

Optimization Analysis of Damping Force of Automobile Hydraulic Shock Absorber Valve

Renwu Liu Zhifeng Xie

College of Artificial Intelligence, Jiangxi Institute of Science and Technology, Nanchang, Jiangxi, 330098, China

Abstract

This paper introduces the basic characteristics of the damping force and the basic causes of the damping force of the damping force of the automobile, summarizes the damping force of the automobile and further optimize the size of the hydraulic shock absorber in the automobile.

Keywords

hydraulic shock absorbers; damping force; valve sheet; comfort

汽车液压减震器阀片阻尼力优化分析

刘仁武 谢智峰

江西科技学院人工智能学院, 中国·江西 南昌 330098

摘要

论文主要介绍了阻尼力的基本特性以及汽车液压减震器阻尼力的产生的基本原因,同时对减震器工作时压缩与伸张时阀片的阻尼力进行受力分析,着重概括了压缩过程中阻尼力的组成因素并对各个因素进行详细的计算来达到阻尼力的优化效果,奠定了液压减震器在汽车上获得一定行驶舒适性的基础,同时为进一步优化汽车液压减震器阀片的尺寸结构带来了一定的理论依据。

关键词

液压减震器; 阻尼力; 阀片; 舒适性

1 引言

汽车液压减震器在结构上主要由两部分组成, 弹簧和阻尼器; 弹簧主要起支撑的作用, 阻尼器主要起到减缓弹性元件快速伸缩的作用, 可以给车身以及车架带来一定的缓冲保护作用。液压减震器在工作过程中主要由拉伸行程和压缩行程组成。在压缩行程中, 与上支座连接的车身推动活塞杆往下运动, 活塞杆会推动活塞压缩处于压力筒里的液压油, 下腔液压油在压力作用下会经过流通阀流回上腔, 而部分液压油需经过压缩阀流回贮油缸体, 这样会降低活塞杆向下运动的速度来起到减震作用。在拉伸行程中, 活塞杆会在弹簧复原的作用下往上方运动, 此时液压油会通过伸张阀流回下腔, 此时由于下腔存在真空, 因此需要位于底部的补偿阀来

补偿一定的液压油, 补偿阀是与贮油缸相连的, 这样一来通过伸张阀的阻尼作用来减缓活塞向上运动的速度以达到减震作用^[1]。

2 阻尼力概述

2.1 示功特性

阻尼力本身由阻尼器件在运动或与外界发生动作的过程产生, 液压减震器所产生的阻尼力是其储存在减震器储油缸里的液压油在工作缸内的流动过程中会经过阀系节流孔以及相关槽来形成压差所导致。

如图 1 所示, 主要体现出减震器的示功特性, 其中, P_y 为压缩行程的阻力; P_f 为伸张行程也称复原行程的阻力; $P_{y\max}$ 是压缩行程中所产生的最大阻尼力; $P_{f\max}$ 是复原行程中所产生的最大位移, S 为活塞相对位移, 以压缩或复原行程的中点作为以下坐标系的位移原点。因此, 可知当活塞相对位移最大的时候此时阻尼力为零, 当相对位移为零的时候即达到压缩极限时此时压缩的阻尼力和复原的阻力是最大的。

【课题项目】江西科技学院自然科学课题(项目编号: ZR1906)。

【作者简介】刘仁武(1994-), 男, 中国江西吉安人, 硕士, 助教, 从事汽车制动研究。

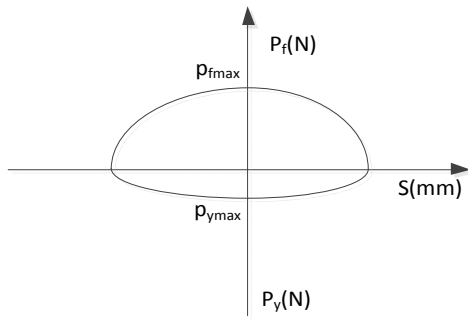


图1 减震器示功特性图

2.2 速度特性

阻尼器除了可以通过图1中的示功特性图表现出来,当然还可以通过速度特性表现其运动特性,如图2所示,其中横坐标与纵坐标分别为活塞相对缸体的运动速度以及活塞产生的阻尼力也可直接称作阻力,该曲线的斜率被称为该阻尼器件的阻尼系数,由于不同阻尼器件中所构成阀系结构不同,导致在不同的工作状态有不同的阻尼系数,因此会导致活塞在不同阀系结构下运动的速度变化率不一样。

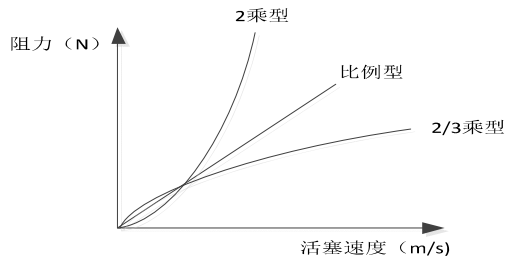


图2 速度特性图

由图2可以得出阻尼力、阻尼系数以及活塞相对速度的计算公式,其计算公式如下所示:

$$p = cv^n \quad (1)$$

式中, p ——阻尼力;

C ——阻尼系数;

v ——活塞与缸筒相对运动速度;

N ——比例指数。

3 压缩行程阻尼力计算

为了更好地分析液压减震器内部的各阀以及孔的工作示意图,现将其工作缸在压缩行程的工作示意图展示如图3所示。

图3中 F 为压缩行程所产生的阻尼力; F_d 为车对该减震器的作用力; F_k 则为压缩弹簧的作用力。

其中压缩阻尼力的计算公式为:

$$F(t) = (P_d(t) - P_u(t))(A_h - A_g) + (P_d(t) - P_0)A_g + 2P_0A_g + P_x(t)A_x + F_f \quad (2)$$

式中, $P_d(t)$ ——压缩行程中压缩腔内的压强;

$P_u(t)$ ——压缩行程中还原腔内的压强;

P_0 ——储油腔内的大气压强;

$P_{du}(t)$ ——活塞两端的压强差;

$P_{d0}(t)$ ——常通孔两端的压差;

$P_x(t)$ ——缝隙两端的压强差;

A_h ——活塞有效截面积;

A_g ——活塞杆有效截面积;

A_x ——活塞运动过程中油液泄露面积;

F_f ——系统内的总摩擦力。

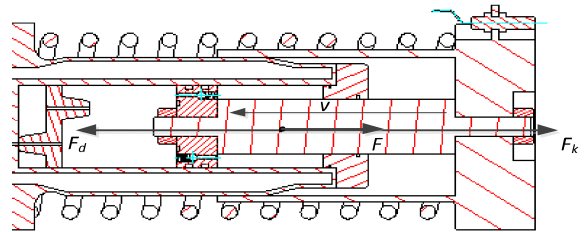


图3 压缩行程作用力示意图

上面大致分析了阻尼力的基本组成,为了更详细地分析上式中压缩阻尼力的计算,还需要对各个作用力进行详细的分析与计算,尤其活塞运动过程中两端的压差是主要分析对象,同时也要对常通孔以及缝隙所带来的压差进行分析。由于其他作用力相对于前面所讲的这些力其影响较小,下面将主要分析液压减震器在压缩行程中各个阶段以及孔或阀片所产生的作用力^[2]。

3.1 活塞两端的压差

活塞两端的压差可以看作压缩阀动作时其节流孔产生的压差 $P_{du1}(t)$ 和压缩阀阀片变形导致圆环型节流缝隙产生的压差 $P_{du2}(t)$ 两部分组成。其中活塞孔在论文的尺寸设计中定义为细长孔的流动,因此根据流体力学理论可得:

$$P_{du1}(t) = \frac{128\mu l_e}{n_k \pi^2 d_e^4} Q_h(t) \quad (3)$$

其中,

$$Q_h(t) = v(t)(A_h - A_g) \quad (4)$$

式中, $P_{du1}(t)$ ——活塞孔节流压差;

$Q_h(t)$ ——流经活塞孔的流量;

$v(t)$ ——活塞杆相对工作缸的运动速度;

M ——油液动力粘度;

L_e ——活塞孔等效长度;

N_k ——阀片缺口数;

D_e ——阀片缺口等效直径。

以上所适用的为阀片外径处有缺口,当阀片没有缺口时其计算公式如下所示:

$$P_{du1}(t) = \frac{128\mu l_e}{\pi d_e^2} Q_h(t) \quad (5)$$

当阀片发生动作时,其变形如图4所示,同时此时可以求得当压缩阀阀片动作时阀片初次开阀变形带来的压差计算公式如下所示:

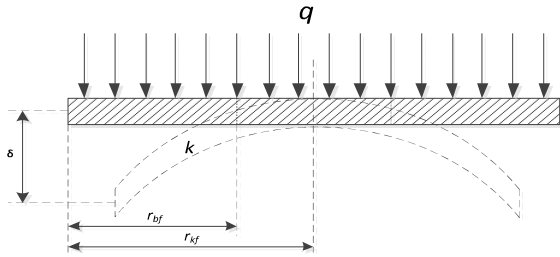


图4 阀片变形示意图

$$P_{du2}(t) = \frac{6\mu \ln \frac{r_{bf}}{r_{kf}}}{\pi \delta^3} Q_h(t) \quad (6)$$

$$\delta = \frac{P_{du2}(t) A_{dp} - F_{up}(t)}{k} \quad (7)$$

其中:

$$F_{up}(t) = P_{du1}(t) + P_{du2}(t) \quad (8)$$

式中: $P_{du2}(t)$ ——压缩阀阀片变形压差;

$Q_h(t)$ ——流经活塞孔的流量;

δ ——阀片开度;

μ ——油液动力粘度;

R_{bf} ——阀片内半径;

R_{kf} ——阀片外半径;

K ——阀片刚度;

A_{dp} ——阀片受力面积;

F_{up} ——阀片所受压力。

当压缩阀阀片变形量达到最大时,此时开阀带来的压差如下所示:

$$P_{du2}(t) = \frac{6\mu \ln \frac{r_{bf}}{r_{kf}}}{\pi \delta_{max}^3} Q_h(t) \quad (9)$$

其中, δ_{max} 为压缩阀阀片的最大开度,此时阀片变形所带来的压差与节流孔所产生的压差之和就是完成整个压缩过程通过活塞带来的阻尼作用,接下来分析压缩行程中油

液通过底座的常通孔带来的压差。

3.2 底座俩端的压差

底座的结构根据图1可以很直观地看出其主要由两个孔组成,其中常通孔和补偿孔的一端都与储油缸接触且都为单向通孔,其中储油缸是直接和外界大气接触的^[3]。在论文设计过程中还是按细长孔的设计去定义常通孔以及补偿孔,因此我们所要求的底座俩端的压差也就是常通孔俩端的压差,常通孔所经过的流量也就是经过底座的流量,其流量表达式如下所示:

$$Q_c(t) = v(t) A_g \quad (10)$$

则通过常通孔所产生的压差为:

$$P_{d0}(t) = \frac{128\mu l_c}{\pi d_c^2} Q_c(t) \quad (11)$$

式中, $Q_c(t)$ ——流经底座的流量;

l_c ——常通孔有效长度;

d_c ——常通孔有效直径。

3.3 缝隙俩端的压差

这里所指的缝隙就是指活塞在运动过程中由于本身的结构导致的油液泄露,泄露过程中其流量组成一般是有压力流量以及剪切流量两部分,剪切流量一般在活塞高速运动的过程中会产生较大的影响^[4]。由于论文应用于大车减速的工况下其运动速度可以说非常低了,因此可以忽略剪切流量所带来的阻尼作用,在这里只考虑压力流量,压力流量作用下缝隙俩端的压差计算如下所示:

$$P_x(t) = \frac{12\mu L_H}{2.5\pi D_H \delta_H^3} Q_x(t) \quad (12)$$

其中:

$$Q_x(t) = v(t) (D_H - d_H) \quad (13)$$

式中: $Q_x(t)$ ——流经缝隙的流量;

L_H ——活塞厚度;

D_H ——工作缸直径;

δ_H ——缝隙大小;

d_H ——活塞直径。

3.4 系统总摩擦力

在减震器工作的过程中,由于活塞的运动所导致的各组件之间的直接接触所带来的动摩擦力是不可避免的,同时还会有液压油本身与各组件之间的接触带来的静摩擦力,这些都是对减震器本身的阻尼作用有一定的影响,尤其当主要零配件之间的装配精度较差时,如导向套与活塞杆的装配,同时当导向套或活塞杆的尺寸设计没有达到一定的精度要求而导致尺寸不合格从而产生的摩擦阻力更是影响较大。如图5所示,在保持一定的速度下系统的摩擦力跟位移的关系如曲线所示,因此我们为了控制好一定的摩擦阻力在对减震

器的影响较小时,根据相关资料我们应该保证摩擦阻力控制在2%~3%左右。

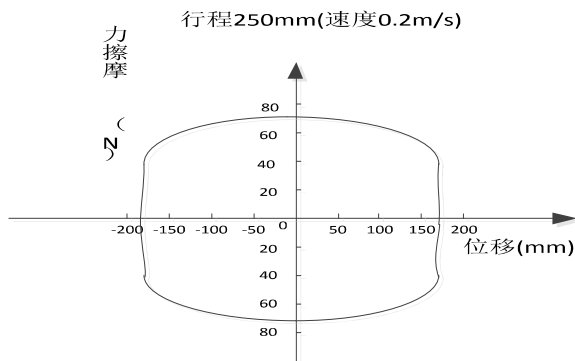


图5 系统摩擦力图

4 复原行程阻尼力计算

为了保证复原行程的顺利进行,对称式双筒液压减震器需要在完成清污工作后开始行驶至下个孔口前才能开始复原动作,即大车静止时大车对减震器的作用力 F_f 应等于压缩后弹簧的反作用力 F_k 减去复原行程的阻尼力 F ,如图6所示。

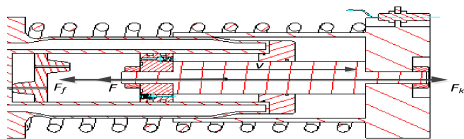


图6 复原行程力作用示意图

由于复原行程跟压缩行程的动作过程并不一样,在这里除了要保证压缩阻尼力小于复原阻尼力还要确保足够的压缩阻尼力来保证大车的稳定停车即准确定位,此时可以通过增大复原阀片的刚度即选用跟压缩阀材料不同的阀片作为复原阀,还可以通过改变复原阀片的尺寸来增大复原阻尼力,接下来我们对复原过程阻尼力的计算作详细分析,其实由于压缩和复原两过程的动作特性相差不多,只是油液的运动方向改变而已,因此其复原阻尼的计算跟压缩阻尼的计算

差不多,其计算公式如下所示:

$$F(t) = P_u(t)(A_h - A_g) - P_d(t)A_h + P_x(t)A_x + P_0A_g + F_f \quad (14)$$

即:

$$F(t) = P_{ud}(t)(A_h - A_g) - P_{d0}(t)A_g + P_x(t)A_x + F_f \quad (15)$$

其中, $P_{ud}(t)$ 同样为活塞上下两端的压差,其计算方法跟压缩阀阀片变形时产生的阻尼力一样。此时的 $P_{d0}(t)$ 为补偿孔两端的压差,其尺寸以及规格在论文的设计中跟常通孔一样,因此其计算方法也一样,其他的像泄露缝隙的压差以及系统摩擦力的计算则同样是保持不变的,这里就不再赘述。

5 结语

论文主要从两个方面分析了汽车液压减震器阀片的阻尼力计算,通过计算其压缩和复原行程中不同的阻尼力来分析其减震性能。因此为了获取汽车液压减震器的最佳减震性能,可以通过改变阀片的内外半径即阀片的受力面积,甚至选取所需阀片的材料即阀片的刚度等,来达到优化减震的效果;同时可对液压缸体里面各个孔隙的大小来达到改变阻尼力大小的目的,从而使液压减震器在汽车行驶舒适性方面能够得到科学有效的保障。

参考文献

- [1] 穆增国.某型汽车减震器阻尼特性研究与结构优化设计[D].太原:中北大学,2021.
- [2] 白彩盛.汽车减振器结构参数对性能的影响分析[J].中国标准化,2019(16):233-234.
- [3] 杨礼康,杜嘉鑫,周安江,等.阻尼可调液压减震器专利技术分析[J].机电工程,2018,35(12):1315-1318.
- [4] 高佳,刘鹏凯.试析汽车液压减震器设计[J].中小企业管理与科技(上旬刊),2016(9):225-226.