

DOI:10.3969/j.issn.1001-4551.2020.11.021

# 液压阻尼器结构的优化设计与仿真分析\*

翁石光,王丽娟

(厦门海洋职业技术学院 航海系,福建 厦门 361012)

**摘要:**针对传统液压阻尼器行程大、易卡死、可靠性低等问题,基于孔口流动原理,建立了船用液压阻尼器数学优化模型;通过求解得出了优化结果,完成了控制阀结构的优化设计。通过选取 AMESim 仿真软件建立了阻尼器及试验台仿真模型,通过优化设计与传统设计仿真结果的比较分析,验证了优化设计的可行性;将优化设计应用于试验样机,通过样机试验与仿真分析结果进行了比较,进一步验证了优化设计的有效性,同时找出了两者之间的差异,并对差异原因进行了分析;综合结构优化方法、仿真模型及样机试验,设计了满足要求的液压阻尼器。研究结果表明:优化后的液压阻尼器具有载荷范围大、体积小、不易卡死的特点,便于安装及维护,且具有较好的快速响应性。

**关键词:**液压阻尼器;控制阀结构;数学优化模型;仿真分析;AMESim

**中图分类号:**TH137;U664.5

**文献标识码:**A

**文章编号:**1001-4551(2020)11-1376-05

## Optimization design and simulation analysis of marine hydraulic damper structure

WENG Shi-guang, WANG Li-juan

(Navigation Department, Xiamen Ocean Vocational and Technical College, Xiamen 361012, China)

**Abstract:** Aiming at the problems of traditional damper such as large stroke, easy to jam and low reliability, the mathematical optimization model of marine hydraulic damper based on the orifice flow principle was established. The optimization result was obtained, the optimization design of control valve structure was completed. AMESim simulation software was selected to establish the damper and test-bed simulation model, and through the optimization design and the comparison and analysis of traditional design simulation results, the feasibility of optimization design was verified. The optimization design was applied to the test prototype, and the effectiveness of optimization design was further verified by comparing the results of prototype test and simulation analysis; the differences between the two were found out, and the reasons for the differences were analyzed. Based on the structural optimization method, simulation model and prototype test, the hydraulic damper which met the requirements was designed. The research results show that the optimized hydraulic damper has the characteristics of large load range, small volume, hard to be stuck, easy to install and maintain, and it also has good quick response.

**Key words:** hydraulic damper; control valve structure; mathematical optimization model; simulation analysis; AMESim

## 0 引 言

船舶主机、发电机等作为船舶重要动力设备,在工作时产生的振动及噪音较大。为此,研究人员通常采用隔振的方式来降低噪音及振动等,以免其向船体其它部位的传播,进而提高船舶乘坐的舒适性<sup>[1]</sup>。

但是在采用隔振方式时,由于主机及发电机等大型设备与底座之间为弹性连接,为了避免恶劣海况及爆炸冲击中,船舶轴系及管路极易因为设备的大位移而受到损坏,通常需在大型设备周围安装阻尼器,以限制设备的大位移<sup>[2]</sup>。

近年来,国内外研究人员对船用阻尼器进行了大量研究。这些研究内容主要包含以下两类:(1)机械

收稿日期:2019-11-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51775124)

作者简介:翁石光(1964-),男,福建莆田人,副教授,主要从事船舶轮机维护与管理等方面的研究。E-mail:xmocwsg@126.com

式阻尼器。其采用纯机械传动,不存在密封材料,避免了工作液的泄露;但机械式阻尼器存在着结构尺寸大、载荷范围小、容易卡死、可靠性低等缺点<sup>[3-4]</sup>;(2)液压式阻尼器。其低速摩擦阻尼力小、载荷范围大、不易卡死、可靠性高;但其也存在一定的缺点,比如具有储油室、活塞行程大、闭锁速度范围大等等<sup>[5]</sup>。船用液压阻尼器需具有载荷大、安装空间小、体积小等特点,因此需对阻尼器结构进行优化。

针对以上的问题,在对液压阻尼器进行的优化设计过程中,笔者将闭锁速度灵敏度作为优化目标,基于孔口流动原理建立约束条件,对阻尼器控制阀进行优化设计;同时,笔者采用 AMESim 建立阻尼器及试验台仿真模型,将优化设计与传统设计进行仿真分析,通过仿真结果的对比验证优化设计的闭锁响应性;通过样机试验与仿真结果对比,进一步验证优化设计的可行性。

## 1 液压阻尼器结构设计

船用液压阻尼器结构如图 1 所示。

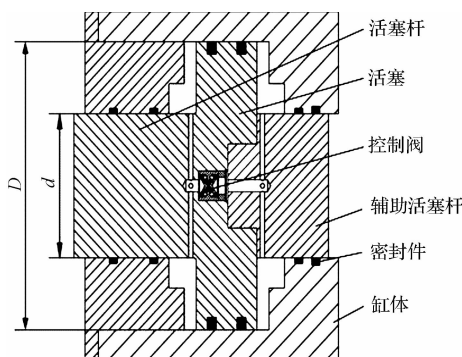


图 1 液压阻尼器结构图

缸体由活塞分为左、右两腔室,当活塞轴向移动时,由于活塞杆、辅助活塞杆直径相同,油液可由一个腔室完全流入另一个腔室<sup>[6]</sup>。因此,阻尼器无需储油腔,减小了体积。

活塞内置控制阀结构如图 2 所示。

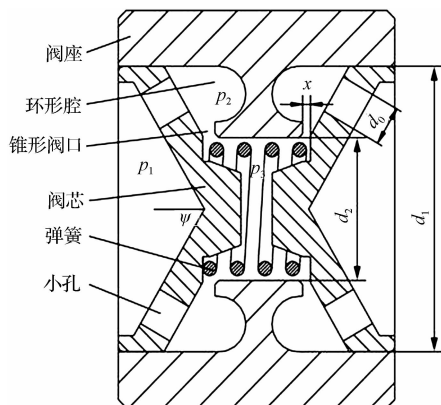


图 2 阻尼器控制阀结构图

活塞内置控制阀的工作原理如下:

阀芯沿轴向向左移动时,油液由阻尼器左腔室流入,通过小孔经环形腔由锥形阀口流出;此时,由于油液流经小孔及锥形孔时产生压降,阀芯左、右部分存在压差,当压差增加直至克服弹簧推力时,阀芯右移,左侧锥形阀口闭合,此时活塞移动速度即为阻尼器自锁速度;阻尼器自锁,左、右两腔室油液停止流动,活塞静止,阻尼器为刚性支撑。

## 2 阻尼器建模

当活塞以速度  $v$  沿轴向向左移动时,油液流量<sup>[7]</sup>为:

$$q = Av = \frac{1}{4}\pi(D^2 - d^2)v \quad (1)$$

式中: $D$ —活塞直径; $d$ —活塞杆直径; $A$ —有效作用面积。

油液经阀芯小孔产生压降,根据长径比,将小孔视为短孔,则流量公式为:

$$q = \frac{1}{4}\pi C_d d_0^2 n \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} \quad (2)$$

式中: $C_d$ —流量系数; $d_0$ —小孔直径; $n$ —小孔个数; $p_1$ —小孔前油压; $p_2$ —小孔后油压; $\rho$ —油液密度。

锥形阀口的油液流量公式为:

$$q = \pi C_d d_2 x \sin \varphi \sqrt{\frac{2(p_2 - p_3)}{\rho}} \quad (3)$$

式中: $\varphi$ —阀芯锥角半角; $d_2$ —阀座内控直径; $x$ —阀口开度; $p_3$ —锥形阀口后部压力。

由此可得阀芯液压力<sup>[8]</sup>为:

$$F = \frac{1}{4}\pi[(d_1^2 - d_2^2)(p_1 - p_2) + d_2^2(p_1 - p_3)] \quad (4)$$

根据式(1 ~ 3),对式(4)进行整理可得:

$$F = \frac{\rho A^2 v^2}{8\pi C_d^2} \left[ \left( \frac{4d_1}{nd_0^2} \right)^2 + \left( \frac{1}{x \sin \varphi} \right)^2 \right] \quad (5)$$

由于阀芯结构及所受液压力确定,则阀芯质量与阀芯直径之间关系式为:

$$m = f(d_1^2) \quad (6)$$

为提高阀芯对速度的灵敏度,对式(6)进行优化,即:

$$\frac{\partial(F/d_1^2)}{\partial v} \bigg|_{v=v_b} = \frac{\rho A^2 v_b}{4\pi C_d^2} \left[ \left( \frac{4}{nd_0^2} \right)^2 + \left( \frac{1}{x d_1 \sin \varphi} \right)^2 \right] \quad (7)$$

视阻尼器闭锁前的活塞移动为稳态过程,即锥形阀口开度为固定值,此时阀芯小孔处油液流通面积最小,流速最大。

由《机械设计手册》可知,阀芯小孔处油液流速应不大于 10 m/s,笔者设定其流速为 9 m/s,由此可得:

$$(D^2 - d^2)v_b \leq d_0^2 n v_g \quad (8)$$

阻尼器移动速度小于闭锁速度时,无支撑力,应尽量降低移动阻力。液压阻尼器低速移动阻力主要为活塞两侧压差产生的推力及密封件摩擦力。由其性能参数要求可知,低速移动阻力应小于额定载荷的 2%;而密封件摩擦力相较于压差推力过小,可忽略不计。

于是活塞压差推力可表示为:

$$2(p_1 - p_3)A \leq 0.02p_e A \quad (9)$$

将式(1~3)代入式(9)可得:

$$\frac{\rho q^2}{2p^2 C_d^2} \left[ \left( \frac{4}{nd_0^2} \right)^2 + \left( \frac{1}{xd_2 \sin \varphi} \right)^2 \right] \leq 0.01p_e \quad (10)$$

令:  $\left( \frac{4}{nd_0^2} \right)^2 = X_1, \left( \frac{1}{xd_2 \sin \varphi} \right)^2 = X_2, \left( \frac{1}{xd_1 \sin \varphi} \right)^2 = KX_2$ , 由于  $d_2 < d_1$ , 则  $0 < K < 1$ 。

阻尼器性能参数如表 1 所示。

表 1 液压阻尼器性能参数

| 参数                                         | 参数值   | 参数                                          | 参数值 |
|--------------------------------------------|-------|---------------------------------------------|-----|
| 额定压力 $p_e/\text{MPa}$                      | 30    | 流量系数 $C_d$                                  | 0.8 |
| 额定载荷 $F_e/\text{kN}$                       | 1 000 | 阀芯锥角 $\varphi/(\circ)$                      | 45  |
| 活塞杆直径 $d/\text{mm}$                        | 120   | 阀芯小孔个数 $n$                                  | 4   |
| 活塞直径 $D/\text{mm}$                         | 240   | 油液密度 $\rho/(\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$ | 900 |
| 闭锁速度 $v_b/(\text{mm} \cdot \text{s}^{-1})$ | 5     | 最大流速 $v_g/(\text{m} \cdot \text{s}^{-1})$   | 9   |

在综合考虑阻尼器性能参数的基础上,由式(7, 8, 10)可得优化目标为:

表 2 常规设计与优化设计控制阀性能参数

| 组别        | 参数                     | 参数值 | 参数                   | 参数值   | 参数                                       | 参数值 |
|-----------|------------------------|-----|----------------------|-------|------------------------------------------|-----|
| A 组(优化设计) | 阀芯小孔直径 $d_0/\text{mm}$ | 2.5 | 阀芯质量 $m/\text{kg}$   | 0.005 | 弹簧刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$ | 20  |
|           | 阀芯外径 $d_1/\text{mm}$   | 16  | 锥形阀口开度 $x/\text{mm}$ | 0.5   | 阀座内孔直径 $d_2/\text{mm}$                   | 8   |
| B 组(常规设计) | 阀芯小孔直径 $d_0/\text{mm}$ | 2.5 | 阀芯质量 $m/\text{kg}$   | 0.007 | 弹簧刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$ | 30  |
|           | 阀芯外径 $d_1/\text{mm}$   | 20  | 锥形阀口开度 $x/\text{mm}$ | 0.5   | 阀座内孔直径 $d_2/\text{mm}$                   | 12  |
| C 组(常规设计) | 阀芯小孔直径 $d_0/\text{mm}$ | 3.2 | 阀芯质量 $m/\text{kg}$   | 0.005 | 弹簧刚度 $k/(\text{N} \cdot \text{mm}^{-1})$ | 22  |
|           | 阀芯外径 $d_1/\text{mm}$   | 16  | 锥形阀口开度 $x/\text{mm}$ | 0.5   | 阀座内孔直径 $d_2/\text{mm}$                   | 8   |

取最优值为点 A, 可得  $X_1 = 0.028, X_2 = 0.118$ , 经计算优化, 设计控制阀的参数如表 2 中 A 组所示。

为了便于常规设计与优化设计进行比较, 笔者取图 3 中优化目标边界及优化目标内的 B、C 两点作为常规设计结果。其中, 在 B 点时  $X_1 = 0.028, X_2 = 0.06$ ; 在 C 点时  $X_1 = 0.01, X_2 = 0.118$ 。

### 3 建模仿真与试验分析

#### 3.1 阻尼器仿真模型建立

笔者通过 AMESim 建立阻尼器模型及液压加载试验模型<sup>[9]</sup>, 如图 4 所示。

阻尼器仿真模型包括 BAP12 缸体子模型、BHO013 阀芯短孔模型、BAP025 锥形滑阀阀口模型、BAP12 阀芯后端模型、MAS005 带限位及阻力的阀芯质量模型、SPR000A 线性弹簧模型。

$$\max(X_1 + KX_2) \quad (11)$$

该优化目标函数的确定, 可在确保液压阻尼器性能的基础上, 提高闭锁速度灵敏度, 减小阻尼器体积, 以便于安装和维护。

其约束条件为:

$$\begin{cases} X_1 + X_2 \leq 0.146 \\ X_1 \leq 0.028 \\ X_1, X_2 > 0 \\ 0 < K < 1 \end{cases} \quad (12)$$

常规值与优化值的选取如图 3 所示。

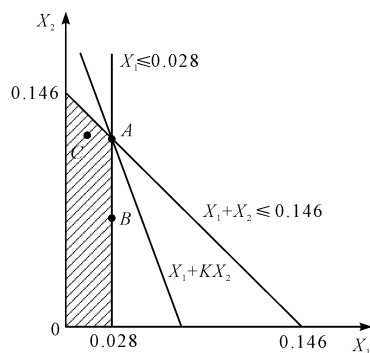


图 3 常规值与优化值选取

常规设计与优化设计控制阀性能参数表如表 2 所示。

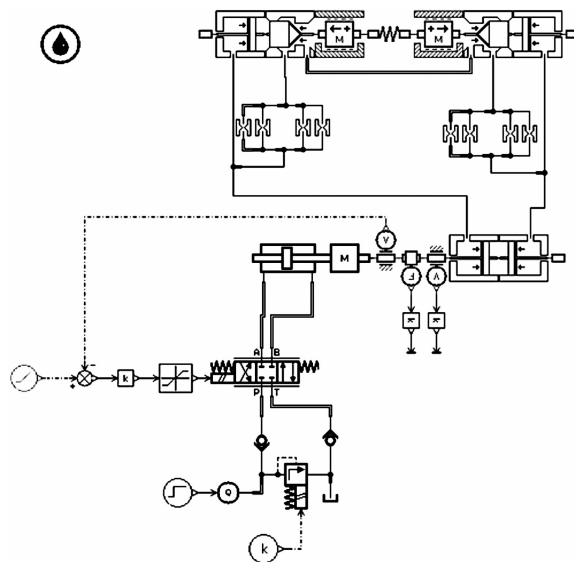


图 4 AMESim 仿真模型

液压加载试验模型包括 HJ001 双出杆液压缸模型、HFLOC 恒流液压源模型、三位四通换向阀模型。系统中,加载液压缸最大输出力通过溢流阀进行限定,通过换向阀控制加载液压缸移动方向。

### 3.2 常规设计与优化设计结果对比

通过对表 2 中的 3 组控制阀参数进行处理,笔者得到阻尼器闭锁的速度仿真曲线,如图 5 所示。

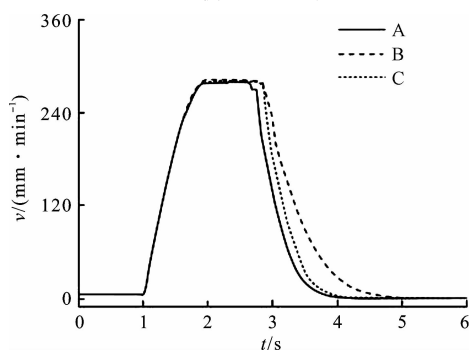


图 5 阻尼器闭锁速度曲线

由图 5 可知:当阻尼器速度达到 290 mm/min 时,阻尼器开始自锁,直至停止移动,且优化设计较常规设计的闭锁时间更短。

由此可知,通过优化设计后,阻尼器的闭锁响应更好。

### 3.3 仿真结果与试验结果对比

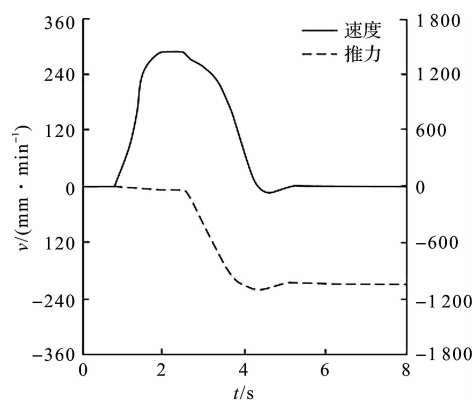
利用阻尼器试验台,笔者将所设计的阻尼器试验样机进行闭锁速度试验,得到的试验及仿真曲线如图 6 所示。

由图 6 的对比结果可知:试验与仿真结果中,推力曲线及速度曲线变化情况相似,验证了优化设计的有效性。

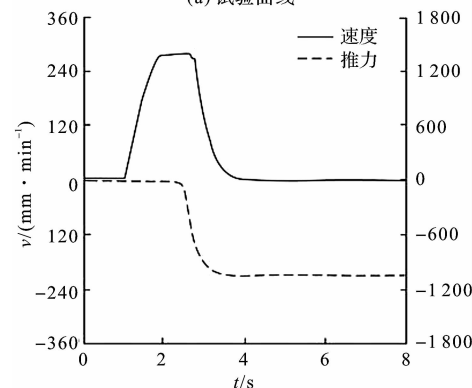
二者产生差异的主要原因分析如下:

(1) 达到闭锁速度后,由于样机试验中控制阀关闭,液压系统存在惯性,难以立即停止,导致试验曲线中的速度下降曲线滞后于仿真曲线中的速度下降曲线<sup>[10-12]</sup>;

(2) 阻尼器速度降为 0 时,压缩腔内的压缩油液存在体积膨胀,阻尼器反向移动;且阻尼器推力为最大值时,溢流阀打开,推力微降。因此,试验中当速度降为 0 时,试验样机中速度曲线存在反向速度;且当推力达最大值时,推力曲线存在一定的下降趋势。



(a) 试验曲线



(b) 仿真曲线

图 6 试验曲线与仿真曲线对比分析

## 4 结束语

基于孔口流动原理,笔者建立了船用液压阻尼器的数学优化模型,通过求解得出了优化结果,完成了控制阀结构的优化设计;利用 AMESim 对优化设计及常规设计结果进行了对比分析;最后将优化设计应用于试验样机进行了试验。

由仿真结果与试验结果可知:对阻尼器结构参数的优化设计,可有效提高控制阀闭锁的快速响应性,从而提高阻尼器的闭锁响应。

### 参考文献 (References):

- [1] 李燎原,曹贻鹏,张智鹏. 横摇条件下主机隔振对船舶推进轴系横向振动的影响研究[J]. 振动与冲击, 2016, 35(24): 201-206.
- [2] 方媛媛,左言言,邵广申,等. 船舶设备半主动单层隔振系统传递特性分析[J]. 振动. 测试与诊断, 2019, 39(3): 571-576, 672.

(下转第 1392 页)

### 本文引用格式:

翁石光,王丽娟. 液压阻尼器结构的优化设计与仿真分析[J]. 机电工程, 2020, 37(11): 1376-1379, 1392.

WENG Shi-guang, WANG Li-juan. Optimization design and simulation analysis of marine hydraulic damper structure[J]. Journal of Mechanical & Electrical Engineering, 2020, 37(11): 1376-1379, 1392.

《机电工程》杂志: <http://www.meem.com.cn>