

结构与可靠性

内燃机配气凸轮新型线的研究

杨英慧

(湖南省汽车技师学院, 湖南 邵阳 422000)

摘要: 在分析现有内燃机配气凸轮理论与技术不足的基础上, 开发了 n 阶导数连续, 自变量为内燃机主要结构参数及运转参数, 计算简便的变型双曲函数凸轮型线方程; 并开发了优化设计评价程序与仿真制造软件。所研制的内燃机变型双曲函数配气凸轮具有高速性好、丰满系数大、振动噪声小、工作平稳等特点。应用表明: 该新型线配气凸轮可帮助提高柴油机的动力性、经济性, 降低柴油机振动、噪声与排放, 实现内燃机高速化、高性能与高寿命。

关键词: 内燃机; 配气凸轮; 型线; 变型双曲函数

中图分类号: TK423.4 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2016)06-0030-04

Research on the New Valve Cam Profile of Internal Combustion Engine

Yang Yinghui

(Hunan Province Motor Vehicle Technician College, Hunan Shaoyang 422000)

Abstract: Based on the analysis of existing internal combustion engine valve cam's theoretical and technical shortcoming, the deformed hyperbolic function cam profile equation with continuous n order derivative and the major structure parameters and working parameters as independent variables was created which featured simple calculation. And the evaluation procedures for optimal design of the cam profile and the manufacturing simulation software for the valve cam were developed. The developed ICE deformed hyperbolic function valve cam has unique excellent features such as better high speed and stability, a larger fullness coefficient, softer vibration and noise. The application shows that the cam with the new profile could enhance the diesel's dynamic functions and economic performance, debase its vibration, noise and exhausting pollution and help to achieve high speed, high performance, long life of internal combustion engine.

Key words: internal combustion engine; valve cam; profile; deformed hyperbolic function

0 引言

现代高速内燃机的有效热效率大都不到 40%, 从多学科综合分析来看, 配气凸轮的设计还大有潜力可挖^[1]。一是要研制出丰满系数大的配气凸轮, 以提高进排气门的流通能力, 增大进入气缸的新鲜空气量, 为内燃机的高性能创造良好的条件; 二要有 n 阶导数连续、圆滑性很好的配气凸轮, 以及运动学特性、摩擦学特性与动力学特性优化的配气机

构, 使挺柱、推杆、气门等运动零件处在低摩擦、低磨损、低振动、低噪声与无冲击状态下工作; 三要协调好配气凸轮参数与内燃机进排气过程中瞬时气缸容积之间的相互关系, 以提高配气机构运转状态与内燃机工作过程的适应性。

因此, 开发出丰满系数大, 运转平稳, 自变量 $=f$ (气缸直径、活塞行程、连杆比、压缩比、转速等), 计算简便的内燃机新型配气凸轮型线, 是丰富内燃机设计、凸轮设计理论和实现内燃机高性

收稿日期: 2016-02-2

作者简介: 杨英慧(1982-), 讲师, 主要研究方向为汽车发动机制造, E-mail: 5853350@qq.com。

能的重要研究课题。

1 高速高性能内燃机须开发新型配气凸轮型线

内燃机配气凸轮的优劣直接影响其动力性、经济性、可靠性及振动、噪声与排放特性的好坏。随着中小型内燃机不断地向轻巧化、高速化、高性能(高功率、低油耗、低噪声、低振动、低排放)与高寿命方向发展,对配气凸轮设计理论与制造技术的要求也越来越高。主要有以下几点。

1.1 丰满系数大

众所周知,增大进入内燃机气缸内的新鲜空气量是实现其高性能的首要条件。而内燃机进排气的流动阻力大约与其转速的平方成正比。显然,在把进排气系统中每个元件的流动损失降低到最低限度的同时,应设法提高配气凸轮的丰满系数,以增大进排气门的流通能力,使进入气缸的新鲜空气量多,气缸内废气清扫干净,为内燃机高功率、低油耗与低排放打下良好的基础。

但是,现代内燃机常用的一元高次多项式、复合摆线、 N 次谐波和多项动力等函数配气凸轮,经过静态优化或动态优化设计后,仍存在丰满系数 ζ 小等缺陷,当内燃机转速 $n \geq 1\,500$ ($r \cdot \min^{-1}$)时, ζ 值通常在 $0.56 \sim 0.59$ 之间^[2~11],并随着内燃机转速的升高而降低,难以适应内燃机高速高性能发展的需要。

因此,开发出丰满系数大的配气凸轮,对挖掘现有内燃机动力性、经济性与排放特性的潜力和提高内燃机的高速性能均有着极为重要的作用。

1.2 振动噪声小

配气机构的振动、噪声与冲击会随着内燃机转速的提高而急剧增大,这就要求配气凸轮型线方程的连续性要好,才能提高凸轮的圆滑性,减小挺柱运动的最大正负加速的变化范围,降低配气机构的冲击、振动与噪声。相反,挺柱运动的正负加速度大,不仅造成配气机构的惯性力与动载荷增大,加快凸轮与挺柱、气门与导管及气门座的摩擦磨损,而且过大的挺柱运动加速度会造成高速时气门飞脱、反跳现象,破坏正常的换气特性。

但是,现代内燃机常用的高次多项式、复合摆线和多项动力等函数凸轮型线方程只是高阶导数连续, n 阶导数不连续。作为内燃机配气凸轮型线,其挺柱运动的最大正、负加速度的变化范围较大,当转速在 $1\,500 \sim 3\,000$ ($r \cdot \min^{-1}$)时,最大正加速度在 $1\,400 \sim 3\,200$ ($m \cdot s^{-2}$)之间,最大负加速

度的绝对值在 $600 \sim 1\,500$ ($m \cdot s^{-2}$)之间^[2~11],从而造成配气机构的工作平稳性差、冲击振动与噪声大。另外,尽管 N 次谐波配气凸轮型线的 n 阶导数连续,因正弦或余弦函数的周期性特点,当内燃机转速变化时,挺柱升程中的某一项谐波的振动频率与配气机构的自振频率一致时,就会发生共振现象。

因此,开发出 n 阶导数连续,圆滑性好,挺柱运动的最大正、负加速度的变化范围小的配气凸轮,对降低高速内燃机的振动与噪声有着重要的作用。

1.3 润滑特性好

配气凸轮、挺柱、推杆、气门等运动零件的摩擦磨损均随着内燃机转速的提高而急剧增大,这对配气凸轮与挺柱间的润滑条件提出了更高的要求。然而,凸轮与挺柱之间的润滑油膜厚度与流体动力润滑特性都受到凸轮运动规律的支配^[13],这就须要优化凸轮运动规律,实现配气凸轮运动学与配气机构动力学、摩擦学特性的优化匹配,才能使它们始终处在全油膜状态下工作。

1.4 制造精度高

传统的凸轮制造方法是:按照凸轮轴转角与挺柱升程数值(四舍五入)的关系,加工出凸轮靠模,再利用凸轮靠模加工出凸轮轴,其间存在着一系列加工误差。为了确保真正实现优化的配气凸轮运动规律,须开发计算机仿真制造系统,将凸轮运动规律方程通过电子计算机控制数控机床,加工出高精度的配气凸轮。

为了在静态、动态优化设计的基础上获得更好的效果,人们又采用遗传算法、禁忌搜索算法、蚁群算法或改进型蚁群算法,对现代内燃机常用的配气凸轮型线进行优化设计。如应用遗传算法与禁忌搜索算法对复合摆线配气凸轮进行优化计算,但其丰满系数只提高 1.24% ,挺柱运动的最大正加速度仅降低 0.87% ,最大负加速度的绝对值降低 5.93% ^[12~13]。因此,开发出丰满系数大、 n 阶导数连续,运转平稳、自变量是内燃机主要结构参数及运转参数的函数且计算简便的内燃机新型配气凸轮型线,以及其凸轮运动学特性、配气机构动力学特性与摩擦学特性的优化设计方法,是提高内燃机整机性能的一项关键技术。

2 变型双曲函数配气凸轮

对基本函数的特性分析表明:指数函数 e^x 不仅导数永远连续、圆滑性好,而且丰满程度大。另

外,目前内燃机常用的配气凸轮型线方程的自变量都与内燃机结构参数及运转参数无关,如小型单缸机尺寸小、功率小、转速高,而大型多缸机尺寸大、功率大、转速低,都用相同的配气凸轮型线方程,难以实现凸轮参数与内燃机实际气体运动特性的合理匹配。由于内燃机进排气过程中的气缸瞬时容积取决于气缸直径与活塞瞬时行程 $S(\varphi)$,而 $S(\varphi)$ 又是曲轴转角 φ 与连杆比的函数,单位时间的曲轴转角 φ 又是内燃机转速的函数。因此,将内燃机主要结构参数与运转参数作为指数函数 e^x 中的自变量 x 的参量,并以 e^x 函数为基础构成变型双曲函数配气凸轮型线方程,就可使内燃机进排气过程中配气凸轮的运动状况能与气缸内工质的瞬时变化状况相适应。

基于上述设想,通过多年的不断探索,研究出的变型双曲函数配气凸轮型线方程为:

$$h = A(e^{x^a} + e^{-x^a}) + B(e^{x^b} + e^{-x^b}) + Cx^2 + Dx^4 \quad (1)$$

式中: h 为挺柱升程, x 是内燃机气缸直径、活塞

行程、连杆比、压缩比、转速等参数的函数, A 、 B 、 C 、 D 是由凸轮缓冲段升程 h_0 、最大升程 $h_{\max}$ 与凸轮升程曲线一阶导数 $h'(\theta)$ 、二阶导数 $h''(\theta)$ 确定的系数, a 、 b 为常数。

为了快速实现变型双曲函数配气凸轮的优化设计,开发了计算分析、优化与评价程序。应用该程序既能快速实现凸轮型线的优化设计,又能综合评价挺柱升程、速度、加速度,凸轮曲率半径、油膜厚度、润滑特性等型线参数的数值及其变化规律与丰满系数值的关系,从而对凸轮运动学与摩擦学性能进行全面分析。

应用上述变型双曲函数配气凸轮型线方程与优化设计程序,设计出的内燃机变型双曲函数配气凸轮均获得了良好的效果(表1)。

为了精确实现优化设计的凸轮运动规律,开发了计算机仿真制造凸轮软件,计算机仿真制造凸轮如图1所示。应用该仿真制造软件,在数控机床上可快速地制造出高精度的凸轮轴或凸轮靠模。

表 1 不同凸轮形线的参数比较

凸轮型线	应用机型	内燃机转速/ ($r \cdot \min^{-1}$)	最大正加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	最大负加速度/ ($m \cdot s^{-2}$)	最小曲率半径/ mm	丰满系数	说明
高次方程	Q49li 汽油机	5 200	4 600	-2 300	5.2	0.547 5	美国通用公司提供给东风汽车集团的技术资料
变型双曲			2 736	-943	7.11	0.623 5	东风汽车集团委托作者设计的配气凸轮参数
高次方程	6 105 柴油机	2 800	2 848	-747	6.85	0.572 0	List 内燃机研究所为我国某厂设计的配气凸轮参数
变型双曲	1 105W 柴油机	2 800	1 053	-126	6.31	0.657 8	作者为江淮动力集团设计的配气凸轮参数
N 次谐波	175F 柴油机	2 600	1 305	-621	6.84	0.533 8	制造厂生产用技术参数
复合摆线			1 497	-561	8.56	0.561 6	
变型双曲			1 053	-127	6.31	0.657 8	作者为滨湖柴油机总厂设计的配气凸轮参数

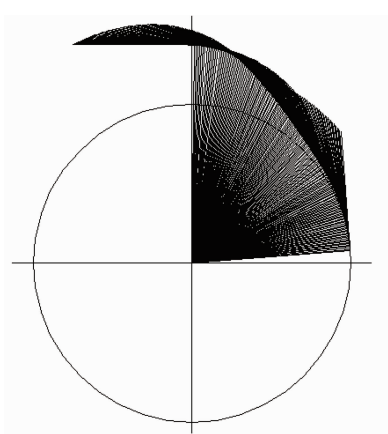


图 1 计算机仿真制造凸轮示意图

将变型双曲函数配气凸轮用于湖南滨湖柴油机总厂 BH170F1 型柴油机和我国大批量生产的 175F 柴油机上,使柴油机功率提高 10%,燃油消耗率降低(6~8) ($g \cdot (kW \cdot h)^{-1}$),整机噪声降低 0.6 dB(A),排气温度降低 30~40 $^{\circ}C$,有效提高了柴油机的整机性能。

3 对变型双曲函数配气凸轮的评价

内燃机配气机构是在机械强制作用下做变速变向(由凸轮的旋转运动变为挺柱、推杆、气门的往复运动)运动,它必然受到凸轮运动规律及其相应的载荷、材料与润滑条件等因素的制约。因

此,有必要联合多学科综合分析评价凸轮设计的优缺点^[1]。如用机械运动学来评价凸轮的运动规律与设计参数是否最佳,从而保证内燃机具有良好的充气性能与工作平稳性;应用摩擦学来评价凸轮与挺柱之间是否具有良好的润滑特性,是否始终处在流体膜润滑状态下工作;应用力学来评价凸轮与挺柱之间的接触应力是否足够小,使凸轮机构运动无冲击、噪声小;应用冶金学来评价是否选择了理想的配对材料与最佳热处理工艺,使机构运动的摩擦磨损最低等。综合评价表明,变型双曲线函数配气凸轮具有换气好、振动低、噪声小的优点。

3.1 换气好

配气凸轮的丰满系数 ξ 越大,气门流通能力越大,则进气越充分,排气越干净,换气功越小,换气性能就越好,应在保证平稳性的同时,尽可能增大丰满系数。与其它型线凸轮相比,在相同的转速下,变型双曲线函数配气凸轮的丰满系数 ξ 值大 10% ~ 15%,当 $n \leq 3\,000$ ($r \cdot \min^{-1}$) 时, $\xi \geq 0.65$; $n = 3\,000 \sim 4\,000$ ($r \cdot \min^{-1}$), $\xi = 0.63 \sim 0.65$; 当 $n > 5\,000$ ($r \cdot \min^{-1}$) 时, $\xi \geq 0.62$,因而它具有很好的换气性能。

3.2 振动低

内燃机配气机构的振动特性可用无量纲振动特性数 $\varepsilon = M\omega^2/C$ 来评价,其中, M 为凸轮所驱动的质量, ω 为凸轮轴旋转角速度, C 为配气机构的刚度。当内燃机转速提高时,含有 ω^2 因子的 ε 值迅速增大,振动随之增大,导致配气机构动力性能恶化。可通过提高系统刚度 C 或减少质量 M 来减小 ε 值。通常, $\varepsilon < 0.001$ 时,凸轮轴设计时可重点放在提高充气性能上;当 $\varepsilon > 0.002$ 时,应着重考虑平稳性;当 ε 在 $0.001 \sim 0.002$ 时,则可兼顾充气性能与平稳性要求^[14]。

一旦 M 、 C 、 ω 都已确定,就只能选择合理的凸轮型线来与之相适应,以减小配气机构的振动。这就要求配气凸轮型线 $h(\theta)$ 的光顺性好,挺柱运动的最大正加速度、最大负加速度绝对值及脉冲(3 阶导数)小。与其它型线的优化配气凸轮相比较,变型双曲线函数配气凸轮具有 n 阶导数连续的突出优点,其挺柱运动最大正加速度与最大负加速度绝对值均大幅度下降(表 1)。

3.3 噪声小

众所周知,凸轮运动噪声的产生,一是由于凸轮与挺柱间的接触应力大;二是凸轮挺柱间不能形成持续润滑所需的最小油膜,而出现瞬态干摩擦,金属接触现象;三是因加工引起的凸轮表面微小刀痕。三者

的共同作用更加剧了凸轮运动的噪声与磨损。

增大凸轮曲率半径 ρ 是减小凸轮与挺柱接触应力的有效途径。通常凸轮最小曲率半径 $\rho_{\min}$ 发生在负加速度绝对值最大的凸轮顶端,一般要求 $\rho_{\min} > 2\text{ mm}$ 。凸轮曲率半径是凸轮升程规律 $h(\theta)$ 的函数。对于变型双曲线函数配气凸轮,当内燃机转速 $n = 3\,000$ ($r \cdot \min^{-1}$),基圆半径仅为 11 mm ,丰满系数 ξ 大于 0.65 时,最小曲率半径 $\rho_{\min} > 6\text{ mm}$ 。

凸轮挺柱间的最小油膜厚度 $\delta_{\min}$ 与流体动力润滑判别特性数 G ,都是凸轮升程变化规律 $h(\theta)$ 的函数^[13]。优化变型双曲线函数配气凸轮,使之均能处在最佳润滑状态下工作,即在凸轮尖端附近的最小油膜厚度 $\delta_{\min} = 0.23 \sim 0.25\text{ mm}$,流体动力润滑判别特性数 $G = 0.15 \sim 0.25$ 状态下工作^[15],此时配气凸轮运动的噪声小磨损少。

在加工过程中如凸轮表面留下微小刀痕,就会产生金属的冲击接触,将导致金属的疲劳与剥落损坏,使其工作可靠性与耐久性急剧下降。在优化凸轮型线设计,实现全油膜润滑基础上,又研制了计算机凸轮仿真制造系统,以控制精确地实现优化设计的凸轮运动规律,使凸轮与挺柱在无冲击状态下工作。

4 结 论

(1) 变型双曲线函数凸轮型线方程的 n 阶导数连续,丰满系数大,自变量为内燃机主要结构参数及运转参数,是理想的配气凸轮型线之一。

(2) 研制的内燃机变型双曲线函数配气凸轮,具有高速换气性好、润滑特性好、振动噪声小等特点,有利于实现内燃机的高性能。

参考文献

- [1] 杨建华. 未来发动机的研究方法 [J]. 内燃机. 1993 (3): 2-7.
- [2] 尚汉冀. 内燃机配气凸轮机构设计与计算 [M]. 上海: 复旦大学出版社, 1988.
- [3] 黄劲枝. 6105 柴油机配气机构七项动力凸轮优化设计 [J]. 建设机械技术与管理, 1996, (2): 10-11.
- [4] 姜树李. 非对称 N 次谐波凸轮的优化设计 [J]. 江苏理工大学学报 (自然科学版), 1996, 17 (6): 17-22.
- [5] RASE U, KUHN T. The application of valve timing to a modern diesel engine [C]. SAE 2000-0101229.
- [6] 乔军, 李国祥. WD618.42 柴油机配气凸轮型线的改进设计 [J]. 内燃机工程, 2006 (5): 50-53.

(下转第 54 页)

说明该连杆螺栓在发生故障前的一段时期内,受到了“故障性过负荷损伤”,导致疲劳寿命降低。只不过造成“过负荷损伤”的故障尚未得到识别。

综合上文所述检查结果和使用运行数据,分析认为,不能排除B8缸连杆1号螺栓是本次连杆断裂故障首断件的可能。但也只有找到造成该连杆螺栓在柴油机运行中承受“过负荷损伤”的起因,才能最终确定本次连杆断裂故障的根本原因。

2.4 连杆轴瓦故障

故障件检查确认,B8/A8缸连杆轴瓦均烧损、变形,减薄至只见钢背并延展。两者比较,B8缸轴瓦烧损更严重,颜色发黑。

检查曲轴轴颈及连杆瓦,发现该机另外有3至4个连杆瓦定位销处,瓦背(连杆大端)及瓦面(曲轴轴颈)出现亮点。表明连杆轴瓦与曲轴轴颈存在异常磨损。

检查表1动车记录,对照温度和转速相近情况下柴油机滑油压力,可见故障发生日的滑油压力明显偏低。分析认为,在故障发生前,由于连杆轴瓦金属耐磨层磨损严重,曲轴轴颈与轴瓦之间无法形成有效的油膜,滑油泄油量较大,滑油压力偏低,更加大了连杆轴瓦的磨损,使得每循环对连杆螺栓的冲击应力加大,形成“故障性过负荷损伤”,导

致疲劳萌生。这一分析推理链条与各断件状况吻合,能够圆满解释连杆断裂故障的起因和结果。

3 结 论

从以上分析可以得出结论:连杆轴瓦的异常磨损,使连杆螺栓形成“过负荷损伤”,导致疲劳萌生,最终1号连杆螺栓疲劳断裂,另一侧的2号螺栓被拉断,连杆失去约束后撞击断裂,并造成其它零件损坏。

由此说明,对于连杆其正常工作除了本身的材料、加工质量过关外,相关润滑、冷却系统以及连接、支撑件的正常运转,均是保障其安全工作的基础。在本案例中,由于连杆轴瓦的异常磨损,最终导致了连杆断裂故障。

参考文献

- [1] 朱建元. 船舶柴油机 [M]. 北京: 人民交通出版社, 2008.
- [2] 张栋. 机械失效的实用分析 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.
- [3] 刘鸿文. 材料力学 [M]. 北京: 高等教育出版社, 2004.
- [7] 王慧武, 薛隆泉, 刘荣昌. 基于样条函数的配气凸轮曲线设计 [J]. 内燃机工程, 2005, 26 (1): 24-27.
- [8] 唐海娇, 夏志豪. 基于 AVL EXCITE TD 的凸轮型线仿真优化 [J]. 汽车工程师, 2014 (3): 23-27.
- [9] 孔凡锋, 褚超美, 王 博, 等. 一种新型复合函数凸轮型线的设计研究 [J]. 内燃机工程, 2011 (1): 54-57.
- [10] 李沐恒, 董小瑞. 基于 AVL EXCITE TD 的发动机配气凸轮型线优化 [J]. 柴油机设计与制造, 2015 (1): 35-38.
- [11] 郑清平, 张玲玲, 张盼盼, 等. 天然气发动机配气凸轮型线的改进设计 [J]. 河北工业大学学报, 2015 (5): 55-59.
- [12] 李智, 常晓萍, LOU Y G. 基于禁忌搜索算法的内燃机配气机构优化设计 [J]. 农业机械学报, 2005, 36 (4): 116-118.
- [13] 朱宗柏, 肖金生, 覃峰, 等. 配气凸轮优化设计的复合形法和遗传算法 [J]. 武汉理工大学学报, 2002, 24 (7): 50-53.
- [14] 尚汉冀. 用摄动方法研究配气机构动力学 [J]. 内燃机学报, 1984 (4): 339-348.
- [15] 俞海青, 詹生泽. 内燃机凸轮润滑特性的评定 [J]. 内燃机学报, 1983 (4): 83-93.

(上接第33页)