

文章编号:1000-8055(2016)03-0763-06

doi:10.13224/j.cnki.jasp.2016.03.030

GTF 发动机星形传动系统多分流均载机理研究

莫 帅^{1,2}, 张以都^{1,2}, 吴 琼^{1,2}, 王飞鸣³

- (1. 北京航空航天大学 虚拟现实技术与系统国家重点实验室, 北京 100191;
2. 北京航空航天大学 机械工程及自动化学院, 北京 100191;
3. 中国航空工业集团公司 沈阳发动机设计研究所, 沈阳 110015)

摘 要: 为了揭示 GTF(g geared turbofan)发动机星形传动系统星轮载荷分配机理,对所有齿轮的偏心误差、齿厚误差、基节误差、安装误差、轴承制造误差等分别进行了当量啮合误差分析,考虑了中心轮同时浮动导致的啮合侧隙变化而引起的浮动啮合误差,建立了针对功率流动闭环特征的各构件角位移协调的精细化均载系数计算模型,计算得到了考虑位移协调和不考虑位移协调的均载系数分别为 1.0515 和 1.0452,获得了相应的均载特性曲线,为设计上确定均载系数、工艺上合理分配及控制公差提供科学依据。

关 键 词: GTF 发动机; 星形传动系统; 均载; 位移协调; 功率分流

中图分类号: V231; TH132.4

文献标志码: A

Research on load sharing mechanism of star gear trains for GTF engine

MO Shuai^{1,2}, ZHANG Yi-du^{1,2}, WU Qiong^{1,2}, WANG Fei-ming³

- (1. State Key Laboratory of Virtual Reality Technology and Systems, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. School of Mechanical Engineering and Automation, Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
3. Shenyang Engine Design and Research Institute, Aviation Industry Corporation of China, Shenyang 110015, China)

Abstract: In order to reveal the mechanism of loading sharing among star gears of star gear trains in geared turbofan (GTF) engine, a meshing error analysis was conducted on the eccentricity error, gear thickness error, base pitch error, assembly error, and bearing manufacturing error of gear components of the star gear trains respectively, and the floating meshing error resulting from meshing clearance variation caused by the simultaneous floating of sun gear and annular gear was considered. A refined mathematical model of loading sharing coefficient calculation was established in consideration of displacement compatibility, the calculated load sharing coefficient of two condition was 1.0505 and 1.0452, and the characteristic curve of load sharing was obtained, providing a scientific theory evidence for proper tolerance distribution and control in design and process.

Key words: geared turbofan engine; star gear trains; load sharing;

收稿日期:2014-07-05

基金项目:航空科学基金(20130451010); 国家科技支撑计划(2014BAF08B01); 国家科技重大专项(2013ZX04001061)

作者简介:莫帅(1987—),男,湖南衡阳人,博士生,主要从事航空及特种精密传动系统研究。

displacement compatibility; power split

星形传动系统广泛应用于航空领域,目前最先进的 GTF 发动机采用星形传动系统作为其风扇主减速器,使低压转子在效率较高的高转速下工作,以匹配高压转子的最佳转速.星形传动由多个定轴星轮共同分担载荷,特点是功率分流,传动功率大,相对体积小,质量轻.整个传动系统采用定轴轮系,系统的强度、刚度及工作寿命、可靠性都有所提高.

国内外学者对功率分流系统均载课题进行持续探索和研究,日高照晃等对行星传动中误差和载荷分配关系进行了研究^[1-2],Ma 等研究了齿轮误差对行星传动均载的影响^[3],Krantz 等研究了功率分流型传动的均载特性^[4-5],Kahraman 等研究了行星传动的静力学均载特性^[6-11],Singh 建立了行星传动均载特性分析模型^[12-13],Wink 等研究了齿面载荷分配的求解方法^[14],陆俊华、朱增宝等研究了行星和封闭差动传动系统的均载特性^[15-16],杜进辅、董皓等研究了普通行星及双路功率分流系统的均载特性^[17-18].功率分流系统均载特性可从静力学和动力学角度进行研究,但静力学方法结果更为直观明显,国内外许多学者从静力学角度研究系统的均载性能,这些研究对行星均载技术的发展奠定了坚实基础,但现行研究大多未考虑各齿轮的角度位移一致协调条件,综合啮合误差分析也以线位移为主,误差因素项考虑的也不够全面,齿轮基节误差和内齿圈轴承误差等多项误差未见考虑,且忽视了行星传动系统功率分流且构成功率流动闭环的特征,复杂多分流闭环系统中构件的各误差及中心轮浮动带来的啮合误差会产生叠加或抵消效应,特别在多星轮多分流闭环系统中更为明显,而各构件的扭矩平衡及位移协调是刻画功率闭环系统的本质特点.有必要考虑多分流系统位移协调条件,才能更深入地揭示系统的均载机理.至今多星轮(3 个以上)复杂功率分流星形传动系统均载技术研究鲜见报道.文中建立了基于角位移一致协调条件的包括所有轴承制造误差,齿轮的制造(偏心、齿厚、基节)误差和安装误差,考虑中心轮同时浮动导致啮合侧隙变化带来啮合误差的精细化均载特性计算模型,研究成果可为发动机传动系统的均载系数确定,误差精度控制及加工和装配提供科学依据.

1 某型号发动机星形传动系统

GTF 发动机是在涡扇发动机的低压力气机和风扇之间增加一个主减速器,降低风扇叶尖切线速度,增大发动机的涵道比,降低噪声和油耗.北京航空航天大学研制的某型号 GTF 发动机风扇主减速器的运动简图如图 1 所示,结构上采用人字齿轮,5 个星轮,太阳轮为输入端,内齿圈为输出端,行星架不转动,其支撑功能融合到了减速器的壳体中,星形减速器主要参数见表 1.

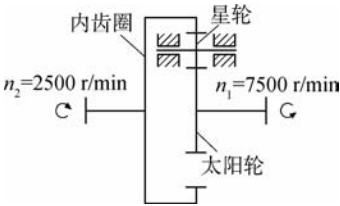


图 1 GTF 发动机星形传动系统运动简图
Fig. 1 Kinematic diagram for star gear trains of GTF engine

表 1 GTF 发动机星形传动系统齿轮参数
Table 1 Gear parameters for star gear trains of GTF engine

名称	齿数	模数/mm	输入功率/MW	压力角/(°)
太阳轮	33			
星轮	31	4	15	22.5
内齿圈	97			

2 星形齿轮传动均载机理分析

在星形传动系统中,通常以中心轮作为浮动件,当星轮 P 受载不均匀时,就会引起浮动件移动,直至多个星轮载荷趋于均匀为止.图 2 为中心轮浮动时星轮载荷分配原理图.在理想刚度和制造精度下,太阳轮浮动,星轮对太阳轮作用力 F_{spi} 的主矢为 0,即 $F_{spi} + \dots + F_{sp5} = 0$,其主矩等于输入扭矩;内齿圈浮动,星轮对内齿圈作用力 F_{pir} 的主矢为 0,即 $F_{pir} + \dots + F_{pir} = 0$,其主矩等于输出扭矩.若各星轮载荷分配均匀时,则 5 个法向啮合力构成正五边形,如图 2(a)、图 2(c)所示;若结构设计不合理,制造和安装误差过大,则 5 个法向啮合力构成不等边五边形,星轮载荷分配不均匀,如图 2(b)、图 2(d)所示.实际产品中的受力均为近

似等边多边形,由此引出了均载系数。

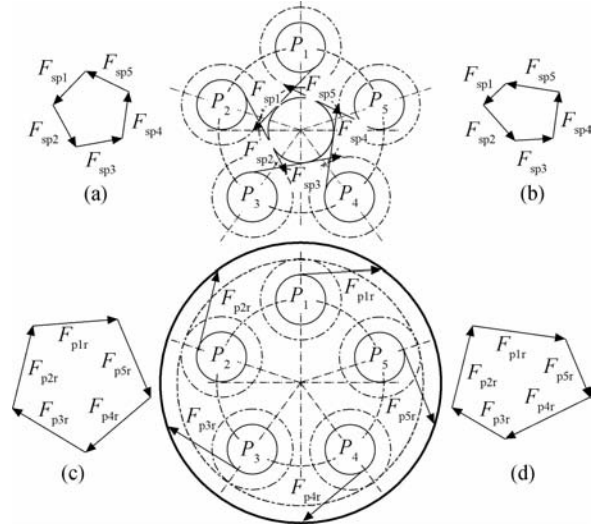


图 2 中心轮浮动时的载荷分配

Fig. 2 Load distribution under the condition of center gear floating

3 当量啮合误差分析

以星形齿轮系统影响均载的最常见误差为例,对各误差沿啮合线作当量啮合误差分析,其他相关误差(如轴向歪斜误差、星轮孔位置度误差、跳动误差等)也可类似处理,最后叠加得到综合角度啮合误差。各构件制造误差和安装误差如图 3 所示, O 为理论中心位置, O_1 为实际中心位置,两点间距离即为误差; E, A 为制造误差、安装误差; β, γ 为制造误差方向、安装误差方向; $\omega_s, \omega_p, \omega_r$ 为太阳、星轮、内齿圈的角速度; α_w, α_n 为外啮合与内啮合的啮合角; ϕ_i 为第 i 个星轮相对于第 1 个星轮的位置角, $\phi_i = 2\pi(i-1)/n, n$ 为星轮数量, t 为时间;下标 s, pi, r 分别表示太阳轮、第 i 个星轮、内齿圈。假设星轮 1 的中心在 x 轴上,如图 4 所示,定义当量啮合误差离开啮合线的方向为正,

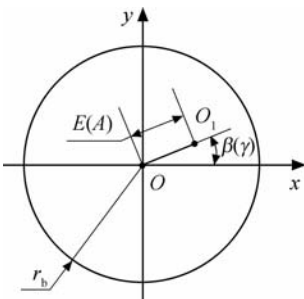


图 3 制造误差和安装误差示意图

Fig. 3 Diagram of manufacturing and assemble error

可作如下当量角度啮合误差分析。

3.1 构件制造误差引起的当量角度啮合误差

内齿圈偏心误差 E_r 及其轴承制造误差 E_{br} 引起的当量啮合误差分别为 $\varphi_{E_{ri}}, \varphi_{E_{bri}}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{E_{ri}} = E_r \sin(-\omega_r t + \beta_r - \alpha_n - \phi_i) / r_{br} \\ \varphi_{E_{bri}} = E_{br} \sin(-\omega_r t + \beta_r - \alpha_n - \phi_i) / r_{br} \end{cases} \quad (1)$$

第 i 个星轮的偏心误差 E_{pi} 及其轴承制造误差 E_{bpi} 引起的内啮合当量啮合误差分别为 $\varphi_{E_{pir}}, \varphi_{E_{bpir}}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{E_{pir}} = E_{pi} \sin(-\omega_p t + \beta_{pi} - \alpha_n) / r_{bp} \\ \varphi_{E_{bpir}} = E_{bpi} \sin(-\omega_p t + \beta_{pi} - \alpha_n) / r_{bp} \end{cases} \quad (2)$$

太阳轮偏心误差 E_s 及其轴承制造误差 E_{bs} 引起的当量啮合误差分别为 $\varphi_{E_{si}}, \varphi_{E_{bsi}}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{E_{si}} = -E_s \sin(\omega_s t + \beta_s + \alpha_w - \phi_i) / r_{bs} \\ \varphi_{E_{bsi}} = -E_{bs} \sin(\omega_s t + \beta_s + \alpha_w - \phi_i) / r_{bs} \end{cases} \quad (3)$$

第 i 个星轮的偏心误差 E_{pi} 及其轴承制造误差 E_{bpi} 引起的外啮合当量啮合误差分别为 $\varphi_{E_{spi}}, \varphi_{E_{bspi}}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{E_{spi}} = -E_{pi} \sin(-\omega_p t + \beta_{pi} + \alpha_w) / r_{bp} \\ \varphi_{E_{bspi}} = -E_{bpi} \sin(-\omega_p t + \beta_{pi} + \alpha_w) / r_{bp} \end{cases} \quad (4)$$

太阳轮基节误差 E_{bps} , 第 i 个星轮基节误差 E_{bppi} , 内齿圈基节误差 E_{bpr} 引起的当量啮合误差分别为 $\varphi_{bps}, \varphi_{bppi}, \varphi_{bpr}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{bps} = -E_{bps} / r_{bs} \\ \varphi_{bppi} = E_{bppi} / r_{bp} \\ \varphi_{bpr} = E_{bpr} / r_{br} \end{cases} \quad (5)$$

太阳轮齿厚误差 E_{ts} , 第 i 个星轮齿厚误差 E_{tpi} , 内齿圈齿厚误差 E_{tr} 引起的当量啮合误差分别为 $\varphi_{ts}, \varphi_{tpi}, \varphi_{tr}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{ts} = -E_{ts} / r_{bs} \\ \varphi_{tpi} = E_{tpi} / r_{bp} \\ \varphi_{tr} = E_{tr} / r_{br} \end{cases} \quad (6)$$

3.2 构件安装误差引起的当量角度啮合误差

内齿圈安装误差 A_r , 星轮的安装误差 A_{pi} , 太阳轮安装误差 A_s 引起的当量啮合误差分别为 $\varphi_{A_{ri}}, \varphi_{A_{pir}}, \varphi_{A_{si}}, \varphi_{A_{spi}}$ 。

$$\begin{cases} \varphi_{A_{ri}} = A_r \sin(\gamma_r - \alpha_n - \phi_i) / r_{br} \\ \varphi_{A_{pir}} = A_{pi} \sin(\gamma_{pi} - \alpha_n) / r_{bp} \\ \varphi_{A_{si}} = -A_s \sin(\gamma_s + \alpha_w - \phi_i) / r_{bs} \\ \varphi_{A_{spi}} = -A_{pi} \sin(\gamma_{pi} + \alpha_w) / r_{bp} \end{cases} \quad (7)$$

每路的传动误差相对太阳轮的当量角度啮合误差相等,即 $\Delta\varphi_1 = \dots = \Delta\varphi_5$, 令 $\Delta\varphi_1 = \Delta\varphi_i (i =$

2, ⋯, 5), 各齿轮角位移一致协调条件为

$$\Delta\varphi_{\text{spl}} + (r_{\text{bp}}/r_{\text{bs}})\Delta\varphi_{\text{plr}} = \Delta\varphi_{\text{spl}} + (r_{\text{bp}}/r_{\text{bs}})\Delta\varphi_{\text{plr}} \\ i = 2, \dots, n \quad (17)$$

齿轮传动误差由以下两部分组成:

$$\Delta\varphi_{ij} = \Delta\varphi_{ij}^1(T_{ij}) + \Delta\varphi_{ij}^0 \quad (18)$$

式中 $\Delta\varphi_{ij}^0$ 为齿轮 j 与齿轮 i 接触前初始齿间间隙相对应的相对转角, 见式(11), $\Delta\varphi_{ij}^1(T_{ij})$ 为齿轮 j 与齿轮 i 接触变形后相对啮合点的相对转角位移。

$$\Delta\varphi_{ij}^1(T_{ij}) = F_{ij}/(K_{ij}r_i) = T_{ij}/(K_{ij}r_i^2) \quad (19)$$

$$\begin{cases} \Delta\varphi_{\text{spl}}^1(T_{\text{spl}}) = T_{\text{spl}}/(K_{\text{sp}}r_{\text{bs}}^2) \\ \Delta\varphi_{\text{plr}}^1(T_{\text{plr}}) = T_{\text{plr}}/(K_{\text{pr}}r_{\text{bp}}^2) \end{cases} \quad (20)$$

联立式(11)、式(18)~式(19), 可得啮合传动误差为

$$\begin{cases} \Delta\varphi_{\text{spl}}(T_{\text{spl}}) = T_{\text{spl}}/(K_{\text{sp}}r_{\text{bs}}^2) + \varphi_{\text{spl}} + \varphi_{\text{si}} \\ \Delta\varphi_{\text{plr}}(T_{\text{plr}}) = T_{\text{plr}}/(K_{\text{pr}}r_{\text{bp}}^2) + \varphi_{\text{plr}} + \varphi_{\text{ri}} \end{cases} \quad (21)$$

考虑中心轮浮动引起的平衡方程

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^n \frac{T_{\text{spl}}}{r_{\text{bs}}} \cos\alpha_i + K_{\text{s}}x_{\text{s}} = 0 \\ \sum_{i=1}^n \frac{T_{\text{spl}}}{r_{\text{bs}}} \sin\alpha_i + K_{\text{s}}y_{\text{s}} = 0 \\ \sum_{i=1}^n \frac{T_{\text{plr}}}{r_{\text{bp}}} \cos\beta_i + K_{\text{r}}x_{\text{r}} = 0 \\ \sum_{i=1}^n \frac{T_{\text{plr}}}{r_{\text{bp}}} \sin\beta_i + K_{\text{r}}y_{\text{r}} = 0 \end{cases} \quad (22)$$

$$\Omega_{pi} = \frac{|T_{\text{spl}}|}{T_1/5}; \quad i = 1, 2, \dots, 5 \quad (23)$$

联立式(14)、式(17)、式(21)~式(23), 可得各星轮的均载系数, 系统的均载系数为

$$\Omega_{\text{p}} = \max \Omega_{pi} \quad (24)$$

5 星形系统均载特性分析

由于齿形误差在齿廓内是发生变化的, 处处各异, 因此计算时将齿形误差处理成整齿廓上齿形误差的最大值。齿轮安装误差和制造误差查阅理想中心线形位公差(GB1182-1184-80)中的位置度误差分别取 $6\mu\text{m}$, 相位取 0.25° , 齿厚和齿轮基节误差取 $6\mu\text{m}$, $K_{\text{sp}} = 0.20\text{ MN/mm}$, $K_{\text{pr}} = 0.22\text{ MN/mm}$, $K_{\text{s}} = 90\text{ MN/mm}$, $K_{\text{r}} = 92\text{ MN/mm}$ 。此星形减速器按上述设计参数, 制造和安装误差, 各构件误差同时作用, 计算得到的系统均载情况如图 5 所示, 计算得到各星轮的均载系数分别为 1.0161, 1.0515, 1.0382, 0.9946, 0.9996; 整个系统的均载系数为 1.0515。图 6 为不考虑各齿轮

角位移一致变形协调条件系统的均载特性, 各星轮均载系数为 1.0238, 0.9886, 1.0018, 1.0452, 1.0402; 系统的均载系数为 1.0452。

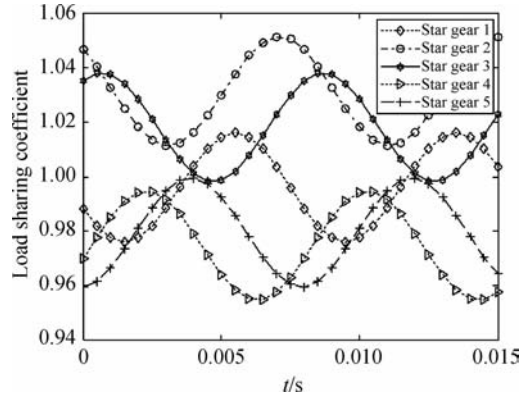


图 5 考虑位移协调条件的各星轮均载曲线
Fig. 5 Load sharing curve of star gears in consideration of displacement compatibility

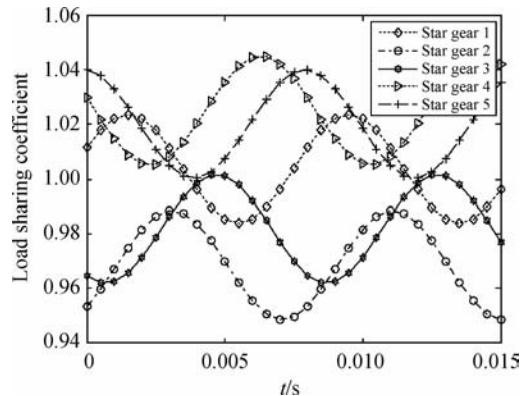


图 6 未考虑位移协调条件的各星轮均载曲线
Fig. 6 Load sharing curve of star gears without consideration of displacement compatibility

6 结 论

1) 采用角位移一致协调条件和力矩平衡条件建立了 5 路功率分流星形齿轮传动系统精细化的均载分析模型, 该模型从本质上反映了构件承载变形导致的均载过程和功率流动闭环的特性。

2) 模型考虑了星形齿轮系统中所有齿轮的偏心误差、安装误差、齿厚误差、基节误差, 考虑了所有轴承的制造误差。

3) 获得了两种情况下发动机风扇主减速器的均载系数变化规律及数值; 考虑位移协调时系统均载系数略大于未考虑位移协调时的数值, 也恰证明了构件承载变形导致的均载过程, 各星轮承载和载荷分配规律也发生了相应变化。

参考文献:

- [1] Hidaka T, Sugimoto N, Ishida T. Effects of errors of elements on load distribution in planetary gears with various load equalizing mechanisms[J]. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers; C, 1986, 52(480): 2200-2206.
- [2] Hidaka T, Terauchi Y, Fujii M. Analysis of dynamic tooth load on planetary gear[J]. Bulletin of JSME, 1980, 23(176): 315-323.
- [3] Ma P, Botman M. Load sharing in a planetary gear stage in the presence of gear errors and misalignments[J]. Journal of Mechanical Design, 1985, 107(1): 4-10.
- [4] Krantz T L. A method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions[R]. NASA Technical Memorandum 107201, 1996.
- [5] Krantz T L, Delgado I R. Experiment study of split-path transmission load sharing[R]. NASA Technical Memorandum, 107202, 1996.
- [6] Kahraman A. Load sharing characteristics of planetary transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8): 1151-1165.
- [7] Kahraman A. Static load sharing characteristics of transmission planetary gear sets: model and Experiment[R]. SAE 1999-01-1050, 1999.
- [8] Kahraman A. Load sharing characteristics of planetary transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8): 1151-1165.
- [9] Kahraman A. Static load sharing characteristics of transmission planetary gear sets: model and experiment[J]. Society of Automotive Engineers, 1999, 108(6): 1954-1963.
- [10] Bodas A, Kahraman A. Influence of carrier and gear manufacturing errors on the static load sharing behavior of planetary gear sets[J]. The Japan Society of Mechanical Engineers International Journal; Series C, 2004, 47(3): 908-915.
- [11] Ligata H, Kahraman A. An experimental study of the influence of manufacturing errors on the planetary gear stresses and planetary load sharing[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(4): 137-139.
- [12] Singh A. Application of a system level model to study the planetary load sharing behavior[J]. Journal of Mechanical Design, 2005, 127(12): 469-476.
- [13] Singh A. Load sharing behavior in epicyclic gears: physical explanation and generalized formulation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(3): 511-530.
- [14] Wink C H, Serpa A L. Performance assessment of solution methods for load distribution problem of gear teeth[J]. Mechanism and Machine Theory, 2008, 43(1): 80-94.
- [15] 陆俊华, 朱如鹏, 靳广虎. 行星传动动态均载特性分析[J]. 机械工程学报, 2009, 45(5): 85-90.
- LU Junhua, ZHU Rupeng, JIN Guanghu. Analysis of dynamic load sharing behavior in planetary gearing[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2009, 45(5): 85-90. (in Chinese)
- [16] 朱增宝, 朱如鹏, 鲍和云, 等. 偏心与安装误差对封闭差动人字齿轮传动系统静力学均载特性的影响[J]. 华南理工大学学报: 自然科学版, 2011, 39(8): 19-25.
- ZHU Zengbao, ZHU Rupeng, BAO Heyun, et al. Impacts of eccentric and installation errors on static load sharing behaviors of encased differential herringbone train[J]. Journal of South China University of Technology: Natural Science Edition, 2011, 39(8): 19-25. (in Chinese)
- [17] 杜进辅, 方宗德, 王宝宾, 等. 基于变形协调的行星轮系均载特性研究[J]. 航空动力学报, 2012, 27(5): 1166-1171.
- DU Jinfu, FANG Zongde, WANG Baobin, et al. Study on load sharing behavior of planetary train based on deformation compatibility[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 1166-1171. (in Chinese)
- [18] 董皓, 方宗德, 王宝宾, 等. 基于变形协调和间隙浮动的双路功率分流系统均载特性分析[J]. 航空动力学报, 2013, 28(4): 872-877.
- DONG Hao, FANG Zongde, WANG Baobin, et al. Load sharing characteristics analysis of power split system based on deflection compatibility and clearance floating[J]. Journal of Aerospace Power, 2013, 28(4): 872-877. (in Chinese)

(编辑: 叶 青)