

基于ADAMS的控制鼓系统电机齿轮啮合力仿真分析

张冠华, 姚成志*, 刘世航, 郭志家

中国原子能科学研究院, 北京

收稿日期: 2025年1月19日; 录用日期: 2025年2月12日; 发布日期: 2025年2月21日

摘 要

通过SolidWorks建立控制鼓传动系统中电机驱动机构的三维实体模型, 将设计模型导入ADAMS中, 设置约束条件、接触方式和驱动模式, 建立了电机驱动系统的虚拟样机模型, 建立直齿轮的多体动力学。对该机构实施齿轮啮合模拟分析, 针对各种状况对齿轮啮合过程展开模拟研究, 以探讨齿轮啮合力的变动现象。通过这种方法可以为今后的设计提供一定的参考, 在设计阶段能够最大限度的解决问题。

关键词

控制鼓系统, 齿轮, 啮合力, 仿真分析

Simulation and Analysis of Meshing Force of Motor Gear in Control Drum System Based on ADAMS

Guanhua Zhang, Chengzhi Yao*, Shihang Liu, Zhijia Guo

China Institute of Atomic Energy, Beijing

Received: Jan. 19th, 2025; accepted: Feb. 12th, 2025; published: Feb. 21st, 2025

Abstract

The three-dimensional solid model of the motor drive mechanism in the control drum transmission system was established through SolidWorks, and the model was imported into ADAMS to establish constraints, contacts and drives, and the virtual prototype model of the motor drive mechanism was obtained, and the multi-body dynamics of the spur gear was established. The gear meshing simula-

*通讯作者。

文章引用: 张冠华, 姚成志, 刘世航, 郭志家. 基于 ADAMS 的控制鼓系统电机齿轮啮合力仿真分析[J]. 建模与仿真, 2025, 14(2): 81-87. DOI: 10.12677/mos.2025.142133

tion analysis was carried out on the mechanism, and the gear meshing process was simulated and analyzed under different conditions, and the change of gear meshing force was studied. Through this method, it can provide a certain reference for future design, and solve the problem to the greatest extent in the design stage.

Keywords

Control Drum System, Gears, Meshing Forces, Simulation Analysis

Copyright © 2025 by author(s) and Hans Publishers Inc.

This work is licensed under the Creative Commons Attribution International License (CC BY 4.0).

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>



Open Access

1. 引言

控制鼓装置是空间核电设备上进行的调整、停堆的重要安全装置,能否正常运行直接关系到核动力装置的安全性。控制鼓系统的空间布局设计得十分紧密,组成部件数量庞大,对装置和驱动过程的精确度提出了严格的标准,使用过程中要确保整体运作流畅稳定,没有异常声响及卡顿现象,此外,快速回位的时间必须满足预先设定的设计标准。控制鼓机构由驱动、传动、分配机构和控制鼓模块组合而成,其驱动主要由步进电机给出扭矩,通过齿轮啮合传动[1]。

齿轮传动是一种利用齿轮轮齿之间的相互啮合来传递动力和运动的一种机械传动[2]。在传统的机械构造设计领域里,人们往往将齿轮产出的接触作用力当作一恒定力量对待。然而,在实际的齿面啮合时,因为齿轮的咬合硬度可能会有周期性的波动,所以与之相联系的齿轮接触力也会出现周期性的波动现象。这样的波动对于齿轮系统的稳定运作和精确度都可能产生显著的不良效应。长期以来,对于齿轮传动系统稳态特性研究比较广泛,而研究变工况冲击和瞬态啮合变化以及瞬态特性研究较少。Wu 等[3]利用有限元法分析滑动摩擦和齿形因素对齿轮啮合特性的影响,结果表明滑动摩擦对齿轮啮合冲击影响不大,但会引起齿轮啮合齿面冲击;然而此文献并没有考虑变工况冲击所引起的齿轮系统瞬态动特性。Tang [4]和 Khabou [5]等则深入研究了齿轮瞬态相对转速变化引起的瞬态啮合冲击。前者提出了齿轮传动接触冲击的概念,并通过有限元分析发现冲击合力和冲击应力与冲击转速呈近似的线性增长关系。后者在考虑电动机、柴油机变负载驱动的工况下,分析了高速重载齿轮传动系统的瞬态动特性,发现齿轮瞬态动态啮合力远大于其稳态动态啮合力。这些研究为理解和控制齿轮传动系统在瞬态工况下的动态行为提供了重要的理论基础。

2. 建立齿轮样机模型

2.1. 建立齿轮三维实体模型

Table 1. Gear geometry parameters

表 1. 齿轮几何参数

	齿数	模数	齿宽(mm)	压力角(°)
齿轮 1	19	3	8	20
齿轮 2	19	3	8	20
齿轮 3	94	3	6	20

依据表 1 所列的数值在 SolidWorks 软件里建立起齿轮的立体模型,接着通过理论计算和分析工作,在 SolidWorks 条件下设置好各个传动系统的具体位置与方向,建立起传动系统的三维立体模型。

齿轮样机模型的啮合精确性对于后续仿真分析的可靠性具有至关重要的影响。因此,运用 SolidWorks 的干涉分析功能进行干涉审查是必不可少的。最终的装配体模型如图 1 所示。

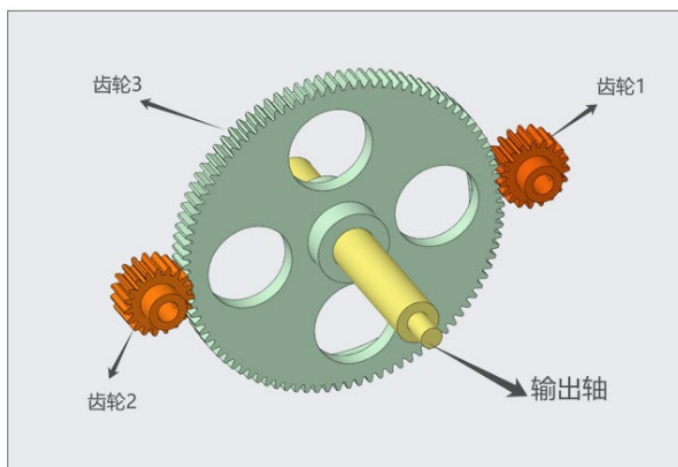


Figure 1. A 3D assembly model of a gear
图 1. 电机齿轮三维体模型

2.2. 建立齿轮虚拟样机模型

ADAMS 即机械系统的动力学分析程序,通过它来构建齿轮虚拟样机模式,研究传动系统的特性,具体方法包括[6]:

- 1) 在 Solidworks 中创建的电机齿轮模型通过 mechanism/Pro 功能将模型导入到 ADAMS 平台。
- 2) 在 ADAMS 中,新建项目,并设置合适的度量单位系统,即毫米、千克、秒、米、千克、牛顿、秒、度(MMKS-MMKSmm)。通过导入功能,将之前在 Solidworks 中创建的模型文件引入 ADAMS 环境。
- 3) 选择 316 不锈钢作为模型的材料,并为其设定了特定的物理属性:杨氏模量 $E = 195Gpa$, 密度 $\rho = 7950g/m^3$, 以及泊松比为 0.25。定义完材料属性后,对模型中的各个构件赋予质量属性,以便于后续的动力学分析。
- 4) 根据齿轮组件间的相互作用和运动规律,在 ADAMS 中定义了运动副和齿轮副。具体设定了 3 个旋转副、2 个齿轮副,以及一个用于模拟实际工作条件的驱动和负载扭矩。

3. 齿轮样机动力学分析

3.1. 接触和驱动

基于 Hertz 理论的传统方法用于计算齿面接触力,然而,这种方法并未充分考虑齿间相对滑动和啮合摩擦等因素所引发的问题。齿轮之间的相对滑动和齿面摩擦问题是制约齿面接触效率的关键因素[7]。

在 ADAMS 软件中提供的接触力模块,在啮合齿轮之间添加实体碰撞接触(Solid to Solid Contact) [8]。ADAMS 中基于 Impact 函数的碰撞力是用刚度系数和阻尼系数来计算碰撞力。根据 Hertz 接触理论计算齿轮的接触刚度,刚度 K 一般取决于材料属性和接触球半径,其计算表达式为:

$$K = \frac{3}{4} E R^{\frac{1}{2}}$$

式中:

$$R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$

$$E = \frac{E_1 E_2}{E_2 (1 - \mu_1^2) + E_1 (1 - \mu_2^2)}$$

其中: R_1, R_2 是指两个相互接触的物体在接触点处的主曲率半径的值。

E_1 和 E_2 是用于描述碰撞物体弹性模量的符号。

μ_1 和 μ_2 是描述碰撞物体材料的泊松比的符号。

根据公式,我们可以得出齿轮的刚度系数 K 的计算结果。在最大阻尼情况下,取碰撞力指数 e 为 1.5, 击穿深度 d 为 0.1 毫米。在分析碰撞过程中的摩擦因素时, 齿轮啮合情况均采取润滑条件下进行处理。根据相关数据, 静态摩擦系数设定为 0.08, 而动态摩擦系数则为 0.05 [9]。

对模型进行驱动添加,在齿轮 1 旋转副上增加转速 100 r/min, 以避免速度突变造成工作时的稳定, 选取平滑加速函数 step 函数进行仿真, 定义了一个 STEP 函数(time, 0, 0, 1, 600d*time); 在输出轴的旋转副中施加三种反向力矩模拟载荷: 载荷 1 的力为 75 牛顿, 载荷 2 的力为 150 牛顿, 载荷 3 的力为 300 牛顿。在进行前期处理之后, 将仿真时间设定为 5 秒, 步长为 500。

3.2. 模型仿真校验

在对齿轮模型进行前期处理之后, 有必要对各项参数和约束条件进行核实, 以确保模型的精确性和可借鉴性。本研究采用软件输入输出角速度以及 Model Verify 模块对模型进行验证。当点击 Model Verify 后, 会显示一个指示, Model 已经成功验证。接下来, 我们将对齿轮的输入角速度进行仿真验证, 如图 2 所示。

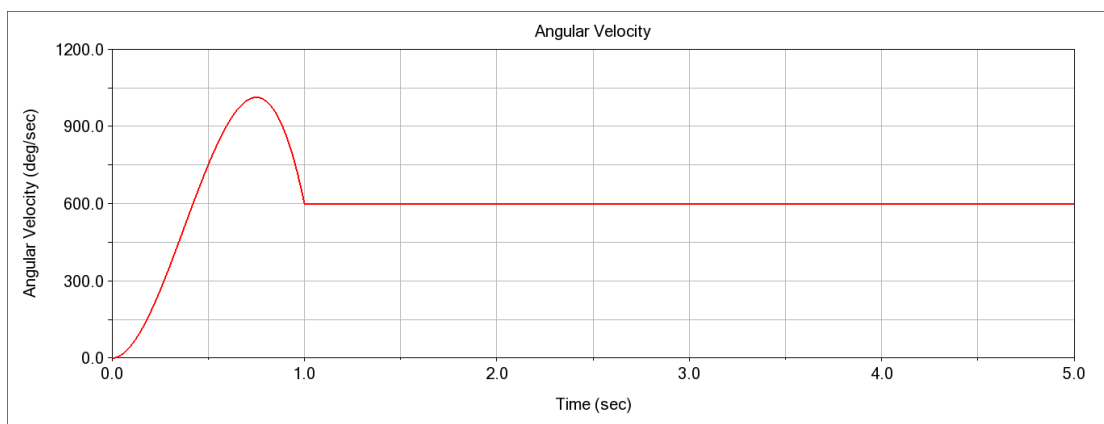


Figure 2. Enter the angular velocity curve

图 2. 输入转速曲线

4. 齿轮样机仿真分析

ADAMS 软件中可以运用公共速度标记点来表示齿轮之间的啮合接触点, 其到两个齿轮约束的距离反应了齿轮的传动情况。本文公共速度点来表示齿轮传动过程中的动态变化进而测得齿轮啮合接触力的变化情况。

首先确定恒速运动工况, 定载荷, 约束和边界条件等, 为兼顾数值的精度与速度, 使用 GSTIFF 的刚

性积分法,可以避免 Jacobian 矩阵病态的 SI2 格式[10],在传动系统正常啮合时的啮合力时频域图如图所示:

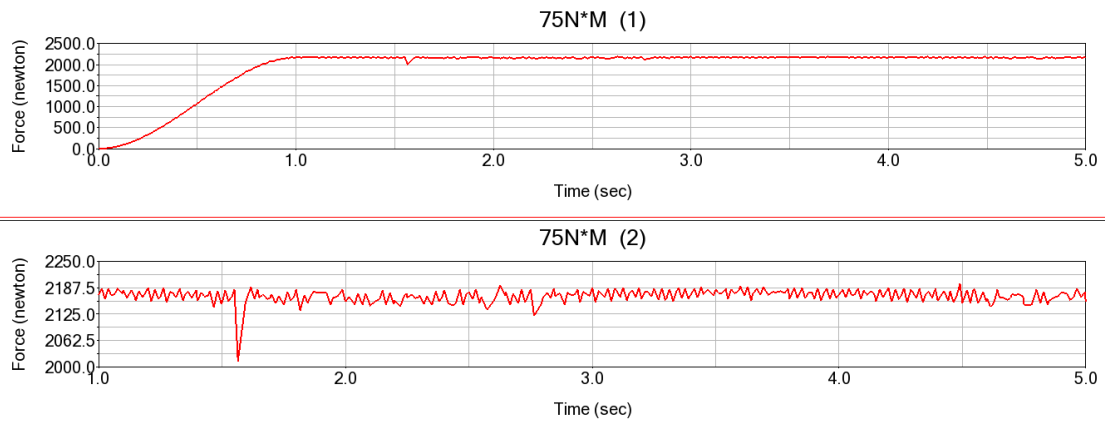


Figure 3. Meshing force under constant load 1

图 3. 定载荷 1 下啮合力

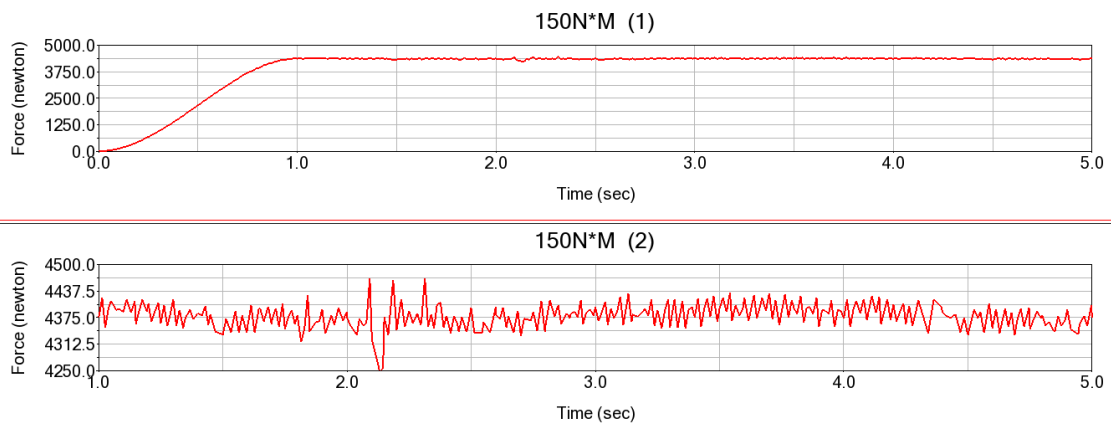


Figure 4. Meshing force under constant load 2

图 4. 定载荷 2 下啮合力

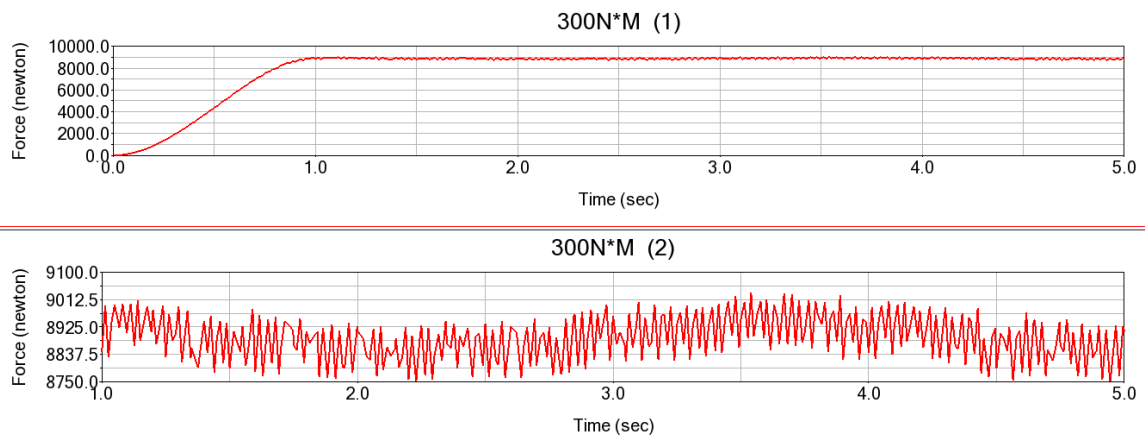


Figure 5. Meshing force under constant load 3

图 5. 定载荷 3 下啮合力

从图 3~5 中(1)可以看出,在不同的负载转矩下,齿轮啮合力的变化趋势逐渐趋于稳定。在(2)中 1.0 s~5.0 s 的啮合过程中,齿轮啮合力呈现出非线性的周期变化波动,同时啮合力在某一平均值附近的高低变化,变化的程度随着负荷的增大而加大,呈现出正比关系。

对于三种不同定载荷下,见表 2,对齿轮在 1.0 s 至 5.0 s 内啮合力的数值进行了分析。

Table 2. Numerical analysis of the meshing force from 1.0 s~5.0 s

表 2. 1.0 s~5.0 s 啮合力数值分析

工况	$F_m(N)$	$F_{\max}(N)$	$F_{\min}(N)$	$\varphi_1(N)$	$\varphi_2(N)$	$\varphi_3(N)$
1	2167	2197	2013	28	156	184
2	4380	4468	4246	89	133	221
3	8892	9034	8742	143	149	292

注:表中, φ_1 ——啮合力最大值与平均值之差; φ_2 ——啮合力平均值与最小值之差; φ_3 ——啮合力最大值与最小值之差。

从表 2 可以看出,在随机振动冲击的工况下,系统的载荷输出呈现出高频的交变特征,齿轮啮合力并非是对称循环的;随着负载的增大,齿轮啮合力的幅值也随之增大。工况 1 时负载为 75 N,啮合力平均值为 2167 N;工况 2 时负载为 150 N,啮合力平均值为 4380 N;工况 3 时负载为 300 N,啮合力平均值为 8892 N。

由上述数据可知,齿轮 1 和齿轮 3 之间的接触力与负载载荷存在一定的线性关系,为了验证两者之间存在联系,通过在输出端加载不同的负载载荷,得到并计算出齿轮 1 和齿轮 3 的平均啮合力,见表 3。

Table 3. Load and average meshing force

表 3. 负载载荷和平均啮合力

$F_{\text{负}}/N$	30	60	90	120	150	180	210	240	270	300
$F_{\text{啮}}/N$	861	1729	2606	3488	4573	5453	6006	7243	7947	8892

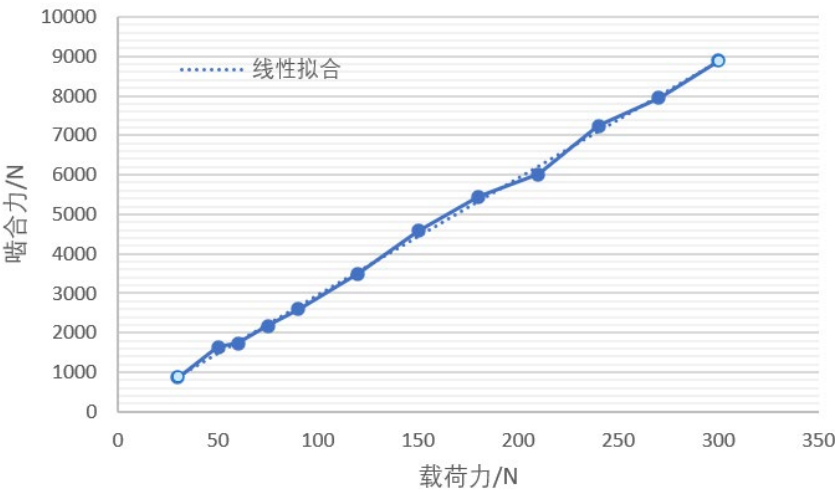


Figure 6. Meshing force under constant load 3

图 6. 载荷力和啮合力曲线

在 MATLAB 环境下,通过数据插值技术,可以生成线性拟合的负载-接触力关系曲线,如图 6 所示。利用啮合曲线方法得出,负载压力与接触力均按线性关系改变。

5. 结论

本研究针对控制鼓电机齿轮系统，构建动态分析框架，并对渐开线直齿轮的动态啮合力展开仿真实验。根据仿真分析，得出如下结论：

1) 通过基于渐开线直齿轮的动态啮合力模拟计算方法，能够较为精确地预测传动系统中的动态啮合力。这为后续进行齿轮的强度、刚性和疲劳性能评估提供了可靠的基础数据支持，有助于在设计阶段提前发现潜在问题，优化齿轮结构和材料选择，确保齿轮在实际工作中的可靠性和耐久性。

2) 通过啮合仿真获取齿轮啮合力的变化规律：在平衡工作负荷下，齿轮啮合力大小呈现出以一定值为中心的周期性波动。这种波动与负载量之间存在一定的正比关系，即负载越大，啮合力的波动幅度也越大。这一规律有助于理解齿轮在不同工况下的受力情况，为齿轮传动系统的稳定性和精度控制提供了理论依据。

3) 电机齿轮系统动态啮合过程的仿真结果表明，齿轮负载载荷与动态啮合力之间存在明显的线性关系。随着输出端负载的增大，齿轮啮合力也按线性曲线变化。这一线性关系的发现，为齿轮传动系统的设计和优化提供了重要的参考依据，可以通过调整负载来控制齿轮的啮合力，进而影响齿轮的传动效率和磨损情况。

参考文献

- [1] 郭志家, 张金山, 衣大勇, 等. 空间核动力装置控制鼓系统试验样机热态性能试验[J]. 原子能科学技术, 2019, 53(7): 1317-1323.
- [2] 李润方, 王建军, 编著. 齿轮系统动力学: 振动、冲击、噪声: 工程科技辑[M]. 北京: 科学出版社, 1997.
- [3] 吴勇军, 王建军. 一种考虑齿轮副连续啮合过程的接触有限元动力学分析方法[J]. 航空动力学报, 2013, 28(5): 1192-1200.
- [4] 唐进元, 周炜, 陈思雨. 齿轮传动啮合接触冲击分析[J]. 机械工程学报, 2011, 47(7): 22-30.
- [5] Khabou, M.T., Bouchaala, N., Chaari, F., Fakhfakh, T. and Haddar, M. (2011) Study of a Spur Gear Dynamic Behavior in Transient Regime. *Mechanical Systems and Signal Processing*, **25**, 3089-3101.
<https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2011.04.018>
- [6] 胡俊华, 段礼祥, 高广民, 刘娟, 王金江. 基于 ADAMS 的齿轮动误差动力学仿真研究[J]. 制造业自动化, 2016, 38(4): 112-114, 130.
- [7] 龙凯, 程颖. 齿轮啮合力仿真计算的参数选取研究[J]. 计算机仿真, 2002, 19(6): 87-88, 91.
- [8] 冯海生, 王黎钦, 郑德志, 等. 考虑变工况冲击的齿轮动态啮合力分析[J]. 振动、测试与诊断, 2015, 35(2): 212-217, 394.
- [9] 葛正浩, 刘言松, 田普建, 等, 编著. ADAMS2020 从入门到精通[M]. 北京: 北京化学工业出版社, 2022.
- [10] 李创, 郝小鹏, 吴宏宇, 等. 齿侧间隙对啮合力的动态影响分析[J]. 导弹与航天运载技术(中英文), 2018, 4(3): 73-77.