

基于相位调谐的船用两级行星传动系统振动研究

范宗瑞,霍肇波,张 建,汤 鱼

(中国船舶集团有限公司第七〇三研究所,黑龙江 哈尔滨 150078)

摘 要:为获得船用两级串联人字齿行星齿轮传动系统的振动特性,对其进行动力学第一类问题研究。基于相位调谐理论分析系统动态啮合力,定性总结了在一般情况下不同啮频谐波下的 6 种激励模式及其与系统参数的关系。基于 Romax 软件建立系统动力学仿真模型,以 1 MW 两级串联行星齿轮箱为例,获得了系统固有特性和稳态动力学响应。研究表明:该系统的固有特性包含 5 种具有规律性的振动模式,即单级横移-摆动模式、耦合横移-摆动模式、单级扭转模式、耦合扭转模式和单级行星轮模式;与单级行星轮系不同,两级串联行星轮系的稳态动力学响应与激励和模态振型不存在一一对应的情况。

关 键 词:船舶齿轮传动;行星齿轮;固有特性;相位调谐

中图分类号:U664.22,TH132.4 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2023.02.018

[引用本文格式] 范宗瑞,霍肇波,张 建,等. 基于相位调谐的船用两级行星传动系统振动研究 [J]. 热能动力工程,2023,38(2): 131-136. FAN Zong-rui, HUO Zhao-bo, ZHANG Jian, et al. Study on vibration of marine two-stage planetary gear based on phase tuning [J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2023, 38(2): 131-136.

Study on Vibration of Marine Two-stage Planetary Gear based on Phase Tuning

FAN Zong-rui, HUO Zhao-bo, ZHANG Jian, TANG Yu

(No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078)

Abstract: In order to obtain the vibration characteristics of the marine two-stage tandem herringbone tooth planetary gear train, the first kind of dynamics was studied for it. The dynamic meshing forces of system was analyzed based on the phase tuning theory, and six excitation modes under different harmonic frequencies and their relations with system parameters were qualitatively summarized in common cases. The dynamic simulation model was established based on Romax software, taking a 1 MW two-stage tandem planetary gearbox as example, the inherent characteristics and steady-state dynamic response of system were obtained. The research result shows that the system inherent characteristics contain five regular vibration modes, namely single stage transverse-swing, coupled transverse-swing, single stage torsion, coupled torsion and single stage planet gear modes. Different from the single-stage planetary gear train, the steady-state dynamic response of two-stage tandem planetary gear train does not have exactly correspondence with excitation and mode shape.

Key words: marine gear transmission, planetary gear, inherent characteristics, phase tuning

引 言

两级串联人字齿行星齿轮传动装置具有功率密度高、承载能力强且传动平稳等诸多优点,因而在船舶动力传动领域有着重要的应用。但与其他行星传动装置一样,其振动问题一直以来备受业界关注。为降低振动对设备自身及船舶造成的危害,国内外学者对行星齿轮传动装置的振动问题开展了广泛研究,其中,相位调谐是重要的研究方向之一。

Kahraman^[1]和 Parker^[2]分别从不同的角度对 2K-H 行星轮系进行了研究,给出了基本参数与中心构件所受激励模式间的关系;王世宇^[3]基于相位调谐理论,明确了单级行星轮系的响应模式与激励模式和模态振型存在一一对应的关系;张霖霖等人^[4]和沈稼耕等人^[5]分别利用单级人字齿行星轮系的平移——扭转耦合模型,得出了啮合相位对系统振动响应和均载的影响。以上基于相位调谐角度的振动研究多针对单级行星轮系,较少涉及两级系统。赵永强等人^[6]和赵勇等人^[7]分别对两级和多级人字齿行星轮系的固有特性、稳态振动响应进行了研究,但并未涉及到相位调谐方向。文献^[8]指出相位调谐理论如何应用于多级行星传动系统尚有待深入研究。

本文从动力学第一类问题的角度出发,分析两级串联人字齿行星轮系中存在的激励模式,建立仿真模型,总结分析系统固有特性分布规律,计算频域下的稳态振动响应;比较响应与激励及固有特性的对应关系,从相位调谐的角度分析响应规律,为进一步研究避免共振和减振的问题提供参考。

1 系统激励模式

两级串联人字齿行星轮系由两个结构形式相同、边界条件不同的单级 2K-H 行星轮系连接而成。其中,第 I 级行星架固定,第 II 级内齿圈固定,第 I 级齿圈与第 II 级太阳轮之间通过连接轴连接。其振动的直接激励主要来自因齿轮啮合而产生的动态啮合力。为不失一般性,以第 I 级为例进行受力分析,如图 1 所示。图中 s, p, r 和 c 分别表示太阳轮、第 i 个行星轮、内齿圈和行星架,虚线表示各齿轮基圆。OXYZ 坐标系建立在行星架上,以行星架理想角速度转动,Z 轴与系统回转轴线重合;行星轮坐标轴 z_i 与行星轮轴线重合且与 Z 轴同向。图 1 中 x_i 沿太阳

轮—行星轮中心指向外侧。

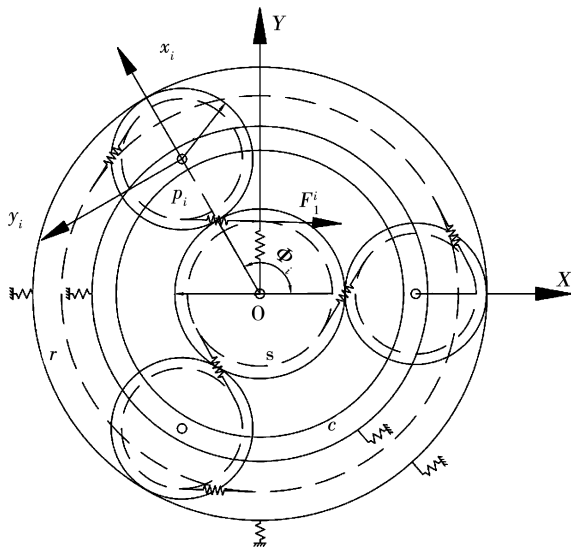


图 1 第 I 级太阳轮受力分析

Fig. 1 Force analysis of first stage solar gear

以第 I 级太阳轮为例分析中心构件所受激励情况, F^i 为第 i 个行星轮与太阳轮的啮合力动态部分,沿啮合线方向,在行星轮坐标系中可表示为式(1):

$$F^i = F_1^i e_1^i + F_2^i e_2^i \quad (1)$$

式中: e_1^i, e_2^i —行星轮坐标系的单位向量; F_1^i, F_2^i — F^i 在相应坐标上的啮合力。在行星架坐标系中将各啮合力进行合成得到太阳轮所受的合力矩:

$$F_s = \sum_{i=1}^N (F_x^i i + F_y^i j) \quad (2)$$

$$T_s = \sum_{i=1}^N F_2^i r_s \quad (3)$$

式中: F_s, T_s —各啮合力的合力与合力矩; F_x^i, F_y^i —各啮合力在行星架坐标中的分量; N —行星轮个数。

$$\begin{bmatrix} F_x^i \\ F_y^i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Phi_i & \sin \Phi_i \\ -\sin \Phi_i & \cos \Phi_i \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1^i \\ F_2^i \end{bmatrix} \quad (4)$$

式中: Φ_i —第 i 个行星轮的位置角, $\Phi_i = 2\pi/N$ 。

基于相位调谐理论将式(1)中啮合力做傅里叶展开,代入式(2)、式(3)得到由啮合频率各阶谐波合成的力和力矩,再通过三角恒等变换可得第 l 阶啮合激励 F_s^l, T_s^l 与 N 和太阳轮齿数(Z_s) 的关系^[3]:

$$\begin{cases} F_s^l = 0, T_s^l \neq 0, K = 0 \\ F_s^l \neq 0, T_s^l = 0, K = 1, N - 1 \\ F_s^l = 0, T_s^l = 0, K = 2 \cdots N - 2 \end{cases} \quad (5)$$

式中: K —相位调谐因子, $K = \text{mod}(lZ_s/N)$ 。

同理,对第 I, II 级其他中心构件也可得出相同

结果。行星齿轮系统受装配条件约束,同级太阳轮与内齿圈 K 值相同,因此同级各中心构件受到的激励模式相同。

两级串联行星轮系第 I , II 级啮合频率不同,啮合频率间的倍数关系由齿数决定。若两级啮合频率谐波发生频率重合时,则系统中心构件所受的激励模式较为复杂,最多存在 9 种可能。由于系统设计参数具有一定的随机性,对此类情况应另做专门研究。

本文只针对不考虑啮合频率谐波重合的一般情况进行研究。以中心构件所受激励情况代表系统激励模式,则一般情况下根据系统设计参数、啮合频率谐波阶次的不同,两级串联行星轮系所受激励存在表 1 中给出的 6 种模式。其中, K_1,K_2 分别为第 I , II 级调谐因子。 $K_1=2 \sim N_1-2,K_2=2 \sim N_2-2$ 的情况只存在于 $N_1>3,N_2>3$ 时。

表 1 两级串联行星轮系激励模式		
Tab. 1 Excitation mode of two-stage tandem planetary gear train		
调谐因子	受力特征	中心构件激励模式
$K_1=0$	$F_1^t=0,T_1^t\neq 0$	第 I 级扭转激励
$K_1=1,N_1-1$	$F_1^t\neq 0,T_1^t=0$	第 I 级横移激励
$K_1=2 \sim N_1-2$	$F_1^t=0,T_1^t=0$	第 I 级行星轮模式激励
$K_2=0$	$F_2^t=0,T_2^t\neq 0$	第 II 级扭转激励
$K_2=1 \sim N_2-1$	$F_2^t\neq 0,T_2^t=0$	第 II 级横移激励
$K_2=2,N_2-2$	$F_2^t=0,T_2^t=0$	第 II 级行星轮激励模式

2 传动系统建模

以某型 1 MW 两级串联人字齿行星传动试验箱为例,表 2 给出其齿轮传动系统设计参数。利用 romax 软件建立两级串联人字齿行星轮系分析模型,如图 2 所示。其中,两级行星轮个数 $N_1=3,N_2=5$ 。

表 2 两级串联行星齿轮系统参数
Tab. 2 Parameters of two stage tandem planetary gear system

参数	太阳轮		行星轮		内齿圈	
	第 I 级	第 II 级	第 I 级	第 II 级	第 I 级	第 II 级
模数/mm	3	3	3	2.5	2.5	2.5
齿数	32	76	71	66	175	209
螺旋角 $\beta/(^{\circ})$	25.68	25.57	25.68	25.57	25.68	25.57
压力角 $\alpha/(^{\circ})$	20	20	20	20	20	20
齿宽/mm	140	198	140	198	140	198
行星轮个数	—	—	3	5	—	—

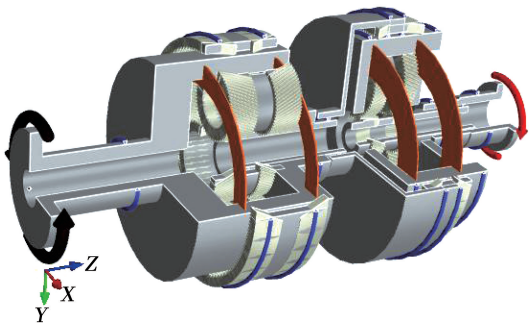


图 2 两级串联行星轮系仿真模型

Fig. 2 Simulation model of two-stage tandem planetary gear train

其坐标系与图 1 一致。各齿轮、轴的质量集中于质心、支承等若干节点处。针对人字齿的结构,考虑每个节点 6 个方向的自由度^[9],轮齿啮合、轴承支承及节点间的连接简化为弹簧和阻尼。利用几何关

系,将各节点的位移向齿轮啮合线、坐标轴方向投影,建立用坐标表示的节点间相对位移与力之间关系,进而可得系统的动力学方程:

$$F=M\ddot{X}+C\dot{X}+KX$$

(6)

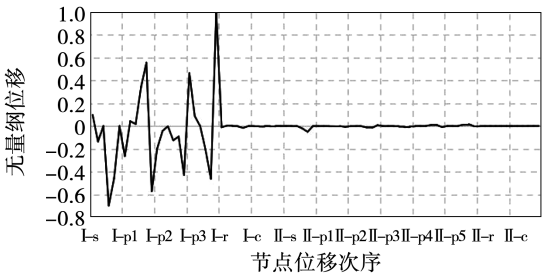
式中: X,F —系统的位移向量和外载荷向量; M —系统的质量矩阵; K,C —系统的综合刚度矩阵和阻尼矩阵。

3 系统动态仿真

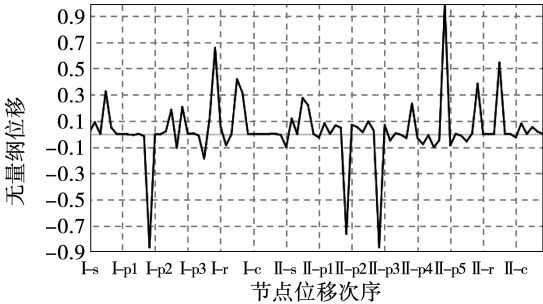
3.1 系统固有特性

工程实际中行星齿轮系统多采用 3 ~ 5 个行星轮,但分析模型第 I 级受尺寸干涉限制无法调整 N_1 ,因此针对 $N_1=3,N_2=3 \sim 5$ 的情况,求解式(6)对应的广义特征值问题。依据所得振型特征和固有频率的重数,系统存在 5 类具有明显规律的振动模式。为清楚表示各类振动特征,提取中心构件质心处振型位移,令 $\bar{X}$ 为中心构件振型位移向量, $N_2=5$

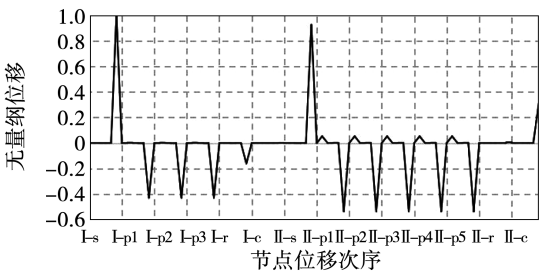
时其维数为 84, 则 $\bar{X} = \{X_s^I, X_{p1}^I, \cdots, X_{pN1}^I, X_r^I, X_c^I, X_s^{II}, \cdots, X_{pN2}^{II}, X_r^{II}, X_c^{II}\}^T$ 。振型向量如图 3 所示, 由图中可读出各模式的运动特征。



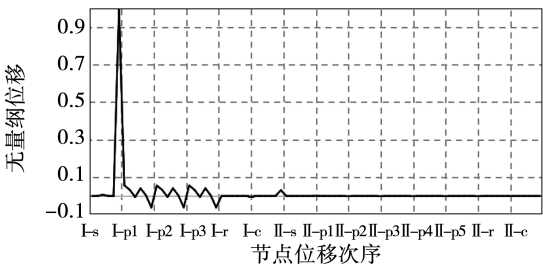
(a) 单级横移-摆动模式($f=1\ 324.1\ \text{Hz}$)



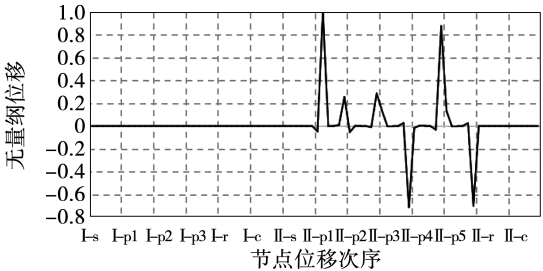
(b) 耦合横移-摆动模式($f=173.0\ \text{Hz}$)



(c) 耦合扭转模式($f=209.0\ \text{Hz}$)



(d) 单级扭转振动模式($f=1\ 179.0\ \text{Hz}$)



(e) 单级行星轮模式($f=1\ 508.8\ \text{Hz}$)

图 3 两级串联行星轮系振动模式

Fig. 3 Vibration mode of two-stage tandem planetary gear train

单级横移-摆动模式: 具体分为第 I 级模式和第 II 级模式, 两者特征一致。以第 II 级模式为例, 在该模式下第 I 级各构件的振型位移为零; 第 II 级各中心构件 Z 轴方向移动、转动振型位移为零, 只有 X, Y 方向振型位移; 对应的固有频率为二重根。

耦合横移-摆动模式: 两级行星轮系同时振动; 两级各中心构件 Z 轴方向移动、转动振型位移为零, 只有 X, Y 方向振型位移; 对应固有频率为二重根。

耦合扭转模式: 两级行星轮系同时振动; 两级各中心构件 X, Y 方向振型位移均为零, 只有 Z 轴方向转动振型位移; 同级各行星轮振型位移相同; 对应固有频率为单根。

单级扭转模式: 与单级横移-摆动类似, 一级不振动, 另一级各中心构件 X, Y 方向振型位移为零, 只有 Z 轴方向转动位移; 对应固有频率值为单根。

单级行星轮振动模式: 第 I 级不振动, 第 II 级只有行星轮振动; 仅当行星轮个数 $N > 3$ 时出现, 对应固有频率值重数为 $N - 3$; 因 $N_1 = 3$, 系统中未出现第 I 级行星轮振动模式。

5 类模式中, 除行星轮振动模式受行星轮个数影响较大外, 其余 4 类模态模式在行星轮个数变化时始终存在, 只有对应的固有频率随之变化。

3.2 稳态动力学响应

以满载工况为例, 求解系统稳态振动响应。选择各中心构件的质心处为采样节点, 提取其在 XOY 平面振动加速度和绕轴线转动的角加速度为响应指标, 并对角加速度进行处理, 得到回转半径处的转动线加速度。以 4 个活动中心构件为例, 其在啮合频率各阶谐波下的振动响应如图 4 所示。

图中给出了在 I 级啮合频率前 3 阶谐波与 II 级前 5 阶谐波频率下系统的响应。依据表 1 中的对应关系和表 2 中的系统参数可计算得到各频率对应的谐波阶次与激励模式。随着频率升高, 响应具有一定的周期性规律。

775.3 和 3 101.1 Hz 处为第 II 级横移激励模式下的响应, 2 560 和 5 120 Hz 处为第 I 级横移激励模式下的响应, 各中心构件振动加速度明显大于线加速度, 第 I, II 级构件响应最大幅值之间相差 3 ~ 14 倍。

3 876.3 Hz 处为第Ⅱ级扭转激振模式下的响应,7 680 Hz 处为第Ⅰ级扭转激振模式下的响应,这两处频率下各中心构件转动线加速度明显出现增大趋势且大于质心加速度,第Ⅰ、Ⅱ级构件响应最大幅值之间相差 15 ~ 44 倍。

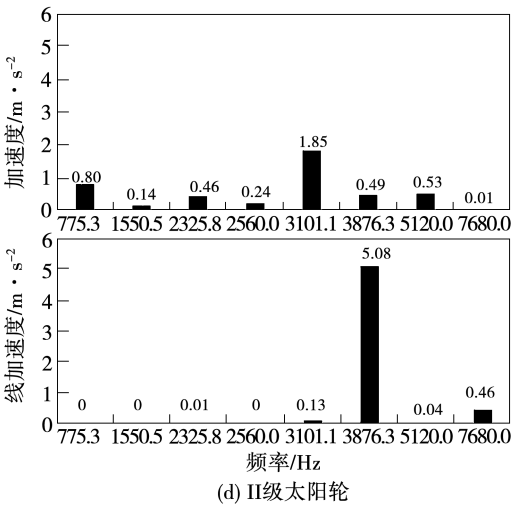
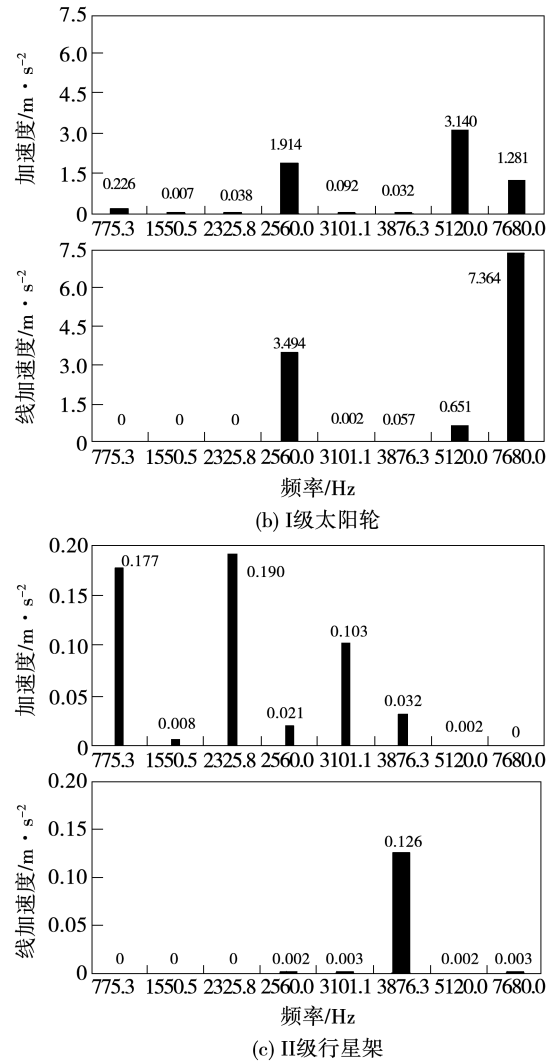
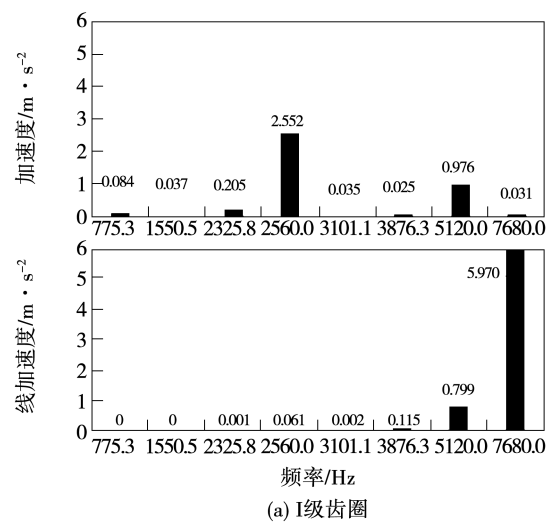


图 4 两级串联行星轮系稳态振动响应

Fig. 4 Steady-state vibration response of two-stage tandem planetary gear train

1 550.5 Hz 处为Ⅱ级行星轮激振模式下的响应,各中心构件加速度均有所下降,系统中只有Ⅱ级太阳轮有一定的加速度幅值,与激振模式基本吻合。2 325.8 Hz处为Ⅱ级啮合频率 3 阶谐波,Ⅱ级中心构件加速度幅值较大,与激振模式有较大差异。

根据稳态振动响应分析,两级串联行星轮系相比于单级行星系统,不存在激振形式、模态振型及响应模式之间一一对应的关系和相应的共振模式,但根据激振模式的不同存在明显的横移-摆动、扭转两种振动模式。扭转模式相比于横移-摆动模式,两级响应幅值之间差距更大。同时,在Ⅱ级行星轮激励模式下,存在系统响应模式与激振模式有较大差异的情况。

4 结 论

- (1) 在一般情况下,两级串联人字齿行星轮系根据行星轮个数的不同,存在最多 6 种激励模式,激励模式由基本参数和啮合频率谐波阶数决定。
- (2) 两级串联人字齿行星轮系存在单级横移-摆动、耦合横移-摆动、单级扭转和耦合扭转和单级行星轮振动 5 类具有明显规律的自由振动模式。
- (3) 两级串联人字齿行星轮系不存在激励模式固有特性与响应模式之间的一一对应现象,且在个别激励模式下响应与激励模式存在明显差别;但根据激励模式的不同,存在横移-摆动和扭转两类响应模式。

参考文献：

[1] KAHRAMAN A. Planetary gear train dynamics [J]. Journal of Mechanical Design,1994,116(9):713-720.

[2] PARKER R G. A physical explanation of the effectiveness of planet phasing to suppress planetary gear vibration [J]. Journal of Sound and Vibration,2000,236(4):561-573.

[3] 王世宇. 基于相位调谐的直齿行星齿轮传动动力学理论与实验研究[D]. 天津:天津大学,2005.

WANG Shi-yu. Theoretical and experimental study on dynamics of spur planetary gear based on phase tuning [D]. Tianjin:Tianjin University,2005.

[4] 张霖霖,朱如鹏. 啮合相位对人字齿行星齿轮传动系统均载的影响[J]. 机械工程学报,2018,54(11):129-140.

ZHANG Lin-lin,ZHU Ru-peng. Impact of meshing phase on load sharing for herringbone planetary train [J]. Journal of Mechanical Engineering,2018,54(11):129-140.

[5] 沈稼耕,陆凤霞. 人字齿行星齿轮传动系统振动特性研究[J]. 机械制造与自动化,2015,44(2):21-24,41.

SHEN Jia-geng,LU Feng-xia. Research on vibration characteristics of herringbone planetary train [J]. Machine Building & Automation,2015,44(2):21-24,41.

[6] 赵永强,李瑰贤,常 山,等. 船用大功率两级人字齿行星传动系统的振动特性研究[J]. 船舶力学,2009,13(4):621-627.

ZHAO Yong-qiang,LI Gui-xian,CHANG Shan,et al. Study on vibration characteristics of two stage double helical tooth planetary gear trains used in ship with high power [J]. Journal of Ship Mechanics,2009,13(4):621-627.

[7] 赵 勇,秦大同. 盾构机刀盘驱动多级行星轮系的动力学特性[J]. 重庆大学学报,2013,36(6):26-34.

ZHAO Yong,QIN Da-tong. Dynamic characteristic of multi-stage planetary gear trains in shield machine cutter drive [J]. Journal of Chongqing University,2013,36(6):26-34.

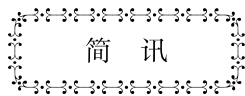
[8] 卜忠红,刘 更,吴立言. 行星齿轮传动动力学研究进展[J]. 振动与冲击,2010,29(9):161-166.

BU Zhong-hong,LIU Geng,WU Li-yan. Research advances in planetary gear trains dynamics [J]. Journal of Vibration and Shock,2010,29(9):161-166.

[9] 董金城. 人字齿轮及其分支传动系统动力学建模方法与动力学特性研究[D]. 西安:西北工业大学,2017.

DONG Jin-cheng. Study on dynamic modeling and dynamic characteristics of herringbone gear and power-split transmission system [D]. Xi'an:Northwestern Polytechnical University,2017.

(丛 敏 编辑)



简 讯

罗尔斯·罗伊斯公司成功测试 MTU 纯氢发动机

据官网报道,罗尔斯·罗伊斯公司近日在德国杜伊斯堡内陆港的新型净零排放集装箱码头,成功测试了燃用 100% 氢燃料的 MTU 4000 系列的 12 缸燃气发动机。测试表明发动机在效率、性能、排放和燃烧等方面都性能良好。

由于氢气与天然气的燃烧特性不同,在测试过程中,针对燃油喷射、涡轮增压、活塞设计和控制等方面进行升级改造。通过在动力系统部件中使用成熟的技术,如 MTU 涡轮增压器、喷射阀、发动机电子和控制,使开发纯氢发动机得到了快速有效的推进。

通过使用 100% 绿色氢气作燃料,MTU 发动机在未来将以净零排放的方式运行。对于已经安装的燃气发动机,罗尔斯·罗伊斯公司提供了转换纯氢燃料的解决方案。纯氢发动机的排放非常低,远低于欧盟的严格限制,不需要废气再处理。

(孙嘉忆摘译自 <https://www.rolls-royce.com>)