(应用技术)

文章编号:1001-2060(2024)05-0168-07

螺栓故障状态下齿轮传动系统数字化建模与 动力学仿真分析

鞠东兵¹,吴 樾²,马博昭²,李晓锋³

(1.海装沈阳局,辽宁沈阳 110031;2.中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江哈尔滨 150078;
 3.北京科技大学机械工程学院,北京 100083)

摘 要:为探究螺栓松动和断裂故障对齿轮减速器动态特征的影响规律,完善齿轮传动系统早期故障诊断理论与 方法,本文建立了从完好到故障状态下斜齿轮减速器数字化样机参数化模型,利用多体动力学理论推导了数字化 样机多级齿轮传动系统的振动微分方程,采用数字化样机和内驱动求解模型研究了完好和故障状态下齿轮减速器 的动态特性,获得了螺栓松动和断裂故障的振动特征。结果表明:与完好状态相比,螺栓故障会使得齿轮啮合频率 幅值有所增大,螺栓松动时两级啮合频率幅值分别增大约19.8%和45.4%,且螺栓松动会引起啮合频率两边出现 边频带;螺栓断裂时两级啮合频率幅值分别增大约15.3%和2.1%。

关键 词:齿轮传动系统;螺栓故障;数字化模型;动力学仿真;故障特征分析

中图分类号:TH132.41 文献标识码:A DOI:10.16146/j. cnki. rndlgc. 2024.05.019

[引用本文格式]鞠东兵,吴 樾,马博昭,等. 螺栓故障状态下齿轮传动系统数字化建模与动力学仿真分析[J]. 热能动力工程, 2024,39(5):168-174. JU Dongbing, WU Yue, MA Bozhao, et al. Digital modeling and dynamic simulation analysis of gear transmission system in bolt fault state[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2024, 39(5):168-174.

Digital Modeling and Dynamic Simulation Analysis of Gear Transmission System in Bolt Fault State

JU Dongbing¹, WU Yue², MA Bozhao², LI Xiaofeng³

(1. Military Representative Bureau of the Naval Armament Department in Shenyang, Shensyang, China, Post Code: 110031;
2. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078; 3. School of Mechanical Engineering, Beijing University of Science and Technology, Beijing, China, Post Code: 100083)[^]

Abstract: In order to explore the influence of bolt loosening and fracture faults on the dynamic characteristics of gear reducers, and improve the theory and method of early fault diagnosis in gear transmission systems, this paper established a parameterized model of a digital prototype of a helical gear reducer from intact to faulty states. The vibration differential equation of a multi-stage gear transmission system of digital prototype was derived using the theory of multibody dynamics. The dynamic characteristics of the gear reducer under intact and faulty states were studied by using digital prototype and internal drive solution model, and the vibration characteristics of bolt loosening and fracture faults were obtained. The results show that compared with intact states, bolt failure increases the amplitude of gear engagement frequency, the magnitudes of the two-stage engagement frequencies increase by about 19.8% and 45.4% respectively when the bolts are loosened, and loose bolts will cause sidebands on both sides of the engagement frequency; the magnitudes of two-stage engagement frequencies increase by about 15.3% and 2.1% respectively when the bolts are broken.

Key words: gear transmission system, bolt failure, digital model, dynamics simulation, fault feature analysis

引 言

减速器被广泛应用于各个领域,若出现故障不 能发现,后来将极其严重。因此,开展不同健康度下 齿轮传动系统数字化样机设计与仿真分析具有十分 重要的意义。

目前,关于齿轮传动系统动力学建模与仿真分 析国内外专家学者已经进行了一些研究工作。郭芳 等人[1]基于集中参数理论建立了行星齿轮传动广 义动力学模型,得到了行星轮偏心误差及间隙浮动 机构对行星轮系动态特性的影响规律。孔先念等 人^[2]利用转子动力学有限元软件 Samcef 建立齿轮 - 转子有限元模型, 计算出高速齿轮转子系统的固 有频率、振型以及临界转速。魏静等人[3]为研究空 天环境非惯性系下行星齿轮传动系统动力学行为, 考虑内部非惯性系与外部非惯性系的综合影响,推 导了机体任意空间运动状态下中心构件和行星轮运 动方程。Eritenel 等人^[4]建立了三维斜齿轮副的静 态和动态模型,并将这种模型推广到多啮合齿轮系 统中。王延忠等人^[5]建立了包含当量安装误差的 面齿轮多自由度耦合振动分析模型,分析了当量安 装误差对面齿轮振动加速度和法向动态啮合力的影 响。宿吉鹏等人^[6]采用集中参数法建立了含时变 啮合刚度和传动误差的扭转振动模型,分析了输入 轴、双联齿轮轴及输出轴的扭转刚度对传动系统动载 特性的影响。Miklos 等人^[7]利用 Autodesk Simulation Mechanical 软件,结合刚体动力学、柔体动力学与非 线性应力分析方法,对圆柱齿轮进行了有限元分析。 Cooley 等人^[8]在三维齿轮动力学有限元方法中得出 了一种有限元公式,用于齿轮副动态响应的计算。 魏维等人^[9]建立了一个齿轮 – 滑动轴承试验台,采 取不同的轴承更换方式测试了齿轮系统在不同轴承 间隙下的振动参数。高长伟等人^[10]建立了六自由 度齿轮系统动力学模型,分析了不同点蚀故障程度 下齿轮的时变啮合刚度。Ryali 等人^[11]建立了混合 行星动载荷分布模型,采用有限元子结构技术,保证 了模型的计算效率。Molaie 等人^[12]建立了基于精 确静态刚度的螺旋锥齿轮非线性动力学模型,通过 比较不同阻尼比下系统的动态响应发现,较高的阻 尼可有效降低齿轮的振动,但仍存在不稳定响应的 可能性。

综上所述,国内外专家学者在齿轮传动系统动 力学建模和数值仿真分析等方面已经取得了一些卓 有成效的研究成果,但是在齿轮传动系统数字化样 机设计、故障状态下参数化建模和螺栓故障动力学 仿真分析等方面鲜有报道。本文建立了从螺栓完好 到故障状态下斜齿轮传动装置的数字化样机模型, 推导了多级齿轮传动系统的多体动力学方程,研究 了螺栓松动和断裂故障对齿轮减速器动态特征的影 响规律,以期发展和完善齿轮减速器状态监测监控 理论与方法,实现齿轮传动系统全方位、多角度的早 期故障诊断。

1 齿轮传动系统螺栓故障数字化样机的 建立

齿轮传动系统数字化样机包含模型的参数化、 约束的参数化以及故障的参数化。首先,在三维建 模软件中建立参数化模型并进行装配;然后,将模型 导出为 x_t 格式,接着再将模型导入到机械系统动 力学自动分析软件(ADAMS,Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems)中,并且对导入的模型 添加载荷和边界条件;最后,在输出端添加负载。对 于各齿轮轴,轴承处添加旋转副;齿轮轴与齿轮之间 相对静止,用固定副进行约束;外部壳体添加固定 副;相互啮合的齿轮之间添加接触,以模拟齿轮啮合 关系。将 STEP 函数加到输入轴上的旋转驱动,在 输出轴上增加负载转矩以模拟实际工作状况,设置 仿真步长和仿真时间。创建的螺栓松动和断裂故障 数字化模型如图1和图2所示。



图 1 螺栓松动故障下齿轮传动装置数字化模型 Fig. 1 Digital model of gear transmission device under bolt loosening fault



图 2 螺栓断裂故障下齿轮传动装置数字化模型 Fig. 2 Digital model of gear transmission device under bolt fracture fault

齿轮传动装置数字化模型可以由本文所开发的 数字化样机设计软件直接构建,软件中包括无故障、 螺栓松动和螺栓断裂等多个模块。能够根据输入不 同的螺栓松动量自动生成对应的齿轮传动系统数字 化样机模型,进而可以对各传动轴及各级齿轮传动 系统进行转速和啮合力的时域及频域仿真分析,获 得不同状态下的动态特征。

2 多体动力学模型及求解方法

对系统进行动力学求解分析时,准确建立动力 学方程是求解系统运行时的速度、受力等参数的基 础,求解器中建立的运动学方程为:

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{\boldsymbol{q}}}\right)^{\mathrm{T}} - \left(\frac{\partial K}{\partial \boldsymbol{q}}\right)^{\mathrm{T}} + \varphi_{\boldsymbol{q}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\rho} + \theta_{\boldsymbol{q}}^{\mathrm{T}} \boldsymbol{\mu} = \boldsymbol{Q} \qquad (1)$$

 $\varphi(q,t) = 0$ 为完整的约束方程; $\theta(q, \dot{q}, t) = 0$ 为非完整约束方程:。

式中:K—系统动能;q—广义坐标列阵;t—时间; Q—广义力矩阵;p—全约束下的拉氏乘子列阵;µ— 非全约束下的拉氏乘子列阵。

为了方便计算,将式(1)表示为如下形式:

$$\begin{cases} F(\boldsymbol{q},\boldsymbol{u},\dot{\boldsymbol{u}},\boldsymbol{\lambda},t) = 0\\ G(\boldsymbol{u},\dot{\boldsymbol{q}}) = \boldsymbol{u} - \dot{\boldsymbol{q}} = 0\\ \boldsymbol{\Phi}(\boldsymbol{q},t) = 0 \end{cases}$$
(2)

式中: \dot{q} ,u—广义速度列阵; λ —作用力列阵;F—动力学微分方程;G—常值函数; Φ —约束矩阵。

利用 Gear 预估 - 校正算法对式(2)求解。根据 系统在某个时间点的确定状态,通过泰勒级数方法 来估计下一个时间点的状态:

$$y_{n+1} = y_n + \frac{\partial y_n}{\partial t}h + \frac{1}{2!}\frac{\partial^2 y_n}{\partial t^2}h^2 + \cdots$$
(3)

式中: $y_{n+1} - y(t)$ 在 $t = t_{n+1}$ 时刻的近似值;h—时间 步长。

在式(2)不等于零的情况下,使用 Gear k+1阶 积分方法来计算:

$$y_{n+1} = -h\beta_{0}\dot{y}_{n+1} + \sum_{i=1}^{k}\alpha_{i}y_{n-i+1}$$
(4)

式中: β_0 , α_i —Gear 积分程序系数,整理式(4)可得:

$$\dot{y}_{n+1} = -\frac{1}{h\beta_0} [y_{n+1} - \sum_{i=1}^k \alpha_i y_{n-i+1}]$$
(5)

将 $t = t_{n+1}$ 代入到式(2)中,可以得到:

$$\begin{cases} F(\boldsymbol{q}_{n+1}, \boldsymbol{u}_{n+1}, \dot{\boldsymbol{u}}_{n+1}, \lambda_{n+1}, t_{n+1}) = 0\\ G(\boldsymbol{u}_{n+1}, \dot{\boldsymbol{q}}_{n+1}) = \boldsymbol{u}_{n+1} - \dot{\boldsymbol{q}}_{n+1} = \boldsymbol{u}_{n+1} + \\ \frac{1}{h\beta_0} [\boldsymbol{q}_{n+1} - \sum_{i=1}^k \alpha_i \boldsymbol{q}_{n-i+1}] = 0\\ \boldsymbol{\Phi}(\boldsymbol{q}_{n+1}, t_{n+1}) = 0 \end{cases}$$
(6)

根据修正的牛顿—拉夫森方法求解上述方程, 可以得到:

$$\begin{cases} F_{j} + \frac{\partial F}{\partial q} \Delta q_{j} + \frac{\partial F}{\partial u} \Delta u_{j} + \frac{\partial F}{\partial \dot{u}} \Delta \dot{u}_{j} + \frac{\partial F}{\partial \lambda} \Delta \lambda_{j} = 0 \\ G_{j} + \frac{\partial G}{\partial q} \Delta q_{j} + \frac{\partial G}{\partial u} \Delta u_{j} = 0 \\ \Phi_{j} + \frac{\partial \Phi}{\partial_{q}} \Delta q_{j} = 0 \end{cases}$$
(7)

式中:*j*—第*j*次迭代; $\Delta q_j = q_{j+1} - q_j$; $\Delta u_j = u_{j+1} - u_j$; $\Delta \lambda_j = \lambda_{j+1} - \lambda_j$ 。由式(5)和式(6)可以求得: (10)

$$\Delta \dot{\boldsymbol{u}}_{j} = -\frac{1}{h\beta_{0}}\Delta \boldsymbol{u}_{j} \tag{8}$$

$$\frac{\partial G}{\partial \boldsymbol{q}} = \left(\frac{1}{h\beta_0}\right)\boldsymbol{I} \tag{9}$$

$$\frac{\partial G}{\partial u} = I$$

式中:I-单位矩阵。

将以上结果代入到动力学方程,得到:

$$\begin{bmatrix} \frac{\partial F}{\partial q} & \left(\frac{\partial F}{\partial u} - \frac{1}{h\beta_0} \frac{\partial F}{\partial \dot{u}}\right) & \left(\frac{\partial \Phi}{\partial_q}\right)^{\mathrm{T}} \\ \left(\frac{1}{h\beta_0}\right) I & I & 0 \\ \frac{\partial \Phi}{\partial_q} & 0 & 0 \end{bmatrix}_{j}^{\mathrm{T}} \\ \begin{bmatrix} \Delta q \\ \Delta u \\ \Delta \lambda \end{bmatrix}_{j} = \begin{bmatrix} -F \\ -G \\ -\Phi \end{bmatrix}_{j}$$
(11)

式中: $\frac{\partial F}{\partial q}$ 一刚度矩阵; $\frac{\partial F}{\partial u}$ 一阻尼矩阵; $\frac{\partial F}{\partial \dot{u}}$ 质量 矩阵。

求解 Δq_{j} , Δu_{j} , $\Delta \lambda_{j}$, 计算出 q_{j+1} , u_{j+1} , λ_{j+1} , \dot{q}_{j+1} , \dot{u}_{j+1} , 重复求解该矩阵, 直至达到收敛, 再进行 下一时刻的求解, 最终将设定的计算时间全部计算 完成。

3 基于螺栓故障的齿轮系统动态特征分析

将模型导入 ADAMS 软件后,首先对模型进行 约束和接触等前处理,对所开发的数字化样机设计 软件中的仿真求解器进行设置,计算在螺栓正常、松 动和断裂情况下各级齿轮之间的时域及频域啮 合力。

3.1 螺栓故障状态下齿轮系统啮合力时域分析

为了研究螺栓故障对齿轮系统啮合力的影响, 对每对齿轮副的啮合力进行时域分析,结果如图 3 和图 4 所示。不同状态下的时域啮合力幅值如表 1 所示。





表1 不同状态下的时域齿轮啮合力幅值

Tab. 1 Amplitude of gear meshing force in time domain under different states

	笹 —	笛一级齿轮
螺栓状态	和现内化	和
	啮合力/N	啮合力/N
正常	52 054	48 029
松动	54 813	49 520
断裂	52 158	48 557

根据图 3、4 及表 1 中第一、二级齿轮啮合力的 仿真结果,在螺栓正常状态下,第一级齿轮啮合力和 第二级齿轮啮合力稳定,不会出现突变。当螺栓发 生松动时,第一、二级齿轮啮合力相比于正常状态出 现明显增大,啮合力幅值分别上升 5.3% 和 3.1%, 而且出现了啮合力突变的现象,这是由于螺栓发生 松动时两端的端盖会随着齿轮的旋转左右振荡,对齿 轮系统增加了额外的激振力,导致了齿轮啮合力的增 大与突变。当螺栓发生断裂时,第一、二级齿轮啮合 力较为稳定,相较正常状态仅增大了 0.2% 和 1.1%。

为了验证仿真分析结果的正确性,根据齿轮运 动学及动力学推导出理论啮合力计算公式,如公式 (12)所示:

$$F = \frac{19100P}{nd_1 \cos\alpha_n \cos\beta} \tag{12}$$

式中:P—输入功率, kW; n—输入轮转速, r/min; d_1 —分度圆直径, mm; α_n —法面压力角, (°); β —为 螺旋角, (°)。

由式(12)可以计算出第一级齿轮的理论啮合 力为48780N,与表1中正常状态下的仿真结果对 比,误差为6.7%。

3.2 螺栓故障状态下齿轮系统啮合力频域分析

为了进一步研究螺栓松动和断裂对齿轮系统的 影响,分别对螺栓正常、松动和断裂情况下的齿轮啮 合力进行了频域分析,结果如图 5 和图 6 所示。从 图中可以看出,在 0~7 kHz 频率之间,会出现 5 个 不同的啮合力峰值,这 5 个峰值所对应的频率分别 为齿轮的啮合频率以及啮合频率的倍频。理论计算 的啮合频率为 1 235 Hz,仿真结果的啮合频率以及倍 频分别为 1 232.9,2 471.9,3 704.8,4 937.7 和 6 176.8 Hz,理论计算结果与仿真分析结果比较接 近,误差不超过0.1%。

根据图 5、6 及表 2 中第一、二级齿轮啮合力的 时频仿真结果,当螺栓从正常状态到松动状态后,啮 合频率下的啮合力幅值有明显增大,较正常状态分 别增大了 19.8%和 45.4%;在螺栓断裂状态下,第 一、二级齿轮啮合频率处的啮合力相较正常状态分 别增大 15.3%和 2.1%,说明与螺栓断裂相比,螺栓 松动对于齿轮啮合力增大的影响更为明显,其结果 趋势与时域动态啮合力结果相一致。在螺栓发生松 动时,啮合频率两边会出现边频带,而当螺栓发生断 裂时,与正常情况下相比,相当于两端没有端盖,所 以在正常情况下和螺栓断裂情况下啮合频率两端不 会出现边频带。



stage gear meshing force

通过对比图 5 和图 6 可以发现,当螺栓处于完 好状态时,随着时间的变化,各级齿轮副之间啮合力 峰值保持不变。而当螺栓出现松动现象时,随着时 间的变化,第一和第二级齿轮副的啮合力峰值会发 生波动,第一级齿轮的波动要大于第二级。当螺栓 发生断裂后,第一和第二级齿轮副啮合频率的峰值 基本保持不变,这与理论情况基本保持一致。由仿 真分析结果可以看出,当螺栓出现松动时,啮合频率 两边会出现边频带,但是由于螺栓松动时产生的附 加力是对整个齿轮传动装置而言,不会集中表现在 某个单一的齿轮上,所以边频带与齿轮轴转频不会 形成强烈的线性关系,是多个齿轮轴转频之间的 耦合。



图 6 第二级齿轮啮合力时频图

Fig. 6 Time frequency diagrams of the second stage gear meshing force

表 2 不同状态下啮合频率对应的齿轮啮合力幅值

Tab. 2 Amplitude of gear meshing force corresponding

to meshing frequency under different states

螺栓状态	第一级齿轮	第二级齿轮
	啮合力/N	啮合力/N
正常	13 605	7 782
松动	16 295	11 315
断裂	15 686	7 946

4 结 论

以齿轮减速器为研究对象,建立了不同健康度 下的齿轮传动系统数字化样机,研究了螺栓故障的 振动特征,通过分析得出如下结论:

(1)当螺栓在正常情况和发生断裂时,齿轮啮合力稳定,不会出现突变。而当螺栓发生松动时,相 比于正常和断裂情况齿轮啮合力有明显增大,而且 部分位置会出现突变。

(2)当螺栓从正常情况变为松动情况时,动态 啮合力和啮合频率的幅值会有所增大,第一和第二 级动态啮合力幅值分别增大约5.3%和3.1%,啮合 频率幅值分别增大约19.8%和45.4%;当螺栓从松 动情况变为断裂情况时,动态啮合力和啮合频率幅 值有所下降,但是断裂情况下的幅值仍然大于正常 情况下的幅值,其中第一和第二级动态啮合力幅值 分别增大约0.2%和1.1%,啮合频率幅值分别增大 约15.3%和2.1%。

(3)在螺栓发生松动时,啮合频率两边会出现 边频带。当螺栓发生断裂时,与正常情况下相比两 端没有端盖,所以在螺栓正常和断裂情况下啮合频 率两端不会出现边频带。

参考文献:

- 郭 芳,方宗德,张永振. 星轮偏心误差对浮动式星型齿轮传动动态特性的影响[J]. 振动与冲击,2018,37(3):98-104.
 GUO Fang, FANG Zongde, ZHANG Yongzhen. Effect of star gears' eccentric errors on dynamic performances of a star gear transmission system with clearance floating [J]. Journal of Vibration and Shock, 2018, 37(3):98-104.
- [2] 孔先念,唐进元.考虑齿轮腹板柔性的齿轮-转子横向振动特征研究[J]. 机械传动,2019,43(3):1-4.
 KONG Xiannian, TANG Jinyuan. Study on lateral vibration characteristics of gear rotor considering flexibility of gear web[J]. Journal of Mechanical Transmission,2019,43(3):1-4
- [3] 魏 静,史 磊,张爱强,等.飞行环境非惯性系下行星齿轮传动系统耦合动力学建模及其动态特性[J].机械工程学报, 2019,55(23):162-172.

WEI Jing, SHI Lei, ZHANG Aiqiang, et al. Modeling and dynamic characteristics of planetary gear transmission in non-inertial system of aerospace environment[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2019,55(23):162-172.

- [4] ERITENEL T, PARKER R G. A static and dynamic model for three-dimensional, multi-mesh gear systems [C]//International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 2005, 4742;945-956.
- [5] 王延忠,唐 文,兰 州,等. 基于载荷当量安装误差的面齿轮振动特性[J]. 航空动力学报,2018,33(4):989-998.
 WANG Yanzhong, TANG Wen, LAN Zhou, et al. Vibration characteristic for face gear based on load equivalent installation errors
 [J]. Journal of Aerospace Power,2018,33(4):989-998.
- [6] 宿吉鹏,王 冀,艾红旭,等.功率六分支同轴人字齿轮传动系统动态特性与均载特性研究[J].热能动力工程,2022, 37(10):182-188.

SU Jipeng, WANG Ji, AI Hongxu, et al. Study on dynamic characteristics and load sharing characteristics of power six branch coaxial herringbone gear transmission system [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2022, 37 (10):182 – 188.

- [7] MIKLOS I Z, MIKLOS C, ALIC C I. Finite element analysis of cylindrical gear with mechanical event simulation [J]. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 2018, 393(1): 1-8.
- [8] COOLEY C G, PARKER R G, VIJAYAKAR S M. A frequency domain finite element approach for three-dimensional gear dynamics

(上接第133页)

- [10] KIM J, YOO D J. 3D printed compact heat exchangers with mathematically defined core structures [J]. Journal of Computational Design and Engineering, 2020, 7(4):527-550.
- [11] DIXIT T, AL-HAJRI E, PAUL M C, et al. High performance, microarchitected, compact heat exchanger enabled by 3D printing
 [J]. Applied Thermal Engineering, 2022, 210: 118339. 1 118339.9.
- [12] DHARMALINGAM L K, AUTE V, LING J Z. Review of triply periodic minimal surface (TPMS) based heat exchanger designs
 [C]//19th International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue 2022, Wese Lafayette, Indiana, USA, July 10 14, 2022.
- [13] FEMMER T, KUEHNE A J C, WESSLING M. Estimation of the structure dependent performance of 3D rapid prototyped mem-

 $[\,J\,].$ Journal of Vibration and Acoustics ,2011 ,133 (4) :1 –9.

[9] 魏 维,杨成斌,张明宇.考虑轴承间隙影响的齿轮传动系统振动特性研究及试验验证[J].舰船科学技术,2022,44(20):
 107-111.

WEI Wei, YANG Chengbin, ZHANG Mingyu. The vibration characteristics and test validation of gear drive system considering the effects of bearing clearance [J]. Ship Science and Technology, 2022,44(20):107-111.

[10] 高长伟,刘文正,朱如鹏,等.齿面点蚀程度对齿轮动力学特性影响的分析及实验研究[J].热能动力工程,2023,38(2):
 125-130.

GAO Changwei, LIU Wenzheng, ZHU Rupeng, et al. Dynamic characteristics and experimental study of gears based on evolution of tooth pitting [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(2):125 - 130.

- [11] RYALI L, TALBOT D. A dynamic gear load distribution model for epicyclic gear sets with a structurally compliant planet carrier
 [J]. Mechanism and Machine Theory, 2023, 181:220 – 225.
- [12] MOLAIE M, SAMANI F S, ZIPPO A, et al. Spiral bevel gears: Nonlinear dynamic model based on accurate static stiffness evaluation[J]. Journal of Sound and Vibration, 2023, 544:387 - 395. (美雪梅 编辑)

branes [J]. Chemical Engineering Journal, 2015, 273: 438-445.

- [14] ALTENEIJI M, ALI M I H, KHAN K A, et al. Heat transfer effectiveness characteristics maps for additively manufactured TPMS compact heat exchangers [J]. Energy Storage and Saving, 2022, 1(3):153-161.
- [15] ALKETAN O, ABU ALRUB R K. MSLattice: A free software for generating uniform and graded lattices based on triply periodic minimal surfaces[J]. Material Design & Processing Communications, 2021, 3(6):e205.
- [16] LIU Penghua, WANG Renting, LIU Shaobei, et al. Experimental study on the thermal-hydraulic performance of a tube-in-tube helical coil air-fuel heat exchanger for an aero-engine [J]. Energy, 2023,267:126626.1 – 126626.10.

(刘 颖 编辑)