

离心压缩机设计基础

化工机械教研室編

北京化工学院

离心压缩机设计基础

目 录

第一章	概述	1-1~1-10
第二章	离心压缩机热力及气动力学基础	2-1~2-50
第三章	叶轮设计	3-1~3-26
第四章	固定元件设计	4-1~4-28
第五章	离心压缩机的热力设计及气动计算 ...	5-1~5-41
第六章	离心压缩机的结构设计	6-1~6-62

第一章 概述

最近十几年来，离心式压缩机获得了很大的发展，高压离心压缩机的研制成功标志着离心压缩机的设计，制造和试验研究达到了新的水平，从而推动了石油化学工业的迅速发展，促进了生产装置的大型化。

合成氨和乙烯生产迅速发展，产量成倍增长的重要因素是大型高、中压离心压缩机研制成功并及时的投入运行。因此，离心压缩机的发展和生产装置大型化之间有着密切的关系，前者为后者的发展提供了必要条件，后者又促进了前者向前发展。到目前离心压缩机的设计，制造和操作运行的可靠性都较50年代有了很大的提高，各种用途的低压离心压缩机和鼓风机的设计制造也毫不例外地步入新的发展阶段，从而达到了新的水平，传统的制造技术大都为迅速发展的高新技术所取代。离心压缩机制造技术的进步表现为：产品质量得到显著提高并且稳定，另部件的互换性好，~~压缩~~周期大为缩短，操作运行的可靠性提高，机器的运转率也不断提高。显然这些技术上的成就是和离心压缩的设计，试验研究等多方面的~~工作进展~~密切相关的。

但是迄今对于离心压缩机的设计，我们还不能完全根据理论计算得到准确的结果，机器的设计的最终效果还有待于严格的试验考核并加以修正，因此离心压缩机的设计和试验工作经常都是并排进行的，并且总是由试验结果来修正设计使之完善。离心压缩机设计工作的这一特点是由于气体在离心压缩机内的工作过程，热力学状态和气体流动的性质等因素决定的。因为在我们所掌握设计依据范围内尚不能准确的反映出气体的实际过程，也因为气体性质的复杂性和计算气体物性参数值的使用的近似公式的可靠性本身，另外还由于对气体流动过

程的物理现象的数学描述和简化所忽略的因素等等，所有这些因素都不可避免地影响着设计数值的近似性，因此，离心压缩机的设计必然地总是和大量的试验研究联系在一起，只有经过试验取得良好的结果之后，才能最终保证产品设计的可靠性。

衡量离心压缩机的设计质量和结构合理性，先进性，在过去和现在有着不同的标准。例如在50年代，离心压缩机的出口压力都不高，流量也不能太小，工作转速也受到很大的限制，运转可靠性和运转率都不很高，工业生产装置中一般都有备用机，运转费用和维修费用都比较大，但是这些问题在当时并不被认为是离心压缩机的不足之处。然而，到了60年代离心压缩机首次应用于合成氨装置取得了成功之后，离心压缩机得到了向高压领域发展的重大突破，紧接着又在运转可靠性方面获得成功，更高操作转速也成为现实，离心压缩机的运转率提高到98%以上。由于这一系列关键问题得到了解决，生产装置中的备用机组被取消了，维修费用大大减少。由于合成氨和乙烯生产装置的大型化收到了显著的经济效果，整个生产系统可以提供大量高参数蒸汽，因而热能被充分利用，离心压缩机历来靠外供电能运行，操作费用高昂的局面一变为利用装置自供热能而自给有余，广泛地采用工业汽轮机或废气透平直接驱动离心压缩机，因此产品成本大幅度降低，这种无可比拟的优越性在大型合成氨和乙烯工厂中已为世人所公认，所以现阶段对离心压缩机的设计和结构的先进性和合理性提出的衡量标准是：

(1) 机器的性能好，效率高，能较好的适应生产装置的变工况要求，稳定工况范围宽，很好地保证生产装置的长期连续生产。

(2) 连续运转的可靠性高，目前装置中所选用的离心压缩机一般都能连续安全运转一年以上，单机生产不用备机。

(3) 操作自动化水平高

(4) 结构简单，选材合理，制造加工方便，工艺性能好，另部件的通用化和标准化程度高

(5) 安装维护简单

(6) 尽量减少维修所需的备品备件

围绕这些问题，离心压缩机的设计者在进行设计工作时，不仅应对现阶段国内外离心压缩机的发展和趋向有所了解，还必须对所要设计的新型离心压缩机的设计条件，使用场合，和用户的生产工艺要求及制造工艺条件等进行认真的核对和周密考虑，只有这样所设计的离心压缩机才有可能获得满意的结果。

我们知道，离心压缩机是一种气体动力压缩机，连续流过压缩机通流部份的气体在叶轮通道中接受叶轮^{叶片}做功，从而提高了气体的压力能和动能，而其动能部份则在出口管法兰处完成动能对压力能的转换，最终达到设计压力值。因此，在离心压缩机中，气体压力升高的过程和活塞式压缩机不同，后者是在气缸内受活塞推动直接改变气体的容积而使气体压力升高。显然在离心压缩机的设计中所要考虑的问题和影响因素要复杂得多。例如，叶轮流道的结构参数，气体的物理性质，气体流动的条件等等都直接或间接地对计算值产生影响。

因此，在进行离心压缩机设计时，设计者必须：

(1) 掌握离心压缩机的设计条件，气体的物性和组成，进出口压力、温度，转速和气体的冷却条件等。

这里困难的问题往往是确定气体的物性参数的精确度、对于某些纯的单一气体并无多大的困难，但对混合气体，真实气体以及真实气体的混合物来说，它们的物性参数准确度始终是一个难题。所以企图推荐一个切实可靠的计算方法的确是困难的。

(2) 要了解用户提出的生产工艺要求，即在生产工艺流程中离心压缩机要满足什么样的工作条件，或者是能在多大的程度上适应变工况的生产工艺，因此，我们必须仔细地审议诸如气体组成流量，设计工况点：变工况的范围以及吸入和排出状态等参数的合理性和可靠性。

(8) 要了解使用场所的气候条件，冷却水源、水质、蒸汽、电源，测试仪器用气流和惰性气体的供应等等，在设计前掌握这些常被忽略的因素是完全必要的，它可以帮助我们针对当地情况因地制宜进行合理地决定压缩机的设计，结构和布置，有时甚至可以作为设计方案取舍的重要依据。

(4) 设计前，设计者应熟悉所选择的驱动机的种类，型号及其主要性能参数，以便根据驱动机械的工作特性来安排离心压缩机的结构设计和制订操作规程。

和其它各种类型的机器设计一样，离心压缩机的设计工作是一项细致认真，而又慎重的的工作。离心压缩机的设计过程包括了设计指导思想到设计数据选取，方案选择，流道设计，总体布置，辅助设备的选型及其它配套件的选择或设计等一系列设计环节。此外还常常有新型叶轮的设计和大量的试验研究工作。所有这些环节构成了离心压缩机设计的总概念。

如果我们把设计仅限于离心压缩机本身，也就是我们常特指的离心压缩机主机设计，通常可以分为二个环节：气体动力计算和结构设计。

在离心压缩机的气体动力计算中，我们的着眼点是力求得到良好的气动参数和气体流动性能，也就是说，力求压缩机具有高效率。离心压缩机的高效率必须由各方面的因素来保证，首先是压缩机内通流部分各组成部分的完善性，如叶轮和静止元件的结构合理，流动性能

好，效率高。为此目的，设计时必须反复进行方案比较和选择，同时还常常要进行大量的试验研究工作。

离心压缩机通流部分的各组成元件（如叶轮，扩压器等）的试验研究，对于气动设计是一项重要工作，通过试验为气动设计提供可靠的资料来源，或者通过试验验证设计数据是否符合实际情况。特别是在目前理论计算还不可能完全精确地预示实际结果的情况下，通过试验结果来修正设计值是最可靠的，或者在可靠的试验数据基础上来进行压缩机的气动计算，都可以得到较高的效率。

离心压缩机结构设计的基本出发点是：提供气动计算数据所要求的几何形状：具有最小的气体流动阻力。提供离心压缩机长期连续运行的结构保证。此外结构设计还应优先考虑纳入系列化，标准化和通用化的三化生产。在满足了上述基本要求之后，结构设计还应力求构形美观，大方而又实用。并且有所创新，发展提高三化水平而不因循守旧。显然，在离心压缩机的设计中，结构设计占有重要的地位。

气体动力式压缩机的工作特点决定了离心压缩机工作的专一性，任何一种离心压缩机都只能在设计许可的范围内改变它的工作条件，例如压缩介质为轻气体的离心压缩机就不能适应重气体的工作条件，反之亦然。因此只有专门设计的离心压缩机才能符合并且适应生产工艺的要求。

如果我们走进大型化工企业就会看到许多不同类型，型号的离心压缩机，它们在各化工工艺流程中起着不同的作用，他们所压缩的气体则是多种多样的。就其用途而言，有增压、循环，输送，制冷和鼓风。所压缩的气体介质则常常是：易燃易爆、有腐蚀性，有毒以及贵重气体，并且常常还是多组分的真实气体混合物。所有这些各异的工作特点，使得设计压缩机各有特色，有时甚至很困难。因此我们必须

根据气体的性能，工作条件和用途有针对性地来进行不同用途的离心压缩机的设计。我们不能设想可以用一种类型的离心压缩机去满足不同的工艺条件。不合理的选择不适用的离心压缩机，或者随心所欲地设计与实际工艺条件不符的离心压缩机，都将造成无法补救的恶劣后果。因此对于离心压缩机的设计，从参数选择，反复核实工艺条件到结构设计，材料选用都必须十分慎重。

下面就一些特殊化工离心压缩机的设计特点以简要阐述：

合成氨装置中合成气的特点是高压、易燃易爆、有毒、气体的分子量较小，因此合成压缩机的设计关键是高压高速轴端的气体密封和高速轴承以及高压下轴向力的平衡问题，而在使用中则要求长期连续运转，并且安全可靠。由于这几个问题在60年代已逐步得到解决，因此高压离心压缩机在大型合成氨装置中获得了普遍的应用。

尿素生产中二氧化碳离心压缩机，其合成压力是根据所选择的流程来决定的。由于 CO_2 气体具有分子量较大易于压缩，而且廉价无毒，这种特殊物性使得 CO_2 离心压缩机的设计与合成气相比要简单得多，但是，因为湿 CO_2 具有强腐蚀性而使选材成了难题，所以在设计中主要是考虑材料的选择和良好的制造工艺。目前采用一种整体锻造电蚀加工的叶轮，使用效果良好。从设计角度考虑则通常选用较低的叶轮圆周速度 u_2 ，一般使 $u_2 < 260 \text{ m/s}$ 。为了减少应力腐蚀的可能性。

裂解装置中的裂介气，乙烯，丙烯和其它一些气体的离心压缩机，由于它们的气体性质极不相同，设计要求也不尽相同，而且还由于气体的化学性质对设计又提出一些特殊要求，于是这一类压缩机必须专门设计。

例如，裂介气离心压缩机，其压缩介质是裂介气，它是一种组分

多达16种以上的混合气体，不同的裂介方法（砂子炉，管式炉等），不同的油质（轻油、重油和原油），裂介后的气体组分和分子量都不一样，其相差的程度甚至使压缩机无法适应。另外由于在热裂介气中包含有相当多的不饱和烃，在温度超过 100°C 会引起急剧的聚合反应，聚合物又会粘附在压缩机的叶轮通道上，以致严重的影响压缩机的正常运行。因此，裂介气压缩机的设计关键是如何控制压缩段出口温度不超过 100°C ，于是在设计中考虑的问题首先是多组分裂介气的热力性质的计算，如混合气体的绝热指数 k 的计算值，其次是控制各压缩段的压力比，设计的终极目的是使各段的出口温度不超过 100°C 。从设计上考虑，这是抑制离心压缩机内产生聚合物的主要措施，但是尽管在设计时采取了控制压力比和限制出口温度等措施，若干量的聚合物还是会产生，于是又对结构设计提出了消除叶轮和固定元件流道上聚合物的基本要求，这个问题是通过气缸和隔板上专门留出的清洗孔和排液孔来解决的。利用这些专门的清洗孔定期用高参数蒸汽或用比较高沸点芳香族洗涤油来冲洗。另外也可采用中间喷射蒸馏油或某些无害溶剂注入气缸的办法来消除聚合沉积物，以保证机器的正常运转。

对于裂介气来说，由于组分多，各组分又都是真实气体，因此裂介气的绝热指数 k 的计算很难得到精确的数值。

制冷装置用的离心压缩机的工作特点是低温和超低温（如乙烯压缩机的进口温度为 -10°C ，丙烯压缩机则为 -40°C ），低温下工作的机器设备主要问题在于材料选择以满足低温下的机械性能要求，防止材料冷脆。

某些气体由于具有特殊的物理化学性质，对润滑油和密封油有不利的影响，使油质污染，变质或使用油稀释等，裂介气也有使油污染变质和稀释的现象，因此裂介气离心压缩机备有二个油系统。其中一个专门

用于被污染的油系统，在一定的使用期内当油质不符合油质标准时更换新油。合成气压缩机也另备回收污油罐，以避免洁净油受脏油污染。

对于压缩有毒，爆炸性和腐蚀性气体的压缩机来说，轴端密封的绝对可靠以及连续安全运行是二个重要问题，缺一不可，目前这种类型的密封多采用油封，浮环密封或其他型式的密封。

适用于压缩甲醇合成气的离心压缩机，同样也适用于合成氨的合成气，但是设计时仍然必须注意严格结构材料的选择，以避免五碳基铁的生成。

对于一般用途的离心式压缩机，如空气，氧气，硝酸气，氯气离心压缩机，在设计中也同样要考虑到压缩介质的性质，出口温度的限制等，并由此来选择压缩段数，冷却次数和轴密封以及合适的结构材料。

离心压缩机的制造技术的进展之一是焊接叶轮成功地应用于各种用途的离心压缩机中，而整体电蚀加工工艺则解决了窄通道叶轮的制造问题，随着叶轮制造新工艺的出现，节省了大量昂贵的叶轮材料。

解决高转数机器长期连续安全运行的一个重要方面是新型轴承的采用。这些新型径向轴承和止推轴承特别适用于高速轻载的离心压缩机。目前在离心压缩机中广泛地采用了多油楔和自倾式径向支持轴承，迭块式和米切尔止推轴承。

离心压缩机特别是中、高压离心压缩机的轴向力平衡对于轴承工作寿命是关键性的，如果平衡不好，很容易引起止推轴承的推力面负荷大而损坏，或者引起转子的不稳定窜动，从而影响机器的运行。必须指出，作用于止推轴承上的轴向力，必须保留一部分，一般残余向力以500~1000 Kg是合适的。轴向力不可完全平衡掉，否则将引起转

子的不稳定窜动。平衡盘的设计必须考虑到变工况的操作条件。

为了保证离心压缩机的正常运行，必要的安全保护装置和自动控制是不可缺少的。例如压力，流量控制，轴承的过温度保护和防喘振装置等。此外还常常装设不正常运行的报警和信号系统和紧急自动停车等应急措施。所有这些都是为了监视压缩机正常运行而设置的，但是过多的保护联锁也不一定必要。一般说来安全保护点应因时因地，按实际需要而设置。此外我们在设设时也要注意所选用的仪器，仪表的可靠性和精确度。

虽然，驱动离心压缩机的原动机的设计（电动机，汽轮机，燃气轮机，气体膨胀机等）并不是离心压缩机设计者的任务，但是他们应对选择的驱动机有一定的知识。以便正确地选择离心压缩机在用户条件下的驱动方式。采用工业汽轮机高速直联其优点是十分明显的，但也受条件限制，因此更多的情况下，电动机仍然是应用广泛的一种驱动机械。

在大多数由电动机驱动的离心压缩机中，通常需要用齿轮增速装置来获得高速，目前已广泛采用了一种行星轮增速器，这种增速装置具有速比大，重量轻，体积小，效率高和运转平稳的特点。因此特别适用于在高速离心压缩机中选用。

高速离心压缩机对于联轴器的要求是结构合理，紧凑，运行可靠以及安装维修方便。选择联轴器的型式与驱动方式有关。通常采用半刚性齿轮联轴器为多，联轴器通过连接套把驱动机（或增速箱）和压缩机联接起来。为使联轴器有可能自调位，将其外齿顶加工成曲面与相应的内齿圈配合。制造联轴器齿轮和连接套的材料一般都用高强度合金钢。对齿面还要求进行氮化处理。

为降低离心压缩机和原动机的安装要求，目前有一种曲齿联轴器，这种联轴器具有扭矩大，转速高，允许较大的对中偏差，齿顶不接触，设计改型方便，寿命长，重量轻和安装方便的优点。它还具有双面啮合的特点，可以在较大的不对中情况下连续安全运行。

第二章 离心压缩机热力及气动力学基础

由于离心压缩机内气体流道的形状比较复杂，气体的流动也很复杂。气体在流动中其参数不仅沿流道每一个截面是变化的，而且在同一截面上的各点，参数也是变化的。因此气体在压缩机中的流动实质上是一个三元流动和非定常流问题。

为了使分析离心压缩机中气体流动的方法简化，在推导离心压缩机的理论方程式时，作好如下二个重要假设

I) 假定沿流道每一截面上，气流参数处处均匀一致，并由截面上参数的平均值来表示。

II) 假定气流的运动是定常流动。

根据这二个基本假设，把原来的三元流和非定常流的流动问题，简化为一个便于分析的一元定常流问题，这样研究压缩机级中的流动就大大简化了。

在离心压缩机级中，气体流道的设计计算是以气体动力学所确立的基本方程式为基础的，并以此导出叶轮内叶轮与气流之间和固定元件与气流之间的能量转换规律。

从气体动力学观点看，离心压缩机中唯一能对气体做功的是叶轮，所以研究叶轮的做功能力就是离心压缩机研究的中心问题。其次才是研究气流在固定元件内的能量转换关系。

运用热力学和流体学的基础知识，我们就可以导出关于离心压缩机叶轮的有关基本方程式。根据热力学第一定律建立起连续流动气体的能量方程式，根据流体学基本原理导出适用于叶轮的欧拉方程式和伯努利方程式。此外，我们还可以根据热力学和气体动力学的基本知识来解决设计中遇到的其它问题，如单一气体和混合气体，真实气

体及其混合气体的物理特性的计算等等。

§ 2-1 气体动力学基本方程式

利用欧拉方程式来计算叶轮对气体做功是很方便的，由于叶轮对流过叶轮的气体做功，气体得到了能量，于是叶轮进口到出口截面气体的运动速度就有变化。

根据一元流动理论，由叶轮进出口速度三角形和叶轮进出口截面气体动量矩的变化，就可以确定叶轮做功的大小。

显然，由原动机传递给叶轮的功率为

$$N = M \omega$$

式中 M ——原动机传给叶轮的转矩

ω ——叶轮的旋转角速度

根据动量矩定理可知，离心压缩机叶轮进出口截面间微元质量 dm 的动量矩的变化为：

$$dm(C_2 u r_2 - C_1 u r_1) \quad (2-1)$$

此动量矩变化值应由叶轮的外力矩 M_z 所平衡，显然外力矩 M_z 可以表示为

$$M_z = (C_2 u r_2 - C_1 u r_1) \frac{dm}{dt} \quad (2-2)$$

式中： $\frac{dm}{dt}$ 气体的质量流量，在单位时间（每秒内）的质量流量

即为 $\frac{dm}{dt} = \frac{G}{g}$

于是式（2-2）可写成如下数学式

$$M_z = \frac{G}{g} (C_{2u} r_2 - C_{1u} r_1) \quad (2-3)$$

式(2-3)即为我们所熟悉的适用于离心式叶轮的动量矩方程式。式(2-3)可以叙述为：单位时间叶轮内气流动量矩的变化量 $\frac{G}{g} (C_{2u} r_2 - C_{1u} r_1)$ 等于原动机传给叶轮的转矩 M_z 。

这时，原动机传给叶轮的功率为

$$N = M_z \cdot \omega = \frac{G}{g} (C_{2u} \cdot r_2 \omega - C_{1u} r_1 \omega)$$

由于 $u_2 = r_2 \omega$ $u_1 = r_1 \omega$

$$\text{所以, } M\omega = \frac{G}{g} (C_{2u} u_2 - C_{1u} u_1)$$

对一公斤气体而言，叶轮所作的功为

$$L_{th} = \frac{M\omega}{G} = \frac{1}{g} (C_{2u} u_2 - C_{1u} u_1) \quad (2-4)$$

根据热力学第一定律，由原动机传递给叶轮的功 L_{th} ，将传递给流过叶轮的气体，所以一公斤气体从叶轮获得的能量 h_{th} 显然是：

$$h_{th} = L_{th} = \frac{1}{g} (C_{2u} u_2 - C_{1u} u_1) \quad (2-4a)$$

我们称 h_{th} 为一公斤气体在叶轮中所获得的能量头，也称为理论能量头。

式(2-4)就是离心压缩机气体动力学基本方程式。称为欧拉方程式

根据叶轮进出口速度三角形，我们还可以把式(2-4)表示为园周速度 u ，相对速度 w 和绝对速度 C 的关系式，即

$$h_{th} = L_{th} = \frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} \quad (2-5)$$

式(2-5)是离心压缩机气体动力学基本方程式的一种形式，也即是式(2-4)的另一种表达形式，又称为欧拉第二方程式。

从式(2-5)可以看出，只要知道叶轮进出口截面处气体的速度，就可以计算叶轮对气体做功大小，而不论及气体在叶轮内的流动情况如何。

离心压缩机叶轮对每公斤气体所作的功 h_{th} ，使气体的能量提高，一般表现在：(1)提高气体的静压能。(2)提高气体的动能。(3)克服气流在级中的流动损失。显然，欧拉方程式也体现这三种能量的分配关系，欧拉方程式(2-4)和(2-5)可以由我们所熟悉的伯努利方程式，与气体的压力提高联系起来。对每公斤气体写出适用于整个压缩机的通用伯努利方程式，有

$$h_{th} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + h_{hyd} \quad (2-6)$$

式中：1, 2泛指进出口截面

h_{hyd} ——在截面1, 2之间的流动损失。

如果我们把式(2-6)应用于压缩机的级，则得到适用于级的伯努利方程式

$$h_{th} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + h_{hyd}$$

这里，1，2分别表示级的进出口截面， h_{hyd} 表示级中流动损失。

若式(2-6)应用于叶轮，那末得到的是适用于叶轮的伯努利方程式，这时1，2就表示叶轮进出口截面，而 h_{hyd} 表示叶轮中气流的流动损失。即

$$h_{\text{th}} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + \frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} + (h_{\text{hyd}})_{\text{imp}} \quad (2-6a)$$

显然，式(2-6)与式(2-5)相等，于是有

$$\frac{u_2^2 - u_1^2}{2g} + \frac{w_1^2 - w_2^2}{2g} = \int_1^2 \frac{dp}{\gamma} + (h_{\text{hyd}})_{\text{imp}} \quad (2-7)$$

式(2-7)表明，叶轮中圆周速度的增加和相对速度的减少的结果，一部分提高了气体的压力能，另一部分则耗费于叶轮流动损失。

如果将式(2-6)应用于扩压器，由于这时 $h_{\text{th}}=0$ ，于是适用于扩压器的伯努利方程式即为：

$$\frac{C_2^2 - C_1^2}{2g} = \int_2^3 \frac{dp}{\gamma} + (h_{\text{hyd}})_{\text{diff}} \quad (2-8)$$

式(2-8)表明，在扩压器中，绝对速度减小的结果，一部分用来提高气体的静压能，或者说，气体动能在扩压器转变为压力能。另一部分则也耗费于克服扩压器中的流动损失。

到此，我们引出了离心压缩机中气体动力学的三个基本方程式，即式(2-4)，(2-5)和(2-6)。

值得指出的是，欧拉方程式(2-4)中，如果叶轮进口气体是