

3K-H 自锁行星轮系效率参数设计及仿真

李豪华 孙伟 汤勃 李延康 冯英智

(武汉科技大学 机械工程学院, 武汉 430081)

摘要:【目的】针对3K-H型(5310型)自锁行星轮系缺乏效率参数优化设计与仿真验证的问题,提出效率最大化设计方法,设计兼具可靠自锁特性与高正向传动效率的轮系结构,为相关工程应用提供参考。【方法】首先,建立参数-效率最大化模型,推导效率与不同功率流向转化轮系传动比的关系,绘制参数-效率曲线,为效率优化提供依据;其次,在满足自锁条件下,确定效率最大值对应的转化轮系传动比,结合模数与分度圆直径约束,设计轮系齿数参数;最后,通过Adams软件开展动力学仿真,结合理论计算验证设计方案的有效性。【结果】所设计轮系反向传动效率小于0,实现了可靠自锁;正向传动设计效率达0.506,仿真效率为0.481,理论计算结果与仿真结果高度吻合,验证了该设计方法的可行性与有效性。

关键词: 3K-H; 行星轮系; 效率参数; 自锁; 传动比法

中图分类号: TH132.425 **DOI:** 10.16578/j.issn.1004.2539.2026.03.006

0 引言

行星轮系作为一种重要的传动机构,在机器人、航空航天、汽车传动系统等领域均有广泛的应用。其中,3K-H型行星轮系凭借自锁特性和高传动效率,在某些场合表现得尤为突出,其自锁机制与效率优化也一直是机械工程领域的研究热点。

针对3K-H型行星轮系的自锁特性,国内外学者进行了大量研究。SALGADO等^[1]提出判定行星轮系自锁的方法,为实现自锁控制提供了重要依据。林建德等^[2]分析了2K-H型轮系传动效率与自锁的关系,发现反向效率极低。这些研究为深入认识3K-H型行星轮系的自锁机制奠定了基础,但是未对自锁状态下的反向效率进行最大化分析。在传动效率方面,已有学者探讨了各类行星轮系的效率计算方法。杨端光^[3]推导了封闭式周转轮系传动效率简化计算式。杨利红等^[4]指出,合理选择传动形式、齿数等参数可提升传动效率。黄君鹏等^[5]基于3K-H型行星轮系的特点,总结出行星轮系效率传动比法计算式。贾保贤等^[6]给出3K型行星轮系效率的简便计算式,但是,其异化处理不适用于大齿圈输入的构型。卢存光等^[7-8]提出基于功率流分析的2K-H型和3K型行星轮

系效率计算方法,为相关轮系的设计优化提供了指导。徐萌翀等^[9]对行星轮系自锁时的效率进行优化处理,改善了其运行性能。王成^[10]利用分流功率理论和虚功率理论分别计算流经齿轮副的功率,建立了2K-H型封闭式周转轮系的传动效率模型。在周转轮系仿真方面,周春国等^[11]针对2K-H型行星轮系计算了效率理论值,并且进行了仿真验证。刘敦远等^[12]对传统的3K-H型行星轮系进行改进,通过仿真验证了改进型行星传动的正确性。这些研究成果为提高行星轮系的传动性能提供了参考。

然而,现有研究多聚焦单一结构行星轮系,缺乏对3K-H型(5310型)行星轮系效率参数设计的研究及仿真验证。为此,本文从3K-H型(5310型)行星轮系自锁特性出发,优化关键参数,通过动力学仿真验证设计方案,为提升该类轮系传动性能提供支撑。

1 构型来源

图1所示为一种5构件3K-H型(5310型)行星轮系的图解表达形式。图1中,圆圈代表构件,实线对应转动副,虚线对应齿轮副;构件按照类型分为3层,H系杆在I层,行星轮在II层,太阳轮和齿圈在III层;1、2、3、4、5为行星轮系的构件,与图2

收稿日期: 2024-11-05

基金项目: 湖北省自然科学基金项目(2021CFB135)

作者简介: 李豪华,男,2000年生,山东临沂人,硕士;主要研究方向为机构学与机器人;lh@wust.edu.cn。

孙伟(通信作者),男,1990年生,山东日照人,博士,副教授;主要研究方向为机构学与机器人;sw35812@gmail.com。

引用格式: 李豪华,孙伟,汤勃,等. 3K-H自锁行星轮系效率参数设计及仿真[J]. 机械传动,2026,50(3):47-52.

LI Haohua, SUN Wei, TANG Bo, et al. Design and simulation of efficiency parameters for 3K-H self-locking planetary gear train[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2026, 50(3): 47-52.



免费获取

中的构件相对应。

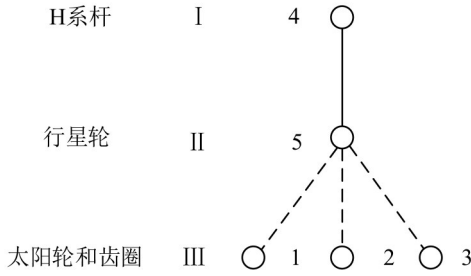


图1 5构件3K-H型行星轮系图解

Fig. 1 Illustration of the 3K-H type planetary gear train with 5 components

由图1的图解可衍生4种构型：图2(a)所示的3K(I)型、图2(b)所示的3K(III)型以及图2(c)、图2(d)所示的其他两种形式的构型。根据构型特征，图2(a)、图2(b)所示构型中具有双内齿圈(Double N)，取代号3K(DN)型；同理，图2(c)、图2(d)所示构型中具有双太阳轮(Double W)，取代号3K(DW)型。

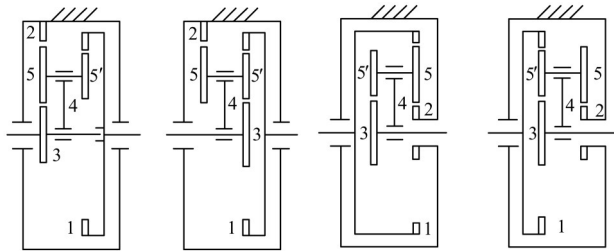
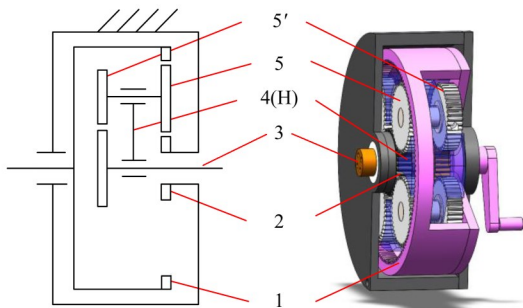


图2 5构件3K-H型行星轮系构型图

Fig. 2 Configuration diagram of the 3K-H type planetary gear train with 5 components

与3K(I)型和3K(III)型不同，在图2(c)所示构型中，1为内齿圈(N)、5和5'为双联行星齿轮、4(H)为承受转矩的行星架和两个太阳轮(W)(分别为机架2和3)组成的单级行星轮系。图3(a)、图3(b)分别为该行星轮系的简图和3D示意图。



(a) 3K-H行星轮系简图 (b) 3K-H行星轮系3D示意图

图3 3K-H型行星轮系图

Fig. 3 Diagram of the 3K-H type planetary gear train

2 正反机构效率计算式

2.1 计算式推导

寻找出可以计算3K-H型(5310型)行星轮系传动

比 i_{13} 的两条功率流向：

$$\textcircled{1} 1 \rightarrow 5 \rightarrow H \rightarrow 2$$

$$\textcircled{2} 1 \rightarrow 5 \rightarrow H \rightarrow 5' \rightarrow 3$$

计算两条功率流向的转化轮系传动比，并令其分别为 i_0 、 i_1 ，则有

$$i_{12}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_2 - \omega_H} = -\frac{z_2}{z_1} = -i_0 \quad (1)$$

$$i_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_5 z_3}{z_1 z_{5'}} = -i_1 \quad (2)$$

式中， i_{12}^H 和 i_{13}^H 为转化轮系的传动比； ω 为对应构件的角速度； ω_H 为H系杆4的角速度； z 为对应构件的齿数。

已知 $\omega_2=0$ ，通过上面两条不同功率流向的转化轮系传动比，计算出传动比 i_{13} ，即

$$i_{13} = \frac{i_{13}^H(1 - i_{12}^H)}{i_{13}^H - i_{12}^H} = \frac{i_1 + i_0 i_1}{i_1 - i_0} = i \quad (3)$$

设 $1 \rightarrow 5 \rightarrow H \rightarrow 2$ 对应轮系的转化效率为 η_0 ， $1 \rightarrow 5 \rightarrow H \rightarrow 5' \rightarrow 3$ 对应轮系的转化效率为 η_1 。力传动比 \tilde{i}_x 为传动比 i_x 与转化机构效率 $\eta_x^{\beta_x}$ 的乘积，即

$$\tilde{i}_x = i_x \eta_x^{\beta_x} \quad (4)$$

式中， $x=0, 1$ 分别表示两条转化轮系； β_x 的取值由 $\frac{i_x}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_x}$ 的正负决定，大于0时 β_x 为1，小于0时 β_x 为-1^[13]。

由式(4)总结出，轮系整体的力传动比 \tilde{i} 为

$$\tilde{i} = \frac{\tilde{i}_1 + \tilde{i}_0 \tilde{i}_1}{\tilde{i}_1 - \tilde{i}_0} = \frac{i_1 \eta_1^{\beta_1} + i_0 i_1 \eta_0^{\beta_0} \eta_1^{\beta_1}}{i_1 \eta_1^{\beta_1} - i_0 \eta_0^{\beta_0}} \quad (5)$$

总结各种情况，得到 β 数值，如表1所示。

表1 3K-H型(5310型)行星轮系计算式参数

Tab. 1 Parameters for calculation formulas of the 3K-H type (type 5310) planetary gear train

项目	$\frac{i_x}{i} \cdot \frac{\partial i}{\partial i_x}$	$i_1 < i_0$	$i_1 > i_0$
轮1主动(正向机构)	>0	$\beta_1=1$	$\beta_0=1$
	<0	$\beta_0=-1$	$\beta_1=-1$
轮3主动(反向机构)	>0	$\beta_0=1$	$\beta_1=1$
	<0	$\beta_1=-1$	$\beta_0=-1$

计算轮系的效率。轮系的功率 P 为

$$P = T\omega \quad (6)$$

力传动比 \tilde{i} 为

$$\tilde{i} = \frac{T_{out}}{T_{in}} \quad (7)$$

运动传动比 i 为

$$i = \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} \quad (8)$$

轮系的传动效率 η_{sys} 是其输出功率 P_{out} 与输入功

率 P_{in} 的比值, 即

$$\eta_{sys} = \frac{P_{out}}{P_{in}} \quad (9)$$

将式(6)~式(8)代入式(9)可知, 效率的计算式与力传动比和传动比的比值相关, 有

$$\eta_{sys} = \frac{P_{out}}{P_{in}} = \frac{T_{out}\omega_{out}}{T_{in}\omega_{in}} = \frac{T_{out}}{T_{in}} \frac{\omega_{in}}{\omega_{out}} = \frac{\tilde{i}}{i} \quad (10)$$

将式(3)、式(4)代入式(10), 得到统一效率计算式为

$$\eta_{sys} = \frac{\tilde{i}}{i} = \left[\frac{(i_1\eta_1^{\beta_1} + i_0i_1\eta_1^{\beta_1}\eta_0^{\beta_0})(i_1 - i_0)}{(i_1\eta_1^{\beta_1} - i_0\eta_0^{\beta_0})(i_1 + i_0i_1)} \right]^\alpha \quad (11)$$

式中, 当齿轮1为输入件时, $\alpha=1$; 当齿轮3为输入件时, $\alpha=-1$ 。

2.2 自锁区间

反向效率不大于0时, 轮系存在自锁现象, 即

$$\eta_{31} \leq 0$$

当 $i_1 < i_0$ 时, 由式(11)并查表1得: $\alpha=-1$ 、 $\beta_0=1$ 、 $\beta_1=-1$, 则反向机构的效率计算式为

$$\eta_{31} = \frac{\tilde{i}}{i} = \frac{(i_1/\eta_1 - i_0\eta_0)(i_1 + i_0i_1)}{(i_1/\eta_1 + i_0i_1\eta_0/\eta_1)(i_1 - i_0)} \quad (12)$$

由于 $\eta_{31} \leq 0$, 通过计算得到的自锁区间为

$$\eta_0\eta_1 \leq \frac{i_1}{i_0} < 1 \quad (13)$$

当 $i_1 > i_0$ 时, 由式(11)并查表1得: $\alpha=-1$ 、 $\beta_0=-1$ 、 $\beta_1=1$, 则反向机构的效率计算式为

$$\eta_{31} = \frac{\tilde{i}}{i} = \frac{(i_1\eta_1 - i_0/\eta_0)(i_1 + i_0i_1)}{(i_1\eta_1 + i_0i_1\eta_1/\eta_0)(i_1 - i_0)} \quad (14)$$

由于 $\eta_{31} \leq 0$, 通过计算得到的自锁区间为

$$1 < \frac{i_1}{i_0} \leq \frac{1}{\eta_0\eta_1} \quad (15)$$

3 效率最大化

通过计算自锁区间可知, 两种情况下的反向自锁都与 i_1/i_0 有关。当反向自锁区间确定后, 需要在反向自锁区间内计算出理论正向效率的最大值 $\eta_{13,1}$ 。因此, 需要建立参数-效率模型, 确定效率最大化情况下 i_1 、 i_0 的取值, 再设计轮系。

3.1 建立参数-效率模型

因为两条功率流向的齿轮啮合都为内啮合加外啮合, 所以, 设转化效率 $\eta_0=\eta_1=0.95$ 。设不同功率流向转化机构传动比的比值为 i_a , 有

$$i_a = \frac{i_1}{i_0} \quad (16)$$

根据自锁范围确定转化轮系传动比, 推导出效率与不同功率流向的转化轮系传动比的关系模型计算式。

1) 当 $i_1 < i_0$ 时

行星轮系的自锁区间为: $\eta_0\eta_1 \leq i_a < 1$ 。

通过式(11)并查表1正向效率算式得: $\alpha=1$ 、 $\beta_0=-1$ 、 $\beta_1=1$, 有

$$\eta_{13,1} = (i_a\eta_0 + \frac{\eta_1 i_1}{\eta_0})(i_a - 1) / [(i_a\eta_1 - \frac{1}{\eta_0})(i_a + i_1)] \quad (17)$$

当 $i_a=1$ 时, $\eta_{13,1}$ 取最小值; 当 $i_a=\eta_0\eta_1$ 时, $\eta_{13,1}$ 取最大值。此时, 效率随 i_1 的变化而变化, 因此, 反向自锁情况下, 正向效率最大化取值为 $i_a=\eta_0\eta_1$ 。将结果代入式(17), 并绘制曲线, 如图4所示。 $\eta_{13,1}$ 随着 i_1 增大而增大。

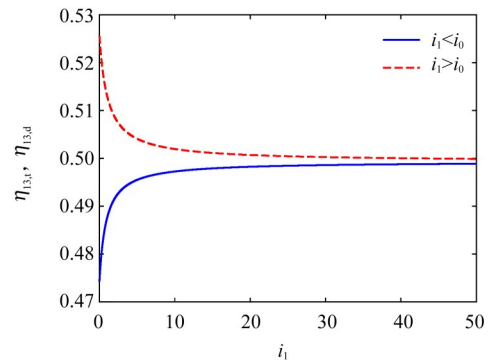


图4 $i_1 < i_0$ 与 $i_1 > i_0$ 时效率最大化曲线

Fig. 4 Efficiency maximization curves when $i_1 < i_0$ and $i_1 > i_0$

2) 当 $i_1 > i_0$ 时

行星轮系的自锁区间为: $1 < i_a \leq 1/(\eta_0\eta_1)$ 。

通过式(11)并查表1正向效率算式得: $\alpha=1$ 、 $\beta_0=1$ 、 $\beta_1=-1$, 有

$$\eta_{13,d} = (\frac{i_a}{\eta_1} + \frac{i_1\eta_0}{\eta_1})(i_a - 1) / [(\frac{i_a}{\eta_1} - \eta_0)(i_a + i_1)] \quad (18)$$

当 $i_a=1$ 时, $\eta_{13,d}$ 取最小值; 当 $i_a=1/(\eta_0\eta_1)$ 时, $\eta_{13,d}$ 取最大值。此时, 效率随 i_1 的变化而变化, 因此, 反向自锁情况下, 正向效率最大化取值为 $i_a=1/(\eta_0\eta_1)$ 。将结果代入式(18), 并绘制曲线, 如图4所示。 $\eta_{13,d}$ 随着 i_1 增大而减小。

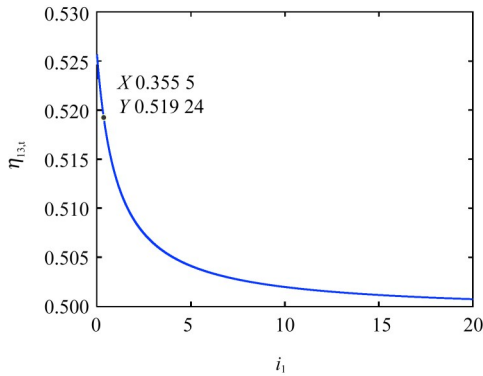
最后, 总结出效率-参数模型的化简计算式为

$$\eta = \left[\frac{(i_a\eta_1^{\beta_1} + i_1\eta_1^{\beta_1}\eta_0^{\beta_0})(i_a - 1)}{(i_a\eta_1^{\beta_1} - \eta_0^{\beta_0})(i_a + i_1)} \right]^\alpha \quad (19)$$

3.2 效率最大化齿数设计

可以根据图4中效率曲线的效率值来找到 i_1 对应的值; 然后通过 $i_a=i_1/i_0$ 计算出 i_0 , 获得两条功率流向上的转化轮系传动比; 再根据不同流向转化轮系传动比, 设计出各个齿轮合适的齿数。

假设取图4中正向理论效率 $\eta_{13,d} \approx 0.5192$, 对应 $i_1 \approx 0.3555$ 。通过式(18), 计算出理论下的反向效率 $\eta_{13,d} = -0.02 < 0$, 轮系反向自锁, 符合设计要求。因此, 可利用这一组数据来设计轮系, 如图5所示。

图5 $i_1 > i_0$ 时效率最大化曲线Fig. 5 Efficiency maximization curves when $i_1 > i_0$

根据轮系图解的约束条件,可以得到下列等式

$$z_2 + 2z_5 = z_1 \quad (20)$$

$$z_{5'} + z_3 = z_5 + z_2 \quad (21)$$

$$z_3 + z_{5'} + z_5 = z_1 \quad (22)$$

将式(20)、式(21)、式(22)代入式(1)、式(2),可以得到每个齿轮齿数关于 z_1 的关系式,即

$$z_2 \approx 0.3209 z_1$$

$$z_3 \approx 0.3377 z_1$$

$$z_5 \approx 0.33955 z_1$$

$$z_{5'} \approx 0.3227 z_1$$

为了获得具体的齿数,通过限制分度圆直径和模数来获取齿数,即

$$d = mz \quad (23)$$

式中, d 为分度圆直径; m 为模数。

为了设计出实际可行的行星轮系参数,需要结合具体的应用场景和尺寸限制。假设该行星轮系将应用于某款减速器产品,受安装空间的限制,内齿圈的最大允许分度圆直径 $d=124$ mm,模数 $m=1$ mm。

将分度圆直径 d 、模数 m 代入式(23),得到内齿圈的齿数 $z_1=124$;然后,分别计算出各个齿轮的齿数(结果取整): $z_2=40$ 、 $z_5=42$ 、 $z_{5'}=40$ 、 $z_3=42$ 。

图6所示为根据上述齿数建模得到的行星轮系三维图制造出的实物,粉红色构件为输入件1,橙色构件为输出件3,白色齿轮为双联行星齿轮,蓝色部分为H系杆,黑色部分为机架。

1可以带动轮系转动,最终从3输出。然而,3发生自锁,也验证了效率最大化设计下轮系可以实现自锁。

通过这种方法,在 $i_1 > i_0$ 时固定 z_1 的齿数,联立式(19)~式(22),计算出自锁条件下该构型的不同效率与各个齿轮齿数的比例 k 的关系,如图7所示。

因此,在设计3K-H型(5310型)自锁轮系时,只需要选定效率值,便可以得到此效率下最优的齿数倍数关系 k 。给出齿轮1的齿数,将齿轮1与其他各

个齿轮的 k 值相乘,最后通过取整,便可解得各个齿轮的齿数。

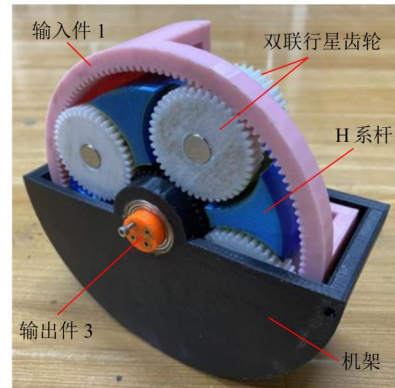


图6 行星轮系实物

Fig. 6 Physical prototype of the planetary gear train

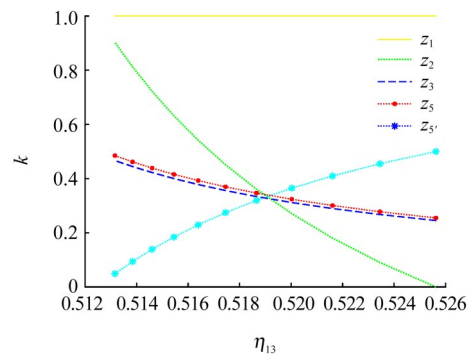


图7 效率与齿数比例的关系

Fig. 7 Relation between the efficiency and the gear tooth ratio

4 算例及仿真验证

4.1 设计效率验证

根据本例设计所给条件:齿圈1输入、输出轴太阳轮3输出的情况,将设计轮系所得的齿数 $z_1=124$ 、 $z_2=40$ 、 $z_5=42$ 、 $z_{5'}=40$ 、 $z_3=42$ 代入式(1)、式(2)中,计算得到 $i_0 \approx 0.3225$ 、 $i_1 \approx 0.3556$ 。

根据传动比法,对应轮系的转化机构效率设为 $\eta_0=0.95$ 、 $\eta_1=0.95$,将 i_0 、 i_1 代入式(11)并且查表1正向机构 $\alpha=1$ 、 $\beta_0=1$ 、 $\beta_1=-1$,可得到轮系正向设计效率 $\eta_{13,d}=0.506$;通过式(11)并查表1反向机构 $\alpha=-1$ 、 $\beta_0=-1$ 、 $\beta_1=1$,可得到轮系反向设计效率 $\eta_{31,d}=-0.053$ 。由此可知,设计的轮系反向传动效率小于0,存在反向自锁现象;同时,正向的传动效率大于50%。

4.2 仿真验证

在Adams软件创建两组行星轮系Planet_set_1、Planet_set_2。在Planet_set_1中设置太阳轮的齿数 $z_2=40$ (将其作为机架与地面固定),齿圈的齿数 $z_1=124$,行星轮的齿数 $z_5=42$;在Planet_set_2中设置太阳轮的齿数 $z_3=42$,齿圈的齿数为0(建成后选中此外齿圈使其失效),行星轮的齿数 $z_{5'}=40$ 。这样只留下了2个太

阳轮与 Planet_set_1 中的外齿圈, 形成 3K 型行星轮系。然后, 将两组行星轮系中的行星轮连接起来形成双联行星齿轮, 即图 8 中构件 5 与构件 5' 固连。两组行星轮系组合成所需的构型, 图 8 为其装配图。

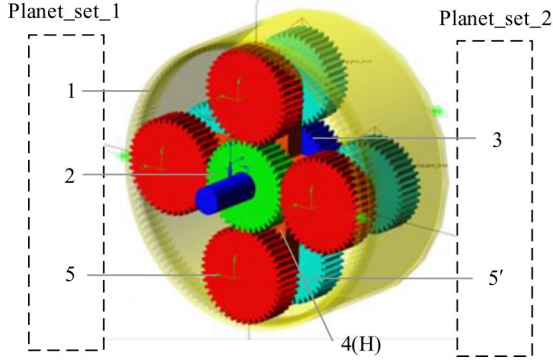


图8 装配图

Fig. 8 Assembly diagram

参数设置为模数 $m=1\text{ mm}$ 、齿宽 $b=20\text{ mm}$ 、行星轮个数 $n=4$ 、齿轮阻尼系数为 1.0×10^{-3} , 输入的驱动函数为 $\text{Step}(\text{time}, 0, 30.0\text{d}*\text{time}, 5, 30.0\text{d}*\text{time})$, 负载转矩为 $-800\text{ N}\cdot\text{mm}$ 、仿真时间为 5 s 、步长为 5×10^{-3} 。仿真结果如图 9、图 10 所示。

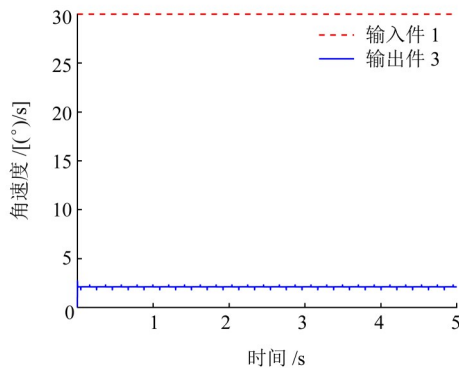


图9 转速图

Fig. 9 Rotational speed diagram

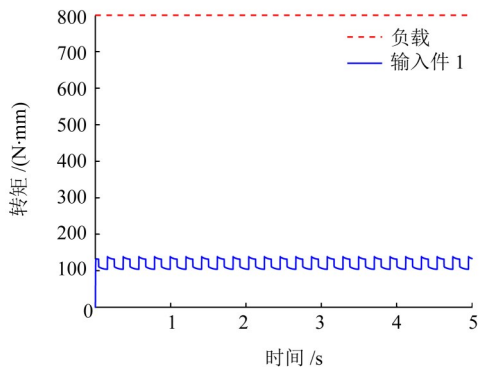


图10 转矩图

Fig. 10 Torque diagram

在 $0.001\sim 5\text{ s}$ 内, 每隔 0.001 s 取一组数据点: 输入、输出构件的转矩和角速度 ($M_1, \omega_1, M_3, \omega_3$),

共得到 50 000 组采样点。根据机械效率的定义, 轮系的传动效率是其输出功率 P_1 与输入功率 P_3 的比值, 即

$$\eta = \frac{P_1}{P_3} = \frac{M_1 \omega_1}{M_3 \omega_3} \quad (24)$$

求解得到的效率曲线如图 11 所示。由图 11 可知, 效率曲线的波动与齿间啮合有关。对正向效率曲线采用最小二乘法进行曲线拟合, 图 12 为得到的效率拟合图。由图 12 可知, 仿真效率 $\eta_{13,s}$ 平均值约为 0.481 4。

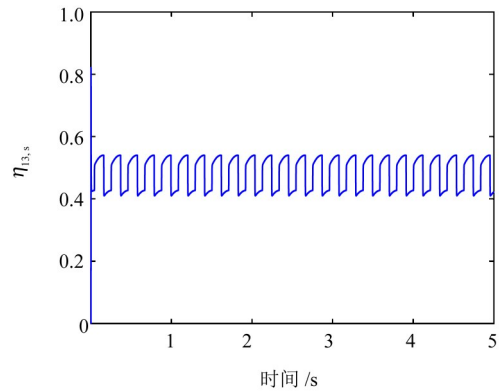


图11 正向效率曲线

Fig. 11 Forward efficiency curve

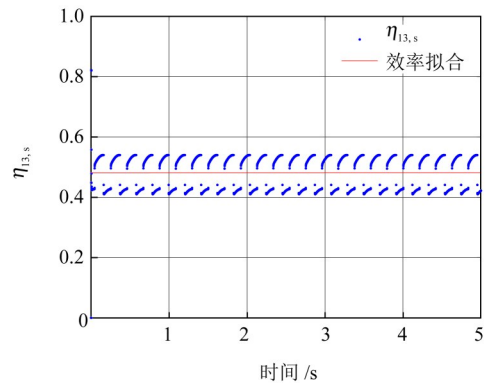


图12 效率拟合图

Fig. 12 Efficiency fitting plot

将设置的输入驱动函数 $\text{Step}(\text{time}, 0, 1.0\text{d}*\text{time}, 5, 1.0\text{d}*\text{time})$ 添加到构件 3 上, 不添加负载, 进行仿真。显示过程出现构件 3 旋转而无法带动轮系整体旋转的现象, 证明轮系可以反向自锁。

4.3 比较

将设计好的轮系计算效率、仿真计算效率与理论效率进行对比, 结果如表 2 所示。

由表 2 可知, 理论计算效率高于设计计算效率和仿真效率; 设计效率与理论效率相比, 存在一定差异。主要原因是: 为满足实际尺寸和模数的要求, 设计时无法将齿数参数精确设置为理论最优值。

仿真效率与理论效率、设计效率都存在一定差

距。这是因为仿真时采用的啮合刚度、阻尼等参数是经验值，与实际情况可能有偏差。

表2 效率比较

Tab. 2 Efficiency comparison

项目	正向效率	反向效率
理论	0.519	-0.002
设计	0.506	-0.053
仿真	0.481	自锁

5 结论

围绕3K-H型(5310型)自锁行星轮系的效率优化问题，总结出一种基于参数设计的效率最大化方法，并通过推导和仿真，验证了有效性。得出以下结论：

1) 通过正、反效率计算式，不同情况下的自锁区间，在自锁区间的约束下，建立参数-效率最大化模型，得到轮系正向理论效率最大化。

2) 根据理论效率最大化进行齿数设计，所设计的行星轮系在自锁条件下具有较高的正向传动效率。在设计中的实际齿数选择受制于模数和尺寸等工程限制，导致设计效率结果与理论效率存在一定差距。

3) 将相应的参数进行仿真，获得的仿真效率与其设计效率值相符，证明了该方法能够有效提升传动性能。仿真中使用的啮合刚度和阻尼系数等参数来源于经验，可能引发与实际情况的偏差，这也是仿真效率低于设计效率值的主要原因。

该方法不仅能最大化3K-H型(5310型)行星轮系的正向传动效率，也能满足自锁要求，可为相关领域的工程应用提供指导。

参 考 文 献

- [1] SALGADO DAVIF R, DEL CASTILLO J M. Conditions for self-locking in planetary gear trains[J]. Journal of Mechanical Design, 2007, 129(9):960-968.
- [2] 林建德, 陈小安. 行星轮系传动效率与自锁分析的新方法[J]. 机械工程学报, 2004, 40(9):33-37.
LIN Jiande, CHEN Xiaolan. Simplified approach for the determination of the mechanical efficiency in gear trains[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2004, 40(9):33-37.
- [3] 杨端光. 封闭式周转轮系的传动效率计算[J]. 机械设计与制造, 2008(5):23-25.
YANG Duanguang. Transmission efficiency calculation of closed epicyclic gear trains[J]. Machinery Design & Manufacture, 2008(5):23-25.
- [4] 杨利红, 张淳. 封闭周转轮系内部的功率流和传动效率的分析[J]. 机械设计与制造, 2009(6):202-204.
YANG Lihong, ZHANG Chun. The analysis of inner power flow and meshing efficiency of closed epicyclic gear trains[J]. Machinery Design & Manufacture, 2009(6):202-204.
- [5] 黄君鹏, 孔建益, 孙伟, 等. 一种3K-H行星轮系自锁与效率最大化设计[J]. 机械传动, 2023, 47(5):32-37.
HUANG Junpeng, KONG Jianyi, SUN Wei, et al. Self-locking and efficiency maximization design of a 3K-H planetary gear train [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2023, 47(5):32-37.
- [6] 贾保贤, 边文凤. 计算3K行星轮系效率的简便方法[J]. 机械设计, 1996, 13(1):18-21.
JIA Baoxian, BIAN Wenfeng. A handy way for calculating the efficiency of 3K planetary trian [J]. Journal of Machine Design, 1996, 13(1):18-21.
- [7] 卢存光, 段钦华. 2K-H型行星轮系的功率流、效率与自锁[J]. 机械设计与研究, 2007, 23(4):39-40.
LU Cunguang, DUAN Qinhua. A study on power-flow, efficiency and self-locking of 2K-H type planetary gear trains[J]. Machine Design & Research, 2007, 23(4):39-40.
- [8] 卢存光, 段钦华. 3K型行星轮系的单元分析法[J]. 机械设计与研究, 2009, 25(6):22-24.
LU Cunguang, DUAN Qinhua. The unit analysis method of 3K type planetary gear trains[J]. Machine Design & Research, 2009, 25(6):22-24.
- [9] 徐萌翀, 孙伟, 杨熠钊, 等. 基于传动比法3K(Ⅲ)型行星轮系自锁及效率最大化研究[J]. 机械传动, 2024, 48(6):29-34.
XU Mengchong, SUN Wei, YANG Yifan, et al. Research on self-locking and efficiency maximization of 3K(Ⅲ) type planetary gear train based on the transmission ratio method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2024, 48(6):29-34.
- [10] 王成. 2K-H型封闭式周转轮系功率流与传动效率计算[J]. 机械工程学报, 2023, 59(13):59-67.
WANG Cheng. Determination of power flow and calculation of transmission efficiency for 2K-H closed epicyclic gear train [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2023, 59(13):59-67.
- [11] 周春国, 白文超, 崔亚辉, 等. 斜齿轮差动轮系啮合效率的分析与仿真[J]. 机械传动, 2017, 41(6):119-123.
ZHOU Chunguo, BAI Wenchao, CUI Yahui, et al. Analysis and simulation of meshing efficiency of helical gear differential gear train [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2017, 41(6):119-123.
- [12] 刘敦远, 崔建昆. 基于ADAMS的NGWN(I)型行星减速器的动力学仿真[J]. 农业装备与车辆工程, 2020, 58(4):74-76.
LIU Dunyuan, CUI Jiankun. Dynamic simulation of NGWN(I) type planetary reducer based on ADAMS[J]. Agricultural Equipment & Vehicle Engineering, 2020, 58(4):74-76.
- [13] 卢存光, 段钦华. 传动比法(Крейнес法)的研究[J]. 机械传动, 2003, 27(2):19-20.
LU Cunguang, DUAN Qinhua. The research on speed ratio method[J]. Journal of Mechanical Transmission, 2003, 27(2):19-20.

(下转第88页)