

中速柴油机的设计和发 展

—专为中华人民共和国工程师撰写的论文—

D.H.C. 泰勒博士—负责大型发动机的董事

M.J. 麦克莱兰—总设计师

英国里卡多咨询工程师公司

上海内燃机研究所翻译

一九七九年十月

提 要

本文对船舶推进、铁路机车、发电及其他用途的中速柴油机的设计和发展作了评述。

本文的第一部分讨论了一些基本设计参数，如平均有效压力、活塞平均速度和转速的选择，从而根据这些参数引到气缸直径和活塞行程的选择。

其次，讨论了主要零部件的设计，诸如曲轴、连杆、轴承、活塞和气缸盖，分析了对设计具有重大影响的一些问题，如曲轴箱的结构，叙述了零件变形、应力和性能的分析方法。

介绍了里卡多公司用来进行基础研究试验的柴油机，以及常用的测试仪器设备。从里卡多公司研究计划所获结果在此亦作了介绍。这些研究结果包括燃烧、污染和热流等方面的数据。叙述了喷油系统的设计和涡轮增压系统的选择。

最后，扼要地提出将来可能采用的代用燃料，以及这些燃料的发展趋势对柴油机设计可能产生的影响。

目 录

1. 引 言.....	(1)
2. 基本设计参数.....	(2)
3. 零件设计.....	(7)
4. 试验机和测试仪器设备.....	(37)
5. 柴油机的燃烧.....	(55)
6. 喷油系统.....	(57)
7. 排气污染.....	(58)
8. 热 流.....	(60)
9. 涡轮增压.....	(62)
10. 代用燃料.....	(67)
11. 结 论.....	(67)
12. 参考文献.....	(69)

1. 引言

本文广泛地讨论有关中速柴油机设计和发展的一些问题。这些中速柴油机是用在船舶推进、船上和陆上发电、机车以及工业机械上，其气缸直径至600毫米，但重点放在缸径为170毫米至300毫米的发动机上。

本文的第一部分评述了发动机基本设计参数，如平均有效压力、活塞平均速度、转速、气缸直径和活塞行程的选择，接着讨论发动机主要零部件的设计和分析。

第二部份叙述强化度较高的柴油机的性能问题。提供了里卡多公司的研究结果，包括燃烧、排气污染和热流方面的数据；讨论了燃油系统和排气管的设计以及介绍了试验台测试仪器的设计。

2. 基本设计参数

2.1. 工作循环

对于大多数中速柴油机，里卡多公司认为四冲程循环最合适，其理由如下：

- (1) 在比功率相同的情况下，四冲程柴油机的综合应力（热应力和机械应力）低于二冲程柴油机；
- (2) 部分负荷时的燃油消耗率低于二冲程柴油机；
- (3) 对负荷变化的反应较快；
- (4) 为得到相同的可靠性，二冲程柴油机还需化费较大的力量，进行改进提高。

近几年来，有些二冲程柴油机发生过重大技术事故，以致销售量下降。

2.2. 平均有效压力

平均有效压力的选择主要是受机械负荷、热负荷和涡轮增压器匹配要求的影响。

多年来，随着能承受更高负荷发动机的研制成功，平均有效压力一直在升高。图 1 统计了目前船用柴油机的平均有效压力。现在有些缸径大于 250 毫米的柴油机，其平均有效压力高达 21 巴。有一些缸径较小用在舰艇和机车上的柴油机，其平均有效压力还要高。

新设计一种柴油机时，一般的目标当然是要求它的强化度高于目前市场上销售的柴油机，以保证这种柴油机将来投入市场时有竞争力。从开始设计到投入市场可能需要五年到七年的时间。下一代船用柴油机的平均有效压力将在 22 巴以上。

现在，阻碍采用较高平均有效压力的一个原因是没有合适的涡轮增压器，在第 6 章中将谈到，目前的一级涡轮增压器，如果其效率较高，其压比的极限为 $3 \sim 3.5:1$ 。为了提高压比，可以使用两级涡轮增压，但这就要增大发动机的尺寸和增加成本。目前，两级涡轮增压以及其它高增压系统，例如超压比（亦称补燃）系统，仅限于要求得到强化度最高的少数特殊用途，主要是国防上。

燃油的质量对平均有效压力也有影响。使用渣油时，为了保证柴油机维护保养周期足够长，尤其是排气门的保养，必须使平均有效压力比使用轻柴油时低 18%~20%。

2.3 活塞平均速度

象平均有效压力一样，也希望尽量提高活塞平均速度，以减小柴油机尺寸和重量。

阻碍提高活塞平均速度的因素是燃油消耗率和可靠性，尤其是活塞环和气缸套的可靠性。

图 2 统计了目前船用柴油机的活塞平均速度。从图中可以明显地

看出，大缸径柴油机的活塞平均速度比小缸径的低。没有一种缸径大于300毫米的柴油机的活塞平均速度是大于9.5米/秒的。至于缸径小于300毫米的柴油机的活塞平均速度，仅有少数柴油机高达10~12米/秒，许多军舰用柴油机为12~12.7米/秒。

图3示出燃油消耗率和活塞平均速度的关系。把活塞平均速度从10米/秒提高10%，燃油消耗率就要增加3~4%。这一增加主要由于磨擦损失和泵气损失的增加。

一台柴油机的运转可靠性，很难甚至不可能以活塞平均速度来评定，特别是由于各制造厂在研制一种柴油机的过程中所花的力量大不相同。可是，一谈到活塞拉缸，人们往往把这种事故同活塞平均速度和平均有效压力联系起来。图4统计了各种型式柴油机的活塞拉缸事故。这图取自尼勒的论文，见参考资料1。图中的黑点虽然很分散，但是可以看出一种趋势，活塞平均速度较高，发生活塞拉缸的可能性较大。

活塞平均速度对零部件耐用性的影响也很难定量解答。较高的活塞平均速度意味着较大的惯性力，从而使运动件和轴承承受到较高的机械负荷。看来磨损率可能随活塞平均速度而增大，因而缩短柴油机的使用寿命了。

里卡多公司认为，在最近的将来活塞平均速度不可能显著地提高。主要的精力将集中在提高平均有效压力上。

2.4 压缩比

压缩比的选取是起动的容易性和机械负荷极限的折衷。图5示出缸径约为250毫米，平均有效压力固定为大约26巴的柴油机的最高爆发压力随压缩比而升高的情况。最高爆发压力超过130~140巴时，气缸中心距要加大零部件的复杂程度及对材料的要求就要提高，柴

油机的比成本就要增加。当周围空气温度约为 15° 时，柴油机不用起动辅助设备能自行起动的最低压缩比是 11 ；如果在周围空气温度更低，例如 $0 \sim -5^{\circ}\text{C}$ ，要柴油机不用起动辅助设备自行起动就需要把压缩比提高到 12 或更高。

2.5. 气缸直径的选择

确定了平均有效压力和活塞平均速度之后，就可根据所需的单缸功率算出气缸直径。所用的单缸功率的计算公式如下：

$$\text{单缸功率} = \frac{P \times B^2 \times V_p}{37460} \text{ 马力}$$

式中 P — 平均有效压力，巴；

B — 缸径，毫米；

V_p — 活塞平均速度，米/秒。

如果活塞平均速度定为 10 米/秒，任一平均有效压力和单缸功率可从图 6 查得缸径。

2.6. 转速和活塞行程的选择

多数中速柴油机用于驱动发电机。选取额定转速时，应注意到符合频率要求的同步转速，即：

磁 极 对 数	同 步 转 速	
	5 0 赫	6 0 赫
2	1500	1800
3	1000	1200
4	750	900
5	600	720
6	500	600
7	428	514
8	375	450

从表可见，仅有600转/分既可适用于50赫，又可适用于60赫，其它转速不能同时适用于这两种频率。如果要求一台柴油机在两种转速下运转，则从设计角度来看，这两种转速应该尽可能接近，例如选用900转/分和1000转/分比选用1000转/分和1200转/分好。

在给定的活塞平均速度下，提高转速意味着缩短活塞行程。图7示出柴油机重量随行程缸径比减小而减少的趋势。从图可见，行程缸径比从1.3减小到大约1，得到的好处较大，但接近1时，收益就不大了，因为其它因素如平衡重的大小对柴油机的体积就有较大的影响了。

在选取活塞行程时，还要考虑其它因素。随着活塞在上止点前后停留时间的缩短，燃烧效率就降低；随着活塞行程的缩小，缸径相对增大，燃烧室空间容积损失的比例就相应增大。摩擦也同转速有关。燃油消耗率随行程缸径比的减小而增加的趋势示于图7。

因此，转速和活塞行程的最后确定是柴油机用途、体积、重量、

燃油消耗率和造价的折衷。目前里卡多公司正在设计的柴油机，其行程缸径比的范围在 $1 \sim 1.1$ 。

2.7. 逆转方法

使船用柴油机螺旋桨轴逆转的方法一般有三种：

- (1)通过离合器和齿轮箱；
- (2)用可调螺距螺旋桨；
- (3)用自逆转柴油机和离合器。

如果要用最后一种方法，就要在初始阶段决定，因为这对柴油机的设计影响很大。

决定采用哪一种逆转方法的因素是造价、换向时间和运转可靠性。这三种逆转方法的相对造价示于图8。一般说来，自逆转柴油机的造价最便宜，但是换向所需时间最长，比可调螺距螺旋桨长25~50%。可调螺距螺旋桨没有易磨损的离合器。自逆转柴油机有气动或在某些情况下有液压逆转机构，它们可能发生故障；而可调螺距螺旋桨也有液压调距机构，亦可能发生故障。

实际上大多数拖轮、拖网渔船和渡轮采用可调螺距螺旋桨。功率大于5000马力的船用柴油机极少采用倒顺齿轮箱。缸径大于300毫米的船用柴油机可采用自逆转法。如果有这种柴油机，那么约20~35%的船舶用途上就会利用它的优越性。

2.8. V形夹角

影响V形夹角选择的主要因素是：

- (1)柴油机的宽度；
- (2)柴油机的高度；
- (3)排气管的布置；
- (4)涡轮增压器的位置；
- (5)空气冷却器的位置；

(6)振动特性;

(7)装拆方便性和维修;

(8)柴油机的性能。

V形夹角对柴油机宽度和高度的影响示于图9。若该系列柴油机包括有16缸机,而每排气缸的四根排气歧管要安装在V形夹角内,那么减小V形夹角,柴油机的高度的增加程度大大超过宽度的减小。对于某些用途如铁路机车,柴油机的宽度受到严格的限制,往往要在2米以下;这样就把V形夹角的最大限度定下来了。对于较大型的机车用柴油机,其V形夹角一般约为 60° 。

如果空气冷却器或涡轮增压器要安装在V形夹角内(有时机车柴油机要求这样布置),则需要较大的V形夹角。

选取合适的V形夹角可以得到均匀的发火次序,对柴油机的振动和性能都有好处。但是,对于同一系列的柴油机,不可能按每一种缸数来选择其最佳的夹角。因此,这些因素在选取V形夹角时就很少考虑了。

最小的V形夹角一般由气缸套下端的空间要求决定。对于大缸径柴油机,往往选取较小的V形夹角,因为柴油机的宽度是机舱布置的一个重要参数。

3. 零部件设计

3.1. 曲轴

3.1.1. 设计要点

中速柴油机大多采用整体锻钢曲轴,因为这种曲轴的强度和刚度都比较高,而且材质也一致。但在某些情况下,也有采用球墨铸铁曲轴的,按柴油机的型式、功率和用途而定。中速柴油机很少采用组合式曲轴,因为这种曲轴的曲柄臂较宽,造价也较高。大型低速柴油机

大都采用这种曲轴，因为活塞行程较长，主轴颈和曲柄销不可能重叠，采用红套装配比较容易，而且锻造整根这样庞大的曲轴也是不切合实际的。当曲轴受到超速或螺旋桨不转而产生的巨大扭矩时，这种组合曲轴总是存在着曲柄臂与轴颈滑移的可能性。

曲轴各部分尺寸基本上是根据曲轴强度，尤其是曲柄臂强度，以及主轴承和连杆大端轴承的受力面积而定。实际上船用柴油机设计曲轴时还必须遵照各国船级社的规定，如英国劳氏船级社及挪威船级社等。

3.1.2 曲轴各部分尺寸的比例

用普通圆角或双圆弧凹圆角为过渡圆角曲轴各部分的典型尺寸比例示于图 10。紧凑的 V 形柴油机的曲柄销直径大致是缸径 (B) 的 $0.75 \sim 0.83$ ，主轴颈直径为 $0.75 \sim 0.95 B$ 。对于较小的或强化程度不高的柴油机，气缸中心距最小约为 $1.3 B$ ；对于较大的或强化程度较高的柴油机，约为 $1.6 B$ 。曲柄臂宽度一般为 $0.2 \sim 0.3 B$ ，主轴颈长度约为 $0.3 \sim 0.45 B$ ，曲柄销长度约为 $0.5 \sim 0.7 B$ 。

柴油机总体设计时，气缸中心距的最小值要从曲轴、气缸套及水夹层和气缸盖三者的要求来平衡考虑。直列式柴油机的气缸中心距有可能比 V 形柴油机小，但是如果两者均属同一系列柴油机，里卡多公司认为两者应该采用同一气缸中心距，以尽量增多通用件及通用加工设备。在大型及产量很少的柴油机上用不同气缸中心距，可能在经济上是合算的。

3.1.3 过渡圆角的设计

普通圆角和双圆弧凹圆角的选用基本上是在造价和紧凑性之间的进行选择。这两种过渡圆角示于图 11。普通圆角的曲轴比有双圆弧凹圆角的曲轴至少要便宜 5%。可是在相同功率的情况下，用双圆弧

凹圆角曲轴的柴油机长度要比用普通圆角曲轴的短3~4%。换句话说，在相同的气缸中心距的情况下，有双圆弧凹圆角曲轴的柴油机，其强化度可以更高。图12示出了英国劳氏船级社规范对这两种过渡圆角的曲轴强度所作的比较。从图中所示的例子可以看出，有双圆弧凹圆角的曲轴，按不同的气缸数强度要高14~28%。

但随气缸中心距的增大，双圆弧凹圆角的优越性就降低了。以一台较紧凑的缸径为270毫米的柴油机为例，若气缸中心距与缸径之比小于1.5，则具有双圆弧凹圆角曲轴的功率远比用普通圆角的大，见图13。但是若把气缸中心距增大到缸径的1.65倍，则这种优越性就消失了。如果要根据船级社规范设计曲轴，那么就建议把参考德国劳氏船级社的规范也包括在内，因为这一规范对曲轴强度的规定比较严格。

欧洲的中速柴油机大约有40%采用双圆弧圆角过渡，尤其近年来缸径在增大以及柴油机强化程度在提高，采用这种过渡越来越普遍。

3.1.4 曲轴的应力分析

在设计的前期阶段，里卡多公司采用比较简单的计算方法，见参考文献2，这种方法仅计算一个曲拐在最高爆发压力下承受的名义弯曲应力，不考虑相邻曲拐的影响。并把这个曲拐看成为简单支承梁。对于大多数近代柴油机，最大名义弯曲应力必然在曲柄臂部分，最大拉伸应力在曲柄销过渡圆角处。根据洛威尔的经验公式（参考文献3）并从已发表的曲轴疲劳试验数据中选用合适的修正系数来计算应力集中系数。根据荒井的方法（参考文献4）确定双圆弧凹圆角的影响。用常规的霍尔茨表格计算扭转应力；并把扭转应力和弯曲应力综合起来以求得曲轴的最大应力。

若要对曲轴作比较准确的计算，里卡多公司一般建议采用有限元素法。在此法中，一般亦仅分析一个曲拐的一部分。图14示出了一

个典型的应力计算结果。

3.1.5 平衡和振动

一个系列的柴油机，其振动特性受很多因素的影响，包括往复和旋转运动件的质量、V形夹角、发火次序、平衡块的大小和位置、以及柴油机的质量。

图15示出了缸径为270毫米的系列柴油机的典型振动特性。从图中可以看到一种趋势是，柴油机的缸数越少，发火次序越不均匀，振动就越剧烈。里卡多公司一般用来评定振动特性的方法是测量远离柴油机重心的几个点的振动速度，也就是在气阀罩壳上测量。对于一台作为多用途的新柴油机，在没有具体规定的情况下，里卡多公司计算振动速度时，一般把它作为在空间任意安装的单机来计算其振动强度。一般来说，最大振动速度的峰值应限制在所谓“粗暴”以下，即低于30毫米/秒。

对给定缸数的V形柴油机，改变V形夹角可以使发火次序较为均匀。但是对一个系列的柴油机，如果用一个共同的V形夹角，那么就只能按其中一个型号作出最佳的选择。为了使V形系列柴油机的发火次序更均匀，可以偏移每根连杆的曲柄销。偏移角增大到 30° 也许还不致于降低曲轴的强度。再增大偏移角可能在两根连杆之间的曲柄销上还要加一个连接臂。不用说，这种曲轴的造价较贵，而且较大的偏移角还会增加柴油机的长度。

整个柴油机系列仅是由V形柴油机组成当然是很理想的，因为这样可以减少零部件的种类又简化加工装备。可是，大缸径的V形六缸机和八缸柴油机的平衡问题难于处理，它们会运转粗暴。如图15所示，V形6缸柴油机有很大的一级不平衡旋转力矩，以及由于这一力矩的反作用而产生相当强烈的振动。可以安装一级平衡轴来消除一级不平衡的旋转力矩，但是这样就增加柴油机结构的复杂性和造价。

V形八缸柴油机有两种情况：一种是有较大的一级不平衡力矩和较小的二级不平衡力矩；另一种则相反，有较大的二级不平衡力，看曲轴是否采用十字形曲柄分布。一般加装二级平衡轴比加装一级平衡轴容易，而且有可能在曲轴水平中心线的上下方附近安装二级平衡轴，以平衡二级惯性力矩的反力矩。

实际上V形八缸柴油机限于缸径小于250毫米的柴油机。航运界喜欢采用直列式六缸或八缸柴油机作船用辅机。这种意见可能影响气缸排列型式的最终决定。看来，V形八缸柴油机和直列式八缸柴油机的机械效率不会有显著的差别，即使V形八缸柴油机装有平衡轴。

3.1.6. 材料

里卡多公司使用最普遍的材料是1%铬钼合金钢，如EN19或SAE 4137-4140，最低硬度为HB 230，相应的最低极限拉伸强度约为80公斤/毫米²。如果强度要求不高，也可能选用一种普通的碳素钢，其最低拉伸强度约为65公斤/毫米²。

球墨铸铁的最低极限拉伸强度可以达到75公斤/毫米²。但是，这种材料的质量不容易控制，而且还要取得船级社的许可，因此较少采用。

为了提高疲劳强度，可用全纤维锻造或模锻法。这种锻造法可使曲轴的疲劳强度比普通锻造法高15%。

硬化过渡圆角部位可以大幅度地提高曲轴的疲劳强度。图12示出了渗氮淬硬该部位可以提高曲轴疲劳强度30%。曲轴渗氮硬化后，必须磨去表面上白色氮化层，否则氮化层碎裂成小硬粒而损坏轴承。

为了减少曲柄销和主轴颈的磨损，时常采用高频感应淬硬法。但里卡多公司不赞成采用这种方法淬硬过渡圆角部位，因为这会产生变形，若对变形进行校正时又易产生裂纹。可是，在小型柴油机的曲轴上用这种方法是相当多的。

3.2. 连 杆

3.2.1. 布置方式

V形中速柴油机的连杆基本上有三种布置方式，如图 16 所示：

(1)并列式；

(2)义形；

(3)关节式。

里卡多公司由于下列原因倾向于采用并列式：

(一)一个系列的柴油机可以用一种连杆形式；

(二)这种形式的连杆大端轴承最简单最可靠；

(三)不会提高柴油机高度；

(四)造价最便宜。

并列式连杆的最大缺点是增加柴油机长度，因为两排气缸必须错开。一般的错开距离约为缸径的 25 ~ 35 %。另一个缺点是增大曲柄销直径以保证足够的轴承面积。曲柄销直径一般需为缸径的 75 ~ 83 %。为了能从气缸套中取出活塞连杆，如果连杆大端轴承的接合面是平切口，曲柄销直径不能大于缸径的 65 %。因此对于并列连杆，其大端接合面的设计就比较复杂了。

义形连杆的结构很复杂，造价也贵，唯一的优点是可以缩短柴油机的长度。狭窄的中央连杆大端和各部分刚度不相同的义形连杆大端都极可能引起轴承问题。义形连杆的润滑油通道和活塞冷却油通道是相当复杂的。

关节式连杆的缺点是主连杆和副连杆的动作不相同，这对四冲程柴油机来说影响并不太大。另一个缺点是副连杆的推力较大，尤其在逆转时更大。副连杆易使主连杆大端轴承扭曲并发生局部过热。如果为了缩短一点柴油机的长度，使用这种结构复杂而造价贵的关节式连杆是不值得的。

3.2.2 连杆大端的接合方式

设计连杆的关键问题之一是大端的切面位置和轴承盖的定位方法。连杆大端的形式一般有下列几种：

- (1)斜切，齿形定位；
- (2)平切，长棒定位；
- (3)船用式，平切口连接；
- (4)斜切，肩槽定位；
- (5)阶梯切，齿形定位；
- (6)三段式，齿形定位。

第一至第四种示于图 17。采用最多的是大端斜切和齿形定位，如图 17 a 所示。和所有的斜切接合一样，这种形式的缺点是斜切线移向连杆大端轴承的高负荷区，从而有可能发生过载的危险；由于轴承表面在这部位上的不连续性，油膜可能较薄；相对于连杆中心线，这种结构是不对称的，两侧的刚度不相同。有几家制造厂如道依茨(KHD)公司，为了能解决这些问题而把轴承接合面与大端接合面错开，但这种设计使大端的装配复杂得多。

这种接合方式的另一个缺点是用齿形定位。里卡多公司不喜欢采用这种方式，因为：(a)容易发生微动磨损问题；(b)由于齿根会出现高应力而造成疲劳破坏。改进齿形的设计可以减小微动磨损。关于这一点勃鲁姆已提出过相当详细的建议了，见参考文献 5。他建议用单锯齿定位，锯齿的一边有垂直的承推面，使接合面可以承受较大的横向滑动力。目前常用的顶角为 60° 的细齿，不能有效地限制横向移动或微动磨损。

大端斜切角是根据曲柄销直径决定的。对目前斜切连杆大端的斜切角与曲柄销直径关系所作的统计示于图 18。

第二种接合方式是大端平切并用长棒作轴承盖定位，如图 17 b

所示。接合面处于轴承低负荷区，作用于切面上的横向滑动力就比斜切大端的小，从而为了防止微动磨损所需要的连杆螺钉拧紧力也就可以减小。连杆螺钉必须向内倾斜，因此大端盖要尽量贴紧连杆大端才能拧入连杆螺钉。

连杆大端和大端盖两侧的接合面可加工成有 $5 \sim 15^\circ$ 的斜角，这样这两个零件就能锁紧，防止这一点的微动磨损。

这种接合方式的缺点是榫角上有高应力区，并且在接合侧面上可能有微动磨损。至少有两家欧洲的柴油机制造厂成功地采用了这种接合方式。

图 17 c 所示的船用式连杆避免了要通过气缸套拉出连杆大端的问题，它增加了一个接合面，这个接合面可以在连杆体的上端或下端。如果在上端，则连杆可直接拧紧到活塞销上。不论在上端或下端多一个接合面，连杆大端总是平切的，而且接合面是平的，同常规的直列式柴油机的连杆一样。

这种接合方式的缺点是连杆要较长，因为上接合面需要足够的位置来装拆连接螺钉，零件增多了，成本亦增高了。这种方式仅适用于大型中速或低速柴油机。

图 17 d 所示大端斜切用肩槽定位的连杆与图 17 a 相似，只是定位是肩槽而不是齿形而已，这种肩槽定位对限制连杆盖的横向移动比齿顶为 60° 的齿形定位要好得多。和齿形定位一样，这种定位肩槽的根部也有高应力区，但可在肩和槽的根部用大圆角来减小应力集中系数。里卡多公司在小型车用柴油机上采用过这种结构，效果良好。

连杆大端阶梯切及用齿形定位与第一种形式相似，只是接合面呈阶梯形并与连杆体中心线平行。用这种方式时，曲柄销直径可以增大到缸径的 90% ，或者轴承面积可以比斜切增大 $6 \sim 7\%$ 。

这种接合方式除具有斜切的全部缺点外，还有作用在轴承盖上的