



(12)发明专利

(10)授权公告号 CN 103942362 B

(45)授权公告日 2017.04.05

(21)申请号 201410105586.8

(22)申请日 2014.03.20

(65)同一申请的已公布的文献号
申请公布号 CN 103942362 A

(43)申请公布日 2014.07.23

(73)专利权人 北京理工大学
地址 100081 北京市海淀区中关村南大街5号

(72)发明人 陈慧岩 苗成生 刘海鸥 丁华荣 席军强

(74)专利代理机构 北京天达知识产权代理事务所(普通合伙) 11386

代理人 暴茜

(51)Int. Cl.

G06F 17/50(2006.01)

(56)对比文件

CN 103455692 A,2013.12.18,

CN 102024082 A,2011.04.20,

CN 101714182 A,2010.05.26,

GB 2505416 A,2014.03.05,

US 7437225 B1,2008.10.14,

全令胜.协同优化理论及其在铰接式自卸车驱动桥设计中的应用.《中国博士学位论文全文数据库 工程科技II辑》.2009,(第10期),

审查员 肖亦然

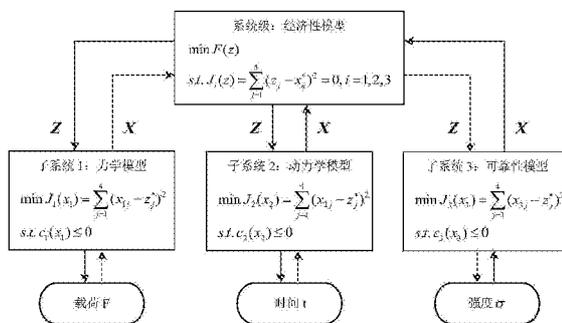
权利要求书2页 说明书11页 附图3页

(54)发明名称

AMT液压换档机构的设计方法

(57)摘要

本发明提出了一种AMT液压换档机构的设计方法。所述AMT液压换档机构包括油缸，所述方法包括：为所述AMT液压换档机构中的油缸构建CO模型，所述CO模型包括系统级目标函数和三个子系统级目标函数；通过迭代计算，确定所述CO模型的最优解，其中所述最优解为所述油缸的所需确定的尺寸参数向量；依据所述油缸的尺寸参数向量，确定AMT液压换档机构的尺寸。本发明通过建立CO模型得到最优解，进而依据最优解选择油缸尺寸参数，完成AMT液压换档机构的设计。



1. 一种机械式自动变速器AMT液压换档机构的设计方法,所述AMT液压换档机构包括油缸,其特征在于,所述方法包括:

为所述AMT液压换档机构中的油缸构建协同优化CO模型,所述CO模型包括系统级目标函数和三个子系统级目标函数;

通过迭代计算,确定所述CO模型的最优解,其中所述最优解为所述油缸的所需确定的尺寸参数向量;

依据所述油缸的尺寸参数向量,确定所述AMT液压换档机构的尺寸;

其中,所述为所述AMT液压换档机构中的油缸构建CO模型,包括:

构建所述油缸的系统目标函数 $F(z) = \pi(\frac{d_4}{2} + h)^2(l + 0.006)$;

构建所述油缸的子系统目标函数 $J_i(x_i) = \sum_j^4 (x_{ij} - z_j^*)^2, i = 1, 2, 3$;

这里, l 为所述油缸的长度, x_i 为子系统级设计变量: $x_1 = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$, $x_2 = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$, $x_3 = \{d_1, d_2, d_4, h\}$, z_j^* 为系统层的优化结果中元素, x_{ij} 为第 i 个子系统的第 j 个设计变量, d_1 为活塞杆的输出端直径、 d_2 为油缸的B腔的内径、 d_3 为活塞的内径、 d_4 为油缸的A腔的内径或活塞的外径、 h 为油缸的A腔的缸壁厚度;

其中,通过迭代计算,确定所述CO模型的最优解,包括:

系统级向三个子系统级分配设计向量期望值 Z , 所述三个子系统级中的各个子系统在满足其自身约束条件的前提下,分别求取其设计变量与系统级提供给该子系统的目标值之间的差异最小值,并将优化结果 X_i 返回给系统级,其中 $i = 1, 2, 3$;

系统级根据所述三个子系统级返回的优化结果 X_i 构造子系统间一致性约束,在其约束条件下,求取系统目标函数的最小值,并将优化结果 Z' 再次传给子系统级作为新的设计向量期望值;

经过系统级优化和子系统级优化之间的多次迭代,最终确定所述CO模型的最优解。

2. 根据权利要求1所述的方法,其特征在于,所述确定所述CO模型的最优解,包括:

依据一致性约束条件,确定所述油缸的系统目标函数的最优解;

依据载荷约束条件、时间约束条件和强度约束条件,确定所述油缸的子系统目标函数的最优解。

3. 根据权利要求2所述的方法,其特征在于,所述依据一致性约束条件,确定所述油缸的系统目标函数的最优解,包括:

$$\min F(z) = \pi(\frac{d_4}{2} + h)^2(l + 0.006)$$

$$s.t. \begin{cases} J_1 = \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{1i}^*)^2 \leq \delta \\ J_2 = \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{2i}^*)^2 \leq \delta \\ J_3 = (d_1 - d_{31}^*)^2 + (d_2 - d_{32}^*)^2 + (d_4 - d_{34}^*)^2 + (h - h_3^*)^2 \leq \delta \end{cases}$$

其中, $F(z)$ 为需要优化的系统目标函数; d_i 为系统层的设计变量: d_1 为活塞杆的输出端直径、 d_2 为油缸的B腔的内径、 d_3 为活塞的内径、 d_4 为油缸的A腔的内径或活塞的外径、 h 为油

缸的A腔的缸壁厚度, l 为所述油缸的长度, J_1 是第一子系统级的目标函数, J_2 是第二子系统级的目标函数, J_3 是第三子系统级的目标函数, d_{1i}^* 为第一子系统级的优化结果 X_1 中元素, d_{2i}^* 为第二子系统级的优化结果 X_2 中元素, d_{31}^* 、 d_{32}^* 、 d_{34}^* 、 h_3^* 为第三子系统级的优化结果 X_3 中元素, δ 是一个会随着子系统间的不一致信息不断变化的动态量。

4. 根据权利要求2所述的方法, 其特征在于, 所述依据载荷约束条件、时间约束条件和强度约束条件, 确定所述油缸的子系统目标函数的最优解, 包括:

依据载荷约束条件, 确定所述油缸的第一子系统目标函数的最优解;

依据时间约束条件, 确定所述油缸的第二子系统目标函数的最优解;

依据强度约束条件, 确定所述油缸的第三子系统目标函数的最优解。

AMT液压换档机构的设计方法

技术领域

[0001] 本发明涉及变速器领域,特别是,涉及AMT(Automated Manual Transmission,机械式自动变速器)液压换档机构的设计方法。

背景技术

[0002] AMT作为自动变速器的一种,近年来在重型车辆上得到了广泛的应用。作为实现自动换档操控的重要执行元件,AMT的换档执行机构直接操纵变速器的选位和挂档过程,影响车辆的动力性、平顺性、可靠性。

[0003] 现有的换档执行机构基本分为液压式、气动式和电动式。在重型车辆上,液压执行机构应用最为广泛。在对液压换档机构的设计中,如何确定选位油缸尺寸和换档油缸尺寸,是液压换档机构设计的核心。

[0004] 现有的液压换档机构的设计方法,可归结为根据先验知识和单一约束条件,参照机械工程手册初选尺寸参数,然后再进行其它约束条件的验证。如果不满足要求,再重新选择尺寸参数,直到找到满足所有约束条件的尺寸参数。该现有方法至少存在以下三点缺陷:(1)得到的结果只是可行解,并非最优解;(2)需要多次选择参数才能得到需要的解,计算量大,当约束条件增多时会大大加重计算负担,且具有盲目性;(3)设计和加工的产品体积大,成本高,效率低。

发明内容

[0005] 为了克服以上缺陷,本发明提出了一种AMT液压换档机构的设计方法,能够解决现有方法中所得结果为非最优解的问题。

[0006] 一方面,一种机械式自动变速器AMT液压换档机构的设计方法,所述AMT液压换档机构包括油缸,所述方法包括:为所述AMT液压换档机构中的油缸构建协同优化CO模型,所述CO模型包括系统级目标函数和至少一个子系统级目标函数;通过迭代计算,确定所述CO模型的最优解,其中所述最优解为所述油缸的所需确定的尺寸参数向量;依据所述油缸的尺寸参数向量,确定所述AMT液压换档机构的尺寸。

[0007] 进一步地,所述为所述AMT液压换档机构中的油缸构建CO模型,包括:构建所述油缸的系统目标函数;构建所述油缸的子系统目标函数,其中所述子系统目标函数为所述系统目标函数的一致性约束条件。

[0008] 进一步地,所述系统目标函数为 $F(z) = \pi(\frac{d_4}{2} + h)^2(l + 0.006)$;所述子系统目标函数

为 $J_i(x_i) = \sum_j^4 (x_{ij} - z_j^*)^2, i = 1, 2, 3$;其中, l 为所述油缸的长度, x_i 为子系统设计变量: $x_1 = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$, $x_2 = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$, $x_3 = \{d_1, d_2, d_4, h\}$, z_j^* 为系统层的优化结果 Z 中元素, x_{ij} 为第 i 个子系统的第 j 个设计变量, d_1 为活塞杆的输出端直径、 d_2 为油缸的B腔的内径、 d_3 为活塞的内径、 d_4 为油缸的A腔的内径或活塞的外径、 h 为油缸的A腔的缸壁厚度。

[0009] 进一步地,通过迭代计算,确定所述CO模型的最优解,包括:系统级向三个子系统级分配设计向量期望值Z,所述三个子系统级中的各个子系统在满足其自身约束条件的前提下,分别求取其设计变量与系统级提供给该子系统的目标值之间的差异最小值,并将优化结果 X_i ($i=1,2,3$)返回给系统级;系统级根据子系统级返回的设计向量 X_i 返构造子系统间一致性等式约束,在其约束条件下,求取系统目标函数的最小值,并将优化结果 Z' 再次传给子系统级;经过系统级优化和子系统级优化之间的多次迭代,最终确定所述CO模型的最优解。

[0010] 进一步的,所述确定所述CO模型的最优解,包括:依据一致性约束条件,确定所述油缸的系统目标函数的最优解;依据载荷约束条件、时间约束条件和强度约束条件,确定所述油缸的子系统目标函数的最优解。

[0011] 进一步地,所述依据一致性约束条件,确定所述油缸的系统目标函数的最优解,包括:

$$[0012] \quad \min F(z) = \pi \left(\frac{d_4}{2} + h \right)^2 (l + 0.006)$$

$$[0013] \quad s.t. \begin{cases} J_1 = \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{1i}^*)^2 \leq \delta \\ J_2 = \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{2i}^*)^2 \leq \delta \\ J_3 = (d_1 - d_{31}^*)^2 + (d_2 - d_{32}^*)^2 + (d_4 - d_{34}^*)^2 + (h - h_3^*)^2 \leq \delta \end{cases}$$

[0014] 其中, $F(z)$ 为需要优化的系统目标函数; d_i 为系统层的设计变量: d_1 为活塞杆的输出端直径、 d_2 为油缸的B腔的内径、 d_3 为活塞的内径、 d_4 为油缸的A腔的内径或活塞的外径、 h 为油缸的A腔的缸壁厚度, l 为所述油缸的长度, J_1 是第一子系统级的一致性约束, J_2 是第二子系统级的一致性约束, J_3 是第三子系统级的一致性约束, d_{1i}^* 为第一子系统级的优化结果 X_1 中元素, d_{2i}^* 为第二子系统级的优化结果 X_2 中元素, d_{31}^* 、 d_{32}^* 、 d_{34}^* 、 h_3^* 为第三子系统级的优化结果 X_3 中元素。

[0015] 可选地,所述依据载荷约束条件、时间约束条件和强度约束条件,确定所述油缸的子系统目标函数的最优解,包括:

[0016] 依据载荷约束条件,确定所述油缸的第一子系统目标函数的最优解;

[0017] 依据时间约束条件,确定所述油缸的第二子系统目标函数的最优解;

[0018] 依据强度约束条件,确定所述油缸的第三子系统目标函数的最优解。

[0019] 可选地,所述依据载荷约束条件,确定所述油缸的第一子系统目标函数的最优解,包括:

$$[0020] \quad \min J_1 = \sum_{i=1}^4 (d_{1i} - d_i^*)^2, i=1,2,3,4$$

$$[0021] \quad s.t. \begin{cases} F_1 = (PS_1 - P_0 S_2) \eta > (1 + \varphi) F_{\max} \\ F_2^1 = (PS_2 - P_0 S_1) \eta > (1 + \varphi) 0.2 F_{\max} \\ F_2^2 = (PS_2 - PS_1) \eta > 50 \\ F_3 = (PS_2 - P_0 S_3) \eta > (1 + \varphi) F_{\max} \\ F_4^1 = (PS_3 - P_0 S_2) \eta > (1 + \varphi) 0.2 F_{\max} \\ F_4^2 = (PS_3 - PS_2) \eta > 50 \end{cases}$$

[0022] 其中, F_m 为油缸各过程输出作用力, $m=1, 2, 3, 4$, F_m 的上标1, 2分别表示前后两个过程; S_n 为对应过程有效工作面积, $n=1, 2, 3$; P 为油源主压力, 由系统油源决定, 不属于AMT液压换档机构本身可控的参数, 不在优化范围内, 输出油压为一变化值 $P \in [4, 4.5]$ Mpa, 本具体实施例中选油压最小值计算; P_0 为油箱油压取为0; F_{max} 为最大换档力1700N。

[0023] 可选地, 所述依据时间约束条件, 确定所述油缸的第二子系统目标函数的最优解, 包括:

$$[0024] \begin{cases} \min J_2 = \sum_{i=1}^4 (d_{2i} - d_i^*)^2, i=1, 2, 3, 4 \\ s.t. \begin{cases} t_1 = t_1^1 + t_1^2 = 0.8S_1l_c / Q_{1a}^1 + 0.2S_1l_c / Q_{1a}^2 \\ t_2 = t_2^1 + t_2^2 = 0.7S_2l_c / Q_{2b}^1 + 0.3S_2l_c / Q_{2b}^2 \\ t_3 = t_3^1 + t_3^2 = 0.8S_2l_c / Q_{2b}^1 + 0.2S_2l_c / Q_{2b}^2 \\ t_4 = t_4^1 + t_4^2 = 0.7S_3l_c / Q_{4a}^1 + 0.3S_3l_c / Q_{4a}^2 \\ t_j \leq 0.3s, j=1, 2, 3, 4 \end{cases} \end{cases}$$

[0025] 其中, P_a 、 P_b 分别表示液压缸A、B腔的油压, 上标1、2分别表示前后两个工作阶段; t_j 表示四个换档行程的换档时间。

[0026] 可选地, 所述依据强度约束条件, 确定所述油缸的第三子系统目标函数的最优解, 包括:

$$[0027] \begin{cases} \min J_3 = (d_{31} - d_1^*)^2 + (d_{32} - d_2^*)^2 + (d_{34} - d_4^*)^2 \\ \quad + (h_3 - h^*)^2 \\ s.t. \begin{cases} \delta = \frac{P_y D}{2[\sigma]} = \frac{1.5P \times 2d_3}{2 \times (\sigma_s / n_2)} \\ \sigma_n = \sqrt{\left(\frac{KF}{\pi d_0^2 / 4}\right)^2 + 3\left(\frac{K_1 KF d_1}{0.2d_0^3}\right)^2} \\ h > \delta \\ \sigma_n \leq [\sigma] \end{cases} \end{cases}$$

[0028] 其中, δ 为缸壁许用厚度; F 表示活塞杆的最大拉应力; d_0 为活塞杆的端部螺纹内径, $d_0 = d_1 - 1.0825e$, e 为螺距; σ_n 表示活塞杆的危险截面处的合成应力; $[\sigma]$ 为许用应力, $[\sigma] = \sigma_s / n_2$, σ_s 为螺纹屈服点, n_2 为安全系数。

[0029] 本发明通过建立CO (Collaborative Optimization, 协同优化) 模型得到最优解, 进而依据最优解选择油缸尺寸参数, 完成AMT液压换档机构的设计。

[0030] 此外, 根据本发明的方法不具有盲目性, 可以提高计算效率, 有助于提高油缸的工作效率, 减小体积和成本。

附图说明

[0031] 为了更清楚地说明本发明实施例的技术方案, 下面将对本发明实施例中所需要使用的附图作简单地介绍, 显而易见地, 下面所描述的附图仅仅是本发明的一些实施例, 对于本领域普通技术人员来讲, 在不付出创造性劳动的前提下, 还可以根据这些附图获得其他的附图。

[0032] 图1示出了重型车辆九档AMT的档位布置。

- [0033] 图2为AMT的结构示意图。
- [0034] 图3为AMT的液压换档机构的结构示意图。
- [0035] 图4为AMT的换档油缸的结构简图。
- [0036] 图5为换档油缸的CO模型。

具体实施方式

[0037] 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清楚、完整地描述,显然,所描述的实施例是本发明的一部分实施例,而不是全部实施例。基于本发明中的实施例,本领域普通技术人员在没有做出创造性劳动的前提下所获得的所有其他实施例,都应属于本发明保护的范围。

[0038] 本发明的AMT液压换档机构的设计方法,包括以下三个步骤。

[0039] 步骤一,为AMT液压换档机构中的油缸(例如,换挡油缸和/或选位油缸)构建CO模型,该CO模型可以包括系统级目标函数和三个子系统级目标函数。

[0040] 也就是,构建所述油缸的系统目标函数;构建所述油缸的子系统目标函数,其中所述子系统目标函数为所述系统目标函数的一致性约束条件。

[0041] 步骤二,通过迭代计算,确定所述CO模型的最优解,其中所述最优解为所述油缸的所需确定的尺寸参数向量。

[0042] 也就是,系统级向三个子系统级分配设计向量期望值 Z ,所述三个子系统级中的各个子系统在满足其自身约束条件的前提下,分别求取其设计变量与系统级提供给该子系统的目标值之间的差异最小值,并将优化结果 X_i ($i=1,2,3$)返回给系统级,其中;系统级根据所述三个子系统级返回的优化结果 X_i 构造子系统间一致性约束,在其约束条件下,求取系统目标函数的最小值,并将优化结果 Z' 再次传给子系统级作为新的设计向量期望值;经过系统级优化和子系统级优化之间的多次迭代,最终确定所述CO模型的最优解。

[0043] 其中,依据一致性约束条件,确定所述油缸的系统目标函数的最优解;依据载荷约束条件、时间约束条件和强度约束条件,确定所述油缸的子系统目标函数的最优解。

[0044] 步骤三,依据所述油缸的尺寸参数向量,确定所述AMT液压换档机构的尺寸。

[0045] 在一个具体实施例中,以重型车辆九档机械式自动变速器5S-111GP(爬档C、1~8档和倒档R)为例,其档位布置如图1所示。该AMT由主箱和副箱组成,如图2所示。主箱为三轴式定轴齿轮变速箱,实现1/5、2/6、3/7、4/8、倒档和爬档六个档位的切换。副箱为行星齿轮变速箱,实现高低档两个档位的切换。在主箱中实现各个档位的切换是通过换档轴实现的,即操纵换档轴旋转可实现挂(摘)档,操纵换档轴轴向运动可实现选位。通过两个电磁气阀的控制,在副箱中实现高低档的切换。由于AMT结构简单,在此不作详细介绍。

[0046] AMT的液压换档机构为主箱换档机构,主要包括选位油缸1、换档油缸2、固定箱体3和相应的连接件,如图3所示。选位油缸1和换档油缸2分别控制AMT主箱的换档轴的轴向和旋转运动,实现选位和换档操作。其中,选位油缸1的活塞杆直接与AMT主箱的换档轴4相连,控制其轴向运动,实现选位操作;换档油缸2通过摆臂与该换档轴4相连,经摆臂转换,将活塞杆的直线运动转化为AMT主箱的换档轴4的旋转运动,实现换档操作。

[0047] 这里,选位油缸1和换档油缸2均为三位油缸,由两组二位三通高速开关电磁阀(例如,一组为选位电磁阀 HSV_1 和 HSV_2 ,另一组为换档电磁阀 HSV_3 和 HSV_4)控制油缸两端油腔的

油液充放,实现活塞杆的三个位置的运动,各档位电磁阀动作逻辑如表1所示,其中N为空档。

[0048] 表1电磁阀动作逻辑表

档 位	选位电磁阀		换档电磁阀	
	HSV ₁	HSV ₂	HSV ₃	HSV ₄
R		●		●
C		●	●	
1/5	●	●		●
2/6	●	●	●	
3/7	●			●
4/8	●		●	
N			●	●

[0051] AMT液压换档机构通过换档轴4直接安装于AMT主箱的箱体上,因而属于AMT的外部附加部件。由于车辆允许安装空间有限,因此要求该AMT液压换档机构的外形尺寸尽量小,以增强其实用性以及和动力系统的匹配性。

[0052] AMT液压换档机构最主要的组成部分是选位油缸1和换档油缸2。选位油缸1和换档油缸2不仅决定了AMT液压换档机构的体积大小,也直接操控换档过程,影响AMT液压换档机构的平顺性和动力性,且选位油缸1和换档油缸2的使用寿命将决定AMT液压换档机构的可靠性。

[0053] 由于选位油缸1和换档油缸2的结构形式完全相同,只是尺寸参数有所不同。为了简化说明,下面将仅以换档油缸2为例详细说明如何通过本发明的方法来确定结构尺寸。

[0054] 图4为换档油缸2的结构简图。如图所示,换档油缸2主要由活塞杆21(端部加工螺纹)、活塞22、缸体23、缸盖24组成。换档油缸2包括A腔和B腔两个腔,高速开关阀HSV3、HSV4分别控制A、B腔的进出油。

[0055] 换档油缸2执行以下四个工作过程:

[0056] 过程①——中位至右位,即从空档N挂至R/1/3/5/7档的过程,即挂档过程;

[0057] 过程②——右位至中位,即从R/1/3/5/7档摘至空档N的过程,即摘档过程;

[0058] 过程③——中位至左位,即从空档N挂至C/2/4/6/8档的过程,即挂档过程;

[0059] 过程④——左位至中位,即从C/2/4/6/8档摘至空档N的过程,即摘档过程。

[0060] 以上,左位、右位和中位均是指活塞杆的运动位置,分别为左极限位置、右极限位置及中间位置。

[0061] 根据以上换档油缸2的工作原理以及同步器的工作原理,在各过程中电磁阀HSV₃、HSV₄的动作次序如表2所示:

[0062] 表2各过程电磁阀动作逻辑

		过程1—挂档		过程2—摘档		过程3—挂档		过程4—摘档	
				前70%	后30%			前70%	后30%
HSV ₃	关闭	打开	打开	打开	关闭	打开	关闭	打开	打开
HSV ₄	打开	关闭	打开	关闭	打开	打开	打开	打开	打开

[0064] 在换档油缸2的设计过程中,最重要的是尺寸参数的选取,即活塞杆21的输出端直

径 d_1 、换档油缸B腔的内径 d_2 、活塞22的内径 d_3 、换档油缸A腔的内径(也即活塞22的外径) d_4 和换档油缸A腔的缸壁厚度 h 。使换档油缸2在满足作用力、动作时间和强度的基础上,体积尽可能减小,以满足AMT液压换档机构在换档力、换档时间与可靠性等方面的要求。下表3提供了换档油缸2的其他已知参数。

[0065] 表3油缸设计已知参数

	已知参数	符号	取值
	电磁阀导流系数	C_v	51.7×2
	油缸效率	η	0.85
	阻力系数	φ	0.2
	换档行程	lx	20mm
[0066]	螺纹内摩擦系数	σ_b	589Mpa
	安全系数	n_t	5
	螺纹拧紧系数	K	3
	螺纹内摩擦系数	K_f	0.12
	螺距	e	1.25
	螺纹屈服点	σ_s	353Mpa
	安全系数	n_2	2

[0067] 以下将具体说明如何通过建立CO模型,确定AMT液压换档机构的尺寸。

[0068] 1、建立AMT液压换档机构的CO模型

[0069] 作为耦合系统的多级优化方法,CO模型具有系统级和子系统级两级优化结构。顶层的系统级优化器以系统目标函数为优化目标,约束条件为各子系统间一致性约束,从而协调各子系统的优化结果;子系统级优化器采用系统级设计变量期望值与该子系统优化的差异作为优化目标函数,约束条件为与本子系统相关的约束。

[0070] 以下将仍以换档油缸2为例,说明如何建立CO模型,并实现AMT液压换档机构的设计。鉴于选位油缸1与换档油缸2的结构形式完全相同,只是尺寸参数有所不同,在此不再赘述。

[0071] 1.1建立换档油缸2的CO模型

[0072] 以换档油缸2为例进行说明,分析CO模型在AMT液压换档机构的设计中的应用,图5示出了换档油缸2的CO模型。

[0073] 以换档油缸2的体积为优化设计目标;设计要求为油缸满足力、时间、许用强度等约束条件;设计变量为液压缸的内径和壁厚,设为向量 $x = \{d_1, d_2, d_3, d_4, h\}$;各油腔的工作面积如下所示。

[0074] $S_1 = \frac{\pi}{4} d_3^2$ 表示活塞22的内径 d_3 所对应的的面积,当活塞杆21由中位向右位移动(或由右位向中位移动)时,A腔内油液对活塞杆21的作用面积;

[0075] $S_2 = \frac{\pi}{4} (d_2^2 - d_1^2)$ 表示当活塞杆21由中位向右位移动(或由右位向中位移动)时,B腔内油液对活塞杆21的作用面积;

[0076] $S_3 = \frac{\pi}{4} d_4^2$ 表示活塞22的外径 d_4 所对应的的面积,当活塞杆21由中位向左位移动(或

由左位向中位移动)时,A腔内油液对活塞杆21的作用面积。

[0077] 由此建立换挡油缸2的优化CO模型,如图5所示:系统层为经济性模型,以换挡油缸2的体积作为优化目标;子系统层分别为力学模型、动力学模型和可靠性模型,分别代表载荷、时间与许用强度的约束条件。

[0078] 系统的目标函数,即换挡油缸2的简化模型的体积 $F(z)$ 为:

$$[0079] \quad F(z) = \pi \left(\frac{d_4}{2} + h \right)^2 (l + 0.006) \quad (1)$$

[0080] 约束条件(即系统级一致性约束) J_i 为:

$$[0081] \quad J_i(z) = \sum_{j=1}^3 (z_j - x_{ij}^*)^2 = 0 \quad (2)$$

[0082] 这里, l 为液压换挡油缸2的长度,由换挡行程 l_x 和电磁阀(HSV₃和HSV₄)的间距决定,即 $l = l_x + l_1 + 2l_0$ 。约束条件 J_i 也是第 i (其中 $i=1,2,3$)个子系统的目标函数; z_j, x_{ij}^* 分别是系统级和子系统级的设计变量向量。

[0083] 子系统的目标函数为:

$$[0084] \quad J_i(x_i) = \sum_{j=1}^3 (x_{ij} - z_j)^2 \quad (3)$$

[0085] 子系统需满足的约束条件为:

$$[0086] \quad c_i(x_i) \leq 0 \quad (4)$$

[0087] 这里, x_i 为子系统设计变量: $x_1 = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$, $x_2 = \{d_1, d_2, d_3, d_4\}$, $x_3 = \{d_1, d_2, d_4, h\}$, z_j^* 为系统层的优化结果中元素, x_{ij} 为第 i 个子系统的第 j 个设计变量, c_1, c_2, c_3 分别对应载荷、时间、强度要求下的相关约束条件。首先,系统级向子系统级分配设计向量期望值 Z ,子系统 i 在满足其自身约束条件 $c_i(x_i) \leq 0$ 的前提下,求取其设计变量与系统级提供给该子系统的目标值之间的差异最小值,并将优化结果 X_i 返回给系统级。系统级根据子系统级返回的设计向量 X_i 构造子系统间一致性等式约束 $J_i(z)$,在其约束条件下,求取系统目标函数 $F(z)$ 的最小值,并将优化结果 Z' 再次传给子系统级。经过系统级优化和子系统级优化之间的多次迭代,最终得到一个最优的系统设计方案。

[0088] 以上, X 为各子系统每步迭代计算后的优化结果。子系统设计变量 $x = \{d_1, d_2, d_3, d_4, h\}$ 经过子系统的优化计算得到的优化结果,即子系统一组单步最优值 $\{d_1, d_2, d_3, d_4, h\}$ 记为 X 。

[0089] 以上, Z 为系统层每步迭代计算后的优化结果。系统层设计变量 $z = \{d_1, d_2, d_3, d_4, h\}$ 经过系统层的优化计算得到的优化结果,即系统层一组单步最优值 $\{d_1, d_2, d_3, d_4, h\}$ 记为 Z 。

[0090] 在本具体实施例中,根据上述优化的CO模型,具体说明系统层与子系统层是如何确定换挡油缸2的尺寸参数向量 $x = \{d_1, d_2, d_3, d_4, h\}$ 的。

[0091] 1.2系统层(sys)优化CO模型

[0092] 系统层优化CO模型为经济性模型,以换挡油缸的体积为设计目标,其数学优化模型包括两部分:优化的系统目标函数和子系统一致性约束,如以下表达式所示:

$$\begin{aligned}
 [0093] \quad & \min F(z) = \pi \left(\frac{d_4}{2} + h \right)^2 (l + 0.006) \\
 & \left\{ \begin{aligned}
 J_1 &= \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{i1}^*)^2 = 0 \\
 [0094] \quad s.t. \quad J_2 &= \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{2i}^*)^2 = 0 \\
 J_3 &= (d_1 - d_{31}^*)^2 + (d_2 - d_{32}^*)^2 + (d_4 - d_{34}^*)^2 + (h - h_3^*)^2 = 0
 \end{aligned} \right. \quad (5)
 \end{aligned}$$

[0095] 这里, $F(z)$ 为需要优化的系统目标函数; l 为液压换档油缸2的长度, 由换档行程 l_x 和电磁阀 (HSV₃和HSV₄) 的间距决定; J_i 是一致性约束, 也是第 i 个子系统的目标函数。 d_i 为系统层的设计变量, d_{1i}^* 为第一子系统级的优化结果 X_1 中元素, d_{2i}^* 为第二子系统级的优化结果 X_2 中元素, d_{31}^* 、 d_{32}^* 、 d_{34}^* 、 h_3^* 为第三子系统级的优化结果 X_3 中元素。

[0096] 系统层的优化实质是寻找新向量 Z , 使其较前一个向量 Z' 更接近原问题的最优解, 这使得各子系统根据向量 Z 优化得到的子系统的期望设计向量 X_1, X_2, X_3 之间的不一致度逐渐降低, 因此在系统级优化问题中采用的一致性等式约束, 即 $J_i(z) = 0$ 。这是种理想状态, 只有当向量 Z 接近原问题的最优解时才满足。而在一般情况下, 是不满足库恩-塔克 (Kuhn-Tucker) 条件, 系统级等式约束拉格朗日 (Lagrange) 乘子不存在, 是无解的。

[0097] 为此根据子系统间的不一致信息, 构建系统级动态松弛算法, 如下:

[0098] 定义 Δ 为子系统间的不一致信息:

$$[0099] \quad \Delta = ||X_1 - X_2|| + ||X_2 - X_3|| + ||X_3 - X_1|| \quad (6)$$

$$[0100] \quad \text{令松弛量: } \delta = (\lambda \times \Delta)^2, \text{ 其中 } 0.5 < \lambda < 1 \quad (7)$$

[0101] 则原系统层约束条件转化为:

$$\begin{aligned}
 [0102] \quad & \left\{ \begin{aligned}
 J_1 &= \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{1i}^*)^2 \leq \delta \\
 s.t. \quad J_2 &= \sum_{i=1}^4 (d_i - d_{2i}^*)^2 \leq \delta \\
 J_3 &= (d_1 - d_{31}^*)^2 + (d_2 - d_{32}^*)^2 + (d_4 - d_{34}^*)^2 + (h - h_3^*)^2 \leq \delta
 \end{aligned} \right. \quad (8)
 \end{aligned}$$

[0103] 原一致性等式约束变为不等式约束, δ 是个动态量, 会随着子系统间的不一致信息 Δ 不断变化, 且随 Δ 变小, δ 减小, 为设计向量的下一步寻优提供合适的范围, 使 X_1, X_2, X_3 逐步趋向一致。

[0104] 1.3 子系统1 (sub1) 优化模型

[0105] 子系统1的优化CO模型为力学模型, 即换档油缸2的设计应满足力学要求, 换档油缸2作用于活塞杆21上的力应能够克服各个换档过程所对应的换档力。过程1和过程3为挂档过程, 换档油缸2的输出作用力应能克服其最大挂档力, 过程2和过程4为摘档过程, 该过程阻力小, 取最大换档力的20%。最大换档力由原手动模式中的参数获得, 换档手柄的挂档作用力最大为250N, 经原手动机械结构转换到换挡油缸2的活塞杆21的作用点的作用力为1700N, 即所需克服的最大换档力。根据表2的各过程中电磁阀的动作逻辑表, 将摘档过程分为2个阶段: 前70%需克服摘档力, 后30%只要能保证活塞22往中位移动即可, 在此选取克服阻力为50N。根据各过程的力学关系, 建立如下所示的数学模型:

$$[0106] \quad \min J_1 = \sum_{i=1}^4 (d_{1i} - d_i^*)^2, i = 1, 2, 3, 4$$

$$[0107] \quad s.t. \begin{cases} F_1 = (PS_1 - P_0S_2)\eta > F_{\max}(1+\varphi) \\ F_2^1 = (PS_2 - P_0S_1)\eta > 0.2F_{\max}(1+\varphi) \\ F_2^2 = (PS_2 - PS_1)\eta > 50 \\ F_3 = (PS_2 - P_0S_3)\eta > F_{\max}(1+\varphi) \\ F_4^1 = (PS_3 - P_0S_2)\eta > 0.2F_{\max}(1+\varphi) \\ F_4^2 = (PS_3 - PS_2)\eta > 50 \end{cases} \quad (9)$$

[0108] 其中, F_m 为油缸各过程输出作用力, $m=1, 2, 3, 4$, F_m 的上标1, 2分别表示前后两个过程; S_n 为对应过程有效工作面积, $n=1, 2, 3$; P 为油源主压力, 由系统油源决定, 不属于AMT液压换档机构本身可控的参数, 不在优化范围内, 输出油压为一变化值 $P \in [4, 4.5]$ Mpa, 本具体实施例中选油压最小值计算; P_0 为油箱油压取为0; F_{\max} 为最大换档力1700N。

[0109] 1.4子系统2(sub2)优化模型

[0110] 子系统2的优化CO模型为动力性模型。动力性主要通过换档时间进行体现, 时间过长, 动力中断过长, 动力性能下降; 时间过短, 容易产生换档冲击, 影响换档平顺性, 因此要求换档时间应满足合适的取值范围, 根据大量实车实验, 换档时间 t 应控制在0.3s以内。

[0111] 换档过程为动态非线性过程, 油压、流量等都是时变参量, 无法精确求其换档时间, 本具体实施例将其简化为匀速过程进行近似计算。过程1和过程3为挂档过程, 只需控制单侧油腔充油即可, 且前80%行程为消除空行程, 负载较小取340N; 过程2和过程4为摘空档过程, 为实现快速摘档, 前70%行程单侧油腔充油, 后30%行程两侧油腔同时充油。以过程2为例进行换档时间求解说明, 由平衡方程得:

$$[0112] \quad \eta(S_2 \cdot p_b - S_1 \cdot p_a) - F(1+\varphi) = 0 \quad (10)$$

[0113] 由于活塞运动速度相等, 即: $Q_a/S_1 = Q_b/S_2$ (11)

[0114] 同时, 根据流量和压差关系可得:

$$[0115] \quad \text{前} \begin{cases} Q_a^1 = C_v \sqrt{p_a^1} \\ Q_b^1 = C_v \sqrt{p - p_b^1} \end{cases}, \text{后} \begin{cases} Q_a^2 = C_v \sqrt{p_a^2 - p} \\ Q_b^2 = C_v \sqrt{p - p_b^2} \end{cases} \quad (12)$$

[0116] 联立式(7)、(8)、(9)可求得油缸工作过程中A腔内的油压:

$$[0117] \quad \begin{cases} p_b^1 = \frac{p(\tau)^2 + F^1(1+\varphi)/\eta S_1}{1/\tau + (\tau)^2} \\ p_b^2 = \frac{p(1+\tau)^2 + F^1(1+\varphi)/\eta S_1}{1/\tau + (\tau)^2} \end{cases} \quad (13)$$

[0118] 其中, $\tau = S_1/S_2$, $F^1 = 340\text{N}$ 。

[0119] 联立式(12)和(13)即可获得过程2的动作时间:

$$[0120] \quad t_2 = t_2^1 + t_2^2 = 0.7S_2 l_c / Q_b^1 + 0.3S_2 l_c / Q_b^2 \quad (14)$$

[0121] 同理, 可求得其它三个过程的腔内油压, 建立时间为约束的数学模型, 如下:

$$[0122] \quad \begin{cases} \min J_2 = \sum_{i=1}^4 (d_{2i} - d_i^*)^2, i=1,2,3,4 \\ s.t. \quad t_1 = t_1^1 + t_1^2 = 0.8S_1I_c / Q_{1a}^1 + 0.2S_1I_c / Q_{1a}^2 \\ \quad t_2 = t_2^1 + t_2^2 = 0.7S_2I_c / Q_{2b}^1 + 0.3S_2I_c / Q_{2b}^2 \\ \quad t_3 = t_3^1 + t_3^2 = 0.8S_2I_c / Q_{2b}^1 + 0.2S_2I_c / Q_{3b}^2 \\ \quad t_4 = t_4^1 + t_4^2 = 0.7S_3I_c / Q_{4a}^1 + 0.3S_3I_c / Q_{4a}^2 \\ \quad t_j \leq 0.3s, j=1,2,3,4 \end{cases} \quad (15)$$

[0123] 其中, P_a 、 P_b 分别表示液压换挡油缸A、B腔的油压, 上标1、2分别表示前后两个工作阶段; t_j 表示四个换挡行程的换挡时间。

[0124] 1.5子系统3(sub3)优化模型

[0125] 子系统3的优化C0模型为可靠性模型。由机械设计手册可得, 其可靠性主要体现在强度的校核, 即壁厚校核和活塞杆21的强度校核, 活塞杆21采用螺纹联接时, 活塞杆21的危险截面为螺纹退刀槽处。根据机械设计手册, 可得其数学优化模型为:

$$[0126] \quad \begin{cases} \min J_3 = (d_{31} - d_1^*)^2 + (d_{32} - d_2^*)^2 + (d_{34} - d_4^*)^2 \\ \quad + (h_3 - h^*) \\ s.t. \quad \delta = \frac{P_y D}{2[\sigma]} = \frac{1.5P \times 2d_4}{2 \times (\sigma_s / n_1)} \\ \quad \sigma_n = \sqrt{\left(\frac{KF}{\pi d_0^2 / 4}\right)^2 + 3\left(\frac{K_1 KF d_1}{0.2d_0^3}\right)^2} \\ \quad h > \delta \\ \quad \sigma_n \leq [\sigma] \end{cases} \quad (16)$$

[0127] 其中, δ 为缸壁许用厚度; F 表示活塞杆21的最大拉应力, 对应过程3的活塞杆21的作用力; d_0 为活塞杆21的端部螺纹内径 $d_0 = d_1 - 1.0825e$, e 为螺距; σ_n 表示活塞杆21的危险截面处(螺纹退刀槽处)的合成应力; $[\sigma]$ 为许用应力, $[\sigma] = \sigma_s / n_2$, σ_s 为螺纹屈服点, n_2 为安全系数。

[0128] 可以利用Optimization和Matlab两种组件建立C0模型。计算过程需在系统层Optimization组件中给初始变量值赋值。可根据载荷 F_1 选择 d_3 的尺寸, 再根据各尺寸之间的大小关系 ($h < d_1 < d_3 < d_2 < d_4$), 选择一组初值。

[0129] 本具体实施例中, 选择各变量初始值依次为10、20、35、40、50mm。系统层和子系统的模型优化算法均选择遗传算法GA, 经过1494次计算, 得到表4所示结果。由于液压缸为标准件, 其尺寸参数有标准的取值范围。因此采用以下方法得到优化设计参数: 依据机械设计手册选择与优化结果相近的两组变量取值, 通过子系统层数学模型的验证, 选择满足条件的较优值, 得到优化后的设计结果(见表4)。

[0130] 表4设计变量的优化结果

	设计变量	iSIGHT 结果	优化结果	优化前
[0131]	d_1 (mm)	10.463	12.00	18.00
	d_2 (mm)	36.165	36.00	40.00
	d_3 (mm)	29.997	30.00	30.00
	d_4 (mm)	39.593	40.00	45.00
	h (mm)	5.822	6.00	10.00

[0132] 选位油缸的设计同样也需要考虑选位时间、选位力、可靠性等约束条件,因此也采用与换挡油缸类似的设计方法。由于选位油缸的设计参数及方法均与换挡油缸类似,不再重复说明。

[0133] 从上表4优化前后数据可以看出:通过本发明的方法获得的结果与之前的结构相比,油缸尺寸明显减小,从而减小了AMT液压换挡机构的体积,降低了成本。由于油缸内腔尺寸相应减小,那么单次挂档过程中使用的液压油体积也减少,进而降低油液损失,提高了油缸的工作效率。

[0134] 从表5数据可以看出,优化前后的油缸输出作用力均能满足换挡力要求,优化后力相对较小,提高油缸的有效利用率;优化后各过程动作时间较优化前总体减小均能保证在250ms内,缩短换挡时间,减少动力中断的时间,提高了车辆的动力性。

[0135] 表5优化前后油缸换挡力和动作时间的对比

		过程 1	过程 2	过程 3	过程 4	
[0136]	F/N	优化前	1923	2726/464	2726	4326/1119
		优化后	1923	2461/199	2461	3418/523
	T/ms	优化前	211	196	275	221
		优化后	188	153	219	230

[0137] 由上可见,本发明的设计方法为正向设计方法,依据协同优化方法,确定目标函数,在满足约束条件下通过迭代方法逐步收敛到最优解。与传统设计的试凑验证法相比,目标明确避免盲目性。

[0138] 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所述以权利要求的保护范围为准。

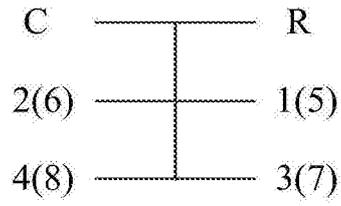


图1

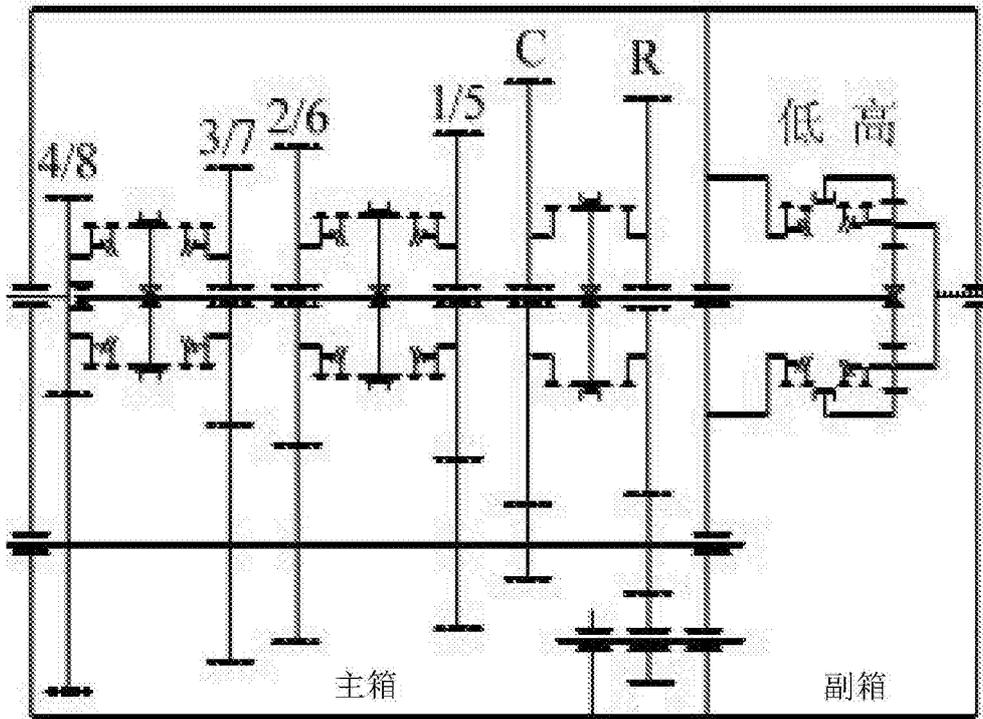


图2

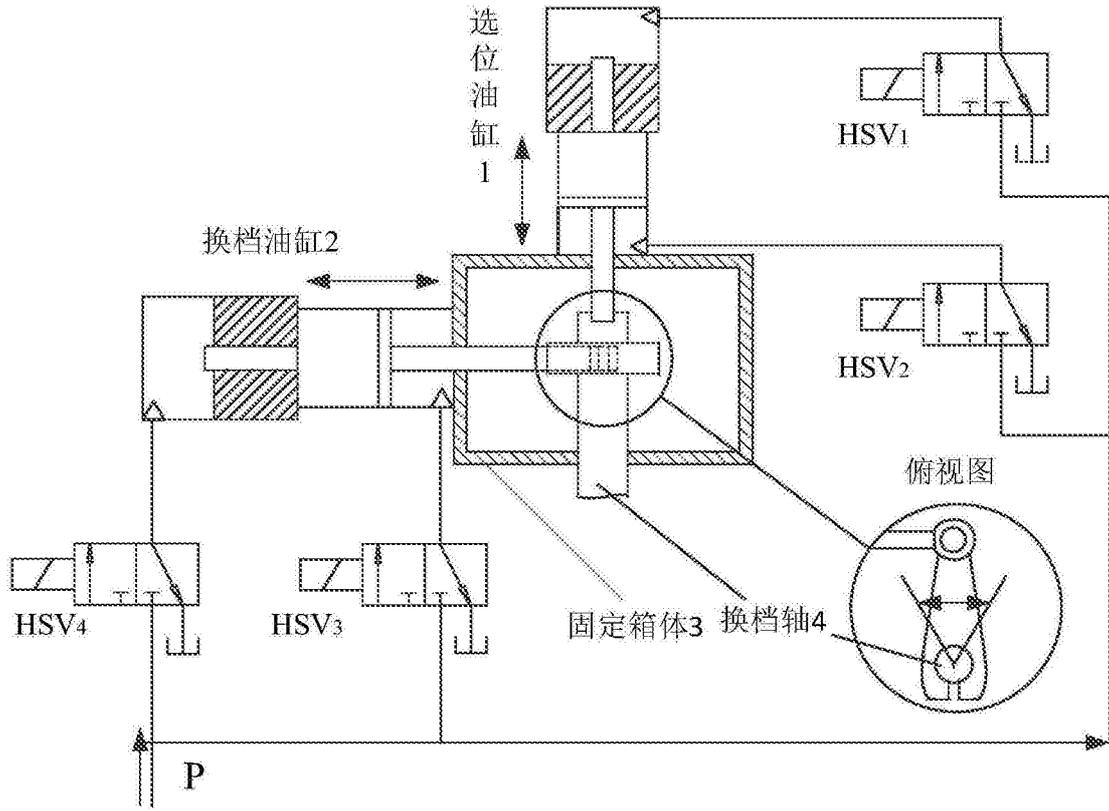


图3

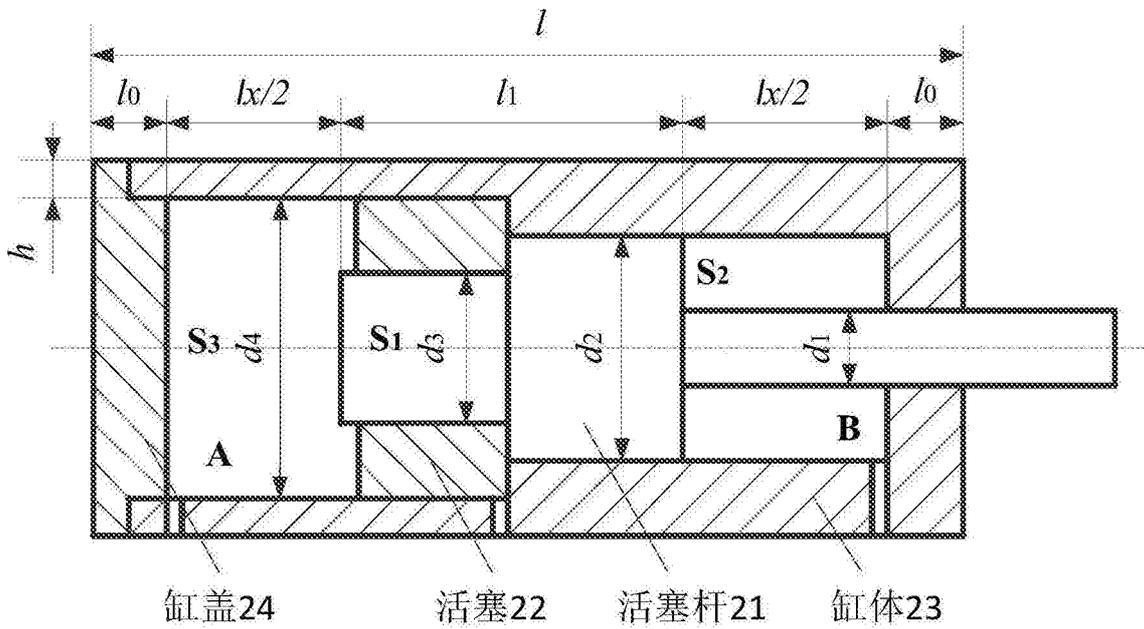


图4

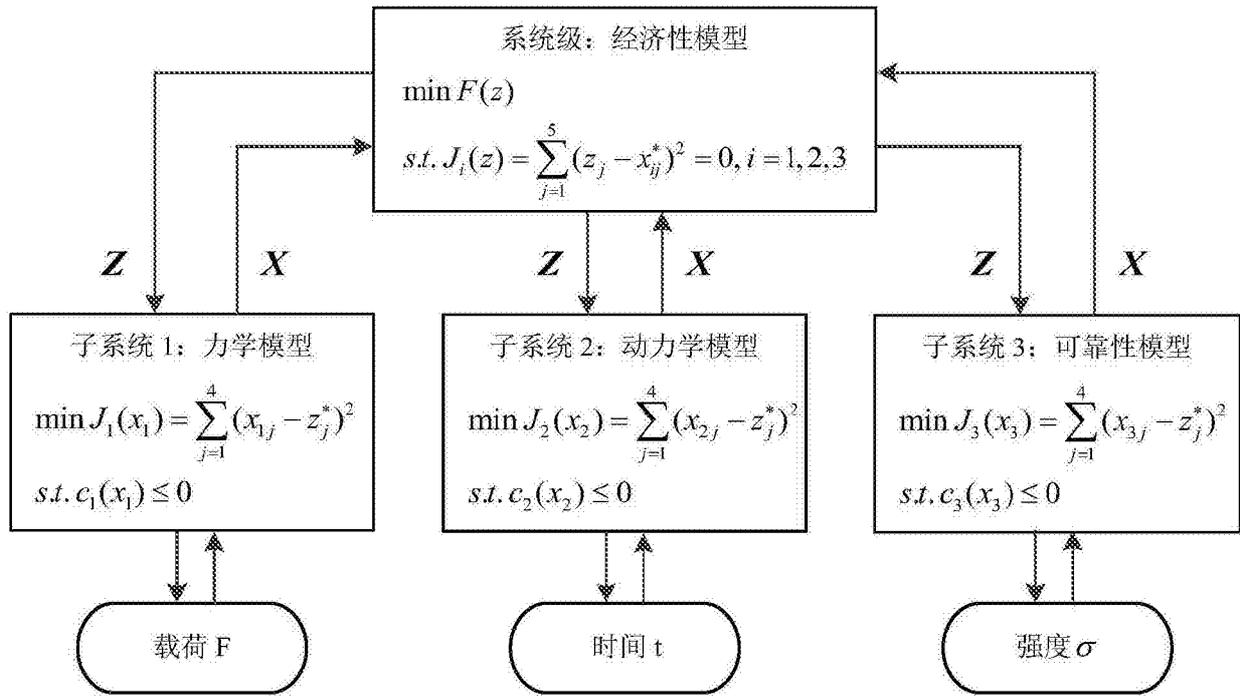


图5