

高等学校教材

(汽车运用工程专业用)

(第二版)

陈培陵 主编
李则纯 主审

汽车发动机原理



人民交通出版社

高等学校教材

Qiche Fadongji Yuanli

汽车发动机原理

(汽车运用工程专业用)

(第二版)

陈培陵 主编

李则纯 主审

人民交通出版社

内 容 提 要

本书是根据全国汽车运用工程专业大专教学大纲的要求编写的。

全书共分十章,主要内容有工程热力学基础知识、发动机的实际循环与性能指标、发动机的换气过程、汽油机的燃烧过程与排放污染、柴油机的燃烧过程与噪声、发动机的特性及试验、发动机的废气涡轮增压、汽车发动机发展动向等。

本书作为大专院校汽运专业的必修教材,亦可作为相近专业的试用教材。可供从事汽车、工程机械、矿山机械、起重运输机械内燃机的工程技术人员学习参考。

图书在版编目 (CIP) 数据

汽车发动机原理/陈培陵主编;宋伟,周玉明编.-北京:
人民交通出版社, 1999

汽车运用工程专业用
ISBN 7-114-03250-1

I.汽… II.①陈… ②宋… ③周… III.汽车-发动机
-理论 IV.U464

中国版本图书馆 CIP 数据核字 (1999) 第 03913 号

高等学校试用教材 汽车发动机原理

(汽车运用工程专业用)

(第二版)

陈培陵 主编

李则纯 主审

责任印制:杨柏力 版式设计:周 园 责任校对:刘高彤

人民交通出版社出版发行

(100013 北京和平里东街 10 号)

新华书店北京发行所发行

各地新华书店经销

北京牛山世兴印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:15 字数:375 千

1999 年 7 月 第 2 版

1999 年 7 月第 2 版 第 1 次印刷

印数:0001—3000 册 定价:20.00 元

ISBN 7-114-03250-1

U · 02314

前 言

《汽车发动机原理》(第二版)是按全国汽运专业教学指导委员会大专教材协作组会议上确定的编写计划而编写的。根据交通部教育司教高字第184号[1997]文要求,作为“九五”规划专科必修教材,按60学时编写。

第二版在第一版教学经验的基础上,更加突出专科特色。其特点为:理论紧密联系汽运专业实际,基本内容讲透,一般内容从简;反映当代科技发展水平与高新技术;采用国家最新的专业术语、试验规范、国家标准;尽力拓宽教材适应面,尽力做好与后续课程的衔接;每章后附复习参考题或习题。

本书采用《中华人民共和国法定计量单位》内燃机名词术语与GB1883—89相一致。

本书由南京交通高等专科学校陈培陵(第一、六、十章)、原济南交通高等专科学校宋伟(第五、七、八章)、重庆石油高等专科学校周玉明(第二、三、四、九章)编写,由陈培陵主编。三位老师均为副教授。

本书由南京建筑工程学院李则纯副教授主审,并在审稿中提出了大量的宝贵意见。全书的插图由沈东君等绘制。对此深表衷心感谢。

限于编者水平,书中不足和错误之处,恳请广大读者批评指正。

编 者

1998年9月

本书引用的内燃机主要符号及代表意义

<p>d——气缸直径</p> <p>S——活塞行程</p> <p>i——气缸数</p> <p>τ——冲程数</p> <p>A——活塞面积</p> <p>λ——曲柄连杆比</p> <p>V_s——气缸工作容积(活塞排量)</p> <p>V_{cc}——气缸余隙容积(燃烧室总容积、压缩容积)</p> <p>V_t——气缸最大容积</p> <p>V_{te}——气缸有效容积</p> <p>V_{st}——内燃机排量</p> <p>ϵ_c——压缩比(几何压缩比)</p> <p>ϵ_{ce}——有效压缩比</p> <p>$f \cdot \Delta t$——时面值</p> <p>h_v——气门升程</p> <p>Ω——涡流比</p> <p>φ_c——充量系数(充气系数、充气效率、容积效率)</p> <p>α——空燃比(燃烧空燃比)</p> <p>φ_{st}——过量空气系数(燃烧过量空气系数、空燃当量比)</p> <p>$t_d(T_d)$——进气温度</p> <p>p_d——进气压力</p> <p>p_c——压缩压力</p> <p>p_{ca}——压缩始点压力</p> <p>$t_{ca}(T_{ca})$——压缩始点温度</p> <p>p_{co}——压缩终点压力</p> <p>$t_{co}(T_{co})$——压缩终点温度</p> <p>p_{max}——最高燃烧压力</p> <p>$t_{max}(T_{max})$——最高燃烧温度</p> <p>p_r——排气压力</p> <p>$t_r(T_r)$——排气温度</p>	<p>p_b——增压压力</p> <p>$t_b(T_b)$——增压器出口温度</p> <p>Π_b——增压比</p> <p>n_{tb}——增压器转速</p> <p>p_o——环境压力</p> <p>$t_o(T_o)$——环境温度</p> <p>p_{mi}——平均指示压力</p> <p>p_{me}——平均有效压力</p> <p>p_{mm}——平均机械损失压力</p> <p>θ_{ia}——进气提前角</p> <p>θ_{il}——进气迟后角</p> <p>$\Delta\theta_i$——进气持续角</p> <p>θ_{ca}——排气提前角</p> <p>θ_{cl}——排气迟后角</p> <p>$\Delta\theta_c$——排气持续角</p> <p>θ——曲轴转角</p> <p>θ_{ig}——点火提前角(点火定时)</p> <p>θ_{is}——供油提前角(供油定时)</p> <p>θ_{ij}——喷油提前角(喷油定时)</p> <p>$\Delta\theta_{ij}$——喷油持续角</p> <p>φ_r——残余废气系数</p> <p>n_1——压缩多变指数</p> <p>n_2——膨胀多变指数</p> <p>φ_n——转速储备系数</p> <p>φ_p——功率储备系数</p> <p>φ_q——扭矩储备系数</p> <p>φ_{mq}——适应性系数</p> <p>P——功率</p> <p>P_i——指示功率</p> <p>P_e——有效功率</p> <p>P_L——升功率</p> <p>P_{max}——最大功率</p> <p>P_m——机械损失功率</p>
---	--

T_{tq} ——扭矩
 T_{tqmax} ——最大扭矩
 b_i ——指示油耗率
 b ——燃油消耗率
 b_{min} ——最低燃油消耗率
 B ——小时燃油消耗量
 η_{it} ——指示热效率
 η_{et} ——有效热效率
 η_{m} ——机械效率
 η_{kb} ——增压器效率
 n ——曲轴转速
 n_s ——起动转速
 n_{tq} ——最大扭矩转速

$\tau_i(\theta_i)$ ——滞燃期
 λ_p ——压力升高率
 G_e ——比质量
 H_u ——燃料低热值
 c_m ——活塞平均速度
 R ——排气烟度
 h_n ——针阀升程
 p_p ——启喷压力
 p_{max} ——喷油峰值压力
 η_s ——扫气效率
 β ——扫气过量空气系数(给气比)
 p_s ——扫气压力

目 录

第一章 工程热力学基础知识	(1)
第一节 气体的热力性质	(1)
第二节 热力学第一定律	(6)
第三节 气体的热力过程	(11)
第四节 热力学第二定律	(17)
第五节 焓和熵	(20)
第六节 内燃机的理想循环	(22)
复习思考题	(29)
第二章 发动机的实际循环与性能指标	(31)
第一节 四冲程发动机的实际循环	(31)
第二节 发动机的指示指标	(32)
第三节 发动机的有效指标	(35)
第四节 机械损失功率与机械效率	(38)
第五节 发动机的热平衡	(42)
复习思考题	(44)
第三章 发动机的换气过程	(45)
第一节 四冲程发动机的换气过程	(45)
第二节 四冲程发动机的充气系数	(48)
第三节 二冲程发动机的换气过程	(56)
复习思考题	(62)
第四章 燃烧的基础知识	(63)
第一节 燃烧值与发热值	(63)
第二节 完全燃烧的化学反应	(64)
第三节 燃料的着火和燃烧的基本概念	(66)
复习思考题	(70)
第五章 汽油机混合气形成和燃烧	(71)
第一节 汽油机混合气形成	(71)
第二节 汽油机的正常燃烧	(75)
第三节 汽油机的不正常燃烧	(79)
第四节 影响燃烧过程的因素	(83)
第五节 汽油机的燃烧室	(88)
第六节 汽油机的排放污染	(94)
第七节 汽油喷射与控制	(100)
复习思考题	(105)

第六章 柴油机混合气形成和燃烧	(107)
第一节 柴油机混合气的形成.....	(107)
第二节 柴油机的燃烧过程.....	(108)
第三节 柴油机的喷射与雾化.....	(113)
第四节 柴油机燃烧室.....	(118)
第五节 影响燃烧过程的因素.....	(125)
第六节 柴油机的排放污染与噪声.....	(130)
第七节 柴油机电控技术.....	(135)
复习思考题.....	(141)
第七章 发动机特性	(143)
第一节 发动机的速度特性.....	(143)
第二节 发动机的负荷特性.....	(152)
第三节 发动机的万有特性.....	(154)
第四节 发动机的调整特性.....	(158)
第五节 发动机的功率标定及进气修正.....	(164)
复习思考题.....	(171)
作业题.....	(172)
第八章 发动机试验	(174)
第一节 发动机试验的分类.....	(174)
第二节 功率与油耗的测量.....	(176)
第三节 试验条件与方法.....	(188)
复习思考题.....	(195)
第九章 发动机的废气涡轮增压	(196)
第一节 发动机增压概述.....	(196)
第二节 柴油机的废气涡轮增压.....	(199)
第三节 车用发动机增压的问题.....	(208)
复习思考题.....	(215)
第十章 汽车发动机的发展动向	(216)
第一节 汽车发动机节能新技术.....	(216)
第二节 代用燃料及其应用.....	(224)
第三节 发动机零件新材料.....	(229)
复习思考题.....	(230)
参考文献	(231)

第一章 工程热力学基础知识

热力学是研究能量(特别是热能)性质及其转换规律的科学。工程热力学是热力学最早发展起来的一个分支。它的主要内容包括三部分:

(1) 介绍构成工程热力学理论基础的两个基本定律——热力学第一定律和热力学第二定律。

(2) 介绍常用工质的热力学性质。

(3) 根据热力学基本定律,结合工质的热力学性质,分析计算实现热能和机械能相互转换的各种热力过程和热力循环,阐明提高转换效率的正确途径。

本章仅就工程热力学基础知识作一简要阐述,为学习汽车发动机原理提供必要的理论基础和分析计算方法。

第一节 气体的热力学性质

一、气体的热力状态及其基本参数

热机的运转是靠气态工质在特定的条件下不断地改变它的热力状态(简称状态),执行某一具体的热功转换过程来实现的。常用的气态工质基本上可分为两类:气体和蒸气。气体是指远离液态,不易液化的气态,而蒸气则是指刚由液态过渡过来或者比较容易液化的气态。内燃机的工质是气体(包括空气、燃气和烟气),所以我们仅讨论气体的性质。

标志气体热力状态的各个物理量叫做气体的状态参数。常用的状态参数主要有6个,即压力 p 、温度 T 、比容 v 、内能 U 、焓 H 、熵 S 。其中 p 、 T 、 v 可以直接用仪表测量,且其物理意义易被理解,所以成为描述工质状态最常用的基本状态参数。

(一) 压力 p

气体对单位面积容器壁所施加的垂直作用力称为压力 p 。按照分子运动论,气体的压力是大量分子向容器壁面撞击的统计量。压力的单位为Pa,或记作 N/m^2 ,工程上亦常用kPa与MPa。

容器内气体压力的大小有两种不同的表示方法。一种是指明气体施于器壁上压力的实际数值,叫绝对压力,记作 p ;另一种是测量时压力计的读数压力,叫表压力,记作 p_g 。由图1-1可知,表压力是绝对压力高出于当时当地的大气压力 p_0 的数值。其关系式为

$$p = p_0 + p_g \quad (1-1)$$

如果容器内气体的绝对压力低于外界大气压力时,表压力为负数,仅取其数值,称之为真空度,记作 p_v 。即:

$$p = p_0 - p_v \quad (1-2)$$

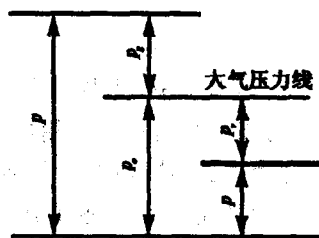


图 1-1 表压力、真空度与绝对压力的关系

真空度的数值愈大,说明愈接近绝对真空。

表压力、真空度都只是相对于当时当地的大气压力而言的。显然,只有绝对压力才是真正说明气体状态的状态参数。

(二) 温度 T

温度表示气体冷热的程度。按照分子运动论,气体的温度是气体内部分子不规则运动激烈程度的量度,是与气体分子平均速度有关的一个统计量。气体的温度愈高,表明气体分子的平均动能愈大。

热力学温度(常叫绝对温度) T 是国际单位制 SI 制中的基本温度,单位为 K。选取水的三相点温度为基本定点温度,规定其温度为 273.16K。1K 等于水的三相点热力学温度的 1/273.16。SI 容许使用摄氏温度 t ,并定义

$$t = T - T_0 \quad (1-3)$$

式中: $T_0=273.15\text{K}$,即水的冰点的热力学温度。在一般工程计算中,把 T_0 取作 273K 已足够精确,摄氏温度每一度间隔与热力学温度每一度间隔相等,但摄氏温度的零点比热力学温度的零点高 273.15K。热力学温度不可能有负值。

必须指出,只有热力学温度才是状态参数。

(三) 比容 v

比容是单位质量的物质所占有的容积:

$$v = \frac{V}{m} \quad V = mv \quad (1-4)$$

式中: v ——比容;

V ——容积;

m ——质量。

比容的倒数称为密度 ρ ,密度是指单位容积的物质所具有的质量:

$$\rho = \frac{m}{V} = \frac{1}{v} \quad (1-5)$$

比容的单位为 m^3/kg ;密度的单位为 kg/m^3 。

二、热力系统、工质及其平衡态和热力过程

(一) 热力系统

在热力学中,把某一宏观尺寸范围内的工质作为研究的具体对象,称为热力系统,简称系统。与该系统有相互作用的其它系统称为外界。包围系统的封闭表面就是系统与外界的分界面,称为边界(或界面)。边界可以是真实的,也可以是假想的。根据边界上物质和能量交换情况,热力系统分为下述几类:①开口系统,指与外界有物质交换的系统;②封闭系统,指与外界无物质交换的系统;③绝热系统,指与外界无热交换的系统;④孤立系统,指与外界既无物质交换,也无能量交换的系统。

(二) 工质及其平衡态

工程热力学中,把实现热能与机械能相互转换的工作物质称为“工质”。内燃机的工质是空气和燃气。因为气体具有最好的流动性和膨胀性,便于迅速引进热机,做功以后又能迅速排出热机,在相同的压差或温差下,其膨胀比最大,因而能够更有效地做功。同时气体的热力性质最简单,可以简化为理想气体。

为了对系统中能量转换情况进行分析计算,系统中气体各部分的温度和压力必须均匀一致(即处于热平衡和机械平衡),且不随时间而变化,这样的状态称为热力学平衡态(简称平衡态)。处于平衡态时,气体的所有状态参数都有确定的数值。只要知道两个独立的状态参数(如压力 p 和温度 T),就可确定气体所处的状态及参数。

(三) 热力过程

过程是指热力系统从一个状态向另一个状态变化时所经历的全部状态的总合。

热力系统从一个平衡(均匀)状态连续经历一系列(无数个)平衡的中间状态过渡到另一个平衡状态,这样的过程称为内平衡过程;否则便是内不平衡过程。

在热力学中,常用两个彼此独立状态参数构成坐标图,例如以 p 为纵坐标、 v 为横坐标组成的坐标图(简称压容图)来进行热力学分析,如图 1-2 所示。图中 1 点、2 点分别代表 p_1, v_1 和 p_2, v_2 两个独立的状态参数所确定的两个平衡状态;1~2 曲线代表一个内平衡过程。如果工质由状态 1' 变化到状态 2' 所经历的不是一个内平衡过程,则该过程无法在 $p-v$ 图上表示,仅可标出 1'、2' 两个平衡态,其过程用虚线表示。

可逆过程:假设系统经历平衡过程 1~2,由状态 1 变化到状态 2,并对外作膨胀功 W ,见图 1-2。如果外界给以同样大小的压缩功 W 使系统从状态 2 反向循着原来的过程曲线经历完全相同的中间状态回复到原来的状态 1,外界也回复到原来的状态,既没有得到功,也没有消耗功,这样的平衡过程称为可逆过程。

只有无摩擦、无温差传热的平衡过程才有可逆性,即可逆过程就是无摩擦、无温差的内平衡过程。

可逆过程是没有任何损失的理想过程,实际的热力过程既不可能是绝对的平衡过程,又不可避免地会有摩擦。因此,可逆过程是实际过程的理想极限。今后我们所讨论的主要是可逆过程。

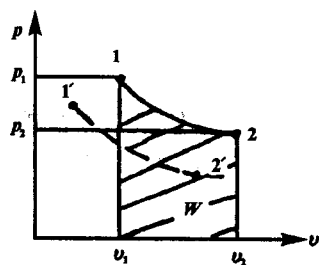


图 1-2 内平衡过程在 $p-v$ 图上的表示

三、理想气体状态方程式

所谓理想气体就是假设在气体内部其分子不占有体积,分子间又没有吸引力,这样的气体称为理想气体。在热力计算和分析中,常常把空气、燃气、烟气等气体都近似地看作理想气体,因气体分子之间的平均距离通常要比液体和固体的大得多,所以,气体分子本身的体积比气体所占的容积小得多,气体分子之间的相互吸引力也很小。通常把实际气体近似地看作理想气体来进行各种热力计算,其结果极其相似。所以对理想气体性质的研究在理论上和实际上都是很重要的。

根据分子运动论和对理想气体的假定,结合实验所得的一些气体定律,并综合表示成理想气体状态方程式(或称克拉贝隆方程式)。对于 1kg 理想气体,其状态方程为:

$$pv = RT \quad (1-6)$$

对于 m kg 理想气体,其总容积 $V = mv$

其状态方程为:

$$pV = mRT \quad (1-6')$$

式中的 R 称为气体常数,它的数值决定于气体的种类,其单位为:

$$R = \frac{(p)(v)}{(T)} = \frac{(\text{N/m}^2)(\text{m}^3/\text{kg})}{(\text{K})} = \left(\frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) = [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})]$$

对于 1 千摩尔(kmol)理想气体,其质量为 μkg (μ 为气体分子量),其容积为 $\mu v = V_m$ (m^3/kmol),按式(1-6')可以得出 1kmol 理想气体的状态方程式为:

$$p\mu v = \mu RT \quad (1-6'')$$

即

$$pV_m = R_m T \quad (1-6''')$$

根据上式可得:

$$R_m = \mu R = \frac{pV_m}{T} \quad (1-7)$$

根据阿佛加德罗定律:同温同压下,相同容积的任何气体都具有相同数目的分子。因此,在同温同压下任何气体的千摩尔容积相等。在物理标准状况($p_0 = 101325\text{Pa}$ 及 $T_0 = 273.15\text{K}$)条件下,千摩尔容积 V_m 的数值等于 $22.4\text{m}^3/\text{kmol}$ 。故对于任何理想气体 R_m 的数值都相同,并称为通用气体常数,将 p_0 、 T_0 及 V_m 值代入(1-7)可得到:

$$R_m = 8314.3[\text{J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})] \quad (1-7')$$

或:

$$R = \frac{8314.3}{\mu}[\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1-7'')$$

理想气体状态方程式反映了理想气体三个基本状态参数间的内在联系: $F(P, v, T) = 0$,只要知道其中两个参数就可以通过该方程求出第三个参数。

四、工质的比热

在热力工程中,热量的计算常利用比热。工质的比热就是单位量的物质作单位温度变化时所吸收或放出的热量。用符号 C 表示。按定义:

$$C = \frac{dq}{dT} \quad (1-8)$$

式中: dq ——某工质在某一状态下温度变化 dT 时所吸收或放出的热量。单位是千焦耳(kJ)或焦耳(J)。

比热是物质的一个重要的热力学性质。气体比热数值与气体的性质、热力过程的性质和加热的状态等有关。

(一) 比热与物量单位的关系

因为工质的计量单位可用 kg 、 kmol 、 m^3 ,工质的比热有如下三种:

质量比热 C	$\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})$
摩尔比热 C	$\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$
容积比热 C'	$\text{kJ}/(\text{m}^3 \cdot \text{K})$

(二) 定压比热和定容比热

气体在压力不变或容积不变条件下被加热时的比热,分别叫做定压比热和定容比热,通常用脚标 p 和 v 来识别。如定压千摩尔比热记作 μC_p [$\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$],定容千摩尔比热为 μC_v [$\text{kJ}/(\text{kmol} \cdot \text{K})$]等等。定义比热比 $K = \frac{C_p}{C_v}$ 。

气体在定压下受热时,由于在温度升高的同时,还要克服外界抵抗力而膨胀做功,所以同样升高 1°C ,比在定容下受热时需要更多的热量。实验表明,理想气体的定压比热值和定容比热值的差是一个常数,即:

$$\mu C_p - \mu C_v = \mu R = 8.3143 [\text{J}/(\text{kmol} \cdot \text{K})] \quad (1-9)$$

或

$$C_p - C_v = R (\text{梅耶公式}) [\text{J}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1-9')$$

设比热比 $K = \frac{C_p}{C_v}$, K 又称绝热指数, 它在工程热力学中有很重要的作用, 将在以后用到。如果以 K 和 R 来表示 C_p 、 C_v , 由梅耶公式可得

$$\begin{aligned} C_v &= \frac{1}{K-1} R \\ C_p &= \frac{K}{K-1} R \end{aligned} \quad (1-9'')$$

(三) 真实比热和平均比热

根据大量精确的实验数据和比热的量子力学理论, 理想气体的比热与压力无关, 是温度的函数, 可表示成下式:

$$C = a + bt + ct^2 + \dots [\text{kJ}/(\text{kg} \cdot \text{K})] \quad (1-10)$$

式中: a 、 b 、 c 是常数, 它们的数值随气体的种类及加热过程的不同而异。

这种相应于每一温度下的气体比热就叫做真实比热。

已知气体的真实比热随温度变化的关系 $C = f(t)$ 时, 气体由 t_1 升到 t_2 所需的热量可按下列式计算: $q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} C dt = \text{面积 } 1'2't_1$ [图 1-3a)]
 $= C_m |_{t_1}^{t_2} (t_2 - t_1) = \text{面积 } 1'2't_1$ [图 1-3b)] (1-11)

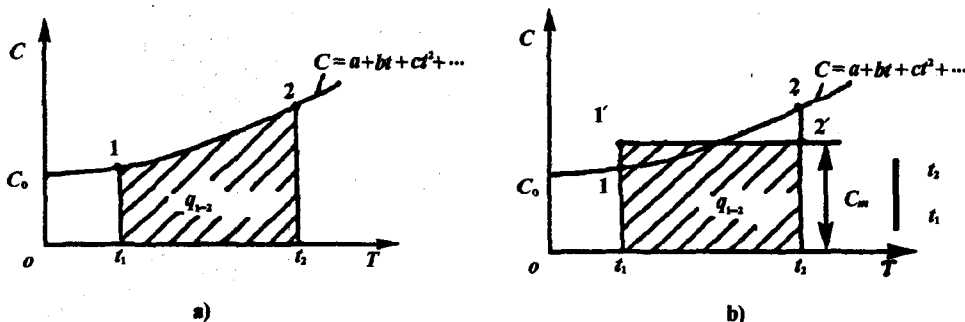


图 1-3 真实比热与平均比热

$C_m |_{t_1}^{t_2}$ 称为该气体在 t_1 到 t_2 温度范围内的“平均比热”。根据真实比热编制由 0°C 到 $t^\circ\text{C}$ 的平均比热 $C_m |_{t_1}^{t_2}$ 的数据表(本书因限于篇幅, 未列入), 将给考虑变比热的热量计算带来很大方便。

(四) 定比热

在实际应用中, 当温度变化不大或不要求很精确的计算时, 常忽略温度的影响而把理想气体的比热当作常量, 只按理想气体的原子数确定比热, 称为定比热, 如表 1-1 所示。

理想气体的定比热

表 1-1

理想气体原子数	定容千摩尔比热 C_v [kJ/(kmol · K)]	定压千摩尔比热 C_p [kJ/(kmol · K)]
单原子气体	3×4.1868	5×4.1868
双原子气体	5×4.1868	7×4.1868
多原子气体	7×4.1868	9×4.1868

第二节 热力学第一定律

热力学第一定律是能量转换与守恒定律在热力系统中的具体应用。它主要表达：工质经历受热做功的热力过程时，工质从外界接受的热量、工质因受热膨胀而对外所作出的功、同时间内工质内部储存或付出的能量三者之间必须保持收支上的平衡，否则就不符合能量守恒的原则。因此在介绍热力学第一定律解析式之前，对功、热量和内能作必要的介绍。

一、功、热量和内能

(一) 工质的膨胀功 W

图 1-4 表示 1kg 工质封闭在气缸内进行一个可逆过程的膨胀做功情况。设活塞截面积为 $A(\text{m}^2)$ ，工质作用在活塞上的力为 pA ，活塞被推进一微小距离 dx ，在这期间，工质的膨胀极小，工质的压力近乎不变，因而工质对活塞作的功为：

$$dw = pAdx = p dv \quad (1-12)$$

对可逆过程 1~2，工质由状态 1 膨胀到状态 2 所作的膨胀功为：

$$W = \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (\text{J/kg}) \quad (1-13)$$

如果已知工质的初、终态参数，以及过程 1~2 的函数关系 $p=f(v)$ ，则可求得工质的膨胀功 W ，其数值等于 $p-v$ 图上过程曲线 1~2 下面所包围的面积。因此压容图也叫示功图。由图可见，膨胀功不仅与状态的变化有关。而且与状态变化所经历的过程有关。

若气缸中的工质为 $m\text{kg}$ ，其总容积为 $V = mv$ ，膨胀功为：

$$W = mw = \int_{v_1}^{v_2} pmdv = \int_{V_1}^{V_2} p dV (\text{J}) \quad (1-14)$$

当工质不是膨胀，而是受到外界压缩时，则是外界对工质做功。这时 dv 成为负值，由式(1-13)算出的 W 也是负值，负的膨胀功实际上表明工质接受了外界的压缩功。

(二) 热量 Q

热量和功一样不是热力状态的参数，而是工质状态改变时对外效应，即传递中的能量，因此不能说：“工质在该状态下具有多少热量”。

热量和功的根本区别在于：功是两物体间通过宏观的运动发生相互作用而传递的能量；热量则是两物体间通过微观的分子运动发生相互作用而传递的能量。

按习惯，规定外界加给系统的热量为正，而系统放给外界的热量为负。国际单位制规定功 W 和热量 Q 的单位都用焦耳(J)。

(三) 工质的内能

工质内部所具有的各种能量，总称为工质的内能。由于工程热力学主要讨论热能和机械能之间的相互转换，不考虑化学变化和原子核反应的热力过程，故可以认为这两部分能量保持不

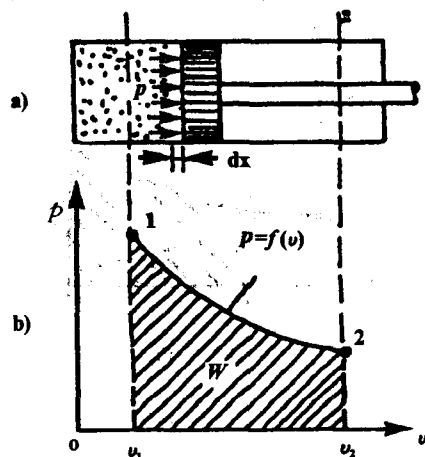


图 1-4 可逆过程的膨胀功

变,而认为工质内能是分子热运动的动能和克服分子间作用力的分子位能的总和。分子动能是由分子直线运动动能、旋转运动动能、分子内原子振动能、原子内的电子振动能等组成,由于工质内动能与内位能都与热能有关,故也称工质内部的热能。分子热运动动能是温度 T 的函数,分子间的位能是比容 v 的函数。因此工质的内能取决于工质的温度和比容,即与工质的热力状态有关。一旦工质的状态发生变化,内能也就跟着改变。单位质量工质的内能 u 也是一个状态参数,其单位是(J/kg)或(kJ/kg)。mkg 工质的总内能 $U=mu$ (J)或(kJ)。

工质内能变化值 $\Delta U=U_2-U_1$ 只与工质的初、终状态有关,而与工质由状态 1 到状态 2 所经历的过程无关。在热工计算中,通常只需计算内能变化值,对内能在某一状态下的值不予考虑。

对于理想气体,因假设其分子间没有引力,故理想气体分子间的位能为零,其内能 u 仅是温度的单值函数。

二、封闭系统能量方程式

热力学第一定律应用到不同热力系统的能量转换过程中去,可得到不同的能量平衡方程式。现在讨论最简单的封闭系统的能量转换情况。

封闭在气缸中的定量工质,可作为封闭系统的典型例子。假定气缸中的工质为 1kg,热力学第一定律可以表达为:

$$q = \Delta u + w \quad (1-15)$$

式中: q ——外界加给每 kg 工质的热量(J/kg);

w ——每 kg 工质对外界所作的功(J/kg);

Δu ——每 kg 工质内能的增加(J/kg)。

对于 mkg 工质来说,则其总热量 Q 有:

$$Q = \Delta U + W \quad (1-15')$$

式(1-15)叫做热力学第一定律解析式或封闭系统能量方程式。式中各项可以是正数、零或负数。若 q 为负,表明工质对外界传出热量; w 为负,表明工质接受了外界的压缩功; Δu 为负,表明工质的内能减少。

以上公式是从热力学第一定律直接用于封闭系统而导出的,所以它们对于任何工质和任何过程都是适用的。

式(1-15)清楚地表明,热量和功的转换要通过工质来完成。如果让热机工质定期回到它的初状态,周而复始,循环不息,就可不断地使热量转换为功。此时每完成一个闭合的热力过程(热力循环),工质的内能不变,即 $\oint du = 0$ 。根据式(1-15),在该周期内,工质实际所得到的热量将全部转变为当量的功。这正是热机工作的根本道理。由此可见,不消耗热量,或少消耗热量而连续作出超额机械功的热机是不存在的。热力学第一定律直接否定了这种创造能量的“第一类永动机”

在上面讨论的封闭系统的能量平衡方程中,如果系统经历的是比容不变的等容过程,则由式(1-12)得:

$$dw = p dv = 0$$

由式(1-15)得:

$$dq = du + dw = du$$

即工质在等容过程中的加热或放热量,全部变为工质内能的增加或减少。

同时根据定容比热的定义有:

$$dq = C_v dT$$

故

$$dq = C_v dT = du$$

即证明了,对于理想气体,内能 u 仅是温度的单值函数。

三、开口系统稳定流动能量方程式与焓

实际上,许多热机工作时,工质通常都不是永远被封闭在热机中,而是连续地(汽轮机、燃气轮机)或周期地(内燃机、蒸汽机)将已作过功的工质排出,并重新吸入新工质,工质的热力循环要在整个动力装置内完成。对于有工质流入流出的热力设备,作为开口系统分析研究比较方便。

工质在开口系统中的流动又可分为稳定流动和不稳定流动。对工程上常见的各种热功设备来说,在正常运行(即稳定工况)时,工质的连续流动情况将不随时间变化,表现为流动工质在各个截面上的状态和对外热量和功量的交换都不随时间变动,并且同时期内流过任何截面上的工质流量均保持相同。此工况就叫做稳定流动。严格地说,工质出入内燃机的气缸并不是连续的,而是重复着同样的循环变化,每一循环周期出入气缸的工质数量相同,也可以按稳定流动的情况分析。

如图 1-5 所示,1kg 工质在开口系统中作稳定流动,设系统在过程中从外界吸取热量 q ,并对外输出可被利用的机械功 W_{sh} (技术功)。由图可知:

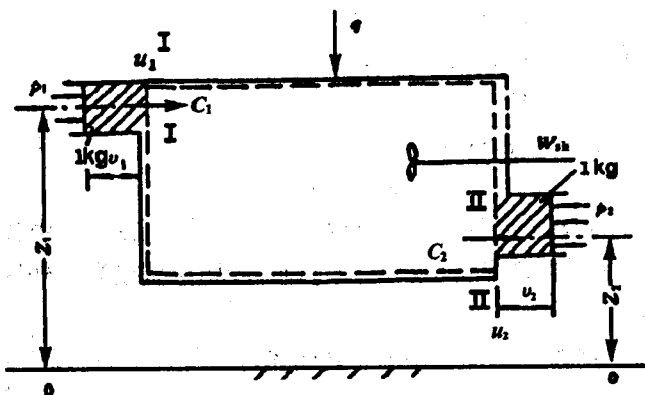


图 1-5 开口系统工质流过进、出口时的情况

1kg 工质流进界面 I-I 所携带进去的能量为:动能 $\frac{C_1^2}{2}$ (J/kg) (C_1 为流速);位能 gZ_1 (Z_1 为高度) (J/kg);内能 u_1 (J/kg);流动功(推进功) $p_1 v_1$ (J/kg)。系统从外界吸入的热量为 q (J/kg)。

1kg 工质流出界面 II-II 所携出的能量为: $\frac{C_2^2}{2}$; gZ_2 ; u_2 ; $p_2 v_2$, 系统对外输出功 W_{sh} 。

根据能量转换与守恒定律,稳定流动时输入能量等于输出能量,即:

$$q + gZ_1 + \frac{C_1^2}{2} + u_1 + p_1 v_1 = W_{sh} + gZ_2 + \frac{C_2^2}{2} + u_2 + p_2 v_2$$

经整理后可得:

$$q = (u_2 + p_2 v_2) - (u_1 + p_1 v_1) + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1) + W_{sh} \quad (1-16)$$

或

$$q = \Delta u + \Delta(pv) + \frac{1}{2}\Delta C^2 + g\Delta Z + W_{sh}$$

式(1-16)就是开口系统稳定流动能量方程式,它广泛应用于汽轮机、燃气轮机、喷管、锅炉、泵、压缩机以及节流装置等热力设备的热工计算中。

由于流动工质除了自身内能 u 之外,总随带推进功 pv 一起转移,热力学中定义两者之和为焓 h ,即:

$$h = u + pv(\text{J/kg}) \quad (1-17)$$

$m\text{kg}$ 工质的焓用 H 表示:

$$H = U + pV (\text{J}) \quad (1-17')$$

h 是 1kg 工质的内能 u 和工质在流动时,由机械移动而携带的功 pv 的总和,其中 pv 又称为流动功或推进功。既然 p, u, v 都是工质的状态参数,因此由 p, u, v 所决定的焓 h 也是工质的状态参数。焓被称为复合的状态参数。将式(1-17)代入式(1-16)得:

$$\begin{aligned} q &= h_2 - h_1 + \frac{1}{2}(C_2^2 - C_1^2) + g(Z_2 - Z_1) + W_{sh} \\ &= \Delta h + \frac{1}{2}\Delta C^2 + g\Delta Z + W_{sh} \end{aligned} \quad (1-18)$$

由于热工设备的进出口标高相差很小, $g\Delta Z$ 可忽略不计。工质流速在 50m/s 以下时, $\frac{1}{2}\Delta C^2 < 1.25\text{kJ/kg}$, 也可忽略不计,则得简化后的开口系统能量方程式:

$$q = \Delta h + W_{sh} \quad (1-19)$$

四、焓及温焓图

在应用热力学第一定律建立的各种能量平衡方程中,我们知道功和热都是能量,只不过是两种不同形式的能量,功量和热量都是工质在状态变化过程中与外界进行能量交换的度量,工质膨胀对外输出膨胀功在可逆过程中其大小为:

$$dw = p dv$$

在这里,压力 p 起着动力的作用。然而只有压力,没有位移,即没有比容 v 的变化 dv ,则不可能有功的交换。根据 dv 的增大或减少,则可以确定功量的正负。

可见功量的交换是通过工质的两个状态参数 p, v 来进行计算的,并且可以在由 p, v 坐标组成的压容图上用一块面积来图示功量的大小。如图 1-6a) 上曲线 1~2 下的面积 $12v_2v_1$ 所示。

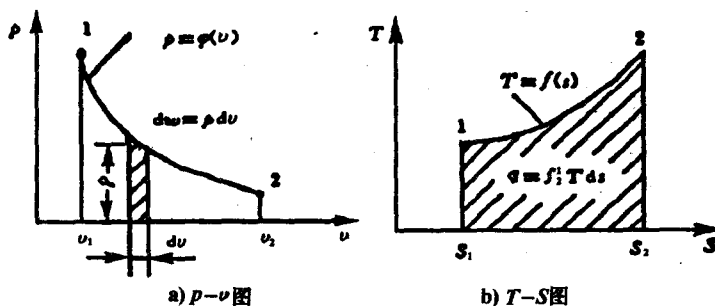


图 1-6 可逆过程的 $p-v$ 图和 $T-S$ 图