

TIANJINSHI GAOXIAO SHIWU GUIHUA JIAOCAI

燃气轮机与涡轮增压内燃机 原理与应用

Principle and Application of Gas Turbine and Turbocharged ICE

主编 林建生 谭旭光



天津大学出版社

TIANJIN UNIVERSITY PRESS

燃气轮机与涡轮增压内燃机 原理与应用

主 编 林建生 谭旭光
副主编 王懿铭 孙少军
参 编 王桂华 张宝欢
主 审 陆家祥



天津大学出版社

Tianjin University Press

内 容 提 要

本书共分8章。第1章简要介绍了燃气轮机与涡轮增压内燃机的工作特点及理论基础;第2、3章系统地阐述了单级和多级轴流式及离心式压气机的结构、工作原理与特性;第4、5章详述了径流式及单级和多级轴流式涡轮的结构、工作原理与特性;第6章阐述了燃气轮机动力装置的结构、热力循环、燃烧与回热及装置的变工况运行特性;第7章扼要论述了各种航空涡轮发动机的结构、重要工作指标、热力循环和工作原理;第8章从系统阐述涡轮增压器的类型、特性与涡轮增压内燃机工作原理入手,剖析了增压后内燃机排气能量的利用和各种增压系统的特点,重点论述了涡轮增压器与内燃机联合运行特性的匹配调整实用新技术、内燃机的各种新型高增压系统、涡轮增压后加速性和低工况特性下降的原因与提高这些特性的各种新技术。

本书可供从事燃气轮机、活塞式内燃机、涡轮增压器设计和研究工作的技术人员及热力发动机、汽车、动力机械及工程或相关专业的本科生、研究生参考使用。

图书在版编目(CIP)数据

燃气轮机与涡轮增压内燃机原理与应用/林建生,谭旭光主编. —天津:天津大学出版社,2005.1

ISBN 7-5618-2076-3

I.燃… II.①林… ②谭… III.①燃气轮机—研究②内燃机—涡轮增压器—研究 IV.TK4

中国版本图书馆 CIP 数据核字(2004)第 137836 号

出版发行 天津大学出版社
出 版 人 杨风和
地 址 天津市卫津路 92 号天津大学内(邮编:300072)
网 址 www.tjup.com
电 话 发行部:022-27403647 邮购部:022-27402742
印 刷 天津新华印刷三厂
经 销 全国各地新华书店
开 本 185mm × 260mm
印 张 14
字 数 350 千
版 次 2005 年 1 月第 1 版
印 次 2005 年 1 月第 1 次
印 数 1 - 3 000
定 价 20.00 元

前 言

众所周知,内燃机的两大分支——燃气轮机和活塞式内燃机的技术进步一直对人类文明史的发展起着巨大的推动作用。如今,作为源动力,燃气轮机与涡轮增压内燃机的应用范围几乎涵盖了海、陆、空所有的领域。显然,在当今节能与环保要求日趋严格的形势下,深入研究燃气轮机与涡轮增压内燃机的基本理论和工作特性、提高工作循环的热力性能,对国民经济乃至社会的发展具有重要的意义。

本书面向从事燃气轮机、活塞式内燃机以及涡轮增压器设计和研究工作的工程技术人员以及热力发动机、汽车、动力机械及工程或相关专业的本科生和研究生,旨在利用有限的篇幅,精辟地阐述燃气轮机及其动力装置、内燃机涡轮增压技术的基本理论和工作特性,力求使本书的内容由浅入深、层次分明、重点突出、涵盖面广、实用性强且充分反映本领域的最新技术。

本书从内容上几乎涵盖了燃气涡轮发动机的所有应用领域,即基本型燃气轮机、燃气轮机动力装置、航空涡轮发动机、废气涡轮增压器以及涡轮增压内燃机。全书共分8章,第1章绪论,简要介绍了燃气轮机与涡轮增压内燃机的结构类型、工作原理及基础理论;第2、3章分别阐述了单级轴流、多级轴流式压气机和离心式压气机的结构、工作原理与特性以及两种类型压气机特性的比较分析;第4、5章阐述了径流式涡轮和单级与多级轴流式涡轮的结构、工作原理与特性以及两种类型涡轮特性的比较分析;第6章详述了燃气轮机动力装置的结构,各种热力循环、燃烧过程组织、回热器以及装置的变工况运行特性;第7章扼要地阐述了各种航空涡轮发动机的结构、重要的工作指标、热力循环与实际应用;第8章从阐述涡轮增压器的类型、特性和涡轮增压后内燃机热力循环特性的改变入手,全面论述了涡轮增压内燃机的工作原理和性能,并在着重分析了内燃机涡轮增压后排气能量的利用和各种增压系统的特点基础上,重点论述了涡轮增压器与内燃机联合运行特性的匹配调整实用技术和内燃机各种新型高增压系统,还剖析了涡轮增压后内燃机加速性和低工况性能下降的主要原因,并重点阐明了提高涡轮增压内燃机加速性和低工况特性的各种新技术。

本书第4、6章由山东大学王桂华编写,其余各章主要由天津大学编写。本书由王懿铭、孙少军任副主编,林建生、谭旭光任主编。山东大学陆家祥教授详细审阅了全书并提出了许多宝贵意见。

本书在编写过程中主要参考了万欣主编的《燃气轮机机械》等许多书籍,还引用了许多国内外专家学者的研究成果,并得到了有关单位的大力支持,在此对上述文献的原著者和这些单位一并致以由衷的感谢。

本书涉及知识面很广,作者水平有限,错误和不妥之处在所难免,敬请读者批评指正。

编者

2004年5月

目 录

1 绪论	(1)
1.1 燃气轮机与活塞式内燃机理论循环的比较	(1)
1.2 燃气轮机的结构与类型	(1)
1.3 两种内燃机优缺点比较及它们的复合形式	(3)
1.4 燃气轮机中常用的热力学和流体动力学基础理论	(6)
2 轴流式压气机	(16)
2.1 研究轴流式压气机的方法	(17)
2.2 基元级速度三角形	(18)
2.3 压气机级对气流作的功	(20)
2.4 压气机级中气体压缩功与气动参数的变化	(21)
2.5 气流参数沿叶片高度的变化	(25)
2.6 气体在轴流式压气机中的流动与损失	(26)
2.7 多级轴流式压气机	(32)
2.8 轴流式压气机的特性曲线	(35)
3 离心式压气机	(39)
3.1 离心式压气机的研究方法	(39)
3.2 离心式压气机中的空气流动	(47)
3.3 离心式压气机中的静止通道	(53)
3.4 离心式压气机的特性	(60)
3.5 离心式压气机的气动计算	(66)
4 径流式涡轮	(71)
4.1 径流式涡轮的研究方法	(71)
4.2 径流式涡轮的静止通道	(81)
4.3 涡轮叶轮中的气体流动及损失	(92)
4.4 径流式涡轮的特性	(100)
4.5 径流式涡轮与轴流式涡轮优缺点的比较	(101)
4.6 径流式涡轮的热力计算	(103)
5 轴流式涡轮	(107)
5.1 轴流式涡轮的研究方法	(107)
5.2 速度三角形与能量的转换	(107)
5.3 气体膨胀过程中涡轮级气动参数的变化	(109)
5.4 气流参数沿叶片高度的变化	(114)
5.5 气流在涡轮级中的流动、损失与效率	(114)
5.6 多级轴流式涡轮的概念	(124)
5.7 轴流式涡轮的特性	(127)

6 燃气轮机动力装置	(131)
6.1 概述	(131)
6.2 燃气轮机装置的热力循环	(134)
6.3 燃气轮机的燃烧过程组织与燃烧室结构	(145)
6.4 回热器	(155)
6.5 燃气轮机装置的变工况	(160)
7 燃气涡轮航空发动机概述	(166)
7.1 燃气轮机广泛用做航空动力的原因	(166)
7.2 航空用燃气涡轮发动机的基本类型	(166)
7.3 涡轮喷气发动机的工作原理	(168)
7.4 涡轮喷气发动机的理论循环与实际循环	(169)
7.5 涡轮喷气发动机中几个重要性能指标的分析	(170)
7.6 涡轮风扇发动机	(171)
7.7 加力式涡轮喷气与加力式涡轮风扇发动机	(172)
8 涡轮增压内燃机	(173)
8.1 涡轮增压器	(173)
8.2 涡轮增压内燃机的工作原理	(183)
8.3 涡轮增压对内燃机性能的影响	(184)
8.4 内燃机排气可用能量的利用及定压增压与各种脉冲增压系统的特点	(188)
8.5 涡轮增压器与内燃机的匹配	(193)
8.6 内燃机的高增压系统	(200)
8.7 涡轮增压内燃机加速性能的分析及其改进技术	(206)
8.8 涡轮增压内燃机低工况性能分析及其改进技术	(207)
参考文献	(216)

1 绪 论

燃气轮机是靠机器内部燃料燃烧释出的热量直接加热空气,并通过形成的燃气将热能转换成机械功的一种热力机械,因此,它与往复式内燃机同样是内燃机。

燃气轮机主要由叶轮式空气压缩机(简称压气机)、燃气发生器(燃烧室)和燃气涡轮(涡轮)三个基本部分组成。为了确保燃气轮机的正常工作,它还设有燃料、润滑、冷却、启动、调节与安全等辅助系统。本书主要讲述它的基本部分的工作原理与性能。

1.1 燃气轮机与活塞式内燃机理论循环的比较

活塞式内燃机通过活塞在气缸中的往复运动实现内燃机进气、压缩、燃烧、膨胀与排气的工作循环。以缸内气压 p 和缸内容积 V 之间的关系($p-V$ 图)表示的常用活塞式内燃机的理论工作循环图示于图 1-1 的(a)和(b)中。而燃气轮机的理论工作循环示于图 1-1(c)中。对比三图,可知主要差别在于燃气轮机采用等压燃烧过程(2-3)与等压排气过程(4-1)。这是由于它们实现工作循环的结构形式不同。

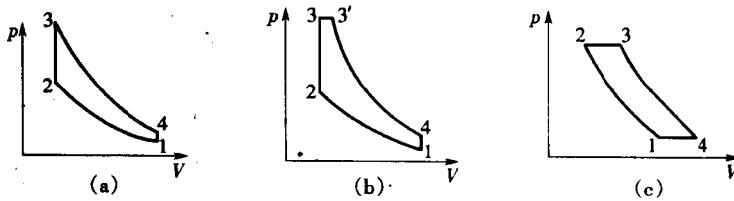


图 1-1 各种内燃机的理论工作循环

(a) 活塞式内燃机的等容循环 (b) 活塞式内燃机的混合循环 (c) 燃气轮机循环

1.2 燃气轮机的结构与类型

1.2.1 结构与类型

图 1.1(c)理论工作循环的结构可借助图 1-2、图 1-3 两种燃气轮机的结构简图说明。图 1-2 为一陆用双轴燃气轮机。它采用离心式压气机。空气经进气道 1, 在靠近轴处沿轴向流入压气机的旋转叶轮 2(通常称为转子)。转子带动空气高速旋转,在离心力的作用下,空气沿叶片间通道相对于转子径向流动。当空气由转子的外周流出时,不但已受到一定程度的压缩,而且还具有很高的、接近转子顶端圆周速度的切向牵连速度。此速度与气流的径向流速叠加形成很高的气体绝对流速。

在转子外面设有精心设计的通道用于降低此高速气流的流速,并靠降低流速换取压力(静压)的增高。这种将气流具有的动能转换成压力势能的过程谓之扩压过程。借以实现扩

压过程的装置称为扩压器。因此,在离心式压气机中就是借助于高速旋转的设有叶片的转子和相对于外壳固定不动的叶片式或无叶式扩压器之间的相互作用实现对气体的压缩,在图 1-1(c)中表现为气流的压力由压气机进口点 1 处的压力提高到出口处点 2 的压力。

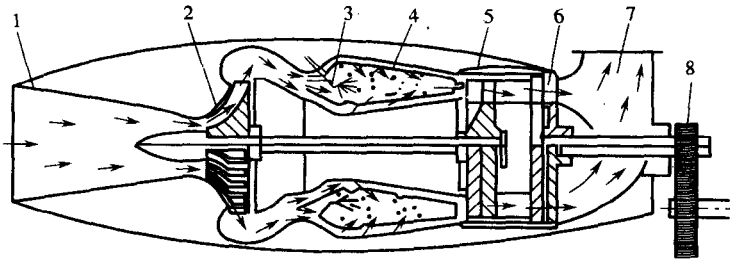


图 1-2 陆用双轴燃气轮机

- 1—进气道 2—离心式压气机 3—燃油喷嘴 4—燃烧室 5—第一级涡轮
6—拖动涡轮 7—排气道 8—减速箱

轴流式压气机(图 1-3)的工作原理与离心式基本相同。区别之一是气流从入口到出口都是沿轴向流动的。因此,具体的结构也就不相同了。如果把每一对由旋转叶轮(转子)和相对于外壳固定不动的叶片环(称作定子)所组成的组合称作压气机的一个级,那么,离心式压气机就多采用单级,而轴流式压气机则多数是多级的。其中每一个级都是借转子对空气作功,使流过的空气受到一定程度的压缩并提高气流的绝对流速(即动能),然后再在定子中通过扩压作用将气流所具有的动能尽可能多地转换成压力势能。如此反复,直至达到所要求的压缩压力为止。由图可以看出,在轴流式压气机中,由于气流是逐级受到压缩的,所以气流的流通截面积也是逐渐缩小的。

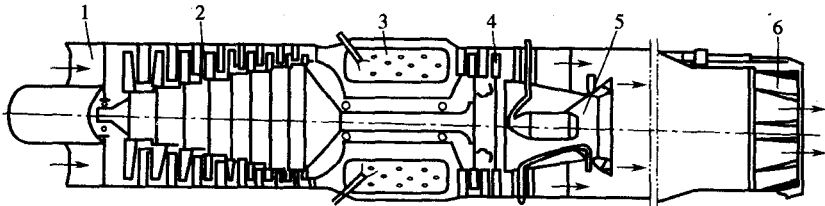


图 1-3 航空燃气轮机

- 1—进气道 2—压气机 3—燃烧室 4—涡轮 5—加力燃烧室 6—排气道喷嘴

空气在压气机内受到压缩之后即流入燃烧室(图 1-2 与 1-3)。在这里,由于燃烧燃料使空气成为高温燃气。

在燃烧室中燃烧过程只能在定压的条件下进行。更确切地说,由于气流在流过燃烧室时要克服种种流动阻力,所以燃烧过程是在气体压力逐渐下降的条件下进行的。

图 1-1(c)中的膨胀作功过程 3-4 是在涡轮中进行的。

图 1-2 和 1-3 都是轴流式涡轮。轴流式涡轮好像是气流反向流动情况下的轴流式压气机,它也是由彼此依序交替排列的两种叶片环组成的。在每一级中,称作定子或喷嘴环(简称喷嘴)的相对于外壳固定不动的叶片环位于前边,而称作转子的叶轮则位于后边。燃气先在喷嘴中通过膨胀提高流速,并把此高速流沿给定方向喷向转子。在转子这一叶轮中,气流的动能将转换成机械功,即推动转子旋转作功。通常气体在流过转子的叶栅通道时继续膨

胀。由转子流出的气流则流进下一级喷嘴,如此反复,直到气体压力膨胀至排气压力为止。

除轴流式涡轮外,在燃气轮机中完成膨胀做功过程的还有另一种结构形式,称为向心径流式涡轮,将在第4章中讲述。

图1-2中第一级涡轮5的转子所获机械功的功率即足以用来驱动压气机,此后燃气还具有足够的势能和热能可以进一步在第二级涡轮6中膨胀做功,发出的功率可以输出用来拖动其他机械工作,例如驱动车辆行驶,故第二级涡轮即谓之拖动涡轮。

在图1-3中却是用喷管代替拖动涡轮,为的是使燃气继续在喷管中膨胀,结果是在喷口处产生高速喷流,由此产生推动飞机飞行的推力。

1.2.2 与活塞式内燃机结构形式的比较

图1-4是以四冲程活塞式内燃机为例与燃气轮机的示意图做比较。可以看到它们实现理论工作循环的相应部位及它们结构形式的最大差别是:在活塞式内燃机一个气缸中进行工作循环的各个过程是间歇脉动地顺序完成的,而在燃气轮机中工作循环中的各个工作过程分别在各个专设的组成部分中连续不断地进行。

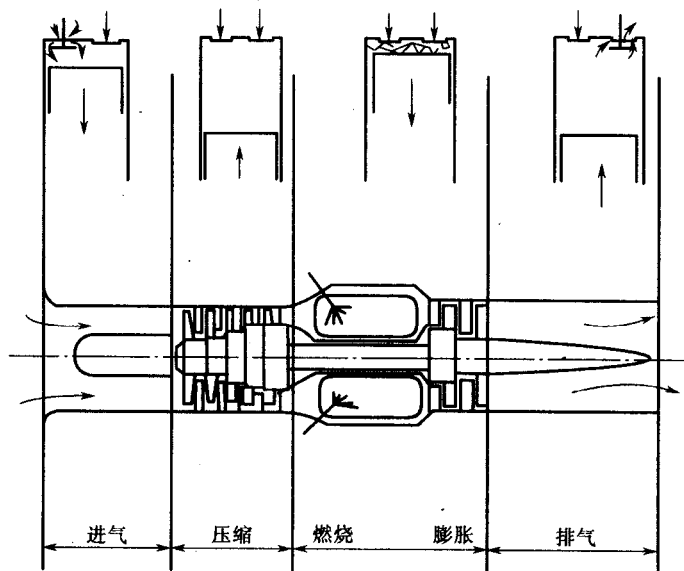


图1-4 活塞式内燃机与燃气轮机结构对比示意图

1.3 两种内燃机优缺点比较及它们的复合形式

1.3.1 功率大、重量轻、体积小是燃气轮机的优势

由于燃气轮机结构的特点,使其工作循环的各个工作过程是分别在专设的组成部件中连续不断地进行的,而且它由空气进口至排气出口的所有通道是互相贯通的,没有活塞式内燃机中设置的气门之类的阻隔器件。所以,燃气轮机具有气体流通率高的特点。因而,燃气轮机能够在单位时间内燃烧更多的燃料并相应地发出更大的功率。功率大,相对来说外廓尺寸小和结构重量轻就是燃气轮机的特点。这一特点对于某些用途来说是十分重要的。尤

其是对于飞行器来说更是如此。再加上当飞机航速超过大约 900 km/h 之后,喷气推进在效率上优于螺旋桨推进。因此,从 20 世纪 50 年代以来,除了小型民用飞机外,作为航空动力,活塞式内燃机已逐渐被燃气轮机所取代。

1.3.2 燃气轮机与活塞式内燃机热效率的比较

两种类型的内燃机相比,燃气轮机的热效率较低。造成燃气轮机热效率低的原因有如下几点。

(1) 压缩方式不同

与活塞式内燃机中靠活塞进行压缩的过程相比,叶轮式压气机的效率较低。这是由于前述的扩压过程很难组织,流动损失大而且是不稳定过程造成的,因为这是一种驱使空气由低压区流向高压区的过程。此外,活塞式发动机压缩比高,相应膨胀比大,所以热效率高。

(2) 能量转换方式不同

在燃气涡轮中先通过膨胀将燃气所具有的势能转换成动能,然后再转换成机械功,这一过程与燃气直接推动活塞膨胀作功相比也会形成较大的损失。与此相对应,在飞行器中使用膨胀后的高速喷流直接产生推力,一般要比由活塞式内燃机产生动力再经过螺旋桨形成推力更经济些。

(3) 最高燃气温度不同

燃气涡轮的最高燃气温度远低于活塞式内燃机所能达到的数值。温度较低主要是过量空气系数大所致,其材料耐热性是可选择性的。

活塞式内燃机的最高燃烧温度虽然很高,但持续时间短暂,而平均温度并不太高。对于受热严重的部位还可借设置冷却水套等进行冷却。对于由于工作温度高使材料的力学性能有所降低的部位,还可以借改变材料的分布、调节金属厚度的办法来使零件保持必要的强度和刚度。

但是,燃气涡轮的叶片在运转过程中却连续受到高温燃气的冲刷,若进行冷却在技术上比较困难。对于在高速旋转下承受离心力载荷的零件来说,增加材料的厚度是不能减小零件应力的。在此情况下,选用优良的耐热材料,并根据所用材料的耐热能力限制燃气的最高许用温度,就成为保证机器能长期可靠工作的重要手段。

为了既保证燃烧完全又不使燃气温度超过许用值,一般所采用的办法是把进入燃烧室的空气分成两部分。一部分空气直接参与燃烧,为了使燃烧完全,燃烧区内必须有足够高的温度(约 2 000 °C);另一部分空气则一方面用来冷却燃烧室的壳体,然后再用来掺入高温燃气,

使混合后的燃气温度降至许用值。须知,这一掺混过程是一不可逆的过程,结果是降低了能量的品位,即降低了该热能在理想的卡诺循环中相对于给定吸热原温度所能达到的热效率。

(4) 定压燃烧过程热效率低

现有燃气轮机都是在定压条件下燃烧释热,这也降低了所释热能的品位。为了说明,在图 1-5 上给出了两个不同的理想循环的温熵图 ($T-s$ 图)。它们之间的区别只是加热过程的条件不同。如果加热过程中加入的热量相同,即

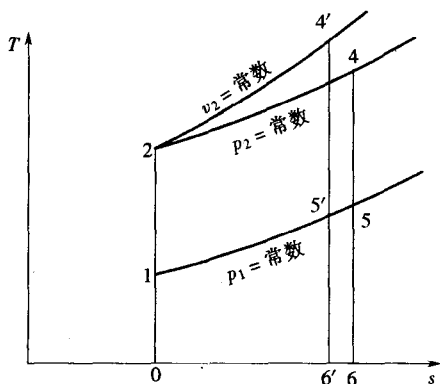


图 1-5 定压加热循环与定容加热循环的比较

面积 $0-2-4-6-0$ 等于面积 $0-2-4'-6'-0$ 。由于面积 $0-1-5-6-0$ 和 $0-1-5'-6'-0$ 分别代表排走的热量,所以可明显看出,在所加入的热量中,定压加热循环要比定容加热循环多损失掉以面积 $6'-5'-5-6-6'$ 表示的热量,即前者的热效率低于后者。

为了提高燃气轮机的热效率,人们对它的工作循环进行了种种改进。但与此相对应也增加了机器的复杂性,而且热效率上仍逊色于活塞式内燃机。

1.3.3 燃气轮机的变工况性能差

在设计燃气轮的结构时,由一组性能参数(如转速、燃油温度、流量等,称为设计工况)通过计算确定结构参数,一般是设计工况时的流动损失最小、热效率最高。但实际运行中,性能参数随时会有变化,而结构参数不变(特别结构如可变截面喷嘴与可变截面扩压器等除外),所以它的各种流动损失增加,即当工作情况偏离设计工况时,燃气轮机的性能显著变差。

1.3.4 两种内燃机复合形式的典型——废气涡轮增压内燃机

能不能把活塞式内燃机与燃气轮机结合起来,扬长补短,组合成性能更为优越的热力发动机?基于这一想法,各种各样的复合式内燃机设计方案和构思被提出来了,其中有的已成功地变成现实并获得广泛应用,有的则还继续处于研究与探索之中。

目前,应用得最为广泛的一种复合式内燃机就是废气涡轮增压柴油机,是瑞士工程师布希(Alfred Buchi)首先提出的。

活塞式内燃机的膨胀行程在活塞达到下止点时即结束,这时燃气并未获得完全膨胀就排出气缸。若想使燃气在气缸内得到更完全的膨胀,就得成倍地延长活塞行程和增大机器的外廓尺寸,但所能获得的收益却不大,所以现行的活塞式内燃机都是采用膨胀比等于压缩比的方案,并容忍浪费这部分能量。

但如果把这样的废气通入一个涡轮,使在其中继续膨胀做功,则花费不大的代价即可把其中的一部分能量回收。

如何利用由涡轮回收的这部分能量是另一需要解决的问题。由于涡轮的转速一般较高,因此现代广泛采用的一种最简单的办法是由涡轮直接驱动一个叶轮式压气机。用后者对充入气缸的空气实行预压缩。这样,不但可以增加充入气缸的空气量,增加内燃机所能发出的功率,而且也提高了工作循环的热效率。

由于叶轮式机械具有高的流通能力,所以附加安装一套这种由涡轮和压气机所组成的废气涡轮增压器,并不占用多大的体积,而且与原来的内燃机只是借气管相连接,在构造上也是简单易行的。

布希为了实现活塞式内燃机和叶轮式机械相结合这一设想,从1905年11月提出最初方案起到1925年11月获得“脉冲增压”专利共用了20年。这一创举不但在当时是一项重大的技术突破,而且直到今天仍作为提高内燃机性能的重要手段继续被研究着。

现在,废气涡轮增压技术已经广泛应用在大、中小功率柴油机上,而且一些大、中型柴油机已发展为采用高增压比的二级增压系统。另一方面增压技术作为降低排气污染物的有效手段而广泛用于汽车用内燃机中。

显然,对于内燃机相关专业的学生来说,掌握以压气机和涡轮机为主的叶轮式机械方面一定的知识是十分必要的。

关于废气涡轮增压器与涡轮增压内燃机将在第 8 章中具体讲述。

由于篇幅限制,本书不可能论及讲授对象的所有方面,只希望读者能在有限的时间内用有限的精力对讲授对象有基本的了解,为从事这方面工作和继续向纵深钻研打下基础。

1.4 燃气轮机中常用的热力学与流体动力学基础理论

1.4.1 工质、系统和热力学第一定律

燃气叶轮的工质是空气与燃气,而空气可以看作是含燃烧生成物无穷小的燃气。

工质的宏观状态可用状态参数描述。由于绝对压力 p (简称压力,单位为 MPa)、绝对温度 T (单位 K) 和比容 v (单位 m^3/kg) 三种状态参数便于测量,所以称为基本状态参数。

工质密度 $\rho = 1/v$, 称为代替 v 的基本状态参数。

实验证实,当工质状态改变时,这三个参数之间具有确定的相互关系并可用状态方程表示,即

$$F(p, v, T) = 0$$

真实气体的状态方程是很复杂的。但是如果略去真实气体中一系列影响较小的因素,即假设气体的分子是不占体积的绝对弹性体,且除了相互碰撞外没有其他相互作用,则得理想气体的模型。对于理想气体来说,状态方程就变得十分简单,即

$$pv = RT \text{ 或 } \frac{dp}{p} + \frac{dv}{v} = \frac{dT}{T} \quad (1-1)$$

式中: R ——气体常数, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

不同气体有不同的数值。 R 与该气体的分子量 μ (kg/kmol) 的乘积对所有气体来说都是定值,即 $R_{\text{mol}} = R\mu = 8.314 \text{ kJ}/(\text{kmol}\cdot\text{K})$ 。

式(1-1)所示关系与真实气体十分接近,压力愈低,温度愈高,就愈接近。经验表明,在本书的讨论范围内采用理想气体的模型进行计算,误差是可以忽略的,但却使计算简化了。

除了这三个基本状态参数之外,还有许多状态参数可用来说明工质的状态,并将在下面介绍。应该指出,除了处于燃烧过程之中的工质外,在本书讨论范围内的工质状态都是由两个独立的状态参数唯一确定的。但比容 v 和密度 ρ 例外。因为它们互为倒数,所以相互间就不是独立的。

还有另外两种状态参数,即强度参数和广度参数。

凡与工质质量多少无关的状态参数,如压力、温度等称为强度参数。这类参数除温度 T 外都用小写拉丁字母表示。

凡与工质质量多少有关的状态参数,如容积、内能、焓、熵等称为广度参数。下面,这类参数一律用相应的大写字母表示,而与单位质量(1 kg)相对应的广度参数则用对应的小写字母表示。

为了考察工质的表现,有时采用下列方法是很方便的,即找一个合适的位置从全体之中划出一部分工质作为考察对象。被划出的部分称为系统,系统外的一切称为外界。系统通过真实的或假想的边界与外界隔开。可以假设系统与外界之间的相互作用只通过全部或部分边界实现。

根据系统与外界之间是否有工质质量交换,可将系统区分为闭口系统和开口系统。下

面先讨论闭口系统(图 1-6(a))。

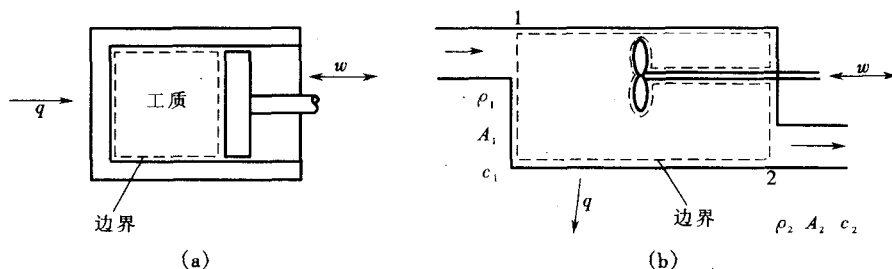


图 1-6 热力系统
(a)闭口系统 (b)开口系统

闭口系统中工质的能量称为内能 U 或 u , 单位分别是 kJ 或 kJ/kg 。内能的微观实质是工质分子的不规则运动的动能和分子位能的总和。内能也是状态参数。真实气体的内能与三个基本状态参数之间的函数关系可表为

$$u = F(T, p, v)$$

而对于满足式(1-1)的理想气体来说,内能只是温度的函数,且与温度 T 成正比,即

$$u = c_v T \tag{1-2}$$

式中: c_v ——定容比热容, $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$ 。

对于理想气体,此值是因气体组成而异的定值。

但是,当工作过程中工质的温度变化幅度大时,按式(1-2)计算将偏离真实气体的情况,出现较大的误差。为了提高计算精度又提出了准理想气体的假设,即假设气体在满足关系式(1-1)的同时,其定容比热容是随温度而变的,并按试验的结果写出相应气体的经验公式

$$c_v = a_0 + a_1 T + a_2 T^2 + a_3 T^3 \tag{1-2a}$$

式中: $a_0 \sim a_3$ ——由实验归纳出的系数。

该气体的内能

$$u = \int_{T_0}^T c_v dT \tag{1-2b}$$

式中的 T_0 通常取 273 K 。

通过边界,系统和外界可以实现热能、机械功、电能和化学能的传递,但本书只考虑前者。

如果系统内工质的压力与外界的压力有差别,而且系统的容积是可以改变的,则系统与外界将发生机械功 l 的传递。对于单位质量的工质来说有

$$dl = p dv \text{ (kJ/kg)} \tag{1-3}$$

可以看出,在此式中 p 和 v 有不同的性质。 p 可称为势参数, v 称为坐标参数。

如果系统内工质的温度与外界的温度有差别,而且边界又无隔热性,则系统与外界将发生热量 q 的传递。在这里,温度 T 是势参数,可与式(1-3)相比。为了计算所传递热量的数值,提出了相应的坐标参数熵 S (kJ/K) 或 s [$\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$] 的概念。熵也是状态参数。这时有

$$dq = T ds \tag{1-4}$$

为了明确能量传递的方向,一般规定,当坐标参数的值加大时,上式的相应能量传递即取正值。这样,当系统对外作功时,相应的机械功为正功,当系统吸热时的热量为正值。

这样,对于闭口系统,根据能量守恒定律则有

$$dq = du + pdv \quad (1-5)$$

即对单位质量的工质来说,在一个微元过程中,系统所吸收的热量等于系统内工质内能的增量与系统对外所作功之和。这就是热力学第一定律的数学表达式。

由于

$$pdv = d(pv) - vdp$$

取

$$h = u + pv = u + RT \quad (1-6)$$

则式(1-5)可改写成:

$$dq = dh - vdp \quad (1-6a)$$

式中: h ——焓, kJ/kg。

因为 u 、 p 和 v 都是工质的状态参数,所以焓也是状态参数。对于理想气体,类似式(1-2),式(1-6)也可写成

$$h = c_p T \quad (1-7)$$

对于准理想气体,类似式(1-2b)有

$$h = \int_{T_0}^T c_p dT \quad (1-7a)$$

式中: c_p ——气体的定压比热容, kJ/(kg·K)。

由式(1-6)可知:

$$c_p = c_v + R \quad (1-8)$$

定压比热容与定容比热容之比 k 谓之比热比,即

$$k = \frac{c_p}{c_v} \quad (1-9)$$

结合式(1-8)和式(1-9)可得下列关系式:

$$\begin{aligned} c_v &= \frac{R}{k-1} \\ c_p &= \frac{kR}{k-1} \end{aligned} \quad (1-10)$$

在进行初步近似计算时,假设工质为理想气体是比较方便的。但如果温度的变化幅度大,为了减小计算误差,也可以按式(1-2a)算出 c_v 、 c_p 和 k 的平均值并当作定值进行计算。表 1-1 表示理想气体的基本热力参数的常用数值。

表 1-1 理想气体的热力参数

参 数	符 号	单 位	空 气	燃 气
气体常数	R	kJ/(kg·K)	0.287	0.287
定压比热容	c_p	kJ/(kg·K)	1.005	1.147
比热比	k		1.4	1.333

在结束本节之前应该指出,前面的一些处理方法,例如式(1-3)和式(1-4),用于实际情况并不是没有问题的。比如在运转过程中,一个活塞式压气机缸内气体各处的压力和温度分

布是十分复杂的,应取哪点处的值?所以在列出这些公式时必须相应的提出工程热力学中所谓的准静态过程和可逆过程的假设。而正是借助于这样的假设和抽象,排除了大量次要因素的干扰,抓住了现象的实质,得到反映客观真理的式(1-5)。

1.4.2 开口系统的能量守恒方程式

开口系统(图 1-6(b))与外界还有工质传递。与此同时,也发生工质本身所携能量(如动能、位能和流动功等)的交换。

实际工质流动时,工质各处的状态参数和运动参数一般都具有复杂的空间分布,并且是随时间而变的,应该表示成空间坐标和时间变量的函数。对于叶轮式机械来说,因为气流的主流是沿通道流动的,流速的脉动性相对来说并不显著,作为初步近似,可以看作是一元定常流,即做如下假设:

- ①通道截面面积和曲率是平缓变化的;
- ②在与轴线垂直的截面上气流的各种性质是均匀的;
- ③通过边界传递给工质的能量是均匀分配给截面的所有工质的;
- ④各种摩擦作用由作用于边界上的剪应力表示;
- ⑤各种参数都不随时间而变。

借助于这样的模型,在对客体有了基本认识之后,再设法逐步修正由于模型与实际之间的种种偏差而出现的差异。

由于在本书讨论范围内工质位能变化很小,可略而不计,所以也就不再提及。

按一元定常流的模型,可以在系统的适当部位标出入口和出口截面 1 和 2。由于工质有流动,故在经历时间 dt 后,流入和流出系统的质量分别等于

$$dm_1 = \rho_1 A_1 c_1 dt$$

$$dm_2 = \rho_2 A_2 c_2 dt$$

式中: A_1 、 A_2 和 c_1 、 c_2 ——分别代表截面积和流速。

因为是定常流,所以经时间 dt 后,系统中工质的质量并无变化,则流入和流出系统的质量 dm_1 和 dm_2 应相等,故得

$$\rho_1 A_1 c_1 = \rho_2 A_2 c_2 \quad (1-11)$$

或

$$\frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dc}{c} = 0 \quad (1-11a)$$

这是一元定常流模型中连续方程式的表达形式。

根据式(1-3),已规定取系统对外作功为正。与此相对应,在这里规定,凡是随工质推出系统的能量皆取正值。工质所携能量包括内能 u 、流动功 pv 和动能 $c^2/2$,则对应式(1-5)可列出开口系统的能量守恒方程式:

$$dq = dh + d(c^2/2) + dl \quad (1-12)$$

即在开口系统中,对于单位质量的工质,在一个微元过程中系统所吸收的热量等于系统内工质的焓和动能的增量与对外所作功的和。

应该指出,在式(1-12)中 dl 的含义已不仅仅是式(1-3)所定义的通过系统容积改变发生的机械能的传递,而且包括系统中工质流动而发生的机械功的传递,例如,通过安装一个叶轮来对外或对内作功等。

式(1-5)和式(1-12)都只说明系统中各种能量形式之间是可以转化的并且是守恒的,但不能说明它们之间的分配情况。对于图 1-6(b)所示系统,不管流动中有无摩擦损失,式(1-12)都是正确的。因为工质流动中克服摩擦阻力所作功最后将以热能的形式加入工质,其影响只是改变了式中各种不同能量形式之间的分配,却未改变守恒性。

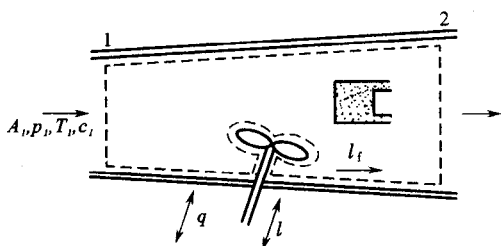


图 1-7 推导伯努利方程用图

式(1-12)也可改写成其他形式,例如可以设法把式中的热量项 dq 和焓增量项 dh 消去,用其他量来代替,并把摩擦功考虑进去。

为此设想,在系统中从流动着的工质之中再划出一部分工质构成另一个闭口系统进行考察(图 1-7)。对此小系统式(1-5(a))成立,但式子左边的热量项除了来自大系统外界的热量 dq 之外,还应考虑

由于小系统的边界与其余工质摩擦所作功 dl_f ,从而可列式如下:

$$dq = dh - vdp - dl_f$$

因为小系统中的工质又是大系统中的工质,故式(1-12)也成立。联解此二式,得

$$vdp + d(c^2/2) + dl_f + dl = 0$$

注意到此关系是指被小系统划定的某一流体微团而言的,积分上式得

$$\int_0^p \frac{dp}{\rho} + c^2/2 + l_f + l = \text{const} \quad (1-13)$$

这就是著名的伯努利方程式。此式指出,对流动中的某一流体微团而言,它所具有的压力势能 $\int_0^p \frac{dp}{\rho}$ 、动能 $c^2/2$ 、克服阻力所耗功 l_f 和所作外功 l 之和为一常数。

至此已有三种形式的能量守恒方程式,即式(1-5)、(1-12)和(1-13)。由于其中任一种都可由其他两种公式推导出来,所以它们之中只有两种是互相独立的,可以同时并用。

1.4.3 滞止参数

由式(1-12)可看出,当流动着的工质与外界没有热量传递也没有机械功的传递时,下式成立

$$h^* = h + c^2/2 \quad (1-14)$$

即工质的焓与它所具有的动能之和是定值。这个定值表征了该流动着的工质所具有的总能量,称作滞止焓或总焓。

由式(1-7)可看出,与总焓 h^* 相对应的温度 T^* 称作滞止温度或总温。

相对于总温 T^* ,气流中工质的实际温度 T 即称作静温。它们之间有下列关系:

$$T^* = T + \frac{c^2}{2c_p} \quad (1-14a)$$

总温 T^* 是更容易测取的参数。

由式(1-13)看出,流动工质在与外界没有热和机械功的传递时有下列关系:

$$\int_0^p \frac{dp}{\rho} + \frac{c^2}{2} = \text{const}$$

此式表明,随着流速 c 的降低,工质受到压缩,压力升高。当气流完全被滞止时所达到的压力谓之滞止压力或总压 p^* 。总压 p^* 可借绝热压缩过程公式

$$p^* = p(T^*/T)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-15)$$

计算出来,或由式(1-14a)可得

$$c_p T^* = c_p T + \frac{c^2}{2}$$

$$\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{c^2}{2c_p T} = \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

所以有

$$p^* = p(1 + c^2/2c_p T)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-15a)$$

相对于总压 p^* , 气流中工质的实际压力 p 即称作静压。

上述滞止参数都是可以说明流动中工质状态的参数。以后,滞止参数都用注有上角标 * 的符号表示。 p 和 p^* 可以测出,垂直气流流动方向测出的压力为静压,迎着气流流动方向的压力为滞止压力。

式(1-14)和式(1-15)也可写成另一种形式。考虑到

$$a^2 = kRT \text{ 和 } M_a = c/a \quad (1-16)$$

则由式(1-14)并利用式(1-10)有

$$M_a = \frac{c}{\sqrt{kRT}}$$

$$\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{c^2}{2c_p T} = \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}}$$

由式(1-10)得

$$\frac{T^*}{T} = \left(\frac{p^*}{p}\right)^{\frac{k-1}{k}} = 1 + \frac{(k-1)c^2}{2kRT} = 1 + \frac{k-1}{2} M_a^2$$

所以

$$\frac{T^*}{T} = 1 + \frac{k-1}{2} M_a^2 \quad (1-14b)$$

而

$$\frac{p^*}{p} = \left(1 + \frac{k-1}{2} M_a^2\right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (1-15b)$$

式中: a ——声速;

M_a ——马赫数。

1.4.4 $h-s$ 图和 $T-s$ 图

在下面常要用到 $h-s$ (焓-熵)图或 $T-s$ (温-熵)图。此节对此两图简略说明如下。

$h-s$ 图以焓 h 作为纵坐标,以熵 s 作为横坐标。根据使用要求不同,在图上还可以标出相应的定温线、定压线和定容线,如图 1-8 所示。同样,根据要求不同,制备这种图时比热容 c_p 可以取为常数(理想气体),也可以取为温度的函数(准理想气体)。对于前者,则可取 T 为纵坐标,即为 $T-s$ 图。

由于在制备这种图时要用到气体的热力参数 c_p 等,所以特定的图是只适用于特定工质的。但如只利用这种图进行定性分析,或者注意到了在有燃烧过程时工质成分的改变对图