

旋转机械基础部件动态分析与仿真研究

Dynamic analysis and simulation study for support parts of rotating machinery

邱海飞

QIU Hai-fei

(西京学院机械工程学院, 陕西 西安 710123)

(School of Mechanical Engineering of Xijing University, Xi'an, Shaanxi 710123, China)

摘要:为适应旋转机械的高速化发展,以某型减速器箱体为实例进行动力学仿真研究。利用 Step 函数模拟电机转速和输出端负载,在 ADAMS/View 环境下进行减速器系统动力学仿真与动态载荷计算。通过 ANSYS 平台建立箱体结构有限元模型,在模态分析的基础上实现了箱体的谐振响应分析,获得了 45~115 Hz 的位移频响曲线与应力频响曲线,并结合箱体关键模态频率及振型对谐振响应结果进行了验证分析。为箱体类支撑部件的结构设计与动力学优化提供了重要依据。

关键词:载荷;箱体;有限元;仿真;谐振响应;振动;位移

Abstract: For adapting to high speed development of the rotating machinery, the dynamic simulation was studied based on a box of certain typed reducer. The rotational speed and output loads of the reducer were simulated by step function, and dynamic simulation and loads calculation of the reducer were done in environment of ADAMS/View. Finite element model of the reducer box was set up by ANSYS platform, and harmonic response analysis of the box was carried out on the basis of its modal analysis, thus then curves such as amplitude-frequency response, stress-frequency response from 45 Hz to 115 Hz were acquired, and the results of the harmonic response was verified analysis which combined with some key modal frequencies and vibration modes. All of above provided some important basis for structure design and dynamic optimization of support parts in box type.

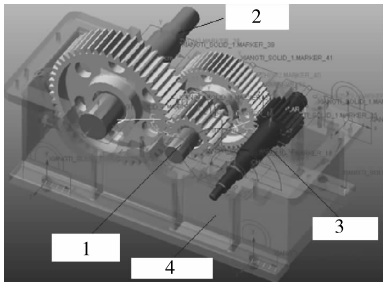
Keywords: loads; box; finite element; simulation; harmonic response; vibration; displacement

高速高效是现代食品加工机械的典型特点。在形式多样的食品生产线和加工设备中,旋转机械占有相当大比重,

如原料搅拌机、豆浆机、自动切片机等^[1]。由于高速运行的旋转机械容易受到外部因素干扰,特别是其支撑基础(如底座、机架或地基)的减振性能,对于食品加工机械装备的稳定运行具有重要意义^[2]。以往对于减速器系统的减振设计,主要是通过提高齿轮传动的设计制造精度来实现,但其技术难度和试验成本相对较大,不利于减速器产品的设计开发;此外,通过将阻尼层布置在箱体不同位置来减振也是一种行之有效的措施,但这种方法在确定阻尼结构的布置部位时较为复杂,而且在阻尼材料的胶合工艺方面也存在较大难度^[3-4]。本研究从动态设计层面对某型减速器箱体进行仿真分析,在主流 CAD/CAE 平台上对其动态特性进行计算仿真与分析,为旋转类食品加工机械的支撑部件设计与结构优化提供了重要参考。

1 动态载荷仿真

减速器在各类食品加工机械中有广泛应用。实际运行过程中,减速器各级齿轮由于啮合作用会产生一定的冲击载荷与噪声,并且会对支撑传动系统的箱体结构形成激励^[5]。在 ADAMS/View 环境下对减速器系统进行动力学仿真,建立如图 1 所示的虚拟样机模型。利用 Step 函数模拟输入端驱动转速与输出端负载,式(1)设计过程(design-time)Step 函数,常被用来描述机械传动系统的驱动或载荷变化过程。



1. 中间轴 2. 输出轴 3. 输入轴 4. 箱体底座

图 1 减速器虚拟样机

Figure 1 Virtual prototype of reducer

基金项目:陕西省教育厅科研计划项目资助(编号:15JK2177);西京学院科研基金项目(编号:XJ150216)

作者简介:邱海飞(1983—),男,西京学院讲师,硕士。

E-mail: qhf8386@163.com

收稿日期:2017-02-05

$y = \text{Step}(t, x_0, h_0, x_1, h_1)$, (1)

式中:

y ——设计过程(design-time)Step 函数;

x_0, x_1 ——分别为关于时间 t 的自变量;

h_0, h_1 ——分别为函数的初始值和终值。

通过函数编辑器定义 Step 函数,其过程曲线见图 2。由图 2 可知,在 Step 函数作用下,输入端驱动电机转速在 0.3 s 内迅速上升到 1 500 r/min,输出端从 0.4 s 开始承受转矩负载作用,并在 0.6 s 时达到 280 N·m 且保持平稳。

运行仿真过程,计算得到输入轴、中间轴及输出轴对减速器箱体形成的动态冲击载荷,见图 3。由图 3 可知,前 0.3 s 内由于电机处于爬升阶段,箱体所承受的动态冲击载荷较小,而在 0.4 s 以后,由于输出轴转矩负载逐渐增大,各传动轴作用于箱体的动态载荷也随之明显增大,且均在 0.6 s 以后趋于平稳。此外,中间传动轴对箱体产生的冲击载荷最大(约 3 352 N),由此为箱体结构谐振响应分析提供了重要依据。

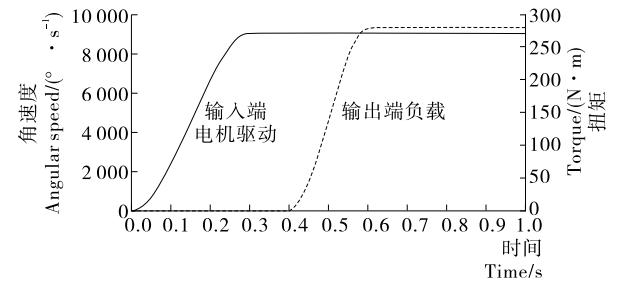


图 2 电机驱动与负载曲线

Figure 2 Curve of rotor drive and loads

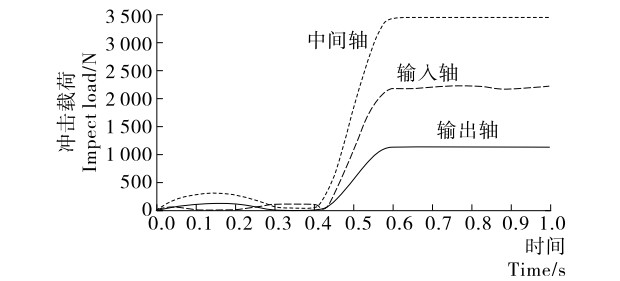


图 3 动态冲击载荷(输出端)

Figure 3 Dynamic loads(output)

2 有限元模型

通过数据接口程序将箱体 CAD 实体模型(见图 4)送入 ANSYS 平台,箱体底座与顶盖之间由螺栓联接。为了提高有限元建模效率,节省人工与机时,在前处理模块对两者进行刚化处理^[6],同时删掉一些影响不大的模型特征(如倒角、圆孔等)。

采用 8 节点 SOLID185 单元离散箱体结构见图 5,SOLID185 单元主要用于构造三维固体结构,该单元包括 8 个节点,每个节点具有 x, y, z 3 个方向平移自由度,不仅具有超弹性、应力刚化、蠕变、大变形和大应变能力,还可通过混合模式模拟几乎不可压缩的弹性材料及完全不可压缩的超弹性材料。

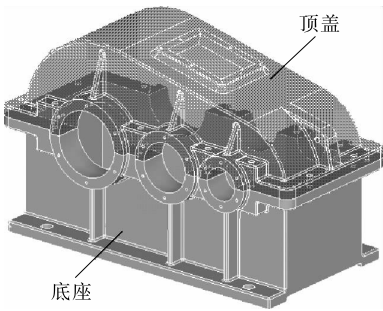


图 4 箱体几何模型

Figure 4 Geometrical model

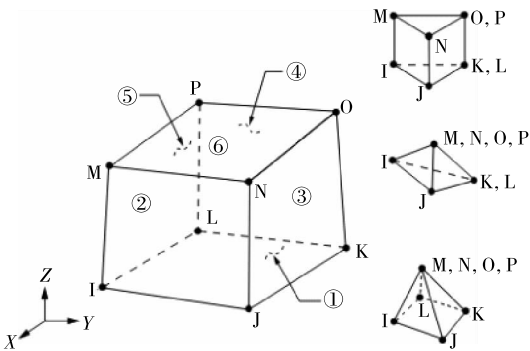


图 5 SOLID185 单元

Figure 5 Element solid 185

箱体材质选用抗振性强、减振性好的灰铸铁 HT200,其力学性能参数包括:弹性模量 $E=1.3 \text{ GPa}$,泊松比 $\lambda=0.3$,质量密度 $\rho=7\,210 \text{ kg/m}^3$ ^[7]。根据实际边界条件,在箱体底座 4 个边角螺栓孔设置位移约束,限制内孔面的所有自由度,建立如图 6 所示的有限元网格化模型,共包括 134 927 个单元、34 596 个节点。

3 动力学计算与分析

3.1 理论基础

根据动力学理论,连续实体结构的振动微分方程式(2)^[7]。模态分析过程忽略结构阻尼影响,当外部载荷 $f(x)$ 为 0 时,得到无阻尼自由振动微分方程见式(3),由振动力学可知该方程的解为 $\delta=A_i \cos \omega_i$,其中, ω_i 为系统固有频率, A_i 为系统振型。

$$\mathbf{M}\ddot{\delta} + \mathbf{C}\dot{\delta} + \mathbf{K}\delta = f(x) \text{ ,} \tag{2}$$

$$\mathbf{M}\ddot{\delta} + \mathbf{K}\delta = 0 \text{ ,} \tag{3}$$

式中:

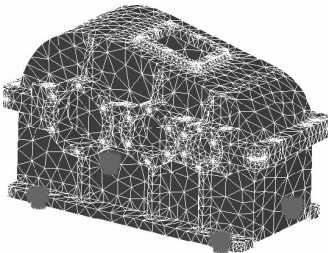


图 6 箱体有限元模型

Figure 6 Finite element model of the box

M ——质量矩阵;
 C ——阻尼矩阵;
 K ——刚度矩阵;
 δ ——位移矢量;
 $f(x)$ ——激励载荷。

将 $\delta=A_1\cos\omega_1t$ 代入式(3), 可得到如式(4)所示的无阻尼自由振动系统特征方程, 其中, ω_1^2 为系统特征值, 由此可见, 系统的固有频率 ω_1 是其特征值 ω_1^2 的算数平方根, 这样就将动力学分析转化为了线性代数中的特征值求解问题。

$$|K-\omega_1^2M|=0。(4)$$

3.2 模态分析

运行自由模态分析过程, 计算箱体的固有频率及振型。由于低阶模态在外部干扰下容易被激发, 故实际当中多关注结构低阶模态特性^[8-9]。图 7 为箱体结构第 1、2、3 阶模态振型, 与之对应的固有频率分别为 47.07, 75.21, 97.96 Hz, 由此可知, 减速器在运行过程中应尽量避免这 3 阶有害频率, 防止发生共振和噪声, 以免对其结构及性能产生不利影响。

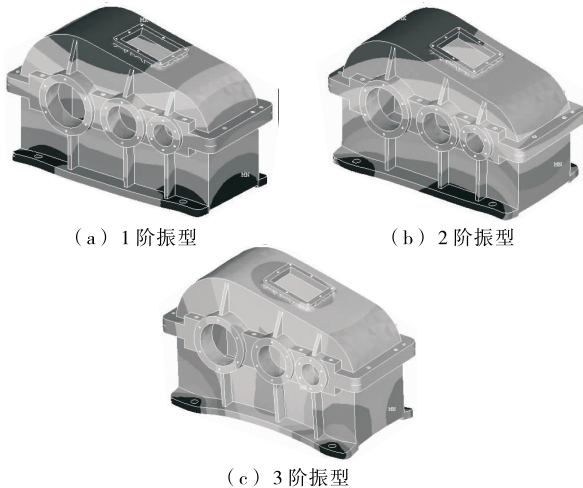


图 7 箱体 1~3 阶振型

Figure 7 Top 3 vibration mode of the box

分析图 7 振型可知, 箱体的前 3 阶振动模式主要表现为不同方向上的弯扭组合变形, 其中第 1、2 阶振型的最大位移发生在顶盖上部位置, 说明这一区域的振动幅度最大, 应进一步加强和改进该区域的结构刚度设计。通过箱体模态分析, 能够有效预测和评估其固有动力学特性, 为减速器的传动比设计、转速控制及传动系统动力学分析提供重要参考。

3.3 谐振响应

谐振响应分析主要用于确定线性结构在承受简谐载荷时的稳态响应, 对于旋转机械系统的动力学分析具有重要意义^[10-11]。当外部激励为简谐载荷时, 其数学表达式为时间 t 的函数见式(5)。

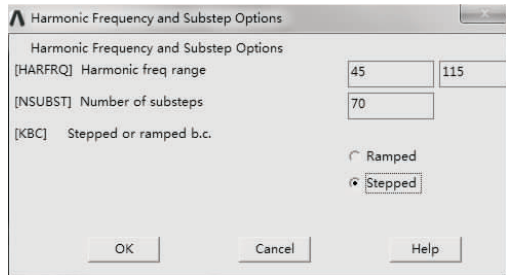
$$f(t)=A\sin(\omega t+\varphi), (5)$$

式中:

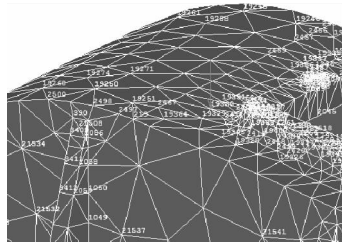
A ——简谐力幅值, m;

ω ——角频率, rad/s;
 t ——时间, s;
 φ ——初始相位, rad。

由动态载荷仿真可知, 箱体受到的最大冲击力为 3 352 N, 假设初始相位为 0 rad, 则作用于箱体的简谐载荷为 $f(t)=3\,352\sin\omega t$ 。图 8 为定义简谐载荷, 根据模态分析结果, 确定扫频区间为 45~115 Hz, 计算过程的载荷步设为 70。在易产生较大变形的顶盖上部区域拾取一点进行激振, 将简谐载荷施加于节点之上, 作用方向沿 Y 轴反向。



(a) 设置扫频参数



(b) 激振载荷及区域

图 8 定义简谐载荷

Figure 8 Harmonic loads define

运行箱体的谐振响应分析过程, 计算获得如图 9 所示的位移—频率响应曲线。由图 9 可知, 箱体谐振响应与其模态特性相符合分析, 即位移频响主要位于箱体模态频率点附近^[12]。在第 1 阶固有频率处(47.07 Hz), 激振区域在 X 向和 Y 向无位移响应, 而在 Z 向则会产生明显位移响应, 所以应加强该区域在 Z 向的结构刚度。

比较各阶固有频率点附近的位移响应可知, 第 3 阶频率处(97.96 Hz)的位移响应最为突出, 且响应幅值 Y 向最大, X 向次之, Z 向最小, 说明箱体以第 3 阶固有频率发生谐振响应时在 Y 向发生振动破坏的可能性最大。

由图 10 可知, 箱体在第 1 阶和第 2 阶固有频率处的应力响应很小, 而在第 3 阶固有频率处的应力则会突然增大, 此处的应力响应分布见图 11, 最大应力主要位于底座边角螺栓孔处。

分析比较表 1 所示谐振响应结果数据可知, 第 1 阶固有频率对箱体的位移与应力谐振响应几乎没有影响, 而第 2、第 3 阶固有频率在简谐载荷作用下则较为活跃, 其中, 第 3 阶固有频率对箱体谐振响应最为明显, 最大应力为 849.86 MPa、最大位移为 195.89 μm , 由此可知, 减速器运行过程中, 其传动系统特别要避免 98 Hz 左右的转速频率。

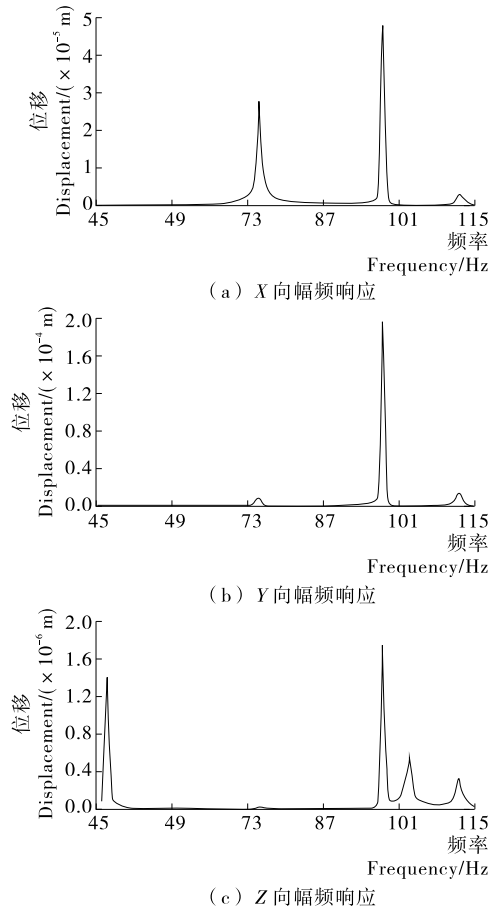


图 9 位移—频率响应曲线

Figure 9 Response curve of displacement—frequency

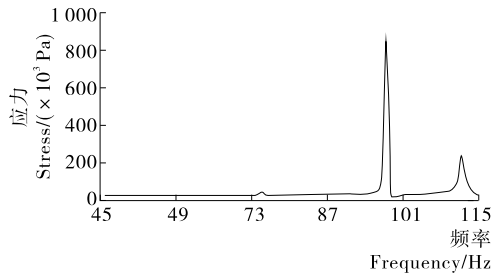


图 10 应力—频率响应曲线

Figure 10 Response curve of stress-frequency

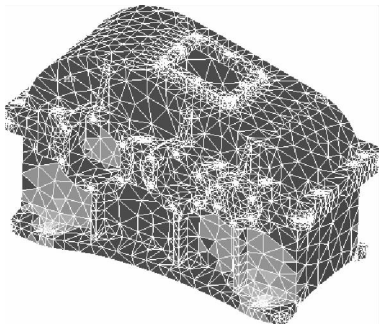


图 11 应力响应云图(98 Hz)

Figure 11 Cloud chart of stress response

表 1 谐振响应分析数据

Table 1 Analysis data of the harmonic response				
阶次	固有频率/ Hz	谐振频率/ Hz	应力幅值/ MPa	Y 向位移幅值/ μm
1 阶	47.07	—	—	—
2 阶	75.21	75	25.23	11.03
3 阶	97.96	98	849.86	195.89

4 结论

动力学特性是旋转机械的重要性能指标,现代设计方法的日益成熟,为以往复杂的动力学问题研究提供了有力技术支持。通过基于 ADAMS 和 ANSYS 平台的动态仿真、有限元建模及动力学响应分析,获得了对减速器箱体至关重要的动力学设计数据,明确了箱体结构的模态特性和谐振响应,降低了以往试验研究过程中的技术难度和综合成本。本研究采用的方法和技术思路,为旋转类机械基础部件的结构设计与性能改进提供了有力参考,通过支撑基础部件的结构动力学优化,不仅可提高旋转机械系统的运行稳定性,而且有利于食品加工机械的高速低振化发展。

参考文献

[1] 王娟,李同杰,姚智华,等.行星齿轮减速器均载性能动态的优化设计[J].食品与机械,2016,32(2):71-74.

[2] 李涛涛,李峻湾,张争艳,等.同步双驱动多级混合齿轮减速器的刚体动力学研究[J].机械设计,2013,30(8):39-43.

[3] 俞黎明.减速器箱体阻尼减振研究[D].哈尔滨:哈尔滨工程大学,2010:58-60.

[4] 张一帜.弹性基础减速器减振措施[J].煤炭技术,2005(11):27-28.

[5] 邱海飞.机械系统柔性建模方法与仿真研究[J].机械传动,2016(12):169-172.

[6] 许冯平,夏有山.基于 Pro/E 和 ADAMS 的三环减速器的仿真分析及方法[J].现代制造工程,2014(7):61-64.

[7] 邱海飞.织机机架结构减振技术研究[J].丝绸,2016,53(7):32-37.

[8] WEI Sheng-li, PAN Lu. Design of Shipborne Reducer Box Damping in Reducing Vibration [J]. Applied Mechanics and Materials, 2014, 2 825(455): 585-592.

[9] 张媛,冷崇杰,王晶.行星齿轮减速器内齿圈模态分析[J].食品与机械,2010,26(1):110-112.

[10] 于洋,戴光昊,朱振荣,等.行星齿轮减速器振动噪声特性仿真分析[J].舰船科学技术,2014(6):111-116.

[11] 周建星,孙文磊,刘更.齿轮减速器振动噪声研究进展[J].机械传动,2014(6):163-170.

[12] 范永波,王端志,陈红波,等.减速器壳体结构振动与辐射噪声分析[J].强度与环境,2012(3):39-44.