

摘 要

液压减振器是轨道交通车辆走行机构的重要部件之一，其性能优劣直接影响到行车的安全性和舒适性。由于铁路的提速和城市轨道交通的迅速发展，凸显出对高性能液压减振器的需求，但国内生产的液压减振器还不能满足这种需求，这种状况是由于减振器试验设备落后造成的。因此，研制高速列车减振器试验台就具有十分重要的实际意义。

由于电液比例控制技术性能介于伺服和开关之间。它具有廉价、节能、维护方便、较好的控制精度和响应特性等特点。本文对液压减振器实验台原理及组成进行详细研究后，利用电液比例阀控制对城市轨道交通车辆液压减振器实验装置进行系统设计。

关键词: 液压减振器，减振器实验台，电液比例控制技术，系统设计

Study of the Standard for Keeping the Textile Safe and Healthy

ABSTRACT

Hydraulic damper is one of the important parts in the railway vehicles. Its performance determines the security and cosiness of train. With the advancement of railway's speed, the self-made hydraulic damper can't satisfy the requirement of high performance hydraulic damper. It is provided with important meaning to develop high-powered test-bed.

Since the function of the electricity liquid proportion controlling technology is situated between servo and switch. It is had energy conservation, defends characteristics such as controlling accuracy and responding to characteristic property convenient , fairly good at a low price. The system carrying out the queen who studies detailedly on hydraulic pressure shock absorber experiment platform principle and composition , making use of electricity liquid proportioning valve to be in progress under the control of to city orbit traffic vehicle hydraulic pressure shock absorber experiment device designs the main body of a book.

Key words: hydraulic shock absorber, damper test-bed, electricity liquid proportion controlling technology, system designs

电液比例控制轨道车辆液压减振器实验台设计

王傅余 061103112

0 引言

过去，由于列车运行的速度比较低，减振器的作用不太明显，因此，人们对其没有给予足够的重视，所应用的减振器性能比较低。如今，“高速重载”是铁路营运的发展方向，随着列车提速进程的加快，机车、车辆运营中出现了很多前所未有的问题，有的在更换减振器后，问题得到了解决。由于液压减振器长期高速往复运动和处于高温状态，故密封圈易老化导致漏油，或者油液在高温下碳化，二者都会改变阻尼系数，甚至使其失去减振作用。由于铁路的提速和城市轨道交通的迅速发展，凸现出对高性能液压减振器的需求，但国内生产的液压减振器还不能满足这种需求，这种状况是由于减振器试验设备落后造成的。近年来我国铁路进入一个飞速发展时期，特别是在铁路跨越式发展政策的指引下，我国铁路将会进入一个全新的发展阶段。今后一段时间内，高速铁路时速达到 300km 以上，客运专线时速达到 200km 以上。当速度达到 200km 以上时，机车车辆运行的安全性、平稳性将成为客车所面临的最大问题，这也就对机车车辆的走行机构提出很高的考验。液压减振器作为机车车辆走行机构的重要组成部分之一，其性能优劣直接影响到机车车辆运行的稳定性和安全性。因此，在机车车辆运行过程当中必须确保减振器能够保持其性能的可靠性和稳定性。

1 JS-30/200 轨道车辆液压减振器实验台简介

1.1 液压减振器实验台的作用

液压减振器是轨道交通车辆的重要部件，它的性能好坏直接关系到行车的舒适性和安全性。由于液压减振器长期高速往复运动和处于高温状态，故密封圈易老化导致漏油，或者油液在高温下碳化，二者都会改变阻尼系数，甚至使其失去减振作用。因此，为保证行车安全应定期对液压减振器进行测试，并据其状态进行必要的维修保养。JS-30/200 液压减振器实验台是根据铁路提速后对液压减振器要求变化而开发的，它综合了国内外液压减振器实验台的优点，增加了与国际接轨的阻尼特性曲线和动态特性测试，并可同时测试四种不同的减振器。它保留了示功图和阻尼系数两个经典的评价指标，但同时也会给出合理的解释，以避免出现在现有其它实验台上测试不同公司的不同阻尼特性的产品时，常常将合格产品给出不合格结论的情况发生。

本实验台的主要液压元件和传感器为进口件，测控系统采用高可靠性的硬件和先进的虚拟仪器软件。另外，液压系统还进行了严格的热平衡匹配，故可进行一般实验台不能进行的减振器寿命实验工作。考虑到减振器的种类主要为垂直类，故本实验台上配备了两套垂直减振器的实验装置，二者可以同时工作，也可以一个工作另一个安装准备，从而提高测试效率，另外还配备了用于横向和抗蛇形运动减振器的实验装置。本实验台的激振能量由往复运动的液压缸提供，具有摩擦阻力小、行程调节方便、调速范围宽和激振函数可任意设定等优点。它的超大激振力和往复行程是其它曲柄滑块式实验台无法提供的。

1.2 液压减振器实验台的组成

本实验台由液压站和电控测试台两大部分组成。油箱为全封闭式结构；油泵和电机卧式安装在油箱的侧下面，以保证提供良好的吸油性能；装有比例阀、伺服阀、换向阀及溢流阀的液压集成块安装在有利于外观且维护方便的机罩内；所有压力表组成表站，安装在实验台架的前景面板上；减振器安装组件安装在实验台架侧面和上部平面，由油缸、支座、拉压传感器、位移传感器等构成一组测试单元。

元件清单

表 1-1 电器元件					
序号	名称	型号	规格	数量	备注
1	主电机	Y-160L-4B35	15KW	1	皖南电机
2	计算机	DELL	210	1	DELL
3	拉压传感器	BLR	20KN	4	宇航科技
4	位移传感器	NS-WY03	150mm	4	上海天沐
5	数据采集卡	NI6229	32/4	1	NI
6	辅助泵电机	Y801-4B5	0.55KW	1	

表 1-2 液压元件				
序号	名称	规格型号	数量	备注
1	主油泵	V38H3R	1	KOMPASS
2	比例换向阀	DKZOR-AE-171-L5/I	1	ATOS
3	电磁换向阀	4WE10R31/CW220-50NGZ5L	1	华德液压
4	溢流阀	BG-03-H	1	KOMPASS
5	旁路过滤器	RFA-100×10C	1	黎明液压

6	高压过滤器	QU-H100X10P	1	黎明液压
7	电磁换向阀	4WE5N6.0/G24	1	华德液压
8	节流阀	MT03PK20	1	KOMPASS
9	伺服换向阀	DLKZOR-TE-140-L71/I	1	ATOS
10	过滤冷却单元	SCA1S	1	HYDAC
11	辅助油泵	P102	1	KOMPASS
12	主泵吸油过滤器	WU-160×180J	1	黎明液压
13	辅泵吸油过滤器	WU-16×180J	1	黎明液压
14	液位计	YWZ-160T	1	黎明液压

1.3 液压减振器实验台技术参数

- 1) 可测最大阻尼力:30KN
- 2) 最大减振器行程：200mm
- 3) 同时测试减振器数量：4 个
- 4) 液压系统压力：15MPa
- 5) 装机功率：16KW
- 6) 外形尺寸：主机 1800×1360×1300mm
电气柜 1200×600×800mm
- 7) 重量：主机 2300Kg 电气柜 130Kg

1.4 液压系统工作原理

液压原理图见图 1-1。

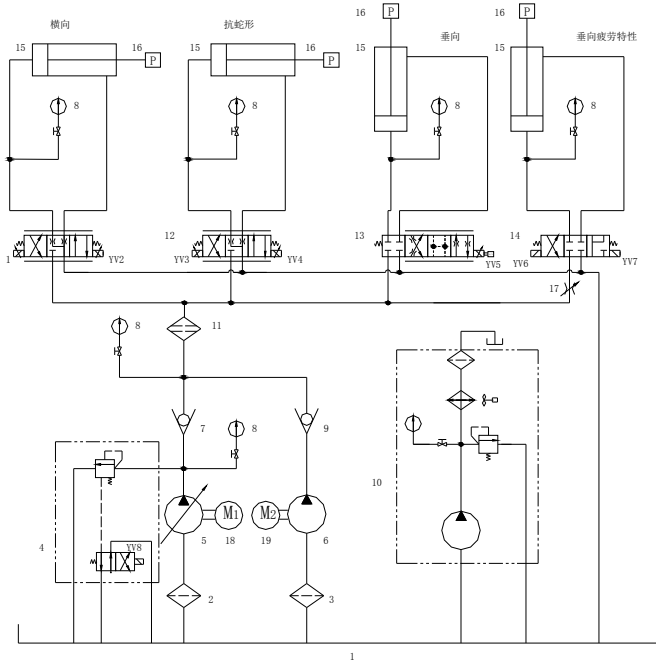


图 1-1 液压原理图

1.油箱 2,3.过滤器 4.电磁溢流阀 5.柱塞泵 6.齿轮泵 7,9.单向阀 8.压力表
10.独立冷却器 11.高压过滤器 12.比例换向阀 13.伺服换向阀 14.电磁换向阀 15.液
压缸 16.压力传感器 17.节流阀 18,19.电动机

1) 阻尼性能实验回路

YV8 得电时，系统建压，计算机控制 YV1、YV2、YV3、YV4 或 YV5 动作，使其获得所需的拉伸和压缩速度，从而可测出被试减振器的阻尼特性。

2) 耐久实验回路

YV8 得电时，系统建压，由时控仪控制 YV6 或 YV7 动作，使其工作液压缸自动往复，从而被试减振器连续工作，以获得耐久性能指标。实验频率可由时控仪任意设定，拉伸和压缩的速度可通过节流阀 17 来调节。

3) 卸荷回路

系统有两种卸荷方式，当 YV8 失电时系统为零压卸荷，而 YV8 得电，其余电磁铁（YV1-YV7）均失电时，系统为零流量卸荷。两种卸荷方式时所消耗的功率一般差别不大。

4) 独立过滤冷却回路

系统采用独立的过滤冷却器，一般情况下冷却电机关闭，当油液温度超过设定范围时开启。

1.5 液压减振器的工作原理

液压减振器按照液流方向可以分为油液单向循环流动和双向往复流动两种类型。它们的基本动作都是拉伸和压缩。当活塞杆相对于缸筒作拉伸和压缩运动时，内部的油液通过节流孔在流动的过程中产生阻力，从而耗散能量。现在普遍使用的是阀门和柱形弹簧结合的双向往复流动减振器，本文以其为对象进行研究。

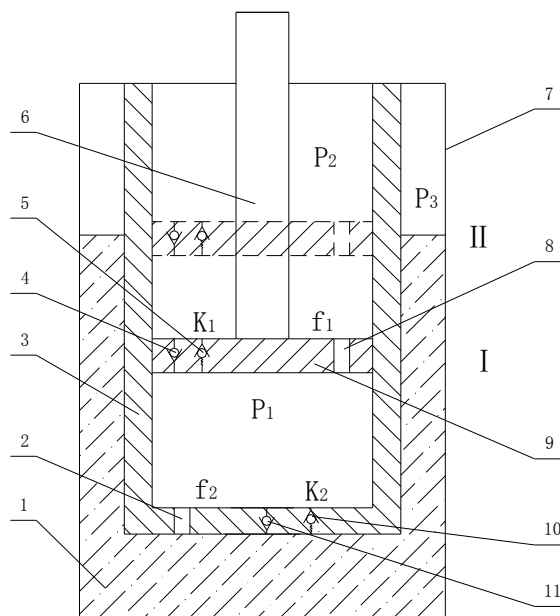
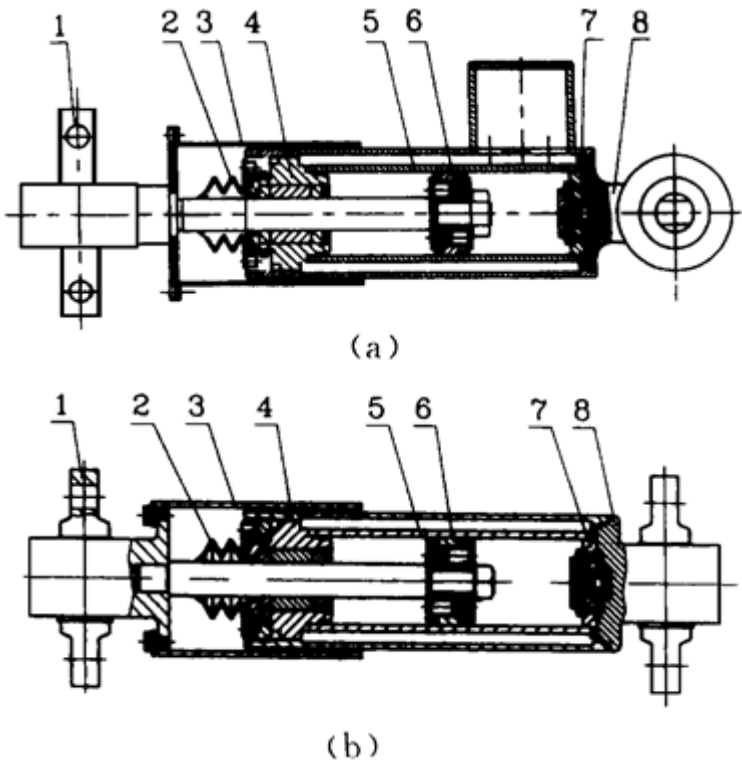


图 1-2 减振器结构图

- 1.液压油 2.阻尼孔 3.工作油缸 4.单向阀 5.拉伸阻尼阀 6.活塞杆
7.减振器壳体 8.阻尼孔 9.活塞 10.压缩阻尼阀 11.单向阀

如图 1-2 所示，当减振器拉伸时，活塞上部压力缸中的高压油顶开活塞上的节流调压阀，从活塞上部流到活塞下部，同时贮油缸中的油液在活塞下部油缸的吸力作用下经底阀上的单向阀流到活塞下部压力缸。减振器的设计必须要保证活塞下部压力缸始终充满液压油。当减振器压缩时，活塞下部压力缸中的高压油分别通过活塞和底阀上的节流调压阀从活塞下部流到活塞上部及贮油缸。横向、垂向减振器的结构如图 1-3 所示，抗蛇行减振器的结构如图 1-4 所示。



(a) 横向液压减振器；(b) 垂直液压减振器

图 1-3 横向、垂向液压减振器

- 1.联结端 2.防尘橡胶套 3.防尘罩 4.缸端组成 5.压力缸 6.活塞杆与活塞组成
7.进油阀组成 8.贮油缸

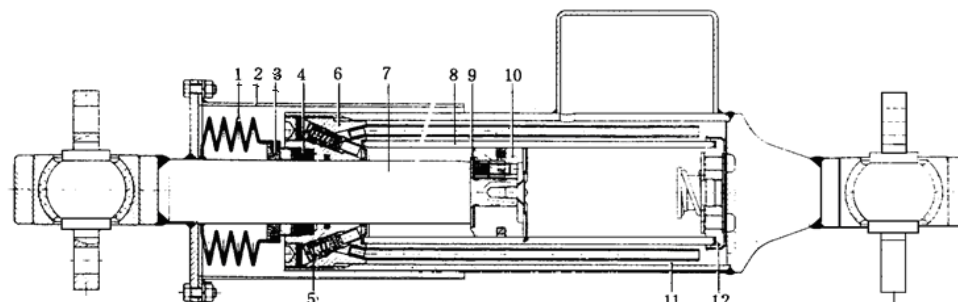


图 1-4 KONI 抗蛇行液压减振器

- 1.防尘圈 2.防尘罩 3.螺盖 4.活塞杆密封组装 5.阻尼调节 6.导承 7.活塞杆 8.活塞缸 9.止回阀 10.活塞 11.贮油缸 12.底阀组装

1.5.1 拉伸行程

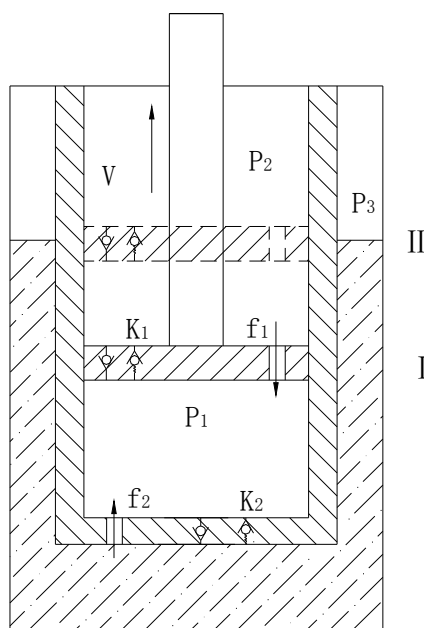


图 1-5 拉伸行程

在拉伸行程中，减振器活塞相对于工作油缸向上运动，如图 1-5 所示。

1) 阻尼阀开启前

减振器低速拉伸时，阻尼阀未打开，油液仅从油缸有杆腔经阻尼孔 f_1

流入无杆腔，由于减振器工作腔底阀通储油腔，故油缸无杆腔压力 P_1 接近大气压。忽略活塞与缸筒中的摩擦和泄漏，则从工作缸上腔排入下腔的流量

$$Q = (A_D - A_d)V \quad (1-1)$$

式中： A_D ——活塞端面面积；

A_d ——活塞杆横截面积；

V ——活塞相对于缸壁的运动速度。

因工作缸的下腔压力 P_1 近似为大气压。故上下腔压力差近似为上腔压力 P_2 ，则油液通过阻尼孔 f_1 的流量为

$$Q_1 = C_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \approx C_{d1} A_1 \sqrt{\frac{2P_2}{\rho}} \quad (1-2)$$

式中： C_{d1} ——孔口流量系数，它是实际流量与理论流量之比，近似取 $C_{d1} = 0.62$ ；

A_1 ——节流孔 f_1 的面积；

ρ ——油液的密度，常数；

P_2 ——节流孔 f_1 上部油腔的压力；

P_1 ——节流孔 f_1 下部油腔的压力。

根据流量连续性原理，有

$$Q = Q_1 \quad (1-3)$$

由式（1-1）～（1-3）可得出

$$P_2 = \frac{(A_D - A_d)^2 V^2 \rho}{2 C_{d1}^2 A_1^2} \quad (1-4)$$

又由于

$$F_t = P_2(A_D - A_d) - P_1A_D \approx P_2(A_D - A_d) \quad (1-5)$$

由式（1-4）和（1-5）可得减振器的拉伸阻尼力为

$$F_t = \frac{(A_D - A_d)^3 V^2 \rho}{2C_{d1}^2 A_1^2} \quad (1-6)$$

2) 阻尼阀开启过程中

随着拉伸速度的增大，拉伸阻尼力增大，阻尼阀慢慢开启，直至完全打开。

不计阀芯的重力、摩擦力和液动力时，非差动式直动溢流阀稳态下的力平衡方程^[24]为

$$(P_2 - P_1)A_{K_1} = K_1(x_{0_1} + x_1) \quad (1-7)$$

式中： P_1 ——油缸无杆腔的压力；

P_2 ——油缸有杆腔的压力；

A_{K_1} ——拉伸阻尼阀孔口面积；

K_1 ——弹簧刚度（N/m）；

x_{0_1} ——弹簧预压缩量（m）；

x_1 ——阀开口量（m）。

阀工作时，开口量是变化的，开口量的变化引起溢流量的变化，亦必然引起压力的变化。压力愈高，弹簧刚度便愈大，因而，溢流量变化时压力的变化便愈大。

由式（1-5）和（1-7）可得减振器拉伸阻尼力为

$$F_t = \frac{K_1(x_{0_1} + x_1)(A_D - A_d)}{A_{K_1}} \quad (1-8)$$

3) 阻尼阀开启后

当阻尼阀完全开启的瞬间，通过阻尼阀的油液流量为

$$Q_0 = C_{d_{K_1}} A_{K_1} \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} = C_{d_{K_1}} A_{K_1} \sqrt{\frac{2\Delta P_1}{\rho}} \quad (1-9)$$

此时活塞运动速度为

$$V_0 = \frac{Q_0}{A_D - A_d} \quad (1-10)$$

当 $V \leq V_0$ 时，减振器为恒量阻尼特性。当 $V > V_0$ 时，拉伸速度进一步增大，阻尼阀孔阻尼力加大，此时通过阻尼阀的流量

$$Q_1 = C_{d_{K_1}} A_{K_1} \sqrt{\frac{2(P_2 - P_1)}{\rho}} \quad (1-11)$$

式中： $C_{d_{K_1}}$ ——孔口流量系数，取 $C_{d_{K_1}} = C_{d_1} = 0.62$ ；

A_{K_1} ——拉伸阻尼阀孔口面积；

根据流量连续性原理，有

$$Q = Q_1 \quad (1-12)$$

由式（1-1），（1-11），（1-12）可得

$$P_2 = \frac{(A_D - A_d)^2 V^2 \rho}{2C_{d_1}^2 A_{K_1}^2} \quad (1-13)$$

由式（1-5）和（1-13）可得减振器的拉伸阻尼力为

$$F_t = \frac{(A_D - A_d)^3 V^2 \rho}{2C_{d_1}^2 A_{K_1}^2} \quad (1-14)$$

1.5.2 压缩行程

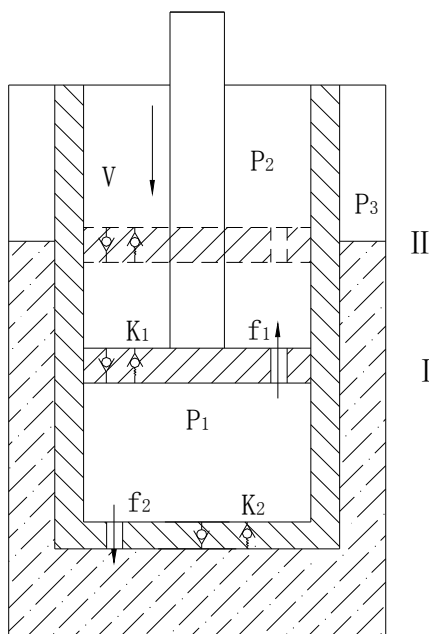


图 1-6 压缩行程

在压缩行程中，减振器活塞相对于工作油缸向下运动，如图 1-6 所示。

1) 阻尼阀开启前

当减振器低速运动时，阻尼阀关闭，单向补油阀打开，此时活塞上下腔压力 $P_1 = P_2$ ，下腔与上腔油液流量之差值经阻尼孔 f_2 流入储油腔。下腔流入储油腔的油液流量

$$Q = A_D V - (A_D - A_d) V = A_d V \quad (1-15)$$

且有

$$Q_1 = C_{d_2} A_2 \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho}} \quad (1-16)$$

式中： C_{d_2} ——节流孔 f_2 的孔口系数，取 $C_{d_2} = 0.62$ ；

A_2 ——节流孔 f_2 的面积。

又由流量连续性定理

$$Q = Q_1 \quad (1-17)$$

由式（1-15）～（1-17）可得

$$P_1 = \frac{A_d^2 V^2 \rho}{2 C_{d_2}^2 A_2^2} + P_3 \quad (1-18)$$

又由于

$$F_c = P_1 A_D - P_2 (A_D - A_d) = P_2 A_d \quad (1-19)$$

忽略活塞与缸筒间的摩擦和泄漏以及储油腔的压力 P_3 ，由式（1-18）

和（1-19）可得减振器的压缩阻尼力为

$$F_c = \frac{A_d^3 V^2 \rho}{2 C_{d_2}^2 A_2^2} \quad (1-20)$$

2) 阻尼阀开启过程中

随着拉伸速度的增大，压缩阻尼力增大，阻尼阀慢慢开启，直至完全打开。不计阀芯的重力、摩擦力和液动力时，非差动式直动溢流阀稳态下的力平衡方程为

$$(P_1 - P_3) A_{K_2} = K_2 (x_{0_2} + x_2) \quad (1-21)$$

式中： P_1 ——油缸无杆腔的压力；

P_3 ——储油腔的压力；

A_{K_2} ——压缩阻尼阀孔口面积；

K_2 ——弹簧刚度（N/m）；

x_{0_2} ——弹簧预压缩量（m）；

x_2 ——阀开口量（m）。

阀工作时，开口量是变化的，开口量的变化引起溢流量的变化，亦必然引

起压力的变化。压力愈高，弹簧刚度便愈大，因而，溢流量变化时压力的变化便愈大。

由式（1-19）和（1-21）可得减振器拉伸阻尼力为

$$F_t = \frac{K_2(x_{0_2} + x_2)A_d}{A_{K_2}} \quad (1-22)$$

3) 阻尼阀开启后

当阻尼阀完全开启的瞬间，通过阻尼阀的油液流量为

$$Q_0 = C_{d_{K_2}} A_{K_2} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho}} = C_{d_{K_2}} A_{K_2} \sqrt{\frac{2\Delta P_2}{\rho}} \quad (1-23)$$

式中： $C_{d_{K_2}}$ ——孔口流量系数，取 $C_{d_{K_2}} = 0.62$ ；

A_{K_2} ——压缩阻尼阀孔口面积；

此时活塞运动速度为

$$V_0 = \frac{Q_0}{A_d} \quad (1-24)$$

当 $v \leq v_0$ 时，减振器为恒量阻尼特性。当 $v > v_0$ 时，拉伸速度进一步增大，阻尼阀孔阻尼力加大，此时通过阻尼阀的流量

$$Q_1 = C_{d_{K_2}} A_{K_2} \sqrt{\frac{2(P_1 - P_3)}{\rho}} \quad (1-25)$$

根据流量连续性原理，有

$$Q = Q_1 \quad (1-26)$$

由式（1-15），（1-25），（1-26）可得

$$P_1 = \frac{A_d^2 V^2 \rho}{2 C_{d_2}^2 A_{K_2}^2} \quad (1-27)$$

由式（1-19）和（1-27）可得减振器的压缩阻尼力为

$$F_c = \frac{A_d^3 V^2 \rho}{2 C_{d_2}^2 A_{K_2}^2} \quad (1-28)$$

2 减振器实验台的发现状况

2.1 减振器实验台的国内外研究现状

国内外都对减振器作了大量的研究工作，研究方向归纳起来有以下几点：对减振器高频特性的研究；对减振器试验方面的研究；对减振器噪声问题的研究；对减振器非线性问题的研究；对减振器温度特性的研究；对减振器仿真特性的研究。

减振器试验的目的在于测试减振器的性能参数，同时按照设计要求调整阻力系数的大小，对于新造的或经过检修的减振器都必须经过试验方能使用。根据行业标准，减振器试验一般有以下四个方面的内容：（1）示功图试验：减振器的阻力与位移试验（F-S）；（2）速度特性试验：减振器的阻力与活塞速度试验（F-V）；（3）温度特性试验：减振器的阻力与试件温度试验（F-T）；耐久性试验：（4）工作循环 1×10^6 次后，减振器的阻力与位移试验（F-S）。

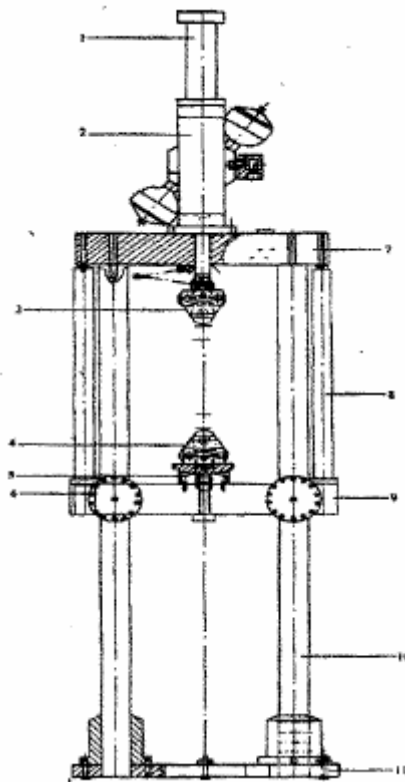


图 2-1 KONI 液压减振器试验台

1.位移传感器 2.激振器 3.激振端减振器夹头 4.测力端减振器夹头 5.力传感器 6.立柱夹紧装置 7.带激振器的梁 8.可调整的液压缸 9.带力传感器的梁 10.立柱 11.底座

关于减振器的试验研究，早期，前苏联的车辆动力学及其减振研究走在前面。荷兰 KONI 公司研究和开发车辆通用的抗蛇行减振器也已经有几十年的历史，该公司的液压减振器被世界各地的铁路公司和机车车辆制造商所采用，处于世界领先地位。数据显示表明，KONI 公司在减振器及其试验研究方面做得最全面，他们的产品几乎面向所有的交通运输行业。从 KONI 公司提供的产品说明和试验报告来看，KONI 公司的辅助试验项目非常丰富，包括减振器出厂试验、减振器仿真、调整等。减振器试验台按照其作用形式分为机械式、液压式和其它形式；按照运动控制方式可以分

为手动式、开环式、死循环式等方式。现在比较先进的控制方式为死循环液压控制方式，KONI 公司采用的是液压死循环控制液压减振器试验台，主要以测试阻尼特性为主，如图 2-1 所示。德国 SACHS 公司在开发和生产中使用液压伺服减振器试验台，如图 2-2 所示。该试验台工作范围广，运动速度由伺服系统自动控制，可以产生任意形状的激励波形，同时能对动态阻尼及动态刚度进行测试，但是由于设备需要专门的工作环境及严格的维护保养，故不适合在一般基层单位使用。

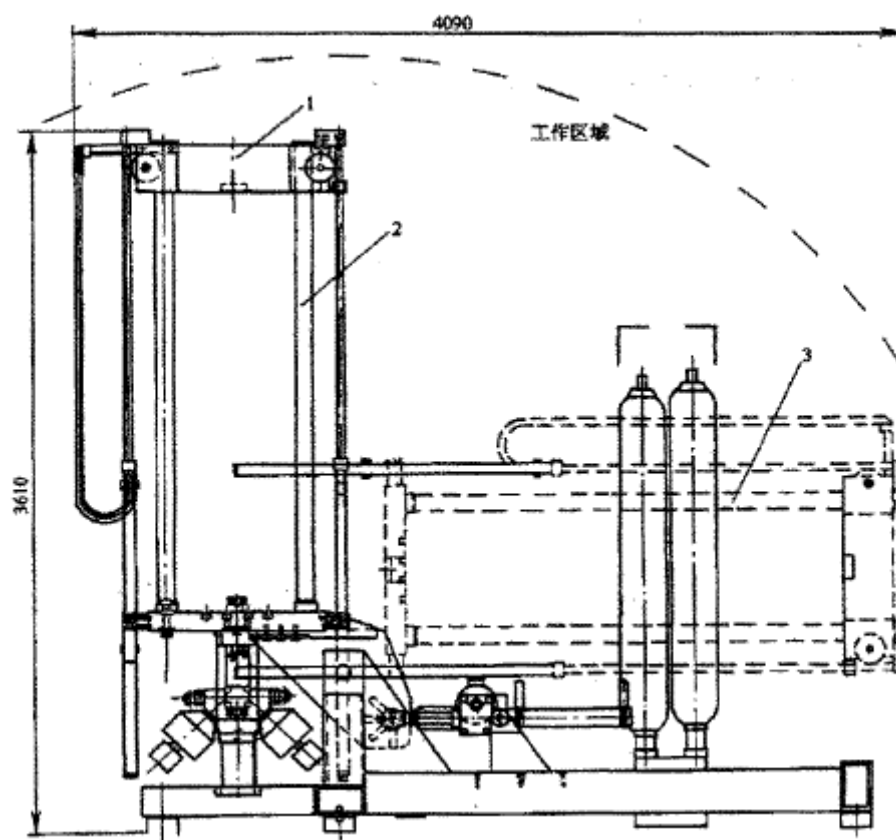


图 2-2 SACHS 液压伺服减振器试验台

1. 上横梁 2.减振器垂向试验位置 3.减振器横向试验位置

国内的减振器试验台则以机械式为主，以测试示功图为主要目的，不能快速准确地对减振器进行检测。国内汽车减振器试验台发展快于机车车

辆减振器试验台。在上世纪八十年代，使用较多的机械式试验台是 J85 试验台，它通过曲柄连杆机构驱动减振器做近似的简谐振动。通过弹性扭杆测力和振幅，并依靠人工处理数据。由于它只能够得到一定振动速度下的示功图，并且效率低，数据的准确性差，只能够进行垂向减振器试验，不能够完成横向以及抗蛇行减振器检测，现在基本上已经淘汰不用。

目前，国内常见的减振器试验台为曲柄滑块形式，由电动机作为动力源，通过传动系统减速后，带动一套曲柄滑块机构，对减振器实现正弦波激振。由扭力杆测出激振力的大小，使减振器的活塞作上下运动。减振器的下端固定在曲拐上，曲拐装在一根测力扭杆上，利用扭杆变形，测量减振器的阻力大小。试验时，曲拐上部的记录笔在记录板上画出一个示功图。记录台的记录笔在左右方向的偏移量，表示扭杆扭力的大小，也即是表示减振器阻力的大小，最后绘出减振力示功图。采用上述办法测出的阻尼系数的准确度无法确定，没有实用价值，使得现场只能根据示功图来进行经验性比较，测出的阻尼特性不准确，无法调整阻尼系数。

2.2 减振器实验台的发展趋势

1) 工装夹具的通用性和方便性

目前国内外所使用油压减振器接头形式很多，而且结构类型和尺寸大小有很多差异，这样就给各个生产厂、车辆段、车辆厂以及检验单位对减振器的检验带来许多问题。特别是最近出台的减振器新铁标 TB/T1491-2004《机车车辆油压减振器技术条件》中规定对于减振器的阻尼力测试时应去除弹性节点，而做耐久测试时又必须附带弹性节点。这样对工装夹具就有更高的要求，如何设计出更加方便快捷的夹紧装置，对提高测试精度和测试效率起到重要作用。

2) 安装距离调整的便捷性

现在我国国内所使用的机车车辆车型很多，减振器的类别和尺寸之间有很大差异，因此具有方便快捷的安装距离调整对于提高减振器检验效率起到举足轻重的作用。在这方面，液压伺服试验台具有较强的优势。

3) 试验台试验速度、试验振幅和试验频率调整的便捷化和随机化

生产厂家所给出减振器性能参数基本上都是基于某一速度点下的阻尼值，而减振器实际的阻尼性能并不是完全线性的，特别是生产过程控制不严时其性能与设计要求存在更大的差异。为了更好的检测减振器的性能，需要检测减振器在不同速度、不同振幅、不同频率下的阻尼特性，因此需要试验台调整的便捷化；减振器实际在装车使用时其振动形式并非频率和幅值均固定的简谐振动，而是随机振动。为使试验台仿真效果更加逼真，需要试验台的随机化。

4) 试验台应该能够检测减振器的动态性能

减振器的阻尼特性有静态阻尼特性和动态阻尼特性之分。所谓静态阻尼特性是不计减振器结构和液体刚度产生的动态影响，力和速度之间没有相位变化时的特性，它是建立在减振器做大振幅和低频运动的基础上的阻尼特性。动态阻尼特性是考虑减振器结构（如两端弹性节点、储油缸具有空气囊等）和液体刚度影响时的阻尼特性，它使减振器的力、速度和位移之间具有一定的相位差。

现今所使用的减振器试验台一般只能够通过载荷和位移传感器测定出 F-S 曲线、F-V 曲线，而不能够精确的测定力、速度和位移之间的相位关系。不能够给出减振器的动态阻尼特性。随着机车车辆的运行速度的日

益提高，列车振动剧烈，起到减振作用的油压减振器基本上工作在高频状态，从而这种建立在低频运动基础上的静态阻尼特性参数对整个走行部分设计已经不太适合。因此能够反映减振器实际状态的动态阻尼性能参数对整个走行部分的设计起到指导性意义。

5) 试验步骤的程序化、自动化

为了使减振器试验台具有更好的操作性和更高的效率，应该使减振器试验台能够提前设定所需要的试验参数，如测试振幅、频率、速度、测试开始时间和测试结束时间等，并能够在测试过程中适时通过死循环回馈进行检测测试数据，与设定值进行比较并进行相应的调整。

6) 试验台应能够测定减振器高低温状态下的性能

油压减振器依靠液压油在减振器拉压过程中通过小孔产生的阻尼力来工作，因此温度对减振器的性能有很大的影响，而我国的实际条件决定我国的列车运行过程中所经历的温差变化很大。要全面衡量减振器的性能，需要进行高低温方面的测试和研究。

3 电液比例控制技术概述

3.1 电液比例控制技术基本概念

在液压传动与控制中，能够接受模拟式或数字式信号，使输出的流量或压力连续成比例地受到控制，都可以被称为电液比例控制系统。例如数字控制系统、脉宽调节（PWM）控制系统以及一般意义上的电液比例控制系统。从广义上讲，在应用液压传动与控制 and 气压传动与控制的工程系统中，凡是系统的输出量，如压力、流量、位移、转速、速度、加速度、

力、力矩等，能随输入控制信号连续成比例地得到控制的，都可称为比例控制系统。

虽然比例控制与伺服控制都可以用于开环和闭环系统。但就目前来说，前者主要用于开环控制，而后者主要用于闭环控制。理解伺服装置与比例控制装置的差别是有意义的。伺服控制装置总是带有内反馈，任何检测到的误差都会引起系统状态改变，而这种改变正是强迫这个误差为零。误差为零时伺服系统会处于平衡状态，直到新的误差被检测出来。比例控制装置是一种有确定增益的转换器。例如，比例阀可以把一个线性运动（手动或电磁铁驱动）转换成比例的油流量或压力，转换常数取决于阀的几何尺寸及它的制造精度。闭环比例阀也可以用于外部反馈闭环系统。在伺服控制系统中，平衡状态控制信号（误差）理论上为零，而比例控制系统却永远不会为零。电液伺服系统是较早主要在军事工程领域发展起来的电液控制技术，而电液比例控制技术，是针对伺服控制存在的诸如功率损失大、对油液过滤要求苛刻、制造维修费用高等，而它提供的快速性在一般工业设备中又往往用不着的情况，在近 30 年迅速发展起来介于普通控制与伺服控制之间的新型电液控制技术分支。

在比例控制系统中，主控制元件可以有无限种状态，分别对应于受控对象的无限种运动。与比例控制对应的还有开关控制。由于开关控制中控制元件只有两种状态，即开启或关闭。因此要实现高质量的复杂控制时，必须有足够大量的元件，把各个元件调整成某一特殊的状态，从而实现使受控对象按预定的顺序和要求动作。比例控制和开关控制都可以是手动或按程序自动进行。不同的是在比例控制中，比例元件根据接受到的控制信

号，自动转换状态，因而使系统大为简化。在工程实际应用中，由于大多数被控对象仅需要有限的几种状态。因而开关控制也有可取之处。开关元件通常简单可靠，不存在系统不稳定的情况。

3.2 电液比例控制技术发展概况

17 世纪帕斯卡提出著名的帕斯卡定律，奠定了液压传动的理论基础。流体传动已经历了很长的发展历史，然而，作为现代电液控制技术的发展却只需追溯到二次大战时期。当时出于军事需要，对武器和飞行器的自动控制系统的研究已取得了很大的进展。战争后期，喷气技术取得了突破性进展。由于喷气式飞行器速度很高，因此对控制系统的快速性、动态精度、功率和重量都提出了更高的要求。工程需要是现代电液控制技术发展的推动力。1940 年底在飞机上首先出现了电液伺服系统，其滑阀由伺服电机拖动，伺服电机惯量很大，成了限制系统动态特性的主要环节。直到 50 年代初才出现了高速响应的永磁式力矩马达。50 年代后期又出现了以喷嘴挡板阀作为先导级的电液伺服阀，使电液伺服系统成为当时响应最快，控制精度最高的伺服系统。1958 年美国学者勃莱克布恩等公布了他们在麻省理工学院的研究工作，为现代电液伺服系统的理论和实践奠定了基础。60 年代各种结构的电液伺服阀相继问世，特别是以摩格为代表的采用干式力矩马达和级间力反馈的电液伺服阀的出现和各类电反馈技术的应用，进一步提高了电液伺服阀的性能，电液伺服技术业已成熟。电液伺服系统已逐渐成为武器和航空、航天自动控制以及一部分民用工业设备自动控制的重要组成部分。60 年代后期由于人们对各类工艺过程进行了深入研究，对其精确数学模型有了比较深入的了解，因而对工艺过程控制提

出了更高的要求。现代电子技术特别是微电子集成技术和计算机技术的发展，为工程控制系统提供了充分而且廉价的现代化电子装置。于是，各类民用工程对电液控制技术的需求就显得更加迫切和广泛^[1]。

但人们很快发现，由于电液伺服器件的价格过于昂贵，对油质要求十分严格，控制损失（阀压降）较大。使伺服技术难以为更广泛的工业应用所接受。在很多工业场合，要求有一般的高质量的控制手段，却并不要求太高的控制精度或响应性。现代工业的迅猛发展，要求开发一种廉价、节能、维护方便、控制精度和响应特性均能满足工业控制系统实际需要的电液控制技术。而现代电子技术和测试技术的发展为工程界提供了可靠而廉价的检测、校正技术。这些为电液比例技术的发展提供了有利的条件。自 60 年代以来，为降低比例技术成本。一方面是在高性能的伺服阀的基础上发展了工业伺服技术。其特点是适当简化伺服阀的结构，降低它的制造精度，增大电—机械转换器的输出功率水平和改善阀的抗污染性能。这虽然降低了制造成本，但因其结构复杂，价格仍然十分可观，使它的应用仍然受到限制。另一方面在普通的液压阀的基础上，采用廉价而可靠的比例电磁铁作为电—机械转换元件，取代原来阀内的手动调节器或普通开关式电磁铁。并相应地改进了阀内的设计和引入各种内反馈控制，从而出现了一种价廉的耐污染与一般工业阀相同，性能又能满足大部分工业控制要求的比例元件^[2]。

比例技术的发展大致可以划分为三个阶段^[1,3-5]：

从 1967 年瑞士 Beringer 公司生产 KL 比例复合阀起，到 70 年代初日本油研公司申请了压力和流量比例阀两项专利为止，是比例技术的诞生时

期。这一阶段的比例阀，仅仅是将比例型的电—机械转换器（如比例电磁铁）用于工业液压阀，以代替开关电磁铁或调节手柄，阀的结构原理和设计准则几乎没有变化，大多不含受控参数的反馈闭环，其工作频宽仅在 1~5Hz 之间，稳态滞环在 4~7% 之间，多用于开环控制。

1975 年至 1980 年间可以认为比例技术的发展进入了第二阶段。各种内反馈原理的比例元件大量问世，耐高压比例电磁铁和比例放大器在技术上日趋成熟，比例元件工作频宽已经达到 5~15Hz，稳态滞环亦减少到 3% 左右。其应用领域日渐扩大，不仅用于开环控制，也被应用于闭环控制。

80 年代，比例技术的发展进入了第三阶段。比例元件的设计原理进一步完善，采用了压力、流量、位移内反馈和动压反馈及电校正手段，使阀的稳态精度、动态响应和稳定性都有了进一步提高。除了因制造成本所限，比例阀在中位仍保留死区以外，它的稳态和动态特性均已和工业伺服阀无异。另一项重大进展是，比例技术开始和插装阀相结合，已开发出各种不同功能和规格的二通、三通型比例插装阀，形成了 80 年代电液比例插装技术。同时，由于传感器和电子器件的小型化，还出现了电液一体化的电液元件，电液比例技术逐步形成了 80 年代的集成化趋势。特别是电液比例容积元件，各类比例控制泵和执行元件相继出现，为大功率工程控制系统的节能提供了技术基础。除了模拟式的电液比例元件外，人们也注重开发出各种数字式液压元件，数字式液压元件也是今后比例技术发展的一个重要分支。现在比例阀已有些是把传感器、测量放大器、控制放大器和阀复合在一起的机电一体化的元件，使得结构更加紧凑，性能进一步提高。这种结构有许多优于其它系统的优点。由于电子装置直接装在阀体上，

减少了插件和导线，从整体上看更简洁，对使用者的要求也更简单。未来的阀可能带有储存器和具有智能，具有自动检测和报警功能。只要接受简单的指令，阀就能完成一系列的工作。

3.3 电液比例控制技术的工作原理及组成

3.3.1 液压开关控制与比例控制比较^[3]

如图 3-1 所示为一个采用开关控制的液压传动系统，它是一个常见的进口节流调速系统。当 1DT 通电时液压油经换向阀左位进入液压缸的无杆腔，其速度决定于被选中的调速阀的开口面积。这是个两级调速系统，选中的调速阀由 3DT 和 4DT 是否通电来决定。速度通过调节节流口的面积来预置。速度的换向利用行程开关发出信号进行转换。反向时 2DT 通电，液压缸快速返回。该回路只能实现正向的有级调速。

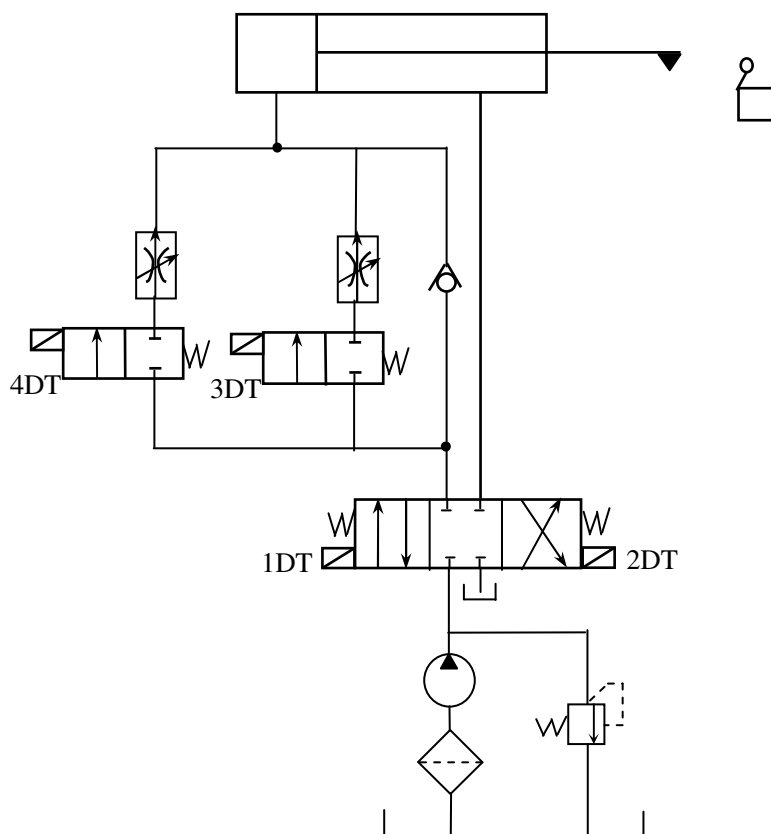


图 3-1 开关控制液压系统

一个能实现正反向无级调速的开环比例调速系统如图 3-2 所示。比例调速阀的输出流量与给定输入电压成正比。方向则取决于 1DT 或 2DT 中哪一只电磁铁通电。通过改变给定信号的大小可以方便地实现无级调速。与前面的开关控制比较，系统功能增加了，性能也更好。但结构却大为简化。由图可见，系统容易实现双向无级调速，且可以扩展到对多个执行器分别进行调速控制。如采用比例方向阀进行调速，如图 3-3 所示，则系统可以更简化。

图 3-3 所示为闭环比例调速系统。它是在开环控制基础上增加了速度反馈元件而构成的。速度传感器产生与速度成正比的电信号，经过匹配放大器放大后，与给定控制信号比较，得出偏差信号。偏差信号经过功率放大后用于控制比例电磁铁 A 或 B，从而控制阀的开口量及方向，达到速度调节目的。

比较上述三个系统。图 3-2 的系统，由于不对被控量进行检测和反馈，因而当出现被控量与期望值的偏差时无法进行修正，称为开环控制系统。这类系统一般控制精度不高。但与开关式液压控制相比，控制质量和方式都有改进和简化。它可使被控量复现控制信号的变化规律。这类开环系统由于不存在信号和能量的反馈，因而系统稳定性好，容易设计。是目前最常见的比例控制系统。

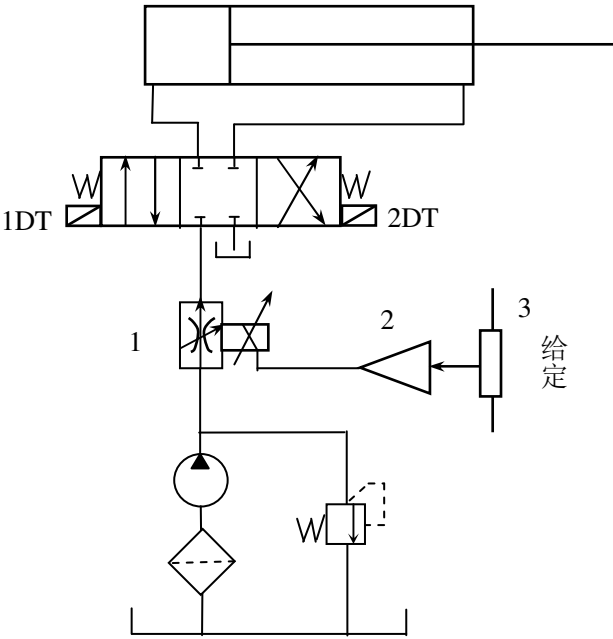


图 3-2 开环比例控制液压系统
1 比例调速阀 2 比例放大器 3 给定电位器

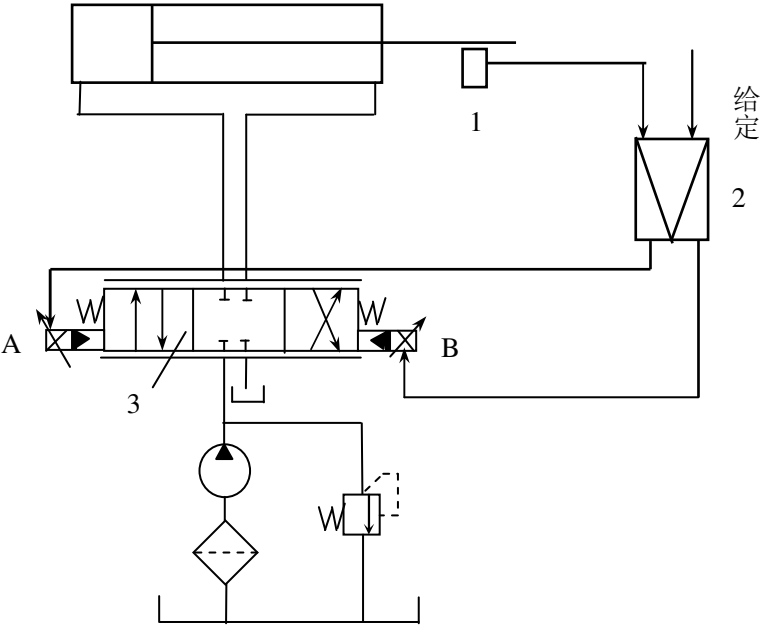


图 3-3 闭环比例调速系统
1 速度传感器 2 比例放大器 3 比例方向阀

如图 3-3 所示的系统引入了反馈回路，称为闭环系统。它用被控量与输入量（给定）的偏差信号作为真正的控制信号，最后使输出量尽量与输入量相一致。在受到干扰时仍能消除偏差或把偏差控制在要求的精度内。系统的输出能较准确地复现输入信号的变化规律。但由于有反馈的存在，其稳定性成为设计的主要考虑问题，特别是比例阀工作在较大的范围时，其非线性的影响不能忽略。

3.3.2 电液比例系统的组成^[3]

电液比例控制系统，尽管其结构各异，功能也不相同，但都可归纳为由功能相同的基本单元组成的系统，如图 3-4 所示。图中虚线所示为可能实现的闭环控制系统，包含外了外反馈回路控制系统的才称为闭环控制系统，不包含外反馈的称为开环系统。如果存在比例阀本身的内反馈，也可以构成实际的小闭环控制。但一般这不称为闭环系统

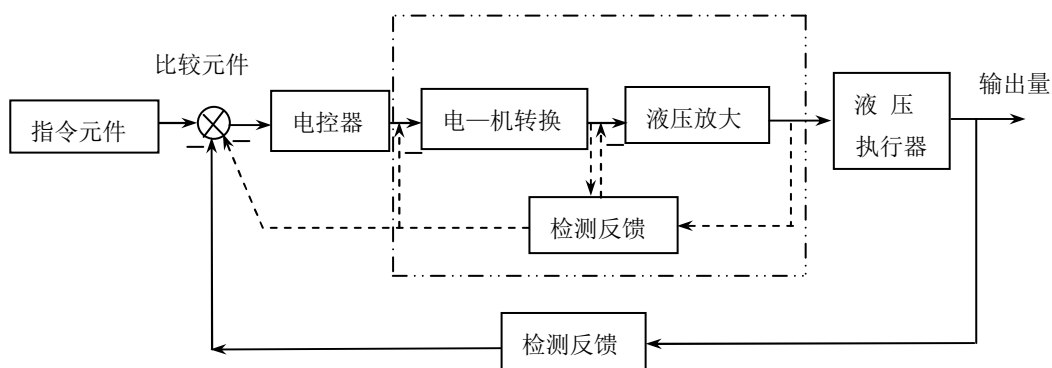


图 3-4 电液比例控制系统框图

组成电液比例控制系统的基本元件有：

1) 指令元件

它是给定控制信号的产生与输入的元件。也可称为编程器或输入电路。

在有反馈信号存在的情况下，它给出与反馈信号有相同形式和量级的控制信号。它也可以是信号发生装置或程序控制器。指令信号可以手动设定或程序设定。最常见的是手动预置设定，运行时用程序选通。

2) 比较元件

它的功用是把给定输入与反馈信号进行比较，得出偏差信号作为电控器的输入。进行比较的信号必须是同类型的，比例电控器的输入量为电量，因此反馈量也应转换成同类型的电量。如遇到不同类型的量作比较，在比较前要进行信号类型转换，例如 A/D 或 D/A 转换。或机—电转换等。

3) 电控器

电控器通常称作比例放大器。由于含在比例阀内的电磁铁需要的控制电流较大（0~800mA）而偏差控制电流较小，不足以推动电磁铁工作。所以要对控制信号进行功率放大，且偏差信号的类型或形状都不一定能满足高性能控制的要求。电控器的作用是对输入的信号进行加工、整形和放大，使达到电—机械转换装置的控制要求。

4) 比例阀

比例阀内部又可分为两大部分，即电—机械转换器及液压放大元件，还可能带有阀内的检测反馈元件。电—机械转换器，它是电液接口元件。它把经过放大后的电信号转换成与其电量成比例的力或位移。这个输出力或位移改变了液压放大级的控制液阻，经液压放大作用，把不大的电气控制信号放大到足以驱动系统负载。这是整个系统的功率放大部分。

5) 液压执行元件

通常指液压缸或液压马达，它是系统的输出装置，用于驱动负载。

6) 检测反馈元件

对于闭环控制需要加入检测反馈元件。它检测被控量或中间变量的实际值，得出系统的反馈信号。检测元件有位移传感器、测速发电机等。检测元件往往又是信号转换器（例如机—电、机—液转换），用于满足比较的要求。从框图中可见，检测元件有内环和外环之分。内环检测元件通常包含在比例阀内，用于改善比例阀的动、静态特性。外环检测元件直接检测输出量，用于提高整个系统的性能和控制精度。

3.4 电液比例系统分类

电液比例控制系统可以按很多种方式，从不同角度来进行分类。如前所述电液伺服控制系统是一种广义上的比例控制系统，因而比例控制可以参照伺服控制来进行分类。每一种方式都代表系统的一定的特点。按被控量是否被检测和反馈来分类，可分为开环比例控制系统和闭环比例控制系统。随着整体闭环比例阀的出现，其主要性能与伺服阀无异，因而采用闭环比例控制的场合也会增加。按比例元件的类型分类，可分为比例节流控制和比例容积控制两大类。比例节流用在功率较小的场合，而后者用于控制功率较大的系统中。

目前，最通用的分类方式如下：

- 1) 比例流量控制系统；
- 2) 比例压力控制系统；
- 3) 比例流量压力控制系统；
- 4) 比例速度控制系统；

- 5) 比例位置控制系统;
- 6) 比例力控制系统;
- 7) 比例同步控制系统;

3.5 电液比例控制的特点及应用

电液比例阀是介于开关型的液压阀与伺服阀之间的一种液压元件。与电液伺服阀相比，其优点是价廉、抗污染能力强。除了在控制精度及响应快速性方面还不如伺服阀外，其它方面的性能和控制水平与伺服阀相当，其动、静态特性足以满足大多数工业应用的要求。因此，比例阀更为广泛地获得应用。在高精度、快速响应等高技术领域传统上是伺服阀市场。但现在闭环比例阀技术也是一种新的选择。与传统的液压控制阀比较，虽然价格较贵，但由于其良好的控制水平而得到补偿。因此在控制较复杂，特别是要求有高质量控制水平的地方，传统的开关阀就逐渐由比例阀或数字阀代替。它们的特性比较如表 3-5 所示。

表 3-5 电液比例元件和伺服、数字、开关元件的特性比较				
特性 \ 元件	开关阀	比例阀	伺服阀	数字阀
介质过滤精度 (μm)	25	25	5	25
阀内压力损失 (MPa)	0.5 以下	0.5~2	7	0.5~2
控制功率(W)	15~40	10~25	0.05~5	5~10
频宽(Hz)	10 以下	10~70	20~200	5
滞环(%)	—	3	0.1~0.5	—
重复精度 (%)	—	0.5~1	0.5~1	<0.1
中位死区	有	有	无	有

温度漂移(%) (20℃~60℃)	—	5~8	2~3	2
价格比	1	3~5	10	3

此外，比例控制阀还可以具有流量、压力与方向三者之间的多种复合功能。这使得比例控制系统较之开关阀控制系统，不但控制性能得以提高，而且使系统更为简化。

电液比例控制的主要优点是：

1. 操作方便，容易实现遥控；
2. 自动化程度高；
3. 工作平稳，控制精度较高；
4. 结构简单，使用元件较少，对污染不敏感；
5. 系统节能效果好。

电液比例控制的主要缺点是成本较高，技术较复杂。

4 设计方案的确定

4.1 液压系统设计

液压原理图见图 4-1

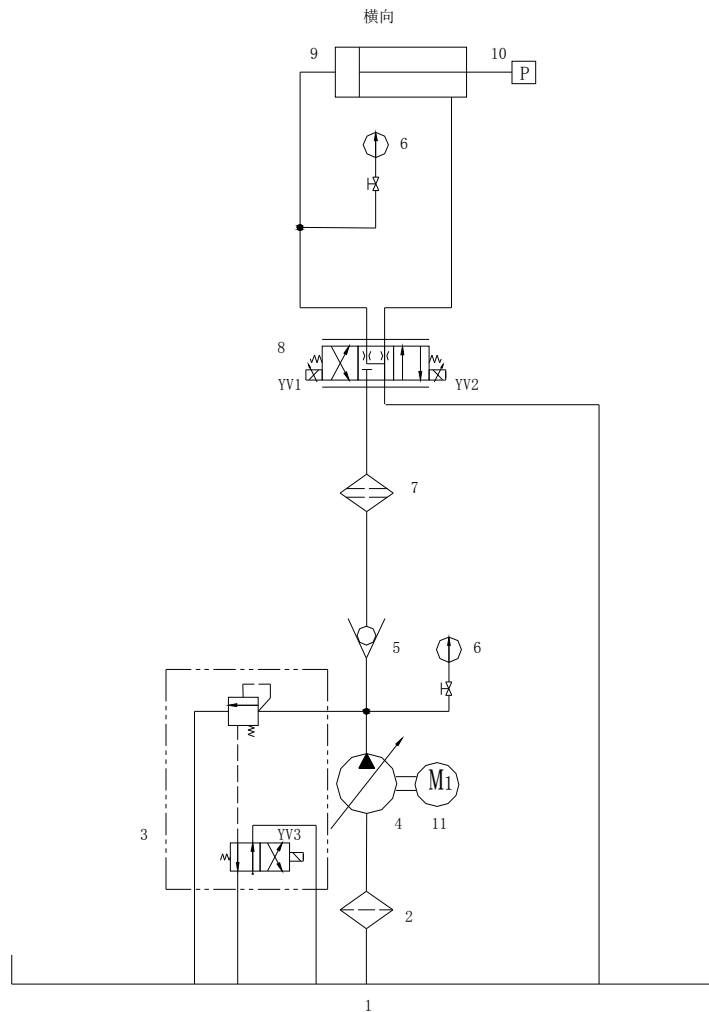


图 4-1 液压原理图

- 1.油箱 2.过滤器 3.电磁溢流阀 4.柱塞泵 5.单向阀 6.压力表
7.高压过滤器 8.比例换向阀 9.液压缸 10.压力传感器 11.电动机

4.2 液压缸的设计计算

4.2.1 液压缸的推力与速度

选取单杆活塞缸，单杆活塞缸的推力与速度计算公式如下：

$$F_1 = (p_1 A_1 - p_2 A_2) \eta_m = \left[p_1 \frac{\pi}{4} D^2 - p_2 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \right] \eta_m$$

$$F_2 = (p_1 A_2 - p_2 A_1) \eta_m = \left[p_1 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) - p_2 \frac{\pi}{4} D^2 \right] \eta_m$$

$$v_1 = \frac{q}{A_1} \eta_v = \frac{4q\eta_v}{\pi D^2}$$

$$v_2 = \frac{q}{A_2} \eta_v = \frac{4q\eta_v}{\pi (D^2 - d^2)}$$

A_1 -为液压缸内截面积，

A_2 -除了活塞杆截面后剩余的液压缸截面积；

D —活塞直径； d —活塞杆直径；

q —为输入流量；

p_1, p_2 —为缸的进出口压力；

η_m, η_v —为缸的机械，容积效率。

如图 4-2

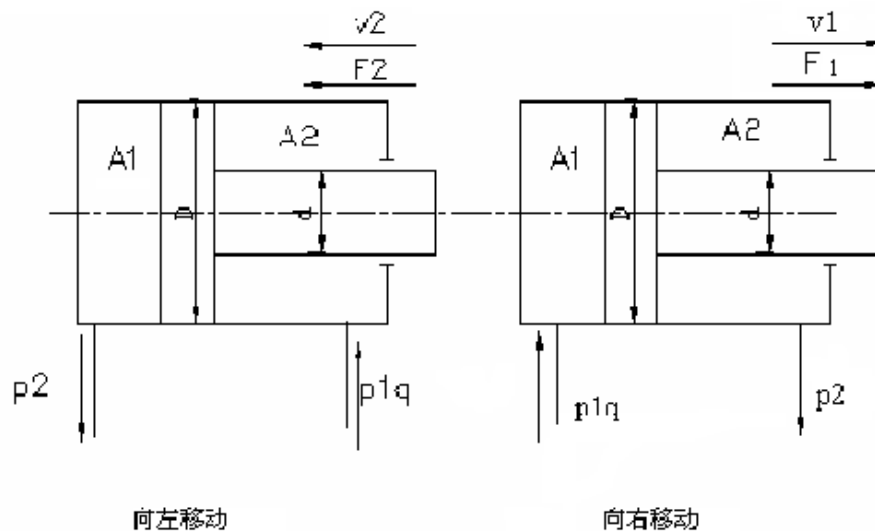


图 4-2 液压缸连接视图

液压缸速度之比 $\varphi = \frac{v_2}{v_1}$ ，选取速比 $\varphi = 1.46$

$$\frac{v_2}{v_1} = \frac{1}{\left[1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2\right]} = \varphi$$

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}}$$

4.2.2 液压缸主要尺寸的计算

1) 液压缸内径及活塞杆直径的确定

液压系统压力 15MPa, 可测最大阻尼力 30KN

假设 $F_1 = 30\text{KN}$ 则无活塞杆侧的缸筒内径为

$$D = \sqrt{\frac{4F_1}{\pi p}} \times 10^{-3} = \sqrt{\frac{4 \times 30 \times 10^3}{3.14 \times 15}} = 50.48\text{mm}$$

活塞杆直径

$$d = D \sqrt{\frac{\varphi - 1}{\varphi}} \Rightarrow d^2 = D^2 \frac{1.46 - 1}{1.46} \Rightarrow d^2 = 0.32D^2$$

假设 $F_2 = 30\text{KN}$ 则有活塞杆侧的缸筒内径为

$$D = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi p \times 10^6} + d^2} \Rightarrow D^2 - d^2 = \frac{4F_2}{\pi p \times 10^6} \Rightarrow D^2 - 0.32D^2 = \frac{4F_2}{\pi p \times 10^6}$$

$$\text{得: } D = \sqrt{\frac{4F_2}{\pi p \times 10^6 \times 0.68}} = \sqrt{\frac{4 \times 30 \times 10^3}{3.14 \times 15 \times 10^6 \times 0.68}} = 61.19\text{mm} > 50.48\text{mm}$$

于是液压缸内径 $D = 63\text{mm}$ ，活塞杆直径 $d = 36\text{mm}$

2) 活塞杆直径强度校核

活塞杆材料选取 45 号钢，调质处理，淬火深度 0.5~1mm。

$$\sigma_b \geq 610\text{MPa}, \quad \sigma_s \geq 360\text{MPa}, \quad \delta_s \geq 14\%$$

$$\sigma_p = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{610}{5} = 122 \text{MPa}$$

其中 n 为安全系数，通常取 $n=5$

活塞杆在稳定工况下

$$\sigma = \frac{4F \times 10^{-6}}{\pi d^2} \leq \sigma_p$$

3) 活塞的最小导向长度H 及液压缸行程s 的确定

液压缸行程 $s=200\text{mm}$ ，设活塞的宽度为 B ， $B=(0.6 \sim 1.0)d$ ，取 $B=0.8d=50\text{mm}$ 。当活塞杆全部外伸时，从活塞支承面中点到导向滑动面中点的距离称为最小导向长度 H ，如果导向长度 H 过小，将会使液压缸的初始挠度增大，影响液压缸的稳定，对于一般的液压缸，当液压缸的最大行程为 s 缸筒直径为 D 时，最小导向长度为：

$$H \geq \frac{s}{20} + \frac{D}{2}$$

代入公式得： $H \geq 41.5\text{mm}$

于是取 $H=45\text{mm}$

4) 确定液压缸的壁厚

液压缸的要求有足够的强度和冲击韧性，对焊接的缸筒还要求有良好的焊接性能，在本设计中，由于涉及的工作压力较大，因此采用市场上普遍采用的热轧无缝钢管，缸管材料为45 钢，其缸壁厚度计算公式为

$$\delta \geq \frac{p_y D}{2[\sigma]}$$

式中： δ —缸体壁厚（mm）；

p_y —实验压力（Pa），一般取 $= (1.2 \sim 1.3) p$ ；

p —液压缸的最高工作压力（Pa）， $p=15\text{MPa}$ ；

D —液压缸的内径(mm); $[\sigma]$ ----材料的许用应力 (Pa)。当 $p < 20\text{MPa}$ 时, 用

钢材, $[\sigma] = (100 \sim 110)\text{MPa}$; 当 $p < 10\text{MPa}$ 时, 可用铸铁, $[\sigma] = 60\text{MPa}$ 。
得:

$$\delta \geq \frac{1.95 \times 10^7 \times 63}{2 \times 110 \times 10^6} = 5.6\text{mm}$$

由此可得: 液压缸的外径为: $D_1 = D + 2\delta = 63 + 2 \times 5.6 = 74.2\text{mm}$

圆整后取 $D_1 = 76\text{mm}$

5) 液压缸油口直径 d_0 的计算

液压缸进出油口的直径是根据活塞最高运动速度 v 和液压管道中液
压油最高液流速度 v_0 而定, 可得油口直径计算公式为:

$$d_0 = 0.13D \sqrt{\frac{v}{v_0}}$$

$v = 0.1 \text{ m/s}$; 一般压力下, $v_0 = 1.3 \sim 1.6\text{m/s}$; 高压下 $v_0 = 3.0 \sim 3.6\text{m/s}$;

取 $v_0 = 0.2\text{m/s}$

所以有 $d_0 = 5.8 \text{ mm}$

6) 缸盖厚度的计算

如图4-3所示

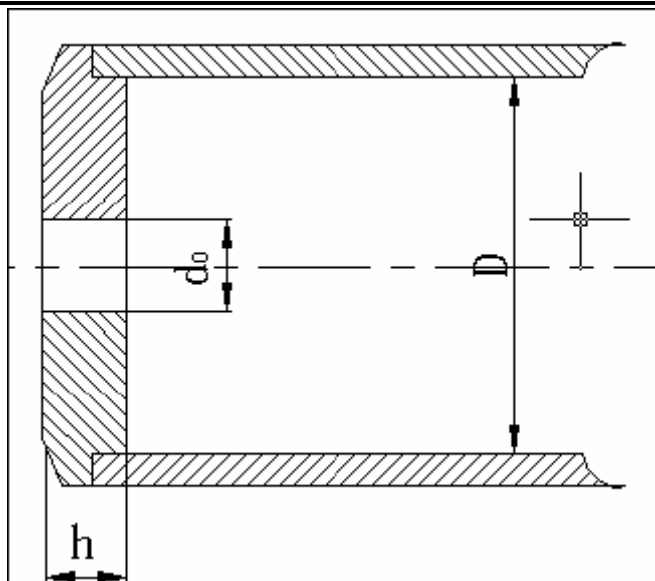


图 4-3 缸盖示意图

设有油孔平行缸底的厚度为 h

$$h = 0.433D \sqrt{\frac{p_y D}{(D - d_0)[\sigma]}}$$

d_0 —为液压缸油孔的直径

其他符号的意义同上，代入得：

$$h = 0.433 \times 63 \times \sqrt{\frac{1.95 \times 10^7 \times 63}{(63 - 6) \times 110 \times 10^6}} = 12.1 \text{ mm}$$

7) 缸头厚度计算

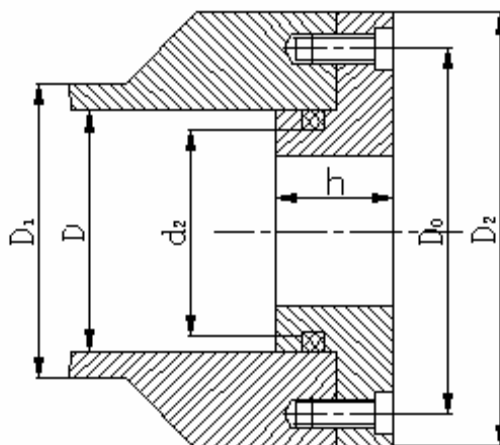


图4-4 缸头示意图

如图4-4所示:

$$h = \sqrt{\frac{3FD_0}{\pi d_{cp} [\sigma]}} = \sqrt{\frac{3 \times 0.31 \times 10^5 \times 65}{3.14 \times 63 \times 110 \times 10^6}} = 17mm$$

式中: h---法兰厚度 (mm) ;

F---法兰受力总和 (N) ;

$$F = \frac{\pi}{4} D^2 p = \frac{\pi}{4} \times 0.063^2 \times 10^7 = 0.31 \times 10^5 N$$

F---法兰受力总和 (N) ;

d_2 ---封闭环内径 (mm) ; 根据液压设计手册 (液压气动用O 型橡胶密封圈尺寸系列GB/T3452.1-82) , 采用O 型橡胶密封圈尺寸为 $d_1=61.5mm$,横截面直径 $d_2=2.65mm$

$$d_{cp} = d_1 + \frac{d_2}{2} = 63mm$$

p-----系统工作压力(Pa);

D_0 -----螺钉孔的分布圆直径(mm);

d_{cp} ----密封环的平均直径(mm);

$[\sigma]$ ----法兰材料的许用应力(Pa)

4.2.3 液压缸流量的确定

液压缸所需的最大流量 Q_{max} 按照液压缸的最大工作速度 V_{max} 、有效工作面积A 和液压缸的容积效率 η_v 确定

$$q_{max} = \frac{v_{max} \times A}{\eta_v} = \frac{0.1m/s \times 0.063^2 \times 3.14}{4 \times 0.80} = 389.5mL/s$$

得到液压缸的功率 $P = F_0 \times v = 15 \times 10^6 N \times 0.1m/s = 1.50 \times 10^5 W$

5 结论

液压减振器是轨道交通车辆的重要部件，它的性能好坏直接关系到行车的舒适性和安全性。由于液压减振器长期高速往复运动和处于高温状态，故密封圈易老化导致漏油，或者油液在高温下碳化，二者都会改变阻尼系数，甚至使其失去减振作用。比例阀性能介于伺服和开关之间，电液比例控制廉价、节能、维护方便、较好的控制精度和响应特性。本液压减振器实验台装置利用液压缸直接驱动，简化了传动机构，提高了能量的利用效率，使设计计算的过程变的更加简洁。结构设计采用比例阀控制控制技术，严密紧凑，简单实用，成本低，安全可靠，相信对城市轨道车辆液压减振器的改进有所帮助。然而，太多的不足希望老师不吝指正。

参考文献

- [1] 路甬祥, 胡大宏, 电液比例控制技术, 机械工业出版社, 北京, 中国, 1988
- [2] 黎启柏, 电液比例控制与数字控制系统, 机械工业出版社, 北京, 中国, 1997
- [3] 吴根茂, 邱敏秀, 王庆丰 “实用电液比例技术”, 浙江大学出版社, 杭州, 中国, 1993
- [4] 何存兴, 液压元件, 机械工业出版社, 北京, 中国, 1981, 3
- [5] 陈愈, 沈关耿, 徐国峻, 黄人豪, 赵振厚, 液压阀, 中国铁道出版社, 北京, 中国, 1982
- [6] 顾临怡, 王庆丰, 袁卫军, 电液比例位置控制系统的自学习模糊控制, 机床与液压, 1995, No.6, 315~318
- [7] 何国华, 减振器试验台液压及测控系统研究, 中南大学, 2006
- [8] 交通部四方车辆所编著. 铁路车辆油压减振器[M]. 北京: 人民交通出版社, 1973.61~74
- [9] TB/T1491-2004. 机车车辆油压减振器技术条件[S]. 北京: 中华人民共和国铁道部, 2004
- [10] 李娜, 王军咱政, 马立玲, 白洁, 采用高性能比例阀控岗技术的液压减振器实验台, 液压与气动, 2009 年第 9 期
- [11] 钱立新, 王成国, 叶国弘, 铁道车辆液压减振器的工作原理和数值模型, 铁道学报, 第 27 卷第 2 期, 2005.4
- [12] S. Nell, J. L. Steyn. Development and Experimental Evaluation of Translational Semi-active Dampers on A High Mobility Off-road Vehicle[J]. Journal of Terramechanics, 2003, 40. 25~32
- [13] Emanuele guglielmino, Kevin A. Edge. A Controlled Fiction Damper for Vehicle Applications[J]. Control Engineering Practice, 2004, 12. 431~443
- [14] P. S. Els, T. J. Holman. Semi-active rotary Damper for A Heavy Off-road Wheeled Vehicle[J]. Journal of Terramechanics, 1999, 36. 61~60

译 文

轨道车辆悬挂参量估算及状态监控

摘要

本文研究的问题是轨道车辆悬挂参数估算,是为了提供数据支持以状态为基础的(而不是以日历为基础的)的维护。一种将轨道车辆动力学模式简单化看待的规划派生出现,崭新发展起来的建立 Rao-Blackwellized 粒子过滤的方法被用于参数判断。采用电脑仿真进行评估和比较参数估算的表现与不同传感器配置以及坚固性,不考虑任意轨道投入统计学中的不确定性。这个方法随后通过实验被实践证实。真实的数据来源于 Coradia 车组的 175 辆轨道车辆,每节车辆唯一的一个转向架和车身上装有传感器,一些基本的结果便显现了。

关键词: 轨道车辆动力学模式, 参数估算, 状态监控, Rao-Blackwellized 粒子过滤器, Kalman 延展过滤。

1.介绍

随着轨道交通的使用增加,人们必须确保轨道交通整体服务质量以及运行的安全准时。为了避免突然中断,并将由此而产生的整个系统停止时间减到最小,以便满足日益增长的成本,效率,轨道车辆的可靠性和安全性以及地铁服务的需求,一种以状态为基础的(而不是以日历为基础的)

轨道车辆维护系统是相当理想的。本文里出现的研究是著名的 ERCIR 协会研究计划的一部分，该协会由美国交通部建立，它致力于尽早发现故障或退化了的车辆/钢轨系统运作的不正常，提供引起故障和老化原因的详尽细心以便维护。然而本文的中心将集中在轨道车辆动力学系统的状态监控上。

轨道车辆状态监控依靠传统的信息传输和基础知识技术，统计有限价值核算，PSD 分析，相关分析等等，在此没有分析系统模型被采纳，只能利用定性或者经验系统知识。从另一方面而言，为轨道车辆动力系统建立特殊的技术模型将会有很好的发展。如果这种模型能充分利用优先知识和主导信息，那么状态监控系统工作上的改进确实存在很大可能。在这个领域某些工作已经开展起来了。基本上，当建模技术被采纳时，Li and Goodball(2004)杂志上这样写道，通过监控来自卡尔曼过滤器的革新，车辆悬挂系统中突然或猛烈的故障就能被侦测出来，而卡尔曼过滤器是建立在车辆动力学模型上的。其实，在车辆动力学系统中通过对关键物理参数的监控或估算，象故障或者老化表现这类动向的侦测是能够实现的。

本文将着重评估某些在车辆悬挂系统中决定车辆动力学模型的物理参数，从而能为故障或老化现象提供预警，或者为以状态为基础的维护提供信息支持。本文的其余部分是如下组织的。第二部分是车辆动力学模型朝简单化线形化发展，这取决于参数估算的表现。第三部分是简单介绍本文中使用的建立在参数评估模式上的 Rao-Blackwellized 粒子过滤器，那么仿真学也就发挥作用了。通过仿真和真实实验数据得出的参数估算结果将出现在第四部分，并和第五部分中的结论与未来工作方向进行比较。

2. 车辆动力学建模

2.1 系统描述

本文中，我们将对一组由阿尔斯通公司制造的 175 辆 Coradia 轨道车辆进行研究。一个轨道车辆的模型大致由车体和轮对组成。他们间靠一系列不同的悬挂单元和强制力连接，整体上展现出非线性特征。轨道车辆动力学行为的运作也是靠轮轨间机械接触实现的，它取决于轮轨接触点和车轮锥面的结合产生的蠕滑力。轮轨之间的滚动接触产生蠕滑力，相当复杂，而且要依赖“蠕滑”概念，蠕滑现象是由接触点上材料的弹性变形引起的。虽然非常复杂的非线性仿真模型通过使用微体仿真工具是可以得到的，但是这些模型太复杂，因此有必要发展适当的简单化模型，从而用于捕获本质上与所考虑问题有关的动力学特征。

当前的工作是着重解决由横向摇摆引起的车辆运行稳定性问题，因此强调动力学模型设计是必要的。图 1 展示了简单化 Coradia 175 辆转向架车辆的设计，包括其线形悬挂单元和可能有的传感器结构。一半的而不是所有的车辆模型都是这样设计的，因为通过软性二级悬挂连接的 2 个转向架之间的动力车钩是很小的。轮对和转向架每个都有 2 个自由度（横向及偏转），而且一半车辆车体模式只有横向自由度。

2.2 动力学建模

这个方程描述的是关于轨道车辆动力学运作的设计，它是把牛顿运动学应用到独立车体和轮对后发展而来，图 1 中写出了一半在直线轨道运行

的车辆，其车体能够推导出的所有运动方程。

其中 Y_{w1} 和 Y_{w2} 分别是动车和拖车横向位移， Y_b 和 Y_{bd} 分别是转向架和车辆车体横向位移， C_{w1} 和 C_{w2} 分别是动车和拖车轮对的摇摆角度， C_b 是转向架的摇摆角度。 Y_{t1} 和 Y_{t2} 分别是动车和拖车车轮的横向轨道位移输入（轨道不规则），它代表轨道内部准线上的偏离。这写方程中符号和微量差数值在附录中给出。线形值被用于刚度，阻尼比和蠕滑度上。为了发展以建模为基础的过滤器以用于估算，从而导出状态空间形式的车辆动力学模型设计。

最大值 A 能够很容易地从（1）推导出， b 是有轨道横向上的不规则引起的横向上的速率，可能近似看成是 0，意味着白色高斯噪声是变量 Q_b ，其中 A_r 是轨道粗糙因数， v 是车辆向前的速度，它也可以被认为是激励车辆动力学系统（2）的随机输入。

本征值分析的表现，以及每个相关模型的中决定车辆动力学的非阻尼自然周期和阻尼比率，都是建立在车辆动力学推导设计模型基础上。其结果在表 1 中列出。我们可以看到例如轮对和转向架这类主要动力学模型的振动频率小于 40Hz，更有一种车体模型振动频率是小于 1Hz。这些信息将会对实验中传感器的选择，真实实验测量数据的预处理十分有用。表 1 中的结果记录是通过附录中给出的线形微量参数值和车辆向前速度 $v=42.5\text{m/s}$ 获得的（车辆的设计时速）。

为了仿真研究，假想每辆车象表 1 所述安装 5 个传感器（1 个螺旋仪和 4 个加速器），他们可以测量 2 个车轮的横向加速，转向架的横向加速和摇摆度以及车辆车体的横向加速。由于这些车辆或是状态变量或是状态

变量的组合，因此给出如下方程：

$$y=Hx+v$$

其中 $y=(...)$, v 代表测量噪声矢量，测量最大值 H 很容易从系统最大值 A 获取。

3.参量估算策略

在这个设计的早期阶段，故障模式，影响因素和临界分析作为识别故障和给故障排列优先级的工具被使用。其结果表明车辆的主要故障是车轮变形和悬挂连接问题（列如运行中阻尼器或者安全气囊故障，车轮过热等等）。因此，我们的集中注意力于车轮形状和阻尼器，我们特别感兴趣的是估算阻尼系数 C_{sy} (2 级横向阻尼器)， C_{say} (2 级抗摇摆阻尼器)以及车辆动力学模型（2）轮对上的等量圆锥度。因为在轨道车辆上，那些已经被认为是常见故障。

就象最后一部分所讲，轨道车辆的动力学行为非常复杂，在独立的车体和轮对间，在不同自由度上都存在强烈的交叉耦合。它也可被描述成高尺寸状态空间模型。对这样一个系统中的特殊参量进行直接估算是不明确的。这个问题的结论涉及到参量和状态估算的结合。通过对状态因素和未知参数的讨论发现这是个非线性难题。常规上讲，在这样一个系统中的参数估算是通过扩展卡尔曼过滤器基础上的近似来运作的。然而我们早期的研究发现，以卡尔曼过滤器为基础的和近代非卡尔曼过滤为基础的近似都是考虑不充分的。因此，本文中采用了一种新发展起来的 **RBPF** 参数估算方法。

粒子过滤起（也叫蒙特卡罗连续过滤器）是为实现普通非线性非高斯状态估算的一种仿真方法。它的目的是近似估算完整的状态概率密度函数。这是只是为了估算第一个新的中心矩，同样也是为了 EKF 和 UKF 服务。粒子过滤器的主要革新是通过一群叫做粒子的相互影响的点，来估计需要的而且往往是很复杂的概率密度函数，而不是通过状态空间上的结构。其中粒子被认为是所需概率密度函数的实化和样本。因此，这种方法对任何模型上的线性和高斯约束是不易的。随着量度的可能，粒子过滤器将繁殖更新这些粒子，从而随着粒子数量的增加，他们将对所需概率密度函数提高有效良好的近似。阅览 Doucet, Freitas, and Gordon (2001) 和 Arulampalam, Maskell, Gordon, and Clapp (2002) 后你就会对粒子过滤器规则的状态运作有大概了解。

许多学者都在研究在普通非线性非高斯状态空间模型中，利用粒子过滤器对状态和参数进行同时估算的作用。这种想法类似杂志 Ljung and Soderstrom(1983)所述，为了扩大未知参数的状态矢量，在扩大状态空间模型的基础上设计粒子过滤器来实现估算。象这样直接使用粒子过滤器估算参量的主要弊端是，过大扩大状态范围在实际应用中是禁止的。然而，当参数估算受到线性和高斯系统限制时，通过应用 Rao-Blackwellization/或者周遍技术就能推导出一种新的算法，这将在下面简单说明。

3.1 问题陈述

为了促进介绍，下面写出了车辆动力学模型（2）和（3）包括其参数的明确估算：

其中。。。收集将决定在持续车辆动力学模型中最重要的矩阵 A 和 H 等参数加以监控。

为了实际执行,经常采用数据测量,上述模型的不连续版本如下给出:

其中。。。和 W_k, V_k 是白色高斯噪音的近似强度, T 是测量取样时间。显然,当(4)被转化成分离形式(6)时,未知物理参数(C_{sy}, C_{say} 和。。。)将影响车辆动力学分离状态空间模型结果矩阵 U 和 C 中的许多因子。问题是怎么样从测量法 $Y_k(k=1,2,...,N)$ 中估算出(6)和(7)的 k 。

3.2.以 RBPF 为基础的参量估算

为了通过 RBPF 为基础的方法估算出(6)和(7)中的 k ,模型再用以下形式表示:

这里的 m 是粒子过滤器中粒子(标本)使用数量, $\alpha_k(i)$ 是与 i th 想结合的可能重量。在现今应用中, $\dim(x_k)=17, \dim(0)=3$,因此整个状态矢量的增加量是 $\dim(\xi_k)=20$,由于需要大量粒子,所以这对粒子过滤器来述评很难控制。

现在情况下,由于给出这样一个参数样本 $p(x_k | \theta_k, \mathcal{Z}_k)$ 是高斯形式的,在式(12)中完整的同类项能够被计算分析(状态矢量 x_k 从 θ_k 的状态变现中临界得出)。这是因为,我们从(9)和(10)中得到简单的线性高斯状态空间模型,帮助象这样 θ_k 的实现(或者采样)。因此,所需的临界化或者 Rao-Blackwellized 粒子话能够通过卡尔曼过滤算法确切实施。结果是 RBPF 和标准粒子过滤器相似,不仅参量空间量 $\dim(\theta)=3$ 需要采样,状态空间增量 $\dim(\xi)=20$,因此所需采样空间范围就急剧下降。有了 RBPF,

式(12)中的 $p(X_k | \theta_k, \mathfrak{Z}_k)$ 通过卡尔曼过滤器给出。而式(12)中的 $p(\theta_k | \mathfrak{Z}_k)$ 通过粒子过滤器近似得到。这将导致离子参数和卡尔曼离子循环相联系。可以这样认为,用粒子过滤器解决问题的非线性部分是依靠引进未知状态参数增量,保留卡尔曼过滤实现的。如此一来,这个算法充分利用了对系统(8)-(10)简单基础性增量分析。具体算法见杂志 Li et al.(2004)。

4.结果

如最后一部分描述的,利用不同传感器结果,使用 **RBPF** 为基础的方法得到轨道车辆动力学模型参量估算的表现,是通过仿真部分评定的。不同轨道输入(不确定轨道粗糙度)对参量估算的不确定性影响也正在研究。仿真研究结果验证了由 Coradia 车组 175 辆轨道列车实验得出的真实测量数据。

4.1 实际执行结果

在状态空间建模中对古典基于 **EKF** 的方法和最大可能性方法进行比较,上述基于 **RBPF** 的方法更容易在实践中应用,因为它不需要分析推导计算。(例如,基于 **EKF** 方法的 **Jacobians** 方法)。当参量 h 的分离状态空间矩阵分析属于非常复杂或者不可能得到时,这种方法就实际有用。例如,在连续状态空间模型分离形式被用于估算连续时间建模参量时,就如同本文中描述的轨道应用一样。以 **RBPF** 为基础的参数估算方法的另一个引人注目优点是,对参量估算不需要特别的知识,但通常需要对以 **EKF** 为基础的方法和 **ML** 方法有适当基础,从而确保估算的会聚,避免局部最小化。

为了使用这些古典方法以获得综合结果,通常只有输入不同可能的初始值开始迭代最小化并且比较结果没有其他更好的办法。那么就需要使用者本质的相互影响。

在所有所述研究中,在 RBPF 中使用的粒子数为 $m=1000$ 。这些参数粒子被统一分配给整个参数值的可能范围,并且利用象杂志 Lin and West(2001)中所建议的有收缩性的核心修匀方法展开。其中粒子参数的展开是如下实施的:

理想上,如果粒子过滤器中使用的粒子数趋向无穷,那么在 Eq(13) 中“打毛”噪声的变化对参量的展开就必须随着时间衰减,并且最终使(14) 中混合参数的估算渐进零。然而由于现实计算能力的原因, RBPF 中使用的粒子数量将在粒子中受到限制。因此“打毛”噪声变化需要设置较低界限,以便使粒子参数能测定较小邻域并且避免由于使用有限粒子数量引起不成熟的算法。这种较低界限还可以让算法促进估算参量的缓慢漂移,就象杂志 Li et al.(2004)中指出的那样。在下面的研究中,稳定分离“打毛”噪声的低界限设置为相当正常参数值的 0.1%。

4.2. 仿真实验的表现评估

测量数据通过独立车辆动力学模型(6)和(7)产生,其中参数 $C_{sy}=20\text{kNs/m}$, $C_{say}=3000\text{kNs/m}$,...

这里 $T=1\text{ms}$ 是测量采样时间。轨道粗糙度因数 $A_r=2\times 0.33\times 1000$, 车辆向前速度 $v=42.5\text{m/s}$ 被用于产生数据。

五个传感器开始时按图 1 使用,动车轮对加速计 A_1 ,拖车轮对加速计

A_2 转向架横向加速计 A_b ，转向架摇摆表 G_b 和车体横向加速计 A_{bd} 。利用以 RBPF 为基础的方法进行参数估算的结果如图 2(A)-(C)所示，从上面可以看出参数估算收敛于真实值附近。为了显示实验的可信度，标准分离度 0 和相对参量估算完全值在图 2(D)中画出。可以看出，3 秒后，估值稳定，所有标准分离度小于估算值的 2%。

然而实际上，装在车轮上的惯量传感器由于猛烈的振动环境影响很不符合要求，其要得到测量结果必须在此环境中给传感器提供充分的精度和可靠度。因此，拆除两个轮对加速计(A_1 和 A_2)，图 3(A)-(C)指出了只用转向架和车体传感器(A_b , G_b 和 A_{bd})进行参数估算的结果。从中可以看出，虽然在阻尼 C_{say} 估算中存在小偏压，比较图 3(D)和图 2(D)看出估算中存在微量高不确定性，但是只通过转向架和车体上的传感器，参量估算依然表现良好。

通过对随机轨道输入的统计得到的准确信息获得上述结果，用轨道粗糙度因数 $A_r=2 \times 0.33 \times 1000$ (用于产生测量数据的准确值)计算 RBPF 中 Q_w 的值。在实际应用中，轨道输入（在当前情况，轨道粗糙度 A_r 和 Q_w ）不能准确获得。不考虑随机轨道输入统计中的不确定性，为了核实以 RBPF 为基础的方法的可靠性，假设不同轨道粗糙水平下，利用同一种仿真观察参量估算的表现，结果如图 4(假设较小的 A_r 计算 Q_w)和图 5(假设较大的 A_r 计算 Q_w) 所示。

就象这些图中所示，在估算中假设 A_r 或 Q_w 为不同值，两个阻尼系数 C_{sy} 和 C_{say} 基本不随他们变化，但是估算值 1 中的偏量很重要。这基本原因是实际随机轨道对轨道车辆动力学系统的激励强度与轨道粗糙度 A_r 和

圆锥度 1 成正比，就如同线性车辆动力学模型中所述。例如，对于给出的一系列测量数据(包括给出一系列随机激励程度)，在图 4(C)中表明，假设轨道粗糙度 A_r 较低，结果将得到圆锥度 1 的估算值较高，而在图 5(C)中表明，假设轨道粗糙度 A_r 较大，结果将得到圆锥度 1 的估算值较小。所以说，想要得到圆锥度 1 的正确估算值，就需要知道准确的随机轨道输入统计信息。

4.3. Coradia 车组 175 辆车实验结果

部分是因为以建模为基础的轨道车辆状态监控技术的发展，通过由阿尔斯通提供的 Coradia 车组 175 轨道车辆作出的真实实验数据，验证了上述仿真研究方法及观测。在图 1 中给出了所使用车辆的一种简单描述。从 AEA 技术轨道公司得知，建模数据以综合吸收数据文件形式出现。与本文中线性模型相关的参数，要么从数据文件中提取，要么在附录中列举。

两个阻尼器 C_{sy} 和 C_{say} “名义的”特性基本上是通过吸收数据文件中给出的一系列速度和力描述的。这些已经分别在图 6 和 7 中提取描述。可以看出，当在小速度范围(C_{sy} 在 $\pm 0.1\text{m/s}$, C_{say} 在 $\pm 0.0035\text{m/s}$)运作时，两个阻尼器实质上是线性元素，即使所有特征确实是非线性且表现出种种饱和特性。

实验的目的是观察利用“最小的”传感器设置能获得什么效果。事实上，根据转向架尺寸安装一个简单的测试盒是合理的，盒子中包含测摇摆螺盘(G_b), 横向加速计(A_b), 加上横向车体加速计(A_{bd})。(盒子中还包含一个测试俯仰罗盘，但这是用于识别轨道特性的。

实验在北威尔士 Chester 到 Llandudno 测试了超过一天。实验中建立了自动数据收集系统，使用 Matlab 数据采集工具箱以 4kHz(所选 4kHz 是满足识别轨道特性的同一实验数据。)采样频率采集数据。测量数据预处理涉及 SI 单元中纯数据变化（电压中），修正降低采样频率到 1kHz(平分 4 个连续采样)，当利用 2.2 节本征值分析出主转向架和车体模型频率小于 40Hz 使降低过滤数据。当车辆用 42m/s 左右速度行驶在直线轨道上，对其进行参量估算和连续参量估算，发现所得一组不同 5 秒段数据已经被拉长。图 8 中指出一组结果，这些结果是通过选择粗糙因数 $A_t=4 \times 0.33 \times 1000$ 来计算 RBPF 中的 Q_w 获得的。注意，车体横向加速计 A_{bd} 和转向架摇摆罗盘 G_b 的测量数据，是通过截断频率 $f_c=10\text{Hz}$ 的第三命令标准 Butterworth 低通过过滤器过滤所得。转向架横向加速计 A_b 通过同型号低通过过滤器过滤所得，但截断频率 $f_c=40\text{Hz}$ 。

5.结论

对与条件监控的车辆动力模式中的参数估计问题在这篇文章中会加以研究。一个新研究出的基于RBPF的方法将用来解决参数估计问题。有不同传感器控制的参数情况能获取并且和通过仿真的情况下相互比较，这个结果是十分可观的。另外使用基于RBPF的方法的两个优点是没有逻辑引出的需要进行计算以及在经典的基于EKF情况下和ML模式下，需要估计参数特定值的先决情况的了解。

从模拟研究的方法和观察在使用真实试验数据和持续观察情况下，结果被证实。轮对等锥度估计的不确定性主要来自两个方面：第一个方面是

因为对与轨道输入的不确定性，就像先前在模拟章节中叙述的一样；第二个方面是轮对轮廓的非线性，这点被证实可能更为重要。因此需要详尽的非线性估计，因为可能这就是真正需要的（例如，轮对的估计）轨道的材质而不是线性的锥度。整个问题是个高难度的挑战，这将影响以后的研究工作。另一个需要未来研究的问题是参数中不确定性因数发生的可能，例如蠕滑现象。

无论怎么样，尽管存在轮对的非线性效果，但是即使没有轮对传感器的使用，也能作出正确的参数估计，这可以用来做实际车辆监控系统的基础，这一点还是令人十分满意的。

原文说明

原文说明的内容是：

题名： Estimation of railway vehicle suspension parameters for condition
monitoring

作者： Ping Li , Roger Goodall , Paul Westen ,Chung Seng ling , Colin
Doodman , Clive Roberts

Department of Electronic and Electrical Engineering, Loughborough
University, Loughborough, LE11 3TU, UK

Department of Electronic, Electrical and Computer Engineering, The
University of Birmingham, Edgbaston, Birmingham B15 2TT, UK

来源： Control Engineering Practice