

航空弧齿锥齿轮副风阻功率损失分析与优化

张旭阳, 王三民, 李林林, 刘琳琳, 任鸿飞

(西北工业大学 机电学院, 西安 710072)

摘 要: 基于 CFD 理论, 利用 Fluent 求解软件, 借助超级计算机强大的并行运算能力对航空弧齿锥齿轮副风阻功率损失进行仿真计算。采用局部综合法建立弧齿锥齿轮副三维模型, 选用 RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型, 考虑平均流动中的旋流流动情况, 与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比, RNG 通过修正湍流黏度并很好地处理了高应变率以及流线弯曲程度较大的流动。齿轮边界运动通过 UDF (user-defined functions) 函数驱动, 同时采用动网格模拟流场形状由于边界运动而随时间改变问题。最后得出无挡风罩和不同挡风罩配置下的齿轮副风阻功率损失, 证实了合理安装挡风罩能够有效降低齿轮风阻损失, 并分析多组仿真实验间的减速器内流场压力、速度、湍流动能云图变化, 得出了最优化的挡风罩配置, 以求最小化风阻功率损失, 文中减阻效果最好的挡风罩能降低 55.3% 的齿轮风阻损失, 此时挡风罩间隙为 1 mm, 为工程实际应用挡风罩的设计提供了参考。

关 键 词: 风阻功率损失; 弧齿锥齿轮副; 计算流体动力学; 挡风罩; 湍流模型

中图分类号: V232.8

文献标志码: A

Analysis and optimization of windage power loss for aeronautical spiral bevel gear pair

ZHANG Xuyang, WANG Sanmin, LI Linlin, LIU Linlin, REN Hongfei

(School of Mechanical Engineering, Northwestern Polytechnical University, Xi'an 710072, China)

Abstract: Based on CFD theory, the windage power loss of aviation spiral bevel gear pair was simulated by using Fluent solution software with the powerful parallel computing ability of supercomputer. The three-dimensional model of spiral bevel gear pair was established by local synthesis method. The turbulence model of RNG $k-\varepsilon$ was selected to consider the swirl flow in the average flow. Compared with the standard $k-\varepsilon$ model, the turbulence viscosity of RNG was corrected and the flow with high strain rate and large curvature of the flow line was well treated. The gear boundary motion was driven by UDF (user-defined functions) functions, and the change of flow field shape over time due to boundary motion was simulated by dynamic grid. Finally, the windage power loss of the gear pair with different shroud configurations was obtained. It is confirmed that the reasonable installation of the shroud can effectively reduce the gear windage loss, and the variations of cloud images of the flow field pressure, velocity and turbulent kinetic energy in the gearbox between several groups of simulation tests were analyzed, and the optimal shroud configuration was obtained to minimize the windage power loss. The shroud with the best drag reduction effect can reduce the gear windage loss by 55.3%, and the shroud clearance is 1 mm in this case, providing a reference for the design of shroud in engineering practice.

Keywords: windage power loss; spiral bevel gear pair; CFD; shroud; turbulence model

航空高速传动系统中, 由于弧齿锥齿轮具有良好的承载能力、传动平稳且润滑性好而被广泛

应用。在齿轮传动系统中, 系统功率损失可分为负载相关功率损失和负载无关功率损失^[1], 后者

收稿日期: 2021-05-01

作者简介: 张旭阳(1999—), 男, 硕士生, 主要从事弧齿锥齿轮动力学及流体动力学研究。

引用格式: 张旭阳, 王三民, 李林林, 等. 航空弧齿锥齿轮副风阻功率损失分析与优化[J]. 航空动力学报, 2023, 38(4): 976-985. ZHANG Xuyang, WANG Sanmin, LI Linlin, et al. Analysis and optimization of windage power loss for aeronautical spiral bevel gear pair[J]. Journal of Aerospace Power, 2023, 38(4): 976-985.

也称自旋功率损失, 负载无关功率损失与系统运行过程中的很多因素有关, 其组成包括轴承的黏性耗散和润滑油的搅油损失或风阻损失, 以及啮合区域由于润滑油或油气两相流的压缩/膨胀造成的损失, 定义齿轮副总自旋功率损失为各个齿轮与周围环境相互作用而产生的功率损失之和^[2]。当轮齿线速度超过 50 m/s 时^[3], 高速旋转的轮齿会在减速箱流体域中形成强涡流、高速度场和离心力场, 进而在齿轮表面产生压力和黏性力, 造成一定的风阻功率损失, 因此, 对于高转速的弧齿锥齿轮副, 必须考虑风阻对传动系统的影响。

对于齿轮风阻功率损失, 国内外学者在实验研究、仿真分析和理论分析上均做了较多研究。Dawson^[4]使用在空气中旋转的单个直齿轮和斜齿轮进行了大量的齿轮风阻实验, 并推导出经验公式来描述关于齿轮几何形状、流体域物理性质和齿轮转速对系统风阻功率损失的影响; Diab 等^[5]对各种形状和尺寸的圆盘和齿轮进行了风阻实验, 随后根据旋转齿轮周围的流体流动和尺寸分析提出了准分析模型预测, 以描述齿轮副中的风阻功率损失。Winfree^[6]对安装挡风罩的单个弧齿锥齿轮风阻功率损失进行实验分析, 研究了不同挡风罩配置下, 单个弧齿锥齿轮的风阻特性, 以优化挡风罩对齿轮风阻功率损失的影响效果; Ruzek 等^[7]通过搭建简单的实验台, 测量了圆盘、非啮合情况下的直齿轮副和斜齿轮副的风阻功率损失, 在测量中为了避免了啮合损失的干扰, 因此只考虑了空气压力和黏性力对轮齿齿面和端面风阻的影响。

随着计算机辅助分析的发展, 计算流体动力学(CFD)已经成为流体分析中不可或缺的工具, 运用 CFD 方法对流体分析中的非线性偏微分方程进行离散化数值求解, 借助计算机强大的计算能力, 可实现非实验情况下的快速求解, 因此借助 CFD 仿真工具实现齿轮风阻计算成为多数学者研究风阻机理的有效手段。Al-Shibl 等^[8]采用 Fluent 软件对单个直齿圆柱齿轮在空气中旋转时的风阻功率损失进行了研究, 为简化计算建立了二维平面模型进行计算求解, 分析了不同转速下齿轮的风阻功率损失并与公开的实验数据进行对比, 并分析了安装挡风罩的齿轮风阻功率损失; Rapley 等^[9]对单个弧齿锥齿轮进行 CFD 仿真分析, 流体域为纯空气相, 研究了齿轮旋转方向和挡风罩配置对弧齿锥齿轮风阻的影响, 并与已有实验数据进行对比; Jia^[10]建立了单个直齿圆柱齿

轮减速箱的三维计算流体动力学模型, 利用 CFD 仿真软件对湍流模型进行了模拟, 提出了直齿圆柱齿轮风阻功率损失的计算方法, 同时分析了油气两相流下齿轮的风阻功率损失, 并比较了不同齿轮参数下的 CFD 模型分析结果; 国内的梁作斌等^[11]对航空发动机中单个弧齿锥齿轮的风阻损失进行仿真研究, 在使用三维模型的情况下设置周期边界以简化计算, 并研究了不同结构导流板对弧齿锥齿轮风阻损失的影响, 且得出了优化后的导流板布置方式; 鲍和云等^[12]建立了 GTF 发动机内行星齿轮风阻损失分析模型, 分析了减速箱内部结构对风阻损失的影响, 并提出了优化风阻损失的措施; 赵宁和贾清健^[13]采用 CFD 技术对直齿面齿轮周围流体域及其湍流模型进行数值仿真分析, 得出了面齿轮风阻功率损失计算方法。

综上所述, 无论是实验研究还是 CFD 数值仿真方面, 齿轮风阻相关研究多集中在单个非啮合情况下的直齿轮, 对于弧齿锥齿轮只有少数学者研究了其单轮风阻效应, 关于啮合的双轮研究几乎没有涉及。原因其一在于啮合齿轮风阻损失实验设计较为复杂, 且对风阻的实验影响因素比较多, 不易准确求出齿轮副的风阻功率损失数值; 其二在于过去学者为了简化模型及提高计算效率, 对仿真模型进行二维平面建模, 而对于啮合弧齿锥齿轮副来说, 必须使用三维建模才能准确表达计算域, 且啮合齿轮副的计算不同于单轮计算, 前者必须采用瞬态分析模型, 后者可以采用成熟的多参考系稳态模型, 这时候计算量大量增加, 传统的计算机几乎不能完成计算, 即使具有高计算性能的工作站也需要相当长的时间才能完成一个模型的计算。本文采用 CFD 数值分析法, 利用 Fluent 求解软件, 借助超级计算机强大的并行运算能力对航空弧齿锥齿轮副风阻损失进行单相流仿真计算, 分析模型采用 UG(Unigraphics)软件进行三维建模, 采用 RNG(renormalization group) $k-\varepsilon$ 湍流模型, 由于啮合弧齿锥齿轮副每个时刻的分析模型都不同, 因此采用瞬态分析法, 同时采用动网格技术模拟流场形状由于边界运动而随时间改变问题, 考虑挡风罩对齿轮风阻功率损失的优化, 提出一种齿轮挡风罩结构, 同时研究无挡风罩和有挡风罩的弧齿锥齿轮副风阻损失以及相应流场压力、速度、湍流动能和轮齿表面黏性力, 对于安装挡风罩的齿轮, 分析不同挡风罩配置对齿轮副风阻损失的影响, 最终得出最优化的挡风罩配置。

1 控制方程

1.1 流体域基本控制方程

本文计算所涉及的弧齿锥齿轮副置于给定的减速箱中,在不安装挡风罩的情况下,流体域为齿轮副与箱体之间的封闭区域,当减速箱内装有挡风罩时,流体域为齿轮副与挡风罩之间的区域和挡风罩与箱体之间的区域总和,对于上述两种情况,均采用瞬态分析求解流场。减速器内流体域基本控制方程如下:

1) 质量守恒方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial t} + \frac{\partial \rho v}{\partial t} + \frac{\partial \rho w}{\partial t} = 0 \quad (1)$$

或

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

式中 t 为时间,单位 s; ρ 为密度,单位 kg/m^3 ; $\mathbf{u} = ui + vj + wk$ 为速度,单位 m/s。

本文在求解过程中假设空气不可压缩,则式(2)可写为

$$\text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (3)$$

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \nabla \mathbf{u} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\mu}{\rho} \nabla^2 \mathbf{u} + \mathbf{F} \quad (4)$$

通常采用如下的分量表达式(张量表示)^[14]:

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 u_i}{\partial x_j \partial x_j} + F_x \quad (5)$$

式中 $\nabla \mathbf{u} = \frac{\partial u}{\partial x} \mathbf{i} + \frac{\partial v}{\partial y} \mathbf{j} + \frac{\partial w}{\partial z} \mathbf{k}$; μ 为动力黏度,单位 kg/m^3 , $\nabla^2 \mathbf{u} = \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \mathbf{i} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \mathbf{j} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \mathbf{k}$; $\mathbf{F}$ 为外力,单位 N。

1.2 湍流模型方程

1) 流体雷诺数计算

$$Re = \frac{\rho v l}{\mu} \quad (6)$$

式中 v 为流场的特征速度,单位 m/s; l 为流场的特征长度,单位 m。

高速弧齿锥齿轮运转过程中搅动周围空气,流场雷诺数可达 9×10^5 , 因此其内部空气流态为湍流。

2) 流体马赫数计算

$$Ma = \frac{v}{a} \quad (7)$$

式中 a 为流场的当地声速,单位 m/s。

流体最大速度接近弧齿锥齿轮大端线速度。取标况下声速即 340 m/s。可得 $Ma < 0.3$, 因此可将减速箱内部空气视为不可压缩流体。

3) Reynolds 平均方程

由于动量守恒方程中存在非线性项($\mathbf{u} \nabla \mathbf{u}$), 速度兼具控制与反馈的双重作用,目前还没有任何有效的数学处理方法来对 N-S(Navier-Stokes) 方程进行直接求解^[15], 对湍流的模型方程由 N-S 方程转向对其进行平均化处理的 Reynolds 平均方程。

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_i} + f_i \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} \quad (8)$$

将瞬时控制方程式(5)减去 Reynolds 平均方程式(8), 便可得到 Reynolds 脉动方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial u'_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + u'_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = & -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p'}{\partial x_i} + \\ & \frac{\mu}{\rho} \cdot \frac{\partial^2 u'_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u'_i u'_j} - \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (9)$$

N-S 方程、Reynolds 平均方程与 Reynolds 脉动方程共同构成了研究湍流的基本方程。

2 弧齿锥齿轮副风阻计算模型

2.1 CFD 仿真模型

弧齿锥齿轮基本参数如表 1 所示。

1) 弧齿锥齿轮副建模

根据 Litvin 等提出的局部综合法^[16], 预设 3 个基本加工参数,在控制齿轮啮合质量的基础上,可以设计并计算主动轮的加工参数。确定齿轮切齿参数后,便可得到齿轮的齿面方程。根据齿面方程得到若干坐标点,根据这些坐标点在 UG 软

表 1 弧齿锥齿轮基本参数

Table 1 Basic parameters of spiral bevel gear

参数	主动轮	从动轮
齿数 z	30	76
转速 $n/(\text{r/min})$	20 900	7 626
大端模数 m_t/mm	3.85	3.85
压力角 $\alpha_n/(\circ)$	20	20
螺旋角 $\beta/(\circ)$	30	30
齿宽 B/mm	38.5	38.5
轴交角 $\sigma/(\circ)$	69.77	
旋向	右	右
分度圆直径 D/mm	103.95	284.9

件中拟合曲面,形成与实际齿面非常接近的齿面。

为了简化风阻损失数值仿真复杂性以及提高仿真效率,需对模型进行一定简化,齿轮轴建模为实心轴并忽略减速箱内的所有圆角、倒角、轴承和连接件等。将建模完成的主动轮和从动轮进行装配,由于后期对流场划分网格时啮合区网格趋于无穷小,无法划分高质量网格,因此对标准装配的齿轮进行调整及适当削齿,使其啮合轮齿间保持2~3层边界层厚度,这种做法其一可以保证网格质量,其二因为这种方法使得啮合齿间保持微量间隙,由于弧齿锥齿轮为点啮合,这种微量间隙的存在对实际风阻的影响非常小,且可以避免实际啮合中由于齿轮啮合带来的啮合摩擦损失,而仅考虑风阻功率损失,最终模型如图1所示。

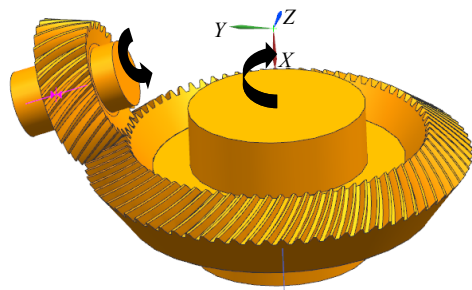


图1 弧齿锥齿轮副

Fig. 1 Spiral bevel gear pair

2) 挡风罩建模

挡风罩结构设计如图2所示,该挡风罩安装于从动齿轮与减速箱之间,将从动轮齿面完全包裹住,通过螺栓与主减速箱底部连接,挡风罩材料选用45钢。

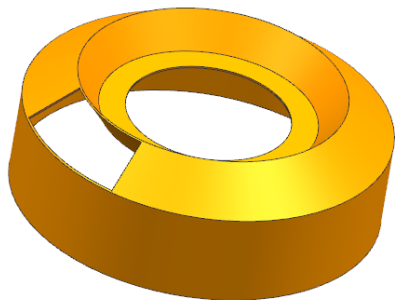


图2 从动轮挡风罩

Fig. 2 Shroud for driven wheel

3) 流场建模

需要关注的是弧齿锥齿轮周围空气与弧齿锥齿轮的相互作用力,因此需要提取出减速器内部的流场。在不考虑减速器箱体的细微结构的影响下,由减速箱与齿轮副通过布尔运算可得流场模型。图3和图4为简化的减速箱内部流场计算模型。

型的剖视图,其中图3为无挡风罩的流场计算模型,图4为有挡风罩的流场计算模型;图中的实体部分为箱体内壁与齿轮副表面之间的区域,即流场计算域,空心部分为齿轮副以及挡风罩实体,该部分不参与流体控制体积计算。

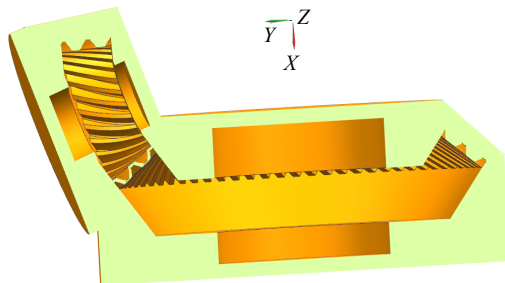


图3 无挡风罩齿轮副风阻功率损失计算流场模型

Fig. 3 Flow field model for calculating windage power loss of gear pair unshrouded

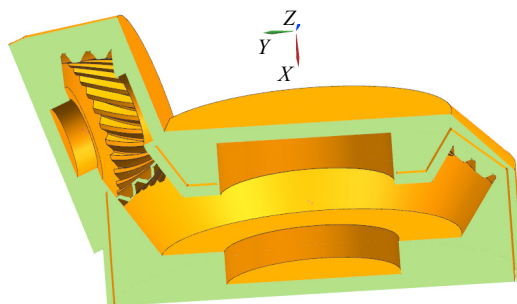


图4 有挡风罩齿轮副风阻功率损失计算流场模型

Fig. 4 Flow field model for calculating windage power loss of gear pair shrouded

2.2 网格划分

由于啮合齿轮的瞬态分析需要在求解软件中设置动网格,因此网格质量的好坏对结果影响巨大。本文采用ICEM(integrated computer engineering and manufacturing) CFD划分网格,采用全局网格控制划分非结构化网格,最大网格尺寸设置为4 mm,齿面设置边界层最大尺寸为1 mm,厚度为6层,最终划分网格数量为 13×10^6 左右,节点数量为200万左右。

2.3 模型求解设置

采用Fluent软件进行模型求解,将划分完成的网格文件导入Fluent中进行边界条件设置;考虑假设空气为不可压缩流体,选用瞬态分析下的压力基求解器耦合算法;标准 $k-\varepsilon$ 模型用于强旋流,当流动为弯曲壁面流动或弯曲流线流动时,会产生一定的失真,因此采用RNG $k-\varepsilon$ 湍流模型,与标准 $k-\varepsilon$ 模型相比,RNG通过修正湍流黏度,考虑平均流动中的旋流流动情况,可以更好处理高

应变率以及流线弯曲程度较大的流动^[17]; 激活动网格项, 动网格模型用于模拟由于边界运动或变形而引起的流体域形状随时间改变的问题, 这里的边界运动指的是齿轮的旋转运动。在 Fluent 中使用 UDF(user-defined function) 函数进行网格设置, 通过规定齿轮副和轴的壁面旋转速度来显示确定网格的运动, 如图 1 所示, 在 UDF 函数驱动下, 主动轮和从动轮绕轴线旋转, 其中小轮转速为 20 900 r/min, 大轮转速为 7 626 r/min, 方向如图 1 所示, 网格更新过程由 Fluent 根据每个迭代步中边界的变化情况自动完成, 在动网格设置中, 打开 Remshing(网格重构)Smoothing(弹簧光顺)项, 弹簧光顺中的所有设置保持默认, 网格重构中打开尺寸函数同时设置最小重构尺寸为减速箱最小网格单元尺寸, 考虑变形边界面上的网格打开 Local Face, 其余均保持默认。动量方程选二阶迎风离散格式, 湍流动能和湍流耗散选一阶迎风离散格式, 以提高计算速度和准确性。同时为了提高收敛性, 对松弛因子做适当调整。瞬态分析时间步长设定为 2×10^{-6} , 步数为 6 000 步, 初始化后进行迭代求解。

3 风阻功率损失仿真与结果分析

3.1 仿真方案设计

数值仿真计算分两部分进行, 一部分是无挡风罩的减速箱配置, 一部分是安装挡风罩的减速箱配置, 在安装挡风罩的情况下, 测试不同挡风罩与齿轮间的间隙, 得到局部最优优化挡风罩配置。挡风罩与从动轮间的配置参数包括小端间隙、大端间隙、齿面间隙和啮合处开度, 其中啮合处开度是指两齿轮啮合处挡风罩的开口角度, 其他参数如图 5 所示。

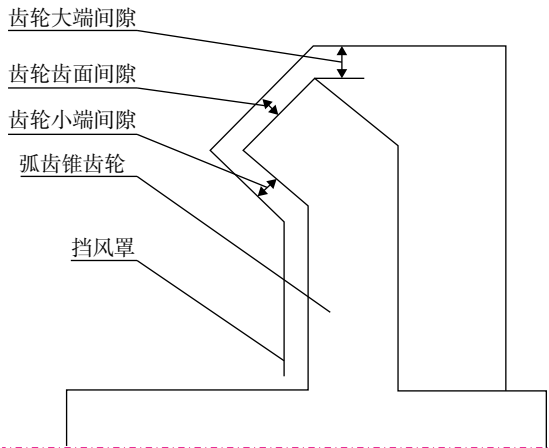


图 5 挡风罩与从动轮间的配置参数

Fig. 5 Configuration parameters between shroud and gear

3.2 风阻功率损失计算

通过求解软件可求出作用在齿轮齿面和端面以及轴面上的风阻力矩, 设齿面风阻力矩为 T_{fi} , 端面风阻力矩为 T_{di} , 轴面上的风阻力矩为 T_{si} , 如图 6 所示, 上述三者分别为空气对图中的绿色、蓝色和红色面所作用的力矩大小, 风阻力的作用线取各齿轮轴心线, i 取 1 或 2, 表示主动轮和从动轮。

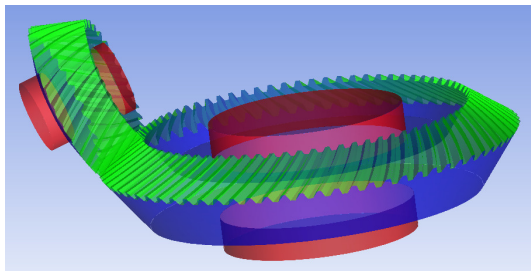


图 6 风阻力矩在齿轮副上的作用位置

Fig. 6 Position of the wind resistance moment on the gear pair

将单个齿轮总风阻力矩记为 T_i , 则齿轮副总风阻功率损失为

$$P_w = \sum_{i=1}^2 \frac{n_i \pi}{30} \times T_i \quad (10)$$

式中 P_w 为总风阻功率损失, 单位 W, T_i 为单个齿轮风阻力矩, $T_i = T_{fi} + T_{di} + T_{si}$, 风阻力矩 T , 单位 $N \cdot m$ 。

3.3 风阻功率损失结果

数值仿真计算结果如表 2 和表 3 所示。

表 3 中的实验号与表 2 实验号所对应, 所得功率损失为主动轮和从动轮的总损失和, 表 2 中“间隙”一列表示挡风罩各结构参数均为某个值, 比如 2 号实验中间隙值为 7 mm, 则表示该实验中从动轮采用的挡风罩各个结构参数值(即齿轮大端间隙、齿轮小端间隙、齿面间隙等)均为 7 mm, 所有实验中挡风罩均安装在从动轮处, 以降低从

表 2 不同配置下的风阻功率损失

Table 2 Windage power loss in different configurations

实验号	间隙/ mm	开度/ (°)	风阻力矩/(N·m)		风阻功率 损失/W
			小轮	大轮	
1	无	无	0.422	2.23	2 704.393 6
2	7	45	0.405	1.60	2 164.094 6
3	7	60	0.370	1.50	2 019.466 7
4	5	45	0.408	1.40	2 010.948 7
5	5	60	0.406	1.45	2 045.848 7
6	1	45	0.397	0.997	1 665.054 4
7	1	60	0.408	1.13	1 795.337 8

表 3 齿轮齿面、端面和轴面各自的风阻功率损失
Table 3 Windage power loss of gear tooth face, end face and shaft face respectively

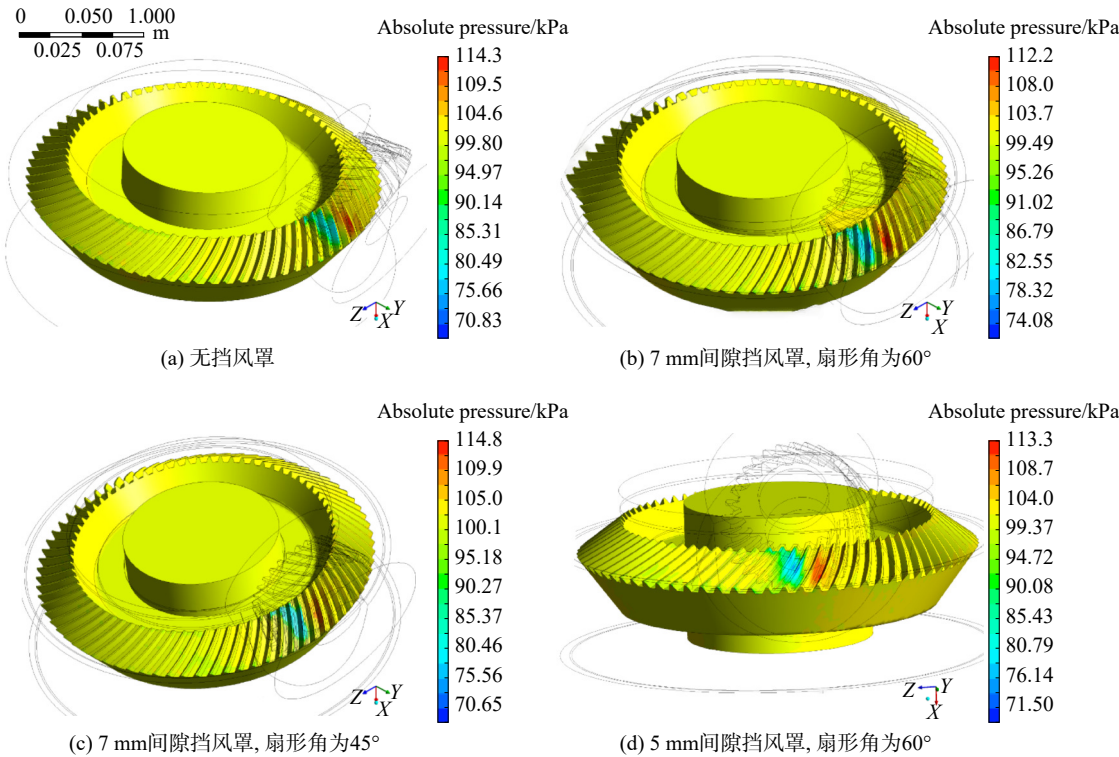
实验号	齿面风阻/W	端面风阻/W	轴面风阻/W	总风阻损失/W
1	1 892.81	757.12	54.47	2 704.39
2	1 493.16	519.36	151.57	2 164.09
3	1 473.87	464.37	81.23	2 019.47
4	1 398.96	502.50	109.49	2 010.95
5	1 473.01	339.90	122.94	2 045.85
6	1 182.15	382.95	99.95	1 665.05
7	1 238.78	284.90	271.66	1 795.34

动轮的风阻功率损失。由 Handschuh 等^[18]提出的单个齿轮风阻计算经验公式 $P_w = n^3 D^5 L^{0.7} / 10^{17}$, 可知齿轮风阻损失与转速, 直径和齿宽成正比, 且与直径的五次方成正比, 因此大齿轮和小齿轮的风阻大小差异很大, 当大轮直径为小轮直径的 3 倍时, 其他传动参数不变, 大轮风阻损失约为小轮风阻损失的 12 倍, 因此本文力求减少从动大齿轮风阻损失, 以降低总功率损失。同时考虑实际制造和安装, 对从动轮安装挡风罩。“开度”表示挡风罩在齿轮副啮合处所开缺口的角度。比较表中第 1、2、4 及 6 号实验或者第 1、3、5 及 7 号实

验数据可知, 给从动轮安装挡风罩可显著降低从动轮的风阻功率损失, 且间隙值越小, 挡风罩降低从动轮风阻功率损失的效果也就越明显, 且主动轮风阻功率损失基本保持不变。比较表中第 4、5 号实验或者第 6、7 号实验可知啮合处开度越小, 从动轮的风阻功率损失也越小, 但影响不是特别显著。

表 3 列出了齿轮齿面、端面以及轴面各自的风阻功率损失大小, 可以看出, 齿面占据了总功率损失的大部分, 因此高速下轮齿面是影响风阻损失的重要因素。

图 7 所示为从动轮齿面压力云图, 压力单位 kPa, 由图 7 可知: 所有配置下的弧齿锥齿轮在将进入啮合状态的轮齿上出现压力极大值。而即将退出啮合状态的轮齿齿面压力较小, 由于弧齿锥齿轮啮合区为点啮合, 这种情况可能的原因是在轮齿逐渐进入啮合区的过程中, 齿槽中的空气被挤压, 导致此处空气压力较大, 因此在齿轮上即将进入啮合状态的轮齿上出现了压力极大值; 而即将退出啮合状态的轮齿齿面压力出现极小值, 是因为两个相啮合轮齿离开时, 原本被轮齿占据的空间与环境压力间形成压力差, 出现了压力的极小值。以上论述对于主动轮亦成立。



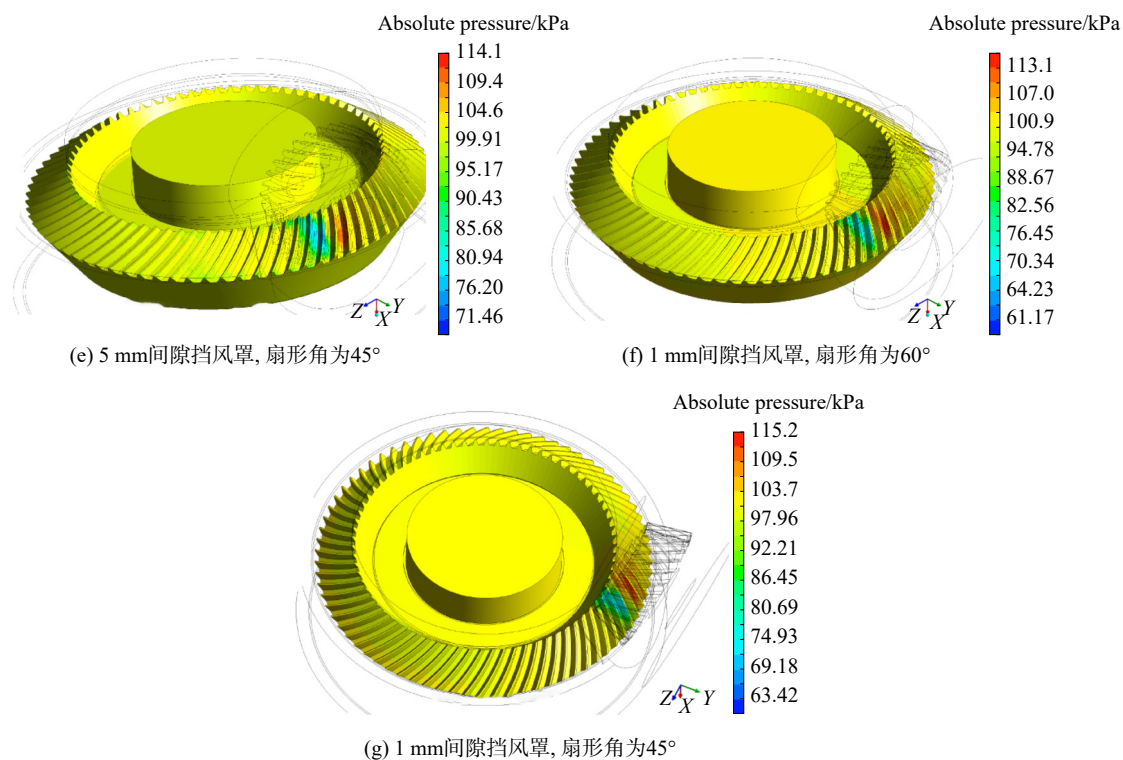
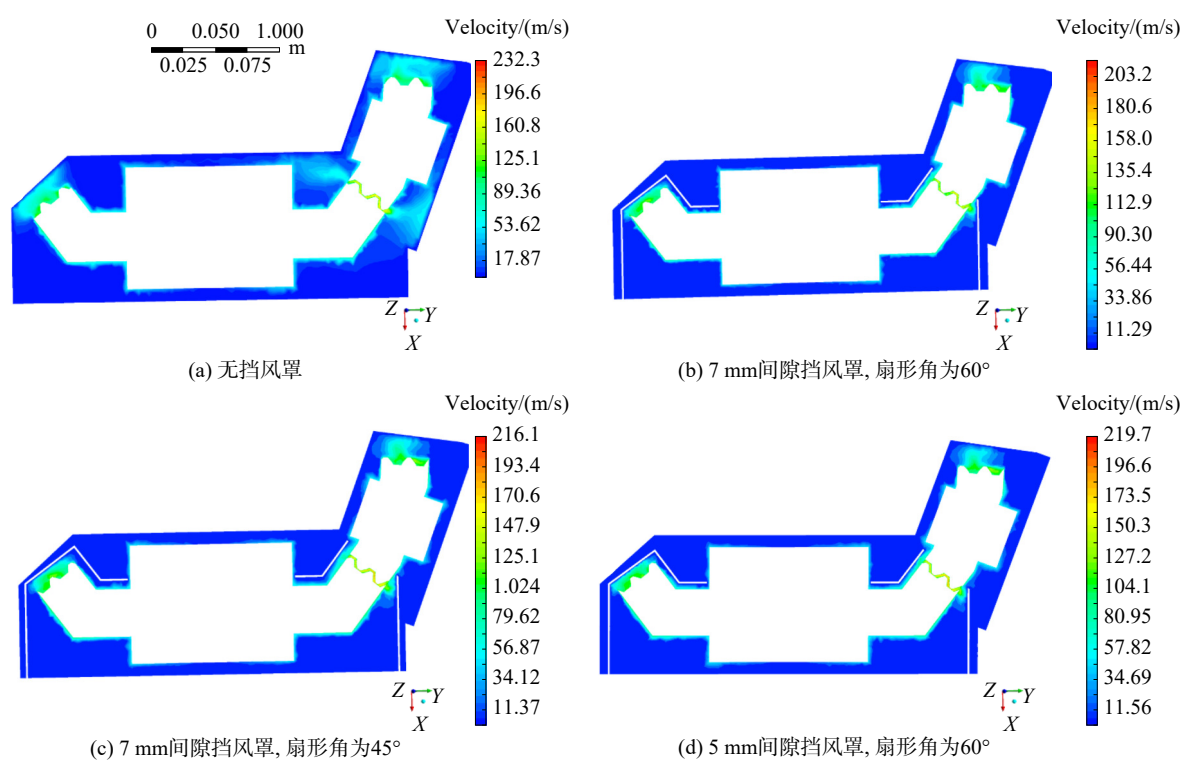


图 7 从动轮压力云图

Fig. 7 Pressure cloud image of gear

图 8 所示为 X - Y 剖面速度云图, 速度单位 m/s , 由图 8 可知, 加装挡风罩后, 挡风罩与箱体间的流体域空气速度显著降低。随着挡风罩与齿轮间的

间隙不断缩小, 挡风罩与齿轮间流场空气的峰值速度有所提高, 但具有较高流速的流场区域变小了。



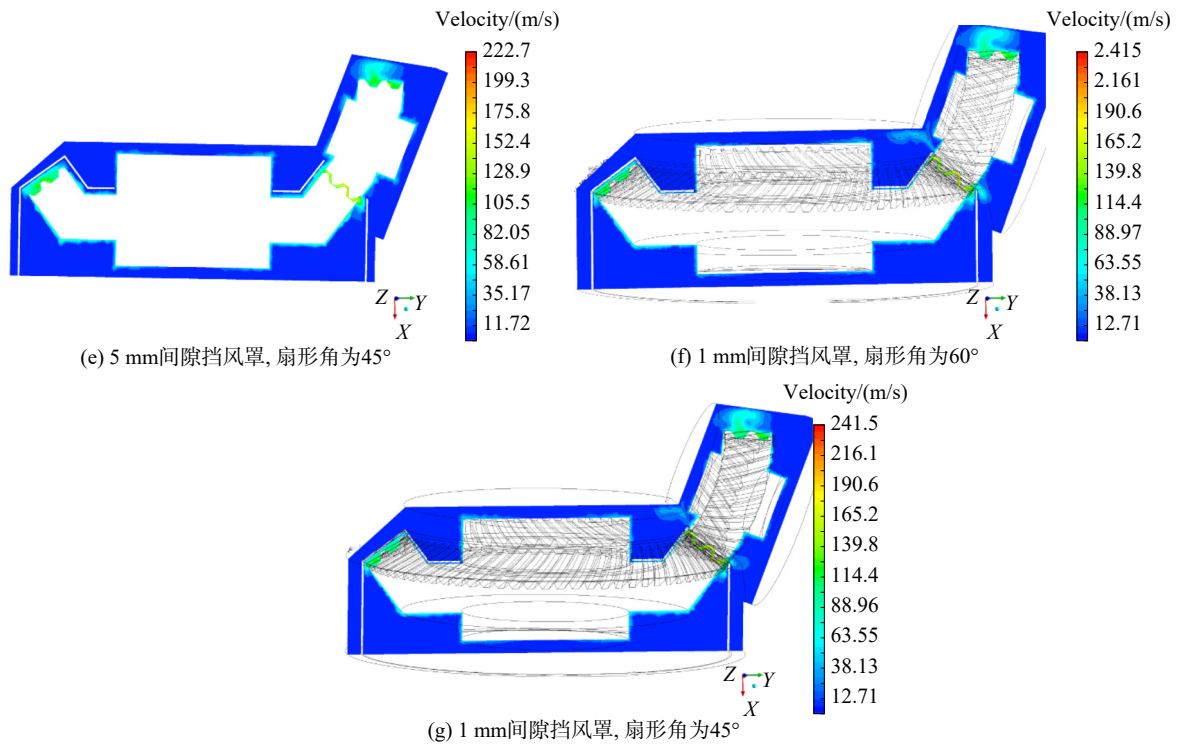


图8 X-Y剖面速度云图

Fig. 8 X-Y section velocity cloud map

图9所示流场湍流动能云图, 湍流动能 k , 单位 J, 由图9可知, 7 mm 挡风罩间隙下流场平均湍流动能大于无挡风罩情况下的流场湍流动能, 而湍流动能的大小反映了流场湍流的剧烈程度, 其值越大风阻损失也随之越大, 因此上述反映了挡风罩与齿轮间隙过大可能对减小风阻损失有逆作用, 随着挡风罩与齿轮间的间隙不断减小, 轮齿表面附近流场平均湍流动能随之降低, 比较图9(b)和图9(c), 或者图9(d)和图9(e), 可知挡风罩开合角度对湍流动能的影响并不显著。同时可看到无论哪种配置情况, 啮合区附近的湍流动能是整个流场最大的, 这是由啮合区复杂的边界运动和能量交换而导致的。

现有研究资料显示单个齿轮运转下效果最好的挡风罩能降低 70%~75% 的齿轮风阻功率损失^[19]。本文仿真中效果最好的挡风罩(6号仿真所对应挡风罩配置)能降低 55.3% 的齿轮风阻功率损失, 此时挡风罩间隙为 1 mm, 从实际安装的角度考虑, 已经无法通过缩小挡风罩与齿轮间的距离来降低风阻损失, 如图10 齿轮风阻随时间的

变化曲线可得, 1 mm 挡风罩间隙且开口为 45° 时的风阻最小, 因此 6 号挡风罩配置为局部最优挡风罩。实际情况下的齿轮副风阻可能与仿真所得结果有所差异, 其一这是因为当减速器内部有润滑油存在时, 减速器内部流场介质实为油气两相混合物, 其密度和黏度要比空气的密度和黏度大, 流场耗散掉自身的动能的能力也相对较高, 其二数值计算中假设空气不可压缩, 而实际中空气是可压缩的, 这将导致啮合区空气压缩/膨胀消耗系统能量。此外, 从降低从动轮直接影响流体域体积方面考虑, 从动轮底部还有相当大的空间可以继续缩减, 但这涉及了减速器整机的设计, 在此不进行论述。

对于实际情况下的弧齿锥齿轮风阻功率损失, 除了需要考虑润滑油的影响外, 还应该考虑主减速器不密封的情况。当主减速器与外界(其他部件或者大气)是连通的时候, 主减速器内流体可以与外界进行质能交换, 意味着参与到耗散减速器内流体动能的流体质量增多了, 因此弧齿锥齿轮的风阻功率损失会更大。

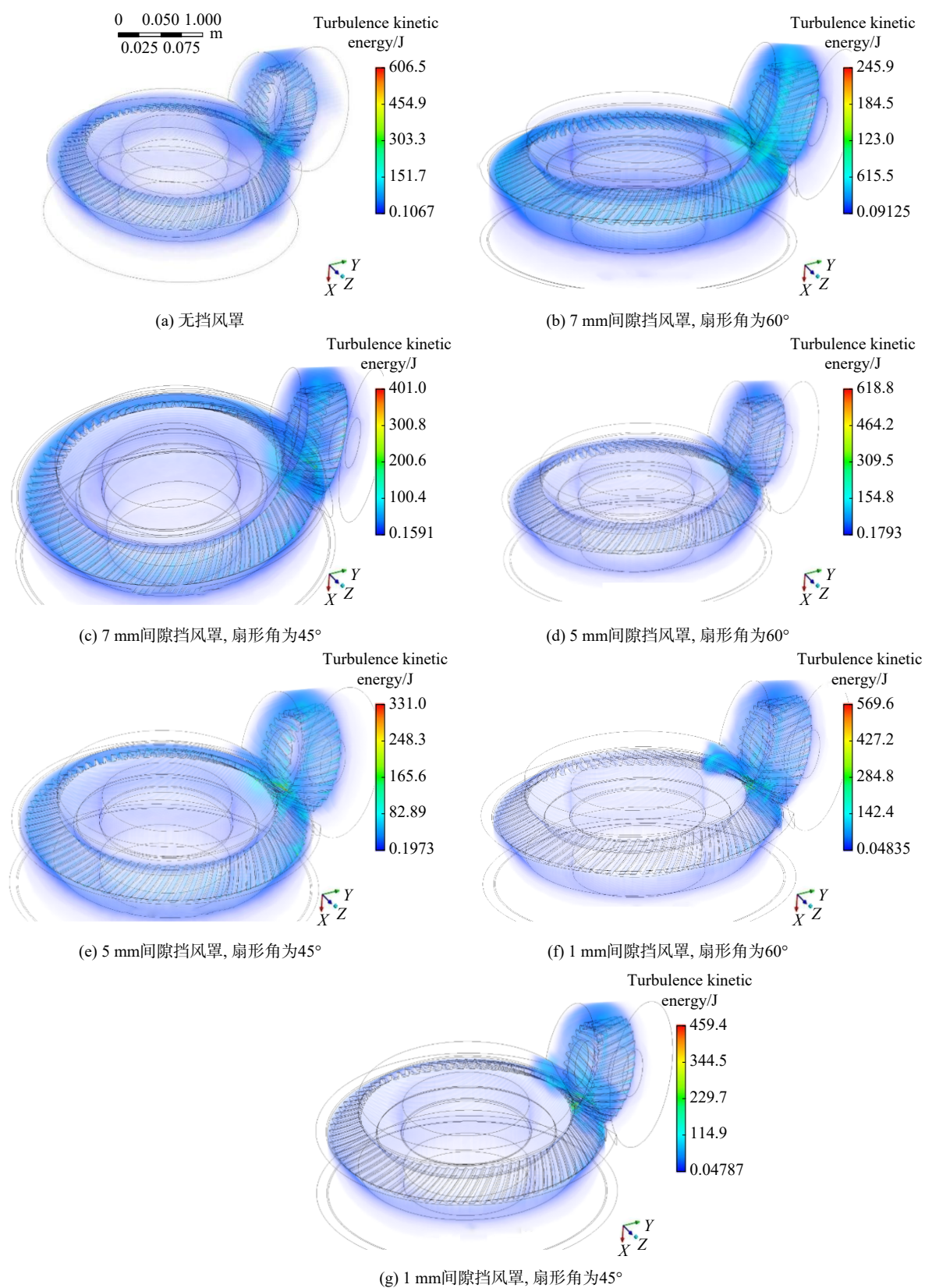


图9 湍流动能云图

Fig. 9 Cloud image of turbulent kinetic energy

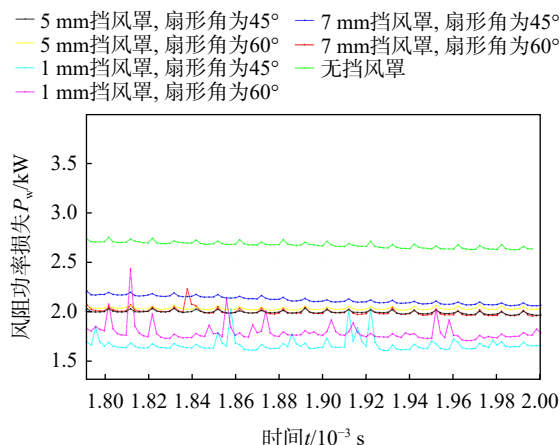


图10 弧齿锥齿轮副风阻功率损失图

Fig. 10 Spiral bevel gear pair windage power loss diagram

4 结 论

通过仿真分析得出以下结论:

1) 对于航空减速器中的弧齿锥齿轮副, 从动轮安装挡风罩可显著降低从动轮的风阻功率损失, 且间隙值越小, 降低风阻功率损失的效果也就越明显, 但主动轮风阻功率损失基本保持不变, 齿轮啮合处开度越小, 从动轮的风阻功率损失也越小, 但影响不是特别显著。

2) 无论从动轮有无挡风罩, 进入啮合状态的轮齿上出现压力极大值, 退出啮合状态的轮齿齿面出现压力极小值。

3) 从动轮加装挡风罩后, 挡风罩与箱体间的流体域空气速度显著降低。随着挡风罩与齿轮间的间隙不断缩小, 挡风罩与齿轮间流场空气的峰值速度有所提高, 但具有较高流速的流场区域变小了。

4) 挡风罩与齿轮间隙越小对减小风阻损失越有利, 随着挡风罩与齿轮间的间隙不断减小, 轮齿表面附近流场平均湍流动能随之降低。

5) 仿真中效果最好的挡风罩(6号仿真所对应挡风罩配置)能降低55.3%的齿轮风阻功率损失, 此时挡风罩间隙为1 mm。

参考文献:

[1] HAN D, HONGPING L, WEN S, et al. Prediction and control for local bearing contact-based collaborative grinding of non-orthogonal aerospace spiral bevel gears[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 160(1): 107-114.

[2] SEETHARAMAN S, KAHRAMAN A. Load-independent spin power losses of a spur gear pair: model formulation[J]. *Journal of Tribology*, 2009, 131(2): 181-193.

[3] 陈士焯. 航空齿轮传动系统的“风阻”问题[J]. *航空动力学学报*, 1993, 8(3): 303-304.

CHEN Shixuan. “Windage” problem of aircraft gear transmission system[J]. *Journal of Aerospace Power*, 1993, 8(3): 303-304. (in Chinese)

[4] DAWSON P H. Windage loss in larger high-speed gears[J]. *Journal of Power and Energy*, 1984, 198(1): 51-59.

[5] DIAB Y, VILLE F, VELEX P. Investigations on power losses in high-speed gears[J]. *Journal of Engineering Tribology*, 2006, 220(3): 191-198.

[6] WINFREE D D. Reducing gear windage losses from high speed gears and applying these principles to actual running hardware[C]// *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers & Information in Engineering Conference*. Portland, US: ASME, 2013: 942-958.

[7] RUZEK M, VILLE F, VELEX P, et al. On windage losses in high-speed pinion-gear pairs[J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2019, 132: 123-132.

[8] AL-SHIBL K, SIMMONS K, EASTWICK C N. Modelling windage power loss from an enclosed spur gear[J]. *Journal of Power and Energy*, 2007, 221(3): 331-341.

[9] RAPLEY S, EASTWICK C, SIMMONS K. The application of CFD to model windage power loss from a spiral bevel gear[R]. *ASME Paper GT2007-27879*, 2007.

[10] JIA Q. Research on windage power loss in high speed spur gear[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2012, 7(2): 159-168.

[11] 梁作斌, 张茂强, 樊拓. 降低弧齿锥齿轮风阻损失仿真[J]. *机械传动*, 2017, 41(8): 105-108.

LIANG Zuobin, ZHANG Maoqiang, FAN Tuo. Simulation of windage loss reduction for spiral bevel gears[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2017, 41(8): 105-108. (in Chinese)

[12] 鲍和云, 王春雷, 陆凤霞, 等. 基于CFD的GTF发动机风扇驱动齿轮箱行星齿轮风阻损失分析[J]. *中南大学学报(自然科学版)*, 2020, 51(4): 971-978.

BAO Heyun, WANG Chunlei, LU Fengxia, et al. Analysis of windage loss of planetary gears in GTF engine fan drive gearbox based on CFD[J]. *Journal of Central South University (Science and Technology)*, 2020, 51(4): 971-978. (in Chinese)

[13] 赵宁, 贾清健. 基于CFD的面齿轮风阻功率损失研究[J]. *机械传动*, 2012, 36(9): 8-11.

ZHAO Ning, JIA Qingjian. Study on power loss of face gear windage based on CFD[J]. *Journal of Mechanical Transmission*, 2012, 36(9): 8-11. (in Chinese)

[14] 任玉新, 陈海昕. 计算流体力学基础[M]. 北京: 清华大学出版, 2006.

[15] 赵松年, 于允贤. 湍流问题十讲[M]. 北京: 科学出版社, 2016.

[16] LITVIN F L, ZHANG Y. Local synthesis and tooth contact analysis of face-milled spiral bevel gears[J]. *Forum*, 1991, 44(6): 289-311.

[17] 熊莉芳, 林源, 李世武. 湍流模型及其在FLUENT软件中的应用[J]. *工业加热*, 2007, 36(4): 13-15.

XIONG Lifang, LIN Yuan, LI Shiwu. Turbulence model and its application in fluent software[J]. *Industrial Heating*, 2007, 36(4): 13-15. (in Chinese)

[18] HANDSCHUH R F, KILMAIN C J. Preliminary comparison of experimental and analytical efficiency results of high-speed helical gear trains[C]// *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences & Computers & Information in Engineering Conference*. Chicago, US: ASME, 2003: 949-955.

[19] JOHNSON G, SIMMONS K, FOORD C. Experimental investigation into windage power loss from a shrouded spiral bevel gear[R]. *ASME Paper GT2007-27885*, 2007.