



(21) 申请号 202410410084.X

(22) 申请日 2024.04.07

(71) 申请人 东莞市星火齿轮有限公司

地址 523000 广东省东莞市塘厦镇蛟乙塘
宝石路13号

(72) 发明人 童爱军 任继华 王得峰 余石鹏

(74) 专利代理机构 深圳卓瀚知识产权代理有限公司 441109

专利代理师 安秀梅

(51) Int. Cl.

G06F 30/23 (2020.01)

G06F 30/17 (2020.01)

G06F 119/14 (2020.01)

权利要求书2页 说明书7页 附图3页

(54) 发明名称

一种基于金属蜗杆与塑料齿轮传动的非对称齿轮设计方法

(57) 摘要

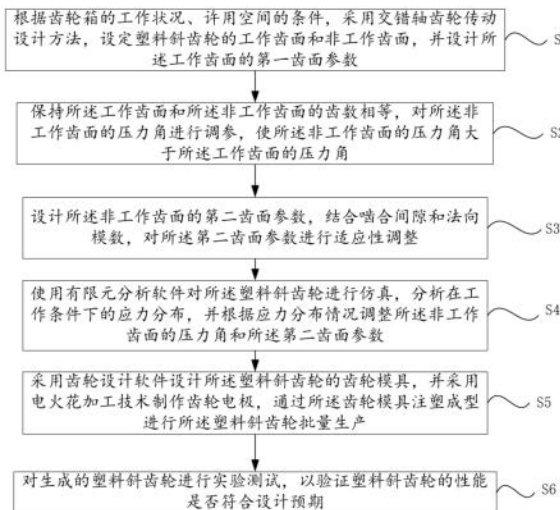
本发明公开了一种基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,包括采用交错轴齿轮传动设计方法,设定塑料斜齿轮的工作齿面和非工作齿面,并设计所述工作齿面的第一齿面参数;

保持所述工作齿面和所述非工作齿面的齿数相等,对所述非工作齿面的压力角进行调参,使所述非工作齿面的压力角大于所述工作齿面的压力角;

设计所述非工作齿面的第二齿面参数,结合啮合间隙和法向模数,对所述第二齿面参数进行适应性调整;

使用有限元分析软件对所述塑料斜齿轮进行仿真,分析在工作条件下的应力分布,并根据应力分布情况调整所述非工作齿面的压力角和所述第二齿面参数;

通过调整非工作齿面的压力角使其大于工作齿面的压力角,采用此种非对称齿廓设计方法,显著提高塑料斜齿轮的承载能力和抗变形能力,有效减少在单向传动过程中的传动误差,从而提高传动效率和精度,塑料斜齿轮的性能得到了明显提升。



1. 一种基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,包括:

根据齿轮箱的工作状况、许用空间的条件,采用交错轴齿轮传动设计方法,设定塑料斜齿轮的工作齿面和非工作齿面,并设计所述工作齿面的第一齿面参数;

保持所述工作齿面和所述非工作齿面的齿数相等,对所述非工作齿面的压力角进行调参,使所述非工作齿面的压力角大于所述工作齿面的压力角;

设计所述非工作齿面的第二齿面参数,结合啮合间隙和法向模数,对所述第二齿面参数进行适应性调整;

使用有限元分析软件对所述塑料斜齿轮进行仿真,分析在工作条件下的应力分布,并根据应力分布情况调整所述非工作齿面的压力角和所述第二齿面参数。

2. 根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,所述并根据应力分布情况调整所述非工作齿面的压力角和所述第二齿面参数,之后还包括:

采用齿轮设计软件设计所述塑料斜齿轮的齿轮模具,并采用电火花加工技术制作齿轮电极,通过所述齿轮模具注塑成型进行所述塑料斜齿轮批量生产。

3. 根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,通过所述齿轮模具注塑成型进行所述塑料斜齿轮批量生产;之后还包括:

对生成的塑料斜齿轮进行实验测试,以验证塑料斜齿轮的性能是否符合设计预期;所述实验测试包括加载测试、耐久性测试以及噪声测试。

4. 根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,所述根据齿轮箱的工作状况、许用空间的条件,采用交错轴齿轮传动设计方法,设定塑料斜齿轮的工作齿面和非工作齿面,并设计所述工作齿面的第一齿面参数;具体包括:

评估齿轮箱所需传递的最大扭矩值和转速,确定传动比要求,并设置齿轮箱的工作状况的环境参数;

计算齿轮箱中可用于安装塑料斜齿轮的安装空间,以确定需用空间;

根据齿轮箱的传动比和工作状况的环境参数,选择合适的交错轴斜齿轮传动设计方案,计算塑料斜齿轮的基本参数;所述基本参数包括模数、齿数。

5. 根据权利要求4所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,所述计算塑料斜齿轮的基本参数,之后还包括:

根据塑料斜齿轮预期的运作方向,确定面对所述金属蜗杆直接接触的齿面为工作齿面,与所述工作齿面相对的另一齿面为非工作齿面;

根据选择的交错轴斜齿轮传动设计方案,计算出工作齿面的第一齿面参数,所述第一齿面参数包括齿顶高、齿顶圆、齿底圆的参数。

6. 根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,保持所述工作齿面和所述非工作齿面的齿数相等,对所述非工作齿面的压力角进行调参,使所述非工作齿面的压力角大于所述工作齿面的压力角;具体包括:

确保工作齿面和非工作齿面的齿数保持相等,根据工作齿面的设计参数和工作条件,确定所述工作齿面的压力角;

以所述工作齿面的压力角作为基准点,增大非工作齿面的压力角,并设置若干组不同

的压力角；

提高齿轮设计软件和有限元分析软件,模拟在不同的压力角下所述非工作齿面的应力分布和变形程度,找到最优的压力角设置。

7.根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,所述设计所述非工作齿面的第二齿面参数,结合啮合间隙和法向模数,对所述第二齿面参数进行适应性调整;具体包括:

设计所述非工作齿面的第二齿面参数;

基于所述非工作齿面最优的压力角设置和第一齿面参数,采用齿轮设计软件计算金属蜗杆与塑料斜齿轮的啮合间隙;

将计算出的啮合间隙与法向模数对比,确保啮合间隙符合设计规范;

基于啮合间隙的计算结果,对非工作齿面的第二齿面参数进行适应性调整,适应性调整包括调整齿形修整、齿顶圆和齿根圆中的一项或多项。

8.根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,所述啮合间隙的设计规范为啮合间隙的最小值为 $0.1 \times \text{法向模数}$ 。

9.根据权利要求1所述的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,其特征在于,所述金属蜗杆的压力角为 12° ,所述塑料斜齿轮的工作齿面的压力角为 12° ,所述塑料斜齿轮的非工作齿面的压力角为 20° 。

一种基于金属蜗杆与塑料齿轮传动的非对称齿轮设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及齿轮制造技术领域,尤其涉及一种基于金属蜗杆与塑料齿轮传动的非对称齿轮设计方法。

背景技术

[0002] 随着现代工业技术的快速发展,对传动系统的性能要求也不断提高,在轻量化、低成本和高效率的趋势下,塑料齿轮由于其独特的优势,如重量轻、成本低、噪音小等,在汽车、家电、办公设备等众多领域得到了广泛应用。然而,塑料齿轮在承载能力、抗蠕变能力及精确传动性方面相较于传统金属齿轮还存在不足,这限制了它们在某些高性能领域的应用。因此,寻求提高塑料齿轮性能的方法便成为了当前行业内的一大研究方向。

[0003] 现有技术中的塑料齿轮设计主要参考金属齿轮的齿形设计方法,即采用对称齿廓设计,其中齿轮的左右齿面参数一致,这种设计方法在简化设计和降低制造成本方面具有一定的优点;但是这种对称齿廓设计并不考虑到齿轮传动中可能存在的单向传动特性,或者在特定工况下对性能的特殊要求,限制了塑料齿轮的承载能力、抗蠕变性能和传动精度。特别是在需要非对称负载特性的应用场合,如只在单一方向上传递扭矩的场景中,传统的对称齿廓设计难以满足齿轮强度的要求,此外,由于塑料材料的特性如蠕变和温度敏感性也要求其齿轮设计具有更高的加工难度。

[0004] 鉴于此,需要对现有技术中的塑料齿轮制造方法加以改进,以解决其齿轮强度较低的技术问题。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于提供一种基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,解决以上的技术问题。

[0006] 为达此目的,本发明采用以下技术方案:

一种基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,包括:

根据齿轮箱的工作状况、许用空间的条件,采用交错轴齿轮传动设计方法,设定塑料斜齿轮的工作齿面和非工作齿面,并设计所述工作齿面的第一齿面参数;

保持所述工作齿面和所述非工作齿面的齿数相等,对所述非工作齿面的压力角进行调参,使所述非工作齿面的压力角大于所述工作齿面的压力角;

设计所述非工作齿面的第二齿面参数,结合啮合间隙和法向模数,对所述第二齿面参数进行适应性调整;

使用有限元分析软件对所述塑料斜齿轮进行仿真,分析在工作条件下的应力分布,并根据应力分布情况调整所述非工作齿面的压力角和所述第二齿面参数。

[0007] 可选的,所述并根据应力分布情况调整所述非工作齿面的压力角和所述第二齿面参数,之后还包括:

采用齿轮设计软件设计所述塑料斜齿轮的齿轮模具,并采用电火花加工技术制作

齿轮电极,通过所述齿轮模具注塑成型进行所述塑料斜齿轮批量生产;

可选的,通过所述齿轮模具注塑成型进行所述塑料斜齿轮批量生产;之后还包括:

对生成的塑料斜齿轮进行实验测试,以验证塑料斜齿轮的性能是否符合设计预期;所述实验测试包括包括加载测试、耐久性测试以及噪声测试。

[0008] 可选的,所述根据齿轮箱的工作状况、许用空间的条件,采用交错轴齿轮传动设计方法,设定塑料斜齿轮的工作齿面和非工作齿面,并设计所述工作齿面的第一齿面参数;具体包括:

评估齿轮箱所需传递的最大扭矩值和转速,确定传动比要求,并设置齿轮箱的工作状况的环境参数;

计算齿轮箱中可用于安装塑料斜齿轮的安装空间,以确定需用空间;

根据齿轮箱的传动比和工作状况的环境参数,选择合适的交错轴斜齿轮传动设计方案,计算塑料斜齿轮的基本参数;所述基本参数包括模数、齿数。

[0009] 可选的,所述计算塑料斜齿轮的基本参数,之后还包括:

根据塑料斜齿轮预期的运作方向,确定面对所述金属蜗杆直接接触的齿面为工作齿面,与所述工作齿面相对的另一齿面为非工作齿面;

根据选择的交错轴斜齿轮传动设计方案,计算出工作齿面的第一齿面参数,所述第一齿面参数包括齿顶高、齿顶圆、齿底圆的参数。

[0010] 可选的,保持所述工作齿面和所述非工作齿面的齿数相等,对所述非工作齿面的压力角进行调参,使所述非工作齿面的压力角大于所述工作齿面的压力角;具体包括:

确保工作齿面和非工作齿面的齿数保持相等,根据工作齿面的设计参数和工作条件,确定所述工作齿面的压力角;

以所述工作齿面的压力角作为基准点,增大非工作齿面的压力角,并设置若干组不同的压力角;

提高齿轮设计软件和有限元分析软件,模拟在不同的压力角下所述非工作齿面的应力分布和变形程度,找到最优的压力角设置。

[0011] 可选的,所述设计所述非工作齿面的第二齿面参数,结合啮合间隙和法向模数,对所述第二齿面参数进行适应性调整;具体包括:

设计所述非工作齿面的第二齿面参数;

基于所述非工作齿面最优的压力角设置和第一齿面参数,采用齿轮设计软件计算金属蜗杆与塑料斜齿轮的啮合间隙;

将计算出的啮合间隙与法向模数对比,确保啮合间隙符合设计规范;

基于啮合间隙的计算结果,对非工作齿面的第二齿面参数进行适应性调整,适应性调整包括调整齿形修整、齿顶圆和齿根圆中的一项或多项。

[0012] 可选的,所述啮合间隙的设计规范为啮合间隙的最小值为 $0.1 \times \text{法向模数}$ 。

[0013] 可选的,所述金属蜗杆的压力角为 12° ,所述塑料斜齿轮的工作齿面的压力角为 12° ,所述塑料斜齿轮的非工作齿面的压力角为 20° 。

[0014] 与现有技术相比,本发明具有以下有益效果:加工时,基于齿轮箱的工作条件和空间限制开始,运用交错轴齿轮传动设计原则确定塑料斜齿轮的基本参数,在此基础上,通过调整非工作齿面的压力角大于工作齿面的压力角,再对非工作齿面的其他参数进行设计;

通过有限元分析软件对设计的塑料斜齿轮进行应力分布仿真,仿真结果之后用于指导进一步的参数调整,以优化齿面的抗弯曲和抗接触疲劳性能;本方案通过调整非工作齿面的压力角使其大于工作齿面的压力角,采用此种非对称齿廓设计方法,显著提高塑料斜齿轮的承载能力和抗变形能力,有效减少在单向传动过程中的传动误差,从而提高传动效率和精度,塑料斜齿轮的性能得到了明显提升。

附图说明

[0015] 为了更清楚地说明本发明实施例或现有技术中的技术方案,下面将对实施例或现有技术描述中所需要使用的附图作简单地介绍,显而易见地,下面描述中的附图仅仅是本发明的一些实施例,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动性的前提下,还可以根据这些附图获得其它的附图。

[0016] 本说明书附图所绘示的结构、比例、大小等,均仅用以配合说明书所揭示的内容,以供熟悉此技术的人士了解与阅读,并非用以限定本发明可实施的限定条件,故不具技术上的实质意义,任何结构的修饰、比例关系的改变或大小的调整,在不影响本发明所能产生的功效及所能达成的目的下,均应仍落在本发明所揭示的技术内容得能涵盖的范围内。

[0017] 图1为本实施例一的非对称齿轮设计方法的流程示意图之一;

图2为本实施例一的非对称齿轮设计方法的流程示意图之二;

图3为本实施例一的非对称齿轮设计方法的流程示意图之三;

图4为本实施例一的非对称齿廓啮合2D示意图;

图5为本实施例一的非对称齿轮设计方法的齿轮参数设计表格。

具体实施方式

[0018] 为使得本发明的发明目的、特征、优点能够更加的明显和易懂,下面将结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行清楚、完整地描述,显然,下面所描述的实施例仅仅是本发明一部分实施例,而非全部的实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动前提下所获得的所有其它实施例,都属于本发明保护的范围。

[0019] 在本发明的描述中,需要理解的是,术语“上”、“下”、“顶”、“底”、“内”、“外”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本发明和简化描述,而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作,因此不能理解为对本发明的限制。需要说明的是,当一个组件被认为是“连接”另一个组件,它可以是直接连接到另一个组件或者可能同时存在居中设置的组件。

[0020] 下面结合附图并通过具体实施方式来进一步说明本发明的技术方案。

[0021] 实施例一:

本发明实施例提供了一种基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法,包括:

S1,根据齿轮箱的工作状况、许用空间的条件,采用交错轴齿轮传动设计方法,设定塑料斜齿轮的工作齿面和非工作齿面,并设计工作齿面的第一齿面参数;

齿轮设计要基于实际的工作条件和许用空间进行,工作齿面的选择关键在于识别

工作齿面和非工作齿面,工作齿面在正常工作时将承担最大的负载,进而优化该面的设计以提升整体性能。通过交错轴齿轮传动设计方法的应用,可以在确保齿轮箱整体布局合理的同时,专注于工作齿面的性能优化。

[0022] S2,保持工作齿面和非工作齿面的齿数相等,对非工作齿面的压力角进行调参,使非工作齿面的压力角大于工作齿面的压力角;

目的在于平衡齿轮的结构稳定性和承载能力,通过增大非工作齿面的压力角,可以在不牺牲齿轮啮合质量的前提下,提高整个齿轮的承载能力。这种调参方式有助于在特定工况下,如齿轮承受反向负载时,增强非工作齿面的支撑能力,从而提升整体齿轮的耐用性。

[0023] S3,设计非工作齿面的第二齿面参数,结合啮合间隙和法向模数,对第二齿面参数进行适应性调整;

结合啮合间隙和法向模数进行非工作齿面第二齿面参数的调整,考量到了齿轮设计的精细化管理和高效性能之间的关系。这一步确保了齿轮在传动过程中保持足够的间隙,从而防止由于材料热膨胀或运行误差引起的啮合干涉。适应性调整齿面参数保障了齿轮系统在不同工作条件下的可靠性和稳定性。

[0024] S4,使用有限元分析软件对塑料斜齿轮进行仿真,分析在工作条件下的应力分布,并根据应力分布情况调整非工作齿面的压力角和第二齿面参数。

[0025] 通过有限元分析,能够准确捕捉到齿轮在实际工作条件下的应力分布情况,特别是非工作齿面的受力状态,根据仿真结果对压力角和齿面参数进行优化调整,是高效提升齿轮性能的关键;基于模拟的实际应用场景,进一步优化齿轮设计,确保设计的齿轮在实际应用中能够达到预期的性能目标。

[0026] 本发明的工作原理为:加工时,基于齿轮箱的工作条件和空间限制开始,运用交错轴齿轮传动设计原则确定塑料斜齿轮的基本参数,在此基础上,通过调整非工作齿面的压力角大于工作齿面的压力角,再对非工作齿面的其他参数进行设计;通过有限元分析软件对设计的塑料斜齿轮进行应力分布仿真,仿真结果之后用于指导进一步的参数调整,以优化齿面的抗弯曲和抗接触疲劳性能;相较于现有技术中的塑料斜齿轮制造方法,本方案通过调整非工作齿面的压力角使其大于工作齿面的压力角,采用此种非对称齿廓设计方法,显著提高塑料斜齿轮的承载能力和抗变形能力,有效减少在单向传动过程中的传动误差,从而提高传动效率和精度,塑料斜齿轮的性能得到了明显提升。

[0027] 进一步说明的说明是,本方案的步骤S4之后还包括:

S5,采用齿轮设计软件设计塑料斜齿轮的齿轮模具,并采用电火花加工技术制作齿轮电极,通过齿轮模具注塑成型进行塑料斜齿轮批量生产;

采用专业的齿轮设计软件(CAD)来设计塑料斜齿轮的模具,这个过程中需要考虑到齿轮的细微参数,以及注塑成型过程中材料的流动和冷却收缩等因素。接着,利用电火花加工技术(EDM)来制作出高精度的齿轮电极,EDM技术能够处理复杂的模具形状和高硬度材料,确保模具的精度和质量。最后,通过齿轮模具进行塑料斜齿轮的注塑成型,实现高效率的批量生产。

[0028] 进一步说明的说明是,本方案的步骤S5之后还包括:

S6,对生成的塑料斜齿轮进行实验测试,以验证塑料斜齿轮的性能是否符合设计

预期;实验测试包括包括加载测试、耐久性测试以及噪声测试。

[0029] 设计与实际生产出的产品之间往往存在差距,因此进行性能的实验测试是验证设计是否满足预期的重要环节。加载测试可以检验齿轮在特定负载下的承载能力和稳定性;耐久性测试评估齿轮在长时间运行下的磨损情况,确保其长期可靠性;噪声测试则是评估齿轮运行时的噪声水平,这在很多应用场景中是重要的性能指标。通过这些实验测试,不仅可以验证齿轮是否达到设计的性能要求,还可以反馈到设计和制造过程中的潜在改进点。

[0030] 在本实施例中,具体说明的是,步骤S1具体包括:

S11,评估齿轮箱所需传递的最大扭矩值和转速,确定传动比要求,并设置齿轮箱的工作状况的环境参数;

评估齿轮箱所需承载的最大扭矩和所需转速是设计过程的前提,直接影响到传动比和后续所有设计参数的计算。同时,了解齿轮箱的工作环境(如温度、湿度、存在的腐蚀性物质等)是确保设计符合实际应用需求的关键一步。

[0031] S12,计算齿轮箱中可用于安装塑料斜齿轮的安装空间,以确定需用空间;

考虑了齿轮箱内部的空间限制,确保设计出的塑料斜齿轮能够在现有或预设的齿轮箱中被有效安装,同时空间的充分利用可以提高整体设计的紧凑性以及系统的集成度。

[0032] S13,根据齿轮箱的传动比和工作状况的环境参数,选择合适的交错轴斜齿轮传动设计方案,计算塑料斜齿轮的基本参数;基本参数包括模数、齿数。

[0033] 选择交错轴斜齿轮传动方案及其计算(包括模数、齿数等基本参数)是达到预期性能的关键。这不仅关系到齿轮的基本尺寸设计,还涉及到整个系统的动力传递效率和稳定性。

[0034] S14,根据塑料斜齿轮预期的运作方向,确定面对金属蜗杆直接接触的齿面为工作齿面,与工作齿面相对的另一齿面为非工作齿面;

通过确认齿轮的工作齿面与非工作齿面,为之后的详细设计奠定基础。区分工作与非工作齿面有助于优化齿轮的承载能力和延长使用寿命,以允许对承受主要负荷的齿面进行重点设计和材料选择。

[0035] S15,根据选择的交错轴斜齿轮传动设计方案,计算出工作齿面的第一齿面参数,第一齿面参数包括齿顶高、齿顶圆、齿底圆的参数。

[0036] 基于已选定的传动方案,对工作齿面进行详细参数设计,包括齿顶高、齿顶圆和齿底圆的参数等的计算,这些参数的确定对于确保齿轮啮合性能、强度以及耐久性都至关重要。

[0037] 在本实施例中,具体说明的是,步骤S2具体包括:

S21,确保工作齿面和非工作齿面的齿数保持相等,根据工作齿面的设计参数和工作条件,确定工作齿面的压力角;

保持工作齿面和非工作齿面的齿数相等是为了确保齿轮对的正确啮合和简化制造过程,齿数的等同同时也有助于保持整个齿轮系统的平衡。然后根据工作齿面设计参数和实际工作条件(如负载、速度和传动比等)确定工作齿面的压力角,是为了优化传动效率并确保足够的强度和接触比。

[0038] S22,以工作齿面的压力角作为基准点,增大非工作齿面的压力角,并设置若干组不同的压力角;

基于工作齿面的压力角增大非工作齿面的压力角,主要目的是为了改善齿轮的承载能力和改善应力分布,从而增强齿轮在反向负载作用时的性能和耐久性;通过设置不同的压力角,可以针对具体的应用条件进行优化,寻找最佳的设计平衡点,这对于提高齿轮寿命和可靠性至关重要。

[0039] S23,提高齿轮设计软件和有限元分析软件,模拟在不同的压力角下非工作齿面的应力分布和变形程度,找到最优的压力角设置。

[0040] 通过使用齿轮设计软件和有限元分析 (FEA) 软件来模拟不同压力角下非工作齿面的应力分布和变形情况,从而科学地评估每一个设计变量对齿轮性能的影响;借助高级模拟技术可以准确地预测齿轮在实际工作环境下的表现,为找到最佳的非工作齿面压力角设置提供了强有力的支持。结果不但能够指引如何选择最合适的压力角,而且能够提前预知和避免可能的设计问题,节省了时间和成本,同时增加了设计的可靠性。

[0041] 在本实施例中,具体说明的是,步骤S3具体包括:

S31,设计非工作齿面的第二齿面参数;

对非工作齿面进行初步设计,涵盖了塑料斜齿轮的第二齿面参数。这包括基础的几何参数,如齿面的厚度、宽度以及特定的齿型设计等。这些参数的设定基于前序分析,特别是考虑到与金属蜗杆合理配合的需要。

[0042] S32,基于非工作齿面最优的压力角设置和第一齿面参数,采用齿轮设计软件计算金属蜗杆与塑料斜齿轮的啮合间隙;

基于非工作齿面的最优压力角和第一齿面参数,利用专业齿轮设计软件进行啮合间隙的精确计算,啮合间隙是指齿轮啮合时的最小间隔,直接影响着传动效率和噪声水平。正确的啮合间隙可以减少材料磨损,延长使用寿命,且在一定程度上允许热膨胀和制造误差。

[0043] S33,将计算出的啮合间隙与法向模数对比,确保啮合间隙符合设计规范;

将计算得出的啮合间隙与规范中的法向模数进行比较,确保间隙值在接受的范围内。法向模数是齿轮设计中的关键参数,能反映齿轮传动中的啮合硬度和负载能力。这一步骤确保了设计的齿轮能够承受预期的工作条件,同时保持良好的传动性能。

[0044] S34,基于啮合间隙的计算结果,对非工作齿面的第二齿面参数进行适应性调整,适应性调整包括调整齿形修整、齿顶圆和齿根圆中的一项或多项。

[0045] 基于啮合间隙的计算结果,对非工作齿面的第二齿面参数进行必要的适应性调整。这可能包括调整齿顶圆、齿根圆或齿形修整等,以确保最佳的传动效率和齿轮的耐久性。调整的目标是达到最佳的间隙值,同时考虑到制造的精度和成本效率,这种适应性调整是一个迭代过程,可能需要多次调整和验证,以确保满足设计标准和实际应用的需要。

[0046] 作为本实施例的一优选方案,啮合间隙的设计规范为啮合间隙的最小值为 $0.1 \times$ 法向模数。

[0047] 啮合间隙对于齿轮的正常工作至关重要,能够提供必要的空间以适应生产误差、热膨胀和润滑,设定间隙为法向模数的0.1倍,表明间隙大小与齿轮的尺寸成比例,这有助于在不同尺寸的齿轮传动系统中保持一致的性能表现。此外,这种比例设定考虑了齿轮材料(本例中为塑料)可能的形变能力,旨在避免因过小的间隙而产生的过度干涉以及因过大的间隙导致的传动不稳定问题。

[0048] 进一步的,作为本实施例的一优选方案,金属蜗杆的压力角为 12° ,塑料斜齿轮的工作齿面的压力角为 12° ,塑料斜齿轮的非工作齿面的压力角为 20° 。

[0049] 将金属蜗杆与塑料斜齿轮工作齿面的压力角设置为相同的 12° ,是为了保证在工作状态下齿轮能够有效、平稳地传递扭矩,这样的压力角大小在常见的齿轮设计中被认为是一个适中的选择,能够兼顾齿轮的承载能力和传动效率。对于非工作齿面的压力角提升到 20° ,目的是在不影响工作齿面性能的基础上,通过增大非工作齿面的压力角来提高齿轮的强度和承载能力,尤其是在反向负载或不常见的负载条件下。这样的差异化设计充分考虑了齿轮的实际使用情况和性能需求,是对齿轮设计理念的一种创新应用。

[0050] 实施例二:

本发明还提供了一种传动系统,采用如实施例一的基于金属蜗杆与塑料斜齿轮传动的非对称齿轮设计方法实现,传动系统包括金属蜗杆以及与金属蜗杆啮合的塑料斜齿轮,塑料斜齿轮的两个齿面的压力角不相等,且金属蜗杆和塑料斜齿轮之间具有啮合间隙。

[0051] 以上所述,以上实施例仅用以说明本发明的技术方案,而非对其限制;尽管参照前述实施例对本发明进行了详细的说明,本领域的普通技术人员应当理解:其依然可以对前述各实施例所记载的技术方案进行修改,或者对其中部分技术特征进行等同替换;而这些修改或者替换,并不使相应技术方案的本质脱离本发明各实施例技术方案的精神和范围。

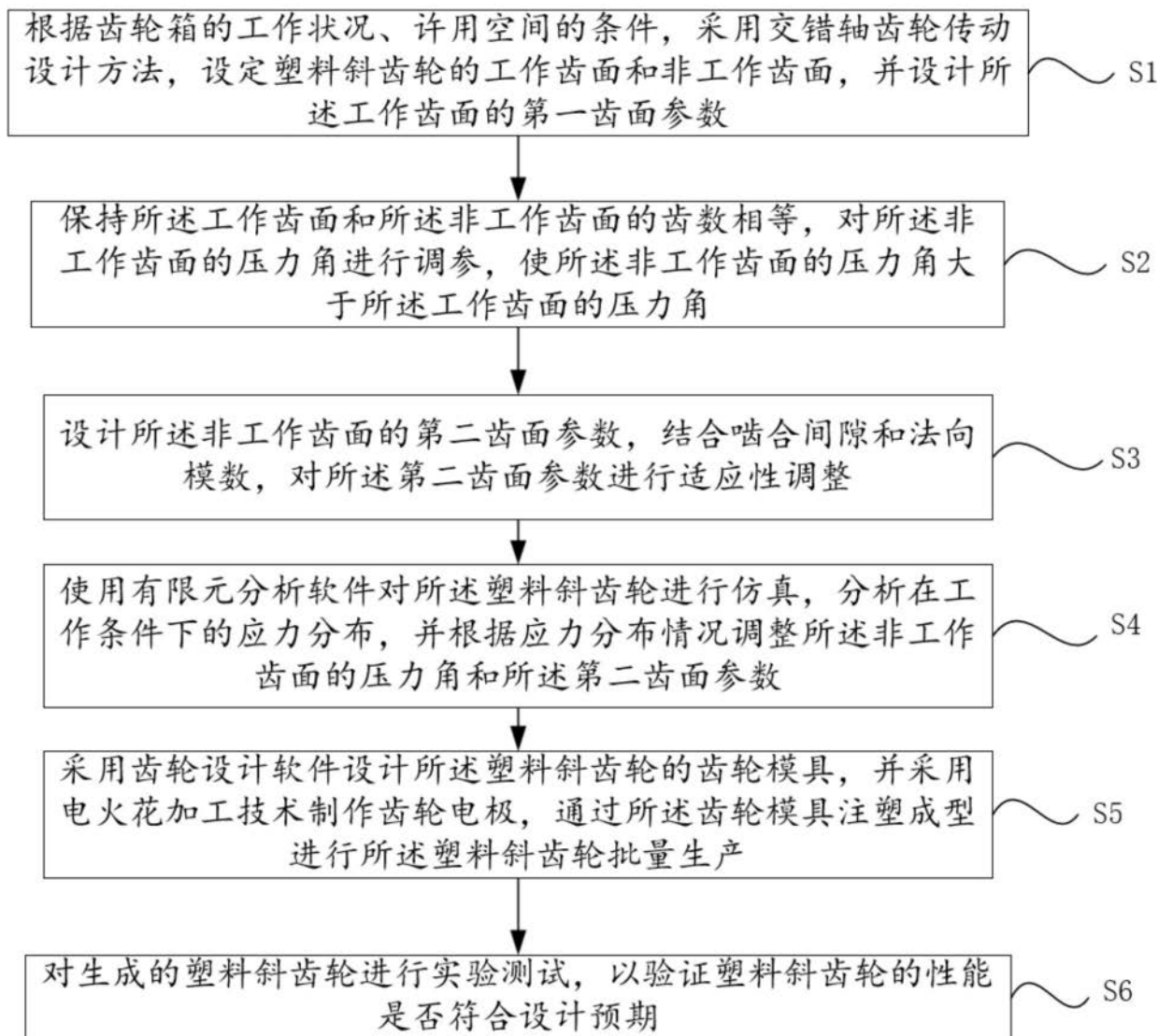


图1

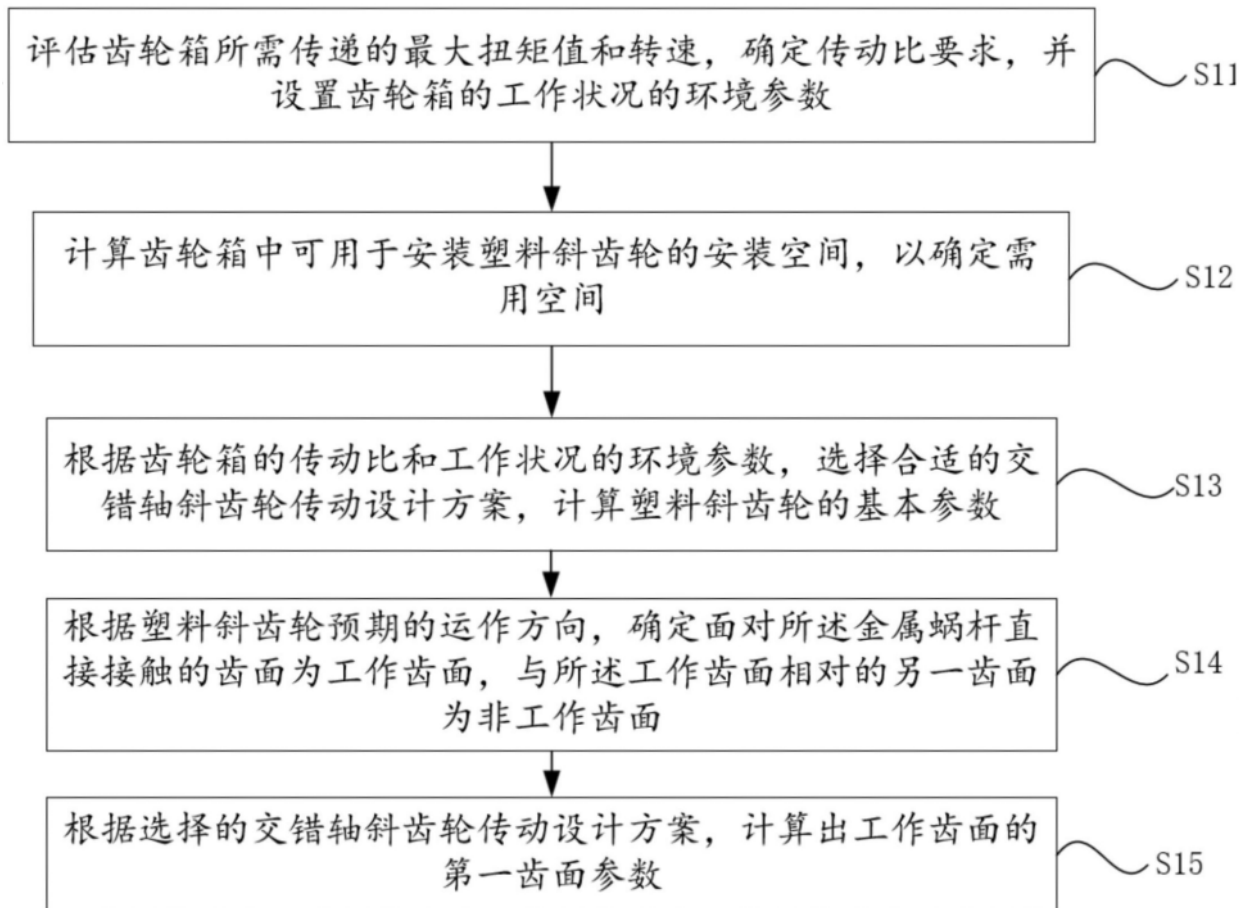


图2

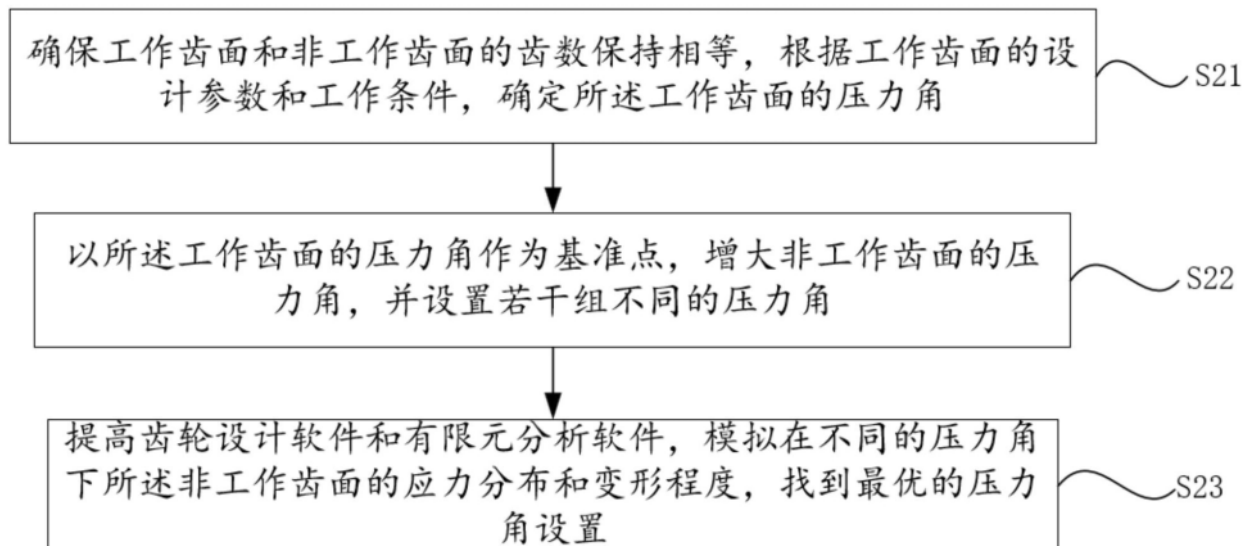


图3

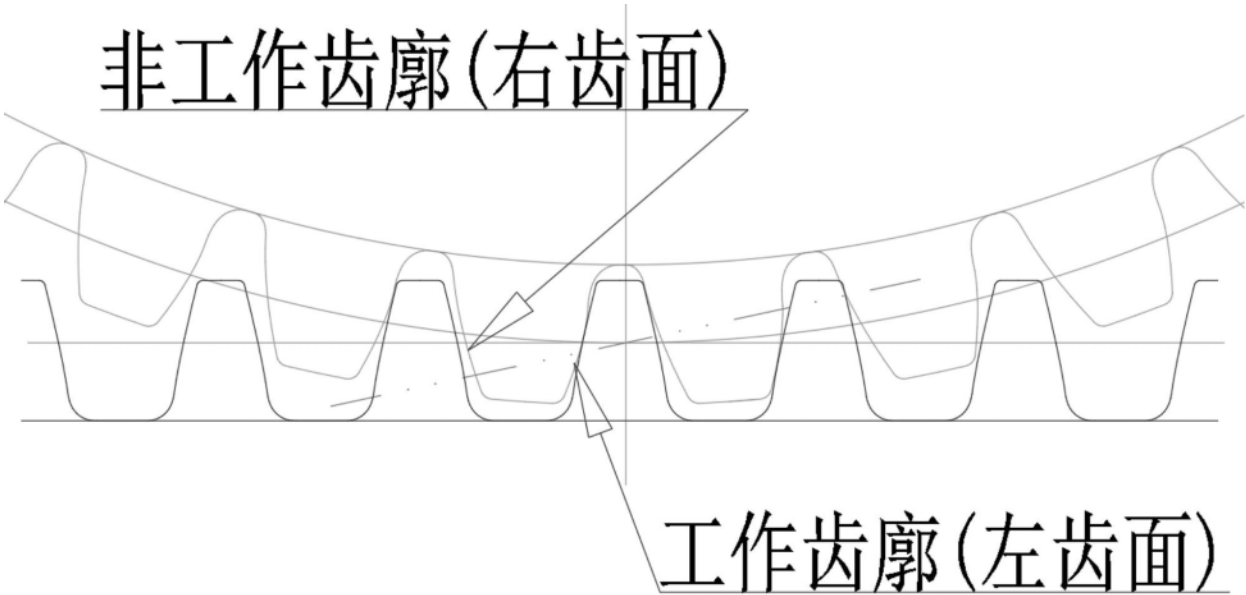


图4

蜗 杆 ZA				斜齿轮 (左齿面)				斜齿轮 (右齿面)			
ITEM	Symbol	UNIT	Data	ITEM	Symbol	UNIT	Data	ITEM	Symbol	UNIT	Data
法向模数	m_n	mm	1.00	法向模数	m_n	mm	1.00	法向模数	m_n	mm	1.00
头 数	z	/	1	齿 数	z	/	45	齿 数	z	/	45
压力角	α_n	°	12	压力角	α_n	°	12	压力角	α_n	°	20
导程角	γ	°	10	螺旋角度	β	°	10.00	螺旋角度	β	°	10.00
旋 向	/	/	L	旋 向	/	/	L	旋 向	/	/	L
齿顶圆直径	d_a	mm	$\phi 7.76$	齿顶圆直径	d_a	mm	$\phi 47.69$	齿顶圆直径	d_a	mm	$\phi 47.69$
分度圆直径	d	mm	$\phi 5.76$	分度圆直径	d	mm	$\phi 45.69$	分度圆直径	d	mm	$\phi 45.69$
齿根圆直径	d_f	mm	$\phi 3.26$	齿根圆直径	d_f	mm	$\phi 43.19$	齿根圆直径	d_f	mm	$\phi 43.19$
齿顶圆角	r_a	mm	0.15	齿顶圆角	r_a	mm	0.2	齿顶圆角	r_a	mm	0.2
齿根圆角	r_f	mm	0.38	齿根圆角	r_f	mm	0.38	齿根圆角	r_f	mm	0.38
变位系数	x_n	/	-0.7	变位系数	x_n	/	0.7	变位系数	x_n	/	0.7
跨棒直径	D_p	mm	2.5	跨齿数	k	/	5	跨齿数	k	/	5
跨棒距	M	mm	10.78	公法线长	W_k	mm	14.17	公法线长	W_k	mm	14.17
导 程	P_z	mm		导 程	P_z	mm		导 程	P_z	mm	
精度等级	9-DIN 3961.3962 1978			精度等级	4 JGMA 115-02 1983			精度等级	4 JGMA 115-02 1983		
光洁度	齿面 $0.8 \sqrt{}$	其它 $1.6 \sqrt{}$		光洁度	齿面 $0.4 \sqrt{}$	其它 $1.6 \sqrt{}$		光洁度	齿面 $0.4 \sqrt{}$	其它 $1.6 \sqrt{}$	

图5