

船舶柴油机强度

高希复 编著

大连海运学院出版社

U 664.12/
G26

425316

船舶柴油机强度

高希复 编著
崔心存 审



00425346



大连海运学院出版社

田宝荣

(辽)新登字(11)号

内 容 提 要

本书共7章,主要介绍柴油机主要机件的运动和受力及对受力机件进行强度分析的基本方法。在此基础上对柴油机轴承、传递动力组件和燃烧室组件的使用寿命和工作可靠性进行了综合分析,同时对柴油机的机体振动和轴系扭振做了详细的讨论。

本书可满足柴油机使用管理人员的需要,也可供柴油机设计和制造人员参考。

D258/60

船舶柴油机强度

高希复 编著

崔心存 审

大连海运学院出版社出版

大连海运学院出版社发行

大连海运学院出版社印刷厂印刷

开本:787×1092 1/16 印张:14.5 字数:362千

1992年6月第1版 1992年6月第1次印刷

责任编辑:邱泽群 封面设计:王 艳

印数:0001—1500 定价:3.80元

ISBN7-5632-0366-4/U·58

前 言

本书是在海军工程学院内燃动力系开设的《柴油机强度》课程所用讲义的基础上,通过近十年的教学实践经多次修改而成。本书通过对柴油机主要零部件的受力、振动、强度、磨损等的规律性的分析,了解从结构上和使用管理上提高柴油机可靠性和使用寿命的措施,为分析处理有关实际问题打下理论基础。

本书共7章。第1章阐述本书的中心课题——可靠性和使用寿命的基本概念,以及强度分析的基本方法。第2章介绍柴油机主要机件的运动和受力。这两章是讨论其它各章的基础。第3章和第4章分别讨论影响柴油机装置全局的机体振动和轴系扭转振动。第5、6、7章分别对轴承、传递动力组件和燃烧室组件进行可靠性和使用寿命综合分析。

本书的主要特点是从实际应用中提出问题,尽量深入浅出启发性地讲解所涉及的概念,便于自学;着重讲清物理实质以及分析和处理问题的基本方法,使读者从有限的篇幅中获得扎实的理论基础,偏重于从使用柴油机的角度提出和分析问题;计算方面主要讲校核计算。本书不仅符合柴油机使用管理人员的需要,对于从事柴油机科研、设计、制造的人员以及相关专业的读者来说,也是一本与柴油机设计教材和设计手册有不同特色的参考书。

本书由华中理工大学崔心存教授主审。他在百忙中仔细审阅了全部书稿,提出了许多宝贵意见,在此谨致以衷心的感谢。同时感谢在本书编写和出版过程中提出过意见和建议,给予过关心和帮助的所有同志。

限于作者水平,不妥和错误之处恳请读者批评指正。

编 者
1991 年

目 录

第1章 总论.....	(1)
1.1 可靠性和故障	(1)
1.2 使用寿命	(3)
1.3 强度分析的一般方法	(8)
第2章 曲柄机构受力分析	(10)
2.1 曲柄机构的受力情况.....	(10)
2.2 回转质量的离心力.....	(12)
2.3 往复质量的惯性力.....	(12)
2.4 标准曲柄机构的受力分析.....	(19)
2.5 关节连杆曲柄机构运动学.....	(24)
2.6 关节连杆曲柄机构的受力分析.....	(33)
2.7 关节连杆曲柄机构基本尺寸的确定.....	(39)
第3章 机体振动	(41)
3.1 机械振动的类型.....	(41)
3.2 单自由度固有振动.....	(42)
3.3 单自由度有阻尼受迫振动.....	(45)
3.4 机体刚体振动的特点和平衡性.....	(49)
3.5 单列式柴油机平衡性计算和平衡方法.....	(54)
3.6 V型柴油机平衡性计算和平衡方法	(61)
3.7 机体的变形振动和内平衡.....	(68)
3.8 隔振原理和隔振座.....	(71)
第4章 轴系扭转振动	(74)
4.1 简单轴系固有扭转振动.....	(74)
4.2 轴系的当量扭振系统.....	(80)
4.3 固有扭转振动.....	(83)
4.4 受迫扭转振动.....	(86)
4.5 减振器的结构和工作原理.....	(94)
4.6 有关振动的几个实际问题.....	(99)
第5章 轴承.....	(101)
5.1 工作条件和基本要求	(101)
5.2 材料和结构	(102)
5.3 轴承损伤分析	(107)
5.4 轴承负荷	(109)
5.5 轴承润滑原理	(113)
5.6 轴心轨迹计算	(120)

5.7 轴承负荷图和轴心轨迹图的若干规律	(131)
第6章 传递动力组件的强度	(136)
6.1 疲劳破坏	(136)
6.2 连杆强度分析	(141)
6.3 连杆强度计算举例	(146)
6.4 曲轴强度分析	(153)
6.5 曲轴强度校核	(160)
第7章 燃烧室组件的强度	(170)
7.1 工作条件和基本要求	(170)
7.2 高温损伤	(171)
7.3 活塞的热负荷和热强度	(178)
7.4 活塞组的材料、结构和机械强度	(186)
7.5 活塞组与气缸套之间的密封	(194)
7.6 气缸套强度分析	(203)
7.7 气缸盖和气缸垫强度分析	(211)
附录1 单列柴油机不平衡系数表	(218)
附录2 主要符号表	(222)
附录3 我国法定计量单位与其它单位的换算关系	(224)
主要参考书目	(225)

第1章 总 论

柴油机强度既指柴油机及其零部件抵抗机械载荷而不受损坏的能力,也指抵抗各种外因(受热、受腐蚀等)而不发生损坏(断裂、变形、变质等)的能力。也就是说,柴油机强度就是指柴油机及其零部件的可靠性和耐用性。本章介绍可靠性和使用寿命的基本概念,以及强度分析的一般方法。

1.1 可靠性和故障

1.1.1 可靠性

可靠性(或可靠度 *reliability*)就是指一个零件、设备或系统在规定的时期内和在规定的条件下完成规定功能的能力(或概率)。这个定义含有下列五个因素:

- 1) 规定的时间(或航行距离、使用次数等),通常指使用寿命(见 1.2 节);
- 2) 规定的条件,包括环境条件和使用工况以及使用方法、维护方法等;
- 3) 规定的功能,对于柴油机来讲,通常指主要指标(功率、转速、柴油耗率、滑油耗率等)保持在规定的范围内;
- 4) 对象(零件、设备或系统),对象不同,上述三个规定就不同或很不相同;
- 5) 能力或概率,用能力来笼统地描述可靠性,用概率从数量上说明可靠度。

1.1.2 故障

可靠度也是指对象不发生故障的概率。简单地说,故障就是设备的毛病或障碍。当设备的内部处于不正常状态或在外部(声音、振动、转速、温度、压力、气味、外观等)表现出不正常现象时,就称为出了故障。一般来说,故障带来设备功能的降低或丧失。根据对柴油机功能的危害程度,故障可分为:

- 1) 不停机故障:这是一些小的易于排除的故障,危害很小。
- 2) 短时停机故障:这是一些自动停机、紧急停机或必须停机才能排除的故障,但是在停机后只需要短时间小拆小修即可将故障排除。这种故障对柴油机本身危害不大,但会造成一定的经济损失,有时会影响航行安全。
- 3) 停机检修故障:这种故障的排除需要大的拆卸修理,从而在一段时间内失去工作能力,造成较大的经济损失。
- 4) 严重故障(致命失效 *catastrophic failure*):这种故障使柴油机遭受重大损失,造成长时期修理或报废。

1.1.3 可靠性指标

下面介绍几种常用来说明可靠性好坏的指标。

(一)可靠度

在某一时刻 t , 未出故障的机件数 $N_*(t)$ 与机件总数 N 的比值叫做存活频率,即

$$\bar{R}(t) = N_*(t) / N \quad (1.1.1)$$

使机件失效的因素很多且具有随机性, N 越大,随机性的影响越小,存活频率的变化范围越小。当 $R(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \bar{R}(t)$ 时,把 $R(t)$ 称为可靠度或存活概率。实际上,只要 N 足够大,就令

$$R(t) \approx \bar{R}(t) = N_s(t)/N \quad (1.1.2)$$

(二)故障率(failure rate)

在某一时刻 t , 已失效的机件数 $N_f(t)$ 与机件总数 N 的比值叫做累积故障频率。

$$\bar{F}(t) = N_f(t)/N = 1 - \bar{R}(t) \quad (1.1.3)$$

同样, 累积故障概率为

$$F(t) = \lim_{N \rightarrow \infty} \bar{F}(t) = 1 - R(t) \quad (1.1.4)$$

累积故障概率的变化率称为故障密度或失效密度:

$$f(t) = F'(t) = \frac{1}{N} \frac{dN_f(t)}{dt} \approx \frac{N_f(t + \Delta t) - N_f(t)}{N \cdot \Delta t} \quad (1.1.5)$$

故障率或失效率定义为:

$$\lambda(t) = f(t)/R(t) \approx \frac{N_f(t + \Delta t) - N_f(t)}{N_s(t) \cdot \Delta t} \quad (1.1.6)$$

可见, 故障率是相对于时刻 t 的正常工作机件数 $N_s(t)$ 来说的, 而故障密度则是相对于机件总数 N 来说的。由(1.1.5)和(1.1.4)式得

$$\lambda(t) = F'(t)/R(t) = -R'(t)/R(t) \quad (1.1.7)$$

$$R(t) = \exp\left[-\int_0^t \lambda(t) dt\right] \quad (1.1.8)$$

(三)其它指标

衡量可靠性的指标还很多, 既可用概率及每小时次数来衡量, 也可以用时间来衡量。例如, 对于不可修复的机件, 可用平均寿命 MTTF (mean time to failure) 指标; 对于可修复的机件, 可用平均故障间隔期 MTBF (mean time between failure) 及平均修理时间 MTTR (mean time to repair) 等指标。

对于柴油机来说, 由于各个机件的工作条件、尺寸形状、材料加工、贵重程度等相差悬殊, 有的能修复, 有的只能更换, 从而难于准确地衡量其可靠性。以上谈到的可靠度、故障率、MTBF、MTTR 等均只能在一定程度上反映柴油机可靠性的好坏。一般来说, 工作可靠性高的柴油机应该在使用期限内不发生停车检修故障(计划检修除外), 基本上不发生短时停车故障, 小故障发生得少而且能够很快排除。

1.1.4 有关可靠性的若干观点和措施

首先, 可靠性是一个统计性的概念。对于已经使用过的机器或机件, 可以用以上讲的统计方法对其可靠性作出确定性评价; 对于尚未使用过的产品, 则只能根据对已使用过的同型号产品的使用情况作出统计性的评价。这种评价一般是正确的, 但对于一台具体的产品来说不一定适用。例如, 同样是名牌产品, 可能其中某一台可靠性较差, 虽然这种可能性很小。

其次, 可靠性是有条件的, 条件就是 1.1.1 节所讲的三个规定。如果总是不让推进用柴油机的转速超过标定转速的 80%, 尽管故障较少, 也不能说它可靠性高。

产品的可靠性可分为固有可靠性 R_i (inherent reliability) 和使用可靠性 R_u (use reliability), 即 $R = R_i R_u$ 。固有可靠性取决于设计制造, 可由生产厂在模拟实际工作条件的标准环境下进行检测, 也可由大量产品使用情况的统计作出结论。使用可靠性取决于使用条件。既受到使用环境、使用工况、操作者责任心、操作水平等影响, 也受到维护方式、修理技术的影响, 可由一个人、一个部门的使用历史作出结论。不断提高使用人员的素质和管理水平, 是提高可靠性的重要措施。

另外, 串联方式使可靠性降低, 并联方式使可靠性提高。

例如滑油系统,一般包括粗、细滤清器。如果让它们串联安装,则任一个堵塞就会停油停机。而细滤清器是比较容易堵塞的。为了提高该系统的可靠度,细滤清器必须做得很大才不易堵塞。实际中一般在旁通管路上安装细滤清器,使它的堵塞不会造成停油停机。这样,用一个较小的细滤清器就可以提高滤清质量而不降低系统的可靠度。

对可靠性的要求应和其它要求协调平衡。提高可靠性的措施常常要带来设备和管理复杂化,使尺寸和重量增加,费用增高。因此,可靠性指标必须从综合效益出发来考虑。

1.2 使用寿命

1.2.1 使用寿命的定义

使用寿命应该是从开始使用到报废的整个使用时间。但柴油机各机件的使用寿命、贵重程度等相差悬殊,一般小的机件进行更换,大的机件可以修理。因此,投入维修的人力物力多,使用寿命也可以延长。为了便于比较,通常把大修间隔期定义为使用寿命(*useful life, longevity*)。大修间隔期就是大修前的使用时数或两次大修之间的使用时数。故使用寿命涉及大修的概念。

大修(*overhaul, major repair*)具有以下特点:

- 1) 全面拆卸,从柴油机本体一直拆卸到曲轴。
- 2) 全面检查清洗。
- 3) 全面修复,除了某些大件外,更换所有有故障的机件以及不能正常工作到下次大修期的机件。对于这些大件,也要通过修理尺寸法或恢复尺寸法进行修复。

可见,大修是以修理工作量大和修复比较彻底为特征的。大修需要较复杂的工艺装备和较高的修理技术,需要在修理厂进行。因此,何时进行这种耗时多、花费大的大修工作是涉及在航率和维修经费的大问题。

1.2.2 确定使用寿命的依据

故障可以根据其出现的过程分为突发性故障(*sudden failure*)和渐发性故障(*gradual failure*)。一般来说,使用寿命主要由磨损、腐蚀、积碳结胶等渐发性故障决定。当磨损等达到极限时,就会出现下列情况:

- 1) 柴油机能显著下降。例如最大功率下降,柴油耗率和滑油耗率增加,不容易起动等等。这时虽然可以降低负荷继续使用,但显然经济效益不好。
- 2) 故障率显著上升,继续使用不可靠。
- 3) 磨损率显著增加,继续使用损耗大,将大大提高下次修理的费用。

表 1.2.1 列出了使用寿命的一般范围,表 1.2.2 列出了具体机型的第一次大修期 T_{B0} 。

表 1.2.1 柴油机的大修间隔期

柴油机类型	特 点	大修间隔期[h]
轻型大功率	$n \geq 1700, w < 2$	300~4000
高速	$n > 1500$	2000~20000
中高速	$750 < n \leq 1500$	6000~25000
中速	$250 \leq n \leq 750$	8000~50000
低速	$n < 250$	20000~80000

注: n ——曲轴转速[r/min]; w ——单位功率重量[kg/kW]

表 1.2.2

柴油机性能参数

国别、公司	机 型	缸径 D [mm]	行程 S [mm]	行程比 S/D	气缸 数 i	气缸 排列 γ	每缸功率 N_{ef} [kW]	额定转速 n_n [r/min]	平均有效 压力 p_e [MPa]	柴油耗率 g_e [g/(kW·h)]	压缩比 ϵ	第一次 大修期 T_{10} [h]	机 重 W [t]
中	4135CaB	135	140	4	4L	/	13.2	1500	0.59	238	16.5	6000	1.29
中	12V150L	150	180	4	12V	60°	30.6	2000	0.59	252		1500	1.6
中	42-160	160	170	4	12星	51.4°	70	2200	1.18	238	13	300	5.86
西德 MTU	16V396TB94	165	185	4	16V	90°	160	2100					
中	轻 12V180	180	200	4	12V	60°	74	1850	0.93	256	13.5	600	1.7
中	12V180ZC	180	205	4	12V	60°	61	1545	0.91	238	16	2000	4.75
英 Paxman	16RP200MK2	197	216	4	16V	60°	207	1600	2.37	236	12	8000	11.5
中	12V200	200	210	4	12V	60°	135	1700	1.33	238	14.2		9.0
中 MAN	14V20/27	200	270	4	14V	45°	100	1000	1.415	207	13.4	30000	12.3
美 CB	7FDL	228.6	266	4	16V	45°	184	1050	1.95			20000	
西德 MTU	20MA956TB92	230	230	4	20V	60°	257	1575	2.05		12	6000	15.82
中	12VE230	230	300	2	12V	45°	153	780	0.95	257	14.6	6000	9.5
中	12V240Z	240	260	4	12V	45°	165	1100	1.54	222	12.7		14
中	16240Z	240	275	4	16V	50°	184	1100	1.61	222	12.5		19.6
日大发	6PSHT-26H	260	320	4	6L	/	129	750	1.21				9.15
法 SEMT	9PA6L280	280	290	4	9L	(60°)	324	1050	1.99	215	13.5	24000	16.7
中	8300ZC	300	380	4	8L	/	110	660	0.75	245	12	7500	11.6
中	6E390	390	450	2	6L	/	245	500	0.55	258		8000	22.7
中	18VE390	390	470	2	18V	50°	490	480	11.2	242	12	6000	70
法 SEMT	12PC2-5BTC	400	460	4	12V	45°	625	520	2.5	208			70
中	9ESDZ43/82B	430	820	2	9L	/	405	206	0.93	228	11.5	20000	110
法 SEMT	7PC3L480	480	520	4	7L	(45°)	699	470	1.89	199		24000	80
西德 MAN-Sulzer	5L55GFCA	550	1380	2	5L	/	1100	155	1.3	185			
中	6ESDZ75/160B	750	1600	2	6L	/	2023	124	1.3	222	11.1		460
瑞士 Sulzer	10RTA84	840	2400	2	10L	/	2963	87	1.54	173			
西德 MZN-B&W	L90MC	900	2925	2			3442	74	1.5	171			

为了说明产生以上现象的原因,下面分析故障率曲线(图 1.2.1)和磨损率曲线(图 1.2.2 中的实线)。它们的形状很相似,象个澡盆,称为浴盆曲线(bath-tub curve)。这两条曲线的内容和影响因素不一样,但三个时期的划分大体相同。

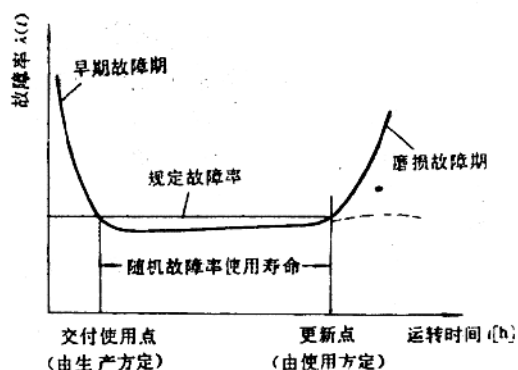


图 1.2.1 故障率曲线

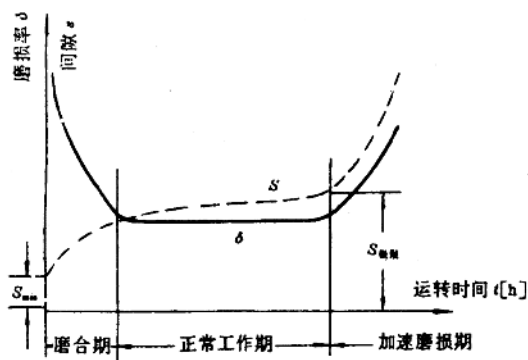


图 1.2.2 磨损率曲线

早期故障期与磨合期(running-in period)大体相当。新的或新修好的柴油机刚开始工作时机件表面因加工而比较粗糙,接触面积较小,摩擦系数较大,磨损率较大,间隙增加较快(见图 1.2.2 中的虚线)。由于设计、材料、加工和装配产生的缺陷主要在这一时期暴露出来,故障率较高,称为早期故障期(initial failure period)。通过磨合调整配合状态越来越好,机件间的接触面积愈来愈大,磨损率下降到某一稳定的较低数值,从而进入第二时期。有时把磨合与走合(break-in)加以区别:走合是工厂按一定的程序进行的冷、热磨合的过程,其主要目的是保证在满负荷运转时不会出现拉缸。而磨合是一个时间更长的过程,并以滑油耗率和窜气值达到稳定为其完成的标志。

第二时期为正常工作期。这时磨损率和故障率都比较小,而且基本上保持不变,间隙缓慢地增加到极限间隙。这时的故障主要由以下原因造成:使用管理不当;机件中存在的在第一时期未暴露出来的不易发现的缺陷;由广义应力(机械应力、温度、热应力、振动、冲击、摩擦等)和广义强度(承受广义应力的能力)的不均匀性造成的薄弱环节。这些原因都带有偶然性,故这一时期也称为随机故障期(random failure period)。

当间隙增大到极限间隙附近时,机器的工作情况由量变到质变,进入第三时期即磨损故障期(wear-out failure period)。这时,振动、冲击、润滑不良、窜气发热等现象急剧恶化,磨损率和故障率不断增加。若在磨损故障期继续使用,则得不偿失。这时机器应当修理,使故障率下降到规定值以下(图 1.2.1 中的虚线)。

可见,使用寿命主要指正常工作期所占的时间,这段时间的长短取决于在这段时间内能否把磨损率和故障率维持在尽可能低的水平上。除了在正常工作期正确地使用管理以外,磨合期的工作质量的影响也很大。在磨合期,应使摩擦表面的磨合质量高,从而在磨合期结束时有一个很低的磨损率;要把潜在的故障充分暴露出来,排除所有能够排除的缺陷和故障;同时,磨合期要尽可能短,从而延长有效工作时间。

1.2.3 使用寿命的估算

在设计当中尚无实际机器,只能根据同类型柴油机的数据和本机的主要结构参数和性能参数来估算使用寿命。下面介绍两种经验公式。

原苏联鲁德利茨基等人提出的经验公式(见《车用发动机》1983 年第 1 期)为:

$$T_{80} = K_1 K_2 K_3 K_4 \quad [h] \quad (1.2.1)$$

式中 $K_1 = 0.81189 - 1.29198x_1 + 0.499583x_1^2 + 0.420306x_1^3$

$$x_1 = 10^{-3}n - 1.04062$$

n ——曲轴转速[r/min];

$$K_2 = 1.00396 - 0.460347x_2 - 0.311526x_2^2 + 1.22307x_2^3$$

$$x_2 = p_e - 0.969479$$

p_e ——平均有效压力[MPa];

$$K_3 = 0.99386 - 0.868259x_3 + 1.86559x_3^2 + 39.353x_3^3$$

$$x_3 = S/D - 1.20727$$

S ——活塞行程;

D ——气缸直径;

$$K_4 = 26666.6.$$

对于十几部柴油机的计算表明,用上述公式的计算值与实际数据相比,误差为 2.25%~18.54%,不算大。不过,此计算只适用于原苏联 70 年代的产品。如用来计算其它产品,应适当修改 K_4 值。

下面是考虑了更多因素的估算公式:

$$T_{80} = K \frac{(S/D)^a D^b M^c}{C_m^d p_e^e (p_s/p_e)^f} \quad (1.2.2)$$

式中 D ——气缸直径[mm];

S ——活塞行程[mm];

C_m ——活塞平均速度[m/s];

p_e ——平均有效压力[MPa];

p_s ——最高爆发压力[MPa];

M ——单位功率柴油机质量[kg/kW];

a, b, c, d, e, f, K ——表 1.2.3 中列出的常数。

表 1.2.3

常 数 值

机 型	a	b	c	d	e	f	K
高速柴油机	0.644	0.4	0.77	0.756	0.338	0.333	940
中速柴油机	0.682	0.278	0.088	0.358	0.124	0.247	4450
低速柴油机	0.735	0.3	0.52	0.385	0.447	0.336	4530

(1.2.2)式和表 1.2.3 的数据比较适合我国 70 年代使用的柴油机。例如对于 12VE230 中速柴油机,由表 1.2.3 所列数据知

$$T_{80} = \frac{4450 \times (300/230)^{0.682} \times 230^{0.278} \times (9500/153/12)^{0.088}}{7.8^{0.358} \times 11.8^{0.124} \times (11.8/0.95)^{0.247}} = 5295[h]$$

比规定值 6000[h]小了 11.7%。用这个公式来估计较先进的柴油机,应适当增大 K 值。

如果柴油机已经生产出来,则可根据耐久性试车或使用修理中测得的间隙或磨损量来估算使用寿命。这时

$$T_{80} = \frac{S_{\max} - S_{\min}}{S - S_{\min}} T \quad [h] \quad (1.2.3)$$

式中 $S_{\max}$ ——极限间隙;

$S_{\min}$ ——安装间隙;

S——耐久性试车后或修理中测得的间隙;

T——耐久性试车时间或修理前的使用时间[h]。

1.2.4 影响使用寿命的因素

使用寿命与设计参数、结构材料、表面处理和粗糙度、加工装配精度、柴油及滑油的品种和添加剂、使用管理等各个环节都有关系。其中设计参数是总体性的问题,而使用工况就是这些参数改变后的情况。在这里参照(1.2.2)式分析它们对寿命的影响。由于柴油机的使用寿命主要由磨损来决定,下面就从这个角度来分析。

(一)活塞平均速度 C_p

C_p 增加,磨粒磨损和金属接触磨损增加,使用寿命下降。

(二)气缸尺寸 D 和 S/D

在 C_p 一定时,金属接触的磨损率与尺寸基本上没有关系。如气缸尺寸增加,各机件的尺寸一般也要增加。由此间隙增加(间隙与尺寸大致成正比),磨粒平均尺寸与间隙之比减小,磨粒磨损还可能下降,而单位时间的腐蚀深度与尺寸无关。因此,磨损率与尺寸基本上没有关系,而允许的磨损量却与机件的尺寸成正比,故尺寸增加使用寿命增加。

(三)单位功率质量 M

M 越大,说明机件的刚度较大,变形较小,缸套和轴承因变形而产生的非正常局部磨损可以减小,使用寿命增加。

(四)最高爆发压力 p_e 和平均有效压力 p_e

p_e 增加,很多摩擦表面的压力增加,磨损增加,使用寿命降低。 p_e 增加也会通过使 p_e 增加以及温度增加等而降低寿命。

(五)热负荷

热负荷增加使温度和热变形增加,摩擦表面的硬度下降,滑油结胶变质使润滑条件恶化。这些均使磨损加剧,寿命下降。在一定的散热条件下,热负荷随着 p_e 、 C_m 的增加而增加。

(六)使用工况

对柴油机主机来说使用寿命与使用工况有以下近似关系:

$$\xi_s = T_s/T_e \approx aN_e/N_s - b(N_e/N_s)^2 - c \quad (1.2.4)$$

式中 T_s 和 N_s ——标定工况或全工况下的使用寿命和有效功率;

T_e 和 N_e ——部分工况下的使用寿命和有效功率;

ξ_s ——寿命增长系数;

a, b, c ——与机型有关的常数。

对于高速大功率柴油机(四冲程机 $p_e = 0.9 \sim 1.6$ [MPa], $C_m = 10 \sim 13$ [m/s]; 二冲程机 $p_e = 0.8 \sim 1.2$, $C_m = 8.5 \sim 12$), $a = 21$, $b = 0.93$, $c = 19.07$ 。对于性能参数较低的柴油机, $a = 18$, $b = 1.33$, $c = 15.67$ 。当功率降到 $0.25N_e$ 以下时,由于燃烧恶化等原因使用寿命几乎不再增加,均按 $N_s = 0.25N_e$ 来计算。

1.3 强度分析的一般方法

下面介绍对于正在使用的柴油机或已制成的机件进行强度分析的几种主要方法和它们的优点、局限性以及如何正确运用。

1.3.1 现场勘验法

现场勘验法就是在机器或机件面前,通过人的感官或借助于量具仪器直接对机件勘查检验,从而对有故障苗头(如具有微裂纹、偏磨等)或已发生故障的机件进行强度分析的方法。

现场勘验法是较易实行的基本分析方法,它通过目检(或用放大镜看)、触检(触摸、摇晃等)、听检(听盘车、手锤敲击等产生的声音)、测量、探伤以及运转中的测试诊断等办法,可以鉴别机件或整机的技术状态。它是强度分析的出发点和基本依据。

要用这种方法取得良好的分析效果,必须勘验细致,记录详实,并对机件之间以及机件与环境之间的物理化学关系有清晰正确的概念。因此,用这种方法分析的效果受经验和知识的限制,而且在很多情况下光靠这种方法不能得到准确的结论。

1.3.2 强度计算法

通过计算可以了解机件的受力情况和应力分布,明确机件内外受力、受热等等的相互关系,对于分析强度很有好处,常常会引导我们得出正确的结论。但是,既要看到它反映实际的一面,也要看到它受到种种限制因而与实际不符的一面,给予它恰如其分的信赖。

计算受到人们对实际情况认识深度的限制。由于发动机的结构形状和受力情况比较复杂,使得强度计算中的很多问题难于确定。

1)力和温度的变化规律往往很复杂,例如,气缸内气体的压力和温度急剧地周期性变化要受到燃烧情况等多种因素的影响。又如,转速波动以及转速急剧变化对惯性力的影响也难于考虑。

2)力和热的作用情况难于确定,就拿活塞销传力给连杆来说,是均布载荷还是其它分布规律的载荷要受到间隙、材料、刚度等很多因素的影响。当力的方向变化时,间隙的存在还导致冲击载荷。这些都是难于确定的。

3) 应力及其变化规律难于掌握, 由于结构和受力比较复杂常常几种变形同时发生, 应力随空间和时间的变化情况十分复杂, 危险截面以及出现危险的时机有时不能一目了然。至于加工、装配以及机件振动所产生的附加应力, 一般是难于准确确定的。

4) 机件的损坏机理尚不十分清楚, 因此用于计算的一些修正系统数诸如尺寸系数、表面状态系数、应力集中系数、安全系数等, 都难于准确确定。

计算还受到计算手段的限制。传统的计算方法甚至对一些主要因素也要作出种种假定。例如, 力的传递不考虑材料的弹性和惯性(因而一个力穿过一个机件后不发生任何变化); 用一些简单的分布规律来表示力的分布; 支座设想为相近的典型支座; 用相近的简单几何形状来代替机件的实际形状, 等等。这样算出的结果虽不大符合实际, 但具有比较校核的意义, 可用来与经过实际运转考验的而且结构、材料、工艺、工作条件等相近的机件相比较。比较用同样方法求得的应力和安全系数, 作为评定其可用性的依据。

随着计算手段的进步, 特别是电子计算机和有限元法的出现, 能达到的计算精度显著提高。有限元法把连续介质看成是有限个简单形状的单元由节点连接的组合体, 从而把求解复杂的微分方程的问题变成求解大量数的简单线性方程的问题。这样“化整为零, 截弯取直”的结果, 无论结构形状和约束条件多么复杂, 无论材料性能和外加载荷如何变化, 也无论是动态问题还是受热问题, 它都能给予足够精确的描述。问题虽然繁了, 但由于变成了离散化的数值计算问题, 适合于电算, 因而解题的效率很高。

上述计算模型, 按精度可以分为四级。按照母型机结构和统计数据所作的简单计算为零级。以一维理论为基础的材料力学方法属于一级。用数值方法解平面和空间问题则是二级和三级数学模型。船舶柴油机使用维修人员一般不必作精确计算, 但应当会利用《船舶建造规范》等文件来接收船舶。故在后面讲到强度计算时, 将着重介绍曲轴的一级模型校核计算(在《规范》里的柴油机部分中, 主要强调对曲轴校核计算)。至于本书提到的其它一些强度计算, 只是为了更好地了解问题的实质, 而不计较计算的完整性。校核计算更偏于保守, 它是从大量实践中总结出的, 简便可靠, 为设计、制造、使用、维修各方所接受, 是解决矛盾的依据。如果需要精确计算, 可从有关手册中查到二、三级模型电算方法的详细介绍。

1.3.3 实物试验法

对现有柴油机进行一些局部的改进, 例如采用经过改进的机件, 采用一种新牌号的滑油, 等等。一般在工厂研制的基础上, 先进行专题台架试验, 然后在实机上试用。只要注意观察、记录, 防止事故, 并在确认效果的基础上逐步推广, 一般是比较稳妥而又行之有效的。

在实机上作试验, 特别是具有破坏性的试验, 则是另一码事。例如, 连杆出现裂纹还能不能用? 若在船舶等使用场合作试验很不安全, 若在试验台上进行单机试验则要花费大量人力物力。试验完后, 无论连杆折断否都不能得出今后有裂纹是否能用的结论。因为就目前的认识水平来说, 还只能把折断作为一种随机事件来处理。因此, 对这种试验要持慎重的态度。

1.3.4 经验统计法

如果能对使用和维修的机器做详实的测试勘验记录和科学的统计分析, 可以发现大量的规律和得出较准确的结论, 而所花费的人力物力较少。

第2章 曲柄机构受力分析

曲柄机构由活塞、连杆、曲轴以及机体(包括缸套和主轴承)组成。曲柄机构用来改变运动形式,可使活塞的直线运动与曲轴的回转运动互相转换。柴油机的曲柄机构还有传递动力、构成整机的骨架等作用。

本章通过对柴油机曲柄机构的受力分析了解其规律性,并掌握受力分析的基本方法,为学习以后各章打下基础。

2.1 曲柄机构的受力情况

本节着重介绍惯性力的处理方法以及曲柄机构的类型。

作用在曲柄机构上的力有:

柴油机气缸中的气体压力;

运动机件的惯性力(依照达兰贝尔原理,假定惯性力作用于机件本身,形成动态平衡);

运动机件的重力;

机件间相对运动时产生的摩擦力;

被驱动机械(螺旋桨、发电机转子等)的有效阻力(对柴油机的反作用力矩)。

当工况一定时,也就是当曲轴转速、螺旋桨的阻力矩或发电机的输出功率等一定时,一般把有效阻力作为常数来处理。除了考虑它所引起的轴系扭转变形和扭转应力外,只在研究轴系振动时才考虑有效阻力变动的影响。

摩擦力主要在研究磨损和轴系振动时考虑(至于它对于功率和柴油耗率的影响则是柴油机原理课中的一项内容),在分析机件的受力和强度时,由于它分布在各个摩擦面对某一机件的影响一般较小,可以不考虑。

重力与其它力比较起来很小,可以不考虑。

这样,对强度影响大的只有气体压力和惯性力。而气体压力的变化可由示功图求出。它每循环变化一次,最高压力 p_s 一般在动力冲程上止点后 $5^\circ\sim 15^\circ$ 曲轴转角时出现。

要求出惯性力,先要知道物体的质量和运动加速度,下两节就要讨论这些问题。这里先谈谈物体的质量。

质量等于物体的重量除以重力加速度。问题是物体包括哪些机件。显然,只把运动加速度相同的机件计算到一起。这就需要了解一下主要运动机件的运动情况。机件的运动情况与曲柄机构的类型有关。在船用柴油机上,常用的曲柄机构有两种。

标准曲柄机构:

它的气缸中心线通过曲轴的回转中心线,而连杆大端与曲柄销直接连接。一般单列柴油机、叉形连杆和并列连杆的V型机都是这种曲柄机构。

关节连杆曲柄机构:

它的气缸中心线也通过曲轴的回转中心线,但副连杆大端却先连到主连杆上,再由主连杆连到曲柄销上。关节连杆的V型及星型柴油机,其主气缸列是标准曲柄机构,副气缸列是关节连杆曲柄机构。

标准曲柄机构中的三个运动组件(活塞、连杆、曲轴)的运动形式各不相同。活塞组在气缸中作上、下往复运动,各点的加速度都一样。曲轴作回转运动,运动形式也比较单纯。只有连杆是在垂直于曲轴中心线的平面内作平面运动,既有平移,又有摆动,运动比较复杂。

为了简化问题,把连杆质量人为地看成由两部份组成。一部份集中在活塞销中心和活塞一起运动,另一部份则集中在曲柄销中心和曲柄销一起转动。两部份质量各占多少呢?如果有实物,可以用称量法来求,如图 2.1.1 所示:用工具在连杆大(小)端轴承孔的中心线位置将连杆一端支撑在台秤的盘子上,使连杆中心线保持在水平位置。这时平衡砝码的读数就是分配到大(小)端的集中重量 $G_{e2}(G_{e1})$ 。

根据动力效应相同的原理,这样简化必须满足下列三个条件:

1) 所有代替质量(或重量)的总和必须等于连杆的实际质量(或重量),即

$$m_{e1} + m_{e2} = m_e \quad (2.1.1)$$

或

$$G_{e1} + G_{e2} = G_e \quad (2.1.2)$$

2) 代替质量的重心位置必须与实际连杆的重心位置重合,即

$$m_{e1}L_1 = m_{e2}(L - L_1) \quad (2.1.3)$$

式中 L ——连杆大小两端孔中心线之间的距离,叫做连杆长度;

L_1 ——连杆重心到小端孔中心线的距离。

显然,称量法求出的两个代替质量能够满足以上两个条件。

3) 以通过连杆重心并与曲轴中心线平行的直线为轴线,代替质量的转动惯量应等于实际连杆的转动惯量。由于代替质量集中在大、小端,距重心较远,其转动惯量大于实际连杆对于其重心的转动惯量。这会给计算带来误差,但由于误差不大,可以忽略。

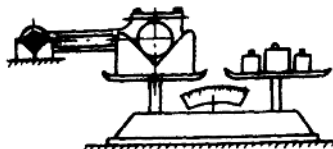


图 2.1.1 用称量法求连杆重心

这样就把计算各运动机件惯性力的问题简化为以下两个问题:计算活塞组质量 m , 以及集中在连杆小端孔中心(即活塞销中心)的那一部分连杆代替质量 m_{e1} 的往复惯性力 P_j ; 计算曲柄的不平衡回转质量以及集中在连杆大端孔中心(即曲柄销中心)的另一部分连杆代替质量 m_{e2} 的回转惯性力(即离心力)。下面两节就来讨论这两个问题。

当没有连杆实物时,可根据图纸先求出连杆的重心位置,然后计算 m_{e1} 和 m_{e2} 。也可按下式估算:

集中在小端孔中心的连杆代替质量

$$m_{e1} = K_e m_e \quad (2.1.4)$$

集中在大端孔中心的连杆代替质量

$$m_{e2} = (1 - K_e) m_e \quad (2.1.5)$$

其中

$$K_e = 0.2 \times \frac{(0.001n)^2 + 2}{(0.001n)^2 + 1} \quad (2.1.6)$$

m_e ——连杆质量[kg];

n ——曲轴的转速[r/min]。

中、高速直列式柴油机 $K_e = 0.26 \sim 0.4$ 。