

文章编号: 1002-0268 (2005) 02-0135-03

汽车发动机怠速抖动机理研究

姚嘉伶, 蔡伟义, 闵永军
(南京林业大学, 江苏 南京 210037)

摘要: 汽车发动机怠速抖动是实际运用中的一个难题。讨论了发动机机体正常振动时的激振源和振动形式, 并运用机械振动理论, 研究了怠速抖动时它们的变化。指出, 由于发动机的各种故障会引起个别气缸气体作用力减小, 导致总的反倾力矩平衡性恶化, 致使发动机横向摆动加大, 出现怠速抖动。对发动机进行了振动试验, 验证了结论。为解决发动机怠速抖动问题及改进设计提供了理论指导。

关键词: 发动机; 怠速抖动; 反倾力矩

中图分类号: U464.11

文献标识码: A

Studies on Automobile Engine Idle Wobbling Mechanism

YAO Jia-ling, CHAI Wei-yi, MIN Yong-jun
(Nanjing Forestry University, Jiangsu Nanjing 210037, China)

Abstract: Idling engine wobble is a trouble in applications of automobile. The paper discusses the exciting vibration sources and forms while engine normal vibrating and studies how they change when idling engine is wobbling by means of mechanic vibration theory. It is pointed that engine's various faults can make the gas acting pressure lower in individual cylinders, resulting in the unbalance of gross overturn moment, with more engine side vibration, so comes idling engine wobble. An engine is tested and the test results validate the conclusions that offer a theoretical guidance for solving idling engine wobble and improving engine's design.

Key words: Engine; Idling wobble; Overturn moment

0 引言

汽车发动机怠速抖动是发动机怠速工况时在低频区的异常振动现象。抖动时, 用肉眼可看到发动机的横向摆动明显加大, 噪声加大; 往往伴随怠速不稳, 驾乘人员感到不舒适, 而加大油门使发动机转速升高后, 发动机抖动现象便减弱或消失。怠速抖动恶化了发动机的性能, 降低其可靠性与使用寿命, 增加了功率损耗。怠速抖动是发动机故障状态的表征, 如不及时维修, 会使发动机性能进一步恶化, 有可能导致更大的故障。如何解决怠速抖动是汽车实际运用中的一个难题, 让维修企业头痛, 普遍缺乏系统性的有效的解决方法。往往按照进气系统、点火系统、燃油系统、机械系

统, 循序渐进地排查故障, 费工费时, 还往往找不到故障原因。从目前国内、外对汽车发动机怠速抖动的研究情况来看, 主要侧重于具体的故障原因分析及故障排查, 甚至是具体车型的故障分析, 从理论上研究的论文极少, 且没有进行系统深入的研究, 也没得出系统的科学的解决方法, 无法指导实践。故而, 从理论上对发动机怠速抖动的形成机理进行研究十分必要, 一方面可以根据理论研究出一套有效的排查故障的方法提高社会效益和经济效益, 另一方面, 也可以为发动机的设计、改进及实际运用提供指导。

1 汽车发动机在车架上正常振动的分析

1.1 发动机正常振动的不平衡激振力和力矩

收稿日期: 2003-12-29

作者简介: 姚嘉伶 (1967—), 男, 湖南长沙人, 讲师, 硕士, 主要研究方向为汽车诊断和检测技术。(yjlcqf@njfu.edu.cn)

由内燃机动力学知,汽车发动机主要存在3类激振源:(1)离心惯性力和力矩。(2)往复惯性力和力矩。(3)反倾力矩。第1类激振源通常在曲轴上配置平衡重即可予以平衡。第2类激振源通过多缸结构可以在理论上将不平衡谐次提得很高,其幅值已经很小。但常见的4缸发动机,其在2次以下的激振源中尚存在2次往复惯性力,实际运用中,为了简化结构和降低成本,往往不予平衡。第3类激振源通常也靠多气缸的相互抵消来解决。理论上的最低不平衡谐次与气缸数目及冲程数有关,即为 Z/τ (对均匀发火的发动机),其中 Z 为气缸数; τ 为冲程系数,2冲程时为1,4冲程时为2。对4缸4冲程发动机,不平衡谐次为2,4,6,...谐(称主谐次)。理论上讲,反倾力矩可以设计出平衡机构加以平衡,但在平衡上具有很大的难度,所以一般都不予以处置。故由上面的分析可知,常用4缸4冲程汽车发动机不平衡激振源存在2次往复惯性力和主谐次反倾力矩。

1.2 发动机在车架上的振动形式

发动机在弹性支承上有6个自由度,具有6种运动形式,即3种直线运动形式和3种角运动形式。假定发动机是理想安装,即其重心和弹性支承的形心重叠,不产生关联振动。

垂直振动其单自由度强迫振动微分方程为

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + k_x x = P_x \sin \Omega t$$

求解可得

$$x = \frac{P_x}{m|\dot{f}^2 - \Omega^2|} \sin \Omega t$$

可见,4缸发动机在车架上的垂直振动的振幅与2次往复惯性力的振幅成正比。

横向摆动其单自由度强迫振动微分方程

$$I_z \ddot{\varphi} + K_x a^2 \varphi = M \sin \Omega t$$

求解可得

$$\varphi = \frac{M \sin \Omega t}{K_x a^2 - I_z \Omega^2}$$

可见,发动机横向摆动的大小与各主谐次的反倾力矩幅值成正比。

实际上,发动机重心和弹性支承的形心并不重合,会出现关联振动。在这种情况下,其振动是由主谐次反倾力矩和2次往复惯性力共同作用的结果。

2 造成汽车发动机怠速抖动的主要原因分析

2.1 怠速工况时,可能发生变化的发动机振动激振源引起发动机振动的激振源,也可以归纳成由气体作用力引起的或由惯性力引起的,它们会发生变化,

惯性力的变化主要是由于曲柄连杆机构的磨损引起的,比较小,过程也比较缓慢,在怠速工况时,发动机转速低,故而由于惯性力变化而引起的激振源的变化是很小的。在此,可以忽略。对于气体作用力,由于进气、燃油、点火等系统的故障会引起个别气缸气体作用力下降,引起各气缸的气体作用力不平衡,引起激振源发生变化,而气体作用力的变化只会引起反倾力矩平衡性恶化。

2.2 反倾力矩平衡性恶化引起发动机怠速抖动

2.2.1 发动机在车架上正常振动时的反倾力矩分析

反倾力矩即为发动机输出扭矩的负值。因此研究反倾力矩的特性及其数值,只需研究其切向力特性。

切向力 $T = P_T = P_g \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta} + P_j \frac{\sin(\alpha + \beta)}{\cos \beta}$, 反倾力矩 $M_D = T \cdot r$, r 为曲柄半径。多缸发动机的总反倾力矩为其各单个气缸反倾力矩之总和。即 $\sum M_D = \sum T \cdot r$, 此式可表示成傅里叶级数的形式。将所有反倾力矩的谐次分为2类。第1类为主谐次,即 $v = kZ/\tau$, k 为正整数。第2类为非主谐次 $v = k'Z/\tau$, k' 为非正整数。对于第1类主谐次,可求得第 v 谐总反倾力矩 $M_{Dsv} = ZM_{Dv}$, 其中, M_{Dv} 是每一气缸作用第 v 谐反倾力矩的幅值。对于第2类非主谐次,可以证明其 $M_{Dsv} = 0$ 。

由上可知,均匀发火的多缸发动机中,总反倾力矩只有那些与 Z/τ 成整数倍的谐次,即主谐次。而其他谐次的反倾力矩都将自行抵消。

我们亦可用反倾力矩矢量图来说明这个结论:在单列多缸发动机中,各个缸所产生的反倾力矩都相同,按一定的相位差依次作用在机体上。以第1缸为基准,各气缸的 v 次反倾力矩与第1缸的同次反倾力矩的相位差为 $v\zeta_i$ (ζ_i 为第1缸发火后,到第 i 缸发火的曲柄转角间隔角度,其中 $\zeta_1 = 0^\circ$),再根据曲柄排列画出多缸发动机的反倾力矩矢量图,证明上述结论。例如:已知某4缸4行程发动机,点火顺序1-4-3-2,便可画出如图1所示的反倾力矩矢量图。由图可见,只有主谐量的总反倾力矩是各缸反倾力矩之代数和,其余非主谐量的总反倾力矩都将自行抵消。

2.2.2 反倾力矩平衡性恶化引起发动机怠速抖动

发动机怠速工况时,由于各种故障原因使个别气缸气体作用力下降,这时各缸反倾力矩值不完全相等,发动机总的各谐反倾力矩值,主谐次的为各缸之代数和,而非主谐次的则不等于零,即各谐次的反倾力矩大多不能自行抵消,其存在的反倾力矩谐次要大

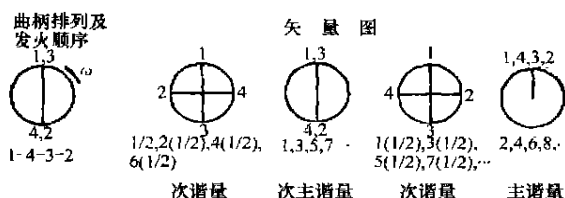


图1 4缸4冲程单列式发动机反倾力矩矢量图

大多于各缸气体作用力相同时的情况。也可用图1所示的反倾力矩矢量图加以说明: 假设由于故障原因使第2缸功率降低, 则非主谐波量中, 第2缸反倾力矩下降多少, 则总反倾力矩会加倍增大。主谐波量由于是各缸反倾力矩代数, 故略有下降。这样, 正常振动情况下, 只存在主谐波量的反倾力矩, 现在, 各谐波量的反倾力矩都存在。由1.2节知, 发动机横向摆动的大小与各谐波次不平衡反倾力矩的振幅成正比, 由于主谐次的反倾力矩下降不多, 而非主谐次的反倾力矩却出现很多谐波次且有的很大, 故而发动机的横向摆动会加大, 产生了发动机怠速时的不正常振动, 即发动机怠速抖动, 抖动的大小与反倾力矩平衡性恶化程度有关。

2.3 发动机怠速时抖动, 而转速升高时抖动不明显的解释

反倾力矩由2部分组成, 气体作用力产生的气体力矩 M_g 和往复惯性力产生的惯性力矩 M_D , 两者是相互抵消的。文献[1]有图2所示的发动机扭矩合成图, 反倾力矩和此扭矩等值反向。

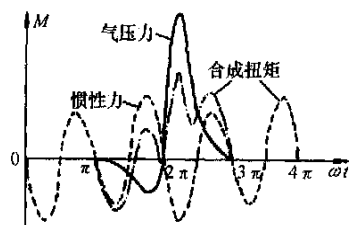


图2 扭矩随曲轴转角的变化曲线

往复惯性力的幅值和转速成正比, 怠速时惯性力矩较小, 气体力矩起主要作用, 合成反倾力矩具有较大的值。高速时惯性力矩和气体力矩均有较大的值, 故而它们相互抵消, 合成反倾力矩具有较小数值。故发动机反倾力矩在高速时具有较好的均匀性, 而低速时有较强的反倾力矩激振作用。当个别缸气体作用力下降, 引起各缸功率不平衡时, 由于此时惯性力矩很小, 不能起到抵消作用, 故而引起反倾力矩不平衡恶化, 使发动机产生怠速抖动。而当转速升高时, 虽然各缸气体作用力不平衡仍然存在, 但由于此时惯性力矩具有较大数值, 可起到抵消作用, 反倾力矩不平衡得以减弱。另外, 由于随发动机转速的上升, 混合气

的形成和燃烧状况得以改善, 因而由引起发动机混合气不良的故障而产生的各缸气体作用力不平衡也会减弱或消失。故而转速升高时, 发动机抖动不明显或抖动现象消失。还有, 对4缸发动机, 在高速时2次往复惯性力很大, 是发动机振动的主要激振源, 反倾力矩不平衡引起的横向摆动相对来说则不明显了。

3 试验验证

3.1 试验原理与构成

在发动机机体上选定测点, 在横向对其振动进行测定。在正常怠工况测得一个标准图形, 再人为设定一些故障, 使发动机出现怠速抖动, 找出其振动图形上的变化规律, 验证前述理论。

测试的发动机为4冲程、4缸直列式, 总排量为1600mL的赛欧SLX-AT轿车的电控发动机。平均角速度为900rpm(15Hz)。选取受横向摆动影响大的缸体上靠发动机尾部的角点作为测点, 测量其横向的振动情况。通过单向加速度传感器测定发动机机体表面的振动信号, 经信号调理, 用CrasV5.1随机信号与振动分析软件进行时域和频域的分析。故障设置: 对第2缸的火花塞间隙变化来表示气体作用力变化由弱到强, (1)正常工况A, 火花塞间隙0.8~1.0mm; (2)火花间隙大B, 间隙1.2mm; (3)火花间隙略小C, 间隙0.3mm; (4)火花间隙小D, 间隙0.1mm; (5)第2缸断火E。

3.2 试验结果

图3中, 正常工况波型均匀, 振幅小, 而其他4

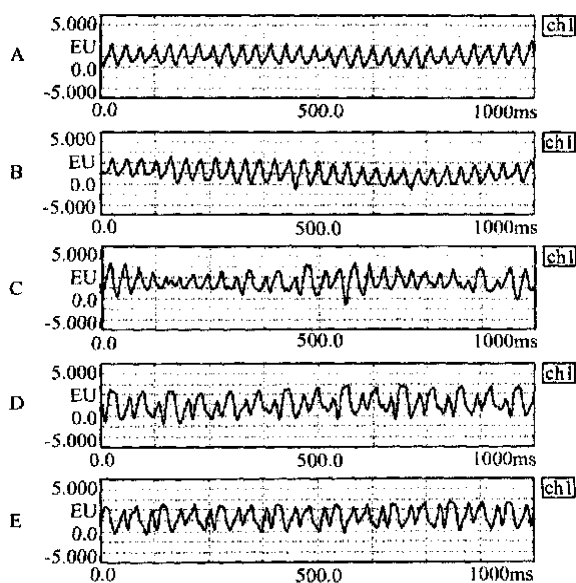


图3 正常工况, 第2缸火花间隙大、略小、小, 第2缸断火5组试验振动波形对比图

(下转第145页)

流还不是目前江苏物流发展的主要影响因素, 另一方面反映了江苏省进出口以重量轻、附加值高的商品为主。徐州的进出口总额排序比南京、苏州靠前, 是因为苏南和苏北的进出口商品结构不同, 苏南主要以电子、纺织等质轻价高的产品出口为特色。

(6) 建立江苏省及各市的现阶段的物流发展数量经济模型, 取公路网密度、社会消费品零售总额、人均 GDP 作为主要影响因子, 所得结果要比常规思路下采用 GDP、工农业总产值作为主要影响因子建立的物流发展数量模型更精确、更可靠。

(7) 在建立江苏及省内区域物流发展评价、决策等指标体系时, 灰关联熵分析结果为在众多指标变量中科学地选择变量提供了依据。

4 结语

(1) 由于物流发展数量经济模型是动态的, 随着物流业的不断发展到逐渐成熟, 其主要影响因子是会变化的。尤其是我国目前正处于从计划经济到市场经济的体制转型期, 物流发展的主要影响因子必然

在不断变化之中。因此, 以近几年数据分析的结果只对近期物流发展有较强的指导意义, 对于未来中远期应该进行动态分析讨论。

(2) 由于当前我国的统计制度还不完善, 使得可供利用的数据有限; 加上经济核算体系的转轨, 原始数据往往需要经过换算和调整。在实际应用中必须注意这一点, 以提高样本数据的质量, 从而提高分析结果的准确度和可信度。

(3) 由于地区的差异性, 不同地区灰关联熵分析所得的物流发展主要影响因子不同。

参考文献:

- [1] 邓聚龙. 灰色系统理论教程 [M]. 武汉: 华中理工大学出版社, 1990.
- [2] 张岐山, 郭喜江, 邓聚龙. 灰关联熵分析方法 [J]. 系统工程理论与实践, 1996 (8): 7—11.
- [3] 刘建慧. 拓展的灰关联熵方法 [J]. 农业系统科学与综合研究, 1997, 13 (3): 175—178.
- [4] 吕锋. 灰色系统关联度之分辨系数的研究 [J]. 系统工程理论与实践, 1997 (6): 49—54.
- [5] 李旭宏, 毛海军, 李玉民. 江苏省现代物流发展规划 [R]. 2002.

(上接第 137 页)

种故障状态, 振幅逐渐加大, 不均匀性也加大, 尤以 D、E 图的情况为甚, 发动机出现较大抖动。

图 4 中, E 为第 2 缸断火后的频谱, 除了主谐量 2 谐和 4 谐基本不变外, 次主谐量 1, 3, 5…谐及次谐量 $\frac{1}{2}$, $2\frac{1}{2}$, …谐, 次谐量 $1\frac{1}{2}$, $3\frac{1}{2}$, …谐均出现且有的很大。这就是由于第 2 缸的单缸气体作用力下降很多, 反倒力矩不平衡性恶化, 非主谐量这些本应相互抵消的干扰力矩, 现在反而互相助长, 使得非主谐量都增大, 从而使发动机振动加大, 出现怠速抖

动。其他单缸功率变小时, 发动机振动加剧的程度介于正常工况和第 2 缸断火之间。

4 排查汽车发动机怠速抖动故障原因的规律

根据前面的理论研究, 结合实际分析, 故障原因的排查工作是有规律可循的。有以下 2 点可供参考:

(1) 分析怠速抖动故障原因的指导思想: 凡是直接或间接引起发动机各缸气体作用力不平衡的故障都有可能导致发动机怠速抖动。(2) 当怠速抖动较严重时, 应首先查找直接故障 (直接引起发动机各缸气体作用力不平衡的故障)。这可避免作无用功。

5 结论

怠速时, 由于发动机的各种故障会引起个别气缸气体作用力减小, 各缸本应相互抵消的各非主谐次的反倒力矩, 很多谐次都出现且有的很大, 主谐次的反倒力矩减少不多, 导致总的反倒力矩平衡性恶化, 致使发动机横向摆动加大, 出现怠速抖动。

参考文献:

- [1] 徐元. 汽车发动机现代设计 [M]. 北京: 人民交通出版社, 1995.
- [2] 何渝生, 魏克严, 洪宗林, 孙祥根. 汽车振动学 [M]. 北京: 人民交通出版社, 1990.
- [3] 郑启福. 内燃机动力学 [M]. 北京: 国防工业出版社, 1991.

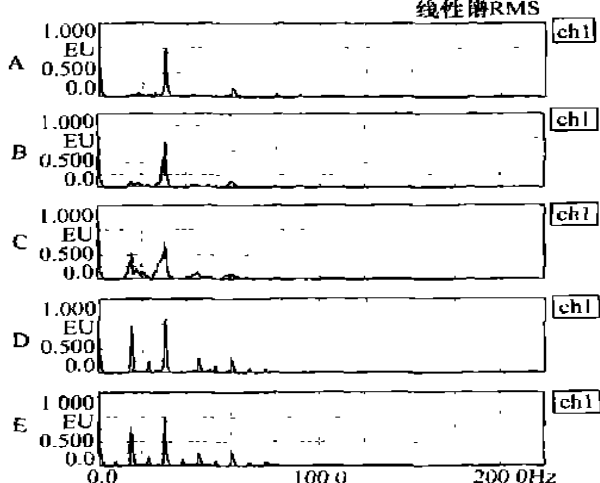


图 4 正常工况, 第 2 缸火花间隙大、略小、小, 第 2 缸断火 5 组试验振动频谱对比图