

## 融合正向建模与反求计算的 车用减振器建模技术研究\*

崔庆佳, 周兵<sup>†</sup>, 吴晓建, 李宁, 曾凡沂

(湖南大学 汽车车身先进设计制造国家重点实验室, 湖南 长沙 410082)

**摘要:**针对减振器调试过程中工程师凭借经验调试耗时耗力等局限性,引入反求的思想,开展了结合减振器正向建模与关键参数计算反求的建模技术研究.根据有限元与最小二乘法结合的思想,建立基于大挠度变形的正向阻尼特性模型,并分析得出影响减振器工作特性的关键阀片参数;在减振器阻尼特性曲线的基础上,建立了以计算机模拟结果与试验结果的误差为目标函数,减振器阀片关键参数为待求参数的反求模型.最后采用遗传算法辨识出对阀片变形的关键参数,使优化反求后的参数模型能与试验特性良好吻合.论文提供的方法可以在减振器内部重要参数未知的情况下,对减振器进行参数优化设计,为调试减振器提供理论依据.

**关键词:**减振器;大挠度变形;正向建模;优化反求;遗传算法

**中图分类号:**U463.33

**文献标志码:**A

## Research on Modeling Technology of Vehicle's Shock Absorber via Combined Forward Modeling and Reverse Solution

CUI Qingjia, ZHOU Bing<sup>†</sup>, WU Xiaojian, LI Ning, ZENG Fanyi

(State Key Laboratory of Advanced Design and Manufacturing for Vehicle Body, Hunan University, Changsha 410082, China)

**Abstract:** In view of the limitations that the tuning of shock absorber costs an engineer who depends on experience much time and strength, the thought of reverse solution was introduced, and then the forward modeling idea of shock absorber and reverse solution of key parameters were studied. Firstly, according to the thought of combining finite element analysis and least squares, a characteristic forward model based on large deflection was established. Furthermore, the obtained analysis results clearly identify some significant parameters which have a large impact on the process of the tuning of shock absorber. Based on the damping characteristic curve of shock absorber, the reverse model was established, which takes the errors between the simulation and test data as the objective function and takes the key parameters as the unknown parameters. Finally, some parameters of throttle-slices which are important to valve deflection were identified by using GA. The simulation results of parametric model after reversing agree well with the test data. This study provides a theoretical foundation for parameter optimization of shock absorber, in

\* 收稿日期:2016-12-08

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51275162,51575167), National Natural Science Foundation of China(51275162,51575167); 国家重点研发计划新能源重点汽车重点专项项目子课题(2016YFB0100903-2), National Key R & D Programs New Energy Vehicles Focus on Special Projects(2016YFB0100903-2)

作者简介:崔庆佳(1990-),男,河南焦作人,湖南大学机械与运载工程学院博士研究生

<sup>†</sup> 通讯联系人, E-mail:zhou\_bingo@163.com

the case of the unknown important parameters of shock absorber. Meanwhile, this method provides a basis for the tuning of damper performance.

**Key words:** shock absorber; large deflection; forward modeling; optimized reverse; genetic algorithm

实车开发过程中,减振器的特性是底盘调校的关键,现有的减振器开发方式或基于经验,或根据悬架系统匹配所得的阻尼特性通过正向设计的步骤逐步开展.然而在这些过程中,减振器模型的高度非线性特性和参数的不确定性使得理论计算和实际特性有一定的偏差,导致调试难度加大.

目前,在减振器建模研究方面,国内外学者从不同角度建立了多种数学模型.如Lang<sup>[1]</sup>建立的某双筒式减振器的集总参数模型共包含83个参数,用于研究减振器高频特性畸变问题;周长城等<sup>[2]</sup>以减振器结构原理为基础,采用开阀速度点和节流阀开度及流量与压力之间的关系,建立了减振器速度特性的分段数学模型;韦勇等<sup>[3]</sup>结合环板外边缘挠度的大挠曲变形解析式与小挠度挠曲变形方程,推导出环形阀片大挠曲变形与半径相关的混合解析式.

从已有的减振器正向设计研究侧重点和方法来看,对减振器的研究基本集中于建立参数化模型和对阀片大挠度变形方面的考察,很少有研究关注通过融合正向建模与反求优化理论的方法辨识出减振器中关键的阀片参数,从而为正向设计及调试做指导.为满足所设计减振器的实际特性与目标一致,传统的方法需要反复调试,这一过程耗时耗力.通过减振器的正向建模与反求计算的结合,可以在理论上分析得出减振器需要调试的关键参数值.计算反求问题广泛存在于自然科学和工程技术各个领域之中,而其中以待定未知参数这类反演问题最为常见.反求问题通常都是非线性的,近几年非线性反求方法<sup>[4-7]</sup>在各个研究领域中发展非常迅速.

康雨等<sup>[8]</sup>对减振器内部油液流量系数等难以测量的参数进行辨识,以提高模型的精准度,但是研究并没有关注影响调试减振器的重要结构参数.往往在正向设计以及调试过程中影响阻尼特性的重要结构参数是工程师关注的重点.影响减振器工作特性的参数有很多,这给减振器参数化设计或者调试工作带来了很大的不便.基于此本论文首先建立基于大挠度变形的减振器阻尼特性模型,在减振器阻尼特性确定的前提下,分析得出影响阀片变形的重要参数.之后依据试验得到的阻尼特性曲线作为参考,将计算模拟算出的阻尼力与试验测得的阻尼力之间的误差作为目标函数,通过遗传算法不断迭代辨识出减振器变形的关键参数值为调试减振器提供

理论依据.

## 1 减振器模型

双筒减振器是目前汽车上采用最广泛的筒式减振器之一,其结构简图如图1所示.这种形式的减振器一般都具有四个阀,分别是复原阀、流通阀、压缩阀、补偿阀,其中复原阀和压缩阀对于油液有可变节流作用,统称为可变节流阀.

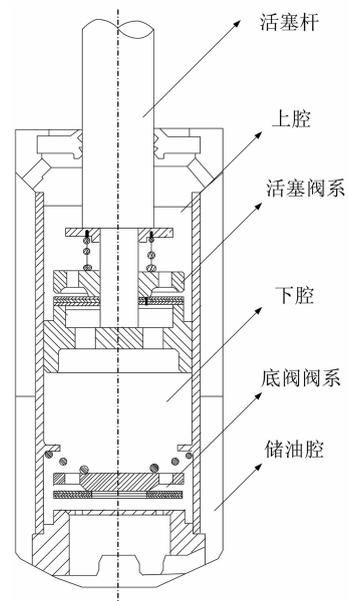


图1 减振器结构简图

Fig. 1 Structure diagram of shock absorber

论文将基于减振器物理模型进行参数反求设计,旨在结合反求设计理论,建立精确的正向设计模型.该部分首先建立减振器节流阀片模型,通过有限元与最小二乘拟合的方法拟合出节流阀片模型中的刚度系数(刚度系数在大挠度变形时无法得出数值解);根据节流阀片变形与阻尼压强的关系得出减振器节流特性模型,最后求解出减振器阻尼力.在减振器模型建立过程中提出以下假设:1)认为该减振器活塞与工作缸之间的缝隙很小,油液的泄漏忽略不计;2)在不考虑温度对阻力特性影响时,认为在整个拉伸、压缩工作过程中减振器的油液温度保持不变;3)减振器同一腔室内的瞬时压力处处相等.

### 1.1 节流阀片变形建模

在双筒减振器节流阀系中,阀片变形是最主要

的节流方式,通过阀片的挠曲变形来控制节流强弱,因此建立精准的阀片变形数学模型是保证减振器阻尼特性准确性的关键。

图2为某减振器复原节流阀片和压缩节流阀片的力学模型。图中, $a$ 为环形阀片的外半径, $b$ 为环形阀片的内半径。复原阀片和压缩阀片均可以简化为受均布载荷 $q$ 作用,外边缘为简单铰链支承,中间自由的圆环薄板。

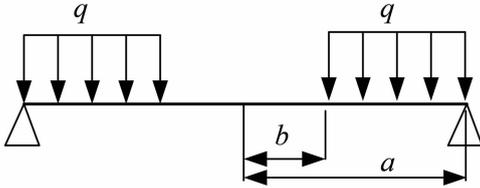


图2 节流阀片力学模型

Fig. 2 Mechanical model of throttle-slices

对于阀系采用纯阀片结构的减振器,其节流阀片开阀后变形值通常大于阀片厚度的一半,这属于大挠度变形。但是大挠曲问题至今尚无精确解,通常采用近似方法,如钱氏摄动法、有限元法等<sup>[9]</sup>。本文基于大挠度变形假设,建立节流阀片变形模型。节流阀片变形量与压强之间的关系为<sup>[10]</sup>:

$$\frac{\Delta Pa}{Et^4} = K_1 \frac{\omega_{\max}}{t} + K_2 \left( \frac{\omega_{\max}}{t} \right)^3 \quad (1)$$

式中: $E$ 为阀片弹性模量; $t$ 为阀片的厚度; $a$ 为阀片外半径; $\omega_{\max}$ 为阀片内边缘挠度值(阀片变形量); $K_1$ 、 $K_2$ 为刚度系数,具体值取决于阀片的边界条件、几何形状以及阀片受载等因素,目前没有精确解,常用方法是通过有限元的方法进行数值实验,采用最小二乘法拟合出较高精度的刚度系数 $K_1$ 、 $K_2$ <sup>[11]</sup>。有限元分析模型及分析结果如图3所示,有限元得到的数值解与拟合关系表征如图4所示。当有 $n$ 个等厚度阀片叠加,假设阀片之间没有摩擦力,则将这些阀片看作等刚度的弹簧并联在一起,其等效刚度系数为:

$$\begin{cases} X_1 = nK_1 \\ X_2 = nK_2 \end{cases} \quad (2)$$

式中: $X_1$ 、 $X_2$ 表示 $n$ 个阀片叠加之后的等效阀片刚度; $K_1$ 、 $K_2$ 表示单个阀片的刚度系数。

## 1.2 减振器阻尼特性数学模型

### 1) 活塞节流阀系组件油液流动阻尼特性

目前双筒减振器活塞以及节流阀通常采用常通小孔节流形式,其流量计算公式为<sup>[12]</sup>:

$$Q = C_d A \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3)$$

式中: $C_d$ 为流量系数,一般为 $0.6 \sim 0.8$ ,具体根据

油液流经小孔的孔长 $l$ 与孔径 $d$ 的比值判断小孔的形式,从而选择孔口流量系数的大小; $A$ 为常通孔的面积; $\rho$ 为油液密度; $\Delta P$ 为压强差。

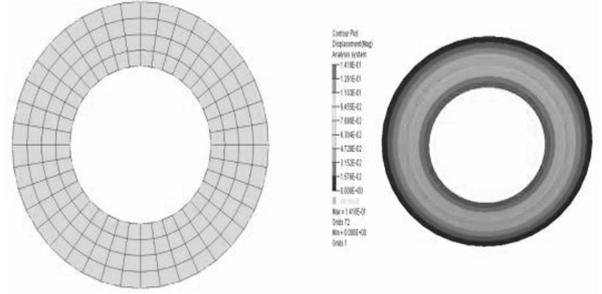


图3 有限元模型及分析结果

Fig. 3 Finite element model and analysis results

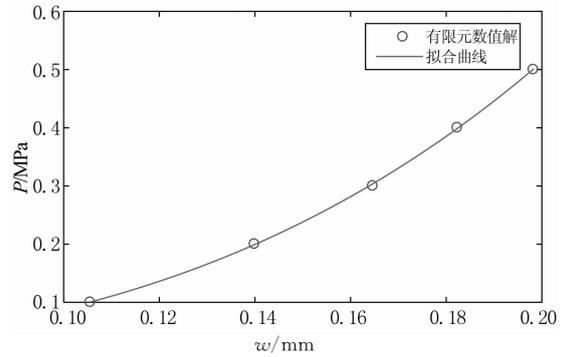


图4 不同压强作用下阀片变形

Fig. 4 Deflection of throttle-slices under different pressures

### 2) 节流阀片油液流动阻尼特性

节流阀片包括压缩阀片和复原阀片。本文所研究的节流阀片其常通节流孔是由节流阀片上的多个矩形节流孔构成的。该种形式的节流孔按照薄壁小孔<sup>[11]</sup>进行计算,其节流压力与流量之间关系表示同式(3),此时式中, $A$ 为节流阀片槽口缝隙的面积, $A = n \times b \times t$ ,其中 $n$ 、 $b$ 、 $t$ 分别为槽口的数量、宽度以及节流阀片的厚度;流量系数在此处取为 $0.82$ 。

本文研究的减振器节流阀是阀片式结构,随着活塞速度的增大,由油压产生的作用力使复原阀片打开,此时阀片变形产生环形间隙,开阀后的节流压力则由阀片开度决定。其流量与压强的关系也同式(3),此时式中 $A$ 为节流阀开阀后的节流面积,当活塞中速运动, $A = 2\pi b_1(\omega - \omega_1)$ , $b_1$ 为节流阀片的内半径, $\omega$ 为节流阀片的开度, $\omega_1$ 为节流阀片的预变形量;当活塞高速运动,即节流阀片被打开到最大限度(被挡位),此时 $A = 2\pi b_1(\omega_1 - \omega_2)$ ,其中 $\omega_2$ 为节流阀片的限位高度。

## 1.3 减振器阻尼力计算模型

由于复原行程和压缩行程,油液流动情况不同,

其油路图如图 5 和图 6 所示,分别进行讨论.

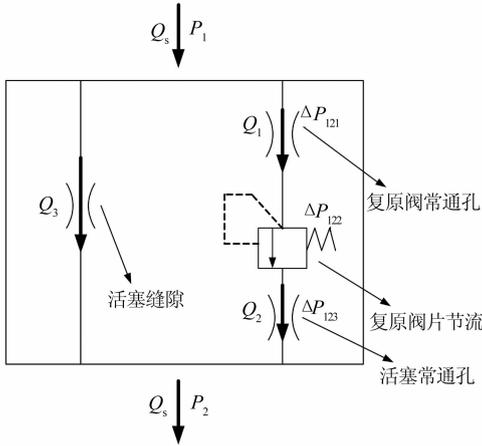


图 5 复原行程油路图

Fig. 5 Oil circuit diagram of rebound stroke

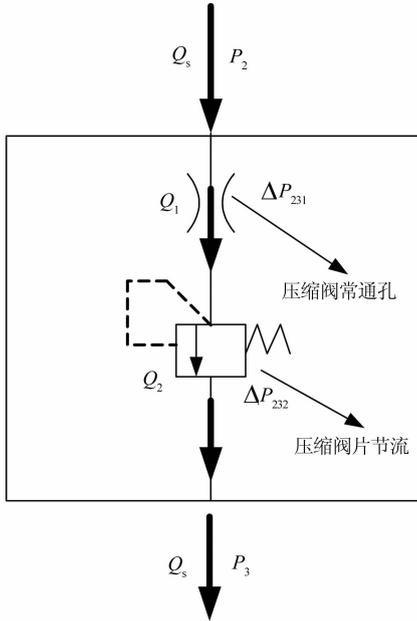


图 6 压缩行程油路图

Fig. 6 Oil circuit diagram of compress stroke

复原行程活塞向上运动,此过程中由于本文研究的减振器活塞缝隙较小,故忽略活塞缝隙产生的压强,得到流量及压强关系为:

$$\begin{cases} Q_s = (A_h - A_g)v \\ Q_1 = Q_2 = Q_s \\ \Delta P_{12} = \Delta P_{121} + \Delta P_{122} + \Delta P_{123} \end{cases} \quad (4)$$

同理,对于压缩行程

$$\begin{cases} Q_s = A_g v \\ Q_1 = Q_2 = Q_s \\ \Delta P_{23} = \Delta P_{231} + \Delta P_{232} \end{cases} \quad (5)$$

式中:  $A_h$  为活塞面积;  $A_g$  为活塞杆面积.

减振器在复原行程中,上、下腔的压力分别为  $P_1$  和  $P_2$ ,因储油腔的压力  $P_3$  与前两个压力相比很小,予以忽略.根据受力平衡可知,复原阻尼力  $F_{df}$  为:

$$F_{df} = P_1(A_h - A_g) - P_2 A_h \quad (6)$$

整理得

$$F_{df} = \Delta P_{12}(A_h - A_g) \quad (7)$$

则减振器在压缩行程中,下腔和储油腔的压力分别为  $P_2$  和  $P_3$ ,根据受力平衡可知,压缩阻尼力  $F_{dy}$  为:

$$F_{dy} = P_2 A_g - P_1(A_h - A_g) \quad (8)$$

整理得

$$F_{dy} = \Delta P_{23} A_g \quad (9)$$

## 2 反求参数确定及反求过程

### 2.1 反求参数确定

在正向设计与调试过程中可以通过改变减振器的参数得到不同的阻尼特性曲线,满足设计需求.在减振器内部参数中,阀片的预变形量通过产生预紧力影响减振器开阀时的速度大小,进而影响减振器阻尼特性的整体变化趋势;同时分析得出阀片的预变形量对开阀之后减振器的阻尼力也有较大影响,所以本文将阀片预变形量作为反求的参数之一.减振器依靠阀片变形控制阻尼力大小,所以阀片变形是影响阻尼特性的关键因素.

阀片变形由阀片弹性模量  $E$ 、阀片厚度  $t$ 、阀片外径  $a$ 、内径  $b$  以及阀片的片数  $n$  决定.因而减振器开阀后的压强与这些参数紧密相关.本文将表示阀片变形与压强之间关系的式(1)作为目标函数,采用 Sobol 法对和阀片变形有关的参数进行局部灵敏度分析.首先通过 ISIGHT 软件进行试验设计,对上述变量参数进行优化拉丁超优方取样,将取样之后的参数值代入到目标函数中得到参数响应值,由蒙特卡洛算法<sup>[13]</sup>可以得到系统响应的参数敏感性指标  $S_{x_i}$ ,由此选取对阀片变形影响比较大的参数作为反求参数.复原与压缩行程下五个设计变量的局部灵敏度大小对比如图 7 所示.

通过灵敏度分析可知,阀片变形之后的阻尼压强对阀片厚度  $t$ 、阀片片数  $n$  最为敏感.最终本文将阀片厚度  $t$ 、阀片片数  $n$  和阀片预变形量  $W_{yu}$  作为反求参数,反求参数取值范围如表 1 所示.

$$X = [W_{yu1} \quad W_{yu2} \quad t_1 \quad t_2 \quad n_1 \quad n_2] \quad (10)$$

式中:  $W_{yu1}$ 、 $W_{yu2}$  分别表示复原阀阀片的预变形量

和压缩阀阀片的预变形量;  $t_1$ 、 $t_2$  分别表示复原阀阀片的厚度和压缩阀阀片的厚度;  $n_1$ 、 $n_2$  分别表示复原阀和压缩阀中阀片的个数。

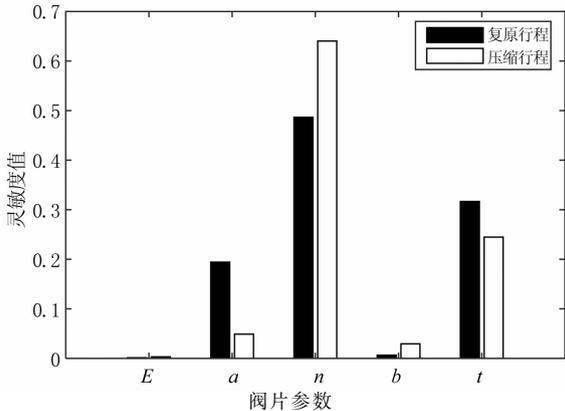


图 7 五个设计变量在两种行程下的灵敏度  
Fig. 7 Sensitivity of the five design variables under two stroke

表 1 反求参数的取值范围

Tab. 1 Valve range of reverse parameters

反求参数	最小值	最大值
$W_{yu1}$ /mm	0.1	0.4
$W_{yu2}$ /mm	0.1	0.4
$t_1$ /mm	0.1	0.2
$t_2$ /mm	0.1	0.2
$n_1$	4	8
$n_2$	4	8

## 2.2 反求过程

基于建立的减振器正向模型, 论文采用遗传算

法, 根据正向模型计算出的阻尼力与试验测得的阻尼力之间的误差不断优化得出符合实际的关键阀片参数。阀片参数的反求过程, 可以归结为以下几个步骤:

1) 在 hypermesh 环境中对不同厚度的阀片进行非线性分析, 将分析之后的结果储存在 MATLAB 文件中。这样在反求过程中可以调用不同的厚度来拟合出相应厚度的阀片的变形刚度系数  $K_1$ 、 $K_2$ 。

2) 基于之前建立的数学模型计算出减振器整个运行过程中的阻尼力  $F_1, F_2, F_3, \dots, F_n$ 。

3) 根据计算机模拟算出的结果与试验测得的阻尼力之间的误差来不断改变阀片的相应反求参数直到模拟的结果与实验数据较为吻合。这一过程通过遗传算法来完成。

以上的反求过程可以转化为对以下优化问题的求解:

$$\begin{cases} \min f(X) = \sum_{i=1}^n (F_i^i - F_i^e)^2 \\ X_{\min} \leq X \leq X_{\max} \end{cases} \quad (11)$$

式中:  $X$  表示影响计算模拟阻尼力的待反求参数 (阀片预变形量  $W_{yu}$ 、阀片厚度  $t$  和阀片个数  $n$ ),  $X_{\min}$ 、 $X_{\max}$  分别表示反求参数的上下界,  $F_i^i$  表示计算机模拟得出的阻尼力,  $F_i^e$  表示实验测得的减振器阻尼力。

遗传算法<sup>[14]</sup>具有全局搜寻最优解的能力, 故采用遗传算法进行优化搜寻。本文采用的是标准遗传算法, 反求流程如图 8 所示。

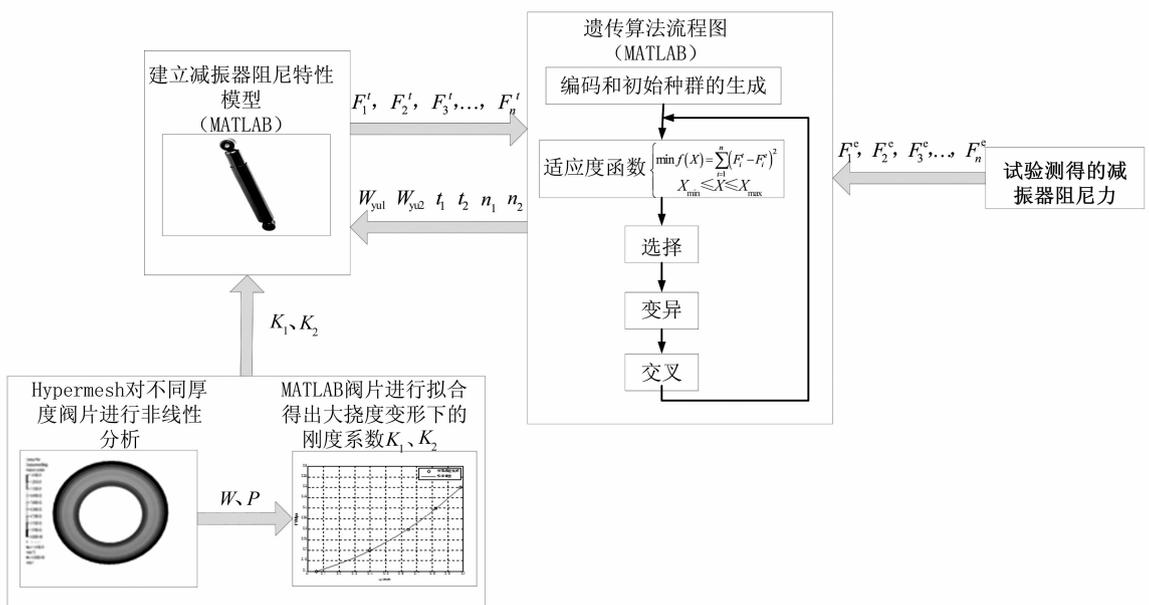


图 8 反求阀片参数流程图

Fig. 8 Flow chart of reverse solution for throttle-slices' parameters

### 3 分析与验证

以某汽车使用的减振器为例,参数如表 2 所示. 根据试验测得减振器在 0.05 m/s、0.1 m/s、0.3 m/s、0.6 m/s 以及 1 m/s 时的阻尼特性数据.

表 2 某双筒液压减振器重要参数  
Tab.2 The important parameters of two-tube shock absorber

参数	数值大小
活塞半径 $r_h$ /mm	14.6
活塞杆半径 $r_g$ /mm	10
复原阀片内半径 $b_1$ /mm	6.25
复原阀片外半径 $a_1$ /mm	11.5
压缩阀片内半径 $b_2$ /mm	7.1
压缩阀片外半径 $a_2$ /mm	12.9
油液密度 $\rho$ /( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )	869

#### 3.1 基于参数化模型与反求理论的精度验证与分析

基于试验测得减振器阻尼特性曲线,采用计算反求的方法,对灵敏度分析得出的影响阀片变形重要参数以及影响阻尼特性趋势的参数进行辨识. 本文对遗传算法参数设置为:种群规模为 200,交叉概率为 0.9,遗传代数为 30.

采用遗传算法优化反求模型,优化目标函数收敛很快,迭代过程如图 9 所示. 由图 9 可以看出,经过 20 步迭代之后得到收敛结果,之后迭代过程几乎没有变化. 反求得出的参数优化值如表 3 所示.

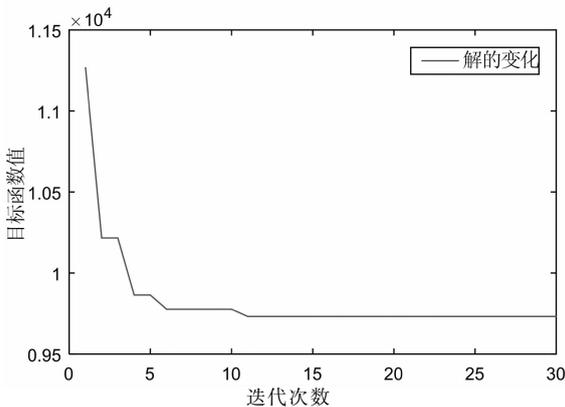


图 9 目标函数值的求解迭代过程

Fig.9 Iterative procedure for solving the objective function value

将反求的参数代入建立的减振器模型中,得到减振器的阻尼特性曲线,同时比较试验测试得到的减振器阻尼特性数据,验证反求参数的有效性. 结果如图 10 所示.

表 3 反求参数值

Tab.3 Valve of reverse parameters

反求参数	优化值
$W_{yu1}$ /mm	0.17
$W_{yu2}$ /mm	0.16
$t_1$ /mm	0.18
$t_2$ /mm	0.18
$n_1$	7
$n_2$	8

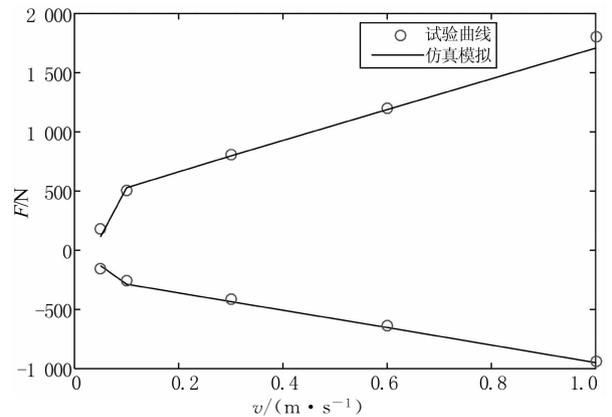


图 10 反求与试验阻尼特性曲线对比

Fig.10 Comparison between reverse model and test about damping characteristic curve

由图 10 可以看出,反求模型阻尼特性曲线与试验数据在趋势上具有很高的吻合度;由表 4 可看出,两者误差也很小,1 m/s 时的误差率仅为 1%~3%. 这证明论文基于优化反求理论,采用遗传算法,能够有效且准确得到影响减振器阻尼特性的阀片重要参数,并且这些参数是调试过程的关键参数.

表 4 反求与试验数据对比

Tab.4 Comparison between reverse model and test data

速度/ ( $\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$ )	复原行程			压缩行程		
	仿真/N	试验/N	误差/%	仿真/N	试验/N	误差/%
0.05	140.6	180	22	-129	-151	13.2
0.1	533.36	500	6.7	-286.07	-260	10
0.3	810.86	810	0.1	-433.41	-410	5.7
0.6	1 214.7	1 200	1.2	-651.87	-640	1.9
1	1 750.3	1 800	2.8	-948.87	-940	0.9

#### 3.2 调试验证与分析

根据悬架系统调教结果,指导减振器改进设计,对理论指导和根据其得到的减振器试验对比,调整参数值如表 5 所示. 调整参数之后,试验得到另一减振器阻尼特性曲线. 将减振器参数代入建立的阻尼特性模型中,得到减振器的阻尼特性曲线,同时比较试验测试得到的减振器阻尼特性数据,以此验证模型的精确性. 如图 11 所示.

表5 调整参数  
Tab.5 Adjusting parameters

参数	数值大小
复原阀片厚度 $t_1$ /mm	0.15
复原阀片预变形量 $W_{yu1}$ /mm	0.35
复原阀片片数 $n$	5
压缩阀片厚度 $t_2$ /mm	0.13
压缩阀片预变形量 $W_{yu2}$ /mm	0.2
压缩阀片片数 $n$	5

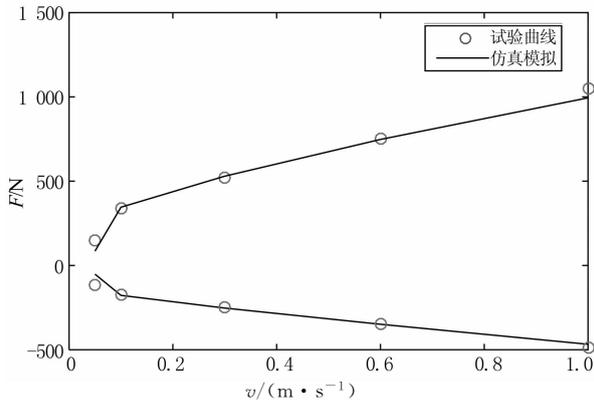


图11 仿真与试验阻尼特性曲线对比

Fig.11 Comparison between simulation and test about damping characteristic curve

由图11可以看出,仿真模型阻尼特性曲线与试验数据在趋势上具有很高的吻合度,由此说明依据反求理论可以得到与试验特性十分吻合的阻尼特性,对工程应用有较大价值。

## 4 结论

根据减振器阻尼特性建立基于阀片大挠度变形的减振器模型,利用 Sobol 灵敏度分析法对影响阀片变形及阻尼压强的关键参数进行了灵敏度分析,最终得到阀片参数对响应的灵敏度大小;将灵敏度最大的两个参数阀片厚度  $t$ 、阀片片数  $n$  以及影响曲线趋势的阀片预变形量  $W_{yu}$  作为改变减振器阻尼特性的关键参数,依据试验测得的减振器阻尼特性,将模型中这三个未知阀片特性参数问题转化为优化问题,采用遗传算法进行求解,反求结果较为准确。该方法不仅可以确定减振器内部未知参数,同时可以分析得出影响减振器工作特性的关键参数,进而有助于逆向开发减振器或者正向调试,具有工程实际应用价值。

## 参考文献

[1] LANG H H. A study of the characteristics of automotive hydraulic dampers at high stroking frequencies[R]. USA: University Michigan, 1997.

[2] 周长城,孟婕,田立忠,等. 汽车筒式减振器分段线性特性的建模与仿真[J]. 汽车工程,2010,32(4):333-338.  
ZHOU C C, MENG J, TIAN L Z, *et al.* Modeling and simulation for the piecewise linear characteristics of automotive telescopic shock absorber [J]. Automotive Engineering, 2010, 32(4):333-338. (In Chinese)

[3] 韦勇,赵亮,康雨. 基于大挠度理论的减振器阀片精确变形模拟和研究[J]. 中国机械工程,2015,26(11):1556-1561.  
WEI Y, ZHAO L, KANG Y. Accurate simulation and investigation on valve performance of shock absorber based on large deflection theory [J]. China Mechanical Engineering, 2015, 26(11):1556-1561. (In Chinese)

[4] 鞠成超,韩旭,刘桂萍. 钢板弹簧离散梁动力学参数反求[J]. 汽车工程,2009,31(9):861-863.  
JU C C, HAN X, LIU G P. Reverse solution for discrete beam dynamics parameters of leaf spring [J]. Automotive Engineering, 2009, 31(9):861-863. (In Chinese)

[5] MILANI A S, DABBOUSSI W, NEMES J A, *et al.* An improved multi-objective identification of Johnson-Cook material parameters [J]. International Journal of Impact Engineering, 2009, 36(2):294-302.

[6] 张邦基,周守玉,谢庆喜,等. 基于 Tikhonov 正则化与模型压缩技术的虚拟迭代载荷反求 [J]. 湖南大学学报(自然科学版),2017,44(2):53-59.  
ZHANG B J, ZHOU S Y, XIE Q X, *et al.* Load identification of virtual iteration based on Tikhonov regularization and Model Reduction [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2017, 44(2):53-59. (In Chinese)

[7] 彭凡,王樑,肖健. 质量时变系统的动载荷识别 [J]. 湖南大学学报(自然科学版),2016,43(8):52-56.  
PENG F, WANG L, XIAO J. Identification of dynamic loads in mass-variable system [J]. Journal of Hunan University (Natural Sciences), 2016, 43(8):52-56. (In Chinese)

[8] 康雨,赵亮,郭孔辉. 考虑阀片大挠度变形的减振器建模与参数辨识 [J]. 中国机械工程,2014,25(18):2544-2549.  
KANG Y, ZHAO L, GUO K H. Modeling and parameter identification of shock absorber with consideration of throttle-slices' large deflection [J]. China Mechanical Engineering, 2014, 25(18):2544-2549. (In Chinese)

[9] YOUNG W C. Roark's formulas for stress and strain [M]. 6th edition. McGraw-Hill, 1989.

[10] BENAZIZ M, NACIVET S, THOUVEREZ F. A shock absorber model for structure-borne noise analyses [J]. Journal of Sound & Vibration, 2015, 349:177-194.

[11] 贺李平,顾亮,辛国国,等. 减振器环形阀片大挠曲变形的高精度解析式 [J]. 北京理工大学学报,2009,29(6):510-514.  
HE L P, GU L, XIN G G, *et al.* High-precision analytical formulas of large deflection problem for annular throttle-slice in shock absorber [J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2009, 29(6):510-514. (In Chinese)

[12] 周长城. 汽车平顺性与悬架系统设计 [M]. 北京:机械工业出版社,2011.  
ZHOU C C. Vehicle ride comfort and suspension system design [M]. Beijing: China Machine PRESS, 2011. (In Chinese)

[13] 张晓航. 防空导弹武器装备体系作战效能全局敏感性分析方法研究 [D]. 长沙:国防科学技术大学,2010.  
ZHANG X H. Research on the global sensitivity analysis method of air defense missiles weapon system-of-systems combat effectiveness [D]. Changsha: National University of Defense Technology, 2010. (In Chinese)

[14] 雷英杰. 遗传算法工具箱及应用 [M]. 西安:西安电子科技大学出版社,2014.  
LEI Y J. Genetic algorithm toolbox and application [M]. Xian: Xidian University Publisher, 2014. (In Chinese)