

DOI: 10.7652/xjtuxb201910023

同步器换挡过程动力学建模分析与实验

张志刚¹, 余晓霞^{1,2}, 彭彩虹¹, 汤宝平², 彭元平¹

(1. 重庆理工大学汽车零部件先进制造技术教育部重点实验室, 400054, 重庆;

2. 重庆大学机械工程学院, 400030, 重庆)

摘要: 针对同步器同步机理数学模型欠准确、仿真模型精度低等问题,提出了同步器接合过程的油膜压力、微凸体接触压力、同步环承载力及同步力矩的计算模型;利用 Simulink 和 AMESim 仿真平台构建同步器接合过程动力学仿真模型,分析了同步器换挡过程的换挡力、同步力矩、换挡位移、输入转速的变化规律;运用同步器换挡性能实验台验证了仿真模型的有效性。实验结果表明:各换挡工况的同步冲量和换挡功仿真与实验结果一致性较好,同步冲量最大误差为 6.25%,换挡功最大误差为 9.1%,说明同步器动力学仿真模型计算精度得到了明显提高。

关键词: 同步器;接合过程;动力学分析;实验验证

中图分类号: U461.2;U469 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)10-0167-08

Modeling and Test Verification of Shifting Dynamics of Synchronizer

ZHANG Zhigang¹, YU Xiaoxia^{1,2}, PENG Caihong¹, TANG Baoping², PENG Yuanping¹

(1. Key Laboratory of Manufacture and Test Techniques for Automobile Parts, Ministry of Education, Chongqing University of Technology, Chongqing 400054, China; 2. College of Mechanical Engineering, Chongqing University, Chongqing 400030, China)

Abstract: Calculation models of contact pressure of micro-convex body, bearing capacity of synchronizer ring and synchronization moment in the process of synchronizer engagement are established to solve problems of inaccurate mathematical model of synchronization mechanism of synchronizers and low precision of simulation models. Simulink and AMESim simulation platforms are used to construct a dynamic simulation model of synchronizer engagement process. Changing rules of shift force, synchronization moment, shift displacement and input speed during synchronizer shift process are analyzed. The validity of the simulation model is verified by using a synchronizer shift performance test bench. Test results show that the simulation results of synchronous impulse and shift power under different shifting conditions have a good consistency with tests. The maximum error of synchronous impulse is 6.25%, and the maximum error of shift power is 9.1%. The calculation accuracy of the dynamic simulation model of synchronizers is clearly improved.

Keywords: synchronizer; shift process; dynamics analysis; experimental verification

同步器作为手动变速器(MT)、机械式自动变速器(AMT)、双离合自动变速器(DCT)以及新能源变速器(EMT)等的关键零部件,对汽车的舒适性、经济性以及换挡性能有着重要影响。Pastor 等依据

收稿日期: 2018-12-18。 作者简介: 张志刚(1979—),男,博士,教授。 基金项目: 重庆市重点产业共性关键技术创新专项资助项目(cstc2015zdcyztzx60013,cstc2017zdcy-zdxx0008);重庆市重点产业共性关键技术重大主题专项资助项目(cstc2017zdcy-zdxx0076)。

网络出版时间: 2019-07-22 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190722.1142.012.html>

同步器同步过程换挡力和换挡位移变化的特点,将同步器的工作过程划分为8个接合阶段,并对每一阶段进行了力学和摩擦学分析^[1-3];Kinugasa 等对同步环的摩擦表面进行了热分析,研究了同步器的耐久性^[4];Häggström 等建立同步器摩擦模型,研究了变速器润滑油对同步性能的影响^[5];徐万里等进行了变速箱同步器失效过程与失效机理分析^[6-7];戴丰等提出了同步器接触磨损模型,分析了换挡力对同步器磨损的影响^[8]。综上所述,一些国内外专家研究了同步器的摩擦与失效机理,并对同步器换挡性能进行了一定的优化,但没有对同步器整套换挡系统进行建模,换挡机理的相关数学模型较为模糊,计算精度不高,且对同步器的仿真优化多采用单一软件,不能精确计算。针对以上不足,通过对同步器换挡过程的分析,建立了相应的数学模型及同步器动力学仿真模型,并在自主研发的同步器换挡实验台上对所建动力学模型进行了实验验证。

1 换挡机理

1.1 换挡过程简介

惯性同步器主要分为锁环式与锁销式两种,本文主要研究锁环式同步器,其主要由待接合齿圈、接合套、滑块、压簧、同步环、摩擦锥环、花键毂等组成,具体结构如图1所示。

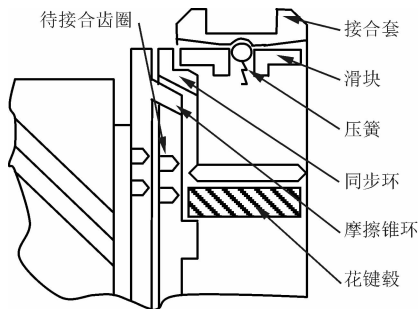
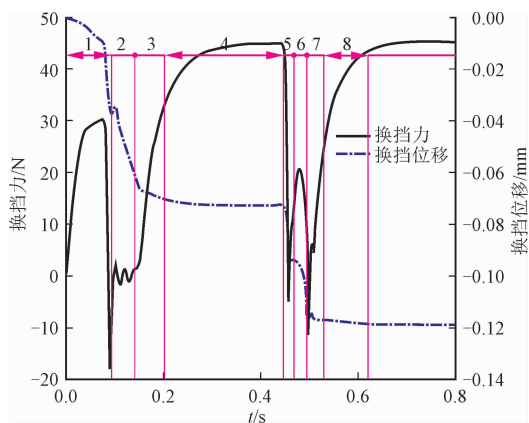


图1 同步器结构简图

同步器换挡过程主要可以划分为摘挡、滑移、预同步、同步、拨环、二次冲击、齿轮拨转、齿轮啮合等8个阶段,如图2所示。

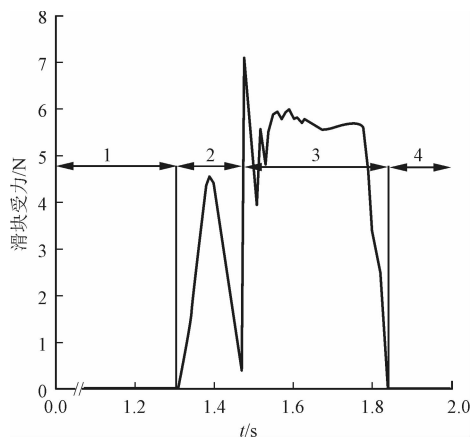
同步器的主要功用是在较短时间内使得变速器输入输出端转速同步,预同步与同步阶段同步器对同步性能有着重要影响。在预同步阶段,接合套带动滑块做轴向运动。整个阶段滑块受力分析如图3所示。

滑移阶段滑块受到轴向力开始做轴向运动,预同步阶段滑块推动同步环继续向摩擦锥环做轴向运动。由于同步环与摩擦锥环间存在润滑油,当同步



1:摘挡;2:滑移;3:预同步;4:同步;5:拨环;
6:二次冲击;7:齿轮拨转;8:齿轮啮合

图2 同步器换挡过程划分



1:摘挡;2:滑移;3:预同步;4:同步

图3 滑块受力分析

环向摩擦锥环轴向运动时两环之间会产生黏性转矩。在黏性转矩作用下,同步环被错开半个齿,接合套被锁止。当换挡力进一步增加时,滑块锁止定位机构失去平衡,被压入接合套内的凹槽之中,此时滑块轴向力消失,预同步阶段结束。

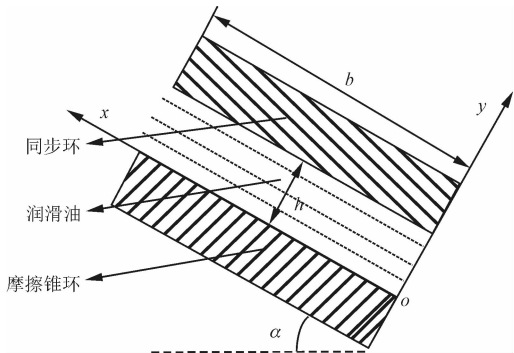
同步阶段由于换挡拨叉轴向力作用,同步环继续向摩擦锥环做轴向运动,存在同步环与摩擦锥环间的润滑油被挤压到间隙外。在此过程中,由于两摩擦表面微凸体接触与油膜剪切产生了粗糙摩擦转矩和黏性剪切转矩。在两种转矩的共同作用下,同步器输入输出端实现了同步。

针对同步器同步机理,分别建立油膜压力、微凸体接触压力、同步环承载力、同步力矩4个模型。

1.2 油膜压力

同步过程中同步环与摩擦锥环相对转动,作用在接合套上的轴向力使得同步环与摩擦锥环之间的间隙不断减小,间隙内的润滑油被挤出或渗透到摩

擦锥环表面。根据同步环和摩擦锥环结构特点与润滑油物理特性可知,间隙内润滑油运动规律满足雷诺方程^[9]。针对同步环和摩擦锥环之间油液的挤压运动,以同步环摩擦表面切向方向为 x 轴,以垂直于同步环摩擦表面方向为 y 轴,建立同步器同步过程中油液挤压模型二维坐标系,如图 4 所示。



b :同步环宽度; α :摩擦锥角;

h :同步环与摩擦锥环摩擦表面平均间隙

图 4 同步环与摩擦锥环结构示意图

通过对同步环与摩擦锥环间的油液变化规律分析可以发现:①同步环与摩擦锥环之间的油液成轴向对称分布;②圆周方向油膜厚度为一常数;③两摩擦表面接近速度为 dh/dt 。

在考虑压力流量因素和材料渗透性下,假设同步环摩擦材料厚度为 d ,同步环与摩擦锥环间润滑油的运动规律满足

$$\frac{d}{dx} \left(\varphi_x (h^3 + 12\Phi d) \frac{dp}{dx} \right) = 12\eta \frac{dh}{dt} \quad (1)$$

式中: p 为同步环所受油膜压力; h 为同步环与摩擦锥环摩擦表面平均间隙; Φ 为摩擦副渗透性; φ_x 为 x 轴方向 Patir 和 Cheng 压力流量因数^[10-11]。

假设同步环和摩擦锥环两表面粗糙峰高度都服从均值为 0 的高斯概率分布,则有

$$h = \frac{h_{oil}}{2} [1 + \operatorname{erf}(h_{oil}/\sqrt{2}\sigma)] + \frac{\sigma}{\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{h_{oil}^2}{2\sigma^2}\right) \quad (2)$$

式中: h_{oil} 为两摩擦表面间油膜厚度; $\operatorname{erf}(\cdot)$ 为误差函数。

油膜压力边界条件代入式(1),求得油膜压力为

$$p_{oil} = \frac{6\eta}{K} (bx - x^2) g(h_{oil}) \frac{dh_{oil}}{dt} \quad (3)$$

式中 $g(h_{oil}) = \frac{1}{2} [1 + \operatorname{erf}(h_{oil}/\sqrt{2}\sigma)]$ 。

1.3 微凸体接触压力

假设同步过程中同步环与摩擦锥环之间只发生

弹性摩擦,则摩擦副微凸体接触压力^[12]为

$$p_c(H) = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\lambda R \sigma)^2 E' \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} A F_{s/2}(H) \quad (4)$$

式中: $H = h_{oil}/\sigma$ 为膜厚比; λ 为摩擦表面粗糙峰密度; R 为粗糙峰曲率半径; σ 为两摩擦表面联合粗糙度; $\sigma = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}$, σ_1 、 σ_2 分别为同步环和摩擦锥环表面粗糙度; E' 为摩擦副当量弹性模量; A 为名义接触面积; $F_n(H)$ 为膜厚比相关函数。 E' 、 $F_n(H)$ 分别为

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left[\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right] \quad (5)$$

$$F_n(u) = \int_u^\infty (s - u)^n \phi^*(s) ds \quad (6)$$

式中: E_1 、 E_2 分别为摩擦锥环和同步环的弹性模量; ν_1 、 ν_2 分别为摩擦锥环和同步环的泊松比; $\phi^*(s)$ 为摩擦表面峰顶高度的高斯概率密度函数^[13]。

同步环摩擦材料为铜基粉末冶金,摩擦锥环材料为高碳钢, $\lambda\beta\sigma = 0.05$, $\sigma/\beta = 0.0113$, $E' = 2.7 \times 10^8$ Pa。

1.4 同步环承载力

同步过程中同步环承载力由油膜压力和微凸体接触共同承载,即

$$F_{total} = (1 - B)F_{oil} + BF_c \quad (7)$$

式中: F_{oil} 为油膜压力; F_c 为微凸体压力; B 为微凸体接触面积与名义接触面积之比

$$B = \frac{\pi^2 (\lambda\beta\sigma)^2}{2} \left\{ (1 + H^2) \left[1 - \operatorname{erf}\left(\frac{H}{\sqrt{2}}\right) \right] - 2^{1/2} \pi^{-1/2} H \exp\left(\frac{H^2}{2}\right) \right\} \quad (8)$$

其中 $0 \leq B \leq 1$ 。当 $B = 0$ 时表示同步环承载力全部由油膜压力承担;当 $B = 1$ 时表示同步环承载力全部由微凸体压力承担。根据所建坐标系,求得 F_{oil} 、 F_c 分别为

$$F_{oil} = \pi b^3 \eta (2r + b \sin \alpha) \frac{g(h_{oil})}{K} \frac{dh_{oil}}{dt} \quad (9)$$

$$F_c = \begin{cases} (2r + b \sin \alpha) \pi b p_c, & H < 4.0 \\ 0, & H \geq 4.0 \end{cases} \quad (10)$$

通过对同步环受力分析可知,同步环承载力 F_{total} 等于接合套所受轴向力 $F_{sleeve} \sin \alpha$ 。结合式(4)和式(9)~(12)可解得油膜变化率为

$$\frac{dh_{oil}}{dt} = \begin{cases} \frac{[F_{sleeve} \sin \alpha - B \pi b p_c (2r + b \sin \alpha)] K}{(1 - B) \eta \pi b^3 g(h_{oil}) (2r + b \sin \alpha)}, & H < 4.0 \\ \frac{F_{sleeve} K}{(1 - B) \eta \pi b^3 g(h_{oil}) (2r + b \sin \alpha)}, & H \geq 4.0 \end{cases} \quad (11)$$

1.5 同步力矩

同步力矩 T 主要由黏性转矩 T_{oil} 和微凸体接触摩擦转矩 T_c 共同组成,即

$$T = (1 - B)T_{oil} + BT_c \tag{12}$$

$$T_{oil} = \frac{\pi\eta\omega}{2h}[(r + b\sin\alpha)^4 - r^4] \tag{13}$$

$$T_c = \begin{cases} (2r^2 + 2rb\sin\alpha + 0.5b^2\sin^2\alpha)\pi b f_c p_c, & H < 4.0 \\ 0, & H \geq 4.0 \end{cases} \tag{14}$$

式中: f_c 为滑动摩擦系数, $f_c=0.13+0.008lg\omega$ 。

依据变速器升降规律,其同步力矩为

$$T = I \frac{d\omega}{dt} \tag{15}$$

式中: I 为同步器输入端等效转动惯量; ω_i 为摩擦锥环与同步环之间的转速差。将式(13)~(15)代入式(12)整理可得

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{B}{I}(2r^2 + 2rb\sin\alpha + 0.5b^2\sin^2\alpha)\pi b f_c p_c + \frac{\pi\eta\omega}{2hI}[(r + b\sin\alpha)^4 - r^4] \tag{16}$$

2 同步器动力学模型

2.1 联合仿真模型

基于所建数学模型,利用 Simulink 建立同步器摩擦模型,其中 AMESim 模型为 Simulink 模型调用模块。Simulink 模型包括油膜厚度、转速差、同步力矩(黏性转矩与微凸体接触摩擦转矩)以及拨环力矩(即同步过程中接合套作用于同步环上使得同步环相对于接合套有相对退转趋势的力矩)计算模块,其所建同步器 Simulink 摩擦模型如图 5 所示。

将 AMESim 中计算的接合齿圈转速、同步环转速、同步环轴向运动速度、同步环轴向位移、同步环所受轴向力输入到 Simulink 模型中;根据所建的油

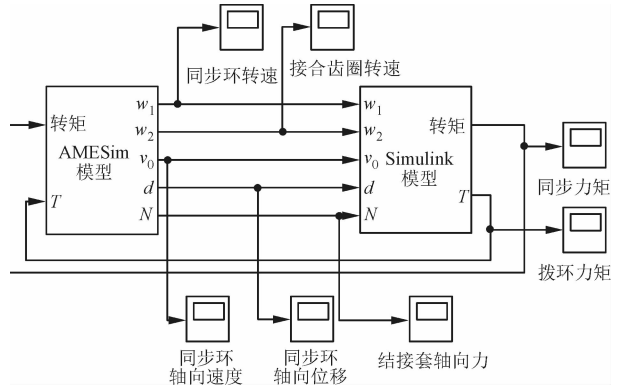


图 5 同步器 Simulink 仿真模型

液剪切模型和微凸体接触模型,运用 4 阶 Runge-Kutta 方法对转速差和油膜厚度求解。

将所得同步力矩输入到 AMESim 模型中,实现 AMESim 与 Simulink 同步仿真。同时,将 Simulink 模块中所计算的拨环力矩输入到 AMESim 模型,从而准确控制同步器换挡过程中的拨环过程。同步器动力学联合仿真模型如图 6 所示。同步器物理模型由 AMESim 中机械结构模块搭建,摩擦模型由 Simulink 调用求解。仿真过程中同时打开两个模型,AMESim 模型模拟同步器机械运动过程,Simulink 模型解析同步器摩擦过程。

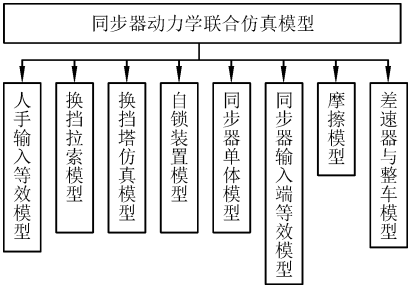


图 6 同步器动力学联合仿真模型

2.2 数值求解

基于某款国产变速器实测数据,建立同步器动力学联合仿真模型,相关参数见表 1。

表 1 同步器动力学联合仿真模型相关参数

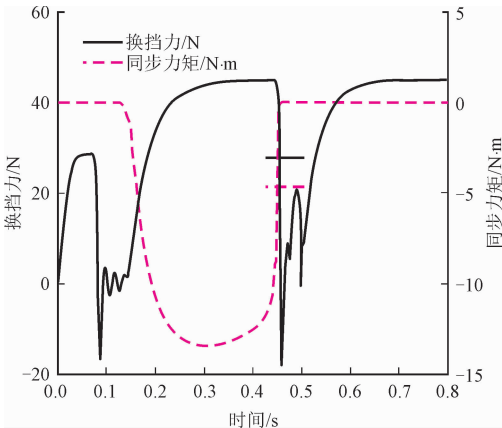
参数	数值
最大换挡力/N	45
最大换挡位移/mm	12
摩擦锥角 $\alpha/(^{\circ})$	7
摩擦锥面宽度 b/m	0.008
摩擦材料厚度 d/m	0.001
同步环平均半径 r/m	0.045
输入等效转动惯量 $I_1/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	0.05
输出等效转动惯量 $I_2/\text{kg}\cdot\text{m}^2$	16.54
初始油膜厚度 h_0/m	4.38×10^{-5}
摩擦副渗透性 Φ/m^2	4×10^{-12}
摩擦材料粗糙度均方根 σ/m	8.52×10^{-6}
当量弹性模量 E'/Pa	2.7×10^8
粗糙峰的曲率半径 R/m	8×10^{-4}
粗糙峰高度均方差 σ^*/m	9.05×10^{-6}
转速差 $\omega_0/\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$	684
润滑油黏度 $\eta/\text{Pa}\cdot\text{s}$	0.098 1

将初始数值输入到所建动力学联合仿真模型,采用 4 阶 Runge Kutta 方法对式(11)和式(16)进行耦合求解,同步计算出油膜厚度和转速差。将 AMESim

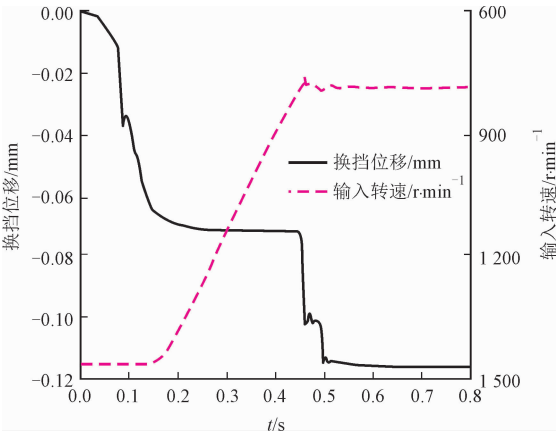
模型中计算所得初始油膜厚度和转速差输入到 Simulink 模型中,并将每次求解得到的油膜厚度和转速差作为下次迭代的初始值。微分方程迭代步长为 0.001 ,当转速差小于 $0.001\text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时,默认为同步完成。

2.3 仿真结果

运用所建同步器动力学联合仿真模型对换挡过程进行仿真,其换挡力、同步力矩、换挡位移以及输入转速的仿真结果如图 7 所示。由图 7 可知,所建模型能够对换挡过程中的换挡力、同步力矩、换挡位移、输入转速的变化规律进行仿真。由图 7a 可知,所建模型换挡力仿真结果能够对换挡过程中的摘挡、同步、二次冲击、齿轮啮合等阶段进行模拟,同步力矩仿真结果能够体现同步器同步过程。由图 7b 可知,换挡位移与输入转速变化趋势具有相关性。在同步过程中输入转速不断减小,换挡位移保持不变。所建模型能够对换挡位移与输入转速的变化规律进行仿真。



(a)换挡力与同步力矩



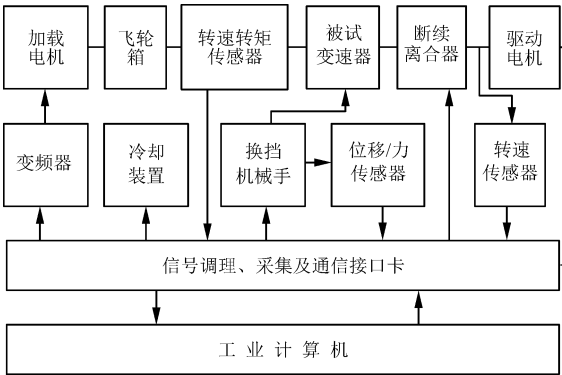
(b)换挡位移与输入转速

图 7 同步过程的仿真结果

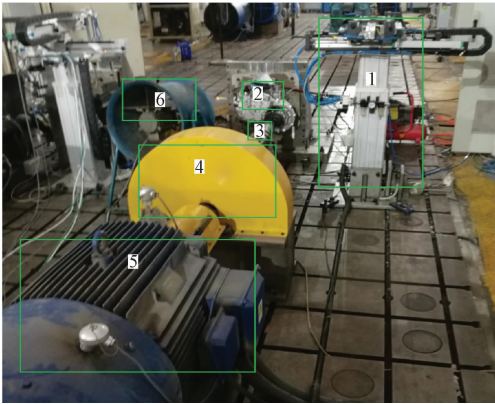
3 同步器动力学联合仿真模型实验验证

3.1 同步器换挡性能测试系统

为了满足同步器换挡性能实验测试需求,设计开发了同步器换挡性能测试系统,如图 8 所示。



(a)结构原理图



1:换挡机械手;2:被试变速器;3:转速转矩传感器;
4:惯量盘;5:加载电机;6:冷却装置

(b)实验台实体

图 8 同步器换挡性能测试系统

3.2 实验结果

基于自主开发的同步器换挡性能实验台,对所建模型进行了实验验证。为确保仿真与实验结果的一致性,参照仿真条件以及同步器实际工作环境设置实验工况,具体同步器换挡测试实验相关参数见表 2。

提取实验与仿真中的换挡力、换挡位移、同步力矩、输入转速等数据进行对比分析,验证所建模型的准确性。按照实验大纲要求,在相邻两挡间交替换挡,并采集相应数据。测得的 $1\rightarrow 2$ 挡的换挡力、同步力矩、换挡位移、输入端转速与仿真分析结果的对比分别如图 9、图 10 所示。

由图 9 可知,所建模型能够对换挡力和同步力矩进行有效预测。换挡力实验结果与仿真结果变化

表 2 同步器换挡测试实验相关参数

参数	数值
输入转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	1 463
输出转速/ $\text{r} \cdot \text{min}^{-1}$	784
最大换挡力/ N	45
最大换挡位移/ mm	12
离合器从动盘转动惯量/ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	0.011
飞轮组转动惯量/ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$	20
润滑油黏度/ $\text{Pa} \cdot \text{s}$	0.098 1
润滑油温度/ $^{\circ}\text{C}$	80

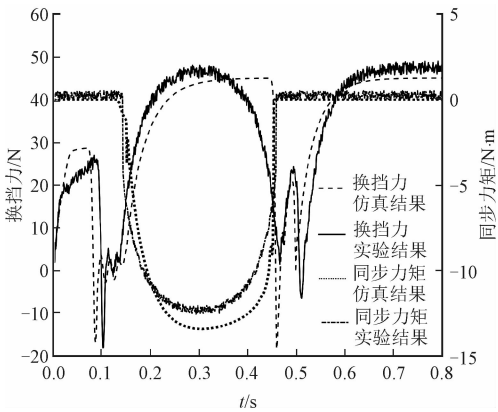


图 9 换挡力和同步力矩的实验与仿真结果对比

趋势基本一致,换挡力最大误差值为 5.03 N,同步力矩最大误差值为 2.94 N·m。仿真结果中摘挡、同步以及二次冲击阶段存在一定误差,产生此现象的原因有:一是因为在实验过程中,换挡实验员虽经过专业培训,但所施加的换挡力大小还是存在一定误差;二是因为所建模型中系统阻尼与实验被测系统阻尼存在一定误差,模型所计算出同步力矩实验结果与仿真结果的变化规律基本一致,但由于所建模型中摩擦系数变化规律欠准确,且被试同步器只进行了磨合实验,所以在同步阶段同步力矩实验结果略小于仿真结果。

由 10 可知,所建模型换挡位移仿真结果与实验结果变化基本一致,其换挡位移最大误差为 11 mm,输入端转速最大误差为 $31 \text{ r} \cdot \text{min}^{-1}$ 。由于仿真模型与实验对象中各个间隙存在一定误差,在摘挡、同步以及二次冲击阶段换挡球头位置略有不同,故换挡位移实验与仿真结果有一定的误差。所建模型能够有效预测同步器输入端转速。由于油液阻力和空气阻力的影响,同步阶段输入转速实验结果下降速率小于仿真结果。在齿轮啮合阶段,由于实验过程中换挡力大于仿真换挡力,所以在同步完成后实验

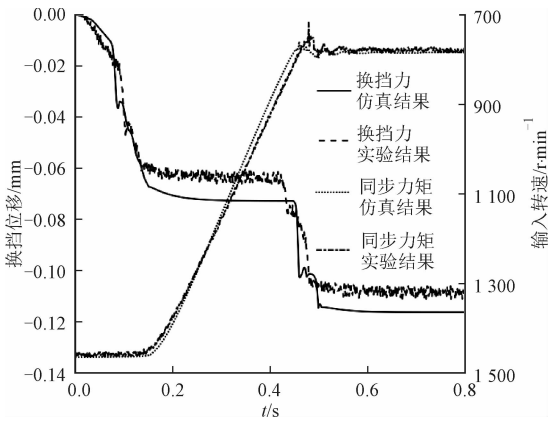


图 10 换挡位移和输入转速的实验与仿真结果对比

输入转速略大于仿真结果。

3.3 误差分析

为了进一步验证所建模型准确性,对被试变速器中各挡位同步器进行了实验验证。为了定量评价所建模型的准确性,采用同步冲量与换挡功^[14]对仿真结果与实验结果进行定量分析,结果如图 11 所示。

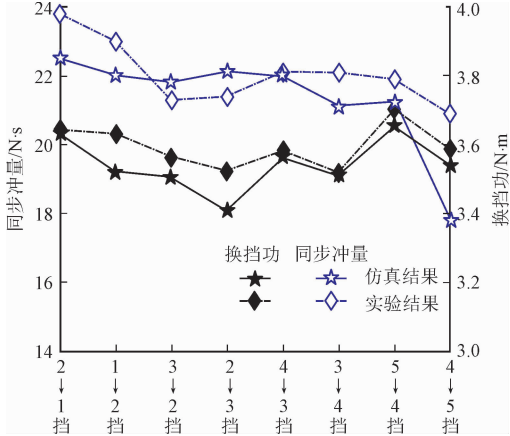


图 11 同步冲量与换挡功实验仿真对比结果

由图 11 可知,各挡位同步器实验结果的同步冲量比仿真结果略小,这是由于在实际进行同步器换挡性能实验过程中,同步器各旋转部件受到了变速器油液阻尼影响。低挡位的同步冲量大于高挡位,产生此现象的原因是低挡位间的传动大,同步器输入输出端转速差大,同步时间延长。进行动力学仿真时,在参数一定的情况下二次冲击一定会发生,而在进行同步器换挡性能实验时,二次冲击的产生是随机的,故各挡位仿真结果的换挡功略大于实验结果。

为定量分析所建模型的误差大小,将同步冲量和换挡功的仿真结果与实验结果进行统计分析,结果如表 3、4 所示。

由表 2 可知,同步冲量仿真与实验结果误差较

表 3 不同换挡过程的同步冲量对比结果

换挡过程	同步冲量/ $\text{N} \cdot \text{s}$		误差/ $\%$
	仿真值	实验值	
2 挡→1 挡	20.32	20.45	0.64
1 挡→2 挡	19.20	20.31	5.78
3 挡→2 挡	19.05	19.62	2.99
2 挡→3 挡	18.07	19.20	6.25
4 挡→3 挡	19.63	19.82	0.97
3 挡→4 挡	19.09	19.18	0.47
5 挡→4 挡	20.58	21.04	2.24
4 挡→5 挡	19.38	19.88	2.58

表 4 不同换挡过程的换挡功对比结果

换挡过程	换挡功/ $\text{N} \cdot \text{s}$		误差/ $\%$
	仿真值	实验值	
2 挡→1 挡	3.85	3.98	3.32
1 挡→2 挡	3.80	3.90	2.39
3 挡→2 挡	3.78	3.73	1.30
2 挡→3 挡	3.81	3.74	1.73
4 挡→3 挡	3.80	3.81	0.29
3 挡→4 挡	3.71	3.81	2.70
5 挡→4 挡	3.72	3.79	1.72
4 挡→5 挡	3.38	3.69	9.10

小,最大误差为 6.25%,最小误差为 0.47%。由表 3 可知,各挡位仿真的换挡功与实验结果的一致性较好,最大误差为 9.10%,最小误差为 0.29%。同步冲量与换挡功的误差值均小于 10%,故所建动力学仿真模型能够表征同步器换挡机理。

4 结 论

通过对同步器换挡过程的分析,建立了油膜压力、微凸体接触压力、同步环承载力以及同步力矩 4 个数学模型,基于所建数学模型建立了动力学仿真模型,并对所建模型进行了实验验证,结果表明:

- (1)所建模型能够对换挡过程中的换挡力、同步力矩、换挡位移、输入转速等变化规律进行有效仿真;
- (2)各挡位工况下的同步冲量仿真与实验结果误差较小,最大误差为 6.25%,最小误差为 0.47%;换挡功仿真与实验结果的一致性较好,最大误差为 9.10%,最小误差为 0.29%。

参考文献:

[1] ANA P B. Synchronization processes and synchronizer

mechanisms in manual transmissions [J]. International Journal of Advanced Research in Computer Engineering & Technology, 2012, 1(3): 2-4.

[2] LOVAS L, PLAY D, MARIALIGETI J, et al. Mechanical behaviour simulation for synchromesh mechanism improvements [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part D Journal of Automobile Engineering, 2006, 220(7): 919-945.

[3] 吴荣华. 同步器换挡特性分析与优化设计 [D]. 重庆: 重庆大学, 2012: 10-48.

[4] KINUGASA T. Thermal analysis of the synchronizer friction surface and its application to the synchronizer durability improvement [J]. JSAE Review, 1999, 20(2): 217-222.

[5] HÄGGSTRÖM D, NYMAN P, SELLGREN U, et al. Predicting friction in synchronizer systems [J]. Tribology International, 2016, 97: 89-96.

[6] 徐万里, 赵巍, 张学明, 等. 变速箱同步器失效过程与失效机理分析 [J]. 机械工程学报, 2014, 50(14): 69-74.

XU Wanli, ZHAO Wei, ZHANG Xueming, et al. Analysis on failure process and failure mechanism of transmission synchronizer [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014, 50(14): 69-74.

[7] 徐万里, 赵巍, 栗斌. 变速箱同步器的研究进展 [J]. 机械传动, 2012, 36(8): 128-132.

XU Wanli, ZHAO Wei, SU Bin. Research progress of transmission synchronizer [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2012, 36(8): 128-132.

[8] 戴丰, 鲁统利, 张建功. 基于分形理论的同步器接触磨损模型 [J]. 汽车技术, 2009(5): 15-18.

DAI Feng, LU Tongli, ZHANG Jianwu. A model for synchronizer contact wear based on fractal theory [J]. Automobile Technology, 2009(5): 15-18.

[9] DOWSON D. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1962, 4(2): 159-170.

[10] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. Journal of Lubrication Technology, 1978, 100(1): 12-16.

[11] PATIR N, CHENG H S. Application of average flow model to lubrication between rough sliding surfaces [J]. Journal of Lubrication Technology, 1979, 101(2): 220-224.

[12] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1970, 185(1):

625-633.

- [13] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B P P. Contact of nominally flat surfaces [J]. Proceedings of the Royal Society: A Mathematical Physical and Engineering Sciences, 1966, 295(1442): 300-319.
- [14] 余晓霞, 张志刚, 苏洪. 基于 AMESim 同步器换挡性

能仿真与优化 [J]. 机械传动, 2018, 42(3): 60-65.

YU Xiaoxia, ZHANG Zhigang, SU Hong. Simulation and optimization of synchronizer shift performance based on AMESim [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2018, 42(3): 60-65.

(编辑 武红江)

(上接第 102 页)

- [11] 左为恒, 祝维靖, 刘百成. 一种改进的锅炉主蒸汽温度多级智能控制系统的应用研究 [J]. 化工自动化及仪表, 2017, 44(7): 662-666.
- ZUO Weiheng, ZHU Weijing, LIU Baicheng. Application of an improved multi-level intelligent control system for boiler main steam temperature [J]. Chemical Automation and Instrumentation, 2017, 44(7): 662-666.
- [12] BAGHERI P, KHAKI SEDIGH A. Robust tuning of dynamic matrix controllers for first order plus dead time models [J]. Applied Mathematical Modelling, 2015, 39(22): 7017-7031.
- [13] LIMA D M, NORMEY-RICO J E, SANTOS T L. Temperature control in a solar collector field using filtered dynamic matrix control [J]. ISA Transactions, 2016, 62: 39-49.
- [14] RAMDANI A, GROUNI S. Dynamic matrix control and generalized predictive control: comparison study with IMC-PID [J]. International Journal of Hydrogen Energy, 2017, 42(28): 17561-17570.
- [15] 崔晓波, 王明春, 张雨飞. 一种改进的主汽温 Smith 预估补偿控制 [J]. 锅炉技术, 2011, 42(4): 23-26.
- CUI Xiaobo, WANG Mingchun, ZHANG Yufei. An improved Smith predictive compensation control for main steam temperature [J]. Boiler Technology, 2011, 42(4): 23-26.
- [16] 李俊利, 杨绍武, 袁平, 等. 基于动态矩阵控制的燃煤锅炉蒸汽压力控制 [J]. 控制工程, 2016, 23(11): 1685-1689.
- LI Junli, YANG Shaowu, YUAN Ping, et al. Steam pressure control of coal-fired boilers based on dynamic matrix control [J]. Control Engineering, 2016, 23(11): 1685-1689.
- [17] 郭伟, 夏友亮, 周丽, 等. 多变量动态矩阵控制算法研究 [J]. 计算机仿真, 2014, 31(8): 360-363.
- GUO Wei, XIA Youliang, ZHOU Li, et al. Multivariable dynamic matrix control algorithms [J]. Computer Simulation, 2014, 31(8): 360-363.
- [18] 欧阳立宝, 符影杰, 洪俊明. 动态矩阵控制在半

导体制冷中的应用 [J]. 仪表技术与传感器, 2010(3): 86-88.

OUYANG Libao, FU Yingjie, HONG Junming. Application of dynamic matrix control in semiconductor refrigeration [J]. Instrument Technology and Sensors, 2010(3): 86-88.

[本刊相关文献链接]

- 欧阳诗洁, 李娟, 董乐, 等. 超超临界锅炉低负荷运行时的流动不稳定性计算分析. 2019, 53(7): 84-91. [doi: 10.7652/xjtuxb201907013]
- 刘佳伦, 李会雄, 冯渊, 等. 跨临界变压运行中水冷壁动态特性的实验研究. 2018, 52(11): 1-8. [doi: 10.7652/xjtuxb201811001]
- 冯雪佳, 王顺森. 在煤富氧燃烧下的超临界 CO₂ 再压缩循环的热力学分析. 2018, 52(11): 100-105. [doi: 10.7652/xjtuxb201811015]
- 李沁伦, 王璐凯, 刘银河, 等. 300 MW 一次再热亚临界燃煤发电站系统改进研究. 2018, 52(9): 54-63. [doi: 10.7652/xjtuxb201809007]
- 曲默丰, 梁梓宇, 赵云杰, 等. 低质量流速光管内超超临界水传热特性的实验与数值模拟. 2018, 52(7): 52-59. [doi: 10.7652/xjtuxb201807008]
- 李冰心, 张国柱, 陈伟雄, 等. 采用蒸汽喷射器的低负荷给水加热系统变工况性能研究. 2017, 51(1): 67-71. [doi: 10.7652/xjtuxb201701011]
- 谢贝贝, 王文毓, 聂鑫, 等. 超临界循环流化床锅炉水冷壁并联双通道内流动不稳定性数值分析. 2016, 50(7): 45-50. [doi: 10.7652/xjtuxb201607008]
- 郭宇朦, 李会雄, 张庆, 等. 倾斜上升光管上母线处超临界压力水传热关联式的建立. 2016, 50(2): 72-77. [doi: 10.7652/xjtuxb201601012]
- 李皓宇, 刘敬樟. 糠醛渣流化床燃烧过程中床料粘结机理研究. 2015, 49(6): 145-150. [doi: 10.7652/xjtuxb201506023]
- 沈艳荣, 杨冬, 王龙, 等. 600 MW 超临界 W 火焰锅炉流动不稳定性数值分析. 2015, 49(5): 68-72. [doi: 10.7652/xjtuxb201505011]

(编辑 武红江)