

行星齿轮系统载荷分配行为机理 及影响因素分析

廖映华^{1,2}, 秦大同¹, 刘长钊¹

(1. 重庆大学 机械工程学院 机械传动国家重点实验室, 重庆 400044;

2. 四川理工学院 机械工程学院, 四川 自贡 643000)

摘 要: 将中心构件轴承弹性变形和太阳轮-行星轮-内齿圈支路的弹性变形分别集中在行星架轴承和行星轮轴承中心得到行星齿轮系统的等效模型, 并采用行星架刚体运动来模拟行星齿轮系统的载荷分配行为, 从而得到行星齿轮系统的载荷分配求解模型. 在此基础上得到了载荷分配与轴承等效刚度、各种误差之间的定量关系, 分析了各种影响因素对载荷分配的影响规律. 结果表明: 当行星架轴承与行星轮轴承的等效刚度相差2个数量级以上时, 载荷分配只与行星轮轴承等效刚度和行星轮切向位置误差有关, 减小行星轮切向位置误差和行星轮轴承等效刚度可实现均载; 行星轮和太阳轮偏心误差使系统受到周期性激励, 动态载荷系数增大, 因此减小行星轮和太阳轮偏心误差可实现动态均载.

关 键 词: 载荷分配行为; 行星齿轮系统; 等效模型; 轴承刚度; 制造、安装误差

中图分类号: V215; TH132.4

文献标志码: A

Analysis of behavior mechanism and influential factors of load sharing in an epicyclic gear system

LIAO Ying-hua^{1,2}, QIN Da-tong¹, LIU Chang-zhao¹

(1. State Key Laboratory of Mechanical Transmissions, College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400044, China;

2. School of Mechanical Engineering, Sichuan University of Science and Engineering, Zigong Sichuan 643000, China)

Abstract: The elastic deformations of bearings of the coaxial members and a sun-planet-ring path were respectively considered on the carrier's and planet's bearing center, and then an equivalent model of an epicyclic gear system was established. The load sharing behavior of an epicyclic gear system was simulated by the motions of the carrier rigid body, and a model to calculate load sharing in an epicyclic gear system was presented. And then the quantitative relations among load sharing, the equivalent stiffness of bearing and errors were obtained by the proposed approach, and the influences of all kinds of factors on load sharing were analyzed. The results show that when the difference between the equivalent stiffness of carrier bearing and the equivalent stiffness of planet bearing is more than two orders of magnitude, load sharing is only related to the equivalent stiffness of planet bearing and tangential position error of the planet, so the load can be evenly distributed by reducing tangential position error of planet and the equivalent stiffness of planet bearing. Cyclical excitations will be caused by the eccentricity errors of planet or sun, and the dynamic load coefficient can be

收稿日期: 2013-08-31

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(2014CB046304); 国家科技支撑计划(2011BAF09B07-02)

作者简介: 廖映华(1976—), 男, 四川宜宾人, 副教授, 博士生, 主要从事机械系统动力学及可靠性研究.

通讯作者: 秦大同(1956—), 男, 重庆人, 教授、博士生导师, 博士, 主要从事机械传动系统、车辆动力传动及其综合控制研究.

E-mail: dtqin@cqu.edu.cn

increased, so the dynamic loads will be evenly distributed by reducing the eccentricity errors of the planet and sun.

Key words: load sharing behavior; epicyclic gear system; equivalent model; bearing stiffness; manufacturing and fixing error

由于行星齿轮系统的输入扭矩由多条行星轮支路共同承担,因此行星齿轮系统结构紧凑,传递功率大,广泛应用于航空、船舶、风电等领域.在理想情况下,每条行星轮支路承担的扭矩相等,但是由于制造、安装误差的存在以及各行星轮支路上刚度可能不相等,各行星轮支路上承担的扭矩往往是不均等的(尤其是行星轮个数多、转速高的直升机行星齿轮减速器),从而显著降低了行星齿轮系统的承载能力和可靠性.因此研究行星齿轮系统载荷分配行为机理及其影响因素,设计出合理的均载机构对提高行星齿轮系统的承载能力和可靠性具有重要的意义.

文献[1-7]对浮动和非浮动条件下,各种影响因素对行星齿轮系统均载特性的影响规律进行了研究.文献[2-3]指出只有行星轮中心位置误差的切向分量才会影响行星齿轮系统的载荷分配,而其径向分量对载荷分配没有影响.文献[6-7]研究了不考虑中心构件轴承刚度的行星齿轮系统均载特性,并给出了误差补偿力与误差、太阳轮-行星轮-内齿圈支路等效刚度之间的量化关系.文献[8]研究了行星轮齿轮轴刚度对均载特性的影响,并指出采用柔性行星轮齿轮轴可改善行星齿轮系统均载特性.文献[9]采用混合有限元分析法研究轴承刚度与行星齿轮系统静态特性的关系,指出中心构件轴承刚度对均载特性也有较大的影响.除此之外,文献[10]指出载荷越大,行星齿轮系统均载特性越好;文献[2,10-11]指出行星轮个数越多,行星齿轮系统均载特性对制造、安装误差越敏感.这些研究已经揭露了大量的行星齿轮系统均载行为,也采用了有效的计算模型来量化载荷分配^[12-17],但是仍缺乏对行星轮齿轮系统载荷分配行为机理的深入研究.因此,本文将行星架支路内、外啮合变形等效到行星轮轴承中心,将中心构件轴承变形等效到行星架轴承中心,得到行星齿轮系统的等效模型,采用行星架刚体运动来模拟行星齿轮系统载荷分配行为,并给出一种行星齿轮系统载荷分配求解模型.在此基础上对存在制造、安装误差的行星齿轮系统的载荷分配进行了求解,并分析了各种影响因素对行星齿轮系统载荷分配行为的影响.

1 载荷分配行为模拟及求解模型

1.1 行星齿轮系统等效模型

太阳轮和内齿圈视为刚体且固定不动,行星架支路内、外啮合变形等效到行星轮轴承中心,中心构件轴承变形等效到行星架轴承中心,并将行星架视为刚体,建立图1所示的四行星行星齿轮系统等效模型(T_{input} 为输入扭矩, T_{load} 为负载扭矩).在等效模型中,通过改变行星架轴承等效刚度 k_b 实现中心构件浮动,通过行星轮切向位置误差考虑制造、安装误差对载荷分配的影响.当行星轮上不存在切向位置误差时所有行星轮接触(图1(b));行星轮上存在的使其超前于其他行星轮的切向位置误差 e_i 为正误差(图1(c));行星轮上存在的使其滞后于其他行星轮的切向位置误差 e_i 为负误差(图1(d)).

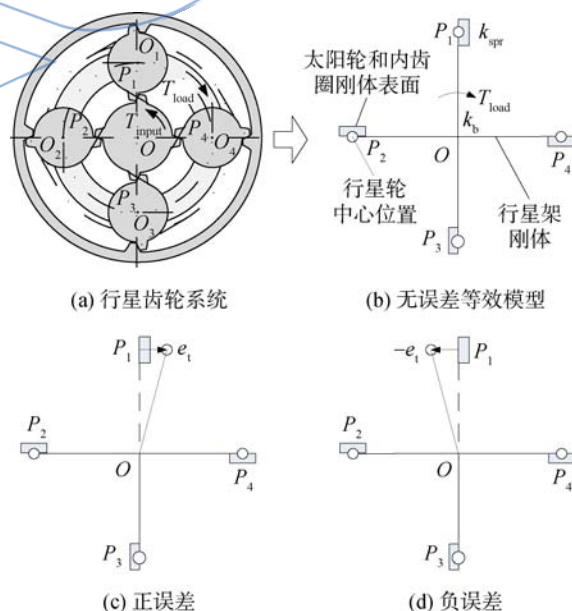


图1 四行星行星齿轮系统等效模型

Fig. 1 Equivalent model of 4-planet epicyclic gear system

根据文献[10],行星轮轴承等效刚度 k_{spr} 为

$$k_{\text{spr}} = \frac{1}{\frac{1}{k_p} + \frac{1}{k_{\text{sp}} + k_{\text{rp}}}} \quad (1)$$

式中 k_p 为行星轮轴承刚度; k_{sp} , k_{rp} 分别为外、内齿轮副的啮合刚度。

中心构件轴承变形对行星齿轮系统载荷分配的影响取决于轴承变形引起的各构件之间的相对位移^[6], 根据各中心构件轴承力之间的关系, 行星架轴承等效刚度 k_b 为

$$k_b = \frac{1}{\frac{1}{2k_s} + \frac{1}{2k_r} + \frac{1}{k_c}} \quad (2)$$

式中 k_s , k_r 和 k_c 分别为太阳轮、内齿圈和行星架轴承的刚度。

影响行星轮切向位置误差 e_{ti} 的制造、安装误差主要有: 行星轮轴承孔位置误差 e_{pci} ; 太阳轮、内齿圈和行星轮的齿厚误差 e_{st} , e_{ri} 和 e_{pti} ($i=1, \dots, N$, N 为行星轮个数); 行星架和行星轮的偏心误差 e_c , e_{pri} 。各种制造、安装误差对行星轮中心的影响如图 2 所示。图中 O , O_{pi} 分别为行星架和行星轮 P_i 的理论中心; O_c , O'_{pi} 分别为行星架存在偏心误差 e_c 时的行星架和行星轮中心; O''_{pi} 为行星轮轴承孔存在位置误差时的行星轮中心; O'''_{pi} 为行星轮存在偏心误差时的行星轮中心; x 轴通过第 1 个行星轮的理论中心。由图 2, 各种制造、安装误差造成的行星轮 P_i 的切向位置误差为

$$e_{ti} = e_c \sin(\gamma_{ci} - \beta_i) + \frac{e_{ri} + e_{st} + e_{pti}}{2} + e_{pci} \sin \gamma_{pci} + e_{pri} \sin(\gamma_{pri} + \theta_{pi}) \quad (3)$$

式中 γ_c , γ_{pci} , γ_{pri} 分别为太阳轮偏心误差、行星轮轴承孔位置误差和行星轮偏心误差的方向角; β_i 为行星轮位置角; θ_{pi} 为行星轮的角位移。

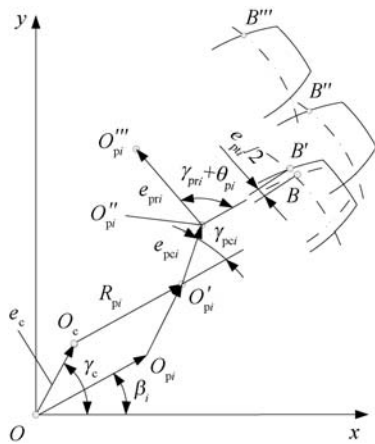


图 2 各种制造、安装误差对行星轮中心的影响

Fig. 2 Influences of all kinds of manufacturing and fixing errors on planet center

1.2 行星齿轮系统承载过程中的行星架刚体运动

由图 1(c)、图 1(d)所示的存在切向位置误差的行星齿轮系统等效模型可知, 开始承载时, 不是所有的行星轮接触承载, 随着行星架刚体上载荷的增大, 行星架轴承和承载的行星轮轴承将产生变形, 行星架刚体运动, 从而使非承载的行星轮上的间隙减小, 当间隙减小为零时接触承载。根据各行星轮初始接触状态的不同, 行星架刚体运动有两种。

第 1 种行星架刚体运动: 初始承载时, 存在切向位置误差或与其对角相反的行星轮支路只有 1 条接触。由图 3 可知, 此时行星架刚体绕其中心转动的同时绕承载行星轮中心转动。图 3 中 R 为 OI' 的距离, R_i 为 $A'I'$ 的距离。根据几何关系, 以点 I 为中心的行星轮 P_i 沿其中心切线方向的位移量 y_{e1i} 为

$$y_{e1i} = r_1 + \sqrt{2(1 - \cos \beta_i)} \cos \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta_i}{2} \right) x_1 \quad (4)$$

式中 x_1 , r_1 分别为行星架刚体在行星架中心和行星轮中心的切向位移量。

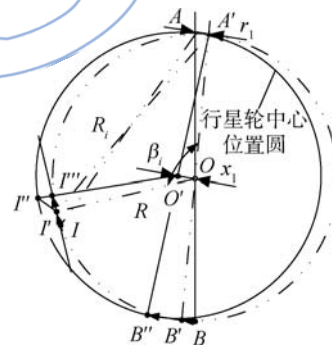


图 3 第 1 种行星架刚体运动

Fig. 3 First kind of motion of carrier rigid body

第 2 种行星架刚体运动: 不满足第 1 种行星架刚体运动或通过第 1 种行星架刚体运动不能使所有行星轮接触。由图 4 可知, 此时行星架刚体绕其中心转动的同时沿存在切向位置误差的行星轮中心切向平移运动。根据几何关系, 以点 I 为中心的行星轮 P_i 沿其中心切线方向的位移量 y_{e2i} 为

$$y_{e2i} = r_2 + x_2 \cos \beta_i \quad (5)$$

式中 x_2 , r_2 分别为行星架刚体水平位移量以及在行星轮中心的切向位移量。

1.3 行星齿轮系统载荷分配求解模型

1.3.1 只有一个行星轮存在切向位置误差

当只有一个行星轮存在切向位置误差, 其他

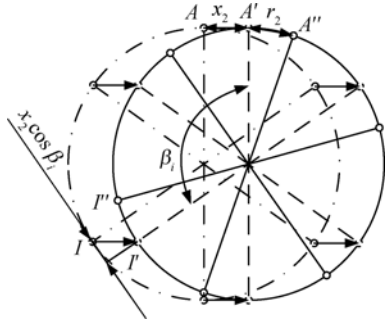


图4 第2种行星架刚体运动

Fig. 4 Second kind of motion of carrier rigid body

行星轮处于理想位置时,在输入载荷作用下,行星架刚体通过前述的两种行星架刚体运动实现均载,且可根据图5所示的基本流程确定行星齿轮系统载荷分配与轴承等效刚度、切向位置误差之间的定量关系。

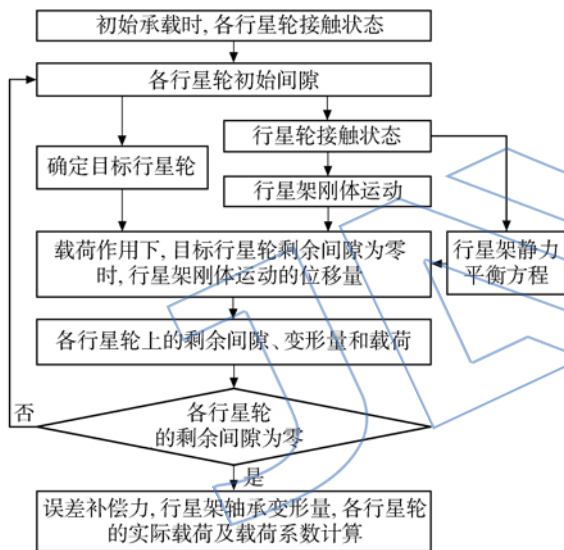


图5 行星齿轮系统载荷分配求解模型的基本流程

Fig. 5 Basic flow of model to calculate load sharing in an epicyclic gear system

1) 行星轮初始间隙计算

由图1可知,初始承载时,行星轮初始间隙 y_{0i} 为

$$y_{0i} = \begin{cases} e_i & (\text{正误差}) \\ 0 & (\text{负误差}) \end{cases} \quad i = 1$$

$$y_{0i} = \begin{cases} 0 & (\text{正误差}) \\ e_i & (\text{负误差}) \end{cases} \quad i = 2, 3, 4 \quad (6)$$

若经过第1种行星架刚体运动,仍有行星轮上存在间隙 y_i ,则第2种行星架刚体运动的初始间隙 y'_{0i} 为

$$y'_{0i} = y_i \quad (7)$$

2) 行星架刚体运动的位移量计算

根据目标行星轮 P_m 上的初始误差 y_{0m} 以及行星架刚体运动 $j(j=1,2)$,则

$$y_{0m} + y_{ejm} = 0 \quad (8)$$

根据静力平衡,在行星架刚体水平方向有

$$F_{bc-x} + \sum_{i=1}^N F_i \sin \left[\beta_i - \frac{\pi}{2} \right] = 0 \quad (9)$$

式中 F_{bc-x} 为行星架轴承反力在 x 方向上的分量; F_i 为行星架在行星轮 P_i 中心位置切向的受力。

由式(8)、式(9)联立求解出目标行星轮 P_m 上的切向位置误差所需的行星架刚体运动的位移量 r_1 和 x_1 或 r_2 和 x_2 。

3) 行星轮上的剩余间隙、变形量和载荷计算

存在间隙的行星轮上剩余间隙 y_i 为

$$y_i = y_{0i} - y_{eji} \quad (10)$$

目标行星轮剩余间隙为零时,初始接触的行星轮上的变形量 y'_{ji} 和实际载荷 F_{pi} 为

$$\begin{cases} y'_{ji} = y_{eji} \\ F_{pi} = k_{spr} y'_{ji} \end{cases} \quad (11)$$

4) 误差补偿力、行星架轴承变形量、各行星轮的实际载荷及载荷系数计算

使存在切向位置误差的行星齿轮系统的所有行星轮接触承载所需的最小力称为误差补偿力。误差补偿力 F_e 以及各行星轮上的误差补偿力分量 F_{ei} 为

$$\begin{cases} F_{ei} = \sum_{j=1}^M F_{Pij} \\ F_e = \sum_{j=1}^M F_{Pj} \end{cases} \quad (12)$$

式中 F_{Pij} , F_{Pj} 分别为第 j 种行星架刚体运动时,行星轮 P_i 上的实际载荷及所有行星轮上的实际载荷之和; M 为使所有行星轮接触所需的行星架刚体运动数, $M=1$ 或 2 。

行星架轴承的变形量 x 为

$$x = \pm x_1 + x_2 \quad (13)$$

式中正误差时取“ $-$ ”,负误差时取“ $+$ ”。当行星架轴承等效刚度 $k_b=0$ N/m时, x 为中心构件的浮动物量。

当输入载荷 $F_{input} < F_e$ 时,只有 $m < N$ 个行星轮承载,此时各行星轮上的实际载荷与承载的行星轮及输入载荷有关;当 $F_{input} \geq F_e$ 时,行星轮 P_i 承担的实际载荷 F_i 为

$$F_i = F_n + \Delta F_{ei} \quad (14)$$

式中 F_n 为单个行星轮上的理论载荷; ΔF_{ei} 为行星轮上的实际载荷相对于理论载荷的载荷变化量, 且

$$\Delta F_{ei} = \frac{NF_{ei} - F_e}{N} \quad (15)$$

行星轮的载荷系数等于实际载荷与理论载荷之比. 由式(14)和式(15), 行星轮 P_i 的载荷系数 $R_{load-ei}$ 为

$$R_{load-ei} = 1 + \frac{\Delta F_{ei}}{F_n} = 1 + \frac{NF_{ei} - F_e}{F_i} \quad (16)$$

1.3.2 所有行星轮均存在切向位置误差

当所有行星轮均存在切向位置误差时, 各行星轮上的载荷变化量等于所有行星轮上的切向位置误差引起载荷变化量之和. 此时, 行星轮 P_i 上载荷变化量 ΔF_i 为

$$\Delta F_i = \sum_{j=1}^N \Delta F_{ij} \quad j = 1, \dots, N \quad (17)$$

式中 ΔF_{ij} 为第 j 个行星轮上的切向位置误差在第 i 个行星轮上引起的载荷变化量, 由式(15)计算.

2 行星齿轮系统载荷分配求解

2.1 各行星轮轴承等效刚度相等时的载荷分配

当各行星轮轴承等效刚度相等, 且只有一个行星轮上存在切向位置误差时, 根据图 5 所示的基本流程可得三行星、四行星、五行星行星齿轮系统的行星轮上的载荷变化量如表 1 所示. 由表 1 可知, 正、负误差在各行星轮上引起的载荷变化量大小相同, 但变化方向相反; 对于三行星行星齿轮系统, 行星架轴承与行星轮轴承等效刚度比值 K

表 1 只有一个行星轮存在切向位置误差时各行星轮上的载荷变化量

Table 1 Load variations of planets when only one planet has tangential position errors

行星个数	参数	载荷变化量表达式
三行星	ΔF_{e1}	$2KF_{e0}/(1.5+K)$
	$\Delta F_{e2}, \Delta F_{e4}$	$-KF_{e0}/(1.5+K)$
	ΔF_{e3}	$[(2+3K)F_{e0}]/(2+K)$
四行星	ΔF_{e3}	$[(2-K)F_{e0}]/(2+K)$
	$\Delta F_{e2}, \Delta F_{e4}$	$-F_{e0}$
	ΔF_{e1}	$-(5+4K)F_{e0}/(2.5+K)$
五行星	$\Delta F_{e2}, \Delta F_{e5}$	$(4.045+K)F_{e0}/(2.5+K)$
	$\Delta F_{e3}, \Delta F_{e4}$	$(-1.545+K)F_{e0}/(2.5+K)$
	ΔF_{e1}	$-(5+4K)F_{e0}/(2.5+K)$

注: $K = k_b/k_{spr}$; $F_{e0} = k_{spr} e_t$, e_t 包含了切向位置误差的正负.

等于零时(即行星架轴承等效刚度 $k_b = 0$), 各行星轮上的载荷变化量为零, 此时可实现理想均载, 即在浮动量足够的情况下, 三行星行星齿轮系统可实现理想均载.

当四行星行星齿轮系统的各行星轮轴承等效刚度相等, 且各行星轮上的切向位置误差分别为 $e_{t1} \sim e_{t4}$ 时, 由表 1 和式(17)可得表 2 所示的各行星轮上的载荷变化量.

表 2 所有行星轮均存在切向位置误差时各行星轮上的载荷变化量

Table 2 Load variations of planets when all planets have tangential position errors

参数	载荷变化量表达式
ΔF_{e1}	$\frac{2+3K}{2+K}F_{et1} - F_{et2} + \frac{2-K}{2+K}F_{et3} - F_{et4}$
ΔF_{e2}	$-F_{et1} + \frac{2+3K}{2+K}F_{et2} - F_{et3} + \frac{2-K}{2+K}F_{et4}$
ΔF_{e3}	$\frac{2-K}{2+K}F_{et1} - F_{et2} + \frac{2+3K}{2+K}F_{et3} - F_{et4}$
ΔF_{e4}	$-F_{et1} + \frac{2-K}{2+K}F_{et2} - F_{et3} + \frac{2+3K}{2+K}F_{et4}$

注: $F_{eti} = k_{spr} e_{ti}; i = 1, \dots, 4$.

2.2 各行星轮轴承等效刚度不等时的载荷分配

若各行星轮上的切向位置误差相等, 则由于各行星轮轴承等效刚度不等, 在行星轮 P_i 上引起的载荷变化量 ΔF_{si} 为

$$\Delta F_{si} = \frac{k_{spri} - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N k_{spri}}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N k_{spri}} F_i \quad (18)$$

式中 k_{spri} 为行星轮 P_i 上的等效轴承刚度.

行星轮 P_i 上的载荷系数 $R_{load-si}$ 为

$$R_{load-si} = 1 + \frac{k_{spri} - \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N k_{spri}}{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N k_{spri}} \quad (19)$$

若各行星轮切向位置误差和轴承等效刚度均不等时, 行星轮 P_i 上的载荷系数 R_{load-i} 为

$$R_{load-i} = 1 + \frac{\Delta F_{ei} + \Delta F_{si}}{F_n} \quad (20)$$

3 行星齿轮系统载荷分配的影响因素分析

各行星轮轴承等效刚度和切向位置误差均会造成各行星轮上传递的载荷不同, 下面将对行星轮轴承等效刚度相等和不等时, 各因素对行星齿

轮系统载荷分配的影响规律进行分析。

3.1 各行星轮轴承等效刚度相等

3.1.1 输入载荷对载荷分配的影响

某行星齿轮系统的行星架轴承等效刚度 $k_b = 10^7$ N/m, 行星轮个数 $N=4$, 各行星轮轴承等效刚度 $k_{spr} = 10^7$ N/m, 行星轮上的切向位置误差 $e_{t1} = 30 \mu\text{m}$, $e_{t2} = e_{t3} = e_{t4} = 0 \mu\text{m}$. 当输入载荷 $F_{\text{input}} \in [0, 3]$ kN 时, 各行星轮上载荷系数与输入载荷 F_{input} 的关系如图 6 所示. 图中 $A(F_{e1}, 4)$ 表示 A 点的坐标, 其余类似. 由图 6 可知, 输入载荷较小时, 不是所有行星轮接触承载, 此时载荷分配很不均匀, 随着输入载荷增大, 载荷分配逐渐均匀; 当输入载荷较小, 行星轮上存在正误差比存在负误差时的载荷分配更不均匀。

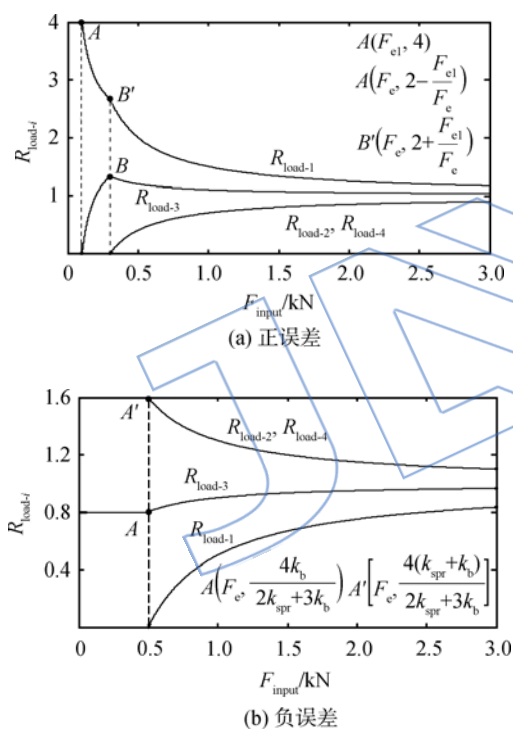


图 6 各行星轮上的载荷系数与输入载荷的关系
Fig. 6 Relations between load coefficient and input load of planets

3.1.2 行星架轴承等效刚度对载荷分配的影响

当各行星轮轴承等效刚度 k_{spr} 不变, 行星架轴承等效刚度 $k_b \in [10^5, 10^9]$ N/m, 输入载荷 $F_{\text{input}} = 1410$ N 时, 各行星轮上的载荷系数与行星架轴承和行星轮轴承等效刚度比值 K 之间的关系曲线如图 7 所示. 由图 7 可知, 行星轮轴承等效刚度远大于或者远小于行星架轴承等效刚度时, 载荷分配只与行星轮轴承等效刚度和切向位置误

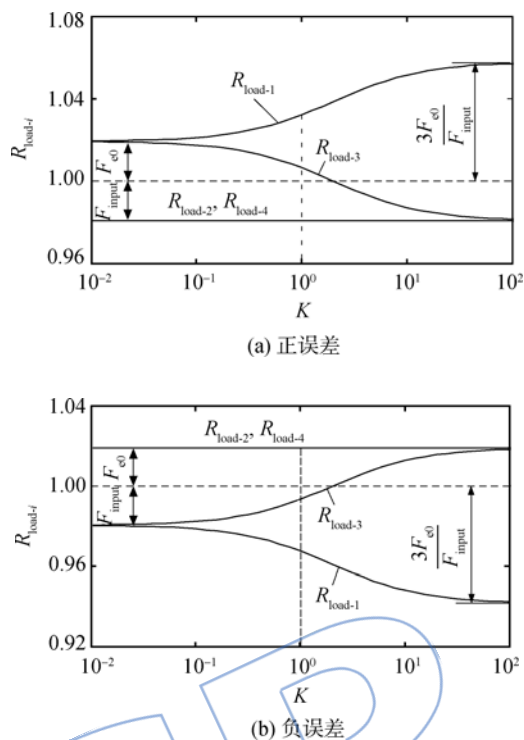


图 7 各行星轮上的载荷系数与行星架轴承和行星轮轴承等效刚度比值 K 的关系
Fig. 7 Relations between load coefficient of planets and equivalent stiffness ratio K of carrier bearing and planet bearing

差有关; 行星轮轴承等效刚度与行星架轴承等效刚度大小相当时, 如果行星轮上存在正误差, 最大载荷系数与行星轮、行星架的轴承等效刚度以及行星轮切向位置误差有关, 如果行星轮上存在负误差, 最大载荷系数只与行星轮轴承等效刚度和切向位置误差有关。

3.1.3 制造、安装误差对载荷分配的影响

当各种制造、安装误差引起的行星轮 P_1, P_2 和 P_4 切向位置误差 $e_{t1} = \pm 30 \mu\text{m}$, $e_{t2} = 10 \mu\text{m}$, $e_{t4} = 15 \mu\text{m}$, 行星架轴承等效刚度 $k_b = 10^7$ N/m, 行星轮 P_3 上的切向位置误差 $e_{t3} \in [-30, 30] \mu\text{m}$ 时, 行星轮 P_3 上的切向位置误差变化时各行星轮上的载荷系数如图 8 所示. 由图 8 可知, 对于四行星行星齿轮系统, 当某个行星轮切向位置误差增大时, 该行星轮及与其相对的行星轮上的载荷系数逐渐增大, 而与其相邻的行星轮上的载荷系数逐渐减小; 当某个行星轮上存在的切向位置误差与与其相对的行星轮上的切向位置误差大小相等, 方向相反时, 最大载荷系数较小。

图 9 为行星齿轮系统传动过程中各种制造、安装误差对载荷分配的影响 ($R_{\text{load-max}}$ 为最大载荷

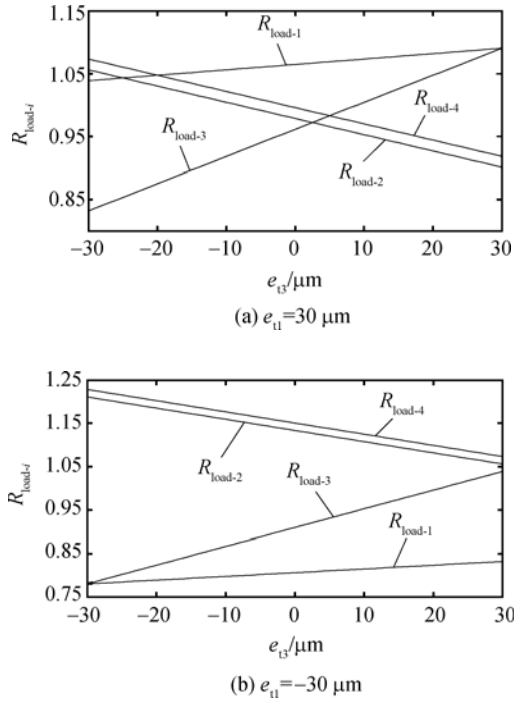


图8 行星轮 P_3 上切向位置误差变化时各行星轮上的载荷系数

Fig. 8 Load coefficients of planets when tangential position error on planet P_3 changes

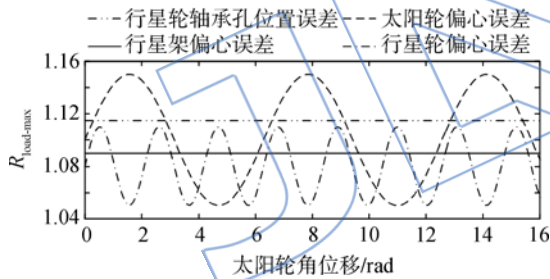


图9 各种制造、安装误差对载荷分配的影响

Fig. 9 Influence of all kinds of manufacturing and fixing errors on load sharing

系数). 由图9可知,行星轮轴承孔位置误差和行星架偏心误差引起的行星轮中心位置误差对载荷分配影响不随齿轮的转动而变化;行星轮、太阳轮偏心误差引起的行星轮中心位置误差对载荷分配的影响呈周期变化。

3.2 各行星轮轴承等效刚度不等

当行星轮 $P_1 \sim P_4$ 上的切向位置误差分别为 $-10, 30, 5, 15 \mu m$, 行星架轴承等效刚度 $k_b = 10^7$ N/m, 行星轮 P_i 的等效轴承刚度 $k_{speri} \in [10^6, 10^8]$ N/m, 其余行星轮的等效轴承刚度为 10^7 N/m时,最大载荷系数与行星轮轴承等效刚度的关系如图10所示。由图10可知,随着行星轮轴承

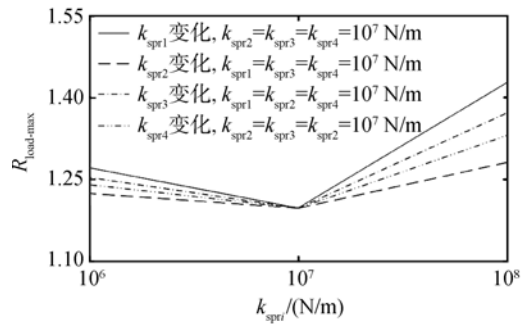


图10 最大载荷系数与行星轮轴承等效刚度的关系
Fig. 10 Relations between the maximum load coefficient and equivalent stiffness of planet bearing

等效刚度变化,最大载荷系数显著增加;行星轮上的切向位置误差越小,其轴承等效刚度变化对最大载荷系数影响越大。

4 结论

本文在对行星齿轮系统载荷分配行为分析的基础上,建立了考虑安装、制造误差和轴承刚度等因素的行星齿轮系统载荷分配求解模型,该模型适用于存在任意误差的任意行星齿轮系统,也适用于浮动或不浮动并考虑中心构件轴承刚度的行星齿轮系统。

通过对轴承刚度和安装、制造误差等因素对行星齿轮系统载荷分配情况的影响分析,得到如下结论:

1) 当行星架轴承等效刚度远大于或远小于(即中心构件浮动)行星轮轴承等效刚度时,各行星轮上载荷分配只与行星轮轴承等效刚度和由制造、安装引起的行星轮切向位置误差有关,此时可采用减小切向位置误差和减小行星轮轴承等效刚度的方法(如采用弹性件或柔性轴支承行星轮,或合理分配各行星轮上的切向位置误差)来实现均载。

2) 不同的制造、安装误差对行星齿轮系统的载荷分配影响规律不同。行星轮轴承孔位置误差和行星架偏心误差对载荷分配的影响不随其自身转动而变化;行星轮、太阳轮偏心误差对载荷分配的影响随齿轮的转动呈周期性变化,这将使系统受到周期性激励,从而使系统动态载荷系数增大,因此减小行星轮、太阳轮偏心误差,有利于实现动态均载,特别是对于行星轮个数多、转速高的直升机行星齿轮减速器,减小行星轮、太阳轮偏心误差,对动态均载的改善更为明显。

3) 当各行星轮的轴承等效刚度相等时,对于

三行星行星齿轮系统,通过中心构件浮动即可实现理想均载;对于行星轮个数 $N > 3$ 的行星齿轮系统,使与切向位置误差最大的行星轮位置角相差最大的行星轮上产生一定与其方向相反的切向位置误差可显著减小最大载荷系数,从而实现均载。

4) 当各行星轮的轴承等效刚度不相等时,轴承等效刚度最大的行星轮上的载荷系数最大,此时,可通过减小其轴承等效刚度实现均载。

参考文献:

- [1] Kahraman A. Load sharing characteristics of planetary transmissions[J]. Mechanism and Machine Theory, 1994, 29(8): 1151-1165.
- [2] Singh A. Application of a system level model to study the planetary load sharing behavior[J]. Journal of Mechanical Design, 2005, 127(5): 469-476.
- [3] Singh A, Kahraman A, Ligata H. Internal gear trains and load sharing in planetary transmissions: model and experiments[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(7): 072602. 1-072602. 10.
- [4] 朱增宝,朱如鹏,鲍和云,等. 偏心与齿频误差对封闭差动行星齿轮传动系统动态均载特性的影响分析[J]. 航空动力学报, 2011, 26(11): 2601-2609.
ZHU Zengbao, ZHU Rupeng, BAO Heyun, et al. Impact of run-out and meshing-frequency errors on dynamic load sharing for encased differential herringbone train[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(11): 2601-2609. (in Chinese)
- [5] 周建星,刘更,吴立言,等. 中心轮浮动式行星传动动态均载性能研究[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(7): 857-861.
ZHOU Jianxing, LIU Geng, WU Liyan, et al. Load sharing characteristic of a planetary gear system with load balancing mechanism[J]. Mechanical Science and Technology, 2009, 28(7): 857-861. (in Chinese)
- [6] Singh A. Load sharing behavior in epicyclic gears: physical explanation and generalized formulation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2010, 45(3): 511-530.
- [7] Singh A. Epicyclic load sharing map: development and validation[J]. Mechanism and Machine Theory, 2011, 46(5): 632-646.
- [8] Montestruc A N. Influence of planet pin stiffness on load sharing in planetary gear drives[J]. Journal of Mechanical Design, 2011, 133(1): 014501. 1-014501. 7.
- [9] Gill-Jeong C, Parker R G. Influence of bearing stiffness on the static properties of a planetary gear system with manufacturing errors[J]. Journal of Mechanical Science and Technology, 2004, 18(11): 1978-1988.
- [10] Ligata H, Kahraman A, Singh A. An experiment study of the influence of manufacturing errors on planetary gear stresses and loading sharing[J]. Journal of Mechanical Design, 2008, 130(4): 04170. 1-04170. 9.
- [11] Bodas A, Kahraman A. Influence of carrier and gear manufacturing errors on static load sharing behavior of planetary gear sets[J]. Japan Society of Mechanical Engineers International Journal; Series C, 2004, 47(3): 908-915.
- [12] 李阳,刘光磊,刘更,等. 基于间隙浮动的行星齿轮传动系统静力学均载分析[J]. 机械科学与技术, 2009, 28(8): 1115-1120.
LI Yang, LIU Guanglei, LIU Geng, et al. Analysis of static load sharing in a planetary gear set with gap for gear floating[J]. Mechanical Science and Technology, 2009, 28(8): 1115-1120. (in Chinese)
- [13] Krantz T L. A method to analyze and optimize the load sharing of split path transmissions[R]. NASA TM 107201, 1996.
- [14] 陆俊华,李斌,朱如鹏. 行星齿轮传动静力学均载分析[J]. 机械科学与技术, 2005, 24(6): 702-704, 709.
LU Junhua, LI Bin, ZHU Rupeng. Analysis of static load sharing in planetary gearing[J]. Mechanical Science and Technology, 2005, 24(6): 702-704, 709. (in Chinese)
- [15] 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 gear train based on deformation compatibility[J]. Journal of Aerospace Power, 2012, 27(5): 1166-1171. (in Chinese)
- [16] SHU Xiaolong. Determination of load sharing factor for planetary gearing with a small tooth number difference[J]. Mechanism and Machine Theory, 1995, 30(2): 313-321.
- [17] Ligata H, Kahraman A, Singh A. A closed-form planet load sharing formulation for planetary gear sets using a translational analogy[J]. Journal of Mechanical Design, 2009, 131(2): 021007. 1-021007. 7.