

由液压总线和开关液压源构成的新原理液压系统*

顾临怡 邱敏秀 金波 曹建伟

(浙江大学流体传动及控制国家重点实验室 杭州 310027)

摘要: 提出一种新原理的节能型液压系统, 其核心是一套压力变换装置, 称为开关液压源。开关液压源的输入端直接挂在液压总线上, 通过高速开关方式加以升压或降压增流, 最终输出与各执行器需求相适应的压力和流量, 最大限度地降低节流损失, 达到最佳节能效果。

关键词: 液压总线 开关液压源 升压 降压增流 液感 液容 动态效率 瞬态效率

中图分类号: TH137

0 前言

液压系统最大的优势之一在于其多执行器特性, 即可以由单个液压泵供油, 同时驱动多路执行器动作。目前常用的多执行器液压系统有三类: 节流调速系统、负载敏感系统和二次调节系统。

节流调速系统采用了集中供油的方式, 由泵站输出的压力油路和回油路相当于一组液压总线, 所有的液压执行器控制单元均挂在该液压总线上。由于液压总线上的供油压力为恒定, 因而要求各执行器的最大负载与供油压力相适应, 并通过减压阀或流量控制阀将液压总线上的供油压力降低到与该执行器负载相适应。由于无法实现升压以及降压过程中流量的增加, 因而普遍存在泵站输出压力高、各执行器的结构尺寸受液压总线供油压力的制约、减压阀或流量控制阀口上节流损失大等问题。

20 世纪 70 年代发展起来的负载敏感系统利用最高负载联执行器的负载压力控制泵的变量机构或三通压力补偿阀, 使泵输出压力与最高负载压力相适应, 大幅降低减压阀或流量控制阀上的节流损耗, 在大型工程机械液压系统中得到广泛应用^[1-3]。但由于在主管道中仍然有附加节流损失, 且对于非最高负载压力联执行器来说, 在控制阀口上的节流损失仍然很大, 因而仍然存在较大的能量浪费。

20 世纪 80 年代提出的二次调节系统(定压网络液压马达控制系统)通过调节执行器件—液压马达的排量来实现输出转矩与负载的匹配, 避免了减压阀或流量控制阀上的节流损耗, 并可实现制动过程的能量回收, 已得到越来越广泛的工业应用^[4-6]。但由于同样存在无法升压以及降压过程中无法增加

流量的问题, 因而对泵站输出压力的要求仍然很高, 且执行器—变量马达的结构尺寸受定压网络供油压力的制约, 价格昂贵。为防止空载的执行器对定压网络产生影响, 在主管道上仍然需要有限流元件, 因而也存在一定的节流损失。

由液压总线和开关液压源构成的新原理液压系统克服了上述三类传统液压系统无法实现升压及降压过程中无法增加流量的问题, 是一种全新原理的节能型液压系统。

1 结构及工作原理

由液压总线和开关液压源构成的新原理液压系统如图 1 所示(虚线框内)。

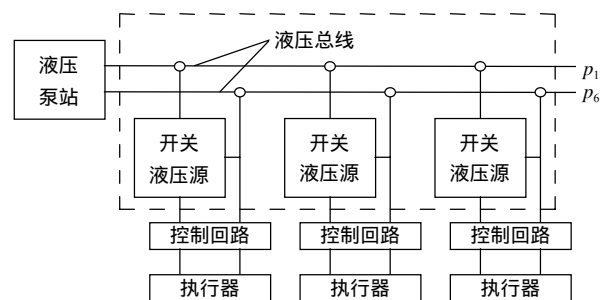


图 1 由液压总线和开关液压源构成的新原理液压系统

其中, 液压总线由专门的液压泵站输出, 供各路执行机构使用。其输出压力为固定值(如 10 MPa), 功率可与各执行器件所需要的总功率相匹配。每路执行机构都配有一个开关液压源, 各开关液压源的输入端直接挂在液压总线上, 并通过对高速开关阀(开关液压源中的关键元件之一)占空比的调节来改变其输出压力, 使输出压力降低或升高到执行器所需的压力值, 为执行器提供与其消耗功率(不是流量!)相适应的流量, 达到最佳节能效果。

* 国家自然科学基金资助项目(50205024)。20020206 收到初稿, 20020610 收到修改稿

根据开关液压源功能的不同，可以分为升压型开关液压源和降压增流型开关液压源两种。

1.1 升压型开关液压源

升压原理：升压型开关液压源由液感元件、高速开关阀、单向阀和液容元件组成，其结构原理如图2所示。

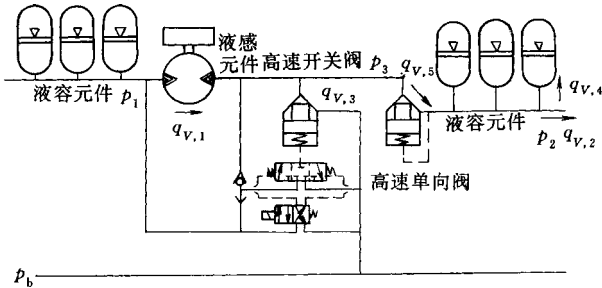


图2 升压型开关液压源结构原理

图2中 p_1 表示液压总线的供油压力， p_b 表示液压总线的回油压力。

p_2 表示开关液压源的输出压力，由于它同时又是液容两端的压力，因而该压力不能突变。

$q_{v,1}$ 为流过液感元件的流量，该流量不能突变。

p_3 表示液感输出端的压力，该压力随着高速开关阀的高速切换不断地在最高输出压力和回油压力之间切换。

$q_{v,3}$ 为流过高速开关阀的流量，该流量也随着高速开关阀的高速切换不断地在 $q_{v,1}$ 和零之间切换。

$q_{v,2}$ 和 $q_{v,4}$ 分别表示开关液压源的输出流量和流过液容元件的流量，这两个流量的和在高速开关阀切断时等于流过液感的流量，在高速开关阀接通时等于零。

如果液容元件和液感元件的内泄漏、摩擦以及液容元件的质量可以忽略，并假设高速开关阀和单向阀为理想元件(动态响应时间以及启闭过程的节流损失均为零)，高速开关阀的脉宽调制波周期为 T ，占空比(通电时间与周期之比)为 D ，则开关液压源的输出压力 p_2 与液压总线的输入压力成正比，与占空比成反比，液压总线的输入流量 $q_{v,1}$ 与系统的输出流量成正比，与占空比成反比。即

$$p_2 = p_1 / D \quad (1)$$

$$q_{v,1} = q_{v,2} / D \quad (2)$$

从而实现开关液压源的升压。同时，输出压力 p_2 的波动幅值与输出流量成正比，与液容 C 成反比，与脉宽调制波的周期成正比，与电磁铁断电时间的占空比成正比。即

$$p_{2\max} - p_{2\min} = q_{v,2}(1-D)T/C \quad (3)$$

只要高速开关阀和单向阀动态性能接近于理想的高速开关阀和单向阀，开关液压源的压力变换效率可达100%，即输出功率等于输入功率，实现液压系统的无损升压。

该升压型开关液压源的工作过程为：向高速开关阀提供周期为 T ，占空比为 D 的脉宽调制波。当高速开关阀断电(油路通)时，液感元件的输出端通回油，液感在液压总线供油压力的作用下加速，储存能量。当高速开关阀通电(油路断)时，液感元件的输出端通过单向阀向执行器供油。由于液感元件的过流流量不能突变，因此其输出流量远大于执行器所消耗的流量，多余部分流量引起了输出压力的飞升。输出压力的升高使得输出端的液容元件(蓄能器)迅速从输出管路中吸收多余的流量，储存能量，等高速开关阀油路接通短路、单向阀在反向压力作用下关闭时再释放出来，从而实现开关液压源的升压。

当高速开关阀油路断开时，由于输出压力高于液压总线的供油压力，液感在液压总线反向压力差的作用下减速，释放所储存的能量，因而起到了续流和储能的作用；而液容元件则主要用来储存流量和进行滤波，减小因高速开关引起的输出压力纹波。

通过上述油路可以通过对脉宽调制波占空比的控制，输出所需的压力值，并为执行器提供与其消耗功率(不是流量!)相适应的流量，达到最佳节能效果。

1.2 降压增流型开关液压源

降压增流原理：改变升压型开关液压源油路中液感、高速开关阀和单向阀的位置，即可得到降压增流型开关液压源，其结构原理如图3所示。

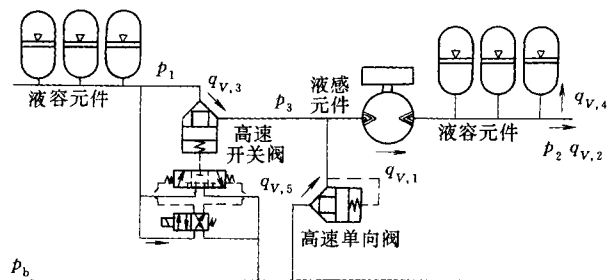


图3 降压增流型开关液压源结构原理

降压增流型开关液压源首先依靠高速开关阀获得脉冲流量，然后通过由液感和液容组成的LC滤波器进行滤波实现降压；同时利用高速开关过程中产生的瞬时低压，用单向阀进行补油，方便地实现了增流。

与升压型类似地可以得到理想状态下降压增流型开关液压源的输出压力 p_2 、液压总线平均输入流量 $q_{v,3}$ 以及输出压力 p_2 的波动幅值计算公式

$$p_2 = (1-D)p_1 \quad (4)$$

$$q_{V,3} = (1-D)q_{V,2} \quad (5)$$

$$P_{2\max} - P_{2\min} \approx (q_{V,1,0} - q_{V,2})DT/C \quad (6)$$

1.3 液容和液感

液容和液感是组成开关液压源的关键元件。可以在开关液压源中当作液容和液感使用的液压元件都需要符合以下的定义。

[定义1] 液容元件 对于一个具有高频压力脉动吸收能力的液压元件, 只要其高压端的压力与该元件吞吐的流量有近似于下式所述的关系, 就可以作为开关液压源中的液容元件, 其液容值用 C 表示, 量纲为 $[(L \cdot \min^{-1})/MPa] \cdot s$ 。

$$q_V = C \frac{d(\Delta p)}{dt} \quad (7)$$

具有近似于上式所述关系的最佳液容元件有蓄能器和弹簧液压缸, 如图4所示。

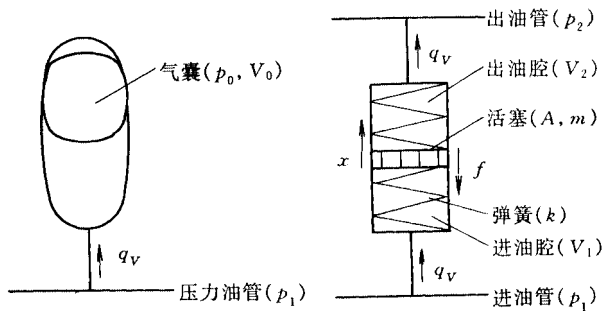


图 4 可作液容元件用的蓄能器和弹簧缸

对于气囊式蓄能器, 为确保其提动阀在高频大流量切换动作中不关闭, 需要将 2~3 只蓄能器并联使用。当其中一只在液动力作用下突然关闭时, 可以通过其他蓄能器吐出流量, 产生压力推关闭的提动阀, 确保系统的可靠性。

理想状态下气囊式蓄能器的液容值为

$$C = \frac{1}{1.4} \left(\frac{p_0}{p_1} \right)^{1.4} \frac{1}{p_1} \quad (8)$$

弹簧液压缸的液容值为

$$C = A^2/k \quad (9)$$

[定义2] 液感元件 对于一个具有惯性负载的液压元件, 只要其两端压差可以高频地正负切换, 且通过该元件的流量与其两端的压差有近似于下式所述的关系, 就可以作为开关液压源中的液感元件, 其液感值用 L 表示, 量纲为 $[MPa/(L \cdot \min^{-1})] \cdot s$ 。

$$\Delta p = L \frac{dq_V}{dt} \quad (10)$$

具有近似于式(10)所述关系的液感元件之一是驱动

大惯量负载的液压马达, 由一个高速液压马达和一个与液压马达输出轴直接相连的飞轮组成, 其结构如图5所示。

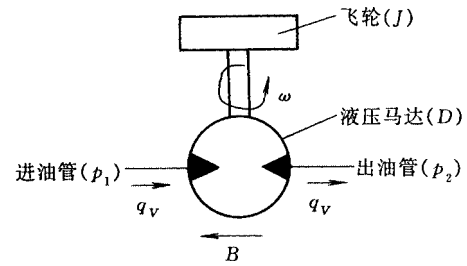


图 5 可作液感元件用的驱动大惯量负载的液压马达

理想状态下其液感值为

$$L = J/D^2 \quad (11)$$

2 开关液压源动态特性研究

通过图 2 与图 3 所示的变换回路, 只要所选用的元件性能接近于理想元件, 理论上可以实现液压源的无损升压和无损降压增流。但事实上, 由于高速开关阀、单向阀的节流损耗和启闭时间、液容元件上的附加液阻和附加液感(蓄能器气囊的弹性损耗、弹簧缸的泄漏、摩擦和惯性等)、液感元件上附加的液阻(马达的摩擦和泄漏等)和液压马达的困油等问题, 开关液压源的效率目前还不理想。尚需通过高频大流量单向阀、高频液感(或称低阻液感)、高频液容(或称低阻低感液容)、超高转速大排量液压马达和低困油液压马达的研制, 进一步提高系统的开关频率, 减小开关液压源的体积和高压压力切换容腔的容积, 提高开关液压源的效率和可靠性。

开关液压源的损耗可分为两类: 动态损耗和瞬态损耗。

动态损耗是指由于高速开关阀和单向阀上的节流损耗、液容上的附加液阻和附加液感以及液感上的附加液容引起的损耗, 由此产生了开关液压源效率可称为动态效率, 用 η_d 表示。该效率可以通过对各个元器件的单独性能试验直接测得。为提高开关液压源的动态效率, 需要增大高速开关阀和单向阀的通油能力、研制无感无阻液容(或低感低阻液容)和无阻液感(或低阻液感)。

瞬态损耗则是指由于高速开关阀和单向阀的启闭时间、液压马达的困油和管路内液压油的弹性等引起的损耗, 由此产生了开关液压源效率可称为瞬态效率, 用 η_s 表示。该效率只能通过对开关液压源的整体性能试验测得。为提高开关液压源的瞬态效

率，需要提高高速开关阀、单向阀和液压马达的频响。

2.1 升压型开关液压源动态特性

对于如图2所示的升压型开关液压源，液压总线的供油压力为 $p_1=10$ MPa，而系统所需的输出压力为 $p_2=25$ MPa，输出流量为恒定值 $q_{V,2}=60$ L/min。由式(1)与(2)可得，高速开关阀的占空比应选择 $D=10$ MPa/25 MPa = 40%，理想状况下所需的供油流量为 $q_{V,1}=150$ L/min。

假设开关频率为 5 Hz，即 PWM 波的周期 $T=0.2$ s。为确保系统的输出压力纹波低于 6%，即 1.5 MPa，根据式(3)与(9)，拟选择 3 个并联的 3 L 气囊式蓄能器作为液容元件，预充气压为 12.5 MPa，其液容值为 $650 [(L \cdot \text{min}^{-1})/\text{MPa}] \cdot \text{s}$ 。由该液容元件引起的动态损耗低于 8%。

同时为确保系统的输入流量纹波低于 10%，即 15 L/min，根据式(14)，拟选择排量为 150 mL/r 的斜轴式柱塞液压马达驱动 $\phi 320$ mm \times 200 mm 的飞轮(其转动惯量为 $J=1.6$ kg \cdot m 2)作为液感元件，马达最高转速不超过 1 000 r/min，其液感值为 $0.048 [\text{MPa}/(L \cdot \text{min}^{-1})] \cdot \text{s}$ 。由该液感元件引起的动态损耗低于 12%。

为确保高速开关阀和单向阀上的节流损耗尽可能小，拟选择 32 通径的插装阀作为其主阀口。由阀口节流引起的动态损耗低于 1%。

由此可得，该升压型开关液压源总的动态效率 η_d 不低于 80%。当然，仍迫切需要效率更高的高频液容和液感元件，或可称之为低感低阻液容和低阻液感元件，以进一步提高开关液压源的效率。

同时，开关液压源中液容元件与液感元件的频响也严重阻碍了开关频率的进一步提高和结构尺寸的进一步减小。据估算，如果开关频率得以提高一个数量级(50 Hz)，飞轮的直径和厚度都可以减小一半以上，蓄能器的容量也可以减小到原来的 1/5 左右，开关液压源在结构上可以更紧凑，更实用化。

瞬态损耗主要与液压系统的高速压力切换容腔有关，即由液感元件出口到两插装阀进口的容腔。容腔中液压油的弹性引起了开关过程中插装阀的尖峰压力和尖峰流量，严重降低了开关液压源的效率。通过对插装阀块的合理设计，可将该容腔的容积控制到 320 mL 以内。

升压型开关液压源的动态过程如图 6 所示(仿真结果)。由图 6 可知，该升压型开关液压源的总体效率仅为 63%，去掉动态损耗的影响，其瞬态效率还达不到 80%。瞬态效率过低的原因主要是所有的元器件(液感元件和插装阀等)尺寸过大，导致容腔

在高频切换过程中的压力飞升时间过长，产生较大的压力和流量尖峰。只有通过液感元件中液压马达转速的进一步提高，才能大幅度地减小液感元件的尺寸和容腔的容积，削弱开关过程中的压力和流量尖峰，提高开关液压源的瞬态效率。

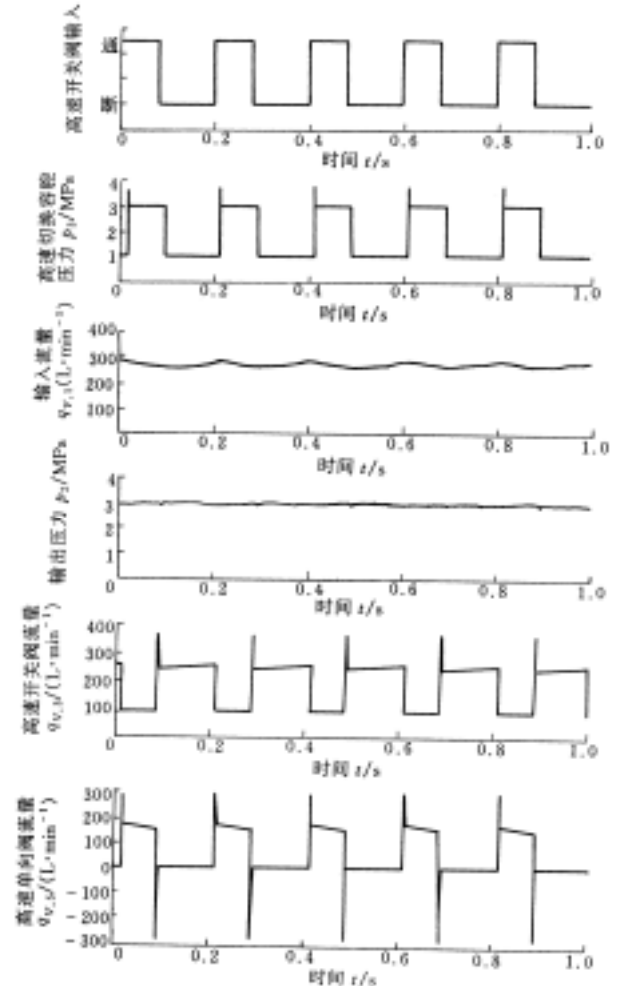


图 6 升压型开关液压源动态过程(仿真曲线)

据估算，如果最高转速得以提高两倍(3 000 r/min)，马达的排量就可以降低为原来的 1/3，容腔的容积可以降低为原来的 40%左右，相应的开关过程瞬态损耗可以降低到 10%以内。

2.2 降压增流型开关液压源动态特性

降压增流型开关液压源的动态过程如图 7 所示(仿真曲线)。其中系统所需的输出压力为 $p_2=6$ MPa，输出流量为恒定值 $q_{V,2}=240$ L/min。高速开关阀占空比为 $D=1-6$ MPa/(10 MPa) = 40%，理想状况下所需的平均供油流量为 $q_{V,3}=144$ L/min。蓄能器的预充气压为 3 MPa，液容值为 $2 700 [(L \cdot \text{min}^{-1})/\text{MPa}] \cdot \text{s}$ 。

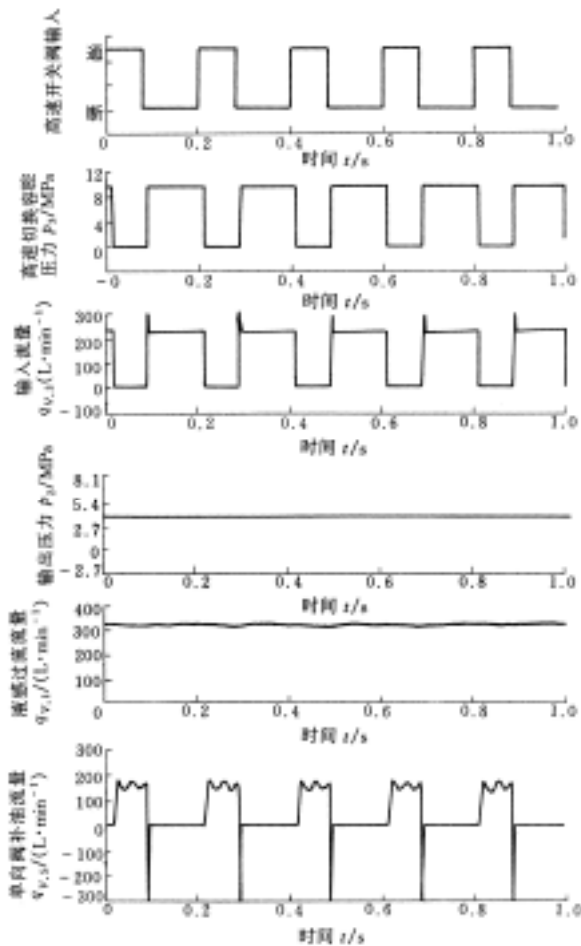


图 7 降压增流型开关液压源动态过程(仿真曲线)

由图 7 可知, 该降压增流型开关液压源的总体效率仅 58%, 去掉动态损耗的影响, 其瞬态效率还不到 75%。

3 结论

(1) 由液压总线和开关液压源构成的新原理液压系统克服了传统液压系统无法升压以及降压过程无法增加流量的问题, 是一种全新原理的节能型液压系统。通过图 2 与图 3 所示的回路, 可以实现液压源的升压和降压增流。

(2) 液感与液容是开关液压源中必不可少的两个核心元件: 可以在开关液压源中作为液感使用的最佳元件是驱动大惯性飞轮的液压马达, 液容元件则有蓄能器与弹簧液压缸。

(3) 开关液压源的损耗包括动态损耗与瞬态损耗两部分。动态损耗与元件的高频特性有关, 瞬态损耗则与开关液压源的高速压力切换容腔容积有关。动态效率可以通过高频低感低阻液容和高频低阻液感的研制得以提高, 而瞬态效率则需要通过元件体积和容腔容积的减小来提高。

(4) 较低的开关频率严重阻碍了开关液压源各组成元器件外形尺寸的进一步减小, 开关频率的大幅地提高是开关液压源产业化的基础。

参 考 文 献

- 1 张占松, 蔡宣三. 开关电源的原理与设计. 北京: 电子工业出版社, 1998
- 2 Keith Billings H, Eng C. Handbook of Switchmode Power Supplies. New York: Mc Graw-Hill Publishing Company, 1989
- 3 Aoki Y, Uehara K, Karakama T, et al. Load sensing fluid power system. SAE, 1994(No.941714): 139~153
- 4 蒋晓夏, 刘庆和. 具有能量回收与重新利用功能的二次调节传动系统. 工程机械, 1992, 23(8): 27~30
- 5 路甬祥, 胡大纮. 电液比例控制技术. 北京: 机械工业出版社, 1988
- 6 雷天觉. 液压工程手册. 北京: 机械工业出版社, 1990

NEW HYDRAULIC SYSTEMS MADE UP OF HYDRAULIC POWER BUS AND SWITCH-MODE HYDRAULIC POWER SUPPLIES

Gu Linyi Qiu Minxiu Jin Bo Cao Jianwei
(Zhejiang University)

Abstract: A new energy saving hydraulic system is put forward, in which a pressure convert device named switchmode hydraulic power supply is introduced. The entrances of switchmode hydraulic power supplies are all connected with the hydraulic power bus. Their output pressure could be boosted or bucked through PWM control to provide the proper consumed pressure and flow rate of each actuator. The throttle lost is decreased considerably, and the energy saving efficiency is optimal.

Key words: Hydraulic power bus

Switchmode hydraulic power supply

Pressure boost

Pressure buck with flow rate increase

Hydraulic inductor

Hydraulic capacitor

Dynamic efficiency

Instantaneous efficiency

作者简介: 顾临怡, 男, 1973 年出生, 工学博士, 副教授。研究方向为工程机械电液控制、深海资源勘探机械、塑机专用变频器。主持或作为主要骨干参加多项 863 和国家自然科学基金等项目, 作为第二参加者获浙江省科技进步二等奖 1 项, 发表论文 16 篇。