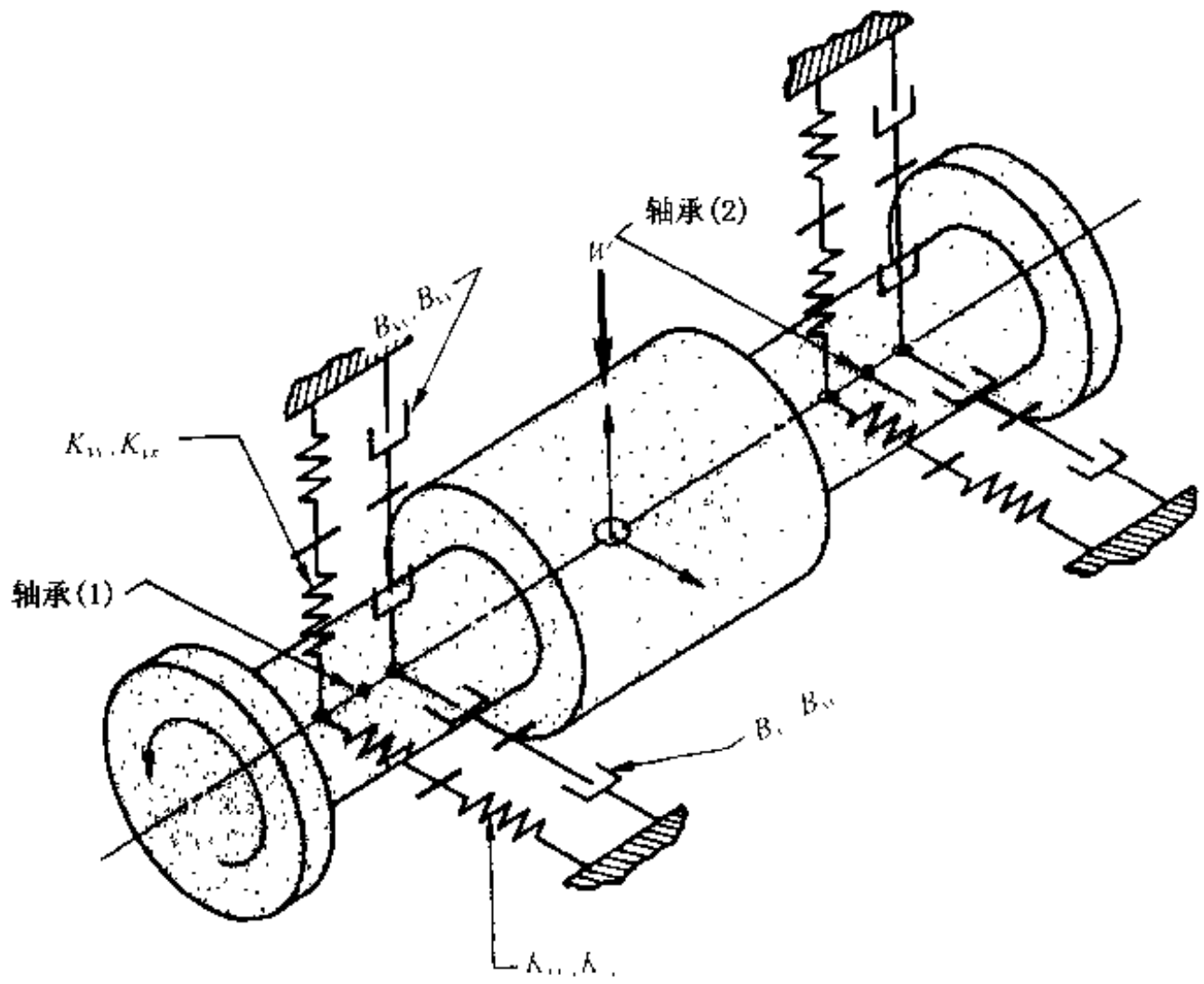


图 19-11 轴颈轴承的动态系数

• 失稳的门槛频率，ω_t

• 临界质量，M_{CR}

失稳前轴承所能支撑的最大转子质量为

$M < M_{CR}$　系统稳定

$M > M_{CR}$　系统不稳定

系统在刚开始稳定时的(译注：原文疑误)振动频率由失稳的门槛频率 ω_t 确定　若系统的固有频率为 ω_n，那么

如果　$\omega_t < \omega_n$ 系统稳定

如果　$\omega_t > \omega_n$ 系统不稳定

M_{CR}和 ω_t 可由八个系数按下列方法来确定：

$$M_{CR} = (Z/\omega_i^2) = \bar{Z}/4\pi^2\omega_i^2 \tag{19.9a}$$

$$\bar{Z} = \frac{K_{xx}B_{xy} + K_{yy}B_{xx} - K_{xy}B_{yx} - K_{yx}B_{xy}}{B_{xx} + B_{yy}} \tag{19.9b}$$

$$\bar{\omega}_i = (\omega_i/\omega) = \left[\frac{K_{xx}\bar{K}_{yy} - Z(K_{xx} + K_{yy}) - K_{xy}K_{yx} + \bar{Z}}{\bar{B}_{xx}\bar{B}_{xy} - B_{xy}B_{yx}}\right]^{1/2} \tag{19.9c}$$

19.3.2　流体静压轴承

采用流体静压轴承具有以下几个突出优点，即：

• 这种轴承可以在低速或静止条件下工作而不会影响其承载能力，因此这种轴承易于负载启动。

• 由于流体静压凹槽的深度比流体动压膜厚度大一个或几个数量级，所以流体静压轴承的阻力损失很低。

但一些内在缺点会抵消掉上述优点：

• 流体静压轴承需要在外部设置泵或其他压力源来提供增压流体，所以尽管轴承的功率损失很低，但泵所消耗的能量也应记入能量消耗中。

• 流体静压凹槽具有的深度易使流体静压轴承中出现紊流。

• 这种轴承需要一个补偿系统，也就是需要一套调节机构，以便根据载荷的变化来调节流体的静压槽内的压力。

由于容纳增压流体的凹槽很深，流体静压轴承通常没有明显的流体动压效应。流体膜的厚度可以认为是常数，因此(19－1)式中的$(\partial h/\partial x)$变为 0。这样流体静压轴承的 Reynolds 方程可简化为 Laplace 方程：

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} = 0 \tag{19.9}$$

其定解边界条件由系统所提供的压力和采用的补偿形式来确定。

最常见用作补偿的节流器是小孔或毛细管，参见图 19－12。对不可压缩流体，提供的压力 p_s、凹槽内压力 p_o 与环境压力 p_a 之间的关系为：

① 小孔补偿

$$\frac{C_D\pi a^2}{2}\left[\frac{p_s - p_a}{2\rho}\right]^{1/2} = \frac{\pi h^3(p_o - p_a)}{6\mu\ln(R_2/R_1)} \tag{19.10}$$

② 毛细管补偿

$$\frac{(p_s - p_a) r_o^4}{4l} = \frac{(p_o - p_u) h^3}{3\ln(R_2/R_1)} \tag{19.11}$$

利用上式得出的 p_o 可进一步计算载荷、液膜厚度以及轴承中的流体流量。

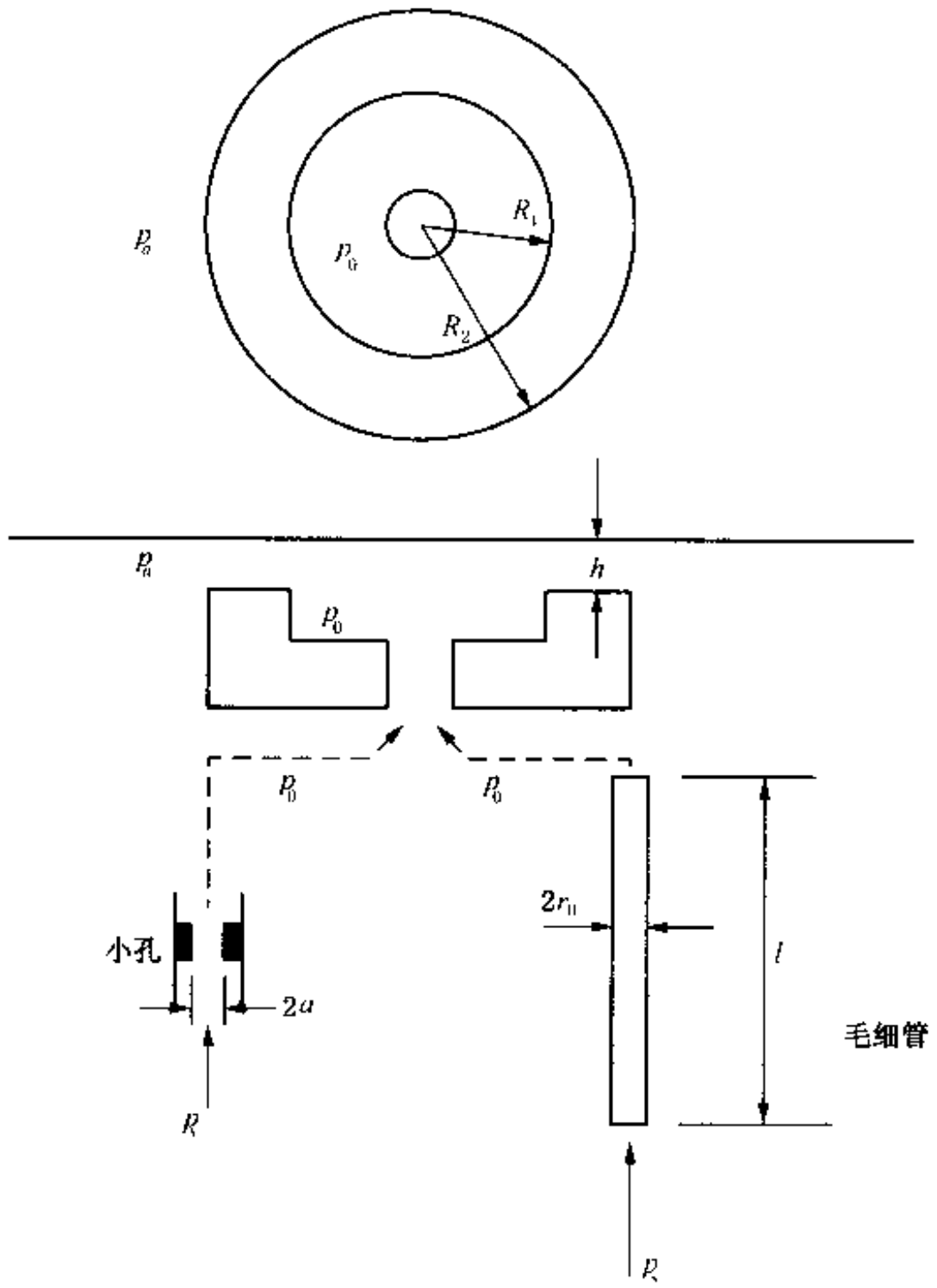


图 9－12　流体静压轴承的基本结构

19.3.3　顺性表面轴承

顺性表面轴承结合了流体动力学特性和弹性响应的特点，从而独具特色，这也是顺性表面轴承分析起来比较复杂的原因。因为除了要考虑 Reynolds 方程之外，还必须考虑轴承表面相应的机械响应。又由于顺性表面轴承的结构形式多种多样，因此无法给出一个普遍适用的挠曲方程。实际上每种顺性表面轴承都有一组特性表达式，将之与 Reynolds 方程联立就能得出所需的解。

采用顺性表面轴承有很多优点：

• 由于在载荷作用下轴承表面能产生弯曲变形，所以顺性表面轴承在高速和高温条件下工作性能良好。

• 通过顺性表面和刚性表面之间的摩擦能够产生库仑阻尼。

• 无论与流体膜轴承还是与滚动轴承相比，顺性表面轴承的功率损失很低。

• 顺性表面轴承可采用液体润滑也可采用气体润滑。由于这种轴承表面能够产生弯曲变形，所以介质是液体还是气体对其性能的影响并不象对刚性轴承那样明显。

顺性表面轴承的主要缺点之一是由于摩擦它的起动扭矩很大，这种摩擦作用可以通过在配对表面加工涂层的方法来缓解。

顺性表面轴承主要分为两类，一类的主要变形方式是拉伸，而另一类的主要变形方式是弯曲，这两种变形方式经常同时存在。图 19－13 是一种以受拉为主的模型结构，图中一个高度柔性的箔带紧绷在两个固定点之间。这样加在轴承上的载荷由拉力的径向分量来承担。如果对箔带预加拉伸载荷，则可以进一步提高其承载能力。图 19－14 所示顺性表面轴承属于第二类范畴。图 9－14b 所示的是轴承表面的一部分，箔带放置在顺性表面上，这个波浪形柔性表面之下是刚性的轴承壳体

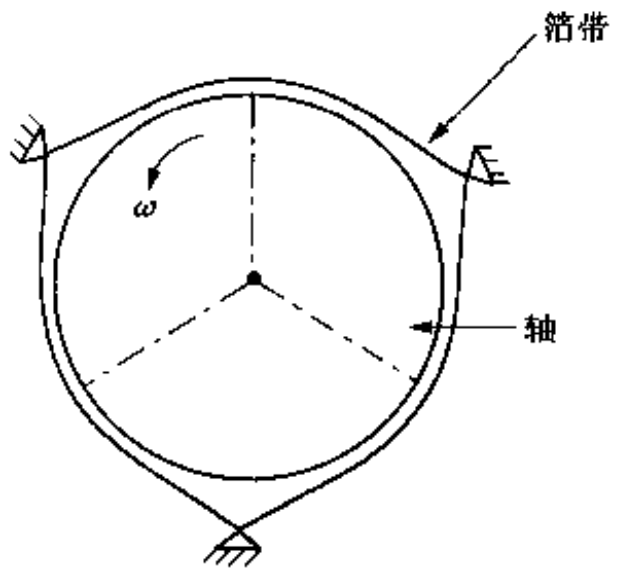
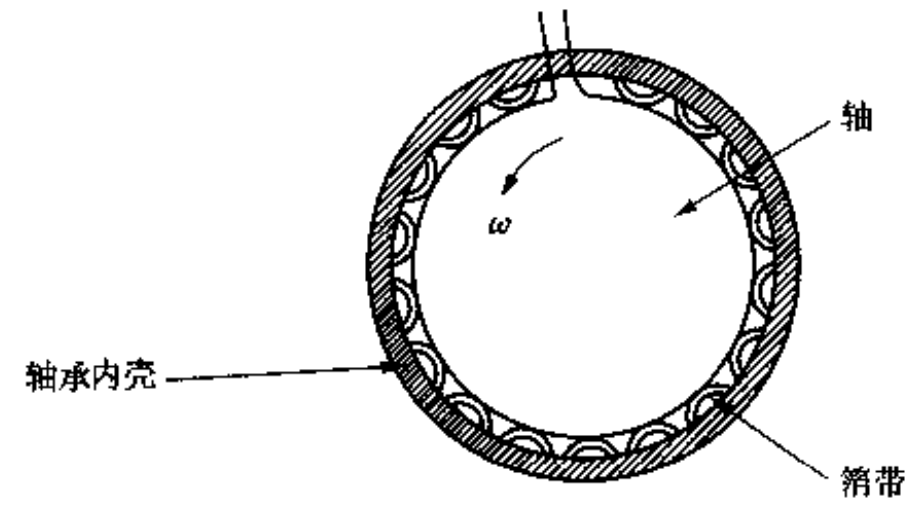
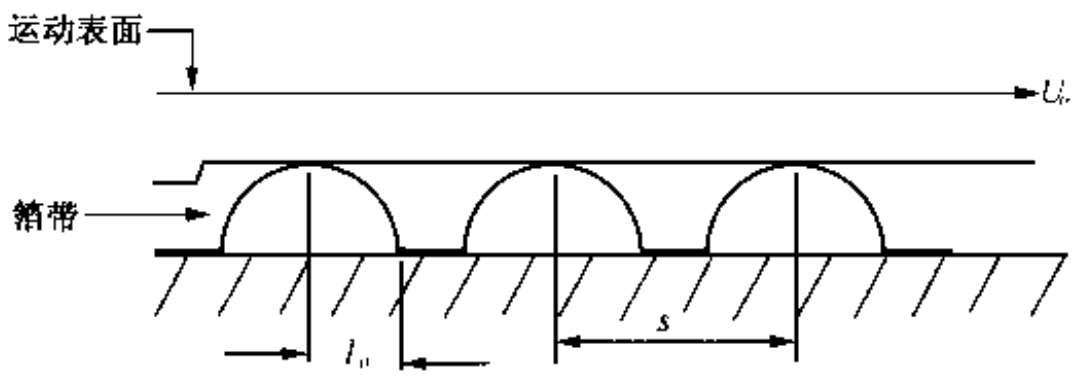


图 19－13　以拉伸变形为主的顺性表面轴承



a 顺性表面轴颈轴承



b 基本单元

图 19－14　以弯曲变形为主的顺性表面轴承

19.3.4　滚动轴承

对于滚珠轴承和滚柱轴承，绝大多数文献资料（更不用说手册）都认为轴承座圈与滚动元件之间是金属材料与金属材料的接触。在载荷作用下，滚珠或滚子因受压而形成圆形、椭圆形或矩形的接触区域，从而产生通常的赫兹应力。但实际上，在接触区域上覆盖着一层润滑膜，尽管其厚度比流体动压轴承中的膜厚小若干个数量级。基于以上条件，正如本章开始所述，滚

动轴承的流体动态压力场应与赫兹应力进行叠加，这种叠加效果会产生一个所谓的弹性流体动态压力分布和一个有限的薄膜厚度。薄膜的基本形状见图 19－15。与顺性表面轴承的情况一样，对于这些压力、膜厚及功率损失等内容的计算也必须利用 Reynolds 方程以及与轴承特殊几何形状有关的弹性方程。

滚动轴承具有以下优点：

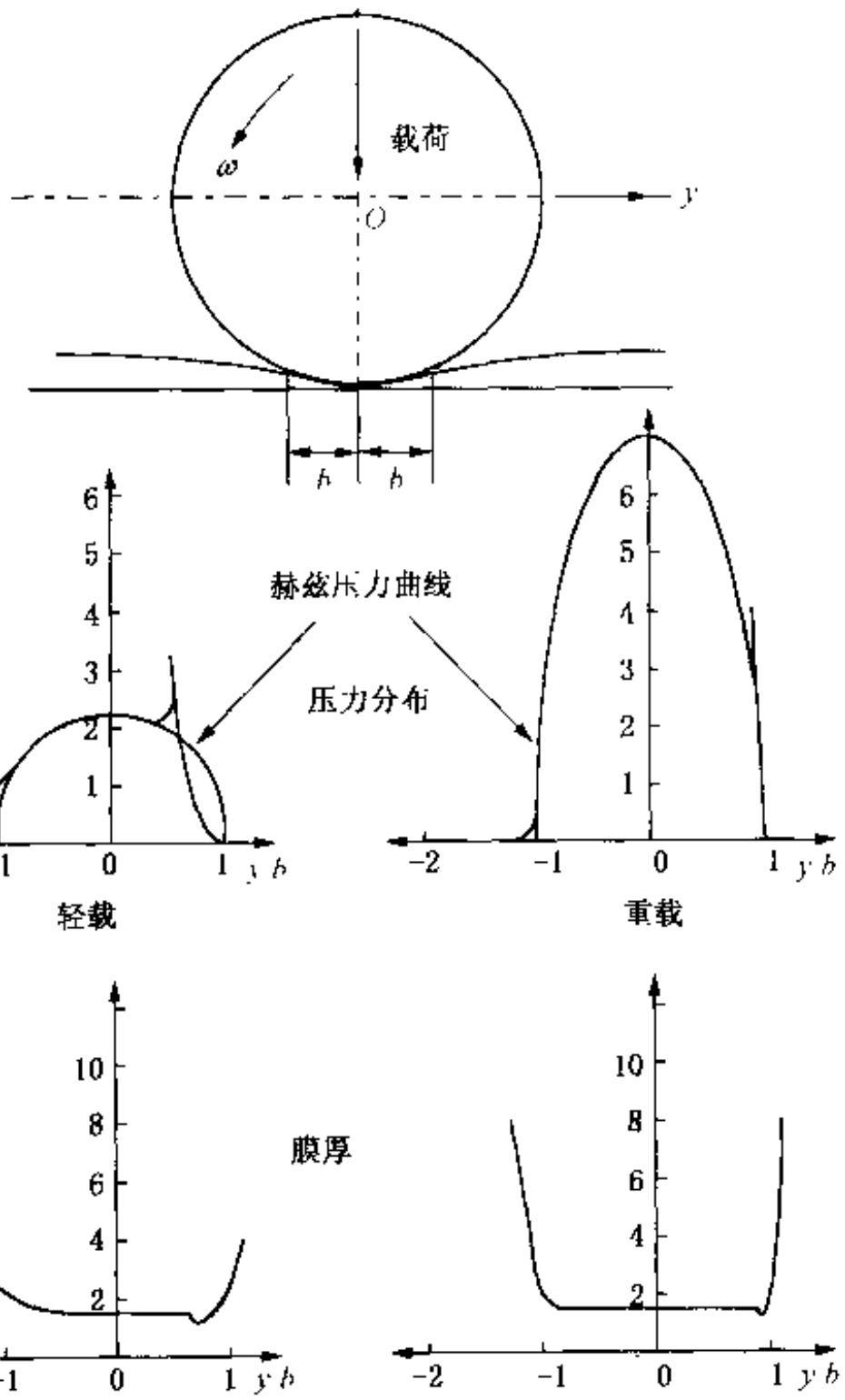


图 19－15　滚子的弹性流体动力特性

- 滚动轴承能够负载启动，低速下（包括速度为 0 时）运转良好。
- 滚动轴承在发生失效时还能继续工作一段时间，为停车提供了宝贵的时间。
- 滚动轴承能够承受径向载荷和轴向载荷。

滚动轴承的主要缺点在于：使用寿命有限，其寿命取决于速度和载荷的大小。因此，滚动轴承必须定期更换，而不能像流体动压轴承那样可以无限期地使用。另外滚动轴承需要较大的安装空间，工作噪音也较大。

考虑到弹性流体动力润滑的求解复杂性，滚动轴承的设计和性能计算是以经验公式为基础的。这些经验公式主要考虑有关结构的疲劳特性。由于疲劳失效是应力水平和循环次数的

函数，因此，可以将滚动轴承的寿命和机器的转速，轴的尺寸以及轴承载荷关联起来。转速与轴承轴径的关系曲线被称为 *DN* 曲线见图 19－16。这个极限值受到旋转的滚珠或滚子以及旋转的轴承座圈和保持架的动态特性的影响。因此无论载荷大小，使用时都不应超过此 *DN* 极限值。当轴承工作在图 19－16 所示的极限值以下时，轴承的使用寿命的确取决于所施加的载荷。

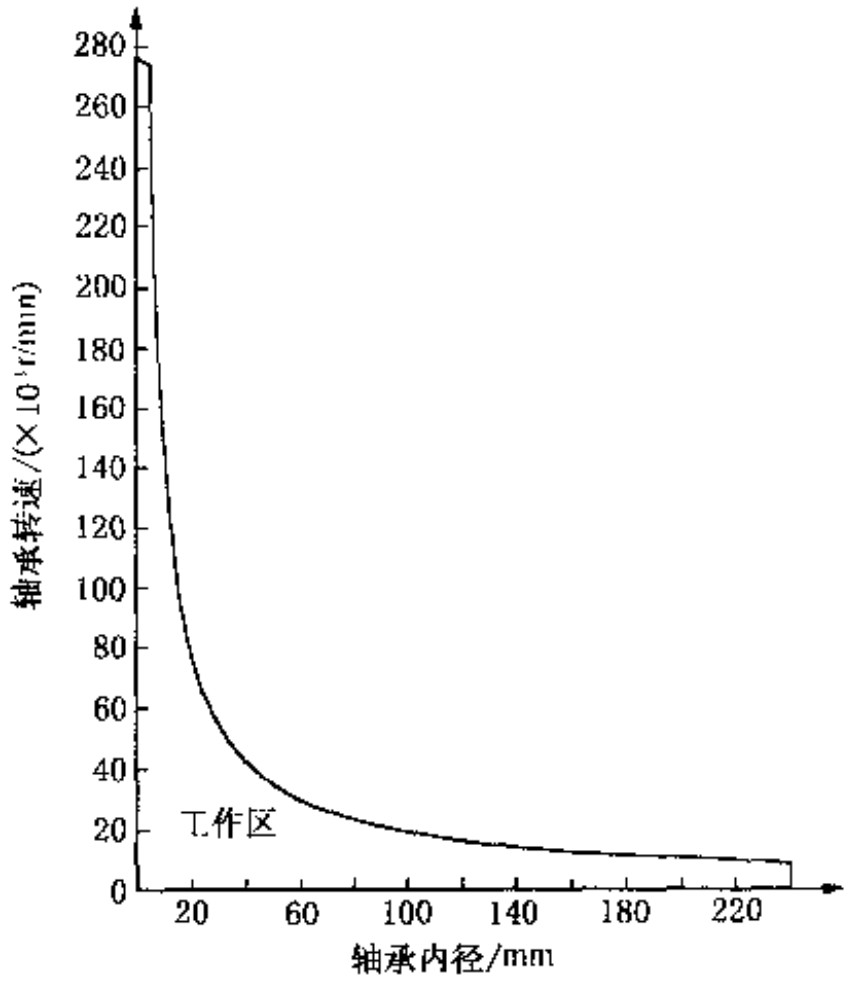


图 19－16　滚动球轴承的 *DN* 极限值

其关系式为：

$$L_{10} = \frac{1.67 \cdot 10^3}{N}\left(\frac{W_D}{W}\right)^{\gamma} \qquad (19.12)$$

式中　L_{10}——轴承预期使用寿命，达到这个使用寿命的可能性为 90%；

N——轴转速；

W——轴承载荷；

W_D——动载荷，轴承寿命为一百万转时的动载荷；

γ——3，滚动轴承

γ——3.3 ～ 4.0，圆柱滚子轴承。

L_{10}的大小受到一系列外部因素的影响，例如：滚动元件的大小和数量，使用的材料，轴承的接触角，润滑方式，表面光洁度等。

19.3.5　磁力轴承

图 19－17 为径向主动磁力轴承和推力主动磁力轴承的基本结构图。这些轴承有一个带线圈的定子来产生磁场，还有一个带磁铁叠片或实心铁磁体的转子，并与磁场产生相互作用。在径向轴承中通常有两组带传感器的反向线圈，传感器用来反馈转子沿两个坐标轴的位置。在止推轴承中转子的位置由一组安装在转子某一侧的静止线圈来监测。由于每对磁极都是独立工作的，因此，只需解释其中一组的工作过程就足以说明整个轴承的工作过程。如图 19－18 所示，转子受到的吸引力为

$$F \propto (I/C)^2$$

式中 F 是磁力，I 是电流强度。对相吸的磁极，当转子朝其运动时，靠近一侧的力会增加，而相对一侧的作用力减小；因此，如果不加控制，系统就会不稳定，并会导致金属之间的直接接触　利用传感器和反馈系统，可使接近一侧的电流减弱，并使相对一侧的电流增大，从而强制转子回到中心位置。直接反馈控制是非线性的，而且灵敏度也不够高，这个不足可以通过引入一个很大的偏置电流来弥补，与之相比，调节电流则较小。

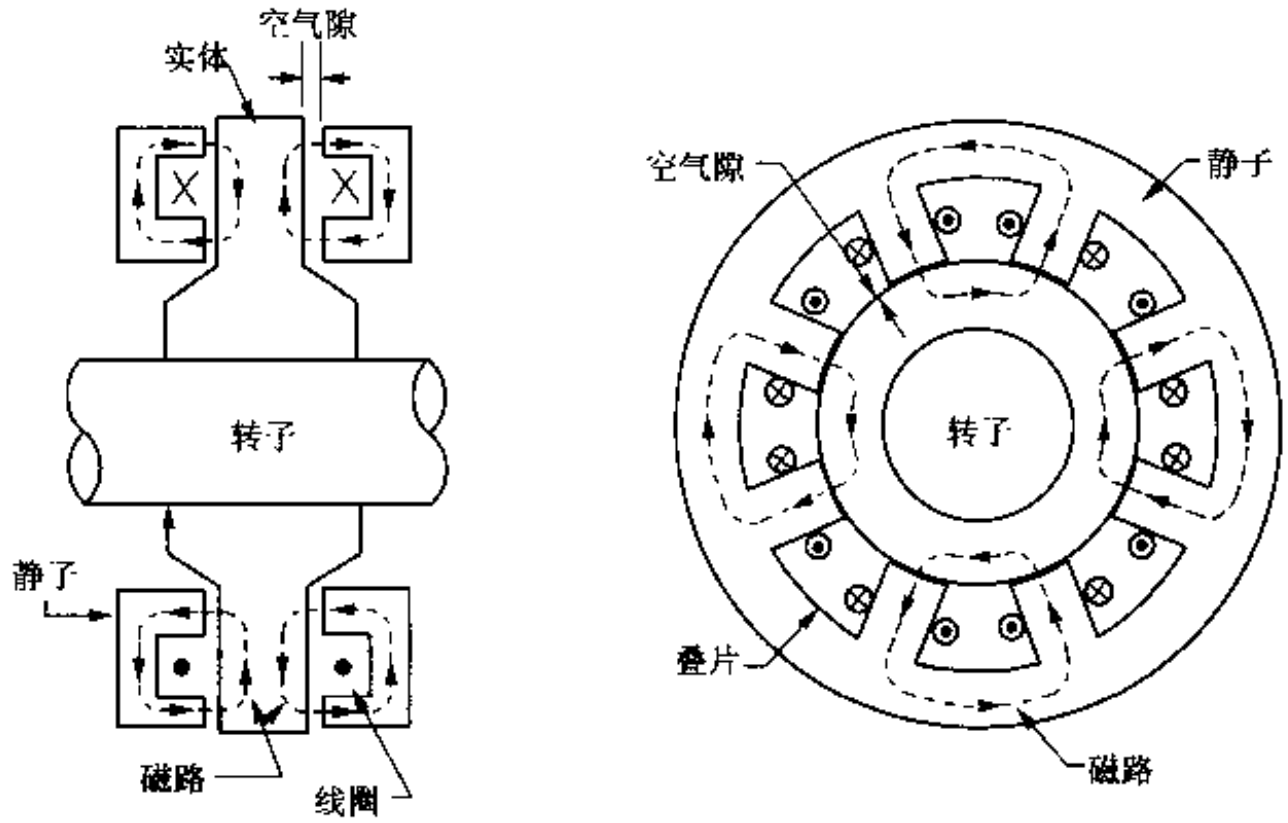
但是，以上提出的位移反馈方式仍不足以控制共振。为此，系统不仅要对位移进行控制而且要对转子的速度加以控制，所以还需要一个速度传感器，或者是一套将记录下的位移转化成速度的仪器。

主动磁轴承的一个最主要的优点在于其刚度和阻尼是可以变化的，而不像其他轴承那样

刚度和阻尼是一个固定值。利用这种控制方式，主动磁轴承在很宽的工作范围内均能达到最佳性能，而且这种灵活性还提供了通过虚拟转子平衡，以抵消系统中残余不平衡的方法。若将测量到的轴承座振动量输入控制电路，这个系统甚至能够控制轴承座的振动。

各种磁轴承的设计都综合利用了三种磁的工作原理：

- 利用电磁体的吸引力



典型推力主动磁轴承　　典型径向主动磁轴承

图 19－17　磁力轴承的基本结构

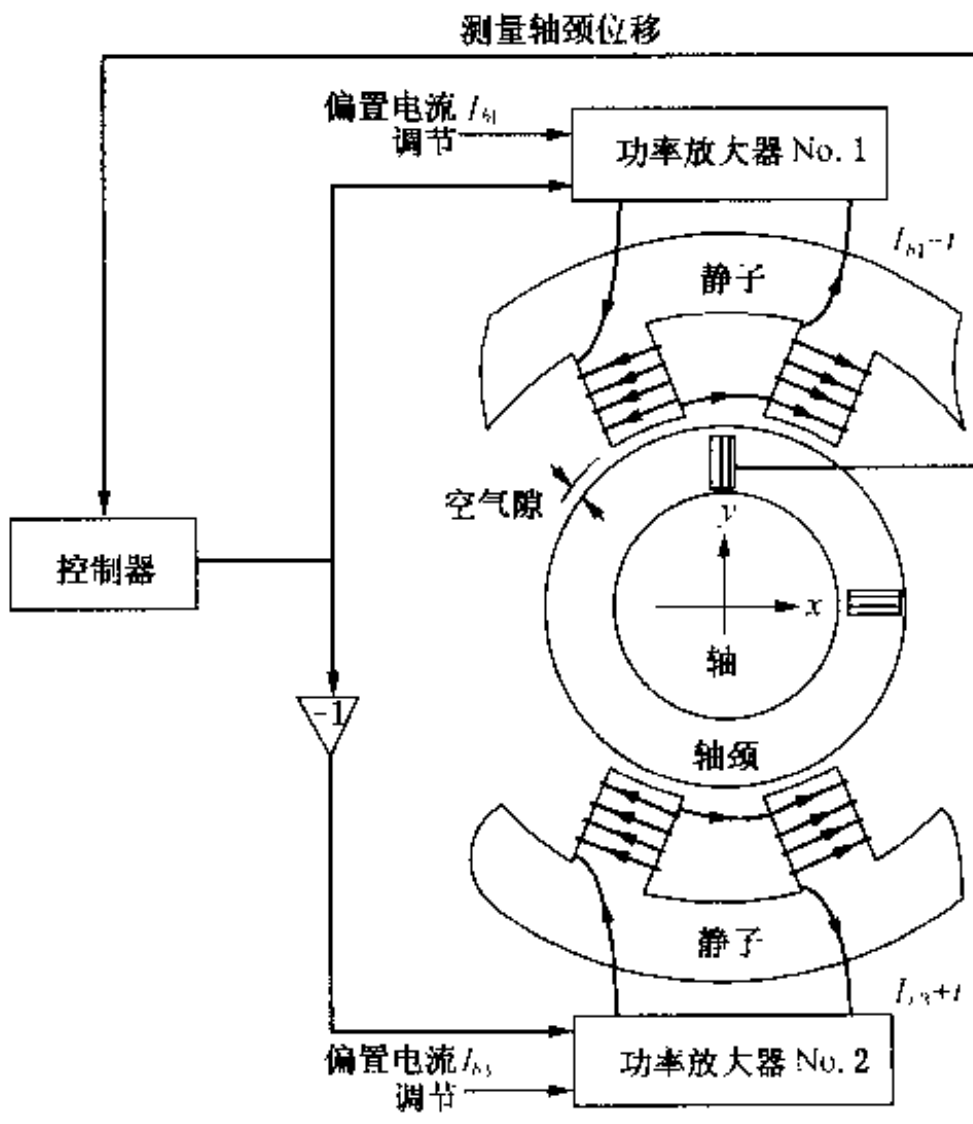
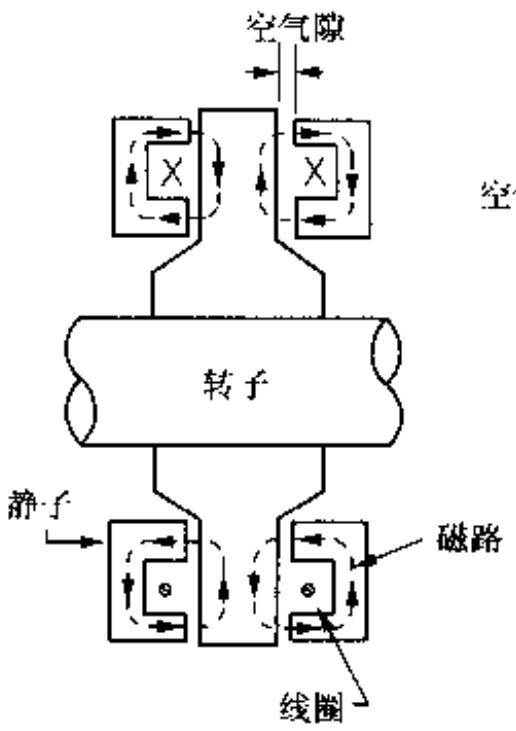


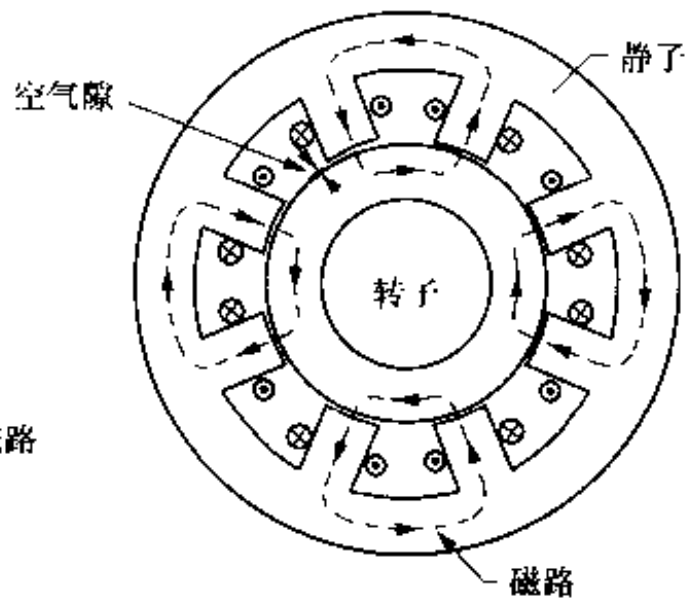
图 19－18　主动磁力轴承的伺服单元

- 利用永磁体的排斥力
- 利用永磁体的磁阻抗

图 19－19 解释了这些工作原理。a 图是已在许多机器设计中广泛应用的吸引系统，其中采用了五个主动伺服控制。b 图说明了利用排斥力工作的原理，系统中利用被动磁体使轴承径向



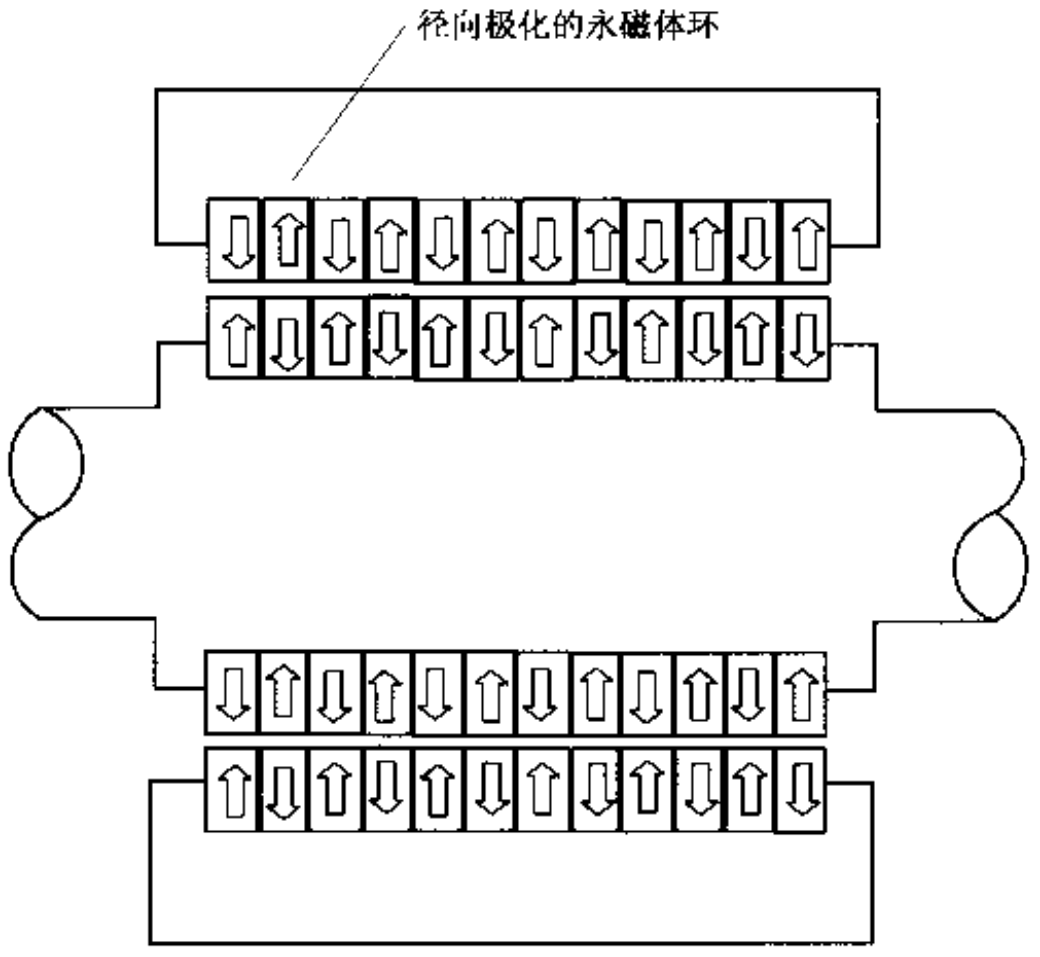
止推轴承



径向轴承

主动控制：
径向轴承需要二根伺服轴
止推轴承需要一根伺服轴

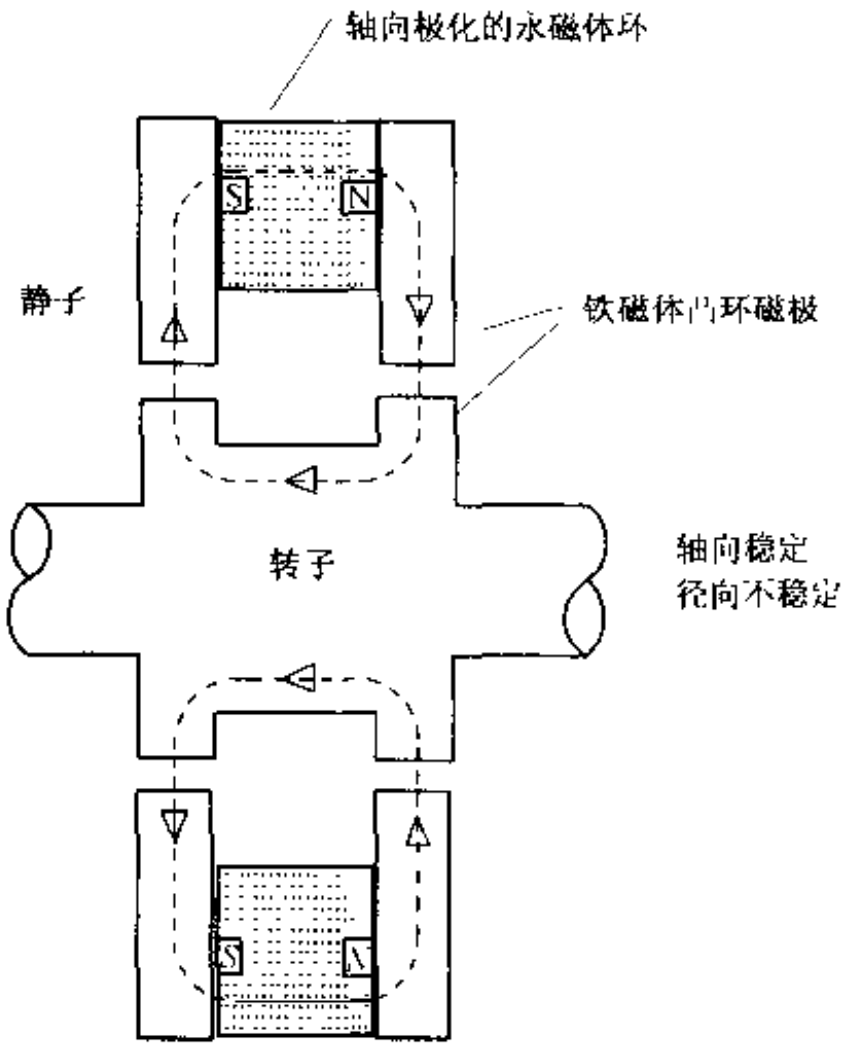
a　主动型电磁体轴承



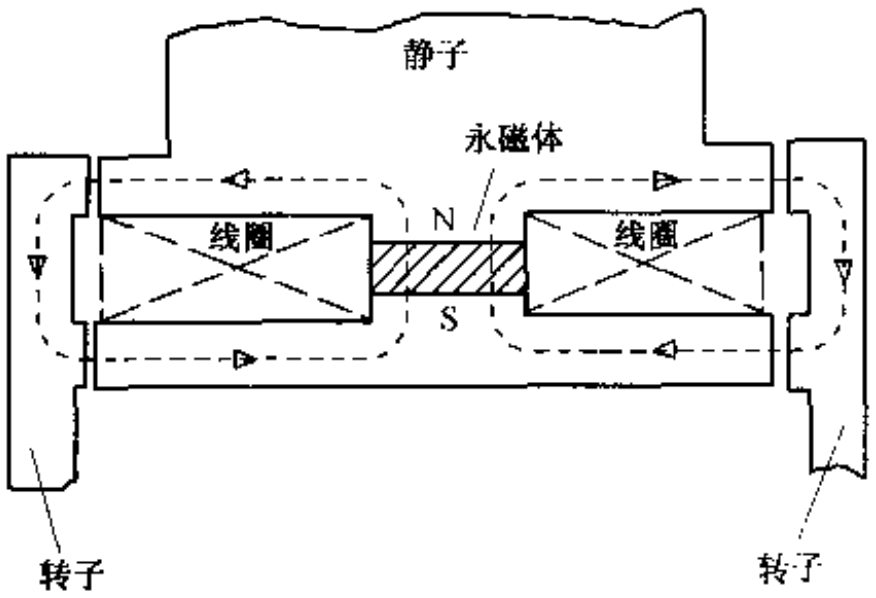
径向稳定
轴向不稳定

b　排斥型永磁体径向轴承

图 19－19　磁轴承的方向稳定性



c 磁阻抗定心推力轴承



径向稳定
利用伺服控制使轴向稳定

d 磁阻抗定心径向轴承和利用永磁体偏置主动控制的推力轴承

图 19－19续　磁轴承的方向稳定性

稳定，但轴向不稳定，因此至少还需一个主动控制。在 c 图所示的利用磁阻抗原理的设计中，磁回路通常会形成一个使转子与矩形凸极端面边缘对准的几何形状。在图示的轴承结构中，轴向的稳定性是以径向的不稳定为代价得到的，而径向不稳定问题必须通过采用一个主动控制加以解决。给出 d 图并非因为它代表另一种磁轴承设计原理，而是因为当采用永磁体来强化用于控制的气隙及电磁体时，会形成一个亚稳态系统。该系统在不存在扰动载荷时，可以在几乎为零的控制能量下工作，而且它产生的力与电流呈线性关系，这样就简化了伺服控制的设计。

电磁体吸引方式。这种磁力轴承是目前使用最广泛的一种。一个直接的方法是利用两组垂直放置的磁体对来控制旋转轴，如图 19－19 所示。这种方法能够控制轴的 x 方向和 y 方向以及两个角方向，其轴向必须采用一个主动轴承或被动轴承来控制。采用现代材料可以使这种电磁体变得相当小巧。采用硅钢可以使电磁极端面上的单位载荷达到 58 lb/in^2；采用铁－钴－钒合金可使单位载荷达到 116 lb/in^2。例如，要在直径为 2in 的轴上安装静载能力为 100 lb、刚度为 100000 lb/in 的主动径向磁力轴承，其轴向尺寸仅为 2in 长。

径向排斥方式。图 19－20 为一种径向被动磁力轴承设计。图中采用多个交替极化的径向极化永磁体，磁体沿轴向匹配排列的方式使得永磁体与轴承座之间产生排斥力。这种装置能产生径向定心力，但是轴向不稳定，还需要一个伺服控制的轴向磁体。这种轴承的刚度有限，如图 19－20 所示，若它的刚度达到 100000 lb/in，则它的轴向尺寸将长达 20in。此外，这种轴承自身形成的阻尼很小，需要引入涡流电流才能产生足够的径向阻尼。

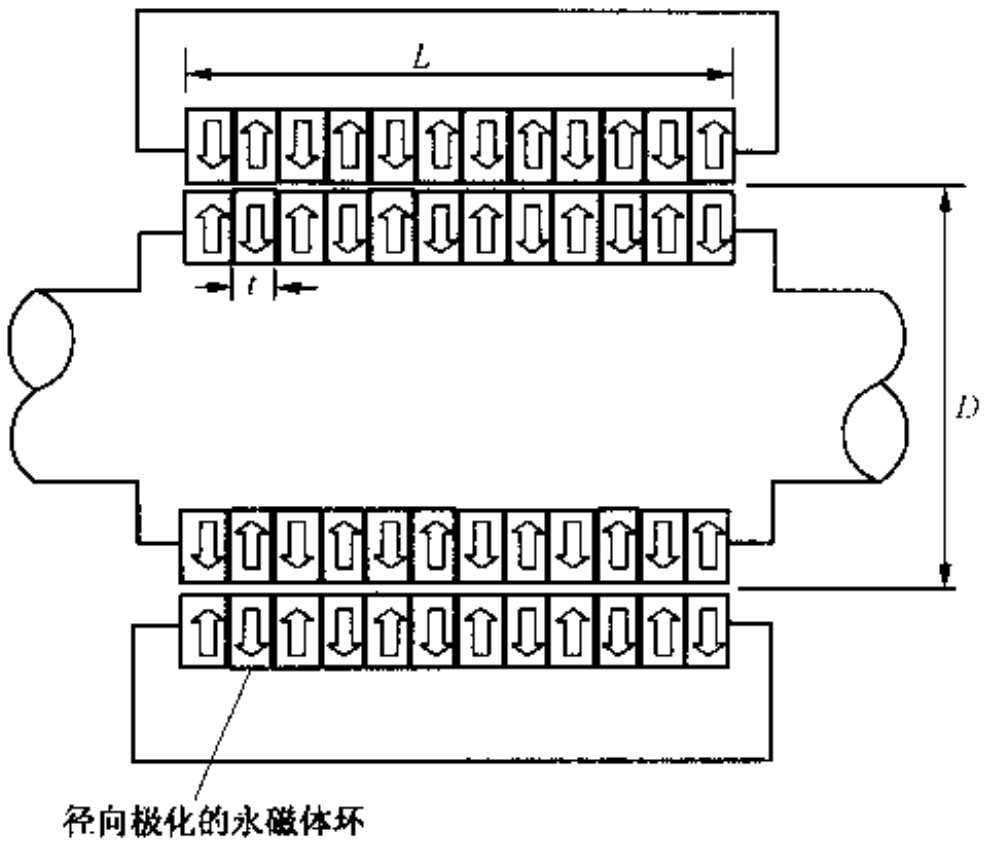


图 19－20　径向排斥型磁轴承

磁阻抗方式。图 19－21 是一种在静子和转子上使用多个同心环的径向被动轴承，这种设计采用永磁体强化径向被动气隙，但也可用电磁能量来强化。图中的铁磁回路会沿着“使总电磁阻抗为最小”的几何形状分布。只要对轴向磁隙进行主动伺服控制，就可保持径向稳定，而且可保持均匀的定心力。这种设计的最大缺点在于：与导致轴向不稳定的刚度相比，其最大径向刚度要小得多。因此，为了保证轴承具有较高的径向刚度，必须使用很大的轴向电磁体。

19.4　普通轴承

旋转机器中最常见的轴承形式，即用油润滑的、大部分采用巴氏合金制造的轴颈轴承和止推轴承。只要设计正确和维护得当，即可保证在机器整个使用寿命中无须更换。首先介绍决定轴承设计正确性的参数，然后再给出各种轴承结构和各种操作条件下求取这些参数所需的方程、图表和曲线。

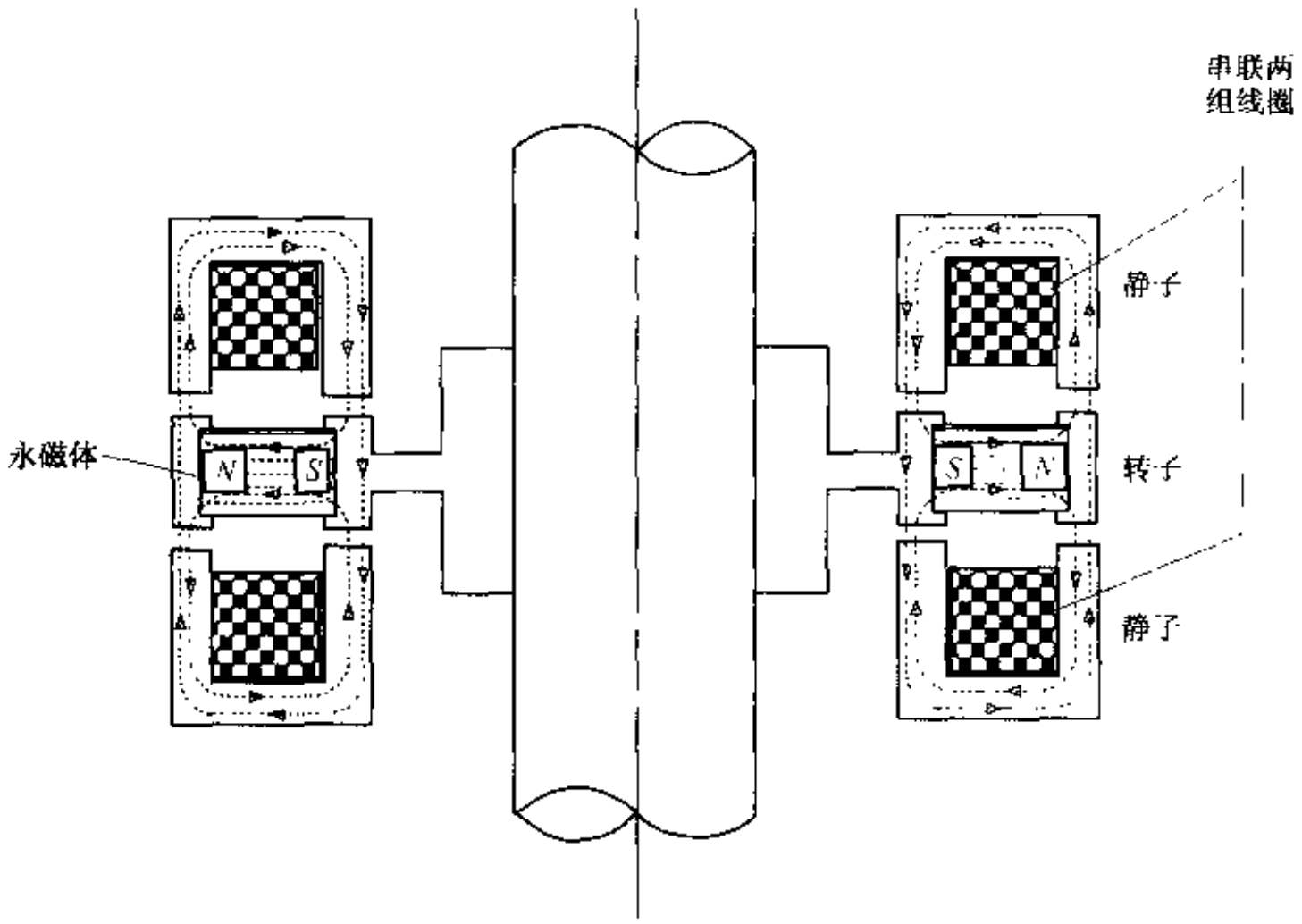


图 19－21　磁阻抗型磁轴承

19.4.1　轴承参数

最小膜厚。所有关于轴承性能的讨论都涉及到"承载能力"这个概念，承载能力指轴承在给定最小膜厚时所能承受的载荷。最小膜厚之所以很重要是因为它能表征以下内容：

- 配对表面物理接触可能性的大小，这种接触可能导致轴承失效；
- 伴随 h_{min}减小时出现峰值压力和温度的骤升；
- 轴承适应载荷意外增加或轴突然偏移情况时的可用裕量。

h_{min}没有固定的最佳值，它取决于很多因素，包括轴承尺寸、应用性质、操作条件、可靠度要求和其他因素。当然，在任何情况下，h_{min}必须大于两个配对表面的粗糙度之和。

最高温度。确定流体膜中的最高温度 T_{max}与确定最小膜厚 h_{min}同等重要。当 h_{min}值太小时会导致配对表面因物理接触而损伤，过高的温度会使轴承表面变软或融熔，从而导致轴承失效，这种轴承失效在膜厚足够大时也可能会发生。T_{max}通常出现在轴承瓦块的出流边缘。在对中的轴颈轴承中，这个 T_{max}常出现在轴向中心线上；在止推轴承中，T_{max}常出现在靠近外径的位置，因为该处润滑剂的线速度和轴向流动路程都最大。

温升。工业实际中常用 ΔT 作为考察轴承性能的依据，ΔT 是指轴承的平均排油温度与供油温度的差值。

虽然监测 ΔT 有利于发现轴承性能的突然变化，但它不能很好地表征 T_{max}的大小。两个轴承可能会有相同的 ΔT，但它们的 T_{max}大小可能完全不同。如果轴承是由于温度过高而失效，那么其根源可能就在于 T_{max}。

所以，就总发热量和轴承性能的不正常变化而言，ΔT 不失为一个有用的综合表征量，但它不能代表或代替 T_{max}这个重要的物理量

19.4.2　轴颈轴承的性能

图 19－22 所示为轴颈轴承及相关术语，一些重要性能参数用以下公式计算：

• ***膜厚***。对于已对中的轴颈,膜厚为

$$h = (h/C) = 1 + \varepsilon\cos(\theta - \phi) \tag{19.13}$$

• ***Sommerfeld 数和载荷数***。Sommerfeld 数为

$$S = (\mu N/P)(R/C)^2 \tag{19.14a}$$

按照惯例,Sommerfeld 数 S 是轴颈轴承中最重要的参数　但是 S 的倒数即载荷参数应用起来更方便一些,载荷参数为

$$W = [P/(\mu N)](C/R)^2 = [W/(LD)\mu N)](C/R)^2 \tag{19.14b}$$

式中 $P = (W/LD)$是单位载荷。这个参数表明,对任意一组 P、μ、N、C 和 R 的组合,如果使 W 保持不变,那么轴承的偏心率 ε 和姿态角 ϕ 也不变。

• ***最小膜厚***。最小膜厚是指轴颈表面与轴承表面的最小距离

$$\bar{h}_{min} = \frac{h_{min}}{C} = (1 - \varepsilon) \tag{19.15}$$

通常提到的承载能力即与这个 h_{min}所能承受的载荷 W 有关。

• ***摩擦系数***。摩擦系数是指摩擦力与轴承载荷(W)的比值,通常的表达形式为:

$$f = \frac{F_r}{W} \tag{19.16}$$

• ***功率损失***。功率损失当然可由 F_r 来计算,即:

$$H = F_r R\omega = f WR\omega \tag{19.17}$$

但是,功率损失经常直接按下面的形式给出:

$$\bar{H} = \frac{HC}{\pi^3 \mu N^2 LD^3} \tag{19.18}$$

在(19.18)式中,将 H 归一化后得到的量表示的是未加载的同心轴颈轴承(即 $\varepsilon = 0$)中的功率损失。这就是 Petroff 方程。

• ***流量***。在单轴瓦或多轴瓦的轴承中,Q_1 是指从前缘流入轴承的润滑剂流量;Q_s 是指轴承侧向流失的润滑剂流量;Q_2 是指从轴瓦尾缘流出轴承的润滑剂流量,并且多数情况下 Q_2 粘附在运动的表面上。粘带流量 Q_2 被带到下一个轴瓦和/或轴承的收敛部分中。因此,所需补

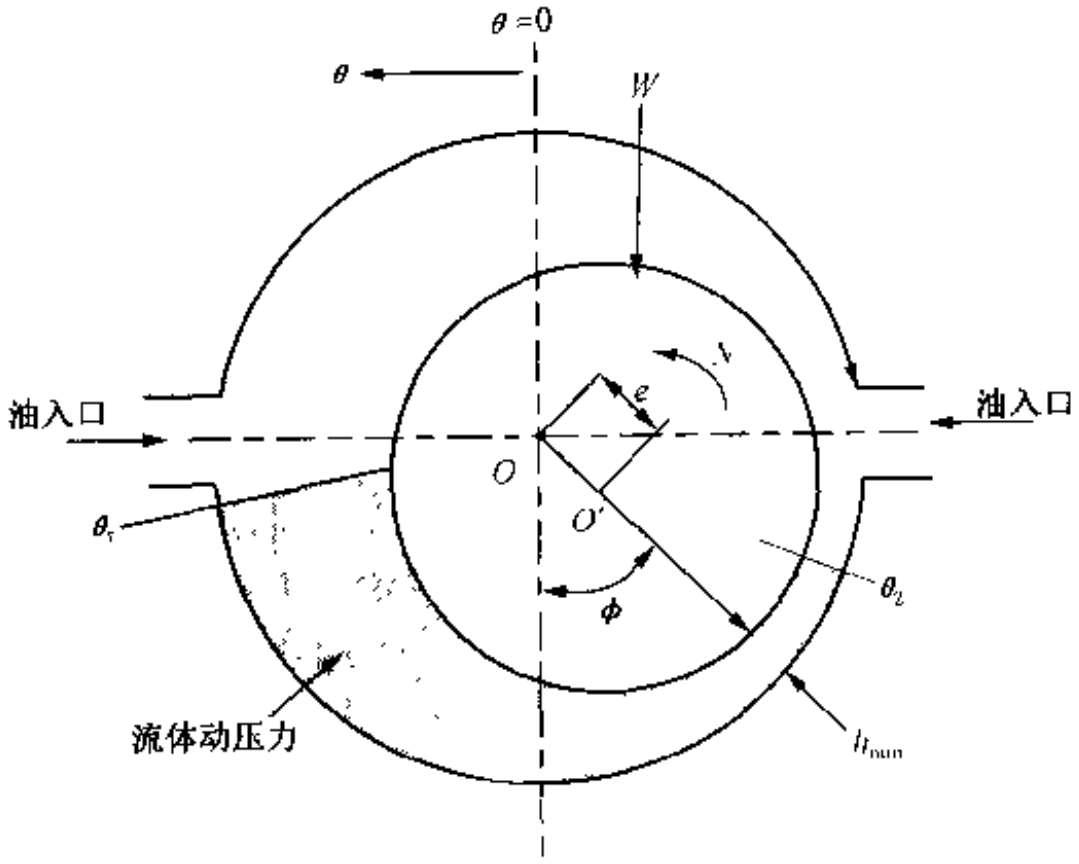


图 19－22　设有两条轴向槽的普通轴承

充的润滑剂净流量为 Q_z，Q_z 是指侧向泄漏量。

显然存在以下关系：

$$Q_1 = Q_2 + Q_z$$

所有这些流量可用无量纲形式表示为：

$$\bar{Q} = Q/(\pi NDLC/2) \tag{19.19}$$

分母代表的是无载荷同心轴承中的润滑剂流量，也就是 $\varepsilon = 0$（此时 $Q_z = 0$，$Q_1 = Q_2$）时的轴承润滑剂流量。

• ***温度*** 在等温条件下，平均温升可由功率损失和侧向泄漏量的大小来估算，即：

$$\Delta T = (T_{av} - T_1) = \frac{H}{cwQ_z} \tag{19.20}$$

ε、f、Q_1、Q_z 和 ΔT_{max} 是用于计算各种轴承性能的参数。根据所研究轴承的特定几何形状的特定的工作条件建立前面提及的控制方程，并求解上述控制方程即可得到以上参数。

• ***粘度问题*** 在多数表达式中，μ 都是作为变量或一个归一化量出现的。实际上粘度在整个流体膜中是变化的，这就产生了一个问题，即在定量计算轴承性能时如何选取 μ 值。这里不进行深入讨论，只介绍几种处理方法。

① 入口粘度法：$\mu = \mu_1$ = 常数。这种处理方法最简单，因此应用最为广泛，但产生的误差也最大。在此方法的所有计算工作中，粘度均取与入口温度 T_1 对应的值即 μ_1。当预计 ΔT 值较低时，可采用这种方法。尽管如此，仍需注意：在绝大多数情况下，给定一个温度 T 的变化就会使 μ 发生相当显著的改变，因此，很小的 ΔT 仍会产生较大的粘度变化。

② 平均粘度法：$\Delta\mu = \Delta\mu_{av}$ = 常数。这种方法的总目标是假设一个平均温度 T_{av}，由这个假设的平均温度可以计算功率损失和侧向泄漏量，将它们代入(19.20)式，计算所得的 T_{av} 应该与假设的 T_{av} 相等。这种方法的步骤如下：

1. 假设一个大于 T_1 的 T_{av}，并由此确定 μ_{av}。

2. 利用上述 μ_{av} 计算 H 和 Q_z。

3. 由(19.20)式计算 T_{av}。

4. 如果步骤 1 中假设的 T_{av} 与步骤 3 计算出的 T_{av} 不相等，那么重新假设另一个 T_{av} 重复以上步骤。

5. 继续上述过程直到假设的 T_{av} 值等于由(19.20)式计算所得的 T_{av} 值。

图 19－23 说明了求出正确的 T_{av} 步骤。将假设的 T_{av} 与(19·20)式计算出的 T_{av} 画在图上，经几次计算就能得到正确的 T_{av} 解，这个正确的 T_{av} 解应是图中 45°直线上的一点。虽然一般需试算 4～5 次才能得到正确的收敛结果，但图 19－23 说明通过二次试算的值作一条直线，该直线与 45°线的交点所对应的 T_{av} 作为近似值，就足以达到许多实际应用场合的精度要求。

基于平均粘度结果计算轴承性能的方法非常实用、有效，它能给出精确的结果。

轴承形式。压缩机至少采用六种轴颈轴承。从本质上讲，这些设计都采用部分圆弧形轴瓦，其主要区别在于轴瓦的数目、轴瓦的布置方式以及轴瓦的曲率中心是否与组装的轴承的几何中心相重合。通过对每种轴承类型分别进行讨论，就可清楚知道以上内容。

圆形轴承。最常见的轴颈轴承是如图 19－24 所示的“两条轴向槽的轴承”。这种轴承的轴承孔是圆形的，有两个相同的轴瓦，每一个轴瓦的张角在 120°～160°范围内。这种轴承的另一种形式为“上射槽轴承”，如图 19－24b。位于下部的瓦块与图 19－24a 中的结构相同；但是上部的轴瓦在圆周方向被一深槽截开。

上射槽的作用是增加润滑油流量。但油量增大后，上半部分会被油淹没，因此它也会增大功率损失。一般地，由于载荷主要是由下部轴瓦承受，所以圆形轴承中的上射槽不会影响 h_{min} 或 T_{max}。

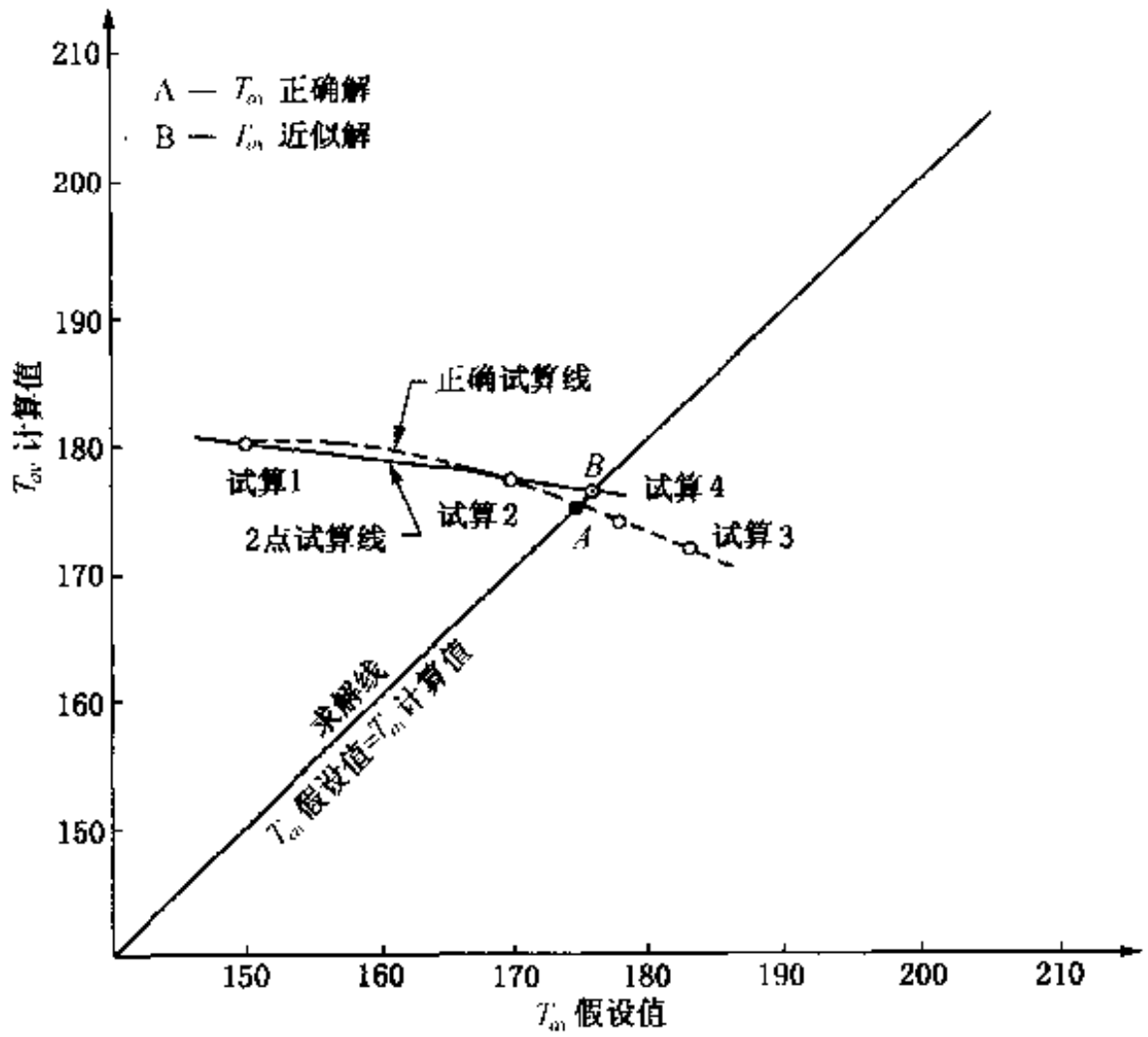


图 19－23　计算温升的方法

由两块以上的轴瓦构成的圆形轴承被称为 3、4 或 5 条轴向槽的轴承。与有两条轴向槽的轴承类似，这些轴承中的每个轴瓦被油槽分隔开，载荷作用在下部瓦块的中央。

由于圆形轴承制造简单、安装方便、易于维修，所以得到了广泛使用，只要稳定性没有问题，这种轴承的性能还是不错的。每块轴瓦的张角可减小到 120°而性能不会变差。在 $360° < \beta < 120°$ 范围内轴承的承载能力基本不变。如果下部轴瓦圆弧减至 120°以下，性能就将变差；而当圆弧角小于 80°时，承载能力会急剧下降。

对大多数轴承而言，L/D 越小，承载能力越低，但 L/D 较小时，通过增加偏心距，可提高轴承的稳定性。

表 19－1 列出了 2、3、4 条轴向槽轴承的特性。

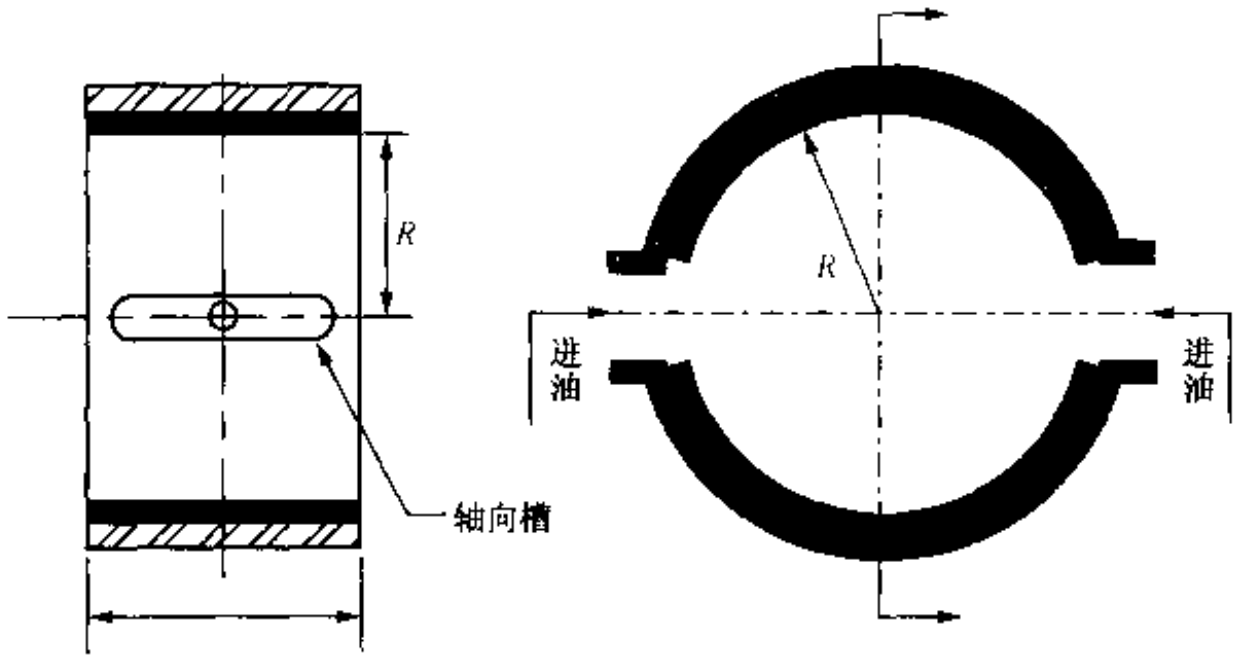
表 19－1　轴向开槽轴承的性能[21]

L/D	ε	2 槽			3 槽			4 槽		
		ϕ	S	$\bar{Q}_1$	ϕ	S	Q_1	ϕ	S	Q_1
1－1/2	0.2	62	0.435	0.165	67	0.99	0.11	80	1.9	0.081
	0.4	51	0.179	0.290	49	0.37	0.205	72	0.71	0.16
	0.6	42	0.0943	0.350	36	0.15	0.29	49	0.245	0.29
	0.8	29	0.037	0.320	27	0.05	0.39	25	0.259	0.38
	0.9	23	0.0167	0.290	20	0.019	0.40	18	0.0222	0.37
1	0.2	64	0.714	0.27	69	1.33	0.16	79	2.04	0.12
	0.4	53	0.275	0.43	50	0.48	0.30	72	0.87	
	0.6	45	0.125	0.56	37	0.187	0.435	49	0.30	0.39

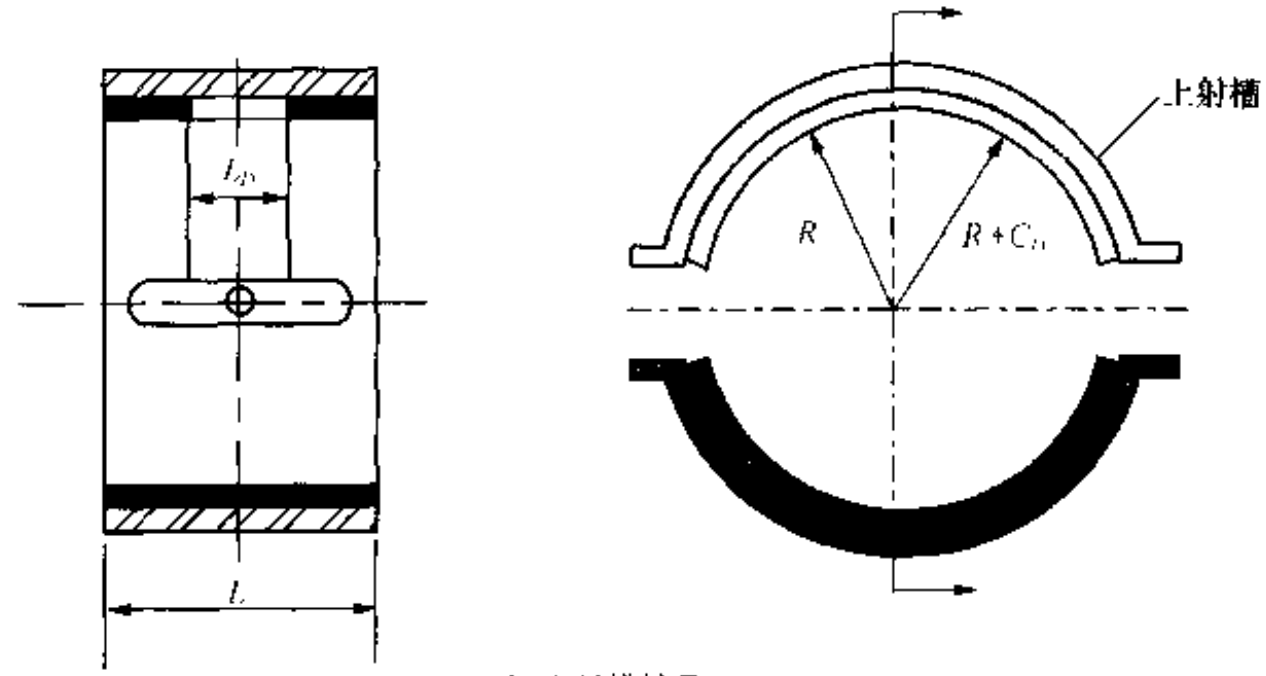
续表

L/D	ε	2槽			3槽			4槽		
		ϕ	S	Q_1	ϕ	S	Q_1	ϕ	S	Q_1
	0.8	28	0.041	0.46	26	0.059	0.059	25	0.07	0.51
	0.9	22	0.019	0.43	20	0.022	0.022	19	0.025	0.53
1/2	0.2	64	2.10	0 32	72	3 00	0.245	80	4.23	0.20
	0.4	53	0.80	0.56	54	1.06	0.47	72	1 7	0.42
	0 6	42	0.31	0.715	39	0.385	0.68	49	0.55	0 67
	0.8	24	0.082	0.725	27	0.103	0.92	25	0.11	0.84
	0.9	22	0.031	0.695	20	0.033	1.04	19	0.035	0 90
1/4	0.2	70	7.94	0.36	74	9.61	0.30	79	11.6	0.272
	0.4	57	2.86	0.67	56	3.30	0.625	72	4.5	0.56
	0.6	43	1.06	0.86	41	1.17	0.90	49	1.3	0.89
	0.8	27	0.256	0.93	28	0.27	1.17	25	0.23	1.15
	0.9	20	0.074	0.87	20	0.0735	1.29	19	0.73	1.22

椭圆形结构。一种能够提高稳定性的椭圆形轴承如图 19－25 所示。这种轴承的外形与 2 条轴向槽的轴承很相似，但组装时两个油叶的曲率中心并不同心　每个叶形的中心偏向内侧，这个位移用径向加工间隙的百分率来表示，称为“椭圆度”或“预载”。实际上，即使两个叶形都工作在轴承的几何中心，两个叶形的偏心距也大于零，椭圆度越大，轴瓦的偏心距也越大，轴承



a 两轴向槽轴承



b 上射槽轴承

图 19－24　“上射”轴颈轴承

工作越稳定　这种结构的缺陷在于摩擦损失较高，流量较大，而且偏心距较小时，承载能力也较低。偏心距大的椭圆形轴承与圆形轴承性能相当。椭圆形轴承得以广泛应用的原因是由于它的高效性和易于制造。将衬垫置于水平剖分面上，使轴承孔成为圆型；然后拆去衬垫就形成了所需的椭圆形几何形状。

为了正确地掌握和使用椭圆形轴承，必须强调以下重要内容：虽然习惯上轴颈位置是指轴承的几何中心（ε 和 ϕ），但用于计算的量即决定承载能力、h_{min} 等的参数是相对叶形中心 O_1 和 O_2 的偏心距和姿态角。

参照图 19－25b，轴承参数与这两个叶形结构之间的关系为：

$$\varepsilon_1 = (\varepsilon^2 + m^2 + 2\varepsilon\cos\phi)^{0.5} \tag{19.21a}$$

$$\phi_1 = \sin^{-1}\left[\frac{\varepsilon\sin\phi}{\varepsilon_1}\right] \tag{19.21b}$$

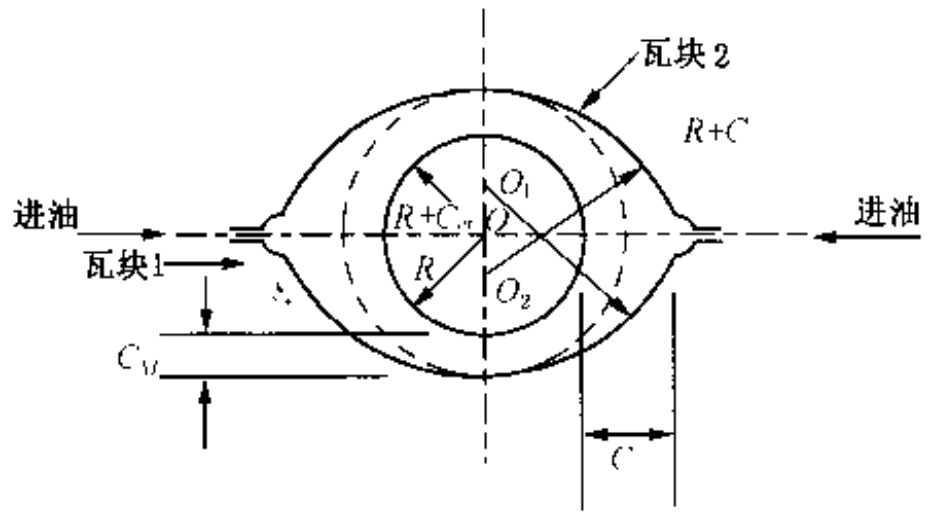
$$\varepsilon_2 = (\varepsilon^2 + m^2 - 2\varepsilon m\cos\phi)^{0.5} \tag{19.22a}$$

$$\phi_1 = \pi - \sin^{-1}\left[\frac{\varepsilon\sin\phi}{\varepsilon_2}\right] \tag{19.22b}$$

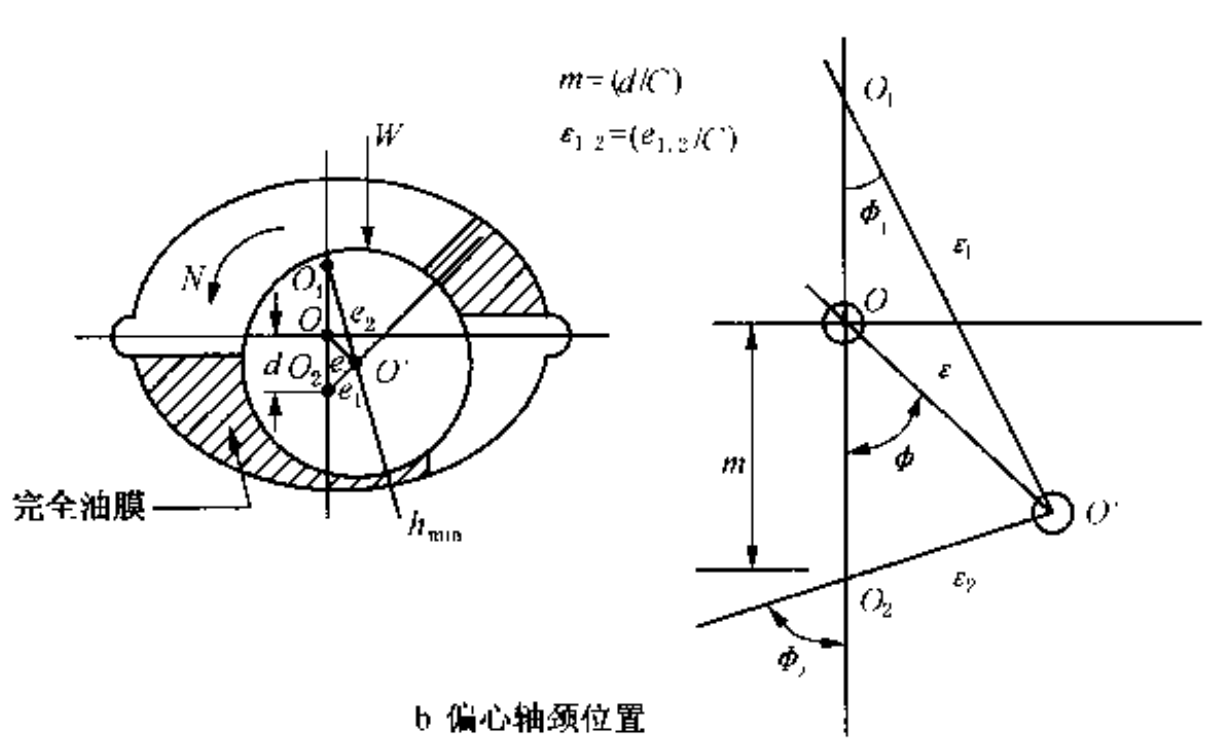
式中

$$\varepsilon = \frac{e}{C},\varepsilon_1 = \frac{e_1}{C},\varepsilon_2 = \frac{e_2}{C},m = \frac{d}{C}$$

因此，对于给定椭圆度比 m 的椭圆形轴承，当其偏心距和姿态角（ε 和 ϕ）确定后，其他的量都可以用前面给出的关系式来确定。



a 对中轴颈位置



b 偏心轴颈位置

图 19－25　椭圆形轴承的几何尺寸及符号说明

这里必须注意的是，在所有归一化的量中，轴承的加工间隙是一个相关参数。另外，根据前面所述，h_{min}值不是由 ε 和 ϕ 决定的，而是由上叶或下叶的偏心距决定的。如果轴的中心在水平线以上(后面将会看到，这种情况是可能存在的)，那么 h_{min}在 2 号叶形内，且 h_{min}由以下公式确定：

$$h_{min} = C(1 - \varepsilon_2) \tag{19.23a}$$

$$\theta_{min} = 3\pi/2 + \phi_2 \tag{19.23b}$$

多数情况下，轴中心低于水平中心线，这时有关公式为：

$$h_{min} = C(1 - \varepsilon_1) \tag{19.24a}$$

$$\theta_{min} = \pi + \phi_2 \tag{19.24b}$$

在椭圆形轴承中引入一个更为方便的量即轴承偏心率，它是偏心距与最小间隙 C_m 的比，而不是偏心距与间隙 C 的比。因为

$$\bar{C}_m = (C_m/C) = 1 - m \tag{19.25}$$

所以新的偏心率为：

$$\varepsilon_m = (e/C_m) = \varepsilon/(1 - m) \tag{19.26}$$

由于在圆形轴承中，轴颈在垂直方向的运动不能超出 $\varepsilon_m = 1$ 的限度(但在其他方向上可以超出)，这样以上表达式就变得十分有用，由此还可以在同一个纵坐标下绘出不同 m 值时轴颈中心的运动轨迹，见图 19－26。可见，偏心距较小时，轴的中心通常高于水平中心线，此时轴承的 h_{min} 在上部叶形内。为了进行对比，图中包含了 $m = 0$ 的情况，即圆形轴承的轴颈中心的轨迹。

椭圆形轴承常用性能参数见表 19－2 和图 19－27。这些数据对于所有常用的(L/D)比值以及椭圆度比在 0.25～0.75 范围内都适用。由于 $m = 0$ 代表圆形轴承，$m = 1$ 是椭圆度比的极限值($m = 1$ 时，两表面发生接触)，所以图中内容涵盖了椭圆形轴承的全部设计范围。

与圆形轴承不同的是，椭圆形轴承中如果采用上射槽结构，将对其性能有显著影响。实际上，大范围地开设上射槽破坏了椭圆结构的效果，使得它就相当于间隙为 C 的圆形轴承。

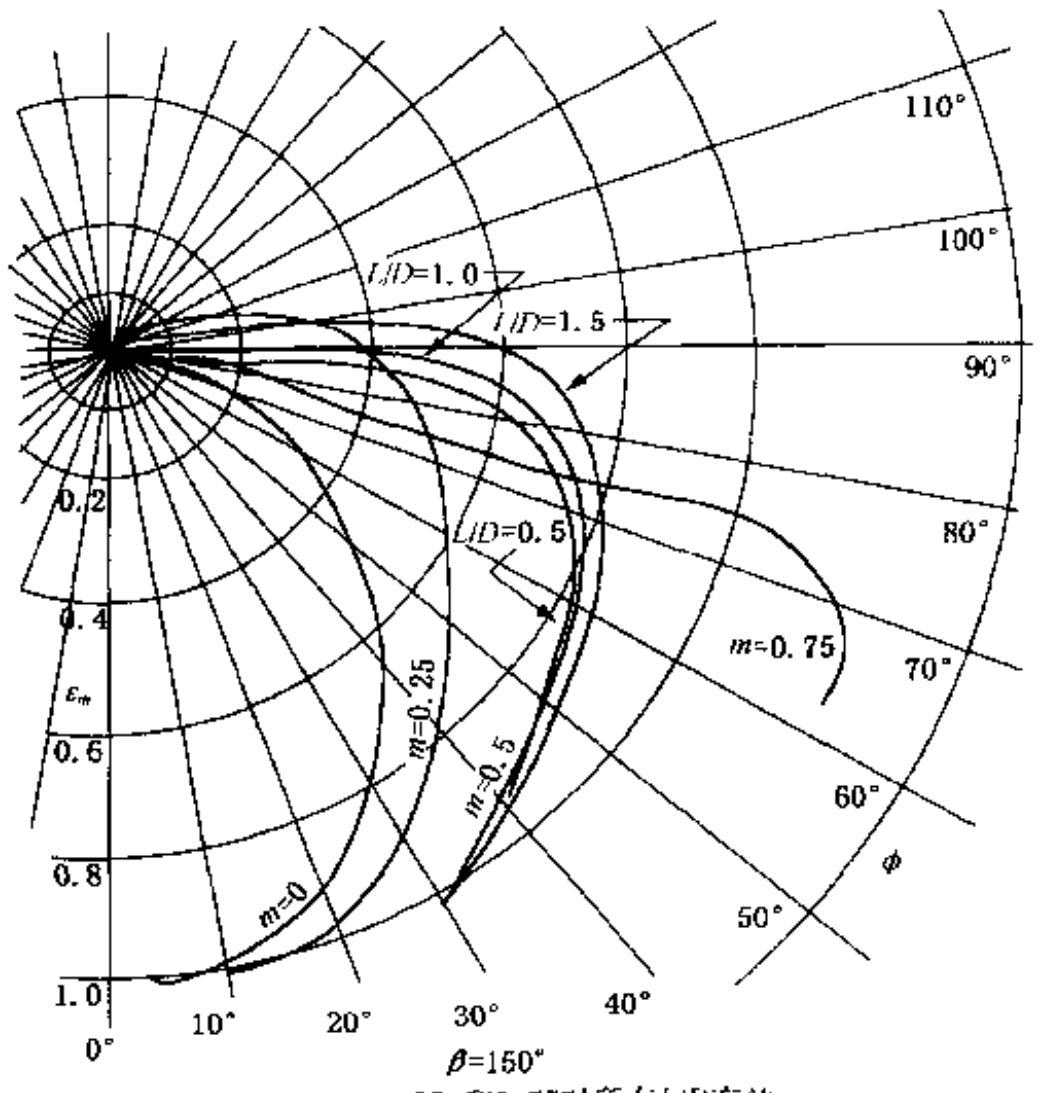


图 19－26　椭圆形轴承轴心轨迹[23]

表 19－2　椭圆形轴承的性能[23]

L/D	ε_m	$m=1/4$				$m=1/2$				$m=3/4$			
		ϕ	$\varepsilon_{1,2}$	S	Q_s	ϕ	$\varepsilon_{1,2}$	S	Q_s	ϕ	$\varepsilon_{1,2}$	S	Q_s
1－1/2	0.2	110	0.33	0.572	0.17	98	0.52	0.625	0.23	87	0.75	0.25	0.27
	0.4	90	0.39	0.185	0.29	98	0.56	0 313	0.25	75	0.178	0.11	0.275
	0.6	62	0.61	0.090	0.35	92	0.59	0.156	0.33	75	0.82	0.045	0.295
	0.8	38	0.81	0.0333	0.305	70	0.74	0.051	0.333	75	0.835	0.034	0.30
	0.9	32	0.90	0.0107	0.29	53	0.85	0.024	0.30	—	0.84	0.03	0.30
	1.0	—	—	—	—	—	—	—	—	75	0.85	0.029	0.30
	1.2	—	—	—	—	—	-	-	—	70	0.895	0.019	0.30
1	0.2	105	0.32	0.834	0.225	95	0.52	0.415	0.322	85	0.75	0.285	0.41
	0.4	90	0.39	0.305	0.412	90	0.54	0.274	0.37	80	0.77	0.143	0.41
	0.6	68	0.59	0.120	0.546	87	0.60	0.155	0.44	81	0.79	0.087	0.41
	0.38	35	0.81	0.040	0.436	67	0.75	0.056	0.47	79	0.81	0.0607	0.44
	0.9	30	0.90	0.019	0.430	48	0.80	0.024	0.43	78	0.94	0.0155	0.44
	1.2	- -	—	—	—	—	—	—	—	65	0.90	0.0202	0.45
1/2	0.2	100	0.31	2.0	0.275	90	0.51	1.3	0.52	80	0.76	0.53	0.68
	0.4	90	0.39	0.57	0.53	85	0.54	0.67	0.57	80	0.78	0 26	0.69
	0.6	82	0.51	0.29	0.72	83	0.61	0.32	0.67	75	0.82	0.085	0.72
	0.8	38	0.81	0.071	0.72	65	0.76	0.11	0.72	75	0.83	0.067	0.73
	0.9	30	0.90	0.0305	0.69	48	0.86	0.040	0.675	75	0.84	0.058	0.73
	1.0	—	—	—			—	—	--	75	0.85	0.053	0.74
	1.2	—	—	—	—	—	—	—	—	67	0.90	0.030	0.76
1/4	0.2	100	0.31	7.15	0.42	90	0.51	5.55	0.56	75	0.76	1.07	0.93
	0.4	95	0.41	3.33	0.59	85	0.545	2.32	0.72	75	0.78	0.715	0.96
	0.6	62	0.61	0.96	0.94	80	0.62	0.945	0.825	75	0.80	0.488	0.97
	0.8	30	0.81	0.24	0.93	70	0.74	0.377	0.91	75	0.83	0.260	0.98
	0.9	28	0.90	0.074	0.93	45	0.875	0.080	0.875	75	0.84	0.170	0.98
	1.0	—		—	—	—	—	—	—	75	0.85	0.130	1.00
	1.2	—	—	—	-	--	—	—	-	68	0.88	0.091	1.00

注：$\phi>90$ 时 $\varepsilon_{1,2}$ 代表 ε_2，其它值时 $\varepsilon_{1,2}$ 代表 ε_1。

三叶结构 三叶轴承是一种进一步利用椭圆形轴承特性的结构。这种结构比圆形轴承和各种椭圆形轴承更加稳定，但由于平均间隙较小而且底部叶形弧度较小，所以三叶轴承比上述另外两种轴承损失更大，且承载能力下降。

顾名思义，常见的三叶轴承包括三个轴瓦，每个轴瓦的张角范围是 80° ~ 120°，底部叶形关于垂直载荷对称布置。轴承的结构见图 19 - 28 所有关于椭圆形轴承的说明，包括相互关系、用途、轴承的重要性、叶形参数等的说明在这里仍适用，当然所有的定量关系会有些不同。轴承的几何中心参数(ε、ϕ)与单个叶形参数的关系如下：

$$\varepsilon_1 = (\varepsilon^2 + m^2 + 2\varepsilon m\cos\phi)^{0.5} \tag{19.27a}$$

$$\phi_1 = \sin^{-1}\left[\frac{\varepsilon\sin\phi}{\varepsilon_1}\right] \tag{19.27b}$$

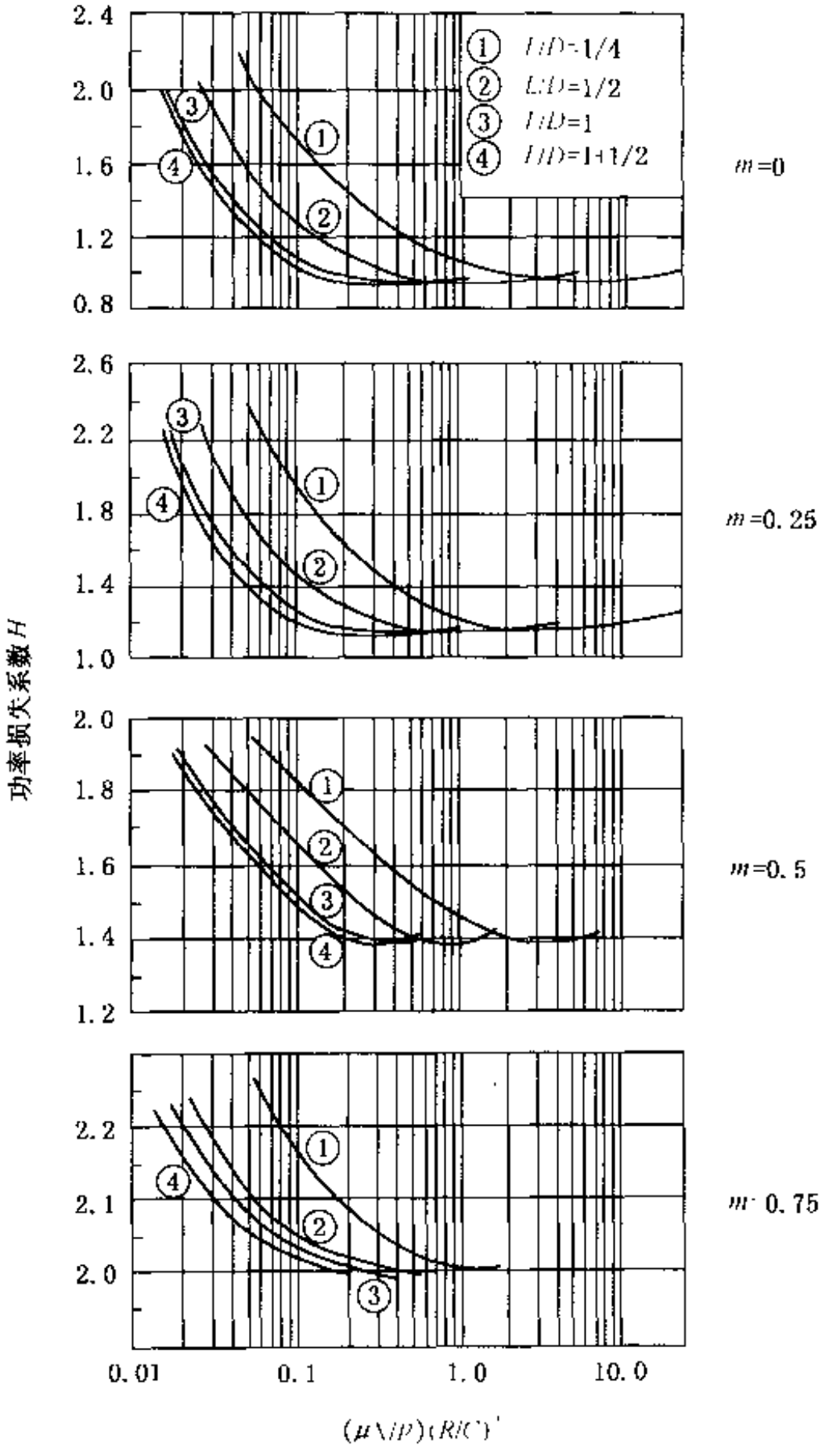


图 19 - 27 椭圆形轴承的功率损失[23]

$$\varepsilon_2 = [\varepsilon^2 + m^2 - 2\varepsilon m\cos(\frac{\pi}{3} + \phi)]^{0.5} \tag{19.28a}$$

$$\phi_2 = \frac{2\pi}{3} - \sin^{-1}\left[\frac{\varepsilon\sin(\pi/3 + \phi)}{\varepsilon_2}\right] \tag{19.28b}$$

$$\varepsilon_3 = [\varepsilon^2 + m^2 - 2\varepsilon m\cos(\frac{\pi}{3} + \phi)]^{0.5} \tag{19.29a}$$

$$\phi_3 = \frac{4\pi}{3} + \sin^{-1}\left[\frac{\varepsilon\sin(\pi/3 + \phi)}{\varepsilon_2}\right] \tag{19.29b}$$

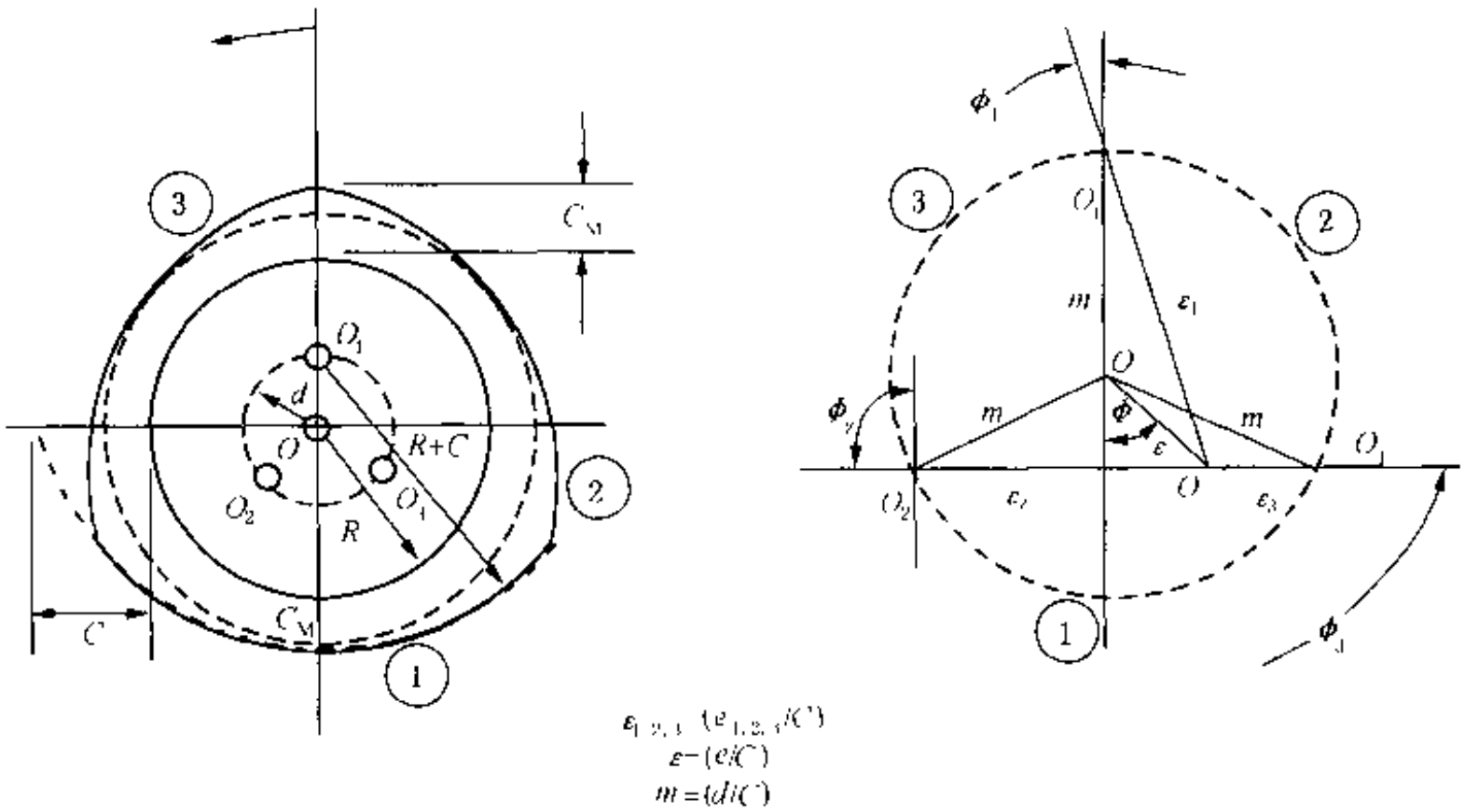


图 19－28　三叶轴承的几何形状与符号说明

另外一个细节值得引起注意，尽管三个叶形的加工间隙都为 C，但当轴承组装后，这个量实际上没有出现。最大的同心间隙出现在叶形交接处，且它小于加工间隙 C，这里用符号 C_M 表示。C_M 为：

$$C_M = (C_M/C) = (1 - m/2) \tag{19.30}$$

而 $\bar{C}_M$ 同前，即等于$(1-m)$。

图 19－29 表示轴瓦张角是 100°的三叶轴承轴心的轨迹。可见，由于轴心永远不会高于水平中心线，所以最小膜厚总是位于底部叶形内，且可表示为：

$$\bar{h}_{\min} = (1 - \varepsilon_1) \tag{19.31}$$

表 19－3 和图 9－29、图 19－30 给出了三种(L/D)比和两种椭圆度比的三叶轴承的性能参数。结合表 19－1 中给出的有 3 条轴向槽的圆形轴承的性能参数（它代表 $m=0$ 的情况），可得到三个不同的 m 值，据此可通过作交叉线的方法得到任意中间 m 值时的性能。

前面已提到，选用三叶轴承是由于它具有较好的稳定性特点，接下来简单说明三叶轴承与椭圆形轴承相比较的特点。图 19－31 所示为两种轴承在不同的 Sommerfeld 数时稳定区和不稳定区图。每条等 η 线是固定几何形状的轴承在速度变化时的工作轨迹。轴承参数 η 为：

$$\eta = \frac{\mu LD}{2\pi w}\left[\frac{R}{C}\right]^2\left[\frac{W}{CM}\right]^{0.5}$$

表 19-3 三叶轴承的性能*[24]

L/D	ε_m	$m=1/2$				$m=2/3$			
		ϕ	ε_1	S	Q	ϕ	ε_1	S	Q
1	0.2	42	0.58	0.45	0.125	50	0.71	0.21	0.18
	0.4	53	0.63	0.18	0.185	50	0.75	0.12	0.185
	0.6	55	0.71	0.10	0.20	50	0.81	0.071	0.20
	0.8	50	0.815	0.048	0.235	45	0.85	0.039	0.21
	1.0	30	0.965	0.0063	0.28	40	0.945	0.0095	0.23
1/2	0.2	45	0.57	0.84	0.265	50	0.71	0.43	0.355
	0.4	55	0.63	0.40	0.31	52	0.76	0.21	0.35
	0.6	55	0.71	0.20	0.335	50	0.81	0.11	0.38
	0.8	50	0.815	0.084	0.425	45	0.86	0.054	0.41
	1.0	30	0.905	0.011	0.50	40	0.945	0.0125	0.465
1	0.2	45	0.575	2.5	0.37	62	0.70	1.16	0.53
	0.4	45	0.65	1.0	0.51	55	0.75	0.59	0.53
	0.6	45	0.745	0.41	0.54	58	0.80	0.33	0.53
	0.8	40	0.845	0.13	0.61	52	0.86	0.12	0.574
	1.0	30	0.965	0.021	0.75	44	0.945	0.025	0.58

注：* $m=0$ 见表 19-1。

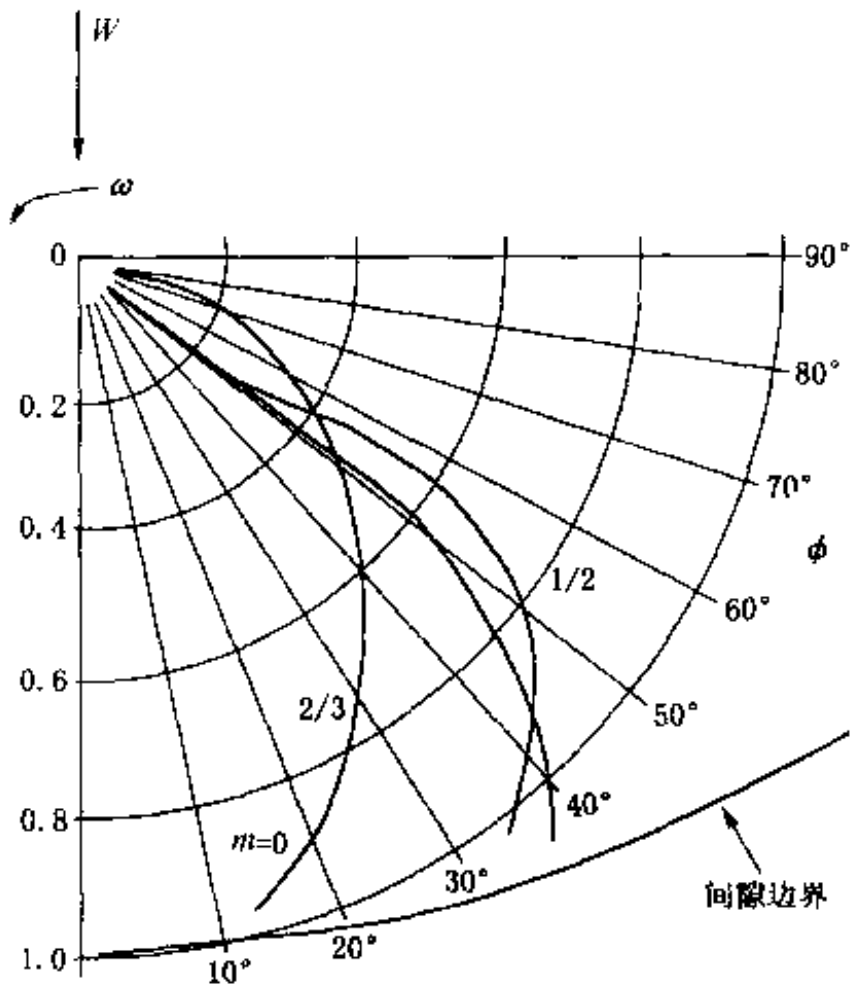


图 19-29 三叶轴承的轴心轨迹[24]

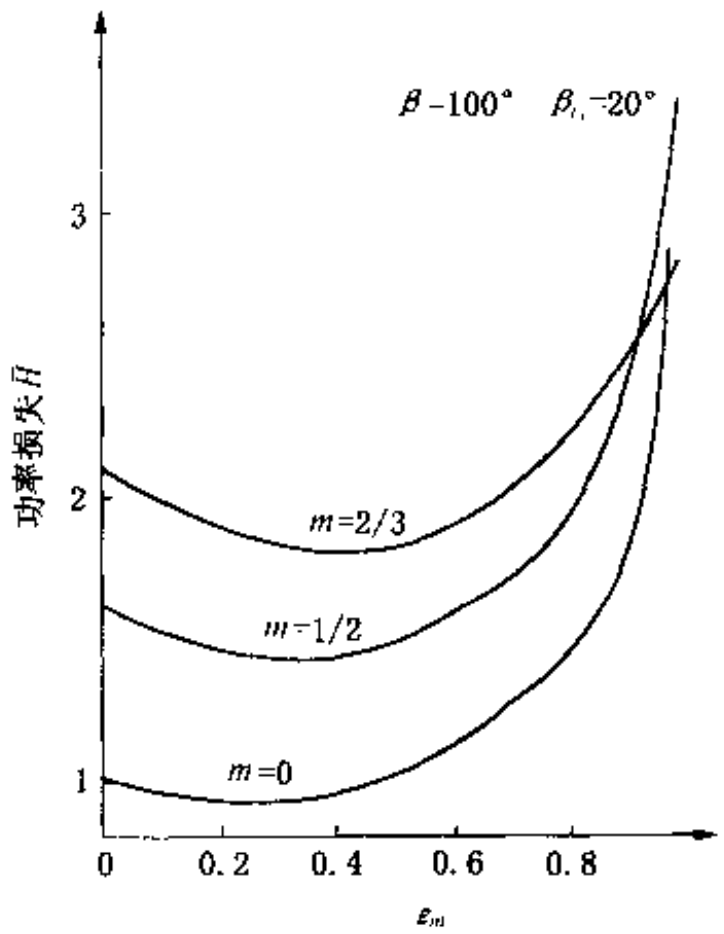
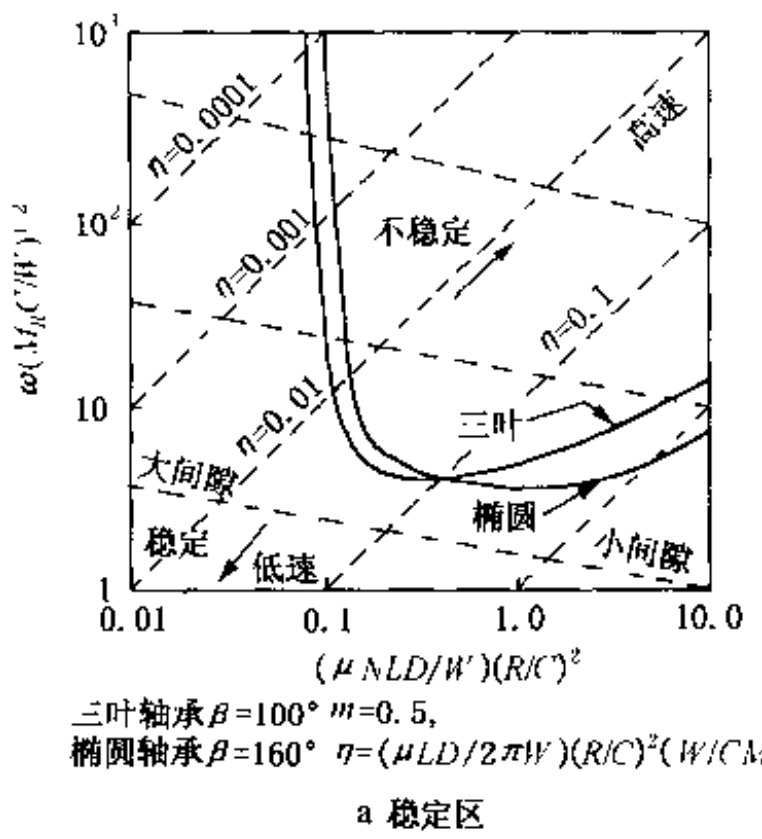


图 19-30 三叶轴承的功率损失[24]

它是一个与转子速度无关的参数，描述了一个特定轴承的几何形状。当速度增加时，由于 S 改变，轴承将沿等 η 线前进直至最终进入不稳定区。参数 η 对于轴承直径和叶形间隙最为敏感，对长度 L 和粘度 η 次之。使 η 值提高，也就是使轴承进入更稳定的区域，可以通过增加 η、L、D 或减少 C 的方法实现。由于纵坐标参数 $\eta(MC/W)^{0.5}$ 也与间隙有关，所以 C 值改变后，轴承轨迹将会沿略微倾斜的虚线移动——如果 C 增大则略向左倾斜，如果 C 减少则略向右倾斜。在轻载和小间隙条件下，三叶轴承比椭圆形轴承稳定性好。在重载时，椭圆形轴承比

较稳定。必须注意，正是在轻载条件下易出现轴承稳定性问题。



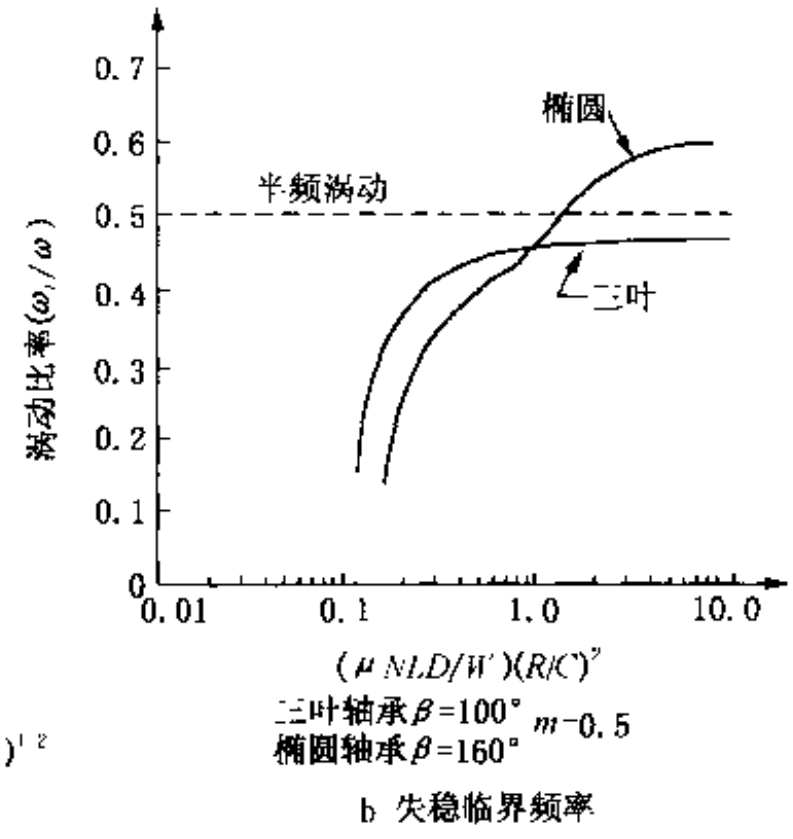


图 19－31　椭圆形轴承和三叶轴承的稳定性特点[1]

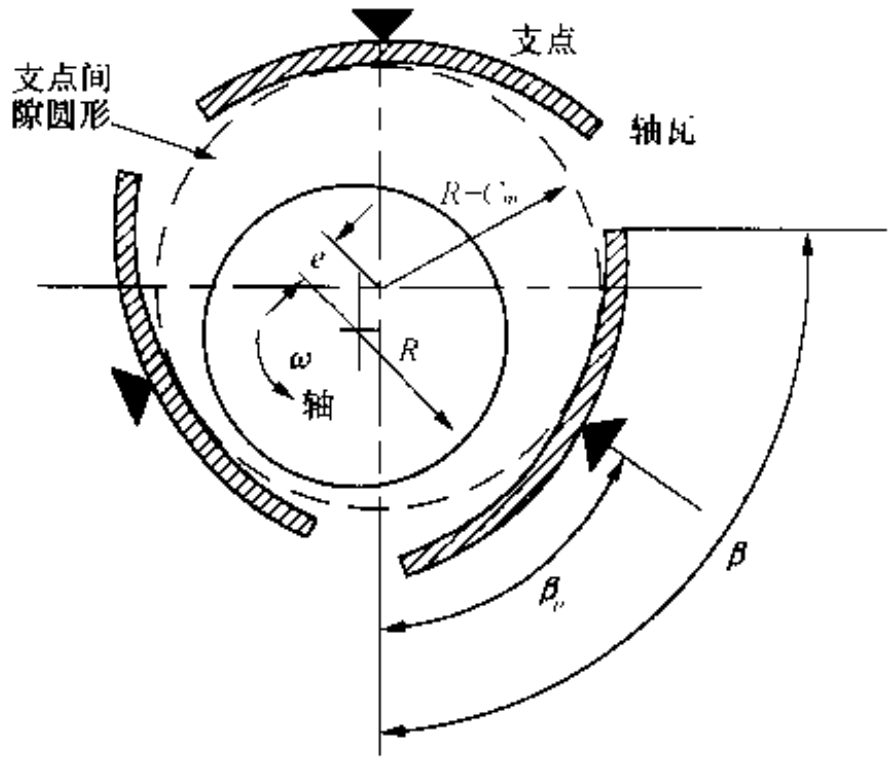
当轴承完全稳定时，涡动比率趋于零。在失稳的门槛频率下涡动比率的变化规律见图 19－31b。可见，三叶轴承和椭圆形轴承具有相似的特点，即在 $S=0.1\sim0.2$ 范围两者的涡动比率都迅速上升，然后保持相对恒定。椭圆形轴承不适于轻载场合的原因就在于此时其涡动比率大于 0.5，比相同条件下三叶轴承的涡动比率大。涡动比率是用来判断挠性转子稳定性临界点的重要参数。由于挠性转子的稳定性临界值总是低于刚性转子的稳定性临界值，所以可以认为，图 19－31b 给出了这些轴承所能达到的最高稳定性。

可倾瓦轴承。与前面讨论的结构不同，可倾瓦轴承是一类包含多种结构变化的轴承的通称。它们的主要特点是，每个轴瓦不是固定的而是铰支的，所以在工作过程中，不仅轴随着操作条件变化发生运动，而且轴瓦也会同时发生相应的运动，并且每个轴瓦的运动方式各不相同。常见铰支瓦块轴承见图 19－32。这种轴承的复杂性从图 19－32b 的单个轴瓦的结构中可见一斑。

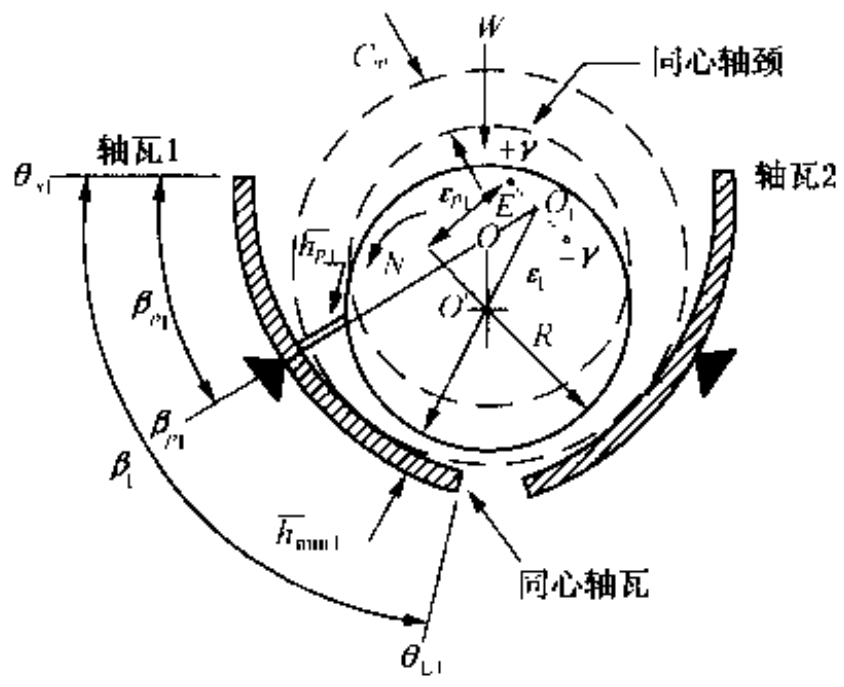
这里有几点应该注意的事项。首先，对可倾瓦轴承采用 h_{min} 作为衡量承载能力的判断标准，在某种程度上失去了意义。因为这里的 h_{min} 不是个固定值；而从几何上看，支点上的膜厚 h_p 倒是固定的。在超载工作时，如果膜厚为 h_{min} 时轴瓦能发生屈服，而在 h_p 时却不能，那么膜厚为 h_p 时更容易发生轴承失效。所以，这里的关键量或许是 h_p 而不是 h_{min}。接下来必须注意，轴瓦的曲率中心的空间位置不是固定的；当轴瓦绕支点摇摆时，轴瓦的曲率中心沿或正或负的角度方向移动，如图 19－32b 中移动的 $\pm\gamma$ 角。再者，如果轴承预载很小，轴承顶部的某些轴瓦可能发生空载现象。此时，如图 19－33 所示，流体膜对支点的摩擦力矩会造成轴瓦前缘擦过轴颈，引起轴的“颤动”，这显然是一种不愿意看到的情况。预加载荷的大小和轴的位置是决定顶部轴瓦是否出现空载的条件。预载越小，ε 越大，某些轴瓦越容易出现空载的情况。图 19－34 给出了当一个轴瓦可能发生空载时关于 ε_m 和 m 的样本曲线。就此而言，当轴颈的 $\varepsilon_m>1$ 时，轴瓦之间存在载荷，这自然是一种非常不利的工作状态。

可倾瓦轴承有许多设计参数和操作状态，其中一些设计内容有：

- 轴瓦数目:$3 < n < 8$。
- 轴瓦张角,包括针对各式轴瓦的不同 β 的取值方法。
- 轴瓦间或轴瓦上的载荷矢量。
- 中心支点或偏心支点的位置,也就是(β_p/β)的选取
- (L/D)比。
- 预载,$m = 1 - (C_m/C)$。
- 轴瓦惯性决定了轴瓦跟随轴颈运动的能力



a 三叶可倾瓦轴承



b 可倾瓦的几何形状

图 19-32 可倾瓦轴颈轴承

19.4.3 止推轴承

在前面介绍的许多有关轴颈轴承特性的论述也适用于止推轴承,因而在此只需指出二者之间的差异即可。这些差异是由于止推轴承的几何结构有所不同而产生的,其典型单元结构如图 19-35 所示。

止推轴承的讨论相对简单,因为它不会发生空化现象,而且只需求解一个瓦块就可以了(因与转子平行,所有瓦块的情形相同)。另一方面,止推轴承流体膜的几何形状变化较多。在

轴颈轴承中流体膜的形状大体上是统一的，即两个偏心圆柱体形成的间隙的形状。但在止推轴承中，流体膜的形状可以是任意的，因为止推轴承可以是单向或双向锥面结构，有或没有平面结构，还可以是凹形截面结构，凹槽轴承或可倾瓦结构形式。止推轴承的另一个简单之处在于它们在工作中不像轴颈轴承那样存在不稳定问题，所以这里不需要计算其刚度和阻尼。

对止推轴承，需在极坐标系而不是在直角坐标中列出其 Reynolds 方程。与轴颈轴承相似，因紊流是 r,θ 的函数，故紊流情况需进行逐点计算。

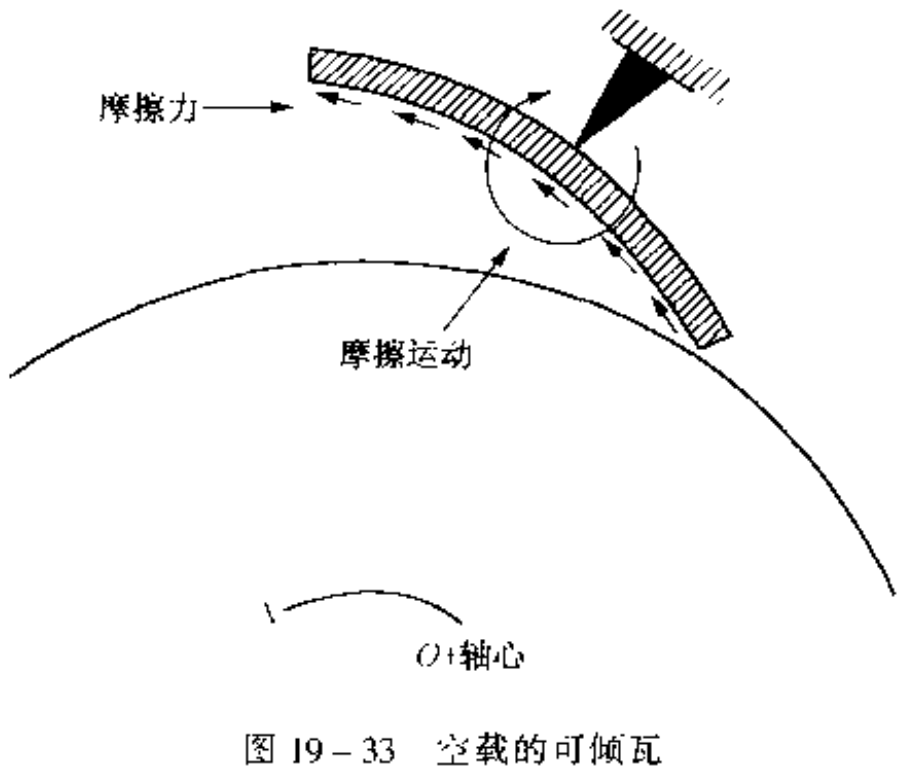


图 19－33　空载的可倾瓦

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}}\left[\frac{\bar{r}\,\bar{h}^3 G_z}{\bar{\mu}}\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial r}\right)\right]+\frac{1}{\bar{r}}\frac{\partial}{\partial \theta}\left[\frac{\bar{h}^3 G_z}{\mu}\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \theta}\right)\right]=6\frac{\bar{r}}{(L/R_2)^2} \tag{19.32}$$

式中 G_1，G_z 分别 θ 方向和 r 方向的紊流系数，它们都是 Reynolds 数的函数，Reynolds 数为：

$$Re = \rho r\omega h/\mu = f(r,\theta)$$

上述表达式与轴颈轴承相应的表达式不同之处在于 Reynolds 数与 r 有关。这是由于止推

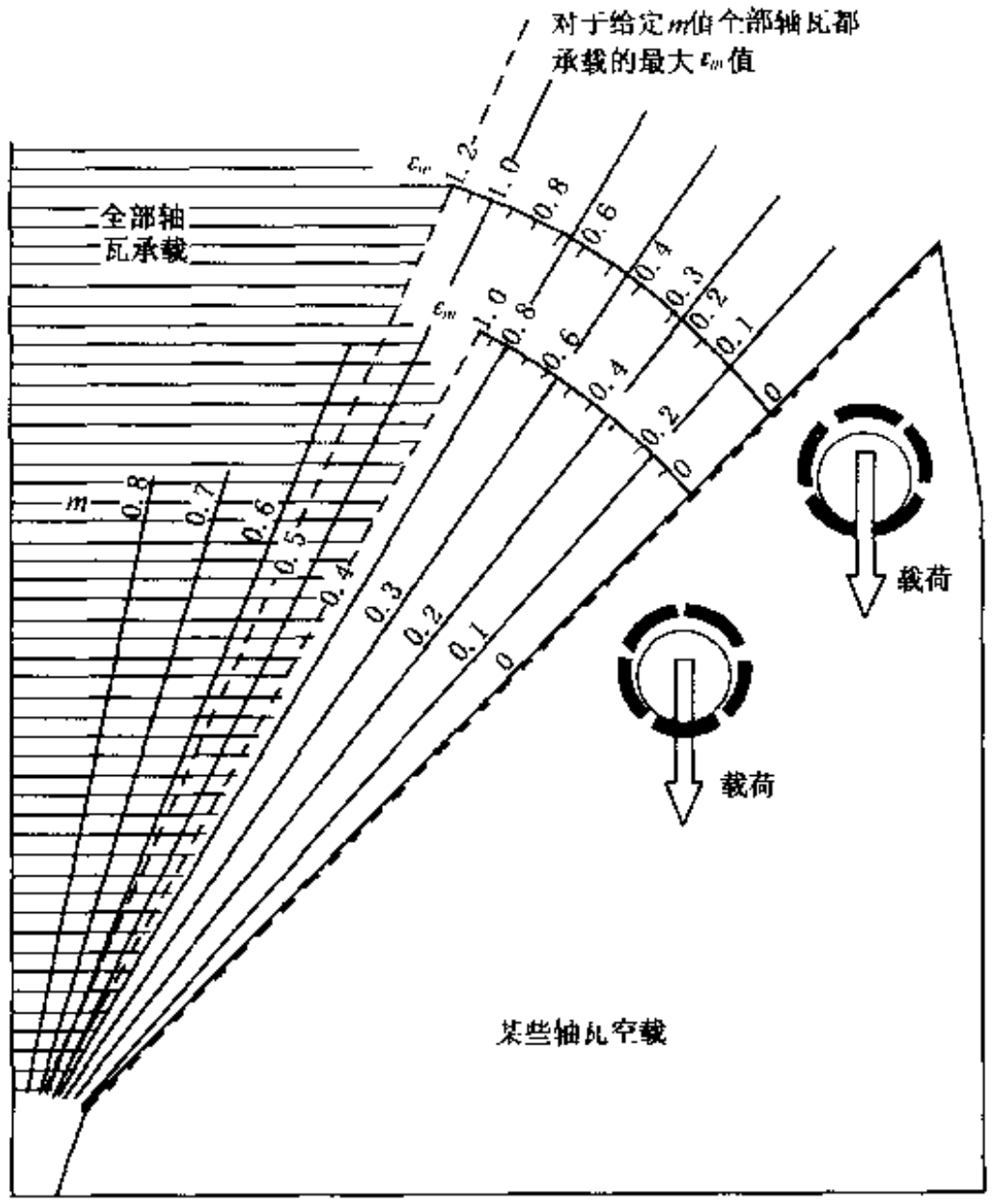


图 19－34　五瓦块可倾瓦轴承的轴瓦空载区[18]

轴承的速度分布和流量的变化与 r 有关，并且流体膜厚度也是 r 和 θ 的函数。

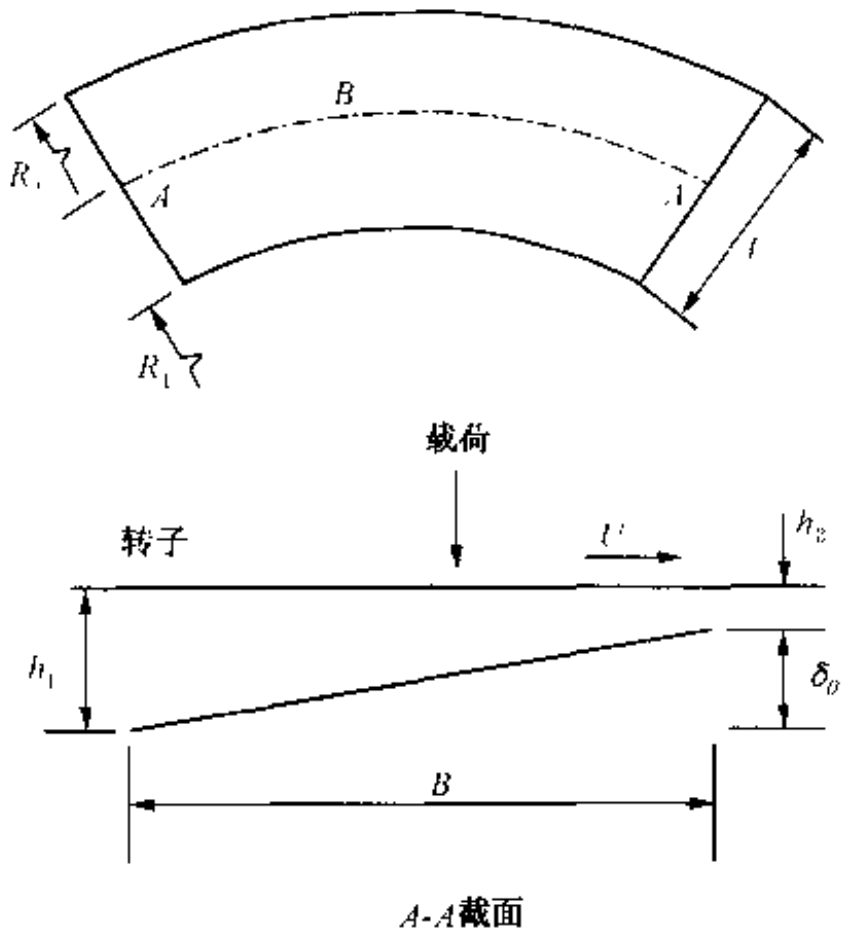


图 19－35　斜平面止推轴承的基本单元

斜平面轴承。最简单的斜平面轴承有一个恒定的倾角，即

$$h(\theta) = h_2 + \delta_\theta(1 - \theta/\beta);\delta_\theta = (h_1 - h_2) \tag{19.33}$$

它的几何形状见图 19－35。这个方程与 r 无关，仅适应于具有周向斜面的轴承表面。后面的讨论结果表明，介于固定值 h_1 和 h_2 之间的流体膜的真实形状对于结果并无明显影响。因此一般情况下，简化的一维斜面的计算结果就可用于评价止推轴承的性能。

轴颈轴承中几个重要的参数是 β，L/D 和 e/C。止推轴承中也有类似参数，它们是：β，瓦块的张角；L/R_2，h_2/δ_θ，其中 δ_θ 是一个类似 C 的几何参数，h_2 是轴承运转时后缘流体膜的厚度。这里要注意的是

$$h_{min} = h_2 \tag{19.34}$$

斜面止推轴承的计算结果见表 19－4，表中：

$$\bar{Q}_r = (Q_r/\pi R_2 NL\delta_\theta) \tag{19.35}$$

它指侧向泄漏量，指标 R_1 是指沿内径处的泄漏量，指标 R_2 是指沿外径处的泄漏量。则总侧向泄漏量为

$$Q_r = [\bar{Q}_r|_{R_1} + \bar{Q}_r|_{R_2}]\pi R_2 NL\delta_\theta$$

瓦块末端的泄漏量 Q_2 为

$$Q_2 = 0.5\pi NLh_2(R_1 + R_2) + \bar{Q}_{2p}\pi R_2 N\delta_\theta \tag{19.36}$$

式中右边第一项是剪切流量，与任何计算所得的系数无关。$\bar{Q}_{2p}$的值可由表 19－4 中的 $(\bar{Q}_r + \bar{Q}_{2p})$减去 $\bar{Q}_r$ 得出。

表 19－5 所示为三种不同结构止推轴承的相对承载能力和相对摩擦力。一种是平面瓦块，它是一个倾斜的矩形块；第二种是横截面为指数型膜剖面的瓦块；第三种是斜平面瓦块，其形状由(19－33)式确定。由表中数据可见，对于给定的 h_1/h_2 值，计算所得的结果几乎相同。这就证明了“当 h_1 和 h_2 被确定后，h 的变化对于计算结果并不是非常重要”这一结论。

必须注意，以上结果中 P 是指单位面积上的压力，即：

$$P = W/A = 360W_T/[n\beta\pi L(R_1 + R_2)]$$

式中 β 的单位是度；W_T 是止推轴承的总载荷；n 是瓦块总数。还应注意的是，表 19－4 中的流量和功率损失的数据是对于单个瓦块而言的，所以总流量和总损失为：

$$Q_T = nQ_{pad} \qquad H_T = nH_{pad}$$

组合斜平面轴承。更为实用、且优先被选用的止推轴承的几何形状是在周向和径向同时开设斜平面，使流体膜末端有一段平面的组合式斜平面结构。它的优点在于：①具有较高的承载能力；②侧向泄漏量小；③在起动和停车的低速过程中，利用平面来承受载荷，从而减小磨

表 19－4　斜平面止推轴承的计算结果[25]

$\frac{L}{R_2}$	$\frac{h_1}{\delta_0}$	β/°	$\frac{\mu N}{P}\left(\frac{L}{\delta_0}\right)^2$	$\bar{Q}_r$		Q_r+Q_{2r}	$r=(r-R_1)/L$　$\theta=\theta/\beta$ 压力中心		$\frac{H\delta_0}{\pi\mu N^2 R_2^4}$
				R_1	R_2		$\bar{\theta}_r$	$\bar{r}_r$	
1/3	1	80	1.423	0.34	0.40	0.87	0.64	0.37	2.44
		55	1.180	0.32	0.44	0.84	0.025	0.45	1.685
		40	0.947	0.28	0.81	0.81	0.61	0.49	1.20
		30	0.870	0.235	0.75	0.75	0.605	0.51	0.95
	1/2	80	0.321	0.35	0.47	0.87	0.71	0.37	3.94
		55	0.257	0.32	0.44	0.84	0.69	0.47	2.70
		40	0.225	0.29	0.40	0.79	0.67	0.50	2.00
		30	0.211	0.245	0.36	0.74	0.66	0.51	1.57
	1/4	80	0.0855	0.35	0.47	0.87	0.78	0.41	5.96
		55	0.714	0.32	0.44	0.83	0.76	0.45	4.25
		40	0.0652	0.29	0.41	0.78	0.74	0.505	3.23
		30	0.0635	0.235	0.36	0.70	0.73	0.52	2.54
	1/8	80	0.0278	0.36	0.48	0.85	0.83	0.465	8.51
		55	0.0247	0.33	0.45	0.81	0.815	0.50	6.23
		40	0.0238	0.29	0.41	0.75	0.795	0.51	4.88
		30	0.0242	0.25	0.37	0.67	0.78	0.565	3.91
1/2	1	80	1.72	0.23	0.405	0.75	0.62	0.48	2.90
		55	1.494	0.19	0.36	0.69	0 61	0 51	1.96
		40	1.435	0.145	0.31	0.61	0.60	0.53	1.47
		30	1.489	0.11	0.20	0.57	0.59	0.55	1.13
	1/2	80	0.402	0.23	0.41	0.74	0.685	0.46	4.72
		55	0.3585	0.19	0.33	0.61	0.67	0.52	3.33
		40	0.352	0.15	0.31	0.60	0.655	0.53	2.49
		30	0.370	0.11	0.26	0.53	0.65	0.55	1.92
	1/4	80	0.1138	0.24	0.42	0.72	0.755	0.48	7.32
		55	0.1062	0.20	0.27	0.65	0.735	0.52	5.29
		40	0.1080	0.15	0.32	0.56	0.72	0.54	4.065
		30	0.1103	0.11	0.27	0.49	0.71	0.56	3.18

续表

$\frac{L}{R_2}$	$\frac{h_1}{\delta_0}$	β/°	$\frac{\mu N}{P}\left(\frac{L}{\delta_0}\right)^2$	Q_r		$\dot{Q}_r + \overline{Q}_{2r}$	$r=(r-R_1)/L$　$\theta=\theta/\beta$ 压力中心		$\frac{H\overline{\omega}_0}{\pi\mu N^2 R_2^4}$
				R_1	R_2		θ_r	r_r	
	3/8	80	0.0402	0.25	0.42	0.70	0.81	0.50	10.81
		55	0.0399	0.20	0.28	0.62	0.78	0.53	8.06
		40	0.0423	0.16	0.32	0.53	0.77	0.55	6.30
		30	0.0470	0.11	0.27	0.44	0.765	0.57	5.01
	1	80	2.240	0.12	0.35	0.60	0.61	0.50	3.06
		55	2.185	0.082	0.295	0.53	0.60	0.55	2.12
		40	2.320	0.052	0.245	0.48	0.59	0.58	1.57
		30	2.590	0.033	0.200	0.44	0.59	0.61	1.20
	1/2	80	0.538	0.13	0.35	0.58	0.67	0.51	5.07
		55	0.537	0.084	0.30	0.51	0.66	0.56	3.59
		40	0.578	0.053	0.25	0.45	0.65	0.59	2.70
		30	0.653	0.034	0.20	0.40	0.645	0.61	2.07
2/3	1/4	80	0.1598	0.13	0.36	0.56	0.735	0.53	8.00
		55	0.1655	0.087	0.30	0.46	0.72	0.57	5.70
		40	0.1820	0.055	0.25	0.40	0.71	0.60	4.43
		30	0.2085	0.035	0.21	0.38	0.705	0.62	3.46
	1/8	80	0.0599	0.14	0.365	0.53	0.79	0.55	12.07
		55	0.0649	0.09	0.31	0.44	0.78	0.58	8.98
		40	0.0737	0.056	0.25	0.35	0.765	0.61	6.94
		30	0.0861	0.036	0.21	0.29	0.75	0.63	5.47

损。这种轴承的几何形状见图 19－36。其膜厚用下式计算：

表 19－5　不同流体膜形状的止推轴承性能[25]

α	平面滑块*	指数滑块**	扇形块***
	$P=\frac{PL^2h_2^3}{\mu\omega R_2^4}$		
2.00	0.0810	0.0819	0.0826
2.50	0.113	0.1137	0.106
2.85	0.135	0.135	0.125
	$F=\frac{Fh_2}{\mu\omega R_2^4}$		
2.00	0.66	0.81	0.78
2.50	0.74	0.875	0.825
3.04	0.84	0.95	0.88

注：* $h=ax$

** $h=k_1e^{k2}$

*** $h=h2+\delta(1-\theta/\beta)$

$$h=h_{11}-[(h_{11}-h_{12})/L](r-R_1)-\left[\frac{h_{11}-[(h_{11}-h_{12})/L]\div(r-R_1)-h_2}{b\beta}\right]\theta \quad (19.37)$$

（译注：原文公式有误）

$$0\leqslant\theta\leqslant b\beta$$

$$h=h_2(\text{常数}),\ b\beta\leqslant\theta\leqslant\beta$$

用 h_2 和 R_2 分别对所有的 h 和半径进行归一化处理，得到：

$$h=h_{11}-(h_{11}-1)\frac{\theta}{b\beta}-\delta_r$$

$$\left[\bar{r}=\frac{(L/R_2)-1}{(L/R_2)}\right]\left(1-\frac{\theta}{b\beta}\right) \quad (19.38)$$

$$0\leqslant\theta\leqslant b\beta$$

$$h=1,\ b\beta\leqslant\theta\leqslant\beta$$

可见，h 的表达式中有三个独立的参数：

• $h=(h_{11}/h_2)$—— 图中左下角处的无量纲最大流体膜厚度。

• $\delta_r=(h_{11}-h_2)/h_2$—— 前缘 $\theta=0$ 处的径向坡度。

• $b=\beta$ 斜面的比例。

对承载能力和功率损失进行优化，得到以上三个参数的最优值为：

$$h_{11}=3.0 \qquad \delta_r=0.5 \qquad b=0.8$$

以上数据的物理意义是，在 $(R_1,0)$ 处的最大膜厚是平面处膜厚的三倍；前缘处流体

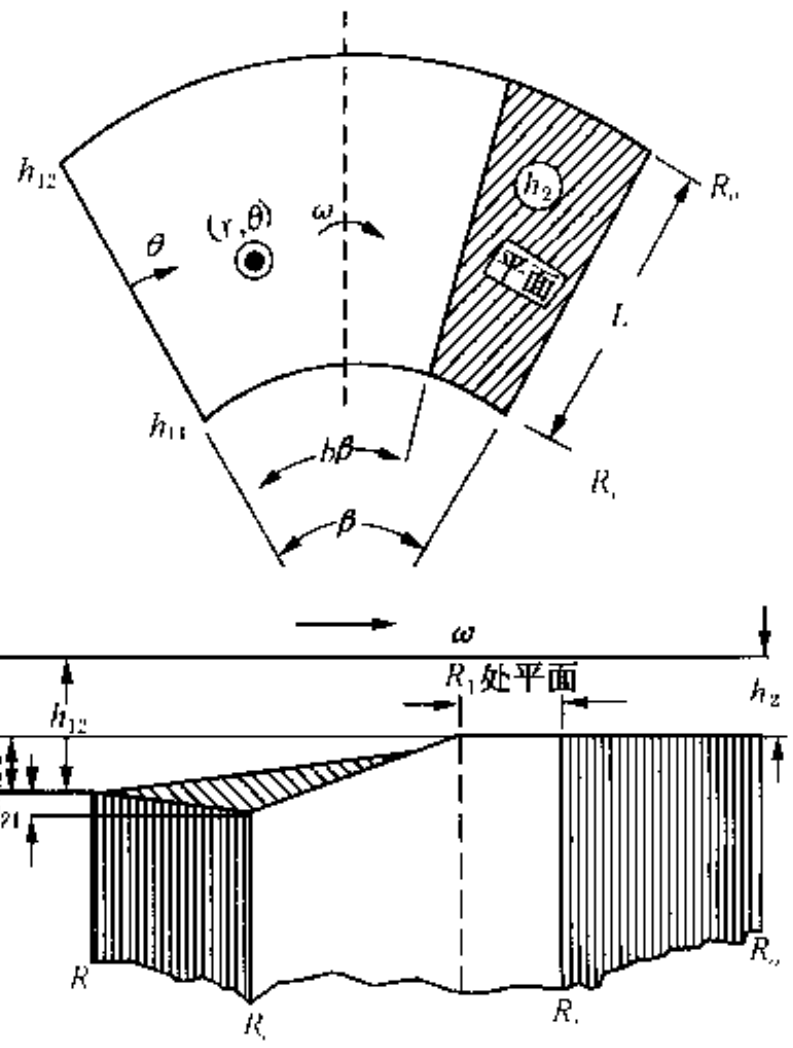


图 19－36　组合斜平面轴承

膜厚度由内向外减小 0.5 h_2;平面部分占瓦块张角的 20%。符合上述条件的张角为 40°,(OD/ID)为 2 的轴承性能见表 19 – 6。表中同时列出了紊流工况和层流工况时的数据。

以下做几点说明:

• Reynolds 数按下式计算:

$$Re_1 = \rho R_1 \omega h_2 / \mu_1$$

• 第三栏(译注:原文为第四栏,疑误)中 H_c 表示的损失包括了一个 10°油槽上的损失;瓦块上的损失 H 只能由表 19 – 6 中的最后一列中得出。

• Q_{IN}表示 $\theta = 0$ 处的入流量,出流量为

$$Q_2 = Q_{IN} - (Q_{R1} - Q_{R2})$$

• Re_1 最小值为 500,这个值接近层流工况。

• 对于整个轴承来说,W,H_t,Q 和 H 应乘以瓦块数。

表 19 – 6 组合斜平面止推轴承性能[22]

$(R_2/R_1) = 2$;$\beta = 40°$,$h_{11} = 3$,$\delta_r = 0.5$;$b = 0.8$

Re_1	$\frac{Wh_2^2}{\mu R_1^4 a}$	$\frac{H_c^* h_2}{R_1^4 \omega^2}$	$Q/R_1^2 h_2 \omega$			$\frac{H}{W\omega h_2}$
			$\theta = 0$	R_1	R_2	
500	0.192	3.92	1.58	0.296	0.437	17.6
	0.182	3.88	1.58	0.294	0.445	18.3
	0.175	3.78	1.59	0.293	0.451	18.5
	0.168	3.68	1.59	0.292	0.456	18.7
	0.151	3.42	1.60	0.290	0.469	19.1
1500	0.337	8.45	1.61	0.324	0.455	21.5
	0.307	7.93	1.62	0.321	0.465	21.6
	0.289	7.59	1.62	0.319	0.471	21.8
	0.275	7.31	1.63	0.318	0.476	21.9
	0.240	6.63	1.64	0.314	0.490	22.3
3500	0.567	15.6	1.63	0.339	0.462	23.2
	0.499	14.0	1.64	0.334	0.475	23.2
	0.463	13.2	1.64	0.331	0.482	23.3
	0.435	1.25	1.65	0.329	0.488	23.4
	0.369	11.2	1.66	0.325	0.504	23.7

注:H_c 包括一个 10°油槽的损失。全部结果是单独瓦块的。

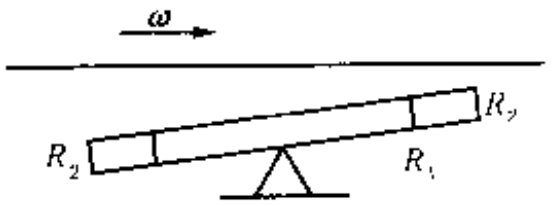
可倾瓦轴承。有关可倾瓦轴颈轴承复杂性和大量参数的说明同样适用于可倾瓦止推轴承。但是,对铰支推力瓦块,如图 19 – 37 所示的结构,另有一个比其他困难都更加棘手的问题,即对于中央支撑的平面区域在理论上是无解的。这一点可由图 19 – 37a 中的压力分布示意图中推导得出。这种压力分布总是关于瓦块中心不对称;不对称的压力分布会在瓦块上形成力矩,使瓦块平行于转子。但是,平行瓦块不能产生流体动压力,因此这种结构不可能有效工作。然而,这种中央铰支的平面止推轴承使用非常广泛且性能也非常好。

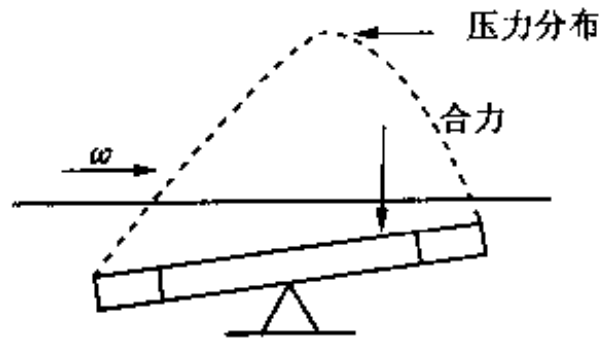
于是就提出了各种各样的理论和方法来解释这种轴承的工作原理,并求得问题的解。其中包括:

• *热楔或密度楔*——在平行油膜中能产生流体动压力的原因在于润滑油的粘度或密度发生了变化。但是,这种效果还不足以使轴承能够承受重载。

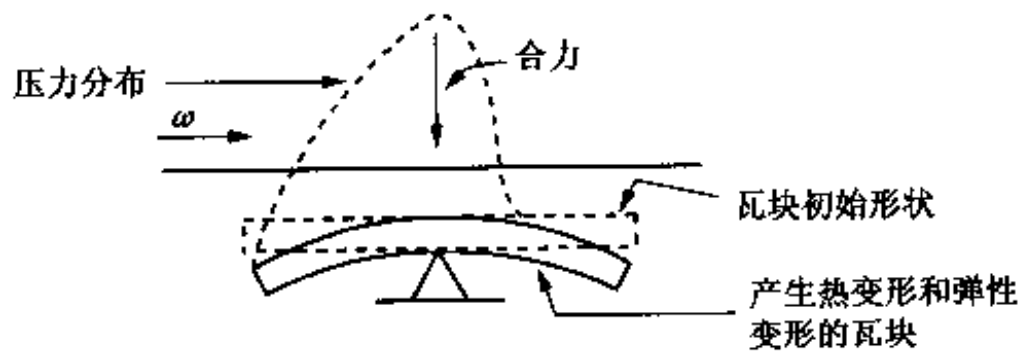
• *瓦块的热变形和弹性变形*——如图 19 – 37b 所示,热应力和弹性应力可能会使瓦块变

成凸面，这样实际上是形成了收敛 — 发散型流体膜。在这种情况下，合力作用点可能通过支点，使瓦块能够承受一定的载荷。但是，只有在瓦块很薄或存在很高的温度梯度时才能发生这种弯曲。而实际上，在瓦块很厚或发热很少的条件下这种轴承的性能也很好。





a 中央铰支的瓦块承载能力为0



b 由于热变形和弹性变形形成的流体动压油膜

图 19－37　可倾瓦止推轴承中的流体动力学

• *偶然因素影响*——有很多偶然因素可能比上述理论解释所起的作用更为重要，其中包括：

• 转子和轴承表面的加工误差以及瓦块入口边缘处存在的导角，都可构成一个内在的斜面。

• 组装或操作过程中转子和瓦块的不对中。

• 支点不在瓦块张角的正中。

这些因素综合起来就可能产生流体动压力，也许它们最能够解释可倾瓦止推轴承性能良好的原因。

19.5　低速轴承

前面几节中所描述的轴承必备的技术条件之一是需要有合适的润滑系统。这套系统包括供油压力为 10～50 psi 的油泵以及整套辅助设备，例如油箱、过滤器、管道、油槽和冷却设备。当轴承运转速度相对较低，能量消耗较小，因而轴承温度也较低时，如在风扇、鼓风机及某些压

缩机上，只需采用油环润滑，从而使系统简化。油环润滑系统自备有一个紧挨着轴承布置的供油组件，这就省去了操作要求较高的整套辅助系统。

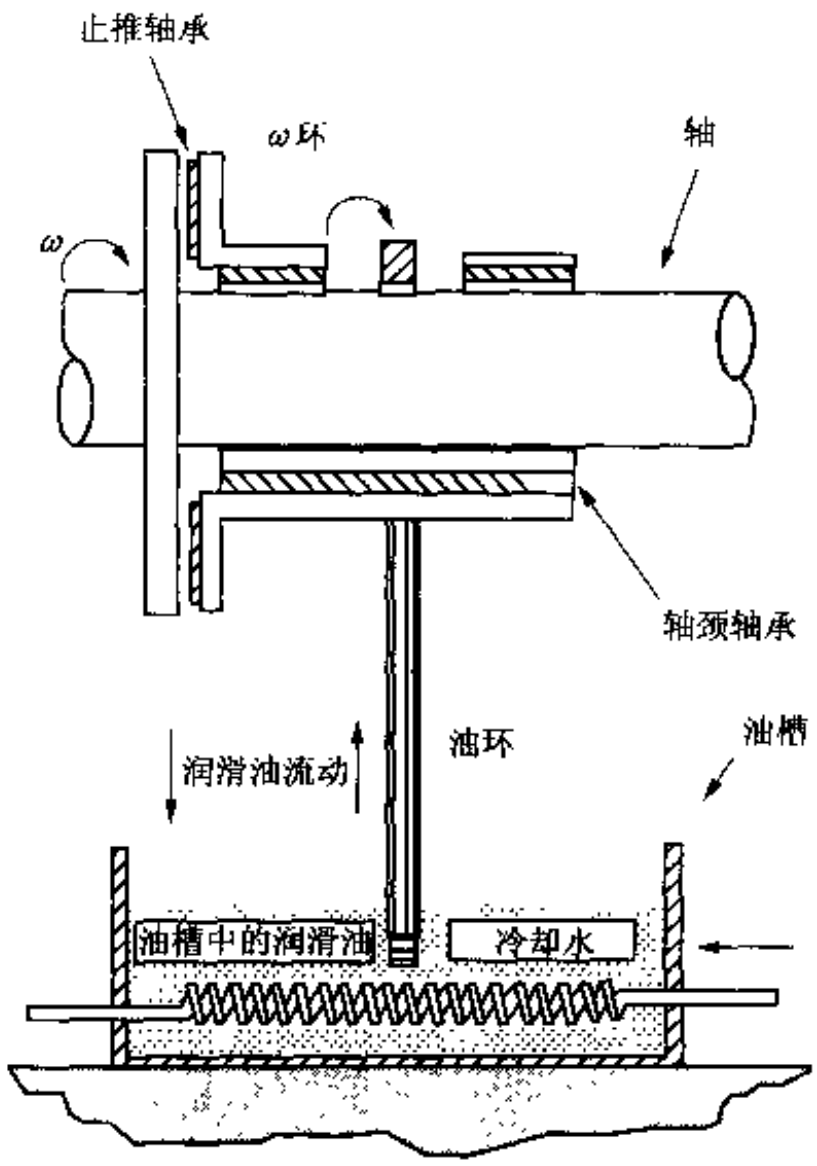


图 19－38　油环润滑系统

图 19－38 所示为油环润滑装置的组成。悬浮于外露轴上的油环是一种粘性刮送装置，可将油槽中的油带出并将其附着在轴表面上。显然，与润滑油沿轴向槽分布的有压力源的润滑系统相比，这种刮送装置所提升的润滑油量不足以使轴承处于完全油膜润滑状态。因此，油环润滑中的一个重要参数就是轴承得到的润滑油量与全膜润滑所需油量的比值，该比值称为缺油率，由下式计算：

$$\hat{Q}_z = Q_z - Q_{zF}$$

式中 Q_z 是缺油状态时的侧向泄漏量；Q_{zF} 是全膜润滑时的侧向泄漏量。

19.5.1　工作区间

缺油率的大小取决于轴和油环的速度。根据旋转油环和附着其上的润滑油的离心效应，可将油环工作区分成四个区域，见图 19－39。各区域相应的特点如下：

区域 I。当轴颈转速较低时，油环内表面与轴颈相互接触，接触面的线速度大致相等，所以油环的转速随轴颈转速的增加而线性地增加，相应地，油环的供油量在这个区域内也是增加的。在图中区域 I 中的上限，油环速度和

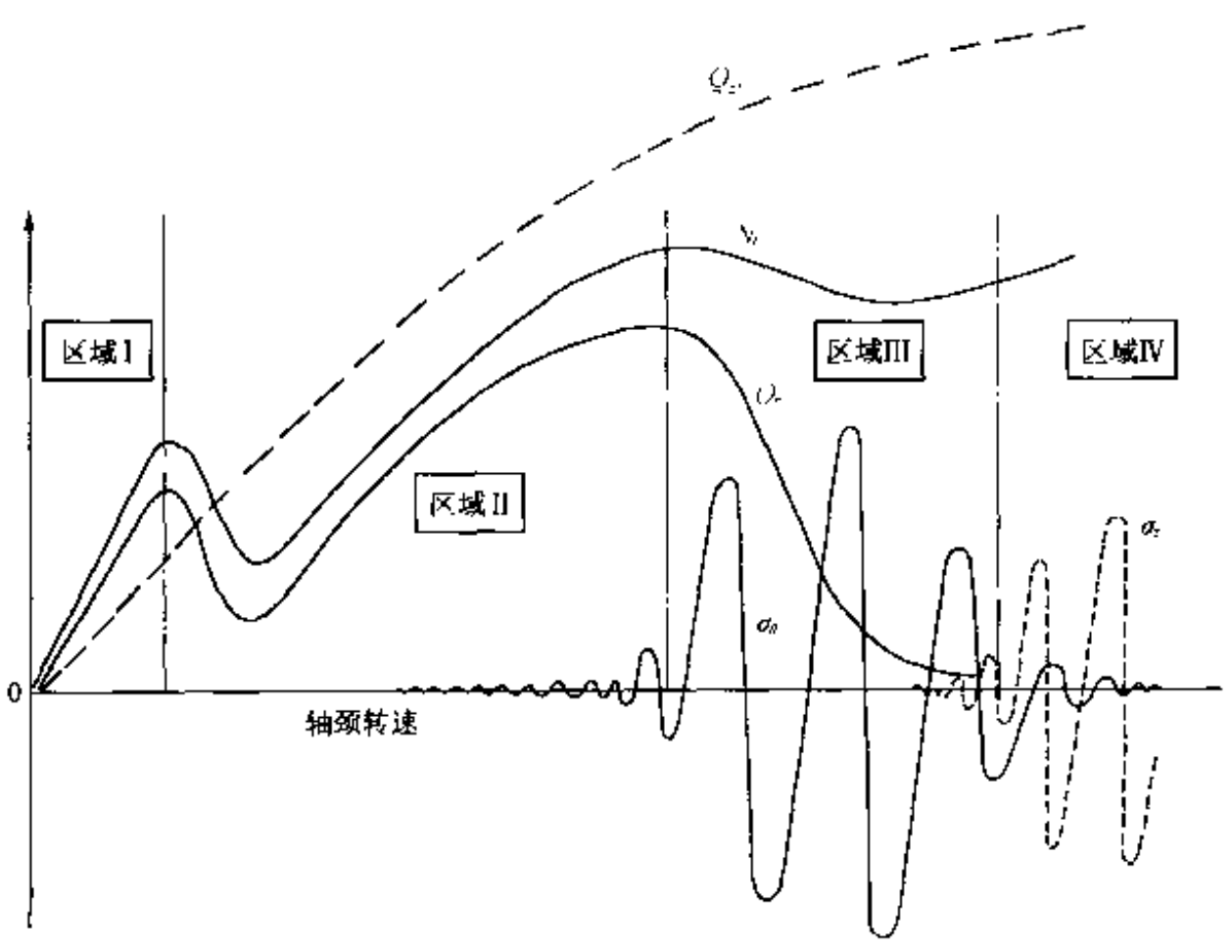


图 19－39　油环性能和轴颈速度的关系[15]

供油量达到局部极大值。

区域 II　在该区域的起始位置，油环和轴颈之间是边界润滑状态，直接摩擦阻力较小，因此会产生滑动，使油环速度下降。由于油环速度下降，所以供油量减少。但是，当轴颈速度进一步提高时，轴颈和油环之间建立起一个完整的流体动压油膜，由此导致粘性摩擦减少（摩擦系数可能由 0.1 降至 0.01）以及配合表面油膜增厚，从而使油环的速度以及供油量都快速增加。在该区域的上限油环的速度又一次达到局部极大值，而供油量则达到绝对最大值，这也代表油环所能达到的最大供油能力。

区域 III。越过区域 II 后，由于油环在旋转平面内出现振荡，所以随后的油环速度和供油量均下降。实际上，在区域 II 的末端，油环已经开始出现微小的振荡，σ_θ 的值在短期内变得非常大，使供油量急剧减小。尽管油环存在这种平面振荡，但油环的速度只是略有下降，所以在该区域的末端，供油量所受的影响逐渐减小，且接近为零。油环摆动的角度最大值为 $\pm 5° \sim \pm 10°$，摆动的频率与油环的旋转频率相同。

区域 IV。这个区域实际上已超出了我们的研究范围，其特点是：油环发生锥形振动和平移振动。当摆动开始减弱，油环速度再一次随轴颈速度增加而增加时，供油量基本为零，锥形振动和平移（或轴向）振动的频率都与油环旋转的频率相等。从油环的振荡开始到后面的两种不稳定状态，油环的剧烈运动使油环表面的润滑油被溅落和甩掉，轴颈表面的局部区域也会发生这种现象，因此，到达轴承的润滑油量非常少。

图 19－40 为供油不足的轴颈轴承和全膜润滑或充足润滑条件下轴承的动力学特性的比较。在载荷、速度、供油温度都固定的条件下，供油不足的轴承与全流体膜润滑条件下工作的轴承之间的差别如下：

- 油膜形成开始得较晚，但结束得较早，也就是 $\theta_1 > \theta_{1F}$ 和 $\theta_2 < \theta_{1F}$。尽管其上游边界条件（有时也包括下游边界）不同，但实际上都类似于半轴承。
- 偏心距增大，h_{min} 值变小。
- 姿态角减小，轴心轨迹更趋于垂直线。
- 由于供油量与侧向泄漏量相等，所以轴承的侧向泄漏量减少，并因此导致流体膜温度升高。但由于功率损失也因油膜区域缩小而下降，所以温升情况会有所缓和。

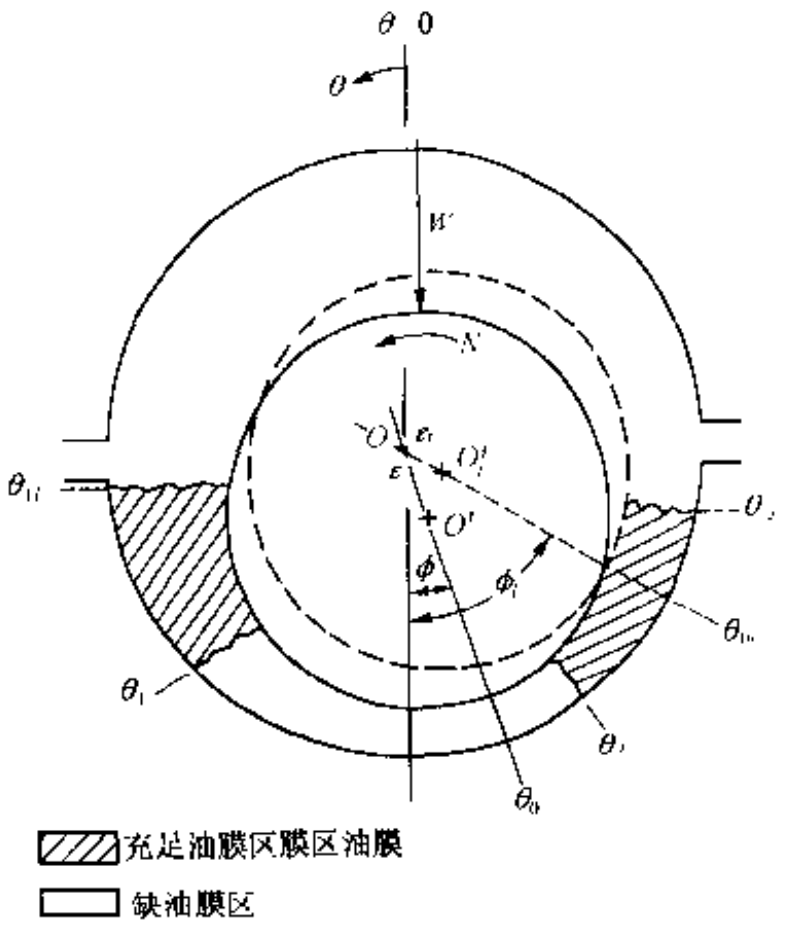


图 19－40　充足流体膜和缺油流体膜

表 19－7 列出了较宽载荷范围以及不同缺油水平条件下的性能解。可见，在轻载和中载条件下，缺油对轴承的影响更加显著，这是由于重载时整个油膜在更为狭窄的圆弧中扩展，油量为 Q_1 时的压力梯度较高，故形成油膜所需的 Q_1 就较低。在供油量 Q_1 或载荷 W 恒定时，轴承轴心的轨迹见图 19－41。可见，缺油条件会使轴心的轨迹位于全膜润滑轨迹之内，也就是说，轴心轨迹朝着较大偏心距和较小的姿态角 φ 的方向移动。

从以上内容以及第 19.9 节中所述的参数研究中，可以得出以下结论：

- 除非在很低的速度下，大多数油环润滑轴承在供油不足的条件下工作。
- 随轴转速的增加，油环润滑轴承的承载能力先增大后减小。
- 油环润滑轴承的轴心轨迹比充足膜润滑轴承的轴心轨迹更靠近垂直轴。
- 油环润滑轴承存在一个最优(L/D)比值，它的取值范围在 0.6～0.8 之间。
- 缺油润滑对于低、中载荷轴承的影响要比重载轴承的影响显著得多。

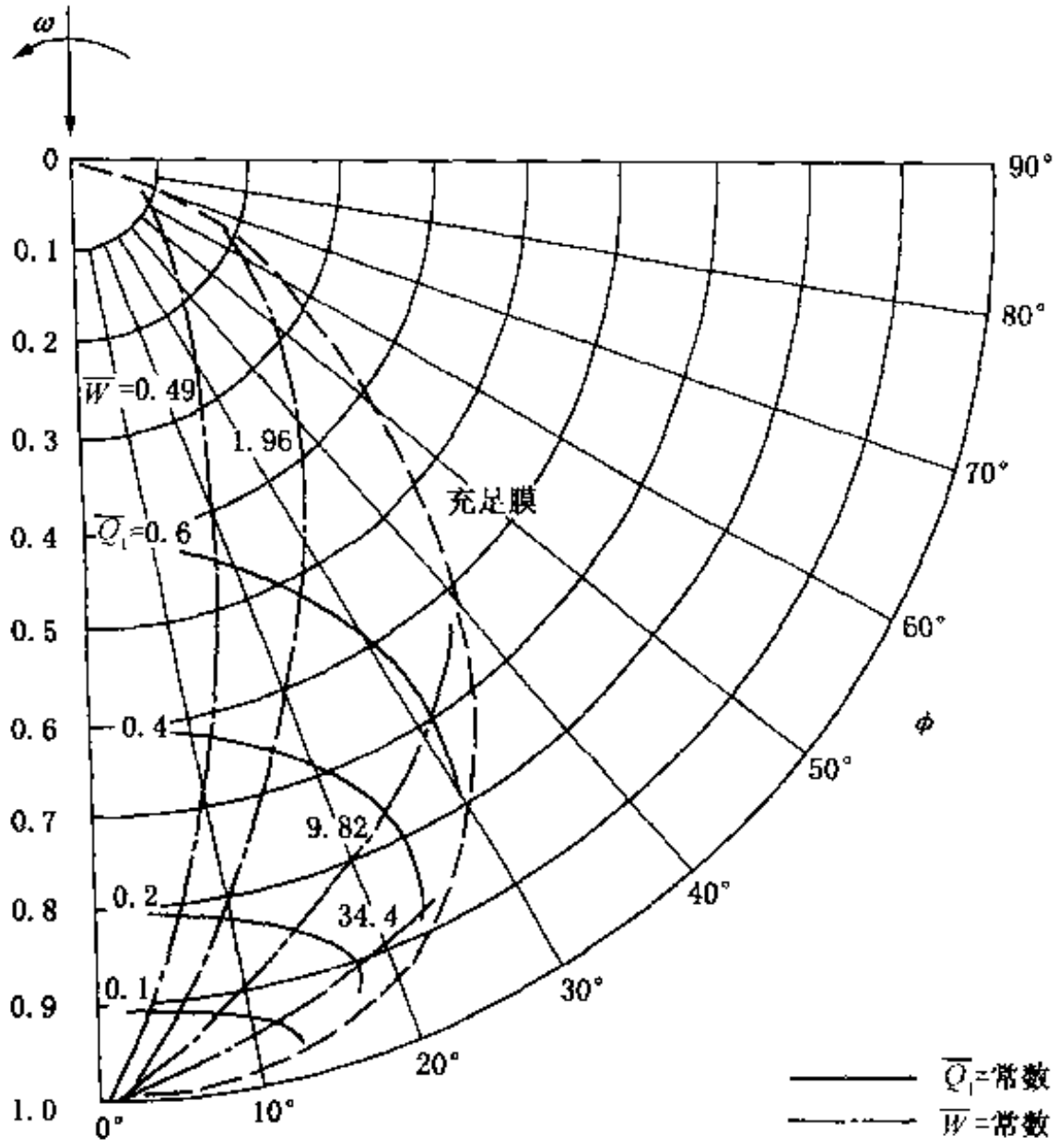


图 19－41　不同缺油水平的轴心轨迹[15]

$L/D=0.93;\beta=150°$

表 19－7　缺油轴颈轴承的理论性能[16]

$\bar{W}$	$\hat{Q}_2$/%	ε	ϕ/°	Q_1	Q_2	θ_1/°	β_2/°
0.491	0	1.00	0	0	0	180	0
	0.9	0.903	3	0.100	0.899×10^{-3}	175	13
	3.1	0.808	6	0.200	0.309×10^{-2}	171	22
	12.0	0.625	11	0.400	0.0122	163	40
	29.0	0.446	18	0.600	0.0289	155	60
	53.0	0.272	28	0.800	0.0534	144	86
	100*	0.081	78	1.03	0.100	105	150
1.965	0	1.00	0	0	0	180	0
	0.7	0.906	5	0.100	0.208×10^{-2}	172	16
	2.8	0.818	9	0.200	0.0817	167	29

续表

W	$Q_c/\%$	ε	$\phi/°$	Q_1	Q_r	$\theta_1/°$	$\beta/°$
	12.4	0.657	17	0.40	0.0357	155	57
	30.3	0.516	26	0.600	0.0875	144	82
	50.2	0.395	37	0.800	0.162	129	101
	100*	0.285	57	1.03	0.289	105	150
9.825	0	1.00	0	0	0	100	0
	1.5	0.914	8	0.100	0.659×10^{-3}	168	25
	6.4	0.846	14	0.200	0.0291	158	46
	15.6	0.793	19	0.300	0.0697	148	69
	28.0	0.753	24	0.400	0.125	139	82
	60.0	0.702	31	0.600	0 267	122	108
	100*	0.672	37	0.809	0.445	105	132
34.39	0	1.00	0	0	0	180	0
	4.8	0.929	11	0.100	0.0192	160	38
	19.4	0.896	17	0.200	0.0802	144	73
	38.7	0.881	21	0.300	0.162	131	79
	61.3	0.073	23	0.400	0.253	120	86
	100*	0.866	26	0.560	0.413	105	110
98.25	0	1.0	0	0	0	180	0
	12.9	0.954	12	0.100	0.0463	149	50
	38.7	0.947	16	0.200	0.138	131	70
	66.1	0.946	17	0.300	0.235	118	87
	93.8	0.945	18	0.400	0.335	107	100
	100*	0.944	18	0.423	0.357	105	101

注：* 充足流体膜。

19.6　高速高温轴承

本节研究在超高速和超高温范围中工作的轴承。这两种情况可能同时发生，也可能独立存在，也就是说，尽管通常高速就意味着高温，但反过来却并不总成立。轴承可能处于低速或中速，但环境条件可能使轴承在高温下工作，此时流体膜、润滑剂和轴承材料都必须与高温相适应。对高速轴承，另外一个需要考虑的是稳定性问题。正如下面讨论中所述，轴承发生不稳定的可能性会随转速的增加而加大，这种不稳定现象被称为半频涡动。当转速频率达到系统固有频率的两倍时，这种不稳定现象尤其剧烈。

适于上述条件的轴承形式是：气体轴承（流体动压型或流体静压型）、顺性表面轴承和磁轴承。

19.6.1　气体轴承

确定气体轴承性能的微分方程见(19－39)式。对于液体，由于 $\rho = C$（常数），故方程中无密度项。在气体轴承中密度随压力和温度而变化。在多数情况下，可用理想气状态方程，即：

$$\frac{p}{\rho} = \mathscr{R}T \tag{19.39}$$

考虑到以下两个因素，即可认为轴承间的气膜是等温的：一是膜内产生的热量很低；二是轴承壳体比膜内微量气体的热容量大得多，所以有：

$$\rho = 1/(\mathscr{R}T)\cdot p = \text{const}\cdot p \tag{19.40}$$

（译注：原文公式可能有误）

(19.39)式变为:

$$\frac{\partial}{\partial x}\left[\frac{ph^3}{\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial x}\right)\right]+\frac{\partial}{\partial z}\left[\frac{ph^3}{\mu}\left(\frac{\partial p}{\partial z}\right)\right]=6U\frac{\partial(ph)}{\partial x} \tag{19.41}$$

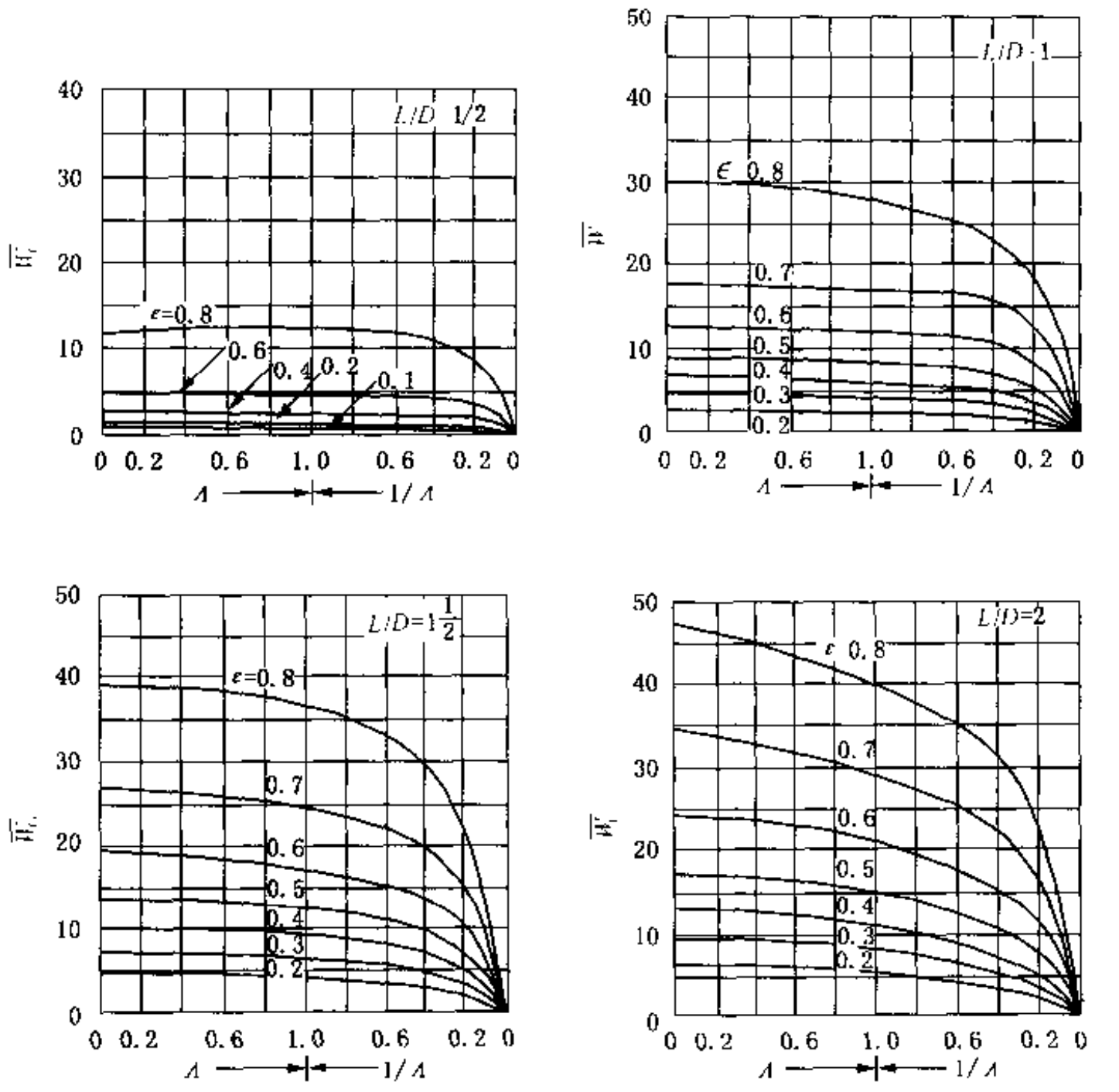
后面所给出的解都基于这个方程,只是对于每种特定的几何形状,需采用特定的边界条件。

正如 19.3 节中所指出的那样,气体轴承与液体轴承不同,它的性能取决于环境压力。例如,气体轴承的承载能力会随 p_a 的升高而增大。这样就出现了一个控制气体轴承性能的新的无量纲参数:

$$\Lambda=\frac{6\mu\omega}{p_a}\left(\frac{R}{C}\right)^2 \tag{19.42}$$

Λ 称为轴承数。这样,除了几何参数以及如(L/D)比、载荷、速度等参数以外,p 值或它的无量纲形式 Λ,也要作为方程的输入项。

整体圆形轴承。这种轴承使用最为普遍。如果不是出于别的原因,则其原因在于这种轴承易于加工制造,无需开设提供润滑剂的槽或孔。求解方程时,只要求轴承侧面的流体动压力降至环境压力 p,多数情况是降至大气压力 p_a。图 19-42 和图 19-43 列出了(L/D)比为



$\overline{W}=(6\pi w/p_a LR\Lambda)$; $\Lambda=(6\mu\omega/p_a)(R/C)^2$

图 19-42 360°整体圆心气体轴承的承载能力[7]

1/2～2及整个 A 可能取值范围内的(360°)整体圆形气体轴承的承载能力和摩擦损失　可见，当 A →0时，气体轴承的解趋近于液体轴承的解，所以图中包括了从液体润滑剂到具有很高压缩性的气体润滑剂的情况。(L/D)比的变化范围高达 2，这是为了弥补气体轴承本身承载能力低的缺点。

非圆形几何结构。第 9.4 节中曾指出，椭圆结构和三叶结构由于具有高稳定性的特点而经常被采用。这种特点也是高速下易于失稳的气体轴承尤为需要的特性。第 19.4.2 节中给出的解是对于中心加载的情况而言的，即载荷矢量通过底部叶形中间，但这并不是最优的加载形式。当把轴承定位在轴承箱内后，若使载荷以某一角度 ϕ_L 通过底部叶形，这样得到的性能将更好。这个角度 ϕ_L 被称为载荷角，见图 19－44。

承载能力。研究非圆形气体轴承时有许多独立参数。在此尽管假设每个叶形交界处的空间或狭缝所占的圆弧部分可以忽略不计，即规定椭圆形轴承的两段弧各占 180°，三叶轴承的三段对称的弧各占 120°(它们不一定必须相同)，但最后还有五个参数，即：

$$p = p[(L/D), m, \varepsilon_B, \alpha_B, A]$$

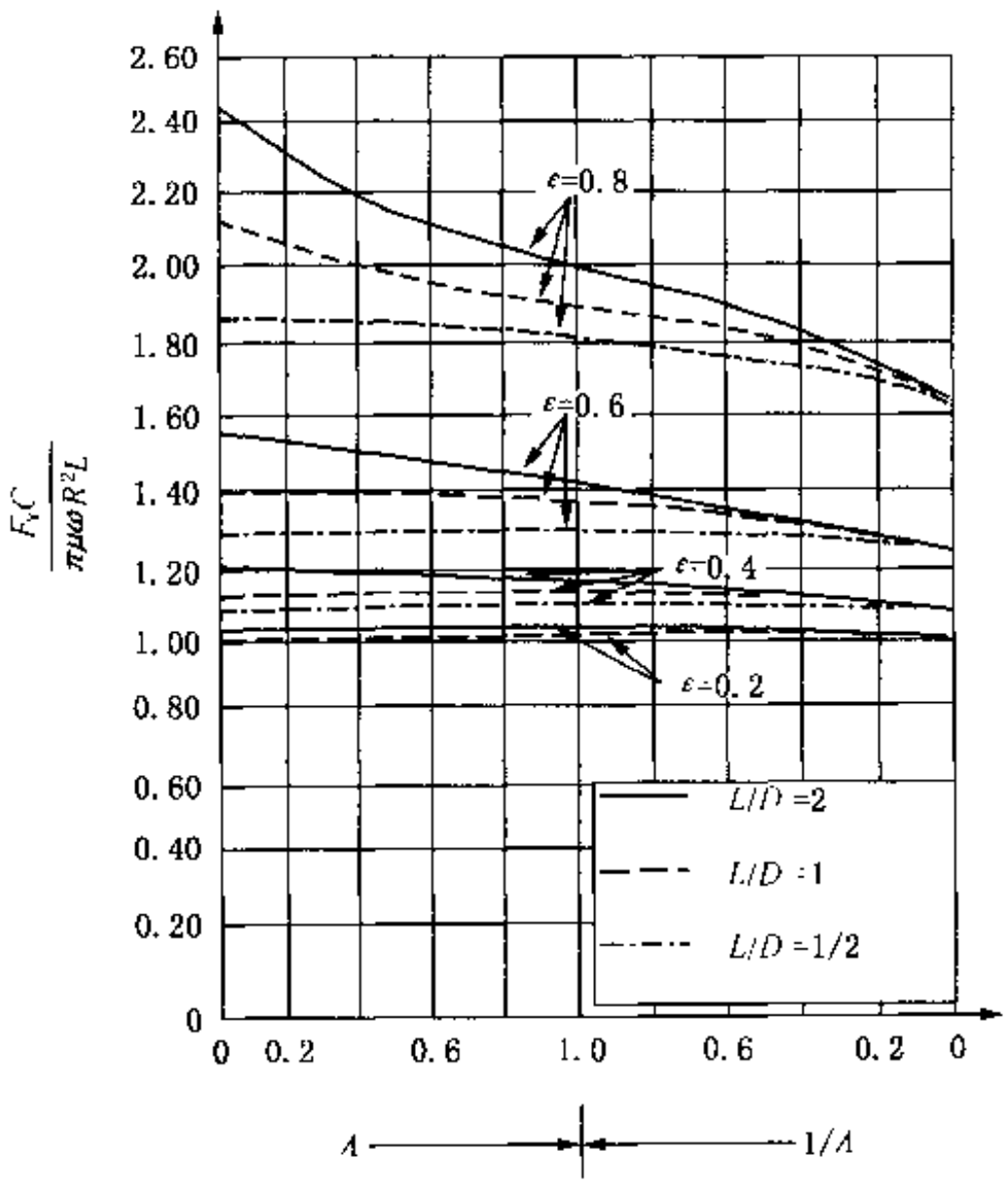
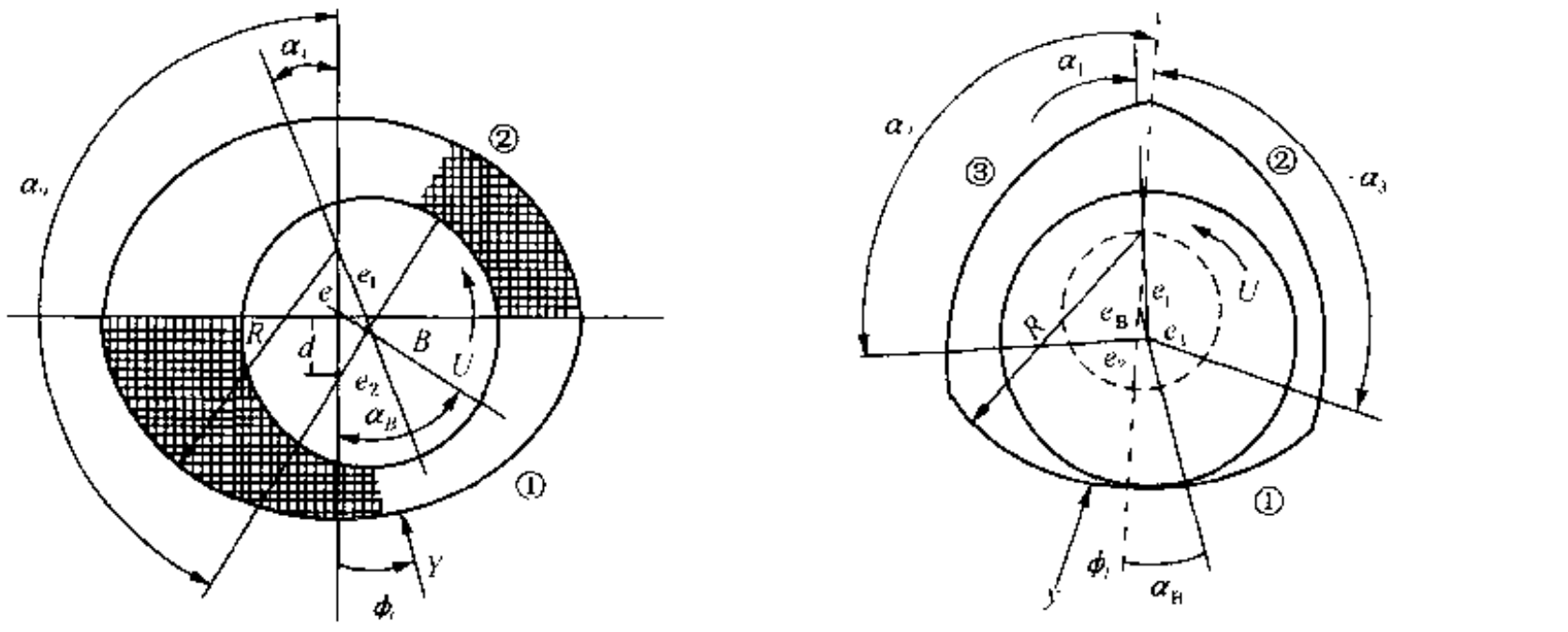


图 19－43　360°整体圆形气体轴颈轴承的摩擦性能[7]

给出这五个参数的任一组数值，可以得出以 Sommerfeld 数 S 表示的承载能力以及合力的作用线或不同轴承结构的载荷角 ϕ_L。

表 19－8 至表 19－12 列出了轴承的承载能力和一些其他的特性参数。必须注意的是，由于承载能力表示 Sommerfeld 数 S 和最小膜厚 h_{min}之间的关系，所以 h_{min}不是由与表面曲率无关的轴承偏心距产生的，而是由其中一个叶形的取值给出，即：

$$h_{min} = C(1 - \varepsilon) \tag{19.43}$$



a 椭圆轴承　　b 三叶轴承

图 19－44　非圆形轴承的符号说明

表 19－8　中央加载的椭圆形气体轴承[26]

$L/D=1$　$m=1/2$									
ε_B	$\varepsilon_B, \Lambda =$			$\varepsilon, \Lambda =$			$\alpha, \Lambda =$		
	1/2	1	3	1/2	1	3	1/2	1	3
0.1	75	60	30	0.53	0.56	0.59	10	9	5
0.2	75	60	27	0.58	0.62	0.68	19	16	7.5
0.3	70	50	20	0.67	0.73	0.79	25	18	7.5
0.4	50	30	—	0.82	0.87	—	22	13	—
0.45	30	—	—	0.92	—	—	14	—	—
ε_B	S, Λ			$\bar{G}, \Lambda$			$E=\Lambda$		
	1/2	1	3	1/2	1	3	1/2	1	3
0.1	0.283	0.250	0.282	0.079	0.127	0.122	3.28	3.28	3.21
0.2	0.135	0.117	0.128	0.0703	0.125	0.101	3.41	3.40	3.37
0.3	0.0772	0.0625	0.700	0.0455	0.0620	0.0717	3.70	3.76	3.86
0.4	0.0341	0.0270	—	0.0204	0.0444	—	4.54	4.90	—
0.45	0.0147	—	—	0.0412	—	—	6.27	—	—

表 19－9　最优方向加载的椭圆形气体轴承[26]

$L/D=1$　$m=1/2$							
Λ	β_B	ε_B	ε	α	S	ϕ_L	G
1/2	0.1	80	0.53	11	0.297	－3	0.0791
	0.2	80	0.57	20	0.143	－4	0.0735
	0.3	80	0.63	28	0.0879	－7	0.0608
	0.4	80	0.69	35	0.0581	－10	0.0408
	0.45	80	0.73	37.5	0.0474	－13	0.0279
1	0.85	80	0.52	9	0.362	－12	0.137
	0.10	80	0.53	11	0.308	－12	0.131
	0.175	75	0.57	17	0.160	－9	0.124
	0.20	75	0.575	20	0.149	－13	0.120
	0.29	75	0.64	26	0.0888	－12	0.0995
	0.40	80	0.69	35	0.0619	－18	0.0753
	0.475	75	0.77	36	0.0411	－19	0.0204
3	0.09	80	0.52	10	0.449	－23	0.198
	0.11	80	0.53	12	0.336	－23	0.196
	0.22	75	0.60	21	0.163	－21	0.168

通过在两叶或三叶当中找出叶形的最大偏心距，就可得出 h_{min}。表中和图中所列的 ε 值就是这些最大偏心率。最大的偏心率通常出现在底部叶形上。最大 ε 出现在 2 号叶形上的情况非常少见，而且可以依据以下事实从表中判别出来：对椭圆形轴承此时要求 $\alpha_B > 90°$，而对三叶轴承要求 $\alpha_B > 60°$。

表 19－10　中央定位的三叶气体轴承[26]

$L/D = 1$　$m = 1/2$

ϵ_B	α_B, Λ =			ε, Λ =			α, Λ =		
	1/2	1	3	1/2	1	3	1/2	1	3
0.1	70	44	0.57(2)*	0.56	0.58	112(2)	8.4	7.1	
0.2	67	42	0.64(2)	0.64	0.66	106(2)	14.9	11.7	
0.3	63	37	0.71(2)	0.73	0.76	99(2)	18.3	13.5	
0.4	53	—	0.81	0.85	—	23	17.2		

ϵ_B	S, Λ =			G, Λ =			F, Λ =		
	1/2	1	3	1/2	1	3	1/2	1	3
0.1	0.293	0.301	0.437	0.0358	0.0902	0.0736	3.62	3.60	3.55
0.2	0.134	0.135	0.194	0.0368	0.0860	0.0675	3.86	3.82	3.76
0.3	0.0734	0.0734	0.106	0.0370	0.0773	0.0575	4.30	4.25	4.13
0.4	0.0370	0.0352	-	0.0314	0.0550		—	—	-

注：*(2)表示在右侧叶生成的最小膜厚度。

表 19－11　最优方向加载的三叶气体轴承[26]

Λ	ϵ_B	α_B	ε	α	S	ϕ_L	G
1/2	0.1	60	0.56	9	0.284	9	0.0358
	0.2	60	0.62	16	0.128	7	0.0364
	0.3	60	0.70	22	0.0720	3	0.0362
	0.4	60	0.78	26	0.0418	-5	0.0336
1	0.085	55	0.55	7	0.385	1.5	0.0580
	0.10	55	0.56	8	0.300	1	0.0902
	0.175	60	0.61	14.5	0.165	-4	0.0564
	0.20	60	0.62	16	0.140	-5	0.0862
	0.28	60	0.68	21	0.0893	-6.5	0.0521
	0.30	60	0.70	22	0.0810	-8	0.0790
	0.40	60	0.78	26	0.0477	-13	0.0425
	0.455	60	0.83	28	0.0347	-17	0.0359
3	0.10	50	0.57	8	0.444	-6	0.117
	0.225	50	0.67	15	0.171	-7	0.0655
	0.30	60	0.70	22	0.121	-17	0.0578

表 19－12　各种气体轴承承载能力的比较；(L/D) = 1，对于给定 A 和 S 下的 ε 值

A	s	m = 0 圆形	椭圆形　$m = 1/2$		3 叶　$m = 1/2$	
			$\lambda_{L,s}$	最优值	$\phi_L = 0$	最优值
1	0.365	0.2	0.54(-170)	0.525(-162)	0.55(-175)	0.545(-172)
	0.162	0.4	0.59(-48)	0.56(-40)	0.615(-54)	0.605(-51)
	0.866	0.6	0.67(-12)	0.635(-6)	0.70(-17)	0.685(-14)
	0.0381	0.8	0.815(-2)	0.77(+4)	0.84(-5)	0.815(-2)
3	0.365	0.25	0.57(-132)	0.535(-114)	0.595(-38)	0.57(-128)
	0.162	0.475	0.65(-37)	0.59(-24)	0.68(-43)	0.645(-36)
	0.0860	0.655	0.75(-14)	0.685(-4)	0.80(-22)	0.755(-15)

注：括号内的数字指的是承载能力比较圆形结构的下降率。

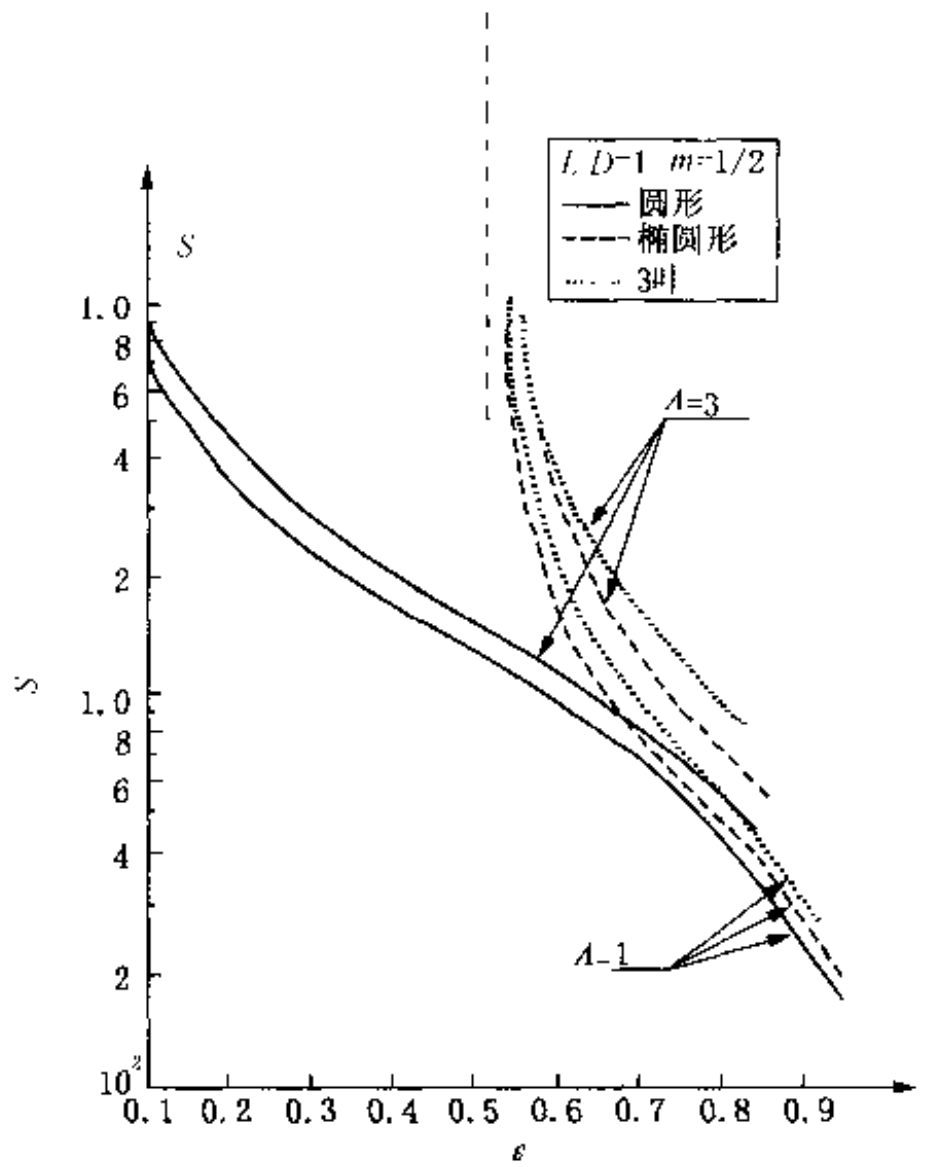


图 19－45　对称加载气体轴承的承载能力[26]

对于未开槽的圆形轴承来说，施加载荷的方向无关紧要，但对非圆形轴承却不是这样。最为常见的轴承工作模式为载荷矢量与竖直的对称线平行，这对于轴承安装也是很自然的，而且它还能实现两个方向的旋转。当然这不一定是最优的方式。沿着与竖直中心线成不同夹角的方向加载可得到不同的轴承性能，显然应当存在加载方向的最优值。表 19－9 和表 19－11 给出了最优结果。可见，实践中应根据不同的参数 S 和参数 A，使轴承相对于载荷矢量沿顺时针（几乎总是沿这个方向）旋转几度达到 25°，以获得最大承载能力。

图 19－45 是用表中的某些数据绘制的曲线。表 19－12 从实用性的角度总结了前面讨论中所包含的各种情况。实际上，设计人员经常面临着对于速度、载荷、环境条件等特定的要求。换句话说，S 和是 A 固定的。一旦这些参数给定，可由表 19－12 确定用整体圆形结构或非圆形结构时应选取多大的偏心距。

刚度特性　与研究承载能力和摩擦时所用的方法一样，将按照同样的 *Sommerfel* 数来研究不同轴承的刚度，也就是估计不同 S 值下轴承的刚度。从实用的角度来看这是很适合的，因为设计人员希望了解的是在给定载荷、速度等条件下轴承的刚度，而不是加上操作条件之后轴颈在轴承间隙内的位置。由于轴在不同方向上的位移会产生不同的响应，所以这里假定位移发生在载荷矢量方向上，并且弹性系数定义为：$K=(dF/d\varepsilon)$

式中 F 是因沿载荷作用线位移所产生的响应力。表 19－13 和图 19－46 列出了计算结果。从图表可立刻看出，非圆形轴承的刚性相对于圆形轴承得到很大的改善。在易于发生轴承工作不稳定的低偏心距区域（轻载，高速），椭圆形轴承和三叶轴承的弹性常数数值比圆形轴承大约高出一个数量级。

表 19－13　$K=K/2\mu LN(C/R)^3$ 值[26]

$L/D=A=1$						
			$m=1/2$			
			椭圆形		3 叶	
A	S	$m=0$ 圆形	$\phi_l=0$	最优值 ϕ_L	$\phi_l=0$	最优值 ϕ_l
1	0.365	2.8	26.2	10.2	22.4	—
	0.162	5.4	29.4	–	28.6	20.0
	0.0866	12.8	42.4	26.4	37.4	26.4
	0.0381	87.2	96.0	71.6	115.6	152.6
3	0.365	5.5	20.0	26.4	16.4	—
	0.162	6.8	25.8	31.2	46.2	40.4

特殊结构。过去在包括车用燃气轮机在内的高速机器设备上使用过几种较为少见的轴承形式，如表面开槽轴承和箔带轴承。图 19－47a 和图 19－47b 所示为人字形槽轴颈轴承和两种螺旋槽止推轴承。在这些结构中，轴承表面或转子表面上均开设有一系列栅状的沟槽和台坝。按流体动力学的观点，这种结构实质是构成了一系列台阶轴承，只不过与普通台阶不同的

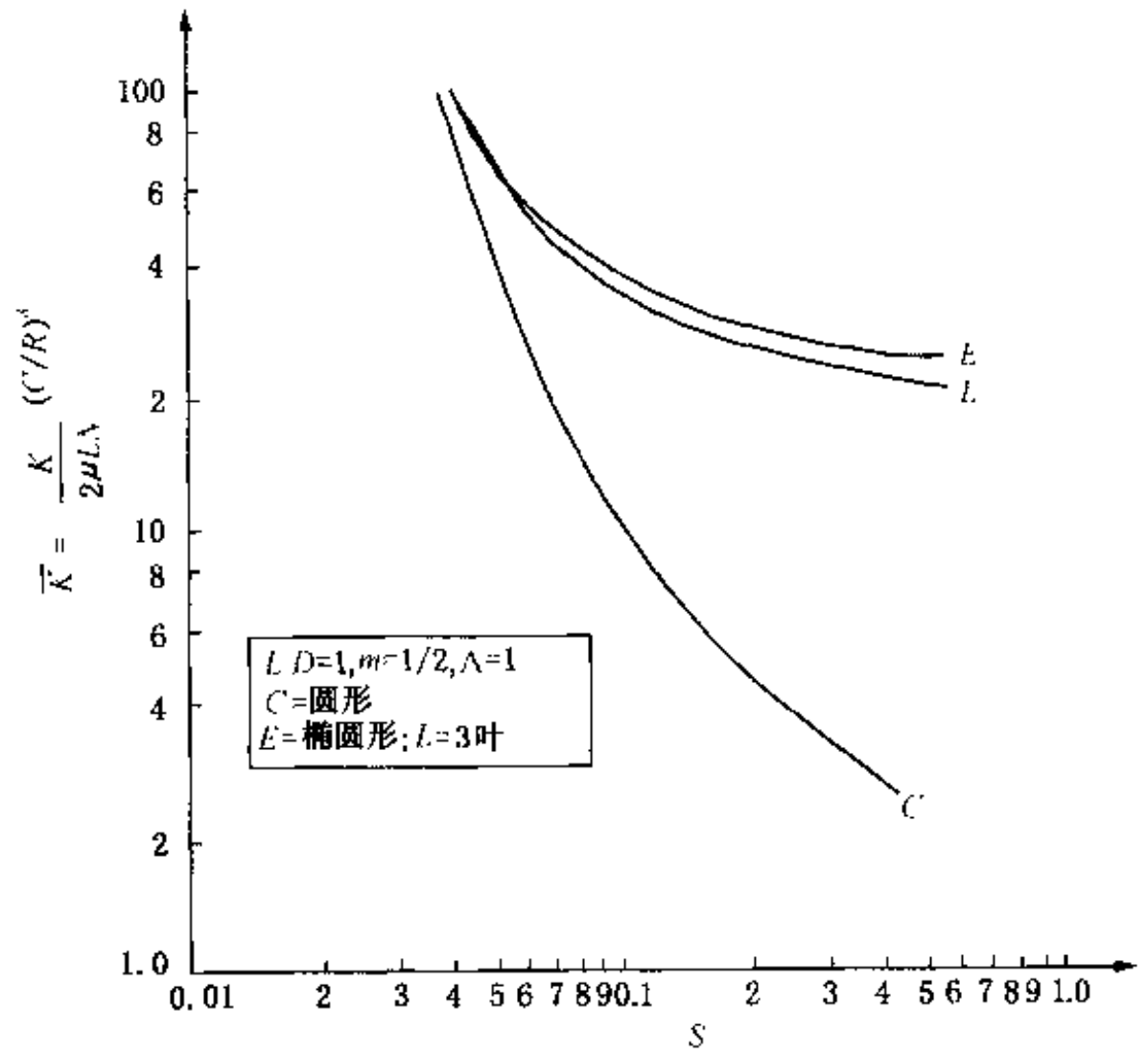


图 19－46　对称加载气体轴承的弹性常数[26]

a 人字形槽轴颈轴承　　b 螺旋槽止推轴承

图 19－47　特殊轴承结构

是这些台阶与运动方向呈一定角度。这种结构的优点之一在于它们能将流体从轴承边缘处挤走，从而减少了侧向泄漏，提高了承载能力。只要槽形取向合适，流体就可以从内圆周或外圆周或内、外圆周泵送出去。这种轴承的优点还在于：虽然当轴位置同心时（$\varepsilon = 0$），普通轴承稳定性较差，而人字形槽轴承在低偏心率条件下稳定性大大优于普通轴承。当然，这种结构也可用于液体润滑的场合。

流体静压轴承

止推轴承。气体静压轴承存在一种被称为气锤的不稳定状态，因此轴承的凹槽体积必须保持最小。参考图 19－48，这就意味着 r_1 和 δ 是小量。由凹槽流入间隙的入口流动面积 $2\pi r_1 h$ 比小孔面积（$\pi d_s^2/4$）节流作用更强，这种情况被称为轴承自我补偿。自我补偿轴承中凹

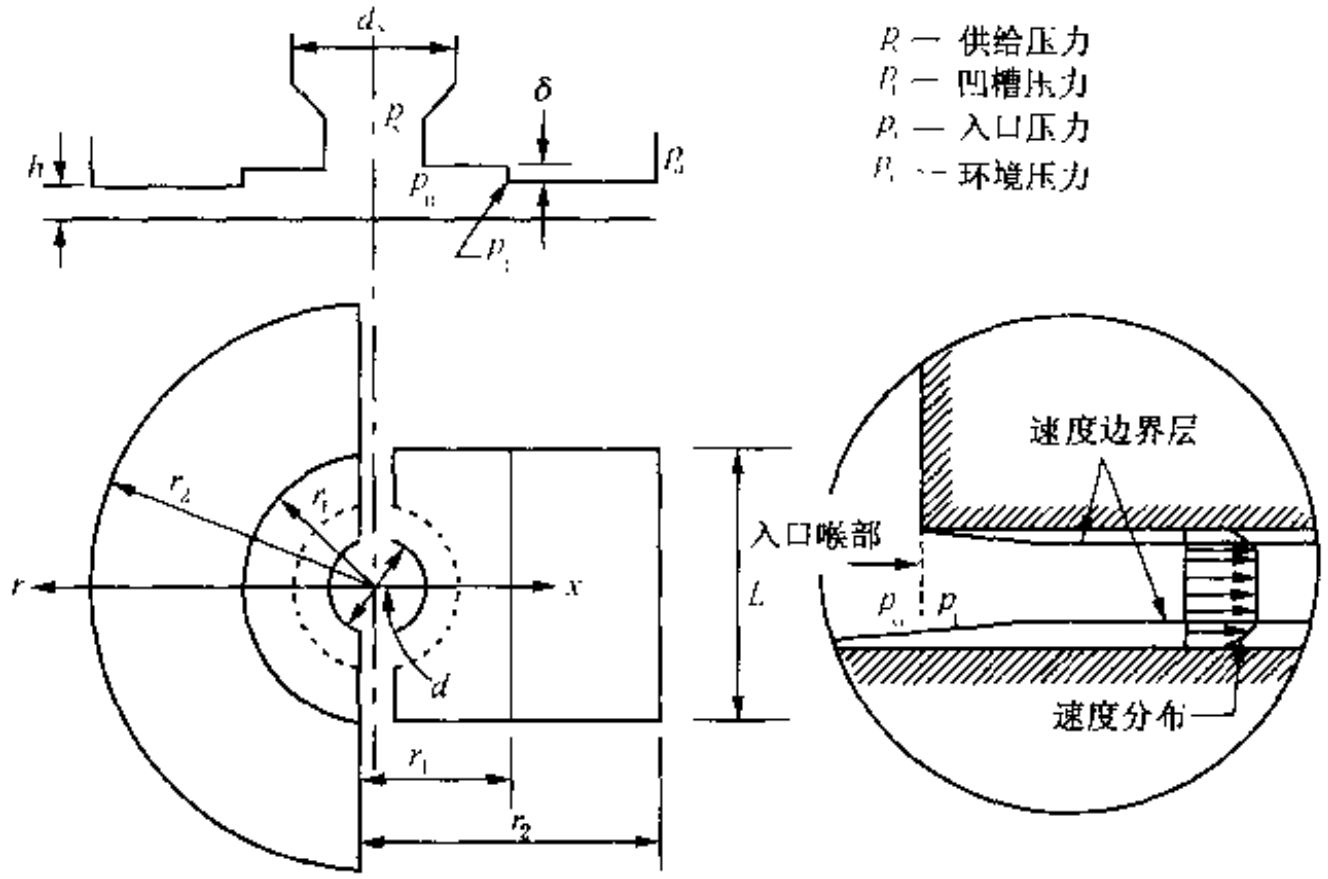


图 19－48　流体静压气体止推轴承

槽压力 p_o 将与供给压力 p_s 相等，通过轴承流体膜的压力差（$p_s - p_1$）由下式计算：

$$m = C_D A_o p_s \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma - 1)\mathscr{R}T} \left[\left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{2/\gamma} - \left(\frac{p_1}{p_s} \right)^{\gamma+1/\gamma} \right] \right\} \tag{19.44}$$

式中 m 是气体的质量流量，单位为 lbm/s；A_o 是入口喉部面积 $2\pi r_1 h$，单位是 in^2；T 是气体温度，单位为°R；γ 是比热比。

为了避免发生气锤现象，气体止推轴承必须设计成自我补偿型的。对于（r_1/r_2）比为 0.1 的轴承，图 19－49 和图 19－50 提供了基于参数 B 的设计曲线。图中参数 B 定义为：

$$B = \frac{12\mu A_o C_D}{h^3 p_a} \left[\left(\frac{2\gamma \mathscr{R}T}{\gamma - 1} \right)^{1/2} \frac{\ln(r_1/r_2)}{\pi} \right] \tag{19.45}$$

图 19－49 中的曲线表示在不同 $\bar{p} = (p_s/p_a)$ 值时的无量纲流量 m'，而图 19－45 是承载能力曲线。图 19－51 给出了轴承刚度 K 值。

在利用这些曲线进行设计时，必须首先已知 p_s 的取值以便从图 19－51 中确定轴承能获得最大刚度时的 B 值，然后由图 19－50 确定承受设计要求的载荷 W 时的 r_2 值。（h/r_2）取值范围规定在 $0.5 \times 10^{-3} < (h/r_2) < 2 \times 10^{-3}$ 内。当 r_2，h 确定后，可由图 19－49 和图 19－50 计算实际有

量纲的刚度值 K 和流量。若经几次迭代则精度更高。

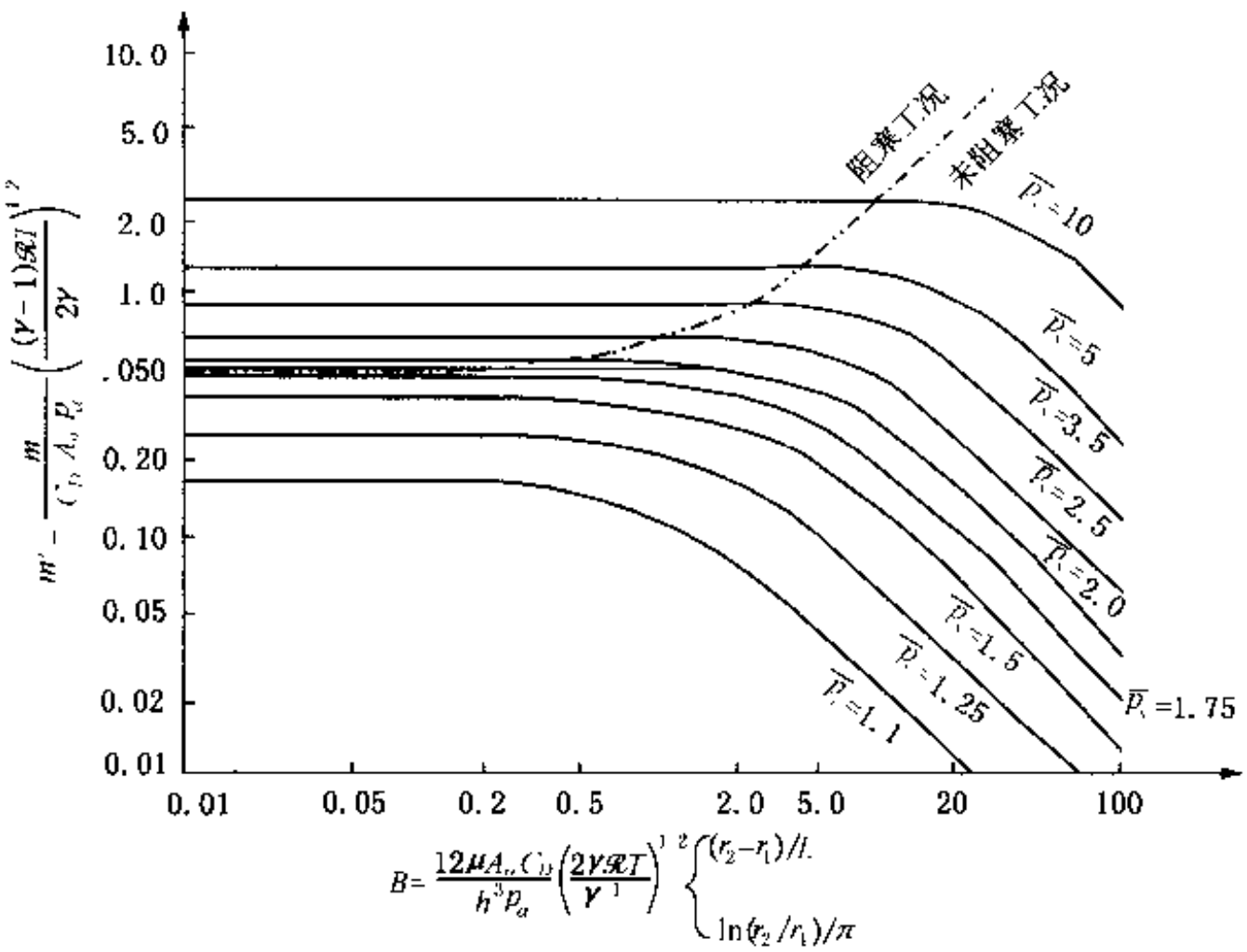


图 19－49　流体静压气体止推轴承的质量流量[34]

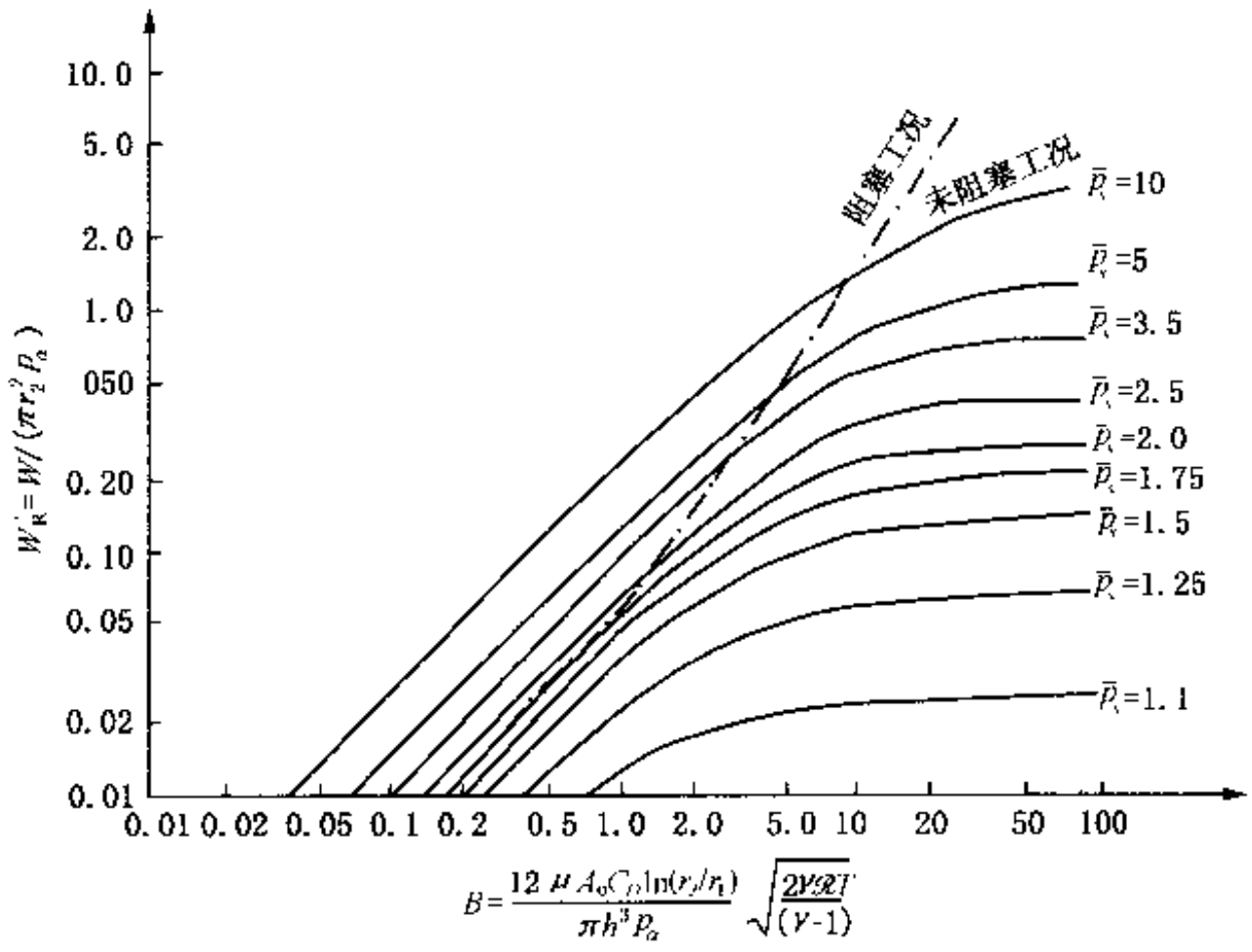


图 19－50　流体静压气体止推轴承的承载能力[34]

轴颈轴承。轴颈轴承的典型结构见图 19－52a 和 19－52b　前者是一种自我补偿结构；后者有小孔节流器。此处的凹槽同样很小，大约是不可压缩流体凹槽的 10%。由于毛细管节流器会产生气锤现象，故未被采用。

这些轴承的分析非常复杂,且只能利用数值方法进行分析。图 19 – 53 和图 19 – 54 给出了一组 $L/D = 1/2$ 时典型的性能曲线。图 19 – 53 说明对所有不同的 p_s/p_a,刚度是节流器系

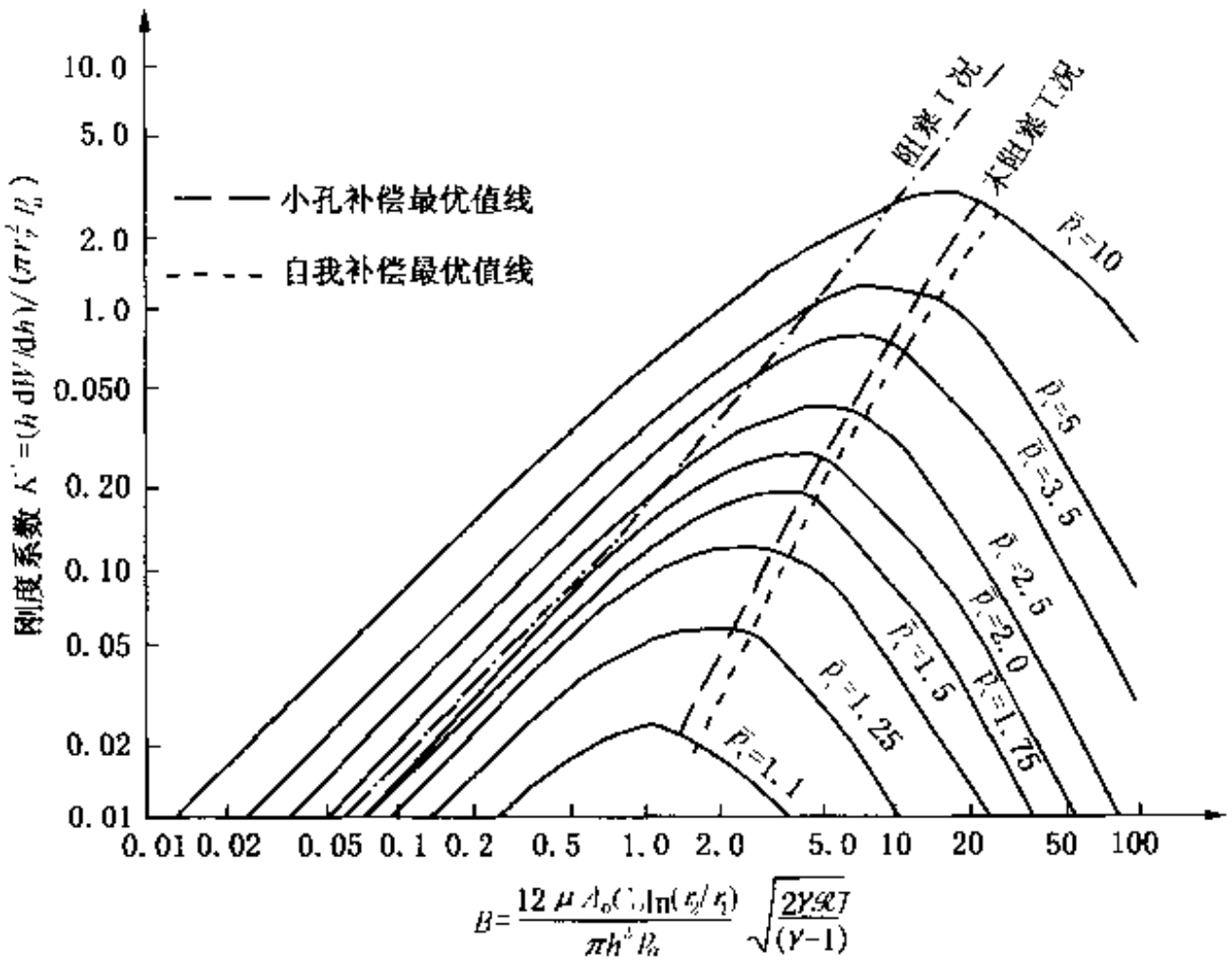
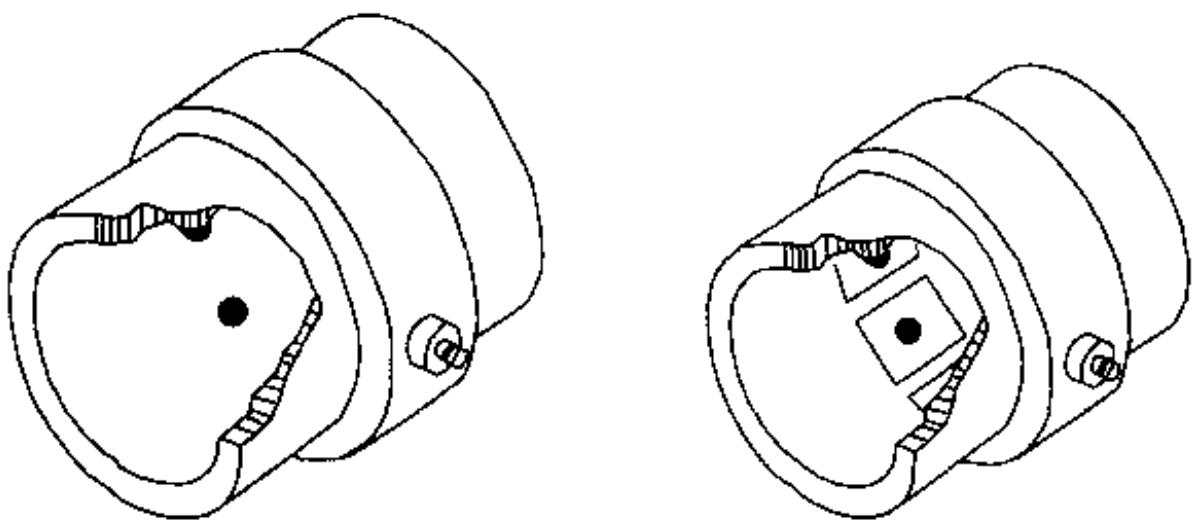


图 19 – 51 小孔补偿和自我补偿流体静压止推轴承的刚度[34]



a 自我补偿型　　b 小孔补偿型

图 19 – 52 流体静压气体轴颈轴承的两种几何形状

数 Λ_s 的函数。Λ_s 与止推轴承中的参数 B 类似,它表示流体膜阻尼与节流器阻尼之比。坐标轴上出现的参数 δ 定义为:

$$\delta = (d^2/4hr_1) \tag{19.46}$$

它是小孔节流器的喉部面积与由轴承流体膜节流表示的喉部面积之比。在两种节流方式下,均可使用这些曲线。

这里的刚度值 K 表示的是轴承对中刚度($\epsilon = 0$)。由于在 $\epsilon = 0$ 到 $\epsilon = 1/2$ 的范围内刚度基本保持不变,所以轴承的承载能力可由 $W = \epsilon CK$ 求得;或者由于不推荐让轴承在较大的偏心距下工作,所以承载能力也可由 $W = 0.5\ CK$,式中 K 值由图 19 – 53 查得。

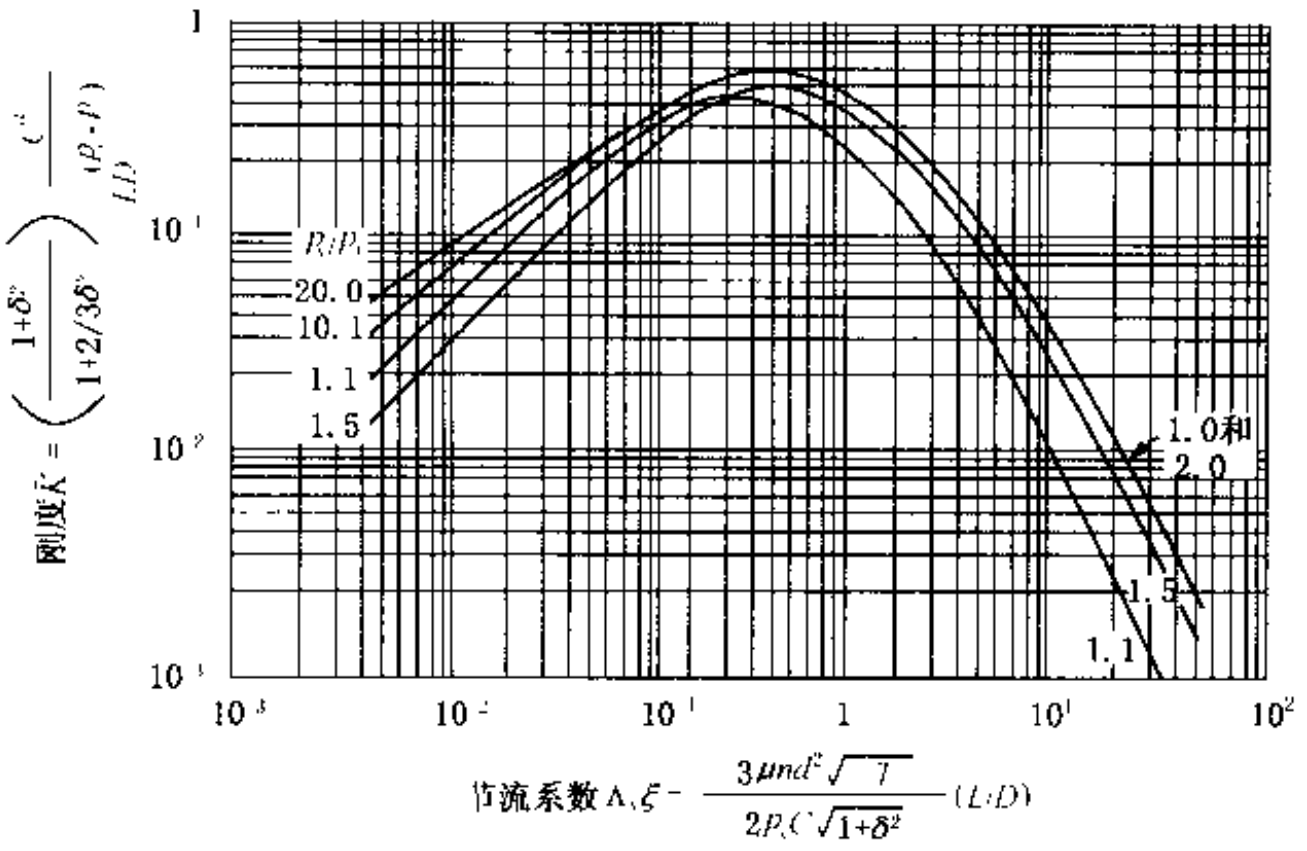


图 19－53　流体静压气体轴颈轴承的刚度[34]

19.6.2　顺性表面轴承(CSB)

在高速、高温场合,顺性表面轴承具有比固定几何结构的气体轴承承载能力高的优点。但是,由于 CSB 结构复杂,它有下部一个类似于弹簧的子结构以及覆盖其上的柔性表面组成,所以对于任何一种结构都存在很多不同的形式。这里将从轴颈轴承和止推轴承这两种基本形式开始介绍,然后介绍一些更精巧的结构。所有轴承均采用空气润滑。

箔带轴颈轴承　将方程(19－39)与另外两个描述上表面和下表面弹性性质的方程耦合,可求得这种轴承的解。其结构见图 19－55,它的解基于如下假设:

- 箔带的刚度沿圆周方向均布,且和变形量成线性关系。
- 顶部箔带不会在两个凸形薄片之间发生塌陷,而是随凸形薄片一起变形。

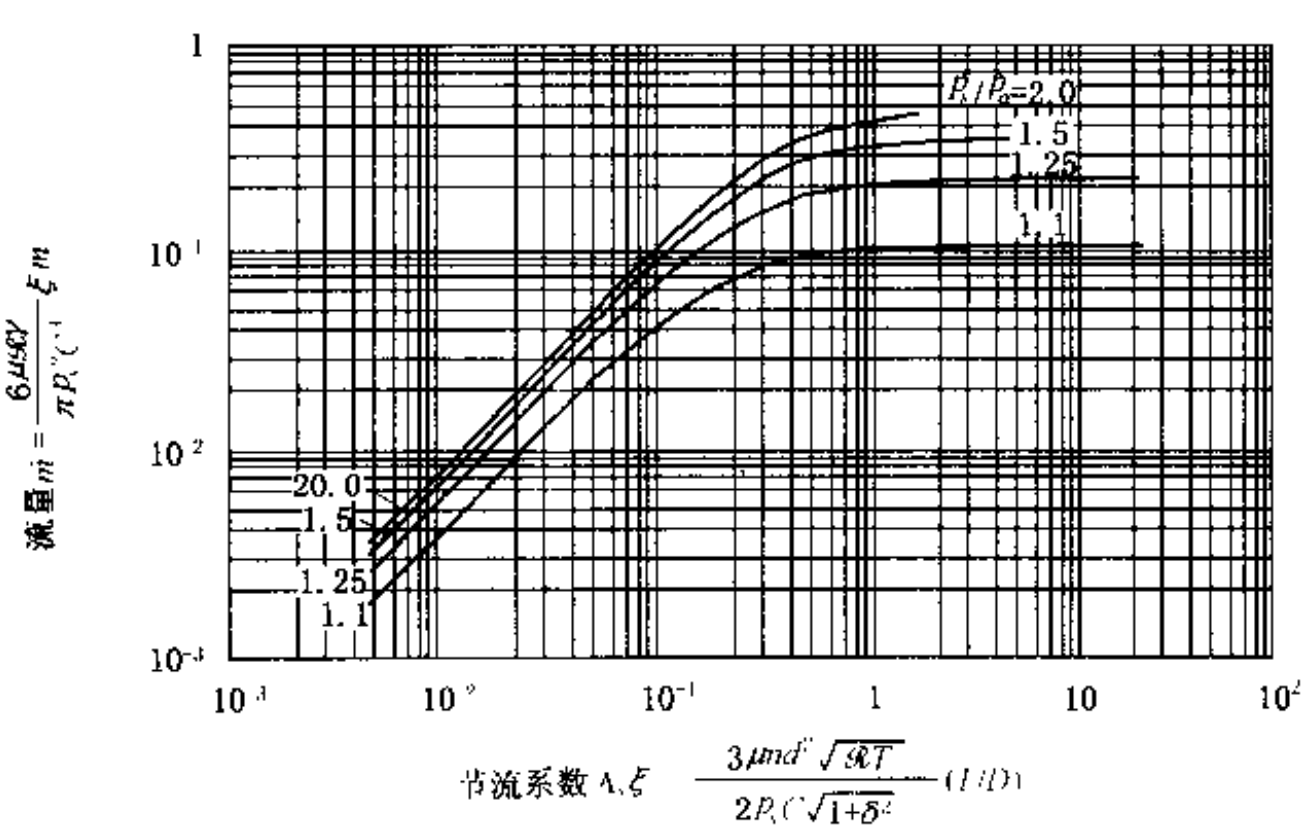
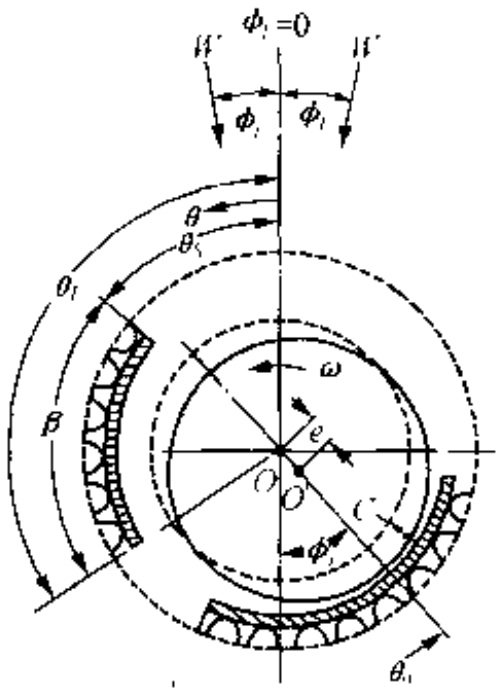
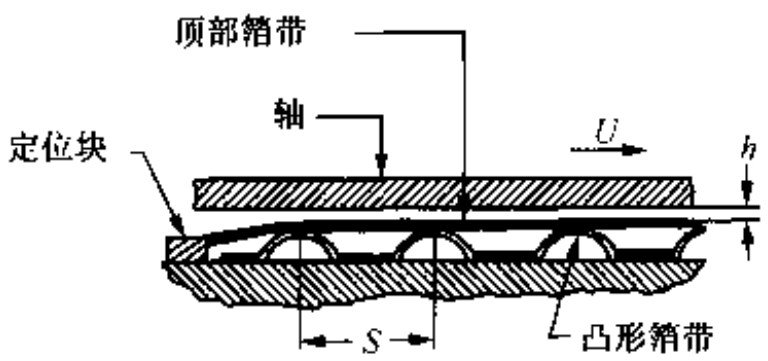


图 19－54　流体静压气体轴颈轴承的流量[34]

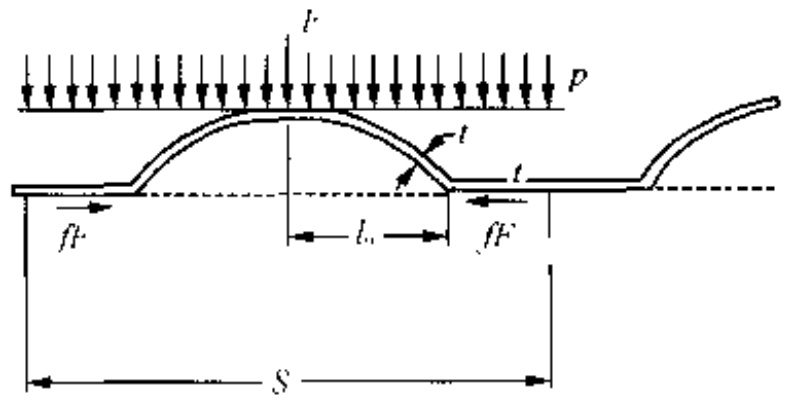
• 作为流体动压作用的响应，变形只发生在局部区域，即变形只取决于直接作用在特殊点上的力。



a 箔带轴颈轴承符号说明



b 轴承的基本构成



c 凸形箔带结构

图 19－55　箔带轴颈轴承结构

在上述假设条件下，h 的变化取决于偏心距 e 和箔带的变形，且有

$$h = C + \theta\cos(\theta - \phi_o) + K_1(p - p_a) \tag{19.47a}$$

式中 K_1 是一个表示凸形结构刚性的常数，可用下式计算：

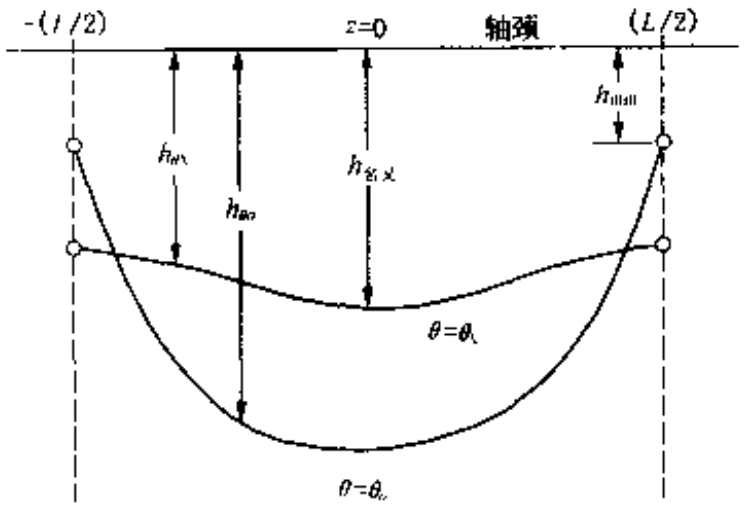


图 19－56　最小膜厚和名义膜厚

$$K_1 = \frac{\alpha C}{p_a};\ \alpha = \frac{2pas}{CE}\left(\frac{l_o}{t}\right)(1-\nu^2) \tag{19.47b}$$

所以 K_1 是表示轴承柔顺性的量，s，l_o 和 t 的说明见图 19－55c。

名义膜厚。在刚性轴承中，最小膜厚是一个明确的量，而且为定值。它在中心线上，而且沿轴承的轴向宽度方向上为常数。另外，在 z 方向上膜厚一般也为常数。而在顺性表面轴承中，压力使轴承表面产生与之成正比的变形，轴承内部压力最高处的膜厚大于边界（$z = \pm L/2$）处的膜厚；也正是由于靠

近中心线附近的压力最高，使得内径 $\theta = \theta_0$ 处的膜厚大于 $\theta = \theta_i$ 处的膜厚。图 19－57 所示的是张角为 120°的瓦块上的三维膜厚图，尽管对瓦块的大部分区域，其边界处（$z = L/2$）的膜厚较小，但因表面变形，h 值变大了。

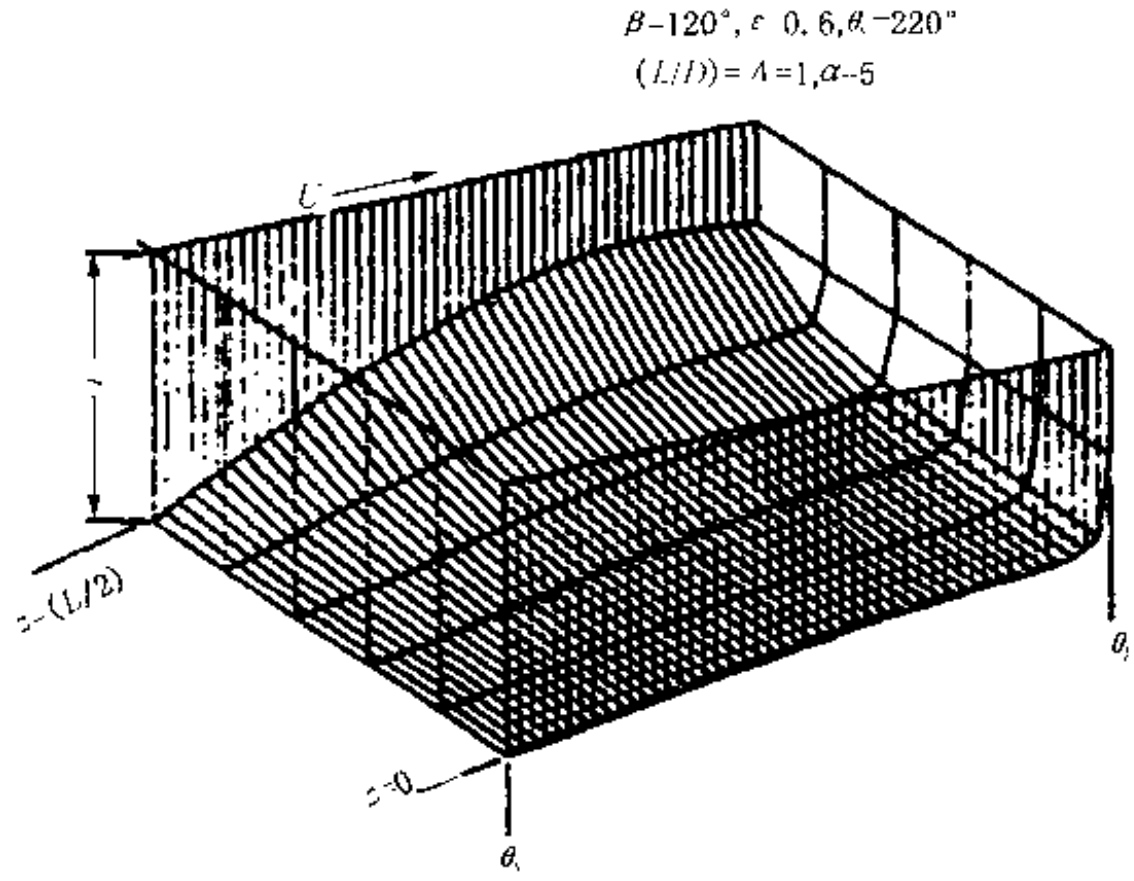


图 19－57　120°轴瓦上的流体膜厚度

因此，可以把沿轴承中心线上最小膜厚定义为名义膜厚，即 $z = 0$ 时，不同 α 值下的膜厚，如图 19－58 所示。刚性条件下 h_{min} 出现在 $\theta = 180°$ 的位置上，随着 α 的增大，这个 h_{min} 或名义膜厚 h_N 的 θ 位置向下游方向移动，而且数值增大。在 $\alpha = 5$ 时，它的 h_{min} 值是刚性条件下 h_{min} 的两倍，而且 θ 位置向下游后移了大约 100°。这一点在绘制承载能力曲线即 W—h_N 关系曲线时应予以注意，因为 ϵ 增大后，载荷的增大也会引起名义膜厚的增大。

主动且有效的轴承圆弧。当瓦块圆弧形成发散型区域时，顺性箔带轴承产生流体动压的能力有所下降。这种效果可由表 19－14 中看出，在 360°轴承中，当中心线从 180°转到 270°时，承载能力损失了近 30%，同时 h_N 也有所减少。

在设计箔带轴承时，如果对某一特殊场合，其偏心距是固定值，那么最好使轴承起始位置的 $\theta_s = \phi$（对于竖直载荷）；如果偏心距是变化的，可选择 $\theta_s = 0$ 作为折衷值。

性能特点。有六个几何、结构和操作参数与箔带轴颈轴承的性能有关。它们是 β，α，(L/D)，Λ，ϕ_L 和瓦块数。还有偏心率和姿态角 ϕ，后者依赖于载荷角 ϕ_L。若采用一组条件作为标准，如

$$(L/D) = \Lambda = \alpha = 1; \qquad \epsilon = 0.6$$

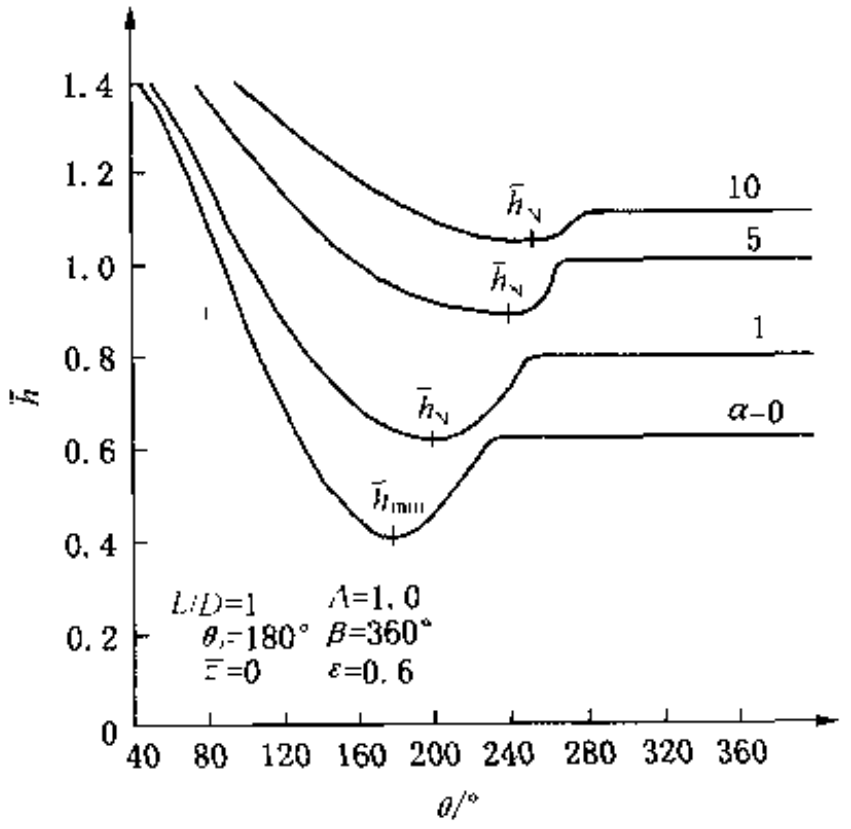


图 19－58　名义膜厚的位置[9]

则任何参数变化都可以从这组参考值导出。

整体轴承。表 19－15 详细列出了承受垂直载荷($\phi_l = 0$)的整体 360°轴承的性能，轴承性能是(L/D)、α 和 ε 的函数。必须注意，轴承起始角 θ_0 选择的原则是：避免在轴承上游部分出现空载即($p = p_s$)。实际上，这就要求 $\theta_0 = \phi_c$。表 19－15 还给出了受非垂直载荷即 $\phi_l \neq 0$ 时箔带轴承的性能。从这些表中可得出几点值得注意的事项：

表 19－14　360°轴承中载荷角的影响[9]

$\varepsilon = 0.6; (1/d) = \Lambda = \alpha = 1; \theta_1 = 0, \theta_E = 360°$

θ_0	ϕ_l	ϕ	θ_2	P_{max}	h_0	$W \times 10^2$	$f \times 10$
0	—	—	-	0	0.40	0	–
20°	163.1°	4°	32°	1.018	0.41	1.04	42.9
45°	141.6°	11.6°	74°	1.087	0.48	11.5	38.1
60°	129.8°	20.2°	95°	1.133	0.52	21.4	33.9
90°	107.2°	27.2°	142°	1.201	0.58	40.0	27.2
180°	33.1°	33.1°	240°	1.253	0.62	56.8	24.6
220°	－11.9°	28.1°	272°	1.245	0.62	54.9	23.7
245°	－41.9°	23.1°	300°	1.228	0.61	50.0	23.7
270°	－72.9°	17.1°	325°	1.201	0.58	40.1	25.5

表 19－15　Λ360°箔带轴颈轴承的性能[9]

$\Lambda = 1; \phi_L = C$

ε	α	$\phi = \theta_1$	$\theta_2 - \gamma$	P_{max}	h_0	$W \cdot 10^2$	$f \cdot 10$
0.3	0	63.5	81.5	$L/D = 0.5$	0.70	4.4	9.34
	1	59.0	87.0	1.046	0.72	4.2	9.15
	5	48.5	100.5	1.043	0.80	3.2	8.53
	10	60.0	114.0	1.037	0.85	2.9	8.09
	20	34.0	114.0	1.025	0.94	2.1	7.54
				1.017			
0.6	0	40.0	62.0	1.25	0.40	17.9	15.85
	1	36.0	76.0	1.144	0.51	13.7	13.93
	5	32.0	97.0	1.073	0.68	8.3	8.19
	10	30.0	105.0	1.05	0.795	6.1	7.33
	20	27.0	114.0	1.033	0.90	4.2	6.54
0.9	0	12.0	52.0	3.73	0.10	157.3	26.1
	1	19.0	71.0	1.33	0.41	34.7	13.8
	5	21.0	91.0	1.12	0.64	14.8	9.8
	10	21.0	99.0	1.077	0.76	9.8	8.5
	20	21.0	108.0	1.048	0.91	6.3	7.3
			$L/D = 1.0$				
0.3	0	37.0	97.0	1.173	0.70	27.9	22.7
	1	49.0	104.0	1.107	0.77	23.7	21.2
	5	36.0	117.0	1.061	0.94	14.8	18.6
	10	28.0	120.0	1.041	1.04	10.3	17.5
	20	20.0	132.0	1.025	1.14	6.37	16.5
0.6	0	36.0	77.0	1.539	0.40	94.9	31.1
	1	33.0	95.0	1.253	0.62	56.8	24.6
	5	28.5	112.0	1.114	0.90	28.8	19.1
	10	25.0	117.0	1.074	1.055	19.4	16.9
	20	20.0	120.0	1.046	1.22	12.2	15.0
0.9	0	13.0	59.0	4.850	0.10	504.5	58.2
	1	21.0	86.0	1.434	0.52	102.8	28.1

续表

ε	α	$\phi=\theta_1$	$\theta_2-\gamma$	P_{max}	h_N	$W\cdot10$	$T\cdot10$
$\Lambda=1;\phi_L=0$							
	5	22.0	94.0	1.154	0.86	42.9	19.5
	10	21.5	108.5	1.103	1.05	27.8	16.7
	20	19.0	127.0	1.063	1.26	17.2	14.4
$L/D=1.5$							
0.3	0	52.0	103.0	1.218	0.70	70.0	33.4
	1	43.0	113.0	1.152	0.82	53.2	30.4
	5	29.0	119.0	1.076	1.03	28.5	26.4
	10	21.0	141.0	1.048	1.13	18.3	24.8
0.6	0	35.0	88.0	1.731	0.40	208.9	45.6
	1	32.0	104.0	1.311	0.68	112.0	34.3
	5	26.0	120.0	1.135	1.00	52.0	26.3
	10	22.0	137.0	1.084	1.18	34.1	23.1
0.9	0	14.0	68.0	5.300	0.10	298.9	85.1
	1	23.0	95.0	1.485	0.56	179.7	39.2
	5	23.0	112.0	1.184	0.96	74.2	26.7

• *α 的影响*。尽管就 ε 而言，柔顺性增大，轴承的承载能力将大大下降，但就 h_N 而言，柔顺性增大承载能力实际上增大了。

当 α 值很大($\alpha>10$)时，即使偏心率很大，但由于箔带的柔顺性，它仍能产生充分的变形以维持较大的膜厚，所以轴承的承载能力低。因此，从设计角度看，在低载场合使用高柔顺性轴承是可行的；但对重载场合，只能用低 α 值的轴承。在高柔顺性轴承中(特别是高 L/D 比的情况)，偏心距的增大会导致 h_N 的增大。这个现象与刚性轴承中 h_{min} 与 ε 成反比的情况相反。

• *Λ 的影响*。箔带轴承的性能是变数 Λ 的函数，这与常见的可压缩润滑模式中的情形是一样的。开始 $\tilde{W}$ 时随 Λ 的增加而增大，随后轴承承载能力的增加，不管是以 $\tilde{W}$ 的增加来表示还是以 $\tilde{h}_N$ 的增加来表示都趋于平缓，并且承载能力趋近一个渐近值。但是作为 Λ 的函数的扭矩会随着 Λ 的增加而线性地增大。柔顺性越大的轴承，由于形成的大部分流体膜越厚，所以功率损失越小。

多瓦块轴承。3 瓦块轴承是由 3 个 120°的圆弧构成；5 块瓦块轴承由 5 个 72°的圆弧构成。在每种轴承中，竖直对称线将底部瓦块等分，所以 $\phi_L=0$ 表示载荷通过底部瓦块中间。表 19－16 和表 19－17 列出了 3 瓦块轴承一系列性能的计算结果，这些结果表明：

• *随着载荷角的变化*。由于这种轴承是一种圆形结构(每个 120°瓦块是对称的)，W 或 T 随载荷角变动的变化要小得多。特别是当中心线通过两瓦块之间时，承载能力不会发生严重的削减。对于 $\alpha=1$ 的轴承，最优载荷角 $\phi_L=-10°$；$\alpha=5$ 时，最优载荷角 $\phi_L=-14°$。承载能力比中心加载($\phi_L=0$)时高约 10%～15%。

• *随瓦块数的变化*。图 19－59 所示为 1 块、3 块、5 块轴承性能随载荷角变化而变化的曲线。曲线清楚地说明，随瓦块数增多即轴承瓦块圆弧角 β 减小，承载能力下降。可以看到 360°轴承的承载最优值是在 $\phi_L=0$ 处。在该点扭矩也达到最小值。如前所述，对 3 块轴承，在 $\phi_L=-10°$ 承载能力达到最优值，而 5 瓦块轴承在 $\phi_L=-15°$ 时达到最优值。

表 19-16 三瓦块轴承的性能[9] $(L/D)=A=1,\beta=20°$

ε	θ_1	θ_2	ϕ	P_{max}	$W\times10^2$	$T\times10$
0.3	40	-140.0	79.2	1.073	12.1	21.4
	210	7.2	37.2	1.072	12.7	21.8
	217	-2.3	27.0	1.075	13.7	21.9
	220	-2.3	27.7	1.079	14.1	22.0
	225	-5.2	29.8	1.082	14.6	22.0
	245	-10.0	55.0	1.088	15.0	21.5
	273	-17.4	77.6	1.077	12.6	21.4
0.6	29	-145.0	69.2	1.188	24.0	27.8
	180	44.1	44.1	1.133	25.2	18.6
	200	-2.6	30.6	1.197	37.2	27.7
	2202	-10.6	29.4	1.215	29.8	28.8
	245	-17.0	48.0	1.284	34.9	29.0
	270	-25.5	64.5	1.185	28.7	27.4
0.9	15	-145.0	50.9	1.497	59.3	62.9
	194	0.0	16.3	1.340	69.5	34.7
	210	-10.8	19.2	1.375	76.9	45.7
	230	-14.1	333.9	1.572	74.3	71.8
	245	-14.7	50.5	1.412	52.4	77.3
	260	-26.2	53.8	1.463	55.3	56.6
			$a=5$			
0.3	38	143.0	74.9	1.049	0.01	20.7
	210	5.1	35.1	1.038	7.52	21.1
	214	0.0	34.3	1.040	7.87	21.1
	220	-5.3	34.7	1.043	8.31	21.2
	225	-8.6	36.4	1.045	8.60	21.2
	245	-13.3	51.7	1.053	9.07	20.8
	275	-11.1	73.9	1.050	8.18	20.7
0.6	12	-145.0	67.4	1.104	15.7	25.4
	180	55.0	55.5	1.048	12.6	16.5
	205	3.6	28.6	1.077	16.1	25.3
	220	-9.7	30.3	1.103	18.3	26.7
	245	-16.3	48.74	1.121	18.4	27.2
	270	-23.1	66.9	1.106	15.9	25.4
0.9	25	164.0	61.0	1.178	24.4	46.5
	200	3.5	23.5	1.122	25.3	34.4
	203	0.0	23.0	1.119	26.3	36.2
	210	-4.3	23.7	1.158	28.1	41.6
	230	-16.3	33.7	1.198	29.7	67.1
	245	-18.9	46.1	1.202	18.2	72.1
	260	-21.5	58.5	1.186	25.2	53.7

表 19-17 三瓦块轴承的载荷形式[9] $(L/D)=A=1$;每个瓦块 $\beta=120°$,中心加载 $\phi_L=0$;最优载荷

a	ϵ	ϕ	W	ϕ_l	ϕ	W
1	0.3	37.5	13.8	-10	55.0	15.0
1	0.6	28.5	36.0	-10	29.0	39.8
1	0.9	16.0	68.0	-10	18.5	78.0
5	0.3	35.0	7.8	-14	53.0	9.0
5	0.6	30.0	17.0	-14	41.0	18.6
5	0.9	23.5	26.2	-14	30.0	29.8

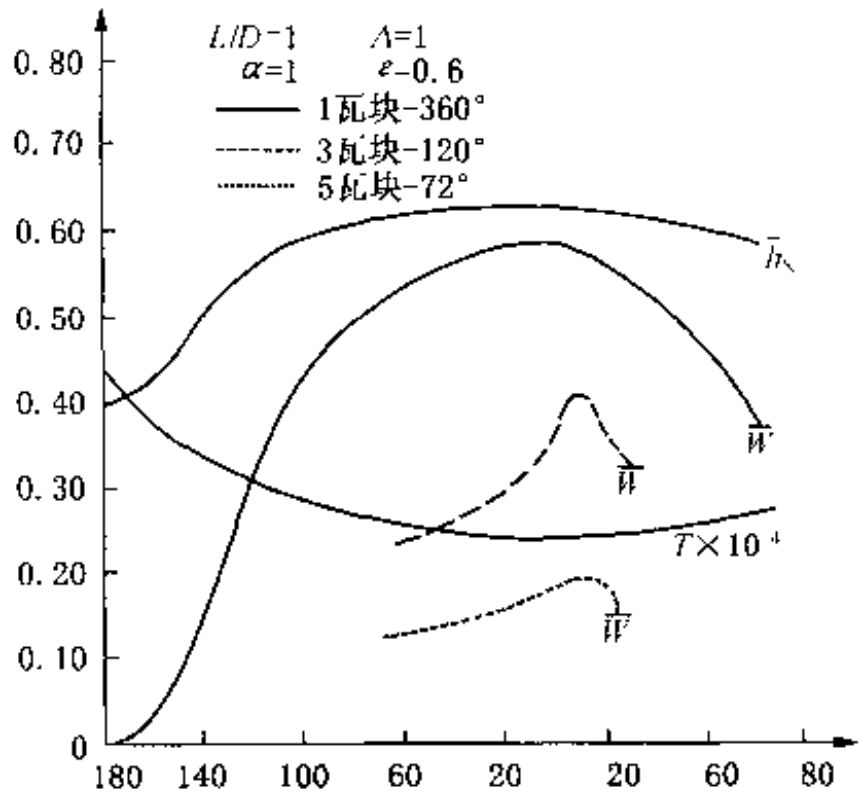


图 19－59　多瓦块轴承的性能

刚度　表 19－18 列出了两种柔顺性值(即极限情况 $\alpha = 0$ 和 $\alpha = 1$)时的四种弹性系数　$\alpha = 0$ 时情况与刚性气体轴承的不同之处在于,压力分布中消去了次环境压力。当然,关于 1 瓦块轴承和 3 瓦块轴承稳定性的对比评价最好是在转子的动态系统的研究中进行,特别是当交叉耦合项不仅是大小而且其正负号也发生变化时。但是,根据表中的 A 数据,可以推出以下几点:

- 两种结构的 $K_{yy} - W$ 曲线图基本相同,但 3 瓦块轴承的 K_{xx} 值较小。
- 在柔顺性较高的情况下,K 随偏心距的变化趋于平坦,系数的数值接近系统的结构刚度。

表 19－18　弹性系数[8]　$(L/D) = A;\phi_L = 0$

ε	α	ϕ	W	K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}
			$\varepsilon = 360°$				
0.6	0	35.7	0.951	1.920	－0.125	－2.345	3.237
0.75	0	24.1	1.894	3.416	1.166	－3.989	8.981
0.9	0	12.8	5.055	7.202	－6.024	10.151	44 593
0.6	1	32.1	0.568	1.129	0 174	－0.693	1.130
0.75	1	26.3	0.7833	1.231	0.0254	－0.686	1.378
0.9	1	21.4	1.028	1.268	－0.098	－0.627	1.602
			每 120° 3 块				
0.6	0	26.0	0.635	1.123	－0.092	－2.05	2.635
0.75	0	17.4	1.321	2.102	－0.752	－3.710	7.432
0.9	0	8.6	3.695	4.728	－3.344	－8.768	37.103
0.6	1	25.5	0.359	0.5702	0.0451	－0.758	0.801
0.75	1	20.5	0.511	0.673	－0.017	－0.821	1.051
0.9	1	16.3	0.689	0.759	－0.057	－0.855	1.274

总之,顺性轴承在稳定性方面的优越性在于:设计人员可通过结构刚度和流体动态刚度的适当组合,来选择轴承的刚度水平。因此,设计人员不必通过使轴承惯性和支撑适合于纯流体动压轴承的固有刚度的方法,而只要调整轴承的刚度,即可满足轴承动态系统的要求。

箔带止推轴承。图 19－60 所示的是下面要研究的止推轴承结构,它与普通斜平面止推轴承的结构相似。所有与轴颈轴承有关的假设在这里都适用,当然膜厚是不同的,此时的膜厚为

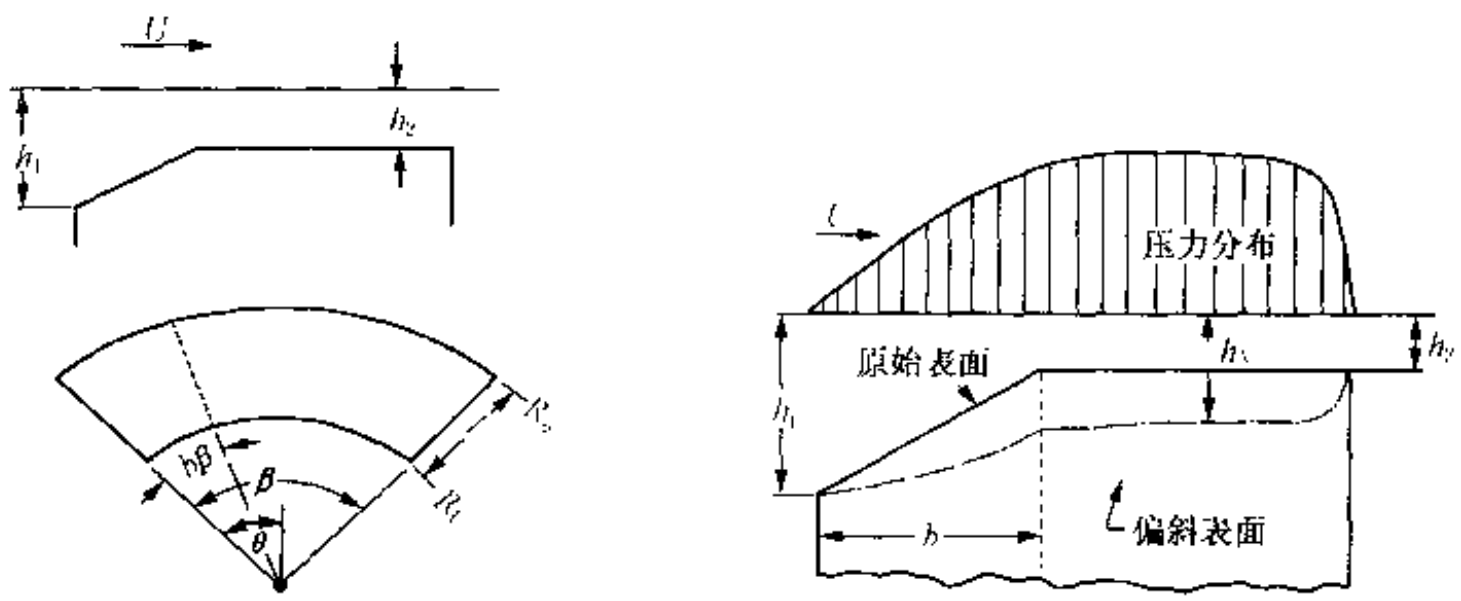
$$h = h_2 + g(r,\theta) + C(p - p_a)$$

式中几何形状函数

$$g(r,\theta) = (h_1 - h_2)[1 - \theta/b\beta] \qquad 0 \leqslant \theta \leqslant b\beta$$

$$g(r,\theta) = 0 \qquad b\beta \leqslant \theta \leqslant \beta$$

几何形状最优化。如表 19－19 所示，β 或 h_1 的增大或减小对最大压力的影响很小。表中数据也表明，当计算承载能力时，若考虑了给定 β 值下可能布置的总瓦块数，则圆弧长度的选择对承载能力就没有多大影响了。β 对刚度较大的轴承和刚度较小的轴承的影响效果见图



a 止推轴承符号说明　　b 顺性箔带轴承的弹性流体动态特性

图 19－60　顺性表面止推轴承的几何形状

19－61。两种情况下名义膜厚都不随 β 变化。360°整体圆形止推轴承的总承载能力在 β 等于 45°～50°之间的某处存在最大值。图 19－62 说明了斜面所占比例的影响。对于刚性较大的顺性表面轴承，斜面最佳比例约为 70%，这个值与刚性轴承的值相近。对于柔性较大的轴承，斜面最佳比例为 50%。对于 Λ 值较高的情况，b 的最优值降到 40% 左右。可以看到，在 W 最高值附近，名义膜厚也处于最大值，这样就近一步增强了顺性轴承的总承载能力，总承载能力在 $b=0.5$ 附近达到最高。

表 19－19　β 对轴承性能的影响[9]　$(L/R_2)=0.5; b=0.5$

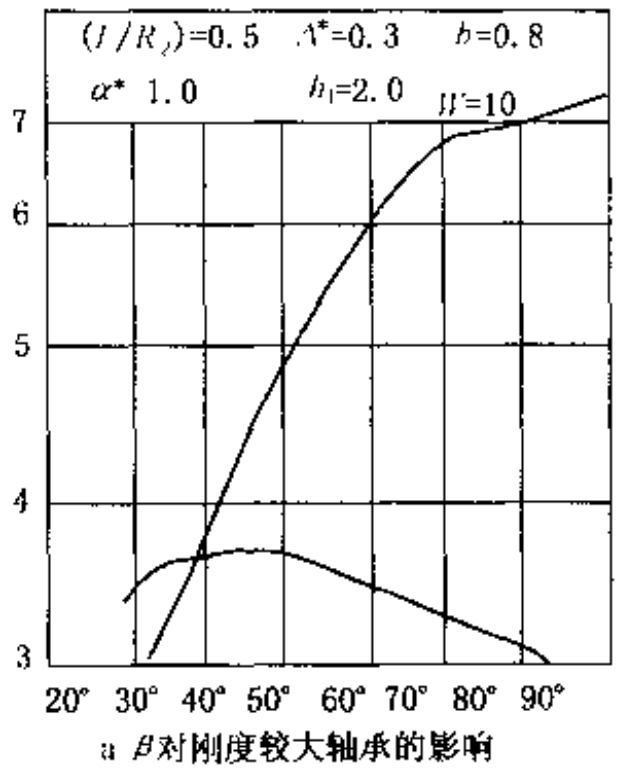
h_1	α'	Λ'	β	n	$W\times10^2$	$T\times10^3$	p_{max}	$W_{TOT}\times10^2$
2.5	4	1.2	30	12	0.259	4.19	1.0288	3.12
			45	8	0.430	6.09	1.0320	3.44
			60	6	0.573	8.02	1.0329	3.44
			75	5	0.686	9.98	1.0331	3.30
3.0	3⅓	1.0	30	12	0.257	4.13	1.0293	3.08
			45	8	0.435	5.97	1.0334	3.48
			60	6	0.588	7.81	1.0349	3.53
			90	4	0.808	11.58	1.0349	3.23
4.0	2.5	0.75	30	12	0.238	4.01	1.0285	2.86
			45	8	0.415	5.82	1.0336	3.32
			60	6	0.574	7.56	0.0359	3.44
			90	4	0.814	11.08	1.0372	3.26

$\bar{h}_1$ 变化所产生的影响见表 19－20。可见，尽管 W 值随 $\bar{h}_1$ 变化很小，但是名义膜厚随 $\bar{h}_1$ 变大而明显增大，当 h_1 加倍时名义膜厚也加倍，所以根据通常的承载能力要求，采用 h_1 的最

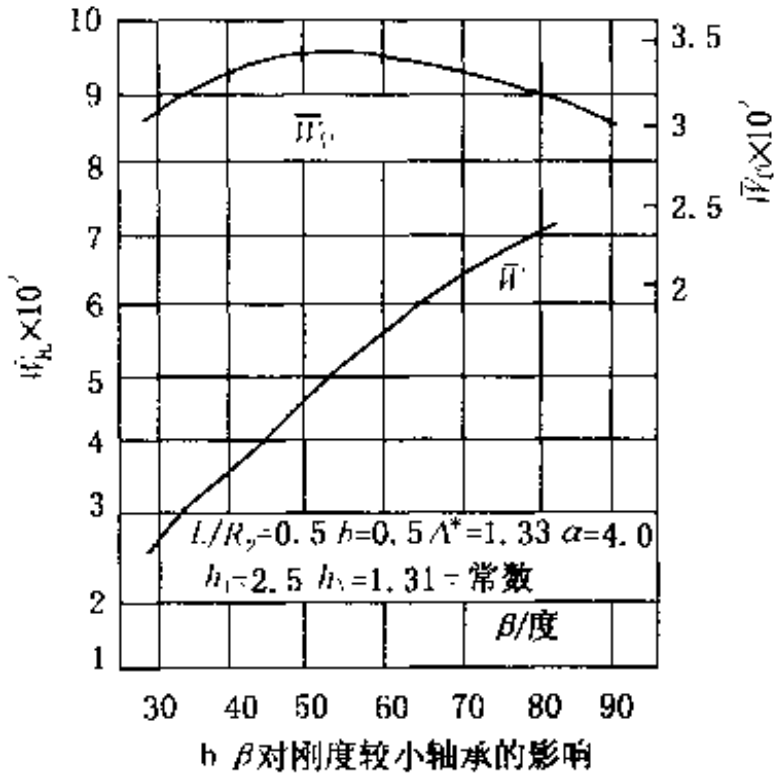
大值是较为理想的。

总之，对于 $OD/ID=2$ 的轴承，其最佳几何形状为：

$$\beta = 45°:\ b = 0.5; h_1 > 10$$



a β对刚度较大轴承的影响



b β对刚度较小轴承的影响

图 19－61　β 对瓦块承载能力和总承载能力的影响[8]

性能特点。对具有最优参数即 $\beta=45°$，$b=0.5$ 的顺性箔带轴承，在 $\bar{h}_1$ 和 α^* 和 Λ^* 的较大取值范围内的性能列于表 19－21 中。用 h_2 归一化后，Λ 的取值范围可达 1000，α 取值超过 60。图 19－63(译注：原文为 19.64，疑误)是根据轴承中有关的基本变量绘制的性能曲线。由图可见，承载能力既随膜厚的增加而降低，也会随 Λ 的减小而降低，这种趋势在另外一些气体轴承的研究中也得出过。在图 19－63 中，特别值得注意的是 α 对承载能力的影响。当 Λ 的值为中等大小时，较大的 α 值能产生最大的承载能力；当 Λ 的值较大时，最优 α 值是一个中等大小的值，在我们讨论的情况中 $\alpha^*=1$。必须注意的是所有变量，即 Λ^*、α^* 和 h_N^* 都是用几何斜面的高度 δ 进行归一化后得出的。另外，图 19－63 中的曲线隐含了 $h1$ 的变化。h_1 与 $\bar{h}_N$ 之间的关系见图 19－64。这个图可用来确定图 19－63中不同点上的不同斜面高度。$\bar{h}_1-\bar{h}_N$ 关系曲线图验证了前面的结论，即：$\bar{h}_1$ 较大名义膜厚也较厚，因此，使用较大的 $\bar{h}_1$ 值是可行的。还可看出，$\alpha°$ 和 $A°$值越大，膜厚也越大。

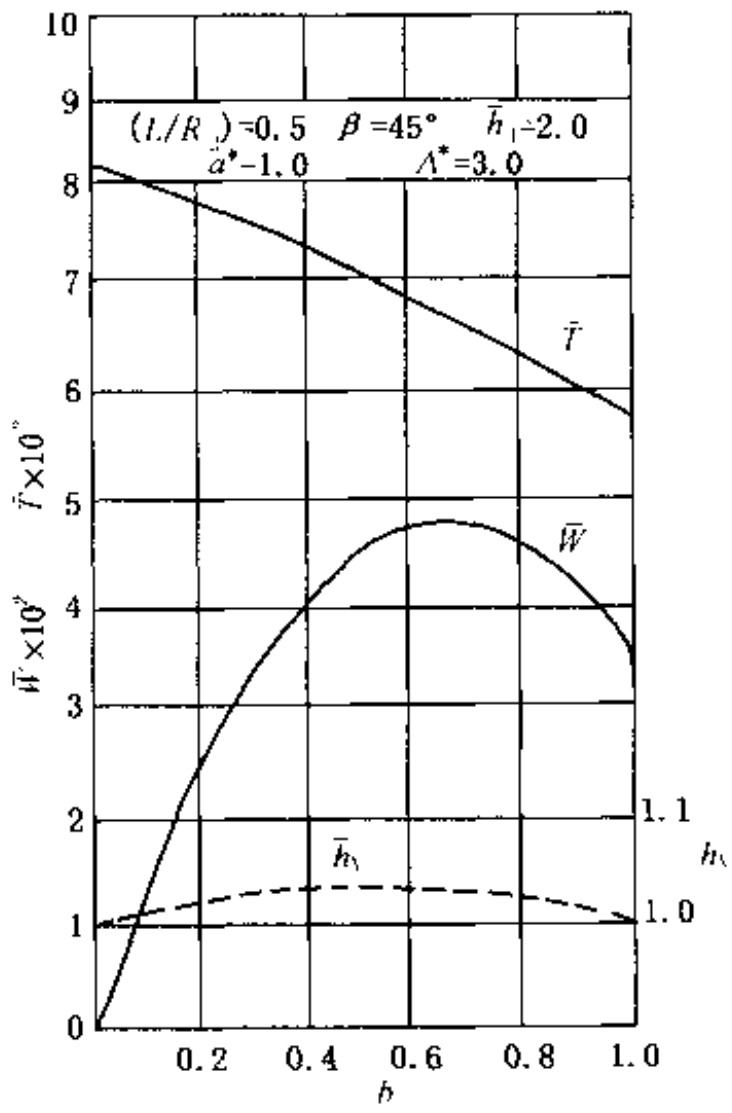


图 19－62　斜面比例对顺性表面止推轴承性能的影响[8]

最后，图 19－65 给出了轴承的弹性常数曲线图。当然，轴承的刚度既与结构刚度有关又与流体动压膜刚度有关，结构刚度用 K_B 表示。因为这两种刚度是并存的，所以对较柔软的轴承，在高载荷时 K 值趋于平坦，即实际上只剩下结构刚度 K_B 作为主要的弹性常数。

表 19－20　h_1 的影响[8]　$\beta=45°$　$L/R_2=0.5, b=0.5$ $\alpha^*=1.0, \Lambda^*=10$

h_1	$W\times10^3$	$T\times10$	h_0	$K^*\times10^3$
10	8.169	44.5	5.106	114
15	8.626	72.2	7.675	116
17	8.730	83.3	8.730	116
19	8.811	94.5	9.730	117
20	8.845	100	10.265	122

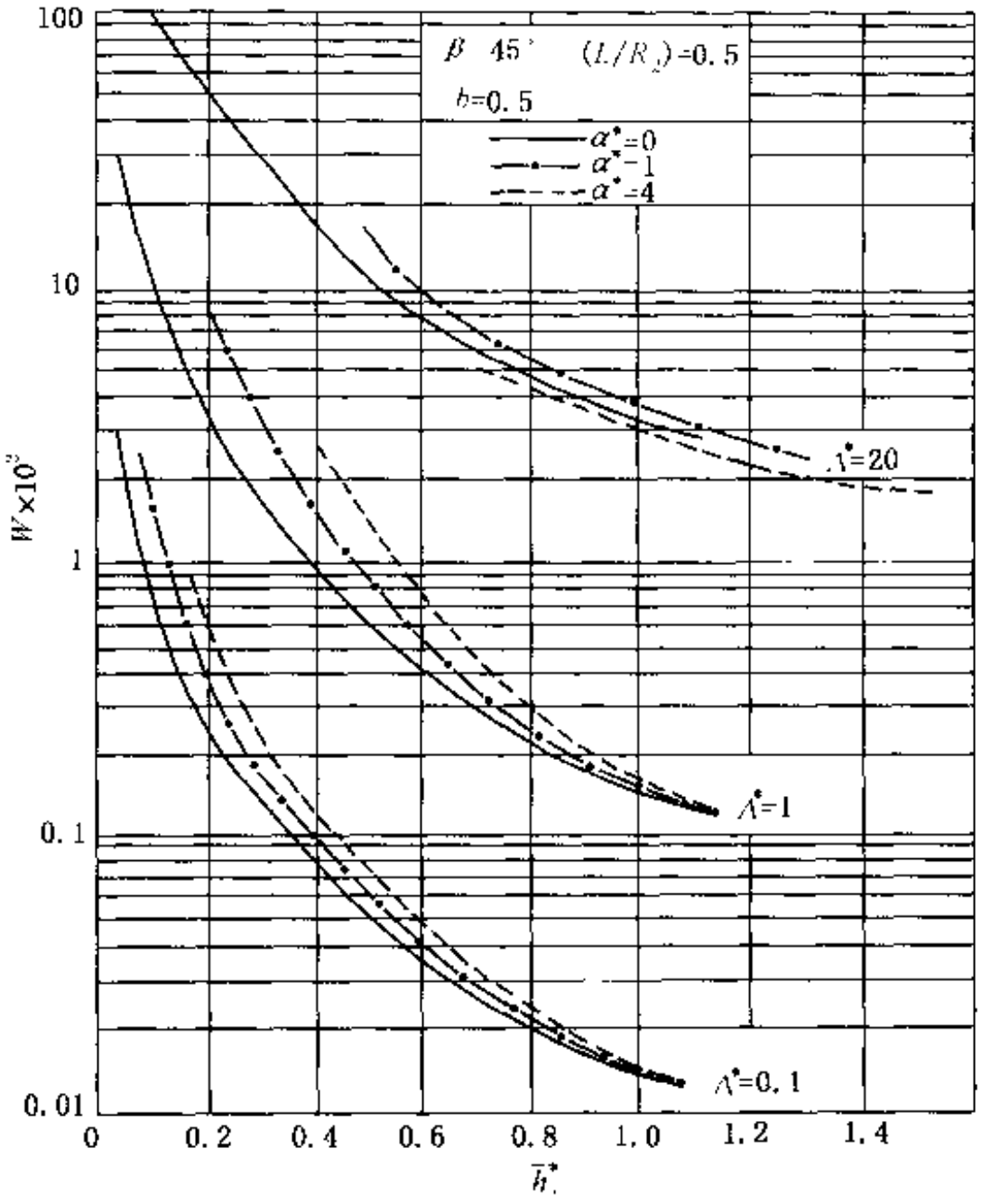


图 19－63　顺性表面止推轴承的承载能力[8]

高级顺性表面轴承(CSB)结构。顺性表面轴承的结构可以进行各种修改，使之在某一方面的性能增强，以适应特定的操作要求。考虑到顺性表面轴承分析的复杂性以及篇幅限制，不可能对所有的内容都进行讨论。以下仅给出这类轴承的一些可能存在形式的一些思路及说明。

方向刚度可变的 CSB。带凸形箔带的 CSB 经过改进后能够得到很多优良的流体动力学性能。图 19－66 是一种径向刚度和周向刚度可变的结构　刚度梯度的存在允许轴承随载荷或速度的变化产生不同的流体动力楔。当速度增加时，可采用特殊结构来加快流体膜的收敛，从而适时准确地提高轴承的稳定性。其中一个实例是高级空气润滑轴颈轴承，它的单位负载接近 100 psi，转速高达 135000 r/min。这种高级轴承能在高于转子的弯曲临界转速条件下工作(超临界工作)，这已超出了任何其他流体动压轴承的能力范围。

上述内容多数也适用与止推轴承。一种较好的止推轴承的几何形状是由一个周向斜面和紧随

其后的平面构成。另一种 CSB 尾缘处的箔带可作加强处理，如图 19－66b 所示。加强部件置于顶层箔带与凸层箔带之间，它的刚度梯度从前缘到尾缘处都是可变的，从而可产生所需的收敛形状。

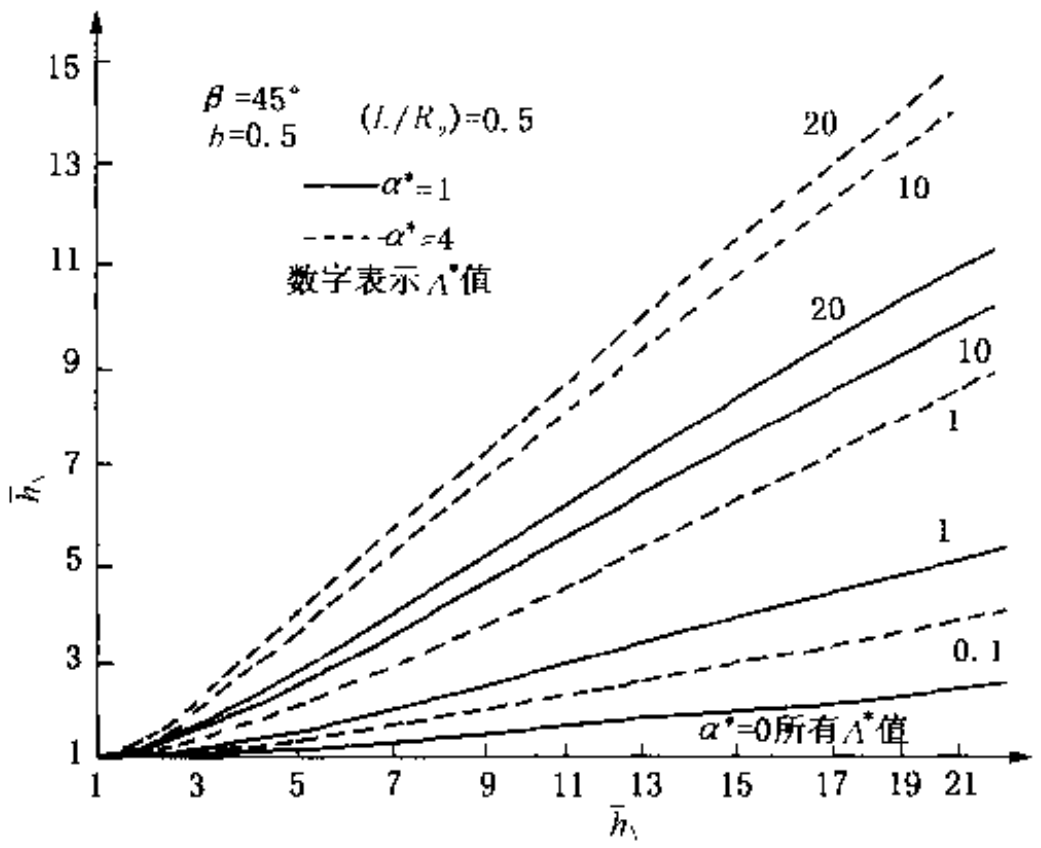


图 19－64　h_1 与 $\bar{h}_N$ 的关系曲线[8]

可控库仑阻尼的 CSB 。箔带轴承可采用增大因有阻尼的结构来提高轴承的稳定性。可以通过改变顶层箔带与凸形箔带之间、凸形箔带与轴承座之间的相对运动从而改变库仑阻尼的方法达到这个目的(见图 19－67)。当然，在轴承被加载且箔带产生径向变形时就会发生这种相对运动。为了改善这种相对运动的摩擦性能，在摩擦面上喷涂铜、银或其他高摩擦性材料的镀层。有时在轴颈表面和配合的顶层箔带表面涂敷干润滑剂以便减少起动和停车时的摩擦力。为了进一步提高轴承的稳定性，可沿轴线方向将凸型箔带周向剖分开，以提高其对中性和轴向柔顺性。这种轴承的一个瓦块可以承受的单位载荷最高达 100 psi。

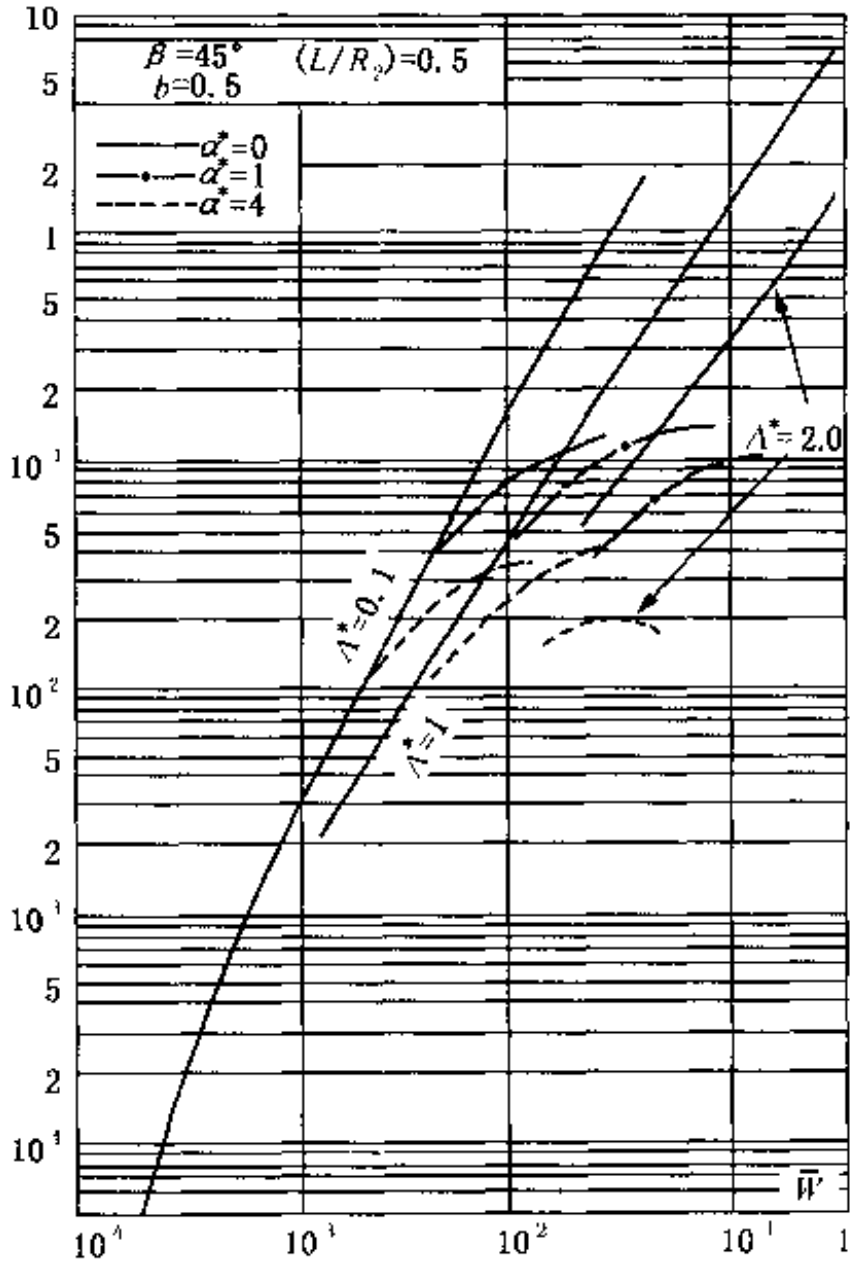
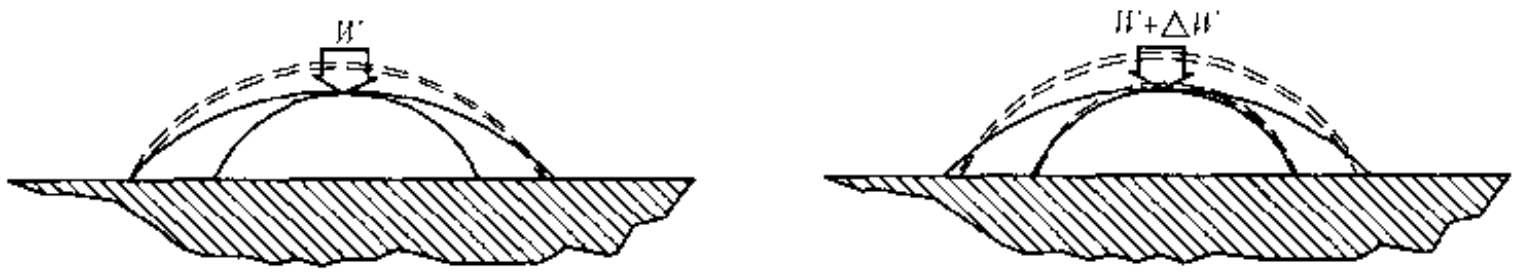


图 19－65　顺性箔带轴承的刚度[8]

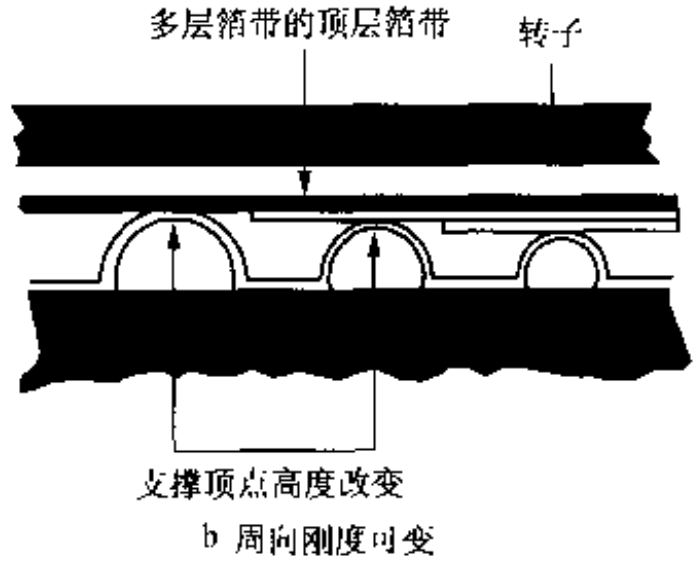
带悬臂叶片的 CSB 。一种以弯曲变形为主的箔带轴承采用悬臂叶片式结构，这种类型的轴颈轴承见图 19－68a 中。图中的每一个叶片都被预制成一定的半径，以形成所需要的流体膜形式。其止推轴承形式见图 19－68b 中。实际上这种止推轴承是一个下面安装有弹簧的薄圆盘，用一个支撑盘将薄圆盘与箔带组装盘隔开。盘都是环形的，叶片是扇环形。叶片应足够薄以便允许产生较大的柔性，但是厚度应比流体膜厚度大。

表 19－21　顺性箔带止推轴承的性能　$\beta=45°, B=0.5, (L/R_2)=0.5$

Λ^*	$\alpha^*=0$				$\alpha^*=1$				$\alpha^*=4$				$\alpha^*=20$			
	$W\times10^2$	h_V^*	$T^*\times10$	$\bar{K}^*\times10^3$	$W\times10^2$	h_V^*	$T^*\times10$	$K^*\times10^3$	$\bar{W}\times10^2$	h_V^*	$T^*\times10$	$K^*\times10^3$	$W\times10^2$	h_V^*	$T^*\times10$	$K^*\times10^3$
$\bar{h}_1=2$																
0.1	0.014	1.0	0.024	0.314	0.104	1.001	0.024	0.314	0.014	1.004	0.024	0.32				
1.0	0.144	1.0	0.241	3.24	0.145	1.011	0.24	3.20	0.147	1.046	0.23	3.35				
10.0	0.632	1.0	2.40	38.6	1.52	1.114	2.27	31.5	1.214	1.326	2.04	17.5				
20.0	3.33	1.0	4.79	76.4	2.736	1.197	4.34	45.5	1.828	1.461	3.78	18.8				
40.0	6.246	1.0	9.50	125.0	4.238	1.276	8.21	51.5	2.406	1.574	7.05	16.4				
$h_1=5$																
0.3	0.192	0.25	0.35	12.2	0.204	0.268	0.341	14.0	0.206	0.316	0.31	2.3	0.152	0.452	0.24	5.24
1.0	2.343	0.25	3.50	171.0	1.833	0.378	2.72	77.7	1.164	0.538	2.07	29.8	0.513	0.834	1.43	6.92
10.0	22.2	0.25	33.5	1230.0	6.633	0.635	17.3	104.0	2.697	0.905	12.9	26.1	0.854	1.15	10.2	3.64
20.0	34.66	0.25	65.2	1730.0	8.135	0.71	30.8	95.7	3.362	0.978	28.6	19.7				
40.0	46.4	0.25	127.0	2060.0	9.231	0.758	57.0	78.0	3.612	1.015	44.9	14.7	0.915	1.18	38.8	1.16
$h_1=10$																
0.1	0.66	0.111	1.63	91	0.661	0.161	1.30	61.1	0.571	0.192	1.15	40.5	0.464	0.234	0.98	25.0
1.0	8.818	0.111	16.1	1.120	2.170	0.307	7.81	113.0	2.309	0.38	6.50	64.8	1.619	0.485	5.38	35.6
10.0	60.38	0.111	150.0	6.120	8.109	0.566	44.5	114.0	5.345	0.695	37.5	56.7	3.323	1.825	32.3	25.0
20.0	86.84	0.111	292.0	8.240	9.457	0.630	79.5	95.6	6.020	0.785	68.0	45.0	3.627	0.88	59.8	18.5
$h_1=20$																
0.1	2.084	0.0526	6.60	575	1.103	0.16	3.54	90.0	0.843	0.162	2.91	52.2	0.623	0.209	2.39	29.7
1.0	22.35	0.0526	64.6	4.720	3.876	0.282	18.3	128.0	2.705	0.364	14.8	70.6	1.83	0.404	12.1	37.8
10.0	134.8	0.0526	605.0	26,600	8.845	0.54	100.0	117.0	5.674	0.666	83.6	56.2	3.467	0.790	71.7	24.3
20.0	185.5	0.0526	1179.0	34,200	10.24	0.596	179.0	97.5	6.280	0.722	152.0	44.0	3.733	0.835	113.0	17.7



a 径向刚度可变



b 周向刚度可变

图 19－66　支撑刚度可变的顺性表面轴承

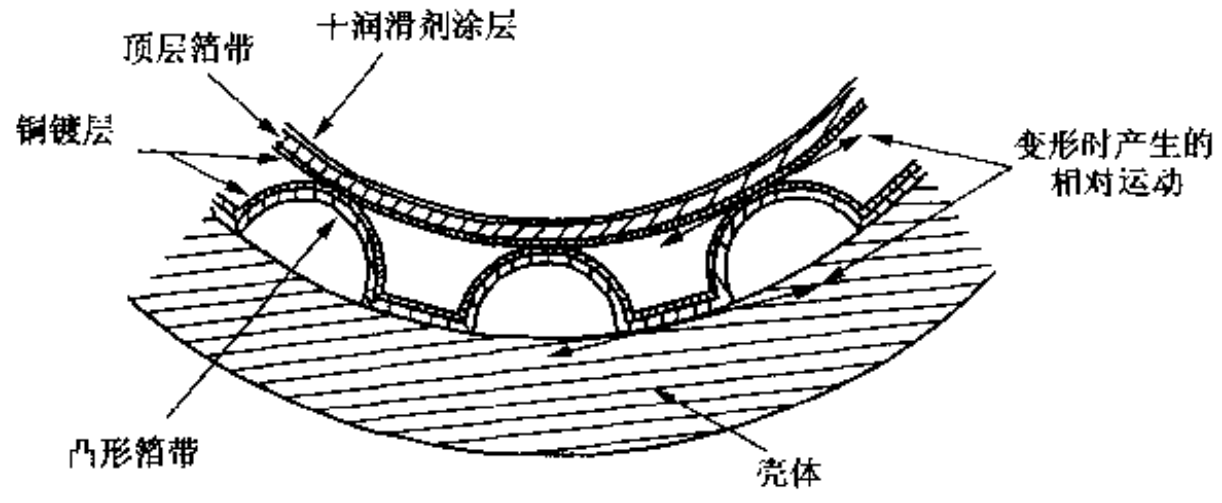


图 19－67　箔带轴颈轴承中产生库仑阻尼的结构

19.6.3　磁力轴承

为了说明磁力轴承的潜力，这里将完整地列举一个具体的设计实例。这个实例将给一般情况下磁力轴承的选用尤其是在控制高速时的不稳定问题和共振问题方面提供方向和指南。

一般原理。在实用上，主动磁轴承是颇具吸引力的类型。如图 19－69 所示，径向主动磁轴承通常采用 8 极定子结构。定子和轴颈都是由铁磁材料的叠层芯片构成。轴颈热装在轴上，不带线圈。利用叠片结构可以减小涡流，涡流不但会产生功率损失而且会降低磁轴承的动态性能。定子极分为四个象限，在每个象限中线圈的缠绕方式应使磁力线主要在该象限内形成回路，这样能独立地控制每个象限的磁极。

磁力与电流和气隙比值的平方成正比（见图 19－70）。为使受控的轴承承受载荷（见图 19－71），在相对的磁极上感应出不等的稳态或偏置电流，于是就有：

$$W = f(I_1^2 - I_3^2)/C^2 \tag{19.48}$$

式中　$I_1 > I_3$；

f——给定线圈数的磁极常数。

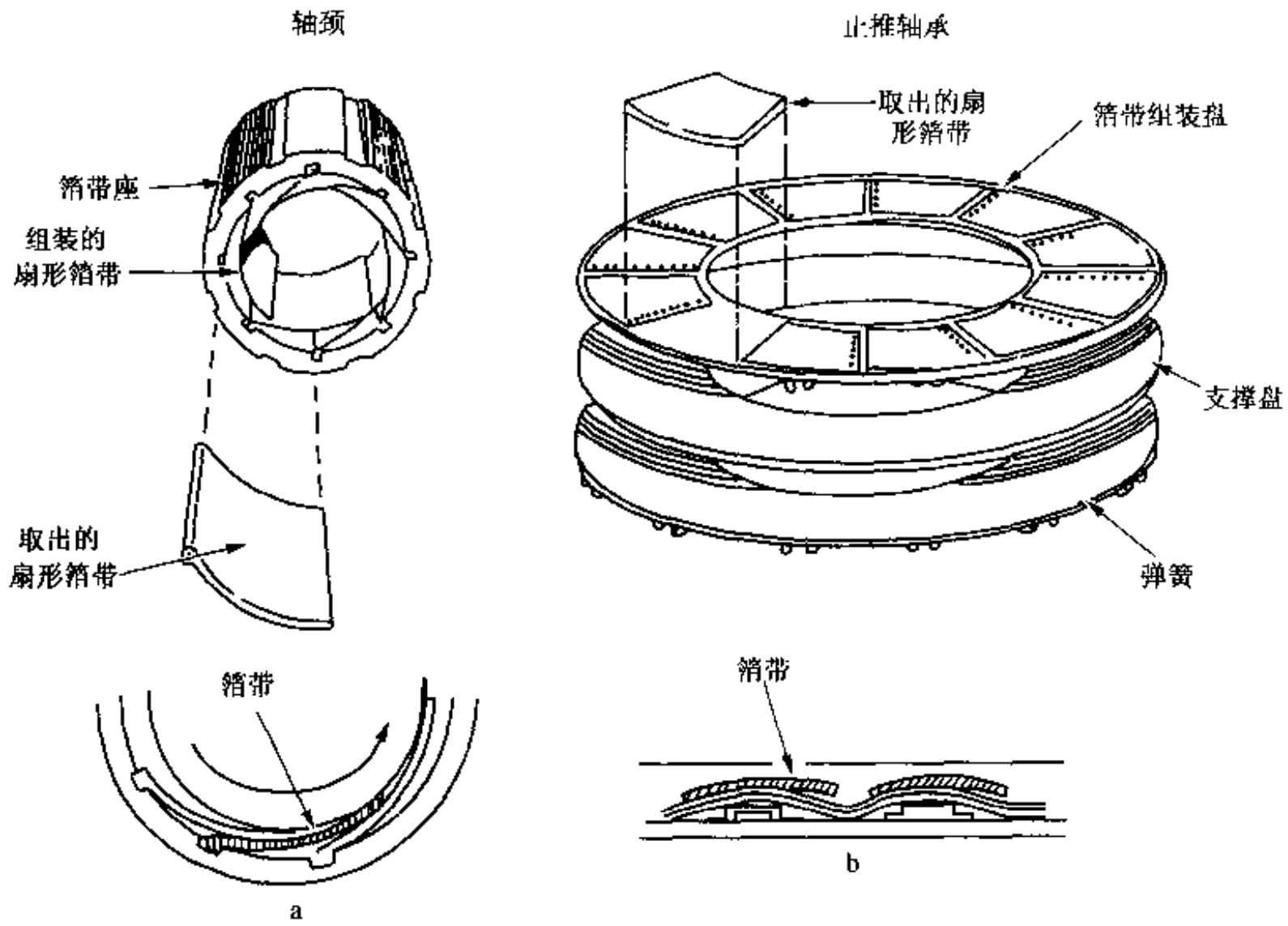


图 19－68　Garrett 自作用顺性箔带轴承

偏置电流会产生大小为 I^2R 的损失，这是主动磁轴承的主要功率损失。但由于电路中的总电阻并不大，所以，总的来说，与流体膜轴承的损失相比，主动磁轴承中的损失是微不足道的。由于轴颈仅仅依靠它的偏置电流悬浮在磁场中，所以它是不稳定的。通过使气隙大于轴颈振动值的方法，可以实现线性反馈控制。为了稳定工作，必须对轴颈的运动进行不间断的实时监测和校正，这可通过在每个偏置电流上叠加一个小的控制电流来实现。如图 19－71 所示，当轴颈向上移动了一小段距离，顶部象限内的电流将减小一个小量 i，同时下部象限内的电流增加了 i。控制电流就产生了一个向下的净力 F，这个力推动轴颈回到中心。从检测 Y 方向的位移到产生净力 F 的过程中，需用到一系列主动磁轴承的组件，有传感器、控制器、功率放大器和电磁铁。

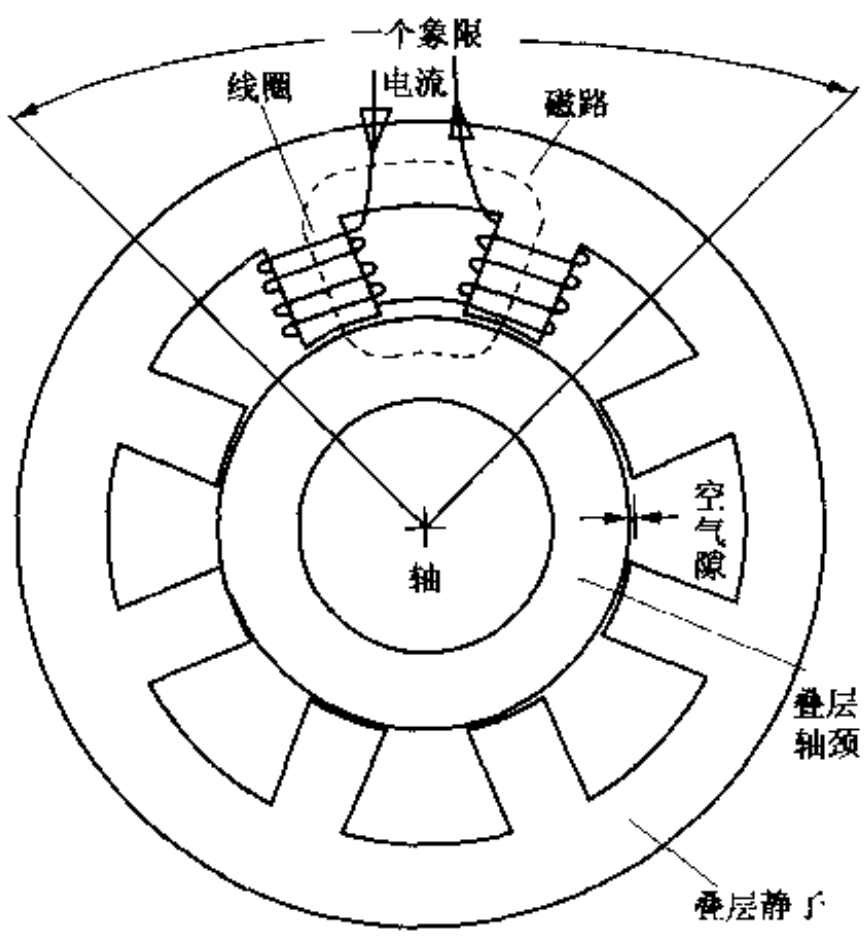


图 19－69　主动磁轴承的 8－磁极结构

主动磁轴承的组件

电磁铁。给定最大载荷后（包括静态载荷和动态载荷），主动磁轴承的实际尺寸取决于叠片材料的饱和磁通密度。对于 8－磁极结构，

$$F_{max} = 5.75 \times 10^5 A_p B_s^2 \qquad (19.49)$$

式中　F_{max}——最大载荷，N；

A_p——每个磁极的表面积，m^2；

B_s——饱和磁通密度，Wb/m^2。

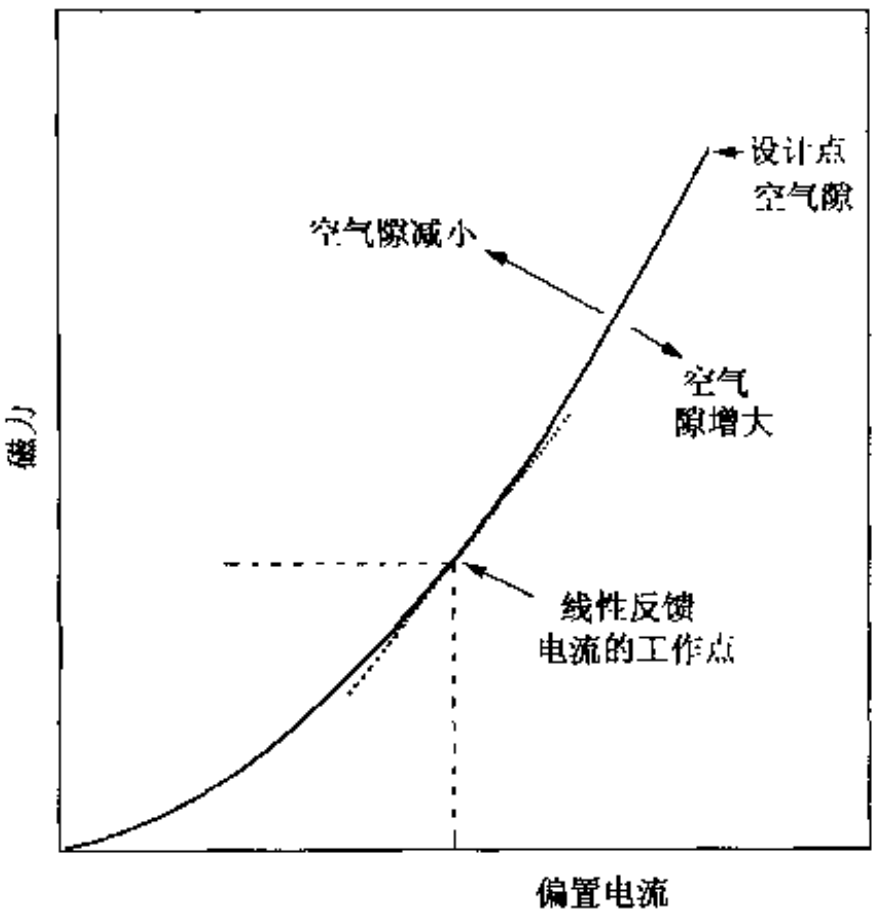


图 19－70　非线性的磁力[12]

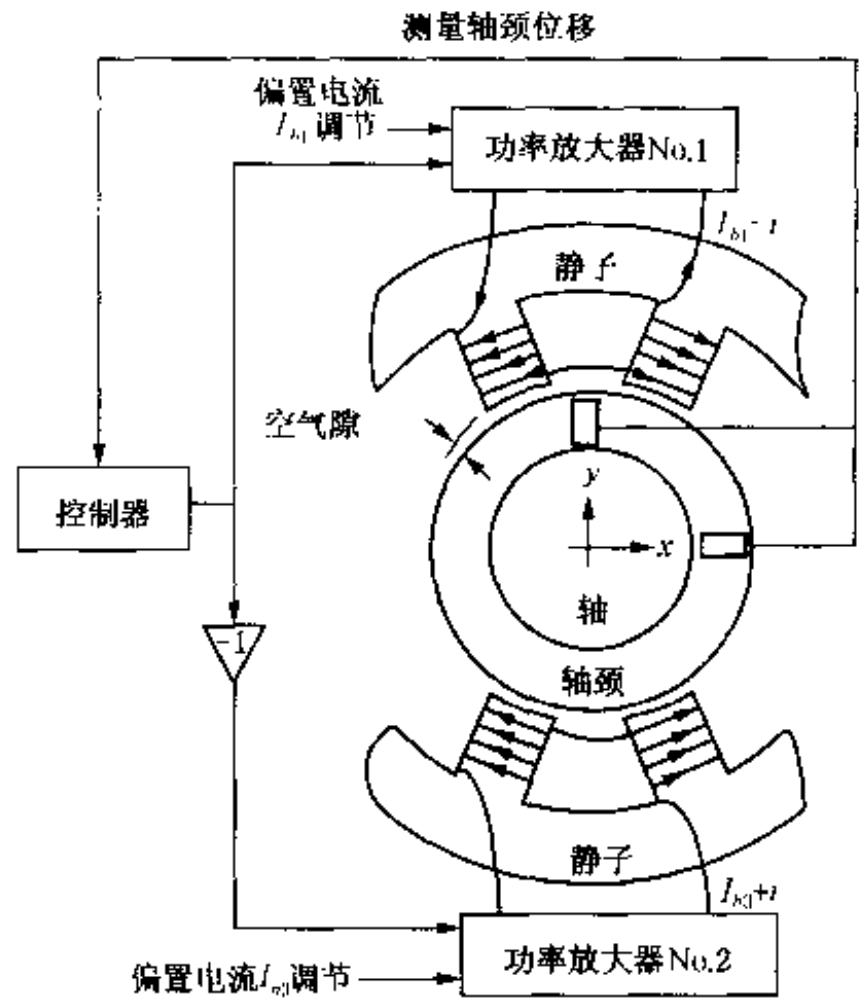


图 19－71　独立受控的轴

在线性范围内，磁通密度的最大值约为实际 B_s 值的 90%，在(19.49)式中应采用这个最大值。轴向长度 L_p 确定后，磁极的周向宽度为 A_p / L_p。径向尺寸可由给定的主动磁轴承的轴径来确定。关于尺寸的确定，必须遵循以下原则：

- 磁路中任意一点处的截面积不小于 A_p。
- 提供足够的布线空间。
- 轴向长度不大于轴颈的外径 OD。
- 通常，气隙应为预计轴颈振幅的 10 倍。

磁极表面是通过对流方式进行散热的最有效区域。对于给定的铁磁材料，每个磁极的安培匝数是固定的，最佳匝数 M_t 的选择应使总电流和感应载荷 L 与功率放大器相适应。后者正比于 $N_1^2 A_p C$，它是导致控制延时和轴承不稳定的主要参数。

定子的磁极数目可设计为大于 8 个，例如，16 个或 24 个均匀分布。磁极数目增多可以节省径向空间，因为这样可使磁通环流密集。线圈可采用同样的补偿方法与功率放大器串联或并联。

功率放大器。为了把低功率控制的电压信号转换成高功率控制的电流信号，并且使电磁体动作，就需要功率放大器。市场上能购得的功率放大器有两种，线性功率放大器和脉宽调制式(PWM)功率放大器。线性功率放大器将控制信号加在导通状态的功率晶体管上。晶体管通过直流电源、按电流与控制信号成正比的方式不断地调整从直流电源 V_c 通过线圈的电流。脉宽调制式功率放大器用控制信号产生频率固定且高于可听声波频率的高压脉冲。每个脉冲的工作时间与输入信号成比例。电压脉冲序列使线圈中产生电流。脉宽调制式功率放大器存

在电噪声，需要自备滤波器。功率晶体管在"饱和状态"下工作能大大减少功率损失。

对于功率放大器有三个要求，首先，控制电流 i 不能大于偏置电流。第二，电磁体的电感会使控制电流在某一频率(截止频率)以上出现减少和延迟。脉宽调制式功率放大器通常利用自身的电流反馈来增大这个频率。第三，V_s/L 值被称作电流转换速度极限，它是放大器每秒所能提供的最大安培数。

传感器。实用的位移传感器有三种：电容位移传感器、电感位移传感器和电涡流位移传感器。每种传感器都存在优缺点，但是这三种传感器都是将静态传感器与旋转轴之间的微小距离用电压信号的形式输出。传感器调节装置中常有一个低通滤波器，用来消除高频噪声，包括它自身的调频载波。这个滤波器具有与功率放大器类似的截止特性，能在所涉及的频率范围内产生显著的时间延迟。将一个相位超前的电路串联接入反馈回路中就能够减小延迟。

采用传感器后，就无需在反馈控制中使用轴颈速度传感器，因为通过位移的测量，就可以用诸如带低通滤波器的差动电路和相位超前电路等不同的模拟电路求出虚拟速度。

所谓的速度观测仪就是一种用于代替微分位移的模拟代用品，它是通对轴颈的力(相当于加速度)积分求得速度。所有虚拟速度电路的输出都是位移和速度信号的组合。因此，它的反馈不但会产生阻尼而且会对刚度产生影响。

主动磁轴承的刚度和阻尼。根据前面讨论的内容，可将实际单轴控制用框图表示成图 19－72 的形式　径向主动磁轴承需要两个像这样独立受控的轴，而推力主动磁轴承只需要一个。

假设一个二阶低通滤波器是传感器的一部分，当然，这个滤波器也可以是四阶或其他形式的滤波器。G_p 是传感器的灵敏度，例如，1000 V/in(40 V/mm)。现串联一个相位超前电路，用于补偿由于感应载荷使功率放大器产生的时间延迟。相位超前参数"a"可设定为和功率放大器截止频率 ω_a 相等。这样一个系统零就取消了三平面中的一个系统"极"。虽然这样并没有提高功率放大器的转换速度，但是它确实提高了 ωa 附近的阻尼刚度比。另一个相位超前参数"b"设在 $5a \leqslant b \leqslant 10a$ 范围中。

令 $S = j\omega$，则可由以下方程求得这个受控轴的主动磁轴承的刚度和阻尼

$$-F/Y = K + j\omega b = -K_i(i/Y) - K_m \tag{19.50}$$

$$i/Y = (Ts)(Tc)(Tp)(Ta) \tag{19.51}$$

式中　ω——激励频率，rad/s；

Ts——$G_a\omega_n^2/(S^2 + \sqrt{2}\omega_n S + \omega_n^2)$；

Tc——$-C_d - C_e\omega_o/(S + \omega_o) - C_t S(S + \omega_v)$；

Tp——$(b/a)(S + a)(S + b)$；

Ta——$G_a\omega_n(S + \omega_n)$。

方程表明 K 和 B 是激励频率 ω 的函数，而不是转速的函数。利用主动磁轴承数据计算的数值结果如图 19－73 所示。图中的频率轴已根据转子的两个刚体临界转速的平均值即 50Hz 进行了归一化处理。幅值则用($G_pC_eK_iC_d - K_m$)进行了归一化处理。

图中显示，在积分控制起主导作用的低频范围，出现了负阻尼值。但由于机械系统很少在如此低的频率范围内出现共振，所以出现负阻尼并不会引起报警。在高频范围上，特别是在前两阶弯曲临界转速上，出现负阻尼会引起共振。现讨论如下：

转子—主动磁轴承系统的动态特性

系统设计指南。一般地，主动磁轴承的刚度小于滚动轴承或流体动压油膜轴承的刚度，因此对于前两阶系统临界转速，因其具有相对刚性的振型，故其振动易于控制，而第三阶和第四阶系统临界转速只有弯曲振型，所以对于高速透平机械必须予以认真考虑

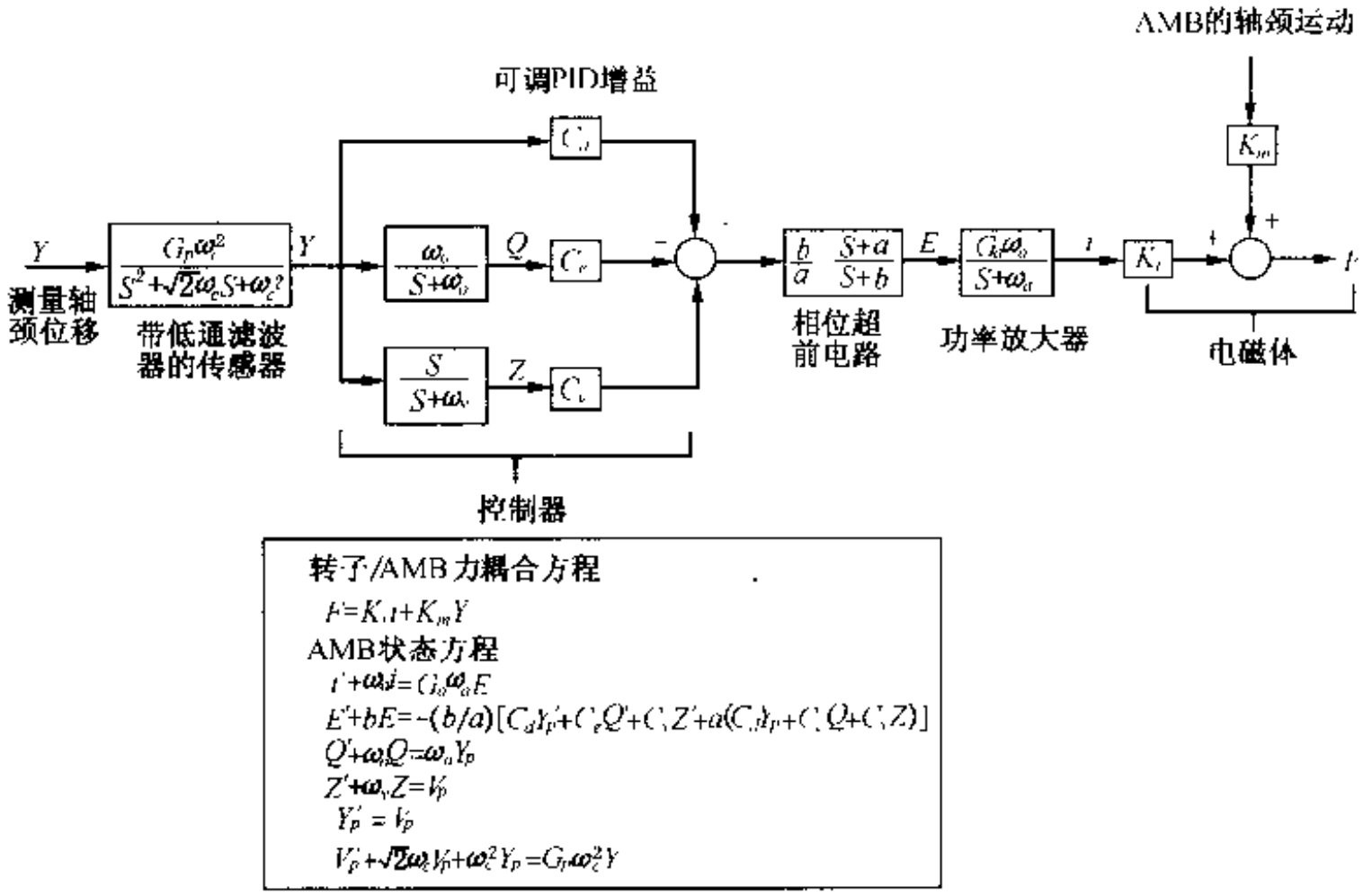


图 19－72　单轴控制框图

以图 19－74 中的转子模型为例，它的临界转速图说明：转子是在第三阶临界转速和第四阶临界转速之间工作。采用两个相同的 8－极主动磁轴承支撑转子，尺寸见图 19－73。第一个设计问题是寻找确定刚度的最佳方法。这里每个轴承的刚度可以是 1000 lb/in 或者 10000 lb/in(1.75×10^5 N/m 或 1.75×10^6N/m)。问题的答案取决于转子的冲击载荷。当施加 1g 的冲

$L_p = 2.0\text{in}(50.8\text{mm})$
$D = 2.5\text{in}(63.5\text{mm})$
$C = 0.020\text{in}.(0.5\text{mm})$
$A_p = 1.25\text{in}^2(8.06\times10^{-4}\text{mm}^2)$
$N_t = 100\text{r/s}$
$F_{max} = 200\text{lb}(890N)$
$I_1 = 3.5\text{A}$
$I_1 = 2.0\text{A}$
$K_i = 80\text{lb/A}(356\text{N/A})$
$K_m = 12500\text{lb/in}(2.19\times10^6\text{N/m})$
$C_d = 0.26$
$C_v = 0.6$
$C_p = 1.0$
$G_p = 1000V/\text{in}.$
$G_a = 1\text{A/V}$
$\omega_c = 5000\text{Hz}$　　$\omega_a = 1\text{Hz}$
$\omega_t = 500\text{Hz}$　　$\omega_a = 500\text{Hz}$

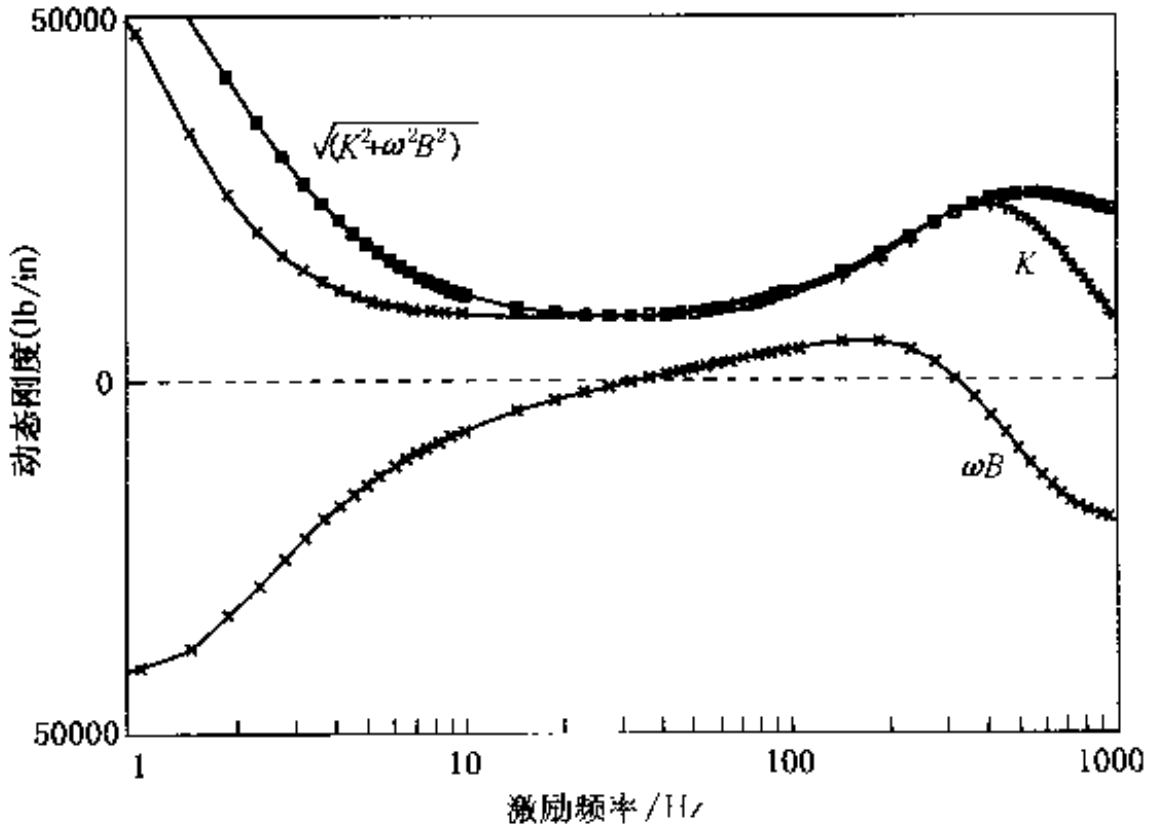


图 19－73　主动磁轴承的刚度和阻尼——一个数值算例[2]

击载荷后，这个约 100 lb 的转子在较低刚度和较高刚度情况下分别发生 50mil 和 5mil(1.25 mm 和 0.125 mm)的径向移动。为了获得 20mil(0.5 mm)的设计气隙，将限制器轴承安装在离转子 10mil(0.25 mm)处。为了避免冲击时限制器轴承受到撞击，选择了较高的刚度。

对照所选刚度下的振型发现，图 19－75 轴承的相对位移足以控制第一阶振型和第二阶振型，但有一个轴承缺少控制第三阶和第四接振型的位移。为了辅助控制第三阶振型，在每个主动磁轴承的外侧安装了位移传感器。这些传感器不是仅能监测中心的运动。

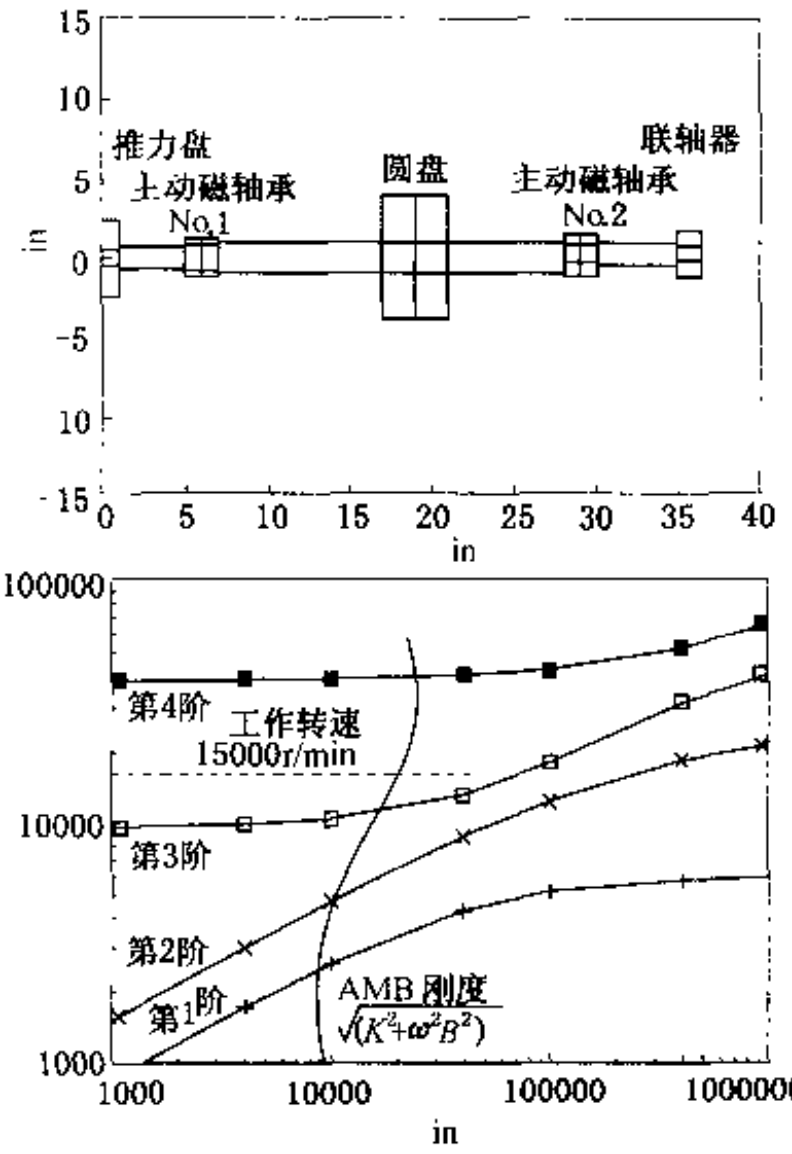


图 19－74 转子模型的特性[2]

第二个设计问题是确定要控制多少个弯曲振型。为了使电子控制设备比较简单，可用两个因素即感应载荷和滤波延迟来限制容许的控制响应。因为在通过临界转速的过程中会有不平衡激励，所以必须确保在工作速度(这里是第三阶振型)之下有一个充分减幅的的弯曲振型。超过工作转速的弯曲振型(这里为第四振型)的频率应相差 15%～20%。不过，当转子提速时还会受到谐波的激励或冲击载荷的作用，但控制这种振型所需的阻尼较小。

较高阶的弯曲振型一般不易激发。转子材料的阻尼也是抵抗微小、偶然激励的因素。油膜润滑轴承的阻尼通常是正的，但对于主动磁轴承却不能保证是这样。在高临界频率时，控制电流相位可能位于位移测量之后，或者传感器可能位于主动磁轴承的错误一侧。这时，主动磁轴承会成为那种振型的一个小型激励器。当发生这种情况时，可在反馈电路里串联一个针对该情况的带除阻滤波器，用来阻隔该频率的控制。

在此例中，假设功率放大器和传感器低通滤波器的截止频率分别为 500 Hz 和 5000 Hz。应用图 19－73 中归一化的刚度和阻尼，从图中读出在第一阶临界值和第二阶临界值之间的归一化频率为 1.0～50 Hz。对较低的四种振型而言，$\omega B/K$ 值的范围在 0.2～0.6 之间，这对于正确地进行振型设计已经足够了。通常增加 C_s 的值可以获得更大的阻尼。

精确动态分析。确定好部件的尺寸和粗略分析后，需要进行精确地系统分析来验证预期的转子振动特性。由于主动磁轴承的刚度和阻尼是激励频率函数，普通转子模型的状态矢量可扩大至包含主动磁轴承的状态变量。转子的数学模型包括：规定内径、外径、长度的轴截面，集中质量和惯量等参数，这些都与普通转子模型相同。每个转子的模型可以包括轴承状态数，测量状态数以及图 19－73 中的主要参数。

利用这个机电模型可以计算转速为 15000 r/min 的转子较低的四个阻尼频率，结果列于表 19－22 中。前三个振型都得到充分衰减，因为相关的对数衰减率都大大高于 0.4。0.4 是油膜润滑轴承支撑的转子系统普遍可以接受的衰减值。第四振型在不计转子材料阻尼时，其对数衰减率为 0.06，这也是可以接受的，因为它的频率远远高于(译注：原文为 that，疑为 than)第三阶振型和工作转速的频率。

在表 19－22 中，交叉耦合刚度对圆盘处密封稳定效应产生影响，但这仅会影响第一阶振型的阻尼。这是因为只有在第一阶振型中圆盘处才有显著的侧向位移，转子/主动磁轴承系统在出现不稳定之前可以保持 4000 lb/in(7×10^5 N/m)的刚度值。

图 19－76 表示用相同的机电模型在第二阶临界转速时产生的不平衡响应。它说明响应的峰值被大大衰减，且与工作转速 15000 r/min 相差很远。转速为 11500 r/min 时，波峰动态电流计算值为 0.45(0－波峰)。这表示由功率放大器提供的电流转换速度不得低于 500 A/s。

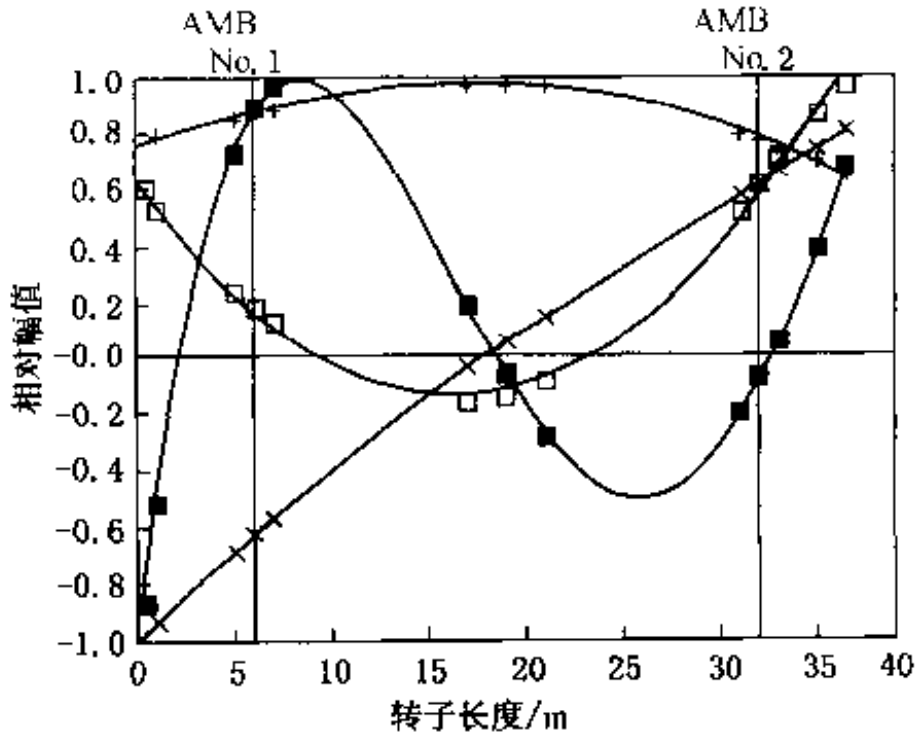


图 19－75　转子临界振型[2]

表 19－22　前向振型衰减的固有频率[2]

转子速率 = 15000 r/min；圆盘上交叉耦合刚度(K_{xy})

振　型	$K_{xy} = 0$		$K_{xy} = -4000$lb/in　(-7×10^5 N/m)	
	频　率	对数衰减率	频　率	对数衰减率
1st	2318	1.05	2374	-0.00
2nd	5263	2.20	5623	2.19
3rd	11154	0.89	11144	0.88
4th	34156	0.06	34156	0.06

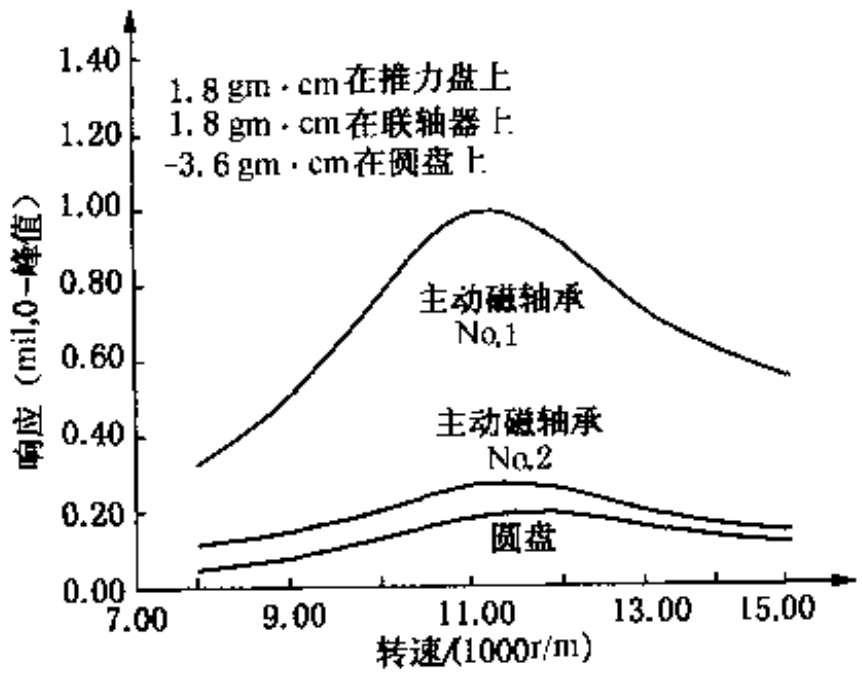


图 19－76　第三阶临界转速的不平衡响应[2]

19.7　深冷应用

由于流体性质的原因，在输送深冷流体如液态氧或液态氢的流体机械中，主要采用滚动轴承。这些机械运转速度极高，承受重载并且不允许采用普通的润滑剂。在所有这些应用场合，轴承的磨损是一个限制性因素，所以这些轴承的使用寿命很短。由于滚动轴承受到 DN 值的

限制，当转子直径给定后，它们的工作转速往往不能太高。滚动轴承的另外问题在于它们的高刚度值和几乎为零的低阻尼。工艺流体的低粘度使挤压油膜阻尼器失去作用，而低温又排除了使用弹性阻尼的可能。引入早先讨论的一些新型轴承或许可以为改善或消除深冷透平机的这种极端状态提供新的思路。

在进行性能研究时，假设用液态氧作为工艺流体以及润滑剂。在实际应用中，如在透平泵中，这些流体常常处于很高的压力下，压力可从几百 psi 到 10000 psi，而且这个压力就是轴承的环境压力，所以一般认为润滑剂是一种可压缩流体。但在轴颈轴承的参数研究中表明，在 p_a = 2000 psi 的范围内承载能力是环境压力 p_a 的强函数，超出这个范围后承载能力就几乎与环境压力无关。这与前面所述当 $A \to 0$ 时可压缩流体相当于液体这一情况是一致的。因此，在某些情况采用较为简单的不可压缩流体方程是合理的。

19.7.1 顺性表面轴承

轴颈轴承。这里将讨论两种结构，整体 360°箔带轴颈轴承和 3 瓦块 120°凸形箔带轴颈轴承。

整体 360°轴承。通过对三种不同的箔带轴承进行研究表明：

- W 随凸形箔带的刚度增大而增加。
- h_N 随刚度的增加而减小。
- 在中等刚度(41×10^3 lb/in)时，箔带的变形与 h_N 在同一个数量级上。
- 功率损失随刚度的增加略有增大。
- 当凸形箔带的刚度低于 50000 lb/in/in 流体膜时，垂直方向刚度 K_{yy} 接近 K_{xx}。

根据上述结果，与 6 mil 厚的箔带相对应的刚度 40×10^3 看来是个最优值，它能在较小的变形下产生较高的承载能力 W。在这些情况下，结构刚度在轴承总刚度中起主要作用。

3 瓦块 CSB。在此考察的主要参数之一是瓦块的张角或瓦块的数目。这里的 3 瓦块 120° 结构中，实际上只有两个瓦块承载。另外一个要研究的参数是载荷角，当轴承中存在旋转载荷时，载荷角尤为重要。

- ***稳定载荷***。图 19－77 表示一个 3 瓦块轴承结构，其中载荷直接作用在底部瓦块的中央。轴承在工作速度时的性能列于表 19－23 和图 19－78 中。当 h_N 减小时，承载能力按指数规律增大，但功率损失受 h_N 变化的影响并不大。弹性系数与 h_N 成反比关系，这非常有利于轴承的稳定性。

- ***变化的载荷角***。对载荷角的研究是在 $\epsilon = 0.9$ 和速度为 29830 r/min 的固定条件下进行的研究结果列于表 19－25 和附图中，它们揭示了以下规律：
  - 当 ϕ_L = 195°时，承载能力最大。
  - 当 ϕ_L = 168°时，h_N 为最小。
  - 这里的功率损失为 12 HP，而稳定载荷下的功率损失为 11 HP。

在整个跨度为 360°的圆周上 W 总变化量约为 500 lb，h_N 总变化量为 1 mil。膜厚改变 0.5 mil，承载能力相应改变 2400 lb，所以当固定载荷角时，动态载荷由 0 增大到最大值 2400 lb，将会形成半径为 1/2 mil 的轴颈轨迹，这个扰动是完全可以接受的。

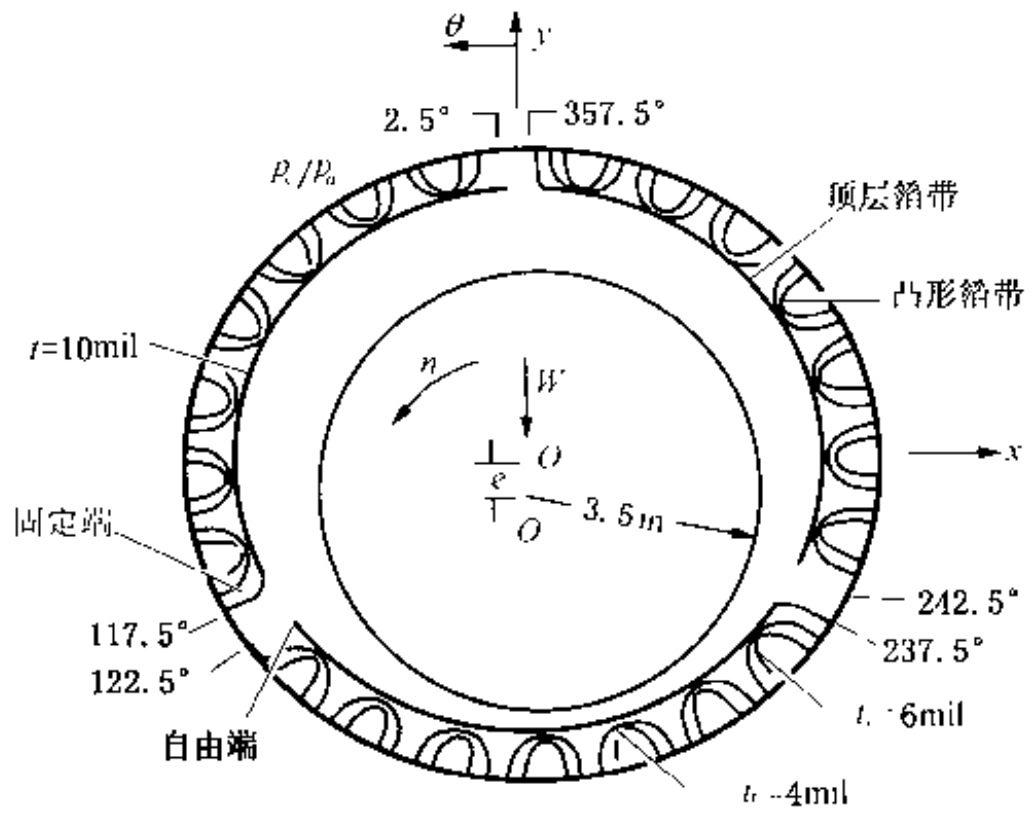


图 19－77　航天飞机发动机转子上的三瓦块箔带轴颈轴承

$L \times D \times C = 2.25 \times 3.5 \times 0.0015$ in, $XKB = 40960$ lb/in/in, $t = 10$ mil, $t_U = 4$mil, $t_L = 6$mil

（译注：图名参数 τ 应为 t，τ_4 应为 t_u）

表 19－23　三瓦块箔带轴颈轴承的性能[12]

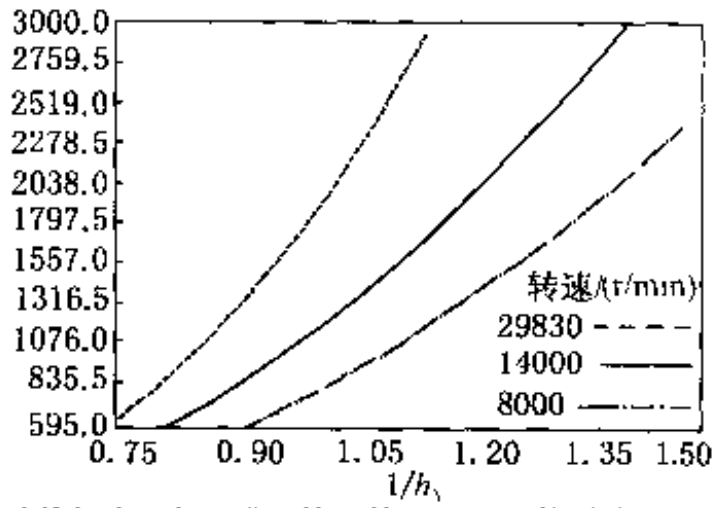
（$n = 29830$ r/min）

液氧（*LOX*）为 191°*R* 和 2200 psia 状态；载荷为 $\theta_l = 180°$

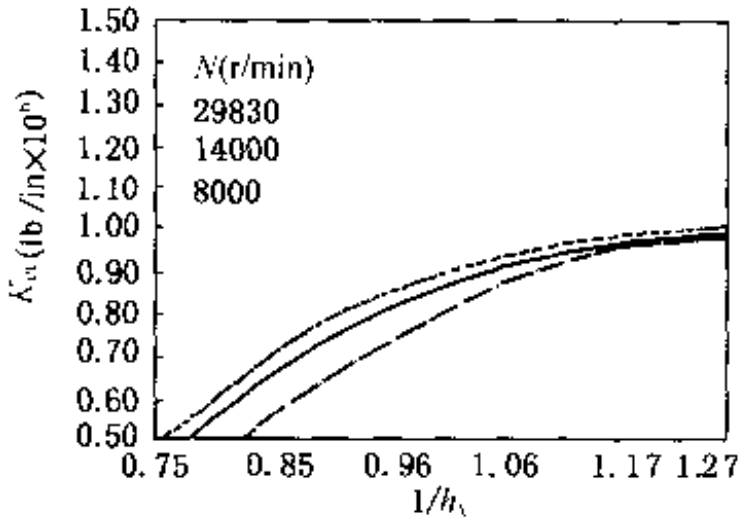
$L \times D \times C = 2.25 \times 3.5 \times 0.0015$ in；凸形箔带厚度：$t_L = 6$ mil；$t_U = 4$ mil

E	*AA*/°	*W*/lb	h_N/mil	P_{max}/psig	功率损失/(HP)	动态轴承系数 lb/in × 10^6			
						K_{xx}	K_{yx}	K_{xy}	K_{yy}
"	212.0	620.0	1.33	192.0	11.40	1.040	－1.300	0.45	0.500
0.6000	210.1	834.8	1.26	216.8	11.44	1.000	－1.202	0.40	0.620
"			1.22			0.980			
0.8000	207.8	1151.9	1.17	286.9	11.69	0.950	－1.062	0.28	0.750
0.9000	206.7	1307.5	1.12	320.8	11.94	0.940	－1.064	0.26	0.790
"			1.11			0.920			
0.9990	204.8	1463.6	1.06	350.0	12.41	0.910	－1.104	0.20	0.850
0.9995	204.8	1463.6	1.06	350.0	12.41	0.900	－1.105	0.21	0.801
"	203.0	1637.0	1.03	391.0		0.855	－1.130	0.18	0.890
"			1.02		13.00				
"	200.8	2158.0	0.95	487.0		0.850	－1.200	0.135	0.955
"	198.0	2720.0	0.89	589.0		0.850	－1.300	0.085	0.970
"		3000.0	0.87						
"			0.83	700.0				0.00	0.985
"	196.0		0.81						
"			0.79			0.850			1.000

止推轴承。根据以往的研究，组合止推轴承是作为一种最具有前景的结构出现的。它的几何参数是 $\beta = 45°$，$(R_2 - R_1) = 2$，$K_B = 40960$ lb/in/in。随着结构参数的变化，h_N 由 3 变到 16，其承载能力在 $h_N = 14$ 出取得最大值。这个值是刚性轴承的 3.5 倍　其次还研究了在不同刚度下改变倾斜程度的情况。表 19－25 总结了转速由 1000 r/min 到 30000 r/min，环境压力从 30 psi 到 2200 psi 的工作范围内，经变量优化后轴承的性能。在所有情况中 h_N 的值都比较正常，从未低于 0.3 mil，多数情况下 h_N 值高于 0.5 mil，这说明轴承的性能是令人满意的



a 承载能力是名义膜厚的函数,θ_f=180°,使用液氧(LOX)的三叶箔带轴颈轴承
$L\times D\times C$=2.25×3.5×0.0015in;t_1=4and;t_f=6mil



b 3瓦块箔带轴承刚度K_N为$1/h_N$的函数:θ_f=180°,使用液氧(LOX),轴承
$L\times D\times C$=2.25×3.5×0.0015in;t_1=4mil;t_f=6mil

图 19－78 深冷三瓦块箔带轴颈轴承的性能[12]

液体动静压结合型轴承。如果纯流体动压型顺性表面轴承不能满足工作要求,就可采用液体动静压结合型顺性表面轴承。当转速接近 0 时,必须由储罐提供高压流体,直到装置启动自身产生高压。

轴颈轴承。流体静压 CSB 馈通旋转轴的基本原理见图 19－79。此处求出了一 4 瓦块轴承在液氧条件下的解,该轴承的尺寸为 $D\times L\times C$ = 3.8 in × 2 in × 0.002 in,并开有 0.056 in 小孔。这套装置中流体通过小孔后压力下降 50%,形成的 p_0 值为 250 psi,承载能力为 2000 lb。如果能获得 2000 psi 的供给压力,则当 h_N 约为 1 mil 时,这种轴承能承受 5100 lb 的载荷。

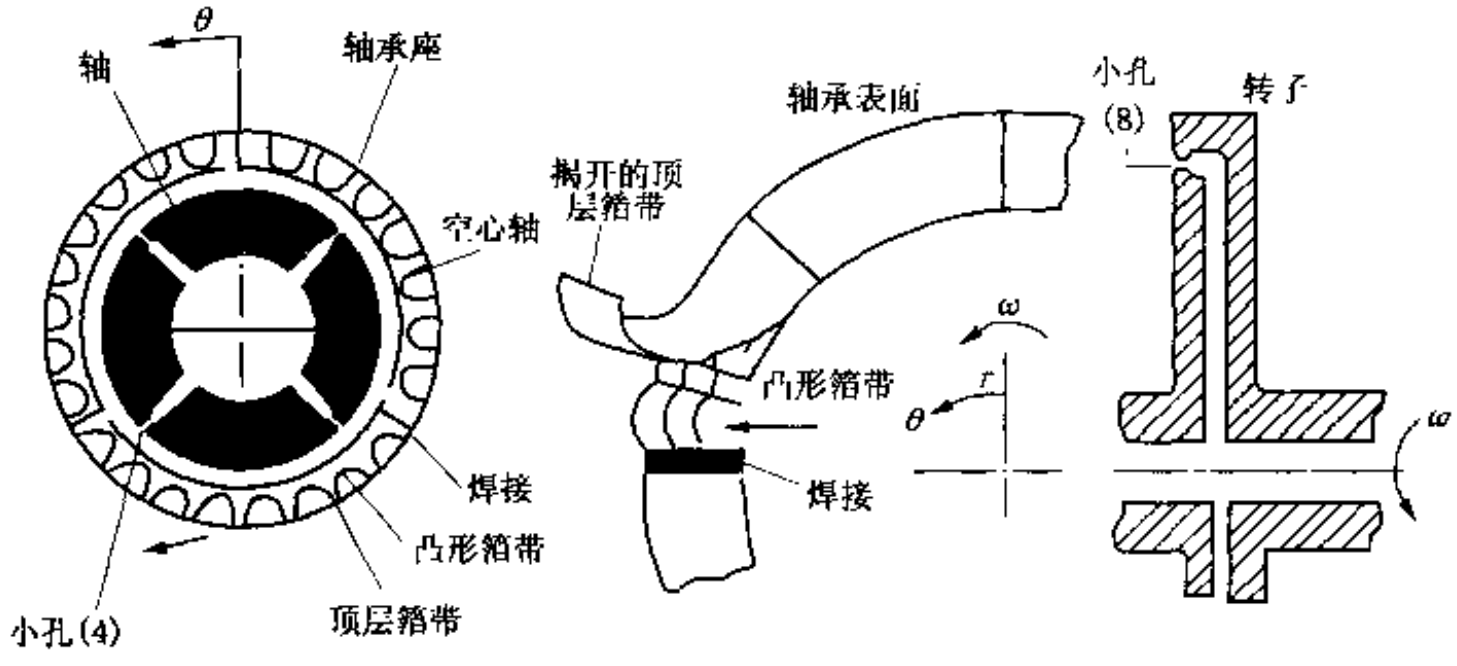
止推轴承。用来分析的止推轴承结构尺寸为:$R_2\times R_1$ = 3.5 in × 2.5 in,见图 19－79。利用 8 个小孔形成大体上为方形的瓦块,这是一种最优结构。轴承的性能由三个参数决定,它们是

(R_2/R_1);$p_s=(p_s/p_a)$;$\Lambda_s=6\mu n\,a^2(pV)^{1/2}/p_s h_N^3$

这里(R_2/R_1)=1.4,对于不同 p_s 和 Λ_s 值条件下的承载能力列于表 19－25 中。可见,为了在 0～12000 r/min 的转速范围内承受 6000 lb 的推力载荷,需要的供给压力为 3000 psi。相应于这样的 p_s 值和 6000 lb 的载荷,其他性能参数为:

流量: Q = 1.7 g/m

轴向刚度: K_z = 2.4 × 10^6 lb/in



a 轴颈轴承(3瓦块或4瓦块)　　b 止推轴承(8瓦块)

图 19－79 深冷用流体动静压结合型顺性表面轴承[12]

角刚度：　　$K_\alpha = 0.96 \times 10^6$ lb·in/rad

将这个轴承的几何结构和操作条件总结如下：

$R_2 \times R_1 \times h_{min} = 3.5 \times 2.5 \times 0.0005$ in

8 个小孔直径为 0.05 in

$(p_s / p_a) = 12$ 或 $p_s = 3000$ psia

$\mu = 0.25 \times 10^{-7}$ reynes

$\rho = 10^{-4}$ lb - s^2/in^4

表 19-24　三瓦块箔带轴颈轴承的性能与载荷角 ϕ_L[12]

液氧(LOX)为 191°R 和 $p_a = 2200$ psia 状态；$N = 29.830$，$\varepsilon = 0.9$

ϕ_l/°	ΔA/°	W/lb	h_v/mil	p_{max}/psig	功率损失/HP	动态轴承系数(lb/in × 10^6)			
						K_{xx}	K_{xy}	K_{yx}	K_{yy}
120	234	903	1.90	278	12.00	1.15	-0.43	1.15	0.44
132	227	914	1.94	258	13.25	1.27	-0.66	0.98	0.38
144	218	967	1.98	234	14.25	1.40	-0.84	0.78	0.33
150	216	975	203	222	15.00	1.43	-0.95	0.68	0.30
156	212	1040	1.59	234	13.25	1.4	-1.05	0.59	0.35
165	208	1105	0.92	255	10.00	1.51	-1.13	0.43	0.52
168	207	1180	1.00	267	10.50	1.43	-1.0	0.38	0.57
180	206	1307	1.12	320	11.00	0.98	-1.06	0.27	0.78
192	217	1422	1.32	395	10.60	0.32	-0.6	0.05	0.87
195	219	1451	1.40	406	10.70	0.15	-0.55	0.02	0.92
204	239	1180	1.50	374	10.75	0.32	-0.48	0.50	0.82
210	247	1050	1.74	347	10.80	0.47	-0.40	0.77	0.69
216	248	1026	1.72	338	11.10	0.61	-0.41	0.84	0.68
228	241	967	1.81	305	11.90	0.90	-0.42	0.98	0.54
240	235	906	1.90	279	12.80	1.15	-0.43	1.15	0.44

注：*外推值

表 19-25　CSB 止推轴承在液氧条件下的性能[12]

8 个瓦块各为 45°，$R_1 \times R_2 \times h_2 = 1.25$ in × 2.5 in × 0.0002 in；$h = 14$；$K_{BR} = 40950$ lb/in^2

$t_L = 4$ mil；$t_l = 6$ mil，$K_t = 0.5$，$\bar{K}_\mu = 1.5$

工况号	N/(r/min)	p_s/(psia)	W/psi	W/lb	h_v/mil	ζ/(mil·in)	H/瓦块	K_{BS}	K_{BF}	Re No.	备　注
1	29830	2200	260	3835	1.23	1.9	2.1	20480	61440	17 685	Re No. 为 4mil 入口间隙的计算值
2	25000	1900	236	3472	1.14	1.74	1.5	20480	61440	15588	
3	20000	1400	211	3104	1.07	1.57	1.01	20480	61440	12618	
4	14000	1012	187	2752	0.96	1.4	0.8	20480	61440	7.978	
5	11000	900	168	2472	0.92	1.3	0.4	20480	61440	—	
6	8000	800	149	2200	0.83	1.14	0.24	20480	61440	4287	
7	4000	500	108	1560	0.65	0.84	0 08	20480	61440	2144	紊流(入口液膜)
8	4000	500	73	1080	0.52	0.6	0.045	20480	61440	1000	超层流(h_v)
9	2000	370	38	536	0.37	0.3	0.01	20480	61440	800	层流
10	1000	370	21.7	320	0 3	0.2	0.003	20480	61440	400	层流
11	1000	370	12 5	184	0.53	0.6	0.002	3530	1059	400	认为上部是凸形箔带(即低刚度)

表 19-26 止推轴承的力是供给压力的函数[12]

$(R_1/R_2)=1.4;\ p_a=250$ psia

p_s/psia	p_s/p_a	$\bar{\lambda}$	W/lb
1000	4	0.74	1650
2000	8	0.57	4620
300	12	0.49	6040

19.7.2 流体静压轴承

在这部分内容中将会用到下列特殊符号：

国际单位制换算因数(译者附注)

A = 供液凹槽面积 = ld, in^2

($1in^2 = 6.4516 \times 10^{-4} m^2$)

a = 小孔半径, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

a_c = 供给孔小室半径, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

a_F = 供给孔半径, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

C = 径向间隙, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

C_D = 小孔排量系数

D = 直径, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

d = 供液凹槽的周向长度, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

e = 轴颈的偏心距, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

G_θ, G_z, G_R = 紊流粘度修正系数

$\bar{G}$ = 无量纲流量 = $\dot{m}\nu_2/C^3(p_s - p_a)$

G' = 无量纲流量 = $\dot{m}\nu_2 L(1-Y)/C^3(p_s - p_a)Dp_R G_z$

$GRADPS$ = 紊流参数或流体的 Reynolds 数 = $(p_s - p_a)C^3/R\mu_s\nu_s$

$GRADP$ = 修正的紊流参数 = $(GRADPS)p_R D/L \times (1-Y)$

g_c = 重力加速度 = $386 in/s^2$ ($386 in/s^2 = 9.80665 m/s^2$)

h = 轴承的局部膜厚, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

h_R = 供液凹槽的深度, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

$\bar{h}$ = 无量纲膜厚 = h/C

L = 轴承长度

l = 供液凹槽的轴向长度, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

l_F = 供给孔的深度, in ($1in = 2.54 \times 10^{-2} m$)

$\dot{m}$ = 质量流量, $lb \cdot s^2/in$

n = 供液凹槽数

N = 旋转速度, r/min

p = 压力, lb/in^2 ($1lb/in^2 = 6.894757 \times 10^3 Pa$)

$\bar{p}$ = 无量纲压力 = $(p - p_a)/(p_s - p_a)$

R = 半径，in　($1\text{in} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m}$)

r = 距供给孔的径向坐标，in　($1\text{in} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m}$)

Re = Reynolds 数 = UC/ν_s

t = 时间，s

U = 轴颈表面速度，in/s　($1\text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

$\mathring{u}$ = 周向速度，in/s　($1\text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

u = 周向总平均速度，in/s　($1\text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

u = 无量纲周向速度 = $\bar{u}(\rho_s/p_s - p_a)^{1/2}$

u_p = 由于压力梯度产生的平均周向速度，in/s　($1\text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

V = 流体体积，in^3　($1\ \text{in.}^3 = 1.63871 \times 10^{-5}\text{m}^3$)

v = 轴承表面法线方向的速度，in/s　($1\ \text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

W = 载荷，lb　($1\ \text{lbf} = 4.448222\text{N}$)

W = 无量纲载荷，= $W/(p_s - p_a)LD$

w = 轴向速度，in/s　($1\text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

$\bar{w}$ = 平均轴向速度，in.　($1\text{in/s} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m/s}$)

$\bar{w}$ = 无量纲轴向速度 = $\bar{W}(p_s - p_a)^{1/2}$

X = 凹槽周向长度比 = $nd/\pi D$

Y = 凹槽轴向长度比 = $1/L$

z = 轴向坐标，in　($1\ \text{in} = 2.54 \times 10^{-2}\text{m}$)

ε = 偏心率 = e/C

ζ = 无量纲轴向坐标 = z/R

θ = 周向坐标，rad

ψ = 惯性参数 = $C(GRADP)^2 G_s^2/R(GRADPS)p_R$

ω = 轴颈旋转速度，rad/s

μ = 绝对粘度，$\text{lb}\cdot\text{s}/\text{in}^2$　($1\ \text{lb}\cdot\text{s}/\text{in}^2 = 6.89476 \times 10^3\text{Pa}\cdot\text{s}$)

ν = 运动粘度，in^2/s　($1\text{in}^2/\text{s} = 6.4516 \times 10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$)

ν = 无量纲运动粘度 = ν/ν_s

ρ = 流体质量密度，$\text{lb}\cdot\text{s}^2$

$\bar{\rho}$ = 无量纲密度 = ρ/ρ_s

下标：

a = 环境条件

F = 流体膜条件

R = 凹槽条件

r = 供给孔的径向方向

s = 供给条件

z = 轴向

θ = 角方向(周向)

由于深冷工艺流体的压力通常都很高，自然可考虑采用全流体静压轴承，即选用的结构是整体 360°、小孔补偿型轴颈轴承。连续的圆周所产生的承载能力比一组离散瓦块所产生的承载能力要大。轴承的结构示意图如图 19－80 所示。由于速度很高，流动状态设为紊流，而且它是转速以及膜内流体速度的函数。这里流体的密度和粘度也随压力变化；且：

$$u = \frac{h^2 G_\theta}{\mu} \frac{\partial p}{R\partial\theta} = U/2 \tag{19.52a}$$

$$w = \frac{h^2 G_s}{\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \tag{19.52b}$$

轴承中的紊流度既可由于高速旋转引起，也可由于压力梯度导致的流体膜高速运动引起，或者是由于两者的共同作用。在后两中情况中，由于预先不知道压力梯度，所以在求解时必须采用迭代法。关于密度和运动梯度随压力的变化，可近似用下面的等温关系式表示：

$$\rho = \rho_a + (\rho_s - \rho_a) \frac{p - p_a}{p_s - p_a} \tag{19.53}$$

$$v = v_s + (v_s - v_a) \frac{p - p_a}{p_s - p_a} \tag{19.54}$$

式中下标 s 和 a 分别表示供给压力条件和环境压力条件。对于液态氢 LH_2 和液态氧 LO_2 轴承，当压力从供给压力变化至环境压力时，ρ 和 v 的变化至多 20%，所以采用上述线性关系就可以很好的表达其变化规律。

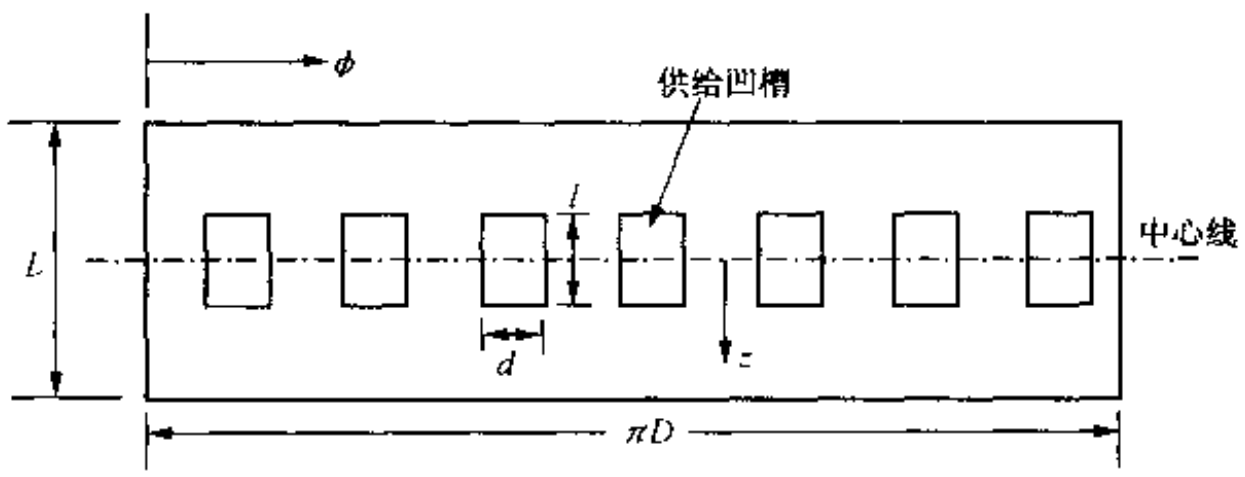


图 19－80 全流体静压轴颈轴承

当流体加速时，惯性力会使流体静压力减小，流体减速时静压力增大。在液态氢和液态氧轴承中，惯性力的影响主要在于：流体由于处于相对静止的凹槽流动到处于高速运动的轴承流体膜间时，所产生的加速度会引起每个轴承凹槽边缘处静压力的突降。在当前的分析中，可用下式计算每个凹槽轴向边缘处的这个静压下降：

$$p(\text{凹槽边缘}) = p_R - \rho\bar{w}^2/2 \tag{19.55}$$

式中 p_R——凹槽压力；

$\bar{w}$——轴承流体膜在凹槽边缘处的轴向局部平均速度。

每个凹槽周向边缘处静压计算公式为：

$$p(\text{凹槽边缘}) = p_R - \rho\bar{u}^2/2 \tag{19.56}$$

式中 u 是轴承流体膜在凹槽处边缘的周向平均速度。在流体静压轴承中，轴承可达到的承载能力和刚度都与润滑剂无关。因此，可以预计在液态氢和液态氧轴承中，一旦建立起全紊

流状态，承载能力和刚度实际上不受紊流度的影响。

尽管承载能力受紊流的影响相对较小，但轴承的质量流量受紊流度的影响很大。为了总结紊流以及其他操作参数对流量的影响，导出下列无量纲流量公式：

$$\text{无量纲流量 } \bar{G}' = \frac{\dot{m}\nu_s L(1-Y)}{C^3(p_s-p_a)Dp_R G_z}$$

参数

$$GRADP = (p_s - p_a) \cdot p_R C^3 \mu_s \nu_s (1-Y)$$

表征轴向流动雷诺数。G_z 相对 $GRADP$ 变化的曲线见图 19－81。无量纲流量参数 G' 与 p_R 以及 ν 无关，在 $0.5 < L/D < 1.5$ 和 $0.7 < \bar{Y} < 1.6$ 范围内与变量 L、D 和 $\bar{Y}$ 也无关。由于惯性对承载能力和流量几乎没有影响，所以在此忽略了惯性作用。

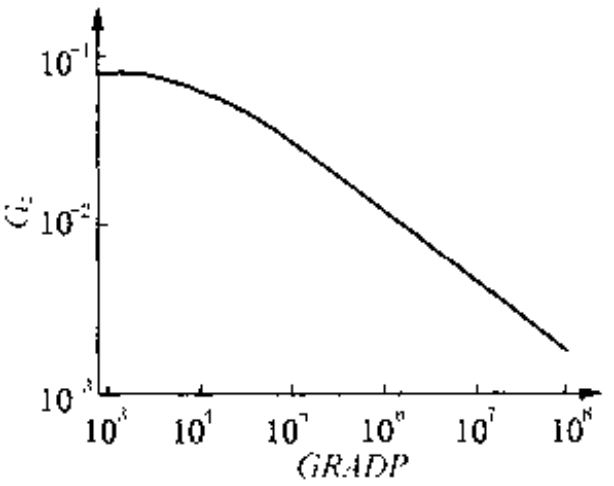


图 19－81　紊流与粘度关系[3]

在 $\varepsilon = 0$ 条件下获得最大刚度的流体静压轴承，其承载能力随 ε 呈线性增加直到 $\varepsilon \cong 0.7$ 为止。因此，这里以 $\bar{W}/\varepsilon$ 形式出现的轴承承载能力的数据在 $\varepsilon \leqslant 0.7$ 的范围几乎与 ε 无关。

轴承流量随 ε 的增加略微呈下降趋势，在 $\varepsilon = 0.7$ 时减少量约为 10%。这里所提供的轴承流量设计数据是在 $\varepsilon = 0$ 的条件下给出的。

设计数据中忽略了轴颈旋转对轴承流量及承载能力的影响，也就是说，设计图表适用于纯流体静压轴承。对于液态氢和液态氧轴承，在所有可能的工作状况中以流体静压方式为主，紊流度也多受压力流控制而不是受旋转剪切流控制。

在轴承分析过程中计入了液态氢和液态氧的可压缩性，但这个可压缩性很小，因此，它对轴承稳态性能的影响可以忽略不计。

根据承载能力和流量所选择的近似优化设计结构为：

$$L/D = 0.65$$
$$n = 6$$
$$X = 0.5$$
$$\bar{Y} = 0.4$$
$$\bar{p}_R = 0.5$$

设计图表

① *L/D 比值的影响*。L/D 对于无量纲刚度 $\bar{W}/\varepsilon$ 的影响如图 19.82a 所示。W 随 L/D 的增加而减小，这是所有流体静压轴承的特征。修正的无量纲流量 $\bar{G}'$ 与 L/D 无关，长径比的影响在 $\bar{G}'$ 公式中由 L/D 体现出来。

在流体静压轴承中，$\bar{W}/\varepsilon$ 随 L/D 增加而减小的原因是，当 L/D 增大时，轴承流体膜内的周向流动变得更为显著。这样就使得各个凹槽内的压力趋于均衡，因而导致承载能力下降。

无量纲变量 $\bar{W}/\varepsilon$ 和 $\bar{G}'$ 使得轴承长度的改变对实际承载能力 W 和实际流量 m 的影响效果

变得有些模糊不清。实际上，如果保持变量 C、ν、D 和 e 不变，实际承载能力与实际流量的比 $W/\dot{m}$ 将随的 L/D 增大而迅速增大。为了表示这种影响，可将 $WL/\dot{m}D$ 除以简化的无量纲流量 G，再绘制成曲线图。这里：

$$G = \frac{\dot{m}\,\nu}{C^2(p_s - p_a)} \tag{19.57}$$

所得的曲线如图 19－82 所示。值得注意的是，要设计具有较大承载能力，同时流量较小的流体静压轴承，比较有效的方法之一是使 L/D 较大。

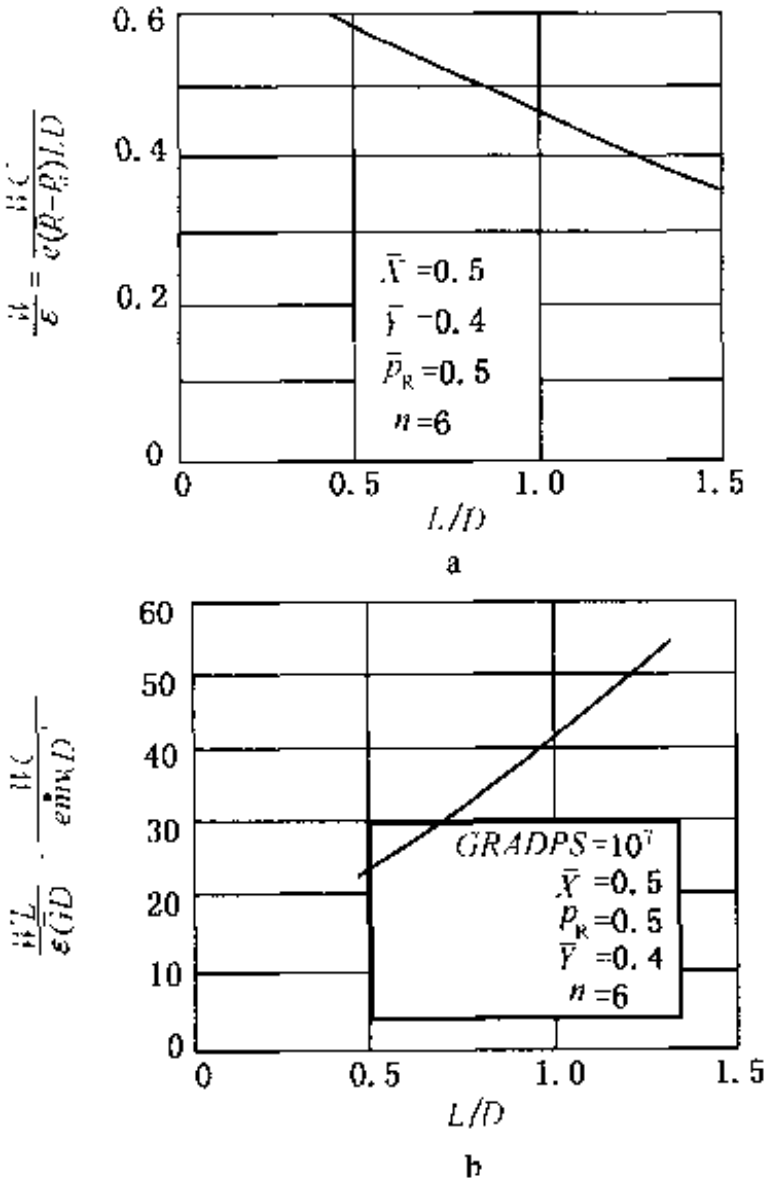


图 19－82　L/D 对载荷和刚度的影响[32]

② *凹槽压力比率 $\bar{p}_R$ 的影响*。使承载能力和刚度达到优化的最重要的设计参数是凹槽压力比率 p_R。$\bar{p}_R$ 对无量纲刚度的影响如图 19－83a 所示。可见当 $\bar{p}_R \approx 0.55$ 时，刚度最大。应该指出，这条 $\bar{W}/\epsilon$ 相对 p_R 的变化的曲线反映的是带小孔节流器的轴承在紊流状态（$GRADP > 3000$）时典型的特性。对于轴承流体膜内为层流的情况，最大承载能力出现在 $p_R \approx 0.586$ 时，这个值与 $\bar{p}_R = 0.55$ 仍然很接近。

修正的无量纲流量 $\bar{G}'$ 与 $\bar{p}_R$ 无关，压力比影响本身包含在 G' 中。

实际流量 $\dot{m}$ 将随 $\bar{p}_R$ 增大而增大。由于这一影响，使得刚度与流量的比值的最大值不在 $p_R = 0.55$ 处，而是在较低的压力比（$p_R \approx 0.375$）处。这一点可用图 19－83a 中的曲线说明。

在液态氢和液态氧流体静压轴承设计中，推荐 $\bar{p}_R$ 在 0.375 和 0.55 之间取值，但若有特殊要求，如对流量有限制时，可选用 $\bar{p}_R$ 应低于 0.375。

③ *凹槽轴向长度比 $\bar{Y} = l/L$ 的影响*。参数 $\bar{Y}$ 对无量纲刚度的影响见图 19－84b。和预计情况相同，W/ϵ 随 $\bar{Y}$ 的增大而增大。

在 $0.2 \leqslant Y \leqslant 0.6$ 的范围内，修正的无量纲流量 G' 实际上和 Y 无关，因为在 $\bar{G}'$ 的表达式中已含有 $(1-\bar{Y})$ 因子。

由于实际流量像实际载荷 W 一样会随 $\bar{Y}$ 增大而增大，所以分析载荷与流量的比值如何随 $\bar{Y}$ 变化是有意义的。这一变化规律可用图 19－84a 中的曲线说明。注意到当供液凹槽的轴向长度减小时，实际载荷与实际流量的比值增大。而最优凹槽长度的选择将取决于设计者愿意牺牲多少流量来获得承载能力的提高，并且轴承稳定性研究也是凹槽优化设计需要考虑的事项。这些内容将在后面讨论。

④ *凹槽周向长度比 $\bar{X} = nd/\pi D$ 的影响*。如图 19－85b 所示，当凹槽周向长度减小时，无量纲刚度增大，这至少在 $\bar{X} > 0.30$ 时是成立的。原因在于：当凹槽间的接合区宽度减小时（$\bar{X}$

增大),流体更易从一个凹槽流向另一个凹槽,这样就会使不同凹槽内的压力得到均衡。

$\bar{X}$ 是少数几个影响无量纲流量 $\bar{G}'$ 值的参数之一,还有一个参数是凹槽数 n,$\bar{G}'$ 随 $\bar{X}$ 的变化关系见图 19-85a。

⑤ *供液凹槽数 n 的影响*　如图 19.86a 所示,当凹槽数在 4~8 个范围内,无量纲流量 G' 随凹槽数的增大略微增大。当凹槽数由 4 个增加到 6 个,无量纲刚度略微上升,但当凹槽数由 6 个增大到 8 个时,无量纲刚度增加量非常少(见图 19-86b)。轴承中到底用多少个凹槽,这一问题取决于是否值得增加制造的复杂性来提高承载能力.

采用较多的凹槽数的一个优点是,可以减少因载荷方向不同对承载能力的影响。另外,一些研究人员指出,载荷线是通过凹槽的中心线还是通过两凹槽之间其承载能力相差高达 25%,但是,本次研究表明,在 4 个凹槽或更多凹槽的轴承中,载荷方向对承载能力的改变很小(<5%)。

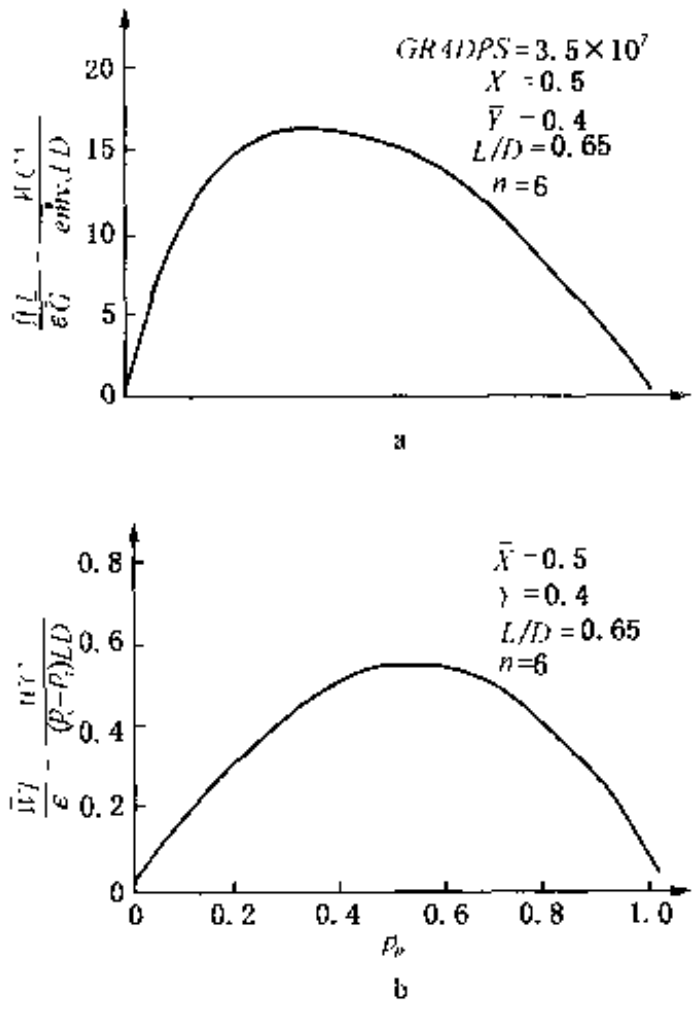


图 19-83　凹槽压力比对无量纲载荷-流量比及无量纲刚度的影响[32]

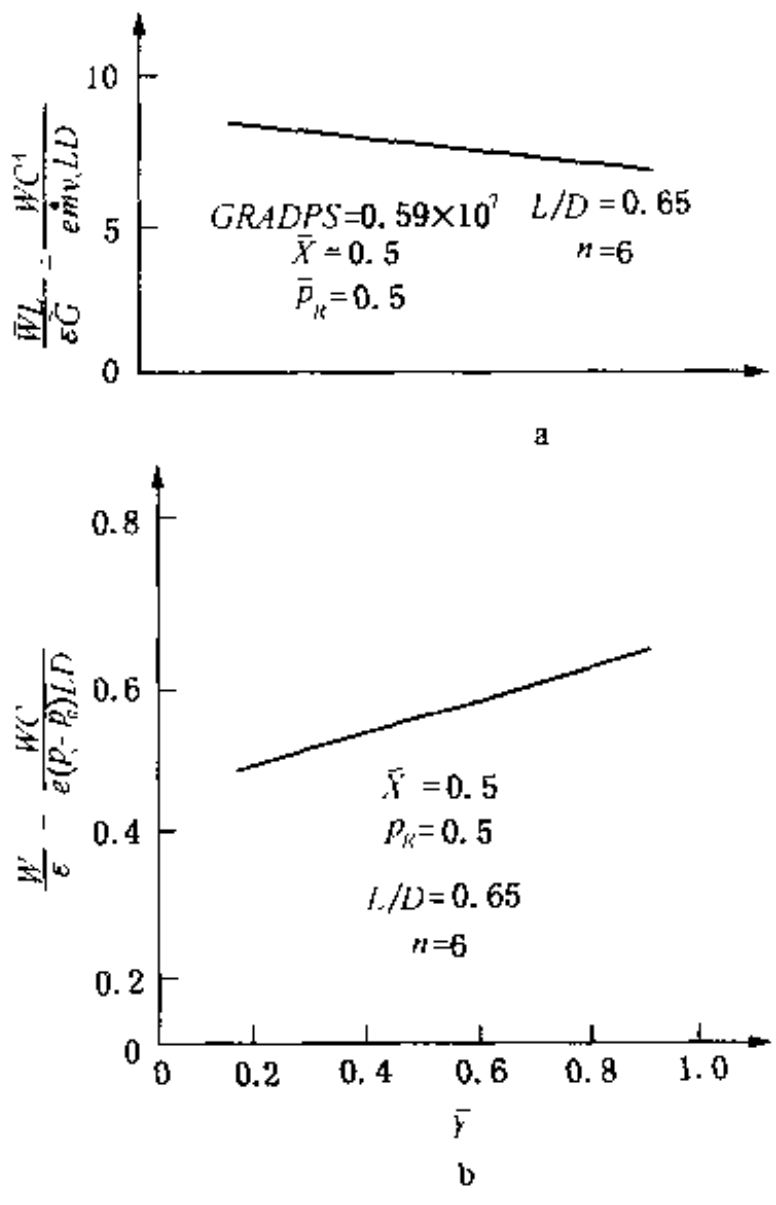


图 19-84　凹槽轴向长度比对载荷和刚度的影响[32]

19.8　润滑剂和轴承材料

这部分内容并不打算广泛讨论轴承润滑剂和轴承材料,只是提供在使用前面章节中给出的方程和图表时所需的基本数据。

19.8.1 润滑剂

轴承中润滑剂的主要作用是：在配合表面间形成流体膜；通过对流传热方式导出粘性耗散所产生的热量；停车和起动过程中，即在配合表面间尚未形成流体膜时润湿轴承表面。在流体动压轴承中要实现上述功能最重要的性能是粘性。轴承所产生流体动压的大小即承载能力以及其他特性参数，如温度、流量、功率损失等都在很大程度上取决于润滑剂的粘性。鉴于粘度会以各种各样的单位给出，可利用表 19－27 进行粘度单位之间的换算。

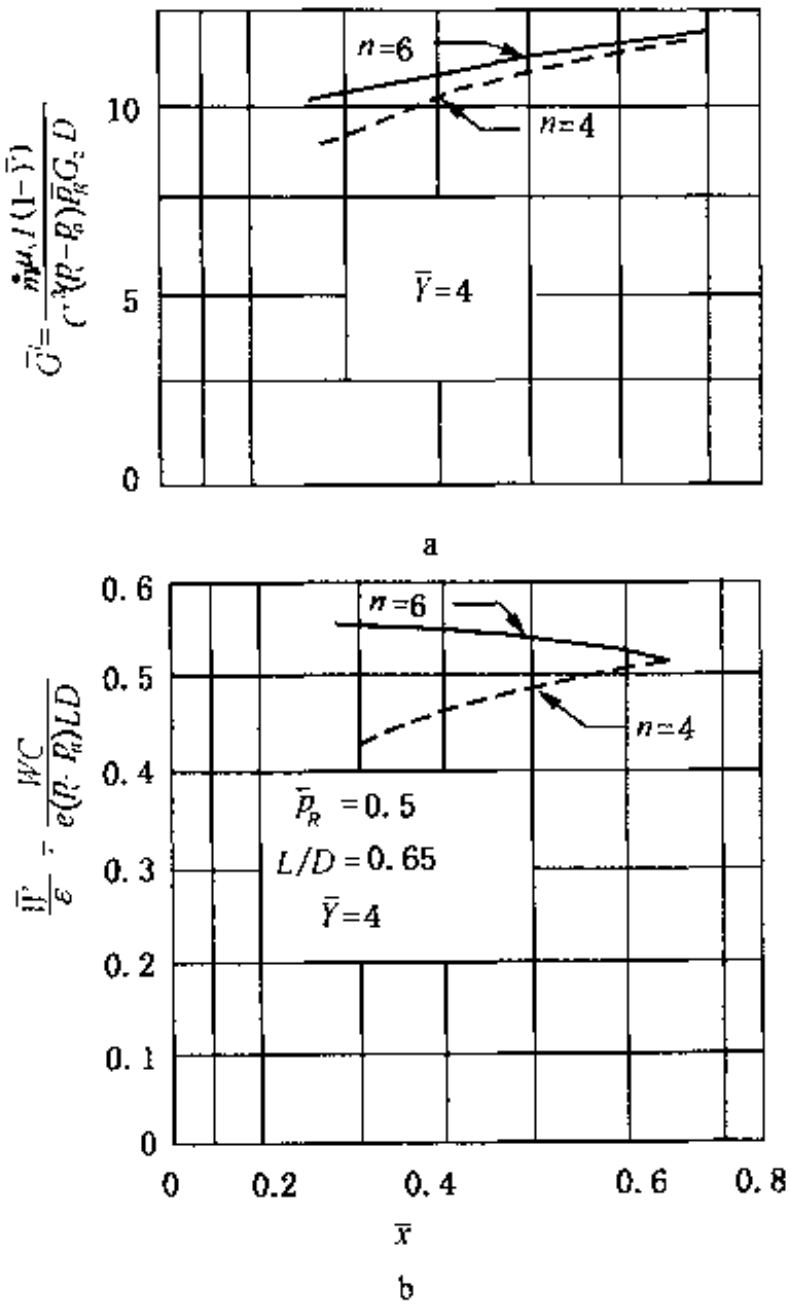


图 19－85 凹槽周向长度比对载荷和刚度的影响[32]

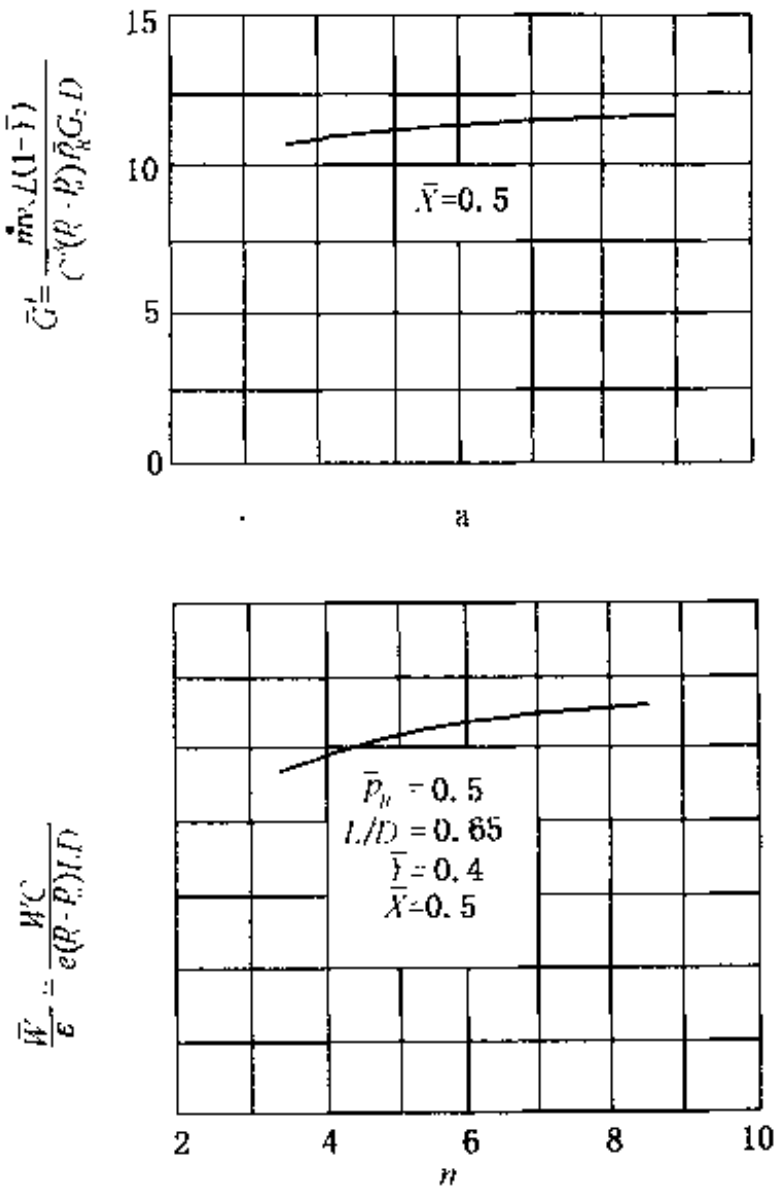


图 19－86 凹槽数对无量纲流量和无量纲刚度的影响[32]

多数压缩机用润滑油与透平机和齿轮装置上的润滑油类似。图 19－87 列出了这些润滑油以及一些常见的 SAE(美国汽车工程师学会)级润滑油。这些润滑油的一些重要特性如下：

导热系数：0.08 BTU/(h·ft²·℉)[0.14 J/s·m·℃]

比热：0.4 BTU/(lb·℉)[2.52kJ/(kg·℃)]

汽化热：80 BTU/ lb(187kJ/kg)

密度：0.88 (60℉)(16 ℃)

闪点：410～470 ℉(210～243 ℃)

倾点：－ 10 ℉(－23 ℃)

如果工作温度高于 300℉或降至 －10 ℉以下，可能需要改用合成润滑剂。一些可供选择的润滑剂列于表 19－27 中。为了增强石油基润滑油在长期使用过程中的稳定性和耐久性，常常需要加入添加剂。一些特殊条件下使用的添加剂见表 19－29。

表 19－27　合成润滑剂表[36]

类　型	运动粘度/cSt			闪点/℉	凝点/℉	估计价格/(每加仑)/$	典型用途
	210℉	100℉	－65℉				
双酯类：							
透平油 15	3.6	14.2	12600	430	－90	10.00	MIL－L－7808 高承载能力、高温喷气发动机油
							低挥发性航空液压和仪表油
MIL－O－6085	3.5	13.5	4000	450	－90	10.00	交流发电机驱动用航空液压油
MIL－O－6387	4.6	15.8	5000	410	＜－80	—	
磷酸酯类：							
邻甲苯酯	3.8	30.7	—	465	—	3.60	压铸机械用低可燃性液压油
							不易燃航空液压油
Skydrole(防火液压油)	3.85	15.5	＞20000	355	70	12.00	压铸机械、冲压机械等使用的不易燃液压油
Pydraul F－9c	5.8	54	—	430	+5	3.75	空气压缩机
硅酮类：							
SF－96(40)	16	40	850	600	＜－100	30.00	低扭矩航空油轴承，航空液压和减震液
SF－96(300)	122	300	7000	605	＜－55	30.00	传热、液压和减震应用
SF－96(1000)	401	1000	20000	605	＜－55	30.00	传热、液压和减震应用
DC－710	40	275	—	575	－10	40.00	传热、高温台车轴承
硅酸酯类：							
OS－45	3.95	12.4	2400	—	＜－85	20.00	宽温度范围航空液压油
Qrsil BF－1	2.4	6.8	1400	395	＜－100		
聚乙二醇类：							
LLB－140X	5.7	29.8		345	－50	2.40	内燃机用水不溶性油
LLB－300X	11.0	65.0		490	－40	2.40	(Prestone 电机用油)
LB－650X	21.9	141.0		490	－20	2.40	烘箱、加热炉和齿轮中的高温轴承
50－HB－55	2.4	8.9		260	－85	2.40	拉丝、金属成型和某些机床用水溶性油

续表

类　型	运动粘度/cSt			闪点/℉	凝点/℉	估计价格/(每加仑)/$	典型用途
	210℉	100℉	-65℉				
50-HB-280X	11.5	60.6		500	-35	2.40	
50-HB-2000	72	433		545	-25	3.00	
氢化润滑油 300N		666.3		None	-55	2.50	压铸机械和机床工作中用作不易燃性液压油的水-聚乙二醇混合液
氯化芳烃类：							
氯化二联苯 Arocolor 1248	3.1	48		380	20	2.30	压铸机械和高压压缩机
氯化二联苯 Arocolor 1254	6.1	470		None	50	2.30	
聚丁烯类：							
No.8	7.9	72		310	-40		电气绝缘油、液压和减震油
No.20	106	3600		410	10	1.05	干燥器、烘箱、制冷压缩机
No.128	4000			450	70	1.40	高压压缩机
氟碳润滑剂类：							
氟碳润滑剂 FS	1.10	3.52		None		300.00	液态氧、浓缩过氧化氢(译注：原文为 hydrogen peroxide)
氟碳润滑剂 S	4.6	24.1		None		300.00	等处理设备、密度约为 1.8g/mL
							工艺和天然气压缩机

(译注：表中原文 Silcate 应为 Silicate[硅酸酯类])

表 19－28　粘度换算系数

被　乘　数	乘　数	结　果
沱(斯托克) St (cm^2/s)	密度(g/cm^3)	泊 P (g/cm·s)
泊 P	100	厘泊 cP
厘沱 cSt	密度(g/cm^3)	厘泊 cP
厘泊 cP	1.45×10^{-7}	雷恩 Rey ($lbf \cdot s/in^2$)
厘泊 cP	2.42×10^{-9}	($lbf \cdot min/in^2$)
厘泊 cP	5.6×10^{-3}	($lbm \cdot in \cdot s$)
雷恩 Rey ($lbf \cdot s/in^2$)	6.895×10^3	帕斯卡·秒 $Pa \cdot s(N \cdot s/m^2)$
厘泊 cP	10^{-3}	帕斯卡·秒 $Pa \cdot s(N \cdot s/m^2)$

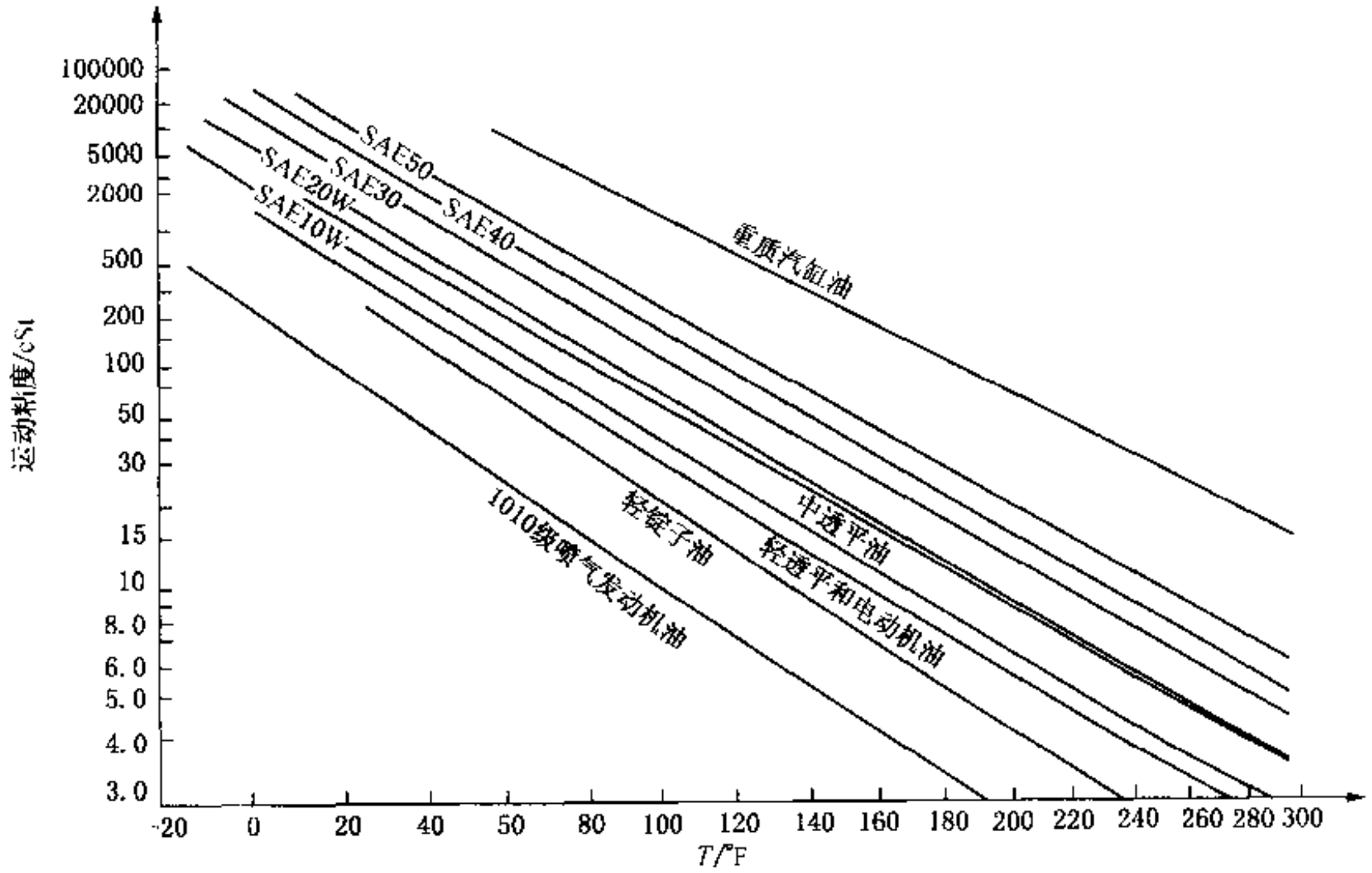


图 19－87　汽油粘度

表 19－29　常用化学添加剂的一般类型[36]

作　用	典型化学型
抗氧化添加剂	酚醛塑料 二硫代磷酸盐
脱垢剂	钙基石油磺酸盐
防锈剂	有机酸 钠基石油磺酸盐
抗磨添加剂	磷酸二甲苯酯

续表

作　用	典 型 化 学 型
边界润滑	氯化蜡 硫化烃
粘度指数增进剂	聚异丁烯
降凝添加剂	聚甲基丙烯酸酯
防泡沫添加剂	硅油

19.8.2 轴承材料

特殊应用场合下轴承材料的选择涉及到对以下特性的仔细研究：①相容性；②可嵌入性和适应性；③抗腐蚀性；④抗压强度和疲劳强度。在流体动压轴承中，最令人关注的是轴承开始发生变形和塑变前所承受的最大压力和最高温度 T_{max}。对于抗压强度而言，强度居中的合金较为理想；强度很低的合金，在载荷作用下易被挤压变形；而强度太高的金属很脆，在冲击载荷作用下可能会破碎。在有动态载荷作用的场合，为了防止产生裂纹或表面凹坑，疲劳强度尤为重要。将软金属薄层焊到硬的基层金属上，常常能获得较为满意的疲劳强度和抗压强度；但这种情况下需要注意焊接处的疲劳强度。当金属的抗腐蚀性能较差时，采用添加了良好抗氧化剂的润滑油，并保持较低的轴承温度，可使问题得以缓解。

巴氏合金。最常用的轴承材料是锡基巴氏合金或铅基巴氏合金。巴氏合金的详细特性列于表 19－30 中。巴氏合金能在边界润滑条件下或在较脏的环境中工作，它们具有优秀的相容性和无划伤特性，同时能很好地容忍结构和运动误差。关于其疲劳强度不足的问题，可以通过在基层钢材料与巴氏合金薄层之间添加一个高强度的中间层的方法来改善。许多以三金属轴承命名的这种轴承采用下列结构：①基层为低碳钢；②中间层材料为铜或青铜；③涂敷层为 0.001～0.002 in 厚的铅基巴氏合金。中间层提高了巴氏合金轴承的机械强度，而且当巴氏合金薄层表面在工作中受到了破坏时，中间层也能提供较好的轴承表面。

非巴氏合金轴承材料。当不能采用巴氏合金时，可用其他的轴承材料，它们是：

• 青铜。轴承用青铜可分为铅青铜、锡青铜和高强度青铜。按照高铅青铜，高锡青铜到高强度青铜的顺序，相应的强度和高温性能逐渐提高。但是，当青铜中含铅量下降时，青铜的相容性也相应减小。因此，一般建议在保证必要的强度和承载能力的前提下，采用最高的铅含量和最软的青铜。

• 银。银轴承通常是在表面镀了 0.001～0.005 in 厚铅层的钢基层表面再电镀上一层银。为了防止腐蚀，常在铅层上镀铟。银轴承具有优良的冶金均匀性，优秀的抗疲劳性和导热性，能够承受很重的载荷并且可以在高速下工作。尽管铅层有助于减轻银轴承嵌入性差和适应性差的问题，但是在不对中和较脏的环境下不推荐使用银轴承。

• 铝。铝轴承合金对酸性油具有优秀的抗腐蚀性，具有良好的承载能力，卓越的抗疲劳性以及良好的导热性。工作表面要求机加工得光滑，润滑剂必须清洁，轴的硬度为 300 布氏硬度或更高，并且留有足够大的空间来容纳铝较高的热膨胀量，有时在铝上镀敷铅基巴氏合金薄层，这有助于弥补铝在嵌入性和适应性方面的不足。

这些轴承材料以及一些其他材料的适用温度范围见表 19－31。

表 19－30 巴氏合金的组成和物理性能[36]

锡基巴氏合金

合 金	密 度	成 分,%				屈服点* psi		极限强度 psi		布氏硬度		熔 点	完全液化
		Cu	Sn	Sb	Pb	66°F	212°F	66°F	212°F	68°F	212°F	°F	°F
1	7.34	4.56	90.9	4.52	None	4400	2680	12850	6050	17.0	8.0	433	700
2**	7.39	3.1	39.2	7.6	0.03	6100	3000	14900	8700	24.5	12.0	466	669
3**	7.46	8.3	83.4	8.3	0.03	6800	3100	17600	9900	27.0	14.5	464	792
4	7.52	3.0	75.0	11.6	10.2	5550	2150	18150	8900	34.5	12.0	363	583
5	7.75	2.0	65.5	14.1	18.3	2150	2150	18060	8750	22.5	10.0	358	565

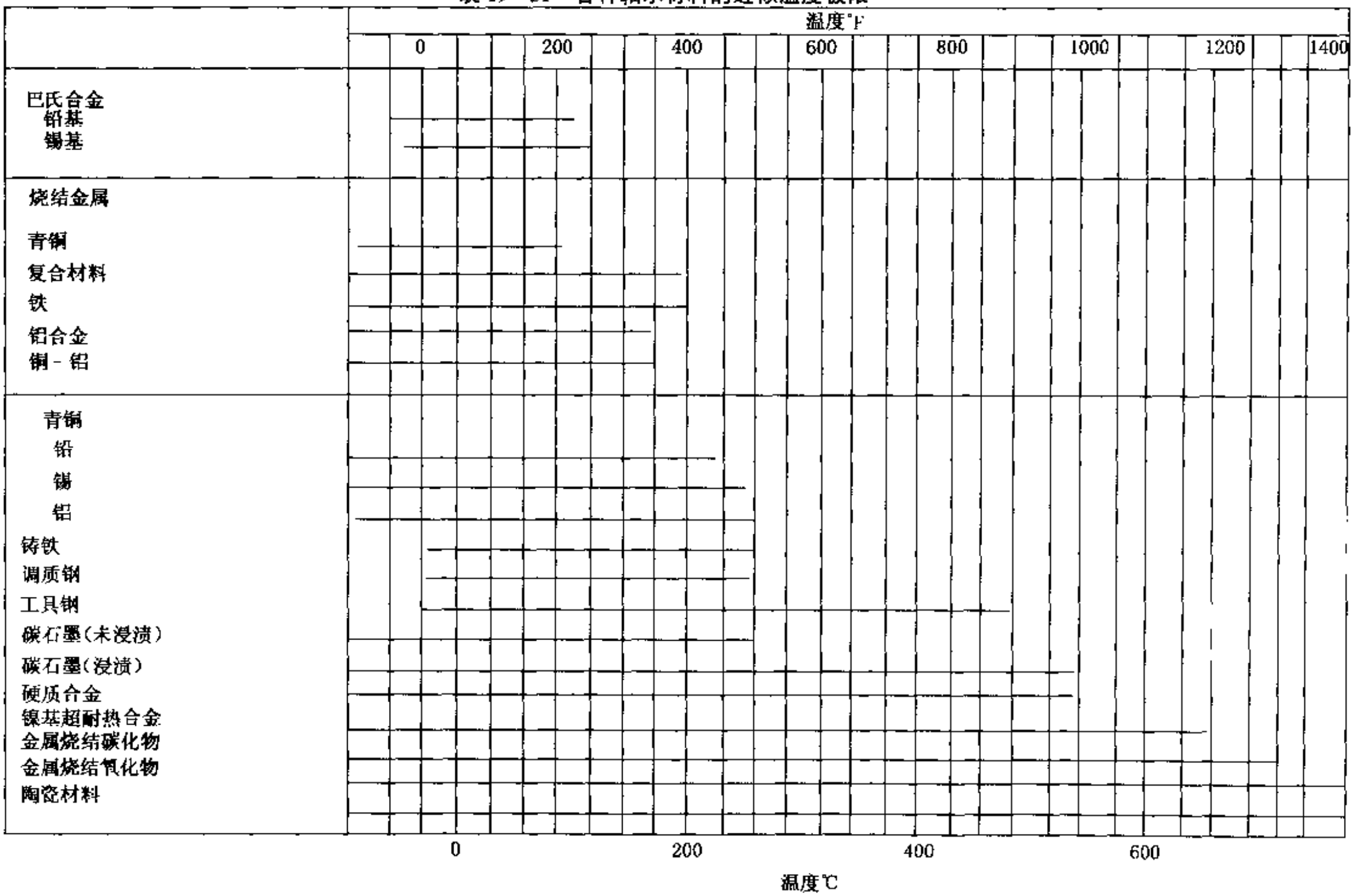
铅基巴氏合金

合 金	密 度	成 分,%					屈服点 psi		极限强度 psi		布氏硬度		熔 点	完全液化
		Cu	Sn	Sb	Pb	As (max)	66°F	212°F	66°F	212°F	68°F	212°F	°F	°F
6(e)	9.33	1.5	20	15	63.5	0.15	3800	2050	14550	8060	21.0	10.6	358	581
7(f)	9.73	0.50	10	15	75	0.60	3550	1600	15650	6150	22.5	10.5	464	514
8	10.04	0.50	5	15	80	0.20	3400	1760	15600	6150	20.5	9.5	459	522
10	10.07	0.50	5	15	83	0.60	3550	1850	15450	5450	17.6	9.0	468	507
11	10.28	0.50	—	15	85	0.25	3050	1400	12800	5100	15.0	7.0	471	504
12	10.67	0.50	—	10	90	0.25	2800	1250	12900	5100	14.5	6.5	473	498
15(g)	10.05	0.5	1	15	82	1.40					21.0	13.0	479	538
16(f)	9.88	0.5	10	12.5	77	0.20					27.5	13.6	471	495
19	10.50	0.50	5	9	95	0.20			15600	6100	17.7	8.0	462	495

注：*复合。

**主要用于电子设备的巴氏合金(ASTM 合金 B23)。

表 19－31　各种轴承材料的近似温度极限[36]



19.9　设计依据

实际上，设计者必须获得定量的数据，一方面用来判断轴承是否满足其工作要求，另一方面用来计算出功率损失、流量、温度等参数，这样才能对设备进行正确的规划布置。19.3～19.7 节中的图表提供了各种轴承结构的性能参数，但是这并未包括进行合理设计的全部资料。进行合理设计需要各种几何参数和工作参数对轴承工作的影响规律，以及要了解如何着手改善甚至优化一个给定的轴承结构。下面的内容将就如何完成这项任务提供一些指导。

19.9.1　性能参数

计算比较重要的轴承性能参数所需的公式有：

• 膜厚。对中安装的轴颈轴承的膜厚计算公式为：

$$h = (h/C) = 1 + \varepsilon\cos(\theta - \phi) \tag{19.58}$$

姿态角 ϕ 定义为通过轴承和轴颈中心的直线与载荷矢量之间的夹角。仅限于对垂直载荷的分析时，ϕ 表示 h_{min} 所在位置与垂直方向之间的夹角，所以 ϕ 的重要性在于它确定了 h_{min} 的位置。

• Sommerfeld 数(载荷参数)。Sommerfeld 数为：

$$S = \frac{\mu N}{P}\left(\frac{R}{C}\right)^2 \tag{19.59a}$$

这个参数一贯是最重要的参数，但是，S 的倒数用起来更为方便，此处 S 的倒数称为载荷参数，表示为：

$$\bar{W} = \frac{P}{\mu N}\left(\frac{C}{R}\right)^2 = \frac{W}{LD\mu N}\left(\frac{C}{R}\right)^2 \tag{19.59b}$$

式中 $P = (W/LD)$ 是单位载荷。这个参数说明无论 P、μ、N、C 和 R 如何组合，只要能使 $\bar{W}$ 值不变，那么它们所产生的轴承偏心率 ε 和姿态角 ϕ 是相同的。

• 最小膜厚。它是轴颈和轴承之间的最小距离，表示为：

$$h_{min} = \frac{h_{min}}{C} = (1 - \varepsilon) \tag{19.60}$$

与通常提到的承载能力相关的载荷 W，就是指 h_{min} 所能承受的载荷。

• 摩擦系数。这是摩擦力与轴承载荷的比值，通常用以下形式表示：

$$\left(\frac{R}{C}\right)f = \frac{(R/C)F_r}{W}$$

f 和 s 的关系曲线如图 19－88 所示。f 突然增大的区域表示流体动压润滑的极限位置，接着是一段“边界润滑”区域，其特点是在配合表面存在局部接触。

• 功率损失。这个量当然可由值得到，也就是，

$$H = F_r \cdot R \cdot \omega = f \cdot W \cdot R \cdot \omega$$

$$\bar{H} = \left(\frac{H}{H_0}\right) = \frac{H}{[\pi^3 \mu N^2 LD^3/C]} \tag{19.61}$$

用来对 H 进行归一化的量代表在无载荷的同心(即 $\varepsilon = 0$)轴颈轴承的功率损失。上式称为 Petroff 公式。

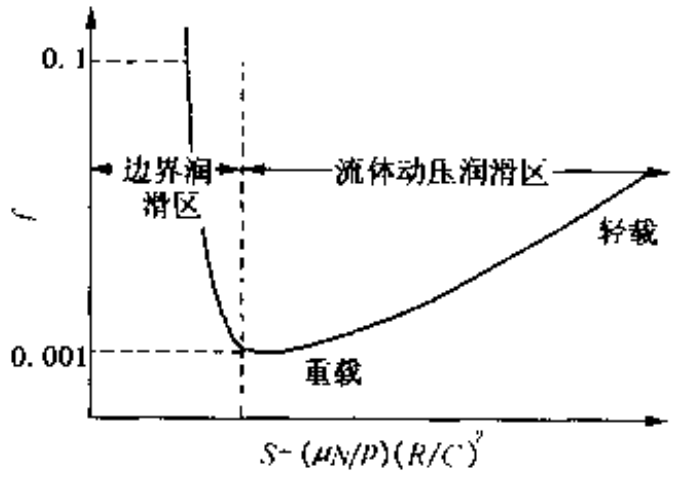


图 19－88 流体膜轴承中摩擦系数的特点

• 流量。在轴承前缘进入轴承的润滑剂量为 Q_1；由轴承两侧边界流出的润滑剂量为 Q_s（每侧各流出 $Q_s/2$）离开轴承尾缘的润滑剂量为 Q_2。在多数情况下，由于轴颈轴承遍布整个圆周（2π），Q_2不会被排出而是重新进入下一个油槽，所以需由外部压力源补充的润滑剂的净流量为 Q_s。Q_s是指侧向泄漏量，显然有

$$Q_1 = Q_s + Q_2 \tag{19.62}$$

所有这些流量以无量纲形式给出为：

$$Q = \frac{Q}{\frac{\pi}{2}NDLC} \tag{19.63}$$

式中分母表示在无载荷的同心（$\varepsilon = 0$）轴承时的流量（此时 $Q_s = 0$ 且 $Q_1 = Q_2$）。

以上流量 Q_1、Q_s 和 Q_2 可以称为是由于流体膜中的剪切作用和压力梯度所产生的流体动态流量。Q_s 是为了尽最大可能维持全流体膜润滑状态需给轴承提供的最小供油量。实际上设计人员通过提高供油压力（$p_s > p_a$）来保证供油量大于这个最小值。供给压力通常约为 10～30 psig，就轴承的流体压力而言，它的影响可以忽略不计。

• 温升。平均温升可以从功率损失和侧向泄漏量来估算，即：

$$\Delta T = (T_{av} - T_1) = \frac{H}{c_p w Q_s} \tag{19.64}$$

• 动力学系数。无量纲刚度为：

$$K = (K/2\mu NL)(C/R)^2$$

而阻尼系数为

$$\bar{B} = (\pi B/\mu L)(C/R)^3$$

由此可得有量纲的 K 值和 B 值。

对于具有特定几何形状和特定工作条件的轴承，通过求解 Reynolds 方程，可以得到用来评价轴承性能的系数 ε、f、$\bar{H}$、$\bar{Q}_1$、$\bar{Q}_2$、$\bar{K}$ 和 $\bar{B}$。在 19.3 节到 19.7 节中就列出了许多这样的计算结果。

19.9.2 轴承结构

轴承的性能必然是轴承几何形状的函数。但是，即便给定了轴承结构，也仍有许多影响其性能的参数。较常见的有：L/D 比和 C/R 比以及预载程度。不太常见的有：载荷方向，油槽几何形状或轴承组成部分的相对比例。

轴颈轴承。尽管经常听到关于整体轴承即 360°圆弧轴承的应用，而实际上这种套筒式结构很少用于机器上。大多数轴颈轴承是由两个或多个被水平油槽分开的瓦块构成，这使它们实际上成为单独使用或串联使用的部分轴承。这种角形瓦块的数目和分布对轴承性能的影响是轴承设计中所要考虑的重要内容之一。

部分轴承。当只采用一个 $\beta < 2\pi$ 张角的单片瓦块时，这种轴承被成为部分轴承。如图 19－89和图 19－90 所示，当 β 很小时轴承的承载能力很低，而在大约 $\beta = 140°$时承载能力很快就达到了最大值，并且超过该 β 值后，就再也看不出承载能力的进一步提高。出现这种渐进特性的原因在于，当瓦块尾缘压力下降到接近环境压力甚至低于环境压力时，润滑油在瓦块尾缘发生了空化。因此，如果采用部分轴承，瓦块的圆弧没有必要超过 140°。部分轴承中温度受两种因素

影响，弧度越大，散热路程越长，温度就越高；但是圆弧越长，膜厚也增加，从而发热减少，因此就形成了一个交点，如图 19－91 所示。如果希望 ΔT 值较小，在高载时就应采用较小的 β 值，在低载时则采用较长的圆弧。

开槽轴承　部分轴承应用并不广泛，最常用的轴承结构开槽轴承，它由许多瓦块串联布置而成，并在 360°圆周上沿轴向开设有油槽。这种轴承有许多结构形式，最常见的结构是在水平剖分面上开设两个油槽的 2 瓦块轴承。其他的还有开设 3,4 或 6 个油槽同时采用相同数目的瓦块，如图 19－92 和图 19－93所示，槽数开得越多，承载能力越低。因此，如果承载能力是主要设计目标，那么两个油槽的轴承最好；但开槽数较多，轴承更为稳定。与上述内容有关的事实是，轴承上的任何开孔或轴承表面受破坏，都将降低其承载能力。图 19－94 表示了在轴承的承载部分开设狭长槽或圆孔对压力分布的影响。开设面积越大，对流体动态压力的削弱越显著，这直接表现为承载能力的下降。

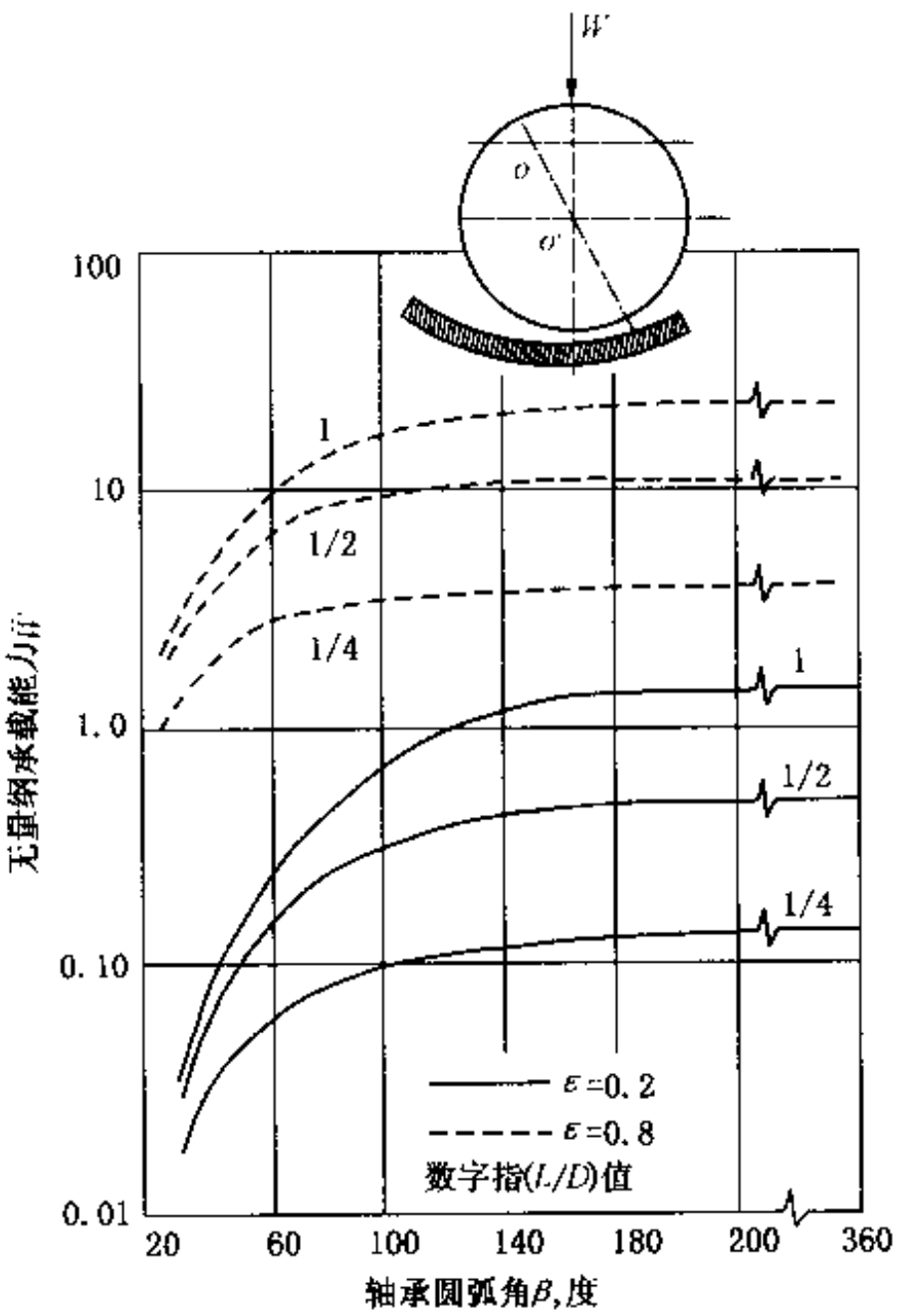


图 19－89　轴承弧度对承载能力的影响[21]

可倾瓦轴承。这种轴承主要特点是每个瓦块不是固定的而是铰支的，因此，在工作中不但轴颈运动，而且每个瓦块也以不同方式运动。普通 3 瓦块可倾瓦轴承如图19－95所示。这种轴承的结构和分析虽然很复杂，但相对它们的高可靠性和无可比拟的稳定性而言都是值得的。

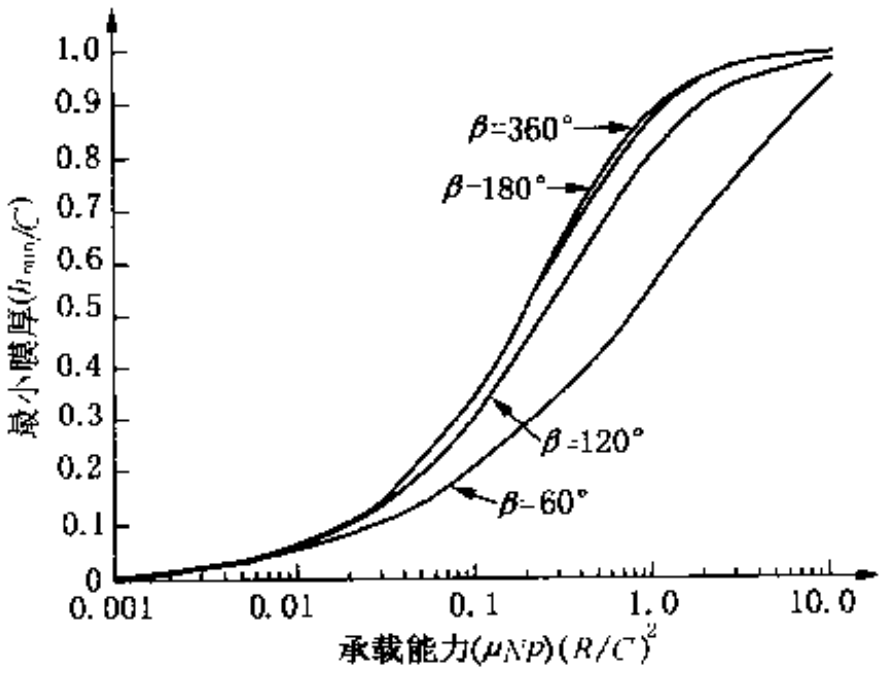


图 19－90　轴承弧度对承载能力的影响[21]

图 19－91　轴承圆弧对 h_{min}值的影响[13]

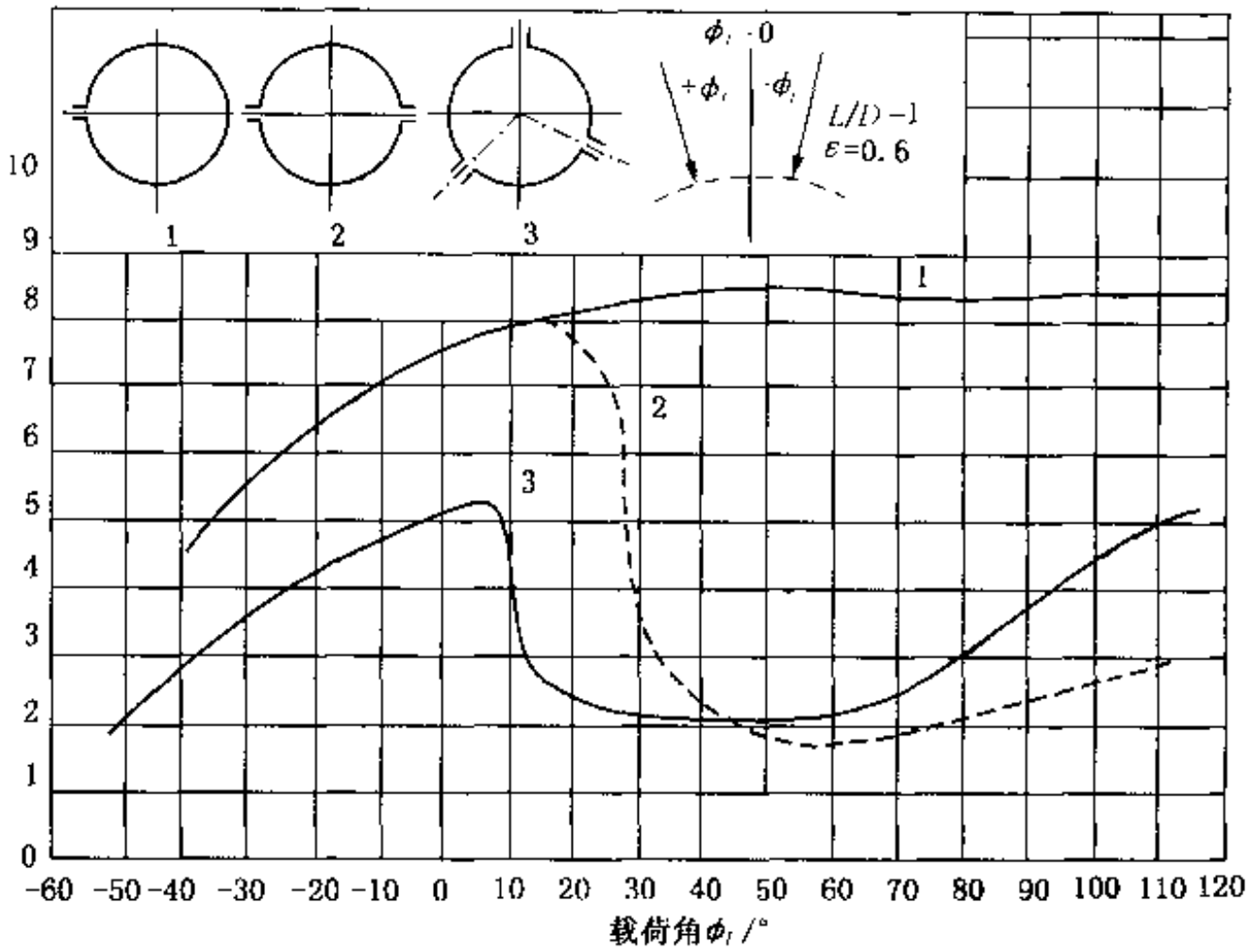


图 19－92　开槽轴承的承载能力[27]

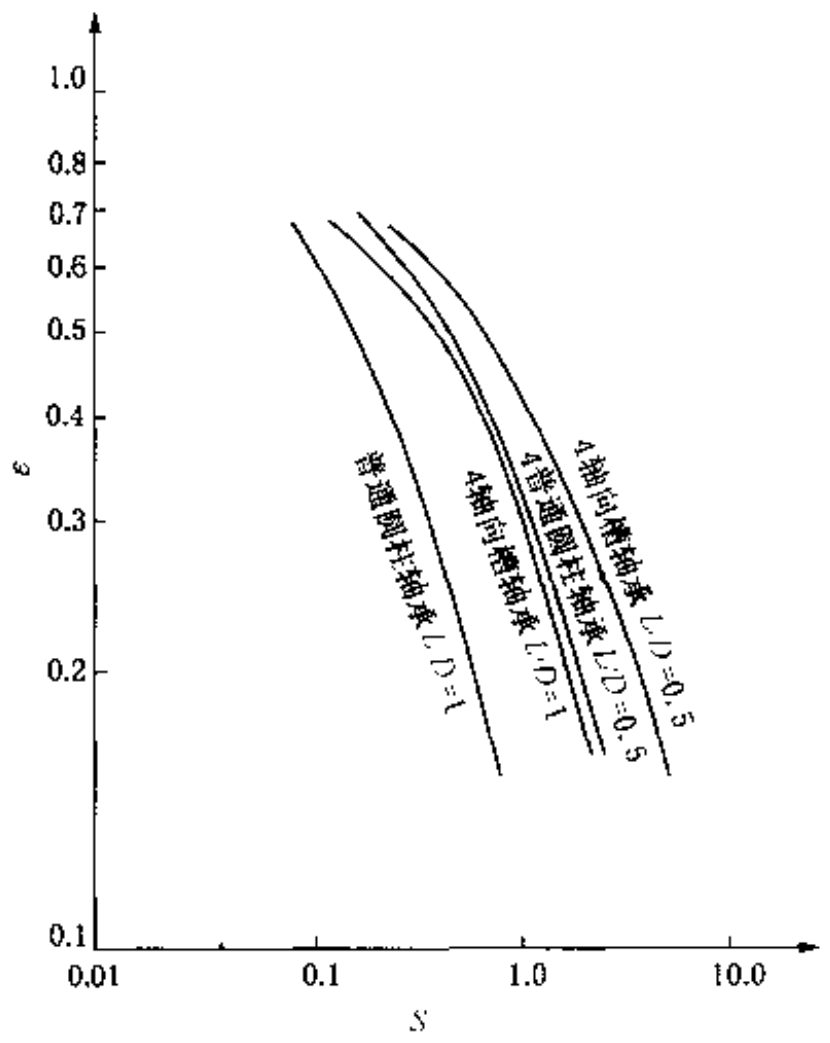


图 19－93　2 轴向槽轴承与 4 轴向槽轴承比较

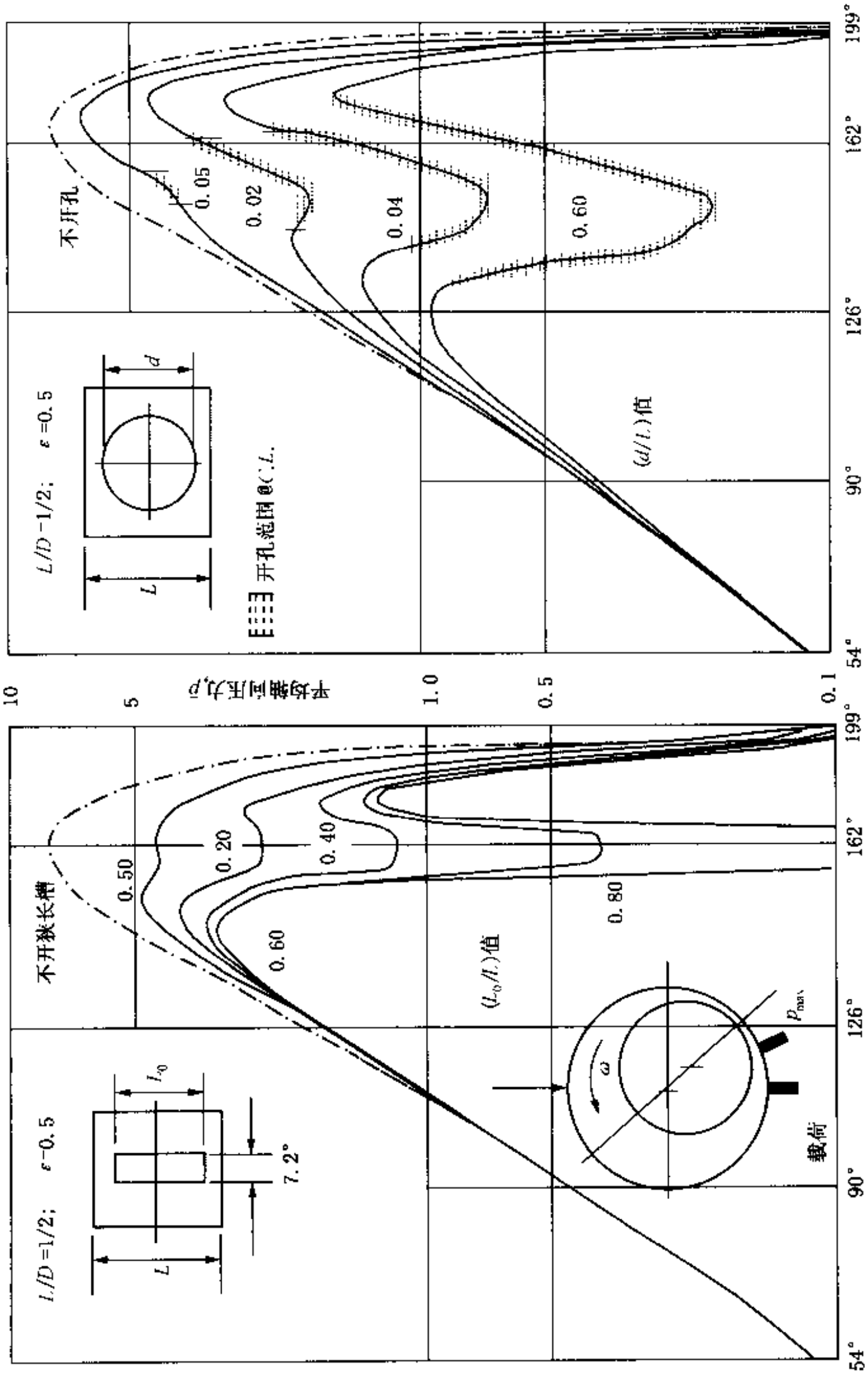


图 19－94　开槽和开孔对流体静态压力的影响

可倾瓦轴承的可能设计参数和工作方式很多。下面讨论其中的一部分：

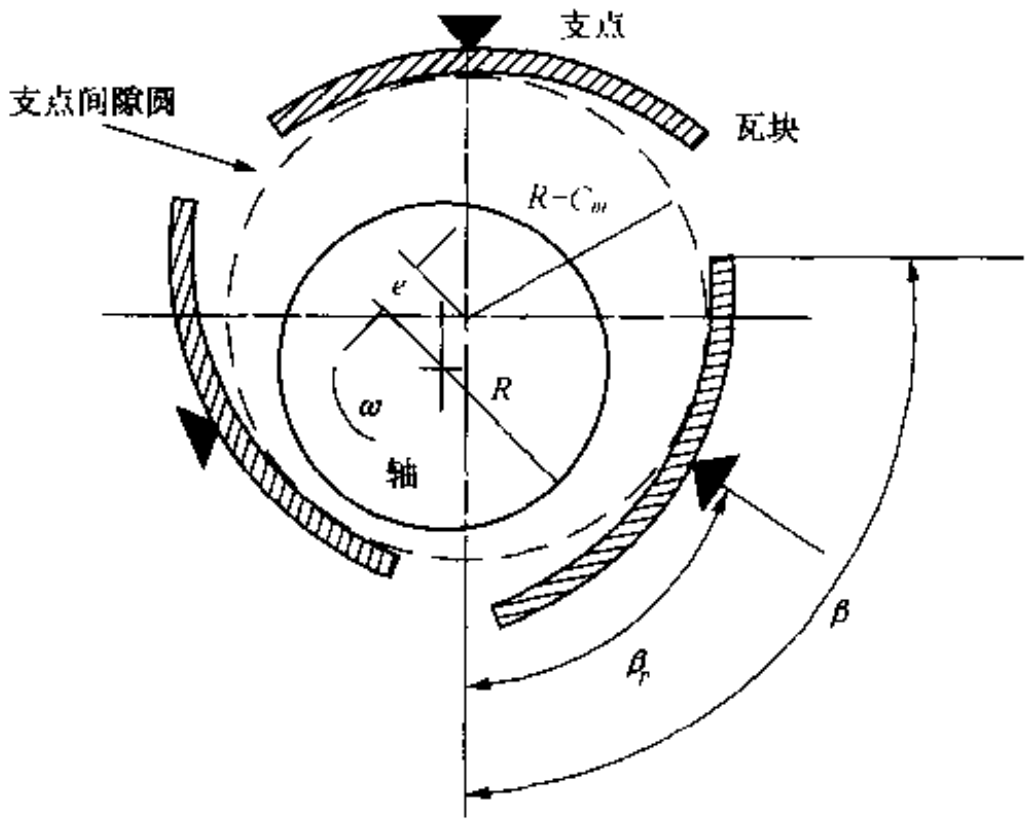


图 19－95　3 瓦可倾瓦轴颈轴承

① **瓦块数**。表 19－32 中对比了在零预载的情况下中央铰支的 3 瓦块和 5 瓦块可倾瓦轴承。当载荷作用线通过支点时，3 瓦块结构的承载能力较高。而当载荷作用在瓦块之间时，5 瓦块结构的承载能力较高。对于在工程中碰到的载荷，用 5 瓦块结构能耗更低。

② **铰支位置**。为了确保瓦块能沿两个方向旋转和安装方便，大多数可倾瓦轴承是中央铰支的。但是，支点向任一方向移动 10%或 15%不会明显改变轴承的总性能，较优先的选择是向后移动支点。

③ **预载**。从许多方面来看，施加一个较大的预载是必要的。它能防止上部瓦块的刮擦。这在前面已讨论过，并且就这方面来说 m 值至少要为 0.5。高预载还能形成较高的刚度和阻尼。但不足的是，支点处的膜厚和绝对 h_{min}常会减少。同样，功率损失和温度也会随预载的增大而上升。

④ **加载方式**。一般的，当载荷作用在支点处，轴的偏心会小些。可倾瓦轴承的特点是：无论载荷作用在支点上还是作用在瓦块之间，它的轴心轨迹都是沿着竖直线，这对轴承的稳定性有利。图 19－96 给出了零预载时两种不同的加载方式对刚度和阻尼的影响。可见，在瓦块之间加载时轴承的弹性系数和阻尼系数都更低。

表 19－32　3 瓦块和 5 瓦块轴承的相对承载能力[29]

W	载荷作用于支点		载荷作用于支点之间	
	3 瓦块	5 瓦块	3 瓦块	5 瓦块
20	0.72	0.82	1.42	0.97
40	0.79	0.87	1.58	1.05
60	0.80	0.90	1.60	1.09
80	0.82	0.92	1.61	1.10
100	0.83	0.93	1.62	1.11

油环润滑轴承。如前所述，油环轴承是在供油不足的条件下工作的，所以，设计人员的主

要任务是寻找最大限度地增加轴承表面供油量的方法。在此过程中起作用的一些重要参数有：接触面的几何形状、重量、材料以及油环相对于轴的尺寸。在一项试验研究中，为了增加润

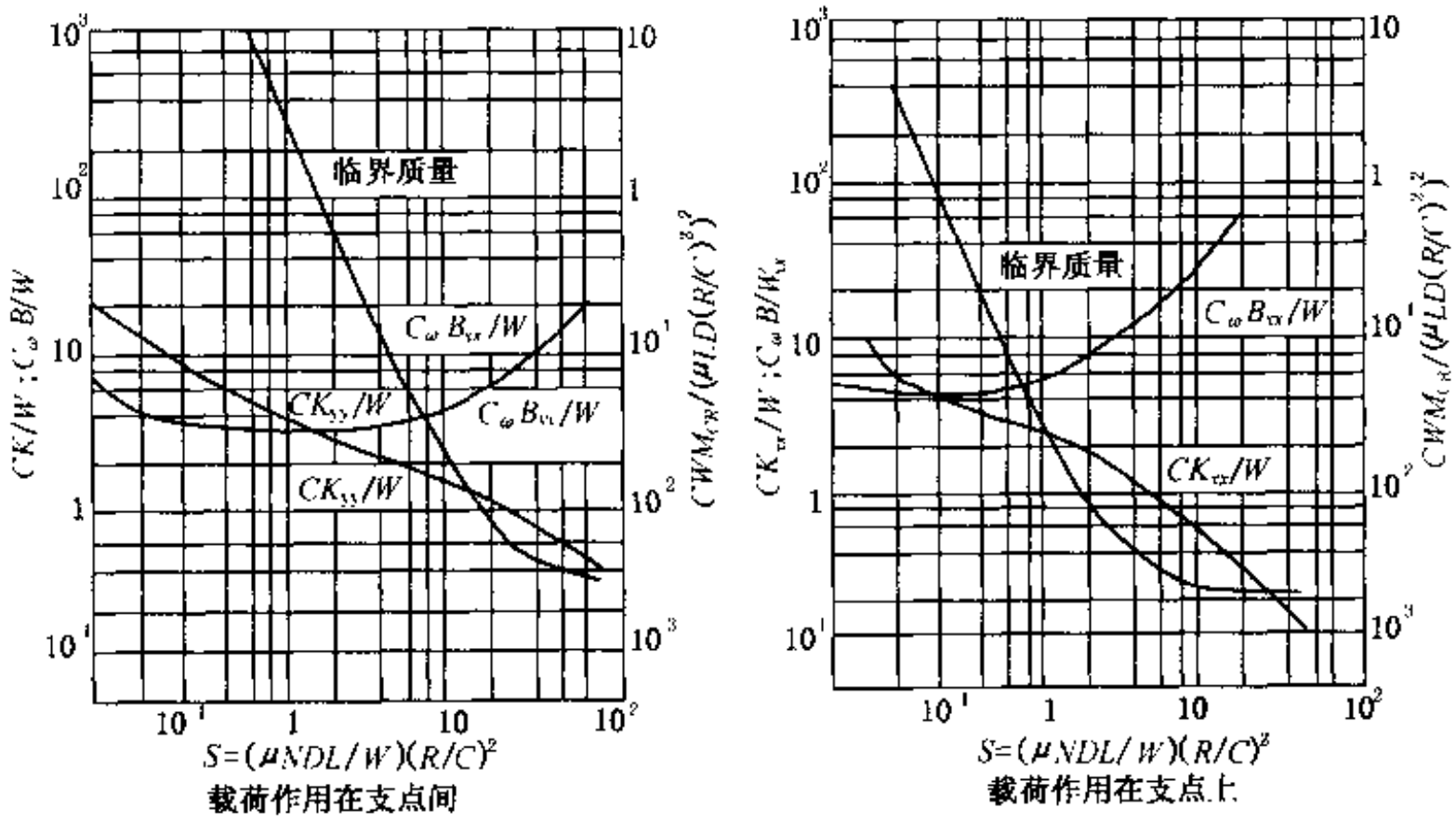


图 19－96　加载方式对 4 瓦块可倾瓦轴承稳定性的影响

滑剂的流量和扩大油环稳定工作区，选取了一系列不同的油环用于试验，油环的结构见表 19－33。结论如下：

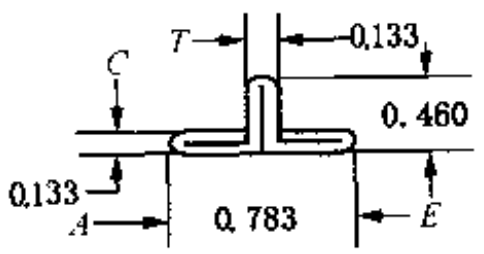
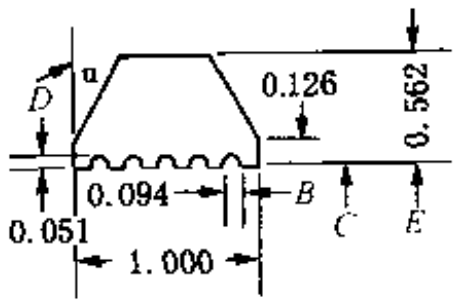
1. 最优的油环形为准梯形截面，并且在接触表面处带有一系列直齿，见表 19－33 中的 2 号环。

2. 最好的油环材料是青铜，油环每寸圆周长度上青铜重量为 0.135 lb。

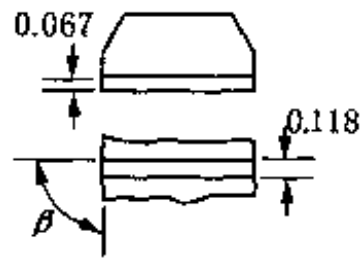
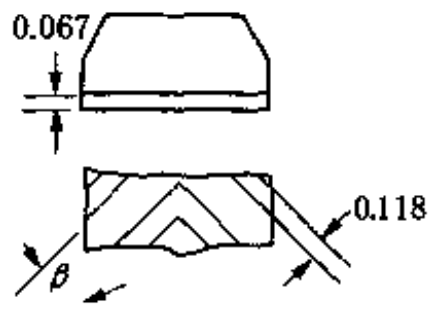
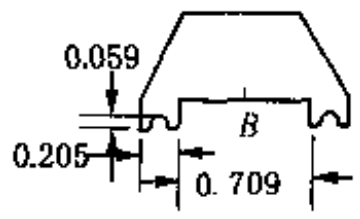
3. 轴承直径超过 6 in 时，建议采用双环。

4. 将一个固定的箔带插入油环和轴颈之间，这样可增加供油量并扩大了油环的稳定工作区。图 19－97 给出了一个这种稳定器的结构。

表 19－33　油环结构[15]

环号 No.	说　　明	截面/mm	单位重量/(N/m)
1	剖分式 T 形截面黄铜环，由轧制型材连结在一起制造		0.042
2	剖分式梯形截面环，由 SAE 650 青铜加工制造 $\alpha=30°,\beta=0°$		0.135

续表

环号 No.	说　　明	截面/mm	单位重量/(N/m)
3	剖分式梯形截面环，由 SAE 660 青铜加工制造 $\alpha = 30°, \beta^{**} = 90°$		0.142
4	剖分式梯形截面环，由 SAE 660 青铜加工制造 $\alpha = 30°, \beta^{**} = 45°$or 135°		0.139
5	剖分和卸载式梯形截面环，由 SAE 660 青铜加工制造 $\alpha = 30°, \beta^{**} = 0°$		0.131

注：*单位重量等于油环重量/周长；

**β角沿油环旋转方向测定。

载荷角。轴承的载荷一般直接作用在瓦块中央或两槽之间。但是，将载荷矢量偏向轴承瓦块的尾缘，可提高轴承的性能。对一个两槽轴承，沿圆周移动载荷矢量所产生的效果综合图，见图 19－98。一般情况下，载荷垂直向下作用，即沿着 $\phi_L = 0$ 方向作用。但是，正如图示的那样，向瓦块尾缘移动载荷可在整个轴承工作范围内部获得性能的改善。在低载荷时最优值

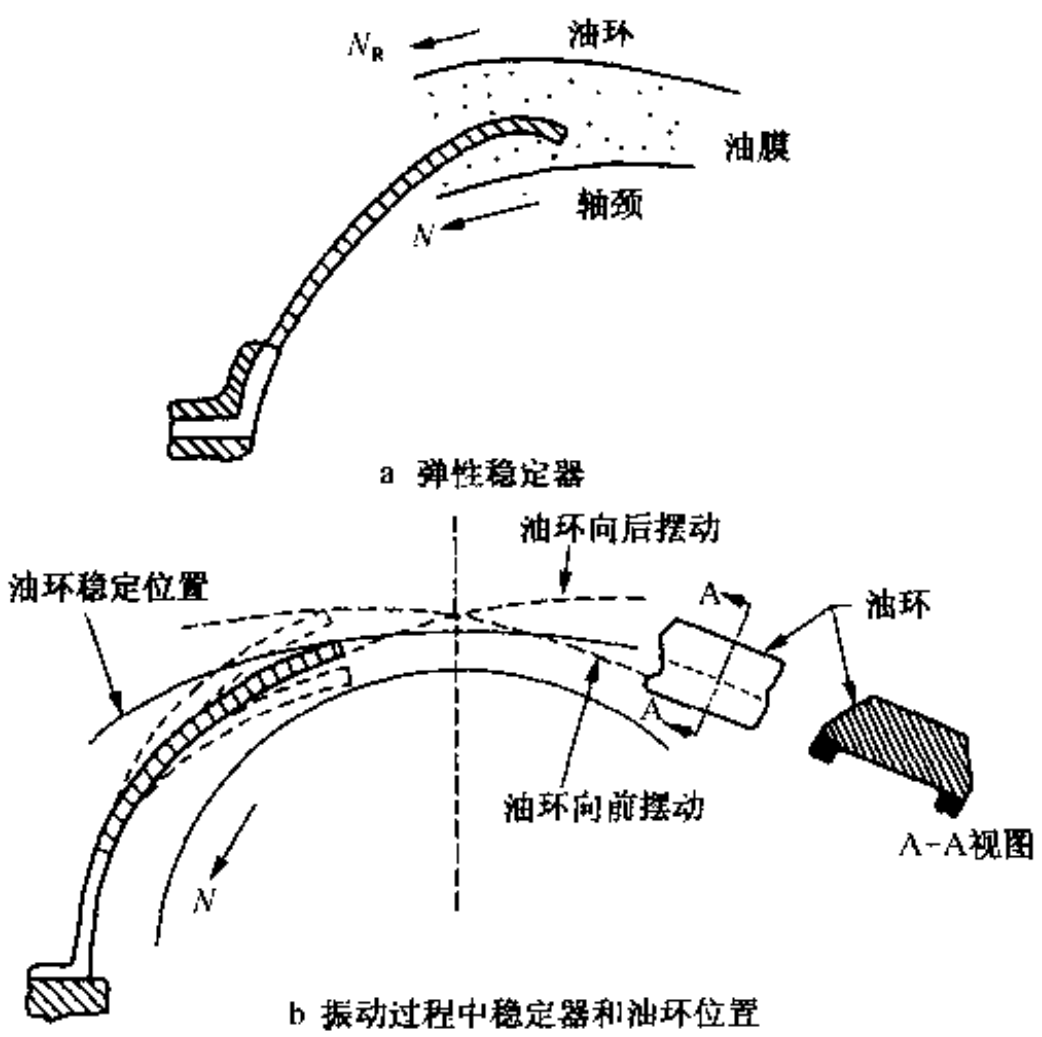


图 19－97　油环稳定器的结构[15]

在 $\phi_L = 10°$处；在高载荷时最优值在 $\phi_L = 30°$附近。载荷角为 60°时，承载能力最低。

表 19－34 列出了一些补充数据，从表中可以看到，最差的角度位置会导致承载能力减少 70%～80%。图 19－92 给出的 3 油槽轴承的数据也与此类似。可见，要获得最优轴承位置并不难，只需将轴承在轴承座上旋转所要求的 10°～30°即可。只是需注意油路，因为此时油槽不

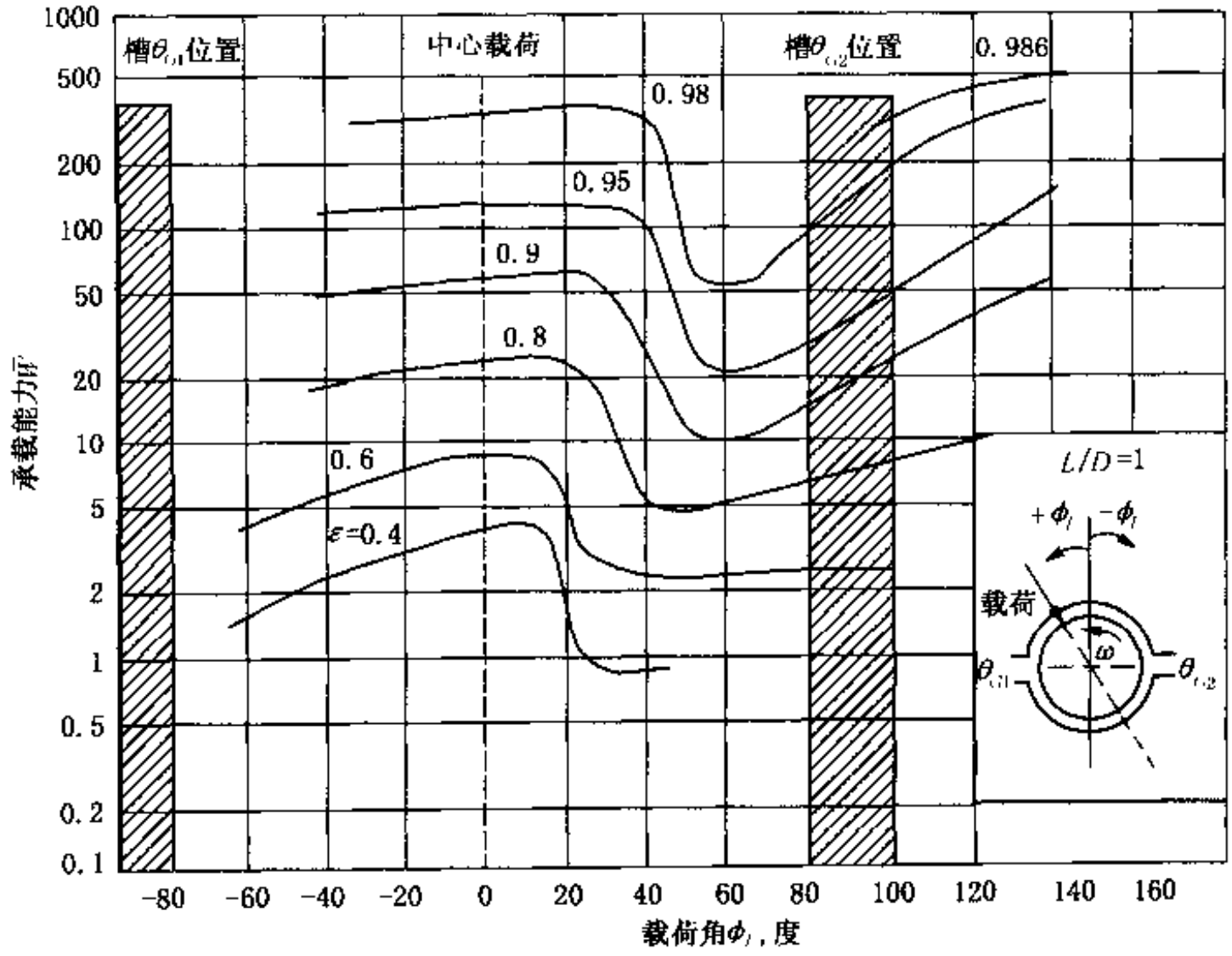


图 19－98　2 槽轴承中载荷角对承载能力的影响[37]

再位于水平剖分面上。这个问题可通过在轴承壳外侧开设一个短供油槽的措施来解决。

表 19－34　普通 2 槽轴承中载荷角对承载能力的影响[13]

L/D	ε	$\phi_L = 0$ 处 W	最差条件		$\left[\frac{\text{最差 } \phi_L \text{ 处 } W}{\phi_L = 0 \text{ 处 } W}\right]$
			ϕ_L	W	
0.5	0.6	3.1	50	1.05	0.32
	0.95	83	55	14.5	0.175
1.0	0.6	8	52	2	0.25
	0.95	115	60	20	0.17

不对中。在前面的章节中已指出，悬臂叶轮会造成轴承不对中。如图 19－99 所示，当不对中很严重时，即使载荷是向下的，但某一端的轴颈可能位于轴承的上半部。因此，在轴承的下部和上部都会形成流体膜和产生流体动压力。这个流体膜从流体动压油膜位于下部这端开始延伸，并呈螺旋方式环绕在整个轴承圆周面上。在所有这些情况下，承载能力也就是所加载荷的 h 值，将明显减小。

止推轴承。止推轴承中的单位载荷高于轴颈轴承，所以止推轴承的 h_{min}较小。但是也应认识到，除了那种在端面有一个平面的止推轴承外，止推轴承中的 h_{min}不像轴颈轴承那样沿一条线分布，而是只在一个点上即在瓦块外侧的下游边缘处。这一点的温度也是最高的，而且这

个 T_{max} 也高于轴颈轴承中的 T_{max}。其原因不仅在于的 h_{min} 较小，而且也在于瓦块外径处转子线速度较高。

斜平面轴承。普通斜平面轴承如图 19－35 所示，图中有三个参数：斜度 (h_1-h_2)，瓦块张角 β 和 (L/R_2) 比。在止推轴承中瓦块张角也就决定了瓦块的数目。表 19－35 说明了在整个 (L/R_2) 范围内，对 (h_1-h_2) 值 β 和值的优化结果。由此可以得到一组针对特定场合优化设计参数。值得注意的是，一般说来，优化结构要求采用近似方形的轴承瓦块。

表 19－35　最优瓦块结构[25]

L/R_2	h_1/δ_0	β, deg	瓦块数
1/3	1	< 30	> 10
	1/2	< 30	> 10
	1/4	35	9
	1/8	40	8
1/2	1	40	8
	1/2	45	7
	1/4	50	6
	1/8	60	5

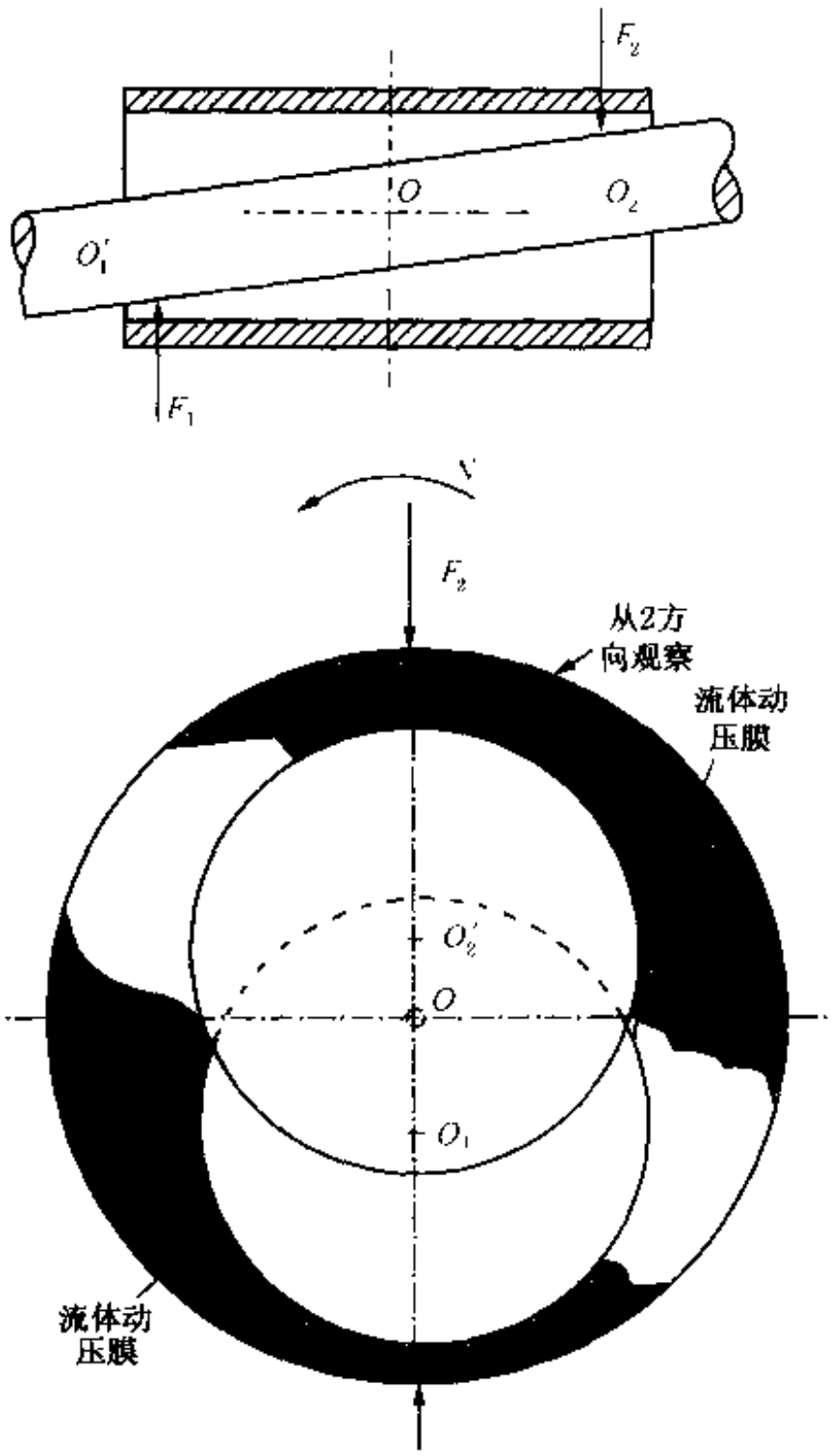


图 19－99　不对中条件下的流体静压力和流体膜

续表

L/R_2	h_t/δ_j	β, deg	瓦块数
2/3	1	50	6
	1/2	60	5
	1/4	80	4
	1/3	>80	4

一种斜平面轴承的改进型是在尾端带有平面的结构，如图 19－36 所示。除了具有普通斜平面的优点外，这种结构还具有在起动和停车时，使转子浮于平面之上，从而减少磨损的优点。这里出现了一个新参数，即斜面部分与平面部分的比例。

图 19－100 中的曲线给出了斜面部分所占比例由 60% 变到 100% 时的影响情况，当斜面占 100% 时变成前面讨论过的普通斜面轴承。当斜面约占瓦块圆弧的 80% 时，承载能力达到最大值，这说明斜面部分应为平面部分的 4 倍。有趣的是，功率损失与承载能力的比值此时也为最小值。

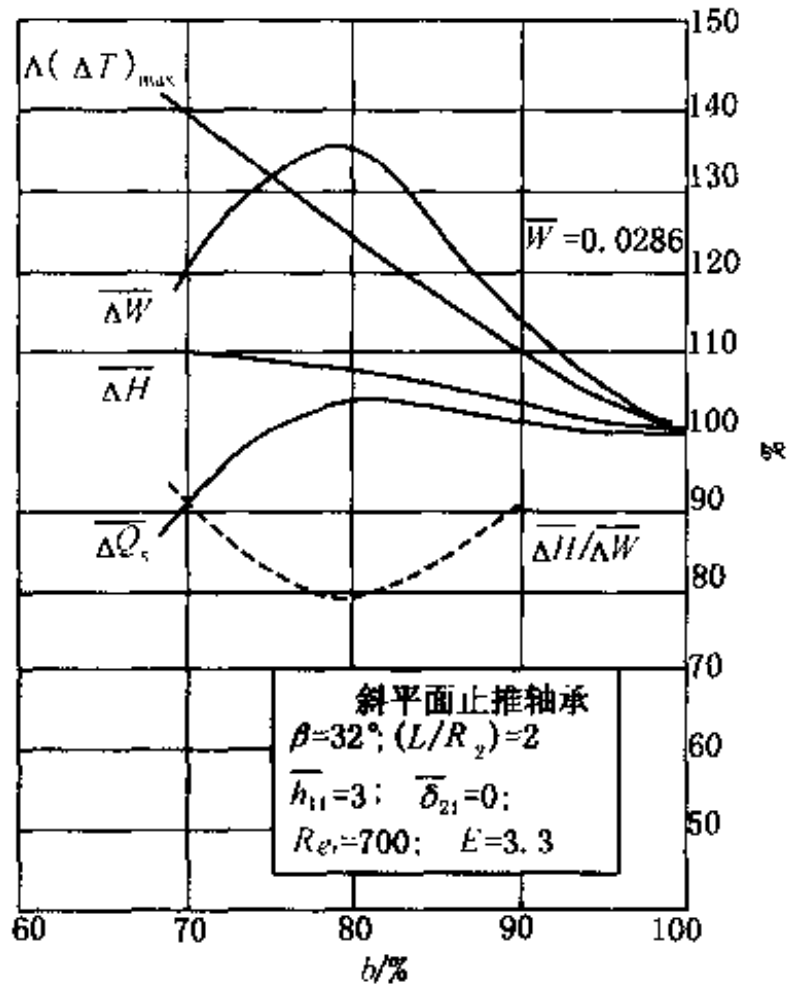


图 19－100　斜面(或平面)范围的影响[13]

不对中。在正常工作的止推轴承中，每个瓦块所能承受的载荷是相同的。当轴也即转子不对中时，每个瓦块上的受力就不是上述情况了，某些瓦块会比其他瓦块承受的载荷大，如图 19－101 所示。可见，重载瓦块上承受的载荷及它们的最高温度可能是与其相对的(即离转子最远的)那些瓦块上载荷及温度的十倍，但两组瓦块上 h 值的比值相等。当轴承不能对中时，上述情况的严重程度会随瓦块数的增加而增大。因此，如果预计有不对中误差，瓦块数不应超过 4～6 个。

流体静压轴承。在图 19－102 所示的普通流体静压轴承中，载荷能力用下式计算：

$$W = \frac{\pi R_2^2(p_o - p_a)[1 - (R_1/R_2)^2]}{2\ln(R_2/R_1)}$$

因此有两个参数决定承载能力 W，即$(p_o - p_a)$和(R_2/R_1)。载荷随这些量的变化规律如图 19－102 所示。可见，不存在承载能力的最优值；承载能力随 Δp 的增大而增大，随(R_2/R_1)的增大而减小。功率损失存在最小值，但是对流体静压轴承面言，功率损失并不重要。当需要考虑功率损失时，也不是出于对轴承几何形状的考虑，面是出于对流动中出现紊流的考虑。

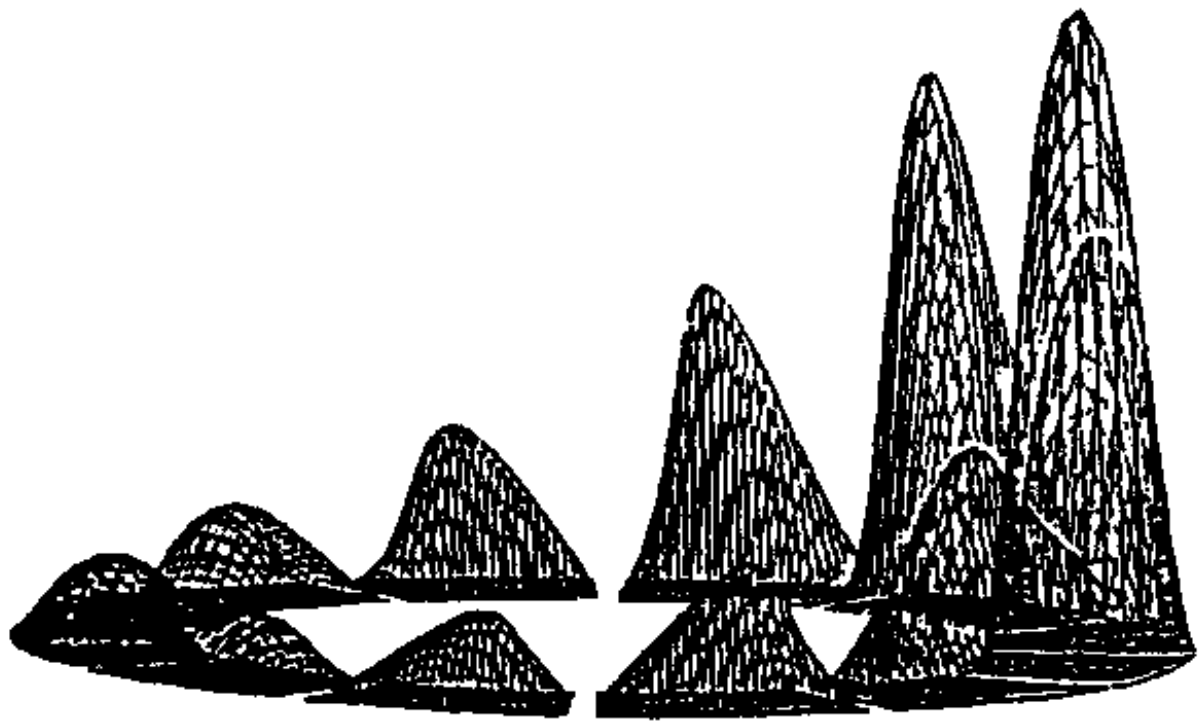
19.9.3　定性指南

必须注意，通常设计参数的选择取决于轴承的尺寸。对直径小于 2 in 的小轴承，应选用相对较低的 h_{min}值，较高的单位载荷 p，并且工作条件接近于等温条件；面较大的的轴承需要较大的 h_{min}值，较低的单位载荷 p，且工作条件接近于绝热条件。另一方面，小轴承的(L/R)比必须较高。根据以上介绍的内容，表 19－36 给出了轴颈轴承的某些典型设计实例，设计的特

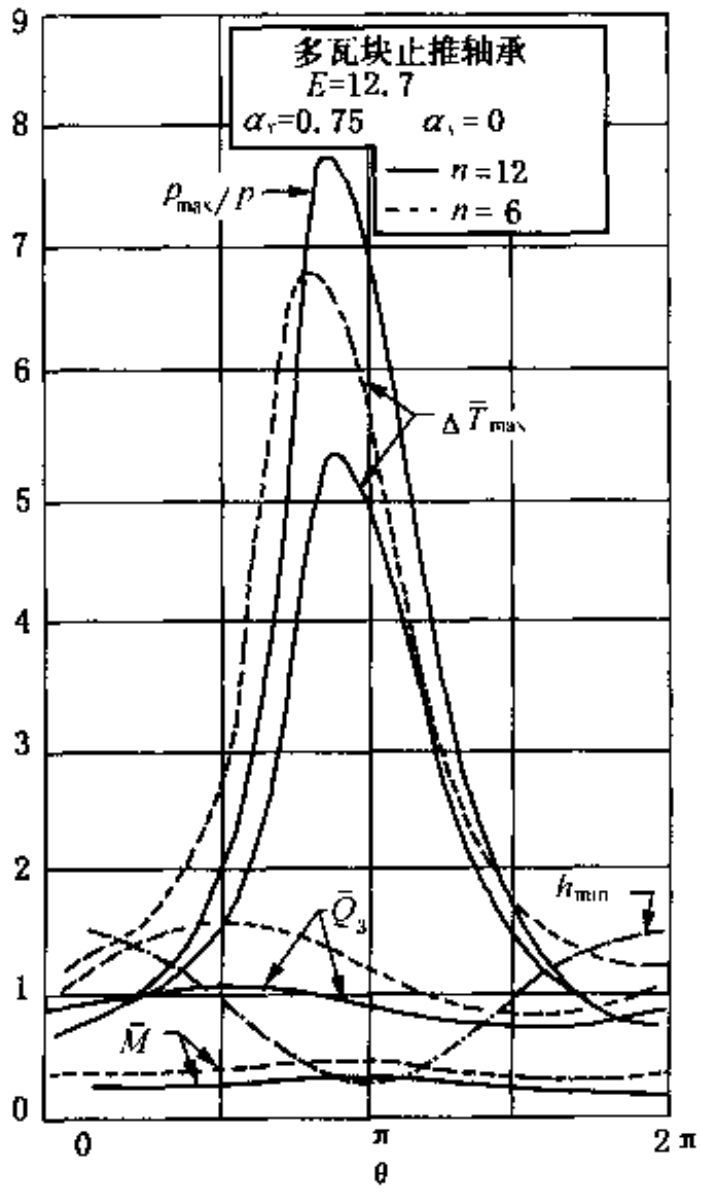
性参数应落在所给值的范围内。

这里提供的轴承的数据几乎都是用于在层流条件下工作的轴承。如果流动为紊流，则轴承的工作特性将发生变化。当轴承的雷诺数达到 750 ~ 1500 之间时，就能看到紊流的出现。雷诺数越大，紊流的影响越剧烈。表 19 - 37 说明紊流对轴承主要工作性能的影响。

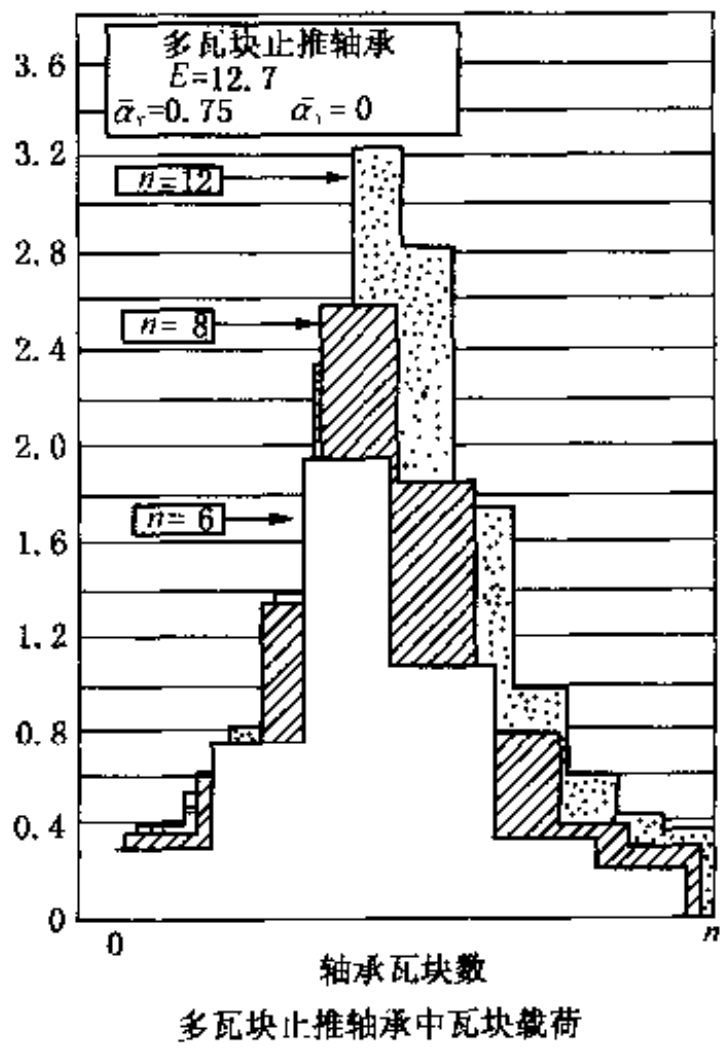
表 19 - 38 是一张参数的综合分析表，当所选内容有不能令人满意的结果时，它可以指导我们应该朝什么方向进行改进。最后，表 19 - 39 粗略列出了不同结构轴颈轴承存在的相对优缺点。



12瓦块轴承的压力分布：α_r=0.75, α_i=0, E=12.7



多瓦块止推轴承中单瓦块特性



多瓦块止推轴承中瓦块载荷

图 19 - 101 不对中对止推轴承的影响[28]

表 19－36　轴颈轴承的典型设计极限

（译注：原文表中 0.0025 应为 0.025）

最小膜厚	0.001～0.01 in(0.025～0.25 mm)
温升	达到 80℉(27℃)(对巴氏合金)
最高温度	达到 300℉(150℃)(对巴氏合金)
载荷	500 psi (3.4 MPa)
L/D 比值	0.25～1.0
C/R 比值	0.001～0.002
预载荷 m	0.25～0.75
轴承弧度	150°～60°固定瓦块　　80°～30°可倾瓦
入口油温 T	80℉～130℉(27℃～55℃)

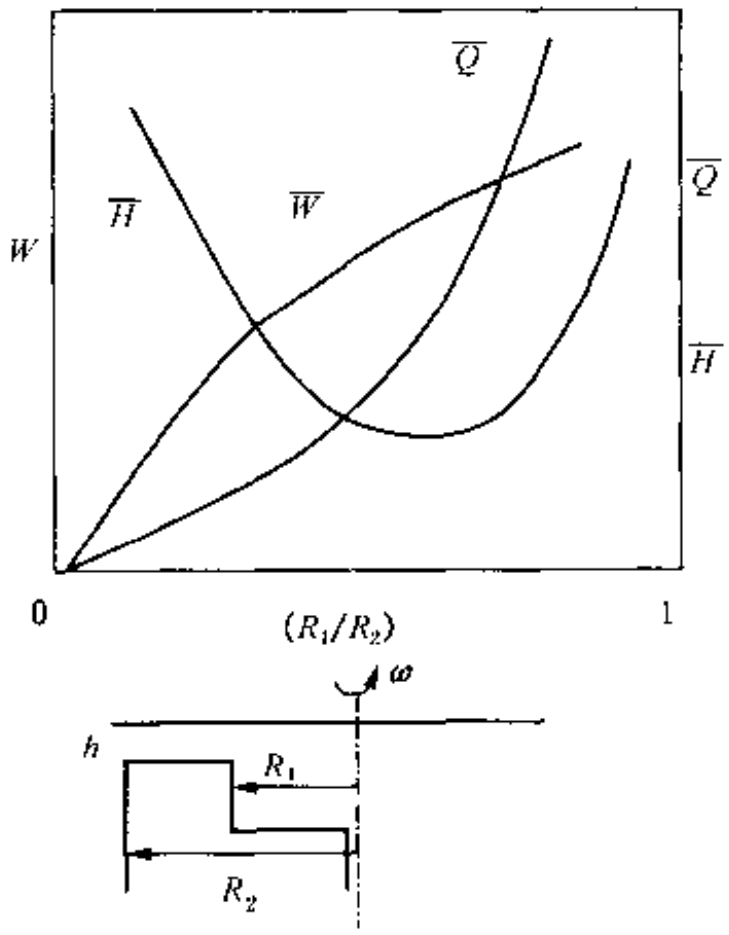


图 19－102　不可压缩流体静压轴承的性能

表 19－37　紊流对轴承性能的影响

雷诺数

$$Re = \rho Rch / u$$

流态	
• $Re < 750$	层流
• $750 < Re < 1500$	过渡
• $Re > 15000$	紊流(译注：原文为 15000，似为 1500)

紊流对轴承性能的影响

内容	效果
承载能力	⊕
润滑油流量	⊖
能量损失	⊕
温度	⊕
刚度和阻尼	⊕或⊖

注：⊕增加；⊖减少

表 19－38　设计参数对轴颈轴承的影响

符号：(＋)增大参数值来达到左栏的影响效果
　　(－)减小参数值来达到左栏的影响效果
例如：要减少温升，可采用以下一种或多种方法
　　减小 L/D 比，增加 C/R，降低润滑油粘度等

目　的	L/D	C/R	几何形状	粘度	预载 m	圆弧角 β	供油压力 p_s
降低温升	(－)	(＋)	椭圆形 Elliptical.	(－)	(－)	(－)	(＋)[h]
降低能量损失	(－)	(＋)或(－)	圆形 Circular	(－)	(－)	(－)	(－)
降低 T_{max}	(＋)	(＋)	椭圆形 Elliptical	(－)	(－)	(＋)或(－)	无影响
增加润滑油流量	(＋)	(＋)	椭圆形 Elliptical	(－)	(－)	(＋)	(＋)

续表

符号:(+)增大参数值来达到左栏的影响效果
(-)减小参数值来达到左栏的影响效果
例如:要减少温升,可采用以下一种或多种方法
减小 L/D 比,增加 C/R,降低润滑油粘度等

目 的	L/D	C/R	几何形状	粘度	预载 m	圆弧角 β	供油压力 p_s
增强稳定性	(-)	(-)	见表下①项	(+)或(-)	(+)	(-)	无影响
增加承载能力	(+)或(-)	(-)	圆形 Circular	(+)	(-)	(-)	无影响
防止紊流	(+)或(-)	(-)	三叶 3-lobe	(+)	(+)	(-)	(-)
稳定性	(+)	(-)	可倾瓦 Tilting Pad	(+)或(-)	(+)	(+)	无影响

注:① 轴颈轴承的稳定性按如下顺序递增:圆形、压力坎、椭圆形、三叶形、可倾瓦;
② 仅指显著影响。

表 19-39 各种轴颈轴承特性总结表

轴承类型	优 点	缺 点	说 明
轴向槽	1. 制造简单 2. 成本低	1. 易发生润滑油涡动	圆形轴承往往被分割制成椭圆形或多叶形轴承
椭圆形	1. 制造简单 2. 成本低 3. 临界转速的阻尼大	1. 高速下易发生润滑油涡动 2. 必须已知载荷方向	低、中速条件下应用最广的轴承
三叶和四叶(斜平面等)	1. 有效抑制涡动 2. 总体性能好 3. 成本适中	1. 某些类型可能制造费用昂贵 2. 高速时发生涡动	目前某些厂商作为标准轴承结构
压力坝(单坝)	1. 有效抑制涡动 2. 成本低 3. 临界转速的阻尼大 4. 制造简单	1. 几乎没有前兆就发生不稳定现象 2. 块区易磨损或超时建立 3. 必须已知载荷方向	石油化学工业应用非常普遍 容易在椭圆形上转变成压力坝
流体静压	1. 有效抑制润滑油涡动 2. 设计参数范围广 3. 成本适中	1. 临界转速阻尼小 2. 需要仔细设计 3. 需要高压供油润滑	通常刚度大,用于高精度转子
可倾瓦	1. 不会产生涡动(无交叉耦合) 2. 设计参数范围广	1. 成本高 2. 需要仔细设计 3. 临界转速阻尼小 4. 难以确定实际间隙 5. 功率损失大	广泛用于带亚同步非轴承激励机械的稳定轴承

为了提供轴承设计中所需辅助材料的出处，选择了以下参考文献。

参 考 文 献

1. Allaire, P. E., D. F. Li, and K. C. Choy, "Transient Unbalance Response of Four Multilobe Journal Bearings," *Journal of Lubr. Technology*, Trans. ASME, July 1980.
2. Chen, H. M., "Active Magnetic Bearing Technology: A Conventional Rotordynamic Approach," 15th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, September 1988.
3. Chen, H. M., "Magnetic Bearings and Flexible Rotor Dynamics," STLE Annual Meeting at Cleveland, Ohio, May 9–12, 1988.
4. Chen, H. M., et al., "Stability Analysis for Rotors Supported by Active Magnetic Bearings," 2nd International Symposium on Magnet Bearings, July 12–14, 1990, Tokyo, Japan, pp. 325–328.
5. Chen, H. M., "Design and Analysis of a Sensorless Magnetic Damper," presented at ASME Turbo Expo, June 5–8, 1995, Houston, Texas, 95GT180.
6. Compressor Handbook, Gulf Publishing Co., Book Division.
7. Gross, W. A., "Gas Film Lubrication," John Wiley, 1962.
8. Heshmat, H., J. A. Walowit, and O. Pinkus, "Analysis of Gas-Lubricated Compliant Thrust Bearings," ASME Paper 82-LUB-39, 1982.
9. Heshmat, H., J. A. Walowit, and O. Pinkus, "Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings," ASME Paper 82-LUB-40, 1982.
10. Heshmat, H., and J. Dill, "Fundamental Issue in Cryogenic Hydrodynamic Lubrication," Proc. AFOSR/ML Fundamentals of Tribology Workshop (February 1987).
11. Heshmat, H., "Analysis of Compliant Foil Bearings with Spatially Variable Stiffness" presented at AIAA/SAE/ASME/ASEE 27th Joint Propulsion Conference, June 24–26, 1991, Sacramento, CA, Paper No. AIAA-91-2101.
12. Heshmat, H., "A Feasibility Study on the Use of Foil Bearings in Cryogenic Turbopumps," presented at AIAA/SAE/ASME/ASEE 27th Joint Propulsion Conference, June 24–26, 1991, Sacramento, CA, Paper No. AIAA-91-2103.
13. Heshmat, H., and P. Hermel, "Compliant Foil Bearing Technology and Their Application to High Speed Turbomachinery," 19th Leeds-Lyon Symposium on Thin Film in Tribology—From Micro Meters to Nano Meters, Leeds, U.K., Sept. 1993, D. Dowson, et al. (eds) (Elsevier Science Publishers B.V., 1993), pp. 559–575.
14. Heshmat, H., and O. Pinkus, "Performance of Starved Journal Bearings with Oil Ring Lubrication," *Journal of Tribology*, Trans. ASME 107, no. 1 (1985): 23–32.
15. Heshmat, H., and O. Pinkus, "Experimental Study of Stable High-Speed Oil Rings," *Journal of Tribology*, ASME 107, no. 1 (1985): 14–22.
16. Heshmat, H., and O. Pinkus, "Performance of Oil Ring Bearing," International Science Conf. on Friction, Wear, Lubr., Tashkent, U.S.S.R., May 1985.
17. Hustek, J. F., and O. J. Peer, "Design Considerations for Compressors with Magnetic Bearings," Proc. 3rd Int. Symposium on Magnetic Bearings, July 1993, Alexandria, VA.
18. Jones, G. J., and F. A. Martin, "Geometry Effects in Tilting-Pad Journal Bearings," ASLE Paper No. 78-AM-@A-2, 1978.
19. Ku, C.-P. R., and H. Heshmat, "Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis: Part I—Theoretical Model Including Strip and Variable Bump Foil Geometry," *Journal of Tribology*, Trans. ASME, vol. 114, no. 2 (1992): 394–400.
20. Pinckney, F. D., and J. M. Keesee, "Magnetic Bearing Design and Control Optimization for a Four-Stage Centrifugal Compressor," Proceedings of Mag. '92, pp. 218–227.
21. Pinkus, O., and B. Sternlicht, "Theory of Hydrodynamic Lubrication" (New York: McGraw-Hill, 1961).

II: Conceptual Design and Optimization of High Stability Journal Bearings; Volume III: Performance Tables and Design Guidelines for Thrust and Journal Bearings," MTI Report Nos. 82TR42, 82TR43, April 1982.

23. Pinkus, O., "Analysis of Elliptical Bearings," Trans. ASME, vol. 78, 1956, pp. 965–973.
24. Pinkus, O., "Analysis and Characteristics of the Three-Lobe Bearing," Trans. ASME, Ser.D., vol. 81, March 1959.
25. Pinkus, O., "Solution of the Tapered-Land Sector Thrust Bearing," Trans. ASME, vol. 80, Oct. 1958.
26. Pinkus, O., "Analysis of Non-circular Gas Journal Bearings," *Journal of Lubr. Technology*, Trans. ASME, Oct. 1975.
27. Pinkus, O., "Solution of Reynolds Equation for Arbitrarily Loaded Journal Bearings," Trans. ASME, Series D, vol. 83, no. 2, June 1961.
28. Pinkus, O., "Misalignment in Thrust Bearings Including Temperature and Cavitation Effects," *Journal of Tribology*, Oct. 1986.
29. Pinkus, O., "Optimization of Tilting Pad Journal Bearings Including Turbulence and Thermal Effects," *Israel Journal of Technology*, vol. 22, nos. 2–3, 1984/85.
30. Pinkus, O., "Manual of Bearing Failure and Repair in Power Plant Rotating Equipment," EPRI, July 1991.
31. Raimondi, A. A., and J. Boyd, "A Solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to Analysis and Design—III," Trans. ASLE, vol. 1, no. 1, 1959.
32. Reddickoff, J. M., and J. H. Vohr, "Hydrostatic Bearings for Cryogenic Rocket Engine Turbopumps," *Journal Lubr. Technology*, July 1969.
33. Schmied, J. L. and J. C. Predetto, "Rotor Dynamic Behaviour of a High-Speed Oil-Free Motor Compressor with a Rigid Coupling Supported on Four Radial Magnetic Bearings," Proceedings of 4th International Symposium on Magnetic Bearings, August 23–26, 1994, ETH Zurich, Switzerland, pp. 441–447.
34. Vohr, J. H., "The Design of Hydrostatic Bearings," Columbia University, NY.
35. Walton, J. F., and H. Heshmat, "Compliant Foil Bearings for Use in Cryogenic Turbopumps," Proceedings of Advanced Earth-to-Orbit Propulsion Technology Conference Held at NASA/MSFC May 17–19, 1994, NASA CP3282, vol. 1, Sept. 19, 1994, pp. 372–381.
36. Wilcock, D. F., and Booser, E. R., "Bearing Design and Application" (New York: McGraw Hill, 1957).

第 20 章　压缩机气阀

Walter J. Tuymer
Hoerbiger Corporation of America, Inc.

Dr. Erich H. Machu
Consulting Mechanical Engineer
Hoerbiger Corporation of America, Inc.

20.1　气阀的用途

压缩机气阀是一种用于控制气体进入和排出压缩机气缸的单向阀。每一个压缩腔室最少需要一个进气阀和一个排气阀。

20.2　气阀的历史

压缩机气阀的历史起源于 1897 年，当时奥地利工程师汉斯·贺尔碧格(Hanns Hoerbiger)设计出了一种钢阀片气阀，并申请了专利，用于炼钢厂的低压鼓风机上。有趣的是，该设计采用了无摩擦带导向的弹簧臂式阀片，用于无油润滑的压缩机，在非金属阀被用于气阀之前，这种设计始终保持着对其他气阀的领先优势。

1910 年，汉斯·梅尔(Hanns Mayer)发明了一种羽状阀，该阀用一些柔性的金属条作为密封元件，这种设计曾被 WORTHINGTON 公司作为其产品标准使用多年。

1931 年，英格索兰发明了另一种气阀，后被称为槽状阀。该阀用一些横截面呈“U”形的金属条作为密封元件，每一个“U”形金属条由一个叶形弹簧支撑，该气阀被指定为英格索兰公司的标准气阀，并且产量比其他气阀都多。

在 50 年代后期，由于管道压缩机的应用，以及高强度塑料(此处指尼龙)的出现，一种最早设计的气阀即菌状阀重新被人们重视，汤姆森工业公司(Thomason Industries)为一家位于纽约洲奥林的压缩机制造商克拉克兄弟公司(Clark Brothers)开发了这种“菌状阀”。在低压比的工况下，该阀被证明具有极高的效率。

20.3　气阀设计纵览

所有的压缩机气阀(自动阀)都必须具有如下一些部件：

- 阀座
- 密封元件
- 升程限制器(阀盖)
- 弹簧

气阀流道可以布置成不同的形式，如：

- 环形槽

- 并行槽
- 不规则的孔

20.3.1 用于空压机和其他气体压缩机的气阀

环状阀。 环状阀可能是空压机和气体压缩机上应用最广泛的气阀。一个正确加工的环状阀，其阀环的结构简单，应力分布均匀，因此具有较高的抗冲击性能。从气阀设计者的观点来看，阀环易于被导向，而且出于加工方面的原因，绝大多数气阀都是圆形的。环状阀的缺点是：不同的阀环上需加载不同的弹簧力。由于每个阀环上单位弹簧荷载不可能完全一样，又由于气流流经阀体时，流动并不均匀，因此很难甚至不可能使每一个阀环同步开启和同步关闭。但是也正因为这个原因，环状阀抗液击的能力优于其他形式的气阀。



图 20－1 环状阀的阀环及弹簧(一个弹簧支撑两个阀环)

以下是常用的几种环状阀：

简单环状阀。 这种设计使用普通阀环，弹簧可以是较小的盘簧，分别支撑每一个阀环；弹簧也可以是较大的盘簧，一个弹簧同时支撑两个阀环。在有些较早的气阀上，一个阀环上仅用一个大的盘簧。片状或透镜状弹簧仅用于较小的气阀。这些弹簧的优点是，占用空间小，允许阀盖做得很薄，这样可以降低余隙容积；其缺点是对变工况的适应能力较差。由于这些原因，它们多数用在空压机上。

缓冲环状阀。 环状阀中使用的惟一缓冲系统是气体缓冲，这种阀的阀环非常厚，直接在阀盖的深槽中，通过槽壁导向，阀环紧贴着导槽壁。在理论上，阀环下面的导槽中的气体在阀环向下运动时，受到挤压并通过导槽与阀环两侧的狭窄通道被挤压出去，缓冲效果在很大程度上取决于加工精度、磨损状况及气体介质中带液和固体颗粒含量等状况。对于这种阀，若采用非金属阀环和金属阀盖的话，由于金属和非金属垫的膨胀系数不一样，这样气阀便无法正常工作，因此，它只能使用金属材质的密封元件。

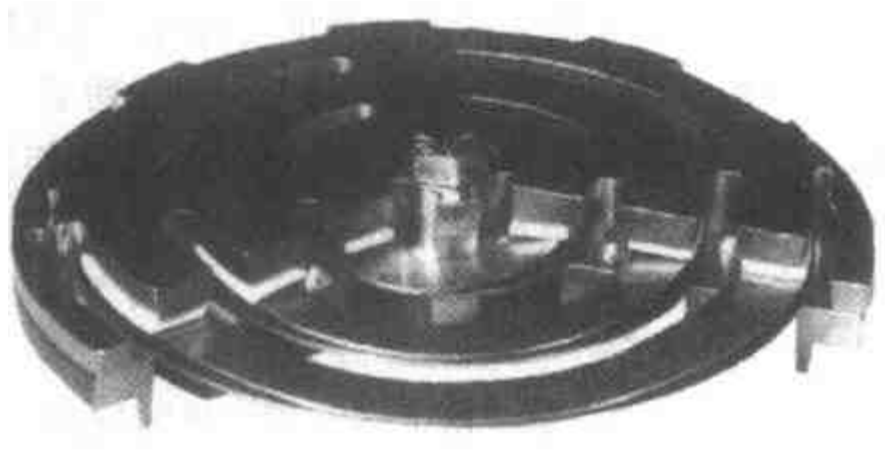


图 20－2 使用板簧的环状阀

型线环状阀。 在这种阀的阀座槽道处加工出一个大的倒角或加工成一个型面，并配以型线阀环。阀环与阀座的密封面也为一种型面。常规的气阀中，气流要作两次 90 度的转向，这样会使气阀损失增加。而这种型线环状阀的设计可降低流动阻力。但另一方面，若阀的升程和阀的凡尔线总长度是给定的，则阀的几何面积就会减少，减少量与气流偏离的角度的正弦成比例。

所有的型线环状阀都采用非金属阀环。由于阀环与阀座具有不同的热膨胀系数，在低温或高温的情况下，有可能导致泄漏，但由于阀环有一定的柔性，允许它“嵌入”阀座的槽道中，这样便可以降低因膨胀或收缩而导致的泄漏。

网状阀。 网状阀可以分为两种形式：

简单网状阀。 所谓网状阀，可以将其看成是环状阀中各个独立的环通过连臂互相连接而成。与环状阀相比，网状阀的显著优点在于密封元件只有一片，所有槽道的启闭都同时进行，但这要付出代价。从应力观点看，这种简单、极为均匀的阀环会变成一个复杂得多的密封元件。然而，由于阀片为一整体，当某一点首先撞击阀座或盖时，阀片会弯曲，并产生复杂的、不均匀的应力分布。由于应力分布不匀，造成局部应力集中，导致阀片损坏。

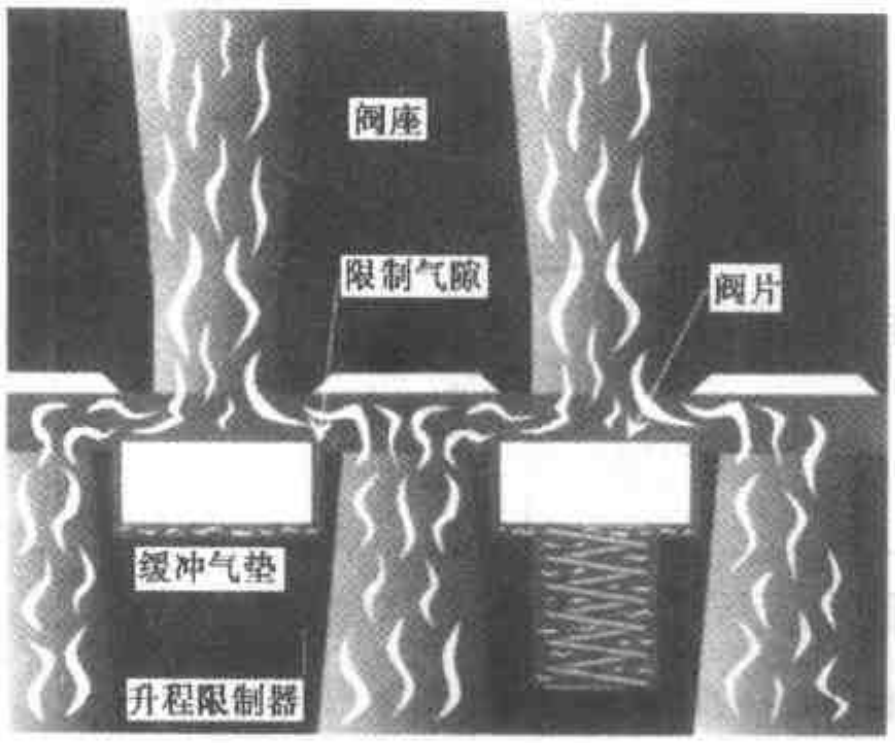


图 20－3　缓冲环状阀

双缓冲或多缓冲网状阀。 所谓双缓冲阀片中的“双”其实是一种误解，因为实际上只有一种缓冲机制起作用，而气阀关闭弹簧并不能说起到了缓冲的作用。

网状阀可以引入一个有效的机械缓冲系统，即位于阀片和阀盖之间的缓冲片，缓冲片上有时单独加载弹簧力，在气阀开启的过程中，阀片先单独运动，直至撞击到缓冲片，在这个撞击过程中，动量被保持，而动能却消耗掉了。也就是说，由于缓冲片的加速需要动能，因此降低了阀片速度，即降低了阀片最终撞击阀盖的撞击速度。同时，因阀片与缓冲片接触，从而减小了阀片开启时的不平行度。



图 20－4　型线环状阀
（由 Cook Manly 提供）

槽状阀。 槽状阀是西半球公司(Western Hemisphere)使用最广泛的气阀。该阀用一些横截面为“U”形的直槽作为密封元件，槽状阀也因此得名。每一个槽的两端由一个片状叶形弹簧加载，两端由梳齿状的导向槽导向，这种气阀适用于中低压和中低速压缩机。

羽状阀。 这种阀令人感兴趣之处在于它的简单性。它使用一个叶状密封片，密封片在阀限位器的凹槽中弯成弓形，该密封片同时也起到关闭弹簧的作用。羽状阀仅适用于中低压且气体介质干净的压缩机，但现在的压缩机已基本上不再使用羽状阀。

蘑状阀。 蘑状阀的阀座上有很大的气孔，(直径约 7/8in)，每一个孔中都有一个蘑菇型的密封头，每一个蘑菇头均有单独的关闭弹簧，最早的蘑菇头材质为青铜，由于青铜蘑菇头质量较大，实际场合中很少使用。随着尼龙的出现并被用于做蘑菇头后，这种阀门就主要用于低压比、低转速的压缩机中。气阀升程通常为 3/8in，在管线中，这种气阀效率是无可匹敌的。

后来由于 PEEK(聚醚醚酮 Polyetheretherketone[1]，聚合物)的应用，蘑状阀也已成功地应用于高压比的压缩机中。此时，由于阀的升程减小，



图 20－5　双缓冲气阀

[1] 见 Produe 1990 年论文集 701 页。

故需要将标准菌状阀的效率与其他阀门作一比较。

对于高速压缩机，还开发出了另一种型式的菌状阀。该阀的蘑菇头比以前小得多，阀孔也很小，这种设计在不降低有效流通面积的前提下，可以采用较小的升程。

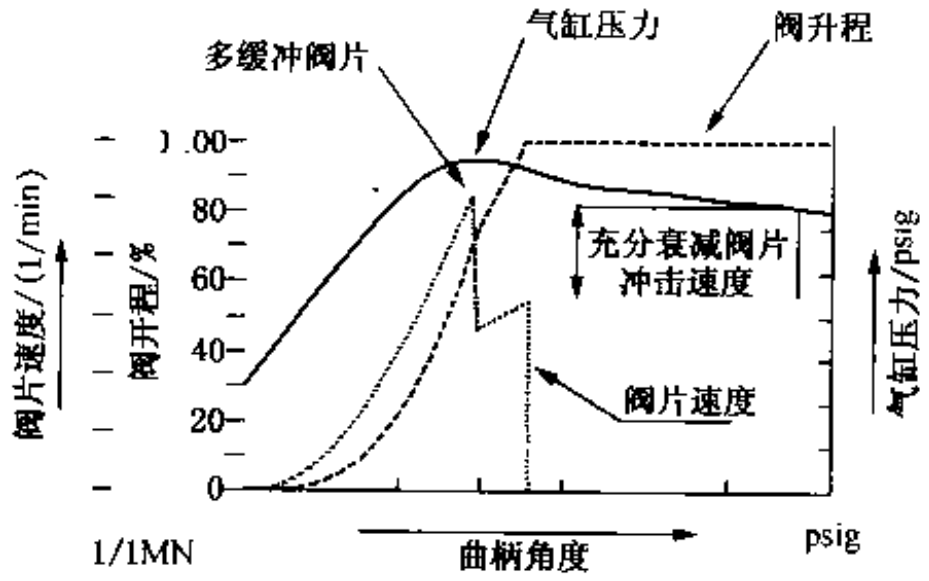


图 20－6　多缓冲阀的速度图

双层阀。通常情况下，设计气缸时，留给气阀的空间是有限的。如果气缸上气阀的面积不足，且允许增加余隙的情况下，可以考虑采用双层阀。双层阀可以设计成不同的型式，如环状、网状、菌状或羽状。除羽状阀外，双层阀中的第二个阀倒置装在第一个阀的上面，两个阀用套管连接起来，并用一个隔离器分开。进入底层阀的气流直接来自气缸。面进入上层阀的气流则经由套管面来，并经由上面的挡盖阻流后，由上层阀流出，双层阀的组合流通面积通常比单层阀大 40%左右。

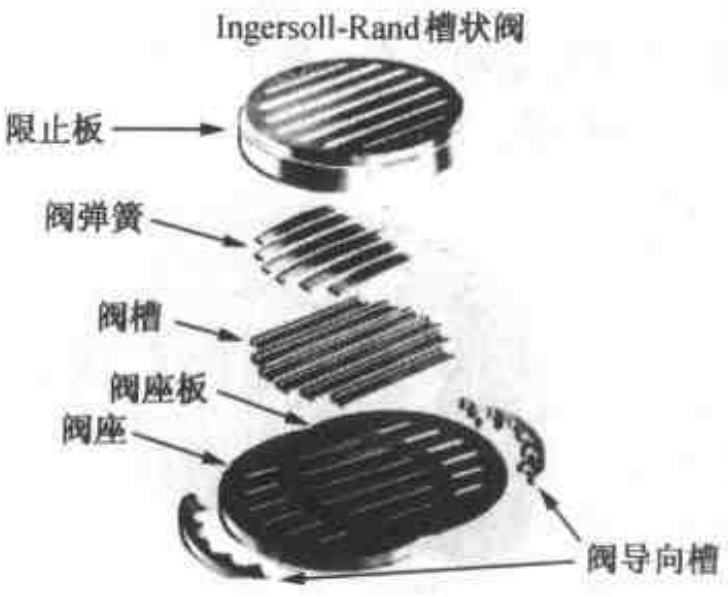


图 20－7　槽状阀
（由 Dresser Rand 提供）

整半层叠阀。一个整阀和一个环状阀组合成一个整半层叠阀，整阀在上面，环阀在下面，气体流经两层时方向相同。这种阀门的流通面积比双层阀更大，但由于气缸上的开口必须位于上层气阀之上，所以阀窝很深。两阀用一个锥形隔离器分开，隔离器还起到将气流导向上层气阀的作用。这种阀的流通面积通常比单层阀流通面积高出 60%～65%。

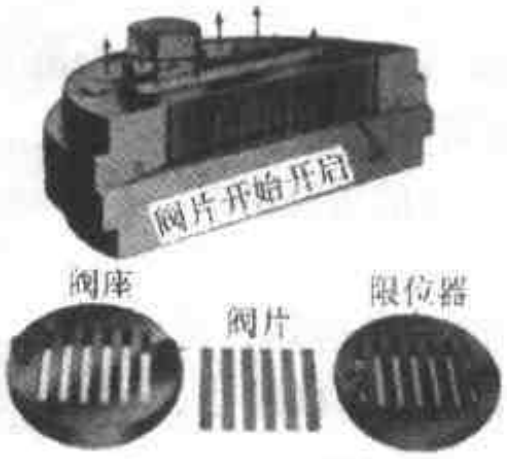


图 20－8　羽状阀
（由 Dresser Rand 提供）

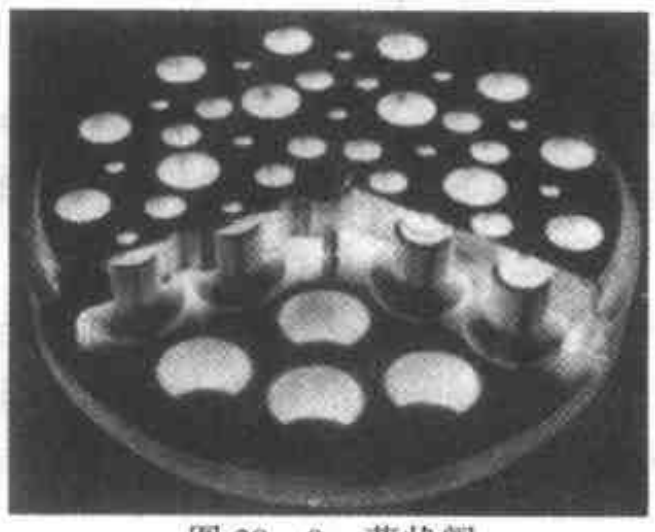


图 20－9　菌状阀
（由 Dresser Rand 提供）

同心阀。所谓同心阀，即进气阀和排气阀被同心地布置在一个阀体上，或者是单独的两个进排气阀，进气阀或排气阀布置在中心，另一个则围绕其布置在外围。这种阀通常用于单作用气缸，且安装在气缸表面。设计同心阀的最初目的是为了在保持最小余隙的前提下，尽量提高缸盖上的可用面积。同心阀通常用于高压比场合的制冷压缩机和小型空压机，行程小而压力高的气缸通常也使用同心阀。

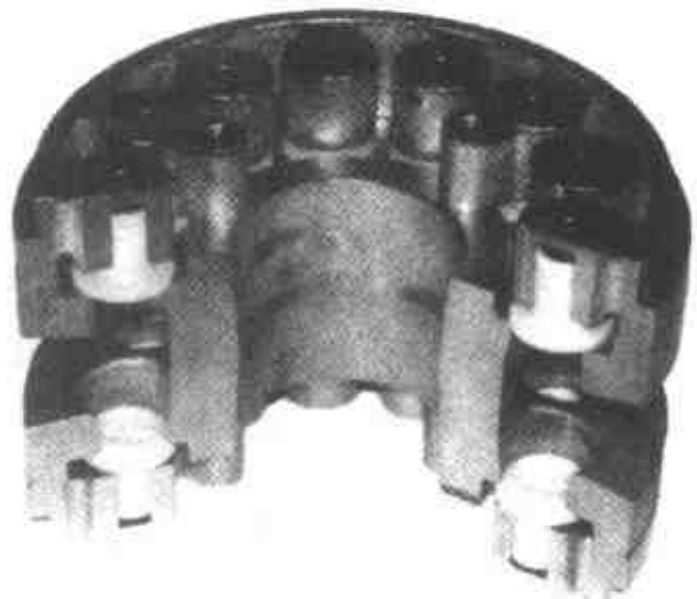


图 20－10　双层菌状阀

舌簧阀。舌簧阀主要应用于小型制冷压缩机和空压机。通常情况下，舌簧阀只有一个阀板，阀簧安装在阀板的两侧，阀簧由薄钢片制成，可以做成任何需要的形状。阀簧的一端固定在阀板上，另一端盖住阀板上的一个孔，当阀板两边的压差将阀簧压离阀板时，气阀便开启，阀簧的弹性变形作用就起到气阀弹簧的作用，因此舌簧阀无需其他弹簧。

也有的舌簧阀设计成两个阀板，两个阀板间用垫片隔开，阀簧被安装在两个阀板之间，这种设计的优点是当气阀开启时，对阀簧的运动有一个限位作用；其缺点是比单阀片结构的余隙更大，且成本较高。由于舌簧阀运动部件质量轻，故适用于高速压缩机，通常用于 3600r/min 的压缩机，而且在实验室里成功地测试出可用于 7000r/min 的压缩机。

20.4　原理

20.4.1　工作原理

每个气阀的关键部分是密封元件。密封元件通常由弹簧加载，并允许在阀座和阀盖之间运动。当密封元件紧贴阀座时，气阀处于关闭状态；当密封件紧贴阀盖时，气阀处于完全开启状态。密封元件在阀座和阀盖之间的运动距离即为气阀升程。

密封元件是在气体力及弹簧力的作用下产生运动，而不是在机械作用下产生运动。由于振动产生的惯性力或重力等的影响因素很小，通常忽略不计。其他力如气体中带液而产生的粘滞力，有时必须在设计时进行考虑[9]。

当气阀开启时，气流对阀片产生很大的推力，其量级为气流流过阀片时的压降和阀片面积的乘积。当气阀关闭时，气阀必须能承受进排气两侧的压差作用，承受该静态压差的能力由阀座来提供。

必须特别注意密封元件在开启和关闭时的运动状况。实际上，在绝大多数情况下，正是密封元件对阀盖或阀座的冲击才导致气阀失效。要确保气阀的长寿命，必须减小冲击速度。气阀过早失效的其他原因还有磨损、冲蚀、固体颗粒或液滴阻塞、维护不当或机械过载。

20.4.2　气阀设计和压缩机效率之间的关系

压缩机效率通常研究的是：

• 能量效率或等熵效率 η_{is}：实际的机器和理想机器在相同的运行工况下(即相同的名义进口压力、进口温度、排气压力和气体组分)所需的功之比即为等熵效率。

• 容积效率 η_{vol}或排气效率 λ：指在名义进口的状况下，行程容积和每个循环排出的气体容积之比。

一个压缩循环所需的功，即一个工作腔室(盖侧或轴侧)将质量为 M 的气体从进气管线吸进来，压缩至排气压力时将其排出，气缸中剩余气体重新膨胀至进口压力状态所需的能量。

• 所谓等熵功 W_{is}，即相同尺寸的理想机器在相同的外部条件时，即在相同的气体组分，相同的进、排气压力，相同的进气温度，且没有损失的情况下所需的功。对实际机器而言，气缸内的气体在被压缩之前的温度 T_{is}通常比 T_1 要高(其原因将在随后章节进行详细解释)，于是每单位质量的被压缩气体所需的等熵功将按 T_{is}/T_1 的比例增加。

• 有一部分额外的功 ΔW 要用来弥补实际压缩机压缩过程中的损失，包括气体流经气阀和阀窝的压降造成的损失、上一次压缩机循环中残留在气缸中的气体被再次压缩所需的功、由于热交换而导致的多变压缩、机械摩擦如活塞和填料等造成的功率损失等等。实际上，功损失是一个错误的概念，它显然与能量守恒原理或热力学第一定律相矛盾。实际情况是更多的能量(来自驱动机的机械能或电能)转变成了无用的能量。所谓无用是指热力学第二定律意义上的无用，如低温状态下的热能就是无用能量。

200 多年以前詹姆斯·瓦特(James Watt)就开始通过测量 pV 图或示功图的面积来计算活塞与被压缩气体之间交换的功。理想机器和实际机器所耗功率之比即为等熵效率。

$$\eta_{is} = \frac{100 \times W_{is}}{W_{is}\frac{T_{1,s}}{T_1} \times \Delta W}\%$$

容积效率 η_{vol}能够从示功图中计算出来。

$$\eta_{vol} = 100 - s\left[\frac{Z_1}{Z_2}\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{1/k} - 1\right]\%$$

式中 s——气缸的总余隙，%；

Z_1、Z_2——实际气体在名义进排气状况下的压缩率；

p_1、p_2——名义进、排气压力；

k——由 p_1 压缩至 p_2 的等熵指数，对于理想气体，$k = c_p/c_V$。

排气效率 λ 等于容积效率减去所有的容积损失的相对百分率。

$$\lambda\ \eta_{vol} - \Sigma(\text{容积损失})\%$$

气阀对容积效率的影响与气阀对余隙容积的影响有关，造成容积效率 η_{vol}和排气效率 λ 之差的容积损失在很大程度上取决于气阀设计及磨损情况，尤其是：

• 考虑气缸中的气体温度在压缩之前高于进口温度 T_1 时的温度修正。温度之所以会升高，是因为吸气过程中，气体流经气阀后的损失转化成了热能。另外，气阀和气缸壁也会将热能传递给新吸入的气体，从而导致温度升高。

• 气阀泄漏、活塞环泄漏以及填料泄漏造成的容积损失。气阀泄漏和活塞环泄漏会产生两个方面的影响：一方面降低吸入的气体量；另一方面使吸入的气体温度升高。

• 气阀节流过大会造成容积损失。

• 气阀延迟关闭造成的容积损失。

• 气流脉动可能使压缩过程在低于进口压力 p_1 便开始，这样也会造成容积损失。

对这个问题的分析处理是采用参考文献[11]中的微分方程和参考文献[12、14]中的简单

代数方程。等熵效率及容积损失与气阀、活塞环和填料泄漏有关。除填料泄漏外，气阀损失严重地影响着泄漏所造成的影响和排气效率，因此应尽可能将气阀损失降低，同时尽可能地延长气阀使用寿命。

遗憾的是，万事都具有矛盾性：对于一个设计好的气阀，效率高即意味着功率损失 ΔW 小，即气阀导致的压降小，这就需求气阀流通面积要大，气阀升程也要大。然而，气阀若需保持寿命长，则冲击速度要小，也就意味着升程越小越好。具体到如何正确选取升程，弹簧和材质，关键还在于气阀设计人员的经验技巧，根据实际情况作出合理的设计。

20.4.3　密封元件的运动

理想状况下，气阀开启时密封元件初始运动是由于气阀两侧的压差克服了弹簧力而引起的。气流曳力与弹簧力导致密封元件的加速运动。

气阀开启过程中，其流通面积从零逐步增至最大流通面积。活塞每时每刻都处于一个特定的速度。根据活塞扫过的容积以及流经气阀的流量这两者变化的快慢，气阀两侧的压差或者增加或者减少。这就会导致大多数压力—容器 pV 图上出现气阀开启时的驼峰形状(如图 20－11)当气阀开启后，流经气阀的流量与活塞扫过的容积相当，这样气缸内的压力变化很小，在这个过程中，阀隙速度(瞬时速度)大约等于活塞的瞬时速度乘以活塞面积与气阀升程面积之比。随着活塞接近止点位置，其速度也接近零，此时气流曳力也开始下降，气阀弹簧克服最小的气流曳力，让阀片开始关闭。当活塞到达止点的位置时，阀片正好完全处于关闭状态。

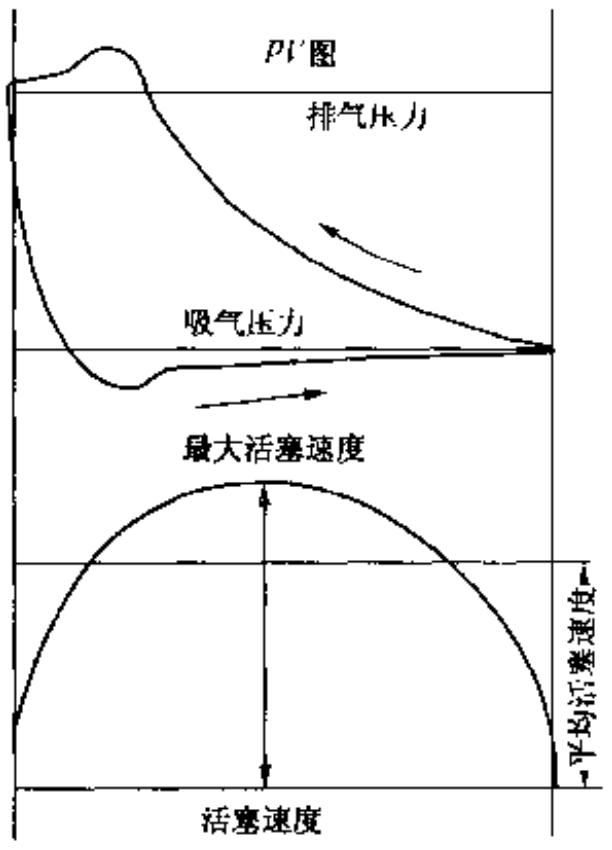


图 20－11　活塞速度与气缸 pV 图

如果被压缩的气体介质中含有油、水等粘性物质，则会对阀片的运动产生不利影响，进而导致粘滞现象。依据阀片与阀盖或阀座的接触面积，可以计算出粘滞力的大小。用于开启气阀的最小压差必须等于弹簧预置力和粘滞力之和。当压差增高并达到最大值，阀片运动却因粘滞力而延迟。一旦阀片离开阀座，粘滞力瞬间降为零，此时气流曳力很大而没有相应的阻力，于是阀片的加速度比正常情况下要大。这样在开启过程中，阀片对阀盖造成的很大的冲击；另外，pV 图上开启时的驼峰也比正常情况大。气阀关闭的时候，弹簧力必须克服气流曳力和阀盖对阀片的粘滞力。如果弹簧力过弱，则阀片可能在活塞过了止点后才关闭，导致气流回流，当阀片撞击阀座时，产生很大的冲击。

20.4.4　气阀升程

对于气阀用户而言，只关心气阀效率和气阀寿命。由于气阀的启闭需要压差，而压差会造成一定程度的损失，另外驱动阀片的运动也会需要一小部分能量。通常气阀的寿命是气阀升程的函数。假设气体介质干净，没有杂质且不含液体，则气阀失效只是由于冲击而造成的疲劳损伤。在阀片的整个升程中，阀片速度一直在增加，这意味着升程越大，阀片的冲击速度就越大，气阀寿命就越短。通过对气阀运动进行研究发现，对阀片的冲击速度只能算出一个近似的值。另外，也有一些经验图表，是基于压缩机转速和操作压力推荐的最大升程值。有一个图表被成功地使用了数十年，它与一个著名的气阀厂家基于钢阀片气阀总结出来的

个经验公式相当吻合。

$$h_{钢} = \frac{13}{RPM^{2/3}p^{1/6}}$$

式中 h——允许的升程，in；

p——管线压力，psia；

RPM——速度，r/min。

对于非金属阀片，在 $h_{钢}$ 的基础上加 0.040in，对于菌状阀，则乘以 2。

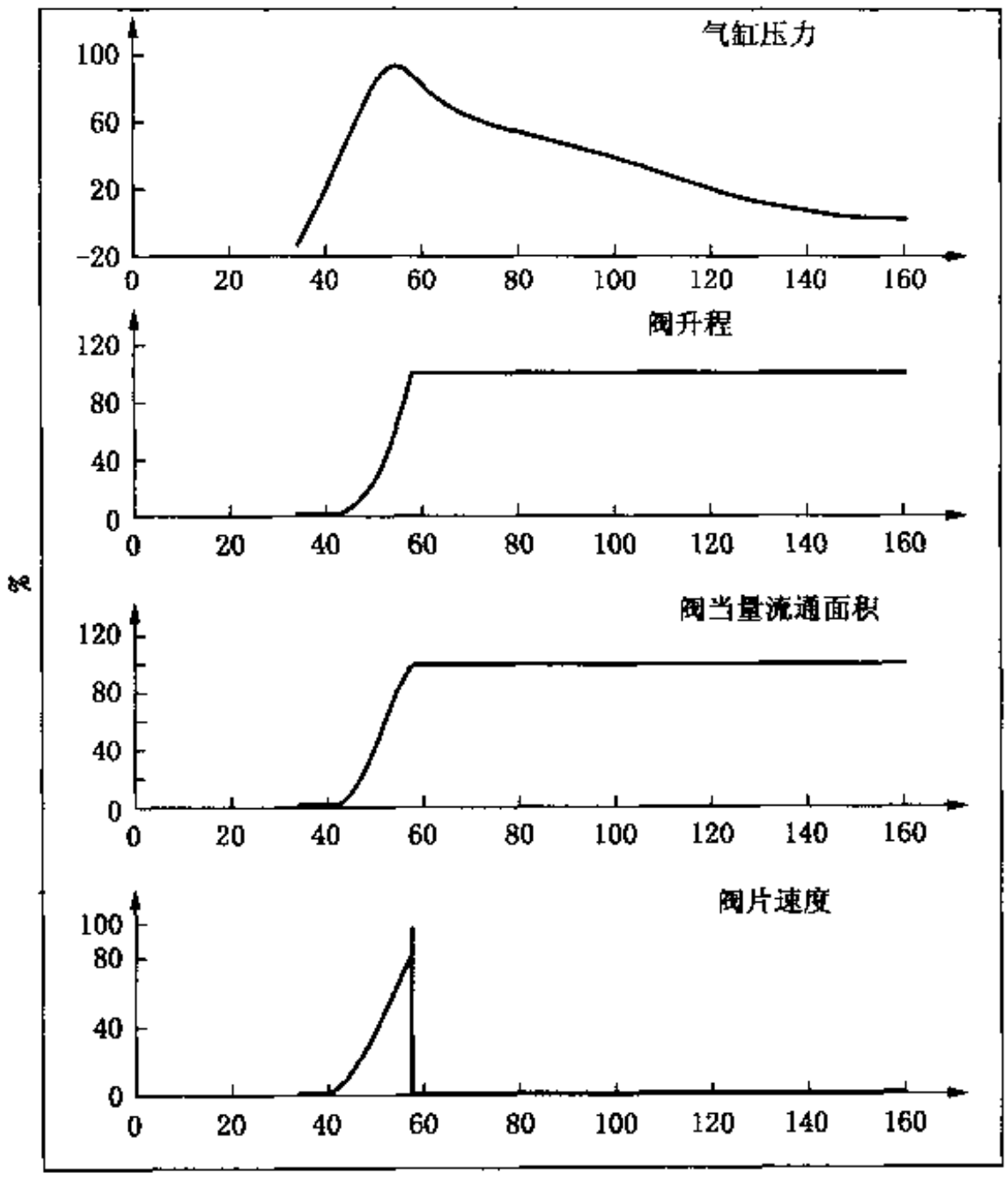


图 20－12 开启排气阀的响应图

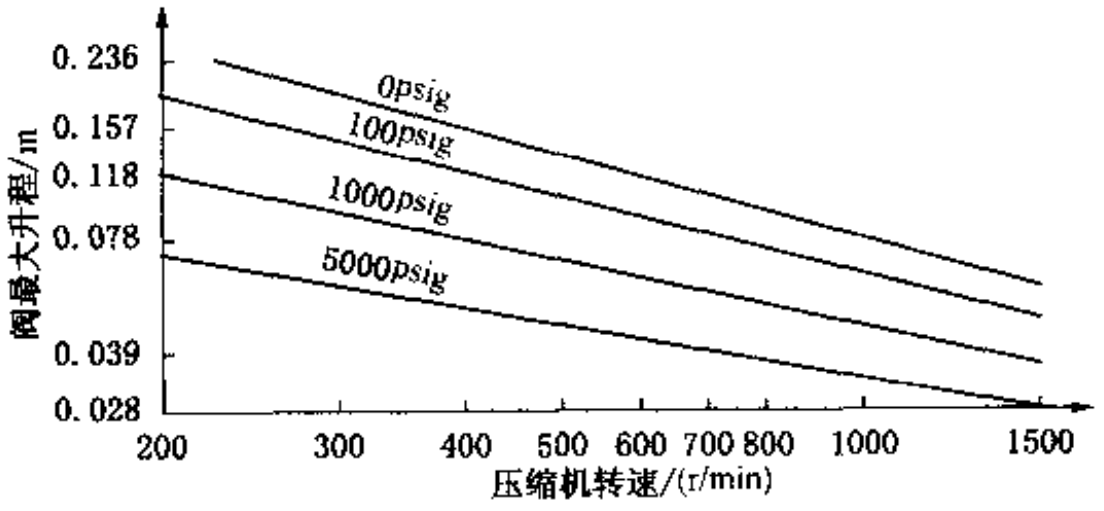


图 20－13 钢阀片允许升程

20.4.5　气阀的面积

气体流经气阀，所通过的气阀面积的定义多少有些任意性，但以下几种定义是有意义的：

阀座面积。阀座面积等于阀座槽孔的垂直投影面积减去径向连臂的垂直投影面积，换句话说，就是将阀座对向光源时可见部分的面积。当气阀关闭时，阀座要有足够的刚性以承受高的差压。要增加阀座的刚性，可通过增加厚度，也可通过增加其径向连臂数量来实现，但增加连臂数量会减小流通面积。为精确计算阀座的机械强度，通常是采用有限元分析法。

升程面积。升程面积等于阀座上凡尔线总长度乘以气阀的升程，凡尔线即阀片与阀座密封时的接触线。增加凡尔线长度，气阀泄漏的风险也增大。

阀盖面积。其定义与阀座面积类似。

所需的气阀几何升程面积。以前，阀隙速度被看作是气阀选型的最主要参数，许多公司都建立起了各自的阀隙速度的参考值图表。阀隙速度确实对气阀选型的影响很大，但仅阀隙速度并不够。在考虑损失的时候，气阀压降是一个很重要的参数，而且必须考虑到，当活塞处于止点位置时，气缸内的压力必须和管线中的压力尽可能地接近，为了表示气阀是否合适，可引入一个参数 q 表征。

$$v_m = \frac{\frac{bore^2 \times \pi}{4} \times 2 \times stroke \times RPM}{n \times f_e \times 12}$$

式中　v_m——阀隙速度，ft/min；

$bore$——气缸直径，in；

$stroke$——活塞行程，in；

n——每个气缸端的吸(排)气阀数量；

f_e——一个吸(排)气阀的升程面积，in^2；

π——3.14159。

$$q_{SV} = \frac{\pi^2}{8} \times \frac{\rho_s}{p_s} \times \left(v_m \times \frac{f_e}{\Phi} \right)^2 \times \frac{100}{144 \times 3600 \times g}$$

式中　ρ_s——进口处气体密度，lb/ft^3；

p_s——进口压力，psia；

Φ——有效通流面积，in^2；

q_{SV}——进口处相对于吸气管线压力的压降，%；

g——重力加速度 = $32ft/s^2$。

q_{SV}是一个无量纲的参数，用于表述气缸中的压力和温度变化的微分方程中[11]。对于进气阀以及小压降时，q_{SV}可以表述为最大气阀压降与吸气管线压力的百分比。对于排气阀，假设气阀不泄漏，且能及时关闭，对压缩机的气量几乎没有影响，但是 q_{SV}值大，则表明压降大且功耗多。对于一个设计优秀的气阀，不论是进气阀还是排气阀，q 值都应在 2% ~ 12%之内。如果 q 值太小，即意味着压降小，也就是气流曳力小且弹簧力小，因为弹簧力的选用必须和压降相匹配，过小的开启力，将导致气阀也无法正常启闭及弹簧振颤功率损失增加。如果 q 值太大，即意味着压降大，功率损失大，排气损失也大。对于进气阀，如果 q_{SV}大于 16% 即意味着在止点位置，气缸中的压力无法恢复，这样会

导致气阀延迟关闭并产生容积损失。

有效流通面积。有效流通面积即气阀在完全开启的时候，气阀的有效孔板面积。它是气阀的几何面积，受流动收缩系数的影响，可用来精确计算气阀损失。绝大多数著名的气阀制造商都在测试他们气阀的有效流通面积。气阀的设计，气阀的升程以及加工质量都可以影响气阀的有效流通面积。由于加工质量不同，对相同设计的气阀，其实际的有效流通面积也可能不同。

对于按工业标准设计的网状阀或环状阀，可以利用如下 Hunt Davis 公式估算其有效流通面积[2]：

$$\Phi = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k_l^2 \times A_l^2} + \frac{1}{k_{be}^2 \times A_{be}^2} + \frac{1}{k_s^2 \times A_s^2}}}$$

式中 A_l——升程面积，$k_l = 0.85$；

A_{be}——空隙面积，$k_{be} = 0.66$；

A_s——阀座面积，$k_s = 1$。

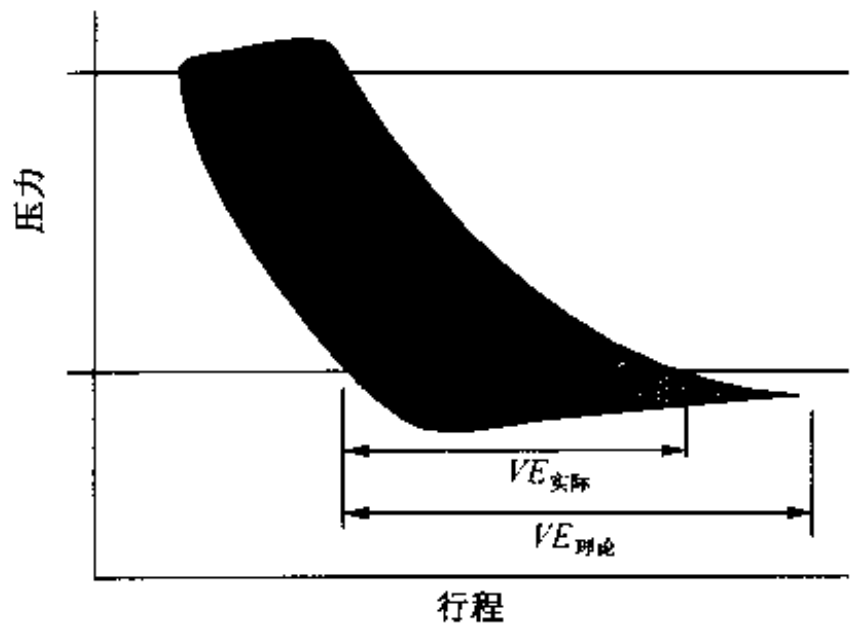


图 20－14 进气阀面积不足时的气缸 pV 图(q 值 > 16)

气流经进口法兰进入气缸，除要流经气阀外，还要通过缸体气道、压阀罩以及阀窝，以上每一个地方都会造成流动损失，总称通流损失，总的通流损失与气阀损失之比可以用阀窝损失系数来表示[8]。

20.4.6 气阀弹簧

气阀弹簧的功能是使气阀及时关闭，目标是：当活塞到达止点位置时，所有的气阀都处于关闭状态。由于气阀密封元件必须经过完全开启到完全关闭状态的整个升程，因此开始关闭的瞬间必须发生在活塞到达止点位置之前，此时密封元件是逆气流方向面运动。如果气阀弹簧过软，气阀将会出现延迟关闭现象(即活塞到达止点位置时，气阀还未完全关闭)。此时气流会经由气阀倒流入气缸，气流的曳力造成气阀在关闭时密封元件对阀座的猛烈撞击。另一方面，如果气阀弹簧力过强，气阀会过早关闭。由于此时活塞仍在向止点位置运动，气缸与管线的压差不断增加，会导至气阀重新开启。极端情况是，弹簧力过强，导致气阀产生振颤现象。如果弹簧力明显超过下面两个公式的计算结果，则气阀有可能产生振颤现象。若要升程高面压降小，则需要较软的弹簧，弹簧须线径小，长度大且易于变曲。

对于进气阀

$$p_f = 0.4 \times q_{SV} \times p_s$$

对于排气阀

$$p_j = 0.4 \times q_{DV} \times p_s \times \left(\frac{p_d}{p_s}\right)^k$$

计算 q_{DV}时假定它是一个吸气阀，即 v_m、f_e 和 ϕ 使用排气阀的数据，而 ρ_s、p_s 为吸气阀的数据。两个公式算出的值只是近似值，在 500 psia 压力范围之内均适用。对于其他情况，则需要通过研究气阀运动来计算弹簧力。正确设计的弹簧一般不会影响气阀的开启。

20.4.7　气阀的运动理论

以上章节中的公式都是一些经验公式，仅适用于一些典型的参数范围。它们只能在某一特定工况下对气阀升程及弹簧进行常规选型。然而，如果参数并不典型，且运行工况为变工况，那么这些公式就不适用了，因为它并不能告诉我们在一个工况下选定的气阀是否能安全地运行在另一个工况。要解决这个问题，必须对气阀和压缩机之间的关系进行建模。这样一个系统必须由三个常微分方程来表述：一是针对气阀升程的改变，二是针对气缸压力，三是针对气缸的温度。这些方程太复杂，无法进行积分求得分析解，只能用著名的代数方法作数值运算（如 Runge – Kutta 法、预估 – 校正法或类似的方法），这样会需要相当大的计算工作量。

最简单的模型早在半个世纪之前就已研究出来[1]，其后尤其是当高性能的计算机应用之后，模型不断完善。由于本文篇幅所限，这里仅列出几个典型的改进之处，例如加进了气流压力脉动因素[5]、阀窝中的气体惯性[4,7,10]、气体弹性效应[10]、气体泄漏[11]、热交换[6,11,12]、舌簧阀中阀簧的模型，采用阀片运动的更多自由度来预测由于阀片翘起而产生的较高的冲击速度[13]等等。所有这些都表明，实际问题是相当复杂的。

要理解气阀运动，必须时刻记住以下情况：

- 目前所使用的模型还远未完善，实际的运动多少与模型不一样。
- 用于模型中的流动阻力系数，气流曳力以及它们随气阀升程改变而产生的变化可能与实际气阀中的并不一样。
- 外部参数如压力，温度，气体成分，脉动形式等可能改变。
- 气体中可能含有杂质，并可能存在液体。
- 数值计算往往只是对局部的精确计算，尤其是压降较小（通常 $q < 2\%$）时，对活塞止点位置附近区域）。

对气阀运动研究的结果，很大程度上取决于对它的解释。下面的一些通用规则可供引用：

- 由于延迟关闭会导致阀片在阀座上不出现回弹，所以看似完美的气阀运动实际上往往并不完美，并且结果存在危险性。
- 一个正常的气阀，希望它在开启时，阀片不在阀盖上反弹，或者反弹量很小。尽管计算出的反弹量无需表现实际情况，但它们很大程度上依赖于冲击模型的建立方式，并且与回归系数的选取也有很大的关系，而通常这些因素是无害的。
- 在活塞的一个行程的绝大部分时间内，气阀应开启时且无振颤。
- 应使气阀早点关闭（在止点前关闭）。
- 在气阀关闭的最后时刻，忽略活塞到达止点位置之前所开始的反弹。
- 该模型可计算冲击速度。由于密封元件会因材料过度应力集中而失效，所以其中的一个问题就是需将冲击速度转化成应力，并为密封元件设定一个许用应力值。这些许用应力值取决于气阀设计、材质的选择、加工质量，以及所用的计算模型以及设计人员

的经验。

通过波在弹性介质中的一维传递理论，可以找到一些线索。依据该假设可以得到压力的变幅 Δp（=压力的改变量=应力 σ），它与 $\Delta \mu$（速度的变幅=冲击速度）之间的关系为：

$$\Delta p = \rho \times c \times \Delta u$$

式中 ρ——密度；

c——声音在密封元件材料中的传播速度，$c = \sqrt{E/\rho}$。

这样，通过一些基本的材质物性如密度 ρ，弹性模量 E 以及许用应力 σ（译注：原文为 ρ）就可用来估算许用冲击速度。应用这种方法可以算出在一定温度条件下，钢阀片的许用冲击速度为 1100 ft/min，PEEK 阀片的许用冲击速度为 2200～3900 ft/min。尽管气阀运动的理论模型还有各种缺陷，并且波的一维波的传递理论是否可用还值得怀疑，但看起来误差似乎不超过 1/3。还有一种更为精确的方法，它也是建立在弹性介质波导理论的基础上，不过它还考虑了阀座的特性，具体情况请参阅文献[16]，实验结果参阅文献[17]。

有关气阀运动理论的正确理解需要丰富的经验，否则，最好先向专家咨询，以免得出错误的结论。

20.5 气阀材质

对于大多数应用场合，气阀阀体材质为碳钢或合金钢，这主要取决于阀座的强度要能够承受气阀的压差。对于腐蚀性气体，可考虑使用马氏体不锈钢或奥氏体不锈钢，对于某些具有极强腐蚀性的场合，可考虑使用镍合金或类似的耐腐蚀材料，对于某些腐蚀性气体如硫化氢，有专门的技术规范可供选择。

20.5.1 气阀密封元件

过去，大部分气阀密封元件都是由经过热处理的马氏体不锈钢如 AISI 410 或 AISI 420 加工制造。对于腐蚀性气体，使用急淬钢 17－7 PH 或 Inconel X750。现在，这些材料仍然应用于高温和高压的场合，或者在使用指式卸荷器或阀片易于变形的情况下。

现在，在材质温度范围内，通常选择工程塑料如尼龙 6/6(30%玻璃纤维填充)作为气阀阀片。尼龙 6/6 的最大工作温度约为 250℉左右，当然根据工作压力不同而有所变化，不同厂家的产品也不一样，对于温度较高的场合，可以使用 PEEK(聚醚醚酮)，但其耐温也随不同厂家生产而不一样，通常最大工作温度可达 450℉，新的材质往往都是在航空工业中被开发出来，然后用于制造压缩机气阀部件。

20.5.2 气阀弹簧

大多数压缩机气阀弹簧采用的材质为急淬不锈钢 17－7PH，在高腐蚀场合，采用镍合金如：Inconel X750 或 Nimonic 90，在某些特殊应用场合，使用多相材料如：MP 35N 或 Elgiloy。

20.6 气阀寿命

在理想状况下，一个正确设计的气阀寿命几乎无限长，但永远不可能存在这种理想状况，在气体介质被污染，如含固体颗粒、带液或含腐蚀性组分的情况下，由于气阀固有的动态特性，注定其使用寿命是有限的。

• 外来颗粒。基于气阀部件的材质和固体颗粒的大小，这些颗粒或多或少地会起到破坏作用，而认识到这一点至关重要。通常，特别微小的颗粒能够通过气阀，但它会对阀座和

密封元件造成磨损，并最终导致气阀失效。

一些较大但又并不算很大的颗粒，往往会导致金属阀片破裂，而对于非金属阀片，这种颗粒往往会嵌入到阀片里面。

如果颗粒又大又硬，那么没有什么气阀能够继续正常工作。

• 气体带液也对气阀使用寿命有害。气阀设计时，采用相互分离的、由非金属材料制成的密封元件(如环状阀)，对承受带液的情况比采用整体的密封元件(如网状阀)要好得多。液滴对单阀环的撞击使单环变形，并会造成瞬时的破坏作用，但是被撞击的环可以单独作相应的移动，而不会象网状阀片那样造成因环与环之间的连带作用而遭受较大的破坏。

油粘滞的影响在前面"密封部件的运动"中已作了详细说明。

• 气阀设计不合理或恶劣工况下，往往会导致气阀振颤或延迟关闭。在这两种情况下，要么气阀在每一个压缩行程中都会产生多次撞击，要么产生过度冲击，造成阀片提前失效。

20.7　调节压缩机排气量的方法

对于一台压缩机而言，在转速、进气温度及压力、排气压力及气体组成都恒定的情况下，单位时间里排气量为恒定值。如果要改变排量，需要使用如下所述的一些特殊方法。

20.7.1　余隙容积调节法

这种调节方法的缺点是：初始投资大，而且当布置在气缸的曲轴侧时，存在着空间排布的困难。

改变压缩机气缸中的有效余隙容积，可以改变压缩腔室中吸入的气体量(详见容积效率η_{vol}的定义)。在新鲜气体从吸气阀进入压缩腔室之前，残留在余隙中的气体膨胀至进口压力，当余隙容积足够大时，压缩机压缩腔的最小排气量可降至零。此时除机械摩擦损失、流动损失及热损失外，可回收所有用于压缩气体的能量。余隙调节有如下几种型式：

固定余隙容积。通过一些关闭装置，在压缩机气缸上连接一个固定的容积腔。这些关闭装置可以是一个带卸荷器的压缩机气阀，或者是一个通过机械或气动执行的柱塞卸荷器。当使用中间开孔的双层阀或者是中间开孔的单层阀时，余隙容积可设计成与阀窝相通。对于盖侧余隙，可以方便地附加一些瓶状的容积。这样可以对压缩机排量进行分级调节。打开连接阀即意味着排量最小，关闭连接阀即意味着满负荷。

可变余隙容积。可变余隙几乎全部安置在压缩机盖侧，由一个瓶状的腔室和一个可移动的活塞组成。活塞通常由一个手动的手柄来驱动。由于余隙容积的活塞位置可以连续调节，所以排气量也可连续调节。但这种设计应注意的问题是余隙活塞的填料处易产生泄漏，而且当压缩机运行时，余隙调节需要较大的驱动力。注意：当气体介质不很干净，且余隙活塞已有一段时间没有移动时，活塞可能被粘住，不易改变位置。

20.7.2　固定容积可变压力余隙调节

对于一个固定的体积，如果其中的压力发生改变，则由其储存的气体量也会相应改变。若给定一固定余隙，并在余隙腔和压缩腔室之间安装一个带执行机构和卸荷器的气阀，就可实现上述调节。对这种机构，曲轴每转一圈，气阀启闭一次。通过改变卸荷力可选择相应的曲轴角，进而可改变余隙中的压力。当卸荷力为零时，气阀属于满荷；当卸荷力最大时，气阀处于卸荷，在零到最大值之间选择卸荷力，就可以无级地调节压缩机的排气量[15]。

20.7.3 部分打开吸气阀调节压缩机排气量

该调节方法是在进气阀上安装一个带执行机构的卸荷器，在排气行程的一部分时间内，卸荷器使进气阀处于打开状态[15]。进气阀延迟关闭，使得一部分压缩腔中的气体倒流到进气管线中。仅当进气阀关闭后(或被允许关闭后)，气缸中剩余的气体才被压缩并经排气阀排出。

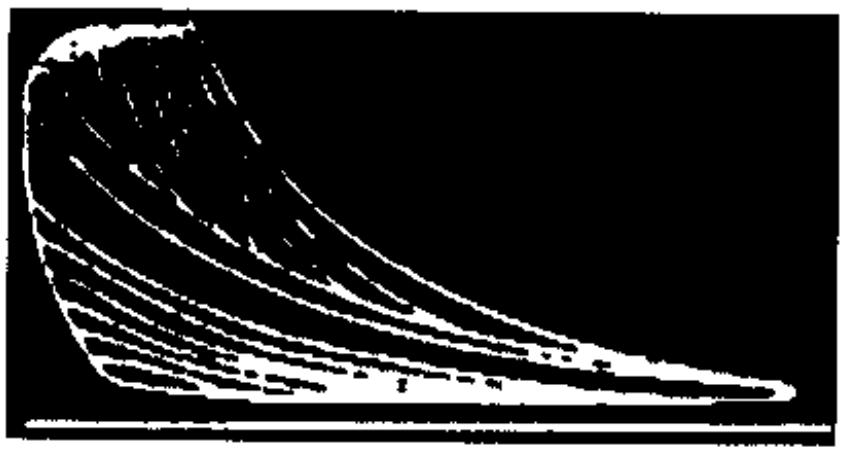


图 20－15 变载荷时的 pV 图

气动膜式执行机构靠仪表风压缩弹簧，并由弹簧再推动卸荷器顶开进气阀片。在压缩冲程中，从进气阀回流到进气管线中气体的速度几乎与活塞速度成正比，因此在活塞的前半个行程中，气流速度稳步增加❶，作用在阀片上的气流曳力亦随气流速度增加而增加。当作用在阀片上的气流曳力大于卸荷器作用在阀片上的力时，进气阀开始关闭。通过改变执行机构中的仪表风的压力，就可以改变作用在卸荷器上的卸荷力，进而可以控制气阀关闭的时刻。

通过这种方法，排气量的调节范围可以达到将近 60%(即从 100% 满负荷到 40% 满负荷)。当回流量达到最大时，如果气流曳力不足以克服卸荷力，则气阀将始终处于开启状态，即完全卸荷状态。

20.7.4 变转速调节

这种调节方法通常用于发动机驱动的压缩机。由于变转速电机成本太高，因此电机驱动时转速通常是固定值。这种调节方法中经济、有效的转速范围主要取决于驱动机的情况，但同时也受压缩机的限制。

当转速降低时，转速波动值通常增高，且与速度下降率的平方成正比。例如：假设当 100%转速运行时，波动系数为 1%，而当速度下降 5%时，波动系数则上升至 4%。这样可能会使振动过大，导致压缩机本身、基础及建筑物的破坏。另外，转速降低时，可能影响主轴承的润滑效果及活塞杆的反向力(API 618 第 2.4.4 节)。反向力是十字头销的润滑所必须的。同时，因转速改变，气阀有可能要重新布置。综合以上一些原因及实际经验表明，当需降低转速时，往往极少低于正常转速的 40%。

20.7.5 旁路调节

在所有的调节法中，旁路法节能效率最差。其基本原理是将过量的压缩气体通过中冷器和控制阀，从压缩机的排气侧导入吸气侧，而用于压缩这部分过量气体的能量完全浪费掉了。通常仅因某种原因致使其他节能的调节方法无法应用时，才采用此旁路调节法。

20.7.6 柱塞卸荷器调节法

柱塞式卸荷器替代指式卸荷器，用来对装有该卸荷器的气缸侧进行卸荷。尽管柱塞式卸荷器机械性可靠，但仍应考虑其在卸荷和非卸荷状态时对损失的影响。

---

❶ 这是一个近似的说法，学术上并不正确。在气缸的盖侧，活塞的最大速度往往是在后半行程才达到，而在曲轴侧则发生在前半行程。确切的位置和曲柄与连杆的长度比有关。

柱塞卸荷器的基本结构是在进气阀的中心开一个孔与气缸相通，或在缸上单独开一个孔与气缸相通。当气缸处于非卸荷状况时，“柱塞”插入该孔中以封闭该孔，因此名为柱塞卸荷器。当柱塞孔开在气阀中心或单独开在气缸上时，它占用了气缸上开阀窝的面积，因而减少了气阀的流通面积。在某些场合，这可能不会有什么影响，尤其是压缩轻质气体时，但在其他场合可能会引起较大的气阀损失。应检验柱塞的有效面积是否足够，以确保气缸完全卸荷。当使用柱塞卸荷器使气缸卸荷时，在吸气过程中，吸气阀能正常开启，此时柱塞孔面积和气阀流通面积都属有效面积。但在排气过程中，仅柱塞孔面积有效。

当考虑应用柱塞卸荷时，建议应先详细计算气阀损失。

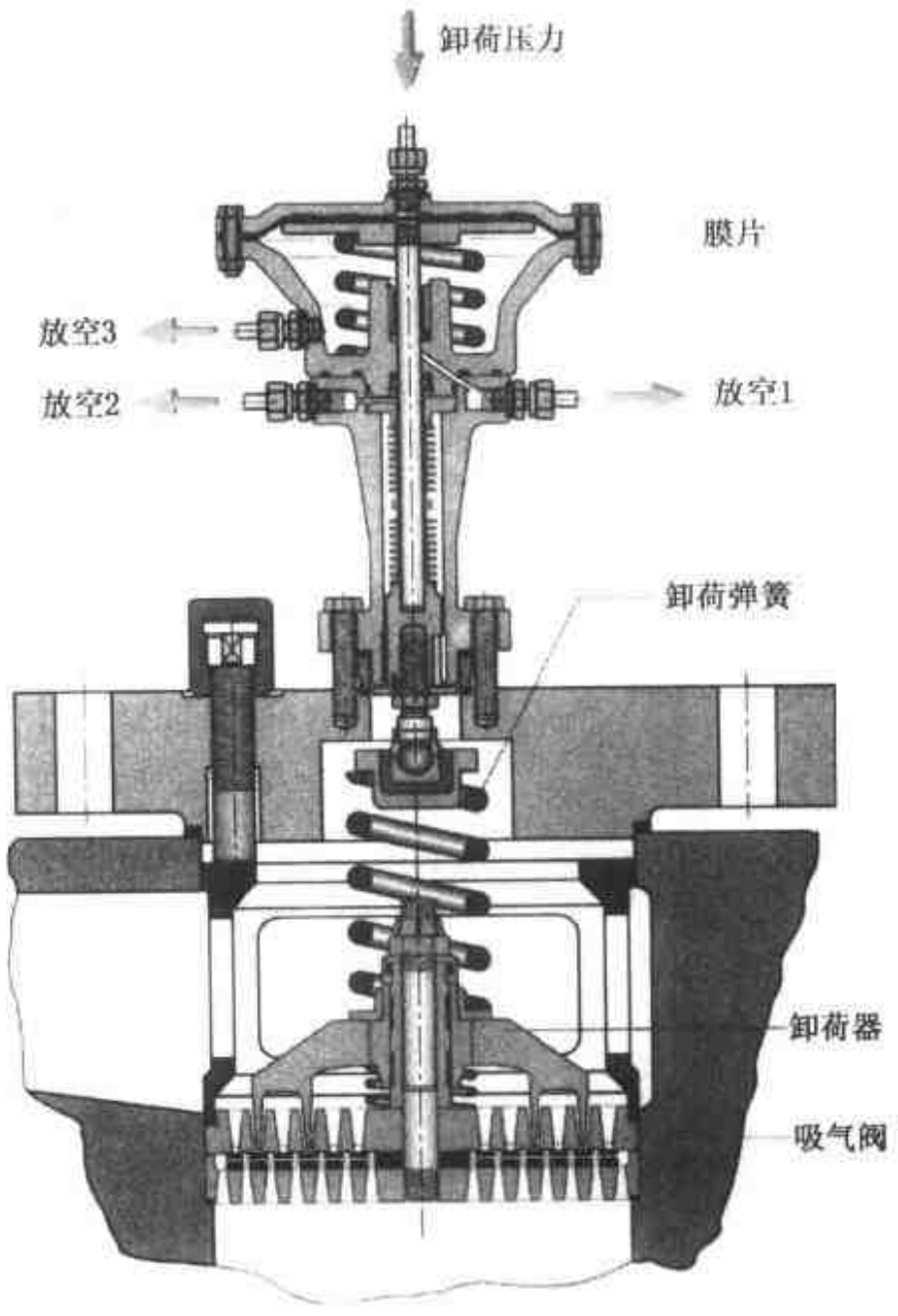


图 20－16　带卸荷器和执行器的进气阀(用于卸荷控制)

20.7.7　气阀提升器

以往曾经有人使用气阀提升器，将整个吸气阀从阀窝中提升起来，从而达到对气缸进行卸荷的目的。从效率角度来讲，这是一种非常有效的方法。因为卸荷状态下，不仅气阀面积能有效通流，整个阀窝面积都能有效通流。但因为气阀回位相当困难，所以 API 618 标准不推荐这种方法，因此这种方法并不常用。

20.7.8　气阀抑制器(卸荷器)

此即是常说的指式卸荷器。这是一种机械装置，在吸气及压缩过程中，它使气阀密封元

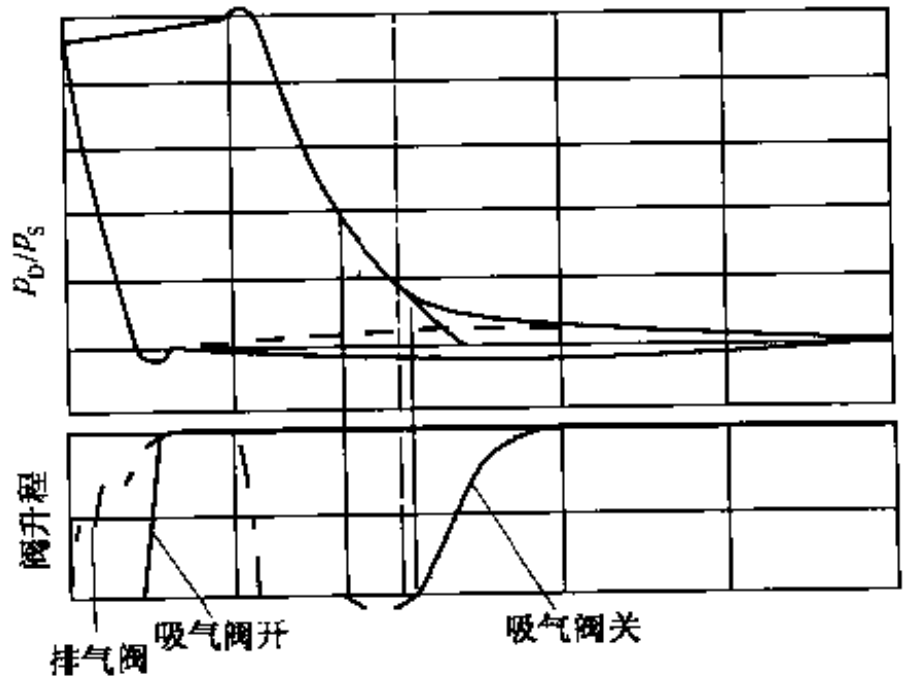


图 20－17　部分荷载下的气阀运动与理论 pV 图

件处于开启位置，吸气行程中吸入气缸的气体在压缩行程中又重新回到吸气管线中。卸荷器处于卸荷状态时无法形成有效的压缩功。当然，由于气流通过阀隙时产生节流效应，也会消耗一部分压缩功并转化成热能。由于卸荷器安装在气阀的正前方，因此气阀的有效流通面积也受卸荷器的影响，对于一个合理的设计而言，该影响应不超过5%～10%，而且在所有的使用工况及不同的气体流向时均应如此。

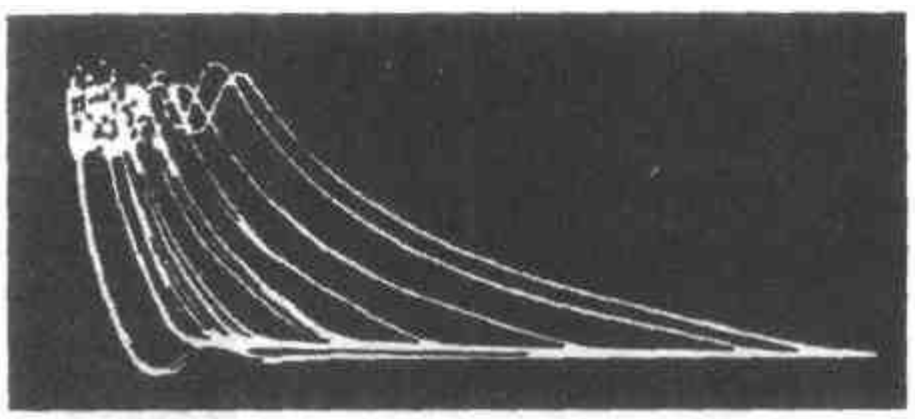


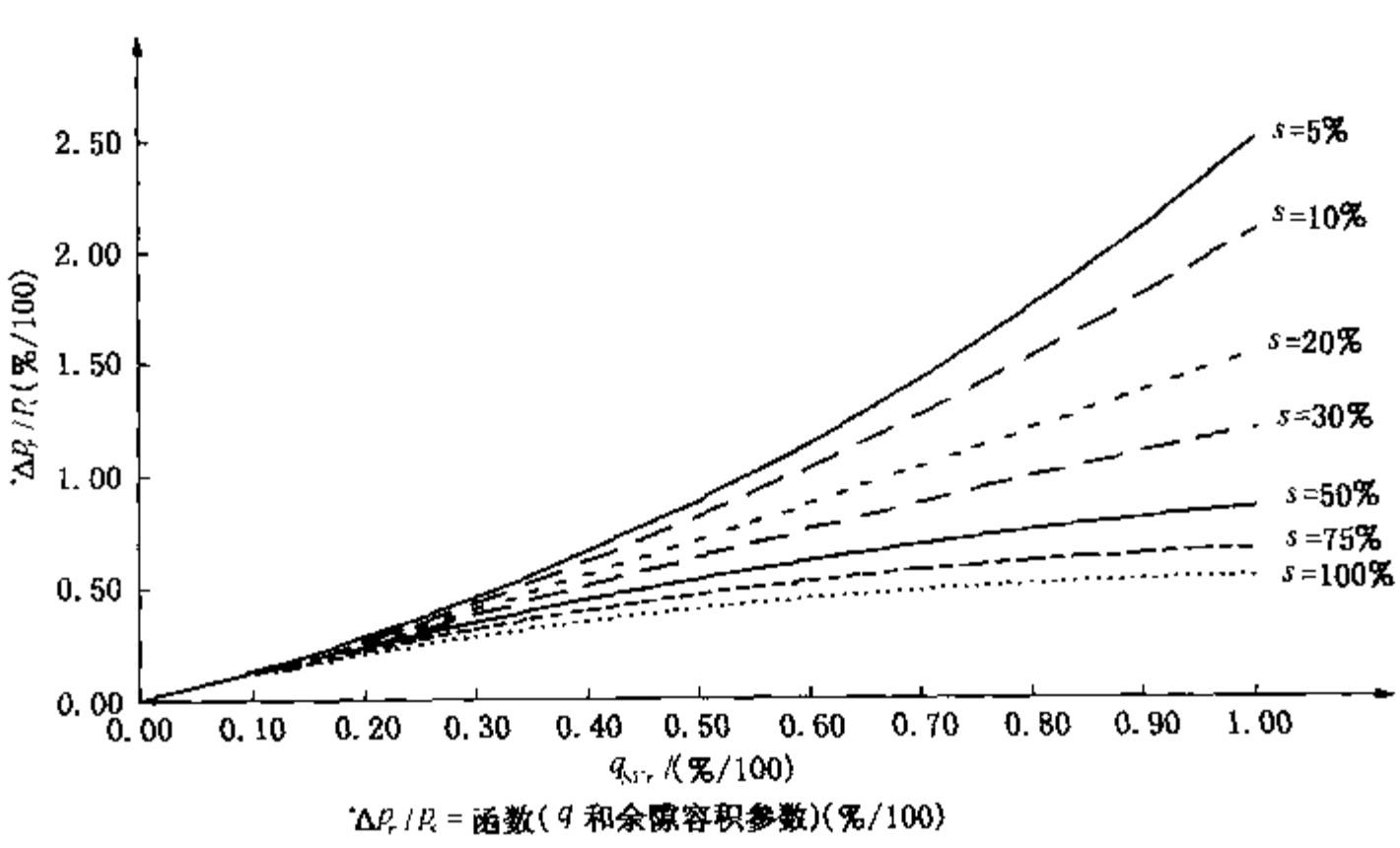
图 20－18　变负荷时的实际 pV 图



图 20－19　柱塞卸荷阀
（由 Dresser Rand 提供）

若一个气缸有多个吸气阀，为正确卸荷以及尽量减少热量的产生，应同时使所有气阀卸荷。

卸荷力。 当吸气阀卸荷时，应使气阀密封元件能被迅速压下，同时卸荷器执行机构的排气应顺畅，以保证卸荷叉与气阀密封元件之间不致产生不必要的撞击。更重要的是，卸荷力大小必须适当。既要大得足够让吸气阀在压缩过程中完全被顶开，又不能太大，以免破坏气阀及卸荷器本身。



$\Delta p_r/p_s$ = 函数（q 和余隙容积参数）(%/100)

$$F_u = \Delta p_r \times A_o \times C_w + F_{es}$$

$$\Delta p_r \approx 1.2 \times \frac{q_{SV,r}}{100} \times p_s$$

式中　F_u——所需的气阀卸荷力，lb；

ΔPr——气体经吸气阀倒流时气缸中积聚的压力，psi；

A_o——阀片面积；

C_w——气流阻力系数(无量纲)，对通常的气阀 $0.6 \leqslant C_w \leqslant 0.9$；

F_{es}——气阀开启时的气阀弹簧力，lb；

$q_{SV,r}$——气体经吸气阀倒流时的 q 值，%；

p_s——吸气压力，psia。

从上面的曲线图中可以看出，上面给出的近似公式：$\Delta p_r \approx 1.2 \times q_{SV,r}/100 \times p_s$ 对 $q_{SV,r}$ 值达 20% 及所有的余隙容积都有效。例如当 $q_{SV,r} = 20\%$ 时，即使余隙容积仅有 5%，从上表中可以查出 $\Delta p_r / p_s \approx 0.25$。当 $q_{SV,r}$ 值较大，且余隙容积较小时，$\Delta p_r / p_s$ 更大。当 $q_{SV,r} = 50\%$，余隙容积为 5% 时，从以上图表可以查出 $\Delta p_r / p_s = 0.9$。因此应该注意，当 q 值很高(不是每一个吸气阀都配置卸荷器时)且余隙容积很小时，卸荷力不要取得太小。

20.7.9　主动阀

随着电子技术的进步，可以通过机械装置控制气阀的启闭运动。这就意味着气阀两侧的压差已不再成为决定气阀何时启闭的因素，一些外置的机构将决定气阀何时启闭，压差在启闭过程中只起辅助作用。简言之，这就是一个带卸荷器的正常的吸气阀和一套专门的电子 - 液压驱动机构。电子驱动的电磁阀允许很高的液压作用在一个小缸上，通过卸荷器将吸气阀压开。当小缸中的液压释放后，气缸中的气体压力作用在吸气阀阀片上，使吸气阀关闭。对于这套系统，电磁阀的灵敏度极为重要。其对时间的响应灵敏度不超过 1ms，高压驱动液体量非常小。为减少气阀开启时的撞击，可以计算出一个适当的开启瞬时时刻。通过一个简单的液力缓冲系统，可以降低气阀关闭时的撞击。吸气阀的开启时刻并不是非常重要，但它应该稍微在气缸中压力到达管线中压力之前开启。吸气阀的关闭时刻可以在压缩过程中的任意时刻开始，这样便可以对压缩机的排气量从 0% ~ 100% 进行无级调节。目前，这套系统只能适用于吸气阀。对排气阀面言则需要更高的卸荷力，而且卸荷系统故障还会引发安全问题。

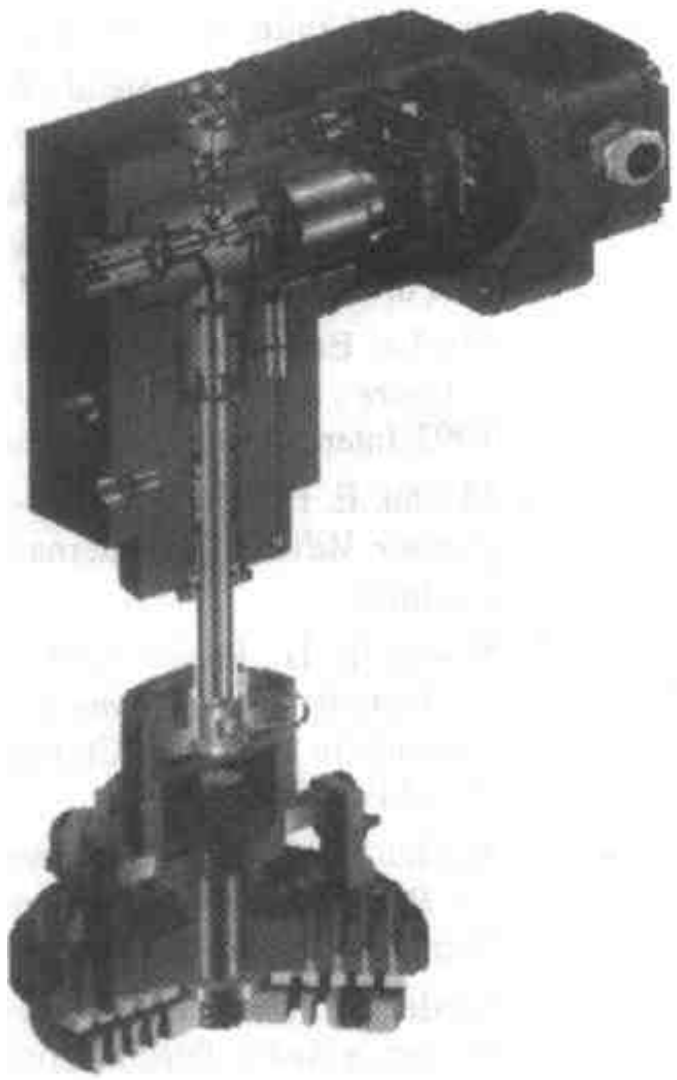


图 20 - 20　带卸荷器和执行器的主动式吸气阀

这套系统的优点是，即使在变工况的条件下，也可以对气阀进行完好的动作控制，由于它允许气阀的升程做得很大，因此气阀的有效流通面积就大，另外，它可以进行无级调节。这套系统的缺点是初始成本高(这会随时间而改变)，相对而言，其电子 - 液压系统较复杂，另外卸荷力也有限。

参 考 文 献

1. Costagliola, M., *Dynamics of a Reed Type Valve*, PhD thesis, Massachusetts Institute of Technology, 1949.
2. Davis, Hunt, *Gas Compressor Valve*, Air and Gas Engineering, January 1968.
3. Soedel, W., *Introduction to Computer Simulation of Positive Displacement Type Compressors*, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue Universitv. 1972.
4. Trella, T. J. and W. Soedel, *Effect of Valve Port Gas Inertia on Valve Dynamics, Part I: Simulation of a Poppet Valve, Part II: Flow Retardation on Valve Opening* Purdue Compressor Technology Conference 1974, proceedings.
5. Soedel, W., *Gas Pulsations in Compressor and Engine Manifolds*, Ray W. Herrick Laboratories, Purdue University, 1978.
6. Brok, S. W., S. Touber, J. S. van der Meer, *Modeling of Cylinder Heat Transfer, Large Effort, Little Effect?*, Purdue Compressor Technology Conference 1980, proceedings.
7. Boeswirth, L., *A Model for Valve Flow Taking Non Steady Flow into Account*, 1984 International Compressor Engineering Conference at Purdue, proceedings.
8. Bauer, Dr. F., *Valve Losses in Reciprocating Compressors*, 1988 Compressor Engineering Conference At Purdue, proceedings and Hoerbiger Engineering Report 52.
9. Bauer, Dr. F., *The Influence of Liquids on Compressor Valves*, 1990 Compressor Engineering Conference At Purdue, proceedings, and Hoerbiger Engineering Report 53.
10. Boeswirth, L., *Non Steady Flow in Valves*, 1990 International Compressor Engineering Conference at Purdue, proceedings.
11. Machu, Dr. E. H., *How Leakages in Valves Can Influence the Volumetric and Isentropic Efficiencies of Reciprocating Compressors*, 1990 Compressor Engineering Conference At Purdue, proceedings, and Hoerbiger Engineering Report 54.
12. Machu, E. H., *Valve Throttling, its Influence on Compressor Efficiency and Gas Temperatures, Part I: Full Load Operation, Part II: Zero Load and Half Load Operation*, 1992 International Compressor Engineering Conference at Purdue, proceedings.
13. Machu, E. H., *The Two-Dimensional Motion of the Valve Plate of a Reciprocating Compressor Valve*, 1994 International Compressor Engineering Conference at Purdue, proceedings.
14. Machu, E. H., *Reciprocating Compressor Valve Selection, Some Points to be Considered for Optimizing Life Time and Compressor Efficiency*, European Conference on Develoopments in Industrial Compressors and their Systems, London, proceedings C477/020 IMechE 1994.
15. Machu, E. H., *New Developments in the Stepless Reverse Flow Capacity Control System for Reciprocating Compressors*, European Conference on Developments in Industrial Compressors and their Systems, London, proceedings C477/019 IMechE 1994.
16. Soedel, W., *On Dynamic Stresses in Compressor Valve Reeds or Plates During Colinear Impact in Seats*, Purdue Compressor Technology Conference 1974, proceedings.
17. Svenzon, M., *Impact Fatigue of Valve Steel*, Purdue Compressor Technology Conference 1976, proceedings.
18. NACE International, NACE Standard MRO175-95, Item No. 21302, Standard Material Requirements Sulfide Stress Cracking Resistant Metallic Materials for Oilfield Equipment.

第 21 章　压缩机控制系统

Robert J. Lowe
T. F. Hudgins, Inc.

21.1　控制的定义

用户、设计者和供应商对"压缩机控制"的定义不尽相同，但至少应包括而不限于以下内容：

1. 机器保护

a. 较少参数的简单报警系统；

b. 较少参数的简单停车系统。

2. 为保护机器和人员安全而设置的多参数监测安全停车系统。

3. 同 2，并带有加载/排气量控制。

4. 同 3，并带有通讯和远距离监测。计算机监测除了能够增加为机器维护和诊断而提供存储和数据运算能力外，还能够增强自动化水平和能量管理水平。

5. 在特定的地理位置，环保法规对压缩机和燃气轮机驱动机提出了更苛刻的排放控制要求。

21.2　往复式压缩机的监测

监测系统能够测量的参数超过基本安全保护所需要的数量。这些参数包括排气量、压力、容积、时间、振动、气体多变指数计算、活塞杆载荷、功率、燃料消耗和效率。

随着工业的迅速发展，机器也由传统的预防性维修转变为预测性维修。为适应这种预测性维修，监测系统肯定更为复杂。

现代技术的发展提供了跟踪机器运行状况的手段。与常规的计划检修不同，将运行状况与机器的历史记录作比较，可给用户提供充分的数据，以判断何时进行检修。

21.2.1　离心式压缩机/轴流式压缩机的监测

离心式压缩机和轴流式压缩机与操作转速较低的机器相比对控制的要求更为苛刻。

为防止离心式压缩机发生灾难性事故，需要很快的系统响应时间，并需配置比往复式压缩机更为复杂的监测系统。

高速计算机系统的出现使得实时在线性能监测和趋势分析得到普遍应用。

为防止轴流式压缩机和离心式压缩机因流量急速变化而引起的破坏，防喘振控制系统极为重要。离心式压缩机上普遍采用了三平面轴承振动监测、轴心轨迹和轴承轨迹传感器。

参照美国石油学会 API 670 标准。

21.3　系统的考虑因素

选择的控制系统必须同时满足机器、操作人员和使用的要求。考虑因素至少包括但不限于以下内容：

1. 该机器是否为工艺流程中的关键设备?

2. 控制系统的投入/产出比如何?

3. 能否对人身造成危害?

4. 机器是否安装在危险场合?

5. 采用何种标准，如 NEC、API、NFPA、OSHA、EPA 或其他法规?

6. 要实现安全停车、排气量调节、负荷控制、远距离起－停和通讯等功能，其复杂程度如何?

7. 安全设施是否受控于操作、排气量、信息等控制系统或是独立的安全监测系统?

8. 系统由谁维护?

① 机械师或/和操作人员

② 仪表技术人员

③ 电器技术人员

④ 通讯技术人员

⑤ 用户或合同单位

9. 将来是否需对系统进行扩容?

21.4 系统选择－范围确定

弄清上述情况有利于解决后续问题并将为选择合适的系统指明正确方向。

系统选配范围很广，从简单的气动和电动系统到极其复杂的电子系统均可方便地得到。电子系统不仅可用于安全系统，而且还可作为压缩机的控制和操作系统，并用于存储数据和进行趋势分析。如果选配适当，这些系统还能够对压缩机的预测性维护和检修进行管理。

仪表和控制技术的发展为现有系统的改进、改造和扩充提供了有效手段。光纤、以太网等现代技术可超远距离提供大量信息流，这就可实现多机器站点的集中控制。

计算机系统出现以前，机器管理者为确定燃油效率和气体参数要做大量的手工计算。因这些计算十分复杂，所以要取得一次结果最快也需一个小时。

在美国煤气学会(AGA3)和 NX 19 的燃料流量计算和超压缩性计算中，就需考虑一百多个参数。

采用计算机技术后，每 60～90s 就可提供一组数据，这就使得操作人员能够对燃料效率、发动机排放量进行有效管理，并可监控扭矩、压缩机活塞杆荷载、功率、流量及其他操作参数。

通过对操作成本和维护的有效管理可提高机器效率和延长机器运行时间。

应该注意到专家们已开发出一些专用系统，如转速控制、振动监测、排放监测、离心式压缩机喘振控制系统等。这些系统可以是通过界面接口与整个控制系统相连的单独孤立系统。在对每个孤立系统认真分析的基础上，系统选配应根据压缩机制造商规定的数据进行。

21.5 人的因素

控制系统的选择必须充分考虑设备特点及系统操作人员和维护人员的水平。控制系统的设计人员应完全了解被监测设备的操作及机械等各方面性能。设计者还必须精心评估在使用环境中材料的兼容性及工艺流程中所有相关设备。为保证系统的成功使用，机械师和操作人员较早地介入设计方案讨论至关重要。进行人员培训对系统操作的可靠性是必须的，系统良

好的用户界面易于被操作人员所接受。

系统目标、程序、联锁、外部设备、瞬变条件、时间延迟、响应时间、精度、复位偏差、口令和保险钥匙等在系统设计初期就应确定。

所有系统均应设置部件调校孔和维护通道，维护通道常常是决定系统排布和集成的主要因素。对类似系统进行调查并走访现有用户将会有利于节省时间、降低投资并减少错误。

文件、详细图纸、原理图、部件说明和零部件清单与系统硬件同等重要。调校、调试和维护说明书必须与控制系统硬件一并提供。

21.6　电气和电子控制

21.6.1　采用标准

用于危险区域及非危险区域的电气设备应满足具体标准的要求，分类原则如下：

美国和加拿大对电气危险区域分类为一——级、区和组。

I 级	可燃气体和蒸气
II 级	可燃粉尘
III 级	纤维和棉麻
1 区	在正常运行中存在或可能存在爆炸性混合物
2 区	在正常运行中不存在爆炸性混合物
A 组	乙炔气
B 组	氢气
C 组	乙醛、乙烯、甲醚
D 组	丙酮、汽油、甲醇、丙烷
E 组	金属粉尘
F 组	碳粉尘
G 组	谷物粉尘

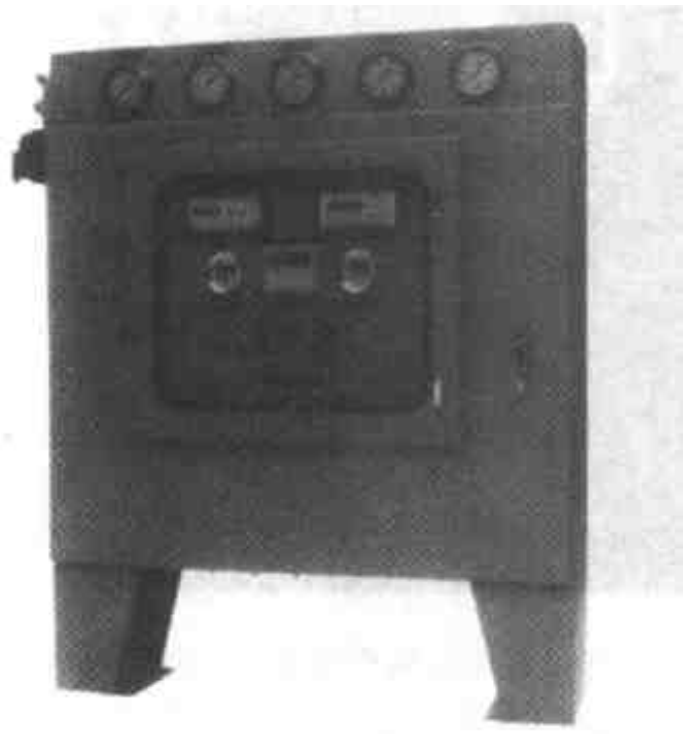


图 21－1　氮气压缩机控制盘
(1 级，C 和 D 组，II 区)盘面图
(由 Autocator prducts division
T. F. Hudgins，Incorporated 供图)

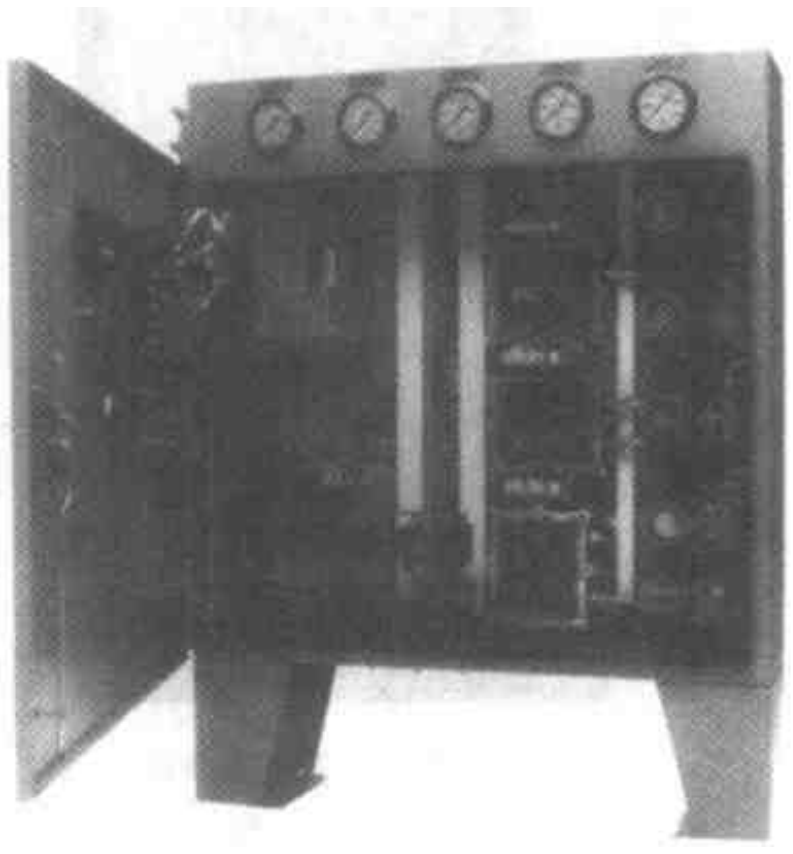


图 21－2　氮气压缩机控制盘
(1 级，C 和 D 组，II 区)内部图
(由 Autocator prducts division
T. F. Hudgins，Incorporated 供图)

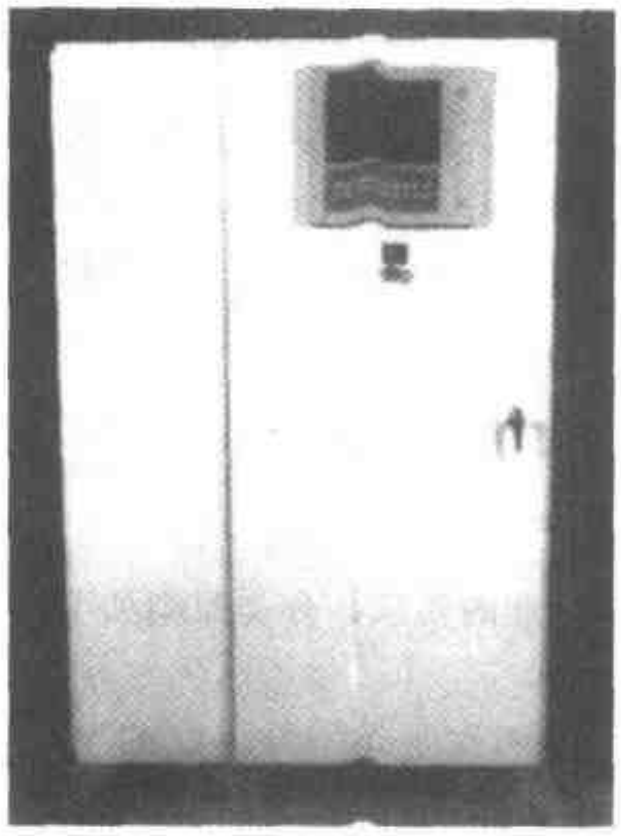


图 21－3　管道压缩机控制盘
（可编程逻辑控制器盘）盘面图

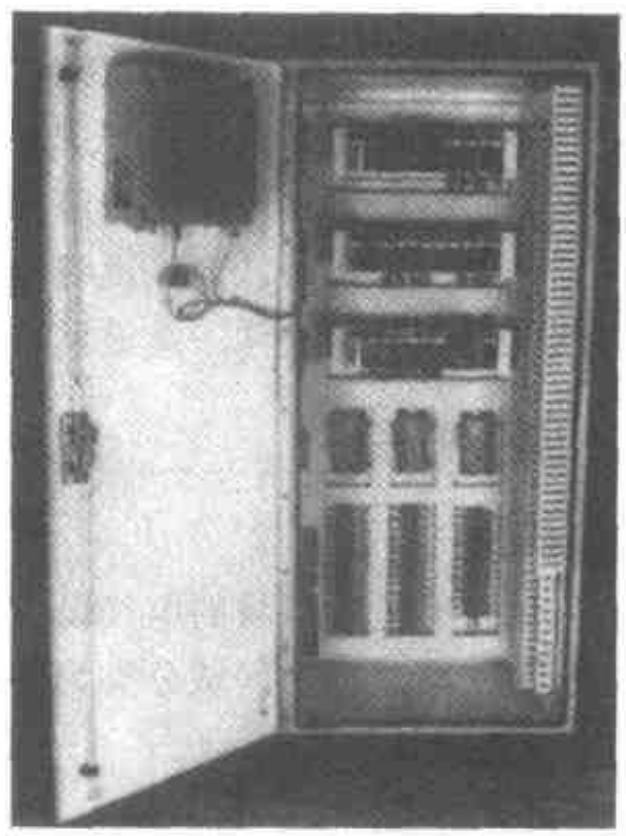


图 21－4　管道压缩机控
制盘（单独的电控箱）
（由 Advanced Control Engineering
Service 供图）

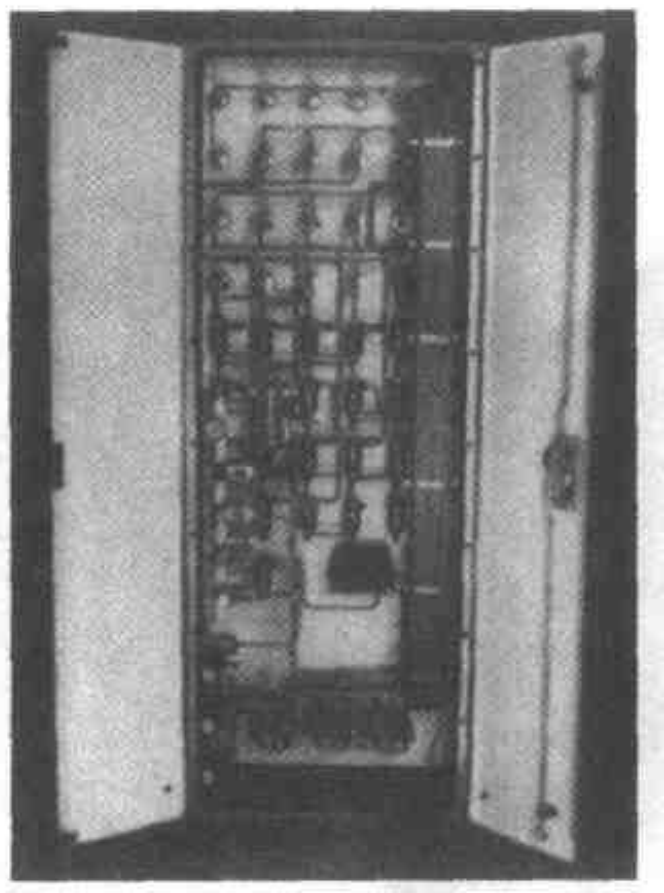


图 21－5　管道压缩机控制盘
（单独的气动控制箱）
（由 Advanced Control
Engineering Service 供图）



图 21－6　管道压缩机控制盘（可编程
逻辑控制器和温度巡检仪）盘面图
（由 Advanced Control
Engineering Service 供图）

参考 NFPA 325M、497 M，CSA 22.1，FM 3610，UL 913，NFPA 70 和 CSAC 22.2，第 157 号 ANSL/ISA RP12.6。并参见国家电气标准第 500 和 504 款。

本安型设备的操作和设计特性决定了其安全性。根据美国仪表协会标准 ISARP 12.6 对本安型设备描述如下：

“本安型设备和线路是指当特定的危险性气体混合物达到最高可燃浓度时，无论在正常或非正常情况下，都不会释放出足以引燃该特定危险性气体混合物的电能或热能的设备和线路。本安型电气设备和线路可安装在允许范围内任何组别的危险环境中，且无需增设防爆外壳亦无需采取防护措施”。

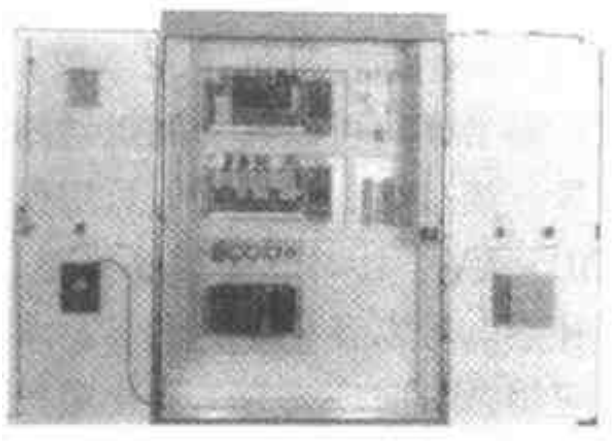


图 21－7　管道压缩机控制盘（可编程逻辑控制器和温度巡检仪）内部图（由 Advanced Control Engineering Service 供图）

21.6.2　电气控制

压缩机的电气控制包括：

1. 用于压力和温度监测的开关仪表系统带有指针，该指针通过激励主控回路可做为报警或停车的触点。发讯元件为脉冲或数字式信号发生器。通过近年来的不断改进，带有微开关触点的仪表系统已可用于 II 类危险区域。

2. 数字式信号发生器采用开关式传感器。这些信号发生器可显示其序号，该序号可与印制在表盘上的受监测的报警、停车传感器图例表进行对比。这些仪表经认证后可用于 I 级、C 和 D 组、I 和 II 区危险区域。

3. 继电逻辑系统需要配置信号灯或信号发生器作指示用。这类采用标准开关传感器的系统通常用于非危险区域。也有可用于 I 级、C 和 D 组、II 区的继电器。

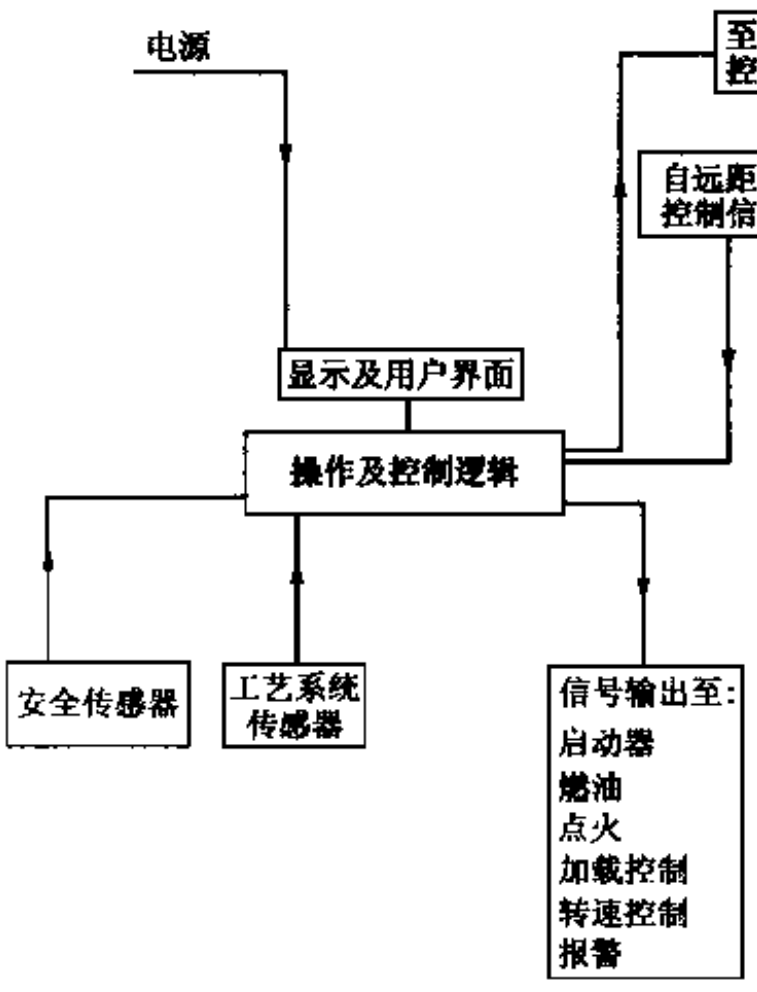


图 21－8　控制流程图

4. 带有逻辑程序和显示功能、工厂编程的电子系统可用于危险和非危险区域。输入和输出继电器的数量由制造厂确定。

5. 80 年代中期引入了预编程微处理器，压缩机的逻辑程序可现场组态。这类系统一般为本安形，适用于 1 级、C 和 D 组、I 或 II 区的危险区域。显示方式为文字或数字。这些系统采用离散形开关和模拟式探测元件，并设有可组态的设定点，模拟系统对监测的多个输入点进行巡检。

输入和输出的点数在现场不能无限地增多，但可在有限范围内在现场选择(通讯能力允许该系统作为一个独立系统通过向主计算机或过程计算机传输数据进行操作)。

6. 过程控制器和集散式控制系统(DCS)可替代机器的独立控制系统，当来自于中心控制系统的排气量控制对工艺流程至关重要时更应如此。中心控制系统中设置安全控制子系统或

设置单独的安全控制系统必须在评估后确定。

注：大部分压缩机的电气控制系统与阀门气动执行机构面接。

7. 可编程逻辑控制器(PLC)。可编程逻辑控制器(PLC)是基于电子系统上的微处理器，它是模块化的，且可扩充至数百个输入、输出点。模块可与所有的标准探测元件兼容，输入、输出模块可接收和发送通用信号，如 4～20mA 信号、1～5V 直流信号、开关信号和通讯信号。经过培训的编程人员用便携式或其他形式的计算机建立逻辑框图、比例－积分－微分(PID)回路、计时器和其他功能。PID 控制器对控制和限制系统响应的超前、滞后和振荡进行补偿。可以容易地利用显示图字图表和数字的显示器。这类控制系统是 60 年代第一次得到应用，目前已成为工业化定型产品，并已可适用于 1 级、C 和 D 组、II 区危险区域。

8. 因压缩机专用的逻辑控制器采用了类似的逻辑系统并具有编程功能，所以它兼具小型 PLC 的可编程性和灵活性。文字数字显示与逻辑模块组成一个独立单元，并带有输入、输出卡和通讯接口。这些小系统是模块化的，但它们的输入、输出数量受到限制。

注 1：电子模拟控制明显的优点在于对单个探测元件可以设定多个报警设定点，以便在压缩机达到危险停车状态前预先发出报警信号。

注 2：电气或仪表控制盘可做成适用于 I 类区域防爆型，此时要对维持表盘(柜)正压通风的净化风进行监测。净化风源系统设置有压力传感器，压力低时报警或停车。

Z 型和 X 型空气吹扫系统用于危险环境。X 型吹扫系统在气源失压时通常只报警而不停机，Z 型系统要求停机。

21.7 气动控制

开发的气动控制系统主要是用于早期的天然气和工艺装置用压缩机等危险场所的安全控制，它们具有本质防爆性，并可通过压力开关和变送器与电气、电子系统对接。压缩空气(气体)为整个压缩机系统、尤其是工艺气或管道压缩机系统上的阀门执行机构提供动力。这些阀门包括：

燃气轮机驱动机上的燃油阀门
启动空气调节阀
吸气阀
排气阀
旁路阀
吹扫阀
放空阀
排气量控制阀
排气量控制执行机构

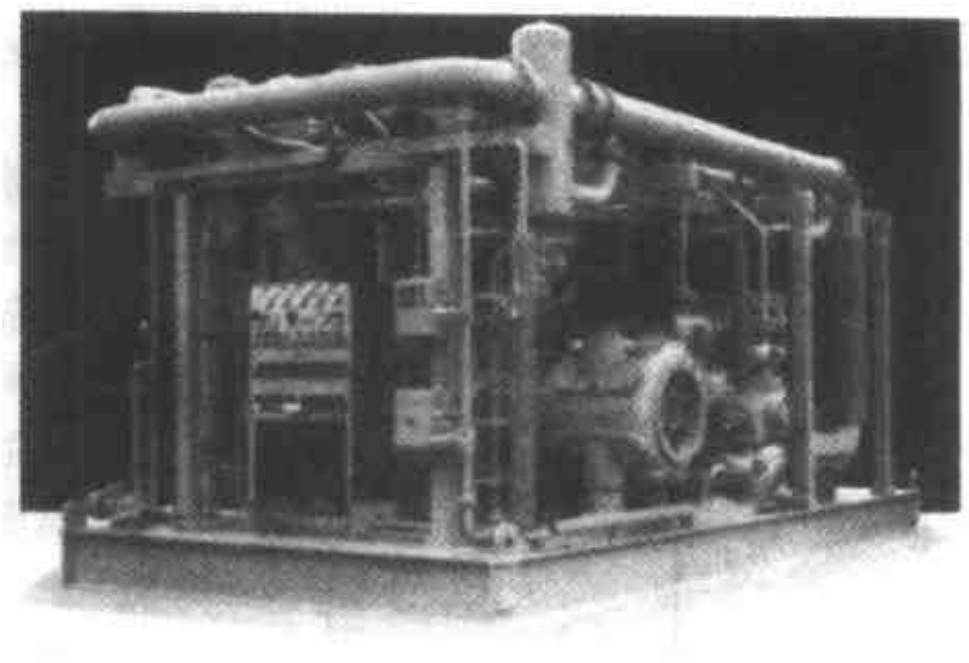


图 21－9 海上测振压缩机(气动控制盘)
(由 Eureka Energy System, Inc. 供图)

21.7.1 指示

该系统包括一个由差压驱动的三通阀，阀体侧面开有视窗，阀柱上涂红/绿色带。它起着指示继电器或“气动信号灯”和顺序阀的作用。

用于监测温度、压力、振动水平和转速的传感器通过气动管路与气动指示继动阀连接。根据制造商的设计，是将这些传感器连接成并联回路或串联回路取决于是否需提供停车信号

或报警指示。

自 50 年代早期应用气动指示继动器以来，经在苛刻条件下操作使用，证明了它的可靠性。

通过适当的系统线路设计，可实现复杂的程序控制。

21.8　手动控制

有时采用手动起－停和手动加载程序，但为安全起见经常与控制/监测系统相连　加载－卸载和排气量控制可由手动调节完成，但因其操作过程相当费力，通常采用精度更高的自动处理方法。

21.9　预润滑－停机后润滑系统

起动前润滑：

机器起动前的预润滑是把润滑油分布到金属摩擦件表面，预润滑时间由制造商确定，但通常为 90～300s。预润滑程序由控制系统控制电机或气动马达驱动辅助油泵自动完成。

达到预润滑设定压力或时间后，预润滑完成，此时通过压力开关或压力阀激活启动程序或给出"允许启动"指示信号。

停机后润滑：

停机后靠辅助油泵持续向机器供油一段时间，以带走机器内残余热量并使机器得到润滑。

21.10　加载/卸载

小型空气压缩机通常采用自动加载和卸载，当排气压力达到设定值时放空阀自动打开。

工艺或管道压缩机的加载和卸载实际上是通过操作进、排气管路上的阀门，允许或阻止气体流经机器。在制造商的说明书中应明确规定其操作程序。

21.11　排气量调节

加载和卸载不应与排气量调节相混淆，采用排气量调节是基于以下目的：

1. 工艺流量控制
2. 燃油/动力效率
3. 活塞杆载荷调节
4. 压力调节

下述方法可改变压缩机的排气量：

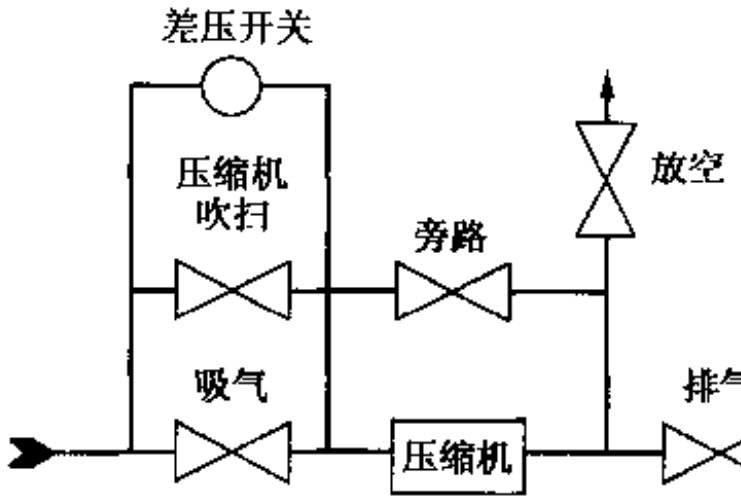
1. 转速调节。
2. 控制机器进气量。
3. 经旁路将出口气体引回至压缩机入口。
4. 指式卸荷器——(手动或气动)指式卸荷器安装在吸气阀室上，它通过受驱动的凸状杆顶开吸气阀片使气缸卸载。可同时在一个气缸上的多个气阀上安装卸荷器，根据受作用气阀的数量，可增加或减小机器排气量，从而实现机器的分级加载和卸载。
5. 柱塞式卸荷器与指式卸荷器的作用一样，它是靠带有执行机构的柱塞打开或关闭气阀上的中心孔来实现卸荷的。当柱塞打开气阀上的中心孔时，气体通过该孔可自由流入、流出，而气阀已失去作用。该类卸荷器可手动，亦可由气缸驱动。

6. 余隙腔——改变压缩机气缸顶端或阀座处余隙(容积)腔可改变气缸容积。进、出余隙腔流量控制可以采用气动、液压或手动。

注：采用上述第3到第6种方法操作时，必须监测操作温度和排气温度，如果控制不当，气流涌进、涌出将导致气缸中热量聚集。

21.12 加载和卸载

根据用途不同，气体压缩机要么采用三阀、四阀程序要么采用五阀程序。



3阀程序	4阀程序	5阀程序
吸气阀	吸气阀	吸气阀
排气阀	排气阀	排气阀
放空阀	放空阀	放空阀
	旁路阀	旁路阀
		吹扫阀

21.12.1 三阀加载程序

压缩机卸荷时启动驱动机

排气阀关闭

吸气阀关闭

放空阀打开

加载——

1. 打开排气阀

2. 打开吸气阀

3. 当机器中的空气完全被工艺气置换掉以后关闭放空阀

卸载——

1. 打开放空阀

2. 关闭吸气阀

3. 关闭排气阀

21.12.2 四阀加载程序

在压缩机卸荷状态下启动驱动机

排气阀关闭

吸气阀关闭

放空阀打开❶（或关闭）

旁路阀打开

---

❶ 放空阀关闭状态下启动压缩机将使压缩机带载荷停机。当压缩机处于停机状态时，为保持机内气体，需要特殊的填料密封。这种密封能够在压缩机停车时抱紧活塞杆，启动前由控制系统联锁释放密封抱紧力，只有停机后才抱紧活塞杆。

加载——

1. 打开排气阀
2. 打开吸气阀
3. 关闭放空阀(如在开位)
4. 关闭旁路阀

卸载——

1. 打开放空阀
2. 打开旁路阀
3. 关闭吸气阀
4. 关闭排气阀

21.12.3　停机状态下五阀加载程序

放空阀打开
旁路阀打开
吸气阀关闭
排气阀关闭
吹扫阀关闭

启动前——

1. 关闭旁路阀
2. 打开吹扫阀
3. 压力吹扫并持续一段时间后打开旁路阀

启动机器——

1. 充分预热后，启动加载程序
2. 打开吹扫阀(给压缩机充压并确认压力)
3. 关闭吹扫阀
4. 打开排气阀
5. 打开吸气阀
6. 关闭旁路阀，使压缩机进气。(旁路阀可用于调节通过压缩机的流量)

五阀卸载程序

1. 打开旁路阀
2. 打开放空阀(可选项)
3. 关闭吸气阀
4. 关闭排气阀

紧急停车时应使放空阀立即打开。

压缩机加载程序可实现全自动，自控系统应包括阀位传感器以供确认阀位。每步操作之间应有适当延时，如果阀位在 30～45s 内(需要时可调)未被确认，出于安全原因系统应当停机。

某些系统通常用入口阀或旁路阀进行排气量调节。

注意：所有的程序应当和制造厂的说明相一致。当采用余隙腔和卸荷器时，为避免气缸内温升过高，必须密切注意气体的动态特性。

21.13 传感器级别划分(报警等级)

根据传感器在往复式压缩机监测中的用途，可将其划分为三个主要组别。三个主要组别中还包括有次组别，但三个主要组别为：

A 类传感器

A 类传感器—用于连续监测场合，且任何时刻都必须是可靠的。典型的例子如液位和出口温度传感器。

B 类传感器

B 类传感器—某些状态在压缩机停机时并不存在，在启动程序中将不监测该状态或通过计时器将其测点闭锁切除。低油压和低水压就是很好的例子。在启动程序中往往把振动监测用计时器闭锁。

C 类传感器

C 类传感器—是指在压缩机运转和加载后监测工艺条件的传感器，如吸气压力低、排气压力低及其他测点。投用和复位后 C 类传感器应能正常工作。

扼要重述

为顺利启动机组，所有 A 类传感器必须处于正常状态；B 类传感器在 B 类计时器计时期满或需投用时必须处于正常状态；全部 C 类传感器在复位至正常状态时传感器能够投用。这均取决于系统逻辑。

21.14 传感器

压缩机及其周围的工作条件包括高温、油脂、润滑油、振动和脉冲等等，因此为保证操作安全，传感器必须坚固耐用。

市场可供的传感器有：

1. 4～20mA 变送器
2. 1～5V 变送器
3. 开关
4. 气动阀门
5. 热电偶－通常采用(K)铬铝合金和(J)铁康铜合金
6. (RTD)电阻式温度检测器
7. 机械跳闸阀
8. 接近传感器

启动(传感器)

预润滑完成后，可由控制系统自动启动或手动启动机器。

启动系统发出指令使驱动机运转。对自动系统，它会根据制造商的说明自动测量转速、提供燃料供应并点火。驱动机完成预热循环后方能加载，至于预热循环是否完成，通常可由定时器或感温元件来确定。

电动机启动必须考虑压缩机的预润滑，在某些场合，启动前需用风扇吹扫。控制系统应包括一个定时器或一个压力开关，以便确认预润滑和/或空气吹扫程序完成。空气吹扫与压缩机预润滑情况相似，亦应遵照制造商的说明处理。

21.14.1　检测压缩机参数

下面是一个典型的大型压缩机系统的检测项目：

环境温度

压缩机十字头滑履温度

压缩机填料函温度(高)

压缩机填料函放空(泄漏探测)(高)

压缩机连杆瓦温度

压缩机活塞杆下沉(支撑环磨损)

压缩机气阀温度

冷却剂流量

冷却剂压力

曲轴箱压力(高)

差压 – 油过滤器

紧急停车

发动机燃料流量

发动机燃料温度

发动机联箱压力(低)

发动机气缸排气温度

发动机涡轮增压器轴承冷却剂的进出

发动机涡轮增压器轴承温度

发动机涡轮增压器润滑油压力

涡轮增压器润滑油温度

发动机/压缩机主轴承温度

消防探测系统断路

燃料液位(低)

润滑油压(低)

润滑油流量(低)

润滑油消耗

注油器流量(低)

金属(润滑油中)颗粒检测

电机轴承温度

电机轴承振动

电机超载

电机动力故障

电机吹扫风扇故障

电机振动

电机绕组故障

电机绕组温度

油冷却器进、出口温度(高)

润滑油过滤器差压(高)
润滑油液位 – 压缩机(低)
润滑油液位 – 驱动机(低)
润滑油液位 – 注油器(低)
分离器液位(高)
分离器液位(低)
吸气、排气、级间压力(高)
吸气、排气、级间压力(低)
吸气、排气、级间温度
振动 – 压缩机(高)
振动 – 冷却器(高)
振动 – 驱动机(高)
水冷却器进、出口温度(高)
水泵差压(低)



图 21 – 10 用于控制填料泄漏的压缩机填料箱气动吹扫控制箱
(由 Autocator products division T. F. Hudgins, Incorporated 供图)

21.15 压缩机特殊控制

针对压缩机特有的问题，压缩机行业对控制系统和传感器提出了特殊的需求。主要包括：
填料函缓冲气控制
活塞杆下沉测量和报警
振动监测
振动传感器
振动传感器的安装
润滑油中金属颗粒检测
润滑油流量传感器
压缩机压力脉动传感器
熔块温度传感器
能量管理
气缸压力测量

21.15.1 填料函缓冲气控制

控制系统使填料函维持一定的缓冲气压力，该缓冲气能有效防止工艺气体沿着活塞杆向大气泄漏。通过测量放空气体可确定活塞杆填料磨损情况并制定更换计划。

21.15.2 喘振控制

离心式压缩机和轴流式压缩机的喘振控制是压缩机排气量调节和安全操作的一个特殊内容。对高速离心压缩机而言，为使机器稳定运行，必须配置喘振控制系统。

21.15.3 压缩机活塞杆下沉

通过测量活塞杆下沉量可以确定何时更换支承环，并可最大限度地减少压缩机气缸磨损。对于水平压缩机气缸，当活塞或支承环磨损时出现活塞杆下沉，并引起活塞进一步下沉。活塞杆下沉测量系统可在活塞接触气缸前发出报警信号。

目前使用的测量系统有下述三种，分别是：

1. 气动熔块传感器是一个安装在活塞杆下面的带支架的易熔金属块。当活塞杆与传感器发生摩擦时，摩擦引起低熔点焊料融化，此时气动控制系统放空并发出报警信号或停车信号。

2. 不含曲柄转角监测系统的接近式活塞杆下沉测量监测系统是一个电子系统，其功能相当于上述气动系统。当活塞杆位置到达设定点时发出报警信号，操作人员还能够从系统显示中观察出活塞杆位置及发展趋势。

3. 接近式活塞杆下沉传感器与曲柄转角探测系统结合使用，可在活塞杆行程内测出活塞杆上某一确切点的位置。接近式探头是一个涡流传感器，其输出值随塞杆位置不同而变化。测量某特定的曲柄转角可使操作人员确信测量时的活塞杆位置。

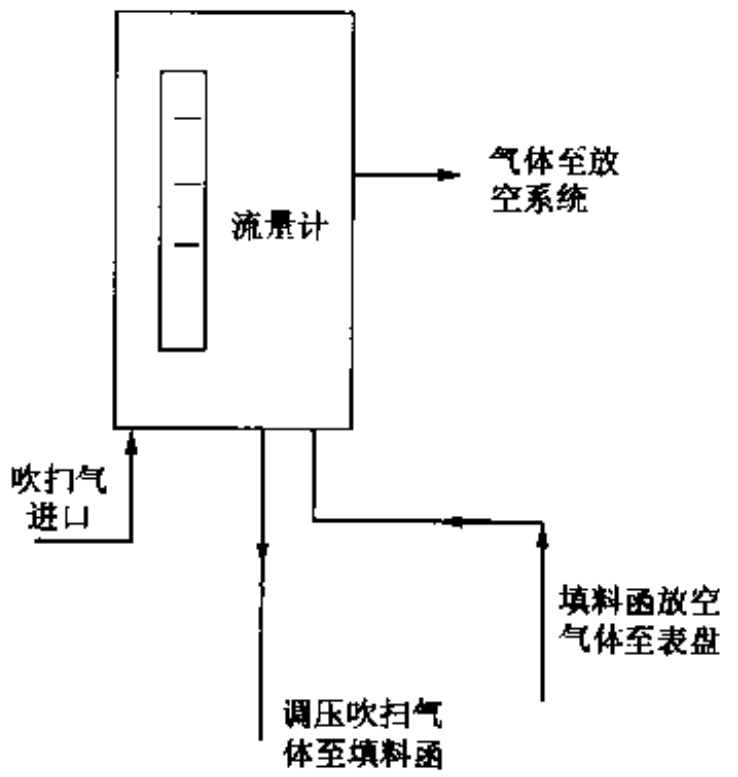


图 21－11　流量计与吹扫流量和填料泄漏流量测量连接图

21.15.4　振动监测

欲确定机器是否处于良好状态，振动监测系统是必需的。有经验的分析人员能够通过机器振型分析确定噪声或不良工况的确切原因。该系统的复杂程度与机器转速和临界特性有关。

如果机器装有振动报警器，报警信号能够提醒操作人员请专家用便携式诊断设备进行全面的振动分析，以确定振动的确切原因。另外也可选择在线分析诊断系统，即把分析诊断系统作为机器控制系统的一部分。

21.15.5　振动传感器

1. 惯性传感器可适用于气动阀门和电动开关，用来对低速设备和范围从 0～3000 CPM 到 0～12000 CPM 的振动作出响应，振动传感范围从 0～5g 到 0～10g。这些元件对与传感机构轴线平行的振动非常敏感。

2. 涡流传感器用来测量机器的运动，因为无需直接接触而经常用于监测转动轴。目前，这种传感器使位置、动态运动和磨损的监测成为可能。

3. 加速度传感器监测脉冲信号，市场可供的传感器可带或不带信号处理器。信号处理器可设置在传感器内或者控制系统内，它把加速度信号转换成与振动成比例的位移信号。带有信号处理的加速度仪把来自于传感器的低功率信号转换成 4～20 mA 或 1～5VDC 信号，并且能够连接到电子监视器上。该监视器并非为监测振动专门设计。不带信号处理的传感器输出信号较弱，主要考虑的是与带有信号处理功能的电子监视器和振动监测系统相连。

4. 读取单元和系统的选择范围很广，它们具有指示和报警、计算机化系统数据存储和后续数据发展趋势等功能。这是一门非常专业的技术，并且有厂商在世界范围内提供服务。典型的速度或位移显示可能是：

运行速度波动

曲轴箱变形

压缩机十字头振动

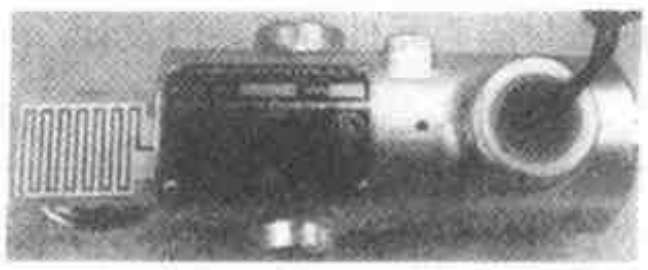


图 21－12　金属颗粒探测器

压缩机气缸头振动

5. 可用加速度仪临时检测压缩机阀盖以便确认气阀的操作状况，加速度仪是作为便携式压缩机分析诊断系统的传感元件。

选择振动传感器时，需根据经验和制造商的数据认真分析机器转速，探头安装位置和振幅。低速机器(120～1500r/min)的振动通常用密耳或毫米位移单位测量，高速机器(360～90000r/min)的振动通常用 in/s 或 mm/s 速度单位测量。

21.15.6 振动传感器的安装

轴承是振动时的承载件并且是理想的振动监测点。基础限制了机器的垂直移动，因此，探头必须安装在预期的最大振幅点上。

21.15.7 金属颗粒检测器

润滑油中有金属颗粒表明：

① 有污染；

② 机械磨损。

在机器出现温升和振动前，这些探头可检测到来自轴承、泵磨损、气缸磨损或其他失效的金属颗粒，这些系统可对润滑油中金属颗粒进行连续检测。

对金属颗粒检测要求来自过滤器上游的一小股油流流经一个穿孔印刷电路板，当金属颗粒使电路闭合时，会激励报警电路。这些检测器对所有的导电颗粒都有反应。

市场上也有仅适用于铁屑类的传感器。

21.15.8 润滑油低流量传感器

压缩机润滑油系统失效可用监测开关或阀门探测到，这些开关和阀门有油流过时处于正常状态，当润滑油系统流量减少或停流时传感器就会发出信号。

更完善的电子系统实际上是测量流量并将数据传输到计算机，报警整定值可以设在流量监测器内或计算机内。

21.15.9 压力传感器

由于要测量发动机的点火压力和压缩压力，有针对性地研制了更坚固的传感器以承受气缸内脉动压力和高温。因为这些测量气缸内部脉动压力的传感器安装在气缸上，所以其结构必须坚固。

这些传感器带有压电和应变元件，通过计算机可有效地控制操作条件和评估机器性能。目前市场可供的这类传感器有需水冷和无需水冷两种。

21.15.10 注意

传感器必须按照 ISA 建议，ASME 标准和 Regulations Agency 标准进行安装。

传感器必须进行防护以免受流体腐蚀和超压、超温。

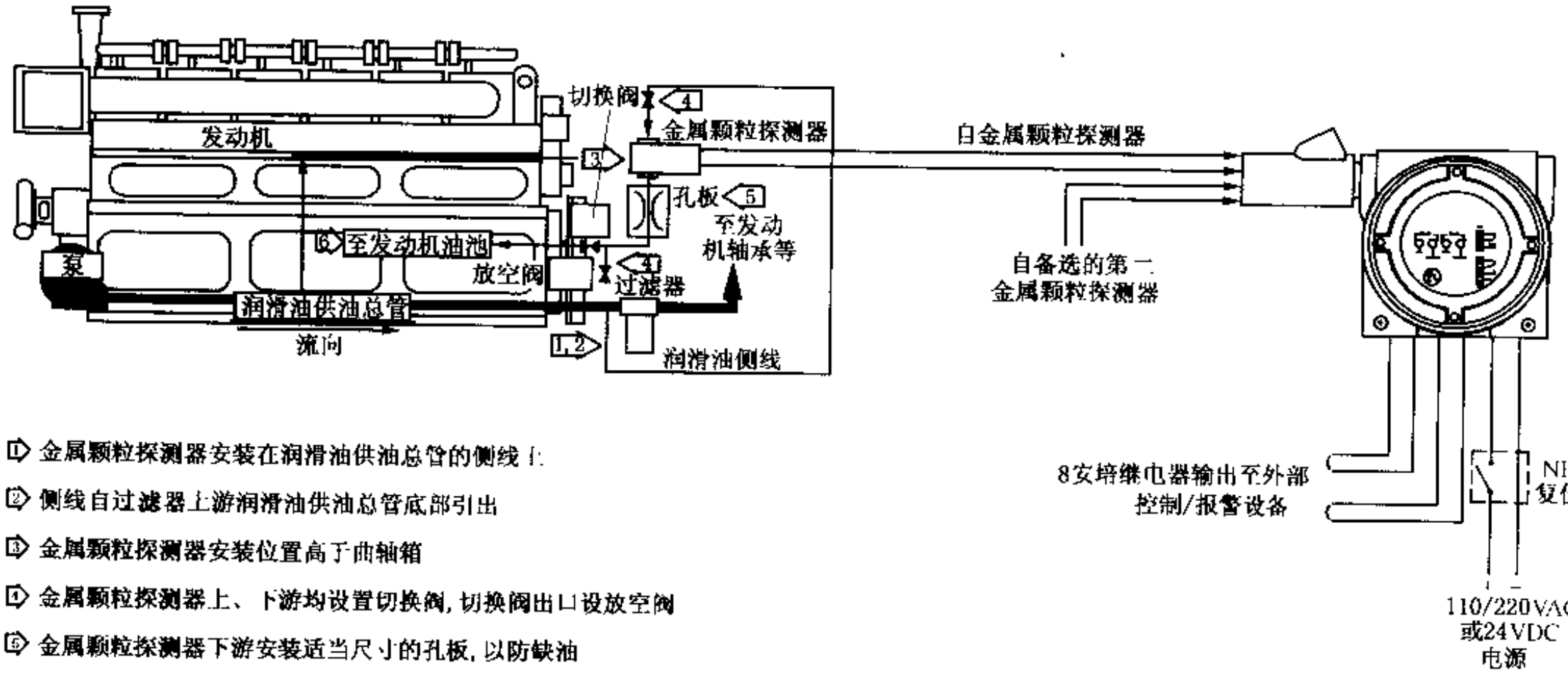
温度传感器可用适当的测温插套保护。

需要时静压传感器可用适当的隔离器保护，这种用途的密封隔膜元件需要专门设计。

21.16 温度控制(润滑油和水)

为维持正常的运转间隙，控制油温和水温是很重要的。此外，适当的温度能减少磨损、保持间隙和适当的润滑油粘度，并且可防止曲轴箱内产生凝液。温度控制可通过配套的恒温

金属颗粒探测器及控制器安装示意图



① 金属颗粒探测器安装在润滑油供油总管的侧线上

② 侧线自过滤器上游润滑油供油总管底部引出

③ 金属颗粒探测器安装位置高于曲轴箱

④ 金属颗粒探测器上、下游均设置切换阀，切换阀出口设放空阀

⑤ 金属颗粒探测器下游安装适当尺寸的孔板，以防缺油

⑥ 金属颗粒探测器出口接至油池

图 21－13　金属颗粒探测原理图

阀或带控制器的温控阀来实现。

21.16.1 配套的恒温阀

特殊的配套的三通阀采用内部充满膨胀石蜡的铜质温控元件，已用于压缩机和发动机行业。这些阀安装在油、水管线上。

冷态启动期间，液体循环回到热侧(旁路位置)，随着机器升温并接近元件的温度设定点(差别在 5 ~ 7°F 之间)，元件开始关闭旁路口并且将液体送至冷却器。阀门将调整至旁路和冷却器的流量以维持设定的温度，同时维持恒定的流量流过机器。

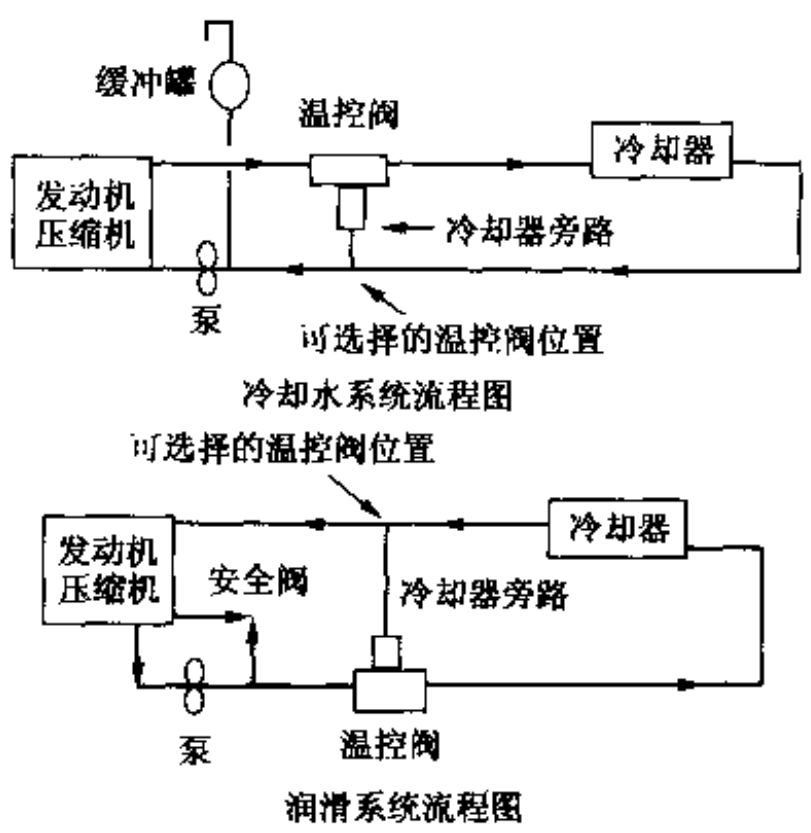


图 21 - 14 冷却水和润滑油系统

为保证元件正常响应，应维持适当的流速以将热量传导至热敏元件。因此，选择阀门尺寸时应将压降控制在 2 ~ 7 psi 以内。

这些阀门的阀体材料，阀芯和密封结构不尽相同，选用时必须考虑材料的兼容性和所采用的标准。例如，API(美国石油学会)推荐用于烃类管线上的阀门应为钢结构。

某些润滑剂和标准 O 形圈不兼容，此时恒温阀必须根据具体情况特殊考虑。商业上可供的阀门法兰尺寸范围从 1/2in ~ 8in，材料有铸铁、钢、球墨铸铁、青铜和不锈钢。

21.16.2 冷却水和润滑油

21.17 电动和气动温度控制阀

三通温控阀设计为气缸和电动机两种驱动形式。在很低的差压下仍要求维持控制的场合，应考虑采用该阀。为适应这种场合，外部执行机构应允许使用远传传感元件和控制器。

气动和电动工业用控制器可用于这类阀门进行温度调节，也可用于核心装置的工艺控制系统。气动控制器允许将阀门安装在危险区域，如气体管道压缩机站上。

比例控制是根据输入来改变输出，并进行比例、积分、微分(PID)运算的，因其消除了预期温度和实际温度间的偏差，所以这种控制调节更为精确。根据系统经受的温度循环变化频率，微分运算用于预测温度变化。气电转换器用于气动和电动的相互转换。市场可供的阀门法兰尺寸从 2in ~ 16in。工业用控制阀可用于这种场合，尤其适用于更高压差。

21.18 能量管理系统

应用能量管理系统可节省大量的费用，尤其适用于铸造业、汽车制造业或加工厂及管道和流程工业等多台机器共用的情况。

结合排气量的控制，对压缩机运转时间进行仔细分析和控制可优化机器的动力消耗，另外还可减少机器磨损和维修费用。

21.19　规范、法规和标准

参照的规范、法规和标准如下：

美国仪表协会—ISA

S5.1　仪表符号和定义

S5.4　仪表回路图

S5.5　流程显示图例

RP 12.6　用于危险场合(分区)的本安型仪表的安装

仪表标准及应用

国家电气制造商协会—NEMA

ICS 3 – 1978　工业体系

ICS 6 – 1978　工业控制及系统的防护

美国石油学会—API

API 670 – 振动、轴位移和轴承温度监测系统

API 618 – 推荐的压缩机排放监测操作规程(译注：API 618 应为往复式压缩机标准)

API RP – 550 炼油厂仪表及控制安装手册

API RP – 520 炼油厂仪表及控制设计及安装

API RP – 521 压力泄放及减压系统指南

API RP – 14F 推荐的海上生产平台电气系统的设计及安装操作规程

保险商实验室有限公司(Underwriter's Laboratories, Inc.)—UL

安全标准

工厂交互系统—FM

确认的标准和数据表

国家防火协会—NFPA

国家防火标准卷 1 至卷 16

第 22 章　压缩机的基础

Robert L. Rowan, Jr.
Robert L. Rowan & Associates, Inc.

22.1　基础

基础是回转式压缩机和往复式压缩机可靠运行的关键。基础的主要作用之一是把压缩机安装在一合适的高度上，并在机器的寿命期间内保持良好的初始对中状态。

除保证机器对中外，基础还应有足够的质量以吸收机器运行时产生的不平衡力。由压缩机制造商提供的正确设计输入条件和对基础下地基上的土工技术分析，这两者对基础的设计者来讲是十分重要的。

22.1.1　基础形式

往复式压缩机和离心式压缩机可整体安装于钢制底座上(图 22－1)、混凝土块式基础上(图 22－2)或桩平台上(图 22－3)。大型离心式压缩机有时也安装在台板形基础上，其形状非常类似于橱用多腿餐桌(图 22－4)。该类型基础常用于大型机器，其台板下部空间可用来布置大直径、大曲率半径的管道和其他辅助设备。

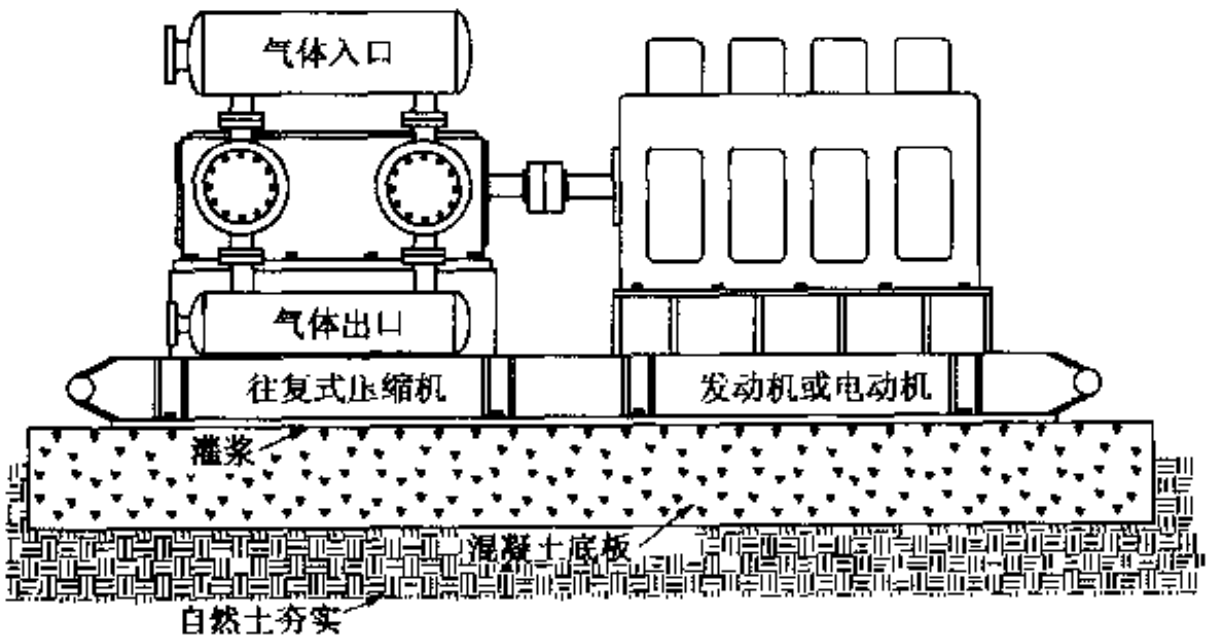


图 22－1　橇装/整体式压缩机
(由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc. 供图)

上述几种形式的基础在美国均有应用实例。目前在美国刚出现一种新型基础，但它已在欧洲获得成功的应用，而上文并没有提及。这种新型压缩机基础采用了弹性支撑，其明显的优点在于它可有效地隔离动态激振力、具有良好的支座约束能力，并可为将来的基础改造或修改提供了可能。用于压缩机的弹性支撑基础，其典型的垂直自振频率值为 3～5Hz，水平自振频率要稍低于垂直方向频率。由于上述频率值低于天然地基基础或柱桩基础的频率，所以弹性系统可有效隔离压缩机的动态激振力。弹性系统通常为钢制蛇形结构，它可保证在水

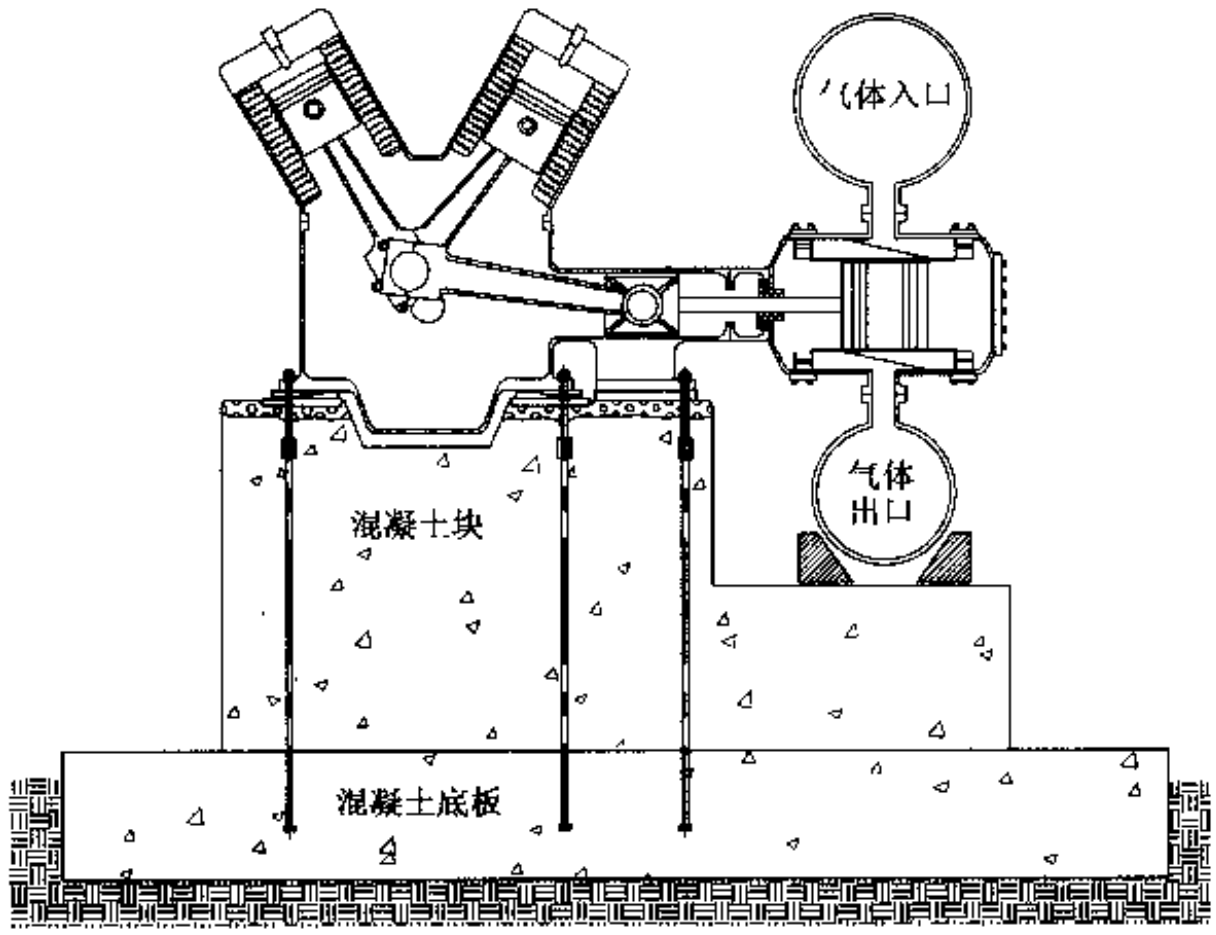


图 22－2　混凝土块式基础安装的压缩机

（由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc. 供图）

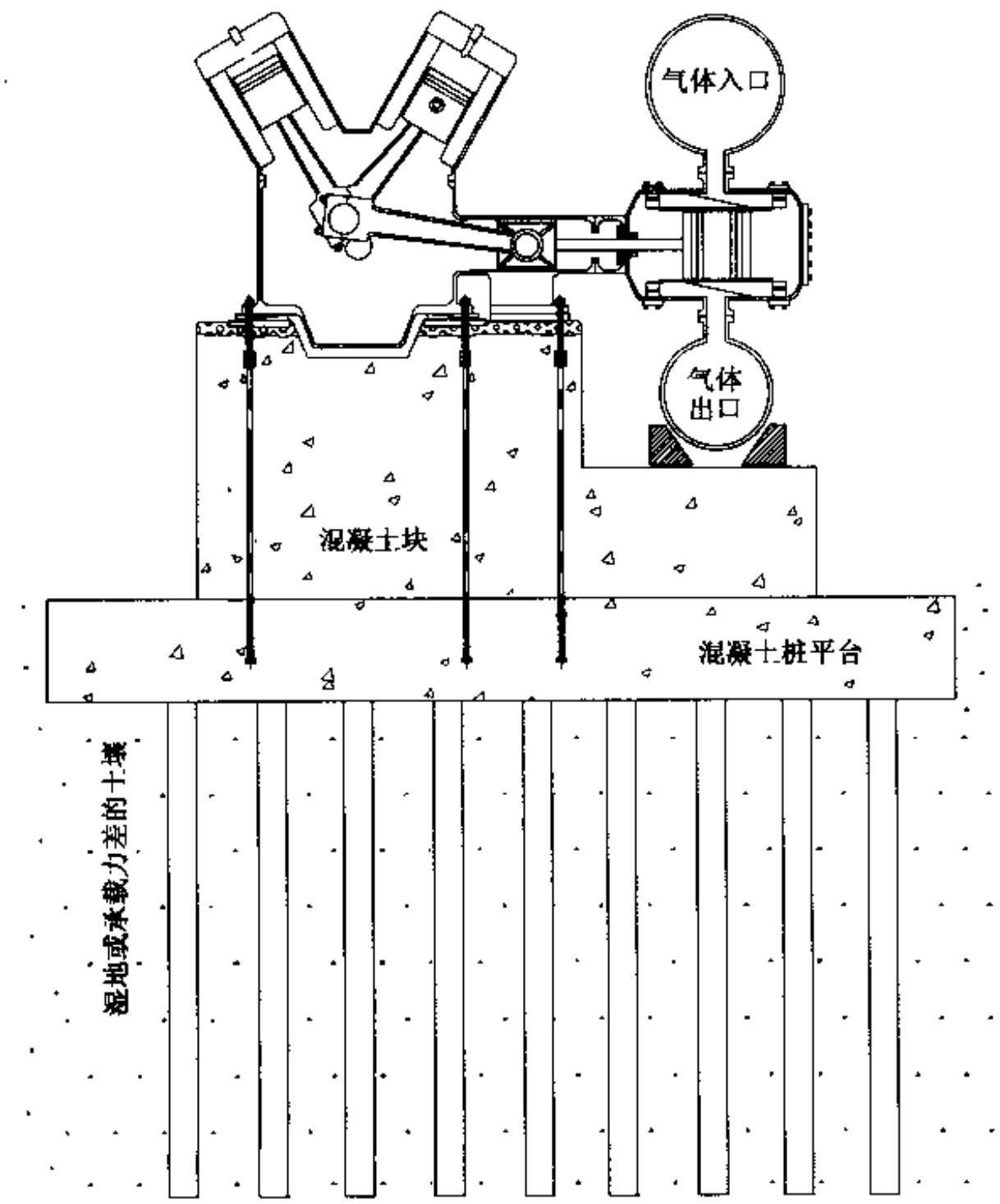


图 22－3　桩平台基础（由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc. 供图）

半和垂直两个方向上具有足够的刚度。这些优点简化了基础的动态分析计算，且无需分析基础下土壤性能　在设计中还考虑了粘性阻尼，因此整个动态系统可靠性较高。因整个弹性支

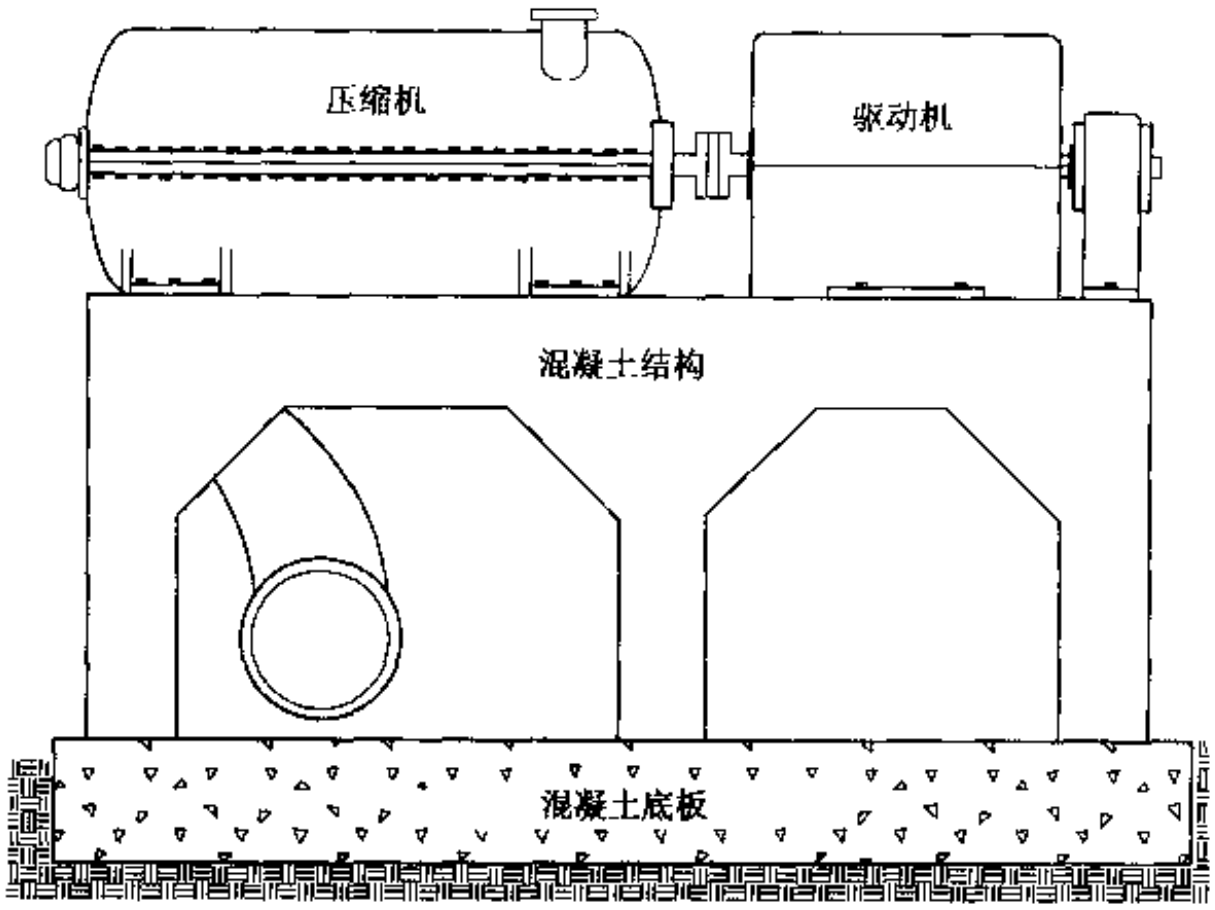


图 22－4　台板型基础(由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc. 供图)

撑系统是由多个部件组合而成，所以如需调整或改变基础的刚度或阻尼特性时，则可通过更换基础组件而很容易地实现；类似地，如因地基沉陷等原因造成的不对中也可通过调整弹性支撑来调平。

22.1.2　设计

上述任意一种基础的详细设计内容都超越了本章范围。遗憾的是，到 1996 年为止尚未制定出基础构筑规范，但在美国混凝土研究院的资助下，有个委员会正在准备提交一个报告，将来它可能成为机器基础设计的指导性文件。主要的工程公司、装置开车公司、设备制造商均参与了该委员会，这些单位都具有各自的机器基础设计内部指导性标准。另外，在管道压缩机研究协会和西南研究院发起并在压缩机相关用户的共同参与下，正致力于机器基础设计所需的动态应力和热应力数据的开发和研究。这些输入数据与美国混凝土研究院(ACI)的研究工作结合起来，将会使今后的机器基础设计更加精确。

22.1.3　土壤频率和振动

有关机器基础设计和振动理论的技术文章很多，它们大都参考了 Prakash 和 Puri 合著的《机器基础：分析与设计》[1]一书。该书作者基于良好的地基工程知识，把机器引起的周期性振动和土壤－基础系统的固有频率及其相互作用很好地结合在一起。机器基础设计必须避免严重的谐波共振，这种情况在机器振动频率与基础(基础块和土壤)固有频率同步时发生。Prakash 和 Puri 认为根据土工工程、土壤动力学原理和振动理论，调低或调高基础的自振频率可有效避免发生共振。他们的论著为设计具有一定振动值的动力机器的基础提供了方法。在该阶段，良好的工程设计将换取机器的平稳运行、机器良好的对中，并可降低更换易损件(轴承、密封等)等而带来的维修费用。

22.1.4　设计阶段数据的收集❶

本手册的读者将来不一定是机器基础的设计者，而很有可能负责向工程设计公司提供相关设计数据。

目前，尽管 ACI 委员会工作还不太完善，但它给出了建议性的收集数据的范围：

1. 数据收集

设计目的

现场条件

土层数据

机器数据

2. 设计条件

静荷载

动荷载

3. 混凝土强度/应力

受压

弯曲

拉伸

承载力

疲劳

4. 混凝土挠度/变形

5. 土壤强度/应力

6. 土壤变形/沉降

7. 振动限值

8. 人为因素

22.1.5　结构材料

硅酸盐水泥混凝土。普通硅酸盐水泥钢筋混凝土是设备基础和钢结构件底部基础块的常用结构材料。根据当地可供原材料进行适当的混合配料设计，可使挤压强度在 28 天内达到 4000 psi。钢材用量取决于拉伸应力、弯曲应力和温度应力。许多 30 年前设计的基础出现了开裂的迹象，原因是基础中的钢筋少了。基础裂纹可导致对中情况恶化，甚至会带来灾难性后果。增加钢材用量可提高抗弯和抗拉强度，多用钢筋的设计是明智的。设计时适当多用钢材并不会增加太多投资，如因钢筋用量太少而导致将来再进行改造，其成本会成倍增加。图 22－5 和图 22－6 给出了最近设计的基础与 20 年前设计的基础对比情况，图 22－6 的设计中采用了额外的钢筋。

聚合物改性混凝土。目前，尽管普通硅酸盐水泥钢筋混凝土在世界范围内得到广泛应用，但许多老基础改造时采用了更先进的、高技术含量的“聚合物改性混凝土”材料。用聚合物取代原硅酸盐水泥混凝土中的水就可大大改善混凝土的性能指标。聚合物与加强纤维结合使用，可降低水化热，使混凝土密度增加，并使抗拉、抗弯性能提高，且养护时间仅需 24 小时[2]。

❶ 根据 ACI 351—2 分委员会的初步草案

22.1.6 地脚螺栓

地脚螺栓是压缩机和基础之间极重要的连接件。遗憾的是，设计人员往往忽略了这一点，如忽略地脚螺栓本身的长度、强度及预紧力等方面的重要性。地脚螺栓以及机器底盘、垫铁(将在 22.1.7 节中讨论)等支撑系统可能就是新建项目出现事故的关键原因。这类事故通常会在运行的第一年发生。

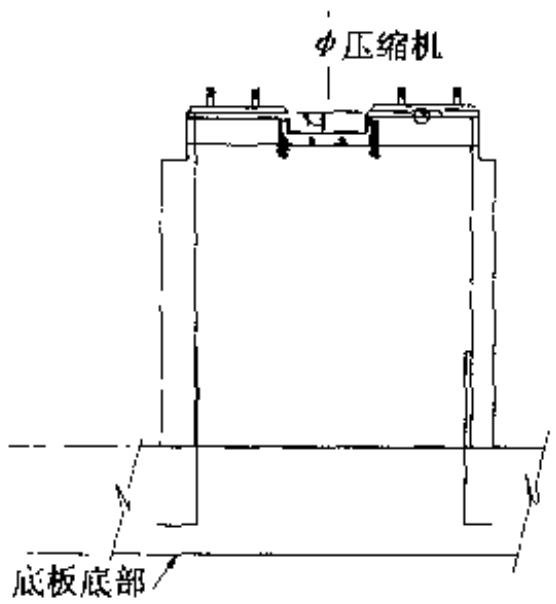


图 22－5 60 年代典型的周边钢筋结构

虽然地脚螺栓的数量和尺寸规格由机器制造商确定，但其长度、结构形状和结构材料则由基础设计者负责。图22－7给出了好、坏两种设计对比情况。

长度： 历史上曾因地脚螺栓过短给压缩机基础带来问题，通常是导致基础产生水平裂纹。目前，最好的做法是使地脚螺栓尽可能长，并一直延伸到混凝土基础下的混凝土底板内。采用这种办法可避免产生水平裂纹，并能增加后张效应而带来的好处。

材料： 所有动力机器用地脚螺栓的材料强度不可太高，目前地脚螺栓用钢材等级为 ASTM A－193，屈服强度为 105000 psi。这种材料的价格并不比强度低一倍的其他钢材高很多。因为压缩机需要较大的夹紧力，ASTM A－193 合金钢螺栓既可满足强度要求又能使螺栓直径不致太大。

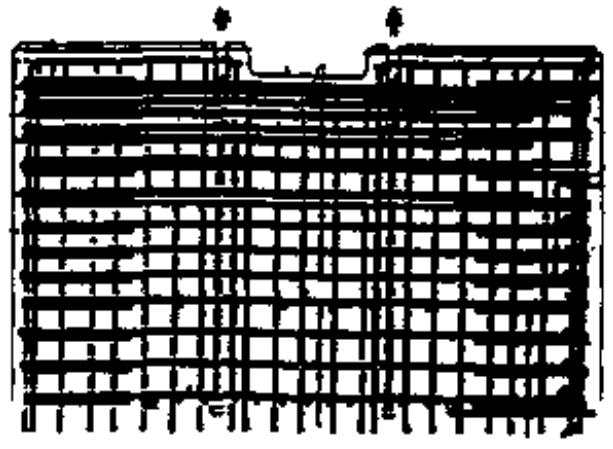


图 22－6 基于当前设计模式的密布钢筋结构

预紧力： 虽然在压缩机最初安装时，制造商将提供初始扭矩值，但现场经验表明，为减小压缩机底盘的位移和振动值，实际所需的预紧力要比制造商规定值高的多(可能高达 2～3 倍)。因此，除非预埋在基础内的地脚螺栓有足够的富裕能力，否则要么机器将无法正常工作，要么必须进行更新改造。

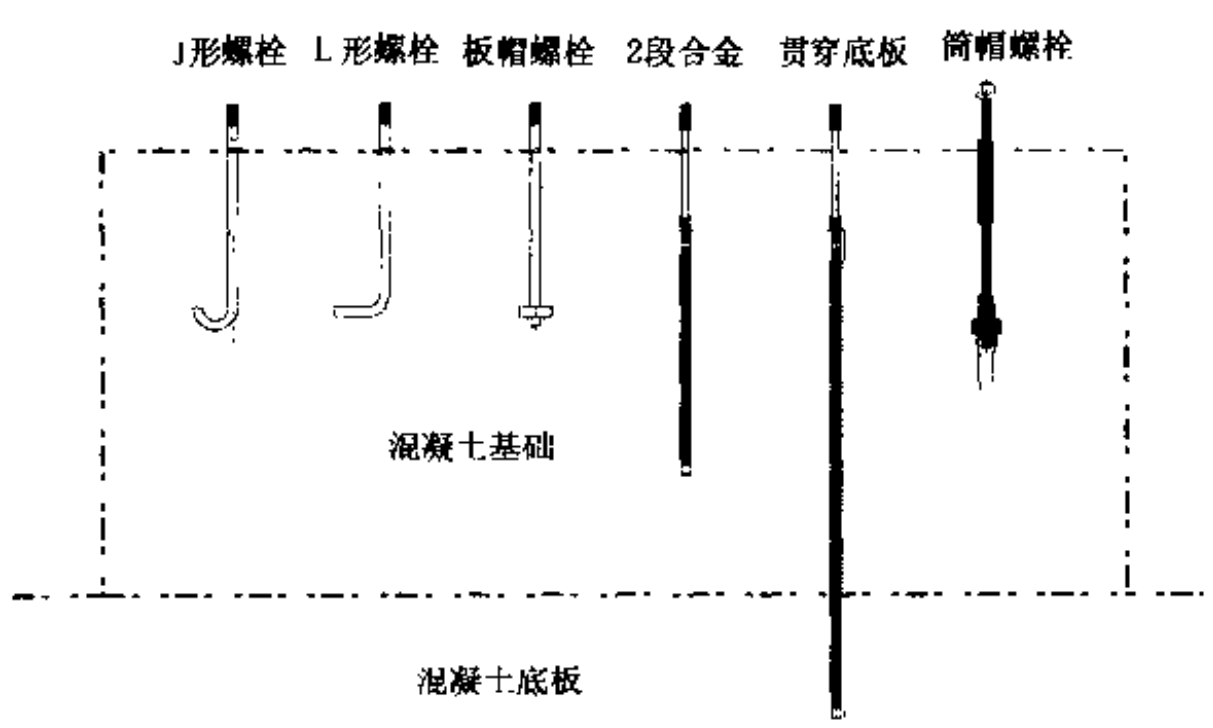
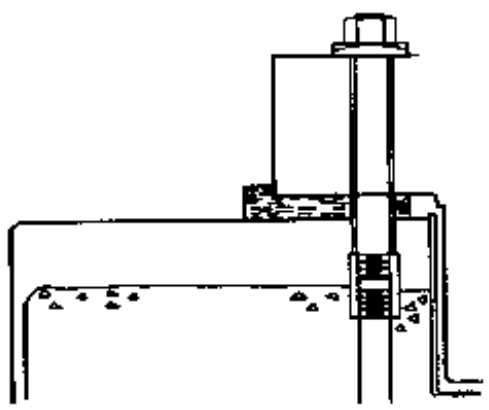


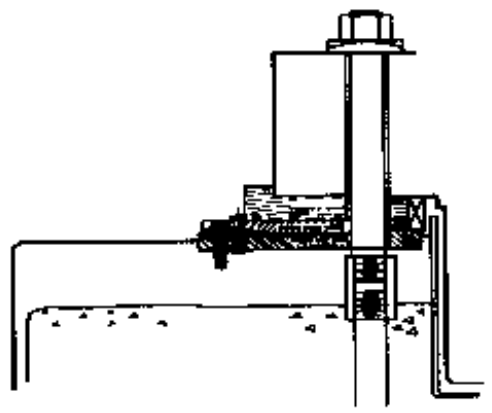
图 22－7 地脚螺栓的设计演变过程
(由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc. 供图)

22.1.7　支撑系统

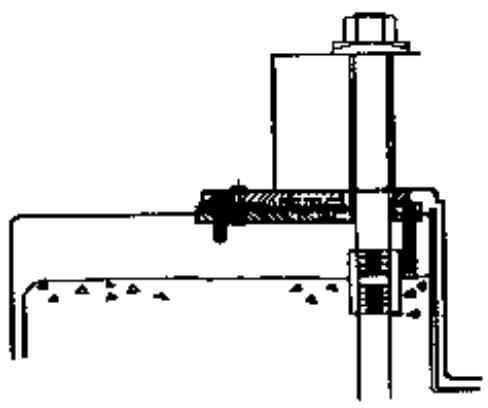
图 22－8 给出了气体压缩机的几种支撑选择方案，其范围从底板全部灌浆的老办法到最新的可调支撑系统技术。可调支撑是当今首选的方法，它消除了因底板全部灌浆而导致的初始对中不良所产生的潜在问题。在机器安装后最初运行的 100h 内，因机器受热可能使对中情况发生变化，此时可通过调整底盘修正对中状况而使机器达到最佳的热态运行条件。



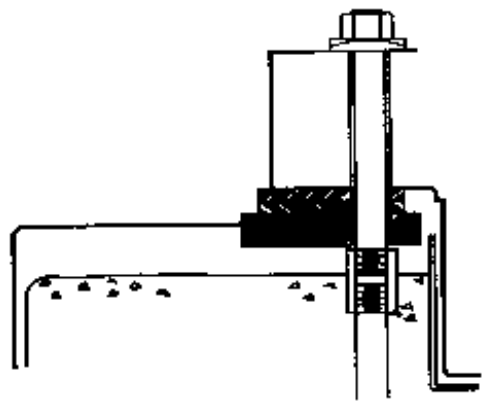
环氧树脂垫块



可调整环氧树脂垫块



锥形可调整垫块



双薄垫片调整垫块

图 22－8　压缩机底盘支撑系统

（由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc. 供图）

22.1.8　灌浆

自 1957 年在煤气压缩机上采用环氧树脂灌浆以来，水混水泥质灌浆料已基本停止使用。环氧树脂灌浆料强度高、耐油及耐许多化学品，在动载条件下使用情况良好。

尽管对灌浆层的抗压强度要求不需超过混凝土基础的强度值，但灌浆层要有足够的韧性以承受来自于所支撑机器的冲击力和交变荷载。基于上述原因，要求灌浆层抗压强度高于 5000 psi，抗拉强度高于 1000 psi。抗压强度也不宜过高，否则易引起灌浆层的脆裂。几乎所有的灌浆层都有可能产生裂纹，因此需设置膨胀缝。膨胀缝的布局要经过精心安排，以使在地脚螺栓附近主荷载传递区不产生裂纹。

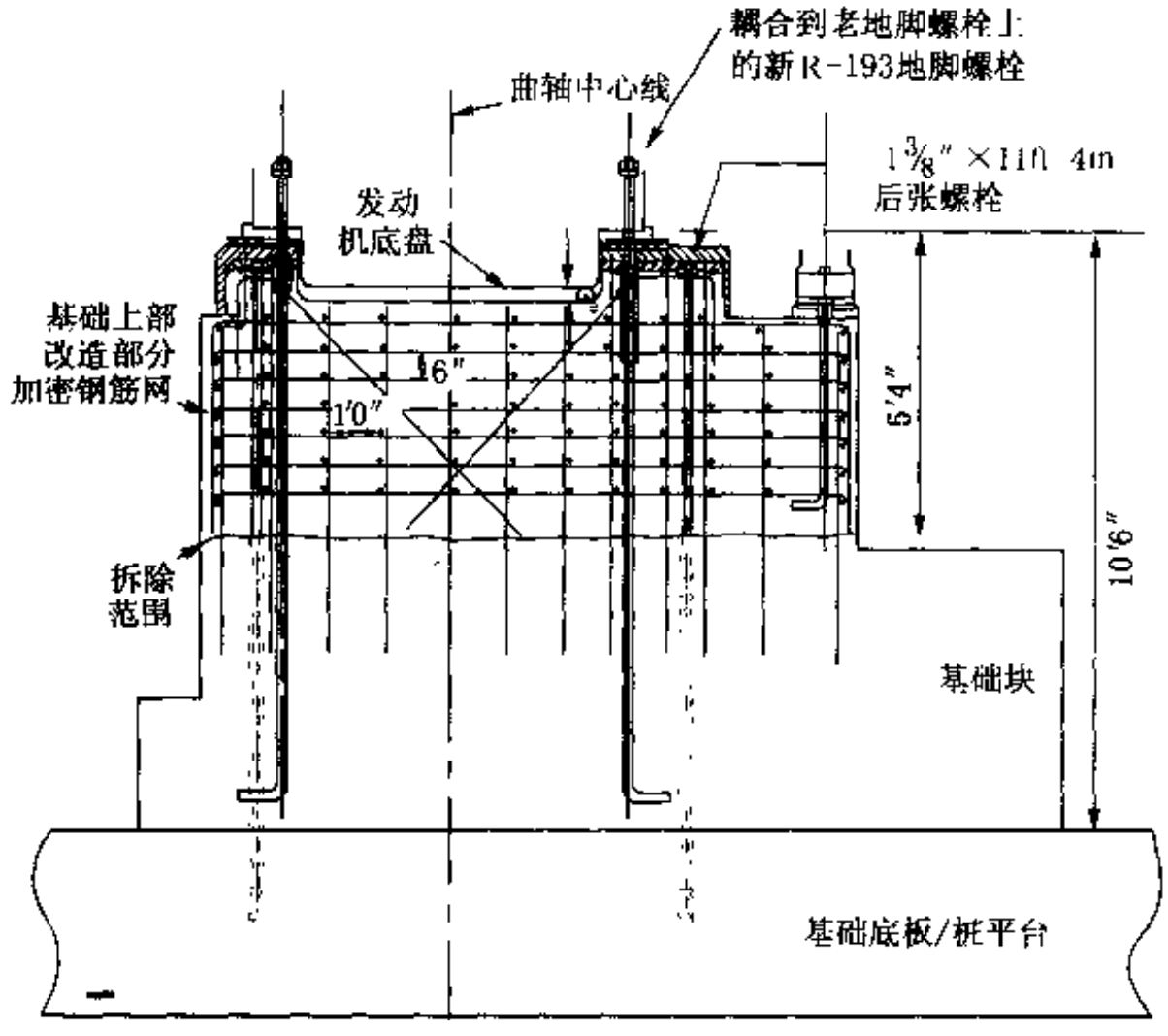
22.1.9　基础的改造

绝大部分在 20 年前设计或建造的老基础内置钢筋较少，目前都面临更换或改造。通常改造方法是：除去旧基础顶部 24～30in 的灌浆层和混凝土、切掉并改进地脚螺栓、凿开旧基础表皮、加入重型加强筋并进行后张处理。

采用何种材料对上述的后张法改造极其重要，如果改造施工周期是 21～28 天，最好选择普通硅酸盐混凝土；如果改造要求在 24 小时完成，则应采用聚合物改性混凝土。上述两种混凝土的弹性模量最小可达 4000000 psi，在通常的压缩机基础的温度环境下，其徐变可忽

略不计。常做为基础顶板灌浆材料的环氧树脂，其灌浆厚度应限制在 2～4in，因此不能用做深型浇注材料以取代被除去的混凝土。环氧树脂做为灌浆材料，其弹性模量的下限为 1000000 psi、上限为 2500000 psi，通常下限值更为普遍。这就意味着在同等荷载作用下其压缩量比混凝土的压缩量大 2～5 倍，另外在通常的压缩机基础温度环境下，其徐变足以引起机器对中偏移。采用环氧树脂做为灌浆材料的机器，曾因灌浆厚度过大发生过多次灾难性事故。采用环氧树脂做为灌浆材料时，新设计的压缩机基础灌浆厚度上限不得超过 14in，用于旧混凝土基础改造时亦应如此。

为将来易于重新对中，除改进地脚螺栓外还可考虑增加可调整的支撑系统。图 22－9 给出了典型的基础改造设计。



剖面图，从飞轮端向油泵端看

图 22－9　剖面图，从飞轮端向油泵端看

（由 Robt. L. Rowan & Assoc., Inc., 供图）

参 考 文 献

1. Prakask, Shamsher, and Vijay K. Puri, *Foundations for Machines: Analysis & Design*, Wiley Series in Geotechnical Engineering.
2. Rowan, Robert L. & Associates, Inc., *Re-Grouting Reciprocating Gas Compressors, 5 Year Repairs vs. 20 Year Reliability Criteria*, 1:12 Grouting Technology Newsletter.

第 23 章　撬装式压缩机

Judith E. Vera
Project Engineer
Energy Industries, Inc.

撬装式压缩机广泛应用于天然气增压、集输、气举、注气、燃气透平压缩、油气回收、油井回注、馏分气体压缩以及丙烷或丁烷制冷。本章讨论两类基本的撬装式容积压缩机，往复压缩机及螺杆压缩机。

往复压缩机可涵盖 60HP 到 7200HP(6 列，电机驱动)，尽管往复压缩机的大功率、高压力及变工况能力使其得到最为广泛的使用，但当对机组重量及体积有限制要求，螺杆压缩机就体现出其优点：螺杆压缩机尤其适合大流量，低吸气压力，维修量小及振动小的场合。

23.1　压缩机的选型

大部分压缩机撬装厂都有压缩机的选型程序，可以根据操作条件选择合适的压缩机型号及驱动机。为了选型的准确，必须提供下列条件：吸气压力、排气压力、气体组成或气体密度、海拔高度、环境温度、吸气温度及期望的排气量。

根据最终用户的要求，驱动机可以是燃气发动机、燃气透平或电动机。虽然撬装式压缩机中基本的单元是压缩机和驱动机，但为了机组更有效地运转，大量的其他部件也是必不可少的。

23.2　底座设计

撬装式整体压缩机的底座必须有足够的质量以支持整个机组的重量。当对机组的重量有一定限制时，底座只能设计成钢结构。然而理想的设计是钢框架内填充钢筋混凝土，这种设计的特点是：可移动、而且不需要在现场浇注基础。

在底座的框架内的排污及放空管可根据需要设置。底座必须设计集污槽，以确保任何漏到底座的油污和水被排至排污系统，集污槽通常用 2×2 或 3×3 的角钢焊在底座的四周；在底座的边缘有四个(或多个)的排污点。

底座上设置吊耳，其安全系数取 4:1，或在底座的边缘设计挂勾，以便将机组拉上卡车。

分离器的底板通常采用 1/2″的钢板，最好也布置在底座上。

对于发动机和压缩机共用的底座，最好填充混凝土。一个整体式的底座对撬装往复压缩机是很重要的。操作中往复机的自然振动会破坏发动机和压缩机对中或导致底座出现故障。图 23－1 是典型的预填充混凝土底座，图 23－2 是用混凝土灌浆安装的底座。



图 23－1 典型的预填充混凝土底座



图 23－2 典型的混凝土灌浆底座

23.3 分离器设计

分离器的作用是除去压缩机进气中的液体和固体。因为它们进入压缩机后，将会引起压缩机的内部部件的损坏，压缩机的每级气缸前均应配置分离器，对多级压缩机级间分离器用于分离级间冷却产生的凝液。

破沫网分离器是最常用的一种分离器。在一个立式容器中安装了 4～6in 厚的丝网状的破沫网，其容重为 9～12lb/ft^3(见气体处理供应商协会工程数据手册，第Ⅰ卷，第 10 版[1]：确定破沫网分离器尺寸的方法)；分离器的尺寸是根据去除气体中颗粒沉降所需的临界或终端速度。(23.1)式是进入破沫网的最大气体速度与气体密度和液体密度之间的函数关系。

$$V_t = K\left[\frac{p_l - p_g}{p_g}\right]^{0.5} \tag{23.1}$$

式中 V_t——气体的终端速度，ft/s；

K——破沫网分离器的经验常数，ft/s(见图 23－3)[1]；

p_l——液相密度，液滴或颗粒，lb/ft^3，此处假定是水，取 62.4lb/ft^3；

p_g——气相密度，lb/ft^3。

	K/(ft/s)	C/(ft/h)
卧式(垂直破沫网)	0.40～0.50	1440～1800
球形	0.20～0.35	720～1260
立式或卧式(水平破沫网)	0.18～0.35	648～1296
@ 常压	0.35	1296
@ 300 psi	0.33	1188
@ 600 psi	0.30	1080
@ 900 psi	0.27	972
@ 1500psi	0.21	756
湿蒸汽	0.25	900
大部分负压蒸气	0.20	720
盐和腐蚀性蒸发器	0.15	540

注：1. 绝压 100 psi 时 K = 0.35；绝压 100 psi 以上时，每升高 100 psi，K 减少 0.01；
2. 对乙二醇和胺溶液，K 乘以 0.6～0.8；
3. 对于没有破沫网的立式分离器，一般采用 0.5 倍的 K 或 C 值来估算其尺寸；
4. 对压缩机入口分液罐和膨胀机的入口分离器，K 乘以 0.7～0.8。

图 23－3 确定丝网破沫网尺寸的 K 和 C 系数

(选自《气体处理供应商协会工程数据手册》第Ⅰ卷，第 7 章、图 7－9，p.7－7，GPSA. 1987)

(23.1)式是一个基于 Stoke 定律的经验公式。分离器内面积 $A(ft^2)$可由下式确定：

$$A = \frac{Q_a}{V_t} \tag{23.2}$$

式中　Q_a——气体实际流量，ft^3/s。

根据分离器的内面积，可以确定在给定最大流量时，确保分离所有液体所需的最小分离器的内径。

图 23－4 是一个典型的破沫网分离器及其常规的仪表配置。气体进入分离器，向下流向具有开孔的受液盘；聚集在受液盘中的液体及固体被压过网孔流到了集液槽气体的方向改变，使得速度降低，重力进一步帮助气体中液固相的沉降分离。然后气体通过一个聚结器，使得气体中的细小液滴聚结成大液滴沉降到受液盘，集液槽中的液位的升高是通过液位变送器来测量的，并通过膜片控制调节阀来排放其中的液体。如果分离出液体的量大于阀的排放能力，高液位停机开关动作，以防止液体溢入气缸。分离器上的液位计可观察其中的液位变化情况，手动排放阀可以使分离器中的液体完全排空。

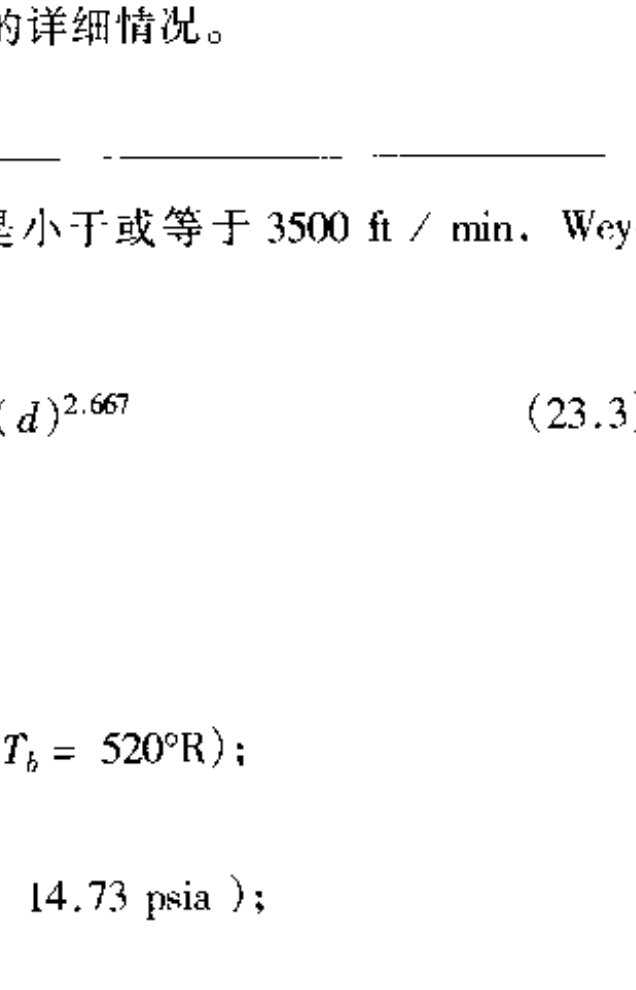


图 23－4　典型的分离器
凝液排放仪表配置

与破沫网分离器相比，导叶式分离器的效率要高很多，而且尺寸更小。导叶式分离器的叶片组由数片皱折板组成，并含有疏液器。由于叶片设计是一门专有技术，所以为了使导叶的选型合理，制造商应当了解分离器设计的详细情况。

23.4　管道设计

对于撬装压缩机的气体管道，通常选取的气流速度是小于或等于 3500 ft / min。Weymouth 方程是确定气体流量的方法之一[2]：

$$Q = 433.5 \frac{T_b E}{P_b}\left[\frac{p_1^2 - p_2^2}{SL_m T_{avg} Z_{avg}}\right]^{0.5} (d)^{2.667} \tag{23.3}$$

式中　Q——基准条件下气体的流量，ft^3/d；

d——管道的内径，in；

L_m——管道的长度，mile；

T_b——基准条件下气体的温度，°R(ANSI 2350 规定：$T_b = 520°R$)；

T_{avg}——平均温度，°R[$T_{avg} = 1/2(T_{in} + T_{out})$]；

P_b——基准压力(绝压)，psia (ANSI 2350 规定：$p_b = 14.73$ psia)；

E——管线的效率系数(通常假设为 1.0)；

p_1——入口压力，psia；

p_2——出口压力，psia；

Z_{avg}——平均压缩性系数；

S——气体相对于空气的密度(这里 $S=1$)。

然后气体的速度可由公式 $V=Q/A$ 来确定，这里 A 为管线的流通面积，注意保持单位一致。

撬装压缩机的气体管道包括但不局限于：工艺气体管道、卸荷启动旁路管线和阀门(从后冷器出口到一级入口分离器入口)，压缩机吹扫放空管道及阀门，分离器排液管道，压缩机气缸填料及隔离室的放空及排凝管道，发动机的起动及燃料系统的管道。所有管道应进行水压试验，试验压力按法兰所允许的最大工作压力。法兰的等级按 ANSI B16.5[3]，管道应根据 ANSI B31.3[4] 进行 X 射线探伤。

23.5 缓冲罐设计

就往复压缩机而言，必须采用一些措施来抑制振动。如果没有缓冲罐或其他装置来改变由于活塞往复运动产生的气体脉动频率，其谐波会导致机器振动进一步增加，直至损坏整个机器。

对小型压缩机(功率小于 350hp)，可以不采用缓冲罐来消除振动，但在压缩机进排气管路上必须配置孔板，这些孔板可以焊在管线上，亦可以放置在两片法兰之间，这样在压力和流量改变时可以灵活变换。

功率大于 350hp 的机组，必须配置缓冲罐。缓冲罐的设计有两种不同的方法，一种是在许多压缩机中都使用的方法，即在设计时只考虑缓冲罐容积。然而这种方法很难保证消除有害的震动。缓冲罐的容积可根据下列经验公式设计：

$$\text{缓冲容积} = 10 \times \text{行程容积}$$

$$(\text{行程容积} = \text{气缸面积} \times \text{行程})$$

根据上式计算出的所需缓冲容积，可以确定缓冲罐的直径和切线长度。缓冲罐应安装在尽可能靠近气缸处，且管嘴应在罐的中心以减少不平衡力，管嘴法兰等级必须满足操作温度和压力的要求(法兰等级参见 ANSI 16.5[3])。

另一种是确保无有害振动的设计方法：容积抑制法。该方法可以在缓冲罐前对气流进行抑制，也可在缓冲罐中对气流进行抑制。对于特殊的机器还可以进行模拟和/或数字分析，进一步验证消除有害振动的可靠性。这里缓冲罐的设计须综合考虑压缩机的转速、气体组成和操作条件。抑制元件的压降约为 0.5%，最大不超过 1%。有关缓冲罐设计方法的更详细的讨论可参见 API 618 炼厂一般用途往复式压缩机[5]。所有压力容器、缓冲罐和分离器的设计必须符合 ASME 规范第 VIII 篇[6]，且有足够的压力等级以涵盖所有的操作条件。

23.6 安全阀的选型

压缩机的出口缓冲罐或出口管道上必须设置安全阀或泄压阀，当操作压力超过阀的设定压力时泄压阀开启。这些安全阀的设定压力应根据安全阀所保护的系统中压缩机组的最低工作压力来确定。图 23－5 是典型的往复式压缩机 PID 图，它是撬装压缩机的流程示意图，图上方的表格给出了所有容器及冷却器的最大允许工作压力(MAWP)，图中同时标明了机组中的阀门及仪表。根据这张图就可以确定安全阀的设定压力。

入口分离器	1级吸气缓冲罐	1级排气缓冲罐	1级气缸	级间冷却器	级间分离器	2级吸气缓冲罐	2级排气缓冲罐	2级气缸	后冷却器
12¾" O.D. 705 psig MAWP	16" O.D 645 MAWP	14" O.D 645 psig MAWP	1000 psi MAWP 10½" SIZE	645 psi MAWP 350 °F	10¾" O.D 910 psig MAWP	10¾" O.D. 910 psig MAWP	10¾" O.D 1290 psi MAWP	1600 psi MAWP 5½" SIZE	1290 psi MAWP 350 °F

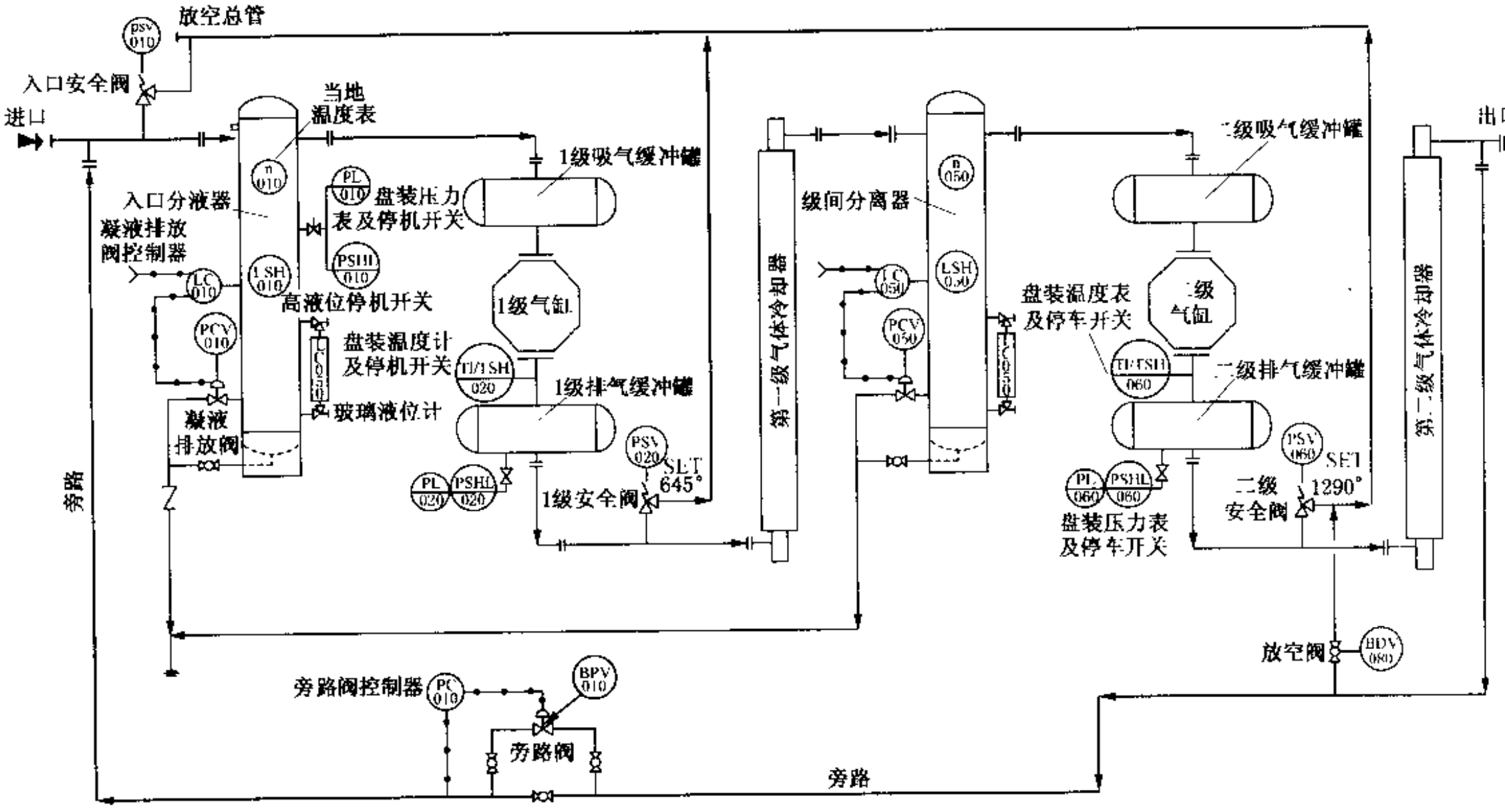


图 23－5　压缩机典型的 PID 图

有两种形式安全阀：弹簧式和先导式　当安全阀的操作压力接近设定压力的 115 %时，采用先导式安全阀；当安全阀的操作压力接近设定压力时，弹簧式安全阀易频繁动作。先导式安全阀不灵敏，只有压力完全达到设定值才会起跳　安全阀的喉部尺寸可由制造厂确定，或根据 ASME 锅炉及压力容器法规，附录 11，第 VIII 篇，第 1 章中的公式计算[6]：

$$W = CKAp\ (M/T)^{0.5} \tag{23.4}$$

式中　W——安全阀所排放的重量流量，lb/h；

K——气体的流量系数［见 UG－131(d)和(e)］[6]；

A——安全阀或喉部的实际排放流通面积，in；

p——(1.1 倍设定压力＋大气压)psia(通常安全阀的额定值比设定压力高 10%)；

M——分子量；

T——绝对入口温度(°F＋460)；

C——气体或蒸气的绝热指数，c_p/c_v。

K 值为实验数据，实验根据 ASME 第 VIII 篇由设在俄亥俄州哥伦布市美国国家锅炉及压力容器委员会指导进行。(23.4)式用于计算面积 A，或计算安全阀的喉部尺寸，然后选择标准安全阀，使其喉部尺寸大于计算值 A。

23.7　冷却器的设计

根据基本气体定律，气体温度的升高与压力的升高成正比，因而每级压缩的气体进入下一级前须进行冷却，同时冷却器还起冷却发动机和压缩机机身的作用。冷却器须配置缓冲罐，用以排放进入系统的空气和对冷却系统充液。冷却器的设计不属于撬装系统的范围，但撬装厂有责任向冷却器制造厂提正确的要求以保证冷却器设计合理；撬装厂须向冷却器厂家提供性能试验情况，包括压力、温度、流量、海拔和大气压；撬装厂还须向冷却器厂家提供其他资料，如用户的技术规定。还有一点也很重要，即撬装厂家应确保冷却器厂的冷却器设计布置能为配管提供最大的方便。

撬装厂通常采用空冷器，即利用大气冷却液体或气体介质。一般采用夏天 100°F 的大气条件来设计空冷器，在气体入口侧设置手动或自动百叶窗，以确保在冬天空冷器不会出现过冷现象。

根据发动机制造厂提供的热负荷资料来确定合适的发动机冷却水夹套的尺寸。冷却器介质侧入口温度按压缩机气缸的排气温度考虑，对于中冷器需冷却到 120°F或 130°F，对后冷器冷却到 120°F。

计算气体侧热负荷的基本公式如下[7]：

$$Q = mc_p(T_d - T_c) \tag{23.5}$$

式中　Q——热负荷，BTU/h；

m——质量流量，lb/h；

c_p——平均温度下的比热，BTU/lb·°F；

T_d——排气温度，°F；

T_c——冷后温度，°F。

23.8　压缩机的润滑

为了减少尺寸和重量，撬装压缩机通常采用高转速，这使得气缸、活塞以及活塞杆填料的润滑尤为重要，润滑系统应根据活塞杆及气缸的尺寸来确定。气缸及活塞杆填料由分离式、非曲轴驱动的注油器进行强制润滑。图 23－6 所示为一个典型的压缩机润滑系统，底座上安装了含有计量活塞的分配器、管道及组装式单向阀，给气缸提供合适的润滑油量。分配器上有一个油量指示器，显示系统注油量，指针是计量活塞的延伸，它的循环运动意味着活塞的往复运动。每天需注入的油量(品脱/天)及最长循环时间由压缩机撬装厂确定。

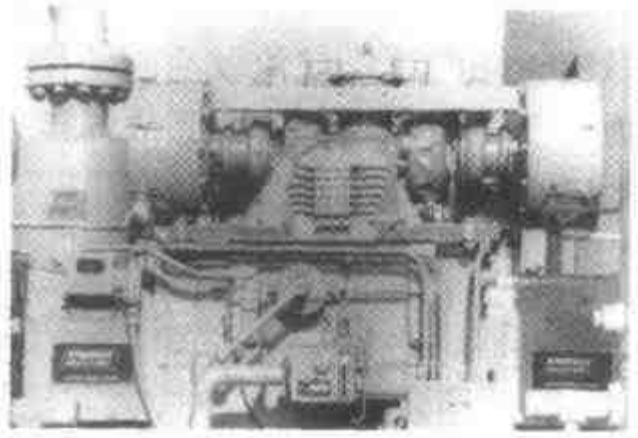


图 23－6　典型的注油润滑系统

23.9　控制盘和仪表

控制盘是撬装压缩机的大脑，它与大量的安全保护开关相联接，监测机组的运行，保证机组无故障操作。控制盘可以是电控盘或气控盘，尽管每台撬装式压缩机组所采用的仪表千差万别，但盘上设置的最通常的安全保护开关有：发动机润滑油压力/液位低，发动机冷却夹套水温高、水位低，发动机超速，压缩机曲轴箱润滑油液位/压力低，注油器断流，冷却器和压缩机振动，压缩机进气压力高/低、级间压力高/低，排气压力高/低(每一级)，排气温度高(每一缸)，级间及入口分离器液位高以及自动燃油切断阀。

电控盘通常使用永磁发电机作电源以实现安全保护停车功能，正常条件下，永磁机的电力送到发动机点火系统，同时也联接到控制盘的安全开关，当安全开关动作并接地时，电流从点火系统转到控制盘对地短路，从而使发动机熄火。图 23－7 是控制盘的典型布置及显示项目，图 23－8 是控制盘的照片。

显示		延时动作				非延时动作					
10/57	停车功能	10		20	振动	30	一级分离器液位高	40	超速	50	#1 气缸温度高
00	复位准备启动	11	发动机油压低	21		31	二级分离器液位高	41	吸气压力高	51	#2 气缸温度高
80	电池正常	12	压缩机油压低	22		32	三级分离器液位高	42	第一个级间压力高	52	#3 气缸温度高
00	运转一定时器投用	13	气缸注油中断	23		33	夹套冷却水液位低	43	第二个级间压力高	53	#4 气缸温度高
01	运转正常	14	吸气压力低	24		34	发动机油液位低	44	排气压力高	54	
89	动力正常	15	第一个级间压力低	25		35	压缩机油液位低	45	发动机水温高	55	
09	试验	16	第二个级间压力低	26		36		46		56	
60	停机	17	排气压力低	27		37		47		57	

图 23－7　典型的电控盘显示(由 Altronic Controls 公司提供)

气控盘采用气体代替电来触动停车系统，安全保护开关、控制盘上的继动器以及发动机燃料切断阀之间用管路连接。在正常情况下，安全保护开关保持一个低压信号来锁牢控制盘上的继动器。如果安全条件被破坏，安全保护阀将释放来自显示继动器的气体，因而触发停车系统；同时还将导致继动阀动作，使得燃料切断阀及压力开关动作放空，进而使永磁电机接地，而关闭发动机。直到故障被排除，控制盘复位，机组才可以重新起动，图 23－9 是典型的气动控制盘。

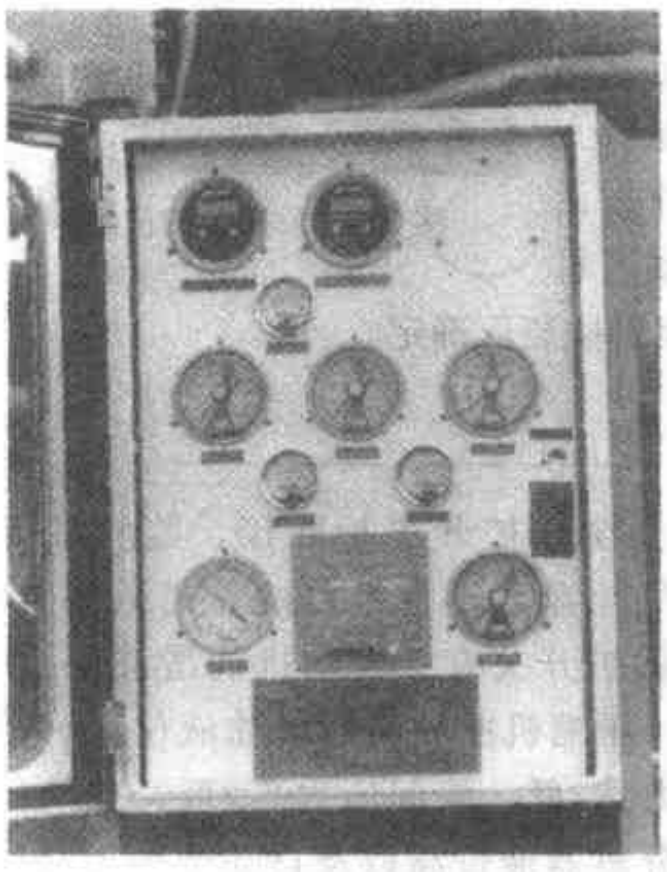


图 23－8　典型的电控盘

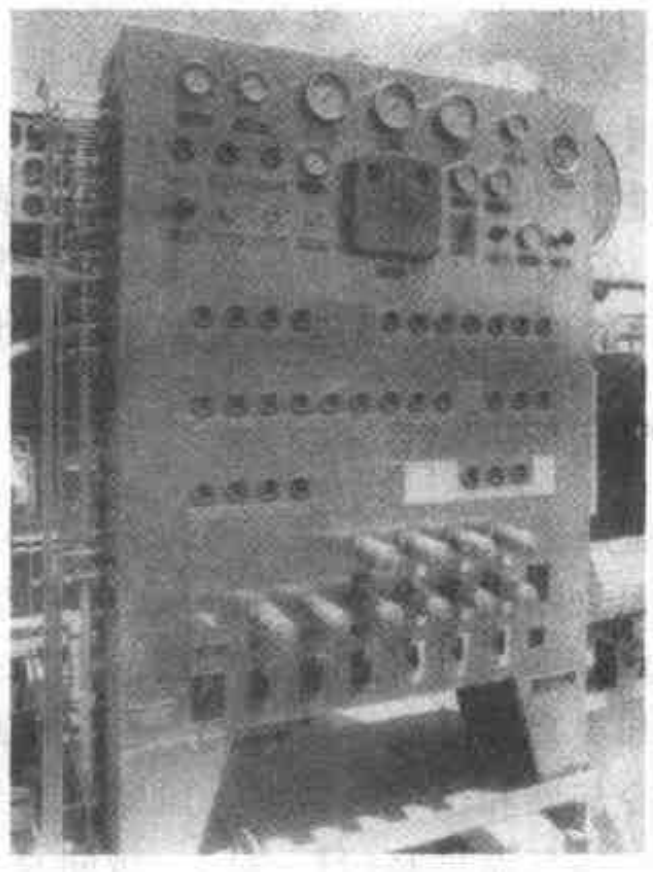


图 23－9　典型的气控盘

23.10　螺杆压缩机

螺杆压缩机由安装在壳体内两个互相啮合的螺旋转子组成。当转子转过吸入口时，螺旋槽内充满了气体，随着转子转动，槽被壳体封闭，形成了压缩腔，注入螺杆中的润滑剂起着密封、冷却和润滑作用。由于润滑剂可以循环使用，螺杆压缩机的润滑剂消耗量比往复压缩机少。气体和润滑剂的混和物通过排气口被压出压缩机。与往复机一样，螺杆机前面也需要一台分离器，以避免固体、液体进入压缩机。与往复机不同的是，螺杆机需要分离器来分离气体中的润滑剂。分离器通常按 ASME 标准制造，其上部含有聚结过滤元件将润滑剂从气体中分离出来，下部是受液部分、贮液槽及排凝口。与往复机相同，撬装式螺杆压缩机组也包括驱动机(电动机或燃气发动机)，气体管道，控制盘和仪表以及冷却器。由于螺杆机没有往复运动，以至于引发的振动很小甚至没有，所以不需缓冲罐。由于机组简单，部件少，它可做成独立、车载单元。图 23－10 所示为 CAT G3304NA/sullair C－12 车载螺杆机组。图 23－11 是一个典型的往复式机组。

23.11　参照的法规及海上平台问题

设计时最常参照的法规文件是美国石油学会标准 API 11P[8]和 API 618[5]。

当机组被用于海上平台时，有几个因素必须考虑：矿产管理机构要求海上平台用气体压缩机必须遵守它们的规定。根据 API RP14C 第 A8 章[9]，还需要专门的安全设施。

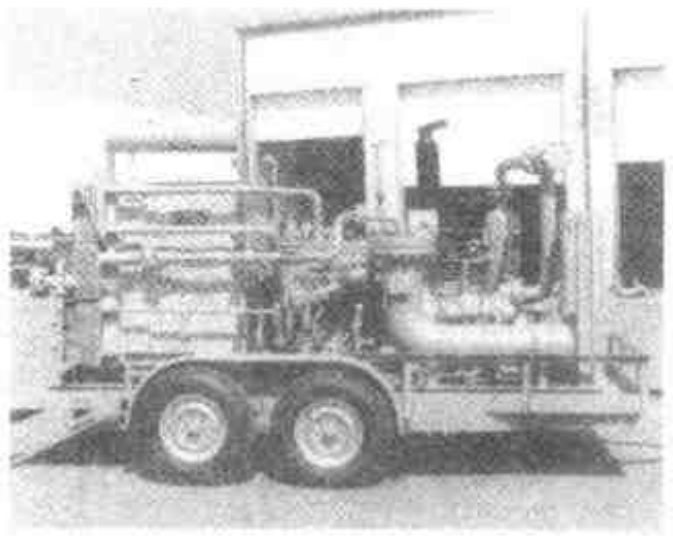


图 23 – 10　车载 CAT G3304NA/C – 12 sullair 压缩机

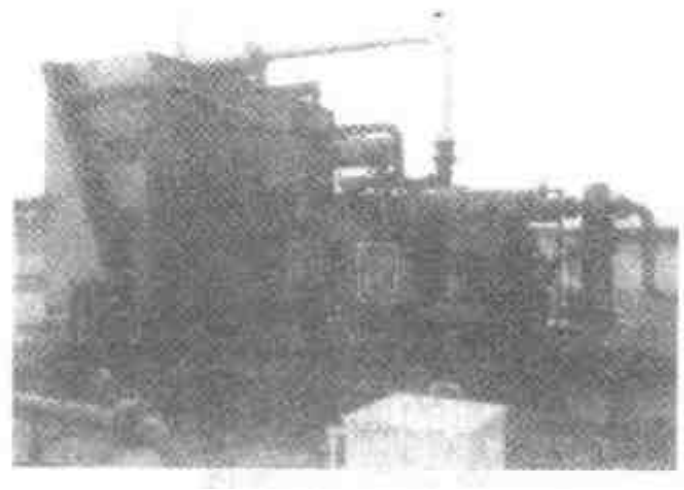


图 23 – 11　典型的往复式压缩机，CAT G3516LEA/FE665 – 21，能源工业公司

23.12　试验

机组交货前应在车间进行试验，虽然通常情况下不能对机组进行满负荷试验，但可用空气试验来检验振动，并检查所有安全保护系统是否正常。

参　考　文　献

1. Gas Processors Suppliers Association, *Engineering Data Book, Volume I,* Section 7, Fig. 7-9, Typical K & C Factors For Sizing Woven Wire Demisters, p. 7-7. Reprinted with permission.
2. Gas Processors Suppliers Association, *Engineering Data Book, Volume II,* Section 17, Eq. 17-22, p. 17-6, 1987.
3. ASME/ANSI B16.5 "Pipe Flanges and Flanged Fittings." ASME, 1988.
4. ASME/ANSI B31.3 "Chemical Plant and Petroleum Refinery Piping." ASME, 1990.
5. API STANDARD 618, "Reciprocating Compressors for General Refinery Services." API, 3rd Ed., February 1986.
6. ASME "Boiler and Pressure Vessel Code." ASME, Section VIII, Division 1, 1995 Ed.
7. Lindberg, Peter, P.E., "Thermodynamics," *Professional Engineering Registration Program,* 6th Ed.
8. API SPECIFICATION 11p, "Specification for Packaged Reciprocating Compressors for Oil and Gas Production Services." API, 2nd Ed., November 1989.
9. API RP 14C, "API Recommended Practice for Analysis, Design, Installation and Testing of Basic Surface Safety Systems for Offshore Production Platforms." API, 3rd Ed., April 15, 1984.

附　　录

A.1　压缩机术语定义
A.2　换算系数
A.3　温度换算
A.4　圆的面积和周长
A.5　饱和蒸汽特性
A.6　空气中水蒸气分压
A.7　不同海拔高度大气压力和气压表读数
A.8　空气通过孔板的流量
A.9　管道摩擦产生的空气压力损失
A.10　通过螺纹连接管件的压力损失
A.11　压缩空气所需的功率
A.12　气体 n 值和性质
A.13　温升－压缩比关系
A.14　单级压缩机计算
A.15　两级压缩机计算
A.16　单级气缸附加余隙容积

A.1　气体压缩机工程术语的定义

绝对压力　为从绝对零压力，即绝对真空开始测量的总压力。绝对压力等于表压与气压表压力读数对应的大气压力的和(以 lb/in^2 表示)。

绝对温度　等于华氏温度加上 459.6 或摄氏温度加上 273。与上述绝对温度对应的数值分别被称为兰金温度和开尔文温度。

气体的***绝热压缩或等熵压缩过程***　为没有热量传入气体或从气体传出所实现的压缩过程❶。绝热压缩过程中，与压力和容积相关的特性方程为：

$$pv^k = C$$

式中　k——定压比热与定容比热的比值。

多变压缩过程　指向气体传入或从气体导出热量的速率使气体的压力容积关系准确满足以下方程的压缩过程，多变压缩过程的特性方程为：

$$pv^n = C$$

式中　n——常数。

若已知特定压缩机的实际压缩过程，且热量以适当的速率传导入或传导出气体，则 n 值可以从上述方程中确定。

等温压缩过程　即为空气或气体与周围的物体之间以某一精确的速度进行热交换，使得空气或气体的温度保持恒定所实现的压缩过程。等温压缩过程可以被认为是多变压缩过程的特例。

等温压缩过程的特性方程为：

$$pv = C$$

k 值为任一种特定气体在绝热和等熵压缩过程中由方程所确定的指数值。

n 值为任一种特定气体在多变压缩过程中由方程所确定的指数值。

压缩性系数　为表示与理想气体定律偏离程度的系数。

压力比或压缩比　为绝对排气压力与绝对吸气压力的比值。

大气(自由空气)　指在任意特定地点和大气压状态下的空气。由于海拔高度、气压表读数和温度在不同的地点和不同的时间有可能改变，由此可见大气并不是指同一或标准状态条件下的空气。

大气作为容积的测量值可用于测量排气量或流量，而不用区别这两种参数。

标准大气　定义为在 68°F 华氏温度，14.70 psia 压力和 35% 湿度(密度为 0.0750)状态下的空气。此定义与 ASME 所采用的定义相一致，但在气体工业中，给定的标准大气温度通常为 60°F。

压缩机气缸工作流量　为每单位时间内气缸所排出的容积，通常以 ft^3/min 表示。在往复式压缩机中，气缸工作流量等于气缸的净活塞面积乘以行程长度，再乘以每分钟压缩行程的次数。多级压缩机气缸的额定工作流量就是低压气缸的工作流量。

---

❶ 在压缩机实例中，此定义仅指可逆绝热或等熵压缩过程。

*空气或气体压缩机的**排气量(实际排气量)*** 为所压缩和排出的空气或气体的实际数量，以压缩机入口总温、总压和气体成分条件下每分钟立方英尺表示。排气量总是以入口状态下的空气或气体流量而不是以标准空气或气体流量表示。

理论功率 定义为在规定的压力范围内，压缩机对所排出的空气或气体进行绝热压缩所需要的功率。对于带有级间中间冷却的多级压缩机，计算**理论功率**时假定压缩机各级等功，且级间完全冷却。

理论功率(多变压缩过程) 为在规定的压力范围内，压缩机对所排出的气体进行多变压缩和输送所需要的功率。

空气指示功率 为从压缩机指示图上计算得出的功率。此术语仅用于容积式压缩机。

制动功率或轴功率 为实测的压缩机输入功率。

应注意对于所有的容积式压缩机，压缩机的功率，不论是指示功率还是轴功率，都是随着压缩比以及绝对入口和出口压力而变化的，性能保证值用每立方英寸流量下的功率参数表示。将试验结果与性能保证值作比较时，应对任何与绝对入口压力和压缩比规定值不相符的情况进行修正。

中间冷却 为在压缩机级间或级组间从空气或气体中取走热量。

中间冷却程度 为压缩机入口与中间冷却器出口之间空气或气体温度的差值。

完全冷却 为离开中间冷却器的空气温度与压缩机入口空气温度相等时获得的冷却效果。

容积效率 为压缩机排气量与气缸工作流量的比值。此术语不适用于离心式压缩机。

机械效率 为压缩机传递给空气或气体的功率与轴功率的比值。在容积式压缩机中，机械效率正是空气或气体的指示功率与蒸汽发动机或内燃机驱动机动力汽缸的指示功率的比值，或是与电力驱动压缩机轴功率的比值。

压缩效率(绝热效率) 为压缩机理论功率与压缩机实际传递给排出的空气或气体的功率的比值。传递给空气或气体的功率等于轴功率减去机械损失。

压缩机效率 为理论功率与轴功率的比值。压缩机效率等于压缩效率与机械效率的乘积。

压缩机效率(多变效率) 为理论功率(多变功率)与轴功率的比值，压缩机效率的替代术语为"流动效率"和"级效率"。

温升比 为压缩过程中计算等熵温升与实测总温升的比值。对于理想气体，温升比等于等熵焓升与实际焓升的比值。因此对于不严重违背理想气体定律的气体，温升比有时称为"温升效率"。

入口压力 为压缩机入口法兰处的绝对总压力。

排气压力 为压缩机出口法兰处的绝对总压力。排气压力通常规定用表压力表示，如果不包括有关的大气压力，那么这是排气压力并不完善的表述。

入口温度 为压缩机入口法兰处的总温。

排气温度 为压缩机出口法兰处的总温。

气体比重量 为空气或气体的单位体积重量。除非另有规定，气体比重量指的是在压缩机入口气体总压、总温和组成条件下单位体积的重量

密度 为空气或气体的比重量与同样压力和温度条件下的干空气比重量的比值。

速度 表示每分钟压缩机轴的转数

电力输入 在电动机终端测量。对于带有独立驱动的激励器的同步电动机，在滑环上测量的激励输入应加到定子的输入上。对于带有直联激励器的同步电动机，则从实测的定子输入中减去激励器损失。

载荷系数 为给定的时间内压缩机平均载荷与压缩机最大额定载荷的比值。

A.2 换算系数(乘数)

被乘数	乘数	结果	被乘数	乘数	结果
英亩 Acres	160.0	平方杆 Square Rods	加仑 Gallons	0.02381	桶(油)Barrels, Oil
英亩 Acres	43560.0	平方英尺 Square Feet	加仑 Gallons	0.1337	立方英尺 Cubic Feet
英亩 Acres	0.001562	平方英里 Square Miles	加仑 Gallons	3.785	升 Liters
英亩 Acres	4840.0	平方码 Square Yards	加仑/分钟 Gallons per Minute	0.002228	立方英尺/秒 Cubic Feet per Second
英亩·英尺 Acre·feet	43560.0	立方英尺 Cubic Feet	加仑/分钟 Gallons per Minute	34286.0	桶/日 Barrels per Day
桶(水)Barrels, Water	350.0	磅 Pounds	克 Grams	0.03527	盎司 Ounces
桶(水)Barrels, Water	31.5	加仑 Gallons	公顷 Hectares	2.471	英亩 Acres
桶(油)Barrels, Oil	42.0	加仑 Gallons	马力 Horsepower	42.40	BTU/分钟 Btu's per Minute
桶/日 Barrels per Day	0.02917	加仑/分钟 Gallons per Minute	马力 Horsepower	33000.0	英尺磅/分钟 Foot pounds per Minute
BTU(英热单位)	778.3	英尺磅 Foot·Pounds			
BTU(英热单位)/分钟 BTU per Minute	0.02357	马力 Horse Power	马力 Horsepower	745.7	瓦 watts
			马力(锅炉) Horsepower (boiler)	33.52	BTU/每小时 Btu per Hour
厘米 Centimeter	0.3937	英寸 Inches	小时 Hours	0.04167	日 Days
圆密耳 Circular Mils	0.7845	平方密耳 Square·Mils	英寸 Inches	0.08333	英尺 Feet
立方英尺 Cubic Feet	1728.0	立方英寸 Cubic Inches	英寸 Inches	2.54	厘米 Centimeters
立方英尺 Cubic Feet	0.03704	立方码 Cubic Yards	英寸汞柱 Inches of Mercury	0.4912	磅/平方英寸 Pounds per Square Inch
立方英尺 Cubic Feet	7.481	加仑 Gallons			
立方英尺 Cubic Feet	0.1781	桶(油田)Barrels (Oilfield)	英寸水柱 Inches of Water	0.03613	磅/平方英寸 Pounds per Square Inch
立方米 Cubic Meters	35.31	立方英尺 Cubic Feet			
立方码 Cubic Yards	27.0	立方英尺 Cubic Feet	千克/平方厘米 Kilograms per Sq. Cent	14.22	磅/平方英寸 Pounds per Sq. In.
日 Days	24.0	小时 Hours	千米 Kilometers	3281.0	英尺 Feet
日 Days	1440.0	分钟 Minutes	千米 Kilometers	0.6214	英里 Miles
度(角度) Degrees (Angle)	60.0	分(角度)Minutes (Angle)	千米/小时 Kilometers per Hour	54.68	英尺/分钟 Feet per Minute
度(角度)Degrees (Angle)	0.01745	弧度 Radians	千米/小时 Kilometers per Hour	0.5396	海里/小时 Knots per Hour
英寻 Fathoms	6.0	英尺 Feet	千米/小时 Kilometers per Hour	0.6214	英里/小时 Miles per Hour
英尺 Feet	30.48	厘米 Centimeters			
英尺 Feet	12.0	英寸 Inches	千瓦 Kilowatts	1000.0	瓦 Watts
英尺 Feet	0.0001894	英里 Miles	千瓦 Kilowatts	1.341	马力 Horsepower
英尺 Feet	0.36	瓦拉 Varas	千瓦 Kilowatts	44270	英尺磅/分钟 Foot Pounds per Minute
英尺水深 Feet of Water (depth)	0.4335	磅/平方英寸 Pounds per Square Inch	海里 Knots	6080.0	英尺 Feet
			海里 Knots	1.152	英里 Miles
英尺/分钟 Feet per Minute	0.01136	英里/小时 Miles per Hour	海里/小时 Knots per Hour	1.152	英里/小时 Miles per Hour
英尺/100 英尺 Feet per 100 Feet	1.0	百分度 Percent Grade	里格(法定) League (Statute)	3.0	英里 Miles
英尺 Foot	0.3048	米 Meters	令(测量用) Links (Surveyor's)	7.92	英寸 Inches
英尺 Foot	0.0667	杆 Rods	升 Liters	1000.0	立方厘米 Cubic Centimeters
英尺磅 Foot Pounds	0.001285	BTU(英热单位)			
英尺磅/分钟 Foot Pounds per Minute	0.0000303	马力 Horsepower	升 Liters	0.03531	立方英尺 Cubic Feet
			升 Liters	0.2642	加仑 Gallons
浪 Furlongs	40.0	杆 Rods	米 Meters	3.28	英尺 Feet
浪 Furlong	660.0	英尺 Feet	米 Meters	39.37	英寸 Inches
加仑(英制) Gallons (Imperial)	1.209	加仑(美) Gallons (U.S.)	米 Meters	1.094	码 Yards
加仑 Gallons	3785.0	立方厘米 Cubic Centimeters	英里 Miles	5280.0	英尺 Feet

续表

被乘数	乘数	结　果	被乘数	乘数	结　果
英里 Miles	1.609	千米 Kilometers	令 Reams	500.0	张(纸)Sheets
英里 Miles	1760.0	码 Yards	转 Revolutions	360.0	度 Degrees
英里/小时Miles perHour	88.0	英尺/分钟 Feet per Minute	转 Revolutions	6.283	弧度 Radians
英里/小时Miles per Hour	1.609	千米/小时 Kilometers per Hour	转/分钟Revolutions per Minute	0.1047	弧度/秒 Radians per Second
英里/小时Miles per Hour	0.8684	海里/小时 Knots per Hour	转/分钟Revolutions per Minute	6.0	度/秒 Degrees per Second
毫克 Milligrams	1000.0	克 Grams	杆 Rods	16.5	英尺 Feet
毫升 Milliliters	0.001	升 Liters	平方厘米Square Centimeters	0.1550	平方英寸 Square Inches
毫米 Millimeters	0.1	厘米 Centimeters	平方英尺 Square Feet	144.0	平方英寸 Square Inches
分钟 Minutes	0.01667	小时 Hours	平方英尺 Square Feet	0.00002296	英亩 Acres
分(角度)Minutes (Angle)	0.0002909	弧度 Radians	平方英尺 Square Feet	929.0	平方厘米 Square Centimeters
分(角度)Minutes (Angle)	60.0	秒(角度)Seconds (Angle)	平方英寸 Square Inches	6.452	平方厘米 Square Centimeters
月 Months	30.42	日 Days	平方英寸 Square Inches	0.006944	平方英尺 Square Feet
月 Months	730.0	小时 Hours	平方英里 Square Miles	640.0	英亩 Acres
盎司 Ounces	437.5	格令 Grains	平方英里 Square Miles	259.0	平方千米 Square Kilometers
盎司 Ounces	28.35	克 Grams	平方千米 Square Kilometer	247.1	英亩 Acres
盎司 Ounces	0.0625	磅 Pounds	平方米 Square Meters	10.76	平方英尺 Square Feet
盎司(流体)Ounces (Fluid)	1.805	立方英寸 Cubic Inches	平方米 Square Meters	0.0002471	英亩 Acres
百万分率 Parts per Million	0.05835	格令/加仑Grains per Gallon	平方码 Square Yards	9.0	平方英尺 Square Feet
品脱 Pints	28.87	立方英寸 Cubic Inches	平方码 Square Yards	0.8361	平方米 Square Meters
品脱 Pints	0.125	加仑 Gallons	温度(摄氏)Temperature (Degrees Cent.)	1.8 (加32度)	温度(华氏)Temp.(Degrees Fahr.)
磅 Pounds	7000.0	格令 Grains	温度(华氏)Temperature (Degrees Fahr.)	5/9或0.5556 (减32度)	温度(摄氏)Temp.(Degrees Cent.)
磅 Pounds	453.6	克 Grams			
磅(水)Pounds of Water	0.01602	立方英尺(水)Cubic Feet of Water	吨(英吨)Tons (Long)	2240.0	磅 Pounds
磅(水)Pounds of Water	27.68	立方英寸(水)Cubic Inches of Water	吨(公吨)Tons (Metric)	2205.0	磅 Pounds
磅(水)Pounds of Water	0.1198	加仑 Gallons	吨(公吨)Tons (Metric)	7.454	桶(36度油)Barrels (36 Degree Oil)
磅/立方英寸 Pounds per Cubic Foot	0.01602	克/立方厘米Grams per Cubic Cm.	吨(美吨)Tons (Short)	2000.0	磅 Pounds
磅/平方英寸Pounds per Square Inch	2.307	英尺水柱 Feet of water	吨(美吨)Tons (Short)	2.0	1000磅 1000 Pounds
磅/平方英寸Pounds per Square Inch	2.036	英寸水银 Inches of Mercury	瓦 Watts	3.412	BTU/小时 BTU per Hour
			瓦 Watts	0.001341	马力 Horsepower
			瓦 Watts	0.001	千瓦时 Kilowatts
四分之一周(角度)Quadrants (Angle)	90.0	度 Degrees	瓦时 Watt Hour	3.413	BTU(英热单位)
			瓦时 Watt Hour	2656.0	英尺磅 Foot Pounds
夸脱(流体)Quarts (Liquid)	57.75	立方英寸 Cubic Inches	瓦时 Watt Hours	0.001	千瓦时 Kilowatt Hours
夸脱(流体)Quarts (Liquid)	946.4	立方厘米 Cubic Centimeters	星期 Weeks	168.0	小时 Hours
			码 Yards	0.9144	米 Meters
弧度 Radians	57.30	度 Degrees	码 Yards	91.44	厘米 Centimeters
弧度/秒Radians per Second	9.549	转/分钟 Revolutions per Minute	年 Years	8760.0	小时 Hours

A.3 温度换算曲线(摄氏温度－华氏温度)

注:黑体数字代表以度(摄氏度或华氏度)表示的温度要求将此温度转换成其他温标。如果从华氏温度转换成摄氏温度,可在左栏中找到等量温度;而从摄氏温度转换为华氏温度,可在右栏找到换算结果。

摄氏度		华氏度	摄氏度		华氏度	摄氏度		华氏度	摄氏度		华氏度
-73.3	**-100**	**-148.0**	2.8	**37**	**98.6**	33.3	**92**	**197.6**	293	**560**	**1040**
-67.8	**-90**	**-130.0**	3.3	**38**	**100.4**	33.9	**93**	**199.4**	299	**570**	**1058**
-62.2	**-80**	**-112.0**	3.9	**39**	**102.2**	34.4	**94**	**201.2**	304	**580**	**1076**
-59.4	**-75**	**-103.0**	4.4	**40**	**104.0**	35.0	**95**	**203.0**	310	**590**	**1094**
-56.7	**-70**	**-94.0**	5.0	**41**	**105.8**	35.6	**96**	**204.8**	316	**600**	**1112**
-53.9	**-65**	**-85.0**	5.6	**42**	**107.6**	36.1	**97**	**206.6**	321	**610**	**1130**
-51.1	**-60**	**-76.0**	6.1	**43**	**109.4**	36.7	**98**	**208.4**	327	**620**	**1148**
-48.3	**-55**	**-67.0**	6.7	**44**	**111.2**	37.2	**99**	**210.2**	332	**630**	**1166**
-45.6	**-50**	**-58.0**	7.2	**45**	**113.0**	37.8	**100**	**212.0**	338	**640**	**1184**
-42.8	**-45**	**-49.0**	7.8	**46**	**114.8**	43	**110**	**230**	343	**650**	**1202**
-40.0	**-40**	**-40.0**	8.3	**47**	**116.6**	49	**120**	**248**	349	**660**	**1220**
-37.2	**-35**	**-31.0**	8.9	**48**	**118.4**	54	**130**	**266**	354	**670**	**1238**
-34.4	**-30**	**-22.0**	9.4	**49**	**120.2**	60	**140**	**284**	360	**680**	**1256**
-31.7	**-25**	**-13.0**	10.0	**50**	**122.0**	66	**150**	**302**	366	**690**	**1274**
-28.9	**-20**	**-4.0**	10.6	**51**	**123.8**	71	**160**	**320**	371	**700**	**1292**
-26.1	**-15**	**5.0**	11.1	**52**	**125.6**	77	**170**	**338**	377	**710**	**1310**
-23.3	**-10**	**14.0**	11.7	**53**	**127.4**	82	**180**	**356**	382	**720**	**1328**
-20.6	**-5**	**23.0**	12.2	**54**	**129.2**	88	**190**	**374**	388	**730**	**1346**
-17.8	**0**	**32.0**	12.8	**55**	**131.0**	93	**200**	**392**	393	**740**	**1364**
-17.2	**1**	**33.8**	13.3	**56**	**132.8**	99	**210**	**410**	399	**750**	**1382**
-16.7	**2**	**35.6**	13.9	**57**	**134.6**	100	**212**	**414**	404	**760**	**1400**
-16.1	**3**	**37.4**	14.4	**58**	**136.4**	104	**220**	**428**	410	**770**	**1418**
-15.6	**4**	**39.2**	15.0	**59**	**138.2**	110	**230**	**446**	416	**780**	**1436**
-15.0	**5**	**41.0**	15.6	**60**	**140.0**	116	**240**	**464**	421	**790**	**1454**
-14.4	**6**	**42.8**	16.1	**61**	**141.8**	121	**250**	**482**	427	**800**	**1472**
-13.9	**7**	**44.6**	16.7	**62**	**143.6**	127	**260**	**500**	432	**810**	**1490**
-13.3	**8**	**46.4**	17.2	**63**	**145.4**	132	**270**	**518**	438	**820**	**1508**
-12.8	**9**	**48.2**	17.8	**64**	**147.2**	138	**280**	**536**	443	**830**	**1526**
-12.2	**10**	**50.0**	18.3	**65**	**149.0**	143	**290**	**554**	449	**840**	**1544**
-11.7	**11**	**51.8**	18.9	**66**	**150.8**	149	**300**	**572**	454	**850**	**1562**
-11.1	**12**	**53.6**	19.4	**67**	**152.6**	154	**310**	**590**	460	**860**	**1580**
-10.6	**13**	**55.4**	20.0	**68**	**154.4**	160	**320**	**608**	466	**870**	**1598**
-10.0	**14**	**57.2**	20.6	**69**	**156.2**	166	**330**	**626**	471	**880**	**1616**
-9.4	**15**	**59.0**	21.1	**70**	**158.0**	171	**340**	**644**	477	**890**	**1634**
-8.9	**16**	**60.8**	21.7	**71**	**159.8**	177	**350**	**662**	482	**900**	**1652**
-8.3	**17**	**62.6**	22.2	**72**	**161.6**	182	**360**	**680**	488	**910**	**1670**
-7.8	**18**	**64.4**	22.8	**73**	**163.4**	188	**370**	**698**	493	**920**	**1688**
-7.2	**19**	**66.2**	23.3	**74**	**165.2**	193	**380**	**716**	499	**930**	**1706**
-6.7	**20**	**68.0**	23.9	**75**	**167.0**	199	**390**	**734**	504	**940**	**1724**
-6.1	**21**	**69.8**	24.4	**76**	**168.8**	204	**400**	**752**	510	**950**	**1742**
-5.6	**22**	**71.6**	25.0	**77**	**170.6**	210	**410**	**770**	516	**960**	**1760**
-5.0	**23**	**73.4**	25.6	**78**	**172.4**	216	**420**	**788**	521	**970**	**1778**
-4.4	**24**	**75.2**	26.1	**79**	**174.2**	221	**430**	**806**	527	**980**	**1796**
-3.9	**25**	**77.0**	26.7	**80**	**176.0**	227	**440**	**824**	532	**990**	**1814**
-3.3	**26**	**78.8**	27.2	**81**	**177.8**	232	**450**	**842**	538	**1000**	**1832**
-2.8	**27**	**80.6**	27.8	**82**	**179.6**	238	**460**	**860**	566	**1050**	**1922**
-2.2	**28**	**82.4**	28.3	**83**	**181.4**	243	**470**	**878**	593	**1100**	**2012**
-1.7	**29**	**84.2**	28.9	**84**	**183.2**	249	**480**	**896**	621	**1150**	**2102**
-1.1	**30**	**86.0**	29.4	**85**	**185.0**	254	**490**	**914**	649	**1200**	**2192**
-0.6	**31**	**87.8**	30.0	**86**	**186.8**	260	**500**	**932**	677	**1250**	**2282**
0.0	**32**	**89.6**	30.6	**87**	**188.6**	266	**510**	**950**	704	**1300**	**2372**
0.6	**33**	**91.4**	31.1	**88**	**190.4**	271	**520**	**968**	732	**1350**	**2462**
1.1	**34**	**93.2**	31.7	**89**	**192.2**	277	**530**	**986**	760	**1400**	**2552**
1.7	**35**	**95.0**	32.2	**90**	**194.0**	282	**540**	**1004**	788	**1450**	**2642**
2.2	**36**	**96.8**	32.8	**91**	**195.8**	288	**550**	**1022**	816	**1500**	**2732**

也可使用下边公式将摄氏或华氏温度转换为其他温标。摄氏度℃=5/9 (F°+40)−40　华氏度°F=9/5(C°+40)−40

A.4 圆的面积和周长

直径	周长	面积	直径	周长	面积	直径	周长	面积	直径	周长	面积	直径	周长	面积	直径	周长	面积
1/16	.0981	.00076	7	21.99	38.484	15	47.12	176.71	23	72.25	415.47	31	97.38	754.76	39	122.5	1194.5
1/8	.1963	.00306	1/8	22.38	39.871	1/8	47.51	179.67	1/8	72.64	420.00	1/8	97.78	760.86	1/8	122.9	1202.2
3/16	.3926	.01227	1/4	22.77	41.282	1/4	47.90	182.65	1/4	73.04	424.55	1/4	98.17	766.99	1/4	123.3	1209.9
1/4	.5890	.02761	3/8	23.16	42.718	3/8	48.30	185.66	3/8	73.43	429.13	3/8	98.56	773.14	3/8	123.7	1217.6
5/16	.7854	.04908	1/2	23.56	44.178	1/2	48.69	188.69	1/2	73.82	433.73	1/2	98.96	779.31	1/2	124.0	1225.4
3/8	.9817	.07669	5/8	23.95	45.663	5/8	49.08	191.74	5/8	74.21	438.36	5/8	99.35	785.51	5/8	124.4	1233.1
7/16	1.178	.1104	3/4	24.34	47.173	3/4	49.48	194.82	3/4	74.61	443.01	3/4	99.74	791.73	3/4	124.8	1240.9
1/2	1.374	.1503	7/8	24.74	48.707	7/8	49.87	197.93	7/8	75.00	447.69	7/8	100.1	797.97	7/8	125.2	1248.7
1/2	1.570	.1963	8	25.13	50.265	16	50.26	201.06	24	75.39	452.39	32	100.5	804.24	40	125.6	1256.6
9/16	1.767	.2485	1/8	25.52	51.848	1/8	50.65	204.21	1/8	75.79	457.11	1/8	100.9	810.54	1/8	126.0	1264.5
5/8	1.963	.3068	1/4	25.91	53.456	1/4	51.05	207.39	1/4	76.18	461.86	1/4	101.3	816.86	1/4	126.4	1272.3
11/16	2.159	.3712	3/8	26.31	55.088	3/8	51.44	210.59	3/8	76.57	466.63	3/8	101.7	823.21	3/8	126.8	1280.3
3/4	2.356	.4417	1/2	26.70	56.745	1/2	51.83	213.82	1/2	76.96	471.43	1/2	102.1	829.57	1/2	127.2	1288.2
13/16	2.552	.5184	5/8	27.09	58.426	5/8	52.22	217.07	5/8	77.36	476.25	5/8	102.4	835.97	5/8	127.6	1296.2
7/8	2.748	.6013	3/4	27.48	60.132	3/4	52.62	220.35	3/4	77.75	481.10	3/4	102.8	842.39	3/4	128.0	1304.2
15/16	2.945	.6902	7/8	27.88	61.862	7/8	53.01	223.65	7/8	78.14	485.97	7/8	103.2	848.83	7/8	128.4	1312.2
1	3.141	.7854	9	28.27	63.617	17	53.40	226.98	25	78.54	490.87	33	103.6	855.30	41	128.8	1320.2
1/16	3.534	.9940	1/8	28.66	65.396	1/8	53.79	230.33	1/8	78.93	495.79	1/8	104.0	861.79	1/8	129.1	1328.3
1/8	3.927	1.227	1/4	29.06	67.200	1/4	54.19	233.70	1/4	79.32	500.74	1/4	104.4	868.30	1/4	129.5	1336.4
3/16	4.319	1.484	3/8	29.45	69.029	3/8	54.58	237.10	3/8	79.71	505.71	3/8	104.8	874.85	3/8	129.9	1344.5
1/4	4.712	1.767	1/2	29.84	70.882	1/2	54.97	240.52	1/2	80.10	510.70	1/2	105.2	881.41	1/2	130.3	1352.6
5/16	5.105	2.073	5/8	30.23	72.759	5/8	55.37	243.97	5/8	80.50	515.72	5/8	105.6	888.00	5/8	130.7	1360.8
3/8	5.497	2.405	3/4	30.63	74.662	3/4	55.76	247.45	3/4	80.89	520.77	3/4	106.0	894.61	3/4	131.1	1369.0
7/16	5.890	2.761	7/8	31.02	76.588	7/8	56.16	250.94	7/8	81.28	525.83	7/8	106.4	901.25	7/8	131.5	1377.2
2	6.283	3.141	10	31.41	78.539	18	56.54	254.46	26	81.68	530.93	34	106.8	907.92	42	131.9	1385.4
1/16	6.675	3.546	1/8	31.80	80.515	1/8	56.94	258.01	1/8	82.07	536.04	1/8	107.2	914.61	1/8	132.3	1393.7
1/8	7.068	3.976	1/4	32.20	82.516	1/4	57.33	261.58	1/4	82.46	541.18	1/4	107.6	921.32	1/4	132.7	1401.9
3/16	7.461	4.430	3/8	32.59	84.540	3/8	57.72	265.18	3/8	82.85	546.35	3/8	107.9	928.06	3/8	133.1	1410.2
1/4	7.854	4.908	1/2	32.98	86.590	1/2	58.11	268.80	1/2	83.25	551.54	1/2	108.3	934.82	1/2	133.5	1418.6
5/16	8.246	5.411	5/8	33.37	88.664	5/8	58.51	272.44	5/8	83.64	556.76	5/8	108.7	941.60	5/8	133.9	1426.9
3/8	8.639	5.939	3/4	33.77	90.762	3/4	58.90	276.11	3/4	84.03	562.00	3/4	109.1	948.41	3/4	134.3	1435.3
7/16	9.032	6.491	7/8	34.16	92.885	7/8	59.29	279.81	7/8	84.43	567.26	7/8	109.5	955.25	7/8	134.6	1443.7
3	9.424	7.068	11	34.55	95.033	19	59.69	283.52	27	84.82	572.55	35	109.9	962.11	43	135.0	1452.2
1/16	9.817	7.669	1/8	34.95	97.205	1/8	60.08	287.27	1/8	85.21	577.87	1/8	110.3	968.99	1/8	135.4	1460.6
1/8	10.21	8.295	1/4	35.34	99.402	1/4	60.47	291.03	1/4	85.60	583.20	1/4	110.7	975.90	1/4	135.8	1469.1
3/16	10.60	8.946	3/8	35.73	101.62	3/8	60.86	294.83	3/8	86.00	588.57	3/8	111.1	982.84	3/8	136.2	1477.6
1/4	10.99	9.621	1/2	36.12	103.86	1/2	61.26	298.64	1/2	86.39	593.95	1/2	111.5	989.80	1/2	136.6	1486.1
5/16	11.38	10.320	5/8	36.52	106.13	5/8	61.65	302.48	5/8	86.78	599.37	5/8	111.9	996.78	5/8	137.0	1494.7
3/8	11.78	11.044	3/4	36.91	108.43	3/4	62.04	306.35	3/4	87.17	604.80	3/4	112.3	1003.7	3/4	137.4	1503.3
7/16	12.17	11.793	7/8	37.30	110.75	7/8	62.43	310.24	7/8	87.57	610.26	7/8	112.7	1010.8	7/8	137.8	1511.9
4	12.56	12.566	12	37.69	113.10	20	62.83	314.16	28	87.96	615.75	36	113.0	1017.8	44	138.2	1520.5
1/16	12.95	13.364	1/8	38.09	115.46	1/8	63.22	318.09	1/8	88.35	621.26	1/8	113.4	1024.9	1/8	138.6	1529.1
1/8	13.35	14.186	1/4	38.48	117.85	1/4	63.61	322.06	1/4	88.75	626.79	1/4	113.8	1032.0	1/4	139.0	1537.8
3/16	13.74	15.033	3/8	38.87	120.27	3/8	64.01	326.05	3/8	89.14	632.35	3/8	114.2	1039.1	3/8	139.4	1546.5
1/4	14.13	15.904	1/2	39.27	122.71	1/2	64.40	330.06	1/2	89.53	637.94	1/2	114.6	1046.3	1/2	139.8	1555.2
5/16	14.52	16.800	5/8	39.66	125.18	5/8	64.79	334.10	5/8	89.92	643.54	5/8	115.0	1053.5	5/8	140.1	1564.0
3/8	14.92	17.720	3/4	40.05	127.67	3/4	65.18	338.16	3/4	90.32	649.18	3/4	115.4	1060.7	3/4	140.5	1572.8
7/16	15.31	18.665	7/8	40.44	130.19	7/8	65.58	342.25	7/8	90.71	654.83	7/8	115.8	1067.9	7/8	140.9	1581.6
5	15.70	19.635	13	40.84	132.73	21	65.97	346.36	29	91.10	660.52	37	116.2	1075.2	45	141.3	1590.4
1/16	16.10	20.629	1/8	41.23	135.29	1/8	66.36	350.49	1/8	91.49	666.22	1/8	116.6	1082.4	1/8	141.7	1599.2
1/8	16.49	21.647	1/4	41.62	137.88	1/4	66.75	354.65	1/4	91.89	671.95	1/4	117.0	1089.7	1/4	142.1	1608.1
3/16	16.88	22.690	3/8	42.01	140.50	3/8	67.15	358.84	3/8	92.28	677.71	3/8	117.4	1097.1	3/8	142.5	1617.0
1/4	17.27	23.758	1/2	42.41	143.13	1/2	67.54	363.05	1/2	92.67	683.49	1/2	117.8	1104.4	1/2	142.9	1625.9
5/16	17.67	24.850	5/8	42.80	145.80	5/8	67.93	367.28	5/8	93.06	689.29	5/8	118.2	1111.8	5/8	143.3	1634.9
3/8	18.06	25.967	3/4	43.19	148.48	3/4	68.32	371.54	3/4	93.46	695.12	3/4	118.6	1119.2	3/4	143.7	1643.8
7/16	18.45	27.108	7/8	43.58	151.20	7/8	68.72	375.82	7/8	93.85	700.98	7/8	118.9	1126.6	7/8	144.1	1652.8
6	18.85	28.274	14	43.98	153.93	22	69.11	380.13	30	94.24	706.86	38	119.3	1134.1	46	144.5	1661.9
1/16	19.24	29.464	1/8	44.37	156.69	1/8	69.50	384.46	1/8	94.64	712.76	1/8	119.7	1141.5	1/8	144.9	1670.9
1/8	19.63	30.679	1/4	44.76	159.48	1/4	69.90	388.82	1/4	95.03	718.69	1/4	120.1	1149.0	1/4	145.2	1680.0
3/16	20.02	31.919	3/8	45.16	162.29	3/8	70.29	393.20	3/8	95.42	724.64	3/8	120.5	1156.0	3/8	145.6	1689.1
1/4	20.42	33.183	1/2	45.55	165.13	1/2	70.68	397.60	1/2	95.81	730.61	1/2	120.9	1164.1	1/2	146.0	1698.2
5/16	20.81	34.471	5/8	45.94	167.98	5/8	71.07	402.03	5/8	96.21	736.61	5/8	121.3	1171.7	5/8	146.4	1707.3
3/8	21.20	35.784	3/4	46.33	170.87	3/4	71.47	406.49	3/4	96.60	742.64	3/4	121.7	1179.3	3/4	146.8	1716.5
7/16	21.59	37.122	7/8	46.73	173.78	7/8	71.86	410.97	7/8	96.99	748.69	7/8	122.1	1186.9	7/8	147.2	1725.7

A.5 饱和蒸汽特性

真空度/inHg柱	温度/°F	32°F以上总热量水热量单位	32°F以上总热量蒸汽热量单位	lb蒸汽容积/in³	表压/(lb/in²)	温度/°F	32°F以上总热量水热量单位	32°F以上总热量蒸汽热量单位	lb蒸汽容积/m³
29.74	32	0.00	1073.4	3294	52.3	300.0	269.6	1179.0	6.47
29.67	40	8.05	1076.9	2438	54.3	302.0	271.6	1179.6	6.29
29.56	50	18.08	1081.4	1702	56.3	303.9	273.6	1180.1	6.12
29.40	60	28.08	1085.9	1208	58.3	305.8	275.5	1180.6	5.96
29.18	70	38.06	1090.3	871	60.3	307.6	277.4	1181.1	5.81
28.89	80	48.03	1094.8	636.8	62.3	309.4	279.3	1181.6	5.67
28.50	90	58.00	1099.2	469.3	64.3	311.2	281.1	1182.1	5.54
28.00	100	67.97	1103.6	350.8	66.3	312.9	282.9	1182.5	5.41
27.88	101.83	69.8	1104.4	333.0	68.3	314.6	284.6	1183.0	5.28
25.85	126.15	94.0	1115.0	173.5	70.3	316.3	286.3	1183.4	5.16
23.81	141.52	109.4	1121.6	118.5	72.3	317.9	288.0	1183.8	5.05
21.78	153.01	120.9	1126.5	90.5	74.3	319.5	289.7	1184.2	4.94
19.74	162.28	130.1	1130.5	73.33	76.3	321.1	291.3	1184.6	4.84
17.70	170.06	137.9	1133.7	61.89	78.3	322.6	292.9	1185.0	4.74
15.67	176.85	144.7	1136.5	53.56	80.3	324.1	294.5	1185.4	4.65
13.63	182.86	150.8	1139.0	47.27	82.3	325.6	296.1	1185.8	4.56
11.60	188.27	156.2	1141.1	42.36	84.3	327.1	297.6	1186.2	4.47
9.56	193.22	161.1	1143.1	38.38	87.3	329.3	299.8	1186.7	4.347
7.52	197.75	165.7	1144.9	35.10	91.3	332.0	302.7	1187.4	4.192
5.49	201.96	169.9	1146.5	32.36	95.3	334.8	305.5	1188.0	4.047
3.45	205.87	173.8	1148.0	30.03	99.3	337.4	308.3	1188.7	3.912
1.42	209.55	177.5	1149.4	28.02	103.3	340.0	311.0	1189.3	3.786
表压/(lb/in²)					107.3	342.5	313.6	1189.8	3.668
0.0	212	180.0	1150.4	26.79	111.3	345.0	316.2	1190.4	3.556
0.3	213.0	181.0	1150.7	26.27	115.3	347.4	318.6	1191.0	3.452
1.3	216.3	184.4	1152.0	24.79	119.3	349.7	321.1	1191.5	3.354
2.3	219.4	187.5	1153.1	23.38	123.3	352.0	323.4	1192.0	3.263
3.3	222.4	190.5	1154.2	22.16	127.3	354.2	325.8	1192.5	3.175
4.3	225.2	193.4	1155.2	21.07	131.3	356.3	328.0	1192.9	3.092
5.3	228.0	196.1	1156.2	20.08	135.3	358.5	330.2	1193.4	3.012
6.3	230.6	198.8	1157.1	19.18	139.3	360.5	332.4	1193.8	2.938
7.3	233.1	201.3	1158.0	18.37	143.3	362.6	334.6	1194.3	2.868
8.3	235.5	203.8	1158.8	17.62	147.3	364.6	336.7	1194.7	2.801
9.3	237.8	206.1	1159.6	16.93	151.3	366.5	338.7	1195.1	2.737
10.3	240.1	208.4	1160.4	16.30	155.3	368.5	340.7	1195.4	2.675
11.3	242.2	210.6	1161.2	15.72	159.3	370.4	342.7	1195.8	2.616
12.3	244.4	212.7	1161.9	15.18	163.3	372.2	344.7	1196.2	2.560
13.3	246.4	214.8	1162.6	14.67	167.3	374.0	346.6	1196.6	2.507
14.3	248.4	216.8	1163.2	14.19	171.3	375.8	348.5	1196.9	2.455
15.3	250.3	218.8	1163.9	13.74	175.3	377.6	350.4	1197.3	2.406
16.3	252.2	220.7	1164.5	13.32	179.3	379.3	352.2	1197.6	2.358
17.3	254.1	222.6	1165.1	12.93	183.3	381.0	354.0	1197.9	2.312
18.3	255.8	224.4	1165.7	12.57	185.3	381.9	354.9	1198.1	2.290
19.3	257.6	226.2	1166.3	12.22	190.3	384.0	357.1	1198.5	2.237
20.3	259.3	227.9	1166.8	11.89	200.3	388.0	361.4	1199.2	2.138
22.3	262.6	231.3	1167.8	11.29	210.3	391.9	365.5	1199.9	2.046
24.3	265.8	234.5	1168.9	10.74	220.3	395.6	369.4	1200.6	1.964
26.3	268.7	237.6	1169.8	10.25	230.3	399.3	373.3	1201.2	1.887
28.3	271.7	240.5	1170.7	9.80	245.3	404.5	378.9	1202.1	1.782
30.3	274.5	243.4	1171.6	9.39	265.3	411.2	386.0	1203.1	1.658
32.3	277.2	246.1	1172.4	9.02	285.3	417.5	392.7	1204.1	1.551
34.3	279.8	248.8	1173.2	8.67	305.3	423.4	399.1	1204.9	1.456
36.3	282.3	251.4	1174.0	8.35	325.3	429.1	405.3	1205.7	1.372
38.3	284.7	253.9	1174.7	8.05	345.3	434.6	411.2	1206.4	1.298
40.3	287.1	256.3	1175.4	7.78	365.3	439.8	416.8	1207.1	1.231
42.3	289.4	258.7	1176.0	7.52	385.3	444.8	422	1208	1.17
44.3	291.6	261.0	1176.7	7.28	435.3	456.5	435	1209	1.04
46.3	293.8	263.2	1177.3	7.06	485.3	467.3	448	1210	0.93
48.3	295.9	265.4	1177.9	6.85	535.3	477.3	459	1210	0.83
50.3	298.0	267.5	1178.5	6.65	585.3	486.6	469	1210	0.76

A.6　饱和空气中水蒸气分压(华氏 32°F到 212°F)

温度/°F	压力/psia	温度/°F	压力/psia	温度/°F	压力/psia
		75	.4295	120	1.692
32	.0887	76	.4440	121	1.739
33	.0923	77	.4590	122	1.788
34	.0961	78	.4744	123	1.838
		79	.4903	124	1.889
35	.1000	80	.5067	125	1.941
36	.1041	81	.5236	126	1.995
37	.1083	82	.5409	127	2.049
38	.1126	83	.5588	128	2.105
39	.1171	84	.5772	129	2.163
40	.1217	85	.5960	130	2.221
41	.1265	86	.6153	131	2.281
42	.1315	87	.6352	132	2.343
43	.1367	88	.6555	133	2.406
44	.1420	89	.6765	134	2.470
45	.1475	90	.6980	135	2.536
46	.1532	91	.7201	136	2.603
47	.1591	92	.7429	137	2.672
48	.1652	93	.7662	138	2.742
49	.1715	94	.7902	139	2.814
50	.1780	95	.8149	140	2.887
51	.1848	96	.8403	141	2.962
52	.1918	97	.8663	142	3.039
53	.1989	98	.8930	143	3.118
54	.2063	99	.9205	144	3.198
55	.2140	100	.9487	145	3.280
56	.2219	101	.9776	146	3.363
57	.2300	102	1.0072	147	3.449
58	.2384	103	1.0377	148	3.536
59	.2471	104	1.0689	149	3.625
60	.2561	105	1.1009	150	3.716
61	.2654	106	1.1338	155	4.201
62	.2749	107	1.1675	160	4.739
63	.2848	108	1.2020	165	5.334
64	.2949	109	1.2375	170	5.990
65	.3054	110	1.274	175	6.716
66	.3162	111	1.311	180	7.510
67	.3273	112	1.350	185	8.382
68	.3388	113	1.389	190	9.336
69	.3506	114	1.429	195	10.385
70	.3628	115	1.470	200	11.525
71	.3754	116	1.512	205	12.769
72	.3883	117	1.555	210	14.123
73	.4016	118	1.600	212	14.696
74	.4153	119	1.645		

在许多工艺应用中，有必要确定压缩机排出一定数量干空气(即去除所有的湿气)所需要的排气量。因为吸入气流所携带的水蒸气将在中间冷却器、后冷却器和干燥器中被排除，所以必须增加排气量数值以补偿因蒸汽冷凝减少的流量，因为蒸汽也是以一定的体积流量进入压缩机，但不对工艺过程起作用。因此如果工艺过程需要温度 100°F和压力 14.7 psia 状态下的干空气 1000CFM，则在温度 100°F和饱和状态下压缩机入口所需要的流量为：

$$1000 \times \frac{14.7}{14.7 - 0.949} = 1068\text{CFM}$$

即应乘以入口压力，再除以入口压力减去入口温度下水蒸气分压的差来修正排气量。

在上述示例中，如果空气的饱和程度仅为 70%(70%相对湿度)，则分压乘以饱和度百分数得：

$$\text{排气量(入口状态)} = 1000 \times \frac{14.7}{14.7 - (0.7)(0.949)} = 1047\text{CFM}$$

A.7 不同海拔高度大气压力和气压表读数

海平面以上高度/ ft	大气压力/ psi	气压表读数/ Hg柱	海平面以上高度/ ft	大气压力/ psi	气压表读数/ Hg柱
0	14.69	29.92	7,500	11.12	22.65
500	14.42	29.38	8,000	10.91	22.22
1,000	14.16	28.86	8,500	10.70	21.80
1,500	13.91	28.33	9,000	10.50	21.38
2,000	13.66	27.82	9,500	10.30	20.98
2,500	13.41	27.31	10,000	10.10	20.58
3,000	13.16	26.81	10,500	9.90	20.18
3,500	12.92	26.32	11,000	9.71	19.75
4,000	12.68	25.84	11,500	9.52	19.40
4,500	12.45	25.36	12,000	9.34	19.03
5,000	12.22	24.89	12,500	9.15	18.65
5,500	11.99	24.43	13,000	8.97	18.29
6,000	11.77	23.98	13,500	8.80	17.93
6,500	11.55	23.53	14,000	8.62	17.57
7,000	11.33	23.09	14,500	8.45	17.22
			15,000	8.28	16.88

A.8 空气通过孔板的流量

以空气 ft^3/min 表示(大气压力 14.7psia，70°F)

喷嘴前表压/psi	喷嘴直径/in										
	1/64	1/32	1/16	1/8	1/4	3/8	1/2	5/8	3/4	7/8	1
	排气量(大气)ft³/min										
1	.028	0.112	0.450	1.80	7.18	16.2	28.7	45.0	64.7	88.1	115
2	.040	0.158	0.633	2.53	10.1	22.8	40.5	63.3	91.2	124	162
3	.048	0.194	0.775	3.10	12.4	27 8	49.5	77.5	111	152	198
4	.056	0.223	0.892	3.56	14.3	32.1	57.0	89.2	128	175	228
5	.062	0.248	0.993	3.97	15.9	35.7	63.5	99.3	143	195	254
6	.068	0.272	1.09	4.34	17.4	39.1	69.5	109	156	213	278
7	.073	0.293	1.17	4.68	18.7	42.2	75.0	117	168	230	300
9	.083	0.331	1.32	5.30	21.1	47.7	84.7	132	191	260	339
12	.095	0.379	1.52	6.07	24.3	54.6	97.0	152	218	297	388
15	.105	0.420	1.68	6.72	26.9	60.5	108	168	242	329	430
20	.123	0.491	1.96	7.86	31.4	70.7	126	196	283	385	503
25	.140	0.562	2.25	8.98	35.9	80.9	144	225	323	440	575
30	.158	0.633	2.53	10.1	40.5	91.1	162	253	365	496	648
35	.176	0.703	2.81	11.3	45.0	101	180	281	405	551	720
40	.194	0.774	3.10	12.4	49.6	112	198	310	446	607	793
45	.211	0.845	3.38	13.5	54.1	122	216	338	487	662	865
50	.229	0.916	3.66	14.7	58.6	132	235	366	528	718	938
60	.264	1.06	4.23	16.9	67.6	152	271	423	609	828	1,082
70	.300	1.20	4.79	19.2	76.7	173	307	479	690	939	1,227
80	.335	1.34	5.36	21.4	85.7	193	343	536	771	1,050	1,371
90	.370	1.48	5.92	23.7	94.8	213	378	592	853	1,161	1,516
100	.406	1.62	6.49	26.0	104	234	415	649	934	1,272	1,661
110	.441	1.76	7.05	28.2	113	254	452	705	1,016	1,383	1,806
120	.476	1.91	7.62	30.5	122	274	488	762	1,097	1,494	1,951
125	.494	1.98	7.90	31.6	126	284	506	790	1,138	1,549	2,023

上表数据基于100%流量系数得出的。对于圆弧形入口流量系数应乘以0.97。对于锐边孔板应乘以0.65。

此表仅给出近似结果，精确测定见 ASME 功率测试规范，速度体积流量测量部分。

压力值从 1 到 15 psig 时，使用标准绝热公式计算。

压力值高于 15 psig 时，使用 S.A.Moss 建议的近似公式计算：

$$W = \frac{0.5303aCp}{\sqrt{T}}$$

式中　W——排气量，lb/s；

a——孔板面积，in^2；

C——流量系数；

p——上游总压，psia；

T——上游温度，°F(绝对)。

上表计算使用的数值为 $C = 1.0$，p = 表压 + 14.7 psi，$T = 530°F$(绝对)。

重量(W)可用 0.07494 lb/ft^3 的密度系数转换为容积。

当 p 值低于两倍的大气压力时不能使用该公式。

A.9 管道摩擦产生的空气压力损失

为确定以 psi 为单位表示的压力降，对于给定的流量和管径，表中所列系数值应除以管道入口处的压缩比(大气)，乘以用英尺表示的管道实际长度，再除以 1000。

入气 ft³/min	公称直径/in																
	1/2	3/4	1	1¼	1½	1¾	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	8	10	12
5	12.7	1.2	0.5														
10	50.7	7.8	2.2	0.5													
15	114.1	17.6	4.9	1.1													
20	202	30.4	8.7	2.0	0.9												
25	316	50.0	13.6	3.2	1.4	0.7											
30	456	70.4	19.6	4.5	2.0	1.1											
35	621	95.9	26.6	6.2	2.7	1.4											
40	811	125.3	34.8	8.1	3.6	1.9											
45	.....	159	44.0	10.2	4.5	2.4	1.2										
50	.....	196	54.4	12.6	5.6	2.9	1.4										
60	.....	282	78.3	18.2	8.0	4.2	2.2										
70	.....	385	106.6	24.7	10.9	5.7	2.9	1.1									
80	.....	503	139.2	32.3	14.3	7.5	3.8	1.5									
90	.....	646	176.2	40.9	18.1	9.5	4.8	1.9									
100	.....	785	217.4	50.5	22.3	11.7	6.0	2.3									
110	.....	950	263	61.1	27.0	14.1	7.2	2.8									
120	.....	.....	318	72.7	32.2	16.8	8.6	3.3									
130	.....	.....	369	85.3	37.8	19.7	10.1	3.9	1.2								
140	.....	.....	426	98.9	43.8	22.9	11.7	4.6	1.4								
150	.....	.....	490	113.6	50.3	26.3	13.4	5.2	1.6								
160	.....	.....	570	129.3	57.2	29.9	15.3	5.9	1.9								
170	.....	.....	628	145.8	64.6	33.7	17.6	6.7	2.1								
180	.....	.....	705	163.3	72.6	37.9	19.4	7.5	2.4								
190	.....	.....	785	177	80.7	42.2	21.5	8.4	2.6								
200	.....	.....	870	202	89.4	46.7	23.9	9.3	2.9								
220	.....	.....	.....	244	108.2	56.5	28.9	11.3	3.5								
240	.....	.....	.....	291	128.7	67.3	34.4	13.4	4.2								
260	.....	.....	.....	341	151	79.0	40.3	15.7	4.9								
280	.....	.....	.....	395	175	91.6	46.8	18.2	5.7								
300	.....	.....	.....	454	201	105.1	53.7	20.9	6.6								
320	.....	.....	.....	.....	.....	.....	61.1	23.8	7.5	3.5							
340	.....	.....	.....	.....	.....	.....	69.0	26.8	8.4	3.9	2.0						
360	.....	.....	.....	.....	.....	.....	77.3	30.1	9.5	4.4	2.2						
380	.....	.....	.....	.....	.....	.....	86.1	33.5	10.5	4.9	2.5						
400	.....	.....	.....	.....	.....	.....	94.7	37.1	11.7	5.4	2.7						
420	.....	.....	.....	.....	.....	.....	105.2	40.8	12.9	6.0	3.1						
440	.....	.....	.....	.....	.....	.....	115.5	44.9	14.1	6.6	3.4						
460	.....	.....	.....	.....	.....	.....	125.6	48.8	15.4	7.1	3.7	2.0					
480	.....	.....	.....	.....	.....	.....	137.6	53.4	16.8	7.8	4.0	2.2					
500	.....	.....	.....	.....	.....	.....	150.0	58.0	18.3	8.5	4.3	2.4					
525	.....	.....	.....	.....	.....	.....	165.0	64.2	20.2	9.4	4.6	2.6					
550	.....	.....	.....	.....	.....	.....	181.5	70.2	22.1	10.2	5.2	2.9					
575	.....	.....	.....	.....	.....	.....	197	76.7	24.2	11.2	5.7	3.1					
600	.....	.....	.....	.....	.....	.....	215	83.5	26.3	12.2	6.2	3.4					
625	.....	.....	.....	.....	.....	.....	233	92.7	28.5	13.2	6.8	3.7					
650	.....	.....	.....	.....	.....	.....	253	98.0	30.9	14.3	7.3	4.0	2.2				
675	.....	.....	.....	.....	.....	.....	272	105.7	33.3	15.4	7.9	4.3	2.4				
700	.....	.....	.....	.....	.....	.....	294	113.7	35.8	16.6	8.5	4.6	2.6				
750	.....	.....	.....	.....	.....	.....	337	130.5	41.1	19.0	9.7	5.3	2.9				
800	.....	.....	.....	.....	.....	.....	382	148.4	46.7	21.7	11.1	6.1	3.3				
850	.....	.....	.....	.....	.....	.....	433	168	52.8	24.4	12.5	6.8	3.8				
900	.....	.....	.....	.....	.....	.....	468	188	59.1	27.4	14.0	7.7	4.2				
950	.....	.....	.....	.....	.....	.....	541	209.4	65.9	30.5	15.7	8.6	4.7				
1,000	.....	.....	.....	.....	.....	.....	600	232	73.0	33.8	17.3	9.5	5.2	1.9			
1,050	.....	.....	.....	.....	.....	.....	658	256	80.5	37.3	19.1	10.4	5.8	2.1			
1,100	.....	.....	.....	.....	.....	.....	723	280.6	88.4	40.9	21.0	11.5	6.3	2.4			
1,150	.....	.....	.....	.....	.....	.....	790	306.8	96.6	44.7	22.9	12.5	6.9	2.6			
1,200	.....	.....	.....	.....	.....	.....	850	344.0	105.2	48.8	25.0	13.7	7.5	2.8			
1,300	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	392.0	123.4	57.2	29.3	16.0	8.8	3.3			
1,400	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	66.3	33.9	18.6	10.2	3.8			

续表

大气	公称直径/in																
ft³/min	1/2	3/4	1	1¼	1½	1¾	2	2½	3	3½	4	4½	5	6	8	10	12
1,500	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	76.1	39.0	21.3	11.8	4.4			
1,600	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	86.6	44.3	24.2	13.4	5.1			
1,700	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	97.8	50.1	27.4	15.1	5.7			
1,800	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	110	56.1	30.7	16.9	6.4			
1,900	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	122	62.7	34.2	18.9	7.1	1.6		
2,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	135	69.3	37.9	20.9	7.8	1.8		
2,100	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	149	76.4	40.8	23.0	8.7	2.0		
2,200	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	166	83.6	45.8	25.3	9.5	2.2		
2,300	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	179	91.6	50.1	27.6	10.4	2.4		
2,400	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	195	99.8	54.6	30.1	11.3	2.6		
2,500	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	212	108.2	59.2	32.6	12.3	2.9		
2,600	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	229	117.2	64.0	35.3	13.3	3.1		
2,700	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	247	126	69.1	38.1	14.3	3.3		
2,800	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	265	136	74.3	41.0	15.4	3.6		
2,900	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	285	146	79.8	43.9	16.5	3.9		
3,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	305	156	85.2	47.0	17.7	4.1		
3,200	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	347	177	97.1	53.5	20.1	4.7		
3,400	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	391	200	109.5	60.4	22.7	5.3		
3,600	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	438	224	122.8	67.7	25.4	5.6	1.8	
3,800	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	488	250	137	75.5	28.4	6.6	2.0	
4,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	542	277	151	83.6	31.4	7.3	2.2	
4,200	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	305	168	92.1	34.6	8.1	2.4	
4,400	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	335	183	101.2	38.1	8.9	2.7	
4,600	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	366	200	110.5	41.5	9.7	2.9	
4,800	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	399	218	120.4	45.2	10.5	3.2	
5,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	433	236	131	49.1	11.5	3.4	
5,250	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	477	260	144	54.1	12.6	3.8	
5,500	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	524	286	158	59.4	13.9	4.2	1.6
5,750	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	313	173	64.9	15.2	4.6	1.8
6,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	341	188	70.7	16.5	5.0	1.9
6,500	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	402	222	82.9	19.8	5.9	2.3
7,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	464	256	96.2	22.5	6.8	2.6
7,500	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	532	294	110.5	25.8	7.8	3.0
8,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	335	125.7	29.4	8.8	3.6
9,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	423	159	37.2	11.2	4.4
10,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	523	196	45.9	13.8	5.4
11,000	....	....	....	....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	.....	237	55.5	16.7	6.5

A.10 通过螺纹连接管件的压力损失

（以直管段当量长度(ft)给出数据）

公称管径/in	实际管内径/in	闸阀	长径弯头或标准T形接头	标准弯头或T形接头(缩径50%)	角阀	近距回弯头	T形接头(支管出口)	球心阀
1/2	0.622	0.36	0.62	1.55	8.65	3.47	3.10	17.3
3/4	0.824	0.48	0.82	2.06	11.4	4.60	4.12	22.9
1	1.049	0.61	1.05	2.62	14.6	5.82	5.24	29.1
1-1/4	1.380	0.81	1.38	3.45	19.1	7.66	6.90	38.3
1-1/2	1.610	0.94	1.61	4.02	22.4	8.95	8.04	44.7
2	2.067	1.21	2.07	5.17	28.7	11.5	10.3	57.4
2-1/2	2.469	1.44	2.47	6.16	34.3	13.7	12.3	68.5
3	3.068	1.79	3.07	6.16	42.6	17.1	15.3	85.2
4	4.026	2.35	4.03	7.67	56.0	22.4	20.2	112
5	5.047	2.94	5.05	10.1	70.0	28.0	25.2	140
6	6.065	3.54	6.07	15.2	84.1	33.8	30.4	168
8	7.981	4.65	7.98	20.0	111	44.6	40.0	222
10	10.020	5.85	10.00	25.0	139	55.7	50.0	278
12	11.940	6.96	11.0	29.8	166	66.3	59.6	332

A.11　将空气从大气压压缩到不同的平均有效压力所需的功率(理论功率)

排气压力			等温压缩单级或多级		绝热压缩									绝热压缩节省功率百分率两级超过单级和三级超过两级
					单　级		两　级			三　级				
lb/in²(表压)	lb/in²(绝压)	大气(绝压)	平均有效压力 M.E.P	理论 HP/100 ft³	平均有效压力 M.E.P	理论 HP/100 ft³	中间冷却器理论表压	平均有效压力 lb/in²(适用于低压气缸)	理论 HP/100 ft³	中间冷却器理论表压 1级	中间冷却器理论表压 2级	平均有效压力 lb/in²(适用于低压气缸)	理论 HP/100 ft³	
5	19.7	1.34	4.13	1.8	4.48	1.96	....	....	....	....	.....	.....	....	....
10	24.7	1.68	7.57	3.3	8.21	3.58	....	....	....	....	.....	.....	....	....
15	29.7	2.02	10.31	4.5	11.4	5.0	....	....	....	....	.....	.....	....	....
20	34.7	2.36	12.62	5.5	14.3	6.2	....	....	....	....	.....	.....	....	....
25	39.7	2.70	14.68	6.4	16.9	7.4	....	....	....	....	.....	.....	....	....
30	44.7	3.04	16.30	7.1	19.2	8.4	....	....	....	....	.....	.....	....	....
35	49.7	3.38	17.90	7.8	21.4	9.3	....	....	....	....	.....	.....	....	....
40	54.7	3.72	19.28	8.4	23.4	10.2	....	....	....	....	.....	.....	....	....
45	59.7	4.06	20.65	9.0	25.2	11.0	....	....	....	....	.....	.....	....	....
50	64.7	4.40	21.80	9.5	27.0	11.8	....	....	....	....	.....	.....	....	....
55	69.7	4.74	22.95	10.0	28.7	12.6	....	....	....	....	.....	.....	....	....
60	74.7	5.08	23.90	10.4	30.3	13.3	....	....	....	....	.....	.....	....	....
65	79.7	5.42	24.80	10.8	31.9	13.9	....	....	....	....	.....	.....	....	....
70	84.7	5.78	25.70	11.2	33.3	14.6	20.6	29.2	12.8	....	.....	.....	....	12.3
75	89.7	6.10	26.62	11.6	34.7	15.2	21.6	30.3	13.3	....	.....	.....	....	12.5
80	94.7	6.44	27.52	12.0	36.0	15.7	22.7	31.3	13.7	....	.....	.....	....	12.7
85	99.7	6.78	28.21	12.3	37.3	16.3	23.6	32.3	14.1	....	.....	.....	.....	13.6
90	104.7	7.12	28.93	12.6	38.6	16.9	24.5	33.2	14.5	....	.....	.....	.....	14.2
95	109.7	7.46	29.60	12.9	39.8	17.4	25.5	34.2	14.9	....	.....	.....	....	14.4
100	114.7	7.80	30.30	13.2	40.9	17.9	26.3	35.0	15.3	....	.....	.....	....	14.5
110	124.7	8.48	31.42	13.7	43.2	18.9	28.1	36.7	16.1	....	.....	.....	....	14.6
120	134.7	9.16	32.60	14.2	45.2	19.8	29.8	38.3	16.8	....	.....	.....	....	15.1
130	144.7	9.84	33.75	14.7	47.2	20.7	31.5	39.6	17.3	....	.....	.....	....	16.4
140	154.7	10.52	34.67	15.1	49.2	21.5	32.9	40.8	17.9	....	.....	.....	....	16.7
150	164.7	11.20	35.59	15.5	51.0	22.3	34.5	42.3	18.5	....	.....	.....	....	17.1
160	174.7	11.88	36.30	15.8	....	....	36.1	43.6	19.0	....	.....	.....	....	....
170	184.7	12.56	37.20	16.2	....	....	37.3	44.7	19.5	....	.....	.....	....	....
180	194.7	13.24	38.10	16.6	....	....	38.8	45.8	20.0	....	.....	.....	....	....
190	204.7	13.92	38.80	16.9	....	....	40.1	46.8	20.4	....	.....	.....	....	....
200	214.7	14.60	39.50	17.2	....	....	41.4	47.8	20.9	....	.....	.....	....	....
250	264.7	18.00	42.70	18.6	....	....	47.6	52.5	22.7	23.8	86.3	48.95	21.3	6.2
300	314.7	21.40	45.30	19.7	....	....	53.4	56.5	24.5	26.1	98.6	52.34	22.8	6.9
350	364.7	24.81	47.30	20.6	....	....	58.5	59.6	26.1	28.2	130.4	55.27	24.1	7.7
400	414.7	28.21	49.20	21.4	....	....	63.3	62.7	27.4	30.1	131.6	57.85	25.2	8.0
450	464.7	31.61	51.20	22.3	....	....	67.8	65.3	28.6	31.8	132.2	60.17	26.2	8.4
500	514.7	35.01	52.70	22.9	....	....	72.1	67.8	29.7	33.4	142.8	62.28	27.2	8.5
550	564.7	38.41	53.75	23.4	....	....	76.3	70.0	30.7	34.9	152.8	64.20	28.0	8.8
600	614.7	41.81	54.85	23.9	....	....	80.5	72.3	31.9	36.3	162.4	65.97	28.8	9.1
650	664.7	45.23	56.02	24.4	....	....	....	....	....	37.7	172.0	67.64	29.6	....
700	714.7	48.63	57.08	24.9	....	....	....	....	....	38.9	181.1	69.18	30.2	....
750	764.7	52.03	58.08	25.3	....	....	....	....	....	40.2	191.1	70.61	30.8	....
800	814.7	55.44	59.01	25.7	....	....	....	....	....	41.3	199.0	71.98	31.4	....
850	864.7	58.84	59.88	26.1	....	....	....	....	....	42.5	207.8	73.27	32.0	....
900	914.7	62.21	60.71	26.5	....	....	....	....	....	43.5	216.1	74.49	32.5	....
950	964.7	65.64	61.49	26.8	....	....	....	....	....	44.6	224.5	75.67	33.0	....
1000	1014.7	69.05	62.23	27.2	....	....	....	....	....	45.6	232.6	76.78	33.5	....
1100	1114.7	75.85	63.62	27.8	....	....	....	....	....	47.5	248.6	78.86	34.4	....
1200	1214.7	82.66	64.88	28.3	....	....	....	....	....	49.3	264.2	80.78	35.2	....
1300	1314.7	89.46	66.04	28.8	....	....	....	....	....	51.0	279.2	82.57	36.0	....
1400	1414.7	96.23	67.12	29.3	....	....	....	....	....	52.7	294.0	84.23	36.7	....
1500	1514.7	103.07	68.12	29.7	....	....	....	....	....	54.2	308.4	85.79	37.4	....

*基于n值为1.3947。

A.12 不同气体在60°F温度和14.7 psia压力条件下的 n 值和特性

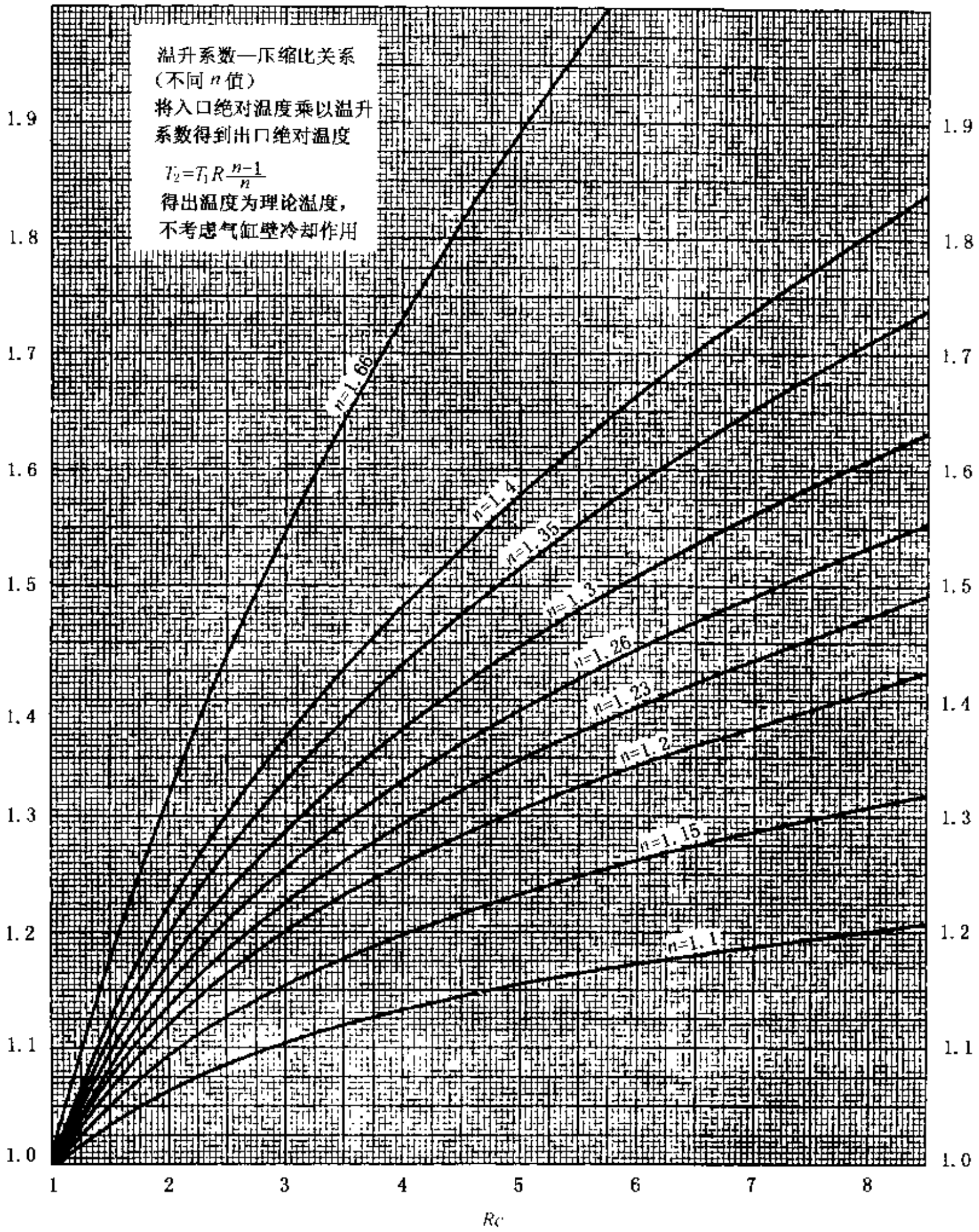
气体	符号	$c_p/c_v=n$	空气密度=1.00	分子量	lb/ft³	ft³/lb	大气压力下沸点/°F	临界温度/°F	临界压力/(lb/in²)(绝压)
乙炔气 Acetylene	C_2H_2	1.30	0.91	26.02	0.07	14.53	-118	96	910
空气 Air	…	1.41	1.00	28.98	0.08	13.06	-317	-221	546
氨气 Ammonia	NH_3	1.32	0.60	17.03	0.05	22.18	-28	270	1638
氩气 Argon	A	1.67	1.38	39.94	0.11	0 46	-302	-187	705
苯 Benzene	C_6H_6	1.08	2.69	78.05	0.21	4.85	176	551	700
丁烷 Butane	C_4H_{10}	1.11	2.07	58.08	0.15	6.51	31	307	528
丁烯 Butylene	C_4H_8	1.11	1.94	56.06	0.15	6.75	21	291	621
二氧化碳 Carbon dioxide	CO_2	1.30	1.53	44.00	0.12	8.59	-109	88	1072
二硫化碳 Carbon disulfide	CS_2	1.20	2.63	76.12	0.20	4.97	115	523	1116
一氧化碳 Carbon monoxide	CO	1.40	0.97	28.00	0.07	13.50	-313	-218	514
四氯化碳 Carbon tetrachloride	CCl_4	1.18	5.33	153.83	0.41	2.46	170	541	661
加烃水煤气 Carbureted water gas	…	1.35	0.41						
氯气 Chlorine	Cl_2	1.33	2.49	70.91	0.19	5.33	-30	291	118
二氯甲烷 Dichloromethane	CH_2Cl_2	1.18	3.01	84.93	0.22	4.46	105	421	1490
乙烷 Ethane	C_2H_6	1.22	1.05	30.05	0.08	12.59	-127	90	717
氯乙烷 Ethyl chloride	C_2H_5Cl	1.13	2.37	64.50	0.17	5.87	54	370	764
乙烯 Ethylene	C_2H_4	1.22	0.97	28.03	0.07	13.50	-155	50	747
烟道气 Flue gas	…	1.40							
氟利昂 Freon (F-12)	CCl_2F_2	1.13	4.52	120.91	0.32	3.13	-21	233	580
氦气 Helium	He	1.66	0.14	4.00	0.01	94 51	-452	-450	33
己烷 Hexane	C_6H_{14}	1.08	2.74	86.11	0.23	4.39	156	454	433
己烯 Hexylene	C_6H_{12}		2.92	84.09	0.22	4.50			
氢气 Hydrogen	H_2	1.41	0.07	2.02	0.01	188.62	-423	-400	188
氯化氢 Hydrogen chloride	HCl	1.41	1.27	36.46	0.10	10.37	-121	124	1198
硫化氢 Hydrogen sulfide	H_2S	1.30	1.19	34.08	0.09	11.10	-75	212	1306
异丁烷 Isobutane	C_4H_{10}	1.11	2.02	58.08	0.15	6.51	14	273	543
异戊烷 Isopentane	C_5H_{12}	1.07	2.50	72.09	0.19	5.25	82	370	483
甲烷 Methane	CH_4	1.32	0.55	16.03	0.04	23.63	-258	-116	672
氯代甲烷 Methyl chloride	CH_3Cl	1.20	1.79	50.48	0.13	7.49	-11	289	966
萘 Naphthalene	$C_{10}H_8$		4.42	128.06	0.34	2.95			
天然气 Natural gas⁺(近似平均)	…	1.27	0.67	19.46	0.05	19.45	…	-80	670
氖气 Neon	Ne	1.64	0.70	20.18	0.05	18.78	-410	-380	389
一氧化一氮 Nitric oxide	NO	1.40	1.04	30.01	0.08	12.61	-240	-137	954
氮气 Nitrogen	N_2	1.41	0.97	28.02	0.07	13.46	-320	-232	492
一氧化二氮 Nitrous oxide	N_2O	1.31	1.53	44.02	0.12	8.60	-129	98	1053
氧气 Oxygen	O_2	1.40	1.11	32.00	0.08	11.82	-297	-182	730
戊烷 Pentane	C_5H_{12}	1.06	2.47	72.09	0.19	5.25	97	387	485
苯酚 Phenol	C_6H_5OH		3.27	94.05	0.25	4.02	360	786	889
丙烷 Propane	C_2H_6	1.15	1.56	44.06	0.12	8.59	-48	204	632
丙烯 Propylene	C_2H_6	1.15	1.45	42.05	0.11	9.00	-52	198	661
炼厂气 Refinery gas⁺⁺(近似平均)	…	1.20							
二氧化硫 Sulfur dioxide	SO_2	1.26	2.26	64.06	0.17	5.90	14	315	1141
水蒸气	H_2O	1.33⁺⁺	0.62	18.02	0.05	21.00	212	706	3206

注：⁺为获得天然气和石油炼厂气的精确性质，必须已知气体的精确组分。

⁺⁺该 n 值为212°F给定值，所有其他数据为60°F给定值　数据典据略有不同，因此所有数据均为平均计算结果。

A.13　温升系数—压缩比关系

温升系数—压缩比关系图



A.14 确定单级双作用气体或空气卧式压缩机尺寸和性能的步骤

第 1 步 确定压缩机的操作条件

(a) 吸气压力

(b) 排气压力

(c) 所需排气量

(d) 被压缩气体的 n 值

第 2 步 确定压缩比

用绝对排气压力除以绝对吸气压力。所得结果必须小于 6.0，若结果大于 6.0，则必须用两级压缩。(绝对压力等于表压加上大气压力)。

第 3 步 确定每百万立方英尺/天排气量所需轴功率

这可以利用第 1 步中的 n 值和第 2 步中的压缩比查图表 A.26、A.27、A.28、A.29 得出。

注意——在需要以低于(2)的压缩比连续运行的条件下，需向压缩机制造商查询准确的功率需求的计算过程。

第 4 步 计算所需的总轴功率

以第 3 步中确定的每百万立方英尺排气量所需轴功率乘以排气量(以 Mft^3/d 表示)。

第 5 步 选择合适的压缩机机身尺寸

查全速下机身最大许用功率表，第 4 步中计算的轴功率必须小于所选机身的额定功率。

第 6 步 估计所需气缸工作流量

将排气量(由第 1 步得)除以吸气压力(以大气压倍数表示)*，再除以平均容积效率(通常选 0.8)。

*大气压倍数等于绝对吸气压力除以测量气体体积的基准压力。

第 7 步 选择气缸尺寸

根据第 5 步所选机身尺寸查气缸表，选择气缸工作流量大于第 6 步中估计值的气缸。比较所选气缸的最大许用压力与操作压力(第 1 步)，操作压力不能超过最大许用压力。

第 8 步 确定被压缩气体的准确容积效率

根据容积效率图表，为所选气缸(第 7 步)选取适当的容积效率。从容积效率曲线上读取对应于压缩比的容积效率的精确值。

第 9 步 确定 n 值修正系数*

根据 n 值修正曲线，读取对应第 1 步中的 n 值和第 2 步中的压缩比的修正系数。

*这个修正系数只用于压缩气体不是空气的情况，压缩空气时不必修正。

第 10 步 确定压缩机排气量

用所选气缸的工作流量乘以容积效率，若需要的话再乘以 n 值修正系数(第 9 步)，最后乘以大气压倍数(第 6 步)。

第 11 步　计算压缩机需要的总轴功率

将由第 10 步中确定的排气量(以 Mft^3/d 表示)，乘以第 3 步中确定的每百万立方英尺/天排气量所需轴功率。该值不能大于第 5 步中选取的最大机身额定轴功率；如果这个值大于第 5 步中选取的最大机身额定轴功率，选用大一号的机身，从第 5 步重新计算。

第 12 步　修正系数

上面的计算步骤是在假设处于标准状况，即在 14.7 psia 的基准压力下测量气体体积，且入口温度为 60°F 的状况下，压缩空气或瓦斯气的情况下做出的。在这些标准条件下无需修正。

如果计算大气压倍数的基准压力不是 14.7 psia(第 6 步)，就需要对所需的总轴功率进行修正(第 11 步)。所用基准压力和标准基准压力(14.7 psia)的比值就是修正系数。

例如：　　基准压力 = 15.025psia

所需的总轴功率(第 11 步)应乘以 15.025/14.7。

如果入口温度不是 60°F，且压缩机的排气量以标准状况下的体积表示，则必须对压缩机排气量(第 10 步)进行修正。绝对基准温度和绝对吸入温度的比值，乘以压缩机的排气量，就可将气体体积换算到标准状况下。

绝对温度 = 华氏温度°F + 460

例如：　　吸气温度 = 80°F

将压缩机的排气量(第 10 步)乘以(60 + 460)/(80 + 460)或 520/540。

注意：吸气温度不影响压缩机所需的总轴功率。因此，这项修正在其他的计算和修正完成之后做。

最终的计算结果

到现在为止，压缩机完全的操作性能还没有确定。压缩机操作性能一般如下所列：

吸气压力 – psig …… (第 1 步)
排气压力 – psig …… (第 1 步)
排气量 – CFD 和 CFM …… (第 10 或 12 步)
基准状态 – psia °F …… (第 12 步)
压缩机轴功率/BHP …… (第 11 步)
压缩机转速 – r/min …… (第 5 步)
气体 n 值 …… (第 1 步)
吸入温度 – °F …… (第 12 步)
大气压力 …… (第 12 步)

例题：

第 1 步　吸气压力 – 50 psig
排气压力 – 150 psig
排气量 – 500000 CFD
n 值 – 1.26

第 2 步　$CR = \dfrac{164.7}{64.7} = 2.54$

第 3 步　每百万立方英尺/天所需轴功率 = 56.3

第 4 步　压缩机总轴功率 = (0.5)(56.3) = 28.15

第 5 步　比如选取一个转速在 450r/min 时最大轴额定功率为 35kW 的机身

第 6 步　气缸大致的工作流量 = $\dfrac{500000}{(0.8)(4.4)}$ = 142000 CFD

大气压力倍数 = $\dfrac{64.7}{14.7} = 4.4$

第 7 步　比如选用 6"气缸 – 工作流量 = 144000 CFD

最大压力：

吸气 – 125 psig

排气 – 200 psig

第 8 步　容积效率 = 0.878

第 9 步　n 值修正系数 = 0.974

第 10 步　排气量 = 144000(0.878)(0.974)(4.4) = 541000 CFD

第 11 步　压缩机总轴功率 = (0.541)(56.3) = 30.5

最终结果：

吸气压力 – 50 psig

排气压力 – 150 psig

排气量 – 541000 CFD

压缩机轴功率 – 30.5 BHP

压缩机转速 – 450 r/min

气体 n 值 – 1.26

吸入温度 – 60°F

大气压力 – 14.7 psia

A.15　确定两级双作用瓦斯或空气卧式压缩机尺寸和性能的步骤

第 1 步　确定压缩机的操作条件

(a) 吸气压力

(b) 排气压力

(c) 所需排气量

(d) 被压缩气体的 n 值

第 2 步　确定压缩比

用绝对排气压力除以绝对吸气压力(绝对压力等于表压加上大气压力)。

第 3 步　确定压缩机每级的压缩比(称为理想压缩比)

这通过将第 2 步中得出的压缩比开平方得到。

第 4 步　确定每百万立方英尺/天排气量所需轴功率

这可以利用第 1 步中的 n 值和第 3 步中的压缩比查图表 A.26、A.27、A.28 和 A.29 得出。

第 5 步　计算每级所需的总轴功率

以第 4 步中确定的每百万立方英尺排气量所需轴功率乘以排气量(以 Mft^3/d 表示)。

第 6 步　为压缩机选择合适的机身尺寸

查全速下机身许用最大功率表，第 5 步中计算的轴功率必须小于所选机身的额定功率。

第 7 步　估计所需低压气缸(第 一级)气缸工作流量

将排气量(由第 1 步得)除以吸气压力(以大气压倍数表示)*，再除以平均容积效率(通常选 0.8)。

*大气压倍数等于绝对吸气压力除以测量气体体积的基准压力。

第 8 步　选择低压气缸尺寸

根据第 6 步所选机身尺寸查气缸表，选择气缸工作流量恰好大于第 7 步中估计值的气缸作为低压气缸。比较气缸的最大许用压力与操作压力(第 1 步)，操作压力不能超过最大许用压力。

第 9 步　估计所需高压气缸(第二级)气缸工作流量

将第 8 步中得到的低压气缸实际的工作容积除以第 3 步中得到的级压缩比。

第 10 步　选择高压气缸尺寸

根据第 6 步所选机身尺寸查气缸表，选择气缸工作流量大于第 9 步中估计值的气缸作为高压气缸。比较气缸的最大许用压力与操作压力(第 1 步)，操作压力不能超过最大许用压力。

第 11 步　确定高压气缸和低压气缸之间的机械压缩比

将低压气缸的实际工作流量除以高压气缸的实际工作流量。

第 12 步　确定每百万立方英尺/天排气量所需的轴功率

利用第 11 步得出的机械压缩比和第 一步的 n 值，查图表 A.26、A.27、A.28 和 A.29 得出。

第 13 步　确定被压缩气体的实际容积效率

根据容积效率图表，为所选低压气缸(第 8 步)选取适当的容积效率参考线，从容积效率曲线上方读取对应于机械压缩比(第 11 步)的容积效率准确值。

第 14 步　确定 n 值修正系数*

根据 n 值修正曲线，读取对应第 1 步中的 n 值和第 11 步中的机械压缩比的修正系数。

* r/min 这个修正系数只用于压缩气体不是空气的情况，压缩空气时不必修正。

第 15 步　确定压缩机的排气量

用低压气缸的气缸工作流量(第 8 步)乘以容积效率(第 12 步)，若需要的话再乘以 n 值修正系数(第 13 步)，最后乘以大气压倍数(第 7 步)。

第 16 步　计算低压压缩需要的轴功率

将由第 15 步中确定的排气量(Mft^3/d 表示)，乘以第 12 步中确定的每百万立方英尺/天排气量所需轴功率。这个值不应超过第 6 步中选取的最大机身额定轴功率。

第 17 步　确定级间压力

绝对吸气压力(第 1 步)乘以机械压缩比(第 11 步)，再减去大气压，就是级间表压。这个压力不能高于低压气缸的最大许用排气压力(第 8 步)，和高压气缸的最大许用吸气压力(第 10 步)。

第 18 步　确定高压气缸压缩比

绝对排气压力(第 1 步)除以绝对级间压力(第 17 步)。

第 19 步　确定高压气缸每百万立方英尺/天排气量轴功率

利用第 18 步得出的高压气缸压缩比和第 1 步的 n 值，查图表 A.26、A.27、A.28 和 A.29 得出。

第 20 步　计算高压压缩所需的轴功率

将由第 15 步中确定的排气量(以 Mft^3/d 表示)，乘以第 19 步中确定的高压气缸每百万立方英尺/天排气量所需轴功率。这个值不应超过第 6 步中选取的最大机身额定轴功率。

第 21 步　压缩机总轴功率

这是所需的低压轴功率和高压轴功率之和(第 16 步和第 20 步)。

结果

吸气压力	第 1 步
排气压力	第 1 步
压缩机轴功率/BHP	第 21 步
排气量	第 15 步
压缩机转速/(r/min)	第 6 步
气体 n 值	1.26
吸入温度	60°F
大气压力	14.7 psia

大气压力和吸气温度变化时的修正同单级压缩机的计算。

例题：

第 1 步　吸气压力 – 20 psig

排气压力 – 650 psig

排气量 – 330000 CFD

n 值 – 1.26

第 2 步　$CF = \dfrac{664.7}{34.7} = 19.15$　　$\sqrt{19.15} = 4.38$

第 3 步　每级压缩比 $CR = 4.38$(理想压缩比 ICR)

第 4 步　轴功率/百万立方英尺 = 91.4

第 5 步　压缩机每级总轴功率 = (0.33)(91.4) = 30.1

第 6 步　试选转速 450 r/min 最大额定轴功率为 35 BHP 的机身型号

第 7 步　近似的气缸工作流量(低压) $= \dfrac{330000}{(0.8)(2.36)} = 175000$ CFD

大气压倍数 $= \dfrac{34.7}{14.7} = 2.36$

第 8 步　选用 7″气缸作为低压气缸

工作流量 – 197000 CFD

最大压力：

吸气 – 150 psig

排气 – 150 psig

第 9 步　近似的气缸工作流量(高压) $= \dfrac{197000}{4.38} = 45000$ CFD

第 10 步　选用 3½″的气缸作为高压气缸

工作流量 – 46560 CFD

最大压力：

吸气 – 600 psig

排气 – 800 psig

第 11 步　MCR – $\dfrac{197000}{46560} = 4.23$

第 12 步　轴功率/百万立方英尺 = 88.9

第 13 步　容积效率 = 0.793

第 14 步　n 值修正系数 = 0.954

第 15 步　排气量 = (197000)(0.793)(0.954)(2.36) = 352000 CFD

第 16 步　轴功率(低压) = (0.352)(88.9) = 31.3

第 17 步　级间压力 = 34.7(4.23) = 146.8 psia

146.8 – 14.7 = 132.1 psig

第 18 步　压缩比(高压) $= \dfrac{664.7}{146.8} = 4.53$

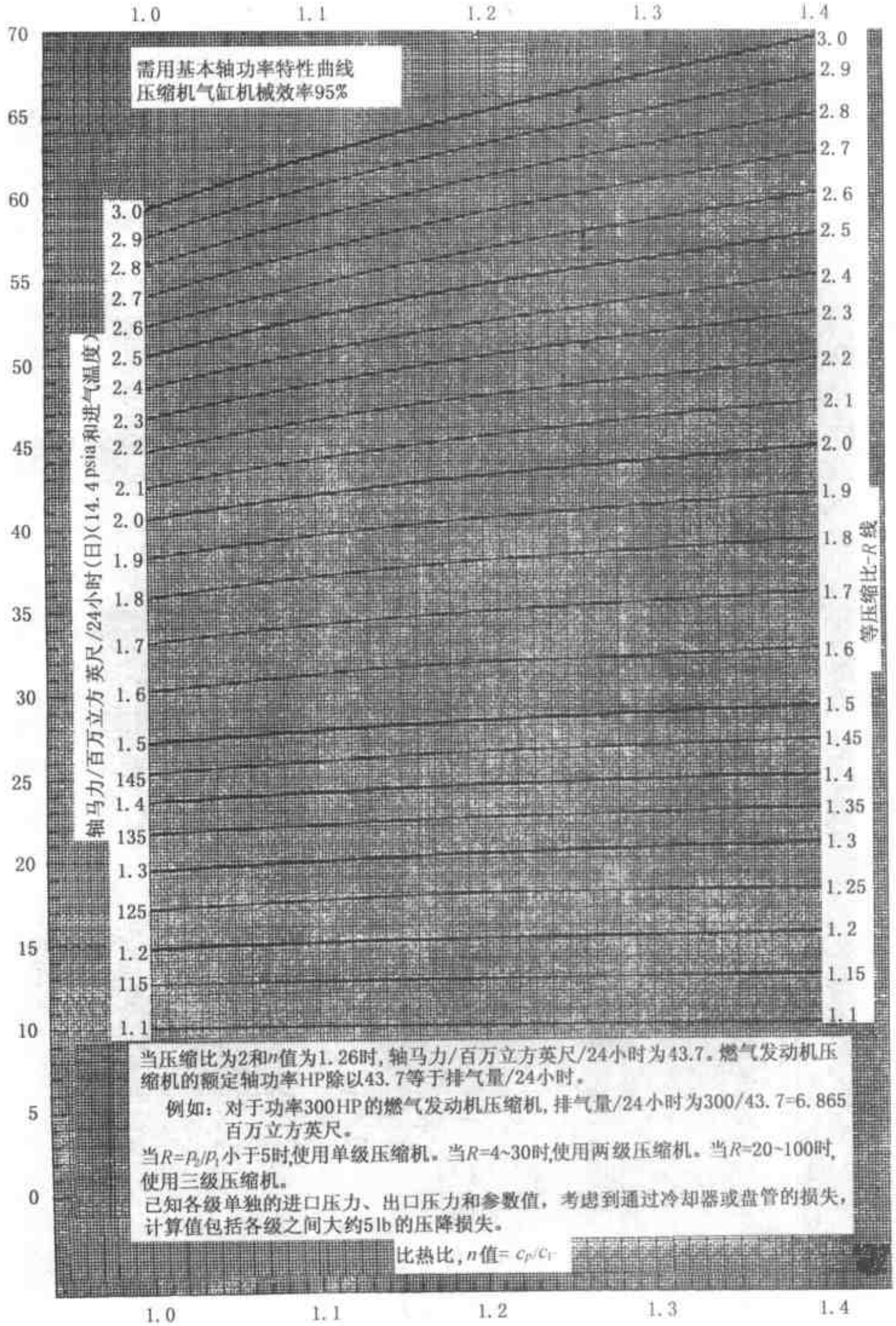
第 19 步　轴功率/百万立方英尺 = 94.0

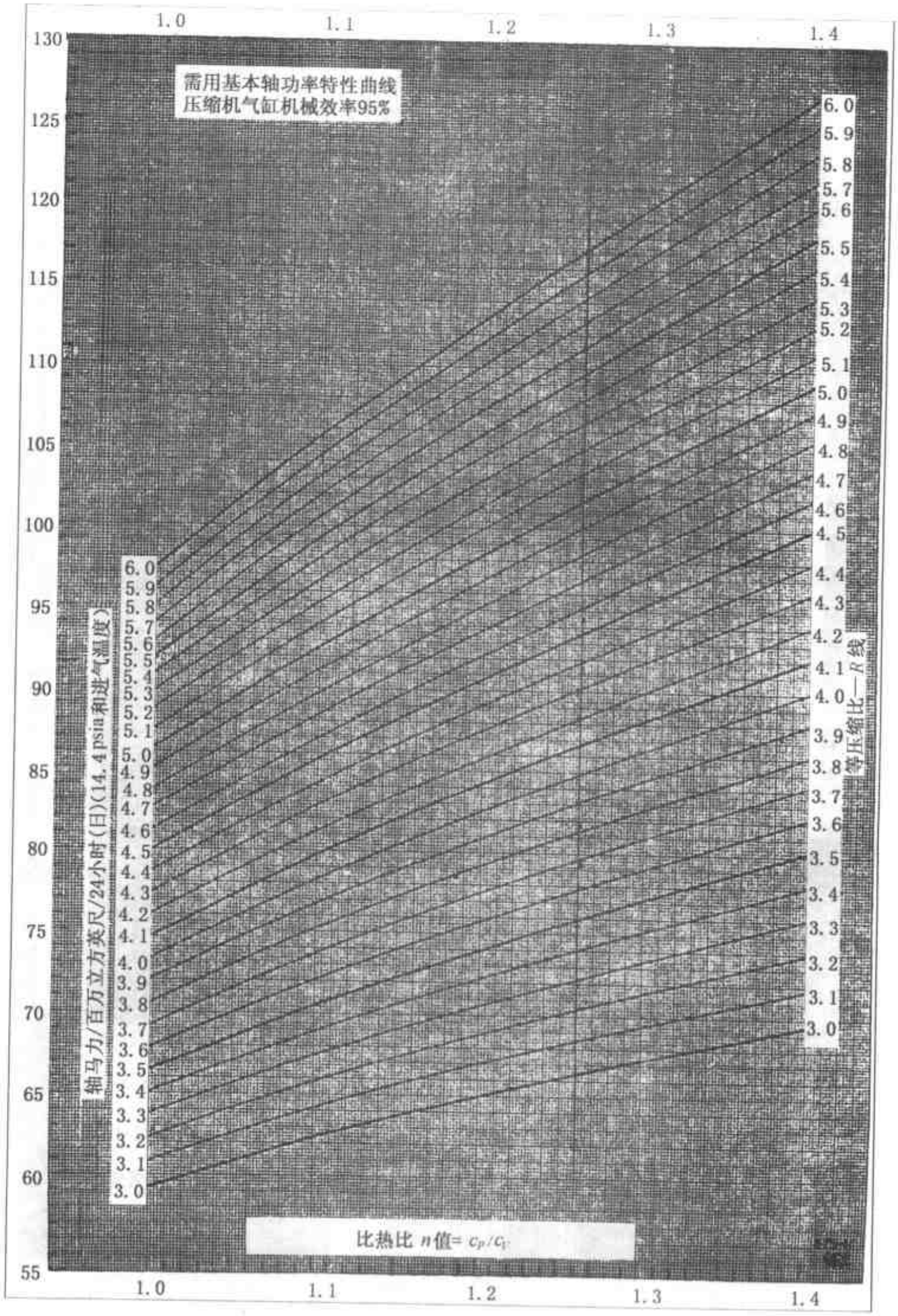
第 20 步　轴功率(高压) = (0.352)(94.0) = 33.1

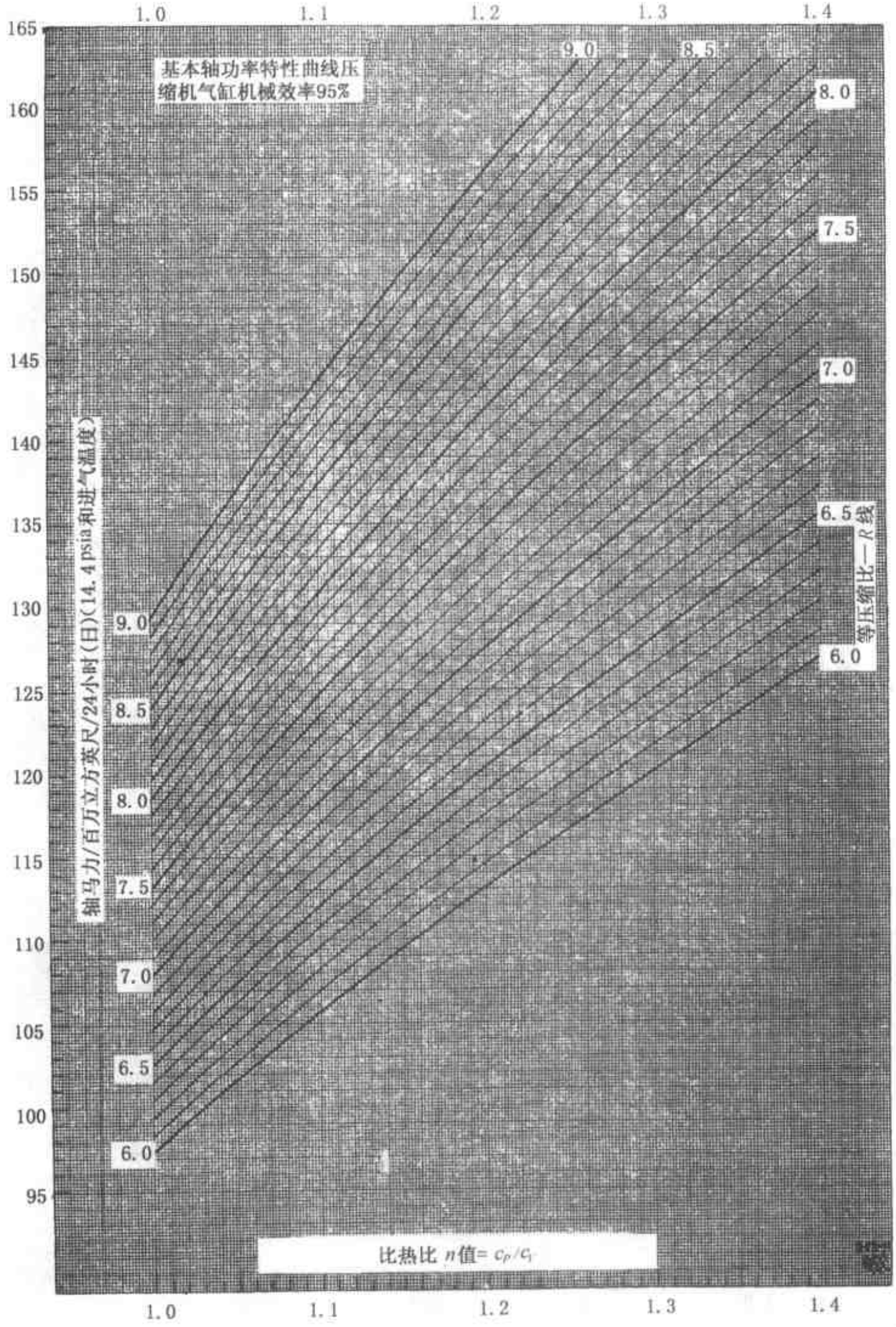
第 21 步　压缩机总轴功率 = 31.3 + 33.1 = 64.4

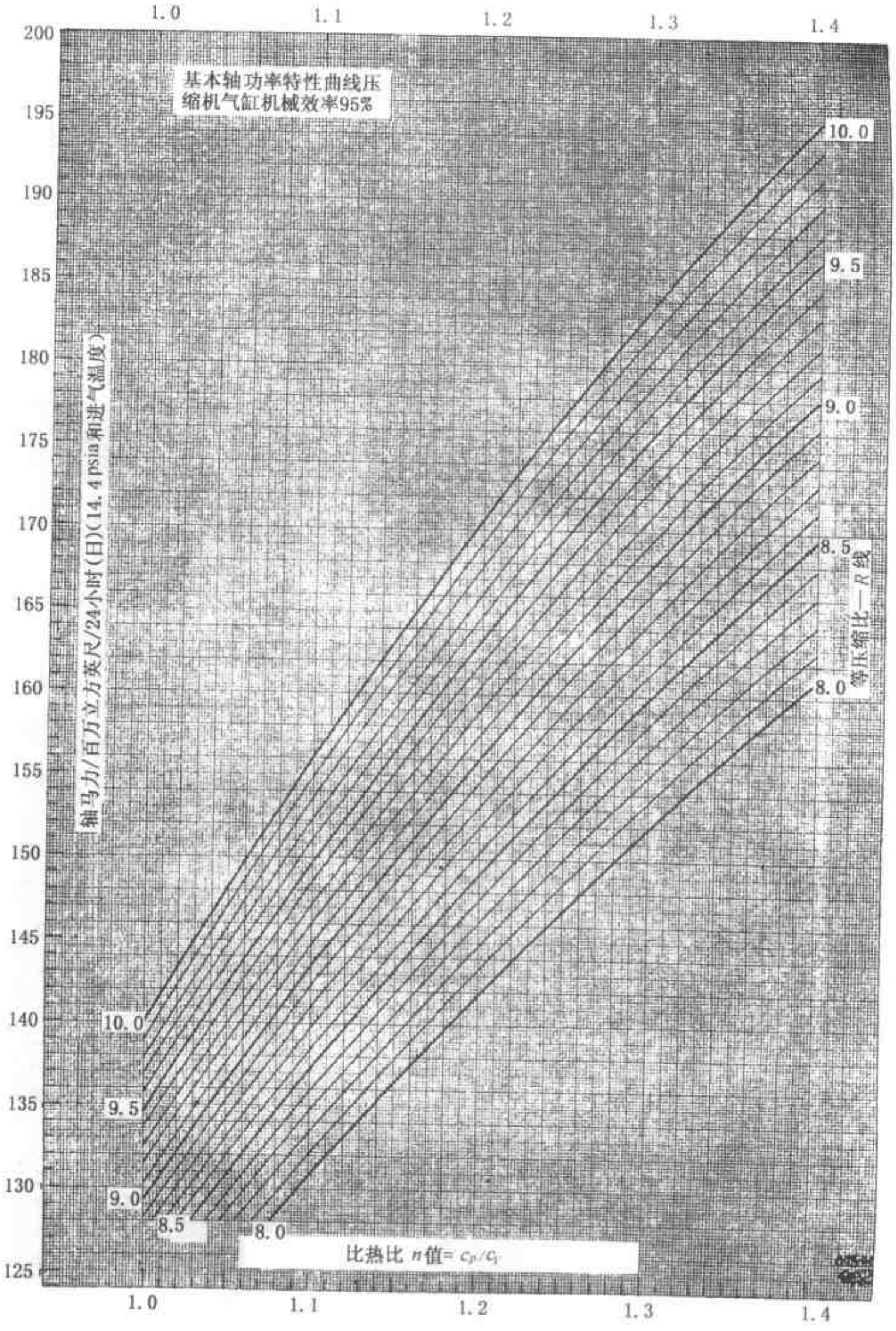
最终结果：

吸气压力 – 20 psig
排气压力 – 640 psig
排气量 – 352000 CFD
压缩机轴功率 – 64.4 hp
压缩机转速 – 450 r/min
气体 n 值 – 1.26
吸入温度 – 60°F
大气压力 – 14.7 psia


需用基本轴功率特性曲线
压缩机气缸机械效率95%
轴马力/百万立方英尺/24小时(日)(14.4 psia和进气温度)
等压缩比-R线
当压缩比为2和n值为1.26时，轴马力/百万立方英尺/24小时为43.7。燃气发动机压缩机的额定轴功率HP除以43.7等于排气量/24小时。
例如：对于功率300HP的燃气发动机压缩机，排气量/24小时为300/43.7=6.865百万立方英尺。
当R=P2/P1小于5时，使用单级压缩机。当R=4~30时，使用两级压缩机。当R=20~100时，使用三级压缩机。
已知各级单独的进口压力、出口压力和参数值，考虑到通过冷却器或盘管的损失，计算值包括各级之间大约5lb的压降损失。
比热比，n值= cp/cv
1.0
1.1
1.2
1.3
1.4
70
65
60
55
50
45
40
35
30
25
20
15
10
5
0
3.0
2.9
2.8
2.7
2.6
2.5
2.4
2.3
2.2
2.1
2.0
1.9
1.8
1.7
1.6
1.5
145
1.4
135
1.3
125
1.2
115
1.1

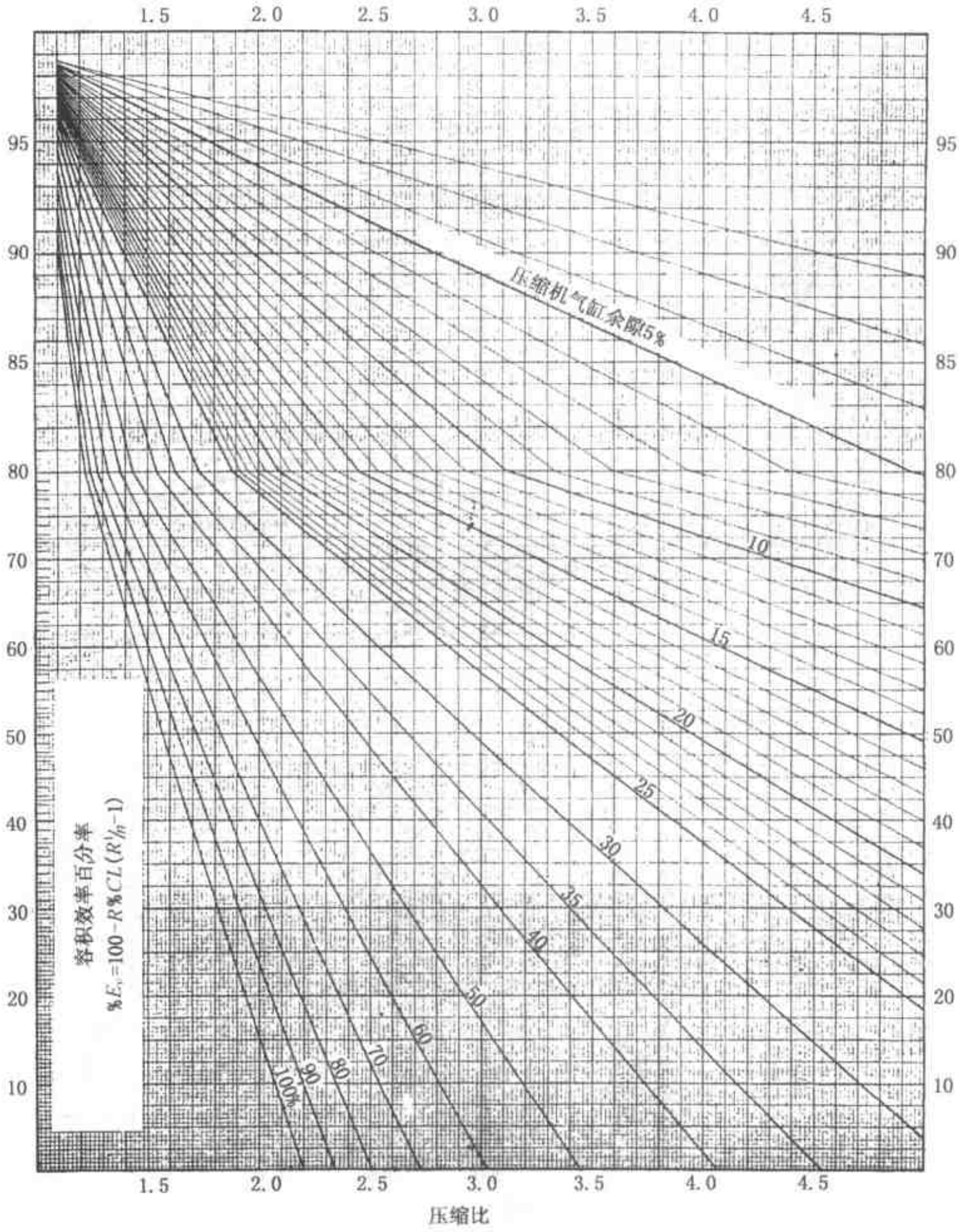

需用基本轴功率特性曲线
压缩机气缸机械效率95%
轴马力/百万立方英尺/24小时(日)(14.4 psia和进气温度)
等压缩比—R线
比热比 n值= c_p/c_v
1.0
1.1
1.2
1.3
1.4
130
125
120
115
110
105
100
95
90
85
80
75
70
65
60
55
6.0
5.9
5.8
5.7
5.6
5.5
5.4
5.3
5.2
5.1
5.0
4.9
4.8
4.7
4.6
4.5
4.4
4.3
4.2
4.1
4.0
3.9
3.8
3.7
3.6
3.5
3.4
3.3
3.2
3.1
3.0


基本轴功率特性曲线压缩机气缸机械效率95%
轴马力/百万立方英尺/24小时(日)(14.4 psia和进气温度)
比热比 n值= c_p/c_v
等压缩比—R线
9.0
8.5
8.0
7.5
7.0
6.5
6.0
165
160
155
150
145
140
135
130
125
120
115
110
105
100
95
1.0
1.1
1.2
1.3
1.4


基本轴功率特性曲线压缩机气缸机械效率95%
轴马力/百万立方英尺/24小时(日)(14.4 psia和进气温度)
等压缩比—R线
10.0
9.5
9.0
8.5
8.0
比热比 n值= c_p/c_v
200
195
190
185
180
175
170
165
160
155
150
145
140
135
130
125
1.0
1.1
1.2
1.3
1.4

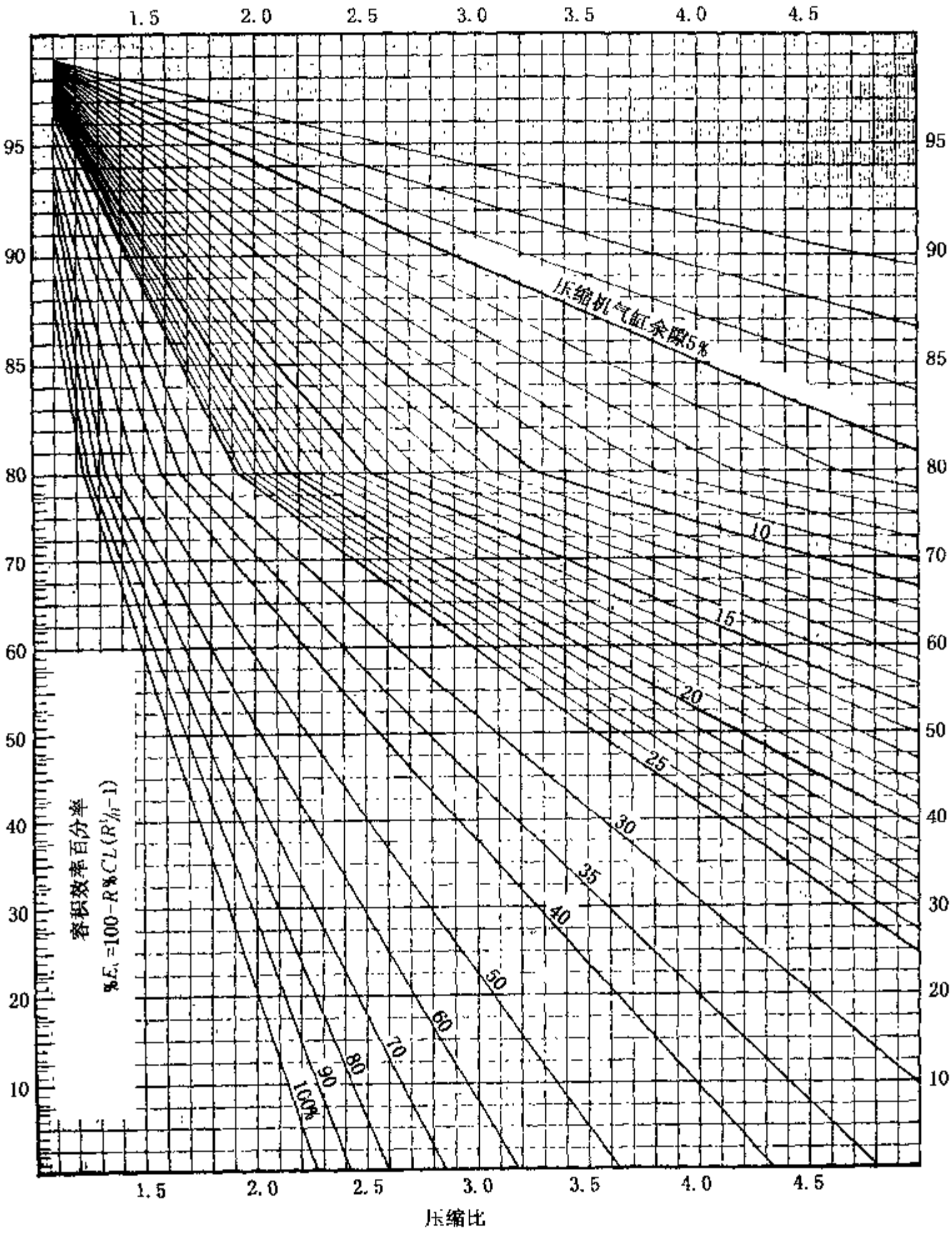
压缩机容积效率曲线

（气体 K 或 n 值为 1.15）



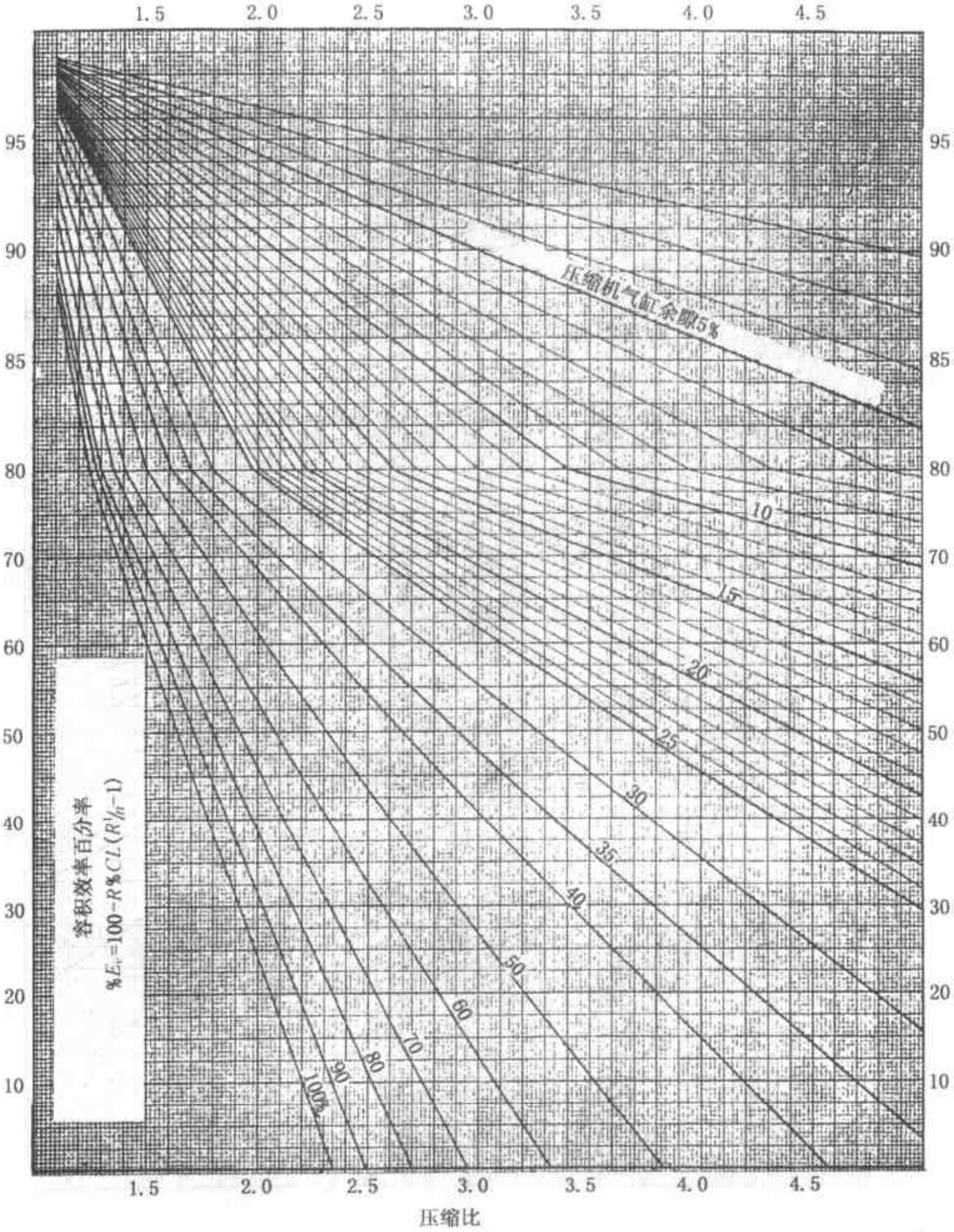
压缩机容积效率曲线

（气体 K 或 n 值为 1.20）



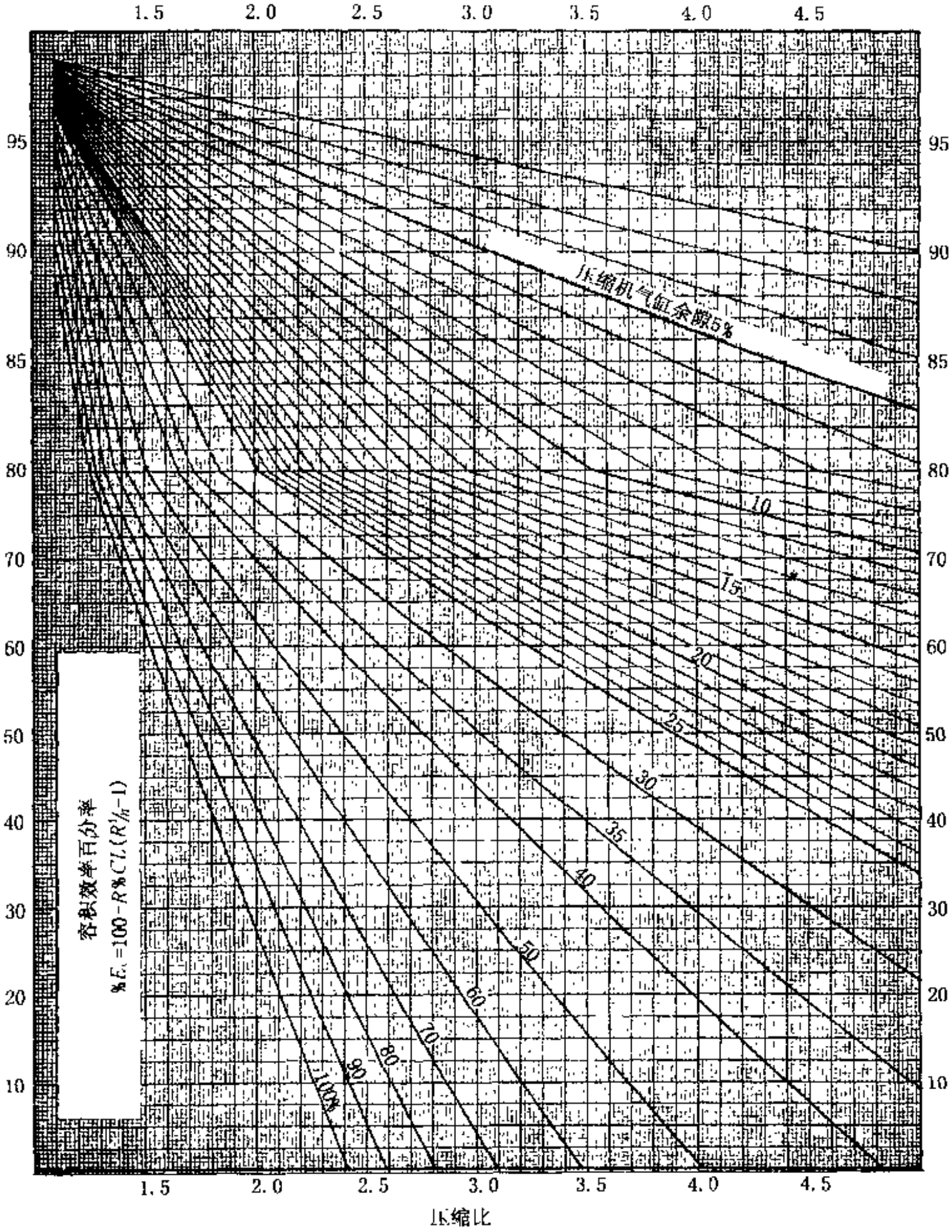
压缩机容积效率曲线

（气体 K 或 n 值为 1.25）



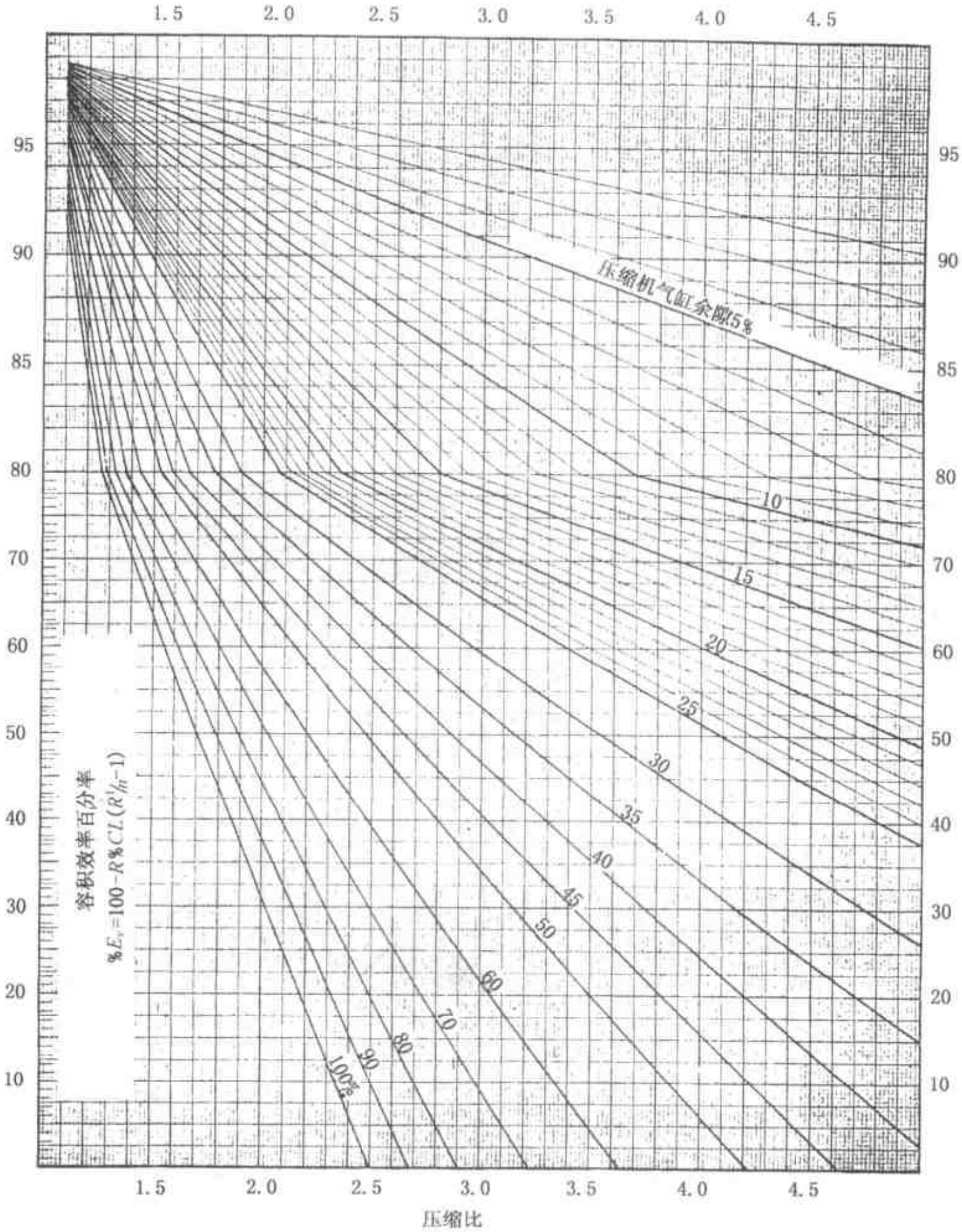
压缩机容积效率曲线

（气体 K 或 n 值为 1.30）



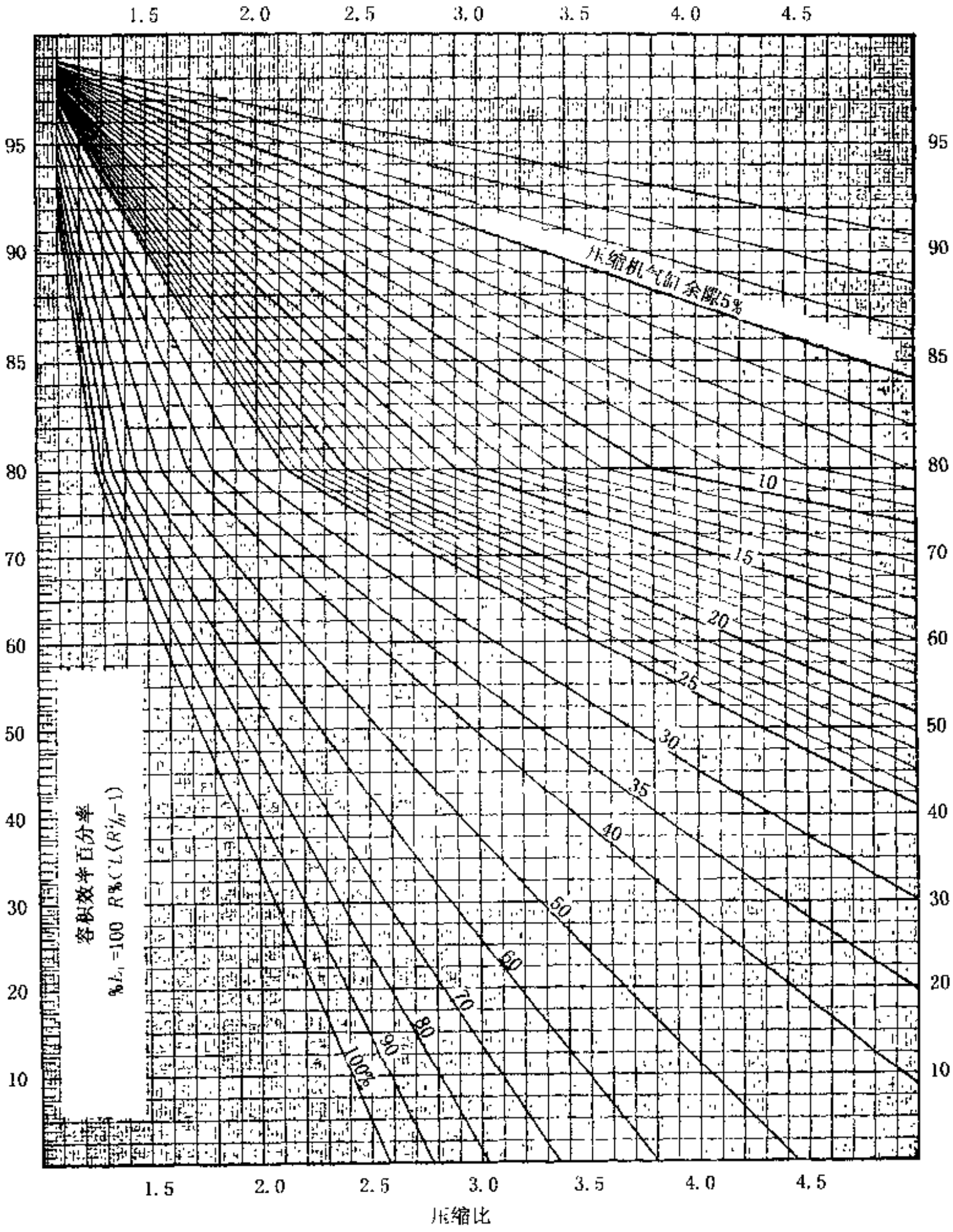
压缩机容积效率曲线

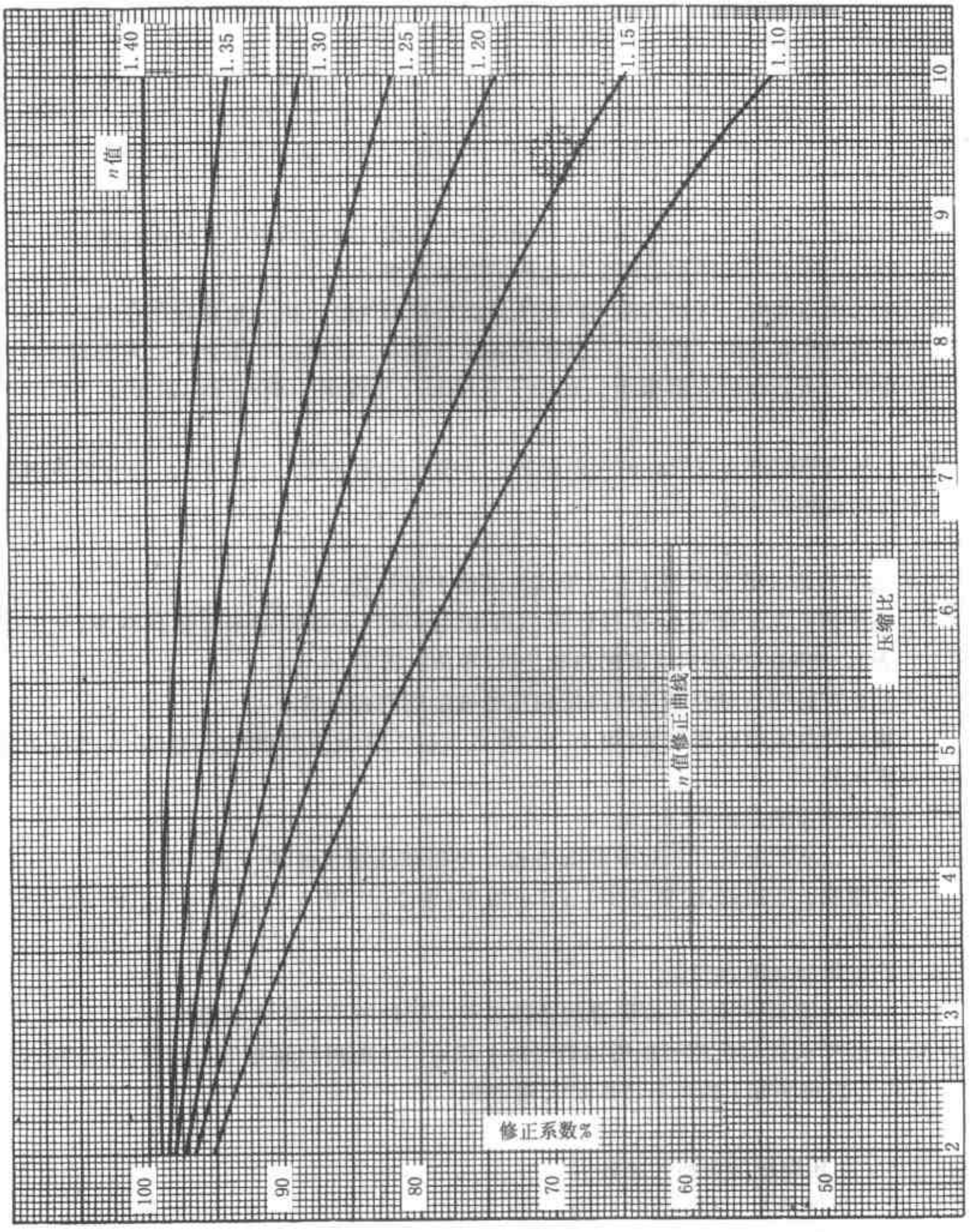
（气体 K 或 n 值为 1.35）



压缩机容积效率曲线

（气体 K 或 n 值为 1.40）




n值
1.40
1.35
1.30
1.25
1.20
1.15
1.10
10
9
8
7
6
5
4
3
2
n值修正曲线
压缩比
修正系数%
100
90
80
70
60
50

n 值修正曲线

A.16 单级气缸附加余隙容积

讨论和原理

在计算空气或其他气体压缩机性能时，有些压缩比和气缸尺寸条件会导致压缩机过载，也就是压缩机的轴功率超过了机身所容许的最大功率。在这种情况下，必须减少压缩机的排气量以降低所需的轴功率以适应机身级别。这可通过在气缸增加瓶状的余隙腔，从而降低压缩机的容积效率来实现。容积效率降低了，压缩机的排气量和所需的轴功率也相应地降低了。

容积效率可以定义为：气缸在单位时间内实际的排气体积与单位时间内活塞扫过的总体积之比。因此，降低排气体积会降低压缩机的容积效率。

当活塞向前运动时，气缸内的气体被压缩然后排出气缸。当有余隙腔存在时，一部分气体进入到腔内而没有排出。那么，在活塞后退的行程中，压缩的气体会从余隙腔膨胀进入气缸。气体膨胀的压力作用在活塞上，减少了在回程中压缩另一侧气体时需要动力单元所做的功。

另外，从余隙腔进入到气缸的气体也减少了吸气时能够吸入的气体量。这个影响减少了压缩机单元的实际排气量。

计算

(1c) 确定不超过最大许用功率时压缩机的最大排气量。

将压缩机总的排气量(单级计算的第 10 步)乘以压缩机的最大许用功率(气缸数据表)，再除以压缩机所需的总轴功率(单级计算第 11 步)。

(2c) 计算可将排气量和轴功率降低到机身额定值的容积效率。

将机身最大额定排气量(第 1c 步)除以气缸工作流量和吸气压力(以大气压力倍数表示)。

(3c) 确定所需的总余隙。

这可以从压缩机容积效率曲线查得。根据被压缩气体的 n 值(第 1 步)，利用适当的曲线，在压缩比(第 2 步)与容积效率(第 2c 步)的交点，读取气缸所需的总余隙容积。

(4c) 确定附加余隙容积量。

从总余隙容积减去气缸固有的余隙容积。气缸的平均固有余隙是 5%。

将第 4c 步中得到的余隙容积增加到气缸上以后，压缩机的新排气量为第 1c 步得到的排气量，所需的轴功率等于机身容许的最大轴功率。

例题

一台 5 × 11 压缩机的典型性能数据：

吸气压力 – 300 psig

排气压力 – 700 psig

排气量 – 2050000 CFD

压缩机所需轴功率 – 103

压缩机转速 – 327 r/min

气体 n 值 – 1.26

因为 11"气缸的最大许用轴功率为 100 HP，必须增加余隙以降低所需轴功率使其保持在机身额定值以内。

步骤如下：

(1c) 在 100 HP 下的最大排气量 $= \dfrac{\text{压缩机排气量} \times \text{最大许用功率}}{\text{压缩机所需功率}}$

$= \dfrac{2050000(100)}{103}$

$= 1990000$ CFD

(2c) 新容积效率 $= \dfrac{\text{100 hp 下最大排气量}}{\text{气缸工作流量} \times \text{大气压力倍数}}$

$= \dfrac{1990000}{108000(2.14)}$

$= 0.86$

(3c) 所需的总余隙容积 = 12.7%

压缩比 $= \dfrac{714.7}{314.7}$

$= 2.27$

(4c) 增加的余隙容积 = 12.7% − 5% = 7.7%

索　引

Absolute pressure　绝对压力，465
Absolute temperature　绝对温度，465
Adiabatic compression　绝热压缩过程，465
Air padding　(压缩)空气(填充)输送，201
Aluminalkyle　烷基铝，
Ammonia synthesis　合成氨，68，165
Antisurge protection　防喘振(保护)，74，111
Areas and circumferences of circles　圆的面积和周长，471
Asphalt production　沥青生产，68
Atmospheric pressure and barometric readings at altitudes　海拔高度大气压力和气压表读数，474
Autofrettage　自增强，172，174，175，176，178，186，187

Barrel compressor(见垂直剖分型压缩机 Vertically split compressor)　筒形压缩机 30，60
Bearing：轴承
　circular　圆形，330，352
　compliant surface　顺性表面，320，361，373
　cryogenic　深冷，379
　damper　阻尼，57
　elastohydrodynamic　弹性流体动压，315
　elliptical　椭圆形，332，356
　film thickness　膜厚，328，362，397
　flow　流量，310
　fluid film　流体膜，315
　gas　气体，351
　hydrostatic　流体静压，319，358，384，407
　journal　轴颈，66，328，359，398
　liner　衬套，111
　materials　材料，394
　magnetic　磁力，111，315，323，373
　multipad　多瓦块，365
　rolling element　滚动，321
　tapered land　斜平面，342，406
　temperature　温度，330
　three－lobe　三叶，336，354

thrust　止推，66，340，358，367，382，405
tilt pad　可倾瓦，111，339，346，399
Benedict – Webb – Ruhin – Starling 模型 Benedict – Webb – Rubin – Starling model，41

Capacity　排气量，7，14，152，466
Capacity control　排气量调节：
bypass　旁路，14，426，437
clearance pocket　余隙(补助)容积，16，425，500
finger unloader　指式卸荷器，15，427，437
port unloader　孔卸荷器，15，427
screw compressor slide　螺杆压缩机滑片，14
variable speed　变速，14，426，437
Centrifugal compressor　离心式压缩机：
balance piston　平衡鼓，26，28，64，93
casing　机壳，26，61，83
coupling　联轴器，64
diaphragm　隔板，26，87
diffuser　扩压器，47，88，98
discharge nozzle　排气接管，88
discharge volute　排气蜗壳，28，89
electrical system　电气系统，200
foundations　基础，448
guide vane　导叶，88
impeller　叶轮，26，59，62，84
intercooling　中间冷却器，84
inlet nozzle　进气(接)管，27，87
inlet volute　进气蜗壳，27
multistage　多级，41，313
off design operation　非设计工况操作，99
oil system　密封油系统，28
performance　性能，40，94，116，125
slope　倾斜，95
splitter vane　分流叶片，88
thrust bearing　止推轴承，26

Choking　阻塞(工况)，39，95，96
Clearance volume　余隙容积，6，8，11
CNG codes and standards　CNG 规范和标准，207
CNG station　CNG 加气站，200，203

CNG pressure vessel CNG 压力容器，202
CNG compressor CNG 压缩机：
blow down gas recovery 排放气体回收，198
crankcase 曲轴箱，198
design 设计，196，200
lubrication 润滑，199
sealing 密封，197
CNG dispenser CNG 售气机，201
CNG fill system CNG 加气系统，203
Coatings 涂层：
fluorocarbon 碳氟，89
nickel 镍，89

Compressibility 压缩性(系数)，3，7
Compressibility factor 压缩性系数，465
Compression ratio 压缩比，5，151
Conversion factors 换算系数，468
Critical speed 临界转速，53，101
Cracking 裂化，68
Crosshead 十字头：
auxiliary 辅助，168，169
connection 连接形式，173
guide 导轨，168
pin load reversal 活塞杆(销)载荷反向度，12，143
Cylinder 气缸：
autofrettage 自增强，172
construction 结构，186
elastic simulation 弹性模拟，181
fatigue tests 疲劳试验，176
finish 光洁度，186
heavy walled 厚壁，173
hypercompressor 超高压压缩机，169
materials 材料，174，186
stress distribution 应力分布，174
tie rods 拉杆，170，181

Damped systems 阻尼系统，103，108
Dewhirl vanes 破涡片，109
Diaphragm compressor 隔膜式压缩机：

accessories　附件，255
applications　应用，256
cleaning and testing　清扫和测试，256
design　设计，251
head assembly　缸头组件，252
limitations　局限性，257
materials　材料，255
operation　操作，249
pressures　压力，250
Discharge of air through an orifice　空气通过孔板的流量，475
Displacement　压缩机气缸工作流量，465
Double flow compressor　双吸压缩机，130

Effective head　有效能头，32
Efficiency　效率：
compression (adiabatic)　压缩(绝热)，466
compressor (polytropic, hydraulic, stage)　压缩机(多变效率、流动效率、级效率)，32，35，466
delivery　排气，418
isentropic　等熵，5，9，32，418
mechanical　机械，466
volumetric　容积，7，9，152，161，221，418，466，493
Emissions control　泄漏控制，269
Energy equation　能量方程，4
Entering sleeve　导入套筒，279
Euler equation　欧拉方程，33

Finite element method　有限元方法，180，184
Fixed clearance　固定余隙，6
Flow　流量：
coefficient　系数，5，34，37，41
subsonic　亚音速，5
Foundations　基础：
anchor bolts　地脚螺栓，452
grout　灌浆，453
materials　材料，452
pile cap　桩平台，449
reinforcing　密布(钢筋)，452
repair　改造，453

skid mounted / packaged 撬装/整体式，448，455
soil frequency / vibration 土壤频率/振动，450
table top 台板，450
types 形式，448

Frame load 机身力，12
Free air 大气，465
Friction coefficient 摩擦系数，295，329，397
Gas booster 气体增压器：
applications 应用，225
construction 结构，226
cooling 冷却，228
drive 驱动，226
flow chart 流动曲线，232
pressure ratio 压力比，230
storage tank 储罐，233
valves 阀，227
Gas laws 气体定律，2
Gas reinjection 天然气回注，72
Gas sampling 气体采样分析，115
Gas transportation 天然气输送，72

Hans Hoerbiger 汉斯·贺尔碧格，413
Hans Mayer 汉斯·梅尔，413
Heat transfer 热传递，热交换，19，22，23，119，296
Horizontally split compressor 水平剖分型压缩机(壳)，29、60
Horsepower 功率，马力：
air indicated 空气指示功率，466
brake (shaft) 制动功率(轴功率)，466，489
theoretical (polytropic) 理论功率(多变压缩过程)，6，466，479
Hypercompressor 超级压缩机，165
Hyper packing 高压填料，288

Impeller 叶轮：
backward leaning 后弯，37，95
discharge section 出口截面，46
forward leaning 前弯，37，95
inlet section 进口截面，45
manufacturing 制造，62

overhung　外悬臂，84，313
radial　径向，37，95
thrust　止推(力)，26，94，92
Incidence　冲(击)角，97
Indicator card　示功图，6
Intercooling　中间冷却，466
Isentropic compression（见绝热压缩过程 Adiabatic compression）　等熵压缩过程，465
Isentropic head　等熵能头，32
Isentropic temperature exponent　温度等熵指数，4
Isentropic volume exponent　容积等熵指数，4，7
Isothermal compression　等温压缩过程，465

Liquids　液体：
in gas stream　气流(工艺气体)，115，127
Liquefaction　液化，72
Load factor　载荷系数，467
Loss of air pressure due to pipe friction　管道摩擦产生的空气压力损失，476
Loss of pressure through pipe fittings　通过连接管件的压力损失，498
Lubricant production　润滑剂生产，68
Lubrication　润滑：
additives　添加剂，302，393
feed rate　注油速度，187
gas absorption　气体吸收，301
hydrocarbon dilution　烃稀释，302
low flow sensor　低流量传感器，444
lubricators　注油器，307
oil ring　油环，348，403
pre－post lube　预润滑－停机后润滑，437
removal　除(油)，304
synthetic　合成，305，391
viscosity　粘度，301，393
Mach number　马赫数，34
Methanol synthesis　甲醇(合成)，70
Mollier chart　Mollier 图(焓－熵图)，4，31
Myhlestad－Prohl calculation　Myhlestad－Prohl 数值计算法，55

n Value and properties of gases　气体 n 值和特性，481，499
Non－lube compressor　无润滑压缩机，277，304

Oxygen compression 氧气压缩机，73

Packaging compressors 撬装式压缩机：
base design 底座设计，455
cooler design 冷却器设计，460
line sizing 管道设计，457
pressure relief valve 安全阀，458
pulsation bottle design 缓冲罐设计，458
scrubber design 分离器设计，456
Packin 填料：
breaker rings 减压环，191，275
cooling 冷却，294
cup stress 填料盒应力，177
distance piece venting 隔离室排气，285
emissions control 控制排放(填料函缓冲气控制)，287，442
friction 摩擦，293，295
heat generation 热量产生，295
high pressure 高压，192，288
leakage 泄漏，20，282，285，299
lubrication 润滑，199，277，304
partition 隔板，272
purged 清洗，287
materials 材料，277，292，304
nomenclature 术语，273
rod size effects 活塞杆尺寸影响，280
seal rings 密封环，191，275
static sealing 静密封，286
thermal effects 热效应，279
wiper 刮油环，272，288
Partial pressure of water vapor in air 空气中水蒸气分压，473
Piping 管道：
acoustics 声学特性，157
flow straightener 整流器，128
velocity profile 速度分布，127
Pipeline compressor 管道压缩机，30
Piston ring 活塞环：
friction 摩擦，293
leakage 泄漏，23，20，136，138，148，291，292
instantaneous pressure 瞬时压力，291

materials　材料，292
rider rings　支承环，290
Polyethylene　聚乙烯：
compressors　压缩机，167
high density (HDPE)　高密度(HDPE)，165
low density (LDPE)　低密度(LDPE)，166
safety aspects　安全状况，172
Polymer buildup　聚合物堆积，85
Polytropic compression　多变压缩过程，465
Polytropic head　多变能头，32
Pressure distribution　压力分布，191，275，291
Pressure drop　压降：
contour　叶型，39
endwal　端面，39
friction　摩擦，37
impact　激波，39
incidence　冲击，38
mixing　混合，39
overall　总(压降)，38
Pressure ratio　压力比，41，465
Pressure / Time (pT) patterns　压力/时间(pT)图，140
Pressure – volume (pV) diagram　压(力) – 容(积)(pV)图，19，135，161，419
Procedure for determining compressor size　确定压缩机尺寸的步骤，482
Pulsation　压力波(脉)动(气体脉动)，18，23，24，139，157，239，458
Purging　吹扫：
nitrogen　氮气，172

Redlich – Kwong equation of state　Redlich – Kwong 状态方程，3
Reciprocating compressor　往复式压缩机：
capacity control　排气量调节，437
cooling　水冷，444
crankcase lubrication　曲轴箱润滑，300
cylinder lubrication　气缸润滑(预润滑)，300，437，461
electrical controls　电(气)控(制)(盘)，433，435，461
foundations　基础，448
loading/unloading　加载/卸载，437，438
manual controls　手动控制，437
monitoring　监测，检测，431，441
pneumatic controls　气动控制，436，462

rod drop 活塞杆下沉，442
sensors 传感器，440，443
Reforming 重整，67
Regasification 再气化，71
Reynolds number 雷诺数(*Re*)，34，317，387，409
Rod load 杆力(活塞杆载荷)，12，144，151
Rotor dynamics 转子动力学，54，105，378
Rotor balancing 转子，60，105
Rotary screw compressor 螺杆式压缩机：
adiabatic efficiency 绝热效率，247
advantages 优点，246
applications 应用，246
helical rotors 螺旋转子，245
lubrication 润滑，299
packaging 撬装式，462
sizing 选型，247

Screw compressor 螺杆式压缩机：
heat transfer 热传递，23
leakage 泄漏，24
port losses (吸排)气口损失，23
pulsation 压力波动，24
Scroll compressor 涡旋式压缩机：
advantages 优点，235
construction 结构，236
lubricated 润滑型，236
oilless 无油型，236
principal of operation 工作原理，234
Seals 密封：
balance piston 平衡鼓，93
bellows 波纹管式(密封)，265
bushing 套筒(密封)，263
carbon ring 碳环(密封)，262
circumferential 圆周(密封)，264
double 双(密封)，269
honey comb 蜂窝(密封)，58，109
interstage 级间(密封)，90
labyrinth 迷宫(密封)，26，58，65，90，109，262
leakage 泄漏，119

mechanical　机械(密封)，65
oil　油封，57
performance　性能，270
rotary contacting　接触式，261
rotary non contacting　非接触式，261
sleeve 轴套(密封)，111
sliding　滑动(密封)，186
tandem　串联，268
tip　顶端(密封)，236
Simulation　模拟：
buried piping　埋地管道，164
dynamic fluid transient systems　运动流体的瞬态系统，156
pulsation　脉动，156
static systems　静态系统，156
stress　应力，156，160
thermal flexibility　热挠曲，163
vibration　振动，156
Sommerfield number　Sommerfield 数，329，397
Speed triangle(见速度矢量图 Velocity vector diagram)　速度三角形 36，46，47，95
Specific heat ratio　比热比，34
Spring　弹簧：
valve　气阀，139，422，424
Stall　失速，98
Standard air　标准大气，465
Steam properties　蒸汽特性，472
Stonewall(见阻塞 Choking)　极限(工况)，39，95，96
Straight lobe compressor　直叶罗茨式压缩机：
bearings　轴承，239
construction　结构，239
installation　装置，241
noise　噪声，239
operating principle　操作原理，238
pulsation　脉动，239
pV diagram　*pV* 图，240
seals　密封，240
Strain gage method　应变计法，184
Stress　应力：
axial　轴向，174，179
circumferential　周向，174，179

factor of safety 安全系数，175，176
radial 径向，174
risers 集中，174
Von Mises，175
Supercompressibility 超压缩性(系数)，3，432
Surge 喘振，39，95，98，111，442
Swirl (见破涡片 Dewhirl) 涡动，109

Tank car unloading 罐车卸车：
compressor 压缩机，211
pump 泵，209
vapor recovery 蒸汽回收，213
Temperature conversion chart 温度换算曲线，470
Temperature rise vs compression ratio 温升系数－压缩比关系图，481
Temperature－rise ratio 温升比，466
Testing centrifugal compressors 离心式压缩机试验：
economizer nozzles 节能器接口，119
efficiency 效率，123
field data analysis 现场测试数据分析，124
instrumentation 试验仪器，116
internal temperatures 内部温度，120
iso－cooled compressors 均布冷却的压缩机，119
power 功率，122
thermodynamic performance 热力性能，51
Trouble shooting 故障影响，125
Tungsten carbide 碳化钨，167，174
Turbocompressor 透平压缩机，31
Turbomachinery 透平机械，31
Turbulence 紊流，317，387，409

Urea production 尿素生产，70，165

Vacuum remelted steel 真空再熔钢，175
Valve 气阀：
active 主动，429
area 面积，421
axial 轴向(布置)，170，182
channel 槽状阀，413，415
combined suction/discharge 吸排气组合(气阀)，172

concentric　同心阀，417
deck – and – one – half　整半层叠阀，416
double deck　双层阀，416
dynamics　动态特性，17，161
equivalent area　当量面积(有效流通面积)，8，422
feather　羽状阀，413，415
leakage　泄漏，136，142，148
lift　升程，419，420
losses　损失，8，18，20，139，152
materials　材质，424
motion　运动，423
poppet　菌状阀(多阀芯)，171，413，415，416
ported plate　网状阀，415
radial　径向(布置)，170
reed　舌簧阀，417
ring　环状阀，414
Vehicle fueling　车辆燃料：
appliance　设备，215
compressor　压缩机，219，222
Vertically – split compressor　垂直剖分型压缩机，30，60
Velocity vector diagram　速度矢量图，36，46，47，95
Vibration analysis　振动分析，55，145
Viscosity，fluid　粘度，流体，317，330

Water injection　注水，89
Wear　磨损：
detector　检测器，441，444
distribution　分布，193

(译者附表)英制单位与国际单位制单位换算表

符　号	英制单位	换算因数	国际单位制	符　号
in	英寸	2.54×10^{-2}	米	m
ft	英尺	0.3048	米	m
yd	码	0.9144	米	m
mil	密耳	2.54×10^{-5}	米	m
mile	英里	1.60934	千米	km
sqin, in^2	平方英寸	6.4516×10^{-4}	平方米	m^2
sqft, ft^2	平方英尺	9.2903×10^{-2}	平方米	m^2
yd^2	平方码	0.836127	平方米	m^2
$mile^2$	平方英里	2.58999	平方千米	km^2
acre	英亩	4.04686×10^{3}	平方米	m^2
cuin, in^3	立方英寸	1.63871×10^{-5}	立方米	m^3
cuft, cft, ft^3	立方英尺	2.83169×10^{-2}	立方米	m^3
yd^3	立方码	0.764555	立方米	m^3
UK gal	加仑(英制)	4.5461×10^{-3}	立方米	m^3
gal	加仑	3.7854×10^{-3}	立方米	m^3
ips(in/s)	英寸/秒	2.54×10^{-2}	米/秒	m/s
fps(ft/s)	英尺/秒	0.3048	米/秒	m/s
fpm, FPM(ft/min)	英尺/分钟	5.08×10^{-3}	米/秒	m/s
mile/h	英里/小时	1.60934	千米/小时	km/h
cft/s, ft^3/s	立方英尺/秒	2.83168×10^{-2}	立方米/秒	m^3/s
cfm, CFM(ft^3/min)	立方英尺/分钟	4.71946×10^{-4}	立方米/秒	m^3/s
scfm, SCFM	标准立方英尺/分钟	4.71946×10^{-4}	标准立方米/秒	Nm^3/s
gal/min	加仑/分钟	6.30903×10^{-5}	立方米/秒	m^3/s
lb, lbm, lbs	磅	0.45359237	千克	kg
oz	盎司	2.83495×10^{-2}	千克	kg
US ton	吨(美吨)	9.07185×10^{2}	千克	kg
UK ton	吨(英吨)	1.01605×10^{3}	千克	kg
lb/s, lbm/s	磅/秒	0.45359237	千克/秒	kg/s
lb/cu in, lb/in^3	磅/立方英寸	2.76799×10^{4}	千克/立方米	kg/m^3
lb/cu ft, lb/ft^3	磅/立方英尺	1.60185×10	千克/立方米	kg/m^3
lbf	磅力	4.448222	牛顿	N
psi, (lb/in^2)	磅力/平方英寸	6.894757×10^{3}	帕斯卡(N/m^2)	Pa
psia, (lb/in^2 Abs)	磅力/平方英寸(绝压)	6.894757×10^{3}	帕(N/m^2)(绝压)	Pa(绝压)
psig	磅力/平方英寸(表压)	6.894757×10^{3}	帕(N/m^2)(表压)	Pa(绝压)
psid	磅力/平方英寸(压差)	6.894757×10^{3}	帕(N/m^2)(压差)	Pa(压差)
Torr	托	1.333224×10^{2}	帕斯卡(N/m^2)	Pa
in Hgv	英寸汞柱	3.38639×10^{3}	帕斯卡(N/m^2)	Pa
°R	兰氏度	5/9	开(尔文)	K
°F	华氏度°F = °R − 459.67		摄氏度℃ = K − 273.15	℃
in·lbf	英寸磅力	0.112985	焦耳	J
ft·lbf	英尺磅力	1.35582	焦耳	J
BTU	英热单位(BTU)	1.055056×10^{3}	焦耳	J
BTU/lb	英热单位/磅	2.326×10^{3}	焦/千克	J/kg
BTU/lb·°F	英热单位/磅华氏度	4.1868×10^{3}	焦/千克开	J/(kg·K)
lbf·ft/lb·°R	磅力英尺/磅兰氏度	5.380328	焦/千克开	J/(kg·K)
ft·lbf/min	英尺磅力/分钟	2.2597×10^{-2}	瓦	W
BTU/min	英热单位/分钟	1.758426×10	瓦	W
HP, BHP	马力(英制)	7.456999×10^{2}	瓦	W
BTU/(h·ft°F)	英热单位/英尺小时华氏度	1.73073	瓦/米开(尔文)	W/(m·K)
BTU/(h·ft^2·°F)	英热单位/平方英尺小时华氏度	5.67826	瓦/平方米开	W/(m^2·K)
lb·force·sec/in^2, lbf·s/in^2	磅力秒/平方英寸(雷恩 Reyn)	6.89476×10^{3}	帕[斯卡]秒	Pa·s
lb/s·in, lbm/in·s	磅/秒英寸	1.785797×10	帕[斯卡]秒	Pa·s
lb/h·ft, lbm/ft·h	磅/小时英尺	4.133789×10^{-4}	帕[斯卡]秒	Pa·s

[General Information]
书名=压缩机手册
作者=
页数=514
SS号=11038058
出版日期=

封面页
书名页
版权页
前言页
目录页
第１章　压缩机原理
参考文献
第２章　压缩机性能－－容积式压缩机
第３章　压缩机性能－－动力学特性
第４章　离心式压缩机－－结构和试验
参考文献
第５章　压缩机分析
第６章　压缩机与管道系统模拟
参考文献
第７章　超高压压缩机（超过１００ＭＰａ［１４５００ｐｓｉ］）
参考文献
第８章　ＣＮＧ压缩机
第９章　液体输送与蒸汽回收
第１０章　车辆燃料加注用压缩天然气
第１１章　气体增压器
第１２章　涡旋式压缩机
第１３章　直叶罗茨式压缩机
第１４章　喷油螺杆式压缩机
第１５章　隔膜式压缩机
第１６章　回转式压缩机密封
参考文献
第１７章　往复式压缩机的密封
第１８章　压缩机润滑
第１９章　轴承设计原理
参考文献
第２０章　压缩机气阀
参考文献
第２１章　压缩机控制系统
第２２章　压缩机的基础
参考文献
第２３章　撬装式压缩机
参考文献
附录
索引
附录页