

专科毕业设计(论文)

题目： L 型空气压缩机结构设计

学 院： 机械工程学院 专 业： 机械

班 级： 机制

学 生： _____

学 号： _____

指导教师： _____

2021年 5 月

目 录

摘 要	I
Abstract	II
引 言	1
1 绪论	2
1.1 L型活塞式空气压缩机的研究目的与意义	2
1.2 压缩机的介绍	2
1.3L 型活塞式压缩机研究现状	3
1.3.1 国内研究现状	3
1.3.2 国外研究现状	4
1.4 本文主要研究内容	4
2 基本组成和工作原理	5
2.1 总体结构和组成	5
2.2 活塞式压缩机的工作原理	6
2.2.1 活塞的工作过程	6
2.2.2 气缸的形式和工作腔	7
3 活塞式压缩机的热力计算	7
3.1 已知条件和参数确定	7
3.2 计算I级、II级的压力比	8
3.3 计算各级的排气温度	9
3.4 计算相关系数	10
3.4.1 压力系数	10
3.4.2 计算凝析系数及加气系数	10
3.5 计算各级气缸的行程容积	11
3.6 各级活塞杆直径以及气缸直径的选取	12
3.7 活塞力相关计算	13
3.7.1 活塞的工作面积	13

3.7.2 活塞的推力计算	14
3.8 电机的输出功率和轴的功率计算	14
3.9 电机的选择	15
4 动力计算	16
4.1 往复惯性力的计算	16
4.2 摩擦力的计算	17
4.3 总活塞力的计算	18
4.4 切向力的计算	18
5 主要零部件设计	18
5.1 活塞	19
5.2 曲轴	19
5.3 连杆	20
5.3.1 连杆长度尺寸的确定	21
5.3.2 连杆大头瓦和小头衬套尺寸的确定	21
5.3.3 连杆宽度尺寸的确定	21
5.4 填料函	22
5.5 冷却器	22
5.6 润滑	22
6 整机的装配渲染及其爆炸图	23
6.1 活塞曲柄滑块配合图	23
6.2 整机的装配图展示	24
6.3 整机的装配渲染图展示	24
6.4 整机的装配爆炸图展示	25
结 论	25
参考文献	26
致 谢	29

摘 要

活塞式空气压缩机在流动气体动力源和制冷空调这两大领域需求量极高，应用广泛，在相应的领域上占据了极高的市场地位，L 型活塞式空气压缩机是属于角度式压缩机当中的一种，它的适用压力范围广、适应性强、排气量范围比较广，最主要的是压缩效率也比较高，是一种常用的机械设备，而 L 型活塞式空气压缩机是属于容积型，容积型压缩机是靠气缸内作回转或者往复运动的活塞，使空腔内的体积变小而增加气体压力，产生势能。

活塞式压缩机里面的热力和动力计算是在对于压缩机设计当中必不可少的，通过对于一些数值的确定，能够确定零件的选取以及设计，也能够确定出活塞式压缩机各部分的基本结构，通过三维建模以及渲染能够且能清楚的认识内部结构，最后的爆炸图也能体现出压缩机结构的复杂成度。

这次设计的研究方向就是对于活塞式压缩机的整体结构设计的改善，以及气缸和组件的设计的优化，通过动力、热力计算来确定压缩机的设计方案。并且侧重于传动部分设计，密封则是用的三、六瓣平面填料密封，很大程度能够满足密封的要求，该设计的目的是通过相应热力计算，确定压缩机结构当中得一些相关系数，比如活塞力、压力系数等，之后再用动力计算来确定出摩擦力、切向力等，最后就是对于整体重要零件得一些相关系数的确定，最终目的是让压缩机的内部结构升级，减少损耗，提高效率。

关键词： L 型空气压缩机； 动力； 稳定性； 受力分析； 密封

Abstract

Piston air compressors are in high demand and are widely used in two fields: mobile gas power sources and refrigeration and air conditioning, where they occupy a very high market position. L-type piston air compressor is one of the angular compressor, it applies to a wide range of pressure, adaptability, a wide range of exhaust gas, the main thing is also relatively high compression efficiency. The L-type piston air compressor is a volumetric air compressor, which relies on a piston with rotary or reciprocating motion in the cylinder to reduce the volume of the cavity and increase the gas pressure to generate potential energy.

The thermal and dynamic calculations inside the piston compressor are essential in the design of the compressor. By determining some values, it is possible to determine the selection and design of parts, as well as to determine the basic structure of the piston compressor parts.

The research direction of this design is to improve the overall structural design of piston compressors and to optimize the design of cylinders and components to determine the design of compressors by means of dynamic and thermal calculations and focus on the transmission part of the design, sealing is used to seal the three, six-valve plane packing seal, to a large extent to meet the requirements of the seal, the purpose of the design is through the corresponding thermal calculations, to determine the compressor structure in some relevant coefficients, such as piston force, pressure coefficient, etc., and then use dynamic calculations to determine the friction, tangential force, etc., and finally is an important part of the overall determination of some relevant coefficients, the ultimate goal is to let the compressor's internal structure upgrade, reduce losses, improve efficiency.

Keywords: L-type air compressor; power; stability; stress analysis; seal

引 言

1640年在奥地利制作的机械式真空泵，是近代空气压缩机械的先驱，也是后来各种型号压缩机诞生的基础。大约于1800年，第一台单级往复式活塞式空气压缩机在英国制造成功，这是活塞式压缩机的第一次出现[1。20世纪前期，德国的乌尔琛机械制造和铸造工厂生产的第一台往复式气缸无油润滑空气压缩机2]，他们大胆的采用了石墨环作为往复密封元件(3)的材料，这次密封技术的提升使活塞式压缩机的结构得到了升级，通过这次的升级成功，活塞式压缩机被不断的应用，也一次一次的得到了升级，发展了起来。

目前L型活塞式压缩机应该继续改进的方向是在压缩机的结构加以改变，尤其是传动部分，传动的不足会对吸气以及排气有很大的影响，改善传动部分也可以更好减少内部结构4的损耗，以及提高空压机的运转时间，并且减少空压机维修和保养的次数，很大成度提高设备的使用效率。

这次设计的研究方向就是对于活塞式压缩机的整体结构设计的改善，以及气缸和组件的设计的优化，通过动力、热力计算来确定压缩机的设计方案。并且侧重于传动部分设计，重点改善L型活塞式空气长时间工作状态下，消耗零件较多，性能下降，产出效率低，使用寿命变短等问题。

除以上的问题以外，在加工工艺上，好的加工精度也会大大的提高设备的运转效率，设计出一种高精度高生产效率的生产专用设备能极大地降低压缩机的生产成本，让销售效率更大的提高，进一步促进生产经济效益。

1 绪论

1.1 L型活塞式空气压缩机的研究目的与意义

随着我国制造业技术的不断发展，压缩机的应用更加普遍，各种形式的压缩机被不断创造出来。按照压缩机的原理来说，分为速度型以及容积型，速度型压缩机是靠气体在高速旋转的叶轮获得巨大的动能，然后在气压器中急速降速，让动能转成势能，容积型压缩机是靠气缸内作回转或着往复运动的活塞，使容积缩小而提高气体压力，产生势能⁵。本设计当中提到的L型活塞式空气压缩机指的是容积式压缩机，这种类型的压缩机广泛应用在空调、制冷及热泵等

这次设计的研究方向就是对于活塞式压缩机的整体结构设计的改善，以及气缸和部件的设计优化，通过动力、热力计算来确认出压缩机的设计方案。并且侧重于传动部分设计。

目前来说，空气压缩机所使用范围及其广泛，但是大部分都存在这许多细小问题，更以L型活塞式压缩机为主，因为体型较大，所以零部件的相关消耗颇多如何更好解决空压机长时间工作状态下，消耗零件较多，性能不断下降，产出效率低，使用寿命变短等问题是非常具有一个意义的。因此，如何改善整体结构性能，成为一个很好的发展前景，L型活塞式空气压缩机结构的设计项目具有十分深远的现实意义和工程应用价值。

1.2 压缩机的介绍

将机械能转化成为气体的动能，并且可以给气体增压以及输送气体的机械就是压缩机^[0]。

当今社会压缩机的种类分为很多，按工作原理区分为两大类，即速度型和容积型，速度型压缩机工作方式是通过气体在高速旋转叶轮中的作用获得巨大的动能，然后在扩压器中急剧降低转速，使气体动能转化为势能^[7]（压力能）。容积型压缩机的工作方式是靠气缸内作往复或回转运动的活塞，使容积缩小而提高气体压力，本文中所要研究的压缩机是活塞式的压缩机，是容积式压缩机的一种分支。

活塞式压缩机的优点就是适用的压力范围广，因为是容积型的工作原理，所以无论流量大小都能够达到很高的工作压力，第二的优点就是热力效果高，第三就是对于介质及排气量的适应性强⁸。

L型活塞式空气压缩机可以大幅度的提高生产效率，工艺流程中也会使用，目的是为了很好符合，输送、合成，分离反应等流程，因而活塞式压缩机广泛应用于各行各业当中去，尤其是在石化行业的发展前景愈加光明所以保障可靠的运转是非常关键的。

此文提到的是 L 型压缩机，其结构紧凑，维修的空间以及气缸的配管都比较宽敞，切向力均匀以及基础好，机器转速高，整机的结构紧凑，便于管理。

1.3L 型活塞式压缩机研究现状

L型活塞式空气压缩机是一种适用压力范围广、适应性强、排气量范围广且压缩效率较高的一种机械设备¹⁹。随着技术不断的完善，广泛应用在冶炼，石油化工，食品和一些制冷等工业部门，但是由于整体的结构复杂，易损部件比较多，维修工作量比较大，也使其没有占据主导市场，可是只要妥善维护好设备，实用周期就会能够达到8000h 以上，是一些中小型工厂的良好选择。

1.3.1 国内研究现状

我国的首台容积式压缩机是在1952年沈阳气体压缩机厂试制成功了国产第一台容积压缩机，之后引进了德国的技术后，于1990年顺利研发出了适用国际标准的大型氢气往复压缩机组¹⁰，而得到进一步发展，目前我国的整体技术和国外还是差有基础理论不足、产品开发的能力低以及实验装备落后的差距。但是有一些技术也是达到了国际先进的水平。

因为国内的供应不足，我国每年还需要适量的进口一些压缩机，如德国、美国、意大利、丹麦、日本等，但也通过设备的改造使其国产压缩机的质量和产量也不断的上升。未来我国十几年我国一定会由中国制造强国发展为中国创造强国的转变。

现在我国压缩机在分油率¹¹上也是没有国外先进的技术，国外的分油率可以达到99.999%，而国内大多数企业是达不到这个标准，根据资料查询我国只有烟台冰轮集团最新研制出来的油分离器^[12]能够达到这个标准的要求，国内大多数研制出来的压缩机会出现油封漏油、漏气、使用效率低、电气控制元件不稳定等问题。

1.3.2 国外研究现状

在国外目前发展较好的活塞式压缩机的公司大概是德国的比集尔、鲍华公司，美国的 ITT 公司，以及日本的岩日和日立公司他们在近几年大力发展无油润滑的活塞式压缩机，且不断占据市场，当今比集尔生产的活塞式压缩机已经被广泛应用于制冷和空调领域几十年，并且在市场上被公认为是最好的压缩机，国外的微型活塞空压机[13慢慢的也进入了家用机械的队伍当中。小型的活塞式压缩机制冷是当今国外发展最为先进的一部分。

在当今国外大多数的压缩机控制都是采用智能控制[14]，这样节省资源而且还能更利于操作，而国内大都数的厂子且都采用人工操作，且耗时耗力，危险系数大，且不能够合理使用，造成耗能高且资源浪费。

目前整体的发展趋势就是：提高效率、降低噪音、智能制造和结构简单以及微型，而最重要一点就是减少污染，实现绿色工艺技术[15]。

1.4 本文主要研究内容

本文主要设计的是 L 型活塞式空气压缩机。在通过对前人研究的内容进行学习后，通过动力、热力计算来确认空气压缩机的相关数据及有关设计方案，然后对 L 型活塞式空气压缩机的整体设计参数选择，之后对气缸和部件的设计，并且侧重于传动部分设计等。先计算后设计。由内向外延伸，确保设计的可行性。再用solidworks 或者UG 三维造型，CAD 或者CAXA 二维绘图。

通过本次设计认识非标自动化设计。增强三维建模能力以及二维图纸的绘制能力，且通过实物模型的建立，增强动手能力，熟悉使用设计中所运用的传动原理，并且对于设计可做的变形进行联想。

2 基本组成和工作原理

2.1 总体结构和组成

(1) 工作机构

工作机构是主体，是主要提供气体压缩的主要部件，由气缸，气阀和活塞组件组成，活塞由在气缸中往复运动的曲柄机构驱动，L型活塞式空气压缩机有两个气缸，通常第一个气缸在垂直排，第二个气缸在水平排[16]，压缩后，第一级的气缸压缩过后气体进入中间冷却器进行冷却，然后进入第二级的气缸进行压缩，最后排入管道供使用。

(2) 运动机构

运动机构由曲柄，连杆和十字头(十字头用于双作用压缩机，单作用压缩机为连杆)构成，可以将选定的曲轴运动更改为往复运动。曲拐上面有一个或多个连杆，另一端连接至十字头，而十字头仅可在导向装置上执行往复运动，因此旋转的曲轴使连杆摆动并传递至十字头(活塞)并致动产生往复运动，然后是让活塞杆的运动，使活塞往复运动以利用气体做功[17]。

(3) 机身

压缩机的机身上是支撑以及安装整个运动机构和工作机构的地方，又是当作润滑油箱[18, 曲轴是用轴承支承在上面，对于双作用压缩机，机身上两个滑道又支撑着十字头，两个气缸分别固定在L型机身的两臂上，如图2.1是压缩机的内部示意图。

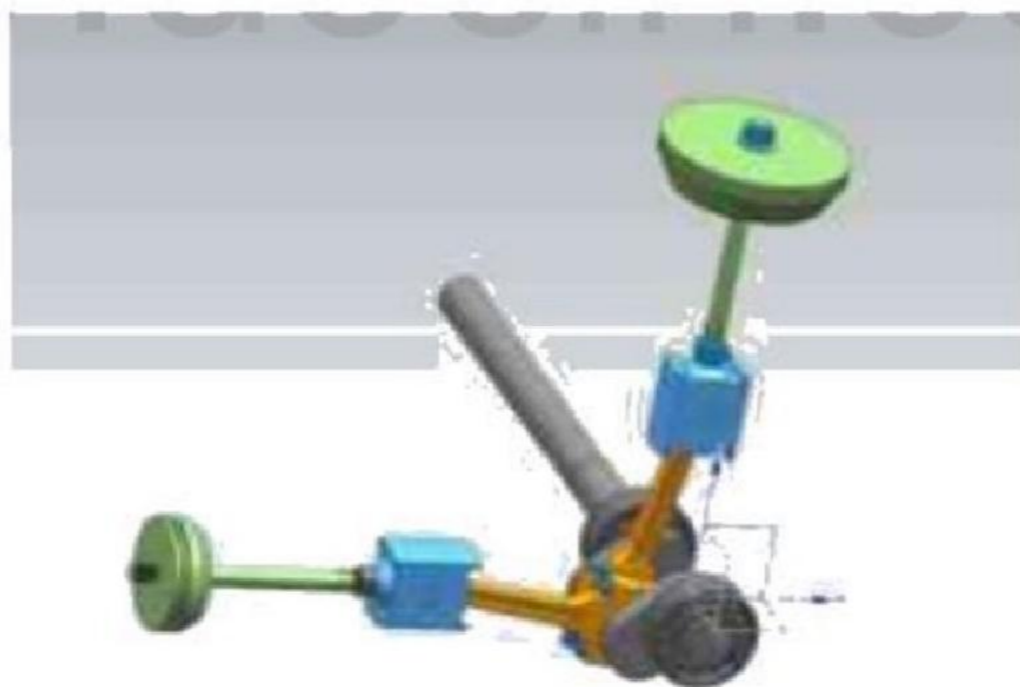


图2.1 活塞式压缩机内部示意图

2.2 活塞式压缩机的工作原理

压缩过程：活塞从下止点向上运动，吸、排汽阀处于关闭状态，气体在密封的气缸中被压缩，由于气缸容积逐渐变小，则压力、温度慢慢升高直到气缸内的气体压力与排气压力大小相等。

排气过程：活塞继续向上移动，导致气缸内的气体压力大于排气压力，则排气阀打开，气缸内的气体在活塞的推动下等压排出气缸转入排气管道，直至活塞运动到上止点，此时由于排气阀弹簧力和阀片本身重力的作用效果，排气阀关闭，排气结束¹⁹。

2.2.1 活塞的工作过程

活塞式压缩机是通过压缩空气来增加相应的压力，而活塞的工作图如图2.2所示。

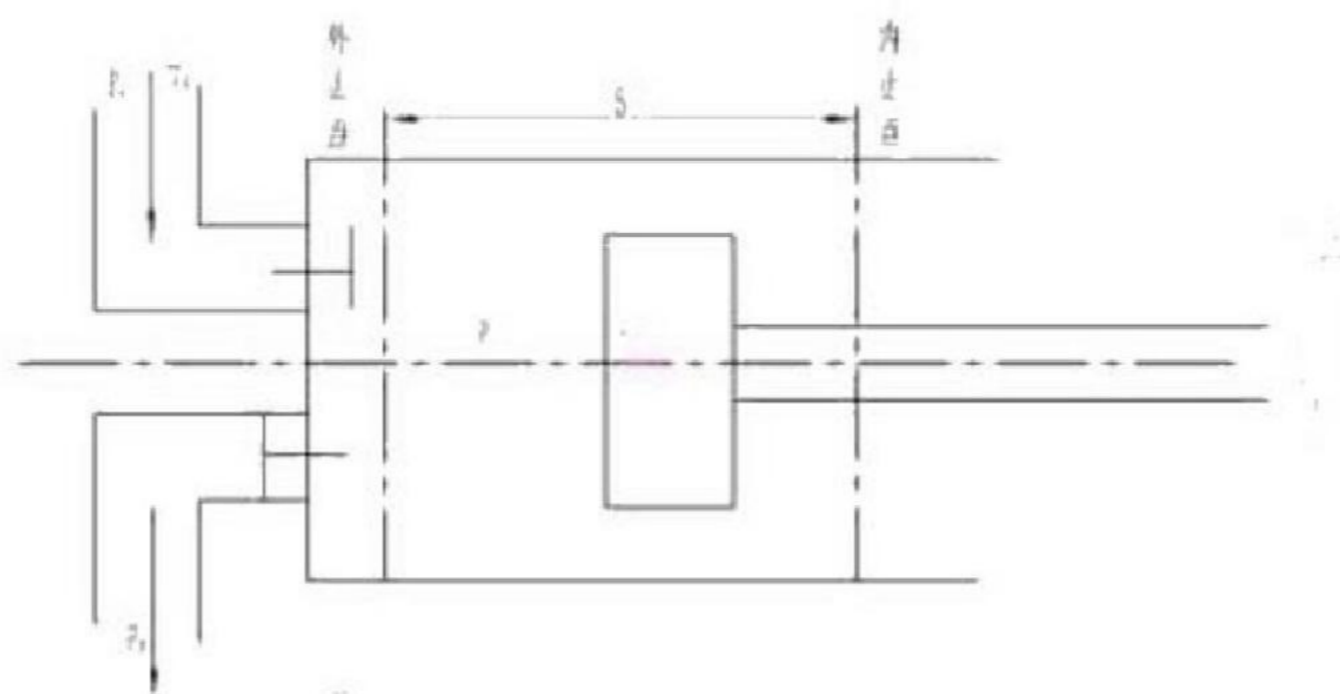


图2.2 活塞工作示意图

我选择的是L型空气压缩机，具备两个气缸，一级的气缸是低压缸，二级的气缸为高压缸，当一级的气缸中的压缩气体，之后通过中间冷却器的控制再进入二级气缸中完成升压，因此需要的压力，再通过需要的二级气缸的排气阀排出气体到排气系统中去。

如图2.2所示，当活塞从左向右移动时，吸气阀P1打开，排气阀P2关闭，气体通过P1进入工作缸，直到活塞移动到内止点。当活塞从右向左移动时，吸入阀P1关闭，气体压力小于排气阀本身的弹性力，气缸中的气体被压缩，当压力达到一定条件时，则P2排气阀打开，压缩的气体被排出气缸外，如此，就完成了一次压缩的过程。

2.2.2 气缸的形式和工作腔

对于压缩机的一个气缸进行分析,可分为单作用气缸(缸内只有一侧来能够循环进行吸气、压缩、排气的结构),双作用气缸(在活塞的两侧都具有工作腔而交互循环,进行同等级的吸气、压缩、排气的结构),和级差式气缸(利用气缸和活塞的配合,形成两个以上工作腔的,并能够完成两次循环压缩运动的结构)。一些多工作腔气缸,其中一个气缸只与工作腔的进气口相连,不作用于压缩气体,只起到力平衡的作用,称为平衡腔。

这次设计的 L 型活塞式空气压缩机是具有两个工作腔的。工作腔对于每个压缩机来说,都是不一定的,又可能单一,有可能是多个,在工作腔当中,每个容积不一定是完全都有效的,有的部分是活塞运动时扫不到的,而这些区域就被成为余隙容积,减去余隙容积的地方被称为工作容积,在设计当中要尽增加工作容积的空间,而减少余隙容积的空间。

3 活塞式压缩机的热力计算

3.1 已知条件和参数确定

通过热力的计算能够确定出压缩机的吸气,排气,活塞力等参数,还有就是指示功率等,最主要能够确定电动机的参数。

已知条件：型式为L 型活塞式空气压缩机，双杠，双作用。

设计参数：吸气压力： $P_1=0.9800\times 10^5\text{N/m}^2$

吸气温度： $t_{s1}=32^\circ\text{C}$

排气压力： $P_2=8.800\times 10^5\text{N/m}^2$

吸气温度: $t_{s2}=42^{\circ}\text{C}$

排气量为 $100\text{m}^3/\text{min}$

空气相对湿度为

结构参数: 活塞行程 $S=320\text{mm}$

电机的转速 $N=375\text{r}/\text{min}$

连杆长度 $L=760\text{ mm}$

驱动的方式: 悬挂式同步电机

联接的方式: 直接式(电机转子兼作飞轮)

冷却的方式: 水冷

相对余隙容积: 一级气缸的 二级气缸的

运动部件的质量如下表:

表3.1 部件质量表

	活塞组件/Kg	连杆组件/Kg	十字头组件/Kg
I级	258	115	133
II级	257	115	133

3.2 计算I级、II级的压力比

根据上面所给的参数, 我们可知排气量的值 $100\text{m}^3/\text{min}$, 吸气压力为 $0.9800 \times 10^5 \text{N}/\text{m}^2$, 排气的压力为 $8.800 \times 10^5 \text{N}/\text{m}^2$, 级数确定为二级。

压缩机的两级总压力比为

(3-1)式中:

代表排气的压力

代表吸气的压力

代入数值得:

$$\varepsilon_{\text{总}} = \frac{8.800}{0.9800} = 8.980$$

压力比的分配通常是按照总省工的原则, 则就是等压比分配, 所以 I 级和II 级的压力比为:

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{E} \quad (3-2)$$

代入数值得：

$$\varepsilon_1 = \varepsilon_2 = \sqrt{8.980} = 2.9967$$

因为第二级气缸的容积系数一般都会稍低于第一级气缸，所以第二级的压力会稍高于第一级气缸，一般取值范围在5%~10%之间，所以各级压

力比、且 $P = P_4 \times \sqrt{E}$ 和 $P_{a+n} = B$

则吸排气压力如下表：

表3.2 吸排气压力表

	名义上吸气压力	名义上排气压力	压力比
I级	0.980	2.849	2.907
11级	2.849	8.800	3.087

3.3 计算各级的排气温度

根据上面的参数我们可知道压缩机的转数 $N=375$ r/min, 它的转数在250~500 范围内，所以，隶属于大型压缩机范围，而对于大、中型压缩机取空气的绝热指数：

$$k=1.4$$

绝对温度和摄氏温度两者之间具有：

$$T=t+273$$

式子中：

绝对温度T，单位是K（开尔文）

摄氏温度t，单位是℃（摄氏度）

则可求出吸气温度：

$$T_{31}=32+273=305K$$

$$T_{82}=42+273=315K$$

因为公式：

$$T_d = T_s \varepsilon^{\frac{k-1}{k}}$$

其中：

为吸气后气缸得温度

为吸气温度

为名义压力比

所以代入数值可以，求出排气温度为：

$$T_{a_1}=414K$$

$$T_{a_2}=435k$$

整理归纳后如表3.3所示：

表3.3 参数结果表

	吸气温度/K	排气温度/K	压力比	K	
I级	305	414	2.907	1.4	1.356
II级	315	435	3.087	1.4	1.380

3.4 计算相关系数

3.4.1 压力系数

压力系数中一般取值是靠经验所得，因为压缩机得第一级往往是吸入压力为大气压力，可取值得范围为0.95~0.98。其中得低值是可以认为适用于气阀流通截面相对小或者是弹簧力大得情况。压缩机得第二级是从第一级过来的，所以压力较大，而气阀得阻力就是相对较小，所以第二级得取值范围为0.98~1.0。

所以压力系数：

$$\lambda = 0.95$$

$$\lambda_{p_2} = 0.98$$

3.4.2 计算凝析系数及加气系数

在压缩湿润的空气，排除气体冷却后，气体中得水分会相应得增加，也是适度，但是如果水蒸气在压力下达到适合得温度，那么，就能将水从气体中释放出来，这样就会就会让最后给使用者得气体量增加了，

查《化工机器》，可知道在温度32℃和42℃时的蒸汽压时；

$$P_1 = 3.170MPa$$

$$P_{b_2} = 3.170MPa$$

其中P，为进口温度下的饱和蒸汽压；

所以，我们可知道必有水分析出，这时：

为进口气体的相对湿度；

所以计算出得凝析系数： 一级无凝析，所以得：

$$\text{二级有凝析，所以得： } \lambda_{\varphi 2} = \frac{P_{S1} - \varphi P_{S,A}}{P_{S1}} \times \frac{P_{\Sigma}}{P_{S2} - \varphi P_{S,A}}$$

(3-5)

我们可知，空气相对湿度：

这时候我们取：

$$P=0.04325MPa$$

$$P_2=0.07520MPa$$

所以带入数值可求出：

$$\lambda_{\varphi 2}=0.991$$

因为在各级间当中没有抽气和加气，所以可知道抽气系统数值：

$$\lambda = \lambda_2=1$$

再通过计算可知道气缸的容积系数：

$$\lambda =0.807$$

$$\lambda_2=0.770$$

各级容积效率为：

$$\eta_v=0.73$$

$$\eta_{v2}=0.70$$

各级泄露系数为：

$$\lambda =0.98$$

$$\lambda_2=0.97$$

3.5 计算各级气缸的行程容积

各级的行程容积可用以下公式计算：

$$V_{s1} = \frac{q_v p_1 T_{s1} \lambda_{\phi1} \lambda_{c1} Z_{s1}}{n p_{s1} T_1 \eta_{v1} Z_{s1}} \quad (3-6)$$

而压缩机的排气量可用公式：

$$q = V A A A_{11} n \quad (3-7)$$

上面的公式当中：

表示的是某级的行程容积；

表示的就是压缩机某级的排气流量；

是压缩机的转数；

表示的就是容积效率且数值是容积系数，压力系数，温度系数，泄露系数的乘积取得；

表示某级的凝析系数；

是某级的抽水系统。

所以，第一级气缸的行程容积为：

$$V_{s1} = \frac{q_v p_1 T_{s1} \lambda_{\phi1} \lambda_{c1} Z_{s1}}{n p_{s1} T_1 \eta_{v1} Z_{s1}}$$

代入数值得

$$V_{s1} = \frac{q_v}{n \eta_{v1}} = 0.37 \text{ m}^3 / \text{min}$$

第二级的气缸行程容积为：

$$V_{s2} = \frac{q_v p_1 T_{s2} \lambda_{\phi2} \lambda_{c2} Z_{s2}}{n p_{s2} T_1 \eta_{v2} Z_{s1}}$$

代入数值得：

$$V_{s2} = \frac{q_v p_1 T_{s2} \lambda_{\phi2} \lambda_{c2} Z_{s2}}{n p_{s2} T_1 \eta_{v2} Z_{s1}} = 0.13 \text{ m}^3 / \text{min}$$

3.6 各级活塞杆直径以及气缸直径的选取

双作用的气缸直径计算，我们可以利用公式：

(3-8)

其中我们选取的活塞杆直径：

$$d = 80 \text{ mm}$$

式子中：

为各级工作容积单位是 m^3/min

D 为气缸直径单位为 m

所以，代入数据可求得一级气缸：

$$D_1 = \sqrt{\frac{2V_{s1}}{\pi S} + \frac{d^2}{2}} = 0.860m$$

二级气缸代入数据：

$$D_2 = \sqrt{\frac{2V_{s2}}{\pi S} + \frac{d^2}{2}} = 0.52m$$

根据气缸的直径标准，我们的取值需要是整圆，所以：

$$D_1 = 880mm$$

$$D_2 = 520mm$$

3.7 活塞力相关计算

3.7.1 活塞的工作面积

根据公式：

可以求出工作容积。 (3-9)

式子中：

为各级的工作容积，单位是 m^3/min

为活塞的工作面积，单位是 m^2

所以可以求出：

一级气缸的活塞面积为：

$$F_1 = \frac{V_{s1}}{S}$$

带入数值得：

$$F_1 = \frac{0.37}{0.32} = 1.156m^2$$

二级气缸的活塞面积为：

$$F_2 = \frac{V_{s2}}{S} \tag{3-10}$$

代入数值得：

$$F_2 = \frac{0.13}{0.32} = 0.406m^2$$

3.7.2 活塞的推力计算

活塞的推力计算可以用公式：

$$P_i = \frac{1}{2} F_i (P_{di} - P_{si}) \quad (3-11)$$

式子中：

代表的是活塞的面积

代表的是排气的压力

代表的是进气压力

由上面的公式，可以知道：

$$P_1 = \frac{1}{2} F_1 (P_{d1} - P_{s1}) = 1.131t$$

$$P_2 = \frac{1}{2} F_2 (P_{d2} - P_{s2}) = 1.190t$$

所以，我们可确定，活塞推力为：

$$P=1.131t$$

$$P_s=1.190t$$

3.8 电机的输出功率和轴的功率计算

根据我们的使用环境，以及我们使用的需求，还有价格问题，选择合适的驱动方式，是非常重要的，所以说，我选择的驱动方式，是电机驱动，且也能够很好的满足相关条件。

电机的输出功率，大概是两部分，摩擦功和指示功，摩擦功的话就是机械运转中的阻力消耗，而指示功力才是压缩机的工作时压缩气体的能力，所以主轴的功力，就是摩擦功和指示功的合力，即为轴功^[20]，且单位时间消耗的功率为轴功率 (N_z) ，指示功率除以轴功功率，就是机械效率 (η_m) ，用公式可表示为：

$$\eta_m = \frac{N_i}{N_z} \quad (3-12)$$

式子中：

为总功率，数值为237kW

机械效率取值为0.90~0.95

所以我们可知道：

$$N_z = \frac{N_i}{\eta_m} \quad (3-13)$$

代入数值得：

$$N_z = \frac{N_i}{\eta_m} = \frac{457}{0.95} = 481.05kW$$

电动机的输出功率为：

因为是联轴器直接连接，所以：

代入数值可求出：

$$N_e = \frac{N_z}{\eta_c} = \frac{481.05}{1} = 481.05kW$$

则还可求出，电动机轴的功率为：

$$N_g = (0.95 \sim 1.15) N_e$$

代入数据可求出：

$$N_4 = (505.10 \sim 553.20) kW$$

3.9 电机的选择

我们常用的电机有内燃机，汽轮机，电动机，再考虑我们的使用环境，以及我们使用的需求，还有价格问题，所以我们最后选择的是电动机用来驱动压缩，价格便宜，使用的范围广泛，只要有电，就可以使用。

根据 N_g 值范围 $505.10 \sim 553.20kW$ 我们选择的电机如下：

表3.4 电机选择表

型号	功率kW	转速n/rpm	电压U/V	电流I/A	转动惯量 J/tm ²
TDK/20-16	550	375	6000	64	2.2

我们可以算出储备系数：

以上内容仅为本文档的试下载部分，为可阅读页数的一半内容。如要下载或阅读全文，请访问：
<https://d.book118.com/068134141020006075>