

# 柴油机强度

高希复 周政 编著

集美航海学校  
图书资料室

中国人民解放军海军工程学院

一九八一年三月

# 柴 油 机 强 度

高希复 周 政 编著

海 工

1981.3

## 前 言

本教材准备供我院舰艇柴油机各专业（柴油机工程专业可采用部分章节）使用，这些专业各有侧重。因此，本教材的大部分内容，着重从共性、从基本规律及其物理实质方面进行阐述。同时，在联系具体结构和使用管理时，涉及的面较广，对于某些专业会碰到的特殊问题，也有专门的段落进行讨论。这样，在使用本教材时，应根据专业的需要和教学时数，有所取舍。其中，一些带\*号的节，偏重于公式推导和计算，仅供需要深入一步学习的同志参考。

本教材前三章由高希复同志编写，后四章由周政同志编写，由施引同志主审。参加审阅的还有刘长义、黄言华、陆宗游、王守祥、王昌一、武步振、黄钟华、章邦源、庄永华等同志，参加校对的还有202教研室的一些同志。大部分插图由学院绘图室的同志们绘制。

衷心希望使用本教材的同志们提出宝贵意见和批评，以便再版时改进。

# 目 录

引言	(1)
<b>第一章 曲柄机构受力分析</b>	<b>(3)</b>
§1—1 曲柄机构的受力情况	(3)
§1—2 回转质量的离心力	(8)
§1—3 往复质量的惯性力	(10)
§1—4 标准曲柄机构的受力分析	(16)
§1—5 关节连杆曲柄机构的运动受力特点	(23)
* §1—6 关节连杆曲柄机构的运动公式和参数计算	(29)
* §1—7 关节连杆曲柄机构基本尺寸的确定	(41)
* §1—8 动力计算举例	(47)
<b>第二章 机体振动</b>	<b>(60)</b>
§2—1 谐振动和振动的类型	(60)
§2—2 单自由度固有振动	(64)
§2—3 单自由度有阻尼受迫振动	(68)
§2—4 机体刚体振动的特点	(74)
§2—5 柴油机的平衡性	(77)
§2—6 平衡重的安装方法	(83)
§2—7 机体的变形振动和内平衡	(88)
§2—8 隔振原理和隔振座	(89)
* §2—9 惯性力矩平衡检查方法	(94)
<b>第三章 轴系振动</b>	<b>(111)</b>
§3—1 弯曲振动	(111)
§3—2 简单轴系固有扭转振动	(114)
§3—3 实际轴系固有扭振的特点	(122)
§3—4 受迫扭转振动	(126)
§3—5 减振器的结构和工作原理	(137)
§3—6 有关振动的几个实际问题	(151)
* §3—7 轴系固有扭振频率的计算	(152)

<b>第四章 腐蚀与防腐蚀</b> .....	(158)
§4—1 化学腐蚀.....	(159)
§4—2 电化学腐蚀.....	(160)
§4—3 漏电腐蚀.....	(164)
§4—4 穴蚀.....	(166)
§4—5 防腐蚀措施.....	(171)
<b>第五章 磨损与润滑</b> .....	(175)
§5—1 柴油机主要机件的磨损与润滑机理.....	(175)
一 磨损机理.....	(175)
二 液体摩擦机理.....	(178)
三 液体摩擦工况分析.....	(181)
§5—2 轴承的润滑与磨损.....	(182)
一 轴承润滑.....	(182)
二 变动载荷对轴承润滑的影响.....	(184)
三 轴承工作可靠性的影响因素分析.....	(193)
四 轴颈与轴承故障.....	(198)
§5—3 气缸与活塞组润滑与磨损.....	(202)
§5—4 管理使用中的减磨措施.....	(205)
<b>第六章 传递动力组件强度分析</b> .....	(208)
§6—1 传递动力组件有关强度的几个特点.....	(208)
§6—2 连杆的强度分析.....	(212)
§6—3 曲轴强度分析.....	(222)
§6—4 提高传递动力组件强度的结构工艺措施.....	(233)
§6—5 传递动力组件故障分析和预防.....	(235)
<b>第七章 燃烧室组件可靠性分析</b> .....	(242)
§7—1 活塞组可靠性分析.....	(243)
一 活塞的冷却散热.....	(244)
二 活塞组的机械强度.....	(260)
三 活塞组件密封性保证.....	(266)
§7—2 气缸可靠性分析.....	(274)
§7—3 气缸头与气缸垫可靠性分析.....	(279)
§7—4 燃烧室组件故障预防.....	(288)
<b>附录一 单列柴油机不平衡系数表</b> .....	(291)
<b>附录二 主要符号表</b> .....	(297)

# 引 言

柴油机强度课讨论柴油机的工作可靠性和耐用性。先谈谈可靠性和耐用性的含义以及内容安排。

## 一、工作可靠性

工作可靠性就是指柴油机在规定的使用期限内，在工作范围所允许的各种工况下，保持持续工作，不致因故障而影响柴油机正常运转的能力。

可靠是与故障相对的。故障的种类很多，从对运转的影响来看，可分为不停车故障、短时停车故障、停车检修故障等。可靠性的含义包括：柴油机及其零部件故障前的工作时间，在使用期限内平均故障次数（同型同批柴油机的平均值）和平均故障停车次数，排除故障的平均时间（修复时间）等。对于工作可靠性高的柴油机来说，应该是在使用期限内，不发生停车拆修故障（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。

工作可靠性是评价柴油机使用性能的一个很重要的方面，是其它各种性能的前提，工作不可靠，其它性能指标都是空的。只有使柴油机可靠地工作，才能使舰艇顺利完成平时和战时的各项任务。因此，工作可靠性是柴油机使用者和设计制造者都应当十分关心的问题。

## 二、耐用性

耐用性以使用期限（使用寿命）来标志。使用期限一般指在大修前或两次大修之间的累积运转时间〔小时〕，在使用期限内，柴油机应能可靠地运转，而且主要性能指标（功率和转速的范围，柴油和滑油的耗率，等等）应保持在规定范围内。所谓大修，指的是完全拆卸，对零件进行全面的故障检验，确定更换和修理的范围，全面修复，达到规定的性能指标，大修时通常都要拆卸检修曲轴并修正其它运动机件的几何形状。

使用寿命直接影响舰艇的在航率，也是柴油机的重要性能，各种类型柴油机的大修期如下：

轻型大功率柴油机	300~4000〔小时〕
高速柴油机 ( $n > 1500$ 〔转/分〕)	4000~20000〔小时〕
中高速柴油机 ( $750 < n \leq 1500$ )	8000~25000〔小时〕
中速柴油机 ( $250 \leq n \leq 750$ )	15000~50000〔小时〕
低速柴油机 ( $n < 250$ )	50000~80000〔小时〕

对于具体机器来说，大修期是在对工况进行一定限制的前提下实现的。

## 三、损坏的类型、可靠性与耐用性的关系

工作不可靠、出现故障多半与机器或零件的损坏有关，使用寿命也与机器损坏的速

度有关。从损坏的现象看，可以分为两大类：

一种是突然损坏：由于外加负载很大，超过了零件的承受能力，经过一次或短时间的作用，就产生损坏。它包括突然破裂（如曲轴折断、活塞打穿等）和突然大变形（如连杆、气门顶弯等）。

另一种是逐渐损坏：由于损坏的现象和原因不同，又可分为：

（一）逐渐疲劳：虽然外加负载不是太大以至突然损坏，但由于外加负载仍比较大。特别是负载反复发生变化，经过几百万次以至几千万次的交变作用，机件内部的微小裂纹逐渐扩展，最后发生破裂。

（二）逐渐变形：例如气缸头在力和热的长期作用下，逐渐变形，最后出现气缸漏气。

（三）逐渐损耗：

（1）磨损：由于摩擦使摩擦面上的金属逐渐磨掉。

（2）腐蚀：由于氧化和电化学反应，使机件表面逐渐变质和损坏。

（3）空泡剥蚀（穴蚀）：由于流体冲击产生的逐渐剥落。

（4）逐渐结胶、积碳、卡滞、堵塞等。例如由于杂质堆积、滑油变质、燃烧不良等原因造成的喷孔堵塞、活塞环卡住等等故障。

广义来说，强度就是材料抵抗负载而不损坏的能力，强度高，不容易损坏。但习惯上针对不同的损坏，把机件抵抗负载而不断裂的能力叫做强度，把机件抵抗负载引起的变形的能力叫做刚度，而用耐磨性和耐蚀性分别表示机件抗磨损和腐蚀（及穴蚀）的能力。

一般来说，可靠性主要与突然损坏有关，耐用性主要与逐渐损坏有关。突然损坏属于质变，逐渐损坏属于量变。量变和质变是互相关联的，量变可以转化为质变。逐渐疲劳会引起突然破裂，逐渐损耗会使机件变弱，冲击加剧，也会导致突然损坏。因此可靠性和耐用性是不能截然分开的。可靠性是耐用性的前提，不可靠谈不上耐用；使用期限又是讨论可靠性的范围，不可靠是就使用期限内来谈的。

#### 四、课程任务和内容安排

柴油机强度课的任务是：通过对柴油机动力装置及其零件运动、受力、振动、磨损、腐蚀、机械强度以及热强度的规律性的分析，了解从结构上和管理上提高柴油机动力装置可靠性和使用寿命的措施，为分析和处理有关实际问题打下理论基础。

本教材共分七章。第一章介绍柴油机主要机件的运动和受力，是其它各章讨论问题的基础之一。第二章和第三章分别讨论影响柴油机动力装置全局的机体振动和轴系振动。第四章和第五章分别就腐蚀与防腐蚀、磨损与润滑这两个专题展开讨论。在以上讨论的基础上，第六章和第七章则分别对柴油机的两个主要组件——传递动力组件和燃烧室组件，进行可靠性的综合分析，着重分析它们的机械强度和热强度。

# 第一章 曲柄机构受力分析

曲柄机构就是由活塞、连杆、曲轴以及机体（包括缸套和主轴承）所组成的机构。曲柄机构用来改变运动形式，可将活塞的直线往复运动改变为曲轴的回转运动，或者相反，将曲轴的回转运动转换为活塞的直线往复运动。柴油机的曲柄机构还有传递动力、构成整机的骨架等任务。

在柴油机运转时，各机件受有这样或那样的力，要讨论变形、振动以至破坏，首先必须了解各机件的受力情况。柴油机的机件很多，不可能一一讨论。本章的任务是，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，为以后各章的讨论打下基础。

在§1—1将介绍曲柄机构的类型和受力情况，从受力情况的分析可以知道，对机件的强度影响最大的是气体压力和惯性力。气体压力的变化规律已在“柴油机原理”课程中作了详细分析，在§1—2和§1—3中分别介绍回转运动和往复运动时出现的惯性力，了解它们的计算方法、特性和变化规律。在此基础上，在§1—4进行曲柄机构各机件的受力分析。这些讨论，都是针对常用的普通的曲柄机构（名为标准曲柄机构）进行的。在§1—5将介绍在V型和星型机中会碰到的关节连杆曲柄机构的运动受力特点。在§1—6和§1—7进一步介绍关节连杆曲柄机构的计算。§1—8则举例说明动力计算的方法。

## §1—1 曲柄机构的受力情况

本节介绍曲柄机构的受力情况，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：

- (1) 柴油机气缸中的气体压力；
- (2) 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）；
- (3) 机件的重力；
- (4) 机件间相对运动时产生的摩擦力；
- (5) 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、螺旋桨的螺距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有时要考虑有效阻力变动的影晌。

摩擦力主要在研究磨损和轴系振动时要加以考虑（至于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。

从表1—1可以看出，重力与其它力比较起来很小，可以不考虑。



表 1—1 船用柴油发动机参数

机型	国别、公司	冲程数	缸径 D [毫米]	行程 S [毫米]	气缸排列和目	气缸夹角	每缸功率 [马力]	额定转速 n [转/分]	活塞面积 A <sub>p</sub> [厘米 <sup>2</sup> ]	活塞组重量 G <sub>p</sub> [公斤]	主连杆组重量 G <sub>L</sub> [公斤]	主连杆 kL	爆发压力 p <sub>z</sub> [公斤/厘米 <sup>2</sup> ]	爆发总压力 P <sub>z</sub> [公斤]	活塞超负荷能力 [公斤]
85	中	4	85	110	2, 4	/	5	1500	56.75	2.33	1.75	0.2971	65	3291	403
CT18-50K	英·Paxman	2	130, 17	184, 15-2	Δ18	60°	230	2100	133.1						
185	中	4	135	140	2, 4, 6, V12	75°	20	1500	143.14	4.42	6.65	0.268	75	10735	973
E150C	中	2	150	225		/	33	750	176.7				55	9719	
12V150L	中	4	150	180	V12	60°	43	2000	176.7	3.872	5.977	0.2528	77.8	13748	1996
21WZ	日·三菱	2	150	200	W24	60°	150	1850	176.7				147	25977	
42-160	中	4	160	170	型32	61.4°	95	2200	201.1	5.21	20.23	0.08356	128	25736	2952
MB820D6	西德·MTU	4	175	205	6, V12	60°	113	1500	240.5	5.95	8.22	0.248	75	18040	2927
轻12-180	西德·MTU	4	180	200	V12	60°	100	1850	254.5				90	22902	
MD538	西德·MTU	4	185	200	V12, V16, V20	60°	250	1900	268.8						
12180ZC	中	4	180	205	V12	60°	83	1545	254.5	7.96	13.2	0.36	85	21630	2735
X1832	意·Fiat	4	180	205	X32	50°, 130°	141	1700	254.5						
12V200	中	4	200	210	V12	60°	183	1700	314.2	14.07	29.25	0.1609	70	25650	5875
GM12-587	美·GM	2	216	254	V12	45°	75	744	366.4				147	60017	
7FDL	美·GE	4	238	266	V12, V16	45°	250	1050	408.3						
MA656	西德·MTU	4	230	230	V12, V16, V20	50°, 60°	350	1575	415.5		28.85				
12VE230ZC	中	2	230	300	V12	45°	208	780	415.5	45.2	38.36	0.2153	120	49857	5872
AGO-240	法·SACM	4	240	220	6, 8, V12, V16, V20	50°	330	1450	452.4						
12V240Z	中	4	240	260	V12	45°	250	1100	452.4		42.5	0.387	125	54287	
16V240ZA	中	4	240	275	V16	50°	250	1100	452.4	32.52	43.38	0.343	135	61073	7482
PA6-280	法·SEMT	4	280	290	6, 8, 9, V12, 14, 16, 18	60°	440	1650	615.8	58.4	76.2	0.364	136.5	84050	
301(8300)	中	4	300	380	8	/	150	600	708.9				60	42412	5644
500GZC	中	4	300	380		45°	250	600	706.9				95	67152	
6E390DC	中	2	390	450	6	/	330	500	1195	220	181.24	0.383	65	77648	17282
VE390	中	2	390	470	V12, V18	60°	667	480	1195	240	331	0.289	105	125432	17752
PC2-5	法·SEMT	4	400	460	6, 8, 9, V12, 14, 16, 18	45°	650	520	1257	190	217		120	150796	16407
PC3	法·SEMT	4	480	520	6, 7, 8V12~18	45°	950	470	1810	250	350		120	217147	
ESDZ75/180B	中	2	750	1600	6	/	2000	115	4418	2636	4082	0.514	85	375518	39836
L94NF	丹·B & W	2	940	2500		/	5550	83	6840						

表1—2 船用柴油机参数

机 型	额定角速 度 $\omega$ [度/秒]	$\omega^2$	活盖平均 速度 $C_m$ [米/秒]	曲柄半 径 $R$ [毫米]	主连杆 长 $L$ [毫米]	$\lambda = R/L$	活盖加速 度 $a$ [米/秒 <sup>2</sup> ]	主气缸直 径 $D$ [厘米]	主气缸往 复重量 $m_w$ [公斤]	主气缸最大 往复惯性力 $P_{wm}$ [公斤]	回转质量 $m_H$ [公斤/米]	离心力 $P_n$ [公斤]	气缸中 心距 $a$ [毫米]	平均有效 压力 $P_e$ [公斤/厘米 <sup>2</sup> ]	付构 连类 机型	$\epsilon_w$	$\epsilon_H$
85	157	24674	5.5	55	220	0.25	1696	0.29	492	492			203.2	4.81	/	0.0502	
CT18-50K	220	48361	12.89	92.08										13.5	标准		
135	157	24674	7	70	280	0.25	2159	0.6322	1365	1365			252	6	标准	0.0433	
E150C	78.5	6169	5.63	112.5										5			
12V150L	209	47865	12	90	320	0.28125	5058	0.5487	2775	2775	1.22	4816	176	6.02	美节	0.0305	0.0677
24WZ	184	37532	12.3	100										12	标准		
42-160	230	53077	12.47	85	360	0.2361	5577	0.7034	3923	3923	4.3527	19637	195	11.15	美节	0.0343	0.212
MB820Db	157	24674	10.25	102.5										14	标准		
42-180	194	37532	12.3	100	350	0.2857	4625	0.8143	3930	3930			210	9.23	美节	0.0314	
MDS38	199	38588	12.67	100									220	22	标准		
12180ZC	162	26177	10.56	102.5	400	0.2563	3371	1.2960	4369	4369	1.583	4247	250	9.58	标准	0.05	0.061
X1832	178	31692	11.62	102.5										14.3	美节		
12V200	178	31692	11.9	105	455	0.2308	4096	1.914	7840	7840	5.24	17437		4.86	美节	0.0598	0.164
GM12-567	77.9	6070	6.3	127										19.9	标准		
7FDL	110	12090	9.31	133										20.9	标准		
MA956	165	27203	12.08	115	460	0.25	3910						340	20.9	标准		
12VE230ZC	81.7	6672	7.8	150	610	0.2459	1247	5.5515	6922	6922	7.578	7584	315	9.63	美节	0.131	0.179
AGO-240	150	22425	10.49	110										17.4	美节		
12V240Z	115	13269	9.53	130	570	0.2281	2118						380	17.4	美节		
16V240ZA	115	13269	10.08	137.5	580	0.2371	2257	4.832	10906	10906			400	16.44	标准	0.105	
PA6-280	110	12090	10.15	145	570	0.2544	2199	8.78						20.3	标准		
301(8300)	62.8	3948	7.6	190	720	0.3839	948		8324	8324	12.742	9558	470	8.4	/	0.122	0.177
300GZC	62.8	3948	7.6	190	760	0.25	938						470	14	标准		
6E390DC	52.4	2742	7.5	225	900	0.25	771	29.51	22754	22754	22.528	13896	685	5.6	/	0.242	0.185
VE390	50.3	2527	7.52	235	1058	0.2221	726	34.216	24828	24828	52.7	31291	590	11.14	美节	0.281	0.433
PC2-5	54.5	2965	7.97	230	950	0.2421	847						740	19.5	标准		
PC3	49.2	2422	8.15	260									860	19.3	标准		
ESDZ75/160B	12	145	6.13	800	2880	0.2778	148	482.6	71547	71547	452.7	52523	1450	11.09	/	1.07	1.01
L94NF	8.69	75.6	6.92	1250										17.3	/		

这样，对强度影响大的只有气体压力和惯性力，而气体压力的变化规律已在柴油机原理中详细讨论了，其随曲柄转角的变化情况如图1—1中曲线(1)所示。气体压力曲线的变化特点是：

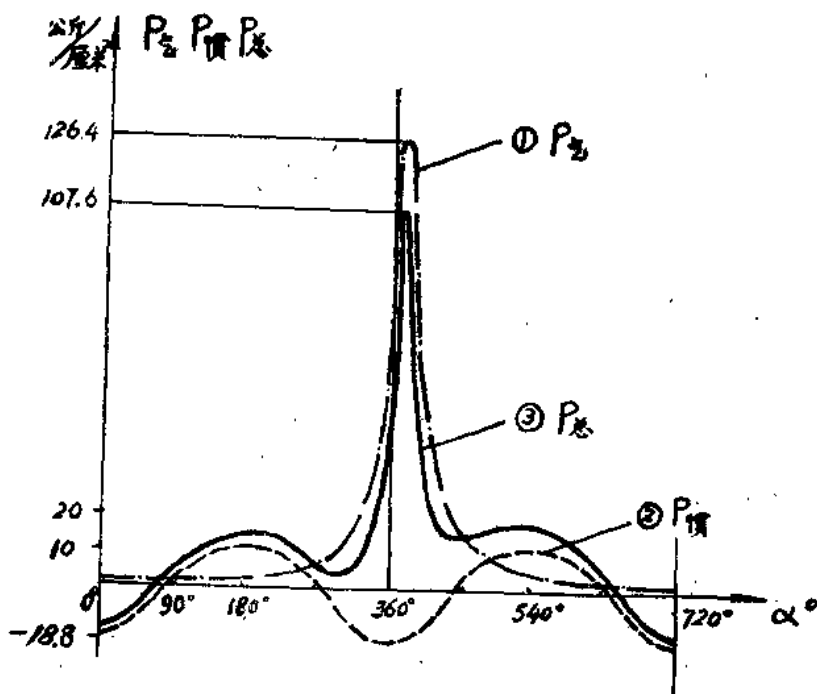


图1—1 42—160型柴油机主气缸活塞总作用力曲线

(1) 周期性变化。每循环变化一次，即四冲程机曲轴每转动 $4\pi$ （即两周）变化一次，二冲程机的变化周期为 $2\pi$ 。

(2) 最大值发生在动力冲程之初。若以动力冲程上止点为 $360^\circ$ （对于四冲程机，通常以进气冲程上止点为 $0^\circ$ ，对于二冲程机，则以动力冲程上止点为 $0^\circ$ ），则最高压力一般在 $365\sim 375^\circ$ （即上止点后 $5\sim 15^\circ$ ）曲柄转角时出现。

(3) 曲线像一座山峰，中间高，两侧逐渐降低，在进、排气时数值很小。曲线的变化决定于负荷的大小和工作过程的进行情况。

气体压力用 $p_g$ 或 $p_0$ 〔公斤/厘米<sup>2</sup>〕来表示。活塞上气体压力的总值则为

$$P_0 = p_0 A_s = \frac{\pi}{4} D^2 p_0 \text{ [公斤]。} \quad (1-1)$$

式中 $A_s$ ——活塞面积〔厘米<sup>2</sup>〕；

$D$ ——缸径〔厘米〕。

以上回顾了气体压力的变化规律，余下来要讨论的只有惯性力了。从力学中知道，惯性力的数值等于物体质量乘以运动加速度，惯性力的方向与加速度的方向相反。因此，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。这里先初步谈谈物体的质量。

质量等于物体的重量除以重力加速度，问题是物体包括那些机件。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：

(1) 标准曲柄机构，它的气缸中心线通过曲轴的回转中心线，而连杆下头部与曲柄肖直接连接。一般单列柴油机、叉形连杆（图1—2b）和并列连杆（图1—2c）的V型机都属于这种曲柄机构。

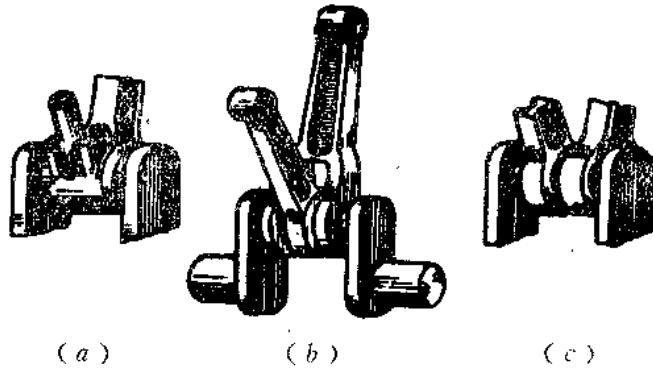


图1—2 V型机连杆下头部连接方法

(2) 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，但连杆下头部先连到主连杆上，再由主连杆连到曲柄肖上。关节连杆的V型（图1—2a）及星型柴油机，其主气缸列是标准曲柄机构，付气缸列是关节连杆曲柄机构。

下面先用三节较详细地讨论标准曲柄机构的运动受力情况，然后在§1—5介绍关节连杆曲柄机构的运动受力特点。

标准曲柄机构中的三个运动组件（活塞、连杆、曲轴），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。一部份集中在活塞肖中心，和活塞一起运动，另一部份则集中在曲柄肖中心，和曲柄肖一起转动。这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1—3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。平衡砝码的读数就是分配到大(小)端的集中重量 $G_{L2}$  ( $G_{L1}$ )。

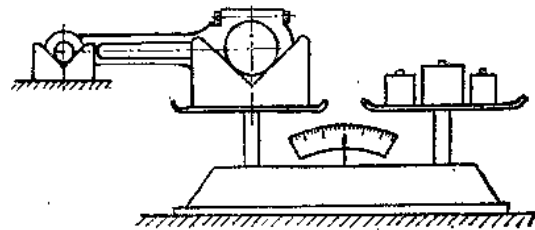


图1—3 用称量法求连杆重心

这样简化会不会影响计算的准确性呢？要不影响，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

$$m_{L1} + m_{L2} = m_L \quad (1-2)$$

或

$$G_{L1} + G_{L2} = G_L$$

(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

$$m_{L1}L_1 = m_{L2}(L - L_1) \quad (1-3)$$

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。

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：(1) 计算活塞组质量  $m_s$  以及集中在连杆小端孔中心（即活塞肖中心）的那一部份连杆代替质量  $m_{L1}$  的往复惯性力  $P_w$ ；(2) 计算曲柄的不平衡回转质量以及集中在连杆大端孔中心（即曲柄肖中心）的另一部分连杆代替质量  $m_{L2}$  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  $m_1$  和  $m_2$ 。也可按下式估算：

集中在小端孔中心的连杆代替质量

$$m_{L1} = k_L m_L \quad (1-4)$$

集中在大端孔中心的连杆代替质量

$$m_{L2} = (1 - k_L) m_L \quad (1-5)$$

其中 
$$k_L = 0.2 \frac{(0.001n)^2 + 2}{(0.001n)^2 + 1} \quad (1-6)$$

$m_L$ ——连杆质量 [公斤·秒<sup>2</sup>/米] (1 [公斤·秒<sup>2</sup>/米] = 1 [千克])；

$n$ ——曲轴的转速 [转/分]。

## §1-2 回转质量的离心力

在物理中已知离心力

$$P_n = -m \frac{v^2}{r} \quad (1-7)$$

式中偏心质量  $m$  的重心距回转中心线的距离（即回转半径）为  $r$ ， $v$  是偏心质量重心处的切线速度，若回转角速度为  $\omega$ ，则

$$\begin{aligned} v &= r\omega \\ P_n &= -mr\omega^2 \end{aligned} \quad (1-8)$$

我们规定向量指向回转中心取正值，向心加速度为正，而离心力沿离心方向，故取负值。要求出离心力，就必须先找出  $\omega$ 、 $r$  和  $m$ 。

### 一、曲轴的运动和飞轮的功用

首先求回转角速度  $\omega$ ，从力学中知道，求运动规律有两种办法。一种是已经知道受力，根据牛顿第二定律求加速度，经过积分，求得速度和位移。另一种是已知位移（或角位移）的变化规律，经过求导，得到速度和加速度的变化规律。在柴油机中，由于曲轴连接若干连杆和活塞组，它们的受力和运动情况互不相同，采用第一种办法很困难。

采用第二种办法，位移的变化规律如何知道呢？好在当负荷等不变的稳定工况下，曲轴每分钟的转数基本上保持不变。那么，是不是曲轴回转的瞬时角速度也保持不变呢？由于气缸内工作情况变化等原因，角速度是不断变化的。动力冲程时 $\omega$ 增加，压缩时 $\omega$ 减小，如果柴油机的缸数很多，并把各缸的发火均匀错开，加上轴系的惯性， $\omega$ 的变化很小。缸数少的柴油机， $\omega$ 的变化就较大，机器运转不稳，振动、冲击和噪音都较大，对柴油机的工作可靠性和使用寿命不利，故像4135这样的柴油机，在曲轴功率输出端安有飞轮。

飞轮的功用是：降低曲轴角速度的变化程度，增加曲轴回转的均匀性。实现功用的办法是，飞轮的质量较大，而且大部份质量分布在飞轮外缘，因而转动惯量比较大。当 $\omega$ 增加时，飞轮吸收能量使其动能增加，因而用以克服阻力使曲轴加速的能量较小，从而 $\omega$ 增加较少。当 $\omega$ 降低时，飞轮的动能也减少，输出一部份能量给曲轴，使 $\omega$ 下降得少。

特别是带发电机的柴油机，为使电压、频率等几乎不波动，对曲轴回转的均匀性要求较高，常常采用更大的飞轮。

由于气缸数目较多或者安装了飞轮，在正常工作时曲轴角速度的波动很小，为了使问题简化，可以假定 $\omega$ 不变。这样，就很容易推得曲轴回转角速度 $\omega$ 与转速 $n$ 〔转/分〕的关系：

$$\omega = \frac{n \cdot 2\pi}{60} = \frac{\pi n}{30} = 0.10472 n \quad [\text{弧度/秒}] \quad (1-9)$$

从表1-1和表1-2也可以看出 $\omega$ 和 $n$ 的大致关系。

## 二、回转质量的离心力

知道了 $\omega$ ，要计算离心力，还要求出 $m$ 和 $r$ 。由于曲轴的形状较复杂，求的方法虽简单，但计算起来比较繁琐。现以图1-4为例来说明。根据形状的对称性将图中曲柄分为三部份。 $cedfc$ 部份的重心与曲轴回转中心线重合， $r = 0$ 。 $ahbga$ 部份(包括曲柄肖)的重心与曲柄肖中心线重合， $r = R$ ，若用 $m_x$ 表示这部份质量，则离心力为 $-m_x R \omega^2$ 。 $ahbdfca$ 部份的重心与回转中心线的距离为 $\rho$ ，即 $r = \rho$ ，若以 $m_b$ 表示每个曲柄臂上的这一部份的质量，由于有两部份，其离心力为 $-2m_b \rho \omega^2$ 。如果再加上集中在曲柄肖中心的连杆代替质量产生的离心力 $-m_{L2} R \omega^2$ ，就可得到一缸曲柄机构回转质量的离心力：

$$P_c = -m_x R \omega^2 - 2m_b \rho \omega^2 - m_{L2} R \omega^2 \\ = -\left(m_x + 2m_b \frac{\rho}{R} + m_{L2}\right) R \omega^2$$

(1-10)

后面将经常遇到离心力公式，上式较繁琐，而且是针对具体曲柄推导出来的，缺乏通用性，需要将公式变换一下。将括弧内的几项用一个符号来代表，由于它的单位是质量（ $\rho$ 与 $R$ 的单位互消了），叫做回转质量 $m_H$ 。

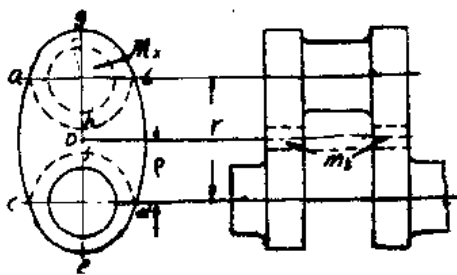


图1-4 曲柄的不平衡质量

$$m_H = m_s + 2m_b \frac{\rho}{R} + m_{L2}$$

此式仅对类似于图 1—4 所示的曲柄适用。 $m_H$  的单位虽然是质量，但并不是实际质量（显然  $m_b \frac{\rho}{R}$  不是  $m_b$ ），而是一个代替的回转质量，它集中在曲柄肖中心，回转时产生的

离心力等于实际曲柄机构的离心力。这样，一缸曲柄机构的离心力的公式为

$$P_o = -m_H R \omega^2 \quad (1-11)$$

式中  $R = S/2$ ——曲柄半径〔米〕；

$\omega$ ——曲柄回转角速度〔弧度/秒〕；

$m_H$ ——回转质量〔公斤·秒<sup>2</sup>/米〕，即曲柄机构回转不平衡质量的代替质量

显然，公式（1—11）适用于各种曲柄机构，机器的类型不同，仅仅是计算  $m_H$  的方法或公式不同而已。

### §1—3 往复质量的惯性力

计算离心力时比较繁琐的是计算回转质量，计算惯性力时往复质量是比较好求的。对于活塞来说，由于各质点的运动规律是完全一样的，只要观察一点的运动规律即可，此点选为活塞肖中心线，因为连杆的一部份代替质量  $m_{L1}$  也集中在这点上。活塞的重量  $G_s$  除以重力加速度  $g$  就是活塞质量  $m_s$ ，所以，往复质量为

$$m_W = m_s + m_{L1} \quad (1-12)$$

比较难求的是活塞往复运动的加速度，下面先求出位移随时间的变化规律，即活塞的位移公式，然后对它求二阶导数，就可求得活塞的加速度公式。

#### 一、活塞位移公式

为了推导活塞位移公式，绘曲柄机构简图，如图 1—5 所示。O 点表示曲轴回转中心，即主轴颈中心线，通过 A 和 O 的直线表示气缸中心线，A 点是活塞肖中心线，以 A 点的移动来代表活塞的运动。以 O 点为圆心，以曲柄半径 R 为半径画圆，该圆叫做曲柄圆，它就是曲柄肖中心的运动轨迹。一个平移的物体（例如活塞），可以用物体上的一点（例如活塞肖中心）的运动来表示，而对于一个转动或平面运动的物体（例如曲柄、连杆）则需要用物体上的一条线的运动来表示。图中主轴颈中心线与曲柄肖中心线的连线 OB 表示曲柄的位置，由于主轴承对 O 点的限制，曲柄 OB 只能绕 O 点转动。从止点曲柄位置 OB' 算起，曲柄转过的角度叫做曲柄转角  $\alpha$ ，规定曲柄转角顺曲轴转向为正。曲柄肖中心 B 与活塞肖中心 A 的连线 AB 表示连杆的位置，AB 的长度就是连杆长度 L。由于气缸的限制，A 点只能沿气缸中心

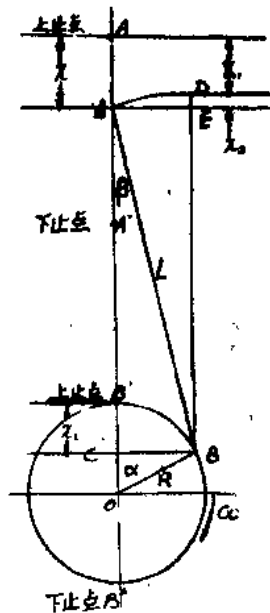


图 1—5 曲柄机构简图

线移动， $A'$ 和 $A''$ 分别表示活塞在上、下止点时活塞肖中心的位置，活塞位移从上止点算起，用 $x$ 表示。连杆中心线与气缸中心线的夹角 $\beta$ 叫做连杆摆角。

活塞位移 $x$ 与时间 $t$ 有什么关系呢？从图1—5一下子看不出来，这就需要借助一个参数做桥梁，曲柄转角 $\alpha$ 就适合于作这种参数。由图1—5可以看出，活塞位移 $x$ 与曲柄转角 $\alpha$ 之间存在着对应关系，而当曲轴角速度 $\omega$ 一定时，曲柄转角 $\alpha$ 与时间 $t$ 成正比。若时间从曲柄在上止点位置时算起，则

$$\alpha = \omega t = \frac{\pi n}{30} t \quad [\text{弧度}] \quad (1-13)$$

下面就来找出活塞位移 $x$ 与曲柄转角 $\alpha$ 的关系。当曲柄转角为 $\alpha$ 时，活塞位移 $x$ 可以看成由两部份组成：如果连杆没有摆动，则连杆的位置应在BD处，活塞下移的距离为 $x_1$ ；实际上活塞肖中心始终在气缸中心线，D点应移到A点，由于连杆有摆角 $\beta$ ，使活塞又下移 $x_2$ ，故

$$x = x_1 + x_2 \quad (1-14)$$

先求 $x_1$ ，由于整个连杆平移至DB，D点和B点下移的距离都是 $x_1$ ，若从B点向气缸中心线作一垂直线交与C点，则

$$x_1 = \overline{B'C} = \overline{OB'} - \overline{OC} = R - R\cos\alpha \quad (1-15)$$

从A点向BD作垂直线交于E，则

$$x_2 = \overline{DE} = \overline{DB} - \overline{EB} = L - L\cos\angle ABE$$

由于BD平行于气缸中心线， $\angle ABE = \beta$ ，故

$$x_2 = L(1 - \cos\beta) \quad (1-16)$$

这样可得到活塞位移公式

$$\begin{aligned} x &= R(1 - \cos\alpha) + L(1 - \cos\beta) \\ &= R \left[ (1 - \cos\alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos\beta) \right] \end{aligned} \quad (1-17)$$

式中 $\lambda = R/L$ ——曲柄半径连杆长度比。当 $\lambda$ 一定时， $\beta$ 值与 $\alpha$ 值有固定的数量关系，有的手册上列有在各种 $\lambda$ 值下方括弧内数值与 $\alpha$ 的关系的表格，利用它可以求出各种 $\alpha$ 值的活塞位移。

公式(1—17)中包含着两个变量 $\alpha$ 和 $\beta$  ( $\beta$ 可以看成是 $\alpha$ 的函数)，使用起来不方便，需要把 $x_2$ 由 $\beta$ 的函数变成 $\alpha$ 的函数，利用 $\triangle ABC$ 和 $\triangle OBC$ 的公共边BC，

$$\begin{aligned} \overline{BC} &= L\sin\beta = R\sin\alpha \\ \sin\beta &= \frac{R}{L} \sin\alpha = \lambda\sin\alpha \end{aligned} \quad (1-18)$$

为了用到(1—16)式中，需要把(1—16)式变换一下。由于连杆摆角 $\beta$ 不大，其最大值 $\beta_{max}$ 一般不超过 $18^\circ$  (见表1—3) 而 $\cos 18^\circ = 0.9511$ ，故

$$1 \geq \frac{1 + \cos\beta}{2} \geq \frac{1 + \cos 18^\circ}{2} = \frac{1.9511}{2} = 0.9756$$

令 $\frac{1 + \cos\beta}{2} \approx 1$ ，利用(1—18)式得



$$x_2 = L(1 - \cos\beta) \approx L \frac{(1 - \cos\beta)(1 + \cos\beta)}{2} = \frac{L}{2}(1 - \cos^2\beta)$$

$$= \frac{L}{2}\sin^2\beta = \frac{L}{2}\lambda^2\sin^2\alpha = \frac{R\lambda}{2}\sin^2\alpha$$

由于  $\cos 2\alpha = 1 - 2\sin^2\alpha$ , 即  $\sin^2\alpha = \frac{1 - \cos 2\alpha}{2}$

$$\therefore x_2 = \frac{R\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha) \quad (1-19)$$

将 (1-15)、(1-19) 式代入 (1-14) 式, 得活塞位移的近似公式

$$x = R(1 - \cos\alpha) + \frac{R\lambda}{4}(1 - \cos 2\alpha) \quad (1-20)$$

这个近似公式的误差是不大的, 因为误差产生在第二项乘了  $\frac{1 + \cos\beta}{2} (\geq 0.9756)$ , 由于曲柄半径连杆长度比一般为 0.2~0.3, 第二项最大值为第一项最大值的十几分之一, 它变化了 2.5%, 对总值的影响是不大的。

作为  $\alpha$  的函数, 活塞位移的精确公式为

$$x = R(\rho_0 - \cos\alpha - \rho_2\cos 2\alpha + \rho_4\cos 4\alpha - \rho_6\cos 6\alpha + \rho_8\cos 8\alpha \dots) \quad (1-21)$$

式中系数值如表 1-3 中所示

表 1-3

$\lambda$	$\rho_0$	$\rho_2$	$\rho_4$	$\rho_6$	$\rho_8$	$\beta_{max}$
$\frac{1}{3.4}$	1.0749	0.0753	0.000424	0.0000050	0.000000058	17°10'
$\frac{1}{3.6}$	1.0704	0.0708	0.000355	0.0000035	0.000000037	16°10'
$\frac{1}{3.8}$	1.0667	0.0670	0.000301	0.0000027	0.000000027	15°15'
$\frac{1}{4.0}$	1.0632	0.0635	0.000256	0.0000020	0.000000019	14°30'
$\frac{1}{4.2}$	1.0602	0.0604	0.000220	0.0000015	0.000000014	13°45'
$\frac{1}{4.4}$	1.0574	0.0576	0.000200	0.0000012	0.000000010	13°10'
$\frac{1}{4.6}$	1.0542	0.0544	0.000167	0.0000009	0.000000007	12°35'
$\frac{1}{4.8}$	1.0520	0.0521	0.000146	0.0000007	0.000000005	12°
$\frac{1}{5.0}$	1.0504	0.0505	0.000130	0.0000006	0.000000004	11°35'