

# 航空发动机反推作动器楔形缓冲结构研究



田杨涛,王胜,袁杰,王文山

航空工业庆安集团有限公司, 陕西 西安 710077

**摘要:**为了削弱航空发动机反推作动器在展开过程末端的强烈机械冲击,将楔形液压缸缓冲结构应用于该反推作动器。本文建立了该反推作动器节流缓冲的数学模型和 Simulink 仿真模型,对该作动器在缓冲过程中的速度特性和时间特性进行仿真,分析了速度和压力对其缓冲特性的影响。研究表明,本文提出的楔形缓冲结构有助于减小航空发动机反推作动器活塞与筒体的碰撞速度,能有效削弱工作末端的冲击;在保证运行速度不变的前提下,可以通过适当降低系统的通油压力来提高反推作动器的节流缓冲效果。

**关键词:**航空发动机; 节流缓冲; 仿真分析; 作动器; Simulink

中图分类号: V231.91

文献标识码: A

DOI: 10.19452/j.issn1007-5453.2023.01.003

液压缸作为液压系统的执行部件,当活塞运动至行程末端时,会造成剧烈的机械冲击和振动,影响系统工作稳定性,严重时可能造成液压缸元器件损伤。通过研究发现,造成液压缸机械冲击的主要诱因是惯性力和外载荷,其中又以惯性力的影响最为显著。为了削弱惯性带来的负面影响,国内外研究学者对此进行了大量研究,提出了不同类型的缓冲结构装置,利用“非完全冲击”方法削弱液压缸缓冲末端的机械冲击<sup>[1]</sup>,这种方法主要依靠油液的流动性和不可压缩性来实现缓冲目的,其缓冲本质的表现就是能量的转化。

目前,液压缸的缓冲装置主要包含缸外缓冲和缸内缓冲两种形式。缸外缓冲是依靠在系统回路中设置控制压力或流量的节流阀和流量阀实现的<sup>[2-3]</sup>,这种方式可以随工况变化随时改变,但是系统动态响应频率低,安装空间偏大,成本增加;缸内缓冲则采用设计缓冲结构来控制液压缸活塞速度<sup>[4-12]</sup>,此种方式调节性稍差,但是结构简单,被广泛用于液压缸的缓冲装置,如国外 Kim 和 Lee<sup>[13]</sup>采用数值计算方法做了仿真分析, Jambhrunkar<sup>[14]</sup>等采用 FLUENT 动网格技术对液压缸性能进行了预测;国内丁凡<sup>[15]</sup>对圆锥形缓冲装置的缓冲过程机理进行了理论和试验研究,并提出运用流量判断缓冲过程的方法,吴仁智<sup>[16]</sup>等提出了一种圆柱形变节流面积缓冲结构,通过改

变斜面尺寸调整缓冲性能。此外,温亚<sup>[11]</sup>也研究了变截面结构,如采用楔形缓冲孔来控制液压缸的缓冲速度。

航空发动机反推作动器作为反推装置的驱动部件,其稳定工作有着重要意义,为了削弱反推作动器的展开末端因活塞碰撞而产生的强烈冲击,增加缓冲装置显得尤为重要。鉴于反推作动器的空间局限性,缸内缓冲成为首要选择。

参考液压缸变截面缓冲结构设计,本文将楔形缓冲孔结构应用于航空发动机反推作动器,研究了作动器的节流缓冲过程和缓冲机理,分析了作动器缓冲过程的速度特性和时间特性以及速度、压力等因素对缓冲特性的影响,研究发现楔形缓冲孔有助于削弱作动器的末端机械碰撞,对提高作动器的安全性具有重要作用,同时为反推作动器设计提供了重要的技术支撑。

## 1 研究内容及方法

### 1.1 物理模型

图1给出的是某型航空发动机反推作动器的楔形缓冲结构,该型作动器使用的是单向缓冲方式,即作动器仅在展开过程末端实现节流缓冲。它主要由筒体、活塞、止动环、缓冲环、楔形孔和缓冲衬套等组成,当作动器活塞运动至末

收稿日期: 2022-05-12; 退修日期: 2022-07-21; 录用日期: 2022-09-11

引用格式: Tian Yangtao, Wang Sheng, Yuan Jie, et al. Research on buffering characteristics of a wedge buffering structure of aero-engine thrust reverse actuator[J]. Aeronautical Science & Technology, 2023, 34(01): 21-27. 田杨涛,王胜,袁杰,等. 航空发动机反推作动器楔形缓冲结构研究[J]. 航空科学技术, 2023, 34(01): 21-27.

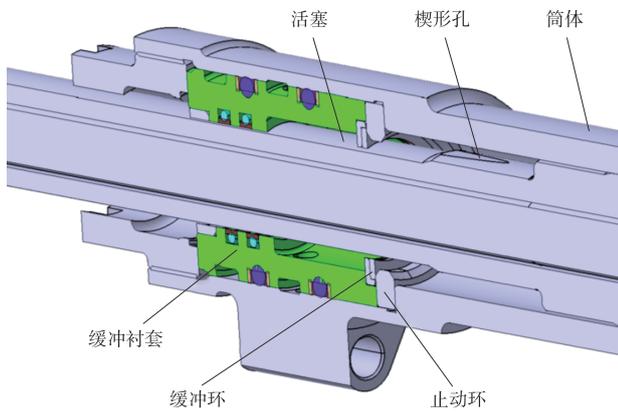


图1 作动器缓冲结构图

Fig.1 Diagram of the buffering structure of actuator

端楔形孔处时,通过流通面积变化实现作动器的液压节流,进而达到作动器的缓冲效果。

## 1.2 数学模型

对反推作动器的整个运动过程进行分析,可将其划分为三个阶段,即平稳运动阶段、节流缓冲阶段、止动运动阶段。

### (1) 平稳运动阶段

当作动器节流缓冲装置上的楔形节流孔距离止动环和缓冲环(开口式)较远时,即C点到达D点前,活塞杆在筒体内做匀速运动,活塞在无杆腔和有杆腔的油液压差、油液黏性阻力、摩擦阻力和外界负载力的平衡作用下处于平稳运动状态,故将该阶段称为平稳运动阶段,如图2所示。

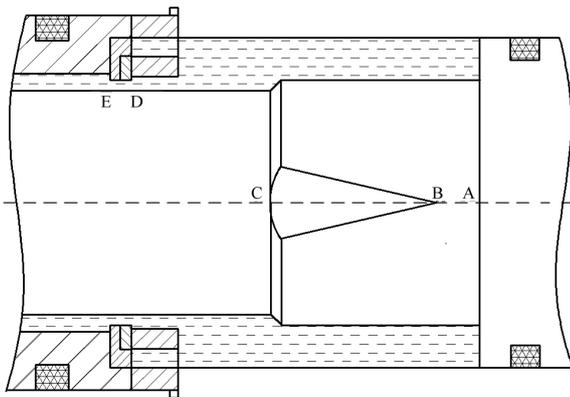


图2 平稳运动阶段

Fig.2 Diagram of smooth movement stage

### (2) 节流缓冲阶段

当楔形节流孔进入缓冲环(腔)时,缓冲环在外部油压的作用下附着于活塞杆上,所以有杆腔油液的有效流通面积减小,油液部分通过带倾斜角的楔形节流孔流入缓冲环(腔)内,部分由缓冲环上开设的小孔流过,在此过程中起到了有效节

流作用,故将该过程称为节流缓冲阶段,如图3所示。

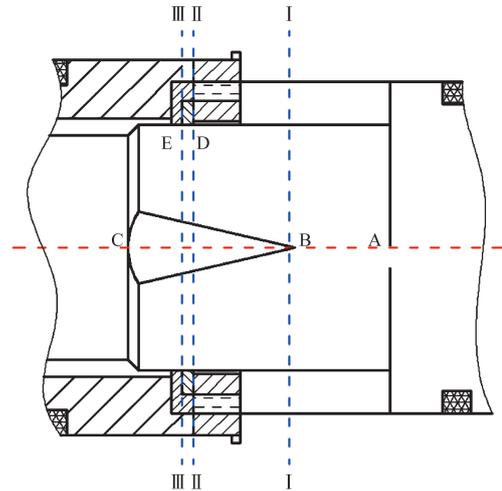


图3 节流缓冲阶段

Fig.3 Diagram of buffering stage

作动器缓冲装置进入缓冲阶段时,为了便于描述,在缓冲阶段建立如图3所示的三个断面。由于止动环对节流缓冲影响较小,故从I-I到II-II断面存在局部压力损失,假设I-I和II-II断面的油液压力及速度分别为 $p_1$ 、 $v_1$ 和 $p_2$ 、 $v_2$ ,对液压油液采用伯努利方程可得式(1)

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g} \quad (1)$$

由于作动器有杆腔的有效作用面积比缓冲环和活塞杆间的间隙大得多,因此 $v_1 \ll v_2$ ,式(1)可简化为

$$\frac{p_1}{\rho g} = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + \zeta \frac{v_2^2}{2g} \quad (2)$$

所以

$$v_2 = \frac{1}{\sqrt{1+\zeta^2}} \sqrt{\frac{2(p_1-p_2)}{\rho}} = C_v \sqrt{\frac{2\Delta p_{1-II}}{\rho}} \quad (3)$$

式中, $C_v$ 为当地速度系数,油液在流经缓冲孔间隙时,流通面会发生急剧收缩,此处的连续方程为

$$Q_{out} = C A_{zd} v_2 = C A_{zd} C_v \sqrt{\frac{2\Delta p_{1-II}}{\rho}} = C_k A_{zd} \sqrt{\frac{2\Delta p_{1-II}}{\rho}} \quad (4)$$

所以I-I到II-II断面的压差可表示为

$$\Delta p_{1-II} = \frac{\rho}{2} \left( \frac{Q_{out}}{C_k A_{zd}} \right)^2 \quad (5)$$

式中, $C_k$ 为流量系数,依据试验确定; $A_{zd}$ 为断面II-II的有效流通面积。

油液从II-II断面到III-III断面会产生沿程压力损失,其表达式为

$$\Delta p_{1-II} = \lambda \frac{l}{d_e} \frac{\rho v^2}{2} \quad (6)$$

式中,  $l$  为节流孔通过断面 II-II 和断面 III-III 的总长度;  $d_c$  为当量直径, 即  $d_c = 4A/\chi$ ,  $A$  为有效流通面积;  $\chi$  为油液湿润有效截面的周界长度;  $v$  为流经 II-II 到 III-III 截面的平均流速。

假设在 II-II 断面处压力分布均匀, 结合式(5)和式(6), 可以得出有杆腔和缓冲腔内的压力差为

$$\Delta p = \Delta p_{I-II} + \Delta p_{II-III} = \frac{\rho}{2} \left[ \left( \frac{Q_{out}}{C_k A_{zd}} \right)^2 + \lambda \frac{(x+b_4-L_0)(l_0+b)}{2(A_{II}+A_{III})} \left( \frac{2Q_{out}}{A_{II}+A_{III}} \right)^2 \right] \quad (7)$$

式(7)经过变换可得

$$Q_{out} = \frac{1}{\sqrt{K}} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = \frac{1}{\sqrt{K}} \sqrt{\frac{2(p_1-p_2)}{\rho}} \quad (8)$$

式中,  $\lambda$  为油液沿程阻力系数;  $p_1$  为有杆腔压力;  $p_2$  为缓冲环(腔)的压力;  $A_{II}$  和  $A_{III}$  分别为 II-II 和 III-III 断面处的有效流通面积; 断面 II-II 的面积由楔形节流孔当地位置处面积  $A_{k1}$  和缓冲环出口油口面积  $A_{k2}$  两部分组成, 断面 III-III 的面积由楔形孔当地位置处面积  $A_{k1max}$  和缓冲环出口油口面积  $A_{k2}$  组成。

楔形节流孔面积实际为双拱形的面积, 其表达式为  $A_{k1} = 2A_G$ , 根据作动器的缓冲结构, 楔形节流孔为一对称斜面, 其孔型面积计算具体如下。

假设楔形节流孔斜面倾斜角度为  $\beta$ , 节流孔轴向长度为  $L$ , 节流孔最大间隙高度为  $a$ , 如图 4 所示。经过计算可得节流孔最大间隙高度

$$a = L \tan\left(\frac{2\pi\beta}{360}\right) \quad (9)$$

当地节流间隙高度

$$dr = a \left(1 - \frac{(x-L_0)}{L}\right) \quad (10)$$

节流孔斜面夹角

$$\theta = \arccos\left(\frac{R^2 - 4Rdr + 2dr^2}{R^2}\right) \quad (11)$$

节流孔有效截面积

$$A_G = \theta R^2 - (R-dr) \sqrt{R^2 - (R-dr)^2} \quad (12)$$

此外, 当作动器筒体间隙之间充满流体时, 油液在压差作用下会产生流动, 由于油液具有黏性, 液体也会被携带着

移动, 这部分流动是由剪切作用引起的, 故该流量被称为剪切流量, 其具体计算公式为

$$q = \frac{\pi}{2} D_2 h u_v \quad (13)$$

式中,  $h$  为间隙高度;  $u_v$  为剪切运动速度;  $D_2$  为作动器活塞杆楔形孔处直径。

综合式(8)和式(13)可得节流缓冲装置在缓冲(考虑剪切流量)时的总流量方程为

$$Q_{out} = \frac{1}{\sqrt{K}} \sqrt{\frac{2(p_1-p_2)}{\rho}} + \frac{\pi}{2} D_2 h u_v \quad (14)$$

(3) 止动运动阶段

当作动器楔形节流孔完全通过缓冲环后, 即 B 点通过 E 点后, 活塞杆将以很小的速度做匀速运动, 最终与止动环发生轻微机械碰撞使其停止运动, 故将该过程称为止动运动阶段, 如图 3 所示。由于该阶段主要通过缓冲环上的小孔产生节流作用, 最终活塞以接近匀速的方式与止动环发生轻微碰撞, 迫使其停止下来。

基于上述分析结果, 建立反推作动器活塞运动过程的动力学方程

$$m\ddot{x} = p_0 A_0 - p_1 A_1 - p_2 A_2 - \beta_c \dot{x} - F - R_f \quad (15)$$

式中,  $m$  为活塞杆质量;  $p_0$  为无杆腔油液压力;  $\beta_c$  为等效黏性阻尼系数;  $F$  为活塞所受外力;  $R_f$  为与运动速度无关的摩擦力总和;  $A_0, A_1, A_2$  分别为作动器无杆腔、有杆腔、粗细直径过渡的有效面积。

从液压泵进入作动器无杆腔的流量由泵的容量和流量阀来确定。当活塞杆速度最大时, 无杆腔的流量最大, 依据流量连续性可得连续方程为

$$A_0 \dot{x} = C_1 A_{in} \sqrt{\frac{2(p_s - p_0)}{\rho}} \quad (16)$$

式中,  $A_{in}$  为进油孔有效面积;  $p_s$  为油源压力;  $C_1$  为进油口流量系数。

从缓冲环(腔)排出的油液总量等于出油口流出流量之和, 其流量连续性方程可表示为

$$Q_{out} = C_{dp} A_{out} \sqrt{\frac{2(p_2 - p_k)}{\rho}} \quad (17)$$

式中,  $A_{out}$  为出油口有效面积;  $p_k$  为排油口油液压力;  $C_{dp}$  为排油口流量系数。

从作动器有杆腔流入缓冲腔(孔)的油液的总量等于有杆腔内油液的减少量, 其流量连续性方程可以表示为

$$Q_{out} = A_1 \dot{x} \quad (18)$$

### 1.3 计算流程

作动器节流缓冲过程中, 在经过不同阶段时, 缓冲节流

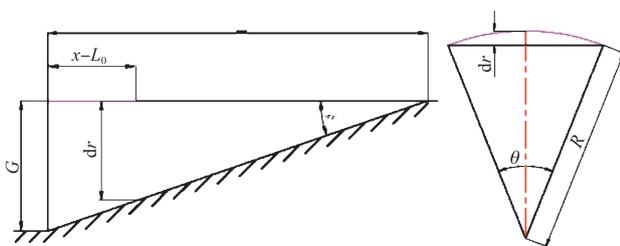


图 4 楔形孔截面图

Fig.4 Cross sectional view of buffering hole

的流量方程不同,所以,根据节流阶段选择计算方程,其计算过程如图5所示。

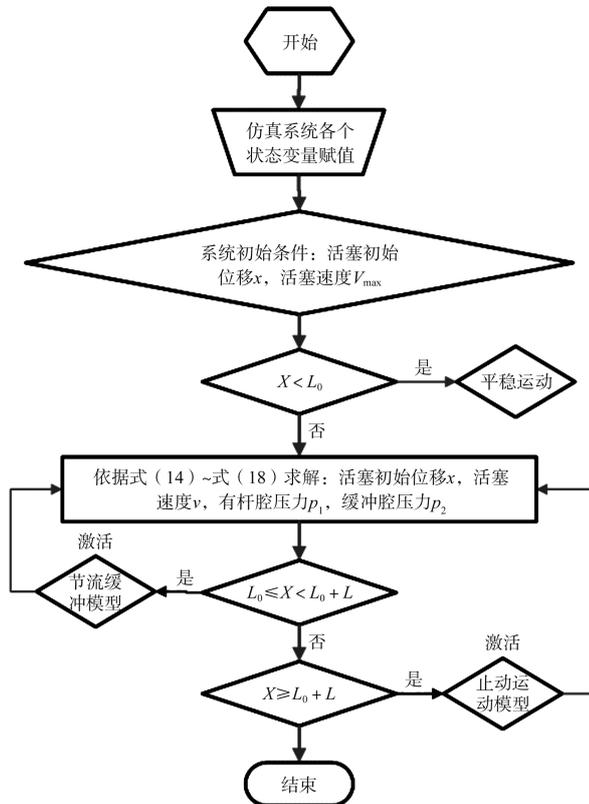


图5 计算流程

Fig.5 Calculating process

## 2 仿真模拟

### 2.1 仿真模型

根据反推作动器节流缓冲过程的数学模型,创建数值仿真模型。本文基于 Simulink 平台将缓冲数学模型嵌入仿真模型中,建立的模型。

### 2.2 参数设置

根据反推作动器缓冲过程分析结果,数值仿真参数见表1。

表1 参数设置

Table 1 Parameter setting

负载折算到活塞上的总质量 $m/\text{kg}$	600
油源压力 $p_s/\text{MPa}$	21
排油口出口压力 $p_k/\text{MPa}$	21
筒体内径 $D_0/\text{mm}$	28.3
活塞杆粗直径 $D_2/\text{mm}$	20.3
缓冲初始位移 $L_0/\text{mm}$	18.92
楔形节流孔轴向长度 $L/\text{mm}$	22.6
油液密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	850
油液阻尼系数 $\beta_c/(\text{N}\cdot\text{s}/\text{m})$	12520

## 3 仿真结果与分析

### 3.1 速度—位移特性

图6给出的是反推作动器活塞初始速度为290.7mm/s和通油压力为21MPa时作动器的缓冲速度—位移特性曲线,由图6可知速度—位移特性曲线完全处于速度包线内,可以证明该仿真模型正确可靠。

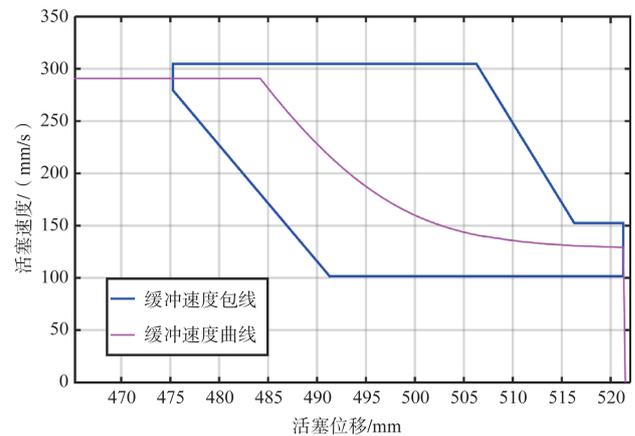


图6 作动器节流缓冲的速度—位移特性曲线

Fig.6 The characteristic curve of velocity vs displacement

根据特性曲线可以看出,当活塞由平稳运动阶段转入节流缓冲阶段(楔形节流孔节流阶段)时,因为此时作动器活塞所承受的缓冲力较大,活塞速度下降很快,如图7所示。当活塞运动至接近510mm位置时,缓冲力曲线斜率发生变化,为曲线斜率转折点,表示作动器缓冲过程开始进入止动运动阶段,活塞缓冲力和加速度变化率明显减小,该位置处楔形节流孔已完全通过缓冲环,随着活塞及活塞杆继续运动,有杆腔油液通过缓冲环上的开口流出,此时通流面积不再发生变化,所以缓冲效果不明显。根据图7的缓冲力—位移曲线分析,缓冲力与位移坐标轴包含的面积正好代表作动器活塞与液压油进行的能量交换大小,由此可以看出,作动器节流缓冲效果最好的阶段处于缓冲阶段的前期和中期,这个阶段发生能量的交换量最大,效果最为明显。

### 3.2 缓冲时间特性

图8和图9给出的是反推作动器活塞初始速度为290.7mm/s和通油压力为21MPa时的缓冲时间特性曲线。可以看出,在节流缓冲开始后,活塞杆速度迅速减小,大约在节流缓冲0.12s后,速度减小趋势变缓,这是因为此时楔形节流孔运动至节流缓冲阶段末端,由图7可知活塞加速度变化率此时较小,对活塞及其相关组件的阻尼特性变差。当活塞进入止动运动阶段,作动器的缓冲力和加速度基本不再变化,此时活塞的速度与时间近似呈线性关系,如图9所示。

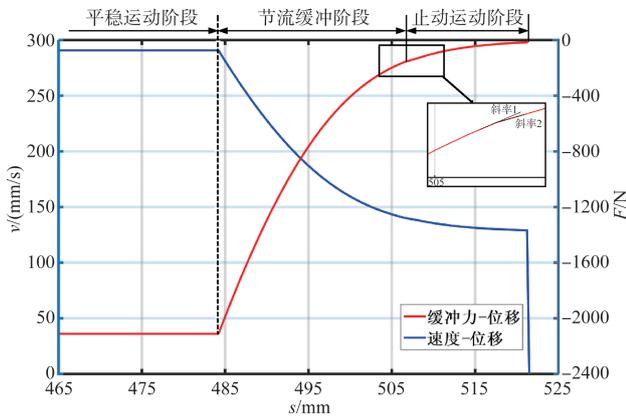


图7 作动器节流缓冲过程的缓冲力—位移特性曲线

Fig.7 The characteristic curve of buffering force vs displacement

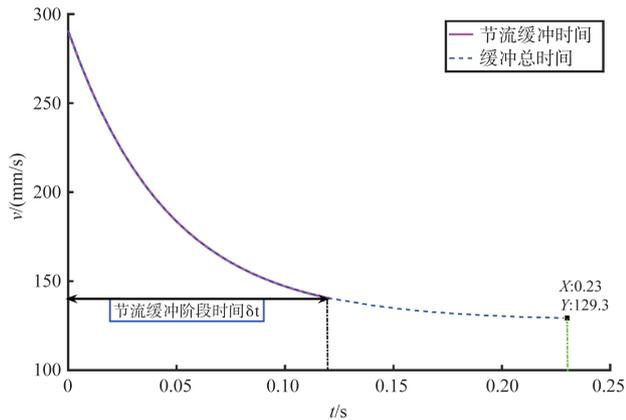


图8 作动器节流缓冲的时间特性曲线

Fig.8 The characteristic curve of time

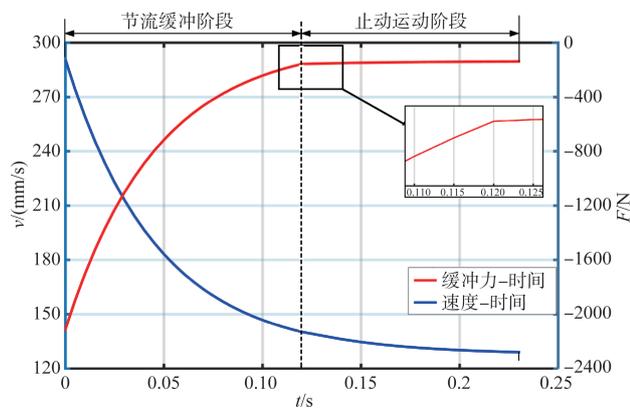


图9 作动器节流缓冲过程的缓冲力—时间特性曲线

Fig.9 The characteristic curve of buffering force vs buffering time

### 3.3 速度和压力对缓冲特性的影响

图10和图11给出的是不同活塞初始速度、不同通油压力下作动器的缓冲特性曲线图。从仿真计算结果可以得出,作

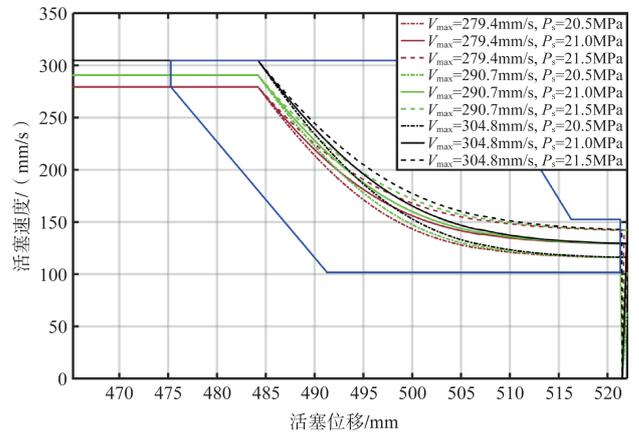


图10 作动器缓冲速度特性比较

Fig.10 Comparison between buffer velocity characteristics of the actuator

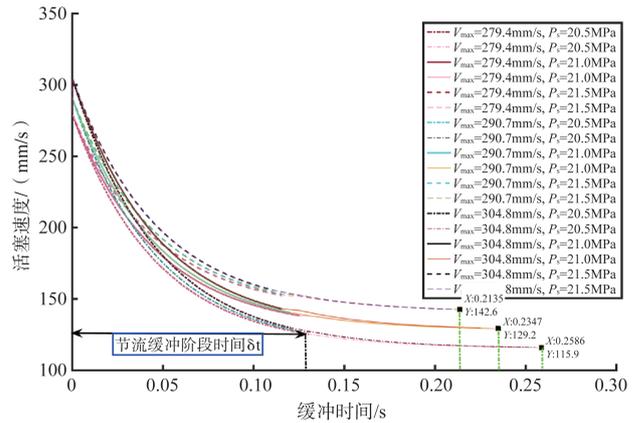


图11 作动器缓冲时间特性比较

Fig.12 Comparison between the actuator buffer time characteristics

动器在正常速度、正常压力和极限速度、极限压力下,缓冲特性曲线均位于速度包线范围内,满足作动器的性能要求。

由图10可知,当系统通油压力不变、改变活塞初始速度时,缓冲过程的差异性主要表现在阻尼缓冲时间上,平稳运动时速度越大,缓冲时间越短,而对末端活塞机械碰撞的缓冲速度无影响,见表2,由此可见,活塞平稳运动阶段时,活塞仅影响作动器缓冲过程的时间长短,对缓冲效果的影

表2 作动器缓冲速度特性

Table 2 Buffering velocity characteristics of the actuator

压力 $p_s$ /MPa	速度 $V_{max}$ / (mm/s)	末端缓冲速度/(mm/s)	缓冲时间/s	
			总时间	节流缓冲阶段
21.0	279.4	128	0.235	0.124
	290.7	128	0.228	0.120
	304.8	128	0.225	0.114

响甚微。

当活塞初始速度不变,作动器通油压力由 20.5MPa 增大至 21.5MPa 时,缓冲过程差异很大,低通油压力时,活塞经过节流反推后的末端速度要更低,但是缓冲过程所用的时间增大,见表 3。由图 11 中可以看出,不同初始速度下作动器通油压力为 20.5MPa 时活塞的末端速度要小于通油压力为 21.0MPa 和 21.5MPa 的情况,这样可使活塞发生碰撞时对反推装置的损害更低。

表 3 作动器缓冲压力特性

Table 3 Buffering pressure characteristics of the actuator

速度 $V_{\max}$ / (mm/s)	压力 $p_s$ /MPa	末端缓冲 速度/(mm/s)	缓冲时间/s	
			总时间	节流缓冲阶段
290.7	20.5	115	0.253	0.125
	21.0	128	0.228	0.120
	21.5	142	0.214	0.114

## 4 结论

本文将液压缸的楔形缓冲结构应用于航空发动机反推作动器,旨在实现作动器的展开过程末端节流缓冲。首先对作动器的缓冲过程进行了理论分析,建立了数学模型;然后基于数学模型采用 Simulink 进行了建模仿真研究;最后分析了作动器缓冲特性,研究了速度及压力对作动器缓冲特性的影响。

研究发现,作动器的速度曲线位于速度包线内,并且楔形缓冲孔起到了很好的节流减速作用;当通油压力不变,增大活塞初始缓冲速度时,最终的缓冲时间略微减短,但缓冲效果相同;当活塞初始缓冲速度不变,作动器的通油压力降低时,活塞末端机械碰撞速度减小,但是缓冲时间变长。由此可知,设计作动器缓冲结构时,在保证缓冲速度前提下,可以适当降低作动器系统的设计通油压力来提高缓冲结构的缓冲效果。

AST

## 参考文献

- [1] 温亚. 楔形缓冲液压缸缓冲机理与实验研究[D]. 重庆:重庆大学,2016.  
Wen Ya. Cushioning mechanism and experimental research of wedge-shaped cushioning hydraulic cylinder [D]. Chongqing: Chongqing University, 2016. (in Chinese)
- [2] 刘国臣. 新型双作用缓冲平衡阀[J]. 液压与气动,2000(3):45.  
Liu Guochen. A new type of double-acting buffer balance valve [J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2000(3): 45. (in Chinese)
- [3] 郑金生,罗飞霆. 浅析液压缸内置式缓冲装置[J]. 工程机械,2002,33(9):37-38.  
Zheng Jinsheng, Luo Feiting. Analysis of the hydraulic cylinder built-in buffer device [J]. Construction Machinery, 2002, 33(9):37-38. (in Chinese)
- [4] 杜金柱,卢学峰,陈熠. 起落架突伸缓冲器的设计与验证[J]. 航空科学技术,2022,33(1): 76-82.  
Du Jinzhu, Lu Xuefeng, Chen Yi. Design and test of landing gear's sudden-extension absorber[J]. Aeronautical Science & Technology, 2022, 33(1):76-82. (in Chinese)
- [5] 薛小伟. 高速液压缸缓冲装置设计与分析[J]. 液压与气动,2010(11):69-71.  
Xue Xiaowei. Design and analysis of high-speed hydraulic cylinder buffer device[J]. Chinese Hydraulics & Pneumatics, 2010(11):69-71. (in Chinese)
- [6] 杨向群,田杨涛,王胜,等. 航空发动机反推作动器卡滞故障分析[J]. 航空科学技术,2021, 32(8): 43-48.  
Yang Xiangqun, Tian Yangtao, Wang Sheng, et al. Failure analysis of aero-engine thrust reverser actuator stuck [J]. Aeronautical Science & Technology, 2021, 32(8): 43-48. (in Chinese)
- [7] 高顺凯. 液压高速冲击模拟系统[J]. 液压与气动,2019(9): 115-122.  
Gao Shunkai. Hydraulic high-speed impact simulation system [J]. Chinese Hydraulic & Pneumatic, 2019(9): 115-122. (in Chinese)
- [8] 张赛,张德生,李明忠. 液压支架抗冲击立柱系统特性仿真分析[J]. 液压与气动,2022,46(2):101-107.  
Zhang Sai, Zhang Desheng, Li Mingzhong. Characteristics and simulation analysis of anti-impact column system in hydraulic support[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatic, 2022, 46(2): 101-107. (in Chinese)
- [9] 王成龙,王雪亭,魏学谦,等. 基于不同算法的多孔式液压缓冲器设计优化与比较[J]. 液压与气动,2021(2): 71-76.  
Wang Chenglong, Wang Xueting, Wei Xueqian, et al. Comparative study on design optimization algorithm of porous hydraulic buffer[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatic, 2021(2): 71-76. (in Chinese)
- [10] 孟祥,李志刚,周成. 液压缓冲器节流杆优化设计[J]. 机床与

- 液压, 2018, 46 (10):60-62.
- Meng Xiang, Li Zhigang, Zhou Cheng. Optimization design of throttle rod of hydraulic buffer [J]. Machine Tool & Hydraulics, 2018, 46 (10):60-62. (in Chinese)
- [11] 尤小梅, 陈庆尧, 孟磊. 渐变节流式液压缓冲器特性分析及优化[J]. 液压与气动, 2022(1): 92-100.
- You Xiaomei, Chen Qingyao, Meng Lei. Characteristic analysis and optimization of gradually throttled hydraulic buffer[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatic, 2022(1): 92-100. (in Chinese)
- [12] 王琳, 周盼, 夏孟龙. 基于 AMESim 的船用液压阻尼器结构优化与仿真[J]. 液压与气动, 2018 (6): 94-98.
- Wang Lin, Zhou Pan, Xia Menglong. Structure optimization and simulation based on AMESim for hydraulic damper[J]. Chinese Hydraulic & Pneumatic, 2018(6): 94-98. (in Chinese)
- [13] Kim D S, Lee S C. The analysis and optimum design of cushioning pneumatic cylinder [C]. Proceedings of the 3th International Symposium on Fluid Power Transmission and Control, 1999:421-425.
- [14] Jambhrunkar G D, Gulhane N P, Biradar M G. CFD analysis of hydraulic cylinder to evaluate performance of cushioning in cylinder [J]. International Journal of Mechanical and Production Engineering, 2012:94-98.
- [15] 丁凡. 高速液压缸缓冲过程的研究[J]. 钢铁, 1998, 33(8): 54-57.
- Ding Fan. Study on cushion process of high-speed hydraulic cylinder [J]. Iron and Steel, 1998, 33(8):54-57. (in Chinese)
- [16] 吴仁智, 徐君, 张洪伟. 圆柱形变节流面积缓冲结构的缓冲性能分析[J]. 中国工程机械学报, 2013, 11(3):211-215.
- Wu Renzhi, Xu Jun, Zhang Hongwei. Buffer performance analysis of cylindrical variable throttle area buffer structure [J]. Journal of Chinese Construction Machinery, 2013, 11(3):211-215. (in Chinese)

## Research on Buffering Characteristics of a Wedge Buffering Structure of Aero-engine Thrust Reverse Actuator

Tian Yangtao, Wang Sheng, Yuan Jie, Wang Wenshan

AVIC Qing'an Group Co., Ltd., Xi'an 710077, China

**Abstract:** In order to weaken the violent collision of deploying process of aero-engine reverse actuator, a wedge-shaped hydraulic cylinder buffering structure is applied to the thrust reverser. The mathematical model and numerical model of the throttle buffer of the thrust reverser is established. The Simulink is used to study the velocity characteristic and time characteristic of thrust reverser actuator. The influence of velocity and pressure on the buffering characteristic is also analyzed. The results show that the proposed wedge-shaped buffering structure can help to reduce the collision velocity between the piston and the cylinder. It can effectively weaken the impact of actuator working end. On the premise of ensuring the buffering velocity, appropriately reducing the oil pressure contributes to improving the throttling and buffering effect of the thrust reverser actuator.

**Key Words:** aero-engine; buffering effect; simulated analysis; actuator; Simulink