

文章编号:1671-6833(2007)03-0117-04

组合碟簧的刚度研究

孙利民, 王晓波, 施 力

(郑州大学 工程力学系, 河南 郑州 450001)

摘 要: 从碟簧的实际结构特征和具体工作特点出发, 对组合碟簧进行静刚度试验测试, 并利用有限元软件 ANSYS/LS-DYNA 的非线性显式算法进行计算, 对叠合碟簧的连续加载以及加载—卸载过程进行数值模拟, 得到碟簧的载荷位移关系曲线. 将结果和试验值与传统的计算法 Almen-Laszlo 公式的结果进行比较, 可以看出这种方法计算的结果与试验值基本符合, 比 Almen-Laszlo 公式准确. 从而为在工程应用中选择组合碟簧提供一个简便正确的方法.

关键词: 组合碟簧; ANSYS/LS-DYNA; 非线性; 显式算法

中图分类号: O 343.3 **文献标识码:** A

0 引言

碟形弹簧简称碟簧, 它是一种由钢板冲压成碟形的薄板弹簧, 体积小, 承载能力大, 加压均匀, 缓冲和减震能力强, 采用不同的组合(叠合或对合)可以得到不同的负荷、非线性、渐增性、零刚度及负刚度的变特性曲线. 它最显著的优点是能在很小的变形条件下, 承受范围变化很大的载荷, 从而可以大大地减小主机的体积和重量, 节约能源. 所以它广泛应用于钻机、模具、液压件、制动器及军工中. 碟簧的主要尺寸有外径 D , 内径 d , 锥高度 h , 厚度 t , 一般在一端受载, 另一端支于某一支承面上, 其主要结构和尺寸如图 1 所示.

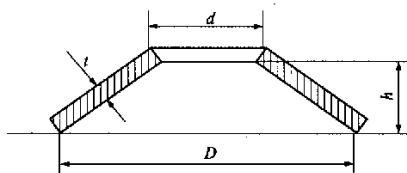


图 1 碟簧尺寸图

Fig. 1 Size of the disk spring

对于碟形弹簧的计算, 国标中的计算方法采用的是 Almen-Laszlo 公式, 它是美国学者 J. O. Almen 和 A. Laszlo 于 1936 年提出的近似解(简称 A-L 解)^[1], 该解法假定矩形剖面不变形, 而只是绕某一翻转中心转动一个角度而本身并不变形, 由力矩平衡原理而得到的文献[2]仿效 A-L

的推导, 将假设条件作了改动, 得到了更准确的计算方法. 文献[3]应用有限元法(FEM)对碟簧进行计算, 并与试验结果做了比较^[3]. 文献[4]运用板壳理论中的具有初始曲率大挠度薄板弯曲模型, 获得了新的设计计算解析解, 比近似解的精度高. 文献[5-6]采用有限元法分析碟簧的非线性特性, 得出精度比较高的解. 文献[7]考虑了由摩擦所产生的碟簧滞后功的计算问题. 以上所述的解法都是对碟簧静态力学性能进行的分析研究, 对于包含几何非线性和接触非线性的组合碟簧进行准静态或动态分析, 对碟簧在工作中的实际变形进行数值模拟的研究比较少. 随着工程技术的发展, 越来越多地需要适用于大中型工程的碟簧减震系统, 单片碟簧就难以满足要求, 所以对于组合碟簧的研究就更加重要. 由于组合碟簧具有几何非线性和接触非线性, 并且碟簧在实际工作环境中承受静态载荷的情况也是较少的, 大部分处于准静态或动态载荷作用下, 因此对于组合碟簧的选型, 上述的计算方法就有不足之处.

LS-DYNA 是功能齐全的非线性显式分析程序包, 它的显式算法能快速求解瞬态大变形动力学、大变形和多重非线性准静态问题以及复杂的接触碰撞问题. 笔者在考虑碟簧的实际工作特点以及几何非线性和接触非线性基础上, 利用有限元软件 ANSYS/LS-DYNA 对叠合碟簧的连续加载以及加载—卸载过程进行数值模拟, 结果和试

收稿日期:2007-03-21; 修订日期:2007-06-13

作者简介: 孙利民(1956-), 男, 河南开封人, 郑州大学教授, 博士, 主要从事结构动力学、高分子成型技术方面的研究工作.

验数据符合较好,从而为在工程实际应用中选择组合碟簧提供了一个简便正确的方法。

1 碟簧载荷—变形特性试验

试验选取国标 GB/T 1972—2005 中 A 系列的碟簧,尺寸规格为: $D=315$, $d=161.6$, $h=7$, $H=25$, $t=18$,单位均为 mm。

试验时将 3 片碟簧为一组进行叠合,3 组对合成复合组合碟簧。对于复合组合碟簧,对合成倍增加变形,叠合成倍提高承载能力,当碟簧用于动态过程,由于其结构和变形的特点,阻尼总是伴随着变形的过程自动产生^[8],而叠合会增加阻尼,因此加载曲线和卸载曲线是不重合的,本试验

不但测试了加载曲线而且测试了卸载曲线,从而对于碟簧的变形过程有更加具体的了解。

试验时用 YE—2000A 液压式压力试验机(最大试验力为 2 000 kN)加载,整个过程是加载—卸载连续完成的。试验时将碟簧放在工作台底座上,上压板匀速向下对碟簧施加载荷,为了避免碟簧安装造成的测量误差,变形由 3 个互成 120° 的标定过的 WY—50 电阻位移传感器,传给 CM—2B 静态电阻应变仪,然后传给计算机进行记录。试验过程示意图见图 2。由于该试验限制在碟簧的正常工作范围($0 \leq f \leq 0.75 h$)内,所以取最大载荷为 1 176 kN。

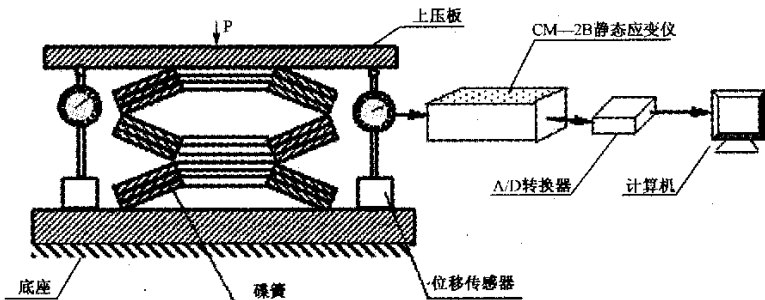


图 2 试验过程示意图

Fig. 2 Process of experiment

对于复合组合碟簧可以只考虑碟簧锥面间的摩擦影响,变形量随对合组数成倍增加,因此可以取测量值的 1/3 作为一组叠合碟簧的变形量,加载—卸载变形曲线如图 3。

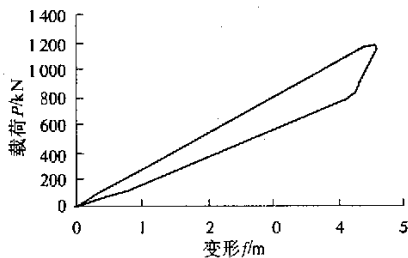


图 3 试验测试的加载—卸载曲线

Fig. 3 Loaded—unloaded curve of experiment

2 Almen—Laszlo 计算方法^[9]

GB/T 1972—2005 中载荷 P 与变形 f 的关系是沿用 Almen—Laszlo 算法,关系式为:

$$P = \frac{4Et^3f}{(1-\mu^2) \cdot K_1 D^2} \left[\left(\frac{h}{t} - \frac{f}{t} \right) \cdot \left(\frac{h}{t} - \frac{f}{2t} \right) + 1 \right] \quad (1)$$

式中: P 为载荷; E 为弹性模量; D 为碟簧外径; μ 为泊松比; h 为碟簧锥高; t 为碟簧厚度; f 为变形
万方数据

量;计算系数 K_1 由下式算得:

$$K_1 = \frac{1}{\pi} \cdot \frac{[(C-1)/C]^2}{(C+1)/(C-1) - 2/\ln C} \quad (2)$$

式中: $C=D/d$ 。

对于叠合组合碟簧,只考虑碟簧锥面间摩擦力影响时的载荷,按下式计算:

$$P_R = P \cdot \frac{n}{1 \pm f_m(n-1)} \quad (3)$$

式中: f_m 为碟簧锥面间的摩擦系数,加载时取负号,卸载时取正号。

按 3 片碟簧叠合组合计算, $D=315$, $d=161.6$, $h=7$, $t=18$,摩擦系数取 0.02,将试验时施加的载荷代入公式得到加载—卸载变形曲线如图 4。

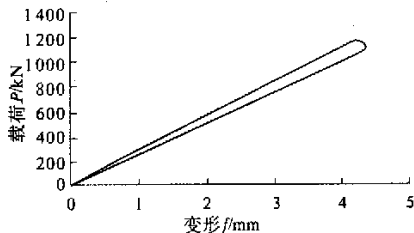


图 4 A—L 法计算的加载—卸载曲线

Fig. 4 Loaded—unloaded curve of A—L method

3 LS-DYNA 显式动力分析^[10]

LS-DYNA 是一个非线性动力有限元仿真分析求解器,计算速度快,可以求解各种几何非线性、材料非线性和接触非线性问题。LS-DYNA 采用中心差分时间积分的显示方法,计算结构系统各节点在第 n 个时间步结束时刻 t_n 的加速度向量为:

$$a(t_n) = M^{-1} [P(t_n) - F^{int}(t_n)] \quad (4)$$

式中: P 为施加的外力向量(包括体力经转化的等效节点力); M^{-1} 为质量矩阵的逆阵; F^{int} 为内力矢量,它由下面几项构成:

$$F^{int} = \int_{\Omega} B^T \sigma d\Omega + F^{bg} + F^{contact} \quad (5)$$

等式右边 3 项依次为在当前时刻单元应力场等效节点力、沙漏阻力以及接触力矢量。节点速度矢量和位移矢量通过下面两式计算:

$$v(t_{n+1/2}) = v(t_{n-1/2}) + 0.5a(t_n)(\Delta t_{n-1} + \Delta t_n) \quad (6)$$

$$u(t_{n+1}) = u(t_n) + v(t_{n+1/2})\Delta t_n \quad (7)$$

时间步和时间点的定义为:

$$\Delta t_{n-1} = t_n - t_{n-1}, \Delta t_n = t_{n+1} - t_n \quad (8)$$

$$t_{n-1/2} = 0.5(t_n + t_{n-1}), t_{n+1/2} = 0.5(t_{n+1} + t_n) \quad (9)$$

新的几何构型由初始构型 X_0 加上位移增量获得,即:

$$X_{1+\Delta t} = X_0 + u_{1+\Delta t} \quad (10)$$

4 有限元模型与数值分析

在运用 LS-DYNA 进行数值分析时采用二维轴对称实体单元和三维实体单元 2 种单元进行分析,由于碟簧的结构和载荷都是轴对称的,所以采用二维轴对称单元是完全可以的,而且可以简化模型,减少计算时间。采用三维实体单元可以和二维单元进行比较,而且为计算多一种单元选择。

首先用二维轴对称实体单元计算加载时的变形情况,按照 3 片碟簧叠合组合建模, $D=315$, $d=161.6$, $h=7$, $t=18$, 载荷为上表面最内圈的压力,位移边界条件为下表面支承处的竖直方向的位束。施加载荷同试验一样,最大载荷为 1 176 kN,摩擦系数取 0.02,网格划分如图 5。计算得碟簧的加载曲线如图 6。不同载荷下的变形图如图 7,从变形图中可以看到碟簧间有明显的错位,这和实际情况是吻合的。

将试验测试、A—L 法计算和 LS-DYNA 数值模拟的加载曲线结果进行比较见图 8,可以发现,试验和 LS-DYNA 的结果比较接近,而 A—L 法在相同载荷下的变形明显偏小,特别随着载荷加大,变形偏小越明显,因此使用 A—L 法选型的万方数据

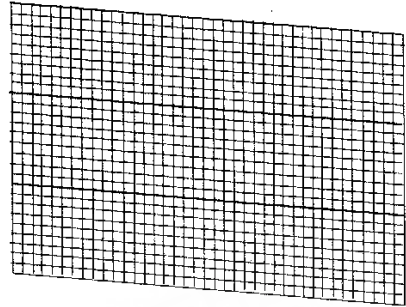


图 5 二维有限单元网格

Fig. 5 Mesh of the two dimension finite

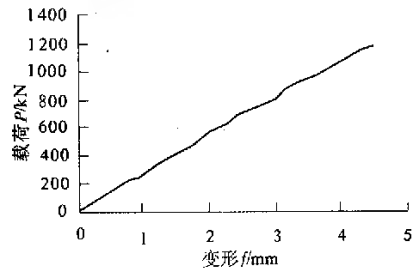
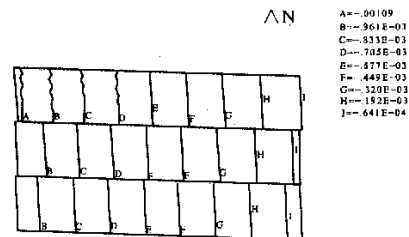
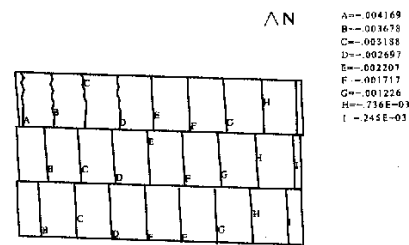


图 6 LS-DYNA 计算的加载曲线

Fig. 6 Loaded curve of LS-DYNA



(a) $P=333.2$ kN 时的等值线图



(b) $P=1\ 176$ kN 时的等值线图

图 7 碟簧在不同载荷下的等值线图

Fig. 7 Equivalent line of different loads of the disk spring

碟簧,在载荷比较大的工况下容易出现刚性偏低,弹性不足,缓冲减振能力差的情况。所以在较大载荷的工况下选择碟簧应该充分考虑这个因素。

用三维实体单元分析碟簧的加载—卸载过程中的变形,按照 3 片碟簧叠合组合建模, $D=315$, $d=161.6$, $h=7$, $t=18$, 载荷为上表面最内圈的压力,位移边界条件为下表面支承处的竖直方向

的位束,施加的最大载荷为 1 176 kN,摩擦系数取 0.02,网格划分如图 9。

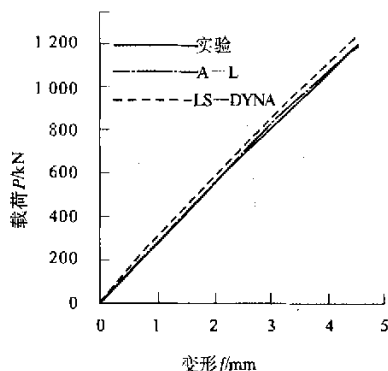


图 8 3 种计算结果的加载曲线比较
Fig. 8 Loaded curve comparison of three sorts of the calculated values

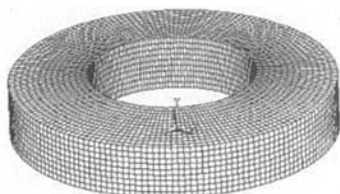


图 9 三维有限单元网格图
Fig. 9 Mesh of the three dimension finite element

分析时进行连续的加载和卸载,得到的加载—卸载曲线如图 10。

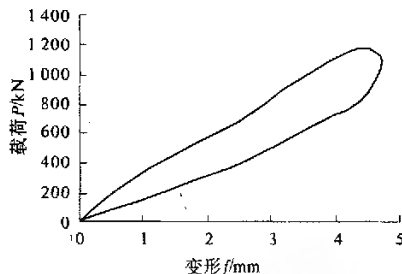
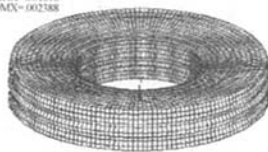


图 10 LS-DYNA 计算的加载—卸载曲线图
Fig. 10 Loaded—unloaded curve of LS-DYNA
不同载荷下的变形图如图 11 所示。

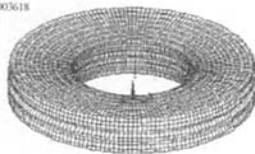
将试验测试、A—L 法计算和 LS—DYNA 数值模拟的加载—卸载曲线进行比较可以发现(见图 3,图 4,图 10),在试验测试和 LS—DYNA 数值模拟的加载—卸载曲线中,加载曲线与卸载曲线之间的面积虽然有差别,但都明显大于 A—L 法计算的面积,这是由于 A—L 法计算时仅考虑的摩擦力的影响,加载曲线和卸载曲线不重合是由于产生阻尼的影响,而产生阻尼的因素有多种原因,如接触,结构变形,加载速度以及碟簧叠合的盘片数,都可以影响阻尼,所以在对阻尼和减振器占用空间有较高要求的工作情况下,可以将 LS—DYNA 数值模拟和试验抽样测试结合起来进行碟簧选型是更好的方法。

DISPLACEMENT
STEP=1
SUB=54
TIME=0.01696
DMX=0.02388



加载时 P=627.2 kN 的变形

DISPLACEMENT
STEP=1
SUB=56
TIME=0.02772
DMX=0.03618



卸载时 P=627.2 kN 的变形

图 11 碟簧在不同载荷下的变形

Fig. 11 Deformation of different loads of the disk spring

5 结论

通过对组合碟簧进行刚度试验,用传统的 A—L 方法计算和有限元软件 LS—DYNA 数值模拟,可以看出传统选型使用的 A—L 方法不够精确,在要求较高或者特殊工况下不适用.有限元软件 LS—DYNA 可以按照碟簧的实际工作情况进行准静态或动态数值模拟,计算速度快,结果与试验值较符合,在实际工程应用中也可便捷方便,从而为在工程中根据实际情况进行选型提供一个比较实用的方法。

万方数据

参考文献:

- [1] ALMEN J O, LASZLO A. The uniform—section disk spring[J]. Trans ASME, 1936, 58, 305—314.
- [2] CURTI G, ORLANDO M, PODDA G. Vereinfachtes verfahren zur berechnung von tellerfedern [J]. Draht. 1980, 31(11), 789—792.
- [3] W AGNER W, WETZEL M. Berechnung von tellerfedern mit hilfe der methode der finiten elemente [J]. Konstruktion 1987, 39(4), 147—150.

(下转第 124 页)

- [6] JANG JSR. ANFIS: Adaptive - network - based fuzzy inference system [J]. IEEE Transactions on System, Man and Cybernetics, 1993, 23(3): 665 - 685.
- [7] 杜太亮, 钟坚敏, 张永兴. 基于 ANFIS 模型的达坡变形预测方法[J]. 重庆建筑大学学报. 2005, 27(4): 27 - 31.
- [8] 许佳丽, 陈阳舟. 基于 MATLAB 的非线性系统模糊建模及仿真[J]. 计算机仿真, 2004, 21(5): 49 - 52.
- [9] 张智星, 孙春在, [日]水谷英二, 等. 神经-模糊和软计算[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2000.

Annual Runoff Forecast Based on ANFIS

MA Xi-xia, CHEN Xin, HU Tie-cheng

(School of Environment and Water Conservancy Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: The past forecast methods for annual runoff are analyzed and ANFIS is explained. This paper applies ANFIS forecast model which is used in the annual runoff forecast of a hydrologic station in northwest zone of China. Based on annual hydrologic data of this zone, the annual runoff is forecasted by MATLAB. The results show that this method accelerates the speed of calculation and improves the capability of accommodativeness and the precision of forecast by comparing this method with developed ANN model (two methods of Max - Speed Descending - Conjugate Grade and Evolution Simplex). The feasibility of ANFIS for annual runoff forecast is proved.

Key words: runoff forecast; ANFIS; ANN; influence factor

(上接第 120 页)

- [4] 易先忠. 碟形弹簧基本特性参考分析[J]. 石油机械, 1995, 23(3): 10 - 17.
- [5] 苏 军, 吴建国. 碟形弹簧特性曲线非线性有限元计算[J]. 力学与实践, 1997, 19(4): 49 - 50.
- [6] 张进国, 吕英民. 碟形弹簧非线性特性分析有限元法[J]. 机械研究与应用, 1998, 11(2): 15 - 16.
- [7] 吴鹤华, 张 行. 计及摩擦的有限变形碟形弹簧薄膜解[J]. 北京航空航天大学学报, 1996, 22(5): 585 - 590.
- [8] 罗晋华, 王海期, 何永标, 等. 碟形弹簧阻尼特性的试验和计算法研究[J]. 中国机械工程, 1995, 6(2): 61 - 64.
- [9] GB/T 1972-2005, 碟形弹簧[S].
- [10] 尚晓江, 苏建宇. ANSYS/LS-DYNA 动力分析方法与工程实例[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2005.

Research on Stiffness of Combination Disk Spring

SUN Li-min, WANG Xiao-bo, SHI Li

(Department of Engineering Mechanics, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: Based on the actual structure and specific working character of disk spring, experimentation was done on combination disk spring and the process of continuous load as well as load-unload of congruent disk spring was imitated with nonlinear explicit algorithm of the finite element software ANSYS/LS-DYNA. Therefore, we can obtain the result of the relative curve of load-displacement. The result was contrasted with experimented value and traditional algorithm Almen-Laszlo formula. The conclusion can be drawn that the result is approximately fitted with the experimental value and accurate than Almen-Laszlo formula. As a result, a brief and proper method of choosing the composite disk spring is provided in engineering.

Key words: combination disk spring; ANSYS/LS-DYNA; nonlinear; explicit algorithm