

压缩空气系统节能

技术实用手册

蔡茂林 石岩 许未晴 等编著

面向工程实际，全方位介绍从空压机到控制回路的节能方法、节能改造项目的实施及节能案例，帮您快速掌握压缩空气系统节能技术



压缩空气系统节能技术 实用手册

蔡茂林 石 岩 许未晴 虞启辉 杜丙同 编著



机械工业出版社

本书作者根据近年成功节能 25% 以上的项目实施经验，从项目推进的视角出发，不仅仅针对空压机，也包括用气末端设备，面向系统中存在的设计、设置、使用的不合理现象，依次分析空压机房、泄漏等各个环节的现状，剖析存在的问题，提出解决对策，为技术人员实施节能活动提供基础的专业知识和务实的操作指南。内容包括：压缩空气系统组成、能耗及其成本；空压机房节能；空压机群节能；压缩空气的净化处理；供气管路系统节能；泄漏检测及防治；喷嘴的节能；控制回路的节能；监测计量管理；项目实施及管理；节能案例；节能改造所需知识各附表。

本书可供压缩空气系统节能设计、节能改造项目设计的工程技术人员查阅，也可供气动系统设计人员参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

压缩空气系统节能技术实用手册/蔡茂林等编著. —北京：机械工业出版社，2018. 2

ISBN 978-7-111-59706-3

I. ①压… II. ①蔡… III. ①压缩空气系统-节能-手册
IV. ①TH45-62②TK018-62

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2018) 第 077819 号

机械工业出版社 (北京市百万庄大街 22 号 邮政编码 100037)

策划编辑：张秀恩 责任编辑：张秀恩

责任校对：张 薇 封面设计：陈 沛

责任印制：张 博

北京铭成印刷有限公司印刷

2019 年 2 月第 1 版第 1 次印刷

169mm×239mm · 13.75 印张 · 277 千字

0001—3000 册

标准书号：ISBN 978-7-111-59706-3

定价：69.00 元

凡购本书，如有缺页、倒页、脱页，由本社发行部调换

电话服务 网络服务

服务咨询热线：010-88361066 机工官网：www.cmpbook.com

读者购书热线：010-68326294 机工官博：weibo.com/cmp1952

010-88379203 金书网：www.golden-book.com

封面无防伪标均为盗版 教育服务网：www.cmpedu.com

前　　言

能源是人类赖以生存和发展的物质条件基础，也是实现我国经济社会发展的动力来源。气动是工业三大动力之一，不仅广泛应用于各种制造行业，而且是航空航天、造船、高铁、半导体、医药等行业多种高端装备中不可替代的组成部分。随着我国工业化水平的不断提升，我国对气动的需求不断增加。

当前，我国 1t 标准煤生产的 GDP 只有美国的 28.6%、欧盟的 16.80%、日本的 10.30%，节能空间巨大。“十三五”规划提出：今后五年，单位 GDP 能耗、二氧化碳排放量、用水量分别下降 15%、18%、23%。我国已经进入一个全面推进节能减排工作的新局面。

以此为背景，在工业生产中平均占据工厂总耗电量 9%，有些工厂甚至高达 45% 的压缩空气系统将不可避免地会成为节能工作的对象。此外，我国大部分企业对气动系统能耗问题认识不足，节能意识淡薄，也在一定上加剧了能源的浪费。在原油价格日益高涨、能源问题突出的今天，气动系统使用中浪费严重等问题也引起了人们的关注，气动系统的节能在我国正成为一个重要而迫切的课题。

因此，明确气动系统的能耗，分析当前企业中压缩空气使用状况的合理性，参照发达国家实施节能改造所取得的经验及数据，探讨我国企业实施节能的空间及社会效益，把握气动节能的策略，制定行之有效的气动节能措施，对今后深入地开展气动节能活动具有重要意义。

本书从以下几个方面介绍压缩空气系统节能。

1) 压缩空气能耗及其成本：介绍了目前市场上常用的各个行业空气压缩系统的能耗，以及空气压缩系统中各个元件的功耗，给出压缩空气的成本及其计算方法，并列举了相关案例。

2) 详细介绍压缩空气系统的节能，包括空压机房的节能、空压机群的节能、供气管路节能、喷嘴的节能以及控制回路的节能。对于空压机房的节能，本书从空压机房的设计准则以及空压机房的管理两方面加以介绍；对于空压机群的节能，本书介绍了空压机群的配置选型、空压机组变频改造以及高低压供气；此外，为提高供气管路的节能效果，本书从管路布局、储气罐选用、管接头以及相关阀的选用，介绍了供气管路的节能；为最大程度上提高压缩空气系统的节能效果，本书介绍了喷嘴的流量控制回路以及供气压力的节能设定。此外，控制回路也会影响压缩空气系统的节能效果，本书介绍了真空发生器的节能改造，并提出了根据设备运行状况的节能改造。

3) 此外，为进一步系统介绍压缩空气系统的节能，本书列举了机加工行业、橡胶行业以及铸造行业的相关节能案例。

由于作者水平有限，书中不足之处在所难免，热诚欢迎读者与同行批评指正。

蔡茂林

目 录

前 言

第 1 章 压缩空气系统组成、能耗及其成本	1	第 5 章 供气管路节能	79
1.1 压缩空气系统组成	1	5.1 管路布局及安装	79
1.2 空压机的能耗	7	5.2 管路流通能力及压力损失	83
1.3 压缩空气的成本及其计算方法	8	5.3 管接头的选用	86
1.4 压缩空气系统的能效评价	12	5.4 阀的选用	89
第 2 章 空压机房的节能	17	5.5 供气管路常见问题及对策	93
2.1 空压机房的构成	17	第 6 章 泄漏检测及防治	96
2.2 空压机房的设计准则	17	6.1 常见泄漏点	96
2.3 空压机房的管理	19	6.2 泄漏的损失	99
2.4 空压机房常见问题及其对策	23	6.3 泄漏机理和规律	99
第 3 章 空压机群的节能	26	6.4 泄漏的定量检测	100
3.1 空压机的分类及其基本参数	26	6.5 泄漏点的定点检测	107
3.2 常见的空压机简介	28	6.6 泄漏的防治	111
3.3 空压机群的配置选型	31	第 7 章 喷嘴的节能	114
3.4 空压机组及供气系统的测量与监测	33	7.1 喷嘴的用途及其能耗	114
3.5 空压机变频改造	38	7.2 单孔喷嘴的设计	115
3.6 空压机群联控系统	41	7.3 喷嘴流量控制回路	115
3.7 高低压分压供气	44	7.4 科恩达增效喷嘴	118
3.8 空压机常见问题及其对策	49	7.5 喷砂喷嘴	119
第 4 章 压缩空气的净化处理	52	7.6 供气压力的节能设定	122
4.1 净化处理系统的构成	52	7.7 喷嘴常见问题及其对策	127
4.2 储气罐的排污	54	第 8 章 控制回路的节能	128
4.3 冷冻式干燥机	59	8.1 控制回路的种类	128
4.4 吸附式干燥机	66	8.2 气缸驱动回路的节能改造	130
4.5 过滤器	69	8.3 特殊节能型气缸	131

8.6 恒流量控制回路	139
8.7 控制回路常见问题及其对策	139
第 9 章 工厂的监测计量管理	143
9.1 压力	143
9.2 流量	149
9.3 露点	163
9.4 电力计量	165
9.5 监测计量常见问题及其对策	168
第 10 章 节能改造项目的实施	173
10.1 节能诊断	173
10.2 技术路线	176
10.3 气动系统节能改造的主要 对象	178
10.4 节能改造实施步骤	178
10.5 项目管理	186
10.6 节能验收	186
10.7 项目实施常见问题及其对策	188
第 11 章 节能案例	193
11.1 机加工行业节能案例	193
11.2 橡胶行业节能案例	195
11.3 铸造行业节能案例	198
附录	200
附录 A 常见单位换算表	200
附录 B 各种能耗指标的换算	201
附录 C 国际管道型号及尺寸参数	202
附录 D 管道的流通能力	203
附录 E 流量公式及换算	203
附录 F 流经小孔的压缩空气流量	204
附录 G 排水量计算	206
附录 H 固定容器的充气特性和放气 特性	207
参考文献	212

第1章 压缩空气系统组成、能耗及其成本

1.1 压缩空气系统组成

压缩空气系统由气源设备和气源处理元件、气动执行元件、气动控制元件、气动辅助元件、真空元件以及其他元器件组成，如图 1-1 所示。

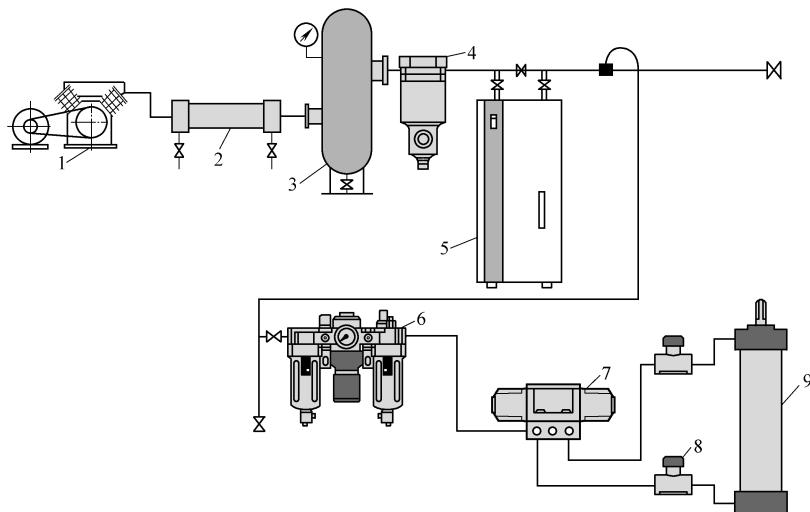


图 1-1 压缩空气系统组成

1—空气压缩机 2—后冷却器 3—储气罐 4—主管路过滤器 5—干燥机 6—气动三联件
7—换向阀 8—调速阀 9—气缸

1. 气源设备

(1) 空压机 空压机(全称空气压缩机)的作用是将电能转化成压缩空气的压力能，供气动设备使用。空压机按照工作原理分为活塞式空压机、螺杆式空压机、离心式空压机。图 1-2 为螺杆式空压机。

(2) 后冷却器 后冷却器的作用是将空压机出口的



图 1-2 螺杆式空压机

高温空气冷却至40℃以下，将大量水蒸气和油雾冷凝成液态水滴和油滴，以便将它们清除，如图1-3所示。

(3) 储气罐 储气罐的作用是消除压力脉动；依靠绝热膨胀及自然冷却降温，进一步分离掉压缩空气中的水分和油分；贮存一定量的气体，一方面可缓和短时间内用气量大于空压机输出气量的矛盾，另一方面可在空压机出现故障或停电时，维持短时间的供气，以便保证气动设备的安全，如图1-4所示。

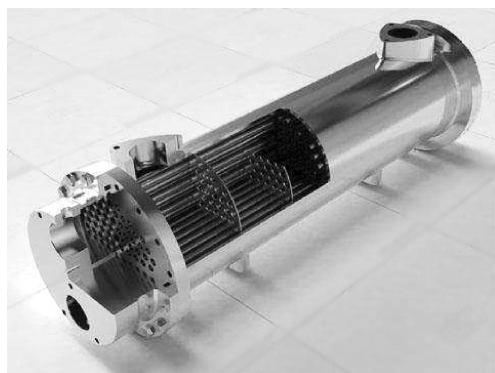


图1-3 后冷却器

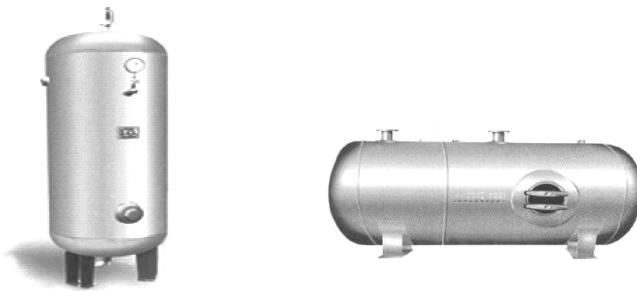


图1-4 气罐实物图

(4) 管路系统 指从气源到末端用气设备的气体输送管路。

2. 气源处理元件

从空压机输出的压缩空气中，含有大量的水分、油分和粉尘等污染物，必须使用气源处理元件适当清除这些污染物，以避免它们对气动系统的正常工作造成危害。气源处理元件主要包括：自动排水器、过滤器、干燥机、空气组合元件等。

(1) 自动排水器。自动排水器主要用于排出管道低处和油水分离器、气罐及各种过滤器底部等处的冷凝水。它可安装于不便进行人工排污的地方，如高处、低处、狭窄处，以防止人工排水被遗忘而造成压缩空气被冷凝水重新污染。自动排水器分为气动自动排水器和电动自动排水器，如图1-5所示。

(2) 过滤器 过滤器分为主路过滤器、空气过滤器、油雾分离器、微雾分离器、超微雾分离器以及除臭过滤器和水滴分离器。它们的作用是清除空气中的油污、粉尘、水滴以及有害气体等，以获得洁净的压缩空气，如图1-6所示。

(3) 干燥机 压缩空气经后冷却器、油水分离器、气罐、主管路过滤器得到净化后，仍含有一定量的水蒸气，使用干燥机来进一步清除水蒸气，但不能依靠它清除油分。干燥机有冷冻式、吸附式和高分子隔膜式等，如图1-7所示。



图 1-5 自动排水器



图 1-6 SMC 空气过滤器



a)



b)



c)

图 1-7 干燥机

a) 冷冻式干燥机 b) 吸附式干燥器 c) 高分子隔膜式干燥机

(4) 空气组合元件 为了得到多种功能，将空气过滤器、减压阀和油雾器等元件进行不同的组合，就构成了空气组合元件。气动三联件为常见的空气组合元件，是由空气过滤器、减压阀和油雾器组成的，如图 1-8 所示。

3. 气动执行元件

将压缩空气的压力能转换为机械能，驱动机构作往复运动、摆动和旋转运动的元件，称为气动执行元件。主要



图 1-8 气动三联件

有直线气缸、摆动气缸和气爪等，如图 1-9 所示。

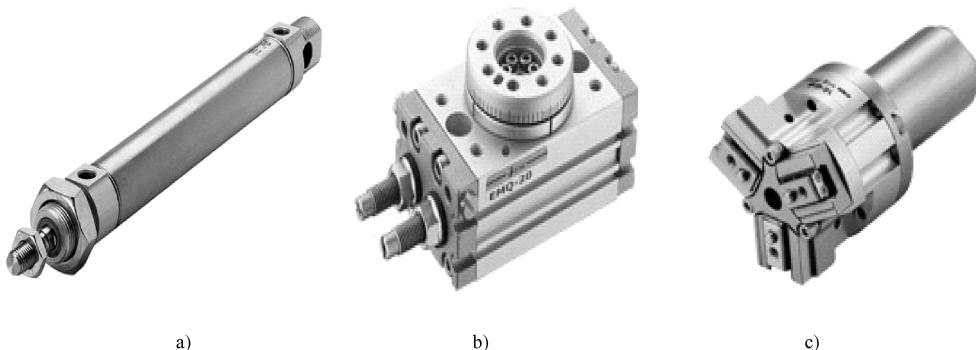


图 1-9 气动执行元件

a) 直线气缸 b) 摆动气缸 c) 气爪

4. 气动控制元件

通过它们改变工作介质的压力、流量或流动方向来实现执行元件所规定的运动，如各种压力、流量、方向控制阀和各种气动逻辑元件。气动控制元件主要包括压力控制阀、流量控制阀、方向控制阀、电气比例阀。

(1) 压力控制阀 压力控制阀主要有减压阀和增压阀。

减压阀是将较高的进口压力调节并降低到符合使用要求的出口压力的一种装置，其出口侧压力可调，并能保持出口侧压力稳定的压力控制阀，如图 1-10 所示。

增压阀是将系统中的低压气体按比例转化为高压气体的一种装置，如图 1-11 所示。



图 1-10 减压阀

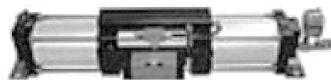


图 1-11 增压阀

(2) 流量控制阀 流量控制阀的作用是控制压缩空气的流量，它可以控制气缸运动速度、信号延迟时间、油雾器的滴油量、气缸的缓冲能力等，如图 1-12 所示。

(3) 方向控制阀 常用的方向控制阀有电磁换向阀、气控换向阀以及人力换



图 1-12 流量控制阀

a) 单向节流阀 b) 调速阀

向阀，如图 1-13~图 1-15 所示。



图 1-13 电磁换向阀

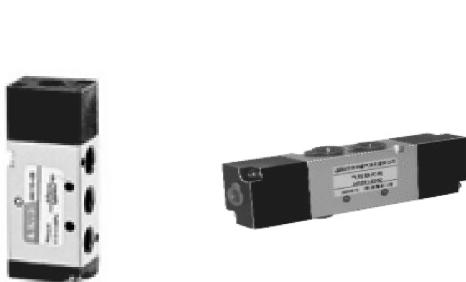


图 1-14 气控换向阀



图 1-15 人力换向阀

(4) 电气比例阀 电气比例控制属于连续控制，其特点是输出量随输入量的变化而变化，输出量与输入量之间存在一定的比例关系。电气比例阀如图 1-16 所示。

5. 气动辅助元件

气动辅助元件主要有消声器、排气洁净器和管接头及气管等。

(1) 消声器和排气洁净器 消声器是允许气流通过，却又能阻止或减小声音传播的一种器件，是消除空气动力性噪声的重要元件。排气洁净器可减低噪声及油雾的污染，以保持宁静清洁的工作环境分别如图 1-17、图 1-18 所示。

(2) 管接头及气管 管接头及气管是将上述各种气动元件进行连接的辅助元



图 1-16 电气比例阀

图 1-17 消声器



图 1-18 排气洁净器

件，如图 1-19 所示。

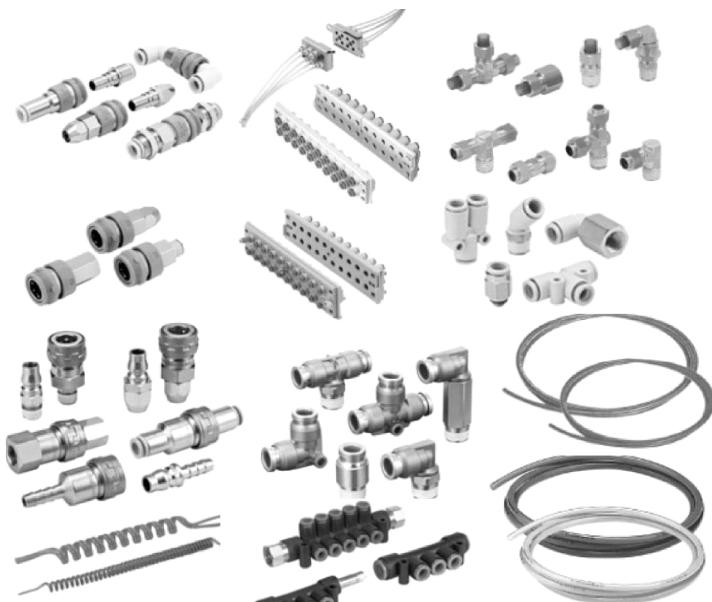


图 1-19 管接头及气管

通过电动机驱动的空气压缩机，将大气压状态下的空气压缩成具有较高压力的压缩空气，经过空气净化设备除去压缩空气中所含的水分、油分和尘埃等污染物，干燥洁净的压缩空气经过传输管路到达执行元件以及末端用气设备。

1.2 空压机的能耗

工厂内的用电设备主要有：照明设备、空调设备、电热设备、给排水设备、动力设备和制造设备等。作为重要的动力设备的空气压缩机耗电量平均占工厂内用电设备的总用电量的 9%。

2017 年我国全国总用电量为 6.3 万亿 kW·h，电动机设备的总用电量为 2.63 万亿 kW·h，空气压缩机的用电为 3900 亿 kW·h，占全国总用电量的 6.2% 左右。工业空压机的用电量占比见图 1-20。我国 7 大行业空气压缩系统能耗情况见表 1-1。

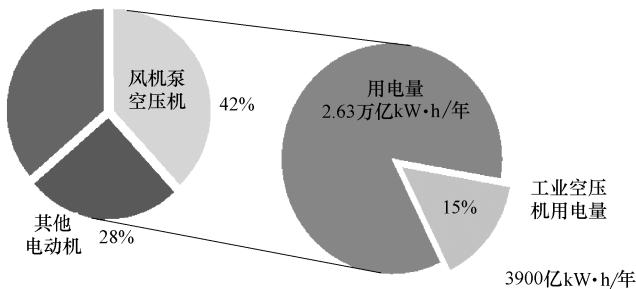


图 1-20 工业空压机的用电量占比 (2017 年)

表 1-1 我国 7 大行业空气压缩系统能耗情况

名称	主要用气点	市场分析	节能市场规模	行业案例分析
棉纺行业	喷气织机	空压机装机功率为 1300000kW，节能率 15%，年节电 12 亿 kW·h	16.8 亿元人民币 (电费 0.7 元/kW·h，按两年投资回收期计算)	福建某纺织企业年产量 3000 万 m，空压机装机功率 1300kW，节能率 15%，年节电 120 万 kW·h，折合 84 万元人民币
化纤行业	网络、卷绕、吸丝枪、假捻和气动执行机构	功率约为 1375000kW，年耗电约 110 亿 kW·h，以节省 10% 计算，折合 11 亿 kW·h	15.4 亿元人民币 (电费 0.7 元/kW·h，按两年投资回收期计算)	浙江某化纤企业年产丙纶 20000t，空压机装机功率 1100kW，节能率 10%，年节电 80 万 kW·h，折合 56 万元人民币
轮毂行业	压铸机、吹扫、冷却	年耗电约 56 亿 kW·h，以节能率 20% 计算，节电 11.2 亿 kW·h	15.6 亿元人民币 (电费 0.7 元/kW·h，按两年投资回收期计算)	山东某轮毂企业，产量 180 万件。空压机装机功率 2440kW，节能率 20%，年节电 240 万 kW·h，折合 168 万元

(续)

名称	主要用气点	市场分析	节能市场规模	行业案例分析
轮胎行业	密炼、压延、硫化、成型、仪表等	空压系统年耗电约 30 亿 kW · h, 以节能率 20% 计算, 节电 6 亿 kW · h	8.4 亿元人民币(电费 0.7 元/kW · h, 按两年投资回收期计算)	山东某轮胎企业空压机装机功率 1100kW, 以节能率 30% 计算, 年节电 258 万 kW · h, 折合 182 万元
火电行业	除灰、气力输送、仪表等	每年火电行业空压机用电量 84 亿 kW · h, 平均 18% 的节能率, 火电行业空压机每年能节电 15 亿 kW · h	12 亿元人民币(火电厂自用电 0.4 元/kW · h, 按两年投资回收期计算)	山西某火电厂热电 104 万 kW 机组, 空压机装机功率 3750kW, 以节能率 18% 计算, 年节电 360 万 kW · h
钢铁行业	喷煤、除尘、气力输送、高炉、烧结、气动执行机构等	钢铁行业空压系统年耗电约 158 亿 kW · h, 理想情况下以节能率 10% 计算, 节电 15.8 亿 kW · h	22.1 亿元人民币(电费 0.7 元/kW · h, 按两年投资回收期计算)	河北某钢铁企业, 产量 700 万 t。空压机装机功率 24000kW, 以节能率 10% 计算, 年节电 2073 万 kW · h
造船行业	喷砂、气动工具、铸造、气动执行机构等	造船行业空压系统年耗电约 150 亿 kW · h, 以节能率 12% 计算, 节电 18 亿 kW · h	25.2 亿元人民币(电费 0.7 元/kW · h, 按两年投资回收期计算)	上海某造船企业: 空压机装机功率 12460kW, 年耗电 6400 万 kW · h, 以节能率 12% 计算, 年节电 760 万 kW · h

1.3 压缩空气的成本及其计算方法

1. 压缩空气的成本

压缩空气尽管来自于大气, 不是资源性气体, 但并非免费使用。为制造压缩空气, 工业空气压缩机需要消耗大量的电力。另外, 企业还需负担工业空气压缩机的购置费用、维护费用以及润滑油费用等。空压机生命周期成本的绝大部分为电费成本, 占整个生命周期的 84% 左右, 如图 1-21 所示。

空气消耗量是指气动设备单位时间或一个动作循环下所消耗空气的体积。通常, 该体积用换算到标准状态 (100kPa、20℃、相对湿度 65%, 以下用 ANR 表示) 下的体积来表示, 单位为 L/min (ANR) 或 L (ANR)。

空气消耗量是当前评价气动设备耗气的主要指标, 在工业现场被广泛采用。由于空气消耗量表示的是体积而不是能量, 所以用它来表示能量消耗时需通过空压机气源的比能量指标来换算。空压机的比能量: 输出单位体积压缩空气所需的平均耗电量, 单位 kW · h/m³ (ANR)。空压机的比能量因空压机和输出压力而异。

若输出压力为 0.7MPa (G), 一般工厂主要型号空压机的比能量为 0.08 ~

$0.12 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^3$ (ANR), 一般取 $0.10 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^3$ (ANR)。工业用电平均电费取 0.7 元/ $\text{kW} \cdot \text{h}$, 则压缩空气的成本为 0.07 元/ m^3 (ANR)。

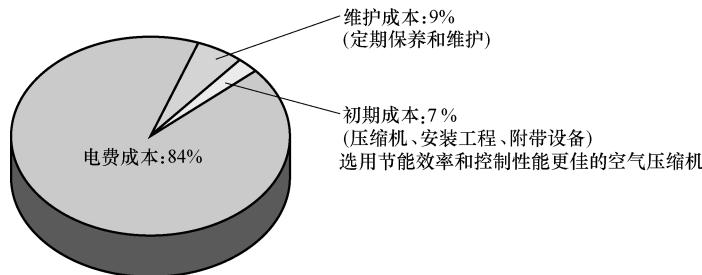


图 1-21 空压机的生命周期成本

2. 案例计算

案例 1：A 公司压缩空气成本计算

A 公司工厂空压站总貌如图 1-22 所示，其空压机信息如表 1-2 所示。目前空压站的 5 台空压机独立运行，设备为 2001~2006 年购入，其中 2 台螺杆式空压机采用变频控制柜控制，任意一台可以切换变频使用；3 台活塞式空压机中的一台为备机，另外两台中的一台平均运行时间为工作时间的一半。



图 1-22 A 公司工厂空压机房

表 1-2 空压站空压机设备规格参数

序号	厂家	类型	型号	状态	数量	额定功率 /kW	额定排气 (m^3/min)
1	英格索兰	螺杆式空压机	MH250W/C	工频	1	250	40
2	英格索兰	螺杆式空压机	MH250W/C	变频	1	250	40
3	柳二空	活塞式空压机	VW-20/10	工频	3	160	20
合计					5	980	140

图 1-23 为空压机站的月耗电量统计，表 1-3 为各空压机的排气量。由图 1-23 及表 1-3 可以看出，2009 年 1 月至 2010 年 2 月 A 公司空压机房用电总量为 $2913843 \text{ kW} \cdot \text{h}$ ，总排气量为 $2.541 \times 10^7 \text{ m}^3$ 。

空压机的比能量约为 $0.115 \text{ kW} \cdot \text{h/m}^3$ 。

电费平均单价按 0.7 元/ $\text{kW} \cdot \text{h}$ 计算，压缩空气的成本为 0.096 元/ m^3 。

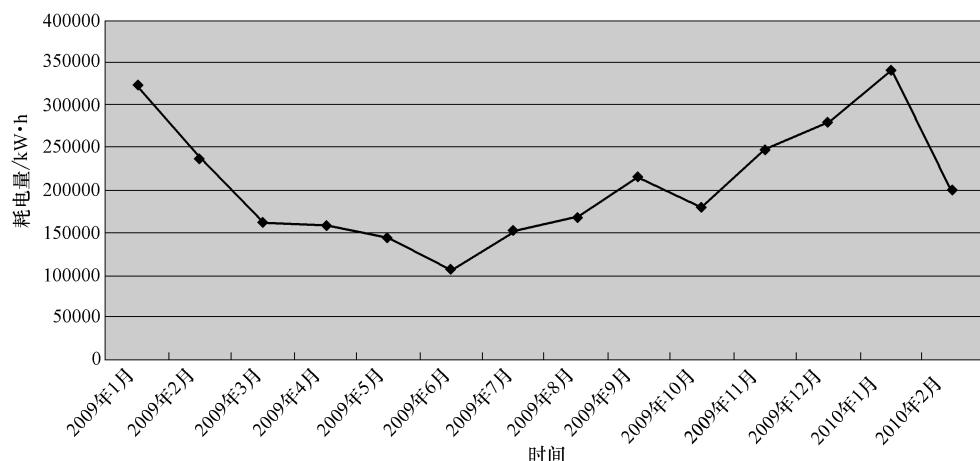


图 1-23 空压机站的月耗电量统计

注：此图中数据由劲牌有限公司设备科提供。

表 1-3 空压机排气量推算表

空压机编号	额定排气量/ (m^3/min)	平均负荷率 (%)	平均运行时间 ($\text{h}/\text{年}$)	总运行时间 /min	总排气量 $/\text{m}^3$
螺杆式空压机 1	40	89	5000	4×10^5	1.424×10^7
螺杆式空压机 2	40	72	5000	4×10^5	1.152×10^7
活塞式空压机 1	20	—	5000	4×10^5	8×10^6
活塞式空压机 2	20	—	5000	2×10^5	4×10^6
活塞式空压机 3	20	—	5000	0	0
合计	140	—	—	2×10^6	3.776×10^7

案例 2：B 公司压缩空气成本计算

B 公司共有 1 期和 2 期两个空压机房，#1~#6 空压机在 1 期机房，#7~#14 空压机在 2 期机房。其中，低压空压机（0.83 MPa）11 台，中压空压机（1.4 MPa）3 台，具体配置如表 1-4 和表 1-5 所示。

空压机每年的电力消费约为 480 万 kW·h。由图 1-24 可计算空压机耗电量每月随产量变化而波动情况，每月平均耗电量为 40 万 kW·h（因#7 空压机没有安装电表，故不含#7 空压机）。由表 1-5 和表 1-6 可得，10 台 75kW、3 台 37kW 的压缩

表 1-4 低压空压机 (0.83 MPa) 配置

位置	编号	空压机型号	额定功率 /kW	供给压力 /MPa	额定产气量 /(m³/min)	备注
1 期 空压 机房	#1	OSP-75U5ALI	75	0.85	12.4	
	#2	OSP-75U5ALI	75	0.85	12.4	
	#3	OSP-75U5ALI	75	0.85	12.4	
	#4	OSP-75M5AL	75	0.83	12.4	
	#5	VS1310A-H	75	0.83	10.2	变频控制
	#6	OSP-75M5AL	75	0.83	12.4	
2 期 空压 机房	#7	VS1310A-H	75	0.83	10.2	变频控制
	#8	OSP-75M5AL	75	0.83	12.4	
	#9	OSP-75M5AL	75	0.83	12.4	
	#10	OSP-75M5AL	75	0.83	12.4	
	#11	OSP-75U5ALI	75	0.85	12.4	
合计			825		132.0	

表 1-5 中压空压机 (1.4 MPa) 配置

位置	编号	压缩机型号	额定功率 /kW	供给压力 /MPa	额定产气量 /(m³/min)	备注
2 期 空压机房	#12	OSP-37M5AK	37	1.4	3.7	
	#13	OSP-37M5AK	37	1.4	3.7	
	#14	OSP-37U5AK	37	1.4	3.7	
合计			111		11.1	

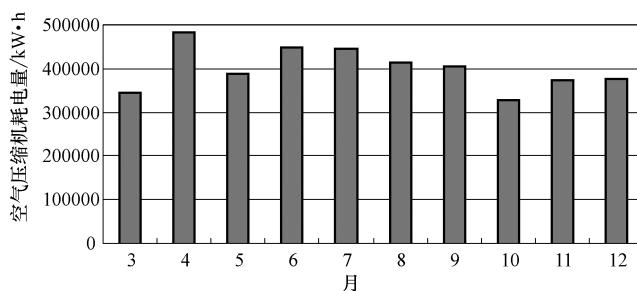


图 1-24 月度空压机总用电量 (不含#7 压缩机)

电表，故不含#7 空压机）。由表 1-5 和表 1-6 可得，10 台 75kW、3 台 37kW 的压缩

机每月耗电量为 40 万 kW·h，相当于 14 台空压机每月满负荷工作 465h，除去星期日，相当于每天满负荷工作 17.9h，空压机设备资源处于非常紧张的使用状态。

(1) 低压压缩空气 (0.83MPa)

11 台低压空压机的总额定功率为 825kW。

11 台低压空压机的总产气量为 132 m³/min。

所以，比能量为：825/132/60kW·h/m³=0.1042kW·h/m³。

电费平均单价按 0.7 元/kW·h 计算，电费占比按 80% 计算，压缩空气的成本为 0.091 元/m³。

(2) 中压压缩空气 (1.4MPa)

3 台中压空压机的总额定功率为 111 kW。

3 台中压空压机的总产气量为 11.1 m³/min。

所以，比能量为：111/11.1/60=0.1667kW·h/m³。

电费平均单价按 0.7 元/kW·h 计算，电费占比按 85% 计算，压缩空气的成本为 0.137 元/m³。

1.4 压缩空气系统的能效评价

目前，压缩空气系统的能效评价主要有两种方法：空气消耗量和气动功率。

1. 空气消耗量

空气消耗量是一种传统的评价体系，是指气动设备单位时间或一个动作循环下所耗空气的体积。通常，该体积用换算到标准状态 (100kPa、相对湿度 65%、20℃ 以下用 ANR 表示) 下的体积来表示，单位为 m³/min (ANR) 或 L/min (ANR)。空气消耗量是当前评价气动设备耗气的主要指标，在工业现场被广泛使用。

由于空气消耗量表示的是体积而不是能量，所以用它来表示能量消耗时需通过压缩机的比功率 (Specific Power) 或比能量 (Specific Energy) 指标来换算。比功率表示的是输出单位体积流量压缩空气所需的平均电功率，单位为 kW/(m³/min)；比能量表示的是输出单位体积压缩空气所需的平均耗电量 (kW·h/m³)。从以上定义可以看出，两者虽然名称不同，但表示的是同一概念，在单位上可以相互换算。例如某空压机的额定功率为 75kW，额定输出流量为 12m³/min，则其比功率为：

$$a = \frac{75\text{kW}}{12\text{m}^3/\text{min}} = 6.25\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min}) \quad (1-1)$$

其比能量为：

$$\alpha = \frac{75\text{kW} \times 1\text{h}}{12\text{m}^3/\text{min} \times 60\text{min}} = 0.104\text{kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3 \quad (1-2)$$

注意，以上计算中用的额定输出流量，通常是指换算到空压机吸入口附近大气状态的体积流量。比功率和比能量因空压机类型、厂家、型号和输出压力的不同而有差异。

因此，通过比功率或比能量就可进行空气消耗量的能耗换算。例如某设备的空气消耗量为 $1.0 \text{ m}^3/\text{min}$ (ANR)，其所在企业空压机的比功率为 $6.25 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{min})$ ，空压机入口处的大气压力为 101.3 kPa ，大气温度为 30°C ，该设备的实际用气能耗可按以下步骤计算。

将设备耗气转换成空压机入口处大气状态下的体积流量：

$$q = q_{\text{ANR}} \frac{p}{p_{\text{ANR}}} \frac{\theta}{\theta_{\text{ANR}}} = 1.0 \times \frac{100}{101.3} \times \frac{273+30}{273+20} \text{ m}^3/\text{min} = 1.02 \text{ m}^3/\text{min} \quad (1-3)$$

用比功率进行能量计算：

$$P = q_a 1.02 \text{ m}^3/\text{min} \times 6.25 \text{ kW}/(\text{m}^3/\text{min}) = 6.375 \text{ kW} \quad (1-4)$$

这样的能耗换算关系如图 1-25 所示。

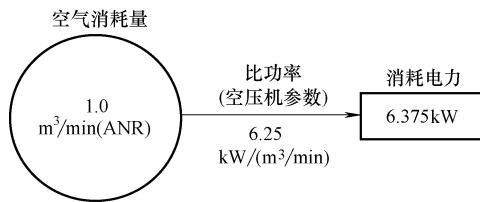


图 1-25 基于比功率的能耗换算

企业中平常使用的空压机比能量，其值通常在输出绝对压力 0.8 MPa 时为 $0.08 \sim 0.12 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ (ANR)。

空压机房的比能量，通常是指空压机房在一段时间内耗电总量和输出的压缩空气总量的比值。这个比值一般会作为整个企业压缩空气价格的计算依据。如某空压机房，输出 100 m^3 (ANR) 的压缩空气，耗电量为 $12 \text{ kW} \cdot \text{h}$ ，则该空压机房的比能量为 $11/100 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3 = 0.12 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ 。如果该企业的平均电价为 $0.7 \text{ 元}/\text{kW} \cdot \text{h}$ ，则该企业的压缩空气的价格为 $0.12 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3 \times 0.7 \text{ 元}/\text{kW} \cdot \text{h} = 0.084 \text{ 元}/\text{m}^3$ 。

再如某设备的空气消耗量为 MPa/kPa (ANR)，其所在工厂气源的比能量为 $0.12 \text{ kW} \cdot \text{h}/\text{m}^3$ (ANR) 时，该设备的实际用气能耗可按式 (2-5) 计算。

$$P = q\alpha = 1.0 \times 60 \times 0.12 \text{ kW} \cdot \text{h} = 7.2 \text{ kW} \quad (1-5)$$

因此，用比功率、比能量的概念，就能看出空压机或设备的能效状况。

这种能量消耗评价体系，尽管可以评价设备最终的用气能耗，但具有以下两个缺点。

- 1) 表示设备特性之一的空气消耗量不具有能量单位，不能独立地表示设备能耗，设备能耗还依赖于所用气源的比能量。
- 2) 无法对气源输出端到设备使用端的中间环节的能量损失做出量化，比如管

道压力损失导致的能量损失无法计算。

要克服以上缺点，必须提出一个新的概念，这个概念既独立于气源，同时又与压力变化相关的能量消耗评价量，如同电力只取决于电压与电流一样，该评价量应只取决于压缩空气的当前状态，这个评价量就是气动功率。

2. 气动功率

根据热力学理论，流动空气的能量由焓（ H ）、运动能和势能组成。其中，运动能和势能比较小，以致可以忽略不计，而焓由内能（ U ）与传递功（ P_v ）组成。所以，流动空气的能量可以表示为

$$H = U + P_v = mC_p\theta \quad (1-6)$$

式中 m ——空气质量；

C_p ——空气质量定压热容；

θ ——空气温度。

根据式（1-6），空气的能量取决于空气的质量和温度，与压力无关。即使是大气状态的空气，也含有大量的焓。

对于气动系统内的能量转换，可直观地考虑为空压机电动机先做功将空气压缩，并将做功能量储存到压缩空气中，随后，压缩后的空气在气缸等执行元件处将该能量释放输出机械能，实现动力传递的目的。这样，储存在压缩空气中的能量伴随空气的压缩或膨胀而递减，具有与焓完全不同的性质。因而，焓不能表示气动系统中储存在压缩空气中的能量。

为考察压缩空气中的能量，讨论压缩空气的对外做功能力，即压缩空气所含焓中可转换成机械能的部分。该部分能量被称为压缩空气的有效能。

根据参考文献 [2]，气动系统中压缩空气的有效能定义为：以大气温度和压力状态为外界基准，压缩空气具有对外做功的能力。该有效能是一个相对于大气状态基准的相对量，是建立在气动系统都工作在大气环境下这样一个事实基础上的。有效能在大气温度下可用式（1-7）表达，其详细推导见文献 [2]

$$E = pV \ln \frac{p}{p_a} \quad (1-7)$$

式中 E ——有效能；

p ——压缩空气绝对压力；

V ——压缩空气体积；

p_a ——大气绝对压力。

根据式（1-7），有效能取决于空气的压力和体积，在空气压力等于大气压力时，有效能为零，压力越高有效能值越大。

空气流动时，空气流束所含的有效能表现为动力形式，称之为气动功率（ P ）。其表达式为：

$$P = \frac{dE}{dt} = pq_V \ln \frac{p}{p_a} = p_a q_{V_a} \ln \frac{p}{p_a} \quad (1-8)$$

式中 q_V ——压缩状态下的体积流量；

q_{V_a} ——换算到大气状态下的体积流量。

气动功率的计算如表 1-6 所示。

表 1-6 气动功率计算示例

绝对压力 p/MPa	体积流量/[$q_{V_a}/(\text{L}/\text{min})$ (ANR)]		
	100	500	1000
0.1013	0.00	0.00	0.00
0.2	0.11	0.57	1.15
0.3	0.18	0.92	1.83
0.4	0.23	1.16	2.32
0.5	0.27	1.35	2.70
0.6	0.30	1.50	3.00
0.7	0.33	1.63	3.26
0.8	0.35	1.74	3.49
0.9	0.37	1.84	3.69
1.0	0.39	1.93	3.87
1.1	0.40	2.01	4.03

例如，绝对压力 0.8MPa、流量 1000L/min (ANR) 的压缩空气的气动功率为 3.49kW。从单位 kW 可以看出，气动功率使工厂中的压缩空气可以与电力一样，在 kW 单位下统一起来进行能量消耗管理。

这样，气动设备的用气能耗可以不再依赖于气源，直接用其气动功率值来表示即可。此时的用气能耗将区别于式 (1-5) 的能耗，不再包含气源及输送管道的损失，是供给到设备的纯能量。式 (1-5) 计算的最终能耗中，气源及输送管道等的损失占到了 $(7.2 - 3.49)\text{kW} = 3.71\text{kW}$ 。

此外，气源、输送管道等各个环节的损失可以分别用气动功率计算出来。例如，流量 1000L/min (ANR) 的输送管道压力从 0.8MPa 降到 0.6MPa 时，其气动功率从 3.49kW 降到 3.00kW，能量损失为 0.49kW。气源的效率也可以用气源输出的气动功率与所耗电力的比值来评价。

因此，运用新的气动功率的量化方法，将区别于传统的基于空气消耗量的评价体系，可以将气动系统中各个环节的损失计算出来，这对明确节能目标有着非常重要的意义。

利用气动功率的概念将压缩空气系统各组成部分的效率进行量化，图 1-26 所示。

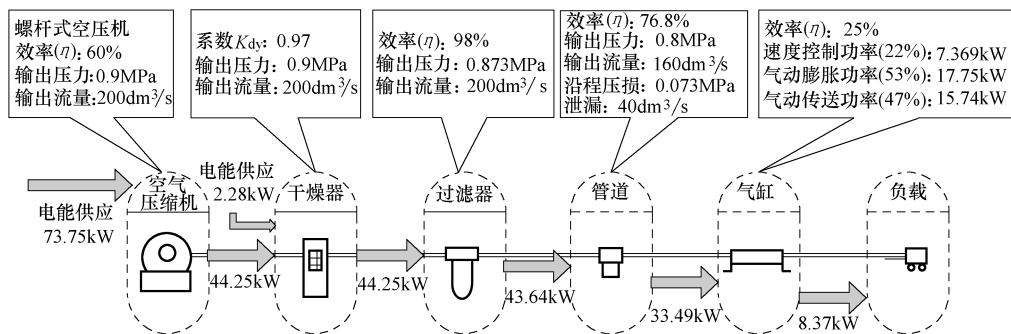


图 1-26 压缩空气系统的能耗分布

压缩空气系统各组成部分的能耗分布如表 1-7 所示。

表 1-7 应用气动功率分析一个气动系统内的能耗分布

元件	绝对压力 / MPa	体积流量 / (dm ³ /s)	输入功率 / kW	输出功率 / kW	效率 ^①	备注
空压机	出口 : 0.9	出口 : 200	73.75	44.25 ^②	60%	螺杆式, 额定功率: 75kW
冷冻式干燥机	入口 : 0.9 出口 : 0.9	入口 : 200 出口 : 200	44.25	44.25	97%	耗电 : 2.28kW
过滤器	入口 : 0.9 出口 : 0.873	入口 : 200 出口 : 200	44.25	43.64	98%	
输送管道、接头、控制阀等 ^③	入口 : 0.873 出口 : 0.8	入口 : 200 出口 : 160	43.64	33.49	76.8%	泄漏 (20%) : 40dm ³ /s 沿程压降 (8.36%) : 0.073MPa
气缸	入口 : 0.8	入口 : 160	33.49	8.37	25%	速度控制功率 (22%) : 7.369kW 气动膨胀功率 (53%) : 17.75kW 气动传送功率 (47%) : 15.742kW

① 系统总的效率为所有元件的效率相乘: 10.95%。

② 空压机的输出功率此处计算的为有效功率。

③ 由于空压机、冷冻式干燥机、过滤器间的管道连接相对较短, 沿程压降和泄漏可忽略, 总影响均在管道处考虑进去。

第2章 空压机房的节能

2.1 空压机房的构成

空压机（全称为空气压缩机）房主要由空气压缩机、储气罐、干燥机、空气过滤器、油雾分离器以及相应的管路组成，图 2-1 是一幅实际空压机房的照片，图 2-2 是空压机房的典型组成。



图 2-1 空压机房照片

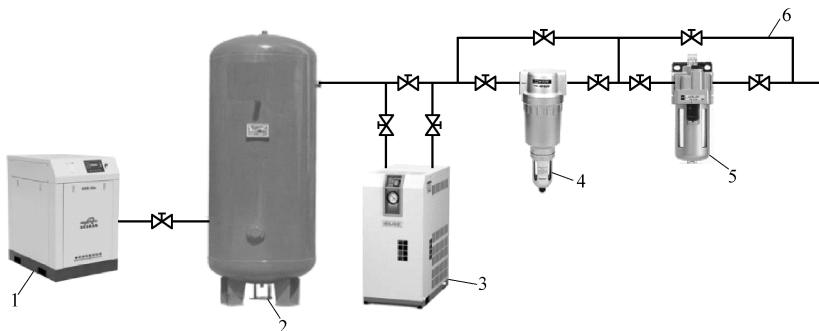


图 2-2 空压机房的典型组成

1—空压机 2—储气罐 3—干燥机 4—空气过滤器 5—油雾分离器 6—旁通管路

2.2 空压机房的设计准则

空压机房的设计主要包括安装场所的选择、配管、基础及冷却系统的设计等。若空压机房能够遵循一定的原则进行合理的设计，将会给日后的使用带来很大的便

利，反之，则会给空压机房内设备的检查和维修带来困难，影响生产效率。目前国内许多生产企业对空压机房的设计都不是很重视。实践证明，草率的决定给日后的使用带来了很大的不便。因此，在设计空压机房时遵循一定的原则将有很大的实际意义。

空压机的安装场所的选定最为工作人员所忽视。往往压缩机购置后随便找个位置，配管后立即使用，没有事前的规划。如此草率的决定，往往成为日后压缩机故障维修困难及压缩空气品质不良等的原因。所以选择良好的安装场所乃是正确使用空压系统的先决条件。

空压机安装场所的选择原则如下。

- 1) 宽阔、采光良好的场所，以利操作与检修，如图 2-3 所示。
- 2) 空气的相对湿度宜低，灰尘少，空气洁净且通风良好。
- 3) 背阴、无热源的位置，因环境温度越高，则压缩机的输出空气量越少。如室内温度过高，应强制通风。站房墙面颜色应为浅色，并避免夕晒。
- 4) 如果工厂环境较差，灰尘多，须加装前置过滤设备。
- 5) 预留通路，具备条件者可装设天车，以利维修保养。
- 6) 预留保养空间，空压机与墙之间至少应有 70cm 以上距离，如图 2-4 所示。



图 2-3 宽阔、采光良好的场所



图 2-4 空压机放置不要紧贴墙面，
留出通风、检修空间

- 7) 空压机离顶端空间距离至少 1m 以上。
- 8) 对风冷机组，建议安装导风管将冷却热风导出室外。
- 9) 对水冷机组，冷却水供水压力应为 0.2~0.6MPa，进出口均应装阀门。如果冷却水可能有杂物，应加装过滤器。对冷却水的水质要求如下。
 - ① 冷却水应接近中性，即氢离子浓度 pH 值应在 6.5~9.5 之间。
 - ② 有机物质和悬浮机械杂质均小于 25mg/L，含油量少于 5mg/L。
 - ③ 暂时硬度小于或等于 10°（硬度 1°相当于 1L 水中含有 10mgCaO 或 7.19mg

MgO)。

- 10) 无杂物堆积，特别是易燃品，并配消火栓及灭火器，如图 2-5 所示。
- 11) 吸气口应装在窗外，应有防雨措施。
- 12) 站房应靠近负荷中心。
- 13) 应对站房内发热设备和管道采用隔热措施。



图 2-5 无杂物堆积，特别是易燃品，
并配消火栓灭火器

2.3 空压机房的管理

空压机房的管理须遵循以下各项制度。

1. 空压机房安全检查制度

(1) 空压机日常检查、试验制度

1) 检查项目

① 压力表、安全阀、排污装置、给水泵等，检查其性能是否符合要求。其他各类阀门的开关状态是否处于需要的状态。

② 给水系统，包括贮水池的水位、给水温度、给水设备、水处理设备等状况是否符合要求（水冷机组）。

③ 自动控制装置系统，包括水位、水温装置及各种联锁装置、显示控制系统等性能状态是否符合要求（水冷机组）。

④ 空压系统，包括润滑的油位、输入线路及中间设备等状况是否符合要求。

⑤ 冷却系统，包括散热风扇、给水设备、管道等状况是否完好，保证空压机房设备运行时冷却效果良好，确保设备正常运行。

2) 试验项目（每周进行最少一次）

① 压力表是否灵敏可靠（冲洗压力表）。

② 安全阀是否灵敏可靠（手动检测安全阀）。

③ 超温、超压报警联锁装置是否正常。

3) 记录

① 项目的检查情况必须详细记录。

② 本班空压机房设备的运行情况必须详细记录。

③ 试验项目的试验结果必须详细记录。

④ 所有记录内容要详细，必须有时间、责任人签名。

(2) 车间管理人员日常巡查制度

1) 每班检查内容 (每班最少一次)

① 空压机房设备的运行情况以及交接班情况。

② 空压机房设备的运行情况。

③ 空压机房现场卫生情况。

④ 空压工劳保用品穿戴以及持证上岗情况。

⑤ 空压机房设备日常维护保养情况。

2) 每周检查内容 (每周最少一次)

① 空压机房的消防设施是否完好。

② 空压机房疏散通道是否畅通、疏散应急装置是否完好。

③ 压力表、排污装置、给水阀等控制阀门的完好情况。

④ 空压机设备的润滑情况。

⑤ 空压机安全阀试验情况及记录。

⑥ 空压机房的水位控制装置的完好情况。

⑦ 空压机超温、超压报警联锁装置的完好情况。

⑧ 空压机房电气控制线路、控制柜的积尘及接线情况。

⑨ 空压机水处理执行及水质情况。

⑩ 空压机房设备维修保养情况。

(3) 记录

1) 空压机房设备日常运行、维护保养、安全附件及控制联锁装置的记录是否详细。

2) 对特殊情况的记载，必须进行分析研究和处理。对于维护检查测试中发现需要解决的问题，根据重要程度、使用条件等对不能马上处理的，分别纳入年度或月度的检修计划，加以实施，保证空压机房设备的安全正常运行。

2. 空压机房交接班制度

1) 接班人员按规定班次和规定时间提前到岗位上做好接班准备工作。

2) 交接班提前做好准备工作，进行认真全面的检查，保证空压机房设备运行正常。

3) 交接班时，如果接班人员没有按时到达现场，交班人员不得离开工作岗位。

4) 交班者需做到“五交”和“五不交”。

五交：

- ① 空压机设备运行正常。
- ② 空压机设备安全附件、排污和疏水装置灵敏可靠。
- ③ 附属设备无异常。
- ④ 运行记录资料备件齐全完整。
- ⑤ 设备清洁卫生、文明生产。

五不交：

- ① 不交给喝酒或有病的操作人员。
- ② 空压机设备和附属设备异常时不交班。
- ③ 在处理故障时不交班。
- ④ 接班人员未到时，不交给无证操作人员。
- ⑤ 空压机设备在温度不正常时不交班。

5) 交班时由双方共同按巡回路线逐点逐项检查，将要交接的内容和存在的问题认真记录在案。

6) 交接班时要交接上级有运行方面的指令。

7) 交接者在交接记录中签名后又发现了设备缺陷应由接班者负责。

3. 空压机设备安全操作制度

1) 严格遵守空压机设备安全操作规程，密切监视气压、水压和温度情况，正确调整各种参数。

2) 按规定做好空压机设备运行的日常工作，定期冲洗压力表、排污装置和试验安全阀等。

3) 做好巡回检查工作，检查储气罐、管道等受压部件以及干燥器、水泵、阀门等是否有泄漏、变形等异常现象；检查冷却塔、自动给水系统、给水管道、给水泵等工作状态是否正常。

4) 对空压机设备发生的一切事故应及时处理并保护现场，积极参加事故分析研究，吸取事故教训。

5) 闲人免进空压机房，如需进入空压机房必须履行登记手续，并由单位主管部门领入。

4. 空压机设备定期检修制度

1) 对空压机设备定期检修，以保证其安全可靠地运行。为保持原有设备的性能，除了运行人员严格执行操作规程和有关维护保养制度外，应认真执行空压机设备的周期检修。

2) 空压机设备的检修应进行下列工作。

① 空压机设备检修前应对空压机设备进行一次内外部检查。根据周期检修计划和内外检查的情况，确定本次空压机设备检修计划。

②根据检修计划，指定专人负责，并组织力量，制定检修分工负责制，以保证检修质量。

③检修前，要准备好检修工具、材料和配件，对检修人员进行安全教育，学习国家有关规定要求，研究保证检修质量超过标准要求的有效措施。

④做好检修记录，应把每一次检修的情况（损坏情况和修理方法），记录在空压机设备技术档案内，以利于日后备查，对空压机设备定期检修积累历史情况。

⑤空压机设备检修完毕后，应做好验收工作。

5. 空压机房安全保卫制度

1) 空压机房是安全管理的重点区域，除工作人员和有关领导及安全、保卫、生产管理人员外，其他人员未经有关领导批准，不准擅自入内。

2) 当班人员要坚守岗位，提高警惕，严格执行安全技术操作规程和巡回检查制度。

3) 非当班人员，未经带班长同意，不准开关压力容器的阀门，无证人员不得操作。

4) 禁止空压机房存放易燃易爆品和杂物。

5) 压力表每半年检验一次，储气罐每3年检验一次。

6) 压力容器一旦发生事故，当班人员要准确、迅速采取措施，防止事故扩大，并立即报告有关领导。

6. 空压机房清洁卫生制度

1) 设备周边不准存放物品，操作工具应将其放在指定地点，并摆放整齐。

2) 设备表面要经常保持清洁卫生、地面保持清洁。

3) 每班下班前，对工作场地，设备、仪器仪表、阀门等打扫干净。

4) 每周对空压机房及区域进行一次大扫除，保持环境清洁优美。

5) 管理人员要经常组织有关人员对空压机房的清洁卫生进行检查评比，奖勤罚懒，做到卫生清洁，文明生产。

7. 空压机房巡回检查制度

1) 为了保证空压机设备及附属设备正常运行，以岗位主管为主按下列顺序每一个小时至少进行一次巡回检查。

①检查空压机设备是否正常，排污装置是否灵敏。

②检查空压机设备的受压件是否有异常现象。

③检查安全附件和仪表是否正常，有无异常变化。

④检查固定支架是否牢靠，储气罐进出口连接管道是否有泄漏现象。

2) 巡回检查发现的问题要及时处理或报告，并将检查处理结果进行记录。

3) 管理人员要经常询问巡回检查情况，并可对其工作记录进行抽查，以保证巡回检查制度的实施。

2.4 空压机房常见问题及其对策

空压机房各车间提供压缩空气，是企业内一个重要的动力源头。空压机房输出的压缩空气应保证压力恒定、接近常温、没有杂质。

企业生产现场的用气状况比较复杂，没有稳定的规律。但是，一般企业用气量波动大致曲线如图 2-6 所示的峰谷变化的大致趋势。目前，企业自己基本上就是基于这种波动趋势对空压机进行控制的。如中午和晚上用气量较少时，减少运行的空压机数量；上班以前，则会增开相应的空压机。这种控制方式比较粗略，只能保证产气量与实际用气量大致匹配，而无法做到精细控制。

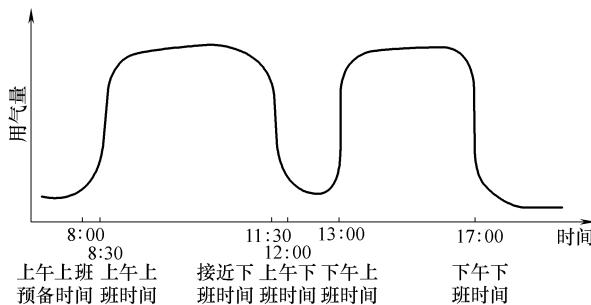


图 2-6 一般企业用气量波动大致曲线

一般的空压机房通常存在以下问题。

1. 输出的压缩空气压力波动较大

生产现场用气波动导致空压机房输出的气压滞后并大幅度波动。这种波动会导致如下问题。

- 1) 空压机能耗偏高，产气量不稳。
- 2) 整个管网负载时高时低，对空压机本身、管网中的关键部件甚至用气设备等的使用寿命都有严重影响。
- 3) 可能引起管网的共振，这种共振达到一定程度会毁坏管网中的设备。
- 4) 管网中过高的压力，会使泄漏量成倍增长。

要解决这种压力波动的情况，可以在用气波动较大的车间或者生产现场配备缓冲用的储气罐；也可以通过一定的控制手段，在用气高峰来临前，提升产气量使其与高峰用气量一致，这样能有效减小管网的波动。

2. 输出的压缩空气温度偏高

这可能是如下两种原因造成的。

- 1) 由于环境温度偏高、空压机冷却系统出现故障、空压机内部摩擦力变大等原因造成空压机本身输出的空气温度偏高。

2) 后冷却系统功率过低或出现故障。

压缩空气温度偏高，会导致用气设备温度变高，对那些温度敏感的工艺或设备会造成影响甚至损坏；偏高的温度，还会使压缩空气中的含水量增加，对那些水分敏感的工艺或设备，同样会造成影响甚至损坏。

第一种原因造成的温度偏高，如果是因为环境温度偏高，则应该在空压机房中增加通风设施，甚至安装空调来降温；如果是因为空压机内部的摩擦变大或冷却系统出现问题造成温度偏高，应该对空压机及时维修，否则空压机有可能报废。

第二种原因造成的温度偏高，则应该及时更换大功率冷却系统，或者根据情况维修或更换后冷却系统。

3. 输出的压缩空气中油、水、粉尘过多

压缩空气中油含量偏高，是因为过滤器出现问题，或者过滤器处理能力过小，使压缩空气中的油没有充分过滤掉，输入到总管网中。此时，应该及时更换或维修过滤器，否则可能对用气设备带来严重损害。

压缩空气中的水分较多，主要是由于干燥系统出现问题或功率过小，压缩空气中的水没有充分处理掉。此时，应该及时更换或者维修干燥系统，否则有可能因为水分增多而使空压管道冻裂，或导致用气设备受损。

压缩空气中的粉尘过多，主要是因为空压机周围的大气环境太脏，或者空气过滤系统出现问题。如果不及时处理，可能对用气设备造成较大损害。如果空压机周围空气太脏，则应该在空压机入口增设一个过滤器，提前过滤粉尘；如果是因为空压机的过滤系统出现问题，则应该及时维修。

4. 空压机频繁地加卸载

空压机加卸载的频率，主要受如下两个因素影响。

1) 空压机加卸载压力范围的大小。一般情况下，加卸载压力范围越大，加卸载频率越低；而加卸载压力范围越小，则加卸载频率越高。

2) 空压机后的储气罐体积太小，其缓冲、稳定管网压力的作用有限。

3) 空压机排气口至主管网压损过大。加载时，空压机排气压力远大于主管网压力。

针对第一种情况，应该适当调大空压机的加卸载压力范围。因为空压机加卸载越频繁，空压机的寿命越短，同时耗电量也会明显增加。

第二种情况，应该适当加大储气罐的体积。体积越大，稳压作用越明显。当然，不是体积越大越好，需要根据企业的实际需要和经济性来确定。

第三种情况，应检查空压机排气管道是否过细，或检查过滤器、阀门等是否出现故障。

5. 空压机的故障周期不可预料，甚至空压机的寿命长短也难以确定

空压机的故障率一般偏高，不同类型，不同品牌，甚至不同零部件的保养周期均不相同。如果空压机过了保养周期而没有维保，则出现故障的几率明显增大，轻

者导致空压机停机维修，重则可能导致生产受影响，甚至还有可能致重大事故。空压机正常运行过程中，应该通过合理的管理，保证空压机的运行时间比较均衡；除此之外，还应详细记录、管理空压机的维保信息，保证空压机按时保养。

6. 空压机能耗偏高，但是产气量却偏低

如果空压机运行不正常，其原因可能是：

- 1) 空压机的进气口或排气口的调节阀开度有问题。
- 2) 进气、出气管路不畅或空压机的级间内泄漏增大。
- 3) 如果空压机同时出现异常，则可能是空压机的电动机故障。

以上三种情况，都会使空压机的电气比明显偏高；而如果空压机电动机出现故障而没有及时维修，空压机很容易报废。

空压机一旦出现这种能耗偏高的情况，应该及时地对空压机及其前后的管路做细致的检查，保证前后的阀门开度合理、管路畅通；如果是空压机的内泄漏增大，则应该对空压机及时维修；如果是空压机电动机本身出现问题，则应该及时维修或者更换电动机。

7. 空压机运行过程中的问题

空压机运行过程中如果有异响、振动偏高、蹿动偏大等异常情况，则该空压机应该马上停机维修，其原因是空压机内部部件出现问题，勉强运行很可能导致空压机报废。

通过合理的管理，精确的控制，上述问题都可以避免。目前，市场上出现了许多空压机监控软件，基本上能够实现对空压机精确控制，并能基本解决上述问题。

第3章 空压机群的节能

3.1 空压机的分类及其基本参数

3.1.1 空压机分类

压缩空气的制造主要由空气压缩机（简称空压机）来完成，根据空压机的工作原理可分为容积式空压机和动力式空压机两大类，详细分类见图 3-1。

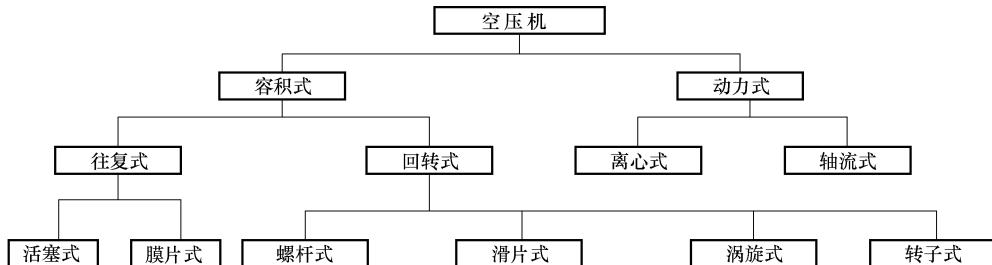


图 3-1 空压机分类

按照空压机的最终排气压力、体积流量和轴功率进行分类见表 3-1。

表 3-1 空压机分类

按最终排气压力		按体积流量		按轴功率	
类型	排气压力 / MPa	类型	排气量 / (m³/min)	类型	功率 / kW
低压空压机	>0.2~1	微型空压机	<1	微型空压机	<10
中压空压机	>1~10	小型空压机	≥1~10	小型空压机	≥10~100
高压空压机	>10~100	中型空压机	>10~100	中型空压机	>100~500
超高压空压机	>100	大型空压机	≥100	大型空压机	≥500

注：空压机是风机的一种。按照最终排气压力分，还可将风机分为通风机 $<15\text{kPa}$ 、鼓风机 $0.015\sim0.2\text{MPa}$ 、空压机 $>0.2\text{MPa}$ 。对于进气压力高于 0.2MPa 的空压机，特称为增压空压机。

1. 根据冷却方式分

空压机由于气体压缩时内能增大、温度上升，必须加以冷却，一般每级压缩必须有中间冷却器，因此按冷却器方式分为水冷式和风冷式。水冷式用冷却水循环冷却，风冷式为风扇强制空气循环冷却。

2. 根据原动机的不同分

分为电动机驱动式和柴油机驱动式。大型电动机驱动式配有配电柜，柴油机驱动式由蓄电池（电瓶）起动，两种空压机均有直联（电动机经联轴器和齿轮箱变速来驱动转子）和侧联（即带传动）。

3. 按润滑方式分

分为无油式和有油润滑式，有润滑又分为飞溅式和强制式（即油泵和注油器供油润滑式）。

4. 按空压机基础配置分

分为固定式：有基础式、无基础式和移动式。

3.1.2 空压机的基本参数

(1) 排气量 又被称为体积流量或铭牌流量。在所要求的排气压力下，空压机单位时间内排出的气体体积，该值在排气端测得并折算到进气状态（自由状态下），即进气接管处的吸气压力与吸气温度和湿度时的体积值，单位为 m^3/min 。

对于一定的空压机而言，体积流量均非定值。体积流量会随进气压力、进气温度，以及排气压力、冷却条件（水温、水量）等因素而改变。空压机铭牌上所标注的体积流量，是指在特定的进、排气条件以及冷却条件下所测得的流量，称它为公称体积流量或额定体积流量。

(2) 排气压力 空压机排气压力是指最终排出空压机的气体表压力。它应在末级工作腔排气法兰接管处测得。通常在空压机铭牌上所标的排气压力，一般为额定排气表压力。单位为 Pa、MPa 或 bar、psi（非法定单位）。

空压机排气压力是由排气管网决定的。其管网中的压力仅取决于空压机在该压力下排入管网的气量与用户所耗的气量是否平衡。当排入量大于消耗量时，管网压力上升，反之管网压力下降，并在达到新的平衡后，在此压力下稳定。在压缩空气系统中，如发现空压机达不到预定的排气压力，则往往是空压机排气量不足，或系统耗气量过大所致。

(3) 压缩比 空压机压缩比也称为总压力比，是指空压机末级排气接管处压力与第一级进气接管处压力之比，用符号 ε 表示，是一个无量纲的量。

(4) 体积效率 空压机的实际体积流量与理论体积流量之比，称为空压机的体积效率。用符号 η_v 表示，它反映了空压机几何尺寸利用的完善程度。

(5) 轴功率 驱动空压机轴所需要的功率，单位为 kW。

(6) 比功率（或比能）。比功率是指压缩一个单位的体积气体，空压机驱动轴所需要的功率，单位为 $\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min})$ 。

比功率 = 实际输入功率 / 实际排气量（常态下测得）。

它是评价压缩相同气体，在相同排气压力下的空压机性能的一种指标。

(7) 气体含油量 单位体积的压缩空气中所含的油（包括油滴、悬浮颗粒、

油蒸气) 的质量, 换算到绝对压力 0.1 MPa、温度 20℃ 和相对湿度 65% 标准大气条件下的值, 单位为 mg/m³。

(8) 电动机效率 η_d 。

$$\eta_d = P_2 / P_1 \quad (3-1)$$

式中 P_1 ——电动机输入功率;

P_2 ——电动机输出功率。

电动机铭牌上标的功率是电动机在额定转速下的电动机输出功率, 即额定功率。

它是从电动机损耗上考虑的, 铜损 (电阻以及引起的发热)、铁损 (电磁、涡流引起的发热)、摩擦损耗和风扇损耗。

3.2 常见的空压机简介

工业生产现场, 常用的空压机有活塞式空压机、螺杆式空压机 (螺杆式空压机又分为双螺杆式空压机和单螺杆式空压机)、离心式空压机。下面简单介绍这几种空压机。

1. 活塞式空压机

活塞式空压机由曲柄、曲轴、连杆、活塞、气缸、进气阀和压力阀组成, 如图 3-2 所示。通过曲轴和活塞的转动在下冲程过程中, 空气通过打开的进气阀被吸入气缸。在上冲程过程中, 空气被压缩, 排气阀打开, 压缩空气排入储气罐。

按活塞类型又分为无油润滑和有油润滑两种。

活塞式空压机的特点如下。

1) 低到高的压力: 从 0.5 MPa 到大于 20.0 MPa。

2) 低流速至动力输入。

3) 小于 22kW 的系统置办成本低。

① 小功率的系统维护成本低, 大功率的系统维护成本高。

② 为获得最佳性能, 需要经常监测维护情况。

2. 螺杆式空压机

螺杆式空压机具有结构简单、工作可靠及操作方便等一系列独特的优点, 因而自诞生之日起就受到工业界的广泛重视。经过多年的发展, 螺杆式空压机在 1~60m³/min 的流量和 ≤2.0 MPa 的压力范围内得到广泛应用, 在工业现场占有率已经接近 100% (几乎完全取代活塞式空压机), 而其中的 99% 以上是双螺杆式空压机。



图 3-2 活塞式空压机

螺杆式空压机的分类如下。

- 1) 按螺杆的数目分为双螺杆式空压机和单螺杆式空压机。
- 2) 按压缩过程中是否有润滑油参与分为无油螺杆式空压机和喷油螺杆式空压机。

(1) 单螺杆式空压机简介 单螺杆式空压机起源于 20 世纪 60 年代，从名字上看，该种空压机的特征是只有一个螺杆转子。但实际上，单螺杆式空压机却有三根旋转轴，即由一个螺杆转子和两个与螺杆转子垂直的行星齿轮组成。作为螺杆式空压机家族的一员，单螺杆式空压机具有和双螺杆式空压机相似的优点，但由于存在几个在工业上难以解决的难题使得其一直没有得到大规模的推广。单螺杆式空压机的结构图如图 3-3 所示。

单螺杆式空压机的特点如下。

- 1) 中等压力 (0.5~1.0 MPa)。
- 2) 中等流速至动力输入。
- 3) 15~220 kW 之间的系统效率高且成本低。
- 4) 与活塞式空压机相比，开办费用为中等。
- 5) 与活塞式空压机相比，维护成本高。
- 6) 与滑片式空压机和活塞式空压机相比，磨损程度低。

(2) 双螺杆式空压机简介 双螺杆式空压机诞生于 20 世纪 30 年代。它由一对平行布置、相互啮合的转子组成。工作时，一个转子按顺时针转动，一个转子按逆时针转动，在相互啮合的过程中，空气被压缩到所需要的压力。双螺杆式空压机具有极高的机械可靠性和优良的动力平衡性，操作及维修亦十分方便，自问世之日起即引起工业界极大的关注。众多的科研机构和制造企业经过大量的理论研究和生产实践，双螺杆式空压机于 20 世纪 70 年代已趋于成熟和完善，并获得了极大的市场份额，是目前市场中的主导产品。目前，国内外知名的空压机生产企业生产的螺杆式空压机均为双螺杆式空压机，而在市场中销售的螺杆式空压机中，99%以上均为双螺杆式空压机。双螺杆式空压机的结构如图 3-4 所示。

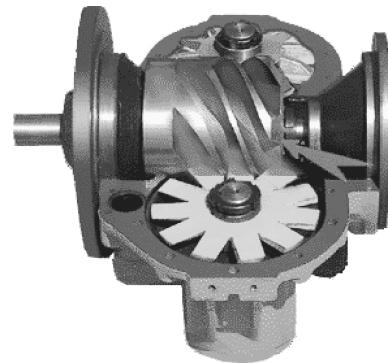


图 3-3 单螺杆式空压机的结构

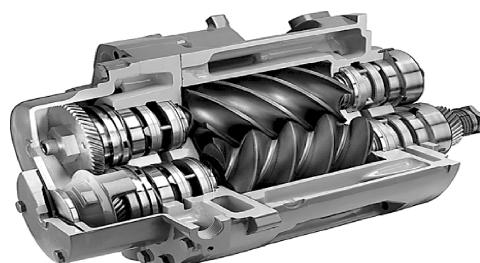


图 3-4 双螺杆式空压机的结构

双螺杆式空压机的工作循环可分为吸气过程（包括吸气和封闭过程）、压缩过程和排气过程。随着转子旋转，每对相互啮合的齿相继完成相同的工作循环。如图 3-5~图 3-8 所示。

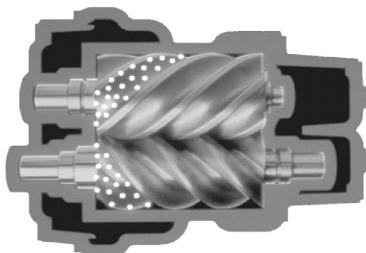


图 3-5 吸气过程图

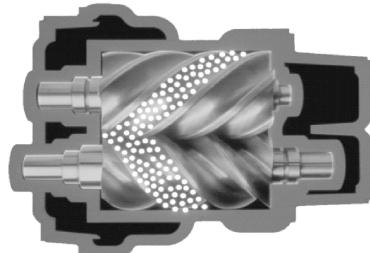


图 3-6 封闭过程

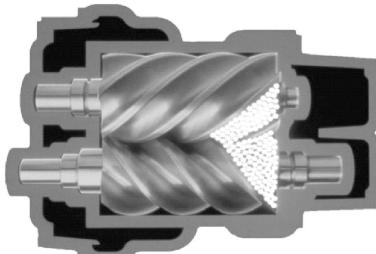


图 3-7 压缩过程图

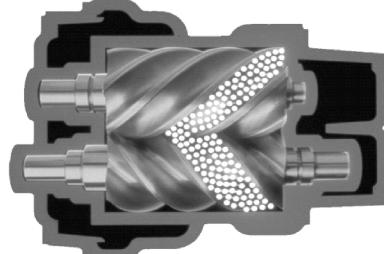


图 3-8 排气过程

双螺杆空压机的特点如下。

- 1) 中等压力 (0.5~1.0 MPa)。
- 2) 中等流速至动力输入。
- 3) 15~220kW 之间的系统效率高且成本低。
- 4) 与活塞式空压机相比，开办费用为中等。
- 5) 与活塞式空压机相比，维护成本高。
- 6) 滑片式空压机和活塞式空压机相比，磨损程度低。

3. 离心式空压机

离心式空压机包含 2~3 个转速为 5000~15000r/min 的异形叶轮，如图 3-9 所示。

离心式空压机的特点如下。

- 1) 压力范围 0.4~1.3 MPa。
- 2) 最高流速至动力输入。
- 3) 最高效率和节约能源最多。
- 4) 初始安装成本高。
- 5) 低维护成本，零件可以持续使用长达 15 年。
- 6) 完全无油。

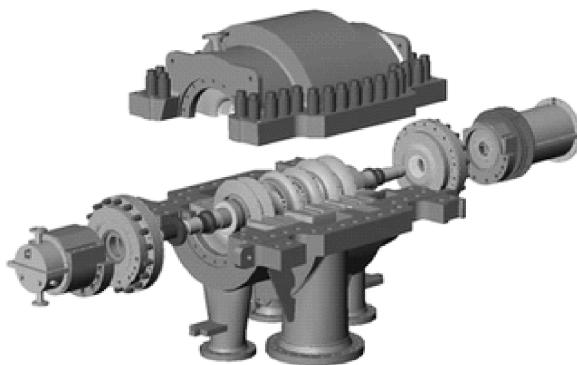


图 3-9 离心式空压机

3.3 空压机群的配置选型

3.3.1 大/小型空压机的搭配选择

单台大排气量的空压机要比多台小排气量的空压机在总体能源效率上要好得多，这是不论任何种类的空压机均具有的共同特性。因此，以能源效率为着眼点来选择空压机的最高原则是选大不选小，但是从各种层面来衡量，选择大型空压机也受到以下因素的影响。

1) 电力系统的限制。首先必须考虑的是使用的电源电压，低电压系统（常见的380~460V）就不太适合使用超过315kW以上的空压机。其次必须考虑大型空压机在起动时，电网的冲击承受能力是否足够。

2) 随着季节、时间差或其他因素导致压缩空气的变化量超过某一范围（视机种而定），或是实际使用压缩空气量很可能远低于购置空压机前的估计值时，单台空压机将会无法避免发生排放或卸载而造成能源的浪费。多台空压机则具有较大的弹性来接纳用量的变化。

3) 异常跳机或必要的停机是生产停顿的潜在威胁，为了降低生产停顿的风险而不得不考虑设置备机，使用单台运转的备机率会高达50%，增加的投资成本很可能不为用户所能接受。

整个压缩空气系统是否能做到最佳能源效率，在选择空压机的容量大小时非常重要，如何选择适当的空压机容量并不是一件简单的事情，其牵涉的层面甚为广泛，列举如下数项基本原则。

1) 务必要求气动设备的厂商提供耗气量及耗气变化量作为分析选择空压机容量的依据。常见用户要求空压机供货商来估计某种气动设备的耗气量，这绝对是本末倒置的做法。

2) 若有季节性、时间差或其他因素会影响耗气量的变化也要详细地评估列举，必要时可征询空压机供货商或专业人士的对应对策。

3) 对全厂的前瞻性做整体的考虑，分别列举近期、中期、远期投资计划的估计用气量。

4) 勿坚持空压机种类、型式、容量必须一致而使备用零件具有互换性的观念，在耗气量变化的范围甚大的情况下，选择大、小容量空压机兼具的压缩空气系统可以提供更有弹性的应变范围，当然会有意想不到的节能效果。

5) 配置数台大容量的空压机及一半容量的小空压机，若是使用3~5台以上空压机的压缩空气系统，只要慎重选择适当的控制方式及外围配备即可不必考虑大、小容量空压机兼有的配置方式，以避免小容量空压机被闲置的可能。

不同行业，工厂的压缩空气使用特性部分有各自不同的差异性，因此选择空压机容量具有相当程度的复杂性，如何正确地选择空压机的容量，事前最好委托专业人员进行详细的评估。

对于有多台空压机运行的压缩空气系统，根据其运行控制方式的不同，主要有以下两种控制方式的空压机控制系统。

3.3.2 无中央控制的多台空压机压力层叠控制

对于当今很多的空压机系统，由于每台空压机一般都采用压力设定加卸载的控制方式，因此在多台空压机运行时，采用压力设定的不同，以压力叠加的方式控制空压机自动运行的方式，其压力叠加方式如图3-10所示。

图3-10即为6台空压机压力的设定方式，每台空压机的压力差设定为0.07MPa，分别从0.68~0.75MPa到0.78~0.85MPa不等，产生一定的压力差，在压缩空气用量变化导致压力变化时，分别起动不同的空压机。由图3-12中可知，其供气系统的最大压力差为0.68~0.85MPa，总压差达到0.17MPa之大。因此系统的压力波动很大，从而导致系统的运行压力过高，浪费能耗。

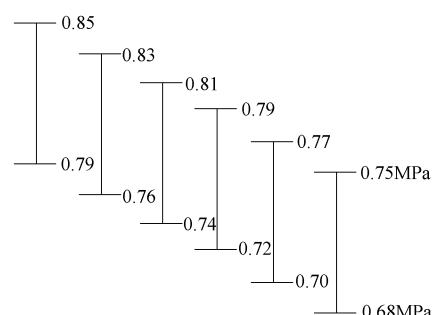


图3-10 压力叠加方式

3.3.3 统一压力设定以传统逻辑为基础的中央控制系统

这种中央控制系统通过集中采集系统主压力的变化来监测用气量的变化，并通过在中央控制系统内设定不同的压差，将系统压力与设定的不同压力进行比较，从而决定起动或停止（空载）某一台空压机。其压力设定方式如图3-11所示。

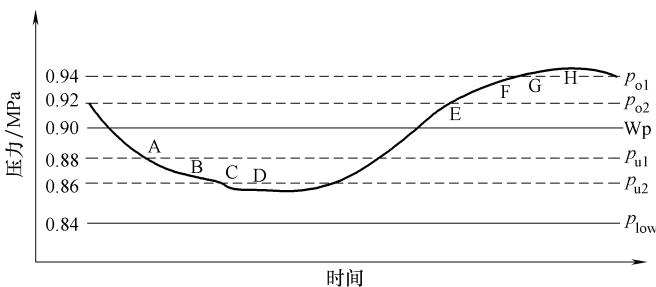


图 3-11 压力设定方式

在图 3-13 中， W_p 为设定压力，在设定压力上下区间内分别设有两个上下压力区间 p_{o1} 、 p_{o2} 、 p_{u1} 、 p_{u2} 等，曲线为中央控制器实际采样得到的压力变化曲线。当系统压力处于上下第一区间之内（0.88~0.92MPa）时，系统维持不变；当系统压力低于 A 点时，中央控制器将会输出一个控制量，起动一台空压机；当控制量输出一定时间 t_{u1} 时，若是压力依然低于下限压力 0.88MPa 时，控制器将会立即输出下一个控制量，起动下一台空压机，图 3-13 中 C、D 点依此类推。E、F、G、H 点输出控制量相反。

这种控制方式主要通过传统的逻辑选择原则来确定输出量。因此这种控制系统在用气量（压力）变化不大的场合，还能满足要求，而且整个空压机系统内空压机的起动不会很频繁，稳定性较好。但是在用气量变化较大时，其逻辑选择时间过长，有严重滞后的现象，从而导致压力波动较大，造成系统压力运行过高，浪费能源。

3.4 空压机组及供气系统的测量与监测

3.4.1 节能监测对象

节能监测要求考虑实际运行情况，而实际运行情况常常偏离空压机设计参数值和技术条件规定的额定工况；从另一角度讲，监测应在不影响正常运行情况下进行。考虑到现场条件下的可操作性，将监测项目确定为四项：空压机排气温度；空压机冷却水进水温度；空压机冷却水进出水温差；空压机组用电单耗。

1. 空压机排气温度

在空压机的设计和产品技术条件中对排气温度均有明确规定，并设有排气温度测点可以直接测量。因为排气温度是表征空压机组运行状态好坏的重要特征之一。空压机排气温度过高或超过额定值，其容积效率大大降低，能耗急剧上升，对有油润滑的空压机来说，高温会导致润滑油黏度降低，从而增大机头磨损，同时影响润滑油的使用寿命及机头使用寿命。无论从设备安全运行方向看还是从节能要求看，若排气温度高就应当检查其原因，究竟是传动机构问题还是润滑系统问题或是冷却

系统问题，从中找出原因，进行修复，使空压机组恢复正常运行。因此，将空压机排气温度列入监测项目。

2. 空压机冷却水进水温度

水冷式空压机组标准规定了空压机冷却水进水温度。运行时监测记录运行值。如果在运行中发现此值偏大，就应按照相关指示查找原因。冷却水进水温度通常是随环境条件而变化的。但有时由于系统或设备发生故障，造成进水温度偏高，这样就要影响到空压机组冷却系统的冷却效果，使空压机工作条件恶化、效率降低、能耗增加。因此，做好冷却水进水温度记录，对监视空压机组正常运行很有必要。

3. 空压机冷却水进出水温度差

空压机冷却水进出水温差，亦是针对水冷式空压机而规定的要求。二级空压机中间冷却器的性能和结构特征，直接影响到空压机组的输入功率。各类空压机冷却型式、性能亦不同，因此，这项指标只能按产品设计技术条件的规定考核。由于冷却工况和水质不良影响冷却器传热效果，孔口堵塞、传热管腐蚀、冷却器阻力增加会使机组输入功率增加，排气量降低。因此，这项指标应作为考核空压机用能状况的一个方面予以监测。

4. 空压机组用电单耗

从能源合理利用观点出发，空压机组应在额定工况下运行。而实际情况是很多机组都偏离了额定工况运行。多台空压机组联合运行时应优先投入效率高的、容量大的机组。低负荷时，空压机可采用变转速、间歇运行等办法，实现节约用电。至于为什么不采用机组效率作为考核指标，这是从评价节能观点出发，以用电单耗考核比较直观、方便，因为输入电能的测量比较方便，空压机体积流量测量相对而言困难也少一些，故标准以按机组容量大小规定的用电单耗作为电能利用状况指标列为监测考核指标。

通过对空压机的监测，可以促使用能单位重视平时的管理，要定期自检，注意维护设备和定期检修，特别是要经常检查供气系统的泄漏情况以保持机组和供气系统的经济运行。

3.4.2 节能监测方法和要求

1) 监测必须在空压机组及供气系统正常工况下进行，且该工况应具有统计值的代表性。

正常运行工况就是该用能单位有代表性的统计工况，在监测时，要查阅该机组的运行记录（至少是一星期），根据运行记录，统计出有代表性的工况参数。监测时，把机组调整在代表性工况参数下运行，然后进行监测。这样的监测结果才能反映实际情况，便于根据运行中的机组、供气、用气方面的问题和状况，提出有针对性的整改意见。

监测是抽查性的，不可能对用能单位的全部机组进行检测，只能从空压机站中

运行的机组中抽检一台或几台，一般通过查阅各台机组的运行记录，找出运行状况较差的机组进行监测。如果较差的能合格，则其余的机组原则上也是好的。

2) 对稳定负荷的空压机组，以2h为一个检测周期，对不稳定负荷的空压机组，以一个或几个负荷变化周期为一个检测周期。

检测应在正常运行的稳定工况下进行，所谓稳定工况是指在检测过程中，空压机系统没有大的波动，储气罐压力稳定，供气系统负荷（气量）与生产用气负荷（需气量）基本平衡。

检测周期的长短，从生产角度来看不宜过长，以减少对生产的影响，从检测准确度考虑要求监测又必须要有较长的时间。一般情况下，在稳定工况下以2h为一个检测周期。对周期性变化的工况（一般小于2h的）则可以取一个或几个负荷周期作为检测周期，具体由监测人员酌情掌握。

3) 检测周期内，同一工况下的各被测参数应同时进行采样，被测参数应重复采样3次以上；采样间隔时间为10~20min；以各组读数值的算术平均值作为计算值。

GB/T 16665—2017 规定了采样次数至少3次，亦可5次或更多，另外规定了间隔时间为10~20min，总之要根据机组实际运行工况而定。工况稳定的采样次数可少些，间隔时间可长些。工况稳定性较差的，则应增多采样次数和缩短采样间隔时间，以保证采样值的代表性。

4) 体积流量检测用流量计法或按GB/T 3853规定进行。对水冷式中间冷却器的空压机组亦可按有关规定热平衡法测定。

空压机组体积流量的检测是标准检测方法的核心问题，直接关系到执行标准的可行性、统一性（或可比性）和标准性。

空压机组流量检测方法，按测量原理分为差压式、流速式和体积式等三种方法。考虑到检测的特点，按GB/T 3853标准进行。检测不要影响用能单位的正常供气，实施有一定困难，故按标准规定体积流量检测用流量计法或GB/T 3853规定的其他方法进行。如标准未对流量计的类型做出规定，其中热线风速仪、涡街流量计都是推荐使用的流量仪表。采用热线风速仪测流速的方法，要在空压机进口处安装一定长度的圆柱弧形集流器，它可以采用多点测量的方法测出速度分布，计算质量流量，再换算出体积流量。测试时应注意热线风速仪摆头放置的准确位置。风速感应元件由一种细长铂丝组成，直径很小，热惯性亦小，易于老化。

标准中规定，对水冷式中间冷却器的空压机组可按有关规定的热量平衡法测量空压机的体积流量。空压机不能排放气体时热量平衡法是常用的测试方法之一，在制冷空压机生产线上用得较为普遍。对带中间冷却器的空气空压机组，根据冷却水的流量及冷却器进出口的冷却水温差，可计算出冷却器吸收的总热量。同时再测取空压机进气和排气温度，就可计算出气体的质量流量，同时再换算到体积流量。测量计算时应注意冷却器中由于气体冷凝作用而造成的湿热变化，还应考虑环境温度因素的影响。

目前对一般空压机体积流量的检测，倾向于用流量计法在空压机进口处测量，

这样做较为简单可行，有利于生产。只要流量测量综合误差能达到 $\pm 5\%$ ，所采用的测量手段（仪表）的类型、准确度可以不做具体限定。对水冷式空气压缩机组可以采用热平衡法进行测量。

5) 测量仪表要求。电量、温度、压力和流量测量应在仪表规定的使用范围内进行。测量仪表（含在线工作仪表）的准确度应不低于表3-2的规定。仪表应在检定合格的周期内。

表3-2 仪表的准确度规定

序号	仪 表 名 称	最 大 允 许 误 差 / 准 确 度 等 级
1	温度表	$\pm 0.5^{\circ}\text{C}$
2	大气压力表	1.5 级
3	压力表	1.5 级
4	流量计	1.5 级
5	计时表	0.5 级
6	电测仪	1.5 级
7	电流互感器	1 级
8	露点仪	$\pm 2^{\circ}\text{C}$

从节能监测的实际出发，允许采用经检定合格并在检定周期内现场在用仪表。据此，GB/T 3853将监测空压机组对仪表的要求列在标准文本的表内。表内规定了温度、压力、流量、电量等参数所用仪表的准确度等级。在保证允许系统检测误差的条件下，可部分采用现场在线仪表，以免影响用能单位的正常生产（无法停止生产而拆装检测仪表），从而减少检测的准备工作，减少用能单位不必要的停产损失，符合实用、简便的原则。

3.4.3 监测参数和测点布置

- 1) 环境温度 t_{nj} 、大气压力 p_K ，在离空压机吸气口1m处。
- 2) 电动机输入功率（包括电控或调速装置）， P_r ，在电动机配电装置的进线处。
- 3) 空压机吸气温度 T_x ，在空压机标准吸气位置（距吸气法兰前的距离为两倍管径）处。
- 4) 空压机排气温度 T_p ，在空压机标准排气位置（距排气法兰前的距离为两倍管径）处。
- 5) 空压机吸气压力 p_x ，在空压机标准吸气位置（距吸气法兰的距离为一个管径）处。
- 6) 空压机排气压力 p_p ，在空压机标准排气位置（距排气法兰的距离为一个管径）处。
- 7) 空压机冷却水进水温度 t_1 ，在空压机冷却水进口处。
- 8) 空压机排气端气量 G_p ，在空压机储气罐后第一个切断阀出口位置（距法兰后距离为两倍管径）处。

标准对环境温度、电动机输入功率、空压机吸排气温度、吸排气压力、冷却水进出口水温度和排气端气量的测点位置规定得较为明确。也可参照GB/T 3853中对测量的要求分点测量。

3.4.4 空压机房能效评价

影响空压机房整体运行效率的因素众多，其中气候条件（温度、湿度、大气压）和排气压力对空压机的比功率有较大影响，另外，压缩空气品质（压力露点、含油量、含尘量）要求的不同对空压站整体比功率影响更大。一般来说，压缩空气需求流量越大、越稳定，空压机房的整体效率也会越高。所以，单纯使用比功率来评价空压机房的整体效率并不合适。为使能效考核更加合理，需综合压缩空气含油量和湿度因素，对空压机房效率进行修正。

推荐使用下列方法进行空压机房能效评价。

空压机房输出压缩空气中具有的有效能与其生产压缩空气所消耗的电能百分比称作空压机房的输功效率，可按下式计算：

$$\eta_w = 16.67 \times \frac{p_x q_z \ln \left[\frac{p_z + p_x}{p_x} \right]}{E_z} \times 100\%$$

式中 η_w ——空压机房输功效率；

p_x ——测量时间段内平均大气压力（绝对压力）（MPa）；

q_z ——测量时间段内，空压机房供气累计流量（m³）；

p_z ——目标供气压力（表压力）（MPa）；

E_z ——测量时间段内，空压机房用电总量（kW·h）。

综合考虑压缩空气的品质，采用露点修正系数（见表3-3）、含油修正系数、平均供气流量供气系数，对空压机房的输功效率进行修正，称作综合输功效率。当空压机房输出多种品质的压缩空气时，应分别计算输功效率并分别修正，可按下式计算：

$$\eta = \sum (\eta_i \theta_i m_i n_i l_i)$$

式中 η ——空压机房综合输功效率；

η_i ——第*i*路压缩空气输功效率；

θ_i ——第*i*路压缩空气气量占比；

m_i ——第*i*路压缩空气含油修正系数，当输出压缩空气含油量低于0.01 mg/m³时， $m=1.05$ ，否则 $m=1$ ；

n_i ——第*i*路压缩空气压力露点修正系数，值按表3-3选取；

l_i ——第*i*路压缩空气供气平均流量修正系数， $q_z \geq 300 \text{ m}^3$ 时， $l=1$ ； $80 \text{ m}^3 \leq q_z < 300 \text{ m}^3$ 时， $l=1.05$ ； $20 \text{ m}^3 \leq q_z < 80 \text{ m}^3$ 时， $l=1.1$ ； $4 \text{ m}^3 \leq q_z < 20 \text{ m}^3$ 时， $l=1.15$ 。

表3-3为压缩空气压力露点（PDP）修正系数（n）。

表3-3 压缩空气压力露点修正系数（n）

压力露点范围	PDP<-70°C	-70°C ≤ PDP <-40°C	-40°C ≤ PDP <-20°C	-20°C ≤ PDP <3°C	PDP≥3°C
<i>n</i>	1.25	1.15	1.1	1.05	1.0

根据检测的空压机房综合输功效率 (η)，按表 3-4 对其能效分级。

能效分级检测时，应在空压机房正常运行状态下进行，压力、压力露点、含油量等品质参数不得低于目标要求，测量时间应不小于 24 小时。

表 3-4 空压机能效分级

能效等级	综合输功效率	能效等级	综合输功效率
1	64	4	48.5
2	58	5	44
3	53		

3.5 空压机变频改造

在工厂中空压机“大马拉小车”的现象十分普遍，它主要由如下两个原因造成。

1) 如图 3-12 所示，在选型阶段，工程人员所选的空压机（线 1）往往均高于现场的最大需求（线 2）。

2) 空压机应用的负荷曲线（如线 5）本来就是变化的，而选择的空压机大小必须能满足最大负荷（线 2），实际上最大负荷只是间断出现，而其他时间负荷要小得多。

螺杆式空压机加载、卸载供气控制方式存在的问题如下。

众所周知，加载控制方式使得压缩气体的压力在 $p_{\min} \sim p_{\max}$ 之间来回变化。 p_{\min} 是最低压力值，即能够保证用户正常工作的最低压力。一般情况下， p_{\min} 、 p_{\max} 之间的关系可以用 $p_{\max} = (1+\delta)p_{\min}$ 表示，它是一个百分数，其数值大致在 10% ~ 25% 之间。而若采用变频调速技术可连续调节供气量的话，则可将管网压力始终维持在能满足供气压力上，即 p_{\min} 附近。

由此可知，在加载、卸载供气控制方式下的空压机较之变频系统控制下的空压机，所浪费的能量主要有如下两部分。

1) 压缩空气压力超过 p_{\min} 所消耗的能量。

在压力达到 p_{\min} 后，原控制方式决定其压力会继续上升（直到 p_{\max} ）。这一过程同样是一个耗能过程。

2) 卸载时调节方法不合理所消耗的能量。

通常情况下，当压力达到 p_{\max} 时，空压机通过如下方法来降压卸载：关闭进气阀使电动机处于空转状态，同时将分离罐中多余的压缩空气通过放空阀放空。这种

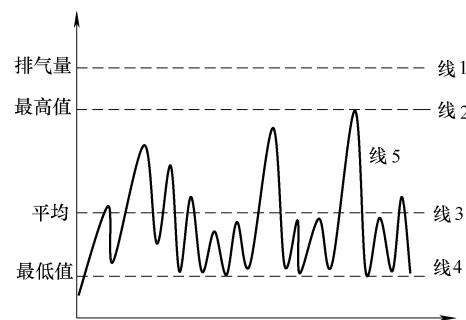


图 3-12 空压机的运行曲线

调节方法要造成很大的能量浪费。

其他不足之处：

1) 靠机械方式调节进气阀，使供气量无法连续调节。当用气量不断变化时，供气压力不可避免地产生较大幅度的波动，用气精度达不到工艺要求。再加上频繁调节进气阀，会加速进气阀的磨损，增加维修量和维修成本。

2) 频繁采用打开和关闭放气阀，放气阀的耐用性得不到保障。

从工作原理可知，属于容积式空压机的螺杆式空压机的体积流量与转速成正比。

因此，改变空压机的转速，就可以达到调节空压机体积流量的目的。其基本做法是通过变频器来改变电源频率，从而实现改变空压机转速的目的。按照电机学的基本原理，电动机的转速满足如下的关系式。

$$n = (1-s) \frac{60f}{p} \quad (3-2)$$

式中 p ——电动机极对数；

f ——电动机运行频率；

s ——转差率。

从式(3-2)中看出，电动机的同步转速 n_0 正比于电动机的运行频率。由于转差率 s 一般情况下比较小 ($0 \sim 0.05$)，电动机的实际转速 n 约等于电动机的同步转速 n_0 ，所以调节了电动机的供电频率 f ，就能改变电动机的实际转速。空压机变频调速系统框图如图 3-13 所示。

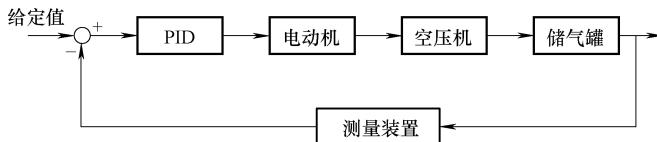


图 3-13 变频调速系统框图

调速过程：

用气需求 \uparrow ——管路气压 \downarrow ——压力设定值与返馈值的差值 \uparrow ——PID 输出 \uparrow ——变频器输出频率 \uparrow ——空压机电动机转速 \uparrow ——供气流量 \uparrow ——管路气压趋于稳定。

这种调节方法的主要优点是整个空压机组的结构不需作任何改动，而且在调节工况下，气体在空压机中的工作过程基本相同。图 3-16 示出了这种调节方式的典型特性。从图 3-14 中可以看出，在一定的范围内，空压机的功率和体积流量都基本上随转速成正比变化。因此，这种调节方法的经济性好。其次可以把供气管网压力基本稳定在管网最低供气压力附近，避免了供气管网压力波动大造成的能源浪费。

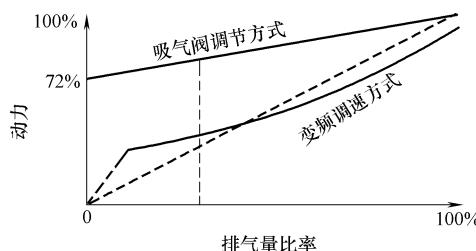


图 3-14 不同调节方式下排气量和消耗功率的关系曲线

其他好处：

- 1) 变频器具有软起动的作用，替代原Y-△起动方式，平稳起动，电流冲击大大减小。
- 2) 系统通过 PID 调节器实现压力闭环，系统在设定的压力点工作时，保持压缩空气供气管网压力的基本恒定，提高压缩空气品质。
- 3) 提升电力品质；电动机功率因数高达 0.90 以上。
- 4) 大幅度降低了空压机系统的噪声。

以某品牌 200kW 螺杆式空压机变频改造为例，进行简要节能分析。变频改造前，运行工况见表 3-5。

表 3-5 某品牌空压机信息表

额定轴功率	220kW	压力下限	0.6MPa
额定压力	0.8MPa	满足现场的最低压力	0.6MPa
负载比	65%	电价	0.8 元/(kW · h)
空载比 = 100% - 负载比	35%	每天运行小时数	24h
压力上限	0.7MPa	每年运行天数	约 350d

1. 变频控制前的耗费

经测量，负载时的功率约为 220kW，卸载时的功率为 90kW，预估每天的耗费约为 $(220\text{kW} \times 65\% + 90\text{kW} \times 35\%) \times 24\text{h} = 4188\text{kW} \cdot \text{h}$ 。

2. 变频控制后的耗费

安装变频后，通过电量计量仪表测得每日的耗费约 3700kW · h。该台空压机每年可节约电费 13 万以上。

通过变频改造，不仅可以降低单台空压机的运行能耗，同时因为保持了压缩空气管网压力的基本恒定，对于整个空压机群的节能降耗具有明显作用。在以上案例中，通过合理的空压机起停配合变频调节，整个空压机群每年节省电费达 20 万元以上。

变频改造注意事项：

- 1) 空压机不允许长时间在低频下运行，当空压机的转速过低，一方面将使空压机的工作稳定性变差，另一方面也使缸体的润滑变差，会加快磨损。所以工作的

下限频率应不低于 25Hz。

2) 为了有效滤除变频器输出电流中的高次谐波分量, 减小因高次谐波引起的电磁干扰, 建议选用输出交流电抗器, 还可以减小电动机运行噪声和温升, 提高电动机的稳定性。

3) 无油螺杆式空压机的转速调节, 还受到排气温度的限制。在非常低的转速下, 空压机的内泄漏将导致排气温度的明显升高。在喷油螺杆式空压机中, 喷油量通常不随空压机的转速变化而变化, 当转速过高或过低时, 可能会导致压缩过程中油与气体的质量超出其许可范围。所以, 虽然用转速的改变来调节螺杆式空压机的容积流量是一种非常有效的方法, 但由于上述种种原因, 这种调节方法只能在一定的调节范围内采用。

3.6 空压机群联控系统

对于如何提高空压机群的效率, 世界上各主要空压机制造商、专业公司都有相当的研究并取得了一定的成果。同时, 对于一个有多台空压机运行的压缩空气系统, 如何提高压缩空气系统内空压机群的运行效率, 降低其运行能耗也是整个行业非常关注的问题。因此空压机群系统是否能节能运行已引起了业界的高度关注, 而利用一个先进的空压机群运行调度的算法尽可能减小系统压差是业界面临的核心问题。世界上各主要的空压机制造商都已开发出各自不同的空压机群系统的控制系统, 仅有少数几家制造商推出的空压机群控制系统。可通过缩小空压机群系统的运行压差, 降低系统的运行压力。

以下就世界上主要的空压机群运行控制器做一简单的介绍。

1) 阿特拉斯·科普科集团 (Atlas Copco)。阿特拉斯·科普科集团是世界上销量最大的空压机制造巨头, 在 20 多个国家设有 60 多家工厂, 分公司遍布全球 70 多个国家和地区。阿特拉斯·科普科集团在 2002 年底推出其空压机节能系统控制器 ES+, 该控制器采集后部压缩空气储罐的压力, 通过 Profibus 或是导线连接与空压机进行通信, 通过压力的变化来轮换起动或停止一台空压机, 因其遵循传统逻辑选择的原则, 所以其缩小控制压差取决于大的压缩空气缓冲罐, 因此其只能用于普通的压缩空气用量变化不大的场合。ES+联控系统示意图如图 3-15 所示, 其控制原理如图 3-16 所示。

2) 凯撒空压机公司 (Kaeser)。凯撒空压机公司是德国最大的空压机制造商, 也是最专业的空压机制造商。其主要制造基地在德国的科堡。凯撒空压机公司在 2001 年推出了基于 Profibus DP 通信的西格玛空压机群联控系统控制器, 如图 3-17 所示。其主要作用是通过监测后部压力的变化来顺序控制相应空压机的运行与停止。西格玛空压机群联控系统控制器遵循先进先出的控制原则, 并在空压机系统内配置不同大小的空压机, 始终用大功率的空压机作为基载, 用小功率空压机作为峰



图 3-15 ES+联控系统示意图

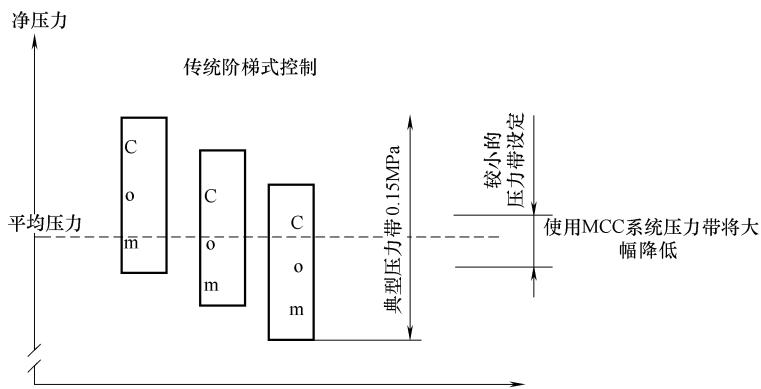


图 3-16 ES+联控系统控制原理

载空压机来调节用气量的变化。使大功率的空压机始终得到最好的利用，从而达到效率最高。该控制器在欧盟与北美洲取得了很好的使用效果。但因其是基于顺序控制的原则，所以在用气量变化较大的场合，其运行压差偏大，在控制的过程中有较大的超调与滞后。

3) 美国英格索兰空压机有限公司 (Ingersoll-Rand)。空压机集成控制系统 ASC6000，该控制器采用导线与空压机连接，通过采集后部压缩空

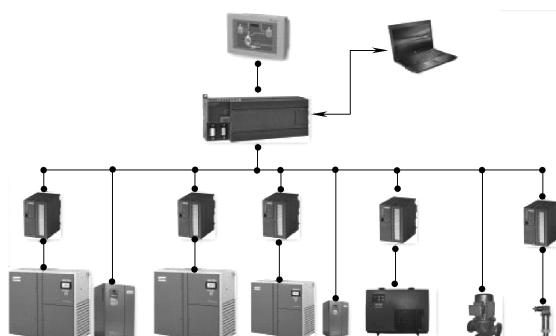


图 3-17 西格玛空压机群联控系统控制器

气的压力，进而依次控制空压机的起停。该控制器同样选用普通逻辑选择的控制方式。如图 3-18 所示。

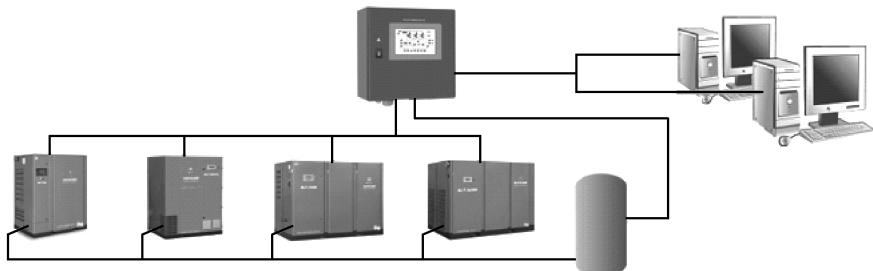


图 3-18 英格索兰 ASC6000 联动控制系统

4) 英国康普艾空压机有限公司 (Compair/Demag)。该公司的空气系统控制器为 Smart Air 8，该控制器可采用 RS485 与空压机进行通信，通过监控后部压力的变化，轮换起动或停止系统内的空压机。该控制器是轮换起动与控制，其主要目的是自动控制与运行。

5) 德国博格空压机有限公司 (Boge)。该公司的主控制器 MCS7 最多可控制 7 台空压机，但该控制器硬件采用 PLC 控制器，与空压机的通信都是通过等线的方式连接，在控制空压机方面采用顺序轮换控制的方式。因此该控制器，在用气量变化不是很大的情况下，其控制压差最小达到 0.05MPa。

6) 日本日立空压机有限公司 (HITACHI)。该公司的空压机运行台数控制是由台数控制器来实现的。台数控制器每隔一定的时间计算当前最佳的运行台数，与实际的运行台数进行比较，增减空压机的运行台数。空压机的起停可以通过 PLC 相应数字量的 ON/OFF 来实现。台数控制器需要克服空压机频繁起停的情况，同时还要保证空压机组的各台空压机负载均衡，即平均运行时间相差不大，以延长空压机组的运行寿命。

日立公司开发的台数控制器 (Multiroller EX) 对空压机的运转进行高效控制，不仅可以提高生产效率，而且，在节能、节省人力等方面也已变得更加重要。它除了可以对 4/8/12 台空压机进行控制的集约型之外，还配有空压机嵌入型。它具有传统集约型和连接 RS485 进行通信控制（嵌入型）两种方式可供选择。传统集约型的示意图如图 3-19 所示。集约型和嵌入型采用 RS485 线路连接，现场配线非常方便，可以增设多达 12 台（合计）空压机。嵌入型采用空压机嵌入型，无需控制柜的设置空间。

7) 北京爱索能源科技股份有限公司开发的空压机房节能监测控制器 Ecompressors，打破了各空压机生产厂家的通信藩篱，适用于不同品牌、不同型号、不同制造年代的空压机集中控制。对于没有通讯信能的空压机，采用端子台转换器进行连

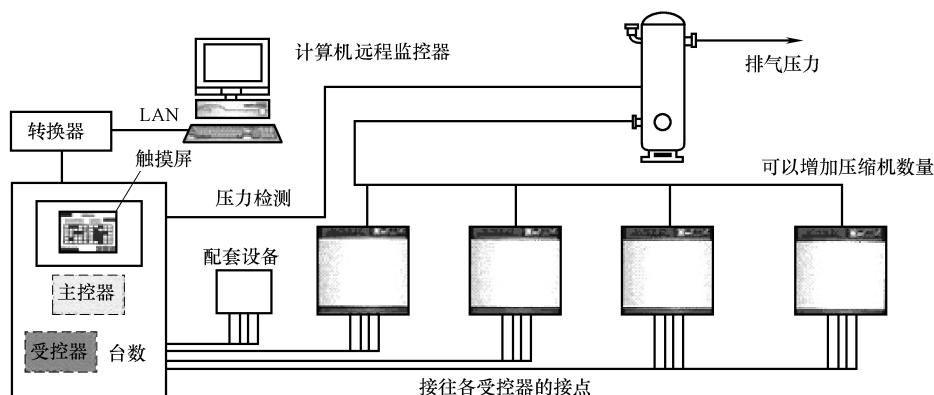


图 3-19 日立台数控制器传统集约型的示意图

接，可以增设各种检测传感器，并对空压机进行远程控制。在空压机优化组合方面独树一帜，综合考虑了流量变化、机器效率、运行时间及保养期等，在节能效果上表现优异，尤其是导入实时耗气量的预测算法，较好地匹配了现场的耗气量与空压机房产气量，不仅提高了空压机运行效率，而且减少了空压机起停次数，对空压机寿命亦有所裨益。除监控之外，人机交互方面也有很多新颖功能：

- 1) 大容量数据存储，并与图表、曲线等方式直观展现。
- 2) 内含保养与维修向导，可以提醒定期检修设备。
- 3) 具有数据上传接口，可以和该公司的空压云平台对接，用户可以远程管理设备。
- 4) 通过手机 APP 随时随地可以对设备进行监控。

3.7 高低压分压供气

随着压缩空气系统节能技术的研究，业内人士达成共识，认为“分压供气，降低供给压力”是压缩空气系统节能的一项重要措施。分压供气，降低供给压力的关键技术为压缩空气系统的局部增压技术，目前通常采用的有气动增压与电动增压两种方法。

3.7.1 压缩空气系统分压供气简介

分压供气是根据企业压缩空气系统所需压力分别进行供气的一种方式。现代工厂中通常使用一组空压机为全厂提供压缩空气，由于各处所需压缩空气的压力不同，所以供气压力须为压缩空气系统所需的最高压力，对于需要低压的场合，则用减压阀进行减压，如此会造成很大的能量损失。

- 1) 供气压力每增加 0.1 MPa，空压机耗能将增加 5%~10%，压缩空气系统增

加耗气 14%。

- 2) 提高供气压力将会增加输送管网的泄漏。
- 3) 降低供气压力可减少通过减压阀减压引起的能量损失。

3.7.2 压缩空气系统分压供气的方法

目前工业现场实施“分压供气、降低供给压力”进行节能改造。空压机分组供气，即将一个空压机群分为几组，每组根据用气设备的需求提供不同压力的压缩空气。空压机分组供气可以提供大流量压缩空气，压力可调范围大，但是各组空压机都需配备独立的排水器、过滤器、干燥器、后冷却器等装置，如果将空压机放置在空压机站则需要重复架设输气管道；如将空压机放置在工业现场，但其体积大、维护、保养及管理又不方便。

3.7.3 压缩空气系统局部增压技术

气动增压技术为压缩空气系统中的一个重要技术。随着压缩空气系统节能技术的发展，其作用越来越引起人们的重视。在工业现场，如果压缩空气系统需要高压($>0.7\text{ MPa}$)空气的量约占压缩空气总需求量的 5%左右，采用局部增压技术是切实可行的方案。

1. 局部增压的意义

现代工厂中通常使用一组空压机为全厂提供压缩空气，但由于各处所需压缩空气的压力不同，供气压力常常设为用气设备所需的最高压力，对于需要低压的场合，则用减压阀进行减压，如图 3-20 所示。这种供气方式因为系统压力高，除了导致空压机能耗大，还会使泄漏量增大。为了优化管道供气系统，降低系统能耗，目前最常采用的措施是“分压供气”。

(1) 分压供气的意义

1) 降低供气压力可以降低空压机的耗能、减少空气消耗量，一般来说供气压力每降低 0.1 MPa 空压机耗能就可减少 7%以上，同时系统耗气量减少 10%以上。

- 2) 降低供气压力可以降低输气管道因泄漏引起的损失。
- 3) 降低供气压力可以减少因减压阀减压引起的能量损失。

(2) 分压供气的方式

分压供气是根据气动系统所需压力分别供气的一种方式。目前工业现场实施的

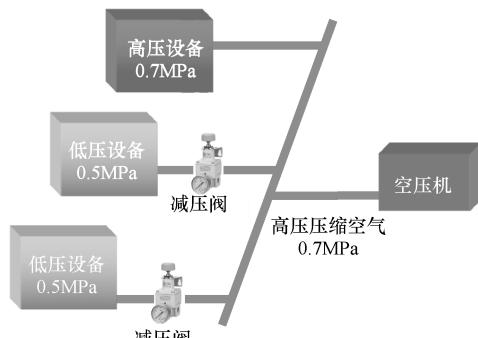


图 3-20 不合理的供气方式

“分压供气”主要采取如下两种途径。

1) 空压机分组供气。即将一个空压机组分为几组，每组根据用气设备的需求提供不同压力的压缩空气。

此方法可以提供大流量压缩空气，压力可调范围大，但是各组空压机都需配备独立的排水器、过滤器、干燥器、后冷却器等装置，如果将空压机放置在空压机房则需要重复敷设输气管道，投资高，施工复杂，实施难度大；如将空压机放置在工业现场，则由于其体积大，维护、保养及管理不方便。所以此种技术实施难度大。空压机分组供气如图 3-21 所示。

2) 局部增压。即气源提供低压空气，局部采用增压设备进行增压为需求高压空气的设备供气。

此方法可以灵活地为局部气动设备提供高压空气，局部增压又可分为气动增压、电动增压两种方式。在工业现场，一般气动系统需要高压 ($>0.7\text{ MPa}$) 空气的量约占空气总需求量的 5%左右，采用局部增压技术是最切实可行的方案，如图 3-22 所示。表 3-6 为分组供气和局部增压的优缺点比较。

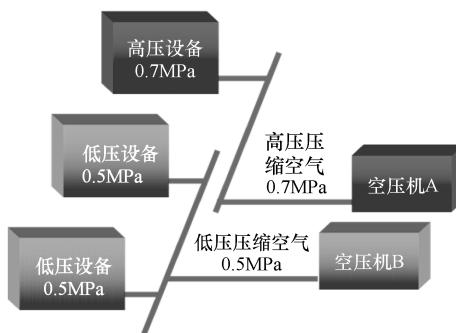


图 3-21 空压机分组供气

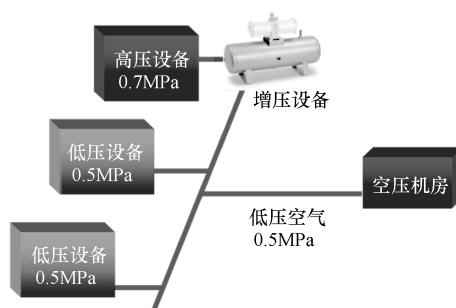


表 3-6 分组供气和局部增压

措施	优 点	缺 点	结论
分组供气	压力可调范围大、供气量大	1. 压缩机放在空压机房：管道需要重复敷设、投入大 2. 压缩机放在工业现场：压缩机体积大，不利于维护及保养	适用于高压空气需求量大的场合
局部增压	实施方便、投入小	1. 气动增压：压力可调范围小，供气量小，能量利用率低 2. 电动增压：频繁起停对自身及电网损害严重、效率低	适用于高压空气需求量小的场合

2. 局部增压技术

局部增压技术从压力增加的动力上可分为电动增压和气动增压两种类型。如图

图 3-23 为气动系统局部增压示意图。图 3-24 为二级增压式增压机结构简图。

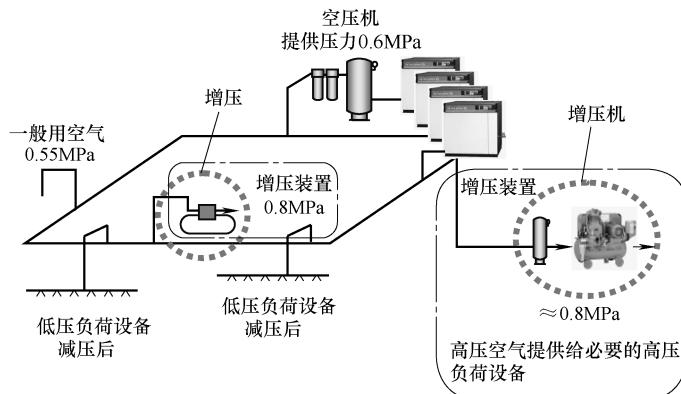


图 3-23 气动系统现场局部增压示意图

(1) 电动增压的特点 电动增压机将吸入的空气量原封不动地压缩后排出，几乎没有因压缩而产生的空气量损失，所以其输出空气流量大、压力高，但电动增压机工作时，原低压空气传送能未被利用，而压缩空气在压力为 0.42 MPa (G) 时传送能占有效能的比例高达 50% (详见 2.3 节)。另外常见的空气增压机缺少控制器，频繁起停，对工厂的电网、气路冲击以及对设备本身的损坏很大，不利于在工业现场推广。一种无油电动空气增压机如图 3-25 所示。

(2) 气动增压技术 通过改变压缩空气回路，利用活塞对空气进行压缩，达到增压的目的。市场上此类产品较多，比如 SMC 公司生产的 VBA 系列的气动增压阀 (见图 3-26)、CKD 公司的 ABP 气动增压阀 (见图 3-27)、欧境企业股份有限公司生产的 PW 系列的气动增压泵等。

1) 气动增压阀的动作原理。以 SMC 的 VBA4200 型增压阀为例，如图 3-28 所示。输入的气压分两路：一路打开单向阀充入小气缸增压腔 A 和 B；另一路经减压阀及换向阀，向大气缸的驱动腔 B 充气，驱动腔 A 排气。这样，大活塞左移，带动小活塞也左移，增压腔 B 增压，打开单向阀从出口送出高压气体。小活塞走到头，使换向阀切换，则驱动腔 A 进气，驱动腔 B 排气，大活塞反向运动，增压腔 A 增压，打开单向阀，继续从输出口送出高压气体。以上动作反复进行，便可从出口得到连续输出的高压气体。出口压力反馈至减压阀，可使出口压力自动保持在某一值。当需要改变出口压力时可调节手轮，便能得到在增压比范围内的任意设定出

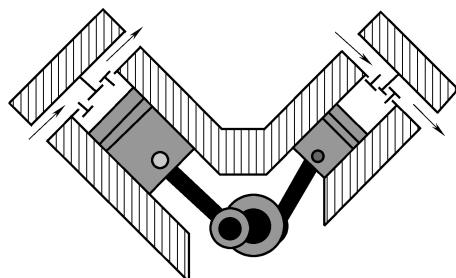


图 3-24 二级增压式增压机结构简图

口压力。

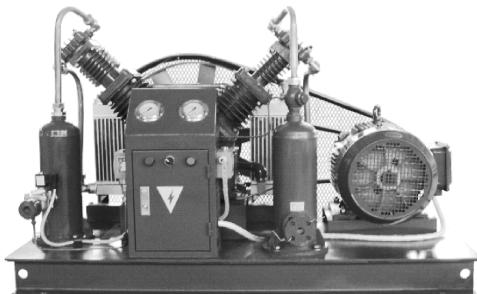


图 3-25 一种无油电动空气增压机



图 3-26 SMC 公司生产的 VBA 系列的气动增压阀



图 3-27 CKD 公司生产的 ABP 气动增压阀

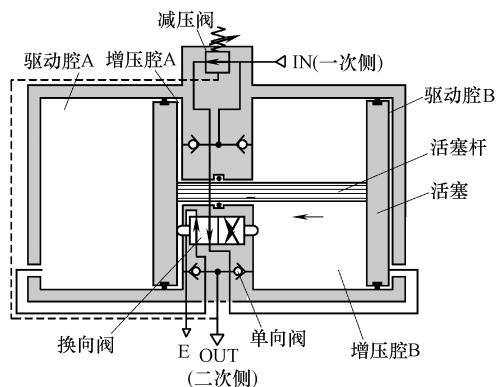


图 3-28 增压阀结构原理图 (VBA4200)

2) 气动增压的特点。气动增压不需要电源，利用低压空气驱动活塞增压，可将压力提高一倍，通过调整进气压力，可以很方便地得到所需要的压力，当输出气压达到设定压力值时，增压器自动停止工作，节省能源，具有使用方便，任何地方均可安装等优点。

但增压装置需要排气量 2 倍的进气量作为来源空气，例如、进气压力 0.5MPa、需要压力 0.8MPa、排出流量 500L/min 的情况，增压装置需要 1000L/min 的空气，其中 500L/min 是作为增压辅助空气排出。当阀芯行至行程终点时，驱动腔内压缩空气排往大气，压缩空气的有效能浪费很大。阀的活塞面积小、作动频率低，输出流量较小。阀芯往复运动，带来振动。另外，阀芯撞击换向阀，也会降低增压阀的寿命。

电动增压与气动增压技术的比较如表 3-7 所示。

通常情况下，用户可根据具体情况综合应用分压供气和局部增压技术以达到更高的节能效果。

表 3-7 电动增压与气动增压技术的比较

增压方式	优 点	缺 点
电动增压	输出流量大、压力高	频繁起停、效率低，噪声和振动大
气动增压	无需外接电源，自动控制	压力可调范围小，供气量小，能量利用率低，寿命短

3.8 空压机常见问题及其对策

1. 造成螺杆式空压机加卸载频繁的可能原因

- 1) 最近有没有添加新的用气设备。
- 2) 检查空压机与储气罐之间是否有止回阀。如果有再检查储气罐上压力表表针是否频繁摆动。
- 3) 检查装有压力调节器的机组，其压力调节器是否被“顶”死。
- 4) 检查螺杆式空压机机组与后处理装置的配置，尤其是吸附式干燥机的安装位置，以及止回阀的安装位置。

如果是添加了新的用气设备，而由此产生的问题，则说明过去购买的空压机产气量与原有的用气设备耗气量基本接近（储备很少），而新添设备的耗气量也不是很大，也就是说供略大于需，解决的办法是更换大一点的储气罐。

如果空压机与储气罐之间有止回阀，且储气罐上压力表表针摆动缓慢，说明螺杆式空压机机组内最小压力阀密封不严，需要清洗最小压力阀并更换密封件。

如果该机组装有压力调节器，且压力调节器也没有被“顶”死，则需要更换压力调节器或购买压力调节器维修包。

如果螺杆式空压机机组与后处理装置的配置是，空压机→吸附式干燥机→储气罐，并且在吸附式干燥机与储气罐之间安装有止回阀。由于吸附式干燥机中的吸附剂再生需要干燥的压缩空气，目前这种配置所需的压缩空气只能由空压机提供。解决的最好办法是改变配置的顺序并加装缓冲罐，即空压机→储气罐→吸附式干燥机→缓冲罐；临时的解决方案是将止回阀安装到空压机与吸附式干燥机之间，但这种临时措施也可能出现上述 2) 所出现的问题。

另外，空压机与后处理装置之间的连接管路过细也会造成流动阻力过大，而导致空压机加卸载频繁。

2. 螺杆式空压机停机后润滑油从进气控制阀喷出的可能原因

遇到该情况应根据进气控制阀构造或机组是否有排气止回阀和断油阀进行分析。

如果机组有排气止回阀和断油阀，则检查排气止回阀和断油阀是否关闭不严。机组没有上述两个阀，则检查进气控制阀密封件是否磨损，控制阀中是否有冷凝水存在而导致无法关闭密封。

3. 螺杆式空压机起动时电动机转速由快变慢几乎停机，最后将空气开关“顶”掉可能的原因

该情况多数发生在空压机刚刚起动时，由于进气控制阀关闭不严或放空阀不向外排放，造成油气分离罐内压力急剧上升，空压机主机轴转矩突然增大，电动机堵转，从而将空气开关“顶”掉。

遇到该情况首先观察系统内压力在机组起动时是否快速上升至0.2~0.3MPa左右（有许多生产厂商没有设置），如果的确如上所述检查了进气控制阀是否关闭不严（起动时去掉进气过滤器观察），然后检查放空阀停机时是否向外排气。

如果是多机组组网运行，检查最小压力阀是否泄漏。检查的方法是该机组停机后长时间放空阀在向外排气，如果能观察到系统内压力则看停机后压力是否长期保持在一个压力值，如果是则说明最小压力阀泄漏。

4. 感觉螺杆式空压机出力不够的可能原因

观察电流值感觉空压机出力不够，将空气过滤器移除检查进气控制阀是否全部打开；如有压力调节器或气量调节装置的应检查压力调节器或气量调节装置（如螺旋控制阀等）是否处在工作状态。

5. 螺杆式空压机运行时空压机主机排气温度过高可能的原因

空压机主机排气温度过高有常见六种情况：①缺润滑油；②油过滤器堵塞；③油冷却器堵塞；④断油阀阀芯犯“卡”；⑤油温控制阀阀芯失灵；⑥空压机主机轴承磨损。

①~④种都是因为缺油造成主机排气温度过高，⑤种由于阀芯失灵造成润滑油不经过油冷却器冷却直接喷入主机使其油温过高，⑥种是主机轴承磨损摩擦力过大造成的，可以间接通过观察电流值或测量振动或用探针仔细听轴承运行声音来判断。

6. 螺杆式空压机运行时排出的压缩空气中含油量过高的可能原因

新购买的螺杆式空压机运行时，压缩空气中含油量过高的主要原因是油气分离罐设计不合理而使流速过快，油气一次分离效果差或采用的油气分离芯质量不好或采用的润滑油质量不好造成的。

运行一段时间后压缩空气中含油量过高，一是看油温是否过高（与正常要求相比），油温过高就越容易形成油蒸气，油蒸气很难分离；二是看油气分离芯压差是否过大（压差指示灯是否亮起）；三是观察二次回油管是否堵塞（将油气分离芯中的油导流到空压机主机吸气端）。

7. 螺杆式空压机正常运行时突然电动机热保护继电器跳脱可能的原因

该情况的发生多数是由于电源电压过低（低于标准电源电压5%），电流过大造成的。电源电压过低有时是瞬间发生的，停机后很难量测到，这样也很难断定是由电压过低造成的（多数空压站没有电参数实时监测和记录手段）。另外还有一种情况，就是空压机主机轴承磨损比较大或阴阳转子“咬”死，电动机过载造成热

保护继电器跳脱。

为了安全起见，建议再次起动前，转动空压机主机感觉转动的难易程度，感觉转动比较轻松则可能是由空压机接触器有问题或电压过低造成的，起动后进行电流值的测量，与原有数据进行比较；如果感觉转动非常费力则很可能是主机出了问题，请不要随意起动，尽快同代理商或生产厂商联系处理解决。

8. 离心式空压机喘振的原因及如何避免

喘振是离心式空压机运行中的常见故障之一。当离心式空压机在负荷降低到一定程度时，进入空压机的流量不足以使空压机产生足够的压力，以至于外部系统（管网）的压力大于空压机内部（机头）的压力，甚至气流从管网倒回空压机，引起机身强烈振动，并发出“吼叫”声，这种现象叫做离心式空压机的“喘振”。

离心式空压机发生喘振时，有如下典型特征。

- 1) 排气压力先升高，随即急剧下降，并呈周期性波动。
- 2) 排气量急剧下降，并大幅波动，严重时气流从管网倒回空压机。
- 3) 拖动电动机的电流大幅波动。
- 4) 机器强烈振动，且振动不稳定，发出异常气流噪声。

离心式空压机的控制器会根据电流、进气导叶阀开度等数据，防止其工作点进入到喘振区，在实际运行中，一般出现以下故障会导致喘振发生：

- 1) 空分切换故障。如吸附式干燥机工作状态切换时，阀门没有及时打开，造成排气压力憋高。
- 2) 排气管路堵塞。如冷却器或过滤器发生堵塞，流道截面积变小。
- 3) 进气管路堵塞。如进气过滤器阻力过大或叶轮进口堵塞。
- 4) 电网质量问题。电网周波下降或电压过低使电动机失速。
- 5) 空压机起动时，升压速度过快，进口导叶阀开度小。
- 6) 发生电气故障，导致放空阀或防喘振阀没有及时打开。

9. 如何配置空压机台数

设计压缩空气站时，应充分考虑用气设备的用气量，并增加一定的安全、泄漏和发展裕量，务必有合理的备机数量，空压机的台数宜为3~6台，当流量发生波动时，以便给予充分的调整空间，可以适当减少空压机起停频率，又能避免产生过高的备机容量。在条件允许的情况下，最大机组选择尽量大的功率，一般来说大型空压机的效率高。当配置4台以内的空压机时，不宜配置功率一致的空压机组，应配置2~3梯度，选配原则是低一等级空压机组的排气量略大于高一等级空压机组的排气量的一半。当配置5台以上空压机时，可以仅配置两个梯度或配置功率差不多的空压机，配置更多台数的空压机时可使用功率一致的空压机，避免出现小功率空压机闲置的可能。

第4章 压缩空气的净化处理

净化系统是气动元件正常使用的基础，是气动系统性能、寿命的保证。

从空压机输出的压缩空气中，含有大量的水分、油分和粉尘等污染物，必须适当清除这些污染物，以避免它们对气动系统的正常动作造成危害。

变质油分的黏度增大，从液态逐渐固化而形成焦油状物质。它会使橡胶及塑料材料变质而后老化；积存在后冷却器、干燥器内的焦油状物质，会降低其工作效率；堵塞小孔，影响元件性能；造成气动元件内相对运动件的动作不灵活；焦油状物质的水溶液呈酸性，会使金属锈蚀，污染环境和产品。

水分会造成管道及金属零件锈蚀，使弹簧失效或断裂；在寒冷地区以及元件内的高速流动区，由于温度太低，水分会结冰，造成元件动作不良、管道冻裂；管道及元件内滞留的冷凝水，会导致流量不足、压力损失增大、甚至造成阀的动作失灵；冷凝水混入润滑油中，会使润滑油变质；液态水会冲洗掉润滑脂，导致润滑不良。

铁屑及粉尘会使相对运动件磨损，造成元件动作不良，甚至卡死；粉尘会加速过滤器滤芯的堵塞、增大流动阻力；粉尘等会加速密封件损伤，导致漏气。

液态油水及粉尘从排气口排出，会污染环境、影响产品质量。

压缩空气质量不良是气动系统出现故障的最主要因素，它会使气动系统的可靠性和使用寿命大大降低，由此造成的损失会大大超过净化处理装置的成本和维护费用，故正确选用净化处理系统及其元件是非常重要的。

4.1 净化处理系统的构成

压缩空气净化处理系统主要由储气罐、排水器、过滤器和干燥器构成。根据不同场合对压缩空气质量的要求的不同，对净化处理系统应进行合理配置。如图压缩空气质量低劣，则不能满足气动设备使用要求和产品质量要求；但如果对压缩空气质量提出过高要求，又会增加压缩空气的成本。图 4-1 给出了几种典型的压缩空气净化处理系统（以 SMC 产品为例），它们各自能达到的空气质量指标及应用见表 4-1。

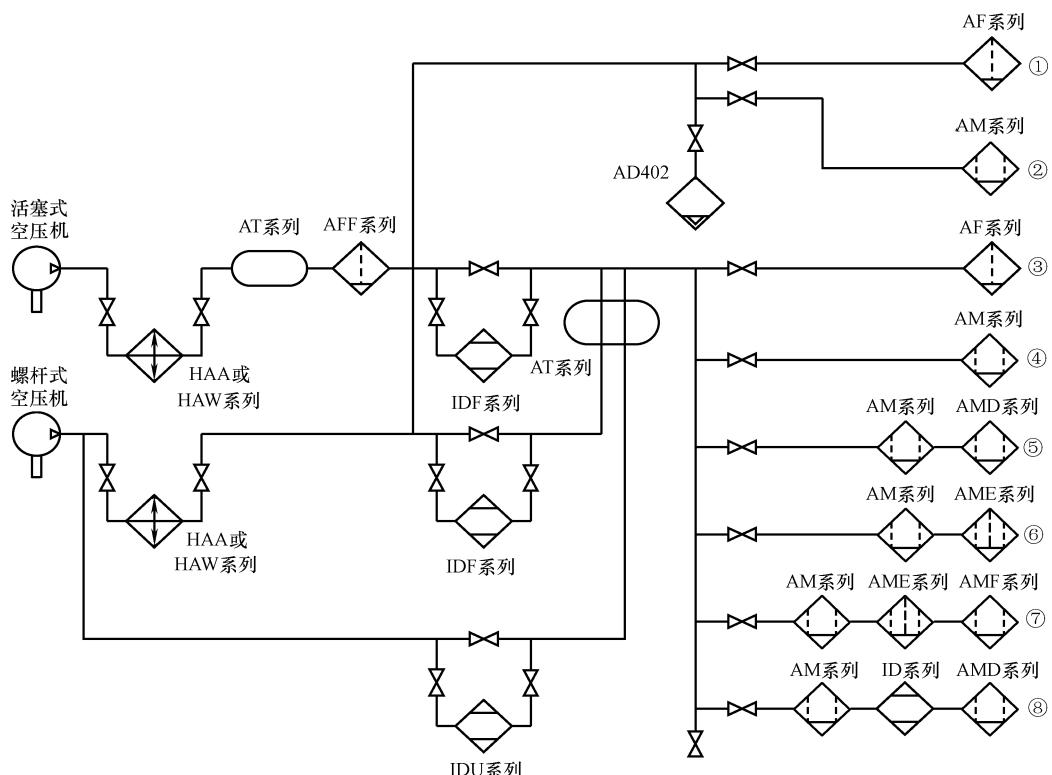


图 4-1 几种典型的压缩空气净化处理系统（以 SMC 产品为例）

表 4-1 图 4-1 所示净化处理系统能达到的空气质量指标及应用

系统号	组成元件名称	压缩空气质量	压缩空气中的杂质				应用
			水分	油分/(mg/m³) (ANR)	微粒尺寸/ μm	气味	
1	空气过滤器	有微量灰尘、水分和油分，不含液态水	相对湿度 100%	5	5(2、10、20、40、70、100)	有	一般工业机械设备、夹具和工具(气钳、气卡盘、气锤等)、一般清理(风枪等)
2	油雾分离器	不含液态水、基本去除灰尘、水分和油分	相对湿度 100%	1	0.3	有	工业机械(采用间隙密封的场合)
3	空气过滤器	基本不含灰尘、水蒸气和油分	大气压露点 -17°C	5	5(2、10、20、40、70、100)	有	能适应空气传输途中湿度急降的场合

(续)

系统号	组成元件名称	压缩空气质量	压缩空气中的杂质				应用
			水分	油分/(mg/m ³) (ANR)	微粒尺寸/ μm	气味	
4	油雾分离器	基本不含灰尘、水蒸气和油分	大气压露点-17℃	1	0.3	有	测试设备、高级喷涂设备、冷却设备、一般干燥设备
5	油雾分离器+微雾分离器	几乎所有灰尘、水蒸气和油分都被除去	大气压露点-17℃	0.1	0.01	有	气动量仪、干燥和清理精密零件设备
6	油雾分离器+超微油雾分离器	几乎所有灰尘、水蒸气和油分都被除去	大气压露点-17℃	0.01	0.01	有	静电喷涂、高级喷涂、空气回收
7	油雾分离器+超微油雾分离器+除臭过滤器	几乎去除所有的气味、水蒸气、灰尘和油分	大气压露点-17℃	0.004	0.01	无	食品和药品工业的吸取、传送、包装和配置、包装系统的除湿装置、洁净室
8	油雾分离器+无热再生干燥器+微雾分离器	低露点、不含灰尘及油分	大气压露点-50℃以下	0.1	0.01	有	干燥电子元件、医药产品贮存、干燥装料罐、粉末输送系统、船舶测试设备

4.2 储气罐的排污

4.2.1 储气罐

1. 储气罐在气源系统中的作用

主要有以下三个方面的作用。

- 1) 减小空压机输出气流脉动，稳定空压站输出的压力。
- 2) 储存一定量的压缩空气。一方面可解决短时间内用气量大于空压机输出气量的矛盾；另一方面可在空压机出现故障或停电时，维持短时间的供气，以便采取措施保证气动设备的安全。
- 3) 依靠绝热膨胀及自然冷却降温，进一步分离掉压缩空气中的水分和油分。

2. 类别及组成

图 4-2 是储气罐的外形图。气管直径在 1/2in (1in = 25.4mm) 以下为螺纹连

接，在2in以上为法兰连接。排水阀可改装为自动排水器。对容积较大的气罐，应设人孔或清洁孔，以便检查或清洗。

储气罐属于压力容器，每台储气罐上必须配套有以下装置。

1) 安全阀是一种安全保护装置，使用时可调整其极限压力，其值比正常工作压力约高10%。

2) 空气进出口应装有闸阀。

3) 在储气罐上应有指示罐内压力的压力表。

4) 应有为了检查方便的人孔或手孔。

5) 底端应有排放油、水的接管和阀门。

储气罐有立式和卧式两种型式，使用时，数台空压机可合用一个储气罐，也可每台空压机单独配用储气罐，储气罐应安装在基础上。通常，储气罐可由压缩机制造厂配套供应。

3. 储气罐容积的确定及技术参数

储气罐容积的确定，应从以下两个方面考虑。

1) 当空压机或外部管网突然停止供气（如停电），仅靠气罐中储存的压缩空气维持气动系统工作一定时间，则气罐容积V的计算式为：

$$V \geq \frac{p_a q_{\max} t}{60(p_1 - p_2)} \quad (4-1)$$

2) 若空压机的吸入流量是按气动系统的平均耗气量选定的，当气动系统在最大耗气量下工作时，应按下式确定储气罐容积。

$$V \geq \frac{(q_{\max} - q_{\text{sa}}) p_a \times t'}{p \times 60} \quad (4-2)$$

式(4-1)和式(4-2)中：

p_1 ——突然停电时气罐内的压力(MPa)；

p_2 ——气动系统允许的最低工作压力(MPa)；

p_a ——大气压力， $P_a = 0.1 \text{ MPa}$ ；

q_{\max} ——气动系统的最大耗气量(L/min)(ANR)；

t ——停电后，应维持气动系统正常工作的时间(s)；

q_{sa} ——气动系统的平均耗气量(L/min)(ANR)；

p ——气动系统的使用压力(MPa)(绝对压力)($p_a = 0.1 \text{ MPa}$)；

t' ——气动系统在最大耗气量下的工作时间(s)。

4. 注意事项

1) 气罐上必须装有安全阀、压力表，且安全阀与气罐之间不得再装其他的阀



图4-2 储气罐外形图

等。最低处应设有排水阀，并定时排水。

2) 气罐属于压力容器，其设计、制造和使用应遵守国家有关压力容器的规定。必须有产品耐压合格证明书。

3) 压力低于 0.1 MPa 、真空度小于 0.02 MPa 、容积内径小于 150 mm 和公称体积小于 25 L 的容器，可不按压力容器处理。

4. 2. 2 自动排水器

自动排水器用于自动排除管道及油水分离器、储气罐及各种过滤器底部等处的冷凝水。尤其适用于不便进行人工排污水的地方，如高处、低处、狭窄处。

自动排水器有气动式和电动式两大类。

1. 气动自动排水器

气动自动排水器按工作原理，可分为浮子式、弹簧式和差压式。浮子式自动排水器又可分为带手动操作排水型和不带手动操作排水型；常开型和常闭型。无气压时，排水口处于开启状态为常开型；排水口处于关闭状态为常闭型。

(1) 浮子式自动排水器 如图 4-3 所示，当水杯内无气压时，浮子靠自重落下，压块关闭上节流孔，活塞靠弹簧力压下，活塞杆与 O 形圈脱开，冷凝水通过排水口排出。

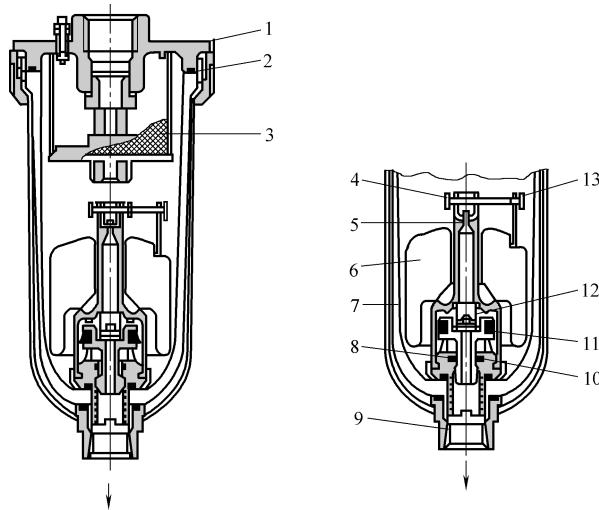


图 4-3 浮子式自动排水器（常开型）

1—主体 2、10—O 形圈 3—纱网 4—活栓 5—气腔 6—浮子 7—水杯 8—气腔长孔 9—排水管 11—活塞 12—弹簧 13—控制杆

当水杯内压力大于最低动作压力 (0.1 MPa) 时，活塞受压缩空气的压力作用，克服弹簧力及摩擦阻力上移，排水口被关闭。

当水杯内的水位升高到一定位置，浮子浮力使压块与上节流孔脱离，压缩空气进入活塞上腔，活塞下移，排水口被打开排水。

水位下落至一定位置，上节流孔又被关闭。活塞上腔气压通过下节流孔泄压，活塞上移，排水口再次被关闭，这时水已基本排完。

(2) 弹簧式自动排水器 图4-4是弹簧式自动排水器的工作原理图。无气压时，阀杆1被弹簧2顶起而排水。有气压时，阀杆压紧在O形圈3上，不排水。

2. 电动自动排水器

电动自动排水器(见图4-5)主要通过电子时钟自动定时，实现排水器排水口定时开启或者以一定间隔开启。排水时间或间隔都可调整。

电动自动排水器具有以下特点。

- (1) 可靠性高，高黏度液态也可排出。
- (2) 排水能力大。
- (3) 抗振能力比浮子式强。

3. 主要品牌型号及选用

1) ZPS-L15、ZPSA和ZPW系列自动排水器的技术参数如表4-2所示。

2) AD、ADH和ADM(电动)系列自动排水器(SMC)的技术参数如表4-3，表4-4所示。

表4-2 ZPS-L15、ZPSA和ZPW系列自动排水器的技术参数

系列名	ZPS-L15	ZPSA	ZPW
工作压力范围/MPa	0.1~0.8	0.15~1.0	0.1~1.2
使用温度范围/℃	1~60	1~60	1~60
最大排量/(mL/min)	130	500	500

表4-3 AD、ADH系列自动排水器(SMC)的技术参数

系列	AD302	AD402	AD400	AD600	AD ³⁸ ₄₈	AD ³⁷ ₄₇	AD ¹⁷ ₂₇	ADH4000
动作压力范围/MPa	0.1~1.0		0.3~1.0		0.1~1.0	0.15~1.0		0.05~1.6
环境及介质温度/℃		-5~60(未冻结时)			-5~60(未冻结时)		-5~60	
配管口径R _e /in	3/8	1/2(1/4, 3/8)	1/2	1(3/4)		装在各种过滤器内		1/2
排水口径R _e /in	1/4	3/8	1/2	1(3/4)	1/4或快换接头φ10	M5×0.8		1/2

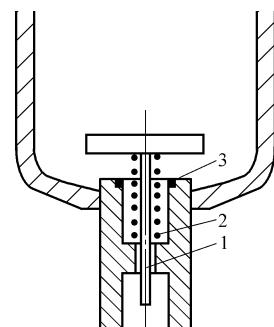


图4-4 弹簧式自动排水器工作原理图



图4-5 电动自动排水器

(续)

系列	AD302	AD402	AD400	AD600	AD ³⁸ ₄₈	AD ³⁷ ₄₇	AD ¹⁷ ₂₇	ADH4000
排水状态	常开型		常闭型		常开型	常闭型		常开型
手动排水装置	无		有		无		有	
排水管	内径 ≥10mm, 长度≤5m			内径 ≥6.5mm, 长度≤5m	内径 ≥4mm, 长度≤5m	内径 ≥2.5mm, 长度≤5m	内径 ≥8mm, 长度≤10m	
空压机功率	>3.7kW			主要用于 ≥0.75kW	<0.75kW 也可以用		空气流量 应>50L/min (ANR)	

表 4-4 ADM (电动) 系列自动排水器 (SMC) 的技术参数

系 列	ADM2000
最高使用压力/MPa	1.0MPa
环境及介质温度/℃	-5~60(未冻结时)
动作频率/(次/min)	1~4
排水时间/(s/次)	2
配管口径 R _e /in	½
排水口径 R _e /in	¾
电源	50Hz, 220V
功率/W	4

3) WA 和 PWEA 自动排水器 (FESTO) 的技术参数如表 4-5、表 4-6 所示。

表 4-5 WA 系列自动排水器 (FESTO) 的技术参数

型号	WA-1-B	WA-2
配管口径	输入	外螺纹 G1/8
	输出	内螺纹 G1/4
结构特点	带接口的附加装置, 用于管道的冷凝水排放; 浮子驱动排水阀; 在无压工作状态下阀关闭	带管道冷凝水排放功能的附加装置; 浮子控制, 伺服驱动排水阀; 在无压工作状态下阀打开
安装位置	垂直方向, ±10°	垂直方向, ±5°
输入压力/MPa	0.4~1.6	0~1.4
环境温度/℃	0~+60	0~+50
重量/g	210	92

表 4-6 PWEA 系列电动自动排水器 (FESTO) 的技术参数

型 号	PWEA-AC-6A	PWEA-AC-7A	PWEA-AC-3D
配管口径		G½	
安装位置		垂直方向, ±5°	
工作压力/MPa		0.08~1.60	
额定工作电压	DC/V	—	24
	AC/V	110	230
功率/MPa		2	
防护等级 (IEC 60529)		IP65	
电气防护等级	II	II	III
环境温度/℃		1~60	
介质温度/℃		1~60	
重量/g		700	

4. 注意事项

- 1) 排水口应垂直向下。安装排水管时，避免管子上弯。
- 2) 自动排水器中若混入较大颗粒的杂质或高黏度油，就不能稳定工作，故要选好安装位置，并使用滤网，每隔一定时间清洗滤网。
- 3) 自动排水器要有一定压力才能工作，压力太低会出现漏气现象。但压力也不能超过额定值以防止储水杯发生爆裂。在环境温度低于零度时要加装加热器，并进行保温处理，以防结冰、冻裂。
- 4) 要留出维护操作空间。要定期用手动操作检查自动排水器的动作是否正常。
- 5) 排水管应固定住，以防止冷凝水排出速度过快排水管甩伤人。

4.3 冷冻式干燥机

1. 工作原理

冷冻式干燥器的工作原理（图 4-6）是，使湿空气冷却到其露点温度以下，使空气中水蒸气凝结成水滴并清除出去，然后再将压缩空气加热至环境温度输送出去。

进入干燥器的压缩空气首先进入热交换器冷却，经初步冷却的压缩空气中析出的水分和油分经分离器排出。然后，空气再进入蒸发器，这使空气进一步冷却到 2~5℃，使空气中含有的气态水分、油分等由于温度的降低而大量进一步地析出，经分离器排出。冷却后的空气再进入热交换器加热输出。

在压缩空气冷却过程中，冷凝器的作用是将输入的气态制冷剂冷却，使其变为液态，然后将制冷剂过滤、干燥后送入毛细管或自动膨胀阀中，使制冷剂变为低压、低温的液态输出到蒸发器中。制冷剂进入蒸发器冷却空气的同时，吸收了压缩空气的热量后转变为气态，然后经压缩机压缩后再进入蒸发器，重复上面的热交换

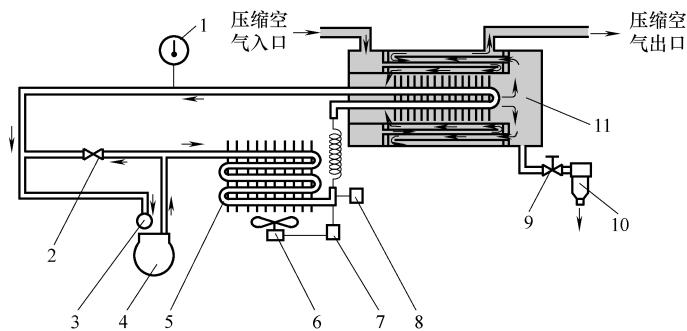


图 4-6 冷冻式干燥器的工作原理图

1—蒸发温度计 2—容量控制阀 3—抽吸储气罐 4—制冷压缩机 5—蒸发器
6—风扇 7—压力开关 8—高压开关 9—截止阀 10—自动排水器 11—热交换器

过程。

冷冻式干燥器具有结构紧凑，使用维护方便，运行费用较低等优点，适用于空气处理量较大，露点温度不是太低的场合。

2. 主要品牌型号及选用

1) IDF 和 IDU 系列冷冻式干燥器 (SMC) 的技术参数如表 4-7 所示。

表 4-7 IDF 和 IDU 系列冷冻式干燥器 (SMC) 的技术参数

系列	螺杆式空压机的功率/kW	额定处理空气量/(L/min)(ANR)	使用压力范围/MPa	进口空气温度/℃	环境温度/℃	冷媒	电压/V	耗电量/W	配管口径
小 型	IDF1D	0.75	100	0.15~1.0	5~50 2~40 (相对湿度 85% 以下)	R134a	单相 AC100	184 187	Rc ^{3/8}
	IDF2D	1.50	200					195	
	IDF3D	2.2	300					202	
	IDF4D	3.7	430			R22	单相 AC200	280 280	Rc ^{1/2}
	IDF6D	5.5	640					308	Rc ^{3/4}
	IDF8D	7.5	850					561 670	
中 型	IDF11C	11	1300			R22	三相 AC200	750 1400	R1
	IDF15C	15	2050					2100	Rc2
	IDF22C1	22	3150						
	IDF37C1	37	5200						
	IDF55C	55	7650						
	IDF75C	75	10500						

(续)

系列	螺杆式空压机的功率/kW	额定处理空气量/(L/min)(ANR)	使用压力范围/MPa	进口空气温度/℃	环境温度/℃	冷媒	电压/V	耗电量/W	配管口径		
大型	IDF120D	120	20000	0.15~0.97	5~50	2~43 (相对湿度85%以下)	R407C	三相AC200	2500 法兰2½in		
	IDF150D	150	25000				4000 法兰3in				
	IDF190D	190	32000				4900 法兰3in				
	IDF240D	240	43000				6300 法兰4in				
	IDF370B	370	54000				R22	8100 法兰6in			
小型	IDU3D	2.2	300	0.15~1.0	5~80	2~40 (相对湿度85%以下)	R134a	单相AC200	205		
	IDU4D	3.7	430				220		Rc³/₈		
	IDU6D	5.5	640		5~75		R22		300 Rc¹/₂		
	IDU8D	7.5	850		5~75		325	Rc³/₄			
中型	IDU11C	11	1300	0.15~1.0	5~70	2~40 (相对湿度85%以下)	R22	三相AC200/380配变	348		
	IDU15C	15	2050						597 R1		
	IDU22C1	22	3150		5~60			750	750		
	IDU37C1	37	5200					870	Rc¹/₂		
	IDU55C	55	7650					1520	R2		
	IDU75C	75	10500					2290			

2) JS 系列冷冻式干燥器(震东机械)如表 4-8~表 4-11 所示。

表 4-8 气冷式低温型冷冻式干燥器的技术参数(最大入口温度≤45℃)

型号	处理空气量 ^①		耗电量/kW	电源 ^③	重量/kg	冷媒	空气出入口管径
	Nm ³ /min	SCFM ^②					
JS-5A	0.8	28	0.4	1Φ220	43	R134-a	G½
JS-10A	1.35	47	0.5	1Φ220	56	R134-a	G1
JS-20A	2.6	91	0.7	1Φ220	76	R134-a	G¾
JS-30A	3.6	127	1.0	1Φ220	120	R-22	G1½
JS-50A	6.9	243	1.4	1Φ220	130	R-22	G2
JS-75A	10.7	377	2.0	3Φ380	265	R-22	G3
JS-100A	14.4	508	2.5	3Φ380	300	R-22	G3
JS-150A	21.4	755	3.9	3Φ380	400	R-22	G3
JS-200A	28.5	1006	5.5	3Φ380	500	R-22	DN100
JS-250A	34.2	1207	6.7	3Φ380	510	R-22	DN100

(续)

型号	处理空气量 ^①		耗电量 /kW	电源 ^③	重量/kg	冷媒	空气出入口管径
	Nm ³ /min	SCFM ^②					
JS-300A	42.7	1507	7.7	3Φ380	800	R-22	DN125
JS-350A	52	1820	10.0	3Φ380	850	R-22	DN125
JS-400A	59.5	2106	10.0	3Φ380	900	R-22	DN125
JS-500A	70.8	2506	11.8	3Φ380	1000	R-22	DN150
JS-600A	79.3	2807	13.0	3Φ380	1100	R-22	DN150

① 标准处理空气条件 (空气入口压力: 0.7MPa; 空气入口温度; 35℃; 环境温度; 32℃, 压力露点 2~10℃)。

② ft³/h (标准立方英尺每小时)。

③ 1Φ220 表示单相 220V; 3Φ380 表示 3 相 380V。

表 4-9 气冷式高温型冷冻式干燥器的技术参数 (最大入口温度≤80℃)

型号	处理空气量 ^①		耗电量 /kW	电源 ^③	重量/kg	冷媒	空气出入口管径
	Nm ³ /min	SCFM ^②					
JS-5AC	0.8	28	0.45	1Φ220	56	R134-a	G $\frac{1}{2}$
JS-10AC	1.35	47	0.55	1Φ220	68	R134-a	G1
JS-20AC	2.6	91	0.75	1Φ220	90	R134-a	G $\frac{3}{4}$
JS-30AC	3.6	127	1.1	1Φ220	140	R-22	G $\frac{1}{2}$
JS-50AC	6.9	243	1.5	1Φ220	150	R-22	G2
JS-75AC	10.7	377	2.1	3Φ380	315	R-22	G3
JS-100AC	14.4	508	2.7	3Φ380	365	R-22	G3
JS-150AC	21.4	755	4.5	3Φ380	460	R-22	G3
JS-200AC	28.5	1006	6.0	3Φ380	590	R-22	DN100
JS-250AC	34.2	1207	7.2	3Φ380	600	R-22	DN100
JS-300AC	42.7	1507	8.3	3Φ380	900	R-22	DN125
JS-350AC	52	1820	10.6	3Φ380	950	R-22	DN125

①、②、③见表 4-8。

表 4-10 水冷式低温型冷冻式干燥器的技术参数 (最大入口温度≤45℃)

型号	处理空气量 ^①		适用空压机 /hp ^③	耗电量 /kW	空气出入口管径	冷凝器水出入 口管径	冷却水量/ (m ³ /h)	冷凝器(室温)	冷却水塔(室温)	重量/g	电源
	Nm ³ /min	SCFM ^②									
JS-75W	10.7	377	75	1.5	DN80	G $\frac{3}{4}$	3	4	5	260	3Φ380 ^④
JS-100W	14.4	508	100	2.0	DN80	G $\frac{3}{4}$	3	4	5	300	
JS-150W	21.4	755	150	3.0	DN80	G1	3.8	5	5	350	
JS-200W	28.5	1006	200	4.3	DN100	G1	4.5	6	8	500	

(续)

型号	处理空气量 ^①		适用空压机/hp ^③	耗电量/kW	空气出入口管径	冷凝器水出入口管径	冷却水量/(m ³ /h)	冷凝器(室温)	冷却水塔(室温)	重量/g	电源
	Nm ³ /min	SCFM ^②									
JS-250W	34.2	1207	250	5.4	DN100	G1¼	5.6	7.5	8	550	3Φ380 ^④
JS-300W	42.7	1507	300	6.3	DN125	G1½	6.7	9	10	800	
JS-350W	52	1820	350	8.2	DN125	G1½	7.9	10	10	850	
JS-400W	59.5	2106	400	8.2	DN125	G1½	9	12	15	900	
JS-500W	70.8	2506	500	9.2	DN150	G1½	10.8	15	15	1000	
JS-600W	79.3	2807	600	10.4	DN150	G1½	13.5	17	20	1100	
JS-750W	106.2	3759	750	16.4	DN200	DN50	18	24	25	1400	
JS-1000W	141.4	5005	1000	18.4	DN200	DN65	22.5	30	30	1600	
JS-1200W	169.7	6007	1200	20.8	DN200	DN65	27	34	40	1800	
JS-1500W	212	7504	1500	32.3	DN250	DN65	31.5	37	40	2400	
JS-2000W	282.7	10007	2000	38.9	DN300	DN80	45	52	60	3000	
JS-2500W	340	12014	2500	47.5	DN400	DN100	54	64	70	3500	
JS-3000W	425	15008	3000	58.1	DN400	DN100	63	74	80	4000	

①、② 见表 4-8。

③ 1hp = 745.7W。

④ 3Φ380 表示 3 相 380V。

表 4-11 水冷式高温型冷冻式干燥器的技术参数 (最大入口温度≤80℃)

型号	处理空气量		适用空压机/hp ^③	耗电量/kW	空气出入口管径	冷凝器水出入口管径	前置冷却器出口	冷却水量/(m ³ /h)	冷凝器(室温)	冷却水塔(室温)	重量/g	电源
	Nm ³ /min	SCFM ^②										
JS-75WC	10.7	377	75	1.5	DN80	G¾	G1	6	4	8	340	3Φ380 ^④
JS-100WC	14.4	508	100	2.0	DN80	G¾	G1	6	4	8	380	
JS-150WC	21.4	755	150	3.0	DN80	G1	G1	7.6	5	10	450	
JS-200WC	28.5	1006	200	4.3	DN100	G1	G1½	9	6	15	600	
JS-250WC	34.2	1207	250	5.4	DN100	G1¼	G1½	11.3	7.5	15	650	
JS-300WC	42.7	1507	300	6.3	DN125	G1½	G1½	13.5	9	20	900	
JS-350WC	52	1820	350	8.2	DN125	G1½	G1½	15.8	10	20	950	
JS-400WC	59.5	2106	400	8.2	DN125	G1½	G2	18	12	25	1100	
JS-500WC	70.8	2506	500	9.2	DN150	G1½	G2	21.5	15	30	1200	
JS-600WC	79.3	2807	600	10.4	DN150	G1½	G2	27	17	40	1300	
JS-750WC	106.2	3759	750	16.4	DN200	DN50	G2½	36	24	50	1700	
JS-1000WC	141.4	5005	1000	18.4	DN200	DN65	G2½	45	30	60	1900	

①、② 见表 4-8。

③ 见表 4-10。

④ 3Φ380 表示 3 相 380V。

3) RSLF/RSLS 系列冷冻式干燥器(日盛)的技术参数如表 4-12 和表 4-13 所示。

表 4-12 RSLF 系列风冷式冷冻式干燥器(日盛)的技术参数

型号	公称容积流量 /(m ³ /min)	电源 /(V/Ph ^① /Hz)	额定功率 /kW	空气接口管径 /mm	排水接口管径 /mm	重量 /kg
RSLF-05	0.5	220/1/50	0.3	Rc ^{1/2}	Φ10	40
RSLF-10	1.2	220/1/50	0.4	Rc ^{1/2}	Φ10	40
RSLF-20	2.4	220/1/50	0.5	Rc ^{3/4}	Φ10	50
RSLF-30	3.6	220/1/50	0.7	Rc1	Φ10	80
RSLF-40	4.6	220/1/50	1.1	Rc1	Φ10	80
RSLF-50	5.0	220/1/50	1.6	Rc1 ^{1/2}	Φ10	110
RSLF-60	6.5	220/1/50	1.8	Rc1 ^{1/2}	Φ10	110
RSLF-80	8.8	220/1/50	2.1	Rc2	Φ10	120
RSLF-100	11.0	220/1/50	2.6	Rc2	Φ10	140
RSLF-120	13.0	220/1/50	3.0	Rc2	Φ10	150
RSLF-150	17.0	380/3/50	3.8	Rc2	Φ10	170
RSLF-200	22.0	380/3/50	4.5	Rc2 ^{1/2}	Φ10	200
RSLF-250	27.0	380/3/50	4.6	DN80	Φ10	400
RSLF-300	33.0	380/3/50	6.0	DN80	Φ10	450
RSLF-350	37.0	380/3/50	7.6	DN80	Φ10	500
RSLF-400	45.0	380/3/50	8.7	DN100	Φ10	600
RSLF-500	55.0	380/3/50	11.0	DN100	Φ10	700
RSLF-600	65.0	380/3/50	12.5	DN100	Φ10	800
RSLF-700	73.0	380/3/50	13.0	DN125	Φ10	850
RSLF-800	80.0	380/3/50	14.03	DN150	DN15	1450
RSLF-900	90.0	380/3/50	19.20	DN150	DN15	1550
RSLF-1000	100.0	380/3/50	22.8	DN150	DN15	1850
RSLF-1200	120.0	380/3/50	25.9	DN150	DN15	2100
RSLF-1500	150.0	380/3/50	31.9	DN200	DN15	3200
RSLF-1800	180.0	380/3/50	38.0	DN200	DN15	3500
RSLF-2000	200.0	380/3/50	42.0	DN200	DN15	4000
RSLF-2500	250.0	380/3/50	57.0	DN250	DN15	—
RSLF-3000	300.0	380/3/50	67.0	DN250	DN15	—

① 1—单相电源；3—三相电源。

表 4-13 RSLS 系列水冷式冷冻式干燥器

型号	公称容积流量/(m³/min)	电源/(V/Ph ^① /Hz)	额定功率/kW	冷却水管径/mm	最大冷却水量/(t/h)	空气接口管径/mm	排水接口管径/mm	重量/kg
RSLS-100	11.0	220/1/50	2.4	R1"	0.6	Rc1	Φ10	165
RSLS-120	13.0	220/1/50	2.8	R1"	0.9	Rc1½"	Φ10	250
RSLS-150	17.0	380/3/50	3.3	R1"	1.5	Rc2	Φ10	230
RSLS-200	22.0	380/3/50	4.1	R1½"	3.0	DN65	DN15	365
RSLS-250	27.0	380/3/50	4.1	R1½"	3.0	DN65	DN15	530
RSLS-300	33.0	380/3/50	5.3	R1½"	3.9	DN80	DN15	530
RSLS-350	37.0	380/3/50	6.9	R1½"	4.8	DN80	DN15	590
RSLS-400	45.0	380/3/50	7.9	R1½"	6.0	DN100	DN15	680
RSLS-500	55.0	380/3/50	10.2	R2"	7.2	DN125	DN15	1000
RSLS-600	65.0	380/3/50	11.2	R2"	9.0	DN125	DN15	1036
RSLS-700	73.0	380/3/50	11.2	R2"	10.2	DN150	DN15	1200
RSLS-800	80.0	380/3/50	11.2	R2"	12.0	DN150	DN15	1780
RSLS-900	90.0	380/3/50	14.10	R2"	15.0	DN150	DN15	1850
RSLS-1000	100.0	380/3/50	14.70	R2½"	15.0	DN150	DN15	2100
RSLS-1200	120.0	380/3/50	18.37	R2½"	18.0	DN150	DN15	2300
RSLS-1500	150.0	380/3/50	22.05	R2½"	20.0	DN200	DN15	2680
RSLS-1800	180.0	380/3/50	29.40	R2½"	24.0	DN200	DN15	3300
RSLS-2000	200.0	380/3/50	36.75	R2½"	30.0	DN200	DN15	3600
RSLS-2500	250.0	380/3/50	36.75	R3"	32.0	DN250	DN15	4100
RSLS-3000	300.0	380/3/50	44.10	R3"	40.0	DN250	DN15	4800
RSLS-3500	350.0	380/3/50	51.45	R3"	45.0	DN300	DN15	5500

① 见表 4-12。

4) 选用。冷冻式干燥器在使用时，应考虑进气温度、压力及环境温度和空气处理量。进气温度应控制在 40℃ 以下，超出此温度时，可在干燥器前设置后冷却器。进入干燥器的压缩空气压力不宜低于干燥器的额定工作压力。环境温度宜低于 35℃，若环境温度过低，需对排污处加装加热装置，防止冷凝水结冰。干燥器实际空气处理量，在考虑了进气压力、温度和环境温度等因素后，应不大于干燥器的额定空气处理量。根据式 (4-3) 计算，由气动系统所需压缩空气实际处理量 q 来选择冷冻式干燥器的额定空气处理量 q_e 。

$$q_e = k_1 k_2 k_3 q \quad (4-3)$$

式中 k_1 ——进气压力修正系数；

k_2 ——进气温度修正系数；

k_3 ——环境温度修正系数；

q ——实际处理空气量 (m^3/min) (ANR)。

各种型号的冷冻式空气干燥器的修正系数的选择是不同的，见所选用产品的产品说明书。

3. 注意事项

1) 不要放置在日晒、雨淋、风吹或相对湿度大于 85% 的场所。不要放置在灰尘多、有腐蚀性或可燃性气体的环境中。不要放置在有振动、冷凝水有冻结危险的地方。不要离壁面太近，以免通风不良。不得已需要在有腐蚀性气体的环境中使用时，应选用钢管经防锈处理的干燥器或不锈钢交换器型的干燥器。应在环境温度 40℃ 以下使用。

2) 压缩空气的进出口不要接错。为便于维修，要确保维修空间，并应设置旁通管路。要防止空压机的振动传给干燥器。配管重量不要直接加在干燥器上。

3) 排水管不要向上立着，不要打折或压扁。

4) 压缩空气质量差，如混入大量灰尘和油分，这些赃物会粘附在热交换器上，降低其工作效率，同时排水也易失效。尽量在干燥器进口设置过滤器，并要确认一天排水不少于一次。

5) 干燥机的通风口每月要用吸尘器清扫一次。

6) 接通电源，待干燥机运转状态稳定后，再接通压缩空气。停止运转后，必须等待 3min 以上才能再起动。

7) 若使用自动排水器，应经常检查其排水功能是否正常。要经常清扫冷凝器上的灰尘等。要经常检查冷媒的压力，可判断冷媒是否泄漏及冷冻机的能力是否有变化。要检查排除冷凝水的温度是否正常。

4.4 吸附式干燥机

1. 工作原理

吸附式空气干燥机是利用具有吸附性能的吸附剂（如硅胶、活性氧化铝、分子筛等）吸附空气中水蒸气的一种压缩空气净化装置。吸附剂吸附湿压缩空气中的水蒸气后将达到饱和状态。为了能够连续工作，就必须使吸附剂中的水分排除掉，使吸附剂恢复到干燥状态，这一过程称为吸附剂的再生（亦称脱附）。吸附剂常见的再生方法有加热再生和无热再生两种。目前加热再生与无加热再生均有广泛应用。

无热再生式干燥机利用了吸附剂的变压吸附原理，即吸附剂压力高时吸附水分多，压力低时吸附水分少。图 4-7 所示为无热再生吸附式干燥机工作原理图。它有两个填满吸附剂的相同容器甲（T1）和乙（T2）。湿空气经二位五通阀先从容器 T2 的底部流入，通过吸附剂层流到上部，压缩空气中的水分被吸

附剂吸收，干燥后的空气通过单向阀输出，供气动系统使用。与此同时，输出的干燥空气量的10%~20%经节流阀流入再生筒T1，使吸附剂再生。由于再生筒的底部通过二位五通阀及二位二通阀与大气相通，使流入再生筒的干燥压缩空气迅速减压流过再生筒中已达饱和状态的吸附层，吸附在吸附剂上的水分就会被脱附。脱附出来的水分随压缩空气通过阀排向大气。由此实现了无需外加热而使吸附剂再生。

干燥器的T1、T2两筒轮流干燥和再生，交替工作。通常由一个定时器切换二位五通阀（工作周期为5~10min），使吸附剂轮流吸附和再生，这样便可以得到连续输出的干燥压缩空气。二位二通阀的作用是使再生筒在转换吸附工作前预先充压，防止再生和干燥切换时输出流量的波动。干燥机输出的干燥压缩空气的性能，取决于吸附剂的种类和筒内吸附剂的装填量，以及空气的流速等。

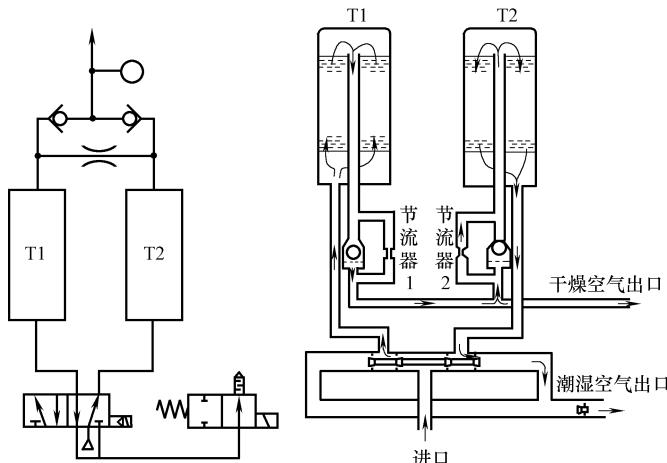


图 4-7 无热再生吸附式干燥机工作原理图

冷冻式干燥机虽能提供大量稳定的优质干燥空气，但压力露点不能低于0℃。压力露点可达-30~-70℃，适合处理空气量小但干燥程度要求高的场合。

2. 主要品牌型号及选用

1) ID系列无热再生吸附式干燥机(SMC)的技术参数如表4-14所示。

表 4-14 ID 系列无热再生吸附式干燥机 (SMC) 的技术参数

型号	输入流量 /(L/min) (ANR)	输出流量 /(L/min) (ANR)	再生流量 /(L/min) (ANR)	使用压力 范围/MPa	配管口径	出口大气压露点	电源
ID20	100	80	20	0.3~1.0	Re $\frac{1}{4}$	-30℃以下(进口压力 0.7MPa、温度35℃、 输入流量下)	AC100V (或 AC200V), 300W
ID30	192	155	37	0.3~1.0	Re $\frac{1}{2}$		
ID40	415	330	85	0.3~0.9	Re $\frac{1}{2}$		
ID60	975	780	195	0.3~0.9	Re $\frac{3}{4}$		

2) GJ 系列无热再生吸附式干燥机 (贝腾) 的技术参数如表 4-15 所示。

表 4-15 GJ 系列无热再生吸附式干燥机 (贝腾) 的技术参数

序号	型 号	接口管径/in	流量/(m ³ /min)	外形尺寸/mm(长×宽×高)
1	GJ015-B	1	1.5	390×270×1162
2	GJ026-B	1	2.6	499×270×1162
3	GJ038-B	1	3.8	608×270×1162
4	GJ065-B	2	6.5	608×270×1617
5	GJ085-B	2	8.5	717×270×1617
6	GJ106-B	2	10.6	826×270×1617
7	GJ146-B	2	14.6	1044×270×1617
8	GJ165-B	2	16.5	1153×270×1617
9	GJ206-B	2	20.6	1371×270×1617
10	GJ248-B	3	24.8	940×530×1617
11	GJ295-B	3	29.5	1048×530×1617
12	GJ336-B	3	33.6	1157×530×1617
13	GJ385-B	3	38.5	1267×530×1617
14	GJ425-B	3	42.5	1375×530×1617

3) JS 系列无热吸附式干燥机 (震东机械) 的技术参数如表 4-16 所示。

表 4-16 JS 系列无热吸附式干燥机 (震东机械) 的技术参数

型号	处理空气量		空气出入 口管径	外形尺寸/mm			重量/kg
	Nm ³ /min	SCFM ^①		A	B	C	
JS-10RD	1.35	47	3/4"	730	340	1320	120
JS-20RD	2.6	91	1"	840	380	1560	180
JS-30RD	3.6	127	1"	940	380	1520	220
JS-50RD	6.9	243	1 1/2"	1060	400	1910	390
JS-75RD	10.7	377	1 1/2"	1130	440	2170	520
JS-100RD	14.4	508	2"	1230	490	2260	680
JS-150RD	21.4	755	DN65	1440	600	2290	940
JS-200RD	28.5	1006	DN80	1570	660	2500	1200
JS-250RD	34.2	1207	DN80	1650	710	2590	1450
JS-300RD	42.7	1507	DN100	1850	760	2730	1800
JS-400RD	59.5	2106	DN100	1960	850	2790	2200
JS-500RD	70.8	2506	DN125	2220	920	3020	3000
JS-600RD	79.3	2807	DN125	2320	1030	3000	3600
JS-750RD	106.2	3759	DN150	2630	1140	3250	4350

① SCFM 表示 ft³/h。

3. 注意事项

- 1) 进出口不能装反。应水平安装。进口应设置空气过滤器和油雾分离器，否则，压缩空气中的油雾和灰尘等将使吸附剂的毛细管堵塞，使吸附能力下降，使用寿命变短。
- 2) 若希望在不停气条件下更换吸附剂，应设计旁路系统。
- 3) 应先加压再接通电源。若加压前接通电源，由于单向阀动作差（特别是压力低时），有可能一开始出现异常多的再生流量。
- 4) 要防止电磁换向阀动作不良可能出现的压缩空气不流动问题。
- 5) 吸附剂长期使用会粉化，应在粉化之前予以更换，以免粉末混入压缩空气中。
- 6) 干燥机长期不用，吸附剂可能是湿的。再次使用之前，应关闭吸附式干燥器二次侧的阀，进行再生，使吸附剂干燥是必要的。

气动系统使用的空气量应在干燥机的额定输出流量之内，否则会使空气露点温度达不到要求。干燥机使用时规定时限，应全部更换筒内的吸附剂。此外，吸附式干燥机在使用时，应在其输出端安装精密过滤器，以防止筒内的吸附剂在压缩空气的不断冲击下产生的粉末混入压缩空气中。要减少进入干燥机的湿空气中的油分，以防油粘附在吸附剂表面使吸附剂降低吸附能力，产生所谓“油中毒”现象。

4.5 过滤器

1. 作用与分类

过滤器的作用主要是清除压缩空气中的油污、水分、粉尘和气味等，使压缩空气满足使用要求。过滤器的分类与作用如表 4-17 所示。

表 4-17 过滤器的分类与作用

序号	名称	作用
1	主管路过滤器	安装在主管路中。清除压缩空气中的油污、水和粉尘等，以提高下游干燥器的工作效率，延长精密过滤器的使用时间
2	空气过滤器	除去压缩空气中的固态杂质、水滴和污油滴等，不能除去气态油、水
3	油雾分离器	可分离掉主管路过滤器和空气过滤器难以分离掉的 $0.3\sim0.5\mu\text{m}$ 气状溶胶粒子及大于 $0.3\mu\text{m}$ 的锈末、炭粒
4	微雾分离器	可清除 $0.01\mu\text{m}$ 以上的气状溶胶油粒子及 $0.01\mu\text{m}$ 以上的炭粒和尘埃。可作为精密计量用高净空气和洁净室用压缩空气的前置过滤器
5	超微油雾分离器	可去除压缩空气中的气态油粒子，且寿命长。能把有油雾的压缩空气变成无油压缩空气。用于涂装线、洁净室及对无油要求很高的机器使用的高度洁净的压缩空气的场合
6	除臭过滤器	除去压缩空气中的气味和有害气体等，以获得洁净室所要求的压缩空气
7	水滴分离器	除去压缩空气中 99% 的水滴。分水效率比主管路过滤器高，比空气干燥器低，一般用于对空气露点温度要求不高的场合

2. 主管路过滤器

安装在主管路中，清除压缩空气中的油污、水和粉尘等，以提高下游干燥器的工作效率，延长精密过滤器的使用时间。图 4-8 为主管路过滤器的结构原理图。通过过滤元件分离出来的油、水和固态污染物等，流入过滤器下部，由手动（或自动）排水器排出。

3. 空气过滤器

除去压缩空气中的固态杂质、水滴和污油滴等，不能除去气态油、水。

按过滤器的排水方式，有手动排水型和自动排水型。自动排水型按无气压时的排水状态，有常开型和常闭型。图 4-9 是空气过滤器的结构原理图。从进口流入的压缩空气，经导流片的切线方向的缺口强烈旋转，液态油水及固态污染物受离心作用，被甩到水杯的内壁上，再流至底部。除去了液态油水及杂质的压缩空气，通过滤芯 3 进一步清除微小固态颗粒，然后从出口流出。但是，空气中的溶胶状的微粒是能通过 $5\mu\text{m}$ 的滤芯的。挡水板 4 能防止下部的液态油水被卷回气流中。聚积在水杯 5 内的冷凝水，按动手动按钮，便可从排水口排出。

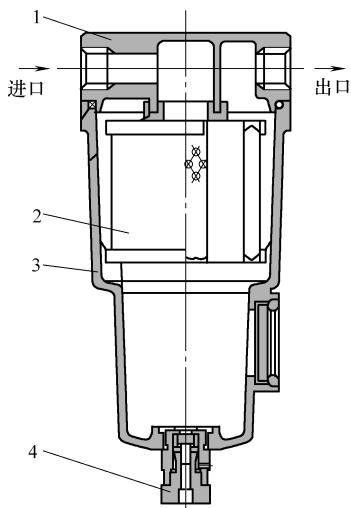


图 4-8 主管路过滤器的结构原理图

1—主体 2—滤芯 3—外罩
4—手动排水器

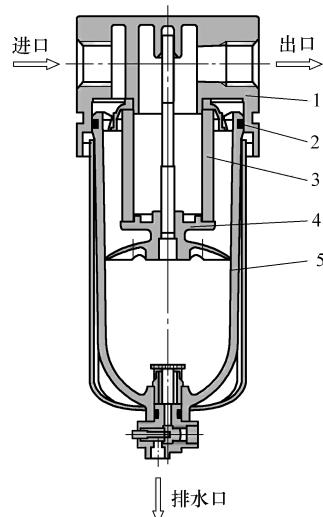


图 4-9 空气过滤器的结构原理图

1—主体 2—O 形圈 3—滤芯
4—挡水板 5—水杯

滤芯有金属网型、烧结型和纤维凝聚型。烧结型有铜珠烧结、树脂烧结和陶瓷烧结等。铜珠烧结滤芯的表面和内部都起过滤作用，强度好、耐用，可清洗几次重复使用。纤维凝聚型有树脂类、人造纤维类材料等。金属网型只是表面起过滤作用。

4. 油雾分离器

可分离掉主管路过滤器和空气过滤器难以分离掉的 $0.3\sim0.5\mu\text{m}$ 气状溶胶粒子

及大于 $0.3\mu\text{m}$ 的锈末、炭粒。

油雾分离器与主管路过滤器的结构相类似，仅滤芯材料不同。图 4-10 为油雾分离器结构原理图。压缩空气从进口流入滤芯 3 内侧，再流向外侧。进入纤维层的油粒子，依靠其运动惯性被拦截并相互碰撞或粒子与多层纤维碰撞，被纤维吸附。更小的粒子因布朗运动被纤维吸附。且越往外，粒子逐渐增大而成为液态，凝聚在特殊的泡沫塑料层表面，在重力作用下流落至杯子 5 底部再被排出。

5. 过滤器技术参数

1) 流量特性。流量特性是指过滤器在一定的进气压力下，其进出口两端的压力降与通过该元件的标准额定流量之间的关系。SMC AF40 型过滤器的流量特性曲线如图 4-11 所示。

2) 分水效率。反映过滤器分离水分的能力，定义为：

$$\eta_w = \frac{\varphi_{in} - \varphi_{out}}{\varphi_{in}} \times 100\% \quad (4-4)$$

式中 η_w —— 分水效率；

φ_{in} —— 输入空气的相对湿度；

φ_{out} —— 输出空气的相对湿度。

一般要求过滤器的分水效率大于 80%。

3) 过滤精度。过滤精度是指过滤器从压缩空气中滤除的最小微粒尺寸。例如，过滤精度为 $5\mu\text{m}$ 的滤芯会将直径大于 $5\mu\text{m}$ 的微粒几乎完全滤除。滤芯的过滤精度按滤芯能滤除的最小微粒尺寸 (μm) 分为 2、5、10、20、40、70、100，可根据对压缩空气的质量要求来选定。

4) 分离度。分离度也称过滤器的有效度或过滤效率，以被分离的某特定大小微粒的百分比表示。例如，“对 $5\mu\text{m}$ 的过滤效率为 99.99%”，表明该指标是对应于特定大小的微粒而言的。

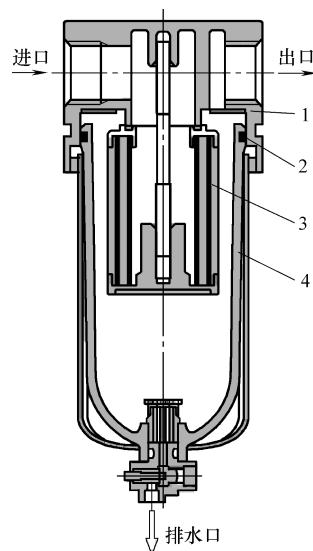


图 4-10 油雾分离器结构原理图

1—主体 2—O 形圈 3—滤芯
4—挡水板

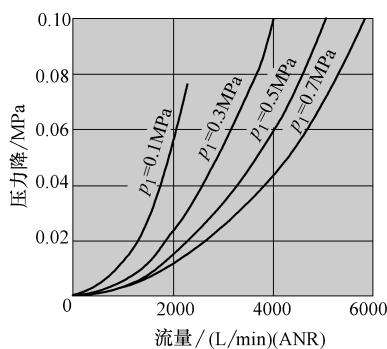


图 4-11 SMC AF40 型过滤器的流量特性曲线

6. 主要品牌型号及选用

1) QSLA 和 QLS 系列空气过滤器 (方大气动) 的技术参数如表 4-18、表 4-19 所示。

表 4-18 QSLA 系列空气过滤器 (方大气动) 的技术参数

通径/mm		3	8	10	15	
使用温度范围/℃		-25~+80(但在不冻结条件下)				
最高进口压力/MPa		1.0				
水分离效率(%)		≥80				
过滤精度/μm		50~75				
流量特性	进口压力/MPa	出口压力/MPa	空气流量/(L/min)(ANR)			
	0.25	0.237		450	760	1170
	0.4	0.38	90	720	1170	1460

表 4-19 QLS 系列空气过滤器 (方大气动) 的技术参数

通径/mm		8	10	15	20	25	32	40	
使用温度范围/℃		-25~+80(但在不冻结条件下)							
最高进口压力/MPa		1.0							
水分离效率(%)		≥80							
过滤精度/μm		50~75				25~50			
流量特性	进口压力/MPa	出口压力/MPa	空气流量/(L/min)/(ANR)						
	0.25	0.237	450	760	1170	1700	2100	2660	3800
	0.4	0.38	720	1170	1460	2800	3420	5000	6710

2) 494 系列空气过滤器 (华通气动) 的技术参数如表 4-20 所示。

表 4-20 494 系列空气过滤器 (华通气动) 的技术参数

配管口径	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1
通径/mm	6	6	10	10	20	20
输入压力 p_1/MPa	流量/ $\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (L/min) (当压降 $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$ 、过滤精度 50~75 μm 时)					
0.1	25	(415)	90	(1500)	160	(2665)
0.25	42	(700)	150	(2500)	3000	(5000)
0.4	42	(915)	200	(3330)	380	(6330)
0.6	70	(1165)	240	(4000)	450	(7500)
1.0	90	(1500)	300	(5000)	550	(6195)
1.6	115	(1915)	380	(6330)	660	(11000)
最大工作压力/MPa	1.0					
工作温度/℃	0~50					
过滤精度/μm	一般 50~75, 特殊订货: 25~40、10~20、5~10					
分水效率(%)	≥8%					

3) QL 系列空气过滤器 (华能气动) 的技术参数如表 4-21 所示。

表 4-21 QL 系列空气过滤器（华能气动）的技术参数

型号	QL1		QL2		QL3					
最高工作压力/MPa	1									
保证耐压力/MPa	1.5									
使用温度范围/℃	5~60									
过滤精度/μm	5、10、25、50									
水分离效率(%)	98									
排水容量/cm ³	12	45	80			110				
公称通径/mm	6	8	8	10	15	20	25			
接口螺纹	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1			
额定流量/(L/min)(ANR)	900	1200	2300	2600	2900	5000	5000			
备注	1. 额定流量指进口压力 0.7MPa 的情况下, 调定压力 0.5MPa 的情况下(标准状态下) 2. 排水容量为停气自动排水容量, 若为手动排水时应大于标尺高度 3. 拆、装水(油)杯及防护罩, 应在无压力状态下进行操作									

4) QGL 系列空气过滤器（未来自动装备）的技术参数如表 4-22 所示。

表 4-22 QGL 系列空气过滤器（未来自动装备）的技术参数

型号	公称通径/mm	最高使用压力/MPa	过滤度/μm	过滤效率(%)	工作温度/℃	最大流量/(m ³ /h)(ANR)	污水容量/cm ³	
QGL-8	8	1.00	0.3	99	5~60	20	25	
QGL-10	10							
QGL-15	15					40		
QGL-20	20							

5) AFF、AF、AM/AFM、AMF、AMG 系列过滤器（SMC）的技术参数如表 4-23~表 4-27 所示。

表 4-23 AFF 系列主管路过滤器（SMC）的技术参数

系列	AFF2B	AFF4B	AFF8B	AFF11B	AFF22B	AFF37B	AFF75B	AFF75A	AFF125A	AFF150A	AFF220A
配管口径	Rc $\frac{1}{8}$ Rc $\frac{1}{4}$ Rc $\frac{3}{8}$	Rc $\frac{1}{4}$ Rc $\frac{3}{8}$ Rc $\frac{1}{2}$	Rc $\frac{3}{8}$ Rc $\frac{1}{2}$ Rc $\frac{3}{4}$	Rc $\frac{1}{2}$ Rc $\frac{3}{4}$ Rc1	Rc $\frac{3}{4}$ Rc1	Rc1 Rc $\frac{1}{2}$	Rc $\frac{1}{2}$ Rc2	法兰 2in	法兰 3in	法兰 4in	法兰 4in

(续)

表 4-24 AF 系列空气过滤器 (SMC) 的技术参数

表 4-25 AM 和 AFM 系列油雾分离器 (SMC) 的技术参数

(续)

系列	AM150	AM250	AM350	AM450	AM550	AM650	AM850	AFM20	AMF30	AMF40	AMF40-06
环境和介质温度/℃	5~60								-5~60(未冻结时)		
过滤精度/ μm	3(去除 95%)										
输出侧油雾浓度	1.0mg/m ³ (ANR)(当空压机输出油雾浓度<30mg/m ³ (ANR)时)										
滤芯寿命	2年或当压降大于0.1MPa时,更换滤芯										
可装自动排水器系列	常开型、常闭型				常开型		AD27	AD37 AD38	AD47 AD48		

注: * 处的值为滤芯上的油已处于饱和状态下的压力降。

表 4-26 AMF 系列除臭过滤器(SMC) 的技术参数

系列	AMF150	AMF250	AMF350	AMF450	AMF550	AMF650	AMF850	AMF800	AMF900	AMF1000	AMF801	AMF901
配管口径	Rc $\frac{1}{8}$ Rc $\frac{1}{4}$ Rc $\frac{3}{8}$	Rc $\frac{1}{4}$ Rc $\frac{3}{8}$ Rc $\frac{1}{2}$	Rc $\frac{3}{8}$ Rc $\frac{1}{2}$ Rc $\frac{1}{4}$	Rc $\frac{1}{2}$ Rc $\frac{3}{4}$ Rc1	Rc $\frac{3}{4}$ Rc1	Rc1 Rc $\frac{1}{2}$	Rc $\frac{1}{2}$ Rc2	法兰 2in	法兰 2in, 3in,4in	法兰 4in, 6in	法兰 2in	法兰 2in, 3in,4in
额定流量/(L/min) (ANR) (0.7MPa下)	200	500	1000	2000	3500	6000	12000	8000	24000	40000	8000	24000
额定流量下压降/MPa	0.005	0.007	0.009	0.014	0.015	0.015	0.016	0.0062	0.0062	0.0063	0.0062	0.0062
使用压力范围/MPa	0.05~1.0											
环境和介质温度/℃	5~60											
过滤精度/ μm	0.01(去除 95% 颗粒)											
输出侧清洁度	0.3 μm 以上的粒子在 3.5 个/L(ANR) 以下											

6) D 系列和 MS 系列过滤器(FESTO)。某品牌的过滤器产品主要有 D 系列和 MS 系列过滤器, 这里主要给出 D 系列过滤器的技术参数, 具体信息请参照相关产品样本。D 系列分为 LF 过滤器、LFMA/LFMB 精细和超精细过滤器、LFX 活性炭过滤器三个子系列。这三个子系列的技术参数如表 4-28~表 4-30 所示。

表 4-27 AMG 系列水分分离器 (SMC) 的技术参数

系列	AMG150	AMG250	AMG350	AMG450	AMG550	AMG650	AMG850
配管口径	Rc $\frac{1}{4}$, Rc $\frac{3}{8}$	Rc $\frac{3}{8}$, Rc $\frac{1}{2}$	Rc $\frac{1}{2}$, Rc $\frac{3}{4}$	Rc $\frac{3}{4}$, Rc1	Rc $\frac{3}{4}$, Rc1	Rc1, Rc $\frac{1}{2}$	Rc $\frac{1}{2}$, Rc2
适用空压机功率/kW	2.2	5.5	11	15	22	37	75
使用压力范围/MPa	0.05~1.0(带自动排水器为0.15~1.0)						
额定流量/(L/min)(ANR)	300	750	1500	2200	3500	6000	12000
环境和介质温度/℃	5~60						
分水效率	99%						
排水	有手动或自动排水,但AMG650、850只有常开型						

表 4-28 LF 过滤器的技术参数

规格		微型				小型				中型				大型															
配管口径		M5	M7	G $\frac{1}{8}$	QS4	QS6	G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1													
安装位置		垂直±5°																											
结构特点		烧结过滤器,带离心分离				烧结过滤器,带离心分离																							
过滤精度/ μm		5				5或40																							
最大冷凝水容积/cm ³		3				22				43				80															
输入压力/MPa	手动	0~1.0				0~1.6																							
	半自动	0.1~1.0				—																							
	全自动	—				0.2~1.2																							
环境温度/℃		-10~+60																											
介质温度/℃		-10~+60																											
标准额定流量 ^① q_{nN} /(L/min) (ANR)	LF	170	280	290	170	280	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—													
	LF-...-D-...(-A)	—				1000	1200	1400	1900	2700	3000	3000	4400	5000	5300														
	LF-...-D-5M-...(-A)	—				800	950	1100	1600	1800	2000	2000	3700	3600	3800														

① $p_1 = 0.6 \text{ MPa}$ 且 $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$ 时测得。正常工作所需的最小流量为 125L/min。

表 4-29 LFMA/LFMB 过滤器的技术参数

规格		小型			中型				大型		
配管接口		G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1
安装位置		垂直 $\pm 5^\circ$									
结构特点		纤维过滤器									
工作介质	超精细过滤器 LFMA	过滤压缩空气, 过滤精度 1 μm									
	精细过滤器 LFMB	过滤压缩空气, 过滤精度 5 μm									
过滤精度/ μm	超精细过滤器 LFMA	0.01									
	精细过滤器 LFMB	1									
残余含油量/(mg/m ³)	超精细过滤器 LFMA	≤ 0.01									
	精细过滤器 LFMB	≤ 0.5									
输入压力/MPa	手动	0.1~1.6									
	全自动	0.15~1.2									
最大冷凝水容积/cm ³		22			43				80		
标准额定流量 ^① $q_{nN}/(\text{L/min})$	LFMA	130	160	180	350	380	400	460	750	900	950
	LFMB	250	300	310	500	700	900	1000	1150	1200	1250
环境温度/℃		-10~+60									
介质温度/℃		1.5~60									
重量/g	不带压差显示	250			650				1200		
	带压差显示	368			834				1340		

① $p_1 = 0.6 \text{ MPa}$ 且 $\Delta p = 0.1 \text{ MPa}$ 时测得。正常工作所需的最小流量为 125L/min。

表 4-30 LFX 过滤器的技术参数

规格		小型			中型				大型		
配管接口		G $\frac{1}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{4}$	G $\frac{3}{8}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G $\frac{1}{2}$	G $\frac{3}{4}$	G1
工作介质		过滤压缩空气, 未润滑, 过滤精度 0.01 μm									
结构特点		活性碳纤维过滤器									
安装位置		垂直 $\pm 5^\circ$									
残余含油量/(mg/m ³)		≤ 0.003									
输入压力/MPa		0~1.6									
环境温度/℃		-10~+60									
介质温度/℃		+5~+30									
重量	带连接板	376			816				1191		
	不带连接板	283			600				921		
$q_{nN}/(\text{L/min})$		300	330	400	650	950	1050	1100	1350	1400	1430
$q_{n\max}/(\text{L/min})$		360	360	360	900	900	900	900	1100	1100	1100

7) 选用。应根据通过主管路过滤器的最大流量不得超过其额定流量，来选择主管路过滤器的规格，并检查其他技术参数也要满足使用要求。若通过流量大，则通过滤芯的流速过大，会将凝聚在滤芯上的液体吹散，流向二次侧，反而造成下游的污染。

根据对空气质量的要求来选择过滤精度。根据通过过滤器的最大流量及两端允许的最大压力降来选择过滤器的规格。

7. 注意事项

- 1) 用差压计测定过滤器两端压降，当压降大于 0.1MPa 时，应更换过滤元件。
- 2) 应垂直安装。从观察窗能看见液面时，应打开手动排水阀放水。
- 3) 使用自动排水器时，排水管外径使用 10mm、长度应小于 5m。
- 4) 装配前，要充分吹除掉配管中的切屑、灰尘等，防止密封材料碎片混入。
- 5) 进出口方向不得装反。要垂直安装，水杯向下。为便于维修，上下应留出适当空间。
- 6) 不得安装在接近空压机处。因该处空气温度较高，大量水分仍呈水蒸气状态。

第5章 供气管路节能

5.1 管路布局及安装

压缩空气管路系统（见图 5-1）分为主管路系统和配管系统。主管路系统指从空压机到末端用气设备之间的气体输送管路，配管系统指冷却水进出管路、排污管路等。

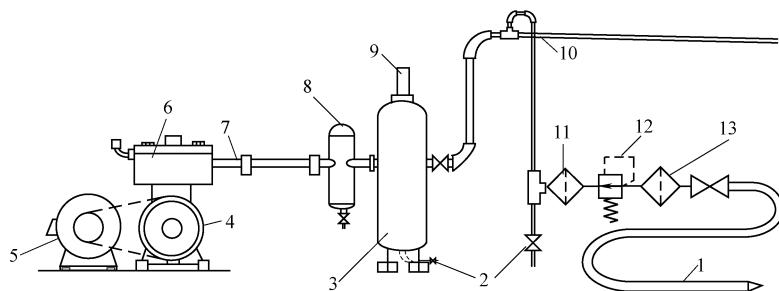


图 5-1 压缩空气管路系统

1—软管 2—截止阀 3—气罐 4—空气压缩机 5—电动机 6—吸入过滤器
7—后冷却器 8—油水分离器 9—安全阀 10—主配管（沿空气流动
方向每 1m 下倾 1cm） 11—过滤器 12—减压阀 13—油雾器

配管系统一直是压缩空气领域的交叉区域，大部分工业企业是在没有事先规划、设计、审批的情况下自行设计安装的，充分体现了即接即用的原则。不合理的管路系统给企业造成了巨大的能源浪费。

对于一个工厂进行管路布置时，应做到统筹全局。在设计设备之初就要考虑到管路的布置，以减少不必要的损失。尤其是在对流体传动与控制机械设备配置管路时要严谨科学。故在气动管路的理论指导下进行正确的设计和布置是很重要的。

1. 管路系统的布置原则

在不同的场合，对管路系统的要求不同，表 5-1~表 5-3 分别按照不同的压力要求、空气质量要求和可靠性与经济性要求介绍其管路布置。

- 1) 按供气压力布置管路系统的原则如表 5-1 所示。
- 2) 按供气品质布置管路系统的原则如表 5-2 所示。
- 3) 按供气可靠性和经济性布置管路系统的原则如表 5-3 所示。

表 5-1 按供气压力布置管路系统的原则

名称	适用环境	特点
多种压力管路供气系统	气动设备有多种压力要求	应根据供气压力大小和使用设备的位置,设计几种不同压力的管路供气系统
降压管路供气系统	气动设备有多种压力要求,但用气量都不大的情况	应根据最高供气压力设计管路供气系统。需要低压的气动设备,利用减压阀降压来得到低压空气
管路供气与增压供气相结合的供气系统	适用于大多数气动设备都使用低压空气,少数气动设备需要用气量不大的高压空气	应根据对低压空气的要求设计管路供气系统,而气量不大的高压空气采用增压供气方式来解决

表 5-2 按供气品质布置管路系统的原则

名称	适用环境	特点
一般供气系统	供气质量不高	若用气量不大,为减少投资,可用清洁气源代替
清洁供气系统	供气质量高	若用气量不大,可单独设置小型净化干燥装置来解决

表 5-3 按供气可靠性和经济性布置管路系统的原则

名称	适用环境	特点
终端管网供气系统	用于间断供气	系统简单,经济性好
环状管网供气系统	可持续供气,不受维修之苦的影响	系统供气可靠性高,每条支路设置截止阀

2. 安装管路的注意事项

- 1) 供气管路应按现场实际情况布置,尽量与其他管路(如水管、煤气管、暖气管等)、电线等统一协调布置。
- 2) 压缩空气主干管道应沿墙或柱子架空铺设,其高度应不妨碍设备的正常运行,又便于检修。长管道对热空气的流动具有散热作用,会使管内空气中的水蒸气冷凝成水。为便于排出冷凝水,顺气流方向,管道应向下倾斜,倾斜度为1/100~3/100。为防止长管道产生挠度,应在适当部位安装管道支撑(见表5-4)。管道支撑不得与管道焊接。

表 5-4 管道支撑的间距

公称直径/mm	支撑的最大间距		公称直径/mm	支撑的最大间距	
	保温管	不保温管		保温管	不保温管
15	1.5	2.5	80	4	6
20	2	3	100	4.5	6.5
25	2	3.5	125	5	7
32	2.5	4	150	6	8
40	3	4.5	200	7	9.5
50	3	5	250	8	11
70	4	6	300	8.5	12

3) 沿墙或柱子接出的支管必须在主干管的上部采用大角度拐弯后再向下引出，以免冷凝水进入分支管。支管沿墙或柱子接下来，离地面约1.2~1.5m处接一气源分配器，在分配器两侧接分支管或管接头，以便用软管接到气动装置上。

供气管道安装布置示意图如图5-2所示。

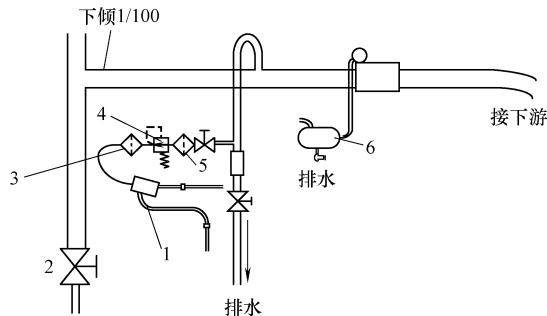


图 5-2 供气管道安装布置示意图

1—软管 2—截止阀 3—油雾器 4—减压阀 5—过滤器 6—小气罐

3. 气动系统管路发生问题大致有以下几方面的原因

(1) 冷凝水引起的故障 从空压机排出的具有一定压力、一定流量的压缩空气其有较高的温度，此时压缩空气中混有以气态形式存在的水分和油分，随着压缩空气的流动，温度不断下降，饱和状态的水分就变成了水滴在管路内析出，若排除不充分就容易造成故障。

对冷凝水的管理：设在冷凝水滞留处的排水阀至少每周要排放2~3次，要经常检查自动排水器工作是否正常，定期清洗分水滤气器和自动排水器内部的元件。

(2) 压力降、流量不足引起的故障

- 1) 换向阀动作不良。
- 2) 执行元件输出力不足。
- 3) 执行元件的作动速度过慢。
- 4) 气动工具转矩不够。
- 5) 物体下落和夹紧力变小。
- 6) 装置的循环变慢，不稳定。
- 7) 各类执行机构不能按预定规律运转。

对管路系统中阀的管理：压缩空气的泄漏会引起压力损失和流量不足，因此要经常检查各个阀门等元件是否因密封失灵而泄漏；管接头处是否因松弛和破裂而引起泄漏；减压阀和止回单向阀的工作是否正常。

(3) 管路安装布置不合理出现的问题 管路安装不合理，容易导致管路中的凝结水回流至空压机组中，导致管路中积水过多，影响空压机的正常工作。

对管路安装的要求：

- 1) 管路须有 1° ~ 2° 的倾斜度，以利于管路中冷凝水的排出。
- 2) 配管管路的压力降不得超过空压机使用压力的 5%，故配管时最好选用比设计值大的管路。
- 3) 支线管路必须从主管路的顶端接出，以避免主管路中的凝结水下流至工作机械中或者回流至空压机中。
- 4) 若空气使用量很大且时间很短，最好另加装一储气罐作为缓冲之用，这样可以减少空压机加卸载次数，对空压机使用寿命有很大的益处。
- 5) 管路中尽量减少使用弯头及各种阀类。

常见的错误管道设计如图 5-3 所示，当过滤器开始阻塞时，这些干燥机将面临不均衡的负荷，露点将上升，空压机的负荷将变得不平衡。正确的管道设计如图 5-4 所示。

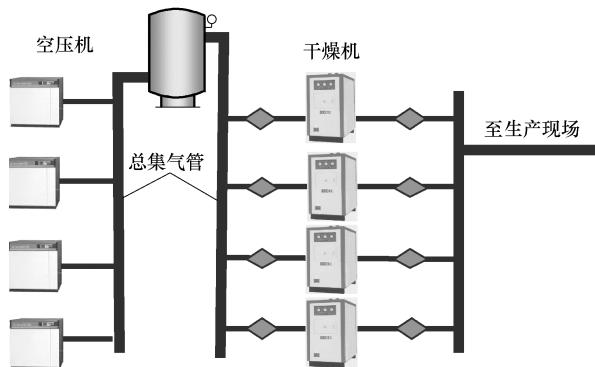


图 5-3 常见的错误管道设计

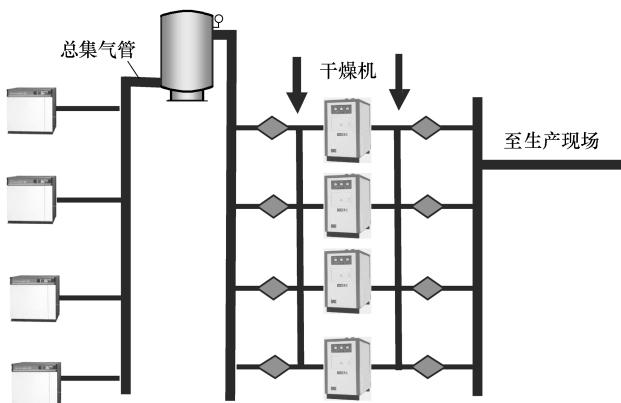


图 5-4 正确的管道设计

5.2 管路流通能力及压力损失

1. 管路的流通能力

气动元件的流通能力，是指单位时间内通过阀、管路等的气体质量，流通能力可以采用有效截面积 S 和质量流量 q 表示。

(1) 有效截面积 由于实际流体存在粘性，流速的收缩比节流孔实际面积小，此最小截面积称为有效截面积，它代表了节流孔的通流能力。

(2) 流量

1) 不可压缩气体通过节流小孔的流量。当气体以较低的速度通过节流小孔时，可以不计其压缩性，将其密度视为常数，由伯努利方程和连续性方程联立推导的流量公式与液压传动的小孔流量公式有相同的表达形式。

2) 可压缩气体通过节流小孔（气流达到声速）的流量。气流在不同流速时应采用有效截面积的流量计算公式。

在工程应用中，将一段管路等价为具有某一有效截面积的小孔，如图 5-5 所示。

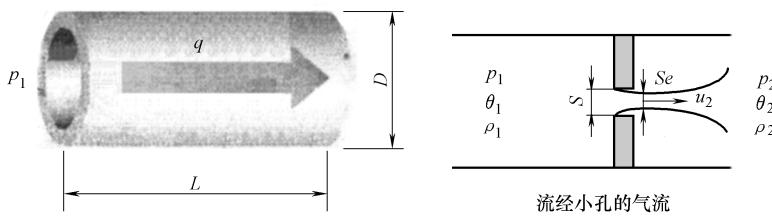


图 5-5 流经小孔的气流

管路中气体的流量公式为：

$$q_{ANR} = \begin{cases} C p_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} \frac{p_2}{p_1} & \frac{p_2}{p_1} \leq b \\ C p_1 \sqrt{\frac{293}{\theta_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} - b \right)^2} & \frac{p_2}{p_1} > b \end{cases} \quad (5-1)$$

式中 q_{ANR} ——标准状态下的体积流量，单位为 dm^3/s (ANR)；

C ——声速流导 ($\text{dm}^3/\text{s}(\text{s} \cdot 0.1 \text{ MPa})$)；

p_1 ——上流绝对压力 (0.1 MPa)；

p_2 ——下流绝对压力 (0.1 MPa)；

b ——临界压力比；

θ_1 ——温度 (℃)；

θ ——气流温度。

2. 管路的压力损失

压缩空气的压力损失受其本身的流速影响，此外还有气动管路的横截面积、管道长度及管道内表面粗糙度的影响。由式 (5-2) 可以看出各因素对管路压力损失的影响。

沿程压力损失公式：

$$\Delta p_l = \lambda \frac{l}{d} \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (5-2)$$

式中 Δp_l ——沿程压力损失 (Pa)；

l ——管长 (m)；

d ——管道内径 (m)；

λ ——沿程压力损失因数；

ρ ——密度 (kg/m^3)；

u ——流速 (m/s)。

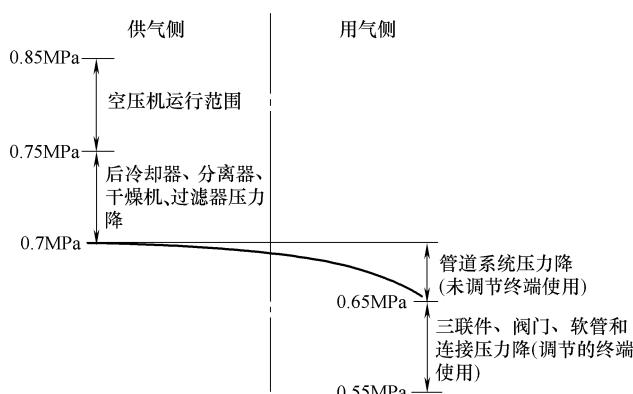


图 5-6 典型系统的压力梯度

典型系统的压力梯度如图 5-6 所示，空压机的排气口压力为 $0.75 \sim 0.85 \text{ MPa}$ ，经过后冷却器、分离器、干燥机和过滤器等空气处理元件后，压力降低到 0.7 MPa ，由于管路系统的压力损失以及 FRL (三联件)、阀门、软管等压力降，达到末端设备的压缩空气压力为 0.55 MPa 。

压缩空气输送管路中，由于弯头、三通、管路收缩扩张等的存在，一定的压力损失如图 5-7 所示。

从图 5-7 中可以清楚地看到气动管路系统中气体通过每一个元件时所产生的压

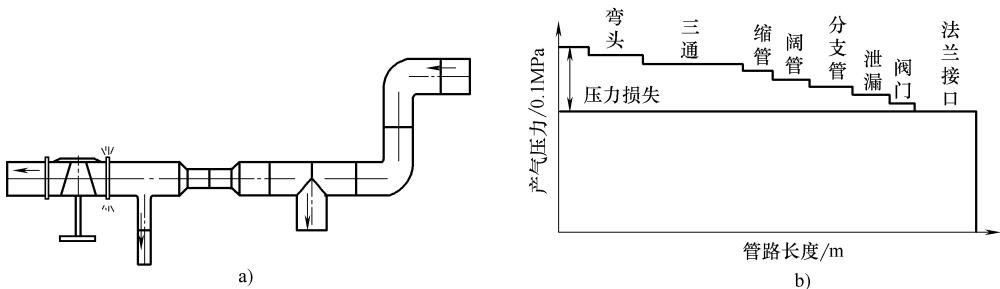


图 5-7 气动管路沿程压损产生分布示意图

a) 气路中收缩配管示意图 b) 沿程管路压损产生分布示意图

力损失。为满足用气末端的压力需求，压降的增加将造成空压机输出压力的上升，根据工程经验，空压机输出压力每上升 0.1 MPa，则耗电量上升约 7%，为此必须定期检查管路压降，并用正确的方法加以解决，而不是一味地提高空压机输出压力。对于管路的检验，应从管径、阀件、接头三个方面来实施。下面主要讲述管径的选择。

采用不同配管口径时，压力损失的变化如图 5-8 所示。由图 5-8 可以看出，流量一定时，管径越大，压力损失越小，当管径一定时，流量越大，压力损失越大。

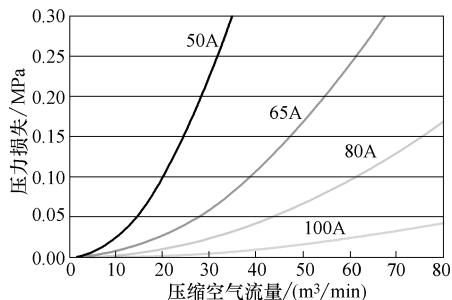


图 5-8 空气压力 0.6 MPa 时不同管径的压力损失 (A 表示截面积)

为了减少管路系统的压力损失，主管道内压缩空气的流速宜为 8~10 m/s，支管道内压缩空气的流速宜为 10~15 m/s。

管径选择的建议：

- 1) 空压站内与空压机相连的总管尺寸选择最好保证管道内流速不超过 6 m/s。
- 2) 离开空压站到主管道的管径尺寸选择应该保证其压缩空气流速不超过 9 m/s。

3) 用气点支管的管道尺寸选择应该保证其压缩空气流速不超过 15m/s。

管径计算公式：

$$d = \sqrt{\frac{4qp_a}{60\pi v(p_d + p_a)}} \quad (5-3)$$

式中 d ——管道内径 (m)；

q ——体积流量 (m^3/min)；

p_a ——大气压力 (MPa)；

p_d ——空压机出口压力 (表压) (MPa)；

v ——设计的管道内空气流速 (m/s)。

5.3 管接头的选用

管接头是连接管道的元件，管接头的选用要遵循连接牢固、不漏气、装拆快速方便的原则。

管接头使用时要注意：

- 1) 配管安装前，应充分吹净管道及管接头内的灰尘、油污、切屑等杂质，确认型号、尺寸、产品上无伤痕、裂纹。
- 2) 快插软管切断时，应保证切口垂直，且不变形，管子外部无伤痕。
- 3) 管接头通过螺纹安装到气动元件上时，应使用合适的扳手夹住接头拧入，拧紧转矩不宜过大。
- 4) 配管随设备转动时，需注意配管方向，以防配管转松。
- 5) 使用直插式管接头，必须把管子插到底。
- 6) 金属管不要超出所需长度，以减小压力损失，增大有效截面积，并减少耗气量。
- 7) 非金属管应满足最小长度的要求，以防设备运行中管子扭转变形，可动部件上的连接管可选用螺旋管。
- 8) 管道弯曲处不得压扁或打摺，管子弯曲应大于最小弯曲半径，不要让非金属管处于易磨损处。由于管子自重引起过大张力时，应有支撑。
- 9) 连接螺纹管及管子连接部位不允许有拉动或旋转，以免连接松脱。
- 10) 有静电的场合，应使用防静电管接头及防静电管子。
- 11) 有焊花的场合，应选用难燃性管接头及难燃性管子。
- 12) 要定期检查管子是否有划伤、磨损、腐蚀、拧扭、压扁、软化、硬化和漏气等。
- 13) 更换下的管接头及管子不可再次使用。

SMC 公司生产的管接头如表 5-5 所示。

表 5-5 SMC 公司生产的管接头

名称	系列	图片	适用管材	连接螺纹	连接外径/mm	特点
微型快换接头	KJ			M3, M5, 1/8in	3, 2, 4, 6	
快换接头	KQ			M5, M6, 1/8in, 1/4in, 3/8in, 1/2in	3, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 16	1. 可用于真空压力(绝对压力大于 1.3MPa) 2. 装拆快速 3. 适合狭窄空间配管
可回转式快换接头	KS KX		硬尼龙, 软尼龙, 聚氨酯		4, 6, 8, 10, 12	1. 可用于真空压力(绝压大于 1.3MPa) 2. 可高速旋转(KS: 250~500r/min, KX: 1000~1500r/min) 3. 用于机器人等的摇动部位或回转部位
集装式快换接头	KM			1/4in, 3/8in		1. 集中配管、紧凑 2. 装拆快速
多管对接式接头	DM			M3, M6	4, 6	可减少安装工作量, 常用于控制板上或机械装置上
微型接头	M			M3, M5, 1/8in	3, 2, 4, 6	螺纹连接或倒钩连接

(续)

名称	系列	图片	适用管材	连接螺纹	连接外径/mm	特点
卡套式接头	H、DL、L		硬尼龙，软尼龙，软铜管			1. 使用压力范围 0 ~ 1.0MPa 2. 流动损失小 3. 靠金属套管夹住管子，用螺母锁紧
嵌入式接头	KF		硬尼龙，软尼龙，聚氨酯	1/8in, 1/4in, 3/8in, 1/2in	4,6,8, 10,12	1. 可用于真空压力(绝压大于 1.3MPa) 2. 流动损失大 3. 将管子插入管座后，用锁母推管卡住管子
难燃性快换接头	KR、KRM	与 KQ 系列相似，在释放套外加有难燃性材质的罩子，防止火花侵入	难燃性尼龙		6,8,10,12	1. 部分零件使用难燃性材料 2. 用于火花发生的环境 3. 使用压力范围 0~1.0MPa 4. KR 系列可用于真空压力
耐腐蚀环境用快换接头	KG	与 KQ 系列相似		M5, 1/8in, 1/4in, 3/8in, 1/2in	4,6,8, 10,12, 16	1. 金属零件使用不锈钢 2. 可用于真空压力
耐腐蚀微型接头	MS	与 M 系列相似		M5	3.2,4,6	金属零件使用环境
自封式快换接头	KC		硬尼龙，软尼龙，聚氨酯	M5, 1/8in, 1/4in, 3/8in, 1/2in	3.2,4,6, 8,10,12	管子拔出，气路自动关闭；管子插入，气路接通
带速度控制阀的快换接头	AS			1/4,3/4, 3/8, 1,3		1. 使用压力范围 0.1 ~ 1MPa 2. 万向型管子的安装方向可在 360°内变化 3. 尺寸小，重量轻
带快排阀的快换接头	AQ		硬尼龙，软尼龙，聚氨酯	M5, 1/4in, 3/8in, 1/2in	1/2	1. 使用压力范围 0.05 ~ 0.9MPa 2. 工作温度：-5~60℃
带单向阀的快换接头	KK KK13		硬尼龙，软尼龙，聚氨酯	1/8, 1/4, 3/8, 1/2, 3/4	8,9,10, 12, 12.5, 15,16	1. 使用压力范围 KK 系列：0~1MPa; KK13 系列：0~1.5MPa 2. 工作介质：空气

5.4 阀的选用

在气动系统中，用来控制气体通过，以降低其压力或改变其流量及流动方向的装置，叫做阀。按照阀的作用可分为压力控制阀、流量控制阀、方向控制阀和比例控制阀。

1. 压力控制阀

(1) 减压阀 减压阀是出口侧压力可调，并能保持出口侧压力稳定的压力控制阀，如图 5-9 所示。减压阀可将较高的进口压力调节并降低到符合使用要求的出口压力并保证调节后出口压力的稳定。其他减压装置（如节流阀）虽能降压，但无稳压能力。减压阀的分类如图 5-10 所示，常用的直动式减压阀及先导式减压阀的功能与适用场所如表 5-6 所示。



图 5-9 减压阀



图 5-10 减压阀的分类

表 5-6 直动式减压阀和先导式减压阀的功能与适用场所

名称	功能	适用场所
直动式减压阀	利用手轮直接调节阀的压力	方便手动操作的环境
先导式减压阀	用压缩空气调节阀的开口度	适用于通径较大的减压阀

减压阀的内部受压部分通常都使用膜片式结构，故阀的开口量小，输出流量受限制。精密减压阀的受压部分使用平衡座阀式阀芯，可以得到很大的输出流量和溢流流量。

复合功能减压阀包括带速度控制阀和电磁换向阀的减压阀、带单向阀的减压阀、过滤减压阀、油雾分离器与减压阀的组合、减压阀与微雾分离器的组合、减压阀与微分离器的组合。

减压阀的选用：

- 1) 根据通过减压阀的最大流量，选择阀的规格。

2) 根据功能要求,选择阀的品种。如调压范围、稳压精度(是否要选择精密型减压阀)、是否需要遥控(遥控应选外部先导式减压阀)、有无特殊功能要求(是否要选大流量减压阀或复合功能减压阀)等。

使用注意事项:

1) 普通型减压阀,出口压力不要超过进口压力的85%;精密型减压阀,出口压力不要超过进口压力的90%。输出压力不超过设定压力的最大值。

2) 连接配管要充分吹洗,安装时要防止灰尘、切屑末等混入阀内。也要防止配管螺纹切屑末及密封材料混入阀内。

3) 空气的流动方向按箭头方向安装,不得装反。

4) 进气侧压力管路中,若含有冷凝水、油污及灰尘等,会造成常泄孔或节流孔堵塞,使阀芯动作不良,故应在减压阀前设置空气过滤器,油雾分离器,并应对它们定期维护。

5) 进口侧不得装油雾器,以免油雾污染常泄孔和节流孔,造成阀芯动作不良。若下游回路需要给油,油雾器应装在减压阀出口侧。

6) 在换向阀与气缸之间使用减压阀,由于压力急剧变化,需注意压力表的寿命。

7) 先导式减压阀前不宜使用换向阀,否则换向阀不断换向,会造成减压阀内喷嘴挡板机构较快磨耗,阀的特性会逐渐变差。

8) 使用塑料减压阀,应避免阳光直射。

9) 要防止油、水进入压力表中,以免压力表指示不准,压力表应安装在易于观察的位置。

10) 若减压阀要在低温环境(-30℃以上)或高温环境(<80℃)下工作,阀盖及密封件等应改变材质,对橡胶件低温时应使用特殊丁腈橡胶(NBR),高温时使用氟橡胶(FKM),阀的主要零件应使用金属。

11) 对常泄式减压阀,从常泄孔不断排气是正常的。若溢流量大,造成噪声大,可在溢流排风口装消声器。

12) 减压阀底部螺塞处要留出60mm以上空间,以便于维修。

13) 减压阀应留出调节压力的空间,手轮要用手工操作,不要用工具操作。设定压力时应沿压力升高的方向调整,压力调整完后应锁定。

(2) 增压阀 工厂气路中的压力,通常不高于1.0MPa。但在下列情况下,却需要少量局部高压气体。

1) 气路中个别或部分装置需要使用高压(比主管路压力高)。

2) 工厂主气路压力下降,不能保证气动装置的最低使用压力时,利用增压阀提供高压气体,以维持气动装置正常工作。

3) 空间窄小,不能配置大口径气缸,但输出力又必须确保。

4) 气控式远距离操作,必须增压以弥补压力损失。

- 5) 需要提高气液联用缸的液压力。
- 6) 希望缩短向气罐内充气至一定压力的时间。
- 7) 防爆氛围气体中想提高压力时。
- 8) 气缸一侧想增压时。
- 9) 气路终端用户的装置要求各不相同的高输出力的场合。

使用注意事项：

- 1) 增压阀出口压力超过 1.0MPa，应确认管接头、气管路、气阀的压力规格。
- 2) 接管前，应将配管吹洗干净。油泥多的场合，进口侧应设置油雾分离器，以保证增压阀内滑动部件动作良好，防止动作不良，寿命降低。增压阀的排气口应装消声器或排气洁净器。
- 3) 活塞应保持水平安装。安装螺母必须牢固，如有振动，应安装防振橡胶。
- 4) 先导压力控制型增压阀的先导压力为 0.1~0.5MPa，可由远距离操作的小型溢流式减压阀提供。
- 5) 手轮操作型增压阀出口压力的设定。出厂状态，一供气便溢流，应快速向外拔出调节手轮，按箭头方向回转，压力设定后，将手轮再压回。不许超出设定压力范围。压力设定后，要让二次侧降压，可利用手轮退出。再设定时，应将压力降至想设定的压力之下再进行。
- 6) 先导压力控制型增压阀出口压力的设定。可按先导压力是出口压力的 1/2 来设定先导压力。
- 7) 非常情况下要求快速排放残压，可在增压阀后设置三通阀。若设置在增压阀前，由于单向阀存在，残压排不出。
- 8) 一次侧也有变动大的时候，有可能导致二次侧压力超出设定范围，应有安全对策。
- 9) 在增压阀的二次侧也可安装空气过滤器及油雾分离器，因为增压阀内部有滑动部件，其所用储气罐内表面也可能未处理，二次侧会有尘埃等排出。
- 10) 安装油雾器，应安装在二次侧，不可装在一次侧，以防止积存油造成增压阀动作不良。
- 11) 作业完成，一次侧残压应及时释放掉。
- 12) 增压阀排气口应单独配管，以防形成背压。
- 13) 应夹持增压阀两端搬运，绝对不要拿中间的黑色凸部手轮。
- 14) 不要淋雨，不要阳光直射。
- 15) 每天排放（手动式）和检查（自动式）一次冷凝水。
- 16) 长时间处在设定状态，当增压阀切换时，从排气口排气时间变长是正常现象。
- 17) 为了缩短向储气罐内充气的时间，增压阀可并联一单向阀。储气罐内压力充至气源压力前，储气罐只经单向阀充气，由气源压力 p_1 充至设定压力 p_2 时，才使用增压阀。若不并联单向阀，则储气罐内压力须通过增压阀充至气源压力，所

以充气时间长。

2. 流量控制阀

在气动系统中，对气缸运动速度、信号延迟时间、油雾器的滴油量、气缓冲气缸的缓冲能力的控制，都是依靠控制流量来实现的。

常用的流量控制阀为单向节流阀，单向节流阀是由单向阀和节流阀并联而成的流量控制阀，常用于控制气缸的运动速度，故也称为速度控制阀。

流量控制阀的流通能力可用有效截面积或最大流量来表示，有效截面积是指节流阀处于最大开度时的有效流通面积。最大流量是指节流阀处于最大开度时，进口压力为0.5MPa，出口通大气，压缩空气温度为20℃的条件下，通过该阀的标准状态下的流量。

根据速度控制阀控制的气缸缸径和气缸速度变化范围的要求，计算控制流量的范围，然后从产品样本上查节流特性曲线，选择速度控制阀的规格。即控制流量范围应处于速度控制阀的节流特性曲线的流量范围内，最大控制流量应小于节流阀全开时的流量。

使用注意事项：

- 1) 安装时，应事先将配管吹净，应确认阀的流动方向没有装反。
- 2) 连接螺纹用手拧上后，用工具再旋2~3圈，安装力矩要适当，见表5-7。

表5-7 速度控制阀的安装力矩

连接口径		M3	M5	Re1/8	Re1/4	Re3/8	Re1/2
安装力矩 /N·m	管接头	手拧紧后再旋1/4~1/2圈	手拧紧再旋1/6圈	7~9	12~14	22~24	28~30
	锁紧螺母	0.07	0.3	1	1.5	4	10

3) 管接头螺纹上一般都涂有密封剂，通常可使用2~3次。管螺纹如拧得过紧，密封剂会被挤出，应及时清除。若密封剂剥离，密封不良，可卷上密封带使用。

4) 顺时针旋转调节手轮，节流阀是逐渐关闭的。使用时，应从全闭状态逐渐打开，将气缸调至要求的速度。

- 5) 速度控制阀的调节圈数不得超过给定值，以免损坏针阀。
- 6) 方向式速度控制阀，不宜用于经常回转的情况。
- 7) 速度控制阀可能存在微漏，难于对气缸进行低速控制，同时，不能把它当截止阀使用。
- 8) 速度控制阀应保管在40℃以下的环境中，避免阳光直射。密封剂含聚四氟乙烯材质，特殊环境下使用时要注意。

3. 方向控制阀

能改变气体流动方向或通断的控制阀成为方向控制阀。

方向控制阀分为：电磁换向阀、气控换向阀（靠气体压力使阀芯切换的阀）、

机械控制换向阀（靠机械外力使阀芯切换的阀）、人力换向阀（靠手脚使阀芯换向的阀）和单向阀，其特点如表 5-8 所示。

表 5-8 方向控制阀的分类

名称	介 绍	特 点
电磁换向阀	利用电磁阀使阀芯切换，以改变气流方向	易于实现电-气联控和复杂控制
气控换向阀	靠气体压力使阀芯切换以改变气流方向	适用于易燃、易爆、潮湿、粉尘多等恶劣工作环境
机械换向阀	用凸轮、撞块或其他机械外力推动阀芯动作、实现换向，常作开关阀使用	可用于湿度大、粉尘多、油分多，不宜电气形成开关的场合
人力换向阀	依靠人力使阀芯切换，分为手动和脚动	可按人的意志进行操作、使用频率低、动作速度较慢、操作力不宜大
单向阀	使气流只能从一个方向流向另一个方向	对流动方向有严格要求的场合

使用注意事项：

- 1) 接配管前，应充分吹净管内的碎屑、油污、灰尘等。接配管时，应防止管螺纹碎屑密封材料碎片进入阀内。
- 2) 在换向阀上安装管接头时，一定要注意管接头尺寸不存在相互干涉的问题。配管系统的设计，要考虑到万一出现故障时，容易拆卸、安装及分解换向阀，即应留出检查、维护和更新阀的空间。
- 3) 使用空气要洁净，一般在换向阀的上游应配置过滤精度 $5\mu\text{m}$ 的空气过滤器。空压机产生的碳粉多时，附着在换向阀内将导致阀动作不良。除选用产生碳粉少的空压机油外，管路中宜设置油雾分离器，以清除劣质油雾。
- 4) 硬管应使用防锈的镀锌钢管。
- 5) 电磁换向阀的电压要保证在允许电压波动范围内。
- 6) 对先导式电磁换向阀，脉冲电信号的通（或断）时间应在 0.1s 以上，以免时间过短，主阀尚未被完全切换而出现误动作，若脉冲电信号太短，应通过时间继电器使脉冲电信号保持一定的时间。
- 7) 内部先导式电磁换向阀的进口不得节流，以防止换向时压力降太大出现误动作。
- 8) 主阀内控制活塞处的呼吸孔及先导阀的排气孔不得阻塞或排气不畅。
- 9) 使用机械控制阀时要防止过载，不要超出动作极限位置。

5.5 供气管路常见问题及对策

1. 设计问题

常见的气动管路问题可以分为两种，一是设计问题，因管网过细、布局不合理引起的供气不足，另一种是使用过程中出现故障，如管路接头处泄漏、软管破裂，冷凝水聚集、过滤器等气源处理元件工作不良等。

(1) 压损过大 伴随着工厂生产规模、生产工艺的不断变革，空压主管网也随之不断变更。实际操作中常在原有管道上进行更改，受限于工厂人员的技术能力、现场条件等原因，往往存在对实际用量估计不足、管道布局不合理等问题，造成局部管网负担过重，压损很大或局部管网压力波动严重。针对此类问题，常用的解决办法是工厂在布局管网时应适当放大，布置略大于最大用气需求量的环形主干管网，设备用气由环形管网就近引出，脉冲用气设备应就近布置缓冲气管，减少局部压力波动。

对于局部支管道压损过大，一般有两种问题，第一种用气量过大，管路不能匹配，第二种末端过滤器欠保养、调压阀故障等，造成压损过大。解决方案为合理设计支管网尺寸，尽量减少弯管、缩颈点、非必要阀门等压损较大管路部件，另外还要建立保养制度，定期检查保养支管阀门、过滤器等设备，对于压差过大部件及时维修更换。

(2) 管道出水 管道出水问题是由于空压站产气露点不达标造成的，当气体温度低于露点温度在管道中就会出水。一般在南方地区，冬季气温较低的时候出现，春季气温回升后消失；北方地区在昼夜温差较大或湿度较大的时候出现。针对这类问题，在管道严重的时候，应优先考虑降低空压站产气露点温度，检查冷干机出口露点温度，必要情况下增配吸干机；表现轻微的情况应在管道进入车间前增加气水分离器，分离管道中出现的液态水。

(3) 管道含油量高，损坏末端设备 管道出油问题一般出现在采用螺杆式空压机，对用气含油量要求不高的工厂，常常表现为末端管道中出现油泥状异物。这种问题基本是和出水问题同时出现，因空压站不能很好地处理掉压缩空气中含有气态或液态的油和水，使得含油压缩空气在管道中形成油滴，然后与压缩空气含水造成的锈蚀混合，形成油泥，这种油泥状杂质极易损坏末端管路设备和现场用气设备。针对这种问题，应在管道进入车间位置加配气水分离器并增设一级C级过滤器。

(4) 管道泄漏 泄露是压缩空气管网系统不可避免的问题，多见于管道接头、法兰垫片、三联件、快速接头、破损软管等部分，因管理人员关注少、保养检修不到位、维护成本高等原因而偶发或持续存在。解决方案思路为：将能源消耗费用核算至用气设备；提升管理和现场人员的节能意识；完善保养检修制度；采用不易泄露的优质接头、管件和密封件；将不常拆卸的管道接头施加管道密封胶紧固；发现已经漏气的软管及时更换或修补。

(5) 预留流量计量位置 动力管网不应仅仅作为压缩空气的传输渠道，在设计的中应该考虑到日后生产能耗数据的管理，所以在设计中，一定要预留计量和测试的接口位置。

2. 使用问题

常见的气动管路故障有管路接头处泄漏，软管破裂，冷凝水聚集，过滤器等气

源处理元件工作不良等，这些问题会导致管路压力损失，供给气压不足，损坏元器件，增加空压机的能耗。对此，管路系统需要定期检查和定点检查。管路常见问题及对策如表 5-9 所示。

表 5-9 管路常见问题及对策

管路常见问题	对 策
管路接头泄漏和软管破裂	从声音上来判断漏气的部位，及时修补或更换
管路中聚积的冷凝水在冬季易结冰而堵塞气路，特别是在北方	在气动系统运行前后都应及时排出各处冷凝水，防止夜间冷凝水冻结；增设除水设备
管路细长或管接头选用不当导致压损过大	重新设计管路，加粗管径，选用流通能力大的管接头及气阀
管路因外力扭曲或压扁	纠正或更换管路
耗气量太大，空压机输出流量不足	选择输出流量合适的空压机，或增设一定体积的气罐
各支路流量匹配不合理	改善各支路流量匹配性能；采用环形管道供气
某处因外部振动冲击产生冲击压力	在适当部位安装安全阀或压力继电器
过滤器滤芯堵塞或冻结使压降过大	及时更换过滤器滤芯
滤芯精度太高导致压降过大	考虑过滤空气质量，合理选择过滤精度
减压阀损坏致使压力不正常	更换减压阀

第6章 泄漏检测及防治

在当前我国企业的压缩空气系统中，能源浪费主要表现为泄漏偏大、空压机配置及运行仅以保压为目的、供气压力不合理、气枪喷嘴低效、设备用气存在浪费、现场工人用气成本意识淡薄等问题。但表现最为明显、问题最为严重的是压缩空气的泄漏。

在泄漏问题上，我国工厂中的泄漏量通常占供气量的 20%~40%，而管理不善的工厂甚至可能高达 50%！泄漏在现场广泛存在，主要产生在橡胶软管接头、三联件、快换接头、电磁换向阀、螺纹连接、气缸前端盖和其他各种气动元件等处，有时一个汽车焊装车间的泄漏点就有数万个。一家很有代表性的机电产品生产企业用气分布如图 6-1 所示，可见在供气总量中气体泄漏量占到相当大的比例，产生了很大的浪费。

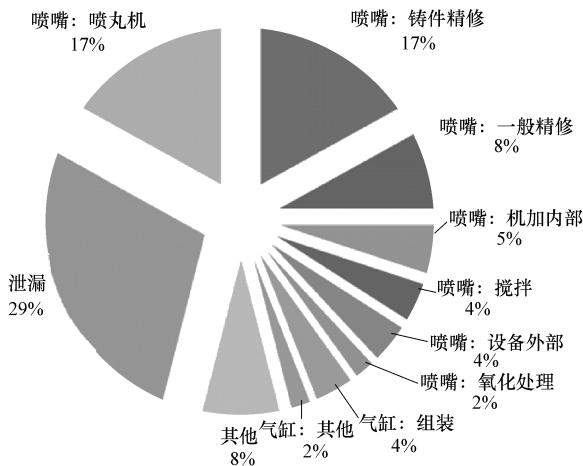


图 6-1 一家很有代表性的机电产品生产企业的用气分布

6.1 常见泄漏点

压缩空气的泄漏源主要是气动元器件在使用过程中因老化、受到外力而破损等形成的。如各种气动管道的裂纹、漏孔，管接头磨损，阀类元件密封件损坏，气缸密封圈磨损等。但泄漏同样会产生于设备安装，操作维护，元件制造乃至设计过程中。例如，材料选择，密封形式设计不合理；制造中的加工工序不标准，加工精度不达标；安装中装配不当，螺纹连接处未拧紧等，都会导致泄漏发生。

一些常见的气动管路现场泄漏部位及泄漏原因如表 6-1 所示，在气动系统的日常维护和泄漏检查过程中应当多加注意。

表 6-1 一些常见的气动管路现场泄漏部位及泄漏原因

泄漏部位	泄漏原因
金属管道连接处	螺纹、法兰等连接部位密封不严
非金属管道(尼龙管、聚氨酯管等)管体	老化,受外力弯折产生的裂纹,焊渣掉落导致的孔隙
管接头	接头松动
空气过滤器的排水阀	灰尘嵌入
空气过滤器的水杯	水杯龟裂
减压阀阀体	紧固螺钉松动
减压阀的溢流孔	灰尘嵌入溢流阀座,阀杆动作不良,膜片破裂,但恒量排气式减压阀有微泄漏是正常的
油雾器本体	密封垫失效
油雾器调节针阀	针阀阀座损伤,针阀未紧固
油雾器油杯	油杯龟裂
换向阀阀体	密封不良,螺钉松动,压铸件不合格
换向阀排气口漏气	密封不良,弹簧折断或损伤,灰尘嵌入,气缸的活塞密封圈密封不良,气压不足
安全阀出口侧	压力调整不符合要求,弹簧折断,灰尘嵌入,密封圈损坏
快排阀漏气	密封圈损坏,灰尘嵌入
插装阀阀体	密封不良,紧固螺钉松动等
气缸缸体	密封圈磨损,螺钉松动,活塞杆损伤等

工业现场常见的泄漏源的组图如图 6-2~图 6-5 所示。

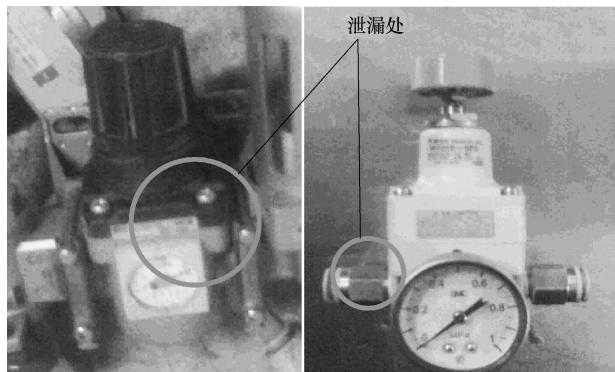


图 6-2 减压阀的泄漏

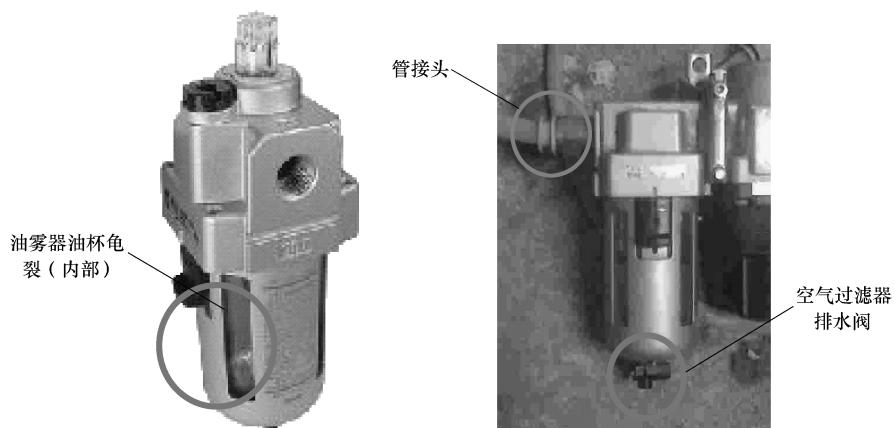


图 6-3 油雾器、过滤器泄漏

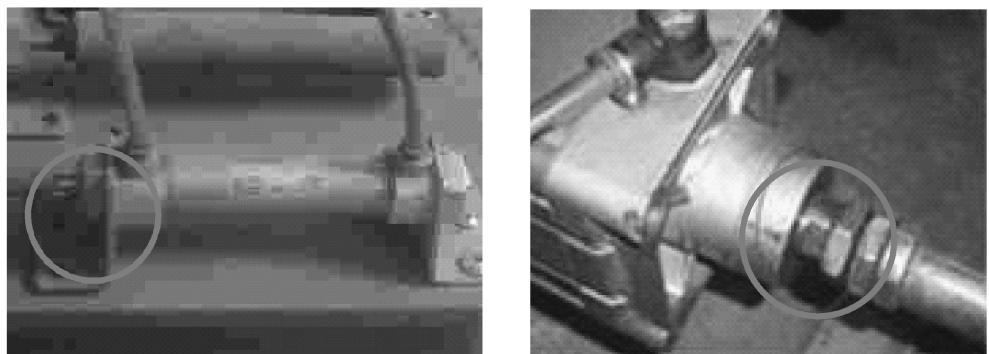


图 6-4 气缸泄漏

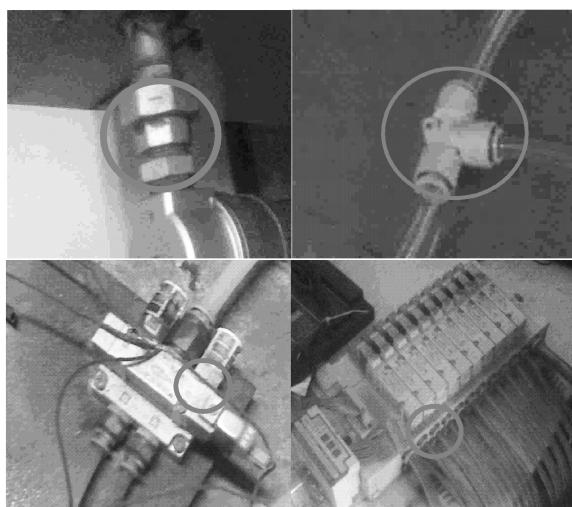


图 6-5 金属管道连接处、软管接头、换向阀、集装阀泄漏

此外，现场还存在内泄漏现象，比如，螺杆式空压机运行一段时间后，其排气量往往有所下降，主要就是由于内部转子之间，以及转子和内壁之间的间隙变大发生了气体内泄漏导致的；而气缸的活塞和内壁间的间隙也会由于磨损发生内泄。这些气体的内泄漏不易察觉，但若长期忽视，也会产生巨大的浪费。

6.2 泄漏的损失

如前所述，压缩空气的使用成本高，泄漏占比大，但由于现场工作人员普遍对压缩空气的使用成本没有意识或低估了泄漏导致的损失，使得目前工业现场的泄漏广泛存在。

美国每年花费在压缩空气上的电力成本竟高达 15 亿美元以上，美国能源部的数据显示，一般工厂的压缩空气泄漏量达 30%~50%，泄漏损失成为压缩空气效能的头号敌人。

泄漏导致的损失往往超出大部分人的想象。如图 6-6 所示，汽车点焊工位的一个焊渣在气管上导致的一个直径 1mm 的小孔，每年导致的泄漏损失高达约 3525kW·h，几乎相当于两个三口之家的全年家庭用电。

在 0.7MPa 的压力下，不同泄漏孔径导致的能耗损失如表 6-2 所示。

表 6-2 不同泄漏孔径导致的能耗损失

泄漏孔径/mm	泄漏量(0.7MPa 压力下)/(L/min) (ANR 标准状况下)	折算成压缩机年耗电量(24h×360 天) /kW·h
0.5	17	881
1	68	3525
2	272	14100
4	1088	56402

除了这样直接的能源浪费外，压缩空气泄漏使气动工具和执行元件的工作效率降低，影响工作的正常进行，间接导致更多的能量损失。例如泄漏导致系统压力下降，影响喷嘴的喷吹力、气缸的执行力及动作速度等。这时常用的补偿措施就是提高系统的供气压力，使空压机组容量不必要增加，消耗更多的电能，或使气动系统需要更频繁地工作，增加设备运行与维护成本。

6.3 泄漏机理和规律

现场管道泄漏示意图如图 6-7 所示。

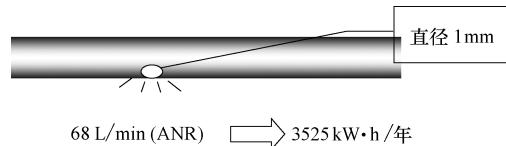


图 6-6 直径 1mm 的小孔的泄漏损失

现场的泄漏多数不是与生俱来的，而是在使用过程中随着零部件的老化或破损而形成的。如图 6-8 所示。现场泄漏量的 60%~70% 是寿命泄漏，来自使用了 5 年以上的设备；10%~30% 是源于使用了 1~4 年的设备中；而在设备安装阶段，由于安装不当或产品允许泄漏等造成的泄漏，仅占全部泄漏的 5%~10%。

泄漏点的外形以及工作状态各式各样，难以统计。但对于孔状泄漏，其泄漏量和孔径大小及工作压力的关系有如下经验公式：

$$q = 0.09d^2 p \quad (6-1)$$

式中 q ——泄漏量 (m^3/min)；

d ——泄漏孔径 (mm)；

p ——管道供气压力 (MPa)。

图 6-9 为供气压力变化对泄漏量的影响，分别有 0.4 MPa、0.5 MPa、0.6 MPa、0.7 MPa 和 0.8 MPa 下不同直径小孔的泄漏量曲线，可以看出供气压力越高，泄漏量越大。通过计算得到，系统压力每提高 0.1 MPa，将增加 6% 的泄漏和 8% 的电费。

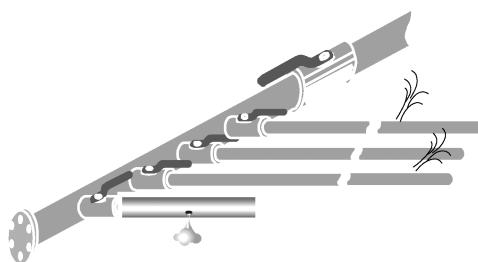


图 6-7 现场管道泄漏示意图

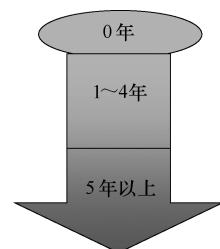


图 6-8 泄漏的形成

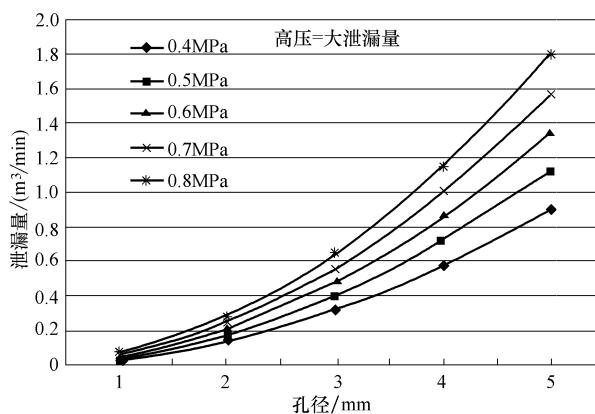


图 6-9 不同供气压力下的泄漏量曲线

6.4 泄漏的定量检测

对压缩空气泄漏问题的防治应从气动元件设计、部件生产、气动回路安装、设

备调试、系统使用和维护等各个方面同时着手，但针对压缩空气系统现场的泄漏问题，主要是在系统使用过程中做好监测泄漏，及时发现并处理泄漏的工作。检测技术就是发现泄漏的手段，泄漏检测工作又分定量检测和定位检测两方面，这一节主要介绍泄漏的定量检测，其目的就是为了测量压缩空气系统、设备的泄漏量，判断泄漏是否超出容许的范围。

1. 基本概念

(1) 泄漏检测。泄漏的概念是相对的，事实上没有气动系统或单个气动元件是绝对“不泄漏”。不同应用的气动回路工作压力不同，所能容忍的泄漏大小也不同。所以泄漏检测要先确定气动系统或元件测定时的压力，最大允许泄漏量，然后采取适当的检测方法。

(2) 泄漏量 泄漏快慢的度量，单位时间内通过泄漏部位的气体流量，用体积流量 (mL/s, L/min, m³/min) 或质量流量 (kg/s, kg/min) 表示。

(3) 泄漏率 一种常用的泄漏大小的度量，单位时间内流过泄漏部位的气体质量或分子数。由理想气体状态方程：

$$pV = \frac{m}{M}RT \quad (6-2)$$

式中 M ——气体摩尔质量 (g/mol)；

R ——气体常数 [Pa · m³/(mol · K)]。

解得

$$m = pV \frac{M}{RT} \quad (6-3)$$

因此当温度 T 一定时，可用气体压表示一定的气体质量，所以泄漏率 q 可表示为

$$q = \frac{d(pV)}{dt} \quad (6-4)$$

q 的常用单位 Pa · m³/s、Pa · L/s、mol/s 等。

(4) 影响泄漏的因素 主要包括泄漏点的形状、大小，泄漏内侧与外侧的压差，压缩空气的温度和环境温度等。

2. 单个元件的泄漏量检测

对单个气动元件或设备，常用的气密性检测方法有气泡渗漏检测法、气压检测法、氨质谱分析检测法、流量检测法等。

(1) 气泡泄漏检测法 工作原理：当被测元件泄漏位置内外两侧存在压差时，若低压侧有显示用的液体，泄漏的气体便会在低压侧吹出气泡，既可以依此判断泄漏位置，也可从气泡的大小和出现频率判断泄漏量。气泡检漏法又可分为浸泡法、热槽法和抽真空法等。

气泡泄漏检测法（浸泡法）如图 6-10 所示。将被测元件做好封堵工艺后接至

气源，打开截止阀向其内部充气加压，使压力达到测试压力；将被测元件浸入显示用液体中，一段时间后，观察气泡溢出的情况。另外，可用集气容器放在泄漏位置收集气泡，以一段时间内的泄漏气体体积判断泄漏量。

气泡渗漏检测法原理简单，易于操作，但自动化程度低，测量不精确。

(2) 气压检测法 气压检测法的基本原理是先向被检元件内部充入压缩空气，再通过检测内部气体压力的变化来达到检测泄漏量的目的。气压检测法可以分为绝对压力法和差压法，它们都是在泄漏检测工程中普遍采用的方法。

1) 绝对压力法。该方法常用于测量压力容器的总漏率，其工作原理：向被检元件内充气，使压力达到一定值（一般和工作压力相等），将被检容器隔离，测量一定时间内元件内气压的下降值，以此计算出泄漏量。

绝对压力法检测时，若测试压力过高，需使用大量程的压力表，因而测量精度受限。同时，因测量过程中温度变化，会引起测量误差，采用差压法可以避免这一问题。

2) 差压法。工作原理：设置一个基准物，用差压传感器连接基准元件和被检元件。测量时首先向被检元件和基准元件同时充入压缩空气达到相同的测试压力（工作压力），使差压传感器两侧气压平衡。再将基准元件和被检元件与气源隔离，一段时间后，由于被检元件的气体泄漏，差压传感器两侧产生压力差，根据传感器的信号得出泄漏量。

一种差压法检测回路如图 6-11 所示。首先三通阀 5 通电，向被检元件 11 和基准元件 12 同时充气，使两者到达相同压力，压力稳定后二通阀 6、7 通电，将它们隔离。在设定时间内读取差压传感器 8 的信号值变化，使用下式计算出泄漏量。

$$q_v = \frac{\Delta p}{p_0 \Delta t} \left[V_1 + \frac{\Delta V}{\Delta p} \left(1 + \frac{V_1}{V_2} \right) p_t \right] \quad (6-5)$$

式中 q_v ——被检元件泄漏量 (mL/s)；

Δp ——差压传感器两侧压力差 (Pa)；

p_0 ——大气压 (Pa)；

Δt ——测量时间，即压力时间 (s)；

V_1 ——被检元件体积 (mL)；

V_2 ——基准元件体积 (mL)；

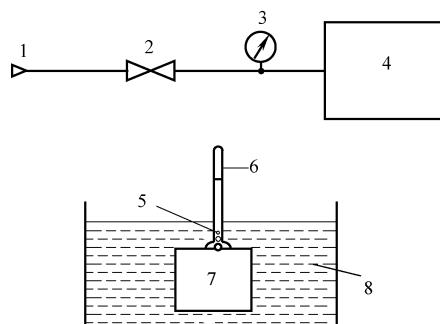


图 6-10 气泡泄漏检测法（浸泡法）

1—气源 2—截止阀 3—压力表 4、7—被检元件 5—气泡 6—集气容器 8—显示用液体

p_t ——测试压力 (Pa)。(这里是绝对压力。)

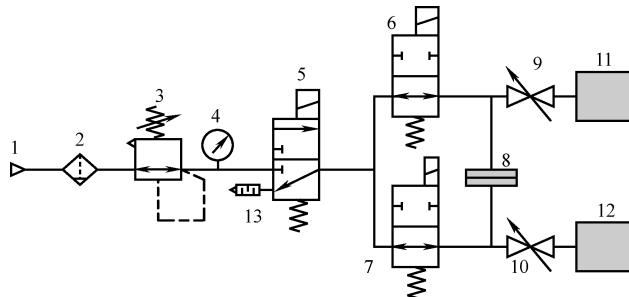


图 6-11 一种差压法检测回路

1—气源 2—过滤器 3—减压阀 4—压力表 5—三通阀 6、7—二通阀 8—差压传感器
9、10—截止阀 11—被检元件 12—基准元件 13—消声器

(3) 氦质谱检测法。检测原理：用氦气做为示漏的气体，充入被检元件内，并将被检件置于真空容器中，若发生泄漏，氦元素便通过真空容器被质谱检漏仪检测到，通过测量氦元素量计算泄漏量。氦质谱检测法精度较高，一般用于密封要求苛刻的场合。

一种真空罩氦质谱检测法如图 6-12 所示，被检元件与氦气源相连，并将被检元件放入真空罩中，真空罩和辅助泵、检漏仪相连。先用辅助泵将真空罩抽成低真空，再关小辅助泵阀门，打开检漏仪阀门，使检漏仪运行在工作状态；打开氦气源阀门，向被检元件内充入氦气，如元件有泄漏，检漏仪便给出指示。总漏率的确定可以用标准泄漏孔对比法。

(4) 各检测方法的性能对比。上述几种单个元件泄漏量检测方法的特点比较如表 6-3 所示。显然，气泡渗漏法是最通用的一种检测手段，但其精度和自动化程度都很低，批量检测时效率低；氦质谱法虽然精度高，但成本也很高，用于特殊场合；综合各方面性能对比，对单个元件的泄漏量检测，首先推荐绝对压力法和差压法。

3. 现场管路系统泄漏量检测

上面介绍的单个气动元件的检测方法，一般用在元件生产的气密性检测过程中；而在压缩空气系统的工作现场，常常需要判断系统的总泄漏量，而不是将每个疑似泄漏的元件或设备都拆卸下来检测，这就需要对管路系统进行整体或局部的测量。常用的检测方法有流量监控法和系统压力测试法，另外，基于基准流量的并联接入式检测法是目前较为高效的泄漏量检测方法。

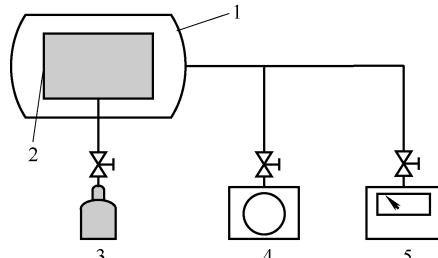


图 6-12 真空罩氦质谱检测法

1—真空罩 2—被检元件 3—氦气源
4—辅助泵 5—氦质谱检漏仪

表 6-3 单个元件泄漏量检测方法的特点比较

方法	适用性	检测精度	自动化程度	经济性
气泡泄漏法	最好	低	低	好
绝对压力法	好	中	高	好
差压法	好	高	高	好
氦质谱法	不好	最高	高	不好

(1) 流量监控法

1) 直接通过流量计监测系统的流量来判断系统泄漏量，可以在系统正常运行时将流量传感器通过预先安装好的阀门插入到管道中，利用数据记录仪对系统泄漏量进行实时测试，也可以对系统正常生产时的系统负荷波动情况进行连续记录，进而得知系统的泄漏量以及占空压机产气量的比例。一种插入式流量计如图 6-13 所示。



图 6-13 一种插入式流量计

2) 对于带有加、卸载功能的空压机的系统，可以在系统停产期间运行一台空压机，通过记录空压机加、卸载时间及体积流量或测试空压机功率的方法来评估系统的泄漏量：

$$V_L = \frac{V_0 t}{t_1} \quad (6-6)$$

式中 V_L ——管路系统总泄漏量 (m^3/min)；

V_0 ——空压机出口处体积流量 (m^3/min)；

t ——空压机加载时间，(min)；

t_1 ——测量的时间 (min)。

流量监控法是评估压缩空气系统泄漏量的最直接和最精确的方法，该方法可实时检测系统泄漏量，但事先需要在管路系统适当的位置布置流量计或流量传感器，操作不够灵活。

(2) 系统压力测试法 系统压力测试法也是计算系统总泄漏量的一种方法，其基本原理与单个元件泄漏量检测中的绝对压力法相同，即通过测量管路系统内压缩空气的压力变化来检测泄漏量。

使用该方法先要估算系统的总体积，包括所有的储气罐和系统管路的体积。测试在生产设备停止时进行，先起动空压机供气至现场管路，使压缩空气从各个泄漏点排出，当压力升高至测试初始压力（一般是系统工作压力）并稳定后，停止空压机运行并开始计时，记录系统压力下降至一定测试终止压力值的时间。用下式计算现场管路总泄漏量。

$$q = \frac{(p_1 - p_2)V}{p_a t} \quad (6-7)$$

式中 q ——总泄漏量 (m^3/min)；

p_1 ——测试初始压力 (MPa)；

p_2 ——测试终止压力 (MPa)；

V ——管路系统总体积 (m^3)；

p_a ——大气压力 (MPa)；

t ——由压力 p_1 降至压力 p_2 的时间 (min)。

压力测试法原理简单，是估计系统总泄漏量的快捷方法；但由于难以准确估计管路总容积，因而导致这种方法不够精确。

(3) 基于基准流量的并联接入式检测法。尽管测试流量是最直接和准确的泄漏量检测方法，但常用流量计如体积式流量计、叶轮式流量计、差压式流量计等都是串联式的，当需要串联接入到被测管路中时，安装拆卸工程大，在工业现场难以被采用；而使用系统压力测试法的一个主要问题是，气动系统的总体积难以准确估计。采用基于基准流量的并联接入式检测方法（以下简称基准流量法）即可避免这些问题，测试装置只需要并联接入到被测管道上，拆卸方便。

基准流量法检测原理：测量回路原理图由基准流量产生回路、压力及压力微分测量回路构成，测量装置将整体并联接入到被测设备的供气管路上，如图 6-14 所示。

基准流量产生回路：三个电磁换向阀分别控制着三个基准节流孔，它们的大小不同，在一定的压力下能分别产生不同的基准流量，其作用是匹配被测系统的实际泄漏量。

压力及压力微分测量回路：通过压力传感装置实时测量管路中的压力值，根据基准流量发生前后管路中的压力变化计算出实际泄漏量。

其测量步骤如下：

1) 向被测设备管路充气至工作压力，停止供气，等待一段时间直到管路中温度恒定（为避免充气过程中的温度变化影响）。

2) 关闭基准流量回路，测量设备管路中的压力变化和泄漏时间。

3) 打开基准流量回路，测量设备管路中的压力变化和泄漏时间。

在参考的泄漏量（单位 kg/s ）计算式（式中压力都是绝对压力）为：

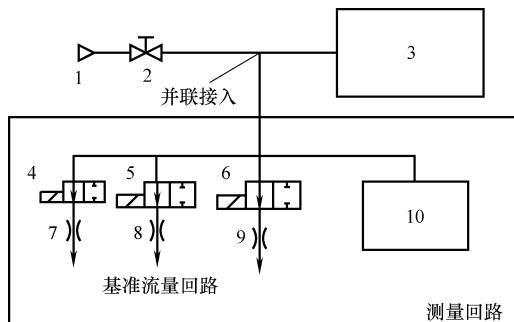


图 6-14 测量回路原理图

1—气源 2—阀门 3—被测设备、管路

4、5、6—电磁换向阀 7、8、9—基准
节流孔 10—压力及压力微分测量回路

$$G_1 = \frac{G_s}{p_f \left(\frac{t_1 \ln(p_{sld}/p_{slb})}{t_{sl} \ln(p_{ld}/p_{lb})} - 1 \right)} \quad (6-8)$$

式中 p_f ——泄漏发生时的参考压力 (Pa)；
 G_1 ——系统管路泄漏量 (kg/s)；
 G_s ——基准流量 (kg/s)；
 p_1 ——无基准流量时，管路泄漏开始时的压力 (Pa)；
 p_{sld} ——有基准流量时，测量结束时刻管路中压力 (Pa)；
 p_{slb} ——有基准流量时，测量开始时刻管路中压力 (Pa)；
 p_{ld} ——无基准流量时，测量结束时刻管路中压力 (Pa)；
 p_{lb} ——无基准流量时，测量开始时刻管路中压力 (Pa)；
 t_1 ——无基准流量时泄漏测量时间 (s)；
 t_{sl} ——有基准流量时泄漏测量时间 (s)。

基准流量法的特点：现场操作简单、高效，检测仪器响应迅速，只要使用的压力传感器精度高，该方法的测量精度也很高；不但可以测量管路系统整体泄漏量，也可以并联到局部管路上，对局部系统或单个设备进行泄漏量检测；检测时需要注意充气导致的温度变化效应，因此供气至管路达到测试压力后要稳定一段时间。

图 6-15 是基于基准流量法原理开发的 SALT 系列智能气体泄漏检测仪，该检测仪不同型号的仪器具有不同量程，操作方便，适用于使用压缩空气（压力 0.2~1.0MPa）的所有工业设备、设备支线、车间及供气管道，可快速准确地检测出被测对象在当前工作压力下的气体泄漏流量。检测仪器并联接入的方法如图 6-16 所示，针对工业现场中的设备、支线、车间，分别提供三种对应量程的不同检测机型



图 6-15 SALT 系列智能气体泄漏检测仪 (度为 kW·h)

号：LT-200，量程 1 ~ 200L/min (ANR)；LT-2000S，量程 100 ~ 2000L/min (ANR)；LT-10000S，量程 1000~20000L/min (ANR)。

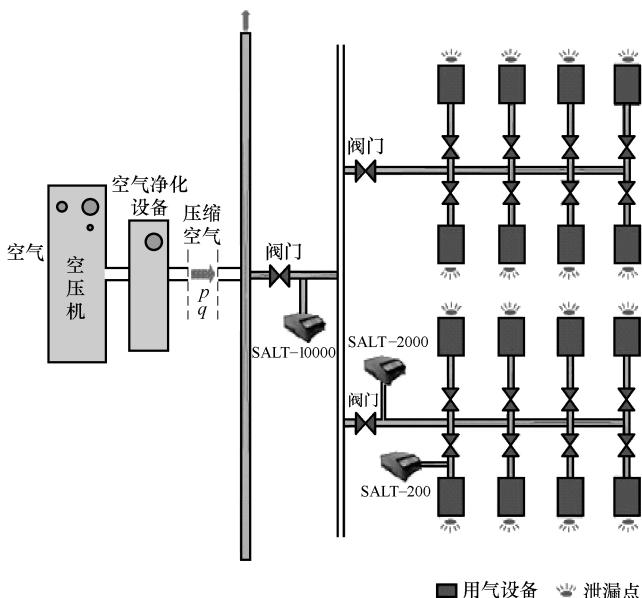


图 6-16 并联接入的智能泄漏检测仪使用方法

如图 6-16 所示，将不同量程的检测仪并联接入不同泄漏流量范围的管路，即可分别检测出车间主管路、支线管路或设备管路的泄漏量。

(4) 各方法的性能对比 管路系统泄漏量检测方法：流量监控法、压力测试法、基准流量法的性能比较如表 6-4。如上所述，流量监控法是系统泄漏量检测最直接准确的方法，但要求系统管路上配置串联接口，因此操作不灵活，经济性不好；压力测试法的局限性在于对系统总体积估计不准；而并联接入式的基准流量法检测精度和操作灵活性都很好，并且也可用于对单个气动元件的检测。

表 6-4 管路系统泄漏量检测方法的性能比较

检测方法	检测准确度	操作灵活性	经济性	适用范围
流量监控法	高	低	不好	管路系统
压力测试法	低	一般	好	管路系统
基准流量法	高	高	好	管路系统和设备

6.5 泄漏点的定点检测

用泄漏量检测法判断了压缩空气系统的泄漏后，接下来的任务就是要查找泄漏

源，才能对泄漏点进行处理。传统的泄漏点定位方法有听声法、涂液法等；而声发射泄漏检测法是一种简单高效，应用广泛的泄漏定位方法。

1. 传统方法

(1) 涂液法 涂液法也是利用气泡泄漏法的原理，通过压差使涂刷的液体产生气泡来显示泄漏的位置，即将涂刷液（一般是肥皂水）涂在管路疑似泄漏的部位，例如金属管接头处，观察有无气泡产生，从而判断泄漏位置。在涂刷显示液体时，要让液体慢慢留到被检部位，以防止液体本身产生气泡。对于法兰连接处，必须将法兰间的所有缝隙涂满显示液，以免漏检。

(2) 听声法 在泄漏现场直接用耳朵辨别气体泄漏发出声音的位置，也可用木质的探棒等简单工具放在耳朵和管路的外壁之间，监听声音来源。听声法可能是最简单最普遍的方法，但当现场的环境噪声干扰很大、泄漏源较多、室内环境较小或泄漏量比较小时都会使泄漏源可听声难以辨别，所以灵敏度很低。

2. 声发射泄漏检测法

传统的泄漏定位方法虽然操作简单，但自动化程度低，效率低下，检测也不够准确，声发射泄漏检测定位是目前最为行之有效的方法。

(1) 基本概念

1) 声发射泄漏检测。压缩空气在泄漏位置向外喷射时，与泄漏孔或裂纹摩擦形成声源，声源向外辐射形成声波。声发射泄漏检测便是根据这种连续的声波信号来判断泄漏的大小和泄漏源的位置。与传统听声法不同，为避免环境干扰，声发射泄漏检测的是高频的超声波。超声波信号波形如图 6-17 所示。

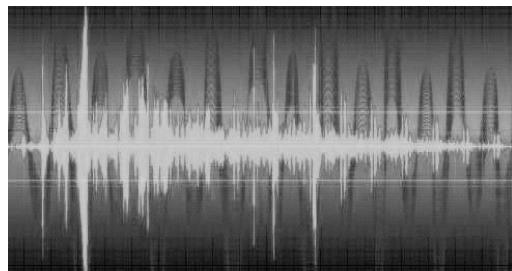


图 6-17 超声波信号波形

2) 超声波信号的特征——声压。作为被检信号，超声波本质上

与可听声没有区别，也是一种机械波，在传播介质（如空气）中，某点在某一瞬间所具有的压力与没有声波存在时该点的压力之差成为声压 p 。超声波的声压 p 是表征超声波声场的基本物理量，在超声波传播的过程中会发生衰减现象，声压的衰减公式为：

$$p = p_0 e^{-\alpha a} \quad (6-9)$$

式中 p ——距离声源 a 处的声压 (Pa)；

p_0 ——起始声压 (Pa)；

α ——介质衰减系数 (m^{-1})；

a ——测量点与声源的距离 (m)。

一个典型的气体泄漏孔的声压空间分布如图6-18所示，可近似看成球面分布。

(2) 检测原理。泄漏的声发射波频带范围分布随泄漏源大小、泄漏内外压差不同可从几 Hz 到几百 kHz 不等。如前所述, 为避免环境中可听声的干扰, 声发射泄漏检测的频率范围为几十 kHz~几百 kHz 的超声波。检测中利用声发射传感器接收这些泄漏超声波信号, 并转换成电信号, 电信号经过电路中的滤波、放大等处理, 再转化成人能够看到或听到的信号, 如信号显示灯或可听声。

声发射传感器为压电传感器, 利用超声波在压电材料中传播时的机械效应, 产生感生电极化, 将声波的振幅转化为相应比例的电压信号。电压的大小由以下公式给出:

$$V_R = gtp \quad (6-10)$$

式中 V_R ——压电片产生的电压 (V);
 g ——和材料有关的常系数 [$\text{V}/(\text{mm} \cdot \text{Pa})$];
 t ——压电材料片厚 (mm);
 p ——声压大小 (Pa)。

由式 (6-10) 可见, 传感器信号与声压大小成正比, 结合上面所说的声压信号衰减规律, 信号衰减与泄漏的声源距离有关, 因此通过传感器检测到的信号大小便可以判断泄漏源的位置。

另外非接触式压电传感器 (检测空气中超声波) 的探头也是有指向性的, 当压电片正对声源传播来的方向时信号最强, 而偏转一定角度则信号变弱。

声发射泄漏检测法就是利用上述基本特性, 在检测中通过改变传感器的方位和信号处理方法来达到泄漏定位的目的。

(3) 检测方法

1) 按不同类型传感器分类检查方法。按检测传感器类型不同, 检测方法可分为接触式探头测量法和定向探头测量法。

超声波接触式探头测量法: 气体泄漏时也会通过泄漏位置产生应力波 (固体声波), 在管路或容器壁上以兰姆波的形式传播。该方法将接触型传感器探头安装在容器壁上接受这种应力波, 并将其转换成可检测的电信号。

超声波定向探头测量法: 该方法使用空气耦合型超声波传感器 (见图 6-19), 直接在空气中检测超声波。虽然

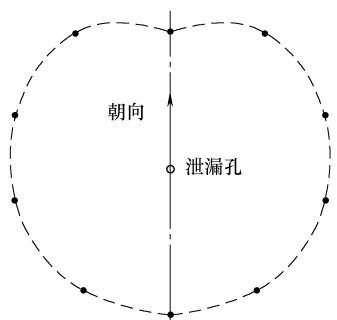


图 6-18 一个典型气体泄漏孔的声压空间分布

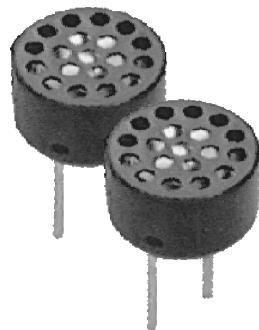


图 6-19 一种空气耦合型超声波传感器

空气耦合型超声波传感器相对于接触式传感器灵敏度偏低，但该方法更适合于压缩空气系统的泄漏检测，因为气动现场管路复杂，泄漏位置也多出现在不便于安装传感器的位置。

2) 按不同的定位技术分类检查方法。按定位技术的不同，检测方法又可分为衰减定位法和时差定位法。

衰减定位法：该方法只需要单个传感器，利用超声波声压衰减具有方向性的规律，用超声探头在距离泄漏源较远的地方扫查，调整探头方向直到寻找到信号的最大值，则探头指向就是泄漏源位置。

时差定位法：该方法要用两个以上的超声波传感器，可以较为准确地确定泄漏源的位置，常用的有幅度衰减法、互相关法等。互相关法是通过波形分析和频谱分析，利用数学互相关的方法来确定泄漏源信号到达传感器阵列各传感器的时差，进而确定泄漏源的位置。

(4) 检测仪器。现在市场上很多泄漏检测设备都是利用声发射检测法来对泄漏点进行定位(一般不用此法进行泄漏量的检测)。图 6-20 所示为北京爱社时代科技发展有限公司开发的一种泄漏扫描枪，可以准确定位 5m 外远微小泄漏点的位置，定位精度可达到 $\pm 1\text{cm}$ ，使用方便。适用泄漏点的形式为：软硬管孔隙裂纹、电磁换向阀等密封圈破裂、转换接头等螺纹松动、快插接头磨损等各类气动元件涉及的所有泄漏点。



图 6-20 一种泄漏扫描枪

漏气检查应在白天车间休息的空闲时间或下班后进行。这时，气动装置已停止工作，车间内噪声小，但管道内还有一定的空气压力，根据漏气的声音便可知何处存在泄漏。现场检测如图 6-21 所示。

(5) 声发射泄漏检测法的特点。可远距离、非接触式进行检测。可以长期、连续、整体监测。

注意与超声无损探伤的区别，声发射泄漏检测的对象是直接的泄漏源信号，而不是通过外部输入对泄漏进行扫查。

外部干扰源较多，包括：仪器本身的电噪声、环境电磁噪声、流体噪声、材料结构变形的声发射等。

3. 几种方法的性能对比

声发射泄漏检测法和传统泄漏点定位方法特点的比较如表 6-5 所示。如上所述，涂液法完全手动，效率太低；听声法在大多场合不适用；声发射检测法除了检测设备需要投入一定的成本外，其他各方面性能都比较优越，因此是目前普遍有效

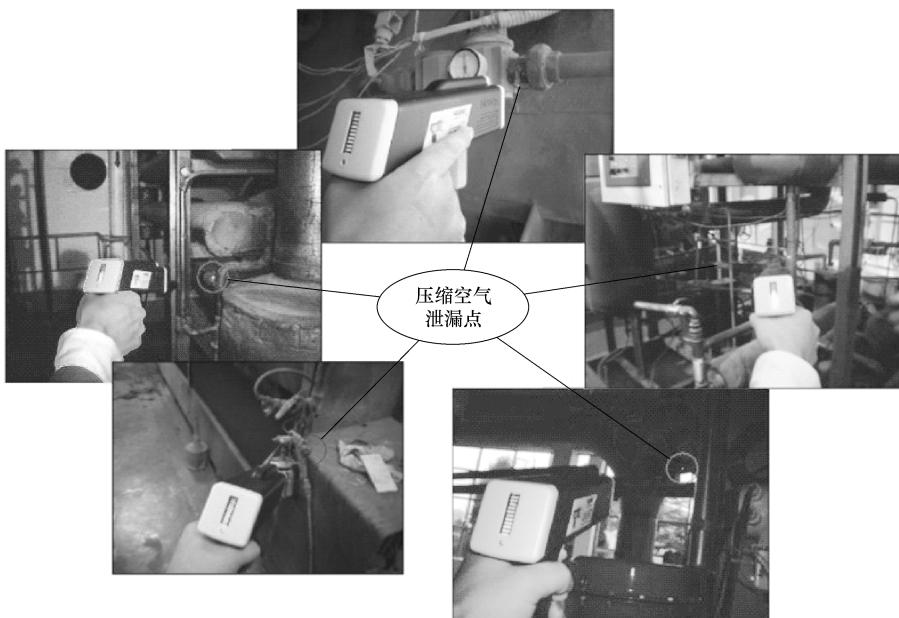


图 6-21 现场检测

的泄漏点定位方法。

表 6-5 声发射泄漏检测法和传统泄漏点定位方法特点的比较

方法	可靠度	自动化程度	适用性	设备成本
涂液法	较好	低	一般	低
听声法	低	低	不好	低
声发射检测法	较好	高	好	高

6.6 泄漏的防治

1. 查漏堵漏的经济效益

泄漏主要发生在一些老化或损伤的气动元器件上。而修理或更换这些元件所需要的投资都不大，投资回收期往往只需几周到数月。例如一个泄漏的 AF 系列过滤器（见图 6-22），工作压力 0.724MPa，泄漏量 78.6L/min，导致的耗电损失为 3398kW·h/年，折合电费 2379 元/年（0.7 元/kW·h）。更换元件只需要 500 多元，投资回收期仅为 3 个月。

美国工业技术办公室在福特汽车公司 Visteon 工厂成功实施了压缩空气系统泄漏检测及维修节能示范案例，通过项目实施，产品的压缩空气单耗降低超过 50%，空压机电耗一年节省 56 万美元。

2. 建立预防和治理泄漏的意识

泄漏的存在并不可怕，关键在于建立对泄漏的正确认识，以及对气动系统定期检查和维护工作的具体实施。

在工厂，完全堵死泄漏不现实，即使采取大规模的堵漏措施，半年后泄漏仍会重新出现。所以，对企业而言，堵漏工作应该常态化，必须将其作为一项日常工作来实施，这样才能将泄漏动态地控制在最低水平。一般而言，将压缩空气管路泄漏量控制在系统总供气量 10% 以下作为必须达到的目标。

对现场工作人员，应结合泄漏的损失加强其泄漏防治意识，进行基本的泄漏检测培训，杜绝由于防漏意识淡薄而产生的不必要能耗损失，图 6-23 是封堵管路终端时错误的封堵方式。



图 6-22 AF 系列过滤器

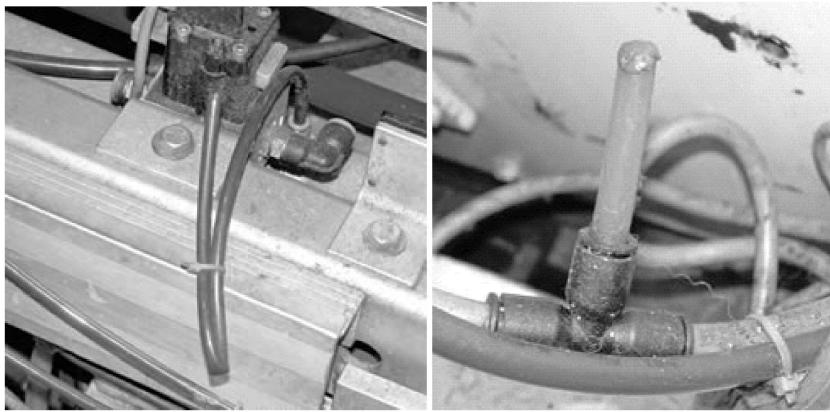


图 6-23 封堵管路终端时的错误堵漏方式

a) 用尼龙扎带捆绑管路 b) 将气管烧化来封堵

3. 泄漏控制技术

对泄漏的控制应当从气动元件和设备的设计、制造、安装，运行及维护各方面开展，针对压缩空气系统工作现场，除了结合上面具体的泄漏定量检测和定位检测方法进行排查工作外，常用的泄漏控制技术如下。

(1) 预防性泄漏检测和维修 泄漏经常发生在接头和连接部位，有时只需要拧紧管道连接部位就可以消除泄漏，有时则需要更换存在问题的部分，如联轴节、管道附件、管段、软管、接头和疏水器等，所以减少系统泄漏的第一步就是建立预防性泄漏检测和维修机制。

(2) 应用节气设备。通过应用节气设备降低压缩空气泄漏，例如采用具有自

动控制功能的节气型排水器，既可达到及时排除管道中冷凝水的目的，又可防止多余的压缩空气泄漏。一种防泄漏的气动软管与金属管转接头如图 6-24 所示。

(3) 切断不必要的气源供应。不再使用的用气设备仍然连接在供气管路上是潜在的泄漏源，应该立即与管路隔离开。另外，当用气设备停止运行时应及时切断该设备与气源供应的连接，这样可以最大限度地降低用气设备内部的泄漏。

(4) 降低并稳定系统供气压力。在保证用气设备正常工作压力的同时，降低系统供气压力，因为作用在小孔的压力越低，通过该小孔泄漏的压缩空气流量就越小。

4. 各部门相互配合，定期开展工作

- 1) 必须整个工厂一起参与现场管路的改善活动，以明确泄漏点的位置。
- 2) 定期进行全面的泄漏检查，每周管路维护工作中进行漏气检查，白天车间休息的空闲时间或下班后也可不定期地进行泄漏检测。
- 3) 以各科为单位，开展泄漏点检查和泄漏感知培训，定期进行现场防漏改善。
- 4) 在节假日或长假期间，检查有无泄漏声音，管道、设备设置场所的墙壁有无变色。

5. 检漏经验

- 1) 注意泄漏点的常见位置：软管（75%）、过滤器（15%）、阀门（10%）。
- 2) 此外还需注意设备的内部泄漏、联结位置、阀门、电磁换向阀等处的少量泄漏。
- 3) 发出声音的泄漏要立即处理。
- 4) 用手遮挡时能感觉到的要引起注意。
- 5) 无负荷状态下，空压机短时间发生加载运转时肯定有泄漏。
- 6) 为减少维护开支，用肥皂水能检查到的泄漏有时可以忽略。
- 7) 埋设的管道无法检查其是否泄漏，因此管道尽量不要埋设。
- 8) 用气系统、设备不开机时，用一次侧的 ON/OFF 阀（开闭显示）停止送气。



图 6-24 一种防泄漏的气动软管与金属管转接头

第7章 喷嘴的节能

7.1 喷嘴的用途及其能耗

喷嘴具有代表性的用途有：在机械加工过程中，用于吹除附着在工件表面的切屑粉末、油分及水分；干燥工件表面；冷却零件焊接处及刀具刃部；混合固体粒子以改善表面性质的喷丸处理，与液体混合的油雾润滑处理等混合工艺。此外还有小型物件的搬运及筛选等。

喷嘴的空气消费量，通常喷嘴出口是大气，消耗的空气量可由式（7-1）计算：

$$q = \begin{cases} 600C(p_0+0.1)\sqrt{\frac{293}{273+t}} & p_0 \geq (1/b-0.1) \\ 600C(p_0+0.1)\sqrt{\frac{293}{273+t}} \times \sqrt{1 - \left(\frac{\frac{0.1}{p_0+0.1}-b}{1-b}\right)^2} & p_0 < (1/b-0.1) \end{cases} \quad (7-1)$$

式中 q ——喷嘴流量 [$\text{dm}^3/\text{min}(\text{ANR})$]；

p_0 ——喷嘴入口压力；

b ——临界压力比 [1] 是喷嘴的固有属性；

C ——声速流导 [$\text{dm}^3/(\text{s} \cdot \text{MPa})$] 与喷嘴有效截面积有同样的物理意义，在数值上等于有效截面积的 $1/5$ ，通常喷嘴有效面积是实际面积的 0.9 倍；

t ——喷嘴入口空气温度 [$^\circ\text{C}$]。

(当 $p_0 > (0.1b-0.1)$ 时，喷出的气流处于声速流动；当 $p_0 < (0.1b-0.1)$ 时，喷出的气流处于亚声速流动。由于流动状态不同，流量计算公式也不同)。

例 7.1 直径 2mm 的喷嘴，以 0.4MPa 入口压力 20°C 的空气连续喷吹时，空气消费量是：

$$\begin{aligned} q &= 600 \times \frac{1}{5} \times 3.14 \times 0.9 \times 0.5 \times \sqrt{\frac{293}{273+20}} [\text{dm}^3/\text{min}(\text{ANR})] \\ &= 170 [\text{dm}^3/\text{min}(\text{ANR})] \end{aligned}$$

7.2 单孔喷嘴的设计

1. 细长喷嘴

对于压缩气体来说，喷嘴的作用是使气体加速，从图 7-1 中可看到供气管路中的气体处于低速流动，在供气管路与细长喷嘴的结合处，管径由粗变细，气体加速。在细长喷嘴中，气体处于高速状态，由于气流与喷嘴内表面摩擦而产生的压力损失与气体流速成正比，气体流速越大，摩擦损失越大。压力损失可以根据式 (7-2) 计算：

$$\Delta p = 32\mu \frac{l}{D^2} \bar{u} \quad (7-2)$$

式中 μ ——动力黏度；

l ——喷嘴的长度；

D ——喷嘴口径；

\bar{u} ——气流的平均速度。

在供气管路中由于气流的平均速度低，相对于细长喷嘴部分压力损失可以忽略不计。

2. 收缩喷嘴

基于对细长喷嘴的分析可知： l/D^2 越小，由摩擦而导致的压力损失越小。当喷嘴长度趋近于零时，损失最小。根据这个原理可以提出收缩喷嘴的概念：如图 7-2 所示为收缩喷嘴简图，主要特征在于喷嘴的入口口径大于出口，与细长喷嘴不同的是气体在完成加速后直接喷向大气，未流经细长部分，避免了高速气流与管壁之间的摩擦，减小了压力损失。

经过大量的实验研究，收缩比即喷嘴入口与出口口径之比一般为 3 : 1 为最佳。

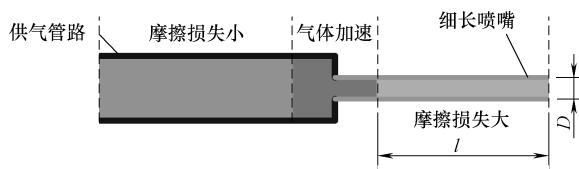


图 7-1 细长喷嘴简图



图 7-2 收缩喷嘴简图

7.3 喷嘴流量控制回路

1. 带减压阀的连续喷吹回路

对于喷吹系统来说，喷嘴入口压力 p_0 通常取决于空压机出口压力，压力升高

时，根据式（7-1）流量也会增大。气动系统的功率可以由式（7-3）计算。

$$P = p_a q_a \ln \frac{p_0}{p_a} \quad (7-3)$$

式中 p_a ——大气压力；

p_0 ——喷嘴入口压力；

q_a ——喷嘴流量 [dm^3/min (ANR)]。

根据式（7-3）可知，压力升高不仅引起流量增大而且气动功率也相应增大。工业现场常采用减压阀降低喷嘴入口压力来降低流量，以至降低总气动功率的消耗。这样做虽然降低了总气动功率，但弊端是相当一部分功率消耗在减压阀上，由例 7.2 说明减压阀对气动功率的损失。

例 7.2 如图 7-3 所示减压阀流量控制回路，空压机出口压力为 0.7MPa，通过减压阀后，气体压力降低至 0.3MPa，减压阀所消耗的功率占总气动功率的比率是多少？

气体通过减压阀之前的总气动功率是：

$$P_1 = p_a q_a \ln \frac{0.7 + 0.1}{0.1}$$

气体通过减压阀之后的气动功率是：

$$P_2 = p_a q_a \ln \frac{0.3 + 0.1}{0.1}$$

减压阀消耗的功率占总功率的比率是：

$$\eta = \frac{P_1 - P_2}{P_1} = \frac{\ln 8 - \ln 4}{\ln 8} = 33\%$$

2. 带脉冲阀的脉冲喷收回路

为避免减压阀处气动功率的损失，又能达到降低流量从而降低气动功率的目的，脉冲喷嘴的概念被提出。如图 7-4 所示，气体流经脉冲阀后，压力的幅值与气源一致，流量不再是连续供给。如图 7-5 所示，采用脉冲回路瞬时流量大于减压阀回路，通过改变

脉冲回路的流量占空比可以调节其平均流量，使两个回路的平均流量保持相等，从而使两个回路消耗的总气动功率相等。

关于脉冲喷嘴脉冲频率和占空比的选取，下面讨论已有的一些实验研究结论。实验中以润滑脂为喷吹对象，讨论润滑脂的吹除量跟脉冲频率和占空比的关系。如图 7-6 所示，气源压力为 0.5MPa，减压阀回路（连续喷吹）中减压阀设定压力为

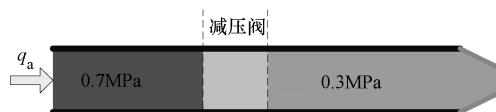


图 7-3 减压阀流量控制回路

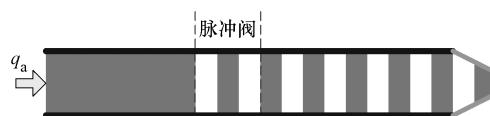


图 7-4 脉冲阀流量控制回路

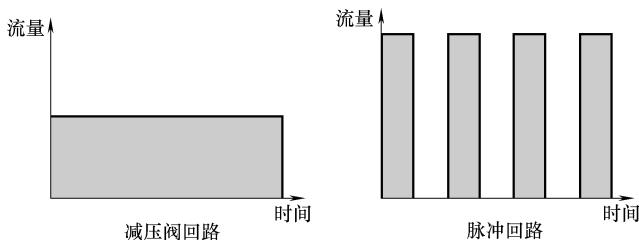


图 7-5 两个控制回路的流量比较

0.3 MPa；脉冲回路中，脉冲频率分别采用 5Hz、7Hz、10Hz、16Hz、25Hz，占空比为 1:1，比较不同条件下气体消耗量，去除相同润滑脂量，脉冲频率为 10Hz 消耗的气体体积最小。如图 7-7 所示脉冲回路中，脉冲频率采用 10Hz，占空比分别采用 20%、30%、40%、50%，比较不同条件下气体消耗量，去除相同润滑脂量，占空比为 50% 消耗的气体体积最小。

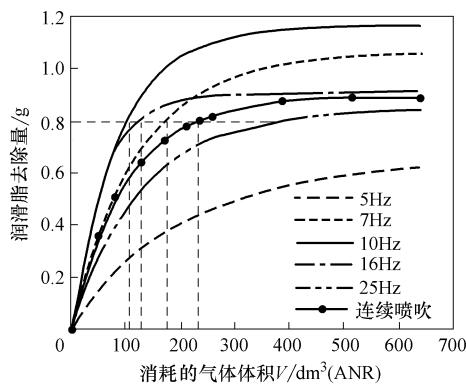


图 7-6 不同频率耗气量比较

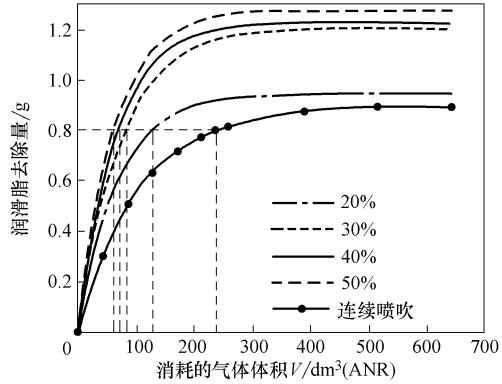


图 7-7 不同占空比耗气量比较

3. 脉冲发生装置工作原理

脉冲发生装置原理图如图 7-8 所示。开始时刻气控阀处在右侧状态（见图 7-8a），气源与 B 口接通，一方面气源向喷嘴供气，喷嘴向大气喷出高速气流；另一方面气源向气控阀的左先导腔 G 充气，先导腔 G 内的压力上升，先导腔 H 与大气接通并向大气排气，压力下降，两先导腔之间压差逐渐增大，经过时间 t_1 达到临界值时，阀芯切换，气控阀到达左侧状态（见图 7-8b）。此时气源与 B 口之间的通道切断，喷嘴暂停喷出气体，气源与 A 口接通，气源向气控阀的右先导腔 H 充气，先导腔 H 内的压力上升，先导腔 G 与大气接通并向大气排气，压力下降，两先导腔之间压差逐渐增大，经过时间 t_2 达到临界值时，阀芯切换，气控阀处于右侧状态，完成一个工作循环。

注：气控阀处在右侧状态时，左上侧的调速阀调节先导腔 G 内压力上升速率，右侧的调速阀调节先导腔 H 内压力下降速率，切换时间 t_1 由这两个调速阀设定；

气控阀处在左侧状态时，左下侧的调速阀调节先导腔 G 内压力下降的速率，右侧的调速阀调节先导腔 H 内压力上升的速率，切换时间 t_2 由这两个调速阀设定。脉冲频率可表示为 $1/(t_1+t_2)$ ，占空比可表示为 $t_1/(t_1+t_2)$ ，因此通过调节这三个调速阀的开口大小，可以得到不同频率和占空比的脉冲气流。

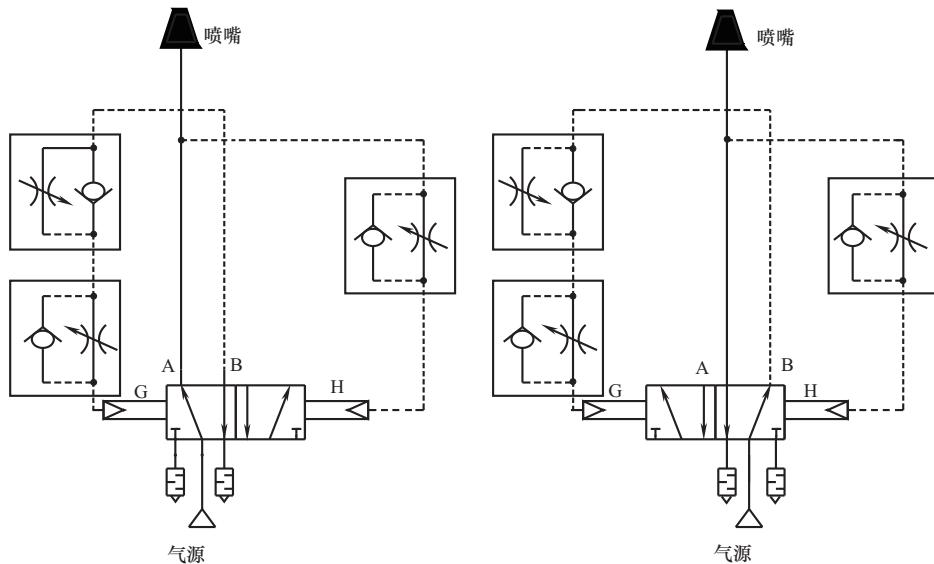


图 7-8 脉冲发生装置原理图

7.4 科恩达增效喷嘴

科恩达效应 (Coanda effect) 是指将少量高速的流体从喷嘴排出，环境气体在高速气流的作用下被吸入，跟着高气流一起运动。科恩达喷嘴原理图如图 7-9 所示，气体从 A 口进入并加速，根据伯努利原理，气体在喉部产生负压，B 处的环境气体在负压的作用下被吸入喷管，并与从 A 口进入的高速气体混合，混合气体排出后带动 C 处环境气体向 D 处运动，这样到达 D 处的气体流量可达到 A 处流量的 10~15 倍。

科恩达增效喷嘴是一种主要用作排风、排烟、排除粉尘的设备，主要用于废气烟雾吸除，粉尘气体的吸除处理，以及吹风冷却降温、水分粉尘吹除等应用。

当压缩空气通过其 0.05~0.1mm 的环形窄缝后，从出气口喷出，通过科恩达

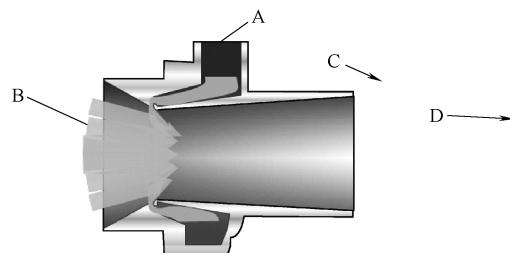


图 7-9 科恩达喷嘴原理图

效应原理及空气放大器特殊的几何形状，另一侧即吸气口侧，环境气流可被吸入，并与原始压缩空气一起从出气口吹出。

这种基于科恩达原理的喷嘴有如下缺点。

- 1) 喷嘴内表面的轮廓必须经过精细加工才能满足最优的性能。
- 2) 科恩达效应对喷嘴出口的背压很敏感。如果出口背压增大这将使喷流与喷嘴轮廓分离，会在环境气体吸入处产生湍流和回流，最终的结果是被吸入环境气体的量变少，增效性被削弱。

图 7-10 是科恩达喷嘴的机械结构图，整个装置由 1a 与 1b 两部分组成。通过螺栓 4 把这两部分连接起来。供气口与环状空腔相连，高压气体从供气口导入，进入与环状空腔相连的窄小通道，由于通道有效面积减小，气体加速成高速气流。窄小通道的宽度取决于喷嘴的整体尺寸，气体的压力可由垫片 2 来调整。例如，当喉部窄小内径为 40mm 的喷嘴、工作压力为 0.4~0.55MPa 时，窄小通道的宽度设为 0.05mm。

根据伯努利原理，气体加速后，在窄小通道的出口形成负压，将环境气体沿着 1a 表面卷入并与主流气体混合。混合后的气体顺着表面 1c 流出，表面 1c 的斜率取决于气体压力、喷嘴的宽度、喉部内径。一般来说，角度 α 应在 $10^\circ \sim 70^\circ$ 之间，最好在 $45^\circ \sim 55^\circ$ 之间。

喉部 3 是整个通道中截面积最小的地方。出口部表面 1b 采用渐渐扩张的形状。距离 z 至少是窄小通道宽度的 3 倍，但不能使入口处在气流方向上挡住喷嘴喉部 3。这样做的结果是环境气体流经入口后流向表面 1c 与主流的高速气体混合，并始终保持层流避免了速度的损失。表面 5a 的倾斜角的作用是将主流高速气体导向表面 1c。表面 5b 的倾斜角应比 1a 的倾斜角要小，防止被吸入的环境气体与表面 1c 脱离。

7.5 喷砂喷嘴

喷砂机是一种能使用磨料（金属磨料和非金属磨料）借助压缩空气动力，喷

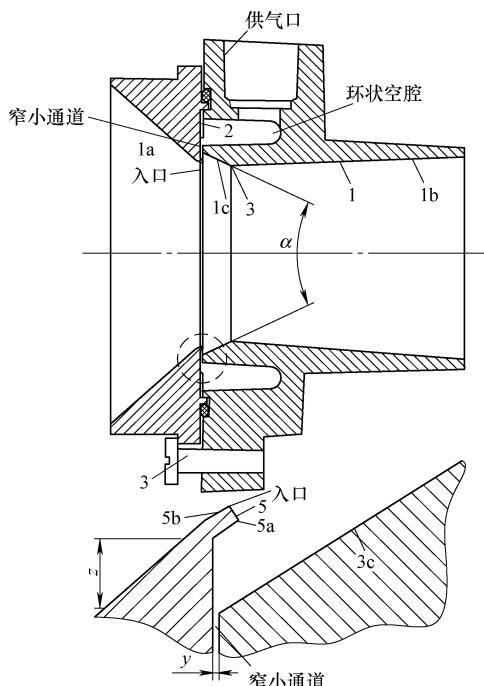


图 7-10 科恩达喷嘴的机械结构图

射到工件表面的一种机械设备。将磨料喷射到工件表面进行冲击研磨，可以将表面的杂质、杂色及氧化层清除掉，同时使介质表面粗化，消除基材表面残余应力和提高基材表面硬度。它最大限度地利用了空气输送机械的输送效率高、配置空间广阔、传输距离大、便于集中控制的优点，同时具备了结构简单、操作容易的特点。其缺点是扬尘大，需配置一套空气压缩设备，投资高，动力消耗大。

喷砂机是磨料射流中应用最广泛的产品，喷砂机一般分为干喷砂机和液体喷砂机两大类，干喷砂机又可分为吸入式和压入式两类。

1. 吸入式干喷砂机

一个完整的吸入式干喷砂机一般由六个系统组成，即结构系统、介质动力系统、管路系统、除尘系统、控制系统和辅助系统。以压缩空气为动力，通过气流的高速运动在喷枪内形成的负压，将磨料通过输砂管吸入喷枪并经喷嘴射出，喷射到被加工表面，达到预期的加工目的。在吸入式干喷砂机中，压缩空气既是供料动力又是射流的加速动力。

2. 压入式干喷砂机

对于压入式干喷砂机将重点介绍压入式喷砂工作单元，即由压力罐和喷枪组成的基本工作单元组成。一个完整的压入式干喷砂机工作单元一般由四个系统组成，即压力罐、介质动力系统、管路系统、控制系统。以压缩空气为动力，通过压缩空气在压力罐内建立的工作压力，将磨料通过出砂阀压入输砂管并经喷嘴射出，喷射到被加工表面达到预期的加工目。

从发展历史看，最先出现的喷砂机基本是吸入式，此种机型因能量利用率低，喷砂清理效率很低，不适合大面积、高效率清理场合，所以，逐渐被直压喷砂机取代；现在各厂家所用喷砂机基本是压入式，此种机型的最大特点是喷砂流畅，喷射力强，能量利用率高，清理效率高。

气动喷砂技术有其显著特点，但许多情况下使用不当，特别是在清理效率与喷射强度方面普遍存在问题。影响清理效率的因素很多，其中主要有空气压力、喷嘴直径及形式、被清理材料表面状况、清理质量等级、喷砂设备、磨料状况、磨料与空气的混合状态、操作人员熟练程度、喷射角度、喷射距离等，所以，要提高喷砂清理效率，就必须协调好上述诸因素的关系。影响气动喷砂清理效率的主要因素如下。

(1) 空气压力对清理效率的影响 空气压力（喷嘴进气端的压力）与清理效率成正比，其表达式为：

$$S = kp \quad (7-4)$$

式中 S ——清理效率 (m^2/h)；

k ——综合系数；

p ——空气压力 (MPa)。

式(7-4)表明,空气压力越高,则清理效率越高。但因空气压力升高后,磨料的破碎率、对被喷材料的切蚀、喷射的有效距离及空气紊流都会随之变化,并反映到清理效率中来。综合考虑各方面因素,空气压力最好为0.7MPa左右,一般应保持在0.55~0.75MPa之间。若空气压力太低,则清理效率会显著下降,浪费能源;若空气压力太高,则磨料破碎率会显著上升,磨料尖角嵌入被喷物体内的机率升高。在0.65MPa左右,空气压力每相差0.01MPa,则清理效率相应变化约2.4%。

(2) 喷嘴对清理效率的影响 喷嘴对清理效率的影响很大,它是诸多因素中对清理效率影响最大的一个,包括喷嘴直孔结构和喷嘴材质等。

1) 喷嘴直径的影响。喷嘴直径越大则清理效率越高,其定量关系为:

$$S = k'D^2 \quad (7-5)$$

式中 k' ——综合系数;

D ——喷嘴直径(mm)。

由表7-1(由上海新业喷涂机械有限公司提供)可知,气动喷砂作业时,当供气的压力恒定时,空气的消耗量随着喷嘴直径的增大而增大,其清理效率也随着喷嘴直径增加而增大,如式(7-4)所示;但是在整个喷砂系统中,空压机已经确定(具有额定的压力和空气流量),这样,当喷嘴直径加大时,空气和颗粒速度下降,从而使喷砂效率降低,并使出砂量增大,增加了喷砂的成本。

表7-1 喷嘴直径与磨料和压缩空气消耗及清理效率的关系

喷嘴直径/mm	0.55MPa时空气消耗量/ (m ³ /min)	磨料消耗量/(kg/h)	清理效率/ (m ² /h)
6.5	1.82	195.3	5.7~11.6
8	3.25	310.0	10~20
9.5	4.55	434.7	11.9~23.8
11	6.07	560.2	16.9~33.8
12.8	7.98	768.2	23.4~46.6

2) 喷嘴材质影响。气动喷砂工作过程中,高压气体携带高速的砂粒经过喷嘴时,会对喷嘴产生冲蚀磨损。当砂粒的强度和硬度一定时,硬度较高的材料(陶瓷等)抵抗颗粒切入及其微切削作用的能力较强,其冲蚀磨损主要呈现应力疲劳断裂和脆性断裂;硬度低而韧性高的材料(金属材料等)抵抗脆性断裂的能力较强,但抵抗微切削作业的能力较弱,其冲蚀磨损主要表现为微切削。这样,冲蚀磨损使得喷砂嘴口径迅速增大,影响喷吹效果。

3) 喷嘴内孔结构影响。喷嘴内孔结构通常分为4种类型,分别是直通型、收缩型、文丘里型、二次进风型(高速型),这4种喷嘴各有其特点。

直通型喷嘴(见图7-11)由于内部的热膨胀不够完全,使得射流在离开喷嘴

后，有一向外扩张的作用，使得射流的有效范围较大，但其速度较低。

收缩型喷嘴（见图 7-12）使得气流加速，具有较高的喷射效益，其喷射特性和直通型类似。如图 7-12 所示。

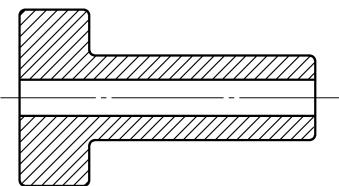


图 7-11 直通型喷嘴

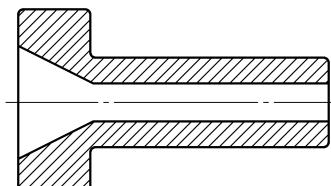


图 7-12 收缩型喷嘴

文丘里型喷嘴（见图 7-13）由于其扩张部分的断面将介质的内能最大限度地转化为动能，介质离开喷嘴后，可形成狭长的高速射流。

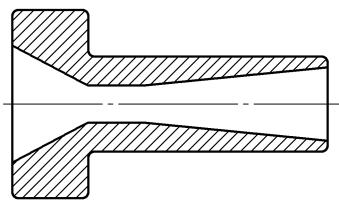


图 7-13 文丘里型喷嘴

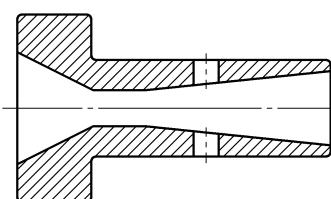


图 7-14 二次进风型喷嘴

二次进风型喷嘴（见图 7-14）起着补充空气和对砂粒的加速作用，并且其压力损失相比其他喷嘴要低。二次进风喷砂枪属于高速型喷砂枪，就是二次进风前后两个喷嘴，二者之间有间隙，在间隙处的四周有小孔，在这种一大一小、一前一后的喷嘴布置形式中，由于高速气流的作用，产生一个足够大的负压，将周围的空气吸入到喷嘴内，使喷出的空气量大于进入喷嘴的压缩空气，磨料的出口速度又有提高，另外，双进风喷砂枪的出口端直径比单进风喷砂枪的大一些，磨料流的发散面要比单进风的大 30%，二次进型喷嘴实物图如图 7-15 所示。



图 7-15 二次进风型喷嘴实物图

7.6 供气压力的节能设定

从式（7-3）来看，喷嘴的供给压力是影响气动功率的重要参数。对于压力的选取，现在还没有指导标准。由于喷嘴的用途广泛，不同的领域压力的需求也不一

样，本节讨论供气压力对喷吹力、除水特性、干燥特性、冷却特性的影响。当压力高于0.1MPa时采用空压机供气，低于0.1MPa时采用鼓风机供气，比较这两种供气方式在以上各种工况下的能耗关系。气动回路实验原理图如图7-16所示。

根据压力计的示数旋转节流阀以调节鼓风机或空压机的输出压力。采用空压机供气时，空压机输出的压力调节至0.5MPa，采用鼓风机供气时，鼓风机输出的压力调节至0.03MPa及0.05MPa。功率仪测定驱动鼓风机或空压机的电动机功率。喷嘴的口径分别为1.0mm、1.7mm、2.2mm、4mm、6mm、7.4mm、9.0mm。

1. 喷吹力

图7-17为测试原理图，喷吹力由电子秤测出。

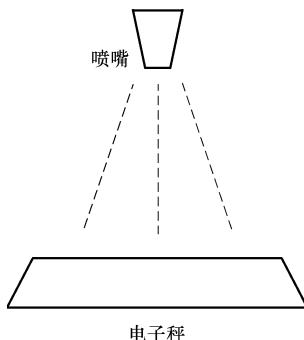


图7-17 测试原理图及实物图

如图7-18和图7-19所示，采用低压供气与高压供气进行比较，达到相同的喷

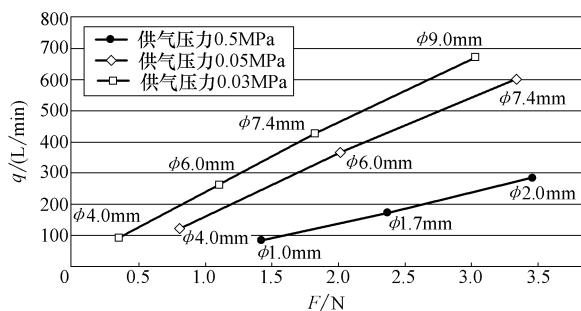


图7-18 喷吹力—流量特性

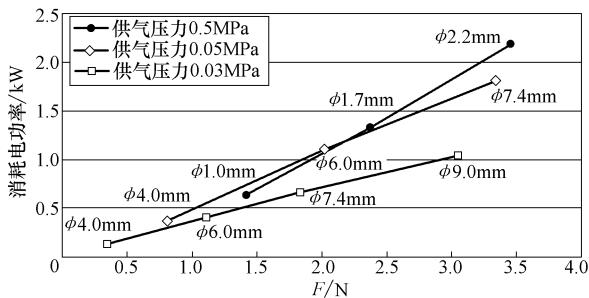


图 7-19 喷吹力—消耗功率特性

吹力，低压供气消耗的流量相对大，但消耗的电功率相对小，这是因为气体的功率不仅取决于流量，而且取决于压力。从这组实验结果来看，输出相同的喷吹力，采用低压供气更节能。

2. 除水

图 7-20 为降水测试原理图，水滴为清扫对象，用电子表记录除水所需的时间。

图 7-21 是除水的实物图，皮带浸水以后，在照片中注有“A”字之间的区域颜色变暗，打开喷嘴并计时。当该区域颜色变浅时说明水滴已被除去，这时停止计时，这个时间间隔为喷吹时间。

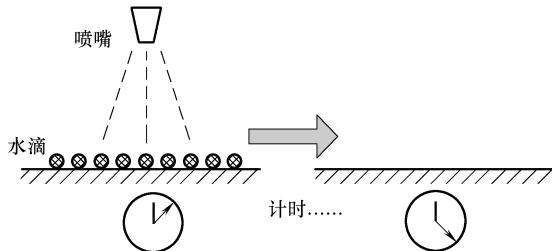


图 7-20 降水测试原理图

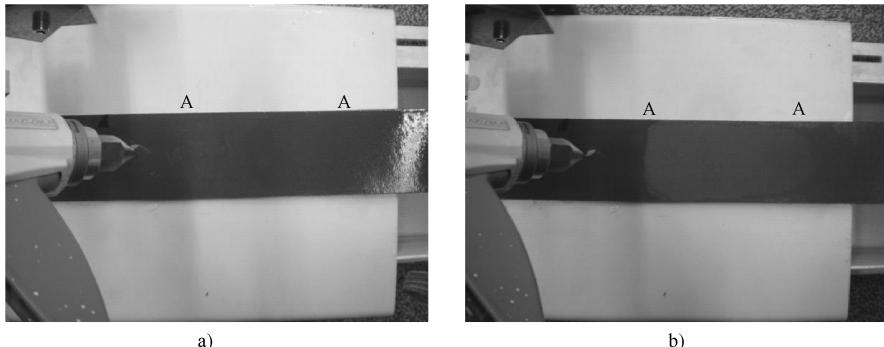


图 7-21 除水过程

a) 吹扫开始 b) 吹扫结束

如图 7-22、图 7-23 所示，采用低压供气与高压供气进行比较，除去相同量的水，低压吹扫消耗的时间相对长，但消耗的电功率相对小。从这组实验结果来看，采用低压供气更节能。

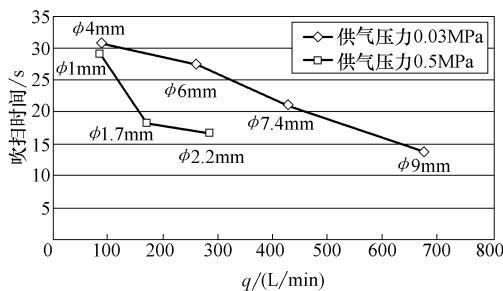


图 7-22 流量—吹扫时间

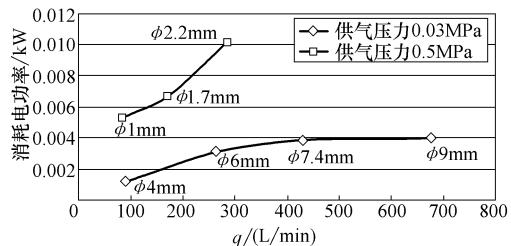


图 7-23 流量—消耗功率特性

3. 干燥

图 7-24 为干燥测试原理图，浸水的纸为吹扫对象，用电子表记录干燥所需的时间。

图 7-25 是干燥的实物图。纸浸水以后变透明，能看清“HITACHI”(见图 7-25a)，打开喷嘴并计时。当纸变得不透明(见图 7-25b)时说明纸已干燥，这时停止计时，这个时间间隔为喷吹时间。

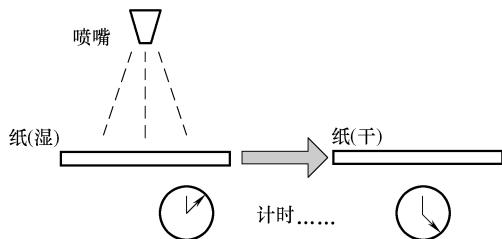


图 7-24 干燥测试原理图

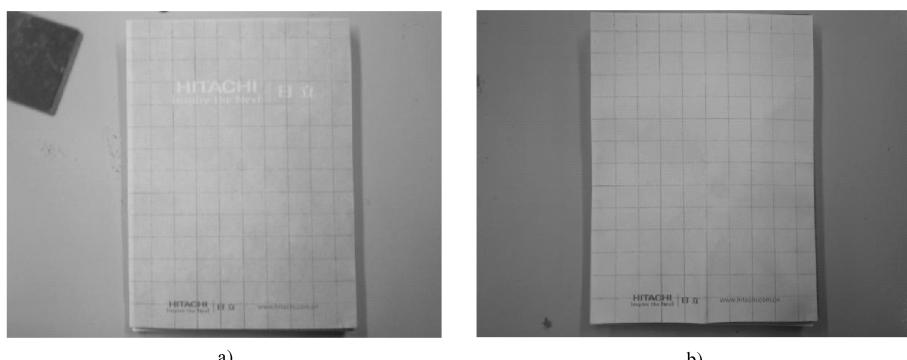


图 7-25 干燥过程

a) 吹扫开始 b) 吹扫结束

如图 7-26、图 7-27 所示，采用低压供气与高压供气进行比较，除去相同量的水，低压供气消耗的时间相对长，但消耗的电功率相对小。从这组实验结果来看，采用低压供气更节能。

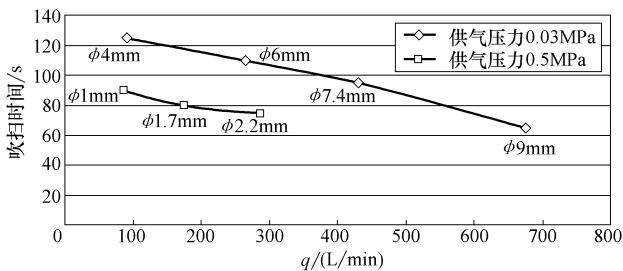


图 7-26 流量—吹扫时间

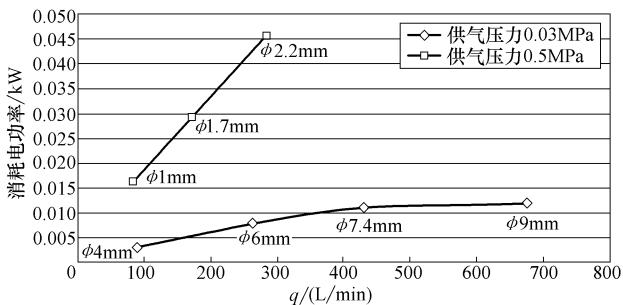


图 7-27 流量—消耗功率特性

4. 冷却

图 7-28 为冷却测试原理图，以加热后的气缸为冷却对象，用电子表记录冷却所需的时间。用红外线测温计测量气缸的温度，先将气缸加热至 60℃，然后打开喷嘴并计时。冷却至 30℃时，停止计时，这个时间间隔即为冷却时间。

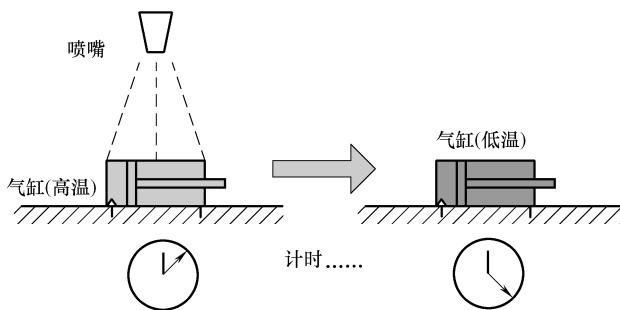


图 7-28 冷却测试原理图

如图 7-29、图 7-30 所示，采用低压供气与高压供气进行比较，冷却到相同温度的气缸，低压供气消耗的时间相对长，但消耗的电功率相对小。从本组实验结果来看，采用低压供气更节能。

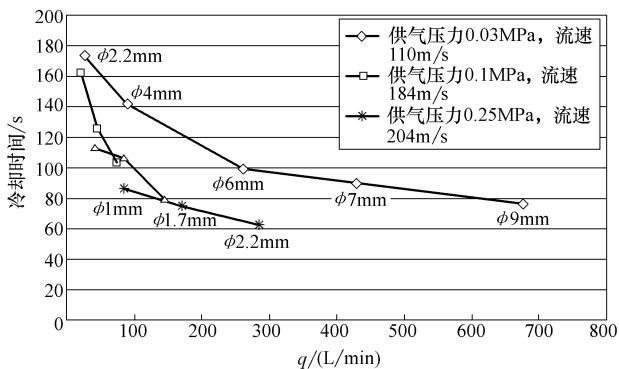


图 7-29 流量—冷却时间

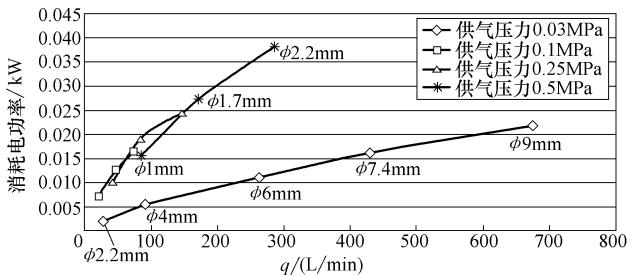


图 7-30 流量—消耗功率特性

综上所述，针对以上喷嘴的几种典型用途，可以采用鼓风机供气和大口径的喷嘴，这样既能满足工艺要求，也能大幅降低空压机能量消耗。

7.7 喷嘴常见问题及其对策

- 1) 对于单孔喷嘴，应该尽量选择细管段较短的类型，避免细管段带来的气体压力损失。
- 2) 在喷嘴工作压力远低于供气压力时，可选择采用脉冲式喷嘴，避免减压阀带来的压力损失。
- 3) 当喷吹需求大流量时，如用于冷却、干燥，可以选用科恩达增效喷嘴。要注意的是这种喷嘴需要工作在低背压的环境。当喷嘴出口太靠近喷吹对象时会产生背压，背压会使风量大大降低。
- 4) 气动喷砂工作过程中，高压气体携带高速的砂粒经过喷嘴时，会对喷嘴产生冲蚀磨损。长时间的冲蚀磨损会使得喷砂嘴口径迅速增大，影响喷吹效果。
- 5) 在能满足工艺要求的情况下，应尽量采用鼓风机低压供气。

第8章 控制回路的节能

控制回路是控制执行机构的输出力、速度、加速度、运动方向和位置的回路，包括速度控制回路、压力控制回路、转矩控制回路和位置控制回路等。本章以控制回路的节能为基本着眼点，首先介绍了基本的控制回路，在基本控制回路的基础上介绍了气缸驱动回路的节能改造，随后介绍了特殊节能型气缸的工作原理和应用场合以及根据设备运行状况的节能改造，同时结合实际生产中的真空发生回路和恒流量控制回路的运行特点介绍其节能改造的原理，最后结合控制回路常见问题，针对实际情况提出应对策略。

8.1 控制回路的种类

1. 速度控制回路

气缸速度控制包括调速与稳速两部分。调速的一般方法是改变气缸进、排气管路有效截面积进行速度调节。通常情况下是利用调速阀等流量控制阀来改变进、排气管路的流量，即可实现调速控制。气缸的稳速控制通常是采用气液转换的方法，克服气体可压缩的缺点，利用液体的特性来稳定速度。为控制气缸的速度，回路要进行流量控制，在气缸的进气侧进行流量控制时称为进气节流调速，在排气侧进行控制时为排气节流调速。图 8-1 所示为双作用气缸的进气节流调速回路。

在进气节流时，气缸排气腔压力很快降至大气压，而进气腔压力的升高比排气腔压力的降低缓慢，当进气腔压力产生的合力大于活塞静摩擦力时，活塞开始运动。此时的活塞开始加速运动，所以活塞运动速度会逐渐加快，由此进气腔不断增大，而由于进气节流限制了供气速度，使得进气腔压力相对于供气压力有所降低，等待进气腔的流量足够时，压力又增加，从而造成气缸的“爬行”现象。为了克服这种爬行现象，一般来讲，进气节流多用于垂直安装的气缸支撑腔的供气回路。这样在进气腔压力相对于供气压力低的情况下，在负载的作用下对进气腔进行压缩，从而使其压力与供气压力一致，进而克服了“爬行”的现象。

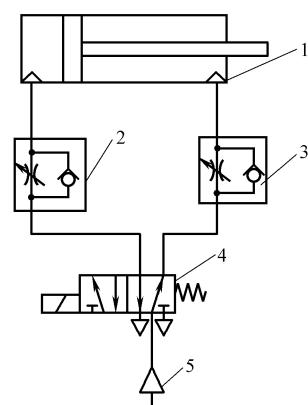


图 8-1 双作用气缸进气节流回路
1—气缸 2、3—单向节流阀 4—两位五通电磁换向阀 5—气源

图 8-2 所示为双作用气缸的排气节流调速回路。在排气节流时，排气腔内可以建立与负载相适应的背压，在负载保持不变或微小变动的条件下，运动比较平稳，调节节流阀的开度即可调节气缸的往复运动速度。从节流阀的开度和速度的比例性、初始加速度、缓冲能力等特性来看，双作用气缸一般采用排气节流控制。但是，对于单作用气缸和气马达等，根据使用目的和条件，也采用进气节流控制。

2. 压力控制回路

气压传动多数以气缸作为执行元件，把压缩空气的压力能转换成机械能。气缸输出力是由供气压力、排气压力及活塞面积来决定的，因此可以通过改变供气压力和活塞的面积来控制气缸输出力。一般情况下，对于已选定的气缸，由于活塞面积已确定，所以可通过改变供气压力来实现气缸输出力控制和速度控制。利用压力控制回路可实现对系统减压、增压、卸荷、保压与平衡等各种控制。图 8-3 是基本的调压回路。

3. 位置控制回路

气缸的活塞杆通常只能保持完全在伸出和完全收回两种工作状态。如果要求气缸中的活塞在某个中间位置上停下来，则气动系统需要具有位置控制的功能。常见的位置控制方式包括压力控制方式、内外部挡块方式、锁定机构方式、气液变换方式以及利用磁性开关的方式。图 8-4 为常见的利用磁性开关控制活塞位置回路。

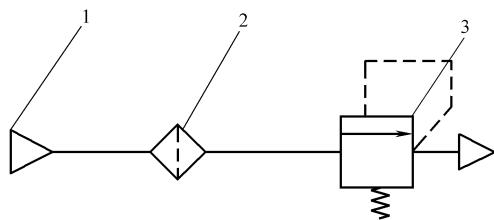


图 8-3 基本的调压回路
1—气源 2—过滤器 3—调压阀

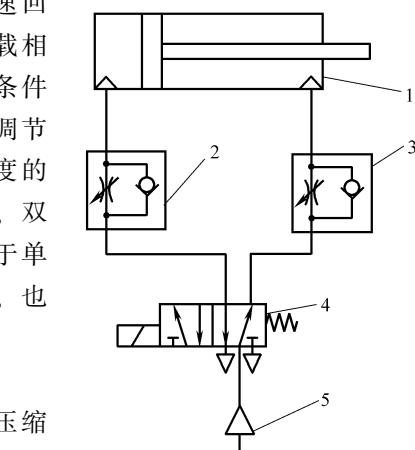


图 8-2 双作用气缸排气节流回路
1—气缸 2、3—单向节流阀 4—两位五通电磁阀 5—气源

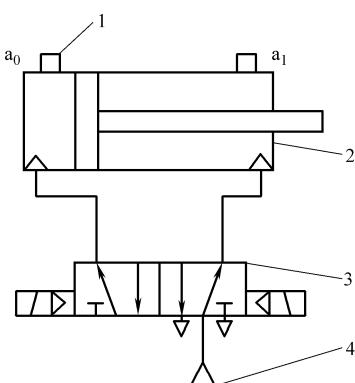


图 8-4 常见的利用磁性开关控制活塞回路
1— $a_0\ a_1$ 磁性开关 2—气缸
3—三位五通电磁换向阀 4—气源

8.2 气缸驱动回路的节能改造

以上主要介绍了几个基本的气缸驱动回路，而对于气动系统的节能可以分为两方面，一方面就是提高高压空气发生装置的效率，另一方面是降低气动回路的空气消耗量。而从气动回路的角度出发，最主要的是降低空气的消耗量。在常见的气动回路中降低空气消耗率可以采用如下几种方式。

1. 气缸的两个运动方向采用不同压力供气

气缸的两个运动方向采用不同压力供气的回路，也就是差动回路。图 8-5 所示的差动回路比一般的双作用气缸回路节省压缩空气消耗量。

所谓差动回路是从无杆腔进气，使有杆腔的气回到无杆腔。在同一进气压力的情况下，利用无杆腔和有杆腔的面积差，产生压力差，从而驱动气缸伸出。因为有杆腔的气回到了无杆腔，所以气缸能以较快速度动作，实现小流量高速度。

2. 一个气动系统采用几种不同的供气压力

气动系统中可根据各个气缸具体的负载，采用不同的供气压力，这样可以节省供气回路的空气消耗量。

在某些场合，如在平衡系统中，需要根据工件重量的不同，提供多种平衡压力，这时就需要根据负载提供多种供气压力，如图 8-6 所示。

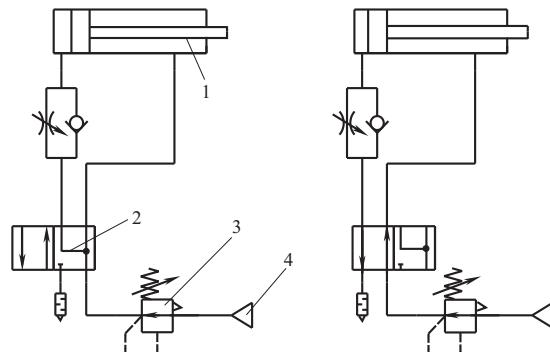


图 8-5 差动回路图

1—气缸 2—两位四通阀 3—减压阀 4—气源

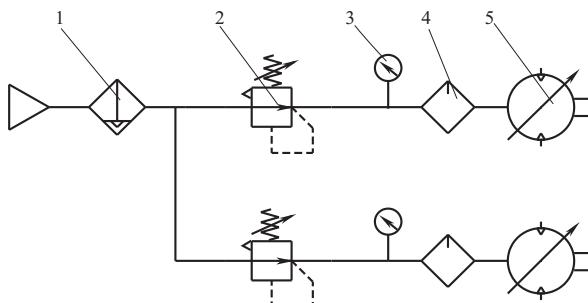


图 8-6 需要不同工作压力的回路

1—空气过滤器 2—减压阀 3—压力表 4—油雾器 5—驱动单元

在气动控制系统中，有时需要对一个执行件提供多种压力，其气动回路如图8-7所示。

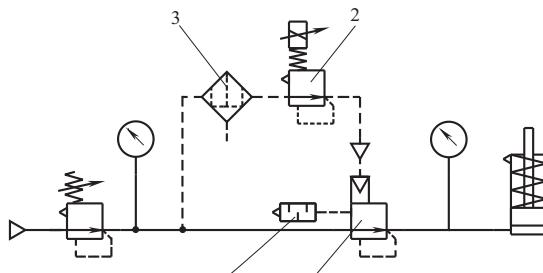


图 8-7 使用电比例压力阀的无级压力控制回路

1—大流量排气型减压阀 2—电比例压力阀 3—微雾分离器 4—消声器

注意：电比例压力阀的进口应设置微雾分离器，防止杂质进入电比例压力阀，影响阀的性能及使用寿命。

3. 气动控制信号和气缸的供气采用不同的工作压力

如图8-8所示，减压阀被调定为较低的压力，气缸无杆腔不排放压缩空气，由气罐引出的气体，经减压阀2减压引入气缸有杆腔。电磁换向阀通电，气缸上升，压缩空气进入气缸的无杆腔，气缸有杆腔的低压气体经电磁换向阀向大气排出。电磁换向阀断电，气缸在负载重力的作用下缩回，气缸无杆腔的压缩空气被压回气罐。由此将回路耗气量减至最小。

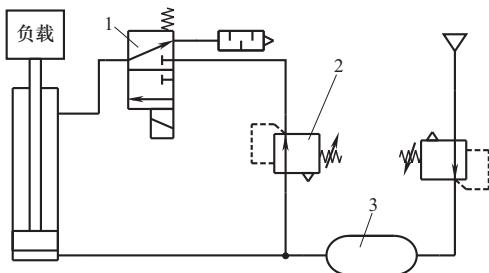


图 8-8 节能回路

1—两位三通电磁换向阀 2—减压阀 3—储气罐

8.3 特殊节能型气缸

相对于传统的气缸，某些特殊的节能型气缸也能起到节能的效果。下面介绍几种特殊的节能型气缸的结构形式和工作原理。

1. 倍力气缸

与普通气缸相比，倍力气缸由于构造独特，伸出方向的受压面积增大一倍，故输出力增大一倍，适合顶升和冲压作业。倍力气缸的工作原理如图8-9所示。

倍力气缸的节能效果体现在输出相同力的情况下，所需气源的压力较低，从而降低空压机的供气压力，减少压缩空气系统泄漏量及用气量，使空压机的能耗降低。由表8-1中的数据可以看出，相同输出力的倍力气缸比普通气缸缸径小，供气压力耗气量均小于普通气缸。

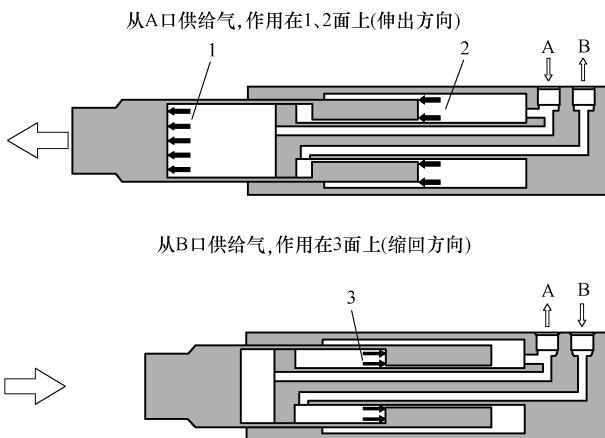


图 8-9 倍力气缸的工作原理

表 8-1 普通气缸与倍力气缸数据比较

	普通气缸	倍力气缸
缸径/mm	φ80	φ63
行程/mm	500	500
压力/MPa	0.3	0.26
耗气量/L	19.1	14.8

注：此表为相同输出力下的普通气缸与倍力气缸的比较。

2. 上顶栓气缸

橡胶密炼机如图 8-10 所示，主要由密炼室、转子、转子密封装置、加料压料装置、卸料装置、传动装置及机座等部分组成。上顶栓为压料装置中直接与胶料接触的加压部件。上顶栓气缸的主要作用是提供上顶栓上、下运动的动力，同时提供上顶栓加压物料的压力。

国内外现有的上顶栓气缸都是采用单一气缸驱动，伸缩速度慢，空气消耗量大。另外，由于上顶栓气缸非常耗能，国内外一部分的上顶栓机构改为液压气缸来实现，然而液压系统中的漏油会污染工作环境，影响产品质量，而且设备投资成本高、故障率较高、维护麻烦。图 8-11 为北京航空航天大学 SMC 节能环保中心开发的节能型上顶栓气缸结构图，该结构采用两级气缸机构，主气缸用于对橡胶原料的施压，副气缸用于对施压重锤（即上顶栓）的快速驱动。与现有上顶栓系统相比，新型气动节能上顶栓系统，可大幅度地提高伸缩速度、节省压缩空气。此外该装置结构简单、轻便、安装维护简单，

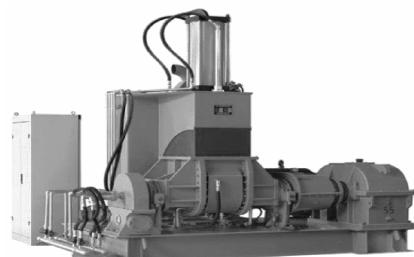


图 8-10 橡胶密炼机

成本较低。具有防火、防爆的能力，不会引入杂质、保证了产品质量。

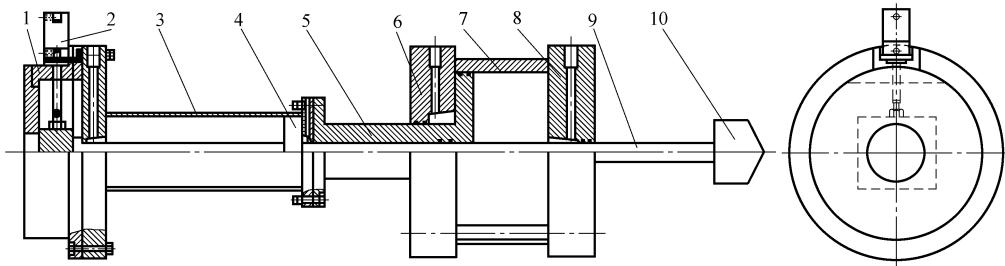


图 8-11 节能型上顶栓气缸结构图

1—顶罩 2—锁紧装置 3—副气缸（拉杆连接） 4—副活塞 5—主活塞连接部
6—主气缸后端盖 7—主气缸（拉杆连接） 8—主气缸前端盖 9—活塞杆 10—重锤

3. 节能型气液增压缸

增压缸是气动系统中常用的部件，它能够在管道供气压力较低的情况下输出较大的力。因此具有一定的节能效果。节能型气液增压缸实物图和原理图如图 8-12 和图 8-13 所示。



图 8-12 节能型气液增压缸实物图

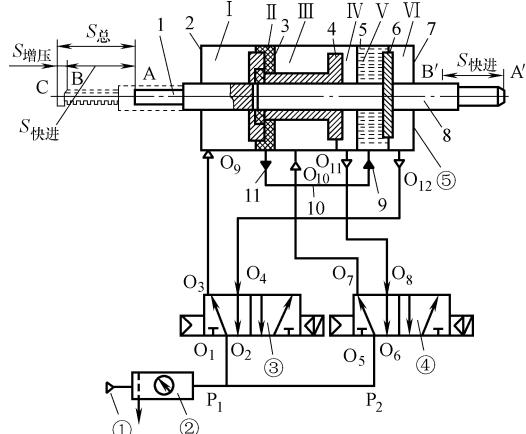


图 8-13 节能型气液增压缸原理图

1—前活塞-活塞杆 2—前盖 3—中间盖 4—增压活塞-活塞杆 5—中端盖 6—中间体 7—后盖 8—后活塞杆
9、11—接头 10—油管①气源（空压机） ②气源
三联件 ③快速进退电磁换向阀 ④气液增压电磁
换向阀 ⑤节能式气液增压缸

节能型气液增压缸的功能是：开始时气缸按正常的力度快进，在接近终点行程（约 10mm）时，气缸增大几倍的压力（约 8 倍）强劲输出。而气缸缩回又以正常力度回拉。由于该气液增压缸是在行程最后阶段才增压，因而较相同输出力的气缸而言，用气量可大大减少，具有明显的节能效果。该产品由于具有最后强劲增力的

特性，因此可广泛用于压延、铆接板材、挤压成型各类容器等作业。压缩空气由气源（空压机）①提供，经过气源三联件②进行净化处理后得洁净的并含油雾的工作气压。

8.4 根据设备运行状况的节能改造

压缩空气系统可分为供气系统和用气系统两大组成部分，供气系统包括空压机、空气处理设备等；用气系统包括空气过滤干燥系统、储气系统和末端用气设备等。一个科学完善的供气系统可以在合适的空气压力下，以可靠并且高效的方式提供干净、干燥、稳定的压缩空气；一个管理恰当的用气侧可以将压缩空气的浪费减到最小的程度，并将压缩空气限定于适当的用途。

工业压缩空气系统中用气系统的设备可能会出现设备待机或者出现间歇工作的情况，针对这样的情况，作为气动控制回路该如何调节其使用空气的流量是一个需要解决的问题。下面就具体的设备运行状况进行相应的节能改造。

1. 设备待机时的节能改造

设备待机是工业用气现场经常出现的情况。在这种情况下需要供气端及时停止供气，同时要保障设备待机过程中的压力。比如气动锻压机在工作过程中需要在一定的时间内保证其所需的温度和压力以保证锻压件的质量。传统的气动控制回路就是始终使供气端输出高压的空气，在待机设备的空气进口安装调压阀以确保待机时的压力。然而该方法一方面必须保证供气端高压空气源源不断的供给，这样在压缩空气输送过程中会损失一部分压力，同时增加了泄漏的可能性。由此可见传统的方法存在着压缩空气浪费的现象。下面通过气动控制回路来说明设备待机时的节能改造。

如图 8-14 所示，当负载需要在气缸上放置一段时间时，这时气缸设备就处于一种待机状态。当设备处于待机时，关闭阀 1 使气源停止供气，当气缸内压力下降时可以通过减压阀 3 来调节气缸内的进气。单向阀 4 的作用是使气缸内的气体不会在负载的作用下倒流。同时在二位二通电磁换向阀 5 的作用下切断气缸的排气。这样就既满足了设备待机过程中的压力要求，同时也节约了压缩空气的流量。

2. 间歇工作时的节能改造

间歇工作也是工业现场经常遇见的情况。

对于间歇工作的节能改造可以用下面的冲击气缸的典型控制回路图来说明。

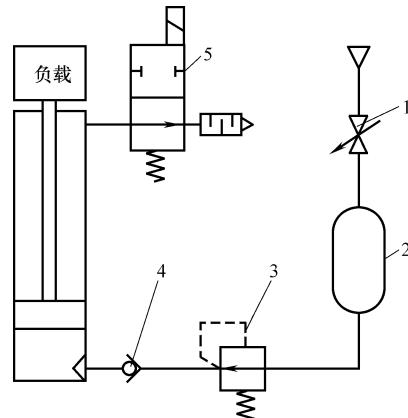


图 8-14 设备待机时的控制回路图

1—阀 2—气罐 3—减压阀 4—单向阀 5—两位两通电磁换向阀

图 8-15 是冲击气缸的典型控制回路。冲击气缸是把压缩空气的压力转换成活塞杆等运动部件高速运动的动能，利用此动能对外做功，完成打印、拆件、压套、下料、冲孔、锻压、去毛刺等多种作业。当二位五通电磁换向阀 1 通电时，冲击气缸的下缸气压经快速排气阀迅速排气。同时使二位三通气控阀 4 切换，小气罐 5 内的压缩空气直接进入冲击气缸 3。这里运用了小气罐作为间歇工作时的缓冲供气，避免了间歇性短时间的大用气量对整个压缩空气供气管网的影响，降低了对气源输出较高压力的要求，具有很好的节能作用。

在实际的工业现场中，如果存在间歇性的大量供气现象，一定要在用气设备进气端增加压缩空气的缓冲装置（比如气罐等），从而降低对整个管网的压力影响。

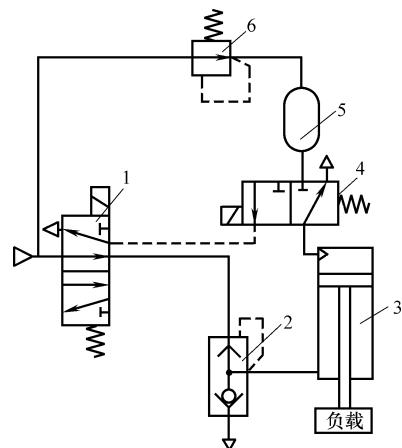


图 8-15 冲击气缸的典型控制回路
1—二位五通电磁换向阀 2—快速排气阀
3—冲击气缸 4—二位三通气控阀
5—小气罐 6—减压阀

8.5 真空发生回路的节能改造

1. 真空回路

真空吸盘是利用真空泵或真空发生器产生真空以吸附物体，从而达到吊运物体、移动物体、组装产品的目的。图 8-16 所示为真空泵 1 组成的真空气路，当真空用二位三通电磁换向阀 2 通电后，吸盘 4 将工件吸起，当电磁换向阀 2 断电时，真空消失，工件依靠自重与吸盘脱离。

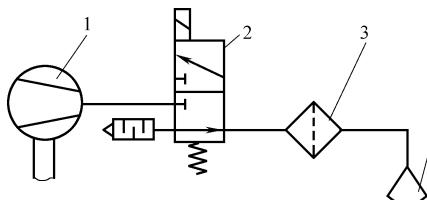


图 8-16 真空泵回路
1—真空泵 2—二位三通电磁换向阀 3—过滤器 4—吸盘

真空发生器是利用压缩空气通过喷嘴时的高速流动在喷口处产生真空。由于采用的真空发生器体积小、获取真空容易，因此它的应用十分广泛。

图 8-17 所示为采用真空发生器组件的回路。当二位二通电磁换向阀 1 通电后，压缩空气通过真空发生器 3，由于气流的高速运动产生真空，当真空度达到一定值时，吸盘 7 将工件吸起，真空压力继电器 5 检测真空度发出信号给控制器。当二位

二通电磁换向阀 1 断电，二位二通电磁换向阀 2 通电时，真空发生器 3 停止工作，真空消失，压缩空气进入真空吸盘，将工件与吸盘吹开。此回路中，过滤器 6 的作用是防止在抽吸过程中将异物和粉尘吸入真空发生器。

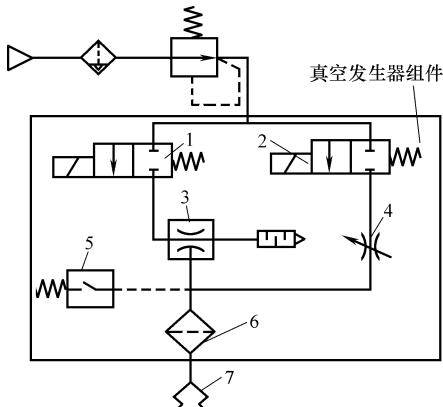


图 8-17 采用真空发生器组件的回路

1、2—二位二通电磁换向阀 3—真空发生器 4—节流阀
5—真空压力继电器 6—过滤器 7—吸盘

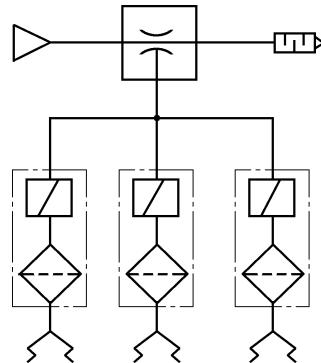


图 8-18 多个吸盘真空保护阀的回路

在真空气回路中，一个真空发生器配一个真空吸盘是理想的。当一个真空发生器带动多个真空吸盘时，若其中一个吸盘损坏或发生泄漏，所有吸盘的真空度都会下降，因而必须采取相应的措施来保证其他真空吸盘正常工作时需求的压力。图 8-18 所示为采用多个吸盘真空保护阀的回路。当一组吸盘中一个失灵或密封不良，由此产生的气流会压住真空保护阀的膜片，只有少量气体从膜片的小孔通过，从而不影响整个系统的真空状态。

2. 真空回路的节能

真空发生器是自动机械的一部分，因此必须满足自动机械的动作及节拍要求。在此前提下，尽可能降低压缩空气消耗量，达到节能的目的。在吸着运送和吸着固定的各种场合，根据工件的质量、表面粗糙度、材质、运送时间的长短及吸附速度的不同，正确选用真空发生器型号规格实现节能。为了满足不同用户的要求，真空发生器厂家设计了很多规格，如日本（株）妙德会社的真空发生器规格达 80 余种，为使用者提供了很大的选择余地。其分类依据是，喷嘴直径规格、是否带电磁阀、真空开关、真空破坏阀、过滤器、单向阀及最大达到的真空度等。其中最大达到的真空度和喷嘴直径规格对压缩空气消耗量影响最大，选用时要特别要重视这两个参数。一般以满足自动机械生产节拍及搬运工件质量为原则。生产节拍由真空发生器的真空到达时间及搬运速度来保证，而搬运质量则由真空度及吸盘直径来保证。在选用时，还应注意真空发生器必须在设计工况下工作才能达到理想效果。在此基础上，探讨在不同工作情况下，真空发生器的节能应用方法。

(1) 气密性工件的搬送 当搬送如玻璃、钢铁、塑料等表面光滑的气密性材料制造的工件时，可以选用带单向阀的真空发生器。该真空发生器内装有单向阀和真空开关，采用合理的控制方法运送这类工件，节能效果非常明显。其节能方法如下。

当真空发生器达到设定真空值时，由真空开关发出信号，电磁阀关闭气源，真空发生器停止工作，这时单向阀阻止空气向真空间漏，使真空继续保持。由于泄漏的原因，真空度低于设定真空值时，真空开关便控制电磁阀接通气源，压缩空气进入真空发生器，使真空间漏再一次达到真空设定值，这样使执行机构不断工作。对于气密性材料，理论上计算，一个运送周期的节能效率大致在 80%~95% 左右。效率近似计算式如下。

$$\eta = \frac{t}{T} \quad (8-1)$$

式中 η ——效率；

t ——真空保持时间；

T ——运送时间。

(2) 材质疏松且较重工件的搬送 在吸着瓦楞纸板及木板时，由于工件的材质疏松，空气泄漏量大，真空破坏速度较快，吸盘内真空度下降很快。这时，若选用带单向阀的真空发生器，真空发生器就会频繁起动，此时非但节能效率下降，安全性差，甚至不能正常工作。所以带单向阀的真空发生器不适合搬运材质疏松的工件。对材质疏松且较重工件的搬送可采用小排气量的真空发生器，由于密闭腔大而导致真空发生时间较长，影响自动线节拍；如采用大排气量的真空发生器，则由于真空保持所需排气量并不大，造成能耗浪费。为解决此矛盾，可设计如图 8-19a 所示的两真空发生器并联的结构来完成搬送。将排气量不同和能达到不同真空度的两对彼此独立的真空发生系统并联集装在同一个本体内，由功能控制阀根据自动机械的动作要求自动地控制其同时或顺序地产生真空和保持真空，以达到节能的效果。 A_1 是排气量小，但能达到高真空度的喷嘴、扩张管组合； A_2 是排气量大，但真空度较低的喷嘴、扩张管组合； A_3 是进气分配阀。 A_1 和 A_2 的真空口分别通过各自的单向阀与系统的真空口相连接，压缩空气进气由分配阀 A_3 顺序控制，弹簧用于真空度调节和阀芯复位。其工作原理如下：工作开始时，分配阀仅向 A_2 供气，由于 A_2 是排气量大、真空度较低的真空发生器，故待抽真空的密闭腔很快就有负压出现，真空到达时间 t 由下式确定。

$$t = \left(\frac{v}{c} \right)^{\frac{1}{\alpha}} \quad (8-2)$$

式中 v ——真空系统体积；

c ——根据真空度确定的系数；

α ——根据真空发生器型号确定的系数。

与之相连的分配阀下腔压力下降，阀芯两端在压差的作用下压缩弹簧，阀芯下移；当达到设定的真空度时，阀芯关闭 A_2 的进气口，打开 A_1 的进气口，由排气量小、但能达到高真空度的真空发生器 A_1 工作，继续保持真空。见图 8-19 (b) 所示。

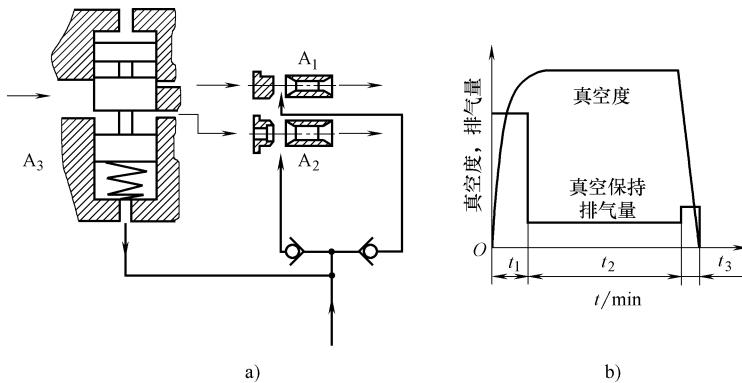


图 8-19 真空发生器并联结构及工作循环示意图

图 8-19b 中 t_1 为 A_2 工作时间； t_2 为小排气量真空保持时间； t_3 为真空破坏时间。当然，根据分配阀的作用，也可以让 A_1 、 A_2 同时产生真空到一定值后，切断 A_2 的供气，只给 A_1 供气，用以继续保持真空。这种真空发生器在对材质疏松且较重工件的搬送时，由于用大排气量的真空发生器尽快达到设定真空度，用小排气量的真空发生器保持真空，从而既满足了自动线的节拍要求，又保证了工作可靠性，同时达到了节能的要求，所以能得到满意的效果。其节能效率 η 可用下式计算。

$$\eta = 1 - \frac{q_1}{q_2} \quad (8-3)$$

式中， q_1 、 q_2 分别为 A_1 、 A_2 的压缩空气排气量。真空发生器设计时， A_1 的排气量 q_1 应为泄漏量的 2~4 倍， A_2 的真空达到时间应能满足自动机械的节拍要求。由于 q_1 远小于 q_2 ，故节能效果明显。

(3) 节拍较快且较重工件的搬送 节拍较快且搬送较重的工件时，一般考虑采用大排气量的真空发生器。但是，这种真空发生器压缩空气消耗量很大，而特殊设计的双喷嘴串联真空发生器可较好地解决该类问题。如图 8-20 所示，它是将两个真空发生器 A_1 、 A_2 经特殊设计后，直接串联在本体之中， A_1 的扩张管又作为 A_2 的喷嘴使用，所以， A_1 、 A_2 之间要满足一定的截面积之比。当供给一定的压缩空气时， A_1 产生真空后，排出的气流又作为 A_2 的气源，继续抽吸密闭腔的气体。由于 A_1 、 A_2 的喷嘴截面积及进气压力不同， A_2 达到的真空度明显低于 A_1 达到的真空度，当密闭腔的真空度高于 A_2 所能达到的真空度后，单向阀切断 A_2 真空口与密闭腔的回路，由 A_1 单独抽真空。这类真空发生器由于回收使用了一级真空发

生器排出的压缩空气能量，在同样的能耗下增加了总排气量，缩短了真空达到的时间，提高了真空发生器的吸着快速性，并达到了节能的目的。实验证明，在同样的能耗下可使总排气量增加40%左右。这类真空发生器的最大优点是在压缩空气消耗量相同的情况下，真空发生速度提高了很多，这对自动机械的高速化要求无疑表现出潜在的优势。为此，如果采用增加串联数的方法，如三联、四联式真空发生器则能进一步提高排气量和缩短真空达到的时间，提高自动机械单位时间的搬运次数。

8.6 恒流量控制回路

在工业用气现场，很多情况都要求进气端流量稳定，但由于工业现场用气的复杂性、多样性以及随机性，都会导致现场流量不稳定。为此，必须在工业现场中应用恒流量控制回路来保持流量稳定。要实现恒流量的功能，就必须在工业现场用气设备中加入必要的检测设备以判断其流量值，因此，流量传感器是必须的。下面就某一具体回路介绍恒流量控制回路及控制策略。

图8-21为采用电-气比例阀的恒流量控制回路。流量传感器1检测管路中流体的流量，调节器2接受传感器的信号，经过运算后输出电气控制信号控制电-气比例阀3的动作，电-气比例阀输出的气控信号控制气控比例定位器4，进而控制膜片阀5的开度以控制管路中的流量。

8.7 控制回路常见问题及其对策

控制回路中常见故障原因及对策见表8-2~表8-13。

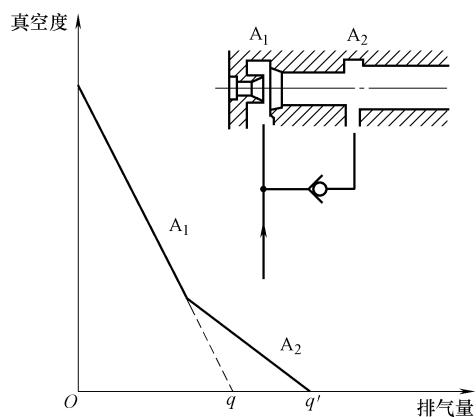


图8-20 双喷嘴串联式真空发生器
结构及性能示意图

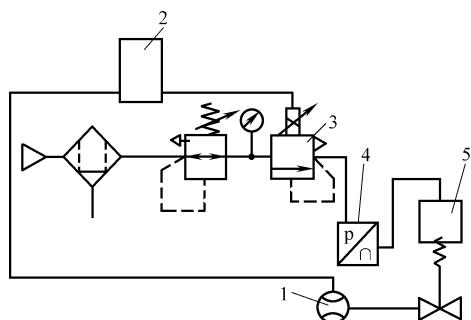


图8-21 恒流量控制回路
1—流量传感器 2—调节器 3—比例阀
4—气控比例定位器 5—膜片阀

表 8-2 气路中没有气压

故 障 原 因	对 策
气动回路中的开关阀、气动阀、速度控制阀等未打开	予以开启
换向阀未换向	查明原因后排除
管路扭曲、压扁	纠正或更换管路
滤芯堵塞或冻结	更换滤芯
介质温度或环境温度太低,造成管路冻结	及时清除冷凝水。增设除水设备

表 8-3 供压不足

故 障 原 因	对 策
耗气量太大,空压机输出流量不足	选择输出流量合适的空压机或增设一定体积的气罐
空压机活塞环等磨损	更换零件。在适当的位置装单向阀,维持执行元件内压力,以保证安全
漏气严重	更换损坏的密封件或软管。紧固管接头及螺钉
减压阀输出压力低	调节减压阀至使用压力
速度控制阀开度太小	将速度控制阀打开到合适开度
管路细长或管接头选用不当,压力损失大	重新设计管路,加粗管径,选用流通能力大的管接头及气阀
各支路流量匹配不合理	改善各支路流量匹配性能。采用环形管道供气

表 8-4 异常高压

故 障 原 因	对 策
因内部振动冲击产生了冲击压力	在合适的位置安装安全阀或压力继电器
减压阀损坏	更换减压阀

表 8-5 气缸运行中途停止

故 障 原 因	对 策
负载与气缸轴线不同轴	使用浮动接头连接负载
气缸内混入固态污染物	改善气源质量
气缸内密封圈损坏	更换
负载导向不良	重新调整负载的导向装置

表 8-6 装置忽动忽不动或不稳定

故 障 原 因	对 策
限位开关动作不良	更换
继电器触点不良	更换
配线松动	增拧(振动大的场合要十分注意)
电磁阀的插头、插座接触不良	改善或更换

(续)

故障原因	对策
电磁线圈接触不良	更换
电磁阀的阀芯部动作不良	注意电磁先导阀因固态污染物阻塞造成动作不良。检查净化系统

表 8-7 气缸行程过程中速度忽快忽慢

故障原因	对策
负载变动	若负载变动不能改变,则应增大缸径,降低负载率
滑动部件动作不良	对滑动部件进行再调整。若不能消除活塞杆上无理的力,则应安装浮动接头,设置外部导向机构,解决滑动阻力问题
因其他装置工作造成压力变动大	1. 提高供给压力 2. 增设气罐

表 8-8 气缸爬行

故障原因	对策
供气压力小于最低供气压力	提高供气压力,途中设置储气罐,以减少压力变动
同时有其他耗气量大的装置工作	增设储气罐,增设空压机,以减少压力变动
负载的滑动摩擦力变化较大	1. 配置摩擦力不变动的装置 2. 增大缸径,降低负载率 3. 提高供给压力
气缸的摩擦力变动大	1. 进行合适的润滑 2. 杆端装浮动接头,消除无理的力
负载变动大	1. 增大缸径,降低负载率 2. 提高供气压力
气缸内泄漏大	更换活塞密封圈或气缸

表 8-9 气缸速度变快

故障原因	对策
调速阀的节流阀松动,调速阀的单向阀嵌入固态物	在调整节流阀后锁住,清洗单向阀
负载变动	1. 重新调整调速阀 2. 调整使用压力
负载滑动面的摩擦力减小	

表 8-10 气缸的速度变慢

故障原因	对策
调速阀松动	调整合适开度后锁定
负载变动	1. 重新调整调速阀 2. 调整使用压力
压力降低	1. 重新调整至供气压力并锁定 2. 若设定压力缓慢下降,注意过滤器是否滤芯阻塞
润滑不良,导致摩擦力大	进行合适的润滑

(续)

故 障 原 因	对 策
气缸密封圈处泄露	1. 密封圈泡胀,更换。并检查清洁系统 2. 缸筒,活塞杆等有损伤,更换
低温环境下高频工作,在换向阀出口的消声器上,冷凝水会逐渐冻结(因绝热膨胀,温度减低),导致气缸速度逐渐变慢	1. 提高压缩空气的干燥程度 2. 可能的话,提高环境温度,降低空气的湿度

表 8-11 气缸速度难以控制

故 障 原 因	对 策
调速阀的节流阀不良,调速阀的单向阀嵌入固态污染物	阀针与阀座不吻合,单向阀不能关闭,都会造成流量不能调节。清洗或更换
调速阀通径过大	调速阀通径与气缸应配合匹配
调速阀离气缸太远	调速阀至气缸的配管体积相对于气缸体积若比较大,则气缸速度调节的响应性变差,尤其是气缸的动作频率较高时,调速阀应尽量靠近气缸安装
缸径过小	缸径过小,缸速调节也较困难,故应匹配合理

表 8-12 气缸处于中停状态仍有缓动

故 障 原 因	对 策
气缸存在内漏或外漏	更换密封圈或气缸。使用中止式三位阀
由于负载过大,使用中止式三位阀仍不行	改用气液联动缸或锁紧气缸
气液联用缸的油中混入了空气	除去油中空气

表 8-13 气缸输出压力过大

故 障 原 因	对 策
减压阀设定压力过高	重新设定
负载变小	重新调整压力
滑动阻力减小	重新调整压力
缸速变慢	重新调整减速阀

第9章 工厂的监测计量管理

目前，基于生产流程控制需要，结合热力公司的计量结算要求和国家相关政策规定，蒸汽、天然气、油等流体作为监测管理对象，其输送管道已经基本安装了计量设备。但是，在大多数企业，压缩空气、冷却水等都没有被纳入监测管理对象范围。部分企业即使安装了气体流量计，但没有对其数据进行有效的管理，大多成了摆设。

科学、准确、可靠的计量管理是保证企业高效率生产，减少浪费，保证最佳经济效益的重要手段之一。今后，减少浪费，削减工业流体介质用量将成为企业节能减排工作的一个重点。

对于压缩空气系统来说，压力、流量、露点和电力的实时监测及管理都是非常必要的。首先，压力和流量作为工业过程控制的重要参数，可以反映出压缩空气系统的工作状态；其次，对露点的测量可以得到压缩空气的干燥程度，避免各部件在介质潮湿的情况下低效工作；最后，通过对于电力的检测，可以了解整个系统尤其是空压机的耗电量。

9.1 压力

1. 基本概念

压力是由于气体分子热运动而互相碰撞，在单位面积上产生的力的统计平均值，用 p 表示。注意，此处的压力在物理学上实际为压强，在工程中习惯上称为压力。

压力的法定计量单位是 Pa，较大的压力单位用 kPa ($1\text{kPa} = 1 \times 10^3 \text{Pa}$) 或 MPa ($1\text{MPa} = 1 \times 10^6 \text{Pa}$)。Pa 和各种压力单位的换算见附录的附表 A-1 (其中，工业现场常用的压力单位有：千克力每平方厘米 [公斤 (俗称)] kgf/cm^2 、大气压 atm、兆帕 MPa)。

常见的压力表示方法有：绝对压力、表压力、大气压力三种。其相互关系如图 9-1 所示。

- 1) 绝对压力 (Absolute Pressure)：表示与完全真空的差值，即测量处的实际压力。
- 2) 表压力 (Gage Pressure)：表示气压数值与该地域大气压力的差。
- 3) 大气压力 (Pressure Atmospheres)：指由大气重量所产生之压力。标准大气压力约为 10^5Pa , 760mmHg 。

2. 工业用气体压力表简介

(1) 压力表原理简介及分类 压力测量仪表按工作原理分为液压式、弹性式、负荷式和电测式等类型。

1) 液压式压力测量仪表常称为液柱式压力计。测量原理：以一定高度的液柱所产生的压力，与被测压力相平衡来测量压力。液柱容器大多是一根直的或弯成 U 形的玻璃管，其中充以工作液体，常用的工作液体为蒸馏水、水银和酒精。因玻璃管强度不高，并受读数限制，因此所测压力一般不超过 0.3MPa。液柱式压力计的原理及实物如图 9-2 所示。

2) 弹性(机械)式压力仪表的测量原理，是利用各种不同形状的弹性元件，在压力下产生变形来测量压力。弹性式压力测量仪表按采用的弹性元件不同，可分为弹簧管压力表、膜片压力表、膜盒压力表和波纹管压力表等。弹性式(弹簧管)压力表结构及实物如图 9-3 所示。

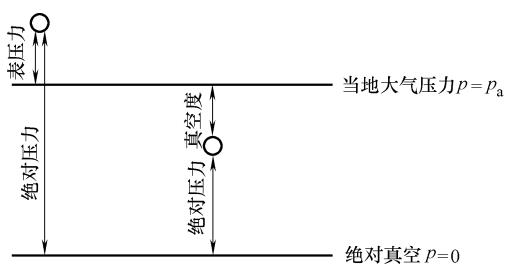


图 9-1 绝对压力、表压力与真空度的关系

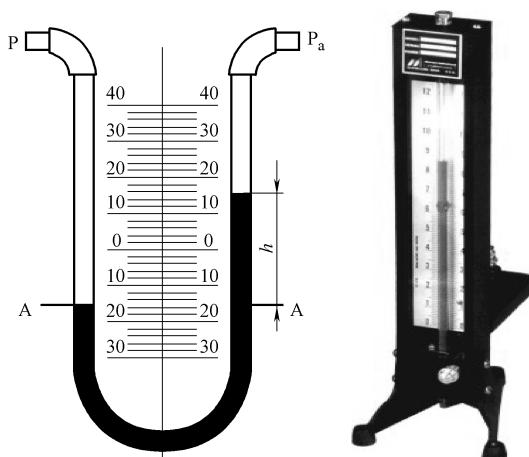


图 9-2 液柱式压力计原理及实物

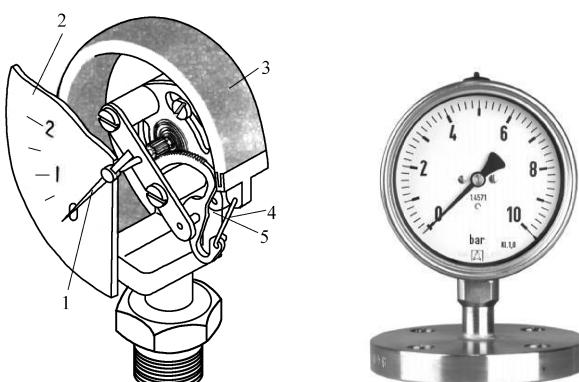


图 9-3 弹性式(弹簧管)压力表结构及实物

1—指针 2—度盘 3—弹簧管 4—拉杆 5—扁形齿轮传动机构

3) 负荷式压力测量仪表常称为负荷式压力计，它是直接按压力的定义制作的，常见的有活塞式压力计、浮球式压力计和钟罩式压力计。图 9-4 为浮球式压力

计的原理及实物。

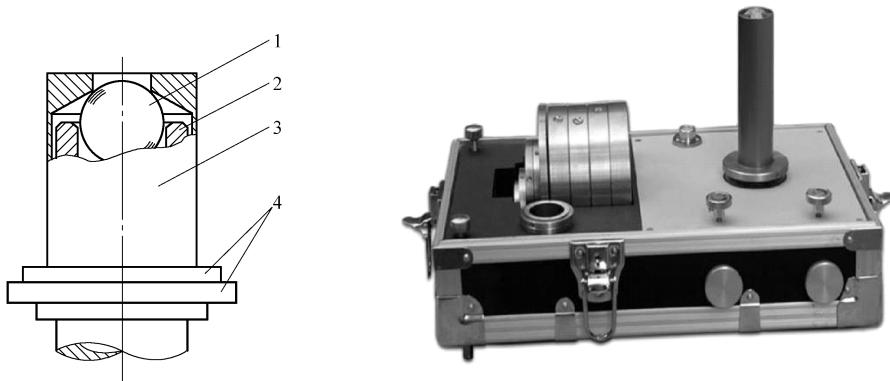


图 9-4 负荷式（浮球）压力计的原理及实物

1—浮球 2—喷嘴 3—砝码架 4—砝码

4) 电测式压力测量仪表测量原理: 利用金属或半导体的物理特性, 直接将压力转换为电压信号、电流信号或频率信号输出, 或是通过电阻应变片等, 将弹性体的形变转换为电压信号、电流信号输出。代表性产品有压电式、压阻式、振频式、电容式和应变式等压力传感器所构成的电测式压力测量仪表。常见的几种电测式压力表的实物如图 9-5~图 9-7 所示。各种压力表的特色及应用范围如表 9-1 所示。

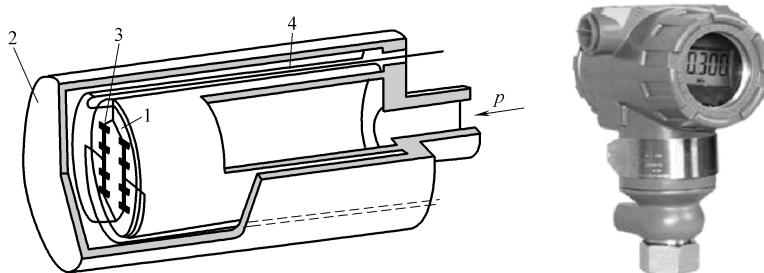


图 9-5 电测式（压阻）压力表原理及实物

1—单晶硅膜片 2—外壳 3—等值应变电阻 4—引线



图 9-6 数字式压力传感器



图 9-7 小型数字式压力表

表 9-1 各种压力表的特点及应用范围

种类	优点	缺点	应用范围
液压式	价格低廉,结构简单,灵敏度和精确度都高	体积大、反应慢、难于自动测量。工作液体的高度受环境温度、重力加速度的影响,需要进行温度和重力加速度等方面的修正	实验及校准用,低压 0~0.3MPa
弹性(机械)式	结构简单,结实耐用,测量范围宽,是压力测量仪表中应用最多的一种。弹性式压力表使用方便、测压范围大	精度较低,不能自动测量	工业常用,测压范围 -0.1~1500MPa
负荷式	由于活塞和砝码均可精确加工和测量,因此这类压力计的误差很小,主要作为压力基准仪表使用	压力值不连续	实验及校准用,测量范围从 10~2500MPa 不等
电测式	精确度高,测量范围广。各种压力传感器均能小型化,比较精确和快速测量,尤其能测量动态压力,实现多点巡回检测	结构复杂,价格昂贵	工业常用,可测动态压力,实现快速测量,测压范围从 10~700MPa 不等

(2) 压缩空气系统常见压力表(弹性式)实例 由于弹性(机械)式压力表的弹性敏感元件具有很高的机械强度以及生产方便等优点,使得机械式压力表在压缩空气系统中得到越来越广泛的应用。

弹性式压力表所测量的压力一般视为相对压力。相对点一般选为大气压力。弹性元件在介质压力作用下产生的弹性变形,通过压力表的齿轮传动机构放大,压力表就会显示出相对于大气压的相对值(或高或低)。

在测量范围内的压力值由指针显示,刻度盘的指示范围一般做成 270°。

弹性式压力表的常见分类见表 9-2。

表 9-2 弹性式压力表的常见分类

分类原则	具体分类	说明	常见适用范围/MPa(G)
压力基准值	一般压力表	以大气压力为基准	≥0
	绝对压力表	以绝对压力零位为基准	≥-0.1
	差压表	相对基准	0~2
测量范围	真空表	用于测量小于大气压力的压力值	-0.1~0
	压力真空表	用于测量小于和大于大气压力的压力值	-0.1~2
	微压表	用于测量小于 100kPa 的压力值	0~0.1
	低压表	用于测量 0~6MPa 压力值	0~6
	中压表	用于测量 10~60MPa 压力值	10~60
	高压表	用于测量 100MPa 以上压力值	≥100
弹性敏感元件	弹簧管式	分为 C 形管、盘簧管、螺旋管等型式。一般采用冷作硬化型材料坯管,在退火态具有很高的塑性,经压力加工冷作硬化及定性处理后获得很高的弹性和强度。弹簧管在内腔压力作用下,利用其所具有的弹性特性,可以方便地将压力转变为弹簧管自由端的弹性位移	0.1~250

(续)

分类原则	具体分类	说明	常见适用范围/MPa(G)
弹性敏感元件	膜片式	膜片敏感元件是带有波浪的圆形膜片，膜片本身位于两个法兰之间，或焊接在法兰盘上，或其边缘夹在两个法兰盘之间。膜片一侧受到测量介质的压力。如此该膜片所产生的微小弯曲变形可用来间接测量介质的压力。压力的大小由指针显示。膜片与波登管相比其传递力较大。由于膜片本身周围边缘固定，所以其防振性较好。膜片压力表可达到很高的过压保护（比如膜片贴附在上法兰盘上）	0.01~2.5
	膜盒式	膜盒敏感元件由两块对扣在一起的呈圆形波浪截面的膜片组成。测量介质的压力作用在膜盒腔内侧，由此所产生的变形可用来间接测量介质的压力。压力值的大小由指针显示。膜盒式压力表一般用来测量气体的微压，并具有一定程度的过压保护能力。几个膜盒敏感元件叠在一起后会产生较大的传递力来测量极微小的压力	0.002~0.6

几种常见的弹性式压力表如图 9-8~图 9-10 所示。



图 9-8 一般用压力表



图 9-9 洁净型减压阀用压力表

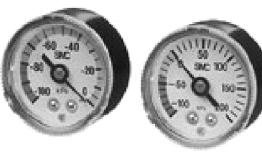


图 9-10 真空压力表

3. 压缩空气压力测量的注意事项

现场各种用气设备的最低需要供气压力各不相同，如第 3 章所讲，需要根据供气压力大小和使用设备的位置，设计几种不同压力的管路供气系统，这是最基本的压力管理。安装压力监测装置，实时监测管路压力波动状况，根据监测数据控制空压机的运行，保证设备的最低供气压力，有利于系统实现在最低能耗下运转，以及可视化、精细化管理。

关于工业压力表的选用、安装及使用注意事项如下。

(1) 压力（差压）检测仪表的正确选用：

压力检测仪表的选用要素包括：仪表的型号、量程、准确度和灵敏度、外形尺寸以及是否需要远传和具有其他功能，如指示、记录、调节、报警等。

选用的主要依据如下。

- 1) 工艺生产过程对测量的要求，包括量程和准确度。在静态测试（或变化缓

慢)的情况下,规定被测压力的最大值为选用压力表满刻度值的三分之二;在脉动(波动)压力的情况下,被测压力的最大值为选用压力表满刻度值的二分之一。

压力表的准确度等级是反映被检表与精密表进行比对中,指示值与真实值接近的准确程度。它等于最大基本误差绝对值与测量上限比值的百分数。

常用压力检测仪表的准确度等级有1级、1.6级、2.5级和4级四个等级(允许误差按测量上限的百分数计算分别为 $\pm 1\%$ 、 $\pm 1.6\%$ 、 $\pm 2.5\%$ 、 $\pm 4\%$)。选用时应考虑生产工艺的精确度要求和经济性。

仪表的最大允许误差是仪表的量程与准确度等级百分比的乘积,如果误差值超过工艺要求准确度,则需更换准确度更高的压力仪表。

2) 被测介质的性质,如状态、温度、粘度、去污程度等。

3) 现场的环境条件,如环境温度、腐蚀情况、振动、潮湿程度等。如用于振动环境条件的防振压力表。

4) 适于工作人员观测。根据检测仪表所处位置和照明情况选用表径(外形尺寸)不等的仪表。

(2) 压力(差压)检测仪表的检定和校准 仪表在使用之前,必须检定和校准。长期使用的仪表也应定期检定,其周期应视使用频繁程度和重点程度而定。当仪表带有远距离传送系统及二次仪表时,应连同二次仪表一起检定、校准。

(3) 压力(差压)检测仪表的正确安装及有关事项 进行压力检测,实际上需要一个测量系统来实现。要做到准确测量,除对仪表进行正确选择和检定(校准)外,还必须注意整个系统的正确安装。如果只是仪表本身准确,其示值并不能完全代表被测介质的实际参数,因为测量系统的误差并不等于仪表的误差。

系统的正确安装包括取压口的开口位置、连接导管的合理铺设和仪表安装位置的正确等。

1) 取压口的位置选择。①避免处于管路弯曲、分叉及流束形成涡流的区域。②当管路中有突出物体(如测温元件)时,取压口应取在其前面。③当必须在调节阀门附近取压时,若取压口在其前,则与阀门距离应不小于2倍管径;若取压口在其后,则与阀门距离应不小于3倍管径。④对于宽广容器,取压口应处于流体流动平稳和无涡流的区域。总之,在工艺流程上确定的取压口位置应能保证测得所要选取的工艺参数。⑤测量压缩空气的压力时,取压点应在管道上方,使导压管内不积存液体。

2) 连接导管的铺设。导管应向取压口方向低倾。若被测参数为较小的差压值时,倾斜度可稍大一点。此外,如导管在上下拐弯处,则应在最低点安置排泄冷凝液体装置,冷凝液体要定期排放。

3) 测压仪表的安装及使用注意事项。①仪表应垂直于水平面安装。②仪表安装处与测定点之间的距离应尽量短,以免指示迟缓。③保证密封性,不应有泄漏现象出现。

仪表在下列情况使用时应加附加装置，但不应产生附加误差，否则应考虑修正。①为了保证仪表不受被测介质的急剧变化或脉动压力的影响，加装缓冲器。尤其在压力剧增和压力陡降的情况下，最容易使压力仪表损坏报废，甚至弹簧管崩裂，发生泄漏现象。②为了保证仪表不受振动的影响，压力仪表应加装减振装置及固定装置。③对于新购置的压力检测仪表，在安装使用之前，一定要进行计量检定，以防压力仪表运输途中震动、损坏或其他因素破坏准确度。

9.2 流量

1. 基本概念

流体的流量是指流体在单位时间内通过某一特定有效截面的体积或质量。这个量用流体的体积来表示称为瞬时体积流量 (q_V)，简称体积流量；用流量的质量来表示称为瞬时质量流量 (q_m)，简称质量流量。它们的表达式如下。

$$\begin{aligned} q_V &= \frac{dV}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta V}{\Delta t} \\ q_m &= \frac{dm}{dt} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta t} = \rho q_V \end{aligned} \quad (9-1)$$

式中 q_m 、 q_V ——在时间间隔 Δt 内通过的流体质量或体积；

ρ ——流体密度。

从 t_1 到 t_2 这一段时间内流体体积流量或质量流量的累积值称为累积流量，它们的表达式是：

$$\begin{aligned} V &= \int_{t_1}^{t_2} q_V dt \\ &= q_V (t_2 - t_1) \\ m &= \int_{t_1}^{t_2} q_m dt \\ &= q_m (t_2 - t_1) \end{aligned} \quad (9-2)$$

对在一定通道内流动的流体的流量进行测量统称为流量测量。流体的温度、压力、流量均有较大的差异，要求的测量准确度也各不相同。因此，流量测量的任务就是根据测量目的和被测流体的种类、流动状态、测量场所等测量条件，研究各种相应的测量方法，并保证流量值的正确传递。

另外，关于标准状态和基准状态：

标准状态 (ANR)：指的是温度为 20℃、相对湿度为 65%、压力为 0.1 MPa 时的空气状态。在标准状态下，空气的密度 $\rho = 1.185 \text{ kg/m}^3$ 。按国际标准 ISO 8778，标准状态下的单位后面可标注 (ANR)。如标准状态下的空气流量是 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ ，可写成 $30 \text{ m}^3/\text{h}$ (ANR)。

基准状态 (NTP)：指的是温度为 0℃、压力为 101.3kPa 的干空气的状态。基准状态下的空气密度 $\rho = 1.293\text{kg/m}^3$ 。

一般流量计测量质量流量，都是转化为标准状态下的体积流量。注意标准状态与基准状态下的流量换算。

例：空气流量

$$\begin{aligned} 200\text{L/min (NTP)} &= 200\text{NL/min} = (200 \times 0.1013 \times 293) / (0.1 \times 273) \text{L/min (ANR)} \\ &= 217.4\text{L/min (ANR)} \end{aligned}$$

2. 工业用气体流量计简介

(1) 压差式流量计 (DPF)

1) 概念。差压式流量计是根据安装于管道中流量检测件产生的差压、已知的流体条件和检测件与管道的几何尺寸来计算流量的仪表。主要由一次装置（检测件）和二次装置（差压转换和流量显示仪表）组成。其实物图与原理简图如图 9-11 和图 9-12 所示。



图 9-11 压差式流量计 (孔板) 实物图

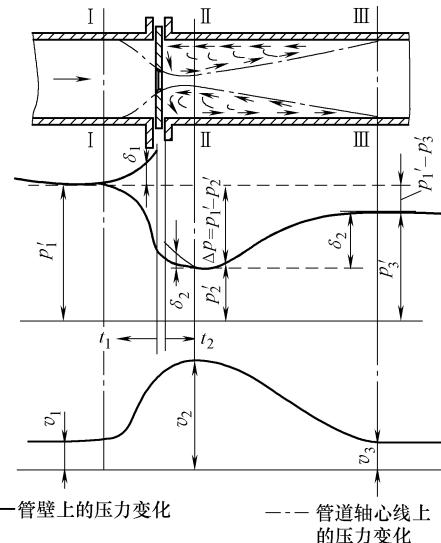


图 9-12 压差式流量计 (孔板) 原理简图

流量计算公式：

$$\begin{aligned} q_m &= \frac{C}{\sqrt{1-\beta^4}} \varepsilon \frac{\pi}{4} d^2 \sqrt{2\Delta p \rho} \\ q_V &= \frac{q_m}{\rho} \end{aligned} \quad (9-3)$$

式中 q_m —— 质量流量 (kg/s)；

q_V —— 体积流量 (m^3/s)；

C ——流出系数；

ε ——膨胀系数；

β ——直径比， $\beta = d/D$ (d ——工作条件下节流件的孔径 (m)； D ——工作条件下上游管道内径 (m))；

Δp ——差压 (Pa)；

ρ ——上游流体密度 (kg/m^3)；

由式 (9-3) 可见，流量为 C 、 ε 、 d 、 ρ 、 Δp 、 $\beta(D, d)$ 6 个参数的函数，此 6 个参数可分为实测量 [$d, \rho, \Delta p, \beta(D)$] 和统计量 (C, ε) 两类。

2) 分类。压差式流量计的分类，见表 9-3。

表 9-3 压差式流量计的分类

分类原则	类 型
按原理分类	①节流式;②动压头式;③阻力式;④离心式;⑤动压增益式;⑥射流式
按结构形式分类	①标准孔板;②标准喷嘴;③经典文丘里管;④文丘里喷嘴;⑤锥形入口孔板;⑥1/4 圆孔板;⑦圆缺孔板;⑧偏心孔板;⑨楔形孔板;⑩整体(内藏)孔板;⑪线性孔板;⑫环形孔板;⑬道尔管;⑭罗洛斯管;⑮弯管;⑯可换孔板节流装置;⑰临界流节流装置
按用途分类	①标准节流装置;②低雷诺数节流装置;③脏污流节流装置;④低压力损失节流装置;⑤小管径节流装置;⑥宽范围度节流装置;⑦临界流节流装置

3) 选型注意事项。压差式流量计选型要素见表 9-4。

表 9-4 压差式流量计选型要素

选型要素	说 明
仪表性能	①精确度、重复性、线性度、流量范围和范围度;②压力损失
流体特性	①流体物性参数的确定;②流体的磨蚀、脏污等
安装条件	①温度 $-10 \sim +55^\circ\text{C}$;②相对湿度 $5\% \sim 90\%$
环境条件	无高腐蚀性物体
经济因素	①购置费;②安装费;③运行费;④校验费;⑤维护费;⑥备品备件
标准节流装置的选择原则	①管径、直径比和雷诺数范围的限制条件;②测量精确度;③允许的压力损失;④要求的最短直管段长度;⑤对被测介质磨损和脏污的敏感性;⑥结构的复杂程度和价格;⑦安装的方便性;⑧使用的长期稳定性

(2) 靶式流量计 (TF) 靶式流量计是以检测流体作用在测量管道中心并垂直于流动方向的圆盘 (靶) 上的力来测量流体流量的装置，是差压式流量计的一个品种。图 9-13 和图 9-14 分别为其实物图与原理简图。

流量计算公式：

在测量管 (仪表体) 中心同轴放置一块圆形靶板，当流体冲击靶板时，靶板上受到一个力 F ，它与流速 v ，液体密度 ρ 和靶板受力面积 A 之间关系式如下式所示。

$$F = C_D \frac{\rho v^2}{2} A \quad (9-4)$$

式中 F ——靶板上受的力 (N)；

C_D ——阻力系数；

ρ ——流体密度 (kg/m^3)；

v ——流体流速 (m/s)；

A ——靶板受力面积 (m^2)。



图 9-13 靶式流量计实物图

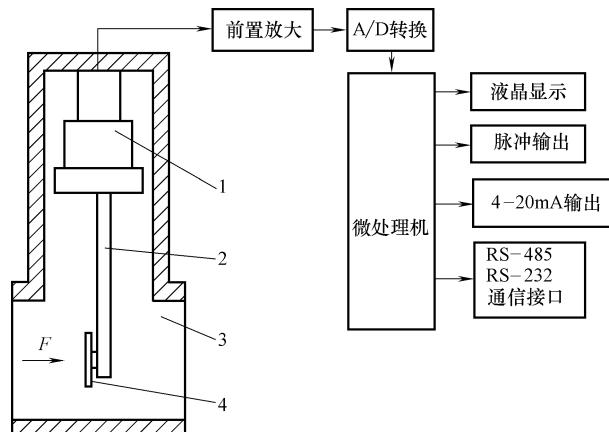


图 9-14 靶式流量计原理简图

1—电容式传感器 2—测杆 3—测量管 4—阻流件

经推导与换算，得如下流量计算式：

$$q_m = 4.512 \alpha D \left(\frac{1}{\beta} - \beta \right) \sqrt{\rho F} \quad (9-5)$$

$$q_v = 4.512 \alpha D \left(\frac{1}{\beta} - \beta \right) \sqrt{\frac{F}{\rho}}$$

式中 q_m , q_v ——分别为质量流量和体积流量

(kg/h 和 m^3/h)；

α ——流量系数；

D ——测量管内径 (mm)；

β ——直径比 ($\beta = d/D$, d 为靶板直径 (mm))。

(3) 体积式流量计 (PDF)

1) 概念。体积式流量计 (图 9-15 为实物图)，又称定排量流量计，简称 PDF 流量计。其利用机械测量元件把流体连续不断地分割成单个已知的体积部分，根据测量室逐次重复地充满和排放该体积部分流体的次数来测量流体体积总量。

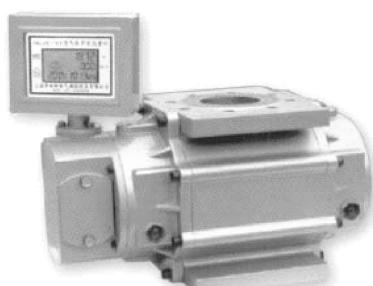


图 9-15 体积式流量计实物图

体积式流量计原理简图如图 9-16 所示。

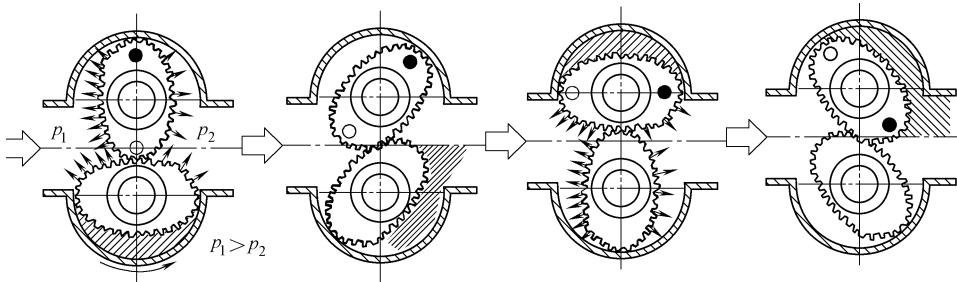


图 9-16 体积式流量计原理简图

流量计算公式：

$$V = Nv \quad (9-6)$$

式中 N ——一定时间内齿轮转动次数；

v ——流量计“循环体积”(cm^3)。

- 2) 分类(按测量元件结构)。①转子式；②刮板式；③旋转活塞式；④膜式等。
- 3) 选型注意事项，见表 9-5。

表 9-5 体积式流量计选型注意事项

注意事项	说 明
压力损失	PDF 要靠流体能量推动测量元件，因此带来相当高的压力损失(注：压力损失是指流量计进出口处流体的全压差，反映该装置消耗能量的大小)。PDF 的压力损失要比同样口径和流量的涡轮式或其他流量计大(PDF 低气压用仪表：例如腰轮式为 200~500Pa，膜式为 130~400Pa)
流体腐蚀性	空气可忽略腐蚀性
黏度	空气黏度较低，影响甚微
温度	温度为 -20~+120°C；环境温度 -20~+55°C
压缩性	气体有很大的压缩性，在低压下其体积缩小与压力增高成比率关系，大多数的 PDF 应用于低压状态，可直接换算。但在高压条件下，体积缩小与压力增高不成比例，该比率减小，则应考虑使用气体的压缩系数来进行相应的换算

另外，为了保持 PDF 良好的性能和较长的使用寿命，连续使用时的最大流量应为仪表最大(上限)流量的 80% 为宜。

PDF 的精度，大多数组型式为 $\pm(1\sim1.5)\%R$ (如腰轮式、CVM 式)，较高者为 $\pm 0.5\%R$ (如转桶式)，较低者为 $\pm(2\sim2.5)\%R$ 。重复性误差一般为基本误差的 $1/5\sim1/2$ 。(这里的 R 是指读数精度)

注：在全部流量仪表中 PDF 是精度最高的一类。生产厂家规范书中所列的误差是指在实验室参比条件下校验所得的基本误差。实际使用现场条件往往偏离参比条件，必然带来附加误差。实际误差应是基本误差和附加误差的合成。在选型及使用中要针对现场可能出现的问题采取措施，以确保良好的测量精度。

(4) 浮子流量计

1) 概念。浮子流量计(也称转子流量计)，是变面积式流量计的一种。主要特点是在一根由下向上扩大的垂直锥管中有一个圆形横截面的浮子，其重力是由流体动力承受的，从而使浮子可以在锥管内自由地上升和下降，升降的刻度反应流量的大小。图9-17和图9-18分别为其实物与原理简图。



图9-17 浮子流量计实物图

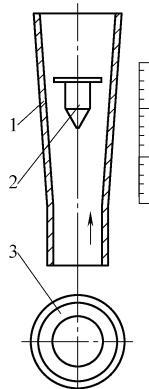


图9-18 浮子流量计原理简图

1—锥形管 2—浮子 3—流通环隙

流量计算公式：

体积流量 q 的基本方程式为

$$q = \alpha \varepsilon \Delta F \sqrt{\frac{2gV_f(\rho_f - \rho)}{\rho F_f}} \quad (9-7)$$

当浮子为非实芯中空结构(放负重调整量)时，则

$$q = \alpha \varepsilon \Delta F \sqrt{\frac{2g(G_f - V_f \rho)}{\rho F_f}} \quad (9-8)$$

式中 α ——仪表的流量系数，因浮子形状而异；

ε ——被测流体为气体时气体的膨胀系数，通常由此系数校正量很小而被忽略，且通过校验已将它包括在流量系数内；

ΔF ——流通环形面积(m^2)；

g ——当地自由落体加速度(m/s^2)；

V_f ——浮子体积，如有延伸体亦应包括(m^3)；

ρ_f ——浮子材料密度(kg/m^3)；

ρ ——被测流体密度，如为气体是在浮子上游横截面上的密度(kg/m^3)；

F_f ——浮子工作直径(最大直径)处的横截面积(m^2)；

G_f ——浮子质量(kg)。

流通环形面积 ΔF 与浮子高度之间的关系如式(9-9)所示，当结构设计已定，则 d 、 β 为常量。式中有 h 的二次项，一般不能忽略此非线性关系，只有在圆锥角很

小时，才可视为近似线性。

$$\begin{aligned}\Delta F &= \pi \left(dh \tan \frac{\beta}{2} + h^2 \tan^2 \frac{\beta}{2} \right) \\ &= ah + bh^2\end{aligned}\quad (9-9)$$

式中 d ——浮子最大直径（即工作直径）（m）；

h ——浮子从锥管内径等于浮子最大直径处上升高度（m）；

β ——锥管的圆锥角；

a 、 b ——常数。

2) 分类。按流动状态：①全流型，即被测流体全部流过浮子流量计的仪表。②分流型，相对于全流型，只有部分被测流体流过浮子等流量检测部分。分流型浮子流量计由装在主管道上标准孔板（或均速管）和较小口径浮子流量计组合而成，应用于管径大于50mm的较大流量且就地指示的场合，其价格低廉。也可按锥形管材料分为透明管型和金属管型。

(5) 涡轮流量计 (TUF)

1) 概念。涡轮流量计（图9-19为其实物图）是速度式流量计中的主要类型，其采用多叶片的转子（涡轮）感测流体平均流速，从而推导出流量或体积总量。它一般由传感器和显示仪两部分组成，也可做成整体式。其原理简图如图9-20所示。

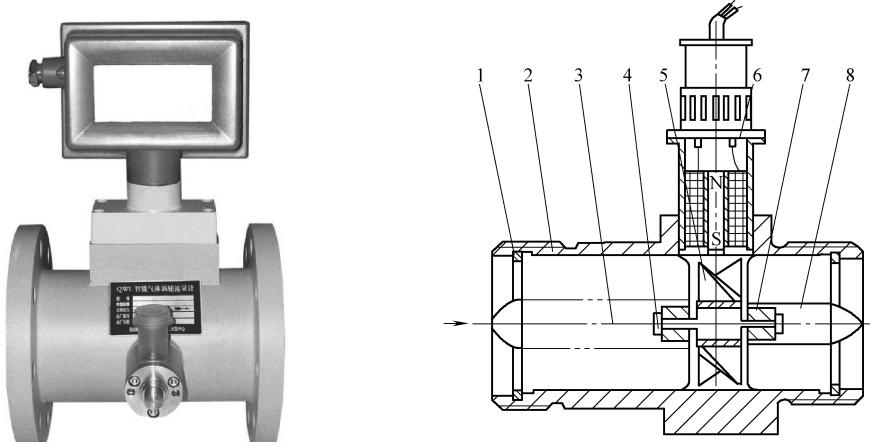


图9-19 涡轮式流量计实物图

图9-20 涡轮式流量计原理简图

1—紧固件 2—壳体 3—前导向件 4—止推片
5—叶轮 6—电磁感应式信号检出器
7—轴承 8—后导向件

主要流量方程：

$$q_V = \frac{f}{K}$$

$$q_m = q_V \rho \quad (9-10)$$

式中 q_V ——体积流量 (m^3/s)；

q_m ——质量流量 (kg/s)；

f ——流量计输出信号的频率 (Hz)；

K ——流量计的仪表系数 ($1/\text{m}^3$)。

2) 分类 (按传感器结构)。①轴向型；②切向型；③机械型；④井下专用型；⑤自校正双涡轮型；⑥广黏度型。

3) 选用考虑要点。TUF 一般用于高精度场合，主要考虑经济因素如表 9-6 所示。

表 9-6 涡轮式流量计选型的主要因素

费用	说 明
购置费	精度越高，购置费越高
安装用辅助设备费	如消声器、过滤器或旁路支管、包括阀门等
校验费	在现场安装一套在线校验装置
维护费	更换 TUF 的易损件

(6) 涡街流量计 (VSF)

涡街流量计 (图 9-21 为其实物图) 的测量原理如下：在流体中安放一个非流线型旋涡发生体，使流体在发生体两侧交替地分离，释放出两串规则交错排列的旋涡，且在一定范围内旋涡分离频率与流量成正比。



图 9-21 涡街式流量计实物图

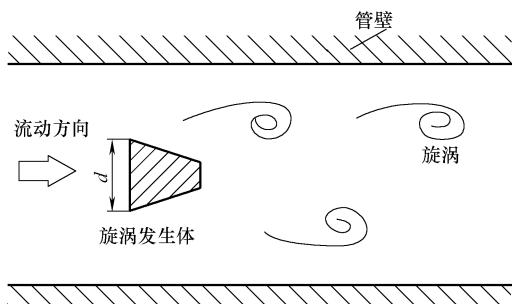


图 9-22 涡轮式流量计原理简图

流量计算公式：

在流体中设置旋涡发生体 (阻流体)，从旋涡发生体两侧交替地产生有规则的旋涡，这种旋涡称为卡曼涡街，如图 9-22 所示。旋涡列在旋涡发生体下游非对称地排列。设旋涡的发生频率为 f ，被测介质来流的平均速度为 U ，旋涡发生体迎面宽度为 d ，表体通径为 D ，根据卡曼涡街原理，有如下关系式：

$$f = \frac{SrU_1}{d} = \frac{SrU}{md} \quad (9-11)$$

式中 U_1 ——旋涡发生体两侧平均流速 (m/s)；

Sr ——斯特劳哈尔数；

m ——旋涡发生体两侧弓形面积与管道横截面面积之比，其计算公式如下：

$$m = 1 - \frac{2}{\pi} \left[d/D \sqrt{1 - (d/D)^2} + \arcsin \frac{d}{D} \right] \quad (9-12)$$

管道内体积流量 q_V 为

$$\begin{aligned} q_V &= \frac{\pi D^2 U}{4} \\ &= \frac{\pi D^2 mdf}{4Sr} \\ K &= \frac{f}{q_V} \\ &= \left[\frac{\pi D^2 md}{4Sr} \right]^{-1} \end{aligned} \quad (9-13)$$

式中 K ——流量计的仪表系数 (脉冲数/m³) (1/m³)。 K 除与旋涡发生体、管道的几何尺寸有关外，还与斯特劳哈尔数有关。斯特劳哈尔数为无量纲参数，它与旋涡发生体形状及雷诺数有关。

(7) 热式质量流量计 (TMF)

1) 概念。热式质量流量计 (以下简称 TMF) 是利用传热原理，即流动中的流体与热源 (流体中加热的物体或测量管外加热体) 之间热量交换关系来测量流量的仪表，过去我国习称量热式流量计。当前主要用于测量气体，图 9-23 为其实物。图 9-24 为原理简图。



图 9-23 热式质量流量计实物图

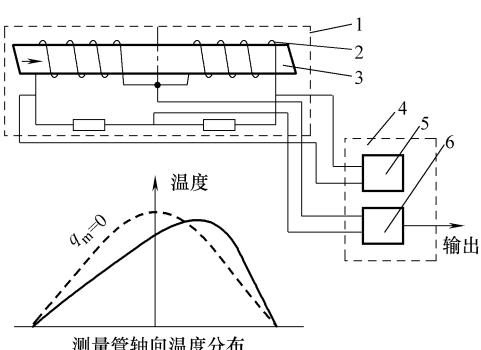


图 9-24 分布式热式质量流量计原理简图

1—流量传感器 2—绕组 3—测量管

4—转换器 5—恒流电源 6—放大器

流量计算公式：质量流量 q_m

$$q_m = K \frac{A}{c_p} \Delta T \quad (9-14)$$

式中 c_p —— 被测气体的比定压热容；

A —— 测量管绕组（即加热系统）与周围环境热交换系统之间的热传导系数；

K —— 仪表常数。

金氏定律的热丝热散失率表述各参量间的关系，如下式所示。

$$H/L = \Delta T [\lambda + 2 (\pi \lambda c_v \rho U d)^{1/2}] \quad (9-15)$$

式中 H/L —— 单位长度热散失率 [$J/(m \cdot h)$]；

ΔT —— 热丝高于自由流束的平均升高温度 (K)；

λ —— 流体的热导率 [$J/(h \cdot m \cdot K)$]；

c_v —— 比定容热容 [$J/(kg \cdot K)$]；

ρ —— 密度 (kg/m^3)；

U —— 流体的流速 (m/h)；

d —— 热丝直径 (m)。

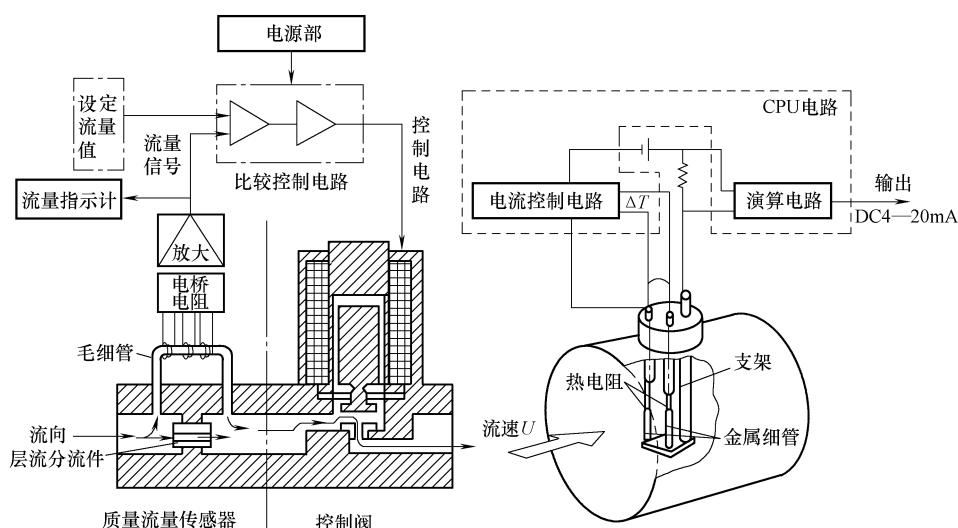


图 9-25 浸入式热式质量流量计原理简图

其原理如图 9-25 所示，两温度传感器（热电阻）分别置于气流中两金属细管内，一个热电阻测得气流温度 T ；另一细管被功率恒定的电源加热，其温度 T_v 高于气流温度，气体静止时 T_v 最高，随着质量流速 ρU 增加，气流带走更多热量，温度下降，测得温度差 $\Delta T = T_v - T$ 。这种方法称作“温度差测量法”或“温度测量法”。

消耗功率 P 和温度差 ΔT 的比例关系如下式所示：

$$P = [B + C(\rho U)^K] \Delta T \quad (9-16)$$

式中 B, C, K 均为常数。

再将上式变换：

$$P/\Delta T = D + E q_m^k \quad (9-17)$$

式 (9-17) 中 E 是与所测气体物性如热导率、比热容、粘度等有关的系数，如果气体成分和物性恒定则视为常数。 D 则是与实际流动有关的常数。

若保持 ΔT 恒定，控制加热功率随着流量增加而增加功率，这种方法称作“功率消耗测量法”。

2) 分类。按流体对检测元件热源的热量作用可分为热量传递转移效应式和热量消散效应或冷却效应式。

按检测变量可分为温度测量法和功率消耗测量法。

按流量传感器结构可分为（有测量管的）接入管道式和插入式。

(8) 科里奥利质量流量计 (CMF) 科里奥利质量流量计（以下简称 CMF）是利用流体在振动管中流动时，产生与质量流量成正比的科里奥利力的原理制成的一种直接式质量流量仪表。其实物图如图 9-26 所示。

(9) 超声波流量计 (USF) 超声波流量计（图 9-27 为其实物图）是通过检测流体流动对超声束（或超声脉冲）的作用以测量流量的仪表。

在压缩空气系统中，科里奥利质量流量计和超声波流量计的应用极少，这里只作简单介绍。

综上，各类工业用流量计的特点及应用概述见表 9-7。

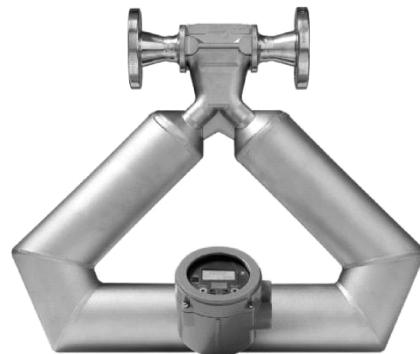


图 9-26 科里奥利质量流量计实物图



图 9-27 超声波流量计实物图

表 9-7 工业用流量计的特点及应用概述

种类	优点	缺点	应用概述
差压式流量计	1. 应用最多的孔板式流量计结构牢固,性能稳定可靠,使用寿命长 2. 应用范围广泛,至今尚无任何一类流量计可与之相比拟 3. 检测件与变送器、显示仪表分别由不同厂家生产,便于规模经济生产	1. 测量精度普遍偏低 2. 范围度窄,一般仅 $3:1 \sim 4:1$ 3. 现场安装条件要求高 4. 压力损失大(指孔板、喷嘴等)	应用范围特别广泛,在工作状态方面:常压、高压、真空、常温、高温、低温等;管径方面:从几 mm 到几 m;流动条件方面:亚音速、音速、脉动流等。在各工业部门的用量约占流量计全部用量的 $1/4 \sim 1/3$
靶式流量计	1. 感测件为无可动部件,结构简单牢固 2. 应用范围和适应性很广泛 3. 准确度高,总量测量可达 $0.2\% R$ 4. 范围度宽, $4:1 \sim 15:1$ 至 $30:1$ 5. 敏感度高,能测量微小流量 6. 抗干扰强 7. 可用于双向流动流体的测量 8. 压力损失较低,约为标准孔板的一半 9. 抗上游阻流件干扰能力强,上游侧直管段长度一般($5 \sim 10$) D 即可 10. 安装简单方便,易维护	1. 力传感元件的弹性形变回复性不高,影响靶式流量计的测量准确度 2. 不适合测量脉动流,尤其是流量波动较大的气体	适用于各种公称直径 $DN15 \sim DN2000$ 甚至更大 适用于高、低温场合 各种压力范围 $0 \sim 42MPa$ (表压)
容积式流量计	1. 计量精度高 2. 安装管道条件对计量精度没有影响 3. 范围度宽 4. 直读式仪表无需外部能源可直接获得累计总量,清晰明了,操作简便	1. 结果复杂,体积庞大 2. 被测介质种类、口径、介质工作状态局限性较大 3. 不适用于高、低温场合 4. 抗污损能力低 5. 产生噪声及振动	适用于大流量大口径场合,对精度要求高的场合
浮子流量计	1. 玻璃锥管浮子流量计结构简单,使用方便 2. 适用于小管径和低流速 3. 压力损失较低	1. 耐压力低,存在玻璃管易碎的较大风险 2. 应用局限于中小管径,普通全流型浮子流量计不能用于大管径	一般作为直观流动指示或测量精确度要求不高的现场指示仪表。垂直安装在无振动的管道上,无明显的倾斜,流体自下而上流过仪表。对环境清洁度要求较高
涡轮流量计	1. 高精度,在所有流量计中,属于最精确的流量计 2. 重复性好 3. 原零点漂移,抗干扰能力好 4. 范围度宽 5. 结构紧凑	1. 不能长期保持校准特性 2. 流体物性对流量特性有较大影响	适用于对精度和重复性要求高的场合、低温环境

(续)

种类	优点	缺点	应用概述
涡街流量计	1. 结构简单牢固 2. 适用流体种类多 3. 精度较高 4. 范围度宽 5. 压力损失小	1. 不适用于低雷诺数测量 2. 需较长直管段 3. 仪表系数较低(与涡轮流量计相比) 4. 仪表在脉动流、多相流中尚缺乏应用经验	应用广,可用于温度、压力范围较大的工况
热式流量计	1. 热分布式 TMF 可测量低流速(气体 0.02~2m/s)微小流量 2. 浸入式 TMF 可测量低~中偏高流速(气体 2~60m/s),插入式 TMF 更适合于大管径 3. TMF 无活动部件,压力损失很小 4. TMF 使用性能相对可靠 5. 气体的比热容会随着压力温度而变,但在所使用的温度压力附近不大的变化可视为常数	1. 热式质量流量计响应慢 2. 被测量气体组分变化较大的场所,因 c_p 值和热导率变化,测量值会有较大变化而产生误差 3. 对小流量而言,仪表会被测气体带来相当热量 4. 对于热分布式 TMF,被测气体若在管壁沉积垢层影响测量值,必须定期清洗;对细管型仪表更有易堵塞的缺点,一般情况下不能使用 5. 对脉动流在使用上将受到限制	适用于对精度要求高,且流量波动较小的场合
科里奥利质量流量计	1. CMF 直接测量质量流量,有很高的测量精确度 2. 测量管的振幅小,可视作非活动件,测量管路内无阻碍件和活动件 3. 对应于迎流速分布不敏感,因而无上下游直管段要求 4. 流体密度变化对测量值的影响微小	1. 零点不稳定形成零点漂移 2. 无法用于测量低压气体 3. 对外界振动干扰较为敏感 4. 不能用于大管径,成本高	价格昂贵,较少应用与气体流量的测量,只能测高压气体
超声波流量计	1. 可做非接触式测量 2. 为无流动阻挠测量,无压力损失 3. 不受管径、管型限制 4. 范围度宽 5. 压力损失小	1. 多普勒法测量精度不高 2. 外夹换能器的 USF 对管道厚度有较高要求 3. 国内生产现有品种不能用于管径小于 DN25mm 的管道	价格昂贵,较少应用于气体流量的测量,只能测高压、清洁的气体

3. 压缩空气流量测量的注意事项

压缩空气流量测量的以下特点决定了注意事项。

1) 振动大。并非每一台空气流量计都安装在振动大的场所,但是安装在空压机房的空气流量计都须考虑振动问题。这种振动主要来自空压机,机器的振动通过空气管道可以传到很远的地方。其中振动最大的要数往复式空压机,大型往复式空压机运行时产生的振动往往带动厂房和周围地面一起振动,对相关空气流量计的准确而可靠的运行带来威胁。其引发杠杆式差压变送器支点移动而使仪表产生示值漂

移。振动导致涡街流量传感器产生同振动频率相对应的干扰信号，引起流量示值大幅度偏高。

2) 气体带水。压缩空气取自大气，而大气中总是含有一定数量的水蒸气。大气中的饱和水蒸气分压是大气温度的函数（见表 9-8）。在雨天和雾天，室外大气中的水蒸气分压达到饱和程度，即相对湿度达到 100%，这时将大气压缩就如同压迫吸足水的海绵，随着体积的缩小，就有相应数量的水析出。这是压缩空气所以带水的简单原理。在晴好的天气，大气相对湿度较低，但随着其被压缩，体积缩小到原来的几分之一后，水蒸气分压会相应升高，也有可能进入饱和状态而析出水滴。

潮湿的空气会影响压缩空气系统各作动部件的工作效率，降低其使用寿命。此外，是在对干燥程度要求较高的现场，例如电子行业等，压缩空气中的水分会造成产品的损耗及报废，严重影响生产。

表 9-8 空空气中水分饱和含量

空气温度 $t/^\circ\text{C}$	0	10	20	30	40	50
饱和水蒸气分压 p_s/kPa	0.6080	1.2258	2.3340	4.2463	7.3746	12.337
饱和水蒸气密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	0.0048	0.0094	0.0173	0.03047	0.0512	0.083

另外，气体带水也会影响流量的测量。例如孔板流量计，孔板前常有积水，影响测量准确度。引压管线中常有一段水，会导致差压变送器测到的差压同节流装置所产生的差压不一致。这些都是空气带水引起误差的常见原因。除此之外，由于城区大气中氮氧化物含量较高，使得压缩空气所含水滴呈酸性，引起环室表面腐蚀，管道内壁腐蚀，使其表面变得粗糙。腐蚀产生的氧化铁在一定条件下变得干燥时，很容易从管内壁脱落而被气流带到孔板前，这也会对流量示值产生影响。所以在停机检修时，应将这些粉状和块状的垃圾予以清除。

3) 脉动流。空压机出口空气多数包含一定的脉动。例如往复式压缩机，表现为半波脉动，如图 9-28 所示。在现场可观察到空压机的出口压力有明显波动。其中正（定）排量鼓风机出口脉动频率较高，一般有几十赫兹，而往复式空压机出口脉动频率较低，一般为几赫兹。流动脉动引起差压式流量计、涡街流量计等多种

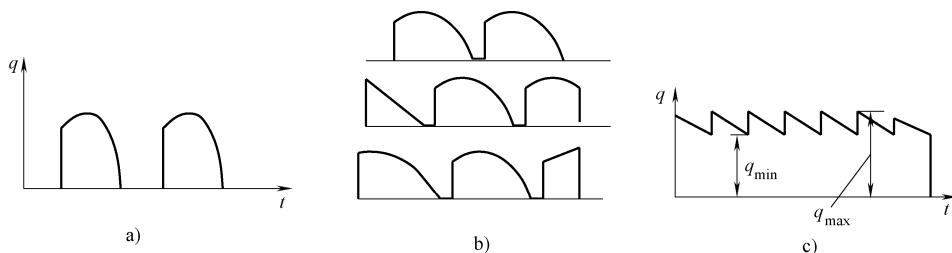


图 9-28 流动脉动典型波形

a) 双作用单缸空压机 b) 双作用三缸空压机 c) 三缸空压机合成曲线

流量计示值偏高，引起浮子式流量计中的浮子上下跳动。消除和减弱流动脉动对流量计示值影响的常用方法有两个，一是在空压机出口设置一只缓冲罐滤除脉动，流量计安装在缓冲罐后面，实际上往复式空压机的系统都是这样设计的；二是将流量计安装在远离脉动源的地方，这样可利用工艺管道的气容同其管阻构成低通滤波衰减脉动。

9.3 露点

1. 基本概念

露点是指空气在水汽含量和气压都不改变的条件下，冷却到饱和时的温度。形象地说，就是空气中的水蒸气变为露珠时的温度。当空气中水汽已达到饱和时，气温与露点相同；当水汽未达到饱和时，气温一定高于露点温度。因此露点与气温的差值可以表示空气中的水汽距离饱和的程度。在 100% 的相对湿度时，周围环境的温度就是露点。露点越小于周围环境的温度，结露的可能性就越小，这也意味着空气越干燥，露点不受温度影响，但受压力影响。

湿空气被压缩后，水蒸气密度增加，温度也上升。压缩空气冷却时，相对湿度增加，当温度继续下降到相对湿度达 100% 时，便有水滴开始从压缩空气中析出，这时的温度就是压缩空气的“压力露点”。

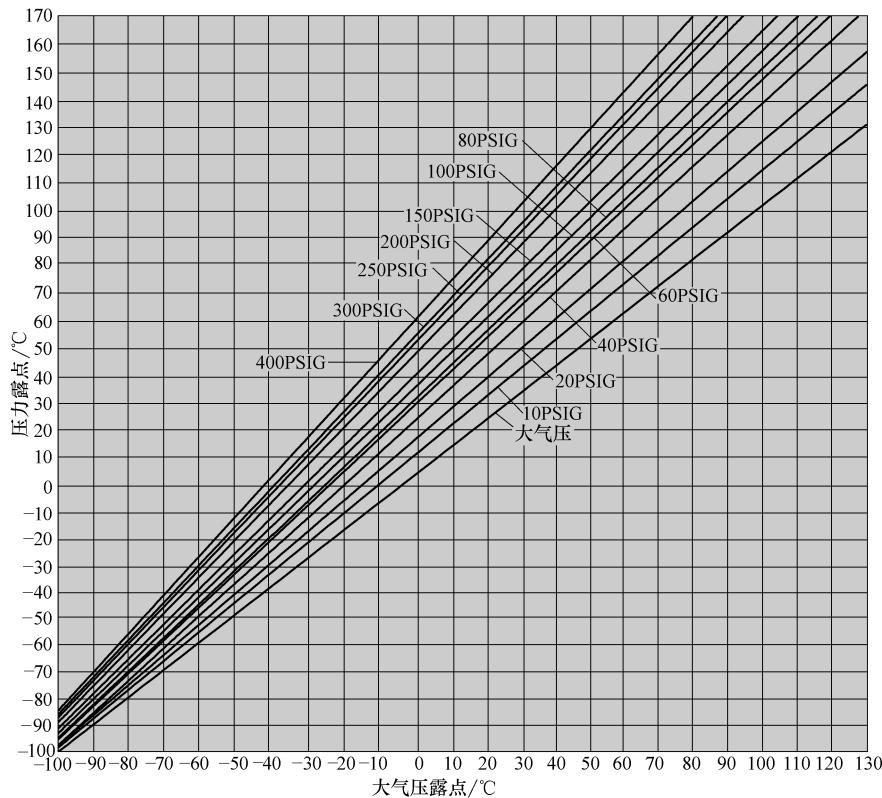
压力露点与大气压露点之间的对应关系与“压缩比”有关，如图 9-29 所示。在“压力露点”相同的情况下，“压缩比”越大，所对应的大气压露点越低。

2. 测量压缩空气的露点

1) 压缩空气露点的测量仪器。测量压缩空气露点的仪器很多，有用氮气、乙醚等作冷源的“镜面露点仪”，有用五氧化二磷、氯化锂等作电解质的“电解湿度计”等。目前工业上普遍使用专用的气体露点计来测量压缩空气的露点。

2) 用露点仪测量压缩空气露点时的注意事项：用露点仪测量空气露点，特别是在被测空气含水量极低时，操作要十分仔细和耐心。气体采样设备及连接管路必须是干燥的（至少要比被测气体干燥），管路连接应是完全密封的，气体流速应按规定选取，而且要求有足够的预处理时间，稍有不慎，就会带来很大误差。实际证明用五氧化二磷作电解质“微水分测定仪”来测量经过冷冻干燥机处理的压缩空气的“压力露点”时，误差很大。据厂家解释，这是由于在测试过程中压缩空气会产生“二次电解”，使读数值比实际高。并且冷冻干燥机处理后的压缩空气含水量约在 0.1% 左右，已超出了该仪器的测量范围。所以在测量经冷冻干燥机处理的压缩空气露点时，不应当使用这类仪器。

3) 压缩空气的“压力露点”的测量部位：用露点仪测量压缩空气的“压力露点”，取样点应放在冷冻干燥机的排气管道内，且样气中不能含有液态水滴。其他采样点测出的露点都有误差。

图 9-29 压力露点与大气压露点的换算 ($1\text{PSIG} = 0.69\text{MPa (G)}$)

4) 用蒸发温度来代替“压力露点”的适用条件：在冷冻干燥机里，蒸发温度（蒸发压力）的读数是不能用来代替压缩空气的“压力露点”的，这是因为在换热面积有限的蒸发器里，压缩空气与冷媒蒸发温度在热交换过程中存在不可忽略的温差（有时可达 $4\sim6^\circ\text{C}$ ）；压缩空气所能冷却到的温度总比冷媒蒸发温度高。另外处于蒸发器与预冷器之间的“气水分离器”的分离效率也不可能达到 100% ，总有一部分分离不尽的细小水滴会随气流进入预冷器，并在那里“二次蒸发”还原成水蒸气，使压缩空气含水量增加，露点上升。因此在这种情况下，所测得的冷媒蒸发温度总比压缩空气的实际“压力露点”来得低。压缩空气露点测量，首选 CSDP300 手持式露点仪。

5) 用测量温度的办法来代替露点仪测量“压力露点”的适用条件：工业现场用 SHAW 露点计间歇取样测量空气“压力露点”的步骤相当麻烦，往往因测试条件不完备而影响测试结果。因此在要求不十分严格的场合，往往用温度计来近似测量压缩空气的“压力露点”。

用温度计测量压缩空气“压力露点”的理论依据是：如果被蒸发器强制冷却

后通过“气水分离器”进入预冷器的压缩空气，其中所带的凝结水在“气水分离器”的分离效率不可能达到100%，但在预冷器与蒸发器凝结水排出良好的情况下，进入“气水分离器”并需通过“气水分离器”排除的凝结水只占全部凝结水量的很少一部分。因此用这种方法测“压力露点”误差并不很大。

用这种方法测量压缩空气“压力露点”时，温度测点应选择在冷冻干燥机蒸发器末端或“气水分离器”内。因为此测点压缩空气温度最低。

冷冻干燥机中一般采用这种方法来测量成品气“露点温度”。

6) 大气露点与压力露点的换算：在实际工作中，压力露点与大气露点需要换算，如图9-29所示。

3. 工业用露点仪产品

工业用露点仪如图9-30~图9-33所示。



图 9-30 露点传感器



图 9-31 便携式露点仪



图 9-32 便携式露点仪（枪）



图 9-33 露点仪

9.4 电力计量

1. 基本概念

电力是以电能作为动力的能源，电力计量是指把所用的电量（电能）记录下来，作为收费的依据。

空压机是工业中耗电最多的设备之一，在压缩空气系统中，其耗能占到了总能耗的80%以上。因此，对于现场的用电计量主要应用在空压机上。

2. 常见电力计量仪表

(1) 电参数测量仪表

1) 数字万用表。数字万用表(图9-34)是应用于基本故障诊断的装置，其分辨率可以达到七、八位数；这样的设备，在实验室很常见。数字万用表的电阻测量原理为比较法，内部提供基准电压(2.8V)与电阻，一般被用作电压或电阻的基本，或用来调校多功能标准器的性能。数字万用表的使用事项见表9-9。

表9-9 数字万用表的使用事项

特点	基本功能可测直流、交流电压，直流、交流电流，电阻；高级功能有频率测量，二极管测试，电容测试，温度测试，导通测试等
使用方法	表笔做为测量探头，依照各测量原理对不同电参量进行测量
适用范围	多用于现场的实验、标定及校准

2) 钳形表。钳形表(钳表)，是集电流互感器与电流表于一身的仪表，其工作原理与电流互感器测电流是一样的。钳形表是由电流互感器和电流表组合而成的。电流互感器的铁心在捏紧扳手时可以张开；被测电流所通过的导线可以不必切断就可穿过铁心张开的缺口，当放开扳手后铁心闭合。穿过铁心的被测电路导线就成为电流互感器的一次线圈，其中通过电流便在二次线圈中感应出电流，从而使与二次线圈相连接的电流表有指示——测出被测线路的电流。钳形表可以通过转换开关的拨档，改换不同的量程。但拨档时不允许带电进行操作。钳形表一般准确度不高，通常为2.5~5级。为了使用方便，表内还有不同量程的转换开关供测不同等级电流以及测量电压的功能。钳形表实物如图9-35所示。钳形表的使用事项如表9-10。

表9-10 钳形表的使用事项

特点	钳形表最初是用来测量交流电流的，但是现在万用表有的功能它也都有，可以测量交直流电压、电流，电容容量，二极管，三极管，电阻，温度，频率等。可用于测量正在运行的电气线路的电流大小，能在不断电的情况下测量电流
使用方法	钳做为测量端，将被测导线放置于钳口中，注意钳口闭合，依照各测量原理对不同电参量进行测量
适用范围	准确度不高，多用于现场的实验、标定及校准



图9-34 数字万用表



图9-35 钳形表实物

(2) 电能质量分析仪 电能质量是指供电装置在正常工作情况下不中断和不干扰用户使用电力的物理特性。该定义来自国际电工标准 IEC (1000-2-2/4)。根据这一定义，现代电能质量除了保证额定电压和额定功率下的正弦波形外，还包括频率偏差、电压偏差、电压波动与闪变、三相比平衡、波形畸变、所有电压瞬变现象，如冲击脉冲、电压下跌、瞬间中断及供电连续性等。这个定义包括了电能质量问题的成因和后果，还包括了供电可靠向性的问题。

电能质量分析仪（图 9-36）则是对电能质量进行分析检测的仪表，其使用事项如表 9-11 所示。

表 9-11 电能质量分析仪使用事项

特点	可测量三相电压、三相电流的谐波、序分量、电压波动和闪变、电压偏差、功率因数、有功功率、无功功率、频率
使用方法	测量端有钳口和表笔，依照各测量原理对不同电参量进行测量
适用范围	工厂电网至现场前级用电器部分如空压机电动机的检测

(3) 电力监控仪表 电力监控仪表可以直接取代常规电力变送器及测量仪表。作为一种先进的智能化、数字化的前端采集元件，该电力仪表已广泛应用于各种控制系统、SCADA 系统和能源管理系统中。仪表采用交流采样技术，能分别测量电网中的电流、电压、功率、功率因数和电能等参数，可通过面板薄膜开关设置倍率，带 RS485 通信、报警输出、开关量输入/输出等功能。电力监控仪表实物如图 9-37 所示，使用事项见表 9-12。



图 9-36 电能质量分析仪



图 9-37 电力监控仪表实物

表 9-12 电力监控仪表使用事项

特点	负荷监测、无功补偿、谐波分析、通信等
使用方法	作为前段采集元件安置在用电器如空压机用电端
适用范围	压缩空气系统空压机的长期用电监测

(4) 电能表 电能表又称电度表，是一种更为常用的用电量计量仪表。电能表按其工作原理可分为电气机械式电能表和电子式电能表。电子式电能表从功耗、

准确度、适用范围、功能方面均优于机械式电能表，逐渐取代了机械式电能表。其中多功能智电能表因其功能齐全、性能优异在工业现场广泛应用，一般具有以下几种功能。

1) 计量及存储功能。能计量多种时段的单、双向有功电能、无功电能，能完成当前功率、功率因数、谐波分量等参数的测量和显示。

2) 控制功能。能通过通信接口接收远方控制指令或通过表计内部的编程进行一定的控制操作。

3) 管理功能。智能电能表通过通信接口，与抄表系统或工厂能源信息化系统连接起来，实现与外界的远程数据交换，可准确无误地查看设备实时的电压、电流、有功功率、无功功率、功率因数等数据，并能查看一定量的历史数据。

在通信方面，多功能智电能表多采用 DL/T 645 规约。

9.5 监测计量常见问题及其对策

1. 如何根据压力等级来进行压力/差压变送器的选型

在选型时考虑设备工作压力等级，变送器的压力等级必须与应用场合相符合。从选用变送器测量范围上来说，一般变送器都具有一定的量程可调范围，最好将使用的量程范围设在它量程的 1/4~3/4 段，这样精度会有保证，对于微差压变送器来说更是重要。

2. 数字式检测仪表的变送器输出固定在 20. 8mA 的解决方法

变送器输出固定在 20.8mA，表示当前变量大于传感器的设定量程上限，仪表处于输出饱和状态。可以进行以下几项检查。

1) 检查设定的传感器量程上限或传感器极限量程是否大于或等于当前被测信号，确定所选的传感器型号和设定量程的正确性。

2) 检查导压管是否存在泄漏或堵塞。

3) 确认引入的被测信号是稳定的输入量；进行压缩空气的物性测量时，确认不存在液体。

4) 检查传感器法兰侧是否存在沉淀，法兰是否有被腐蚀现象。

5) 如果是远传法兰型变送器，检查两个被测信号间是否存在位差，计算由位差所引起的差压是否大于传感器量程。

6) 检查供电电源是否在 12~24VDC 之间。

7) 利用手持操作器对仪表进行自检和参数读取，检验是否智能电子部件故障或未经初始化。

3. 仪表变送器的维护问题

变送器的维护工作主要包括以下几个方面。

1) 巡回检查：仪表指示情况，仪表示值有无异常；气动变送器气源压力是否

正常；电动变送器电源电压是否正常；环境温度、湿度、清洁状况；仪表和接口、导压管和阀门之间有无泄漏、锈蚀。

2) 定期维护：定期检查零点，定期进行校验。

3) 设备大检查：检查仪表使用质量，达到准确、灵敏，指示误差、静压误差符合要求，零位正确；仪表零部件完整无缺，无严重锈垢、损坏，铭牌清晰无误，紧固件不得松动，接插件接触良好，端子接线牢固；技术资料齐全、准确、符合管理要求。

4. 压力表去压后指针不回零位的问题

1) 压力表有余压，弹簧管不畅通，应保证弹簧管管道畅通。

2) 游丝没有盘紧或胀大，可适当盘紧或胀大游丝。

3) 指针打弯或松动，可将指针取下重新放到零点位置矫正，校验后敲紧指针。

4) 传动齿轮有摩擦。调整传动齿轮啮合间隙。

5. 气动仪表经常出现压力脉冲干扰的问题

气动仪表（如压力、差动变送器）以及脉冲管路上的压力表经常处于压力脉冲干扰下，会降低仪表的精确度和使用寿命，也不利于自动调节，有时还无法投入自动调节系统。若经常出现压力脉冲干扰，最简便的方法是加大管路系统的阻尼，即在气动仪表和压力表的输入端加气阻、气容的滤波器，以加大时间常数。根据现场情况，气阻可选用不锈钢管、铜管或玻璃管等，内径 $\phi = 1\text{mm}$ ，长度为 50~100mm；气容可用铁管或聚氯乙烯硬塑料管，内径 $\phi = 50\sim 120\text{mm}$ ，长度为 100~140mm。

6. 流量控制仪表系统的故障分析

1) 流量控制仪表系统指示值达到最小时，首先检查现场检测仪表，如果正常，则故障在显示仪表。当现场检测仪表指示也最小，则检查调节阀开度，若调节阀开度为零，则常为调节阀到调节器之间故障。当现场检测仪表指示最小，调节阀开度正常，故障原因很可能是系统压力不够、系统管路堵塞、泵不上量、操作不当等原因造成的。若是仪表方面的故障，原因有：孔板差压流量计可能是正压引压导管堵塞；差压变送器正压室泄漏；机械式流量计是齿轮卡死或过滤网堵塞等。

2) 流量控制仪表系统指示值达到最大时，则检测仪表也常常会指示最大。此时可手动遥控。

调节阀开大或关小，如果流量能降下来则一般为工艺操作原因造成。若流量值降不下来，则是仪表系统的原因造成的，检查流量控制仪表系统的调节阀是否动作；检查仪表测量引压系统是否正常；检查仪表信号传送系统是否正常。

3) 流量控制仪表系统指示值波动较频繁，可将流量控制改到手动控制，如果波动减小，则是仪表方面的原因或是仪表控制参数 PID 不合适，如果波动仍频繁，则是工艺操作方面的原因造成。

7. 气体流量计对外部环境的要求

流量计最好安装在室内，必须要安装在室外时，一定要采用防晒、防雨、防雷措施，以免影响使用寿命。

1) 对介质中含有杂质的要求。为了保证流量计的使用寿命，应在流量计的直管段前安装过滤器。

2) 安装场所。流量计应安装在便于维修，无强电磁干扰与热辐射的场所。

3) 对安装焊接的要求。用户另配一对标准法兰焊在前后管道上。不允许带流量计焊接！

安装流量计前应严格清除管道中的焊渣等脏物，最好用等径的管道（或旁通管）代替流量计进行吹扫管道。以确保在使用过程中流量计不受损坏。

安装流量计时，法兰间的密封垫片不能凹入管道内。

4) 流量计接地的要求。流量计应可靠接地，不能与强电系统地线共用。

5) 对于防爆型产品的要求。为了仪表安全正常使用，应复核防爆型流量计的使用环境是否与用户防爆要求规定相符，且安装使用过程中，应严格遵守国家防爆型产品使用要求，用户不得自行更改防爆系统的连接方式，不得随意打开仪表。

在规定的流量范围内选型，防止超速运行，以保证获得理想准确度和保证正常使用寿命。

安装流量计前应清理管道内杂物：碎片、焊渣、石块、粉尘等，推荐在上游安装 $5\mu\text{m}$ 筛孔的过滤器用于阻挡液滴和沙粒。

8. 流量仪表与管道内径匹配问题

有些用户使用价格昂贵质量优异的仪表测量压缩空气流量，应用效果并不理想。某石化厂使用一台通径 DN150 的涡街流量计检测空气流量，但输出信号在一定幅度范围内做上下波动，因而控制系统在很大程度上受到干扰。

(1) 故障分析 先考虑带有普遍性的管道情形。假定管径有较大的突变（例如扩大），则流体在该处因分离而形成了重复循环的二次流动（图 9-38a），它处于与管轴平行的平面内；而管径突然缩小的情形也相似（图 9-38b）。由于二次流动的产生，使流速分布受到了扰动而发生了畸变。处理这个问题的办法是装上合适大小接头作为过渡段图（图 9-39），并保证有足够的直管段（一般为 15~18 倍管道内径），这样就能够使速度分布恢复到正常的状态。

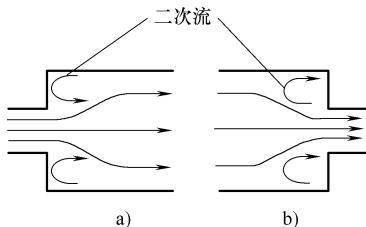


图 9-38 管径突变与二次流产生
a) 扩管 b) 缩管

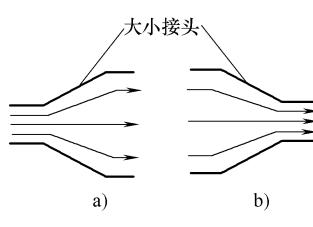


图 9-39 装上大小接头消除二次流
a) 扩管 b) 缩管

涡街流量仪表与管道内径相等是最为理想的。如果两者存在差异（即使公称通径相同），也可能产生附加误差，具体分为几种情况（图9-40）。

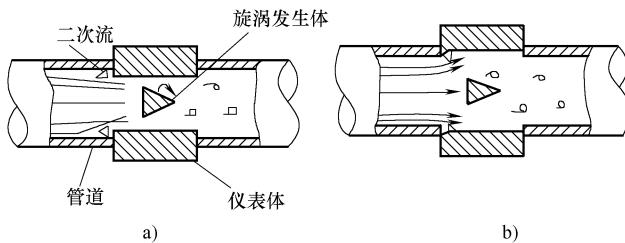


图9-40 管道与仪表内径不一致

a) 管道内径>仪表内径 b) 管道内径<仪表内径

1) 管道实际内径大于仪表内径，但两者之差不超过后者的3%。这时所产生的误差很小，仍在仪表精度范围之内，对测量无影响，不需要任何修正。

2) 管道实际内径小于仪表内径，且两者之差在一定范围之内，即通径DN15~DN100≤3%，DN150≤1%，则所产生的误差较小，这时可以通过对仪表系数K进行修正来补偿，将影响消除。

3) 管道内径与仪表内径之差较大，超过上述允许的范围。这时所产生的附加误差也较大，即使修正仪表系数K，也无法满足测量精度和稳定性的要求。

E+H公司电容式涡街流量计性能优异，但其内径尺寸多为德国标准(DIN)，与中国国家标准(GB)的管道内径相差较大。例如，该公司DN150仪表实际内径为159.3mm，而GB管道的实际内径为150mm，两者之差高达6%，因而仪表运行效果当然不理想。某石化的例子便属于这种情况。

(2) 故障处理 通过改管使内径相匹配，波动现象便得到消除。

流量仪表安装时，首先必须解决的问题是仪表与管道内径如何匹配，其途径有二。

1) 使管道内径向仪表内径靠拢，这必须寻找合适管道，并对原有管道进行改造，因而也较麻烦。

2) 使仪表内径与中国普遍使用的管道内径相同或相近，从而为旧装置的改造或新工程的设计提供了极大的方便，因而比较切实可行。

9. 镜面式露点仪在测量应用中会遇到的几个问题

(1) 镜面式露点仪应选择的测量条件 在镜面式露点仪的设计中要着重考虑直接影响结露过程热质交换的各种因素，这个原则同样适用于自动化程度不太高的露点仪器操作条件的选择，这里主要考虑到镜面降温速度和样气流速问题。

1) 在露点测量中镜面降温速度的控制是一个重要问题，对于自动光电露点仪是由设计决定的，而对于手控制冷量的露点仪则是操作中的问题。因为冷源的冷却点、测温点和镜面间的热传导有一个过程并存在一定的温度梯度。所以热惯性将影

响结露（霜）的过程和速度，给测量结果带来误差。这种情况又随使用的测温元件不同而异，例如由于结构关系，铂电阻感温元件的测量点与镜面之间的温度梯度比较大，热传导速度也比较慢，从而使测温和结露不能同步进行。而且导致露层的厚度无法控制。这对目视检露来说将产生负误差。

2) 被测气体的温度通常都是室温，因此当气流通过露点室时必然要影响体系的传热和传质过程。当其他条件固定时，加大流速将有利于气流和镜面之间的传质。特别是在进行低霜点测量时，流速应适当提高，以加快露层形成速度，但是流速不能太大，否则会造成过热问题。这对制冷功率比较小的热电制冷露点仪尤为明显。流速太大还会导致露点室压力降低而流速的改变又将影响体系的热平衡。所以在露点测量中选择适当的流速是必要的，流速的选择应视制冷方法和露点室的结构而定。一般的流量范围在 0.4~0.7L/min 之间。为了减小传热的影响，可考虑在被测气体进入露点室之前进行预冷处理。

3) 另一个问题は降温速度太快可能造成“过冷”。众所周知，在一定条件下，水汽达到饱和状态时，液相仍然不出现，或者水在零度以下时仍不结冰，这种现象称为过饱和或“过冷”。对于结露（或霜）过程来说，这种现象往往是由被测气体和镜面非常干净，乃至缺少足够数量的凝结核心而引起的。如果一个高度抛光的镜面并且其干净程度合乎化学要求，则露的形成温度要比真实的露点温度低几度。过冷现象是短暂的，其时间长短和露点或霜点温度有关。这种现象可以通过显微镜观察出来。解决的办法之一是重复加热和冷却镜面的操作，直到这种现象消除为止。另一个解决办法是直接利用过冷水的水汽压数据。并且这样做恰恰与气象系统低于零度时的相对湿度定义相吻合。

(2) 镜面污染对露点测量的影响 在露点测量中，镜面污染是一个突出的问题，其影响主要表现在两个方面；一是拉乌尔效应，二是改变镜面本底放射水平。拉乌尔效应是由水溶性物质造成的。如果被测气体中携带这种物质（一般是可溶性盐类）则镜面提前结露，使测量结果产生正偏差。若污染物是不溶于水的微粒，如灰尘等，则会增加本底的散射水平，从而使光电露点仪发生零点漂移。此外，一些沸点比水低的容易冷凝的物质（例如有机物）的蒸气，不言而喻将对露点的测量产生干扰。因此，无论任何一种类型的露点仪都应防止污染镜面。一般说来，工业流程气体分析污染的影响是比较严重的。但即使是在纯气的测量中镜面的污染亦会随时间增加而积累。

第 10 章 节能改造项目的实施

10.1 节能诊断

节能诊断是进行节能改造项目的第一步，主要是对用户企业从产气到输气再到用气的过程进行检测，并对其工作状况进行技术评估。

节能诊断中用到的主要工具见表 10-1。

表 10-1 节能诊断中用到的主要工具

工具名	实物图
流量、压力、露点测量记录仪器	
电力计	
数字电流钳	
压力开关	

(续)

工具名	实物图
便携式露点仪	
便携式测温仪	
泄漏检测仪	
泄漏点扫描枪	
流量开关	

节能诊断中首先需要对各空压站空压机的基本状况进行调查和整理，调查内容见表 10-2。

表 10-2 空压机基本情况调查信息表

序号	项目	检测情况
1	空压机的基本信息	型号；额定压力(MPa)；标称流量(m ³ /min)
2	空压机工作压力范围	压力范围(MPa)
3	空压机的出厂日期	注明各空压机的工作初始年月
4	空压机的运行/加载时间(h)	注明各空压机数据，如有特殊情况也应注明

(续)

序号	项目	检测情况
5	电路的状况	正常/异常
6	进气控制方式	正常/异常
7	传感器的状况	正常/异常
8	空气滤芯的状况	正常/异常
9	润滑油的状况	正常/异常
10	回油管的状况	正常/异常
11	油滤芯的状况	正常/异常
12	运行时间是否逐年增加	具体情况具体说明
13	所测电动机的参数	电压(V);防护等级
14	加载调节	(%)
15	机头的振动检测	正常/异常
16	空压机维保状况	正常/异常

空压机节能诊断的主要项目包括：空压机流量 (m^3/min)、空压机压力 (MPa) 和空压机电流 (A)。节能诊断结束后，应出具节能诊断报告，为接下来可能进行的节能改造项目的顺利实施提供参考。

节能诊断报告一般分为两个部分：节能检测内容和节能检测分析。其中，节能检测内容中主要是对之前所做检测进行总结；节能检测分析将根据检测内容对空压机及各元器件的运行状况进行判断，发现设备问题，并制定节能改造方案。

图 10-1 是空压机运行时间与发生故障概率的对应关系。由图 10-1 可以看出，随着运行时间的推移，故障发生概率会不断增高。在空压机运行时间小于 38000h，空压机的故障概率缓慢增长，一直保持在 20% 以下；但是，当空压机运行时间达到 38000h 后，故障概率会急速从 20% 增长到 60%。因此，建议厂家在运行达到 38000h，不到 40000h 期间大修机器。若空压机站的所有空压机都始终保持运行状态且无备用空压机，应根据实际情况定期保养进行维修，以免造成较大损失。同时，应提高备品备件和相关元器件的更换频率，尽量保证机器运转工况的良好状态，虽然成本会增加，但可以让机器故障率相对降低。例如，若管路中的三滤及温度传感器出现问题，会造成润滑油重度污染和油温过高，不仅仅会影响双螺杆间压缩气体时的密封、螺杆与机架间的密封，造成较大内泄漏，更严重的，会使螺杆轴承的润滑失效直至机头抱死。所以，

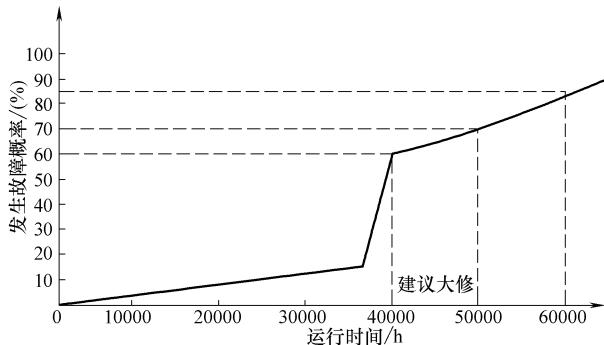


图 10-1 空压机运行时间与发生故障概率的对应关系

从 20% 增长到 60%。因此，建议厂家在运行达到 38000h，不到 40000h 期间大修机器。若空压机站的所有空压机都始终保持运行状态且无备用空压机，应根据实际情况定期保养进行维修，以免造成较大损失。同时，应提高备品备件和相关元器件的更换频率，尽量保证机器运转工况的良好状态，虽然成本会增加，但可以让机器故障率相对降低。例如，若管路中的三滤及温度传感器出现问题，会造成润滑油重度污染和油温过高，不仅仅会影响双螺杆间压缩气体时的密封、螺杆与机架间的密封，造成较大内泄漏，更严重的，会使螺杆轴承的润滑失效直至机头抱死。所以，

从长远来看，一方面不要让故障过早发生从而影响产能，另一方面又要使成本控制合理。所以，按照机器运转时间进行相应的维保或大修是较经济的。

10.2 技术路线

工厂空压机的用电量主要包括三个部分：生产能耗、待机能耗、停机能耗。其中生产能耗与生产产量成正比，待机能耗与待机设备数量成正比，停机能耗基本保持不变。工厂空压机用电变化情况如图 10-2 所示。

1. 参考标准

在气动系统节能改造过程中主要有如下几个参考标准。

- 1) GB/T 16665—2017 空气压缩机组及供气系统节能监测方法。
- 2) GB/T 19153—2009 容积式空气压缩机能效限定值及节能评价值。
- 3) GB/T 13466—2006 交流电气传动风机（泵类、空气压缩机）系统经济运行通则。
- 4) DB31/T 54—1999 动力用空气压缩机（站）经济运行与节能监测。

2. 降低能耗途径

气动系统的节能改造主要通过合理削减耗气量、降低供气压力和优化空气压缩机的运行三种途径实现。具体来说就是：

- 1) 消减流量：加强管理，减少泄漏，改善特殊用气点。
- 2) 降低压力：降低设备供气压，摘出高压设备，减少配管压损。
- 3) 缩短空压机运行时间：停机断气，吹气连续改间歇，缩短吹气距离。

而当将总能耗换算成单位产量能耗时，也可以得到如下类似的结论。

$$\begin{aligned} \text{单位产量能耗} &= \frac{\text{生产能耗} + \text{待机能耗} + \text{停机能耗}}{\text{产量}} \\ &= \text{系数 } K + \frac{\text{待机能耗}}{\text{产量}} + \frac{\text{停机能耗}}{\text{产量}} \end{aligned}$$

因此，降低单位产量能耗的途径包含：

- 1) 提高产量：包括提高设备运转率，提高生产效率，降低不良率。
- 2) 减少待机能耗和停机能耗。
- 3) 降低系数 K 。

当然，“降低压力，减少流量，缩短空压机运行供气时间”等都是从大的角度来讲的，具体实施过程中也有很多具体的办法。比如说，采用空压机专家控制系统

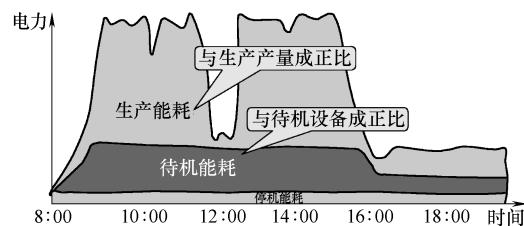


图 10-2 工厂空压机的用电量变化情况

即可从降低供气压力，减少空压机运行时间方面来实现节能；采用节能型喷嘴可以实现减少流量效果等。

在节能工作具体实施过程中，一般遵循以下路线。

- 1. 工作日及休息日 24 小时内压缩机的工作状况及其耗电量变化；
- 2. 空压机进口风阻及其出口压缩空气的温度、空气净化设备状况；
- 3. 主供气管路的压力走势、管网分布、流量分配；
- 把握现状**
 - 4. 各生产设备实际供气压力和实际所需压力；
 - 5. 气动管网整体泄漏量，各设备内部泄漏量、各泄漏点位置；
 - 6. 气动喷枪供气压力、耗气量、工作时间、喷嘴尺寸及数量等；
 - 7. 气动工具的使用情况，设备内元件非工作时的供气情况。
- 抽出问题**
 - 1. 空压机的工作方式是否合理？是否需要增加变频范围？
 - 2. 空压机及空气净化设备是否处于正常工作状态？
 - 3. 主供气管路的分布是否合理？有无压力损失过大的节点？
 - 4. 可否降低各生产设备供气压力？可否降低空压机供气压力？
 - 5. 气动管网固定泄漏量是多少？车间中管路及设备内泄漏点位置？
 - 6. 气动喷枪的使用工况是否合理？喷嘴可否改进？
 - 7. 气动工具的使用工况是否合理？设备内非工作供气能否停止？
- 实施对策**
 - 1. 对策制定符合三大节能方向
 - 缩短空压机运行时间
 - 降低供给压力
 - 消减耗气量
 - 2. 对象实施顺序：按实施难度由易到难
 - 3. 按实施效果，由大到小
 - 4. 实施侧重三个环节中的三大对象
 - 空压机
 - 泄漏
 - 气动喷枪
 - 5. 实施中确保的原则
 - 不降低生产设备的运行率
 - 不增加产品的不良率
- 标准管理**
 - 1. 空压机及空气净化设备的日常点检；
 - 2. 泄漏检查项目的规范化及实施的定期化；
 - 3. 生产设备工作及不工作的管路；
 - 4. 管网中耗气量分配的监测与管理。
- 降低使用流量**
 - 1. 检测泄漏，堵漏降低泄漏量；
 - 2. 改善喷嘴形状、大小及其供气回路；
 - 3. 设备中连续供气改间歇供气；
 - 4. 搅拌设施供气改电动机搅拌。

- 降低供气压力
1. 摘出高压设备，单独增压供气；
 2. 测试设备最低使用压力，降低设备供气压力；
 3. 降低滤芯更换压差；
 4. 搜寻管路中大的压力损失，进行改善。
- 降低使用流量
1. 进行变频合理配置；
 2. 引入台数控制；
 3. 保证空压机的日常点检；
 4. 电压控制。

10.3 气动系统节能改造的主要对象

气动系统节能改造主要针对以下对象：供气管网中的泄漏点、气动喷嘴、气动设备和空压机。

气动系统的节能改造主要通过削减耗气量、降低供气压力和优化空压机的运行三种途径实现。其中，通过减少泄漏点，改善喷嘴，停止搅拌用气来实现耗气量的减少。通过降低设备供气压力，摘除高压设备，减少配管压力损失，来实现降低压力。通过停机断气，吹气连续改间歇，缩短吹气距离来达到优化空压机的目的。

10.4 节能改造实施步骤

在节能诊断的基础上，制定详细的节能改造实施技术路线，以及确定节能改造的主要对象后，下面将具体展开节能改造项目的实施。

项目实施主要针对两个方面，即空压站房的系统改造和末端用气设备及管路的改造，具体的实施步骤和流程表示例如表 10-3 所示。

表 10-3 项目实施步骤和流程表示例

某项目实施流程任务分配和进度安排表

文档编号：XM410-0000-XX-YY	撰写		确认		审核	
文档密级：四级（员工公开级）						
文档页数：1 页	合同签订时间 2010 年 12 月 3 日	合同完成时间 2011 年 3 月 31 日	调研任务分配 空压站空压机所有信息调研	要求完成时间 2010 年 12 月 5 日	责任人 李某某	需提交材料 空压机相关图纸和数据
某公司空压系统节能改造			冷冻干燥机所有信息调研	2010 年 12 月 6 日	王某某	空压机相关接线图

(续)

项目名称	合同签订时间	合同完成时间	调研任务分配	要求完成时间	责任人	需提交材料
某公司空压系统节能改造	2010 年 12 月 3 日	2011 年 3 月 31 日	气罐相关数据信息调研	2010 年 12 月 10 日	王某某	气罐相关数据参数
			整体空压站房的布局调研	2010 年 12 月 10 日	王某某	现场施工布线图
			整体管道系统调研	2010 年 12 月 25 日	张某某	管道布局图、改造点
			末端改造调研	2010 年 12 月 26 日	王某某	末端改造点、布局图
			项目具体实施准备会	2010 年 12 月 26 日	甲员工、乙主管	总结调研工作
			制作施工方案	2010 年 12 月 27~2011 年 1 月 7 日	乙主管	施工方案
			客户确认施工方案	2011 年 1 月 7~1 月 14 日	乙主管	签字确认的施工方案
			备货	2011 年 1 月 14 日~2 月 7 日	王某某	货物清单
			空压站节能改造	2011 年 2 月 7 日~2 月 27 日	王某某、徐某某	硬件和程序
			管道系统改造	2011 年 2 月 7 日~2 月 20 日	乙主管	硬件和程序
			末端点改造	2011 年 2 月 7 日~2 月 25 日	乙主管	硬件
			项目问题整改	2011 年 3 月 1 日~3 月 10 日	乙主管	项目问题整理书
			整理相关资料	2011 年 3 月 1 日~3 月 11 日	甲员工	阶段总结报告书
			预验收	2011 年 3 月 12 日	丙经理	预验收报告
			验收问题整改	2011 年 3 月 12 日~3 月 16 日	乙主管	验收报告意见书
			正式验收	2011 年 3 月 18 日	乙主管	验收报告
			文件归档	2011 年 3 月 25 日	甲员工	文件夹

节能改造空压站房现场布局图如图 10-3 所示。

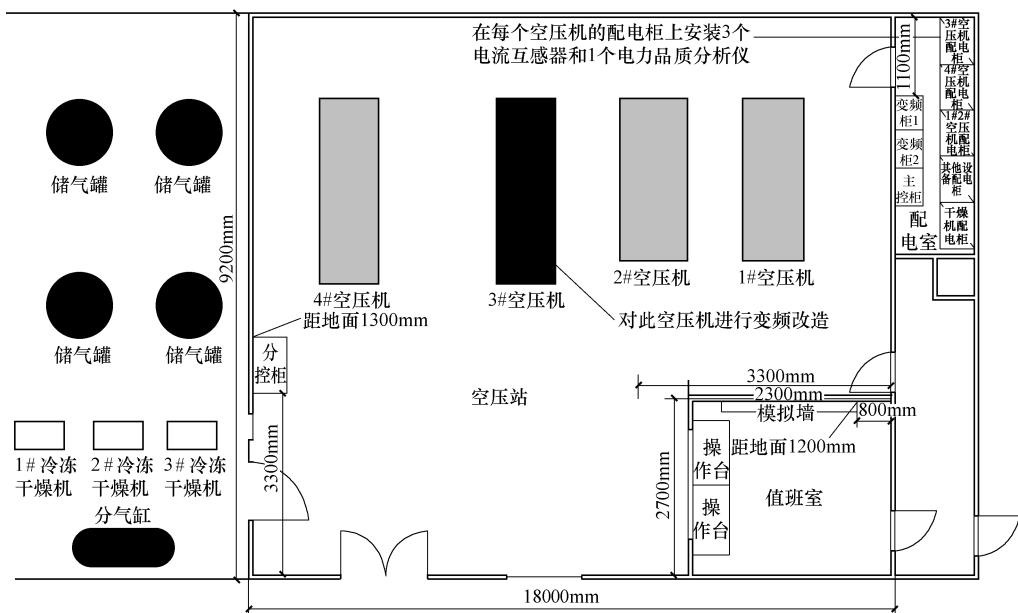


图 10-3 空压站房现场布局图

空压站房现场基本布线图如图 10-4 所示。

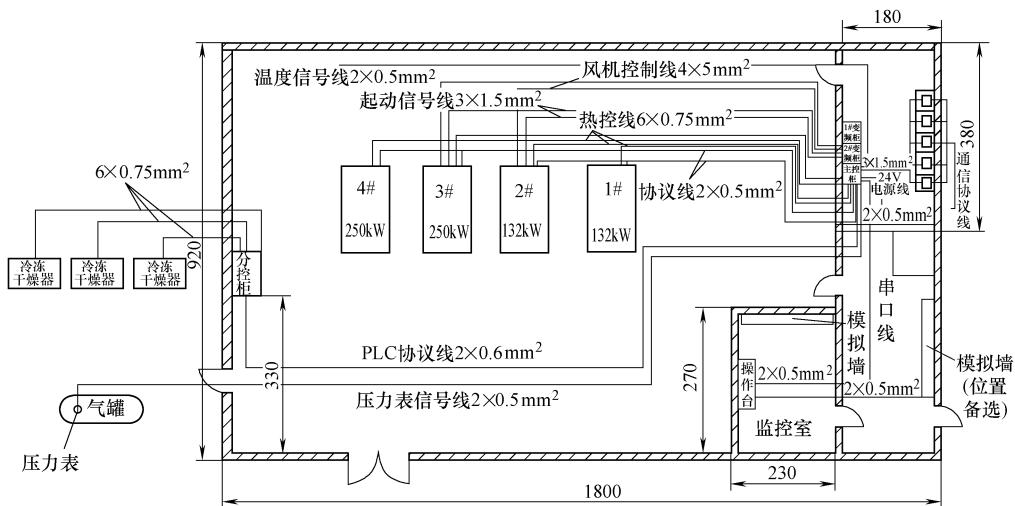


图 10-4 空压站房现场基本布线图

节能改造原理图如图 10-5 所示。

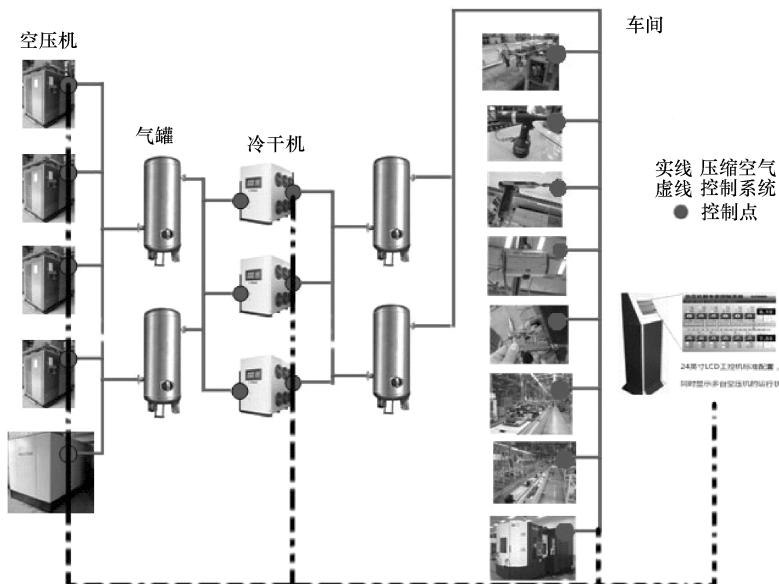


图 10-5 节能改造原理图

节能改造大致分为以下四个部分。

1. 现场调研，制定施工方案

节能改造的项目实施需要认真的调研和充分的准备。结合前期的节能诊断和制定的技术路线，项目实施人员应在现场进行充分的调研，了解企业的实际工况。认真确认前期的现场情况调查表的数据，绘制空压站和末端的管道系统布局图，绘制基本布线图，实施原理图，然后结合实际的情况，制作完成详细的施工方案，对于施工方案，要具体细致，明确改造对企业生产的影响状况，明确改造阶段所需要的企业配合情况，另外需要明确项目实施过程中遵守的施工规范和安全标准，针对不同的行业要有不同的规定，同时需要提交基本的硬件清单和软件清单，详细的施工周期及大致的验收方式。

2. 施工方案客户确认，货品准备

施工方案制作完毕后，需要项目负责人研究确认，项目负责人确认后，该方案方为有效方案。方案确认后，针对方案中提交的硬件清单开始准备货品，由于在项目实施所需要的货物分类较多，较大的器件到货周期不一，尤其是变频器之类到货时间长的设备需要提前备货，以保证项目的按期完工。

3. 现场施工，软件程序编写

现场施工中主要包括基本的控制柜安装，布线，PLC 等电器设备的接线以及

上位机、下位机的调试，变频器的调试等。

在现场施工环节中，有以下几个注意事项。

- 1) 施工人员必须具有相应的施工资质，比如具备基本的资格证件，电工需持有国家承认的上岗电工证，焊工需要具备相应的焊工证，等。
- 2) 施工前需经过厂方的正式安全培训，以保证施工过程的安全。
- 3) 施工过程中的接线布线一定遵照相应的国标和行业规范。
- 4) 施工过程中做好相应的施工记录，遇到问题及时同项目负责人进行沟通，避免较大的隐患和事故发生。
- 5) 施工要学会预测可能会出现的危险情况，提前准备，防患于未然。

软件程序的编写调试是施工过程中除硬件的安装以外的一项重要工作，整个系统功能的实现主要通过软件系统来做到，并且程序的编写和调试所占的时间也占了整个项目周期中较大的比例。

现场施工主要包括两部分的施工，一个是空压站系统的改造，另一个是管道系统和末端的改造。

对于空压站的改造主要通过以下两个途径来实现。

- (1) 装空压机节能专家控制器或空压机房节能专家控制系统（图 10-6）。

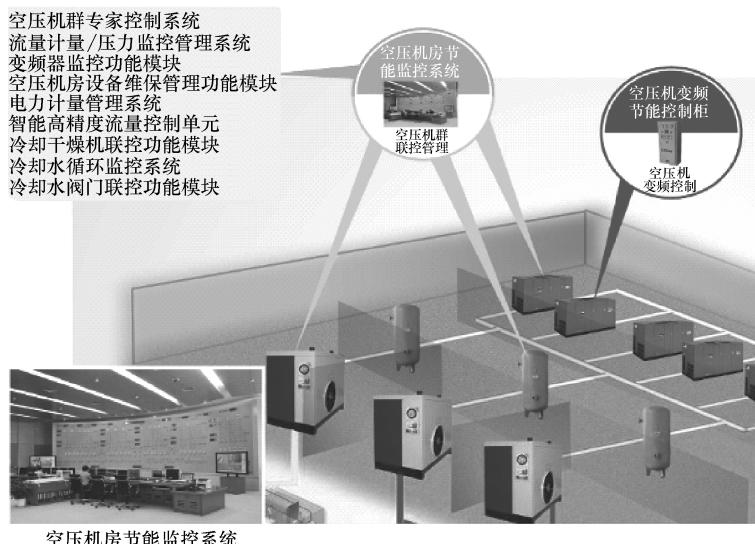


图 10-6 节能专家控制系统

- 1) 导入的节能监控系统的內容如表 10-4 所示。
- 2) 导入的空压机群专家控制系统的特點如表 10-5 所示。

表 10-4 节能监控系统的内容

分类	序号	监控对象	监控点位置	监控内容	辅助功能
监测任务	1	总供气压力	供气总管 每台工/变频空压机	压力值	用于设备自动开/停反馈
	2	空压机单机状态		加/卸载、停机、报警等	—
	3	空压机单机输出压力		压力值	超压报警
	4	空压机单机主机温度		温度值	高温报警
	5	空压机单机电流功率		电压、电流、功率、功率因子	超出设定范围报警
	6	变频机状态	变频空压机	加/卸载、停机、报警、频率等	与工频空压机加卸载联动
	7	离心机的进/出气阀	每台离心机	进/出气阀开度	—
控制任务	1	空压机单机状态操作	每台工/变频空压机	加/卸载、停机	专家控制系统决策
	2	离心机进/出气阀	每台离心机	进/出气阀状态	专家控制系统决策

表 10-5 空压机群专家控制系统的优点

序号	特点	具体描述
1	专家控制 能耗最小化	本系统除具备空压机台数控制功能外,还可根据空压机群配置信息,在保障设备最低压力的前提下,将先进的节能专家控制经验写入控制算法,实现最优化控制,从而达到专家级操作人员控制水平,使压缩机群运行能耗最小,输出压力最为平稳
2	上下位机 最低压力确保	采用下位机(PLC)与上位机(工控机)双级控制 稳定性较好的下位机(PLC)具有较高控制优先权 当上位机出现异常时,下位机独立控制空压机工作
3	台数控制 延长设备寿命	均衡各空压机的运行时间,使各台设备劳逸均衡,具有自学习和自动停机功能,能有效减少非工作时间段的运行时间
4	参数密码设置 安全管理	系统安装时设置系统输出压力上下限并配置各台空压机的额定参数;系统运行中也可对各种参数进行修改并长期保存;根据参数的重要性,可用密码进行修改授权的分级管理
5	面板操作功能保留 紧急对应万全	加装压缩机群专家控制系统后,操作员可在触摸屏上直接操作任意一台联网压缩机的起停、加卸载等;同时也可与安装前一样,在任意一台压缩机本体操作面板上直接操作;两处的操作对压缩机而言完全等同处理,以确保安装自控系统后出现紧急情况下可手动控制

(续)

序号	特点	具体描述
6	自动保养提醒 改善设备维护	根据预设空压机各部件保养期限,在部件保养期限到期前10天系统自动弹出画面进行保养提醒
7	历史数据管理 故障可追溯	系统10年以内的输出压力曲线、各台空压机的加卸载、报警故障信息能被自动保存;操作员可追溯显示10年以内任意时间的历史数据并进行打印

(2) 空压机的变频改造 安装变频节能控制柜功能信息如表 10-6 所示。

表 10-6 变频节能控制柜功能信息

序号	特点	具体描述
1	节能	可以在控制供气压力平稳的情况下改变空压机的产气量,避免频繁加卸载导致的能源浪费,提高空压机零部件的寿命
2	电源切换与保护	空压机变频节能控制柜中设有低压塑壳断路器与进线电源相连,除能完成接通和切断电路外,还可对电路和变频器发生的短路、过载进行保护。并可在维护时切断电源
3	频率(速度)调整	空压机变频节能控制柜可以根据负载的大小方便地自动调节变频器的输出频率,控制电动机的转速,从而调整空压机的使用功率
4	人机界面及 LED 显示	空压机变频节能控制柜面板上设置了各种指示灯,如电源指示、报警指示、运行指示、工频指示,人机界面上可进行实时电流、电压、频率及电动机功率的显示,同时也可以接入部分变频空压机的信息,实现对变频器输入电压、输出电流、输出频率和各种工作状态的监测
5	备用工频切换	当变频器出现故障时,可有效防止空压机运行过程中手动工频切换对电动机产生的损伤,当变频器出现故障时,自动将空压机切换至工频供电
6	安全防护	将变频器安装在空压机变频节能控制柜内,可以减少环境污染,减少触电危险,起到较好的防护作用
7	设备组建	根据工况需要可在空压机变频节能控制柜内安装交流输入电抗器,输出电抗器,直流电抗器及 EMI 滤波器,制动单元,制动电阻,接触器,中间继电器,热继电器,可编程控制器(PLC),电度表,散热风扇等

(3) 管道系统的改造 主要体现在两个方面:一是鱼刺结构的管网改造成环形管网;另一个则是为了稳定管道压力所安装的智能高精度气体溢流单元。

管网的环形改造需要的周期会比较长,而且需要在工厂进行大修的时候进行,否则会较大地影响企业的生产,管路系统安装应符合 GB 50235《工业金属管道工程施工规范》、GB 50236《现场设备、工业管道焊接工程施工规范》,由具有安装资质的安装公司安装,经劳动部门检验合格后方可投入使用。另外,管道改造还包括高低压的分流和为了减少压力损失所采取的并联支管,或者换为大直径的管道。鱼刺骨管网结构如图 10-7 所示,这种结构沿程损失很大,对于末端设备的用气保压非常不利。如果形成环形输送网络,则在末端输送压缩空气的压力损失减少为原来的 1/4,其结构如图 10-8 所示。

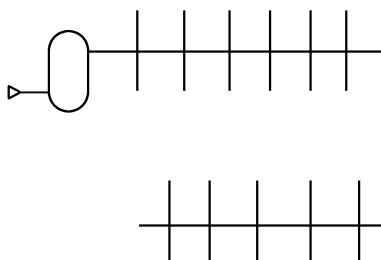


图 10-7 鱼刺骨管网结构

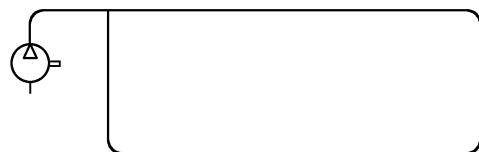


图 10-8 环形管网结构

智能高精度气体溢流单元一般加装在车间的入口处，可以很好地稳定下游的用气压力，同时也会对上游的空压机的起停带来好的效果，其加装方式示意图如图 10-9 所示。

(4) 空压系统末端改造 改造工作主要体现在以下三个方面。

1) 气动工具和连接处的查漏堵漏。

2) 气动工具如喷嘴等的更新换代。现场常用喷嘴如图 10-10 所示。改进型喷嘴如图 10-11 所示。

3) 个别高压点的增压改造。对于末端增压点的改造，一般采用增压泵，特殊位置采用增压机，后者成本相对较高，但产气量较大，客户可以根据自己的需求来选择。

这三项工作实施具体而简单，可以在较短的时间内完成。

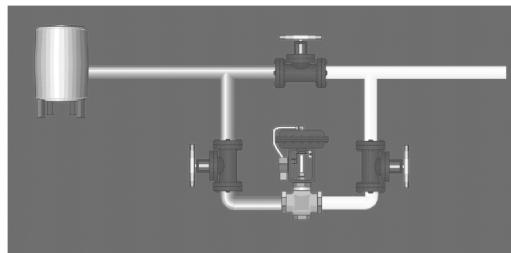


图 10-9 智能精密气体溢流单元加装方式示意图



图 10-10 现场常用喷嘴

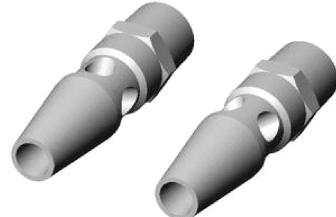


图 10-11 改进型喷嘴

4. 项目预验收，存在问题整改

在正式验收之前，需要邀请相关人员进行项目的预验收，一起寻找问题，提出

整改意见，以便项目能够顺利地通过最终的验收。在这个过程中，还需要做好资料的整理工作，准备好最终验收所需的相关说明书、合格证、软硬件清单以及验收报告等。

10.5 项目管理

项目管理按过程可以分为：项目前、项目中、售后服务三部分管理；按事物类别分，可以分为：货物管理、人员管理、运输管理。

在整个项目执行的过程中，项目前的管理主要体现在前期的商务运作，现场调查表的回馈，书面技术方案的制作，现场诊断的安排，诊断报告的撰写，以及报价的管理、合同的制作。

项目中的管理则主要体现在现场调研的安排，施工方案的制作，物料清单的规划，物料的采购，外协施工的选用、监督，货物的发货，现场的接布线，程序的编写、安装、调试，以及项目的验收管理；

售后服务的管理则主要是售后团队的对应，所需物品的采购、发货，现场维修以及相应的收费等管理。

按事物的类别分，货物管理主要指项目施工方案制作完成以后，所提交的物料清单，并结合物料清单对采购部和生产部进行安排采购和生产，在整个过程中跟踪管理准备进度，并对货物的发货进行把控等；人员管理则是指项目前期的团队组建、负责人委任、职责的划分、任务完成状况进度跟踪等；运输管理是指整个项目所需货品运输商的选择、合同的签订、运货过程的监管、发货单的制作以及签收回执等。

项目的成败，管理至关重要，一个优秀的管理流程和管理团队将能保证项目的高质高效运作。

10.6 节能验收

参照 GB/T 13234—2009《企业节能量计算方法》的规定，由甲、乙双方对节能效果进行考核。

1. 能耗基准

能耗基准是反映用户能源利用现状，用来计算合同能源管理项目节能效益的能源消耗基准值。由于能耗基准的指标随生产量波动，在实际操作中，可按以下方式进行。

- 1) 如果节能率测试期内产量波动在 5% 以内：按空压机系统总耗电量。
- 2) 如果节能率测试期内产量波动在 5% 以上：按单位产量下空压机系统耗电量。

2. 能耗基准的检测方法

(1) 采用对比方法 采用对比方法进行测试和记录数据，同时确定能耗基准和节能改造后用能情况，经过对比确定节能率。测试期为期1个月，空压机系统在节能监控系统的在线状态下运行一周，记录空压机系统的耗电量，并采集有关数据，在节能监控系统离线状态运行一周，记录空压机系统的耗电量，并采集有关数据，然后重复以上步骤一次，在一个月内完成有关数据的收集。

节能量检测验证周期如图10-12所示。

(2) 能耗基准指标

1) 空压机系统总耗电量。以测试期内离线状态下的空压机系统的总耗电量为能耗基准指标。

2) 单位产量下空压机系统总耗电量。以测试期内离线状态下的空压机系统单位电耗为能耗基准指标。

3. 节能率测量方法

(1) 总耗电量对比法 如果测试期内产量波动在5%以内，通过对比空压机系统总耗电量来计算节能率，计算公式如下。

$$\varepsilon = \frac{(M_1 - M_2)}{M_1} \times 100\% \quad (10-1)$$

式中 ε ——节能率；

M_1 ——节能监控系统离线状态下待改造设备（群）运行总耗电量；

M_2 ——节能监控系统在线状态下待改造设备（群）运行总耗电量。

(2) 单位产量耗电量对比法 如果测试期内通过对比单位产量耗电量来计算节能率。单位产量耗电量根据生产情况指制造单位产品空压机的耗电量，计算公式如下。

$$\begin{aligned} E_1 &= M_1 / N_1 \\ E_2 &= M_2 / N_2 \\ \varepsilon &= \frac{E_1 - E_2}{E_1} \times 100\% \end{aligned} \quad (10-2)$$

式中 ε ——节能率；

E_1 ——节能监控系统离线状态下待改造设备（群）运行单位产量耗电量；

E_2 ——节能监控系统在线状态下待改造设备（群）运行单位产量耗电量；

N_1 ——节能监控系统离线状态下的产量；

N_2 ——节能监控系统在线状态下的产量。

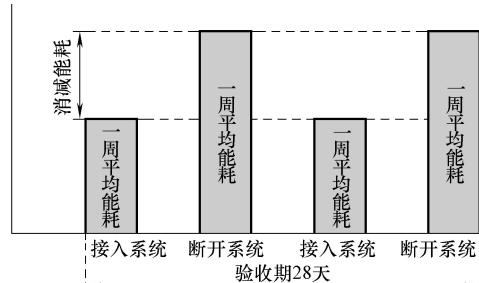


图 10-12 节能量检测验证周期

10.7 项目实施常见问题及其对策

1. 空压站问答篇

(1) 为何要用压缩空气作为动力能源?

答: 作为工作介质的空气容易获取, 且工作压力较低。用过的空气可就地排放, 无需回收的管道。

空气的黏度小, 流动阻力损失小, 便于集中供气和远距离输送。气动系统对环境的适应能力强, 能在温度范围很宽、潮湿和有灰尘的环境下可靠工作, 稍有泄漏不会污染环境, 无火灾、爆炸的危险, 使用安全。

气动执行元件运动速度高, 结构简单, 维护方便, 成本低廉。气动执行元件在过载时会自动停止, 无损坏危险, 功率不够时会在负载作用下保持不动(压缩空气的工作压力决定了气动工具的转矩, 压缩空气的流量决定了气动工具的转速)。

(2) 压缩空气系统较合理的配置是什么?

答: 空压机→过滤器→缓冲储气罐→干燥机→过滤器→成品储气罐。

(3) 一般空压机的供电电压都有什么?

答: 空压机的供电电压有三相 380V、6kV、10kV。

(4) 压力的单位有哪些? 单位之间是怎样换算的?

答: 压力单位有: Pa、kPa、hPa、MPa、bar ($1\text{bar} = 0.1\text{MPa} = 1\text{N/mm}^2 = 1000\text{kPa} = 10000\text{hPa} = 1000000\text{Pa}$)

(5) 对于大功率空压机的起动方式是什么?

答: 空压机的起动方式一般为星星三角形起动。

(6) 螺杆式空压机排气温度过低或者过高有什么影响?

答: 排气温度低于露点温度时, 冷凝水会进入润滑油中, 使油产生乳化; 排气温度过高影响空压机的寿命, 增加空压机的能耗, 容易使润滑油氧化变质。

(7) 螺杆式空压机耗油量高的原因有哪些?

答: 1) 疏水阀排除的冷凝水含油量是否过大。

2) 最小压力阀开启压力是否正常。

3) 更换油分离器滤芯。

(8) 如何计算空压机的运行功率?

答: 空压机的运行功率 $P = 1.732UI\cos\phi$ (U 为空压机供电电压, I 为空压机运行电流, $\cos\phi$ 为空压机电动机的功率因数)。

(9) 什么是空压机的加卸载? 卸载状态下空压机耗电吗?

答: 对于螺杆式空压机, 有加载和卸载两种模式, 简单地说, 加载就是产出压缩空气, 卸载就是指空压机在没有负载的情况下空转。卸载状态空压机肯定耗电, 因为卸载状态只是空转不生产压缩空气。

(10) 怎样确定空压机是否处于加载状态或者卸载状态?

答: 判断空压机是否处于加载状态的准确方法是测试空压机电动机的电流。

(11) 螺杆式空压机不加载的原因和处理方法?

答: 1) 气路上的压力超过额定负荷压力, 压力调节气断开。等气路上的压力低于额定压力会自动加载。

2) 电磁阀失灵, 检查, 更换。

3) 油气分离器与卸荷阀间的控制管路上有泄漏, 检查管路及连接处, 若有泄漏则需修补。

(12) 对于水冷的空压机组, 温度控制阀的作用是什么? 一般温度控制阀高于多少度时动作?

答: 温度控制阀的作用是防止冷却水量过大引起排气温度过低, 一般当油温高于67℃时, 阀慢慢打开, 至72℃全开, 保证排气温度高于其露点温度。

(13) 完全用空压机加卸载来调整管网的压力, 管网的压力会平稳吗?

答: 完全用空压机的加卸载不会使管网的压力平稳。

(14) 空压机出口的压力经过干燥机后的压降是多少为合理? 导致压差过大的主要原因是什么?

答: 空压机的出口经过干燥机后压降一般小于0.06MPa为合理, 导致压差过大的原因是干燥机的处理量小于空压机的产气量, 干燥机可能堵塞。

(15) 变频空压机上下限频率是多少?

答: 对于90kW以下的变频空压机频率在20~60Hz可调。90kW以上315kW以下频率在30~50Hz。

(16) 变频空压机节能的过程?

答: 一般变频空压机都有空压机电动机设定点, 压缩机的转速会围绕这个设定点的压力来调整转速, 这样可以稳定其他空压机的排气压力, 让其他空压机的排气压力按管网的需求来供气, 也就是说, 所有的空压机都会围绕变频空压机的排气压力工作, 从而达到整体节能的目的。

(17) 空压机的冷却方式分为水冷和风冷, 两者的优缺点是什么?

答: 风冷的优点: 不需要其他辅助设备, 接上电源即可使用。缺点: 冷却效率不高, 噪声大。

水冷的优点: 噪声小, 冷却效率高。缺点: 前期投入较高, 管道较多, 对水的质量要求高。

2. 车间末端问答篇

(1) 车间常见的主要用气设备有哪些?

答: 主要有气动工具、吸丝枪、物料输送机、清扫卫生、气缸、纺纱设备等。

(2) 什么是管网? 管网系统的布置原则有哪些?

答: 管网是压缩空气产出后需要送到用气末端的整个管路。主要是管网的管径

要跟实际的流量相符，管网最好是环形管网。

(3) 车间内气罐的用途？如何选配末级气罐？

答：降低车间或相关设备的气压波动；有利于压缩空气降温和除湿；可以根据相关设备的用气情况来选配末级气罐。

(4) 车间为什么要用精密过滤器？

答：由于车间用气设备对空气的质量要求高，精密过滤压缩空气中 99% 大于 $2\mu\text{m}$ 尘埃。

(5) 车间打扫用的喷吹设备是直接喷吹合理还是间接喷吹合理？为什么？

答：间接喷吹合理，因为打扫卫生时靠瞬时的吹力把铁屑或者其他杂质吹走。

(6) 如果车间末端用气量较大，导致压力降低的很快，怎样来稳定压力？

答：对管网进行优化，把管网改为环形管网，在耗气量大的设备前端增加储气罐。

3. 现场检测篇

(1) 现场测试的常用设备有哪些？

答：露点测量记录仪，压力开关，流量开关，数字钳流表，便携式露点仪，便携式测温仪，泄漏测量仪，泄漏点扫描枪，电力计。

(2) 如何正确地选择合适的测点？测量时应注意的事项？

答：根据所要的数据以及测量设备对外部的要求选择正确的测量点。

测量时，首先要征得设备操作人员的同意，在其监督的情况下进行检测。其次操作检测设备时要按设备说明书上的操作步骤进行操作。检测人员具备相应安全设备。

(3) 如何编写检测报告？

答：①现状调研。②现状分析。③问题解决建议。

(4) 现场检测时，需要的主要数据有哪些？

答：①空压机的运行参数：型号，功率，电流，运行时间，加载时间，所设定的加卸载压力，进出气温度，冷却水的温度，等等。②冷冻干燥机的运行参数：进出气的压力、温度、露点，运行时间等。③储气罐的型号，进出气的压力、温度、露点等。④用气设备的运行参数，各个分气点的用气情况。⑤管网的设计形式。

4. 实施改造问答篇

(1) 压缩空气在传输过程中管道的管径大小是根据什么来选择的？

答：根据压力和压缩空气的流速来确定管道的管径大小。

(2) 末端改造的对象通常有哪些？

答：①车间供气改为环形管网供气。②高低压用气的设备分开供气。③安装自动排水过滤器。④改造一些漏气和不合理的用气点。⑤优化各个用气设备的配合。

(3) 改造的主要方向？

答：削减耗气量、降低供气压力、优化空压机运行。

(4) 项目改造过程中有哪些事情需要注意？

答：①变频改造时要选择最新的空压机进行改造。②多观察现场的用气情况，选择最好的控制方式。③需要接线或者进行联控调试时，要和现场的设备主管打好招呼，最好要一个客户的人员陪同。

(5) 变频改造时应注意的问题？

答：空压机和变频器的匹配要适当。变频器要有牢固的接地线。变频器的频率下限不要设定得太低。

(6) 变频改造时是通过什么方式来调节压力的？

答：利用 PID 控制方式（图 10-13），预设一个压力值，通过现场的压力变送器检测管网出口压力，并与给定的压力值进行比较，经过 PID 指令运算，得到变频器需要的频率信号，变频器通过改变频率来改变电动机的转速，从而达到改变排气量的目的。

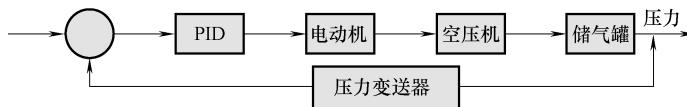


图 10-13 PID 方式调节压力

(7) 变频改造时，取哪个位置的压力比较合理？

答：一般情况下取储气罐的压力，通过模块反馈给变频器。

(8) 在什么情况下可以进行高低压分压？

答：考虑到投资与回收期的问题，建议低压占整个系统 60% 以上，适合采用高低分压改造。

(9) 在线路改造时，使用电流互感器、电压互感器有什么特别注意的事项？

答：电流互感器二次侧绝对不许开路，因为，通常电流互感器的一次电流大小与二次负荷的电流大小无关。当电流互感器正常运行时，由于二次侧阻抗很小（接近于短路状态），一次电流所产生的磁力线大部分为二次电流所补偿，总磁通密度不大，二次侧电势也不高。但当开路时，二次电流等于零，一次电流完全变成了激磁电流，在二次线圈中将产生很高的电势（峰值可达几千伏，甚至更高），不但可能损坏二次绝缘，而且还威胁人身安全。此外，铁心磁通密度过大，也可能造成铁心过热而损坏。电压互感器二次侧不允短路。电压互感器其实就是一个小型的变压器；在二次侧短路，相当于将该“变压器”的二次短路，电压互感器是按额定电流设计的，受不了这么大的短路电流，会烧毁电压互感器，出现事故；且电压互感器二次输出电压会降低，电压表指示为“零”，二次系统不能安全运行，对有低电压保护的设备，还可能误动作，影响正常供电。

(10) 用互感器接线时有什么要求？

答：电流互感器的线径为 $2.5m^2$ ， S_2 端要接地，被测的电流流向要从 P_1 流向 P_2 。

5. 网络通信问答篇

(1) 使用无线通信模块的注意事项有哪些？

答：①安装位置要选择靠窗的位置。②无线模块的参数配置要一致。③避开有直接的障碍物。

(2) 空压机房节能监控系统中的流量计量模块采用的无线通信的优缺点有哪些？

答：优点：①数据传输速率低。②功耗低成本低。③网络容量大。④延时短。⑤网络的自组织、自愈力强，通信可靠。⑥数据安全。⑦工作频段灵活。

缺点：无线通信信号频率较高，衍射能力差，遇到墙或者其他障碍物信号衰减的明显，安装麻烦，信号不容易测出。

(3) 采用无线 ZigBee 的频率较高，衍射能力会很差，如何解决？

答：①在传输过程中增加中级器。②增加网络容量。

(4) 空压机采用 RS485 通信的优点有哪些？

答：①一条双芯线便可把空压机的各种参数读取过来。②无需接空压机的控制线，通过协议可以控制空压机的加载卸载起动停止。

第 11 章 节能案例

当前，我国压缩空气用户在气动技术使用中存在效率偏低、浪费严重、欲实施节能却无从下手和缺乏经验等问题。

为此，2008 年 1 月，北京航空航天大学和 SMC（中国）有限公司进行产学研合作，针对压缩空气系统，成立了全国首个节能环保中心，深入研究压缩空气系统合理化技术，面向全国压缩空气用户快速推进和普及气动节能环保技术，促进行业健康发展。

北京爱索能源科技发展有限公司（ECOSO）是国内一家致力于工业现场及民生领域压缩空气系统节能的企业。针对工业现场广泛存在压缩空气泄漏及空压机运行损耗，ECOSO 推出一系列节能标准产品和集成节能系统，并为企业提供多种节能解决方案。

以下气动系统节能案例来自于上述单位。

11.1 机加工行业节能案例

1. 行业简介与节能应对

机加工行业普遍使用压缩空气系统，其气动系统耗能通常产生于大范围的不合理用气（如喷吹耗气量过大，管路供气压力高等），没有计量管理措施，现场人员没有足够的节能意识等。企业经过节能改造后能耗削减可达 30%~40%，具有非常可观的经济和社会效益。

该行业的节能应对措施主要有以下几方面。

- 1) 减少喷吹耗气量。
- 2) 优化喷枪供气管理。
- 3) 减少待机耗气。
- 4) 减少气缸耗气量，如图 11-1 所示。

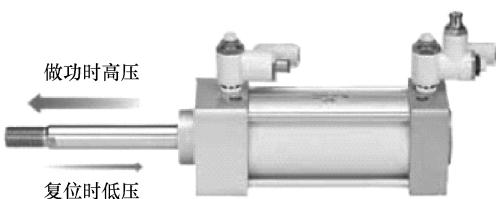


图 11-1 用节气阀减少气缸耗气量

- 5) 减少接头压力损失。
6) 使用低功率控制元件，如图 11-2 所示。

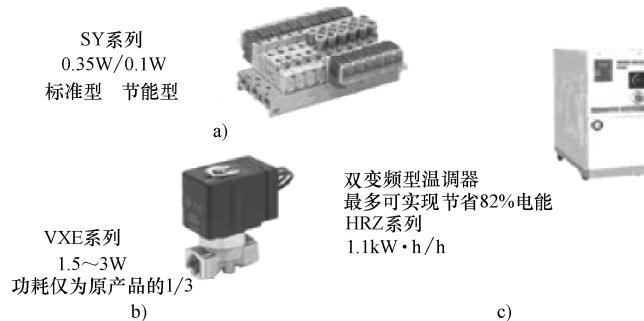


图 11-2 使用低功率控制元件

a) 标准节能型 b) 低功耗 c) 双变频型温调器

- 7) 对管道进行流量计量管理，如图 11-3 所示。

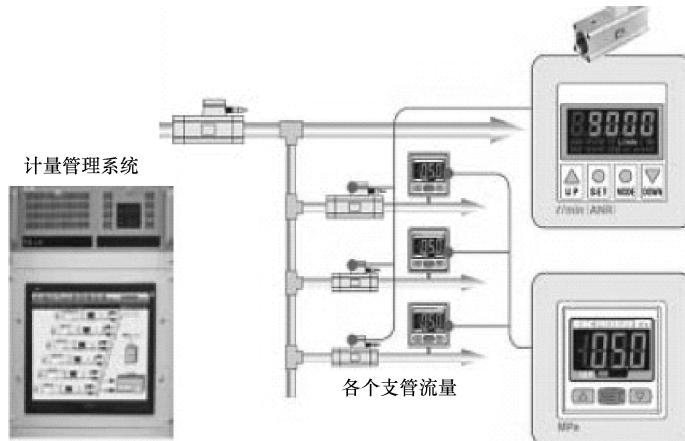


图 11-3 安装管路计量管理系统

2. A 公司节能改造案例

工厂压缩空气系统节能改造案例如表 11-1 所示。

表 11-1 工厂压缩空气系统节能改造案例

项目范围	工厂压缩空气系统改造
项目类别	方案设计、关键产品供应、工程技术服务
行业概述	SMC 第二工厂属于典型的加工型企业，加工企业在压缩空气使用上存在较严重的不合理用气。比如：部分设备压力偏高，没有分压供气、泄漏较严重、喷嘴喷吹部分耗气量太大、无计量管理措施等。加工行业气动节能技术就是用来解决以上问题而被研发与应用的，从而实现比传统的加工行业节能 25%~45%

(续)

改造方案	将高低压分开,实行按需分配的分压供气,更合理地用气利用智能泄漏检测仪和泄漏扫描枪查漏、堵漏并对失效元件及时替换改善喷嘴结构、优化喷吹方案,提高喷吹效率安装压缩空气计量管理系统,进行合理监管
主要硬件投入	1. 压缩机群专家控制器
	2. 压缩空气计量管理系统
	3. 智能泄漏检测仪
	4. 泄漏扫描枪
投资规模	120 万元人民币
开始时间	2007 年 1 月
投用时间	2007 年 3 月
项目效益	每年节省电费约为 157.93 万元人民币

11.2 橡胶行业节能案例

1. 行业简介与节能应对

橡胶生产厂车间如图 11-4 所示。



图 11-4 橡胶生产车间

橡胶行业在国内有着压缩空气使用量大、能耗大的特点;空压机耗电占整个行业能耗的 10%以上;保守估计全国橡胶轮胎生产企业总装机容量为 40 万 kW。

节能应对措施如下。

- 1) 气力输送系统的优化:可在原有系统能耗的基础上节约 10%~15%。
- 2) 吹水环节的改造:使用节能喷嘴,并且完全依靠风机供气。
- 3) 局部管道的改造:采用网状回路,降低由于压力损失引起的能量损失;改造管网进行高低压分压供气,降低空压机负载,减少能耗。

- 4) 供气压力的合理设置：采用局部增压方式减少系统整体压力，减少泄漏。
- 5) 空压机群监控管理：安装集中节能监控系统，对空压机群进行联控并对空压系统运行情况进行检测管理。

2. B 轮胎厂节能改造案例（表 11-2）

表 11-2 B 轮胎厂节能改造案例

项目范围	全厂压缩空气系统改造
项目类别	方案设计、关键产品供应、工程技术服务
行业概述	目前橡胶轮胎行业尚属于高耗能行业，其在压缩空气的运用上存在一定的不合理性，比如：输出压力偏高、没有按照生产设备的实际用气压力进行分压供气、不合理的大型气缸的应用、用气场合的不当等。橡胶轮胎行业气动节能技术就是用来解决以上问题而被研发与应用的，从而实现橡胶轮胎行业的能耗降低至当前能耗的 20%~40%，为企业降低成本、为国家降低能耗
改造方案	1) 半制品车间喷吹装置的节能改造 2) 成型车间的节能改造 3) 检测中心的节能改造 4) 密炼车间密炼机上顶栓的节能改造 5) 空压机房备用空压机的预留改造
主要硬件投入	1) 压缩机群专家控制器 2) 高效节能上顶栓气缸 3) 增压阀、储气罐、高压鼓风设备等
投资规模	400 万元人民币
开始时间	2008 年 10 月
投用时间	2009 年 4 月
项目效益	每年节省电费约为 456.93 万元人民币

节能效果如图 11-5 所示。2009 年 2 月实施气动节能改造后，平均单耗（单件产品能耗均值）为 4.65，比 2008 年 9 月前平均单耗减少 26.7%，较 2007 年历史数据平均单耗减少 22.6%。

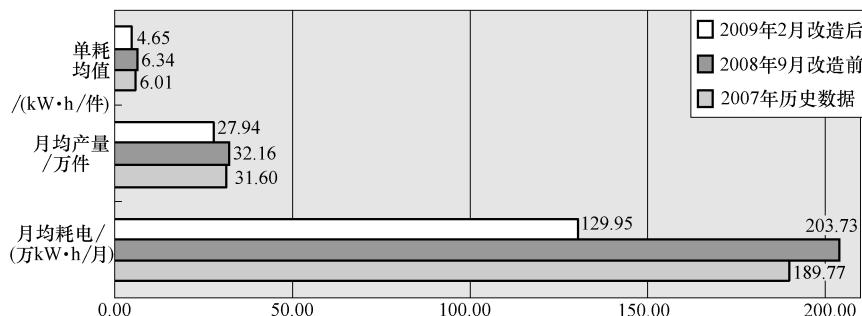


图 11-5 B 轮胎厂节能效果

3. C 轮胎工厂节能改造案例 (表 11-3)

表 11-3 C 轮胎工厂节能改造案例

项目范围	全厂压缩空气系统改造
项目类别	方案设计、关键产品供应、工程技术服务
行业概述	同表 11-2
改造方案	半制品车间、成型车间、检测中心、硫化车间、空压站管网优化设计 成型车间的节能改造 检测中心的节能改造 硫化车间的节能改造
主要硬件投入	主管路溢流调节阀 流量计量检测系统 增压阀、减压阀、储气罐等气动元件
投资规模	200 万元人民币
开始时间	2008 年 9 月
投用时间	2009 年 4 月
项目效益	为客户每年节省电费约为 210.6 万元人民币

节能效果如图 11-6 所示。该轮胎厂改造前每日平均单耗 (单件产品耗能均值)

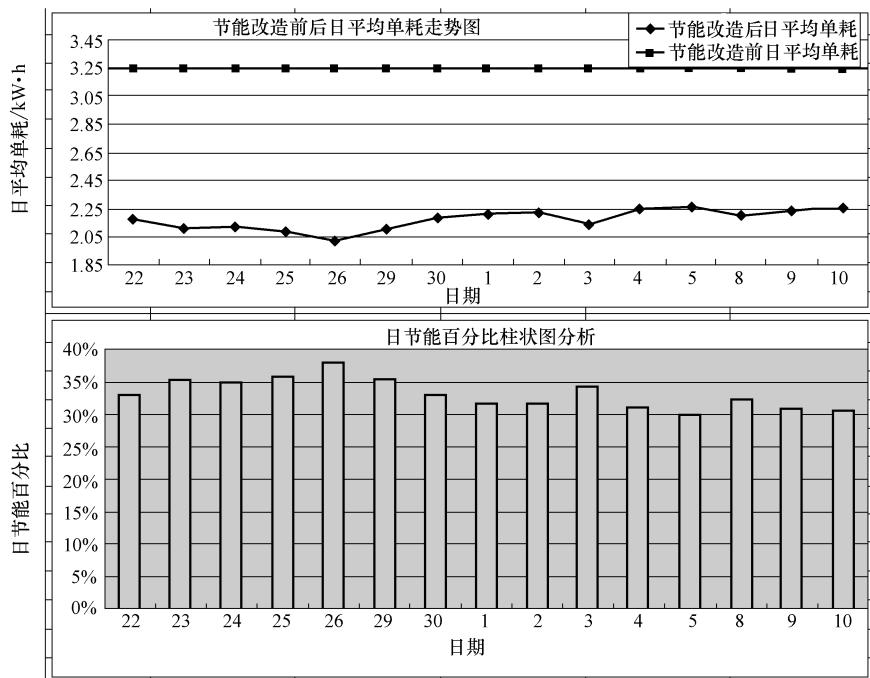


图 11-6 轮胎厂压缩空气系统节能效果

3. 25kW·h, 改造后每日平均单耗 2.17kW·h, 日节能 30%。

11.3 铸造行业节能案例

1. 行业简介与节能应对

当前我国铸造行业中压缩空气系统能源浪费主要表现为泄漏偏大、空压机配置及运行不合理、气力输送系统运行不合理、喷嘴效率低、设备用气存在浪费、现场工人用气成本意识淡薄等。

节能应对的措施如下。

- 1) 泄漏检测。
- 2) 空压机的优化运行, 导入变频控制、采用空压机节能监控系统等。
- 3) 提高喷嘴的喷吹效率。
- 4) 优化现场用气, 排除用气浪费现象。
- 5) 分压供气, 高低压之间溢流控制。

2. D 轮毂制造公司压缩空气节能改造项目一期

节能改造项目一期案例如表 11-4 所示。节能改造项目一期效果如表 11-5 所示。

表 11-4 D 轮毂制造公司压缩空气节能改造项目一期案例

项目范围	全厂压缩空气系统改造				
项目类别	方案设计、关键产品供应、工程技术服务				
行业概述	目前铝合金轮毂制造行业属于高耗能行业, 其在生产过程中, 冷却模具有消耗大量的压缩空气, 且多数冷却压缩空气管路和其他用气设备连通, 造成压缩空气的使用存在一定的不合理性。比如, 输出压力偏高、没有按照生产设备的实际用气压力进行分压供气、不合理的用气结构等。轮毂铸造行业气动节能技术就是用来解决以上问题而被研发与应用的, 从而实现轮毂铸造行业的能耗降低至当前能耗的 20%~50%、为企业降低成本、为国家节约资源				
一期任务目标	实施一期节能后月均单位产量压缩机耗电量比 2009 年 6、7 月平均值降低 12.5%				
一期改造方案	<ol style="list-style-type: none"> 1. 气源、管网、用气设备状态测量和合理性诊断, 对泄漏和不合理用气进行优化 2. 安装空压机群智能控制管理系统, 配备下位机功能控制空压机组输出压力低位稳定, 将空压机的运行功率降到最低 3. 安装空压机变频控制系统, 配合大容量储气罐实时吸收管网用气波动, 让能耗更低 4. 安装主管路精密溢流调节阀, 使铸造设备与其他用气设备分压供气, 提高能源利用率 				
一期主要硬件投入	<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="padding: 2px;">空压机群智能控制管理系统</td></tr> <tr> <td style="padding: 2px;">主管路精密溢流调节阀</td></tr> <tr> <td style="padding: 2px;">空压机变频控制系统</td></tr> <tr> <td style="padding: 2px;">增压阀、减压阀、储气罐等气动元件</td></tr> </table>	空压机群智能控制管理系统	主管路精密溢流调节阀	空压机变频控制系统	增压阀、减压阀、储气罐等气动元件
空压机群智能控制管理系统					
主管路精密溢流调节阀					
空压机变频控制系统					
增压阀、减压阀、储气罐等气动元件					

(续)

一期投资规模	70 万元人民币(整个项目总投资 130 万元人民币)
一期开始时间	2009 年 8 月
一期验收时间	2010 年 4 月
一期项目效益	节能率约为 30% 左右(在产量不断增加的情况下,已经停下 1 台 1#空压机),已超额完成一期节能目标

表 11-5 D 轮毂制造公司节能改造项目一期效果

	改造前	改造后			
	2009 年前 8 个月	2010 年 1 月	2010 年 2 月	2010 年 3 月	2010 年 4 月
合计电量/ (kW·h)	7254035	744416	692788	654187	752810
产品生产量/ t	22044	3439	3175	3407	4204
单耗/ (kW·h/t)	329.1	216.5	218.2	189.4	179.1
节点比	—	34.2%	33.7%	42.5%	45.6%

附录

附录 A 常见单位换算表

附表 A-1 各种压力单位的换算

项目	Pa	bar	at 或 kgf/cm ²	atm	Torr	mmH ₂ O	mmHg	Psi
1Pa 帕	1	0. 00001	0. 00001	0. 00001	0. 0075	0. 10197	0. 0075	0. 00014
1bar 巴	100000	1	1. 01972	0. 9869	750. 062	10. 1972	750. 062	14. 504
1at 工程大气压或 1kgf/cm ² 千克力 每平方厘米	98066. 5	0. 98067	1	0. 9678	735. 6	10. 000	735. 6	14. 22
1atm 标准大气压	101325	1. 01325	1. 033	1	760	10. 332	760	14. 7
1Torr 托	133. 3	0. 00133	0. 00136	0. 00132	1	13. 6	1	0. 01934
1mm H ₂ O 毫米水柱	9. 8067	0. 000098	0. 0001	0. 0000968	0. 07356	1	0. 07356	0. 00142
1mmHg 毫米 汞柱	133. 322	0. 00133	0. 00136	0. 00132	1	13. 5951	1	0. 01934
1Psi 磅/寸 ²	6894. 76	0. 06895	0. 07031	0. 06805	51. 7149	703. 07	51. 7149	1

注：毫米水柱是指4℃状态的水柱高度，毫米汞柱是指0℃状态的汞柱高度。

附表 A-2 各种体积流量单位的换算

米 ³ /秒 m ³ /s	米 ³ /时 m ³ /h	升/分 L/min	升/秒 L/s	英加仑/分 Ukgal/min	美加仑/分 Usgal/min	英尺 ³ /时 ft ³ /h	英尺 ³ /秒 ft ³ /s
1	3600	60×10 ³	1000	13197	15851	1271. 5×10 ²	35. 3165
2. 778×10 ⁻⁴	1	16. 667	0. 2778	3. 6658	4. 4032	35. 315	9. 801×10 ⁻³
1. 667×10 ⁻⁵	0. 06	1	0. 0167	0. 21995	0. 26419	2. 119	5. 887×10 ⁻⁴
0. 001	3. 6	60	1	13. 197	15. 8514	127. 14	3. 532×10 ⁻²
7. 5775×10 ⁻⁵	0. 27279	1. 5465	7. 5775×10 ⁻²	1	1. 2011	9. 6342	2. 676×10 ⁻³
6. 304×10 ⁻⁵	0. 2271	3. 7824	6. 304×10 ⁻²	0. 8325	1	8. 0208	0. 228×10 ⁻³
7. 865×10 ⁻⁶	2. 832×10 ⁻²	0. 4719	7. 865×10 ⁻³	0. 1038	0. 1247	1	2. 778×10 ⁻⁴
2. 832×10 ⁻²	101. 935	1698. 918	28. 3153	373. 627	448. 833	3600	1

附表 A-3 各种功率单位的换算

瓦(牛·米/秒) (焦耳/秒) W	千瓦 kW	尔格/秒 erg/s	千克力·米/秒 kgf·m/s	英制马力 hp	工制马力 PS	磅力·英尺/秒 bf·ft/s	千卡/秒 kcal/s
1	0.001	10 ⁷	0.102	0.00134	0.00136	0.737	0.000238
1000	1	10 ⁻¹⁰	102	1.34	1.36	737	0.238
10 ⁻⁷	10 ⁻¹⁰	1	0.102×10 ⁻⁷	0.134×10 ⁻⁹	0.136×10 ⁻⁹	737×10 ⁻¹⁰	0.238×10 ⁻¹⁰
9.807	9.81×10 ⁻³	9.807×10 ⁷	1	0.0131	0.01333	7.233	0.00243
746	0.746	7.46×10 ⁹	76	1	1.014	550	0.178
735	0.735	7.35×10 ⁹	75	0.987	1	541	0.175
1.356	1.36×10 ⁻³	1.36×10 ⁷	0.138	0.00182	0.00184	1	0.000324
4200	4.2	4.2×10 ¹⁰	427	5.61	5.7	3090	1

附录 B 各种能耗指标的换算

1. 耗电量和压缩空气量之间的换算：

$$Q_d = \frac{V_{\text{air}} \alpha}{60}$$

$$V_{\text{air}} = \frac{60 Q_d}{\alpha}$$

2. 耗电量和其他能量指标之间的换算：

$$Q = Q_d \beta$$

$$V_{\text{oil}} = Q_d \gamma$$

$$m_{\text{co}_2} = Q_d \lambda$$

式中 Q_d ——耗电量 (kW·h)；

V_{air} ——压缩空气量 (m^3)；

Q ——热量 (MJ)；

m_{co_2} —— CO_2 排出量 (kg)；

V_{oil} ——原油量 (kL)；

α ——电气比 [$\text{kW}/(\text{m}^3/\text{min}) (\text{ANR})$]；

β ——能量换算系数 (9.83MJ/kW·h)；

γ ——原油换算系数 (kL/kW·h)；

λ —— CO_2 换算系数 (kg/kW·h)；

附录 C 国际管道型号及尺寸参数

附表 C-1 国际管道型号及尺寸参数

管道公称直径/mm	外径×壁厚/mm×mm	实际管道内径/mm
15	21.25×2.75	15.75
	18×2.5	13.00
	18×3	12.00
20	26.75×2.75	21.25
	25×2.5	20.00
	25×3	19.00
25	33.5×3.25	27.00
	32×2.5	27.00
	32×3.5	25.00
32	42.25×3.25	35.75
	38×2.5	33.00
	38×3.5	31.00
40	48×3.5	41.00
	45×3	39.00
	45×3.5	38.00
50	60×3.5	53.00
	57×3.5	50.00
	57×4	49.00
70	75.5×3.75	68.00
	76×4	68.00
	76×6	64.00
80	88.5×4	80.50
	89×4	81.00
	89×6	77.00
100	114×4	106.00
	108×4	100.00
	108×6	96.00
125	140×4.5	131.00
	133×4	125.00
	133×6	121.00

(续)

管道公称直径/mm	外径×壁厚/mm×mm	实际管道内径/mm
150	165×4.5	156.00
	159×4.5	150.00
	159×6	147.00

附录 D 管道的流通能力

1. 流通能力 C_V 值 被测管路两端的压差 $\Delta p_0 = 1 \text{ lbf/in}^2$ ($1 \text{ lbf/in}^2 = 6.89 \text{ kPa}$)，温度为 60°F (15.5°C) 的水，通过元件的流量为 q_V ，单位为 $\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}$ ($1 \text{ US}_{\text{gal}}/\text{min} = 3.785 \text{ L/min}$)，则流通能力 C_V 值为：

$$C_V = q_V \sqrt{\frac{\rho \Delta p_0}{\rho_0 \Delta p}}$$

式中 C_V ——流通能力 ($\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}$)；

q_V ——实测水的流量 ($\text{US}_{\text{gal}}/\text{min}$)；

ρ ——实测水的密度 (g/cm^3)；

ρ_0 —— 60°F 下水的密度 ($\rho_0 = 1 \text{ g/cm}^3$)；

Δp ——被测管路上、下游的压力差 (lbf/in^2) ($\Delta p = p_1 - p_2$)。

2. 流通能力 K_V 值 被测管路两端的压差 $\Delta p_0 = 0.1 \text{ MPa}$ ，流体密度 $\rho_0 = 1 \text{ g/cm}^3$ 时，通过管路的流量为 $q_V (\text{m}^3/\text{h})$ ，则流通能力 K_V 值为：

$$K_V = q_V \sqrt{\frac{\rho \Delta p_0}{\rho_0 \Delta p}}$$

式中 K_V ——流通能力 (m^3/h)；

ρ ——实测流体的密度 (g/cm^3)；

Δp ——被测管路上、下游的压力差 (MPa) ($\Delta p = p_1 - p_2$)。

附录 E 流量公式及换算

1. 标准状态下的体积流量

$$q_a = 0.248 S \sqrt{p_2 \Delta p} \sqrt{\frac{273}{T_1}} \quad 1 \geq \frac{p_2}{p_1} > 0.528$$

$$q_a = 0.124 S p_1 \sqrt{\frac{273}{T_1}} \quad \frac{p_2}{p_1} \leq 0.528$$

2. 基准状态下的体积流量

$$q_a = 0.227S\sqrt{p_2 \Delta p} \sqrt{\frac{273}{T_1}} \quad 1 \geq \frac{p_2}{p_1} > 0.528$$

$$q_a = 0.112Sp_1 \sqrt{\frac{273}{T_1}} \quad \frac{p_2}{p_1} \leq 0.528$$

式中 q_a ——体积流量 (L/min)；

p_2 ——气动元件下游管道内的绝对压力 (kPa)；

p_1 ——气动元件上游管道内的绝对压力 (kPa)；

Δp ——上下游的压力差 (kPa)；

S ——有效截面积 (mm^2)；

T_1 ——气动元件上游管道内的温度 (K)

附表 F 流经小孔的压缩空气质量

附表 F-1 流经小孔的空气流量 (出口处 0.1MPa (绝压)、
20℃的大气压力下的自由空气流量)

孔口前 表压力		小孔直径/mm											
MPa	PSI	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.5	2.0	2.5
0.10	15	0.74	1.67	2.97	4.65	6.69	9.11	11.90	15.06	18.59	41.83	74.37	116.20
0.15	22	0.93	2.09	3.71	5.80	8.36	11.37	14.85	18.80	23.21	52.22	92.84	145.07
0.20	29	1.11	2.50	4.45	6.96	10.02	13.64	17.81	22.54	27.83	62.62	111.32	173.93
0.25	36	1.30	2.92	5.19	8.11	11.68	15.90	20.77	26.28	32.45	73.01	129.79	202.79
0.30	44	1.48	3.34	5.93	9.27	13.34	18.16	23.72	30.02	37.07	83.40	148.26	231.66
0.35	51	1.67	3.75	6.67	10.42	15.01	20.42	26.68	33.76	41.68	93.79	166.73	260.52
0.40	58	1.85	4.17	7.41	11.58	16.67	22.69	29.63	37.50	46.30	104.18	185.21	289.38
0.45	65	2.04	4.58	8.15	12.73	18.33	24.95	32.59	41.24	50.92	114.57	203.68	318.25
0.50	73	2.22	5.00	8.89	13.88	19.99	27.21	35.54	44.99	55.54	124.96	222.15	347.11
0.55	80	2.41	5.41	9.62	15.04	21.66	29.48	38.50	48.73	60.16	135.35	240.62	375.98
0.60	87	2.59	5.83	10.36	16.19	23.32	31.74	41.46	52.47	64.77	145.74	259.10	404.84
0.65	94	2.78	6.25	11.10	17.35	24.98	34.00	44.41	56.21	69.39	156.13	277.57	433.70
0.70	102	2.96	6.66	11.84	18.50	26.64	36.27	47.37	59.95	74.01	166.52	296.04	462.57
0.75	109	3.15	7.08	12.58	19.66	28.31	38.3	50.32	63.69	78.63	176.91	314.51	491.43
0.80	116	3.33	7.49	13.32	20.81	29.97	40.79	53.28	67.43	83.25	187.31	332.99	520.29
0.85	123	3.51	7.91	14.06	21.97	31.63	43.05	56.23	71.17	87.86	197.70	351.46	549.16

(续)

孔口前 表压力		小孔直径/mm											
		0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.5	2.0	2.5
MPa	PSI	L/min											
0.90	131	3.70	8.32	14.80	23.12	33.29	45.32	59.19	74.91	92.48	208.09	369.93	578.02
0.95	138	3.88	8.74	15.54	24.28	34.96	47.58	62.14	78.65	97.10	218.48	388.41	606.88
1.00	145	4.07	9.15	16.28	25.43	36.62	49.84	65.10	82.39	101.72	228.87	406.88	635.75
1.10	160	4.44	9.99	17.75	27.74	39.94	54.37	71.01	89.87	110.96	249.65	443.82	693.47
1.20	174	4.81	10.82	19.23	30.05	43.27	58.89	76.92	97.36	120.19	270.43	480.77	751.20
孔口前 表压力		小孔直径/mm											
		3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	5.5	6.0	6.5	7.0	7.5	8.0	8.5
MPa	PSI	m ³ /min											
0.10	15	0.167	0.228	0.297	0.377	0.465	0.562	0.669	0.786	0.911	1.05	1.19	1.34
0.15	22	0.209	0.284	0.371	0.470	0.580	0.702	0.836	0.981	1.14	1.31	1.49	1.68
0.20	29	0.250	0.341	0.445	0.564	0.696	0.842	1.00	1.18	1.36	1.57	1.78	2.01
0.25	36	0.292	0.397	0.519	0.657	0.811	0.982	1.17	1.37	1.59	1.83	2.08	2.34
0.30	44	0.334	0.454	0.593	0.751	0.927	1.12	1.33	1.57	1.82	2.08	2.37	2.68
0.35	51	0.375	0.511	0.667	0.844	1.04	1.26	1.50	1.76	2.04	2.34	2.67	3.01
0.40	58	0.417	0.567	0.741	0.938	1.16	1.40	1.67	1.96	2.27	2.60	2.96	3.35
0.45	65	0.458	0.624	0.815	1.03	1.27	1.54	1.83	2.15	2.50	2.86	3.26	3.68
0.50	73	0.500	0.680	0.889	1.12	1.39	1.68	2.00	2.35	2.75	3.12	3.55	4.01
0.55	80	0.541	0.737	0.962	1.22	1.50	1.82	2.17	2.54	2.95	3.38	3.85	4.35
0.60	87	0.583	0.793	1.04	1.31	1.62	1.96	2.33	2.74	3.17	3.64	4.15	4.68
0.65	94	0.625	0.850	1.11	1.41	1.73	2.10	2.50	2.93	3.40	3.90	4.44	5.01
0.70	102	0.666	0.907	1.18	1.50	1.85	2.24	2.66	3.13	3.63	4.16	4.74	5.35
0.75	109	0.708	0.963	1.26	1.59	1.97	2.38	2.83	3.32	3.85	4.42	5.03	5.68
0.80	116	0.749	1.02	1.33	1.69	2.08	2.52	3.00	3.52	4.08	4.68	5.33	6.01
0.85	123	0.791	1.08	1.41	1.78	2.20	2.66	3.16	3.71	4.31	4.94	5.62	6.35
0.90	131	0.832	1.13	1.48	1.87	2.31	2.80	3.3	3.91	4.53	5.20	5.92	6.68
0.95	138	0.874	1.19	1.55	1.97	2.43	2.94	3.50	4.10	4.76	5.46	6.21	7.02
1.00	145	0.915	1.25	1.63	2.06	2.54	3.08	3.66	4.30	4.98	5.72	6.51	7.35
1.10	160	0.999	1.36	1.78	2.25	2.77	3.36	3.99	4.69	5.44	6.24	7.10	8.02
1.20	174	1.08	1.47	1.92	2.43	3.00	3.64	4.33	5.08	5.89	6.76	7.69	8.68

附录 G 排水量计算

单位体积空气的排水量计算如下：

$$m = \varphi \rho_b - \frac{p_1 T_2}{p_2 T_1} \rho'_b$$

式中 m ——单位体积空气的排水量 (g/m^3)；

φ ——进口空气的相对湿度；

ρ_b ——与进口空气温度对应的饱和水蒸气密度 (g/m^3)；

p_1 ——进口空气绝对压力 (MPa)；

p_2 ——被压缩空气的压力 (MPa)；

T_1 ——进口空气温度 (K)；

T_2 ——压缩空气温度 (K)；

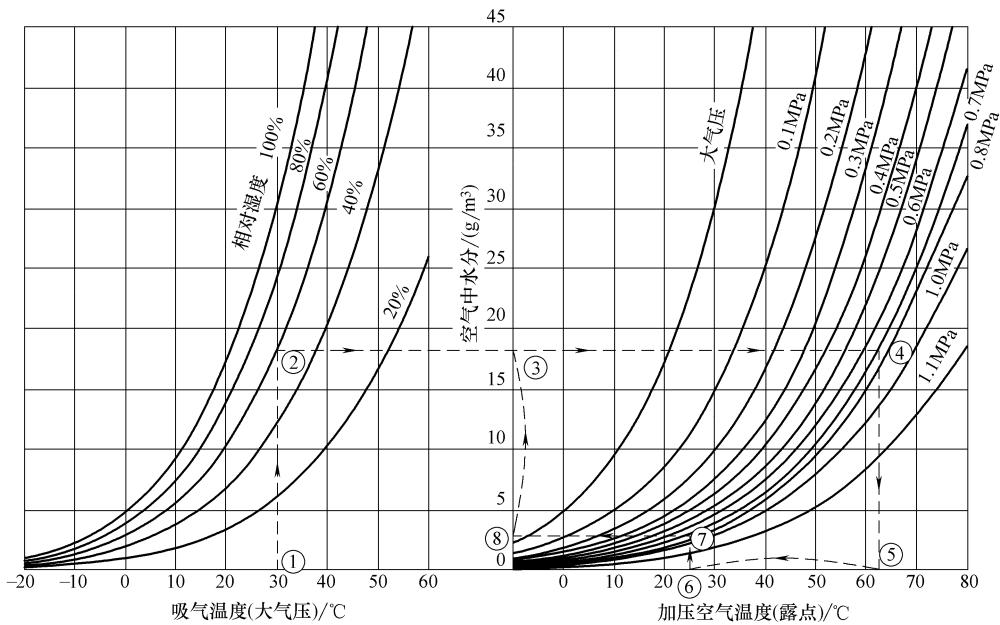
ρ'_b ——与压缩空气温度对应的饱和水蒸气密度 (g/m^3)

ρ_b , ρ'_b 可由附表 G-1 根据温度查得。

附表 G-1 饱和湿空气表 (在 101.32kPa 下)

温 度 ℃	饱和水蒸 气密度/ $\rho_b/(\text{g}/\text{m}^3)$	饱和水蒸 气分压力/ (p_b/kPa)									
-60	0.019	0.0011	-20	1.07	0.102	11	10.00	1.310	32	33.77	4.751
-58	0.024	0.0014	-18	1.26	0.125	12	10.65	1.400	33	35.60	5.025
-56	0.030	0.0018	-16	1.48	0.151	13	11.33	1.495	34	37.54	5.314
-54	0.038	0.0024	-14	1.73	0.181	14	12.06	1.595	35	37.55	5.617
-52	0.049	0.0031	-12	2.02	0.218	15	12.81	1.702	36	41.65	5.936
-50	0.060	0.0039	-10	2.25	0.260	16	13.61	1.813	37	43.87	6.270
-48	0.075	0.0050	-8	2.73	0.310	17	14.46	1.936	38	46.15	6.619
-46	0.093	0.0064	-6	3.16	0.369	18	15.36	2.060	39	48.54	6.985
-44	0.114	0.0081	-4	3.66	0.437	19	16.29	2.193	40	51.05	7.371
-42	0.141	0.0102	-2	4.22	0.517	20	17.28	2.334	45	65.28	9.576
-40	0.172	0.0129	0	4.845	0.610	21	18.31	2.484	50	82.77	12.33
-38	0.210	0.0161	1	5.190	0.656	22	19.41	2.640	55	103.9	15.73
-36	0.255	0.0201	2	5.555	0.705	23	20.55	2.806	60	129.6	19.91
-34	0.309	0.0249	3	5.944	0.757	24	21.76	2.980	65	160.3	24.98
-32	0.373	0.0309	4	6.356	0.812	25	23.02	3.163	70	196.8	31.13
-30	0.448	0.0381	5	6.793	0.871	26	24.34	3.357	75	239.9	38.51
-28	0.536	0.0468	6	7.255	0.934	27	25.73	3.561	80	290.6	47.32
-26	0.640	0.0573	7	7.745	1.001	28	27.19	3.776	85	349.8	57.75
-24	0.761	0.0701	8	8.263	1.071	29	28.73	4.000	90	418.3	70.04
-22	0.903	0.0853	9	8.811	1.147	30	30.32	4.239	95	497.5	84.44
			10	9.390	1.226	31	32.01	4.488	100	588.7	101.23

上述计算也可根据图线来进行，见附图 G-1。



附图 G-1 计算冷凝水量用图

例：温度 30°C、相对湿度 60% 的湿空气，压缩至 0.7MPa，并冷却至 25°C，沿图中 ①→②→③→④→⑤，可知压力露点为 62°C。再沿 ⑥→⑦→⑧→③，可知冷凝水量为 15.7g/m³。若空压机吸入流量为 3m³/min，则空压机工作一小时冷凝出的水量为 15.7×3×60g/h=282g/h。

附录 H 固定容器的充气特性和放气特性

本附录中符号意义如下：

V ——固定容器的体积 (m³)；

p_{10} ——放气时的初始压力 (MPa)；

T_{10} ——放气时的初始温度 (K)；

R ——气体常数，对空气， $R=287\text{N}\cdot\text{m}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ ；

p_1 ——放气时的瞬时压力 (MPa)；

T_1 ——放气时的瞬时温度 (K)；

S ——气动元件或回路的等效截面积 (m²)；

b ——气动元件或回路的临界压力比；

κ ——等熵指数，对于空气， $\kappa=1.4$ ；

n ——多变指数，等温充气 $n=1.0$ ；

p_{20} ——充气时的初始压力 (MPa)；

p_2 ——充气时的瞬时压力 (MPa)。

1. 定容积绝热放气

当 $p_2/p_1 \leq b$ 时为声速放气，当容器内的压力由初始压力 p_{10} 降到 p_1 时所需的放

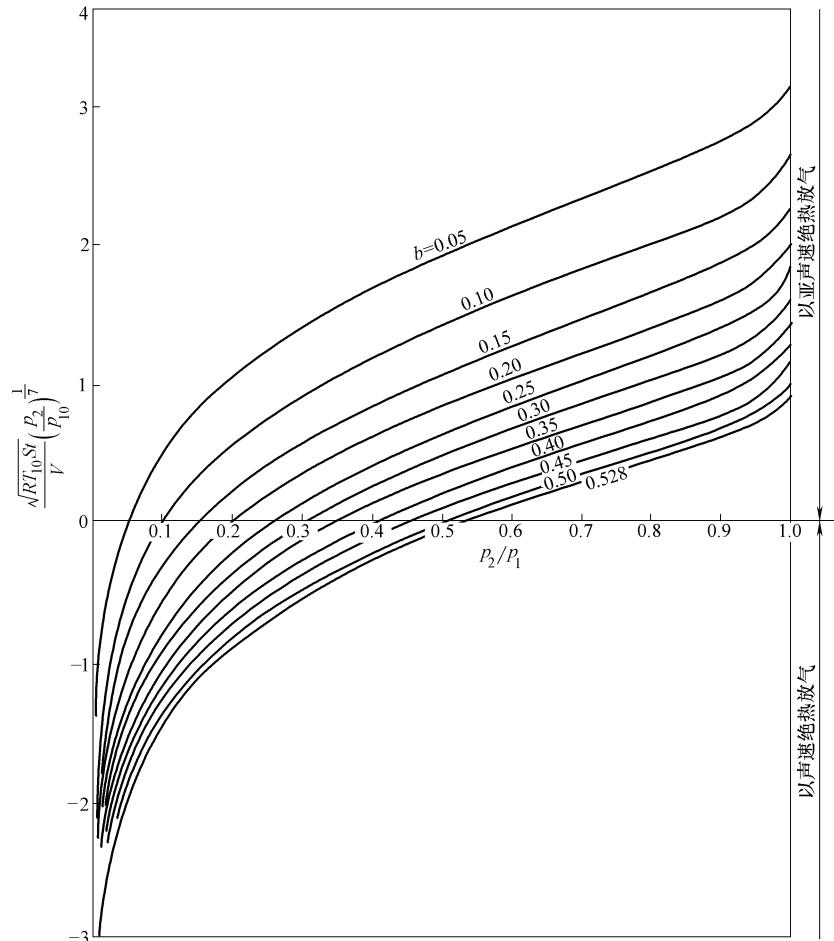
气时间为：

$$t = 7.3016 \frac{V}{S\sqrt{RT_{10}}} \left[\left(\frac{p_{10}}{p_1} \right)^{1/7} - 1 \right]$$

当 $p_2/p_1 > b$ 时为亚声速放气，当容器内的压力由初始压力 p_{10} 降到 p_1 时所需的放气时间为：

$$t = \frac{1.4603 V (1-b)}{\kappa S \sqrt{RT_{10}}} \left(\frac{p_{10}}{p_2} \right)^{1/7} \int_{p_2/p_{10}}^{p_2/p_1} \frac{\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-\frac{6}{7}} d\left(\frac{p_2}{p_1} \right)}{\sqrt{\left(1 - \frac{p_2}{p_1} \right) \left(1 - 2b + \frac{p_2}{p_1} \right)}}$$

定容积绝热放气的特性曲线如附图 H-1 所示。



附图 H-1 定容积绝热放气的特性曲线

2. 等温放气

当 $p_2/p_1 \leq b$ 时为声速放气，当容器内的压力由初始压力 p_{10} 降到 p_1 时所需的放气时间为：

$$t = 1.4603 \frac{V}{S\sqrt{RT_{10}}} \left(\ln \frac{p_2}{p_1} - \ln \frac{p_2}{p_{10}} \right)$$

当 $p_2/p_1 > b$ 时为亚声速放气，当容器内的压力由初始压力 p_{10} 降到 p_1 时所需的放气时间为：

当 $b = 0.528$ 时

$$t = 2.913 \frac{V}{S\sqrt{RT_{10}}} \left[\arcsin \left(1.1186 - 0.1186 \frac{p_{10}}{p_2} \right) - \arcsin \left(1.1186 - 0.1186 \frac{p_1}{p_2} \right) \right]$$

当 $b = 0.5$ 时

$$t = \frac{1.4603V}{S\sqrt{RT_{10}}} \left(\sqrt{\frac{p_{10}}{p_2}} - 1 - \sqrt{\frac{p_1}{p_2}} - 1 \right)$$

当 $b < 0.5$ 时

$$t = \frac{1.4603V(1-b)}{S\sqrt{1-2b}\sqrt{RT_{10}}} \left[\ln \left(\sqrt{\frac{\left(1-\frac{p_2}{p_{10}}\right)\left(1-2b+\frac{p_2}{p_{10}}\right)}{p_2/p_{10}}} \right) - \ln \left(\sqrt{\frac{\left(1-\frac{p_2}{p_1}\right)\left(1-2b+\frac{p_2}{p_1}\right)}{p_2/p_1}} \right) \right]$$

公式参数含义见 1。

定容积等温放气的特性曲线如附图 H-2 所示。

3. 绝热充气

当 $p_2/p_1 \leq b$ 时为声速充气，当 p_{20} 充至 p_2 时所需的充气时间：

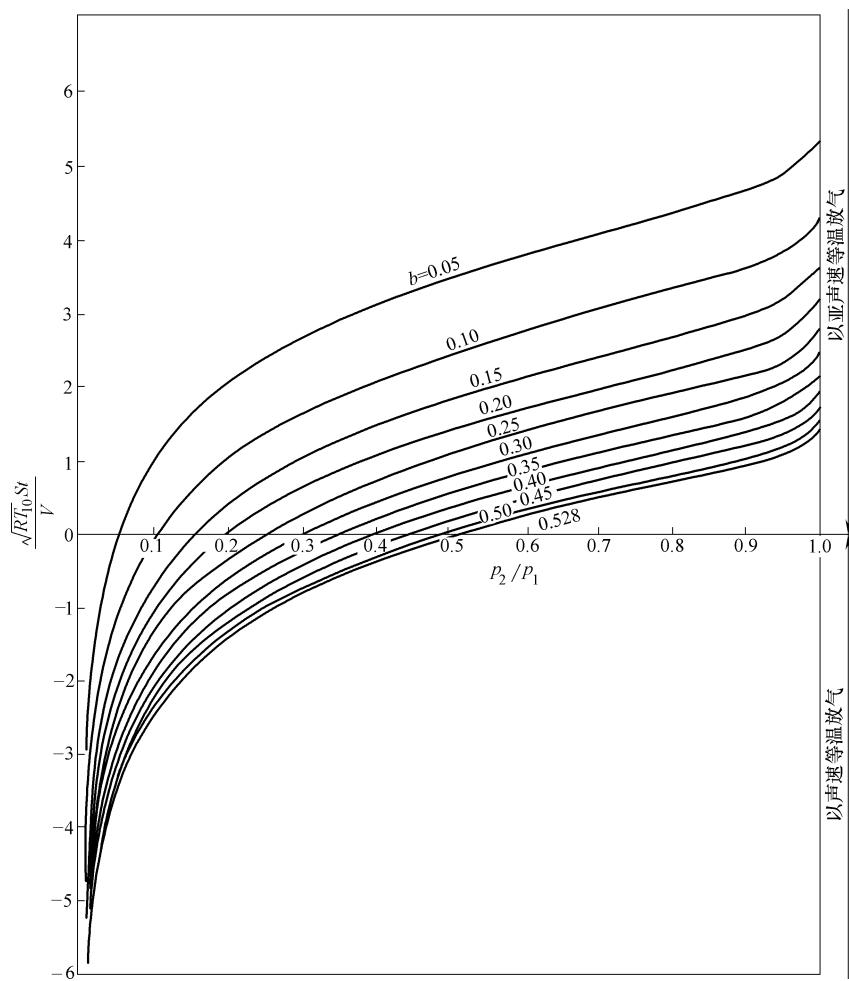
$$t = 1.4603 \frac{V}{\kappa S\sqrt{RT_1}} \left(\frac{p_2}{p_1} - \frac{p_{20}}{p_1} \right)$$

当 $p_2/p_1 > b$ 时为亚声速充气，当由 p_{20} 充至 p_2 时所需的充气时间：

$$t = \frac{1.4603V(1-b)}{\kappa S\sqrt{RT_1}} \left[\arcsin \left(\frac{p_2/p_1 - b}{1-b} \right) - \arcsin \left(\frac{p_{20}/p_1 - b}{1-b} \right) \right]$$

公式参数含义见 1。

定容积充气的特性曲线如附图 H-3 所示。



附图 H-2 定容积等温放气的特性曲线

4. 等温充气

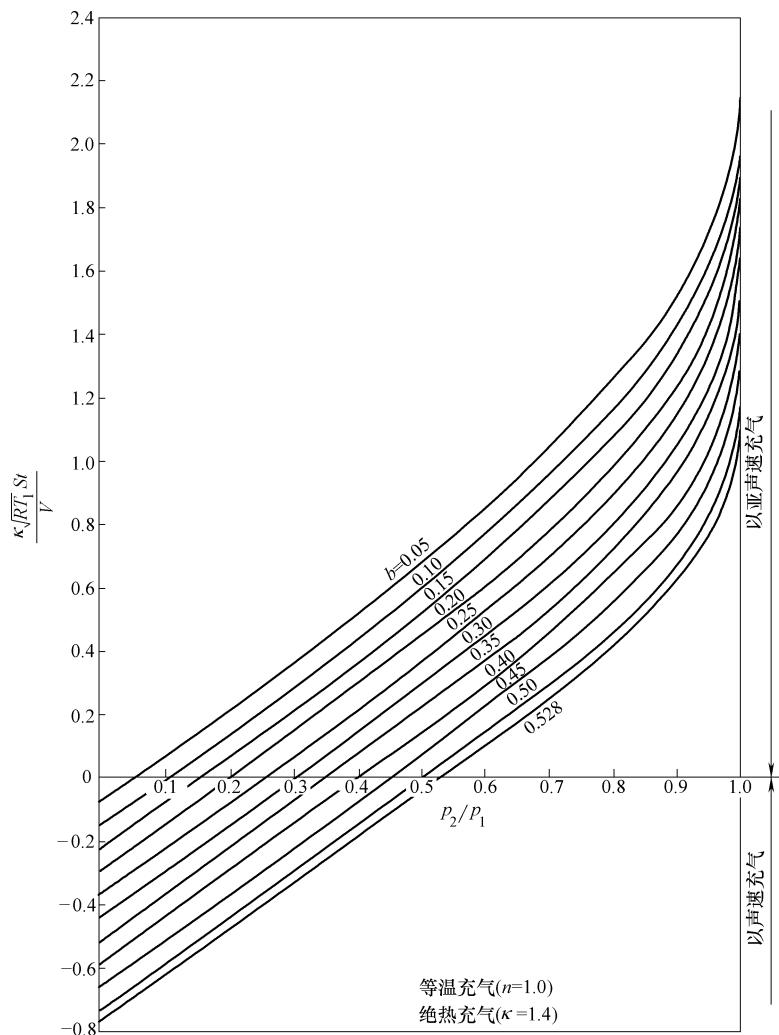
当 $p_2/p_1 \leq b$ 时为声速充气，当由 p_{20} 充至 p_2 时所需的充气时间为：

$$t = \frac{1.4603V}{S\sqrt{RT_1}} \left(\frac{p_2}{p_1} - \frac{p_{20}}{p_1} \right)$$

当 $p_2/p_1 > b$ 时为亚声速充气，当由 p_{20} 充至 p_2 时所需的充气时间为：

$$t = \frac{1.4603V(1-b)}{S\sqrt{RT_1}} \left[\arcsin\left(\frac{p_2/p_1 - b}{1-b}\right) - \arcsin\left(\frac{p_{20}/p_1 - b}{1-b}\right) \right]$$

定容积充气的特性曲线如附图 H-3 所示。



附图 H-3 定容积充气的特性曲线

参 考 文 献

- [1] 蔡茂林. 压缩空气泄漏损失及对策 [J]. 中国设备工程, 2009 (4).
- [2] 胡建恺, 张谦琳. 超声波检测原理和方法 [M]. 合肥: 中国科学技术大学出版社, 1993.
- [3] 肖祥正. 泄漏检测方法与应用 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2009.
- [4] 黄亮, 孙浩, 蔡茂林. 基于基准流量的气体泄漏测量方法 [J]. 液压与气动, 2008 (10): 73-75.
- [5] 秦宏波, 胡寿根, 闵圣恺. 压缩空气系统泄漏量测定方法及控制技术研究 [J]. 流体机械, 2006, 34 (10): 41-44.

本书主要内容：

压缩空气能耗及其成本
空压机房的节能
空压机群的节能
压缩空气的净化处理
供气管路节能
泄漏检测及防治
喷嘴的节能
控制回路的节能
工厂的监测计量管理
节能改造项目的实施
节能案例



机械工业出版社微信公众号



机械工业出版社科普平台
科技有的聊



机械工业出版社制造业资讯
制造业那些事儿

上架指导 工业技术 / 液压启动

ISBN 978-7-111-59706-3

策划编辑◎张秀恩 / 封面设计◎陈沛

ISBN 978-7-111-59706-3



定价：69.00元