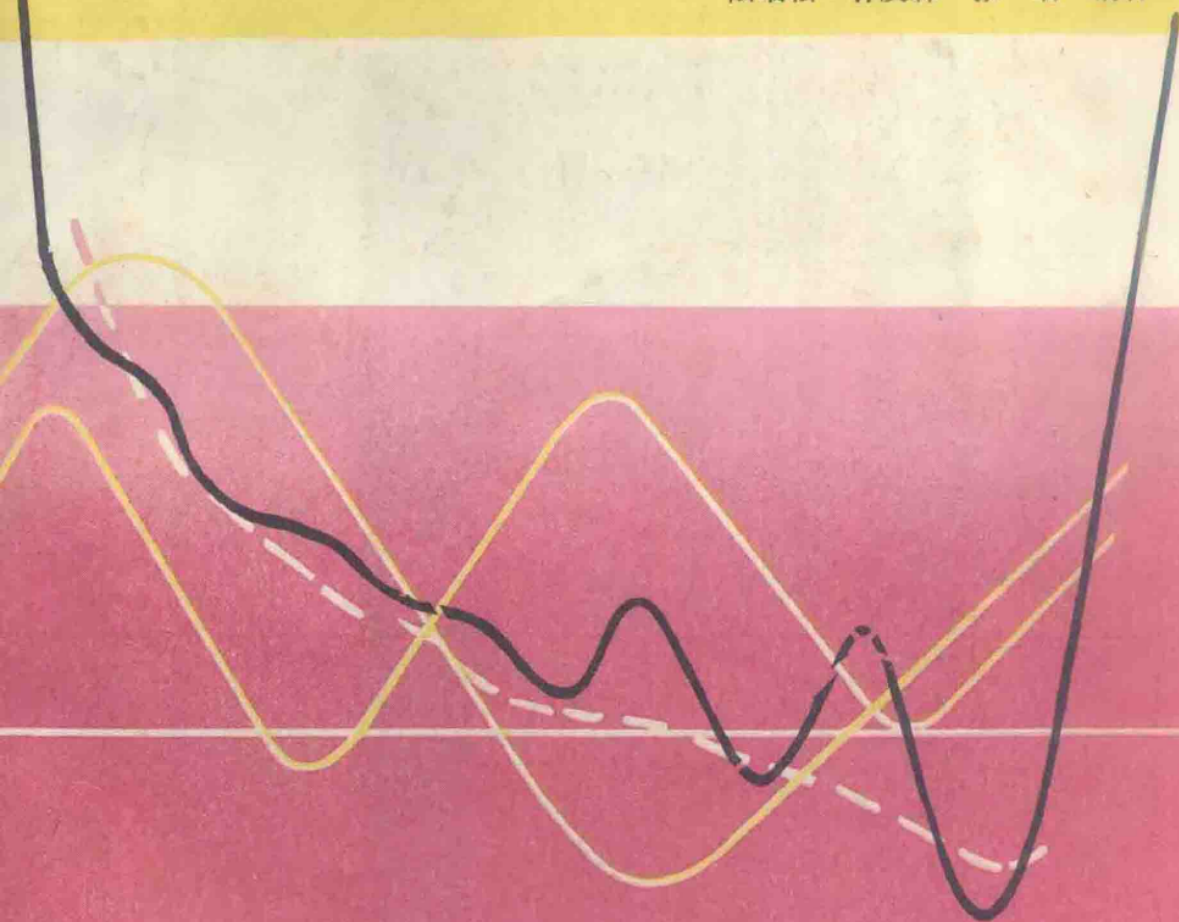


# 内燃机的传热与热负荷

陆瑞松 林发森 张 瑞 编著



国防工业出版社

# 内燃机的传热与热负荷

陆瑞松  
林发森 编著  
张 瑞

国防工业出版社

## 内 容 简 介

本书主要介绍内燃机的传热与热负荷方面的基本理论、换热器设计、内燃机主要零部件的温度场分析和热负荷方面的结构分析。本书力图以传热学原理和力学原理为工具,来阐明内燃机上具体的传热与热负荷的若干实际问题,以供解决有关生产问题时参考。

书中主要内容包括:传热的基本原理,内燃机受热部件的温度场电模拟测试和不定常温度波的计算,换热器设计计算,柴油机受热部件的热负荷结构分析,风冷内燃机的热负荷问题;最后在附录中列出了内燃机受热部件温度场、应力场和变形的有限元电算程序和计算实例。

本书可作为高等工科院校内燃机专业高年级学生和研究生的教学参考书,也可供从事内燃机设计、制造和运转的技术人员参考。

## 内燃机的传热与热负荷

陆瑞松

林发森 编著

张 瑞

责任编辑 方 商

\*

国防工业出版社出版

新华书店北京发行所发行 各地新华书店经售

国防工业出版社印刷厂印装

\*

787×1092  $1/16$  印张 20 $1/2$  465千字

1985年12月第一版 1985年12月第一次印刷 印数: 0,001—2,270册

统一书号: 15034·2858 定价: 4.20元

## 前 言

在当前内燃机技术的发展中,要求单位马力的重量和体积较小而可靠性又较高的这一相互矛盾的课题,正是急待我们解决的任务之一。使发动机强载,是减少单位马力重量的一项重要措施,然而这有碍于发动机可靠性的提高,且庞大的增压空气冷却器与发动机相对尺寸的缩小不相适应。而发动机的传热与热负荷问题,正是上述具有诸多矛盾的课题中的主要矛盾之一。

编者把近年来从事柴油机传热与热负荷方面的科研、教学和生产设计中积累的一些资料,整理成册,以供同好者参考。

本书共由六章组成:

第一章叙述了传热的基本原理。其中避免了教科书形式的内容,而着重于有关数值计算法的介绍。

第二章叙述了内燃机燃烧室的传热和温度场的电模拟测试方法。其中分别介绍了各种热边界条件的处理,和测试的具体方法。

第三章叙述了柴油机燃烧室内的不定常热传导。举例计算了柴油机燃烧室壁面的温度波动和波动热应力。

第四章叙述了换热器的热力计算方法。举例说明了增压空气中冷器的设计计算方法;对紧凑、轻巧而高效的板翅式换热器的设计计算也作了一定的介绍。

第五章叙述了柴油机的热负荷和结构分析,其中对组成燃烧室空间的有关零部件——活塞、缸套、缸盖以及气阀、射油器等受热元件,曾就热负荷的角度进行了一定的分析,并提出了改善其工作可靠性的有关措施。

第六章叙述了风冷柴油机的热负荷。在热负荷方面与水冷柴油机作了比较。书中还叙述了风冷柴油机热负荷方面所存在的问题及其解决的途径。

由于有限元法在内燃机传热和结构分析上是个得力的计算工具,所以书中选入了两个基本的电算程序,作为附录列于书末。

本书的绪论、第三、五、六章由陆瑞松同志执笔,第一、二、四章由林发森同志执笔,附录由陆瑞松和张瑞两位同志共同执笔。

在内容方面,我们应用了上海沪东造船厂、403厂、上海船厂、哈尔滨江北船厂、湖北柴油机厂、上海柴油机厂、上海交通大学、上海复旦大学、709所、711所、交通部上海船舶运输科学研究所、上海内燃机研究所、武汉水运工程学院等单位公开发表的或内部交换的资料,还有《国外内燃机》、《舰船翻译稿》、《舰船技术》、《武汉造船》、《武汉水运工程学报》以及本书各章参考文献中所列的国内外文献资料。编者在此谨向所有提供资料的单位和作者表示感谢。

本书原稿承下列诸同志审阅:武汉水运工程学院船舶动力工程系张钰(绪论、第一、二、四章)、韩魁(第三、五、六章)初审;华中工学院船舶工程系戚贻茂(第一至六

章)、吴承雄(第三章)、马元镐(第二、四章)、吴殿信(第五、六章)二审,武汉海军工程学院二系周政(第二、三、五、六章)、黄言华(第二、三、五章)、卢惠明(第一章)、朱世伟(有限元法方面提供了意见)三审。对审阅同志们提出的宝贵见解和具体问题,我们感到甚为珍贵,在此深表谢意。

编 著 者



## 绪 论

内燃机是一种热力发动机，通常可按燃用的燃料来分，有柴油机、汽油机、煤气机等几类，这些都是活塞式内燃机；还可以把燃气轮机列为内燃机的一大分支，称为叶片式内燃机。诸如此类，对内燃机进行分类的依据和方法甚多，不过在本书里主要涉及的是柴油机。因为柴油机的单机功率覆盖着从几马力至几万马力的广阔范围，且无论从热能的利用程序或以单位功率的费用支出来说，它的经济性为众机之冠，加上其他已知的理由，这使柴油机在国民经济和国防工程上得到了最为广泛的应用。本书所谈内燃机除特别注明的少数数据以外，主要叙述的是柴油机方面的内容。

柴油机既是一种热动力机械，因此它的运转离不开“热”的传递现象，这在很大程度上主宰着柴油机的经济性、可靠性以及其他各项重要的技术经济指标。从内燃机工程学这一学科来说，常可划分为“原理”和“结构设计”两大系统，本书仅从“结构设计”这一系统来论述柴油机中热的传递现象，和由此在柴油机的设计、制造和维护管理中产生的有关课题。这些课题包括柴油机的热负荷、可靠性、换热器设计以及研究这些课题的有关理论和手段。其中，理论是传统的，而手段包括了模拟法和数值法，数值法中列出了国内外近年来才逐步推广应用的有限元法的几个通用程序。

因此，本书定名为《内燃机的传热与热负荷》。

柴油机的热负荷之所以值得人们重视，其中道理是从生产实践的教训中取得的。例如，柴油机的某些部件会由于温度过高而失去工作能力，这包括机件因高温而烧蚀或熔化、变形、材料的强度或硬度的下降、润滑油膜的破坏和排气灰分的熔化等；而柴油机部件的热疲劳，是对柴油机运转可靠性的又一重要威胁。柴油机因“热”或“温度”引起的故障，即使在过去年代里的强载度极低的柴油机上也已普遍有所反映，例如：缸套、活塞、活塞环、气阀、阀座等摩擦副的使用寿命不长，燃烧室、活塞顶等容易烧蚀，射油器的可靠性不够，缸盖、活塞、缸套等易产生裂纹或遭破坏而报废等等。由于这些故障，有的已成普遍现象，以致人们已习以为常，对上述摩擦副或射油器的以百小时或千小时计的使用寿命已被人们所接受；而缸盖、活塞、缸套等的裂纹或开裂或某些烧蚀、腐蚀等现象有时认为也不可避免，以致在设计中常只估计部件开裂或烧蚀、腐蚀的发展速度而在部件的厚度上给以裕度，竟以在预计的使用寿命之前不致破坏到贯穿壁厚为满足。

人们把上述引起柴油机这些故障的“热”或“温度”的因素叫做热负荷，而这些故障叫做热负荷故障。

对柴油机的热负荷故障持熟视无睹的态度，而让千百万柴油机受热零部件以不应有的、短的使用寿命来渡过它的“一生”，或甚至由此酿成重大机务事故的现象已不能再继续下去了。特别是在柴油机日益强载化的今天，把柴油机热负荷问题提到内燃机这一学科的科研前沿已是刻不容缓的任务了。在新品研制实践中人们体会到，在研制一台技术经济指标先进的柴油机时，当经过一定的调整试验后，性能指标一般是比较容易达到

设计要求的，可是它的使用寿命和工作可靠性要达到预期目标却并不容易，往往是旷日持久而得不到解决，其中不难找到热负荷故障常是真正的“拦路虎”之一。

当柴油机的以平均有效压力和速度（活塞速度或曲轴转速）为标志的强载度提高时，就意味着气缸里单位时间内释放的热量增加，当然这就会带来热负荷的增加。因此，以什么来作为衡量柴油机热负荷的尺度，正如经验所证明的那样，可以单位活塞面积的功率作为尺度，即这个功率大，便表示热负荷大，反之，则表示小。与此相应的还有：单位活塞面积的燃油消耗率、单位气缸散热面积的散热率——热流密度、或作为强载度指标的平均有效压力与活塞平均速度的乘积，这些在一定程度上均可作为衡量柴油机热负荷的尺度。

可是，已知柴油机的热负荷故障指的是某些部件由于温度过高而失去工作能力，或部件因热疲劳而遭破坏。因此，上述作为衡量柴油机热负荷尺度的有关指标，不能唯一地作为估计热负荷故障的依据。唯一地可以作为依据的只能是柴油机具体部件特定部位的温度值，和决定具体部件热应力和热变形的部件上的温度分布——温度场，以及主宰受热零部件表面波动热应力的温度波。对于机件的热强度来说，根据柴油机具体部件的温度场和壁面温度波，通过热光弹或现代计算技术以求取热应力、热变形，再计及由于气缸内气体压力造成的机械应力后，与在该温度下该部件材料的高温性能的相比较中，即可估计出该部件的热负荷可靠性。这里有关的温度场和应力值系借助于理论的或间接的办法求取的，所以是属于一种“先期研究”的理论方法，实践证明，这是行之有效的一种研究方法。在制成的柴油机上，对受热零部件若干点的温度值和应力值可用测试手段进行实测，这是属于“实机测试”方法，它可说是研究方法中的最后手段。

在过去，人们没有意识到柴油机热负荷问题的重要性，也没有掌握零部件热负荷可靠性先期研究的理论方法和实机测试，那时对柴油机的设计是以经验为依据，它是在同类型柴油机统计资料的基础上选取性能参数和结构参数，而后在多次样机试制、试验和长期的实机运转的考核中得到完善。可以想象，如果超过统计资料进行“外插”来进行设计新型号的柴油机，就具有很大的盲目性，这会冒反复的、长期的试凑而不得成功的风险。好在过去长时间以来，柴油机的强载度不高，人们对于即使已呈现出来的热负荷可靠性问题和寿命问题，也习以为常而被接受了。所以在那个时代，根据统计资料试凑的设计方法同时也继续把柴油机热负荷问题的实质掩盖住了，因而得不到人们的重视。

可是在今天，对于强载度高的柴油机，它的热负荷问题已突出到影响该机研制成败与否的关键地位，这是可以理解的。特别是对于昂贵的大型低速、中速或高速大功率的柴油机，对热负荷问题更应给以特别注意。在这些柴油机，从气缸以至增压系统，所有受热部件的设计上，目前均已应用热负荷的研究成果，否则这些柴油机研制的成功完全是不可能的。

即使如此，目前柴油机的热负荷可靠性问题尚未得到彻底解决，有时稍有疏忽，仍然会演变到“拦路虎”的地步。例如，10000马力的中等增压度的6ESDZ76/160型船用低速柴油机，在试用初期，气缸盖热负荷的可靠性极低，有关部门曾对装有这种机型的九艘万吨远洋货轮进行调查，发现在运转2100~5000小时内，在54个在用气缸盖中就有38个产生了热负荷裂纹。这一现象，有时即使在农用非增压的小型柴油机上也会发现。例如，有关部门曾调查了12台农用单缸6马力的198型柴油机，发现在不到一年

半的时间里, 在 12 个气缸盖中因裂纹贯穿而报废的竟达 11 个之多。

不计上述热负荷可靠性特别差的个别例子, 即使是昂贵的成熟的机型, 在正常营运状态下, 其热负荷可靠性方面的问题也不可避免。下表为日本海事协会的统计资料。

柴油机燃烧室部件损伤统计表

| 损伤零件      | 缸 盖   |      |       |      |        |      |      |      |       |      |
|-----------|-------|------|-------|------|--------|------|------|------|-------|------|
| 冲程数       | 二 冲 程 |      |       |      |        |      |      |      | 四 冲 程 |      |
| 机型        | UEC   |      | B & W |      | SULZER |      | MAN  |      | 中 速 机 |      |
| 统计年份      | 1972  | 1973 | 1972  | 1973 | 1972   | 1973 | 1972 | 1973 | 1972  | 1973 |
| 燃气侧       | 101   | 76   | 7     | 10   | 56     | 45   | 29   | 17   | 25    | 26   |
| 冷却水侧      | 2     | 0    | 10    | 13   | 16     | 24   | 55   | 59   | 3     | 2    |
| 其他        | 6     | 6    | 8     | 13   | 12     | 14   | 0    | 1    | 15    | 22   |
| 总计 (X)    | 109   | 82   | 25    | 36   | 84     | 83   | 84   | 77   | 43    | 50   |
| 在用台数 (Y)  | 535   | 580  | 469   | 483  | 438    | 446  | 256  | 253  | 1146  | 1183 |
| 损伤率 (X/Y) | 20.4  | 14.2 | 5.3   | 7.5  | 19.2   | 18.6 | 32.8 | 30.4 | 3.8   | 4.2  |

| 损伤零件        | 活 塞   |      |       |      |        |      |      |      |       |      |
|-------------|-------|------|-------|------|--------|------|------|------|-------|------|
| 冲程数         | 二 冲 程 |      |       |      |        |      |      |      | 四 冲 程 |      |
| 机型          | UEC   |      | B & W |      | SULZER |      | MAN  |      | 中 速 机 |      |
| 统计年份        | 1972  | 1973 | 1972  | 1973 | 1972   | 1973 | 1972 | 1973 | 1972  | 1973 |
| 燃气侧         | 21    | 26   | 43    | 39   | 32     | 27   | 22   | 11   | 3     | 9    |
| 冷却水侧        | 11    | 4    | 7     | 6    | 57     | 69   | 10   | 17   |       |      |
| 其他          | 26    | 20   | 11    | 23   | 74     | 94   | 45   | 29   |       |      |
| 总计 (X)      | 56    | 50   | 61    | 68   | 163    | 190  | 77   | 57   | 43    | 58   |
| 在用台数 (Y)    | 535   | 580  | 469   | 483  | 438    | 446  | 256  | 253  | 1146  | 1183 |
| 损伤率 (X/(Y)) | 10.8  | 8.6  | 13.0  | 14.1 | 37.2   | 42.6 | 30.1 | 22.5 | 3.8   | 4.9  |

| 损伤零件      | 缸 套   |      |       |      |        |      |      |      |       |      |
|-----------|-------|------|-------|------|--------|------|------|------|-------|------|
| 冲程数       | 二 冲 程 |      |       |      |        |      |      |      | 四 冲 程 |      |
| 机型        | UEC   |      | B & W |      | SULZER |      | MAN  |      | 中 速 机 |      |
| 统计年份      | 1972  | 1973 | 1972  | 1973 | 1972   | 1973 | 1972 | 1973 | 1972  | 1973 |
| 燃气侧       | 12    | 12   | 5     | 14   | 9      | 17   | 3    | 2    | 15    | 31   |
| 冷却水侧      | 10    | 3    | 72    | 59   | 6      | 2    | 2    | 5    | 17    | 16   |
| 其他        | 1     | 2    | 1     | 2    | 0      | 1    | 2    | 3    | 6     | 1    |
| 总计 (X)    | 23    | 17   | 78    | 75   | 15     | 20   | 7    | 10   | 38    | 48   |
| 在用台数 (Y)  | 535   | 580  | 469   | 483  | 438    | 446  | 256  | 253  | 1146  | 1183 |
| 损伤率 (X/Y) | 4.3   | 2.9  | 16.6  | 15.5 | 3.4    | 4.5  | 2.7  | 4.0  | 3.3   | 4.1  |



由表可见, 柴油机燃烧室受热部件的热负荷故障的确还是存在, 从损伤率的统计数字看, 有时还相当严重, 其中以大型低速二冲程柴油机尤为显著。

柴油机愈是强载, 如果在设计上不采取相应措施的话, 那么柴油机热负荷故障的严重程度将愈是不堪设想。情况严重的时候, 最后只有降低柴油机性能指标来迁就其对热负荷可靠性的要求, 这就意味着人们在柴油机的发展道路上将屈服于热负荷故障这一“拦路虎”。可是柴油机的发展总是沿着强载的方向, 也即顶着热负荷威胁的方向去发展的, 可以说大、中、小型机几乎都不例外。下表取德国 40/46 型中速柴油机为例, 说明它经历了两次世界大战直至今天还在继续发展的历史过程。从表可见, 40/46 型机六十多年的发展历程就是不断地进行着强载化的过程。

柴油机强载化的结果可以增加单机功率, 可是自六十年代以来, 随着船舶的巨型化、高速化、自动化的进程, 对柴油机单机功率的要求越来越大。要满足这一要求, 除了对柴油机继续强载化以外, 还采取了逐步增大缸径的措施, 大型低速二冲程船用柴油机在这方面的历程如下表所示:

40/46型柴油机的发展历程

| 年 份       | 机 型             | 转 速 (转/分) | 平均有效压力<br>(公斤/厘米 <sup>2</sup> ) | 单 缸 马 力 |
|-----------|-----------------|-----------|---------------------------------|---------|
| 1914—1918 | M6V 40/46       | 470       | 5.85                            | 166     |
| 1939—1945 |                 | 470       | 7.78                            | 233     |
| 1939—1945 | M6V 40/46KBB    | 520       | 10.1                            | 333     |
| 1945前夕    | 40/46           | 540       | 12.1                            | 416     |
| 1950—1953 | 6 40/46         | 425       | 9.25                            | 250     |
| 1955      | PC1 6 40/46     | 470       | 11.7                            | 350     |
| 1962      | PC2 40/46       | 515       | 15.4                            | 465     |
| 1967      | PC2-2 40/46     | 520       | 15.1                            | 500     |
| 1971      | PC2-5 40/46     | 520       | 19.5                            | 650     |
| 1977      | PC2-5 BTC 40/46 | 520       | 26                              | 842     |
| 目前在试      | PC2-5 BTC 40/46 | 520       | 30.8                            | 1000    |

我们知道缸径的增大, 单位气缸工作容积的散热面积便减小, 加上由于燃烧室壁厚的增加和热流路程的增加, 这给热负荷问题带来严重后果。这就可以理解到, 为什么大缸径高强载的低速二冲程柴油机热负荷故障特别严重的原因。

近代大型低速二冲程船用柴油机缸径增大的历程

| 年 份  | 最 大 缸 径 (毫米) | 单 缸 马 力   |
|------|--------------|-----------|
| 1956 | 740~760      | 1200~1400 |
| 1960 | 840~900      | 2100~2300 |
| 1965 | 930          | 2750      |
| 1970 | 1060         | 4000      |

小型高速柴油机也沿着强载化的方向发展, 它的措施是适当地提高转速或活塞平均速度, 在经济上有利的条件下还采用了增压; 而无条件地挖掘强载潜力是通过燃烧系统的改进, 使在确定的缸内空气量下能尽量减少燃烧的过量空气系数, 即在燃烧完全和及时的条件下供以更多的燃料, 使发出更高的平均有效压力。过量空气的下降, 意味着柴

油机热负荷的上升,如处置不当,将会引起燃烧室部件的损伤和射油器等的失效。所以,这类柴油机载荷的限制常不以排烟浓度为依据,而以热负荷可靠性作为先决条件。

风冷柴油机以空气作为冷却介质,其所能带走的热量只有水冷柴油机的一半左右。因此,风冷柴油机的热负荷比水冷的为高,它表现在气缸温度和排气温度均较高。风冷机上各受热部件的适当散热和必要的技术措施,是风冷机可靠运转的必要保证,否则一系列热负荷方面的故障将会接踵而来。这些故障是:活塞擦伤、气缸垫漏气、缸套变形、气阀端部间隙增大、射油器卡死或烧坏、润滑油变质以及柴油机起动性能恶化等。

各类柴油机上普遍存在的热负荷问题如何解决呢?当然,设法降低柴油机的强载度,这个热负荷问题就自然容易得到解决了。实践证明,低转速、低活塞平均速度、低载荷的柴油机具有高度的可靠性,例如有一台450转/分的农用低速柴油机,其缸套和活塞环的实际使用寿命可比1500转/分高速柴油机的长3倍以上;曾有一台船用低速、非增压柴油机的缸套连续使用达二十多个年头。在1977年4月号的《柴油机和燃气轮机进展,世界版》上,曾报导英国普提克公司的一种单缸农用柴油机,转速600~800转/分,活塞平均速度3~4米/秒,平均有效压力3公斤/厘米<sup>2</sup>左右,马力7~10匹,单位马力重量达40~60公斤,声称这是发展了若干年的一个名牌,在可靠性和经济性方面在世界很多地方有很高的声誉。这类柴油机在发展中国家中很受欢迎,有的已经历了大约四十年的考验。

上述事例说明了,降低柴油机的强载度,的确是解决柴油机热负荷可靠性和使用寿命的有力措施,但这是一种消极的措施。从总的技术发展来说,毋庸置疑,应不断提高柴油机的强载度,并采取积极的措施来解决它的热负荷问题。解决的办法,从燃烧室受热部件的“结构设计”上来说,应包括:改善材质的高温性能、加强受热部件的冷却、应用使热应力和机械应力各得其所的“薄壁强背”设计以及在应力较大的部位设法给以应力释放等项措施;从柴油机工作循环的“原理”方面来说,主要是燃烧和增压的改善,或其他别具匠心的措施。

改善材质以提高受热部件的热负荷可靠性,在一定程度上是个颇为有效的措施。例如,缸径在400毫米以下的缸盖,通常用灰铸铁制造,而当缸径大于400毫米时,由于热应力随缸径增大而增大,以至灰铸铁经不起较大塑性变形的长期考验,此时改用球墨铸铁为宜;又如,为提高阀面的高温硬度以延长其使用寿命,可在阀面上焊以硬质合金;再如,为确保射油器的工作可靠性,其偶件的回火温度不宜低于其工作温度等等。

加强对受热部件的冷却,也是提高其热负荷可靠性的必要措施。例如,强载度高的缸盖设计成具有中横隔板结构,这可加快燃气壁面处的水流速度,且对水流给以必要的引导,使它定向地冲刷着排气阀和射油器,使这些受热严重的零部件得到较好的冷却;又如为了提高活塞的热负荷可靠性,而使原有的滑油冷却改为水冷却;再如为提高射油器的可靠性,而发展了水冷却结构等等。

活塞、缸盖、缸套等的设计,既要减薄其壁厚以改善冷却和减小热应力,又要对这薄的壁面给以强有力的支持,以适应由气缸爆发压力造成的机械应力。因此,对上述三种燃烧室部件的设计又发展了多种的“薄壁强背”方案,目前在比较强载而尺寸又较大的柴油机上几乎无例外地都在应用这种设计思想;近年来在大缸径、强载度最高的柴油机上,纷纷采用钻孔冷却式的缸盖、缸套甚至是活塞,这些也属于薄壁强背设计思想,

即厚实的部件本体(强背)上钻以离燃气侧很近(薄壁)的冷却水孔,这是一种很成功的设计。

热应力过大的部位,常会引起裂纹,甚至贯穿整个壁厚而使该部件功能完全失效。因此,在设计上应考虑热应力的释放问题。例如,在缸盖的结构设计上,为减少燃烧室壁上的热应力,对缸盖的四周不宜箍得太紧,缸盖与缸套定位凸肩间要留有充分的活动余地;又如缸盖上阀门的“鼻梁”处如果常易产生裂纹,可在裂纹附近预先铣去一部分金属以减轻应力集中的程度;再如,燃烧室部件上的有关孔口或边缘处均应给以圆顺,以免应力集中等等。

所有这些以及其他有关解决柴油机热负荷可靠性的措施,实践证明都是有效的,但某些措施的副作用,在新情况下又形成了新问题,这又不能不引起人们的注意。

例如,对柴油机燃烧室部件给以充分的冷却时,虽然对某些结构可能会使其热应力增加,而对另一些结构又会使热应力减小,但无论如何,该部件的温度下降了,材料的工作性能提高了,这对解决热负荷问题是有利的一面。然而,也有一个程度上的界限,即燃烧室部件的温度也不宜低于某些定值,否则会引起某些部件的加速磨损或腐蚀破坏,而且还会恶化柴油机的性能指标。

因为被冷却介质带走的热量意味着是一种损失,如果让冷却介质少带走一些热量,那么这部分少带走的热量在气缸里还可能有一定份额转化为有用功,其余份额则以排气热量的形式排出。这就是说,如果减弱对燃烧室部件的冷却,柴油机的热效率就会提高,但燃烧室部件的温度和排气温度将会上升,也就是说,燃烧室部件以至废气涡轮的热负荷问题将会加剧。

因此,也可从相反的方面去考虑来解决燃烧室部件的热负荷问题,即在这些部件的、与缸内燃气接触的面上设置隔热层,这个隔热层既能减少冷却介质带走的热量,又能解决这些部件的热负荷问题。对隔热层进一步的改革设想就是绝热。设想中的这种发动机就是绝热发动机。在国外,能源危机甚嚣尘上的今天,对这种绝热发动机普感兴趣。美国陆军坦克发动机研究发展中心与卡明斯发动机公司合作共同研究的计划中的这种绝热发动机,其耗油率仅为 125 克/有效马力·小时。

再如,为了对热应力集中的燃烧室部件的孔口或边缘给以应力释放,而对这些部位作圆顺。在许多情况下,活塞的燃烧室凹坑或让阀坑的边缘上都容易发生裂纹,如在上述部位作圆顺,是可以收到避免裂纹的目的,但这会使柴油机的性能恶化。 $\omega$  型燃烧室的凹坑,其锐边最易产生裂纹,但这锐边却特别有利于降低排气污染和改善燃烧性能。所以在解决零部件的热负荷问题时还不能简单从事。

鉴于柴油机热负荷方面的问题众多,且已到了不容忽视的时候,所以本书编写了以下两章:

[柴油机的热负荷与结构分析];

[风冷柴油机的热负荷]。

为了解决柴油机的热负荷问题,而应采取那些研究手段呢?为此,本书编写了以下三章,作为若干研究手段中的一二介绍出来:

[燃烧室壁的传热和温度场的电模拟测试];

[柴油机的不定常传热];

[附录——有限元法的电算程序]。

如已知柴油机具体受热部件的温度场，可将其视为标志该部件热负荷程度的一个重要尺度。如何求取这个温度场呢？作为“先期研究”，温度场的电模拟测试不失为一个重要手段。电模拟是应用电场与温度场间的比拟关系，在还没有实机部件可利用的时候，来预测实机部件的温度场。

各种现象之间的类似，深刻地反映了自然界的统一性，而导热现象和导电现象之间的相类似，正是这种自然界统一性的一个例证。通常应用电模拟测试的柴油机零部件的温度场，是指定常温度场，它与定常的电场可用同一拉普拉斯微分方程来描述。其中，当温度场与电场同在几何形状相似、边界条件相似的条件时，温度场中的温度与电场中的电位就同为相应坐标的调和函数，它们两者间在数值上仅差一个任意常数，拉普拉斯微分方程的理论解，在大多数实际问题是不可能的，而电模拟测试装置实际上就是最切实可行的解算手段。

电模拟测试装置根据制作模型的材料的不同，可分为导电纸式、电解液式和电阻网式几种。导电纸模型可模拟平面问题，但由于导电纸电阻很难做到沿半径作线性变化，所以无法模拟轴对称问题。电解液模型可以模拟平面问题，也能模拟轴对称问题。电阻网模型能模拟平面、轴对称和三维问题，以及非均质和各向异性问题。

现有的电学测量仪器和相应的电模型技术，可以相当精确地进行电模拟测试。可是这种“先期研究”所预测的燃烧室零部件的温度场，是否符合将来实机的真实情况，其关键在于模拟试验中选用的热边界条件是否符合实机情况。几十年来，国内外对柴油机燃烧室的传热进行了大量的试验和理论研究，取得了一定的进展，但由于传热现象的复杂性，目前在理论研究上还未取得新的突破。可是从大量的试验资料中已整理出了一系列的经验公式。因此，根据实机情况来选取合适的经验公式，以便恰当地确定电模拟的边界条件就至为重要了。边界条件选取得是否符合实机情况，其最后判断只有由实机测试数据来验证了。

对柴油机进行不定常传热问题的计算，其目的是为了求取在燃烧室部件燃气侧壁面上的温度波动值。原来这个温度波动会使该壁面产生波动热应力，而此波动热应力又会加速壁面的蠕变速度，和易于促使壁面产生细微裂纹，更由于腐蚀介质的由此渗入，而导致燃气侧壁面产生意外的过早断裂。特别是当发动机处于不稳定工况时，其不定常传热问题所带来的危害将更为突出。

燃烧室壁不定常传热的计算，通常要简化为一维不定常传热方程，应用数值法或图解法来求解。

有限元法，借助于电子计算机的推广使用而得以应用在传热与热负荷的研究上，成为一个极为得力的研究手段。用有限元法解弹性力学问题，其本质是基于最小位能原理。因为一个物体的稳定平衡位置必是其位能为最小的位置，例如钟摆的稳定平衡位置必然是当摆处于铅直位置上，因这时摆的位能为最小。当一个弹性体在其各节点上承受有各种载荷时，则这个弹性体的稳定平衡位置必然是它的总位能为最小的某个状态，此时各节点位移后所处的位置就是我们所要求的位移值 $\{\delta\}$ 。而位移量按坐标给以求导，即得应变值 $\{\epsilon\}$ ，由 $\{\epsilon\}$ ，通过材料的弹性模量，即可求得应力值 $\{\sigma\}$ 。

求取柴油机燃烧室部件的温度场，是热应力计算的先决条件。对求取温度场而言，当



然无所谓最小位能原理,但以平面温度场为例,其温度函数所满足的调和方程与平衡状态下弹性薄膜的横向位移所应满足的微分方程有完全同样的形式。因此,对薄膜平衡状态所成立的最小位能原理,可以通过比拟而给出定常温度场的相应形式。也就是说,可以应用有限元法来求取零部件的温度场。

在内燃机的强度研究中,应力当然是判断零部件安全程度的必要数据,所以应力的光测法和电测法有它的重要价值。而有限元法的计算,不但能求得应力值,而且还能求得变形。对内燃机有关部件变形的求算是有其重要意义的,通过它可以判断有关运动副(如气缸与活塞、活塞环与环槽、阀与阀座、轴与轴承等)的工作间隙及其工作的可靠程度。

有限元法的应用是近二十年的事,它是从美国的飞机工业和欧洲的土木工程开始发展起来,1960年开始在造船工业上得到应用;1967年7月在荷兰第二届国际船舶结构会议上曾作过介绍;1970年8月在日本召开第四届国际船舶结构会议时已经得到广泛地应用。1977年在日本第12届国际内燃机会议上,有限元法在内燃机强度的研究上应用已很广泛;1979年在维也纳第13届国际内燃机会议时,三维有限元的应用已很普遍。

有限元法的原理,最早萌芽于我国古代的伟大数学家祖冲之(公元429~500年),他是我国南北朝时代南朝的科学家。他在推算圆周率的时候,运用的正是有限元的基本思想,它是今天有限元法的雏型。五十年代末,我国研制成功了第一台大型电子计算机,同时也展开了计算机的应用和现代计算数学的研究。中国科学院计算数学研究所冯康同志于六十年代初独立于西方创造了一整套现代化、系统化解微分方程的方法,当时命名为“基于变分原理的差分方法”,也就是现在国际上统称的有限元法。在国外,有限元法是由工程界在传统构件化方法的基础上作为经验方法而提出的,数学家是在以后才重视和参加的;而在我国,一开始就用数学的观点提出问题和解决问题,并重视理论与实践的统一。这是我国与西方在创立有限元法的实践背景与学术道路上的区别。

我国内燃机工程界开始应用有限元法,首先应属上海内燃机研究所,是该所于七十年代初即提倡应用该法并进行了工作。

柴油机热负荷问题的解决,除了上述应用必要的“先期研究”手段从受热零部件的“结构设计”上着手外,从柴油机工作循环的“原理”上着手也是大有可为的,但这已超出本书的范围。

应用传热学原理精心设计的增压空气中间冷却器(简称中冷器),是改善强载度高的增压柴油机热负荷的重要设备,这是因为柴油机进气阀前的空气温度 $t_0$ 对排气温度 $t_1$ 有着直接影响。

虽然,在不同的柴油机之间,仅据排气温度的高低是不足以判断各柴油机热负荷的大小,但对同一台柴油机来说,排气温度的高低,正是表示该柴油机热负荷大小的一个鲜明尺度。

所以,中冷器的设计受到人们的重视。增加中冷器的冷却面积,就可增强对增压空气的降温作用,但此时中冷器的尺寸增大了,特别是在中高速高强载的柴油机上,为保证足够的增压空气的温降,以致中冷器的尺度与柴油机本身来比已大得不相适应。所以中冷器的设计,总是力图提高单位冷却面积的传热效率,但又应保证具有最小的增压空气压力降。这两方面,在中冷器的使用过程中应有足够的持久性,即在设计指标上应

留有充分的余地，或在结构上对冷却水侧及增压空气侧应有一定的抗污染能力。

为此，本书编写了以中冷器为中心的[换热器设计的热力计算方法]一章，就中冷器中目前占主导地位的单片管式结构作了重点论述；对结构紧凑而高效的板翅式换热器也作了介绍。这些中冷器、滑油冷却器以及淡水冷却器等，在确保柴油机的热负荷可靠性方面都是不可或缺的设备。

传热学作为一门独立的学科，是近几十年的事，它研究的对象是热的传递过程。从热力学第二定律知道，只要有温度差存在，热量总是自发地从高温传向低温。温度差在自然界里普遍存在，所以热的传递过程是一个很普遍的自然现象。但研究表明，热的传递是一个很复杂的现象。为了分析上的方便，人们把复杂的现象分割为三个基本形式——导热、对流换热、辐射换热——来分别研究。柴油机燃烧室里的热从燃气传到冷却水的过程，就包括燃气对燃烧室内壁表面的对流和辐射的换热，而后从内壁表面向外壁表面的导热，最后由外壁表面向冷却水的对流换热。现把热量从燃气向冷却水的传递过程统称为传热，而把例如从燃气对内壁面的、包括对流和辐射换热以及导热在内的热量传递过程称为复杂换热。

传热学从它的发展过程来看，最初从汇集某些个别的经验数据开始，发展到应用相似理论，从而组成了一套实验研究的理论体系。近几十年来，物理学上的成就，特别是对流体的层流和湍流的研究，和边界层理论的逐步充实，这些因素都促进了传热学的进一步发展。近代高速电子计算机的出现，使实验的传热学向计算方向迈出了一大步，相信今后还会有进一步的发展。

本书编写了[传热的基本原理]一章，着重介绍基本原理的数学表达式及其求解方法。希望这能有助于读者理解书中内燃机的传热与热负荷的内容；也希望对于将以计算传热学为手段来研究内燃机的传热与热负荷问题的科学工作者来说，有所裨益。

## 参 考 文 献

- [1] 内燃机杂志编辑部：《内燃机结构强度研究》，机械工业出版社，1977年。
- [2] 上海机电一局〈万匹机气缸盖质量问题调查组〉：6ESDZ76/160型柴油机缸盖损伤情况，《资料》，1975年，7月。
- [3] 湖北柴油机厂：关于改进198型柴油机几个问题的汇报，《资料》，1965年，7月。
- [4] 沪东造船厂：大型船用柴油机气缸盖破损原因分析和改进（译文），1975年，9月；《日本船用機関学会誌》，1971年，第6卷，第4号。
- [5] 沪东造船厂：柴油机燃烧室壁的损伤事故《船用发动机译文集》，1975年，3月。
- [6] 刘颖：船用柴油机的当前技术水平与发展趋势，《资料》，1978年，11月。
- [7] 天津内燃机研究所编译：《国外风冷柴油机》，机械工业出版社，1973年。
- [8] 《船用柴油机简报》，1979年，1月，6月，等。
- [9] 武汉水运工程学院有限要素法编辑小组：《有限要素法》，交通部科学技术情报研究所，1973年。
- [10] 工程计算的有力武器，《光明日报》，1979年，4月，27日。
- [11] 于崇华，祖冲之与有限元，《航空知识》，1980年，3月。

# 第一章 传热的基本原理

## 主要符号

|                           |                                    |     |
|---------------------------|------------------------------------|-----|
| $a$ 导温系数                  | $w$ 流速                             | 希 文 |
| $A$ 吸收率, 系数               |                                    |     |
| $B$ 厚度                    |                                    |     |
| $C$ 比热, 系数                | $\alpha$ 放热系数                      |     |
| $d$ 直径                    | $\beta$ 体膨系数, 肋化系数                 |     |
| $d_e$ 当量直径                | $\gamma$ 重度                        |     |
| $E$ 辐射力                   | $\delta$ 厚度                        |     |
| $F$ 面积                    | $\theta$ 过剩温度K, $^{\circ}\text{C}$ |     |
| $g$ 重力加速度                 | $\varepsilon$ 黑度                   |     |
| $K$ 传热系数                  | $\lambda$ 导热系数                     |     |
| $m$ 质量                    | $\mu$ 动力粘度                         |     |
| $p$ 压力                    | $\nu$ 运动粘度                         |     |
| $Q$ 热量                    | $\rho$ 密度                          |     |
| $q$ 热流密度                  | $\sigma$ 表面张力                      |     |
| $R$ 传热热阻                  | $\sigma_0$ 绝对黑体的辐射常数               |     |
| $T$ 温度K                   | $\tau$ 时间                          |     |
| $t$ 温度 $^{\circ}\text{C}$ | $\tau_s$ 剪切力                       |     |
| $U$ 汽化频率, 周长              | $\eta_{肋}$ 肋片效率                    |     |

## 相似准则

$$\text{Gr} = \frac{\beta g L^3 \Delta T}{\nu^2} \text{——葛拉晓夫 (Grashof) 准则}$$

$$\text{Nu} = \frac{\alpha L}{\lambda} \text{——努谢尔特 (Nusselt) 准则}$$

$$\text{Pr} = \frac{\nu}{a} \text{——普朗特 (Prandtl) 准则}$$

$$\text{Re} = \frac{wL}{\nu} \text{——雷诺 (Reynolds) 准则}$$

$$\text{St} = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}} = \frac{a}{\rho w c_p} \text{——斯坦顿 (Stanton) 准则}$$

$$\text{Eu} = \frac{p}{\rho w^2} \text{——欧拉 (Euler) 准则}$$

本章扼要地阐述传热的基本原理，目的是为进一步研究内燃机的传热问题打下基础。

## §1 热 传 导

热传导（简称导热）是热能传递中的一种方式。它是由于物系内部存在着温度差，引起热能从温度高的部分传向温度低的部分，或从一个物体传到另一个与其互相接触的物体。很明显，导热过程是一个不平衡的热力学过程，它是以一定的速度在一定的空间和时间条件下进行的。研究热传导的任务在于：确定物体内部的温度分布，热传导的速度和传递的热量等。

在纯热传导的现象中，传递的热量  $Q$  与温度梯度  $\frac{\partial t}{\partial n}$ 、时间  $\tau$  和垂直于导热方向的截面积  $F$  成正比，如图 1-1 所示。

即

$$Q = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} F \tau \quad \text{千卡}$$

或

$$q = \frac{Q}{F} = -\lambda \frac{\partial t}{\partial n} \quad \text{千卡/米}^2 \cdot \text{小时} \quad (1-1)$$

式中  $\lambda$  ——材料的导热系数 千卡/米·小时·°C；

“—”——表示热量传递的方向与温度梯度的方向相反。

式 (1-1) 就是傅立叶定律的数学表达式。

物体内部的温度分布，可用下列函数形式表示，

$$t = f(x, y, z, \tau) \quad (1-2)$$

式中  $x, y, z$  ——研究点的坐标；

$\tau$  ——时间。

式 (1-2) 的具体数学式，由导热微分方程式给出，即

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = a \nabla^2 t \quad (1-3)$$

这是物体无内热源时的三维温度场的不定常导热微分方程。

对于有内热源时的三维温度场的不定常导热微分方程为

$$\frac{\partial t}{\partial \tau} = a \left( \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) + q_{\text{内}} = a \nabla^2 t + q_{\text{内}} \quad (1-4)$$

式中  $a$  ——导温系数， $a = \frac{\lambda}{c\gamma}$  米<sup>2</sup>/小时；

$\gamma$  ——物体重度 公斤/米<sup>3</sup>；

$c$  ——比热 千卡/公斤·°C；

$\nabla^2$  ——拉普拉斯运算符号， $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2} + \frac{\partial^2}{\partial z^2}$ ；

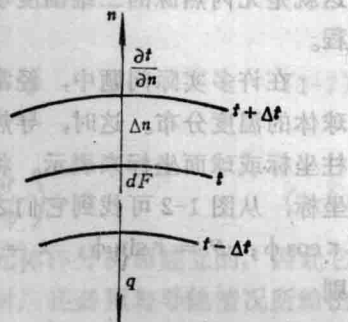


图1-1 温度梯度和热流方向的关系



$q_{\text{热}}$ ——内热源 千卡/米<sup>3</sup>·小时。

上述的导热微分方程还可根据导热的实际情况加以简化。对内燃机的传热，没有内热源，如为定常导热，物体内部各点的温度不随时间而变化，则方程 (1-4) 变为

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad (1-5)$$

这就是无内热源的三维温度场的定常导热微分方程。

在许多实际问题中，经常遇到要求取圆柱体或球体的温度分布。这时，导热微分方程就应采用圆柱坐标或球面坐标来表示。将直角坐标变换为圆柱坐标，从图 1-2 可找到它们之间的关系。图中  $x = r \cos \phi$ ； $y = r \sin \phi$ ； $z = z$ 。

则

$$\frac{\partial t}{\partial x} = \frac{\partial t}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial x} + \frac{\partial t}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial x}$$

$$\frac{\partial t}{\partial y} = \frac{\partial t}{\partial r} \frac{\partial r}{\partial y} + \frac{\partial t}{\partial \phi} \frac{\partial \phi}{\partial y}$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} = \frac{\partial t}{\partial r} \frac{\partial^2 r}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} \left( \frac{\partial r}{\partial x} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 t}{\partial r \partial \phi} \frac{\partial r}{\partial x} \frac{\partial \phi}{\partial x} + \frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2} \left( \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)^2 + \frac{\partial t}{\partial \phi} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2}$$

$$\frac{\partial^2 t}{\partial y^2} = \frac{\partial t}{\partial r} \frac{\partial^2 r}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial r^2} \left( \frac{\partial r}{\partial y} \right)^2 + 2 \frac{\partial^2 t}{\partial r \partial \phi} \frac{\partial r}{\partial y} \frac{\partial \phi}{\partial y} + \frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2} \left( \frac{\partial \phi}{\partial y} \right)^2 + \frac{\partial t}{\partial \phi} \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2}$$

另外根据  $\frac{\partial r}{\partial x} = \cos \phi$ ； $\frac{\partial^2 r}{\partial x^2} = -\frac{\sin \phi}{r}$ ； $\frac{\partial r}{\partial y} = \sin \phi$ ； $\frac{\partial^2 r}{\partial y^2} = \frac{\cos \phi}{r}$ ； $\frac{\partial \phi}{\partial x} = -\frac{\sin \phi}{r}$ ；

$\frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} = 2 \cos \phi \sin \phi$ ； $\frac{\partial \phi}{\partial y} = \frac{\cos \phi}{r}$ ；及  $\frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} = -2 \cos \phi \sin \phi$ ，将这些结果代入方程

(1-5) 并注意  $\sin^2 \phi + \cos^2 \phi = 1$  则有

$$\frac{\partial^2 t}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial t}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 t}{\partial \phi^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} = 0 \quad (1-5a)$$

此即是用圆柱坐标表示无内热源的、三维温度场的定常导热微分方程。

直角坐标和球面坐标之间的关系如图 1-3 所示。从图中有  $x = r \sin \psi \cos \phi$ ； $y = r \sin \psi \sin \phi$ ； $z = r \cos \psi$ 。用上面同样的方法，推导出用球面坐标表示的、无内热源三维温度场的定常导热微分方程

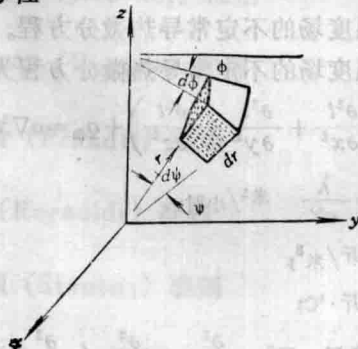


图1-2 圆柱坐标

图1-3 球面坐标