



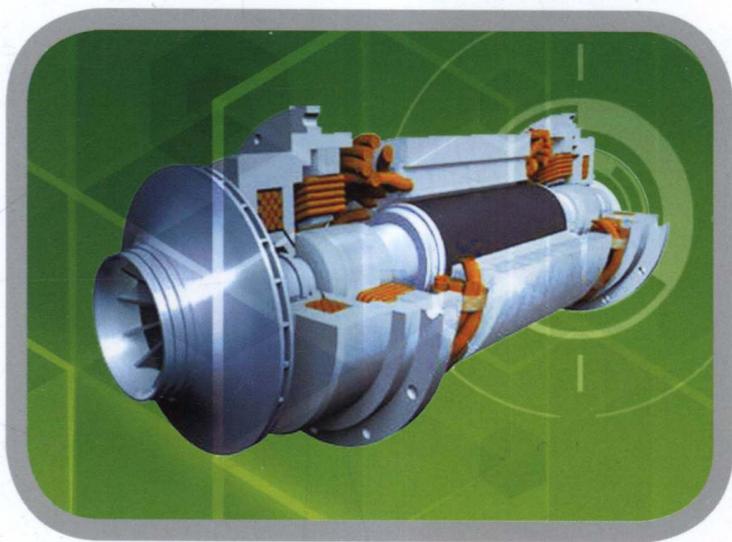
从校园到职场

离心压缩机

入门与精通

主 编 钟 浩

副主编 孙忠良 印明洋 石雪松



机械工业出版社
CHINA MACHINE PRESS



从校园到职场

离心压缩机入门与精通

主 编 钟 浩

副主编 孙忠良 印明洋 石雪松



机械工业出版社

本书是针对大学生初入职场进入专业化工作的入门与精通图书，是《校园到职场》丛书的一本。本书从离心压缩机的级、叶轮、固定元件、中间冷却等几个方面，介绍了离心压缩机的基本工作原理和结构；给出了离心压缩机各种损失及轴向推力的计算方法；以例题的形式阐述了离心压缩机的设计计算步骤及各种系数的选取原则；并以实践经验讨论了离心压缩机性能试验与换算的基本准则；最后以附录的方式列出了空分设备用的离心压缩机的典型结构和氧气压缩机的计算标准。

本书供风机、压缩机行业的技术人员及院校相关专业师生参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

离心压缩机入门与精通/钟浩主编. —北京: 机械工业出版社, 2014. 9
(从校园到职场)

ISBN 978-7-111-48106-5

I. ①离… II. ①钟… III. ①离心式压缩机 IV. ①TH452

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (2014) 第 224483 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: 沈红 责任编辑: 沈红 杨茜

版式设计: 霍永明 责任校对: 张薇

封面设计: 路恩中 责任印制: 乔宇

山东鸿杰印务集团有限公司印刷

2015 年 1 月第 1 版第 1 次印刷

169mm × 239mm · 11.25 印张 · 223 千字

0 001—3000 册

标准书号: ISBN 978-7-111-48106-5

定价: 39.00 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

社服务中心: (010)88361066

教材网: <http://www.cmpedu.com>

销售一部: (010)68326294

机工官网: <http://www.cmpbook.com>

销售二部: (010)88379649

机工官博: <http://weibo.com/cmp1952>

读者购书热线: (010)88379203

封面防伪标均为盗版

前 言

离心压缩机广泛应用于冶金、化工、气体工业、石油工业、石化工业、煤气输送、氧气及天然气输送、实验研究等各个领域。

本书介绍了离心压缩机的基本原理和离心压缩机级的基本结构。通过具体的例题说明级内各个元件的损失，通流部分主要几何参数对性能的影响；分析比较了不同形式叶轮的特点及应用；介绍了离心压缩机的设计原理，压缩机的气体冷却器、模型研究和实际机器的试验；压缩机性能试验方法等。

本书可作为大专院校有关专业教材和教学参考书，也可供从事离心压缩机设计、试验研究及使用单位的工程技术人员入门与精通提供参考。

本书由钟浩任主编，孙忠良、印明洋、石雪松任副主编，徐常武先生审定并做了全书的整理工作。

本书如有不妥之处，敬请批评指正。

作 者
2014. 4

寄语刚参加工作的大学毕业生

当你大学毕业后，无论是在工厂、企业、公司、事业单位从事何种工作，都将发生角色转变，将从一名学生变成一名工程师、设计师、规划师、经济师，等等。可大多数大学生刚毕业时，还不能马上树立比较正确的人生目标，缺少生活经验、工作技能。为了帮助各位学子能尽快转变角色，少走弯路，尽快成为企事业单位的骨干、社会的栋梁，机械工业出版社组织编写出版了“从校园到职场”系列丛书，以“学校送一程、企业接一程”的理念，架起从校园到职场的桥梁。

1. 从学生到工程师的心理转变

学生，从小学到大学毕业，经过了16年的历程，已经有了一定的生活经历、生活观念与价值标准。学生成功与否的标准就是看考试成绩，生活的主体就是读书。人与人的关系是靠纯洁的友谊与真理的对错，人和人都是平等的，信念是理想的。但是，参加工作后，理想会有很多与现实不太吻合的东西。首先，判断一个人的成功，不再仅是考试成绩了，不是光靠用功读书就能成功的。工作后，完整地干好领导交给你的事情：修理好一台机器、设计好一个产品、组织一个活动、写一个工作方案等，你的工作结果是否符合实际要求、是否令同事与领导满意，就是一个判断标准了。

工作成功的标准，就是要把交给你的工作先是干完，然后是干好，之后是干精，最后是干出特色与创新。这样，才能逐渐适应工作、熟悉环境、赢得同事与领导的信任，承认你的工作能力，从而把更为复杂、重要的任务交给你，从而得到更多的锻炼，得到重用与提升。所以，进入社会后，首先要降低身份，以平等的地位同一切人交往，向周围的同事、工作人员、领导学习。要做到四勤：手勤、腿勤、嘴勤、脑勤。要做一个为人随和的人、积极向上的人、工作踏实的人。这样你就可以更快、更好地赢得尊重，获得成功。

2. 从学生到工程师的能力转变

一个大学毕业生到了工作岗位，首先要学习基本的技能、知识，熟悉环境、熟悉单位的工作流程，逐渐掌握基本技能。当你能够处理一个环节、一个工序或工艺中的问题，维护生产的正常运行时，你就成为一名初级工程技术人员了；当你能够独立主持一件小产品的开发或大型产品里一个部件的开发工作，能把产品设计并制造出来，达到合格的技术要求后，你就是一名工程师了；当你要考虑如何把产品做好、如何把产品做精、如何把产品做出创新时，你就逐渐成为工程师中的高手了；当你可以主持一个大型产品的研发时，你就具有高级工程师的水平了；再继续发展，当你具有把握企业技术发展方向、具有组织大型产品的研发能力时，就是总工

工程师的水平了。当然，还需要有足够的经历、资历与机会。一名大学生的技术水平就是这样逐渐提高的。

3. 从学生到工程师的专业知识积累

关于专业的问题，一个大学毕业生，是有一个专业特长的，如机械类、电气类、计算机、管理类，等等。在企业，首先要延伸学习你自己的专业知识，在学校所学仅仅是其皮毛而已，其次要注意学习其他专业的知识。因为，到工作岗位后，领导交给你的任务可能是多个专业交叉的问题，不一定是你很熟悉的内容，企业也更需要能为企业提供全面解决方案的综合型人才。此时就要自己学习了，找到有关的书籍，先学习基础理论，再通过网络学习、杂志学习、参观学习较新的知识，了解有关的知识与技能，你就可以获得更宽广的专业知识。此时要有信心，因为学过一个专业后，再学另一个专业，是比较容易的。再者，大学只有四年，工作可能要有四十年，补充新知识是必然的，学习新知识是工作后经常要做的事。

4. 从学生到工程师的成长建议

判断与取舍：如果做一件事情是自己不擅长的，肯定做不好。只有放弃不适合的，才能在自己更适合的领域内投入做自己更擅长的事业。无法判断该放弃什么人，也无法判断该干什么。让鸭子学短跑，让兔子学游泳，即使练一辈子，也难以有好的结果。一个技术问题也一样，如果不具有可行性，那就要放弃。对任何一件事，要预估其最好和最坏的程度，如果最坏的结果也能承受，就可以去干了。

主动与闯劲：性格决定命运，主动的人比被动的人会有更多机会。要有主动精神与百折不挠的劲头、有闯出新天地的勇气，才有成功的可能。被动、胆小是成功的大敌。

水平与脾气：真正的高手是很谦虚的，因为他知道还有更多的未知。不必要的脾气在与人沟通时会设置障碍，失去获得知识、提高自己的机会。

继承与创新：科技中继承是大多数，创新是一点点，所以先要学会继承并掌握，才能在其基础上提出改进、有所创新。创造条件是创新的基础，只有达到某种条件后，可能才会出现，第一个发现机会并克服困难而成功实践的人，才是真正的高手。

坚持与规划：做事要坐得住，凡是心中长草到处乱跑的人，难以干好一件事情。做人要有规划，做事要有计划。要有近期规划和长远规划，否则极容易随波逐流，人生的志向和成功的希望也就消失在烦琐的日常生活中了。

最后，希望各位学子能尽快适应新的工作岗位，事业顺利，找到自己的发展空间。做人低调，做事认真，忍得住寂寞，受得了批评。还要记住：对于不断追求进步的人，学习是终生的任务和义务。在充满未知与新奇、平淡与辉煌、快乐与痛苦、成功与失败的人生道路上永远向前！向前！当我们年迈时，回首曾经的岁月，不一定有多大的成功，但我们可以说：“我认真努力过了，我不后悔。”这就足够了。

目 录

前言

寄语刚参加工作的大学毕业生

第 1 章 离心压缩机简图及基本工作原理	1
1.1 离心压缩机基本工作原理	1
1.2 压缩机级的典型结构型式	2
第 2 章 离心压缩机级的基本工作情况	4
2.1 实际叶轮叶片对气体的做功	4
2.2 离心压缩机级的实际耗功和功率	8
2.3 离心压缩机级的多变功 h_{db} 和多变效率 η_{db}	11
2.4 压缩机级的各截面气体状态参数（温度、压力、比体积和体积流量）的变化	14
2.5 压缩机级的性能曲线	22
第 3 章 叶轮	26
3.1 叶轮的典型结构	26
3.2 叶轮的主要结构参数	28
3.3 叶轮主要参数的确定及其相互关系	33
3.4 叶轮的设计计算	50
第 4 章 固定元件	61
4.1 无叶扩压器	61
4.2 叶片扩压器	66
4.3 直壁扩压器	74
4.4 弯道与回流器	81
4.5 蜗壳	87
4.6 吸气室	97
第 5 章 压缩机的中间冷却	100
5.1 中间冷却的目的	100
5.2 压缩机段数的确定	101
5.3 压缩机各段压力比的分配	103
第 6 章 压缩机的漏气损失、轮阻损失及轴向推力的计算	106
6.1 压缩机的漏气损失	106
6.2 叶轮的轮阻损失	112
6.3 叶轮的轴向推力及平衡盘的计算	114
第 7 章 离心压缩机设计	118
7.1 离心压缩机的设计任务	118

7.2 压缩机的分段和中间冷却	119
7.3 压缩机段的计算	119
7.4 压缩机的逐级计算	124
7.5 压缩机内功率 $P_{\text{内}}$ 、轴功率 $P_{\text{轴}}$ 及等温效率 η_{dw}	125
7.6 离心压缩机的相似模化设计计算	134
第 8 章 离心压缩机的性能试验与换算	139
8.1 离心压缩机气体动力性能试验	139
8.2 离心压缩机性能的换算	148
附录	161
附录 A 空分设备用的离心压缩机结构介绍	161
附录 B DA500 - 41 型氧气压缩机计算	165
参考文献	172

第 1 章 离心压缩机简图及基本工作原理

1.1 离心压缩机基本工作原理

在大中型低压流程空分设备中，一般都采用了离心压缩机来压缩原料气体——空气和压缩产品气体——氧气等，空气压缩机的压力比一般为 6~8；氧气压缩机的压力比为 6~30 或更高。

首先对 DA350-61 型离心压缩机进行介绍：DA350-61 型离心空气压缩机的设计流量为 $370\text{m}^3/\text{min}$ ，出口压力为 720kPa ($7.35\text{kgf}/\text{cm}^2$)，由 2500kW 电动机驱动，通过增速齿轮增速到 $8600\text{r}/\text{min}$ 。整个压缩机由一个带有六个叶轮的转子及与其相配合的固定元件组成。为了节省压缩机的损耗和不使气体温度过高，整个压缩机被分为三段，每段由两个叶轮及与其相配合的固定元件组成，空气经过第一段压缩后，由蜗壳把空气从压缩机中引出，引向中间冷却器进行冷却，冷却以后，再由吸气室进入第二段。与第一段相同，继续进行增压和压缩后的中间冷却。然后空气再通到第三段进行最后的增压，空气压力升高到所需要的压缩机出口压力，即 $p_c = 720\text{kPa}$ 。

在压缩机的每个段里，常常是由几个或一个压缩机组成的。这种“压缩机组”简称为“级”，由一个叶轮及与其相配合的固定元件所构成。这些固定元件一般由吸气室、扩压器、弯道回流器及蜗壳等组成。因此，对于任何复杂结构型式的离心压缩机都可以认为是由级所组成的。下面介绍级中的叶轮及与其相配合的固定元件的作用与原理。

1. 吸气室

吸气室是用于把所需压缩的气体，由进气管道或中间冷却器的出口，均匀地引入叶轮去进行增压。因此，在每段压缩机的第一级进口都设置了吸气室。

2. 叶轮

叶轮也称为工作轮，它是压缩机中的一个最重要的部件。气体在叶轮叶片的作用下跟着叶轮做高速的旋转。而气体由于受旋转离心力的作用，以及在叶轮里的扩压流动，使气体通过叶轮后的压力得到了提高。此外，气体的速度能也同样是在叶轮里得到提高的。

3. 扩压器

气体从叶轮流出时，它具有较高的流动速度，为了充分利用这部分速度能，常常在叶轮之后设置通流截面逐渐扩大的扩压器，用以把速度能转化为压力能，以提

高气体的压力。

4. 弯道与回流器

为了把扩压器后的气体引导到下一级叶轮继续提高压力，在扩压器后面常设置使气流拐弯的弯道及将气体引入下一级叶轮进口的回流器。

5. 蜗壳

蜗壳的主要作用是把扩压后或叶轮后面的气体汇集起来，并把气体引到压缩机外部，使它流向气体输送管道或流到冷却器进行冷却。此外，在汇集气体的过程中，在大多数情况下，由于蜗壳外径的逐渐增大和通流截面的渐渐扩大，也对气流起到一定的降速扩压作用。

在离心压缩机中，除了级的组成部分外，为了减少压缩机外部和内部的漏气，在压缩机的机壳两端设置了前轴封和后轴封。在主轴和叶轮轮盖进口端设置了轴封和密封。此外，为了减少叶轮作用到推力轴承上的轴向推力，通常还设置有平衡盘。

1.2 压缩机级的典型结构型式

任何复杂结构型式的离心压缩机都是由级组成的。对于离心压缩机级来说，即使级的形式很多，但从基本结构上来看，通常分为中间级和末级两种。

图 1-1 所示为中间级的形式，它由叶轮 1、扩压器 2、弯道 3 和回流器 4 等组成。气体经过中间级后，将直接流到下一级继续进行增压。在离心压缩机的每一个段里，除了段中的最后一级外，都属于这种中间级。图 1-2 所示为末级的形式，它

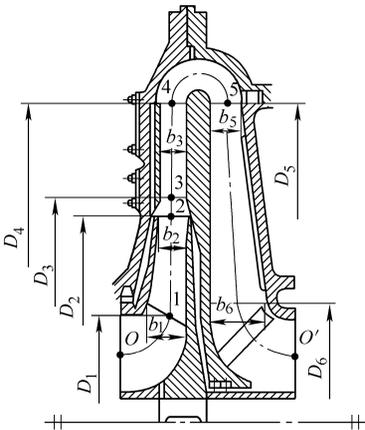


图 1-1 离心压缩机的中间级

1—叶轮 2—扩压器 3—弯道
4—回流器 5—蜗壳

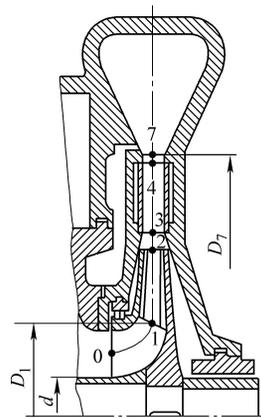


图 1-2 离心压缩机的末级

1—叶轮 2—扩压器 3—蜗壳

由叶轮 1、扩压器 2、蜗壳 3 等组成，气体经过这一级增压后，将排出机外，流入冷却器进行冷却或送往使用单位。

对于这两种级的结构型式来说，叶轮 1 是这两种级所共同具有的，只是在固定元件上有所不同。对于末级来说，它是以蜗壳 3（图 1-2）取代中间级的弯道 3 和回流器 4（图 1-1），有时还取代了级中的扩压器 2（图 1-1）。

在离心压缩机级的设计中，应首先解决这两种典型级的设计问题。

第2章 离心压缩机级的基本工作情况

对于离心压缩机级的设计工作来说，为了便于理解和掌握，首先要对级的整体及其基本工作情况有比较周密的了解，这对于掌握级的各组成部分的具体设计和计算是有意义的。

2.1 实际叶轮叶片对气体的做功

离心压缩机是通过叶轮叶片对气体进行做功的，同时也就使气体提高了能量。这种功的大小，按照动量矩定理，在一般情况下，可由叶轮出口气流圆周分速度 c_{2u} 和叶轮外缘的圆周速度 u_2 的乘积来决定，即叶轮叶片对于 1kg 气体所做的叶片功（能量头，也称扬程） $h_{\text{叶片}}$ （m）为

$$h_{\text{叶片}} = \frac{c_{2u} u_2}{g} \quad (2-1)$$

由图 2-1 所示的叶轮出口速度三角形可以看出，在圆周速度 u_2 和气流径向分速度 $c_{2r} = w_{2r}$ 不变的条件下，气流的圆周分速度 c_{2u} 是随着气流出口角的减小（由图 2-1 中的 β_{2A} 减小到 β_2 ）而使圆周分速度下降的（由图 2-1 中的 c'_{2u} 下降到 c_{2u} ），即叶轮叶片对气体的做功将随着叶轮气流的出口方向角 β_2 的减小而降低。

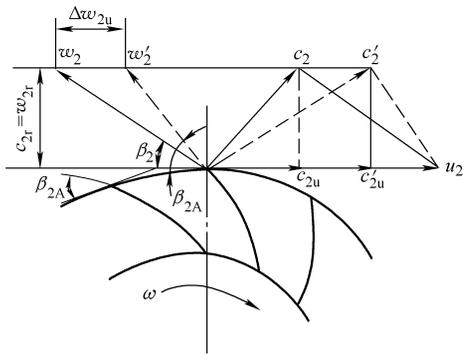


图 2-1 叶轮出口速度三角形

气体在实际叶轮中流动时，气流并不是完全沿着叶片出口安装角 β_{2A} 方向流出去的。气流除了具有图 2-2a 所示的从内径流向外径的流动外，还同时在叶片处具有图 2-2b 所示的轴向旋涡流动。这种轴向旋涡流动是由于气体本身具有惯性；而且气体的黏性又很小，当叶轮旋转时，气体不能跟着叶轮一起旋转而产生的。这样，相对于叶轮来说，气体在叶轮里就会出现一个与叶轮旋转方向相反的轴向旋涡。人们对于叶轮里的轴向旋涡的认识，也是从实践中得出来的，对于这种现象可以用下列实验来加以证实。

如图 2-3 所示，在一盆水上浮起一片纸标。纸标的尖头 N 指向盆的 A 点，然后把水盆放在旋转圆盘上绕 O 点从位置①转到②、③、④，做顺时针方向旋转，

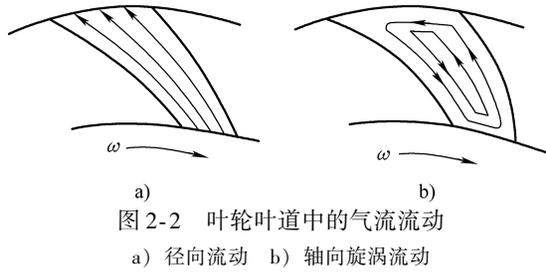


图 2-2 叶轮叶道中的气流流动

a) 径向流动 b) 轴向旋涡流动

这时就可以发现浮在盆上的纸标尖头 N 没有跟着水盆的 A 点一起绕圆心 O 点转动，而是基本上保持纸标的方向不变，这说明由于盆中液体惯性的原因，在水盆绕 O 点旋转时，盆中的液体只是绕 O 点做平移运动。同时，也可以看出，这时盆内的液体相对于水盆来说，则在做与圆盘旋转方向相反的旋转流动。这也就是叶轮在旋转时，气体在叶道中将产生与叶轮旋转方向相反的轴向旋涡流动的原因。

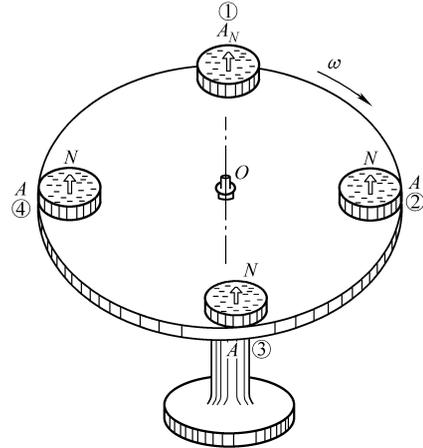


图 2-3 轴向旋涡实验

如图 2-2 和图 2-3 所示，在实际工作中，由于叶轮中轴向旋涡所产生的附加速度，使叶轮出口相对速度的圆周分速度引起了 Δw_{2u} 的变化，同时也使气流出口角度 β_2 减少。这种圆周分速度的变化 Δw_{2u} ，可以大致按照这样的一个旋转速度来计算，其旋涡速度等于叶轮转速，旋涡直径等于叶轮的叶道出口有效宽度。这时 Δw_{2u} 可写成（由斯托陀拉推论）

$$\begin{cases} D_{\text{涡}} = t \sin \beta_{2A} = \frac{\pi D_2}{z} \sin \beta_{2A} \\ u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} \end{cases}$$

$$\Delta w_{2u} = \frac{n_{\text{涡}} \pi D_{\text{涡}}}{60} = \frac{n \pi}{60} \left(\frac{\pi D_2 \sin \beta_{2A}}{z} \right) = \frac{u_2 \pi}{z} \sin \beta_{2A}$$

式中 Δw_{2u} ——叶轮出口相对运动速度的圆周分速度变化 (m/s)；

$n_{\text{涡}}$ ——叶轮转速 (r/min)， $n_{\text{涡}} = n$ ；

n ——叶轮转速 (r/min)；

D_2 ——叶轮直径 (m)；

z ——叶轮出口叶片数；

β_{2A} ——叶轮叶片出口安装角 (°)；

u_2 ——叶轮圆周速度 (m/s)。

在 Δw_{2u} 的影响下，叶轮气流出口角 β_2 将向着减小的方向偏斜。而叶轮的气流

出口圆周分速度 c_{2u} 也将由于上述原因而减小 Δc_{2u} ，这一项圆周分速度的减小，从叶轮速度三角形之间的相互关系可以看出， $\Delta c_{2u} = \Delta w_{2u}$ ，因此，由于轴向涡流存在使 c_{2u} 下降， Δc_{2u} 可写成：

$$\Delta c_{2u} = \Delta w_{2u} = u_2 \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A} \quad (2-2)$$

式中 u_2 ——叶轮圆周速度 (m/s)；

z_2 ——叶轮出口叶片数；

β_{2A} ——叶轮叶片出口安装角 ($^\circ$)。

由式(2-2)可知，这种轴向旋涡的存在，将在叶片数 z_2 较小和叶轮叶片出口安装角 β_{2A} 较大的情况下，使出口气流的圆周分速度 c_{2u} 显著减小。

现在可以考虑到轴向旋涡流动的影响 Δc_{2u} ，找到实际叶轮气流的出口圆周分速度 c_{2u} 为

$$\begin{aligned} c_{2u} &= u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A} - \Delta c_{2u} \\ &= u_2 - c_{2r} \cot \beta_{2A} - u_2 \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A} \end{aligned} \quad (2-3)$$

式(2-3)的等式左右都除以 u_2 ，可写成下列形式：

$$\frac{c_{2u}}{u_2} = 1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} = \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A} \quad (2-4)$$

令 $\varphi_{2u} = \frac{c_{2u}}{u_2}$ ，称为叶轮出口气流的圆周分速度系数，简称周速系数；

$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ ，称为叶轮出口气流径向分速度系数，也称为流量系数。

可将式(2-4)写成：

$$\varphi_{2u} = 1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A} \quad (2-5)$$

在实际叶轮中，叶片对于 1kg 气体所做的叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 按动量矩定理，有限叶片数理论的能量头 ($\text{kg} \cdot \text{m}/\text{kg}$) 为

$$h_{\text{叶片}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g} = \frac{u_2^2 \varphi_{2u}}{g} = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A} \right) \quad (2-6)$$

现在，只要知道下列四项数据，即可计算出叶轮叶片在旋转时对 1kg 气体的做功 $h_{\text{叶片}}$ 。

- 1) 叶轮轮缘圆周速度 u_2 (m/s)；
- 2) 叶轮叶片出口安装角 β_{2A} ($^\circ$)；
- 3) 叶轮出口叶片数 z_2 ；
- 4) 叶轮流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 。

下面举例应用上述所讨论的理论方法，来计算压缩机的级。

[例题 2-1] DA350-61 型压缩机 (图 2-4) 第一级叶轮的外径 $D_2 = 600\text{mm}$ ，

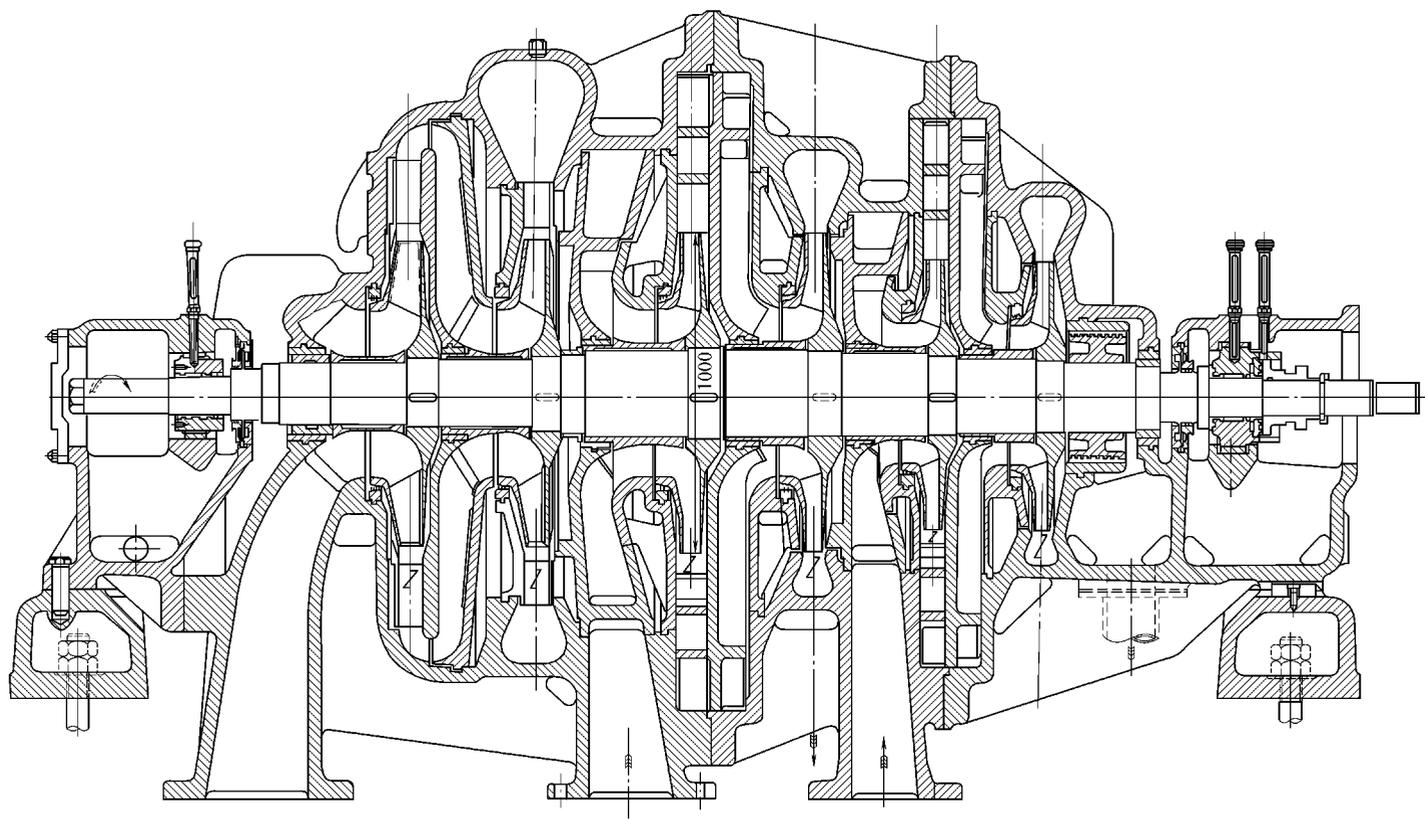


图 2-4 叶轮的漏气损失

叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ$ ，出口叶片数 $z_2 = 18$ ，叶轮流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2} = 0.248$ ，
 叶轮转速 $n = 8600 \text{r/min}$ 。

求叶轮对 1kg 气体所做的叶片功即能量头（扬程） $h_{\text{叶片}}$ 。由式（2-6）

$$h_{\text{叶片}} = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z_2} - \sin \beta_{2A} \right) = \frac{u_2^2}{g} \varphi_{2u}$$

$$\text{叶轮轮缘圆周速度 } u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \times 0.6 \times 8600}{60} \text{m/s} = 270 \text{m/s}$$

$$\text{叶轮出口气流的周速系数 } \varphi_{2u} = 1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A}$$

$$\begin{aligned} \varphi_{2u} &= 1 - 0.0248 \cot 45^\circ - \frac{\pi}{18} \sin 45^\circ \\ &= 0.629 \end{aligned}$$

$$\text{则叶片功 } h_{\text{叶片}} = \frac{u_2^2}{g} \varphi_{2u} = \frac{(270 \text{m/s})^2}{9.81 \text{m/s}^2} \times 0.629 = 4680 \text{kg} \cdot \text{m/kg}$$

[例题 2-2] DA350-61 型压缩机的第一级如果不考虑级中的各种损失，已知级的进口空气压力 $p_j = 0.097 \text{kgf/cm}^2$ ($1 \text{kgf/cm}^2 = 98 \text{kPa}$)，进口空气温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$ ($T_j = t_j + 273$)，气体常数 $R = 29.4$ 的情况，求这一级的出口压力是多少？

解 按照理想绝热过程的耗功计算公式：

$$h_{\text{绝热}} = RT_j \frac{K}{K-1} \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right]$$

$$\frac{p_c}{p_j} = \left[\frac{h_{jr}}{RT_j \frac{K}{K-1}} + 1 \right]^{\frac{K}{K-1}}$$

$$p_c = p_j \left[\frac{h_{jr}}{RT_j \frac{K}{K-1}} + 1 \right]^{\frac{K}{K-1}}$$

$$p_c = 0.97 \times \left(\frac{4680}{29.4 \times 293 \times \frac{1.4}{1.4-1}} + 1 \right)^{\frac{1.4}{1.4-1}} \text{kgf/cm}^2 = 1.61 \text{kgf/cm}^2$$

在实际工作时，由于级的各种损失存在，这一级出口的实际压力为 1.46kgf/cm^2 。

2.2 离心压缩机级的实际耗功和功率

压缩机级是通过叶轮来给气体传递能量的。因此，级的功和功率的消耗也都在

叶轮上反映出来。叶轮除了通过叶片对气体施加叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 外, 还存在叶轮的轴盘、轮盘的外侧面及轮缘与周围气体的摩擦所产生的轮阻损失, 也存在图 2-5 所示的叶轮出口高压气体通过轮盖气封漏回到叶轮进口的低压端的漏气损失。

在不考虑轮阻损失和漏气损失时叶轮的耗功和功率可表示为

1s 叶轮流量为 q_m (kg) 时的耗功 (kg · m/s) 为

$$q_m h_{\text{叶片}} = q_m \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z_2} \sin \beta_{2A} \right) \quad (2-7)$$

1s 叶轮流量为 q_m (kg) 时的功率消耗为 $P_{\text{叶片}}$, 可表示为

$$P_{\text{叶片}} = \frac{q_m h_{\text{叶片}}}{102} \quad (2-8)$$

对于实际叶轮来说, 都存在着漏气损失和轮阻损失, 由于漏气的存在, 叶轮中的工作流量 $q_{m\text{工作}}$ 为有效流量 q_m 与漏气流量 $q_{m\text{漏}}$ 之和, 记为 $q_{m\text{工作}}$ (kg/s) 为

$$q_{m\text{工作}} = q_m + q_{m\text{漏}}$$

因此, 在考虑到漏气损失和轮阻损失的实际条件下, 叶轮在 1s 有效流量为 q_m (kg) 气体时, 其实际功率 $P_{\text{实}}$ 为

$$P_{\text{实}} = \frac{(q_m + q_{m\text{漏}}) h_{\text{叶片}}}{102} + P_{\text{轮阻}} \quad (2-9)$$

式中 $P_{\text{轮阻}}$ ——叶轮轮阻损失 (kW)。

这样, 叶轮相对于 1kg 有效气体流量来说, 实际消耗的功 $h_{\text{实}}$ 为

$$h_{\text{实}} = \frac{q_m + q_{m\text{漏}}}{q_m} h_{\text{叶片}} + \frac{102 P_{\text{轮阻}}}{q_m} \quad (2-10)$$

令 $\beta_{\text{漏}} = \frac{q_{m\text{漏}}}{q_m}$, 称为漏气损失系数;

$\beta_{\text{阻}} = \frac{102 P_{\text{轮阻}}}{q_m h_{\text{叶片}}}$, 称为轮阻损失系数。

则叶轮对于 1kg 有效气体的实际耗功 $h_{\text{实}}$ 、漏气损失 $h_{\text{漏气}}$ 和轮阻损失 $h_{\text{轮阻}}$ 可分别表示为

$$h_{\text{实}} = (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) h_{\text{叶片}} \quad (2-11)$$

$$h_{\text{漏气}} = \beta_{\text{漏}} h_{\text{叶片}} \quad (2-12)$$

$$h_{\text{轮阻}} = \beta_{\text{阻}} h_{\text{叶片}} \quad (2-13)$$

叶轮在有效流量为 q_m (kg/s) 时, 叶轮的功率 $P_{\text{实}}$ 、轮阻损失功率 $P_{\text{轮阻}}$

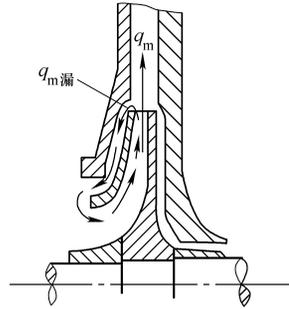


图 2-5 漏气损失

和漏气损失功率 $P_{\text{漏}}$ 也可分别表示为

$$P_{\text{实}} = \frac{(1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} \quad (2-14)$$

$$P_{\text{轮阻}} = \frac{\beta_{\text{阻}} q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} \quad (2-15)$$

$$P_{\text{漏}} = \frac{\beta_{\text{漏}} q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} \quad (2-16)$$

关于叶轮的漏气损失和轮阻损失问题，将在第 6 章中详细讨论。在一般情况下，漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}} = 0.005 \sim 0.05$ ，轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}} = 0.02 \sim 0.13$ 。

[例题 2-3] 计算 DA350-61 型压缩机第一级的实际消耗功率 $P_{\text{实}}$ 、漏气损失功率 $P_{\text{漏}}$ 、轮阻损失功率 $P_{\text{轮阻}}$ 和叶片功率 $P_{\text{叶片}}$ ，以及叶轮相对 1kg 有效气体的实际耗功 $h_{\text{实}}$ 。

已知：叶轮有效流量 $q_{\text{m}} = 6.95 \text{ kg/s}$ ；漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}} = 0.012$ ；轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}} = 0.03$ ；叶片功 $h_{\text{叶片}} = 4680 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$ 。

解 第一级叶轮实际功率消耗 $P_{\text{实}}$ 为

$$\begin{aligned} P_{\text{实}} &= \frac{(1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} \\ &= \frac{(1 + 0.012 + 0.03) \times 6.95 \times 4680}{102} \text{ kW} \\ &= 332 \text{ kW} \end{aligned}$$

漏气损失功率 $P_{\text{漏}}$ 为

$$P_{\text{漏}} = \frac{\beta_{\text{漏}} q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} = \frac{0.012 \times 6.95 \times 4680}{102} \text{ kW} = 3.82 \text{ kW}$$

$$\text{占叶轮实际功率的百分比} = \frac{3.82}{332} \times 100\% = 1.16\%$$

轮阻损失功率为

$$P_{\text{轮阻}} = \frac{\beta_{\text{阻}} q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} = \frac{0.03 \times 6.95 \times 4680}{102} \text{ kW} = 9.55 \text{ kW}$$

$$\text{占叶轮实际功率的百分比} = \frac{9.55}{332} \times 100\% = 2.89\%$$

叶轮叶片功率为

$$\begin{aligned} P_{\text{叶片}} &= \frac{q_{\text{m}} h_{\text{叶片}}}{102} = \frac{6.95 \times 4680}{102} \text{ kW} \\ &= 318.63 \text{ kW} \end{aligned}$$

$$\text{占叶轮实际功率的百分比} = \frac{318.63}{332} = 95.95\%$$

叶轮对 1kg 有效气体的实际耗功为

$$\begin{aligned} h_{\text{实}} &= (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) h_{\text{叶片}} \\ &= (1 + 0.012 + 0.03) \times 4680 \text{kg} \cdot \text{m/kg} \\ &= 4880 \text{kg} \cdot \text{m/kg} \end{aligned}$$

图 2-6 所示为 DA 350-61 型压缩机的第一级叶轮功率消耗的分配情况。

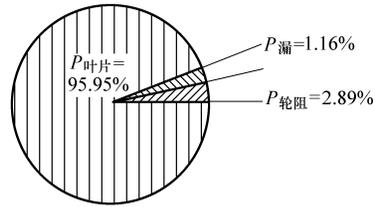


图 2-6 压缩机级的耗功分配

2.3 离心压缩机级的多变功 h_{db} 和多变效率 η_{db}

离心压缩机级对于 1kg 有效气体所消耗的实际功，可以认为是由叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 、漏气损失 $h_{\text{漏气}}$ 和轮阻损失 $h_{\text{轮阻}}$ 三部分组成的。其中叶片功一般要占整个叶轮实际耗功的 90% 以上。

对于整个压缩机级来说，叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 还可以分为下列三部分。

1) 用于在级的多变过程中 (压缩过程指数为 m) 压缩气体使气体由级的进口压力 p_j 上升到级的出口压力 p_c 。这部分功称为多变功 h_{db} ，多变功也可表示为

$$\begin{aligned} h_{\text{db}} &= \frac{m}{m-1} p_j V_j \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \\ &= \frac{m}{m-1} R T_j \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \\ h_{\text{db}} &= \frac{m}{m-1} R (T_c - T_j) \end{aligned} \quad (2-17)$$

2) 气流在级中的流动损失 $\Delta h_{\text{流动}}$ 。这部分流动损失是指气流在叶轮内和级的固定元件 (扩压器、弯道、回流器、蜗壳等) 中的流动损失，它占叶轮实际耗功 $h_{\text{实}}$ 的 10% ~ 25%。

3) 级的出口动能增加 $\Delta h_{\text{动能}}$ ：

$$\Delta h_{\text{动能}} = \frac{c_c^2 - c_j^2}{2g} \quad (2-18)$$

级的出口动能的增加，对于提高本级的压力没有好处。因此，可以作为本级的余速损失看待。

应该指出，在一般情况下，级的进出口动能的变化不大， $\Delta h_{\text{动能}}$ 一般只占叶轮实际耗功 $h_{\text{实}}$ 的千分之几到百分之几。因此，在进出口动能变化小的情况下常常可以忽略不计。

按照上述分析，可以把压缩机级的实际耗功，即叶轮的 actual 耗功 $h_{\text{实}}$ 看成是由五个方面组成的，即

$$h_{\text{实}} = h_{\text{叶片}} + h_{\text{轮阻}} + h_{\text{漏气}} \quad (2-19)$$

$$h_{\text{实}} = h_{\text{db}} + \Delta h_{\text{流动}} + \Delta h_{\text{动能}} + h_{\text{轮阻}} + h_{\text{漏气}} \quad (2-20)$$

图 2-7 所示为压缩机第一级耗功分配情况。叶轮的五个耗功方面中，多变功 h_{db} 对于衡量整个压缩机级的气体压力的升高，是具有代表性的。因此，人们在设计计算中很重视多变功 h_{db} 的计算。人们把对于升高压力具有代表性意义的多变功 h_{db} 与叶轮实际耗功 $h_{\text{实}}$ 之比称为多变效率 η_{db} ，可表示为

$$\eta_{\text{db}} = \frac{h_{\text{db}}}{h_{\text{实}}} = \frac{\frac{m}{m-1} RT_j \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]}{(1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) h_{\text{叶片}}} \quad (2-21)$$

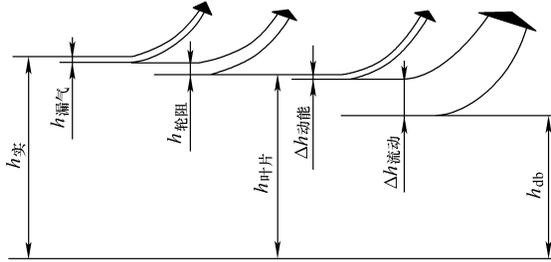


图 2-7 压缩机第一级耗功分配情况

离心压缩机的多变效率 η_{db} 一般为 70% ~ 84%，在级的设计过程中，级的多变效率 η_{db} 常常按照级或级的模型试验所得的多变效率 η_{db} 来计算，或按照相似的压缩机级的多变效率来选取。

为了便于以后进行级的设计计算，根据级的多变效率 η_{db} 的概念，可以把级的多变功 h_{db} （或称为多变能量头，或有限能量头）表示为

$$h_{\text{db}} = h_{\text{实}} \eta_{\text{db}}$$

或

$$h_{\text{db}} = h_{\text{叶片}} (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \eta_{\text{db}} = h_{\text{叶片}} \eta_{\text{h}}$$

又或

$$\begin{aligned} h_{\text{db}} &= \frac{\varphi_{2u}}{g} u_2^2 (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \eta_{\text{db}} \\ &= \eta_{\text{h}} \frac{\varphi_{2u}}{g} u_2^2 \end{aligned}$$

为了评定级中气体流动情况，还把级的多变功 h_{db} 与叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 进行比较，这种比值 $\frac{h_{\text{db}}}{h_{\text{叶片}}}$ 称为水力效率或流动效率 η_{h} ，可表示为

$$\eta_{\text{h}} = \frac{h_{\text{db}}}{h_{\text{叶片}}} = (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \eta_{\text{db}} \quad (2-22)$$

从上述水力效率 η_{h} 关系式可以看出，在级的水力效率 η_{h} 相同的情况下，随着轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 及漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}}$ 的增大，级的多变效率 η_{db} 将下降。

现在可以把多变功 h_{db} 表示为

$$h_{\text{db}} = h_{\text{叶片}} \eta_h = \frac{\varphi_{2u}}{g} u_2^2 \eta_h \quad (2-23)$$

令 $\frac{\varphi_{2u} \eta_h}{g} = x$, 称为能量头系数;

或令 $\varphi_{2u} \eta_h = \Psi$, 称为能量头系数 (又称有效能量头)。

则多变功 h_{db} 为

$$h_{\text{db}} = x u_2^2$$

$$\text{或} \quad h_{\text{db}} = \frac{\Psi u_2^2}{g} \quad (2-24)$$

因此, 在圆周速度 u_2 相同的条件下, 可以用能量头系数 x 或 Ψ 来表示压缩机的多变功 h'_{db} 的大小, 即

$$\text{实际功为} \quad h_{\text{实}} = \frac{x u_2^2}{\eta_{\text{db}}}$$

$$\text{或} \quad h_{\text{实}} = \frac{\Psi u_2^2}{g \eta_{\text{db}}} \quad (2-25)$$

[例题 2-4] 求 DA 350 - 61 型压缩机第一级的多变功 h_{db} 、级的流动损失 $\Delta h_{\text{流动}}$ 、级的出口动能的增加 $\Delta h_{\text{动能}}$ 、级的水力效率 η_h 和能量头系数 x 与 Ψ 。

已知: 级的多变效率 $\eta_{\text{db}} = 81\%$, 级的实际耗功 $h_{\text{实}} = 4880 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$, 级的叶片功 $h_{\text{叶片}} = 4680 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$, 级的进口流速 $c_j = 31.4 \text{ m/s}$; 级的出口流速 $c_c = 69 \text{ m/s}$ 。

解 级的多变功 $h_{\text{db}} = h_{\text{实}} \eta_{\text{db}} = 4880 \times 0.81 = 3950 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$

$$\text{占级的实际耗功的百分比} = \frac{3950}{4880} \times 100\% = 81\%$$

级的出口动能的增加为

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{动能}} &= \frac{c_c^2 - c_j^2}{2g} \\ &= \frac{69^2 - 31.4^2}{2 \times 9.81} \text{ kg} \cdot \text{m/kg} \\ &= 1924 \text{ kg} \cdot \text{m/kg} \end{aligned}$$

$$\text{占级的实际耗功的百分比} = \frac{192}{4880} \times 100\% = 3.94\%$$

级的流动损失为

$$\begin{aligned} \Delta h_{\text{流动}} &= h_{\text{叶片}} - h_{\text{db}} - \Delta h_{\text{动能}} \\ &= (4680 - 3950 - 192) \text{ kg} \cdot \text{m/kg} = 538 \text{ kg} \cdot \text{m/kg} \end{aligned}$$

$$\text{占级的实际耗功的百分比} = \frac{538}{4880} \times 100\% = 11.02\%$$

按照本例和上例的计算结果, 可知 DA 350 - 61 型压缩机第一级的耗功情

况为

$$\begin{aligned}
 h_{\text{实}} &= h_{\text{叶片}} + h_{\text{轮阻}} + h_{\text{漏气}} \\
 h_{\text{实}} &= (h_{\text{db}} + \Delta h_{\text{流动}} + \Delta h_{\text{动能}}) + h_{\text{轮阻}} + h_{\text{漏气}} \\
 h_{\text{db}} &= 81\% h_{\text{实}} \\
 \Delta h_{\text{流动}} &= 11.02\% h_{\text{实}} \\
 \Delta h_{\text{动能}} &= 3.93\% h_{\text{实}} \\
 h_{\text{轮阻}} &= 2.89\% h_{\text{实}} \\
 h_{\text{漏气}} &= 1.16\% h_{\text{实}}
 \end{aligned}$$

图 2-8 所示为上述耗功的分配情况。

级的水力效率 η_h 为

$$\begin{aligned}
 \eta_h &= \eta_{\text{db}} (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \\
 &= 0.81 \times (1 + 0.012 + 0.03) \times 100\% \\
 &= 84.4\%
 \end{aligned}$$

级的能量头系数 x 和 Ψ 为

$$x = \frac{\varphi_{2u} \eta_h}{g} = \frac{0.629 \times 0.844}{9.81} = 0.0542$$

$$\Psi = \varphi_{2u} \eta_h = 0.629 \times 0.844 = 0.532$$

其中, $\varphi_{2u} = 0.629$ (详见 [例题 2-1])。

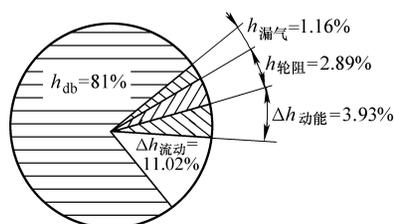


图 2-8 DA 350-61 型压缩机第一级的耗功分配情况

2.4 压缩机级的各截面气体状态参数（温度、压力、比体积和体积流量）的变化

1. 级中气流的温度变化

要了解气体在压缩机级中的变化,就必须掌握气体在级中的基本规律。在压缩机级中,叶轮是唯一能使气体提高能量的部分。但在一般情况下,由于气体通过机壳与外界的传热很小,可以忽略不计。因此,如图 2-9 所示,在叶轮前部从进气室法兰 $j-j$ 截面到叶轮叶片进口截面 1-1 中的任意截面,气流的滞止温度将保持不变。即气流滞止温度将与级的进口气流的滞止温度相同 $t_{\text{前}}^* = t_j^*$; 对于叶轮以后的各截面,其气流滞止温度也同样保持不变,但较叶轮前的气流滞止温度,则提高了

$$\frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}}, \text{ 这部分温度的增加,也就是叶轮的实功所增加的温度。即 } t_{\text{后}}^* = t_j^* +$$

$$\frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}}。图 2-9 也表示了叶轮前后的滞止温度各自保持不变的分布情况,叶轮前后$$

的滞止温度差为

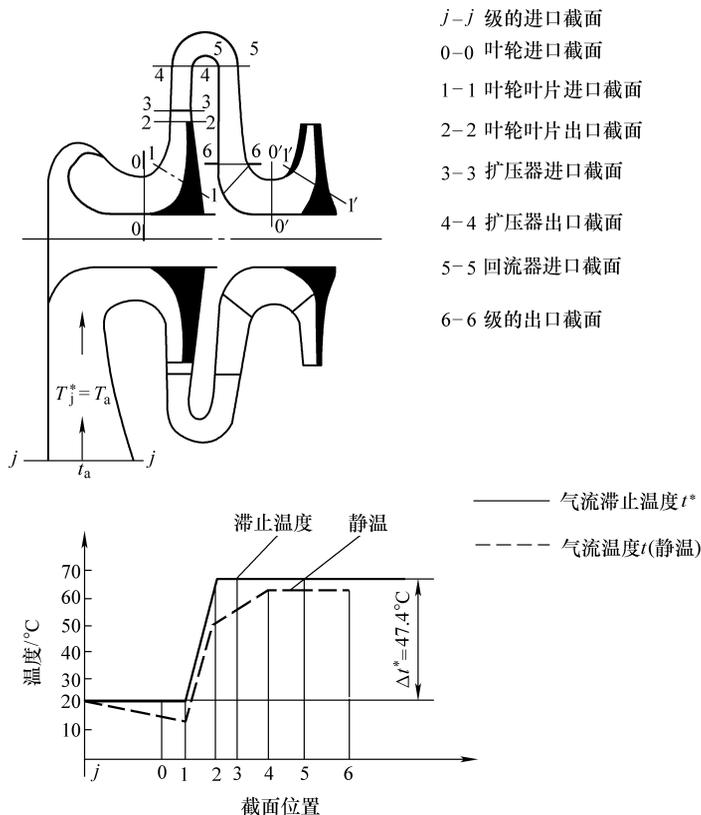


图 2-9 压缩机第一级的通流截面及其温度分布

$$\frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} = \Delta T^* = T_{\text{后}}^* - T_j^*$$

按上述滞止温度在叶轮前后各自保持不变的基本规律可得出气流温度 t 、滞止温度 t^* 和流速 c 之间的基本关系为

$$t^* = t + \frac{c^2}{2gR \frac{K}{K-1}} = t + \frac{c^2}{2010} \quad \text{(静温)} \quad \text{(动温)}$$

可以把级的任意截面上的气流温度 t_i 表示为

$$t_i = t_i^* - \frac{c_i^2}{2gR \frac{K}{K-1}} = t_j + \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} + \frac{c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} - \frac{c_i^2}{2gR \frac{K}{K-1}} \quad (2-26)$$

叶轮后各截面的温度 (°C)

$$\text{由 } t_{\text{后}}^* = t_j^* + \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}}$$

$$\text{和 } t^* = t + \frac{c^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$$

可推导得式 (2-26)。

$$\text{由于 } h_{\text{实}} = \frac{K}{K-1} R (T_i^* - T_j^*)$$

$$\text{则 } T_i = T_j + \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} + \frac{c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} - \frac{c_i^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$$

$$\text{令 } \Delta t_i = t_i - t_j = \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} - \frac{c_i^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} \text{ 为级的任意截面上的气流温度 } t_i \text{ 与级的进口}$$

气流温度 t_j 之差。

则任意截面的气流温度 t_i (°C) 为

$$t_i = t_j + \Delta t_i \quad (2-27)$$

对于叶轮叶片以前的截面, 其 $h_{\text{实}} = 0$, 则温差 Δt_i (°C) 为

$$\Delta t_i = - \frac{c_i^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} \quad (2-28)$$

[例题 2-5] 计算 DA350-61 型压缩机第一级各主要截面上的气流温度。

已知: 级的进口截面气流温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$, 流速 $c_j = 31.4\text{m/s}$, 气体常数 $R = 29.4$, 叶轮的功 $h_{\text{实}} = 4880\text{kg} \cdot \text{m/kg}$, 叶轮进口截面 0-0 流速 $c_0 = 92.8\text{m/s}$, 叶轮叶片进口截面 1-1 流速 $c_1 = 109\text{m/s}$, 叶轮叶片出口截面 2-2 流速 $c_2 = 183\text{m/s}$, 扩压器出口截面 4-4 流速 $c_4 = 69.3\text{m/s}$, 级的出口截面 6-6 流速 $c_6 = 69\text{m/s}$ 。

各主要截面上的气流温度见表 2-1。

表 2-1 级的主要截面上的气流温度 t_i

(单位: °C)

截面	气流温差 $\Delta t = t_i - t_j = \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} - \frac{c_i^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$	气流温度 $t_i = t_j + \Delta t$
叶轮进口截面 0-0	$\Delta t_0 = - \frac{92.8^2 - 31.4^2}{2 \times 9.81 \times 29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} = -3.77$	$t_0 = 20 - 3.77 = 16.23$

(续)

截面	气温温差 $\Delta t = t_i - t_j = \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} - \frac{c_i^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$	气流温度 $t_i = t_j + \Delta t$
叶轮叶片进口截面 1-1	$\Delta t_1 = -\frac{109^2 - 31.4^2}{2 \times 9.81 \times 29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} = -5.4$	$t_1 = 20 - 5.4 = 14.6$
叶轮叶片出口截面 2-2	$\Delta t_2 = -\frac{4880}{29.4 \times \frac{1.4}{14.1}} - \frac{183^2 - 31.4^2}{2 \times 9.81 \times 29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} = 31.3$	$t_2 = 20 + 31.3 = 51.3$
扩压器出口截面 4-4	$\Delta t_4 = \frac{4880}{29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} - \frac{60.3^2 - 31.4^2}{2 \times 9.81 \times 29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} = 45.51$	$t_4 = 20 + 45.51 = 65.51$
级的出口截面 6-6	$\Delta t_6 = \frac{4880}{29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} - \frac{69^2 - 31.4^2}{2 \times 9.81 \times 29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} = 45.53$	$t_6 = 20 + 45.53 = 65.53$

2. 级的任意截面上的气流压力、比体积、体积流量和通流截面计算

为了便于计算离心压缩机的压力 p 、比体积 V 和体积流量 q_V 在各截面上的变化, 在一般设计计算中, 可以把整个级中的气体状态参数的变化, 看做是按照同一个多变指数 m 进行变化的。图 2-10 所示为级的气流, 在同一个多变指数 m 下的状态参数变化。

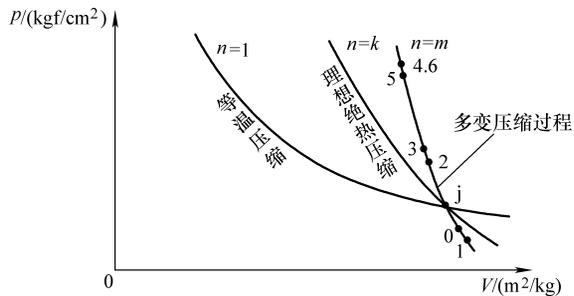


图 2-10 级的多变压缩过程

多变过程 $pV^m = \text{const}$, 状况方程 $pV = RJ$

按照热力学中的公式可以把气体在级中的气流状态参数变化表示为下列关系。

多变过程:

① 压力比:

$$\text{多变过程} \quad \frac{p_i}{p_j} = \left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

② 压力:

$$p_i = p_j \left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

③ 比体积:

$$\frac{\rho_i}{\rho_j} = \frac{V_j}{V_i} = \left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\frac{1}{m-1}} \quad V_i = \frac{V_j}{\left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\frac{1}{m-1}}} \quad (2-29)$$

其中, p_j 、 V_j 和 T_j 分别表示了级的进口气流的压力、比体积和热力学温度。而 p_i 、 V_i 和 T_i 则分别表示了级的任意某一截面上的气流压力、比体积和热力学温度。

令 $\sigma = \frac{m}{m-1}$, 称为指数系数, 可得

$$\sigma = \frac{m}{m-1} = \frac{K}{K-1} \eta_{\text{non}}$$

$\Delta T_i = T_i - T_j$ 为任意截面上的气流温度 T_i 与进口气流温度 T_j 之差; $k_{V_i} = \frac{V_j}{V_i} =$

$\frac{\rho_i}{\rho_j}$ 为任意截面上的气流比体积 V_i 与进口气流比体积 V_j 的比值。则在级中的气流状态参数变化关系可表示为

压力比为

$$\varepsilon_i = \frac{p_i}{p_j} = \left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\frac{m}{m-1}} = \left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\sigma} = \left(1 + \frac{\Delta T_i}{T_j} \right)^{\sigma} \quad (2-30)$$

比容比 $k_{V_i} = \frac{V_j}{V_i}$ 为

$$k_{V_i} = \frac{V_j}{V_i} = \left(\frac{T_i}{T_j} \right)^{\frac{1}{m-1}} = \left(1 + \frac{\Delta T_i}{T_j} \right)^{\sigma-1} \quad (2-31)$$

级的任意截面上的气流密度为

$$\rho_i = k_{V_i} \rho_j \quad (2-32)$$

级的任意截面上的体积流量为

$$q_{V_i} = \frac{q'_m}{\rho_i} = \frac{q'_m}{k_{V_i} \rho_j} = \frac{q_{V_j}}{k_{V_i}} \quad (2-33)$$

级的任意截面上的有效通流截面积为

$$F_i = \frac{q_{V_i}}{c_i} \quad (2-34)$$

式中 c_i ——级的任意计算截面上的气流流速 (m/s)。

指数系数 $\sigma = \frac{m}{m-1}$ 的数值可按多变效率 η_{db} 的关系求取。根据热力学公式可把多变效率 η_{db} 表示为

$$\eta_{\text{db}} = \frac{h_{\text{db}}}{h_{\text{实}}} = \frac{R \frac{m}{m-1} (T_c - T_j)}{R \frac{K}{K-1} (T_c - T_j) + \frac{c_c^2 - c_j^2}{2g}} \quad (2-35)$$

由比焓 $i = c_p T = \frac{K}{K-1} RT$, 可得

$$\sigma = \frac{m}{m-1} = \frac{\eta_{db}}{R(T_c - T_j)} \left[R \frac{K}{K-1} \cdot (T_c - T_j) + \frac{c_c^2 - c_j^2}{2g} \right] \quad (2-36)$$

式中 η_{db} ——级的多变效率；

T_j ——级的进口热力学温度 (K)；

T_c ——级的出口热力学温度 (K)；

c_j ——级的进口气流速度 (m/s)；

c_c ——级的出口气流速度 (m/s)。

在一般压缩机级的计算中，由于进出口动能差 $\frac{c_c^2 - c_j^2}{2g}$ 很小，可以简略。这样，

可以将式 (2-36) 简化为

忽略了级进出口动能的增加为

$$\sigma = \frac{m}{m-1} = \frac{K}{K-1} \eta_{db} \quad (2-37)$$

现在也可以把实际耗功 $h_{\text{实}}$ 按简化关系 $\left(\frac{m}{m-1} = \frac{K}{K-1} \eta_{db} \right)$ 表示为

$$\begin{aligned} h_{\text{实}} &= \frac{h_{db}}{\eta_{db}} = \frac{m}{m-1} \frac{RT_j}{\eta_{db}} \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \\ h_{\text{实}} &= \frac{K}{K-1} RT_j \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right] \end{aligned} \quad (2-38)$$

(即总消耗功)

此外，还可以推导出：

$$\eta_{db} = \frac{h_{db}}{h_{\text{实}}} = \frac{\frac{m}{m-1}}{\frac{K}{K-1}} = \frac{1}{\frac{K}{K-1}} \frac{\lg \frac{p_c}{p_j}}{\lg \frac{T_c}{T_j}} \quad (2-39)$$

其中，

$$\frac{p_c}{p_j} = \left(\frac{T_c}{T_j} \right)^{\frac{m}{m-1}}$$

取对数后得

$$\lg \frac{p_c}{p_j} = \frac{m}{m-1} \lg \frac{T_c}{T_j}$$

可得

$$\frac{m}{m-1} = \frac{\lg \frac{p_c}{p_j}}{\lg \frac{T_c}{T_j}} = \frac{K}{K-1} \eta_{db}$$

[例题 2-6] 计算 DA350-61 型压缩机第一级各主要截面的气流压力、密度、体积流量和级的进出口通流截面。

前例的计算结果和已知条件为：级的多变效率 $\eta_{db} = 81\%$ ；级的进口压力 $p_j = 0.97 \text{ kgf/cm}^2$ ；级的质量流量 $q_m = 6.95 \text{ kg/s}$ ；级的进口温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$ ；空气的气体常数 $R = 29.4$ ；级的进口流速 $c_j = 31.4 \text{ m/s}$ 。

各截面情况见表 2-2。

表 2-2 各截面情况

截面	流速 $c_i / (\text{m/s})$	气温 $t_i / ^\circ\text{C}$	气流温差 $\Delta t_i (= t_i - t_j) / ^\circ\text{C} /$ $\Delta T_i (= T_i - T_j) / \text{K}$
级的进口 $j-j$	$c_j = 31.4$	$t_j = 20$	$\Delta t_j = 0$
叶轮进口 0-0	$c_0 = 92.8$	$t_0 = 16.23$	$\Delta t_0 = -3.77$
叶轮叶片进口 1-1	$c_1 = c_{1r} = 109$	$t_1 = 14.6$	$\Delta t_1 = -5.4$
叶轮叶片出口 2-2	$c_2 = 183$ $c_{2r} = 67$	$t_2 = 51.3$	$\Delta t_2 = 31.3$
扩压器出口 4-4	$c_4 = 69.3$	$t_4 = 65.51$	$\Delta t_4 = 45.51$
级的出口 6-6	$c_6 = 69$	$t_6 = 65.53$	$\Delta t_6 = 45.53$

解 1) 级的各主要截面上的气流压力 p_i 计算指数系数。

$$\sigma = \frac{m}{m-1} = \frac{K}{K-1} \eta_{db} = \frac{1.4}{1.4-1} \times 0.81 = 2.835$$

在 $\frac{\Delta T}{T_j}$ 值较小的情况下， $(1 + \frac{\Delta T}{T_j})^\sigma$ 展开可简化为

$$(1 + \frac{\Delta T}{T_j})^\sigma = 1 + \sigma \frac{\Delta T}{T_j}$$

级的各主要截面上的气流压力见表 2-3。

表 2-3 级的各主要截面上的气流压力

截面	计算公式	截面上的气流压力 $p_i / (\text{kgf/cm}^2)$
叶轮进口 0-0	$p_0 = p_j \left(1 + \frac{\Delta T_0}{T_j}\right)^\sigma$ $\approx p_j \left(1 + \sigma \frac{\Delta T_0}{T_j}\right)$	$p_0 = 0.97 \times \left(1 - 2.835 \times \frac{3.77}{293}\right)$ $= 0.934$
叶轮叶片进口 1-1	$p_1 \approx p_j \left(1 + \delta \frac{\Delta T_1}{T_j}\right)$	$p_1 = 0.97 \times \left(1 - 2.835 \times \frac{5.4}{293}\right) = 0.92$
叶轮叶片出口 2-2	$p_2 = p_j \left(1 + \frac{\Delta T_2}{T_j}\right)^\sigma$	$p_2 = 0.97 \times \left(1 + \frac{31.3}{293}\right)^{2.835} = 1.293$
扩压器出口 4-4	$p_4 = p_j \left(1 + \frac{\Delta T_4}{T_j}\right)^\sigma$	$p_4 = 0.97 \times \left(1 + \frac{45.51}{293}\right)^{2.835} = 1.46$
级的出口 6-6	$p_6 = p_j \left(1 + \frac{\Delta T_6}{T_j}\right)^\sigma$	$p_6 = 0.97 \times \left(1 + \frac{45.53}{293}\right)^{2.835} = 1.46$

2) 级的各主要截面上的气流密度 ρ_i 的计算。

级的进口气流密度为

$$\begin{aligned}\rho_j &= \frac{P_i}{RT_j} \\ &= \frac{0.97 \times 10^4}{29.4 \times (273 + 20)} \text{kg/m}^3 = 1.127 \text{kg/m}^3\end{aligned}$$

级的各主要截面的气流密度见表 2-4。

表 2-4 级的各主要截面的气流密度

截面	比体积比值 $k_{V_i} = \left(1 + \frac{\Delta T_i}{T_j}\right)^{\sigma-1}$	密度/(kg/m ³)
叶轮进口 0-0	$k_{V_0} = \left(1 + \frac{\Delta T_0}{T_j}\right)^{\sigma-1}$ $\approx 1 + (\sigma-1) \frac{\Delta T_0}{T_j} = 1 - (2.835-1) \times \frac{3.77}{293}$ $= 0.9764$	$\rho_0 = k_{V_0} \rho_j$ $= 0.9764 \times 1.127$ $= 1.098$
叶轮叶片进口 1-1	$k_{V_1} \approx 1 + (\sigma-1) \frac{\Delta T_1}{T_j} = 1 - (2.835-1) \times \frac{5.4}{293}$ $= 0.9662$	$\rho_1 = k_{V_1} \rho_j$ $= 0.9662 \times 1.127$ $= 1.098$
叶轮叶片出口 2-2	$k_{V_2} = \left(1 + \frac{\Delta T_2}{T_j}\right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{31.3}{293}\right)^{(2.835-1)} = 1.204$	$\rho_2 = k_{V_2} \rho_j$ $= 1.204 \times 1.127$ $= 1.367$
扩压器出口 4-4	$k_{V_4} = \left(1 + \frac{\Delta T_4}{T_j}\right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{45.51}{293}\right)^{(2.835-1)} = 1.303$	$\rho_4 = k_{V_4} \rho_j$ $= 1.303 \times 1.127 = 1.467$
级的出口 6-6	$k_{V_6} = \left(1 + \frac{\Delta T_6}{T_j}\right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{45.53}{293}\right)^{(2.835-1)} = 1.303$	$\rho_6 = k_{V_6} \rho_j$ $= 1.303 \times 1.127$ $= 1.467$

3) 级的各主要截面上的体积流量 q_{V_i} 和级的进出口通流截面积 F_i 的计算 (表 2-5)。

表 2-5 级的各主要截面上的体积流量和级的进出口通流截面积

截面	气流体积流量 q_{V_i} /(m ³ /s)	有效通流截面积 F_i /m ²
级的进口 $j-j$	$q_{V_j} = \frac{q_m}{\rho_j} = \frac{6.95}{1.127} = 6.17$	$F_j = \frac{q_{V_j}}{c_j} = \frac{6.17}{31.4} = 0.1963$
叶轮进口 0-0	$q_{V_0} = \frac{q_{V_j}}{k_{V_0}} = \frac{6.17}{0.9764} = 6.33$	$F_0 = \frac{q_{V_0}}{c_0} = \frac{6.35}{92.8} = 0.0683$
叶轮叶片进口 1-1	$q_{V_1} = \frac{q_{V_j}}{k_{V_1}} = \frac{6.17}{0.9662} = 6.40$	$F_1 = \frac{q_{V_1}}{c_1} = \frac{6.40}{109} = 0.0587$
叶轮叶片出口 2-2	$q_{V_2} = \frac{q_{V_j}}{k_{V_2}} = \frac{6.17}{1.204} = 5.13$	$F_2 = \frac{q_{V_2}}{c_2} = \frac{5.13}{183} = 0.0280$
扩压器出口 4-4	$q_{V_4} = \frac{q_{V_j}}{k_{V_4}} = \frac{6.17}{1.303} = 4.74$	$F_4 = \frac{q_{V_4}}{c_4} = \frac{4.74}{60.3} = 0.0786$
级的出口 6-6	$q_{V_6} = \frac{q_{V_j}}{k_{V_6}} = \frac{6.17}{1.303} = 4.74$	$F_6 = \frac{q_{V_6}}{c_6} = \frac{4.74}{69} = 0.0687$

2.5 压缩机级的性能曲线

为了把压缩机级的特性反映出来，常常把不同流量时的级压力比（或出口压力）与流量的关系，以及效率与流量的关系，用曲线形式表示出来，称为级的性能曲线。图 2-11 所示为一个离心压缩机级，通过级的试验测量而得到的级性能曲线。试验是在叶轮的圆周速度 $u_2 = 270\text{m/s}$ 时进行的，级的设计点效率 $\eta_{\text{db}} = 0.81$ ；设计点的级压力比 $\varepsilon = 1.54$ ；设计点的流量为 $q_{V_j} = 67.5\text{m}^3/\text{min}$ 。

我们有必要讨论一下，形成这种级压力比和级效率曲线的原因，以便对压缩机级的性能有更深刻的了解。

由于级的压力比主要是由叶轮的叶片功决定的，因此，要了解压力比与流量的关系，得首先讨论叶片功与流量的关系。级的叶片功的大小可由式 (2-6) 表示为

$$h_{\text{叶片}} = \frac{c_{2u}}{g} u_2 = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \frac{c_{2r}}{u_2} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2A} \right)$$

由图 2-12 所示的出口速度三角形开始讨论，在一般后弯式叶轮圆周速度 u_2 以及叶轮叶片出口安装角 β_{2A} 一定的情况下，随着级的进气流量 q_{V_j} 的增加，叶轮出口相对速度 w_2 和径向分速度 c_{2r} 也随之变大。这时，叶轮出口绝对速度的圆周分速度 c_{2u} 将随着流量的增大而减小。从式 (2-6) 的关系可以看出，叶轮的叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 随流量增大（即 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 增大）而降低。因此，如图 2-13 所示，压缩机的叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 将随级的流量的增加而减少。

在上一节中已经讨论过叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 主要是由多变功 h_{db} 和流动损失 $\Delta h_{\text{流动}}$ 两部分组成，因此，要找出对级压力升高实际有效的功——多变功 h_{db} ，就应该先分析一下流动损失 $\Delta h_{\text{流动}}$ 在不同流量时的情况。

对于流动损失 $\Delta h_{\text{流动}}$ ，可以认为它是由流道的内部流动损失（即摩擦损失和局部损失）和冲击损失（即气流进入叶轮叶片、扩压器、回流器叶片等，由于进口部分的冲击和气流方向与叶片方向不一致所引起的损失）组成的。内部流动损失具有随着流量的增大成二次方增大的特点；而冲击损失，则在设计流量时，由于气流方向基本上与流道的叶片方向一致，相对来说，这时的冲击损失最小。然而随着

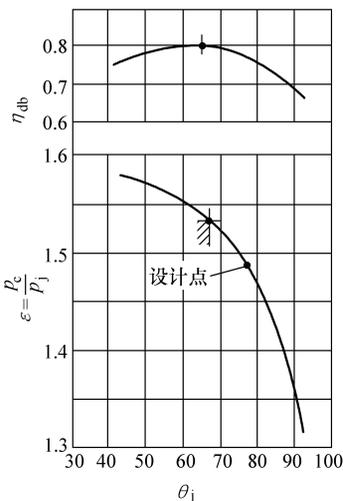


图 2-11 压缩机级的性能曲线

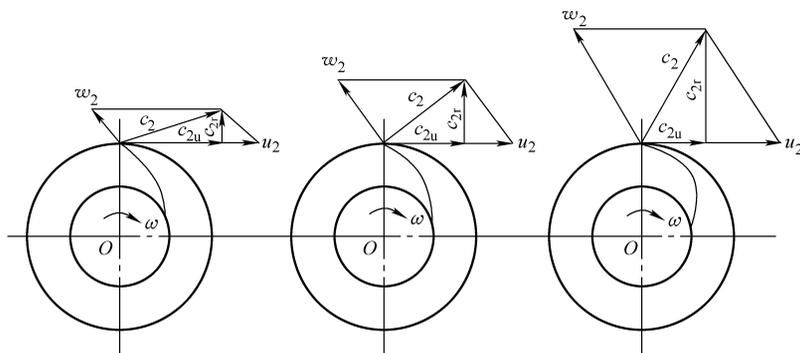


图 2-12 叶轮气出口速度的圆周分速度 c_{2u} 与流量的关系

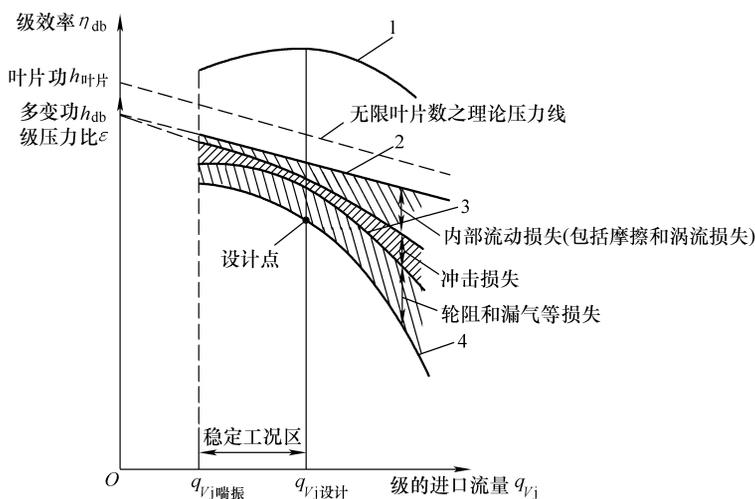


图 2-13 级的性能曲线分析

1—级效率 η_{db} 曲线 2—叶片功 $h_{叶片}$ 曲线（有限叶片数的理论压力线）

3—多变功 h_{db} 曲线 4—级压力比 ϵ 曲线（实际压力曲线）

流量与设计流量的偏差越大（包括流量偏大和偏小），它都会使气流方向 β_1 与叶片安装角 β_{1A} 的偏差变大，如图 2-14 所示。这种偏差的变大，都会引起冲击损失的急剧增加。

按照下列关系为

$$h_{db} = h_{叶片} - \Delta h_{流动}$$

$$h_{db} = h_{叶片} - \Delta h_{内部流动} - \Delta h_{冲击}$$

可把级的多变功 h_{db} 与流量 q_{Vj} 的关系表示为图 2-13 所示的形式。由于级的压力比 ϵ 大致与多变功 h_{db} 成正比，因此图 2-13 所示的级压力比 ϵ 与流量 q_{Vj} 的关系曲线的

形状基本上与多变功 h_{db} 与流量 q_{V_j} 的关系曲线相似。

关于级效率 η_{db} 的问题，一般来说在设计流量 q_{V_j} 时，级的流动情况比较好，它具有最高的效率。而随着流量 q_{V_j} 的增大，由于内部流动损失 $\Delta h_{内部流动}$ 和冲击损失 $\Delta h_{冲击}$ 都增大得较快，使级效率在流量大时下降；在流量小于设计流量 q_{V_j} 的情况下一方面是由于冲击损失的增加，另一方面是由于有效流量的减少使相对的漏气损失和轮阻损失增加，也使级的效率 η_{db} 下降。这也就是使级效率曲线出现图2-13所示的中间高两头低的一般形状。压缩机级的性能曲线除反映级的压力 - 流量、效率 - 流量的关系外，同时也反映了级的稳定工作范围。压缩机级在流量减小到一定程度时，由于轴向旋涡等的影响，造成叶道里的速度很不均匀并出现倒流，这样就很容易使流道里的气流引起严重的脱离现象，使级的压力突然下降。这时，级后或压缩机后的压力气体会出现倒流到叶轮中的现象，使级或压缩机喘振而无法工作。

为了说明压缩机级的工作稳定情况，通常只要指出设计流量到喘振流量范围即可，把设计流量到喘振流量的范围称为稳定工作区，并以 $\frac{q_{V_{喘振}}}{q_{V_{设计}}}$ 的比值表示。对于不同叶片出口安装角 β_{2A} 的叶轮来说， β_{2A} 越大叶轮流道中的气流速度越容易出现不均匀现象，越容易引起喘振。因而，它的稳定工作区的比值 $\frac{q_{V_{喘振}}}{q_{V_{设计}}}$ 就比较小。

在圆周速度相同的条件下，为了便于级与级之间的性能比较，还常常采用能量头系数 $\Psi = \frac{h_{db}}{u_2^2}$ 、流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 和级效率 η_{db} 来表示级的性能参数。由于当圆周速度 u_2 一定时，能量头系数 $\Psi = \frac{h_{db}}{u_2^2}$ 与多变功 h_{db} 成正比；流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 基本上也与流量成正比。因此，如图2-15所示，用能量头系数 Ψ 、流量系数 φ_{2r} 和多变效率 η_{db} 表示的级性能曲线，其形状与用流量 q_{V_j} 、多变功 h_{db} 和多变效率 η_{db} 为坐标的曲线是基本相似的。这时的稳定工作值的比值为 $\frac{\varphi_{2r_{喘振}}}{\varphi_{2r_{设计}}}$ 。

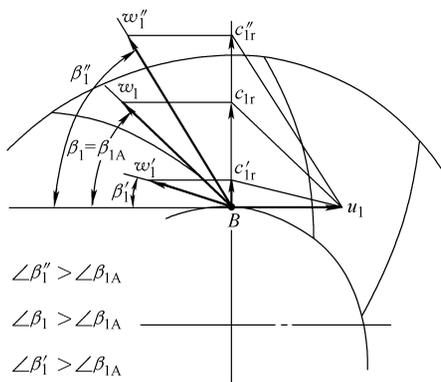


图2-14 在不同流量时的进口气流角度 β_1 与叶片安装角 β_{1A} 的偏差

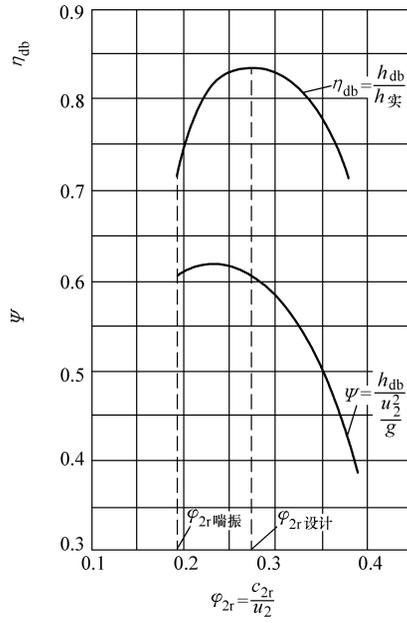


图 2-15 以流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 、能量头系数 $\psi = \frac{h_{db}}{u_2^2/g}$

和多变效率 $\eta_{db} = \frac{h_{db}}{h_{实}}$ 表示的级性能曲线

第3章 叶 轮

对于离心压缩机级来说，由于气体只能通过叶轮来增加气体能量，在压缩机级里提高压力，以及在叶轮后的固定元件内进一步提高气体压力。因此，叶轮是离心压缩机级最重要的一个组成部分。

3.1 叶轮的典型结构

离心压缩机的各种叶轮可按叶片弯曲形式的不同，分为后弯叶片式（图 3-1a）、径向叶片式（图 3-1b）和前弯叶片式（图 3-1c）三种。这三种叶片的根本区别在于叶片出口部分的弯曲方向，弯向与叶轮旋转方向一致的，称为前弯叶片

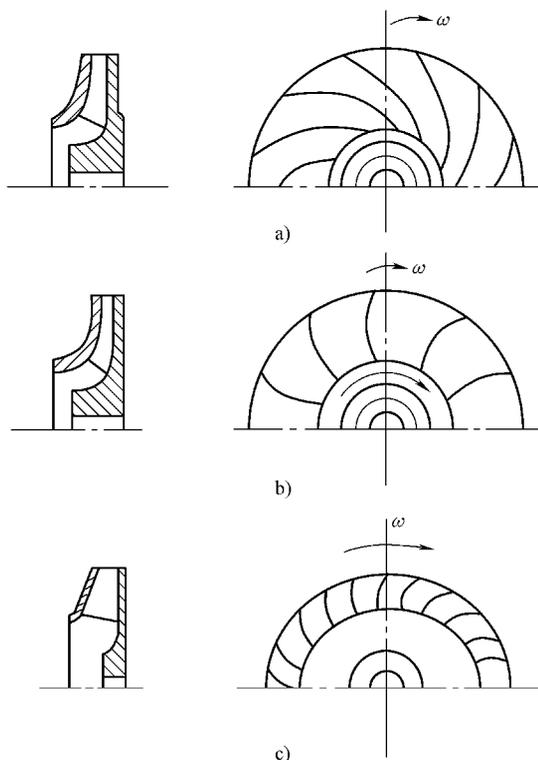


图 3-1 叶轮的结构型式

a) 后弯叶片式 b) 径向叶片式 c) 前弯叶片式

式；弯向与叶轮旋转方向相反方向的称为后弯叶片式；叶片出口方向与叶轮直径方向一致的，称为径向叶片式。

对于这三种不同弯曲形式的叶片的叶轮，从图 3-2 所示的叶轮出口速度三角形可以看出，三种形式的叶轮在叶轮圆周速度 u_2 和气流相对速度 w_2 相同的条件下，后弯叶片式叶轮的出口绝对速度 c_2 和它的圆周分速度 c_{2u} 都比较小；前弯叶片式叶轮的出口绝对速度 c_2 和它的圆周分速度 c_{2u} 都比较大；径向叶片式叶轮则介于后弯和前弯叶片式叶轮之间。

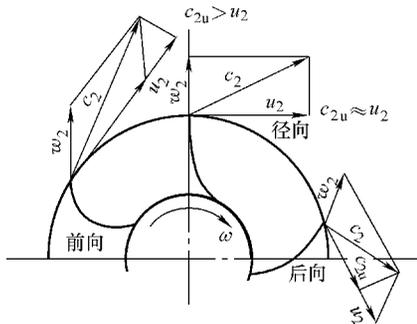


图 3-2 三种叶片形式的出口速度三角形

在叶轮圆周速度 u_2 相同的条件下，叶轮叶片对气体的做功（叶片功 $h_{\text{叶片}}$ ）与叶轮气流出口圆周分速度 c_{2u} 的大小成正比，即

$$h_{\text{叶片}} = \frac{u_2 c_{2u}}{g}$$

在 u_2 相同的条件下，从叶轮对气体的做功大小来看，前弯式叶片做功最大，后弯式叶片做功最小，径向叶片介于两者之间。

但是，如果从整个压缩机级的效率来看，在叶轮圆周速度 u_2 和叶片出口气流相对速度 w_2 条件相同的情况下，前弯式叶片的出口气流绝对速度 c_2 ，显然要比后弯式叶片大得多，这样，对于前弯式叶片的压缩机级来说，它将在很大程度上依靠较高的叶轮出口速度 c_2 在固定元件中降速扩压，然而在固定元件的扩压流动过程中，流动损失较大，尤其是在叶轮圆周速度 u_2 较高的情况下，气流很容易由于马赫数 Ma 过高，带来较大的流动损失，使整个级的效率下降。

对于后弯式叶片来说，由于叶轮出口气流速度 c_2 很小，因此，级的压力升高主要是由气体在旋转叶轮里的离心力和叶轮中的流动扩压来完成的。而气流在叶轮里的增压流动过程中，试验数据表明它的流动损失是比较小的。因此，对于后弯式叶片的压缩机级来说，级的压力升高，主要是在流动损失较小的叶轮里完成的。而叶轮的气流出口速度 c_2 较前弯叶片要小得多，使气流在固定元件里所产生的流动损失显著减少，因此从效率的角度来考虑，后弯式叶片的叶轮比较容易获得较高的级效率。

对于后弯式叶片出口安装角在 $25^\circ \sim 30^\circ$ 时，一般称为水泵型叶轮；出口安装角在 $30^\circ \sim 60^\circ$ 时，一般称为压缩机型叶轮。

叶轮在结构上，一般由轴盘、叶片和轮盖三部分构成，图 3-1 所示的三种叶轮都属于这种结构，称为闭式叶轮。

对于叶轮来说，为了达到尽可能高的级压力比，提高圆周速度 u_2 是一个有效

途径。但是，由于轮盖的强度制约，使圆周速度 u_2 受到了限制，封闭式叶轮的圆周速度一般都小于 320m/s 。因此，为了尽可能地提高级的压力比，也可采用没有轮盖的叶轮，称为半开式叶轮，如图 3-3a 所示。这种叶轮的型式，从叶轮强度角度来考虑是有利的，叶轮的圆周速度 u_2 可达 $450 \sim 500\text{m/s}$ 。但是从级的效率角度来考虑，由于叶轮叶道中的气流直接与固定的壁面相摩擦，以及叶道中的气流在叶片与固定壁面之间的隙缝中的泄漏，使级的效率比闭式叶轮要低些。

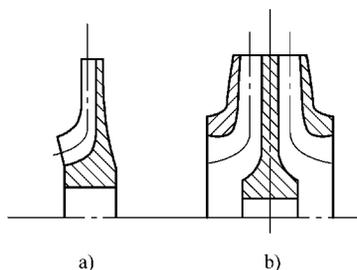


图 3-3 半开式叶轮和闭式叶轮
a) 半开式叶轮 b) 闭式双进气叶轮

叶轮在结构型式上为了适应大流量压缩机级的需要，还可以制成如图 3-3b 所示的双进气结构型式。这样叶轮不仅能够用于大流量的级，而且还具有叶轮的轴向力本身平衡的优点，但是从制造工艺和结构的复杂性来看，则有些不利。

在压缩机设计制造的过程中，必须学会全面地考虑问题。

对于离心压缩机的设计与制造来说，它有下列五个共同的要求：①效率高；②运转可靠、方便；③尺寸小、质量轻；④结构简单，加工方便；⑤尽量节约材料，特别是节约稀有的合金材料。

对于所要设计制造的固定式空分设备上用的离心压缩机，以及其他用途的固定式大型离心压缩机来说，在满足上述要求之后，提高压缩机的效率和保证运转可靠方便这两项占主要地位。因此，对于压缩一般气体的固定式压缩机，为了便于设计制造，通常采用高转速的后弯式叶轮。通风机和低压鼓风机中，为了能在圆周速度较低的条件获得较高的风压，也采用前弯式叶片的叶轮，但效率比较低；对于运输装置上的压缩机，例如航空、船舶等内燃机的增压，移动式小型燃气轮机中的压缩机等，为了满足体积小、重量轻的要求，同时又能保证一定的效率，径向半开式叶轮采用得比较广泛。

3.2 叶轮的主要结构参数

1. 主要结构参数

叶轮是由叶轮轴盘、叶片和轮盖三部分组成的。图 3-4 所示为典型叶轮的主要结构参数。如图 3-4 所示，叶轮的各主要结构参数意义如下： D_2 ——叶轮外径； D_1 ——叶轮叶片进口内径； D_0 ——叶轮进口直径； d ——叶轮进口轮毂直径； b_2 ——叶轮叶片出口宽度； b_1 ——叶片进口宽度； δ ——叶片厚度； Δ ——叶片摺边宽度； z ——叶片数； β_{1A} ——叶片进口安装角； β_{2A} ——叶片出口安装角； θ ——叶

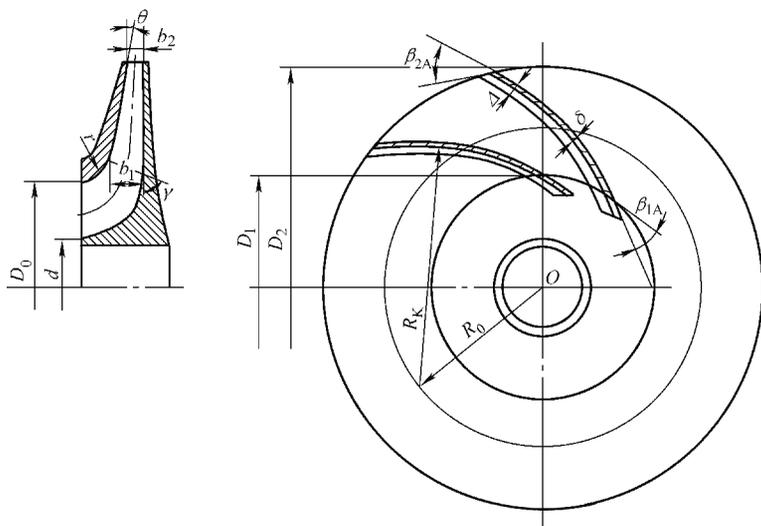


图 3-4 叶轮的主要结构参数

轮的轮盖斜度， $\theta = \arctan \frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1}$ ； γ ——叶片进口边的斜角； r ——轮盖进口圆角半径。

其中叶片进口宽度 b_1 是指叶片轮盖侧面边缘 AB 延长到 C 点（叶片进口中心点的直径 D_1 处）所量得的宽度，在轮盖 AB 为曲线的情况下，可按 B 点作曲线 AB 的切线进行延长。叶片进口边的斜角 γ 一般为 $40^\circ \sim 80^\circ$ 。

2. 叶片截面形式

图 3-5 所示为叶轮叶片截面的几种形式。对于叶片出口宽度 b_2 在 $20 \sim 30\text{mm}$ 以上的叶轮，采用图 3-5a 所示的槽形叶片较多，叶片是由薄钢板压制而成的；对于叶片出口宽度为 $10 \sim 20\text{mm}$ 的叶片，为了铆接方便起见，可采用图 3-5b 所示的 Z 形结构。Z 形叶片也是由薄钢板压制而成的。上述两种叶片的钢板厚度 δ ，一般可选用 $\delta = (0.0035 \sim 0.0007)D_2$ ；为了减少轮盖上的受力和改善叶轮气流通道的表面粗糙度，对于圆周速度 u_2 较高的叶轮，可采用图 3-5c 所示的整体铣制叶片，即叶片从轮盘的本体上直接铣制而成，然后采用贯穿铆钉把轴盘与轮盖铆接起来，这是从强度观点和空气流通观点上的一种比较好的结构，它不受叶片出口宽度 b_2 的限制。但是从材料消耗上来看，则是不利的。这种整体铣制的叶片厚度，一般可选用 $\delta = (0.012 \sim 0.035)D_2$ 。对于直径小的叶轮，从贯穿铆钉的强度来考虑，选用的叶片厚度应大些。

除了上述三种常用的叶片截面形式外，也有采用图 3-5d、e 所示的截面形式。

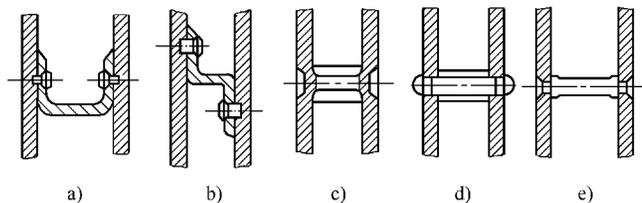


图 3-5 叶片截面的几种形式

- a) 槽形叶片 b) Z形叶片 c) 整体铣制叶片
d) 穿孔叶片 e) 带榫头式叶片

其中图 3-5d 的形式可用于叶片出口宽度 b_2 较窄的情况；图 3-5e 的形式为带有铆接榫头的叶片，比起整体铣制叶片来，它具有厚度较薄的优点，但在铆接和叶片铣制的工艺上，则要求较高。

3. 叶片型线的绘制

叶轮的叶片型线，一般都是用圆弧来绘制的，在叶片的进出口安装角 β_{1A} 、 β_{2A} 和叶轮的外径 D_2 与 D_1 确定之后，即可按下列关系计算出圆弧的曲率半径 R_K 、中心圆半径 R_0 和叶片弧长 l 。图 3-6 所示为这些尺寸的相互关系。

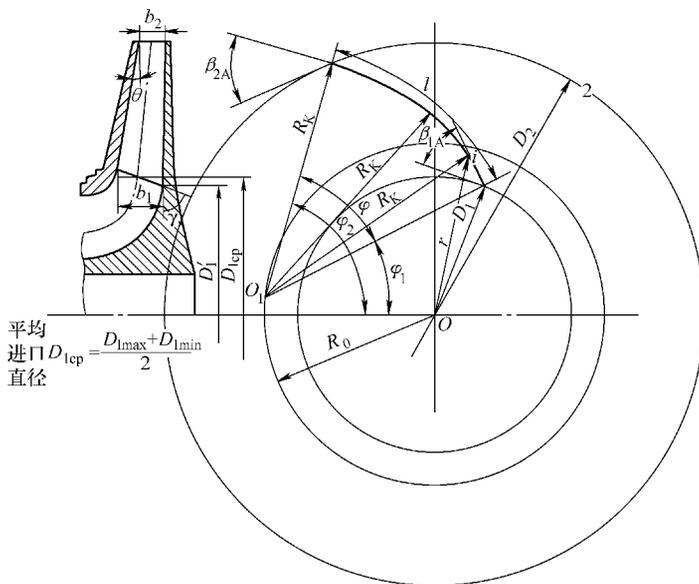


图 3-6 叶轮叶片型线的绘制

$$R_K = \frac{r_2^2 - r_1^2}{2(r_2 \cos\beta_{2A} - r_1 \cos\beta_{1A})}$$

$$= \frac{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{4\left(\cos\beta_{2A} - \frac{D_1}{D_2}\cos\beta_{1A}\right)} D_2 \quad (3-1)$$

$$R_0 = D_2 \sqrt{\frac{R_K}{D_2} \left(\frac{R_K}{D_2} - \cos\beta_{2A}\right)} + 0.25$$

$$= \sqrt{R_K(R_K - D_2 \cos\beta_{2A}) + \left(\frac{D_2}{2}\right)^2}$$

$$= \sqrt{R_K^2 + r_2^2 - 2R_K r_2 \cos\beta_{2A}} \quad (3-2)$$

叶片的弧长 l 可按下列关系式计算：

$$l = 2\pi R_K \frac{\varphi}{360^\circ} \quad (3-3)$$

$$\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$$

$$\varphi_2 = \arccos \frac{R_K^2 + R_0^2 - 0.25D_2^2}{2R_K R_0} \quad (3-4)$$

$$\varphi_1 = \arccos \frac{R_K^2 + R_0^2 - 0.25D_1^2}{2R_K R_0} \quad (3-5)$$

如果需要计算从叶轮外径 D_2 到直径尺寸为 D_1' 处的叶片最大弧长，则将式 (3-5) 中的 D_1 值以 D_1' 取代即可。

4. 叶轮叶片阻塞系数 τ

气流在叶轮叶道中流动时，由于叶片厚度 δ 和摺边部分 Δ 的存在，会减小叶轮的叶片通流截面积。这种通流截面积的减小程度，可用阻塞系数 τ (图 3-7) 来表示，即

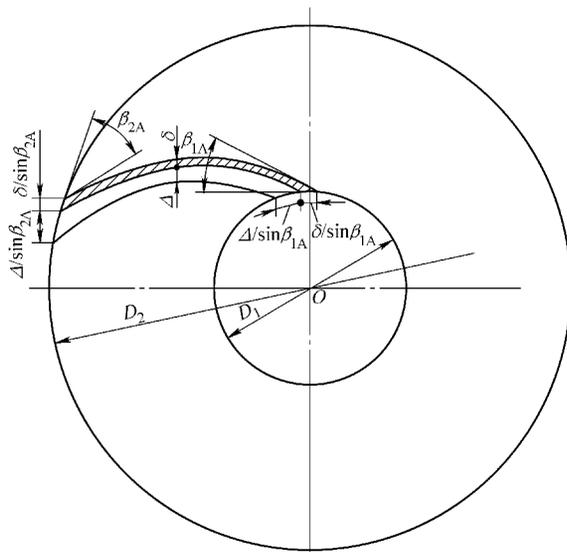
$$\tau = \frac{\text{实际通流截面积}}{\text{不考虑叶片厚度时的通流截面积}}$$

考虑到叶片厚度和叶片摺边时，叶片进口阻塞系数为

$$\tau_1 = \frac{\pi D_1 b_1 - \frac{z\delta_1 b_1}{\cos\beta_{1A}} - \frac{2z\delta_1 \Delta}{\cos\beta_{1A}}}{\pi D_1 b_1}$$

$$= 1 - \frac{z\delta_1 \left(1 + \frac{2\Delta}{b_1}\right)}{\pi D_1 \cos\beta_{1A}} \quad (3-6)$$

叶片出口阻塞系数为

图 3-7 叶轮的阻塞系数 τ

$$\begin{aligned} \tau_2 &= \frac{\pi D_2 b_2 - \frac{z \delta b_2}{\sin \beta_{2A}} - \frac{2z \delta \Delta}{\sin \beta_{2A}}}{\pi D_2 b_2} \\ &= 1 - \frac{z \delta \left(1 + \frac{2\Delta}{b_2} \right)}{\pi D_2 \sin \beta_{2A}} \end{aligned} \quad (3-7)$$

式中 z ——叶片数；

δ ——叶片厚度；

Δ ——叶片摺边宽度。

对于图 3-5c ~ e 所示的基于铣削的叶片来说，叶片的进口和出口端部都进行了削薄，这时叶轮叶片进出口的阻塞系数 τ_1 、 τ_2 应按图 3-8 所示的叶片厚度与削薄后的厚度平均值来计算。

$$\text{进口叶片计算厚度为} \quad \delta_1 = \frac{\delta + \delta'}{2}$$

$$\text{出口叶片计算厚度为} \quad \delta_2 = \frac{\delta + \delta''}{2}$$

式中 δ ——叶片原有厚度；

δ' ——叶片进口端削薄后的厚度；

δ'' ——叶片出口端削薄后的厚度。

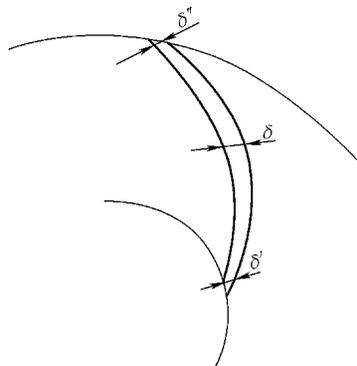


图 3-8 叶片进口削薄后的厚度计算

一般由钢板压制成的叶片，则其阻塞系数为

$$\tau_1 = 0.76 \sim 0.9$$

$$\tau_2 = 0.88 \sim 0.95$$

对于整体铣削的叶片，则其阻塞系数更要小些。一般取 $\tau_1 = 0.70 \sim 0.89$ ， $\tau_2 = 0.85 \sim 0.93$ 。

3.3 叶轮主要参数的确定及其相互关系

叶轮主要参数的确定，与压缩机级能否具有良好的性能（较高的级效率 η_{db} 、较高的级压力比 ε 和较大的稳定工作区）是紧密联系起来的。

对级性能有直接影响的下列问题进行讨论是很有必要的。

- 1) 叶轮叶片出口安装角 β_{2A} 。
- 2) 叶片出口相对宽度 b_2/D_2 。
- 3) 叶轮流量系数 $\varphi_{2r} = c_{2r}/u_2$ 的选取。
- 4) 叶轮进口部分的设计。
- 5) 轮径比 $\lambda = D_1/D_2$ 的确定。
- 6) 叶片进口安装角 β_{1A} 的确定。
- 7) 叶片数 z 的确定。
- 8) 其他结构参数的影响。

如上所述，在叶轮的设计中，虽然影响压缩机级的因素很多，在一般情况下，叶轮中间起着决定作用的参数是叶片出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 和叶片出口相对宽度 b_2/D_2 。因此，在讨论上述八个方面时，将首先着重讨论这三个参数。

1. 叶轮叶片出口安装角 β_{2A}

叶轮叶片出口安装角 β_{2A} （简称出口角 β_{2A} ）与压缩机级的性能有极大关系。图 3-9 和表 3-1 表示了出口角分别为 β_{2A} 为 22.5° 、 32° 、 45° 和 90° 四种叶轮的级特性试验曲线。从级的多变效率 η_{db} 来看，当 $\beta_{2A} = 22.5^\circ$ 和 $\beta_{2A} = 30^\circ$ 时，具有较高的多变效率 $\eta_{db} = 84\%$ ； $\beta_{2A} = 45^\circ$ 时的多变效率 $\eta_{db} = 83\%$ ；当 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 时，级的多变效率 $\eta_{db} = 80\%$ 。由此可见随着叶片出口安装角 β_{2A} 的增大，级的多

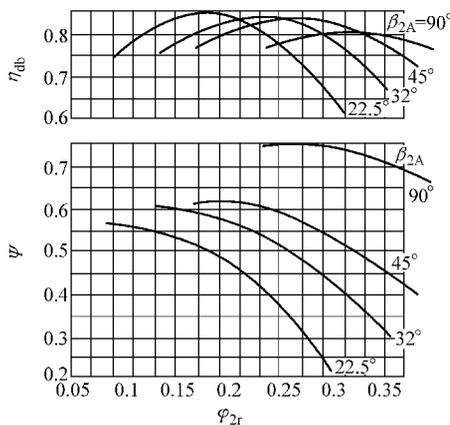


图 3-9 不同叶片出口安装角 β_{2A} 的性能特性曲线

变效率逐渐下降。

对于级的能量头系数 $\Psi = \frac{h_{db}}{\frac{u_2^2}{g}}$ 来说，则随着 β_{2A} 的增加而显著增大。

表 3-1 各级的特性数据

叶片出口安装角	β_{2A}	22.5°	32°	45°	90°
最佳流量系数	$\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	0.16	0.20	0.23	0.265
能量头系数	$\Psi = \frac{h_{db}}{\frac{u_2^2}{g}}$	0.49	0.535	0.565	0.73
稳定工作范围	$\frac{\varphi_{2r\text{临界}}}{\varphi_{2r\text{最佳}}}$	0.40	0.57	0.61	0.78
级多变效率	η_{db}	84%	84%	83%	80%

径向叶片叶轮 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 时的能量头系数 Ψ 是水泵型叶轮 $\beta_{2A} = 22.5^\circ$ 的 1.5 倍。因此，采用大的叶片出口安装角 β_{2A} 对于获得较高的级压力比是很重要的。

但是随着出口安装角 β_{2A} 的增大，级的稳定工作范围将显著缩小。出口安装角 $\beta_{2A} = 90^\circ$ 的稳定工作范围只有 $\beta_{2A} = 22.5^\circ$ 的一半。

对于一般固定式离心压缩机来说，叶片出口安装角为 $\beta_{2A} = 20^\circ \sim 50^\circ$ 应用得最广。

2. 叶轮叶片出口相对宽度 b_2/D_2

叶轮叶片出口相对宽度 b_2/D_2 ，在过小或过大的情况下对于一般的压缩机级的工作都是不利的。在相对宽度 b_2/D_2 过小的情况下，由于气流在叶道里的摩擦损失显著增大，使级效率下降。这一点，对于带有无叶扩压器的级就显得更为明显。然而，如果叶轮的叶片相对宽度 b_2/D_2 过大，则对于一般叶轮来说，容易引起气流在叶轮叶道内的流动不均匀，对于叶轮的工作和叶轮以后气体在固定元件中的工作也都是不利的。此外，随着相对宽度 b_2/D_2 增加得过大，也会使圆周速度 u_2 较高的叶轮叶片出现应力过大的现象。

图 3-10 所示为一个具有无叶扩压器、弯道和回流器的中间级。在不同的相对宽度 b_2/D_2 下的级性能曲线。级的叶轮出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ$ ，叶片相对宽度 b_2/D_2 分别为 0.0628、0.0492、0.0328 和 0.0197。在叶片相对宽度 $b_2/D_2 = 0.0628$ 时，级的多变效率和能量头系数 Ψ 都比较高。随着 b_2/D_2 的减小，级的多变效率 η_{db} 和能量头系数 Ψ 都有所下降。特别是在相对宽度 $b_2/D_2 < 0.03$ 时，级的多变效率和

能量头系数 Ψ 下降至最低。图 3-11 所示为不同相对宽度 b_2/D_2 时的级效率与 $b_2/D_2 = 0.0628$ 时的比较。

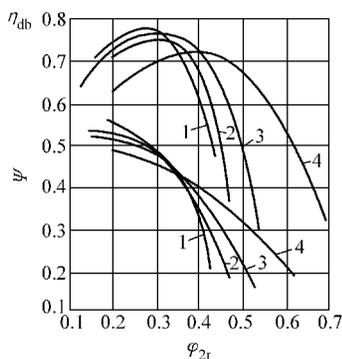


图 3-10 具有无叶扩压器的压缩机不同的相对宽度 b_2/D_2 下级的性能曲线

$$1 - \frac{b_2}{D_2} = 0.0628 \quad 2 - \frac{b_2}{D_2} = 0.0492$$

$$3 - \frac{b_2}{D_2} = 0.0328 \quad 4 - \frac{b_2}{D_2} = 0.0197$$

在不同的叶片相对宽度 b_2/D_2 的情况下，对于带有无叶扩压器的级来说，最佳流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 将随着 b_2/D_2 的减少而增大。但在 $b_2/D_2 > 0.03$ 的情况下，最佳流量系数 φ_{2r} 的变化不大。对于叶轮叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ$ 、带有无叶扩压器的级来说，当 $b_2/D_2 = 0.0328 \sim 0.0628$ 时，其最佳流量系数 $\varphi_{2r} = 0.30 \sim 0.28$ 。

图 3-12 所示为具有叶片扩压器的压缩机级，在不同出口叶片相对宽度 b_2/D_2 时的级性能曲线。叶轮的叶片出口相对宽度 b_2/D_2 分别为 0.07、0.055、0.04 和 0.025 四种。当 $b_2/D_2 = 0.055$ 时，级的多变效率为 $\eta_{db} = 84\%$ ； $b_2/D_2 = 0.025$ 和 0.07 时，级的多变效率为 $\eta_{db} = 83\%$ 。可以看出，具有叶片扩压器的压缩机级， b_2/D_2 值对于效率的影响要比具有无叶扩压器时小得多。相反的，随着 b_2/D_2 的

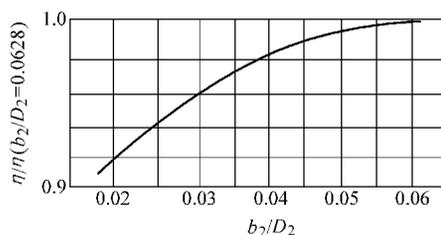


图 3-11 不同叶片相对宽度 b_2/D_2 时的级效率与 $b_2/D_2 = 0.0628$ 时相比

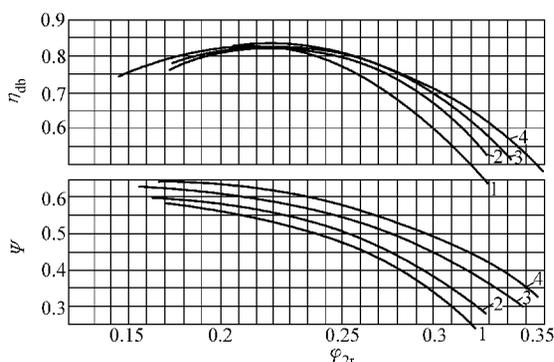


图 3-12 具有叶片扩压器的压缩机级在不同叶片相对宽度 b_2/D_2 时的级性能曲线

$$1 - \frac{b_2}{D_2} = 0.07 \quad 2 - \frac{b_2}{D_2} = 0.055$$

$$3 - \frac{b_2}{D_2} = 0.04 \quad 4 - \frac{b_2}{D_2} = 0.025$$

减小，级的能量头系数还有所增加。

图 3-13 所示为具有无叶片扩压器和叶片扩压器的级，在不同叶片相对宽度 b_2/D_2 时的效率变化。

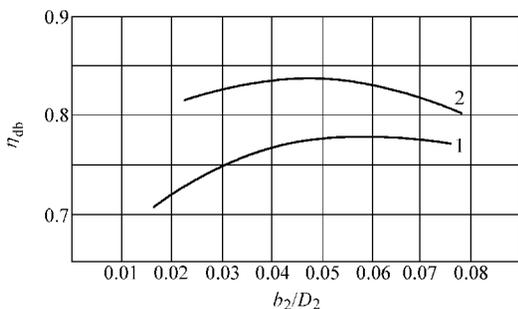


图 3-13 不同叶片相对宽度 b_2/D_2 对级效率 η_{db} 的影响

1—带无叶扩压器的级 2—带叶片扩压器的级

在一般压缩机的设计中，叶轮的叶片不同相对宽度 b_2/D_2 的值以 $b_2/D_2 = 0.03 \sim 0.06$ 为宜。 $b_2/D_2 < 0.03$ 对于具有无叶扩压器的级是不利的。 $b_2/D_2 < 0.025$ ，对于具有叶片扩压器的级也是不利的。反之，采用过大的 b_2/D_2 值，在 $b_2/D_2 > 0.07 \sim 0.075$ 的情况下，从叶轮的强度和效率来说，都是不利的。因此，对于一般的压缩机叶轮， b_2/D_2 均在 $0.02 \sim 0.075$ 范围之内。

叶轮叶片出口宽度 b_2 和相对出口宽度 b_2/D_2 可按流体连续性定律计算，即可按

$$q_V = c_{2r} F_2 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2}} = \pi D_2 b_2 \tau_2 c_{2r}$$

求得

$$b_2 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2} \pi D_2 \tau_2 c_{2r}} \quad (3-8)$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2} \pi D_2^2 \tau_2 c_{2r}} = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2} \tau_2 u_2^3} \frac{c_{2r}}{u_2} \left(\frac{n}{33.9} \right)^2 \quad (3-9)$$

从上述关系可以看出，在级的进口流量 q_{Vj} 、叶轮圆周速度 u_2 及 k_{V_2} 、 τ_2 已经确定的情况下，随着叶轮的转速 n 的增大和流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 的减小，叶轮的相对宽度 b_2/D_2 将得到增大。因此，为了在小流量时保证叶轮的相对宽度 b_2/D_2 不致过小，可以采用较高的转速 n 和较小的流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ ，即采用较小的叶片出口安装角 β_{2A} 。

对于叶轮的进口叶片宽度 b_1 ，则可同样地按照流体连续性定律来计算，即可按

$$q_V = c_{1r} F_1 = \frac{q_{Vj}}{k_{V1}} = \pi D_1 b_1 \tau_1 c_{1r}$$

因

$$c_{1r} = c_1$$

得

$$b_1 = \frac{q_{Vj}}{k_{V1} c_1 \pi D_1 \tau_1} \quad (3-10)$$

3. 叶轮流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 的选取

在叶轮几何尺寸一定的情况下，气体在叶轮里的工作情况与流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$

有直接关系。从叶轮叶片功的关系式为

$$h_{\text{叶片}} = \frac{u_2^2}{g} \left(1 - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2A} \right)$$

可以看出，对于一般压缩机的叶轮来说，随着流量系数 φ_{2r} 的增大，会使叶片功 $h_{\text{叶片}}$ 下降，这对于提高级的压力是不利的。反之，如果把流量系数 φ_{2r} 取得太小，则叶轮叶道里的平均流速必然下降。这时，由于叶道中的轴向旋涡等影响，会使叶道里的气流产生倒流现象，使级的性能恶化。所以，对于不同的叶轮选用适当的流量系数是十分重要的。

在一定的圆周速度 u_2 的条件下，为了保证叶轮叶道中一定的平均速度，则叶轮出口径向分速度 c_{2r} 将随着叶轮出口安装角 β_{2A} 的增大而增大。因此，在选择流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 时，常常是随着叶轮出口安装角 β_{2A} 的增大而选用大的流量系数。此外，还需要按照扩压器的形式、叶轮叶片出口的相对宽度 b_2/D_2 和流量的大小来考虑流量系数大小的选取。

对于无叶片扩压器的级，应该把流量系数 φ_{2r} 取得大一些。这样可以缩短气流在无叶片扩压器中的流动路径，减少流动损失。对于不同的叶片出口相对宽度 b_2/D_2 ，则可按上一节所讨论的要求来考虑流量系数的大小。随着 b_2/D_2 的减小，应把流量系数稍微取得大一些。此外，在流量过大或过小的情况下，也还可以适当地增大或减小流量系数 φ_{2r} 。

图 3-14 表示了叶轮不同出口安装角 β_{2A} 在中等叶片相对宽度 ($b_2/D_2 = 0.04 \sim 0.05$) $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 的条件下，一般

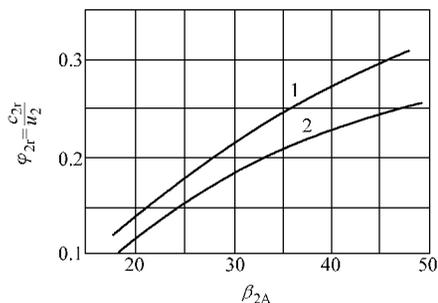


图 3-14 叶轮流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 与 β_{2A} 曲线

1—带无叶扩压器 2—带叶片扩压器

设计中所取用的流量系数。曲线 1 适用于带无叶片扩压器的叶轮，曲线 2 适用于带叶片扩压器的叶轮。上述曲线可供一般离心压缩机级设计时选取流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 时参考。

4. 叶轮进口部分的设计

为了保证叶轮的良好工作状态，叶轮进口部分的合理设计也是很必要的。要尽可能地改善气流在叶轮里的流动，需要注意到叶轮进口气流的均匀性和气流流线的整齐。

1) 叶轮进口气流的均匀性。气流在叶轮进口部分的流动，是一个由轴向流动转弯到径向流动的过程，如图 3-15 所示。气流在转弯过程中，因受气流转弯的离心力作用，会出现流速不均匀的现象。靠近轮盘的气流流速较缓慢，而靠近轮盖的气流则流得很快。尤其是在叶轮进口叶片宽度 b_1 较大的条件下，这种流速的不均匀性随着轮盖圆角半径 r 的减小而显得特别明显。叶轮进口流速的不均匀性，对于一般叶轮来说，会带来叶片进口冲击损失和叶轮内部流动的恶化，使级的效率下降。因此，在叶轮进口设计时，可采用较大的圆角半径 r 来改善叶轮进口气流的流速不均匀性。

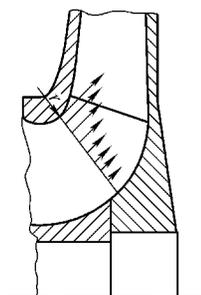


图 3-15 气流在叶轮进口转弯时的流动不均匀性

图 3-16 所示为在同一个叶轮上，

采用了不同进口圆角半径比值 $\frac{r}{D_0}$ 的级特性变化。当圆角半径比值 $\frac{r}{D_0}$ 从 0.06 增大到 0.125 时，级的多变效率 η_{db} 可以提高 1%，能量头系数也有所增大，性能曲线也变得更为平坦。所以在叶轮进口设计时，在结构允许的条件下，可适当地采用较大的 $\frac{r}{D_0}$ 值，最好是不小于 0.10。在叶轮叶片进口相对宽度 b_1/D_2 较大的情况下，则更应该注意采用较大的 $\frac{r}{D_0}$ 值，以减小进口气流的不均匀性。

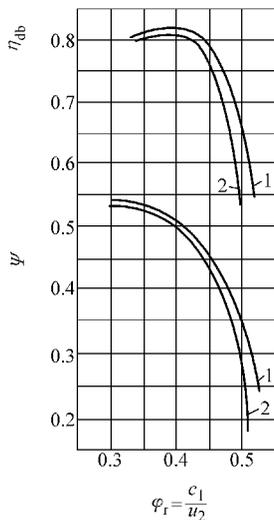
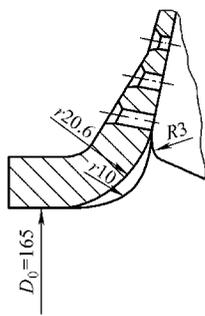


图 3-16 不同轮盖进口圆角半径 $\frac{r}{D_0}$ 时的级的特性

1— $\frac{r}{D_0} = 0.125$ 2— $\frac{r}{D_0} = 0.06$

2) 叶轮进口气流流线的整齐。叶轮进口气流均匀性的改善，除了

应该注意到轮盖的圆角半径 r 外，还需要从叶轮进口（0-0 截面）到叶片进口（1-1 截面），采用气流收缩加速的方法，来改善叶轮进口气流流线的整齐。

图 3-17 所示为叶轮在气流进口速度 c_0 与叶片进口前的气流速度 c'_1 的比值 $K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$ 不同的情况下，所引起级的性能曲线的变化。速度比 K'_c 是通过减小进口轮毂直径 d 的方法来降低叶轮进口气流流速 c_0 ，使速度比 $K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$ 的值增大。

由图 3-17 可以看出，叶轮的速度比值为 $K'_c = 1.12$ 时，要比 $K'_c = 0.865$ 时的级效率高 6.5%，同时，级的能量头系数 $\Psi = \frac{h_{db}}{u_2^2/g}$ 也有所提高。因此，在叶轮叶片气流

进口前的加速是很必要的。在一般情况下，速度比值 $K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$ 应不小于 1.05。

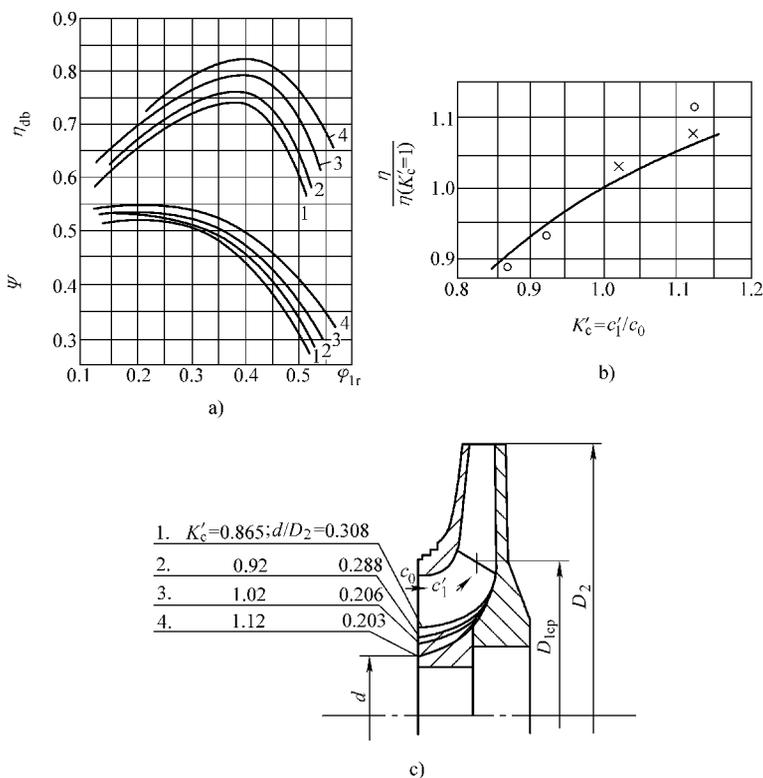


图 3-17 不同 $K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$ 时的级性能曲线

a) 级性能曲线 b) 不同 K'_c 时的最高级效率与 $K'_c = 1$ 时的最高效率的比较 c) 不同 K'_c 时的叶轮结构图

应该指出, 速度比值 $K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$ 的增大应尽可能地采用图 3-17 所示的减少叶轮进口轮毂直径 d 的方法, 降低 c_0 来实现 K'_c 的增大。这里, 也应注意避免出现叶轮进口速度 c'_1 过高而带来的流动损失。

5. 叶轮的轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的确定

叶轮的轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的确定涉及下列几个基本问题。

- 1) 如何在小的叶片进口相对速度 w_1 下, 确定叶轮进口直径。
- 2) 轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 对于级的工作的影响。

(1) 在相对速度 w_1 较小时确定叶轮进口及叶片进口直径 D_0 、 D_1 在压缩级级的进口流量 q_{Vj} 、转速 n 和轴径比 d/D_0 已经确定的情况下, 叶轮直径 D_0 的确定会直接影响到叶轮叶片的进口相对速度 w_1 的数值。而相对速度 w_1 对于气体在叶轮叶道内的扩压流动过程 ($w_1 > w_2$) 有很大影响, 叶道的流动损失随着相对速度 w_1 的增高, 即 $\frac{w_1}{w_2}$ 的比值的变大而明显加大, 特别在 Ma_{w_1} 值较大的情况下, 显得更为明显。

对于压缩一般气体的固定式离心压缩机, 应取 $\frac{w_1}{w_2} \leq 2 \sim 2.2$, 一般取 $\frac{w_1}{w_2} = 1.6 \sim 1.9$ 。相对速度 w_1 是由叶轮圆周速度 u_1 值和气流径向速度 c_1 值两者合成的, 可表示为

$$w_1 = \sqrt{u_1^2 + c_1^2} = \sqrt{u_1^2 + (K_c c_0)^2} \quad (3-11)$$

$$w_1 = \sqrt{\left(\frac{\pi D_1 n}{60}\right)^2 + \left[\frac{q_{Vj} K_c}{k_{V_0} \frac{\pi(D_0^2 - d^2)}{4}}\right]^2}$$

$$w_1 = \sqrt{\left(\frac{\pi D_0 K_D n}{60}\right)^2 + \left[\frac{4q_{Vj} K_c}{\pi D_0^2 (1 - K_d^2) k_{V_0}}\right]^2}$$

从叶轮的结构和气流的流动方面考虑, 一般可取:

轮径比 $K_D = \frac{D_1}{D_0} = 1.01 \sim 1.10$;

轴径比 $K_d = \frac{d}{D_0}$, 一般取 $K_d = 0.4 \sim 0.6$;

速度比 $K_c = \frac{c_1}{c_0} = \frac{c'_1}{c_0} \frac{c_1}{c'_1} = \frac{K'_c}{\tau_1}$, 其中可取 $K'_c \geq 1.05$ 。

令 $\left(\frac{\pi n K_D}{60}\right)^2 = a$; $\left[\frac{4q_{Vj} K_c}{\pi(1-K_d^2)k_{V_0}}\right]^2 = b$, a 和 b 均为常数, 则可将式(3-11) 表示为

$$w_1 = \sqrt{aD_0^2 + \frac{b}{D_0^4}} \quad (3-12)$$

其中, $aD_0^2 = u_1^2$, $\frac{b}{D_0^4} = c_1^2$ 。

不同进口直径 D_0 时, 所引起相对速度 w_1 的变化, 如图 3-18 所示。

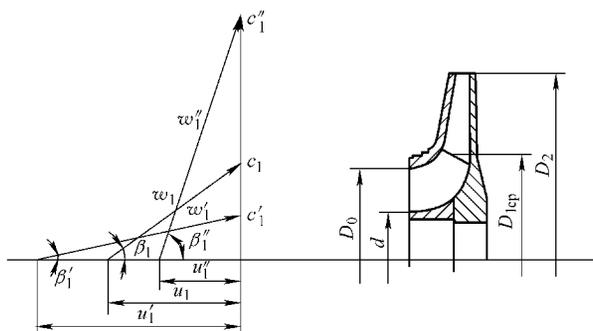


图 3-18 不同进口直径 D_0 时所引起相对速度 w_1 的变化

由式(3-12)及图3-18可以明显看出, 如果所选用的叶轮进口直径 D_0 过小, 则圆周速度 u_1 虽然很小 ($u_1 = u_1''$), 但径向速度 c_1 则因叶轮进口截面 $F_0 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d^2) = \frac{\pi}{4}(1 - K_d^2)D_0^2$ 的减少而大大增加 ($c_1 = c_1''$), 致使叶片气流进口相对速度 w_1 变得很大 ($w_1 = w_1''$); 反之, 如果选用的进口直径 D_0 过大, 则径向速度 c_1 虽然小了 ($c_1 = c_1'$), 但圆周速度 u_1 增大得很多 ($u_1 = u_1'$), 结果同样会使相对速度 w_1 变得很大 ($w_1 = w_1'$)。因此, 应该适当地选用叶轮进口直径 D_0 , 才能使相对速度处于最小值。在叶轮流量 q_{Vj} 、转速 n 和轴径比 d/D_0 等已经确定的条件下, 这种能使相对速度 w_1 保持最小值的叶轮进口直径 D_0 (w_1 最小), 可以用数学方法, 以直径 D_0 对式(3-12)中的相对速度 w_1 求导数, 并令导数 $\frac{dw_1}{dD_0} = 0$, 即可求得相对速度 w_1 最小时的进口直径 D_0 。

式(3-12)可表示为

$$w_1^2 = aD_0^2 + \frac{b}{D_0^4}$$

对 w_1 求导数可得

$$2w_1 \frac{dw_1}{dD_0} = 2aD_0 - 4bD_0^{-5}$$

令 $\frac{dw_1}{dD_0} = 0$, 则 $2aD_0 - 4bD_0^{-5} = 0$ 。

$$\begin{aligned} \text{可得} \quad D_0 = D_{0(w_1 \text{最小})} &= \sqrt[6]{\frac{2b}{a}} = \sqrt[6]{\frac{60^2}{\pi^2 n^2 K_D^2} \frac{32 q_{Vj}^2 K_c^2}{\pi^2 (1 - K_d^2)^2 k_{V_0}^2}} \\ &= \sqrt[3]{\frac{4 \times 60 \sqrt{2}}{\pi^2}} \times \sqrt[3]{\frac{q_{Vj} K_c}{n(1 - K_d^2) K_D \cdot k_{V_0}}} \\ D_{0(w_1 \text{最小})} &= 3.25 \times \sqrt[3]{\frac{q_{Vj} K_c}{n(1 - K_d^2) K_D \cdot k_{V_0}}} \end{aligned} \quad (3-13)$$

式中 q_{Vj} ——进口体积流量 (m^3/s);

$$K_c \text{——速度比, } K_c = \frac{c_1}{c_0} = \frac{c'_1}{c'_0} \times \frac{c_1}{c'_1} = \frac{K'_c}{\tau_1};$$

$$K_d \text{——轴径比, } K_d = \frac{d}{D_0};$$

$$K_D \text{——轮径比, } K_D = \frac{D_1}{D_0}。$$

把式 (3-13) 代入式 (3-12) 可得最小相对速度 w_1 (m/s) 最小为

$$w_{1\text{最小}} = 0.208 \times \sqrt[3]{\frac{q_{Vj} K_c n^2 K_D^2}{(1 - K_d^2) k_{V_0}}} \quad (3-14)$$

由式 (3-14) 的关系可以看出, 在结构许可的条件下, 采用较小的轴径比 $K_d = \frac{d}{D_0}$, 即采用较小的叶轮进口轮毂直径 d 对于降低相对速度 $w_{1\text{最小}}$ 是有利的。而所采用的轮径比 $K_D = \frac{D_1}{D_0}$ 和速度比 $K_c = \frac{c_1}{c_0}$ 及转速 n 过大的话, 则会引起相对速度 $w_{1\text{最小}}$ 的升高, 对于叶轮的工作是不利的。

因此, 在进行叶轮设计时, 除了轴径比 $K_d = \frac{d}{D_0}$ 在结构上许可的条件下可取得小一些外, 轮径比 $K_D = \frac{D_1}{D_0}$ 、转速 n 和速度比 $K_c = \frac{c_1}{c_0}$ 也不宜取得过大。

在实际设计时, 所选用的叶轮进口直径 D_0 并不完全与 $D_{0(w_1 \text{最小})}$ 一致, 这时的相对速度比值 $\frac{w_1}{w_{1\text{最小}}}$, 可由式 (3-12) 推导而得

$$\frac{w_1}{w_{1\text{最小}}} = 0.816 \times \frac{D_0}{D_{0(w_1 \text{最小})}} \times \sqrt{1 + 0.5 \frac{D_{0(w_1 \text{最小})}}{D_0}} \quad (3-15)$$

叶轮的进口气流角度 β_1 可表示为

$$\tan^2 \beta_1 = \frac{c_1 r^2}{c_1^2} = \frac{\frac{b}{D_0^4}}{a D_0^2} = \frac{b}{a D_0^6}$$

在 $D_0 = D_{0(w_1 \text{最小})}$ 时, $a D_0^6 = 2b$,

$$\text{则 } \tan^2 \beta_{1(w_1 \text{最小})} = \frac{1}{2}, \quad \tan \beta_{1(w_1 \text{最小})} = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.707$$

$$\beta_{1(w_1 \text{最小})} = 35^\circ 16'$$

从上述推算可以看出, 如果单纯从相对速度 w_1 最小的角度来考虑, 则进气角度 $\beta_1 = 35^\circ 16'$ 为最佳。

当 $D_0 \neq D_{0(w_1 \text{最小})}$ 时, 叶轮进口气流角则可表示为

$$\beta_1 = \arctan \sqrt{2} \left(\frac{D_0}{D_{0(w_1 \text{最小})}} \right)^3 \quad (3-16)$$

由图 3-19 可以看出, 如果所选用的 D_0 与 $D_{0(w_1 \text{最小})}$ 的比值 $\frac{D_0}{D_{0(w_1 \text{最小})}} = 0.9 \sim 1.1$, 所引起的相对速度 w_1 的增加只有 2%, 然而 D_0 的值稍微的增加, 对于气流相对速度 w_1 的影响很微小, 使进口的绝对速度 c_0 、 c_1' 和 c_1 有所下降, 这样对于流动损失的减少是有好处的。因此, 在选用 D_0 值时, 一般可取得比 $D_{0(w_1 \text{最小})}$ 要稍微大一些, 叶轮进口最佳直径 $D_{0(\text{最佳})}$ 为

$$D_{0(\text{最佳})} = (1.02 \sim 1.06) D_{0(w_1 \text{最小})} \quad (3-17)$$

现在按照相对速度 w_1 较小的要求来计算叶片的最佳进口直径 $D_{1(\text{最佳})}$, 可表示为

$$D_{1(\text{最佳})} = K_D D_{0(\text{最佳})} = (1.02 \sim 1.06) K_D D_{0(w_1 \text{最小})} \quad (3-18)$$

(2) 叶轮轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 对级的工作影响 叶轮的叶片进口直径 D_1 与叶轮外径

D_2 的轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 对于气流在叶轮里的流动有直接影响。过大的轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 使叶轮外径 D_2 与叶片进口外径 D_1 值相差很小。这时, 由于叶片进出口的圆周速度平方之差 ($u_2^2 - u_1^2$) 很小, 使叶轮未能充分利用气体的离心力来提高级的出口压力, 而是依靠叶轮和固定元件中的流动扩压来提高压力, 使级的效率下降。因此,

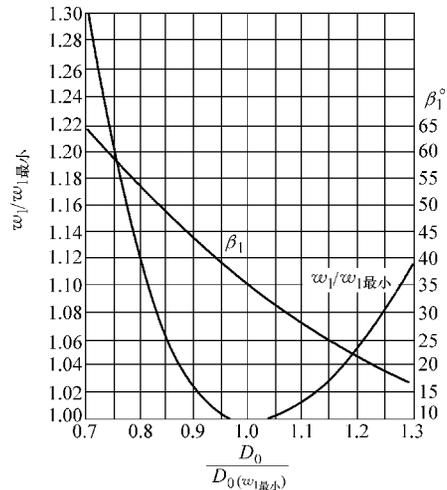


图 3-19 不同 $\frac{D_0}{D_{0(w_1 \text{最小})}}$ 时的速度比 $\frac{w_1}{w_{1 \text{最小}}}$ 和气流角 β_1 的变化

在轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 过大的情况下, 会使级的压力比和效率得不到保证。反之, 如果采用过小的轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$, 则会使叶轮出现叶片流道过长, 造成气流流动损失的增加, 也会使级的效率下降。按照叶轮现有的使用经验, 对于一般叶轮来说, 轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 应取 0.45 ~ 0.60, λ 值不要超过 0.58 ~ 0.60, 否则级的压力比和效率都会有明显的下降。

因此, 在确定叶轮叶片进口直径 D_1 时, 首先可按式 (3-18) 计算出最佳直径 $D_{1(\text{最佳})}$, 然后检验 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 值是否符合 $\lambda = 0.45 \sim 0.60$ 的要求。

如果 $D_{1(\text{最佳})}$ 值超出了轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的许可范围, 则应首先设法改变转速 n 、轴径比 $K_d = \frac{d}{D_0}$ 等参数来改变最佳的叶片进口直径 $D_{1(\text{最佳})}$, 以及改变外径 D_2 , 使它尽可能地满足轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的要求。

如果在一定条件下还不能满足轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的要求, 就只能选用比 $D_{1(\text{最佳})}$ 值更大或更小的叶片进口直径 D_1 来满足轮径比的要求。例如对于叶片出口角较小的水泵型叶轮来说, 由于设计流量较小, 按叶片进口最佳直径 $D_{1(\text{最佳})}$ 计算所得的数值往往小于轮径比所允许的最小值, 因此, 在这种情况下, 常常把叶片进口直径 D_1 选得比最佳直径 $D_{1(\text{最佳})}$ 要大一些, 来满足轮径比的要求。

6. 叶轮叶片进口安装角 β_{1A} 的确定

叶轮的叶片进口安装角 β_{1A} , 一般是按照叶轮叶片进气方向角 β_1 来确定的。叶轮的叶片进气方向角 β_1 可表示为

$$\tan\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{c_0 K_c}{\frac{\pi D_1 n}{60}} \quad (3-19)$$

$$\text{或表示为} \quad \tan\beta_1 = \frac{c_1}{u_1} = \frac{q_{Vj}}{k_{V1} \pi b_1 D_1 \tau_1 u_1} \quad (3-20)$$

式中 c_0 ——叶轮进口气流速度 (m/s);

c_1 ——气流进入叶片后的绝对速度 (m/s);

q_{Vj} ——级的进气体积流量 (m³/s);

K_c ——速度比, $K_c = \frac{c_1}{c_0}$ 。

对于一般叶轮来说, 如果按照最佳直径 $D_{0(\text{最佳})}$ 和 $D_{1(\text{最佳})}$ 来确定叶轮进口直径 $D_0(\text{m})$ 和叶片进口直径 $D_1(\text{m})$ 为

$$D_{0(\text{最佳})} = (1.02 \sim 1.06) D_{0(w_{\text{最小}})}$$

$$D_{1(\text{最佳})} = K_D D_{0(\text{最佳})} = (1.02 \sim 1.06) K_D D_0$$

这时按式 (3-16) 可计算出一般叶轮在最佳直径 $D_{0(\text{最佳})}$ 、 $D_{1(\text{最佳})}$ 条件下的叶片进气方向角 $\beta_1 = 30^\circ \sim 34^\circ$ 。因此, 也可以从气流进入叶轮叶片的进气方向角 β_1 的大小, 来看出叶轮的进口直径 D_0 和叶片进口直径 D_1 是否符合流量 q_{Vj} , 以及在 q_{Vj} 、转速 n 等一定时的进口最佳流动状态。

图 3-20 所示为一个压缩机型叶轮在不同叶片进口安装角 β_{1A} 时的级性能曲线。叶轮的叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ$; 轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2} = 0.554$; 叶轮叶片的进口安装角 β_{1A} 分别为 28° 、 32° 和 38° 三种。试验是在叶轮 $M_{u2} = 0.79$ ($T_2 = 320\text{K}$, $u_2 = 284\text{m/s}$) 时进行的。

三种不同进口安装角 β_{1A} 的试验结果表明, $\beta_{1A} = 32^\circ$ 的级性能曲线最好, 它具有较高的效率和能量头系数。因此, 对于在一般叶轮的设计中, 在满足轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 要求的情况下, 尽可能按照最佳直径来确定 D_0 和 D_1 , 以及采用相应的进口安装角 β_{1A} ($30^\circ \sim 34^\circ$)。

应该指出, 由于叶轮直径 D_0 、 D_1 受到轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的限制, 并不是都能够按照最佳的来选取的。因此, 叶片进口安装角 β_{1A} 有时还会比上述度数小些或大些。

例如对水泵型叶轮来说, 由于设计流量很小, 叶轮进口直径和叶片进口直径的最佳值 $D_{0(\text{最佳})}$ 、 $D_{1(\text{最佳})}$ 往往小于轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 所允许的数值。这时, 常常把 D_0 和 D_1 选得比最佳值 $D_{0(\text{最佳})}$ 、 $D_{1(\text{最佳})}$ 要大一些, 叶轮进口直径比 $\frac{D_0}{D_{0(w_1\text{最小})}}$ 也相应增大。然而由式 (3-16) 和图 3-19 可以看出, 叶片进口安装角 β_{1A} 将随着 $\frac{D_0}{D_{0(w_1\text{最小})}}$ 的比值增大而减小。因此, 水泵型叶轮常常会出现叶片进气方向角 $\beta_1 = 20^\circ \sim 30^\circ$ 的情况, 但过小的进气方向角也会明显地引起级效率的下降。

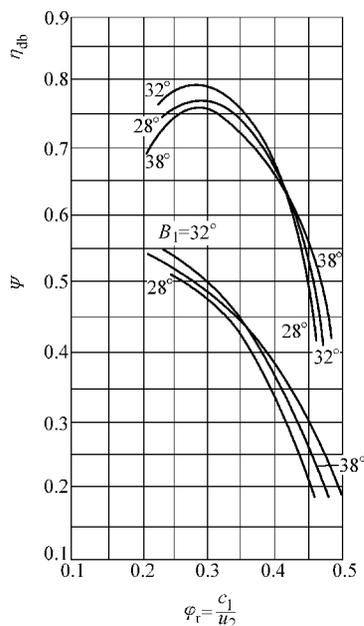


图 3-20 压缩机型叶轮在不同叶片进口安装角 β_{1A} 时的级性能曲线

在叶轮的制造中,为了便于加工,总是希望在同一段压缩机级的叶轮上尽可能地选取相同的叶片进口安装角 β_{1A} 。但是,由于体积流量逐级变化等原因,很难在 β_{1A} 不变的条件下保持段中各级的进气方向角 β_1 与安装角 β_{1A} 都相同。这种安装角 β_{1A} 与进气方向角 β_1 之间的差别,称为冲角 i ($^\circ$),可表示为

$$i = \beta_{1A} - \beta_1$$

式中 β_1 ——气流进入叶片后的方向角, $\beta_1 = \arctan \frac{c_{1r}}{u_1} = \arctan \left(\frac{c_1}{u_1} \right)$; 而 $c_1 = c_{1r}$ 为进入叶片之后的气体径向流速。

图 3-21 所示为进口冲角 i 对于压缩机级效率的影响。试验是用叶轮出口安装角 $\beta_{2A} = 48^\circ$ 的压缩机级进行的。由图中曲线可以看出,对于压缩机级的叶轮,在冲角接近 0° 时,级效率最高,在冲角为正 ($i > 0$) 的情况下(即安装角 β_{1A} 大于气流进口方向角 β_1 时)级效率的急剧下降要比负冲角 ($i < 0$) 时来得厉害。因此,对于一般压缩机级叶轮,其叶片进口角选用时可按 $i = 0$ 或 $i = -4^\circ \sim 2^\circ$ 的范围内选用。对于水泵型叶轮,在叶片气流进口方向角小于 $25^\circ \sim 26^\circ$ 时,一般仍采用叶片进口安装角 $\beta_{1A} = 25^\circ \sim 26^\circ$ 。

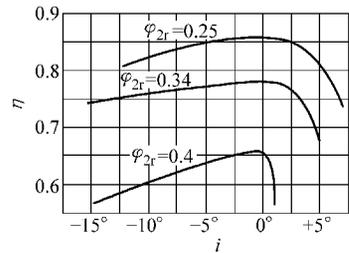


图 3-21 不同进口冲角 i 对压缩机级效率的影响

7. 叶片数 z 的确定

叶轮的叶片使气体能够在叶轮旋转的条件下获得能量——压力能和速度能。但是气体在叶道中流动时,具有流动摩擦损失和扩压损失,这两种损失的存在使压缩机级的效率下降。在叶轮叶片数过少的情况下,气流的摩擦损失虽然减小,但叶道的扩压度过大,扩压损失显著增大,使气流总的流动损失反而增大。反之,在叶片数过多的情况下,尽管叶道中的扩压度减小了,扩压损失得到了降低,但流动的摩擦损失却由于过度稠密的叶片而剧烈增大,也同样会使总的流动损失增大。对于叶片出口安装角 β_{2A} 较大的叶轮,叶道的长度较小,但叶道扩压度较大,为了减少扩压损失,应采用较多的叶片数。对于叶片出口安装角 β_{2A} 较小的叶轮,叶道扩压度较小,但叶道长度较长,为了减少摩擦损失,应采用较少的叶片数。

合理地确定叶片数是很有必要的,根据实践经验,对于一般后弯式叶轮(叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 20^\circ \sim 55^\circ$),其叶片数 z 可按式 (3-21) 求取:

$$z = k \frac{\sin \left(\frac{\beta_{1A} + \beta_{2A}}{2} \right)}{\lg \frac{D_2}{D_1}} \quad (3-21)$$

其中, $k = 6 \sim 10$; 随着叶片出口安装角 β_{2A} 的增大,应选用较大的数值。在一般情

况下, $\beta_{2A} = 20^\circ \sim 30^\circ$, 叶片数 $z = 6 \sim 14$, $\beta_{2A} = 30^\circ \sim 55^\circ$, 叶片数 $z = 12 \sim 28$ 。

在叶片出口安装角 $\beta_{2A} > 40^\circ$ 而叶轮外径 D_2 较小的情况下, 由于叶片数目较多, 常常会造成叶片进口处过于稠密, 这时可以采用长短叶片式结构来改善进口的气流流动, 如图 3-22 所示。出口叶片的总数可按式 (3-21) 计算, 所得的叶片数约增加 30%。

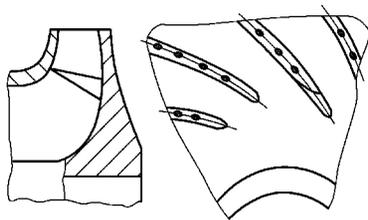


图 3-22 整体铣制的叶轮长短叶片式结构

对于整体铣削的叶轮, 其长短叶片结构也可采用图 3-23 所示的结构型式。这时, 计算叶片数 z 的式 (3-21) 中的系数值, 可取 $k = 10 \sim 11$ 。

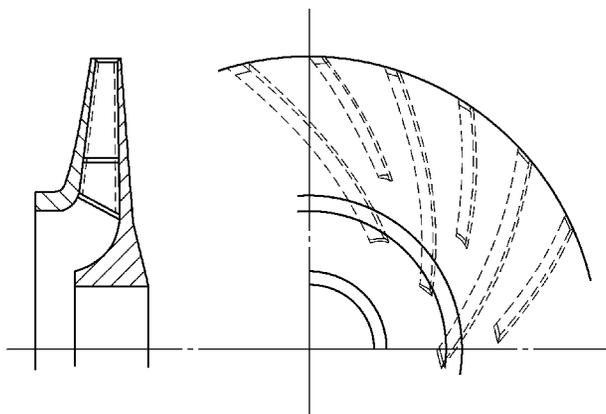


图 3-23 长短叶片式结构

8. 其他结构参数的影响

在叶轮设计中, 除了必须注意前面所讨论的一系列问题外, 对于结构中的一些细节问题, 这里做一下简略介绍, 以供参考。

1) 叶片端边的削薄。对于整体铣削的叶轮来说, 由于叶片厚度 δ 较大, 因此必须把叶片的进出口边进行削薄。这样, 气流流入叶轮时, 可以减小叶片进口的冲击损失, 当气流由叶轮流出时, 可以减少由于叶片厚度过大所引起的尾迹损失, 使叶轮以后的流动也得到了改善。

图 3-24 所示为压缩机叶轮叶片出口边进行削薄前后的级性能的比较 (进口边都是进行削薄的)。叶轮叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 50^\circ$, 相对叶宽 $b_2/D_2 = 0.0735$, 叶轮直径 $D_2 = 625\text{mm}$, 叶片相对厚度 $\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2} = 0.019$, 由轮盘整体铣制而成, 叶片数 $z = 22$, 其中 11 片为短叶片。

叶片出口边削薄以后的级性能, 比起削薄前有明显的好转, 级效率 η_{db} 上升了 2%, 能量头系数 Ψ 增加了 6%, 工作稳定区也有所扩大。

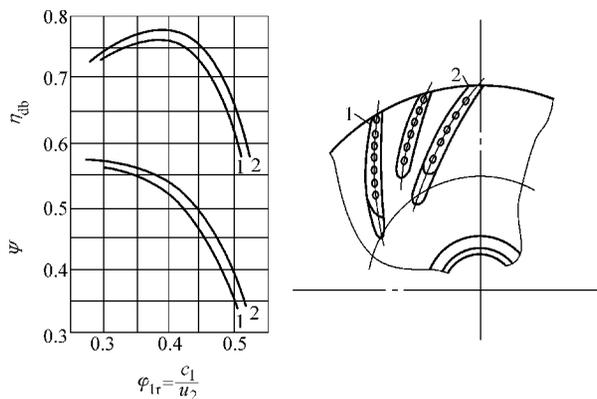


图 3-24 叶片出口边的削薄对级性能曲线的影响

1—出口边没有削薄 2—出口边削薄以后

叶片出口端一般都是在叶片工作面进行削薄的，这样对于增大能量头系数是有益的。它可以减弱轴向旋涡对叶片功的影响。叶片进口端则可以按照进口叶片角度的需要，在凹面或凸面上进行削薄。比较多的情况是在凹面（非工作面）进行削薄。

2) 叶轮叶片截面形式的比较。叶轮叶片截面形式对于级的性能也有一定的影响。图 3-25 所示为在一个相同参数的叶轮上，采用了三种不同截面形式叶片后对级的性能的影响。叶片的种类如下：

① 槽形钢板压制叶片，相对厚度 $\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2}$

= 0.004。

② 整体铣制叶片，相对厚度 $\bar{\delta} = \frac{\delta}{D_2} =$

0.018，等厚度叶片，叶片的进出口端均做了削薄。

③ 整体铣制叶片，在叶片出口端占叶片总长 1/3 处，相对厚度 $\bar{\delta} = \delta/D_2$ 由 0.018 逐渐削薄到 0.003，其他部分的叶片相对厚度 $\bar{\delta} = 0.018$ 。叶片的进口端也进行了削薄处理。

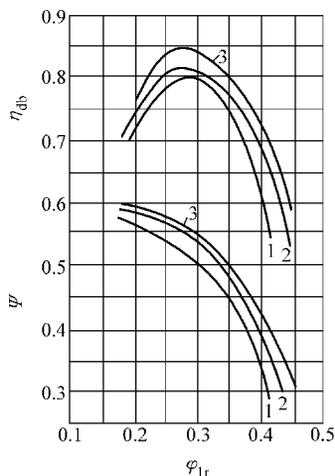


图 3-25 不同叶片截面形式的级的性能比较

1—槽形钢板压制叶片 2—整体铣制叶片

3—削薄的整体铣制叶片

从图 3-25 可以看出，采用削薄的整体铣制叶片的级效率 η_{db} 比一般整体铣制叶片高 2%，一般整体铣制叶片比槽形钢板压制叶片高 1.5% ~ 2%。

从能量头系数 ψ 来看，出口边逐渐削薄的叶片最高，槽形压制叶片较低，一

般整体铣制叶片则更差一些。

因此,从级效率的观点出发,采用整体铣制叶片比槽形压制叶片要更好些。

3) 叶片圆弧线的比较。为了使气体在叶轮内部具有良好的流动,在水泵型叶轮上,采用了在制造上比较复杂的三圆弧曲线叶片。但从试验结果看,这种三圆弧曲线的叶片并没有获得预想的结果。下面介绍采用三圆弧和单圆弧叶片型线的试验比较。

试验是在两段压缩机上进行的(表 3-2),叶轮除了在叶片型线上具有单圆弧和三圆弧的区别外,其他都相同。

表 3-2 两段压缩机试验

级号	D_2/mm	b_2/D_2	d/D_2	D_1/D_2	M_{u2}
1	630	0.060	0.311	0.525	0.83
2		0.048	0.326		
1	528	0.0531	0.341	0.525	0.70
2		0.0455			

$$z=9, \beta_{1A}=26^\circ, \beta_{2A}=21^\circ$$

图 3-26 所示为两个压缩机段,其叶轮叶片中采用单圆弧型线和三圆弧型线后,压缩机段的性能比较。以单圆弧型线代替了三圆弧型线后,段的最高效率和压力比都没有发生变化,相反的,采用了单圆弧后,段的最高效率点的流量比起三圆弧来增大了 10%。因此,从试验结果看,采用单圆弧的叶片型线,无论从工艺上和效果上,都是有利的。

4) 轮盖形状的影响。气流在叶轮叶道内的流动,除了与叶片形状有关外,还与轮盖的形状(也就是叶道宽度 b 的变化规律)有关,气流在叶道内任意位置(直径 D) 上的相对流速 w 可表示为

$$w = \frac{q_{Vj}}{k_V \pi D \tau_b \sin \beta} \quad (3-22)$$

其中,在直径为 D 的位置上的气流方向角 β 为

$$\beta = \arccos \left[\frac{R_K^2 - R_0^2 + \left(\frac{D}{2}\right)^2}{R_K D} \right]$$

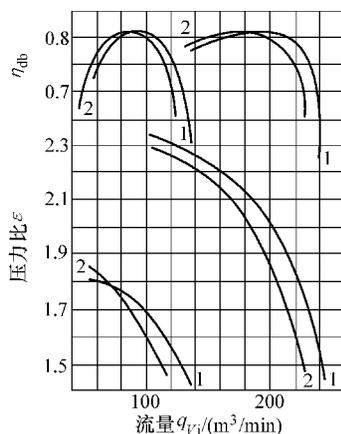


图 3-26 单圆弧叶片和三圆弧叶片的压缩机段的性能比较(左面曲线为 $D_2=630\text{mm}$ 的压缩机段,右面曲线为 $D_2=528\text{mm}$ 的压缩机段)

1—单圆弧叶片 2—三圆弧叶片

式中 D ——计算点的直径；
 b ——计算点的叶片宽度；
 τ ——计算点的阻塞系数；
 R_K ——叶片曲率半径；
 R_0 ——叶片中心圆半径。

按式 (3-22) 可以计算出叶轮叶道中的流速大致分布情况。图 3-27 中的曲线 1 就是带锥面轮盖的叶轮叶道内的速度分布示例，在这种锥面轮盖的叶道里，气流的流速发生很不均匀的降速，会引起流动损失的加大，为了改善叶道内的流动状况，可将轮盖制成内凹曲面形式，这时可使叶道内的速度分布如图 3-27 中的曲线 2 所示，使叶道内的速度变化比较均匀。

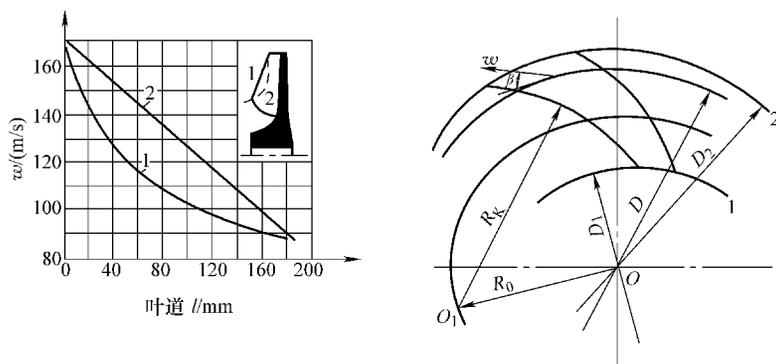


图 3-27 轮盖形状对叶轮叶道内的相对速度分布的影响

1—锥面轮盖 2—曲面轮盖

经验数据表明，采用曲面轮盖后，压缩机级的效率可比锥面轮盖的提高 1% ~ 1.5%，但其最佳效率时的流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 则有些下降。这种曲面轮盖的结构对于采用压制叶片的叶轮来说在工艺上不方便，而对于整体铣制的叶轮来说，则稍好一些。为了提高级的效率，对于整体铣制的叶轮，也有采用曲面结构的。

3.4 叶轮的设计计算

1. 叶轮设计中的基本要求

离心压缩机的叶轮设计计算，是压缩机级设计中的一个重要部分，在进行叶轮设计时，应满足下列四个基本要求。

- 1) 使压缩机级的出口压力 p_c (或压力比 $\varepsilon = \frac{p_c}{p_j}$) 达到要求。
- 2) 使压缩机级的体积流量 q_{Vj} 达到要求。
- 3) 保证较好的级效率和稳定工作范围。
- 4) 满足叶轮强度上的要求。

关于强度上的要求，将在“强度计算”中进行详细讨论。

2. 叶轮设计时应具备的基本参数

在进行叶轮空气动力计算时，应具备下列基本参数。

1) 气体常数 R 和气体等熵指数 K 。

2) 级的进口温度 t_j 和进口压力 p_j 。

3) 级的出口压力 p_c 或级的压力比 $\varepsilon = \frac{p_c}{p_j}$ 。

4) 级的进口体积流量 q_{Vj} 。

5) 级的进、出口速度 c_j 、 c_c 。级的进、出口速度 c_j 、 c_c 的大小是由级的进、出口具体情况来决定的。在没有进行级的固定元件设计和确定上述速度之前，可以先作如下估计。

① 级的进口速度 c_j 。

a. 进口截面为前一级回流器的进口截面时，有

$$c_j = \frac{c_0}{1.02 \sim 1.05}$$

$c_j = (0.2 \sim 0.28)u_2$ ，压缩机型叶轮 ($\beta_{2A} = 30^\circ \sim 55^\circ$)；

$c_j = (0.13 \sim 0.18)u_2$ ，水泵型叶轮 ($\beta_{2A} < 30^\circ$)。

其中， u_2 和 c_0 为本级叶轮的圆周速度和叶轮进口速度。

b. 级的进口截面为吸气室时，有

$c_j = 10 \sim 40\text{m/s}$ ，一般低压压缩机；

$c_j = 5 \sim 15\text{m/s}$ ，高压小流量压缩机。

② 级的出口速度 c_c 。

a. 采用回流器出口时，有

$$c_c \approx \frac{c'_0}{1.02 \sim 1.05}$$

$c_c = (0.20 \sim 0.28)u'_2$ ，压缩机型叶轮 ($\beta_{2A} = 30^\circ \sim 55^\circ$)；

$c_c = (0.13 \sim 0.18)u'_2$ ，水泵型叶轮 ($\beta_{2A} < 30^\circ$)。

其中， u'_2 和 c'_0 为下一级叶轮的圆周速度和叶轮进口气流速度。

b. 采用蜗壳排气管出口时，有

$c_c = 12 \sim 45\text{m/s}$ ，一般低压压缩机；

$c_c = 5 \sim 20\text{m/s}$ ，高压小流量压缩机。

对于采用侧置式中间冷却器的压缩机，冷却器的进出口具有较大的通流面积，级的进出口速度允许取得低些。

3. 叶轮的设计计算步骤及内容

1) 按照级压力比 $\varepsilon = \frac{p_c}{p_j}$ 的要求计算所需要的多变功 h_{db} 。在进行叶轮设计时，首先需要计算出为了达到级压力比 ε 所需要的多变功 h_{db} 。

按照级压力比 ε 和级温差 ΔT_c 的关系见式 (2-30) 和式 (2-26)，可以把级压

力比 ε 和级温差 ΔT_c 表示为

$$\begin{aligned}\varepsilon &= \frac{p_c}{p_j} = \left(1 + \frac{\Delta T_c}{T_j}\right) \\ \varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} &= 1 + \frac{\Delta T_c}{T_j} \\ \delta &= \frac{m}{m-1} = \frac{K}{K-1} \eta_{db} \\ \Delta T_c &= T_j (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \\ \Delta T_c &= \frac{h_{\text{实}}}{R \frac{K}{K-1}} - \frac{(c_c^2 - c_j^2)}{2gR \frac{K}{K-1}} = \frac{h_{db}}{\eta_{db} R \frac{K}{K-1}} - \frac{c_c^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} \\ \frac{h_{db}}{\eta_{db} R \frac{K}{K-1}} - \frac{c_c^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} &= T_j (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \\ \frac{h_{db}}{\eta_{db} R \frac{K}{K-1}} &= \frac{h_{db}}{\sigma R} = T_j (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) + \frac{c_c^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}}\end{aligned}$$

则级的多变功 h_{db} 为

$$h_{db} = \delta \left[RT_j (\varepsilon^{\frac{1}{\delta}} - 1) + \frac{c_c^2 - c_j^2}{2g \frac{K}{K-1}} \right] \quad (3-23)$$

2) 叶轮圆周速度 u_2 的计算及有关参数的选取。

叶轮的多变功 h_{db} 可表示为

$$h_{db} = \frac{\eta_{db} (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \varphi_{2u}}{g} u_2^2$$

因此, 可将叶轮的圆周速度 u_2 表示为

$$u_2 = \sqrt{\frac{gh_{db}}{\eta_{db} (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \varphi_{2u}}} \quad (3-24)$$

式中 φ_{2u} ——周速系数, $\varphi_{2u} = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2A} - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A}$;

β_{2A} ——叶片出口安装角, 一般可采用 $\beta_{2A} = 20^\circ \sim 55^\circ$, 在流量较大、转速较高的情况下, 可选用较大的 β_{2A} ;

φ_{2r} ——流量系数, $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 可以从图 3-14 中按不同叶轮出口安装角 β_{2A} 来选取;

z ——叶轮叶片数, 一般可按下列范围选取: $\beta_{2A} = 30^\circ \sim 55^\circ$, $z = 12 \sim 18$; $\beta_{2A} = 20^\circ \sim 30^\circ$, $z = 6 \sim 14$ 。叶片数 z 的选定也可按半经验公式式 (3-21) 计算:

$$z = \frac{k \sin\left(\frac{\beta_{1A} + \beta_{2A}}{2}\right)}{\lg \frac{D_2}{D_1}}$$

其中, $k=6 \sim 10$, 当 β_{2A} 较大时, 应采用较大值。

$$\lambda = \frac{D_1}{D_2} = 0.45 \sim 0.6$$

$\beta_{1A} = 27^\circ \sim 37^\circ$, 以 $30^\circ \sim 34^\circ$ 为宜 (压缩机型叶轮)。

$\beta_{1A} = 25^\circ \sim 30^\circ$ (水泵型叶轮)。

η_{db} ——级的多变效率, $\eta_{db} = 0.70 \sim 0.84$, 可按类似的压缩机效率进行选取, 或通过试验求得;

$\beta_{漏}$ ——漏气损失系数, $\beta_{漏} = 0.005 \sim 0.05$;

$\beta_{阻}$ ——轮阻损失系数, $\beta_{阻} = 0.02 \sim 0.13$ 。

漏气损失和轮阻损失的计算, 可详见本书 6.1 节和 6.2 节。

对于一般固定式压缩机的叶轮来说, 由式 (3-24) 计算所得的圆周速度 u_2 , 以 $u_2 = 260 \sim 320 \text{m/s}$ 为宜, 对于小流量的叶轮, 为了保证叶轮的相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 不致过小, 也可以采用比上述数据更低的圆周速度。

3) 叶轮出口部分及转速的计算。

① 叶轮外径 D_2 。按照流体连续定律, 可把叶轮的流量 q_{V_2} 表示为

$$q_{V_2} = F_2 c_{2r} = \pi D_2 b_2 \tau_2 c_{2r}$$

折算到级的进口体积流量 q_{V_j} 为

$$q_{V_j} = q_{V_2} k_{V_2} = \pi D_2 b_2 \tau_2 c_{2r} k_{V_2} = \pi D_2^2 \left(\frac{b_2}{D_2}\right) \tau_2 c_{2r} k_{V_2}$$

由此可得叶轮外径 D_2 为

$$D_2 = \sqrt{\frac{q_{V_j}}{\pi \frac{b_2}{D_2} \tau_2 c_{2r} k_{V_2}}} \quad (3-25)$$

式中 q_{V_j} ——级的进口体积流量 (m^3/s);

$\frac{b_2}{D_2}$ ——叶片出口相对宽度, $\frac{b_2}{D_2} = 0.025 \sim 0.075$, 以 $\frac{b_2}{D_2} = 0.03 \sim 0.06$ 为宜。

τ_2 ——叶片出口阻塞系数, 可按 $\tau_2 = 0.88 \sim 0.95$ (钢板压制叶片), $\tau_2 = 0.85 \sim 0.93$ (整体铣制叶片) 选取。

$$c_{2r} = u_2 \frac{c_{2r}}{u_2} = u_2 \varphi_{2r}$$

$$k_{V_2} = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j}\right)^{\sigma-1}$$

$$\Delta t_2 = \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_2^2 - c_j^2}{2g} \right)$$

$$c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \alpha_2}$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \arctan \frac{\frac{c_{2r}}{u_2}}{\frac{c_{2u}}{u_2}} = \arctan \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$$

应当指出, 在转速 n 预先给定的情况下, 叶轮外径 D_2 (m) 可直接按式 (3-26) 计算:

$$D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \quad (3-26)$$

② 叶片出口宽度 b_2 (m) 及相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 。

$$b_2 = D_2 \frac{b_2}{D_2} \quad (3-27)$$

在叶轮外径 D_2 或转速预先给定的情况下, 叶片出口宽度 b_2 及相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 可按下列公式计算:

$$b_2 = \frac{q_{vj}}{\pi D_2 \tau_2 c_{2r} k_{V_2}} \quad (3-28)$$

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{q_{vj}}{\pi D_2^2 \tau_2 c_{2r} k_{V_2}} = \frac{q_{vj}}{k_{V_2} \tau_2 u_2^3 \varphi_{2r}} \left(\frac{n}{33.9} \right)^2 \quad (3-29)$$

③ 叶片出口阻塞系数 τ_2 的核算。

$$\tau_2 = 1 - \frac{z\delta \left(1 + \frac{2\Delta}{D_2} \right)}{\pi D_2 \sin \beta_{2\Lambda}} \quad (3-30)$$

④ 转速 n 的计算。

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60u_2}{\pi} \sqrt{\frac{\pi \frac{b_2}{D_2} \tau_2 c_{2r} k_{V_2}}{q_{vj}}} = 33.9 \times \sqrt{\frac{u_2^3 \left(\frac{b_2}{D_2} \right) \tau_2 \varphi_{2r} k_{V_2}}{q_{vj}}} \quad (3-31)$$

⑤ 叶轮出口温度 t_2 (°C) 和压力 p_2 (kgf/cm²)。

$$\begin{cases} t_2 = t_j + \Delta t_2 \\ \varepsilon_2 = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j} \right)^\sigma \\ p_2 = p_j \varepsilon_2 \end{cases}$$

4) 叶轮进口和叶片进口部分的计算。按照 3.3 节对于叶轮参数确定问题上的

讨论, 在叶轮进口和叶片进口部分的设计中, 将主要从叶轮具有合适的轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$, 叶片进口前具有良好的流动, 保持比较小的叶片进口相对速度 w_1 , 这三个基本原则来进行进口部分的设计计算。

① 叶轮进口直径 D_0 (m) 为

$$\begin{aligned} D_0 &= (1.02 \sim 1.06) D_{0(w_1 \text{最小})} \\ &= (1.02 \sim 1.06) \times 3.25 \times \sqrt[3]{\frac{q_{Vj} K_c}{n(1 - K_d^2) K_D k_{V_0}}} \end{aligned}$$

其中, $K_c = \frac{c_1}{c_0} = \frac{c'_1}{c'_0} \times \frac{c_1}{c'_1} = \frac{K'_c}{\tau_1}$; $\tau_1 = 0.70 \sim 0.90$, 钢板压制叶片, $\tau_1 = 0.70 \sim 0.88$, 整体铣制叶片; $K'_c = \frac{c'_1}{c'_0}$, $K'_c = 1.03 \sim 1.2$ 或以上, 以 $K'_c > 1.05$ 为宜; $K_d = \frac{d}{D_0} = 0.4 \sim 0.6$; $K_D = \frac{D_1}{D_0} = 1.01 \sim 1.10$; $k_{V_0} = \frac{V_j}{V_0} = \frac{\rho_0}{\rho_j}$, 对于段的第一级叶轮, 比容比 $k_{V_0} = 0.91 \sim 0.996$ 。

② 叶片进口直径 D_1 为

$$D_1 = K_D D_0$$

③ 轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的验算: 轮径比 λ 值一般应取 $\lambda = 0.45 \sim 0.6$ 。如果计算所得的轮径比 λ 值超出了上述许可范围, 则应修改 D_1 、 D_2 值, 保证轮径比 λ 在许可范围内, 并对叶轮进口直径 D_0 等参数也作相应的修改。

④ 轮毂直径 d (m) 为

$$d = K_d D_0$$

⑤ 比容比 k_{V_0} 的核算:

$$\begin{aligned} k_{V_0} &= 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta T_0}{T_j} \\ \Delta T_0 &= -\frac{c_0^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} \\ c_0 &= \frac{q_V}{k_{V_0} F_0} = \frac{q_{Vj}}{k_{V_0} \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d^2)} \end{aligned}$$

⑥ 叶片进口宽度 b_1 (m) 为

$$b_1 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_1} c_1 \pi D_1 \tau}$$

其中, $c_1 = c_0 K_c = c_0 \frac{K'_c}{\tau_1}$; $k_{V_1} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta T_1}{T_j}$; $\Delta T_1 = -\frac{c_1^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$ 。

⑦ 叶片进口安装角 β_{1A} 为

$$\beta_{1A} = \beta_1 + i \quad (i = -4^\circ \sim 2^\circ)$$

$$\beta_1 = \arctan \frac{c_1}{u_1} = \arctan \frac{60c_1}{\pi D_1 n}$$

⑧ 叶片进口阻塞系数 τ_1 的核算:

$$\tau_1 = 1 - \frac{z\delta \left(1 + \frac{2\Delta}{b_1}\right)}{\pi D_1 \sin\beta_{1A}}$$

⑨ 相对速度比值 $\frac{w_1}{w_2}$ 的验算:

$$\frac{w_1}{w_2} = \frac{\frac{c_{1r}}{\sin\beta_1}}{\frac{c_{2r}}{\sin\beta_2}} \approx \frac{c_1 \sin\beta_{2A}}{c_{2r} \sin\beta_{1A}} \leq 2 \sim 2.2$$

5) 叶轮叶片的绘制和轮盖斜度 θ 的计算。

① 叶轮叶片的绘制:

$$\text{叶片圆弧曲率半径} \quad R_K = \frac{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{4 \left(\cos\beta_{2A} - \frac{D_1}{D_2} \cos\beta_{1A} \right)} D_2$$

$$\text{叶片圆弧中心圆半径} \quad R_0 = \sqrt{R_K (R_K - D_2 \cos\beta_{2A}) + \left(\frac{D_2}{2}\right)^2}$$

② 叶轮轮盖斜度 θ 为

$$\theta = \arctan \frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1}$$

6) 叶轮实际消耗功率 $P_{\text{实}}$ (kW) 为

$$P_{\text{实}} = \frac{(1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}})}{102g} q_{\text{mj}} \varphi_{2u} u_2^2$$

其中, $q_{\text{mj}} = q_{Vj} \rho_j = q_{Vj} \frac{\rho_j}{RT_j}$ 。

7) 在转速 n 或叶轮外径 D_2 预先给定时的叶轮设计。对于转速 n 或叶轮外径 D_2 预先给定的叶轮, 其计算方法除了按叶轮出口部分及转速的计算外, 其他部分的计算与前面所介绍的内容完全相同。

在计算叶轮出口部分及转速时, 可按下列方法进行:

① 按式 (3-25) 或式 (3-31) 计算出叶轮外径 D_2 或转速 n 。

② 按式 (3-29)、式 (3-28) 及式 (3-30) 计算出叶片相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 、叶片宽度 b_2 和验算叶片出口阻塞系数 τ_2 。

③ 计算叶轮出口温度 t_2 和压力 p_2 。

在上述计算中, 如果计算所得的相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 值能符合要求, 则可进行下面各部分计算。如果 $\frac{b_2}{D_2}$ 值过小或过大, 则应对计算中所选用的出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 和叶片出口阻塞系数 τ_2 进行修改, 在可能的范围内改善相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 。

[例题 3-1] 单级离心压缩机叶轮设计 (25000m³/h 空分设备用), 如图 3-28 所示。

已知: 压送气体, 空气; 进口压力 $p_j = 4.05 \text{ kgf/cm}^2$;
进口温度, $t_j = 40^\circ\text{C}$; 进口体积流量, $q_{Vj} = 13.6 \text{ m}^3/\text{s}$;
相对湿度, $\varphi = 80\%$; 进口质量流量, $q_m = 59.1 \text{ kg/s}$;
气体常数, $R = 29.95$; 出口压力, $p_c = 6.71 \text{ kgf/cm}^2$;
等熵指数, $K = 1.4$; 压力比, $\varepsilon = 1.66$ 。

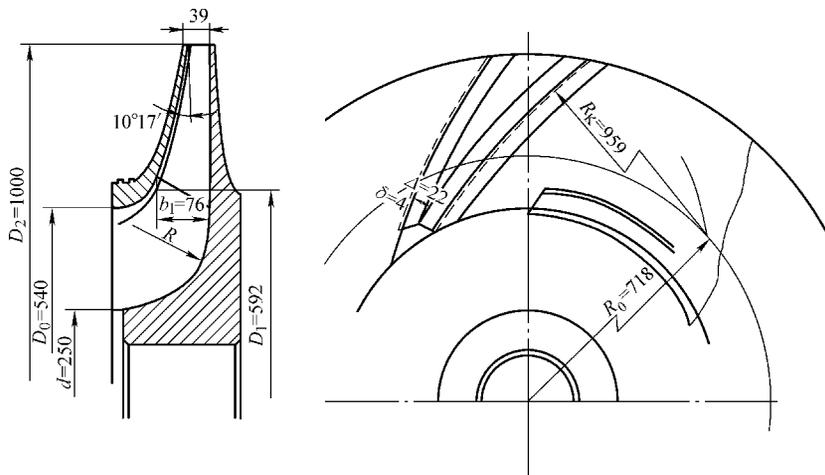


图 3-28 叶轮结构图 [例题 3-1]

解 叶轮设计计算, 选 $c_j = 26.5 \text{ m/s}$, $c_c = 19.4 \text{ m/s}$ 。

(1) 计算级的多变功 h_{db}

可取多变效率 $\eta_{db} = 0.82$, 指数系数 $\sigma = \eta_{db} \frac{K}{K-1} = 0.82 \times \frac{1.4}{1.4-1} = 2.87$

进口速度 $c_j = 26.5 \text{ (m/s)}$ ($c_j = 10 \sim 40 \text{ m/s}$)

$$h_{db} = \sigma \left[RT_j \left(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1 \right) + \frac{c_c^2 - c_j^2}{2g \frac{K}{K-1}} \right]$$

$$= 2.87 \times \left[29.95 \times 313 \times \left(1.66^{\frac{1}{2.87}} - 1 \right) + \frac{19.4^2 - 26.5^2}{2 \times 9.81 \times \frac{1.4}{1.4-1}} \right] \text{ kg} \cdot \text{m/kg} = 5193 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$$

(2) 计算叶轮圆周速度 u_2

$$u_2 = \sqrt{\frac{gh_{db}}{\eta_{db} L (1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}}) \varphi_{2u}}} = \sqrt{\frac{9.81 \times 5193}{0.82 \times 1.03 \times 0.6067}} \text{m/s} = 314.16 \text{m/s}$$

其中, 取叶片出口安装角 $\beta_{2A} = 47^\circ$ (β_{2A} 由图 3-14 查得); 流量系数 $\varphi_{2r} = 0.31$; 叶片数 $z = 22$; 损失系数 $\beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}} = 0.03$; 故周速系数 $\varphi_{2u} = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2A} - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A} = 1 - \frac{\pi}{22} \sin 47^\circ - 0.31 \cot 47^\circ = 0.6067$ 。

(3) 计算叶轮出口部分及转速

① 叶轮外径 D_2 为

$$D_2 = \sqrt{\frac{q_{Vj}}{\pi \frac{b_2}{D_2} \tau_2 c_{2r} k_{V_2}}} = \sqrt{\frac{13.6}{\pi \times 0.039 \times 0.9185 \times 97.3 \times 1.244}} \text{m} = 1 \text{m}$$

其中, $\frac{b_2}{D_2} = 0.039$; $\tau_2 = 0.9185$ (钢板压制叶片 $\tau_1 = 0.88 \sim 0.95$); $c_{2r} = u_2 \varphi_{2r} =$

$314.16 \text{m/s} \times 0.31 = 97.3 \text{m/s}$; $\alpha_2 = \arctan \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}} = \arctan \frac{0.31}{0.6067} = 27^\circ 5'$; $c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \alpha_2} =$

$\frac{97.3}{\sin 27^\circ 5'} \text{m/s} = 213.7 \text{m/s}$;

$$\Delta t_2 = \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_2^2 - c_j^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.95 \times \frac{1.4}{1.4-1}} \times \left(\frac{5193}{0.82} - \frac{213.7^2 - 26.5^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ \text{C}$$

$$= 38.7^\circ \text{C} = 38.7 \text{K};$$

$$k_{V_2} = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{38.7}{273+40} \right)^{2.87-1} = 1.244。$$

② 叶片出口宽度 b_2 为

$$b_2 = D_2 \frac{b_2}{D_2} = 1 \text{m} \times 0.039 = 0.039 \text{m}$$

③ 叶片出口阻塞系数 τ_2 的核算:

取叶片厚度 $\delta = 4 \text{mm}$, 摺边宽度 $\Delta = 22 \text{mm}$, 采用 Z 形钢板压制叶片, 有

$$\tau_2 = 1 - \frac{z\delta \left(1 + \frac{2\Delta}{b_2} \right)}{\pi D_2 \sin \beta_{2A}} = 1 - \frac{22 \times 4 \times \left(1 + \frac{2 \times 22}{39} \right)}{\pi \times 1000 \times \sin 47^\circ} = 0.9185$$

④ 转速 n 的计算:

$$n = \frac{60u_2}{\pi D_2} = \frac{60 \times 314.16}{\pi \times 1} \text{r/min} = 6000 \text{r/min}$$

⑤ 叶轮出口温度 t_2 和压力 p_2 :

$$t_2 = t_j + \Delta t_2 = 40^\circ\text{C} + 38.7^\circ\text{C} = 78.7^\circ\text{C}$$

$$\varepsilon_0 = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j}\right)^\sigma = \left(1 + \frac{38.7}{40 + 273}\right)^{2.87} = 1.397$$

$$p_2 = p_j \varepsilon_c = 4.05 \times 1.397 \text{ kgf/cm}^2 = 5.66 \text{ kgf/cm}^2$$

(4) 计算叶轮进口和叶片进口部分

① 叶轮进口直径 D_0 :

$$D_0 = (1.02 \sim 1.06) \times 3.25 \times \sqrt[3]{\frac{q_{vj} K_c}{n(1 - K_d^2) K_D k_{v_0}}}$$

$$= 1.035 \times 3.25 \times \sqrt[3]{\frac{13.6 \times 1.535}{6000 \times (1 - 0.464^2) \times 1.095 \times 0.985}} \text{ m} = 0.54 \text{ m}$$

其中, 取 $K'_c = 1.3$ ($K'_c > 1.05$); $\tau_1 = 0.85$ (钢板压制叶片 $\tau_1 = 0.76 \sim 0.90$);

$K_c = \frac{K'_c}{\tau_1} = \frac{1.3}{0.85} = 1.535$; $K_d = \frac{d}{D_0} = 0.464$ ($K_d = 0.4 \sim 0.6$); $K_D = \frac{D_1}{D_0} = 1.095$ ($K_D = 1.01 \sim 1.10$); $k_{v_0} = 0.985$ (段的第一级 $k_{v_0} = 0.97 \sim 0.996$)。

② 叶片进口直径 D_1 :

$$D_1 = K_D D_0 = 1.095 \times 0.54 \text{ m} = 0.592 \text{ m}$$

③ 轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$ 的验算:

$$\lambda = \frac{D_1}{D_2} = \frac{0.592}{1} = 0.592$$

在允许范围内, $0.45 < \lambda < 0.6$ 。

④ 轮毂直径 d :

$$d = K_d D_0 = 0.464 \times 0.54 \text{ m} = 0.25 \text{ m}$$

⑤ 比容比 k_{v_0} 的核算:

$$c_0 = \frac{q_{vi}}{k_{v_0} \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d^2)} = \frac{13.6}{0.985 \times \frac{\pi}{4} \times (0.54^2 - 0.25^2)} \text{ m/s} = 76.9 \text{ m/s}$$

$$\Delta t_0 = -\frac{c_0^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} = -\frac{76.9^2 - 26.5^2}{2 \times 9.81 \times 29.95 \times \frac{1.4}{1.4-1}} \text{ }^\circ\text{C} = -2.54 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$k_{v_0} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta t_0}{T_j} = 1 - (2.87 - 1) \times \frac{2.54}{313} = 0.985$$

⑥ 叶片进口宽度 b_1 :

$$b_1 = \frac{q_{vj}}{k_{v_1} c_1 \pi D_1 \tau_1} = \frac{13.6}{0.9615 \times 118 \times \pi \times 0.592 \times 0.85} \text{ m} = 0.076 \text{ m}$$

其中,

$$c_1 = c_0 K_c = 76.9 \text{ m/s} \times 1.535 = 118 \text{ m/s}$$

$$\Delta t_1 = -\frac{c_1^2 - c_j^2}{2gR \frac{K}{K-1}} = -\frac{118^2 - 26.5^2}{2 \times 9.81 \times 29.95 \times \frac{1.4}{1.4-1}} \text{ } ^\circ\text{C} = -6.44 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$k_{V_1} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta t_1}{T_j} = 1 - (2.87 - 1) \times \frac{6.44}{313} = 0.9615$$

⑦ 叶片进口安装角 β_{1A} :

$$\beta_1 = \arctan \frac{60c_1}{\pi D_1 n} = \arctan \frac{60 \times 118}{\pi \times 0.592 \times 6000} = \arctan 0.635 = 32^\circ 25'$$

取进口冲角 $i = -2^\circ 25'$ ($i = -4^\circ \sim 2^\circ$), 可得 $\beta_{1A} = \beta_1 + i = 32^\circ 25' - 2^\circ 25' = 30^\circ$ 。

⑧ 叶片阻塞系数 τ_1 的核算:

取叶片厚度 $\delta = 4 \text{ mm}$, 摺边厚度 $\Delta = 22 \text{ mm}$, 采用 Z 形钢板压制叶片, 有

$$\tau_1 = 1 - \frac{z\delta \left(1 + \frac{2\Delta}{b_1}\right)}{\pi D_1 \sin \beta_{1A}} = 1 - \frac{22 \times 4 \times \left(1 - \frac{2 \times 22}{76}\right)}{\pi \times 592 \times \sin 30^\circ} = 0.85$$

⑨ 相对速度比 $\frac{w_1}{w_2}$ 的验算:

$$\frac{w_1}{w_2} \approx \frac{c_1 \sin \beta_{2A}}{c_{2r} \sin \beta_1} = \frac{118 \times \sin 47^\circ}{97.3 \times \sin 32^\circ 25'} = \frac{220}{133} = 1.654 < 2$$

(5) 叶轮叶片的绘制和轮盖斜度 θ 的计算

① 叶轮叶片的绘制:

叶片圆弧曲率半径为

$$R_K = \frac{1 - \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2}{4 \left(\cos \beta_{2A} - \frac{D_1}{D_2} \cos \beta_{1A}\right)} D_2 = \frac{1 - \left(\frac{0.582}{1}\right)^2}{4 \times \left(\cos 47^\circ - \frac{0.592}{1} \cos 30^\circ\right)} \times 1 \text{ m} = 0.959 \text{ m}$$

叶片圆弧中心圆半径为

$$R_0 = \sqrt{R_K \left(R_K - D_2 \cos \beta_{2A}\right) + \left(\frac{D_2}{2}\right)^2} = \sqrt{0.959 \times (0.959 - 1 \times \cos 47^\circ) + \left(\frac{1}{2}\right)^2} \text{ m}$$

$$= 0.718 \text{ m}$$

② 叶轮轮盖斜度 θ :

$$\theta = \arctan \frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1} = \arctan \frac{2 \times (76 - 39)}{1000 - 592} = \arctan 0.1813 = 10^\circ 17'$$

(6) 叶轮实际消耗功率

$$P_{\text{实}} = \frac{(1 + \beta_{\text{漏}} + \beta_{\text{阻}})}{102g} q_m \varphi_{2u} u_2^2 = \frac{1.03}{102 \times 9.81} \times 59.1 \times 0.6067 \times 314.16^2 \text{ kW}$$

$$= 3660 \text{ kW}$$

第4章 固定元件

对于离心压缩机来说，气体从叶轮那里获得能量，是使气体提高压力的内因。然而，如果没有压缩机的扩压器、蜗壳、弯道、回流器、吸气室和机壳等固定元件所形成的外因条件，气体压力的增高也是不可能的。

对于离心压缩机来说，尽管叶轮在提高气体压力上起着主导作用，但是如果气流在固定元件中的良好流动得不到保证，同样会使压缩机级的效率下降，导致气体的压力和流量达不到要求，甚至会造成压缩机无法工作。因此，本章将详细讨论离心压缩机的各种固定元件的具体设计问题。

4.1 无叶扩压器

无叶扩压器是一种结构最简单的扩压器。如图4-1所示，这种无叶扩压器一般是由两个平行壁面构成的等宽度环形流道。流道的后面可以与弯道相连，或是通过蜗壳把气流引到压缩机外部。

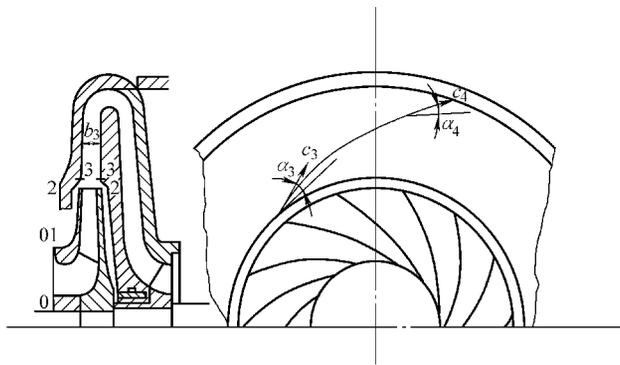


图4-1 无叶扩压器

1. 无叶扩压器的基本原理

叶轮以后的气流是以 c_3 的速度和 α_3 的方向角，向无叶扩压器的进口 3-3 截面流去的。在一般情况下，无叶扩压器的宽度都是等宽度的，如果忽略气体在无叶扩压器中的比体积变化和扩压器壁面对气体的摩擦，那么无叶扩压器里的气流将按下列两个基本规律进行流动。

(1) 流体连续性规律 由于气流流量 q_V 是一定的，随着通流截面直径 D 的增大，通流截面积 $F = \pi D b_3$ 将与直径成正比地增大。因此，气流的径向分速度 c_r 将

与直径 D 成反比地减小:

$$\begin{aligned} c_{3r} &= \frac{q_V}{\pi D_3 b_3} & c_r &= \frac{q_V}{\pi D b_3} \\ \frac{c_r}{c_{3r}} &= \frac{D_3}{D} & c_r &= c_{3r} \frac{D_3}{D} \end{aligned} \quad (4-1)$$

式中 b_3 ——无叶扩压器的宽度;

D_3 ——无叶扩压器的进口直径。

(2) 动量矩不变规律 气流在无叶扩压器的光滑壁面中流动时, 如果不考虑壁面摩擦力对流体的作用, 则气流的动量矩将保持不变, 即气流的圆周分速度 c_u 与半径 $\frac{D}{2}$ 的乘积将在流动过程中保持不变:

$$c_u \frac{D}{2} = c_{3u} \frac{D_3}{2} = \text{定值} \quad c_u R = \text{const}$$

随着气流向外径方向流去时的直径 D 的增大, 气流的圆周分速度 c_u 将成反比地下降:

$$c_u = c_{3u} \frac{D_3}{D} \quad (4-2)$$

由上述两个规律, 可以看出气流在任何直径位置上的气流方向角 α 为

$$\tan \alpha = \frac{c_r}{c_u} = \frac{c_{3r} \frac{D_3}{D}}{c_{3u} \frac{D_3}{D}} = \frac{c_{3r}}{c_{3u}} = \tan \alpha_3 \quad (4-3)$$

即无叶扩压器里, 气流将作方向角 $\alpha = \alpha_3 = \alpha_4$ 的流动。

而气流的流速可表示为

$$c = c_3 \frac{D_3}{D} \quad (4-4)$$

气流的流速将随着直径的增大而成反比下降。

无叶扩压器中的气体按照方向角 α 不变的流动, 通常称为对数螺旋线流动。

不受圆周方向外力作用时物体动量矩保持不变的规律, 可以通过下列实验进行解释。

如图 4-2 所示, 把一个带有铁球的绳子穿在挂钩上, 绳子的长度可以按实验时的需要而随时缩短或放长。先把铁球放在图 4-2 所示的中间位置上 (位置 ②), 让它绕 $O-O'$ 轴线做圆周运动, 圆周速度为 c_u'' , 铁球球心距 $O-O'$ 轴线的半径为 r'' 。现在如果把绳子缩短, 使铁球的运动半径缩短到 r' , 这时铁球将在位置 ①, 由于半径的缩小而成反比地加快了圆周速度。使铁球的圆周速度由 c_u'' 显著地加快到 c_u'

$$c'_u = \frac{r''}{r'} c''_u$$

相反的,如果把绳子放长,使铁球的运动半径增大到 r''' ,这时铁球将在位置③,由于半径的增大而成反比地减慢了铁球的圆周速度,使铁球的圆周速度由 c''_u 明显地减慢到 c'''_u

$$c'''_u = \frac{r''}{r'''} c''_u$$

这样,就证实了物体在没有圆周方向外力的作用下,物体(包括气体)将按照动量矩守恒的规律进行运动,即

$$c_u \frac{D}{2} = \text{定值} \quad (4-5)$$

对于实际无叶扩压器来说,气流进入无叶扩压器后,由于壁面摩擦阻力的影响,会使气流圆周分速度 c_u 减小,但是气流在扩压流动过程中比体积也会减小,即气流的径向分速度 c_r 也得到了下降。这样,对于实际无叶扩压器 ($b_3 = b_4 \approx b_2$) 的气流流动来说,可以大致认为无叶扩压器出口的气流方向角 α_4 与叶轮气流出口方向角 α_2 一致,即

$$\alpha_4 \approx \alpha_2 = \arctan \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \arctan \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}} \quad (4-6)$$

这时,可将无叶扩压器的出口流速 c_4 表示为

$$c_4 = \frac{c_{4r}}{\sin \alpha_4} \approx \frac{c_{4r}}{\sin \alpha_2} = \frac{q_{Vj}}{k_{V4} \pi b_4 D_4 \sin \alpha_2} \quad (4-7)$$

2. 无叶扩压器的结构参数与计算

无叶扩压器的结构参数主要是宽度 b_3 、直径 D_4/D_2 ,其中宽度 b_3 一般都取得与叶轮出口宽度 b_2 相同,图4-3所示为不同相对宽度 b_3/b_2 时,由试验所得的级性能曲线的比较。从试验结果可知,无叶扩压器的宽度 b_3 与叶轮出口宽度 b_2 相等时,即 $b_3 = b_2$,能得到较好的级效率和能量头系数。然后,随着 b_3/b_2 比值的增大,级的性能将显著恶化。因此,在选用无叶扩压器宽度时,一般可取 $b_3 = b_4 = b_2$ 。对于叶片相对宽度 b_2/D_2 较大时,还可以把扩压器叶片宽度略减小一些;同样的,在叶片相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 较窄的情况下,叶片扩压器的宽度 b_3 也可取得比叶轮宽度略大一些。

无叶扩压器的直径比 $\frac{D_4}{D_2}$ 是按照扩压器的降速扩压的需要而确定的,气流速度下降的比值 $\frac{c_4}{c_2}$ 与直径比 $\frac{D_4}{D_2}$ 大致成反比,即

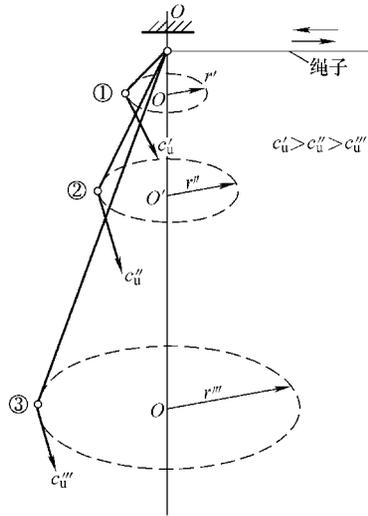
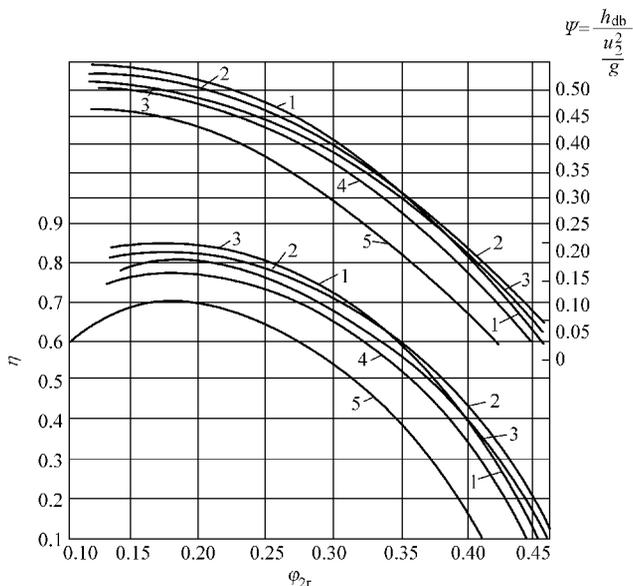


图4-2 物体的动量矩守恒实验

图 4-3 不同相对宽度 b_3/b_2 时的级性能比较

曲线	1	2	3	4	5
b_3/b_2	1.0	1.25	1.5	1.75	2.0

$$\frac{c_4}{c_2} = \frac{\frac{c_{4r}}{\sin\alpha_4}}{\frac{c_{2r}}{\sin\alpha_2}} \approx \frac{c_{4r}}{c_{2r}} = \frac{k_{V_2} b_2 D_2}{k_{V_4} \tau_2 b_4 D_4} \quad (4-8)$$

在压缩机中间级的结构上，一般情况下无叶扩压器的直径比 $\frac{D_4}{D_2} = 1.55 \sim 1.7$ 。

无叶扩压器的进口直径 D_3 ，一般可按 $D_3 = (1.03 \sim 1.12) D_2$ 来选取，在叶轮直径 D_2 较大的情况下，可采用小一些的数值。无叶扩压器的直径 D_3 与叶轮外径 D_2 之间的间隙可引导叶轮出口气流过渡到无叶扩压器中，同时也避免叶轮与固定元件相碰。

气流在无叶扩压器中的流动，常出现由于气流在无叶扩压器内的流动路径较长而引起较大的流动摩擦损失。特别是在相对宽度 b_2/D_2 较小的情况下，尤其严重。

因此，随着相对宽度 b_2/D_2 的减小，应适当地增大选用的流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ ，使气流角 α_2 增大，气流的流动路径不至于过长，来改善无叶扩压器中的气流流动。

图 4-4 所示为在不同叶轮出口安装角 β_{2A} 的情况下，为了使无叶扩压器的气流流动情况良好，对于不同的相对宽度， b_2/D_2 所适应的流量系数 φ_{2r} 。应该指出，这些曲线只是从改善无叶扩压器的流动出发。因此，在选择级的流量系数 φ_{2r} 时，

仍应以图 3-14 中的曲线为主要依据。而图 4-4 中曲线只能作为在叶轮不同相对宽度 b_2/D_2 时修改流量系数的参考。

从无叶扩压器的结构和气流的流动情况可以看出,无叶扩压器的显著特点是它在变工况的流动条件下,具有良好的适应性,特别是在气流流动数较大的情况下更是如此。因此,对于工况变化较大的压缩机级,采用无叶扩压器较好。此外,为了不使无叶扩压器的气流流动路径过长,导致损失较大,叶轮出口气流方向角 α_2 应不小于 18° ,但是由于无叶扩压器结构最简单,制造最方便,同时又具有较好的变工况适应性,因此即使在气流方向角

α_2 较小和较窄的相对宽度 b_2/D_2 的条件下,仍然可采用无叶扩压器;也应该指出,在一般情况下,由于气流在无叶扩压器内流动时流动损失较大,选用的流量系数也较大,因此带有无叶扩压器的压缩机级,其级效率和压力比与其他结构的扩压器相比,在设计工况时一般要低一些。

[例题 4-1] DA120-121 型离心空气压缩机第一级无叶扩压器的计算。

已知:叶轮外径 $D_2 = 380\text{mm}$; 叶轮叶片出口宽度 $b_2 = 25\text{mm}$; 叶轮气流出口速度 $c_2 = 179.5\text{m/s}$; 叶轮气流出口方向角 $\alpha_2 = 20^\circ 56'$; 比容比 $k_{V_2} = 1.194$; 级的进口体积流量 $q_{Vj} = 2.085\text{m}^3/\text{s}$; 进口温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$ 。

$$\begin{aligned} \text{解 取无叶扩压器外径 } D_4 &= (1.55 \sim 1.7) D_2 \\ &= 1.63 D_2 = 1.63 \times 380\text{mm} = 620\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{内径 } D_3 &= (1.03 \sim 1.12) D_2 \\ &= 1.1 D_2 = 1.1 \times 380\text{mm} = 418\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{叶片宽度 } b_3 &= b_4 \approx b_2 \\ b_3 &= b_4 = b_2 = 25\text{mm} \end{aligned}$$

$$\text{气流出口方向角 } \alpha_4 \approx \alpha_2 = 20^\circ 56'$$

$$\text{气流出口速度 } c_4 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_4} \pi b_4 D_4 \sin \alpha_2}$$

取 $k_{V_4} = 1.268$

$$c_4 = \frac{2.085}{1.268 \times \pi \times 0.025 \times 0.62 \times \sin 20^\circ 56'} \text{ m/s} = 94.4 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{温升 } \Delta t_4 &= \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{\text{db}}}{\eta_{\text{db}}} - \frac{c_4^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times \frac{1.4}{1.4-1}} \times \left(\frac{3820}{0.78} - \frac{94.4^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ\text{C} \\ &= 43.2^\circ\text{C} \end{aligned}$$

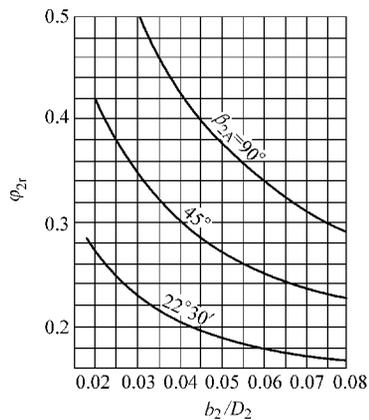


图 4-4 在不同相对宽度 b_2/D_2 时,为了使无叶扩压器内的气流获得良好的流动,所选用的流量系数 φ_2

$$\sigma = \frac{K}{K-1} \eta_{db} = 3.5 \times 0.78 = 2.73$$

比容比 k_{v_4} 的核算:

$$k_{v_4} = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j}\right)^{(\sigma-1)} = \left(1 + \frac{43.2}{273+20}\right)^{(2.73-1)} = 1.268$$

扩压器出口气温

$$t_4 = t_j + \Delta t_4 = 20^\circ\text{C} + 43.2^\circ\text{C} = 63.2^\circ\text{C}$$

扩压器出口压力比

$$\varepsilon_4 = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j}\right)^\sigma = 1 + \left(1 + \frac{43.2}{293}\right)^{2.73} = 1.455$$

扩压器出口压力

$$p_4 = \varepsilon_4 p_j = 1.455 \times 0.95 \text{kgf/cm}^2 = 1.38 \text{kgf/cm}^2$$

4.2 叶片扩压器

1. 叶片扩压器的基本原理

叶片扩压器是由等厚度薄板或机翼形叶片组成的。图 4-5 所示为由等厚度薄板叶片组成的叶片扩压器。

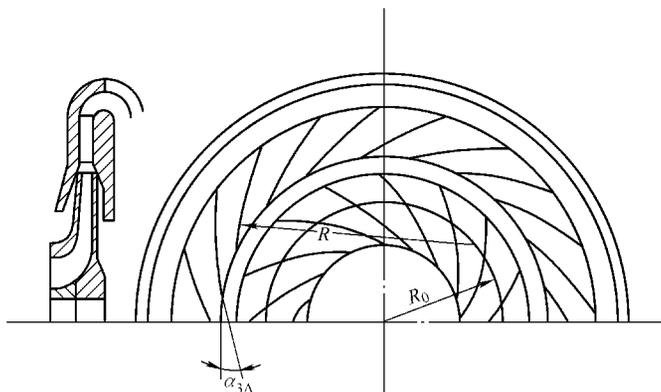


图 4-5 叶片扩压器

气流以 α_3 角度流入叶片扩压器后, 由于叶片对气流的限制, 使气流偏离了它们自由流动轨迹 (即在无叶扩压器中, 气流沿方向角 α 不变的对数螺旋线轨迹), 而向着方向角 α 增大的方向流出去, 使气体的流通面积快速加大, 而达到降速增压的目的。这样, 气流在流动路径短、直径增大不多的条件下, 即可获得较大的降速与增压。例如要使扩压器出口气流速度 c_4 下降到进口气流速度 c_3 的 $1/2$, 即 c_4

$= \frac{c_3}{2}$ 。如果采用无叶扩压器，则扩压器的外径 D_4 将是内径 D_3 的 2 倍，即 $D_4 = 2D_3$ ；如果采用叶片扩压器，则扩压器的外径 D_4 只是内径 D_3 的 1.2 倍， $D_4 = 1.2D_3$ 就有可能达到。这样，采用叶片扩压器后，一方面可以减小压缩机的外径尺寸，同时也减少了气流在扩压器中的流动路径和流动损失；另一方面，由于叶片扩压器的级流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 一般取得比较小，使得能量头系数 $\Psi = \frac{h_{db}}{\frac{u_2^2}{g}}$ 增大。因此，

叶片扩压器常常可以使压缩机级获得较高的效率和压力比。但级的稳定工作范围要比采用无叶扩压器时来得狭窄，其性能曲线也要比采用无叶扩压器时更陡一些（也就是随着流量的增大，压力比下降得比较厉害；随着流量偏离最佳流量 $q_{V\text{最佳}}$ ，效率下降得比较显著）。图 4-6 所示为采用叶片扩压器和采用无叶扩压器时的级性能曲线的比较。

对于叶轮出口气流方向角 $\alpha_2 = 14^\circ \sim$

25° ，以及流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2} = 0.16 \sim 0.28$ 时，可以采用这种叶片扩压器。

2. 叶片扩压器基本结构参数的确定

叶片扩压器的基本结构参数为：

直径比 $\frac{D_3}{D_2}$ 、 $\frac{D_4}{D_2}$ ；叶片进出口安装角

α_{3A} 、 α_{4A} ；相对宽度 $\frac{b_3}{b_2}$ 、 $\frac{b_4}{b_2}$ 及叶片厚度 δ 和形式。

直径比 $\frac{D_4}{D_2}$ 、 $\frac{D_3}{D_2}$ 和相对宽度 $\frac{b_3}{b_2}$ 、 $\frac{b_4}{b_2}$

可选取值如下：

$$\frac{D_4}{D_2} = 1.45 \sim 1.55, \text{ 用于中间级;}$$

$$\frac{D_4}{D_2} = 1.35 \sim 1.45, \text{ 用于末级;}$$

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.08 \sim 1.15, \text{ 在 } Ma \text{ 数较大时, 可选用其中较大的数值;}$$

$$\frac{b_3}{b_2} = \frac{b_4}{b_2} = 1.1 \sim 1.2, \text{ 用于中间级, 对于出口安装角 } \beta_{2A} \text{ 较大的叶轮 } (\beta_{2A} = 30^\circ \sim$$

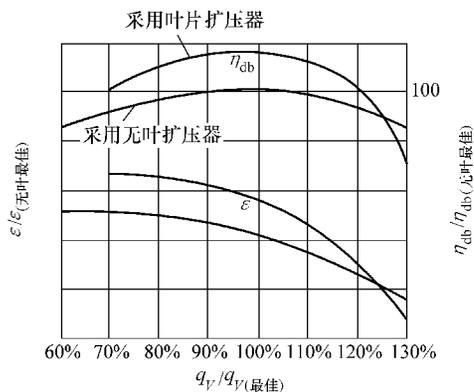


图 4-6 采用叶片扩压器及无叶扩压器时的级性能曲线的比较

50°) 可取较大的数值, 可取 $\frac{b_3}{b_2} = 1.2$ (左右); 对于出口安

装角 β_{2A} 较小 ($\beta_{2A} < 30^\circ$) 的叶轮, 可取 $\frac{b_3}{b_2} = 1.1$ (左右)。

$\frac{b_3}{b_2} = \frac{b_4}{b_2} = 1.3 \sim 1.6$, 用于末级。

D_2 与 D_3 之间间隙的作用是把叶轮出口不均匀的气流过渡到叶片扩压器中去, 它对于降低叶轮出口气流的噪声有一定影响, 同时也有利于提高级效率。随着叶轮出口气流 Ma 数的增大, 可采用较大的 $\frac{D_3}{D_2}$ 值。

叶片扩压器结构中的宽度 b_3 一般取得比叶轮宽度 b_2 大。这种 $b_3 > b_2$ 的结构, 对于气流径向流动来说, 会由于 b_2 到 b_3 的突然扩大而带来损失。但是, 对于叶片扩压器来说, 由于气流径向分速度 c_{3r} 很小, 而且有扩压器的叶片来组织气流流动, 因而引起的损失不大。相反的, 由于 b_3 的增大, 会使整个扩压器、弯道、回流器由于流道宽度的增加降低了流速, 使整个流动损失减少。

图 4-7 所示为压缩机型叶轮采用不同相对宽度 $\frac{b_3}{b_2}$ 时的多变效率 η_{db} 和能量头系数 $\Psi = \frac{h_{db}}{u_2^2/g}$ 的变化关系。叶轮参数如下:

$$\beta_{2A} = 45^\circ, \beta_{1A} = 32^\circ, \frac{b_2}{D_2} = 0.0625,$$

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.555, \frac{d}{D_2} = 0.25, z_2 = 16。叶片扩$$

压器的参数为: $\frac{D_3}{D_2} = 1.12, \frac{D_4}{D_2} = 1.54,$

$\alpha_{3A} = 20^\circ, \alpha_{4A} = 32^\circ, z_3 = 20$, 从图 4-7 中可以看出, 当流量系数 $\varphi_{2r} = 0.18 \sim$

0.27 时, 采用相对宽度 $\frac{b_3}{b_2} = 1.2$ 是合适

的, 可使压缩机级比起 $\frac{b_3}{b_2} = 1$ 的结构取得较高的效率和能量头系数。当流量系数较

小 (即 $\varphi_{2r} < 0.18$) 时, 为了避免叶片扩压器的进口安装角 α_{3A} 过小, 比值 $\frac{b_3}{b_2}$ 可取

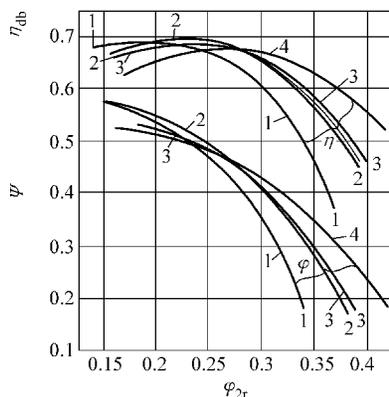


图 4-7 叶片扩压器叶片相对宽度 $\frac{b_3}{b_2}$ 不同时的 φ 间级性能曲线

曲线	1	2	3	4
$\frac{b_3}{b_2}$	1.0	1.2	1.4	1.7

得稍微低一些。因此，对于压缩机型叶轮 ($\beta_{2A} = 30^\circ \sim 50^\circ$)，其中间级的叶片扩压器相对宽度可取 $\frac{b_3}{b_2} = 1.2$ ，对于水泵型叶轮 ($\beta_{2A} < 30^\circ$)，可取 $\frac{b_3}{b_2} = 1.1$ (左右)。

图 4-8 所示为采用不同叶片扩压器相对宽度 $\frac{b_3}{b_2}$ 时的末级性能曲线。级的叶轮分别为 $\beta_{2A} = 22^\circ 30'$ 及 $\beta_{2A} = 45^\circ$ ，由试验结果表明，对于压缩机末级来说，采用相对宽度 $\frac{b_3}{b_2} = 1.3 \sim 1.6$ 可获得较高的效率。这是由于带蜗壳的末级叶片扩压器采用较大的 $\frac{b_3}{b_2}$ 值后，叶片扩压器后的流速 c_4 和方向角 α_4 均减小，使蜗壳中的流动损失下降，对于压缩机型叶轮 ($\beta_{2A} = 30^\circ \sim 50^\circ$) 的末级结构，可取 $\frac{b_3}{b_2} = 1.3 \sim 1.6$ ；对于水泵型叶轮 ($\beta_{2A} < 30^\circ$) 的结构，为了避免进入叶片扩压器的气流方向角 α_3 过小，可取 $\frac{b_3}{b_2} = 1.3$ (左右)，或更低一些。或者采用叶轮后直接安置蜗壳的结构。

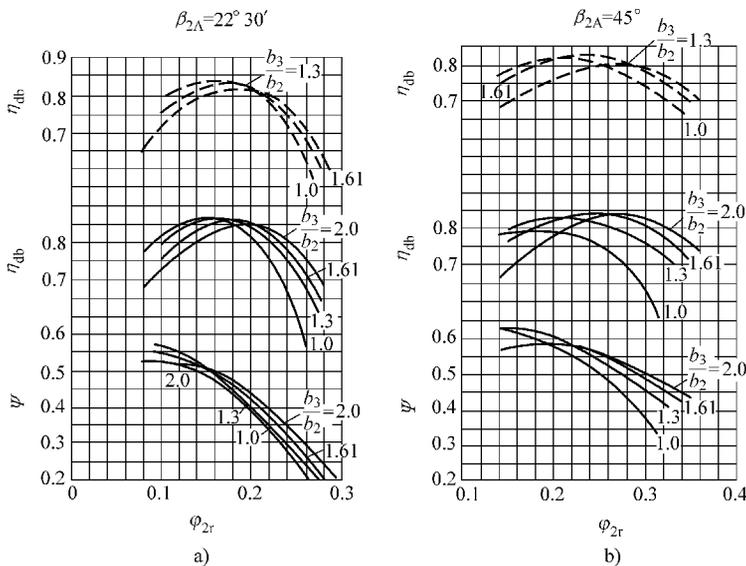


图 4-8 不同叶片扩压器相对宽度 $\frac{b_3}{b_2}$ 对于末级性能的影响

a) 叶轮出口安装角 $\beta_{2A} = 22^\circ 30'$ b) 叶轮出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ$

—— $\alpha_3 = 15^\circ$ ---- $\alpha_3 = 19^\circ$

叶片扩压器的叶片进口安装角 α_{3A} 可取得与气流进口方向角 α_3 相同， $\alpha_{3A} = \alpha_3$ 。而气流进口方向角 α_3 和叶片安装角 α_{3A} 可表示为

$$\alpha_3 = \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_2^*) \quad (4-9)$$

$$\alpha_{3A} = \alpha_3 = \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_2^*)$$

$$\tan\alpha_2 = \frac{c_{2r}}{c_{2u}} = \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$$

$$\tan\alpha_2^* = \frac{b_2}{b_3} \tan\alpha_2$$

叶片出口安装角的大小直接影响到气流降速增压的大小。出口安装角 α_{4A} 可取比进口安装角 α_{3A} 大 $10^\circ \sim 12^\circ$ 。

出口气流速度 c_4 表示为

$$c_4 \approx \frac{q_{Vj}}{\pi k_{V4} D_4 b_4 \tau_4 \sin\alpha_{4A}} \quad (4-10)$$

可见，随着 α_{4A} 的增大，叶片出口流速下降和压力的增高变得显著。但是，随着叶片出口安装角 α_{4A} 的增大，叶片中的扩张角 θ 也同时增大，当 θ 增大到一定程度时，会使扩压器叶片中的流道发生气流严重脱离，引起扩压流动效果恶化。因此，出口安装角 α_{4A} 的增大是有限制的。

叶片中的流道扩张角 θ ，按式 (4-11) 计算。其流道结构如图 4-9 所示，主要几何参数可表示为

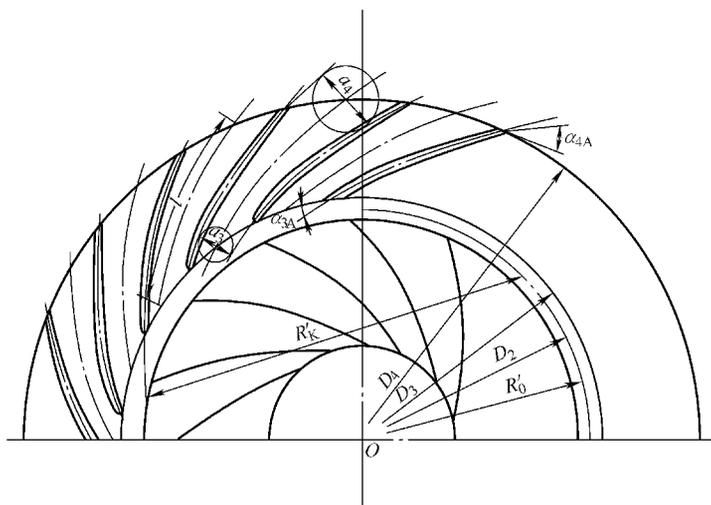


图 4-9 叶片扩压器的流道

$$\tan \frac{\theta}{2} = \frac{a_4 - a_3}{2l} \quad (4-11)$$

其中， l 为叶片流道长度，可表示为

$$l = \frac{D_4 - D_3}{2 \sin\left(\frac{\alpha_{3A} + \alpha_{4A}}{2}\right)} \quad (4-12)$$

a_3 、 a_4 为进出口流道截面深度（不考虑叶片厚度 δ ），有

$$a_3 = \frac{\pi D_3 \sin \alpha_{3A}}{z_3}$$

$$a_4 = \frac{\pi D_4 \sin \alpha_{4A}}{z_3}$$

z_3 为扩压器叶片数，一般为 16 ~ 28 片，可按式（4-13）计算：

$$z_3 = (5.46 \sim 6.55) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_{3A} + \alpha_{4A}}{2}\right)}{\lg \frac{D_4}{D_3}} \quad (4-13)$$

在确定扩压器叶片数 z_3 时，应注意不要与叶轮叶片数 z_2 相等，或出现超过 2 的公约数，以防止气流出现较大的噪声和脉动。

应取扩张角 $\theta \leq 8^\circ \sim 10^\circ$ ，叶片流道的深度比 $K_f = \frac{a_4}{a_3} = \frac{D_4 \sin \alpha_{4A}}{D_3 \sin \alpha_{3A}} \leq 2.5$ 。此外，在确定 α_{4A} 时还要考虑到叶片扩压器出口气流速度 c_4 ，最好能比下一级叶轮的进口速度 c'_0 稍微小一些，使气体在后面的弯道、回流器和下一级叶轮的进口流动状况容易得到改善。

这样，在直径比 $\frac{D_4}{D_3}$ 和扩压器叶片进口角 α_{3A} 确定之后，就可以按照扩张角 $\theta \leq 8^\circ \sim 10^\circ$ 和深度比 $K_f \leq 2.5$ 的原则，试算出 α_{4A} 的允许值和叶片数 z_3 。

对于叶片扩压器的叶片型线，可以采用叶轮叶片的绘制方法，按扩压器的内外径 D_3 、 D_4 和进出口安装角 α_{3A} 、 α_{4A} 求出叶片的曲率半径 R'_k 和中心圆半径 R'_0 进行绘制。

$$\text{叶片中心线的曲率半径} \quad R'_k = \frac{1 - \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2}{4 \left(\cos \alpha_{4A} - \frac{D_3}{D_4} \cos \alpha_{3A} \right)} D_4 \quad (4-14)$$

$$\text{中心圆的半径} \quad R'_0 = \sqrt{R_4^2 + R'_k{}^2 - 2R_4 R'_k \cos \alpha_{4A}} \quad (4-15)$$

扩压器的叶片一般可制成机翼形和等厚度两种，机翼形的叶片具有流动损失较小的优点，但在工艺上则要比等厚度叶片复杂。对于机翼形的叶片，一般可按相对最大厚度 $\frac{d_{\text{最大}}}{l} = 4\% \sim 6\%$ 来选取，其中 $d_{\text{最大}}$ 为叶片的最大厚度（图4-10）， l 为叶片中心线弧长，可按式（4-12）中的叶片流道长度计算。

对于等厚度叶片，则应按叶片固定的结构型式来确定，其厚度一般可为 $\delta = 2 \sim$

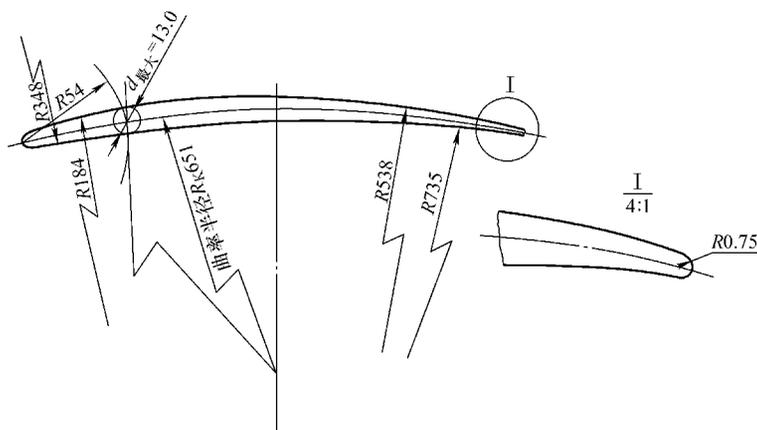


图 4-10 机翼形叶片型线示意图

6mm，对于采用穿孔固定的叶片，则应采用更厚一些，以便在叶片中贯穿连接螺钉（或铆钉）。

【例题 4-2】DA 350-61 型离心空压机第一级叶片扩压器的计算。

已知条件：叶轮直径 $D_2 = 600\text{mm}$ ；叶轮出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ$ ；叶轮出口宽度 $b_2 = 44\text{mm}$ ；叶轮出口速度 $c_2 = 183\text{m/s}$ ；叶轮气流出口方向角 $\alpha_2 = 21^\circ 30'$ ；级的进口体积流量 $q_{Vj} = 6.17\text{m}^3/\text{s}$ 。

解 取

$$\begin{aligned} \text{叶片扩压器外径 } D_4 &= (1.45 \sim 1.55) D_2 \\ &= 1.53 \times 600\text{mm} = 917.4\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{内径 } D_3 &= (1.08 \sim 1.15) D_2 \\ &= 1.12 \times 600\text{mm} = 672\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{叶片宽度 } b_3 = b_4 &= (1.1 \sim 1.2) b_2 \\ &= 1.2 \times 44\text{mm} = 52.8\text{mm} \end{aligned}$$

叶片进口安装角

$$\alpha_{3A} = \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_2^*)$$

其中， $\tan \alpha_2^* = \frac{b_2}{b_3} \tan \alpha_2 = \frac{44}{52.8} \tan 21^\circ 30' = 0.328$ ； $\alpha_2^* = 18^\circ 10'$ ； $\alpha_{3A} = \frac{1}{2} \times (21^\circ 30' + 18^\circ 10') = 19^\circ 50'$ 。

取 $\alpha_{3A} = 20^\circ$ ， $\alpha_{4A} = 31^\circ 37'$ ，则

$$\Delta \alpha = \alpha_{4A} - \alpha_{3A} = 31^\circ 37' - 20^\circ = 11^\circ 37' (\Delta \alpha = 10^\circ \sim 17^\circ, \text{可行})$$

扩压器叶片数

$$z_3 = (5.46 \sim 6.55) \frac{\sin\left(\frac{\alpha_{3A} + \alpha_{4A}}{2}\right)}{\lg \frac{D_4}{D_3}} = 6.2 \times \frac{\sin 25^\circ 48'}{\lg \frac{917.4}{672}} = 20$$

$$\text{扩压器深度 } a_3 = \frac{\pi D_3 \sin \alpha_{3A}}{z_3} = \frac{\pi \times 672 \text{ mm} \times \sin 20^\circ}{20} = 36 \text{ mm}$$

$$a_4 = \frac{\pi D_4 \sin \alpha_{4A}}{z_3} = \frac{\pi \times 917 \text{ mm} \times \sin 30^\circ 37'}{20} = 75.4 \text{ mm}$$

$$\text{扩压器深度比 } \frac{a_4}{a_3} = \frac{75.4}{36} = 2.09 < 2.5$$

$$\begin{aligned} \text{扩压器叶片流道长度 } l &= \frac{D_4 - D_3}{2 \sin\left(\frac{\alpha_{3A} + \alpha_{4A}}{2}\right)} = \frac{917.4 - 672}{2 \sin 25^\circ 48'} \text{ mm} \\ &= 282 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\text{扩张角 } \tan \frac{\theta}{2} = \frac{a_4 - a_3}{2l} = \frac{75.4 - 36}{2 \times 282} = 0.0698$$

$$\theta = 8^\circ (\leq 8^\circ \sim 10^\circ)$$

叶片扩压器的出口阻塞系数

$$\tau_4 = 1 - \frac{z\delta_4}{\pi D_4 \sin \alpha_{4A}} = 1 - \frac{20 \times 1.5}{\pi \times 917.4 \times \sin 31^\circ 37'} = 0.98$$

扩压器出口截面积

$$\begin{aligned} F_4 &= \pi D_4 b_4 \tau_4 \sin \alpha_{4A} = \pi \times 0.917 \text{ m} \times 0.0528 \text{ m} \times 0.98 \times \sin 31^\circ 37' \\ &= 0.0784 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

叶片扩压器出口流速

$$c_4 = \frac{q_{Vj}}{F_4 k_{V_4}}$$

取比容 $k_{V_4} = 1.302$ ，则

$$c_4 = \frac{6.17}{0.0784 \times 1.302} \text{ m/s} = 60.5 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{温升 } \Delta t_4 &= \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_4^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3950}{0.81} - \frac{60.5^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ\text{C} \\ &= 45.6^\circ\text{C} \end{aligned}$$

其中， h_{db} 取 3950m； η_{db} 取 0.81。

比容核算：

$$k_{V_4} = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{45.6}{293} \right)^{2.83-1} = 1.155^{1.83} = 1.302$$

叶片扩压器出口气温 $t_4 = t_j + \Delta t_4 = 20^\circ\text{C} + 45.6^\circ\text{C} = 65.6^\circ\text{C}$

叶片扩压器出口压力比

$$\varepsilon_4 = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j}\right)^\sigma = \left(1 + \frac{45.6}{273 + 20}\right)^{2.83} = 1.505$$

叶片扩压器出口压力, 已知 $p_j = 0.97\text{kgf/cm}^2$, 则

$$p_4 = \varepsilon_4 p_j = 1.505 \times 0.97\text{kgf/cm}^2 = 1.46\text{kgf/cm}^2$$

$$\begin{aligned} \text{叶片中心线的曲率半径 } R'_K &= \frac{1 - \left(\frac{D_3}{D_4}\right)^2}{4 \left(\cos\alpha_{4A} - \frac{D_3}{D_4} \cos\alpha_{3A}\right)} D_4 \\ &= \frac{1 - \left(\frac{672}{917.4}\right)^2}{4 \left(\cos 31^\circ 37' - \frac{672}{917.4} \cos 20^\circ\right)} \times 917.4\text{mm} = 651\text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{叶片中心圆半径 } R'_0 &= \sqrt{R_4^2 + R'_K{}^2 - 2R_4 R'_K \cos\alpha_{4A}} \\ &= \sqrt{458.7^2 + 651^2 - 2 \times 458.7 \times 651 \times \cos 31^\circ 37'} \text{mm} = 354.5\text{mm} \end{aligned}$$

采用机翼形叶片, 取最大厚度 $d_{\text{最大}} = 13.6\text{mm}$, 有

$$\frac{d_{\text{最大}}}{l} = \frac{13.6}{282} = 4.83\% \quad (\leq 4\% \sim 6\%)$$

4.3 直壁扩压器

1. 直壁扩压器的结构及原理

在压缩机级流量较小的情况下, 采用强后弯的水泵型叶轮, 这种叶轮的气流出口方向角 α_2 比较小 ($\alpha_2 < 14^\circ$)。如果采用叶片扩压器使得 α_{3A} 偏小, 而引起气流在叶片扩压器中的流动损失增大, 对于压缩机级的性能是很不利的。因此, 在这种情况下, 常常采用如图 4-11 所示的直壁扩压器来进行扩压。这种扩压器一般具有 4~12 个通道, 并且把扩压器后的弯道、回流器都与扩压器通道直接连在一起。

直壁扩压器的进口部分, 采用了对数螺旋线形式的结构, 使气体能与无叶扩压

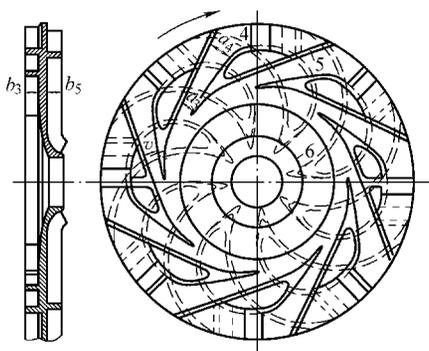


图 4-11 直壁扩压器

器中的流动情况相似,按照气流本身所具有的自由流动规律,沿半径以不变的方向角 $\alpha = \alpha_3$ 进行流动,然后,再进入直壁扩压器进行扩压流动。这种扩压器由具有一定扩张角 θ 的平板壁面组成,而每一个直壁扩压器都分别与弯道、回流器直接连成一个统一的流道。这样由于直壁扩压器具有较好的扩压效果,而所配用的弯道和回流器都可做得具有较大的曲率半径,使气流在固定元件中的流动损失较小。因此,在小流量的压缩机级中,采用这种扩压器可获得较高的级效率。

直壁扩压器的扩压器截面,一般采用正方形的进口截面形式也就是采用扩压器宽度 b_3 与进口截面深度 a_3 大致相等的截面。这种截面形式对于减少流动摩擦损失来说是合理的。

在这种小流量的压缩机级中,由于水泵型叶轮的径向分速度 c_{2r} 很小,这时扩压器通道宽度 b_3 的增大所引起径向分速度变化的影响和流动损失都很小,因此,在直壁扩压器中,一般都适当地采用较大的宽度比 $\frac{b_3}{b_2}$ 。这样,可使扩压器和弯道回流器中的流速有所下降,对于减少总的流动损失是有利的。从试验实践证明,宽度比一般取 1.50 ~ 1.55 为佳。

2. 直壁扩压器的进口截面 3-3 的直径 D_3

直壁扩压器的进口截面 3-3 的直径

$$D_3 = (1.08 \sim 1.12) D_2$$

直壁扩压器的宽度 b_3 与 b_4 为 $b_3 = b_4 = (1.35 \sim 1.75) b_2$, 以 (1.50 ~ 1.55) b_2 为宜。

扩压器的进口气流方向角 α_3 为

$$\alpha_3 = \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_2^*)$$

其中, $\alpha_2 = \arctan \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$; $\alpha_2^* = \arctan \left(\frac{b_2}{b_3} \tan \alpha_2 \right)$ 。

扩压器的扩张角 $\theta \leq 8^\circ \sim 10^\circ$ 。

扩压器的进出口截面比值 $K_f = \frac{f_4}{f_3} = \frac{a_4}{a_3} \leq 2$ 。

直壁扩压器的通道数的多少,与扩压器进口深度 a_3 与气流进口方向角 α_3 有关,由于 $a_3 = b_3$, 因此,也和扩压器的宽度 b_3 有关。通道数将随着角 α_3 的减小、进口深度 a_3 (或宽度 b_3) 的加大而减少。图 4-12 所示为通道数 z 与进口气流方向角 α_3 、进口截面的相对深度 $\frac{a_3}{D_3}$ 和扩压器进口相对壁厚 $\frac{\delta_3}{D_3}$ 之间的关系,可供选用通道数 z 时参考。对于进口壁厚 δ 的大小,从气体流动的角度来考虑,则壁厚 δ 与进口深度 a_3 之比 $\frac{\delta}{a_3}$ 应为 0.1 ~ 0.15; 此外,也应从叶片的强度和工艺来考虑,对于

$$\begin{aligned} a_3 &= FC = CE - EF \approx CE - \delta = DE \cos(\theta + \alpha_3) - \delta \\ &= (D_0 - EO) \cos(\theta + \alpha_3) - \delta = \left(D_0 - \frac{D}{2}\right) \cos(\theta + \alpha_3) - \delta \end{aligned}$$

其中,

$$D_0 = \frac{OB \sin \angle SBO}{\sin \angle BDO} = \frac{OB \cos \alpha_3}{\cos(\theta + \alpha_3)} = \frac{\cos \alpha_3 r_3 e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right) \tan \alpha_3}}{\cos(\theta + \alpha_3)}$$

$$OB = r_3 e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right) \tan \alpha_3}$$

可得

$$a_3 = r_3 \left[\cos \alpha_3 \cdot e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right) \tan \alpha_3} - \cos(\theta + \alpha_3) \right] - \delta \quad (4-18)$$

为了便于制造,一般都采用圆弧线来替代复杂的对数螺旋线,按照下列三个条件:

- 1) 内圆半径 $r_{\text{内}} = r_{OA} = r_3$ 。
- 2) 外圆半径 $r_{\text{外}} = r_{OB} = r_3 e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right) \tan \alpha_3}$ 。
- 3) 圆弧线的内切角和外切角均等于气流方向角 α_3 。

利用绘制叶片扩压器的关系式(4-14)、式(4-15),则可导得圆弧线的曲率半径 R'_K 和中心圆半径 R'_0 的关系式为

$$\text{圆弧曲率半径} \quad R'_K = \frac{r_3 + r_{\text{外}}}{2 \cos \alpha_3} \quad (4-19)$$

$$\text{中心圆半径} \quad R'_0 = \sqrt{R_K^2 + r_{\text{外}}^2 - 2r_{\text{外}} R'_K \cos \alpha_3} \quad (4-20)$$

其中

$$r_{\text{外}} = r_{OB} = r_3 \cdot e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right) \tan \alpha_3} \quad (4-21)$$

直壁扩压器的出口截面深度 a_4 是按照下一级叶轮进口截面积 F'_0 和进口速度 c'_0 的大小来确定的,可表示为

$$a_4 = \frac{F'_0 \frac{c'_0 c_6}{c_6 c_4}}{z b_3} \quad (4-22)$$

式中 F'_0 ——下一级叶轮进口截面积;

$\frac{c'_0}{c_6}$ ——回流器出口速度 c_6 与下一级叶轮进口速度 c'_0 之比,一般 $\frac{c'_0}{c_6} = 1.02 \sim 1.05$;

$\frac{c_6}{c_4}$ ——扩压器出口到回流器出口的速度比。

一般取 $\frac{c_6}{c_4} = 0.8 \sim 1.0$ 。在可能的条件下,尽量采用其中较大的比值,以避免由于回流器中出现过大的扩压而使效率下降。

扩压器出口深度 a_4 除了尽可能地满足上述要求外,还应该注意扩压器的进出口截面比值 $K_f = \frac{f_4}{f_3} = \frac{a_4}{a_3}$ 不宜过大,否则会造成机器结构过于庞大。在一般情况下,

$$K_f = \frac{f_4}{f_3} = \frac{a_4}{a_3} < 2.0。$$

与直壁扩压器直接相连的弯道、回流器，应如图 4-11 和图 4-13 所示。可按照气流在流道中的速度由 c_4 均匀地变化到 c_6 的原则进行弯道和回流器的流道截面设计。

直壁扩压器在小流量压缩机级中的应用，可以使压缩机级获得较高的级效率。但是，在工况变化较大的情况下，也会使压缩机的性能恶化；在叶轮出口宽度较窄的情况下，会使直壁扩压器及其相连的弯道、回流器的深度在设计时出现困难。因此，在工况变化较大和宽度较窄的情况下，也有采用无叶扩压器的结构。

[例题 4-3] DA350-61 型第三级（二段一级）直壁扩压器的核算。

已知：叶轮外径 $D_2 = 630\text{mm}$ ；叶轮出口宽度 $b_2 = 37\text{mm}$ ；叶轮气流出口方向角 $\alpha_2 = 14^\circ 07'$ ； $r_3 = 353\text{mm}$ ；进口温度 $T_j = 32^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C} = 305\text{K}$ 。

$$\begin{aligned} \text{解 直壁扩压器宽度 } b_3 &= (1.35 \sim 1.75) b_2 = 1.55 b_2 \\ &= 1.55 \times 37\text{mm} = 57.3\text{mm} \end{aligned}$$

取 $b_3 = 57\text{mm}$ 。

取直壁扩压器内径 $D_3 = (1.08 \sim 1.12) D_2 = 1.12 \times 630\text{mm} = 706\text{mm}$ 。

扩压器气流进口方向角 α_3 为

$$\alpha_3 = \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_2^*)$$

其中， $\alpha_2^* = \arctan\left(\frac{b_2}{b_3} \tan \alpha_2\right) = \arctan\left(\frac{37}{57} \tan 14^\circ 07'\right) = 9^\circ 21'$ ，则

$$\alpha_3 = \frac{1}{2}(\alpha_2 + \alpha_2^*) = \frac{1}{2} \times (140^\circ 07' + 9^\circ 21') = 11^\circ 44'$$

初步选取扩压器进口深度 $a_3 \approx b_3 = 56\text{mm}$ 。

取扩压器进口边厚度 $\delta = 8\text{mm}$ 。

比值 $\frac{\delta}{a_3} \approx \frac{8}{56} = 0.143$ ($\frac{\delta_1}{a_3} \leq 0.1 \sim 0.15$)，则

$$\frac{\delta}{D_3} + \frac{a_3}{D_3} = \frac{8}{706} + \frac{57}{706} = 0.0921$$

由图 4-12 查得直壁扩压器的通道数 $z = 8$ 。

取直壁扩压器的扩张角 $\theta = 10^\circ$ 。

按式 (4-18) 可验算扩压器进口深度 a_3 为

$$\begin{aligned} a_3 &= r_3 \left[\cos \alpha_3 e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right) \tan \alpha_3} - \cos(\theta + \alpha_3) \right] - \delta \\ &= 353 \times \left[\cos 11^\circ 44' \times e^{\left(\frac{2\pi}{8} - \frac{10^\circ \pi}{180^\circ}\right) \tan 11^\circ 44'} - \cos(10^\circ + 11^\circ 44') \right] \text{mm} - 8\text{mm} \\ &= 56\text{mm} \end{aligned}$$

直壁扩压器的进口型线的绘制如下：

$$\text{圆弧曲率半径} \quad R'_k = \frac{r_3 + r_{\text{外}}}{2\cos\alpha_3}$$

$$\text{其中,} \quad r_{\text{外}} = r_3 e^{\left(\frac{2\pi}{z} - \frac{\pi\theta}{180^\circ}\right)\tan\alpha_3} = 353 \times e^{\left(\frac{2\pi}{8} - \frac{10^\circ\pi}{180^\circ}\right)\tan 11^\circ 44'} \text{ mm} = 400 \text{ mm}$$

$$R'_k = \frac{353 + 400}{2\cos 11^\circ 44'} \text{ mm} = 384.5 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned} \text{中心圆半径} \quad R'_0 &= \sqrt{R'^2_k + r_{\text{外}}^2 - 2r_{\text{外}} R'_k \cos\alpha_3} \\ &= \sqrt{384.5^2 + 400^2 - 2 \times 400 \times 384.5 \times \cos 11^\circ 44'} \text{ mm} = 82.10 \text{ mm} \end{aligned}$$

直壁扩压器进口 3-3 截面处的气流速度 c_3 为

$$c_3 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_3} a_3 b_3 z} = \frac{2.96}{1.255 \times 0.056 \times 0.057 \times 8} \text{ m/s} = 92.5 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \Delta t_3 &= \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{\text{db}}}{\eta_{\text{db}}} - \frac{c_3^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3725}{0.81} - \frac{92.5^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ\text{C} \\ &= 40.4^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{验算比容比} \quad k_{V_3} = \left(1 + \frac{\Delta t_3}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{40.4}{305} \right)^{(2.83-1)} = 1.255$$

直壁扩压器进口 3-3 截面处的压力比 ε_3 和压力 p_3 为

$$\varepsilon_3 = \left(1 + \frac{\Delta t_3}{T_j} \right)^\sigma = \left(1 + \frac{40.4}{305} \right)^{2.83} = 1.421$$

$$p_3 = p_j \varepsilon_3 = 2.11 \text{ kgf/cm}^2 \times 1.421 = 3.0 \text{ kgf/cm}^2$$

直壁扩压器出口深度 a_4 的初步估算。按照式 (4-22) 可得

$$a_4 = \frac{F'_0 \frac{c'_0 c_6}{c_6 c_4}}{z b_3}$$

式中 F'_0 ——下一级 (第四级) 叶轮进口截面积, $F'_0 = 0.0512 \text{ m}^2$ 。

$$\text{取} \frac{c'_0}{c_6} = 1.03 \left(\frac{c'_0}{c_6} = 1.02 \sim 1.05 \right),$$

$$\frac{c_6}{c_4} = 0.925 \left(\frac{c_6}{c_4} = 0.8 \sim 1.1 \right)$$

$$a_4 = \frac{0.0512 \times 1.03 \times 0.925}{8 \times 0.057} = 0.107 \text{ m} = 107 \text{ mm}$$

$$\text{深度比} \quad K_f = \frac{a_4}{a_3} = \frac{107}{56} = 1.91 < 2。$$

因此, 可取 $a_4 = 107 \text{ mm}$ 。

直壁扩压器出口 4-4 截面的气流速度 c_4 的计算:

$$\text{取 } k_{V_4} = 1.276, \quad c_4 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_4} a_4 b_{4z}} = \frac{2.96}{1.276 \times 0.107 \times 0.057 \times 8} \text{ m/s} = 47.3 \text{ m/s}$$

其中, $b_4 = b_3 = 57 \text{ mm}$

$$\begin{aligned} \Delta t_4 &= \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{\text{db}}}{\eta_{\text{db}}} - \frac{c_4^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3725}{0.81} - \frac{47.3^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ\text{C} \\ &= 43.5 ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

其中, $h_{\text{db}} = 3725 \text{ m}$; $\eta_{\text{db}} = 0.81$ 。下同。

$$\text{验算比比} \quad k_{V_4} = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^{5-1} = \left(1 + \frac{43.5}{305} \right)^{2.83-1} = 1.276$$

直壁扩压器出口压力比 ε_4 和压力 p_4 为

$$\varepsilon_4 = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^\sigma = \left(1 + \frac{43.5}{305} \right)^{2.83} = 1.458$$

$$p_4 = p_j \varepsilon_4 = 2.11 \text{ kgf/cm}^2 \times 1.458 = 3.076 \text{ kgf/cm}^2$$

直壁扩压器后的弯道、回流器的计算。

取回流器进口截面宽度 $b_5 = 55 \text{ mm}$, 深度 $a_5 = 107 \text{ mm}$ 。

回流器进口 5-5 截面上的气流流速 c_5 为

$$\text{取 } k_{V_5} = 1.276, \quad c_5 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_5} b_5 a_{5z}} = \frac{2.96}{1.276 \times 0.107 \times 0.055 \times 8} \text{ m/s} = 49.3 \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} \text{温升} \quad \Delta t_5 &= \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{\text{db}}}{\eta_{\text{db}}} - \frac{c_5^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3725}{0.81} - \frac{49.3^2}{2 \times 9.8} \right) ^\circ\text{C} \\ &= 43.5 ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\text{验算比比} \quad k_{V_5} = \left(1 + \frac{\Delta t_5}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{43.5}{305} \right)^{2.83-1} = 1.273$$

$$\text{速度比} \quad \frac{c_5}{c_4} = \frac{49.3}{47.3} = 1.042$$

回流器出口截面 6-6 上的气流流速 c_6 为

$$\begin{aligned} \text{取 } k_{V_6} = 1.277, \quad c_6 &= \frac{q_{Vj}}{k_{V_6} \pi D_6 b_6 \tau_6} = \frac{2.96}{1.277 \times \pi \times 0.445 \times 0.055 \times 0.685} \text{ m/s} \\ &= 44 \text{ m/s} \end{aligned}$$

其中, 取回流器出口截面直径 $D_6 = 445 \text{ mm}$, 宽度 $b_6 = b_5 = 55 \text{ mm}$;

回流器叶片出口厚度 $\delta = 55 \text{ mm}$, 则

$$\text{阻塞系数} \quad \tau_6 = 1 - \frac{z\delta}{\pi D_6 \sin \alpha_6} = 1 - \frac{8 \times 0.055}{\pi \times 0.445 \times 1} = 0.685$$

$$\text{温升 } \Delta t_6 = \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_6^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3725}{0.81} - \frac{44^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ\text{C} = 43.7^\circ\text{C}$$

$$\text{验算比容比} \quad k_{v_6} = \left(1 + \frac{\Delta t_6}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{43.7}{305} \right)^{2.83-1} = 1.278$$

回流器气流出口压力比 ε_6 和压力 p_6 为

$$\varepsilon_6 = \left(1 + \frac{\Delta t_6}{T_j} \right)^\sigma = \left(1 + \frac{43.7}{305} \right)^{2.83} = 1.46$$

$$p_6 = p_j \varepsilon_6 = 2.11 \text{ kgf/cm}^2 \times 1.46 = 3.08 \text{ kgf/cm}^2$$

回流器出口速度与下一级的进口速度比值为

$$\frac{c'_6}{c_6} = \frac{45.3}{44} = 1.03 \quad \left(\frac{c'_0}{c_6} = 1.02 \sim 1.05 \right)$$

其中, c'_0 为压缩机第四级的进口流速, 取 $c'_0 = 45.3 \text{ m/s}$ 。

4.4 弯道与回流器

在压缩机级中, 为了把扩压器后的气流引导到下一级去继续进行增压, 需要在扩压器后设置如图 4-14 所示的弯道与回流器。

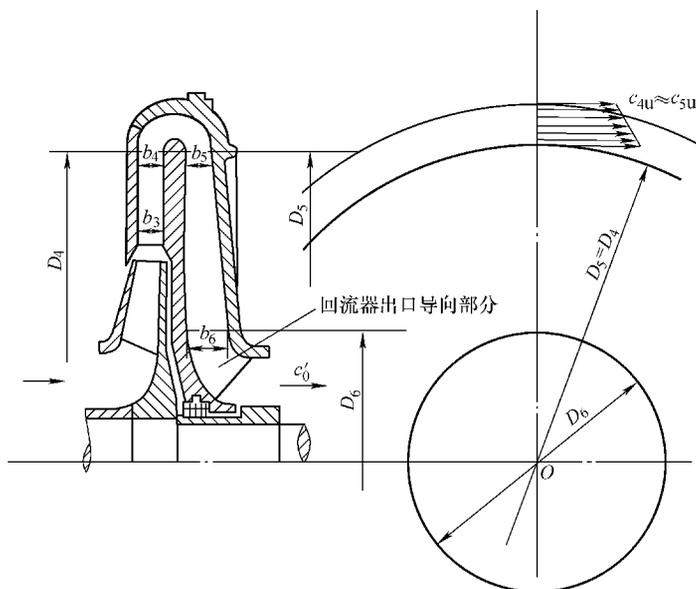


图 4-14 弯道与回流器

1. 弯道中的气体流动

气体在弯道中的流动由下列两部分组成。

1) 气体绕 $O-O$ 轴 (转子轴线) 按动量矩不变的规律 ($c_u D = \text{定值}$) 做圆周方向的流动, 这部分圆周方向的分速度 c_u 如图 4-14 所示, 它随着直径 D 的增大成反比地下降。从扩压器的出口 D_4 到回流器进口 D_5 , 如果忽略弯道中摩擦阻力的影响, 则可把回流器进口的圆周分速度 c_{5u} 表示为

$$c_{5u} = \frac{D_4}{D_5} c_{4u}$$

在一般情况下 $D_5 \approx D_4$ 。因此, 回流器进口气流圆周分速度 c_{5u} 将与扩压器出口圆周分速度 c_{4u} 大致相同, 并将沿着回流器叶片进口速度方向上不变, 即

$$c_{5u} \approx c_{4u}$$

2) 气体绕 O 点做转弯流动, 转弯流动的分速度为 c_m 。如图 4-15 所示, 由于气流转弯时的离心力作用, 使气流绕 O 点的转弯线速度 c_m 按照动量矩不变的规律 ($c_m R = \text{定值}$), 随着半径 R 的增大而减小。也可表示为

$$c_{m2} = c_{m1} \frac{R_1}{R_2}$$

上述两种流动合在一起以后, 回流器的进口将如图 4-16 所示, 沿叶片宽度的气流出现大小方向变化的流动。在忽略壁面摩擦阻力的情况下, 越靠近 R_1 的部分流速越大, 气流方向角 α_5 也越大, 越靠近 R_2 的部分流速越小, 气流方向角 α_5 也越小。

现在可以对上述两种流动的实际情况进行如下的分析。

1) 气流在弯道中作转弯流动, 使流入回流器的气流沿回流器叶宽作不均匀的分布, 而这种不均匀的分布造成气流流入回流器的有效平均方向角 α_5 增大 (比扩压器出口气流方向角要大)。

2) 由于实际弯道中的壁面具有摩擦阻力, 必将减小气流的圆周分速度 c_u , 回流器进口处的气流圆周分速度 c_{5u} 可表示为

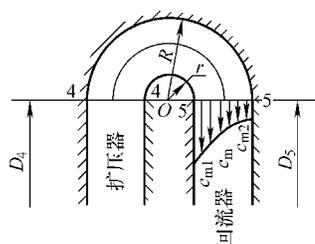


图 4-15 气流绕弯道 S 点的转弯流动

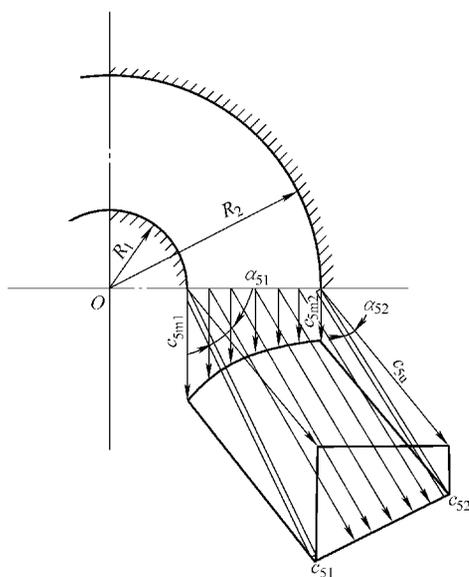


图 4-16 回流器进口气流分布

$$c_{5u} = \frac{D_4}{K_{\text{阻}} D_5} c_{4u} \quad (4-23)$$

式中 $K_{\text{阻}}$ ——壁面阻力对气流动量矩影响的修正系数, $K_{\text{阻}} > 1$ 。

这种摩擦阻力的影响, 使回流器进口的圆周分速度 c_{5u} 减小, 也就会使进口气流方向角 α_5 增大。

由于上述壁面摩擦阻力和弯道转弯的影响, 将使回流器的气流方向角 α_5 比扩压器的出口气流角 α_4 要大, 即 $\alpha_5 > \alpha_4$ 。

对于无叶扩压器后的回流器来说, 考虑到上述气流方向角增大的原因, 回流器进口气流方向角 α_5 (即回流器的叶片进口安装角 α_{5A}) 可按下列半经验公式求取:

$$\alpha_{5A} = \alpha_5 = \arctan \frac{q_{Vj} \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_2} \right)}{\pi k_{V5} D_4 c_4 \sin \alpha_4 \left(\ln \frac{R_2}{R_1} \right)^2} + (2^\circ \sim 3^\circ) \quad (4-24)$$

式中 R_1 、 R_2 ——弯道的内、外半径 (m);

q_{Vj} ——压缩机段的进口体积流量 (m^3/s)。

对于叶片扩压器后的回流器来说, 气流在回流气中的流动是大致相同的, 即由于弯道中的摩擦阻力和气流转弯的影响, 会使气流进入回流器的方向角 α_5 比叶片出口的真实气流角 α_4 要大些。而叶片扩压器安装角 α_{4A} 也比真实气流的方向角 α_4 要大些。由试验结果和实际经验可知, 对于回流器进口宽度 b_5 与叶片扩压器出口宽度 b_4 之间的关系 $\left(b_5 = \frac{b_4}{1.02 \sim 1.05} \right)$, 当回流器叶片进口安装角 α_{5A} 取得与叶片扩压器的出口安装角 α_{4A} 大致相同时, 即 $\alpha_{5A} \approx \alpha_{4A}$, 可使压缩机级获得较高的效率。因此, 在叶片扩压器后的回流器叶片进口安装角 α_{5A} , 可取得与叶片扩压器出口角 α_{4A} 相同。

为了使回流器的进口气流较均匀, 以减少回流器和弯道中的流动损失, 可以适当地采用大的弯道曲率半径 (即采用较大的弯道内外径 R_1 、 R_2)。同时也采用回流器进口宽度 b_5 略微小于扩压器出口宽度 b_4 的收缩形式, 来改善气流在弯道中的流动均匀性, 因此, 一般可把回流器的进口宽度 b_5 取为

$$b_5 = \frac{b_4}{1.02 \sim 1.05} \quad (4-25)$$

2. 回流器中的气体流动

气流在回流器中的流动, 如果没有回流器叶片的作用, 那么气流将按动量矩不变的流动规律, 以强烈的旋转流向下一级叶轮进口, 这是不允许的。因此, 在回流器中, 回流器叶片都采用了进口安装角 α_{5A} 与气流方向角 α_5 相配合 ($\alpha_{5A} = \alpha_5$) 而

出口安装角 $\alpha_{6A} = 90^\circ$ ，使气体能按轴线方向均匀地流入下一级叶轮。

图 4-17 所示为两种不同叶片形式的回流器，一种是变厚度叶片结构；另一种是等厚度叶片结构，变厚度叶片的回流器常常可以把回流器的宽度保持相同，而等厚度叶片的回流器则一般都做成宽度逐渐向内径增大，回流器的叶片可采用圆弧形形式的叶片，出口导向部分则做成径向直线形式。

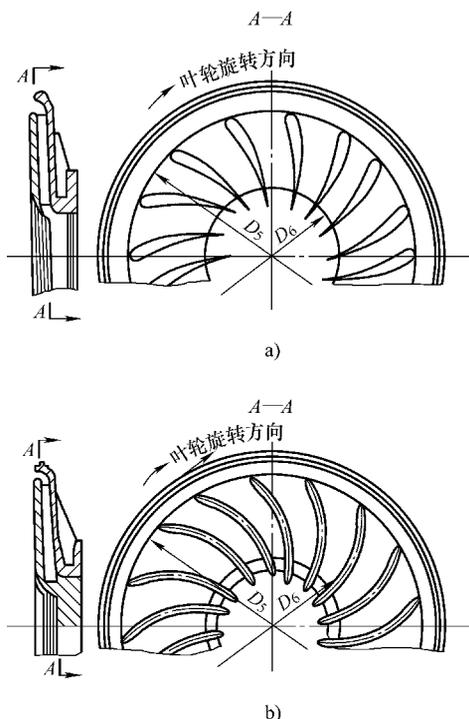


图 4-17 不同叶片形式的回流器

a) 变厚度叶片形式 b) 等厚度叶片形式

按照流体的连续定律，可把回流器的出口宽度 b_6 表示为

$$b_6 = \frac{q_{Vj}}{\pi k_{V_6} \tau_6 c_6 D_6} = \frac{F'_0 c'_0}{\pi \tau_6 D_6} \quad (4-26)$$

式中 F'_0 ——下一级叶轮的进口截面积；

c'_0 ——下一级叶轮的进口流速， $\frac{c'_0}{c_6} = 1.02 \sim 1.05$ 。

进入回流器叶片后的气流速度 c_5 可表示为

$$c_5 = \frac{q_{Vj}}{\pi \tau_5 D_5 b_5 \sin \alpha_5 - k_{V_5}} \quad (4-27)$$

回流器出口气流速度 c_6 是由下一级叶轮进口流速 c'_0 决定的, 即

$$c_6 = \frac{c'_0}{1.02 \sim 1.05} \quad (4-28)$$

在一般情况下, 不希望回流器中出现 $c_5 > c_6$ 的降速扩压现象, 因为这种流动在流道表面比较粗糙的回流器流道里, 会出现较大的流动损失。但是如果不得不采用扩压形式的回流器时 (例如在无叶扩压器出口速度较高的情况下), 则更应注意提高回流器流道的表面质量, 以减少流动损失。

回流器叶片型线一般是由圆弧绘制, 叶片的出口导向流部分则做成径向直线形式。设 D'_6 为叶片圆弧部分与径向直线部分相连接的直径 (一般取 $D'_6 = D_6$ 或略大于 D_6), 则叶片的圆弧半径 R''_k 和中心圆半径 R''_0 为

$$R''_k = \frac{r_5^2 - r_6^2}{D_5 \cos \alpha_{5A}}$$

$$R''_0 = \sqrt{R''_k^2 + r_6^2} \quad (4-29)$$

绘制出的回流器流道截面是否合适, 可以通过做出流道的速度曲线来鉴定。回流器任意截面上的流速 c 为

$$c = \frac{q_{v_j}}{k_v \pi \tau D_i \sin \alpha} \quad (4-30)$$

对于用等厚度叶片按圆弧型线构成的回流器, 回流器流道中的气流方向可表示为

$$\cos \alpha = \frac{R''_k - R''_0 + r^2}{2R''_k r} \quad (4-31)$$

式中 R''_k ——回流器叶片的型线曲率半径;

R''_0 ——回流器叶片的型线中心圆半径;

r ——所要计算的半径。

希望由 c_5 到 c_6 的流速能作均匀的变化。如果发现流道截面的气流速度变化有明显的不均匀, 则可通过改变叶片的厚度、宽度和 D'_6 的大小来改善气流在回流器中的流动。

回流器的出口导向部分应尽可能地做到既具有一定的长度和刚度, 又要注意增减叶片的出口部分厚度, 使气流由于叶片出口部分厚度所引起的尾迹影响得到减弱, 同时也保证了出口气流的轴向均匀流动。

回流器的叶片数 z_5 一般为 $z_5 = z_6 = 8 \sim 12$ 。直径较小的回流器, 叶片数 z_5 应取得小一些。为了避免回流器出口截面 6-6 的回流器叶片过于稠密, 也可采用长短叶片的方式把回流器出口部分的叶片数 z_6 减少一半, 即 $z_6 = z_5/2$ 。

[例题 4-4] DA350-61 型第一级弯道回流器的核算。

已知：叶片扩压器外径 $D_4 = 916.4\text{mm}$ ；扩压器叶片出口安装角 $\alpha_{4A} = 31^\circ 37'$ ；扩压器叶片出口宽度 $b_4 = 52.8\text{mm}$ ；第二级叶轮进口流速 $c'_0 = 71.3\text{m/s}$ ； $q_V = 6.17\text{m}^3/\text{s}$ ；进口温度 $T_j = 20^\circ\text{C} + 273^\circ\text{C} = 293\text{K}$ 。

解 取回流器进口直径 $D_5 \approx D_4$ ，取 $D_5 = 926\text{mm}$ ，

回流器出口直径 $D_6 = 394\text{mm}$

回流器进口宽度 $b_5 = \frac{b_4}{1.02 \sim 1.05} = \frac{52.8}{1.035}\text{mm} = 51\text{mm}$

取回流器叶片数 $z = 16$ ($z = 12 \sim 18$)

回流器叶片宽度 $\delta = 13\text{mm}$

回流器叶片进口安装角 $\alpha_{5A} \approx \alpha_{4A}$ ，取 $\alpha_{5A} = 32^\circ$

回流器进口阻塞系数 $\tau_5 = 1 - \frac{z\delta}{\pi D_5 \sin \alpha_{5A}}$
 $= 1 - \frac{16 \times 13}{\pi \times 926 \times \sin 32^\circ} = 0.865$

回流器进口流速：取 $k_{V_5} = 1.299$ ，则

$$\begin{aligned} c_5 &= \frac{q_{Vj}}{k_{V_5} \pi D_5 b_5 \tau_5 \sin \alpha_{5A}} \\ &= \frac{6.17}{1.299 \times 3.14 \times 0.926 \times 0.051 \times 0.865 \times \sin 32^\circ} \text{m/s} \\ &= \frac{6.17}{0.0883419} \text{m/s} = 70\text{m/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{温升 } \Delta t_5 &= \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{\text{db}}}{\eta_{\text{db}}} - \frac{c_5^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3950}{0.81} - \frac{70^2}{2 \times 9.81} \right) ^\circ\text{C} \\ &= 45^\circ\text{C} \end{aligned}$$

其中， $h_{\text{db}} = 3950\text{m}$ ， $\eta_{\text{db}} = 0.81$ 。

$$\text{验算比容比 } k_{V_5} = \left(1 + \frac{\Delta t_5}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{45}{293} \right)^{2.83-1} = 1.299$$

回流器出口阻塞系数 $\tau_6 = 1 - \frac{z\delta}{\pi D_6 \sin \alpha_{6A}} = 1 - \frac{16 \times 13}{3.14 \times 394 \times 1} = 0.831$

其中， $\alpha_{6A} = 90^\circ$ 。

回流器出口速度 $c_6 = \frac{c'_0}{1.02 \sim 1.05} = \frac{71.3}{1.035}\text{m/s} = 69\text{m/s}$

回流器出口宽度：取 $k_{V_6} = 1.299$ ，则

$$b_6 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_6} \pi D_6 c_6 \tau_6} = \frac{6.17}{1.299 \times \pi \times 0.394 \times 69 \times 0.831} \text{m}$$

$$= 0.067 \text{ m} = 67 \text{ mm}$$

$$\text{温升 } \Delta t_6 = \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{\text{db}}}{\eta_{\text{db}}} - \frac{c_6^2}{2g} \right) = \frac{1}{29.4 \times 3.5} \times \left(\frac{3950}{0.81} - \frac{69^2}{2 \times 9.81} \right) \text{ } ^\circ\text{C} = 45^\circ\text{C}$$

$$\text{验算比容比 } k_{V_6} = \left(1 + \frac{\Delta t_6}{T_j} \right)^{\sigma-1} = \left(1 + \frac{45}{293} \right)^{2.83-1} = 1.297$$

$$\text{压力比 } \varepsilon_6 = \left(1 + \frac{\Delta t_6}{T_j} \right)^\sigma = \left(1 + \frac{45}{293} \right)^{2.83} = 1.498$$

$$\text{回流器出口压力 } p_c = p_j \varepsilon_6 = 0.97 \text{ kgf/cm}^2 \times 1.498 = 1.453 \text{ kgf/cm}^2$$

回流器叶片型线的绘制:

$$\text{叶片曲率半径 } R''_k = \frac{r_5^2 - r_6^2}{D_5 \cos \alpha_{5A}} = \frac{463^2 - 197^2}{926 \times \cos 32^\circ} \text{ mm} = 223.5 \text{ mm}$$

$$\text{中心圆半径 } R''_0 = \sqrt{R''_k^2 + r_6^2} = \sqrt{223.5^2 + 197^2} \text{ mm} = 298 \text{ mm}$$

4.5 蜗壳

为了把扩压器后面或叶轮后面的气体引到压缩机外面，使其流向压缩气体的输送管道或流入冷却器进行冷却，需要在压缩机各级的末级设置蜗壳。

1. 蜗壳的结构

如图 4-18 所示，在扩压器后面设置蜗壳，称为带扩压器的蜗壳，DA350-61 型压缩机的第一段末级就采用了这种结构；蜗壳也可以直接设置在叶轮的后面，称为不带扩压器的蜗壳，DA350-61 型压缩机的第二、三级的末级均采用这种结构。

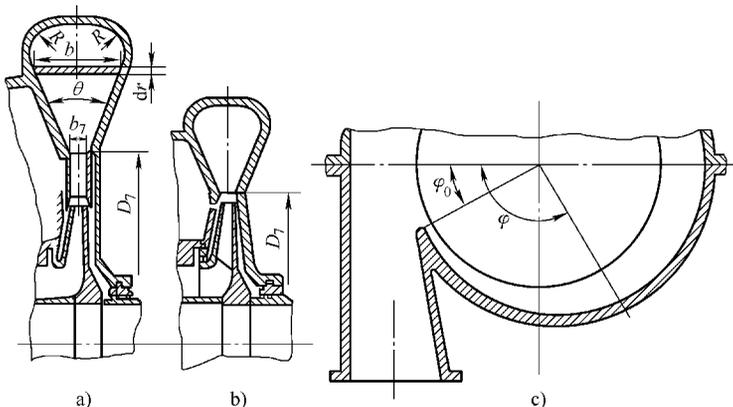


图 4-18 蜗壳的结构

a) 带扩压器的蜗壳 b) 不带扩压器的蜗壳 c) 蜗壳的横截面

图 4-19 所示为一般常用的蜗壳截面形式，有梯形、等宽梯形、半梯形、半等

宽梯形、矩形和圆形等。蜗壳的截面形式除了保证气体在蜗壳内具有良好的流动外，还常常要按压缩机的具体结构要求来考虑。在一般情况下，梯形和圆形截面采用得比较多；在轴向尺寸受到限制的情况下，可采用等宽梯形、半梯形和半等宽梯形截面；为了减小外径尺寸，对于无扩压器的蜗壳，可采用矩形或圆形等内蜗壳形式的蜗壳。

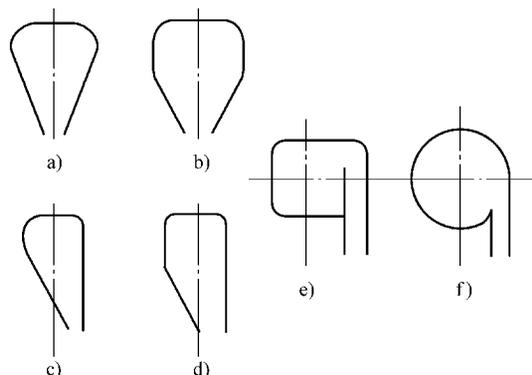


图 4-19 蜗壳的几种截面形式

a) 梯形 b) 等宽梯形 c) 半梯形 d) 半等宽梯形 e) 矩形 f) 圆形

2. 蜗壳的基本原理

为了能够掌握蜗壳的设计方法，首先来讨论气流在蜗壳中的两个基本流动规律。

1) 蜗壳任意截面上的体积流量 $q_{V\varphi}$ 与位置角 φ 成正比。在设计工况时，叶轮的出口气流是沿圆周均匀分布的。因此，在不同位置角 φ 截面上的流量 $q_{V\varphi}$ 可表示为

$$q_{V\varphi} = \frac{q_{Vj}\varphi}{k_V 360^\circ} \quad (4-32)$$

式中 φ ——截面位置角 ($^\circ$)；

k_V ——蜗壳中的气体平均比容比。

2) 气流的动量矩不变 ($c_u r = \text{常数}$) 的规律流动。气体在蜗壳里的流动，与气体在无叶扩压器中的流动相似。在忽略流动阻力的情况下，按照动量矩不变的原理，气流的圆周分速度 c_u 将随着流动半径 r 的变化而成反比地变化，所以

$$c_u = c_{7u} \frac{r_7}{r} \quad (4-33)$$

其中， r_7 和 c_{7u} 分别表示了图 4-18 所示的蜗壳进口 7-7 截面上的半径和气流圆周分速度。

对于带有无叶扩压器的蜗壳来说，考虑到流道中的流动阻力等的影响，蜗壳里的气流圆周分速度可表示为

蜗壳任意点的圆周分速度 c_u 为

$$c_u = \frac{c_{2u} r_2}{K_{S\text{无扩}} r}$$

蜗壳进口截面的圆周分速度 c_{7u} 为

$$c_{7u} = \frac{c_{2u} r_2}{K_{S\text{无扩}} r_7} \quad (4-34)$$

式中 $K_{S\text{无扩}}$ ——动量矩修正系数, $K_{S\text{无扩}} = 1.1 \sim 1.2$; 对于外涡式蜗壳, 一般可取

$K_{S\text{无扩}} = 1.15$; 对于内涡式蜗壳, 则可把修正系数取得大一些。

对于带有叶片扩压器的蜗壳, 蜗壳内的气流圆周分速度可表示为

蜗壳任意点的圆周分速度 c_u 为

$$c_u = \frac{c_{4u} r_4}{K_{S\text{叶扩}} r}$$

蜗壳进口截面的圆周分速度 c_{7u} 为

$$c_{7u} = \frac{c_{4u} r_4}{K_{S\text{叶扩}} r_7} \quad (4-35)$$

式中 $K_{S\text{叶扩}}$ ——动量矩修正系数, $K_{S\text{叶扩}} = 0.80 \sim 0.85$;

c_{4u} ——以叶片安装角 α_{4A} 作为气流的出口角方向, 计算所得的叶片出口前的气流圆周分速度。

由于扩压器叶片数是有限的, 通过扩压器叶片的气流方向, 不可能完全按照叶片出口安装角 α_{4A} 流出去。与无叶扩压器中的气流相似, 在叶片扩压器中, 气流本身也具有按照对数螺旋线流动的趋势, 在这种趋势的影响下, 实际气流流出叶片后的方向角 α'_4 要比叶片出口安装角 α_{4A} 小, 实际气流流出叶片后的气流圆周分速度 c'_{4u} 要比 c_{4u} 大。因此, 带叶片扩压器的蜗壳计算中的动量矩修正系数 $K_{S\text{叶扩}}$ 要取得比带无叶扩压器的蜗壳小。

把整个截面看做图 4-20 所示的由很多细窄的截面组成, 每一条细窄的截面积为 ΔF , 有

$$\Delta F = b \Delta r$$

式中 b ——细窄截面的平均宽度;

Δr ——细窄截面的高度, 每一条细窄截面上的流量为 q , 有

$$\begin{aligned} q &= \Delta F c_u = b \Delta r c_u \\ &= b \Delta r \frac{c_{7u} r_7}{r} \end{aligned} \quad (4-36)$$

$$b = f(r)$$

式中 c_u ——细窄截面的气流平均圆周分速

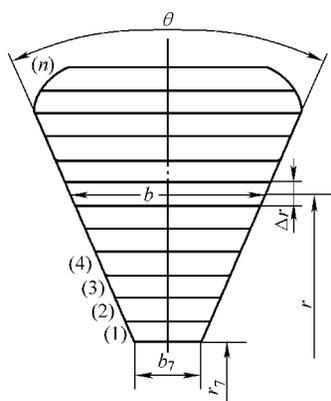


图 4-20 蜗壳面积的计算

度；

r ——细窄截面的平均半径；

r_7 ——蜗壳进口半径；

c_{u7} ——蜗壳气流进口圆周分速度。

整个蜗壳截面上的流量为

$$q_{V\varphi} = \sum_{i=1}^n q = q_{(1)} + q_{(2)} + \cdots + q_{(n)}$$

$$q_{V\varphi} = \sum_{i=1}^n q = c_{7u} r_7 \sum \frac{b \Delta r}{r} = c_{7u} r_7 J \quad (4-37)$$

式中 J ——蜗壳截面系数 (m)，

$$J = \sum_{i=1}^n \frac{b \Delta r}{r} = \frac{b_{(1)} \Delta r_{(1)}}{r_{(1)}} + \frac{b_{(2)} \Delta r_{(2)}}{r_{(2)}} + \cdots + \frac{b_{(n)} \Delta r_{(n)}}{r_{(n)}} = \int_{r_{\text{内}}}^{r_{\text{外}}} \frac{b dr}{r} \quad (4-38)$$

或表示为

$$J = \int_{r_7}^{r_{\text{外}}} \frac{b dr}{r} \quad (4-39)$$

由式 (4-37) 可以看出，在蜗壳进口半径 r_7 及圆周分速度 c_{7u} 一定的条件下，蜗壳截面的气流通流量与蜗壳截面系数 J 成正比。而气流在蜗壳不同位置角 φ 的通流量是不同的，由式 (4-32) 可知，不同位置角截面的气流量大小与位置角 φ 成正比。因此，把式 (4-32) 和式 (4-37) 的关系联在一起，就可以在级的体积流量 $\frac{q_{Vj}}{k_v}$ 、蜗壳进口半径 r_7 及气流进口圆周分速度 c_{7u} 一定的条件下，找出不同位置角 φ 上所需要的蜗壳截面系数 J 的大小，或者按照 J 的大小找出它所能适应的蜗壳位置的 φ ($^\circ$)。

$$J = \frac{q_{V\varphi}}{c_{7u} r_7} = \frac{q_{Vj} \varphi}{k_v 360^\circ c_{7u} r_7} \quad (4-40)$$

$$\varphi = \frac{360^\circ k_v c_{7u} r_7 J}{q_{Vj}} \quad (4-41)$$

到现在为止，可以按照式 (4-40) 求出不同位置角 φ 上所需要的蜗壳截面系数 $J = \int_{r_{\text{内}}}^{r_{\text{外}}} \frac{b dr}{r}$ 的大小。而截面系数 J 对于下一步确定蜗壳截面的几何尺寸是十分重要的。

3. 蜗壳截面的计算

1) 蜗壳截面系数 J 和截面面积 F 的基本计算方法。

对于任何复杂形式的蜗壳截面系数 J 和截面面积 F ，都可以用图 4-20 所示的作图法，把蜗壳截面切成很多细窄的条状面积进行计算。

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{蜗壳截面系数 } J = \sum_{i=1}^n \frac{b \Delta r}{r} = \frac{b_{(1)} \Delta r_{(1)}}{r_{(1)}} + \frac{b_{(2)} \Delta r_{(2)}}{r_{(2)}} + \dots + \frac{b_{(n)} \Delta r_{(n)}}{r_{(n)}} \\ \text{蜗壳截面面积 } F = \sum_{i=1}^n b \Delta r = b_{(1)} \Delta r_{(1)} + b_{(2)} \Delta r_{(2)} + \dots + b_{(n)} \Delta r_{(n)} \end{array} \right. \quad (4-42)$$

也可用积分的方法进行计算:

$$\left\{ \begin{array}{l} J = \sum_{i=1}^n \frac{b \Delta r}{r} = \int_{r_{\text{内}}}^{r_{\text{外}}} \frac{b dr}{r} \\ F = \sum_{i=1}^n b \Delta r = \int_{r_{\text{内}}}^{r_{\text{外}}} b dr \end{array} \right. \quad (4-43)$$

2) 梯形蜗壳截面系数 J 的计算。

图 4-21 所示为梯形蜗壳截面的参数, 蜗壳的内半径 $r_{\text{内}} = r_7$ 。梯形截面在任意半径 r 上的宽度 b 为

$$b = b_7 + 2(r - r_7) \tan \frac{\theta}{2} \quad (4-44)$$

式中 θ ——蜗壳截面的扩张角 ($^\circ$);

b_7 ——蜗壳进口宽度;

r_7 ——蜗壳进口半径。

梯形蜗壳的截面系数 J 为

$$J = \int_{r_7}^{r_{\text{外}}} \frac{b dr}{r} = \int_{r_7}^{r_{\text{外}}} \left[b_7 + 2(r - r_7) \tan \frac{\theta}{2} \right] \frac{dr}{r}$$

$$J = D_7 \tan \frac{\theta}{2} \left(\frac{r_{\text{外}}}{r_7} - 1 \right) - b_7 \left(\frac{\tan \frac{\theta}{2}}{\frac{b_7}{D_7}} - 1 \right) \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_7} \quad (4-45)$$

现在可以利用式 (4-41) 与式 (4-45) 的关系, 找出在梯形蜗壳截面的蜗壳外径 $r_{\text{外}}$ 与蜗壳位置角 φ 之间的关系为

$$\varphi = \frac{360^\circ c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}} \left[D_7 \tan \frac{\theta}{2} \left(\frac{r_{\text{外}}}{r_7} - 1 \right) - b_7 \left(\frac{\tan \frac{\theta}{2}}{\frac{b_7}{D_7}} - 1 \right) \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_7} \right] \quad (4-46)$$

3) 圆形蜗壳截面系数 J 的计算。

图 4-22 所示为圆形蜗壳的两种形式, 图 4-22a 所示为外径不变的内涡式圆形蜗壳, 图 4-22b 所示为内径不变的外涡式圆形蜗壳。

任何形式的圆形蜗壳的截面系数 J 可表示为

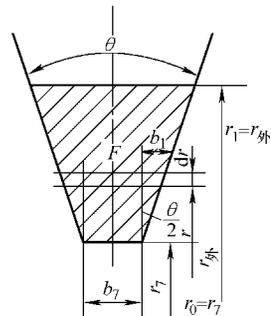


图 4-21 正梯形蜗壳

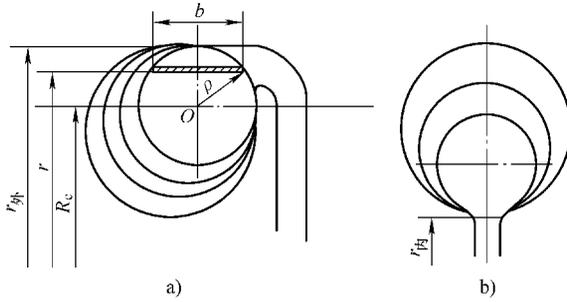


图 4-22 圆形蜗壳

a) 内涡式圆形蜗壳 b) 外涡式圆形蜗壳

$$J = \int_{R_c - \rho}^{R_c + \rho} \frac{b dr}{r}$$

式中 ρ ——圆截面的截面半径；

R_c ——蜗壳圆形截面的圆心半径位置；

r ——计算半径；

b ——圆截面在计算半径 r 处的宽度，有

$$b = 2 \times \sqrt{\rho^2 - (r - R_c)^2}$$

可得圆形蜗壳的截面系数 J 为

$$J = \int_{R_c - \rho}^{R_c + \rho} \left(\frac{2 \times \sqrt{\rho^2 - (r - R_c)^2}}{r} \right) dr$$

$$J = 2\pi(R_c - \sqrt{R_c^2 - \rho^2}) \quad (4-47)$$

蜗壳截面尺寸与位置角 φ ($^\circ$) 的关系为

$$\varphi = \frac{720^\circ \pi c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}} (R_c - \sqrt{R_c^2 - \rho^2}) = K(R_c - \sqrt{R_c^2 - \rho^2}) \quad (4-48)$$

其中， $K = \frac{720^\circ \pi c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}} [(\circ)/m]$ ； q_{Vj} 为段的进气体积流量 (m^3/s)。

下面介绍不同圆形蜗壳的截面计算。

① 外径不变的内涡式圆形蜗壳。由于 $r_{外}$ = 定值，则 $R_c = r_{外} - \rho$ 。

可得任意位置角 φ 时的蜗壳圆截面半径 ρ (m) 为

$$\rho = \frac{\sqrt{2\varphi r_{外}}}{K} - \frac{\varphi}{K} \quad (4-49)$$

② 内径不变的外涡式圆形蜗壳。由于 $r_{内} = r_7$ = 定值，则 $R_c = r_7 + \rho$ 。

可得任意位置角 φ 时的蜗壳圆截面半径 ρ (m) 为

$$\rho = \frac{\sqrt{2\varphi r_7}}{K} + \frac{\varphi}{K} \quad (4-50)$$

③ 中径不变的圆形蜗壳。由于 $R_c = r_7$ = 定值，可得任意位置角 φ 时的蜗壳圆

截面半径 ρ (m) 为

$$\rho = \sqrt{\frac{2\varphi r_7}{K} - \left(\frac{\varphi}{K}\right)^2} \quad (4-51)$$

4) 矩形蜗壳截面系数。

矩形蜗壳截面系数可表示为

$$J = \int_{r_{\text{内}}}^{r_{\text{外}}} \frac{b dr}{r} = b \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_{\text{内}}} \quad (4-52)$$

式中 b ——矩形蜗壳的宽度为定值 (m)。

由此可得蜗壳位置角 φ 与截面参数的关系为

$$\begin{aligned} \varphi &= \frac{360^\circ c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}} J = \frac{360^\circ c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}} b \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_{\text{内}}} \\ &= \frac{Kb}{2} \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_{\text{内}}} \end{aligned} \quad (4-53)$$

其中, $K = \frac{760^\circ c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}}$ 。

在外径 $r_{\text{外}}$ 为定值的情况下 (图 4-23), 不同位置角 φ 的蜗壳内径 $r_{\text{内}}$ 可表示为

$$r_{\text{内}} = \frac{r_{\text{外}}}{e^{\frac{2\varphi}{Kb}}} \quad (4-54)$$

4. 梯形蜗壳的圆角修正

前面的计算是在梯形截面的顶角都为锐角的情况下进行的。这种顶端的锐角无论是对蜗壳的铸造工艺还是气流的流动方面都是不利的。因此, 在一般离心压缩机中, 都把顶角倒成半径为 R 的圆角。

如图 4-24 所示, 倒成圆角后, 每个圆角将使蜗壳截面减少面积为

$$F' = R^2 \left[\tan\left(45^\circ + \frac{\theta}{4}\right) - \frac{\pi}{360^\circ} \left(90^\circ + \frac{\theta}{2}\right) \right] \quad (4-55)$$

式中 F' ——把蜗壳顶角倒圆后, 每个圆角使蜗壳减少的面积;

R ——圆角半径。

每个圆角所减少的面积一般可取为 $F' = K_r F_\varphi$, K_r 为圆角截面积修正值, $K_r = 0.03 \sim 0.07$ 。

按式 (4-56) 可得梯形顶角倒圆的半径 R 为

$$R = \sqrt{\frac{K_r F_\varphi}{\tan\left(45^\circ + \frac{\theta}{4}\right) - \frac{\pi}{360^\circ} \left(90^\circ + \frac{\theta}{2}\right)}} \quad (4-56)$$

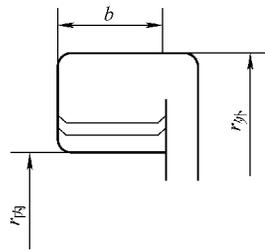


图 4-23 矩形蜗壳

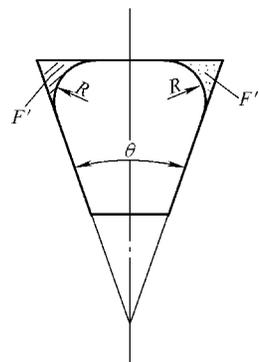


图 4-24 梯形蜗壳顶角的倒圆角

式中 F_ϕ ——正梯形面积。

由于上述倒圆角的影响，会使蜗壳截面系数 J 和截面积 F_ϕ 下降，为了抵消这种影响，可大致采用下列方法进行弥补。

如图 4-25 所示，可以把梯形高度 h 增大到 h' （即计算外半径 $r_{外}$ 增大到 $r'_{外}$ ），使梯形面积由 F_ϕ 增大到 F'_ϕ ，截面积的增加量 ΔF_ϕ 为

$$\Delta F_\phi = F'_\phi - F_\phi = 2F'$$

梯形面积 F 为

$$F_\phi = b_7 h + h^2 \tan \frac{\theta}{2} \quad (4-57)$$

$$dF_\phi = b_7 dh + 2h \tan \frac{\theta}{2} dh$$

$$dh = \frac{dF}{b_7 + 2h \tan \frac{\theta}{2}}$$

蜗壳高度修正值 Δh 为

$$\Delta h \approx \frac{\Delta F_\phi}{b_7 + 2h \tan \frac{\theta}{2}} = \frac{2K_r F_\phi}{b_7 + 2h \tan \frac{\theta}{2}}$$

修正后的蜗壳高度为

$$h' = h + \frac{2K_r F_\phi}{b_7 + 2h \tan \frac{\theta}{2}} \quad (4-58)$$

式中 h ——修正前的正梯形蜗壳截面高度， $h = h_{外} - r_7$ ；

h' ——修正后的蜗壳截面高度；

F_ϕ ——修正前的正梯形截面面积；

θ ——蜗壳截面扩张角；

b_7 ——蜗壳进口宽度；

r_7 ——蜗壳进口半径。

为了改善气体在蜗壳内的流动，对于不带扩压器的蜗壳，其蜗壳扩张角 θ 应不超过 45° ；对于带有扩压器的蜗壳，扩张角 θ 可以允许增大到 $50^\circ \sim 60^\circ$ 。

为了减少蜗壳舌尖厚度对气流的影响，如图 4-26 所示，一般把舌尖的位置角 ϕ_0 移在 $\phi_0 = 25^\circ \sim 30^\circ$ （一般采用 $\phi_0 = 22^\circ 30'$ 较多）。

蜗壳进口直径 D_7 的取值方法如下：

a. $D_7 > D_4$ ，带扩压器的蜗壳。

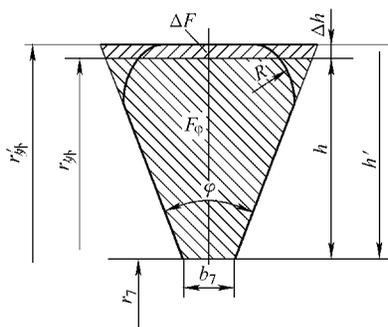


图 4-25 蜗壳高度的修正

b. $D_7 = (1.03 \sim 1.15)D_2$, 不带扩压器的蜗壳。

c. 蜗壳进口宽度为 b_7 。 $b_7 \approx b_4$, 不带叶片扩压器的蜗壳；
 $b_7 = (1.5 \sim 1.6)b_4$, 带叶片扩压器的蜗壳；
 $b_7 = (1.4 \sim 1.7)b_2$, 不带扩压器的蜗壳。

在蜗壳之后, 为了降低气流速度、提高气体压力, 可采用如图 4-26 所示的扩压管道, 使气流速度能下降到 $20 \sim 40\text{m/s}$ 。

扩压管道的当量扩压角 θ 一般可取 $\theta = 8^\circ \sim 12^\circ$ 。

[例题 4-5] DA350-61 型压缩机第三段蜗壳尺寸。蜗壳为不带扩压器的梯形截面结构。

已知: 叶轮直径 $D_2 = 528\text{mm}$; 叶轮出口叶片宽度 $b_2 = 24\text{mm}$; 叶轮出口周速 $c_{2u} = 123.2\text{m/s}$; 体积流量 $q_{Vj} = 1.436\text{m}^3/\text{s}$; 蜗壳出口比容比 $k_{V_0} = 1.406$; 叶轮出口比容比 $k_{V_2} = 1.352$; 蜗壳平均比容比 $k_V = \frac{1.352 + 1.406}{2} = 1.379$ 。

解 取蜗壳进口宽度 $b_7 = 1.67b_2 = 1.67 \times 24\text{mm} = 40\text{mm}$, 蜗壳进口直径 $D_7 = 1.06D_2 = 1.06 \times 528\text{mm} = 560\text{mm}$, 蜗壳扩张角 $\theta = 45^\circ$, 动量矩修正系数 $K_{S\text{无扩}} = 1.15$, 圆角修正值 $K_r = 0.05$ 。

按照

$$\varphi = \frac{360^\circ c_{7u} r_7 k_V}{q_{Vj}} \left[D_7 \tan \frac{\theta}{2} \left(\frac{r_{\text{外}}}{r_7} - 1 \right) - b_7 \left(\frac{\tan \frac{\theta}{2}}{\frac{b_7}{D_7}} - 1 \right) \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_7} \right]$$

由表 4-1 求出正梯形蜗壳外径 $r_{\text{外}}$ 与蜗壳截面位置角 φ 的关系。

其中, $D_7 \tan \frac{\theta}{2} = 560\text{mm} \times \tan \frac{45^\circ}{2} = 560\text{mm} \times 0.4142 = 232\text{mm}$,

$$-b_7 \left(\frac{\tan \frac{\theta}{2}}{\frac{b_7}{D_7}} - 1 \right) = -40\text{mm} \times \left(\frac{\tan \frac{45^\circ}{2}}{\frac{40}{560}} - 1 \right) = -40\text{mm} \times \left(\frac{0.4142}{\frac{40}{560}} - 1 \right) = -192\text{mm},$$

$$\begin{aligned} \frac{360^\circ c_{7u} r_2 k_V}{q_{Vj}} &= \frac{360^\circ c_{2u} r_2 k_V}{K_{S\text{无扩}} q_{Vj}} = \frac{360^\circ \times 123.2 \times 0.264 \times 1.379}{1.15 \times 1.436} \text{m}^{-1} \\ &= 9750 \text{m}^{-1} \end{aligned}$$

注: 按式 (4-46) 计算时, 应统一以 m 为单位。

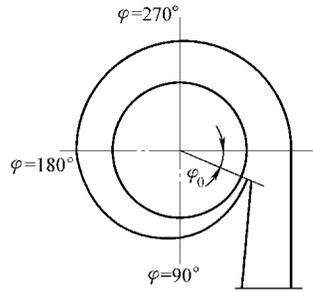


图 4-26 蜗壳末端的扩压管道

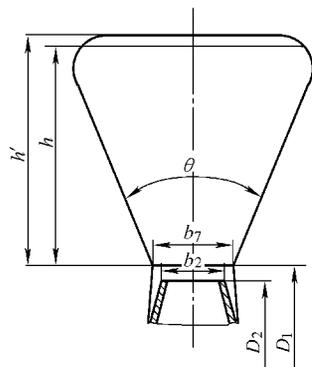


图 4-27 蜗壳计算

表 4-1 蜗壳外径与蜗壳截面角关系

序号	数值	截面								
		1	2	3	4	5	6	7	8	9
①	$r_{\text{外}}/\text{mm}$	294	310	326	342	358	374	390	405	420
②	$\frac{r_{\text{外}}}{r_7}$	1.05	1.107	1.164	1.22	1.278	1.336	1.392	1.446	1.50
③	$\ln \frac{r_{\text{外}}}{r_7}$	0.0488	0.1015	0.152	0.1985	0.245	0.290	0.3305	0.3688	0.4065
④	$-192 \ln \frac{r_{\text{外}}}{r_7}$	-9.36	-19.5	-29.07	-38.1	-47.1	-55.7	-63.55	-70.9	-77.8
⑤	$\frac{r_{\text{外}}}{r_7} - 1$	0.05	0.107	0.164	0.22	0.278	0.336	0.392	0.447	0.50
⑥	$232 \left(\frac{r_{\text{外}}}{r_7} - 1 \right)$	11.6	24.82	38.05	51.0	64.5	78.1	91	103.6	116
⑦	④ + ⑥	2.24	5.32	8.98	12.9	17.4	22.4	27.45	32.7	38.2
⑧	$\varphi = 9.75 \times \textcircled{7} / (^{\circ})$	21.8	51.9	87.6	125.8	170.0	218.4	267.6	318.8	372.5

由表 4-1 的结果绘出半径比 $\frac{r_{\text{外}}}{r_7}$ 与位置角 φ 的关系曲线, 如图 4-28 所示。可从曲线上找出 $\varphi = 22.5^{\circ}$ 、 45° 、... 等时的半径比 $\frac{r_{\text{外}}}{r_7}$ 。

现在可按下列公式用列表的方法求出各位置角 φ 截面的蜗壳截面面积 F_{φ} 、圆角半径 R 和修正后的蜗壳高度 h' 等。

$$F_{\varphi} = (r_{\text{外}} - r_7) \left[b_7 + (r_{\text{外}} + r_7) \tan \frac{\theta}{2} \right]$$

$$R = \sqrt{\frac{K_r F_{\varphi}}{\tan \left(45^{\circ} + \frac{\theta}{4} \right) - \frac{\pi}{360^{\circ}} \left(90^{\circ} + \frac{\theta}{2} \right)}}$$

$$h' = h + \Delta h = h + \frac{2K_r F_{\varphi}}{b_7 + 2h \tan \frac{\theta}{2}}$$

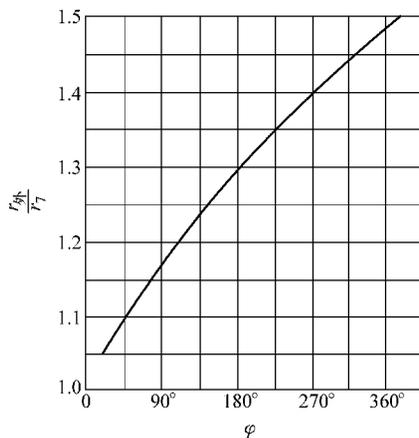


图 4-28 蜗壳半径比 $\frac{r_{\text{外}}}{r_7}$ 与位置角 φ 的关系 [例 4-5]

其中,
$$\sqrt{\frac{K_r}{\tan\left(45^\circ + \frac{\theta}{4}\right) - \frac{\pi}{360^\circ}\left(90^\circ + \frac{\theta}{2}\right)}} = \sqrt{\frac{0.05}{\tan\left(45^\circ + \frac{45^\circ}{4}\right) - \frac{\pi}{360^\circ}\left(90^\circ + \frac{45^\circ}{2}\right)}} = 0.312$$

表 4-2 为计算数据及梯形蜗壳的计算结果。

表 4-2 计算数据及计算结果

序号	位置角 $\varphi/(\circ)$ (设定)	22.5	45	90	135	180	225	270	315	360
①	半径比 $\frac{r_{外}}{r_7}$ (由 φ 查图 4-28)	1.053	1.095	1.11	1.235	1.292	1.342	1.392	1.442	1.485
②	正梯形蜗壳高 $h = (r_{外} - r_7) = r_7 \left(\frac{r_{外}}{r_7} - 1 \right) \text{mm}$	14.85	26.6	47.6	65.8	81.8	95.7	109.8	124	136
③	$h \tan \frac{\theta}{2} = 0.4142h/\text{mm}$	6.15	11	19.7	27.25	33.9	39.6	45.5	51.4	56.4
④	$b_7 + (r_{外} + r_7) \tan \frac{\theta}{2} = 40 + \textcircled{3}/\text{mm}$	46.15	51	59.7	67.25	77.9	79.6	85.5	91.4	96.4
⑤	正梯形蜗壳截面面积 $F_\varphi = \textcircled{2} \times \textcircled{4}/\text{mm}^2$	684	1356	2835	4425	6050	7610	9380	11333	13100
⑥	圆角半径 $R = 0.312 \sqrt{F_\varphi}/\text{mm}$	8.17	11.5	16.6	20.75	24.2	27.2	30.2	33.2	35.7
⑦	$2K_r F_\varphi = 2 \times 0.05 \times \textcircled{5}/\text{mm}^2$	68.4	135.6	283.5	442.5	605	761	938	1133	1310
⑧	$b_7 + 2h \tan \frac{\theta}{2} = 40 + 2 \times \textcircled{3}/\text{mm}$	52.3	62	79.4	94.5	107.8	119.2	131	142.8	152.8
⑨	蜗壳高度修正值 $\Delta h = \frac{\textcircled{7}}{\textcircled{8}}/\text{mm}$	1.31	2.19	3.57	4.68	5.62	6.38	7.16	7.94	8.58
⑩	蜗壳实际高度 $h' = h + \Delta h = \textcircled{2} + \textcircled{9}/\text{mm}$	16.16	28.79	51.17	70.48	87.42	102.08	116.96	131.94	144.58
⑪	蜗壳实际外半径 $r'_{外} = r_7 + h' = 280 + \textcircled{10}/\text{mm}$	296.16	308.79	331.17	350.48	367.42	382.08	396.96	411.94	424.58

4.6 吸气室

吸气室的作用是把气体从进气管道或中间冷却器引向叶轮进行增压。吸气室的

流动性能好坏，对于压缩机的流量、压力比和效率都有一定的影响，因此，对于吸气室的设计也应给予一定的重视。吸气室应满足下列要求：①保证叶轮的进口气流具有一定值的速度 c_0 和流动的均匀性；②尽可能减小吸气室的流动阻力损失；③保持叶轮进口气流能沿径向流入叶轮叶片，使叶轮不致因为进口气流的旋绕 ($c_{u1} > 0$) 而引起压力比的下降。

图 4-29 所示为 DA350 - 61 型压缩机的第一段吸气室，为了使气流能均匀流入叶轮，在吸气室中设置了导流筋，使气流分别在四个流道中均匀地流向叶轮，通过导流筋对气流的导向，使气流流入叶轮时基本不出现旋绕，保证了叶轮正常工作。

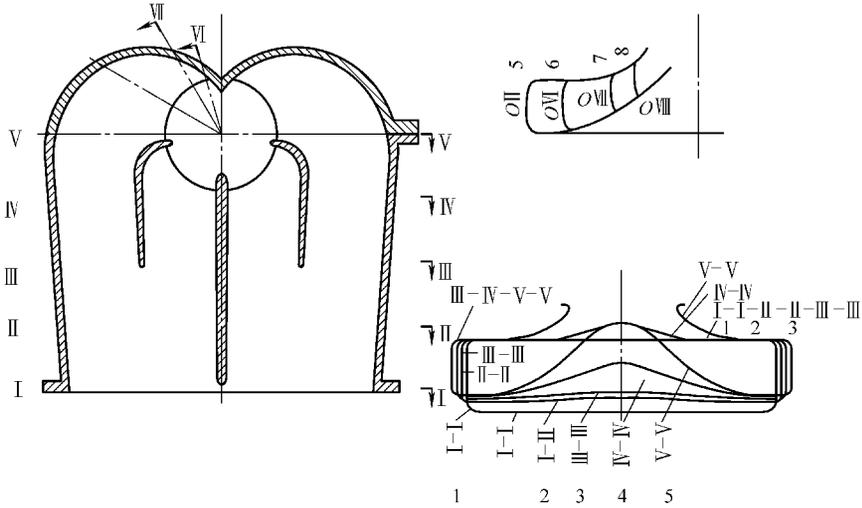


图 4-29 压缩机吸气室

图 4-30 所示为吸气室中的导流筋对压缩机特性的影响，在没有导流筋的情况下，压缩机的压力和流量都会有所下降。

为了减少吸气室的流动阻力损失，除了应注意流道形式外，一般都采用较低的流速，吸气室进口的流速一般为 $15 \sim 45\text{m/s}$ 。对于高压气体和重气体，由于气体密度较大，可采用较低的流速，进口流速可低至 $5 \sim 15\text{m/s}$ ，但是低的流速会同时带来吸气室尺寸过大的缺点，因此应该从压缩机流量的大小和气体密度的大小两方面考虑来合理选取吸气室进口流速。

在吸气室的设计中，应注意下列问题：

- 1) 气流在吸气室流道中流动时，要尽量避免出现气流过快降速和脱离的现

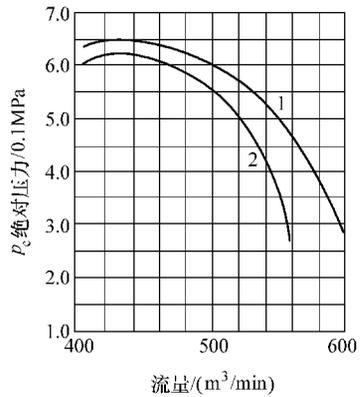


图 4-30 导流筋对压缩机性能的影响
1—带导流筋 2—不带导流筋

象，应尽可能按照均匀加速的原则来设计吸气室的侧壁和导流筋。

2) 为了保证气流均匀地流入叶轮，应采用导流筋大致均匀地把吸气室分为几个流道，流道数可随吸气室尺寸的增大而增多。

3) 每个流道的截面大小应与气流流入叶轮的周围包角的大小成正比。对于气流路径长、阻力大的流道，则应适当的加宽。

4) 导流筋的方向应使气流尽可能减少气体在进入叶轮前的旋绕。

关于吸气室的设计工作，目前还缺乏完整的方法，因此常需要通过吸气室的模型吹风试验才能获得可靠的结果。对于进口速度高、尺寸小的吸气室，更应注意这一点。

第5章 压缩机的中间冷却

5.1 中间冷却的目的

在空分设备中，离心压缩机用于压缩原料（空气）和产品气体（氧气）等。空气压缩机的压力比 $\varepsilon = 6 \sim 8$ ，氧气压缩机的压力比 $\varepsilon = 6 \sim 30$ 或更高。对于这样高的压力比，如果气体在压缩过程中不进行冷却的话，压缩后的气体最低温度将接近 300°C （或以上）。这种高温的出现，对于多级压缩机来说是很不利的。从压缩机级（段）的实际耗功计算关系式为

$$h_{\text{实}} = \frac{K}{K-1} RT_j \left[\left(\frac{p_c}{p_j} \right)^{\frac{m-1}{m}} - 1 \right]$$

可以看出，温度增高时会出现以下不利因素。

1. 压缩机耗功增大

由式（2-38）可知，在压力比 $\frac{p_c}{p_j}$ 为定值的条件下，各级（段）的实际耗功将随着各级（段）进口温度 T_j 的增高而成正比地增大。因此，如果对高压力比的压缩机不进行中间冷却，则会使压缩机的耗功大大增加。

2. 压缩机压力比下降

在压缩机结构参数、转速 n 和流量系数 φ_{2r} 一定的情况下，各级叶轮（段）对气体所做的实际功 $h_{\text{实}} = \frac{\psi^2 u_2^2}{g\eta_{\text{db}}}$ 是一定的。因此，也可以从式（2-38）的关系中看出，随着各级（段）进口温度 T_j 的增高，各级（段）压力比将下降。所以，多级压缩机压力比将随着各级（段）进口温度 T_j 的提高而下降。

3. 气体温度过高

在高压力比的压缩机中，如果不进行中间冷却，将会出现气体温度过高的现象，这对于压缩机的运转是很不利的，氧气压缩机则更容易引起爆炸事故和出现氧化腐蚀现象。因此，对于高压力比的压缩机，进行中间冷却是十分必要的。

图 5-1 所示为 1kg 气体在压缩过程中进行中间冷却和不进行中间冷却的耗功大小的比较。点 $16'891$ 围成的区域表示不进行中间冷却时 1kg 气体的耗功，点 123456891 围成的区域表示在压缩过程中进行了二次中间冷却的耗功。进行中间冷却以后，压缩 1kg 气体节省的耗功为点 $234566'2$ 围成的区域。

由图 5-1 可以看出，随着中间冷却次数的增加，压缩过程将越来越接近等温压

缩, 节省功一般说来可以多一些。在实际压缩过程中, 由于气体每进行一次中间冷却便会多增加一部分流动阻力损失, 使冷却后的气体压力有所下降, 因此在冷却次数增多到一定数目后, 它不但得不到进一步节省耗功的好处, 反而使耗功增加且机器结构变得庞大复杂。因此, 如何合理地确定压缩机的分段冷却数和各段的压力比是很重要的。

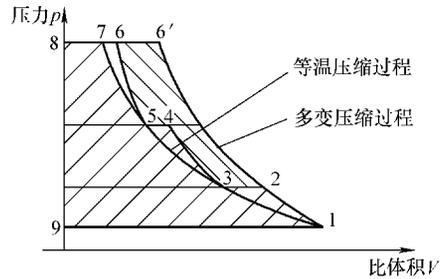


图 5-1 压缩机的中间冷却

5.2 压缩机段数的确定

压缩机段数 z 的确定, 即确定压缩机的中间冷却次数。冷却是在压缩机的分段之间进行的, 因此中间冷却的次数为 $z-1$ 。

为了便于分析压缩机段数 z 对于节省耗功的影响, 可以在各级进气温度 T_j 、效率 η_{db} 、段的压力比 $\varepsilon_{级}$ 和中间冷却器的压力损失比 λ 都相同的条件下进行讨论。其中压力损失比 λ 可表示为

$$\lambda = \frac{p_c - \delta_p}{p_c} = 1 - \frac{\delta_p}{p_c}$$

式中 δ_p ——中间冷却器的压力损失 (kg/cm^2);

p_c ——段的出口压力 (kg/cm^2), 有

$$\lambda_1 = \frac{p_{c1} - \delta_{p1}}{p_{c1}} = \frac{p_{j2}}{p_{c1}}$$

式中 p_{j2} ——下一段进口压力 (kgf/cm^2), 有

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \cdots = \lambda_{z-1} = \frac{p_{j2}}{p_{c1}} = \frac{p_{j2}}{p_{c2}} = \cdots = \frac{p_{jz}}{p_{c_{z-1}}}$$

图 5-2 所示为压缩机各段的温度与压力的分布。在各段气体进行中间冷却后的温度与第一段进气温度相同的情况下, 各段总耗功可表示为

$$\sum h = zRT_{j1} \frac{K}{K-1} (\varepsilon_{段}^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \quad (5-1)$$

式中 z ——压缩机的段数;

σ ——指数系数, $\sigma = \frac{K}{K-1} \eta_{db}$ 。

如果压缩机不进行中间冷却, 则其耗功为

$$h = RT_{j1} \frac{K}{K-1} (\varepsilon_{机}^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \quad (5-2)$$

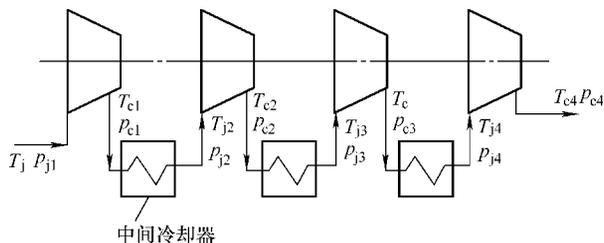


图 5-2 压缩机的各段温度与压力

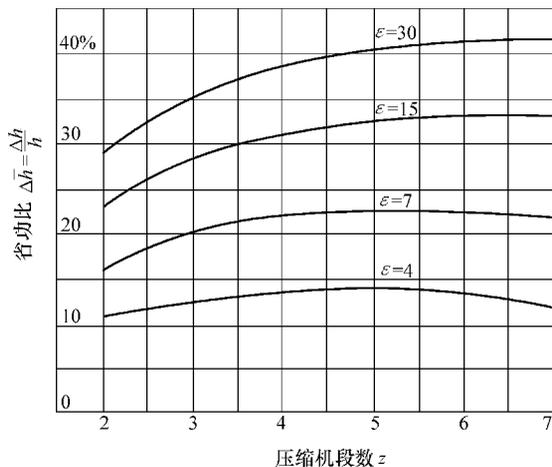
进行中间冷却后节省功 Δh 为

$$\Delta h = h - \sum h$$

$$\text{省功比 } \Delta \bar{h} = \frac{\Delta h}{h} = \frac{h - \sum h}{h} = \frac{RT_{j1} \frac{K}{K-1} [(\varepsilon_{\text{机}}^{\frac{1}{\sigma}} - 1) - z(\varepsilon_{\text{段}}^{\frac{1}{\sigma}} - 1)]}{RT_{j1} \frac{K}{K-1} (\varepsilon_{\text{机}}^{\frac{1}{\sigma}} - 1)}$$

$$\Delta \bar{h} = 1 - \frac{z \left[\left(\frac{\varepsilon_{\text{机}}}{\lambda^{z-1}} \right)^{\frac{1}{z\sigma}} - 1 \right]}{(\varepsilon_{\text{机}}^{\frac{1}{\sigma}} - 1)} \quad (5-3)$$

图 5-3 所示为不同压力比的压缩机采用不同段数 z 进行中间冷却后的省功比 $\Delta \bar{h}$ 。图中所示的曲线是在段效率 $\eta_{\text{db}} = 0.8$ 、中间冷却的压力损失比 $\lambda = 0.98$ ，以及各段气体进口温度相同的情况下得到的。

图 5-3 压缩机段数 z 与省功比 $\Delta \bar{h}$ 的关系

对待压缩机的分段问题，既要看到采用较多数量的中间冷却器的优点，也要看

到由于中间冷却器数量过多所带来的压缩机结构和工艺的复杂性。此外，也要从压缩机的具体结构要求来考虑合适的段数。

从节省压缩机的功耗方面来看，例如在压力比 $\varepsilon = 4$ 时，按照图 5-3 所示的曲线，把压缩机分为两段，故 $z = 2$ ，进行一次中间冷却可以节省 10.8% 的功，如果继续增加段数 z ，那么即使增加到 $z = 5$ ，也只能使省功比 $\Delta \bar{h}$ 再提高 3.2%。但是，从提高压缩机的级压力比和压缩机总压力比出发，适当增加中间冷却次数则是有利的。然而，段数的增加会造成压缩机结构复杂、体积庞大和制造上的困难。因此，对于一般空气压缩机，压力比在 $\varepsilon = 2.5 \sim 5$ 的范围内，以采用一次中间冷却为宜；同样的，对于压力比为 $\varepsilon = 5 \sim 9$ 的压缩机，一般可采用 2 或 3 次中间冷却；对于压力比为 $\varepsilon = 10 \sim 20$ 的压缩机，可采用 3 ~ 5 次中间冷却；对于压力比为 $\varepsilon = 20 \sim 35$ 的压缩机，可采用 4 ~ 7 次中间冷却。

5.3 压缩机各段压力比的分配

在压缩机设计中，不仅要确定段数 z ，而且还要把各段的最佳压力比确定下来，以保证压缩机的耗功最小。在各段的效率、进口气体温度以及各段中间冷却器的压力损失系数 λ 不同的条件下，可按下列公式计算出各段最佳压力比。

$$\left\{ \begin{array}{l} \varepsilon_1 = \sqrt[z]{\frac{\varepsilon_{\text{机}}}{\lambda_1 \lambda_2 \cdots \lambda_{z-1}}} [Y_1 \cdot Y_2 \cdots Y_{z-1}]^{\frac{K}{K-1}} \\ \varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1}{Y_1^{\frac{K}{K-1}}} \\ \vdots \\ \varepsilon_z = \frac{\varepsilon_1}{Y_{z-1}^{\frac{K}{K-1}}} \end{array} \right. \quad (5-4)$$

式 (5-4) 是按压缩机各段耗功的总和为最小的原则推导而得的。

式中 ε_1 、 ε_2 、 \cdots 、 ε_z ——各段压力比。

$$\lambda_1 = \frac{p_{c1} - \delta_{p1}}{p_{c1}} = \frac{p_{j2}}{p_{c1}}, \lambda_2 = \frac{p_{j3}}{p_{c2}}, \cdots, \lambda_{z-1} = \frac{p_{jz}}{p_{c_{z-1}}}$$

式中 λ_1 、 λ_2 、 \cdots 、 λ_z ——各段冷却器的压力损失比。

其中， δ_p 为冷却器的压力降，一般在 1500 ~ 7000 Pa (0.015 ~ 0.07 kgf/cm²)。在一般

低压离心压缩机中，常取压力损失比 $\lambda = \frac{p_c - \delta_p}{p_c} = 0.96 \sim 0.995$ 。

式 (5-4) 中系数 Y 可表示为

$$Y_1 = \frac{T_{j2}}{T_{j1}} \frac{\eta_1}{\eta_2}; \quad Y_2 = \frac{T_{j3}}{T_{j1}} \frac{\eta_1}{\eta_3}; \quad \cdots; \quad Y_{z-1} = \frac{T_{jz}}{T_{j1}} \frac{\eta_1}{\eta_z}$$

式中 $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_z$ ——各段的段效率，可按各段的平均级效率计算。

中间冷却器后的气体温度 $T_{j2}, T_{j3}, \dots, T_{jz}$ 一般是由冷却器的进口水温 $t_{\text{进水}}$ 决定，它将比进口水温高 (10 ~ 20°C)，如 $T_{j2} = t_{\text{进水}} + 273 + (10 \sim 12) \text{K}$

对于空气压缩机，为了避免空气经过中间冷却器后有水析出，引起叶轮等的腐蚀，除了可在中间冷却器后设置去水装置外，也可适当采用提高各段冷却后的空气温度的方法，来避免水分的析出。

从式 (5-4) 可以看出，各段的最佳压力比 ε 将随着各段效率的下降和进口气温的升高而减少。如果各段的效率 η 、进口气流 T_j 和压力损失比 λ 都相同，则各段的最佳压力比 ε 都将相同，即

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \dots = \varepsilon_z = \sqrt[z]{\frac{\varepsilon_{\text{机}}}{\lambda^{z-1}}} \quad (5-5)$$

对于压缩机各段压力比的确定问题，除了应从中间冷却器的角度来考虑外，也必须考虑到各段设计中的具体要求，把各段的压力比做适当的调整。例如对于压缩机的后面段来说，常常由于压缩后的体积流量过小，需要选用小的叶轮外径 D_2 和出口安装角 β_{2A} ，因此造成级的压力比下降。这时，在各段的级数相同的情况下，就常常把后面段的压力比适当减小，而头上的段压力比则适当增大。在压缩机分段数 z 比较合适的情况下，各段压力比与最佳压力比之间的差异，如果不超过 $\pm 15\%$ 的话，那么对压缩机总耗功的增大是很小的，一般不会使各段压缩机的总耗功 Σh 增大 1%。

也应该指出，中间冷却器后的气温高低，对于压缩机功率的节省和压力比的提高都有明显影响。因此设法降低冷却器后的气温是很有必要的，特别是在压力高的压缩机段中，即使采用较大的中间冷却器的流动阻力，来达到气温的下降，也是有利的。

[例题 5-1] DA350-61 型压缩机的进口压力 $p_j = 0.97 \text{kgf/cm}^2$ ，进口气体温度 $t_{j1} = 20^\circ\text{C}$ ，压缩机的出口压力 $p_c = 7.35 \text{kgf/cm}^2$ ，压缩机各段效率均为 $\eta_{\text{db}} = 81\%$ ，冷却水的温度 $t_{\text{进水}} = 20^\circ\text{C}$ 。

求合适的中间冷却的压缩机段数 z 和各段压力比的分配。

解 压缩机的压力比 $\varepsilon_{\text{机}} = \frac{7.35}{0.97} = 7.58$ ，按照压力比 $\varepsilon = 5 \sim 9$ 的范围，可选用压缩机的分段数 $z = 3$ ，采用二次中间冷却。

压缩机的第二段和第三段的气流进口温度为

$$t_{j2} = t_{j3} = t_{\text{进水}} + 12^\circ\text{C} = 20^\circ\text{C} + 12^\circ\text{C} = 32^\circ\text{C}$$

系数 Y 为

$$Y_1 = \frac{T_{j2}}{T_{j1}} \frac{\eta_1}{\eta_2} = \frac{273 + 32}{273 + 20} \times \frac{0.81}{0.81} = 1.04$$

$$Y_2 = \frac{T_{j3}}{T_{j1}} \frac{\eta_1}{\eta_3} = \frac{273 + 32}{273 + 20} \times \frac{0.81}{0.81} = 1.04$$

各段冷却器平均压力损失比 $\lambda = 0.987$ 。

根据式 (5-4) 可得

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \sqrt{\frac{\varepsilon_{\text{机}}}{\lambda_1 \lambda_2} (Y_1 Y_2)^{\frac{K}{K-1}}} \\ &= \sqrt{\frac{7.58}{0.987^2} \times (1.04 \times 1.04)^{\frac{1.4}{1.4-1}}} = 2.18 \end{aligned}$$

$$\varepsilon_2 = \frac{\varepsilon_1}{Y_1^{\frac{K}{K-1}}} = \frac{2.18}{1.04^{\frac{1.4}{1.4-1}}} = 1.903$$

$$\varepsilon_3 = \frac{\varepsilon_1}{Y_2^{\frac{K}{K-1}}} = \frac{2.18}{1.04^{\frac{1.4}{1.4-1}}} = 1.903$$

在实际设计中, 每段压缩机都配置了两个级, 考虑到第三段的体积流量较小, 需采用小的叶轮外径 D_2 和出口安装角 $\beta_{2\lambda}$, 以保证合适的相对宽度 b_2/D_2 。这样, 就需要把压力比稍微作些调整, 把第三段的压力比减小一些, 把第一、第二段的压力比略加大一些, 调整后的压力比为

$$\varepsilon_1 = 2.22; \varepsilon_2 = 2.068; \varepsilon_3 = 1.695$$

表 5-1 列出了分段以后的各段进出口参数。

表 5-1 分段后各段进出口参数

序号	名称	单位	第一段	第二段	第三段	备注
1	段压力比 ε	—	2.22	2.068	1.695	—
2	段的进口压力 p_j	kgf/cm ²	0.97	2.11	4.34	—
3	段的出口压力 $p_c = p_j \varepsilon$	kgf/cm ²	2.155	4.363	7.35	—
4	冷却器的压力损失 δ_p	kgf/cm ²	—	0.045	0.023	估计选取
5	冷却器压力损失比 $\lambda = \frac{p_c - \delta_p}{p_c}$	—	—	0.98	0.994	平均值 $\lambda = 0.987$
6	下一段进口压力 $p_j = p_c - \delta_p$	kgf/cm ²	—	2.11	4.34	—
7	段的进口温度 t_j	℃	20	32	32	—

第6章 压缩机的漏气损失、轮阻损失及轴向推力的计算

为了比较精确地核算压缩级和压缩机的功率消耗与效率，对压缩机的漏气损失和轮阻损失进行详细计算是很有必要的。此外，为了改善压缩机中的受力情况，对叶轮的轴向推力也需要进行计算。

6.1 压缩机的漏气损失

在离心压缩机中，如图 1-1 所示的压缩机结构，为了减少压缩机转子与固定元件之间的间隙漏气，通常都在气缸两端设有前、后轴封；在气缸内部设有轴封，平衡盘密封和叶轮的轮盖密封。图 6-1 所示为一般采用的梳齿状密封结构，其中图 6-1a 所示为整体式梳齿密封，图 6-1b 和 c 所示为镶嵌式梳齿密封。梳齿密封的轴颈，除了做成图 6-1 所示的曲折形式外，也可做成光轴形式。

1. 轴的密封计算

气缸在密封中的泄漏量取决于密封前后的压力大小、密封结构型式、齿数 z 和隙缝的面积 f 。

当密封前后的压力比超过临界值时，密封的出口气流将出现声速，这种临界压力比可表示为

$$\left(\frac{p_{前}}{p_{后}}\right)_{临界} = \left(\frac{K+1}{2}\right)^{\frac{K}{K-1}} \sqrt{1 + \frac{\alpha^2}{g}} (z-1) \quad (6-1)$$

式中 $p_{前}$ 、 $p_{后}$ ——密封前后的压力；

α ——系数，有

$$\alpha = \sqrt{Kg \left(\frac{2}{K+1}\right)^{\frac{K+1}{K-1}}} \quad (6-2)$$

空气、氧气、氨气等气体的等熵指数 $K = 1.4$ ， $g = 9.81\text{m/s}^2$ ，系数 $\alpha = 2.145$ ，

则临界压力比 $\left(\frac{p_{前}}{p_{后}}\right)_{临界}$ 可表示为

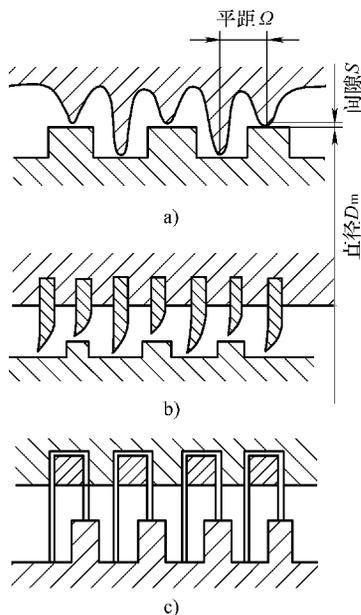


图 6-1 梳齿状密封结构

a) 整体式 b) 镶嵌式 c) 薄片镶嵌式

$$\left(\frac{p_{\text{前}}}{p_{\text{后}}}\right)_{\text{临界}} = \frac{\sqrt{z+1.13}}{0.773} \quad (6-3)$$

图 6-2 所示为空气、氧气、氮气等气体的等熵指数 $K = 1.4$ 时的临界压力比与密封齿数 z 的关系。

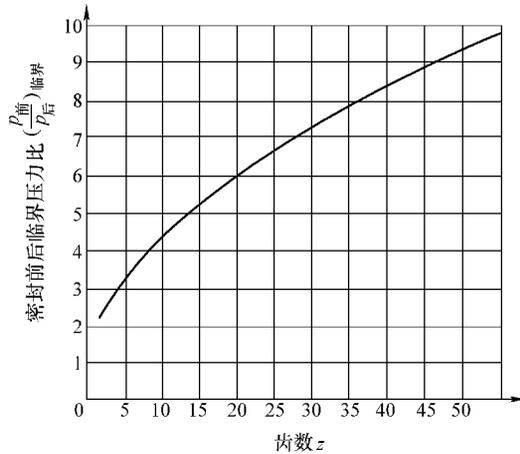


图 6-2 不同齿数 z 的临界压力比 ($K = 1.4$)

当密封前后压力比小于临界压力比时，密封的低压力比泄漏量 $q_{\text{m低漏}}$ (kg/s) 为

$$q_{\text{m低漏}} = \bar{\alpha} D_{\text{m}} s_{\text{mm}} \sqrt{\frac{p_{\text{前}} + p_{\text{临}}}{z p_{\text{前}}}} (p_{\text{前}} - p_{\text{后}}) \rho_{\text{前}} \quad (6-4)$$

式中 $\bar{\alpha}$ ——泄漏系数 (图 6-3)；

D_{m} ——密封直径 (m)；

z ——齿数；

s_{mm} ——径向间隙 (指径向上的间隙) (mm)；

$p_{\text{前}}$ 、 $p_{\text{后}}$ ——密封前后的压力 (kgf/cm²)；

$p_{\text{临}}$ ——临界压力 (kgf/cm²)；

$\rho_{\text{前}}$ ——密封前的气体密度 (kg/m³)。

当密封前后压力比大于临界压力比时，密封的高压比泄漏量 $q_{\text{m高漏}}$ (kg/s) 为

$$q_{\text{m高漏}} = \bar{\alpha} D_{\text{m}} s_{\text{mm}} \sqrt{\frac{p_{\text{前}} \rho_{\text{前}}}{z - 1 + g/\alpha^2}} \quad (6-5)$$

如工质为空气等等熵指数 $K = 1.4$ 的气体，则系数 $\alpha = 2.145$ ，式 (6-5) 可表示为

$$q_{\text{m高漏}} = \bar{\alpha} D_{\text{m}} s_{\text{mm}} \sqrt{\frac{p_{\text{前}} \rho_{\text{前}}}{z + 1.13}} \quad (6-6)$$

式中的符号和单位与式 (6-4) 相同。

图 6-3 所示为不同梳齿形式密封的泄漏系数 $\bar{\alpha}$ ，其中以图 6-3d 所示的曲折形密封结构为最佳，其泄漏系数 $\bar{\alpha} = 0.7$ 。图 6-3a 所示为平滑圆柱形漏气隙缝结构，漏气比较厉害，这种结构一般用于密封要求不高的情况，或是气体中含灰量较大，容易把曲折形空腔堵塞的情况。

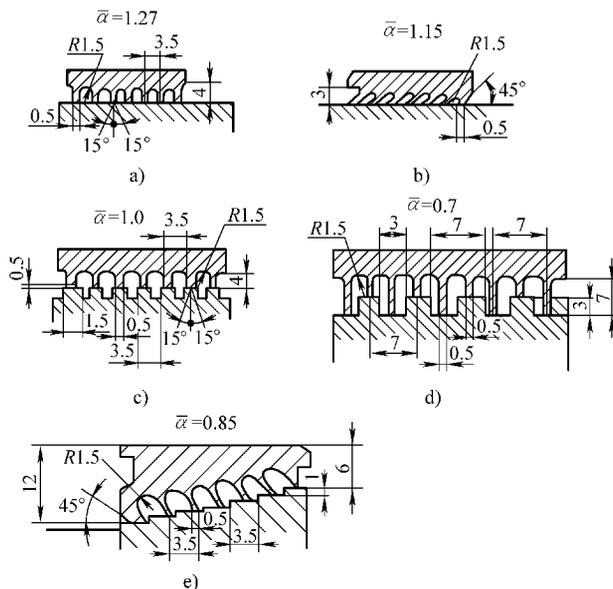


图 6-3 不同梳齿形式密封的泄漏系数 $\bar{\alpha}$

[例题 6-1] DA200-61 型压缩机平衡盘处的漏气计算。

已知：密封前的压力 $p_{\text{前}} = 7.08 \text{ kgf/cm}^2$ ；密封后的压力 $p_{\text{后}} = 1 \text{ kgf/cm}^2$ ；密封前的密度 $\rho_{\text{前}} = 6.54 \text{ kg/m}^3$ ；密封的直径 $D_m = 0.235 \text{ m}$ ；密封齿数 $z = 21$ （平衡盘处 16 片，叶轮主盘上 5 片）；泄漏系数 $\bar{\alpha} = 0.7$ ，采用曲折形梳齿密封；密封径向间隙 $s_{\text{mm}} = 0.3 \text{ mm}$ 。

解 密封前后压力比 $\frac{p_{\text{前}}}{p_{\text{后}}} = 7.08$ ，由图 6-2 查得齿数 $z = 21$ 时的临界压力比为 $6.08 < 7.08$ 。因此，可采用高压比泄漏量计算式 (6-6) 进行计算：

$$\begin{aligned} q_{\text{m漏}} &= q_{\text{m高漏}} = \bar{\alpha} D_m s_{\text{mm}} \sqrt{\frac{p_{\text{前}} \rho_{\text{前}}}{z + 1.13}} \\ &= 0.7 \times 0.235 \times 0.3 \times \sqrt{\frac{7.08 \times 6.54}{21 + 1.13}} \text{ kg/s} = 0.0714 \text{ kg/s} \\ &= 4.28 \text{ kg/min} \end{aligned}$$

折算到压缩机进口状态时的体积流量 $q_{V\text{漏}}$ 为

$$q_{V\text{漏}} = \frac{q_{\text{m漏}}}{\rho_j} = \frac{4.28}{1.027} \text{ m}^3/\text{min} = 4.17 \text{ m}^3/\text{min}$$

相对漏气量为

$$\frac{q_{V\text{漏}}}{q_{V\text{设计}}} = \frac{4.17}{209} \times 100\% = 1.995\%$$

2. 轮盖的密封计算

在计算轮盖密封时，由于轮盖与固定元件间隙中的气体也受到轮盖旋转的影响而做旋转流动，在这种旋转流动产生的离心力的影响下，会使轮盖密封的压力减小。根据实验所得的关系，轮盖密封前后的压力差 Δp 可表示为

$$\Delta p = \frac{3}{4} \rho_m \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} \quad (6-7)$$

由于轮盖密封前后的压力差较小，因此可以把轮盖漏气量的计算简化为

$$q_{m\text{漏}} = \bar{\alpha} \pi D s \rho_m \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\rho_m z}}$$

$$q_{m\text{漏}} = \bar{\alpha} \pi D s \rho_m u_2 \sqrt{\frac{3}{4z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)} \quad (6-8)$$

式中 D ——密封直径 (m)；

s ——径向间隙 (m)；

ρ_m ——密封中气体的平均密度 (kg/m^3)，有

$$\rho_m = \frac{P_{\text{前}} + P_{\text{后}}}{2RT_{\text{前}}}$$

$\frac{\rho_2}{\rho_m} \approx \sqrt{k_{V_2}}$ ——适用于压缩机段的第一级；

$\frac{\rho_2}{\rho_m} \approx \sqrt{\frac{k_{V_2}}{k_{V_c}''}}$ ——适用于压缩机段的其他各级。

其中， k_{V_c}'' 是指前一级的级出口气体的比体积。

叶轮的质量流量 q_m (kg/s) 为

$$q_m = \rho_2 \pi \frac{b_2}{D_2} D_2^2 \tau_2 \frac{c_{2r}}{u_2} u_2 \quad (6-9)$$

现在可把叶轮的漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}}$ 表示为

$$\beta_{\text{漏}} = \frac{q_{m\text{漏}}}{q_m} = \frac{\bar{\alpha} \frac{D}{D_2} \frac{1000s}{D_2} \sqrt{\frac{3}{4z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)}}{1000 \tau_2 \frac{b_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} \frac{\rho_2}{\rho_m}} \quad (6-10)$$

式中 s ——径向间隙 (m)。

轮盖密封的齿数 z 很少，一般为 3~5。在齿数少的条件下，轮盖密封的泄漏系数 $\bar{\alpha}$ 可按下列实验数据计算。

对于采用曲折形密封结构 (图 6-3d) 的轮盖，其泄漏系数 $\bar{\alpha}_{\text{平滑}} = 1$ 。

对于采用平滑形密封结构（图 6-3a）的轮盖，其泄漏系数 $\bar{\alpha}_{\text{平滑}}$ 为

$\bar{\alpha}_{\text{平滑}} = 1.4$ ，用于齿数 $z=3$ 的轮盖；

$\bar{\alpha}_{\text{平滑}} = 1.54$ ，用于齿数 $z=4$ 的轮盖；

$\bar{\alpha}_{\text{平滑}} = 1.6$ ，用于齿数 $z=5$ 的轮盖。

为便于对叶轮的漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}}$ 进行简单且迅速的估算，可以将式（6-10）中的有关参数采用一般的平滑数据代替。可取

$$\text{叶轮的轮径比 } \frac{D_1}{D_2} = 0.53, \text{ 叶轮的出口阻塞系数 } \tau_2 = 0.9, \text{ 轮盖密封直径比 } \frac{D}{D_2} = 0.62, \text{ 密度比 } \frac{\rho_m}{\rho_2} = \frac{1}{\sqrt{k_{v_2}}} = 0.93。$$

图 6-4 中的曲线就是将上述数据代入式（6-10）后绘制而成的。现在只要知道叶轮的 $\left(\frac{b_2}{s} \frac{c_{2r}}{u_2}\right)$ 值、密封齿数 z 和密封的结构型式，就可从图 6-4 的曲线上估计出叶轮的漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}}$ 。

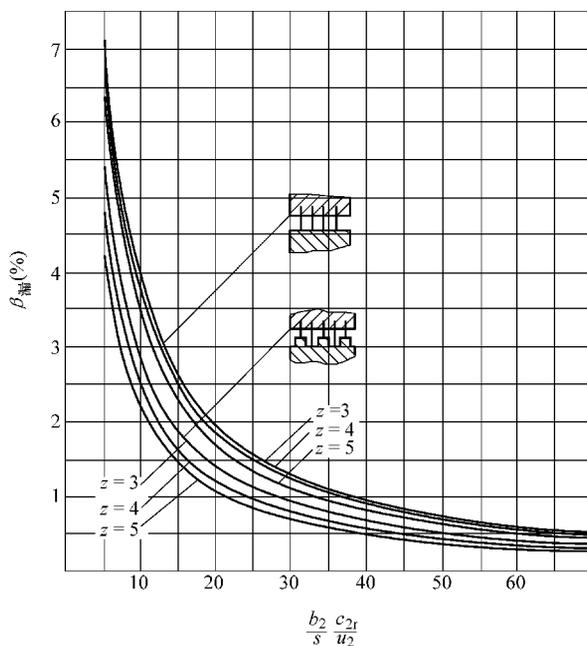


图 6-4 $\beta_{\text{漏}}$ 与 $\frac{b_2}{s} \frac{c_{2r}}{u_2}$ 的关系曲线

从式（6-10）及图 6-4 的曲线中可以看到叶轮漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}}$ 的大小，主要取决于 $\left(\frac{b_2}{s} \frac{c_{2r}}{u_2}\right)$ 的值、密封齿数 z 及密封形式，而与叶轮的气体种类、叶轮的压力大小及流量大小无关。

3. 密封设计中应注意的问题

1) 为了使梳齿状密封具有良好的效果,除了轮盖齿数取 $z=3 \sim 5$ 较少外,在一般密封结构中,齿数应不少于4,但一般也不宜采用齿数过多的结构,因为过多的齿将占用较大的空间,而对于进一步降低漏气量作用不大。因此,齿数一般不超过35。

2) 梳齿的径向间隙 s (mm) 一般可取为

$$s = 0.2 + (0.3 \sim 0.6) \frac{D}{1000}$$

式中 D ——密封直径 (mm)。

3) 梳齿顶端朝向气体末流的这一个边缘,最好做成尖角形式。如果做成圆角形式,则会使泄漏量增大。

4) 梳齿顶端的厚度应尽可能地削薄,这样一方面可以减少泄漏量,同时也可以减弱转子与梳齿相碰所出现的事故。

5) 应注意梳齿密封与转子同心,否则会引起泄漏量的增大。

[例题 6-2] DA200-61 型压缩机第一级叶轮的漏气损失系数的计算。

已知: 叶轮外径 $D_2 = 0.452\text{m}$; 叶片出口宽度 $b_2 = 33\text{mm}$; 轮盖密封直径 $D = 0.28\text{m}$; 流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2} = 0.249$; 叶片进口直径 $D_1 = 0.252\text{m}$; 比容比 $k_{V_2} = 1.208$; 叶片出口阻塞系数 $\tau_2 = 0.992$ 。

解 取轮盖密封径向间隙 $s' = 0.2 + (0.3 \sim 0.6) \frac{D_2}{1000} = 0.2\text{mm} + 0.45 \times \frac{452}{1000}\text{mm}$, 取 $s = 0.4\text{mm}$ 。

采用曲折形梳齿密封,密封齿数 $z = 4$, 泄漏系数 $\bar{\alpha} = 1.0$, 按照式(6-10)可得漏气损失系数 $\beta_{\text{漏}}$ 为

$$\begin{aligned} \beta_{\text{漏}} &= \frac{\bar{\alpha} \frac{D}{D_2} \frac{1000s}{D_2} \times \sqrt{\frac{3}{4z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2}\right)}}{1000 \tau_2 \frac{D_2}{D_2} \frac{c_{2r}}{u_2} \frac{\rho_2}{\rho_m}} \\ &= \frac{1 \times \frac{0.28}{0.452} \times \frac{0.4}{0.452} \times \sqrt{\frac{3}{4 \times 4} \times \left(1 - \frac{0.252^2}{0.452^2}\right)}}{1000 \times 0.992 \times \frac{0.033}{0.452} \times 0.249 \times \sqrt{1.208}} \\ &= 0.0107 \end{aligned}$$

其中, $\frac{\rho_2}{\rho_m} = \sqrt{k_{V_2}} = \sqrt{1.208}$ 。

$\beta_{\text{漏}}$ 也可由图 6-4 曲线查取, 其中 $\frac{b_2}{s} \frac{c_{2r}}{u_2} = \frac{33}{0.4} \times 0.249 = 20.55$ 。

由图 6-4 可得 $\beta_{\text{漏}} \approx 0.0113$ 。

6.2 叶轮的轮阻损失

压缩机叶轮除了在叶轮内对气体做功外，叶轮的轮盖、轴盘的外侧面及轮缘，还与它的周围气体进行摩擦，产生了轮阻损失。这种叶轮轮阻损失 $P_{阻}$ (kW) 的大小可表示为

$$P_{阻} = K \rho_2 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100} \right)^3 \quad (6-11)$$

式中 ρ_2 ——叶轮出口气流密度 (kg/m^3)；
 D_2 ——叶轮外径 (m)；
 u_2 ——叶轮圆周速度 (m/s)；
 K ——计算系数。

轮阻损失的计算系数 K 与流动判别数 Re (雷诺数) 有关, Re 可表示为 $Re = \frac{D_2 u_2}{\nu_2} = \frac{D_2 u_2 \rho_2}{g \mu_2}$, 其中 ν_2 为运动黏度 (m^2/s)； μ_2 为叶轮出口气流温度为 t_2 时的动力黏度 ($\text{kg} \cdot \text{s}/\text{m}^2$)。可以从图 6-5 中查取空气、氧气等动力黏度 μ 值。

图 6-6 所示为由试验所得的计算系数 K 与流动判别数 Re 之间的关系。其中实线适用于外表面由车削而成的一般叶轮，虚线适用于外表面进行磨光后的叶轮。

对于车削而成的一般压缩机叶轮，当流动判别数 $Re = 5 \times 10^6 \sim 5 \times 10^8$ 时，计算系数 K 几乎与 Re 无关。然而，对于大多数离心压缩机来说，流动判别数 Re 一般也都在上述范围之内。因此，对于一般外表面由车削而成的叶轮，当流动判别数 $Re = 5 \times 10^6 \sim 5 \times 10^8$ 时，其计算系数 $K = 0.54$ ，叶轮的轮阻损失 $P_{轮阻}$ (kW) 为

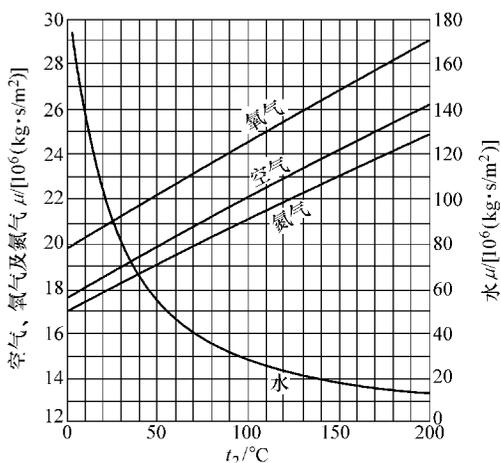


图 6-5 气体及水的动力黏度 μ 值

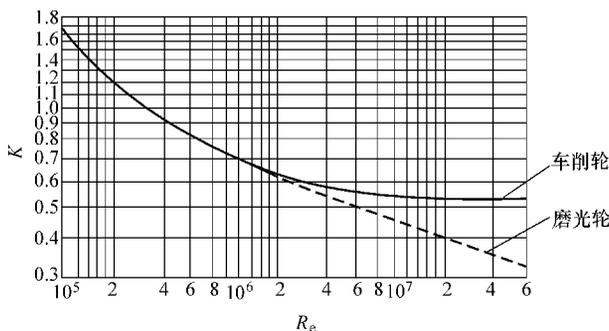


图 6-6 轮阻损失计算系数 K 与流动判别数 Re 之间的关系

$$P_{\text{轮阻}} = 0.54\rho_2 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100} \right)^3 \quad (6-12)$$

叶轮的轮阻损失系数为

$$\beta_{\text{阻}} = \frac{102P_{\text{轮阻}}}{q_m h_{\text{叶片}}} = \frac{102 \times 0.54\rho_2 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100} \right)^3}{\rho_2 c_{2r} b_2 \pi D_2 \tau_2 \frac{u_2^2}{g} \varphi_{2u}}$$

或表示为

$$\beta_{\text{阻}} = \frac{0.172}{1000\tau_2 \varphi_{2u} \varphi_{2r} \frac{b_2}{D_2}} \quad (6-13)$$

图 6-7 所示为叶轮参数 $\tau_2 \varphi_{2r} \varphi_{2u} \frac{b_2}{D_2}$ 与轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 之间的关系。

由式 (6-13) 及图 6-7 可以看出, 轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 与叶轮结构参数 τ_2 、 $\frac{b_2}{D_2}$ 及气流参数 φ_{2u} 、 φ_{2r} 成反比。

对于流动判别数较低的叶轮, 当 $Re = 3 \times 10^5 \sim 5 \times 10^6$ 时, 叶轮的轮阻损失 $P_{\text{轮阻}}$ (kW) 可表示为

$$P_{\text{轮阻}} = \frac{10.9}{Re^{0.2}} \rho_2 D_2^2 \left(\frac{u_2}{100} \right)^3 \quad (6-14)$$

叶轮的轮阻损失 $P_{\text{轮阻}}$ 除了与流动判别数 Re 有关外, 还与图 6-8 所示的叶轮与固定元件的间隙比 $\frac{B}{D_2}$ 有关。间隙比 $\frac{B}{D_2}$ 的大小

均以 $\frac{B}{D_2} = 0.01 \sim 0.03$ 为宜, 间隙过大或过

小都会使轮阻损失增大。此外, 从图 6-6 所示的轮阻损失计算系数 K 与流动判别数 Re 之间的关系可以看出, 当流动判别数 $Re > 10^6$ 时, 随着 Re 数的增大, 表面磨光轮盘与车削轮盘的计算系数的差异就越来越明显, 磨光的轮盘在高的 Re 时, 其计算

系数 K 要比车削轮盘小得多。因此, 在轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 和流动判别数 Re 大的情况下, 可以把 $D=0.7$ 面进行磨光, 以减少轮阻损失。

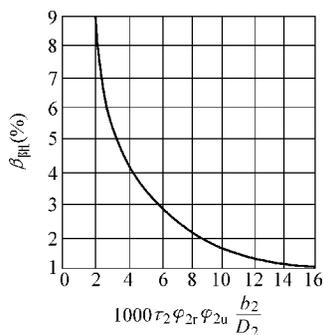


图 6-7 叶轮参数 $\tau_2 \varphi_{2r} \varphi_{2u} \frac{b_2}{D_2}$ 与轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 之间的关系

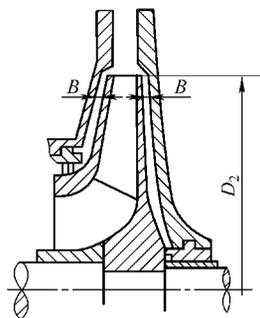


图 6-8 叶轮与固定元件的间隙比 $\frac{B}{D_2}$

[例题 6-3] DA200-61 型压缩机第一级叶轮的轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 的计算。

已知：流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2} = 0.249$ ，周速系数 $\varphi_{2u} = \frac{c_{2u}}{u_2} = 0.628$ ，叶片相对宽度

$\frac{b_2}{D_2} = 0.073$ ，出口阻塞系数 $\tau_2 = 0.992$ 。

解 按式(6-13)可计算出轮阻损失系数 $\beta_{\text{阻}}$ 为

$$\begin{aligned}\beta_{\text{阻}} &= \frac{0.172}{1000\tau_2\varphi_{2u}\varphi_{2r}\frac{b_2}{D_2}} = \frac{0.172}{1000 \times 0.992 \times 0.628 \times 0.249 \times 0.073} \\ &= 0.0164\end{aligned}$$

$\beta_{\text{阻}}$ 也可从图 6-7 中的曲线查取，其中 $1000\tau_2\varphi_{2u}\varphi_{2r}\frac{b_2}{D_2} = 10.5$ ，可查得 $\beta_{\text{阻}} = 0.0164$ 。

按照叶轮外径 $D_2 = 0.452\text{m}$ ，圆周速度 $u_2 = 273\text{m/s}$ ，叶轮出口气体密度 $\rho_2 = 1.241\text{kg/m}^3$ ，叶轮出口气体温度 $t_2 = 56.6^\circ\text{C}$ ；由图 6-5 可查得气体动力黏度 $\mu_2 = 2.01 \times 10^{-6}\text{kg} \cdot \text{s/m}^2$ ；可得 Re 值为

$$Re = \frac{D_2 u_2 \rho_2}{\mu_2} = \frac{0.452\text{m} \times 273\text{m/s} \times 1.241\text{kg/m}^3}{9.81\text{m/s} \times 2.01 \times 10^{-6}\text{kg} \cdot \text{s/m}^2} = 7.78 \times 10^6 > 5 \times 10^6$$

6.3 叶轮的轴向推力及平衡盘的计算

图 6-9 所示为离心压缩机叶轮的轴向推力情况。由于叶轮的两侧从外径 D_2 到轮盖密封圈直径 D_f 的轴向受力是相互抵消的，因此，对于叶轮来说，它的轴向力可以看成由以下三个力所组成。

1) F_1 ——在轴盘的外侧，从直径 D_f 到轴径密封圈直径的这块面积上所承受的气体作用力。由于在轴盘与隔板之间的隙缝中，气体也受到旋转叶轮轮壁的影响而做旋转流动，这种旋转流动的速度可大致按叶轮轮壁圆周速度的一半来计算。这时由于间隙气体做旋转流动的离心力作用，使气体压力沿着半径，随半径的减小而下降，叶轮轴盘外壁面的气体压力 $p(\text{kgf/m}^2)$ 为

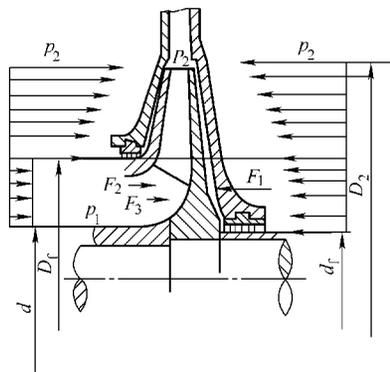


图 6-9 叶轮的轴向推力计算

$$p = p_2 - \frac{\left(\frac{u_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{u}{2}\right)^2}{2g} \rho_m$$

式中 u ——不同半径位置时的叶轮壁面圆周速度 (m/s);

p_2 ——叶轮出口压力 (kgf/m²);

u_2 ——叶轮外径圆周速度 (m/s);

ρ_m ——间隙中的气体平均密度 (kg/m³)。

采用积分计算可求出轴盘上的作用力 F_1 (单位为 kgf, 余同) 为

$$F_1 = \int_{d_f}^{D_f} p \pi D^2 d \left(\frac{D}{2} \right)$$

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d_f^2) p_2 - D_2 \rho_m \left(\frac{u_2}{10} \right)^2 \left[\frac{D_f^2}{D_2^2} - \frac{d_f^2}{D_2^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_f^4}{D_2^4} - \frac{d_f^4}{D_2^4} \right) \right] \quad (6-15)$$

2) F_2 ——叶轮进口部分从直径 D_f 到 d 这块面积上所承受的气体作用力。其计算公式为

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d^2) p_1 \quad (6-16)$$

3) F_3 ——由于进口气流以 c_0 速度对轮盘的冲击所产生的冲力。其计算公式为

$$F_3 = \frac{q_m c_0}{g} \quad (6-17)$$

上述三个力合成之后, 可得出叶轮的轴向推力 F 为

$$F = F_1 - F_2 - F_3 = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d_f^2) p_2 - D_2^2 \rho_m \left(\frac{u_2}{10} \right)^2 \times$$

$$\left[\frac{D_f^2}{D_2^2} - \frac{d_f^2}{D_2^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_f^4}{D_2^4} - \frac{d_f^4}{D_2^4} \right) \right] - \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d^2) p_1 - \frac{q_m c_0}{g} \quad (6-18)$$

为了计算简化起见, 可令 $\rho_m = \rho_2$, 以及在 $d_f = d$ 的情况下, 可把叶轮的轴向推力表示为

$$F = \frac{\pi}{4} (D_f^2 - d_f^2) (p_2 - p_1) - \frac{q_m c_0}{g} - D_2^2 \rho_2 \left(\frac{u_2}{10} \right)^2 \left[\frac{D_f^2}{D_2^2} - \frac{d_f^2}{D_2^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_f^4}{D_2^4} - \frac{d_f^4}{D_2^4} \right) \right] \quad (6-19)$$

在式 (6-18) 和式 (6-19) 中, 压力 p_2 、 p_1 的单位为 kgf/m²; 直径 D_f 、 D_2 、 d_f 、 d 的单位为 m;

ρ_m ——轮壁的气体平均密度, 可大致按 $\rho_m = \rho_2$ 计算 (kg/m³);

u_2 ——叶轮圆周速度 (m/s);

q_m ——叶轮质量流量 (kg/s);

c_0 ——叶轮进口速度 (m/s);

g ——重力加速度 9.81 m/s², $\left(\frac{1}{10}\right)^2 \approx \frac{\pi}{32g}$ 。

在一般情况下，作用在轴盘上的力 F_1 比其他两个力的合力要大。因此，叶轮的轴向推力方向是由轴盘的高压面推向叶轮的进口面。

在叶轮按同一方向套置在主轴上的情况下，由于每个叶轮轴向推力的叠加，会使推力轴承的轴向推力载荷过大。因此，为了减小压缩机的轴向推力，除了采用双进气叶轮或叶轮相背套置的方法来减弱转子轴向推力外，对于叶轮单向套置的转子，往往采用图 6-10 所示的平衡盘，利用平衡盘两侧的压力差，产生与转子轴向力方向相反的力来进行平衡。

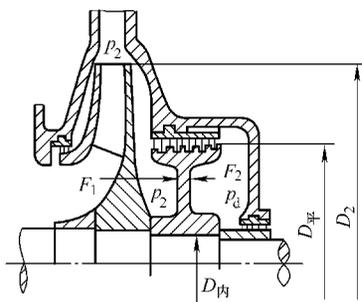


图 6-10 平衡盘的推力计算

平衡力 $F_{\text{平}}$ 可表示为

$$F_{\text{平}} = F_1 - F_2$$

式中 F_1 ——高压端气体对平衡盘的作用力 (kgf)，其力的大小与叶轮轮盘的受力相类似，可表示为

$$F_1 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{平}}^2 - D_{\text{内}}^2) p_2 - D_2^2 \rho_2 \left(\frac{u_2^2}{10} \right) \left[\frac{D_{\text{平}}^2}{D_2^2} - \frac{D_{\text{内}}^2}{D_2^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_{\text{平}}^4}{D_2^4} - \frac{D_{\text{内}}^4}{D_2^4} \right) \right]$$

F_2 ——低压气体（一般为大气压力）对平衡盘的作用力 (kgf)，可表示为

$$F_2 = \frac{\pi}{4} (D_{\text{平}}^2 - D_{\text{内}}^2) p_d$$

式中 p_d ——平衡盘低压端的压力 (kgf/m²)；

p_2 ——叶轮出口压力 (kgf/m²)；

$D_{\text{平}}$ 、 $D_{\text{内}}$ ——平衡盘外径、内径 (m)。

平衡盘平衡力 $F_{\text{平}}$ (kgf) 的计算公式为

$$F_{\text{平}} = \frac{\pi}{4} (D_{\text{平}}^2 - D_{\text{内}}^2) (p_2 - p_d) - D_2^2 \rho_2 \left(\frac{u_2}{10} \right)^2 \left[\frac{D_{\text{平}}^2}{D_2^2} - \frac{D_{\text{内}}^2}{D_2^2} - \frac{1}{2} \left(\frac{D_{\text{平}}^4}{D_2^4} - \frac{D_{\text{内}}^4}{D_2^4} \right) \right] \quad (6-20)$$

为了避免压缩机不同工况时轮子的来回窜动，常把平衡盘的平衡力 $F_{\text{平}}$ 设计成只有叶轮总轴向力 ΣF 的 70% ~ 90%，使压缩机转子始终维持一定的轴向推力，且推力的方向始终不变。这部分余下的转子轴向推力 $F_{\text{轴}}$ 一般可为叶轮总轴向力 ΣF 的 10% ~ 30%，即

$$F_{\text{轴}} = \Sigma F - F_{\text{平}} = (0.1 \sim 0.3) \Sigma F$$

式中 ΣF ——所有叶轮轴向推力的总和；

$F_{\text{平}}$ ——平衡盘的平衡力；

$F_{\text{轴}}$ ——轮子余下的轴向推力。

在设计平衡盘时，可以预先假设一个平衡盘外径 $D_{\text{平}}$ ，通过式 (6-20) 计算出平衡力 $F_{\text{平}}$ ，再核算一下余下的轴向推力 $F_{\text{轴}}$ 是否符合要求。

[例题 6-4] DA350-61 型压缩机第三级叶轮轴向推力的计算。

已知：叶轮外径 $D_2 = 0.63\text{m}$ ；轮盖密封直径 $D_f = 0.368\text{m}$ ；轮毂及轮毂密封直径 $d = d_f = 0.19\text{m}$ ；质量流量 $q_m = 6.95\text{kg/s}$ ；叶轮圆周速度 $u_2 = 283\text{m/s}$ ；叶轮出口压力 $p_2 = 28400\text{kgf/m}^2$ ；叶轮出口气体密度 $\rho_2 = 2.85\text{kg/m}^3$ ；叶片进口压力 $p_1 = 21100\text{kgf/m}^2$ ；叶轮进口速度 $c_0 = 56\text{m/s}$ 。

解 按式 (6-19) 可计算出轴向推力 F 为

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{\pi}{4}(D_f^2 - d_f^2)(p_2 - p_1) - \frac{q_m}{g}c_0 - D_2^2\rho_2\left(\frac{u_2}{10}\right)^2\left[\frac{D_f^2}{D_2^2} - \frac{d_f^2}{D_2^2} - \frac{1}{2}\left(\frac{D_f^4}{D_2^4} - \frac{d_f^4}{D_2^4}\right)\right] \\
 &= \frac{\pi}{4} \times (0.368^2 - 0.19^2) \times (28400 - 21100) - \frac{6.95}{9.81} \times 56 - 0.63^2 \times 2.85 \times \left(\frac{283}{10}\right)^2 \times \\
 &\quad \left[\frac{0.368^2}{0.63^2} - \frac{0.19^2}{0.63^2} - \frac{1}{2} \times \left(\frac{0.368^4}{0.63^4} - \frac{0.19^4}{0.63^4}\right)\right] \text{kgf} \\
 &= (568 - 40 - 178) \text{kgf} = 350 \text{kgf}
 \end{aligned}$$

第7章 离心压缩机设计

在大型空分设备中，主要应用的是离心空压机和离心氧压机。空气压缩机的压力为6~8atm，氧气压缩机的压力在6~30atm或30atm以上。因此，这里将着重讨论空分设备用的离心压缩机设计问题。

在学习离心压缩机的设计问题时，先从了解现有压缩机设计（见有关设计参考资料）着手，在熟悉实际设计情况之后，再来进一步讨论本章有关的内容。

7.1 离心压缩机的设计任务

离心压缩机的设计工作，首先是按照空分设备设计任务中的参数进行设计的，一般可包括下列五个方面：

1) 压送气体的种类——空气、氧气等。

2) 压缩机进口状态，一般是指压缩机第一段吸气室法兰截面上的气体压力 p_j （单位为 kgf/cm^2 ）、气体温度 t_j （单位为 $^{\circ}\text{C}$ ）和空气的相对湿度 $\varphi(\%)$ 。

离心空气压缩机的气体进口状态，常常是由压缩机运转地点的大气压力、大气温度和相对湿度来确定的。为了保证空分设备的原料（空气）洁净，在压缩机的进气管道前，都设置了空气滤清器，空气通过滤清器、管道和调节阀等后会有一些压力下降，这种压力的下降，包括压缩机进口截面由于流速的动能所产生的压力下降在内，一般不超过3000Pa，因此，对于没有给定进口状态的空气压缩机，可大致按式（7-1）计算进口压力为

$$p_j = p_B - 0.03 \quad (7-1)$$

式中 p_B ——大气压力（ kgf/cm^2 ）。

压缩机的进口温度和相对湿度则可按大气温度和大气相对湿度来计算，并可按第8章或热力学中公式计算出空气的气体常数。

3) 流量，一般是指折算到压缩机第一段标准进口状态（ p_j 、 T_j ）时的压缩机进口体积流量 q_{Vj} （单位为 m^3/h 、 m^3/min 、 m^3/s ）。在计算单位上，也有按基准状态（大气压力为101325Pa，温度为 0°C ）计算的压缩机出口标准流量 q_{VB} （ m^3 （标）/h），以及按质量流量 q_m （单位为 kg/s 、 kg/min ）计算的出口流量等。

考虑到一般空气压缩机存在着外漏气的问题。因此，压缩机的进口流量应取得比设计中所提出的流量大一些。在没有详细计算外漏气量之前，对于空气压缩机的进口流量可做如下考虑：对于压力比为6~8，设计流量为 $500\text{m}^3/\text{min}$ 以上的空压机，其进口流量应增大1%或以下；设计流量为 $200\sim 500\text{m}^3/\text{min}$ ，应增大1%~

2%，设计流量小于 $200\text{m}^3/\text{min}$ ，应增大 2% 或以上。

4) 压缩机出口压力 p_c ，可用绝对大气压(单位为 kgf/cm^2) 表示，也可用压缩机进出口绝对压力的比值——压力比 ε 来表示。

5) 中间冷却器的冷却水进口温度 $t_{\text{进水}}$ (单位为 $^{\circ}\text{C}$)。

7.2 压缩机的分段和中间冷却

由于空分设备上所采用的空气压缩机和氧气压缩机的压力比都比较高，因此一般都需要把压缩机分成几段，进行中间冷却，以节省压缩机的功率，压力比增大时气体温度不致出现过高的现象。所以在空分设备的压缩机设计中，可以先按第 5 章压缩机的中间冷却所讨论的问题，初步提出压缩机的分段数和各段压力比的分配，计算出各段的进出口压力 (p_{ji} 、 p_{ci})、各段压力比 ε_i 和各段进口温度 T_{ji} 。

[例 5-1] 和 [例 7-1] 分别列出了 DA350 - 61 型空气压缩机和 DA500 - 41 型氧气压缩机的压缩机分段和中间冷却的情况。

7.3 压缩机段的计算

空分设备中的离心压缩机，一般都是由几个压缩机段组成的。因此，常常可以先从压缩机段着手设计计算。

1. 各压缩机段的进口体积流量 q_{Vji} 和段的多变功 h_{dbi} 的计算

各段进口体积流量 q_{Vji} 为

$$q_{Vji} = q_{Vj1} \frac{p_{j1}}{p_{ji}} \frac{T_{j1}}{T_{ji}} \quad (7-2)$$

各段的多变功 h_{dbi} 可用式(3-20) 表示为

$$h_{dbi} = \sigma_i \left[RT_{ji} \left(\varepsilon_i^{\frac{1}{\sigma_i}} - 1 \right) + \frac{c_{ci}^2 - c_{ji}^2}{2g \frac{K}{K-1}} \right]$$

但一般情况下，由于压缩机段的进出口速度较小，因此可将上述关系简化为

$$h_{dbi} = \sigma_i RT_{ji} \left(\varepsilon_i^{\frac{1}{\sigma_i}} - 1 \right) \quad (7-3)$$

式中 i ——第几段的段数；

σ_i ——段的压缩指数系数， $\sigma_i = \frac{m_i}{m_i - 1} = \frac{K}{K - 1} \eta_{dbi}$ 。

这里的段效率 η_{dbi} 可按段中各级平均效率计算，一般级效率 $\eta_{db} = 0.7 \sim 0.84$ 。这种级效率常常是按照类似的效率进行选取的。因此这里所讨论的设计方法也称为取效率设计法。

2. 各段各级参数选取时应注意的问题

在压缩机各段体积流量 q_{Vj} 和多变功 h_{db} 等初步确定之后, 就可进行各段各级主要参数的选取与计算工作。

- 1) 各段各级的圆周速度 u_{2i} 。
- 2) 各段各级的出口安装角 β_{2A} 及流量系数 φ_{2r} 。
- 3) 各段各级的叶轮叶片出口相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 。
- 4) 压缩机转速 n_j 。
- 5) 各段的级数 X 等。

为了便于上述参数的选取与计算, 在这里讨论一下叶轮圆周速度 u_2 、叶轮出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 、相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 和压缩机转速 n 等, 在选取和计算时应注意的问题。

(1) 叶轮圆周速度 u_2 的选取 叶轮对于气体的做功大小与圆周速度 u_2 的平方成正比。因此, 尽量选用较高的圆周速度 u_2 对提高级的压力比是非常有利的, 这样, 可以使压缩机在级数较少的条件下获得较高的压力比。但是, 随着叶轮圆周速度 u_2 的提高, 对于空气和氧气压缩机来说, 显得比较突出的矛盾是叶轮的强度问题, 对于采用一般合金钢制造的闭式叶轮, 由于材料强度的限制, 目前大多数情况下, 取圆周速度 $u_2 \leq 300\text{m/s}$ 。此外, 随着圆周速度 u_2 的增大, 压缩机的气流马赫数 Ma 也同时增大, 这种高马赫数的气流流动, 对于压缩机的性能是不利的, 容易使效率下降和性能曲线变陡。因此, 固定式空气压缩机和氧气压缩机的圆周速度一般为 $u_2 = 260 \sim 320\text{m/s}$ 。对于体积流量较小的叶轮, 在转速一定的情况下, 为了保持叶轮出口相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 不致过窄, 也可以采用比上述数据更低的圆周速度。

为了便于制造, 对于同一段的各级叶轮, 常常是采用相同的圆周速度 u_2 和叶轮直径 D_2 。

(2) 叶轮出口安装角 β_{2A} 与流量系数 φ_{2r} 、叶轮的出口安装角 β_{2A} 的大小对级压力比也是有很大影响的, 适当地采用大的出口安装角 β_{2A} , 能使压缩机在较高的效率下获得较大的压力比。但是, 随着出口安装角 β_{2A} 的增大, 相应的流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ 也增大, 服从下列关系式:

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2} \tau_2 u_2^3 \varphi_{2r}} \left(\frac{n}{33.9} \right)^2 \quad (7-4)$$

可以看出, 随着流量系数 φ_{2r} 的增大, 体积流量较小而转速 n 等一定的叶轮, 其相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 变得过窄, 会引起压缩机效率下降。而压缩机体积流量是逐段减小的,

因此,在选取压缩机各段各级的叶轮出口安装角 β_{2A} 时,常常是按照各段各级叶轮出口安装角 β_{2A} 逐段下降的趋势来选取的。为了制造上的方便,段中各级叶轮常常是选用相同的出口安装角 β_{2A} 。

对于压缩机的第一段或较前面的压缩机段来说,由于它的体积流量要比后面段大得多。因此第一段或前面段的叶轮常采用较大的出口安装角 β_{2A} 。第一段叶轮出口安装角通常取为 $\beta_{2A} = 45^\circ \sim 55^\circ$ 。

对于体积流量较小的压缩机,有时由于受到转速不能再增大的限制,即使是第一段,也不得不采用小一些的出口安装角 β_{2A} 以避免叶轮相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 过窄。

各段各级叶轮的流量系数 φ_{2r} 是按照叶轮的出口安装角 β_{2A} 从图3-14所示的经验曲线中大致查取的。对于第一级叶轮,其出口安装角 $\beta_{2A} = 45^\circ \sim 55^\circ$ 时,采用叶片扩压器的流量系数 $\varphi_{2r} = 0.24 \sim 0.28$,采用无叶扩压器的流量系数 $\varphi_{2r} = 0.28 \sim 0.32$ 。

(3) 相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 的选取 叶轮相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 也是压缩机级的一个重要参数。对于一般形式的叶轮来说,过小和过大的叶片相对宽度对级效率的影响都是不利的。一般取 $\frac{b_2}{D_2} = 0.03 \sim 0.06$ 为宜,在流量过小或过大的情况下,可取 $\frac{b_2}{D_2} = 0.02 \sim 0.075$ 。

相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 过大时,它对于叶轮的强度也是很不利,当叶轮出口相对宽度过大的情况时,除了采用增大叶轮直径 D_2 、圆周速度 u_2 、出口安装角 β_{2A} 和流量系数 φ_{2r} 外,还可以采用双进气形式的叶轮,使叶轮的出口叶片相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 得到改善。

在设计压缩机级时,为了不使后段的相对宽度过小,通常把第一段第一级的叶轮相对宽度取得大一些。

(4) 压缩机转速 n 压缩机转速的高低对于压缩机的设计有直接影响,按照转速计算关系:

$$n = 33.9 \times \sqrt{\frac{u_2^3 \frac{b_2}{D_2} \tau_2 \varphi_{2r} k_{V_2}}{q_{Vj}}} \quad (7-5)$$

可以看出,在圆周速度 u_2 、相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 和流量系数 φ_{2r} 一定的情况下,压缩机的转速 n 与体积流量 q_{Vj} 的平方根成反比。因此,在体积流量较小的情况下需要采用较高的转速;在体积流量较大的情况下,则需要采用较低的转速。然而对于空分设备

用的压缩机来说,一般都具有中间冷却器,当压力比为6~8时,其第一段第一级和末段末级的体积流量大小可以相差4~5倍之多。因此,这种情况下既要考虑到第一段第一级的大流量需要,又要考虑到末段末级小流量的需要,来选取转速 n 。并且把前几段的出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 和圆周速度 u_2 取得大一些,而把后面段的出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 和圆周速度 u_2 取得小一些,使各级的相对宽度 b_2/D_2 在同一个转速 n 下能够满足要求。此外,当体积流量较大,或是压缩机首段与末级的体积流量变化较大时,也可以对第一段第一级叶轮采用双进气叶轮形式,使压缩机能在转速较高的情况下,各级的相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 也能满足要求。

在压力比过高的情况下,为了满足低压段和高压段转速不同的需要,常常把低压段设计成低转速,高压段设计成高转速。

所以,选取压缩机转速时,必须首先对所选取的转速 n ,在压缩机的第一级和最后一级按式(7-4)核算参数(b_2/D_2 、 u_2 、 c_{2r}/u_2)选取的合理性。

选取转速时,除了考虑上述气流合理流动的因素外,也应注意避免压缩机转子在运转时出现共振现象。

3. 各段基本参数的选取及各段级数 X 与圆周速度 u_2 的计算

在进行各段级数 X 计算之前,首先应按照前面讨论的情况,把各段的叶轮出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 、叶片数 z 、轮阻损失系数 $\beta_{阻}$ 、漏气损失系数 $\beta_{漏}$ 、段效率 η_{db} 和圆周速度 u_2 进行初步选取。由于每段压缩过程中的体积流量在未经中间冷却器前的变化并不是太大,因此在一般情况下,每段各级叶轮常常可以采用相同的出口安装角 β_{2A} 和相同的直径 D_2 。同时,段中各级的圆周速度 u_2 也就可以取得相同。

对于空分设备用的离心式空气压缩机和氧气压缩机来说,每段级数一般为 $X=1\sim 3$ 。可以按下列关系式计算出各段的计算级数 X' 为

$$X' = \frac{h_{db}}{xu_2^2} \quad (7-6)$$

式中 u_2' ——段的平均选取圆周速度 m/s;

h_{db} ——段的多变功 (kg·m/kg);

x ——段的平均能量头系数,其计算公式为

$$x = \frac{\varphi_{2u}\eta_h}{g} = \left(1 - \frac{\pi}{2}\sin\beta_{2A} - \varphi_{2r}\cot\beta_{2A}\right) \frac{\eta_{db}(1 + \beta_{漏} + \beta_{阻})}{g} \quad (7-7)$$

式(7-7)中的所有参数均为段中各级参数的平均值。其中流量系数 φ_{2r} 可按照叶轮出口安装角 β_{2A} 的大小和各段各级的要求进行选取。

为了使段的计算级数 X' 圆整成整数级数 X ,以及使各段各级叶轮能有比较整齐和适当的外径尺寸,可以适当调整段中所选用的圆周速度 u_2 、出口安装角 β_{2A} 和流量系数 φ_{2r} 等,使圆周速度 u_2 和段的平均能量头系数 x ,能在圆整后达到已预算的

段多变功 h_{db} 。

圆整成整数级数 X 时的圆周速度 u_2 为

$$u_2 = \sqrt{\frac{h_{db}}{xX}} \quad (7-8)$$

4. 压缩机转速 n 的计算及各级叶轮出口相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$ 的核算

压缩机的转速 n ，除了在设计中预先已经确定的情况外，对于没有规定转速的压缩机可进行如下计算。

在各段各级的圆周速度 u_2 、出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 、第一段第一级叶轮的出口相对宽度 b_2/D_2 和阻塞系数 τ_2 等选定之后，压缩机可以首先按下列公式求出第一段第一级叶轮的转速 n ，即

$$n = 33.9 \times \sqrt{\frac{k_{V_2} \tau_2 \varphi_{2r} u_2^3 b_2 / D_2}{q_{Vj}}}$$

在求出首段首级的叶轮所适合的转速 n 后，则可初步把它作为整台压缩机的转速，按所求得的第一级转速 n 对末段末级进行相对宽度的核算：

$$\frac{b_2}{D_2} = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2} \tau_2 u_2^3 \varphi_{2r}} \left(\frac{n}{33.9} \right)^2$$

如果末段末级的相对宽度核算结果能够符合要求，则可对其他各级的相对宽度进行核算；如果末段末级的核算不能符合要求，则应修改末段和首段的参数（如圆周速度 u_2 、出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 、段的压力比和级数等），修改到首先能使首段首级和末段末级在同一个转速下都能满足要求，再对其他各级的相对宽度进行核算。

如果通过上述修改，由于压缩机压力比过高，体积流量变化过大，而无法在同一转速下满足各级的参数要求时，则压缩机应采用多缸形式，采用不同的转速。

在压缩机转速预先规定的情况下，则可按相关公式来核算各段各级所选用的圆周速度 u_2 、出口安装角 β_{2A} 以及与其相应的流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$ ，看它们能否使各段各级的相对宽度 b_2/D_2 符合要求。如果发现不能符合要求，则应对各段各级参数做适当的修改。

5. 压缩机转子平均轴颈比 $\frac{d}{D_{2m}}$ 的初步核算

压缩机的转速 n 除了需要满足各级参数要求外，还必须使压缩机的转速避开共振区。按照初步的估计，压缩机的第一阶临界转速 n_{k_1} 应为

$$\begin{cases} n_{k_1} < \frac{n}{1.2}; & n_{k_1} \geq \frac{n}{3} \sim \frac{n}{2.8} \quad (\text{对于柔性轴转子}) \\ n_{k_2} > 1.25n & \quad (\text{对于刚性轴转子}) \end{cases}$$

为满足上述要求，可以按照压缩机初步选取的转速 n ，选出所适宜的第一阶临界转速 n_{k_1} ，然后从下列经验公式初步估计出具有临界转速 n_{k_1} 的压缩机转子平均轴颈 d_m 为

$$d_m = K_d (X + 2.3) D_{2m} \sqrt{\frac{n_{k_1}}{1000}} \quad (7-9)$$

式中 d_m ——轴的三段最大直径的平均值 (m)；

X ——压缩机转子的工作段数；

D_{2m} ——转子的叶轮平均外径 (m)；

n_{k_1} ——第一阶临界转速 (r/min)；

K_d ——系数， $K_d = 0.019 \sim 0.03$ ；对于一般轴端不带长密封的低压空气压缩机，可采用 $K_d = 0.019 \sim 0.025$ ；对于长轴端带有长密封的压缩机及不带密封的节鞭轴，则可采用 $K_d = 0.023 \sim 0.027$ ；对于大型低速压缩机转子，可取 $K_d = 0.027 \sim 0.03$ 。

应该指出，随着压缩机转速的增高，就需要压缩机转子具有较高的临界转速，也就需要转子具有较大的轴颈。然而，过大的平均轴颈 d_m 对于叶轮的设计会带来困难，使叶轮进口气流流动受到影响，以及出现轮径比 D_1/D_2 过大的现象。因此，在一般情况下，要求转子的平均轴颈比 d_m/D_{2m} 在下列范围：

$$\begin{cases} \frac{d_m}{D_{2m}} \leq 0.3 & (\text{用于一般轴的结构}) \\ \frac{d_m}{D_{2m}} \leq 0.45 & (\text{用于节鞭轴的结构}) \end{cases}$$

在压缩机段的设计中，我们往往需要对几种不同的压缩机结构型式、段数、段压力比分配、级数及采用不同的转速等进行方案比较，比较出较好的方案。然后，再根据较好的方案进行逐级详细计算，并在详细计算中再对各级参数做适当的修改。

还应该指出，在段的计算过程中，对于所选取的参数常常需要在计算过程中进行调整与核算，才能最后获得准确和合适的的数据。

7.4 压缩机的逐级计算

压缩机的逐级计算是在压缩机段的设计基础上进行的。通过压缩机段的设计计算，可以初步获得压缩机各段各级的基本参数：转速 n 、圆周速度 u_2 、出口安装角 β_{2A} 、流量系数 φ_{2r} 、多变效率 η_{db} 、漏气和轮阻损失系数 $\beta_{漏}$ 和 $\beta_{阻}$ 、叶轮外径 D_2 、叶轮相对宽度 b_2/D_2 、叶片数 z 、出口阻塞系数 τ_2 及段的进口流量 q_{Vj} 、压力 p_j 和温度 T_j 等。

在逐级计算过程中，首先是对段中的第一级进行整级计算（参阅 3.4 叶轮设

计计算和第4章固定元件计算)。然后,对段中其他各级进行逐级设计计算。为了便于压缩机的制造,在段中其他各级设计计算中,可以把其他各级设计成与段中第一级叶轮的下列参数相同。

- 1) 叶轮外径 D_2 相同。
- 2) 叶片出口安装角 β_{2A} 相同。
- 3) 叶轮叶片进口直径 D_1 相同。
- 4) 叶轮进口直径 D_0 相同。
- 5) 轮盖斜度 θ 相同。
- 6) 叶片数 z 相同。

在上述参数相同的条件下,如果段中各级进口气流角 β_1 与第一级相差不超过 $3^\circ \sim 4^\circ$, 则还可以把整段中的各级叶轮设计成叶片进口安装角 β_{1A} 相同,把段中各级叶轮叶片做成具有相同的圆弧曲率半径 R_K 和中心圆半径 R_0 , 而只是在叶片进出口宽度 b_1 、 b_2 和轮毂直径 d 上,各级有所不同。这样就给压缩机的制造带来了不少的方便。

如果段中各级叶轮在各项主要参数相同的情况下,只是各级之间的进口气流角 β_1 差异过大,则各级应采用本级所适合的叶片进口安装角 β_{1A} ,或是把段内气流进口角 β_1 相接近的叶轮分组采用相同的进口安装角 β_{1A} 。

为了不使段中各级叶片出口相对宽度 b_2/D_2 逐级下降得过快,一般可把叶轮的流量系数 φ_{2r} 取成逐级略微下降的形式。

在各级叶轮主要尺寸与第一级叶轮相同的条件下,如果段中后面几级叶轮出现参数不合适的情况,则可以对整段叶轮参数同时作一定的修改,或是对个别的叶轮进行适当的修改,以改善整段压缩机的工作性能。

7.5 压缩机内功率 $P_{内}$ 、轴功率 $P_{轴}$ 及等温效率 η_{dw}

压缩段的内功率 $P_{内i}$ 为

$$P_{内i} = X \frac{q_m}{g} \frac{u_2^2}{102} \varphi_{2u} (1 + \beta_{阻} + \beta_{漏}) \quad (7-10)$$

压缩机内功率 $P_{内}$ 为

$$P_{内} = \sum P_{内i} = \sum X \frac{q_m}{g} \frac{u_2^2}{102} \varphi_{2u} (1 + \beta_{阻} + \beta_{漏}) \quad (7-11)$$

压缩机的轴功率 $P_{轴}$ 为

$$P_{轴} = P_{内} + P_{机损} = \frac{P_{内}}{\eta_{机械}} \quad (7-12)$$

压缩机的轴功率 $P_{轴}$ 是指由增速齿轮箱低速端所传入的功率,它包括了齿轮箱和压缩机轴承等机械摩擦损失 $P_{机损}$ 和压缩机的内功率 $P_{内}$ 。压缩机的内功率 $P_{内}$ 是

指压缩机转子不包括轴承摩擦损失和不包括齿轮箱摩擦损失在内的功率消耗。压缩机的机械效率 $\eta_{机械}$ 是随着压缩机内功率的增大而升高的，对于不同功率的压缩机效率 $\eta_{机械}$ 可取为

$$\begin{cases} \eta_{机械} \geq 97\% \sim 98\%, & P_{内} > 2000\text{kW} \\ \eta_{机械} = 96\% \sim 97\%, & P_{内} = 1000 \sim 2000\text{kW} \\ \eta_{机械} \leq 96\%, & P_{内} < 1000\text{kW} \end{cases}$$

压缩机等温功率 P_{dw} 为

$$P_{dw} = \frac{q_m RT_j \ln \varepsilon_{机}}{102}$$

压缩机等温效率 η_{dw} 为

$$\eta_{dw} = \frac{P_{dw}}{P_{内}} = \frac{q_m RT_j \ln \varepsilon_{机}}{102 P_{内}} \quad (7-13)$$

[例题 7-1] DA500-41 型压缩机气体动力设计计算。

1. 设计任务

制氧量为 $25000\text{m}^3/\text{h}$ 空分设备用的氧气压缩机；
 压送气体为干燥氧气，纯度为 99.6%， $R = 26.5$ ；
 标准体积流量 $q_{VB} = 27000\text{m}^3(\text{标})/\text{h}$ (101325Pa , 0°C)
 标准密度 $\rho_B = 1.428\text{kg}/\text{m}^3$ (101325Pa , 0°C)
 进口压力 $p_j = 1.02\text{kgf}/\text{cm}^2$
 进口温度 $t_j = 27^\circ\text{C}$
 出口压力 $p_c = 7.2\text{kgf}/\text{cm}^2$
 冷却水温度 $t_{进水} = 24^\circ\text{C}$

2. 中间冷却及分段

$$\text{压缩机压力比 } \varepsilon_{机} = \frac{p_c}{p_j} = \frac{7.2}{1.02} = 7.06$$

按照压力比 $\varepsilon = 7.06$ ，可以把压缩机分为四段；采用三次中间冷却。

各级进口温度 T_j ： $T_{jI} = (27 + 273)\text{K} = 300\text{K}$ ； $T_{jII} = T_{进水} + 12^\circ\text{C} = (273 + 24 + 12)\text{K} = 309\text{K}$ ； $T_{jIII} = 319\text{K}$ ； $T_{jIV} = 319\text{K}$ 。

取各级的多变效率： $\eta_{dbI} = 0.81$ ； $\eta_{dbII} = 0.81$ ； $\eta_{dbIII} = 0.78$ ； $\eta_{dbIV} = 0.77$ 。

则各段的系数 Y 为

$$Y_I = \frac{T_{jII} \eta_{dbI}}{T_{jI} \eta_{dbII}} = \frac{309 \times 0.81}{300 \times 0.81} = 1.030$$

$$Y_{II} = \frac{T_{jIII} \eta_{dbI}}{T_{jI} \eta_{dbIII}} = \frac{319 \times 0.81}{300 \times 0.78} = 1.103$$

$$Y_{III} = \frac{T_{jIII} \eta_{dbI}}{T_{jI} \eta_{dbIII}} = \frac{319 \times 0.81}{300 \times 0.77} = 1.118$$

取整机平均压力损失比 $\lambda_m = 0.9945$ 。

可得各段计算压力比 ε 为

$$\begin{aligned}\varepsilon_{\text{I}} &= \sqrt[4]{\frac{\varepsilon_{\text{机}}}{\lambda_m^3} (Y_{\text{I}} Y_{\text{II}} Y_{\text{III}})^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} \\ &= \sqrt[4]{\frac{7.06}{0.9945^3} \times (1.03 \times 1.103 \times 1.118)^{3.5}} = 2.018\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{\text{II}} = \frac{\varepsilon_{\text{I}}}{Y_{\text{I}}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = \frac{2.018}{1.03^{3.5}} = 1.82$$

$$\varepsilon_{\text{III}} = \frac{\varepsilon_{\text{I}}}{Y_{\text{II}}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = \frac{2.018}{1.103^{3.5}} = 1.43$$

$$\varepsilon_{\text{IV}} = \frac{\varepsilon_{\text{I}}}{Y_{\text{III}}^{\frac{\kappa}{\kappa-1}}} = \frac{2.018}{1.118^{3.5}} = 1.365$$

对于上述段压力比的数值，有可能采用每段一级的形式。为了避免级中出现过高的压力比，以适应各级设计上的合理性，对上述计算压力比作适当的调整，把头上两段高的压力比降低一些，把后面两段低的压力比提高一些。表 7-1 列出了调整后的各段压力比和进出口压力及进口温度。

表 7-1 调整后各段压力比和进出口压力及进口温度

序号	名称	单位	第 I 段	第 II 段	第 III 段	第 IV 段	备注
1	调整前的计算压力比 $\varepsilon_{\text{计算}}$	—	2.018	1.82	1.43	1.365	
2	调整后的压力比 ε	—	1.746	1.684	1.646	1.484	
3	调整后的压力比偏差	—	-13.3%	-7.5%	+11.5%	+8.8%	$< \pm 15\%$
4	段的进口压力 p_j	kgf/cm ²	1.02	1.98 - 0.015 = 1.765	2.97 - 0.015 = 2.955	4.86 - 0.015 = 4.845	
5	段的出口压力 $p_c (= \varepsilon p_j)$	kgf/cm ²	1.78	2.97	4.86	7.20	② × ④
6	冷却器压力损失 δ_p	kgf/cm ²	—	0.015	0.015	0.015	估计选取
7	冷却器压力损失比 $\lambda \left(= \frac{p_c - \delta_p}{p_c} = 1 - \frac{\delta_p}{p_c} \right)$	—	—	0.9916	0.9950	0.9969	平均值 $\lambda = 0.9945$
8	下一段进口压力 $p_j = (p_c - \delta_p)$	kgf/cm ²	—	1.765	2.955	4.845	
9	段的进口温度 $t_j/T_j (= 273 + t_j)$	°C/K	27/300	36/309	46/319	46/319	

3. 各段进口体积流量 q_{Vj} 和多变功 h_{db} 的计算

(1) 各段进口体积流量 q_{Vj} 的计算

$$\text{第一段进口体积流量 } q_{VjI} = \frac{q_m}{\rho_{jI}}$$

其中, 质量流量 $q_m = q_{VB}\rho_B = 27000 \times 1.428 \text{ kg/h} = 38556 \text{ kg/h} = 10.71 \text{ kg/s}$
第一段进口体积流量为

$$q_{VjI} = \frac{10.71}{1.283} = 8.347 \text{ m}^3/\text{s} = 500 \text{ m}^3/\text{min} = 30050 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{气体密度 } \rho_{jI} = \frac{p_{jI}}{RT_{jI}} = \frac{10200}{26.5 \times 300} \text{ kg/m}^3 = 1.283 \text{ kg/m}^3$$

第二段进口体积流量为

$$q_{VjII} = q_{VjI} \frac{p_{jI} T_{jII}}{p_{jII} T_{jI}} = 8.347 \times \frac{1.02 \times 309}{1.765 \times 300} \text{ m}^3/\text{s} = 4.97 \text{ m}^3/\text{s}$$

第三段进口体积流量为

$$q_{VjIII} = q_{VjI} \frac{p_{jI} T_{jIII}}{p_{jIII} T_{jI}} = 8.347 \times \frac{1.02 \times 319}{2.955 \times 300} \text{ m}^3/\text{s} = 3.07 \text{ m}^3/\text{s}$$

第四段进口体积流量为

$$q_{VjIV} = q_{VjI} \frac{p_{jI} T_{jIV}}{p_{jIV} T_{jI}} = 8.347 \times \frac{1.02 \times 319}{4.845 \times 300} \text{ m}^3/\text{s} = 1.87 \text{ m}^3/\text{s}$$

(2) 各段多变功 h_{db} 的计算

$$\text{各段的指数系数为 } \sigma = \eta_{db} \frac{K}{K-1}$$

$$\sigma_I = 0.81 \times 3.5 = 2.835$$

$$\sigma_{II} = 0.81 \times 3.5 = 2.835$$

$$\sigma_{III} = 0.78 \times 3.5 = 2.73$$

$$\sigma_{IV} = 0.77 \times 3.5 = 2.695$$

$$\text{各段的多变功为 } h_{dbi} = \sigma_i RT_{ji} (\varepsilon_i^{\frac{1}{\sigma_i}} - 1)$$

$$\text{第一段 } h_{dbI} = 2.835 \times 26.5 \times 300 \times (1.746^{\frac{1}{2.835}} - 1) \text{ kg} \cdot \text{m/kg} = 4895 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$$

$$\text{第二段 } h_{dbII} = 2.835 \times 26.5 \times 309 \times (1.684^{\frac{1}{2.835}} - 1) \text{ kg} \cdot \text{m/kg} = 4685 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$$

$$\text{第三段 } h_{dbIII} = 2.73 \times 26.5 \times 319 \times (1.646^{\frac{1}{2.73}} - 1) \text{ kg} \cdot \text{m/kg} = 4625 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$$

$$\text{第四段 } h_{dbIV} = 2.695 \times 26.5 \times 319 \times (1.484^{\frac{1}{2.695}} - 1) \text{ kg} \cdot \text{m/kg} = 3610 \text{ kg} \cdot \text{m/kg}$$

4. 各段基本参数的选取及各段级数 X 和圆周速度 u_2 的初步计算

表 7-2 列出了各段基本参数的选取及段的级数 X 和圆周速度 u_2 的初步计算数据。

表 7-2 各段的基本参数、级数 X 和圆周速度 u_2

序号	名称	单位	段数				备注
			I	II	III	IV	
1	叶轮出口安装角 β_{2A}	(°)	48°40'	47°	46°20'	41°	选取
2	流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	—	0.2695	0.2930	0.2840	0.2610	选取
3	叶轮叶片数 z		22	22	22	22	选取
4	$K_z = 1 - \frac{\pi}{z} \sin\beta_{2A}$	—	0.8928	0.8956	0.8967	0.9063	
5	周速系数 $\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \cot\beta_{2A}$	—	0.6558	0.6224	0.6255	0.6062	
6	轮阻及漏气损失系数 $\beta_{阻} + \beta_{漏}$	—	0.0273	0.035	0.055	0.066	选取
7	多变效率 η_{db}	—	0.81	0.81	0.78	0.77	选取
8	水力效率 $\eta_h = \eta_{db} (1 + \beta_{阻} + \beta_{漏})$	—	0.83	0.84	0.825	0.82	
9	能量头系数 $x = \frac{\eta_h \varphi_{2u}}{g}$	—	0.0557	0.0533	0.0526	0.0507	
10	初步选取圆周速度 u_2'	m/s	300	300	280	280	选取
11	段的多变功 h_{db}	kg·m/kg	4895	4685	4625	3610	
12	计算级数 $X' = \frac{h_{db}}{xu_2'^2}$	—	0.9765	0.9766	1.1215	0.9082	
13	圆整后的级数 X	—	1	1	1	1	
14	圆整后的圆周速度 $u_2 = \sqrt{\frac{h_{db}}{xX}}$	m/s	296.5	296.5	296.5	266.8	

5. 压缩机转速 n 的确定及各段相对宽度 b_2/D_2 和平均轴颈比 d_m/D_{2m} 的核算

(1) 第一级叶轮转速的计算

第一级的叶轮采取双进气形式。取第一级叶轮的相对宽度 $b_2/D_2 = 0.0353$ ，阻塞系数 $\tau_2 = 0.9148$ 。

第一级的转速为

$$n = 33.9 \sqrt{\frac{k_{V_2} \tau_2 \varphi_{2r} b_2 / D_2 u_2^3}{0.5 q_{Vj}}}$$

其中， $k_{V_2} = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j}\right)^{\sigma-1}$

$$c_{2r} = u_2 \varphi_{2r} = 296.5 \text{ m/s} \times 0.2695 = 80 \text{ m/s}$$

$$\tan \alpha_2 = \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}} = \frac{0.2695}{0.6558} = 0.411$$

$$\alpha_2 = \arctan \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}} = \arctan 0.411 = 22^\circ 21'$$

$$c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \alpha_2} = \frac{80 \text{ m/s}}{\sin 22^\circ 21'} = 210 \text{ m/s}$$

$$\Delta t_2 = \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_2^2}{2g} \right) = \frac{1}{26.5 \times 3.5} \times \left(\frac{4895}{0.81} - \frac{210^2}{2g} \right) ^\circ\text{C} = 40.9^\circ\text{C}$$

$$k_{V_2} = \left(1 + \frac{40.9}{300} \right)^{2.835-1} = 1.2645$$

可得

$$\begin{aligned} \text{转速 } n &= 33.9 \times \sqrt{\frac{1.2645 \times 0.9148 \times 0.2695 \times 0.0353 \times 296.5^3}{0.5 \times 8.347}} \text{ r/min} \\ &= 8877 \text{ r/min} \end{aligned}$$

(2) 各段各级相对宽度 b_2/D_2 的核算

表 7-3 列出了在转速 $n = 8877 \text{ r/min}$ 时的各级相对宽度 b_2/D_2 的核算。

表 7-3 各级相对宽度 b_2/D_2 的核算

序号	名称	单位	段数				备注
			I	II	III	IV	
1	进口体积流量 q_{Vj}	m^3/s	8.347	4.97	3.07	1.87	
2	叶轮出口阻塞系数 τ_2	—	0.9148	0.9174	0.8931	0.8977	选取
3	圆周速度 u_2	m/s	296.5	296.5	296.5	266.8	
4	流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	—	0.2695	0.2930	0.2840	0.2610	选取
5	$c_{2r} = u_2 \varphi_{2r}$	m/s	80	86.9	84.2	69.65	
6	$\tan \alpha_2 = \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$	—	0.4110	0.4710	0.4540	0.4306	
7	气流方向角 α_2	($^\circ$)	22 $^\circ$ 21'	25 $^\circ$ 13'	24 $^\circ$ 25'	23 $^\circ$ 18'	
8	出口气流速度 $c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin \alpha_2}$	m/s	210	204	204	176.7	
9	$\Delta t_2 = \frac{1}{R \frac{K}{K-1}} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_2^2}{2g} \right)$	$^\circ\text{C}$	40.9	39.6	41.1	33.5	
10	$k_{V_2} = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.2645	1.2475	1.233	1.1845	
11	相对宽度 $\frac{b_2}{D_2} = \frac{q_{Vj}}{k_{V_2} \tau_2 u_2^3 \varphi_{2r}} \left(\frac{n}{33.9} \right)^2$	—	0.0353	0.0392	0.02585	0.0244	第一级采用双进气, 计算结果应除以 2
12	叶轮直径 $D_2 = \frac{60u_2}{\pi n} \times 1000$	mm	638	638	638	574	
13	叶轮叶片厚度 $\delta_{\text{叶片}}$	mm	2.5	2.5	2.5	8	选取
14	叶轮叶片出口计算厚度 δ	mm	2.5	2.5	2.5	5.5	选取
15	叶片槽边宽度 Δ	mm	15/15	15/15	15/15		选取
16	叶轮叶片出口宽度 $b_2 = D_2 \frac{b_2}{D_2}$	mm	22.5	25	16.5	14	
17	阻塞系数 $\tau_2 = 1 - \frac{z\delta \left(1 + \frac{\sum \Delta}{b_2} \right)}{\pi D_2 \sin \beta_{2A}}$	—	0.9148	0.9174	0.8931	0.8977	核算

通过上述核算, 各级相对宽度 b_2/D_2 均能符合要求, 因此取压缩机的转速为 $n = 8877 \text{ r/min}$ 。

(3) 平均轴颈比 d_m/D_{2m} 的核算

压缩机转子采用柔轴结构, 按照转速避开共振区的要求:

$$n_{k_1} < \frac{n}{1.2}; \quad n_{k_1} \geq \frac{n}{3} \sim \frac{n}{2.8}$$

取第一阶临界转速 $n_{k_1} = \frac{n}{2.7} = \frac{8877}{2.7} \text{ r/min} = 3290 \text{ r/min}$, 则

$$\begin{aligned} \text{转子平均轴径为 } d_m &= K_d(X+2.3)D_{2m} \sqrt{\frac{n_{k_1}}{1000}} = 0.023 \times (4+2.3) \times 0.6216 \times \sqrt{\frac{3290}{1000}} \text{ m} \\ &= 0.1635 \text{ m} \end{aligned}$$

$$\text{平均轴径比为 } \frac{d_m}{D_{2m}} = \frac{0.1635}{0.6216} = 0.263 < 0.3$$

6. 逐级计算

表 7-4 列出了压缩机的逐级详细计算。

表 7-4 压缩机的逐级详细计算

序号	名称	单位	级数				备注
			I	II	III	IV	
1	叶轮进口阻塞系数 τ_1	—	0.8405	0.8494	0.8108	0.7483	选取
2	速度比 $K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$	—	1.38	1.165	1.422	1.6	选取
3	速度比 $K_c = \frac{c_1}{c_0} = \frac{K'_c}{\tau_1}$	—	1.64	1.377	1.755	2.135	
4	轴径比 $K_d = \frac{d}{D_0}$	—	0.5725	0.5515	0.594	0.621	选取
5	轮径比 $K_D = \frac{D_1}{D_0}$	—	1.076	1.095	1.084	1.065	选取
6	叶轮进口比容比 k_{V_0}	—	0.9821	0.9802	0.9894	0.995	选取
7	$D_{0(w_1 \text{ 最小})} =$ $3250 \sqrt[3]{\frac{q_{Vj} K_c}{n(1-K_d^2) K_D k_{V_0}}}$	mm	333	328	311	289	
8	进口直径 $D_0 \approx (1-1.06) D_{0(w_1 \text{ 最小})}$	mm	332	345	320	306	选取
9	叶片进口直径 $D_1 = D_0 K_D$	mm	357	378	346.5	326	
10	轮径比 $\lambda = \frac{D_1}{D_2}$	—	0.561	0.593	0.544	0.568	
11	轮毂直径 $d = D_0 K_d$	mm	190	190	190	190	
12	叶轮进口面积 $F_0 = \frac{\pi}{4} (D_0^2 - d^2)$	m ²	—	0.06513	0.05207	0.04519	
	$F_0 = \frac{\pi}{2} (D_0^2 - d^2)$	m ²	0.11644	—	—	—	第一级 为双进气

(续)

序号	名称	单位	级数				备注
			I	II	III	IV	
13	进口速度 $c_0 = \frac{qv_j}{k_{v0} F_0}$	m/s	73	77.9	59.6	41.6	
14	$\Delta t_0 = -\frac{c_0^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$	℃	-2.93	-3.33	-1.95	-0.95	
15	$k_{v0} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta t_0}{T_j}$	—	0.9821	0.9802	0.9894	0.995	核算
16	叶片进口速度 $c_1 = K_c c_0$	m/s	119.8	106.9	104.6	88.8	
17	$\Delta t_1 = -\frac{c_1^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$	℃	-7.86	-6.28	-6.01	-4.33	
18	$k_{v1} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta t_1}{T_j}$	—	0.9519	0.9627	0.9674	0.977	
19	叶片进口宽度 $b_1 = \frac{qv_j}{k_{v1} c_1 \pi D_1 \tau_1}$	mm	38.9	47.9	34.4	28.1	
20	叶片厚度 $\delta_{\text{叶片}}$	mm	2.5	2.5	2.8	8	
21	叶片进口计算厚度 δ	mm	2.5	2.5	2.5	5.5	
22	叶片槽边宽度 Δ	mm	15/15	15/15	15/115		
23	进口阻塞系数 $\tau_1 = 1 - \frac{z\delta \left(1 + \frac{2\Delta}{b_1}\right)}{\pi D_1 \sin\beta_{1A}}$	—	0.8405	0.8494	0.8108	0.7483	核算
24	$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$	m/s	165.7	175.7	161.1	151.5	$n = 8877 \text{ r/min}$
25	$\tan\beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$	—	0.723	0.609	0.649	0.586	
26	$\beta_1 = \arctan \frac{c_1}{u_1}$	(°)	35°52'	31°	32°59'	30°22'	
27	叶轮叶片进口安装角 β_{1A}	(°)	33°	30°	30°	23°	选取
28	冲角 $i = \beta_{1A} - \beta_1$	(°)	-2°52'	-18°	-2°59'	-2°22'	选取
29	相对速度比值 $\frac{w_1}{w_2} = \frac{c_1 \sin\beta_{2A}}{c_{2r} \sin\beta_{1A}}$	—	2.06	1.8	1.795	1.72	2~2.2
30	叶片圆弧曲率半径 $R_K = \frac{1 - (D_1/D_2)^2}{4(\cos\beta_{2A} - D_1/D_2 \cos\beta_{1A})} D_2$	mm	573	613	511	384	
31	叶片圆弧圆心半径 $R_0 = \sqrt{R(R - D_2 \cos\beta_{2A}) + (D_2/2)^2}$	mm	434.5	459	371	252	
32	轮盖斜度 $\theta = \arctan \frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1}$	(°)	—	10°	7°	6°30'	
	$\theta = \arctan \left[\frac{2(b_1 - b_2)}{D_2 - D_1} - \tan\theta_{\text{轴盘}} \right]$	(°)	9°7'	—	—	—	第一级为双进气

(续)

序号	名称	单位	级数				备注
			I	II	III	IV	
33	$\Delta t_2 = \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_2^2}{2g} \right)$	℃	40.9	39.6	41.1	33.5	见表 7-3
34	$t_2 = t_j + \Delta t_2$	℃	67.9	75.6	87.1	79.5	
35	$\varepsilon_2 = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j} \right)^\sigma$	—	1.4365	1.407	1.392	1.309	
36	$p_2 = \varepsilon_2 p_j$	kgf/cm ²	1.465	2.485	4.11	6.34	
37	无叶扩压器进口直径 D_3	mm	675	675	675	612	选取
38	无叶扩压器出口直径 D_4	mm	864	870	875	792	选取
39	扩压器宽度 $b_3 = b_4$	mm	46	26	18	15	选取
40	扩压器出口面积 $F_4 = \pi D_4 b_4$	m ²	0.125	0.0711	0.04948	0.0373	
41	压缩机各段进口流速 c_j	m/s	14.2	13.1	16.2	9.86	选取
42	压缩机各段出口流速 $c_5 = c_e$	m/s	4.8	6.07	3.83	11.6	选取
43	扩压器出口比容比 k_{v4}	—	1.371	1.345	1.328	1.25	选取
44	气流方向角 $\alpha_4 \approx \alpha_2$	(°)	22°21'	25°13'	24°25'	23°18'	
45	$c_4 = \frac{q_{Vj}}{k_{v4} F_4 \sin \alpha_4}$	m/s	128	122.1	113.2	101.4	
46	$\Delta t_4 = \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_4^2}{2g} \right)$	℃	56.2	54.14	56.85	44.9	
47	$t_4 = t_j + \Delta t_4$	℃	83.2	90.14	102.85	90.9	
48	扩压器出口比容比 $k_{v4} = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.371	1.345	1.328	1.25	核算
49	$\varepsilon_4 = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^\sigma$	—	1.627	1.58	1.564	1.426	
50	$p_4 = \varepsilon_4 p_j$	kgf/cm ²	1.658	2.79	4.62	6.90	
51	$\Delta t_5 = \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_5^2}{2g} \right)$	℃	65.18	62.38	63.9	50.5	
52	$t_5 = t_j + \Delta t_5$	℃	92.2	98.4	109.9	96.5	
53	$k_{v5} = \left(1 + \frac{\Delta t_5}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.434	1.401	1.371	1.283	
54	各段进口面积 $F_s = \frac{q_{Vj}}{c_j}$	m ²	0.588	0.3795	0.1898	0.1898	
55	各段出口面积 $F_s = \frac{q_{Vj}}{k_{v5} c_5}$	m ²	1.216	0.584	0.584	0.1257	
56	$\varepsilon_5 = \left(1 + \frac{\Delta t_5}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.746	1.684	1.684	1.484	

(续)

序号	名称	单位	级数				备注
			I	II	III	IV	
57	$p_s = \varepsilon_s p_j$	kgf/cm ²	1.78	2.97	4.86	7.2	
58	压缩机总压力比 $\varepsilon_{机} = \frac{p_{sII}}{p_{jI}} = 7.06$	—	$\varepsilon_{机} = 7.2/1.02 = 7.06$				
59	内功率 $P_{内i} = \frac{q_m}{g} \frac{u_2^2}{102} \varphi_{2u} (1 + \beta_{漏} + \beta_{阻})$	kW	634	607	622	494	
60	压缩机总内功率 $P_{内} = \sum P_{内i} = 2357$	kW	—	—	—	—	
61	轴功率 $P_{轴} = \frac{P_{内}}{\eta_{机械}} = \frac{2357}{0.98} = 2400$	kW	—	—	—	—	
62	等温功率 $P_{dw} = \frac{q_m}{102} RT_j \ln \varepsilon_{机} = 1633$	kW	—	—	—	—	
63	等温效率 $\eta_{dw} = \frac{P_{dw}}{P_{内}} = \frac{1633}{2357} = 0.694$	—	—	—	—	—	

7.6 离心压缩机的相似模化设计计算

离心压缩机的设计工作，除了采用选效率法计算外，还常常采用相似模化计算方法进行设计。这种设计方法是把那些经过实际运行，工作情况比较好，而压力比又相同（或接近）的压缩机作为母型压缩机，采用相似模化的方法，在几何尺寸上按比例地放大或缩小，来满足所需要设计的压缩机流量。DA500-41型低压氧压机及DA200-61型离心空气压缩机以DA350-61型离心空气压缩机作为母型压缩机，按一定的比例缩小而得。这种按母型压缩机放大或缩小而设计出来的压缩机称为派生压缩机。对于母型压缩机，这里将以符号“/”表示。

1. 相似模化的基本原理

要做到两台压缩机的流动相似，应满足下列基本条件。

(1) 几何尺寸相似 压缩机气体流通部分的几何形状应保持完全相似，严格地说，还应保持表面粗糙度的相似。

(2) 流动速度的大小及方向相似 母型压缩机任意位置上的气流速度 c' 与派生压缩机对应点上的气流速度 c 的比值 c'/c 应保持相等，并与两者叶轮的圆周速度的比值 u'_2/u_2 相同；其气流方向角则应彼此相同。

例如应保持叶轮的速度三角形相似，气流的径向分速度的比值和周向分速度的比值等都相同。

$$c'_{2r}/c_{2r} = \frac{c'_{2u}}{c_{2u}} = \frac{c'}{c} = \frac{u'_2}{u_2}$$

即流量系数 $\varphi'_{2r} = \varphi_{2r}$ ，周速系数 $\varphi'_{2u} = \varphi_{2u}$ 。

$$\varphi'_{2r} = \frac{c'_{2r}}{u'_2} = \frac{c_{2r}}{u_2} = \varphi_{2r}$$

$$\varphi'_{2u} = \frac{c'_{2u}}{u'_2} = \frac{c_{2u}}{u_2} = \varphi_{2u} \quad (7-14)$$

(3) 压缩性判别数马赫数 Ma 相同 马赫数 Ma 是表示气体在流动过程中的压缩性，对于高速气流在几何相似的压缩机流道中的流动，必须保持各对应点的马赫数 Ma 相同。按照上一条相似的条件，任意点的速度比值与叶轮圆周速度比值相等，即 $\frac{c'}{c} = \frac{u'_2}{u_2}$ ，因此一般可以用 Ma_{u_2} 的相同来代表压缩机的气流马赫数 Ma 的相同。

$$Ma'_{u_2} = \frac{u'_2}{\sqrt{Kg'R'T'_j}} = \frac{u_2}{\sqrt{KgRT_j}} = Ma_{u_2} \quad (7-15)$$

(4) 气体等熵指数 K 相等 气体等熵指数 K 对于压缩过程中的比体积变化有直接影响，气体在理想绝热压缩过程中，其比体积 V 和压力 p 之间的关系为

$$pV^K = \text{定值} \quad V = \frac{\text{定值}}{p^{\frac{1}{K}}}$$

可见，在相同的压力变化下，如果气体的等熵指数 K 不同，则会引起气体比体积的不同变化。因此，保持气体等熵指数 K 的相等也是相似模化的一个条件。

现在可以把压缩机进行相似模化的基本条件归纳为如下几点。

- 1) 几何尺寸相似。
- 2) 气流的方向角及速度比值相同。

$$3) \text{ 马赫数 } Ma \text{ 相同, } Ma'_{u_2} = \frac{u'_2}{\sqrt{K'g'R'T'_j}} = \frac{u_2}{\sqrt{KgRT_j}} = Ma_{u_2}。$$

- 4) 等熵指数 K 相等, $K' = K$ 。

当满足上述四项相似条件后，派生压缩机和母型压缩机之间将具有相似的流动状态，即具有相同的级效率 η_{db} 和相同的指数系数 σ 等。

2. 派生压缩机与母型压缩机参数之间的关系

- (1) 模化尺寸的比例常数 i

$$i = \frac{D_2}{D'_2} = \sqrt{\frac{F_j}{F'_j}} = \sqrt{\frac{q_{vj}c'_j}{q'_{vj}c_j}} = \sqrt{\frac{q_{vj}}{q'_{vj}}} \sqrt{\frac{R'T'_j}{RT_j}} \quad (7-16)$$

- (2) 派生压缩机的流量 q_{vj}

$$\begin{cases} q_{Vj} = F_j c_j = i^2 F'_j c'_j \frac{c_j}{c'_j} = i^2 q'_{Vj} \frac{u_2}{u'_2} \\ q_{Vj} = i^2 q'_{Vj} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} \end{cases} \quad (7-17)$$

式中 i ——模化尺寸的比例常数, $i = \frac{D_2}{D'_2}$;

F_j ——进口截面积;

c_j ——进口截面上的气流速度;

q_{Vj} ——进口截面的体积流量。

(3) 派生压缩机的转速 n 及其圆周速度 u_2

按照

$$\frac{\pi D_2 n}{\pi D'_2 n'} = \frac{u_2}{u'_2} = \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}}$$

可得

$$n = n' \frac{D'_2}{D_2} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} = \frac{n'}{i} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} \quad (7-18)$$

$$u_2 = u'_2 i \frac{n}{n'} = u'_2 \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} = \frac{\pi D_2 n}{60} \quad (7-19)$$

(4) 派生压缩机的压力比 ε

按照实际功

$$h_{\text{实}} = \frac{K}{K-1} RT_j (\varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1)$$

$$h'_{\text{实}} = \frac{K}{K-1} R'T'_j (\varepsilon'^{\frac{m'}{m'-1}} - 1)$$

可得

$$\frac{\varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1}{\varepsilon'^{\frac{m'}{m'-1}} - 1} = \frac{h_{\text{实}}}{h'_{\text{实}}} = \frac{RT_j}{R'T'_j}$$

而

$$\frac{h'_{\text{实}}}{h_{\text{实}}} = \frac{u_2'^2}{u_2^2} = \frac{u_2'}{\sqrt{KgRT_j}} = \frac{u_2'}{\sqrt{Kg'R'T'_j}}$$

$$\frac{\varepsilon^{\frac{m}{m-1}} - 1}{\varepsilon'^{\frac{m'}{m'-1}} - 1} = \frac{RT_j}{R'T'_j} = 1 \quad (7-20)$$

其中, $m = m'$, 因此, 可得 $\varepsilon = \varepsilon'$ 。

相似模化所得的派生压缩机, 其压力比 ε 与母型压缩机压力比 ε' 相同。

(5) 派生压缩机内功率 $P_{\text{内}}$

$$\begin{cases} P_{\text{内}} = \frac{q_m \sum h_{\text{实}}}{102} = \frac{q_{Vj} \rho_j \sum h_{\text{实}}}{102} = P'_{\text{内}} \frac{q_{Vj} \rho_j \sum h_{\text{实}}}{q'_{Vj} \rho'_j \sum h'_{\text{实}}} \\ P_{\text{内}} = P'_{\text{内}} i^2 \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} \cdot \frac{p_j R'_j T'_j}{p'_j R_j T_j} \cdot \frac{u_2^2}{u_2'^2} \\ P_{\text{内}} = P'_{\text{内}} i^2 \frac{p_j}{p'_j} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} \end{cases} \quad (7-21)$$

(6) 派生压缩机的中间进气温度的确定 对于带有中间冷却器的分段压缩机来说, 在模化设计时, 除了满足第一段压缩机的相似外, 还必须同时满足以后各段的相似。这时, 对于派生压缩机的以后各段的进气温度 $T_{j\text{II}}$ 、 $T_{j\text{III}}$ 等可用式 (7-22) 计算:

$$\begin{aligned} T_{j\text{II}} &= T'_{j\text{II}} \frac{T_{j\text{I}}}{T'_{j\text{I}}} \\ T_{j\text{III}} &= T'_{j\text{III}} \frac{T_{j\text{I}}}{T'_{j\text{I}}} \\ T_{ji} &= T'_{ji} \frac{T_{j\text{I}}}{T'_{j\text{I}}} \end{aligned} \quad (7-22)$$

式中 $T'_{j\text{I}}$ 、 $T_{j\text{I}}$ ——压缩机第一段进气温度(K);

$T'_{j\text{II}}$ 、 $T_{j\text{II}}$ ——压缩机第二段进气温度(K);

$T'_{j\text{III}}$ 、 $T_{j\text{III}}$ ——压缩机第三段进气温度(K);

T'_{ji} 、 T_{ji} ——压缩机任意段进气温度(K)。

现在可以把派生压缩机与母型压缩机的关系归纳为

$$\text{模化比例常数} \quad i = \sqrt{\frac{q_{Vj}}{q'_{Vj}}} \sqrt{\frac{R'T'_j}{RT_j}}$$

$$\text{流量} \quad q_{Vj} = i^2 q'_{Vj} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}}$$

$$\text{转速} \quad n = \frac{n'}{i} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}}$$

$$\text{圆周速度} \quad u_2 = u'_2 \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}}$$

$$\text{压力比} \quad \varepsilon = \varepsilon'$$

$$\text{内功率} \quad P_{\text{内}} = P'_{\text{内}} i^2 \frac{p_j}{p'_j} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}}$$

$$\text{中间进气温度} \quad T_{ji} = T'_{ji} \frac{T_{j\text{I}}}{T'_{j\text{I}}}$$

其中, 带有符号“'”者, 都表示为母型压缩机的参数, 不带符号者为派生压缩机的参数。

这种模化设计方法，除了用于模化整台压缩机外，也可以按照所需要的压缩机级或段进行模化，以及采用不同压缩机上的级和段用到同一个所要设计的压缩机上来。

应该指出，这种相似模化的方法不仅适用于新产品的的设计，而且也应用于离心压缩机的模型试验研究工作，可以把所要研究的压缩机级、段或压缩机进行几何尺寸成比例地缩小，做成模型，在模型试验台上进行试验研究，然后把模型试验的研究结果应用到产品设计中去。

[例题 7-2] DA200-61 型离心压缩机模化设计。

设计任务：压送气体，空气；出口压力 $p_c = 6.23 \text{ kgf/cm}^2$ ；进气流量 $q_{Vj} = 211 \text{ m}^3/\text{min}$ ；压力比 $\varepsilon = 7.58$ ；进气压力 $p_j = 0.9 \text{ kgf/cm}^2$ ；气体常数 $R = 29.4$ ；进气温度 $t_{jI} = 25^\circ\text{C}$ ；等熵指数 $K = 1.4$ 。

采用 DA350-61 型空气压缩机作为母型压缩机，压送气体，空气，转速 $n = 8600 \text{ r/min}$ ，进口流量 $q_{Vj} = 370 \text{ m}^3/\text{min}$ ，第三级叶轮直径 $D_2 = 630 \text{ mm}$ ，进口温度 $t_{jI} = 20^\circ\text{C}$ ， $t_{jII} = t_{jIII} = 32^\circ\text{C}$ ，第三级叶轮圆周速度 $u_2 = 283 \text{ m/s}$ ，进气压力 $p_j = 0.97 \text{ kgf/cm}^2$ ，压缩机内功率 $P_{内} = 1750 \text{ kW}$ ，出口压力 $p_c = 7.35 \text{ kgf/cm}^2$ ，气体常数 $R = 29.4$ ，压力比 $\varepsilon = 7.58$ ，等熵指数 $K = 1.4$ 。

解 模化计算：

$$\text{比例常数} \quad i = \sqrt{\frac{q_{Vj}}{q'_{Vj}}} \sqrt{\frac{R'T'_j}{RT_j}} = \sqrt{\frac{211}{370}} \times \sqrt{\frac{29.4 \times 293}{29.4 \times 298}} = 0.752$$

机器通流部分的尺寸，均按此比例缩小到 0.752 倍。

$$\text{第三级叶轮外径} \quad D_2 = iD'_2 = 0.752 \times 630 \text{ mm} = 474 \text{ mm}$$

$$\text{压缩机转速} \quad n = \frac{n'}{i} \sqrt{\frac{RT_j}{R'T'_j}} = \frac{8600}{0.752} \times \sqrt{\frac{29.4 \times 298}{29.4 \times 293}} \text{ r/min} = 11539 \text{ r/min}$$

$$\text{第三级叶轮圆周速度} \quad u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60} = \frac{\pi \times 0.474 \times 11539}{60} \text{ m/s} = 286.4 \text{ m/s}$$

$$\text{第二段进气温度} \quad T_{jII} = T'_{jII} \frac{T_{jI}}{T'_{jI}} = 305 \times \frac{298}{293} \text{ K} = 310 \text{ K} (= 37^\circ\text{C})$$

$$\text{第三段进气温度} \quad T_{jIII} = T'_{jIII} \frac{T_{jI}}{T'_{jI}} = 305 \times \frac{298}{293} \text{ K} = 310 \text{ K} (= 37^\circ\text{C})$$

$$\begin{aligned} \text{压缩机内功率} \quad P_{内} &= P'_{内} i^2 \frac{p_j}{p'_j} \sqrt{\frac{RT_{jI}}{R'T'_{jI}}} = 1750 \text{ kW} \times 0.752^2 \times \frac{0.9}{0.97} \times \sqrt{\frac{29.4 \times 298}{29.4 \times 293}} \\ &= 927 \text{ kW} \end{aligned}$$

第 8 章 离心压缩机的性能试验与换算

离心压缩机的性能试验是对所生产的压缩机进行质量鉴定的一个必不可少的环节。

离心压缩机在设计、制造上的不断改进，也都是从压缩机的制造、试验和运转中的“直接经验”不断总结出来的。因此，离心压缩机的性能试验，也是对压缩机不断地进行改进的一项很重要的工作。

8.1 离心压缩机气体动力性能试验

通过离心压缩机的气体动力性能试验主要可获得压缩机的压力—流量、功率—流量和效率—流量等性能曲线。图 8-1 所示为多段压缩机试验过程中的测量装置概况。在测量装置中，将对下列七个方面参数进行测量。

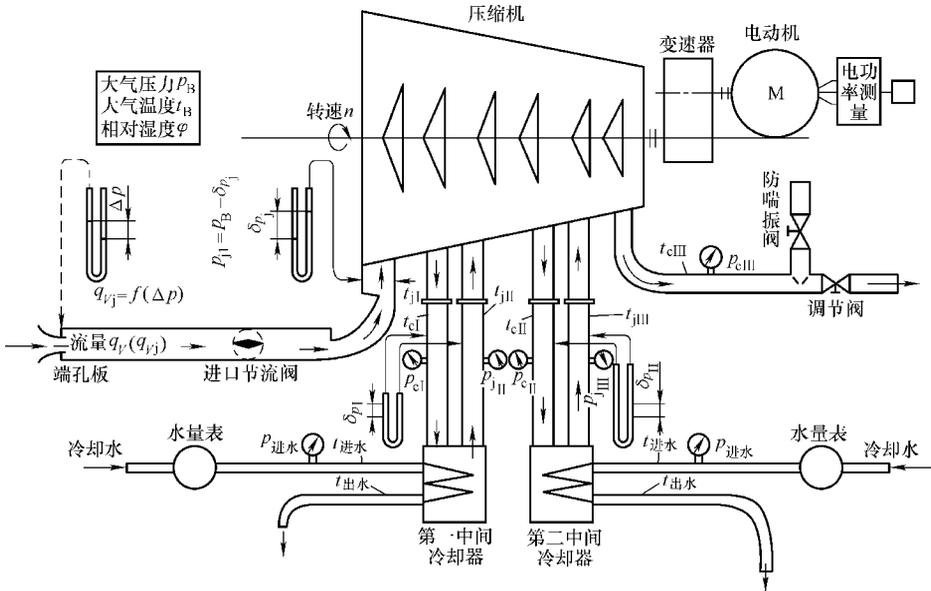


图 8-1 多段压缩机试验装置简图

- 1) 压缩机气体流量 q_m (kgf/s) 或 q_{Vj} (m^3/s)。
- 2) 压缩机各段进出口气体压力 p_{ji} 、 p_{ci} 。
- 3) 压缩机各段进出口气体温度 t_{ji} 、 t_{ci} 。
- 4) 压缩机转速 n 。
- 5) 试验时的大气状态 (大气压力 p_B)、相对湿度 φ 和大气温度 t_B 。

6) 电动机的功率 $P_{电}$ 。

7) 各段中间冷却器的气体流动阻力损失 δ_p 、冷却水量 $q_{水}$ 、进出口水温 ($t_{进水}$ 、 $t_{出水}$) 和进口水压 $p_{进水}$ 。

此外, 在进行压缩机的气体动力性能试验的同时还要测量机器的振动、轴承油温、油压及噪声强度等。

1. 气体流量的测量与计算

气体流量是压缩机性能试验测量中的一项重要参数。气体流量的大小, 在离心压缩机装置中一般采用如图 8-2 所示的孔板流量测量装置。其中图 8-2a 所示为将孔板设置在吸气管道的进气端, 称为端孔板流量测量装置。图 8-2b 所示为设置在压缩机后的输气管道中的孔板, 称为管内孔板流量测量装置。孔板流量测量装置是利用气流通过节流孔板后的速度增高, 所引起的孔板前后压力差 Δp 来测量流量。随着流量越大, 压力差 Δp 也就越高。流量大小可按下列关系式进行计算:

$$q_m = 3.48 \alpha e d^2 \sqrt{\rho_{前} \Delta p} \quad (8-1)$$

式中 α ——流量系数;

e ——可压缩性修正值;

d ——孔板的孔径 (m);

$\rho_{前}$ ——孔板前的气体密度 (kg/m^3), $\rho_{前} = \frac{P_{前}}{RT_{前}}$;

Δp ——孔板前后的压力差 (mmH_2O 或 kgf/m^2)。

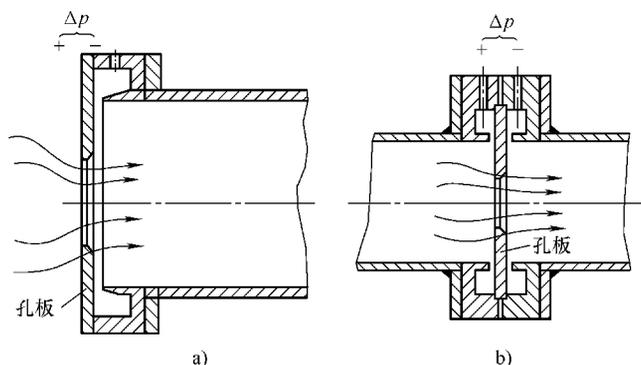


图 8-2 孔板流量测量装置简图

a) 端孔板 b) 管内孔板

(1) 端孔板流量测量装置 在离心压缩机性能试验中, 端孔板广泛地用于测量压缩机的进口流量, 这种测量装置的显著优点是端孔板前的气体状态参数 $\rho_{前} = \rho_{大气}$ 等不受压缩机试验时工况变化的影响。因此, 它在试验工况变化后, 可以比较迅速而稳定地测量出压缩机流量的大小。此外, 它还具有结构简单、测量方便的特点。端孔板的流量系数 α 为

$$\alpha = \alpha_0 \beta_{Re} \beta_{边}$$

式中 α_0 ——端孔板的原始流量系数, α_0 可表示为

$$\alpha_0 = 0.6169 - 0.02846 \sqrt{D} \approx 0.6$$

D ——管道内径 (m);

β_{Re} 、 $\beta_{边}$ ——流动判别数修正值及进口边缘尖锐度的修正值。若管道流动判别数

$Re > 55000$ 及管道内径 $D \geq 0.25\text{m}$, 则 $\beta_{Re} = \beta_{边} = 1$ 。

这里所讨论的管道流动判别数 Re 可表示为

$$Re = \frac{Dc}{f} = \frac{D\rho c}{g\mu} = \frac{D\rho \left(\frac{q_m}{60\rho} \right)}{g\mu \left(\frac{\pi D^2}{4} \right)} = \frac{130200q_m}{10^6\mu D} \quad (8-2)$$

其中, 动力黏度 (通称为黏度) $10^6\mu$ 可从图 6-5 查取。管道流动判别数 $Re > 55000$ 的情况, 就相当于在管道内径 $D = 0.25\text{m}$ 、空气温度为 25°C 的空气质量流量 $q_m > 0.2\text{kg/s}$ 时的情况。

关于端孔板的孔径比 $\frac{d}{D}$ 应不大于 $0.85 \sim 0.9$, 否则会引起流量系数 α 值的不稳定。

端孔板的可压缩性修正值 e 可表示为

$$e = 1 - \frac{0.436}{K} \frac{\Delta p}{p_{前}} \quad (8-3)$$

在气体等熵指数 $K = 1.4$ 时, 可表示为

$$e = 1 - 0.312 \frac{\Delta p}{p_{前}} \quad (8-4)$$

(2) 管内孔板流量测量装置 管内孔板是用于测量各种流体 (气体、液体) 流量的一种应用非常广泛的流量测量装置。在离心压缩机装置中, 这种管内孔板一般是设置在压缩机后, 输往空气装置的输气管道中, 用以测量压缩机运转时输往空分装置的实际流量 $q_{m实}$ 。这种测量方法的研究工作做得比较完整, 它可以在比较大的流量变化范围内进行测量工作。

管内孔板的流量系数 α 可表示为

$$\alpha = \alpha_0 \beta_{Re} \beta_{粗} \beta_{边}$$

式中 α_0 ——管内孔板的原始流量系数, 如图 8-3 和表 8-1 所示, 可按孔径比 $\frac{d}{D}$ 的大小查取 (D 为管道内径, d 为孔板的孔径);

β_{Re} ——流量判别数修正值, 图 8-4 所示为不同孔径比 $\frac{d}{D}$ 时的临界流动判别数

$Re_{临界}$; 在一般情况下, 管道流动判别数 $Re = \frac{130200q_m}{10^6\mu D} \geq Re_{临界}$, 这时 $\beta_{Re} =$

1; 如果 $Re = \frac{130200q_m}{10^6\mu D} < Re_{临界}$, 则可按图 8-5 查取不同孔径比 $\frac{d}{D}$ 和 Re 数时的流动判别数修正值 β_{Re} ;

$\beta_{\text{粗}}$ ——管壁粗糙度影响的修正值，在管径 $D > 0.3\text{m}$ 的情况下， $\beta_{\text{粗}} = 1$ ，当管径 $D < 0.3\text{m}$ 时， $\beta_{\text{粗}}$ 值可以从图 8-6 查取；

$\beta_{\text{边}}$ ——孔板的进口边缘的尖锐度修正值，在管径 $D \geq 0.3\text{m}$ 时，可认为 $\beta_{\text{边}} = 1$ ，对于管径 $D \leq 0.3\text{m}$ 时，可按图 8-7 查取。

在管内孔板设计时，孔板比 $\frac{d}{D}$ 应不超过 0.8，否则容易引起流量系数 α 的不稳定。

管内孔板的可压缩性修正值 e 可表示为

$$e = 1 - \frac{1}{K} \left[0.436 + 0.36 \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \frac{\Delta p}{p_{\text{前}}} \quad (8-5)$$

式中 K ——气体等熵指数。

当 $K = 1.4$ 时可表示为

$$e = 1 - \left[0.312 + 0.25 \left(\frac{d}{D} \right)^4 \right] \frac{\Delta p}{p_{\text{前}}} \quad (8-6)$$

e 值还有其他经验公式，如（日本）公式为

$$\begin{cases} \text{对环室取压} & e = 1 - (0.3707 + 0.3184\beta^4) \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{K}} \right]^{0.935} \\ \text{对角接取压} & e = 1 - (0.41 + 0.35\beta^4) \frac{\Delta p}{p_1} \cdot \frac{1}{K} \end{cases}$$

其中， $\beta = \frac{d}{D}$ ； p_2 为孔板后压力； p_1 为孔板前压力。

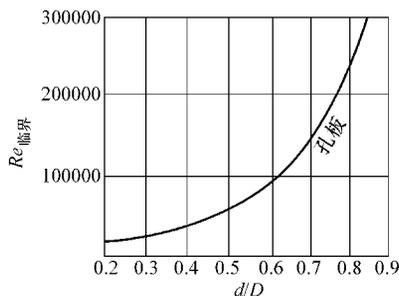


图 8-4 管内孔板的临界流动判别数 $Re_{\text{临界}}$

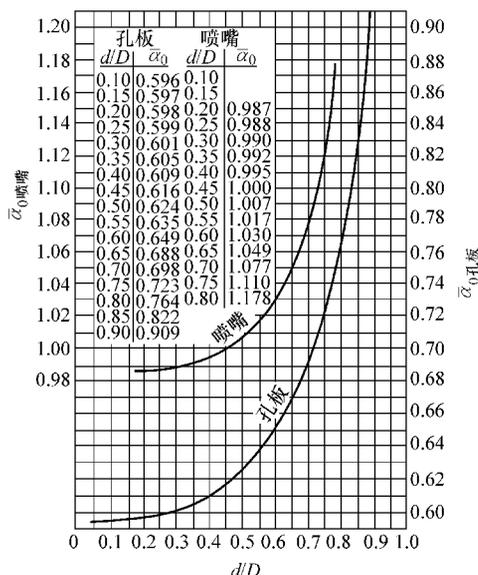


图 8-3 管内孔板的原始流量系数 α_0

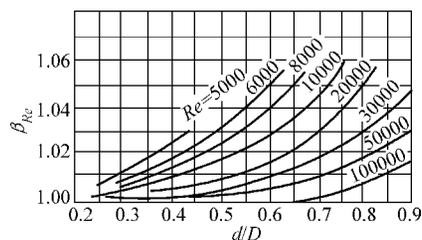
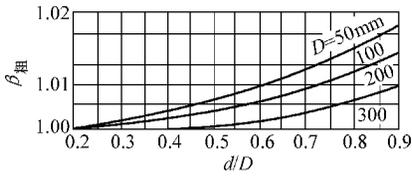
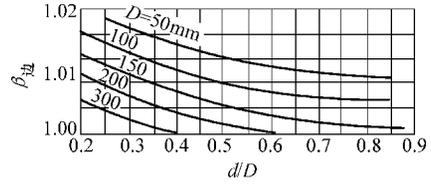


图 8-5 管内孔板的流动判别数修正值 β_{Re}

图 8-6 管内孔板管壁粗糙度修正值 $\beta_{粗}$ 图 8-7 管内孔板进口边缘尖锐度修正值 $\beta_{边}$

(3) 孔板孔径 d 的计算 在进行孔板孔径 d 的计算时, 应预先知道管道内径 D (m), 质量流量 q_m (kg/s), 孔板前的气流压力 $p_{前}$ (kgf/m²), 孔板前的气流温度 $t_{前}$, 孔板前的气流密度 $\rho_{前} = \frac{p_{前}}{RT_{前}}$ (kg/m³) 和预先估计的孔板前后压力差 Δp (Pa)。为了保证流量测量的精确性, 在设计流量时孔板压力差 Δp 一般可取为 $\Delta p = 2500 \sim 5000$ Pa, 在孔板孔径比 $\frac{d}{D}$ 允许的条件下, 压力差 Δp 可选用其中较小值, 以减少气流流过测量装置的流动阻力损失。

表 8-1 管内孔板的原始流量系数 (α_0)

α_0	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	
0.590	—	—	—	—	$\leq d/D \leq$		0	0.173	0.217	0.247	0.270
0.600	0.270	0.289	0.306	0.322	0.336	0.349	0.361	0.372	0.382	0.392	0.402
0.610	0.402	0.4103	0.4186	0.4266	0.4342	0.4414	0.4483	0.4549	0.4615	0.4678	0.4740
0.620	0.4740	0.4800	0.4858	0.4915	0.4970	0.5023	0.5075	0.5126	0.5176	0.5224	0.5271
0.630	0.5271	0.5317	0.5362	0.5406	0.5449	0.5491	0.5532	0.5572	0.5611	0.5649	0.5686
0.640	0.5686	0.5722	0.5758	0.5793	0.5827	0.5860	0.5892	0.5924	0.5955	0.5985	0.6016
0.650	0.6016	0.6046	0.6075	0.6104	0.6132	0.6159	0.6187	0.6214	0.6241	0.6280	0.6294
0.660	0.6294	0.6319	0.6344	0.6370	0.6395	0.6419	0.6444	0.6468	0.6492	0.6515	0.6539
0.670	0.6539	0.6562	0.6585	0.6607	0.6629	0.6651	0.6672	0.6694	0.6715	0.6736	0.6757
0.680	0.6757	0.6777	0.6798	0.6818	0.6838	0.6857	0.6877	0.6896	0.6915	0.6935	0.6954
0.690	0.6954	0.6972	0.6990	0.7009	0.7027	0.7054	0.7062	0.7080	0.7094	0.7114	0.7131
0.700	0.7131	0.7148	0.7165	0.7182	0.7198	0.7215	0.7232	0.7248	0.7264	0.7280	0.7296
0.710	0.7296	0.7312	0.7328	0.7343	0.7359	0.7374	0.7389	0.7404	0.7419	0.7433	0.7448
0.720	0.7448	0.7463	0.7478	0.7492	0.7507	0.7521	0.7535	0.7549	0.7562	0.7576	0.7589
0.730	0.7589	0.7603	0.7616	0.7629	0.7643	0.7656	0.7669	0.7682	0.7695	0.7708	0.7721
0.740	0.7721	0.7733	0.7746	0.7758	0.7771	0.7783	0.7795	0.7804	0.7819	0.7831	0.7842
0.750	0.7842	0.7854	0.7865	0.7877	0.7888	0.7900	0.7911	0.7922	0.7932	0.7943	0.7953
0.760	0.7953	0.7964	0.7975	0.7985	0.7996	0.8006	0.8017	0.8027	0.8037	0.8047	0.8056
0.770	0.8056	0.8066	0.8076	0.8086	0.8095	0.8105	0.8114	0.8124	0.8133	0.8142	0.8152
0.780	0.8152	0.8161	0.8170	0.8179	0.8187	0.8196	0.8204	0.8213	0.8221	0.8230	0.8238
0.790	0.8238	0.8246	0.8254	0.8263	0.8271	0.8279	0.8286	0.8294	0.8302	0.8309	0.8317
0.800	0.8317	0.8325	0.8332	0.8340	0.8347	0.8355	0.8362	0.8369	0.8377	0.8384	0.8391

注: 如给出 $D=0.254$ m, $d=0.1432$ m, $\frac{d}{D}=0.5638$ 。按表可得 $0.5611 < \frac{d}{D} < 0.5649$, 因此 $\alpha_0=0.638$ 。

1) 端孔板孔径 d 的计算。当管道流动判别数 $Re = \frac{130200q_m}{10^6\mu D} > 55000$ 及管道内径 $D \geq 0.25\text{m}$ 时, 端孔板的流量系数 $\alpha = \alpha_0 \approx 0.6$, 流量 q_m (kg/s) 可表示为

$$q_m = 2.087ed^2 \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p} \quad (8-7)$$

按照式 (8-7) 可以推导得出端孔板的孔径 d (m) 为

$$d = \sqrt{\frac{q_m}{2.087e \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p}}} \quad (8-8)$$

其中, 可压缩性修正值 $e = 1 - 0.312 \frac{\Delta p}{p_{\text{前}}}$ ($K = 1.4$)。

2) 管内孔板孔径 d 的计算。可以从流量计算式 (8-1) 推导出下列关系:

$$\frac{q_m}{eD^2 \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p}} = 3.48\alpha \left(\frac{d}{D}\right)^2 \quad (8-9)$$

由于在一般情况下, $\alpha \approx \alpha_0$, $e \approx 1 - 0.312 \frac{\Delta p}{p_{\text{前}}}$, 因此可将式 (8-9) 近似地表示为

$$\frac{60q_m}{eD^2 \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p}} = 208.7\alpha_0 \left(\frac{d}{D}\right)^2 = \bar{x} \quad (8-10)$$

这样, 就可以在知道 q_m 、 D 、 $\rho_{\text{前}}$ 、 Δp 和 $p_{\text{前}}$ 参数的条件下, 求出系数 $\bar{x} = \frac{60q_m}{eD^2 \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p}}$ 的值。然后可按照图 8-8 所示的 $\bar{x} = 208.7\alpha_0 \left(\frac{d}{D}\right)^2$ 与孔径比 $\frac{d}{D}$ 的关系曲线, 由 \bar{x} 值的大小查出求取的孔径比 $\frac{d}{D}$, 进而求得孔径 $d = D \cdot \frac{d}{D}$ 。

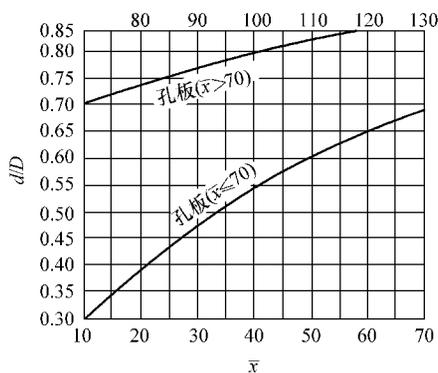


图 8-8 系数 \bar{x} 与孔径比 $\frac{d}{D}$ 的关系曲线

(4) 压缩机装置的实际输出气量 $q_{m\text{实}}$ 和压缩机的工作气量 $q_{m\text{工作}}$ 在空气压缩机流量测量过程中, 存在着压缩机高压密封端的气体漏出和低压密封端的气体漏入等漏气问题。低压端密封的漏入气量一般情况下都比较小, 可以忽略不计; 而高压端密封的气体漏出量, 则应按计算出来的漏气量 $q_{m\text{漏}}$ 加以考虑。因此, 压缩机装置的实际输出气量 $q_{m\text{实}}$ (kg/s) 和压缩机的工作气量 $q_{m\text{工作}}$ (kg/s) 可表示为如下。

用端孔板测得气量为 $q_{m\text{端}}$ 时

$$q_{m\text{实}} = q_{m\text{端}} - q_{m\text{漏}}$$

$$q_{m\text{工作}} = q_{m\text{端}}$$

用压缩机后的输气管道的管内孔板测得气量为 $q_{m\text{管内}}$ ，有

$$q_{m\text{实}} = q_{m\text{管内}}$$

$$q_{m\text{工作}} = q_{m\text{管内}} + q_{m\text{漏}}$$

[例题 8-1] DA200-61 型压缩机试验用的端孔板孔径计算。

已知：质量流量 $q_m = 3.833\text{kg/s}$ ；大气密度 $\rho_B = 1.141\text{kg/m}^3$ ；大气压力 $p_B = 10150\text{kgf/m}^2$ ；管道直径 $D = 0.450\text{m}$ ；大气温度 $t_B = 250^\circ\text{C}$ ；端孔板压力差 $\Delta p = 300\text{kgf/m}^2$

解 按式 (8-8) 可得孔径 d 为

$$d = \sqrt{\frac{q_m}{2.087e \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p}}} = \sqrt{\frac{3.833}{2.087 \times 0.9918 \times \sqrt{1.141 \times 300}}} \text{ m} = 0.316\text{m}$$

其中， $e = 1 - \frac{0.312\Delta p}{p_{\text{前}}} = 1 - \frac{0.312 \times 300}{10150} = 0.9918$ 。

Re 及孔径比 $\frac{d}{D}$ 的验算如下：

$$Re = \frac{130200q_m}{10^6\mu D} = \frac{130200 \times 3.833}{1.875 \times 0.45} = 592500 > 55000$$

$$\frac{d}{D} = \frac{0.316}{0.45} = 0.704 < (0.85 \sim 0.9)$$

其中，查得动力黏度 $10^6\mu = 1.875\text{kg} \cdot \text{s/m}^2$ (由图 6-5 按 $t_{\text{前}} = 25^\circ\text{C}$)。

[例题 8-2] DA200-61 型空气压缩机输气管道上的管内孔板计算。

已知：质量流量 $q_m = 3.578\text{kg/s}$ ；管道直径 $D = 0.207\text{m}$ ；孔板前压力 $p_{\text{前}} = 76200\text{kgf/m}^2$ ；管内孔板前后压力差 $\Delta p = 370\text{kgf/m}^2$ ；孔板前的密度 $\rho_{\text{前}} = 6.85\text{kg/m}^3$ ；孔板前的气体温度 $t_{\text{前}} = 107^\circ\text{C}$ 。

解 系数 $\bar{x} = \frac{60q_m}{eD^2 \sqrt{\rho_{\text{前}} \Delta p}} = \frac{60 \times 3.578}{0.998 \times 0.207^2 \times \sqrt{6.85 \times 370}} = 99.7$

其中， $e \approx 1 - 0.312 \frac{\Delta p}{p_{\text{前}}} = 1 - 0.312 \times \frac{370}{76200} = 0.998$ 。

由图 8-8 可得孔径比 $\frac{d}{D} = 0.79 < 0.8$ 。

孔板孔径 $d = D \cdot \frac{d}{D} = 0.207 \times 0.79\text{m} = 0.1635\text{m}$

管道 Re 数的验算：

$$Re = \frac{130200q_m}{10^6\mu D} = \frac{130200 \times 3.578}{2.23 \times 0.207} = 1010000$$

其中，查得动力黏度 $10^6\mu = 2.23\text{kg} \cdot \text{s/m}^2$ (由图 6-5 按 $t_{\text{前}} = 107^\circ\text{C}$)。

由图 8-4 按 $\frac{d}{D} = 0.79$ 查得 $Re_{\text{临界}} = 240000$, $Re > Re_{\text{临界}}$ 。

2. 压缩机功率及效率的测量计算

(1) 压缩机功率 压缩机的功率可以利用各段的热平衡方法进行测量计算。

压缩机的内功率 $P_{\text{内}}$ 是指不包括齿轮箱和轴承等机械损失在内的压缩机功率消耗, 压缩机的内功率 $P_{\text{内}}$ (kW) 可表示为

$$P_{\text{内}} = \sum P_{\text{内}i}$$

式中 $P_{\text{内}i}$ ——压缩机中任意段的内功率 (kW), 有

$$P_{\text{内}i} = \frac{427}{102} q_m c_{\text{pm}} (t_c - t_j) + \frac{q_m}{102} \left(\frac{c_c^2 - c_j^2}{2g} \right) \quad (8-11)$$

其中, c_{pm} 为平均比热容。为了计算简便起见, 可把 c_{pm} 表示为

$$c_{\text{pm}} = AR \frac{K}{K-1} = \frac{R}{427} \frac{K}{K-1}$$

$\frac{c_c^2 - c_j^2}{2g}$ 为 1kg 压缩机段进出口气流的动能差。在一般情况下, 由于这部分数值较小, 为了简化计算也可以忽略。

q_m 为压缩机每秒的质量流量 (kg/s), $q_m = q_{m\text{工作}}$ 。

为了计算上的简便, 可以把式 (8-11) 的任一段内功率 $P_{\text{内}i}$ (kW) 简化为

$$P_{\text{内}i} = \frac{q_m R}{102} \frac{K}{K-1} (t_c - t_j) \quad (8-12)$$

其中, $(t_c - t_j)$ 表示了忽略压缩机机壳和管道散热影响时的段的进出口气流温度差。但在测量实际温度时, 由于机壳和管道等的散热, 使段的进出口管道上测量所得的温差 $(t_{c\text{测}} - t_{j\text{测}})$ 比温差 $(t_c - t_j)$ 小。因此, 可将温差 $(t_c - t_j)$ 表示为

$$t_c - t_j = \frac{1}{K_{\text{散热}}} (t_{c\text{测}} - t_{j\text{测}}) \quad (8-13)$$

当段压力比 $\varepsilon < 2.5$ 时, 散热修正值 $K_{\text{散热}} = 0.99$; 当段压力比 $\varepsilon \approx 4$ 时, 散热修正值 $K_{\text{散热}} = 0.98$ 。

为了便于计算, 可以把段的进出口计算温度 t_j 和 t_c 近似地表示为

$$\begin{cases} t_j = t_{j\text{测}} \\ t_c = t_{j\text{测}} + \frac{(t_{c\text{测}} - t_{j\text{测}})}{K_{\text{散热}}} \end{cases}$$

这样, 就可以把任意段的内功率 $P_{\text{内}i}$ (kW) 表示为

$$P_{\text{内}i} = \frac{q_m R}{102} \frac{K}{K-1} \frac{(t_{c\text{测}} - t_{j\text{测}})}{K_{\text{散热}}} \quad (8-14)$$

压缩机的轴功率 $P_{\text{轴}}$ 为

$$P_{\text{轴}} = \frac{P_{\text{内}}}{\eta_{\text{机械}}} = \frac{\sum P_{\text{内}i}}{\eta_{\text{机械}}} \quad (8-15)$$

(2) 压缩机段的多变效率 η_{db}

$$\eta_{db} = \frac{\lg\left(\frac{p_c}{p_j}\right)}{\left(\frac{K}{K-1}\right)\lg\left(\frac{T_c}{T_j}\right)} \quad (8-16)$$

指数系数 σ

$$\sigma = \frac{m}{m-1} = \frac{K}{K-1}\eta_{db} = \frac{\lg\frac{p_c}{p_j}}{\lg\frac{T_c}{T_j}} \quad (8-17)$$

压缩机等温效率 η_{dw}

$$\eta_{dw} = \frac{q_m RT_j \ln \varepsilon}{102 P_{内}} = \frac{q_{Vj} p_j \ln \varepsilon}{102 P_{内}} \quad (8-18)$$

(3) 相对湿度 φ 和气体常数 R 在压缩机试验中, 需要测定试验空气的相对湿度 φ , 以求取气体常数 R 。

空气的相对湿度可采用干湿球温度计进行测量, 所测得的干湿球温度可按图 8-9 曲线查取相对湿度 φ , 也可按热力学中的相对湿度 φ 换算表进行换算。

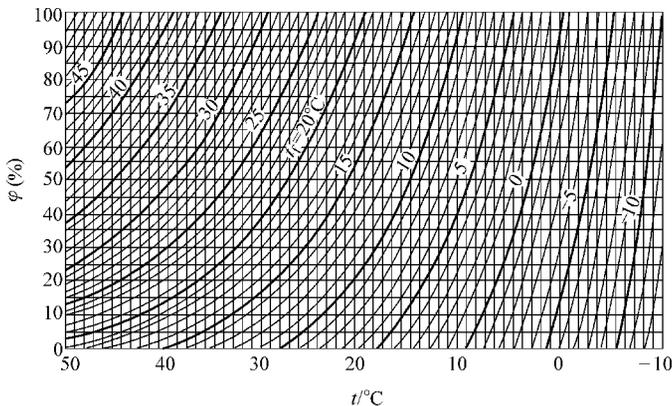


图 8-9 按干湿球温度查取相对湿度 $\varphi [\varphi = f(t, t_f)]$

t —干球温度 t_f —湿球温度

湿空气的气体常数 $R [R = f(t, \varphi)]$ 可按图 8-10 的曲线直接查取, 也可按热力学的算式求取。

3. 参数测量中的仪表要求

为了保证试验测量的可靠性, 对于各段进出口压力的测量, 应采用精度为 0.25 ~ 0.5 级的压力表; 对于各段测量进出口气流温度的温度计, 采用刻度为 0.1 ~ 0.5 的为宜。此外, 为了保证试验数据可靠地换算出设计条件下的性能, 转

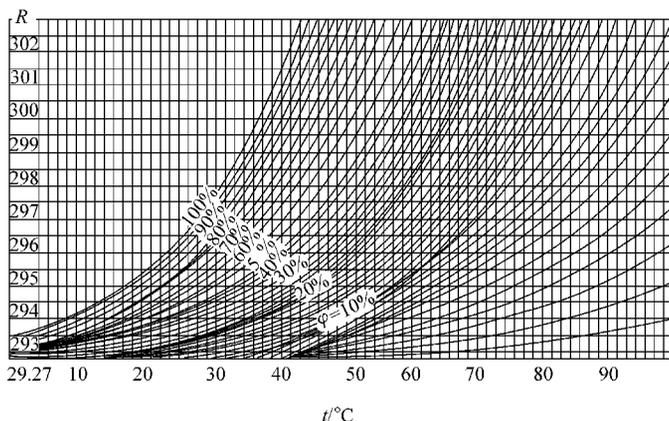


图 8-10 湿空气的气体常数

速测量的精度是很重要的，转速相差 1%，会引起换算后的功率达到 3% 的误差，引起压力比 2% 的误差，以及引起流量 1% 的误差，因此，在转速测量上应保证测量精度误差在 0.5% 以内。

8.2 离心压缩机性能的换算

通过离心压缩机性能试验，可以获得在试验条件下的压缩机的压力比—流量、功率—流量及效率—流量等性能曲线。但限于试验时的压缩机工作条件，常常与压缩机的设计条件不能完全一致。

1) 各种进口气流温度，对于采用空气进行试验的压缩机，由于大气温度和冷却水温度的变化等原因，各段进口气流温度也常常会出现与设计条件时的温度不一致的情况。

2) 压缩机的第一段进口压力，对于一般采用空气进行试验的压缩机，通常由于大气压力的变化，使压缩机第一段进口压力不能与大气条件时的进口压力完全一致。

3) 转速 n 对于采用一般电动机驱动的压缩机，常常由于电网频率和电压的变化，而造成试验转速 n 与设计转速 n_0 不一致。

4) 气体常数 R ，由于试验大气湿度的变化，以及采用空气作为工作介质对氧气压缩机等进行试验时，都会出现气体常数 R 与设计条件时的气体常数 R_0 的不一致。

由于上述等原因，在试验条件下所测得的压缩机性能就常常不能完全代表设计条件下的压缩机特性。因此，把测量所得的试验数据换算到设计条件时的压缩机性能是很有必要的，它是使压缩机满足设计指标的一项重要工作。

1. 压缩机段的性能换算

压缩机段试验性能的换算工作,是把试验条件下(转速 n 、进口压力 p_j 、进口温度 T_j 和气体常数 R) 测量得到的压缩机段的性能换算到设计条件(转速 n_0 、进口压力 p_{j0} 、进口温度 T_{j0} 和气体常数 R_0) 下的压缩机段的计算。

(1) 设计条件下的进口体积流量 q_{Vj0} 的换算 按照气流在叶轮叶片进口速度三角形相似的原理,可以把换算到设计转速时的进口体积流量 q_{Vj0} (m^3/s) 大致表示为

$$q_{Vj0} = \frac{n_0}{n} q_{Vj} \quad (8-19)$$

式中 n_0 、 n ——设计转速和试验转速;

q_{Vj} ——试验时的压缩机进口体积流量 (m^3/s)。

(2) 设计条件下的压力比 ε_0 和出口压力 p_{c0} 的换算 压缩机的压力比大小与压缩机的多变功有直接关系,而压缩机的多变功与转速平方成正比,即设计条件下的多变功 h_{db0} 与试验条件下的多变功 h_{db} 的关系为

$$\frac{h_{db0}}{h_{db}} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \quad (8-20)$$

设计条件下的多变功 h_{db0} 和试验时的多变功 h_{db} 可分别表示为

$$h_{db0} = R_0 T_{j0} \sigma_0 (\varepsilon_0^{\frac{1}{\sigma_0}} - 1) \quad (8-21)$$

$$h_{db} = R T_j \sigma (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \quad (8-22)$$

把式 (8-20) ~ 式 (8-22) 联立可得

$$\begin{aligned} \frac{h_{db0}}{h_{db}} &= \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 = \frac{R_0 T_{j0} \sigma_0 (\varepsilon_0^{\frac{1}{\sigma_0}} - 1)}{R T_j \sigma (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)} \\ (\varepsilon_0^{\frac{1}{\sigma_0}} - 1) &= \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{R T_j \sigma}{R_0 T_{j0} \sigma_0} (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \end{aligned} \quad (8-23)$$

由于换算后的压缩机段中的流动情况与试验时大致相同,因此可认为 $\sigma_0 \approx \sigma$, 可得

$$(\varepsilon_0^{\frac{1}{\sigma}} - 1) = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{R T_j}{R_0 T_{j0}} (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)$$

取对数后可表示为

$$\lg \varepsilon_0 = \sigma \lg \left[1 + \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{R T_j}{R_0 T_{j0}} (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1) \right]$$

令 $A = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{R T_j}{R_0 T_{j0}}$ 为换算系数,则有

$$\lg \varepsilon_0 = \sigma \lg [1 + A (\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)] \quad (8-24)$$

根据式 (8-24) 所表示的关系, 就可以从试验所得的数据 σ 、 A 和 ε 换算得到设计条件时的压缩机段压力比 ε_0 。

其中,
$$\left\{ \begin{array}{l} \text{指数系数 } \sigma = \frac{m}{m-1} = \frac{\lg \frac{p_c}{p_j}}{\lg \frac{T_c}{T_j}} \\ \text{换算系数 } A = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_j}{R_0 T_{j0}} \\ \text{段压力比 } \varepsilon = \frac{p_c}{p_j} \end{array} \right.$$

也可以采用查曲线图的方法进行换算, 图 8-11 所示为压力比 ε 、指数系数 σ 与系数 $y = \frac{h_{db}}{RT_j}$ 之间的关系。

如果知道试验时的段压力比 ε 和指数系数 σ , 就可以从曲线上查出系数 y , 即

$$y = \frac{h_{db}}{RT_j} = \sigma(\varepsilon^{\frac{1}{\sigma}} - 1)$$

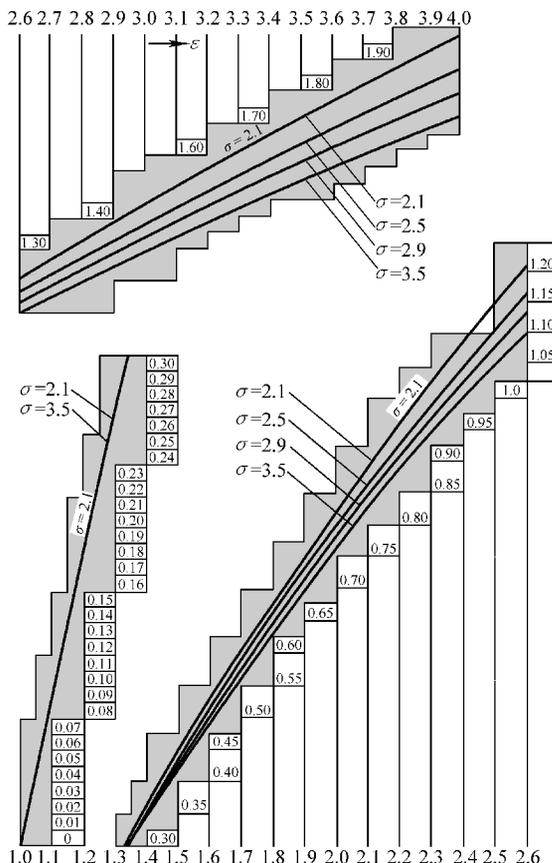


图 8-11 系数 $y = f(\varepsilon, \sigma)$ 的图表

试验时的系数 y 与设计条件下的系数 $y_0 = \frac{h_{db_0}}{R_0 T_{j0}}$ 之间具有下列关系:

$$\frac{y_0}{y} = \frac{h_{db_0} RT_j}{h_{db} R_0 T_{j0}} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_j}{R_0 T_{j0}} = A$$

$$y_0 = Ay \tag{8-25}$$

现在, 可以利用换算到设计条件下的系数 y_0 和指数系数 $\sigma_0 = \sigma$, 在图 8-11 的曲线中查出换算到设计条件下的压力比 ε_0 。

换算到设计条件下的压缩机段的出口压力 p_{c0} 可表示为

$$p_{c0} = p_{j0} \varepsilon_0 \tag{8-26}$$

(3) 设计条件下的功率与效率的换算 按照相似模化中的功率计算关系, 可以把换算到设计条件下的内功率 $P_{内}$ (kW) 表示为

$$P_{内} = P_{内} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{\rho_{j0}}{\rho_j} \tag{8-27}$$

式中 $P_{内}$ —— 试验时的内功率,

$$\begin{aligned}
 P_{\text{内}} &= \frac{q_m}{102} R \frac{K}{K-1} (T_c - T_j) \\
 &= \frac{q_{Vj}}{102} \rho_j R \frac{K}{K-1} (T_c - T_j) \\
 P_{\text{内}} &= \frac{q_{mj}}{102} \rho_j R \frac{K}{K-1} (T_c - T_j) \left(\frac{n_0}{n}\right)^3
 \end{aligned} \tag{8-28}$$

其中, q_m 为试验时的质量流量 (kg/s)。

设计条件下的轴功率 $P_{\text{轴0}}$ (kW) 为

$$P_{\text{轴0}} = \frac{P_{\text{内0}}}{\eta_{\text{机械}}}$$

设计条件下的多变效率 η_{db0} 为

$$\eta_{\text{db0}} \approx \eta_{\text{db}}$$

设计条件下的等温效率 η_{dw0} 为

$$\begin{aligned}
 \eta_{\text{dw0}} &= \frac{q_{m0} R_0 T_{j0} \ln \varepsilon_0}{102 P_{\text{内0}}} = \frac{q_{Vj0} \rho_{j0} R_0 T_{j0} \ln \varepsilon_0}{102 P_{\text{内0}}} \\
 \eta_{\text{dw0}} &= \frac{q_{Vjc} p_{j0} \ln \varepsilon_0}{102 P_{\text{内0}}}
 \end{aligned} \tag{8-29}$$

(4) 压力比的简化换算 采用多变换算法换算压力比, 虽然对于一般没有内部冷却的压缩机段来说是比较正确的, 但在计算上比较复杂。因此, 除了多变换算法外, 也有采用其他比较简便的方法对段压力比进行换算的, 如等温换算、等容换算和平均换算。

1) 压力比的等温换算。压力比的等温换算方法, 是按照段的等温压缩功在换算过程中与转速平方成正比的关系来换算压力比的。设计条件下的等温功 h_{dw0} 与试验时的等温功 h_{dw} 的比值可表示为

$$\frac{h_{\text{dw0}}}{h_{\text{dw}}} = \frac{R_0 T_{j0} \ln \varepsilon_0}{R T_j \ln \varepsilon} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2$$

可得

$$\varepsilon_0 = \varepsilon \left(\frac{n_0}{n}\right)^{\frac{RT_j}{k_0 T_{j0}}} = \varepsilon^A \tag{8-30}$$

对于采用内部冷却的压缩机, 或是对于压力比不高的压缩机段, 可以应用等温法, 把试验时的压力比 ε 换算出设计条件下的压力比 ε_0 。

2) 压力比的等容换算。压力比的等容换算方法, 是按照压缩机段的等容压缩功在换算过程中与转速平方成正比的关系来换算压力的。等容压缩功 $h_{\text{等容}}$ 可表示为

$$h_{\text{等容}} = V_j \Delta p = V_j p_j (\varepsilon - 1) = R T_j (\varepsilon - 1)$$

设计条件下的等容压缩功 $h_{\text{等容0}}$ 与试验时的等容压缩功 $h_{\text{等容}}$ 的比值可表示为

$$\frac{h_{\text{等容0}}}{h_{\text{等容}}} = \frac{R_0 T_{j0} (\varepsilon_0 - 1)}{R T_j (\varepsilon - 1)} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2$$

可得

$$(\varepsilon_0 - 1) = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_j}{R_0 T_{j0} (\varepsilon - 1) = A(\varepsilon - 1)}$$

$$\varepsilon_0 = A(\varepsilon - 1) + 1 \quad (8-31)$$

在段压力比较低($\varepsilon < 1.3$)的情况下,可采用这种最简便的等容换算对压力比进行换算。

3) 压力比的平均换算。图8-12所示为采用了多变、等温和等容三种不同换算方法换算段压力比的结果比较。从图中的曲线可以看出,当段压力比 $\varepsilon \leq 1.3$,换算系数 $A = 0.72 \sim 1.44$ 范围内时,上述三种换算结果是非常接近的。因此,在低压力比的情况下,可以采用等容换算或等温换算法进行压力比的换算。但是对于一般压缩机段来说,由于段压力比较高,而且对于大多数压缩机段来说,也很少采用内部冷却的结构。因此,如果采用等温或等容换算法来换算段压力比的话,则会引起一定的误差。

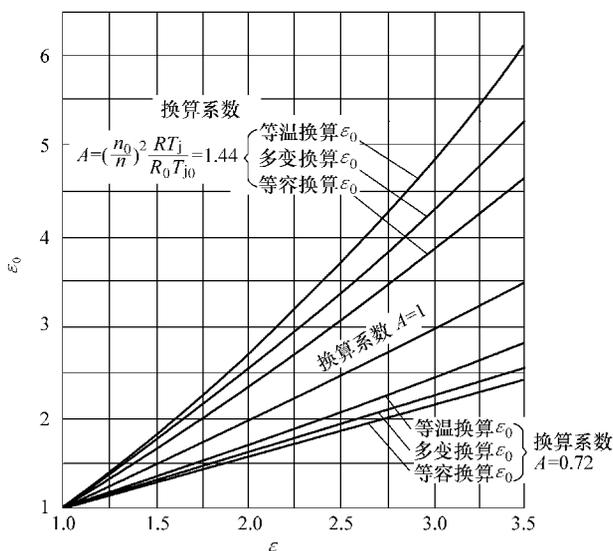


图 8-12 不同压力比换算方法的结果比较

从图8-12所示的三种不同换算方法的比较也可以看出,在换算系数 $A > 1$ 的情况下,采用等温换算所得的压力比要比采用多变换算来得高,而采用等容换算所得的压力比则比多变换算要低;在换算系数 $A < 1$ 的情况下,则与换算系数 $A > 1$ 的情况正好相反。从上述等温换算和等容换算的结果特征来看,它们与多变换算结果的偏差是彼此相反的。因此可以采用等温和等容换算结果的平均值来进行压力比的换算,这种平均换算法换算后的压力比可表示为

$$\varepsilon_0 = \frac{\varepsilon^A + A(\varepsilon - 1) + 1}{2} \quad (8-32)$$

采用这种平均换算法，在段压力比 $\varepsilon \leq 3.5$ 、换算系数 $A = 0.72 \sim 1.44$ 的情况下，其换算结果与采用多变换算的结果非常接近，在上述换算范围内，其偏差一般不大于 1%。因此，在换算性能时，可以采用平均换算法来替代比较复杂的多变换算法。

2. 多段离心压缩机的性能换算

在试验过程中，如果能够保证各段的试验条件与设计条件相似，即各段的换算系数 $A = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_{ji}}{R_0 T_{j0}} = 1$ ，那么多段离心压缩机的整机性能可按相似原理直接进行换算（“0”为设计条件下）。

在各段换算系数 $A = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_{jn}}{R_0 T_{jn0}} = 1$ 的条件下，整机性能可按下列方法进行换算。

- 1) 换算后的整机流量 $q_{Vj0} = q_{Vj} \frac{n_0}{n}$ 。
- 2) 换算后的整机压力比 $\varepsilon_{K0} = \varepsilon_K$ 。
- 3) 换算后的整机内功率 $P_{i0} = P_i \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{\rho_{j0}}{\rho_j}$ 。
- 4) 换算后的整机等温效率 $\eta_{dw0} = \eta_{dw}$ 。

然而，在实际试验中，对于试验条件有较大影响的转速（指由一般电动机驱动的）、大气温度（指用空气作为试验工作介质）和冷却水进口温度都很难在试验中进行人为的调整。因此，常常会使各段处于换算系数 $A \neq 1$ 的情况。在这种情况下，为了获得比较可靠的整机换算性能，就需要对各段采用逐段换算，来求取整机换算后的性能；在进行逐段换算之前，应具备下列五个方面的数据：①设计条件下的压缩机转速 n_0 、气体常数 R_0 、等熵指数 K_0 、第一段气体进口压力 p_{j10} 及各段气体进口温度 T_{j0} ；②不同试验工况时的压缩机试验流量 q_{j1} ；③不同试验工况时的各段进出口气流压力与温度（ p_{ji} 、 p_{ci} 、 T_{jc} 、 T_{ci} ）；④不同试验工况时的压缩机转速 n ；⑤试验气体的气体常数 R 和等熵指数 K 。

有了上述数据后，即可将下列方法进行逐段换算工作。

1) 按照试验中的各工况点的数据，做出如图 8-13 所示的压力比与段进口体积流量（ $\varepsilon_i - q_{Vji}$ ）、内功率与段进口体积流量（ $P_{i0} - q_{Vji}$ ）及效率与段进口体积流量（ $\eta_{db_i} - q_{Vji}$ ）的性能曲线。

① 其中任意段的进口体积流量 q_{Vji} 为

$$\begin{aligned} q_{Vji} &= q_{Vj1} \frac{\rho_{j1}}{\rho_{ji}} \\ &= q_{Vj1} \frac{p_{j1} T_{ji}}{p_{ji} T_{j1}} \end{aligned}$$

② 任意段的压力比 ε_i 为

$$\varepsilon_i = \frac{p_{ci}}{p_{ji}}$$

③ 任意段的内功率 $P_{内i}$ 为

$$P_{内i} = \frac{q_m R \frac{K}{K-1} (T_{ci} - T_{ji})}{102}$$

$$= \frac{q_{vj1} p_{j1} R \frac{K}{K-1} (T_{ci} - T_{ji})}{102}$$

$$P_{i内} = \frac{q_{vj1} p_{j1} \frac{K}{K-1} (T_{ci} - T_{ji})}{102 T_{j1}}$$

应注意：如采用平均换算法，也可以不计算各段多变效率 η_{dbi} 。

④ 任意段的多变效率 η_{dbi} 为

$$\eta_{dbi} = \frac{\frac{m}{K-1}}{\frac{m}{K-1}} = \frac{\lg \frac{p_{ci}}{p_{ji}}}{\lg \frac{T_{ci}}{T_{ji}}} \left(\frac{K}{K-1} \right)$$

$$\text{其中, } \sigma_i = \frac{m}{m-1} = \frac{\lg \frac{p_{ci}}{p_{ji}}}{\lg \frac{T_{ci}}{T_{ji}}}$$

2) 各段工况参数的逐段连续换算。对于各段压缩机的性能换算来说，各级性能虽然也是采用前面所讨论的单段压缩机性能换算方法进行换算的，换算后的各段进口体积流量 q_{vj0} 可按 $q_{vj0} = \left(\frac{n_0}{n} \right) q_{vji}$ 的关系式进行计算，即换算后的各段进口体积流量 q_{vj0} 与转速比 $\left(\frac{n_0}{n} \right)$ 成正比，但是由于在各段换算系数 $A \neq 1$ 的情况下，各段换算后的压力比发生了改变，这种压力比的变化使各段换算后的出口体积流量 q_{vc0} 经过中间冷却以后进入下一段时，常常不能与下一段换算后的进口体积流量一致。因此，对于换算以后各段同时工作（即质量流量 q_m 相等时）的工况点参数，需逐段连起来进行计算。下面讨论一下各段工况参数的逐段连续换算。

① 在设计条件下，第一段进口体积流量 q_{vj1} 时的第一段性能参数。

a. 第一段试验流量 q_{vj1} 的换算为

$$q_{vj1} = q_{vj10} \left(\frac{n_0}{n} \right)$$

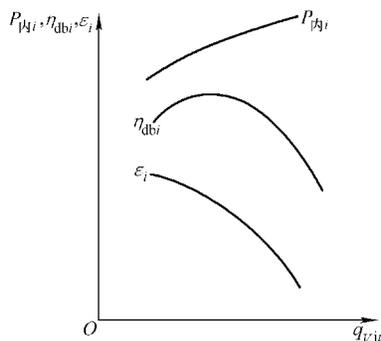


图 8-13 各段的性能曲线 q_{vj}
(试验条件下的性能)

b. 设计条件下的第一段压力比 ε_{10} 为

$$\begin{cases} \lg \varepsilon_{10} = \sigma_1 \lg [1 + A_1 (\varepsilon_1^{\sigma_1} - 1)] & \text{——按多变换算法} \\ \varepsilon_{10} = \frac{\varepsilon_1^{A_1} + A_1 (\varepsilon_1 - 1) + 1}{2} & \text{——按平均换算法} \end{cases}$$

式中 ε_1 ——试验流量为 q_{VjI} 时的第一段试验压力比;

σ_1 ——试验流量为 q_{VjI} 时的第一段试验所得的指数系数;

A_1 ——换算系数,

$$A_1 = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_{jI}}{R_0 T_{jI0}}, \quad \sigma_1 = \frac{K}{K-1} \eta_{db1} = \frac{m}{m-1}$$

c. 第一段出口压力 $p_{cI0} = p_{jI0} \varepsilon_{10}$ 。

d. 第一段中间冷却器阻力损失 δ_{pI0} 为

$$\begin{aligned} \delta_{pI0} &= \delta_{pI} \left(\frac{q_{m0}^2 \rho_1}{q_{mI}^2 \rho_{10}} \right) \\ &\approx \delta_{pI} \left(\frac{n_0 T_{jI} p_{jI0}}{n T_{jI0} p_{jI}} \right)^2 \left(\frac{R_0 T_{jII0} p_{cI}}{R T_{jII} p_{cI0}} \right) \end{aligned}$$

其中, q_{mI} 、 q_{m0} 分别表示第一段的试验质量流量和换算到设计条件时的质量流量;
 ρ_1 、 ρ_{10} 分别表示第一段中间冷却后, 在试验时的气体密度和换算到设计条件下的气体密度。

e. 第二段进口压力 $p_{jII0} = p_{cI0} - \delta_{pI0}$ 。

$$\begin{aligned} \text{f. 第一段的内功率 } P_{\text{内}I_0} &= P_{\text{内}I} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{\rho_{jI0}}{\rho_{jI}} \\ &= P_{\text{内}I} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{R p_{jI0} T_{jI}}{R_0 p_{jI} T_{jI0}} \end{aligned}$$

其中, $P_{\text{内}I}$ 为在试验体积流量为 q_{VjI} 时的第一段试验内功率。

第一段多变效率 $\eta_{dbI0} = \eta_{dbI}$ 。

② 在设计条件下, 第一段进口体积流量为 q_{VjI0} 时的第二段性能参数。

a. 第二段的进口体积流量 q_{VjII0} 。

按照压缩机气流连续定律, 各段同时工作的质量流量 q_m 应该相等, 因此, 可以求出换算到设计条件时的第二段进口体积流量 q_{VjII0} (m^3/s) 为

$$q_{VjII0} = q_{VjI0} \frac{\rho_{jI0}}{\rho_{jII0}} = q_{VjI0} \frac{p_{jI0} T_{jII0}}{p_{jII0} T_{jI0}}$$

b. q_{VjII0} 相对应的第二段进口试验流量 q_{VjII} (m^3/s) 的换算:

$$q_{VjII} = q_{VjII0} \left(\frac{n}{n_0}\right)$$

c. 设计条件下的第二段压力比 ε_{II0} 为

$$\begin{cases} \lg \varepsilon_{\text{II}0} = \sigma_2 \lg [1 + A_2 (\varepsilon_{\text{II}}^{\frac{1}{\sigma_2}} - 1)], & \text{按多变换标} \\ \varepsilon_{\text{II}0} = \frac{\varepsilon_{\text{II}}^{A_2} + A_2 (\varepsilon_{\text{II}} - 1) + 1}{2}, & \text{按平均换算} \end{cases}$$

其中, ε_{II} 和 σ_2 分别表示了第二段在试验流量为 $q_{Vj\text{II}}$ 时的压力比和指数系数。

$$\text{换算系数 } A_2 = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_{j\text{II}}}{R_0 T_{j\text{II}0}}。$$

d. 第二段出口压力 $p_{c\text{II}0}$ 为

$$p_{c\text{II}0} = p_{j\text{II}0} \varepsilon_{\text{II}0}$$

e. 第二段中间冷却阻力损失 $\delta_{p\text{II}0}$ 和第三段进口压力 $p_{j\text{III}0}$ 为

$$\delta_{p\text{II}0} \approx \delta_{p\text{II}} \left(\frac{n_0 T_{j\text{II}} p_{j\text{II}0}}{n T_{j\text{II}0} p_{j\text{II}}}\right)^2 \left(\frac{R_0 T_{j\text{III}0} p_{c\text{II}}}{R T_{j\text{III}} p_{c\text{II}0}}\right)$$

对于只有两个段的压缩机则可以不再进行这一项计算。

f. 第二段内功率 $P_{\text{内II}0}$ 与效率 $\eta_{\text{dbII}0}$ 。

第二段内功率 $P_{\text{内II}0}$ (kW) 为

$$P_{\text{内II}0} = P_{\text{内II}} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{\rho_{j\text{II}0}}{\rho_{j\text{II}}} = P_{\text{内II}} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{R}{R_0} \frac{p_{j\text{II}0}}{p_{j\text{II}}} \frac{T_{j\text{III}}}{T_{j\text{II}0}}$$

其中, $P_{\text{内II}}$ 是在试验流量为 $q_{Vj\text{II}}$ 时的第二段试验内功率。

第二段多变效率 $\eta_{\text{dbII}0} = \eta_{\text{dbII}}$ 。

3) 设计条件 (η_0 、 R_0 、 $p_{j\text{I}0}$ 、 $T_{j\text{I}0}$) 下的整机性能。由两段组成的压缩机, 可按上述数据表示出整机性能。由两段以上压缩机段组成的压缩机, 可继续重复采用逐段算法, 算出所有段换算到设计条件下的参数, 用以表示出整机性能。

整机换算后的性能可表示如下:

$$\text{① 整机流量: } q_{Vj0} = q_{Vj\text{I}0}$$

$$\text{② 整机压力比: } \varepsilon_{\text{K}0} = \frac{p_{c\text{z}0}}{p_{j\text{I}0}}$$

其中, $p_{c\text{z}0}$ 和 $p_{j\text{I}0}$ 分别表示了换算后的末段出口压力和首段进口压力。

③ 整机功率:

$$\begin{cases} \text{整机内功率 } P_{\text{内}0} = \sum P_{\text{内}i0} \\ \text{整机轴功率 } P_{\text{轴}} = \frac{P_{\text{内}0}}{\eta_{\text{机械}}} \end{cases}$$

④ 整机等值效率 $\eta_{\text{dw}0}$:

$$\eta_{\text{dw}0} = \frac{q_{m0} R_0 T_{j\text{I}0} \ln \varepsilon_{\text{K}0}}{102 P_{\text{内}0}} = \frac{q_{Vj\text{I}0} \rho_{j\text{I}0} R_0 T_{j\text{I}0} \ln \varepsilon_{\text{K}0}}{102 P_{\text{内}0}}$$

$$= \frac{q_{Vj10} p_{j10} \ln \varepsilon_{K0}}{102 P_{内0}}$$

3. 多段压缩机整机特性的近似换算

多段压缩机（图 8-14 ~ 图 8-17）采用逐段换算的方法，可以获得比较可靠的整机特性。但是，由于计算上的复杂，也给工作带来了不便。因此，常常希望采用特性的近似换算方法，对所进行的多段压缩机特性试验作一个简便的近似估算。

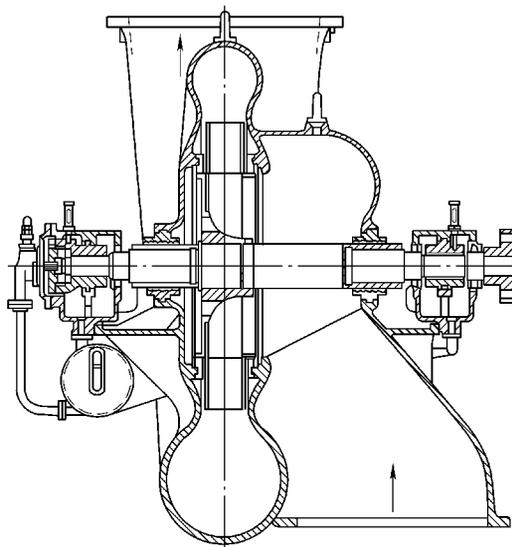


图 8-14 单级单面进气的离心鼓风机

多段压缩机在换算系数 $A = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{R T_j}{R_0 T_{j0}}$ 与 1 的差别不大及在整机压力比不太高的情况下，例如：当压力比 $\varepsilon_K \leq 10$ 时，换算系数 $A = 0.9 \sim 1.1$ ，可按下列近似换算法进行整机特性换算。在换算前也应该具备与按逐段换算方法中所指出的五个方面换算数据，然后按下列方法进行整机性能的近似换算。

(1) 整机压力比的换算 换算后的整机压力比 ε_{K0} 为

$$\varepsilon_{K0} = \varepsilon_K \left(\frac{\sqrt[z]{\varepsilon_{K0}}}{\sqrt[z]{\varepsilon_K}} \right)^z \quad (8-33)$$

其中， $\sqrt[z]{\varepsilon_K}$ 和 $\sqrt[z]{\varepsilon_{K0}}$ 分别表示了换算前后的段平均压力比， z 为整机中的段数，整机压力比的换算是按照段平均压力比的换算比值 $\left(\frac{\sqrt[z]{\varepsilon_{K0}}}{\sqrt[z]{\varepsilon_K}} \right)^z$ 进行换算的。

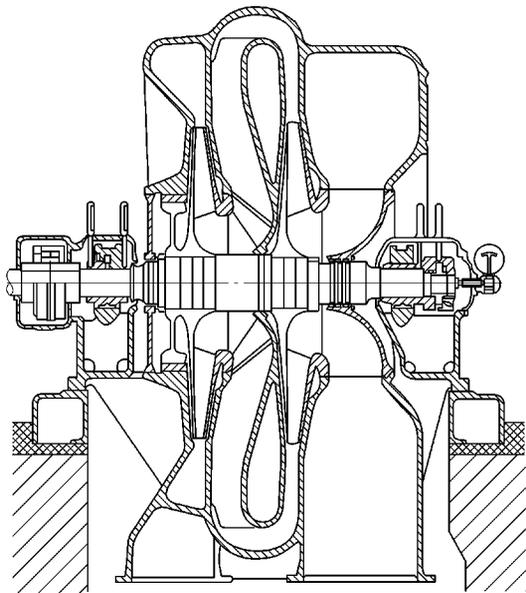


图 8-15 两级单面进气高炉鼓风机流量为 $45000 \sim 60000 \text{m}^3/\text{h}$, 压力为 $(2.2 \sim 2.6) \times 10^5 \text{Pa}$

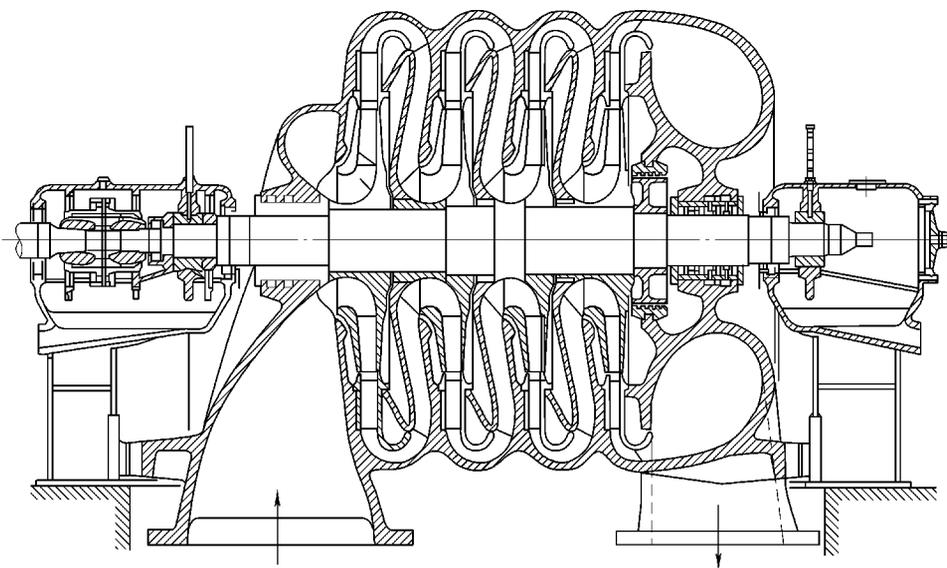


图 8-16 四级离心压缩机纵剖面图

按照平均换算法 $\sqrt[3]{\varepsilon_{K0}}$ 为

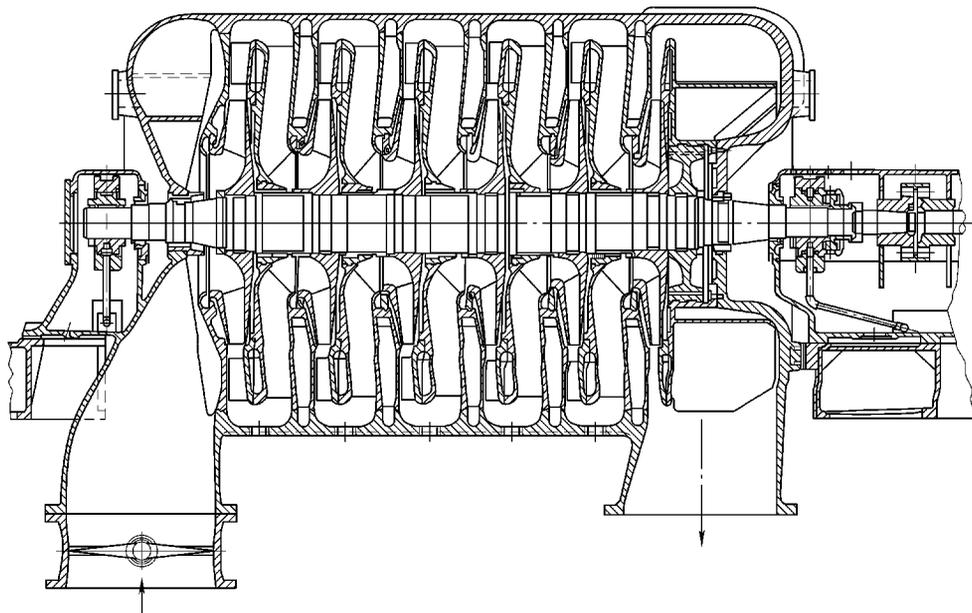


图 8-17 炼钢炉用六级鼓风机，流量为 $100000\text{m}^3/\text{h}$ ，压力为 $3.5 \times 10^5\text{Pa}$

$$\sqrt[z]{\varepsilon_{K0}} = \frac{(\sqrt[z]{\varepsilon_K})^{\bar{A}} + \bar{A}(\sqrt[z]{\varepsilon_K} - 1) + 1}{2} \quad (8-34)$$

其中，有效平均换算系数 \bar{A} 为

$$\bar{A} = \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \frac{RT_j}{R_0 T_{j0}} \approx \left(\frac{n_0}{n}\right)^2 \left(\frac{R}{R_0}\right) \sqrt{\frac{T_{j1} T_{j2} \cdots T_{jz}}{T_{j10} T_{j20} \cdots T_{jz0}}} \quad (8-35)$$

(2) 整机流量的换算 换算后的整机流量 q_{Vj0} (m^3/s) 为

$$q_{Vj0} = q_{Vj10} = q_{Vj1} \left(\frac{n_0}{n}\right) \quad (8-36)$$

(3) 整机功率的换算 换算后的整机内功率 $P_{\text{内}0}$ (kW) 为

$$P_{\text{内}0} = P_{\text{内}} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{\rho_{j10}}{\rho_{j1}} \quad (8-37)$$

换算后的整机轴功率 $P_{\text{轴}0}$ (kW) 为

$$P_{\text{轴}0} = \frac{P_{\text{内}0}}{\eta_{\text{机械}}} = \frac{P_{\text{内}}}{\eta_{\text{机械}}} \left(\frac{n_0}{n}\right)^3 \frac{\rho_{j10}}{\rho_{j1}} \quad (8-38)$$

其中， $P_{\text{内}}$ 为试验时的整机内功率 (kW)，

$$P_{\text{内}} = \frac{q_m R \frac{K}{K-1} \sum (T_{ci} - T_{ji})}{102}$$

$$P_{\text{内}} = \frac{q_{Vj1} p_{j1} \frac{K}{K-1} \sum (T_{ci} - T_{ji})}{102 T_{ji}}$$

(4) 整机等温效率的计算 整机等温效率 η_{dw0} 为

$$\eta_{dw0} = \frac{P_{dw0}}{P_{\text{内}0}} = \frac{q_{m0} R_0 T_{j10} \ln \varepsilon_{K0}}{102 P_{\text{内}0}} = \frac{q_{Vj10} p_{j10} \ln \varepsilon_{K0}}{102 P_{\text{内}0}} \quad (8-39)$$

对于多缸高压力比的压缩机组，也可以采用上述方法换算出其中每个缸的特性，然后再把各缸换算后的性能逐缸计算，以获得整机的特性。

附录

附录 A 空分设备用的离心 压缩机结构介绍

1. DA120 - 121 型离心压缩机

这是一台高压力比、小流量的空气压缩机。整机分成高、低两缸，它是 5 万 t 合成氨装置的配套设备，其中低压缸也用于产氧量为 $1000\text{m}^3/\text{h}$ 的空分设备。

压缩机的性能参数如下：

压送介质：空气；

低压缸出口压力 $p_{c.I} = 6.26\text{kgf}/\text{cm}^2$ ；

进口压力 $p_j = 0.95\text{kgf}/\text{cm}^2$ ；

高压缸出口压力 $p_{c.II} = 23.2\text{kgf}/\text{cm}^2$ ；

进口温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$ ；

压缩机转速 $n = 13800\text{r}/\text{min}$ ；

进口体积流量 $q_{Vj} = 125\text{m}^3/\text{min}$ 。

图 A-1 所示为 DA120 - 121 型离心压缩机的低压缸总图。在低压缸里，共分

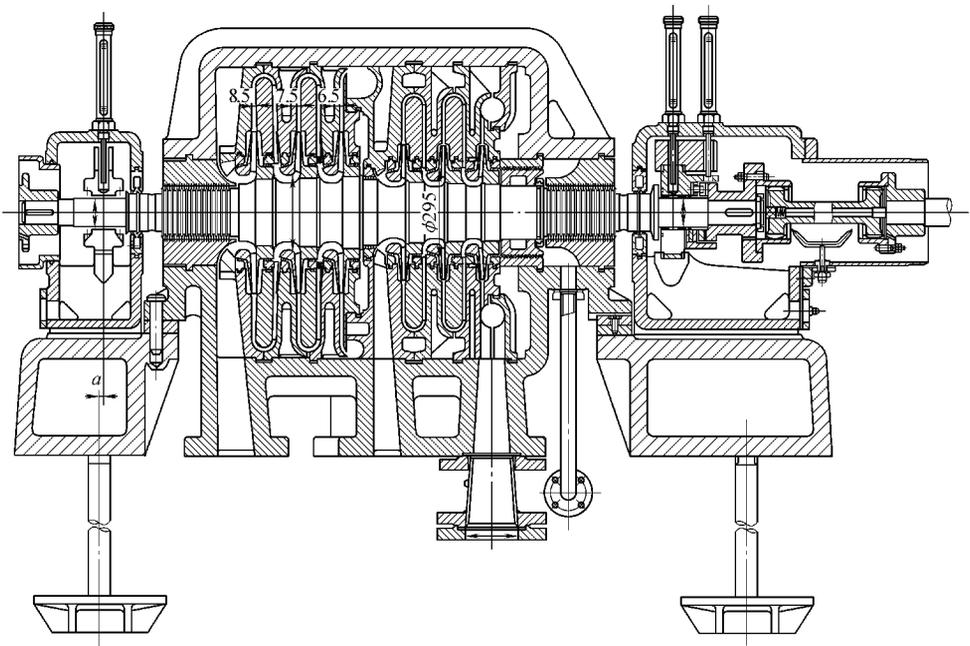


图 A-1 DA120 - 121 型离心压缩机

为三段，每段由三个叶轮组成，两段之间有一次中间冷却。

由于压缩机的流量较小，流道宽度太窄，第二段的叶轮最小出口宽度 $b_2 = 9\text{mm}$ ，如采用直壁扩压器结构，则会给制造带来了很大困难，因此采用了无叶扩压器的结构。压缩机第一段的三个叶轮所采用的进出口安装角均为 $\beta_{1A} = 35^\circ$ 、 $\beta_{2A} = 42^\circ$ ；第二段的三个叶轮均为 $\beta_{1A} = 30^\circ$ ， $\beta_{2A} = 38^\circ$ 。第一段的叶轮圆周速度为 $u_{2I} = 275\text{m/s}$ ，第二段的 $u_{2II} = 253\text{m/s}$ 。为了改善较窄回流器的流动性能，采用了钢板焊接而成的回流器结构。

整个压缩机采用取效率法进行设计计算，并经过了个别级的级性能试验进行验证，第一段的多变效率取 $\eta_{dbI} = 0.8$ ，第二段的多变效率取 $\eta_{dbII} = 0.75$ 。

由于压缩机的转速较高，为了提高转子的临界转速，采用了节鞭式无轴套的主轴结构。这样，既避开了共振，又简化了转子的结构。但是这种节鞭式的主轴在制造上比较复杂，同时也容易引起轴的弯曲。因此在制造和使用中应予以注意。

压缩机的低压缸采用了筒形铸铁机壳结构，这对于扩大压缩机的通用性和简化铸造工艺都是有利的，在这种机壳里只要采用更改隔板和转子尺寸的方法就能完成对压缩机的改型。

压缩机的轴承座和机壳分别采用了单独连接在底座上的结构，这对于多缸压缩机避免由于机壳的热胀变形而引起主轴找中的偏移来说，是很有利的。高、低压缸的轴承均采用了单独压盖式的轴承结构，这为压缩机的装配和使用也带来了方便。

2. DA1250-41 型离心压缩机

DA1250-41 型离心压缩机为 $1000\text{m}^3/\text{h}$ 制氧设备配套的空气压缩机。压缩机的主要性能参数如下：

压送介质：空气；	压缩机转速 $n = 6000\text{r/min}$ ；
进口压力 $p_j = 0.938\text{kgf/cm}^2$ ；	电动机功率 $P = 6500\text{kW}$ ；
进口温度 $t_j = 30^\circ\text{C}$ ；	冷却水温度 $t_{\text{进水}} = 27^\circ\text{C}$ ；
进口体积流量 $q_{Vj} = 80500\text{m}^3/\text{h}$ ；	冷却水量 $q_{V\text{水}} = 390\text{m}^3/\text{h}$ ；
出口压力 $p_c = 6.3\text{kgf/cm}^2$ 。	

压缩机分为四段，中间经过三次中间冷却，各段只有一个叶轮。压缩机的第一段为双进气式的叶轮，在叶轮进口前，设有可调导流叶片，可以通过传动机构对压缩机流量进行手动调节。第一段出口的气流，通过蜗壳把气体引向压缩机两侧的第一中间冷却器，气体冷却后再分别汇集到第二段，继续进行增压，气体通过第二段增压后，流向机壳侧面的第二中间冷却器进行冷却，然后再通过第三段叶轮的增压流向机壳另一侧的第三中间冷却器。气体经过第三中间冷却器冷却后，再流到第四

段进行最后增压，以达到所需要的压力。第四段叶轮的安置方向是与前面二、三级是相反的，这样可以减少转子的轴向推力，并省略平衡盘，同时使机壳高压端的向外漏气量也得到减少。

压缩机采用四级进行三次中间冷却的这种结构，其优点除了可以节省功率消耗外，还使得每段的压力比由于进口温度的下降而得到了增高。但是由于冷却器数目较多，也增加了机壳铸件结构的复杂性和安装的不便。

压缩机的每级都采用了无叶扩压器和蜗壳来进行气流的降速增压，因此使压缩机具有比较平坦的压力 - 流量性能曲线。

整个压缩机是由 6500kW 同步电动机，通过行星齿轮变速器进行驱动的，这种变速器具有体积小、重量轻等优点，但在制造工艺的要求上则比一般齿轮变速器要高。

3. DA180 - 101 型高压离心氧气压缩机 (图 A-2)

压缩机由高压、低压两缸组成。压缩机的主要性能如下：

输送介质：氧气；

低压缸进口压力 $p_j = 1 \text{ kgf/cm}^2$ ；

低压缸进口体积流量 $q_{Vj} = 185 \text{ m}^3/\text{min}$ ；

低压缸进口温度 $t_j = 20^\circ\text{C}$ ；

低压缸出口压力 $p_c = 6 \text{ kgf/cm}^2$ ；

高压缸出口压力 $p_K = 31.8 \text{ kgf/cm}^2$ ；

压缩机转速 $n = 14500 \text{ r/min}$ ；

压缩机组功率 $P = 2000 \text{ kW}$ ；

压缩机组冷却水温 $t_{\text{进水}} = 27^\circ\text{C}$ ；

压缩机组冷却水量 $q_{V\text{水}} = 200 \text{ m}^3/\text{h}$ 。

高压缸由三个压缩机段组成，每段有两个叶轮，叶轮后采用了无叶扩压器和蜗壳进行气流的降速增压。高压缸第三段叶轮的安置方向与前两段相反，以减小转子的轴向推力。缸的第一、第二段出口都将气流引向机壳侧面的中间冷却器，通过冷却后再引入下一段进行继续增压。高压缸的显著特点是在压缩机的两端采用了氮气密封装置，使用了高压氮气防止高压缸氧气的外漏，并在梳齿形密封的中间把泄漏到密封中间的氧氮混合气通往高、低压缸的进气管。

氧压机的低压缸，除了在气缸两端的密封上采用了与高压缸相类似的氮气密封装置外，其他结构则与 DA1250 - 41 型空气压缩机相类似。

低压缸和高压缸的转子通过联轴器连接在一起，并由一个 2000kW 的电动机通过同一行星齿轮增速机进行增速驱动。

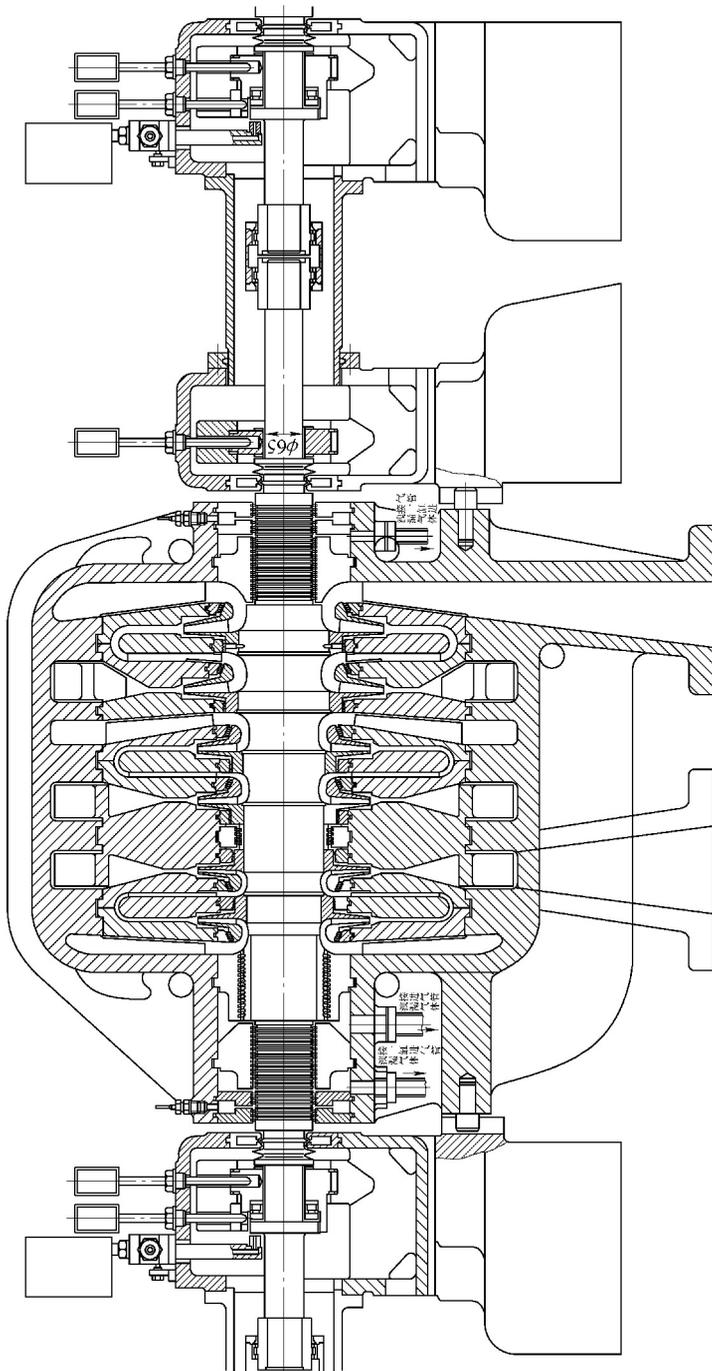


图 A2 DA180 - 101 型高压离心氧气压缩机

附录 B DA500-41 型氧气压缩机计算

DA500-41 型氧气压缩机用于 25000m³/h 的空分设备，如图 B-1 所示。

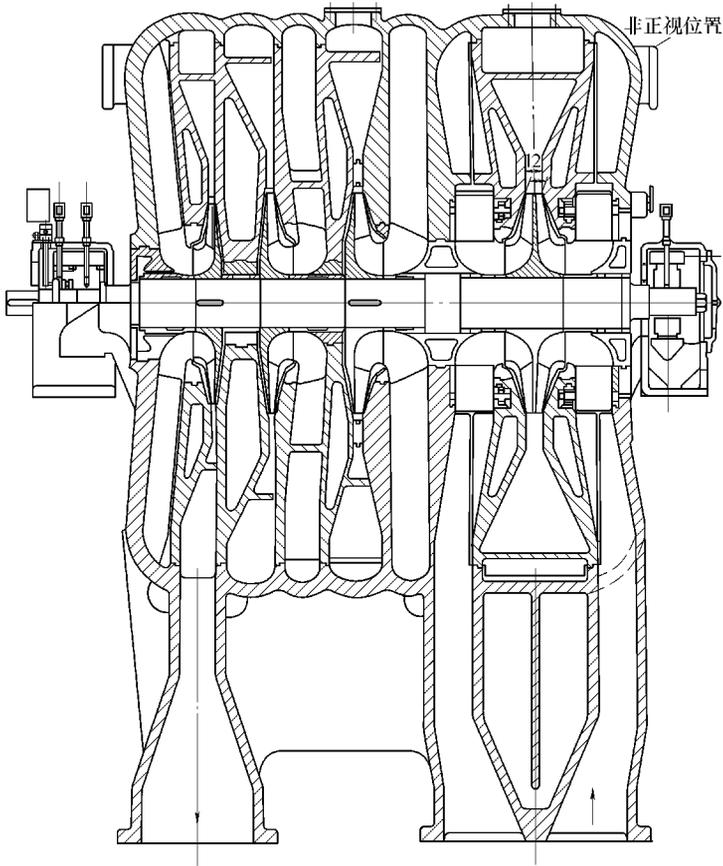


图 B-1 DA500-41 型离心氧气压缩机

1. 设计参数

压送气体：干燥氧气 99.6%； 进口压力 $p_j = 1.02 \text{ kgf/cm}^2$ ；

标准体积流量 $q_{VB} = 27000 \text{ m}^3 (\text{标})/\text{h}$ ； 出口压力 $p_c = 7.2 \text{ kgf/cm}^2$ ；

标准气体密度 $\rho_B = 1.428 \text{ kg/m}^3$ ； 压力比 $\varepsilon = 7.06$ ；

进口温度 $t_j = 27^\circ\text{C}$ ； $R = 26.5, K = 1.4$ ；

进口气体密度 $\rho_j = \frac{p_j}{RT_j} = \frac{10200}{26.5 \times 300} \text{ kg/m}^3 = 1.283 \text{ kg/m}^3$

$$\begin{aligned} \text{进口体积流量 } q_{Vj} &= \frac{q_{VB}\rho_B}{\rho_j} = \frac{27000 \times 1.428}{1.283} \text{m}^3/\text{h} = 30050 \text{m}^3/\text{h} \\ &= 500 \text{m}^3/\text{min} = 8.347 \text{m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

$$\text{质量流量 } q_m = q_{Vj}\rho_j = 8.347 \times 1.283 \text{kg/s} = 10.71 \text{kg/s}$$

2. 几何参数

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
1	叶轮外径 D_2	mm	638	638	638	574
2	叶轮进口直径 D_0	mm	332	345	320	306
3	叶片进口直径 D_1	mm	357	378	346.5	326
4	轮毂直径 d	mm	190	190	190	190
5	叶片圆弧曲率半径 R_k	mm	573	613	511	384
6	叶片圆弧中心圆半径 R_0	mm	434.5	459	371	252
7	叶片进口宽度 b_1	mm	38.9	47.9	34.4	28.1
8	叶片出口宽度 b_2	mm	22.5	25	16.5	14
9	轮盖斜度 θ		9°7'	10°	7°	6°30'
10	叶片进口安装角 β_{1A}		33°	30°	30°	28°
11	叶片出口安装角 β_{2A}		48°40'	47°	46°20'	41°
12	叶片厚度 δ	mm	2.5	2.5	2.5	8
13	叶片摺边宽度 Δ	mm	15/15	15/15	15/15	—
14	叶片数 z	片	22	22	22	22
15	扩压器进口直径 D_3	mm	675	675	675	675
16	扩压器出口直径 D_4	mm	864	870	875	792
17	无叶扩压器宽度 $b_3 = b_4$	mm	46	26	18	15
18	级的进口尺寸	mm	1250 × 470	1460 × 130	1460 × 130	1460 × 130
19	级的出口尺寸	mm	1460 × 415	1460 × 400	1460 × 400	φ400
20	进口阻塞系数 $\tau_1 = 1 - \frac{z_1 \delta_1 (1 + \frac{2\Delta}{b_1})}{\pi D_1 \sin \beta_{1A}}$	—	0.8405	0.8494	0.8108	0.7483
21	出口阻塞系数 $\tau_2 = 1 - \frac{z_2 \delta_2 (1 + \frac{2\Delta}{b_2})}{\pi D_2 \sin \beta_{2A}}$	—	0.9148	0.9174	0.8931	0.8977
22	叶轮进口面积 $F_0 = \frac{\pi}{4}(D_0^2 - d^2)$ (双进风) $F_0 = \frac{\pi}{2}(D_0^2 - d^2)$	m ²	—	0.06513	0.05207	0.04519
			0.11644	—	—	—
23	叶片进口面积 $F_1 = \pi D_1 b_1 \tau_1$ $F_1 = 2\pi D_1 b_1 \tau_1$	m ²	—	0.0483	0.03056	0.02154
			0.0733	—	—	—

(续)

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
24	叶片出口面积 $F_2 = \pi D_2 b_2 \tau_2$ $F_2 = 2\pi D_2 b_2 \tau_2$	m^2	—	0.0459	0.02955	0.02266
			0.0825	—	—	—
25	无叶扩压器出口面积 $F_4 = \pi D_4 b_4$	m^2	0.125	0.0711	0.04948	0.0373
26	级的进口面积 F_j	m^2	0.588	0.3795	0.1898	0.1898
27	级的出口面积 (冷却器进口) F_5	m^2	1.216	0.584	0.584	—
28	压缩机出口面积 $F_0 = \frac{\pi}{4} D^2$	m^2	—	—	—	0.1257

3. 气体动力计算

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
1	气体常数 R	$kg \cdot m / (kg \cdot ^\circ C)$	26.5	26.5	26.5	26.5
2	等熵指数 K	—	—	1.4	1.4	1.4
3	冷却器阻力损失 Δp	—	—	0.015	0.015	0.015
4	级的进口压力 $p_j = p_5 - \Delta p$	kgf/cm^2	1.02	1.765	2.955	4.845
5	级的进口温度 t_j/T_j	$^\circ C/K$	27/300	36/309	46/319	46/319
6	进口密度 $\rho_j = \frac{p_j}{RT_j}$	kg/m^3	1.283	2.155	3.493	5.73
7	质量流量 q_m	kg/s	10.71	10.71	10.71	10.71
8	进口体积流量 $q_{vj} = q_m / \rho_j$	m^3/s	8.347	4.97	3.07	1.87
9	η_{db} (取)	—	0.81	0.81	0.78	0.77
10	$\sigma = \eta_{db} \frac{K}{K-1}$	—	2.835	2.835	2.73	2.695
11	转速 n	r/min	—	—	8877	—
12	圆周速度 $u_2 = \frac{\pi D_2 n}{60}$	m/s	296.5	296.5	296.5	266.8
13	$u_1 = \frac{\pi D_1 n}{60}$	m/s	165.7	175.7	161.1	151.5
14	级的进口速度 $c_j = \frac{q_{vj}}{F_j}$	m/s	14.2	13.1	16.2	9.86
15	k_{v0} (选)	—	0.9821	0.9802	0.9894	0.995
16	$c_0 = \frac{q_{vj}}{k_{v0} F_0}$	m/s	73	77.9	59.6	41.6
17	$\Delta t_0 = \frac{c_0^2}{2gR \frac{K}{K-1}}$	$^\circ C$	-2.93	-3.33	-1.95	-0.95
18	$k_{v0} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta t_0}{T_j}$	—	0.9821	0.9802	0.9894	0.995

(续)

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
19	k_{V_i} (选)	—	0.9519	0.9627	0.9674	0.977
20	$c_1 = \frac{q_{V_i}}{k_{V_i} F_1}$	m/s	119.8	106.9	104.6	88.8
21	$\Delta t_1 = -\frac{c_1^2}{2gR} \frac{K}{K-1}$	°C	-7.86	-6.28	-6.01	-4.33
22	$k_{V_i} = 1 + (\sigma - 1) \frac{\Delta t_1}{T_j}$	—	0.9519	0.9627	0.9674	0.977
23	$c'_1 = \tau_1 c_1$	m/s	100.7	90.8	84.8	66.5
24	$K'_c = \frac{c'_1}{c_0}$	—	1.38	1.165	1.422	1.6
25	$\tan \beta_1 = \frac{c_1}{u_1}$	—	0.723	0.609	0.649	0.586
26	进口气流角 $\beta_1 = \arctan \frac{c_1}{u_1}$		35°52'	31°	32°59'	30°22'
27	冲角 $i = \beta_{1A} - \beta_1$		-2°52'	-1°	-2°59'	-2°22'
28	$w_1 = \frac{c_1}{\sin \beta_{1A}}$	m/s	219.6	213.8	209.2	182.5
29	k_{V_2} (选)	—	1.2645	1.2475	1.233	1.1545
30	$c_{2r} = \frac{q_{V_i}}{k_{V_2} F_2}$	m/s	80	86.9	84.2	69.45
31	流量系数 $\varphi_{2r} = \frac{c_{2r}}{u_2}$	—	0.2695	0.2930	0.2840	0.2610
32	$K_z = 1 - \frac{\pi}{z} \sin \beta_{2A}$	—	0.8928	0.8956	0.8967	0.9063
33	$\varphi_{2u} = K_z - \varphi_{2r} \cot \beta_{2A}$	—	0.6558	0.6224	0.6255	0.6062
34	水力效率 η_h (选)	—	0.832	0.84	0.825	0.82
35	能量头系数 $x = \frac{\eta_h \varphi_{2u}}{g}$	—	0.5565	0.0533	0.0526	0.0507
36	多变功 $h_{dh} = x u_2^2$	kg · m/kg	4895	4685	4625	3610

(续)

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
37	$\tan\alpha_2 = \frac{\varphi_{2r}}{\varphi_{2u}}$	—	0.411	0.471	0.454	0.4306
38	叶轮出口气流方向角 α_2		22°21'	25°13'	24°25'	23°18'
39	$c_2 = \frac{c_{2r}}{\sin\alpha_2}$	m/s	210	254	204	176.7
40	$\Delta t_2 = \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_2^2}{2g} \right)$	°C	40.9	39.6	41.1	33.5
41	$k_{V_i} = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.2645	1.2475	1.233	1.1845
42	$\varepsilon_2 = \left(1 + \frac{\Delta t_2}{T_j} \right)^{\sigma}$	—	1.4365	1.407	1.392	1.309
43	$\rho_2 = \rho_j k_{V_2}$	kg/m ³	1.622	2.685	4.31	6.78
44	$t_2 = t_j + \Delta t_2$	°C	67.9	75.6	87.1	79.5
45	$p_2 = \varepsilon_i p_j$	kgf/cm ²	1.465	2.485	4.11	6.34
46	$w_2 = \frac{c_{2r}}{\sin\beta_{2A}}$	m/s	106.6	118.9	116.5	106.1
47	相对速度比 $\frac{w_1}{w_2}$	—	2.06	1.8	1.795	1.72
48	$\alpha_4 \approx \alpha_2$		22°21'	25°13'	24°25'	23°18'
49	k_{V_4} (选)	—	1.371	1.545	1.328	1.25
50	$c_4 = \frac{q_{Vj}}{k_{V_4} F_4 \sin\alpha_4}$	m/s	128	122.1	113.2	101.4
51	$\Delta t_4 = \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_4^2}{2g} \right)$	°C	56.2	54.14	56.85	44.9
52	$k_{V_4} = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.371	1.345	1.328	1.25
53	$\varepsilon_4 = \left(1 + \frac{\Delta t_4}{T_j} \right)^{\sigma}$	—	1.627	1.58	1.564	1.426
54	$\sigma_4 = \rho_j k_{V_4}$	kg/m ³	1.76	2.90	4.64	7.16
55	$t_4 = t_j + \Delta t_4$	°C	83.2	90.14	102.85	90.9
56	$p_4 = \varepsilon_4 p_j$	kgf/cm ²	1.658	2.79	4.62	6.90

(续)

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
57	k_{V5} (选)	—	1.434	1.401	1.371	1.283
58	$c_5 = \frac{q_{Vj}}{k_{V5} F_5}$	m/s	4.86	6.07	3.80	11.5
59	$\Delta t_5 = \frac{1}{R} \frac{K}{K-1} \left(\frac{h_{db}}{\eta_{db}} - \frac{c_5^2}{2g} \right)$	°C	65.18	62.38	63.9	50.5
60	$k_{V5} = \left(1 + \frac{\Delta t_5}{T_j} \right)^{\sigma-1}$	—	1.434	1.401	1.371	1.283
61	$\varepsilon_5 = \left(1 + \frac{\Delta t_5}{T_j} \right)^\sigma$	—	1.746	1.684	1.684	1.484
62	压缩机出口密度 $\rho_5 = \rho_j k_{V5}$	kg/m ³	1.84	3.02	4.79	7.35
63	压缩机出口温度 $t_5 = t_j + \Delta t_5$	°C	92.2	98.4	109.9	96.5
64	压缩机出口压力 $p_5 = \varepsilon_5 p_j$	kgf/cm ²	1.78	2.97	4.86	7.2
65	压缩机压力比 $\varepsilon = \frac{p_5 1 v}{p_{j1}}$	—	—	—	—	7.06
66	泄漏系数 $\bar{\alpha}$	—	0.7	0.7	0.7	0.7
67	叶片进口直径 D_1	mm	357	378	346.5	326
68	叶轮外径 D_2	mm	638	638	368	574
69	轮盖密封直径 D_m	mm	373	395	364	350
70	密封间隙 $s = 0.2 + 0.4 \frac{D_m}{1000}$	mm	0.45	0.45	0.45	0.43
71	比容比 k_{V2}	—	1.264	1.2475	1.233	1.1845
72	密封齿数 z	—	4	4	4	4
73	叶轮阻塞系数 τ_2	—	0.9148	0.9174	0.8931	0.8977
74	相对宽度 $\frac{b_2}{D_2}$	—	0.0353	0.0392	0.02585	0.0244
75	流量系数 φ_{2r}	—	0.2695	0.2930	0.2840	0.2610
76	周速系数 φ_{2u}	—	0.6558	0.6224	0.6255	0.6062
77	$\beta_{\text{漏}} = \frac{\alpha \frac{D_m 1000 s}{D_2} \sqrt{\frac{3}{4z} \left(1 - \frac{D_1^2}{D_2^2} \right)}}{1000 \tau_2 \frac{b_2}{D_2} \varphi_{2r} \sqrt{k_{V2}}}$	—	0.0107	0.00906	0.0141	0.01833

(续)

序号	名称及计算公式	单位	级数			
			I	II	III	IV
78	$\beta_{\text{阻}} = \frac{0.172}{1000\tau_2\varphi_{2u}} \frac{b_2}{D_2} \varphi_{2r}$	—	—	0.02625	0.0419	0.0496
79	$\beta_{\text{阻}} = 0.5 \frac{0.172}{1000\tau_2\varphi_{2u}} \frac{b_2}{D_2} \varphi_{2r}$	—	0.0151	—	—	—
80	质量流量 q_m	kg/s	10.71	10.71	10.71	10.71
81	$P_i = \frac{q_m u_2^2}{g102} \varphi_{2u} (1 + \beta_{\text{阻}} + \beta_{\text{漏}})$	kW	634	607	622	494
82	内功率 $P_{\text{内}} = \sum P_i$	kW	2357			
83	轴功率 $P_{\text{轴}} = \frac{P_{\text{内}}}{\eta_{\text{机械}}} = \frac{2357}{0.98}$	kW	2400			
84	等温功率 $P_{\text{dw}} = \frac{q_m}{102} RT_1 \ln \varepsilon$	kW	1633			
85	等温效率 $\eta_{\text{dw}} = \frac{P_{\text{dw}}}{P_{\text{轴}}}$		69.4%			

参 考 文 献

- [1] 徐忠. 离心式压缩机原理 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1990.
- [2] 朱报祯. 郭涛. 离心压缩机 [M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1989.
- [3] 里斯 B Ф. 离心压缩机械 [M]. 董孝强, 等译. 北京: 机械工业出版社, 1965.
- [4] 西安交通大学透平压缩机教研室. 透平压缩机测试技术 [M]. 北京: 机械工业出版社, 1981.

机械工业出版社机械分社部分 《从校园到职场丛书》目录

书号	书名	作者	定价
26254	工业设计师必备的材料与工艺常识	闫卫	48.00
26284	工业设计师必备的基本技能	闫卫	50.00
26302	工业设计师必备的基础知识	闫卫	48.00
27001	阀门设计入门与精通	陆培文	77.00
26068	工业检测技术从入门到精通	董永贵	45.00
28121	工业工程方法从入门到精通	熊永家 姜文忠	37.00
27908	数字控制网络架构从入门到精通	韩兵	44.00
28878	工业生产技术	蔡安江 等	23.00
24063	冲压模具工程师专业技能入门与精通	关明	30.00
27589	焊接工程师专业技能入门与精通	吴金杰	45.00
28879	阀门制造工艺入门与精通	陆培文	69.00
34139	特种铸造生产工艺及装备入门与精通	耿鑫明	52.00
35894	铸件成型技术入门与精通	李魁盛	78.00
37079	铸造企业质量管理及检验入门与精通	房贵如	65.00
22907	冲压模具工程师专业技能入门与精通	关明	30.00
22938	压铸模具工程师专业技能入门与精通	甘玉生	30.00
26586	机械加工工艺规程设计	崔长华 等	27.00
39595	通风机设计入门与精通	商景泰 等	89.00
39705	压力容器设计制造入门与精通	俞树荣	89.00

地址:北京市百万庄大街22号
邮政编码:100037

电话服务
社服务中心:010-88361066
销售一部:010-68326294
销售二部:010-88379649
读者购书热线:010-88379203

网络服务
教材网: <http://www.cmpedu.com>
机工官网: <http://www.cmpbook.com>
机工官博: <http://weibo.com/cmp1952>
封面无防伪标均为盗版



机械工业出版社微信服务号

上架指导 工业技术 / 通用机械 / 压缩机

ISBN 978-7-111-48106-5

策划编辑◎沈红 / 封面设计◎路恩中

ISBN 978-7-111-48106-5



9 787111 481065 >

定价: 39.00元