

汽车发动机设计

第一册

陆际清 孟嗣宗

清华大学出版社

前 言

本书是根据清华大学汽车工程系的发动机设计课程教学大纲和教学经验编写的, 将分三册陆续出版。第一册是往复式发动机动力学和发动机零件强度计算基础, 第二册是发动机设计总论和主要零部件设计, 第三册是发动机附属系统与机构。

作为教材, 本书的宗旨是针对发动机结构设计中的主要问题精选教学内容, 按照教学规律和科学体系讲清基本概念和基本方法。至于为学生提供设计参考资料, 则不是本书的目的。

近年来, 现代测试技术和计算方法的发展使设计人员对发动机零部件的热负荷和机械负荷状况有了更多的了解, 因此零件结构设计更为合理。但是, 这绝不意味着只凭计算就能设计出发动机。实际上计算在设计工作中只起辅助作用, 大量的问题要依靠设计人员综合运用多方面的知识去解决, 依靠设计人员的实践经验和创造性的工作去解决。因此, 本书在重视介绍现代设计计算方法的同时, 特别注意介绍经过实践验证的正确设计思想和处理经验。

本书中出现的名词和术语, 除汽车和内燃机工程专用者外, 均与各先修基础课教材中所习用的一致。根据国家标准, 本书采用国际单位制。但是, 过去出版的大量文献采用工程单位制, 甚至近年来引进的不少大型通用结构分析程序也是用工程单位制的。这些实际情况使学生仍有必要熟悉工程单位制。有鉴于此, 本书附有两种单位的换算关系表。凡是在标题前标有*号的章节不属于必修内容, 只供学生选读。

本书由陆际清负责主编和定稿。本册中的第一篇以及第二篇中的5.2和5.3两节由陆际清编写, 其余各章节由孟嗣宗编写。

作者希望本书能达到取材恰当、概念阐述正确、理论联系实际、便于学生自学等基本要求, 但限于水平, 难免失误, 敬祈读者惠予指正, 尤其是对于本书中不同于同类教材的内容和讲法切望得到指正。

编 者

1989年10月

内 容 提 要

本书是清华大学汽车工程系发动机设计课教材，共分三册。第一册是发动机动力学和零件强度计算基础，第二册是发动机总体及主要零部件的设计，第三册是发动机的附属系统。

本册系统地介绍了曲柄连杆机构受力分析，发动机平衡性分析和曲轴轴系扭转振动分析以及零件热状况和应力应变状况的有限元分析方法，零件的失效形式、安全与寿命评估方法。既着重阐述基本概念和基本方法，也介绍有关的实际应用问题。取材较新，并有较多习题与思考题便利自学。

本书可作为高校有关专业教材以及工程技术人员参考用书。

汽 车 发 动 机 设 计

第一册

陆际清 孟嗣宗

☆

清华大学出版社出版

北京 清华园

北京通县向阳印刷厂印刷

新华书店总店科技发行所发行

☆

开本：787×1092 1/16 印张：20 字数：474 千字

1990年10月第1版 1990年10月第1次印刷

印数：0001—5000

ISBN 7-302-00655-5/TH·28

定价：4.35 元

目 录

第一篇 汽车发动机动力学

1 曲柄连杆机构的运动与受力分析	(1)
1.1 曲柄连杆机构运动学	(1)
1.1.1 正置曲柄连杆机构运动学	(1)
1.1.2 偏置曲柄连杆机构运动学	(12)
1.1.3 关节曲柄连杆机构运动规律的特点	(14)
1.2 作用于曲柄连杆机构中的力和力矩	(16)
1.2.1 气体作用力	(16)
1.2.2 运动质量惯性力	(16)
1.2.3 曲柄连杆机构总体受力分析	(20)
1.2.4 各构件之间的相互作用力	(26)
1.2.5 曲轴的转动力矩	(38)
1.3 曲轴的回转不均匀性与飞轮	(42)
1.3.1 回转不均匀性	(42)
1.3.2 飞轮的作用与设计	(43)
复习题	(44)
2 发动机的平衡性分析与平衡措施	(48)
2.1 概述	(48)
2.1.1 发动机对其支架(基座)的作用力	(48)
2.1.2 平衡的意义和平衡性分析方法	(49)
2.2 单列式发动机的平衡性分析	(50)
2.2.1 旋转惯性力系的平衡性分析	(50)
2.2.2 往复惯性力系的平衡性分析	(52)
2.2.3 若干单列式发动机平衡性之比较	(56)
2.2.4 发动机的“内平衡”特性	(63)
2.3 单列式发动机的平衡方法	(65)
2.3.1 旋转惯性力系的平衡方法	(65)
2.3.2 往复惯性力系的平衡方法	(68)

2.3.3 影响发动机实际平衡性的诸因素	(70)
2.4 V 型发动机的平衡	(72)
2.4.1 并列连杆的V型双缸机的平衡	(72)
2.4.2 并列连杆的V型多缸机的平衡	(78)
2.4.3 曲拐错颈的V型发动机的平衡	(90)
复习题	(92)
3 发动机轴系的扭转振动	(96)
3.1 有关扭转振动的一些基本概念	(96)
3.1.1 单自由度扭摆的自由振动	(96)
3.1.2 单自由度扭摆的强迫振动	(98)
3.1.3 多自由度扭振系统的无阻尼自由振动	(103)
3.1.4 计算多自由度盘轴系统固有频率与主振型的 Holzer 算法	(110)
3.1.5 多自由度扭振系统有阻尼强迫振动的求解方法	(117)
3.1.6 多自由度扭振系统对复合谐力矩激振的响应	(125)
3.2 发动机轴系的扭振分析及减振措施	(134)
3.2.1 发动机轴系之简化为盘轴系统	(134)
3.2.2 发动机轴系的激振力矩	(141)
3.2.3 发动机轴系对激振的响应	(154)
3.2.4 减振措施与减振器	(161)
复习题	(176)
第一篇参考资料	(180)

第二篇 发动机零件的强度计算和安全评估

4 零件热状况和应力应变状况的计算	(182)
4.1 计算方法和计算工况的选择	(182)
4.1.1 计算方法概述	(182)
4.1.2 计算工况的选择	(183)
4.2 有限元法计算机械应力与应变	(183)
4.2.1 有限元法分析步骤	(183)
4.2.2 平面问题的单元分析	(184)
4.2.3 平面问题的整体分析	(190)
4.2.4 计算结果的整理	(196)
4.2.5 轴对称问题的有限元分析	(197)

4.2.6	有限元法的收敛性准则	(199)
4.2.7	等参数单元	(200)
4.2.8*	振动问题的有限元分析	(207)
4.3	有限元法计算温度场和热应力	(216)
4.3.1	温度场的基本方程式及其求解方法	(216)
4.3.2	有限元法计算二维稳定温度场	(220)
4.3.3	有限元法计算二维不稳定温度场	(224)
4.3.4	热应力的计算	(227)
4.4	有限元计算程序及有限元计算模型的建立	(232)
4.4.1	有限元计算程序	(232)
4.4.2	有限元计算模型的建立	(232)
	复习题	(235)
5	发动机零件的失效形式与安全判据	(237)
5.1	静载荷零件的失效形式和安全判据	(238)
5.1.1	常温下静载荷零件的失效形式和安全判据	(238)
5.1.2	高温下静载荷零件的失效形式与安全判据	(241)
5.2	循环载荷下的高周疲劳失效与安全判据	(244)
5.2.1	标准材料试件的疲劳极限	(244)
5.2.2	零件的疲劳极限	(248)
5.2.3	高周疲劳的安全判据	(253)
5.3	低周热疲劳及安全判据	(258)
5.4	断裂力学安全判据	(261)
5.4.1	应力强度因子与静载零件的安全判据	(262)
5.4.2	疲劳裂纹的扩展速度与安全判据	(265)
	复习题	(268)
6*	零部件可靠性分析	(270)
	——评估零部件安全与寿命的概率统计方法	(270)
6.1	可靠性分析的统计基础	(271)
6.1.1	统计分析的基本知识	(271)
6.1.2	设计变量的统计处理	(277)
6.2	可靠性分析的基本方法及应用	(284)
6.2.1	应力-强度干涉理论	(284)
6.2.2	安全系数与可靠度	(290)

6.2.3 系统的可靠度..... (291)

6.2.4 可靠性分析方法的应用..... (293)

复习题 (302)

第二篇参考资料 (303)

附录 I 可靠性分析用表 (304)

附录 I 国际制单位与工程制单位换算表 (309)

第一篇 汽车发动机动力学

本篇所讨论的问题只涉及汽车用往复式内燃机的曲柄连杆机构，所用的分析方法就是理论力学、机械原理、振动理论等课程的分析方法，只不过是以发动机曲柄连杆机构为特定对象，得出了一些具体规律。

本篇的主要内容可归纳为曲柄连杆机构各构件的运动与受力分析，发动机平衡性分析和曲轴轴系扭转振动分析三部份。其中受力分析既是平衡性分析和扭振分析的出发点，也为以后计算零部件的应力状况和进行轴承设计提供机械载荷情况。

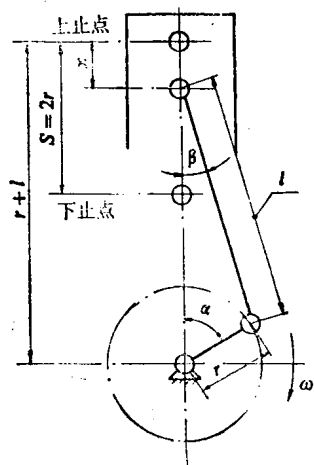
本篇除介绍基本分析方法和主要分析结论外，同时还介绍一些有关的结构设计问题。

1 曲柄连杆机构的运动与受力分析

1.1 曲柄连杆机构运动学

1.1.1 正置曲柄连杆机构运动学

正置曲柄连杆机构见图 1-1, 其曲轴回转中心线和活塞销中心线均与气缸中心线相交。这是车用往复活塞式内燃机常用的一种曲柄连杆机构。



1.1.1.1 活塞的位移

活塞的位移 x 由其上止点开始计量。由图 1-1 可见

$$x = (r + l) - r \cos \alpha - l \cos \beta$$

$$= r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{l}{r} (1 - \cos \beta) \right]$$

式中 r 是曲柄半径, l 是连杆大小头中心距, α 是曲拐转角, β 是连杆摆角。

$$\text{记} \quad \lambda = \frac{r}{l} \quad (1-1)$$

$$\text{则} \quad x = r \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{1}{\lambda} (1 - \cos \beta) \right] \quad (1-2)$$

图 1-1 正置曲柄连杆机构简图

$$\text{因} \quad l \sin \beta = r \sin \alpha$$

$$\text{故} \quad \sin \beta = \lambda \sin \alpha \quad (1-3)$$

$$\text{而} \quad \cos \beta = (1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha)^{\frac{1}{2}}$$

$$= 1 - \frac{\lambda^2}{2} \sin^2 \alpha - \frac{\lambda^4}{8} \sin^4 \alpha - \frac{\lambda^6}{16} \sin^6 \alpha \dots\dots$$

以此式代入式(1-2), 并利用三角函数的倍角公式予以化简, 最后可得

$$x = r(a_0 + a_1 \cos \alpha + a_2 \cos 2\alpha + a_4 \cos 4\alpha + a_6 \cos 6\alpha + \dots\dots) \quad (1-4)$$

其中

$$a_0 = 1 + \frac{1}{4}\lambda + \frac{3}{64}\lambda^3 + \dots\dots$$

$$a_1 = -1$$

$$a_2 = -\frac{1}{4}\lambda - \frac{1}{16}\lambda^3 - \frac{15}{512}\lambda^5 - \dots\dots$$

$$a_4 = \frac{1}{64}\lambda^3 + \frac{3}{256}\lambda^5 + \dots\dots$$

$$a_6 = -\frac{1}{512}\lambda^5 + \dots$$

λ 叫做“连杆比”，是一个重要的结构设计参数。采用较大的 λ (即较短的连杆)，可使发动机高度减小，重量减轻，但同时也使活塞加速度和连杆摆角有所增大，相应地使往复运动质量的惯性力和活塞侧推力有所增大。得与失相比，对汽车发动机来说，更重要的是发动机高度和重量上的得益。所以设计时总要尽可能地缩短连杆，有时为此需将活塞裙部或缸套铣去一部份，以避免发生运动干涉(见图1-2)。汽车发动机常用的 λ 值多在 $\frac{1}{3.2} \sim \frac{1}{3.8}$ 之间(0.31~0.26)，见表1-1。

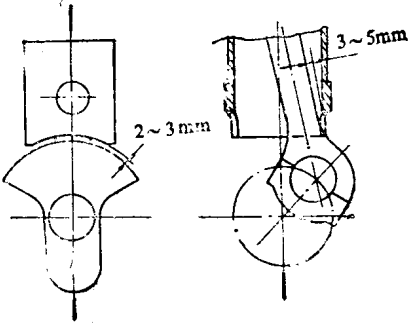


图 1-2

表 1-1 若干国产汽车发动机的连杆比 λ 和偏置率 ξ

发动机型号		缸数及排列	缸径 (mm)	行程 (mm)	标定 功率 (kW)	标定 转速 (rpm)	C_m (m/s)	r (mm)	l (mm)	λ	e (mm)	ξ
汽 油 机	BJ475Q	4L	75	86	48	4500	12.9	43	152.5	0.282	-1.0	-0.0233
	CA485	4L	85	85	55	4300	12.18	42.5	140	0.304	-1.6	-0.0376
	BJ492QA	4L	92	92	55	3750	11.5	46	158	0.291	-1.5	-0.0326
	EQ6100	6L	100	115	99	3000	11.5	57.5	190	0.303	-1.6	-0.0278
	CA6102	6L	101.6	114.3	99	3000	11.43	57.15	217	0.263	-1.0	-0.0175
	CA-72	8V-90°	100	90	162	4400	13.2	45	171	0.263	-1.6	-0.0356
柴 油 机	TN495Q	4L	95	105	55	3200	11.2	52.5	184	0.285	0	0
	4100Q	4L	100	125	66	2800	11.7	62.5	210	0.298	+1.0	+0.016
	6102Q	6L	102	110	96	3000	11.0	55	192	0.286	0	0
	6120Q	6L	120	140	118	2600	9.33	70	263	0.266	+1.0	+0.0143
	BF8L413F	8V-90°	125	130	235	2500	10.83	65	237.5	0.274	0	0
	12V135Q	12V-90°	135	140	294	2000	9.33	70	230	0.25	0	0

注 (1) 表中所有偏置机构均为活塞销偏置的机构

(2) 表中三种V型机均用并列连杆机构

即使对于较大的 λ 值来说，式(1-4)中含 λ 的三次以上各高次项的数值也很小，若略去不计，即得计算活塞位移的近似式为

$$x=r[(1-\cos\alpha)+\frac{\lambda}{4}(1-\cos2\alpha)] \tag{1-5}$$

式(1-4)表明，活塞位移是由次数为 1、2、4、6 …… 的多个简谐分量组成的复合谐波量；简谐分量的次数越高，它在位移复合谐波量中所占的成份越小。近似式 (1-5) 只保留

了位移的两个主要的简谐分量——一次和二次谐波(参见图1-3(a)), 而且二次谐波还不是全值保留的。

用近似式(1-5)和准确式(1-2)算出的活塞行程, 在 $\alpha=0^\circ$ 和 180° 时是一致的, 在 $\alpha=90^\circ$ 和 270° 时相差最大, 但即使是对 $\lambda=0.32$ 的曲柄连杆机构, 最大误差不过 $0.0043r$, 相对误差只有 0.37% 。对于 $\lambda<0.32$ 的机构, 计算误差更小。显然对于工程实用来说, 近似式(1-5)的精度已足够了。

表1-2中给出了按精确式(1-2)对不同的 λ 和 α 算出的“活塞行程系数” $\bar{x} = \frac{x}{r}$ 的数值。利用此表也可以很方便地用插值法查出在 $0.24\sim0.32$ 范围内任一 λ 值下的 $\bar{x}$ 而误差很小。

1.1.1.2 活塞的速度

将式(1-2)对时间求导, 得活塞速度为

$$v = \frac{dx}{dt} = r \left(\sin \alpha \cdot \frac{d\alpha}{dt} + \frac{1}{\lambda} \sin \beta \cdot \frac{d\beta}{dt} \right)$$

再将式(1-3)对时间求导, 则有

$$\frac{d\beta}{dt} = \lambda \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} \cdot \frac{d\alpha}{dt} \tag{1-6}$$

以此关系代入前一式, 并记曲轴角速度 $\frac{d\alpha}{dt} = \omega$, 可得

$$v = r\omega \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} \tag{1-7}$$

此式是活塞速度的准确表达式。用此式对不同 λ 和 α 算出的“活塞速度系数” $\bar{v} = \frac{v}{r\omega}$ 的数值列于表 1-3 中。

将活塞位移的近似式(1-5)对时间求导, 可得活塞速度的近似式

$$v = r\omega \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \tag{1-8}$$

用近似式计算活塞速度, 在 $\alpha=0^\circ, 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$ 时没有误差, 在其它曲拐转角

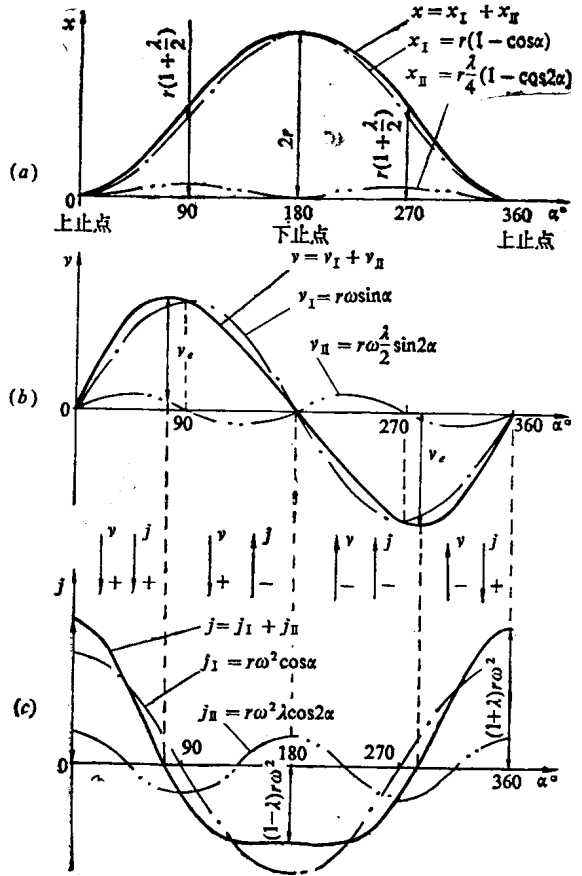


图 1-3 正置曲柄连杆机构的活塞位移、速度、加速度

表 1-2 正置曲柄连杆机构的“活塞行程系数” $\varepsilon/\tau=[(1-\cos\alpha)+1/\lambda(1-\cos\beta)]$

λ		α												λ	
α	λ	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	α				λ
0		.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000					360
5		.0047	.0048	.0048	.0048	.0049	.0049	.0049	.0050	.0050					355
10		.0188	.0190	.0191	.0193	.0194	.0196	.0197	.0199	.0200					350
15		.0421	.0425	.0428	.0431	.0435	.0438	.0441	.0445	.0448					345
20		.0744	.0750	.0755	.0761	.0767	.0773	.0779	.0785	.0791					340
25		.1152	.1161	.1170	.1179	.1188	.1197	.1206	.1215	.1224					335
30		.1641	.1653	.1666	.1679	.1691	.1704	.1717	.1730	.1742					330
35		.2205	.2222	.2239	.2255	.2272	.2289	.2306	.2323	.2339					325
40		.2838	.2859	.2880	.2902	.2923	.2944	.2965	.2986	.3008					320
45		.3533	.3559	.3585	.3610	.3636	.3662	.3688	.3713	.3739					315
50		.4282	.4312	.4343	.4373	.4403	.4434	.4464	.4495	.4526					310
55		.5077	.5112	.5147	.5181	.5216	.5251	.5286	.5322	.5357					305
60		.5910	.5949	.5988	.6027	.6066	.6105	.6145	.6184	.6224					300
65		.6771	.6814	.6857	.6900	.6943	.6986	.7030	.7073	.7117					295
70		.7653	.7699	.7745	.7792	.7838	.7885	.7932	.7979	.8026					290
75		.8547	.8596	.8644	.8694	.8743	.8792	.8842	.8892	.8942					285
80		.9444	.9495	.9546	.9597	.9648	.9700	.9751	.9804	.9856					280
85		1.0337	1.0389	1.0441	1.0493	1.0546	1.0599	1.0652	1.0705	1.0759					275
90		1.1218	1.1270	1.1323	1.1376	1.1429	1.1482	1.1535	1.1589	1.1643					270
95		1.2080	1.2132	1.2184	1.2236	1.2289	1.2342	1.2395	1.2448	1.2502					265
100		1.2917	1.2968	1.3019	1.3070	1.3121	1.3173	1.3224	1.3276	1.3329					260
105		1.3723	1.3772	1.3821	1.3870	1.3919	1.3969	1.4018	1.4068	1.4118					255
110		1.4494	1.4540	1.4586	1.4632	1.4679	1.4725	1.4772	1.4819	1.4866					250
115		1.5224	1.5266	1.5309	1.5352	1.5395	1.5438	1.5482	1.5525	1.5569					245
120		1.5910	1.5949	1.5988	1.6027	1.6066	1.6105	1.6145	1.6184	1.6224					240
125		1.6549	1.6583	1.6618	1.6653	1.6688	1.6723	1.6758	1.6793	1.6828					235
130		1.7138	1.7168	1.7198	1.7229	1.7259	1.7290	1.7320	1.7351	1.7381					230
135		1.7675	1.7701	1.7727	1.7752	1.7778	1.7804	1.7830	1.7856	1.7882					225
140		1.8159	1.8180	1.8201	1.8222	1.8244	1.8265	1.8286	1.8307	1.8329					220

续表 1-2

α	λ	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	λ	α
145	+	1.8588	1.8605	1.8622	1.8633	1.8655	1.8672	1.8689	1.8706	1.8722	1.8722	215
150	+	1.8961	1.8974	1.8987	1.8999	1.9012	1.9025	1.9037	1.9050	1.9063	1.9063	210
155	+	1.9278	1.9287	1.9296	1.9305	1.9314	1.9323	1.9332	1.9341	1.9350	1.9350	205
160	+	1.9538	1.9543	1.9549	1.9555	1.9561	1.9567	1.9573	1.9579	1.9585	1.9585	200
165	+	1.9740	1.9743	1.9746	1.9750	1.9753	1.9757	1.9760	1.9763	1.9767	1.9767	195
170	+	1.9884	1.9886	1.9887	1.9889	1.9890	1.9892	1.9893	1.9895	1.9896	1.9896	190
175	+	1.9971	1.9971	1.9972	1.9972	1.9973	1.9973	1.9973	1.9974	1.9974	1.9974	185
180	+	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	2.0000	180

表1-3 正置曲柄连杆机构的“活塞速度系数” $v/r\omega=\sin(\alpha+\beta)/\cos\beta$

α	λ	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	λ	α
0	+	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	380
5	+	.1080	.1089	.1097	.1106	.1115	.1123	.1132	.1141	.1150	.1150	355
10	+	.2147	.2164	.2182	.2199	.2216	.2233	.2250	.2267	.2285	.2285	350
15	+	.3189	.3215	.3240	.3265	.3290	.3315	.3340	.3363	.3391	.3391	345
20	+	.4194	.4227	.4259	.4292	.4324	.4357	.4389	.4422	.4455	.4455	340
25	+	.5150	.5189	.5228	.5267	.5306	.5345	.5385	.5424	.5463	.5463	335
30	+	.6047	.6091	.6135	.6180	.6224	.6269	.6314	.6359	.6404	.6404	330
35	+	.6874	.6923	.6971	.7020	.7069	.7118	.7167	.7216	.7265	.7265	325
40	+	.7624	.7675	.7726	.7778	.7829	.7881	.7933	.7986	.8038	.8038	320
45	+	.8289	.8341	.8394	.8446	.8499	.8553	.8606	.8660	.8714	.8714	315
50	+	.8863	.8915	.8967	.9019	.9072	.9125	.9178	.9232	.9286	.9286	310
55	+	.9342	.9392	.9442	.9492	.9543	.9594	.9646	.9697	.9750	.9750	305
60	+	.9723	.9769	.9816	.9863	.9910	.9958	1.0005	1.0054	1.0102	1.0102	300
65	+	1.0005	1.0046	1.0088	1.0130	1.0172	1.0214	1.0257	1.0300	1.0344	1.0344	295
70	+	1.0189	1.0224	1.0259	1.0294	1.0330	1.0366	1.0402	1.0438	1.0475	1.0475	290
75	+	1.0276	1.0303	1.0331	1.0358	1.0386	1.0414	1.0443	1.0472	1.0500	1.0500	285
80	+	1.0270	1.0289	1.0308	1.0327	1.0346	1.0366	1.0385	1.0405	1.0425	1.0425	280

续表 1-3

α	λ	符 号	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	λ	符 号	α
85	+	1.0177	1.0186	1.0196	1.0205	1.0215	1.0225	1.0235	1.0245	1.0255	1.0255	—	—	275
90	+	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	—	—	270
95	+	.9747	.9738	.9728	.9719	.9709	.9699	.9689	.9679	.9669	.9669	—	—	265
100	+	.9426	.9407	.9388	.9369	.9350	.9331	.9311	.9291	.9271	.9271	—	—	260
105	+	.9042	.9015	.8988	.8960	.8932	.8904	.8876	.8847	.8818	.8818	—	—	255
110	+	.8605	.8570	.8535	.8500	.8464	.8428	.8392	.8355	.8319	.8319	—	—	250
115	+	.8121	.8080	.8038	.7997	.7954	.7912	.7869	.7826	.7782	.7782	—	—	245
120	+	.7598	.7551	.7505	.7458	.7411	.7363	.7315	.7267	.7218	.7218	—	—	240
125	+	.7041	.6991	.6941	.6891	.6840	.6789	.6737	.6686	.6634	.6634	—	—	235
130	+	.6458	.6406	.6354	.6302	.6249	.6196	.6143	.6089	.6035	.6035	—	—	230
135	+	.5853	.5801	.5749	.5696	.5643	.5590	.5536	.5482	.5428	.5428	—	—	225
140	+	.5232	.5181	.5129	.5078	.5026	.4974	.4922	.4870	.4818	.4818	—	—	220
145	+	.4597	.4549	.4500	.4452	.4403	.4354	.4305	.4256	.4206	.4206	—	—	215
150	+	.3953	.3909	.3865	.3820	.3776	.3731	.3686	.3641	.3596	.3596	—	—	210
155	+	.3302	.3263	.3224	.3185	.3146	.3107	.3068	.3029	.2989	.2989	—	—	205
160	+	.2646	.2614	.2581	.2549	.2516	.2484	.2451	.2418	.2386	.2386	—	—	200
165	+	.1987	.1962	.1937	.1912	.1886	.1861	.1836	.1811	.1785	.1785	—	—	195
170	+	.1326	.1309	.1291	.1274	.1257	.1240	.1223	.1206	.1188	.1188	—	—	190
175	+	.0663	.0654	.0646	.0637	.0628	.0620	.0611	.0602	.0594	.0594	—	—	185
180	+	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	.0000	—	—	180

下有些误差。但即使是对 $\lambda=0.32$ 的机构，最大的误差也不大于 $0.0057r\omega$ ，相对误差小于 0.83% 。对于 $\lambda<0.32$ 的机构误差更小。

图1-3(b)是按近似式(1-8)画出的活塞速度随曲柄转角变化的曲线。当活塞由上止点向下止点运动时，其速度是正值，反之为负值。在 $0^\circ\sim90^\circ$ 和 $270^\circ\sim360^\circ$ 之间，活塞速度各出现一个极值 v_e 。

记活塞速度达到极值时的曲柄转角为 α_{ve} ，则应有

$$\begin{aligned}\frac{dv}{d\alpha}\Big|_{\alpha=\alpha_{ve}} &= \cos\alpha_{ve} + \lambda\cos2\alpha_{ve} \\ &= \cos\alpha_{ve} + \lambda(2\cos^2\alpha_{ve} - 1) = 0\end{aligned}$$

由此式可解得

$$\alpha_{ve} = \arccos\left[\frac{1}{4\lambda}(\sqrt{1+8\lambda^2}-1)\right]$$

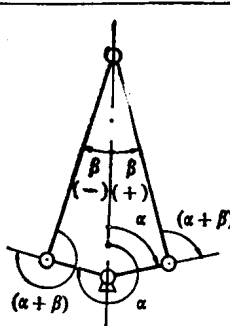
而

$$v_e = r\omega\left(\sin\alpha_{ve} + \frac{\lambda}{2}\sin2\alpha_{ve}\right)$$

对于常用的 λ 范围，活塞速度达到极值的时刻接近于连杆与曲柄相互垂直的时刻，即 $(\alpha+\beta)_{ve}\approx90^\circ$ 或 270° 时(见表1-4)，并且 $|v_e|$ 接近于曲柄销中心的圆周速度 $r\omega$ ，随连杆比 λ 的增大， $|v_e|$ 略有增大。

表1-4中还给出了 $|v_e|$ 与活塞平均速度 c_m 的比值。

表 1-4 不同 λ 下的 α_{ve} 和 $|v_e|$

λ		$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{3.2}$	$\frac{1}{3.4}$	$\frac{1}{3.6}$	$\frac{1}{3.8}$	$\frac{1}{4}$	
$\alpha_{ve}(^\circ)$		73.69 286.31	74.47 285.53	75.19 284.81	75.84 284.16	76.45 283.55	77.01 282.99	
对应的	$\beta(^\circ)$	± 18.66	± 17.52	± 16.52	± 15.62	± 14.82	± 14.1	
	$(\alpha+\beta)(^\circ)$	92.35 267.65	91.99 268.01	91.71 268.29	91.46 268.54	91.27 268.73	91.11 268.89	
$\frac{ v_e }{r\omega}$		1.0496	1.0441	1.0395	1.0355	1.0321	1.0292	
$\frac{ v_e }{c_m}$		1.649	1.64	1.633	1.626	1.621	1.617	

$$c_m = \frac{2S}{(60/n)} = \frac{Sn}{30} = \frac{2}{\pi}r\omega = 0.6366r\omega \tag{1-9}$$

式中 S 是活塞行程， n 是曲轴每分钟转数， $\left(\frac{60}{n}\right)$ 是曲轴每转一周所用的时间(秒)， $\omega = \frac{\pi n}{30}$ 。

现代汽车发动机的活塞平均速度多在表1-5所示范围内。通常把 $c_m>9$ 米/秒的发动

机称为高速发动机，汽车发动机都属于高速机。

表 1-5 汽车发动机的 c_m

发 动 机 类 型	c_m (米/秒)
小客车汽油机	12~15
载重车汽油机	10~13
载重车柴油机	9~12

1.1.1.3 活塞的加速度

将式(1-7)对时间求导,得

$$j=\frac{dv}{dt}=r\omega\left[\cos\alpha\cdot\frac{d\alpha}{dt}-\frac{\sin\beta}{\cos\beta}\sin\alpha\frac{d\alpha}{dt}+\cos\alpha\frac{1}{\cos^2\beta}\cdot\frac{d\beta}{dt}\right]$$

以式(1-6)代入,得

$$j=r\omega^2\left[\frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta}+\lambda\frac{\cos^2\alpha}{\cos^3\beta}\right] \tag{1-10}$$

这是活塞加速度的准确表达式。按此式算出的“活塞加速度系数” $\bar{j}=\frac{j}{r\omega^2}$ 列于表1-6中。

将式(1-8)对时间求导,则可得活塞加速度的近似式

$$j=r\omega^2(\cos\alpha+\lambda\cos2\alpha) \tag{1-11}$$

用近似式计算活塞加速度,在 $\alpha=0^\circ$ 和 180° 时没有误差,在 $\alpha=90^\circ$ 和 270° 时误差最大。当 $\lambda=0.32$ 时,用近似式算出的 j_{0° 和 j_{270° 比准确值小 $0.0178r\omega^2$,相对误差约为5.3%。对于 $\lambda<0.32$ 的机构,计算误差更小些。

图1-3(c)按近似式(1-11)画出了活塞加速度随曲拐转角变化的情况。图中标示了在曲拐一转的不同转角范围内的速度向量和加速度向量的方向。在上止点前后活塞加速度是正值,其方向是活塞下行的方向。在下止点前后加速度是负值,其方向是活塞上行的方向。

记活塞加速度出现极值时的曲拐转角为 α_{je} ,则按式(1-11)应有

$$\begin{aligned}\frac{dj}{d\alpha}\Big|_{\alpha=\alpha_{je}} &= \sin\alpha_{je}+2\lambda\sin2\alpha_{je} \\ &= \sin\alpha_{je}(1+4\lambda\cos\alpha_{je})=0\end{aligned}$$

由此式解得 $\alpha_{je}=0^\circ, 180^\circ$ 和 $\arccos\left(-\frac{1}{4\lambda}\right)$,而对应的加速度极值为:

$$\begin{aligned}j_e|_{\alpha=0^\circ} &= r\omega^2(1+\lambda) \\ j_e|_{\alpha=180^\circ} &= -r\omega^2(1-\lambda) \\ j_e|_{\alpha=\arccos(-1/4\lambda)} &= -r\omega^2\left(\frac{1}{8\lambda}+\lambda\right)\end{aligned}$$

表 1-6 正置曲柄连杆机构的“活瓣加速度系数” $\frac{j}{r\omega^2} = \left(\frac{\cos(a+\beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2 a}{\cos^3 \beta} \right)$

a	λ	0.24	0.25	0.26	0.27	0.28	0.29	0.30	0.31	0.32	λ	a
6		1.2400	1.2500	1.2600	1.2700	1.2800	1.2900	1.3000	1.3100	1.3200		360
5		1.2327	1.2426	1.2524	1.2623	1.2722	1.2821	1.2919	1.3018	1.3117		355
10		1.2109	1.2204	1.2299	1.2394	1.2489	1.2584	1.2679	1.2774	1.2869		350
15		1.1750	1.1839	1.1927	1.2016	1.2104	1.2193	1.2282	1.2371	1.2461		345
20		1.1256	1.1335	1.1415	1.1495	1.1575	1.1655	1.1736	1.1816	1.1898		340
25		1.0634	1.0702	1.0771	1.0839	1.0909	1.0978	1.1048	1.1118	1.1188		335
30		.9895	.9950	1.0005	1.0061	1.0117	1.0173	1.0230	1.0287	1.0345		330
35		.9052	.9091	.9131	.9171	.9212	.9254	.9295	.9338	.9381		325
40		.8117	.8140	.8163	.8186	.8211	.8235	.8261	.8287	.8313		320
45		.7107	.7112	.7117	.7123	.7129	.7136	.7143	.7151	.7160		315
50		.6039	.6026	.6012	.6000	.5987	.5975	.5964	.5953	.5942		310
55		.4931	.4899	.4867	.4836	.4804	.4773	.4743	.4712	.4682		305
60		.3801	.3751	.3701	.3652	.3602	.3552	.3503	.3453	.3404		300
65		.2667	.2601	.2535	.2468	.2401	.2334	.2267	.2199	.2132		295
70		.1549	.1468	.1386	.1304	.1222	.1140	.1057	.0973	.0889		290
75		.0461	.0368	.0274	.0180	.0085	-.0011	-.0107	-.0204	-.0302		285
80		-.0580	-.0682	-.0785	-.0889	-.0994	-.1099	-.1205	-.1313	-.1421		280
85		-.1561	-.1669	-.1778	-.1887	-.1998	-.2109	-.2222	-.2336	-.2450		275
90		-.2472	-.2582	-.2693	-.2804	-.2917	-.3030	-.3145	-.3261	-.3378		270
95		-.3305	-.3412	-.3521	-.3631	-.3741	-.3853	-.3965	-.4079	-.4193		265
100		-.4053	-.4155	-.4258	-.4362	-.4467	-.4572	-.4678	-.4785	-.4894		260