



内燃机译丛

RA458/1402

2

1964

內 燃 机 译 丛

1964年第2期

开本 787×1092 1/16 印張 5 字數 156,000
1964年9月第1版 1964年9月第1次印刷
印數 1—10,000

編輯者：內燃机译丛編译委员会
出版者：上海市科学技术編译館
(上海南昌路59号)
印刷者：商务印书館上海厂
总发行处：新华书店上海发行所
經售处：全国各地新华书店

目 录

近况与动向

小型高速柴油机的进展·····	[日本] 佐 次 国 三 (1)
-----------------	------------------

理論設計試驗

二冲程柴油机和渦輪增压器的配合——討論部分·····	[英国] (9)
輪二冲程发动机的扫气作用(一)·····	[民主德国] A. Jante (14)
MAN-柴油机新型預燃式結構的試驗結果·····	[西德] K. Zinner (24) H. Seifert
高增压三菱 UEV 柴油机的发展研究·····	[日本] 藤田秀雄 泉 修平 (31) 矢野達夫
解决活塞环热负荷的方法·····	[日本] 古 浜 庄 一 (40)
多种燃料內燃机目前存在的問題·····	[法国] R. Vichievsky (48) G. Monnot
汽油机的低压定时喷射及控制系統·····	[美国] Robert. L. Allen (54) H. R. Seibbe
压燃式发动机进气温度和进气气流对稀薄混合气燃 烧的影响·····	[法国] R. Vichinovsky (60) P. Marceau
渦流預燃室式风冷水平对置柴油机·····	[日本] 吉 田 (61)

測試技术与設備

在穩定温度梯度下測定活塞的热膨脹·····	[西德] M. Röhrle (64)
汽化器式发动机各缸混合气成份不均匀度的測定方 法·····	[苏联] Б. Я. Черняк (69) В. И. Карельский

工艺与材料

用高频电流燒結金屬陶瓷活塞环·····	[苏联] Н. В. НИКИТИНА (75) В. В. ВОЛОДИН
提高船用柴油机連杆大端軸承和連杆中心綫相互位 置精確度的方法·····	[苏联] П. А. ДОЛИНСКИЙ (78)

小型高速柴油机的进展

〔日本〕 佐次国三

一、引言

本文拟就近年来日本和欧美的小型高速柴油机的发展状况作一概述。主要叙述范围以汽车用、亦即小型车辆用的水冷式发动机为主，且仅限于业已进入销售阶段的发动机新产品。关于这些发动机一般的和个别性的结构变化以及功率性能和耐久性的提高等方面分述如下。

二、小型汽车用柴油机

10年前，Benz公司的1.76升发动机还只有少量的一、二台柴油机用于小客车或者小卡车上，这二、三年来其数量已迅速增加。表1中所列的是其中的主要型号，至于总的型号数远超出这12种。在这些型号中，日本公司生产的就达到4种。从表1可见，在此一、二年間，这些发动机的性能获得迅速的提高，尤以日本发动机的水平为最高。关于这些发动机的性能和结构方面的特点分述如下：

1. 功率性能方面

阻碍小型汽车用柴油机广泛采用的主要原因为其功率与同等大小的汽油机相比要低很多。在一般的情况下，其最大功率约为汽油机的65%，扭矩约等于75%。解决这一问题的措施是提高转速。表1列出业已达到4,000轉/分以上、气缸单位容积功率达到35馬力/升、最大扭矩时的平均有效压力达到8.5公斤/厘米²以上的发动机实例；不过这些指标还没有赶上汽油机的现代水平。

要使柴油机高速化，首先遇到的问题是燃烧速度能否跟得上要求。对此问题可用三菱公司4DP1型发动机的试验加以说明。图1示出该机的指示功率曲线。从图上可见，它是按直线地一直延展到4,800轉/分，至此还没有看到因燃烧恶化而使功率下降的现象，从这方面看，尚不能确定出高速化的障碍所在。由同一图中可以看出，柴油机在高转速时摩擦损失馬力显著增加了。与具有相同的缸径-冲程比、相同缸数的汽油机相比，当最高转速为4,400轉/分时，功率约相差12馬力，这正是柴油机有效功率差的一大原因。若将此差值加算进去，大致可与

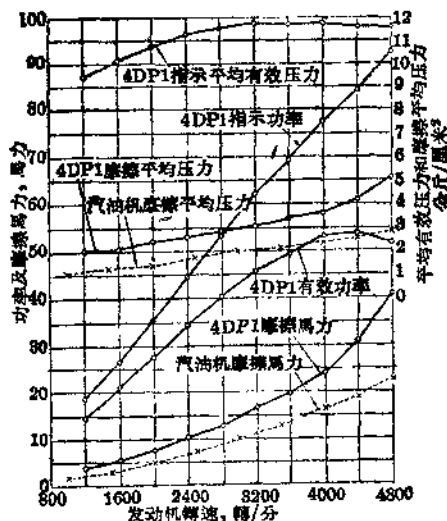


图1 三菱4DP1型小型柴油机的功率性能曲线以及
与相同缸径、冲程比的汽油机摩擦损失之比较曲线

表 1 小型汽車用柴油機參數比較表
(水冷四冲程直列式四缸)

製造公司	三菱日本	BMO	Perkins	D. Benz	Pugeot	三菱日本	D. Benz	五十鈴	BMO	Rover	新三菱	Standard
發動機型號	4DP1	1.5 升	4/99	OM 636 VII	X 4 485	4DQ1	OM 621 III	DL201	2 2 I	21/41	KE31	OE138
燃燒室	渦	渦	渦	預	渦	渦	預	預	滑	渦	預	渦
汽缸直徑(毫米)	75	78	76.2	76	86	82	87	83	82.6	90.5	79.6	84.1
活塞沖程(毫米)	84	88.9	88.9	100	80	94	83.6	92	101.6	88.9	111.1	101.6
汽缸容積(毫升)	1,484	1,491	1,621	1,767	1,816	1,986	1,988	1,991	2,180	2,286	2,199	2,260
壓縮比	21	23	20	19	21	18.5	21	21	20	23	18	20
最大功率(馬力)	52	40	43	43	50	68	55	55	55	62	61	54
(轉/分)	4,400	4,000	4,000	3,500	4,000	4,200	4,200	3,800	3,500	4,000	3,600	3,500
最大扭矩(公斤-米)	10	8.85	10.1	10.3	11	13.3	12	12.3	12.3	14.25	14	13.4
(轉/分)	2,800	2,000	2,250	2,000	2,250	2,400	2,400	2,200	2,800	1,800	2,200	2,000
最大平均有效壓力 (公斤/厘米 ²)	8.5	7.5	7.8	7.3	7.3	8.7	7.6	7.3	7.1	7.8	8.0	7.4
活塞平均速度 (米/秒)	12.3	11.85	11.85	11.67	10.67	13.2	11.7	11.65	11.86	11.85	13.33	11.86
單位容積功率 (馬力/升)	35.0	26.8	26.5	24.4	23.7	34.1	27.7	27.5	25.2	27.1	27.3	24.7
淨重(公斤)	160	184	17	179	170	175	180	176	272	250	220	280
單位馬力重量 (公斤/馬力)	3.1	4.6	4.1	4.16	3.4	2.58	3.23	3.2	5.0	4.0	3.6	5.0

汽油机的功率相等。然而摩擦损失马力大是柴油机的先天性问题,很难把这个障碍除掉。

2. 结构方面

如上所述,由于柴油机与相同容积的汽油机相比功率要低些,因此在换用柴油机时增加气缸容积是必要的,这一倾向向最近特别显著。Benz 发动机在三年前就把前述的 1.76 升气缸容积都改为 1.89 升,从去年起又把缸径加大,提高到 1.99 升;与此同时,把功率从 3,600 转/分时的 43 马力增大到 4,200 转/分时的 55 马力,而最近生产的发动机,其气缸容积几乎都保持在 2 升左右或 2 升以上。

其次,在表 1 的发动机中,从生产以来作过重大改变的有 Benz OM 621 型发动机(西德)和 Peugeot 发动机(法)。Benz 发动机示于图 2,它是采用链条传动顶置凸轮轴的方式来处理高速化的,同时还把冲程大大缩短,使冲程-缸径比从 1.33 减到 0.961,改善了充气效率,降低了高度,并且增加了各部分的刚度。

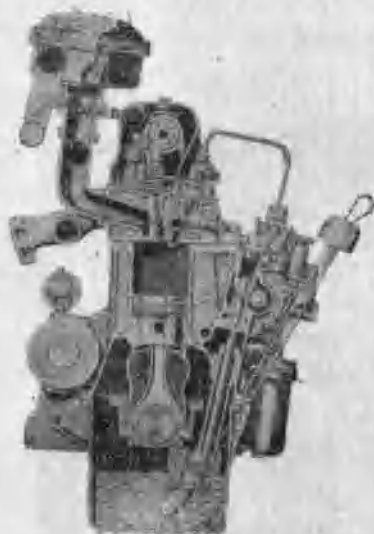


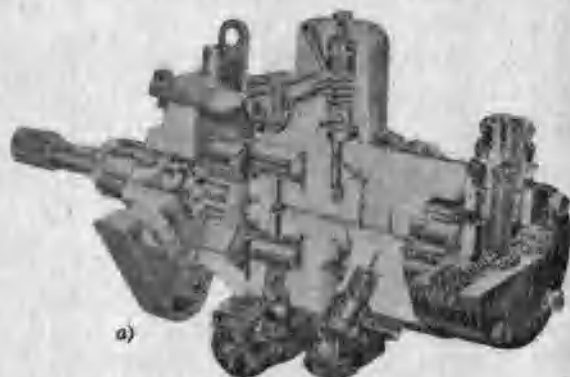
图 2 D. Benz 公司 OM 621 型发动机横剖面图
($4-85\phi \times 83.6$, 1,897 毫升)

Peugeot 发动机如图 3 所示。假如说曲轴一般都是采用四缸三支承结构的话,它却是采用均匀排列的五支承结构,而且冲程-缸径比为 0.941。该机与 Benz 发动机相比结构上没有那样复杂,至于摩擦损失的增加可由回轉部分的刚度和强度得到大大提高加以补偿。实际上在三支承结构的情况中,所采取的设计是特别注意于曲轴各部分尺寸的平衡,而不是着重于轴的强度,因这样曲轴会损害轴承的耐久性。



图 3 Peugeot 公司 X 4485 型发动机纵剖面图
($4-85\phi \times 80$, 1,816 毫升)

在小型发动机中,喷油泵在价格上所占比重大,要比卡车和公共汽车用发动机为大,而与汽油机相比更为不利。有鉴于此,Perkins 发动机(英)大多数都已采用了 CAV 公司的 DPA 型分配式油泵(Losa Master 型)。最近 Peugeot 发动机上也采用了 Précision Mécanique 公司的 SILTO 型分配式油泵和 Bosch 公司最近出售的分配式油泵。至于



a)



b)

图 4 CAV 公司 DPA 型分配式油泵
的结构图(a)和作用说明图(b)

表 2 小型柴油機用噴油泵比較表

製造公司	R. Bosch	R. Bosch	O. A. V.	Précision Mécanique L.	R. Bosch
型 號	PES 4 A	PES 4 M	DPA	SILTO	—
型 式	直 列 型	直 列 型	分 配 型	分 配 型*	分 配 型
凸輪形狀	外 凸 輪	外 凸 輪	內 凸 輪	外 凸 輪	平 面 凸 輪
油量調節方式	柱塞螺旋槽	柱塞螺旋槽	進油口節流	副柱塞螺旋槽	—
調節器型式	機械式 真空式	真 空 式	機械式 液力式	液 力 式	—
排油閥	有	有	无	有	—
最大供油量 (毫米 ³ /行程)	150 90	65	100	100	—
油泵最高轉速(轉/分)	2,000 2,500	2,500	4缸的 3,000	2,500	—
零件品種	320	350	125	150	160
重量(公斤)	6.9(不計供油提 前裝置)	5.5(不計供油提 前裝置)	4.7	6.5	4.0**
使用發動機	多 數	Benz OM 621	Perkins 4/99 B. M. C. Standard	Peugeot X 4485	—

* SILTO 分配式油泵通常叫做單柱塞油泵

** 原文為 40 公斤,可能是筆誤——譯者注

Benz 發動機,所使用的則是 Bosch 公司生產的比原·來最小型的 A 型還小一級的 M 型直列式多柱塞噴油泵。這些分配式油泵各有其獨特的優點,而且運轉噪聲也小,特別適宜於裝在小型汽車發動機上。儘管直列式多柱塞噴油泵也有一些優點,估計將來分配式油泵仍將愈來愈多地得到廣泛採用。圖 4 示出目前使用最廣泛的 CAV 型分配式油泵的結構說明圖,該油泵結構上的特點是在於裝有柱塞的分配轉子部分和凸輪環部分。在表 2 中列出各型噴油泵的容量及其它數值的比較。

圖 5 示出各型噴油泵外形尺寸的比較圖。

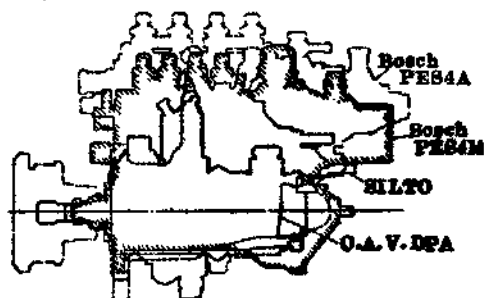


圖 5 小型柴油機用噴油泵外形尺寸比較圖

小型柴油機中往往在起動上發生問題。起動輔助裝置所使用的預熱塞,最近由原來尺寸較大的電熱絲式預熱塞改為尺寸小的、容量和耐久性大的包壳式(圖 6)電熱塞。而在 Perkins 發動機上,預熱塞則由小形和操作簡便的 CAV 公司製造的裝有電熱

點火的輕油噴燈裝置所代替。

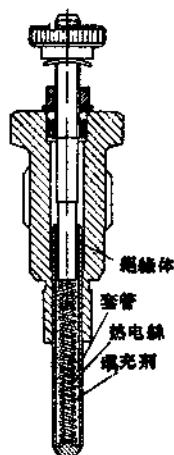


圖 6 包壳式電熱塞 集中於設法改善車輛的適應性、耐久性以及提高產品的工藝性。從功率性能的提高方面看,除了在下節所述的增壓發動機外,在發展初期很少有顯著的變動。

圖 7 和圖 8 中示出最近各國代表性的二沖程和四沖程柴油機各性能參數的比較圖。由這些圖中可見,缸徑小平均活塞速度就大;反之缸徑大平均有效壓力也稍大。把這兩種情況綜合起來看,則對於氣缸容積小的發動機而言,轉速大單位氣缸容積功率就大。日本的柴油機在功率性能方面也是保持在世界最高的水平上。

三、大型汽車用柴油機

1. 功率性能方面

卡車和公共汽車或稱建設車輛用的 100~300 馬力級水冷高速柴油機,比前節所述的小型汽車用柴油機發展得早一步,從戰後初期起就開展了新型發動機的創制工作和改善功率性能等的研究工作。在其後的十年間,已可看出有了顯著的進展,此後就進入了一個穩定時期,在這個時期中注意力

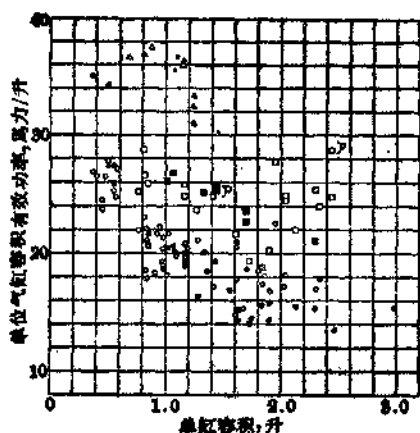


图7 a) 单位气缸容积有效功率与发动机大小的关系
(图中注有“P”符号者为带有后冷却器)

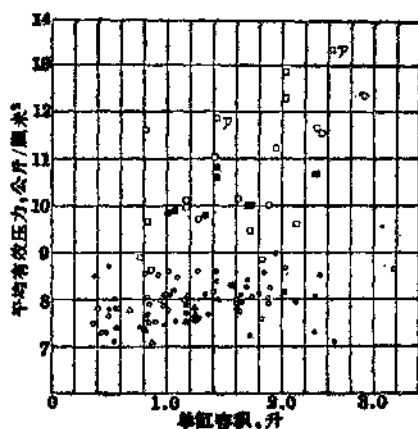


图7 b) 平均有效压力与发动机大小的关系

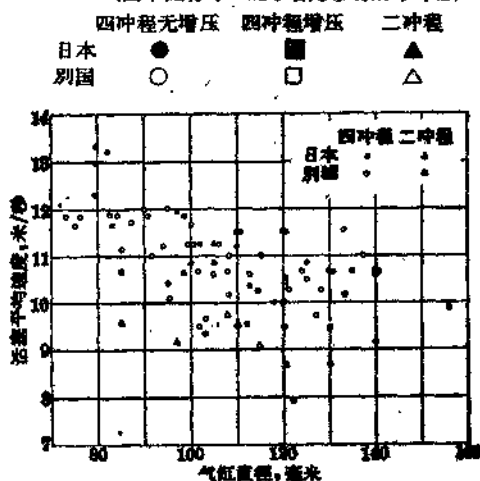


图8 活塞平均速度与气缸直径的关系

2. 结构方面

在最近生产的新型柴油机中, 活塞冲程大多数都选用短的, 特别是在V形气缸排列的场合下, 选用短的活塞冲程更能发挥它的结构紧凑之特点, 而且使重量减轻了, 各部分的刚度增加了; 与此同时对曲轴的扭转振动特性也有裨益。根据Cummins公司(美)发表的资料, 该公司去年就把V6和V8气缸V形系列汽车发动机的冲程-缸径比大大地缩减至0.75。这些发动机的特性参数列于表3。图9示出Cummins公司V6-200型发动机的外形图。从该图中可看出上述提到过的特点。四冲程发动机中, 除

表3 V形水冷柴油机参数比较表(无增压)

新 造 公 司		G. M.			Cummins			Hercules	M. A. N.
发 动 机 型 号		6V-53	6V-71	8V-71	V6-200	V8-265	V8-350	DV8-662	—
冲程, 燃烧室		2, 直	2, 直	2, 直	4, 直	4, 直	4, 直	4, 直	4, 直
气缸数, 排列		6-63.5°V	6-63.5°V	6-63.5°V	6-90°V	8-90°V	8-90°V	8-90°V	8-90°V
气缸直径	毫 米	98.4	108	108	139.7	139.7	139.7	120.6	105
活塞冲程	毫 米	114.3	127	127	104.8	104.8	127	120.6	109.5
气缸容积	升	5.20	6.97	9.30	9.64	12.86	15.56	10.84	7.56
压缩比		17	17	17	15.1	15.1	15.2	—	—
最大功率	马 力	195	252	336	200	265	350	255	210
	转/分	2,800	2,300	2,300	2,600	2,600	2,400	2,600	3,200
最大扭矩	公斤-米	58.5	83.5	111.2	61.4	80.9	111.3	—	—
	转/分	1,500	1,200	1,200	1,800	1,800	1,700	—	—
最大平均有效压力	公斤/厘米²	7.07	7.53	7.53	8.0	7.9	9.0	—	—
活塞平均速度	米/秒	10.66	9.73	9.73	9.15	9.15	10.6	10.4	11.63
单位容积功率	瓦/升	37.5	36.1	36.1	20.8	20.6	22.5	20.8	27.8
发动机净重	公斤	635	912	1,140	670	812	1,330	700	520
每马力重量	公斤/马力	3.26	3.62	3.40	3.35	3.07	3.80	3.10	2.48
冲程/缸径		1.16	1.175	1.175	0.75	0.75	0.91	1.00	1.04

Cummins 发动机之外, 还有 MAN 公司(西德)的 $105\phi \times 109.5$ 毫米新型发动机——V8 发动机和 Herules 公司(美)的 $120.6\phi \times 120.6$ 毫米 V8 发动机等。它们的活塞冲程也是做得比同公司生产以来的直列式发动机的短。



图9 Cummins 公司 V6-200 型发动机外形图
(四冲程, 6-90°V, $139.7\phi \times 104.8$, 9.64 升)

其次在二冲程发动机中, G. M. 公司(美)以 58 型新发动机的气缸个体 ($98.4\phi \times 114.3$ 毫米) 制成了直列 3 缸、V4 和 V6 气缸系列的汽车用发动机。早已熟悉的 71 型发动机(图 10) 也已形成了 V6、V8、V12 和 V16 等发动机的系列化了。



图10 G. M. 公司 6V-71 型发动机外形图
(二冲程, 6-63.5°V, $108\phi \times 127$, 9.30 升)

除上述外, 作为一种新的燃烧方式是业已熟知的 MAN 公司的 M-方式发动机。该公司最近又把气缸盖作了改进, 利用进气涡流和采用单孔喷嘴等来提高功率性能; 特别是利用该燃烧系统的特出优点来制造供军用等特殊用途的、能燃烧汽油和喷气式发动机燃料等的多种燃料发动机。这种发动机从它的燃烧方式看必须提高压缩比, 但是气缸内爆发压

力并不因此而上升, 这是很有利的。实际上, 由于喷油泵柱塞部分的润滑油供应有了改善, 以及装备了温度转换装置, 在轻负荷时能把废气回输到进气管中, 因此燃用汽油时, 仍能使发动机静静地运转。

四、废气涡轮增压发动机

前节曾提到, 通过燃烧性能的改善, 希望获得功率很大的提高是会遇到种种困难的, 若装上废气涡轮增压器就比较易达到要求。就车辆的装载能力言, 在空间和重量上也是有利的, 而且在实际生产中因不必增加机种所以也是经济便利的。由于前述几点, 最近生产的汽车和建设车辆也采用增压发动机了。表 4 中列出这类发动机的代表机型, 并给出了与非增压发动机相比的功率增加率。

汽车柴油机所使用的转速范围很广, 而且变化很大。为使增压器回转部分能紧跟转速的变化, 使发动机不致冒黑烟, 以及增加性能曲线上低速段的凸度, 大多采用回转部分很少的、可以高速运转的小型径流式涡轮增压器, 而在美国发动机中装备有高达 60,000 乃至 80,000 转/分的增压器。

不论增压器的发展如何, 带有废气涡轮增压器的发动机, 加速性能总是要差些, 容易冒黑烟。关于此点, Caterpillar 公司(美)最近生产的 1673 型卡车用(图 11)和 D343 型车辆用发动机上指出了一个有意义的做法, 即都选用显著提高的增压压力。由于采用高压力比会使进气温度显著上升, 为此利用气缸的冷却水采取后冷却器加以冷却的方法; 特别是在 D343 型发动机上装备了控制废气压力的装置, 使从低速到最高转速 (2,000 转/分) 保持差不多一个气压以上的一定的增压压力, 从而使性能曲线上低速段凸度增大, 并处于非增压发动机之上。



图11 Caterpillar 公司 1673 型发动机外形图
(四冲程, 6 缸 $114.3\phi \times 139.7$, 8.6 升, 废气涡轮增压)

表 4 涡轮增压柴油机参数比较表
(水冷、四冲程)

制造公司	三菱日本	五十铃	日野	M. Benz	M. A. N.	Rolls-Royce	Herules	Mack	Cummins	Caterpillar
发动机型号	DB 94	DA 120 T DH 100 T	DK 20 T	OM 321 A	D 2146 MT	C6TFL	D 426 T	ENDT 673	NRT-6	1673Q D 343Q
燃烧室	预	预	预	预	直	直	渦	直	直	预
气缸数-排列	6-直	6-直	6-直	6-直	6-直	6-直	6-直	6-直	6-直	6-预
气缸直径(毫米)	110	100	120	95	121	130	108	123.9	130	114.3
活塞冲程(毫米)	150	130	150	120	140	132.4	127	132.4	152.4	139.7
气缸容积(升)	8.55	6.128	10.179	5.103	9.639	12.16	6.97	11.0	12.17	8.60
无增压时	最大功率(马力)	185	190	110	172	210	146	170	220	—
	(千瓦/分)	2,300	2,300	8,000	2,200	2,100	2,800	2,100	2,100	—
增压时	最大扭矩(公斤-米)	15	67	30.5	60	78.9	44.2	66.4	84	—
	(千瓦/分)	1,400	1,200	1,600	1,400	1,300	1,800	1,200	1,500	—
增压时	最大功率(马力)	320	230	132	210	300	180	205	335	420
	(千瓦/分)	2,300	2,800	8,000	2,100	2,100	2,600	2,100	2,100	2,000
增压时	最大扭矩(公斤-米)	72	48	35	78	119	56.1	77.5	124.5	155.5
	(千瓦/分)	1,800	1,600	1,600	1,400	1,800	1,900	1,400	1,500	1,570
增压效果	最大功率方面(%)	133	128	120	122	143	124	120.5	152	—
	最大扭矩方面(%)	126.3	121.5	119	114.8	151	127	116.5	148	—
最大平均有效压力(公斤/厘米 ²)	10.6	9.55	10.0	8.62	10.14	12.3	10.1	8.85	12.85	11.86
	11.5	11.26	11.5	12.0	9.8	10.67	11.0	10.66	10.67	10.24
活塞平均速度(米/秒)	25.7	26.1	23.6	25.9	21.7	24.7	26.8	18.65	27.5	25.6
	790	517	839	430	—	—	635	875	—	938
单位容积功率(马力/升)	3.59	3.23	3.65	3.26	—	—	3.53	4.27	—	4.27
	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
发动机净重(公斤)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
每马力重量(公斤/马力)	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—

① 带有后冷却器

二冲程发动机的增压例子中, GM 71 系列发动机在原来罗茨鼓风机的前端直列地插入一部废气增压器以提高扫气压力, 据发表的资料, 功率约能增加 30%。该机只做到样品阶段, 其后没有进行生产。

五、耐久性的提高

随着发动机功率的增加, 在强度和热负荷方面采取相应措施以确保可靠性, 毋庸置疑是必要的。根据近年来对累计寿命的统计, 发动机的耐久性是在不断提高的; 例如在道路条件恶劣的日本, 柴油汽车的累计寿命数年前平均为 10 万公里左右, 现在延长到大约 20 万公里。至于使用严格的建设车辆, 其累计寿命也有 2,000 小时乃至 3,000 小时, 目前还有达到 5,000 小时甚至以上的。发动机寿命的延长是由于润滑油质量提高和管理维护合理化的结果; 而更主要的是由于零件结构和制造技术改进的结果。

就日本柴油汽车的情况来看, 道路条件和使用状况对寿命的综合影响是主要的, 这一点是跟输出到国外去的情况有所不同, 故此对耐久性和可靠性方面认为还有必要作充分的考虑。

当最大功率或者常用功率增加时, 首先遇到的问题是活塞和活塞环的关系问题。在 Caterpillar 发动机中, 原来的活塞结构改进了, 采用了如图 12 所示的新设计。这种活塞的外圆加工成椭圆, 内部形状特别考虑到热和强度问题, 采取铝合金铸件, 使用了 2 根薄的镀铬气环和 1 根装有弹簧的镀铬油环, 在活塞的第一道环槽部分鑄入一个铸铁制的储环 (在 Caterpillar D 343 发动机中, 第一和第二道



图 12 Caterpillar 公司 1673 型发动机用活塞剖面图

环槽部分带有鑄入式铸铁环), 活塞背面是借曲轴箱来的润滑油冷却。MAN 公司和 Cummins 公司的新型发动机上, 也是采用 2 根气环和 1 根油环的结构。

其次一个问题是进排气阀和阀座, 在最近的大功率发动机中, 几乎无例外地在气缸盖的排气道上或者在进排气道上鑄入耐热钢做的座圈, 其中要求特别高者 (例如 Caterpillar 1673 发动机), 在气阀和阀座的密封锥面上还进行了表面渗金属硬化 (盛金硬化) 处理。又在 Caterpillar 发动机中, 在进排气阀弹簧座孔内装有气阀旋转装置。增压发动机中由于爆发压力增大, 气缸垫片被吹穿成为问题, 最近在西德广泛应用了图 13 所示的气缸垫片结构, 它是由石棉和薄钢板组成 (约 1 毫米厚), 气缸孔部分的结构是这种垫片的特点。



图 13 Diring 公司制的气缸垫片

除上述外, 改进附件的防尘装置对耐久性的影响也很大。这里所指的附件是滤纸式的空气滤清器和润滑油滤清器, 这种滤清器所用的滤纸是经过防水等特殊处理的, 纸的强度方面也是特别注意了的。再就空气滤清器来说, 它是借助于并排地装在吸气口一侧的初级滤清器, 利用它的离心力作用来防止雨水过多地附着于纸面上。

运行中发动机的冷却水和润滑油的温度保持在适当的数值内; 前者是依赖水温自动地操纵冷却风扇的动作来达到, 后者所看到的一种是用气缸冷却水作为冷却介质的水冷式润滑油散热器来维持。

梁凌明译自《机械の研究》第 15 卷第 1 期, 1963 年 1 月

二冲程柴油机和渦輪增压器的配合

——討 論 部 分——

作者对本文的介紹:

在这里仅建議討論以下两点:

从我們的研究中可以清楚地看到,在渦輪增压系統各元件(排气管、渦輪和压气机)和发动机运转条件、空气燃油比、排气温度和压力、发动机进口处的增压空气温度和压力、平均有效压力等之間,是存在一定的关系的。其典型的結果如正文*图9。

这一系統的每一元件都是同样重要的。

很清楚,为了建立起实际发动机排气系統所得結果改变的基本原理,必須进行更多的研究。为此,

我們已作了进一步的研究,其中如:关于分支排气管系气体动力学研究;在理論研究方面关于特征綫方法的应用。一个專門的电子計算机程序已經拟好,其中包括摩擦的影响、温度不連續面、弱激波、熵值改变、分支管系、管道截面的突然改变和逐渐改变、排气口和閥的定时、扫气口定时、发动机运动学、发火順序以及渦輪机的位置 and 特性曲綫。这些方法已和 Jenny 博士提出的图解方法,以及和在脉冲发生器上、发动机上的試驗結果作了比較。

討 論

M. A. Steiger 先生:

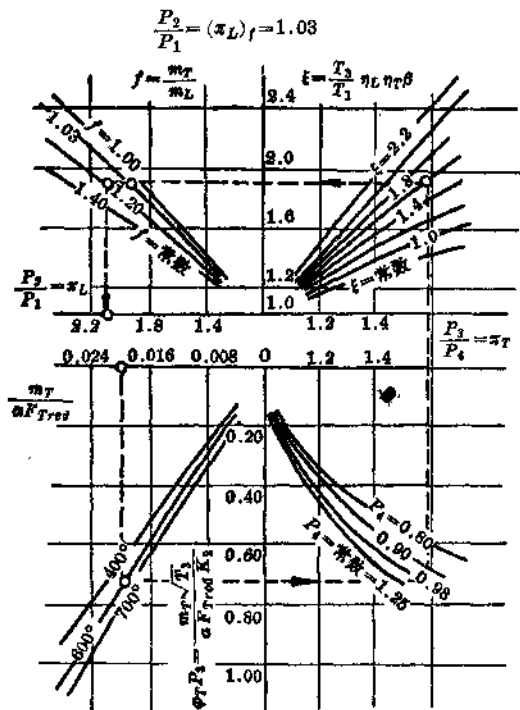
在正文式(1)中不能略去在先期排气时期发动机活塞所作之功。很明显,应从总的可用先期排气能量中减去这一能量,此能量約占总的可用先期排气能量的30%。

此外,在式(2)中也应引入和定压系統的式(10)同样的因子 $\frac{T'_{03}}{T'_{02}}$, 尽管在式(2)中没有引入的温度 T'_{03} , 这一項与式(10)中的温度 T'_{03} 不同,但是作为用一数量来代表由于先期排气能量沒有消失,从而引起排气焓值改变这一点是和定压系統一样的。

K. Zinner 教授,工学博士:

建立一个预先决定廢气渦輪工况特性的既迅速又准确的方法是极为重要的,这一問題特别牵涉到流量、喷嘴截面或排气温度的改变。正文提供了一个关于渦輪增压器与二冲程发动机配合的良好科学方法。

为了表示如何簡易地决定渦輪增压器的运转点,我将援引一張簡單的图,以及用附图1作些概要的說明。該方法的組成是:首先建立流量 m_T 和計算的渦輪当量气流截面 F_{Tred} 間的关系,此外引

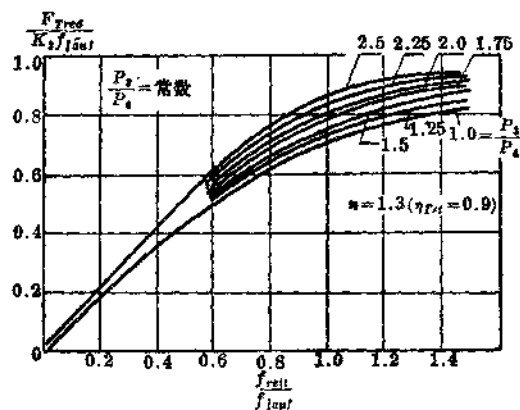


附图1 决定廢气渦輪机运转点

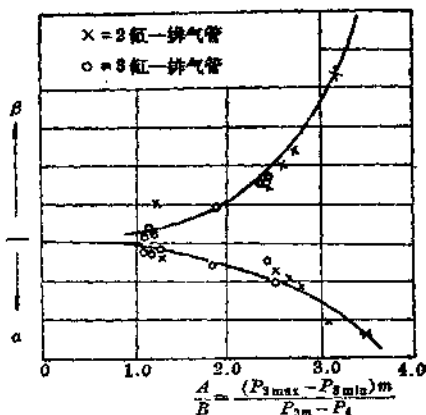
* 正文已发表在本譯从第一期上——編者注

入因子 α 代表在脉冲进气条件下气流面积的明显减少。对定压进气 $\alpha = 1$ 。从繪在横坐标左边一支上的值垂直向下作綫至相应的渦輪进口温度 T_3 ，自此点作水平綫到相应的渦輪出口压力綫 p_4 ，然后由此点向上作垂直綫，先遇到横坐标上渦輪压力比，再通过参数 ξ ，在纵坐标上求得压气机增压比。 ξ 值是由渦輪进口温度 T_3 、压气机进口温度 T_1 、渦輪增压器的綜合效率 $\eta_L \times \eta_T$ 以及脉冲进气系数 β 所組成。对定压增压 $\beta = 1$ 。若渦輪机和压气机的流量不同，压气机的压力比可由繪在第三界限的附加綫求出。不同参数改变后引起运转点的改变就可很快求出了。

渦輪的当量截面积可从附图 2 由喷嘴截面积和轉子通道 f_{inlet} 以及总压力比 p_3/p_4 求出(附图上 K_s 的意义文中未指明——譯者注)。附图 3 上提供了对脉冲进气时系数 α 和 β 的研究結果，該图的横坐标表示排气管中平均压力脉冲值 A 和渦輪机的平均进口压力和出口压力差 B 之間的关系。 A 和 B 的

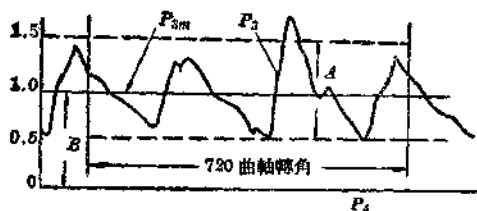


附图 2 决定当量气流截面积(单級渦輪机)



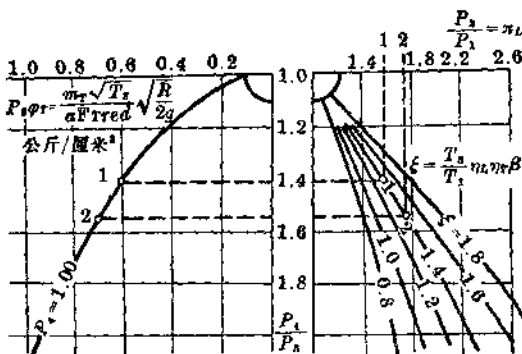
附图 3 与脉冲气流有关的系数 α 和 β
(四冲程发动机)

含义表示于附图 4 上，附图 3 仅对四冲程发动机适用。



附图 4 排气管中的压力波

应用此图，不要作进一步的计算，就可以很快地觀察出由于改变一个或几个参数而引起的运转点的改变。相应的例子示于附图 5，設廢气渦輪增压器在运转点 1 是平衡的，現把喷嘴截面积减少 15%，因为 F_{Tred} 是分母，故其值在纵轴方向向下增加，运转点由点 1 增至点 2，即压气机的增压比从 1.55 增至 1.73，詳細的方法載 MAN-Forschung sheft, 1962。



附图 5 通过渦輪当量截面积的改变而使运转点改变

W. A. Woods 博士：

对正文中排气系統的全損失方面提些意見。

压力波和燃气质点以不同的速度沿排气管运动，压力-时间、温度-时间图不是以同相位到达渦輪喷嘴的，在沒有摩擦和热传导影响时，喷嘴处的可用能量正如正文所述是与压力和温度的相位无关，若把摩擦和热传导的影响包括在內，这样对于最大的可用能量将有一最佳的相位，但这一事实仅是学术式的兴趣。

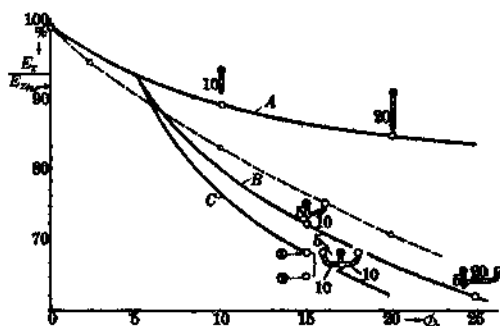
然而，若把渦輪机輸出功率作为标准，則要把喷嘴处的可用能量乘上渦輪机效率，正文图 7 的研究表示渦輪机效率与喷嘴前瞬时压力和温度的关系，即是与压力和温度的相位有关。因此最大渦輪机功率輸出将相应于一最佳相位的压力和温度图，这一点对有无摩擦和热传导的影响都是极为重要的。实

际上,依靠排气管几何位置的改变,可使相位有些改变。最佳相位可以用特征线法作一系列不稳定流动的计算而求得。

G. Gyssler 先生:

关于在正文中脉冲系统增压发动机排气系统的全损失方面, Brown-Boveri 公司曾做过一些计算来研究排气管系对涡轮可用能量的影响。

在附图 6 上包括了我們計算的結果。对沒有分支的排气管, 则管长对排气能量利用系数的影响不很显著, 至于分支管系, 随管长或管子容积的增加能量的降落很快。在附图 6 上亦示出了按 Eichelberg 給出的简单计算法, 即所謂古薩稳定差分计算法(逐步计算法)的結果, 这些結果是用小三角形表示在虚线上。



附图 6 有效排气能量——計算結果的組合

—○—按特征线法;

A—管系无分支的曲线;

B—管系有单一支管的曲线;

C—管系有双支管的曲线;

---△---按逐步计算法;

E_T —涡轮机的有效排气能量;

E_{T+0} —管系无限短时的有效排气能量;

ϕ_L —管系长度的无因次值, 以压力波在管长中来回一次所需之曲轴转角表示

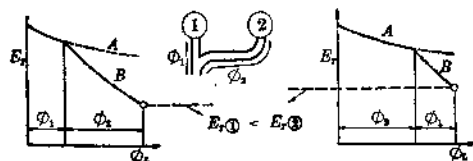
排气的气缸打有影线, 在图上除表示管系排列外, 也给出 ϕ_L 值。双支管时, 会遇到两个假定的情况:

①—两个脉冲间管内压力下降到环境压力;

②—两个脉冲间管内压力没有下降到环境压力

附图 7 表示用一短管和較长的支管連接两个气缸时涡轮前能量的組成。可以看到供給涡轮的能量在气缸 2 排气时比气缸 1 排气时为大。結論是若一个排气管侧面的支管愈短, 則涡轮前的能量就愈高。

排气管直径对涡轮前能量的影响也研究了。附图 8 示出了若管子直径太短, 管壁摩擦就大大增加, 并且排气管截面积和涡轮截面积之比也变得不利,



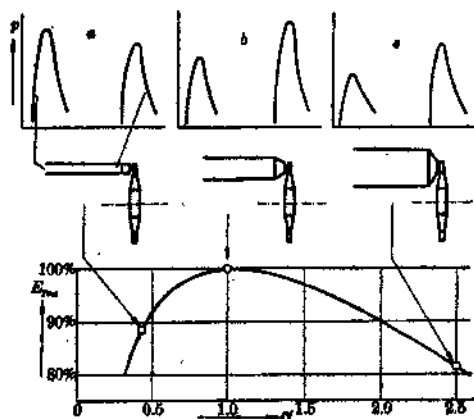
附图 7 排气能量按开始排气的气缸之分配

左: 气缸 1 排气

右: 气缸 2 排气

(符号意义同附图 6)

这意味着在涡轮前不能获得滞止效应。若管子截面过大, 在先期排气时将因节流效应的发生而有較大的损失。



附图 8 管系截面积的选择

a—管系截面过狭;

b—最佳管系截面;

c—管系截面过宽;

p—压力;

E_T/E_{T+0} —到达涡轮机的能量百分比;

$\alpha = \frac{\text{管系截面积}}{\text{最佳管系截面积}}$

E. Jenny 博士:

我认为特征线方法能应用电子计算机进行计算是一个极为重要的成就。

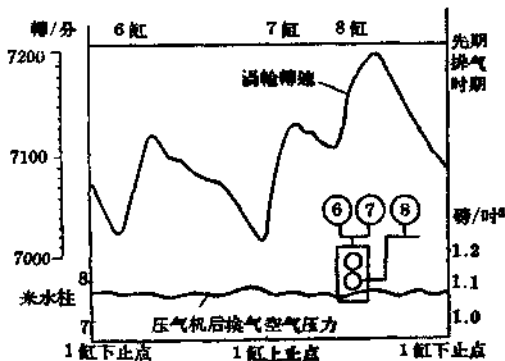
与此有关的一点必须强调, 精确的计算是用排气阀开启时气缸内的压力和温度的精确值开始的。繪制柴油机的理論示功图是較容易的, 但这不足以决定排气阀开启时气缸的压力值, 我們需要的示功图是計及实际放热量和时间的关系, 以及向气缸壁的散热量和时间的关系图, 为此目的而提出的计算方法, 已散見各处, 但此結果必須对不同的发动机型式、轉速和尺寸加以校对。这是很需要加以研究的課題。

正文作者提到在不稳定条件下涡轮机特性的研究,这一问题至今还没有有效地研究过。另一方面,关于离心式压气机在脉冲背压下工作,几年前我已作了研究,发现在发动机上正常遇到的压力振幅和频率范围内对压气机效率的影响很小。因此这就证实了除喘振线位置外,都可以应用稳态特性,而喘振线的位置是移向较高的流量方面,移动值为脉冲压力的振幅和频率的函数,这一现象可以用相当简单的理论定性加以说明。

A. Østergaard 先生:

我们从正文可知,涡轮机输出功率的计算是基于古萨稳定的分析以及已计算好了的转子转速的改变,并且发现它和观察到的最大及最小转速是一致的。

附图9上示出了我们在1084-VT2BF 180发动机上实测的涡轮增压器转速在发动机一轉内的改变。这一研究开始是为了求得涡轮机转速改变和扫气室内压力波动对压气机工作的综合影响。这个测量得出了完全可靠的結果,并且在調整的情况下,发动机每一轉内均会遇到一、二次間断的喘振,这就証明,为要决定喘振刚好发生在該轉的某一点上,就要期待于测量。此外,我们从計算通过涡轮机的瞬时热降,以及从压气机吸收的功計算出增压器转速改变曲线是和測量結果一致的。



附图9 发动机一轉内涡轮机转速的改变
(3号涡轮机, D. M. 1084 VT 2 BF-180发
动机在 21,000 馬力、110 轉/分、时)

在附图9上,转速的改变曲线和扫气压力曲线均给出了,并对连接增压器的各个气缸的不同先期排气时期作了記号,可以看到增压器转速在先期排气时期有急剧的升高。转速从7,015轉/分增至7,200轉/分约相应于2.6%。

转速改变的百分率除了与能量曲线有关外,还

与和涡轮机连接的缸数、发火間隔以及转子惯性有关。在本例中转子惯性为66公斤厘米²秒²。

測量装置是由一电子仪表組成的,它能把相应于每轉的时间記号标在纵坐标上,并且这一方法对所有增压器转速都是完全适合的。

我怀疑 Benson 先生是否在他的文章中应用了这一曲线。

作者 (R. S. Benson 教授) 的回答:

在为变增压发动机选用配合图时,Zimmer 教授关于脉冲系統的意见是特别有帮助的。

Østergaard 先生的贡献是对本文一个极为重要的补充。他提供的研究证实了我们在图14上应用的古萨稳定流动方法对他的发动机的有效性。他引証的結果与我们在正文第四节第二小节(1)中給定的鼓风机转速的波动是一致的。我們希望在最近对在不稳定流动下的涡轮机作相似的試驗,并且我們也密切注意到电子技术的应用。

Steiger 先生提到的問題是由于我們划分先期排气能量和换气能量方法的不同。在后面我将导出公式(2),并指出为什么截止温度比在該式中不出现。此外,正如 Jenny 博士所指出,必須強調由此获得的这些关系式是表示压气机、涡轮机和发动机之間的內在热力学关系,用于配合的气体动力学关系是在正文后面給出的。

我同意 Steiger 先生和 Jenny 博士的意见,先期排气时期气缸容积的改变不能略去,然而,这个值随不同的发动机而异。在开始計算时,我們假定这是一个不变的容积,这一点在正文第二节第一小节,后来在正文第四节第二小节(1)的表2中均清楚地叙述了,因此关于这一点不能有所誤解。

最后,我要指出在我们最近所有关于应用电子计算机計算不稳定流动的发动机設計計算的研究中,已自动地考虑了气缸容积的改变。Woods 博士关于管子摩擦和热传导对可用能量减少的意见,如我在正文中所述,关于这方面尚很少作过可以使用的定量研究工作。排气管效率对涡轮机工况的影响也在正文中討論了,但这已成为一个长期的論題。

我感謝 Gyssler 先生的贡献,他的結果与我们研究数据是一致的。

我同意 Jenny 博士的确定排气閥开启时气缸压力是件重要的事情,我們最近已在小型研究发动机上得到一些数据,我們也希望在大型发动机上做,并且用热力循环分析以及正文論及的气体动力学工作一起来校对这些数据。

公式(2)的导出: 以下所用符号同正文。

设换气过程是完全混合的, 气缸压力不变, 扫、排气口同时关闭, 即扫气口开启时的气缸容积等于排气口关闭时和扫气口关闭时的气缸容积, 并设系统与外界无热交换(但在系统内燃气是有热交换的)。

对一控制容积应用一般化的热力学第一定律, 对于发动机为: (参看正文图1)

$$\frac{dQ}{dt} - \left[\frac{dW_s}{dt} \right]_{\text{发动机}} = \frac{d(m_c e_c)}{dt} + \frac{dm_2}{dt} h_{02} - \frac{dm_3}{dt} h_{03} \quad (24)$$

对于发动机加上涡轮机则为:

$$\frac{dQ}{dt} - \left[\frac{dW_s}{dt} \right]_{\text{发动机}} - \left[\frac{dW_T}{dt} \right]_{\text{涡轮机}} = \frac{d(m_c e_c)}{dt} + \frac{dm_4}{dt} h_{04} - \frac{dm_3}{dt} h_{03} \quad (25)$$

瞬时质量以 m 表示, 流量率为 $\frac{dm}{dt}$, 注脚同正文图1。

为了解式(24)、(25), 可在相应扫气口开至扫气口关的界限内积分。

步骤如下:

(1) 气缸没有热损失时 $\frac{dQ}{dt} = 0$

(2) 气缸压力不变并且气缸容积没有净改变,

则活塞之功为 0 即

$$\left(\frac{dW_s}{dt} \right)_{\text{发动机}} = 0$$

(3) 对理想气体

$$pV = mRT = \frac{\gamma-1}{\gamma} (mh) = \gamma-1 (me) \quad (26)$$

对式(24)和(25)右边第一项积分, 并注意要

$p_c = \text{常数}$, $(V_c)_{\text{扫气口开}} = (V_c)_{\text{扫气口关}}$, 即

$$(p_c V_c)_{\text{扫气口开}} = (p_c V_c)_{\text{扫气口关}}$$

因此

$$\int \frac{d(m_c e_c)}{dt} dt = \frac{1}{\gamma-1} \int \frac{d(p_c V_c)}{dt} dt = 0$$

(4) 由此式(24)、(25)简化为

$$\frac{dm_3}{dt} h_{03} = \frac{dm_2}{dt} h_{02} \quad (27)$$

$$W_T = \int \left[\frac{dm_2}{dt} h_{02} - \frac{dm_4}{dt} h_{04} \right] dt \quad (28)$$

对通过涡轮机的古萨稳定气流

$$\frac{dm_3}{dt} = \frac{dm_4}{dt}$$

对理想的涡轮机排气扩压器和通过气缸无压力损失

$$h_{04} = h_{03} \left(\frac{p_{04}}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = h_{03} \left(\frac{p_A}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (29)$$

把式(27)和式(29)代入式(28)简化之, 并把常数提出, 积分可得:

$$W_T = \left[1 - \left(\frac{p_A}{p_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] h_{02} \int \frac{dm_2}{dt} dt \quad (30)$$

可见, $\int \frac{dm_2}{dt} dt = m_2 = \text{每循环总的空气量}$,

从式(26)

$$m_2 h_{02} = \frac{\gamma}{\gamma-1} p_{02} V_{02}$$

$$V_{02} = \frac{\gamma \lambda}{\gamma-1} p_{02} V_R$$

式中: $\frac{V_{02}}{V_R} = \lambda$, 按定义(式3)

及

$$p_{02} = p_{03}$$

式(30)重行整理后成为

$$\frac{W_T}{p_A V_R} = \frac{\lambda \gamma}{\gamma-1} \left(\frac{p'_{02}}{p_A} \right) \left[1 - \left(\frac{p_A}{p'_{02}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (2)$$

对正文的更正:

式(10)应为

$$E_{TO} = \frac{W_T}{p_{04} V_R} = \frac{\lambda \gamma}{\gamma-1} \left[\frac{T'_{03}}{T'_{02}} \right] \left[\frac{p'_{02}}{p_{04}} \right] \left[1 - \left(\frac{p'_{04}}{p'_{03}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \quad (10)$$

蒋德明摘译自《CIMAC》1962年

論二冲程发动机的扫气作用(一)

[民主德国] A. Jante

一、扫气的任务与基本型式

二冲程发动机气体充量的更换应当通过扫气作用来实现,即废气应当以新鲜空气或是燃料-新鲜空气混合气来代替。首先,为了简单起见,我们只考虑以纯空气来实现扫气,同时还假定,清扫空气是被一层不能渗透但又可任意变形的边界表面层所包围。这部分空气由扫气孔进入气缸,而且它们总是沿着理想的扫气路线,紧贴着气缸与气缸盖壁面向前伸展,到最后,全部废气都从气缸内被驱赶出去,于是,我们就可以得到理想的全驱式扫气(Verdrängungsspülung)。图1a简明地表示了符合于上述假定的扫气情况,这时,清扫空气只是排挤出全部废气,但并不与废气相混合。图1b则更为简明地表示了上述过程。在这种情况下,当清扫空气的相对消耗量等于1(即清扫空气量=气缸容积)时,就能够以新鲜空气充满整个气缸,也就是说,这时的清扫度(Spülwirkungsgrad)等于1或是气缸内的相对空气量达到100%。图4表示了气缸内的相对空气量与清扫空气的相对消耗量之间的关系,最上面的线段表示了这种理想的全驱式扫气过程,该线段起初沿对角线方向增加,而在达到100%以后,则保持为常数。因为在相对空气消耗量等于1时,整个气缸被空气所充满,所以再继续增加清扫空气的相对消耗量就不再有什么意义了。

图2a表示了气缸中的混合式扫气(Mischungsspülung)。这时假定每一一定量的空气进入气缸时

就从气缸中排挤出同样数量的废气-空气混合气;换句话说,每一一定量的空气进入气缸后即同气缸内的全部气体完全混合。图2b更为简明地表示了这种混合的情况。这时,为了表示混合气的成分和便于理解向左方排挤出去的空气与废气的相应比例,应将最后进入气缸的空气部分的长方图形相继转至水平位置。用这个方法,就可以用一个几何级数来描述扫气过程。然而,直接推导的方法却更为简单。

假定有一个容积等于 V 的气缸,其内部充满着容积为 $\eta_s \cdot V$ 的空气和容积为 $(1-\eta_s) \cdot V$ 的废气,如果再引入容积为 dL 的空气,那末,必将有同样容积的混合气通过排气孔从气缸内被排出。随着排出的混合气,与当时的混合气比例相应的容积为 $\eta_s \cdot dL$ 的空气量又离开了气缸,故在进入气缸的空气量 dL 中,总有 $\eta_s \cdot dL$ 这样一部分空气被排出。也就是说,这时气缸中的空气量是从 $\eta_s \cdot V$ 增加到 $\eta_s \cdot V + dL - \eta_s \cdot dL$,或者说,相对气缸里的空气量从 η_s 增加到

$$\eta_s + \frac{dL}{V} - \frac{\eta_s \cdot dL}{V} = \eta_s + (1-\eta_s) \cdot \frac{dL}{V}$$

于是,气缸内相对空气量的增加为:

$$d\eta_s = (1-\eta_s) \cdot \frac{dL}{V}$$

由此可得:

$$\frac{dL}{V} = \frac{d\eta_s}{1-\eta_s}$$

和

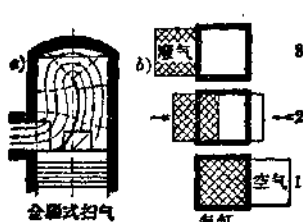


图1 全驱式扫气

a) 扫气路线;
b) 充量更换简图

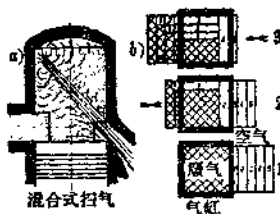


图2 混合式扫气

a) 扫气路线;
b) 充量更换简图

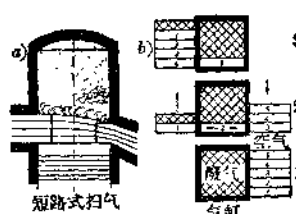


图3 短路式扫气

a) 扫气路线;
b) 充量更换简图