

基于 CFD 的风扇驱动齿轮箱流场和温度场特性分析

鲍和云, 王春雷, 陆凤霞, 朱如鹏

(南京航空航天大学 直升机传动技术重点实验室, 南京 210016)

摘 要: 建立了 GTF (geared turbofan) 发动机风扇驱动齿轮箱仿真模型, 采用 RNG (renormalization-group) $k-\varepsilon$ 湍流模型和 MRF (multiple reference frame) 模型对风扇驱动齿轮箱内部流场和温度场进行了数值模拟。结果表明: 在齿轮箱外啮合啮入、啮出位置, 由于分油盘喷油口所在的两个倒角平面和流体速度方向垂直, 出现了局部的涡流。齿轮箱中行星轮齿面温度最高, 太阳轮其次, 内齿圈温度最低。行星轮轴承滚子温度高于轴承内、外圈, 行星轮轴承内圈采用环下润滑冷却方式, 轴承内圈温度较低, 行星轮轴承外圈温度受行星轮齿轮本体温度的影响, 比内圈温度高。行星齿轮轮齿沿齿宽方向中间位置有一个温度峰值。沿齿高方向, 靠近行星轮齿顶位置有一个较高的温度峰值, 靠近齿根位置有一个相对较低的温度峰值。

关 键 词: 齿轮传动涡扇; 齿轮箱; CFD (计算流体动力学); 流场特性; 温度场特性

中图分类号: V228.5; TH132.413

文献标志码: A

Flow and temperature fields analysis of fan drive gearbox based on CFD

BAO Heyun, WANG Chunlei, LU Fengxia, ZHU Rupeng

(National Key Laboratory of Science and Technology on Helicopter Transmission,
Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China)

Abstract: The GTF (geared turbofan) engine fan drive gearbox simulation model was established. The flow and temperature fields of fan drive gearbox were simulated by using the RNG (renormalization-group) $k-\varepsilon$ turbulence model and the MRF (multiple reference frame) model. The results showed that local eddy currents appeared in the engaging-in and engaging-out region of the external gearing of the gearbox, due to the vertical direction of the two chamfer planes and fluid velocity in which the oil distribution plate nozzle was located. The highest temperature of the fan drive gearbox occurred in the planetary gear, followed by the sun gear, and the lowest one occurred in the inner ring. The temperature of planetary bearing roller was higher than the inner and outer rings of the bearing. The temperature of the inner ring of the planetary bearing was lower due to the way of inner-ring oil supplying, and the temperature of the outer ring of the planetary bearing was affected by the bulk temperature of the planetary gear, which was higher than the inner ring temperature. The temperature of the planetary gear had a peak value in the middle of the tooth width direction. In the direction of tooth height, there was a high temperature peak near the top of

收稿日期: 2020-04-17

基金项目: 国家自然科学基金 (51975274)

作者简介: 鲍和云 (1976—), 女, 副教授, 博士, 从事机械传动、动力学及热分析研究。E-mail: baoheyun@nuaa.edu.cn

引用格式: 鲍和云, 王春雷, 陆凤霞, 等. 基于 CFD 的风扇驱动齿轮箱流场和温度场特性分析[J]. 航空动力学报, 2020, 35(11): 2316-2325. BAO Heyun, WANG Chunlei, LU Fengxia, et al. Flow and temperature fields analysis of fan drive gearbox based on CFD[J]. Journal of Aerospace Power, 2020, 35(11): 2316-2325.

the tooth of the planetary gear, and a relatively low temperature peak near the root position.

Key words: GTF; gearbox; CFD (computation fluid dynamics); flow field; temperature field

GTF 发动机采用五路分流人字齿行星齿轮传动系统驱动风扇,相比传统涡扇发动机,在降低油耗、减少维修成本、抑制噪音和污染的减排方面具有突出的优点^[1-2],风扇驱动齿轮箱是 GTF 发动机与直接驱动涡扇发动机在结构上的主要差别。冯金等^[3]对风扇驱动齿轮箱进行了相关的设计研究工作。行星齿轮与滚动轴承采用一体化设计,以提高轴承的功率密度,满足轻质量、结构紧凑的需求^[4]。风扇驱动齿轮箱传递的功率达到 20 MW,且结构非常紧凑,要求系统必须有非常高的传动效率和非常高效的散热性能。目前国内外学者对齿轮传动系统的流场和温度场进行较多的研究。Sun 等^[5]采用轴对称 CFD 模型,研究了航空发动机锥齿轮传动系统内部复杂的空气流动,分析了齿轮传动系统内部的轴承、齿轮等轴对称部件和几何特征,以及径向排气管对齿轮传动系统内部流场的影响,得到了最大起飞和地面空转条件下锥齿轮传动系统内部的复杂流场。Turner 等^[6]采用 CFD 方法,研究了航空发动机锥齿轮对周围油滴的冲击,对油膜的形成进行了仿真追踪。美国国家航空航天局、英国罗尔斯·罗伊斯公司、美国通用电气公司等分别联合宾夕法尼亚州立大学、诺丁汉大学等采用数值模拟及试验验证的方法,研究了航空齿轮的风阻损失以及齿轮周围挡板结构对齿轮风阻的作用^[7-10]。Korsukova 等^[11]基于 CFD 方法,采用标准 $k-\omega$ 湍流模型和动网格技术,对浸油润滑和喷射润滑两种润滑方式下的直齿传动齿轮箱瞬态流场进行模拟仿真,分析不同时刻直齿传动齿轮箱内部的油气分布和压力分部。王延忠、Niu 等^[12-14]建立了齿轮喷油润滑过程的三维数值计算模型,对不同的喷油速度、喷油嘴参数、喷油方位参数的喷射过程进行了分析,得到了影响喷射方向偏离的因素及其规律,对比了不同喷油方位参数下啮入点附近的油气率与气液总压变化规律,研究了喷射润滑中空气屏障效应机理。Dhar 等^[15]基于 CFD 方法,获得了行星减速器滑动轴承及整个行星齿轮系统的温度。

针对传递功率大、结构紧凑、冷却与润滑条件苛刻的风扇驱动齿轮箱的传热性能研究,鲜有相关公开发表的研究成果。本文基于 CFD 的方法,研究风扇驱动齿轮箱的流场和温度场特性,为其

设计提供参考依据。

1 数值计算理论

1.1 控制方程

风扇驱动齿轮箱内部流体遵守基本的守恒方程,其包括:质量守恒方程、动量守恒方程、能量守恒方程。

1) 连续方程

$$\frac{\partial \rho}{\partial T} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \tag{1}$$

式中 ρ 为流体微元密度, T 为时间, u 、 v 、 w 分别为流体的速度在 x 、 y 、 z 方向上的分量。

2) 动量守恒方程

$$\frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U_i U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau + S_m \tag{2}$$

式中 p 为压强, S_m 为外部体积力, U 为流体速度, τ 为应力张量。

3) 能量守恒方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho t)}{\partial T} + \frac{\partial(\rho u t)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v t)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w t)}{\partial z} = \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{k_{oil}}{c_p} \cdot \frac{\partial t}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{k_{oil}}{c_p} \cdot \frac{\partial t}{\partial y} \right) + \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{k_{oil}}{c_p} \cdot \frac{\partial t}{\partial z} \right) + S_t \end{aligned} \tag{3}$$

式中 t 为流体微元温度; k_{oil} 为流体传热系数; c_p 为流体比定压热容, S_t 为黏性耗散项。

1.2 湍流模型

由于风扇驱动行星齿轮转动系统高速旋转,齿轮对流体强烈搅动,呈现为湍流状态。而齿轮箱内部流体速度低于亚声速,可视齿轮箱内部介质为黏性不可压缩气体,遵循积分到壁面不可压缩湍流的 $k-\epsilon$ 两方程涡黏性模式,湍流输运方程可表示成湍动能 k 和湍动耗散率 ϵ 方程

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial T}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial X_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(Pr_k \mu_{eff} \frac{\partial k}{\partial X_i} \right) + \\ G_k + G_b - \rho \epsilon - Y_{Mk} + S_k \end{aligned} \tag{4}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial T}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial X_i}(\rho \epsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial X_i} \left(\alpha_{\epsilon} \mu_{eff} \frac{\partial \epsilon}{\partial X_i} \right) + \\ C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_k + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - R_{\epsilon} + S_{\epsilon} \end{aligned}$$

其中

$$R_{\epsilon} = \frac{C_{\mu} \rho \eta^2 (1 - \eta / \eta_0)}{1 + \beta \eta^3} \cdot \frac{\epsilon^2}{k} \quad (5)$$

式中 k 为湍流动能; ϵ 为湍流耗散率; μ_{eff} 为有效涡流黏度; X_i 为位移; G_k 为由流体平均流动速度梯度产生的湍流动能; G_b 为由浮力产生的湍流动能; Y_{M_i} 为在可压缩湍流中, 过渡扩散产生的波动; η 为湍流时间尺度与平均流动时间尺度之比; η_0 为 η 在均匀剪切流中的典型值; $C_{1\epsilon}$ 、 $C_{2\epsilon}$ 、 $C_{3\epsilon}$ 、 C_{μ} 和 β 为常数; Pr_k 和 Pr_{ϵ} 分别为 k 和 ϵ 的湍流普朗特常数; S_k 和 S_{ϵ} 为用户定义的源项, u_i 为流体速度沿坐标轴分量, i 表示 x 、 y 和 z 坐标方向。

2 风扇驱动齿轮箱仿真模型的建立

风扇驱动齿轮箱采用五路分流人字齿行星齿轮传动, 主要包括太阳轮、行星轮、内齿圈、行星架、供回油支架、传扭支架及输入、输出轴等部件, 其内部结构较为复杂, 结构示意图如图 1 所示^[3]。

本文主要分析风扇驱动齿轮箱内部的流场和温度场, 因此将供回油支架、传扭支架、输入输出轴等不考虑在内, 对太阳轮、行星轮、内齿圈、行星架以及相互之间的流体域进行建模分析, 简化后的风扇驱动齿轮箱模型如图 2 所示。

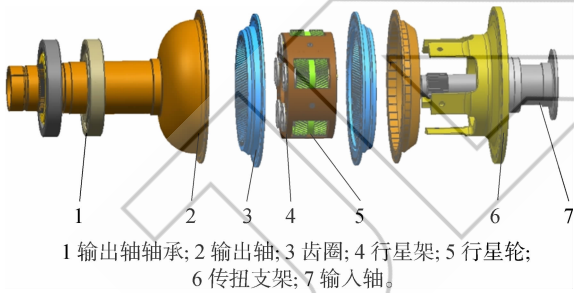
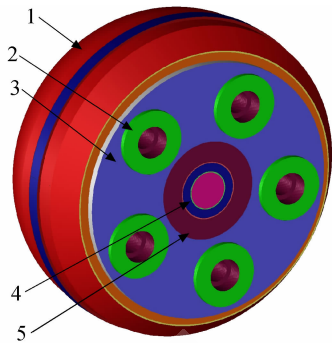


图 1 风扇驱动齿轮箱传动示意图

Fig. 1 Transmission diagram of fan drive gearbox

由于齿轮啮合区的间隙狭小, 很难对流体域进行网格划分, 以往学者通常采用无齿法^[16]、单向切齿法^[17]、双向切齿法^[15]和分离法^[11]以解决网格划分的问题。根据五路分流人字齿轮传动具有周期性的特点, 本文对风扇驱动齿轮箱的太阳轮和内齿圈进行单向切齿, 如图 3(a) 所示。为了减少计算量, 建立 1/5 的流体与固体域模型, 如图 3(b) 所示。

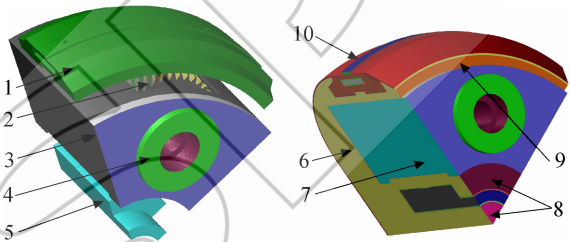
以往学者常采用热网络法和有限元法用于求解齿轮传动系统的温度场。在求解齿轮或轴承与齿轮箱内部油气的对流换热时, 常将齿轮或轴承与单一的润滑油或按一定油气比例等效为单介质



1 输出轴壳; 2 行星轮销轴; 3 行星架; 4 输出轴; 5 流体域。

图 2 简化后的风扇驱动齿轮箱

Fig. 2 Simplified fan drive gearbox



1 内齿圈; 2 行星轮; 3 行星架; 4 行星齿轮销轴; 5 太阳轮; 6 流体域; 7 周期面; 8 出口 1; 9 出口 2; 10 出口 3。

(a) 太阳轮、内齿圈单向切齿 (b) 风扇驱动齿轮箱周期模型

图 3 风扇驱动齿轮箱仿真模型

Fig. 3 Simulation model of fan driven gearbox

进行求解^[18-20]。由于结构对齿轮箱内部流体湍流程度过大, 在采用经验公式求解不同齿轮及箱体的对流换热时, 系统将存在较大误差。风扇驱动齿轮箱高速运转时, 其内部呈现复杂的油气混合状态, 内部结构复杂, 很难进行瞬态温升的计算, 因此本文借鉴热网络法和有限元法求解温度场中, 对齿轮箱内的油气按一定油气比例等效为单介质进行求解, 根据普惠的研究^[21], 风扇驱动齿轮箱内部流体的含油率在 6%~23% 之间, 本文设定的油气比为 11 : 39。同时在齿轮、轴承接触生热表面加载热源, 运用 MRF 模型模拟齿轮箱运转过程中的流场, 进而求得风扇驱动齿轮箱的温度场。

3 网格划分及边界条件

由于风扇驱动齿轮箱内部结构复杂, 很难对风扇驱动齿轮箱进行结构拓扑, 因此采用对几何形状适应性较强的四面体网格进行划分, 在行星轮、太阳轮、内齿圈表面、轴承表面及周期壁面等进行网格细化, 网格数量为 964 万。图 4 为划分的风扇驱动齿轮箱固体域与流体域网格, 采用周期阵列显示模式。

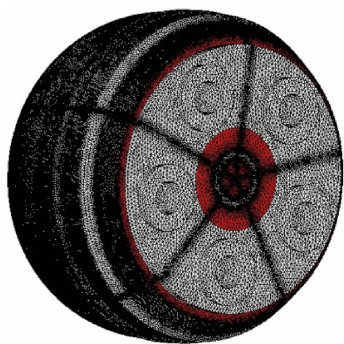


图 4 风扇驱动齿轮箱固体域与流体域网格
Fig. 4 Grid of solid domain and fluid domain of fan driven gearbox

风扇驱动齿轮箱润滑油入口包括:行星轮轴承环下润滑油入口、行星轮外啮合啮入侧喷油入口、行星轮外啮合啮出侧喷油入口和行星轮内啮合啮入侧喷油入口。仿真时各润滑油入口采用速

度入口边界条件,各入口参数如表 1 所示。图 4 所示的出口采用压力出口边界条件,使其计算结果更容易收敛,设置出口边界相对压力值为零,参考压力为一个标准大气压。风扇驱动齿轮箱各旋转部件设置为无滑移旋转壁面,太阳轮角速度为 754rad/s,内齿圈角速度为 284rad/s,行星齿轮角速度为 810.15 rad/s。

基于赫兹接触理论求解出人字齿齿面的摩擦热流量,根据 Anderson 齿轮风阻计算公式^[22],求解风扇驱动齿轮箱的风阻损失,基于 Palmgren 轴承发热量计算模型^[23],求解行星轮圆柱滚子轴承的发热量。最终求得风扇驱动齿轮箱的生热计算结果如表 2 所示。将其生热量转化为面热流量加载到仿真模型中。仿真过程中各残差曲线均收敛到 10⁻⁶ 以下。

表 1 各滑油入口的参数

Table 1 Parameters of each oil inlet				
润滑油入口位置	入口类型	入口直径/mm	速度/(m/s)	供油温度/℃
行星轮轴承环下滑油入口	速度入口	1.6	3.228	67
行星轮内啮合喷油入口		1.9	21.04	67
行星轮外啮合啮入侧喷油入口		2.0	17.71	67
行星轮外啮合啮出侧喷油入口		2.6	17.72	67

表 2 风扇驱动齿轮箱生热量计算结果

Table 2 Calculation results of heat generation of fan drive gearbox			
传动部件	各传动部件功率损失/kW	齿轮箱总功率损失/kW	损失率/%
太阳轮	32.046	135.056	0.675
行星轮(5 个)	61.222		
内齿圈	25.628		
行星轮轴承(10 个)	14.267		

4 流场分析

4.1 速度场分析

为方便对风扇驱动齿轮箱不同截面上的流场进行分析,图 5 为定义的风扇驱动齿轮箱不同 Z 轴截面示意图。图 6 为风扇驱动齿轮箱在不同截面上的速度云图。从图 6 中可以看出:风扇驱动齿轮箱内部流体受到齿轮和轴承的搅动,齿轮齿面附近和内齿圈回油槽处的速度较大,由于轴承滚子公转速度较齿轮线速度较低,行星轮轴承内部流体速度低于齿面流体速度,而在远离运动壁面的流体速度受流体黏性阻力的影响,速度迅速降低。

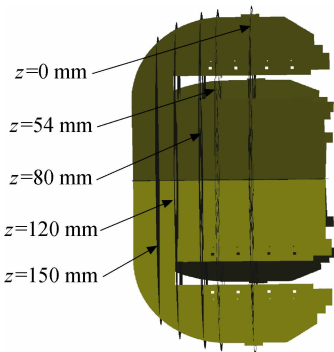


图 5 定义的风扇驱动齿轮箱不同 Z 轴截面
Fig. 5 Different Z-axis sections of the fan drive gearbox defined

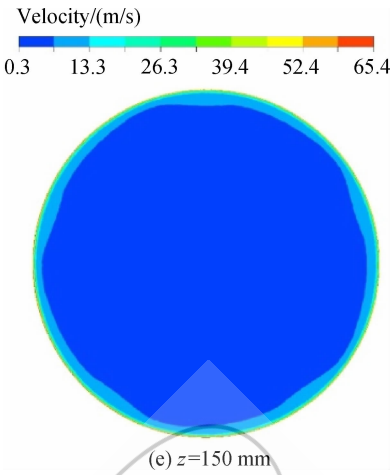
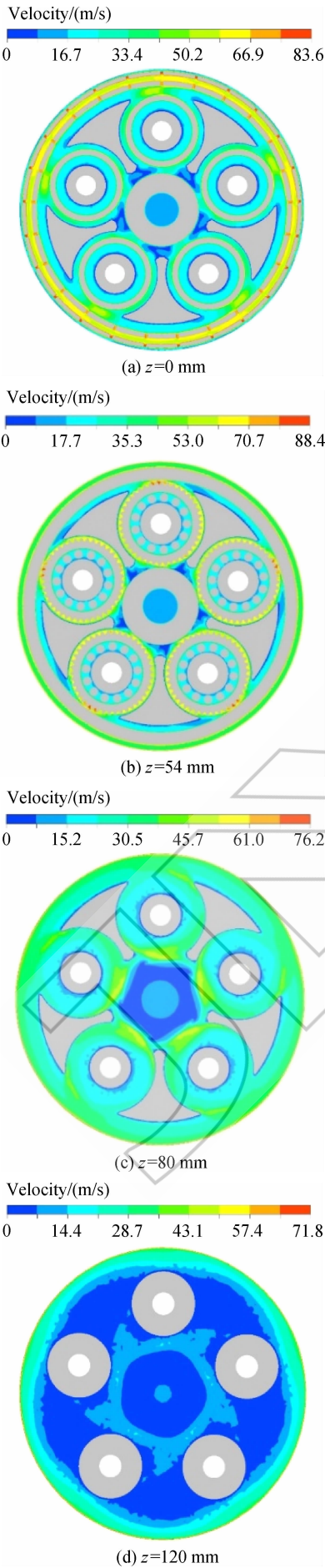


图 6 风扇驱动齿轮箱不同截面上的速度云图
Fig. 6 Velocity nephogram on different sections of fan drive gearbox

图 7 为风扇驱动齿轮箱 $z=0$ mm 和 $z=54$ mm 截面的速度矢量图。从图 7(a)中可以看出：在太阳轮与行星轮外啮合切入、啮出位置，由于分油盘喷油口所在的两个倒角平面和流体速度方向垂直，导致出现局部的涡流。在风扇驱动齿轮箱

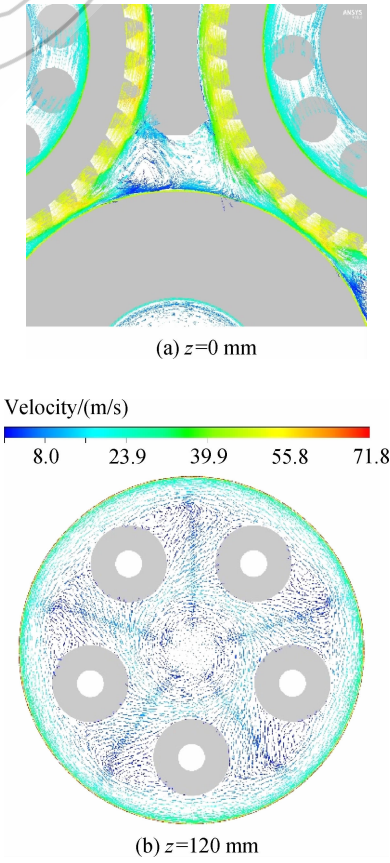


图 7 风扇驱动齿轮箱不同截面上的速度矢量图
Fig. 7 Velocity vector on different sections of fan drive gearbox

内部流体速度较大的位置,固定壁面也应尽量避免与流体速度方向垂直,以减小流体与固定壁面的冲击和风阻损失。从图 7(b)中可以看出:由于行星架输出轴侧分布着五个行星轮销轴定位凸台,在 $z=120\text{ mm}$ 截面上存在着五个较大的涡流区域。

4.2 压力场分析

图 8 为风扇驱动齿轮箱不同截面上的压力云图。从图 8 中可以看出:由于齿轮的啮入侧对空

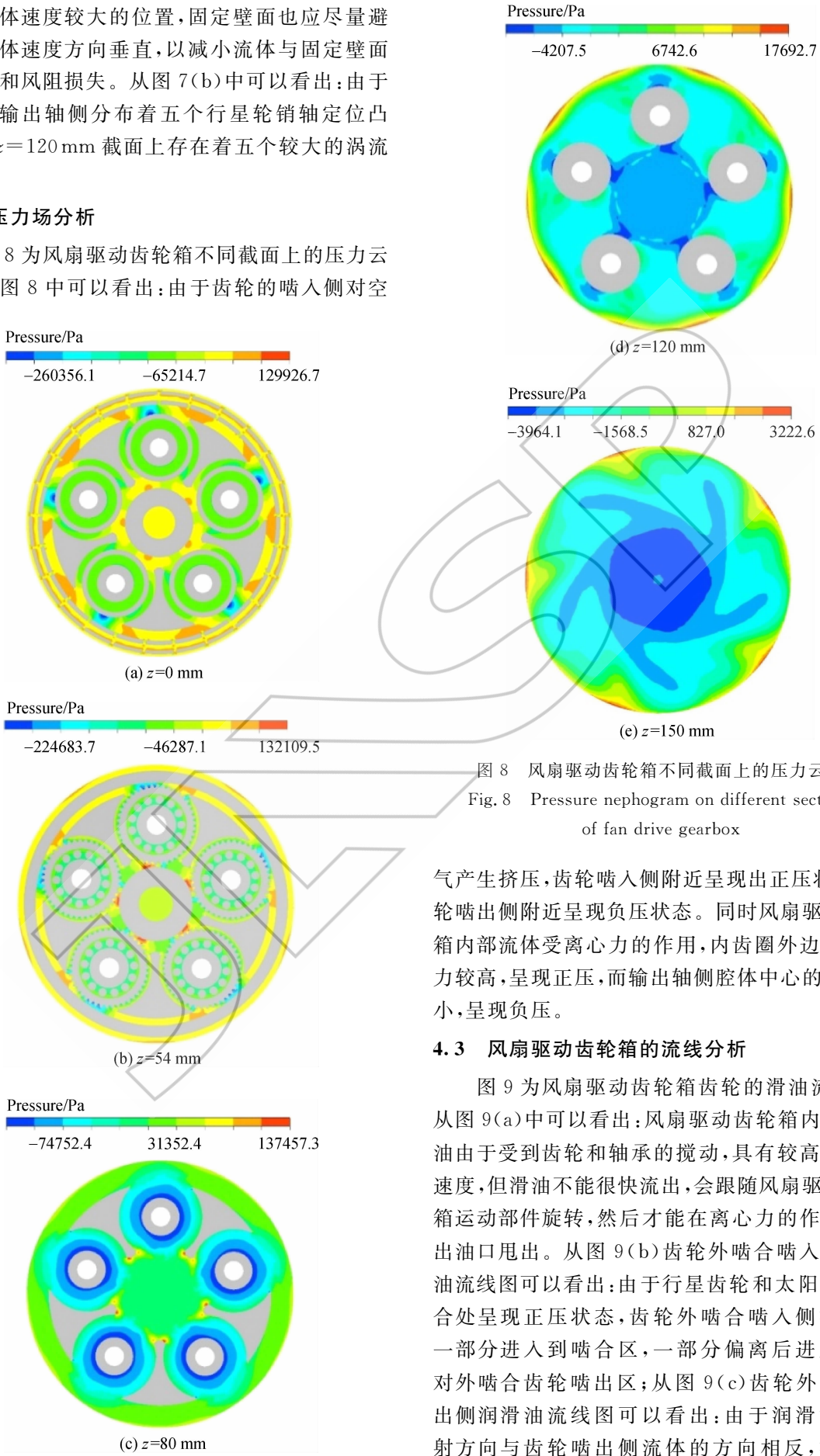


图 8 风扇驱动齿轮箱不同截面上的压力云图
Fig. 8 Pressure nephogram on different sections of fan drive gearbox

气产生挤压,齿轮啮入侧附近呈现出正压状态,齿轮啮出侧附近呈现负压状态。同时风扇驱动齿轮箱内部流体受离心力的作用,内齿圈外边缘的压力较高,呈现正压,而输出轴侧腔体中心的压力较小,呈现负压。

4.3 风扇驱动齿轮箱的流线分析

图 9 为风扇驱动齿轮箱齿轮的滑油流线图。从图 9(a)中可以看出:风扇驱动齿轮箱内部的滑油由于受到齿轮和轴承的搅动,具有较高的回旋速度,但滑油不能很快流出,会跟随风扇驱动齿轮箱运动部件旋转,然后才能在离心力的作用下从出油口甩出。从图 9(b)齿轮外啮合啮入侧润滑油流线图可以看出:由于行星齿轮和太阳轮外啮合处呈现正压状态,齿轮外啮合啮入侧润滑油一部分进入到啮合区,一部分偏离后进入另一对外啮合齿轮啮出区;从图 9(c)齿轮外啮合啮出侧润滑油流线图可以看出:由于润滑油的喷射方向与齿轮啮出侧流体的方向相反,润滑油

不能进入啮合区,而是飞溅到啮出侧附近的齿面上;从图9(d)和图 9(e)可以看出:由于内啮合啮入侧的呈正压状态,内啮合喷出的润滑油方向均发生了偏离。

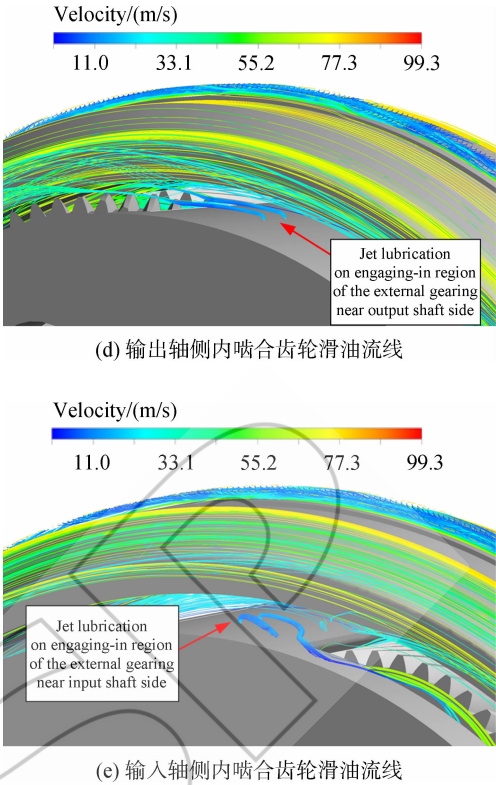
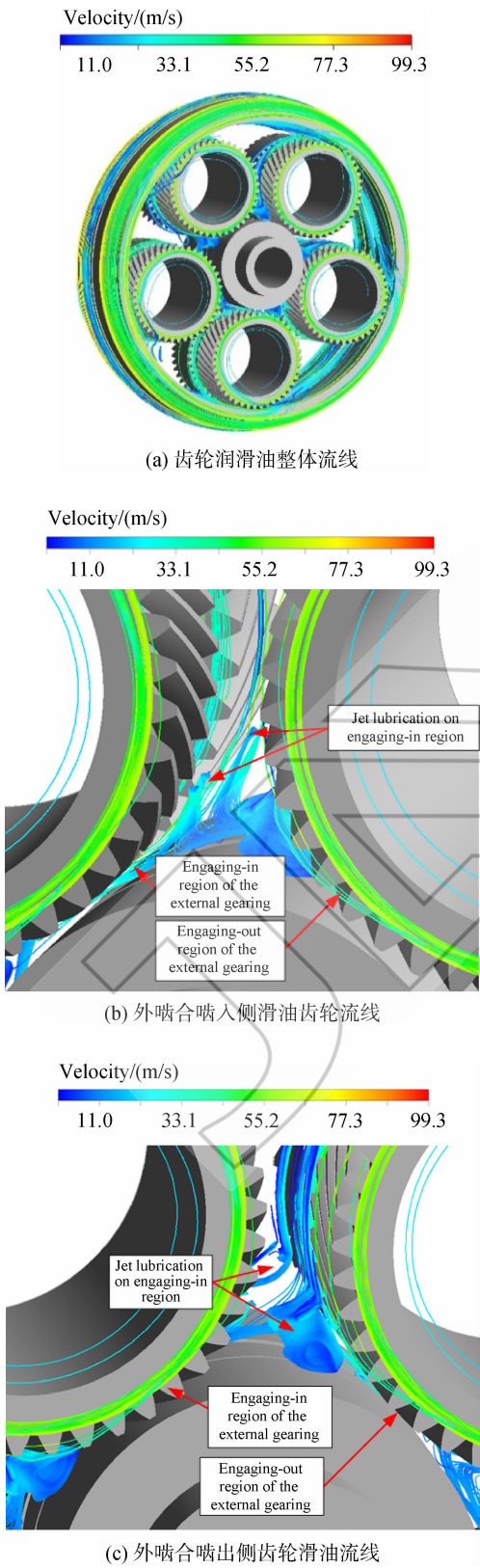
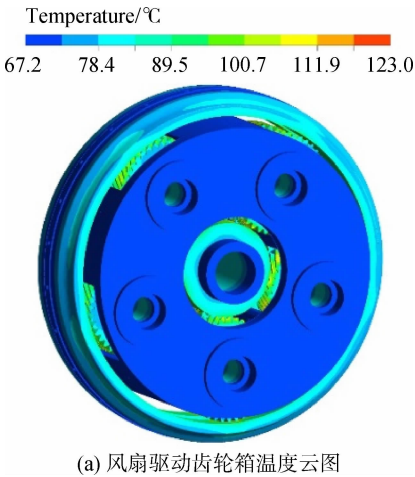
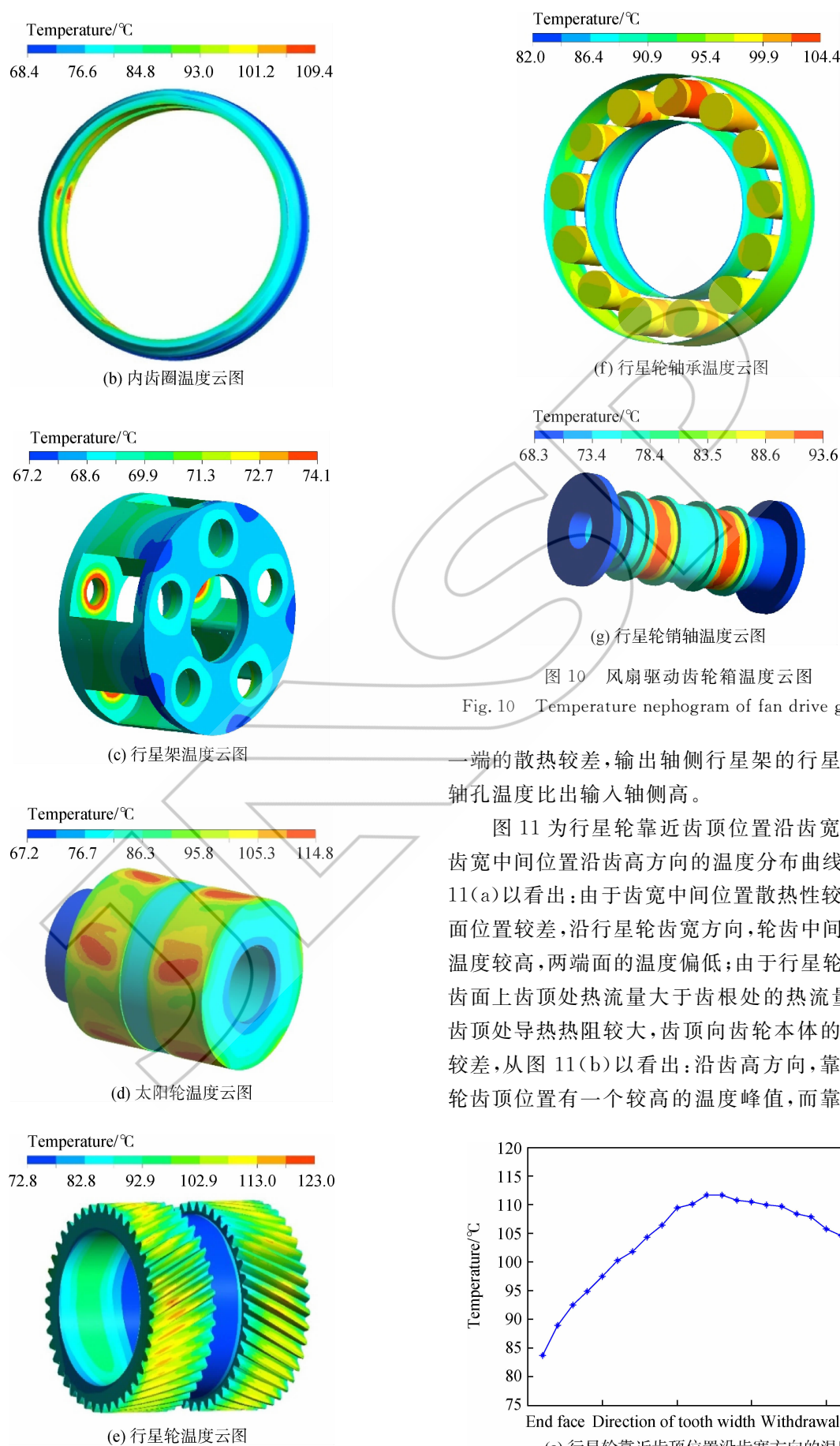


图 9 风扇驱动齿轮箱齿轮润滑油流线图
Fig. 9 Flow line of lubricating oil of fan drive gearbox

5 温度场分析

图 10 为风扇驱动齿轮箱整体及各传动部件的温度云图。从图 10(a)~图 10(e)中可以看出:行星轮齿面温度为 123 ℃,风扇驱动齿轮箱中行星轮齿面温度最高,其次是太阳轮,内齿圈的温度相对较低;行星轮轴承内圈由于采用环下润滑冷却的方式,轴承内圈温度较低,同时行星轮轴承外圈温度受行星轮齿轮本体温度的影响较大,轴承外圈温度比内圈高,而行星轮轴承滚子温度高于轴承内、外圈温度;由于行星架位于输出轴壳内部





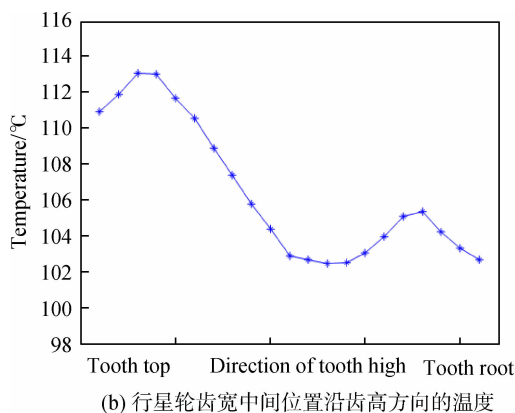


图 11 行星轮齿面温度分布曲线

Fig. 11 Temperature distribution curve of planetary gear tooth face

位置有一个较低的温度峰值。

6 结 论

1) 在齿轮箱外啮合啮入、啮出位置,由于分油盘喷油口所在的两个倒角平面和流体速度方向垂直,导致出现局部的涡流,因此在齿轮箱内部流体速度较大的位置,固定壁面应尽量避免与流体速度方向垂直,以减小流体与固定壁面的冲击和风阻损失。

2) 齿轮箱外啮合啮入侧处呈现正压状态,齿轮外啮合啮入侧滑油一部分进入到啮合区,一部分偏离后进入另一对外啮合齿轮的啮出区。齿轮外啮合啮出侧滑油的喷射方向与齿轮啮出侧流体的速度方向相反,滑油不能进入啮合区,而是飞溅到啮出侧附近的齿面上。内啮合啮入侧的呈正压状态,内啮合出的滑油方向均向外侧发生了偏离。

3) 风扇驱动齿轮箱中行星轮齿面温度最高,行星轮齿面温度为 123℃,其次是太阳轮,内齿圈的温度相对较低。行星轮轴承滚子温度高于轴承内、外圈温度,行星轮轴承内圈由于采用环下润滑冷却的方式,轴承内圈温度较低,行星轮轴承外圈温度受行星轮齿轮本体温度的影响较大,比内圈温度高。

4) 沿齿宽方向,行星齿轮轮齿中间位置的温度较高,两端面的温度偏低。沿齿高方向,靠近行星轮齿顶位置有一个较高的温度峰值,而靠近齿根位置有一个相对较低的温度峰值。

参考文献:

[1] LANGSTON L S. Not so simple machines[J]. Mechanical Engineering, 2013, 135(1): 46-51.
[2] SHERIDAM W, MCCUNE M, WINTER M. Geared tur-

bofan-engine, driven by innovation [EB/OL]. [2015-12-29]. <https://doi.org/10.1002/9780470686652.eae1018>.
[3] 冯金,覃坤,王丹. 星型风扇驱动齿轮箱概念设计探讨[J]. 航空工程进展, 2015, 6(4): 100-104.
FENG Jin, QIN Kun, WANG Dan. Discussion on conceptual design of fan drive gear system with star gears[J]. Advances in Aeronautical Science and Engineering, 2015, 6(4): 100-104. (in Chinese)
[4] 侯明曦,信琦,王飞鸣. 开式转子发动机齿轮传动系统设计技术研究[J]. 航空科学技术, 2013(4): 38-41.
HOU Mingxi, XIN Qi, WANG Feiming. Research on design technology of the planetary gear system for open rotor engine [J]. Aeronautical Science and Technology, 2013(4): 38-41. (in Chinese)
[5] SUN Z X, CHEW J W, FOMISON N. Numerical simulation of complex air flow in an aeroengine gear box[R]. ASME Paper GT2009-59530, 2009.
[6] TURNER A, MORVAN H P, SIMMONS K. Two phase CFD modelling of a spiral bevel gear using particle injections and a wall film model[R]. ASME Paper GT2013-94735, 2013.
[7] FARRALL M, SIMMONS K, HIBBERD S, et al. Computational investigation of the airflow through a shrouded bevel gear[R]. ASME Paper GT2005-68879, 2005.
[8] JOHNSON G, CHANDRA B, FOORD C, et al. Windage power losses from spiral bevel gears with varying oil flows and shroud configurations [R]. ASME Paper GT2008-50424, 2008.
[9] HILL M J, KUNZ R F, NOCK R W, et al. CFD technology for rotorcraft gearbox windage aerodynamics simulation [J]. Gear Technology, 2009(8): 48-55.
[10] HILL M J, KUNZ R F, MEDVITZ R B, et al. CFD analysis of gear windage losses: validation and parametric aerodynamic studies[J]. Journal of Fluids Engineering, 2011, 133(3): 1-10.
[11] KORSUKOVA E, MORVAN H. Preliminary CFD simulations of lubrication and heat transfer in a gearbox[C]// Proceedings of Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Charlotte, US: ASME, 2017: 1-9.
[12] 王延忠,牛文韬,唐文,等. 喷嘴嘴喷射方向偏离的影响因素[J]. 航空动力学报, 2012, 27, 27(7): 230-235.
WANG Yanzhong, NIU Wentao, TANG wen, et al. Research deflection of nozzle spray direction[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(7): 230-235. (in Chinese)
[13] NIU W T, WANG Y Z, CHEN Y Y, et al. Air barrier effect in out of mesh jet lubrication of ultra-high speed spur gears[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2017, 69(2): 81-87.
[14] 王延忠,牛文韬,唐文,等. 航空直齿轮喷油润滑油气两相流分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(2): 204-209.
WANG Yanzhong, NIU Wentao, TANG wen, et al. Research on oil-air multiphase flow of spray lubrication of aero spur gears[J]. Journal of Aerospace Power, 2013,

28(2):204-209. (in Chinese)

[15] DHAR S,RAWOOL A,RAY S,et al. Lubricant flow and temperature prediction in a planetary gear set[R]. West Lafayette,US;SAE International,2011.

[16] LEMFELD F,FRANA K. Study of the geometrical model parameters for simplification of tooth system effect[J]. Journal of Applied Science in the Thermodynamics and Fluid Mechanics,2009,3(2):1-4.

[17] CONCLI F,CONRADO E,GORLA C. Analysis of power losses in an industrial planetary speed reducer:measurements and computational fluid dynamics calculations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 2014,228(1):11-21.

[18] 陈磊. 基于 ANSYS 的行星减速器温度场分析[D]. 南京: 南京航空航天大学,2009.

CHEN Lei. The temperature analysis of planet gear reducer based on ANSYS[D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics,2009. (in Chinese)

[19] 王冰. 纯电动汽车两挡自动变速器效率和热平衡仿真分析 [D]. 重庆:重庆大学,2017.

WANG Bing. Efficiency and thermal analysis of the two-speed amt for pure electric vehicle[D]. Chongqing: Chongqing University,2017. (in Chinese)

[20] PATIR N. Estimate of the bulk temperature in spur gears based on finite element temperature analysis[D]. Evanston,US;Northwestern University,1976.

[21] HOWE D C,MCKIBBON A H. Design of a gear drive system for counter-rotating fan rotors[R]. Monterey, US: AIAA,1989:1-11.

[22] HARRIS T A,KOTZALAS M N. Rolling bearing analysis essential concepts of bearing technology[M]. 5th ed. Boca Raton,US;Taylor and Francis Group,2007.

[23] 章永锋,高向群. 航空发动机设计手册:第 13 册 减速器 [M]. 北京:航空工业出版社,2001.

(编辑:张 雪)