

中文摘要

在五年的从事通用发动机技术开发工作中发现,可靠性是保证发动机产品市场占有率的最重要的一个方面。统计多年的实验数据和客户质量反馈信息,因温度引起的问题约占有问题的 23%。温度是影响发动机寿命和可靠性的关键因素,温度偏高会严重破坏各种润滑环节,降低各零部件的机械强度,增大了排放污染物的量。虽然现在很多产品是通过模仿国外产品或者做一些小修改得来的,但由于使用的材料和产品细节处理上的问题,现阶段国内通用发动机整体温度偏高,火花塞(背风面)最高温度可达到 $250^{\circ}\text{C}\sim 280^{\circ}\text{C}$,甚至测试中还出现超过 300°C 的情况,机油最高温度也在 $130^{\circ}\text{C}\sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内。与国外同行(HONDA、Kawasaki、B&S、KOHLER 等等)相比较,我们通用发动机的温度控制与他们还有一段差距。

现阶段,国内外通用发动机冷却系统基本采用离心式强制风冷结构。本研究通过对离心式强制风冷结构的散热片参数、冷却风系统以及其附属机构调整前后的实验数据对比,总结出通用发动机冷却系统的设计方式和方法。研究主要有两部分,第一部分以一平板式散热片模块来探讨导风板与散热片距离 C 和散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响;第二部分以一台排量为 452CC 的垂直轴发动机为基础机型来探讨导流罩的布置和不同叶轮、导风系统对散热效果的影响。通过实验数据的对比,导风板与散热片距离 C 主要会影响散热片的散热系数 α 的变化;散热片根部倒圆 R 会影响散热片根部热流的分布和导热量值;发动机导流罩布置方式的不同会影响到气缸沿圆周的温度分布和均匀度;而不同叶轮、导风系统会直接影响到发动机的整体温度,包括机油温度、缸头温度等。

通过本次研究的数据分析,合理的导风板与散热片距离 C 、偏大的散热片根部倒圆 R 、合理的发动机导流罩的布置和合适的不同叶轮、导风系统能有效的降低发动机温度,减少气缸沿圆周的温度差。对提高通用发动机可靠性具有重要的作用。

关键词: 冷却, 叶轮, 温度, 导流罩, 导风系统

ABSTRACT

In the five years of development work in general found in engine technology, the reliability of the engine market share is to ensure that the most important aspects. Statistics for many years the quality of experimental data and customer feedback, the problems caused by the temperature about 23% of all issues. Temperature is the key to engine life and reliability factors, serious damage will be a variety of high temperature lubrication of links, and lower mechanical strength of the parts, increasing the amount of pollutants discharged. Although many products through the imitation of foreign products or make some small changes can be accomplished, but the details of materials and products used in handling the problem, at this stage the overall temperature of the high domestic general engine, spark plugs (leeward side) The highest temperature can reach $250^{\circ}\text{C}\sim 280^{\circ}\text{C}$, and even test also the case have more than 300°C , the maximum temperature of the oil are $130^{\circ}\text{C}\sim 150^{\circ}\text{C}$ range. With foreign counterparts (HONDA, Kawasaki, B & S, KOHLER, etc.) compared to our general engine temperature control and there is still a gap between them.

At this stage, the engine cooling system of domestic and foreign common basic structure with air-cooled centrifugal force. The centrifugal force air through the structure of the heat sink parameter, the cooling air system and its subsidiary bodies adjust the experimental data before and after contrast, concluded a universal approach to design the engine cooling system and method. Study has two parts, the first part of a flat plate heat sink module of the louvers and the heat sink and heat sink from the root of C R on the cooling effect of rounding effects; the second part of a vertical displacement of 452CC shaft engine-based models to explore the arrangement of the shroud and different impeller, wind system cooling effect. By comparing the experimental data, the louvers and the heat sink from C mainly affects the heat sink coefficient α changes; heat sink roots rounding the roots of R will affect the heat sink and thermal distribution of heat flow values; engine shroud arrangement different ways along the circumference of the cylinder will affect the temperature distribution and uniformity; and different impeller, wind system will directly affect the overall temperature of the engine, including engine oil temperature, cylinder head temperature.

Through this study, data analysis, reasonable wind deflector and heat sink from C, is too large heat sink down roots round R, a reasonable layout of the engine shroud and appropriate different impeller, wind system can effectively reduce engine temperature,

reduce the cylinder temperature difference along the circumference. Improve the general reliability of the engine has an important role.

Key words: cooling, impeller, temperature, flow hood, ventilation system

第一章 绪论

1.1 国内外通用发动机市场及技术现状

通用汽油机使用定位是作为园林机械、小型农用机械、建筑机械和发电机组等的动力部件。通用汽油机通常有水平轴系列、垂直轴系列和小型两冲程汽油机等几个系列。国际上著名通用发动机厂商如 B&S、HONDA、KOHLER、Kawasaki 等在各型号通用汽油机领域内有着针锋相对的激烈竞争，各大厂商竞争核心是技术创新和质量。

中国通用汽油机行业产品主要集中在 1kW~8kW 的各档次二冲程、四冲程系列产品上，技术上基本还处于模仿阶段。尽管近年来通用汽油机行业得到长足的发展，但由于现实和观念问题，我国的通用汽油机还谈不上高技术，在耐久性、稳定性方面也还存在诸多问题。尤其是对通用发动机的基础性研究薄弱，导致到现在还没有形成一套自主有效的产品开发系统。

相比较来说，国外厂商各方面工作都走在前面。在售后服务方面，国外厂商都有较完善的服务体系，能迅速有效解决客户出现的问题，同时也做好质量反馈工作，使生产商能及时准确得到信息。在新产品投放上，国外厂商基本有 2~3 年的新产品储备期，能提前为市场找到落脚点。在 2011 年，国内各个通机生产商为 EPAIII 阶段而大伤脑筋时，HONDA 已经在 2006 年推出其电控型通用发动机，而 KOHLER 在 2007 年前已经推出电喷型通用发动机和水冷式通用发动机。

1.2 通用发动机强制风冷系统设计及温度控制研究现状

在国外，通用发动机生产厂商在发动机冷却方面做了大量的工作，根据具体的发动机设计出合适的冷却系统，保证在各种情况下发动机温度控制在合理的范围内。在满足冷却要求前提下，设计出降低噪声的多组不等距叶轮。对散热片导风系统也有独到的设计和考虑。

在通用发动机领域，发动机的可靠性是保证市场占有率的最重要的因素之一。多年的市场质量问题分析表明，温度是影响发动机寿命和可靠性的关键因素，温度偏高严重破坏各种润滑环节，降低各零部件的机械强度，增加机油的消耗，增大了排放污染物的量。现阶段国内设计的通用发动机整体温度偏高，火花塞(气

缸头)最高温度已经达到 $250^{\circ}\text{C}\sim 280^{\circ}\text{C}$ ，甚至测试中出现超过 300°C 的情况，机油最高温度也在 $130^{\circ}\text{C}\sim 150^{\circ}\text{C}$ 范围内。与国外同行(HONDA、Kawasaki、B & S、KOHLER 等等)相比较，国内发动机的温度控制还有一段差距。

现阶段国内外通用发动机，绝大部分采用离心式强制风冷结构，少数采用液冷方式。而离心式强制风冷结构的关键——叶轮和导风系统是企业技术层面的瓶颈，现在基本处于照搬国外样机的状态，没有自主的设计能力。通用发动机冷却的另一个关键点是气缸头和曲轴箱体(缸体)各部位散热片的布置问题，将理论分析应用于散热片的布置有一定的难度，通常还是根据以往的经验来确定。现在国外一些测试项目要求比较高，如热室测试——在环境 40°C 环境下，测试发动机性能和温度的变化，温升 ΔT 要求 $\leq 100^{\circ}\text{C}$ ，不解决上述叶轮和导风系统以及散热片布置等问题，国内的通用发动机很难达到测试要求。

1.3 本论文研究的意义

一、解决企业技术难题

通过发动机强制风冷系统的设计和研究，解决困扰企业工程技术人员关于发动机温度控制的问题，提出解决同类型问题的方法和实施步骤。

二、提高产品的质量

虽然中国还不是一个生产强国，但在冶金、橡胶、注塑、模具、铸造、冲压、焊接、车、钳、铣、刨、磨以及数控柔性加工等在方面都形成了相当强的生产能力。在这些工业基础上，利用在通用发动机强制风冷系统的设计成果，制造出质量更稳定可靠的产品，提高产品的市场竞争力。

三、形成自主知识产权的相关产品

利用在通用发动机强制风冷系统的设计成果，设计出具有自主知识产权的相关产品，提高产品的保护力度。

1.4 本文的研究思路及方案

一、研究思路

本次研究拟解决的关键问题有：

- ① 散热片形状和尺寸参数的确定；
- ② 叶轮和导风系统参数的确定；

③ 总结通用发动机强制风冷系统的设计方法。

根据本次研究拟解决的关键问题，从以下几个方法开展研究：

1.设计理论的归纳总结

由于叶轮设计属于离心通风机领域，专业性强，牵涉流体力学、噪声学等学科知识，已掌握的基础知识不能满足实际设计需要。因此，还需要对有关专业进行学习和研究，掌握主要设计理论及设计参数确定方法。查阅国内外有关方面的论文、专著等，了解现阶段的发展状况，做到设计高起点，高要求。

2.国外产品的分析研究并与设计理论相比较

由于国内尚未形成一套自主可行的方法，通过对国外参照产品进行分析研究，增强对理论的理解。根据对比的情况，可以看出国外产品的设计思想及国内产品存在问题，例如制造问题对产品的影响，飞边对气流的影响等等。

3.自主设计产品的验证和修正

结合企业产品的需要，设计出自主产品。对产品进行全方面的测试，比较实测和理论值的差别和特点，找出差异的具体原因，得出设计过程中的注意问题，对前期的设计方法和方案进行修正，使下一次设计避免这些问题的出现。逐步形成自主的设计方法和流程，保障产品设计的合理和有效。

二、实施方案

在现在的有关风冷发动机冷却系统设计的文献和资料中，主要是针对风冷柴油发动机的研究和探讨，而对通用发动机强制冷却系统的研究很少。但在多年通用发动机开发设计中，我深刻体会到冷却系统对于发动机污染物排放、可靠性和耐久性的重要性。

现阶段，国内外通用发动机冷却系统基本采用离心式强制风冷结构，少数采用液冷方式。本研究希望通过对离心式强制风冷结构的散热片参数、冷却风系统以及其附属机构调整前后的实验数据对比总结一些通用发动机冷却系统的设计方式和方法。研究主要有两部分，第一部分以一平板式散热片模块来探讨导风板与散热片距离 C 和散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响；第二部分以一台排量为 452CC 的垂直轴发动机为基础机型来探讨导流罩的布置和不同叶轮、导风系统对散热效果的影响。

最后，通过整理对比各种实验数据，分析其变化趋势，找出以后有益于设计的出发点和方案。

第二章 通用发动机冷却系统的研究方法

2.1 通用发动机的散热和散热片的研究方法

2.1.1 发动机的散热和散热片

发动机的冷却系统根据使用的冷却介质的不同，基本分为风冷发动机和液冷发动机。由于风冷发动机结构简单、质量轻、使用维修方便等特点，现在通用发动机基本采用风冷结构。

在风冷发动机中，由于气缸内的燃气向外界冷却空气的传热过程是一个非常复杂的过程，为计算方便，将这一过程分为三个步：

- ①燃气向气缸内壁传热；
- ②气缸内壁向气缸外壁的导热；
- ③气缸外壁向冷却空气的传热。

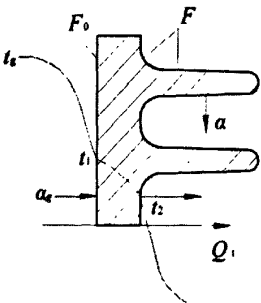


图 2-1 散热过程

一、燃气向气缸内壁传热

发动机气缸内的传热是一个非常复杂的过程。在一个工程循环中气体与气缸内壁的传热过程存在巨大的差异。在进气过程中，进入气缸内的可燃混合气温度低于气缸内壁温度，这时内壁将向可燃混合气传热，直至压缩过程到某一点结束。随着可燃混合气被压缩，其温度不断提高，当其温度高于气缸内壁时，可燃混合气开始向内壁传热，由于混合气会在气缸中运动，这一过程是一个复杂的对流换热过程。在燃烧过程中产生的高温燃气会通过对流放热、气体辐射和火焰辐射对气缸内壁传热，这一个过程更为复杂。在做功（膨胀）和排气过程中，燃气温度较高，这两个过程都是燃气向气缸内壁传热。

气缸内的传热是对流换热和辐射换热的周期变化过程。这一过程中,工质向缸壁的放热系数 α_g 是评价这一个过程非常重要的指标。放热系数 α_g 与工质的运动速度、压力、温度以及内壁面形状和温度等因素有关。放热系数 α_g 可用以下经验公式进行近似计算:

①Nusselt (努赛尔) 公式^[1]:

$$\alpha_g = 1.166 \sqrt[3]{p^2 t_g (1 + 1.24 c_m)} + 0.421 \frac{\left(\frac{t_g}{100}\right)^4 - \left(\frac{t_a}{100}\right)^4}{t_g - t_a} \quad (2-1)$$

式中 p ——燃气瞬时压力;

t_g ——工质瞬时温度;

t_a ——冷却空气温度;

c_m ——活塞平均速度。

②Eichelbreg (艾切尔伯格) 公式^[2]:

$$\alpha_g = 2.44 \sqrt[3]{c_m} \sqrt{p t_g} \quad (2-2)$$

Eichelbreg 公式与 Nusselt 公式比较,温度指数值增大,压力指数值减小,而活塞平均速度的影响用 1/3 次方。该公式计算所得的结果对低速发动机是合适的,但对于高速发动机就显得偏低。由于 Eichelbreg 公式简便,一般适用性较好,所以此公式还被广泛采用。对于高速发动机,公式中的系数可以适当加大。

现在放热系数 α_g 的经验公式很多,它们都各自适合所试验的机型,不能普遍适用。

二、气缸内壁向气缸外壁的导热

气缸内壁向气缸外壁的导热,其方向与温度下降的方向是一致的。假设沿气缸高度和圆周具有相同的温度,则热流具有径向的方向。但是,温度无论是沿高度或沿圆周均不相等。由于这种情况,其热流实际上不是径向的,而是由三个分量组成,即径向热流、轴向热流和切向热流。一般情况下,轴向热流和切向热流分量相加约为径向热流分量的 1/5~1/10。因此,在大多情况下,轴向热流和切向热流分量可以略去不计。

当气缸的外径与内径之比小于 2 时,则缸壁曲率的影响可以忽略不计,可以根据平壁导热公式来计算由气缸内壁向气缸外壁所传导的热量^[3]:

$$Q_2 = F_0 \lambda (t_1 - t_2) / \delta \quad (2-3)$$

式中 δ ——壁厚。

三、气缸外壁向冷却空气的传热

在没有散热片情况下,从气缸外壁向冷却空气的热量为:

$$Q_3 = F_0 \alpha_a (t_2 - t_a) \quad (2-4)$$

式中 α_a ——气缸外壁向冷却空气的放热系数；

t_a ——气缸外部冷却空气温度。

四、气缸内燃气向气缸外冷却空气的总传热

从气缸内燃气向气缸外冷却空气的总传热量为：

$$Q = K F_0 (t_g - t_a) \quad (2-5)$$

式中 K ——总传热系数。

根据传热学公式推算，对气缸外壁表面（含有散热片）来说，则总传热系数^[4]为：

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_g} \frac{F}{F_0} + \frac{\delta}{\lambda} \frac{F}{F_0} + \frac{1}{\alpha_a}} \quad (2-6)$$

五、散热片的传热

散热片与冷却空气之间的换热过程是流体与固体壁面直接接触的对流换热。散热片向冷却空气的传热量，除了与散热片本身的结构参数有关外，还与散热片周围的空气流场分布情况有着重要的关系。

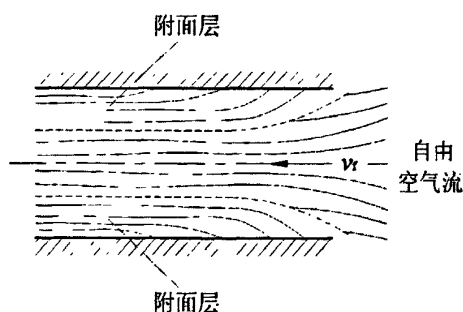


图 2-2 散热片间通道入口处气流

当冷却空气流过两相邻的散热片时，可以看作空气流过平板的流动过程，见图 2-2。在两相邻的散热片之间的气流由气流中心和两个层流附面层组成，气流中心的流动情况随着冷却空气流速改变而变化，一般为紊流，其平均速度较高，而附面层流速较低。层流层中的热交换以热传导为主，而空气导热性很差，因此，附面层越薄，气流中心层越厚时，由散热片向气流的传热就越强，反之则越弱。

因而常常以临界附面层的厚度来确定散热片的间隙。经测试，在空气流速为 40m/s 时，两附面层的总厚度约为 2mm，若设计的散热片间距小于 2.5mm，则传热效率会明显下降^[5]。

由散热片向冷却空气的传热量，可以用下式表示^[6]：

$$Q = F\alpha_f (t_m - t_a) \quad (2-7)$$

式中 F ——散热片表面积;
 α_f ——散热片的放热系数;
 t_m ——散热片平均温度;
 t_a ——冷却空气温度。

α_f 可以按以下公式计算:

1、按相似准则计算^[7]:

从散热片传向冷却空气的放热系数,可用由圆管研究试验所得出的公式来估算:

$$\alpha_f = 0.024 \frac{\lambda}{d} \left(\frac{\omega d}{\gamma} \right)^{0.8} \left(\frac{\lambda}{d} \right)^{0.37} \quad (\text{W/m}^2 \cdot \text{K}) \quad (2-8)$$

$$d = 4F/l_f \quad \alpha = \lambda / (c_p \cdot \rho)$$

式中 d ——当量直径 (m);
 F ——散热片间通道截面积 (m²);
 l_f ——通道截面周边长 (m);
 λ ——空气导热系数 $\lambda=0.02477\text{W/m}\cdot\text{h}\cdot\text{K}$;
 α ——导温系数 (m²/s);
 c_p ——空气的定压比热容 (J/kg·K);
 γ ——空气的运动粘度 $\gamma=\eta/\rho$, (m²/s);
 η ——空气的动力粘度 (Pa·s);
 ρ ——空气的密度 $\rho=1.235\text{ kg/m}^3$;
 ω ——通过散热片间隙的空气平均流速 (m/s)。

2、经验计算公式计算^[8]:

$$\alpha_f = 240.7[0.0247-0.00372(l^0.8/p^{0.4})]w^{0.73} \quad \text{W/m}^2 \cdot \text{K} \quad (2-9)$$

式中 l ——散热片的高度 (cm);
 p ——散热片的节距 (cm);
 w ——冷却空气的速度 (km/h)。

计算出散热片的放热系数 α_f 后,即可计算出散热片的散热量 Q 。

对流换热过程是一个非常复杂的过程,放热系数是研究这一过程重要参数,由于放热系数与流体的种类、温度、流动速度以及通道的形状和大小等因素相关,这样造成很多经验公式只能适用于所实验的机型。但这些经验公式的结果有助于对传热过程和散热片设计有所帮助。

根据大量的实验研究，影响散热片放热系数的因素很多，可以归纳如下：

- ①根据冷却方式的不同，散热片高度对放热系数的影响：在自然通风冷却情况下，散热片高度的增加将使散热片间距内的冷却空气流速降低， α_f 也随之下降。
- ②散热片间距给定后，在相当大的方位内，散热片的厚度并不影响放热系数 α_f ，这是因为间距不变情况下，流动的几何特征尺寸没有变化。因此认为散热片厚度不影响放热系数 α_f 是一个非常好的近似。
- ③冷却空气流速 v_f 对放热系数有很多大的影响。一般情况下 α_f 随冷却空气流速 v_f 的 0.75 次方而增加，因此提高空气流速是提高 α_f 的有效途径之一。
- ④随着气缸直径的变化，层流和紊流边界层所占的表面之比也要变化，这使得放热系数 α_f 也发生变化。一般对某一缸径发动机所实测的 α_f 值，不能应用于其它缸径的发动机上。若用相似准则表示，那么放热系数依赖于气缸平均直径 D_m ，其关系为^[9]：

$$\alpha_f \propto 1/D_m^{0.3}$$

⑤散热片间距 S 是影响放热系数 α_f 的重要因素。如果间距非常小，将不会形成紊流流动， α_f 明显下降，这使得换热大为削弱。图 2-3 给出冷却空气流速不同时 α_f 随散热片间距的变化，由图可以看出 α_f 随间距的增加而提高。

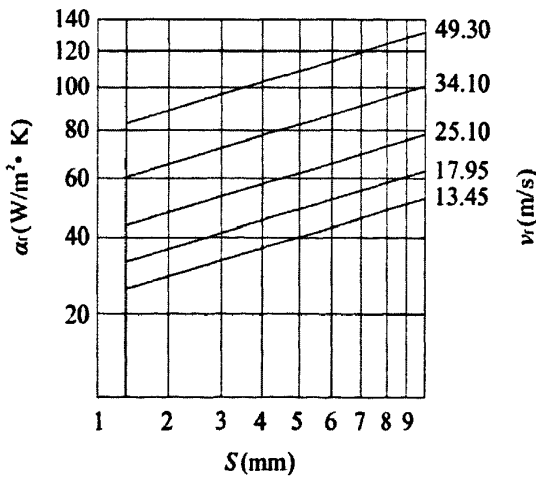


图 2-3 不同流速下，放热系数随散热片间距的变化^[10]

六、散热片的设计

风冷发动机气缸外壁和散热片向冷却空气的散热，主要是靠散热片的散热。要使发动机工作可靠，必须进行冷却，使其保持一定的温度状态，并根据散热片向冷却空气散发的热量进行散热片的合理设计。

散热片的设计要求主要是：冷却空气流过散热片时，空气阻力要求最小；散

热片的材料应具有良好的导热性能，以取得较高的散热效率；尽量节省材料；散热片要有一定的机械强度，且便于制造。

散热片的主要结构参数见图 2-4。图中 L 为散热片高度， P 为散热片的节距， S 为散热片的间距； δ_m 为散热片厚度。

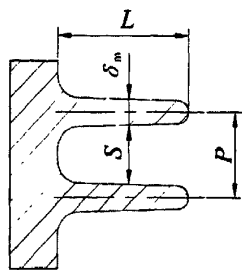


图 2-4 散热片主要结构参数

现代风冷发动机散热片的主要结构参数及散热片尺寸见表 2-1。

表 2-1 散热片主要结构参数^[1] (mm)

散热片 结构参数	铝合金		铸铁	
	气缸盖	气缸体	气缸盖	气缸体
散热片高度 L	15~75	15~35	15~50	14~30
散热片节距 P	3.5~8	3.5~8	6~12	6~12
两散热片间距 S	2~6	2~6	4~8	4~8
散热片厚度 δ_m	1.5~2.5	1.5~2.5	2~4	2~4

散热片的断面形状可以为抛物线形、三角形、矩形和梯形。从传热角度考虑，抛物线形是最理想的散热片形状。抛物线形的散热片沿剖面纵方向的热梯度一定，散热效率高，并且风道阻力小，材料得到最有效的利用。但实用上，鉴于散热片剖面形状对散热效率影响有限（一般不超过 8%），因此，选用时往往主要考虑结构、工艺上的可能性。抛物线型由于制造困难，实际上不采用。通常采用梯形和矩形散热片，用梯形的更多。

散热片高度的设计，不仅受到发动机总体尺寸的限制，而且也受到材料导热性能的影响。一般在不增加总体尺寸的前提下，其高度尺寸应尽可能大些，但是当制作散热片的材料导热性较差时，往往过高的散热片并不能起到良好的冷却作用，因此，散热片高度是有一定限制的。

散热片的节距对散热效果影响较大,采用较小的节距,可以使散热面积增加。但是过小的散热片节距,不一定能达到良好的散热效果。由于过小的节距使得空气流动阻力增加,相邻散热片之间气体层流靠近,紊流层减薄,使散热片散热效果变差。在设计散热片时,其节距可以设计成相等的或不相等的。

2.1.2 散热片传热的计算

在风冷发动机中,散热问题是一个非常重要而且复杂的问题。要对散热片的放热量做精确的计算,特别是气道空气阻力的计算,是非常困难的。因此,在设计风冷发动机时,要广泛地利用同类型发动机的统计资料和试验资料。但还是可以用计算方法来估算散热片表面尺寸,进一步为确定散热片形状提供参考。

一、冷却介质必须带走的热量以及所需冷却空气的估算

为了使发动机工作可靠,必须对发动机进行必要的冷却,使它保持一定的温度状态。由冷却空气所带走的热量可以有下列经验公式估算^[12]:

$$Q = AbP_e h_u / 3600 \quad (\text{kJ/s}) \quad (2-10)$$

式中 A ——传给冷却系统的热量占燃料热能的百分数,发动机是汽油机时, $A=0.20\sim0.27$;

B ——燃料消耗率 ($\text{kg/kW}\cdot\text{h}$);

P_e ——功率 (kW);

h_u ——燃料低热值,对于汽油可取 44000 kJ/kg 。

已知所需散热量后,可以估算所需的冷却空气量:

$$G_a = Q/[c_p(t_{a2} - t_{a1})] \quad (\text{kg/s}) \quad (2-11)$$

式中 c_p ——空气定压比热容,取 $1.047 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$;

t_{a1} ——流向散热片的冷却空气的温度;

t_{a2} ——离开散热片的冷却空气的温度。

设 ρ_a 为空气的密度,则得到冷却空气的容积流量:

$$V_a = Q/[\rho_a c_p(t_{a2} - t_{a1})] \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (2-12)$$

二、气缸散热性能的估算

在散热片结构尺寸设计以后,应该验算气缸的散热量,检验其能否与所需散热量相适应。

散热面平均换热系数 α 为^[13]:

$$\alpha = (54.5121 - 51.7907L^{0.8}/P^{0.4}) v_r \quad (\text{kJ/m}^2\cdot\text{h}\cdot\text{K}) \quad (2-13)$$

式中 v_r ——冷却风速 (m/s)。

当量换热系数 α' 为:

$$\alpha' = \alpha/P [\alpha \text{thmh}' (1 + h' / D_2)/m] + S] \quad (\text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}) \quad (2-14)$$

$$m = 2\alpha/\lambda_p \delta_m$$

$$h' = h + \delta_m/2 \quad (\text{m})$$

式中 λ_p ——散热片材料的热导率, 铸铁为 $190 \sim 210 \text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$, 铝合金为 $525 \sim 630 \text{kJ/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}$;

h' ——散热片当量高度;

thmh' ——双曲函数。

换热系数计算后, 则气缸散热量为:

$$Q_t = Q_1 + Q_2 \quad (2-15)$$

Q_1 为气缸盖散热量:

$$Q_1 = F_1 i \alpha' (t_{1m} - t_{fm})$$

Q_2 为气缸体散热量:

$$Q_2 = F_2 i \alpha' (t_{2m} - t_{fm})$$

$$t_{fm} = (t_a + t_b)/2 = t_a + \Delta t/2$$

式中 F_1 、 F_2 ——气缸盖和气缸体外壁基本表面积, 即未布置散热片时的表面积;

t_{1m} 、 t_{2m} ——燃料消耗率 ($\text{kg/kW} \cdot \text{h}$); 气缸盖和气缸体散热片根部平均温度, 通常取铝合金 $t_{1m} = 150^\circ\text{C}$, $t_{2m} = 110^\circ\text{C}$, 铸铁 $t_{1m} = 180^\circ\text{C}$, $t_{2m} = 130^\circ\text{C}$;

t_{fm} ——冷却通道中冷去空气的平均温度;

t_a 、 t_b ——散热片通道空气进出口温度;

Δt ——流过散热片通道时, 冷却空气的温升, 气缸盖为 $40 \sim 70^\circ\text{C}$, 气缸体为 60°C , 一般估算时, Δt 可取为 40°C ;

i ——气缸数。

2.2 通用发动机冷却风扇的相关研究

2.2.1 发动机风冷系

由于风冷发动机表面空气通道阻力较水冷系统高, 因而风冷发动机中要求风扇有较高的压力。目前大排量的风冷发动机广泛采用轴流式风扇, 以保证其冷却效果。

针对通用发动机结构布置和维修简单的要求,离心式风扇在这一领域被广泛采用。现在国内对强制式风冷发动机的风冷系统的研究资料很有限,尤其以发动机冷却基础上探讨离心式冷却风扇的设计更少。

2.2.2 发动机冷却风扇

由于针对发动机风冷系统中的离心式叶轮的设计资料有限,因此本研究从离心通风机领域入手,了解离心式风扇的一般计算方法和特性。虽然通风机领域和发动机冷却领域对于离心式风扇具体要求有一些不相同,但可以作为发动机冷却领域的设计参考。

一、叶片出口角对离心式风扇的影响

在离心式风扇的几何参数中,叶片的出口角 β_{b2} 是一个非常重要的参数。它对叶轮的压力、功率和效率都有很大的影响。

1. β_{b2} 对叶轮压力的影响

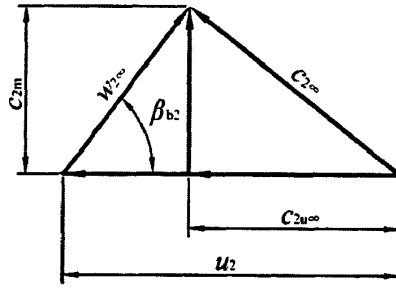


图 2-5 叶片出口速度三角形

从图 2-5 所示的叶片出口速度三角形,算得:

$$P_{T\infty} = \rho u_2 c_{2\infty} = \rho u_2 (u_2 - c_{2m} \cot \beta_{b2}) \quad (2-16)$$

出口的子午速度一般为径向,故风扇的理论流量可按下公式计算:

$$Q_T = \pi D_2 b_2 c_{2m} \quad (2-17)$$

变换后为

$$c_{2m} = Q_T / (\pi D_2 b_2) \quad (2-18)$$

式中 D_2 ——叶轮的直径;

b_2 ——叶轮出口宽度。

将上式代入式 (2-16) 得:

$$P_{T\infty} = \rho u_2^2 - \rho u_2 Q_T / (\pi D_2 b_2 c_{2m} \tan \beta_{b2}) \quad (2-19)$$

在叶轮的几何尺寸一定、转速一定情况下,由式 (2-19) 可知, $P_{T\infty}$ 与 Q_T 是

线形关系，如图 2-6 所示。

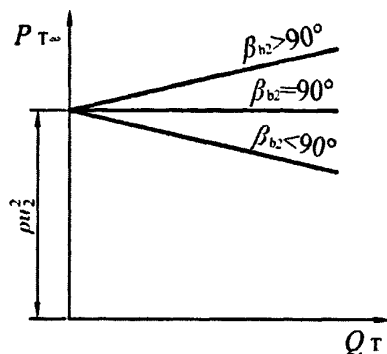


图 2-6 不同 β_{b2} 时 $P_{T\infty}$ 与 Q_T 的关系^[14]

当 $\beta_{b2}=90^\circ$ 即为径向叶轮时，式 2-19 中的 $\tan\beta_{b2} = \infty$ ，得： $P_{T\infty} = \rho u_2^2$ 。

压力线是通过纵坐标轴上的点 ρu_2^2 平行于横坐标轴的一条直线，这时 $P_{T\infty}$ 不随 Q_T 改变。

当 $\beta_{b2} > 90^\circ$ 即为前向叶轮时， $\tan\beta_{b2}$ 为负值，这时 $P_{T\infty}$ 随 Q_T 的增大而增大，压力线是通过纵坐标轴上的点 ρu_2^2 并向上倾斜的直线。

当 $\beta_{b2} < 90^\circ$ 即为后向叶轮时， $\tan\beta_{b2}$ 为正值，这时 $P_{T\infty}$ 随 Q_T 的增大而减小，压力线是通过纵坐标轴上的点 ρu_2^2 并向下倾斜的直线。

由图 2-6 可以看出，在相同流量时，前向叶轮的压力最高，后向叶轮最低，径向叶轮介于两者之间。

2. β_{b2} 对叶轮功率的影响

叶轮的理论功率为：

$$N_T = P_{T\infty} \cdot Q_T \quad (2-20)$$

将式 2-17 代入上式得：

$$N_T = \rho u_2^2 Q_T - \rho u_2^2 Q_T^2 / (\pi D_2 b_2 c_{2m} \tan\beta_{b2}) \quad (2-21)$$

根据式 2-21 可以绘制出叶轮的功率线图 2-7。

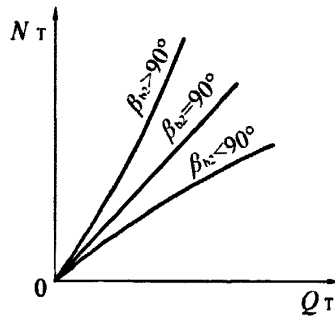


图 2-7 不同 β_{b2} 时 N_T 与 Q_T 的关系^[15]

当 $\beta_{b2}=90^\circ$ 时, 功率线是通过坐标原点的一条直线。当 $\beta_{b2}>90^\circ$ 或 $\beta_{b2}<90^\circ$ 时, 功率线则为通过坐标原点而分布在直线上面或下面的抛物线。

从图 2-7 中可以得出, 当叶轮流量 Q_T 增大时, 前向叶轮的功率急剧增加, 而后向叶轮的功率增加缓慢。

3. β_{b2} 对叶轮效率的影响

由于叶轮的效率涉及到各种损耗, 不能简单的说明。在这里只能简要的论述一下 β_{b2} 对叶轮效率的影响。

图 2-8 为不同 β_{b2} 时叶轮的叶片形状和叶片出口速度图。

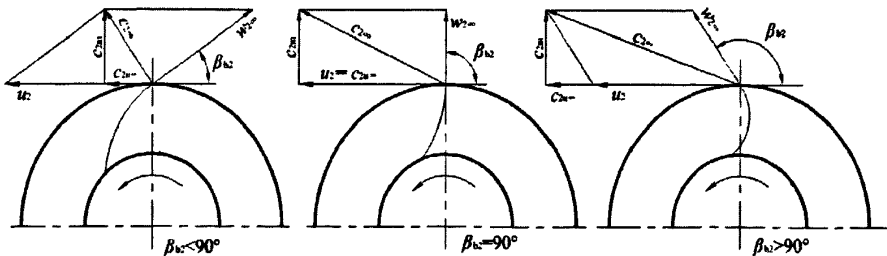


图 2-8 不同 β_{b2} 时的叶片形状和出口速度图^[16]

从叶片形状来分析, 后向叶轮的流道较平滑, 气体在其中流动的阻力损失小; 前向叶片有拐弯, 流道的形状不理想, 阻力损失大, 径向叶片介于两者之间。所以后向叶轮的效率高, 而前向叶轮的效率低。

从出口速度图来分析, 在 c_{2m} 相等即流量相同情况下, 前向叶轮的 $c_{2u\infty} > u_2$, 后向叶轮的 $c_{2u\infty} < u_2$, 径向叶轮的 $c_{2u\infty} = u_2$ 。根据 $Q = 1 - c_{2u\infty} / (2u_2)$, 由于后向叶轮的 $c_{2u\infty}$ 最小, 反作用度 Q 值最大, 因此在扩压部分变动压为静压的过程中的损失最小。而前向叶轮的 Q 值最小, 因此扩压部分变动压为静压的过程中的损

失最大。这是后向叶轮效率高于前向叶轮的另一个原因。

由于后向叶轮的效率高，大功率的叶轮多采用后向叶片。对于转速或叶轮圆周速度受到一定条件限制，而又要求有较高压力的中小型叶轮用途来说，常常会采用前向叶片。

二、叶轮回转面内的二元无黏流动

离心叶轮内的实际流动情况比上述理想的一元流动复杂得多，所以进行二元无黏流动分析是必要的。

由于叶轮回转面内的二元无黏流动的受力和速度分析过程复杂，这里不做详细说明。如图 2-9 所示，叶片压力面和吸力面的速度分布。

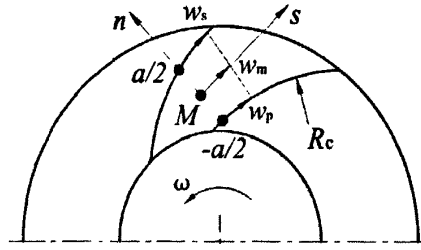


图 2-9 叶道内速度分布

叶道的宽度为 a ，中点 M 处， $n=0$ 。 $n = -a/2$ 处为叶片的工作面（又称压力面）； $n = a/2$ 处为叶片的非工作面（又称吸力面）。

后向叶轮叶道截面上的相对速度为：

$$w = w_m(1 - n/R_c) + 2\omega n \quad (2-22)$$

以 $n = -a/2$ 代入式 2-22，得到压力面上的相对速度：

$$w_p = w_m - a(\omega - w_m/2R_c) \quad (2-23)$$

以 $n = a/2$ 代入式 2-22，得到吸力面上的相对速度：

$$w_s = w_m + a(\omega - w_m/2R_c) \quad (2-24)$$

式 2-23 和式 2-24 中， $\omega - w_m/2R_c$ 一般为正值，对比式 2-23 和式 2-24 得 $w_s > w_p$ ，即吸力面上的速度大于压力面上速度。从式 2-23 还可看出，当叶轮的流量小到一定程度，以至 $w_m < a(\omega - w_m/2R_c)$ 时， w_p 为负值，也就是说，在压力面上将产生倒流现象^[17]。

由相对运动的伯努利方程可知，因为叶片压力面上的速度小于吸力面上的速度，所以压力面上的静压大于吸力面上的静压，也就是说叶片的两面产生压力差，这也是叶轮能够把能量传递给流体的根本原因。

同理推导前向叶轮中叶道截面上的相对速度为：

$$w = w_m(1 + n/Rc) + 2\omega n \quad (2-25)$$

压力面上的相对速度:

$$w_p = w_m - a(\omega + w_m / 2Rc) \quad (2-26)$$

吸力面上的相对速度:

$$w_s = w_m + a(\omega + w_m / 2Rc) \quad (2-27)$$

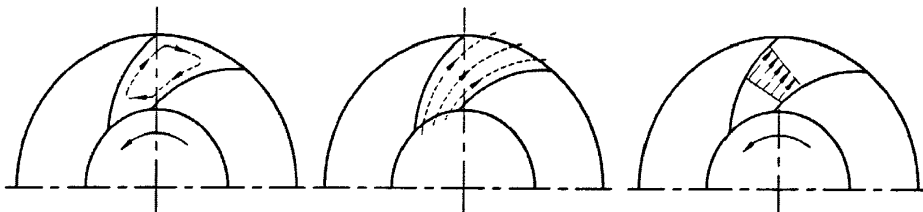
将式 2-25、式 2-26、式 2-27 与 2-22、式 2-23、式 2-24 对比可以看出, 前向叶轮流道截面上相对速度分布的不均匀程度比后向叶轮的不均匀程度大, 而且前向叶轮叶片两面的压力差大于后向叶轮。

三、有限叶片数对叶轮的影响

根据回转面内的二元无黏流动的分析, 叶道截面上沿周向的相对速度分布是不均匀的, 而根据无限多叶片数叶道的分析沿周向的相对速度是相等的。造成这种速度的不均匀是由于有限叶片数所引起的。

如将叶轮内外周围封闭, 当叶轮旋转时, 在两叶片之间会产生如图 2-10 (a) 所示的轴向涡流。图 2-10 (b) 为假想敞开叶轮不旋转时的流动情况。图 2-10 (c) 表示敞开叶轮旋转时叶道内某截面上的相对速度分布。很明显,

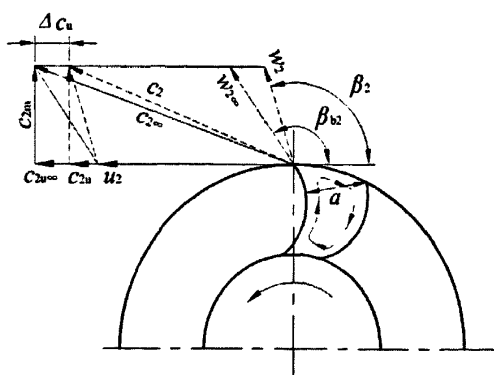
图 2-10 (a) 和 (b) 中的速度分布合成以后即为图 2-10 (c) 中的速度分布。



(a) 封闭叶道中的轴向涡流 (b) 开口叶道中的相对流动 (c) 旋转叶道中流动

图 2-10 气体在叶道中的流动^[18]

由于轴向涡流的存在使得叶道出口相对速度的方向偏转一个角度, 而不是沿叶片的切线方向流出。图 2-11 中的 β_{b2} 为叶片的出口角, $w_{2\infty}$ 为无限多叶片时的出口相对速度, w_2 为有限叶片数时的出口相对速度, β_2 为偏转后的气流角。绝对周向分速度便由 $c_{2u\infty}$ 变为 c_{2u} 。

图 2-11 叶道轴向涡流的影响^[19]

无限多叶片数的理论压力为：

$$P_{T\infty} = \rho u_2 c_{2u\infty} \quad (2-28)$$

同理，有限叶片数的理论压力为：

$$P_T = \rho u_2 c_{2u} \quad (2-29)$$

因为 $c_{2u} < c_{2u\infty}$ ，所以 $P_T < P_{T\infty}$ ，即有限叶片数引起理论压力的降低。有限叶片数时的理论压力与无限多叶片数时理论压力之比为：

$$\mu = P_T / P_{T\infty} = c_{2u} / c_{2u\infty} = 1 - \Delta C_u / c_{2u\infty} \quad (2-30)$$

式中 $\Delta C_u = c_{2u\infty} - c_{2u}$

μ 称为环流系数或者滑移系数。压力的降低是由于绝对周向速度滑移所造成的。需要说明的是有限叶片数压力的降低并无任何能量损失，所以下降后的压力 P_T 仍为理论压力。

由于实际问题的多样性和复杂性，前人提出许多计算滑移系数的公式和方法。

(1) 斯托多拉 (Stodola) 方法^[20]

斯托认为有限叶片数时叶道出口气流周向绝对分速的减小是由于轴向涡流所引起的，并假设此轴向涡流相当于以叶道出口宽度 a 为直径角速度为 ω 的旋转运行。

斯托多拉公式：

$$\mu = 1 - \frac{u_2 \pi \sin \beta_{b2}}{Z(u_2 - \frac{Q_r}{\pi D_2 b_2 \tan \beta_{b2}})} \quad (2-31)$$

式中 Z —— 叶片数。

推到此公式时未考虑出口叶片曲率会引起离心离的影响。后弯叶片的曲率半径较大，比较接近此假设。此外，该方法未考虑叶道径向深度的影响。 D_1/D_2 值

的大小会影响出口的流动状态。当叶道较长叶片数较多时，径向深度的变化对叶道出口处流动的影响较小。因此叶道较长、叶片数较多的后向叶轮采用斯托多拉方法比较准确。

(2) 爱克 (B.Eck) 方法^[21]

爱克认为，出后处的相对速度由 w_{2m} 变为 w_2 是由于以叶道出口宽度 a 为一边的正方体的旋转所引起的。

其滑移系数公式为：

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{\pi D_2^2 b_2 \sin \beta_{b2}}{8SZ}} \quad (2-32)$$

对于轮盖与轮盘平行的叶轮，有

$$S = \frac{b_2}{8} D_2^2 \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]$$

结果：

$$\mu = \frac{1}{1 + \sin \beta_{b2} \frac{\pi}{Z \left[1 - \left(\frac{D_1}{D_2} \right)^2 \right]}} \quad (2-33)$$

对于轮盖倾斜的叶轮，有

$$S = \left(R_2 + \frac{R_2 - R_1}{3} \frac{2b_1 + b_2}{b_1 + b_2} \right) \frac{b_1 + b_2}{2} (R_2 - R_1)$$

对于 c_m =常数即 R_b =常数的叶轮，

$$S = R_2 b_2 (R_2 - R_1)$$

根据式 (2-33) 计算出的 μ 值在 $30^\circ < \beta_{b2} < 50^\circ$ 的范围内与实际情况相吻合。当 $\beta_{b2} > 50^\circ$ 时误差将增大。实验证明^[22]，对于轮盖与轮盘平行的叶轮，用 $1.5 + (1.1\beta_{b2}/90^\circ)$ 代替式 (2-30) 中的 $\pi \sin \beta_{b2}$ ，其计算结果与实验值较一致。这时，式 (2-30) 变为：

$$\mu = \frac{1}{1 + \frac{1.5 + (1.1\beta_{b2}/90^\circ)}{Z \left[1 - \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right]}} \quad (2-34)$$

该式适用于 $20^\circ < \beta_{b2} < 170^\circ$ 的范围内。

(3) ЦАГИ 方法^[23]

该方法重点是先求出叶片出口气流偏斜后的角度 β_2 ，而后在计算出 c_{2u} 和滑移系数 μ ，ЦАГИ 方法提出的计算 β_2 的经验公式为：

$$\cos\beta_2 = \cos\beta_{b2} + k c_{2u\infty}/(Z u_2) \tag{2-35}$$

系数 k 的值视叶片的形式和叶片入口气流冲角为正或为负而定，值见表 2-2。

表 2-2 k 的值

项 目	正冲角时	负冲角时
前向叶轮	4	6
径向叶轮	3	8
后向叶轮	2	6~8

斯托多拉公式 (2-31) 和爱克提出的公式 (2-32) 都是按照无黏流动理论导出的。爱克提出的公式 (2-34) 和 ЦАГИ 提出的公式 (2-35) 是半经验和经验公式，已考虑到黏性的影响。斯托多拉公式 (2-31) 和爱克提出的公式 (2-32) 只适用于后向叶轮，爱克提出的公式 (2-34) 和 ЦАГИ 提出的公式 (2-35) 可用于各种形式的叶轮。

上述计算滑移系数的方法都欠准确。人们试图找出更准确的计算方法。文献^[24]论述了用 Stanitz 快速近似法计算出叶片表面速度分布后求滑移系数的方法。对三个叶片型线不同其他参数都相同的叶轮计算出滑移系数 μ 值与实验测得值的误差，多数情况下较按斯托多拉公式和爱克公式计算出的 μ 值的误差小一些。文献^[25]介绍了对不同叶片数 $\beta_{b2}=150^\circ$ 的前向叶轮，用快速近似法计算出叶片表面速度分布后求 μ 值与按 ЦАГИ 方法计算的结果较接近，与实验值的误差也较小。但这些计算方法较复杂，应用不便。

有限叶片数除对压力影响外，由于叶片厚度的存在，使得叶道的截面积减小，对流量产生影响。考虑叶片厚度后的理论流量计算公式为：

$$Q_{\tau} = \pi D_2 b_2 \tau_2 c_{2m} = \pi D_1 b_1 \tau_1 c_{1m} \tag{2-36}$$

式中 τ_1 ——叶道入口截面堵塞系数；

τ_2 ——叶道出口截面堵塞系数。

从图 2-12 看出，叶片出口圆周上的厚度为 $\delta_2/\sin\beta_{b2}$ ，叶片入口圆周上的厚度为 $\delta_1/\sin\beta_{b1}$ ， δ_2 和 δ_1 为叶道出口和入口处叶片的厚度。一般情况下， $\delta_2=\delta_1$ 。

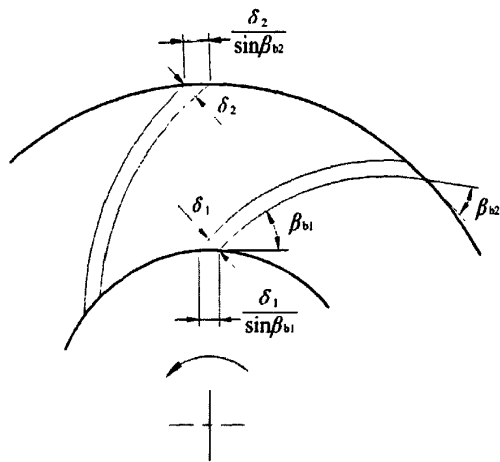


图 2-12 叶片的入口和出口

叶道出口处的栅距为：

$$t_2 = \pi D_2 / Z$$

叶道出口截面的堵塞系数为：

$$\tau_2 = (t_2 - \delta_2 / \sin \beta_{b2}) / t_2 \tag{2-37}$$

同理，叶道入口截面的堵塞系数为：

$$\tau_1 = (t_1 - \delta_1 / \sin \beta_{b1}) / t_1 \tag{2-38}$$

四、叶轮的设计

由于叶轮设计中涉及的问题非常多，为了能简单方便的设计出叶轮的初样，可以从以下几方面来讨论叶轮的设计。经过实验后对其设计进行一定的修改，以达到设计目标。

1. 转速、叶轮出口角和叶轮外径的确定

在进行通风机设计设计时，可根据经验，参考图 2-13 中反映 β_{b2} 与压力、功率的关系，结合实际使用情况，确定叶片的形式。

选定转速 n 后，可先选取叶片出口角度 β_{b2} ，因为它是影响通风机性能的一个极其重要的参数。根据 β_{b2} 的大小，叶片分为后向、径向和前向三种形状。

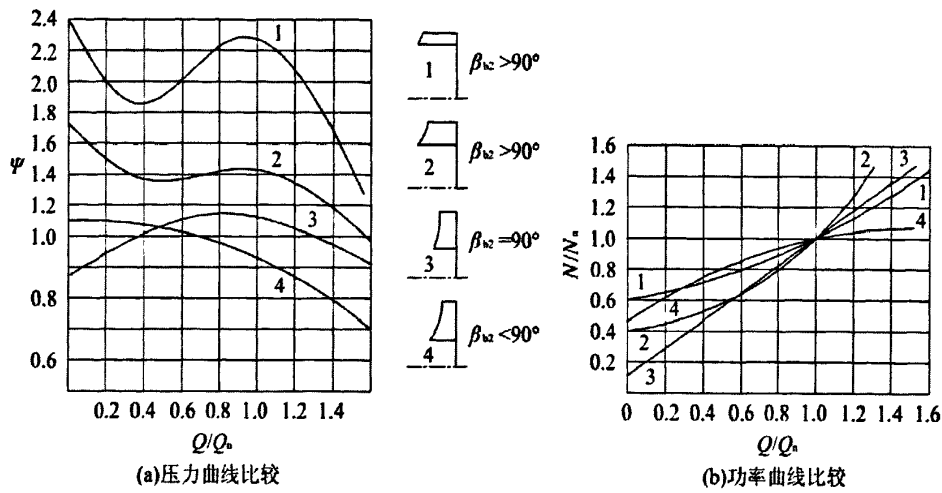


图 2-13 叶片出口角度不同时，压力曲线与功率曲线的比较^[26]

在确定和后，可计算叶轮的圆周速度 u_2 ：

$$u_2 = \sqrt{\frac{2P}{\rho\psi}} \tag{2-39}$$

式中 P ——通风机压力；
 ρ ——气体密度，当介质为空气时，取 $\rho=1.235\text{kg/m}^3$ ；
 ψ ——压力系数。

根据不同的压力系数，可按照下面的范围预测出 β_{b2} 值^[27]。

- $\beta_{b2} \leq 90^\circ$ 时， $\psi = 1.2 \sim 1.4$
- $90^\circ < \beta_{b2} < 150^\circ$ 时， $\psi = 1.4 \sim 2.2$
- $\beta_{b2} > 150^\circ$ 时， $\psi = 2.2 \sim 2.8$

如果计算出的 u_2 值过大，不但噪声过大，还受到叶轮强度的限制。必要时可增大定的 β_{b2} ，以降低 u_2 。

u_2 确定后，计算出叶轮外直径 D_2 ：

$$D_2 = 60 \ u_2 / (\pi n) \tag{2-40}$$

2.叶片入口宽度的确定

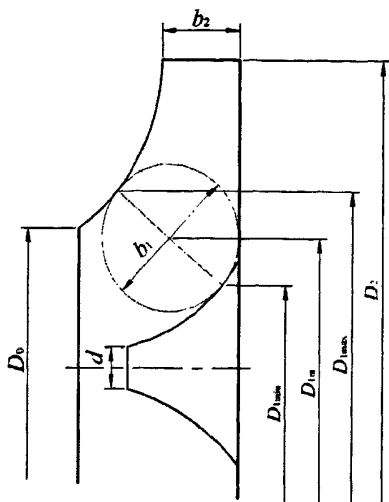


图 2-14 叶轮的几何参数

$$b_1 = \frac{D_1}{4}(1-v^2) \frac{\mu_0 c_0}{\mu_1 c'_{1m}} \quad (2-41)$$

令 $\xi_1 = c'_{1m}/c_0$, 则得:

$$b_1 = \frac{D_1}{4}(1-v^2) \frac{\mu_0}{\mu_1 \xi_1} \quad (2-42)$$

式中 D_1 ——叶片入口处平均直径, $D_1 \approx D_0$;

v ——毂径比, $v = d/D_0$;

c_0 ——入口气流轴向速度;

c'_{1m} ——叶道入口前的气流子午速度;

μ_0 ——叶轮入口截面气流充满系数;

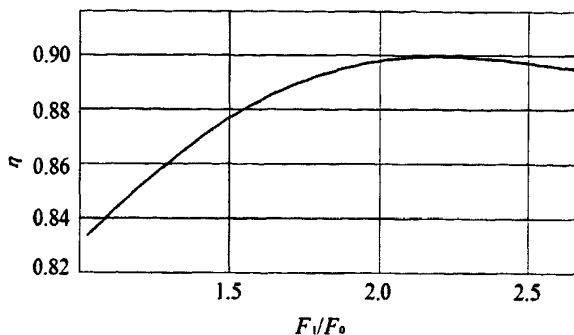
对于自由入口的光滑锥弧形集流器, $\mu_0=1$; 对于自由入口的锥形集流器, $\mu_0=0.9\sim 0.95$; 对于带进气箱的筒形入口, $\mu_0=0.8\sim 0.9$ 或更低^[23]。

μ_1 ——叶道入口前截面气流充满系数。

对于后向叶轮, $\mu_1=0.85\sim 0.95$; 对于前向叶轮, $\mu_1=0.7\sim 0.9$ ^[28]。弧形或锥形轮盖, 取高值; 平轮盖, 取低值。

大量高效率离心通风机的统计数据^[29]表明: 大多情况下, $\xi_1 = c'_{1m}/c_0 < 1$ 。

根据高效率的后向通风机的统计资料得出的通风机效率与面积比 F_1/F_0 的关系曲线, 如图 2-15 所示^[26]。 F_1 和 F_0 分别为叶轮入口截面面积和叶道入口截面面积。由图可以看出, $\eta > 80\%$ 的通风机的叶道入口截面面积远远大于叶轮入口截面面积, 即 ξ_1 值远远小于 1。

图 2-15 $F1/F0$ 与通风机最大效率的关系

对于前向叶轮，叶片宽度较窄， D_0 值也较小，气流由轴向变为径向的过程中，曲率较大，易于产生边界层分离。如果流速降低过多，将加剧这种分离。按量应选取大一些，大量数据表明许多较高效率的前向通风机的 ζ_i 值都较大。

待叶片入口直径 D_1 确定后，即可根据通风机的结构特点选取适当的 μ_0 、 μ_1 和 ζ_i ，按照式 (2-42) 计算出叶片入口宽度 b_1 。

3. 叶轮入口直径的确定

确定叶轮入口直径 D_0 的原则是尽可能使叶轮内的流动损失最小。

以下是一种计算 D_0 的公式：

$$D_0 = k_3 \sqrt[3]{\frac{Q_n}{n\mu_0\eta_v(1-v^2)}} \quad (2-43)$$

式中 η_v ——容积效率；

$$k = 3.25 \sqrt[6]{\frac{\zeta_i + \zeta_r + \zeta_i^2 \zeta_b}{\zeta_b}}$$

ζ_i ——进气装置的损失系数，对形状良好的进气箱， $\zeta_i = 0.1 \sim 0.4$ ^[30]，对于轴向自由进气， $\zeta_i = 0$ ；

ζ_r ——叶轮内轴向变径向拐弯处的损失系数，对前向叶轮， $\zeta_r = 0.2 \sim 0.4$ ，对后向叶轮， $\zeta_r = 0.2 \sim 0.3$ ^[28]；

ζ_b ——叶道内的损失系数，对前向叶轮， $\zeta_b = 0.3 \sim 0.4$ ，对后向叶轮， $\zeta_b = 0.2 \sim 0.3$ ^[28]。

4. 叶片入口角的确定

由于叶片入口角 β_{b1} 受到预旋、叶道入口前速度分布不均匀和冲角的影响，其确定需要多方面综合考虑。

(1) 预旋的影响

对于预旋，引入一个参数：预旋系数 φ_1 。

不计预旋的后向叶轮的气流角 β'_{1x} 一般在 30° 左右，取 $\beta'_{1x}=30^\circ$ ， $\tan\beta'_{1x}=0.577$ 。计入预旋后气流角的增加值为：

$$\Delta\beta'_{1x}=\beta'_{1x}-\beta'_{1x}$$

不同的值时 $\Delta\beta'_{1x}$ 的计算结果如表 2-3。

表 2-3 $\Delta\beta'_{1x}$ 的计算

φ_1	0.05	0.10	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40
$1-\varphi_1$	0.95	0.90	0.85	0.80	0.75	0.70	0.65	0.60
$0.577/(1-\varphi_1)$	0.607	0.641	0.679	0.721	0.769	0.824	0.887	0.962
β'_{1x}°	31.3	32.7	34.2	35.8	37.6	39.5	41.6	43.9
$\Delta\beta'_{1x}^\circ$	1.3	2.7	4.2	5.8	7.6	9.5	11.0	13.9

(2) 叶道入口前速度分布不均匀的影响

图 2-16 表示气体在叶道入口前子午面上的速度分布。图中 $c'_{1m\max}$ 为轮盖处的子午速度， $c'_{1m\min}$ 为轮盘处的子午速度。速度分布不均匀使轮盖处的气流角增大，轮盘出的气流角减小。为了减小气流角这种明显差别，通常采用叶片入口处斜切的方法，不需要全部改变叶片入口角，如图 2-16 中所示。

(3) 冲角的影响

对于后向叶轮，按照叶片入口角绝对速度为径向的气流角 β'_{1x} 选取冲角时，如不计预旋，似应选取不大的负冲角或零冲角，但由于预选的存在，一般主张选取一定的正冲角。有的主张 $i=0^\circ \sim 5^\circ$ [27]，有的主张 $i=3^\circ \sim 16^\circ$ [31]。

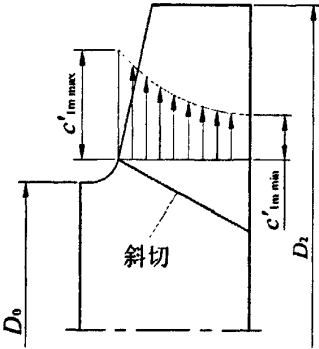


图 2-16 叶片入口前速度分布

而对于前向叶轮则不然。由于前向叶轮的流道要拐弯，会引起较大的边界层分离。为了减小这种分离，需要减小拐弯处的曲率，应选取较大的叶片入口角，即取较大的正冲角。这样做，虽然会增加叶片入口的冲击损失，但可以更多地减小叶道内的流动损失，反而提高叶轮的流动效率。一般资料介绍 β_{b1} 应在 $40^\circ \sim 60^\circ$ 的范围内。

5. 叶片数的确定

叶片数 Z 对通风机的性能有较大的影响。叶片数与滑移系数和叶道内的流动损失密切相关。叶片数增多，可减小叶道内轴向涡流的强度，使滑移系数值增大，提高了通风机的压力系数。叶道内的流动损失主要来自两方面：一是摩擦损失；二是边界层分离引起的涡旋损失，叶片数增多时，旋涡损失减小，摩擦损失增加；叶片数减小时，旋涡损失增加，摩擦损失减小。当中必有一种流动损失为最小的最佳叶片数。

对于后向叶轮来说，可以使用下式来计算叶片数：

$$Z = \pi \sigma \frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \sin \frac{\beta_{b1} + \beta_{b2}}{2} \quad (2-44)$$

式中 σ ——叶栅密度

σ 可以根据以下经验公式计算^[32]：

$$\sigma = 0.5 + 1.7 \sin \beta_{b2}$$

在其他条件相同的情况下，前向叶轮与后向叶轮比较，应该有较多的叶片数。后向叶轮流道中的损失以摩擦损失为主，旋涡损失较小；而前向叶轮单个叶片的载荷大，二次流的影响大，且流道拐弯处的曲率大，流道中的旋涡损失较大。叶片数增加时，摩擦损失增大，后向叶轮的效率会降低，前向叶轮中虽然摩擦损失增大，但旋涡损失将大幅度降低。此外，增加叶片数可增加滑移系数，因而提高了压力。

现有性能较好的前向通风机的叶片数都等于 12 或大于 12。

对于前向叶轮来说，可以使用下式来计算叶片数：

$$Z = 2.1 \sigma \frac{R_2 + R_1}{R_2 - R_1} \quad (2-45)$$

式中 $\sigma = 2.2 \sim 3.5$ ^[14]

6. 叶片出口宽度及轮盖形状的确定

叶片出口宽度 b_2 的大小与出口速度的大小和方向有关。通风机的流动损失很大程度上决定于出口速度。为了减小叶轮内的损失，要求出口相对速度不宜降

低过多；为了减小蜗壳内的损失，则希望 ω_2 不要过高；两者是互相矛盾的。叶片宽度的大小还与轮盖形状有关。轮盖形状的好坏，对通风机的性能有明显影响。此外出口相对宽度 b_2/D_2 还与通风机压力曲线的形状有关。因此，如何确定 b_2 是需要多方面考虑的一个问题。

对于前向叶轮，叶道拐弯处的叶片角 β_b 为 90° 。拐弯前气流是减速的，拐弯后是加速的。此外，前向叶轮的反作用度较后向叶轮小得多，扩压部分的流动损失很大，适当加大叶片出口宽度 b_2 以减小出口后的绝对速度，对提高通风机的效率是有利的。

五、叶轮蜗壳外周型线设计

蜗壳的任务是将离开叶轮的气体导向蜗壳出口，并将部分动压转变为静压。蜗壳内的流动十分复杂，气体沿着蜗壳流动的同时，不断有气体从叶轮进入蜗壳，是一个连续的过程。此外叶轮出口气流的不均匀性和气体黏性的影响使蜗壳内的流动更加复杂。蜗壳型线的设计不仅直接影响到蜗壳内的流动损失，还对相应叶轮的气动性能有反影响。

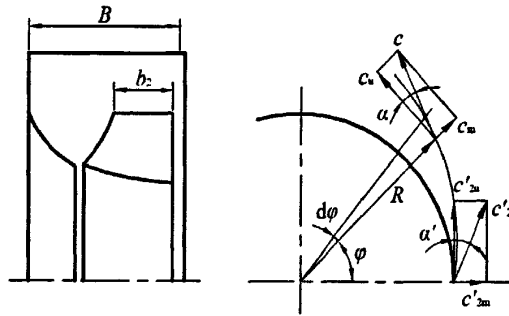


图 2-17 气体在机壳内的流动

根据推导得：

$$R = R_2 e^{\frac{Q}{2\pi B c_{2u} R_2} \phi} = R_2 e^{\tan \alpha'_2 \frac{b_2}{B} \phi} \quad (2-46)$$

式中 R_2 ——叶道出口半径；
 b_2 ——蜗壳宽度；
 b_2 ——叶片出口宽度；
 c'_{2u} ——叶道出口后周向速度；
 α'_2 ——叶道出口后气流角。

式 (2-46) 表面气体微团的运动轨迹为一对数螺旋线。对于每个 ϕ 值都可得到一个 R 值，把各点连起来就是蜗壳的型线，如图 2-17 所示。截面 a-a 称为蜗壳终了截面，A 称为终了截面的张开度。

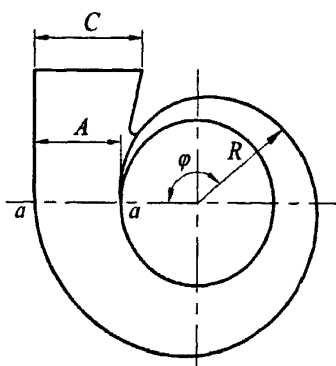


图 2-18 对数螺旋线机壳

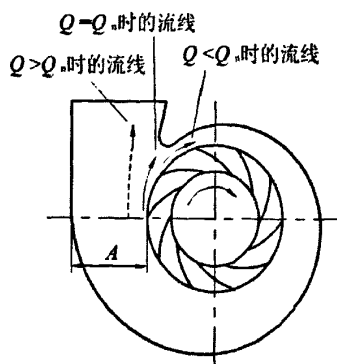


图 2-19 气体在非额定工况时的情况

式 (2-44) 中的流量为额定流量 Q_n 。按式 (2-44) 绘制的蜗壳只适用于额定工况。从图 2-19 中得知：当流量 $Q > Q_n$ 时，叶轮出口附近的流线将背离叶轮旋转方向倾斜，因此一部分气体未进入蜗壳的螺形部分，而直接流向出口。结果在蜗壳内内螺形部分里的流动情况与额定工况下的流动情况基本一致。当流量 $Q < Q_n$ 时，将有一部分气体不流向出口，而重新进入蜗壳的螺形部分，使螺形部分的流动情况与额定工况下的流动情况基本一致。可见，不论流量大于或小于额定流量，螺形部分内的速度几乎不变。

阿基米德螺旋线方程：

$$A_\varphi = R_2 m \varphi \quad (2-47)$$

$$R = R_2 + R_2 m \varphi \quad (2-48)$$

式中 $m = b \tan \alpha' / B = Q_n / (2\pi B c' z_u R_2)$

在实际使用中，常常采用正方形法和不等距方形法绘制蜗壳的型线，如图 2-20 和图 2-21 所示。

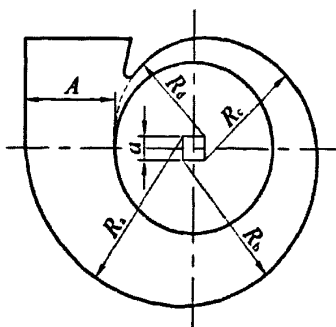


图 2-20 用正方形绘制的机壳

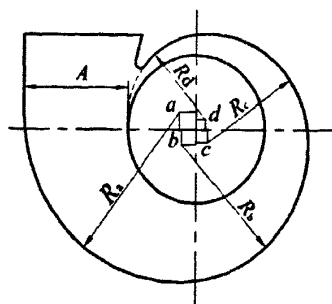


图 2-21 用不等距方形绘制的机壳

六、叶轮蜗壳蜗舌和蜗壳出口的设计

蜗舌是用以防止一部分气体在蜗壳内循环流动的。蜗舌可分为平舌（即无

舌)、短舌、深舌和尖舌四种,如图 2-22 所示。

从图 2-23 看出^[33],有舌时通风机的效率大幅度提高,压力也有所增加。随着比转速的增大,蜗舌对通风机性能的影响逐渐降低。

蜗舌越深,它与叶轮出口间的间隙越小,蜗壳螺形部分与蜗壳出口间的泄漏量越小,对提高通风机的效率和压力有利,但噪声增大,且效率曲线变陡,使合理工作区减小。采用最多是短舌和深舌。短舌多用于高比转速的通风机。采用短舌时效率曲线平坦,合理工作区较大。深舌多用于低比转速的通风机。

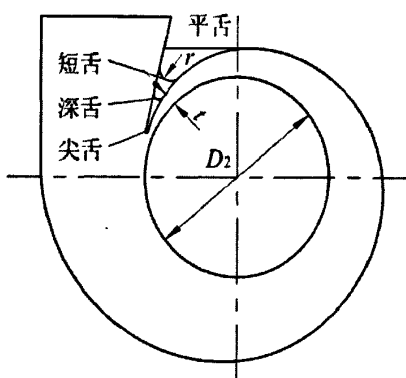


图 2-22 各种不同的蜗舌

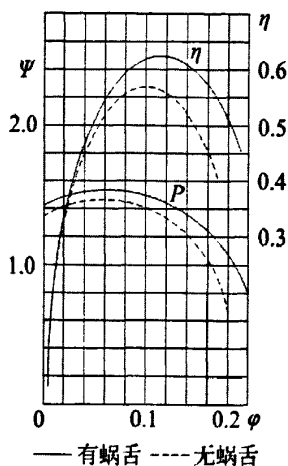


图 2-23 蜗舌对通风机性能的影响

蜗舌顶端与叶轮外圆周的间隙为 t , 如图 2-22 中所示, t 值一般为:

$$t = (0.05 \sim 0.10) D_2 \quad (2-49)$$

蜗舌顶端圆弧的半径为 r , 如图 2-22 中所示, r 值一般为:

$$r = (0.03 \sim 0.05) D_2 \quad (2-50)$$

式 (2-49) 和式 (2-50) 中的系数, 大型通风机取低值, 小型通风机取高值。

间隙 t 不但影响通风机的气动性能, 对噪声的影响更大。图 2-24 表示蜗舌间隙变化与 A 声级 L_A 的关系^[26]。当蜗舌间隙小时噪声很高, 随着间隙的增大, 噪声将下降。由于蜗舌间隙的不同, 同一台通风机在最佳工况点的 A 声级相差达到 18dB(A)。

蜗舌顶端半径 r 的变化对通风机的气动性能无明显影响, 但对噪声的噪声却不能忽视。图 2-25 表示蜗舌顶端半径变化对噪声的影响。从图可见, 最大相差可达 6dB(A)。

对于蜗壳出口的设计, 参考图 2-26, 蜗壳出口截面积为 CB , 蜗壳终了处截面积为 AB , B 为蜗壳宽度。两截面积的比值一般为: $C/A=1.3 \sim 1.4$ 。

随着蜗壳出口面积的增大，通风机的静压增加，但在很多情况下出口速度仍过大。为了提高这部分能量的利用，常常在蜗壳出口后增设一段扩压管。

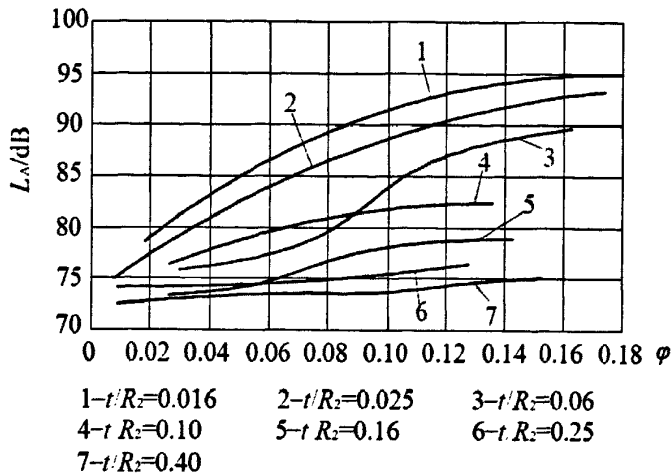


图 2-24 蜗舌间隙对噪声的影响

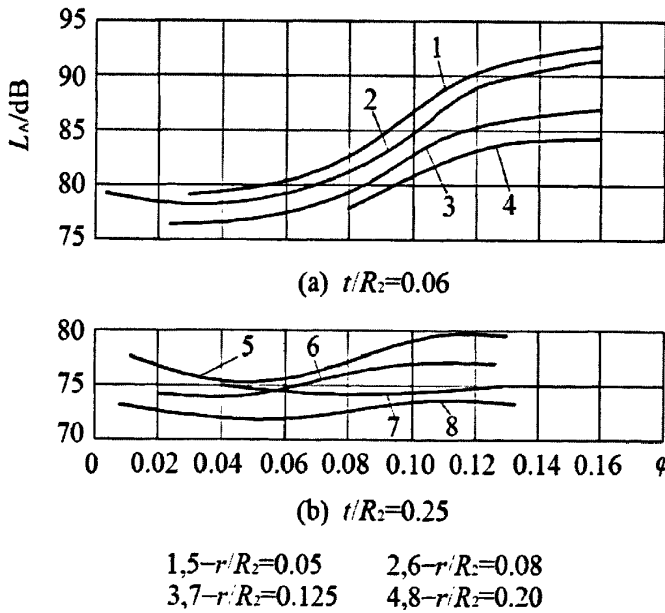


图 2-25 蜗舌尖部半径对噪声影响

图 2-26 中的 cd 段即为扩压管。蜗壳出口气流通常向着叶轮旋转方向偏斜，因此扩压管的扩散角应朝着叶轮旋转方向，扩散角 θ 一般为 $6^\circ \sim 8^\circ$ 。为了减小扩压管的长度，可将扩散角 θ 加大到 12° 。扩压管的宽度可与蜗壳宽度 B 相等或逐渐扩大。

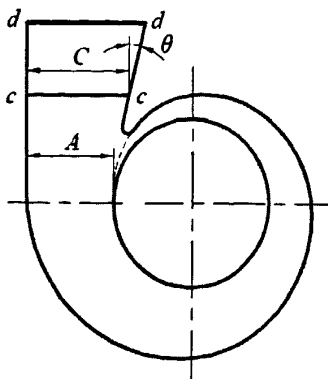


图 2-26 蜗壳出口

七、叶轮的噪声特性及控制方法

叶轮在正常运转条件下的噪声主要由旋转噪声和涡流噪声组成。

旋转噪声又称为离散频率噪声，它的发生机理有二：一是由于叶轮上的叶片打击周围空气，引起气体的压力脉动而产生噪声；二是由于叶轮叶道出口处往往会出现脱流区，气流很不均匀。这种不均匀的气流周期性作用于周围介质或蜗壳上产生压力脉动而形成的噪声。

旋转噪声的频率为：

$$f = nZi/60 \text{ (Hz)} \quad (2-51)$$

式中 n ——叶轮的转速，r/min；

Z ——叶片数；

$i=1, 2, 3 \dots$ ，谐波序号，1 为基频。

基频的噪声强度最强，高次频的强度依次减弱。

涡流噪声主要是由于随机脉动力使气体发生扰动形成压缩和稀疏过程产生的，它是一种宽频带连续谱。涡流噪声的主要来源是：

① 叶轮和蜗壳等流道表面上的气流形成湍流边界层，边界层内湍流的脉动压力产生噪声。

② 边界层发展到一定程度与壁面分离，形成脱流区，将造成较大的压力脉动。叶轮叶道出口表面容易形成脱流区，这也是涡流噪声的主要来源之一。

③ 叶轮盖和轮盘边界层中，由叶片工作面的高压区向非工作面的低压区流动形成的二次流会产生涡流噪声。

④ 叶轮轮盖与入口集流器间径向间隙内的气流流动会产生涡流噪声。

⑤ 叶轮入口前的前导器内与叶片入口前的拐弯处气流不均匀产生的噪声。

上述各种涡流噪声中边界层分离引起的噪声和径向间隙内引起的噪声是主要的, 其他各项噪声一般较低。

以下是有关如何降低叶轮噪声的一些思考:

(1) 增大叶片出口角降低圆周速度[34]。

(2) 精心设计蜗壳的舌部。

(3) 采用旋转扩压器。

(4) 叶道入口和出口采用整流网格。

(5) 叶轮采用倾斜叶片。

(6) 叶片穿孔。

(7) 采用不相等的叶片间距, 可以降低基频的声功率, 但不能降低总声能, 可以使基频的声能分布到较宽的频率的范围内, 并且可以使基频的峰值移到低频部分, 从而使通风机噪声的干扰能力大大降低, 但采用此法将引起通风机效率降低。

2.3 本章小结

在发动机运转时, 直接与高温燃气相接触的零部件(如气缸盖、气缸体、活塞、气门等)受到强烈的加热, 如果不加以适当的冷却, 会使发动机过热, 充气系数下降, 燃烧不正常(早燃、爆燃), 机油变质和烧损, 运动零件的摩擦和磨损加剧, 引起发动机的动力性、经济性、污染物排放、可靠性和耐久性全面恶化。

通常经发动机冷却系统带走的热量约占燃料总热量的 25%~30%左右。对于通用发动机, 冷却系统以采用强制风冷式居多。

对于风冷发动机, 首先要保证气缸体和气缸盖上的散热片有足够的散热面积。由于受到进排气口分布情况、冷却气流的组织分布等的因素的影响, 常常无法准确的计算出所需要的散热片。通常可以用比散热表面积来评价散热面积是否足够。根据相关资料, 对于通用发动机单位功率散热表面积为 $250\sim 400\text{cm}^2/\text{kW}$, 升排量散热表面积为 $3000\sim 5000\text{cm}^2/\text{L}$ 。散热表面积是一个非常重要的参数, 但同时也需要了解能影响散热性的其他参数(如散热系数、流速)对整个冷却系统的作用。

冷却系统除了散热片外, 叶轮及导风系统的设计是一个关键。本研究从离心通风机领域入手, 了解离心式风扇的一般计算方法和特性。对于后面的发动机冷却系统试验研究中有关叶轮和导风系统的重新设计起到指导性作用。虽然通风机领域和发动机冷却领域对于离心式风扇具体要求有一些不相同, 但可以作为发动

机冷却领域的设计参考。

第三章 通用发动机冷却系统的试验研究

在上一章研究的基础上，再以一个平板式散热片模块以及一台 452CC 的垂直轴通用发动机为基础进行了 4 个方面的研究试验：导风板与散热片距离 C 对散热效果的影响；散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响；导流罩布置方式对散热效果的影响；不同叶轮、导风系统对散热效果的影响。

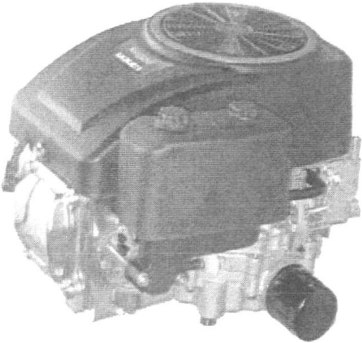
3.1 实验设备、实验载体

3.1.1 实验设备

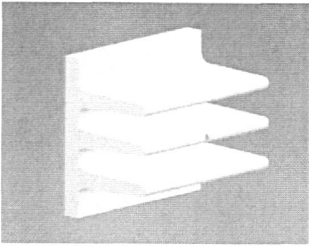
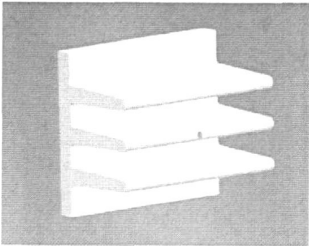
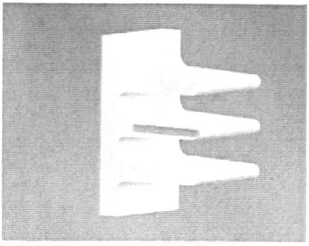
序号	设备名称	型号	生产商
1	垂直轴发动机测试台	VACD-22kW	天津科达
2	机油温度传感器	-30℃~400℃	天津科达
3	缸头温度传感器	-30℃~400℃	天津科达
4	风速仪	testo 435	德国德图（testo）
5	压力表	PG-100-102VP	日本 COPAL
6	深度游标卡尺	150mm	成都成量
7	电流表	30A-DC	
8	电压表	100V-DC	
9	电阻丝	铁铬铝电热合金	
10	可调电阻	0~50Ω	
11	高温陶瓷板	5mm	自制

3.1.2 实验载体

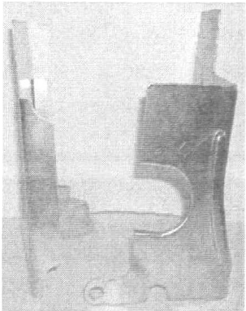
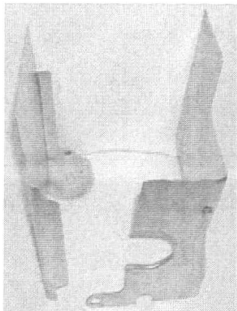
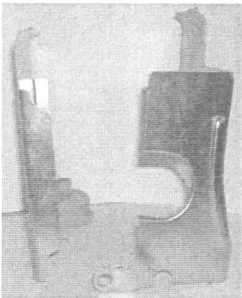
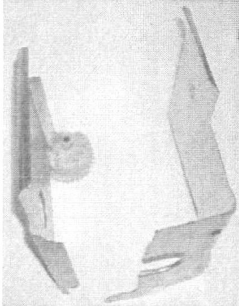
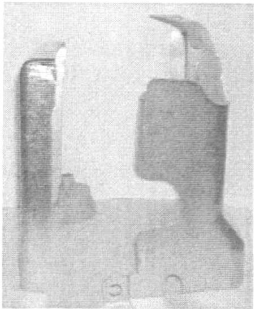
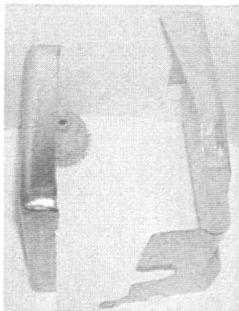
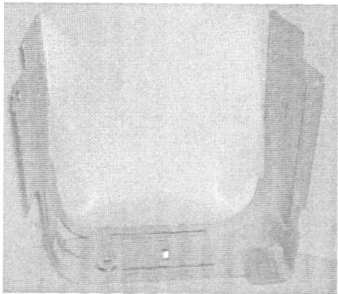
1. 垂直轴发动机（LONCIN）

型号	LC1P92F-1	图片
排量	452CC	
最大功率	10.0kW/3600rpm	
最大扭矩	28N•m/2600rpm	
状态	量产	

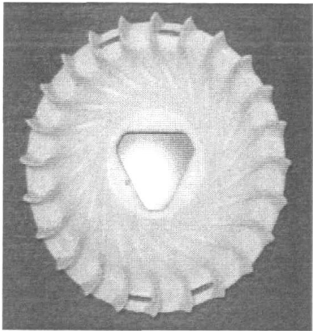
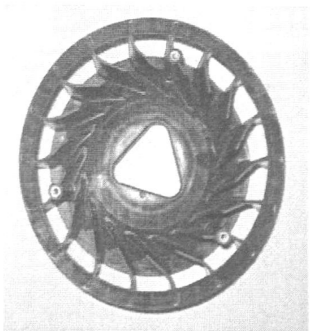
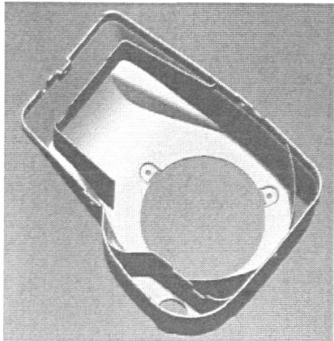
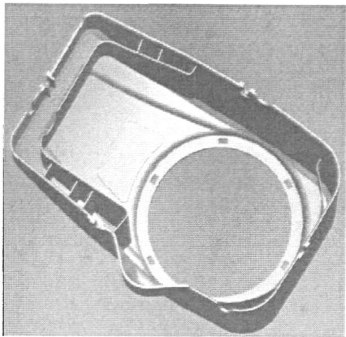
2. 平板散热片

散热片根部倒圆为 R3 外观图	
散热片根部倒圆为 R1 外观图	
测量点剖面图	

3. 不同布置方式的左右导流罩

布置方式一		
布置方式二		
布置方式三		
布置方式四		

4. 不同叶轮、导风系统（外罩）

	原状态	新设计
叶轮		
导风系统（外罩）		

3.2 冷却系统相关部件设计方案及试验方法

3.2.1 导风板与散热片距离 C 设计方案及试验方法

本实验采用平板散热片模块来探讨导风板与散热片距离 C 对散热效果的影响。

实验装置的设计方案如图 3-1 所示：

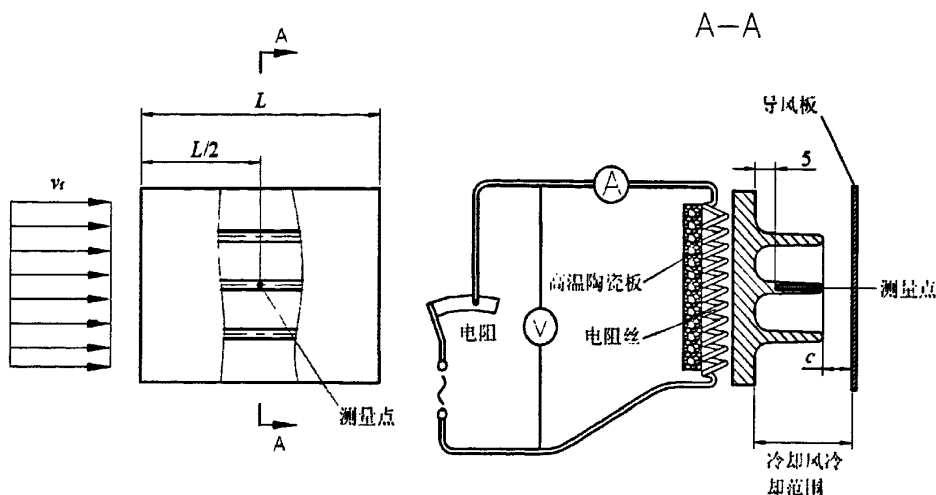


图 3-1 导风板与散热片距离 C 对散热效果的影响实验装置

实验方法:

- ① 将整套实验装置置于恒温 ($20 \pm 2^\circ\text{C}$) 空间内;
- ② 在散热片内距表面 5 mm 处安装一个温度测量点, 如图 3-1 所示;
- ③ 调整导风板位置, 确定一个导风板与散热片距离 C , 并固定导风板;
- ④ 启动均匀的恒流速 v_f (20m/s) 冷却风 (注: 冷却风采用压缩空气整流得到) 对散热片冷却, 但冷却风不能直接吹向电阻丝;
- ⑤ 对电阻丝进行通电 (恒电压), 调节电阻, 使电阻丝达到 10A 稳定电流;
- ⑥ 在电阻丝通电分别在 60S、90S、120S、150S、180S 时记录测量点的温度;
- ⑦ 测量完后, 用冷却风将整套测试装置进行冷却直至达到恒温空间温度 ($20 \pm 2^\circ\text{C}$).
- ⑧ 改变导风板与散热片距离 C (0、2.5、5、7.5、10 mm), 并固定导风板。重复④~⑦步骤, 但电阻丝通电电流和电压不变, 并记录温度数据。

3.2.2 散热片根部倒圆 R 设计方案及试验方法

本实验采用平板散热片的结构来验证散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响。实验装置的设计方案如图 3-2 所示。

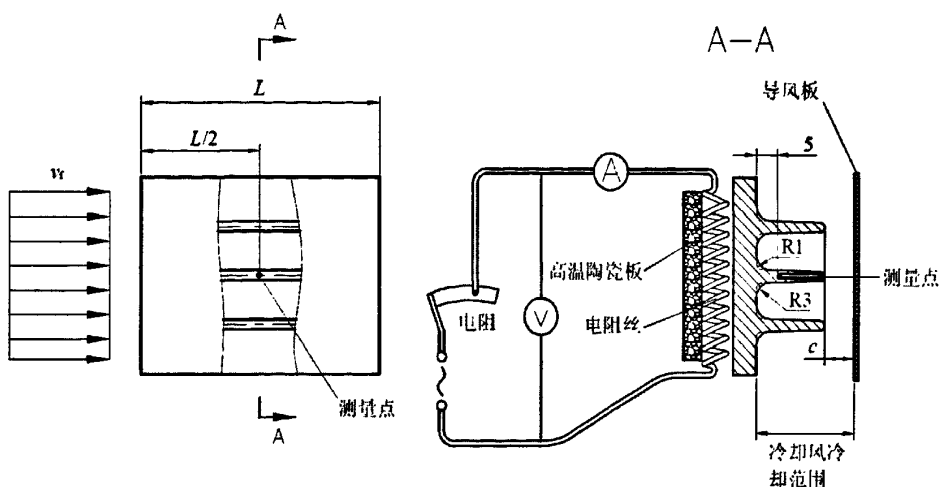


图 3-2 散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响实验装置

实验步骤:

- ① 将整套实验装置置于恒温 ($20\pm 2^{\circ}\text{C}$) 空间内;
- ② 在散热片内距表面 5 mm 处安装一个温度测量点, 如图 3-2 所示;
- ③ 调整导风板位置, 确定一个导风板与散热片距离 C , 并固定导风板;
- ④ 启动均匀的恒流速 w (20m/s) 冷却风 (注: 冷却风采用压缩空气整流得到) 对散热片冷却, 但冷却风不能直接吹向电阻丝;
- ⑤ 对电阻丝进行通电 (恒电压), 调节电阻, 使电阻丝达到 10A 稳定电流;
- ⑥ 在电阻丝通电分别在 60S、90S、120S、150S、180S 时记录测量点的温度;
- ⑦ 测量完后, 用冷却风将整套测试装置进行冷却直至达到恒温空间温度 ($20\pm 2^{\circ}\text{C}$);
- ⑧ 通过 NC 机加工方法, 将散热片根部倒圆 R 由 3 mm 修改为 1 mm;
- ⑨ 重复④~⑥步骤, 但电阻丝通电电流和电压不变, 并记录温度数据。

3.2.3 导流罩的布置设计方案及试验方法

本实验采用整机 (LC1P92F-1) 来验证不同导流罩对散热效果的影响。实验装置的设计方案如图 3-3 所示。

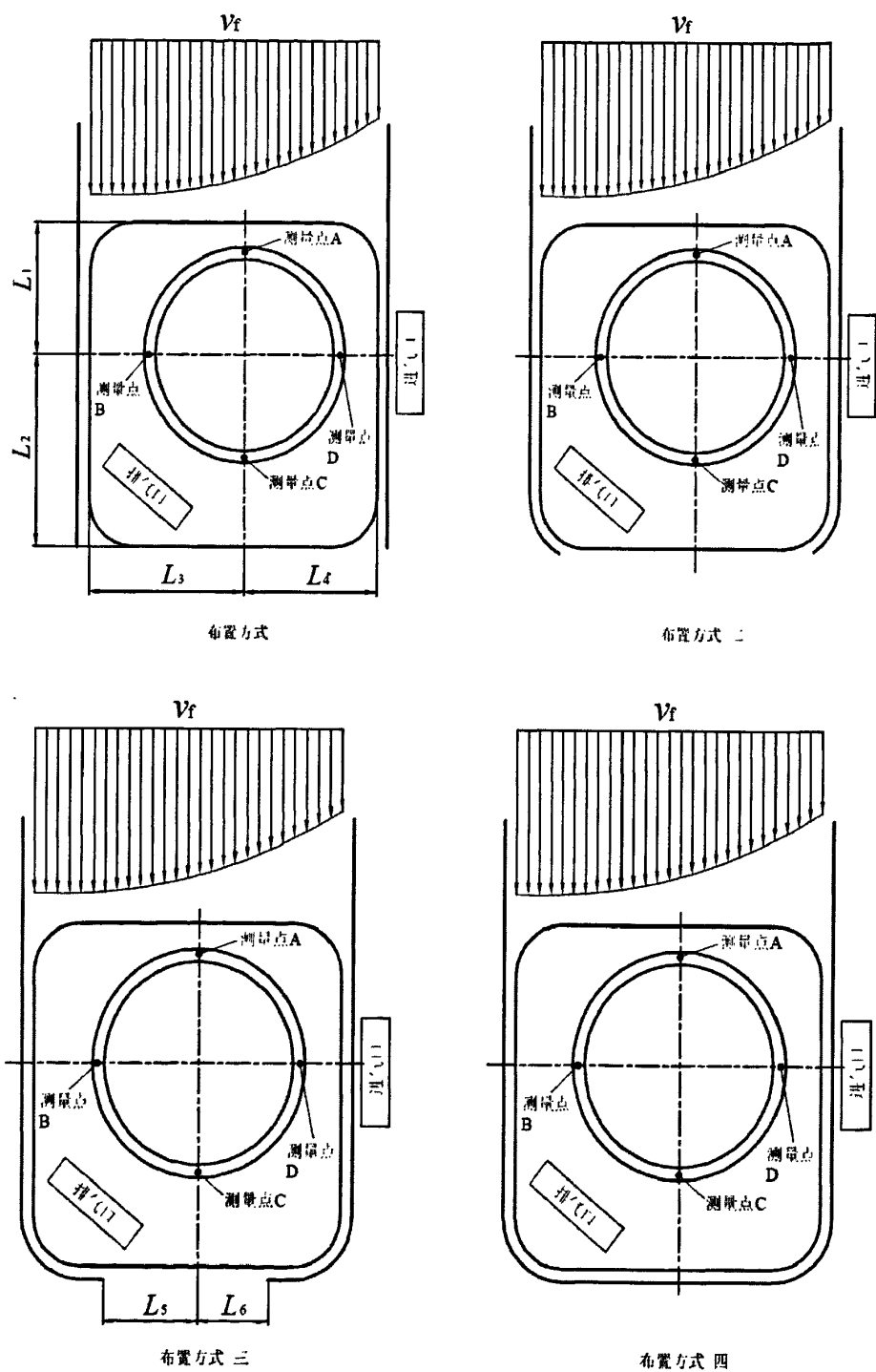


图 3-3 导流罩不同的布置对散热效果的影响实验装置

实验步骤：

- ① 检查仪器、仪表工作是否正常；接通燃油；
- ② 检查发动机的完整性，导流罩采用方式一；
- ③ 起动发动机，调节测试台架，使发动机以 50% 负荷运行 20 分钟；
- ④ 热车后，调节测试台架，使发动机以油门全开、转速为 3600rpm 下运行 20 分钟，最后记录图 3-3 中所示 ABCD 四个测量点温度、火花塞温度以及机油温度。
- ⑤ 关停发动机，更换导流罩布置（方式二、方式三、方式四）；
- ⑥ 重复④步骤，并记录温度数据。

3.2.4 不同叶轮、导风系统设计方法及试验方法

本实验采用整机（LC1P92F-1）来验证两种叶轮、导风系统对散热效果的影响。原状态叶轮以及导风系统如图 3-4 所示，新设计叶轮以及导风系统如图 3-5 所示。

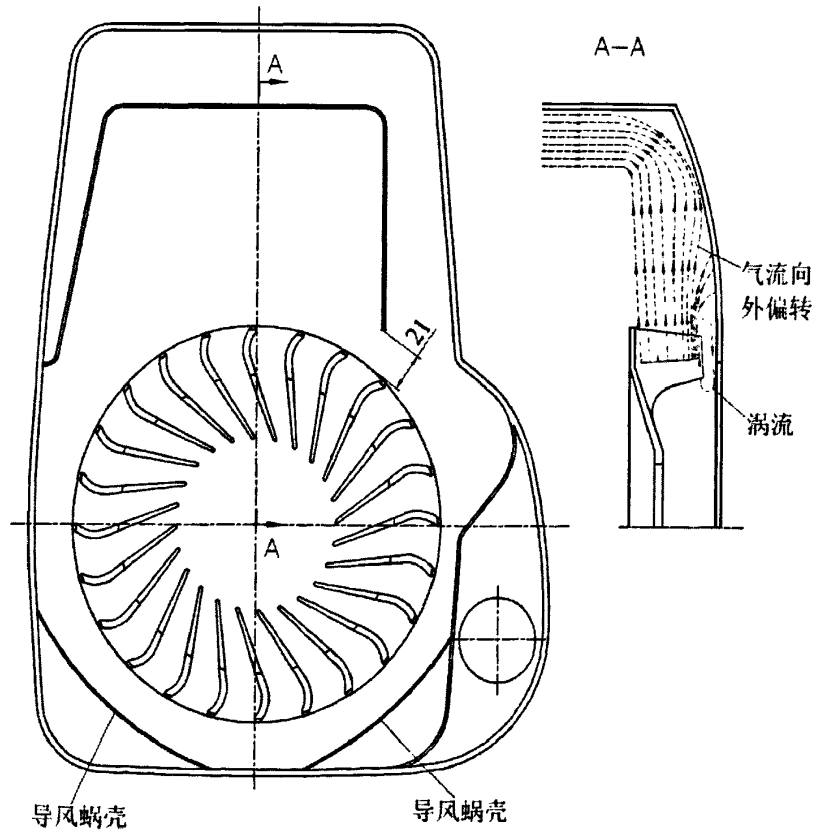


图 3-4 原状态叶轮以及导风系统

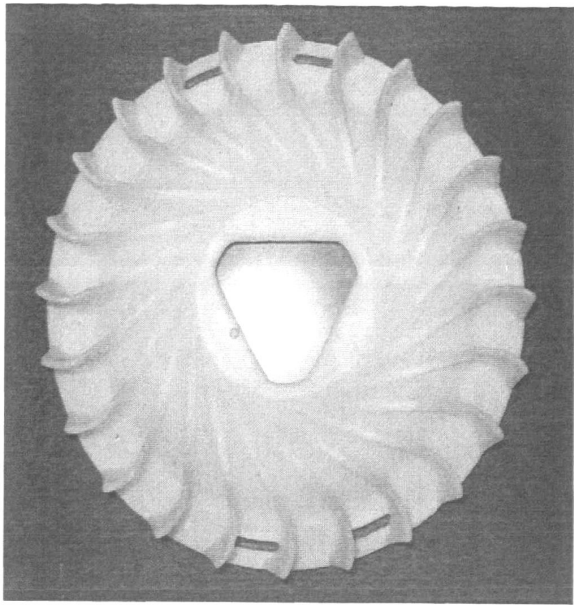


图 3-4 原状态叶轮以及导风系统（续）

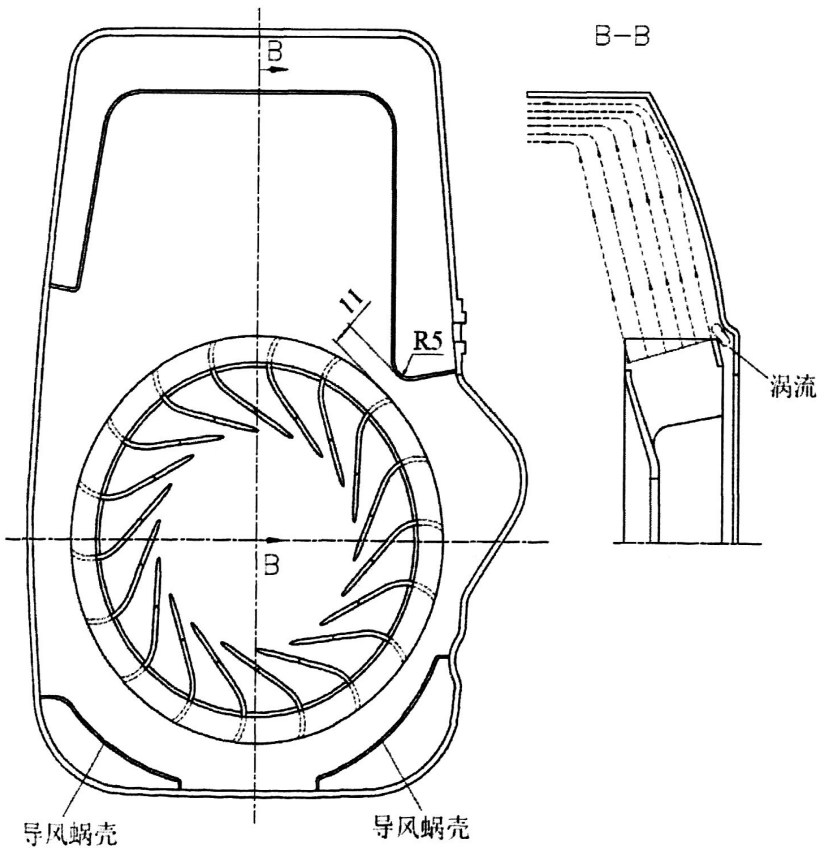


图 3-5 新设计叶轮以及导风系统

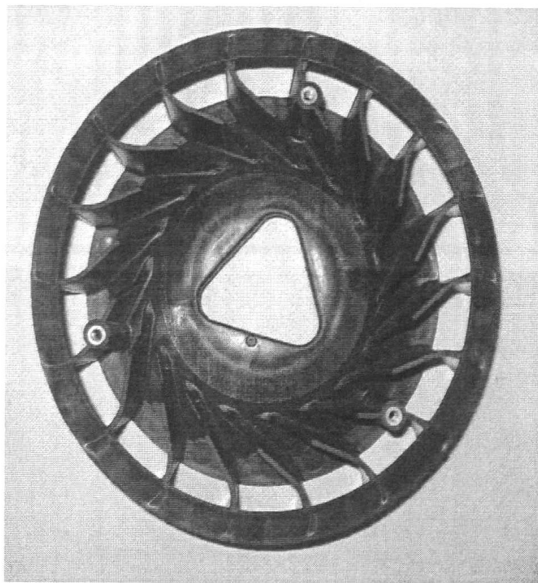


图 3-5 新设计叶轮以及导风系统（续）

实验步骤：

- ① 检查发动机的完整性；
- ② 将发动机安装在测试台架上，首先装配原状态叶轮以及导风系统；
- ③ 起动发动机，调节台架，使发动机以 50% 负荷运行 20 分钟；
- ④ 调节台架，发动机油门全开、转速分别为（2200rpm、2400rpm、2600rpm、2800rpm、3000rpm、3200rpm、3400rpm、3600rpm）下各运行 10 分钟，并记录最后时间的火花塞温度以及机油温度；
- ⑤ 关停发动机，更换新设计叶轮以及导风系统；
- ⑥ 重复④步骤，并记录温度数据。

3.3 本章小结

根据第二章中有关散热片和叶轮及导风系统的理论研究方法，并结合实际工作的应用，在本次研究中实施四个方面的试验方案。

对于散热片的研究，从大量的书籍和研究资料来看，现在主要集中在散热片的散热面积、散热片截面形状、冷却风流量等的讨论，而对散热片与导风板的关系、散热片根部的形状等的探讨非常少。由于这两方面对所有的散热片具有适用性，针对这种情况，本次试验使用一个平板散热片模块进行测试，以找出一些规律和数据。

现在通用发动机冷却系统基本采用离心式强制风冷结构。冷却空气的组织、叶轮和导风系统是整个冷却系统的重点。

本次试验以一台排量为 452CC 的垂直轴发动机为基础机型来探讨发动机导流罩的布置方式的不同对气缸沿圆周的温度分布和均匀度的影响程度；不同叶轮、导风系统对发动机的整体温度的影响程度，包括机油温度、缸头温度等。

本研究希望通过对离心式强制风冷结构的散热片参数、冷却风系统以及其附属机构调整前后的实验数据对比总结一些通用发动机冷却系统的设计方式和方法。

第四章 试验结果及分析

4.1 导风板与散热片距离 C 对散热效果的影响表 4-1 不同的导风板与散热片距离 C 测量点的温度记录表

C	记录时间				
	60s	90s	120s	150s	180s
0mm	105℃	115℃	118℃	119℃	118℃
2.5mm	104℃	114℃	116℃	116℃	116℃
5mm	102℃	110℃	112℃	111℃	112℃
7.5mm	103℃	109℃	111℃	112℃	111℃
10mm	102℃	111℃	112℃	111℃	112℃

从表 4-1 中看出,随着导风板与散热片距离 C 减少,并达到一定距离后,散热效果有所下降。这是由于随着当导风板与散热片距离 C 减少,冷却气流通阻力增大,流速 v_f 下降,根据式 (2-11),散热片的散热系数 α_f 将下降,由根据式 (2-7) $Q = F\alpha_f(t_m - t_a)$ 可得散热片向冷却空气的传热量将减少,使散热效果下降。

为了尽可能地减少空气阻力而提高散热效率,根据多年的实验数据和本次试验数据统计分析,在每个节距断面内,散热片断面所占的面积为 25%~35%为宜,而空气通道断面所占面积为 65%~75%,如图 4-1 所示, $(S_1 + S_2) / (S_1 + S_2 + S_3) = 25\% \sim 35\%$ 。

从提高流速 v_f 而获得更大散热系数 α_f 考虑,应该加大导风板与散热片距离 C ,以减小冷却空气阻力。但在发动机实际应用中,导风板与散热片距离 C 也不是越大越好。实际上发动机的冷却空气流场是不均匀分布,如图 4-2 所示。导风板与散热片距离 C 过大时,大量的冷却空气沿着散热片与导风板之间的间隙流出,造成流过散热片的空气量减少,散热片的散热量下降。当发动机转速下降时,冷却风量也随之下降,该情况变得更明显。一般情况下,导风板与散热片距离 C 在 5~8 mm 范围合适。

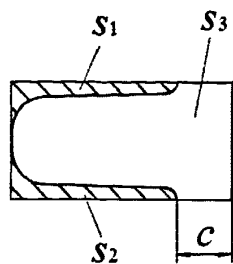


图 4-1 一个节距内的面积

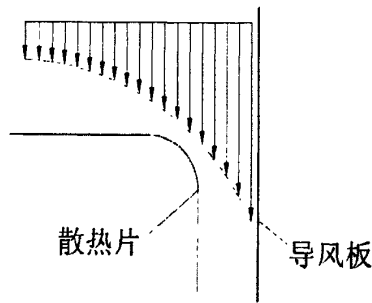


图 4-2 冷却空气流量分布

4.2 散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响

表 4-2 不同的散热片根部倒圆 R 测量点的温度记录表

R	记录时间				
	60s	90s	120s	150s	180s
3mm	105℃	112℃	112℃	111℃	112℃
1mm	102℃	108℃	109℃	108℃	108℃

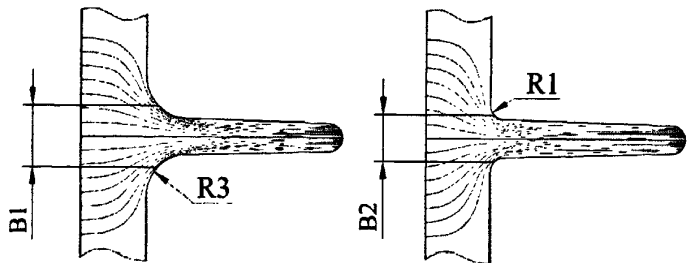


图 4-3 散热片不同根部倒圆的热流场分布

从表 4-2 中看出，散热片根部倒圆 R 由 3mm 调整为 1mm 后，测量点的温度有所下降。如图 4-3 所示，散热片根部倒圆 R 由 3mm 调整为 1mm 后，热流场分布发生变化，散热片根部的导热面平均宽度由 B1 减小到 B2，降幅为 25% $[(B1-B2)/B1]$ 。由于导热面平均宽度的减小，使得从缸壁向散热片导热面积减少，在导热系数不变情况下，从缸壁向散热片导热量也减少。

对于发动机冷却来说，上述的情况是不利的。实际上希望从散热片根部向散热片导热量更多，使气缸不至于过热，而造成过大的变形。

从另一个角度来说, 散热片根部倒圆 R 的加大能增强散热片的强度, 减少振动噪声。

4.3 导流罩的布置对散热效果的影响

表 4-3 不同的导流罩布置各测量点的温度记录表

测量点	导流罩布置			
	方式一	方式二	方式三	方式四
A	125℃	127℃	126℃	127℃
B	142℃	145℃	144℃	144℃
C	182℃	182℃	170℃	177℃
D	135℃	137℃	136℃	138℃
火花塞温度	190℃	192℃	190℃	192℃
机油温度	95℃	95℃	91℃	94℃

从表 4-3 中看出, 不同的导流罩布置方式会影响到缸体和气缸头的背风面温度分布以及机油温度。

方式一中, 如图 4-4 所示, 冷却风基本只对气缸和气缸头的迎风面和左右侧面进行冷却, 而背风面得不到冷却, 使得背风面的气缸壁温度比其它面要高, 这必定造成气缸的变形, 严重情况下会造成发动机窜气量急剧增加, 机油消耗量加大甚至使发动机发生冒蓝烟。

方式二中, 如图 4-4 所示, 左右导流罩下部带有一定的导向, 但其导向长度不足, 对整个冷气空气流场没有明显的改变, 背风面还是得不到很好的冷却。从表 4-3 可以看出, 对于发动机的整体冷却效果没有改善。

方式三中, 如图 4-6 所示, 进一步加大左右导流罩下部的导向部分, 使更多的冷却空气进入气缸和气缸头的背风面, 使得背风面散热片得到冷却, 增大该部位的散热量。而且经过热交换的热空气通过左右导流罩的缺口流出发动机, 同时将热量带走。这种方式在一定程度上加大发动机的散热量, 并且能减少气缸沿圆周方向的温差, 降低气缸变形。从表 4-3 可以看出, 这种方式对于增强发动机整体冷却效果能起到一定的作用。

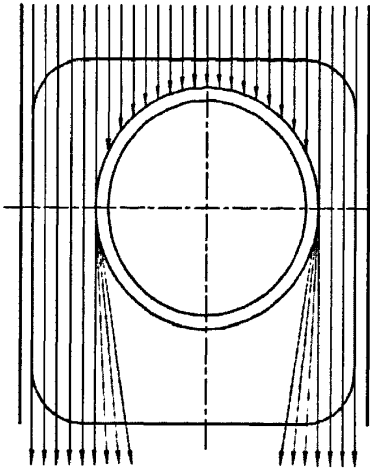


图 4-4 方式一冷却空气流场分布

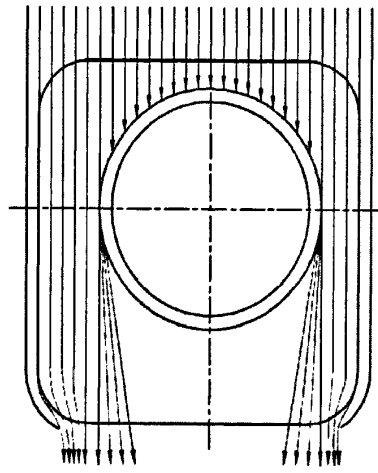


图 4-5 方式二冷却空气流场分布

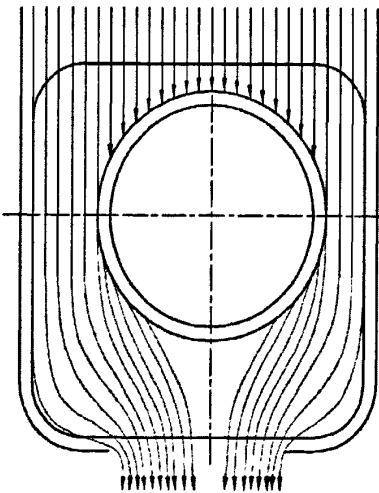


图 4-6 方式三冷却空气流场分布

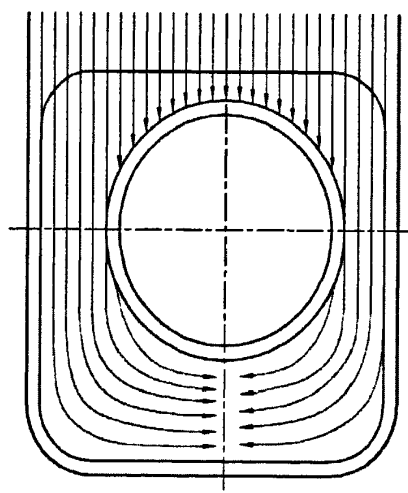


图 4-7 方式四冷却空气流场分布

方式四中,如图 4-7 所示,气缸左右两侧的冷却空气基本能流经背风面的散热片。气缸左右两侧的冷却空气会在气缸和气缸头的背风面相遇,由于左右导流罩形成了封闭式冷却风道,冷却空气只能通过散热片与导流罩的狭小缝隙流出,这样就会造成冷却空气流速急剧下降,热交换效率降低。同时流过散热片的冷却空气流量减少,其带走的热量也随之减小。从表 4-3 可以看出,这种封闭式的导风设计对于发动机的整体冷却效果没有明显的改善。

通过试验数据的对比,总体来说,导流罩按方式三布置可以提高发动机的整体冷却效果,更重要的是减少气缸沿圆周方向的温差,减小气缸变形和磨损。

如图 3-3 方式三中,左右导流罩之间的距离 $L5$ 、 $L6$ 需要结合散热片的设计、冷却风的流速和分布状态并通过试验验证而得到。一般情况下,气缸沿圆周的温差_{不宜超过 45~50℃},可以认为所设计的左右导流罩之间的距离 $L5$ 、 $L6$ 是合理的。气缸沿圆周的温差最理想的状况是能达到 20~30℃。

从冷却均匀程度来说,方式四是比较好的设计,主要问题是如何让热空气能顺畅流出发动机,并将热量尽快带走。根据上述要求,一种方案就是增大气缸背风面散热片与导流罩的距离,另一种方案就是在气缸背风面处导流罩处增加开口,以便热空气能顺利排走。

在第三章图 3-3 中可知,由于发动机进排气口位的布置和冷却风的流向的不同,散热片的高度在各个方向也不同。通常情况下,靠近排气口方向的散热片高度比其他地方高一些。如果以气缸迎风面散热片高度为 $L1$ 为基准,进气口一侧散热片高度 $L4$ 可为 (1.0~1.3) $L1$,气缸背风面散热片高度 $L3$ 可为 (2.0~4.0) $L1$,剩下一面的散热片高度 $L2$ 可为 (1.5~2.5) $L1$ 。这样的布置也是为了降低气缸沿圆周的温差。

4.4 不同叶轮、导风系统与对散热效果的影响

从表 4-4 中看出,新设计的叶轮和导风系统对发动机冷却效果还是有明显的作用。这是本次试验所希望得到的有利结果。

火花塞以及机油温度在不同转速下有明显降低,验证了发动机整体的冷却作用的加强。

表 4-4 两种叶轮、导风系统下各测量点的温度记录表

转速	火花塞温度		机油温度	
	原设计	新设计	原设计	新设计
2200 rpm	188℃	167℃	106℃	92℃
2400 rpm	189℃	171℃	107℃	95℃
2600 rpm	191℃	175℃	109℃	96℃
2800 rpm	195℃	179℃	110℃	98℃
3000 rpm	198℃	182℃	111℃	100℃
3200 rpm	200℃	185℃	113℃	101℃
3400 rpm	203℃	188℃	114℃	103℃
3600 rpm	205℃	192℃	115℃	105℃

表 4-5 为原设计和新设计叶轮主要参数的对比,新设计叶轮主要对叶片出口角 β_{b2} 、叶轮内径 D_1 、叶片宽度 b 、叶片数 Z 等几个重要参数进行调整,以提高叶轮的出风流量 Q 。

表 4-5 两种叶轮主要参数表

主要调整参数	原设计	新设计
叶片出口角 β_{b2}	139°	125°
叶片入口角 β_{b1}	60°	34°
叶轮外径 D_2	218	215
叶轮内径 D_1	160	136
叶片宽度 b	40	48
叶片数 Z	24	18
叶轮流量 Q	0.24m ³ /s (3600rpm)	0.30m ³ /h(3600rpm)
压力 P	2600Pa	2350Pa
功率 Pe	624W	705W
流量增量	增加 25%	
功率增量	增加 12.98%	

从第三章图 3-4 可以看出原设计中有三个方面的问题:

一、叶轮的导流外罩的型线不符合离心叶轮常用的阿基米德螺旋线,使得整个导流系统效率偏低。

二、导流蜗壳的蜗舌与叶轮距离偏大,气流泄漏量偏大,使得整个风冷系统效率低,且蜗舌结构强度差,在不均匀气流场中容易产生振动,从而产生振动噪声。

三、由于叶轮没有轮盖,在叶片顶部与导流罩之间形成一个大尺度的强烈旋涡,而且该旋涡大小会随着叶片顶部和导流罩的距离增大而加大,这样会降低叶轮的效率。同时由于旋涡的影响,使得从叶轮流出的气流向外偏转,气流流向与导流罩形成一定的角度,会增加气流与导流罩的摩擦损失。

针对原设计的三个问题,在新设计中进行一些改,如图 3-5 所示。

一、叶轮的导流外罩的型线采用近似的阿基米德螺旋线,使得导流系统效率提高。

二、减小蜗舌与叶轮距离,降低气流泄漏量,提高整个风冷系统效率。修改蜗舌结构,由直板调整为圆角 R 结构,降低噪声。

三、在叶轮上增加轮盖，一方面可以提高叶轮结构强度，另一方面可以减小在叶片顶部与导流罩之间形成旋涡的强度和尺寸。由于减小了旋涡的强度和尺寸，使得从叶轮流出的气流向外偏转情况得到很好的改善，气流流向基本沿着叶轮轮盖倾斜角度方向，减少气流与导流罩摩擦损失。

实际发动机设计中，叶轮参数的调整需要进行冷却空气流量的验证，以帮助初步确定叶轮参数的修改是否合理，最后再通过试验验证其可行性。

根据第二章式（2-8）可以估算出发动机所需散热量：

$$\begin{aligned} Q &= AbP_e h_u / 3600 \\ &= 0.27 \times 0.380 \times 10 \times 44000 / 3600 \\ &= 12.54 \text{ (kJ/s)} \end{aligned}$$

根据第二章式（2-10）可以估算出冷却空气的容积流量，环境温度为 40℃：

$$\begin{aligned} V_a &= Q / [\rho_a c_p (t_{a2} - t_{a1})] \\ &= 12.54 / [1.235 \times 1.047 \times (75 - 40)] \\ &= 0.277 \text{ (m}^3\text{/s)} \end{aligned}$$

从表 4-5 设计数据和上述计算结果对比，新叶轮的设计能满足发动机冷却要求，从表 4-4 实验数据也得到验证。

第五章 结论及展望

5.1 全文总结

由于发动机冷却系统的设计及温度控制涉及多方面的因素,不能仅从单方面来解决该问题。导风板与散热片距离 C 、散热片根部倒圆 R 、导流罩的布置以及不同叶轮、导风系统的设计都是非常重要的。

本研究针对上述四个影响到发动机冷却方面的问题进行了深入研究。为了便于研究和试验的实施,研究分为两部分,第一部分以一平板式散热片模块来探讨导风板与散热片距离 C 和散热片根部倒圆 R 对散热效果的影响;第二部分以一台排量为 452CC 的垂直轴发动机为基础机型来探讨导流罩的布置和不同叶轮、导风系统对散热效果的影响。通过实验数据的对比分析,导风板与散热片距离 C 主要影响散热片的散热系数 α 的变化,从而改变了散热片的散热量;散热片根部倒圆 R 影响散热片根部热流的分布和导热率;发动机导流罩的布置方式的不同影响气缸沿圆周的温度分布和均匀度;而不同叶轮、导风系统会直接影响发动机的整体温度,包括机油温度、缸头温度等。

综上所述,合理的导风板与散热片距离 C 、偏大的散热片根部倒圆 R 、合理的发动机导流罩的布置和合适的不同叶轮、导风系统对发动机的整体冷却有着明显的帮助。

按照此上述几个方面的考虑和改进,可以有效得提高发动机整体冷却效果,降低机油温度可达 10~15℃,并减小气缸圆周的温差,提高发动机寿命和可靠性。

5.2 研究展望

通过本次的研究,解决了企业在产及新设计通用发动机冷却系统的技术难题,为企业工程技术人员提供解决同类型问题的方法和实施步骤。对于企业而言,可以将这些研究结合到实际的产品设计中,避免一些问题,提高产品的质量,制造出质量更稳定可靠的产品,提高产品的市场竞争力。研究的成果可以转化为自主知识产权,利用在通用发动机强制风冷系统的一些研究成果,设计出具有自主知识产权的相关产品,提高产品的保护力度。

从很多研究资料中了解到影响发动机冷却和温度的因素还有很多,而且很多

方面无法用一个或者多个定量值来衡量,常常需要进行大量的试验来验证设计的合理性。

在实际有关发动机冷却系统的设计工作中,常常出现其他一些困惑的问题。例如在进行 V 型双缸发动机开发过程中,快速成型样机(曲轴箱体、曲轴箱盖、气缸头)的机油温度要比工程样机发动机温度低 20~25℃,经过多次实验数据分析,是否与材料有关。快速成型样机的快速成型件采用锻铝,工程样机采用铸铝。有关坎铸式气缸套的导热问题也是实际工作中常常遇到的问题。所有希望以后能在这些方面进行进一步的研究和探讨。

参考文献

- [1]黄晖, 发动机冷却系统的研究与优化设计, [硕士学位论文], 山东, 山东大学, 2005
- [2]王刚, 李云请, 梁新月等, 对某型发动机冷却系统的设计与匹配研究, 车辆与动力技术, 2007, V04
- [3]叶盛焱, 摩托车发动机设计, 人民邮电出版社, 1997, 199
- [4]陶文铨, 数值传热学(第2版), 西安: 西安交通大学出版社, 2001, 173
- [5]杨世铭, 陶文铨, 传热学(第三版), 高等教育出版社, 1998, 125
- [6]陈宏芳、陆家钦, 热工学, 北京: 中央广播电视大学出版社, 1986, 155
- [7]黎志勤, 内燃机工作过程与计算, 长春: 吉林人民出版社, 1984, 123~124
- [8]周龙保主编, 内燃机学, 北京: 机械工业出版社, 1999, 210~212
- [9]严家禄, 工程热力学(第二版), 北京: 高等教育出版, 1989, 163~164
- [10]蒋明德, 内燃机原理, 北京: 农业机械出版社, 1998, 175~177
- [11]陈家瑞主编, 汽车构造: 上、下册, 北京: 机械工业出版社, 2001, 195~196
- [12]孙业保主编, 车用内燃机, 北京: 北京理工大学出版社, 1997, 173
- [13]杨玉如, 汽车发动机与汽车理论, 北京: 人民交通出版社, 1988, 188~190
- [14]成心德, 离心通风机, 北京: 化学工业出版社, 2007, 10, 141
- [15]杨诗成, 王喜魁, 泵与风机(第三版), 中国电力出版社, 2007, 69~70
- [16]沈天耀, 离心叶轮的內流理论基础, 浙江大学出版社, 1986, 42~43
- [17]徐磊, 朱益红, 曾建秋, 内燃机车用新流型冷却风扇的设计, 风机技术, 2001, V05
- [18]武晓刚, 王家楣, 姜丙坤等, 离心风机内部流场三维数值模拟, 平顶山工学院学报, 2006, V02
- [19]徐长棱, 毛义军, 李凯等, 离心通风机整机三维流场的数值模拟风机技术, 2005, V05
- [20]Stodola.Dampf-und Gasturbinen,1924
- [21]Eck B, Fans, 1973, 37~41
- [22]刘正先, 曹淑珍, 谷传纲等, 离心叶轮內三维湍流流场的实验研究, 工程热物理学报, 1999, V05
- [23]Невельсон М.И., Центробежные Вентиляторы, 1954, 55, 67, 98~99

- [24]朱报祯, 离心通风机叶轮叶片型线研究及边界层计算, 西安交通大学学报, 第 19 卷 6 期, 1985, 55~92
- [25]成心德, 离心通风机前弯叶轮叶片数的选取, 东北工学院学报, vol.12, No.1, 20~26
- [26]沈阳鼓风机研究所, 东北工学院, 离心式通风机, 北京, 机械工业出版社, 1984, 77, 86~88
- [27]商景泰等, 通风机手册, 北京, 机械工业出版社, 1994, 32, 38
- [28]Щерстюк А.И., Вентиляторы и Дымососы, 1957, 30~31
- [29]Лившин С.П., Высоконапорные Дульные Машины Центробежного типа, Машиностроение, 1977
- [30]徐忠等, 离心式压缩机原理, 北京, 机械工业出版社, 1990, 88
- [31]Лекшин И.Л., промышленная Аэродинамика, Вып 25, Оборнгиз, 1963
- [32]李泰勋, 前向叶轮叶型的优化设计, 风机技术, 1989, V04
- [33]Невельсон М.Е., Центробежные Вентиляторы, 1954, 130
- [34]智乃刚等, 风机噪声控制技术, 北京, 机械工业出版社, 1985, 85

致 谢

衷心感谢我的学校导师祖炳锋博士和企业导师景华阳高工，论文中的每一章每一节都凝聚着祖博士和景高工的心血。祖老师对待科学研究的一丝不苟态度给我树立了榜样，景高工对产品设计的周全考虑给我建立良好的研究方法，他们更给我巨大鼓励和鞭策。祖博士一心治学的品格和景高工专心产品都值得我学习和效仿，并将受益终生。

感谢项目组成员在我实验和论文完成过程中给予的无私帮助和悉心指导。

感谢企业和领导对我的全力支持！