



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 106339604 B

(45)授权公告日 2019.03.22

(21)申请号 201610830013.0

审查员 黎宾彬

(22)申请日 2016.09.19

(65)同一申请的已公布的文献号

申请公布号 CN 106339604 A

(43)申请公布日 2017.01.18

(73)专利权人 中国航空工业集团公司沈阳飞机
设计研究所

地址 110035 辽宁省沈阳市皇姑区塔湾街
40号

(72)发明人 姚念奎 王佳莹 卢学峰 周栋

(74)专利代理机构 北京航信高科知识产权代理
事务所(普通合伙) 11526

代理人 周良玉

(51)Int.Cl.

G06F 17/50(2006.01)

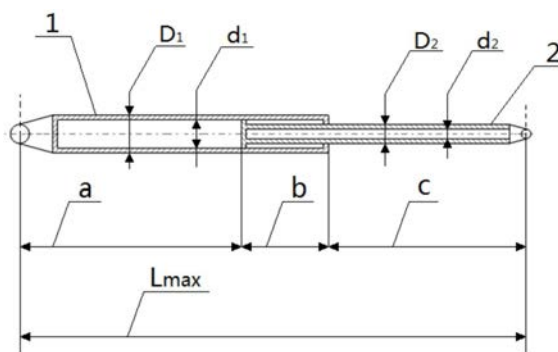
权利要求书2页 说明书5页 附图1页

(54)发明名称

一种作动筒活塞杆稳定性计算方法

(57)摘要

本发明提供了一种作动筒活塞杆稳定性计算方法,在合适的作动筒刚度比范围内,利用二元阶梯杆模型假设,即作动筒外筒、活塞杆这两个单元,依据强度设计原则与材料属性,通过计算作动筒的临界失稳载荷,并使其与所受压缩载荷相比较,更为简便地计算出较为精确的作动筒活塞杆稳定性裕度,不用查阅机械设计手册图表,减少人为因素造成的误差。



1. 一种作动筒活塞杆稳定性计算方法,所述作动筒包括筒体(1)和活塞杆(2),其特征在于,包括以下步骤:

步骤一,计算所述活塞杆(2)的截面惯量,

$$J_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{64} \quad (1);$$

公式(1)中 J_2 为活塞杆(2)的截面惯量, D_2 为活塞杆(2)的外径, d_2 为活塞杆(2)的内径;

步骤二,计算所述作动筒的失稳最大计算长度与搭接比因子,

$$L_{\max} = a + b + c \quad (2);$$

$$k = \frac{\sqrt{\xi \cdot \zeta}}{2} = \frac{\sqrt{\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{b}}}{2} = \frac{\sqrt{a \cdot c}}{2b} \quad (3);$$

公式(2)中 a 为筒体(1)的长度, c 为活塞杆(2)的长度, b 为筒体(1)与活塞杆(2)的重叠长度, L_{\max} 为作动筒的失稳最大计算长度;公式(3)中 k 为搭接比因子, ξ 为筒体(1)的搭接比, ζ 为活塞杆(2)的搭接比;

步骤三,将上述步骤一和步骤二中的公式带入下面公式(4)中计算所述作动筒的临界失稳载荷,

$$F_{\text{cr}} = \frac{k \cdot \pi^2 \cdot E_2 \cdot J_2}{(\mu \cdot L_{\max})^2} = \frac{\sqrt{a \cdot c} \cdot \pi^2 \cdot E_2 \cdot J_2}{2 \cdot b \cdot \mu^2 \cdot (a + b + c)^2} \quad (4);$$

公式(4)中 F_{cr} 为作动筒的临界失稳载荷, E_2 为活塞杆(2)的材料弹性模量, π 为圆周率, μ 为作动筒的有效端部支持系数;

步骤四,将上述步骤三的计算结果带入下面公式(5)中,计算所述作动筒的稳定性裕度,

$$\eta = \frac{F_{\text{cr}}}{F_{\text{com}}} - \mu \quad (5);$$

公式(5)中 η 为作动筒的稳定性裕度, F_{com} 为作动筒承受的外部轴向压缩载荷;

所述作动筒的刚度比 Ψ 的取值范围为 $3 \leq \Psi \leq 24$,刚度比 Ψ 的计算方法如下:

$$J_1 = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} \quad (6);$$

$$\Psi = \frac{E_1 \cdot J_1}{E_2 \cdot J_2} = \frac{E_1 \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{E_2 \cdot (D_2^4 - d_2^4)} \quad (7);$$

公式(6)中 J_1 为筒体(1)的截面惯量, D_1 为筒体(1)的外径, d_1 为筒体(1)的内径;公式(7)中 E_1 为筒体材料弹性模量, E_2 为活塞杆材料弹性模量。

2. 根据权利要求1所述的作动筒活塞杆稳定性计算方法,其特征在于,作动筒有效端部

支持系数 μ 的值为1。

一种作动筒活塞杆稳定性计算方法

技术领域

[0001] 本发明涉及一种作动筒活塞杆稳定性计算方法。

背景技术

[0002] 作动筒是航空、航天、船舶、兵器行业及民用工程车辆中常见的执行驱动功能的液压构件，例如，挖掘机的抓钩机械运动驱动单元，即是由作动筒来充当的。作为承受压载荷的杆件，作动筒丧失承载能力的形式，在工程实际中更多的表现为失稳。准确确定作动筒活塞杆稳定性，是此类构件的设计难点，需要细致地研究构件的材料性能、截面的几何特性和端部条件，建立符合结构真实受力情况的计算方法。

[0003] 在工程力学或材料力学中，对压杆稳定临界载荷推导方法很多，如静力法、能量法等。分几种不同的约束条件，列出近似的、繁琐的微分方程来求解，同时，需要查阅机械设计手册图表，人为因素误差很大，不同设计员参考应用时，通常会得出不同的读数结果。

发明内容

[0004] 为克服上述现有技术存在的缺陷，本发明提供了一种作动筒活塞杆稳定性计算方法，所述作动筒包括筒体和活塞杆，所述计算方法包括以下步骤：

[0005] 步骤一，计算所述活塞杆的截面惯量，

$$[0006] \quad J_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{64} \quad (1);$$

[0007] 公式(1)中 J_2 为活塞杆的截面惯量， D_2 为活塞杆的外径， d_2 为活塞杆的内径；

[0008] 步骤二，计算所述作动筒的失稳最大计算长度与搭接比因子，

$$[0009] \quad L_{\max} = a + b + c \quad (2);$$

$$[0010] \quad k = \frac{\sqrt{\xi \cdot \zeta}}{2} = \frac{\sqrt{\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{b}}}{2} = \frac{\sqrt{a \cdot c}}{2b} \quad (3);$$

[0011] 公式(2)中 a 为筒体的长度， c 为活塞杆的长度， b 为筒体与活塞杆的重叠长度， L_{\max} 为作动筒的失稳最大计算长度；公式(3)中 k 为搭接比因子， ξ 为筒体的搭接比， ζ 为活塞杆的搭接比；

[0012] 步骤三，将上述步骤一和步骤二中的公式带入下面公式(4)中计算所述作动筒的临界失稳载荷，

$$[0013] \quad F_{cr} = \frac{k \cdot \pi^2 \cdot E_2 \cdot J_2}{(\mu \cdot L_{\max})^2} = \frac{\sqrt{a \cdot c} \cdot \pi^2 \cdot E_2 \cdot J_2}{2 \cdot b \cdot \mu^2 \cdot (a + b + c)^2} \quad (4);$$

[0014] 公式(4)中 F_{cr} 为作动筒的临界失稳载荷， E_2 为活塞杆的材料弹性模量， π 为圆周率，

μ 为作动筒的有效端部支持系数；

[0015] 步骤四,将上述步骤三的计算结果带入下面公式(5)中,计算所述作动筒的稳定性裕度,

$$[0016] \quad \eta = \frac{F_{cr}}{F_{com}} - \mu \quad (5);$$

[0017] 公式(5)中 η 为作动筒的稳定性裕度, F_{com} 为作动筒承受的外部轴向压缩载荷。

[0018] 优选的,所述作动筒的刚度比 Ψ 的取值范围为 $3 \leq \Psi \leq 24$,刚度比 Ψ 的计算方法如下面公式(6)及公式(7)所示:

$$[0019] \quad J_1 = \frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64} \quad (6);$$

$$[0020] \quad \Psi = \frac{E_1 \cdot J_1}{E_2 \cdot J_2} = \frac{E_1 \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{E_2 \cdot (D_2^4 - d_2^4)} \quad (7);$$

[0021] 公式(6)中 J_1 为筒体(1)的截面惯量, D_1 为筒体(1)的外径, d_1 为筒体(1)的内径;公式(7)中 Ψ 为作动筒的刚度比, E_1 为筒体材料弹性模量, E_2 为活塞杆材料弹性模量。当刚度比 Ψ 的计算结果在 $3 \leq \Psi \leq 24$ 之间时,稳定性计算结果与实验结果的吻合度最高,因此刚度比 Ψ 在上述区间范围内时,稳定性计算结果的准确度最高。

[0022] 优选的,作动筒有效端部支持系数 μ 的值为1,此时作动筒的一端为固定铰支座,另一端为滑动铰支座,也就是采用两端铰接支持。

[0023] 本发明提供一种作动筒活塞杆稳定性计算方法,利用二元阶梯杆模型假设,即作动筒外筒、活塞杆这两个单元,依据强度设计原则与材料属性,更为简便地计算出较为精确的作动筒活塞杆稳定性裕度,不用查阅机械设计手册图表,减少人为因素造成的误差。

附图说明

[0024] 图1是所述作动筒的结构示意图;

[0025] 图2是所述作动筒的端部边界约束条件示意图。

[0026] 附图标记:筒体1,活塞杆2,筒体外径 D_1 ,筒体内径 d_1 ,活塞杆外径 D_2 ,活塞杆内径 d_2 ,筒体长度 a ,活塞杆长度 C ,重叠长度 b ,作动筒长度 L_{max} 。

具体实施方式

[0027] 为使本发明实施的目的、技术方案和优点更加清楚,下面将结合本发明实施例中的附图,对本发明实施例中的技术方案进行更加详细的描述。在附图中,自始至终相同或类似的标号表示相同或类似的元件或具有相同或类似功能的元件。所描述的实施例是本发明一部分实施例,而不是全部的实施例。下面通过参考附图描述的实施例是示例性的,旨在用于解释本发明,而不能理解为对本发明的限制。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有作出创造性劳动前提下所获得的所有其他实施例,都属于本发明保护的范围。下面结合附图对本发明的实施例进行详细说明。

[0028] 在本发明的描述中,需要理解的是,术语“中心”、“纵向”、“横向”、“前”、“后”、“左”、“右”、“竖直”、“水平”、“顶”、“底”、“内”、“外”等指示的方位或位置关系为基于附图所示的方位或位置关系,仅是为了便于描述本发明和简化描述,而不是指示或暗示所指的装置或元件必须具有特定的方位、以特定的方位构造和操作,因此不能理解为对本发明保护范围的限制。

[0029] 下面通过具体的实施例对本发明提供的一种作动筒活塞杆稳定性计算方法作进一步说明。

[0030] 具体实施例:

[0031] 以某机械车辆的液压作动筒为例计算该作动筒活塞杆的稳定性,其中活塞杆2在伸长状态所承受的最大压缩载荷为375kN,所述作动筒结构示意图如图1所示,作动筒包括筒体1和活塞杆2,其中 D_1 为筒体1的外径, d_1 为筒体1的内径, D_2 为活塞杆2的外径, d_2 为活塞杆2的内径, a 为筒体1的长度, C 为活塞杆2的长度, b 为筒体1与活塞杆2的重叠长度, L_{max} 为作动筒的长度,并且该作动筒的端部边界约束条件示意图如图2所示,图中所述作动筒采用两端铰接支持,并且由于承受外部轴向压缩载荷 F_{com} 而处于失稳模式。

[0032] 计算作动筒活塞杆稳定性所需基本参数的设定数值如下表1所示,

[0033] 表1作动筒基本参数的设定数值表

[0034]

参数符号	设定数值	量纲
a	620	mm
b	185	mm
C	565	mm
D_1	85	mm
d_1	75	mm
D_2	55	mm
d_2	45	mm
E_1	195000	MPa
E_2	200000	MPa
π	3.1416	
μ	1.000	
F_{com}	375000	N

[0035] 表1中, E_1 为筒体1的材料弹性模量, E_2 为活塞杆2的材料弹性模量, π 为圆周率, μ 为作动筒的有效端部支持系数, F_{com} 为作动筒承受的外部轴向压缩载荷。

[0036] 根据表1中所给出作动筒基本参数的设定数值,计算该作动筒活塞杆的稳定性,作动筒活塞杆的稳定性计算方法包括如下步骤:

[0037] 步骤一,计算活塞杆2的截面惯量 J_2 ,

$$[0038] \quad J_2 = \frac{\pi \cdot (D_2^4 - d_2^4)}{64} = 247891 \text{ mm}^4 \quad (1);$$

[0039] 步骤二,计算所述作动筒的失稳最大计算长度 L_{max} 与搭接比因子 k ,

[0040] $L_{\max}=a+b+c=1370\text{mm}$ (2);

[0041]
$$k=\frac{\sqrt{\xi \cdot \zeta}}{2}=\frac{\sqrt{\frac{a}{b} \cdot \frac{c}{b}}}{2}=\frac{\sqrt{a \cdot c}}{2b} \approx 1.599$$
 (3);

[0042] 公式(3)中 ξ 为筒体1的搭接比,其计算公式为 $\xi=a/b \approx 3.351$, ζ 为活塞杆2的搭接比,其计算公式为 $\zeta=c/b \approx 3.054$;

[0043] 步骤三,将上述步骤一和步骤二中式公式的计算结果带入下面公式(4)中计算所述作动筒的临界失稳载荷 F_{cr} ,并且在本实施例中,作动筒采用两端铰接支持,且承受轴向压缩载荷,因此作动筒的有效端部支持系数 $\mu=1$,

[0044]
$$F_{cr}=\frac{k \cdot \pi^2 \cdot E_2 \cdot J_2}{(\mu \cdot L_{\max})^2}=\frac{\sqrt{a \cdot c} \cdot \pi^2 \cdot E_2 \cdot J_2}{2 \cdot b \cdot \mu^2 \cdot (a+b+c)^2}=416869 \text{ N}$$
 (4);

[0045] 公式(4)中 E_2 为活塞杆2的材料弹性模量,圆周率 π 的取值为 $\pi=3.1416$;

[0046] 步骤四,将上述步骤三中临界失稳载荷 F_{cr} 的计算结果带入下面公式(5)中,计算所述作动筒的稳定性裕度 η ,

[0047]
$$\eta=\frac{F_{cr}}{F_{com}}-\mu=\frac{416869}{375000}-1 \approx 0.11$$
 (5);

[0048] 公式(5)中 F_{com} 为作动筒承受的外部轴向压缩载荷,此时计算出的稳定性裕度 η 大于0,说明该液压作动筒满足稳定性要求。

[0049] F_{cr} 作为作动筒的临界失稳载荷,是根据具体的该作动筒的固定参数计算出来的固定值,作为作动筒失稳载荷的临界值, F_{com} 是外界给作动筒的压缩载荷,因此在有效端部支持系数 $\mu=1$ 时, F_{cr} 不应小于 F_{com} ,否则作动筒受到的外部轴向压缩载荷大于失稳载荷临界值,说明作动筒会失稳,因此以 η 大于0作为作动筒满足稳定性的依据,并且无论有效端部支持系数 μ 取何值,判断作动筒是否满足稳定性的依据都是稳定性裕度 η 大于0。

[0050] 稳定性裕度 η 已计算出,该作动筒被证明满足稳定性要求,此时可通过计算筒体1与活塞杆2的刚度比 Ψ 来验证该稳定性计算结果是否准确:

[0051] 通过公式(6)计算筒体1的截面惯量 J_1 ,

[0052]
$$J_1=\frac{\pi \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{64}=1009237 \text{ mm}^4$$
 (6);

[0053] 将上述公式(6)中算出的截面惯量 J_1 与上述步骤一中计算出的截面惯量 J_2 带入下面公式(7)中计算筒体1与活塞杆2的刚度比 Ψ ,

[0054]
$$\Psi=\frac{E_1 \cdot J_1}{E_2 \cdot J_2}=\frac{E_1 \cdot (D_1^4 - d_1^4)}{E_2 \cdot (D_2^4 - d_2^4)} \approx 3.970$$
 (7);

[0055] 公式(7)中 E_1 为筒体材料弹性模量, E_2 为活塞杆材料弹性模量;刚度比 Ψ 值的计算结果在 $3 \leq \Psi \leq 24$ 的范围内,因此稳定性计算结果是准确的。

[0056] 在作动筒活塞杆稳定性计算的过程以及刚度比计算过程中,通过基本参数算出的计算结果如下表2中所示:

[0057] 表2作动筒基本参数计算结果表

[0058]

参数符号	计算结果	量纲
L_{\max}	1370	mm
J_1	1009237	mm^4
J_2	247891	mm^4
ξ	3.351	
ζ	3.054	
k	1.599	
F_{cr}	416869	N
η	0.11	
Ψ	3.970	

[0059] 以上所述,仅为本发明的具体实施方式,但本发明的保护范围并不局限于此,任何熟悉本技术领域的技术人员在本发明揭露的技术范围内,可轻易想到的变化或替换,都应涵盖在本发明的保护范围之内。因此,本发明的保护范围应以所述权利要求的保护范围为准。

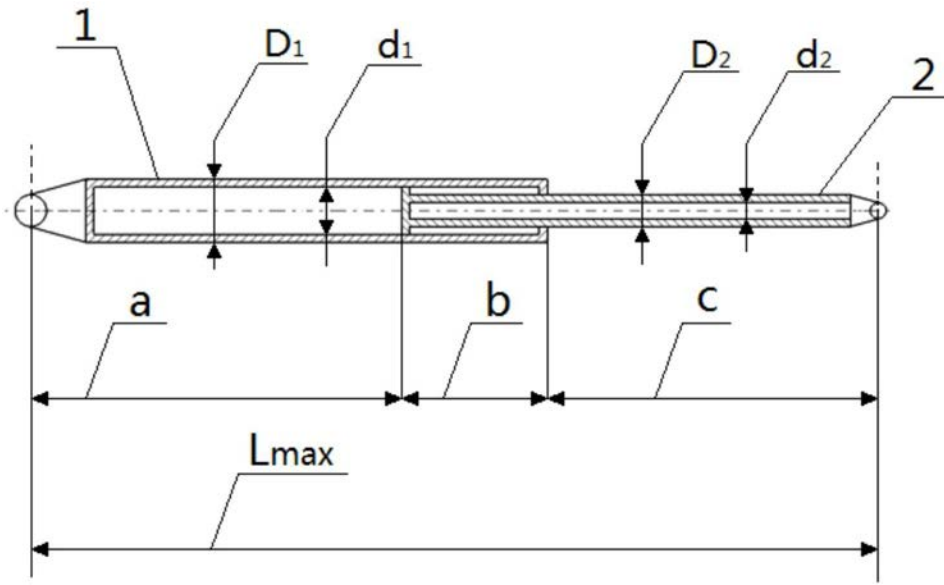


图1

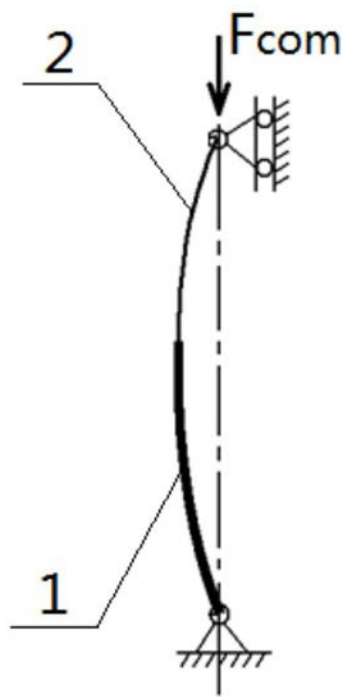


图2