

轮式桥面结构疲劳试验机加载系统

卞永明¹, 杨继翔¹, 高飞¹, 金晓林²

(1. 同济大学机械与能源工程学院, 上海 201804; 2. 上海同新机电控制技术有限公司, 上海 200949)

摘要: 设计了基于电液比例控制的轮式桥面结构疲劳试验机(以下简称试验机)液压加载系统。为了确保试验机液压加载系统可以线性控制试验桥面的加载力, 设计了加载机构, 使得加载机构在最大轮胎变形时对加载力造成的影响小于0.2%。同时, 建立了试验机加载系统的仿真模型, 对系统的动静态加载进行仿真分析, 并通过试验验证。结果表明, 设计的试验机加载系统满足控制电压与加载力之间的线性关系, 并实现最大15 000 kg的恒压加载工况和2.0 Hz以内振幅1 500 kg的正弦加载工况, 能够较好满足当前桥梁疲劳试验的加载要求。

关键词: 轮式疲劳试验机; 加载系统; 比例溢流阀; 正弦加载; 频响特性

中图分类号: U446.1

文献标志码: A

Loading System for Wheel Fatigue Testing Machine on Bridge Structure

BIAN Yongming¹, YANG Jixiang¹, GAO Fei¹,
JIN Xiaolin²

(1. College of Mechanical Engineering, Tongji University, Shanghai 201804, China; 2. Shanghai TXMEC Technology Co. Ltd., Shanghai 200949, China)

Abstract: A loading system based on electro-hydraulic proportional control is designed. To meet the requirement that the hydraulic loading system of the test machine can linearly control the loading force of the test bridge deck, a loading mechanism is designed, which makes the error on loading force less than 0.2% when the maximum tire deformation occurs. Meanwhile, a simulation model of the loading system is established to simulate and further analyze the dynamic and static characteristics. Finally, the static and dynamic characteristics of the loading system are verified by the static loading experiment and the sinusoidal loading experiment with the same amplitude at different frequencies, respectively. The

experimental results show that the loading system can achieve linear loading between the control voltage and the loading force, and satisfy the constant loading within 15 000 kg and under the sinusoidal loading condition when the amplitude is less than 1 500 kg and the frequency is within 2.0 Hz.

Key words: wheel fatigue testing machine; loading system; proportional relief valve; sine loading; frequency response.

随着国民经济的快速发展及汽车保有量的不断增加, 交通流量和车辆载荷越来越大, 重载交通下正交异性钢桥面板、混凝土桥面板等桥面结构疲劳劣化问题日益突出。因此, 改进桥面结构、保证桥梁结构的安全可靠以及延长桥梁使用寿命, 成为目前急需解决的关键任务^[1-5]。

试验是研究桥面结构疲劳耐久性的直接有效方法^[6-8], 能准确反映实际结构形式、边界约束条件、制造安装工艺及载荷施加特点等。对于直接承受车轮荷载的桥面结构, 其疲劳试验需要解决模拟车轮通过效应时载荷施加的准确性问题^[9-10]。目前国内外都开始采用轮式滚动疲劳加载装置进行桥面结构的疲劳试验, 这些试验装置采用电液比例控制系统控制液压缸加载, 通过连杆机构控制加载装置行走^[11-14]。轮式桥面结构疲劳试验装置采用的电液比例控制系统是实现模拟加载的一种有效方式^[15-17], 国内外对此均有研究, 然而针对于轮式疲劳试验机加载系统的研究较少。Xu等^[17]设计了一种应用于轴承的疲劳加载系统, 贵忠东等^[18]设计了一种用于浆毂的疲劳加载系统, 这些加载系统的油缸都直接作用于试验对象, 不适用于在电液比例控制系统之后具有其他机构的加载系统。Owczarek等^[19]通过

收稿日期: 2019-04-02

基金项目: 国家自然科学基金(51575398); 内蒙古自治区科技重大专项

第一作者: 杨继翔(1992—), 男, 博士生, 主要研究方向为机电液一体化技术、混合动力工程机械等。

E-mail: 1410281@tongji.edu.cn

通信作者: 卞永明(1965—), 男, 教授, 博士生导师, 工学博士, 主要研究方向为机电液一体化技术、实时网络控制理论、新工艺等。E-mail: ymbianmail@163.com



仿真和试验研究了电液比例阀的动态响应特性,Liu等^[20]通过试验分析了PID算法对基于电液比例溢流阀的液压加载系统的闭环控制效果,这些研究主要针对液压系统和关键液压元件,没有考虑到加载机构对加载系统的影响。总体而言,目前已有许多关于电液比例加载系统的研究,但具体应用于轮式加载疲劳试验机加载系统的公开资料较少,而且,轮式加载疲劳试验机的加载系统的液压系统并不是直接作用于试验对象。

本文以轮式桥面结构疲劳试验装置的加载系统为研究对象,对液压加载系统和加载机构进行设计,确保试验机加载机构以及轮胎变形对系统性能的影响在可接受的范围内,使电液比例控制的液压系统的输出与最终加载到试验桥面的加载力成线性关系,确保正弦加载的可操作性,并对整机加载系统进行了仿真建模与试验,以验证设计的正确性。在此基础上,分析了加载系统的动静态特性,为后续加载系统控制策略及改进设计提供理论基础。

1 液压加载系统原理

1.1 加载系统需求

根据桥面结构疲劳试验的需要,对试验机加载系统的要求如表1所示。

表1 加载系统要求

Tab. 1 Requirements for the loading system

参数	数值
最大加载力/kg	15 000
正弦加载频率/Hz	2
正弦加载幅度/kg	1 500
加载精度(相对于满量程)	±2%

如图1所示,试验机通过CAN总线实现上位机与下位机之间的信息交流,上位机用于人机交互、显示系统状态及接收控制指令,下位机根据指令对系统进行控制并返回传感器检测的信号。

1.2 加载液压系统设计

图2为加载系统的液压原理图。系统采用定量泵供油。换向阀使用电磁换向阀。更换试验桥面时,换向阀处于左位,抬起加载机构;加载时,换向阀处于右位,使油缸伸缸。利用先导比例压力控制阀(这里使用的是比例溢流阀,下文中均以比例溢流阀进行说明)控制加载压力控制阀(这里使用的是先导溢流阀,下文中均以先导溢流阀进行说明)的远控口压力实现油缸大腔压力调节,进而实现对加载力的

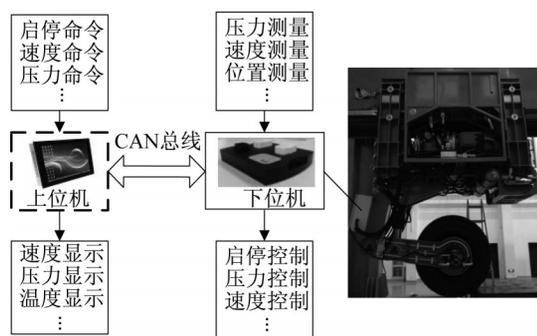


图1 轮式桥面结构疲劳试验机

Fig. 1 Wheel fatigue testing machine on bridge structure

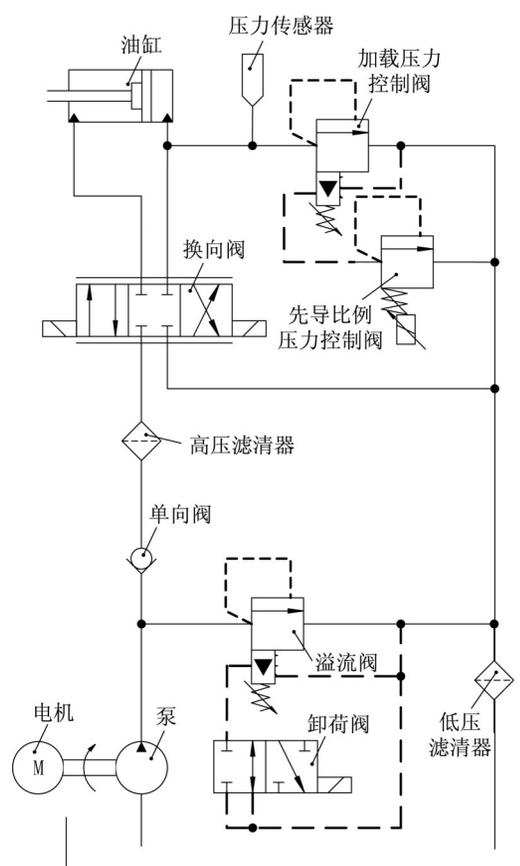


图2 加载系统液压原理

Fig. 2 Hydraulic principle of loading system

控制。如图3所示,控制系统通过压力传感器采集的实际压力对目标压力进行PID闭环控制。

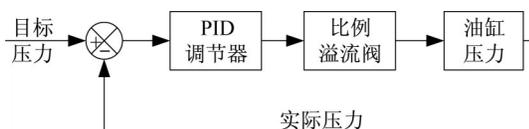


图3 加载系统压力控制原理

Fig. 3 Pressure control principle of the loading system

图4所示为比例溢流阀和先导溢流阀组成的压力控制系统,图中 q_1 为压力控制系统流量, p_1 为压力控制系统压力。下面对系统主要工作参数进行分析计算。

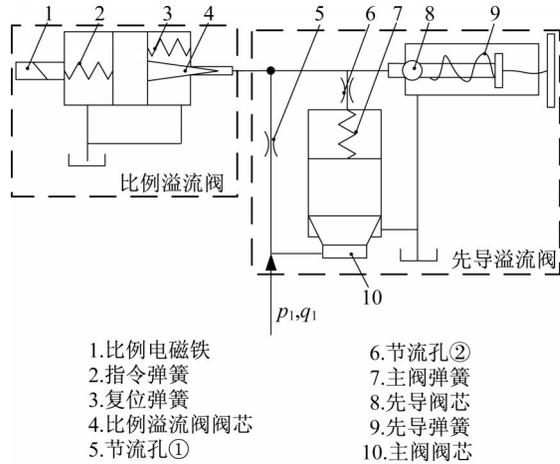


图4 加载系统压力控制元件

Fig. 4 Pressure controlling components of the loading system

液压元件选型计算的主要依据是流量和压力,对于本系统,主要考虑动态加载对系统流量的要求。以正弦加载为例,在加载压力由最高到最低的过程中,油缸靠机构变形恢复力返回时,无杆腔的油液会经过先导溢流阀、换向阀最后到油缸的有杆腔,因为油缸无杆腔的面积大于有杆腔,所以从无杆腔溢出的油液流量大于油缸有杆腔进行补油的流量,能够进行可靠的补油;在加载力由最低到最高的过程中,油缸则一直处于伸缸状态,随着加载机构的动作,油缸的行程 L 也会产生变化,此时油缸的流量等于行程变化速度与油缸有效作用面积 A 的乘积。为了保证系统满足正弦加载,压力控制系统流量 q_1 大于油缸流量,即

$$q_1 \geq A \frac{dL}{dt} \quad (1)$$

对于试验机,轮胎在垂直受力方向可以简化为弹簧阻尼系统,所以油缸活塞的位移变化量 ΔL 、油缸输出端等效弹簧刚度 K 和油缸对外作用力变化量 ΔF_B 的关系为

$$\Delta L = \frac{\Delta F_B}{K_B} \quad (2)$$

对于试验机的加载系统,动态加载时的流量主要取决于油缸对外作用力的变化范围和速度。以正弦加载为例,正弦加载时油缸对外作用力的变化幅值 ΔF_{BF} 和正弦加载频率 f 的关系为

$$\Delta L = \frac{\Delta F_{BF} \sin 2\pi ft}{K_B} \quad (3)$$

由式(1)、(2)和(3)有

$$q_1 \geq \frac{2\pi f A \Delta F_{BF} \cos 2\pi ft}{K_B} \quad (4)$$

油缸有效作用面积需要根据加载时的最大压力控制系统压力 $p_{1\max}$ 和最大油缸对外作用力 $F_{B\max}$ 来确定,即

$$F_{B\max} \leq p_{1\max} A \quad (5)$$

根据最大压力控制系统流量 $q_{1\max}$ 选择合适的电磁换向阀(图2中的换向阀),然后根据该阀的流量特性找到最大压力控制系统流量 $q_{1\max}$ 对应的最大最大压降 Δp ,据此可以计算压力控制系统所需功率最小值 Q_{\min} ,并确定电机选型依据。

$$Q_{\min} \geq \max \{ (p_1 + \Delta p) q_1 \} \quad (6)$$

正弦加载时,压力控制系统压力 p_1 与油缸有效作用面积 A 满足式(7),其中 F_{BH} 是正弦加载时的平均加载力。

$$F_B = p_1 A = F_{BH} + \Delta F_{BF} \sin 2\pi ft \quad (7)$$

以正弦加载为例,结合式(3)、(4)和(7),可知系统动态加载时的功率需求为

$$\begin{aligned} \max \{ (p_1 + \Delta p) q_1 \} \geq \\ (F_{BH} + \Delta F_{BF} 2\pi f \sin 2\pi ft + \Delta p) \cdot \\ \Delta F_{BF} 2\pi f \cos 2\pi ft / K_B \end{aligned} \quad (8)$$

本节以正弦加载为例,对系统进行动态加载时的功率与流量需求进行了设计计算,为液压系统元件的参数确定提供依据。由前面的计算可知,动态加载的流量与正弦加载频率、油缸对外作用力以及油缸有效作用面积成正比,与油缸输出端等效弹簧刚度成反比。而系统功率则与正弦加载频率、油缸对外作用力正相关,与油缸输出端等效弹簧刚度成反比。

2 加载机构设计

液压设计部分的计算公式建立在油缸的活塞位移变化与油缸对外作用力成线性关系的基础上。这需要通过加载机构设计来保证,即在加载范围内,轮胎变形引起的加载机构变化不会对油缸活塞位移与轮胎变形的比值产生较大的影响。

在图5所示的机构中,液压加载系统的油缸出力不是直接作用在车轮上,而是通过中间机构传递至轮胎,最终实现对桥面结构的加载。其中,固定架可以理解为安装在支架上的滑块,因此,加载装置

在 x 轴方向上可以随着轮胎运动而移动,在 y 轴方向的位移则被支架限制。

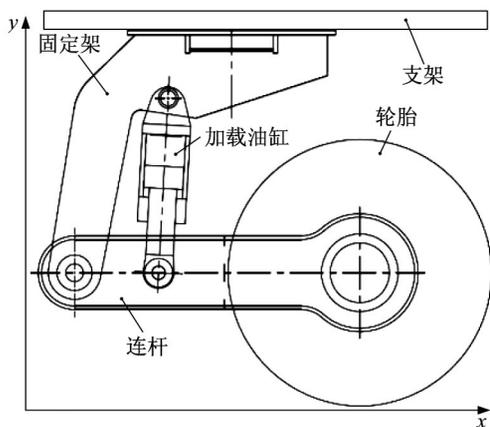


图5 加载机构

Fig. 5 Mechanical structure of the loading system

不考虑车轮被马达驱动时带来的加载机构在 x 方向上的运动,加载机构可以用图6所示的加载机构简图表示。其中,实线表示初始位置,虚线表示加载导致轮胎变形后的加载机构位置。连杆 AC 的刚度远远大于轮胎,可以视为刚体。对加载系统进行受力分析。 G_1 为连杆的重力,重心可近似为连杆中心; G_2 为车轮和马达的重力; B 点的作用力 F_{Bx} 和 F_{By} 是油缸对外作用力 F_B 在 x 和 y 方向上的分力; F_{Ax} 和 F_{Ay} 是 A 点对连杆的反力; F_{Cx} 和 F_{Cy} 是轮胎中心 C 对连杆的反力。

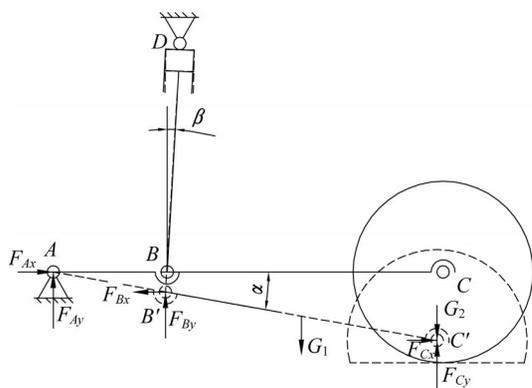


图6 加载机构受力分析

Fig. 6 Force diagram of the loading mechanism

因此,连杆的力平衡公式为

$$F_{Ax} + F_{Cx} = F_{Bx} \quad (9)$$

$$F_{Ay} + F_{Cy} = F_{By} + G_1 + G_2 \quad (10)$$

以 A 点作为参考点,可以得到力矩平衡公式为

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} G_1 l_{AC} \cos \alpha + G_2 l_{AC} \cos \alpha + \\ & F_{By} l_{AB} \cos \alpha = \\ & F_{Cx} l_{AC} \sin \alpha + F_{Cy} l_{AC} \cos \alpha - \\ & F_{Bx} l_{AB} \sin \alpha \end{aligned} \quad (11)$$

式中: l_{AC} 为连杆 AC 的长度; l_{AB} 为连杆 AB 的长度。连杆绕 A 点旋转的角度 α 可以根据 C 点在垂直方向上的位移 $y_{CC'}$ 计算,即

$$\alpha = \angle BAB' = \arcsin \frac{y_{CC'}}{l_{AC}} \quad (12)$$

B 点的作用力 F_{Bx} 和 F_{By} 与油缸输出作用力 F_B 相关,可以根据油缸与垂直方向的夹角 β 计算,即

$$\begin{cases} F_{Bx} = F_B \sin \beta \\ F_{By} = F_B \cos \beta \\ \beta = 90^\circ - \alpha - \angle DB'A \end{cases} \quad (13)$$

其中 $\angle DB'A$ 可根据余弦公式计算得到,即

$$\angle DB'A = \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{DB}^2 - l_{AD}^2}{2l_{AB}l_{DB}} \quad (14)$$

B 点的位置与油缸伸缩长度有关,因此 l_{DB} 是变化的,与油缸初始长度 l_{DB} 的关系为

$$l_{DB'} = \sqrt{l_{DB}^2 + l_{BB'}^2 - 2l_{DB}l_{BB'}\cos\angle DB'B} \quad (15)$$

B 点位移量与 C 点位移量存在等比关系,即

$$l_{BB'} = \frac{l_{AB}}{l_{AC}} l_{CC'} \quad (16)$$

C 点位移量与连杆 AC 的旋转角度 α 的关系为

$$l_{CC'} = \frac{y_{CC'}}{\sin \alpha} \quad (17)$$

$\angle DB'B$ 等于 $\angle ABB'$ 和 $\angle DBA$ 之和,即

$$\begin{aligned} \angle DB'B &= \angle ABB' + \angle DBA = \\ & 90^\circ - \frac{\alpha}{2} + \arccos \frac{l_{AB}^2 + l_{DB}^2 - l_{AD}^2}{2l_{AB}l_{DB}} \end{aligned} \quad (18)$$

对于轮胎,其垂向模型可以简化为弹簧阻尼系统。轮胎中心 C 对连杆反力的垂向分力 F_{Cy} 为

$$F_{Cy} = Ky_{CC'} \quad (19)$$

式中: K 为轮胎的弹性系数。

由式(19)可知,在相同加载力下,轮胎弹簧刚度越大,变形越小。结合式(12)可知,轮胎弹簧刚度越大则连杆 AC 在加载过程中的旋转角度 α 越小,对系统机构的影响也越小。因此,本系统采用实心橡胶轮,并采用双轮结构。实际系统的轮胎刚度为 $5820 \text{ N}\cdot\text{mm}^{-1}$,是单个实心橡胶轮刚度的两倍。在最大加载力(15 000 kg)工况下,其最大变形为25.4 mm,结合式(12)和式(13)~(18),通过对 A 、 B 、 C 、 D 的位置分布的设计,可以使连杆 AC 的旋转角度 α 和油缸作用力与垂直方向的夹角 β 的变化范围为

$$\alpha \in (0^\circ, 1.12^\circ) \quad (20)$$

$$\beta \in (3.31^\circ, 3.32^\circ) \quad (21)$$

对于轮胎所受的加载力,综合式(9)~(11)和式(13)可得

$$F_{Cy} = \frac{1}{2}G_1 + G_2 + F_B \cos \beta \frac{l_{AB}}{l_{AC}} \cos \alpha + F_B \sin \beta \frac{l_{AB}}{l_{AC}} \sin \alpha - F_{Cx} \tan \alpha \quad (22)$$

将式(20)和(21)带入式(22)可得轮胎变形带来的加载力波动范围小于目标加载力的0.2%,故有下式:

$$F_{Cy} \approx \frac{1}{2}G_1 + G_2 + F_B \frac{l_{AB}}{l_{AC}} \quad (23)$$

油缸对外作用力与油缸活塞位移的关系由式(16)、(17)、(19)和(23)可得

$$\Delta L = l_{DB} - l_{DB} \approx \frac{l_{AB}^2 F_B}{K l_{AC}^2} + \frac{l_{AB}(G_1 + 2G_2)}{2K l_{AC}} \quad (24)$$

通过式(23)和(24)可知,加载系统对桥面结构的加载力与油缸对外作用力之间成线性关系,油缸对外作用力与油缸活塞位移也成线性关系。第一个线性关系意味着系统最终的加载力与液压系统压力为线性关系,因此在实际加载过程中可以通过压力传感器进行加载力控制;第二个线性关系则满足了第1节中需要确保油缸对外作用力与油缸活塞位移之间为线性关系的要求。故设计的加载机构满足要求。

3 加载系统仿真

根据图2和图5,利用AMESIM软件对加载系统进行建模,如图7所示。模型主要分为液压加载系统和加载机构两部分。其中,压力控制通过比例溢流阀和先导溢流阀实现,轮胎在垂直方向上的力学模型则简化为弹簧阻尼系统。

比例溢流阀和先导溢流阀是液压系统的主要元件,根据第1节中的设计公式,比例溢流阀选用雅克托辉的SR1P2-A2系列直动式比例溢流阀,原始参数通过测量如表2所示。先导溢流阀采用DBL5X型,基本参数通过测算如表3所示。其他参数由表4所示。

通过给系统输入阶跃信号,可以得到系统的阶跃响应特性。系统实际的最大加载力(15 000 kg)对应的工作压力在20.0 MPa附近,加载系统阶跃响应

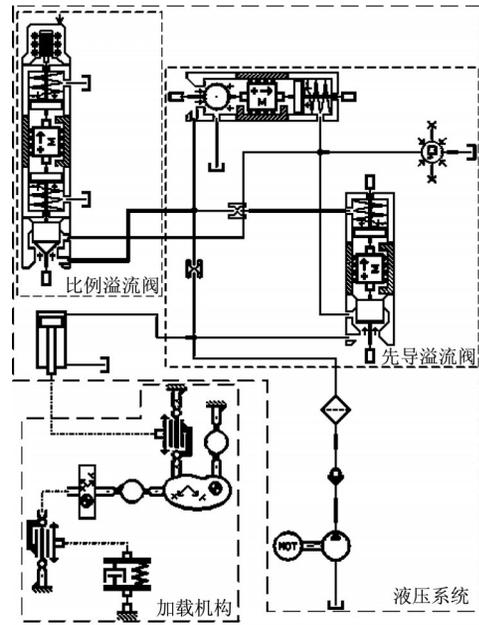


图7 加载系统仿真模型

Fig. 7 Simulation model of the loading system

表2 比例溢流阀参数

Tab. 2 Parameters of proportional relief valve

参数	数值
阀芯角度/(°)	30
进口直径/mm	1.2
活塞直径/mm	9
阀芯质量/g	2.5
阀芯动作范围/mm	4
复位弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	0.6
复位弹簧预压缩量/mm	5
指令弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	30
指令弹簧预压缩量/mm	0.1

表3 先导溢流阀参数

Tab. 3 Parameters of pilot relief valve

参数	数值
阀座角度/(°)	30
进口直径/mm	18.5
活塞直径/mm	20
主阀芯质量/g	100
阀芯动作范围/mm	5
先导阀弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	398
主阀弹簧刚度/(N·mm ⁻¹)	17
主阀弹簧预压缩量/mm	5.6

表4 其他参数

Tab. 4 Other parameters

参数	数值
油缸大腔直径/mm	180
油缸小腔直径/mm	125
单个轮胎刚度/(N·mm ⁻¹)	2 510
AC长度/mm	1 300.0
BC长度/mm	380.0
DB长度/mm	757.0
DA长度/mm	865.5

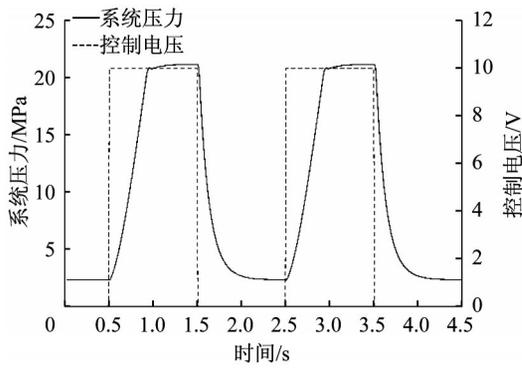


图8 加载系统阶跃响应

Fig. 8 Step response of the loading system

的仿真结果如图8所示,控制电压在0.5 s时由0 V增至10 V,直到1.0 s时稳定;在1.5 s时,控制电压由10 V降至0 V,系统压力会随控制电压变化而变化,其上升和下降至稳定的时间都是0.5 s左右。

加载系统静态加载的仿真结果如图9所示。控制电压由0 V以1.5 V增量逐渐增大至9.0 V,可以看出除了初始部分,系统压力与控制电压成线性关系。由第2节可知,系统压力与加载力也成线性关系,故最终可以实现加载力的正弦曲线加载。

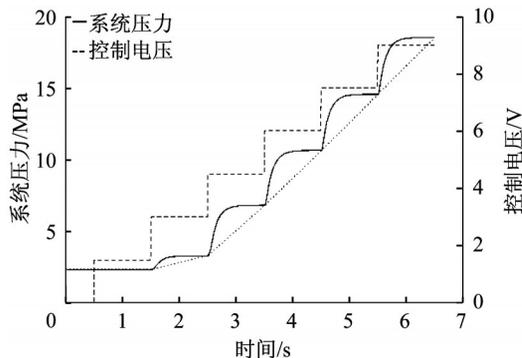
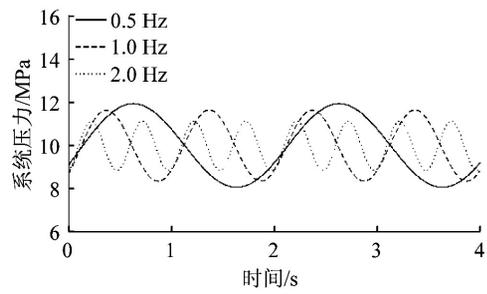


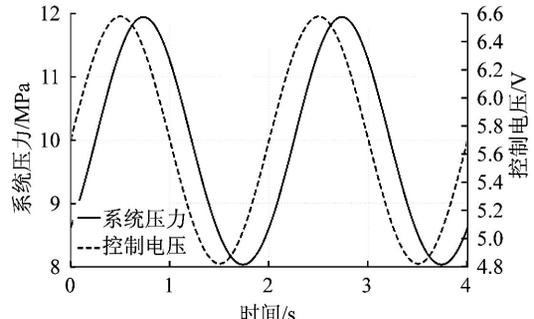
图9 加载系统静态加载试验结果

Fig. 9 Static test results of the loading system

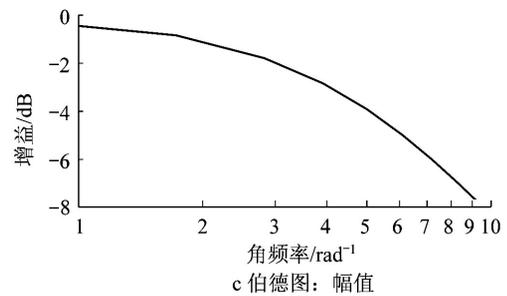
实际加载过程中还需要考虑频率响应的问题。如图10a所示,系统压力的变化幅度会衰减。如图10b所示,系统压力与控制信号之间存在相位差。因此在实际控制过程中需要根据系统的频响特性,对控制信号进行一定的增益以获得期望的加载曲线。通过仿真可以得出系统的频响特性,如图10c和10d所示。频率为2.0 Hz时的相位差为 -101.5° ,幅值衰减为 -12.86 dB。通过对控制电压适当增益可以获得频率2.0 Hz、振幅2.0 MPa(对应加载为1 500 kg)的正弦加载曲线,如图10e所示,说明加载系统



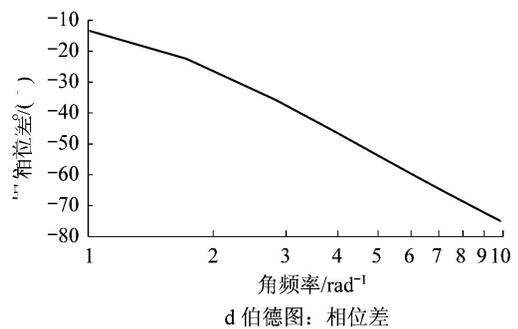
a 幅值衰减



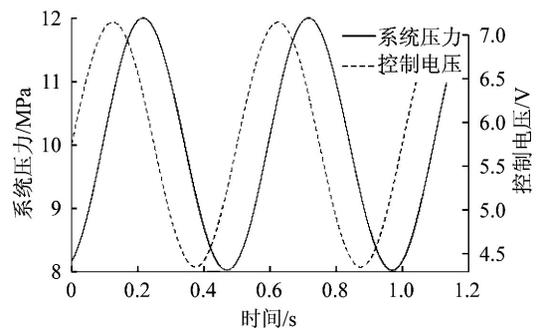
b 相位差



c 伯德图: 幅值



d 伯德图: 相位差



e 正弦加载(频率2 Hz、振幅2 MPa)

图10 正弦加载仿真试验结果

Fig. 10 Simulation results of sine loading

满足设计要求。

4 试验

4.1 加载系统阶跃响应试验

整机如图1所示。上位机通过CAN总线发送控制命令,并接收下位机的反馈;下位机根据上位机发送的命令实现整机加载。将示波器与系统的压力传感器相连,观察给定阶跃控制电压信号下的系统压力变化,可以得到系统的阶跃响应。

如图11所示,阶跃响应的试验结果与仿真结果接近。上升段的响应时间与仿真结果一样都是0.5 s,但下降段的响应时间是0.4 s,与仿真结果的0.5 s有一定差距,这主要与回油管路的容积与液阻有关。

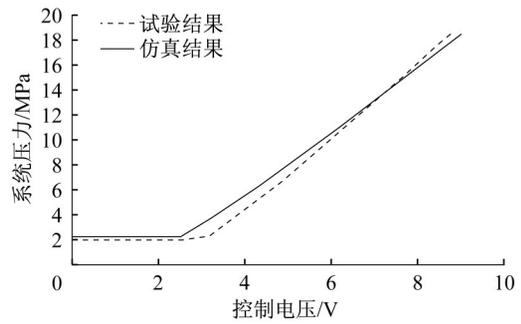


图11 加载系统阶跃响应试验结果

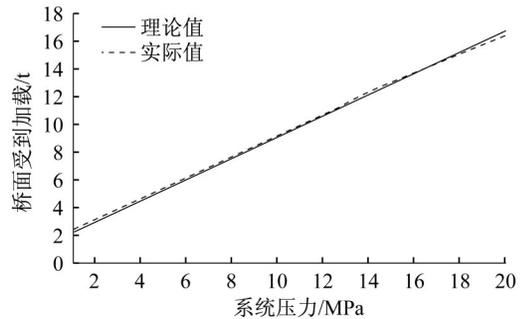
Fig. 11 Step response of the loading system

4.2 静态加载试验

通过测量在固定控制电压下的工作压力,可以知道控制电压与加载压力的关系。如图12a所示,控制电压与系统压力在非死区区域成线性关系,与仿真结果一致。在试验桥面的支座上增加应变片可以获取最终的加载力,如图12b所示,系统压力与桥面实际受到的加载力也成线性关系,但由于自重的影响,15 000 kg加载对应的系统压力为18.0 MPa,而不是仿真中的20.0 MPa。仿真结果与试验数据的变化趋势虽然一致,但在实际数值上还有一定偏差。其中,死区工作压力的差别主要是由于实际管路损耗与仿真存在一定差异;而系统压力与控制电压之间的比值关系的差异主要是由于实际线圈的电阻与仿真设置值(参考样本手册设置为20.8 Ω)存在一定差异。



a 控制电压与系统压力关系



b 系统压力与桥面受到加载力关系

图12 静态加载

Fig. 12 Static loading

4.3 正弦加载试验

图13所示为0.1 Hz的正弦加载曲线,通过给定0.1 Hz的正弦控制电压获得。试验结果表明,加载系统可以通过跟随控制电压来获得正弦加载曲线。

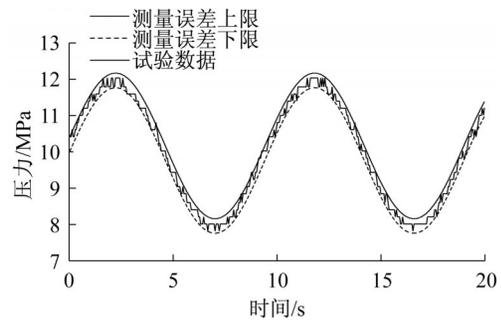


图13 正弦加载

Fig. 13 Sine loading

但考虑到随着频率的变化,系统的幅值增益和相位差都会发生变化,所以需要根据系统的频响特性曲线对不同频率的正弦加载的控制电压进行补偿。试验方案如下:给定比例溢流阀频率不同但变化范围相同的控制电压信号,然后通过压力传感器获取实际的压力变化曲线,对比控制电压信号与系统实际压力信号的波形,得到不同频率下系统的幅值增益和相位差,最终绘制出系统的伯德图。图14为系统频响特性的试验结果与仿真结果对比。其

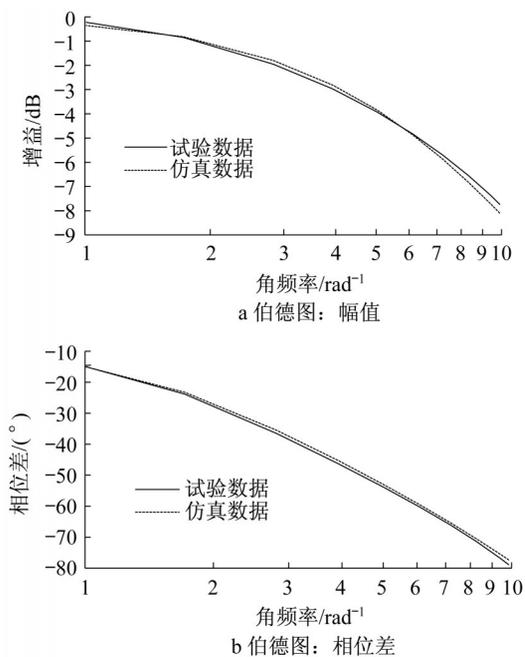


图14 系统伯德图

Fig. 14 Bode diagrams of the system

中,图14a为系统压力增益随频率的变化关系,图14b为系统压力与控制信号之间的相位差随频率的变化关系,仿真与试验结果基本一致。2.0 Hz试验得到的相位差为 -102.6° ,幅值衰减为 -13.98 dB。

参照频响特性试验结果,通过对控制信号进行补偿增益,可以实现在不同加载频率下获得相同的幅值增益的加载效果。图15所示为加载频率为2.0 Hz时对控制信号进行增益后的正弦加载曲线。由图15可知,实际加载曲线基本为正弦加载曲线。

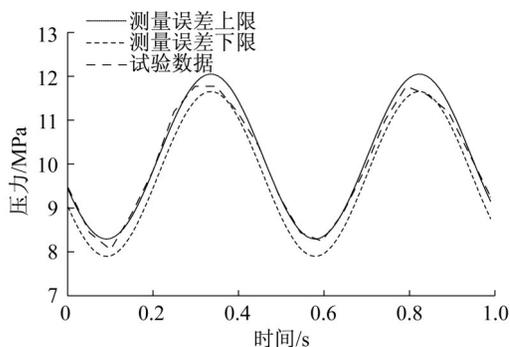


图15 频率为2.0 Hz的正弦加载

Fig. 15 Sine loading at a frequency of 2.0 Hz

图16所示为不同频率下两个周期内的实际加载力与理论加载力的误差。试验结果表明,实际加载力处于误差允许范围(± 0.4 MPa, 2% FS@20 MPa)之内,大部分处于 ± 0.2 MPa以内,误差率为 1% FS。对比0.1、0.5和2.0 Hz三个加载频率下的

误差结果可知,频率较低时的正弦加载效果更好。总体而言,加载系统满足振幅2 MPa(对应加载为1 500 kg)、频率2.0 Hz以内的正弦加载要求。

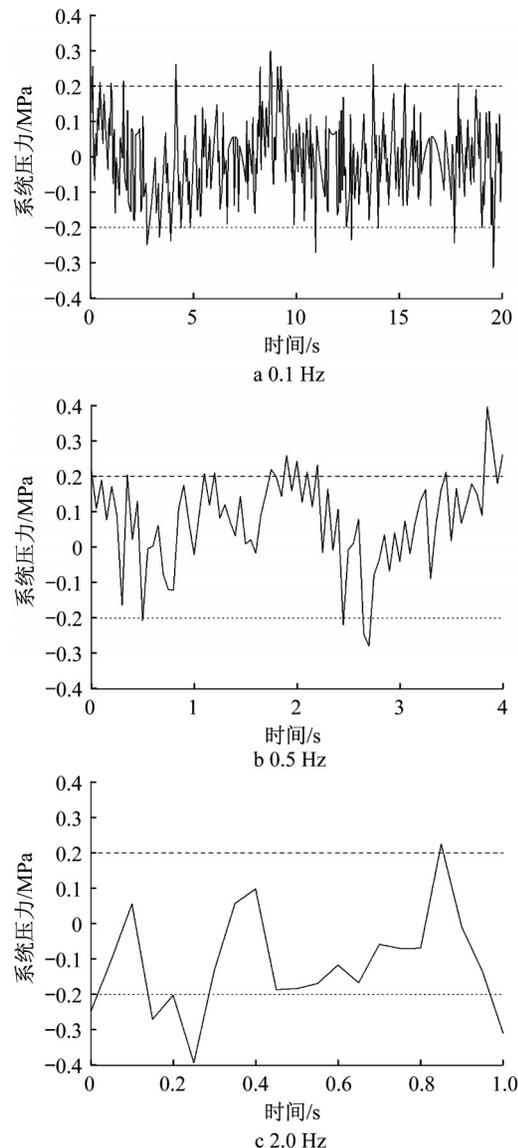


图16 正弦加载误差

Fig. 16 Error of sine loading

5 结论

本文对轮式疲劳试验机加载系统的液压及加载机构进行了设计,使得轮胎变形以及变形引起的加载机构的动作导致的加载力误差小于 0.2% ,液压系统的输出力与实际桥面受到的加载力可以视为线性关系。借助AMESIM工具,对设计的加载系统进行了建模和仿真,得到了系统静态加载性能以及正弦加载的频响特性。结果表明,加载系统的静压加载与控制电压成线性关系,可以实施最大15 000 kg的加载以及实现振幅

为2.0 MPa(对应加载为1 500 kg)、频率在2.0 Hz以内的正弦加载方式。对设计的试验机加载系统进行试验研究,验证了设计的试验机加载系统满足实际需求。

参考文献:

- [1] 马建,孙守增,杨琦,等.中国桥梁工程学术研究综述·2014[J].中国公路学报,2014,27(5):1.
MA Jian, SUN Shouzheng, YANG Qi, *et al.* Review on China's bridge engineering research: 2014 [J]. China Journal of Highway and Transport, 2014, 27(5):1.
- [2] 殷新锋,丰锦铭,刘扬,等.考虑车-桥耦合振动及桥面平整度退化影响的拱桥吊杆疲劳分析[J].湖南大学学报(自然科学版),2017,44(9):17.
YIN Xinfeng, FENG Jinming, LIU Yang, *et al.* Fatigue analysis for suspenders of arch bridge addressing vehicle-bridge coupled vibration and road [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2017, 44(9): 17.
- [3] 祝志文,黄炎,文鹏翔,等.随机车流下钢-UHPC组合正交异性桥面疲劳性能研究[J].中国公路学报,2017,30(3):200.
ZHU Zhiwen, HUANG Yan, WEN Pengxiang, *et al.* Investigation on fatigue performance of orthotropic bridge deck with steel-UHPC composite system under random traffic flows [J]. China Journal of Highway and Transport, 2017, 30(3):200.
- [4] 卫星,姜苏.基于断裂力学的钢桥面肋-板接头疲劳寿命预测[J].西南交通大学学报,2017,52(1):16.
WEI Xing, JIANG Su. Fatigue life prediction on rib-to-deck welded joints of steel bridge deck based on LEFM[J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2017, 52(1): 16.
- [5] SWEENEY R A P. Factors derived from tests for fatigue evaluation of typical north american steel railway bridges [J]. Journal of Bridge Engineering, 2018, 23(7): 04018036.
- [6] 李嘉,李杰,邵旭东,等.钢板-超薄UHPC-TPO组合桥面静力和疲劳试验研究[J].土木工程学报,2017,50(11):98.
LI Jia, LI Jie, SHAO Xudong, *et al.* Static and fatigue tests on composite deck with steel and ultra-thin UHPC-TPO[J]. China Civil Engineering Journal, 2017, 50(11): 98.
- [7] 叶华文,王应良,张清华,等.新型正交异性钢-混组合桥面板足尺模型疲劳试验[J].哈尔滨工业大学学报,2017,49(9):25.
YE Huawen, WANG Yingliang, ZHANG Qinghua, *et al.* Full-scale fatigue test of new steel-concrete composite orthotropic bridge dec [J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 2017, 49(9):25.
- [8] LI M, SUZUKI Y, HASHIMOTO K, *et al.* Experimental study on fatigue resistance of rib-to-deck joint in orthotropic steel bridge deck [J]. Journal of Bridge Engineering, 2017, 23(2): 04017128.
- [9] PINKAEW T, SENJUNTICHAI T. Fatigue damage evaluation of railway truss bridges from field strain measurement [J]. Advances in Structural Engineering, 2009, 12(1): 53.
- [10] ZHOU G P, LI A Q, LI J H, *et al.* Test and numerical investigations on static and dynamic characteristics of extra-wide concrete self-anchored suspension bridge under vehicle loads [J]. Journal of Central South University, 2017, 24(10): 2382.
- [11] SHIWA M, LI Z, MAESHIMA T, *et al.* Wave-guided acoustic emission signals of concrete slab obtained by fatigue testing on wheel-load machine [J]. Journal of Disaster Research, 2007, 12(3): 470.
- [12] FREITAS S T D. Fatigue assessment of full-scale retrofitted orthotropic bridge decks [J]. Journal of Bridge Engineering, 2017, 22(11): 04017092.
- [13] HWANG H, YOON H, JOH C, *et al.* Punching and fatigue behavior of long-span prestressed concrete deck slabs [J]. Engineering Structures, 2010, 32(9):2861.
- [14] 刘冬一,毛兵,胡中望.轮式疲劳加载机液压伺服加载系统精度问题的研究[J].机床与液压,2016,44(9):183.
LIU Dongyi, MAO Bing, HU Zhongwang. Research on accuracy of servo-hydraulic loading system for wheel fatigue loading test machine [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2016, 44(9): 183.
- [15] WANG S K, ZHAO J B, WANG J Z. Open-closed-loop iterative learning control for hydraulically driven fatigue test machine of insulators [J]. Journal of Vibration and Control, 2015, 21(12):2291.
- [16] XUAN J, WANG S. Development of hydraulically driven fatigue testing machine for insulators [J]. IEEE Access, 2017, 6:980.
- [17] XU L P, LI Lanjie. Design of hydraulic loading system for the little loading bearing testing machine [J]. Applied Mechanics & Materials, 2015, 741:490.
- [18] 贵忠东,丁凡,袁野,等.CPP浆毂机构电液伺服加载试验台[J].农业机械学报,2014,45(1):313.
GUI Zhongdong, DING Fan, YUAN Ye, *et al.* CPP hub electro-hydraulic servo loading test bench [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2014, 45(1): 313.
- [19] OWCZAREK P, RYBARCZYK D, KUBACKI A. Dynamic model and simulation of electro-hydraulic proportional valve [J]. International Conference Automation. Springer, 2017, 55: 99.
- [20] LIU Y, YANG B, WU Z, *et al.* Experimental study on closed loop simulated loading of proportional relief valve [J]. Chemical Engineering Transactions, 2015, 46: 1153.