

液压制动器分析及设计方法研究

李富刚 李琳桦

(丹佛斯动力系统(江苏)有限公司 江苏 镇江 212021)

摘要: 液压制动器在非道路车辆和旋转机构中起重要的制动作用,保证了机器正常作业的安全性。对于设计工作者和生产制造工作者,均需要了解液压制动器的工作原理并掌握它的理论分析及设计计算过程,以进行液压制动器元件的设计、制造和应对不同的使用场合。本文主要介绍了液压制动器的工作原理和理论设计计算方法,并通过设计计算与样机测试结果进行对比,验证了理论设计计算的正确性。

关键词: 液压制动器; 制动扭矩; 摩擦片; 释放压力; 响应时间

0 引言

液压制动器是具有使运动部件(或运动机械)减速、停止或保持停止状态功能的装置,主要应用于高空作业平台、矿山机械、输送机工程行走机械及雷达和采煤机等设备上的旋转机构。液压制动器最早出现于 20 世纪 80 年代欧洲市场,后逐渐发展到全球,20 世纪 90 年代进入中国,并得到广泛应用。液压制动器是一种集工作装置和安全装置于一体的液压元件,它是保证机器安全正常工作的重要元器件,因此,它的工作原理分析及设计研究就显得尤为重要。

1 液压制动器的结构及原理分析

液压制动器是一种以弹簧制动、流体压力释放制动的常闭式液压元件。为保证液压制动器更长的使用寿命,液压制动器的动静摩擦片一般设计为湿式,浸泡在液压油或机油里。液压制动器主要由连接轴、壳体、动摩擦片、静摩擦片、活塞和弹簧等主要零部件组成,如图 1 所示。摩擦副包括动摩擦片和静摩擦片,圆形动摩擦片通过内花键与连接轴上的外花键相连接。静摩擦片通过外圆上的耳环与壳体内部的凹槽相固连。动静摩擦片分别有干式和湿式结构。本文介绍的制动器属于多盘湿式结构,一般由多片动摩擦片和静摩擦片组成。弹簧通过预压缩力挤压活塞,弹簧的压缩力通过活塞作用在静摩擦片上,同时传递到各动静摩擦片组件,使动静摩擦片组件相互贴合,并形成摩擦力。连接轴在转动时因摩擦力产生制动扭矩。需要释放制动器时,在壳体释放油口内输入一定压力的液压油,逆向推动活塞使弹簧压缩并向相反的方向运动,从而解除作用在动静摩擦片上作用力,使得动静摩擦片相互脱离,摩擦片组件之间呈放松状态,因而减少或消除摩擦力而释放制动扭矩。

液压制动器的主要工作阶段是:制动和释放。它的主要性能参数包括:制动扭矩、最低释放压力和制动响应时间。

2 制动扭矩计算

制动扭矩是制动器的一个最重要的参数,它体现了一个制动器的制动能力。制动扭矩越大,则表明该制动器可以应用于吨位越重的车辆,不同吨位的车辆需要选用不同制动扭矩的制动器。制动扭矩的计算模型及公式推理如下:

设静摩擦片的内圆半径为 R_1 , 设动摩擦片的外圆半径为 R_2 , 作用在动静摩擦片上的作用力为 F_1 (无液压力

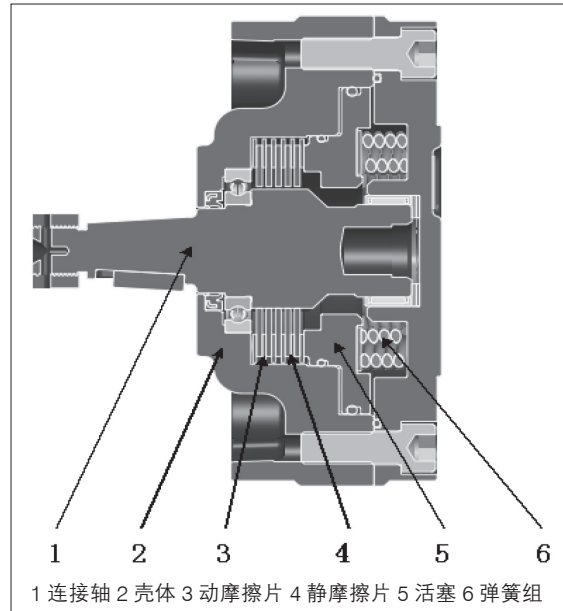


图 1 液压制动器内部结构

时该力等于弹簧总压缩力), 动静摩擦片之间所产生的摩擦力为 f , 摩擦系数为 μ , 制动扭矩为 T 。在摩擦片上取一微分扇形面积 d_A , 如图 2 所示, 则:

$$f = \mu \cdot F_1 \quad (1)$$

$$d_A = R \cdot d_R \cdot d_\theta \quad (2)$$

该处的微分摩擦力为 d_f :

$$d_f = \frac{f}{A} \cdot d_A \quad (3)$$

则传递的制动扭矩 T 为:

$$\begin{aligned} T &= \int d_T = \int R \cdot d_f = \int R \cdot \frac{f}{A} \cdot d_A \\ &= \int R \cdot \frac{f}{A} \cdot R \cdot d_R \cdot d_\theta \\ &= \int_0^{2\pi} d_\theta \int_{R_1}^{R_2} \frac{f}{A} \cdot R^2 \cdot d_R \\ &= 2\pi \cdot \frac{f}{A} \cdot \frac{1}{3} \cdot R^3 \int_{R_1}^{R_2} \\ &= \frac{2f \cdot (R_2^3 - R_1^3)}{3 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \\ &= \frac{2\mu \cdot F_1 \cdot (R_2^3 - R_1^3)}{3 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \end{aligned} \quad (4)$$

式(1), (2), (3)和(4)中:

R_1 为静摩擦片的内半径, 单位: mm

R_2 为动摩擦片的外半径, 单位: mm

T 为扭矩, 单位: $N \cdot m$

d_r 为微分半径, 单位: $N \cdot m$

d_A 为扇形面积, 单位: mm^2

A 为动静摩擦片接触面积, 单位: mm^2

R 为动静摩擦片接触圆环半径, 单位: mm

d_r 为微分半径, 单位: mm

d_θ 为微分角, 单位: 度

μ 为摩擦系数, 常数

f 为摩擦力, 单位: N

d_f 为微分摩擦力, 单位: N

F_1 为作用在动静摩擦片上的作用力, 单位: N

上述公式(1), (2), (3)和(4)是单个静摩擦片与单个动摩擦片之间的扭矩计算公式, 而对于多盘式制动器, 则由多组动静摩擦片组成, 设动摩擦片的数量为 n 个, 而静摩擦片的数量则为 $n+1$ 个。每一个动摩擦片有 2 个作用面, 所以, 制动器的最终制动扭矩计算公式如式(5)所示:

$$T = 2n \cdot \frac{2\mu \cdot F_1 \cdot (R_2^3 - R_1^3)}{3 \cdot (R_2^2 - R_1^2)} \quad (5)$$

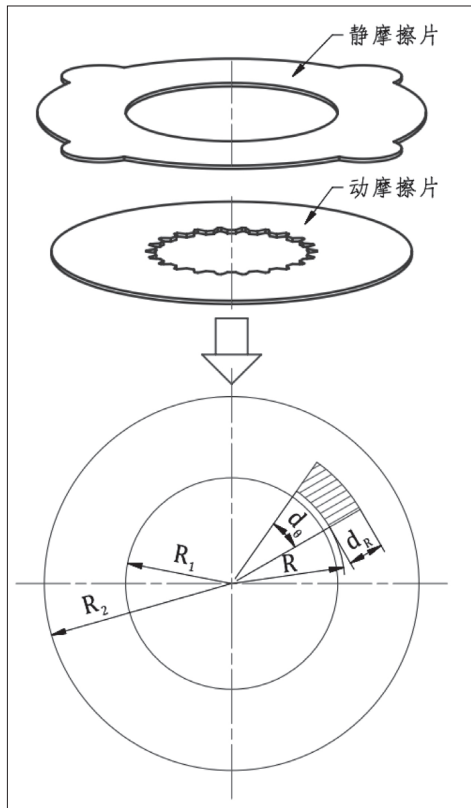


图2 制动扭矩计算的通用模型

3 最低释放压力计算

最低释放压力是指能够迫使制动器的活塞克服弹簧力, 使活塞, 动摩擦片以及静摩擦片从接触的状态到脱离状态, 从而释放制动器的制动扭矩, 此时作用在活塞上所需的液压

油液的最小压强(液压术语俗称压力)即为制动器的最低释放压力。最低释放压力越低, 用户的液压系统越能节约更多的成本和能源。释放压力的计算模型及公式推理如式(6)和(7)所示:

设活塞的大小直径分别为 D 和 d , 作用在活塞上的所有弹簧的压缩力为 F_2 , 释放压力为 P , 如图3所示, 则:

活塞面积:

$$S = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \quad (6)$$

释放压力:

$$P = \frac{F_2}{S} = \frac{4F_2}{\pi \cdot (D^2 - d^2)} \quad (7)$$

式中:

S 为活塞面积, 单位: mm^2

D 为活塞的大直径, 单位: mm

d 为活塞的小直径, 单位: mm

P 为释放压力, 单位: MPa

F_2 为所有弹簧的压缩力, 单位: N

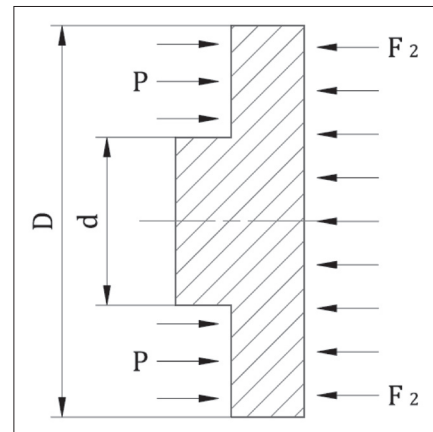


图3 释放压力计算的通用模型

4 制动响应时间的分析研究

制动响应时间是指作用在活塞上的液压力释放后, 制动器的制动扭矩上升到额定值的时间。由于液压油和液压管路具有一定的可压缩性, 相对而言, 液压响应信号比电磁信号响应要略微慢一些。制动器制动响应时间越短, 则制动动作更加迅速安全, 但是舒适性略差。而且, 在特殊的路面条件下, 比如雨雪影响等, 响应时间太快, 又容易引起车辆打滑和倾倒。反之, 如果响应时间太长, 制动距离延长, 车辆不能有效地快速制动, 尤其在车辆高速或下坡的特定情形下, 容易导致事故发生。因此, 制动响应时间是制动器研究的另一个重要的参数。

因此, 在对液压制动器进行理论设计时, 进出油液油口内阻尼孔的直径与长度尺寸的设计就显得尤为重要。细小的阻尼孔会导致压力损失大, 油液压力信号传递速度慢, 响应时间就会过长; 粗大的阻尼孔又会引起压力传递过快, 响应时间太短且容易引起车辆较大的冲击, 驾驶舒适度也会降低。本文所涉及的液压制动器的油液释放内腔空间很小, 其活塞在一个工作行程内所引起的液流体积变化也很小, 所以阻尼孔中的流量同样也很小。所以, 在设计阻尼孔时

可以根据制动器的空间结构,同时设计出一组直径相差很小的通油孔,最终通过实验得到合适的制动响应时间。通常,液压制动器的制动响应时间需要等实验校验后才能得到合适的数据。不同尺寸阻尼孔对制动器响应时间的影响如图 4 所示。

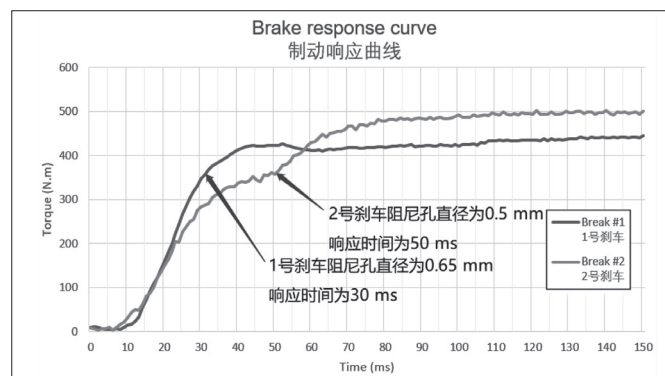


图 4 不同尺寸阻尼孔对制动器响应时间的影响

5 计算结果与实验数据的对比结论

根据前述液压制动器的制动扭矩和最小释放压力的设计方法,设计了一款 AB 型制动器,计算过程和试验结果如下:

(1) 动摩擦片数目为 5,静摩擦片数目为 6。摩擦片的工作区域的内外半径分别为 $R_1=31.5\text{ mm}$, $R_2=40.5\text{ mm}$,所有弹簧的总压缩力为 $F_2=9750\text{ N}$,当液压力为 0 时,该弹簧力同时传递到摩擦片组件上,所以,摩擦片所受到的总力 $F_1=F_2$,摩擦系数由摩擦片供应商提供, $\mu=0.13$,所产生的摩擦力为 $f=1267.5\text{ N}$ 。活塞大小直径分别为 $d=87\text{ mm}$, $D=124\text{ mm}$,通过理论计算得制动扭矩 $T=458.7\text{ N}\cdot\text{m}$,释放压力 $P=1.6\text{ MPa}$ 。

(2) 产品样机制作出来以后,经性能试验,其实际制动扭矩约在 $460\text{ N}\cdot\text{m}$ 左右,释放压力在 1.6 MPa 左右,达到初始的设计输入要求。随机抽取一台 AB 制动器性能测试的压力-扭矩曲线如图 5 所示。AB 型制动器样件外观如图 6 所示。

6 结语

通过以上对液压制动器的理论分析和计算方法的研究,为企业和高校在液压制动器元件设计方面提供了一种切实

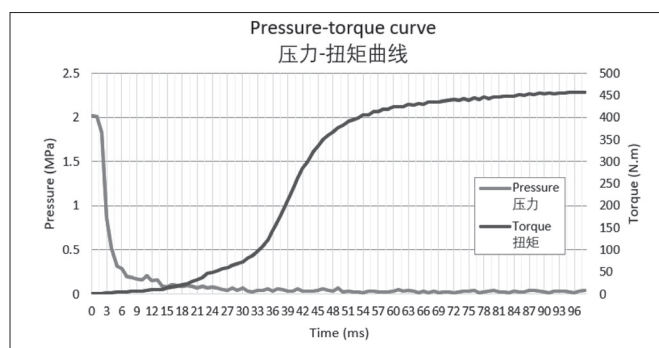


图 5 压力-扭矩曲线



图 6 AB 型液压湿式盘式制动器

可行的设计思路和理论研究依据。

参考文献:

- [1] 闻邦椿.机械设计手册:第3卷[M].北京:机械工业出版社,2010:1-129.
- [2] 刘亮,夏国栋.液体粘性联轴器剪切扭矩计算方法[J].汽车工程.2003(25):31-32.
- [3] 范存德.液压技术手册[M].沈阳:辽宁科学技术出版社,2004:1-2.

作者简介: 李富刚(1975.12-),男,汉族,河南省驻马店人,本科,工程师,研究方向:液压元件设计;李琳桦(1977.03-),女,汉族,湖南省衡阳人,本科,工程师,研究方向:液压元件设计。

(上接第 14 页)

总而言之,钻机设计、改进、制造,涉及到多个学科领域,钻机的整体先进性是一个国家工业实力的体现。作为设计者,首先要依据“可靠、安全、经济、实用”的原则来构想。未来,新型钻机应充分体现以人为本的思想,特别注重 HSE(健康、安全、环保)方面的考虑,最大程度地满足环保、安全等要求。设计更精细、容错能力更强的钻机结构是设计者的基本任务,通过钻机的自动化智能化设计改进,最大程度地应用智能遥控设备,避免高强度人工作业和高空高危作业,为石油工人创造良好的工作环境是发展的目标。提高钻机的移运性和模

块化水平,尽可能减少运输车次、降低安装难度,将各领域先进技术不断集成,使石油钻机朝着轻量化、无人化运行和智能控制的方向发展迈进,是石油机械设计者的事业梦想。

参考文献:

- [1] 金业权.钻井装备与工具[M].北京:石油工业出版社,2012.
- [2] 张奇志.电动钻机自动化技术[M].北京:石油工业出版社,2006.
- [3] 李继志.石油钻采机械概论[M].山东:中国石油大学出版社,2011.