



(12) 发明专利

(10) 授权公告号 CN 116842664 B

(45) 授权公告日 2023. 11. 21

(21) 申请号 202311118717.1

G06F 119/02 (2020.01)

(22) 申请日 2023.09.01

(56) 对比文件

(65) 同一申请的已公布的文献号

CN 110968918 A, 2020.04.07

申请公布号 CN 116842664 A

CN 108470102 A, 2018.08.31

(43) 申请公布日 2023.10.03

CN 110826158 A, 2020.02.21

(73) 专利权人 溧阳渐开机械传动科技有限公司

CN 110929349 A, 2020.03.27

地址 213300 江苏省常州市溧阳市昆仑街

CN 115034021 A, 2022.09.09

道贞女路118号34幢

Peng Chen et al. A direct preset

(72) 发明人 毛世民

method for solving ease-off tooth surface of spiral bevel gear.《Mechanism and Machine Theory》.2022,1-18.

(74) 专利代理机构 苏州思睿晶华知识产权代理
事务所(普通合伙) 32403

蒋进科;刘钊;刘红梅.齿面磨损最小直齿锥齿轮Ease-off修形设计与分析.西安交通大学学报.2020,(第06期),99-106.

专利代理师 阮俊敏

杨建军;龚飞;张华;李天兴;魏冰阳.基于曲率修正的弧齿锥齿轮齿面设计.航空动力学报.2018,(第07期),1743-1749. (续)

(51) Int. Cl.

审查员 严荣

G06F 30/17 (2020.01)

G06F 30/20 (2020.01)

G06F 111/10 (2020.01)

G06F 119/08 (2020.01)

G06F 119/14 (2020.01)

G06F 119/10 (2020.01)

权利要求书2页 说明书13页 附图3页

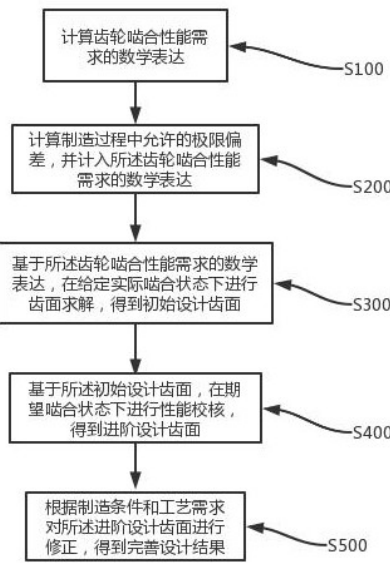
(54) 发明名称

果转换为可加工的齿面参数。

一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法、装置及介质

(57) 摘要

本发明公开了一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法、装置及介质,所述方法包括以下步骤:计算齿轮啮合性能需求的数学表达;计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;根据制造条件和工艺需求对进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果;本发明从使用性能出发,通过建立使用性能与齿轮啮合性能之间的关系,在统筹考虑被加工齿轮的偏差条件下,定义了以齿面实际啮合性能为基础求齿面几何的方法,在此基础上,统筹考虑齿轮的加工制造条件,把设计结



CN 116842664 B

[转续页]

[接上页]

(56) 对比文件

聂少武;邓静;邓效忠;张华;曹雪梅;李聚

波.弧齿锥齿轮齿面拓扑修形及加工参数计算.
航空动力学报.2017,(第08期),2009-2016.

1. 一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,其特征在于,包括以下步骤:
计算齿轮啮合性能需求的数学表达;
计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;
基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;
基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;
根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果;
所述计算齿轮啮合性能需求的数学表达,包括:获取齿轮宏观参数、产品设计性能指标、齿轮副实际运行条件、齿轮材料及热处理条件、以及大、小轮理论齿面,并通过计算转化为轮齿啮合性能,并采用数学方式进行表征,得到所述齿轮啮合性能需求的数学表达;
所述计算齿轮啮合性能需求的数学表达进一步包括:齿轮传动直接实现的指标的转换;齿轮工作所需边界条件的转换;齿轮实际运行条件影响的转换;轮齿本身条件的转换;
所述基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面,包括:在所述齿轮啮合性能需求中,匹配与给定实际啮合状态相符的齿轮啮合性能,引入制造过程中允许的极限偏差,在此基础上,采用齿轮啮合原理,以大轮理论齿面为基础,求解小轮设计齿面;
所述基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面,进一步包括:确定用于齿面设计的性能指标及工作条件;轮齿实际啮合性能指标分析;轮齿综合刚度求解;定义齿轮运动规律;小轮设计齿面求解,以大轮理论齿面、齿轮运动规律、与齿轮运动规律对应的计算条件、齿厚减薄量为基础,采用啮合原理,求解小轮设计齿面。
2. 根据权利要求1所述的一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,其特征在于:所述计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达,包括:计算轮齿的极限偏差值并与偏差类型关联,将所述极限偏差值与偏差类型转换为计算所述齿轮啮合性能的输入边界条件。
3. 根据权利要求2所述的一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,其特征在于:所述基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面,包括:采用所述大轮理论齿面和所述小轮设计齿面对期望啮合状态下的齿轮啮合性能进行校核计算,若有不符合产品需求的情况,则通过修改所述齿轮运动规律和齿厚减薄量进行迭代计算,直到符合产品需求。
4. 根据权利要求3所述的一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,其特征在于:所述根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果,包括:
选定所设计齿轮的加工条件及工艺;以齿面瞬时啮合特性不变为原则,针对所选定的加工条件及工艺,对每个啮合相位的齿厚减薄量在大小之间进行分配;
根据选定的加工条件及工艺,确定齿面几何在制造过程中产生的极限偏差,并采用含有极限偏差的齿面几何对所述性能指标进行校核计算;若不能满足要求,则重新选择加工条件或工艺,若能满足需求,则给定齿面几何所允许极限偏差;
整合齿面几何、极限偏差及对应加工条件及工艺需求,得到并输出所述完善设计结果。
5. 一种面向啮合性能需求的齿面正向设计装置,采用权利要求1所述的一种面向啮合

性能需求的齿面正向设计方法,其特征在于,所述装置包括:

数学表达计算单元,用于计算齿轮啮合性能需求的数学表达;

极限偏差转换单元,用于计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;

齿面几何求解单元,用于基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;

齿面几何校核单元,用于基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;

齿面几何输出单元,用于根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果。

6.一种计算机可读存储介质,其特征在于,所述计算机可读存储介质上存储有计算机程序,所述计算机程序被处理器执行时实现权利要求1~4中任一项所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法的步骤。

一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法、装置及介质

技术领域

[0001] 本发明涉及齿轮传动设计制造技术领域,具体的,本发明应用于齿面几何正向设计领域,特别是涉及一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法、装置及介质。

背景技术

[0002] 齿轮是传动设计中的重要组成部分,在各类传动机构中广泛应用;目前,齿轮的设计方式主要是根据齿轮实际使用条件,进行宏观参数设计,在此基础上再根据齿轮加工制造条件,进行齿面修形优化,最终获得一组可行的齿面微观参数,以确定齿轮实际工作的齿面几何。

[0003] 采用传统的齿轮修形优化来获得齿面几何的方式,其本质是以性能为目标的迭代优化,并无理论解析,齿面几何与产品性能指标之间存在割裂,所以采用传统方法获得的齿面几何未必是产品所需的最优齿面几何;在实际工程中产品性能严重依赖于工程技术人员的经验。

[0004] 齿面几何是决定齿轮传动性能的重要因素,而作为产品中重要组成部分的齿轮传动性能会直接影响到产品的最终性能;随着生活水平的提高,人们对产品的性能需求越来越高,传统的齿轮的设计方式已无法满足日益提升的产品性能需求。

发明内容

[0005] 本发明的目的在于,针对现有技术中的上述问题,提供一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法、装置及介质,进而解决现有技术中齿面几何与产品性能指标之间割裂,且齿面几何未必能完全满足使用要求的问题;改变了齿面几何设计以往只能依靠工程师经验进行修形优化获得,且结果不唯一的现状。

[0006] 为解决上述技术问题,本发明的具体技术方案如下:

[0007] 一方面,本发明提供一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,包括以下步骤:

[0008] 计算齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0009] 计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0010] 基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;

[0011] 基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;

[0012] 根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果。

[0013] 作为一种改进的方案,所述计算齿轮啮合性能需求的数学表达,包括:获取齿轮宏观参数、产品设计性能指标、齿轮副实际运行条件、齿轮材料及热处理条件、以及大、小轮理论齿面,并通过计算转化为轮齿啮合性能,并采用数学方式进行表征,得到所述齿轮啮合性能需求的数学表达。

[0014] 作为一种改进的方案,所述计算齿轮啮合性能需求的数学表达进一步包括:齿轮传动直接实现的指标的转换;齿轮工作所需边界条件的转换;齿轮实际运行条件影响的转

换;轮齿本身条件的转换。

[0015] 作为一种改进的方案,所述计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达,包括:计算轮齿的极限偏差值并与偏差类型关联,将所述极限偏差值与偏差类型转换为计算所述齿轮啮合性能的输入边界条件。

[0016] 作为一种改进的方案,所述基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面,包括:在所述齿轮啮合性能需求中,匹配与给定实际啮合状态相符的齿轮啮合性能,引入制造过程中允许的极限偏差,在此基础上,采用齿轮啮合原理,以大轮理论齿面为基础,求解小轮设计齿面。

[0017] 作为一种改进的方案,所述基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面,进一步包括:确定用于齿面设计的性能指标及工作条件;轮齿实际啮合性能指标分析;轮齿综合刚度求解;定义齿轮运动规律;小轮设计齿面求解,以大轮理论齿面、齿轮运动规律、与齿轮运动规律对应的计算条件、齿厚减薄量为基础,采用啮合原理,求解小轮设计齿面。

[0018] 作为一种改进的方案,所述基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面,包括:采用所述大轮理论齿面和所述小轮设计齿面对期望啮合状态下的齿轮啮合性能进行校核计算,若有不符合产品需求的情况,则通过修改所述齿轮运动规律和齿厚减薄量进行迭代计算,直到符合产品需求。

[0019] 作为一种改进的方案,所述根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果,包括:

[0020] 选定所设计齿轮的加工条件及工艺;以齿面瞬时啮合特性不变为原则,针对所选定的加工条件及工艺,对每个啮合相位的齿厚减薄量在大小之间进行分配;

[0021] 根据选定的加工条件及工艺,确定齿面几何在制造过程中产生的极限偏差,并采用含有极限偏差的齿面几何对所述性能指标进行校核计算;若不能满足要求,则重新选择加工条件或工艺,若能满足需求,则给定齿面几何所允许极限偏差;

[0022] 整合齿面几何、极限偏差及对应加工条件及工艺需求,得到并输出所述完善设计结果。

[0023] 另一方面,本发明还提供一种面向啮合性能需求的齿面正向设计装置,包括:数学表达计算单元,用于计算齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0024] 极限偏差转换单元,用于计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0025] 齿面几何求解单元,用于基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;

[0026] 齿面几何校核单元,用于基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;

[0027] 齿面几何输出单元,用于根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果。

[0028] 另一方面,本发明还提供一种计算机可读存储介质,所述计算机可读存储介质上存储有计算机程序,所述计算机程序被处理器执行时实现所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法的步骤。

[0029] 本发明技术方案的有益效果是:

[0030] 1、本发明所述的面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,从产品使用性能出发,通过建立产品使用性能与齿轮啮合性能之间的关系,在统筹考虑被加工齿轮的偏差条件下,定义了以齿面实际啮合性能为基础求齿面几何的方法;在此基础上,统筹考虑齿轮的加工制造条件,把设计结果转换为可加工的齿面参数;该方法的应用为实现齿面几何的正向设计奠定了基础,改变了齿面几何与产品性能指标之间割裂,且齿面几何未必能完全满足使用要求的现状;解决了齿面几何设计以往只能依靠工程师经验进行修形优化,且结果不唯一的问题;在相同条件下通过齿面几何设计实现了啮合性能的进一步提升,同时也为高性能齿轮传动装置的设计提供了理论和实现的基础,具有很大实用价值,弥补了现有技术的不足。

[0031] 2、本发明所述的面向啮合性能需求的齿面正向设计装置,可以通过数学表达计算单元、极限偏差转换单元、齿面几何求解单元、齿面几何校核单元、齿面几何输出单元的相互配合,实现从产品使用性能出发,通过建立产品使用性能与齿轮啮合性能之间的关系,在统筹考虑被加工齿轮的偏差条件下,定义了以齿面实际啮合性能为基础求齿面几何的方法;在此基础上,统筹考虑齿轮的加工制造条件,把设计结果转换为可加工的齿面参数,为实现齿面几何的正向设计奠定了基础。

[0032] 3、本发明所述的计算机可读存储介质,可以实现引导数学表达计算单元、极限偏差转换单元、齿面几何求解单元、齿面几何校核单元、齿面几何输出单元进行配合,进而从产品使用性能需求出发,把产品需求转换为齿轮实际啮合性能需求后,采用啮合原理、弹性力学等正向理论,根据实际啮合性能需求进行齿面几何设计,并提供了从齿面几何到加工制造实现的基本思路,为高性能的齿轮传动设计提供了理论基础,解决了齿面几何设计依赖工程技术人员经验的现状,同时,也为提高齿轮传动性能提供一条可行的方法和途径。

附图说明

[0033] 为了更清楚地说明本发明具体实施方式或现有技术中的技术方案,下面将对具体实施方式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,下面描述中的附图是本发明的一些实施方式,对于本领域普通技术人员来讲,在不付出创造性劳动的前提下,还可以根据这些附图获得其他的附图。

[0034] 图1是本发明实施例1所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法的流程图;

[0035] 图2是本发明实施例2所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法中单齿周节在齿轮运动关系图中的表达示意图;

[0036] 图3是本发明实施例2所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法中啮合面内接触几何定义示意图;

[0037] 图4是本发明实施例2所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法中单齿扭转刚度变化示意图。

具体实施方式

[0038] 下面结合附图对本发明的较佳实施例进行详细阐述,以使本发明的优点和特征能更易于被本领域技术人员理解,从而对本发明的保护范围做出更为清楚明确的界定。

[0039] 在本发明的描述中,需要说明的是,本发明所描述的实施例是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例;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他实施例,都属于本发明保护的范围。

[0040] 本文的说明书和权利要求书及上述附图中的术语“初始”、“进阶”、“完善”等是用于区别类似的对象,而不必用于描述特定的顺序或先后次序。应该理解这样使用的数据在适当情况下可以互换,以便这里描述的本文的实施例能够以除了在这里图示或描述的那些以外的顺序实施。此外,术语“包括”和“具有”以及他们的任何变形,意图在于覆盖不排他的包含,例如,包含了一系列步骤或单元的过程、方法、装置、产品或设备不必限于清楚地列出的那些步骤或单元,而是可包括没有清楚地列出的或对于这些过程、方法、产品或设备固有的其它步骤或单元。

[0041] 在本发明中,主要从产品使用性能需求出发,提供了由齿轮啮合实际性能需求到齿面几何正向设计的方法,同时,提出了加工制造所设计齿面的基本思路,为高性能齿轮传动设计、制造奠定了基础。

[0042] 实施例1.本实施例提供一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,如图1所示,包括以下步骤:

[0043] S100、计算齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0044] 所述齿轮啮合性能需求的数学表达,是在已确定齿轮宏观设计及大、小轮理论齿面为基础,根据产品使用性能需求和该齿轮副实际工况条件如错位量、温度等,把产品使用性能通过计算转化为轮齿啮合性能,并采用数学的方式进行表征;

[0045] 具体的,产品使用性能需求对齿轮传动装置而言主要表现为:体积更小、重量更轻、噪音更低、使用寿命更长、更为可靠等;产品使用性能需求反应到齿轮啮合性能上,主要表现为:在错位量、温度等条件下,轮齿的承载能力、传递误差等。

[0046] 由于不同产品使用性能需求与齿轮啮合性能之间对应关系复杂,因此,为实现产品使用性能需求的转化,本步骤需要从以下几个方面分析并开展具体工作:

[0047] S101、齿轮传动直接实现的指标的转换;

[0048] 产品使用性能指标如体积要求、重量要求、寿命要求、可靠性要求、噪声要求等,转为相对应的轮齿啮合性能的指标如承载能力、传递误差等;

[0049] S102、齿轮工作所需边界条件的转换;

[0050] 齿轮工作所需边界的条件如工作转速、扭矩、环境温度、润滑条件等,转换为齿轮啮合性能的计算条件为载荷谱、热平衡条件、润滑油(脂)粘度等;

[0051] S103、齿轮实际运行条件影响的转换;

[0052] 齿轮实际运行的条件如外载荷下产生的系统变形、离心力产生的变形、散热冷却等,转换为齿轮啮合性能的计算条件为轮齿的错位量、热变形等;

[0053] S104、轮齿本身条件的转换;

[0054] 轮齿本身的条件包括:材料热处理条件、齿轮的宏观参数、理论齿面、轮齿的单齿刚度、理论啮合轨迹等。

[0055] S200、计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0056] 所述制造过程中允许的极限偏差及转换,是指所设计齿面在实际加工中根据使用

条件和设计经验,所能允许的轮齿极限偏差值,并根据对齿轮啮合性能的影响及偏差类型转换为齿面正向设计所需的输入边界条件;

[0057] 具体的,制造装配过程产生的误差可分为两个部分考虑,一是除轮齿本身制造装配产生的误差,二是轮齿制造产生的误差。

[0058] S201、除轮齿本身制造装配产生的误差的转换;

[0059] 产品制造装配过程中产生的误差对齿轮啮合性能而言,主要是改变了轮齿实际工作的边界和工作条件,如支撑轴孔的偏差、支撑轴的不同心偏差、轴承的游隙、各支撑件的配合等,在实际计算中可直接转换为啮合性能计算所需的边界和工作条件。

[0060] S202、轮齿制造产生的误差的转换;

[0061] 轮齿制造过程产生的误差影响可分为三类:一是齿面几何设计不会改变由该误差带来的影响,如径向跳动引起的动态响应,针对这类偏差需要在性能指标转换时统筹考虑,在本文件中定义为第一类误差;二是齿面几何设计可以改善因该误差产生的影响,如单齿周节带来的啮入啮出冲击,针对这类偏差则需在齿面几何设计时作为输入条件进行统筹考虑,在本文件中定义为第二类误差;三是齿面几何本身的制造误差,如齿形、齿向、齿面拓扑等误差,针对这类误差则需在分析其影响的基础上,输出齿面设计结果时,给定符合要求的极限偏差值,在本文件中定义为第三类误差。

[0062] S300、基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;

[0063] 所述给定实际啮合状态下的齿面求解,是根据产品使用性能需求,在所有齿轮实际啮合性能需求中,给定唯一确定条件下的齿轮啮合性能,并引入制造过程的极限偏差,在此基础上,采用齿轮啮合原理,以大轮理论齿面为基础,求解小轮齿面。

[0064] 具体的,实际啮合状态下齿面的求解可按如下步骤开展:

[0065] S301、确定用于齿面设计的性能指标及工作条件;

[0066] 在实际工程中,不管是产品的使用性能指标还是工作条件,通常情况不是唯一确定,而是有一定取值范围的区间,另一方面,实现动力和运动传递的齿面几何表面则是唯一确定的;

[0067] 鉴于上述情况,统筹考虑不同啮合性能对产品性能指标、产品性能指标要求、不同啮合性能指标的冗余程度等因素,依据经验定义用于求解齿面几何的确定条件。

[0068] S302、轮齿实际啮合性能指标分析;

[0069] 轮齿的实际啮合性能指标含:齿面接触应力、齿面弯曲应力、运动规律、齿面法向力分布、齿面相对速度分布、齿面功率损失、齿面温度等等。高性能齿轮传动的本质就是在要求已确定的条件下,上述所有指标都能满足使用要求且冗余量最小。

[0070] 啮合性能指标分析就是,在已确定的计算条件下,根据产品使用性能需求,齿面求解所需啮合性能指标确定的过程。通常情况下,把冗余量最小的指标作为齿面几何正向设计的输入变量,与此同时,统筹考虑第一类误差的影响进行指标的修正,并在此条件下对其它啮合性能指标进行校核或迭代。

[0071] S303、轮齿综合刚度求解;

[0072] 定义计算参考点:通常情况选取大轮齿宽中间截面落在瞬轴面(齿轮副瞬时滑动轴绕各自回转中心形成的曲面)上的点,也可根据实际情况选取大轮齿面上其它齿面点。

[0073] 定义啮合轨迹:从参考点出发,在满足啮合原理条件下,同时考虑啮合性能和所设计齿面共轭的需求,定义啮合轨迹,通常情况下,可采用理论啮合轨迹。

[0074] 单齿刚度求解:沿所定义啮合轨迹,在每个啮合相位(若无其它计算条件可采用理论接触长度)计算大、小轮的单齿刚度。

[0075] 单齿综合刚度求解:沿所定义啮合轨迹,在每个啮合相位点计算齿轮副的单齿综合刚度,若有必要可绘制齿轮工作相位或啮合轨迹与单齿综合刚度之间的关系曲线。

[0076] S304、定义齿轮运动规律;

[0077] 定义计算条件下轮齿空载运动规律函数:以小轮均速运动为基础,定义大轮在每个啮合相位实际转角位移与理论转角位移之差与啮合相位之间待定系数的函数关系,如多项式关系。

[0078] 齿间载荷分配计算:在统筹考虑第二类误差、齿轮重合度、轮齿空载运动规律(如为首次迭代则根据经验给定初值)等约束条件下,从参考点出发把外载荷转化为沿啮合轨迹的集中载荷,然后以载荷平衡、变形协调、胡克定律为基础,搭建轮齿载荷分配计算方程,求解方程并获得在每个啮合相位折算到拟合轨迹上的轮齿集中载荷及该相位下轮齿宏观变形。

[0079] 根据啮合特性计算啮合轨迹上各点的几何特性参数:沿所定义啮合轨迹,在每个啮合相位点根据啮合特性需求计算齿面几何接触特性参数,如啮合轨迹方向的曲率半径、与啮合轨迹垂直方向的曲率半径等。

[0080] 确定运动规律:以轮齿宏观变形、与啮合轨迹垂直方向曲率半径、相位连续等为约束条件,迭代上述步骤,求解运动规律函数的待定系数,获得该计算条件下的运动规律。

[0081] S305、小轮齿面求解;

[0082] 垂直啮合轨迹齿厚减薄量函数定义:从参考点出发,沿啮合轨迹,根据已计算获得的啮合轨迹上各点几何特性参数为基础,以轨迹上各点啮合性能要求为依据,定义轨迹上各点垂直于轨迹方向齿厚减薄量函数。

[0083] 齿面啮合EASEOFF曲面检查:以已获得的运动规律和齿厚减薄量函数为基础,定义齿面啮合EASEOFF曲面函数,并对啮合边界内的EASEOFF曲面做连续和外凸检查,若不满足修正运动规律或齿厚减薄量。

[0084] 小轮齿面求解:以大轮理论齿面、运动规律、与运动规律对应的计算条件(如错位量)、齿厚减薄量等为基础,采用啮合原理,求解小轮齿面。

[0085] S306、计算结果分析;

[0086] 在初始设计过程中,轮齿刚度采用了理论齿面和理论接触状态进行计算,若要进一步提高计算精度,可用已获齿面重复S303~S305进行迭代计算。

[0087] S400、基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;

[0088] 期望啮合状态是指除给定实际啮合状态外的其他实际啮合状态,所述其它实际啮合状态下的性能校核,根据齿轮实际啮合需求及制造的极限偏差条件,采用大轮理论齿面和小轮设计齿面对所有条件下的啮合性能进行校核计算,若有不符合产品需求的情况出现,则返回步骤S400,并对步骤S400所需计算条件适当修正后重新设计小轮齿面,直到满足需求为止。

[0089] 具体的,以计算获得的齿面几何为基础,分别计算其它实际啮合状态下的性能是否满足产品需求,如不能满足,则通过修改运动规律和齿厚减薄量进行迭代计算,直到满足要求为止。

[0090] S500、根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果,得到可实现加工的齿面几何设计输出;

[0091] 所述可实现加工的齿面几何设计输出,首先选定所设计齿面的加工条件及工艺,然后,以齿面瞬时啮合特性不变为原则,根据加工条件及工艺可实现为基础,重新分配大、小轮齿面实际微观参数,以此获得满足产品需求的大、小轮齿面形貌的设计。

[0092] 具体的,首先,确定所设计齿轮的制造条件和加工工艺等。针对所采用制造条件和工艺的特定和要求,对每个啮合相位的齿厚减薄量在大小之间进行合理分配,已满足加工需求。

[0093] 其次,根据选定的加工条件和工艺,确定齿面几何在制造过程中可能产生的极限偏差,并采用含有极限偏差的齿面几何对各性能指标进行校核计算。若不能满足要求,则重新选择加工条件或工艺,若能满足需求,则给定齿面几何所允许极限偏差。

[0094] 最后,整理上述设计结果,完成齿面几何、极限偏差及对应制造条件和工艺需求的结果输出。

[0095] 实施例2.本实施例基于与实施例1中所述的一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法相同的发明构思,进而提供一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,应用于产品的设计指标为输入转速、输入扭矩、工作时间、噪音的一级渐开线圆柱齿轮传动装置,且齿轮宏观参数已确定的齿面设计过程;对应的,通过本实施例2对于实施例1中的方法进一步完善,进而对本方法的具体实施做详细说明。

[0096] 本实施例2中的面向啮合性能需求的齿面正向设计方法相较于实施例1中的面向啮合性能需求的齿面正向设计方法,在步骤S100~步骤S500的具体实施方式中,根据给定齿面几何设计的条件,具有进一步的实施步骤。

[0097] 如图2~图4所示,本实施例2中所述的面向啮合性能需求的齿面正向设计方法主要包括以下步骤:

[0098] S100、计算齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0099] 获取并梳理给定齿面几何设计的条件:

[0100] 输入转速: n 转/min,即小轮工作转速;

[0101] 输入扭矩: T Nm,即小轮工作扭矩;

[0102] 工作时间: H 小时;

[0103] 噪音: NVH 分贝;

[0104] 齿轮宏观参数:小轮、大轮齿数 Z_1 、 Z_2 ;

[0105] 模数 m mm;

[0106] 压力角 α 度;

[0107] 变位系数 x ;

[0108] 螺旋角 β 度;

- [0109] 齿顶高 h_a mm;
- [0110] 全齿高 h mm;
- [0111] 齿宽 B mm;
- [0112] 齿轮材料及热处理条件以及加工精度等级等要求。
- [0113] S101、齿轮传动直接实现的指标的转换;
- [0114] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S101具体包括:
- [0115] 传动比: $i = z_2/z_1$;
- [0116] 承载能力(以接触为例): $\sigma_H \leq \sigma_{HP}/S_H$, 单位MPa,
- [0117] 式中, σ_H 为齿面接触应力,为产品设计性能指标; σ_{HP} 为根据齿轮材料、热处理条件、SN曲线、循环周次计算所得齿面许用接触应力极限; S_H 为根据行业需求定义的安全系数;
- [0118] 传递误差: T_E , 单位 μm ,传递误差是折合到啮合线上的位移;
- [0119] 传递误差是在考虑轮齿加工误差以及系统可能产生振动响应等因素条件下,通过建立系统动力学模型,求解获得。
- [0120] S102、齿轮工作所需边界条件的转换;
- [0121] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S102具体包括:
- [0122] 齿面接触法向力: F_N , 单位N,通过小轮工作扭矩T及其宏观几何参数计算获得;
- [0123] 循环周次: $N = 60nH$, 式中,n为小轮转速,H为工作时间。
- [0124] S103、齿轮实际运行条件的影响的转换;
- [0125] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S103具体包括:
- [0126] 错位量: $F_{\beta x}$, 单位 μm ,在考虑加工误差、轴承游隙、工作载荷下系统变形等条件下,搭建系统变形计算模型,通过计算获得。
- [0127] S104、轮齿本身条件的转换;
- [0128] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S104具体包括;
- [0129] 材料条件: σ_{HP} , 单位MPa,根据材料、热处理、SN曲线及循环周次N计算确定;
- [0130] 齿轮宏观参数:小轮、大轮齿数 Z_1 、 Z_2 ;
- [0131] 模数 m mm;
- [0132] 压力角 α 度;
- [0133] 变位系数 x ;
- [0134] 螺旋角 β 度;
- [0135] 齿顶高 h_a mm;
- [0136] 全齿高 h mm;

- [0137] 齿宽 B mm;
- [0138] 理论齿面:根据齿轮宏观参数和渐开线方程计算齿面工作区的齿面方程;
- [0139] 单齿刚度:根据计算精度需求,选定单齿刚度 c_Y 计算方法;
- [0140] 理论啮合轨迹:在啮合面内与瞬时接触线垂直,与齿宽方向夹角为 $90 - \beta_b$ (单位:度)的直线, β_b 为基圆螺旋角。
- [0141] S200、计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;
- [0142] 本步骤S200中,除轮齿本身制造装配产生的误差的转换具体包括:
- [0143] S201、产品制造装配过程中产生的误差包括:箱体的制造偏差、轴承的游隙、轮齿相对支撑轴承回转中心的偏差。
- [0144] 箱体和轮齿相对支撑轴承回转中心的偏差,取极限偏差值的一半,并折算到支撑轴承回转中心,在此基础上根据支撑轴承的跨距做刚体偏转角度计算,并把计算值直接线性叠加到齿轮错位量上。
- [0145] 轴承游隙以在轴承承载方向移动游隙值一半的间隙位移计入系统变形计算模型,以此考虑轴承游隙对齿轮工作条件的影响。
- [0146] 本步骤S200中,轮齿制造产生的误差的转换具体包括:
- [0147] S202、第一类误差:径向跳动 F_r ,简化为幅值为 $F_r/2$ 、周期为齿轮回转轴频的正弦函数,并以此为激励源通过系统动力学模型,折算到传递误差 T_E 中;
- [0148] 第二类误差:若小轮单齿周节 f_{pp} 、大轮单齿周节 f_{pw} ,在小轮均速旋转时,则由周节误差带来的大轮转角误差,
- [0149] 采用公式 $f_p = 2f_{pw}/mz_2 \cos \alpha + 2f_{pp}/mz_1 \cos \alpha \times z_1/z_2$ 进行转换计算,在运动规律关系图中表达如附图2所示。
- [0150] S300、基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;
- [0151] 本步骤中实际啮合状态下齿面的求解具体包括:
- [0152] S301、确定用于齿面设计的性能指标及工作条件;
- [0153] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S301具体包括:齿面给定的计算条件只有单一的转速扭矩,因此工作条件唯一,所计算齿轮工作条件及齿轮啮合性能指标均在该计算条件下做唯一确定计算;齿面设计所需边界条件如前所述,这里不再赘述。
- [0154] S302、轮齿实际啮合性能指标分析;
- [0155] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S302具体包括:
- [0156] 齿面啮合的性能指标包括接触承载能力和传递误差两项,具体数学表达如下:

$$[0157] \quad \begin{cases} \sigma_H \leq \sigma_{HP}/S_H \\ T_E < T_{E\max} \end{cases}$$

[0158] 根据给定要求,采用接触承载能力作为后续齿面设计依据,而传递误差作为校核指标。

[0159] S303、轮齿综合刚度求解;

[0160] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S303具体包括:

[0161] 定义计算参考点:选大轮齿宽中间截面与节圆柱交点为参考点M,在啮合面内的位置见附图3;

[0162] 定义啮合轨迹:在啮合面内,选择与节圆柱曲线成 $90 - \beta_b$ 的曲线为啮合线,见图3;

[0163] 单齿刚度求解:沿所定义啮合轨迹,在每个啮合相位(若无其它计算条件可采用理论接触长度)计算大、小轮的单齿刚度;

[0164] 对于三维轮齿,其单齿受载刚度可以采用切片法进行计算得到。而每一片的刚度可以分解为弯曲刚度、剪切刚度、挤压刚度和接触刚度,其第i片轮齿的切片刚度为:

$$[0165] \quad \frac{1}{k_i} = \frac{1}{k_b} + \frac{1}{k_s} + \frac{1}{k_c} + \frac{1}{k_h}$$

[0166] 在一个接触瞬时其单齿刚度为

$$[0167] \quad K_j = \sum_{i=1}^N k_i, j = P, G$$

[0168] N为接触瞬时参与啮合的切片数目;

[0169] 在每个啮合相位点,齿轮副的单齿综合刚度为: $K = \frac{K_P K_G}{K_G + K_P}$

[0170] 由此可得到,单齿从啮入到啮出的单齿综合刚度曲线,如图4所示。

[0171] S304、定义齿轮运动规律;

[0172] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S304具体包括:

[0173] 定义计算条件下轮齿空载运动规律函数,以多项式为例进行设计:

$$[0174] \quad \Delta\varphi = a_0\varphi_P + a_1\varphi_P + a_2\varphi_P^2 + \dots + a_n\varphi_P^n;$$

[0175] 其中, $\Delta\varphi$ 为大轮的转角误差; $a_i, i = 0, \dots, n$ 为待定系数; φ_P 为大轮转角相位;

[0176] 齿间载荷分配计算,可建立如下齿间载荷分配方程:

$$[0177] \quad \sum_{i=1}^N K_i [\delta_w - f_{pi} - \Delta\varphi_i] = T_w$$

$$[0178] \quad [\delta_w - f_{pi} - \Delta\varphi_i] = \begin{cases} \delta_w - f_{pi} - \Delta\varphi_i, & \delta_w - f_{pi} - \Delta\varphi_i > 0 \\ 0, & \delta_w - f_{pi} - \Delta\varphi_i < 0 \end{cases}$$

[0179] δ_w :大轮转角

[0180] T_w :大轮传递扭矩

[0181] 需要说明的是:在实际计算时,首次计算根据经验给定待定系数初值进行迭代。

[0182] S305、小轮齿面求解;

[0183] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S305具体包括:

[0184] 定义垂直啮合轨迹齿厚减薄量函数,以多项式为例进行设计:

$$[0185] \quad \delta = b_0\varphi_P + b_1\varphi_P + b_2\varphi_P^2 + \dots + b_n\varphi_P^n$$

[0186] $b_i, i = 0, \dots, n$:为待定系数;

[0187] δ :齿厚减薄量。

[0188] 根据上一步的结果可以得到接触位置的法向力;根据减薄量和运动规律,可以计算出齿面的综合曲率;根据法向力和综合曲率,采用赫兹接触算法可以计算出接触位置的接触应力;根据设计应力指标,迭代减薄系数,确定出减薄待定系数。

[0189] 需要说明的是:在实际计算时,首次计算根据经验给定减薄待定系数初值。

[0190] 在此基础上完成ease-off曲面计算,根据高斯曲率判断ease-off曲面的凹凸性;

$$[0191] \quad K = \frac{\det II}{\det I}$$

[0192] K:曲面高斯曲率;

[0193] $\det II$:为曲面第二基本形式的行列式;

[0194] $\det I$:为曲面第一基本形式的行列式。

[0195] 小轮齿面求解:以大轮理论齿面、运动规律、与运动规律对应的计算条件(如错位量)、齿厚减薄量等为基础,采用啮合原理,求解小轮齿面;其求解公式为:

$$[0196] \quad \mathbf{n} \cdot \mathbf{v}_{pw} = 0$$

[0197] $\mathbf{n}$:接触点法向,与齿厚减薄量有关;

[0198] $\mathbf{v}_{pw}$:接触点大小轮的相对速度,与运动规律有、计算条件等有关。

[0199] S306、计算结果分析;

[0200] 根据计算应力与许用应力之间的富裕度和运动规律的要求,重复S303~S305步进行迭代计算。

[0201] S400、基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;

[0202] 作为本发明的一种实施方式,期望啮合状态是指除给定实际啮合状态外的其他实际啮合状态,在本实施例2中只涉及一个载荷条件,不涉及其它实际啮合状态下的性能校核计算。

[0203] S500、根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果,进行可实现加工的齿面几何设计输出;

[0204] 作为本发明的一种实施方式,在本实施例2中,步骤S500具体包括:

[0205] S501、根据ease-off曲面确定每个啮合相位的综合修形量;

[0206] S502、根据所设计齿轮的制造工艺条件所产生的原理误差及可实现的修形方式合理分配大小轮的修形量 δ_W^M 、 δ_p^M ;

[0207] S503、根据上述选定的加工条件和工艺,确定齿面几何在制造过程中可能产生的大小轮极限偏差 δ_W^e 、 δ_p^e ;

[0208] S504、根据极限偏差和减薄量得到一组大小轮不同误差分布的设计齿面 $\sum_p^1, \sum_W^1$;

[0209] S505、以设计齿面为基础,计算不同偏差条件下的齿轮啮合性能;

[0210] S506、若能满足,则完成设计;若不满足,调整步骤S300中运动误差待定系数和齿厚减薄量待定系数进行迭代计算;

[0211] S507、整理上述设计结果,完成齿面几何、极限偏差及对应制造条件和工艺需求的结果输出。

[0212] 实施例3.本实施例提供一种面向啮合性能需求的齿面正向设计装置,包括:数学表达计算单元,用于计算齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0213] 极限偏差转换单元,用于计算制造过程中允许的极限偏差,并计入所述齿轮啮合性能需求的数学表达;

[0214] 齿面几何求解单元,用于基于所述齿轮啮合性能需求的数学表达,在给定实际啮合状态下进行齿面求解,得到初始设计齿面;

[0215] 齿面几何校核单元,用于基于所述初始设计齿面,在期望啮合状态下进行性能校核,得到进阶设计齿面;

[0216] 齿面几何输出单元,用于根据制造条件和工艺需求对所述进阶设计齿面进行修正,得到完善设计结果。

[0217] 实施例4.本实施例提供一种计算机可读存储介质,包括:

[0218] 所述存储介质用于储存将上述实施例1/实施例2所述的面向啮合性能需求的齿面正向设计方法实现所用的计算机软件指令,其包含用于执行上述为所述面向啮合性能需求的齿面正向设计方法所设置的程序;具体的,该可执行程序可以内置在实施例3所述的面向啮合性能需求的齿面正向设计装置中,这样,面向啮合性能需求的齿面正向设计装置就可以通过执行内置的可执行程序实现所述实施例1/实施例2所述的面向啮合性能需求的齿面正向设计方法。

[0219] 此外,本实施例具有的计算机可读存储介质可以采用一个或多个可读存储介质的任意组合,其中,可读存储介质包括电、光、电磁、红外线或半导体的系统、装置或器件,或者以上任意组合。

[0220] 区别于现有技术,采用本申请一种面向啮合性能需求的齿面正向设计方法、装置及介质,从产品使用性能需求出发,把产品需求转换为齿轮实际啮合性能需求后,采用啮合原理、弹性力学等正向理论,根据实际啮合性能需求进行齿面几何设计,并提供了从齿面几何到加工制造实现的基本思路,为高性能的齿轮传动设计提供了理论基础,解决了齿面几何设计依赖工程技术人员经验的现状,同时,也为提高齿轮传动性能提供一条可行的方法和途径。

[0221] 应理解,在本文的各种实施例中,上述各过程的序号的大小并不意味着执行顺序的先后,各过程的执行顺序应以其功能和内在逻辑确定,而不对本文实施例的实施过程构成任何限定。

[0222] 还应理解,在本文实施例中,术语“和/或”仅仅是一种描述关联对象的关联关系,表示可以存在三种关系。例如,A和/或B,可以表示:单独存在A,同时存在A和B,单独存在B这三种情况。另外,本文中字符“/”,一般表示前后关联对象是一种“或”的关系。

[0223] 本领域普通技术人员可以意识到,结合本文中所公开的实施例描述的各示例的单元及算法步骤,能够以电子硬件、计算机软件或者二者的结合来实现,为了清楚地说明硬件和软件的可互换性,在上述说明中已经按照功能一般性地描述了各示例的组成及步骤。这些功能究竟以硬件还是软件方式来执行,取决于技术方案的特定应用和设计约束条件。专业技术人员可以对每个特定的应用来使用不同方法来实现所描述的功能,但是这种实现不应认为超出本文的范围。

[0224] 所属领域的技术人员可以清楚地了解到,为了描述的方便和简洁,上述描述的系

统、装置和单元的具体工作过程,可以参考前述方法实施例中的对应过程,在此不再赘述。

[0225] 在本文所提供的几个实施例中,应该理解到,所揭露的系统、装置和方法,可以通过其它的方式实现。例如,以上所描述的装置实施例仅仅是示意性的,例如,所述单元的划分,仅仅为一种逻辑功能划分,实际实现时可以有另外的划分方式,例如多个单元或组件可以结合或者可以集成到另一个系统,或一些特征可以忽略,或不执行。另外,所显示或讨论的相互之间的耦合或直接耦合或通信连接可以是通过一些接口、装置或单元的间接耦合或通信连接,也可以是电的,机械的或其它的形式连接。

[0226] 所述作为分离部件说明的单元可以是或者也可以不是物理上分开的,作为单元显示的部件可以是或者也可以不是物理单元,即可以位于一个地方,或者也可以分布到多个网络单元上。可以根据实际的需要选择其中的部分或者全部单元来实现本文实施例方案的目的。

[0227] 另外,在本文各个实施例中的各功能单元可以集成在一个处理单元中,也可以是各个单元单独物理存在,也可以是两个或两个以上单元集成在一个单元中。上述集成的单元既可以采用硬件的形式实现,也可以采用软件功能单元的形式实现。

[0228] 所述集成的单元如果以软件功能单元的形式实现并作为独立的产品销售或使用时,可以存储在一个计算机可读取存储介质中。基于这样的理解,本文的技术方案本质上或者说对现有技术做出贡献的部分,或者该技术方案的全部或部分可以以软件产品的形式体现出来,该计算机软件产品存储在一个存储介质中,包括若干指令用以使得一台计算机设备(可以是个人计算机,服务器,或者网络设备等)执行本文各个实施例所述方法的全部或部分步骤。而前述的存储介质包括:U盘、移动硬盘、只读存储器(ROM, Read-Only Memory)、随机存取存储器(RAM, Random Access Memory)、磁碟或者光盘等各种可以存储程序代码的介质。

[0229] 以上所述仅为本发明的实施例,并非因此限制本发明的专利范围,凡是利用本发明说明书及附图内容所作的等效结构或等效流程变换,或直接或间接运用在其他相关的技术领域,均同理包括在本发明的专利保护范围内。

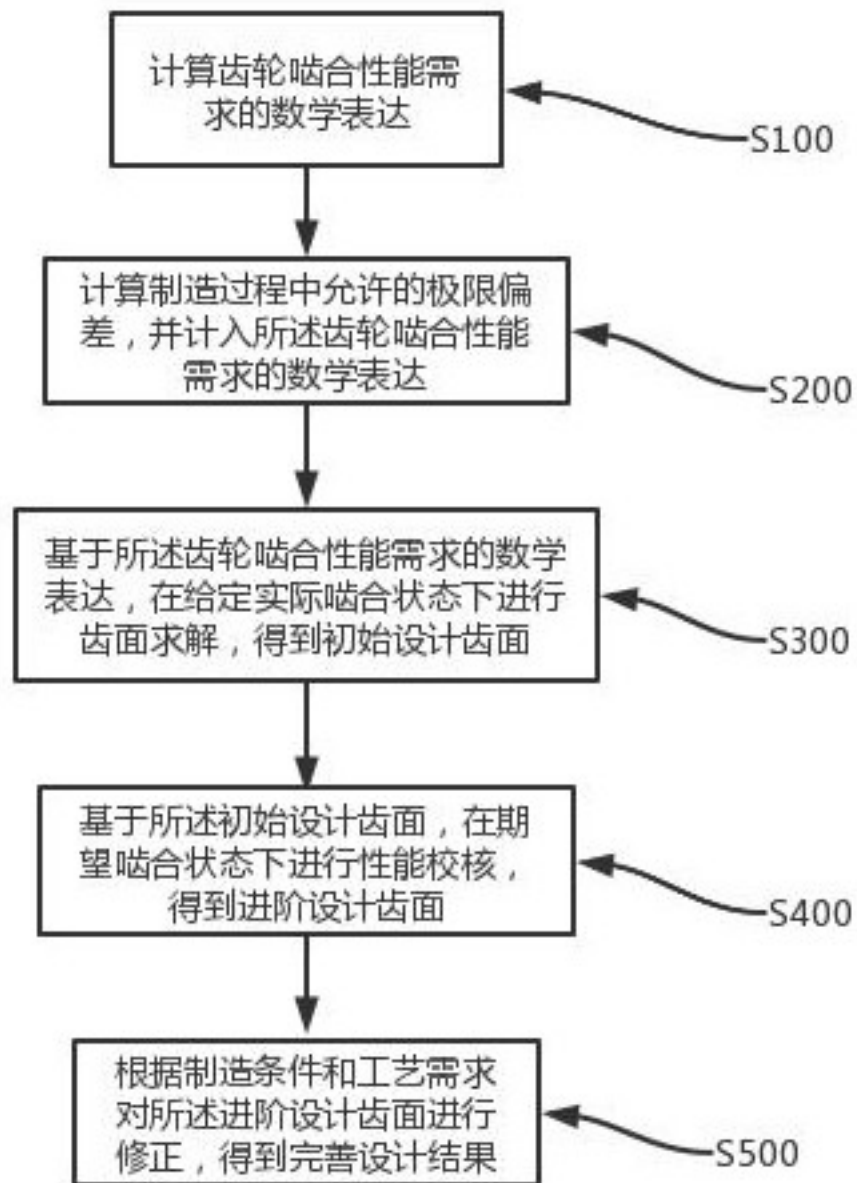


图 1

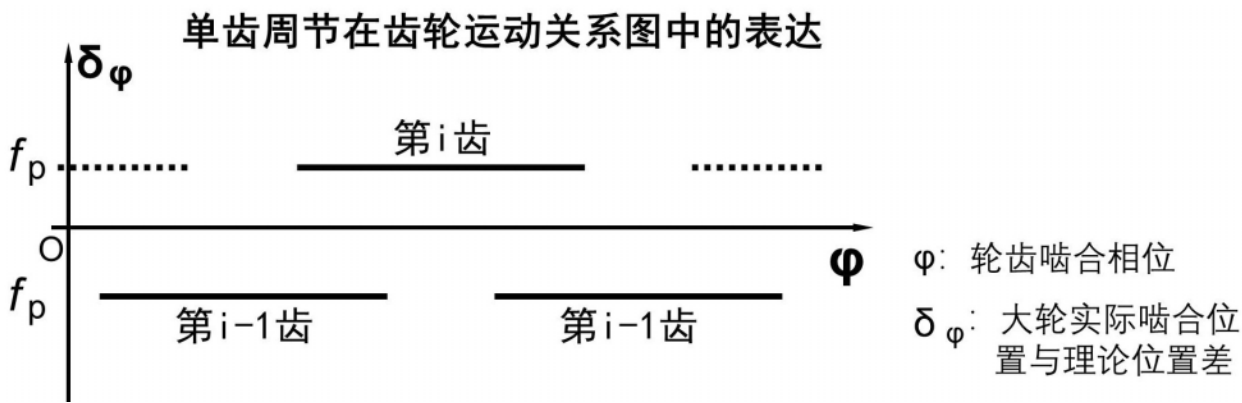


图 2

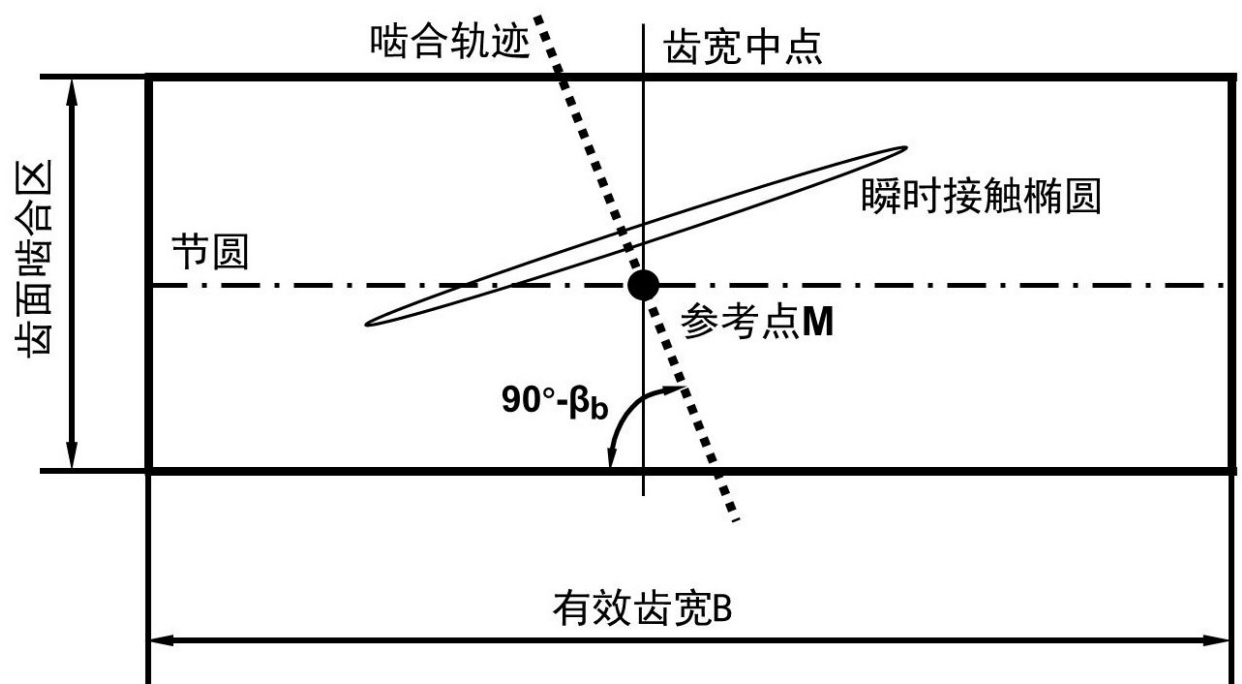


图 3

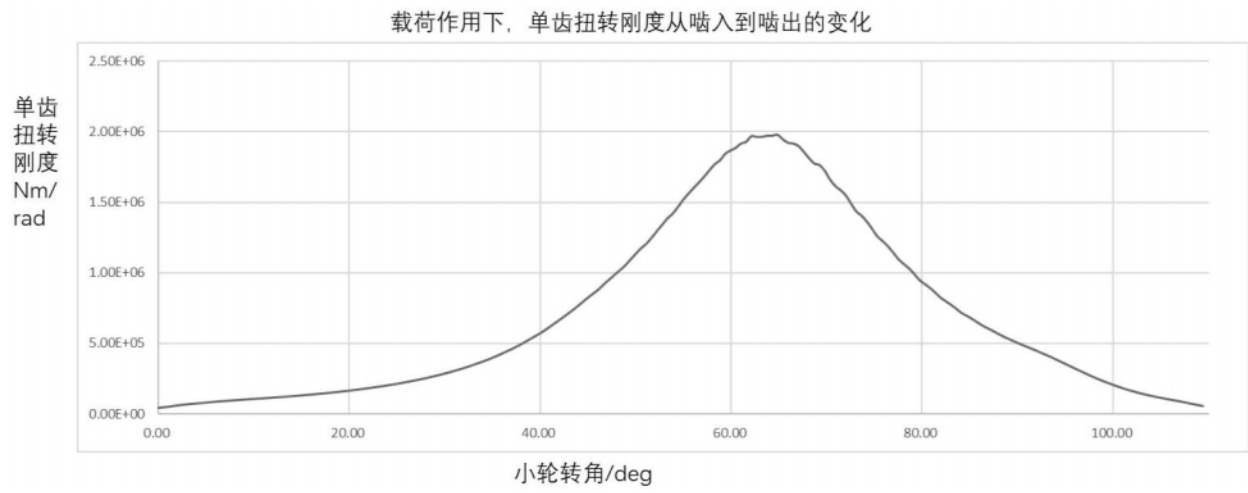


图 4