

某中速柴油机齿轮修形分析

牛军军, 陈祎博, 宋雅丽, 董晶瑾, 屠丹红

(中船动力研究院有限公司, 上海 200120)

摘要: 修形对于改善齿轮啮合质量, 降低齿轮传动的振动和噪声有重要作用。基于 KISSsoft 软件, 以某中速柴油机曲轴齿轮为研究对象, 进行齿轮修形设计分析。得到曲轴齿轮修形前后齿面接触应力、齿轮传递误差、齿根弯曲应力等参数的变化情况, 为优化齿轮修形提供理论依据。

关键词: 中速柴油机; 曲轴齿轮; 修形

中图分类号: TK423.4⁺2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-4357(2019)04-0035-04

Gear Modification Analysis of a Type of Medium-Speed Diesel Engine

Niu Junjun, Chen Yibo, Song Yali, Dong Jingjin, Tu Danhong

(China Shipbuilding Power Engineering Institution Co., Ltd., Shanghai 200120)

Abstract: Modification plays an important role in improving gear meshing quality and reducing gear transmission vibration and noise. Based on KISSsoft software, the crankshaft gear of a medium-speed diesel engine was studied and the gear shape modification design analysis was carried out. The changes of parameters such as tooth surface contact stress, gear transmission error and root bending stress before and after crankshaft gear modification were obtained, which provided a theoretical basis for optimizing gear modification in the future.

Key words: medium-speed diesel engine; crankshaft gear; modification

0 引言

某中速柴油机齿轮传动装置由曲轴齿轮、大小惰轮、凸轮轴齿轮、燃油泵中间齿轮、燃油泵齿轮和调速器齿轮组成。曲轴齿轮是齿轮传动装置的主动齿轮, 用于驱动凸轮轴、调速器齿轮、燃油泵齿轮等部件。工作中, 通过正确的齿轮传动比保证上述部件达到规定的工作转速; 通过齿轮的正确安装确保准确的配气定时和供油定时。

齿轮传动是一种广泛应用的机械传动形式, 其传动效率高、结构紧凑, 但由于不可避免地存在制造和安装误差, 导致齿轮传动振动和噪声较大。该型柴油机齿轮传动装置布置在柴油机后端, 齿轮都在机架内部, 一旦某个齿轮出现故障, 就须拆掉齿轮传动装置, 维修成本高。因此, 采用齿轮修形对

齿轮进行优化改进, 改善齿轮齿面接触状况和齿轮传动平稳性, 进而提高齿轮承载能力及使用寿命具有重要意义。

本文采用 KISSsoft 软件对曲轴齿轮进行修形仿真计算, 对比修形前后曲轴齿轮齿面接触应力、齿轮传递误差、齿面接触温度、齿根弯曲应力等参数的变化。

1 计算模型

该中速柴油机曲轴齿轮和大惰轮齿轮几何参数见表 1。曲轴齿轮和大惰轮齿轮材料为 20CrMnMo, 热处理为渗碳淬火及回火。曲轴齿轮的转速为 660 ($\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$), 传递扭矩为 20 328 ($\text{N} \cdot \text{m}$)。齿轮几何尺寸计算依据 DIN3960 标准; 精度等级依据 DIN3961 标准 7 级。

表 1 曲轴齿轮参数

	曲轴齿轮	大惰轮齿轮
齿数	54	66
模数/mm	11	11
压力角/(°)	20	20
分度圆直径/mm	594	726
基圆直径/mm	558.177	682.217
齿宽/mm	55	51

采用 KISSsoft 软件建立该中速柴油机齿轮系统仿真分析模型,如图 1 所示。仿真模型中每个齿轮不仅有齿轮的几何参数信息,如模数、齿数、压力角、变位系数等,还包括齿轮安装的轴、轴承、联轴器、输入扭矩、输出扭矩、齿轮材料、使用系数、动载系数、润滑油型号及润滑方式、齿轮加工刀具等参数及信息。图 2 为齿轮传动装置的三维模型。

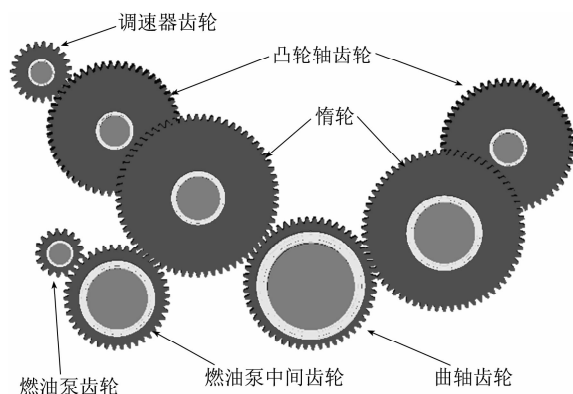


图 1 齿轮传动装置仿真模型

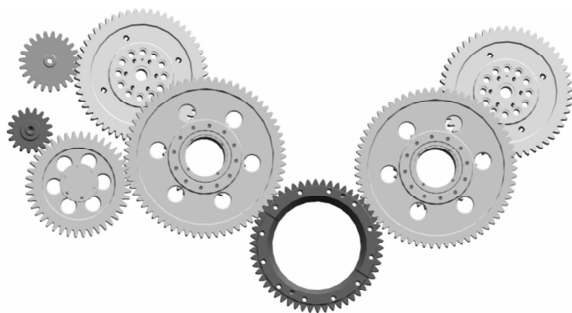


图 2 齿轮传动装置三维模型

2 计算结果及分析

根据设计手册^[1],齿面接触应力为:

$$\sigma_H = Z_{BD} Z_H Z_E Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t (u+1)}{d_1 b} \frac{K_A K_V K_{H\beta} K_{H\alpha}}{u}} \quad (1)$$

式中: σ_H 为计算接触应力; Z_{BD} 为单对齿啮合系

数; Z_H 为节点区域系数; Z_E 为材料弹性系数; Z_ϵ 为接触强度计算的重合度系数; Z_β 为接触强度计算的螺旋角系数; F_t 为分度圆上的名义切向力; d_1 为分度圆直径; b 为齿宽; u 为齿数比; K_A 为使用系数; K_V 为动载系数; $K_{H\beta}$ 为接触强度计算的齿面载荷分布系数; $K_{H\alpha}$ 为接触强度计算的齿间载荷分配系数。

齿面接触应力与齿轮的几何参数、载荷、材料、载荷系数等因素有关。图 3 为计算得到的齿面接触应力 3D 云图。从图中可以看到齿宽方向的应力分布,压力最大处分布在齿中间,其值为 $814.129 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-2})$,边缘处应力也较大。

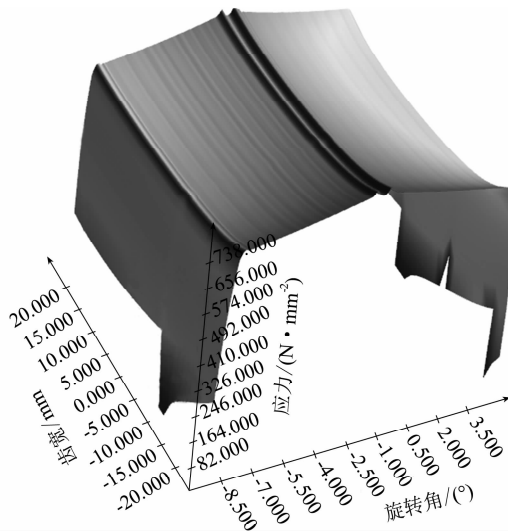


图 3 齿面接触应力 3D 图 (修形前)

一对齿轮啮合时,由于齿轮的变形和制造安装误差,会出现沿齿宽方向的受载不均,甚至出现偏载,使齿轮承受较大的应力,承载能力降低。图 4 为齿轮传递误差曲线。可以看到:在齿轮啮合范围内,传递误差值在 $(-43.469 \sim 39.6937) \mu\text{m}$ 之间,最大波动为 $3.775 \mu\text{m}$ 。齿轮啮合时,由于齿面间的相互摩擦而产生摩擦热,摩擦热使接触面的温度上升。由于齿轮的转动,被瞬时加热的接触面迅速分离,在固定转速和载荷条件下,这一复杂、动态的瞬时加热和温升过程达到一个热平衡状态,此时齿轮的温度为本体温度。齿轮的本体温度基本不变,但接触面在啮合瞬时的温度却会在极短时间内出现较大上升,增量即为瞬时温升(闪温)^[2]。

图 5 为齿面接触温度 3D 云图,最大齿面接触温度为 $135.9535 \text{ }^\circ\text{C}$,出现在齿面最开始的接触区域。

齿根弯曲应力可以通过公式(2)计算得到:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{m_n b} K_A K_V K_{F\beta} K_{F\alpha} Y_\epsilon Y_\beta \quad (2)$$

式中: σ_F 为计算弯曲应力; m_n 为模数; $K_{F\beta}$ 为弯曲强度计算的齿面载荷分布系数; $K_{F\alpha}$ 为弯曲强度计算的齿间载荷分配系数; Y_ϵ 为弯曲强度计算的重合度系数; Y_β 为弯曲强度计算的螺旋角系数。

齿根弯曲应力与齿轮的几何参数、载荷、材料、载荷系数等因素有关。图 6 为计算得到的齿根弯曲应力 3D 云图。从图 6 中可以看到齿宽方向的应力分布, 应力最大处分布在齿根两端处, 其值为 $357.534 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-2})$ 。

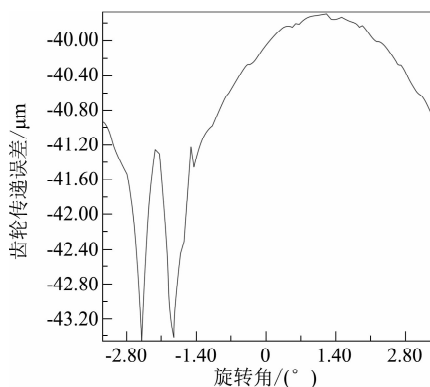


图 4 齿轮传递误差曲线图 (修形前)

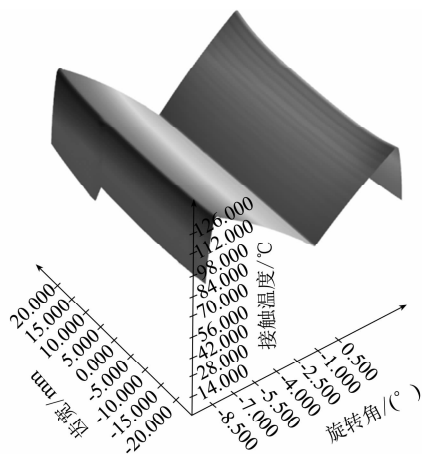


图 5 齿面接触温度 3D 图 (修形前)

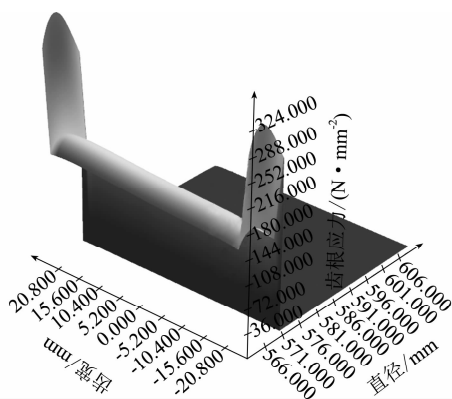


图 6 齿根弯曲应力 3D 图 (修形前)

齿轮副在啮合过程中, 由于受到载荷作用, 轮

齿有变形, 轴会有偏心, 轴承存在间隙, 轴承受力后有变形, 这些都会导致原本应该完全啮合的齿轮副偏载, 局部应力过大, 大大降低齿轮寿命。而修形可以减轻冲击和振动, 减少动载荷等。

按修形部位可以将修形分为齿廓修形和齿向修形两种。齿廓修形是从齿轮齿廓上切去啮合过程中的干涉部分, 包括齿顶修形、齿根修形等。其原理大致可归纳为三类: 材料力学方法、弹性力学方法和数值解法^[3]。齿顶修形和齿根修形是齿廓修形中最简单的, 也便于加工, 但整体效果较差。

齿向修形是沿齿线方向微量修整齿面, 使其偏离理论齿面, 包括齿端修形、螺旋角修形、鼓形修形等。其中: 鼓形修形通过修形使齿轮在齿宽中部鼓起, 两边呈对称布置, 按照等半径圆弧设计。鼓形修形后齿轮的传动平稳性可提高。同时这种修形方法简单, 加工方便, 而且容易发现问题和控制修形质量^[4]。

本文采用鼓形修形和齿顶修形相结合的复合修形, 鼓形修形依据 ISO6336-1 附件 B 进行。本文中曲轴齿轮和大惰轮齿轮同时修形。曲轴齿轮修形参数为: $r = 18\ 906.25 \text{ mm}$, $C_b = 20 \text{ μm}$, $C_a = 40 \text{ μm}$, $d_{ca} = 610.705 \text{ mm}$ 。大惰轮齿轮的修形参数为: $r = 10\ 837.5 \text{ mm}$, $C_b = 30 \text{ μm}$, $C_a = 60 \text{ μm}$, $d_{ca} = 747.192 \text{ mm}$ 。相关参数示意图 7。

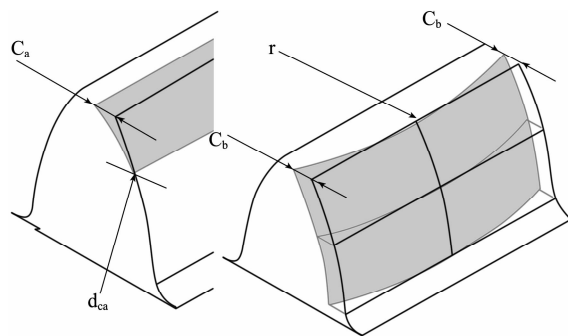


图 7 修形参数示意图

图 8 为修形后的齿面接触应力 3D 云图, 对比修形前 (图 3) 发现: 边缘应力明显减小, 鼓形位置应力明显增大, 最大值为 $925.980\ 4 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-2})$, 更有利于发挥鼓形齿轮的优势, 延长齿轮的使用寿命。

图 9 为修形后的齿轮传递误差曲线, 在齿轮啮合范围内, 传递误差值在 $(-54.552\ 8 \sim -51.807\ 6) \text{ μm}$ 之间, 最大波动为 $2.745\ 2 \text{ μm}$ 。可见: 修形后相比修形前稳定性更好。

图 10 为修形后的齿面接触温度 3D 云图。最大齿面接触温度为 $154.821\ 4 \text{ °C}$, 出现在齿面最开

始的区域;修形后齿面接触温度有所上升,但整个齿面的承载能力明显提高,而且温度曲线变化更加缓和。

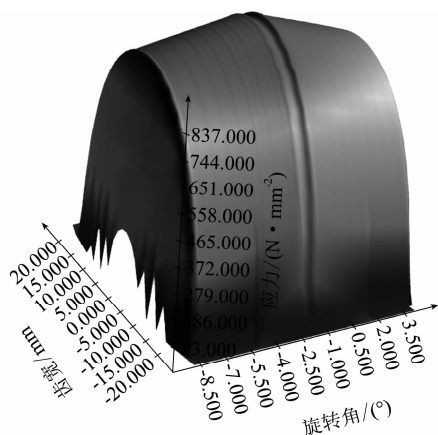


图8 齿面接触应力3D图(修形后)

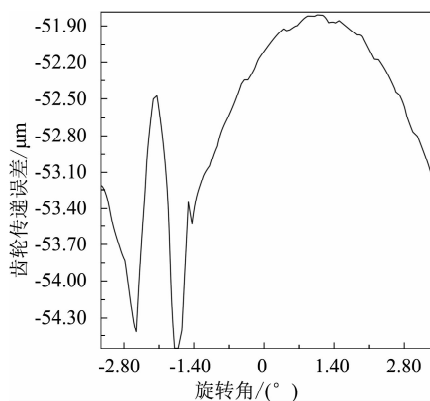


图9 齿轮传递误差曲线(修形后)

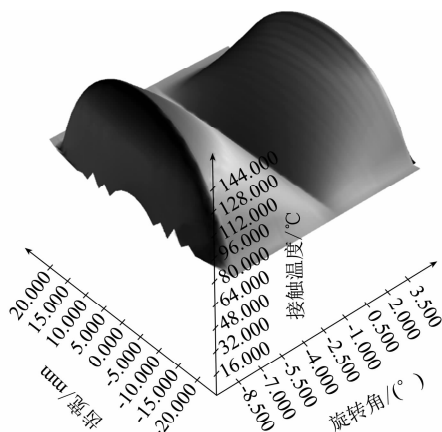


图10 齿面接触温度3D图(修形后)

图11为修形后的齿根弯曲应力3D云图。与修形前相比,齿轮两端的应力降低,最大应力出现在齿根中间处,为 $246.8421 \text{ (N} \cdot \text{mm}^{-2}\text{)}$,较修形

前大大减小。

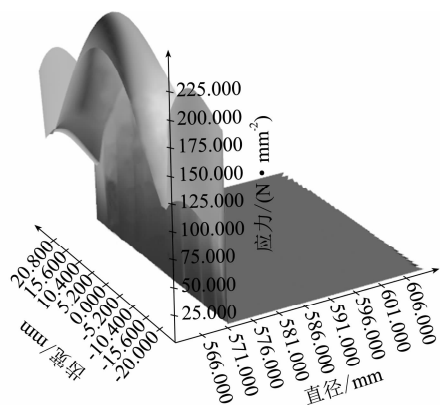


图11 齿根应力3D图(修形后)

3 结论

本文采用 KISSsoft 软件,分析了曲轴齿轮修形前后齿面接触应力、齿轮传递误差、齿面接触温度和齿根弯曲应力等参数的变化,得出以下结论:

(1) 曲轴齿轮采用鼓形修形和齿顶修形后,载荷分布更加合理,齿轮两端的应力降低,齿轮偏载消除,齿根弯曲应力明显降低。在齿轮强度不降低的情况下,齿面接触应力增大,齿轮传递误差略有减少,齿面接触温度变化更加缓和。

(2) 齿轮修形技术是齿轮设计和制造的关键技术。根据 KISSsoft 软件计算得到的修形值具有一定的参考价值,但应用中还须结合实践经验和加工工艺确定。

(3) 齿轮修形时,往往是多种修形同时进行。如在鼓形修形的同时,也进行齿顶修形或齿根修形,如此能得到更好的修形效果。当然,随着科学技术的进步,可以采用电化学修形等新的修形技术。

参考文献

- [1] 中国机械工程学会,中国机械设计大典编委会. 机械设计大典:第四卷,机械传动设计[M]. 南昌:江西科学技术出版社,2002. 1.
- [2] 靳广虎,朱如鹏,朱自冰,等. 面齿轮传动齿面瞬时接触温度分析[J]. 机械科学与技术,2009, 3(28): 3.
- [3] 王统,贾毅,邱良恒,等. 渐开线齿轮修形方法的进展[J]. 上海交通大学学报,1998, 52(5): 133-137.
- [4] 邹松林. 论渐开线圆柱齿轮的齿形齿向修形问题[J]. 科技资讯,2013(10): 132-133.