

DOI:10.11918/j.issn.0367-6234.201612152

摩擦加载式电液负载模拟器大幅值加载机构

郑大可, 许宏光

(哈尔滨工业大学 机电工程学院, 哈尔滨 150001)

摘 要: 为在紧凑的结构尺寸下利用现有的摩擦材料大幅度提高摩擦加载式电液负载模拟器的加载幅值,提出利用大幅值力矩加载机构进行加载的方法. 给出加载机构的工作原理,设计并研制一个加载机构样机;利用 ABAQUS 软件建立该机构的有限元模型,并对该机构进行动态热-力耦合仿真研究,验证该机构的可行性,研究摩擦热的产生特征及其对该机构的影响,发现实际应用时需要对该机构进行充分的散热;利用研制的加载机构,将原有的单向摩擦加载式电液负载模拟器样机改造为大幅值摩擦加载式电液负载模拟器,基于改造的负载模拟器,在 PID 控制器控制下进行了大幅值力矩加载实验. 实验结果表明:改造后的负载模拟器能够精确跟踪高达 $70\text{ N}\cdot\text{m}$ 的力矩,该机构能够按设计预期将原有负载模拟器样机力矩加载幅值提高 3 倍左右,验证了该机构的有效性.

关键词: 摩擦; 电液负载模拟器; 大幅值力矩加载机构; 有限元仿真; 热-力耦合; 大幅值力矩加载实验

中图分类号: TP273 **文献标志码:** A **文章编号:** 0367-6234(2018)01-0036-06

Large amplitude loading mechanism of the friction based electro-hydraulic load simulator

ZHENG Dake, XU Hongguang

(School of Mechatronics Engineering, Harbin Institute of Technology, Harbin 150001, China)

Abstract: To improve the loading amplitude of friction based electro-hydraulic load simulator in compact size by using existing friction material, a loading method using a large amplitude torque loading mechanism is proposed, the working principle of the mechanism is described and a mechanism is designed and developed. The mechanism's finite element model is established then thermal-mechanical coupling simulation of the mechanism is conducted using ABAQUS software, and the feasibility of the mechanism is validated. The friction heat production characteristics and the friction heat impact on the loading mechanism are studied, and the simulation results indicate that in practical applications the mechanism needs fully heat dissipation. Using the developed loading mechanism, the original one-way friction based electro-hydraulic load simulator prototype is transformed as a large amplitude load simulator. Based on the transformed load simulator, under the control of a PID controller, the large amplitude torque loading experiments are conducted, and the experimental results indicate that the transformed load simulator can accurately track up to $70\text{ N}\cdot\text{m}$ torque, the mechanism can improve the original load simulator's torque loading amplitude by 3 times as expected i.e., the effectiveness of the mechanism is validated.

Keywords: friction; electro-hydraulic load simulator; large amplitude loading mechanism; finite element simulation; thermal-mechanical coupling, large amplitude torque loading experiment

传统电液负载模拟器由于与被测舵机系统通过轴刚性连接,导致被测舵机系统的主运动将会对负载模拟器系统产生强烈干扰,这种干扰一般称之为“多余力矩”^[1]. 多余力矩的强度主要与被测舵机的运动形式有关,当舵机进行换向、高频运动或是运动频率与负载模拟器加载频率不同时其尤为强烈. 多余力矩的存在严重影响负载模拟器的加载性能^[1-5]. 为了抑制多余力矩,提高传统电液负载模拟器的加

载性能,Zhang 等^[6] 基于系统线性模型设计了反步解耦控制策略,Wang 等^[7] 基于混合灵敏度设计了一种鲁棒控制器,Truong 等^[8] 设计了一种模糊 PID 控制器并进一步设计了一种自校正灰色预测-模糊 PID 控制器^[9],Nam^[10] 设计了一种基于定量反馈的控制策略. 此外,Cui 等^[11] 提出了一种采用压力反馈伺服阀抑制多余力矩的方法. 由于多余力矩是由机械结构缺陷引起的,理论及实践证明,传统电液负载模拟器的多余力矩无法被彻底消除. 虽然上述方法能够在一定条件下提高负载模拟器的加载性能,但无法满足不断提高了的负载模拟性能要求.

Zheng 等^[12] 设计并研究了一种摩擦加载式电液

收稿日期: 2016-12-29
作者简介: 郑大可(1989—),男,博士研究生;
许宏光(1963—),男,教授,博士生导师
通信作者: 许宏光, hgxu@hit.edu.cn

负载模拟器,该负载模拟器能够彻底消除由被测舵机主运动引起的多余力矩干扰,并且能够获得高性能的力矩加载性能. 但该负载模拟器很难在紧凑的结构下利用现有的摩擦材料获得大幅值的力矩加载.

为了大幅度地提高摩擦加载式电液负载模拟器的加载幅值,使该负载模拟器具有更广的应用范围,本文设计并研制了一种大幅值力矩加载机构. 文中主要通过有限元仿真及力矩加载实验来验证所设计的加载机构的有效性,进而为大幅值摩擦加载式负载模拟器的研制打下坚实的基础.

1 大幅值加载机构原理

由文献[12-13]可知,无多余力矩单向摩擦加载式电液负载模拟器的加载原理如图 1 所示.

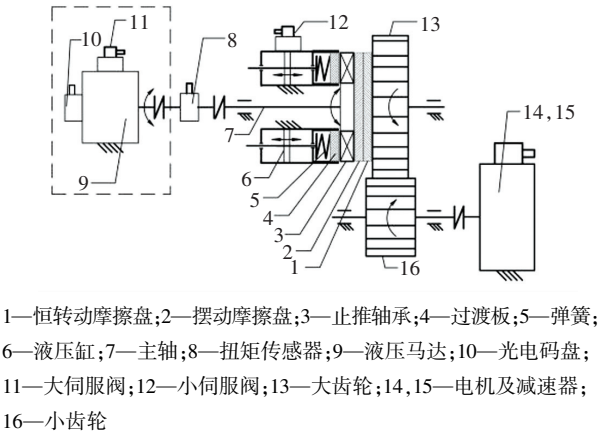


图 1 单向摩擦加载式电液伺服力矩加载原理

Fig.1 Schematic diagram of the one-way friction based electro-hydraulic load simulator

由图 1 所示,该负载模拟器的详细加载原理可以参见文献[12]. 图 1 中的摆动摩擦盘与恒转动摩擦盘间的接触面模型如图 2 所示.

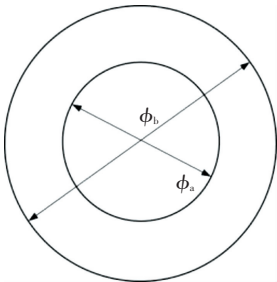


图 2 两摩擦盘间的接触面模型

Fig.2 Contact model of the two friction disks

由加载原理可知,3 个液压缸施加在摆动摩擦盘与恒动摩擦盘间的力将被转化为相应的摩擦力矩,假设液压缸施加的力均匀分布在如图 2 所示的摩擦盘接触面上,则由微积分知识可知摩擦力矩与液压缸施加的力之间的关系可表示为

$$y_l = \int_{\frac{a}{2}}^{\frac{b}{2}} \frac{8r^2 \mu F}{b^2 - a^2} dr = \frac{\mu F (b^3 - a^3)}{3(b^2 - a^2)}. \quad (1)$$

式中: y_l 为转化的摩擦力矩, b 为两摩擦盘接触面的外径, a 为两摩擦接触面的内径, μ 为两摩擦盘间的摩擦因数, F 为液压缸施加的力.

由于液压缸的尺寸决定着所设计的负载模拟器的频率响应,因此通常情况下液压缸的尺寸一定,即施加在两摩擦盘间的力一定. 此时,由式(1)可知,该负载模拟器的输出力矩主要取决于摩擦盘接触面的内、外径和摩擦盘间的摩擦因数. 为了提高力矩加载幅值,可以增加摩擦盘的尺寸并提高两摩擦盘间的摩擦因数等.

当增加摩擦盘的尺寸时,负载模拟器的整体体积也将会变大. 然而,由于空间限制,要求负载模拟器的尺寸不能过大. 虽然目前已有许多高性能的摩擦材料如复合摩擦材料、陶瓷摩擦材料、碳纤维摩擦材料等^[14],但是现有的摩擦材料的稳定摩擦因数基本都在 0.2~0.4^[14],这对于摩擦加载式电液负载模拟器加载幅值的提高是远远不够的. 此外,上述特种摩擦材料的制备成本高,而且成型工艺复杂. 因此如上所述,为了大幅度地提高摩擦加载式电液负载模拟器的加载幅值,不能依靠摩擦盘尺寸的增大及摩擦盘摩擦因数的提高. 为了降低研制成本,并在紧凑的结构条件下利用普通摩擦材料如铸铁大幅度地提高力矩加载幅值,提出了一种大幅值力矩加载机构. 该加载机构的原理图如图 3 所示.

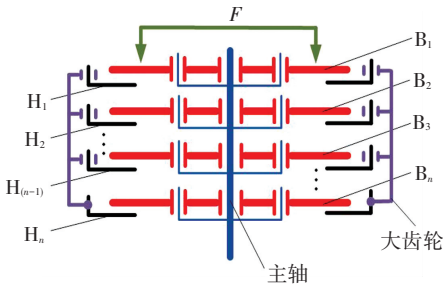


图 3 大幅值力矩加载机构原理

Fig.3 Schematic diagram of the large amplitude torque loading mechanism

图 3 中, $B_1, B_2, B_3, \dots, B_n$ 为摆动摩擦盘, $H_1, H_2, \dots, H_{(n-1)}, H_n$ 为恒转动摩擦盘. 结合图 1,摆动摩擦盘 $B_1 \sim B_n$ 分别通过滑键与主轴连接,因此 n 个摆动摩擦盘既可同主轴一起摆动又能沿主轴轴向滑动. 恒转动摩擦盘 $H_1 \sim H_{(n-1)}$ 分别通过圆柱销与大齿轮连接,因此恒转动摩擦盘 $H_1 \sim H_{(n-1)}$ 既可同大齿轮一起按一定方向恒速转动,又能沿着大齿轮中心轴轴向滑动. 此外,恒转动摩擦盘 H_n 通过螺栓与大齿轮固连. 液压缸施加的力 F 均匀作用在摆动摩擦盘 B_1 上,如上所述,忽略轴向摩擦力,根据作用力

与反作用力的原理,可知摆动摩擦盘 B_1 与恒转动摩擦盘 H_1 间,恒转动摩擦盘 H_1 与摆动摩擦盘 B_2 间,摆动摩擦盘 B_2 与恒转动摩擦盘 H_2 间, ..., 摆动摩擦盘 B_n 与恒转动摩擦盘 H_n 间都受液压缸施加的力 F 。由于上述 $2n-1$ 个由摆动摩擦盘与恒转动摩擦盘构成的接触面都存在摩擦,假设每个接触面上的摩擦因数及接触面尺寸相同,根据式(1)可知,液压缸施加的力 F 经过所设计的大幅值力矩加载机构所转换的摩擦力矩为

$$y_l^m = (2n-1)y_l \quad (2)$$

式中: y_l^m 为加载机构转化的摩擦力矩; n 为加载机构中摆动摩擦盘或恒转动摩擦盘的数目; y_l 为如式(1)所示的每个接触面上产生的摩擦力矩。

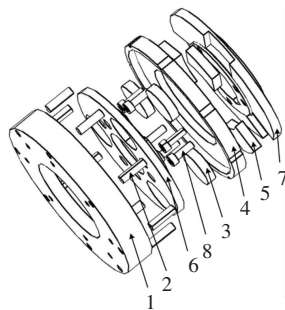
如上所述,根据式(2),在其他条件相同的情况下,所设计的加载机构通过增加恒转动摩擦盘和摆动摩擦盘的数量来成倍地提高输出摩擦力矩。结合图 1,为了在紧凑结构尺寸下利用现有的摩擦材料大幅度地提高文献[12-13]中所研究的单向摩擦加载式电液负载模拟器的力矩加载幅值,可以将图 1 中的恒转动摩擦盘和摆动摩擦盘替换为图 3 所示的大幅值力矩加载机构。则采用图 3 所示的大幅值力矩加载机构的单向摩擦加载式电液负载模拟器称之为大幅值单向摩擦加载式电液负载模拟器。

2 大幅值力矩加载机构结构设计

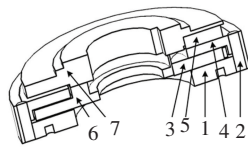
为了充分利用文献[12-13]中现有的单向摩擦加载式电液负载模拟器样机的所有资源,降低大幅值力矩加载机构研究成本,结合现有样机的结构形式,根据图 3 所示的加载机构工作原理,设计了一个具有两个摆动摩擦盘和两个恒转动摩擦盘即图 3 中 $n=2$ 时的大幅值力矩加载机构。所设计的加载机构三维实体模型如图 4 所示。

结合大幅值力矩加载机构的工作原理,设计的 $n=2$ 加载机构主要由 1 个恒转动摩擦盘 1, 8 个圆柱销, 3 个摆动摩擦片 2, 1 个恒转动摩擦盘 2, 3 个摆动摩擦片 1, 1 个摆动摩擦片支座 2, 1 个摆动摩擦片支座 1, 6 个内六角螺栓等元件构成。所设计的加载机构中的摆动摩擦盘采用分离式设计,即每个摆动摩擦盘分别由 3 个小摩擦片等效且 3 个小摩擦片通过 1 个摆动摩擦片支座来约束。3 个摆动摩擦片 1 等效为摆动摩擦盘 1, 3 个摆动摩擦片 1 均布嵌入在摆动摩擦片支座 1 上, 3 个摆动摩擦片 1 可以与摆动摩擦片支座 1 一同摆动; 3 个摆动摩擦片 2 等效为摆动摩擦盘 2, 3 个摆动摩擦片 2 分别与摆动摩擦片支座 2 上均布的 3 个圆孔配合, 3 个摆动摩擦片 2 可以沿着摆动摩擦片支座 2 中心轴轴向滑动, 并且

可以与摆动摩擦片支座 2 一同摆动; 恒转动摩擦盘 1 通过螺栓固定在大齿轮的侧面; 恒转动摩擦盘 2 通过 8 个均布的圆柱销与恒转动摩擦盘 1 连接, 因此, 恒转动摩擦盘 2 可以沿着恒转动摩擦盘 1 中心轴轴向滑动, 并且可以与恒转动摩擦盘 1 一同转动。3 个摆动摩擦片 2 的上、下表面分别与恒转动摩擦盘 1 的上表面和恒转动摩擦盘 2 的下表面接触; 3 个摆动摩擦片 1 的下表面与恒转动摩擦盘 2 的上表面接触; 摆动摩擦片支座 1 将通过滑键与主轴连接, 则摆动摩擦片支座 1 可以沿着主轴轴向滑动且能够与主轴一同摆动; 摆动摩擦片支座 2 通过 6 个内六角螺栓与摆动摩擦片支座 1 刚性连接, 则两个摆动摩擦片支座可以被视为一体。所设计的大幅值加载机构中的各个有效摩擦副的等效接触面积见图 2, 且等效接触面积的内径和外径分别约为 70、110 mm。综上所述, 所设计的 $n=2$ 的大幅值力矩加载机构共有 3 对摩擦副, 因此理论上, 在其他条件相同的情况下, 所设计的加载机构输出的摩擦力矩约是普通单向摩擦盘加载机构输出摩擦力矩的 3 倍。



(a) 爆炸图



(b) 1/2 剖面图

1—恒转动摩擦盘 1; 2—销; 3—摆动摩擦片 2; 4—恒转动摩擦盘 2; 5—摆动摩擦片 1; 6—摆动摩擦片支座 2; 7—摆动摩擦片支座 1; 8—内六角螺栓

图 4 大幅值力矩加载机构三维模型, $n=2$

Fig. 4 3-D model of the large amplitude torque loading mechanism, $n=2$

所设计的加载机构的结构形式不是唯一的, 图 4 给出的是一种成本较低的结构形式, 且该结构形式能够充分利用现有的普通单向摩擦加载式电液负载模拟器样机的资源。利用该加载机构, 只需稍加修改即可将现有的样机改造为大幅值的电液负载模拟器。该机构的材料将暂时采用 45#钢。当设计 $n > 2$ 的大幅值力矩加载机构时, 可以参照所给出的 $n=2$ 的加载机构的结构形式。

3 大幅值加载机构有限元仿真研究

加载机构是一个具有多个滑动摩擦接触且受力复杂的动态热-力耦合的机械结构,需要研究其基本结构强度特性及其复杂的动态热-力学耦合行为. 将利用有限元软件 ABAQUS 对该机构进行有限元仿真分析. 为了降低计算量,忽略对加载机构结构影响不大的摆动摩擦片支座 1、螺栓孔及螺纹孔等,并将圆柱销与恒转动摩擦盘 1 看成一体,选择显示温度-位移耦合型有限元单元 C3D8RT 来划分网格,简化的加载机构有限元网格模型如图 5 所示.

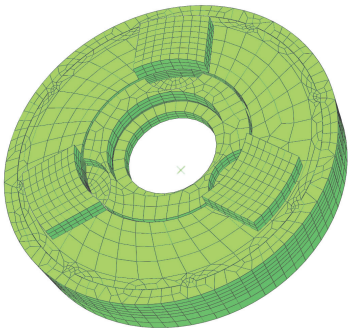


图 5 加载机构有限元网格模型

Fig.5 Finite element mesh model of the loading mechanism

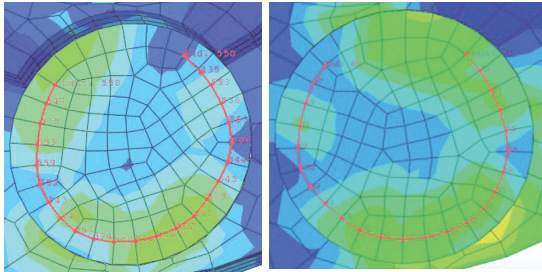
根据加载机构实际工况,约束图 5 所示模型的 3 个摆动摩擦片 1 的 x 和 y 方向平移自由度并在上表面均匀施加相应的压力载荷,同时约束恒转动摩擦盘 1 的 x 、 y 和 z 方向平移自由度并定义 z 方向旋转自由度的相应速度,使得恒转动摩擦盘 1 以相应的速度旋转. 该机构摩擦面间的摩擦因数和热传导系数分别定义为 0.3 和 $5 \times 10^7 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$,且摩擦面接触类型定义为显示算法的面面接触,同时其材料性能参数按 45#钢性能参数^[15]定义.

如图 4 所示,考虑到 3 个摆动摩擦片 2 的尺寸最小且所受的载荷极为复杂,并且其距离摆动摩擦片 1 最远,如果 3 个摆动摩擦片 2 的上、下表面的应力分布相似,且不超过材料的极限强度,则可以说明所设计的加载机构的结构合理,能够进行有效的力-摩擦力矩转换. 为了精确地分析加载机构的应力场的分布情况,在同一个摆动摩擦片 2 的上、下表面分别取一条长度和形状都相同的路径 1 和 2,然后分别研究路径 1 和 2 上所有节点的应力分布特征.

图 7 为仿真步长 0.2 s,3 个摆动摩擦片 1 的上表面所受的压力载荷为 $3 \times 10^6 \times [\sin(10\pi t) + 1.1] \text{ Pa}$,且恒转动摩擦盘 1 转速为 12.5 rad/s 时,路径 1 和 2 的应力随时间的分布图.

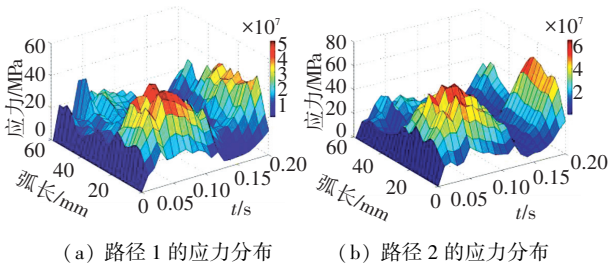
由图 7 可以看出,在整个仿真步长内,3 个摆动摩擦片 2 上的路径 1 和 2 的应力随时间变化的趋势

基本都与给定的 5 Hz 正弦压力载荷随时间变化的趋势相一致. 此外,在相同时间点上,路径 1 和 2 上的应力幅值基本相当. 仿真结果表明,摆动摩擦片 2 上、下表面所承受的动态压力相当,该加载机构能够按期望的性能进行力-摩擦力矩转换.



(a) 路径 1 (b) 路径 2
图 6 3 个摆动摩擦片 2 上的路径

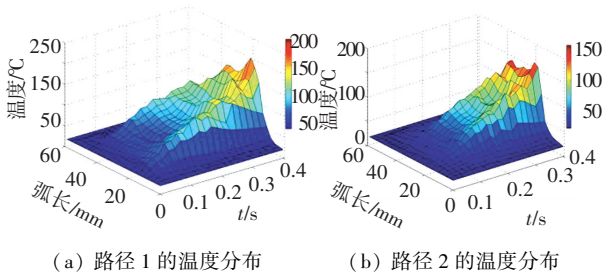
Fig.6 Paths on the three swing friction disks 2



(a) 路径 1 的应力分布 (b) 路径 2 的应力分布
图 7 路径应力分布

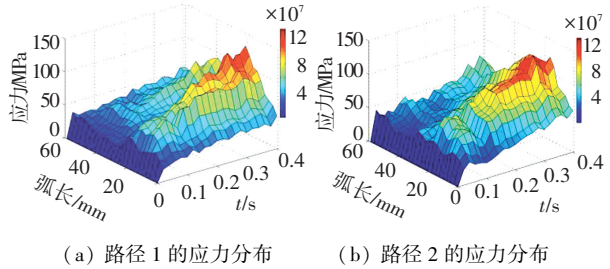
Fig.7 Stress distribution of paths

图 8 和 9 分别为仿真步长 0.4 s,3 个摆动摩擦片 1 的上表面所受的压力载荷为 $6 \times 10^6 \text{ Pa}$ 且恒转动摩擦盘 1 转速为 50 rad/s 时,路径 1 和 2 的温度和应力随时间的分布图.



(a) 路径 1 的温度分布 (b) 路径 2 的温度分布
图 8 路径温度分布

Fig.8 Temperature distribution of paths



(a) 路径 1 的应力分布 (b) 路径 2 的应力分布
图 9 路径应力分布

Fig.9 Stress distribution of paths

由图 8 可知,随着仿真步长的递增,路径 1 和 2

上的温度不断升高,并且相同时间点下路径 1 和 2 的温度幅值相当. 类似的,由图 9 可知,随着仿真步长的递增,路径 1 和 2 上的应力也不断升高,并且相同时间点下路径 1 和 2 的应力幅值相当. 仿真结果表明,随着长时间的力矩加载,加载机构将不断产生大量的摩擦热. 由于加载机构所受的压力载荷为恒定的,理论上路径 1 和 2 的应力分布应在一个定值范围内,图 9 所示的路径应力不断升高的结果主要是由摩擦热引起的热应力所致. 由于仿真中没有进行散热定义,当仿真持续进行时,加载机构不断产生摩擦热,则加载机构的温度将不断升高直至温度高到使得仿真计算发散,仿真无法继续为止. 由于热应力式中伴随着加载机构各零件的热膨胀,考虑到实际加载时,加载机构中各个摩擦副的接触面始终是紧密接触的,可知摩擦副法向的热膨胀将会对摩擦副间受到的压力产生干扰. 由于加载机构的加载原理主要是将加载机构中多个摩擦副间所受的压力转化为摩擦力矩,考虑到所研究的负载模拟器是一种高精度的伺服系统,因此,热应力(热膨胀)的存在势必会影响摩擦力矩转换的精度,即热应力(热膨胀)将会使得加载机构产生一个额外的输出力矩. 此外,由于高温会降低摩擦材料的强度,从而降低加载机构寿命等. 因此,为了保持加载机构的力-力矩转换精度,同时提高加载机构的使用寿命,在实际加载中需要为加载机构散热.

4 大幅值力矩加载机构加载实验研究

根据图 5 所示的加载机构设计结果,研制了一个大幅值力矩加载机构样机,如图 10 所示.



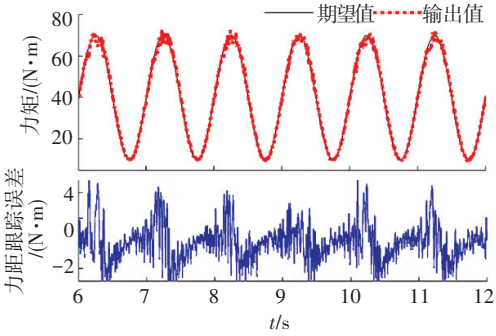
图 10 大幅值力矩加载机构实物

Fig.10 Photo of the large amplitude torque loading mechanism

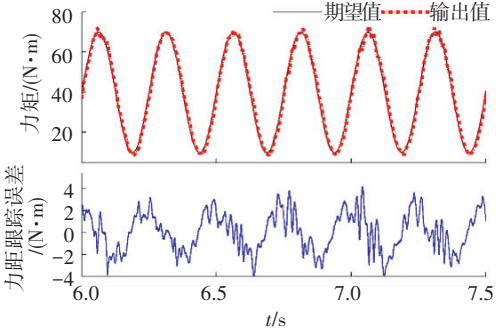
将文献[12]中样机的两个摩擦盘替换为所研制的大幅值力矩加载机构(图 10),文献[12]中样机系统的其他部分保持不变,基于改造的负载模拟器进行大幅值力矩加载实验. 改造后的负载模拟器的主要实验装置介绍可以参见文献[12].

为了实验验证所设计的加载机构的有效性,避免引入对被控系统非线性、参数不确定性、测量噪声和未知系统动态等的任何控制补偿,大幅值力矩加载实验所采用的控制器为经典的 PID 控制器. 系统的采样周期为0.000 1 s,PID 控制器的控制参数分

别为 $K_p = 1, K_i = 0.000\ 8$ 和 $K_d = 100$. 力矩加载实验时,被测舵机一直做幅值 8° ,频率 5 Hz 的正弦摆动. 图 11 为改造的负载模拟器分别跟踪幅值 $30\ \text{N} \cdot \text{m}$,偏移 $40\ \text{N} \cdot \text{m}$,频率分别为 1 Hz 和 4 Hz 的正弦期望力矩信号的实验跟踪结果. 图 12 所示为该负载模拟器跟踪一种复合信号 $3 \times \sin(2\pi t) + 5 \times \sin(4\pi t) + 12 \times \sin(6\pi t) + 8 \times \sin(8\pi t) + 38$ 的实验跟踪结果.



(a) 1 Hz 力矩信号跟踪结果



(b) 4 Hz 力矩信号跟踪结果

图 11 正弦力矩跟踪实验结果

Fig.11 Experimental sinusoidal torque tracking results

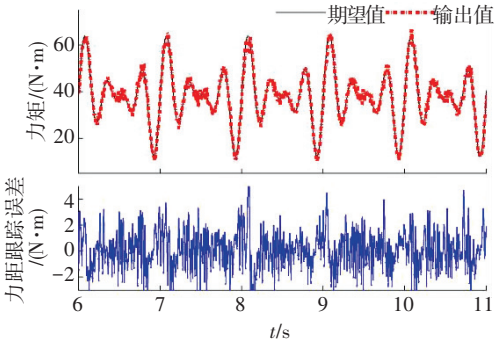


图 12 复合力矩跟踪实验结果

Fig.12 Experimental compound torque tracking results

由图 11、12 可知,在 PID 控制器控制下,所改造的大幅值负载模拟器都能够精确地跟踪所给定的各大幅值期望力矩信号,且该负载模拟器能够精确跟踪高达 $70\ \text{N} \cdot \text{m}$ 的力矩信号. 由文献[12]可知,原有的负载模拟器样机所能跟踪的最大力矩在 $25\ \text{N} \cdot \text{m}$ 左右. 实验结果表明,所设计的大幅值力矩加载机构能够将原有样机的力矩加载幅值提高 3 倍左右,这与第 2 节中对所设计的加载机构的理论期

望相一致。实验结果验证了所设计的大幅值力矩加载机构的有效性。实验所获的力矩跟踪精度不是最优的,为了进一步提高加载精度,可以利用模糊控制^[16]、平坦控制^[17]及滑模控制^[18]等高性能控制方法控制所改造的负载模拟器。

5 结 论

1) 设计并研制了一种能够在紧凑结构下利用现有的摩擦材料大幅度提高摩擦加载式电液负载模拟器力矩加载幅值的加载机构。

2) 根据加载机构的加载工况,利用有限元软件 ABAQUS 仿真研究了加载机构动态热-力耦合行为,仿真结果验证了所设计的加载机构的可行性,同时揭示了加载机构摩擦热的产生特征及摩擦热对加载机构结构及力-摩擦力矩转换性能的影响。

3) 利用所研制的加载机构将原有的单向摩擦加载式电液负载模拟器样机改造成了一个大幅值负载模拟器,基于改造的负载模拟器进行了大幅值力矩加载实验,实验结果验证了所设计的加载机构能够按设计期望将原有样机的力矩加载幅值提高 3 倍,并且加载精度高。

4) 本文的研究解决了摩擦加载式电液负载模拟器难于获得大幅值力矩加载的难题,并为大幅值力矩加载机构的结构优化及大幅值摩擦加载式电液负载模拟器的研制提供了理论及实验基础。

参考文献

- [1] 郝经佳. 电液负载仿真台综合性能的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2001.
HAO Jingjia. Comprehensive performance research of a electrohydraulic load simulator[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2001.
- [2] BASIC G. Hardware-in-the-loop simulation of mechanical loads for mechatronics system design[D]. Ottawa: University of Ottawa, 2003.
- [3] BASIC M. On hardware-in-the-loop simulation[C]//Proceedings of the 44th IEEE Conference on Decision and Control, and the European Control Conference. Seville: IEEE, 2005: 3194-3198. DOI: 10.1109/CDC.2005.1582653.
- [4] 李阔强, 赵克定, 袁锐波, 等. μ 理论在电液负载模拟器中的应用[J]. 航空学报, 2007, 28(1): 228-233. DOI: 1000-6893(2007)01-0228-06.
LI Geqiang, ZHAO Keding, YUAN Ruibo, et al. Application of μ theory in electrohydraulic load simulator[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2007, 28(1): 228-233. DOI: 1000-6893(2007)01-0228-06.
- [5] 张彪. 电液负载模拟器多余力矩抑制及其反步自适应控制研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2009.
ZHANG Biao. Extra torque rejection and adaptive backstepping control of electro hydraulic load simulator[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2009.
- [6] ZHANG B, CAO J, ZHAO K D, et al. Decoupling controller design for passive force control system based on backstepping control[C]//

- Proceedings of the 7th World Congress on Intelligent Control and Automation. Chongqing: IEEE, 2008: 71-76. DOI: 10.1109/WCICA.2008.4594427.
- [7] WANG J F, LIANG L H, ZHANG S T, et al. Application of H infinity control based on mixed sensitivity in the electro-hydraulic load simulator [C]//Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Harbin: IEEE, 2007: 2991-2996. DOI: 10.1109/ICMA.2007.4304036.
- [8] TRUONG D Q, AHN K K, SOO K J, et al. Application of fuzzy-PID controller in hydraulic load simulator [C]//Proceedings of the 2007 IEEE International Conference on Mechatronics and Automation. Harbin: IEEE, 2007: 3338-3343. DOI: 10.1109/ICMA.2007.4304098.
- [9] TRUONG D Q, AHN K K. Force control for hydraulic load simulator using self-tuning grey predictor-fuzzy PID[J]. Mechatronics, 2009, 19(2): 233-246. DOI: 10.1016/j.mechatronics.2008.07.007.
- [10] NAM Y. QFT force loop design for the aerodynamic load simulator [J]. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 2001, 37(4): 1384-1392. DOI: 10.1109/7.976973.
- [11] CUI J M, ZHANG B, DONG Y L. A study on performance of electro-hydraulic load simulator based on pressure servo valve [C]//Proceedings of the 2015 International Conference on Fluid Power and Mechatronics. Harbin: IEEE, 2015: 505-509. DOI: 10.1109/FP M.2015.7337170.
- [12] ZHENG D K, XU H G. Adaptive backstepping flatness control based on an adaptive state observer for a torque tracking electrohydraulic system[J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2016, 21(5): 2440-2452. DOI: 10.1109/TMECH.2015.2513205.
- [13] 郑大可, 许宏光. 摩擦加载式电液负载模拟器力矩加载实验 [J]. 哈尔滨工业大学学报, 2017, 49(1): 66-71.
ZHENG Dake, XU Hongguang. Torque tracking experiment of a friction based electro-hydraulic load simulator[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2017, 49(1): 66-71. DOI: 10.11918/j.issn.0367-6234.2017.01.009.
- [14] 章少阳. 酚醛树脂制动材料的制备与摩擦磨损性能研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2007.
ZHANG Shaoyang. Preparation of phenolic braking materials and their friction and wear performances[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2007.
- [15] 赵腾伦. ABAQUS 6.6 在机械工程中的应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2007: 174-187.
ZHAO Tenglun. Applications of ABAQUS 6.6 in mechanical engineering[M]. Beijing: China Water Power Press, 2007: 174-187.
- [16] MANDAL P, SARKAR B K, SAHA R, et al. GA-optimized fuzzy feed forward bias control of motion by a rugged electrohydraulic system [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(4): 1734-1742. DOI: 10.1109/TMECH.2014.2352156.
- [17] KIM W, WON D, TOMIZUKA M. Flatness-based nonlinear control for position tracking of electrohydraulic systems [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015, 20(1): 197-206. DOI: 10.1109/TMECH.2014.2310498.
- [18] LIN Y, SHI Y, BURTON R. Modeling and robust discrete-time sliding-mode control design for a fluid power electrohydraulic actuator (EHA) System [J]. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2013, 18(1): 1-10. DOI: 10.1109/TMECH.2011.2160959.

(编辑 杨 波)