四轴液压加载试验台双泵恒压及流量协调控制稳定性研究

齐潘国[1] 迟 帅[1] 郝清旭[1*] 张 新[2] 朴明波[1]
1.辽宁工程技术大学机械工程学院,阜新,123000
2.北京金炫业科技有限公司,北京,102200

摘要:深入分析四轴液压加载试验台双泵恒压及流量协调控制系统的控制机制,建立系统的方块图数学模型,对方块图进行合理简化,推导出系统开环传递函数。根据Bode稳定判据推导出系统的稳定性条件,揭示影响系统稳定性的关键因素并分析其对系统稳定性的影响规律。结合所研制双泵供油重型车辆传动桥四轴液压加载试验台的实际参数及恒压变量泵产品的样本数据,搭建系统AMESim仿真模型,相同工况下,仿真曲线与试验曲线高度一致,验证了仿真模型的准确性。基于系统仿真模型,对所提出的双泵恒压及流量协调控制系统稳定条件进行了充分的验证。

关键词:四轴液压加载试验台;双泵恒压及流量协调控制;Bode稳定判据;AMESim仿真
中图分类号:TH137.51
DOI:10.3969/j.issn.1004-132X.2026.08.004 **开放科学(资源服务)标识码(OSID)**:

Stability Analysis of Constant Pressure and Flow Coordinated Control in a Dual-pump System for Four-axis Hydraulic Loading Test Benches

QI Panguo[1] CHI Shuai[1] HAO Qingxu[1*] ZHANG Xin[2] PIAO Mingbo[1]
1.School of Mechanical Engineering, Liaoning Technical University, Fuxin, Liaoning, 123000
2.Beijing Jinxuanye Technology Co., Ltd., Beijing, 102200

Abstract: An in-depth analysis of the control mechanism is conducted. A mathematical model of the system is developed using the block diagram method, followed by reasonable simplification of the block diagram, from which the open-loop transfer function is derived. Based on the Bode stability criterion, the stability conditions for the system are established, and the key factors influencing system stability are identified and analyzed. For the developed four-axle hydraulic loading test bench utilizing this dual-pump supply system, an AMESim simulation model is built using actual system parameters. Under identical operating conditions, the simulation results closely match the experimental curves, validating the accuracy of the simulation model. Using this validated model, the proposed stability conditions are thoroughly verified.

Key words: four-axle hydraulic loading test bench; dual-pump constant-pressure and flow-coordinated control; Bode stability criterion; AMESim simulation

0 引言

四轴液压二次调节加载试验台是测试重型车辆传动桥工作性能的重要试验设备,具有高压、大流量、大功率的特点[1],必须采用两台恒压变量泵并联供油。双泵供油系统应具有较高的稳定性及抗干扰能力,同时还要保证双泵在运行过程中输出流量平衡,不能出现泵的输出功率相差过大而导致个别泵超负荷工作的情况,否则会严重影响系统性能,大大降低泵的使用寿命。

在液压二次调节加载系统特性研究领域,齐潘国等[2]构建了专用车加载系统的详细功率键合图模型,并在未考虑恒压油源特性的前提下解析了系统中存在的耦合特性。王慧等[3-7]基于理想恒压油源假设,探究了液压耦合与机械耦合对系统控制性能的影响机制,通过引入特殊解耦元件实现了系统解耦控制。战兴群等[8]针对加载系统内的单个恒压变量供油单元建立了详细的数学模型,研究了供油油源与加载系统之间的耦合关系。

关于恒压变量控制,赵遵道[9]探讨了恒压变量泵的定压精度与动态稳定性问题,并提出了提高稳定性的具体解决方案。秦二卫等[10]进一步建

收稿日期:2025-08-01
基金项目:国家自然科学基金(51674134);辽宁省教育厅项目(LJ232410147023);辽宁省教育厅服务地方项目(LJ212410147035)

立了恒压变量柱塞泵调压变量机构的传递函数数学模型，基于此模型对系统的参数匹配、静态性能及动态响应进行了全面的仿真计算与分析。钟鸣[11]通过建立A4V轴向柱塞泵的动力学模型，系统分析了恒压控制、负载敏感控制和恒功率控制三种变量泵的动态特性，并基于遗传算法优化了关键参数。陈文杰[12]针对210cc/rev恒压-电比例排量复合控制轴向柱塞泵，通过建立系统数学模型和频域分析，揭示了小排量工况下相位裕度不足导致压力稳定性差的问题，提出增大旁路泄漏提高阻尼的解决方案。张宏等[13]采用AMESim软件对恒压控制轴向柱塞变量泵的动态响应特性展开了具体研究。周平等[14]对恒压变量泵随动活塞腔的动态压力特性进行分析，并对回位活塞进行适应性改进，解决了撞击问题。马吉光等[15]通过AMESim仿真和实际试验相结合的方式，研究变量活塞间隙对液压泵恒压控制稳定性的影响。吴绍香等[16]采用快速傅里叶变换(FFT)频谱分析技术对某恒压变量柱塞泵进行压力特性研究，精准辨识压力脉动频谱特征。

综上所述，四轴液压加载试验台双泵恒压及流量协调控制稳定性的研究未见报道。本文针对四轴液压加载系统供油单元的工作要求，首先详细介绍其组成及工作原理，建立双泵恒压及流量协调控制系统的数学模型和方块图。对方块图进行合理简化并推导出系统开环传递函数，根据Bode稳定判据推导系统稳定性条件，并通过绘制Bode图分析关键参数对系统稳定性的影响规律。根据所研制双泵供油重型车辆传动桥四轴液压加载试验台的实际参数及恒压变量泵的样本数据搭建系统AMESim仿真模型，相同工况下，仿真曲线与试验曲线高度一致，验证了仿真模型的有效性。基于AMESim仿真模型，验证了理论分析的正确性。

1　双泵恒压及流量协调控制原理

四轴液压加载试验台由加载系统和双泵恒压及流量协调控制系统两部分组成(图1)。加载系统主要包括4组二次元件、4组驱动及加载轴以及1个传动桥(试件)。双泵供油系统控制方式为恒压及流量协调控制，由两台恒压变量泵组成，主要包括变量泵、变量油缸、双边控制阀(恒压阀)、节流阀及溢流阀等。

双泵恒压及流量协调控制系统(图1)由两台变量泵并联构成，供油压力由一个溢流阀调定。两台泵的输出流量平衡通过各自配置的压力补偿阀实现调节，压力补偿阀由固定节流孔a和节流

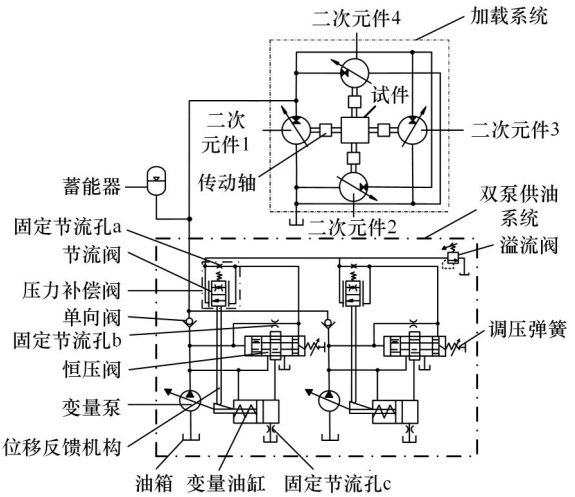


图1　恒压及流量协调控制双泵供油四轴液压加载系统原理

Fig.1　Schematic of the four-axis hydraulic loading system with dual-pump oil supply featuring constant pressure and flow coordination control

阀并联组成。加载系统流量稳定时，作用于恒压阀阀芯两端的压力差即设置在恒压阀先导油路上的固定节流孔b两端的压差(参考值2 MPa)与恒压阀内置弹簧力保持平衡。流经固定节流孔b的先导流量(1.5 L/min)较小但保持恒定，先导流量流经压力补偿阀时产生的压力降很小，但其大小与对应泵的瞬时排量成反比。泵的出口压力基本保持恒定且等于三部分之和(分别是溢流阀入口压力、该泵压力补偿阀产生的压差以及固定节流孔b两端的压差)。当系统流量发生变化时，恒压阀通过其压力反馈机制动态调节液压泵的排量以适应系统流量需求的变化。在此调节过程中，无论系统供油流量如何波动，流经固定节流孔b的先导流量均能基本维持恒定，从而确保两台并联泵出口压力的稳定。若其中一台泵的输出流量因外部干扰突然增大并伴随排量增加，则该泵对应的压力补偿阀阀芯会上移，导致压力补偿阀压差减小；此压差减小作用于恒压阀阀芯右端，使其控制压力减小，恒压阀阀芯向右移动；阀芯的右移将系统压力油导向变量油缸的无杆腔，推动活塞向左运动；活塞的左移则驱动泵的斜盘倾角减小，使该泵的排量减小，输出流量随之降低。最终，该泵的输出流量趋近于另一台泵的水平，实现了两台泵输出流量的基本相同。

2　双泵恒压及流量协调控制系统数学模型

为研究双泵恒压及流量协调控制系统的压力稳定性，建立双泵恒压及流量协调控制的数学模型。采用机液伺服系统线性化分析方法建模，即

研究系统在稳定性最差工作点附近的性能。如无特别说明，本节各方程中的变量均为增量形式。泵出口压力即控制反馈压力，为简化模型，忽略供油压力波动对机液伺服系统的影响。

泵的恒压变量机构构成一个机液压力伺服控制系统，其中恒压阀弹簧腔的压力作为压力闭环控制的指令输入，弹簧腔的压力主要由溢流阀的设定压力决定。弹簧预紧力的功能是调节固定节流孔b两端的压差，从而确保流经溢流阀的先导流量保持稳定且符合设计值。泵的出口压力则作为实际压力反馈信号。该系统的动力机构采用双边阀（恒压阀）控制差动液压缸的形式，恒压阀兼具控制元件和比较元件的功能，其阀芯比较设定压力与反馈压力；变量油缸的无杆腔作为控制腔，接收恒压阀输出的控制压力以驱动斜盘和压力补偿阀调节。

假设恒压阀为理想的零开口对称双边滑阀，在稳态工作点处，作用于控制腔的控制压力等于泵出口压力的一半，同时忽略阀腔内流体压缩性的影响。泵1的恒压阀阀口的线性化流量方程可表示为

$$q_{L1}=K_{q1}x_{v1}-K_{c1}p_{c1} \tag{1}$$

式中：q_{L1}为进出变量油缸控制腔的流量；K_{q1}为恒压阀流量增益；x_{v1}为恒压阀阀芯位移（向左为正方向）；K_{c1}为恒压阀流量压力系数；p_{c1}为变量油缸控制腔压力。

根据流体连续性原理，建立泵1变量油缸控制腔的流量连续性方程。考虑到变量油缸活塞的位移远小于控制腔的初长，可在活塞初始平衡位置附近对连续性方程进行线性化处理，得到其线性化方程：

$$q_{L1}=A_{p1}\dot{x}_{p1}+C_{b1}p_{c1}+\frac{V_{c1}}{\beta_e}\dot{p}_{c1} \tag{2}$$

式中：A_{p1}为变量油缸控制腔活塞面积；x_{p1}为活塞位移（向右为正方向）；C_{b1}为变量油缸固定节流口的流量系数；V_{c1}为变量油缸控制腔的初始容积；β_e为油液体积弹性模量。

变量油缸有杆腔的弹簧主要功能在于停泵时克服变量机构的摩擦力，驱动活塞杆完全缩回至起始位置，对应泵的最大排量设定。该弹簧刚度较小，对系统负载动态的贡献可以忽略。进一步忽略泵变量机构中库仑摩擦和倾覆力矩的影响，泵1变量油缸的线性化力平衡方程为

$$A_{p1}p_{c1}=m_{p1}\ddot{x}_{p1}+B_{p1}\dot{x}_{p1} \tag{3}$$

式中：m_{p1}为变量机构运动部分在活塞杆处的总等效质量；B_{p1}为总等效黏性阻尼系数。

联立式(1)～式(3)，进行拉普拉斯变换，并通过代数运算消除中间变量，可推导出描述恒压阀阀芯位移到变量油缸活塞位移动态关系的传递函数：

$$\frac{X_{p1}(s)}{X_{v1}(s)}=\frac{\dfrac{K_{q1}}{A_{p1}}}{s\left(\dfrac{s^2}{\omega_{h1}^2}+\dfrac{2\xi_{h1}}{\omega_{h1}}s+1\right)} \tag{4}$$

$$\omega_{h1}=\sqrt{\frac{\beta_e A_{p1}^2}{V_{c1}m_{p1}}}\qquad \xi_{h1}=\frac{(K_{c1}+C_{b1})}{2A_{p1}}\sqrt{\frac{\beta_e m_{p1}}{V_{c1}}}$$

式中：$X_{p1}(s)$、$X_{v1}(s)$分别为x_{p1}和x_{v1}的拉氏变换；ω_{h1}、ξ_{h1}分别为泵1的阀控缸动力机构的液压固有频率和液压阻尼比。

假设变量泵的转速保持恒定，其输出流量与变量油缸活塞位移之间的关系由泵及变量机构的结构决定。对于泵1，在稳态工作点附近进行线性化，可得其输出流量方程为

$$q_{p1}=K_{p1}x_{p1}-C_{p1}p_{p1} \tag{5}$$

式中：q_{p1}为泵出口的输出流量；K_{p1}为变量油缸与液压泵的流量转化系数；C_{p1}为泵的泄漏系数；p_{p1}为泵出口压力。

忽略固定节流孔b对泵出口控制腔室流量连续性方程的影响，同时忽略溢流阀的动态过程，近似认为其入口压力等于设定压力。泵1中固定节流孔b的线性化流量方程具体表达式为

$$q_{f1}=K_{f1}(p_{p1}-p_{v1}) \tag{6}$$

式中：q_{f1}为通过固定节流孔b的流量；K_{f1}为固定节流孔b的流量系数；p_{v1}为恒压阀弹簧腔压力。

压力补偿阀由一个固定节流孔a与一个可变节流阀并联组成。假设这两个节流口均符合薄壁小孔模型，则泵1压力补偿阀的线性化流量方程为

$$q_{t1}=K_{u1}x_{t1}+K_{t1}(p_{v1}-p_{r1}) \tag{7}$$

式中：q_{t1}为压力补偿阀流量；K_{u1}为压力补偿阀流量增益；x_{t1}为压力补偿阀阀芯位移（向上为正方向）；K_{t1}为压力补偿阀流量压力系数；p_{r1}为压力补偿阀出口压力。

压力补偿阀与固定节流孔b之间的连接管路内腔连同恒压阀的弹簧腔（右腔）共同构成一个压力腔，在建模中忽略阀芯位移对该腔室容积动态变化的影响，可推导出该压力腔的线性化流量连续性方程为

$$q_{f1}-q_{t1}=A_{v1}\dot{x}_{v1}+C_{v1}p_{v1}+\frac{V_{v1}}{\beta_e}\dot{p}_{v1} \tag{8}$$

式中：A_{v1}为恒压阀阀芯右端面积；C_{v1}为压力腔的泄漏系数；V_{v1}为压力腔总容积。

两泵压力补偿阀输出的先导油液汇流至公共管路，经由溢流阀返回油箱。该液流路径简化为集中参数模型，包含等效压力腔与阻尼孔，如图2所示。

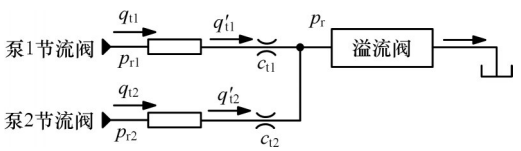


图2 先导并联油路模型

Fig.2 The pilot oil parallel circuit mode

根据流体连续性原理，建立泵1压力补偿阀支路所对应压力腔的流量连续性方程：

$$q_{t1}=q'_{t1}+\frac{V_{t1}}{\beta_e}\dot{p}_{r1} \tag{9}$$

式中：q'_{t1}为泵1压力补偿阀支路输出流量；V_{t1}为支路压力腔容积。

泵1压力补偿阀出口至汇合点之间的油路的流量方程为

$$q'_{t1}=\frac{\pi d_{r1}^4}{128\mu l_{r1}}(p_{r1}-p_r)=C_{t1}(p_{r1}-p_r) \tag{10}$$

式中：C_{t1}为泵1压力补偿阀支路流量系数；p_r为汇合点压力；d_{r1}为泵1压力补偿阀支路的管路直径；l_{r1}为支路的管路长度。

在忽略恒压阀右侧腔室及压力补偿阀支路压力腔动态过程的前提下，并忽略式(8)中所涉的泄漏流量及阀芯运动的影响，根据式(8)和式(9)，可简化为关系式$q_{f1}=q_{t1}=q'_{t1}$。由此，结合式(7)和式(10)，即可推导出恒压阀弹簧腔的压力表达式：

$$p_{v1}=p_r+(\frac{1}{K_{t1}}+\frac{1}{C_{t1}})q_{f1}-\frac{K_{u1}}{K_{t1}}x_{t1} \tag{11}$$

恒压阀阀芯力平衡方程为

$$K_{s1}(x_{01}-x_{v1})+A_{v1}(p_{v1}-p_{p1})=m_{v1}\ddot{x}_{v1}+B_{v1}\dot{x}_{v1} \tag{12}$$

变量油缸活塞位移与节流阀阀芯位移的关系式为

$$x_{t1}=-K_{r1}x_{p1} \tag{13}$$

式中：K_{r1}为液压缸活塞位移反馈系数。

泵1与泵2并联向系统供油的油路模型如图3所示，将各泵出口至汇合点之间的管路简化为包含等效压力腔及阻尼孔的集中参数模型。由于两分支管路的长度、内径等几何参数存在差异，其流量系数不同。汇合点处的系统压力为p_s，而流经该点的流量q_s则由加载系统工况决定。

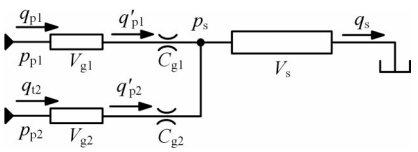


图3　供油并联油路模型

Fig.3　Model of the parallel oil supply circuit

恒压变量泵通过调节流入其控制压力腔的流量来实现压力控制。根据流体连续性原理，泵1支路压力腔的流量连续性方程为

$$q_{p1}+A_{v1}\dot{x}_{v1}=\begin{cases}q'_{p1}+A_{r1}x'_{p1}+\dfrac{V_{g1}}{\beta_e}\dot{p}_{p1} & x_{v1}\geqslant 0\\ q'_{p1}+A_{r1}\dot{x}_{p1}+q_{L1}+\dfrac{V_{g1}}{\beta_e}\dot{p}_{p1} & x_{v1}<0\end{cases} \tag{14}$$

式中：x_{v1}为恒压阀阀芯位移；q'_{p1}为泵1支路输出流量；V_{g1}为泵1支路压力腔容积；A_{r1}为变量油缸有杆腔有效作用面积。

考虑到由变量油缸活塞运动和恒压阀阀芯运动引起的流量变化远小于泵输出流量的变化量，且压力腔容积随泵转角、油缸位置及阀芯位置变化而产生的相对变化量也较小，忽略这两部分的影响，上式可简化为

$$q_{p1}=q'_{p1}+\frac{V_{g1}}{\beta_e}\dot{p}_{p1} \tag{15}$$

泵1出口到汇合点之间的油路流量方程为

$$q'_{p1}=\frac{\pi d_1^4}{128\mu l_1}(p_{p1}-p_s)=C_{g1}(p_{p1}-p_s) \tag{16}$$

式中：C_{g1}为泵1支路流量系数；p_s为汇合点压力；d_1为泵1支路的管路直径；μ为液体的动力黏度；l_1为泵1支路的管路长度。

汇合点与加载系统的入口之间的管路容腔的流量连续性方程为

$$q'_{p1}+q'_{p2}-q_s=C_s p_s+\frac{V_s}{\beta_e}\dot{p}_s \tag{17}$$

式中：q'_{p2}为泵2支路输出流量；q_s为供给加载系统的流量；C_s为加载系统的泄漏系数。

对式(5)～式(17)进行拉普拉斯变换，得到泵1模型的拉氏域方程组。同理，可推导出泵2的对应方程及其拉氏变换式。基于两泵的拉氏域方程，可构建恒压及流量协调控制双泵供油系统的方块图模型，如图4所示。

由于两台泵结构参数完全一致，为深入探究恒压及流量协调控制策略的恒压特性，将分析对象简化为单泵系统，忽略管路动力学的影响，以聚焦于泵本体在协调控制下的恒压性能。恒压及流量协调控制方块图简化为图5。对图5中的方块图进行进一步的等效化简，可得图6所示方块图。

由简化后的方块图可得系统开环传递函数：

$$G(s)H(s)=\frac{F_1}{[sF_2F_3+F_4](\dfrac{V_{g1}}{\beta_e C_{p1}}s+1)} \tag{18}$$

$$F_1=\frac{A_{v1}K_{q1}K_{p1}}{(1+\dfrac{K_{f1}}{C_{t1}}+\dfrac{K_{f1}}{K_{t1}})A_{p1}K_{s1}C_{p1}}$$

$$F_2=\frac{m_{v1}}{K_{s1}}s^2+\frac{B_{v1}}{K_{s1}}s+1 \qquad F_3=\frac{s^2}{\omega_{h1}^2}+\frac{2\xi_{h1}}{\omega_{h1}}s+1$$

$$F_4=\frac{A_{v1}K_{q1}K_{u1}K_{r1}}{(1+\dfrac{K_{f1}}{C_{t1}}+\dfrac{K_{f1}}{K_{t1}})A_{p1}K_{t1}K_{s1}}$$

将式(18)中方括号部分展开：

$$\frac{m_{v1}}{\omega_{h1}^2K_{s1}}s^5+(\frac{2m_{v1}\xi_{h1}}{\omega_{h1}K_{s1}}+\frac{B_{v1}}{\omega_{h1}^2K_{s1}})s^4+$$
$$(\frac{m_{v1}}{K_{s1}}+\frac{2B_{v1}\xi_{h1}}{\omega_{h1}K_{s1}}+\frac{1}{\omega_{h1}^2})s^3+(\frac{B_{v1}}{K_{s1}}+\frac{2\xi_{h1}}{\omega_{h1}})s^2+s+F_4$$

由泵的实际参数可知：$K_{s1}=1.3\times10^4$ N/m，$m_{v1}=0.1$ kg，$\xi_{h1}=0.1544$，$\omega_{h1}=\sqrt{\dfrac{\beta_e A_{p1}^2}{V_{c1}m_{p1}}}=1.1\times$

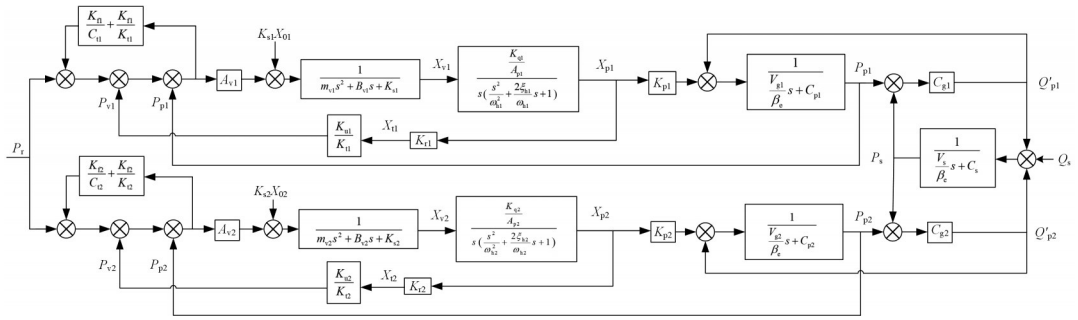


图4 恒压及流量协调控制双泵供油系统方块图

Fig.4 Block diagram for the dual-pump oil supply system with constant pressure and flow coordination control

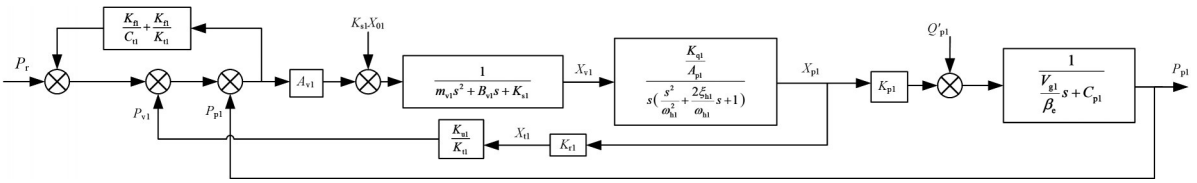


图5 恒压及流量协调控制系统简化方块图

Fig.5 Simplified block diagram of constant pressure and flow coordinated control system

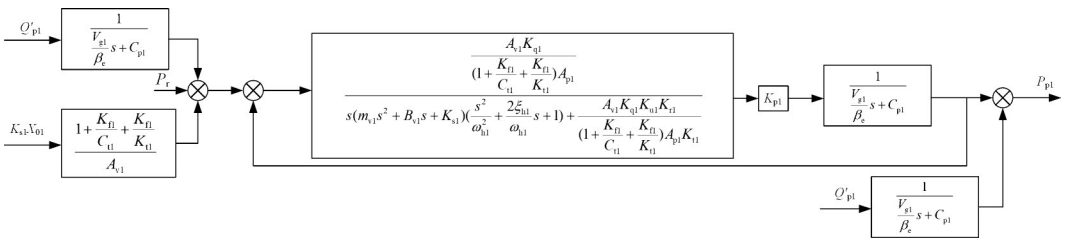


图6 恒压及流量协调控制系统等效简化方块图

Fig.6 Equivalent simplified block diagram of constant pressure and flow coordinated control system

10^4 rad/s，$B_{v1}=50$ N·s/m。

所以

$$\frac{m_{v1}}{\omega_{h1}^2 K_{s1}}=6.4\times10^{-14}\ll1$$

$$\frac{2m_{v1}\xi_{h1}}{\omega_{h1}K_{s1}}+\frac{B_{v1}}{\omega_{h1}^2K_{s1}}=2.8\times10^{-10}\ll1$$

$$\frac{m_{v1}}{K_{s1}}+\frac{2B_{v1}\xi_{h1}}{\omega_{h1}K_{s1}}+\frac{1}{\omega_{h1}^2}=7.9\times10^{-6}\ll1$$

此三项可省略，所以系统开环传递函数最终简化为

$$G(s)H(s)=\frac{F_1}{[(\frac{B_{v1}}{K_{s1}}+\frac{2\xi_{h1}}{\omega_{h1}})s^2+s+F_4](\frac{V_{g1}}{\beta_e C_{p1}}s+1)} \tag{19}$$

式(19)化成标准型为

$$G(s)H(s)=\frac{K}{(\frac{1}{\omega_n^2}s^2+\frac{2\xi_n}{\omega_n}s+1)(\frac{s}{\omega_r}+1)} \tag{20}$$

$$K=\frac{K_{p1}K_{t1}}{K_{u1}K_{r1}C_{p1}}\qquad \omega_r=\frac{\beta_{e1}C_{p1}}{V_{g1}}$$

$$\omega_n=\sqrt{\frac{A_{v1}K_{q1}K_{u1}K_{r1}}{A_{p1}K_{t1}(B_{v1}+\frac{K_{s1}m_{p1}(K_{c1}+C_{b1})}{A_{p1}^2})(1+\frac{K_{f1}}{C_{t1}}+\frac{K_{f1}}{K_{t1}})}}$$

$$\xi_n=\frac{K_{s1}}{2}\sqrt{F_5}$$

$$F_5=\frac{A_{p1}K_{t1}(1+\frac{K_{f1}}{C_{t1}}+\frac{K_{f1}}{K_{t1}})}{A_{v1}K_{q1}K_{u1}K_{r1}(B_{v1}+\frac{K_{s1}m_{p1}(K_{c1}+C_{b1})}{A_{p1}^2})}$$

式中：K为系统总开环增益；ω_r为系统转折频率；ω_n为系统固有频率；ξ_n为系统阻尼比。

3 系统稳定性分析

为了使系统稳定，必须使相位裕量和增益裕量(dB)均为正值。相位裕量是增益穿越频率ω_g处的相角γ与180°之和，增益裕量是相位穿越频率处的增益的倒数。就所讨论的系统而言，因为增益穿越频率处的斜率为−20 dB/(°)，所以相位裕量为正值，只需要使增益裕量为正值系统就可以稳定。由于$\omega_g\approx\omega_n$，故有

$$-20\lg|G(j\omega_n)H(j\omega_n)|=-20\lg\frac{K}{\sqrt{[1+(\frac{\omega_n}{\omega_r})^2][(1-\frac{\omega_n^2}{\omega_n^2})^2+(2\xi_n\frac{\omega_n}{\omega_n})^2]}}>0 \tag{21}$$

由此可得稳定性条件：

$$\frac{K}{2\xi_n\sqrt{[1+(\frac{\omega_n}{\omega_r})^2]}}<1 \tag{22}$$

代入K、ω_n、ξ_n、ω_r的表达式，得到系统最终的稳定性条件表达式：

$$\frac{\frac{K_{p1}K_{t1}}{K_{u1}K_{r1}C_{p1}}}{K_{s1}\sqrt{F_5+F_6}}<1 \tag{23}$$

$$F_6=\frac{{V_{g1}}^2}{\beta_{e1}^2C_{p1}^2[B_{v1}+\frac{K_{s1}m_{p1}(K_{c1}+C_{b1})}{A_{p1}^2}]^2}$$

由式(23)及系统结构参数可知，压力补偿阀流量压力系数K_{t1}、压力补偿阀流量增益K_{u1}、液压缸活塞位移反馈系数K_{r1}、恒压阀阀芯端面面积A_{v1}和变量油缸活塞面积A_{p1}为影响系统压力稳定性的关键参数，通过Bode图具体分析各参数对系统压力稳定性的影响。

上述稳定性条件是根据简化模型推导出来的，需对简化模型的合理性进行验证。使用Simulink软件搭建双泵仿真模型和单泵简化模型，仿真参数根据表1设置，得到的开环频率特性

表1　主要仿真参数取值

Tab.1　Parameter values used for simulink simulation

序号	主要参数	值	序号	主要参数	值
1	压力补偿阀出口压力p_r/MPa	16.68	32	二桥加载单元减速比	0.85
2	固定节流孔b的流量系数K_{fl}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	6.88×10^{-12}	33	二桥加载单元比例增益	0.2
3	泵1压力补偿阀支路流量系数C_{t1}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	1.7×10^{-9}	34	二桥加载单元积分增益	6.67
4	压力补偿阀流量压力系数K_{t1}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	1.48×10^{-12}	35	左右轮加载单元减速比	7.26
5	恒压阀阀芯端面面积A_{v1}/m^2	3.3×10^{-5}	36	左右轮加载单元比例增益	0.2
6	调压弹簧的刚度K_{s1}/(N•m^{-1})	1.3×10^{4}	37	左右轮加载单元积分增益	6.67
7	调压弹簧预压缩量X_{01}/m	2.5×10^{-3}	38	变量液压泵排量/(mL•r^{-1})	180
8	恒压阀流量增益K_{q1}/(m^2•s^{-1})	0.26	39	变量液压泵转速/(r•min^{-1})	1500
9	变量油缸控制腔活塞面积A_{p1}/m^2	1.81×10^{-3}	40	变量液压泵吸油压力/MPa	1.5
10	液压缸活塞位移反馈系数K_{r1}	0.01	41	变量液压泵工作压力/MPa	20
11	压力补偿阀流量增益K_{u1}/(m^2•s^{-1})	0.12	42	平板节流孔间隙/mm	0.1
12	变量油缸与液压泵流量转化系数K_{p1}	0.2	43	平板节流孔孔长/mm	1
13	泵1支路压力腔容积V_{g1}/m^3	2.5×10^{-3}	44	平板节流孔孔宽/mm	4
14	油液体积弹性模量β_e/MPa	690	45	变量油缸活塞杆直径/mm	24
15	泵的泄漏系数C_{p1}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	9.5×10^{-12}	46	变量油缸活塞行程/mm	20
16	泵1支路流量系数C_{g1}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	5.2×10^{-10}	47	变量油缸无杆腔阻尼孔直径/mm	1
17	汇合点与加载系统的入口之间的管路容腔体积V_s/m^3	0.02	48	恒压阀阀芯直径/mm	7.82
18	加载系统的泄漏系数C_s/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	5×10^{-12}	49	恒压阀阀杆直径/mm	4.86
19	变量机构运动部分在活塞杆处的总等效质量m_{p1}/kg	5	50	恒压阀阀口流量系数	0.7
20	恒压阀流量压力系数K_{c1}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	9.5×10^{-12}	51	恒压阀弹簧预压缩量/mm	0.1
21	变量油缸固定节流口流量压力系数C_{b1}/(m^3•s^{-1}•Pa^{-1})	8.6×10^{-12}	52	固定节流孔b孔径/mm	0.8
22	变量油缸控制腔的初始容积V_{c1}/m^3	3.62×10^{-6}	53	固定节流孔b流量系数	0.7
23	恒压阀阀芯质量m_{v1}/kg	0.1	54	固定节流孔b临界雷诺数	1000
24	恒压阀阀芯的黏性阻尼系数B_{v1}/(N•s•m^{-1})	50	55	节流阀阀芯直径/mm	10
25	变量油缸的黏性阻尼系数B_{p1}/(N•s•m^{-1})	100	56	节流阀阀杆直径/mm	5
26	二次元件排量/(mL•r^{-1})	250	57	节流阀轴向槽数	2
27	二次元件最大摆角/(°)	15	58	节流阀轴向槽宽/mm	1
28	驱动单元减速比	0.89	59	节流阀轴向槽深/mm	2.5
29	驱动单元输出轴等效惯量/(kg•m^2)	15	60	固定节流孔a孔径/mm	1
30	驱动单元比例增益	20	61	固定节流孔a流量系数	0.7
31	驱动单元积分增益	0.4	62	固定节流孔a临界雷诺数	1000

Bode图见图7。由图7可见，在中低频段内，简化前后的系统开环频率特性曲线基本重合，仅高频段相差较大，但因实际系统的稳定性由中低频主导，且简化模型保留了关键参数与稳定裕度，故不影响稳定性分析的准确性。简化前后的稳定裕度基本一致，增益裕度分别为12 dB和11 dB，相位裕度分别为40.9°和41.1°，说明基于简化模型进行稳定性分析是合理的。

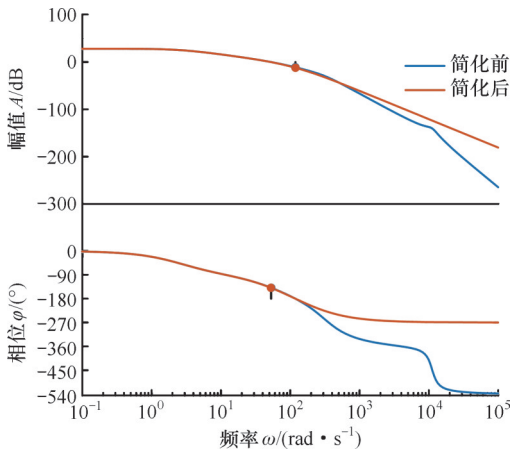


图7 双泵恒压及流量协调控制开环频率特性Bode图

Fig.7 Bode diagram of open-loop frequency characteristics for dual-pump constant pressure and flow coordination control

分别研究K_{t1}、K_{u1}、K_{r1}、A_{v1}和A_{p1}对系统稳定性的影响，每次仅改变其中一个参数并保持其他参数不变，参数取值参考表1，仿真分析该参数对系统稳定裕度的影响情况。

1)压力补偿阀流量压力系数K_{t1}。K_{t1}分别设置为1.88×10^{-12}、1.48×10^{-12}、1.08×10^{-12} m³/s时，系统的开环频率特性曲线如图8所示，可见三种参数对应的增益裕度分别为9.95、12、14.7 dB，相位裕度分别为32.6°、40.9°和52°，随着K_{t1}的减小，系统的增益裕度和相位裕度增加，稳定性提高。

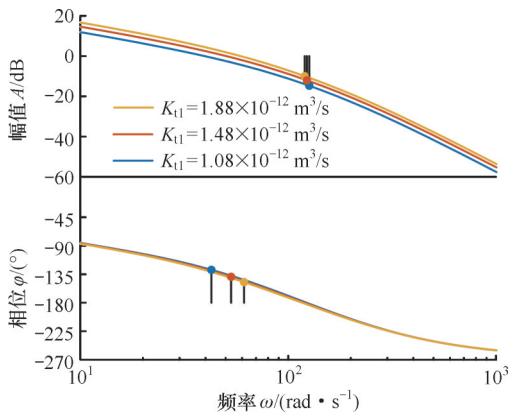


图8 开环频率特性Bode图(K_{t1}变化)

Fig.8 Open-loop Bode diagram with K_{t1} variation

2)压力补偿阀流量增益K_{u1}。K_{u1}分别设置为0.08、0.12、0.16 m²/s时，系统的开环频率特性曲线如图9所示，可见三种参数对应的增益裕度分别为8.69、12、14.4 dB，相位裕度分别为23.5°、40.9°和56.3°，随着K_{u1}的增大，系统的增益裕度和相位裕度增加，稳定性提高。

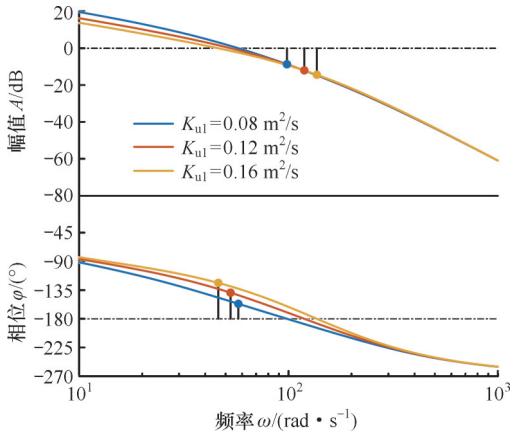


图9 开环频率特性Bode图(K_{u1}变化)

Fig.9 Open-loop Bode diagram with K_{u1} variation

3)液压缸活塞位移反馈系数K_{r1}。K_{r1}分别设置为0.01、0.02和0.03时，系统的开环频率特性曲线如图10所示，可见三种参数对应的增益裕度分别为12、17.8、21.3 dB，相位裕度分别为40.9°、75.9°和88.3°，随着K_{r1}的增大，系统的增益裕度和相位裕度增加，稳定性提高。

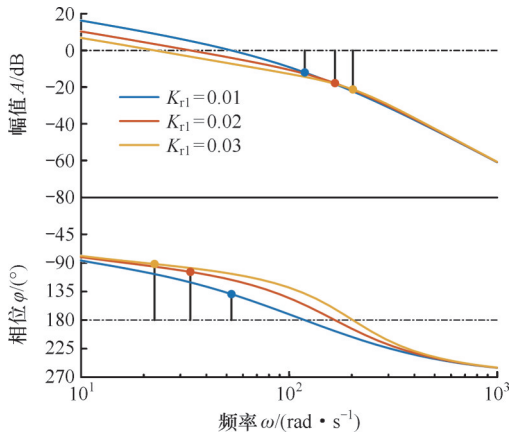


图10 开环频率特性Bode图(K_{r1}变化)

Fig.10 Open-loop Bode diagram with K_{r1} variation

4)恒压阀阀芯端面面积A_{v1}。A_{v1}分别设置为1.2×10^{-5}、3.3×10^{-5}、5.5×10^{-5} m²时，系统的开环频率特性曲线如图11所示，可见三种参数对应的增益裕度分别为12.7、12、11.8 dB，相位裕度分别为27°、40.9°和51.7°，随着A_{v1}的增大，系统的增益裕度减小，相位裕度增加。增益裕度衡量系统的绝对稳定性，相位裕度衡量系统的相对稳定性，对于最小相位系统，相位裕度更为关键。由于本系统为最小相位系统，故在系统绝对稳定的范围

内，随着恒压阀阀芯面积的增大，系统的相对稳定性提高，且在时域表现为系统超调和振荡减小。

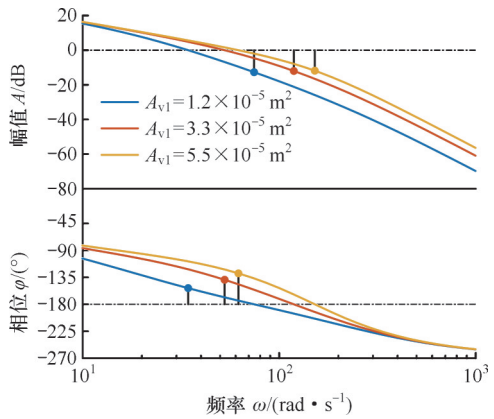


图 11　开环频率特性 Bode 图（A_{v1} 变化）

Fig.11　Open-loop Bode diagram with A_{v1} variation

5）变量油缸控制腔活塞面积 A_{p1}。A_{p1} 分别设置为 2.83×10^{-3}、1.81×10^{-3}、1.26×10^{-3} m² 时，系统的开环频率特性曲线如图 12 所示，可见三种参数对应的增益裕度分别为 12.3、12、11.8 dB，相位裕度分别为 33.7°、40.9° 和 48.2°，随着 A_{p1} 的减小，系统的增益裕度减小，相位裕度增加。在系统绝对稳定的范围内，随着变量油缸控制腔活塞面积的减小，系统相对稳定性提高，且在时域表现为系统超调和振荡减小。

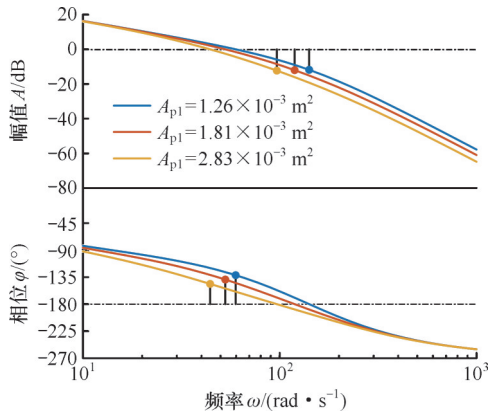


图 12　开环频率特性 Bode 图（A_{p1} 变化）

Fig.12　Open-loop Bode diagram with A_{p1} variation

4　仿真模型

双泵恒压及流量协调控制四轴液压加载试验台的加载系统如图 13 所示，它主要由 6 台 Rexroth 公司的 A4VSG250 型的二次元件、4 套转速转矩传感器、4 套变速箱、驱动及加载轴、液压管路及加载试件（车桥）组成。

双泵恒压及流量协调控制四轴液压加载试验台的供油系统如图 14 所示，它主要由 2 台 Rexroth 公司的 A4VSO180 型恒压变量泵、2 台电机及相关的液压控制阀组成，2 台恒压变量泵按恒压及流量协调控制方式并联构成系统的恒压油源。

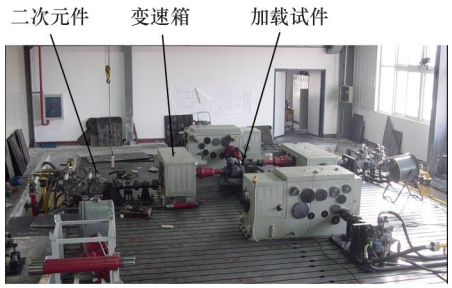


图 13　双泵并联四轴液压加载试验台加载系统

Fig.13　Loading system of the dual-pump parallel four-axis hydraulic loading test bench

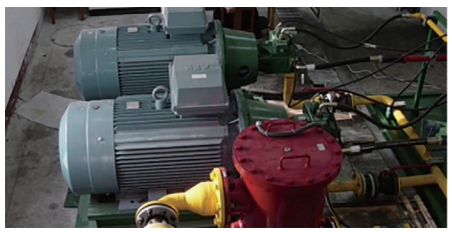


图 14　双恒压变量泵供油系统

Fig.14　Dual constant-pressure variable-displacement pump oil supply system

参考文献[1-2]，建立双泵恒压及流量协调控制四轴液压加载试验台 AMESim 仿真模型，如图 15 所示，试验台包括加载系统及双泵供油系统两部分。加载系统主要包括模拟发动机的驱动单元模块、模拟车轮载荷的左右轮加载单元模块、模拟二桥载荷的二桥加载模块及传动桥模块 5 个部分。双泵恒压及流量协调控制供油系统主要包括变量液压泵、阀控缸模块、指令信号源、压力补偿

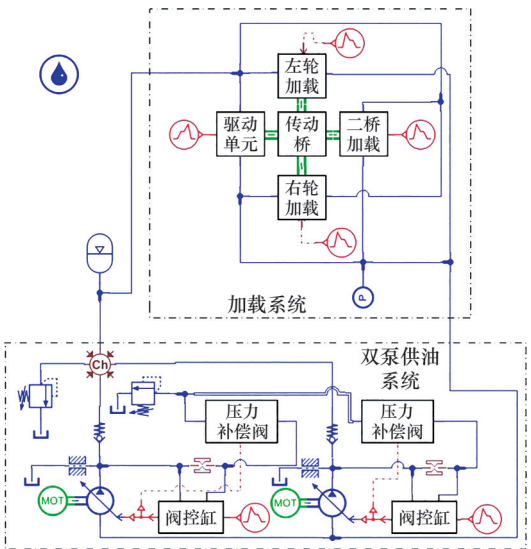


图 15　双泵恒压及流量协调控制四轴液压加载试验台 AMESim 仿真模型

Fig 15　AMESim simulation model of four-axis hydraulic loading test bench with dual-pump constant pressure and flow coordination control

阀模块、固定节流孔b、平板节流孔、单向阀、蓄能器、安全阀及先导溢流阀等。平板节流孔并联在泵出口，模拟变量液压泵的泄漏，指令信号源控制弹簧的预压缩量，泵出口的压力由先导溢流阀设定。

加载系统的驱动单元模块和二桥加载模块都包含2个二次元件模块，左右轮加载单元只有1个二次元件模块。驱动单元模块有4个端口，分别是转速指令信号、高压进油口、低压排油口及输出轴，模型内部构成如图16所示，包括2个二次元件模块、转速传感器、弹性联轴器、减速器、PID控制器及比较元件等，通过转速反馈闭环控制输出轴转速，模拟发动机的转速控制，其输出轴转矩由其他三个加载模型决定。

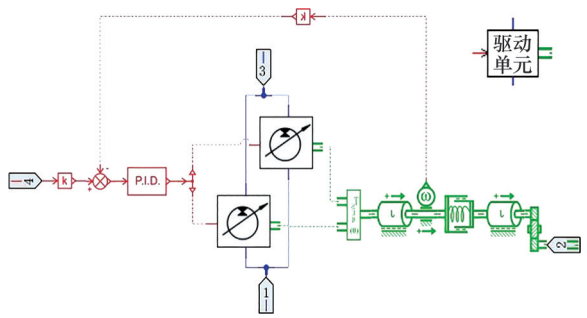


图16 驱动单元模块

Fig.16 Driving unit module

二桥加载模块和左右轮加载模块的内部结构与驱动模块基本相同，区别在于，它们通过转矩传感器构成转矩反馈闭环控制输出轴的转矩，模拟二桥输出轴和车轮上的载荷。

二次元件模块有4个端口：摆角指令信号、高压进油口、低压排油口及马达输出轴，模块内部结构如图17所示，包括变量油缸、电液伺服阀、P控制器、比较元件及位移传感器等，通过位置反馈闭环控制实现马达工况下二次元件的斜盘摆角控制，即闭环控制马达的排量。

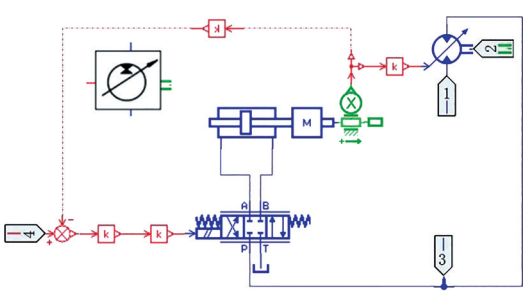


图17 二次元件模块

Fig.17 Secondary element module

阀控缸模块有4个端口：调压弹簧预压缩量、恒压阀弹簧腔油口及非弹簧腔油口、变量油缸输出位移，其内部结构如图18所示，包括恒压阀和变量油缸。

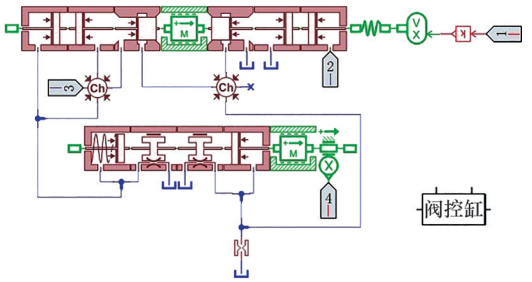


图18 阀控缸模块

Fig.18 Valve-controlled cylinder module

压力补偿阀模块有3个端口：斜盘摆角反馈（变量油缸输出位移反馈）、先导进油口和先导出油口，其内部结构如图19所示，包括固定节流孔和节流阀。

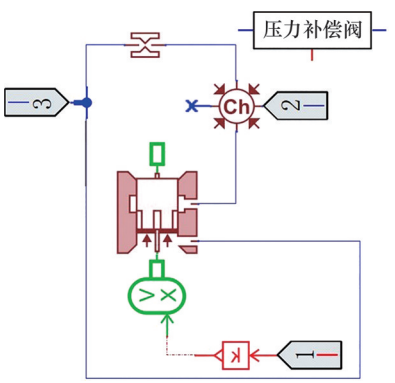
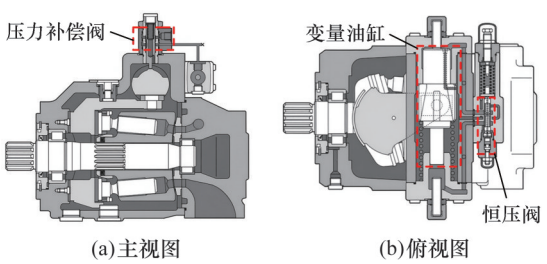


图19 压力补偿阀模块

Fig.19 Pressure compensator valve module

恒压变量泵实际结构如图20所示，拆解后，测量得到关键零件尺寸作为设置仿真参数的依据，主要零件的测量情况如图21所示，变量油缸活塞控制腔侧直径为48 mm，恒压阀的阀芯端面直径为6.52 mm，其他零件尺寸见表1。



(a)主视图 (b)俯视图

图20 恒压变量泵结构

Fig.20 Structure of constant pressure variable displacement pump

图22和图23分别为加载系统的转速曲线和转矩曲线。驱动单元转速先保持在300 r/min，此时二桥加载单元、左轮加载单元和右轮加载单元的转速分别为278、243、242 r/min。转速稳定后，二桥加载单元的转矩由50 N·m匀速增至453 N·m，转矩保持3 s后，匀速减至403 N·m后保持不变。左轮加载单元和右轮加载单元转矩由50 N·m匀速提



(a)变量油缸控制腔活塞直径48 mm　(b)恒压阀阀芯端面直径6.52 mm

图21　恒压变量泵部分结构数据测量

Fig.21　Partial structural data measurement of constant pressure variable displacement pump

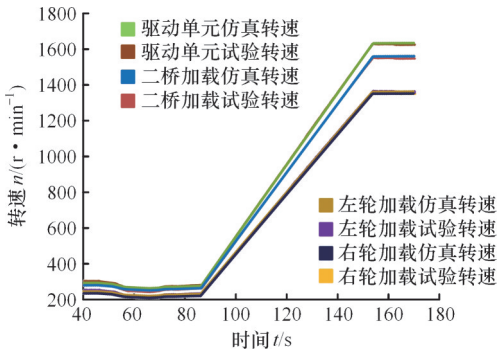


图22　加载系统转速曲线

Fig.22　Rotational speed curve of loading system

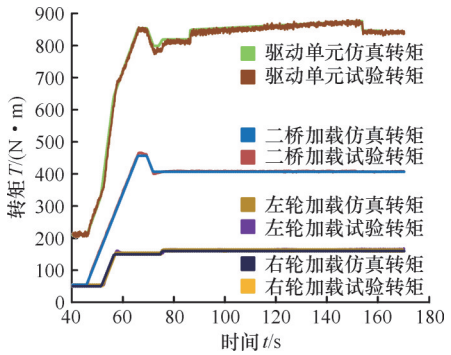


图23　加载系统转矩曲线

Fig.23　Torque curve of loading system

高至150 N·m，最终提高至160 N·m后保持不变。驱动单元的输出转矩受到其他三个单元的共同作用，其变化趋势如图23中绿色曲线所示。由图22和图23可见，仿真与试验曲线接近完全重合，验证了四轴液压加载系统仿真模型的准确性。

图24和图25分别为泵出口压力和摆角变化的曲线。通过突然打开和关闭作为加载阀的溢流阀（位于轴向柱塞单元压力口下游1 m处）来实现泵出口压力跳跃。泵出口压力初始保持在35 MPa，摆角保持在1.82°，0.2 s时将溢流阀打开，压力降至2 MPa，摆角升至15°，0.78 s时再将溢流阀关闭，压力升至35 MPa并保持稳定，摆角降至1.4°并保持稳定。由图24和图25可见，仿真与样本曲线几乎完全重合，验证了恒压变量泵仿真模型的准确性。

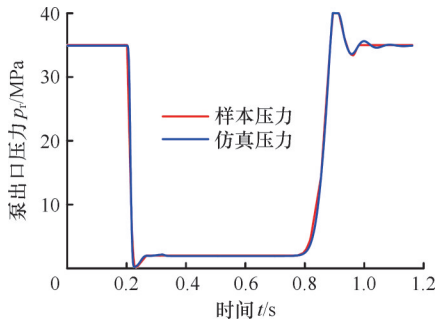


图24　泵出口压力变化曲线

Fig.24　Variation curve of pump outlet pressure

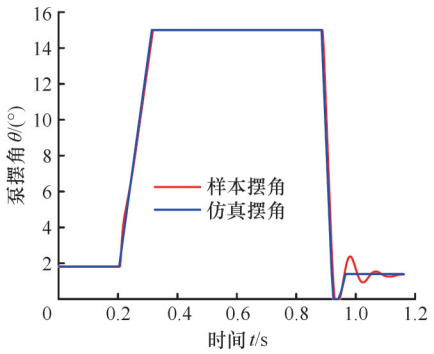


图25　泵摆角变化曲线

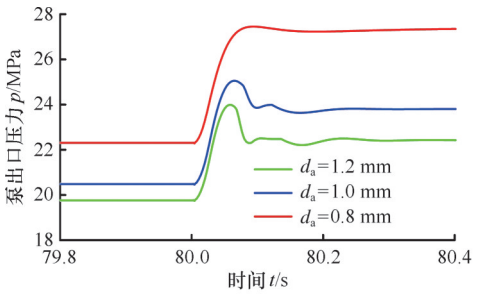
Fig.25　Variation curve of pump swash plate angle

5　泵出口压力阶跃响应仿真

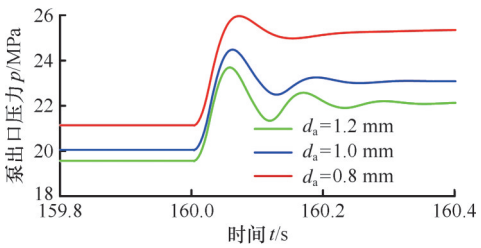
设置系统压力为20 MPa，仿真时长为170 s，仿真步长为1 ms，阶跃为2 MPa，两泵参数始终保持一致，根据泵出口压力的阶跃响应情况判断稳定性，图22和图23中第80 s和160 s所对应的两种工况（分别记为工况一、二）下进行仿真研究，分析关键参数对系统压力稳定性的影响。

1）压力补偿阀流量压力系数K_{t1}。在AMESim仿真模型中，固定节流孔直径d与K_{t1}成正比，通过改变固定节流孔a的直径d_a实现对K_{t1}的调整。将d_a分别设置为1.2、1.0、0.8 mm进行泵出口压力的阶跃响应仿真，仿真曲线如图26所示，可见，当d_a分别为1.2、1.0、0.8 mm时，工况一对应的超调量分别为6.94%、5.16%和0.37%，工况二对应的超调量分别为7.07%、6.02%和2.43%，说明固定节流孔直径越小，压力振荡越小，稳定性越好，仿真结果与理论分析结论一致。

2）压力补偿阀流量增益K_{u1}。在AMESim仿真模型中，节流阀阀口宽度w与K_{u1}成正比，通过改变节流阀阀口宽度实现对压力补偿阀流量增益K_{u1}的调整。将w分别设置为1、2、3 mm进行泵



(a)工况一

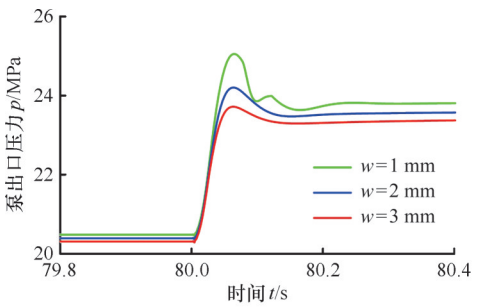


(b)工况二

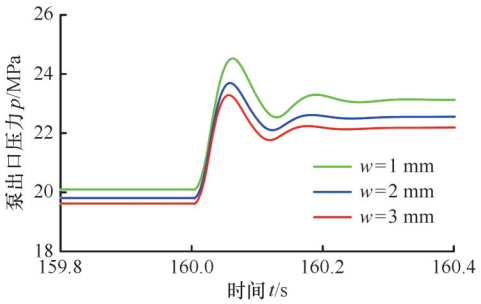
图26 泵出口压力阶跃响应曲线(K_{t1}变化)

Fig.26 Step response curve of pump outlet pressure with K_{t1} variation

出口压力的阶跃响应仿真,仿真曲线如图27所示。可见,当w分别为1、2、3 mm时,工况一对应的超调量分别为5.24%、2.69%和1.48%,工况二对应的超调量分别为6.05%、5.05%和4.91%,说明节流阀阀口宽度越大,压力振荡越小,稳定性越好,仿真结果与理论分析结论一致。



(a)工况一

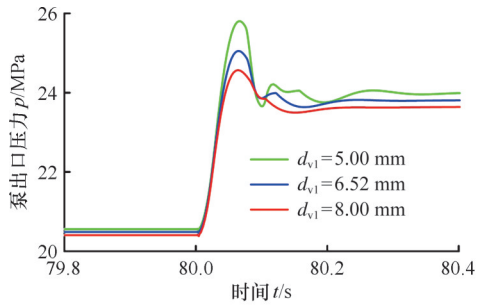


(b)工况二

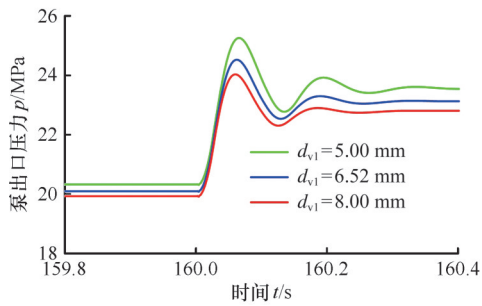
图27 泵出口压力阶跃响应曲线(K_{u1}变化)

Fig.27 Step response curve of pump outlet pressure with K_{u1} variation

3)液压缸活塞位移反馈系数K_{r1}。在AMESim仿真模型中,压力补偿阀控制信号输入增益与K_{r1}成正比,通过改变压力补偿阀控制信号输入增益实现对K_{r1}的调整。将压力补偿阀控制信号输入增益分别设置为0.0001、0.0002和0.0003,进行泵出口压力的阶跃响应仿真,如图28所示。由图可见,当压力补偿阀控制信号输入增益分别为0.0001、0.0002和0.0003时,工况一对应的超调量分别为7.71%、5.23%和3.93%,工况二对应的超调量分别为7.28%、6.05%和5.37%,说明压力补偿阀控制信号输入增益越大,压力振荡越小,稳定性越好,仿真结果与理论分析结论一致。



(a)工况一



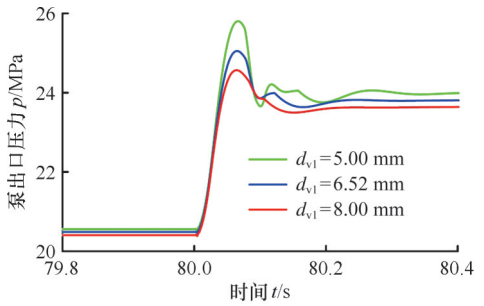
(b)工况二

图28 泵出口压力阶跃响应曲线(K_{r1}变化)

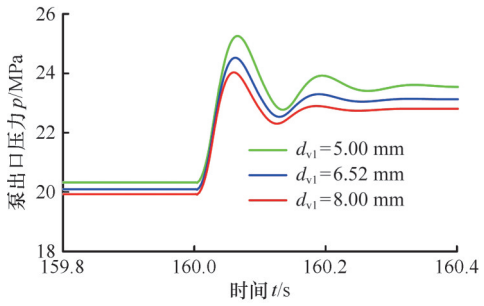
Fig.28 Step response curve of pump outlet pressure with K_{r1} variation

4)恒压阀阀芯端面面积A_{v1}。在AMESim仿真模型中,通过改变恒压阀阀芯端面直径实现对A_{v1}的调整。将恒压阀阀芯端面直径d_{v1}分别设置为5、6.52、8 mm进行泵出口压力的阶跃响应仿真,仿真曲线如图29所示。可见,当d_{v1}分别为5、6.52、8 mm时,工况一对应的超调量分别为6.69%、5.23%和3.79%,工况二对应的超调量分别为7.29%、5.99%和4.32%,说明恒压阀阀芯直径越大,压力振荡越小,稳定性越好,仿真结果与理论分析结论一致。

5)变量油缸控制腔活塞面积A_{p1}。在AMESim仿真模型中,通过改变变量油缸控制腔活塞直径d_{p1}实现对A_{p1}的调整。将d_{p1}分别设置为48、44、40 mm进行泵出口压力的阶跃响应仿真,仿真曲线如图30所示,可见,当d_{p1}分别为48、44、40 mm时,工况一对应的超调量分别为5.19%、4.97%和4.63%,工况二对应的超调量分别为6.01%、5.45%和5.01%,说明变量油缸控制腔活



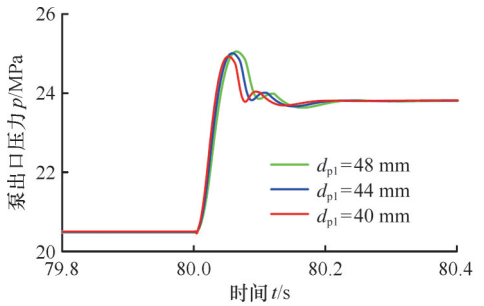
(a)工况一



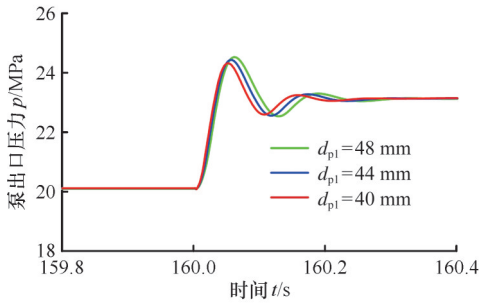
(b)工况二

图29　泵出口压力阶跃响应曲线(A_{v1}变化)

Fig.29　Step response curve of pump outlet pressure with A_{v1} variation



(a)工况一



(b)工况二

图30　泵出口压力阶跃响应曲线(A_{p1}变化)

Fig.30　Step response curve of pump outlet pressure with A_{p1} variation

塞直径越小,压力振荡越小,稳定性越好,仿真结果与理论分析结论一致。

6　结论

1)本文建立了四轴液压加载试验台及其双泵恒压及流量协调控制系统AMESim仿真模型,对Rexroth公司的A4VSO180型恒压变量泵进行结构拆解并测量关键零件的主要参数,得到双泵恒压及流量协调控制系统仿真模型的主要仿真参数,用四轴液压加载试验台试验数据及产品样本数据验证了仿真模型的有效性。

2)推导了双泵恒压及流量协调控制稳定性条件,揭示了影响稳定性的关键参数及其影响规律,即系统稳定性与节流阀流量压力系数K_{t1}和变量油缸控制腔活塞面积A_{p1}成反比,与节流阀流量增益K_{u1}、液压缸活塞位移反馈系数K_{r1}和恒压阀阀芯端面面积A_{v1}成正比,通过双泵恒压及流量协调控制系统AMESim仿真模型对上述结论进行了仿真验证。当进行双泵恒压及流量协调控制系统的开发和设计时,K_{t1}、K_{u1}、K_{r1}和A_{v1}对稳定性的改善效果显著,应优先考虑;A_{p1}对稳定性改善效果较小,可作为次要参考。

参 考 文 献:

[1] 齐潘国. 二次调节模拟加载系统动态特性分析与试验研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2004.
QI Panguo. Analysis and Experimental Study on Dynamic Characteristics of Secondary Regulation Simulation Loading System [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2004.

[2] 齐潘国,叶正茂,张辉,等. 基于二次调节的专用车桥加载试验系统特性分析[J]. 机床与液压,2006,34(8):104-107.
QI Panguo, YE Zhengmao, ZHANG Hui, et al. Performance Analysis of Special Transmission Bridge Loading Test-bed Based on Secondary Control[J]. Machine Tool & Hydraulics, 2006, 34(8): 104-107.

[3] 王慧. 基于二次调节的车辆轮桥加载系统分析与控制策略研究[D]. 哈尔滨:哈尔滨工业大学,2005.
WANG Hui. System Analysis and Control Strategy Research on Loading System Based on Secondary Regulation for Vehicle's Wheels and Transmission Bridges[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2005.

[4] 王慧,李洪人. 重型车辆传动桥二次调节模拟加载试验台的耦合影响与解耦[J]. 机械工程学报,2004(6):19-22.
WANG Hui, LI Hongren. Coupling Influence and Decoupling of the Secondary Regulation Load Simulation Test Equipment for the Drive Axle of Heavy Vehicle[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2004(6): 19-22.

[5] 王慧,赵国超,金鑫. 多轴车辆轮桥加载试验台的解耦控制实验研究[J]. 中南大学学报(自然科学版),2019,50(4):854-863.
WANG Hui, ZHAO Guochao, JIN Xin. Experimental Study on Decoupling Control for Wheel-bridge Simulated Test Bench of Multiaxial Vehicles[J]. Journal of Central South University (Science and Technology), 2019, 50(4): 854-863.

[6] 王慧,许琢. 基于二次调节的车辆轮桥加载系统的解耦控制策略研究[J]. 机械科学与技术,2014,33(7):1087-1090.
WANG Hui, XU Zhuo. Research on the Decouple Control Strategy Based on Secondary Regulation for the Vehicle's Wheels and Transmission Bridges[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2014, 33(7): 1087-1090.

(下转第1864页)

Thickness Model in Ceramic Grinding[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2013, 65: 68-78.
[16] BIFANO T G, DOW T A, SCATTERGOOD R O. Ductile-regime Grinding: a New Technology for Machining Brittle Materials[J]. Journal of Engineering for Industry, 1991, 113(2): 184-189.
[17] LAWN B R, EVANS A G, MARSHALL D B. Elastic/Plastic Indentation Damage in Ceramics: The Median/Radial Crack System[J]. Journal of the American Ceramic Society, 1980, 63(9/10): 574-581.
[18] DAI Chenwei, DING Wenfeng, ZHU Yejun, et al. Grinding Temperature and Power Consumption in High Speed Grinding of Inconel 718 Nickel-based Superalloy with a Vitrified CBN Wheel[J]. Precision Engineering, 2018, 52: 192-200.
[19] MAO Cong, LIANG Chang, ZHANG Yuchen, et al. Grinding Characteristics of CBN-WC-10Co Composites [J]. Ceramics International, 2017, 43(18): 16539-16547.
[20] MALKIN S, GUO C. Grinding Technology: Theory and Applications of Machining with Abrasives [M]. New York: Industrial Press, 2008.
[21] WANG Yan, LIN Bin, WANG Shaolei, et al. Study on the System Matching of Ultrasonic Vibration Assisted Grinding for Hard and Brittle Materials Processing[J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2014, 77: 66-73.
[22] LI Haonan, AXINTE D. On the Inverse Design of Discontinuous Abrasive Surface to Lower Friction-induced Temperature in Grinding: an Example of Engineered Abrasive Tools [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2018, 132: 50-63.
[23] HOU Zhenbing, KOMANDURI R. On the Mechanics of the Grinding Process—Part I. Stochastic Nature of the Grinding Process [J]. International Journal of Machine Tools and Manufacture, 2003, 43(15): 1579-1593.

（编辑 陈 勇）

作者简介：邓 辉*（通信作者），男，1987年生，教授、博士研究生导师。研究方向为超硬磨料砂轮设计及其激光修整与结构化。E-mail：denghnu@163.com。

本文引用格式：
邓辉，郭春山，尉迟广智，等. 激光沟槽化砂轮磨削力建模及沟槽角度优化[J]. 中国机械工程，2026，37(8)：1852-1864.
DENG Hui, GUO Chunshan, YUCHI Guangzhi, et al. Modeling of Grinding Force and Optimization of Groove Angles of Laser Grooved Grinding Wheels [J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(8): 1852-1864.

（上接第1851页）

[7] 王洁，王慧. 采煤机截割部二次调节液压加载试验台[J]. 中国机械工程，2016，27(14)：1953-1959.
WANG Jie, WANG Hui. Hydraulic Loading Test Bench for Cutting Part of Shearer Based on Secondary Regulation [J]. China Mechanical Engineering, 2016, 27(14): 1953-1959.
[8] 战兴群，张炎华，赵克定. 二次调节系统中液压蓄能器数学模型的研究[J]. 中国机械工程，2001，12(增刊1)：45-46.
ZHAN Xingqun, ZHANG Yanhua, ZHAO Keding. Study on Mathematical Model of Hydraulic Accumulator in Secondary Regulated Systems[J]. China Mechanical Engineering, 2001, 12(S1): 45-46.
[9] 赵遵道. 恒压变量泵的静态、动态特性及提高其动态特性的研究[J]. 液压与气动，1982(2)：8-15.
ZHAO Zundao. Research on Static and Dynamic Characteristics of Constant Pressure Variable Displacement Pump and Its Improvement. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 1982(2): 8-15.
[10] 秦二卫，白玉新，吴文晋，等. 恒压变量泵调压变量机构仿真分析[J]. 流体传动与控制，2016(2)：34-38.
QIN Erwei, BAI Yuxin, WU Wenjin, et al. Simulation Analysis of Pressure Regulating and Displacement Varying Device Used in Pump[J]. Fluid Power Transmission & Control, 2016(2): 34-38.
[11] 钟鸣. A4V型轴向柱塞泵的动态特性分析[D]. 哈尔滨：哈尔滨工业大学，2014.
ZHONG Ming. Dynamic Characteristics Analysis of A4V Axial Piston Pump[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014.
[12] 陈文杰. 轴向柱塞泵新型先导变量机构研究[D]. 杭州：浙江大学，2015.
CHEN Wenjie. Research on New Pilot Variable Mechanism of Axial Piston Pump[D]. Hangzhou: Zhejiang University, 2015.
[13] 张宏，涂晋宇，张璐. 恒压控制的轴向柱塞变量泵的建模与仿真[J]. 机械科学与技术，2016，35(7)：1089-1095.
ZHANG Hong, TU Jinyu, ZHANG Lu. Modeling and Simulating Axial Piston Variable Displacement Pump with Pressure Control[J]. Mechanical Science and Technology for Aerospace Engineering, 2016, 35(7): 1089-1095.
[14] 周平，郎鹿，翟江. 恒压变量泵随动活塞腔动态压力特性分析[J]. 液压与气动，2020，44(9)：181-186.
ZHOU Ping, LANG Lu, ZHAI Jiang. Analysis of Dynamic Pressure Characteristics of Servo Piston Chamber for Constant Pressure Variable Pump[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2020, 44(9): 181-186.
[15] 马吉光，宋秀毅，夏堃，等. 恒压式变量柱塞泵控制稳定性影响因素分析[J]. 液压气动与密封，2020，40(9)：65-68.
MA Jiguang, SONG Xiuyi, XIA Kun, et al. Analysis of the Factors Affecting the Stability of Constant Pressure Controlled Variable Pisplacement Plunger Pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2020, 40(9): 65-68.
[16] 吴绍香，刘雨，冯德刚，等. 某型变量泵压力脉动异常分析与改进[J]. 液压气动与密封，2022，42(9)：109-112.
WU Shaoxiang, LIU Yu, FENG Degang, et al. Analysis and Improvement for Pressure Pulsation Abnormality of Variable Pump[J]. Hydraulics Pneumatics & Seals, 2022, 42(9): 109-112.

（编辑 陈 勇）

作者简介：齐潘国，男，1979年生，副教授。研究方向为流体传动与控制、机电液一体化设计。E-mail：qipanguo@163.com。郝清旭*（通信作者），男，2001年生，硕士研究生。研究方向为流体传动与控制。

本文引用格式：
齐潘国，迟帅，郝清旭，等. 四轴液压加载试验台双泵恒压及流量协调控制稳定性研究[J]. 中国机械工程，2026，37(8)：1840-1851.
QI Panguo, CHI Shuai, HAO Qingxu, et al. Stability Analysis of Constant Pressure and Flow Coordinated Control in a Dual-pump System for Four-axis Hydraulic Loading Test Benches[J]. China Mechanical Engineering, 2026, 37(8): 1840-1851.