

压缩机
气阀设计与
力学原理

DESIGN AND
MECHANICS
OF
COMPRESSOR
VALVES

美 W·索德尔著 ●
王迪生译 ●

西安交通大学出版社 ●

压缩机气阀设计与力学原理

[美] W·索德尔 著

王迪生 译 束鹏程 校

西安交通大学出版社

内 容 提 要

《压缩机气阀设计与力学原理》是美国 Purdue 大学 W. Soedel 教授为 1984 年第七届国际压缩机工程学术会议举办的《气阀设计》短训班编写的教材。这是作者在综合十几年来国际上 200 多篇气阀研究论文的基础上，加上自己的气阀研究成果和丰富经验而编写成的。本书系统而通俗地介绍了作者对气阀设计的一些观点和方法，包括气阀设计的基本步骤、计算、实验、气阀可靠性、噪声、容积损失、能量损失、计算机模拟和最优化等，也介绍了一些气阀研究的专题成果。

本书可供从事压缩机设计研究和运行的工程技术人员使用，也可供高等院校有关专业的师生参考。

DESIGN AND MECHANICS OF COMPRESSOR VALVES

by Dr. Werner Soedel

压缩机气阀设计与力学原理

[美] W·索德尔 著

王迪生 译 束鹏程 校

责任编辑 早 雪

西安交通大学出版社出版

(西安市咸宁路 88 号)

西安交通大学出版社印刷厂印装

陕西省新华书店发行 各地新华书店经售

*

开本 787×1092 1/32 印张 6.375 字数 131 千字

1986年10月 第一版 1986年10月 第一次印刷

印数：1——2000 册

统一书号：15340·092 定价：1.55 元

译 者 序

气阀设计是压缩机设计最重要的环节之一。随着科学技术的迅速进步,对现代压缩机气阀的工作效率和可靠性提出了越来越高的要求。遗憾的是,目前国内气阀设计制造水平,仍然无法完全改变压缩机工程中气阀寿命短和工作效率低的技术落后局面,故气阀一直未能脱掉“易损件”的帽子。正是为了提高气阀工作效率和使用寿命,世界各国压缩机行业都曾经并且还继续在气阀的研究工作中投入较大的精力和物力。

美国 Purdue 大学 Herrick 实验室,不但是美国国内培养压缩机专业工程师、高级专门技术人员和进行压缩机科研工作的中心,也是世界公认的压缩机工程研究和技术交流中心,自 1958 年以来,在压缩机工程的各个方面都做了许多深入的研究工作。到 1984 年,先后公开发表压缩机方面有关的科技论文 187 篇,影响较大;而 W·Soedel 教授是 Herrick 实验室的三位主要技术领导成员之一,从六十年代开始就一直从事或指导研究生、进修留学生进行压缩机的研究工作,先后公开发表具有指导意义的压缩机工程方面的研究论文几十篇,而在气流脉动和气阀方面作的研究工作则更多。这本书就是 W·Soedel 教授为第七届国际压缩机工程学术会议举办的气阀设计短训班编写的教材,并由作者亲自讲授。

本书综合了世界各国 200 多篇气阀研究论文,结合 W·Soedel 教授本人在气阀研究方面的成果和体会,按学术观点,如流体力学、热力学、传热学、机械学、计算机模拟和

最优化控制的观点，对气阀设计进行系统而通俗的介绍。

作为短训班教材，本书叙述比较简要。但作者的观点，对气阀设计和研究工作是很有参考价值和指导意义的。

本书的翻译出版，得到压缩机教研室教师的积极支持和帮助。特此致谢。

限于水平，译文中难免有错误和不当之处，恳请广大读者指正。

王迪生

1986.6 于西安交大压缩机教研室

目 录

1. 引 言	(1)
2. 气阀设计的基本步骤	(4)
2.1 热力学分析	(4)
2.2 指示图的构成及阀片运动规律 和速度的估测	(6)
2.3 通流面积的计算	(10)
2.4 合理气阀升程的确定	(11)
2.5 关于是否要用气阀升程限制器	(12)
2.6 作用在阀片上气体推力的确定及 有效刚度的选择	(14)
2.7 为什么需要设置弹簧或提供弹簧刚度	(15)
2.8 关于舌簧阀结构的设想 (应变能量如何分布)	(16)
2.9 管路容积	(18)
2.10 应考查的其他项目	(19)
2.11 首先应选择什么样的材料	(20)
2.12 多缸压缩机	(23)
2.13 多级压缩机	(23)
3. 选择初步设计	(24)
3.1 有效通流面积与升程的函数关系	(24)
3.2 有效升力面积与升程的函数关系	(29)
4. 选择台架试验	(34)
4.1 有效通流面积的测量	(34)

4.2	有效升力面积的测量	(38)
4.3	固有频率和振型	(41)
4.4	静应变和静应力测量	(45)
5.	样品试验	(48)
5.1	综合性能试验充分吗	(48)
5.2	测试的示功图	(49)
5.3	吸、排气腔压力测量	(54)
5.4	气阀升程测量	(56)
5.5	应变测量	(58)
5.6	寿命试验	(58)
6.	可靠性	(63)
6.1	为什么需要更多的信息	(63)
6.2	为什么要区分不同类型的应力	(64)
6.3	弯曲应力	(68)
6.4	弯曲疲劳分析	(74)
6.5	撞击应力	(76)
6.6	抛光处理	(97)
6.7	喷丸处理	(102)
6.8	表面擦痕和表面缺陷	(104)
6.9	温度的影响	(110)
6.10	腐蚀的影响	(110)
6.11	材料杂质的影响	(111)
6.12	磨损的影响	(111)
6.13	液击	(112)
7.	气阀噪声	(113)
7.1	气流脉动	(113)

7.2	气阀颤振	(115)
7.3	吸、排气阀的消声器	(120)
7.4	撞击噪声	(125)
7.5	湍流引起的噪声	(126)
8.	容积损失	(127)
8.1	泄漏	(127)
8.2	回流	(128)
8.3	吸气加热	(130)
8.4	余隙容积	(131)
8.5	谐振吸气管道	(132)
9.	能量损失	(135)
9.1	流动损失	(135)
9.2	气流脉动引起的损失	(139)
9.3	回流和余隙气体膨胀引起的能量损失	(143)
9.4	气阀泄漏引起的能量损失	(145)
9.5	吸气加热引起的能量损失	(146)
9.6	沉积物的形成引起的能量损失	(146)
10.	气阀运动的计算机模拟	(147)
10.1	为什么及怎样进行计算机模拟	(147)
10.2	简单模型与复杂模型比较	(149)
10.3	现在使用的是什么样的程序	(151)
10.4	计算机绘图	(152)
10.5	最优化	(155)
11.	小 结	(156)
	参考文献	(159)

1. 引 言

写这本小册子的目的在于为“压缩机气阀设计与力学原理”短训班提供一份教材。这个短训班是由普渡大学机械工程系 Ray.W. Herrick 实验室主办的，但我希望它在该课程外也是有用的。

这本书主要为刚步入压缩机领域，特别是从事气阀设计的工程师写的，它也可能引起其他领域的工程师的关注。因为，某些增压器、真空泵上的阀，甚至两冲程发动机的逆止阀，都是根据同样的原理设计的。我想，它也应引起有经验的设计师们的兴趣，尽管他们可能会从某些章节中发现我的研究工作并不完善，但同样也可能发现本书会使自己的观点得到扩充；这本书也应该引起管理工作者的注意，因为在他作出决策时，需要知道在研究工作中探索的全局观点，存在的问题和成功的经验；本书更应该引起气阀这个领域内研究学者们的注意，他们或许从中能发现一、二个新问题。

工程中的许多项目，特别是按照学术观点，可以被划分为诸如热力学、传热学、机械学等工程学科。我认为，尽管要作出各种努力来使设计符合科学规律，但设计本身就是一门艺术。在很大程度上，它是一个创造性的直观过程，这个过程的最佳形式是基于对工程科学的充分掌握。为此，在这本书中，我采用了少有的第一人称文体。这也是过去的科学研究中常用的文体，直到十九世纪末，出现了人们应当用

非人称文体来论证事物的客观性的思想后才改变。但在本书中，对气阀设计，我提出了一个很主观的看法，因此除第一人称以外的任何文体，都将呈现客观全然不存在的事物的幻觉与假象。

这本书尽管列出了 200 多篇参考文献，但对文献的回顾仍不完全。这是因我个人收集的许多文献失散，或是被我的研究生们无意中带走了。虽然有我同事个人汇订论文的协助，由于时间仓促，仍然有许多没能查到。语言障碍也总是个问题，它导致了东欧引文的相对缺少。而且，似乎人们本能地总是把自己只限于阅读某些杂志，例如，有关化学工业文献的杂志可能就为人们所忽视，除非另有作者引用了它们。另外，由于粗心，有些文献或许也未列出。

所以，希望本书的读者如果发现自己的有关气阀设计的文章未被列入，就请寄给我一份带有引文的论文复制件。引文是必要的，因我个人收集的论文中，由于缺少引用期刊或文集的期号而无法搜集到该期刊或文集。另外，由于难于获得出版，且要拖延时间，故十分希望得到论文复制件。我还希望那些用德、英、法以外的语言出版的、有关气阀方面的外国刊物的作者，如果有可能，用这三种语言之一附个摘要。

当然，如果能从作者之外的其他人手中得到我所没有的论文复制件，也是令人满意的。

这样做的目的是为了尽可能地使每个作者的工作在将来得到人们应有的承认。假如这本书重印，或许还可能带有最新的参考文献。

此外，本书的主要读者——设计者，也应该得到而且需要一份尽可能完善的参考文献。

需要声明的另一点是，本书的意图并不在于对每个研究者的工作作出公正的评述和讨论。在文中所列的参考文献号是在写作中为了解释所讨论的问题而引入的，并非参考文献中的每篇论文都在文中引出。在文中只用了参考文献号而避免使用人的名字，以避免造成仅是那些被引用的人才做出重大贡献的印象。

文中的插图一般取自过去出版的普渡压缩机会论文集上的论文，当然，也参考了一些专著。因为，我们有这些文集的版权，故无需得到许可，而对于其他文集或期刊，可能就必须要得到许可，但因时间限制，而未能这样做。

2. 气阀设计的基本步骤

2.1 热力学分析

假定我们从头开始，既无参考资料，也无有关气阀所需尺寸的任何概念。在转速 Ω [r/s] 的条件下，所设计的压缩机，其进气压力为 p_i [N/m²]，进气温度为 T_i [K]，排气压力为 p_d [N/m²]，并用质量流量 [kg/s] 表示输送的气体质量。

注意，上述定义避开了制冷行业所采用的特有规定，因为制冷技术不同于空气或气体压缩机技术，它习用饱和气体温度和过热度来描述工况。从制冷行业的观点来看，这是有一定意义的，但当我们讨论压缩机的设计时，就会使概念模糊不清。对于特定的制冷工质，可以用压焓图进行转换^[174]。饱和气体温度 T_1 决定了进气压力（图 2.1.1）， T_1 加过热度 ΔT 得到进气温度 T_i ，由进气压力 p_i 和进气温度 T_i 确定进气密度 ρ_i 。为了得到近似的排气工况，必须预估压缩过程，对于制冷压缩机和高速空气或气体压缩机（3600 r/min 以上），最好假设为等熵压缩。这样，沿着等熵线移到排气压力 p_d 就可得到排气密度 ρ_d 。其中， p_d 是由已知的饱和气体温度 T_2 而得到。

低速水冷的空气或气体压缩机，接近等温压缩状况。通常使用多方指数 n ，这样，排气温度和密度可由下式计算：

• 4 •

$$T_d = T_s \left[\frac{p_d}{p_s} \right]^{\frac{n-1}{n}} \quad (2.1.1)$$

$$\rho_d = \rho_s \left[\frac{p_d}{p_s} \right]^{\frac{1}{n}} \quad (2.1.2)$$

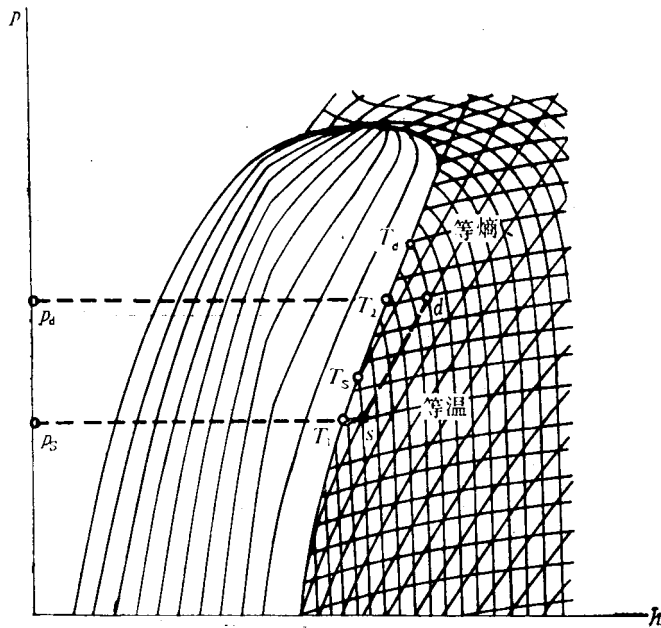


图 2.1.1 制冷行业所规定的压缩机运行工况在压焓图上的表示

n 的值介于等温压缩 $n=1$ 和等熵压缩 $n=K$ 之间。如果实验中发现 $n \gg K$ ，这预示可能有许多外部的热量传给了气体，它或由电机或柴油机传热引起，或由较大摩擦引起，也许是气阀泄漏等原因所引起。当然，也可能是由于设计上的原因，例如，在制冷压缩机高压侧，高温排气围绕着气缸，

即使经过了冷却，仍可发现那儿的温度高于由进气围绕的压缩机低压侧。

2.2 指示图的构成及阀片运动规律和速度的估测

有了上面的准备工作，就可以建造一个理想的压容图来帮助确定阀片运动规律。在此，假定压缩机行程容积的基本尺寸和压缩机运动形式已经确定，它们不是本书的讨论内容。但是，初次决定压缩机尺寸时，应该注意有重大影响的余隙容积有裕度。余隙容积是气阀设计的一个重要因素，因

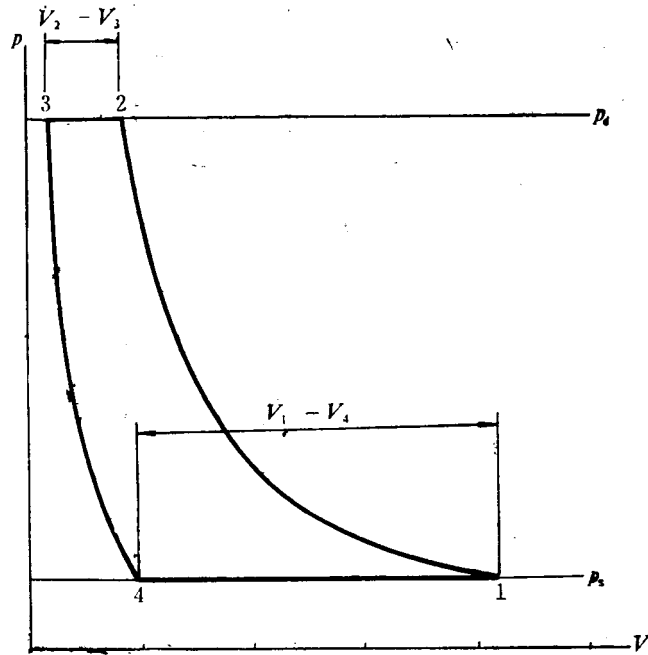


图 2.2.1 往复式压缩机的理想压容图

而，在决定设计尺寸时，或许还必须做进一步的修正。某些运动形式的压缩机，如滑片式压缩机，没有余隙容积，不会使余隙容积中的气体再膨胀，阻碍新鲜气体充入行程容积。

要设计气阀，必须先确定平均流速，它是由进、排气条件和阀片运动规律所决定。阀片运动规律为气阀运动设计的一个重要因素，它可由理想压容图得到，对于往复活塞式压缩机，其典型的压容图如图 2.2.1 所示。在位置 1，活塞处于下止点，此时，进、排气阀关闭，活塞开始压缩气体。在位置 2，达到排气压力，排气阀打开。假定气阀是理想的，即没有流动损失，气体在恒定的排气压力下排出，直至活塞到达上止点位置 3。这样，排出的气体容积就为 $V_2 - V_3$ 。

为了得到指示图，使用了大家熟知的关系式

$$p = p_0 \left[\frac{V_0}{V} \right]^n \quad (2.2.1)$$

因为理想指示图与转速无关，故按照传动机构的运动来建立容积与时间，最好是与曲轴转角成函数关系。如图 2.2.2 所示，当进气阀打开时，曲轴转过角度 $\theta_1 - \theta_4$ ；而排气阀打开时，曲轴转过角度 $\theta_3 - \theta_2$ 。

这些开启角可以转化为开启时间，假定转速 Ω [rad/s] 为常量，则：

$$t_1 - t_4 = \frac{1}{\Omega} (\theta_1 - \theta_4) \quad (2.2.2)$$

$$t_3 - t_2 = \frac{1}{\Omega} (\theta_3 - \theta_2) \quad (2.2.3)$$

对于给定的运动机构及进、排气压力，尽管图 2.2.2 所示曲线总是相同的，但气阀的开启时间显然反比于曲轴转速，因而，通流面积为 A_d 的理想排气阀内的平均流速为：

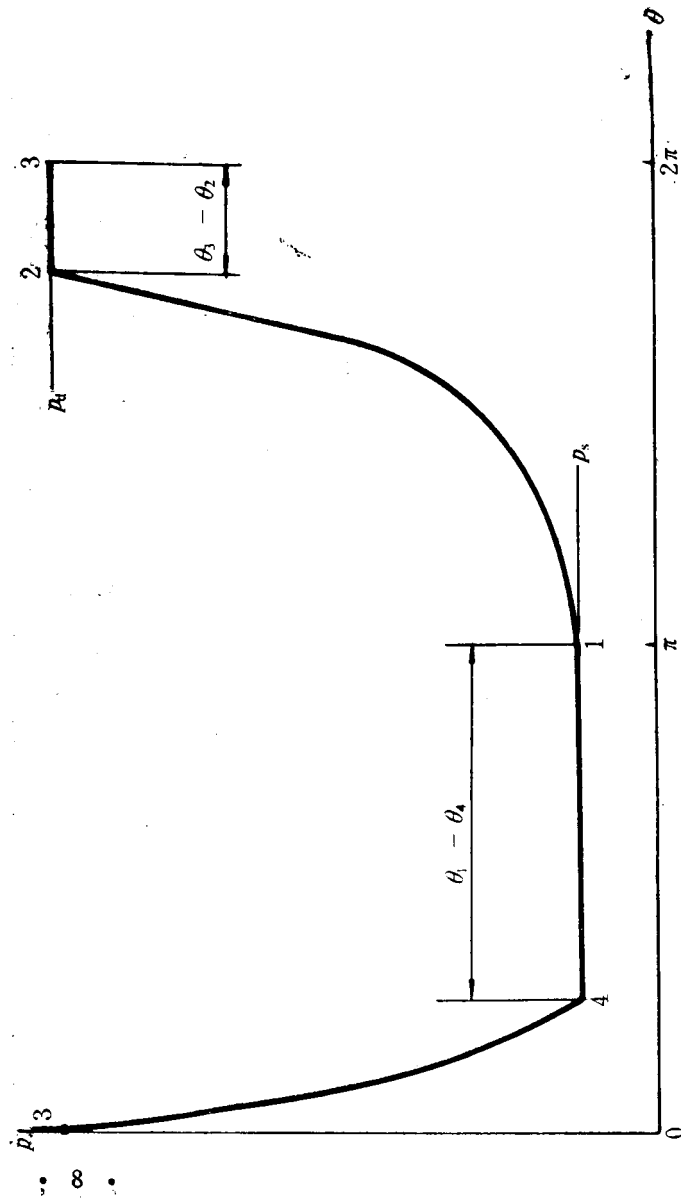


图 2.2.2 确定阀门开启时间的压力——曲轴转角图

$$v_d = \frac{V_2 - V_3}{(t_3 - t_2)A_d} = \frac{Q_d}{A_d} \quad (2.2.4)$$

注意，这是平均值。实际上，单位时间内排出的气体体积不是常量，而取决于阀运动规律的设计。在作更精确的计算时，还应当考虑到气阀不可能突然打开的情况，这将在后面讨论。

容积 V_3 是余隙容积，由于是气阀设计的一个因素，故首先就要估算它，它的存在影响压缩机容积效率 λ 。容积效率是进入进气阀的容积（进气条件下的质量也就是排气条件下排出的质量）与活塞行程容积之比。余隙容积从点 3 膨胀到点 4，在进气状态下进入气缸的气体容积仅是 $V_1 - V_4$ ，故

$$\lambda = \frac{V_1 - V_4}{V_1 - V_2} \quad (2.2.5)$$

如同其他任何教科书中一样，它可表示为

$$\lambda = 1 - \frac{V_3}{V_1 - V_2} \left[\left(\frac{p_d}{p_i} \right)^{\frac{1}{n}} - 1 \right] \quad (2.2.6)$$

还有其他因素影响容积效率。例如，由压力脉动引起的进气阀压力降低会延迟阀的关闭；若气体流经进气管时被加热，所能压送的质量就会减少等。然而，在这儿最好是忽略掉除余隙容积膨胀外的其它因素。这样，得到平均进气流速为

$$v_s = \frac{V_1 - V_4}{(t_1 - t_4)A_s} = \frac{Q_s}{A_s} \quad (2.2.7)$$

其中，所有的时间参数和容积可通过适当的运动学关系得到。显然，它们取决于压缩机的类型：曲柄驱动式，往复活塞式、滑片式、滚动活塞式等等。对于摆杆式压缩机，其容积和阀片开启时间因其振动幅值随负荷变化而较难计算。

2.3 通流面积的计算

按照经验和理论公式

$$\Delta p = \zeta \frac{\rho v^2}{2} = \zeta \frac{\rho M^2}{2} c^2 = \zeta \frac{\rho}{2} k R T M^2 \quad (2.3.1)$$

流经气阀的压力损失是流动速度平方的函数，在给定温度和
质量密度下，关键取决于马赫数的大小，推荐马赫数 $M \leq 0.2$ 。
有些作者按速度高低，压缩机大小来选定【165-175】。因而，
允许的流动速度为

$$v = M c \quad (2.3.2)$$

式中 $c = \sqrt{k R T}$ (2.3.3)

故需要的有效通流面积为

$$A = \frac{Q}{v} = \frac{Q}{M c} \quad (2.3.4)$$

注意： v 是允许的流速，是在阀开启时间内的平均值。设计的
第一步是布置气阀通道，给出有效通流面积。引入收缩系数 k_c ，
由于通常缺少这方面的资料，可取 $k_c = 0.6$ ，需要的几何通流
面积为

$$A_c = \frac{A}{k_c} \quad (2.3.5)$$

此论点对于进、排气阀同样适用。

压缩机行程容积随特征尺寸的三次方增大，而气阀通道的
有效面积只随特征尺寸的二次方增大，因而在给定转速下，
随着压缩机尺寸的增大，越来越难为气阀提供足够大的通流

*原文为 $A = \frac{Q}{v} = \frac{Q c}{M}$ ，恐有误。译者注

截面。显然，所需的气阀通流面积也正比于压缩机转速，故高速大型压缩机的气阀设计最困难。就通流截面限制来说，压缩机越小，气阀设计越容易。

对于某些压缩机，其气阀设计本来就容易，如滑片式压缩机就是一种。因为，随着滑片数的增加，每转内排气的次数也增加，压缩机越来越近于连续排气。在孔口截面和转速给定的条件下，这种方法可用来降低平均流速。实际上，如果不考虑压缩气体在各个基元容积与排气口接通时，又膨胀到各个基元容积所导致的效率降低，仅就压缩机运行来说，可不必设置排气阀。当然，单滑片压缩机是不能工作的。两滑片的压缩机即使排气阀已坏，仍可连续压缩气体，但是压缩机会变得很热。对于五个滑片的压缩机，若不考虑由于多滑片带来的其它影响，则可以不用排气阀。

讨论的目的指明， $M=0.2$ 并没有什么不可思议，不得不采用更高马赫数的人，对于指示图上显示的较大的气阀损失不必引以为怪。如同以往，设计就意味着采用折衷方案，本文的目的就是要人们以开阔的视野和透彻的理解来解决难题，认准目标和步骤，摆脱盲目探索和不断出错的无知状况。

2.4 合理气阀升程的确定

一旦确定了通流面积，就可用覆盖阀片或簧片的有效周长除之而得到升程高度。在勾画簧片草图和确定围绕它的流动形式时，引入“有效”这一术语很有必要。例如，对于环状阀，其有效周长如式 2.4.1 所示：

$$c = \pi(D_2 + D_3) \quad (2.4.1)$$

式中 D_3 是气流流过的内环通道的最小直径， D_2 是气流流过

的外环通道的最小直径，最小气道通常控制着流动。后面更精确的论述^[176,177,178]将指出，气流在外环流动较在内环流动的可能性更大。

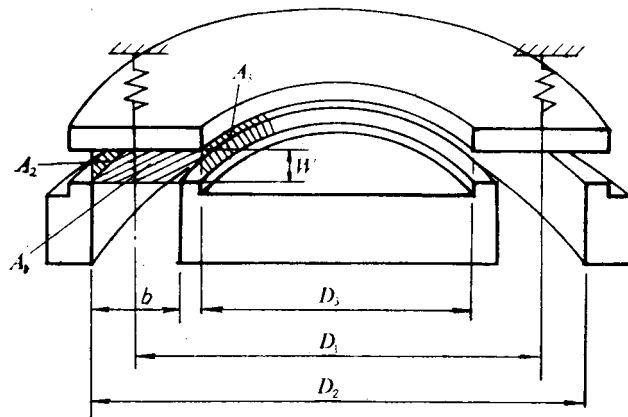


图 2.4.1 环状阀的通流截面

这样，得到所需的平均升程为

$$h = \frac{A_c}{c} = \frac{A_c}{\pi(D_2 + D_3)} \quad (2.4.2)$$

对于弹性环状阀，通道面积当然不是简单地用周长乘以升程高度，更确切地说， h 应解释为平均值。

2.5 关于是否要用气阀升程限制器

以我的观点，最好是设置限制器。这样，在阀片开启的大部分时间里，阀片可贴在这个限制器上。否则，阀片会由于突然打开并越过它的平衡位置约百分之百，随之而产生的受力特性可视为阶跃函数的响应曲线。仅仅因为这个理由，就会引起阀片颤振。因为阀片越过平衡位置后，不会慢慢地

返回平衡位置，而是向相反的方向冲去，引起气阀局部闭合，阻碍了一部分气体的排出，结果压力升高，阀片再次冲出阀座，重复上述过程。在此过程每个阀的开启周期中，阀片实际上可能多次接触阀座。

当热力过程要求气阀关闭时，阀片实际上可能位于偏离阀座最远的位置上而不能及时关闭，这样，负压差很快建立，使阀片以高的撞击速度猛击阀座，具有破坏性影响。

总之，设计合理的限制器，不会降低压缩机效率。近似地说，因有效的喉部面积控制着升程等于或大于 h 的气阀内的流动，比之所需值大的阀片升起高度并不能明显地改善气阀流动性能，如图 2.5.1 所示。限制器可以防止颤振，在一定程度上减少气流脉动和噪音。由于气阀在恰当的时候关闭，故热力性能没有降低，也防止了大的撞击应力。

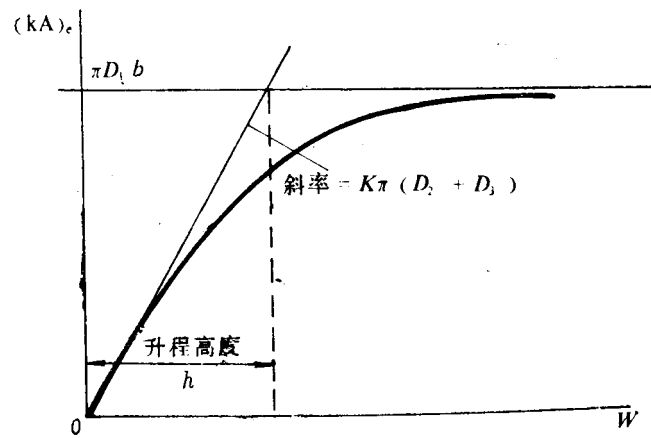


图 2.5.1 有效通流面积和升程高度的选择准则

2.6 作用在阀片上气体推力的确定及有效刚度的选择

以我之见，无论是设置弹簧的板状阀，还是自带弹性的舌簧阀，其有效刚度都由所需的最大升程 h 决定，阀片在气体推力的作用下，必须能达到该高度。在整个气阀开启周期中，气体力的性质相当复杂，若忽略由于阀片座合面宽而引起的伯努利效应、流线分离以及再附着等等，我们可以根据冲量定律来粗略地计算它。故达到开启高度 h 时可获得的平均气体力为

$$F = \rho A v^2 \quad (2.6.1)$$

式中 A 为有效通流面积，允许的速度 v 已知为

$$v = M c \quad (2.6.2)$$

于是得到

$$F = k A \rho M^2 \quad (2.6.3)$$

对于设置弹簧的板状阀，所需的总刚性系数 K 由下式决定：

$$K = \frac{F}{h} \quad (2.6.4)$$

对弹性舌簧阀，设计者必须先确定簧片的一般结构形式。由于是挠曲变形，上述简单方法确定的作用力作为合力，仅仅是个近似值。舌簧阀如马力或功率小的压缩机气阀那样，简单地覆盖在一个圆孔上，则刚性系数 K 为圆孔中心处的作用力与该处簧片的挠度之比。所以，对于悬臂梁形的舌簧阀，根据阀座面积选定宽度 b 后，就可从任一本手册中得到阀片厚度为

$$t = 2 L \sqrt{\frac{K}{E b}} \quad (2.6.5)$$

假设材料类型已确定，则可改变的两个量为宽度 b 和长度 L 。因为应力不能超过某个数值，故采用最大应力理论或其它疲劳理论作为限制条件。宽度 b 由孔的通流尺寸决定后，由应力条件就可给出长度 L 。

2.7 为什么需要设置弹簧或提供弹簧刚度

实际上，也可以不这样作，有些阀片浮动的气阀，例如图 2.7.1 所示的组合帽状阀^[21,22]，阀片随气流开启，贴在

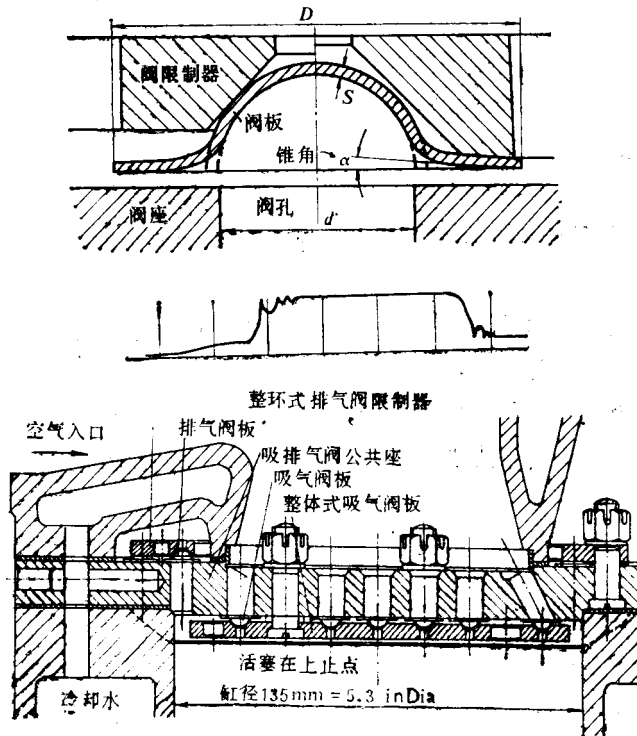


图 2.7.1 组合帽状阀

升程限制器上，然后随着气流的反向而返回阀座。为使倒流损失小，每个阀片质量必须尽可能小。如果质量大，则其惯性阻力会引起返回时间的延误，使气体倒流而引起容积效率和能量利用率降低，且阀片以很高的撞击速度猛击阀座。因此，设置弹簧或利用弹性舌簧阀刚度的目的，就是希望能使气阀在恰当的时刻关闭。

气阀迅速开启也要求阀片质量小，且在某种程度上不希望有弹簧作用。如果弹簧有效刚度太大，气阀可能及时关闭，但会延迟打开，这也增加了一些流动损失。

另一方面，也是次要方面，弹簧可起到减小对限制器的撞击作用。若弹簧受到预载，还可提高密封效果，减少泄漏，即减少了损失。

2.8 关于舌簧阀结构的设想（应变能量如何分布）

总的来说，最好是设计有弹性的气阀。对于弹性舌簧阀，我们必须给出一些有关它结构的设想。工程中，仿照他人的设计是时代的需要，只要是诚实的，就应当受到鼓励。所仿照的必须是成功的设计，而非不成功的设计（这需要知识和判断力来辨别），而且不拒付专利转让费而侵犯专利权。一种情况是从不同尺寸和型式的压缩机仿照其设计求出尺寸，另一种情况是受空间与造价限制而对原有的舌簧阀进行改进。这两种情况下，都应切记会由于在给定的材料质量上增加了太大的应变能而使其破坏。换句话说，就是应该提供尽可能多的可利用材料来贮存应变能。

在弹性舌簧阀中，应变能应尽可能均布，这就要求避免应力集中。

确定形状后,就可决定厚度了。我们已知所需的有效弹簧刚度 K ,如果形状太复杂,无法计算,则可通过简单的、甚至可能是粗糙的实验来确定厚度 t 。用一块塑料片切割出阀片形状(如果需要,也可按比例缩放),给出与在压缩机中相同的支承边界条件,在合力作用处附上一重量,或者在局部合力的位置上附上几个重量。要求所有重量引起的挠度不能大于阀片最大尺寸的10%,这样,就可以近似地在线性范围内讨论。在单纯力作用下,重力除以挠度则得到模型的刚性系数。由下式,我们就可按比例得到实际材料和实际尺寸阀片的刚性系数^[179,180]为

$$\frac{K_1}{K_2} = \frac{E_1}{E_2} \left[\frac{t_1}{t_2} \right]^3 \frac{1 - \mu_2^2 \left[\frac{L_2}{L_1} \right]^2}{1 - \mu_1^2} \quad (2.8.1)$$

这里,下标1表示模型,下标2表示实际气阀, E =杨氏模量, μ =泊松比; t =厚度, L =特征长度尺寸。在模型上的简单实验给出了 K_1 ,模型的 E_1 , t_1 , μ_1 和 L_1 已知。选定实际气阀阀片材料后,就确定了 E_2 , μ_2 ,我们已知 L_2 ,也知道了所要的刚性系数 K_2 。这样,厚度 t_2 由下式确定,即

$$t_2^3 = t_1^3 \left[\frac{E_1}{E_2} \right] \left[\frac{K_2}{K_1} \right] \left[\frac{1 - \mu_2^2}{1 - \mu_1^2} \right] \left[\frac{L_2}{L_1} \right]^2 \quad (2.8.2)$$

如果有板的静态有限元程序可利用,则可以用它代替上述过程。

在上述讨论中,我们已经选定了舌簧形状,知道了其厚度 t ,此厚度保证了阀片所要求的有效刚性系数,以使阀片在所期望的气体力作用下升起能限制气流速度的某个高度(一般由限制器限定)。现在再来估算应力。

在此总体设计阶段，还不可能作动力分析，所以建议应进行静应力分析。已经有确定阀片刚性系数 K 的静板有限元程序的人，就可用它来计算应力。如果最大静态主应力接近材料的疲劳强度，就需要改变舌簧阀形状。在有限制器时，初步设计的阀片的静应力应是疲劳极限的三分之一。如果没有限制器，名义静应力大约是疲劳极限的六分之一，因为，这种情况下的阀片动应力可能会达到有升程限制器情况下的两倍。

显然，这些都是粗略估算的方法。应记住，压缩机的实际动力情况可能大大不同于理想的静态变形情况，所以，需要引入安全系数。况且，疲劳极限只是统计平均值，常常是根据不很大的试样确定的。

2.9 管路容积

设计高速压缩机气阀时(3600r/min或更高)必须记住，任何气体都会由于本身质量而阻碍速度变化。

实际上，高转速时，流动阻力将以惯性作用为主；它正比于速度的平方，且作为稳态流动概念经典气阀流动阻力，模型的有效程度越来越差。

压缩机管道中的流动是间断性的，当排气阀打开后，气缸内排出的气体就会推动管道中已有的气体流动。随着压缩机转速的增高，这一问题越加重要。在3600r/min时，每转只需 $1/60$ s，而其中仅有极小的一部分时间用于使气缸内的气体排到管路中，这样就会产生管路压力下降，继而加速管道内已有的气体流动。这将导致压缩机应有的背压上升，引起很大的损失。当然，由于压力脉动的产生，实际情况甚至更复杂，这将在下文讨论。

在设计过程的这一阶段我们应确信，排气阀后的容积应尽可能大，对 3600r/min 的压缩机而言，它至少也应等于气缸容积，最好是等于两倍或三倍的气缸容积。对于进气阀也是如此，因为气缸突然充气，减少了进气管内的气体，由此会产生压力低于额定压力的情况。

绝不要把气阀直接与管道相接，除非管道横截面是气阀有效流通面积的数倍。这样，管道可看作气阀的延伸容积。

这个容积的作用就象是收集容积或贮气罐，使得供气过剩或不足并被暂时贮存起来（已知管道接通时间内流过其横截面的气体分子数量后，就可得到速度，据此限制加速度，也就限制了克服动态阻力所需的压力过剩或不足）。

2.10 应考查的其他项目

我们可以使气阀的通道面积足够大，以致使阀片靠在阀座上时其应力最大。在此情况下，最大压力负荷恒为进、排气压力差，它的简化模型已在设计中建立。

另一个要考虑的因素是撞击速度，遗憾的是，至今还没有一个恰当的方法能对它作出迅速评价。我个人认为，原来定义的参照速度并不实用。参照速度系指压缩机转速 ω (rad/s) 与阀片设计升程 A (mm) 之积，即

$$V_c = \omega A \quad (2.10.1)$$

例如，要求它不超过 $100 \sim 200 \text{mm/s}$ ^[165]，这个概念产生于这样的思路，即认为气阀撞击破坏与撞击速度有关，而撞击速度与压缩机转速及阀片最大升程有关，但忽略了它还与有效刚度、阀片质量、开启过程及气体推力有关。这样就建立了一个升程准则。例如，每分钟 3600 转的压缩机， $\omega = 377 \text{rad/s}$ ，

取 $V_c=200\text{mm/s}$ 为允许值, 则允许升程 A 应小于 1 毫米, 显然不堪使用。当然, 所引用的参照速度极限值取自低速大型压缩机的设计经验, 计算高速制冷压缩机的 V_c 值时, 我们发现其值约在 600mm/s 左右^[34]。

因而在此设计阶段, 除了知道撞击速度潜在的重要性以外, 我们可以撇开撞击速度作为设计准则; 如果采用了气阀升程限制器, 那是值得庆幸的, 这是因为除非我们不幸碰到限制器撞击问题, 这一措施在大多数情况下限制了对阀座的撞击速度, 是向正确的方向迈进了一步。如果已知阀片的固有频率 ω_n , 可以近似估算最小撞击速度 v_{\min} 的值。在气阀关闭过程中, 阀片落在阀座上时的最小撞击速度为

$$v_{\min}=h\omega_n \quad (2.10.2)$$

式中 h 为升程高度。

例如, 制冷机舌簧阀的一阶固有频率 $\omega=2400\text{rad/s}$, 而 $h=3\text{mm}$, 所以, $v_{\min}=7200\text{mm/s}$ 。很遗憾, 目前我们只有一个极限数值来判断气阀是否安全。

2.11 首先应选择什么样的材料?

选择阀片钢材的主要指标是

- 抗弯曲疲劳强度;
- 抗撞击能力;
- 抗腐蚀性。

高碳钢有好的抗撞击性能和极好的疲劳强度。如果要求能抗腐蚀, 就得采用各种类型的不锈钢。这很难作更具体的讨论, 更要避免各制造商之间的争论。但我深信讨论的各种意见是会有很大裨益的。

我个人认为，设计初始阶段，不必过多地考虑所要求的抗撞击性，甚至可以不予考虑。主要考虑是否有抗腐蚀性要求，若没有，则可选用含碳量相对低的钢作为气阀材料。根据这个论点，以后一些不可预见的问题将可以由材料的变换来解决。当然，某些时候设计限制得比较严，那么，就应立即考虑选用高质量材料。

应该考虑到，钢材的抗疲劳强度越高，其特性分布越无规律。因为用于绘制 $S-N$ 曲线的统计试样或许太少了。为了使绘制的曲线更可信，我们设想在该曲线下，仅有 2.3% 的试件断裂。不仅如此，就是 2.3% 的损坏率也不能为多数压缩机公司所接受，那么，0.2% 的曲线情况如何？在工程实践中，用高斯、韦伯等分布曲线外推很少的试样，这样的方法已变得很流行了，很可能有益于设计者的直观印象，但也会产生这样就精确了的错觉。很遗憾，我们不可能要求阀片钢材制造厂用足够多的试件精确地描绘出 $S-N$ 分布曲线。所以，在尚无更好的办法时，就必须用这样的外推法推算。例如，若某种高级钢材的平均疲劳极限为 861.83MPa，而 2.3% 的试件发生断裂的疲劳极限值为 755.65MPa，则借助高斯分布表，可外推出 0.2% 的试件破坏的断裂极限为 659.13 MPa。这表明，在此应力值下，大约有千分之二的气阀有极限寿命，并最终破坏。这些讨论见图 2.11.1。

由于应力随温度升高而增大，所以安全的应力极限值还应减小。例如，对于排气阀，除非已有发表的资料可引用，否则，还应把断裂极限减小大约 10% 比较合理，这样就为 592.94MPa^[36]。

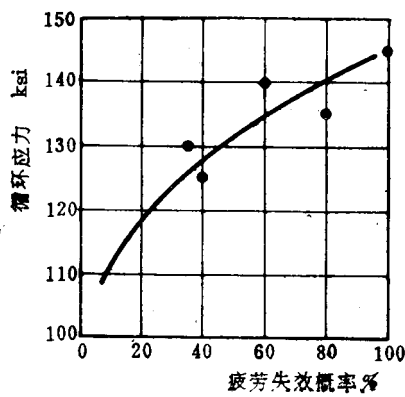
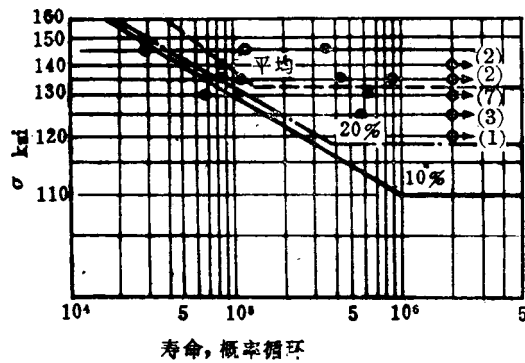


图 2.11.1 阀片材料疲劳试验和疲劳失效概率曲线的典型试验

此外，在初始设计阶段，我们仅能近似估算最大应力，故要选取的安全系数，称之为未知系数或更为恰当。如取为 2，这实际上把断裂极限降低了一半（也就相当于把估算的应力幅值加了一倍）。

疲劳极限设计的原理当然与压缩机类型有关。对于封闭式压缩机，非选取很高的疲劳强度不可，因为一个气阀的损

坏将付出昂贵的费用。而对于那些气阀易于更换的压缩机，要求可适当放宽些。

2.12 多缸压缩机

多缸压缩机气阀设计的基本方法及有关大部分详细讨论都与单缸压缩机相同。不同之处在于：第一，进、排气管中的气流脉动更复杂^[169,251,298,109,210]。因此，为使它不发生共振，管路布置就更困难。所以，尽管我们现在已有了一些能提出有趣见解的简单近似方法，但还必须进行计算机模拟。此外，气阀引起的脉动形成大的背压，干扰气流流动，造成较大的能量损失或容积效率损失。第二个重要不同是噪音，由脉动和撞击产生各种各样的噪音。由于各气缸之间有相位差，使得形成多个谐波，这些声波可能相互抵消或叠加。

2.13 多级压缩机

对各级进行热力学讨论不属本书的内容。级间压力不是由气阀的设计决定，而由各级气缸容积的相对大小决定。各级气阀的设计步骤仍与同级单缸压缩机一样。在做了某些简化后认为，第 i 级排气阀与第 $i+1$ 级进气阀的基本尺寸大致相同，只是有些部件在进、排气阀上的几何形状不同，如气阀升程限制器。因为中间冷却器也存在一些差异，它使第 i 级排出的气体冷却收缩后再进入第 $i+1$ 级。

在级间管路中也有发生气流脉动的可能，其数学上的处理方法与对多缸压缩机气流脉动的处理相同^[169,210]。

3. 选择初步设计

通过以上的计算，完成了气阀设计图后，就会发现，由于几何形体的要求，流道比最初预期的要复杂得多。因此，用近似的理论分析所期望的流动和力对阀片升程的函数关系，可能是有价值的^[176, 177, 178]。从这些曲线中，凭经验分析就能够对设计的质量作出初步的结论。

3.1 有效通流面积与升程的函数关系

考虑一个具有启发性的简单模型，其有效通流面积为位移的函数。现作以下假设：(1)采用不可压流动理论；(2)气阀组件中各节流处看成是中心容积之间的一些简单节流孔板；(3)来、去流为滞止状态；(4)把每个阀看成是节流孔板的串联或并联。

由假设(3)，如取速度为因子并为1，通过每个节流孔板的质量流量由下式给出

$$\dot{m} = K A \sqrt{2\rho_u(p_u - p_d)} \quad (3.1.1)$$

式中， ρ_u 为来流的质量密度， p_u 为来流的压力， p_d 为去流压力。参照已经出版的关于各种气阀节流处节流的有关文献^[78, 79]，我们假定了流量系数 K （这是此种方法的致命弱点），有效的节流面积为 KA 。

现在我们来研究如图3.1.1所示的两个串联孔板。对稳态流动（注意：上面用准稳态方法处理非稳态气阀内的流

动，仍可作稳态假设），我们可以写出

$$\dot{m}_1 = \dot{m} \quad (3.1.2)$$

$$\dot{m}_2 = \dot{m} \quad (3.1.3)$$

或 $(KA)_1 \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} = \dot{m} \quad (3.1.4)$

$$(KA)_2 \sqrt{2\rho_2(p_2 - p_3)} = \dot{m} \quad (3.1.5)$$

由 3.1.1 式得

$$(p_2 - p_3) = \frac{\dot{m}^2}{2(KA)_2^2 \rho_2} \quad (3.1.6)$$

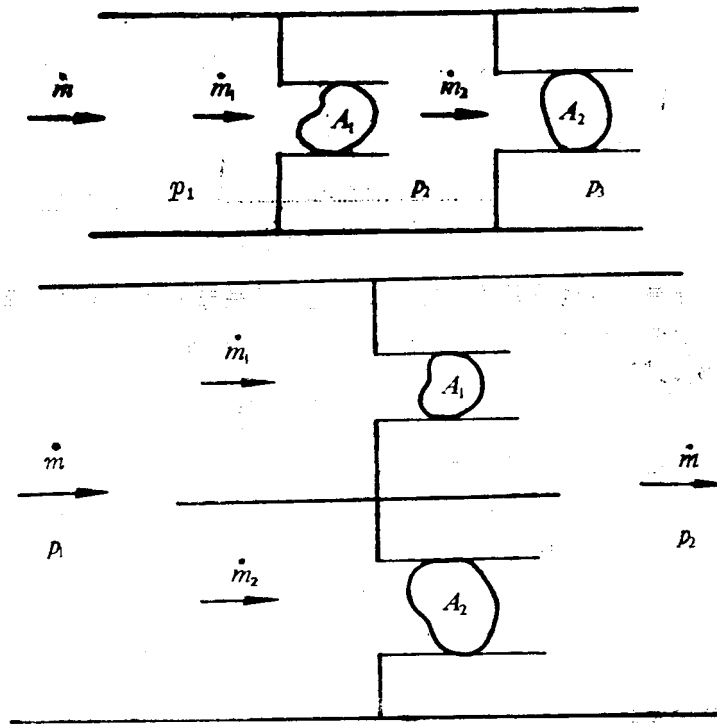


图 3.1.1 并、串节流孔板

又因为

$$(p_1 - p_3) = \Delta p \quad (3.1.7)$$

式中, Δp 为流经整个气阀的压力降, 可写成

$$(p_1 - p_2) - (p_3 - p_2) = \Delta p \quad (3.1.8)$$

即

$$p_1 - p_2 = \Delta p - \frac{\dot{m}^2}{2(KA)_2^2 \rho_2} \quad (3.1.9)$$

将此式代入(3.1.4)式, 得

$$\dot{m} = (KA)_1 \sqrt{2\rho_1 \left(\Delta p - \frac{\dot{m}^2}{2(KA)_2^2 \rho_2} \right)} \quad (3.1.10)$$

对于不可压流动, $\rho_1 = \rho_2 = \rho$ 。变换此方程得

$$\dot{m}^2 = \frac{2\rho\Delta p}{\frac{1}{(KA)_1^2} + \frac{1}{(KA)_2^2}} \quad (3.1.11)$$

此结果一点也不奇怪, 两个节流孔板串联起来有点象两个串联弹簧。既然 $(KA)_e$ 为有效通流面积, 则有

$$\frac{1}{(KA)_e^2} = \frac{1}{(KA)_1^2} + \frac{1}{(KA)_2^2} \quad (3.1.12)$$

而质量流量由下式给出, 即

$$\dot{m} = (KA)_e \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (3.1.13)$$

对两个并关节流孔板作相似的处理, 可得

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_2 = \dot{m} \quad (3.1.14)$$

$$(KA)_1 \sqrt{2\rho_1(p_1 - p_2)} + (KA)_2 \sqrt{2\rho_2(p_1 - p_2)} = \dot{m} \quad (3.1.15)$$

因此得到

$$\dot{m} = (KA)_e \sqrt{2\rho\Delta p} \quad (3.1.16)$$

式中, $\Delta p = p_1 - p_2$ 是流经气阀的压力降, 且

$$(KA)_3 = (KA)_1 + (KA)_2 \quad (3.1.17)$$

这种情况有点象弹簧的并联。这种相似并非完全确切, 因为节流孔板串联时是将孔口面积平方的倒数相加, 而对孔板并联的情况, 是孔口面积直接相加。

两个以上节流孔板组合的情况, 可以用类似的方法来处理。

作为一个实际例子, 现在我们来计算图 2.4.1 所示环状阀的有效通流面积。

注意, 所有节流孔口都是环带状的。节流孔口 A_2 和 A_3 为并联。

$$A_2 = \pi D_2 W \quad (3.1.18)$$

$$A_3 = \pi D_3 W \quad (3.1.19)$$

两者合起来的有效孔口面积为

$$(KA)_{e23} = K\pi W(D_2 + D_3) \quad (3.1.20)$$

K 实际上是升程 W 的函数, 可取其平均近似值 $K \cong 0.7^{[6]}$ 。

流动面积 A_1 为

$$A_1 \cong \pi D_1 b \quad (3.1.21)$$

并取其 K 为 1。这样, 整个气阀的有效通流面积由下式给出

$$\frac{1}{(KA)_e^2} = \frac{1}{(KA)_{e23}^2} + \frac{1}{A_1^2} \quad (3.1.22)$$

即

$$(KA)_e = \frac{(KA)_{e23}}{\sqrt{1 + \frac{(KA)_{e23}^2}{A_1^2}}} \quad (3.1.23)$$

现在可以给出有效通流面积与升程 W 的关系曲线, 如图 2.5.1

所示。当 W 值很小时，方程(3.1.23)变成

$$(KA)_3 \cong (KA)_{23} = K\pi(D_2 + D_3)W \quad (3.1.24)$$

由此也确定了有效通流面积在 $W=0$ 时其切线的斜率。随着 W 的增加，在曲线上某点将出现有效节流面积等于通道面积 A_1 的情况，方程(3.1.23)给出

$$(KA)_e \cong A_1 = \pi D_1 b \quad (3.1.25)$$

这就是有效通流面积曲线在 $W=\infty$ 时水平切线的值。图3.1.2中所示更复杂的阀片限制器的例子，必须将阀化为为许多临界节流孔板【176,177】。

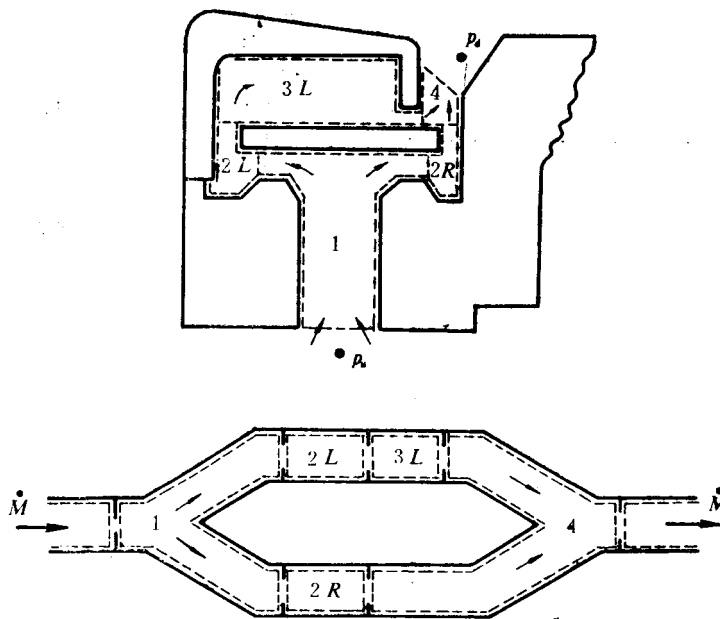


图 3.1.2 带有复杂流动形式的环状阀和等效节流孔板的布置

3.2 有效升力面积与升程的函数关系

在现在的技术水平，至今还没有一个好的、简单且通用的理论方法来计算作用在气阀上的流动力，虽然某些方法【176,21,22,114】对于特殊情况的计算相当成功。我们再次以图 2.4.1 的气阀作为例子，假设在阀片上有压力，如图 3.2.1 所示。作用在气阀上的力则由下式给出：

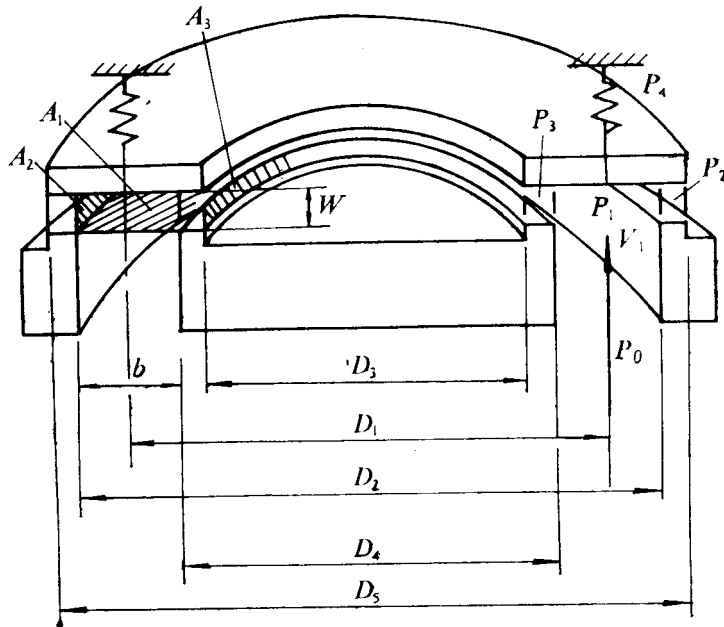


图 3.2.1 计算有效流动力的示意图

$$F = p_2 A'_2 + p_1 A'_1 + p_3 A'_3 - p_4 A'_4 \quad (3.2.1)$$

式中

$$A'_1 = \frac{\pi}{4}(D_3^2 - D_4^2) \quad (3.2.2)$$

$$A'_2 = \frac{\pi}{4}(D_5^2 - D_2^2) \quad (3.2.3)$$

$$A'_3 = \frac{\pi}{4}(D_4^2 - D_3^2) \quad (3.2.4)$$

$$A'_4 = \frac{\pi}{4}(D_5^2 - D_3^2) \quad (3.2.5)$$

环隙中各点的静压力 p 等于总压 p_0 减去该处动压头, 即

$$p_i = p_0 - \rho \frac{v_i^2}{2} \quad (3.2.6)$$

因而

$$p_2 = p_0 - \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (3.2.7)$$

$$p_3 = p_0 - \rho \frac{V_3^2}{2} \quad (3.2.8)$$

通道区内, 还有由于流动方向改变而产生的附加压力

$$p_1 = p_0 + \rho v_1^2 - \frac{\rho V_1^2}{2} = p_0 + \frac{V_1^2}{2} \quad (3.2.9)$$

速度按下列各式计算:

$$V_1 = \frac{\dot{m}}{A_1 \rho} \quad (3.2.10)$$

$$V_2 \cong \frac{\dot{m}}{(KA)_2 \rho} \quad (3.2.11)$$

$$V_3 \cong \frac{\dot{m}}{(KA)_3 \rho} \quad (3.2.12)$$

注意, 这里对 V_2 、 V_3 的近似处理仅对阀片座合面相当窄的环状阀才允许。

质量流量由下式给出:

$$\dot{m} = (KA) \sqrt{2\rho \Delta p} \quad (3.2.13)$$

式中 $\Delta p = p_0 - p_4$, 为流经整个气阀的压力差。

因而, 作用在阀片上的力为

$$F = p_0(A'_2 + A'_1 + A'_3) - p_4 A'_4 - A'_2 \frac{\rho}{2} \frac{\dot{m}^2}{(KA)_2^2 \rho^2} - A'_3 \frac{\rho}{2} \frac{\dot{m}^2}{(KA)_3^2 \rho^2} + A'_1 \frac{\rho}{2} \frac{\dot{m}^2}{(KA)_1^2 \rho^2} \quad (3.2.14)$$

$$\text{由于} \quad A'_4 = A'_2 + A'_1 + A'_3 \quad (3.2.15)$$

$$\text{及} \quad (KA)_1 \cong A'_1 \cong A_1 \quad (3.2.16)$$

我们得到

$$F = \Delta p A'_4 + \frac{\dot{m}^2}{2\rho} \left[\frac{1}{A_1} - \frac{A'_2}{(KA)_2^2} - \frac{A'_3}{(KA)_3^2} \right] \quad (3.2.17)$$

将式(3.2.13)代入上式, 得

$$F = \Delta p \left[A'_4 + (KA)_2^2 \left(\frac{1}{A_1} - \frac{A'_2}{(KA)_2^2} - \frac{A'_3}{(KA)_3^2} \right) \right] \quad (3.2.18)$$

方括弧中为有效力作用面积 $B(W)$ 。现在可绘出力作用面积与升程 W 的关系曲线, 其形状如图 3.2.2 所示。当 W 值较小时, 取各 K 值为 1 作为第一次近似值, 得到

$$F = \Delta p \left[A'_4 + \pi^2 (D_2 + D_3)^2 W^2 \left(\frac{1}{\pi D_1 b} - \frac{A'_2}{\pi^2 D_2^2 \lambda^2} - \frac{A'_3}{\pi^2 D_3^2 \omega^2} \right) \right] \quad (3.2.19)$$

这样, 当 $W=0$ 时, F 为一常值。可是, 阀片开启后, 在恒定的压力作用下, 将由于速度的增加而引起力的稍许增大;

或者伯努利效应由于 $(KA)_0$ 不再正比于 W 而占优势，引起力的下降。这些都取决于阀的几何尺寸，尤其是阀片座合的宽度。任何情况下，随着升程的增大，伯努利项将逐渐失去其重要性，同时由于 $(KA)_0$ 变成常量，力最终达到一个常值

$$F = \Delta p [A'_1 + A_1] \quad (3.2.20)$$

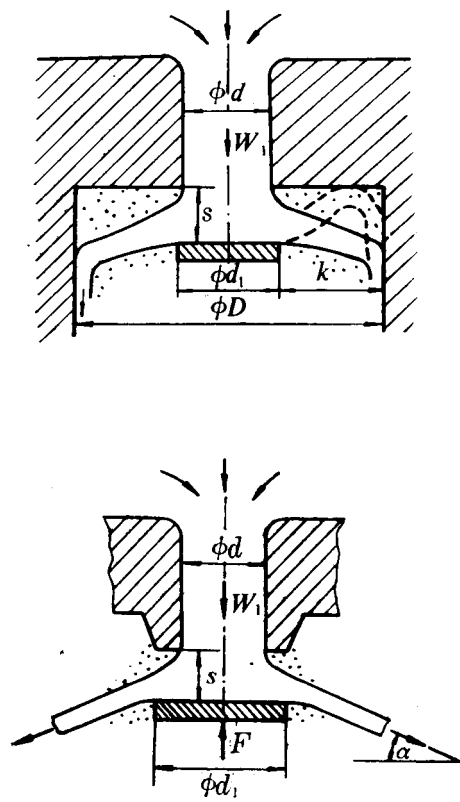


图 3.2.2 简化模型中气流的偏转

实际上，此上界是决不会达到的。这是因为当 W 增加时，喷射速度沿阀片作 90° 偏转的假设越来越不符合实际，力降低得很迅速，还有，阀隙中的滞止压力等于气缸内压力的假设亦越来越背离实际情况（图 3.2.2）。更精确的研究要采用修正系数^[79]。

实际上，分析表明，可以用尽量小的面积 A_1' 和 A_2' 来减小伯努利效应。换句话说，阀片座合面积相对于阀孔面积应尽可能小。环状阀一般多为这种情况。

如果阀片座合面相对来说较宽，尖锐边缘节流孔板模型不再适用，而必须采用扩压模型^[21]。

4. 选择台架试验

设计过程进行到现在,已经有了气阀的零件图,从而可加工出气阀的样品,并在压缩机上进行试验。但在某些情况下建议首先在压缩机外测试气阀样品,如压缩机也处于样机阶段,在它上面进行气阀样品的试验就不合适。一个好的试验,应尽量减少变量数。可能进行的标准试验包括流动面积的测量、作用力面积的测量和固有频率及振型的测量。

4.1 有效通流面积的测量

这一测量的目的是要求出整个气阀组件的等效正方形节流孔板面积。对于用弹簧压紧的板阀,整个阀片平行于阀座运动,产生位移 W ,其有效(当量)通流面积,可将气阀组件放在一个已知流速的稳定空气流中测得。例如文献[92,93]提倡将气阀组件装在孔板流量计^[94]上进行测量,如图4.1.1所示。因为进入所给定压缩机的气体特性,在于质量密度和流速,故在实际应用中,有效通流面积与试验中所用气体的种类无关^[95],早在1945年就在风洞中做过这种试验^[96]。应注意的是,试验中的气阀可以按比例缩放,也可以模拟或用木头、塑料制作。

气垫阀和弹簧加载的环状阀,阀片平行于阀座移动一距离 W ,其有效通流面积由下式决定,即

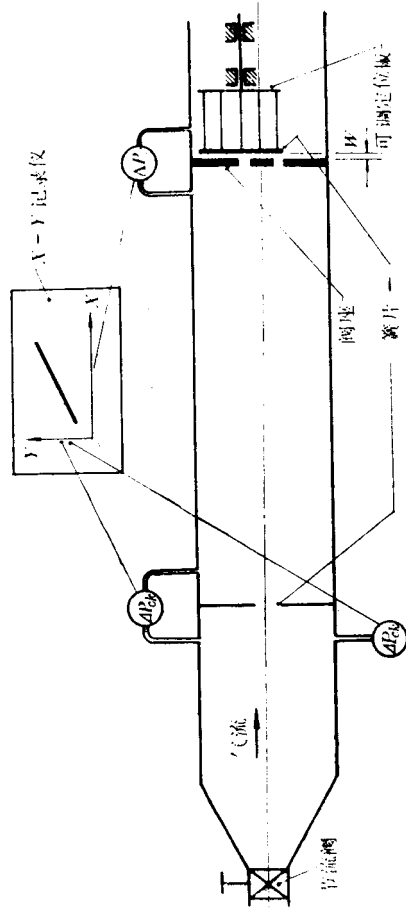


图 4.1.1 有效流通面积的测量

$$A_v = \frac{\dot{m}}{p_u \sqrt{\frac{2k}{(k-1)RT_u} \sqrt{\left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_d}{p_u}\right)^{\frac{k+1}{k}}}}} \quad (4.1.1)$$

这儿采用公制单位， \dot{m} 为测得的质量流量 [kg/s]， p_u 、 p_d 分别为来、去流压力，单位都是 [N/m²]， T_u 是来流温度 [K]， R 是气体常数 [Nm/kgK]， κ 为比热（绝热指数）。通常将有效通流面积作为升程 W 的函数来描绘，如图 4.1.2 所示。对设计良好的气阀，曲线上某区段内有效通流面积正比于气

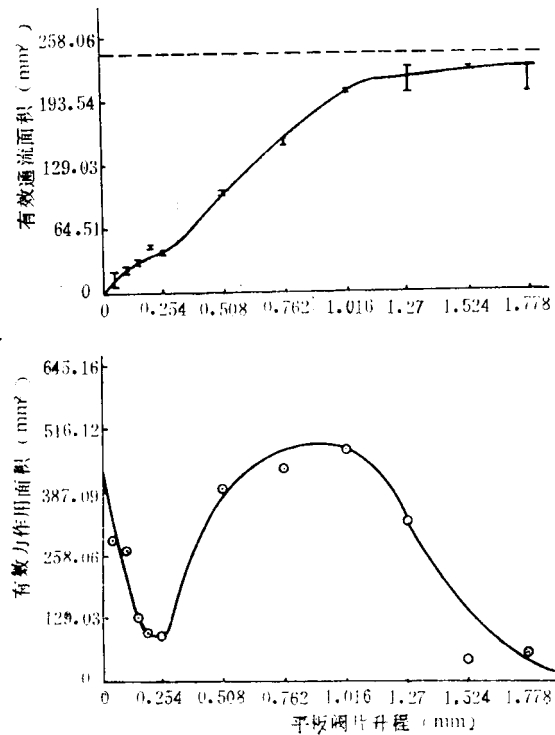


图 4.1.2 有效通流面积和升力面积的测量结果

阀升程,且斜率等于阀孔的有效周长。经过一个过渡区域后,曲线逐渐趋于水平,其纵坐标值等于通道的有效通流面积。

依我之见,对设计良好的气阀,其升程既不要小于,也不要大于特定值 W 。如果升程小于此特定值,那就或者说明阀孔尺寸不需要这么大,或者说明气体流动人为地受到升程限制器的约束。换句话说,设气阀具有最大通流面积的升程值为 W ,若阀片不能提升到这个 W 值时,则就无意义了。相反,当升程大于 W 时也无意义,因为,虽然加大了一点流动面积,但换取的却是大应变、高冲击速度等等,这是不合理的。第二章初步讨论气阀时已用过这一概念。

如果测量舌簧阀的有效流动面积,其实验规模显然要小一些。这有两种方法进行测量。对压缩机运行状态簧片的变形形状还未知的情况,文献[92]推荐仍然采用平行位移试验,对一个变形的形状,计算其有效通流面积。这一方法在计算机模拟中比较有用,但对于评价整个气阀设计的实用试验,此方法则不一定有用。这种情况下,最好是估计舌簧片在压缩机内的变形形状,用螺钉调节舌簧片的升程位置。多数情况下,由于通过阀座孔上的螺钉调节得到作用力,簧片的变形接近静力变形。用这个方法得到类似于图4.1.2的曲线,它更具有实际意义,表示实际有效通流面积为簧片总挠度的函数。

从判断的观点来看,可以在这些流动试验中增长许多见识。例如,若线性区的斜率大大小于理论值,这可能意味着各流道之间彼此有干扰;如果曲线勉强到达极限水平线,那末,可能意味着阀组件中另外存在着与阀片变形无关的流动限制因素。另外,还可以借助这些试验研究通道流线型化是

否有价值等。

这种试验的缺点是难以用于大尺寸的气阀，因为在每次测量时，可能需要一个很大的压缩气源，以保持稳定流动状态。对于不可压缩流动，由于流速取决于流经气阀的压力差，因而采用真空泵和真空容器或许具有一些优点，如图 4.1.3 所示，其供气压力为大气条件^[80]。这种方法甚至可以获得超音速。可用稳态流动测量的原因，首先当然是象许多资料^[92,93]已讨论过的那样，压缩机运行时气阀内的非稳态流动过程可以作为准稳态过程来近似处理。文献^[29,80]讨论了这样处理的一些限制，我预计，将来当压缩机转速增加到大约每分钟 10000 转的数量级时，这种简化就不允许了。

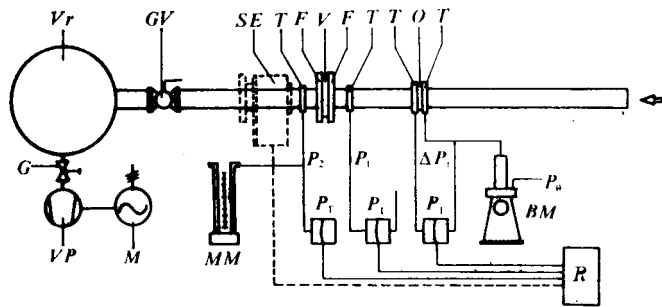


图 4.1.3 气阀流动试验时真空箱的布置

4.2 有效升力面积的测量

虽然人们总是设想作用于阀片上的合力是升程和越过气阀的压差的函数，但有趣的是，大多数情况下，此问题已转变成有效面积的概念。有效面积是气阀升程的函数，它乘以压力差等于作用力。即

• 38 •

$$F = A_F \Delta p \quad (4.2.1)$$

这里包含作用力面积与 Δp 无函数关系的假定。当这一假定不成立时，必须绘出力、压力和升程的关系。注意有一些研究人员采用了阻力系数的概念^[3,78,79]。

一般采用平行位移方法进行这种测量，如图 4.2.1 所示。根据新获得的数据，可得到图 4.1.2 所示的典型曲线。

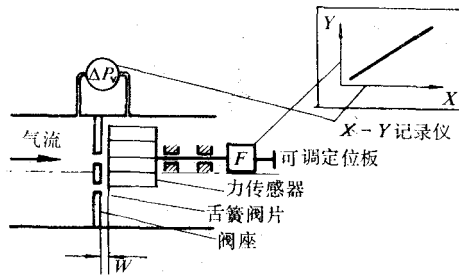


图 4.2.1 用平行位移法测量力

此数据可以直接用来解释有弹簧的环状阀，但用于舌簧阀时，需要把柔性簧片看成是许多小平行板单元的总和^[92]。由于必须考虑边界的反作用力，直接测量柔性簧片上的作用力当然是很困难的。文献[96]给出一种间接包含边界反作用力的方法。这一方法的基础是建立谐振频率函数。移去阀座，而让舌簧周期性地接触其实际升程限制器，即可得到此函数(图4.2.2)。理论上，它与压力对阀片变形测量相结合，给出与早年讨论的有效力作用面积有关的流动力函数(图4.2.3)。

无论用什么办法来获得有效作用力面积，当挠度为零时，它等于阀片所覆盖的阀孔面积。通常，有效作用力面积随着升程的增加而单调减小。当位移很小时有所不同，此时会出现较强的伯努利效应，使阀隙中的负压作用超过了阀孔正

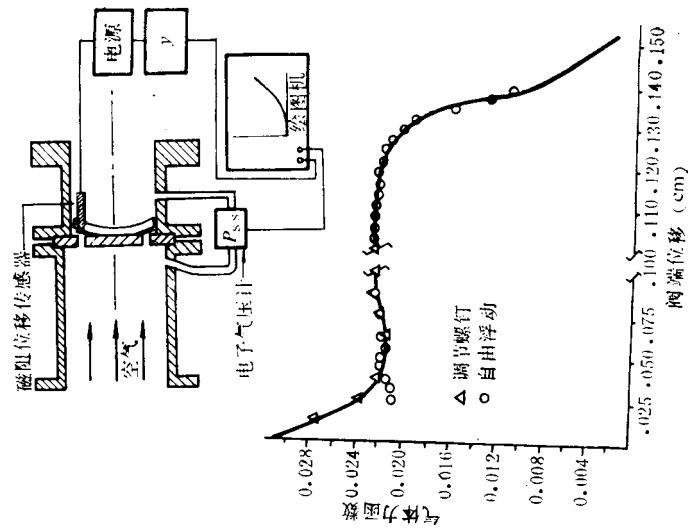


图 4.2.2 移去阀座, 舌簧片周期性接触其限制器时的谐振频率

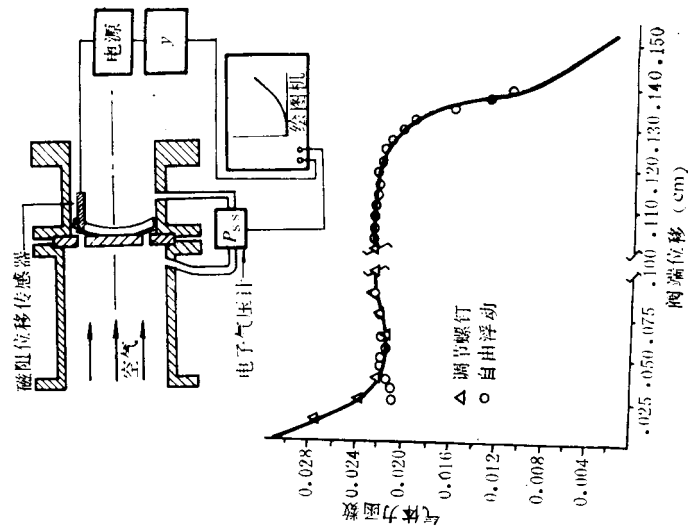


图 4.2.3 位移对压力及流动力函数关系的测量

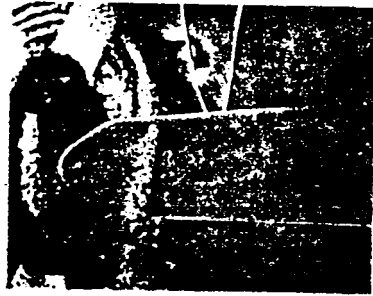
压的作用。图 4.1.2 中曲线下凹就是这种效应引起的。对于大的阀座面积，这种效应很显著，采用窄阀座则可以避免。在某些设计中，例如自由悬浮阀片，它有许多独立的小盘片或盖帽盖着许多小圆孔，很难使阀座和阀孔面积之比值变小。因而，必须注意伯努利效应^[21,22]。

4.3 固有频率和振型

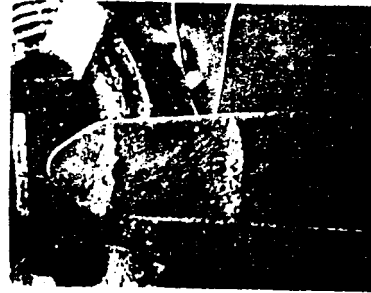
这类试验中，簧片与在气阀组件中的安装方式相同。若可能的话，尽量用实际的气阀组件，但要去掉阀座和升程限制器，以使舌簧片来回振荡。激振可以采用不同的方式，或用振动器中的磁铁，或利用周期性间断的气流。通常，只测定少数几个低价固有频率和振型。

为了求得振型，可用砂子、盐晶体（图 4.3.1）或者全息照相方法把结点线显示出来（图 4.3.2）。结点线是横向运动为零的线，它将相位彼此相差 180° 的位移区分开（图 4.3.3）。一个有经验的设计师一般能在结点线基础上想象出振型。若要准确地知道各阶振型，以供下文分析而用，可用一个位移传感器扫描，得到对应某一固有频率下的最大相对位移，从而记录下对应的振型。请注意，振型是舌簧片谐振时的特征形状，与绝对变形幅度无关。

为了进一步理解，最好问一下做这些实验的目的是什么。第一个目的是要观察了解基本振型，并与其他人所获的其他簧片的基频相比较。压缩机中簧片的变形形状与一阶振型极为相近。因为舌簧阀片的应力正比于其挠曲曲率，由此就能知道应力的分布。另一方面，虽然在设计过程中，固有频率是一个非常粗糙的比较数，但它比没有要好。例如，对于一



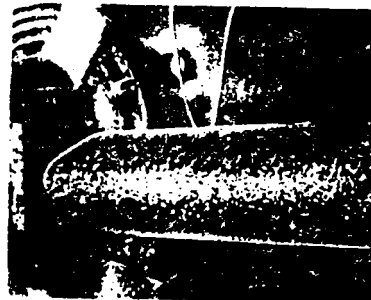
562 cps



1580 cps



3030 cps



715 cps

图 4.3.1 用砂显示结点线[208]

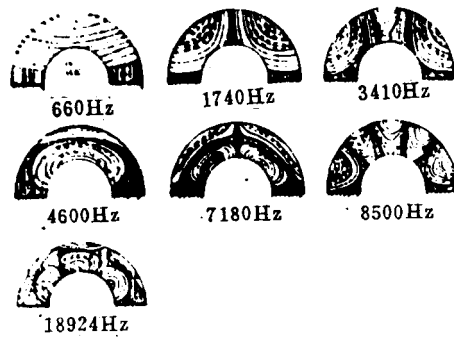
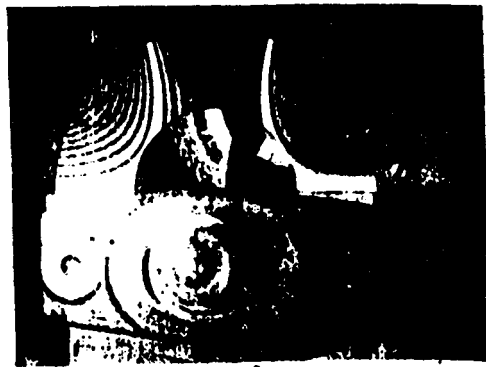


图 4.3.2 用全息照相显示结点线(86)

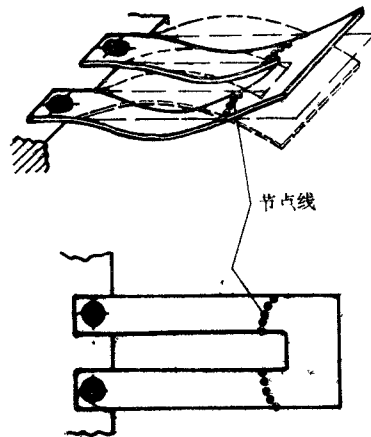


图 4.3.3 舌簧阀的二阶振型^[92]

马力或更小的压缩机，如果阀片的基频高于 600 赫兹，我开始担心此阀片太硬了；如果低于 300 赫兹，我将担心此阀片太软或质量太大。这一推理更多的是靠经验，而不是靠合理的推导。但不管怎样，设计是一门艺术。

对于有弹簧的环状阀，决定基频的有效刚度取决于弹簧，将环状阀片的运动当作一刚体质量，因而可以足够精确地求得其有效刚度。然而，从应力和噪声分析的目的出发，往往感兴趣的是弹簧支承环片的前几阶振型。

这把我们引到第二个目的，那就是获得一些基本数据，以便在以后的流动、噪声和应力分析时使用。为了识别压缩机的声压谱的峰值，必须有舌簧片固有频率的有关知识。这一点同样适用于压缩机阀片应变测量。

第三个目的是为以后的计算机模拟提供基本资料^[92]，用以预计阀片是否在压缩机中颤振，是否能及时打升和关

闭，它是否又如何与本身产生的气流脉动相互作用。

对于舌簧阀片周期性地离开曲线状升程限制器的某些情况，可以做带升程限制器的振动试验，以确定有效刚度是怎样随着气阀升程和振幅的增加而增加^[90]。为了这个目的，如上述图 4.2.3 的情况那样，去掉阀座，使阀片相对于升程限制器振动即可。

4.4 静应变和静应力测量

这一测量的目的在于获得有关实际应变分布的进一步资料。当动态力作用不能用计算机模拟时，一般要对阀片作这种测量。

即使对于静荷载，仅在阀片几何形状较简单的少数情况下，如悬臂舌簧、环状阀等，比较简单的特性分析才是可能的。当然可用相当花费时间的有限元方法来处理（这将在后面的章节中讨论），但大多数情况下，都喜欢作静态实验。如果舌簧片或阀片的应力集中区域较明显，可用应变片。如果需要识别应力集中区域，就用光弹应力方法来解决^[98,14,18]。阀片装于阀座的吹风实验台上，或许要去掉升程限制器的一部分，以便于进行光弹涂料（图 4.4.1）。对于由此产生的总变形是否接近压缩机中基本振型的变形，还有争议。虽然无可争辩的迹象表明，高阶振型应力实际上可能在实际压缩机真实应力图中起主要作用，但我认为作为第一步的近似，这类静力实验很有价值。图 4.4.2 示出了中心固定的条片阀的典型测试结果。

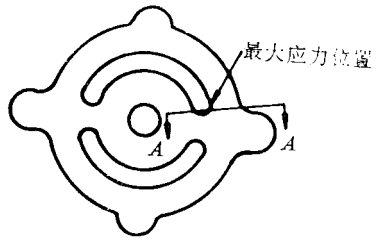


图 4.4.1 用光弹应力法得到的典型条纹

低碳钢背单面塑料试样

0.050 = t_m

0.079 = t_p

0.155 = K

0.138 中心下落

实线 = σ_1

虚线 = σ_2

应变片的位置和方向

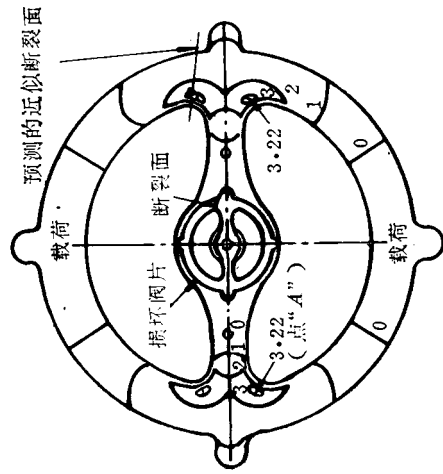
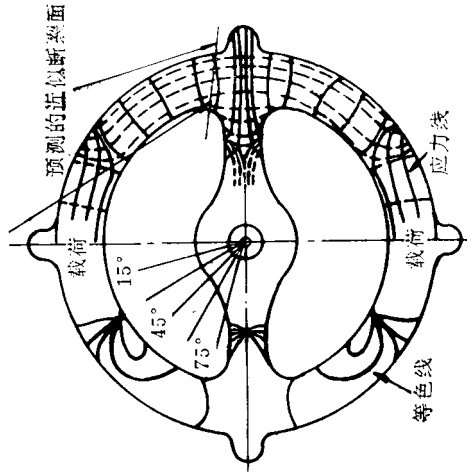


图 4.4.2 表示一个吸气阀等色线与主应力线及应变片位置的典型光弹结果

5. 样品试验

假设我们已根据第二章中所述近似方法设计了一个压缩机气阀，这意味着我们知道了其通流面积，升程的高度（若有升程限制器的话）以及舌簧片或弹簧加载阀片的尺寸。这时，我们可能还没有进行第四章中所讨论的气阀试验台试验，该试验的目的在于使我们能在第一次气阀设计的基础上进行第二次设计。现在第一轮气阀设计已经完成，设计者遇到的新问题是，气阀需要制造和在压缩机上进行试验。

5.1 综合性能试验充分吗

试验情况有两种可能性。一种情况是压缩机不是新的，仅气阀是新的；另一种是压缩机是新的。然而，无论是哪种情况，由于气阀是一个关键部件，所以将气阀组件的性能与整台压缩机的性能分开是不太可能的。因此，我们必须进行的测量是在空气或气体压缩机中，测量标准排气量和能量消耗比；在制冷压缩机中，测量制冷系数，比单纯的气阀测量均要复杂些。人们必须同意操作者和老管理人员的观点，他们认为上述测量是基本的。可以确信，如果粗略综合性能试验已显示了压缩机的性能是满意的，且后来的寿命试验也令人满意，也就可以万事大吉了。但是，我认为这样的试验不足之处在于，把继续测试看作对今后几年没有用处。我们应该掌握在各种实际限制（如时间、人力、设备和测试手段

等)下气阀的特性——可行性或经济性,尽可能对将发生的不测事件作好准备。所以,即使样机试验通过了,仍有测量工作需完成;如果样机测试未通过,对我的观点当然无需再争议,因为我们必须先找出未通过的原因。

5.2 测试的示功图

气阀设计者在试验用压缩机上要求的最基本的测量项之一,是气缸压力随时间、最好是随容积的变化规律。气缸压力随容积的变化图叫示功图。它是由詹姆斯·瓦特(James Watt)在晚年首先创造的。詹姆斯·瓦特不仅是一位工程师,还是一位科学家。他对建立作机械功的速率,即功率的概念,有重要贡献。例如,“马力”一词便是他首先使用的。在不断改进蒸汽机效率的工作中,他发明了示功器,其中包括一个小直径的、用弹簧加载的且放在蒸汽机气缸外的活塞。标定后的传感器带动画笔,在其运动受蒸汽机活塞往复运动控制的滑架上有记录纸,画笔即可在纸上画出轨迹。这个 $P-V$ 图中的封闭面积,便是活塞对外作的机械功。

在压缩机中,这一概念恰好相反, $P-V$ 图中的封闭面积是活塞因压缩气体所作的功,即

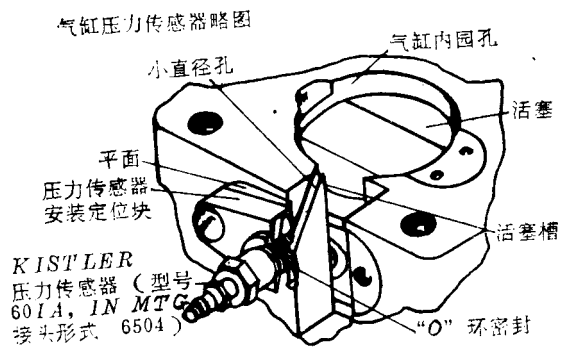
$$W = \int p dV \quad (5.2.1)$$

将试验样机的 $p-V$ 图与假设理想情况的理论 $p-V$ 图相比较,便可以找出在热力循环中损失的比例和出现的问题,特别容易发现由于气阀引起的能量损失。如有经验的话,由气阀引起的容积效率损失亦可由 $p-V$ 图中看出。

自詹姆斯·瓦特之后,发动机和压缩机的速度都有了很

大幅度的提高，因此，由活塞及弹簧组成的家庭制作的传感器就显得灵敏度太低，不能及时地反映压力随时间的变化，同时也还有响应条件问题。用现在的术语来说，就是它的响应频率太低。现代的传感器，以一个很小的膜片，既作为活塞，又作为标准弹簧，其翘曲程度转换为电讯号输出。这样，其响应条件是高多了。但是，对于非常迅速变化的压力讯号来说，其响应频率仍显得太低。因此，对高速(3600rpm以上)的压缩机，经常使用压电式压力传感器，其典型装置见图5.2.1。注意，如果不能直接地安装传感器，则须用一小孔将传感器工作面与气缸连通。这样将降低响应频率。引起测量数据的非真实波动^[211]。如果在小孔内注满油(制冷压缩机)，液体较高的声速将使传感器响应频率比小孔充气时提高。

压力随时间的变化图通常在示波器上示出(图5.2.2)。尽管有经验的设计者可以从图上看出大约的能量损失，但常有这样的错误概念，即认为 $p-t$ 曲线下的面积表示对活塞作的功。这是不对的，此面积也不与对活塞作的功成比例。 $p-t$ 图必须折算成 $P-V$ 图，这就需要知道气缸容积与时间的动态关系。折算过程可由计算机来完成，而且现代的微处理机能够使得这一过程迅速自动地实现。例如，对曲柄滑块式压缩机或发动机来说，通过市售的标准示波器的辅助接口，将曲柄半径及连杆的长度、活塞直径等参数输入模拟电路，就会在示波器荧光屏横轴上产生一个与容积成比例的电信号，再与纵轴上显示的压力相结合，便可得 $p-V$ 图。其缺点是，这里假设压缩机一转中曲轴转速均匀，这与实际情况有所偏离。



进、排气腔压力和温度

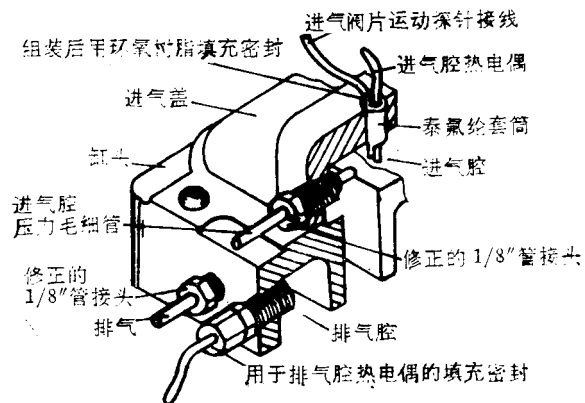


图 5.2.1 压力传感器装置测量气缸压力和进、排气腔压力

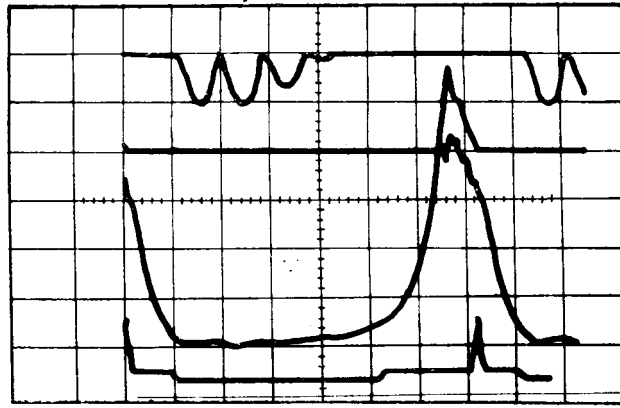
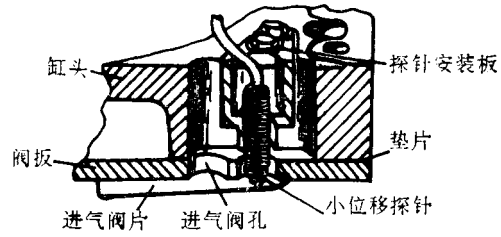


图 5.2.2 气缸压力和阀片位移随时间变化的曲线
进气阀片运动探针安装略图



上、下止点探针安装略图

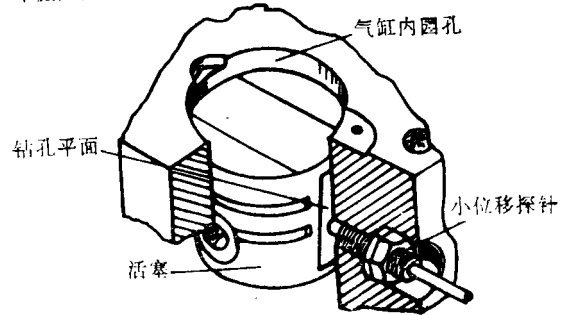


图 5.2.3 测量阀片位移的小位移探针安装以及产生与指示图行程容积成正比的信号的安装

为了解决这一问题，许多研究者将运动传感器安装在活塞上，以产生电信号。图 5.2.3 为一个很成功的例子。经过折算的典型示功图在图 5.2.4 中示出。

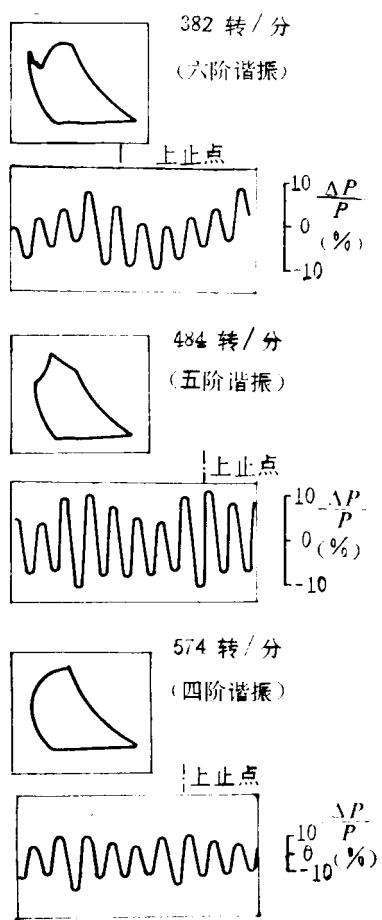


图 5.2.4 示功图和气体脉动

用示功图来判断气阀的情况，要求具有一定的实践经验，并了解气阀动作的物理实质。文献[118, 119, 120]中示出并分析了各种测量的示功图。图 5.2.5 示出几个典型情况有代表性的图。一般地说，由于各种因素的作用往往是耦联在一起的，所以不宜单从示功图中辨别详情。因此，可以由变化压缩机的转速、工作条件或修正其设计参数等方法来进行某些探测。但这样做有时仍然不能满足，因而推荐采用下述附加的一些测量。当然，我仍然认为测量示功图是最基本、最有效的方法。

5.3 吸、排气腔压力测量

尽管示功图可以告诉我们有无阀片颤振，但吸、排气曲线的波动并不一定意味着有阀片颤振，因为它可能是吸、排气腔中气体脉动所致。如果气体脉动的波幅较大的话，在示功图上可能反映为压力过高，它会使人错误地认为是由于气阀通道过小造成的。因此，测量吸气腔的动态压力也是重要的。因为该测量使用了与测量示功图时相同的压力传感器，且在腔室中安装传感器要比在气缸中困难少些，因而比较容易（图 5.2.1）。典型的测量结果在图 5.2.4 中示出。当然，最好是如图 5.3.1 所示的那样，将其与气缸压力曲线放在同一图上，以便于诊断用。

详细讨论气流的脉动不是本书研究的课题，但是，指出气流脉动是由阀片间断性的开启所致这一简单事实是重要的。这样，气流脉动的基频总是与气阀开启的频率相一致。当气阀开启频率与吸排气系统中的气体谐振频率相同时，其响应幅值以及一些有害的效应，如噪声、流动和能量损失

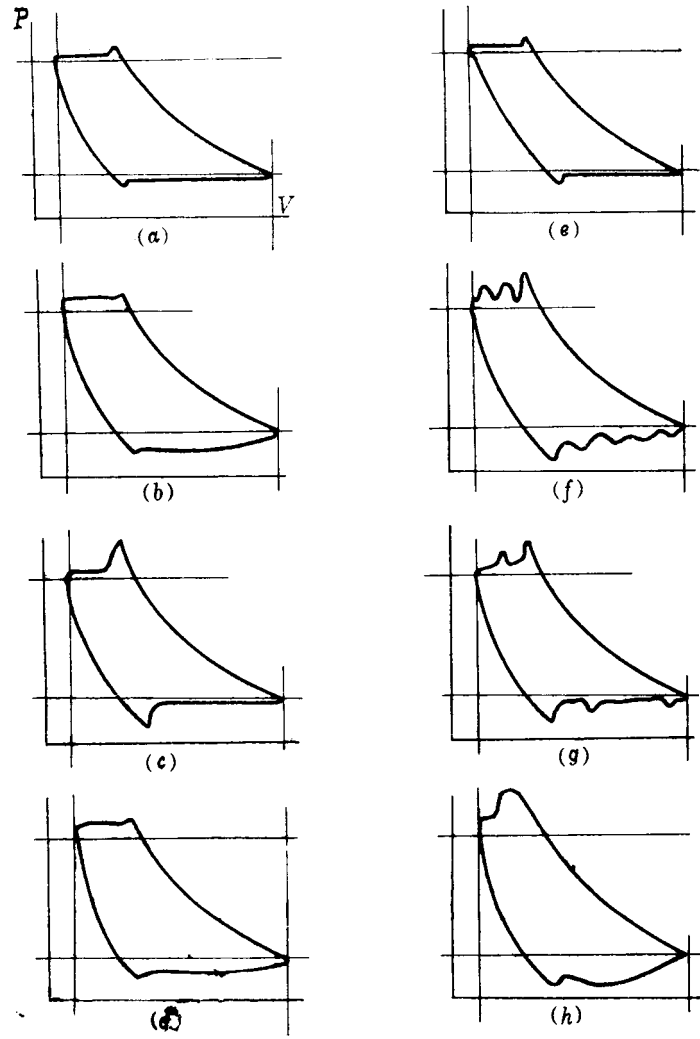


图 6.2.5 一些典型的示功图
 (a)良好的气阀; (b)小的通流面积; (c)大质量; (d)硬弹簧;
 (e)软弹簧; (f)阀片颤振; (g)大的升程高度; (h)气体脉动。

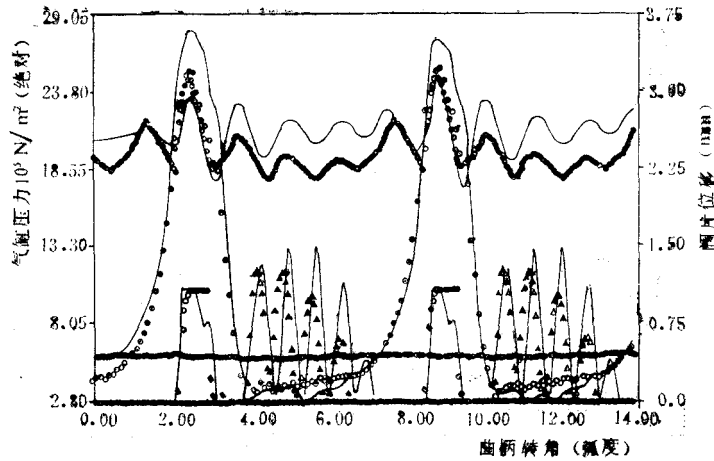


图 5.3.1 试验和理论气体脉动

等，都将变得显著起来。除共振外，如前所述，气体脉动的幅值大小随排气阀后或吸气阀前紧挨的一段容积大小而变化。所以，我们如果不用回转式压缩机中增加气缸数或叶片数的方法，使其激振频率避开共振频率，则可以通过加大与气阀相邻的气腔容积以改变其响应幅值和频率，避免共振，或者使用衰减阻尼。

5.4 气阀升程测量

对气阀设计者而言，压缩机样机提供信息的测量，是气阀升程的测量。然而，一般升程测量较压力测量困难。图 5.2.3 为一种典型的测量装置。传感器通常按此工作：传感器的感应线圈产生的磁场或电容量，随着阀片到传感器的距离变化而变化。还有的传感器是利用光的反射原理进行工

作。在许多情况下，传感器的接入将破坏气流，或改变排气阀升程限制器。所以，测量通常稍微改变了压缩机的气阀，但总是希望测得的气阀升程曲线能够反映真实情况。另外，有经验的研究人员通常能够直观地判断出传感器怎样改变了阀片的性能。

对一个优良气阀的要求是，当气缸内的压力超过排气压力或低于吸气压力时，它能够迅速打开；到达升程限制器时，没有太多的反弹，且稳定地贴在升程限制器上；同时在达到上、下死点位置后，它能及时返回阀座。这些性能要求对一个在稳定工况下的压缩机来说并不过高，但对于变工况下运行的压缩机而言，实际上就不可能满足了。因此，我们只好寻求在所谓设计条件附近气阀能够达到的可接受的性能，该设计条件是压缩机通常运行的工况。在别的工况下，气阀未必能达到我们的标准。图 5.4.1 示出了某一工况气阀

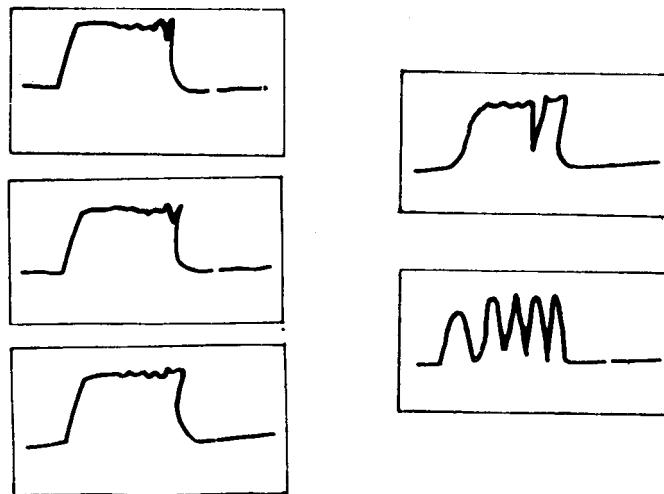


图 5.4.1 同一升程高度但不同工况时吸气阀片位移

的颤振随工况变化而减小的情况。

5.5 应变测量

通常,仅仅当构件已经失效,或者即将失效时进行的测量才是应变测量。因为应变片置放于高速制冷压缩机的不利介质中,不太可能使其在一个长时期内保持完整无损^[181,183]。的确,我们已从几分钟的快速测量进展到若干小时的测试,但对高转速压缩机而言,这项试验的安装和完成仍然是困难的,并需耗用大量的时间。

测量时必须首先决定应变片或应变计的粘贴位置。通常这一位置由最先的裂纹位置确定。在静态的试验台试验中,使用前面曾讨论过的光弹试验,可以找出潜在的应力集中区,当然亦可求助于通常的工程常识和经验。

另外,应当注意在应变片上加一层防护层,将其导线固定好,小心地放置,并看见引线头,因为导线最可能引起应变片的失效。由于导线本身及焊接接头的惯性可能剥落电阻片导线的接头,最可能引起应变片的失效。通常的解决方法可能要改变气阀设计,往往需要在阀座或升程限制器甚至活塞上打孔,这样,实验结果仅是实际情况的近似,但它仍然足以反映应力、应变的变化趋势及其数量级。图 5.5.1 中示出了两种不同工况下的典型的应变记录。对阀片有颤振的气阀来说,其结果如图 5.5.2 所示。

5.6 寿命试验

可能的话,应对最终的样机进行寿命试验,这项试验应在其它各项设计修正完成之后进行。就我们所讨论的气阀而言,

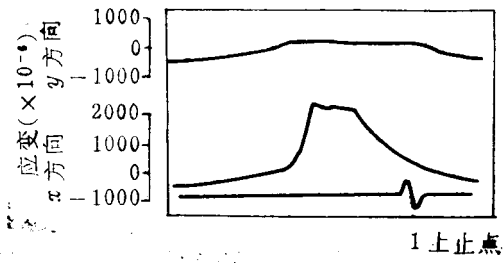
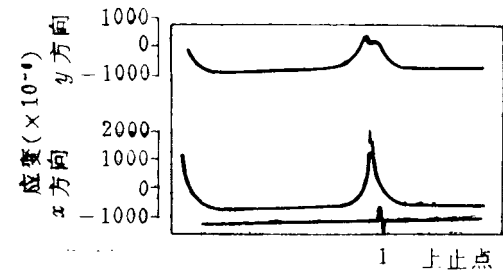


图 5.5.1 两种不同工况下排气阀片应变记录

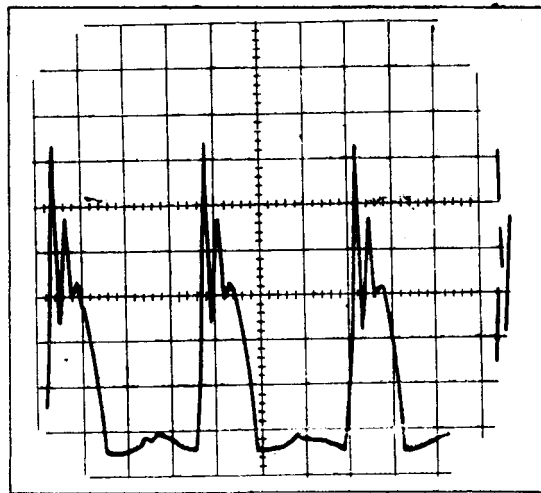


图 5.5.2 带有颤振的阀片应变记录

人们需要确定在气阀更换之前，连续运转多少小时是合乎需要的。在制冷工业中，小型压缩机被完全密封，所以要求气阀与其他压缩机部件一样，具有无限长的寿命。为了测试这一寿命，我们检验阀片材料的 Wohler 曲线，并注意在多少次循环后曲线变平，达到了材料的疲劳强度。通常，此循环的典型次数 $n=10^7$ 或少一点。对于每分钟 N 转的往复式压缩机，它转换成

$$H = \frac{n}{60N} \quad (5.6.1)$$

式中， H 是以小时数表示的试验时间。当 $n=10^7$ 周和 $N=3600\text{rpm}$ ，要求试验的最短时间 $H=46$ 小时。对低速压缩机来说，这个时间可能是它的二、三倍。

统计变化规律要求人们不仅试验一个装置，而且试验统计上有代表性的样品，样品尺寸通常受经济因素的限制。

那末，这种寿命试验应在什么运行条件下进行呢？一些人主张在气阀载荷最大的工况下进行。然而，气阀载荷最大工况时，作为一例，不一定曲轴的载荷最大。而且，人们还需要看看气阀破坏的形式。举一例子，吸气阀簧片在开启阶段的最大载荷，发生在通过气阀的质量流量最大的时候^[185,203]，而其最大应力则在其关闭时因簧片弯入孔口造成，为此，应取吸排气压差最大的工况。人们可根据试验，简单的计算结果，或在必要时用计算机模拟气阀的运动、加载过程等，用来选择工况。

由于压缩机气阀的寿命试验需耗费大量的时间，所以加速寿命试验法的想法是很具有吸引力的，其基本思路是在较短的时间内，使压缩机气阀在比正常运行时更大的载荷下进

行试验。然而，定量地表明过载应力与试验时间的关系是困难的。理论上，只要我们知道了气阀材料的 Wohler 曲线，特别是其在有限寿命部分的斜率，以及我们已成功地进行某一循环数下寿命试验中的过载应力百分比，就可以计算在正常工况下疲劳强度极限以内的最小安全系数。

困难在于引入了已知过载应力的百分比和 Wohler 曲线数据的随机性。人们在这个问题上必须作很多研究，也许需用类比论点与随机分析相结合的方法。提出一个科研建议并不是我们讨论的目的，然而指出了加速寿命试验中存在的各种问题。据我们的经验，加速寿命试验法目前已在凭经验的“大胆感觉”的基础上成功地应用。另外，台架试验装置已经应用于气阀在压缩机外受交变应力的场合，用来研究冲击疲劳的实例在图 5.6.1 中示出。

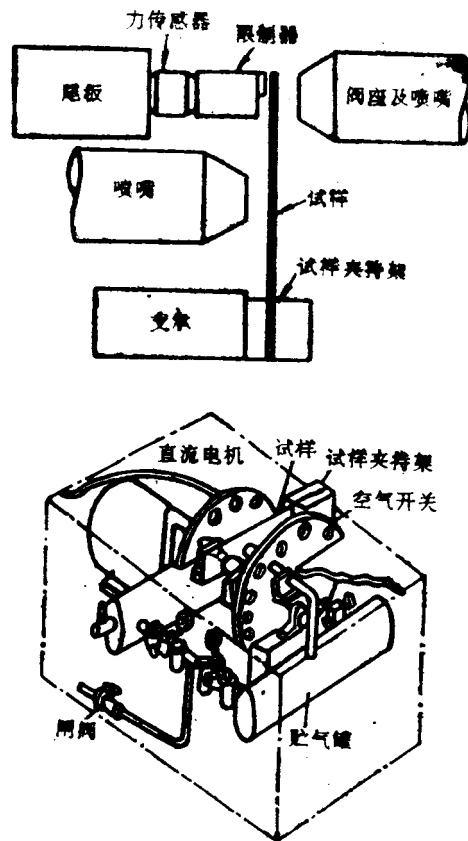


图 5 6.1 气阀疲劳测试装置【85】

6. 可 靠 性

6.1 为什么需要更多的信息

前五章的讨论，介绍了利用比较简单的物理和数学知识设计气阀的逻辑方法、台架试验和样机测试，这是提供一个优良的、高效气阀所必须做的全部过程。对于小批量生产的压缩机和单个设计的特殊压缩机，设计过程即可到此结束。但当我们面对大批量生产，且场地或费用受到限制时，麻烦就产生了。比如，假定样机的各项测试都已成功地通过，开始批量生产，但不久，由于气阀失效的百分比率太大，压缩机便从工场返回。在制冷工业中，千分之二压缩机失效就要敲警钟了。这时所有工装都已就绪，我们付不起仅仅建立在一次试验及错误基础上的更改所需的昂贵费用。简单推理，例如加大气阀簧片的尺寸，使应变能贮存在一个较大的体积内，可能要求工装作昂贵的改变。在进行某一方案前，我们要确保没有其他的选择。另一种情况是，可利用的空间使之不能简单易行地加大通道或容积。这样的结果，可能是由于我们在初始设计过程中的苛求，强加了一些设计准则的限制，使应力值比安全的高了一点，通道比所需的小了一点，容积比合理的数值也小了等等。最终结果就是失效、低效，或不能容忍的噪声。幸运的话，在样机试验时已发现了这些问题，但仍将难以克服。大批量生产时，每个气阀节省的较少的成本费用乘以成千上万的总套数，其值可能是很可观的，而对特殊用

途的压缩机则无关紧要。在有人反对之前我赶快补充一句：只要能获得可靠性和效率、加倍的气阀价格在工业上是不计较的。当然，昂贵到十倍的价格就不应该了。无论何种情况，我们都应证明其价格是合理的。因此，设计人员面临接踵而来的优化(或折衷)问题。做好这个工作是可能的，我们需要采用更复杂的方法，正是由于压缩机不断地向小型、低价、高效、低噪声及高可靠性方向发展，才推动了现在正进行的研究工作。

在我们有足够的信息决定气阀设计必须作哪些改变之前，有多少研究工作是必要的呢？当我还是一个刚从学校毕业的年青工程师时，很快地认清了一个人绝没有足够的信息可言。危险的是，人们作研究的时间太长，并以此作为迟迟不作决定的借口。另一方面，只有傻瓜才会在没有信息的基础上作出决定。决定最优点在何处是一门工程艺术。我高兴地加一句，由于设计量越来越大，最佳点的研究看来是向更多方向发展。除此而外，我实际上不能对这一观点强调更多。

下面将论述失效的各种可能性，并试图阐述工程师们是怎样理解和处理这一问题。稍后的有关性能、噪音等议题，将用同样的处理方法。这并不意味着每个公司必须逐项从事这么多研究工作，相反，应根据自己的情况择选从事的研究方向和研究课题。

6.2 为什么要区分不同类型的应力

对气阀应力，人们将各种不同类型的应力区分为弯曲应力(或挠曲应力)、撞击应力、应力波、平面应力、圆周应力、弯曲型撞击应力、静安装应力等。有人可能问为什么会

是这样？应力不是简单应力吗？的确是这样，在簧片或阀片上的任何一点，通常都是受三向应力的状态。不同的名称主要反映在理论上产生这些应力的近似过程，或许是反映这些应力是怎样产生的，或者怎样来理解这些应力，如图 6.2.1 所示。尤其是因为近似，这些区分决不是琐碎的，如果是一个很好的近似，这些区分则反映了物理本质。

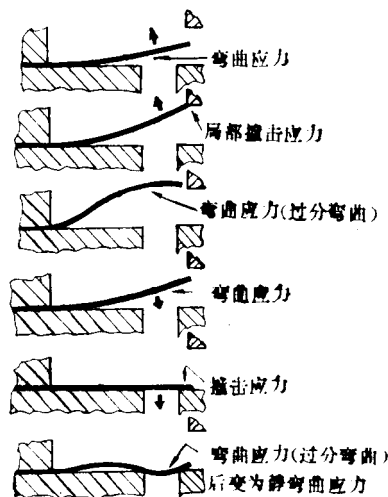


图 6.2.1 带升程限制器的舌簧阀的应力状态

鉴别理论家的好坏，不是从他们数学能力来看，而是看他们在物理上进行真实简化近似的能力如何。我这么说，是因为我知道，每个人都有许多事情可讲：一位理论家在急切要解决某一问题时，对某点作了所谓近似的解，因与实际毫无关系而没有留下任何信息内容。这样的经历特别对许多工程管理人员，怀疑任何近似的观点已产生了反作用。这样的管理人员有时容易成为咨询公司过份吹嘘有限元程序能力的

牺牲品。有限元程序看来好象避免了近似，实际上所有有限元程序都是建立在近似方法基础上，型典的是隐藏在单元公式中。近似不免是在次要因素上出入，但往往精度的错觉很难阻止。我认为，如应用判断、理论和试验，并知道不同的单元形式有不同的近似法，有限元方法是一种非常有用的工具。在工业上，工程师计算和解释有限元应力结果，应是最高水平的理论和实验应力分析。

簧片和阀片的弯曲应力模型中近似认为横向应力为零。严格讲，这仅是对自由表面上的点才是正确的。然而，在表面荷载高的地方，由于撞击所引起的三维效应在足够长的时间内已经消失，我们则可以假定横向(Z 向)应力处处为零，这大大简化了所有的数学模型。因为三维的应力应变关系是

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} [\sigma_x - \mu(\sigma_y + \sigma_z)] \quad (6.2.1)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [\sigma_y - \mu(\sigma_x + \sigma_z)] \quad (6.2.2)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [\sigma_z - \mu(\sigma_x + \sigma_y)] \quad (6.2.3)$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (6.2.4)$$

$$\varepsilon_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} \quad (6.2.5)$$

$$\varepsilon_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \quad (6.2.6)$$

简化上述方程，则变为

$$\varepsilon_x = \frac{1}{E} (\sigma_x - \mu\sigma_y) \quad (6.2.7)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E}(\sigma_y - \mu\sigma_x) \quad (6.2.8)$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \quad (6.2.9)$$

也使得 $\varepsilon_{xz} = \varepsilon_{yz} = 0$ 。这种方法表示在图 6.2.2。

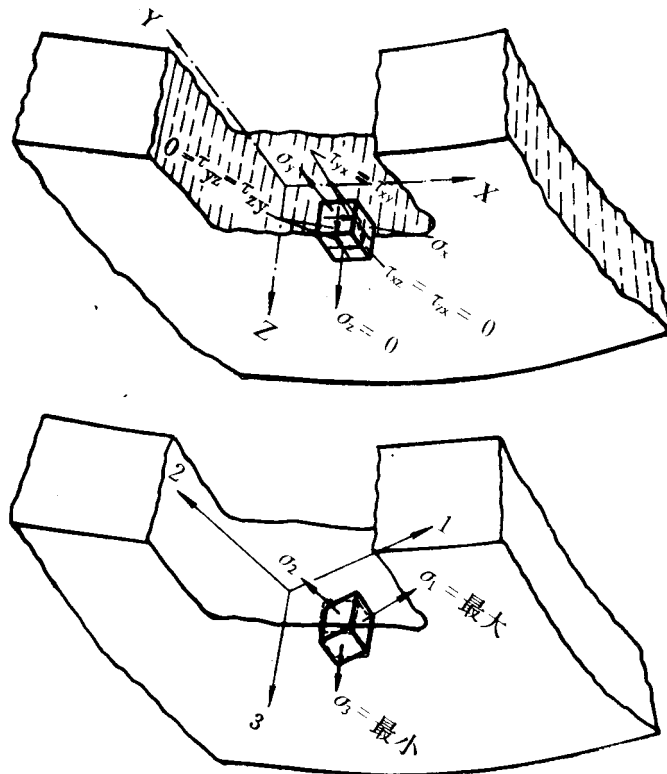


图 6.2.2 荷载作用下阀片的表面应力和主应力

对于类似于梁的舌簧阀片,可进一步简化略去 σ_y 和 τ_{xy} ,

定义 x 为梁的轴线。此时则有

$$\varepsilon = \frac{\sigma_x}{E} \quad (6.2.10)$$

对于弹簧加载的环状阀，主要的变形元件是弹簧，它们可以是传统的螺旋形弹簧，也可以是复杂形状。当确定螺旋形弹簧尺寸时，未考虑撞击应力，通常按最大静变形或最大动变形来设计。然而，即使粗看起来弯曲形状的曲率较小，弹簧加载的阀片确实坏了。这是因为弹簧沿环周不是连续地布置，而是有间距的支承着阀片，导致阀片受弯所致。方程(6.2.7)—(6.2.9)适用于这种情况。如果人们认识到平面弯曲应力正比于挠曲的曲率和板的厚度，那么就能理解为什么绝对挠度值没有什么意义。还有，环状阀产生撞击，由撞击引起的应力波型和挠曲应力则要求用方程(6.2.1)—(6.2.6)。

因此，从应力分析的观点看，舌簧阀和弹簧加载的环状阀，原则上没有什么不同。

6.3 弯曲应力

适用于方程(6.2.7)—(6.2.9)或(6.2.10)的所有情况都归入这一类，包括由于撞击而产生的挠曲应力。

原则上理论计算是可能的，但并未广泛应用。一个理由可能是几乎总需要进行压缩机的计算机模拟，以便得到作用在气阀上的实际作用力函数。对于计算挠度已足够精确的模拟，用来推导应力精度则不够。这主要又是因为前面已说过的应力正比于挠曲的曲率，即应力正比于位移的二阶导数。那么，如果在应力分析中采用振型展开的办法，则比通常确定位移需要更多的固有振型。简单的力学模型必须扩展。如

果应用有限元，所分的网格必须相当小。

气阀设计者可以在各种参考资料中找到对气阀进行理论应力分析的例子。悬臂舌簧阀给出了最完整的方法，因为它们相对简单些。对气体力引起的弯曲应力和撞击引起的弯曲应力，都有详细的研究^[2,6,16,182]。例如，图 6.3.1 表示了一个悬臂簧片理论及试验所获的应变-气阀升程的关系。

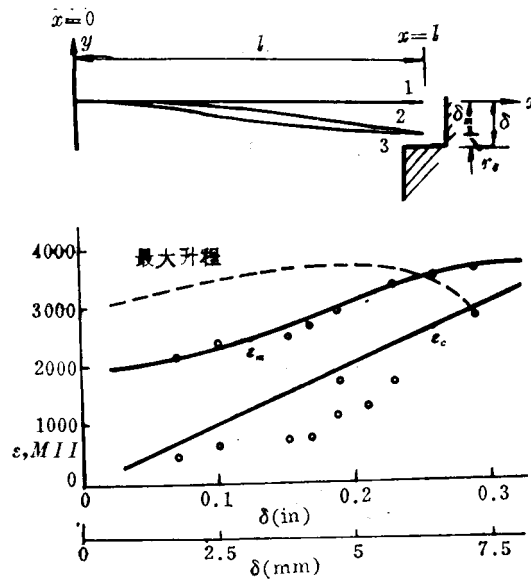


图 6.3.1 理论和试验方法所获的应变-升程关系

当簧片从悬臂梁变成悬臂板时，这意味着不能忽略垂直于悬臂轴的弯曲。通常用有限元分析求固有振型和频率，以应用于振型分解法中，求得强迫力作用下的弯曲变形和应力。

图 6.3.2 表示一个悬臂板的固有振型的结点线或克拉德尼 (Chladni) 图。图 6.3.3 所示的是以位移表示的、由撞击引起的弯曲响应。

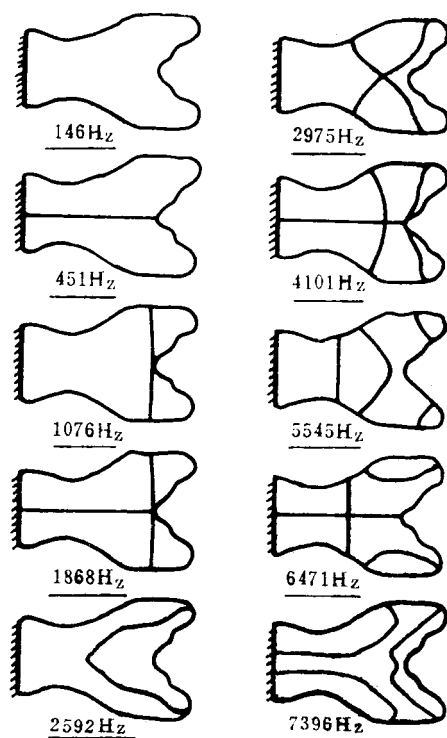


图 6.3.2 悬臂板式簧片的各阶固有振型和频率^[81]

图 6.3.4 表示了有限元方法对另一型式簧片的分析结果，图中用等值线表示应力的分布，这幅图是一个环状阀片在 x 、 y 方向的应力大小的等值线。

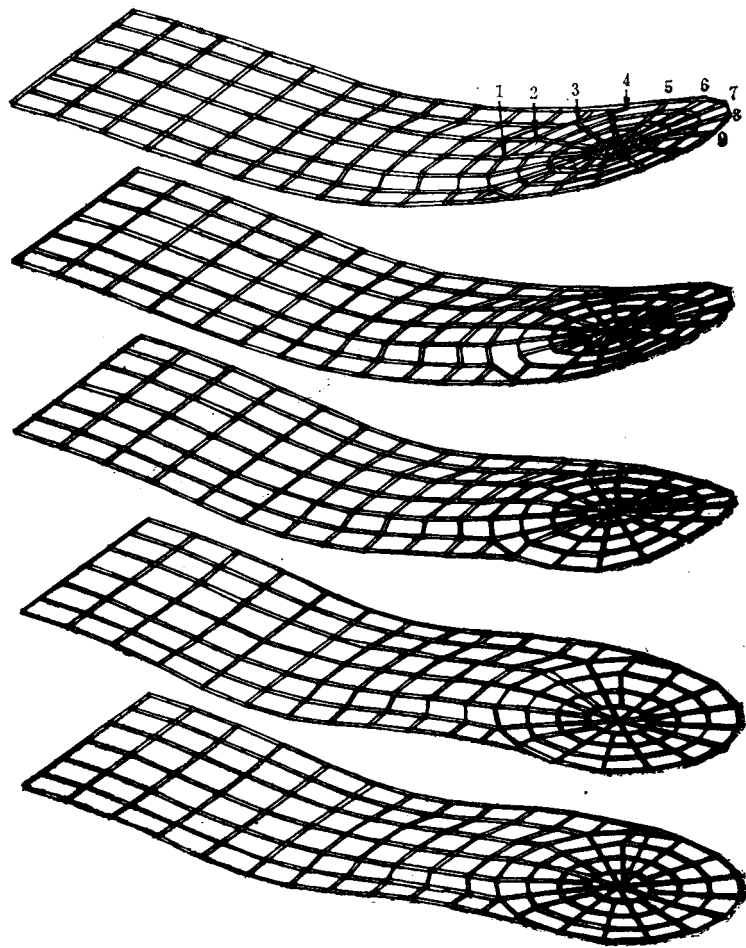


图 6.3.3 撞击引起的弯曲响应

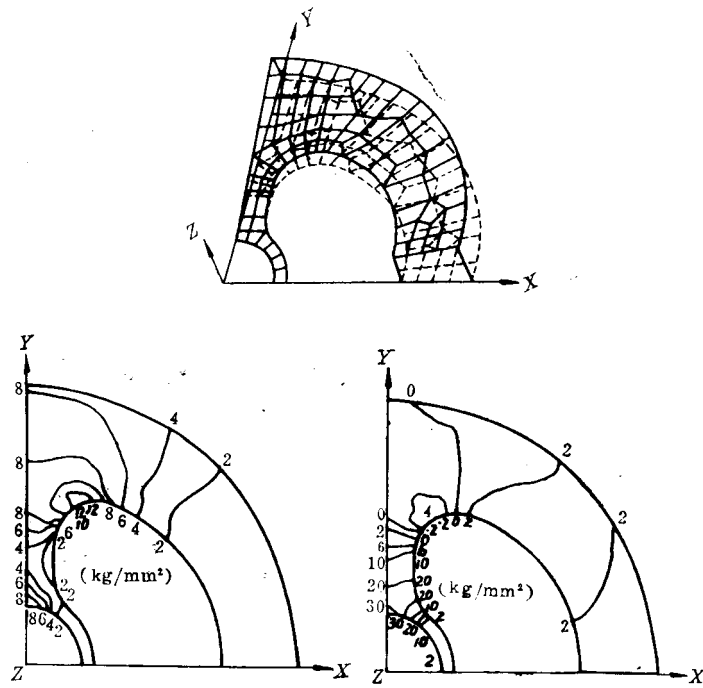


图 6.3.4 一个环状阀片的应力等值线

一般说来，目前人们并不热心于压缩机工作时阀片弯曲应力的计算精度^[48]，但它至少让我们认识到在某一振型下发生什么和为什么阀会失效。正如我们将要看到的，这并不一定在局部撞击时正确。

也许一个有用的方法是将固有应力模式用公式表示出来^[42]。应力模式是舌簧片或弹性阀片以某一阶固有频率作相应的振型振动时其上的应力分布情况。应力模式只是应力

的相对幅度而非绝对幅度，它可以被显示出来。那么应力强迫响应就表达为一系列这样的应力模式。图 6.3.5 为应力模式的例子，它是用主表面应力来表示的。

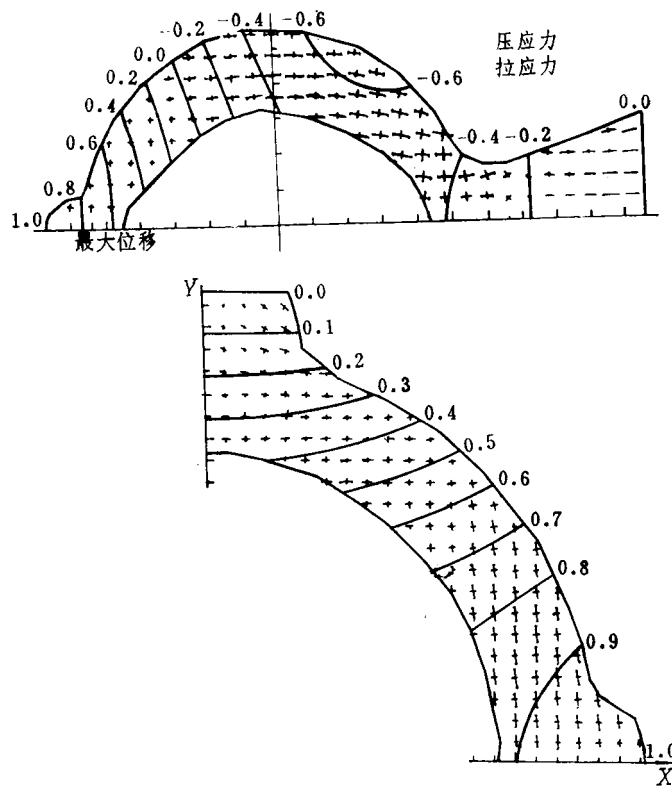


图 6.3.5 一个悬臂阀片和挠性环状阀的应力模式^[42]

研究人员关注的另一类是弹簧加载的环状阀。可以找到有关环状阀当其撞到阀座以及由于过度反作用而引起的阀片

阀座通道里的应力状态资料^[48]。此外，也研究了当阀片封闭了阀座孔，因此静态弯入阀座孔时阀片的静弯曲应力。

6.4 弯曲疲劳分析

如同上文所讨论的，在簧片上任一点有六个应力分量，它们必须一并在疲劳破坏定律中考虑。我们已经讨论过，弯曲主应力发生在簧片的表面，并假定 $\sigma_z = 0$ (如图 6.2.2 所示)，剪应力 τ_{xz} 和 τ_{yz} 也为零。那么，弯曲时必须考虑的三个应力是 σ_y 、 σ_x 和 σ_{xy} ，它们能转换成主应力 σ_1 和 σ_2 (图 6.2.2)。在物理学上，这意味着我们试图在 xy 坐标系中找到剪应力 τ_{xy} 被消掉的一个方位，这个方位就叫主方位。此时， σ_x 和 σ_y 变成 σ_1 和 σ_2 。在实验中，主方位是用三向应变计来测定，对于小气阀这样作常常是困难的，因为三向应变计不能作成象单个应变片那样小的尺寸。

还有以 σ_3 表示的第三主应力。在自由表面，一个主轴总是垂直于该表面的。习惯上将最大主应力表示为 σ_1 ，最小主应力表示为 σ_3 ，介乎二者之间的主应力表示为 σ_2 。对受弯曲应力的簧片除某一切向应力为负值的情况外， σ_3 最可能是其值为零的自由表面应力。

有些理论试图帮助气阀的寿命预测设计，最合理的似乎是塞恩(Sine)方程的最大剪应力形式^[104]，该方程表示了有脉动和无脉动的三维应力值与无限寿命的关系，要求满足不等式

$$\sigma_{a1} - \sigma_{a3} \leq S_e - \frac{S_e}{S_{y,1}} (\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3}) \quad (6.4.1)$$

式中 σ_{a1} 、 σ_{a2} 、 σ_{a3} ——由大而小排列的、完全交变分量的最大主应力 [PSi]；[磅/吋²]

$\sigma_{m1}, \sigma_{m2}, \sigma_{m3}$ ——相关主平均应力[PSi]; [磅/吋²]
 $S_{y.t}$ ——材料的屈服强度; [磅/吋²];
 S_e ——材料的疲劳极限[磅/吋²].

而且

$$\begin{aligned}\sigma_{m1} + \sigma_{a1} &= \sigma_1 \\ \sigma_{m2} + \sigma_{a2} &= \sigma_2 \\ \sigma_{m3} + \sigma_{a3} &= \sigma_3\end{aligned}\quad (6.4.2)$$

对于舌簧阀片, 我们可以代入(假定我们不知道主方向)

$$\sigma_{m1} + \sigma_{m2} + \sigma_{m3} = \sigma_{mx} + \sigma_{my} \quad (6.4.3)$$

$$\sigma_{a1} = \frac{\sigma_{ax} + \sigma_{ay}}{2} + \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ax} - \sigma_{ay}}{2}\right)^2 + \tau_{a,xy}^2} \quad (6.4.4)$$

$$\sigma_{a3} = 0 \quad (6.4.5)$$

如果我们假定在性能良好的簧片中

$$\frac{\sigma_{ax} + \sigma_{ay}}{2} > \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ax} - \sigma_{ay}}{2}\right)^2 + \tau_{a,xy}^2} \quad (6.4.6)$$

否则, 我们必须取

$$\sigma_{a3} = \frac{\sigma_{ax} + \sigma_{ay}}{2} - \sqrt{\left(\frac{\sigma_{ax} - \sigma_{ay}}{2}\right)^2 + \tau_{a,xy}^2} \quad (6.4.7)$$

注意 $\sigma_{ax}, \sigma_{ay}, \tau_{a,xy}^*$ ——完全交变的应力分量;

$\sigma_{mx}, \sigma_{my}, \tau_{m,xy}$ ——平均应力分量。

对工作应力含有许多正弦分量的舌簧阀, 计算时应采用各个方向最大的迭加值, 这显然是一种近似。累积破坏理论是通用的, 但他们既不适用于舌簧阀的情况, 也太复杂了。

* 原文有误

无论何种理论，他们都仅着眼于推断结果的精确度，而在现在的技术水平下，它们是没有保证的。

事实上，工程上习惯采用

$$\sigma_{m1} + \sigma_{a1} \leq S_e \quad (6.4.8)$$

由于 S_e 的值难以知道（记住， S_e 应是相应于允许失效百分率的一个值，而不是平均值），且真实应力难以确定，因而，在现在的技术水平下，式 (6.4.8) 可能与较精确的式 (6.4.1) 完全一样可靠，特别是当 S_e 再乘以安全系数时。

注意，一维形式的 Sine 方程，常以 Goodman 图来表示（图 6.4.1），但抗拉强度代替屈服强度的情况例外：

$$\sigma_{a1} \leq S_e - \frac{S_e}{S_{T,e}} \sigma_{m1} \quad (6.4.9)$$

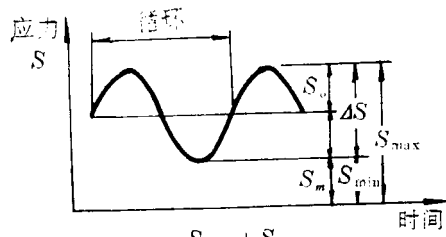
6.5 撞击应力

当舌簧阀片尖端接触升程限制器，以及它在关闭过程中撞击阀座时，分别在簧片尖端和座合处产生局部撞击应力。与升程限制器接触时簧片尖端的撞击应力具有重要意义^[65]，这是因为一个设计良好的升程限制器的升程值是没有升程限制器时舌簧片能达到的升程的一半，故撞击速度可能相当高。

阀座的撞击则更为重要*。这点很早就为人们所认识，对于一个撞击的刚性环状阀片，文献[165]，根据经验给出了所谓参照速度。参照速度 v_s 的定义是：由升程限制器决定的阀片位移最大值，乘以压缩机的转动角速度 [rad/s]，即

$$v_s = \frac{\pi}{30} N H \quad (6.5.1)$$

* “阀座”二字阀座或升程限制器的座合面，下同。



平均应力 $S_m = \frac{S_{max} + S_{min}}{2}$

应力幅 $S_a = \frac{S_{max} - S_{min}}{2}$

应力比 $R_r = \frac{S_{min}}{S_{max}}$

应力范围 $\Delta S = S_{max} - S_{min}$

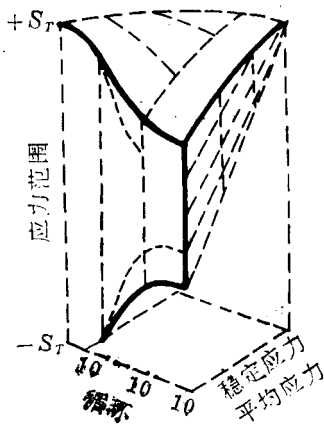


图 6.4.1 Goodman 图

式中 N ——压缩机的曲轴转速(RPM)

H ——阀片最大位移(in)

虽曾建议 v_c 不要超过 $4\sim 9\text{in/sec}$ ，但应注意参照速度与簧片或阀片的真正撞击速度并不相近。二次世界大战前，研究人员将阀片的疲劳破坏与升程及压缩的转速联系起来，故 v_c 是一个相关参数。现代高速制冷压缩机， $v_c = 15\sim 24\text{in/sec}$ ，大大超过早期的允许极限，故有必要对真正的允许撞击速度作更详细的研究。

典型的撞击破坏示于图 6.5.1—图 6.5.4。我想这些图是说明问题的。破损很明显地发生在用经典方法进行弯曲应力分析时的范围之外，特别是对悬臂簧片更明显。用经典的弯



图 6.5.1 在试验簧片的尖端撞击破坏^[45]

曲应力分析，按振型展开需要很多的振型；由于小的阀座突

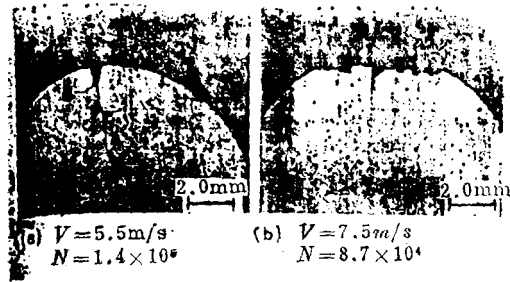


图 6.5.2 由于撞击另一簧片尖端破损^[65]

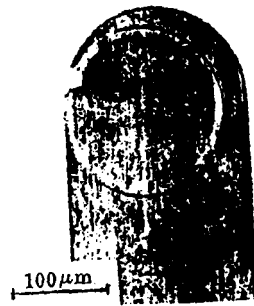


图 6.5.3 未对准阀座的撞击破损^[66]

出部分的变形可能由剪切效应控制，不论是否使用有限元，这种方法对破损起源于边缘情况来说，也是太不精确了。对于撞击区产生破损的情况，不管是否是由于表面缺陷，弯曲分析将完全不适用。

经典的弯曲型疲劳破损分析认为，悬臂舌簧阀片在靠近夹紧端部处或在其它弯曲应力集中区域，而不是在撞击点破坏。

相对于气体力作用下的弯曲应力，文献中将气阀的撞击

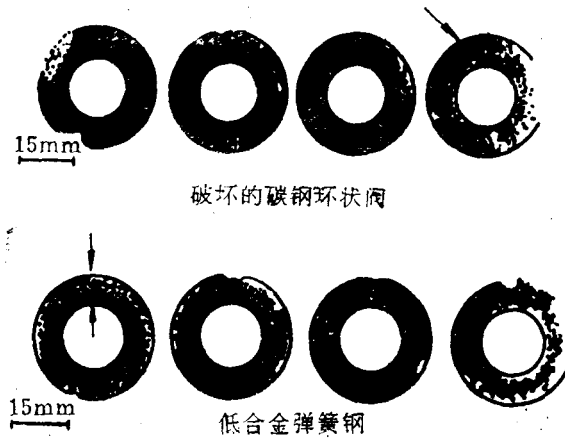


图 6.5.4 环状阀片的撞击疲劳破坏^[46]

应力概括地定义为由簧片或环状阀片撞击升程限制器或阀座时产生的应力。此定义常不够充分，因为它不能区分在撞击时或撞击后极短时间内(第一阶段)，产生在阀上，特别是在撞击区附近的撞击应力与撞击后的一段时间内(第二阶段)，由于撞击而引起的以发展了的形式出现的板式或梁式弯曲撞击应力。

基本的差别是时标，而时标的不同又要求不同的原理说明和数学描述。第一阶段撞击现象发生在一个要用微秒来量度的时间间隔内，用于弯曲理论的简化已不适用，而需要用波型理论。阀片撞击阀座时，局部法向力升高，以阻止阀片和阀座的相互贯通。阀片与阀座之间正比于法向力的摩擦力，阻止它们之间的相对切向运动。然后，这些表面撞击力用很高速度，以压缩或拉伸(P)波和剪切(S)波联合的形式、从撞击点通过阀片和阀座传播(图 6.5.5)。在它们的

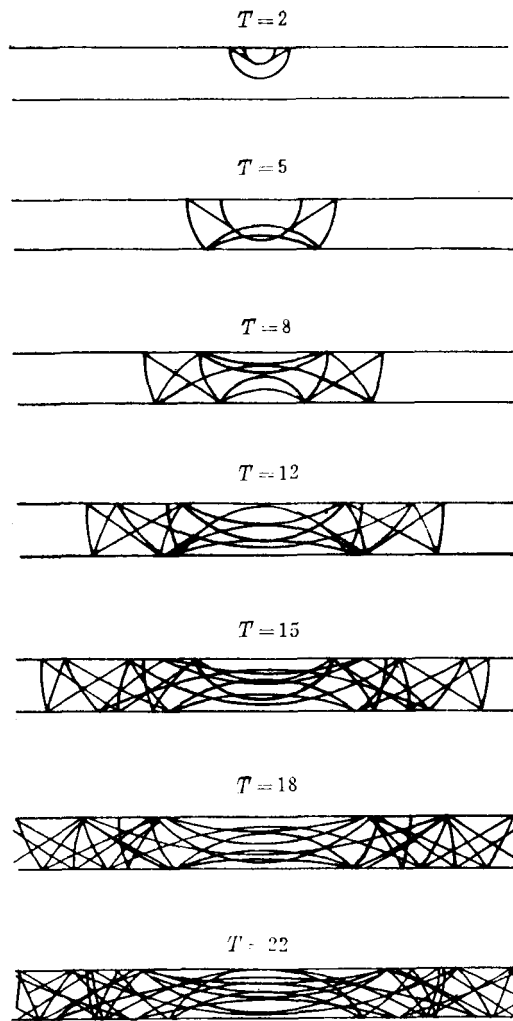


图 6.5.5 在簧片上点撞击的应力波面

表面，这些波合成后产生称之为瑞利 (Rayleigh) 波的表面波。有迹象表明瑞利波是最危险的，但在得到特有的结论之前还必须作更多的研究。还有一个向前波，通常称为 P 引起的 S 波，此波面是 P 波面与簧片表面相交处的一条线，且相切于 S 波面。

第二阶段的撞击应力分析包括撞击接触后的一段时间，且忽略了撞击区域的局部效应。这种情况下，又可以使用通常的薄梁或薄板的弯曲简化。典型的是由簧片尖端敲击阀座或升程限制器而引起的那些远离尖端处的弯曲应力，就属于此类型。通常这些被认为是撞击应力，但最好称为由撞击引起的弯曲应力或第二阶段的撞击应力。

当然，从第一阶段到第二阶段的撞击应力经历一个光滑的过渡过程。首先，所有的应力作用，包括应力波的扩散及从自由表面的反射等，都限制在撞击附近的局部区域。这些波有些是压缩或拉伸波，而其余的是剪切波。阀片的其余部分仍处于自由应力状态，当应力波以各自的波速传播到这些区域时，在两个自由表面之间来回反射的波分量很快衰减，剩下的只有与簧片表面平行的应力波。这样，最终产生了动态弯曲应力分布。过渡过程可在图 6.5.6 中看到，它表示了一个光滑但有脉冲性的载荷引起的两个表面的变形。尽管得到这一图象的计算机程序不精确，但所得的变形清楚地表明了人们所要求的经典弯曲理论的偏差。

当然，第一阶段和第二阶段的撞击应力都引起阀的失效，但目前对第二阶段的认识更清楚一些。虽然还有很多工作要做，但我们知道了如何将撞击引起的动态弯曲应力用数学公式表示出来；在很多情况下，我们已经能够极为满意地

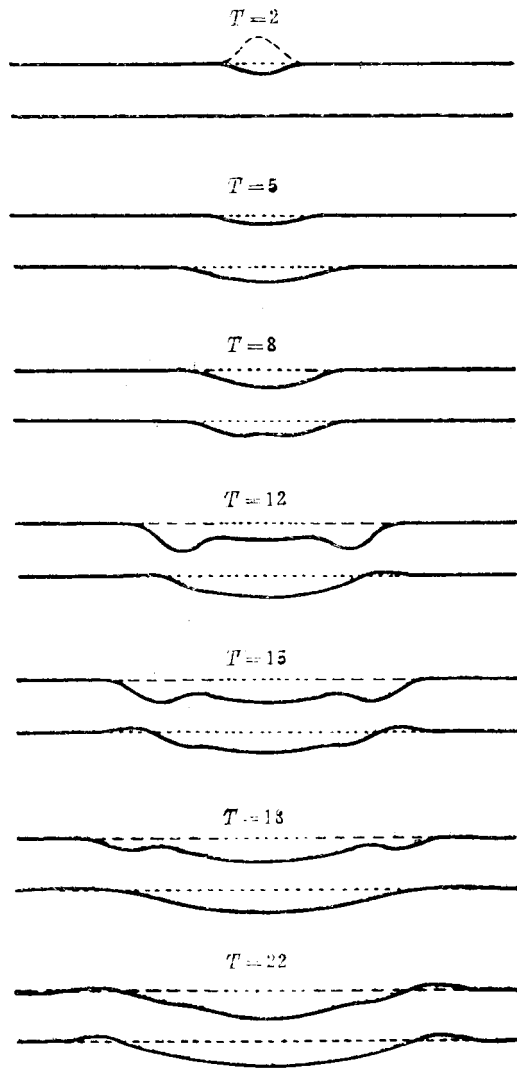


图 6.5.6 光滑脉冲荷载撞击下, 簧片顶端和底端表面的变形

预言出最大弯曲应力；还能够将应力值与已发表的疲劳极限数据联系起来。这样，基于对它的认识、验试及数学的手段，在多数情况下，一个知识丰富的设计人员就能设计出一种不会因第二阶段的撞击应力而失效的气阀。

那么，阀片为什么仍然失效？为什么不象过去对第一阶段撞击应力那样作出同样努力呢？理由可能是逐步获得关于弯曲型撞击失效的认识，允许较大的位移幅值之故（对于应力失效，过去我们习惯于采用的补救办法是严格地限制气阀升程），其结果是带来较大的撞击速度。这对于第二阶段的失效机理来说，它已不再是阀片的破坏起因，而开始产生第一阶段的撞击应力失效。过去，阀片多倾向于弯曲破坏，这是因为没有应力波作用而破坏的机会。

应该感谢阀片材料制造商在帮助提高阀片疲劳极限方面所作的重要努力，例如，通过改变材料成份及表面处理的方法来提提高弯曲疲劳极限。虽然这些公司也已在尽他们的努力来确定第一阶段撞击应力的疲劳极限，但或许这样说更保险：他们的研究大体上还没有成功，主要是因为无法应用引起不同应力波分布和反射特性的不同撞击荷载作用下的综合疲劳特性的基本办法，来确定疲劳特性数据与应力值之间的关系。希望今后的研究能提出一个适用于第一类型的撞击疲劳数据的分类表，并逐步使其完善。

假定某些情况下，剪切疲劳和瑞利波可以忽略，且压缩-膨胀波如同平面波一样通过阀片和阀座，对阀片内的第一阶段的撞击应力进行了分析^[34]（图6.5.7）。此为平面应力模型，但可很容易地变成平面应变模型。研究了不同的阀

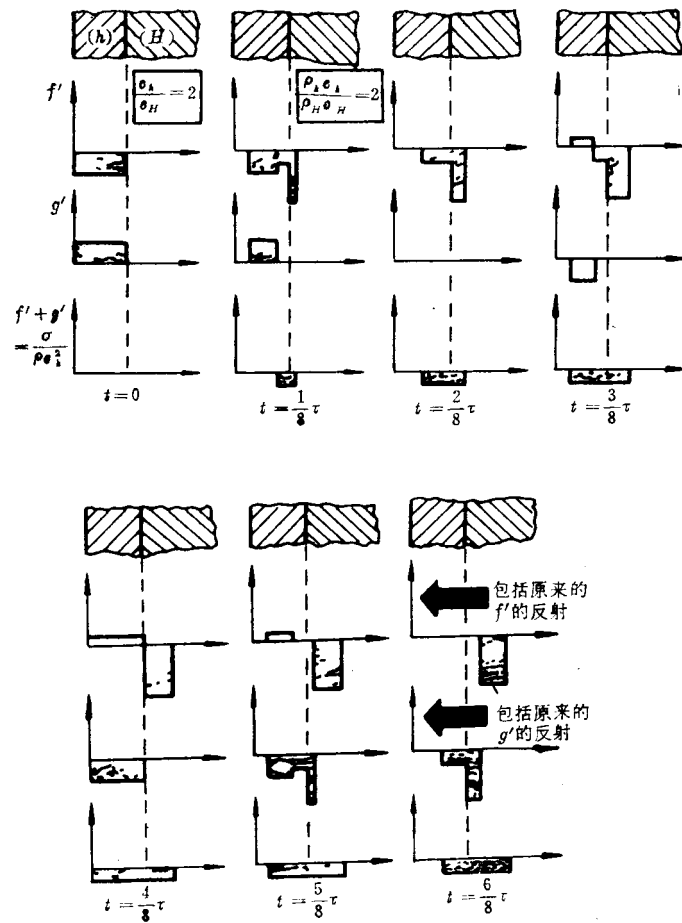


图 6.5.7 阀座材料对平面应力近应值影响的分析^[34]
 座和阀片材料的组合对应力值的影响(图 6.5.8), 此工作

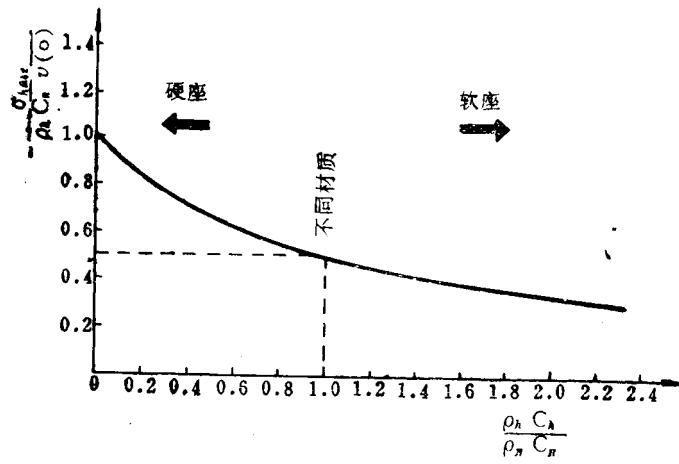


图 6.5.8 不同阀座材料对阀片撞击应力的影响^[30]

还包括阀座缓冲垫效果的研究(图6.5.9)。参考文献[34,39]论证了撞击速度是决定应力值的主要参数,而与阀片厚度无

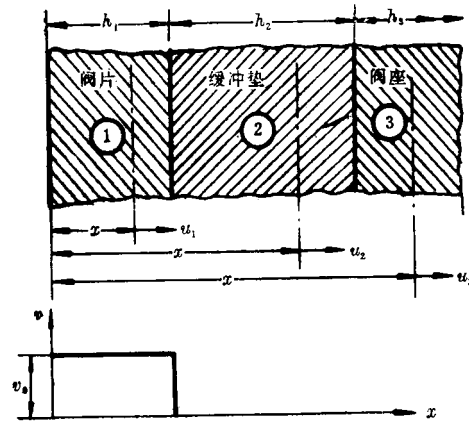


图 6.5.9 缓冲的研究示意图^[49]

关。通过选择阀片和阀座材料的组合，或加入缓冲垫，可以

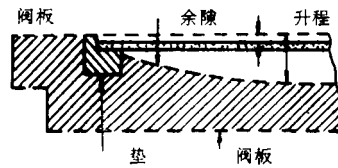


图 6.5.10 条状阀的缓冲撞击区^[65]

减小应力值。缓冲垫用于条状阀取得了很好的效果(图 6.5.10)^[65]。

文献[60]研究了环状阀片倾侧撞击其阀座的情况，它假设压缩-膨胀波可以忽略。对于一维

横向剪切波绕圆环的传播，采用等效梁模型，在从撞击点算起的 180° 的那点，将产生剪应力迭加(图6.5.11)，认为阀座是非弹性的。这一进展根据第一阶段分析常用的波型，描

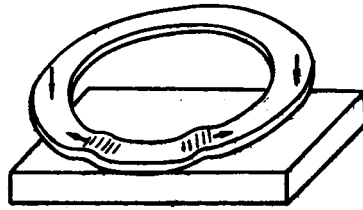


图 6.5.11 倾侧撞击的环状阀^[60]

述第二阶段可能的破坏机理，它忽略了合成弯曲波的各种波的耗散。

文献[6]研究了悬臂舌簧片撞击升程限制器的第二阶段的撞击应力(图 6.5.1)。环状阀正对着阀座撞击的第二阶段的撞应力示于图 6.5.12。

虽然这些简化了的模型尚留下一些待定的量，但他们起

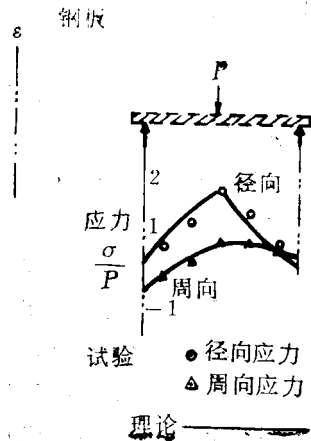


图 6.5.12 环状阀片与阀座撞击的弯曲应力
(第二阶段的撞击应力) [35]

了很好的作用，因为他们阐述了影响和效果，且决定了在实际情况中有重要意义的参数。

在实验研究方面，文献[35]报道了一个二维悬臂舌簧阀，沿平行于阀片表面方面划分为四层、沿它的长度方向划分为50行的有限元模型的结果(图6.5.13)。单元空间太大，以致不能详细观察诸如 P 、 S 或瑞利波的作用，但其结果显示了簧片尖端区的变形，看来，他们不同于弯曲模型分析的结果。

有限元应用于撞击引起的应力波分析，目前的问题是：由于所传播的波面尖锐和狭窄，即便是对于一个简单情况，所要求的单元数目之大，已超出了现在计算机的存贮容量。为解决这一问题，文献[166]研究了杆中的应力波，以建立有关波的传播的有限元。其概念如下：在波的影响区内用

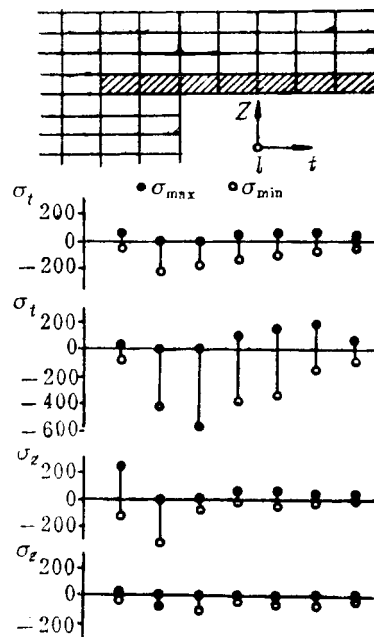


图 6.5.13 悬臂梁片的有限元模型

许多小单元，而在远离影响区则用大单元，以此减少单元数目。当许多波面（而不仅是一个）以三个不同的速度传播时，对此方法的优点能否保持存有怀疑。一旦发生波反射，信息空间将会为更多的波面所充满，难以看到如何能保持较少单元的优点。

然而，已经开始研究通过变换技术来求解二维和三维的波动方程^[214,216]，以便了解和预测应力波的幅值、传播、反射、增强或抵消。图 6.5.14 为由一点撞击而引起的瑞利波的例子。

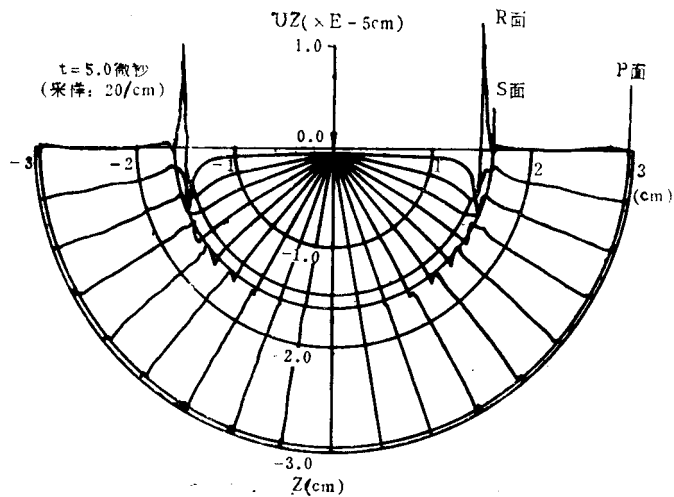


图 6.5.14 由于点撞击而产生的位移波动的一个例子

实验方面，现在还不能测量实际气阀的第一类撞击应力。其原因是：三维或二维的应变分量不易测量，且通常实际气阀立体的应力脉冲要比最小的应变计还要短得多，不加分析就不可能解释测量结果。为了克服这一困难，文献[63]用一按比例扩大的杆件试验模拟气阀撞击（图6.5.15），这样基本上避免了短脉冲和垂直于应变计的应变波。这一工作证实了上述一些平面波的理论研究结果^[34,39]（图6.5.16），但不能更好地模仿真实的、更复杂的情况。

文献[35]提出了与上不同、但更实际的一种处理方法，对文献[68,73,70]都产生过影响。由于对在目前技术水平下能否测量出撞击应力值问题的争论，设计了一个撞击疲劳寿

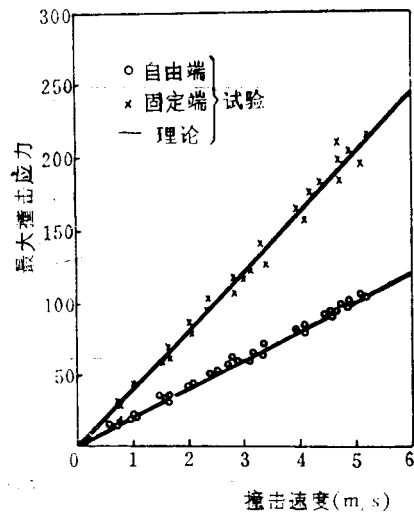
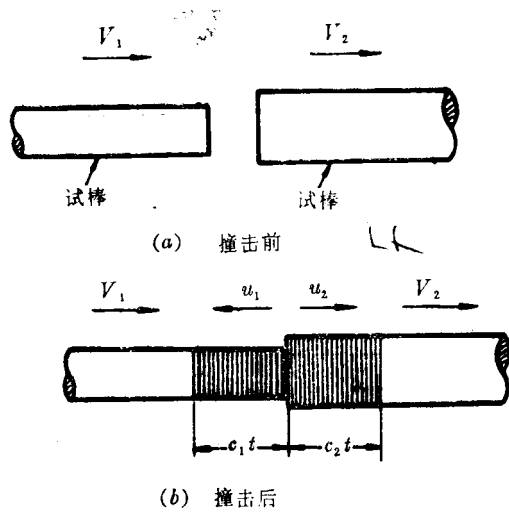


图 6.5.15 模拟阀片撞击的杆件中的撞击应力^[63]

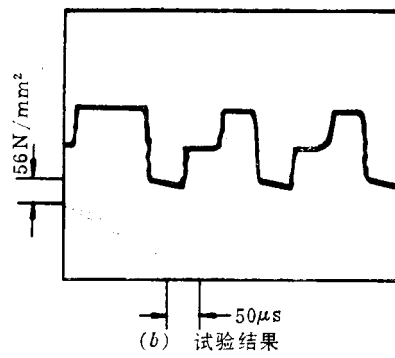
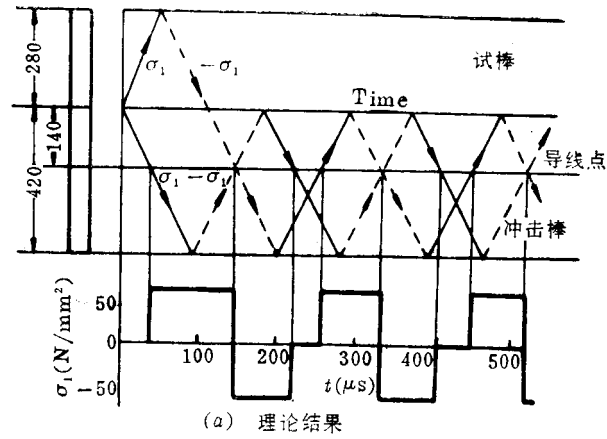


图 6.5.16 模拟阀片的杆件中冲击应力的比较

命试验机，用它迅速而连续地撞击一个悬臂舌簧片（图 6.5.17），就象材料试件撞击环形座一样（图 6.5.18）。以第一

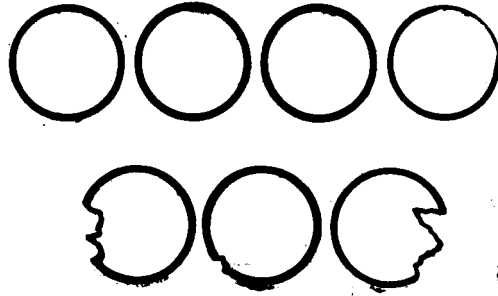


图 6.5.17 撞击疲劳试样：上面的一组为正撞击破坏，下面的一组为斜撞击破坏

个疲劳裂纹的出现来确定阀片的寿命，将寿命表示为撞击强度的函数，而撞击强度与位于环状阀座中心上面的一参考点的撞击速度有关（图 6.5.19）。这样，得到了一个极限撞击速度，如果要想得到无限长寿命的阀片，则不能超过此撞击速度（图 6.5.20）。虽然这个有益的试验至少给出了各种材料和表面处理抗撞击的近似极限速度值，但它与几何形状有关，并不一定适合于其它形状的阀片。其原因或许在于簧片可能倾斜撞击阀座，或至少是环状阀座的内外侧不齐，使第一种和第二种的撞击应力都可以引起破损。

镀铜技术是一种有用的办法。镀铜金相的变化可以指示出压缩机中经受的平均应力^[103]。

实验上的困难表明，需要更精确的数学模型来补充测量的不足。

其它领域中有关撞击现象的工作（在某些方面能够应用

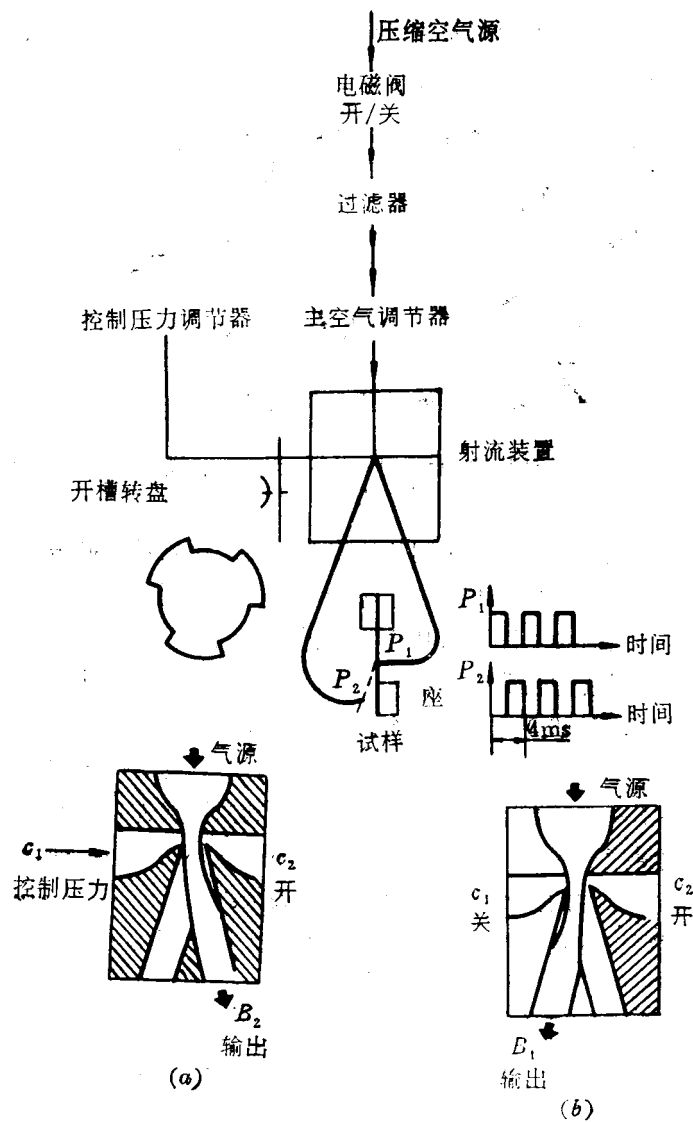


图 6.5.18 撞击试验机

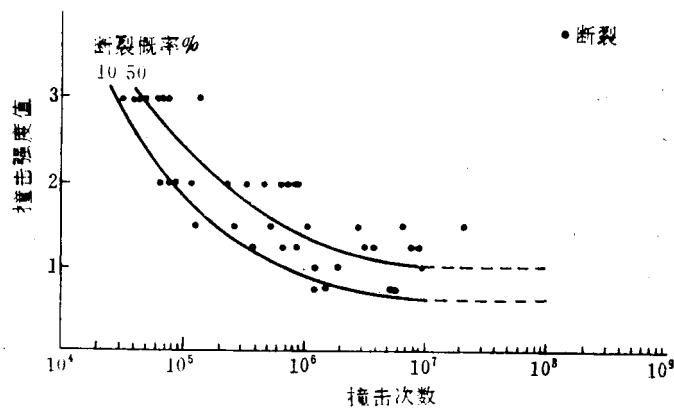
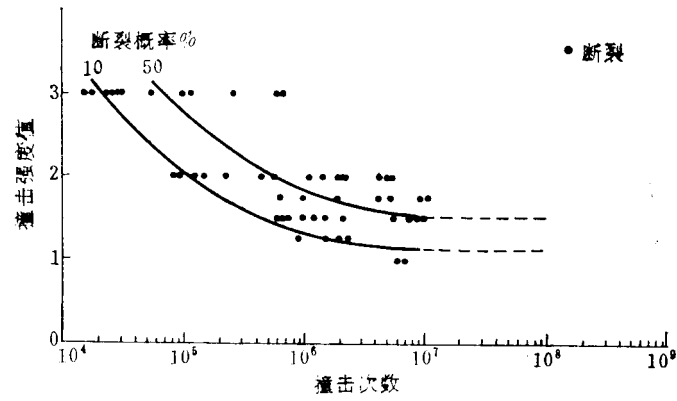


图 6.5.19 关于冲击强度的冲击疲劳曲线，上面的曲线是正冲击，下面的曲线是斜冲击

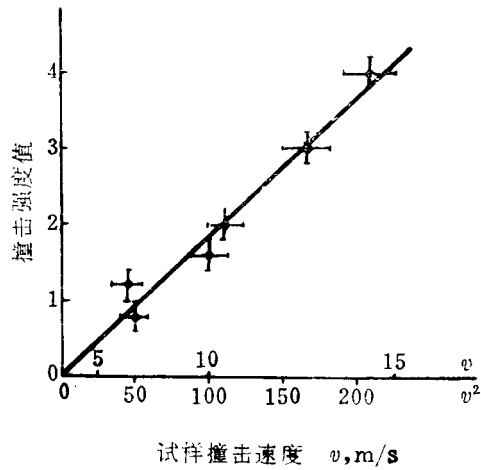


图 6.5.20 撞击速度和撞击强度之间的关系

于气阀)，主要在地球学方面，以及从军事应用方面，包括在装甲钢板上的发射撞击效应得到的某些结果。还有一种经典的基本理论，它们用来处理无限介质中一个球形腔体内爆炸的效应，或在半空间上的点撞击效应，例如文献[167]所讨论的例子。没有一个结果可以直接应用于气阀的原因是：地球物理学是专门研究爆炸对地球所形成的半空间的影响，以及研究从不同的地层间断地反射过来的波。例如，原油开采业并不太关心应力波的形状和幅值，而关心的是它们的传播路径及到达的时间。由于时间间隔大，试验规模也大，因而测量常较简单。

军事应用方面，已经有大型有限元程序，但即使是比较

简单的问题，典型的也需要 20,000~50,000 个单元^[168]。据文献[168]报道，在 CDC7600 型计算机上计算要花 4—10 小时，这个时间不算太长，但因大大超过了计算机的内存，其程序要求有大容量的存储器。即使这样，从已出版的结果看，对怎样得到精确的应力波动现象并未阐明。的确，研究的目标似乎常常是高速撞击下的塑性变形。对阀片向阀座撞击的情况，塑性变形可能不是疲劳失效的机理，但这并不能由此说明可以减少有限元的数目。要达到容许的精确度，甚至还需要更多单元数目。

6.6 抛光处理

冲压加工使阀片的边上粗糙并留下毛刺。鉴于疲劳裂纹常起源于簧片边缘应力集中处(图 6.6.1)。因而通过抛光来消除构槽，尤其是毛刺十分重要^[47]。不应盲目地进行抛



图 6.6.1 起始于冲压缺口的破坏例证^[39]

光，但由于冲模的磨损(图 6.6.2)，应该对每一批抛光之后的阀片边缘都做检验。另外，冲压模具的间隙也是一个主要因素(图 6.6.3)。因而应以边缘情况来决定抛光的时

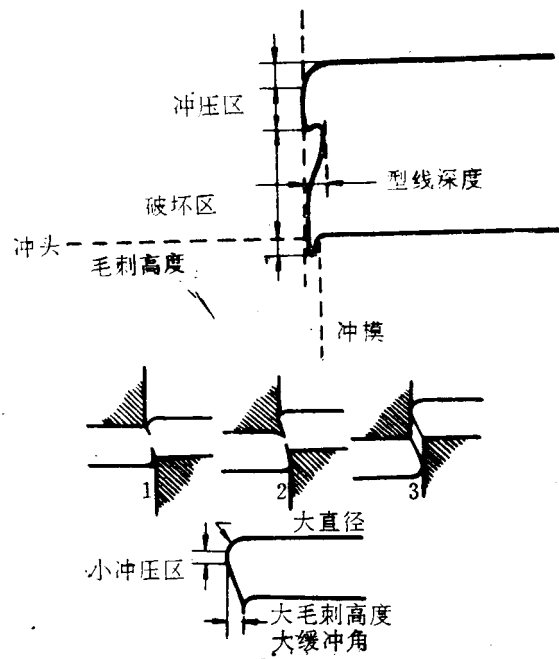


图 6.6.2 间隙太大时的冲压飞边【47】

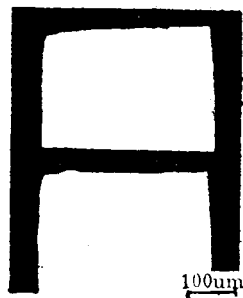


图 6.6.3 模具磨损对冲压的影响【47】

间，这需要凭经验。抛光后的边缘检验将说明加工是否成功（图 6.6.4）。如果设计已接近可靠性极限，建议工厂设立

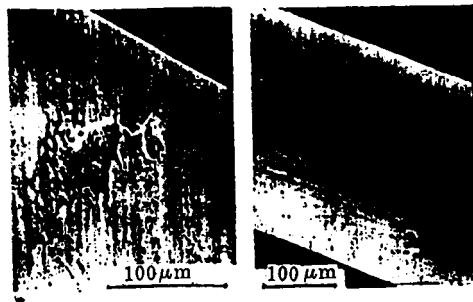


图 6.6.4 抛光后簧片的边缘情况^[47]（抛光前，因冲压而造成的粗糙斑点；抛光后，一个满意的边缘）

质量控制工序，可以定期地对边缘情况进行检查。边缘应是圆滑的，如图 6.6.5 所示。

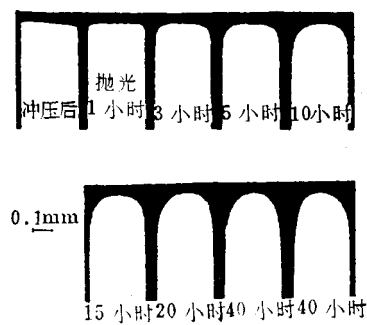


图 6.6.5 边缘外形变化与抛光持续时间的关系^[47]（0—40小时）

不幸的是，很差的冲模状况可能增加人们不希望的表面

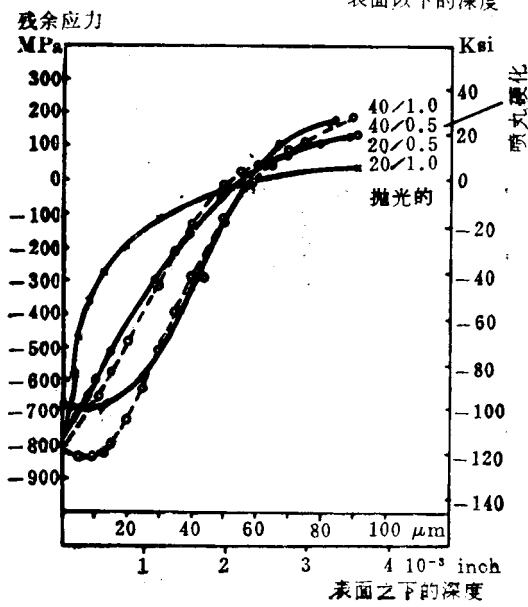
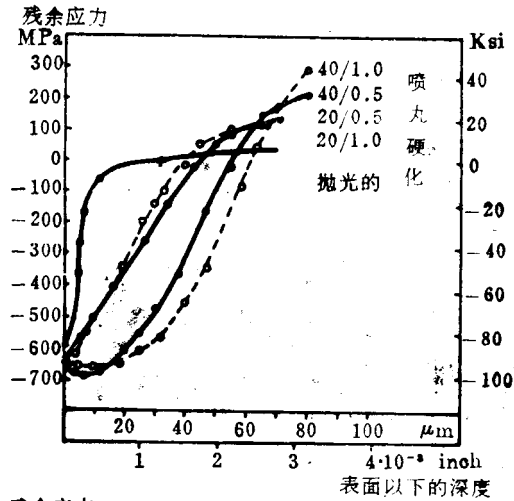


图 6.6.6 抛光加工产生的残余应力

粗糙度，而要求过度的抛光加工，故应注意冲压工序。因为很多压缩机公司的冲压和抛光工序是外协的，我个人认为，他们应该和外协厂紧密配合，把好质量关。

注意，抛光加工导致了一些残余压缩应力。但他们仅能达很浅的深度，其用处不大。如果想要得到压缩残余表面应力，可通过喷丸处理获得（图 6.6.6）。

另一重要的问题是气阀设计的几何形状。因为抛光磨头不能象到达阀片外边缘那样容易地到达其内边缘，使得不能完全去除内侧的毛刺和沟槽，故阀片应尽可能避免小的内圆弧、孔或槽。图 6.6.7 示出了内圆弧的例子。

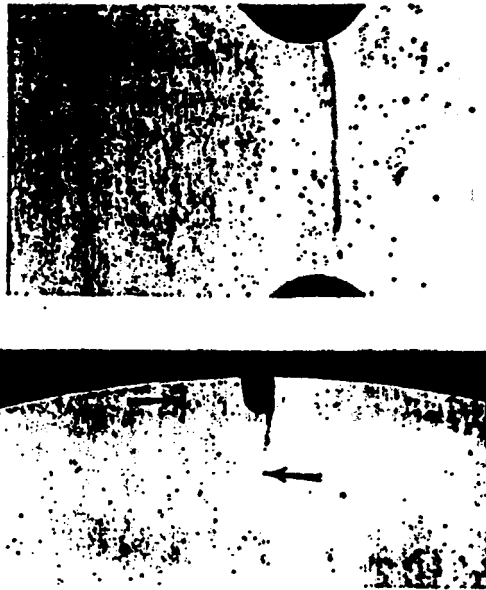


图 6.6.7 应避免内圆弧、孔或槽，因为磨头不易到达这些地方

6.7 喷丸处理

喷丸处理的目的是在簧片或阀片的表面形成残余应力。有人会问，既然弯曲板在凸面上受拉应力，而在凹面上受有同样大小的压应力，喷丸处理为什么是有益的？使凹凸两个表面上都产生残余压应力，将降低拉应力值，而增大压应力值。的确如此，其基本想法是：由于阀片很薄，其材料在失效时象脆性材料，拉应力比压应力更容易引起疲劳失效。粗略地解释，压应力是将表面的微小裂纹往一起压，而拉应力则将其拉开^[216]。

喷丸过程中，直径为0.1—0.8mm的小钢球被气流吹来，撞在阀片表面，由于塑性变形引起阀片在横向延展。阀片的芯部材料仍保持弹性，这是因为力必须平衡；它将使外部的塑性变形层恢复变形，使之在该过程中受压缩。图6.7.1和图6.7.2表示了抛光和喷丸处理后典型的残余应力分布情况^[47]。应该注意，喷丸处理用来去除冲切边缘的毛刺和沟槽并不特别好，依我之见，它不能代替抛光。

此外，还应注意质量控制。一旦根据喷丸的尺寸、吹风速度及时间确定了最佳喷丸工艺过程，就要注意，不能让承包人改变工艺。一向工作可靠性很好的阀片突然损坏，有时可追溯到制造过程有变化。我的一个朋友习惯上称这为“暗示性的恐吓”综合症。如果制造和设计二方面没有很好的交换意见，有时，精心考虑的一些工程措施说不定过了一夜就被一扫而光。

理想的做法是，每批气阀都应进行残余应力检查。然而，这不是一件简单的事，因为这不包括继之而来的除去

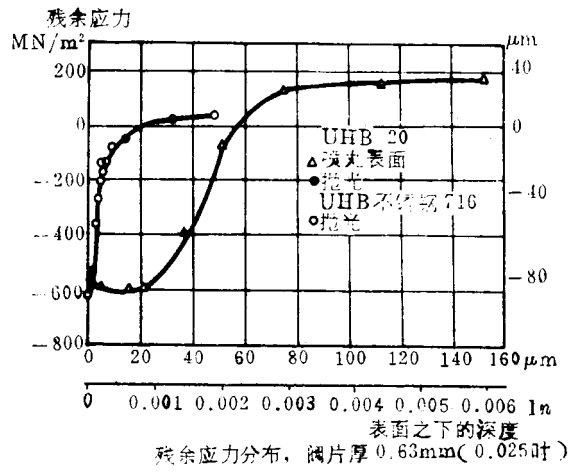
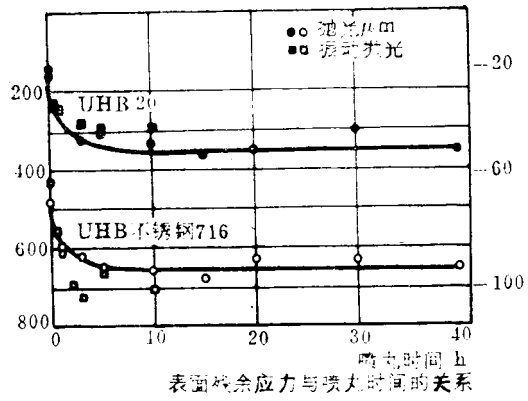


图 6.7.1 表面残余应力和喷丸时间的关系及在下表面典型的残余应力分布

表层的工作。我认为，更吸引人的是 x -射线的衍射技术，它可以得到一定深度的平均读数。

有趣的是，残余应力在气阀循环工作过程中将部分地消失（图 6.7.2）。

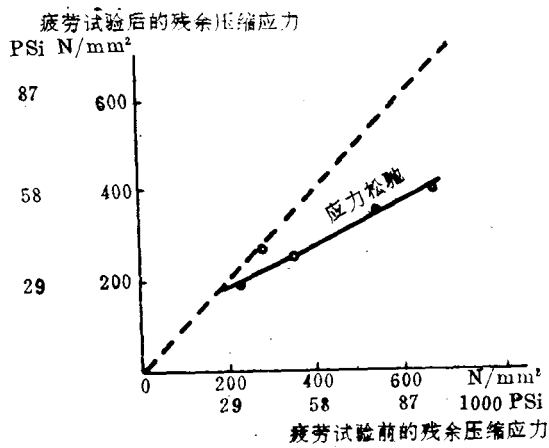


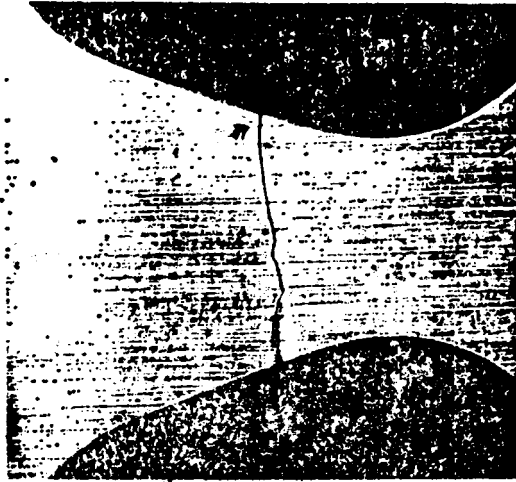
图 6.7.2 疲劳试验后的残余应力松弛

虽然已经知道残余应力确实对经典弯曲应力型失效有益，但在撞击失效中它所起的作用至今还不清楚。

6.8 表面擦痕和表面缺陷

我虽然不太清楚对大的弹簧加载环状阀片情况如何，但我知道表面擦痕和缺陷对小而薄的舌簧片是相当危险的。它们引起应力集中（图 6.8.1），可能大大减小抗弯疲劳能力（图 6.8.2）。至于撞击情况，我觉得表面擦痕也会使瑞利波形造成很大的危害。因此，依我看，加工和安装舌簧片时要小心，特别是边缘易损坏成槽口，将使得以前精心的磨光

(a)



(b)

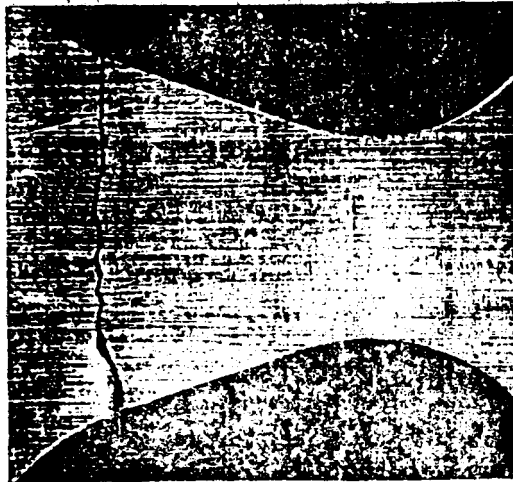


图 6.8.1

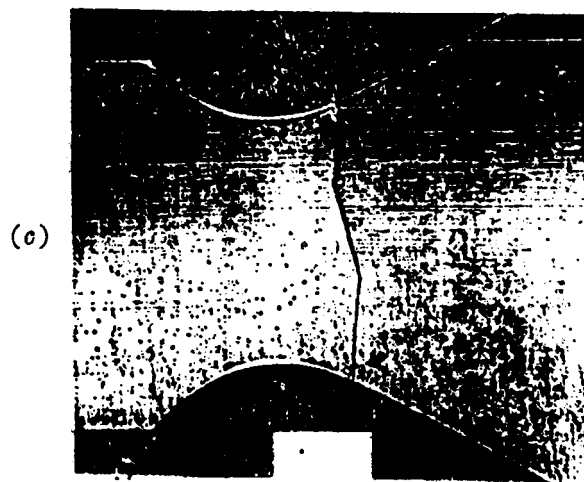


图 6.8.1 在表面缺陷处开始产生裂纹【68】

加工无效。要记住，在封闭式压缩机中，千分之二的气阀失效就已经使人头痛。如果是由于不小心而致，真是大可不必了。

还有产生滚轧缺陷的可能性【39,47】。图 6.8.3 和 6.8.4 表示压入金属碎片的情况。无需说，这也将降低抗疲劳能力。图 6.8.5 所示的是一个凿槽形滚轧缺陷。由于滚轧加工或腐蚀而引起的斑坑表示在图 6.8.6 中。

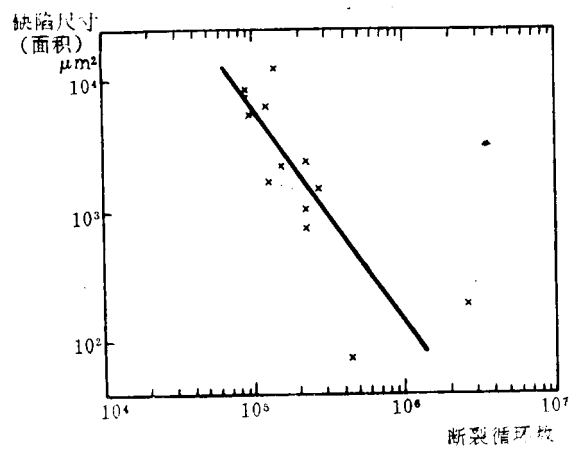
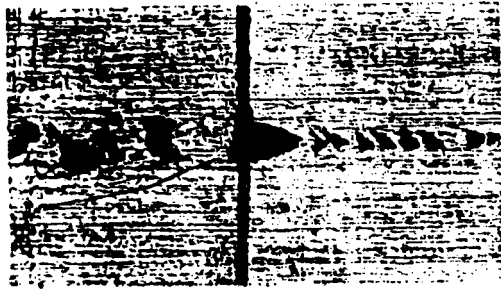


图 6.8.2 表面缺陷降低气阀寿命^[69]



图 6.8.3 被滚轧进阀片表面的金属碎片(47)



图 6.8.4 在钢带表面的金属碎片(39)



图 6.8.5 像滚轧缺陷的槽口

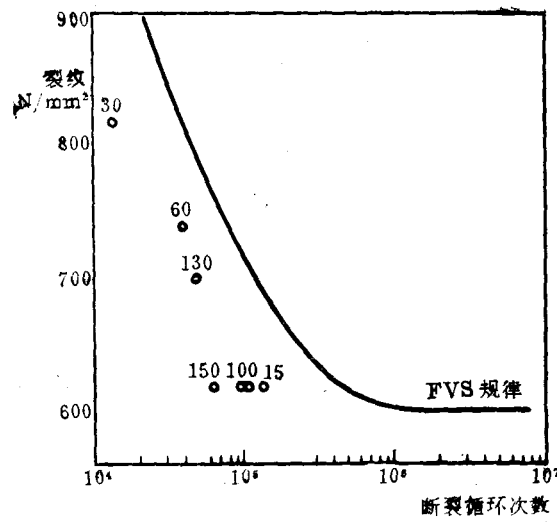
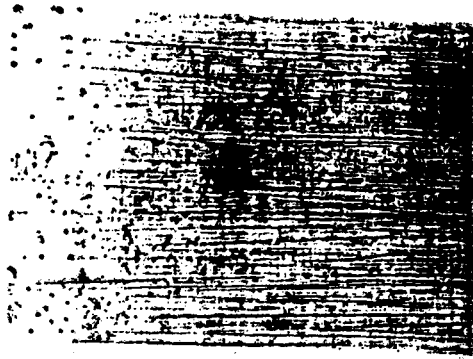


图 6.8.6 由腐蚀、滚轧或杂质而产生的斑坑降低了断裂循环次数，数字表示斑坑的截面面积(μm^2)⁽⁶⁰⁾

6.9 温度的影响

一般说，疲劳强度数据是在室温下得到的。随着温度的升高，疲劳强度下降。根据文献[26]，碳钢在200℃(390°F)时，其疲劳强度可下降10%，对某些合金钢要小些。

6.10 腐蚀的影响

腐蚀对制冷压缩机似乎不是很严重的问题，但对空压机则不同，调换过旧压缩机阀片、并在其上发现了锈蚀的人，将明白这是为什么。显而易见，碳钢及低合金钢最为敏感。在潮湿空气中进行简单的疲劳试验，显示出阀片寿命明显降低^[36,38]，而在水中的试验，如图6.10.1所示，寿命的降低令人吃惊。

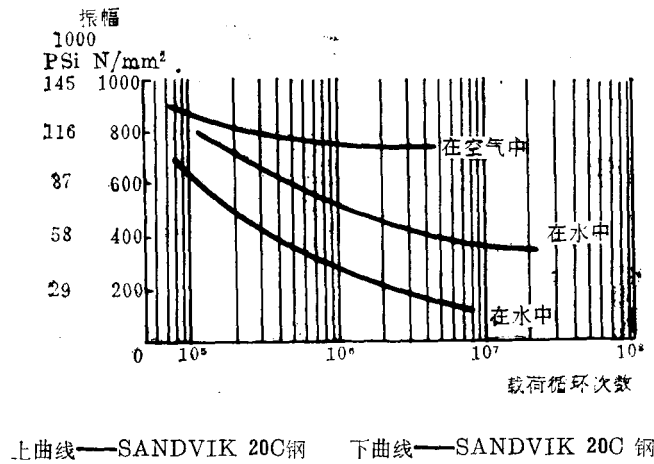


图 6.10.1 在水中试验对疲劳寿命的影响

我怀疑，水中的测试是否可能产生了气蚀，并由此带来

灾难性后果。或许不该将它归在腐蚀这一类，但是，所报告的潮湿空气的影响包括在这里。人们当然认为腐蚀效应不会发展得那么快。总之，金属的疲劳特性仍然充满未知之谜，看来这也是其中之一。

腐蚀斑坑的影响表示在图 6.8.6 中。

最后要说明的是：如果腐蚀是影响因素之一，那么，常规的样机寿命试验测到 $n=10^7$ 就没有多大意义，因为，当腐蚀已经达到临界值时，而阀片可以滞后很久才失效。

6.11 材料杂质的影响

所有的钢不可避免含有少量非金属杂质，即氧化物和硫化物。有关的研究似乎已经表明^[36]，通常在硫化物杂质处没有初始裂纹。而氧化物超过某一粒径时可能成为裂纹的起点，小的氧化物看来关系不大。显然，气阀设计人员对此没有什么办法，他们所能做的只能是指定材料型号和材料制造厂。有信誉的材料制造厂将会通过严格的质量控制，尽力确保氧化物的粒径和分布在要求范围之内。另外，在我看来，对于能提供冶金实验室的较大制造厂家，如果这样经常地重视杂质问题，从长远的观点看，对它自己是有利的。然而，这应该由受过训练的冶金专家来进行。

6.12 磨损的影响

各种疲劳测试都通过的气阀，运行若干年以后，由于腐蚀和磨损引起的表面缺陷，理论上可能失效。磨损的机理，实质上是因为高撞击应力或摩擦载荷作用下发生塑性变形之后，阀片表面的微粒脱离表面而引起的逐渐失效。阀片磨损

形成沟纹，这些沟纹在它们的内边缘上将产生应力集中。

阀座的情况也是如此。我曾经见到过令人惊讶的磨损：阀座被磨损，直到被磨得很薄，最后坏了。除了因为新的应力集中使应力超过材料的疲劳极限外，还应指出的是，沟纹是外部杂质微粒聚集的地方，它导致凹口的形成，此凹口本身又将引起应力值的升高^[30]。

6.13 液击

液击是制冷压缩机中的一种失效机理。因为存在有两种观点，精确的机理仍处于争议中。一种观点认为，从蒸发器出来的液体，经吸气阀进入气缸，以液体形式被压缩，最可能使气阀损坏，这是由于液体基本上不可压缩，不能使它及时地从排气孔口排出，从而产生高压，且吸气阀片变形凹进到阀座。由于排出液体的动量转换所产生的力要比排出气体时大得多，因而排气阀有时也会损坏；另一观点是，液体进入热的气缸并在气缸内汽化，引起压力迅速地升高，这样又可能损坏吸气阀，同时引起排气阀应力过度。

当然，两种理论都认为，进入气缸内的液体是主要问题。因而许多制冷系统设计中都用了集液器。对低侧压缩机，壳体就是集液器，但有时仍要装设附加的集液器。现代的集液器不仅是贮存箱，还被设计成能收集与气流一起流动分离出来的液体微粒。

7. 气 阀 噪 声

在系统封闭的制冷工业和气体工业中，气阀噪声是一个噪音源，它的振动能量通过管道和机壳传到外界。通常，其相互作用必须予以考虑。在空气压缩机中，排气阀通常处在一封闭系统中，其情形与上述相同。而另一方面，吸气阀经过滤器直接与大气相通，并且由于气流的脉动波或声波逆流与顺流同样容易传播，所以它们是直接向外界传播的噪声源。

气阀噪声的产生，或是由气阀产生的气流脉动所引起，或是由舌簧片在升程限制器或阀座上的金属撞击所引起。

7.1 气流脉动

任何一个压缩机气阀，即使其没有颤振，亦会产生气流脉动，这是由于在容积式压缩机中气流不可能是稳定的。气阀不断地打开，将气体由吸气系统吸入或排向排气系统；气阀关闭，并在经过一个循环之后再打开。气阀如何开启，何时关闭等的准确特性仅仅是一个扰动。假设在一个系统中，不是由几台压缩机达到公共管网上引起节拍充气现象，那么基频分量将与压缩机的曲轴转速相一致。在多缸压缩机中，如果气阀（例如排气阀）的开启时间被等间隔安排，那末很明显，基频将可能是曲轴转速的几倍。但是，如果你细心观察，将会发现，由于制造允许误差造成气阀有微小差别而产生基频波动。通常，基频可由下式计算，即

$$f_1 = \frac{N}{60}$$

式中, N 为每分钟转数。

周期的排气(或吸气)过程, 可以看成是无限个谐波的合成^[100]。用数学方法, 我们可以将通过某一气阀的容积流量随时间的变化曲线 $q(t)$ 分解成以基频 f_1 为因子的无穷富里哀分量:

$$q(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} a_n \cos 2\pi n f_1 t + b_n \sin 2\pi n f_1 t \quad (7.1.1)$$

式中

$$a_0 = f_1 \int_0^{1/f_1} q dt \quad (7.1.2)$$

$$a_n = 2f_1 \int_0^{1/f_1} q \cos 2\pi n f_1 t dt \quad (7.1.3)$$

$$b_n = 2f_1 \int_0^{1/f_1} q \sin 2\pi n f_1 t dt \quad (7.1.4)$$

这里的每一个分量的作用相当于在其基频特殊谐波脉动的音响源, 这些音响源将会激起吸排气系统以其各阶固有频率的各种共振。由于阻尼, 或由于存在一平均速度(一个通常被忽略的多普勒——Doppler 效应), 共振频率将稍有修正。

一般情况下, 封闭系统的脉动幅度是相当大的, 在一定频率下可达 120 ~ 180dB 的数量级。这些脉动引起管道及密封壳体的振动, 若非现在的结构, 还可能另外引起共振。管道和机壳表面的振动幅射, 产生了我们听到的噪声。敞开吸气的空气压缩机没有管线影响, 谐波音响源直接作用在大气中。通常, 由于结构的金属振动需要激发, 所以吸气管道将引起传播损失, 但对激振十分容易, 结构共振状况例外。这样, 在一般情况下, 暴露在大气中的吸气阀所产生的噪音, 将比通过管道吸气的阀的噪音大许多倍。从而用吸气过滤器

作为消声器就变得十分必要了。这将在下文讨论。

因为我们讨论的问题是限制上述情况的噪音源，除非消除可能的振动别无他法，故我们的工作将必须集中在：或是防止结构共振，或是将共振衰减掉，或是主要使用某些消声装置而防止谐振容积源激起气柱共振。

人们发现，在将气体排向排气系统、或由吸气系统吸取气体时，紧挨气阀的容积是非常重要的。这部分容积的作用粗略地讲如同一个贮存器，使得由于周期性的气体流动而产生的周期性压力趋于均匀。

7.2 气阀颤振

由于我们在讨论压缩机自动阀时，主要地处理瞬态现象，因此，颤振一词也许有些使人迷惑。在稳定流动中通常保留自激振动。压缩机中，舌簧阀片和没有挡阶或支承片的环状阀片都会发生振动，至少在开启过程的初始时刻是如此，这是因为迅速变化的气体压力的突跳作用，将引起瞬间振动。这种瞬间振动能否很快衰减，取决于阻尼和可能的不稳定性【21,22,29,30,50,59,114】。这种不稳定性，或者产生颤振的趋势，重复着最初产生的振动，引起阀片与阀座的撞击，或者至少使阀片以与最初引起的振动幅值相同的幅值继续振动。

从很简单的观点考虑，如果有效流动力对位移曲线在升程范围内有正的斜率的话，气阀在很大程度上将显示出这种形式的连续振动【217】。对性能良好的气阀来说，流动力随着升程单调地减小(斜率为负)，这说明一旦阀在开启之后，阀片希望从它越过的位置返回，它受到随位移的减小而增大的流动力的反向作用。对性能不好的阀来说，流动力有正的斜率，

阀片在返回阀座时将承受更小的力。正斜率的一种典型的情况发生在具有相当宽的阀座时，这是因为此时伯努利效应引起的阀座两侧的负压将超过正的总压。图 4.1.2 表明了这样的正斜率的范围。这种简单的推理并非在所有的情况下都适用，原因在于气阀流动、气缸热力学、吸排气振动及阀片运动等方面的相互非线性作用，使得某种情况下的运动非常复杂，从而需要正确的模拟。

气阀颤振频率典型的是气阀的固有基频，并根据实际流动情况进行修正。由于颤振使流动情况发生变化，如图 7.2.1

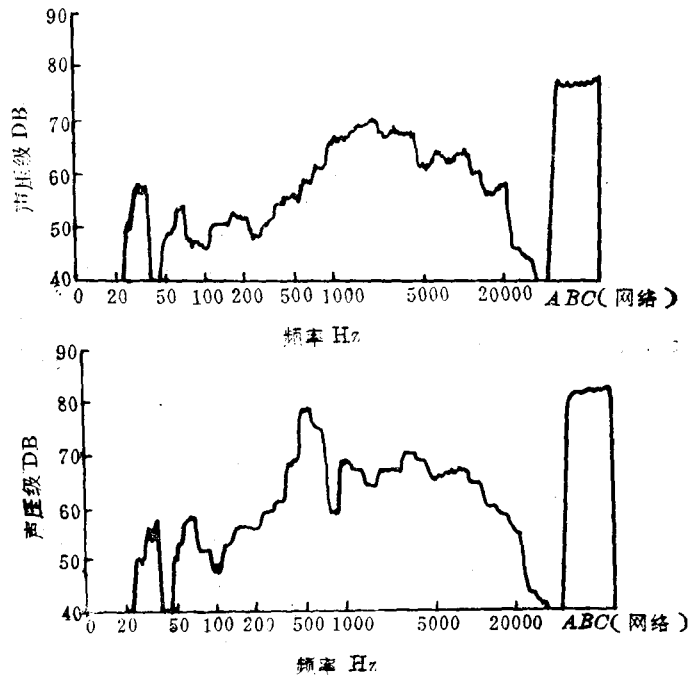


图 7.2.1 空气压缩机良好气阀和颤振气阀的吸气噪声

所示的暴露在大气中的一个吸气系统，我们预期在频谱中出现一个很强的与颤振频率相同的音频分量。在封闭系统中，这样很强的与颤振频率相同的音频分量在它与象机壳这样的高效声幅射器相互作用时亦会出现(图7.2.2)。由于颤振频率与压缩机转速的关系不大，我们只能够通过改变压缩机的转速来辨别它。

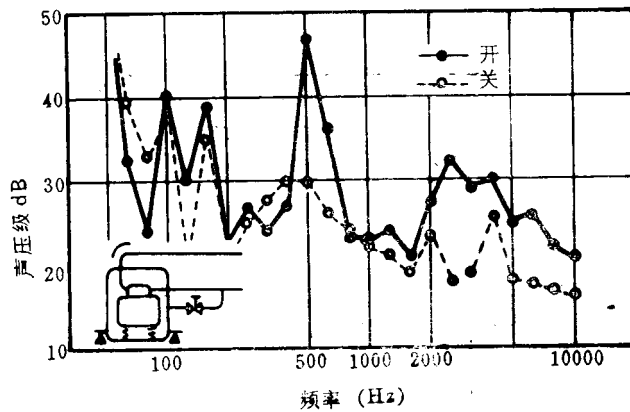


图 7.2.2 吸气阀与机壳相互作用时噪声的放大

消除颤振及其噪音(图7.2.3)最容易的方法是引用升程限制器^[204]。一个典型的改进结果由图 7.2.4 示出。升程限制器的设计如前面所讨论过的，亦即，其位置应保证气阀进一步开启时并不导致有效流通面积的明显减小。这是设计限制器的能量的效率法。从颤振的角度考虑，升程限制器应设在阀片颤振能够完全被消除的位置。对一个优良设计，这些要求在设计条件下并不互相抵触。但是，我们必须记住，还有大量的其它的运行条件，特别是在制冷压缩机中，阀片甚至

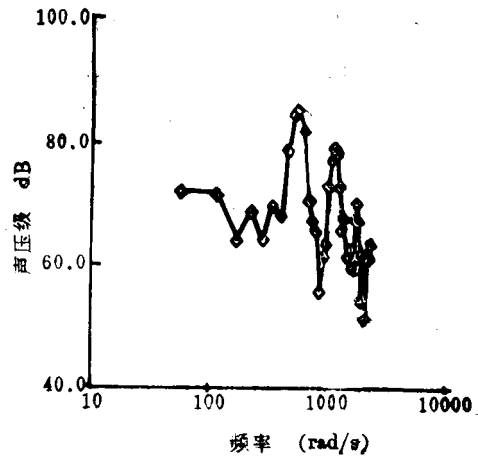


图 7.2.3 颤振引起的吸气噪声

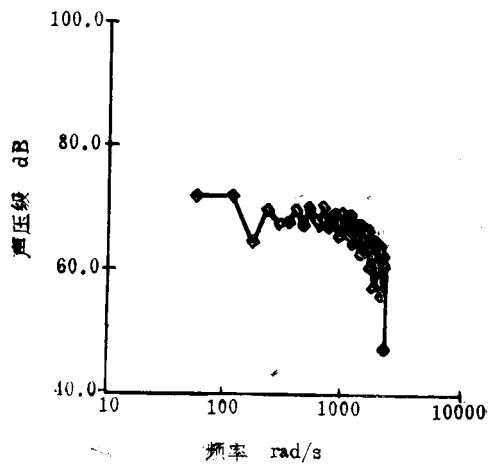


图 7.2.4 采用气阀升程限制器之后的噪声谱

达不到升程限制器。这样，即便采用其它有效的抑制方法（图7.2.5），也可能在某些运行条件下产生颤振。抑制颤

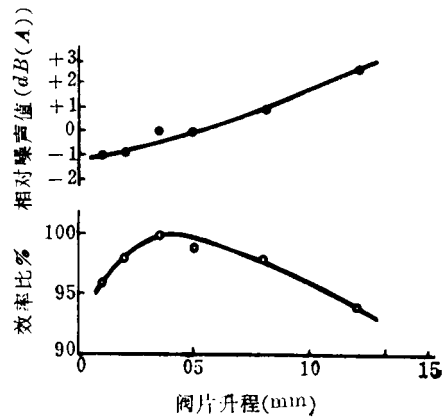


图 7.2.5 由升程限制器高度决定的气阀升程对噪声及能量效率的影响

振的第二个方法是使其衰减。这样做的一个不利的后果可能使气阀的开启和关闭缓慢，同时，要给气阀以适量的阻尼，亦是困难的，特种金属材料的阻尼太低。可以设想在两层金属片中夹入一粘弹性材料层以制造夹层舌簧阀的阀片，但是，关于这种结构在压缩机上的应用的研究还不很多，同时，这种粘弹性材料必须能经受住压缩机的恶劣环境。参考文献[40]中介绍了一种在钢管中心包铜丝的复合材料螺旋弹簧，变形中铜的迟滞损失提供了较大的阻尼。这种材料可以用在气阀弹簧上。另外，两层钢片中夹一层铜片的结构，也许能够在舌簧阀片上获得应用。另一种可能性是在阀片弯曲时引入机械摩擦，它有时由支承片产生。

对吸气阀来说，采用升程限制器通常是十分困难的，所以很难控制其阀片的颤振。因此，应用有效的消声装置就显得十分必要了，下面将讨论这个问题。

对颤振的纯流体力学的探讨，主要地集中在阀座的重新设计上，特别是减小阀座的宽度，在某种情况下将是有益的。滚动活塞压缩机孔口形状对减小噪音的影响如图 7.2.6 所示。

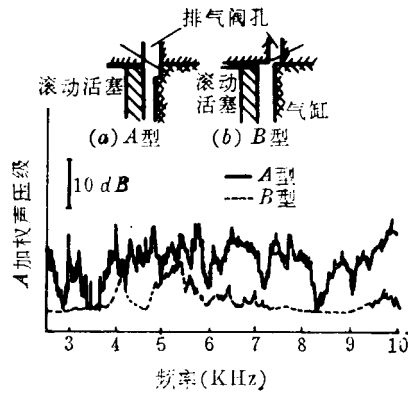


图 7.2.6 滚动活塞压缩机的排气通道设计及其对噪声的影响

7.3 吸、排气阀的消声器

我们发现阻式消声器具有最简单的原理，它迫使气流通通过一系列的小孔或蜂窝状材料，从而衰减掉由气阀引起的振动。空气压缩机上使用的空气滤清器，对吸气噪音起着某种自由阻式消声器的作用。

然而，我并不十分赞赏这种阻式消声器，因为在使用中，其小孔最终会被一些杂质所阻塞。即使在未被阻塞阶段，

它们也会对气体流动产生阻碍，并至少导致一些能量损失。

必须承认，我更赞赏采用抗式消声器。通常，这种消声器又可以分为旁路谐振器和低通滤波器消声器。

旁路谐振器的工作原理与动态吸振器相同，即调谐到某一阻抗频率或以某种形式的阻抗频率带，交响共振从主旁路系统吸取振动能量，并将其带入旁路谐振器，且最终耗散为热能。这种消振器在制冷压缩机中效果并不很好，这是因为制冷压缩机的运行条件变化很大，并由此引起温度的变化及谐振的变化。同时，因为用于刹车压缩机、空调压缩机及透平增压器等的运转速度是在不断变化的，所以用这种旁路谐振器亦不是很理想的。

当然，将来也许会有人运用微处理机来调谐旁路谐振器的频率，使其随曲轴转速或运行温度而变化。如果这样做是有价值的话，人们就可用调谐共振器，使其达到进气管某一气柱阻抗固有频率。

然而，现今我们只能以不成熟形式的旁路谐振器应用在转速不变且吸排气条件大致为定值的固定式空气或气体压缩机装置上。

对转速及工作条件变化的压缩机，推荐使用低通滤波反作用式消声器。滤波一词来自电工技术，电工线路里有低通和高通滤波器。我喜欢用隔振作类比。汽车的支撑系统就是一个低通滤波器，它能够使很低的路面振动频率（低于 1 Hz）通过，而将较高的路面振动频率衰减到一定限度。低通滤波消声器亦是如此。高于其设计频率时，它使作为周期性噪音源的气阀与系统的其它部分隔开。当然，这种消声器由于其尺寸及其几何形状产生消声器明显失效的共振频率，

而使得其用途受到限制。同样,对汽车的支撑系统来说,由于在较高的路面输入频率下,轮胎及支撑结构的谐振使得消振更加困难。然而,低通滤波消声器确实能够提供较宽的频率范围。在该频率范围内,它将能够有效地抑制振动,且对温度及速度的变化亦不很敏感。

低通滤波器的最简单的形式,是使流体流过一个如图 7.3.1 所示的 Helmholtz 谐振器^[204,100]。其固有频率 f_n 按下式设计^[100]

$$f_n \cdot \sqrt{2} < f \quad (7.3.1)$$

这里 f 是希望开始衰减的最低频率。同时,其自身的固有频率由下式给出:

$$f_n = \frac{C}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (7.3.2)$$

式中, C 是音速, A 为颈部的横截面面积, L 为颈部长度, V 是体积。在频率为 $\sqrt{2}f_n$ 时,既无衰减亦无放大。随着激振频谱频率的增加,我们可以看到,衰减越来越大,一直到激振波长小得使 Helmholtz 谐振器不再是一个简单的谐振器而在其颈部及容积中谐振。衰减将仅存在于大于或等于此频率 ($\sqrt{2}f_n$) 的范围,我们可应用声波方程来研究将会发生的情况^[100]。

为图 7.2.3 所示的有颤振的气阀设计的消声器,从理论上我们可以得到图 7.3.2 的结果。当然,这是一个很好的改进结果。即使我们从一个设计得很好的升程限制器(图 7.2.4)开始,仍然可用消声器来得到如图 7.3.3 所示的进一步的改进。

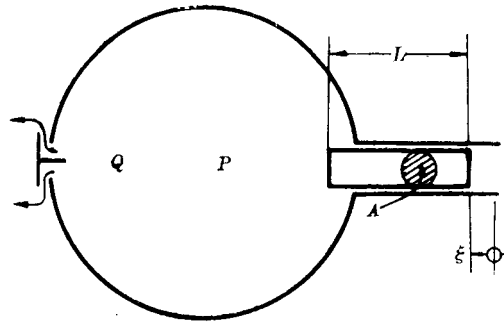


图 7.3.1 最简单的抗式吸气(或排气)消声器

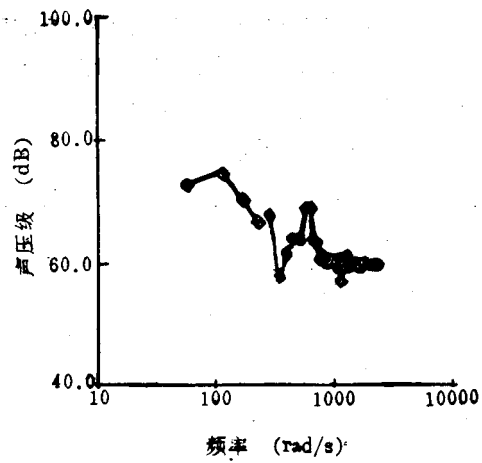


图 7.3.2 颤振气阀经过消声的噪声^[204](参见图 7.2.3 的未经消声的噪声谱)

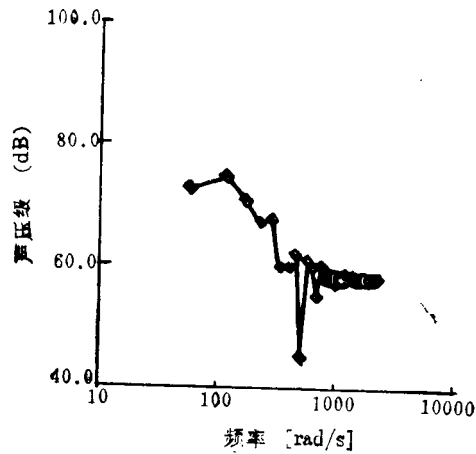


图 7.3.3 同一气阀具有升程限制器时经过消声后的噪声^[204]

请注意，Helmholtz 谐振器理论和波动方程理论之间并不存在矛盾，可以证明前者是后者的一个极限情况^[211]。

作为一阶工程近似，如果将气阀与消声器分别考察的话，就会发现，气阀与消声器在某种意义上是相互作用的：消声器在气阀上造成一个干扰流动的背压。而很多计算机模拟处理了这种相互作用^[100]。从实用的观点来说，如果我们能够成功地将紧挨排气阀后、及吸气阀前的容积扩大的话，该背压是可以忽略不计的。据我的经验，该容积应比气缸的行程容积大2—3倍。理想情况下，这些容积应同时是通过 Helmholtz 谐振器抗式消声器的流动容积，并且应该足够大，这是因为我们需要尽量降低 f ，以衰减噪声。通常，除非没有足够的空间做到这一点，一般情况下是没有矛盾的。

重要的是，在最初的设计阶段中就要为这些容积提供足够的空间。

还要注意，这种消声器在与管道相连接时，在其颈部之后还需要第二个容积，即所谓隔离容积^[169]。

通常，几个这样的消声器串联使用。如果任意两消声器之间是管道连接的，而管长大于所关注的最高频率所对应波长的 $1/4$ 时，那么必须用波动理论来进行计算，但是，Helmholtz 的概念在最初设计阶段仍然适用。

7.4 撞击噪声

噪声产生机理中，研究得最少者之一是阀片撞击噪声。每个气阀在每个工作循环中至少撞击一次，即在它关闭时冲击阀座一次。如果有升程限制器或支撑片，则至少还要再有一次撞击，而当气阀颤振时，就会在其开启循环中撞击多次。

每一次撞击都会产生穿过压缩机结构的速度波。这些速度波与剪切波、膨胀和瑞利波等有关，它们曾在撞击应力那一章中讨论过。最终，随着这些波的反射及穿过压缩机的结构，它们将与各种边界相互作用，从而激发压缩机结构的各阶固有频率和振型。其响应速度是与撞击速度成正比的。

如果关心撞击部位附近的撞击噪声辐射，可能应分析波的传播形式。但是，如果关心的是由于撞击所引起的压缩机结构中总噪声辐射的话，那么用振型展开法逼近将更加合理^[97]。

关于撞击噪声的最令人烦恼的问题，也许是因为它潜在有很宽的频率范围，它从压缩机转速的基频噪音分量开始，可能包含了整个可听音频范围(直到 6000Hz)的分量。因

为它是由结构产生的噪声，所以，它的高频分量将很容易通过金属的支撑弹簧传播到机壳和基础上。

防止这种噪音的措施之一，是用一橡胶垫或塑料垫加在弹簧支承上，以防止金属接触的一种阻抗错配法。

对于振源本身，也许我们可以做的就是避免气阀在一个开启循环中的重复撞击，保持低的冲击速度，采用不同的阀片和阀座材料，或以某种方法使阀座和压缩机缸头隔离。

我认为，在这一领域中，有必要做更多的研究和发展工作。

7.5 湍流引起的噪声

湍流噪声当然总是存在的，但是很难预测和定量地进行分析。为了抑制这种噪声，应尽可能地使气阀通道呈流线形，并且光滑。这包括倒掉所有的尖角，消除流动截面的错开和突出的密封垫等，并应努力避免流动分离。重要的是要降低流动速度。湍流噪声对总声级起主要作用的是在较高的频率范围内（约 1000—6000Hz）。可能会因气阀通道气柱的共振而被放大^[193]，参考文献^[219]的报道和图 7.2.6 示出的可能是有关湍流的。

8. 容 积 损 失

8.1 泄漏

这里的讨论范围，仅限于由于气阀密封不良引起的泄漏，对于同样导致容积效率降低的通过活塞的泄漏，则不予顾及。

气阀泄漏的原因之一是因为气阀可能不平。例如，过份的喷丸，特别是当喷丸效应在阀片的两侧不一致时，将引起阀片的翘曲。即使在完全平直的阀片上，由于阀片或簧片上横向温差，将仍然会引起轻微的翘曲。高温部分相对于低温部分材料的切向膨胀将引起阀片翘曲。由于喷丸和抛光所引起的表面粗糙度的增加，亦将增加泄漏。为了防止引起颤振的伯努利效应而要求采用的窄阀座与宽阀座相比，在光洁度不好的情况下，阀片与阀座磨合之前，其密封性能较差。过份的磨损，最终将引起过量的泄漏。

在工程上，泄漏量通常由实验方法确定：将排气或吸气系统与一个加压气体容积相联接，并测量压力随时间的减小值。这种静态方法测量泄漏量，其容许的准确度与测量者的经验、应用情况及压缩机的设计情况有关。例如，在相同的气缸行程容积和相同的静态泄漏量下，高速的压缩机的泄漏较低速压缩机的小，这是因为在高速情况下，每一转中引起容积损失的泄漏过程经历的时间较短。

另外，值得一提的是，簧片越软，它受翘曲的影响就越小。这是因为，当它在关闭位置时，气阀两边的压差将使其变形，从而与阀座较好地贴合。这正是在一个较成功的回转滑片压缩机的气阀设计中，将阀片做成近似的圆环状，而阀座做成圆筒形孔的原因。这样，因为压差可以压迫簧片与阀座贴合，从而能较好密封，人们就不必为阀片的表面不平度而担心了。

8.2 回流

回流现象不仅在吸气阀上发生，在排气阀上亦同样会发生。

首先考虑往复式压缩机的排气阀。如果气阀关闭延迟的话，就会发生回流现象。在某种程度上，延迟关闭是不可避免的，这是因为极少有气阀能够做到在任何工况下都准确地关闭。通常，人们可以期望一个设计得好的气阀稍微有点但不过份延迟关闭。如果气阀在活塞到达上死点位置前过早地关闭，那么在活塞继续前进时，随着缸内压力再次升高，将再次迫使阀片离开阀座。这时，阀片将越过其平衡位置，并由于惯性而延迟撞击阀座，大大推迟关闭。无论关于延迟关闭的准确原因如何，由于气流在活塞的上死点位置要改变方向，所以都会有压力损失。在活塞向回程运动时，若排气阀没有关闭，那末将吸回已排出的气体。在吸气阶段，气缸不仅被残存在余隙容积中的再膨胀气体所填充，同时还被回流气体所填充，使得吸入新鲜气体的可利用容积减少。

吸气阀如果在超过活塞下死点位置不及时关闭的话，亦会引起同样的回流现象。一般地说，压缩过程从活塞的下死点

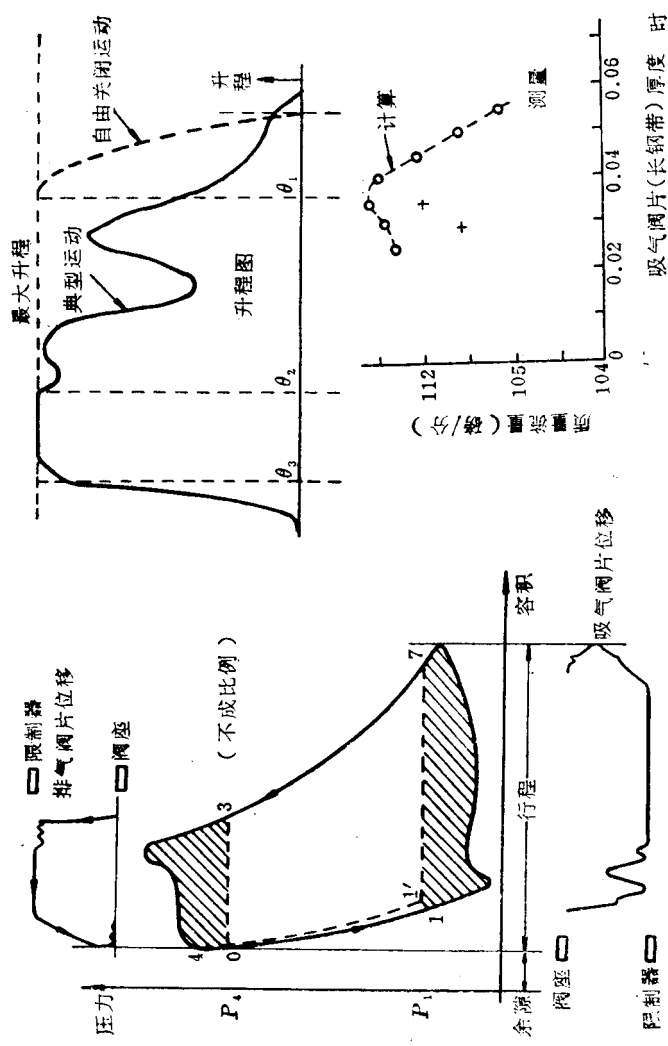


图 8.2.1 吸、排气阀中的回流

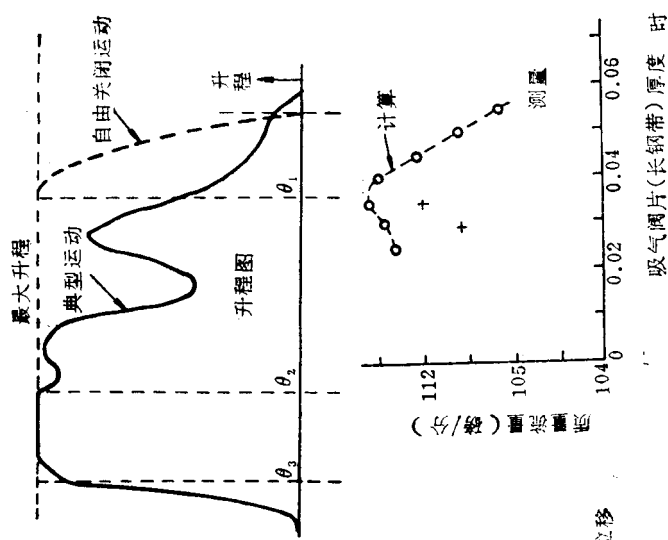


图 8.2.2 气阀非正常关闭引起的容积损失

位置开始,此时若吸气阀仍然打开的话,已吸进缸内的气体就会回流到吸气管道内,从而引起容积损失。

因为回流问题与气阀动力学、热力学及流动情况之间的相互作用有关,所以有必要从理论的观点用计算机模拟进行有意义的研究。但是,从经验上来说,适当地增大弹簧刚度可以使气阀的延迟关闭时间缩短^[195]。当然,过份地增大弹簧刚度会使气阀过早地关闭,这同样是不希望的。同时,升程限制器升程过高亦会增加气阀颤振的可能性。可能的话,减少等效质量是较合适的。对没有弹簧的自由悬浮阀,如帽状阀^[21,22],就要求小质量。这便是这些气阀由许多小阀孔覆盖上直径与铅笔差不多的帽状小阀片组成,而不是由单个的阀孔和阀片组成的原因之一(图2.7.1)。这些阀片应能够随着气流象羽毛般地浮动,以保证一旦发生回流增大时,阀即迅速关闭。

存在吸、排气阀延迟关闭的一个典型指示图在图8.2.1示出。图8.2.2示出了气体质量流量受阀片刚度影响的情况。

8.3 吸气加热

这节及以后的各节讨论中,并不是所有的不利因素均是由气阀引起的。当然,在某种程度上还要涉及到吸气阀,这是因为它的尺寸、型式及位置将要影响在到达气缸及压缩之前所进行的进气加热。

实际上,压缩机有效的抽气容积是一定的。如果吸入的气体被加热,其密度就会降低,每次抽气的质量亦会减少。然而,压缩机制造厂应保证压送的气体质量而非容积,故在气体压缩机或制冷压缩机中,试验标准采用的单位是标准状

况下的比容积，这是因为标准状况下，质量减少，容积亦减少；或采用 kg/s 或类似的单位表示质量流量。制冷工程中的制冷量是与制冷工质的质量相关联的，与容积无关。

当气体经过温度高于它的缸壁进入气缸时，气体将被加热。幸好传热需要时间，在气缸内的气体被明显地加热之前，吸气通常就能关闭。以后所发生的情况并不重要，重要的是气缸吸进气量的多少。

从另一方面说，如果通往气阀的管道温度较高，吸入管道内的气体分子温度增加。其结果，吸入气体的容积相同，而质量减少了。因此，在所需费用不大的情况下，应以陶瓷或其它材料将吸气通道与压缩机的高温部件热绝缘。

因吸气加热的容积效率 η_{vH} ，定义为被加热后实际的吸气质量或标准容积与没有加热的吸气质量或标准容积之比，它可近似地表示为

$$\eta_{vH} = \frac{T_s}{T_{sH}} \quad (8.3.1)$$

其中， T_{sH} 为加热后的吸气温度（K 或 °R），而 T_s 为未加热的吸气温度（K 或 °R）。

如果考虑容积效率与余隙容积、泄漏、回流以及吸气温升有关，并认为总的容积效率可近似地表示为该四个效率的乘积。可以看出，即便是很小的容积效率降低都应该被消除。

8.4 余隙容积

气阀设计者不直接涉及的另一容积损失是由余隙容积引起的容积效率损失。在所有的教科书中，这是一个经典问题，并且通常在热力学部分给予讨论，例如方程 2.3.6。在

此对这个问题感兴趣的原因，是因为排气口通常是余隙容积的一部分。人们必须意识到：增加孔口尺寸，使孔口按空气动力学成形；或增大阀座厚度，即增加了通道孔的长度等，都很可能增加余隙容积。

残存在余隙中的气体在排气过程完成之后发生膨胀，使得气缸中新吸入气体的容积减小。由于在最初的方案中没有为余隙容积留有余地，这是压缩机设计不能达到规定技术要求的一个主要原因。

8.5 谐振吸气管道

在发动机设计中的所谓谐振问题，当然也可能在压缩机中产生。首先，特别考虑与吸气阀相接的管道，其长度应使得在其开口端反射的压力波返回到气阀时有一个正幅值，而吸气阀正处在开启状态，从而增加吸气量。实际上，对于不是管子的其它形状的管道亦都一样，只要我们模拟联接的气阀为闭端，使管道的谐振频率与气阀开启的基频相一致。简单地说，我们有意使吸气系统谐振。

根据波的动力学理论，以我们这种方法所能取得的最好结果，大概是允许气阀在完全没有动态限制的情况下进行工作^[206]。如果你对此感兴趣的话，请记住，这种安排将带来不希望有的副产品，即产生更大的噪声。

图 8.5.1 的谐振管道形成的影响示于图 8.5.2，它为排气管，可以看出其影响很小。图 8.5.3 为吸气管，可以看出在第一阶谐振时，相对容积效率获得极大的变化，其代价是压力脉动幅度更大了。

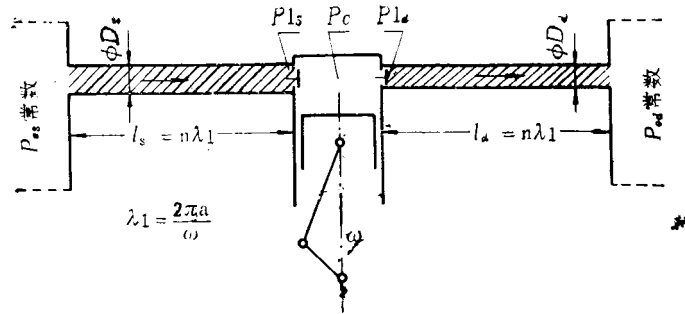


图 8.5.1 研究谐振应用的吸、排气管[25]

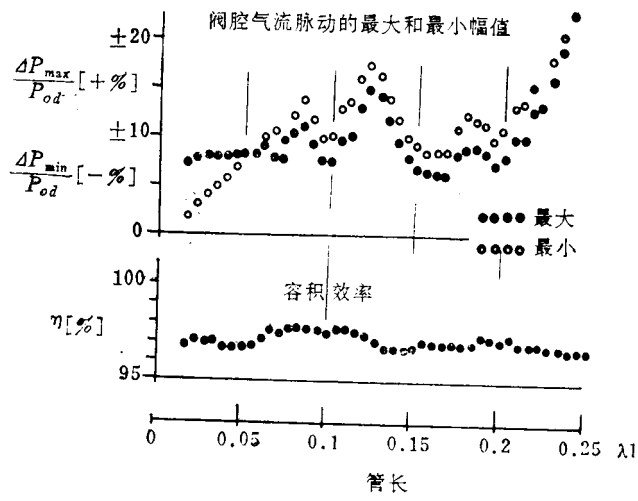


图 8.5.2 排气管谐振对容积效率影响很小[26]

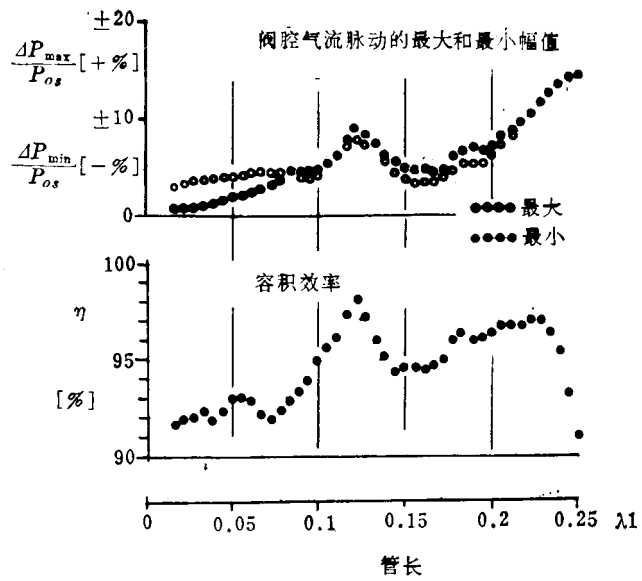


图 8.5.3 吸气管道谐振可改善容积效率^[45]

9. 能量损失

9.1 流动损失

当气缸中本来处于滞止的气体分子强迫以一定速度通过气阀时，一部分压缩机的功转化成了动能，就引起了流动损失。除非这样来设计滞止板（特别对于大型空气和气体压缩机），使得排气通道形成小型扩压器，一般这个动能不能回收。不过，动能回收的百分比似乎很小。

气阀中的流动能量损失 ΔE 与流动平均速度的平方成正比。就压降而言，流动损失为

$$\Delta E = \int_{V_0}^{V_1} \Delta p dV \quad (9.1.1)$$

式中， Δp 是通过气阀的压差， V 是容积， V_0 和 V_1 分别是气阀开启和关闭时刻的气缸容积，通过气阀的压降是

$$\Delta p = \zeta \rho \frac{v^2}{2} \quad (9.1.2)$$

式中， v 是通过气阀的有效通流速度，即

$$v = \frac{Q}{A} \quad (9.1.3)$$

式中， Q 是容积流量， A 是有效通流面积。

质量密度为 ρ ， ζ 是修正因子，称为阻力系数，通过代换可以得到流动能量损失（假设未经扩压回收），即

$$\Delta E = \frac{1}{2} \int_{V_1}^{V_2} \zeta \rho v^2 dV \quad (9.1.4)$$

通常， ρ 取为常量，但 v 和 ζ 在整个循环过程中都是变化的^[13,70]。

这个方程证实了第二节中限制允许的有效流动速度为小马赫数的论述。为了做到这一点，在设计过程的开始阶段，可以先不考虑流线形设计，而是根据实际可能性，使通道面积尽可能地大。一旦通道基本尺寸确定后，进一步的要求就是减少流动损失。然而，进一步增加有效通流面积的唯一可能就是把通道做成流线型，以减少收缩效应^[70,70]。随进口流线而变化的阻力系数示于图 9.1.1。

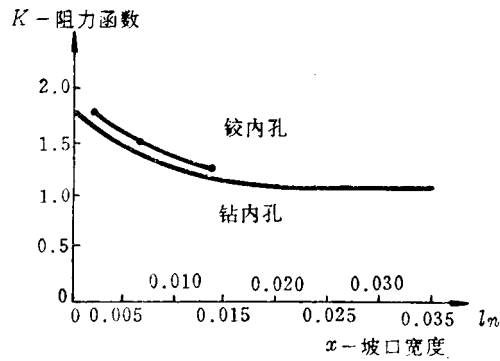
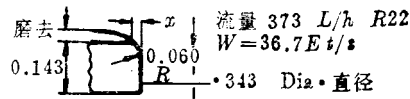


图 9.1.1 气阀通道流线化产生的流动阻力^[76]

比较大的相对流动损失一般发生在阀片到达全开的时间里。在这一时间，示功图显示了一个明显的压力峰值，高速压缩机尤为明显。这有许多原因，其中主要的是阀片的惯性。

某些情况下，观察到的延迟现象既不能用惯性阻力，也不能用这些阀的预紧力来解释。有两种理论说明这个现象。一种观点是制冷压缩机中存在的油会在阀座和阀片之间产生粘着效应和油膜效应，引起阀的延迟开启^[27,98]。粘着效应的测量结果示于图 9.1.2。另一种解释基于伯努利效应，即作用在阀座面积上由伯努利效应产生的负压，阻止阀片升程超出一微小间隙，直到气缸内的压力增加到能克服这个负压

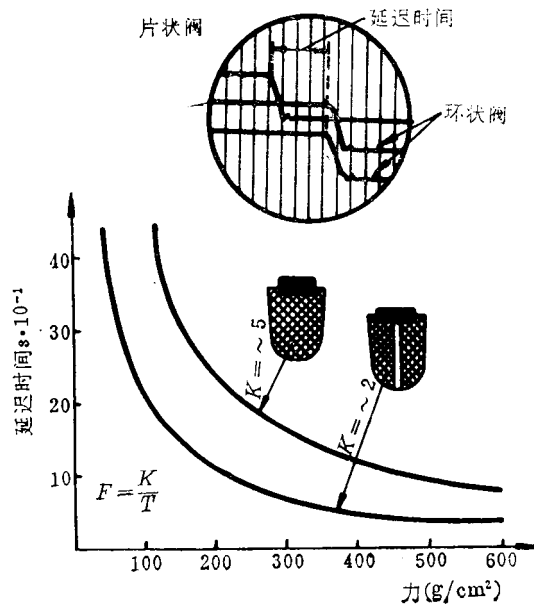


图 9.1.2 由于油引起的气阀开启和关闭的延迟

为止^[30]。我觉得两种解释都有道理，它们的应用随压缩机的设计、类型和特殊情况而定。

尽管我们可以通过减小油的粘性或使阀座面积变窄来消除粘着效应和伯努利效应，只要设计人员必须遵循阀片应当尽可能薄而轻这一原则，惯性的影响在所给定的设计中就可能被接受。

因为气阀流动和升程特性很重要，所以已经着手许多其他的研究。例如，与伯努利效应有关的气阀压力分布的直接测量工作已经开展，把按比例阀片固定在阀座上的有机玻璃模型，用水作两维压力测量。如图 9.1.3 中所示，从正

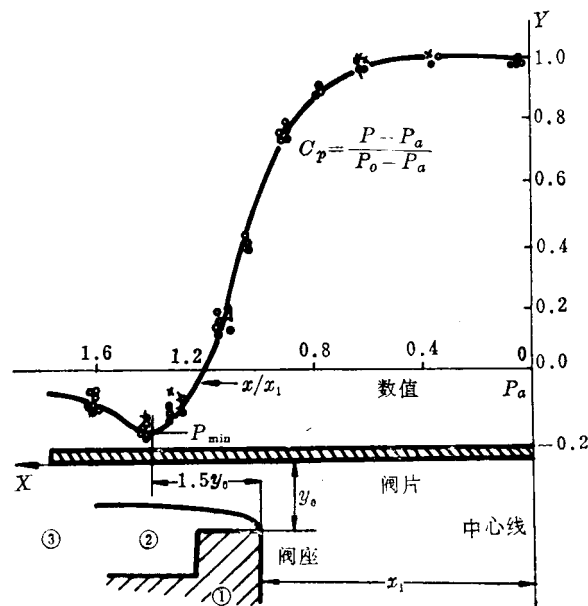


图 9.1.3 在按比例做的阀模型上应用水进行的压力分布测量

的压力区的总值中减去负的压力^[13]。使用压电晶体传感器对运动中的帽状阀沿阀座不同位置的动态压力测量示于图9.1.4。这

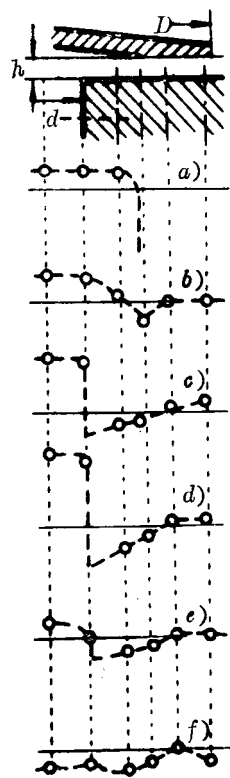


图 9.1.4 所测的作用在帽状阀阀座上的动态压力

与同一文献[21]的理论结果(图9.1.5)趋势是一致的。理论和实验之间的差异可能由于理论结果是对稳流而言,而实验结果相应于非稳流,非稳流显然只能十分近似地被当作准稳流。作为气阀准稳定流动模型所引起的误差在文献[29,30]中进行过研究。我认为随着压缩机转速提高,例如3600rpm以上,对要求高精度流动模拟的场合,应当取消准稳流的假设。

如果气阀安装在运动的活塞上(图9.1.6),对于高速压缩机,阀片运动特性也要改变。

结构上轴对称的气阀,如环状阀或条形阀,并不总是平行于阀座运动。例如,条状阀的不稳定特性(图9.1.7)在文献[58]中进行了讨论;由非轴对称的气流通道所引起的环状阀倾侧运动(图9.1.8)在文献[66]中进行了讨论。

9.2 气流脉动引起的损失

可根据气流脉动的频率和幅度的相位关系考虑气阀损

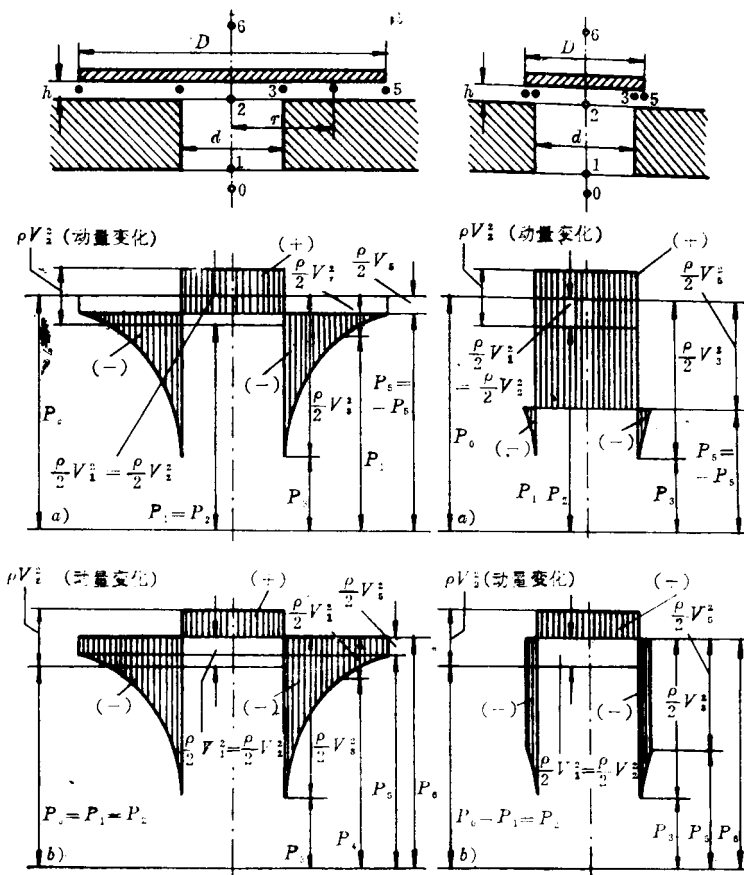


图 9.1.5 作用在平板阀片表面或阀座上的理论压力

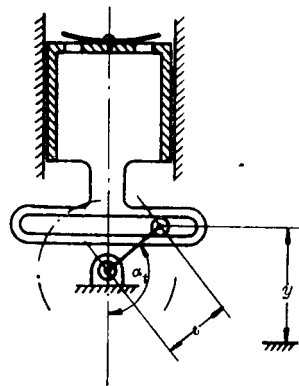
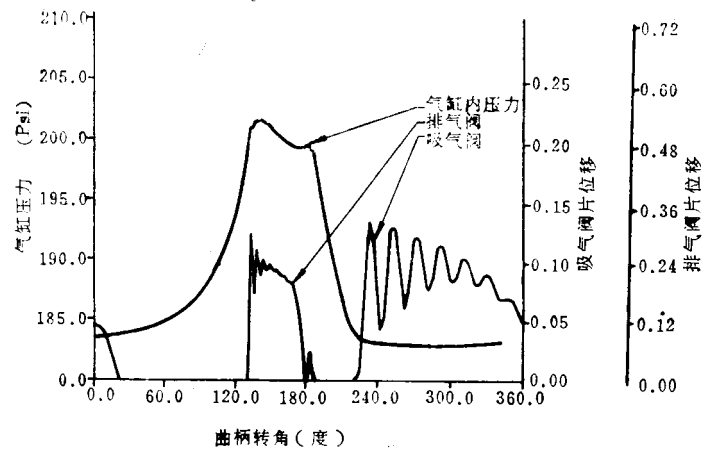


图 9.1.6 安装在活塞上的进气阀的气阀特性图

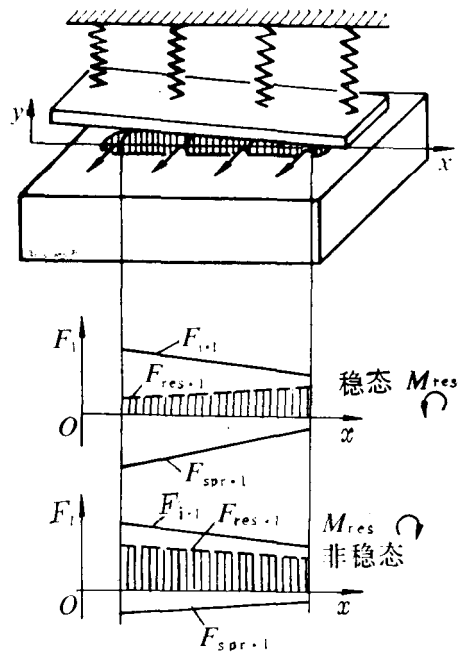


图 9.1.7 条状阀的不稳定特性

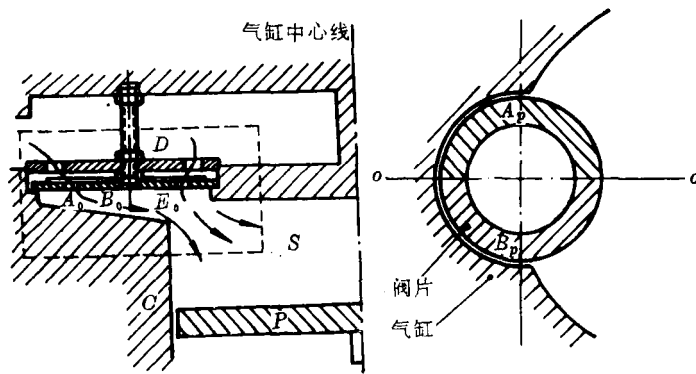


图 9.1.8 由于气流不对称所致的环状阀倾侧运动

失。排气的瞬时压力高于排气容积中的名义压力时，就会出现气阀损失。对于吸气阀也同样有脉动损失，除非由于吸气管道的压力处于低于名义或平均压力，造成气缸压力不足的情况。在一些情况下，脉动损失可能超过了所有其它气阀损失【169,173】。由于脉动损失很难从标准的流动损失中分离出来，所以它们很难只从指示图上看出来。除非在极限情况，同一种消去过程才能确定气体的脉动损失。正如前面所讨论的（图5.3.1），脉动压力测量是很必要的。

根据我的看法，研究气体脉动所致能量损失的最好方法是对系统作计算机模拟，甚至可以导出比较简单的管道设计公式。

9.3 回流和余隙气体膨胀引起的能量损失

回流不仅引起容积效率损失（如前面所讨论的），并且还必须被看成是能量损失，这是因为当气体被压缩和排出后，再次流经气阀，将势能转换成了动能，最后转换成了热能。在往复式压缩机内，回流气体同余隙容积气体一起膨胀，本身并未造成能量损失。正象往复式压缩机中余隙容积气体膨胀，因其所作的功被回收而不是损失一样。

但是，对滑片式压缩机，这个功是不能回收的。

所有的滑片式压缩机，不论滑片数量多少，都有个共同的特点，即在排气阀部位，由于几何上的需要而形成一个与排气阀相通，且称之为窄口或余隙容积的气囊，其值应为最小。在许多情况，此容积用加工的方法扩大。该加工处与气缸孔的交点决定了点A的位置，如无此加工，由阀孔与气缸表面交会而产生的节流阻力太严重，将导致在往复式压缩机中

不会遇到的、不必要的排气过程巨大的压力降，它是另一种损失^[170]。每当叶片到余隙容积后缘时，余隙容积都要以振荡的形式突然再膨胀。图 9.3.1 描述了这个过程：(a) 在排气阀关闭时发生压缩过程，而通过窄口 A 点的压差被忽略；(b) 当窄口容积压力等于排气压力时，排气阀打开，进行的流动会在窄口 A 点处引起明显的压差，窄口容积中的压力等于排气压力加上通过气阀的流动阻力所造成的压差；(c) 在滑片通过 A 点后，受压的气体膨胀进入处于较低压力的后缘容积中。

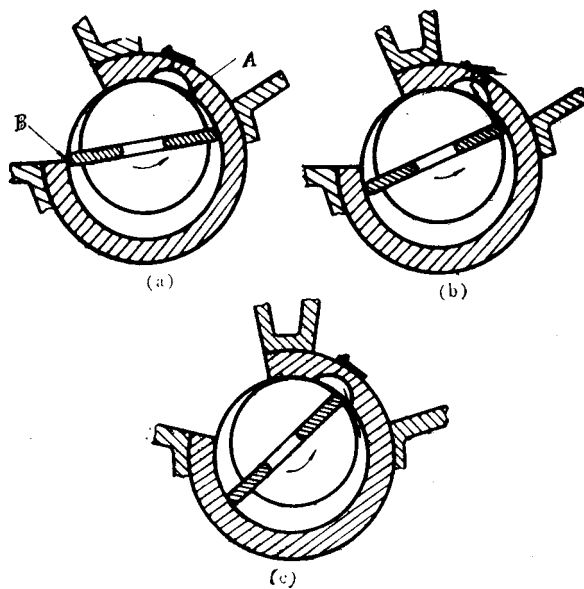


图 9.3.1 在回转阀片式压缩机中，回流和余隙容积再膨胀是一种损失

窄口或余隙容积内的压缩气体加上任何回流气体体现了在滑片式压缩机里不能回收的功。膨胀气体的势能被转换成动能，然后转换成热能。但在往复式压缩机中，这个功能有助于驱动活塞返回下死点位置。

另一方面，在滑片式压缩机中，没有吸气阀损失。原则上不需要吸气阀。因此，回流引起的能量损失的严重性和余隙容积气体引起能量损失的可能性，取决于选取或研制的压缩机型式，这样的损失往往不易认识和确定。

9.4 气阀泄漏引起的能量损失

这一情况类似于回流损失。然而，我们可以忽略动能引起的损失，它大致正比于均方泄漏速度。对于往复式压缩机，在循环的再次膨胀期间，再次膨胀的泄漏气体有助于驱动活塞回到下死点，因而势能被回收。在循环的压缩阶段，泄漏的排气气体会使压缩压力的增长率比正常压缩下高，这使得多变指数上升，若考虑到损失，需要更多的压缩功，被认作是一种损失。

必须强调，因为滑片式压缩机的再次膨胀能量不能回收，故该损失与压缩机类型有关。

对于往复式压缩机的吸气阀（大多数滑片式压缩机不需要此阀），情况往往相反，进入吸气系统的泄漏气体会降低压缩曲线的多变指数，因此，由于递交阶段的质量减少，需要的功也少。不过，循环中再次膨胀阶段的损失，在许多书中都被看为损失。

有时，泄漏能量的书面表达是很微妙的，需要有一些经验才能做好。

9.5 吸气加热引起的能量损失

吸气加热与容积效率损失的联系已经讨论过了。必须指出，由于加热的吸进气体占据同样的可利用容积，而压缩功是压力和容积微分之乘积的积分，因此，吸气加热没有显著改变能量的消耗。但在每一循环中，使用同样的能量去压缩较少质量或较少标准容积的气体，其最终效果仍有能量损失。

9.6 沉积物的形成引起的能量损失

当年代已久的制冷压缩机经过多年使用之后，一般都有这样的经验：有时在阀片和阀座上会形成沉积物。它们或许是坚硬的碳层，或是较软的沉积层。沉积物可能也会在气阀通道形成。在空气压缩机中，沉积物可能是锈。对一些旧的压缩机，当气体通道被局部堵塞时，除非定期更换气阀，能量损失会明显增大。

作为一个奇特现象，据报道，在磨损的舌簧阀片部位的阀座面积上，发现了铜的沉积物^[38]。

10. 气阀运动的计算机模拟

10.1 为什么及怎样进行计算机模拟

计算机模拟的主要优点是它代替了大量的实验。在人们开始有异议以前，我赶紧补充说明，计算机模拟从来就不能代替设计的最后检验，但它可以代替一些浪费时间的、冗长乏味的实验部分：如一次改变一个参量，测量各种有关的变量，把它们画成曲线，然后再继续下一个参数。计算机恰好喜欢做这样不要思考的琐事。如果我们提供能够信赖的模拟程序，就应该让计算机去做这些事。为了提高信赖程度，我们仍需要做些实验，将计算机的某些输出值与实际进行对照，也许在此过程中对程序加入象阻尼系数之类的实验输入系数。没有实验输入系数的程序是少有的，有时这种系数被不太文雅地称为假想系数。

关于第一点，我想要加上一个标题：“假想系数的伦理”。根据我的观点，存在允许的和不允许的假想系数。不允许的假想系数忽视了真正的物理现象。例如，如果我的计算程序给出流动阻力总是实际测量的两倍，因为偏差可能是程序的错误所致，就不允许简单地引入虚构的串联孔板使得程序与测量一致。由于流动通过气阀后实际上遇到了二次节流，只要确实能鉴别二次等效节流，就可以这样做。另一方面，如果这是偏差较小，可能允许我申辩，即该流动系数应被调整到实验值，这是因为我一直所使用的理论值可能不准确。

簧片阀的阻尼是允许修正系数的一个例子。我们知道，如果存在阻尼，那末不仅有材料阻尼，还有作用于它的流动阻尼。现阶段的处理技术是，把它们输入到模拟程序中，把输出的气阀运动规律与同一工况的实验数据比较，并进行修正。用这种方法就可以确定阻尼系数，但希望工况不变。

显然，允许的假想系数和不允许的假想系数间的分界线并不总是存在的。但如果遵循这样的规则：假想系数应该有物理依据，而且这个依据应被文献资料所证实；假想系数的数量级应当与物理解释一致；假想系数不应隐藏在程序里，而应定义成输入参数；程序应当细心检查，以确信假想系数不是直接掩盖了程序错误，那么我们才能称假想系数为“修正系数”或“实验输入系数”，后一名称不应与直接的实验输入值（例如一个测量的谐振）混淆。

关于第三点，如果一个程序有太多的实验输入系数和（或）太多的实验输入值，那末，这个程序相对来说是无用的。毕竟理论研究的目的是尽可能地代替实验，除了有用的输出信息之外，通过数学模拟过程，对所研究的系统提供物理关系的解释。另一方面，模拟只要展示出了正确的趋势，没有必要十分准确。

要考虑的第三点是，如果一个公司要通过计算机模拟的工作来扩展它的实验室测试工作，将会发现这样可能节约人的实验时间。因此，最后实际上公司必须雇用更多的人员。模拟工作会提供更多的信息。而冗长的试验工作没有必要去做，这些工作按常规不会摆在首位去做，或者已通过模拟去代替，这将使以往经常没有时间从事试验工作的工程师们解放出来。技术体制本身要调整，以便有效的获得技术信息，

就需要更多的人而不是相反。如果帕金森 (Parkinson) 在我之前没有这样说, 那末, 我们应该称此为梭德尔 (Soedel) 定律。

在反对计算机模拟的情况开始改变之前, 让我再次指出, 压缩机速度的提高、更紧凑的设计、对材料更严格的要求等等, 需要更多的信息。

10.2 简单模型与复杂模型比较

下面将要说明对所研究的目标进行计算机模拟是个很好的方针。有两种复杂情况应当避免, 一是如果一种较简单的理论可以给出所希望精度的信息, 就不要使用更复杂的理论; 另一个应当避免的复杂性是, 在模拟程序里不要包含描述影响的数学模型和给出不必要的输出。

避免第一种类型的复杂性, 较易于说明。例如, 如果我们研究阀片运动、气阀流动或气体脉动, 程序的数学模型就没有必要把舌簧阀片处理成三维弹性系统。把舌簧阀处理成梁或板, 应用振型展开技术, 使用到三个自然振型就足够了。在计算机模拟程序中, 没有必要解三维的耐维-斯托克斯 (Navier-Stokes) 方程。如果希望精确到满足线性波动方程, 就没有必要使用非线性的气体动力学方程。这样有许多优点, 如: 可缩短编辑数学模型和编制、调试程序的时间, 使程序运行价格较低, 要求较小的计算机存贮量。易于理解数学模型进而得到模型的要领, 程序文件更透彻, 易于保持程序的生命力, 比较易于改变程序的特性等, 这些优点多于它的缺点: 至于对程序的适应性, 要求程序用户做更多的判断; 要求程序编制员进行的简化合理有效; 当对程序精确度的要

求改变时，也许需要扩展程序。

必须说明即使使用更复杂的理论，良好的判断也是必需的，这是因为绝对精确的预测尽管是有价值的目标，但却是不能实现的（由于所有的理论都是实际问题的某种近似）。我想这里就不必给出例证。

还有一个应遵循的权衡效果的原则。如果只是程序的一部分是以非常精确的数学模型为基础，这是毫无意义的，因为这仅是一种精确的错觉。虽然要说明这点很困难，但以链条最弱一环的比喻可能是有用的。根据我的观点，整体数学模型和计算机模拟程序的精度不会比精度最差的部分高，除非我们遇到误差相抵消的特殊情形，而这是不可想象的。

说明第二种应当避免的复杂性较为困难。应当避免在程序里加进达到目标所不需要的东西，其理由是：它使编制的程序不必要的加长；程序会占更多的内存和更长的运行时间；文件太长，修改程序太困难；长时间不能找出错误的机率更多；精确分析更困难；实验检验过程更长等等。也许我的观点是受到身为一个教育工作者的影响，我看见相当多的学生很难在一段合适的时间内完成其论文，他们在程序里一次又一次地加进一些功能，而这些功能对涉及的目标都是不重要的。

相信在工业部门和学校研究生教育部门我的同事都有同感。另一个经验是，很难使多功能的程序保持生命力。我的意思是，一旦错编程序的人离开了大学或公司，巨大而又复杂的程序阻止了其他用户使用它。如果这个程序成为一个“黑盒”，就存在心理上的不安和不信任。详细的数学模型和程序的文件本身肯定是很长的，通常要花好几个月研究它，

• 150 •

或者实际上不可能完全领会和修改它。依我所见，保持多功能程序活力的唯一途径，是把它分配给至少两个实际上致力于这项工作的人，以使工作连续和对用户的服务得到保证，特别是对于许多数学模型仍有争议和仍待研究的问题，更应如此。

所有这些也可应用到一个特殊用途的程序，因为它们也可能是很大的。但是，为什么要把复杂的东西堆积起来形成更加复杂的东西呢？

结合所需要的压缩机运动学和热力学，一个能进行各种分析的程序，如振动分析、噪声、气体脉动、应力、能量和容积损失、温度等，它的优点是如果需要什么，它都能做。然而，直到目前，我还不知道有这样广泛功能的程序，即便是比较容易的也没有。

10.3 现在使用的是什么类型的程序？

最简单的压缩机气阀模拟程序必须包括压缩机的运动学，气缸压力的热力模型，带有和不带有升程限制器的气阀动力学模型，作为在舌簧阀或阀片上的气流力学模型和通过气阀的流动模型^[92]，吸、排气压力假设为常量。

如果考虑气体脉动，可以用不连续的赫尔姆霍兹 (Helmholtz) 谐振器模型^[207]，或用线性波动模型^[197]，或用非线性气体动力学方程^[12]来描述。为了描述非线性的影响，使用控制容积方法，这在效果上扩展了赫尔姆霍兹谐振器的描述^[170]。气阀和管道系统之间相互作用，与采用的方法无关，或者分开模拟，把气阀只作为脉动源；或者合起来模拟，考虑背压对阀片运动的反馈^[197]。到底应该用哪种方法，取

决于所研究的问题。

如果需要研究应力，必须准确的模拟舌簧阀的动力学。或者使用振型展开^[32]，或者使用离散化的有限元方法^[56]。如果阀片的几何形状很复杂，如果它与升程限制器或与阀座之间的相互作用很复杂，如果边界条件难以确定，如果流动型式复杂，由于应力正比于弯曲率，目前所能达到的精度是不够的。但无论如何，应力模拟能展示出方向和趋势，这有助于设计人员。

为了模拟通过气阀的气流和作用在阀片上的压力，气流通道被当成等效的串联或并联的节流孔板来模拟。有时也用控制容积方法，或用实验信息，以公式表示等效节流孔板。

通常，程序能够给出有关阀片颤振。气体脉动、缓冲作用、应力、流动损失、压缩机功耗、温度、压力，噪声等有价值的信息。我所熟悉的程序通常是针对一种压缩机，一种排气阀，一种吸气阀，或某些特定对象而编制的。

压缩机的级数并未导致额外的研究困难，除非中间冷却器的作用加到模型中去考虑。

目前的技术状况是，继续改进和推广数学模型和计算机模拟的研究仍然是必须的。压缩机工业发展可能的方向，如用复合材料作舌簧阀片，向可调速、或更高速的压缩机发展等，将提出此要求。

10.4 计算机绘图

原则上，我赞成计算机绘图。至少，典型模拟程序所给出的气阀运动。应力、流动速度等随时间变化的输出，必须标绘成一系列图形。否则，设计人员与搞清问题存在距离。

由于缩短输出结果和理解之间的时间颇为重要，所以画图应当由计算机完成，并显示在纸上或屏幕上。在高水平的计算机绘图运用中，如果包含动态（如在气阀中）的情况，输出的应当是动态图形。在气阀开启过程中能看到阀片的振动情况^[203]，比起只看到一系列静止的图形（图10.4.1）更有启发性。不幸的是，根据目前的计算机能力，对一个快速动态图形而言，计算机模拟所花的时间太长。所谓快速是指图形随着计算而产生。更确切地说，模拟在进行的时候，输出数据被贮存起来，然后由动态块调出。这意味着由计算机和设计师互相配合的相互作用的设计仍然有些受限制。这是因为，如果程序只模拟运动，设计师最快也要等1—5分钟才会看到动态图形出现。而模拟动态应力，无论什么地方都要花10—60分钟或更长的时间，这取决于需要的精度和详细情况如何。那末，所谓本能且有创造性的相互作用简直是不可能的。但是，无论设计相互作用与否，动态计算机图形作为信息聚集装置，具有很大的潜力，特别是包含动态运动的情况更是如此。对于某些计算机程序，假若我们用它来解决一问题，影响效率的症结不是完成计算任务所花的时间，而是大量的应被设计师收集或记忆的输出数据与静态图形。

动态计算机图形使设计师象看实验一样看到理论模拟的结果。

然而，在人们急于把经费更多用于计算机绘图研究和发展之前，我们应当记住，计算机模拟的核心是数学模型和其解法的发展，计算机绘图只不过是一种有用的输出装置。如果数学模型是错误的，不完全的，不恰当的，或者太不精确，那末，再好的动态绘图设备也是没有意义的。计算机绘图所

提供的一切，打比方说，只是一支神笔。高速压缩机气阀研究的真正前沿是实验研究和数学模拟。

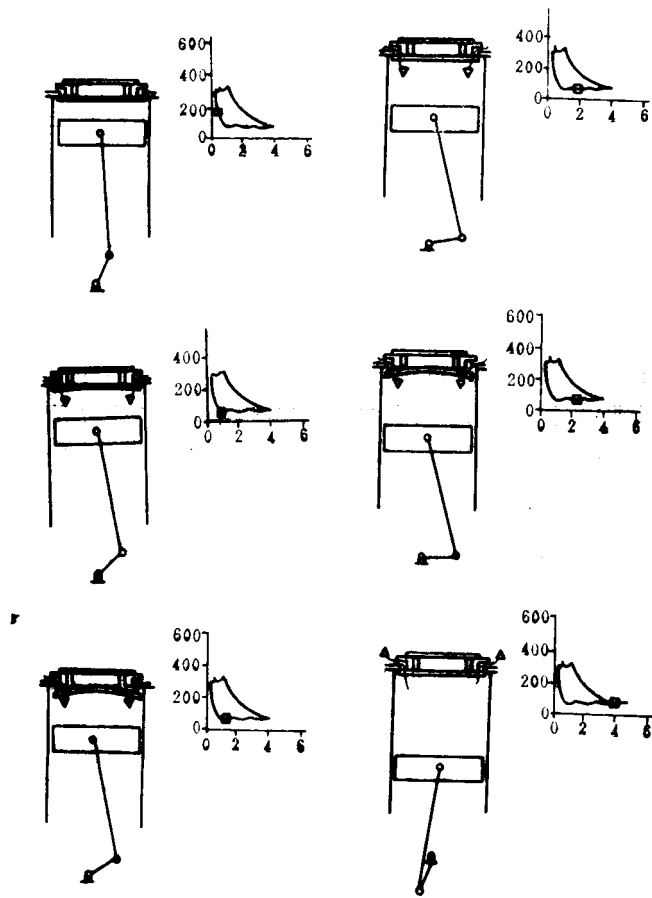


图 10.4.1 利用计算机制图的阀片颤振动态图形

10.5 最优化

实际设计使用的古老悠久的优化方法，是实验或理论地一次改变一个参数，且在一次优化设计中，依次令其它参数的变化为零。这种方法很好。但下述情况例外：可以变化的参数数量非常之大，以至于不仅实验成问题，而且理论处理过程也太耗费时间。也有可能由于单个参量改变引起的改进趋势非常微小，以至于由许多不显著的参数相互作用而产生的有价值的改进也被忽略了。因此，同时优化所有重要参数的计算方法是有优点的。

作为例子，在参考文献[220]中报告了包括排气阀系统设计在内的回转滑片式压缩机多参数优化的成功。由于优化程序的好坏只同作为基础的数学模拟模型有关，故我们还远远不能广泛地应用这种技术。换句话说，照我的观点，技术上的关卡是比较缺少有效和精确的计算机模拟程序。由相当数量的最优化专家们所提供的优化算法还是可以借鉴的。

另一个困难（也不是优化专家们的过失）是用户违背准则关系。气阀允许多大？成本多大？特别是涉及到成本（如果这是优化的一部分），用户就变得棘手。如果成本和效率在开始制定准则时具有同样的加权，但是通过优化，显露出气阀的成本远大于安排预示的成本，加权应移到有利于降低成本的一边，然后优化工作重新开始。

11. 小 结

我们已经尝试提出压缩机气阀的设计步骤，从一个简单的初期设计过程开始，建议进行实验，讨论复杂性等等，我还试图引导读者研究气阀力学课题。

假如压缩机的运动设计和尺寸已确定，则简单设计过程如下：

- (1) 在设计条件下，建造一个理想的指示图；
- (2) 确定气阀开启的时间；
- (3) 按允许平均的流动速度确定所需的通流面积；
- (4) 决定所需的气阀升程；
- (5) 估算有效的气流力；
- (6) 确定阀片的有效刚度；
- (7) 选择气阀几何形状；
- (8) 确定管路容积；
- (9) 校验应力值；
- (10) 如果需要，做第二次重复设计。

在对压缩机设计进行测试之前，或在为压缩机做试验准备时，作为附加的观察，建议进行如下的一个或多个台架试验：

- (1) 有效通流面积测量；
- (2) 有效作用力面积测量；
- (3) 固有频率和振型的测量；

• 156 •

(4) 静应变测量。

当在压缩机上试验气阀时，建议做下述所有的或部分的测量或试验：

- (1) 性能试验；
- (2) 指示图的测量；
- (3) 气流脉动压力测量；
- (4) 气阀升程测量；
- (5) 应变测量；
- (6) 寿命试验。

当台架试验或样品试验显示的结果给出了有关原因，则必须改动设计，初始设计越谨慎，快而有成效的改进的可能性越大。如果简单的初始设计过程不充分，就需要运用更复杂的理论和实验技术。

当不成功时，下面的一个或多个因素必须研究和考虑：

- (1) 弯曲应力分析；
- (2) 撞击应力分析；
- (3) 颤振；
- (4) 喷丸；
- (5) 表面缺陷的预防；
- (6) 腐蚀效应；
- (7) 磨损效应。

气阀噪声也必须研究与考虑：

- (1) 气流脉动；
- (2) 颤振；
- (3) 撞击噪声；
- (4) 气阀消声器设计；

(5) 湍流。

如果压缩机不能达到设计所要求的排气体量，可以考虑与气阀有关的各种容积损失，如：

- (1) 泄漏；
- (2) 回流；
- (3) 吸气加热；
- (4) 余隙容积效应。

能量损失可能是由于：

- (1) 流动损失；
- (2) 气体脉动；
- (3) 气体的再膨胀；
- (4) 泄漏；
- (5) 吸气加热；
- (6) 沉积物。

最后，由于上述的许多课题是相互联系的，还要讨论压缩机气阀工作的计算机模拟的合理性及其科学技术水平。

参 考 文 献

1. T. J. Trella and W. Soedel, "On noise generation of air compressor automatic reed valves," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 64-68, 1972.
2. R. Cohen, "Valve stress analysis-for fatigue problems," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 129-135, 1972.
3. L. D. McAllister, "A life test study of refrigerator compressor finishes and fits and related machining correction," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 136-141, 1972.
4. F. G. Erdman, "Compressor application life testing," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 142-147, 1972.
5. J. A. Adams and J. F. Hamilton, "Valve stress measurement and interpretation," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 148-155, 1972.
6. M. Moaveni, R. Cohen, J. F. Hamilton, "The prediction of dynamic strain in leaf-type compressor valves with variable mass and stiffness," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Tech-

- nology Conference, pp. 156-163, 1972.
7. B. M. Hillberry and J. F. Hamilton, "Improvement in fatigue behavior by overloading," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, PP. 164-169, 1972.
 8. D. Wollatt, "Some practical applications of modern compressor valve technology," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 170-179, 1972.
 9. J. F. T. MacLaren, "A review of simple mathematical models of valves in reciprocating compressors," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 180-187, 1972
 10. J. Brablik, "Gas pulsations as factor affecting operation of automatic valves in reciprocating compressors," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 188-195, 1972.
 11. J. Brown and A. Lough, "An experimental investigation into the response of disc valves to rapid pressure changes," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 196-202, 1972.
 12. J. F. T. MacLaren and A. B. Tramschek, "Prediction of valve behavior with pulsating flow in reciprocating compressors," Proceedings of the

- 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 203-211, 1972.
13. C. Y. Tsui, C. C. Oliver, and R. Cohen, "Discharge phenomena of a twodimensional poppet-type valve," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 212-220, 1972.
 14. R. S. Lang, "Experimental Stress Analysis of Refrigerant Compressor Valves," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 271-276, 1972.
 15. P. Madsen, "The flexibility matrix for a one line structure and its application for stress and vibration analysis in hermetic compressors," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 277-279, 1972.
 16. G. W. Gatecliff and E.R. Lady, "Forced vibration of a cantilever valve of uniform thickness and non-uniform width," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 316-319, 1972.
 17. B. Strandtoft, "High temperature calibration and linearization of an inductive valve displacement transducer," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 378-385, 1972.

18. J. G. Payne, R. Cohen, and E. O. Stitz, "Application of photoelastic coatings to ring-type compressor valves," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 369-377, 1972.
19. R. W. Upfold, "Designing compressor valves to avoid flutter," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 400-406, 1972.
20. R. W. Upfold, "Designing Compressor Valves to avoid flutter;" "Effect of pipeline pulsations on valve flutter," comments by J. F. T. MacLaren, Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 405-406.
21. I. G. Killmann, "Aerodynamic forces acting on valve discs," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 407-414, 1972.
22. I. G. Killmann, "Investigations on a springless, low mass compressor valve," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 415-422, 1972.
23. A. M. Seligman, "Simplified theory applied to automatic compressor valves," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 424-429, 1972.

24. J. F. T. MacLaren, A. B. Tramschek, S. V. Kerr, and O. A. Sanjines, "A model of a single stage reciprocating gas compressor accounting for flow pulsations," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 144-150, 1974.
25. J. Brablik, "Computer simulation of the working progress in the cylinder of a reciprocating compressor with piping system," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 151-158, 1974.
26. D. Wollatt, "A Simple numerical solution for compressor valves with one degree of freedom," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 159-165, 1974.
27. E. Giacomelli and M. Giorgetti, "Investigation on oil striction in ring valves," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 167-170, 1974.
28. A. M. Bredesen, "Computer simulation of valve dynamics as an aid to design," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 171-176, 1974.
29. T. Trella and W. Soedel, "Effect of valve port gas inertia on valve dynamics-Part I: Simulation of a poppet valve, Proceedings of the 1974 Pur-

- due Compressor Technology Conference, pp. 190-207, 1974.
30. T. Trella and W. Soedel, "Effect of valve port gas inertia on valve dynamics-Part II: Flow retardation at valve opening," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 198-207, 1974.
 31. J. B. Laub, "Some considerations on the structural reliability of compressor valves," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 297-302, 1974.
 32. J. A. Adams, J. F. Hamilton and W. Soedel, "The prediction of dynamic strain in ring type compressor valves using experimentally determined strain modes," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 303-311, 1974.
 33. D. A. Forbes and J. Mitchell, "An impact test rig for annular plate valve models," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 312-318, 1974.
 34. W. Soedel, "On dynamic stresses in compressor valve reeds or plates during colinear impact on valve seats," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 309-318, 1974.

35. M. Svenzon, "Impact fatigue of valve steel," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 65-73, 1976.
36. R. Johansson and G. Persson, "Influence of testing and material factors on the fatigue strength of valve steel," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 74-81, 1976.
37. R. Dusil and B. Appell, "Fatigue and fracture mechanics properties of valve steels," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 82-90, 1976.
38. D. N. Lal and J. S. Laub, "Notch fatigue behavior of some potential compressor valve materials," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 91-98, 1976.
39. R. Dusil, "Studies of faults in used valves. Case studies," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 99-105, 1976.
40. J. A. Roberts, "New material concepts for flapper valve design," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 106-111, 1976.
41. H. K. Reddy and J. F. Hamilton, "Accurate experimental determination of frequencies, mode shapes and dynamic strains in plate valves of

- reciprocating compressors, Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 290-294, 1976.
42. J. R. Friley and J. F. Hamilton, "Characterization of reed type compressor valves by the finite element method, Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 295-301, 1976.
 43. P. Madsen, "Plastic deformations of discharge valves in hermetic compressors," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 302-306, 1976.
 44. I. O. Smith, "The metallography of impact fatigue," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 111-115, 1978.
 45. R. Dusil and B. Johansson, "Material aspects of impact fatigue of valve steels," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 116-123, 1978.
 46. R. Dusil and B. Johansson, "Fatigue fracture behavior of impact loaded compressor valves," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 124-128, 1978.
 47. R. Dusil, "On blanking, tumbling and shotpeening of compressor valves," Proceedings of the 1978

- Purdue Compressor Technology Conference, pp. 129-134, 1978.
48. J. Simonitsch, "Mechanical stresses of valve plates on impact against valve seat and guard," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 162-168, 1978.
 49. P. Pandeya and W. Soedel, "Analysis of the influence of seat-plating or cushioning on valve impact stresses in high speed compressors," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 169-176, 1978.
 50. J. F. T. MacLaren, A. B. Tramschek, I. J. Hussein, and B. A. El-Geresy, "Can the impact velocities of suction valves be calculated?" Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 177-186, 1978.
 51. A. Futakawa, K. Namura, and H. Furukawa, "Dynamic stress of refrigeration compressor reed valve with oval shape," [Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 187-194, 1978.
 52. A. Futakawa, K. Namura, and H. Emoto, "Deformation and stress of refrigeration compressor flexible ring valve," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 195-202, 1978.

53. D. N. Lal, "The use of finite element method for stress analysis of compressor valves," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 203-208, 1978.
54. M. Luszczycki, "Dynamic investigation of suction valves in a small refrigeration compressor," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 382-388, 1978.
55. G. C. Griner, G. W. Gatecliff, and H. Richardson, "Static and dynamic analysis of reed valves using a minicomputer based finite element system, Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 172-175, 1980.
56. G. W. Gatecliff, G. C. Greiner, and H. Richardson, "A compressor valve model for use in daily design work," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 176-179, 1980.
57. H. Richardson, Jr., G. W. Gatecliff, and G. C. Griner, "Verification of flapper suction valve simulation program" Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 180-184, 1980.
58. L. Boswirth, "Flow forces and the tilting of spring loaded valve plates-Part I," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Con-

- ference, pp. 185-192, 1980.
59. L. Boswirth, "Flow forces and the tilting of spring loaded valve plates-Part II," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 193-197, 1980.
 60. L. Boswirth, "Hypothesis on the failure of spring loaded compressor valve plates," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 198-206, 1980.
 61. S. Papastergiou, J. Brown, and J. MacLaren, "The dynamic behavior of valve reeds in reciprocating gas compressors-analytical study," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 263-272, 1980.
 62. S. Papastergiou, J. Brown, and J. MacLaren, "The dynamic behavior of valve reeds in reciprocating gas compressors-experimental study," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 273-276, 1980.
 63. A. Futakawa and K. Namura, "A fundamental study on valve impact stress in refrigeration compressor," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 277-285, 1980.
 64. S. H. Joergensen, "Transient valve plate vibrations," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor

- Technology Conference, pp. 286-292, 1980.
65. D. Wollatt, "Increased lift for feather valves by elimination of failures caused by impact," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 293-299, 1980.
 66. W. Yezheng, "Preliminary calculation of inclining movement for ring-type suction valves," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 300-304, 1980.
 67. A. B. Tramschek and J. F. T. MacLaren, "Simulation of a reciprocating compressor accounting for interaction between valve movement and plenum chamber pressure," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 354-360, 1980.
 68. R. Dusil and B. Johansson, "Influence of seat positioning and seat design on valve fatigue performance," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 368-373, 1980.
 69. J. O. Nilsson and G. Persson, "Bending fatigue failures in valve steel," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 374-380, 1980.
 70. J. O. Sprang, J. O. Nilsson, and G. Persson, "A method of measuring the impact velocity of flapper valves," Proceedings of the 1980 Purdue

Compressor Technology Conference, pp. 381-385, 1980.

71. J. S. Laub, "Some considerations in refrigerant compressor valve structural reliability and failure mechanisms," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 386-389, 1980.
72. J. O. Nilsson, L. Nilsson, and M. Oldenburg, "Impact stresses in flapper valves-a finite element analysis," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 390-395, 1980.
73. J. Waltz and W. Soedel, "On the development of a reed valve impact fatigue tester," Proceedings of the 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 396-400, 1980.
74. D. Wollatt, "Estimating valve losses when dynamic effects are important, Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 13-20, 1982.
75. J. S. Fleming and J. Brown, "An experimental investigation of the aerodynamics of a disc valve," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 21-25, 1982.
76. A. W. Paczuski, "Experimental investigation of pressure drop in valve ports and conduits of her-

- metic compressors," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 26-31, 1982.
77. R. J. Boyle, A. B. Transchek, J. Brown and J.F. T. MacLaren, "The apportioning of port areas between suction and discharge valves in reciprocating compressors," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 32-37, 1982.
78. L. Boswirth, "Theoretical and experimental study on flow in valve channels-Part I," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 38-45, 1982.
79. L. Boswirth, "Theoretical and experimental study on field flow in valve channels-Part II, Pressure loss data," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 46-53, 1982.
80. H. H. Weiss and L. Boswirth, "A simple but efficient equipment for experimental determination of valve loss coefficients under compressible and steady flow conditions," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 69-76, 1982.
81. R. J. L. McLaren, S. Papastergiou, J. Brown, and J.F.T. MacLaren, "Analysis of bending stresses in cantilever type suction valve reeds," Proceedings

of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 89-97, 1982.

82. G. Persson, "Influence of surface finishing on fatigue properties of valve steel," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 98-104, 1982.
83. R. Dusil, B. Johansson, L. A. Norstrom, and J. M. Thullen, "Shot peening and valve fatigue," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 105-110, 1982.
84. M. Hehenberger and J. O. Nilsson, "A stress analysis of bending fatigue specimens using the finite element method," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 111-118, 1982.
85. A. Futakawa and K. Namura, "Impact fatigue behavior of flapper valve steel," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 119-126, 1982.
86. S. Papastergiou, J. Brown, and J. F. T. MacLaren, "The dynamic behavior of half-annular valve reeds in reciprocating compressors," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 240-248, 1982.
87. S. Papastergiou, J. Brown, and J. F. T. MacLaren, "Impact velocities of valve reeds," pp. 249-256,

1982.

88. W. Soedel, "Analysis of the motion of plate type suction discharge valves mounted on reciprocating pistons," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 257-261, 1982.
89. S. Papastergiou, J. Brown, and J.F.T. MacLaren, "Finite element analysis of cantilever valve reeds in reciprocating gas compressors," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 262-267, 1982.
90. J. Brown, R. Davidson, and J. Fleming, "Performance of automatic compressor valves," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 373-377, 1982.
91. J. Fleming, J. Brown, and R. Davidson, "Gas forces on disc valves," Proceedings of the 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 378-381, 1982.
92. W. Soedel, "Introduction to computer simulation of positive displacement type compressors," Purdue University, 1972.
93. M. W. Wambsganss, Jr., and R. Cohen, "Dynamics of reciprocating compressors with automatic reed valves: Part II - Experiments and evaluation," Paper No. 3.06, presented at Summer Meeting 1967 of International Institute of Refri-

• 174 •

geration in Madrid, published in the Proceedings of the XIIth International Congress of Refrigeration, Vol. II, pp. 791-799.

94. Research Committee on Fluid Meters, "Fluid meters-their theory and application," Report of the American Society of Mechanical Engineering, Fifth Edition, 1959.
95. L. Hansen, "Progress in refrigerant compressor testing as an aid to design-Part II. Wind tunnel testing of compressor valves and ports," Refrigerating Engineering, Vol. 50, No. 1, 1945, p. 33.
96. J. P. Elson, W. Soedel, and R. Cohen, "A general method for simulating the flow dependent nonlinear vibrations of compressor reed valves," Journal of Engineering in Industry, Vol. 98, No. 3, pp. 930-934, 1976.
97. W. Soedel, Vibrations of shells and plates, Marcel Dekker, New York, 1981.
98. J. G. Payne and R. Cohen, "Vibration of flexible ring valves used in refrigeration compressors," presented at the XIIth International Congress of Refrigeration, August 27, 1971, Washington, D.C., paper no. 3.30, 1971.
99. R.R. Paslay, "Design of flapper valves," ASME paper 60-SA-3. See also Journal of Engineering

- for Industry, (publication date not known).
100. E. V. Qvale, W. Soedel, M. J. Stevenson, J. P. Elson, and D. A. Coates, "Problem areas in mathematical modeling and simulation of refrigerating compressors," *ASHRAE Transactions*, Vol. 78, Part 1, pp. 75-84, 1972.
 101. Y. B. Yakovlev, "Investigation of stresses in the seats of annular piston compressor valves," *Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostroenie*, No. 2, pp. 6-9, February 1967.
 102. B.A. Berkman, "Self-acting valve plate strength in compressors," *Russian Engineering Journal*, Vol. 44, No. 10, p. 17, 1964.
 103. M. Seika, "Stress measurement by means of the electroplating method," *Bulletin of the M.E.S.J.*, Vol. 7, No. 2, June 1979.
 104. A. Futakawa, K. Manura, K. Saho, and K. Daimon, "Dynamic stress of ring type discharge valve in refrigeration compressor," *Refrigeration (Japan)*, Vol. 50, No. 570, April 1975.
 105. H. Davis, "Gas compressor valve performance," Private notes, April 1967.
 106. K. S. Kaddah and D. Woollatt, "Steady compression flow in a nonreturn disk valve," *ASME Fluids Engineering, Heat Transfer and Lubrication Conference*, Detroit, Michigan, May 24-27,

1970.

107. M. Charcosset, "Considerations theoriques sur le fonctionnement des clapets automatiques de compresseurs a grand vitesse," I.I.F.—I.I.R., Paris.
108. J. Brown, A. Lough, and S. Pringle, "Oil stiction in automatic compressor valves," Paper B2-8, I.I.R. Conference, Moscow.
109. M. Endo and M. Sekiya, "Relation between noise of rotary compressors and valve motion," Science Meeting of Japanese Refrigeration Association, Tokio, Nov. 7-8, 1972.
110. A. Deminger, "Interessante Zerstorererscheinungen an Ventilplatten in Kolbenerdichtern," Kaltetechnik, Vol. II, No. 6, 1959.a
111. G. F. Stiles, "Cavitation in control valves," Fisher Governor Company, Marshalltown, Iowa.
112. J. E. Funk, "Poppet valve stability," ASME paper 62-WA-160, 1962, see also Journal of Basic Engineering.
113. R. W. Upfold, "Valve flutter," I.I.R. paper.
114. W. Hort, "Technische Schwingungslehre," Springer, Berlin, 1922 (see page 246, paragraph 58, "Theory der Ventilbewegung")
115. J. E. Fleckenstein, "Method for determining the Laplace transform of a pneumatic nozzle-flapper combination," ASME paper 62-WA-15,

1962.

116. M. W. Wambsganss, Jr., "Time characteristics of the nozzle-flapper relay," ISA Transactions, Vol. 3, №. 1, pp. 13-19, 1964.
117. D. N. Kapadin, G. L. Borman, "The effect of heat transfer on the steady flow through a poppet valve," SAE Mid-year meeting, Chicago, Illinois, May 15-19, 1967.
118. V. Funer and R. Tauchmann, "Moderne Messverfahren für die Untersuchung von Kompressionskältemaschinen," Kaltetechnik, Vol. 15, №. 9, pp. 282-289, 1963.
119. V. Funer, R. Tauchmann, H. Ruf, and E. Scholberl, "Elektronisches Indizieren von hermetisch gekapselten Rollkolbenverdichtern," Kaltetechnik, Vol. 13, №. 3, 1961.
120. V. Funer, E. Scholberl, R. Tauchmann, and K. Bach, "Indizieren kleinster Motorverdichter," Kaltetechnik, Vol. 12, №. 2, 1960.
121. F. Sochting, "Valve movement oscillograms of high speed compressors," Z.V.D.I., Vol. 97, №. 3, 72-76, 1955.
122. R. Yamagishi, "Experiments on the hydraulic resistance of air compressor automatic valves," Hitachi Review, January 1952.
123. B.L. Tsyrlin, "Investigation of the discharge

• 178 •

- valves of a high speed compressor," Tenth International Congress of Refrigeration, Paper 3-27, pp. 181-186, 1959.
124. W. Bruner, "Simulation of reciprocating gas compressor," Application Bulletin №. 7, Electronic Associates, Inc., 1963.
 125. J. Brablik, "Calculation of gas pulsations in the piping system of reciprocating compressors," Symposium International of Compressors, House of Technik, Prague, Sept. 1969.
 126. S. Czaplinski, "Pulsations in the suction and discharge line of the reciprocating compressors," (reference unknown)
 127. I. Otani, S. Yamada, "Pulsation simulator for reciprocating compressor ducts," Bulletin of JSME, Vol. 7, №. 25, 1964.
 128. H. A. Jaspers, "Special suction lines influencing the volumetric efficiency of reciprocating compressors," (reference unknown)
 129. S. Touber, H. J. Blankenspoor, "Hybrid computer simulation of the effects of suction and discharge pressure pulsations in reciprocating compressor," (reference unknown).
 130. G. G. Schimel, "Improving the fatigue life of reed valves," 68th Annual Meeting of the American Society for Testing and Materials,

- Lafayette, Indiana, June 13-18, 1964.
131. M. L. Land, "Valve technology for modern process compressors," Meeting of the California Natural Gasoline Association, Disneyland, California, Oct. 8, 1965.
 132. H. Linneken, "Über den Druckverlust von Strömungen durch Verdichterventile," Konstruktion, Vol. 17, №. 6, June 1965, pp. 228-232.
 133. M. Charcosset, "Considerations theoriques sur le fonctionnement des clapets automatiques des compresseurs a grande vitesse," Bulletin IIR, 1961-62, pp. 209-230.
 134. R. Fuchs, E. Hofmann, and F. Schuler, "Der Einfluss der Ventile und des Gutegrades von Kalte-Verdichtern mit besonderer Berücksichtigung der Drosselverluste in Plattenventilen," Zeitschrift für die ges. Kalte-Industrie, Vol. 48, №. 1, January 1941.
 135. H. Davis, "Effects of reciprocating compressor valve design on performance and reliability," Institution of Mechanical Engineers Conference on Industrial Reciprocating and Rotary Compressors, London, Oct. 1970, Paper №. 2.
 136. I. Otani, "Some contributions to the analysis of valve losses in reciprocating compressors," Hitachi Review, S. I. №. 11 (date unknown,

after 1961).

137. L. W. Cheney, "High efficiency valves for small reciprocating compressors," XV International Congress of Refrigeration, Venice, Sept. 23-29, 1979, paper B2-65.
138. S. Hotani, N. Mizano, "Some notes on the statistical characteristics of the small high speed refrigerating compressor valves (in Japanese)," *Refrigeration*, Vol. 38, №. 428, 1963.
139. M. Kawahira, G. Tanaka, and T. Honma, "Stress distribution in discharge and suction valve of refrigerating compressor," *Refrigeration*, Vol. 38, №. 430, 1963.
140. M. B. Shapiro, "Stress calculation procedure for annular valve plates in compressors," *Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostronie*, Vol. №. 1, pp. 14-16, January 1965.
141. I. S. Tal'vinskaya, "Investigation of the air tightness of automatic piston compressor valves," *Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostronie*, Vol. №. 2, pp. 18-21, February 1965.
142. M. B. Shapiro, A. V. Lopin, and L. E. Semikina, "Extension of the service life of compressor valve plates," *Khimicheskoe i Neftyanoe Mashinostronie*, Vol. 2, №. 12, pp. 31-33, December 1966.

143. Anonymous, "Compressor valves," Ingersoll-Rand publication, Form 3189 B, January 1963.
144. V. Villadsen and F. V. Boldvig, "Improvements in the efficiency of high speed reciprocating compressors for industrial and marine refrigeration," XV International Congress of Refrigeration, Paper B2-44, Venice, September 23-29, 1979.
145. J. F. T. MacLaren and S. V. Kerr, "An analytical and experimental study of selfacting valves in a reciprocating air compressor," Institution of Mechanical Engineers Conference on Industrial Reciprocating and Rotating Compressors, London, October 1970, Paper No. 3.
146. J. F. T. MacLaren and S. V. Kerr, "Automatic reed valves in hermetic compressors," (reference unknown, probably IIR).
147. J. F. T. MacLaren, "Valve behavior in a small refrigerating compressor using a digital computer," The Institute of Refrigeration, Session, 1967-68.
148. B. L. Johnson and D. E. Wandling, "Actual popping pressure of a relief valve with a real helical spring under dynamic load," ASME paper No. 69-Vibr-58, 1969.
149. H. Mars, A. Van Son, and S. Touber, "Impro-

- vement of compressor valve design by the use of hybrid simulation," XV International Congress of Refrigeration, Venice, Sept. 23-29, 1979, Paper B2-94.
150. J. Brown, R. Davidson, and J. S. Fleming, "The dynamic performance of automatic compressor valves," XV International Congress of Refrigeration, Venice, Sept. 23-29, 1979, Paper No. B2-99.
 151. L. J. M. Kuijpers, G. A. A. Asselman, and G. v. d. Berkmortel, "Reed valve simulation: a comparison of numerical and experimental results," XV International Congress of Refrigeration, Venice, Sept. 23-29, 1979, paper B2-14.
 152. A. M. Bredensen, "Dynamic modelling of compressor valves," XIII International Congress of Refrigeration, Sept. 1975, Moscow, Paper B2-13.
 153. F. A. Creswick, "Methods for estimating the opening impact velocity of reciprocating compressor plate valves," ASHRAE Transactions, Vol. 73, No. 1, 1967.
 154. R. W. Upfold, "The impact velocity of ring type automatic compressor valves," (reference unknown, probably IIR paper, after 1968).
 155. R. W. Upfold, "An examination of ring type compressor inlet valves," (reference unknown,

- probably IIR paper, after 1968).
156. Yeh-cheng Wu, "The lift of ring tip valves," XV International Congress of Refrigeration, Venice, Sept. 23-29, 1979, paper 32-38.
 157. S. Steindel, "The influence of spring characteristic on the operation of platevalves and the economic characteristics of a compressor (in Polish)," *Archiwum Budowy Maszyn*, Vol. II, №. 2, 1964.
 158. I. Killmann, "Untersuchungen an einem Verdichter Ventil," *Konstruktion*, Vol. 19, №. 1, 1967.
 159. M. I. Frenkel, "Application of direct-flow valves in piston type compressors," *Russian Engineering Journal*, №. 8, August 1965, pp. 29-33.
 160. B. A. Spector, "Straight-through valves give service in high-speed high-pressure compressors," *Khimicheskoe in Neftyanoe Mashinostroenie*, №. 4, April 1965, pp. 38-40.
 161. I. Killmann, "Drosselverluste in einem Verdichterventil," *Osterreichische Ingenieur-Zeitschrift*, Vol. II, №. 1, 1968.
 162. B. A. Terry, "A new type of discharge valve," Conference of the Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating, Mel-

- bourne, March 28-April 3, 1965, Paper №. 2.
163. U. Adolph, "Calculation of leaf-type valves for piston compressors," XV International Congress of Refrigeration, Venice, Sept. 23-29, 1970, Paper B2-25.
 164. G. Sines, J. L. Waisman, "Metal Fatigue," McGraw-Hill, New York, 1959.
 165. V. Chlumski, "Reciprocating and Rotary Compressors." Spon Ltd., London, 1965.
 166. Z. Momin and J. F. Hamilton, "Automatic rezoning method for finite element analysis of wave propagation," Developments in Mechanics, Vol. 12, Proceedings of the 19th Midwestern Mechanics Conference, 1983, pp. 438-442.
 167. K. Graff, "Wave Motion in Elastic Solids," Ohio State University Press, Columbus, 1975.
 168. J. A. Zukas, "Impact Dynamics," John Wiley, New York, 1982, pp. 367-418.
 169. W. Soedel, "Gas Pulsations in Compressors," Purdue University, 1978.
 170. V. Yee and W. Soedel, "Pressure oscillations during re-expansion of gases in rotary vane compressors by a modified Helmholtz resonator approach," Journal of Sound and Vibration, Vol. 91, №. 1, 1983, pp. 27-36.
 171. C. Speich, "Personal communications," 1969.

172. W. Soedel, "A formula for estimating dynamic pressure changes in compressor suction and discharge plenums," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 322-325, 1976.
173. W. Soedel, D. L. Strader, B. R. Mutyala, "Redesign of diving compressor manifolds to avoid excessive power usage: a case study," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 326-340, 1976.
174. ASHRAE, "Handbook of Fundamentals," American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, 1981.
175. M. I. Frenkel, "Kolbverdrichter," VEB Verlag Technik, Berlin, 1969.
176. D. D. Schwerzler and J. F. Hamilton, "An analytical method for determining effective flow and force areas for refrigeration compressor valving systems," Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 30-36.
177. J. F. Hamilton, "Extensions of mathematical modeling of positive displacement type compressors," Purdue University, 1974.
178. W. Soedel, "Reciprocating valves," High Performance Design of Critical Fluid System Ele-

- ments, Fluid Dynamics Institute, August 28-Sept. 1, 1978, Dartmouth College, Hanover, 1978.
179. U. Kristiansen, W. Soedel, and J. F. Hamilton, "An investigation of scaling laws for vibrating beams and plates, with special attention to the effects of shear and rotary inertia," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 20, No. 1, pp. 113-122, 1972.
 180. W. Soedel, "Similitude approximations for vibrating thin shells," *Journal of the Acoustical Society of America*, Vol. 49, No. 5, (Part 2), 1535-1541, 1971.
 181. R. L. Lowery and R. Cohen, "Strain gages as means of analyzing high speed compressor valve vibration," presented before Commission 3 of the International Institute of Refrigeration (August 20-25, 1962, Washington, D. C.), *Annexe 1962-1 au Bulletin De L'Institute International Du Froid*, pp. 179-190, 1962.
 182. R. L. Lowery and R. Cohen, "Experimental determination of natural frequencies and modes of compressor reed valves," paper no. 190, presented at the Annual Meeting of ASHRAE, (February 11-14, 1963, New York, New York), *ASHRAE Journal*, (5, 2, 95-98), February 1963.
 183. R. Gluck, P. Ukrainetz, and R. Cohen, "Dy-

- dynamic stress measurement techniques of high speed compressor valves," paper No. 180, presented at the Annual Meeting of ASHRAE, (June 29=July 1, 1964, Cleveland, OH), ASHRAE Transactions, (70, 303-305), 1964.
184. R. Cohen and W. E. Fontaine, "Laboratory techniques useful in the design of refrigerator compressor valves," ASHRAE Journal, Vol. 71, pp. 106-111, January 1965.
185. P. R. Ukrainetz and R. Cohen, "On accelerated life tests for high speed compressor valves," paper no. 412, presented at ASHRAE Annual Meeting, (July 7, 1965, Portland, Oregon), ASHRAE Journal, (8, 1, 108-109), January, 1966.
186. R. Gluck and R. Cohen, "A fatigue life index as a criterion for evaluating compressor leaf valve design," presented at ASME Winter Meeting (November 30, 1966, New York, New York), paper no. 66-WA/MD-10, 1966.
187. J. G. Payne and R. Cohen, Discussion of "Methods for estimating the opening impact velocity of reciprocating compressor plate valves," by Creswick, F. A., paper no. 2032, ASHRAE Transactions, (73, Part I, VI 3.1-3.6), January 1967.

188. M. W. Wambsganss, Jr., D. A. Coates, and R. Cohen, "Simulation of reciprocating gas compressors with automatic reed valves," presented at Spring Meeting of Midwest Simulation Council, (March 22, 1966, Columbus, Ohio), Simulation magazine, (8, 4, 209-214), April 1967.
189. A. G. Doige and R. Cohen, "An energy concept applied to the design of compressor valves," paper no. 502, presented at ASHRAE Summer Meeting, (June 1967, Minneapolis, Minnesota), ASHRAE Transactions, (73, Part 2, IV 3.1-3.7).
190. M. W. Wambsganss, Jr. and R. Cohen, "Dynamics of reciprocating compressors with automatic reed valves: Part I - theory and simulation," paper no. 3.06, presented at Summer Meeting of International Institute of Refrigeration (August 29-September 6, 1967, Madrid, Spain), published in the Proceedings of the XIIth International Congress of Refrigeration, (Vol. II, 779-790).
191. W. S. Gatley and R. Cohen, "Development and evaluation of a general method for design of small acoustic filters," paper no. 2128, presented at the Winter Annual Meeting of ASHRAE (January 19-22, 1970, San Francisco, California), ASHRAE Transactions, (76, Part

- I), 1970.
192. R. L. Lowery and R. Cohen, "High speed compressor valve noise and vibration studies," *Refrigeration*, Vol. 46, №. 523, pp. 27-44, May 1971, and Vol. 46, №. 525, pp. 64-76, July 1971.
 193. T. J. Trella and W. Soedel, "Sound radiation from a reciprocating compressor orifice without valve," *Journal of Acoustical Society of America*, Vol. 49, №. 6 (Part I), 1722-1728, 1971.
 194. P. R. Ukrainetz and R. Cohen, "Compressor valve stress studies in conjunction with accelerated life tests," *Refrigeration*, (46, 425, 35-63), July 1971.
 195. A. G. Doige and R. Cohen, "A stress and vibration analysis of a leaf-type compressor valve," *Refrigeration*, (47, 538, 54-70, Part I) August 1972, (47, 539, 57-74, Part II) September 1972.
 196. R. Gluck and R. Cohen, "Development of fatigue life index as a criterion for evaluating compressor leaf valve design," *Refrigeration*, (47, 541, 54-72), November 1972.
 197. J. P. Elson and W. Soedel, "Simulation of the interaction of compressor valves with acoustic back pressures in long discharge lines," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 34, №. 2, pp. 211-220, 1974.

198. R. Singh and W. Soedel, "A review of compressor lines pulsation analysis and muffler design research-Part I: pulsation effects and muffler criteria," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 102-111, 1974.
199. R. Singh and W. Soedel, "A review of compressor lines pulsation analysis and muffler design research-Part II: analysis of pulsating flows," Proceedings of the 1974 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 112-123, 1974.
200. M. Moaveni, J. F. Hamilton, and R. Cohen, "The prediction of distribution and level of dynamic strain in automatic compressor valves with variable mass and stiffness," presented before Commission B2 at the XIV International Congress of Refrigeration, Moscow, September 1975, paper no. B2-54.
201. M. Moaveni, J. F. Hamilton, and R. Cohen, "Evaluation of the effects of compressor design changes and operating pressures on the level and distribution of dynamic stress in their automatic valves," presented at XIV International Congress of Refrigeration, Moscow, September, 1975, paper no. B2-54.
202. W. Soedel, "Dynamic stresses in compressor

- valve reeds or plates with special attention to colinear impact on valve seats," Proceedings of the symposium on flapper valve steel, Benton Harbor, Michigan, October 14-16, 1975, paper no. 2.
203. M. Bailey, D. Strader, and W. Soedel, "Use of computer graphics to visualize compressor simulations," Proceedings of the 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 178-184.
204. M. Dhar and W. Soedel, "Influence of a valve stop and/or sustain muffler on suction valve noise of air compressor," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Conference, pp. 36-44, 1978.
205. P. Pandeya and W. Soedel, "On suction gas heating in hermetic compressors," Proceedings of the 1978 Purdue Compressor Technology Conference, 144-147, 1978.
206. F. Laville and W. Soedel, "Some new scaling rules for use in mufflers," Journal of Sound and Vibration, Vol. 60, No. 2, 273-288, 1978.
207. W. Soedel, E. Padilla-Navas, and B. D. Kotalik, "On Helmholtz Resonator effects in the discharge system of a two-cylinder compressor," Journal of Sound and Vibration, Vol. 30, No. 3, pp. 263-277, 1973.
208. P.R. Ukrainetz, "Compressor valve stress studies in conjunction with accelerated life tests," Ph.

- D. Thesis, Purdue University, 1963.
209. B. D. Kotalik, "Computer simulation of a five horsepower high speed refrigerating compressor, MSME Thesis, Purdue University, 1969.
 210. R. Singh and W. Soedel, "Mathematical modeling of multicylinder compressor discharge system interactions," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 63, No. 1, pp. 125-243, 1979.
 211. J. P. Elson, and W. Soedel, "Criteria for the design of pressure transducer adapter systems," *Proceedings of the 1972 Purdue Compressor Technology Conference*, pp. 390-394, 1972.
 212. J. O. Nilsson and M. Hehenberger, "Adina analysis of large deflections and stresses in bending fatigue specimens," *Computers and Structures*, Vol. 17, No. 5-6, 865-870, 1983.
 213. E. Padilla-Navas, "Computer simulation of a two-cylinder refrigeration compressor with special attention to the cylinder and cavity interactions," MSME thesis, Purdue University, 1970.
 214. J. Blinka and W. Soedel, "Personal Communication," Purdue University, 1984.
 215. J. E. Gordon, "Structurs, or why things don't fall down," Plenum Press, New York, 1978.
 216. J. Kim and W. Soedel, "Personal Communication," Purdue University, 1984.
-

217. T. J. Trella, "Computer simulation of the vibrating and acoustic behavior of a reciprocating compressor discharge valve," Ph. D. Thesis, Purdue University, 1972.
218. K. Tojo, S. Saegusa, M. Sudo, and S. Tagawa, "Noise reduction of refrigerator compressors," 1980 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 235-242, 1980.
219. K. Asami, K. Ishijima, and H. Tanaka, "Improvements of noise and efficiency of rolling piston type refrigeration compressor for household refrigerator and freezer," 1982 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 268-274, 1982.
220. L. LaFrance and J. F. Hamilton, "Computer controlled optimization of a rotary vane compressor," 1976 Purdue Compressor Technology Conference, pp. 397-400, 1975.
221. P. N. Plastinin, "Compressor Valves," Moscow, 1984, (in Russian).