

# 汽油机曲轴系动力学分析

## A Dynamic Analysis of Crankshaft system in Gasoline Engine

朱兰 史来锋 蔡志强 王伟民

(东风汽车公司技术中心 430056)

**摘要:** 本文应用 GT-Crank 软件, 对某汽油机曲轴系进行了动力学仿真分析, 通过建立曲轴系的系统模型, 可以更清楚地了解曲轴系的运行状况。汽油机不平衡性能的分析为平衡轴的选取提供了依据; 连杆轴承载荷和主轴承载荷计算为有限元计算提供了边界条件; 曲轴系的扭振计算可以对曲轴的扭转特性进行预测和改进。

**关键词:** 曲轴系 不平衡性能 轴承载荷 扭振

**Abstract:** We used GT-Crank software to analyze the dynamics of the crankshaft system in gasoline engine. The crankshaft system operation can be clearly understood by building a system model. The calculation of unbalance provides a basis for the use of balance shaft. The calculations of conrod bearing load and main bearing load provide boundary conditions of FEA. The torsional vibration calculation can predict and improve the characteristic of the torsional vibration.

**Key words:** Crankshaft system Unbalance Bearing load Torsional vibration

### 引言

曲柄连杆机构是汽油机重要的传力机构。虽然作为汽油机功率输出主轴的曲轴, 其转动是基本均匀的, 但活塞连杆即使在汽油机稳定运转条件下也发生着极其不均匀的运动, 伴随着极大的加、减速度, 产生极大的惯性载荷, 对受力件的强度, 耐久性影响很大, 一般会导致振动和噪声。近年来, 为了提高汽油机的比功率, 减小质量和尺寸, 汽油机的转速越来越高, 因而动力学研究更加显得重要<sup>[1]</sup>。本文着重介绍和分析了汽油机的不平衡性, 轴承载荷以及曲轴扭振, 因为在发动机早期开发中, 汽油机的不平衡性、轴承载荷和曲轴扭振计算对产品的结构和性能可以进行有效的预测和控制, 它们可以为主要零部件的强度, 磨损等提供计算和校核的依据。

### 1 汽油机平衡性能分析

汽油机的平衡性能可分为外部平衡性能和内部平衡性能。外部平衡性能表现为汽油机在稳定工况下, 惯性力和惯性力矩对机座的作用情况; 内部平衡性能则表现为惯性力和惯性力矩对曲轴, 机体的作用情况。汽油机平衡性能细分如下图 1。

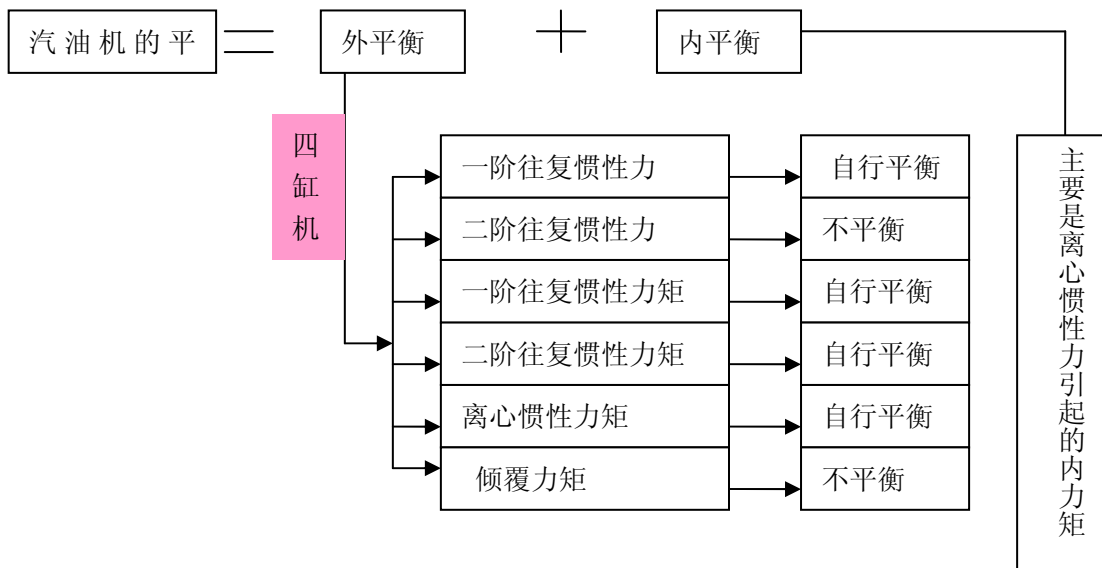


图 1 汽油机的平衡

对于汽油机外平衡，某四缸四冲程汽油机，一阶往复惯性力，离心惯性力，一阶往复惯性力矩，二阶往复惯性力矩，离心惯性力矩均自行平衡，而二阶往复惯性力不能自行平衡，其大小为  $\sum P_{j11} = 4 \lambda m_j r \omega^2$ ，其中  $\lambda$  指曲柄连杆比， $m_j$  指集中在活塞销处的往复质量， $r$  为曲柄半径， $\omega$  为发动机转速。倾覆力矩也会造成汽油机的外部不平衡，它与缸压和惯性力的大小有关，且不可能绝对平衡，因此在这里只对平衡力进行讨论。

某汽油机平衡性能的计算模型如 2 所示。

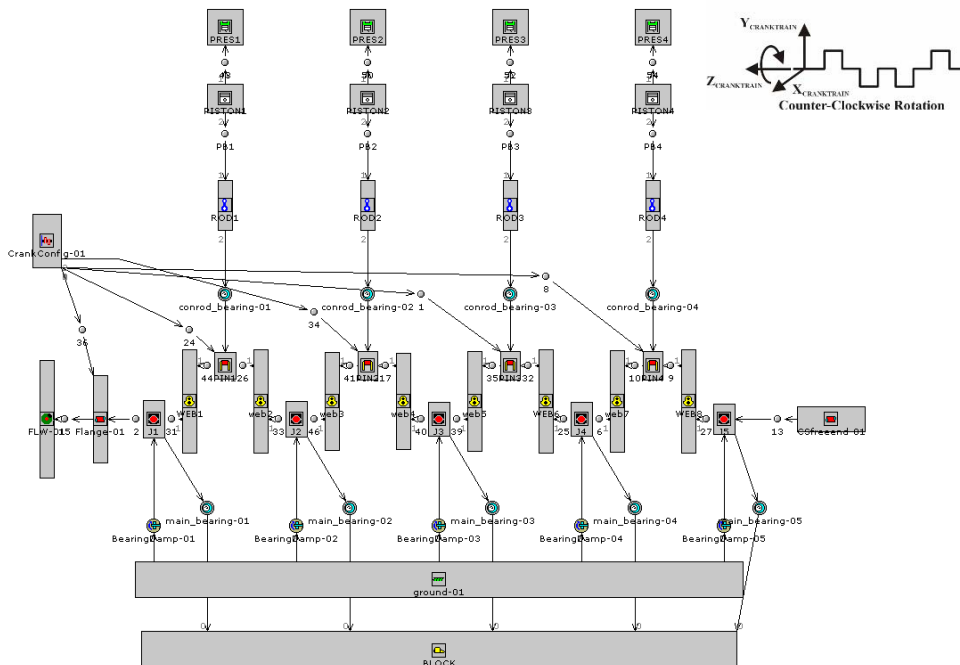


图 2 汽油机不平衡性能计算模型

某汽油机 5500rpm 时不平衡力如图 3，其中二阶往复惯性力占主要份额，可以经傅立叶变化得到二阶往复惯性力，平衡二阶往复惯性力可以采用双平衡轴装置，平衡轴上的平衡重可以平衡掉二阶往复惯性力，其中平衡轴的转速为发动机转速的 2 倍，所以有：

$$\sum P_{jII} = 4 \lambda m_j r \omega^2 = 2m_p r_p (2\omega)^2$$

$m_p r_p$  可求, 其中  $m_p$  为平衡轴上平衡重的质量,  $r_p$  为平衡重质心, 当然最终的  $m_p$  和  $r_p$  的确定依赖于空间限制以及平衡水平。

GT\_Crank 软件可以进行有平衡轴的汽油机平衡性能的计算, 由于本机型属于中小排量汽油机, 考虑到成本原因, 没有采用平衡轴, 因此这里没有对有无平衡轴装置产生的影响进行对比。

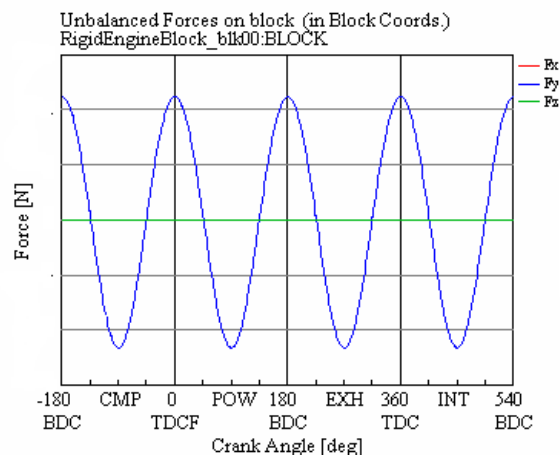


图3 二阶往复惯性力

## 2 轴承载荷分析

轴承载荷大小和方向是不断变化的, 其变化情况相对复杂, 在设计曲轴和轴承时, 需要掌握轴颈和轴承上的载荷情况, 以便正确地选择它们的尺寸, 材料和有效地组织润滑。连杆轴承载荷的大小在曲轴强度计算中占据了主要地位; 主轴承载荷的大小则是缸体强度计算的决定因素之一, 它在垂直方向和气缸体横截面方向都会对气缸体造成不同程度的影响; 主轴承载荷是影响 NVH 性能的主要因素之一。

在这里轴承载荷计算模型中主要零部件采用了刚性体, 包括刚性活塞, 刚性连杆, 刚性曲轴等, 其计算模型类同图 2 所示。

### 2.1 计算边界条件

- 1) 在飞轮端施加了恒定转速。
- 2) 在计算中, 不同转速对应的缸压都乘以了相应的安全系数, 但缸压的加载方式上连杆轴承载荷的计算和主轴承载荷的计算稍有不同。

### 2.2 轴承载荷仿真分析结果

图 4 为某转速下连杆轴承载荷的曲线图, 曲轴转角 360 度处对应的连杆轴承载荷数据可以作为曲轴强度计算的边界条件; 图 5, 图 6 分别为某转速下主轴承 X, Y 方向的轴承载荷曲线, 它们可以用于有限元缸体强度计算的边界条件。

对比图 5 和图 6, 可见 Y 方向的主轴承载荷明显大于 X 方向的, 这主要是发动机爆发压力和往复惯性力的作用方向所决定的; X 方向的主轴承载荷主要作用在气缸横截面方向, 将引起气缸体裙部振动, 造成轴承可靠性下降; Y 方向上, 中间轴承载荷最小, 最靠边上的轴承载荷次之, 最大的是第二主轴承和第四主轴承载荷。

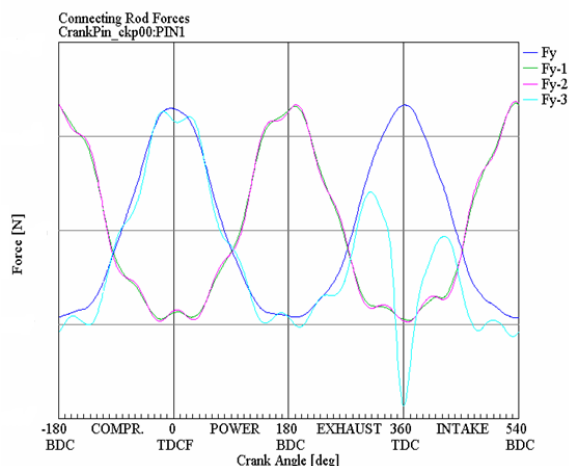


图4 连杆轴承载荷

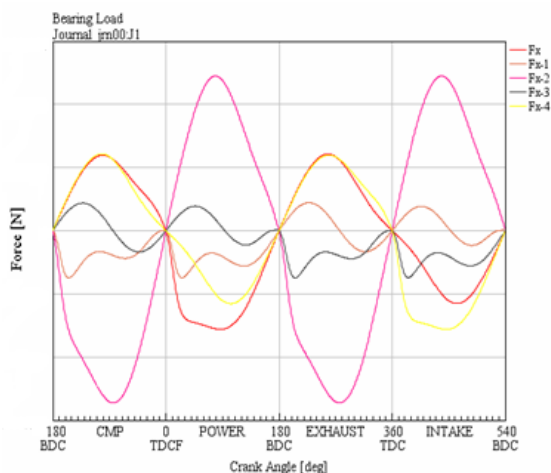


图 5 主轴承 X 方向载荷

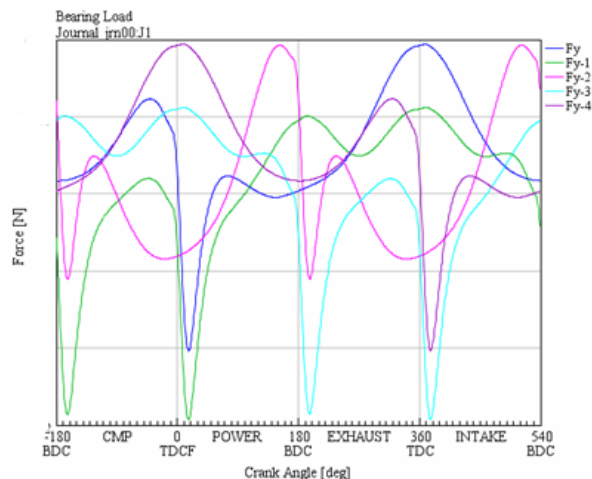


图 6 主轴承 Y 方向载荷

### 3 扭振分析

发动机是一个弹性系统，在周期变化的激振力矩作用下，必然发生一定程度的扭转振动，强烈的扭转振动会使扭转应力超过许用值，导致疲劳折断；大的扭转角度，还会改变各曲柄的正常相位，活塞，凸轮轴等零件的运动规律和平衡条件受到破坏，配气相位和供油定时紊乱，因而使汽油机的振动，噪声和磨损加剧，性能变坏。所有这些因素最终将减少汽油机的输出功率<sup>[3]</sup>。如不采取专门措施加以预防，后果将很严重，目前汽车发动机中，为了控制曲轴系的扭转振动，一般在曲轴自由端安装橡胶弹性扭转减震器，以增加轴系阻尼，同时又调整轴系自振频率。

减震器的作用有两个方面：一是靠减震器的阻尼来吸收系统扭振能量；二是靠减震器的弹性元件（橡胶等）及其所带动的惯量来改变系统的临界转速。

#### 3.1 扭振计算模型

扭振计算模型如图 7 所示。曲轴扭转振动的动力学模型主要包括柔性的曲轴模型和活塞组件，连杆组件，飞轮的刚体模型以及橡胶弹性扭转减震器。曲轴的结构阻尼，主轴承的扭转阻尼都必须都考虑，一般阻尼参数难以准确确定，对计算结果的影响不可避免。减震器外圈转动惯量以及橡胶的扭转刚度和扭转阻尼都对曲轴扭振产生至关重要的作用，这些参数主要由减震器的供应商提供。

#### 3.2 计算边界条件

- 1) 在飞轮端加载恒定转速
- 2) 在四缸上均正常加载缸压曲线，且缸压都乘以一定的安全系数

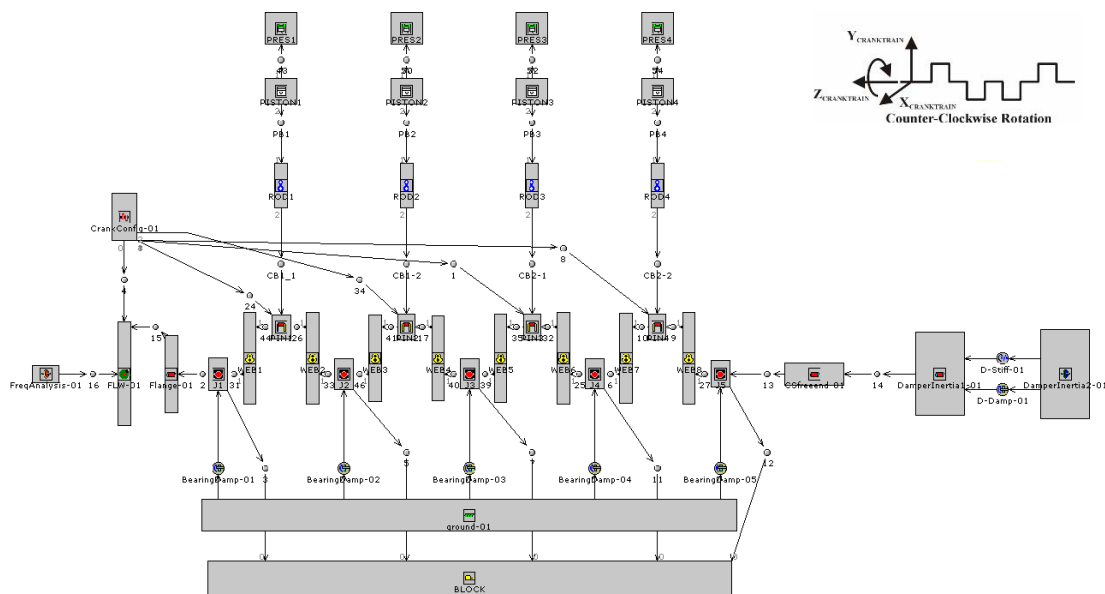


图 7 扭振计算模型

### 3.3 计算结果

曲轴扭转角位移可作为曲轴扭振大小的依据。对于四冲程四缸机，其主谱次 2, 4, 6, 8 等和次主谱次 1, 3, 5, 7 等对轴系强度影响最大，危险最大，因为其扭转振动主要集中在主谱次和次主谱次对应的频率上，其余谱次对应的频率危险则较少，所以这里只讨论主谱次和次主谱次的扭转情况。对于图 8，没有增加扭转减震器时，曲轴 6, 8 谱次的峰值相当高，分别发生在 4584.8rpm 和 3440.7rpm 转速下，扭转角位移分别达到 0.646deg, 0.312deg；曲轴 1, 2, 3 等谱次峰值则发生在工作转速之外；综合以上，扭转角总位移在 4584.8rpm 转速下达到 0.93deg，远远超出曲轴扭振角位移限定值 0.5deg，因而必须考虑使用扭振减震措施。

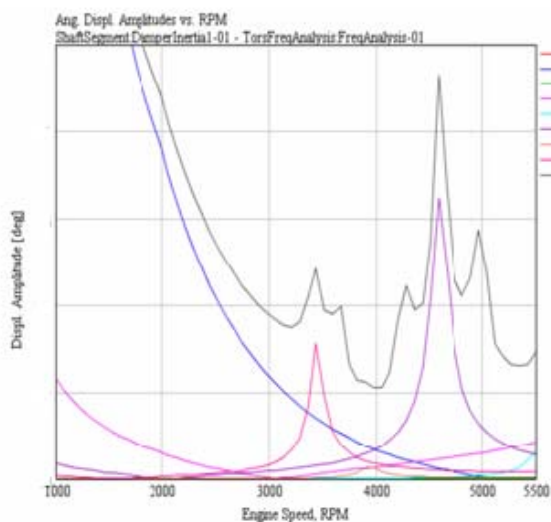


图 8 无减震器曲轴扭转角位移

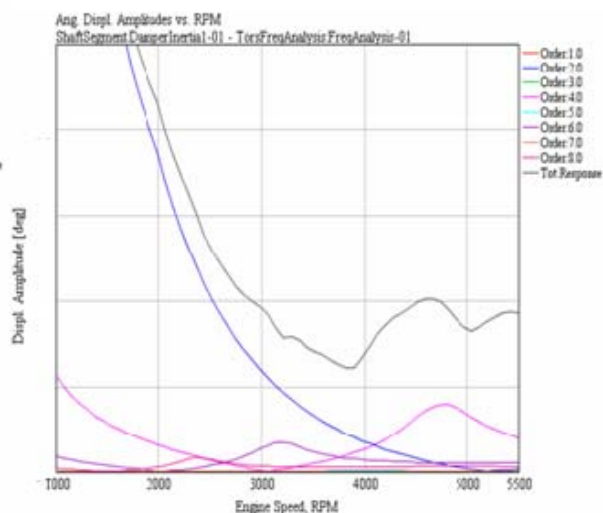


图 9 有减震器曲轴扭转角位移

图 9 为加有扭转减震器后曲轴的扭转角位移曲线,从图上很明显的看出扭转角总位移缩减为 0.404deg,其对应的 6, 8 谐波次都有明显的回落,扭振情况得到了改善。

## 4 总结

本文运用 GT\_Crank 对曲柄连杆机构整个系统的动力学进行了分析,总结如下:

- 1) GT\_Crank 软件可以对汽油机平衡性能进行计算和预测,为了降低振动噪声改善发动机 NVH 性能,如须选用平衡轴,根据此计算结果可以初步确定平衡轴相关的几何和质量参数。
- 2) 连杆轴承载荷和主轴承载荷的计算可以为曲轴和缸体强度分析提供边界条件。
- 3) 曲轴扭振计算可以对曲轴的扭振情况进行有效预测和改进,保证了汽油机运行的可靠性和稳定性。

## 5 参考文献

- [1] 周龙保.《内燃机学》.北京:机械工业出版社,1999.6
- [2] 杨连生.《内燃机设计》.北京:中国农业机械出版社,1981
- [3] 王长荣.《内燃机动力学》.中国铁道出版社,1989