

DP655B 型汽车转向助力缸的研制

鞍钢矿山研究所 马为国

提要 助力缸能力的计算以及各部强度的计算, 和密封件的选择。

关键词 推拉力计算 筒壁计算 活塞杆应力及稳定性计算 缸底厚度计算

前 言

鞍钢矿山公司在 80 年代初从国引进 26 台 DP655B 型矿用自卸汽车, 在弓长岭露天矿、齐大山铁矿等单位投入生产。经过这十几年的生产使用。齐大山铁矿除报废的以外已将这种车型改成水车和非生产用车。弓长岭露天矿又到温州大修了九台。这种车型还将继续为矿山生产建设服务。八十年代后期, 由于备件消耗很大, 外汇有限, DP655B 汽车备品备件就成了大问题。在这种情况下我们开始了这种车型转向助力缸的研制。

汽车在采场运输, 路面质量较差, 转向振动比较严重, 并经常到掌子面边上装卸。在这种情况下, 转向助力缸是关系到汽车行驶安全稳定的关键部件。因此, 对该部件的设计和制造必须严格要求。由于进口助力缸在尺寸及压力等级系列上与我国标准有所不同, 为降低制造成本不能完全仿造进口的。在保证其压力、流量等参数和联接尺寸后根据我国标准实行国产化。

我们首先对进口助力缸进行全面测绘。在此基础上我们参照国内标准进行重新设计。

助力缸基本参数:

工作最大压力——16MPa;

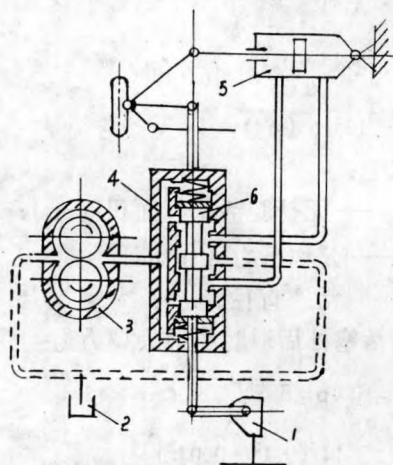
工作最大行程——550mm;

助力缸内径——100mm。

这是 DP655B 汽车助力缸的基本参数,

我们设计时要依照这些参数来进行。

一、助力缸推力和拉力的计算



1—转向器; 2—油箱; 3—油泵;
4—分配阀; 5—助力缸; 6—滑阀。

图 1 DP655B 汽车液压转向原理图

一般 20t 以上的载重汽车由于自重及载重量较大, 为保证转向灵活可靠且省力, 一般是采用液压转向方式。而在液压转向系统中, 转向助力缸则是该系统中的执行原件。如图 1 所示, 该系统主要由油泵、分配阀、助力缸及油箱、管路等组成。其工作原理为: 油泵 3 由发动机经齿轮驱动, 提供高压油到液压系统的执行部分。油泵通过油管 and 分配阀 4 相连接, 油液通过分配阀改变流动

方向。当汽车直线行驶时,滑阀 6 处于中间位置,这时来自油泵的高压油通过液压系统返回油箱 2。转向时司机转动方向盘 1 经过转向摇臂,使滑阀相对分配阀壳体移动,移动方向决定于司机转动方向盘的方向。由于滑阀的移动,使分配阀里压力油的流向发生变向,这时来自油泵的高压油经过分配阀后不再流回油箱 2,而是流向与司机所选择的转动方向相适应的助力缸 5 室里,推动活塞移动,再通过杆件使车轮回转,从而完成转向。

液压油作用在活塞上的力 F 对于单活塞杆来说,活塞杆伸出时的最大推力为:

$$\begin{aligned} F_1 &= A_1 \cdot P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P \\ &= \frac{3.14 \times 0.1^2}{4} \times 16 \times 10^6 \\ &= 125.6 \text{ (kN)} \end{aligned}$$

式中:

A_1 ——无杆腔活塞杆面积 (m^2);

P ——公称压力 (10^6Pa);

D ——活塞直径 (m)。

当活塞杆后退时的最大拉力为:

$$\begin{aligned} F_2 &= A_2 \cdot P = \frac{\pi (D^2 - d^2)}{4} \cdot P \\ &= \frac{3.14 (0.1^2 - 0.04^2)}{4} \times 16 \times 10^6 \\ &= 105.5 \text{ (kN)} \end{aligned}$$

式中:

A_2 ——有杆腔活塞杆面积 (m^2);

P ——公称压力 (10^6Pa);

D ——活塞直径 (m);

d ——活塞杆直径 (m)。

DP655B 型汽车自重为 40t, 加上载重量 50t, 总重为 90t。它装有六个轮胎, 每个轮胎承载汽车总重的六分之一, 大约 15t。助力缸就是克服轮胎的摩擦阻力使之转向的。

我们可以通过计算轮胎的阻力矩来算出汽车的转向阻力。

阻力矩

$$M_r = \frac{\mu}{3} \sqrt{\frac{G_1^3}{P}} = \frac{0.7}{3} \sqrt{\frac{(3 \times 10^5)^3}{0.8}} \approx 4286670 \text{ (N} \cdot \text{mm)}$$

式中: μ ——轮胎和路面间的滑动摩擦系数, 一般取 0.7;

G_1 ——前轴负荷, 最大为 30t;

P ——轮胎气压, 0.8MPa 即 $0.8 \text{N} \cdot \text{mm}^2$ 。

转向臂的长度为 500mm。

$$\begin{aligned} \text{转向阻力 } F_r &= \frac{M_r}{L_1} = 4286670 \div 500 \\ &= 85.7 \text{ (kN)} \end{aligned}$$

式中: M_r ——阻力矩 $\text{N} \cdot \text{mm}$;

L_1 ——转向臂长度 mm 。

由前面的计算已知 F_1 、 F_2 和 F_r 的大小, 即: $F_1 > F_2 > F_r$

所以可以满足汽车的转向。

二、助力缸筒臂的计算

当油缸的内径与壁厚比为 ($16 > D/\delta > 3.2$) 缸筒为钢制时, 我国的标准一般是油缸内径在 160mm 以下的采用的是 20 号无缝钢管, 在 160mm 以时采用的是 45 号无缝钢管。则: 缸筒壁厚

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{P \cdot D}{(2.3 [\sigma] - P) \Psi} + C \\ &= \frac{16 \times 10^6 \times 0.1}{(2.3 \times \frac{400 \times 10^6}{3.5} - 16 \times 10^6)} + 0.0001 \\ &= 6.6 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

式中: P ——公称压力 (10^6Pa);

D ——缸筒内径 (mm);

Ψ ——强度系数 (当缸筒为无缝钢管时 $\Psi = 1$);

$[\sigma]$ ——缸体材料的许用应力 $[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n}$

n 是安全系数, 这里取 $n = 3.5$;

C ——计入壁厚公差及腐蚀厚度 (m)。

我们参考 20 号无缝钢管 $\sigma_b = 400 \text{MPa}$ 选取 (JB1068—76) 油缸标准, 取中等壁厚

为 10.5mm 的 20 号的无缝钢管, 完全可以满足油缸缸筒的强度要求。

三、活塞杆的强度计算

活塞杆在稳定的情况下, 如果仅受轴向拉力或压力载荷时, 便可采用直杆拉、压力载荷强度计算。如图所示活塞杆最大应力集中点为杆的最细位置。此活塞杆最细的是活塞杆后部与活塞联接的位置, 直径为 28mm 所以取这里为校核直径。

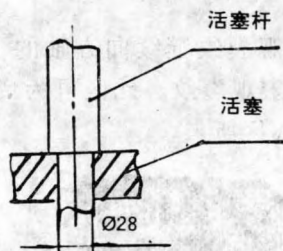


图 2 应力集中示意图

1. 活塞杆应力校核

$$\sigma_{\max} = \frac{F_1}{\frac{\pi}{4} d^2} = \frac{125600}{\frac{\pi}{4} \times 0.028^2} \approx 204 \text{ MPa}$$

式中: F_1 ——活塞杆所受轴向最大载荷 (N);
 d ——活塞杆最小直径 (m)。

45 号钢调质后的抗拉强度为 $\sigma_b = 650 \text{ MPa}$ 其许用应力:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b}{n} = \frac{650}{3} \approx 217 \text{ (MPa)}$$

因 $204 \text{ MPa} < 217 \text{ MPa}$, 满足 $\sigma_{\max} < [\sigma]$ 所以采用 45 号钢进行调质制造活塞杆满足强度条件。

2. 活塞杆的稳定性计算

当受压的活塞杆其长度 L 大于直径 d 的 10 倍以上时, (即 $L \geq 10d$) 一般需要进行稳定性验算。油缸受纵向力后, 缸体轴线产生弯曲, 当纵向力达到稳定极限力 F_R 后, 油缸产生纵向弯曲。即出现失稳状态, 这是不允许的。该极限力与油缸的安装型式、活塞直径、行程等有关, 如图 3 所示。

当细长比 $L/K > m\sqrt{n}$ 时, 液压缸的稳定主要受纵向弯曲控制:

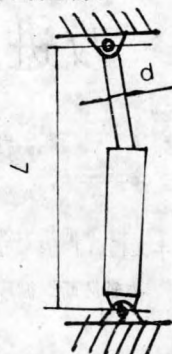


图 3 纵向弯曲示意图

按欧拉公式:

$$F_k = \frac{n\pi^2 EJ}{L^2} = \frac{1.02nd^4}{L^2} \times 10^6$$

$$= \frac{1.02 \times 1 \times 0.04^4}{1.2^2} \times 10^{11} = 181333 \text{ (N)}$$

式中:

L ——活塞杆计算长度 (即在油缸活塞杆全部伸出时, 活塞杆顶端的连接点与油缸支承点之间的距离), (m);

K ——活塞杆横断面的最小回转半径,

$$K = \sqrt{\frac{J}{A}} = \frac{10d}{40} \text{ (m)};$$

J ——活塞杆横断面的最小转动惯量, J

$$= \frac{\pi d^4 \times 10^4}{64 \times 10^4} \text{ (m}^4\text{)};$$

d ——活塞杆直径 (m);

E ——材料的弹性模数 (对钢取 $E = 2.1 \times 10^9 \text{ MPa}$);

n ——末端条件系数, 这里取 1;

m ——柔性系数, 对钢取 $m \approx 85$ 。

因为活塞杆的最大推力为 125600N, 小于油缸的稳定性极限力 181333N。即 $F_1 > F_k$, 满足活塞杆的稳定性条件。

四、缸底厚度的计算:

缸底我们采用的是球形底形式:

$$\text{则: } \sigma \geq \frac{P \cdot D}{4 [\sigma]} = \frac{16 \times 10^6 \times 0.1}{4 \times \frac{540 \times 10^6}{5}} = 4 \text{ (mm)}$$

(下转第 25 页)

粒度可低至 0.04~0.035mm。但这会使筛子的生产率大幅度下降。

如前所述,振动细筛仍然是采用常规筛分法,这种筛分方法的特点是分离粒度与筛孔尺寸紧密相关,根据前述原因,其适宜的筛分粒度下限仅为 0.1mm 左右。众所周知,我国引进细筛的初衷主要是为提高铁精矿品

位,而一般铁精矿的分离点大多在 -0.075mm 以下,因此,振动细筛难以实现“筛选”作用。

基于上述原因,应用“大筛孔筛小颗粒”原理的楔形条缝筛,即平面细筛和离心细筛便应运而生。

(收稿日期:1996 年 6 月 28 日)

(上接第 41 页)

式中: B ——为缸底最小厚度 (mm);

P ——公称压力 (MPa);

$[B]$ ——缸体材料许用应力 (35 号钢的抗拉强 $B_b = 540\text{MPa} = 540 \times 10^6\text{Pa}$ 这里取安全系数为 5)。

因为缸底最厚度 $B \geq 4\text{mm}$ 就可以,我们所采用的缸底最小厚度为 13mm,满足强度条件。

五、缸体焊接连接计算

缸体与缸头是通过焊接联接的,其焊缝应力为:

$$\begin{aligned} B &= \frac{F}{\frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_1^2) \eta} \\ &= \frac{125600}{\frac{\pi}{4} (0.121^2 - 0.106^2) \times 0.7} \\ &= 68 \text{ (MPa)} \quad \text{安全系数 } n = \frac{B_b}{B} = \frac{420}{68} \approx 6 \end{aligned}$$

式中: F ——油缸最大推力 (N);

D_1 ——油缸外径 (m);

d_1 ——焊缝底直径 (m);

B_b ——焊条材料的抗拉强度 (MPa);

η ——焊接效率取 70%。

因为选用缸筒壁厚时的安全系数为 $n_b = 3.5$, 而焊缝的安全系数为 $n = 6$ 即 $n_b < n$, 由此可见,焊缝的强度大于缸筒壁厚的强度。所以,焊缝强度是满足所要强度的。

六、活塞与缸体及前导向密封

活塞环采用比较新式的弹性聚四氟乙烯材料、双环密封,其耐磨性和抗老化性都优于橡胶。实践证明,该密封件在材料的选择和结构的设计上是合理的,几年来没有在活塞的密封上出过问题。

前导向密封采用 yxd40x4 聚氨脂密封圈,防尘圈也采用了此材料,目前,国内的 yx 密封圈和防尘圈大都采用该种材料。其缺点是:这种材料密封圈和防尘圈经过半年左右的时间使用后就会老化、变形失去弹性,就会有渗油现象,严重时会发生漏油。对于这种现象,我们采取了一些措施。

这就是要求提高助力缸和活塞杆的加工精度,现场使用时要按规定定期更换液压油,保证油液洁净,定期检查设备,如发现有渗、漏油现象要随时更换密封圈。

通过几年来的实践考证,此助力缸的设计和制造是成功的,目前,已在弓长岭露天矿和齐大山铁矿使用了 40 余台套并推广到了马鞍山的南山铁矿,为进口的 DP655 汽车的充分利用和矿山生产起到了很好的作用。

参考文献

- [1]《汽车设计》机械工业出版社
- [2]《液压传动》机械工业出版社
- [3]《机械设计手册》石油化学工业出版社

(收稿日期:1996 年 9 月 25 日)