

文章编号:2095-0411(2018)02-0063-06

套管钳齿轮传动系统的仿真分析

裴峻峰¹, 宋于鹏¹, 刘志刚², 陈 杰², 仲建军²

(1.常州大学 机械工程学院,江苏 常州 213016; 2.江苏如石机械有限公司,江苏 如东 226406)

摘要:液压套管动力钳是油田套管上、卸扣的重要井口工具。文中提出对新设计的液压套管动力钳的齿轮传动系统进行了强度校核,针对齿轮传动系统的不同的运动状态将三维模型导入 Workbench 中进行了力学仿真分析。对套管钳的齿轮传动系统进行了动力学仿真分析,在 Solidworks 和 ADAMS 软件中分别实现了对套管钳齿轮传动系统的建模、装配以及对齿轮传动系统的动力学分析。经过仿真分析得到套管钳齿轮传动系统的结构强度满足使用要求以及齿轮传动系统运行平稳的结论,同时仿真分析为新型套管钳的传动系统的设计提供了有价值的仿真模拟依据。

关键词:液压套管钳;齿轮传动系统;动力学分析

中图分类号: TH 132.417

文献标志码: A

doi: 10.3969/j.issn.2095-0411.2018.02.009

Simulation Analysis of Casing Gear Transmission System

PEI Junfeng¹, SONG Yupeng¹, LIU Zhigang², CHEN Jie², ZHONG Jianjun²

(1. School of Mechanical Engineering, Changzhou University, Changzhou 213016, China; 2. Jiangsu Rushi Machinery Co., Ltd., Rudong 226406, China)

Abstract: The hydraulic casing power tongs is an important tool for casing and shackling. In this paper, the intensity of the gear transmission system of the new hydraulic casing power tongs were checked. We imported the 3D model for mechanics simulation in the Workbench at the different motion state of the gear transmission system. The dynamic simulation analysis of the gear transmission system of the casing clamp was carried out. Respectively in the Solidworks and Adams software the modeling, assembly and dynamic analysis of the gear transmission system were achieved. The simulation results show that the structural strength of the transmission system satisfies the requirements and the smooth running of the gear transmission system. At the same time, the simulation analysis provides a valuable simulation for the design of the new type of hydraulic casing power tongs.

Key words: hydraulic casing tongs; gear transmission system; dynamic analysis

收稿日期: 2017-08-03。

基金项目: 江苏省企业创新与成果转化专项基金项目(BA2015128)。

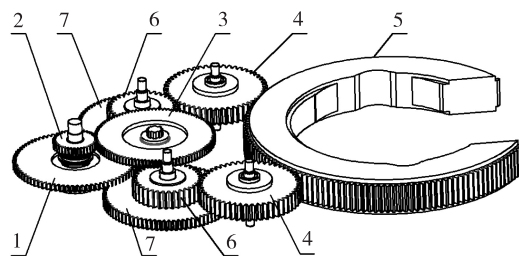
作者简介: 裴峻峰(1954—),男,江苏宜兴人,博士,教授。E-mail: peijf@cczu.edu.cn

在产品生产之前要对虚拟样机进行仿真分析,而仿真分析可以实现节约产品设计成本、缩短设计周期、保证设计出的产品在完成加工制造之后能够安全、稳定地运行。油田钻采用液压套管动力钳的齿轮传动系统在工作的过程中会涉及齿轮的强度、刚度、疲劳寿命、齿轮传动时的啮合力以及齿轮传动系统转动的平稳性,这些因素决定着套管钳齿轮传动系统能否安全、高效地实现传动工作。针对这些内容在 Workbench 软件中完成了对新设计的液压套管动力钳齿轮传动系统的强度校核,得到新设计的套管钳齿轮传动系统在使用过程中结构强度和疲劳寿命满足使用要求的结论。在软件 Adams 中完成了对齿轮传动系统动力学的仿真分析,得到开口齿轮能够实现平稳转动、以及开口齿轮处的啮合力波动较小的结论。

1 液压套管动力钳齿轮传动系统模型建立

液压套管钳是石油矿场重要的井口工具,其结构组成主要包括钳头夹紧机构、齿轮传动系统、液压控制总成、吊索总成、壳体等结构,其功能是对套管进行夹紧并进行套管丝扣的上、卸操作^[1]。在对套管的丝扣进行上、卸扣操作时,需要采用两种不同的速度实现对套管的上、卸扣;在对套管进行旋扣时需要钳头的转速较高,以提高工作效率;在对套管的丝扣进行紧扣或崩扣时需要钳头进行低速转动,以获得足够大的扭矩。

套管钳使用液压马达带动齿轮传动系统,通过换挡机构可以实现开口齿轮处的高、低速的转动。在套管钳的钳头进行紧、崩扣和旋扣时需要选择一个合理的开口齿轮转动速度,根据设计的齿轮传动系统的高、低速传动比,开口齿轮处会获得两种不同的高、低转速。根据新设计的夹紧套管直径最大值为 762mm 的套管钳的使用要求和传动比,经过计算得出齿轮传动系统各组成部分的参数。齿轮传动系统示意图如图 1 所示,其中双联齿轮组如图 2 所示。



1—高速齿轮;2—低速齿轮;3—双联齿轮组;4—惰轮 I 组;5—开口齿轮;
6—惰轮 II 组上部齿轮;7—惰轮 II 组下部齿轮

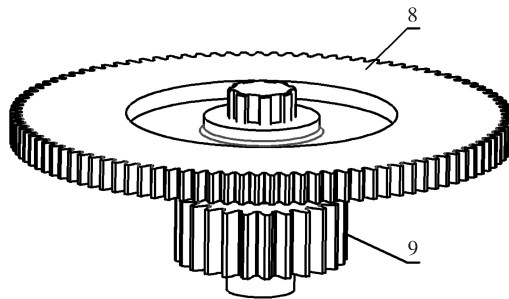
图 1 套管钳齿轮传动系统

2 齿轮传动系统的仿真分析

2.1 齿轮传动系统的应力和疲劳寿命分析

套管钳的齿轮传动系统在工作过程中根据不同的工作状态会选用高速或低速的齿轮传动进行对套管的上、卸扣操作。在对齿轮传动系统的结构强度进行校核时,齿轮传动系统要在承受最大扭矩工况下进行结构的仿真分析计算,系统在低速传动的情况下,开口齿轮处会获得最大扭矩,所以要对齿轮低速传动系统进行相应的力学分析^[2],完成对齿轮传动系统的强度校核。

本文使用有限元工程仿真软件 Workbench 对齿轮传动系统进行了力学仿真分析,在仿真分析时要在各齿轮孔处添加圆柱面约束(Cylindrical Support),切线方向设定为自由^[3]。对齿轮传动系统添加载



8—00 联大齿轮;9—双联小齿轮

图 2 双联齿轮组

荷,在低速齿轮处添加扭矩(Moment)为 $3.1\text{kN}\cdot\text{m}$,在开口齿轮处添加负载扭矩为 $100\text{kN}\cdot\text{m}$,如图 3 所示。齿轮传动系统在低速传动时包含了 2 种不同的运动状态分别为:开口齿轮与 2 个惰轮 I 组啮合、开口齿轮与单个惰轮 I 组啮合。这两种不同的齿轮啮合状态使得齿轮传动系统中的各个组成部件有不同受力情况^[4],图 4、图 5 分别为齿轮传动系统在前述两种不同运动状态下的应力分析结果。

在开口齿轮处受到最大扭矩的作用时,图 4 为双惰轮 I 组与开口齿轮啮合时齿轮传动系统所承受的最大应力值为 234.51MPa ,图 5 为单惰轮 I 组与开口齿轮啮合时齿轮传动系统所承受的最大应力值为 285.07MPa 。设计齿轮传动系统时齿轮的材料选择 42CrMo,该种材料的许用应力为 930MPa ^[5],则齿轮传动系统所承受的应力值远小于许用应力,由此可以得到齿轮传动系统的结构设计合理,齿轮的参数选择合理,齿轮传动系统满足使用要求。

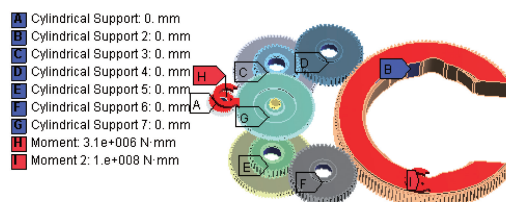


图 3 模型添加载荷与约束

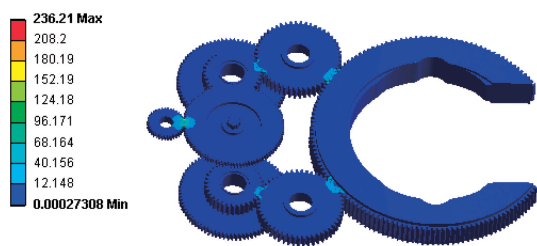


图 4 双惰轮啮合时应力分析

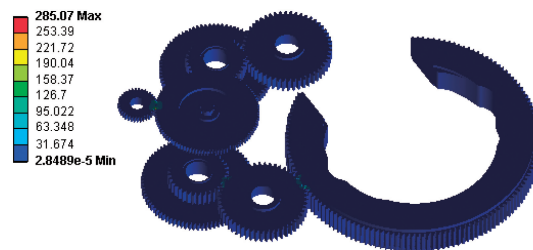


图 5 单惰轮啮合时应力分析

齿轮传动系统在长期的使用过程中,结构的内部会产生交变应力进而会产生裂纹直至最后会突然断裂产生疲劳失效,因此齿轮传动系统的使用周期在疲劳寿命之内能够正常工作,当超出疲劳寿命时会产生疲劳失效。在完成对套管钳的齿轮传动系统的结构强度校核之后,还要对齿轮传动系统的疲劳寿命进行分析计算,以实现对其疲劳寿命的预测。所谓疲劳寿命是指材料在疲劳破坏前所经历的应力循环数称为疲劳寿命。为了进行疲劳寿命的分析,根据套管钳齿轮传动系统各组成部分材料的使用情况,在 Workbench 中对所使用材料的疲劳参数值进行定义,其疲劳寿命的分析结果如图 6 所示。

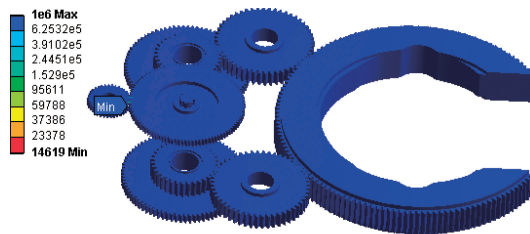


图 6 套管钳齿轮传动系统疲劳寿命云图

经过对齿轮传动系统的疲劳寿命分析计算可以得到,低速齿轮处疲劳寿命最小值为 14619 个循环,此齿轮传动系统不会在较短的时间内产生疲劳而影响套管钳齿轮传动系统的正常工作运行,能够满足长时间使用的需求。

2.2 齿轮传动系统的动力学分析

对套管钳齿轮传动系统完成了强度校核和疲劳寿命的分析计算,齿轮传动系统的各组成部分所承受的应力均未超过许用应力。齿轮传动系统在满足强度要求的条件下还要对新设计的齿轮传动系统的动力学特性进行分析^[6],为求得齿轮传动系统的运动规律,根据齿轮传动系统的运动和约束条件在软件

ADAMS 中进行动力学仿真分析。ADAMS 软件是机械系统的自动动力学分析的软件,用于对机械系统进行动力学分析。

2.2.1 齿轮碰撞模拟参数的确定

在 ADAMS 的软件中,碰撞力的函数为:

$$F = \begin{cases} 0 & q > q_0 \\ K(q_0 - q)^e - c_{\max} \cdot (dq/dt) \cdot \text{step}(q, q_0 - d, 1, q_0, 0) & q \leq q_0 \end{cases} \quad (1)$$

式中: K 为接触刚度; q 为两实体碰撞过程中的实际距离; e 为碰撞指数; c_{\max} 为最大阻尼系数; d 为切入深度; q_0 为两碰撞物体的初始距离; dq/dt 为两物体的距离随时间的变化率。

齿轮在实际的啮合过程中产生的啮合力相当于两个变曲率半径的圆柱物体之间的碰撞问题,对于此问题的求解可以将其转化为使用 Hertz 理论进行解决^[7],则:

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

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2} \quad (3)$$

式中: δ 为刚体的变形; E 为材料综合弹性模量; P 为接触法向力; R_1, R_2 分别为 2 个齿轮分度圆的半径。

把两物体之间的撞击看成是具有轻弹簧缓冲器的两物体碰撞,假设变形发生在被忽略惯性的弹簧中。根据式(2)可知接触法向力 P 和刚体的变形量 δ 的关系式为

$$P = K\delta^{3/2} \quad (4)$$

由式(2)、式(4)可得:

$$K = \frac{4}{3}R^{1/2}E \quad (5)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{(1 - \mu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \mu_2^2)}{E_2} \quad (6)$$

式中: K 为刚度系数; μ_1, μ_2 分别为两相互啮合齿轮所用材料的泊松比; E_1, E_2 分别为两相互啮合齿轮所用材料的弹性模量。

齿轮在啮合的过程中产生的啮合力相当于在 ADAMS 软件中的两实体的碰撞力^[8]。在对齿轮啮合力仿真时,可以根据以上公式计算出所需要的参数值。对于该套管钳齿轮传动系统的齿轮设计所用的材料均为 42CrMO,则 $\mu_1 = \mu_2 = 0.280, E_1 = E_2 = 212\text{GPa}$ 。根据上述的计算公式(5)可以计算得到开口齿轮与惰轮 I 组的接触刚度系数 $K = 2.13 \times 10^{12} \text{N/m}$,其他参数分别为: $E = 115\text{GPa}, e = 1.5, c_{\max} = 0.1, d = 0.1\text{mm}$,静摩擦系数为 0.08,动摩擦系数为 0.05,将这些参数值输入到 ADAMS 软件中可以对齿轮传动系统进行仿真计算^[9]。

2.2.2 齿轮传动系统的动力学仿真分析

根据齿轮传动系统实际运动情况,载荷和约束具体的添加为:地面与各齿轮之间添加旋转副约束^[10];在齿轮的啮合处添加齿轮副^[11];在惰轮 I 组与开口齿轮之间建立“实体-实体”碰撞力,对齿轮的啮合进行相应的模拟;在低速齿轮处添加恒定转速驱动;在开口齿轮处添加负载转矩,对开口齿轮的紧、崩扣负载进行模拟。

在进行仿真分析套管动力钳齿轮传动系统的低速传动的过程中,套管钳正常工作时输入齿轮的转速为 240r/min,则低速齿轮的角速度为 1 440(°)/s。设计时低速齿轮的最大输入扭矩为 3.1kN·m,在低速传动的状态下钳头开口齿轮处的最大扭矩为 100kN·m。

为了验证齿轮传动系统的仿真结果是否正确,需要将理论计算所得的结果与仿真结果进行对比,进而可以证明仿真计算和模拟的正确性。其理论计算为:已知齿轮传动系统的输入齿轮的角速度为

1 440°/s,根据设计的传动比 i 可以计算得到开口齿轮角速度 $\omega = 36.36(^{\circ})/\text{s}$ 。使用直齿齿轮啮合力的计算公式进行啮合力的计算,其计算公式为:

$$\begin{cases} F_t = 2T/d \\ F_r = F_t \tan \alpha \end{cases} \quad (7)$$

式中: F_t 为齿轮的切向力; T 为齿轮的转矩值; d 为齿轮的分度圆直径; F_r 为齿轮的径向力; α 为齿轮的分度圆压力角。将设计的参数值代入到上述计算公式中可以得到: $F_t = 133\ 333.33\text{N}$, $F_r = 48\ 529.36\text{N}$ 。

2.2.3 齿轮传动系统的仿真结果分析

齿轮传动系统的仿真结果分析

在仿真的过程中,要用到 step 函数,使得齿轮传动系统在 0.2s 之内实现平缓的加载和驱动,对于输入齿轮需要添加转速驱动,其使用的函数为 $\text{step}(\text{time},0,0,0.2,1\ 440\text{d})$ 。而对开口齿轮添加负载转矩,其使用的函数为 $\text{step}(\text{time},0,0,0.2,-100\ 000)$ 。开口齿轮转动一圈的时间为 $360^{\circ}/36.36^{\circ}=9.9\text{s}$,所以在 Adams 中设定终止时间为 10s,为提高仿真结果的精确性将仿真步数设置为 1000。

经过仿真计算得到如图 7~图 9 所示的结果,其中:

图 7 为开口大齿轮的角速度变化曲线,由于转速驱动在 0.2s 内平缓地达到稳定的转速,最终开口大齿轮以 $36.52(^{\circ})/\text{s}$ 的角速度进行平稳的转动。

图 8 为开口齿轮的啮合点切向力的变化曲线,在齿轮运动的过程中 0~3.28s 为双惰轮与开口齿轮进行啮合,开口齿轮的切向力为 63 386.06N。在 3.28~5.14s 为单惰轮的啮合,齿轮的切向力变为 128 090.36N,在 5.14~6.18s 时该处惰轮与开口齿轮未发生啮合切向力为 0,在 6.18~9.90s 时双惰轮与开口齿轮啮合其切向力为 63 386.06N。

图 9 为开口齿轮的径向力在相应的时间段内的变化情况,在 0~3.28s 内双惰轮与开口齿轮啮合时,开口齿轮的径向力为 22 431.73N;在 3.28~5.14s 时间段内为单惰轮的啮合其径向力变为 45 683.87N;在 5.14~6.18s 时该处惰轮与开口齿轮未发生啮合其径向力为 0;在 6.18~9.90s 时间段内为双惰轮与开口齿轮啮合其径向力为 22 431.73N。

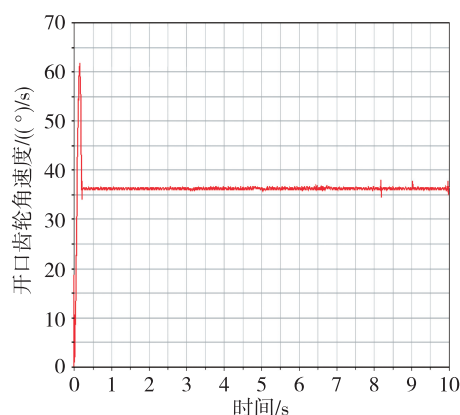


图 7 缺口齿轮角速度变化曲线

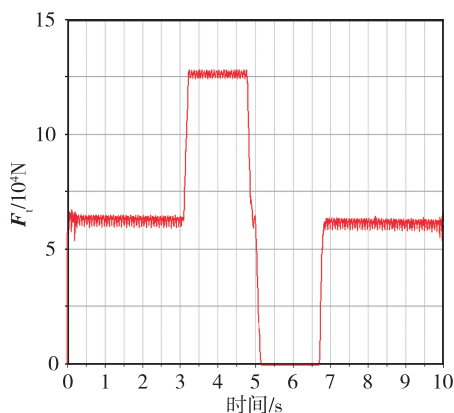


图 8 开口齿轮切向力变化曲线

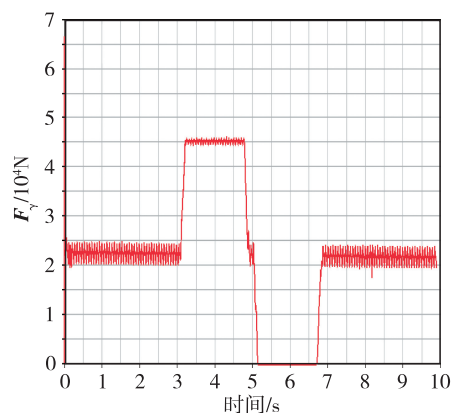


图 9 开口齿轮径向力变化曲线

根据理论计算与仿真计算的结果进行误差的分析见表 1。由表 1 可以看出,啮合力、角速度的仿真计算结果和理论计算值的相对误差均小于 10%,由此可以得出仿真计算是正确的。通过动力学仿真分析可以得到套管钳齿轮传动系统在低速运动时开口齿轮能够以 $36.52(^{\circ})/\text{s}$ 的角速度稳定转动,转动过程中波动较小。在惰轮 I 组通过开口齿轮的缺口时,齿轮之间的啮合力会发生突变,在其他运动状态时齿轮间的啮合力波动较小。这也就证实了该齿轮传动系统能够稳定工作,满足使用要求。

表 1 齿轮传动系统动力学仿真结果误差分析

仿真及理论计算结果	切向力/N	径向力/N	角速度/ ($^{\circ}$)/s)
双惰轮啮合仿真值	63 386.06	22 431.73	36.52
单惰轮啮合仿真值	128 090.36	45 683.87	36.52
单惰轮啮合理论计算值	133 333.33	48 529.36	36.36
相对误差	3.93%	5.86%	0.44%

3 结 论

根据套管钳的使用要求通过 SolidWorks 完成了对新设计的液压套管动力钳的齿轮传动系统的设计与建模,将三维模型导入到 Workbench 和 ADAMS 软件中分别进行了仿真分析,结合理论计算,得到如下结论:

1)根据套管钳的设计要求,在 Workbench 中完成了在最大扭矩 $100\text{kN}\cdot\text{m}$ 作用下对齿轮传动系统在不同运动状态下的力学分析,在两种不同的运动状态下其所承受的最大应力为 285.07MPa ,应力值未超过许用应力,校核了齿轮传动系统中齿轮的强度并对其疲劳寿命进行了分析计算,得到齿轮传动系统结构强度和疲劳寿命满足使用要求的结论。

2)在 ADAMS 仿真软件中对齿轮传动系统进行了动力学仿真分析,齿轮传动系统的开口齿轮以 $36.52(^{\circ})/\text{s}$ 的角速度稳定运行,开口齿轮处的啮合力有较小的波动,满足使用要求。

参考文献:

- [1]高翔,黄凤鸣,曹浪波.开口齿轮传动机构设计探讨[J].石油矿场机械,2003,32(6):37-39.
- [2]宁波,吕志军,娄文斌.基于 ANSYS Workbench 的堆垛机结构分析与优化[J].机械设计与制造,2012,50(6):71-73.
- [3]WELLAUE R, SEIREG A. Bending strength of gear teeth by cantilever plate[J]. The Theory Journal of Engineering for Industry, 2009,20(18): 213-215.
- [4]刘海娥,张思婉.基于 ANSYS 的渐开线啮合齿轮有限元分析[J].机械制造与研究,2010,39(1):28-29.
- [5]曾林林,周丽平.基于 ANSYS Workbench 的齿轮齿条传动强度有限元分析[J].机械与自动化,2014,21(6):33-36.
- [6]李润东,王建军.齿轮系统动力学:振动·冲击·噪声[M].北京:科学出版社,1997:186-231.
- [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.
- [8]黄泽平,马吉胜,吴大林.齿轮轮齿接触力仿真研究[J].机械传动,2007,31(2):26-28.
- [9]ROBERT G, PARKE R. Impact of tooth friction and its bending effect on gear dynamics[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 42(30): 103-106.
- [10]黄中华,张晓健,周玉军.渐开线齿轮啮合碰撞力仿真[J].中南大学学报(自然科学版),2011,42(2):379-383.
- [11]宋少云,尹芳.ADAMS 在机械设计中的应用[M].北京:国防工业出版社,2015:145-170.

(责任编辑:李艳)