

气动盘阀驱动链的设计简析

耿鹏逞, 胡高林, 孙兵兵, 罗亮, 许庆合

(洛阳双瑞特种装备有限公司 中国船舶集团有限公司第七二五研究所, 河南 洛阳 471000)

[摘要] 本文在气动盘阀驱动链的结构原理和开关转矩计算的基础上,以优化制造成本、提高结构强度和刚度、减小运动冲击为研究目的,以气缸行程、气缸输出力、固定架长度为研究对象,通过几何建模和数值计算的方法分析了气缸输出力初始方向与气缸行程、气缸输出力大小之间的关系,借此优化了执行器的制造成本;同时讨论了活塞杆与摇臂的角度设计对盘阀固定架长度的影响,并提高了固定架的结构强度和刚度,减小了冲击载荷对固定架的影响。

[关键词] 驱动链; 开关转矩; 优化设计; 执行器选型

[中图分类号] TD421 **[文献标志码]** B **[文章编号]** 1003-8884(2021)02-0035-05

DOI: 10.19611/j.cnki.cn11-2919/tg.2021.02.009

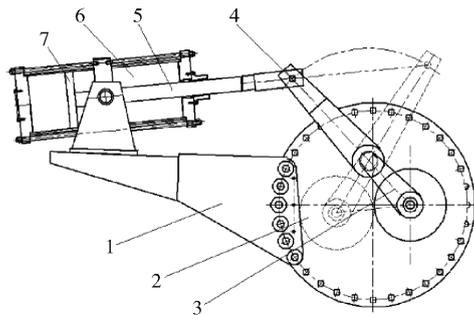
0 引言

盘阀是通过滑动圆盘来实现开关的一种快开快关型阀门。近几年来,盘阀在国内的煤化工气化炉装置、海绵钛冶炼等粉料输送系统的颗粒介质工况应用中,表现出了优异的性能,其耐高温、耐磨损、耐冲刷、自研磨等结构特点和性能优势,受到了客户的广泛关注^[1]。这些工况一般要求阀门工作温度为250~550℃,规格在DN50~DN450之间,并要求阀门开关频率比较高,一般为3~6次/h,全天连续运行。盘阀开关频率高、工作时间长的应用特点,对盘阀驱动链的结构强度、刚度和运动性能有着更高的要求,同时驱动链的合理设计对制造成本的优化意义重大,而国内外对这方面相关介绍资料很少,因此本文将从优化制造成本、提高结构强度和刚度以及减小运动冲击等方面来对驱动链进行优化设计,为后续盘阀驱动链的设计提供参考。

1 结构组成和工作原理

气动盘阀的结构如图1所示,其中驱动链主要由固定架、阀盘、阀杆组件、摇臂、气动执行器(活塞杆、活塞、气缸等)组成,属于一种滑块摇杆机构。

盘阀的驱动装置通过阀杆与摇臂驱使阀盘转动一定的角度来实现阀门的开关。阀盘密封面借助弹簧与阀座紧密贴合,这有利于克服背压变化对密封的影响并能防止颗粒介质进入密封面之间^[2]。



1. 固定架 2. 阀盘 3. 阀杆组件 4. 摇臂 5. 活塞杆 6. 气动执行器 7. 活塞

图1 气动盘阀的驱动链组成

在盘阀启闭过程中,阀座密封面与阀盘在切线方向上的摩擦力之差,使阀盘在一个启闭循环过程中产生自转,并可以不断剪切与清扫在工艺过程中有可能堆积在阀腔内的介质,这些特点是其他阀门不具备的。

2 驱动链的设计

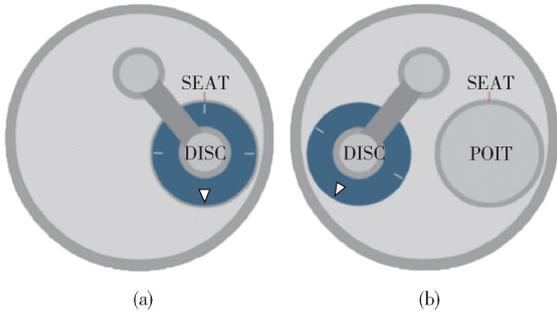
驱动链的设计内容主要包括:

(1)分析气缸行程与输出力之间的对应关系,通过合理选择设计参数,优化制造成本。

(2)讨论如何在不改变气缸行程和输出力的前提下减小执行器固定架的结构长度,以此来提高结

[收稿日期] 2020-10-15

[作者简介] 耿鹏逞(1990-),男,河南洛阳人,助理工程师,硕士,主要从事特种阀门和控制阀等流体设备的研发工作。



a. 阀盘关闭时,图中三角形作为阀盘上的标记 b. 操作阀盘打开后,三角形标记转动了一定角度

图2 阀盘运动过程中的自转

构强度和刚度,保证驱动链能够高频次长时间地正常工作。

(3)对执行器进行合理选型,满足使用要求。

下面以义马煤业综能新能源 U-GAS 煤气化装置研制的盘阀为例来说明驱动链的设计过程。

2.1 盘阀转矩的计算

执行器的输出力通过活塞杆传递到阀杆,然后带动阀盘转动来实现盘阀的开启和关闭,因此驱动链设计的第一步是计算出盘阀开关所需理论转矩 M_z 。 M_z 主要包括阀盘绕阀杆中心转动时密封面的摩擦转矩 M_{pz} 和阀杆与填料的摩擦转矩 M_l ;

(1)密封面摩擦转矩 M_{pz} 的计算

阀盘密封面为圆环面,其摩擦转矩通过积分的方法计算,该计算方法还可用于其他形状密封面的转矩计算,具体的计算模型如图3所示:

$$M_{pz} = \int_{l-R}^{l-r} 2\mu p x \sqrt{R^2 - (x-l)^2} dx + \int_{l+r}^{l+R} 2\mu p x \sqrt{R^2 - (x-l)^2} dx + \int_{l-r}^{l+r} 2\mu p x \sqrt{R^2 - (x-l)^2} dx - \int_{l-r}^{l+r} 2\mu p x \sqrt{r^2 - (x-l)^2} dx \quad (1)$$

其中,

$$\int 2\mu p x \sqrt{R^2 - (x-l)^2} dx =$$

$$\frac{\mu p}{3} \left((-l^2 - 2R^2 - lx + 2x^2) \sqrt{-l^2 + R^2 + 2lx - x^2} - 3lR^2 \arctan \left(\frac{l-x}{\sqrt{-l^2 + R^2 + 2lx - x^2}} \right) \right) \quad (2)$$

$$\int 2\mu p x \sqrt{r^2 - (x-l)^2} dx =$$

$$\frac{\mu p}{3} \left((-l^2 - 2r^2 - lx + 2x^2) \sqrt{-l^2 + r^2 + 2lx - x^2} - 3lr^2 \arctan \left(\frac{l-x}{\sqrt{-l^2 + r^2 + 2lx - x^2}} \right) \right) \quad (3)$$

式中 M_{pz} —阀盘的摩擦转矩;

l —阀盘中心与阀杆中心的间距 ($l = 320$ mm);

μ —阀盘与阀座间的摩擦系数 ($\mu = 0.4$);

p —盘阀密封面压力 ($p = 10$ MPa);

R —阀盘圆环密封面外径 ($R = 195$ mm);

r —阀盘圆环密封面内径 ($r = 160$ mm);

x —阀盘密封面上某一点到阀杆中心的距离。

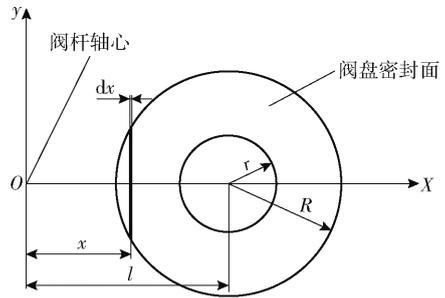


图3 阀盘与阀座摩擦转矩计算模型图

(2) 阀杆与填料摩擦力矩 M_l 的计算^[3]

$$M_l = 0.6 \pi \mu_T d_T^2 z h p \quad (4)$$

式中 μ_T —阀杆与填料间的摩擦系数 ($\mu_T = 0.2$);

z —填料圈数 ($z = 5$);

h —单圈填料高度 ($h = 20$ mm);

d_T —阀杆与填料接触部分直径 ($d_T = 200$ mm);

p —工作压力 ($p = 10$ MPa)。

阀杆的输入力矩至少为:

$$M_z = M_{pz} + M_l = 49\ 964 + 15\ 072 = 65\ 036 \text{ N}\cdot\text{m}$$

2.2 执行器活塞杆与摇臂的角度设计

执行器的制造成本主要由缸径和行程长度两个因素决定,而决定缸径和行程的设计变量是活塞杆与摇臂的初始角度,因此如何设计出合理的初始角度对优化执行器的制造成本意义重大。

相比其他旋转类阀门,盘阀驱动链的设计较为复杂,其中执行器活塞杆与摇臂的初始角度选择范围较大,对驱动链结构简化并建立几何模型,通过几何计算和图像分析的方法来确定合理的角度和位置。

对盘阀驱动链结构通过简化并建立几何模型,如图4所示。

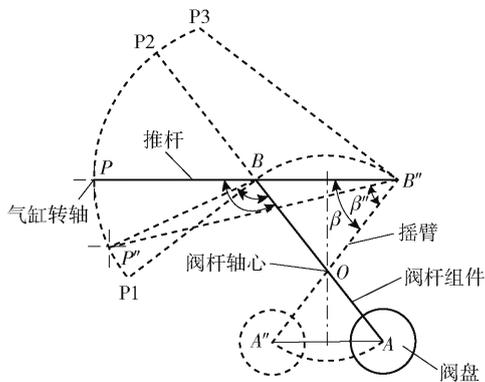


图4 活塞杆与摇臂角度变化示意简图

其中, P 为气缸转轴轴心, 图中不同的轴心位置 (P_1 、 P'' 、 P 、 P_2 、 P_3) 代表执行器活塞杆与摇臂不同的初始角度, B 为执行器活塞杆与摇臂连接位置中心, O 表示阀杆中心, A 表示阀盘中心。以 P 点为例说明开关过程, 盘阀工作前, 执行器活塞杆与摇臂的初始角度为 α , 盘阀在开关过程中, B 点以 O 点为中心运动到 B'' , 终点位置处活塞杆与摇臂的角度为 β 。

为了便于分析执行器初始位置对盘阀行程和输出力的影响, 将执行器转轴中心到活塞杆与摇臂连接点距离设定为固定值, 则理论上执行器转轴 P 的位置可以设定在以 B 为圆心的圆上任意一点。考虑到气缸输出力需要最大效率地转化为盘阀的输入转矩, 阀门在开关过程中活塞杆与摇臂的角度需要经历一个从钝角到锐角的变化过程, 同时以盘阀的旋转方向作为约束条件, 最终可以确定执行器转轴中心有效设置范围在圆弧 P_1 和 P_2 之间, 其中 $P_1B \perp OB$ 。

从图中可以看出, 当执行器转轴中心位于 P_1 和 P 之间时, 执行器在行程终点需要更大的输出力, 而位于 P 和 P_2 之间时, 执行器在行程始点需要更大的输出力。

气缸在行程过程中需要输出的理论最小作用力可表示为:

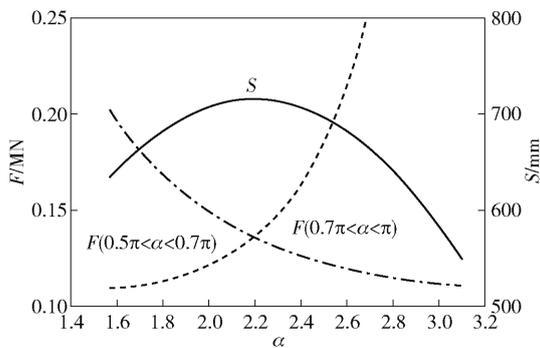
$$F = \begin{cases} \frac{M_z}{L \times \sin \left[\theta - \arcsin \left(\frac{a \sin (\theta + \alpha)}{\sqrt{a^2 + b^2} - 2ab \cos (\theta + \alpha)} \right) \right]}, & 0.5\pi \leq \alpha \leq 0.7\pi \\ \frac{M_z}{L \sin \alpha}, & 0.7\pi < \alpha < \pi \end{cases} \quad (5)$$

气缸单个行程 S 可表示为:

$$S = \sqrt{a^2 + b^2 - 2ab \cos (\alpha + \theta)} - a \quad (6)$$

式中 F —执行器理论上至少需要输出作用力;
 M_z —理论上盘阀开关所需最小转矩;
 α —执行器活塞杆与摇臂所呈角度;
 θ — OB 与 BB'' 所呈夹角 ($\theta = 0.3\pi$);
 L —摇臂长度 ($L = 590$ mm);
 a —初始位置时执行器转轴与活塞杆摇臂连接中心的距离 ($a = 990$ mm);
 b —单个行程中活塞杆和摇臂连接中心的总位移 ($b = 715$ mm);
 S —盘阀开关所需气缸行程。

根据气缸输出力和气缸行程的表达式在 MATLAB 中分别绘制出输出力、行程和角度 α 的关系曲线图, 计算结果如图 5 所示。从图像中可以看出, 行程先逐渐变大, 在 P 点达到最大值, 然后又逐渐变小; 而输出力则是先逐渐变小, 在 P 点时达到最小值, 然后又逐渐变大。

图5 执行器输出力、行程与 α 的关系曲线图

从图中可以看出, P_2 位置所对应的气缸行程最小, 但是气缸输出力确是无限大, 因此这个位置可以忽略。如果考虑气缸输出力和气缸行程两个因素, 将执行器转轴定在 P 点和 P_1 点较为理想, 表 1 对两个位置所对应的设计参数进行了对比。

表1 P_1 和 P_2 点设计参数对比表

执行器中心位置	α	F/N	S/mm
P	0.7π	136 300	715
P_1	0.5π	202 775	634

气缸的缸径 d 可表示为:

$$d = \sqrt{\frac{4F}{\eta \pi P}} \quad (7)$$

式中 d —气缸的缸径;
 F —执行器输出作用力;

η —气缸的负载率;
 P —气缸内气体压力。

从表 1 中可以得到, P 点对应的气缸行程比 P_1 点多 81 mm, 而根据缸径 d 与输出作用力的关系可知, P 点对应的气缸缸径是 P_1 点的 0.67 倍。

由上可得出以下结论: (1) 将执行器转轴中心设置在 P 点, 气缸缸径最小, 相比于行程的略微增加, 执行器制造成本相对更低; (2) P 点所对应行程始点和行程终点 α 相同, 盘阀在开关过程中的动作会更加平稳, 冲击更小。

2.3 摇臂与阀杆的角度设计

固定架作为连接执行器和阀体的结构件, 从固定方式来看, 可以将其看成一个悬臂梁结构。其主要承受执行器的重载以及盘阀开关时沿活塞杆方向的推力, 同时还有速度变化引起的冲击影响。考虑到盘阀高频率、长时间开关的使用特点, 固定架必须具有足够的结构强度来承受这些载荷, 同时还必须有足够的刚度来保证气缸活塞杆不会因为固定架的变形而出现运动卡涩的情况。

缩短固定架的长度可以有效提高结构强度和刚度, 下面讨论在不改变执行器缸径和输出力的前提下, 如何通过对摇臂和阀杆的角度设计来缩短固定架长度, 以此提高其结构强度和刚度。

摇臂与阀杆角度变化过程如图 6 所示, 图中可以看出, 将摇臂与阀杆组件呈一定角度时 (小于 180 度), 在摇臂长度和阀杆组件位置不变的情况下, 气缸对阀杆转轴的力臂长度不会发生变化, 执行器不需要增加输出力来保证阀杆的转动, 同时气缸的行程也保持不变。

由于固定架的形状不是规则的, 其长度很难精确计算。根据固定架的安装方式和三角形理论, 可以通过阀体到执行器转轴的距离来考量固定架的长度变化。阀体中心摇臂与阀杆角度变化对固定架的长度的影响通过图 6 来简单说明, 其中, O 为阀杆轴心, O'' 为盘阀阀体中心, P 和 P'' 为气缸转轴中心, θ 为摇臂与阀杆由共线状态绕阀杆中心旋转的角度, 摇臂在相对于阀杆转动角度 θ 后, 气缸转轴中心由 P 移动到了 P'' , 从图中可以明显看出固定架的长度逐渐缩短。

固定架的长度可以简单表示为:

$$S' = \sqrt{c^2 + d^2 - 2cd\cos(0.6\pi - \theta)} - e \quad (0 \leq \theta \leq 0.4\pi) \quad (8)$$

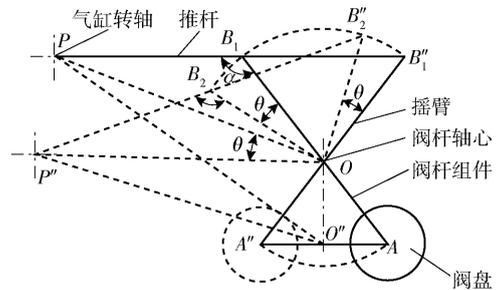


图 6 摇臂与阀杆角度变化示意简图

式中 S' —固定架的理论长度;
 c —执行器转轴中心到阀杆中心的距离 ($c = 1430$ mm);
 d —阀杆中心到阀体中心的距离 ($d = 320$ mm);
 θ —摇臂相对于阀杆由共线状态转动的角度;
 e —阀体半径 ($e = 1080$ mm)。

在 MATLAB 中进行图形绘制, 结果如图 7 所示。

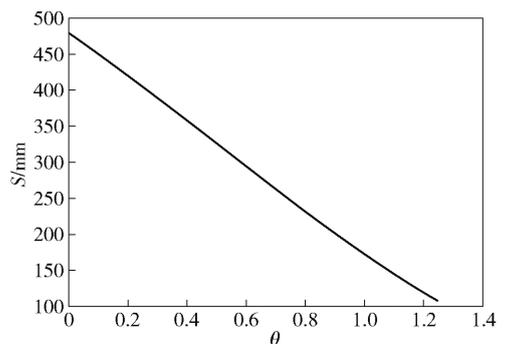


图 7 固定架长度与 θ 的关系曲线图

从图 7 中可以看出, 在其他参数条件不变的情况下, 当摇臂与阀杆所呈夹角越大, 固定架的长度越短, 结构强度越高, 刚度越大。该种分析方法主要是讨论摇臂与阀杆所呈角度对固定架长度的影响, 模拟结果可以作为参考, 实际设计中还需考虑实际情况 (安装空间, 零件干涉等因素) 来确定夹角大小。

2.4 执行器的选型

盘阀执行器的选型对盘阀驱动链的性能和制造成本都有着很紧密的联系, 而执行器的选型要素主要包括气缸缸径和行程, 缸径主要由气缸输出力决定, 而行程则与执行器气缸方向和位置有关。其他选型要素还包括增加缓冲装置等。在确定盘阀所需输入转矩、行程、安装空间以及其他特殊要求后, 可根据这些条件对执行器进行选型。执行器选型基本

包括如下内容。

2.4.1 气缸的缸径

决定气缸缸径的因素主要包括:

(1)气缸输出力大小。气缸输出力根据阀杆所需转矩和摇臂长度计算得到,实际选用中,执行器输出力应比理论计算输出力至少大一倍,此设计因素主要考虑由于频繁操作和有害碎物影响而允许增加推动或扭矩^[4]。一般情况下,输出力越大,气缸缸径选择越大。

(2)负载率。负载率是反应负载对象工作状态的一种参数,工作状态越复杂,负载率越低,数值在0~1之间选择,对于同样大小的气缸输出力,负载率越低,所需气缸缸径越大。

(3)减压阀设定压力,即考虑现场实际使用工况条件。减压阀设定压力直接决定气缸内压力大小,对于同样的输出力,减压阀设定压力越大,所需缸径越小。

2.4.2 气缸的行程

在确定驱动链的结构尺寸参数后,气缸的行程可以根据执行器活塞杆和摇臂的运动轨迹计算得到,但考虑装配误差等因素,气缸需要能够对行程进行适当的调节,通常通过在气缸头部或端部增设调节螺母来实现。除此之外,对应行程较大的气缸,还应考虑活塞杆和缸筒承受的横向载荷对气缸的影响。

2.4.3 考虑行程终端的冲击

在盘阀开启或关闭过程中,到达行程终端时,活

塞具有一定的运动速度,如果不设置缓冲装置,执行器的寿命会大大减小,对使用非常不利。一般气缸通过垫缓冲和气缓冲来实现气缸的缓冲能力。垫缓冲是指在缸内装入聚氨酯垫,避免活塞撞击气缸端盖,该措施因成本较低,应用比较广泛。气缓冲的原理是在活塞接近气缸端盖之前,使排气侧气体受压缩,利用其反作用吸收负载的动能,使活塞缓慢停止。

3 结语

本文通过几何和数值计算的方法确定了气缸驱动力初始方向与气缸行程、气缸输出力大小之间的关系,通过对两个参数的合理设计,优化了驱动链的制造成本和运动性能。在此基础上,讨论了活塞杆与摇臂的角度设计对固定架结构长度的影响,通过缩短固定架的长度,提高了结构强度和刚度,减小了盘阀高频次、长时间开关所带来的运动冲击。最后对执行器的选型要素进行了讨论,为驱动链的设计提供了参考。

[参考文献]

- [1] 孙兵兵,王首宝.煤化工锁渣系统用高温耐磨盘阀的设计及开发[J].有色设备,2020,34(3):51-54.
- [2] 付荣申,安铁夫.盘阀在Shell煤气化中的应用[J].石油化工自动化,2012(6):68-70.
- [3] 陆培文.阀门设计入门与精通[M].北京:机械工业出版社,2009.
- [4] API 6D—2014,管线阀门规范[S].

Design and Analysis of Drive Chain for Pneumatic Disc Valve

GENG Peng-cheng, HU Gao-lin, SUN Bing-bing, LUO Liang, XU Qing-he

Abstract: Based on the structural principle of drive chain for pneumatic disc valve and the calculation of switching torque, This paper purposes to optimize the manufacturing cost, improve the structural strength and stiffness, and reduce the motion impact. Taking the cylinder travel, cylinder output force, and the length of fixed frame as the research objects, the initial direction of cylinder output force and cylinder stroke, cylinder output force are analyzed by geometric modeling and numerical calculation. Meanwhile, the influence of the angle design for piston rod and rocker shaft on the length of disc valve fixing frame is discussed, which improve the structural strength, stiffness, and reduce the influence of impact load on the fixing frame.

Key words: drive chain; switch torque; optimization design; actuator selection

