

LUDV 多路阀中压力补偿阀的仿真分析*

牛越胜¹, 张圣峰², 徐 兵², 刘 伟²

(1. 河北天择重型机械有限公司, 河北 邯郸 056000;

2. 浙江大学 流体动力与机电系统国家重点实验室, 浙江 杭州 310027)

摘要:为了研究分析 LUDV 多路阀中的压力补偿阀,介绍了压力补偿阀在系统中所起到的关键作用,在 AMESim 环境下建立了仿真模型,并进行了仿真分析和试验验证。研究表明:试验结果验证了仿真建模的准确性;压力补偿阀 LS 腔增加小刚度弹簧,能够减弱液压冲击,适当增大阀芯内节流孔直径可在不影响其响应速度的前提下减弱液压冲击。

关键词:负载敏感压力补偿系统;压力补偿阀;AMESim;仿真

中图分类号:TH137;TH122

文献标志码:A

文章编号:1001-4551(2011)08-0914-04

Simulation & analysis of pressure compensation valve in LUDV multi-way valve

NIU Yue-sheng¹, ZHANG Sheng-feng², XU Bing², LIU Wei²

(1. Hebei Tianze Heavy Machinery Co. Ltd., Handan 056000, China;

2. The State Key Lab of Fluid Power Transmission and Control, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: In allusion to the pressure compensation valve of LUDV multi-way valve, what a key role it played in the system and established its simulation model in AMESim was described. The model was proved to be accurate by simulation and experimental results. The results show that it would weaken the hydraulic shock by adding a small stiffness spring to the LS chamber of the pressure compensation valve, and by appropriately increasing the diameter of the orifice in the pressure compensation valve would not affect the valve's response speed either reduced hydraulic shock.

Key words: LUDV; pressure compensator valve; AMESim; simulation

0 引 言

近年来,不受载荷影响的负载敏感压力补偿系统(LUDV)越来越广泛地应用于各类挖掘机液压系统。在 LUDV 液压系统中,多路阀(一般称为 LUDV 多路阀)通过阀后置压力补偿阀解决了在系统工作中需求流量大于泵的极限流量时各工作装置实现复合动作的问题。由于液压挖掘机的作业对象及工况千变万化,各工作装置所受的负载和工作油压也各不相同,因此经常出现轻载荷的工作装置“抢占”重载荷工作装置

的液压油流量的现象,致使复合动作难于实现,LUDV 液压系统就是为解决这一难题而设计的液压系统。

LUDV 多路阀中的压力补偿是为了提高阀的控制性能而采取的一种保证措施。它为保证各个执行元件换向时的流量调节功能与泵输出压力和负荷压力无关,而仅与阀芯开度有关,使各执行元件的动作互不干扰。

LUDV 多路阀中的压力补偿阀与传统二通、三通压力补偿阀设计结构不同,它的动、静态特性对多路阀的性能有很大影响,因此有必要对其进行研究分析。

在文献[1-6]中,对系统整体的仿真和试验进行了大量的研究。在以往各次研究的基础上,为提高

收稿日期:2011-05-30

基金项目:国家高技术研究发展计划(“863”计划)资助项目(2010AA044401);教育部博士点基金资助项目(20090101110041);贵州省重大科技专项资助项目((2009)6003)

作者简介:牛越胜(1969-),男,内蒙古卓资人,主要从事机械电子工程方面的研究。E-mail:390067428@qq.com

LUDV 液压系统的动态特性,本研究对该压力补偿阀进行进一步的理论仿真和试验研究。

1 LUDV 多路阀中压力补偿阀的工作原理

LUDV 多路阀三维图如图 1 所示。

LUDV 多路阀与一般 LS 多路阀不同之处在于先节流后补偿。阀后补偿压力补偿阀布置在操纵阀可变节流口之后,由于液压作用元件一般都是双作用,有 A、B 两条油路,为了避免两条油路都设压力补偿阀,因此油路换向部分设在压力补偿阀之后。

为了简化阀的结构,本研究把节流部分和换向部分集成于一体(即操纵阀中),而且多路阀中压力补偿阀没有采用弹簧,如图 2 所示。

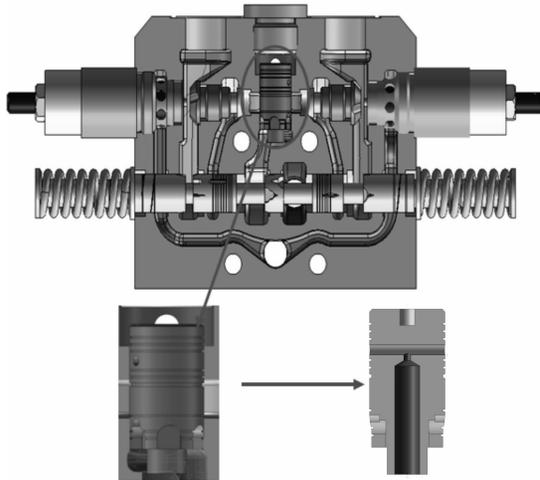


图 1 LUDV 多路阀三维图

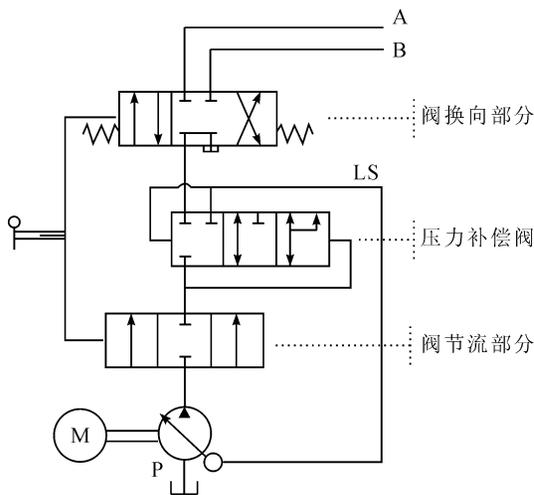


图 2 多路阀原理简化图

LUDV 系统简化原理图如图 3 所示。

其工作原理是:换向阀未开始工作时,压力补偿阀芯处于最右端,此时压力油既不通往 A、B,也不通往

LS 油路;当来自 P 口的压力升高时,由于此时 LS 油路基本没有压力,阀芯将左移使 P 口与 A、B 联通;当压力继续升高时,阀芯将继续左移,此时阀芯上端的小孔将与 LS 腔联通,而 P 口与 A、B 的节流开度也继续增大;当进行复合动作时,由于 LS 腔彼此相通,各个负载上压力补偿器两端的压差相等。

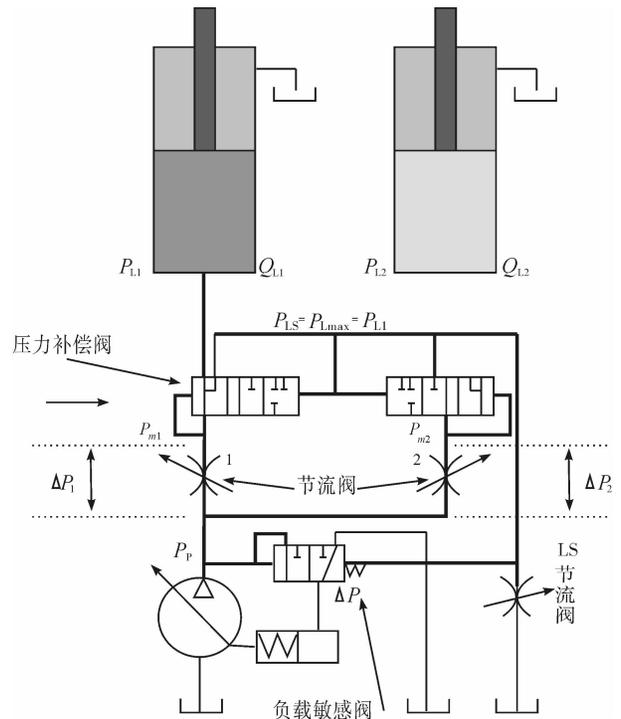


图 3 LUDV 系统简化原理图

压力补偿阀实际上起到了负荷均衡器的作用。

多路阀工作时,检出最高负载压力 P_{Lmax} 采用的不是梭阀网,而是采用三位三通的压力补偿阀来检出最高负载压力作为 LS 压力。

根据压力补偿阀芯上的受力,列出平衡方程:

$$P_{m1} \cdot A + f_1 = P_{LS} \cdot A + f_2 \tag{1}$$

$$P_{m2} \cdot A + f_3 = P_{LS} \cdot A + f_4 \tag{2}$$

式中: A — 压力补偿阀阀芯端压力作用面积; f_1, f_2, f_3, f_4 — 作用在补偿阀阀芯两端的液动力。

忽略补偿阀阀芯液动力的影响,则有:

$$P_{m1} = P_{LS} = P_{m2}$$

由于 LS 腔彼此相通,各个负载上压力补偿器两端的压差相等。

节流阀进出口压差为:

$$\Delta P_1 = P_p - P_{m1} \tag{3}$$

$$\Delta P_2 = P_p - P_{m2} \tag{4}$$

因此:

$$\Delta P_1 = \Delta P_2 = P_p - P_{LS} = \Delta P \tag{5}$$

由于各联阀 ΔP 相等,则通过各操纵阀的流量

$Q = k \cdot \Delta P$, 只与反映阀杆行程的(开口量) k 有关, 具有抗饱和的功能。

2 仿真建模

现代研究液压系统动态特性的途径主要是通过计算机仿真技术建立仿真模型, 进而研究液压元件的动态特性。AMESim 是多学科领域复杂系统建模与仿真平台, 为工程师提供了一个协同系统仿真的软件环境。工程师可以在 AMESim 平台上建立复杂的多学科领域系统模型, 深入研究系统和元件动态及稳态性能, 帮助用户更快更好地完成设计任务。这种方法的显著优势是不用编写大量复杂的程序, 而且其界面直观友好, 是未来仿真方法的发展方向之一^[7-11]。

AMESim 具有液压元件设计库 (HCD 库) 和气动元件设计库 (PCD 库) 等, 这些库通过采用结构单元的细分来处理物理元件的多样性, 这为对液(气)压系统某个元件特性的研究提供了极大的方便。利用 AMESim 对液压系统进行仿真建模一般要进行以下 4 个步骤:

- (1) Sketch, 从不同的应用库中选取现存的图形模块来建立系统的模型;
- (2) Submodels, 为每个图形模块选取数学模型, 给定合适的建模假设;
- (3) Parameters, 设定每个图形模块需要的特定的参数;
- (4) Simulation, 运行仿真并分析仿真结果。

本研究根据压力补偿阀的原理、结构及受力分析, 在 AMESim 仿真平台上建立其仿真模型, 如图 4 所示。

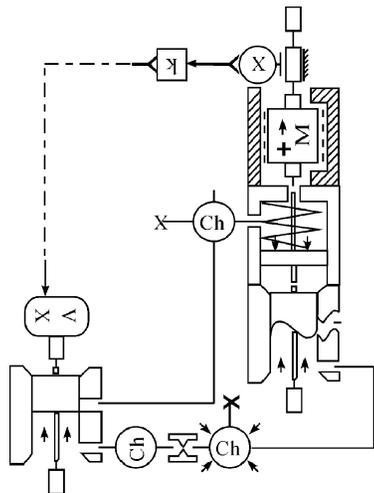


图 4 压力补偿阀的模型

本研究在 Submodels 和 Parameters 中按现有设计选取数学模型, 并将实际测绘的多路阀阀体的主要参

数作为仿真条件, 如表 1 所示。

表 1 AMESim 仿真模型的主要参数

子模块	变量	值
	工作温度/°C	50
	液压油密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	850
	液压油弹性模量/bar	1 700
	阀芯质量/kg	0.002 8
	阀芯摩擦系数/($\text{N}/\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)	100
	阀芯直径/mm	15
	阀芯直径/mm	15
	阀芯遮盖/mm	-1.5
	节流孔直径/mm	1.5
	节流孔流量系数/($\text{L} \cdot \text{min}^{-1}$)	0.7
	阀芯直径/mm	15
	阀芯遮盖/mm	-4
	阀芯内节流孔直径/mm	2
	阀芯内节流孔个数	2

本研究为了分析压力补偿阀的动态特性对 LUDV 多路阀的影响, 将 LUDV 原理简化为如图 3 所示的原理示意图。简化的方法是: 多个执行元件只取 2 个; LUDV 多路阀简化为 1 个通路的节流阀。本研究的重点是分析压力补偿阀, 因此根据其结构原理进行实际建模, 这样的简化和实际结合不仅不影响问题的分析, 而且更有利于问题的理解。

本研究构建出压力补偿阀模型之后, 再次从液压元件库中选取其他标准元件, 连接液压回路, 建立 LUDV 系统的模型如图 5 所示。

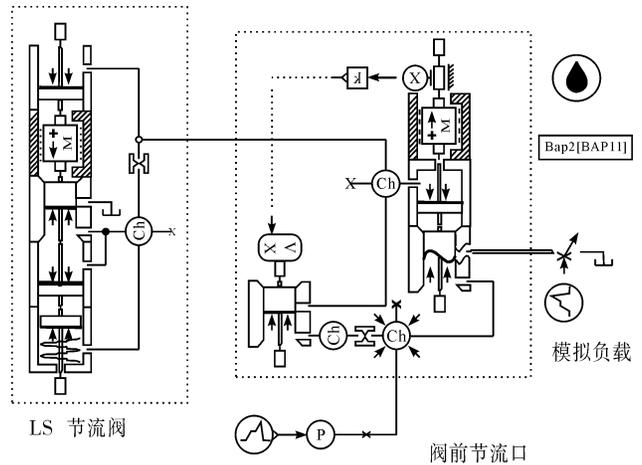


图 5 负载敏感比例多路阀的职能符号图

3 仿真分析

3.1 模型实验验证

AMESim 是专业的流体仿真软件, 其仿真的可信度经过实践检验是值得信赖的, 因而仿真结果的可信

度主要取决于系统建模的精确程度。但是由于在仿真建模过程中忽略了一些影响结果的次要条件,对系统作了一定程度的简化处理,仿真与试验会有所差距。因此笔者为了验证所建模型的精确性,采取了将试验数据代入简单模型,而后再将简单模型的仿真数据和试验进行比较的方法来验证模型的精确性。简单模型如图 6 所示。

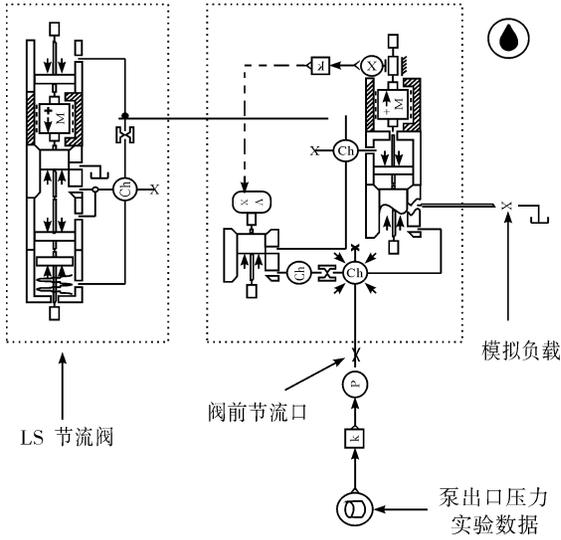


图 6 验证模型建模

在 AMESim 参数模式下,本研究依据多路阀实际测绘数据设置仿真模型参数。“ ⊕ ”表示泵出口压力油信号,数值是无量纲,通过“ $\rightarrow\text{⊕}$ ”来把信号转变成压力信号。

本研究设置仿真时间为 25 s,通讯间隔为 0.001 s,采用变步长积分。如图 7 所示,试验和仿真数据的基本吻合,验证了仿真模型的精确性,模型能够反映出实际的状态,可以通过该模型对 LUDV 多路阀及 LUDV 液压系统进行深入的研究。

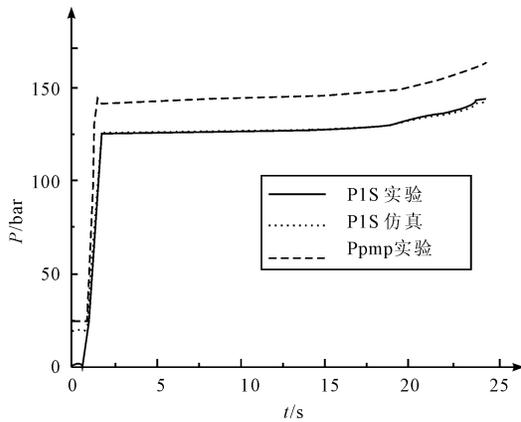


图 7 泵出口压力和压力补偿阀 LS 口压力曲线

3.2 补偿阀阀芯有无弹簧对多路阀响应的影响

机械系统一般都要用到弹簧的,而且弹簧对于液

压系统的降噪、吸收振动、增加系统的稳定性等均有很好的作用。但是从上面对压力补偿阀阀芯的受力分析

可以看出,阀芯 LS 压力腔没有弹簧“ ⊕ ”,

但是力士乐的 M6 型 LUDV 多路阀中压力补偿阀又含有弹簧,为了解弹簧对 LUDV 多路阀的压力补偿阀的影响,本研究对此进行仿真分析,模型中增加一个弹簧

“ ⊕ ”。其他参数按照上述设置,并进行仿真。

LS 压力响应曲线如图 8 所示。补偿阀阀芯受力曲线如图 9 所示。

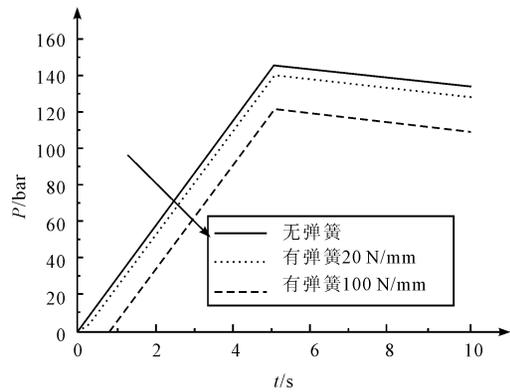


图 8 LS 压力响应曲线

从图 8 可以看出,有弹簧时,LS 压力响应变慢,而且随着弹簧刚度的增大,LS 油路的升压速度变慢,系统的响应降低。但是从图 9 可以看出,阀芯的受力却正好相反。

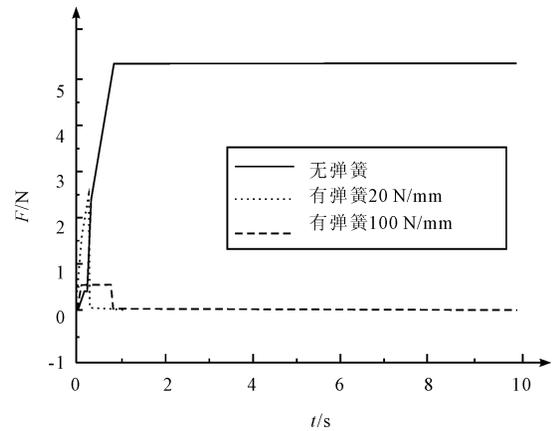


图 9 补偿阀阀芯受力曲线

3.3 阀芯内节流孔直径对阀芯冲击的影响

在其他条件不变的情况下,本研究分别设定压力补偿阀内部油道节流孔直径分别为 2 mm、3 mm、4 mm、5 mm,进行仿真,得到的结果如图 10 所示。从图 10 中可以看出,增大阀芯节流孔直径会降低阀芯的

(下转第 923 页)

控制系统中,在一个月调试过程中,对两种(共计600余件)常锻造锻件进行试验,从初锻到终锻共打击5 000余次,所有锻造工件全部合格。在全行程(750 mm)打击过程中,计时器的设定时间分别为: $T_{33} = 0.13$ s, $T_{32} = 0.21$ s, $T_{96} = 0.39$ s。

参考文献 (References):

- [1] 胡大勇,武开明,吕国芝. 液气锤存在的问题及改进措施[J]. 锻压技术,2009,34(5):98-99.
- [2] 袁祖强,倪受东,黄筱调. 3T电液锤 PLC 控制系统[J]. 机电设备,2004(5):17-19.
- [3] 金文明,杨慎华,徐迪. CJ83-50kJ 液压模锻锤基础振动仿真分析[J]. 锻压装备与制造技术,2009(4):42-44.
- [4] 高乃光. 锻锤[M]. 北京:机械工业出版社,1987:57-62.
- [5] 徐迪. 50 kJ 液压模锻锤基础振动分析[D]. 吉林:吉林大学材料科学与工程学院,2006:29-37.
- [6] 席平原. 基于 Simulink 的机械工程控制系统仿真[J]. 煤

矿机械,2003(4):49-51.

- [7] LEI Bu-fang, LI Yong-tang, LIU Jian-sheng. Research on the energy economization of electro-hydraulic Hammer[J]. **Chinese Journal of Mechanical Engineering**, 2000, 13(1): 64-69.
- [8] LI Yong-tang, LEI Bu-fang, TING K L. Modeling and simulation of the hydraulic system in hydraulic hammer using "Gray-box" modeling method[J]. **China Mechanical Engineering**, 2004, 15(6):481-483.
- [9] GARETT A S, JAMES E B. Experiments and simulations on the nonlinear control of a hydraulic servosystem[J]. **IEEE Transactions on Control System Technology**, 1999, 7(2): 238-247.
- [10] YANG W C, TOBLER W E. Dynamic modeling and analysis of electronically controlled power steering system[J]. **Advanced Automotive Technologies ASME, DSC**, 1993(52):267-278. [编辑:张翔]

(上接第 917 页)

受力,减小油液对阀芯的冲击和系统产生的噪音等,同时 LS 油路压力响应却不改变。

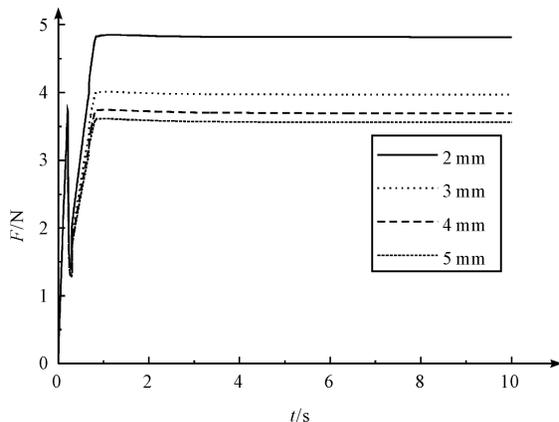


图 10 补偿阀阀芯受力曲线

4 结束语

本研究对 LUDV 补偿阀进行了原理结构分析,利用 AMESim 软件对阀进行了建模和仿真。仿真分析表明:此模型能够较真实地反映压力补偿阀在工作时的性能。通过对补偿阀的负载敏感(LS)腔添加弹簧,对比分析了有无弹簧对该阀的影响:有弹簧能够减小油液对阀芯的冲击振动,有一定的降噪功能,但是弹簧刚度不宜过大。通过对补偿阀阀芯内流道直径进行变参分析可知,增大阀芯内节流孔直径,系统 LS 油路响应基本不变,但是使得油液对阀芯的冲击减小。

参考文献 (References):

- [1] 蒋道成,于兰英,柯坚,等. LUDV 控制系统的动态仿真[J]. 机械工程师,2008(4):27-28.
- [2] Rexroth Bosch Group. RC 92500/03. 97 [M]. Rexroth Bosch Group, 1997.
- [3] 王宝琳. 负载敏感与压力补偿技术在高空作业液压系统中的应用[J]. 中国修船,2009,22(4):61-62.
- [4] RUSS H. The evolution of load-sensing hydraulics [J]. **Diesel Progress: Engine & Drives**, 1998, 17(4):53-55.
- [5] JOHN P M, DUNLAPI L. Load sensing hydraulic control system for variable displacement pump; US, 6 216 456 B1 [P]. 2001-04-17.
- [6] LANTO B, PALMBERG J O, KRUS P. Static and Dynamic Performance of Mobile Load Sensing system with Two Different Types of Pressure Compensated Valves. [R]. SSE, 901552, 1990.
- [7] 余佑官,龚国芳,胡国良. AMESim 仿真技术及其在液压系统中的应用[J]. 液压气动与密封,2005(3):28-30.
- [8] 钱道光,陈奎生,陈阳国,等. 基于 AMESim 的新型元件与液压系统仿真[J]. 机械,2008,35(11):71-73.
- [9] 付永领,祁晓野. AMESim 系统建模和仿真[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,2006.
- [10] 秦家升,游善兰. AMESim 软件的特征及其应用[J]. 工程机械,2004(12):6-8.
- [11] 祖炳洁,潘存治,王海花. 负荷传感与压力补偿技术的分析与探讨[J]. 工程机械,2006(2):45-48.

[编辑:罗向阳]