

基于拓扑优化的主减速器大直径齿轮幅板设计

尹伟杰 王文凯 袁泉桀 蔡智杰

(中国航发湖南动力机械研究所 湖南 株洲 412002)

摘要: 大直径齿轮作为直升机减速器中的典型传动零件,大多应用在主减速器传动链共轴级齿轮中。大直径齿轮由于幅板较大,在使用过程中往往存在变形大、刚度不足的问题。提高齿轮强度和刚度的方法较多,更改材料和改变设计结构为最常用的方法。本文首先通过有限元软件,构建了大直径齿轮的模型;其次对该模型进行拓扑优化,得到了优化后的模型;最后根据齿轮的加工工艺性,对拓扑后的齿轮进行结构改进,得到最终的齿轮幅板结构。本文为主减速器大直径齿轮幅板设计提供一种正向设计思路和方法。

关键词: 大直径;幅板设计;拓扑优化

0 引言

作为直升机传动系统中最复杂的核心部件,主减速器将发动机提供的动力和运动传递给主旋翼和尾旋翼,其性能决定了直升机传动系统的优劣。直升机旋翼与发动机输出轴的转速相差悬殊,旋翼轴转矩较大,为了减小齿轮载荷,必须采用多级传动和复杂的传动系统,通过并车齿轮将发动机大部分功率输出至旋翼轴。

目前传统的中型吨位的直升机主减速器中,最大的齿轮为并车齿轮,其轮齿直径一般在500~550mm左右,轮齿直径与支撑内径的比值 S 约为1.5~2.5,轮齿直径与支撑跨度的比值 T 约为1.5~2.5。共轴双旋翼的主减速器的并车齿轮,其轮齿直径可达698mm, S 值为3.49, T 值高达8.21。根据经验可知,在齿轮幅板壁厚相同的情况下, S 值、 T 值越高,则齿轮的刚度越差,在轮齿啮合力作用下,幅板的变形也越大。幅板变形最终会导致轮齿印痕偏向一端,偏载位置的轮齿接触应力和弯曲应力大幅提高^[1],使齿轮表面出现磨损、擦伤等缺陷;当实际应力值远大于材料许用值时,还会出现断齿现象。因此对于主减速器中 S 值、 T 值较大的大直径齿轮,在设计之初就应根据齿轮的载荷工况,提高其幅板的刚度,减小齿轮幅板的变形。

目前,直升机传动系统主减速器试验件中,因大直径齿轮幅板刚度不足导致零部件提前失效的问题已发生多次^[2]。大直径齿轮幅板刚度不足引起的齿轮偏载问题是制约直升机减速器寿命和可靠性提高的

关键之一^[3]。

1 研究现状

目前国内外学者针对主减速器中大直径齿轮刚度不足、变形大等问题,在材料及结构设计方面开展了大量工作,例如:美国“黑鹰”直升机主减速器中,齿轮大量应用代号为9310的渗碳合金结构钢。该材料具有高淬透性、高硬度和高疲劳强度,能够极大地减小齿轮幅板的变形以及提高轮齿齿面的耐磨性能。美国OH-6A直升机主减速器的大直径齿轮,采用双幅板设计来提高齿轮的支撑刚度。

大直径齿轮幅板的质量一般占据整个齿轮的1/2以上,而直升机主减速器对质量有着严苛的要求,因此增加幅板刚度不能简单地采用加厚幅板的方式。拓扑优化是继尺寸优化和形状优化之后的一种更自由、更高效的优化方法^[4]。拓扑优化是指在一个给定的结构设计区域内,根据已知的约束、载荷及边界条件,通过科学的优化计算,寻求满足设计约束的最优拓扑结构^[5],是一种指导结构概念设计的有效方法。拓扑优化方法不依赖初始构型及工程师经验,可获得最佳传力结构,已成为结构创新设计的重要工具^[6]。

本文以某主减速器上大直径齿轮为例,通过有限元软件,构建其模型,并进行拓扑优化,再根据幅板加工工艺对拓扑优化后的模型进行工艺性优化,得到最终的幅板结构,并将其与原结构进行对比分析。

2 构建拓扑优化模型

本文以某主减速器内旋翼轴从动锥齿轮齿副为

例(图1),构建有限元模型。在构建大直径齿轮拓扑优化初始模型时,应给予幅板足够的设计空间,并且轮齿参数以及齿轮与其它零件的接口参数,应与原齿轮保持不变,原齿轮模型和拓扑优化初始结构见图2。

3 开展齿轮幅板拓扑优化

3.1 参数设置

原内旋翼轴从动锥齿轮质量为25kg,本次拓扑优化目的在于提高幅板的刚度,因此将拓扑优化的目标质量设置为25kg,其余设计参数见表1。设计变量为:设计区域的有限元单元伪密度;目标函数:结构柔顺度最小(即结构刚度最大);约束条件:设计区域质量约束。

3.2 齿轮幅板优化结果

拓扑优化过程中尽量保持原齿轮的花键及齿轮结构不变,经过多轮拓扑优化迭代尝试,得到齿轮幅板拓扑优化结构,如图3所示。对比原始齿轮幅板,拓扑优化后的幅板由平直结构变为多幅板支撑结构。

3.3 齿轮幅板参数获取

为获得拓扑优化后的幅板参数,将优化后的有限元模型转成STEP通用格式,并将该模型导入Catia,对模型幅板截面轮廓进行重绘。重绘采用描点的方式进行,如理论上选取的样点越多,则重绘模型越精确。本次共选取70个轮廓点,为确保轮廓的准确性,在轮廓平直段选取较少的轮廓点,在轮廓曲线段则适当增加轮廓点。轮廓点选取完成后通过样条曲线将所有轮廓点连接,生成优化后的齿轮幅板草图,并对缺失的轮齿部位按原轮齿结构进行补充,如图4所示。

根据重绘的齿轮幅板草图,建立内旋翼轴从动锥齿轮优化后的三维模型。

4 齿轮幅板刚度对比分析

为评判拓扑优化后的齿轮改进效果,需根据实际的工况对原内旋翼轴从动锥齿轮和拓扑优化后的模型施

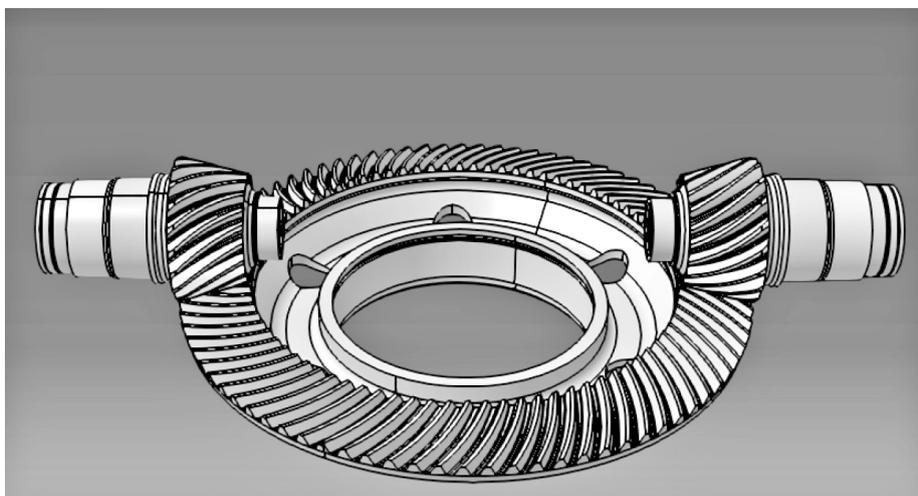


图1 内旋翼轴从动锥齿轮副

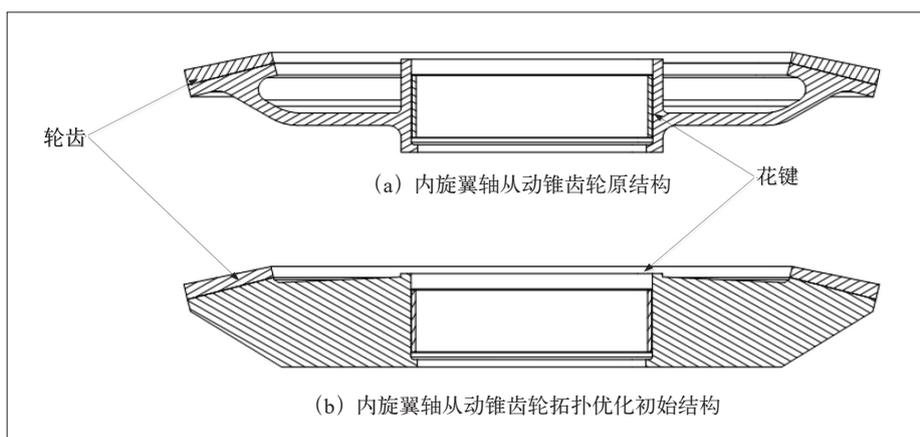


图2 内旋翼轴从动锥齿轮原结构与拓扑优化初始结构对比

加齿轮啮合力,并进行刚度计算,计算结果如图5、图6所示。

计算结果分析对比见表1。

表1 刚度计算结果分析

对比部位	原齿轮 变形量	优化后的齿 轮变形量
最大变形量/mm	2.5159	2.012
部位1(轮齿啮合点)/mm	2.1	1.6
部位2(啮合点附近幅板)/mm	最大 1.958	最大 1.3425
部位3(与啮合点成90°的轮齿部位)/mm	最大 1.1219	最大 1.3425
部位4(与旋翼轴配合部位)	最大 0.2855	最大 0.2265
质量/kg	25	24.8

根据优化前后的齿轮位移云图可知:在施加相同啮合力的情况下,轮齿整体变形更均匀,优化后的轮齿在啮合点1处的变形量减小23.8%,最大变形量减小20.0%,优化后的齿轮在啮合力状态下啮合点和

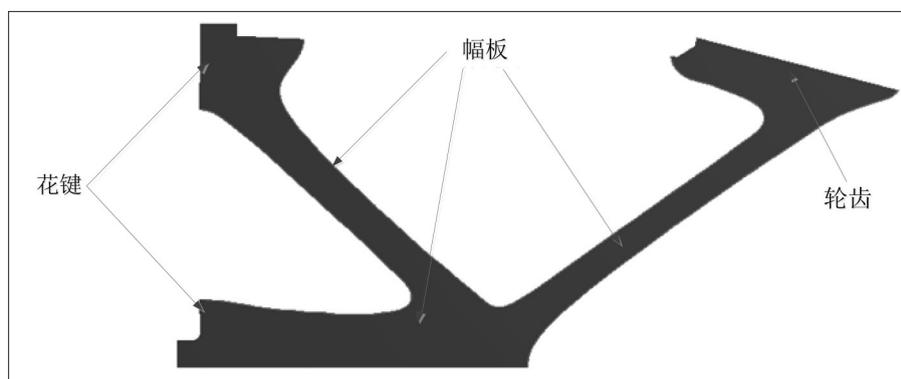


图3 拓扑优化后的齿轮幅板

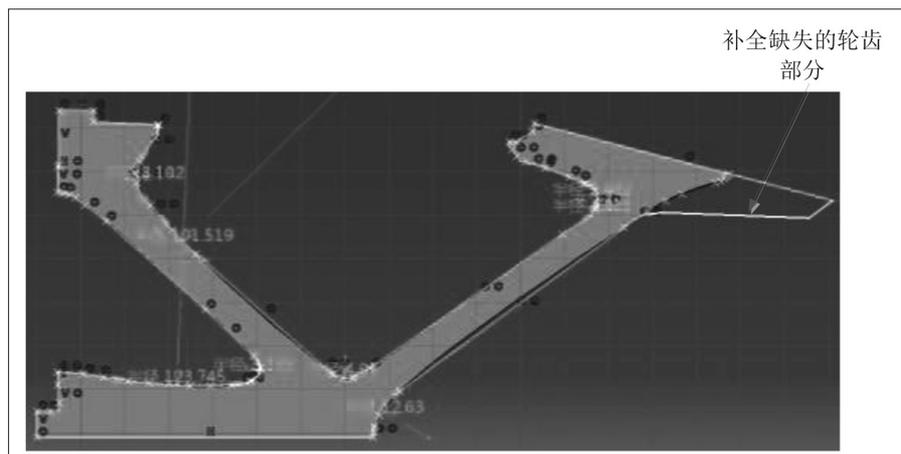


图4 齿轮幅板参数获取

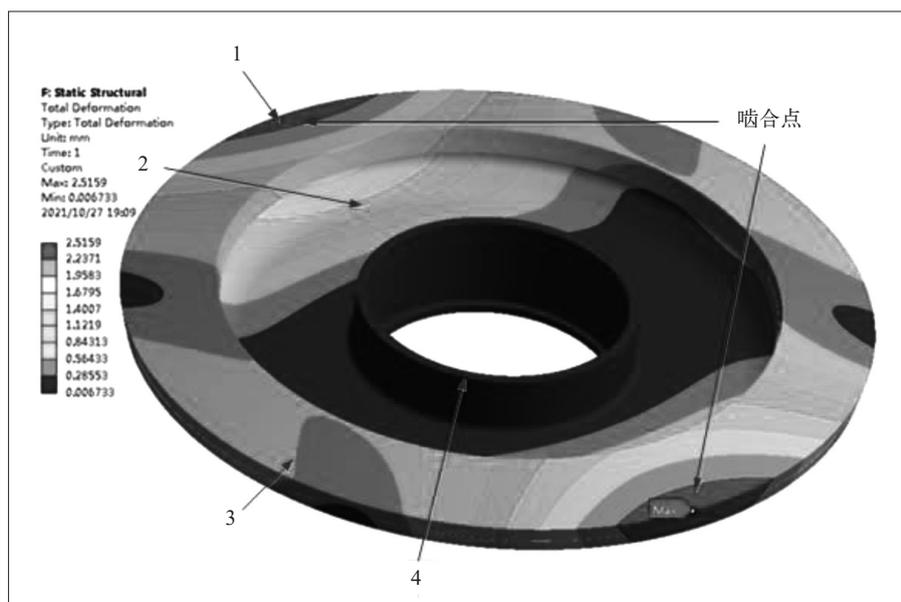


图5 原齿轮实际工况下刚度计算

幅板的变形得到了显著的改善。

5 齿轮幅板结构工艺性改进

拓扑优化可改善齿轮的结构,并提高局部的刚度,

但是在优化过程中无法考虑齿轮的加工工艺性,因此在对齿轮进行拓扑优化后需根据现有的加工和装配工艺,在最大可能保持优化后的齿轮骨架结构不变的基础上,对其进行工艺性分析,包括加工工艺性及装配工艺性。

5.1 工艺性分析

该拓扑优化后的齿轮有两处结构需进行工艺优化,如图7所示。其一:优化后的齿轮缺失花键结构,该处需补全花键结构,且为保证花键结构的强度,花键的长度需与原齿轮保持一致。其二:补充完花键结构后,该齿轮存在三角形密闭空腔,在工艺上很难实现该密闭空腔的加工,因此需要将该密闭空腔进行拆分,为最大程度地保留拓扑优化的骨架构型,可采用两个零件组合的形式构成该三角形空腔。

5.2 工艺性改进结果

将两个零件组装成一个零件的方式通常有焊接、紧固件连接等。图7中的三角形结构是拓扑优化后增强齿轮幅板刚性的关键性结构,因此两个零件组装后应具有较强的整体性和可靠性,且该处组装后无需进行拆卸,属于永久性装配。综合上述因素,该处两个零件可采用焊接的方式进行组装,如图8所示。

6 结语

本文对直升机主减速器中的大直径齿轮进行分析,发现大直径齿轮存在刚度不足的情况,导致齿轮出现偏载、剥落等问题。本文以某主减速器内旋翼轴从动锥齿轮为例,构建了其有限元模型,优化了

该齿轮的幅板结构,对比了优化后齿轮与原齿轮的刚度,完善并改进了优化后的模型及其加工工艺性,最终总结了一套主减速器大直径齿轮的设计方法。通过上述分析得到以下几点结论:

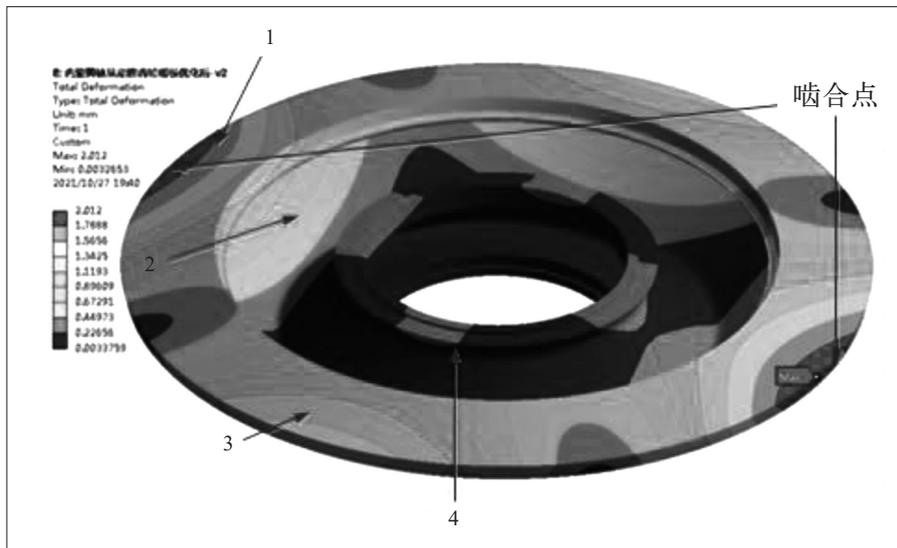


图6 优化后的齿轮实际工况下刚度计算

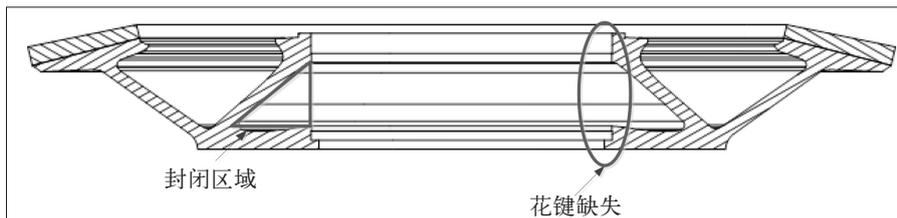


图7 拓扑优化结构工艺性分析

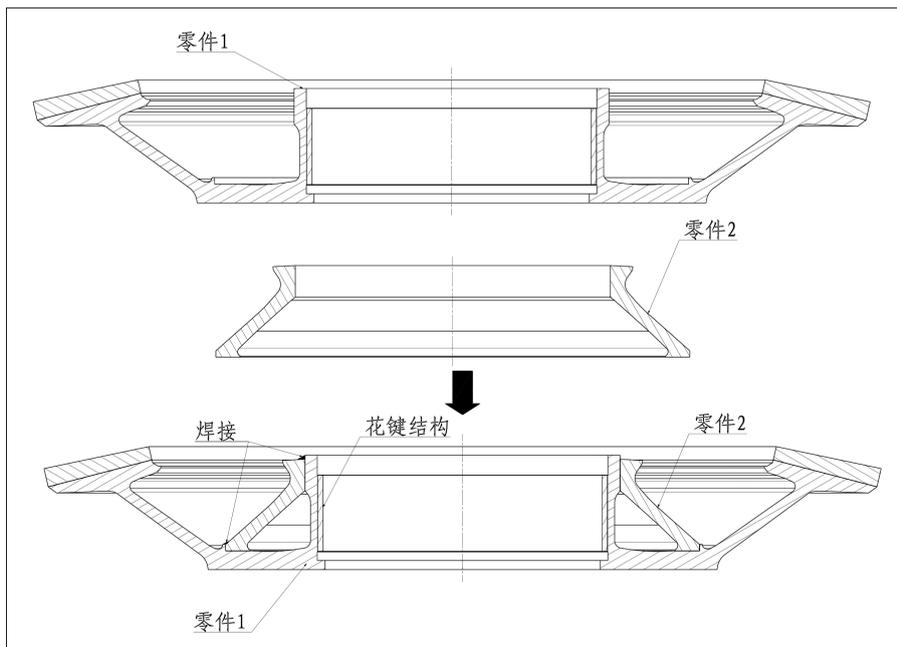


图8 工艺改进后的齿轮

(1) 直升机主减速器大直径齿轮幅板容易变形，导致齿轮偏载、轮齿剥落；

(2) 对于主减速器大直径齿轮设计，可先构建其有限元模型并对其进行拓扑优化，得到齿轮幅板骨架；

(3) 对于拓扑优化得到的齿轮幅板骨架，应进行加工工艺分析，并对其进行结构改进；

(4) 拓扑优化后的大直径齿轮在同等啮合力下，齿轮啮合点变形量显著降低。

本次分析探究了直升机主减速器中大直径齿轮的设计方法，可为后续直升机主减速器大直径齿轮设计提供指导。

参考文献：

- [1] 张帅锋. 基于 Hyperworks 高转速大直径回转件设计与分析 [J]. 现代制造技术与装备, 2017(10): 9-10.
- [2] 李学茹. 适用于单幅板结构减速器直径大于 1m 铸造齿轮的设计与制造 [J]. 科技传播, 2012(12): 142+144.
- [3] 齿轮手册编委会. 齿轮手册 [M]. 2 版. 北京: 机械工业出版社, 2004.
- [4] 陈敏志, 张旭明, 徐冯君. 拓扑优化研究方法综述 [J]. 山西建筑, 2005(21): 63-64.
- [5] 王凤. 拓扑优化方法在航空用钣金零件设计中的应用 [J]. 航空制造技术, 2017(21): 87-89+93.
- [6] 朱灯林, 陈俊伟, 俞洁, 等. 结构拓扑优化设计的研究现状及其应用 [J]. 机械制造与自动化, 2005, 34(6): 7-11.