

小型高速柴油机配气凸轮型线的选择

张会明

(机械工程系)

摘 要

本文以 285Q 型柴油机为例,探讨了小型高速柴油机配气凸轮型线的选择原则,在对几种凸轮型线进行动力学计算、对比后,选用了七项动力凸轮。实验表明,选用该型线后,整机性能优于原凸轮。

关键词: 柴油机; 凸轮型线; 动力学计算; 选择

0 引 言

配气凸轮是配气机构的关键性零件之一,它对配气机构的工作质量和整机性能有着重要的影响。随着发动机转速的不断提高,配气机构的冲击、振动和噪音的增大,其动力性能日趋恶化,对于小型高速柴油机尤为突出。为了满足配气机构工作平稳性、可靠性和良好充气性能的要求,许多学者进行了大量的、卓有成效的工作,先后成功地设计了多种函数凸轮,然而,如何根据具体机型选用合适的凸轮型线,是一项有意义的、值得深入研究的课题,十多年来,国内外对这一课题的研究已取得某些成果。

某厂生产的 285Q 型柴油机转速高达 3000r/min,通过分析计算可知,其配气机构有较明显的冲击、脱开等现象,影响了整机性能的提高,为此,对配气凸轮型线进行了改进设计。本文在此基础上,利用配气机构的单质量动力学模型,从理论上分析了小型高速柴油机配气机构的动力学特性,探讨了配气凸轮型线的选择原则,为配气凸轮型线的选用、设计提供了一个大致的范围,以减少盲目性、节省时间,避免重复劳动。

1 配气机构的动力学性能

285Q 型柴油机配气机构可用单质量动力学模型表示,如图 1 所示。

当量质量的运动微分方程为

$$M\omega^2 \frac{d^2h}{d\alpha^2} = KI_s + b\omega I_s - K_s(h + f_0) - F_0(\alpha) \quad (1)$$

本文于 1994 年 3 月 1 日收到

并用下式计算各点的气门升程、速度、加速度值

$$\begin{aligned} h(\alpha) &= X(\alpha) - Z(\alpha), \\ \frac{dh}{d\alpha} &= \frac{dx}{d\alpha} - u(\alpha), \\ \frac{d^2h}{d\alpha^2} &= \frac{d^2X}{d\alpha^2} + \frac{b}{M\omega} u(\alpha) + \frac{K + K_h}{M\omega^2} Z(\alpha) - \varphi(\alpha). \end{aligned} \quad (5)$$

1.1 原凸轮的动力学特性

285Q 型柴油机配气机构的测量数据:

进气门质量 (g)	98	推杆质量 (g)	91
排气门质量 (g)	70	摇臂座质量 (g)	205
气门卡片 (二片) 质量 (g)	4		
气门弹簧上座质量 (g)	44		
气门弹簧下座质量 (g)	6		
气门内弹簧质量 (g)	16		
气门外弹簧质量 (g)	39		
摇臂 (包括铜套、调整螺钉) 质量 (g)	125		
摇臂对摇臂轴的转动惯量 J_R (kgmm ²)	78.482		
摇臂比 i	1.695		
摇臂轴到气门轴线的距离 l_R (mm)	43.4		
配气机构的刚度 K (N/mm)	3384.45		
气门内弹簧刚度 (N/mm)	8.63		
气门外弹簧刚度 (N/mm)	19.62		
气门内弹簧予压缩量 (mm)	21		
气门外弹簧予压缩量 (mm)	23		
285Q 型柴油机配气机构主要参数的计算结果和设计数据:			
配气机构的当量质量 M (kg) (由 (2) 式计算)	0.26		
气门弹簧刚度 K_h (N/mm)	28.25		
气门间隙 H_0 (mm)	0.4		
气门的最大升程 H (mm)	10.7		
凸轮的半包角 ϕ	63°30'		
凸轮轴的设计转速 n_c (r/min)	1500		
气门落座速度的设计值 V_0 (mm/°CA)	0.012		

配气机构的刚度是用杠杆加载法测量,并经线性回归计算得出,摇臂对摇臂轴的转动惯量用重力法测定。由于缺乏原凸轮的设计资料,我们只能根据图纸上提供的挺柱升程表,用差分法推算各点的挺柱速度、加速度值,然后逐点代入 (4)、(5) 式,得到各点的气门动力学升程 $h(\alpha)$ 、速度 $\frac{dh}{d\alpha}$ 和加速度 $\frac{d^2h}{d\alpha^2}$ 值,其动力学特性如表 1 所示。

1.2 选择配气凸轮型线的原则

在对 285Q 型柴油机配气凸轮型线进行改进设计时,为选择合适的凸轮型线,曾对四种凸

轮型线在 3000r/min 的工况下, 用 (4)、(5) 式进行了动力学计算, 结果如表 1 所示。

表 1

	原凸轮	复合正弦	复合摆线	FB_2	七项动力凸轮
脱离高度 (mm)	0.041	0.028	0.026	0.011	0.008
落座速度 (m/s)	1.132	0.542	0.531	0.325	0.306
气门反跳 高度 (mm)	0.28 (第一次) 0.09 (第二次)	0.068	0.064	0.031	0.022
丰满系数	0.526	0.536	0.547	0.558	0.554

$n=3000\text{r/min}$

分析表 1, 便可以得出小型高速柴油机选择配气凸轮型线的原则如下:

(1) 对于转速高、刚度较差的小型高速柴油机, 配气机构工作平稳性、可靠性的问题比较突出, 在选择凸轮型线时, 应将其放在首位, 其次再考虑充气性能。如果忽视了工作平稳性的要求, 充气性能根本得不到保证, 整机性能也难以提高。

(2) 对 285Q 型柴油机, 配气凸轮型线选用 FB_2 和多项动力凸轮都基本可行。 FB_2 型线有 3 个设计参数可供选择, 调整范围较大, 只要选取合适, 工作平稳性和充气性能基本能满足要求。但是, 多项动力凸轮的工作平稳性更佳, 只要幂指数的选取合适, 充气性能也较好。

(3) 由参考文献 [5], 配气机构的动力学特性可用 Σ 表示 $\Sigma = \frac{M\omega^2}{K}$ 。

因而, Σ 可以作为初选凸轮型线的依据, Σ 值的范围可划分为三个区段, 与其对应凸轮型线性能的着重点也不相同: 在第一区段的凸轮型线应着重于提高充气性能 (可选用各类组合式函数凸轮, 如复合正弦凸轮、复合摆线凸轮、 FB_2 凸轮等)。第二区段的凸轮型线应着重于提高工作平稳性 (选用整体式函数凸轮, 如 N 次谐波凸轮、多项动力凸轮等)。第三区段则应兼顾工作平稳性和充气性能, 综合考虑。而 Σ 值的区段划分, 要在大量统计资料和实验数据的基础上进行。

在这次配气凸轮型线的改进设计中, 笔者选用了七项动力凸轮。

2 七项动力凸轮

和刚性设计不同, 多项动力凸轮的设计考虑了配气机构存在的弹性变形, 对挺柱升程曲线 $Y(\alpha)$ 作了动力修正, 因而, 在一定的转速范围内能得到较好的动力学特性。如图 1 所示, 在不计阻尼力和气体压力时, 由 (1)、(3) 式, 得到挺柱的升程函数为

$$Y(\alpha) = \frac{1}{i} \left(H_0 + \frac{K + K_1}{K} h + \frac{K_1}{K} f_0 + \frac{M\omega^2}{K} \frac{d^2 h}{d\alpha^2} \right) \quad (6)$$

2.1 气门的升程方程

$$h(\alpha) = H + C_1 \left(\frac{\phi - \alpha}{\phi} \right)^2 + C_2 \left(\frac{\phi - \alpha}{\phi} \right)^4 + C_3 \left(\frac{\phi - \alpha}{\phi} \right)^6 + C_4 \left(\frac{\phi - \alpha}{\phi} \right)^7$$

$$+ C_4 \left(\frac{\phi - \alpha}{\phi} \right)^{\delta} + C_5 \left(\frac{\phi - \alpha}{\phi} \right)^S \quad (7)$$

式中 H ——气门的最大升程;

ϕ ——凸轮的半包角;

α ——凸轮转角;

$C_s = (0.1 \sim 0.2) H$; 此处取 $C_s = 0.1H$.

边界条件:

(1) $\alpha = 0$ 时, $h = 0$;

(2) $\alpha = 0$ 时, $\frac{dh}{d\alpha} = 0$;

(3) $\alpha = 0$ 时, $\frac{d^2h}{d\alpha^2} = 0$;

(4) $\alpha = 0$ 时, $\frac{d^3h}{d\alpha^3} = \frac{V_{oi}}{K_2}$, $\frac{d^4h}{d\alpha^4} = 0$;

V_{oi} ——气门落座速度的设计值; $K_2 = 36n_i^2 \frac{M}{K}$; n_i ——凸轮轴的设计转速 (r/min);

在上述边界条件下, 由 (7) 式可以得到:

$$C_1 + C_2 + C_3 + C_4 + C_5 = -1.1H,$$

$$2C_1 + C_2\beta + C_3\gamma + C_4\delta + C_5S = -0.4H,$$

$$2C_1 + C_2\beta(\beta-1) + C_3\gamma(\gamma-1) + C_4\delta(\delta-1) + C_5S(S-1) = -1.2H,$$

$$C_2\beta(\beta-1)(\beta-2) + C_3\gamma(\gamma-1)(\gamma-2) + C_4\delta(\delta-1)(\delta-2)$$

$$+ C_5S(S-1)(S-2) = -\phi^3 \frac{V_{oi}}{K_2} - 2.4H,$$

$$C_2\beta(\beta-1)(\beta-2)(\beta-3) + C_3\gamma(\gamma-1)(\gamma-2)(\gamma-3)$$

$$+ C_4\delta(\delta-1)(\delta-2)(\delta-3) + C_5S(S-1)(S-2)(S-3) = -2.4H.$$

写成矩阵形式 $D \cdot C = E$

其中

$$D = \begin{bmatrix} 1 & 1 & 1 & 1 & 1 \\ 2 & \beta & \gamma & \delta & S \\ 2 & \beta(\beta-1) & \gamma(\gamma-1) & \delta(\delta-1) & S(S-1) \\ 0 & \beta(\beta-1)(\beta-2) & \gamma(\gamma-1)(\gamma-2) & \delta(\delta-1)(\delta-2) & S(S-1)(S-2) \\ 0 & \beta(\beta-1)(\beta-2)(\beta-3) & \gamma(\gamma-1)(\gamma-2)(\gamma-3) & \delta(\delta-1)(\delta-2)(\delta-3) & S(S-1)(S-2)(S-3) \end{bmatrix}$$

$$C = [C_1 \ C_2 \ C_3 \ C_4 \ C_5]^T, \quad E = \begin{bmatrix} -1.1H \\ -0.4H \\ -1.2H \\ -\phi^3 \frac{V_{oi}}{K_2} - 2.4H \\ -2.4H \end{bmatrix}$$

因此

$$[C] = [D]^{-1}[E]. \quad (8)$$

若 β 、 γ 、 δ 、 S 和 H 、 ϕ 、 V_0 已知, 由 (8) 式可求出 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_4 、 C_5 的值, 代入 (7) 式, 可求出气门的升程 $h(\alpha)$ 、速度 $\frac{dh}{d\alpha}$ 和加速度 $\frac{d^2h}{d\alpha^2}$, 再代入 (6) 式, 可求出各点的挺柱升程 $y(\alpha)$ 。

2.2 气门升程方程幂指数的优化组合

为了获得较佳的动力学性能和良好的充气性能, 气门升程方程的幂指数 β 、 γ 、 δ 、 S 不能任意选取, 而必须优化组合。由参考文献 [2], 在优化设计中, 作为设计变量的 β 、 γ 、 δ 、 S 按各种等差级数取得一系列数值, 并可用 3 个变量 n 、 m 、 l 将四个幂指数联系起来:

$$\beta = n + l; \quad \gamma = mn + l;$$

$$\delta = 2mn - n + l; \quad S = 3mn - 2n + l;$$

式中 $l = 4, 6, 8, \dots; \quad m = 2, 3, 4, \dots;$

$$n = 2, 4, 6, \dots;$$

取 $\beta = 14$, $\gamma = 22$, $\delta = 30$, $S = 38$ 。

在水力测功器上进行性能对比试验。在其它条件相同的情况下, 分别测量装有原凸轮和七项动力凸轮柴油机的负载特性曲线, 如图 2 所示。可见, 装上七项动力凸轮后, 柴油机的性能优于装原凸轮。

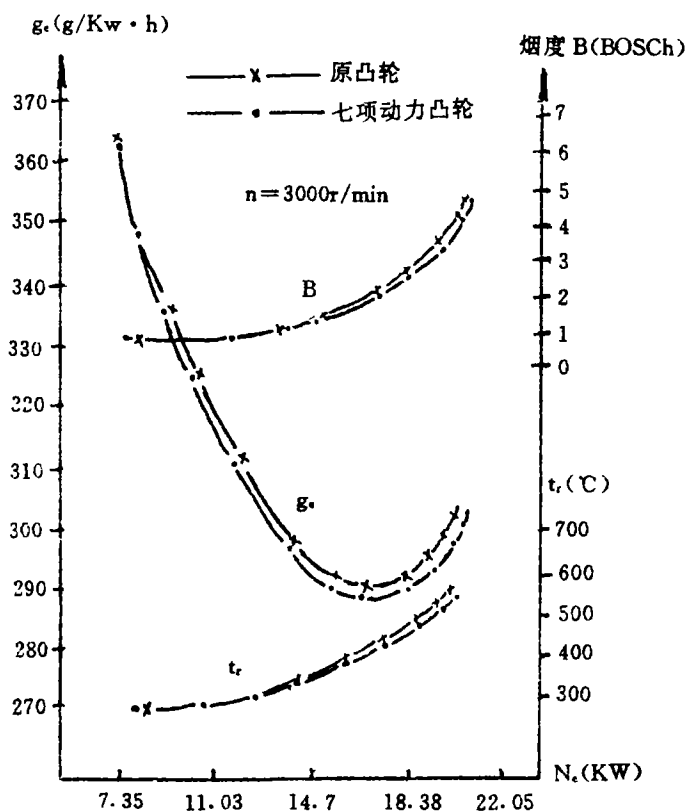


图 2

3 结 论

(1) 配气机构动力学特性参数 Σ 可作为初选凸轮型线的依据, 但 Σ 值区段的划定, 要在大量统计资料和实验数据的基础上进行。配气凸轮型线须对具体机型作具体分析并通过实验才能最后确定。

(2) 对于刚度较小、转速高的 285Q 型柴油机, 配气凸轮型线首先应满足工作平稳性、可靠性的要求。

(3) 多项动力凸轮由于存在动力修正项, 其工作平稳性较好, 对气门升程方程的幂指数进行优化组合后, 充气性能也较好。

参 考 文 献

- [1] F. Y. Chen, *Mechanics and Design of Cam Mechanisms*. Pergamon press, New York, 1982
- [2] 王明武等. 七项式动力凸轮及最佳设计. 内燃机工程, 1985, (3)
- [3] 徐萃薇. 计算方法引论. 北京: 高等教育出版社, 1985
- [4] 张立梅等. 配气机构振动的研究. 内燃机工程, 1986, (3)
- [5] 尚汉冀. 用摄动方法研究配气机构动力学. 内燃机学报, 1984, 2 (4)

Selection of Cam Profiles of Small Size and High Speed Diesel Engine

Zhang Huiming

ABSTRACT

Taking the model 285Q diesel engine as example, principles of selected cam profiles of small size and high speed diesel engine is discussed, after dynamics of a number of cam profiles was calculated and compared, dynamic cam form of seven terms is selected. Experiments showed that taking the cam profile, diesel engine performance is advanced than original one.

Key words: Diesel engine; Cam profile; Dynamics calculation; Selection