

柴 油 机 原 理

刘 颖 主 编

华中工学院出版社

柴 油 机 原 理

刘 颖 主 编

责任编辑 叶见欣

●

华中工学院出版社出版

(武昌喻家山)

湖北省新华书店发行 各地新华书店经售

华中工学院印刷厂印刷

*

开本: 787×1092 1/16 印张: 24.25 字数: 570,000

1984年3月第一版 1984年3月第一次印刷

印数: 1—6,000

统一书号: 15255—024 定价: 2.60元

前 言

本书是根据一九八二年七月在大连市召开的《船用柴油机原理》教材会议通过的大纲编写的。教材会议由船舶动力类教材编审组主持，哈尔滨船舶工程学院、上海交通大学、武汉水运工程学院、海军工程学院、大连工学院、华南工学院、华中工学院和国防工业出版社等单位的十六位专家、教授出席了会议，详细讨论了本书基本内容的选取和章节的安排，重点内容的加强和非重点内容的精简；根据各章节的内容和教学要求，确定了编写字数。本书可作为100课内学时的教学用书，使用本教材时还可根据具体情况有所取舍。

本书总结了《船用柴油机原理》教材（国防工业出版社1980年版）的教学实践经验，着重于基本理论和基本概念的阐述，力求反映本学科近代科技水平，做到观点明确，概念清晰，层次分明，重点突出，以适应培养高级科技人员对教科书的要求。

现在很多国家，特别是科学技术比较发达的国家已普遍采用国际单位制，我国也规定要逐步采用国际单位制，但目前国内许多技术资料还是采用工程单位制。因此，本书采用两种单位制并存，书后还有附录“国际单位制和常用单位换算”。

本书由华中工学院刘颖教授主编。参加编写的还有戚賁茂教授，朱梅林、崔心存、刘永长副教授，吴承雄和张宗杰讲师。朱梅林副教授协助主编作了书稿的整理工作。夏冬明同志描绘了本书的图稿。

根据教材会议的决定，本书稿由海军工程学院俞懋旦教授主审。参加审稿的还有唐开元副教授，李幼鹏副教授，徐达人和孔祥煦同志。他们对书稿进行了认真细致的审查，提供了宝贵的修改意见，编者谨对他们表示衷心的感谢。

限于编者的水平，书中难免有不妥之处，请读者批评指正。

编 者

一九八三年九月

目 录

序 言	(1)
第一章 柴油机的热力循环	(7)
第一节 柴油机的理论循环	(7)
第二节 柴油机的实际循环	(10)
第三节 柴油机的指示参数与有效参数	(16)
第二章 燃油与燃烧	(21)
第一节 柴油机的燃油	(21)
第二节 燃油在燃烧中的热化学	(27)
第三节 柴油机的燃烧过程	(37)
第四节 影响燃烧过程的主要因素	(53)
第五节 燃烧产物及有害物质排放	(62)
第三章 可燃混合气形成与燃烧室	(71)
第一节 燃油系统	(71)
第二节 燃油喷射过程	(81)
第三节 喷油规律及其影响因素	(87)
第四节 异常喷油及其消除	(94)
第五节 燃烧室	(102)
第四章 柴油机的换气过程	(127)
第一节 四冲程柴油机的换气过程	(127)
第二节 四冲程柴油机的换气损失和泵气功	(129)
第三节 四冲程柴油机的充气系数及其影响因素	(131)
第四节 提高充气系数的主要措施	(135)
第五节 四冲程柴油机配气定时的确定	(140)
第六节 二冲程柴油机与四冲程柴油机换气过程的比较	(146)
第七节 二冲程柴油机扫气系统的基本型式	(149)
第八节 二冲程柴油机气口时面值的确定	(156)
第九节 二冲程柴油机换气过程品质评定	(166)
第十节 二冲程柴油机换气过程的试验研究	(171)
第五章 柴油机的动力性与经济性分析	(174)
第一节 柴油机的指示参数	(174)
第二节 柴油机的机械损失	(179)
第三节 柴油机的有效参数	(185)
第四节 柴油机的热平衡	(187)
第五节 柴油机的热计算	(191)

第六章	废气涡轮增压器	(210)
第一节	废气涡轮增压器的构造及其发展	(210)
第二节	离心式压气机的工作原理及其特性	(217)
第三节	轴流涡轮的工作原理及其特性	(235)
第四节	径流涡轮的工作原理及其特性	(247)
第七章	柴油机与涡轮增压器的配合	(254)
第一节	废气可用能及增压系统的选择	(254)
第二节	涡轮增压器主要参数的确定	(274)
第三节	二冲程柴油机增压系统的特点	(288)
第四节	涡轮增压器效率对柴油机性能的影响	(296)
第五节	增压器与柴油机的特性配合及调整	(300)
第六节	超高增压柴油机	(315)
第八章	涡轮增压柴油机工作过程的数值计算	(320)
第一节	柴油机的工质及热力系统的划分	(320)
第二节	柴油机气缸内的热力过程	(322)
第三节	柴油机进排气管系统内的热力过程	(331)
第四节	柴油机缸内过程计算的边界条件	(334)
第五节	废气涡轮增压器内的热力过程	(347)
第六节	中冷器内的热力过程	(352)
第七节	柴油机与涡轮增压器的匹配	(352)
第八节	涡轮增压柴油机过渡过程的计算	(353)
第九章	柴油机特性	(357)
第一节	柴油机的工况及其特性分类	(357)
第二节	柴油机的速度特性	(358)
第三节	柴油机的负荷特性	(363)
第四节	万有特性	(365)
第五节	螺旋桨推进特性	(367)
第六节	调速特性	(371)
第七节	柴油机的功率标定及大气修正	(373)

序 言

柴油机在各种热能动力机械中油耗最低、热效率最高、功率范围宽广、适应各种转速、起动迅速、运行安全、维修方便、使用寿命较长,在国民经济和国防建设中得到广泛应用。特别在船舶方面,柴油机作为主机和辅机更是占统治地位。例如,内河及沿海船舶全部以柴油机作为主机和辅机;在远洋船舶中,因为柴油机不但油耗最低,而且能燃用价格低廉的劣质油,所以柴油机作为主机的比例与年俱增^①;海军轻型水面舰艇如猎潜艇、扫雷艇、巡逻艇、炮艇、鱼雷快艇、导弹快艇、登陆舰及辅助舰等绝大多数以柴油机作为动力装置,有些大型水面舰艇,如导弹护卫舰、驱逐舰以柴油机或柴油机与燃气轮机联合装置作为动力装置,至于常规潜艇全以柴油机作为动力装置。

总之,柴油机已成为民用和军用船舶的最主要的动力装置,因此研究柴油机对发展我国交通运输和海军建设有着重要的意义。

解放后,我国建立了自己的柴油机制造工业,生产了一部份自苏联引进的柴油机机型,如轻12V180ZC、6E390、12VE230ZC和42-160ZC等。1958年以来,自行研制了若干机型,如6ESDZ43/82B、9ESDZ43/82B、6ESDZ75/160B、6ESDZ76/160、新6300ZC、48-150ZC等机型。自1978年起,为了配合我国船舶出口,自瑞士、丹麦、西德、法国和日本等国引进了若干低、中、高速大功率柴油机和柴油机发电机组的制造许可证。但由于我国生产工艺装备落后,而且对引进的技术进行消化研究不够,以致到1982年为止,还不能自行生产全部的零部件。因此,加强对引进机型的研究消化,使引进机型的零部件能全部由自己生产,这是我国柴油机工业的一项紧迫的任务。

柴油机是一种将燃油的化学能转变为机械功的动力机械。这种能量转换是燃油在气缸中与空气充分混合进行燃烧,产生高温高压的工作气体,推动活塞、连杆、曲轴,从而使燃油的化学能转变为机械功向外输出的。柴油机性能的优劣可从五个方面,即动力性、经济性、运转性、可靠性和耐久性来衡量。柴油机的动力性主要指柴油机的功率、扭矩、转速和最低转速;经济性主要指每马力小时或每千瓦小时柴油机所消耗的燃油量和润滑油量,以及柴油机能够燃用劣质油(例如重油、渣油)的能力;运转性主要指柴油机在低温环境中的冷车起动性能,倒转性能,噪音以及排气中的污染成分等;可靠性指柴油机在运转中发生故障的可能性,它包括主要零部件及辅助系统零部件发生故障的可能性;耐久性则指柴油机在两次大修之间的时间长短(例如中速大功率柴油机的大修期已达20000小时,低速大功率柴油机已达运转四年才进行大修)。衡量一部柴油机的质量,除了上述五种性能外还有许多其他因素,例如它的结构形式是否便于检查维修,对工艺材料是否有特殊要求,制造成本是否在市场上有竞争能力等。柴油机的五种性能之间以及和它的结构、工艺、

^① 据日本轮机学会统计,1980年国外新建的2000吨以上的船舶总数为1434艘,其中以柴油机作为主机的1398艘,占总数的97.49%;1981年总数为1603艘,以柴油机作为主机的1572艘,占总数的98.07%,其余31艘的主机为蒸汽轮机,占总数的1.93%。

材料、价格之间又常是互相矛盾互相制约的。设计一部新的柴油机时，常是根据柴油机的不同用途进行综合的考虑，对上述某种性能的要求有所侧重。

柴油机原理这门课程是研究柴油机整个工作循环中各个过程的各个阶段，分析影响各过程各阶段的主要因素，从中找出它的一般规律；并研究提高各种性能指标的有效措施，以及指出进一步提高性能指标的方向。目前，大、中功率柴油机绝大部分是增压柴油机，而且增压程度愈来愈高，每循环在气缸中燃烧的燃油量急骤增加，燃油燃烧后的最大爆发压力以及最高燃烧温度愈来愈高，如何控制最大爆发压力以降低柴油机零部件的机械负荷，努力降低涡轮前的柴油机排气温度以保证涡轮叶片有足够的使用寿命，这是本课程研究的重要内容之一。因此，本课程对解决柴油机的可靠性和耐久性也有十分密切的关系。当然，柴油机的可靠性和耐久性还与柴油机的结构、材料、工艺、润滑以及使用维护水平有关。总之，柴油机原理是以燃油的能量转换为中心，深入研究整个循环的各个过程，以提高柴油机的动力性能、经济性能、运转性能并兼顾可靠性能和耐久性能为目标的一门重要的课程。

自1882年德国人狄赛尔（Rudolph Diesel）提出了柴油机工作原理，1896年制成第一台四冲程柴油机，到目前已有八十多年的历史。这期间，柴油机已取得了巨大的进展，不仅它的应用范围十分广泛，而且单缸功率、单机功率和转速范围都有了很大的发展。目前低速柴油机的单缸功率已达4600马力，其12缸的整机功率已达55200马力。为发挥螺旋桨的最佳推进效率，苏尔寿公司（Sulzer Brother Co.）新发展的RTA系列长冲程柴油机转速已降低到70转/分，油耗降低到127克/马力·小时。中速大功率船用柴油机单缸功率已发展到1800马力，其18缸整机功率达到32400马力，油耗下降到140克/马力·小时。中高速大功率船舶柴油机的缸径已达到280毫米，以法国16PA6-280为例，单缸功率达420马力，其16缸整机功率达6720马力，油耗为150克/马力·小时。在柴油机技术的迅速发展过程中，实验研究方法起着重要的作用。这是因为柴油机的整个能量转变过程是涉及到许多因素的复杂过程，只有通过实验才能找出各因素间的相互关系，才能检验某一新的设想、新的设计是否合理。因此，我们不仅对整机进行实验研究，而且对若干系统、若干零部件也进行单项实验研究工作。例如对燃油系统、换气系统、气缸内气体运动状况的实验研究，对燃油雾化及着火情况的照像研究等。

为了简化实验研究工作，人们通常采用单缸试验机和三缸试验机等。利用单缸试验机可以模拟增压系统进行不同方案的燃烧的研究实验工作，也可进行零部件强度的测量工作。利用三缸试验机或六缸试验机则可进行涡轮增压器与主机互相配合的研究实验工作。国外有些柴油机制造厂为了考核柴油机的可靠性和耐久性，还进行实船实验和在厂中长期发电运行并结合定期检查的实验研究工作，以期找出柴油机可能出现的故障和弱点，作为进一步改进的资料。

柴油机实验研究工作的开展，产生了各种实验用仪器装置，如量取燃油消耗的油耗计，量取气缸内压力变化过程的各种示功器、各种测功机，测量压力、温度、转速、流速、空气流量的各种仪器和传感器等。为了深入地研究柴油机各个过程的现象和参数，还应用了高速摄影技术，示踪技术，激光全息照像技术等较先进的技术和手段。

近年来，电子计算机已广泛地用于柴油机的结构设计及性能研究工作上。例如柴油机

工作过程的计算,柴油机与增压系统的匹配计算,喷油提前角及配气相位的优选计算,燃油系统的压力波计算以及排气管的压力波计算等。在结构设计方面则有各种零部件的有限元法计算,活塞及缸盖的温度场计算等。这些计算是比较繁杂的,用人工进行计算费时费事,有些几乎是不可能的,使用计算机进行计算就可以在很短的时间内计算出结果。但是应该指出计算机计算出的结果并不一定能反映柴油机有关性能的真实情况。通常的情况是,计算结果必须与实验结果相比较,如有不符则根据实验数据修改其数学模型的边界条件,使计算结果与实验结果,更加逼近。因此,电子计算机的计算与柴油机的实验研究是相辅相成的。利用电算可以较快地进行多方案的比较,指出发展和变化的趋势,从而缩短单纯依靠实验进行研究的时间,减少研究费用。但是计算的结果不能完全代替实验。柴油机性能方面的研究仍然主要依靠实验方法来进行。

柴油机虽然已经有了八十余年的发展历史,其技术也已日趋完善,但是它仍然在不断地发展和改进之中。当前大功率柴油机(包括低速、中速和高速机)研究和发展的主要趋势是:降低柴油机燃油和润滑油的消耗,包括在低、中速柴油机上研究燃用劣质重油、渣油以提高柴油机的经济性;研究在柴油机上使用非石油产品的代用燃料,以保证石油供应枯竭时,柴油机仍能依靠代用燃料进行工作;提高柴油机的可靠性和耐久性;提高柴油机单机功率或单缸功率,降低单位功率的重量;采用普通材料,降低生产成本;减少机型,加强通用化、系列化和标准化工作;简化维护和维修工作;加强自动监护和遥控操纵研究;降低噪音、振动、冒烟及排气中有毒物质的排放;加强某些基本理论的研究工作,例如对燃油雾化、着火过程及反应动力学的研究,对气缸内油滴分布与气流运动的研究,气缸内传热问题的研究,气缸内燃烧问题数学模拟的研究等。

(一) 提高柴油机运转的经济性

自1973年石油价格暴涨后,燃油费用猛增,各大型柴油机制造厂在产品的油耗上竞争十分激烈,油耗迅速降低。以低速柴油机而论,丹麦B&W公司的L-GF系列油耗原为153克/马力·小时,1977年在L-GF系列上增加活塞行程约20%,使油耗降低为148克/马力·小时,1979年又在L-GFC型机上采用定压增压系统,使油耗降到139克/马力·小时。1980年在L-GFCA型机上延迟排气阀开启时间,使油耗降为136克/马力·小时。1981年10月在L-GB型机上控制喷油始点并提高涡轮增压器效率,使油耗降为133克/马力·小时。1982年初制成L-GBE型机,油耗降低到130克/马力·小时。如果爆发压力保持不变而把功率降到85%,则可使油耗降到126克/马力·小时。B&W公司在油耗上的改进使其低速柴油机的销售额由1979年占世界总销售额的25%左右跃至1981年的50%,而苏尔寿公司的低速柴油机销售额则自1979年的60%降到1981年的40%。这一情况,迫使苏尔寿公司在降低油耗上狠下功夫。1979年苏尔寿公司在RLA型机上增加活塞行程22%,使油耗降低到147克/马力·小时。鉴于B&W公司的L-GFC型机问世,其油耗之低,震动了航运界,苏尔寿公司在RLA型机上采取改进措施,如提高涡轮增压器效率,在高负荷时不使活塞下部起扫气泵作用,提高压缩比和喷油率等使油耗降低6克/马力·小时。1981年10月在RLB型机上控制喷油始点,使油耗降到139克/马力·小时,并准备到1982年6月进一步降低到134克/马力·小时。由于仍无法在油耗上与B&W公司竞争,1982年苏尔寿公司放弃其一贯使用的回流扫气方式,采用B&W公司使用的扫气效率较高的直流扫气方式,并采用冲程直径比约为3的超

长冲程机 **RTA** 系列, 其 **RTA84** 型机油耗为127克/马力·小时。国外中速大功率柴油机油耗为140克/马力·小时以下, 高速大功率柴油机油耗为150克/马力·小时以内。

提高涡轮增压器效率对降低油耗有显著的影响。目前国外涡轮增压器效率有的达65~67%, 而国内涡轮增压器效率只有55%左右, 这是国内外柴油机油耗差距约5~10%的重要原因之一。改进柴油机的换气系统, 改进增压器与柴油机的匹配, 在增压压力超过或接近3公斤/厘米²的情况下, 用定压增压系统或定压增压系统加脉冲转换器来代替脉冲增压系统可以降低油耗, 如果使用新的增压系统如模件式脉冲转换系统 (**Modular Pulse Converter**), 不但能降低全负荷的油耗, 还可改进部分负荷的油耗。目前多数低速二冲程柴油机已由脉冲增压系统改为定压增压系统。四冲程中速大功率柴油机如 **MAN** 公司 40/45, 52/55, **MAN-苏尔寿** 公司 65/65 以及法国热机研究所 **PC-4** 等机型都已改用定压增压系统。

改进燃油系统及其与燃烧室的配合以完善燃烧过程, 也可降低燃油消耗。例如, 提高喷油压力到1000~1200公斤/厘米²以改进雾化情况, 使用可调喷油定时以改善部分负荷时的经济性, 减少喷油嘴下的压力室容积, 缩短及加厚高压油管等措施皆可达到降低油耗的目的。

在低、中速柴油机上燃用重油能使燃油费用降低三分之一左右。这一技术, 包括燃油加温、过滤以及排气阀与阀座的冷却、排气阀的旋转以防止燃油中的钒盐、钠盐对排气阀与阀座的迅速锈蚀等等问题已基本解决, 并得到广泛应用。

发展长冲程低速柴油机, 降低柴油机的转速, 改进柴油机与螺旋桨的配合, 提高螺旋桨的推进效率, 也是降低柴油机油耗的有力措施。前述苏尔寿新发展的 **RTA** 系列低速柴油机的冲程缸径比约为3, 系列中的 **6RTA58** 型柴油机, 额定转速为70转/分, 额定功率的油耗达到127克/马力·小时。

此外, 提高循环热效率和利用余热亦可以提高柴油机的经济性。如改进活塞环设计及润滑系统设计以降低磨擦损失, 在燃烧室壁及排气管内壁喷镀绝热陶瓷以减少冷却水中的热损失的绝热柴油机。这种柴油机的涡轮增压器在曲轴上有动力输出, 涡轮增压器的涡轮排气的余热, 还可进一步利用, 如附设斯特林循环装置或郎肯循环装置, 可使热效率达60%左右。

(二) 提高柴油机的可靠性和耐久性

柴油机的可靠性和耐久性关系到船舶航行安全和全年航运日的多少, 对军用舰艇来说更关系到舰艇的在航率和航速等战斗技术性能。在这方面我国柴油机与国外产品相比差距最大。目前国外低速大功率二冲程柴油机大修期已由两年提高到四年, 以便在船舶进坞修理时, 主机才进行大修。中速大功率柴油机吊缸期已延长到12000小时, 喷油器寿命超过3000小时, 大修期超过24000小时。高速大功率柴油机的大修期也相当长, 有的超过20000小时。苏联56缸 **M504** 型高速柴油机, 大修期已由600小时提高到2500小时。提高柴油机可靠性的关键是, 提高柴油机受热件如气缸盖、喷油器、排气阀、活塞顶、气缸套、活塞环等的寿命, 要在结构设计、性能调整、制造精度、装配工艺各方面综合地进行提高才能达到目的。七十年代后期, 国外大功率柴油机无论中速、高速绝大多数采用四冲程循环, 有些传统的二冲程系列亦改为四冲程系列, 如瑞士苏尔寿公司 **Z40/48** 系列原包括十种产品, 已全部将二冲程改为四冲程。美国 **F.M.** 公司停产了七十年代新研制的每缸1250马力

的38A20系列对置活塞式二冲程柴油机，改为生产 PC2-5四冲程柴油机，都是为了提高柴油机的可靠性和耐久性。在当前增压压力达到 $2.5 \sim 3$ 公斤/厘米²情况下，热负荷已成为柴油机的主要矛盾。四冲程循环由于燃烧次数比二冲程少一半，较易克服零部件过热的现象，这是当前四冲程循环使用较多的主要原因。

(三) 提高柴油机的单机或单缸功率

目前低、中、高速大功率柴油机最大气缸直径分别为1060、650、280毫米，整机最多缸数分别为直列12、V型18、V型20。提高整机功率已不再从加大气缸直径或增加气缸数目上下功夫，而主要靠提高增压压力。如日本三菱公司在低速二冲程 UEC 系列柴油机上普遍采用二级增压。其 UEC-E 型二冲程低速柴油机平均有效压力达15公斤/厘米²以上，使强化系数 $p_e \cdot c_m$ 值从80左右升高到100以上。

第一代中速大功率柴油机如 MAN 的 V40/45、SWD 的 TM410、苏尔寿的 Z40/48 等机型已普遍从1970年的每缸500马力左右提高到1977年的750马力。除将增压压力提高到3公斤/厘米²左右外，还将转速从500转/分提高到600转/分。法国热机研究所 (S.E.M.T.) 的 PC2-2型四冲程中速柴油机，转速520转/分保持不变，1967年每缸为500马力，1970年提高到600马力，1971年提高到 PC2-5型的每缸650马力，1980年提高到 PC2-6 型的每缸750马力，1977年改为低压缩比二级增压的 PC2-5BTC 型后，提高到每缸850马力，而在实验室中已提高到每缸1000马力。法国高速柴油机 AGO20V-240 ESHRBTC 进行两级增压，增压压力达到7公斤/厘米²，每缸功率从250马力提高到500马力，整机功率从5000 马力提高到10000马力，转速从1500转/分降低到1350转/分，这一机型现已在法国海军舰艇上应用。可见提高增压程度，进行高增压、超高增压及二级增压是成倍地提高单缸及整机功率的有效措施。有些研究单位如英国吕卡图 (H. Ricardo) 内燃机研究公司预计到2000年时中速四冲程柴油机的平均有效压力（即发动机在一个循环中每个单位气缸容积在曲轴上所输出的有效功）由于增压程度的提高可能达到40公斤/厘米²左右，目前他们已在单缸试验机上为这样高强度载的中速柴油机进行大量研究准备工作，制成的单缸试验机平均有效压力已达42公斤/厘米²，最大燃烧压力达到217公斤/厘米²，他们正在这种单缸机上研究解决超强载柴油机的燃烧、材料及部件结构等有关问题。

改进柴油机受热部件的结构设计也可适当提高单缸及整机功率。如瑞士苏尔寿公司在低速柴油机 RND 系列的基础上，改进燃油及润滑油系统，采用整体钻孔冷却气缸盖，改进其他部件结构等措施，发展成为 RND-M 系列，使单缸功率提高15%。

(四) 使用普通材料、发展系列产品、增加生产批量、降低生产成本

低、中、高速大功率柴油机都在优化部件结构设计、各系统合理配合和改进性能上下功夫，以降低各部件的热负荷和机械负荷，尽可能使用普通材料代替合金钢以降低生产成本。扩大产品系列化，加强产品通用性，以便于组织批量生产，减少研制费用。国外低速二冲程柴油机的系列产品，除同一缸径有不同缸数的机型外，还有缸径不同，但结构相似的系列，如苏尔寿公司的 RND-M 系列，B&W 公司的 K-GF 系列及 L-GF 系列。中速柴油机也有类似情况，如荷兰 SWD 公司的 TM410 及 TM620 的结构相似，法国 SEMT 的 PC2、PC3 和 PC4 三个系列的产品结构也相似。这样可以利用已有机型的经验来研制新机型，节约研制费用。

大功率高速柴油机除通过变更缸数组合、增压方式、增压程度、中冷程度、转速和结构材料发展系列,以适应宽广的功率范围和不同的用途要求外,还发展“双系列”产品以扩大柴油机的使用范围。所谓“双系列”即两个系列的缸径相同、功率相同,用变更冲程长度的办法来变更转速。如西德 MTU 公司的 MA956 与 MA1163 是双系列,它们的缸径同为230毫米,前者冲程为230毫米,转速1600转/分;后者冲程为280毫米,转速1200转/分,此转速适应国际上60赫交流发电站的原动机的要求。两者部件有90%通用,便于组织批量生产。

(五) 简化维修、监护及操纵工作

减少柴油机的气缸数及气缸列数,发展液压拆修工具,是简化维修的关键。如中速柴油机 TM620 型为单列机型,气缸最多为9缸,这种单列机便于工人接近各个气缸进行检修。中速及高速柴油机只限 V 型,不发展多列,也是从便于维修考虑。另外发展了自动监护、纪录、报警、调整及停机装置以适应驾驶台遥控操纵及无人机舱的需要。

(六) 进行降低柴油机公害性的研究

这里包括降低柴油机的噪音、振动、冒烟及排气中有毒成分的研究工作。这些研究工作,有助于减少柴油机对工作人员、周围人们的干扰及对环境的污染,对军用舰艇来说,还有增加隐蔽性提高战斗技术性能的作用。

(七) 进行柴油机代用燃料的研究

由于石油需要量日益增加而供应量日益紧张,预计到本世纪末,石油供应更趋紧张。炼油公司必然努力改进炼油方法,以便在原油中提取更多的轻质油,使劣质燃料油的质量更为低劣,因此柴油机将面临燃用粘度更大硫分更多的劣质重油的局面。

另一方面则是研究石油以外的代用燃料,以便延长石油供应的时间,或者节约石油以供应其他更急需的用途,如航空用油。国外目前研究较多的是煤基燃料、甲醇、氢以及植物基燃料等。

用煤作为柴油机的燃料有三种方式,即气化煤、液化煤以及煤粉与水 and 柴油形成的煤浆。气化煤即用煤先制成煤气,作为柴油机改为煤气机的燃料,以柴油机改成的双燃料发动机即可燃用这种煤气,它适于固定发电之用。液化煤是利用煤的液化技术获得合成柴油或汽油,直接用于柴油机,目前是成本太高,除南非受石油禁运国家已大量使用外,尚难普及。直接用煤粉作为燃料在近年受到广泛重视。美国能源部资助苏尔寿公司及意大利 GMT 公司在低速柴油机上试用煤粉加水 and 柴油制成的煤浆取得一定成绩,其他各大柴油机公司也在进行试验。使用煤粉制成煤浆的主要问题是,燃油系统及活塞环与缸套间的磨损增加,而且对煤粉必须进行清除灰分的精选及加工成极为微小的颗粒,耗能费事,故距实用阶段尚远。

甲醇可从煤中制取,煤炭储藏丰富的国家也可研究自煤中制造甲醇作为内燃机代用燃料。目前已在国内外展开研究。氢在地球上来源丰富,且它的热值高,无污染,对发动机磨损小,是较理想的内燃机燃料,但目前廉价制氢以及储藏运输皆有困难,距实用阶段亦远。

第一章 柴油机的热力循环

第一节 柴油机的理论循环

柴油机把燃料中的化学能经过燃烧转换为曲轴上输出的机械能，它的整个热力循环是由进气、压缩、燃烧、膨胀和排气五个过程组成的。每个过程都是一个复杂的不可逆过程，工质存在着质和量的变化，而且伴随着难以测量的各种损失如进排气过程的泵气损失、燃烧过程的失时损失、不完全燃烧损失、向气缸壁散热损失等。这些都使对柴油机热力循环的分析复杂化。为了排除次要因素，抓住主要矛盾，以便了解一些主要参数对柴油机热力循环效率的影响，人们常利用工程热力学的知识，研究柴油机的理论循环。

柴油机的理论循环与实际循环不同，它是建立在下列假定的基础上的：

1. 工质为一理想的完全气体，它的压力、温度、容积变化完全符合气体状态方程 $pV = MRT$ ；
2. 工质的物理及化学性质在整个循环中保持不变；
3. 在整个循环中工质数量保持不变，因此不存在实际柴油机循环中的进气过程和排气过程；
4. 工质在压缩过程和膨胀过程中遵守等熵过程规律，即是说，在这两个过程中工质与气缸壁以及活塞缸盖之间不存在热交换；
5. 工质在等熵压缩后由外界热源向它加进热量，而且在等熵膨胀后向外界冷源排出热量，因此在气缸内不存在燃烧过程；
6. 工质的比热在整个循环中是不变值，它不随工质的温度变化而变化。

在内燃机（包括柴油机和汽油机）的理论循环中，工质的放热过程一般在等容方式进行，而吸热过程则有三种不同的方式：一是先在等容后在等压方式进行；二是在等容方式进行；三是在等压方式进行。

因此，在内燃机理论循环中有三种不同循环可供考虑，即混合循环、等容循环和等压循环。

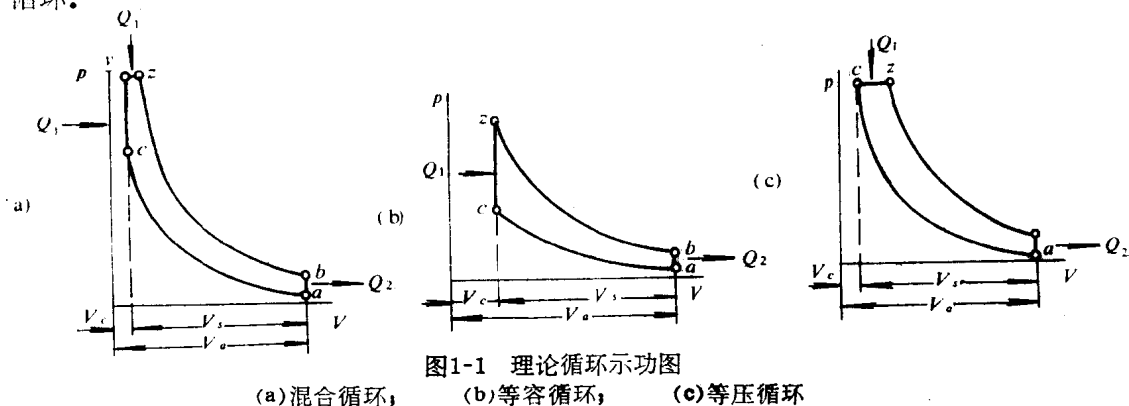


图 1-1(a) 表示混合循环的工质在气缸中的变化情况, 这是将工质压力容积的变化画在 p - V 坐标纸上, 称为 p - V 示功图。循环的压缩过程沿 ac 等熵线进行, 这一过程可以用 $pV^k = C$ 表示。在压缩过程中工质的容积变化以压缩比 ε 表示, 即

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c} = \frac{V_s + V_c}{V_c},$$

式中, V_s ——全压缩行程中活塞排量容积; V_c ——气缸压缩室即燃烧室容积。

在压缩行程后, 工质先以等容方式沿 cy 线自热源吸入热量 Q'_1 , 使工质气体压力到达 p_z 值; 然后工质以等压方式自热源吸入另一部分热量 Q''_1 , 这一吸热过程是沿 yz 线进行的。 $Q'_1 + Q''_1 = Q_1$ 即为循环自热源吸入的总热量。沿 cy 等容线的压力升高以压力升高比 λ 表示, 即 $\lambda = p_z/p_c$; 而沿 yz 线的容积变化以初膨胀比 ρ 表示, 即 $\rho = V_z/V_c$ 。

当活塞自 z 点继续向外运动时, 工质以等熵方式沿 zb 线膨胀至 b 点。这一膨胀过程可用方程式 $pV^k = C$ 表示之, 膨胀的容积比叫做后膨胀比, 以 δ 表示, 即 $\delta = V_b/V_z$ 。 δ 与 ρ 及 ε 的关系如下式所示:

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_b}{V_c} \cdot \frac{V_c}{V_z} = \frac{\varepsilon}{\rho}.$$

在膨胀行程的终了, 工质中的热量 Q_2 排出至冷源, 工质的压力沿等容线 ba 变化。

比值 ε 、 ρ 、 δ 及 λ 是与循环性能有关的主要参数。

循环所做的功以 W_1 表示, 若示功图按一定的比例尺绘制时, 则面积 $acyzba$ 表示 W_1 。循环所做功的热当量等于吸入热量与排出热量之差, 即

$$AW_1 = Q_1 - Q_2,$$

式中, A ——单位功的热当量, $A = \frac{1}{427}$ 千卡/公斤·米。

循环的热效率或理论效率以 η_1 表示, 即

$$\eta_1 = \frac{AW_1}{Q_1} = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1}. \quad (1-1)$$

循环热效率表示在一个理想发动机中热量转换为功的完善程度。在工程热力学课程中已知混合循环的热效率以下式表示:

$$\eta_1 = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{k-1}} \cdot \frac{\lambda \rho^k - 1}{\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)}, \quad (1-2)$$

式中, k ——绝热指数, $k = C_p/C_v$; C_p ——气体在等压下的比热; C_v ——气体在等容下的比热。

公式 (1-2) 为理想的工质 (比热不随温度变化的气体) 在一个理想发动机混合循环所达到的热效率。

混合循环是各种无气喷射柴油机的热力学计算基础。

等容循环也叫奥图循环, 它的示功图如图 1-1(b) 所示。图中所示的热力过程说明如下:

ac 线——气体等熵压缩, $pV^k = C$;

cz 线——气体在等容下由热源吸入热量 Q_1 ;

zb线——气体等熵膨胀, $pV^k = C$;

ba线——气体在等容下排出热量 Q_2 至冷源。

等容循环与混合循环的差别仅在于吸入热量 Q_1 的规律不同。在等容循环中, 因为 $V_z = V_c$, 故初膨胀比为

$$\rho = \frac{V_z}{V_c} = 1,$$

其后膨胀比为

$$\delta = \frac{V_t}{V_z} = \frac{V_t}{V_c} = \epsilon,$$

即循环压缩比 ϵ 等于膨胀比 δ 。将 $\rho = 1$ 代入式(1-2), 可得等容循环的热效率为

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \quad (1-3)$$

等容循环是各种汽油机、煤气机及热球式柴油机的热力学计算基础。

等压循环也叫狄赛尔循环, 它的示功图如图 1-1 (c) 所示, 图中所示的热力过程说明如下:

ac 线——气体等熵压缩, $pV^k = C$;

cz 线——气体在等压下由热源吸入热量 Q_1 ,

zb 线——气体等熵膨胀, $pV^k = C$;

ba 线——气体在等容下排出热量 Q_2 至冷源。

等压循环与混合循环的差别仅在于吸入热量 Q_1 的规律不同。在等压循环中, 由于热量 Q_1 加入时压力不变, 即 $p_z = p_c$, 因此其压力升高比为

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = 1$$

将 $\lambda = 1$ 代入式(1-2), 可得等压循环的热效率为

$$\eta_i = 1 - \frac{1}{\epsilon^{k-1}} \frac{\rho^k - 1}{k(\rho - 1)} \quad (1-4)$$

等压循环是低速柴油机和空气喷射柴油机的热力学计算基础, 因为在这些柴油机中燃烧过程是在近乎等压下进行的。

对上述三种理论循环的热效率进行比较得知, 在当压缩比相同时, 等容循环的热效率大于等压循环的, 而混合循环的热效率介于两者之间, 即

$$\eta_{i\text{等容}} > \eta_{i\text{混合}} > \eta_{i\text{等压}}.$$

如果二种理论循环在最大压力 p_z 相同、加入热量 Q_1 相同而 ϵ 不同时进行比较, 则等压循环的热效率将大于等容循环的, 而混合循环的热效率居两者之间, 即

$$\eta_{i\text{等压}} > \eta_{i\text{混合}} > \eta_{i\text{等容}},$$

这是由于在 p_z 不变的情况下等压循环的 ϵ 最大而等容循环的 ϵ 最小的缘故。

上述理论循环的研究可以指出发动机中产生的热量可用度的理论极限, 并指明发动机实际工作循环在热力学上的不完善之处以及提高它的经济性的途径。

第二节 柴油机的实际循环

柴油机的实际循环是工质在气缸中实际经历的过程组成的循环，它的 $p-V$ 示功图或 ϕ 示功图可以用示功器自气缸中实测出来。图 1-2 是四冲程内燃机实际循环的 $p-V$ 示功图

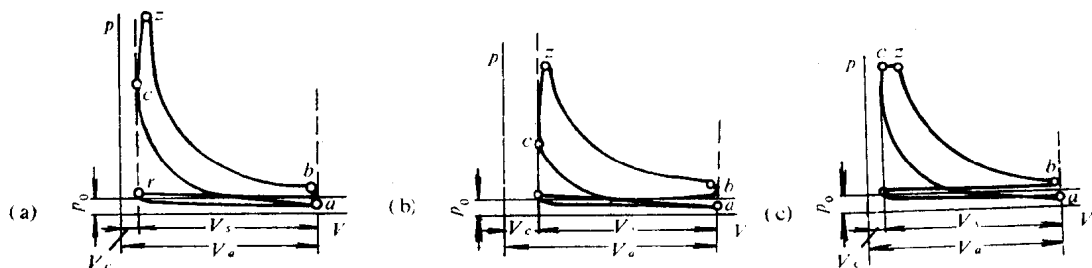


图 1-2 四冲程内燃机实际循环的 $p-V$ 示功图
(a) 无气喷射柴油机; (b) 汽油机; (c) 空气喷射柴油机

图。实际循环与理论循环相比，热效率较低，循环做的功也较小，这是因为实际循环比理论循环有较多的损失。下面先分析一下理论循环与实际循环存在差别的几个方面。

(一) 工质

理论循环的工质是理想气体，它的物理及化学性质在整个循环中是不变的。在实际循环中，燃烧前的工质是新鲜空气和上一循环残留废气的混合气；燃烧过程中及燃烧后，工质的成分变为燃烧产物，不仅成分有变化，而且容积数量即莫尔数也发生变化。

理论循环工质的比热是不随温度变化而变化的。实际循环工质是空气和燃烧产物的混合物，它们的比热随温度升高而上升，如加热量 Q_1 相同，实际循环达到的最高温度较理论循环为低。

实际循环的燃烧过程中，在 1000°C 温度以上燃烧产物有发生高温分解的现象，高温分解是燃烧的逆化学反应，燃烧产物分解为反应前的燃烧物。这是一个吸热过程，所以高温下的分解作用，会降低最高燃烧温度，因而降低了循环的热效率。当然，高温分解所吸收的能量并未完全失去，因为当温度降低后，燃烧过程又按正方向进行，使部分失去的能量又以热能方式释放出来。

(二) 气体流动阻力

理论循环是闭式循环，工质在循环中以保持均匀状态的缓慢速度流动，是假定没有任何流动阻力损失的。在实际循环中，每个循环的工质必须更换，这就要求每个循环有进气行程和排气行程。工质在进、排气行程中以一定的速度流经进、排气管，进、排气道和进、排气阀时是有一定的流阻损失的。工质在气缸中的运动也有一定流阻损失，特别是在使用分隔式燃烧室的柴油机中，空气流入和燃气流分隔壁，都引起一定的流阻损失。

(三) 传热损失

在理论循环中，是假定工质与气缸盖、活塞顶、气缸壁、进排气阀等受热件完全没有热交换。在实际循环中，必须对这些受热件进行有效的冷却才能保证柴油机的可靠运转。部分热量从冷却系统中传出去，使循环的热效率和循环的比功都有所下降。

(四) 燃烧不及时、后燃及不完全燃烧损失

在理论循环中,如图 1-1 (a)所示,工质在气缸中是均匀的,定容加热是瞬时完成的,定压加热是在 $y\bar{z}$ 阶段内完成的,所以其示功图的上方呈方角形。在实际循环中,如图 1-2 (a)所示,燃烧不可能是瞬时的,它必然需要一定的时间完成这一过程。因此常在上止点前提前喷油、着火,导致在压缩行程终了前,活塞在压缩行程末期承受较大的压缩功。到了上止点后,燃烧继续进行,它先使压力线偏离纵坐标轴向外向上引伸,达到 z 点后又随着活塞的外移使燃烧压力线向外向下延伸与膨胀线圆滑相接,所以,其示功图的上方呈圆弧形。由于实际示功图的上方由方角形变为圆弧形,从而减小了部分示功图面积。这就是由于燃烧不及时在压缩行程末端和燃烧的最大压力处引起的损失。

在一般柴油机中 z 点后仍有少量燃油来不及燃完而继续燃烧,视柴油机转速的快慢,后燃可能延续到上止点后 $40^\circ \sim 80^\circ$ 曲轴转角才能结束。此外,还有很少量的燃油未来得及燃烧即随排气排出,引起不完全燃烧损失。

(五) 漏气损失

在理论循环中,工质的数量是完全不变的。在实际循环中,活塞环与气缸壁之间常有微量工质漏出,一般约为总量的 0.2%。

上面已就实际循环与理论循环的差别作了一般性的介绍。下面就四冲程柴油机的压缩、燃烧、膨胀和换气等过程的实际情况作进一步的说明,以较深入地阐明实际循环与理论循环的差别。对于燃烧过程和换气过程(由进、排气构成)在本书第二、三、四章将作较详细的论述。

一、压缩过程

压缩过程是柴油机继换气过程后的第二个工作过程。在四冲程柴油机中,压缩过程是活塞自下止点向上止点运动时,从进气阀完全关闭时开始,直到活塞到达上止点前的燃油开始着火点为止。在二冲程柴油机中,压缩过程也是处在活塞自下止点向上止点运动的行程中,当活塞完全遮闭扫气孔时(如排气孔后关则为遮闭排气孔时)压缩过程开始,直到活塞到达上止点附近的开始着火点为止。

压缩过程有三个较明显的作用:

1. 压缩过程扩大了工作循环的温度范围,就是说在压缩过程终点的温度下进行喷油着火燃烧,使燃烧过程的最高温度提高,从而提高了工作循环的热效率。
2. 压缩过程使循环的工质得到更大的膨胀比,对活塞作更多的功。
3. 压缩过程提高了工质的温度和压力,为冷车起动及着火燃烧创造了条件。

在理论循环中,压缩过程是等熵过程,而且活塞自下止点开始运动直到上止点终止,在整个过程中工质数量与比热不变,工质与缸壁无热交换过程。在实际循环中,压缩过程要复杂得多。

1. 压缩过程是下止点后进、排气阀(或孔)都关闭时才进行的,而不是如理论循环所假定的由下止点开始。它的终点也不是上止点而是上止点以前的开始着火点。

2. 在压缩过程中工质与气缸壁之间存在复杂的热交换,而不是等熵过程。这些热交换不仅有数量的变化,而且有方向的变化。

3. 工质在活塞环与气缸壁之间、气阀与阀座之间有泄漏。在正常情况下, 尽管泄漏损失较少, 但工质的数量是变化的。在压缩过程末期向气缸内喷射燃油, 部分燃油蒸发成油气, 也使工质数量有所增加, 成分有所变化。

4. 工质的比热在压缩过程中是变化的, 且随温度的增加而增加, 而多变指数 n_1 值却不断减少。

5. 气缸中各区域的工质温度是不均匀的。

虽然柴油机实际循环的压缩过程是比较复杂的, 但可利用工程热力学的基本理论建立压缩过程曲线方程式, 即多变过程方程式

$$pV^{n_1} = C,$$

式中, n_1 ——多变压缩指数。

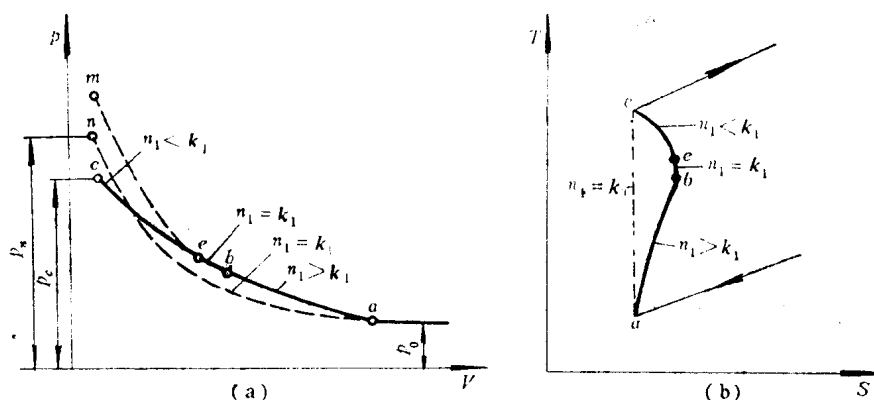


图1-3 压缩过程曲线的 p - V 图及 T - S 图

图 1-3 为柴油机实际循环的压缩过程曲线图, 左图为 p - V 坐标上的压缩曲线, 右图为 T - S 坐标上的压缩曲线。在 p - V 坐标图上 ac 线为实际压缩曲线, am 线为理论 (即等熵) 压缩曲线, bem 线为自 b 点开始的等熵压缩曲线。在 T - S 坐标图上, ac 虚线为理论 (即等熵) 压缩曲线, $abec$ 实线为实际压缩曲线。

从图1-3上可以看出实际压缩曲线与理论压缩曲线的差别以及实际多变压缩指数 n_1 的变化情况。

在压缩过程初期, 即曲线的 ab 段, 工质温度低于气缸壁的平均温度及排气阀的温度, 工质自气缸壁及排气阀等受热件上吸收热量, 所以在 p - V 图上这一段的实际压缩曲线比等熵压缩曲线陡一些, 在 T - S 图上 ab 段向右摆, 表示工质受热后熵值增加。在压缩过程初期阶段, 多变压缩指数 $n_1 > k_1$ 。

压缩继续进行, 工质受压及接受气缸壁等传给的热量后, 温度继续上升, 到达某一点如图中的 b 点时, 工质温度与气缸壁等件的平均温度相等, 即图中的 be 段, 在这一为时极短的阶段中, 工质既不受热, 也不向气缸等散热, 成为短暂的等熵压缩。在 p - V 图上 be 段与 bem 等熵压缩曲线相重合; 在 T - S 图上 be 段成为垂直的等熵压缩线。所以在 be 线段上有 $n_1 = k_1$ 。

在压缩过程后期, 工质进一步受压缩, 其温度继续上升达到高过气缸壁及排气阀等受热件的平均温度, 工质开始向气缸壁传热, 即图中的 ec 段。这时多变压缩指数 $n_1 < k_1$, 在