

基于 ADAMS 的齿轮啮合过程中齿轮力的 动态仿真

李金玉¹, 勾志践¹, 李媛²

(1. 长春工业大学, 吉林 长春 130012; 2. 莱阳农学院, 山东 莱阳 265200)

摘要: 在利用 PRO/E 建立了参数化斜齿轮三维实体模型的基础上, 使用多体动力学分析软件 ADAMS 对齿轮啮合过程进行了仿真分析, 研究了在不同转速条件下啮合力在时域及频域中的变化规律。

关键词: ADAMS; 齿轮; 仿真; 啮合力

中图分类号: TH122

文献标识码: A

文章编号: 1006-0316(2005)03-0015-03

A dynamic simulation of meshing force in gear meshing process based on ADAMS

LI Jin-yu¹, GOU Zhi-jian¹, LI Yuan²

(1. Changchun University of Technology, Changchun 130012, China;

2. Laiyang Agricultural College, Laiyang 265200, China)

Abstract: Parameterized solid models of helical gears are established by using PRO/E. Dynamic simulation of meshing force in gear meshing process is completed by using the software of simulation of multibody system dynamics ADAMS. The change of meshing force in frequency domain and time domain is researched in different rotate speed.

Key words: ADAMS; gear ;simulation ;meshing force

在机床系统中, 齿轮啮合过程中所产生的周期性的冲击力, 不仅影响机床运动的平稳性, 而且也将影响到切削过程的稳定性, 从而对零件的加工质量产生一定的影响。因此, 齿轮啮合力的仿真研究对于机床系统动力学特性的研究是十分必要的。本文利用机械动力学仿真分析软件 ADAMS 较准确地对齿轮啮合力进行了仿真分析, 为进一步研究机床传动系统的动态特性奠定了基础。

1 机械系统动力学仿真软件 ADAMS

机械动力学分析软件 ADAMS (Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems) 是目前国际上使用最广泛的机械系统动态模拟软件。它采用模拟样机技术, 将强大的大位移、非线性分析求解功能与使用方便的用户界面相结合, 并提供与其它 CAE 软件如控制分析软件 MATLAB、有限元分析软

件 ANSYS 等的集成模块扩展设计手段。使用户能够方便地对各种复杂机械系统进行建模、仿真和分析。在 ADAMS 环境下, 通过建立某指定机械系统的数字化虚拟样机, 可以准确地预测该系统的各种模拟试验的性能。利用 ADAMS 建立虚拟样机的步骤如图 1 所示。

2 三维实体建模及数据转换

2.1 建立三维实体模型

由于 ADAMS 所提供的实体造型 (Solid Modeling) 功能并不适合于复杂 3D 曲面的构建, 所以一般情况都将 3D CAD 专业软件当作几何前处理器, 在专业 CAD 软件中建模后, 将模型输入到 ADAMS 中进行分析。本文利用目前常用的高级 CAD 软件 PRO/E 建立了参数化的齿轮实体模型。图 2 为斜齿轮对实体模型。

收稿日期: 2004-10-20

作者简介: 李金玉 (1979-), 女, 汉, 吉林人, 长春工业大学机电工程学院硕士研究生; 勾志践 (1958-), 男, 汉, 吉林人, 长春工业大学机电工程学院教授, 主要研究方向: 机床动力学及切削过程振动诊断与控制。

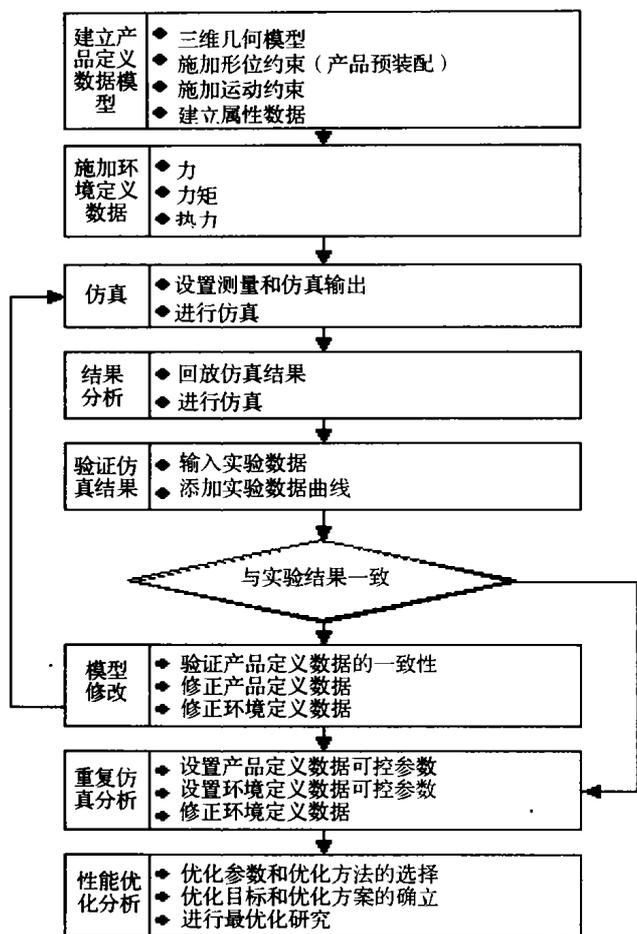


图 1 ADAMS 仿真分析步骤



图 2 斜齿轮对实体模型

2.2 数据转换

有两种方法可以实现 PRO/E 和 ADAMS 的数据转换:

(1) PRO/E 中装配好三维实体模型后, 将模型定义为 IGES, Stereolithography, Render 等文件格式, 在 ADAMS 中通过 ADAMS/Exchange 模块输入 CAD 几何模型。

(2) 利用 PRO/E 与 ADAMS 的专用接口软件 Mechanism/Pro 进行转换。在 Mechanism/Pro 中将装配体模型中的各个有相对运动的构件分别定义成刚体 (rigid part), 并设定在 ADAMS 中定义各种约束及一些关键点所需要的标识 (marker), 然后生成.cmd 文件, 供 ADAMS 调用。在数据转换过程中, 需要注意在 PRO/E 中建立的模型单位要与 ADAMS

的单位相一致, 否则将导致模型转换失败。本文采用第一种方法进行数据转换。

3 建立动力学模型

在 ADAMS 环境下, 对模型施加各种约束、及定义啮合齿轮内之间的碰撞力。

3.1 碰撞力的选择及定义

在 ADAMS 中有两类接触力: 一类是基于 Impact 函数的接触力, 另一类是基于 Restitution 函数的接触力。Impact 是用刚度系数和阻尼系数来计算碰撞力, 而 Restitution 是用恢复系数来计算碰撞力。本文应用 Impact 函数来计算接触力。

IMPACT 函数的表达式为

$$\text{MAX}\left\{0, K(q_0 - q)^e - C \times \frac{dq}{dt} \times \text{STEP}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0)\right\} \quad (1)$$

式 (1) 中: q 为两个要接触物体的实际距离; dq/dt 为两个物体随时间的变化率, 即速度; q_0 为两个物体要接触的参考距离; K 为刚度系数; e 为刚性力指数; C 为阻尼率; d 为阻尼率达到最大所要经过的距离, 用来防止碰撞过程中阻尼条件不连续; 如果 $IF q > q_0$, $F_{\text{impact}}=0$; $IF q < q_0$, 则

$$F_{\text{impact}} = \text{MAX}\left\{0, K(q_0 - q)^e - C \times \frac{dq}{dt} \times \text{STEP}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0)\right\}$$

3.2 碰撞力 (contact) 中参数的确定

轮齿碰撞所引起的冲击力, 可以作为两个变曲率半径柱体撞击问题。解决此问题可以直接从 Hertz 静力弹性接触理论中得到。

根据 Hertz 碰撞理论, 考虑接触面积为圆形时为

$$\delta = \frac{a^2}{R} = \left(\frac{9P^2}{16RE^2}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (2)$$

由此式可得撞击时接触法向力 P 和变形 δ 关系为

$$P = K \delta^{3/2} \quad (3)$$

式中: K 取决于撞击物体材料和结构形状,

$K = \frac{4}{3} R^{\frac{1}{2}} E$, 其中: $\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}$, R_1 、 R_2 为接触物体在接触点的接触半径。 $\frac{1}{E} = \frac{(1-\mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\mu_2^2)}{E_2}$,

μ_1 、 μ_2 为两接触物体材料的泊松比, E_1 、 E_2 为两接触物体材料的弹性模量。

4 仿真计算

4.1 仿真条件

仿真条件: 输入转速分别为 60, 120, 240 r/min; 输入转矩设定静态负载 $T1=150000$ Nmm。为了施加负载时不出现陡变, 在这里使用 Step 函数使负载在 0.2 s 内平缓作用(图 3), 即 $\text{step}(\text{time}, 0, 0, 0.2, 150000)$ 。其中 time 为时间变量; $\text{step}(x, x_0, q_0, x_1, q_1)$ 按式(4)计算。

若 $a=q_1-q_3$, $\Delta=(x-x_0)/(x_1-x_0)$, 则

$$\text{step} = \begin{cases} q_0, & x \leq x_0; \\ q_0 + a \times \Delta^2 (3 - 2\Delta), & x_0 < x < x_1 \\ q_1, & x \geq x_1 \end{cases} \quad (4)$$

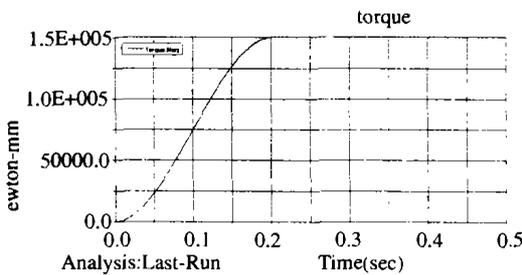


图 3 转矩负载图

4.2 仿真结果

图 4 是仿真时间 $t=0.5$ s, $\text{step}=800$ 步, 转速为 60 r/min 的齿轮啮合力的时域及频域图。在此转速条件下, 主频率大小为 18.1488 Hz, 幅值为 99.3737 N。

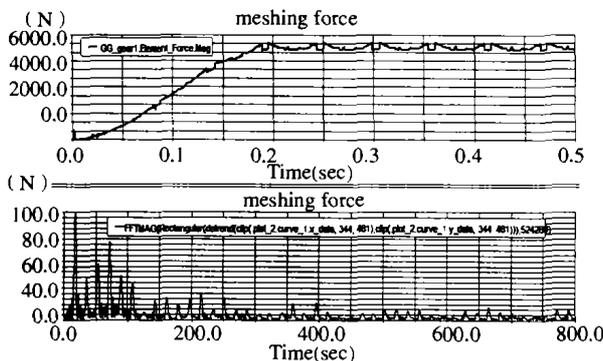


图 4 啮合力的时域及频域图

图 5 是取仿真时间 $t=0.5$ s, $\text{step}=1600$ 步, 转速为 120 r/min 的齿轮啮合力的时域及频域图。在此转

速条件下, 主频率大小为 35.998 Hz, 幅值为 146.91N。

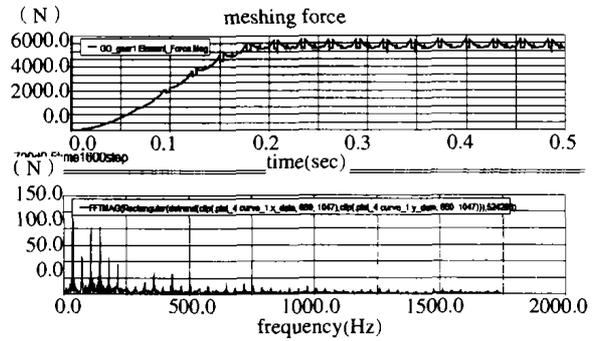


图 5 啮合力的时域及频域图

图 6 是取仿真时间 $t=0.5$ s, $\text{step}=3000$ 步, 转速为 240 r/min 的齿轮啮合力的时域及频域图。在此转速条件下, 主频率大小为 215.9904 Hz, 幅值为 146.91N。

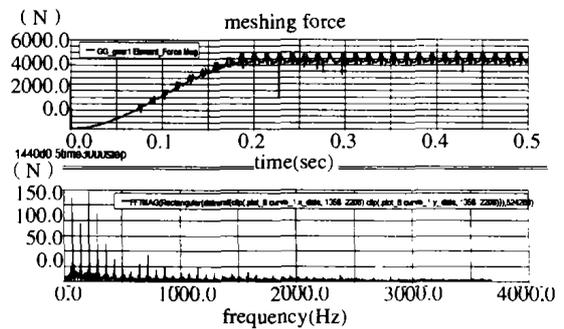


图 6 啮合力的时域及频域图

5 结论

由以上仿真分析结果可知: 从时域分析来看, 由于在相同的静态负载作用下, 所以每组齿轮啮合力都在同一值附近上下波动, 齿轮啮合力成周期性变化; 从频域分析来看, 随着转速的增加, 主频率大小增加, 这与转速与啮合频率的关系相吻合。所以利用动力学仿真软件 ADAMS 可以较准确的仿真出齿轮间的啮合力。这为进一步利用 ADAMS 研究齿轮传动系统的静、动态特性奠定了基础。

参考文献:

[1] 龙凯, 程颖. 齿轮啮合力仿真计算的参数选取研究[J]. 北京: 计算机仿真, 2002, 11.
 [2] 李润方, 王建军. 齿轮系统动力学[M]. 科学出版社, 1997.
 [3] 郑建荣. ADAMS 虚拟样机技术入门与提高[M]. 北京: 机械工业出版社.