

液压泵的本体设计

The body design of hydraulic pump

赵娅

(河南广播电视大学,河南 郑州 450008)

摘要:对液压泵进行了运动分析和受力分析,在此基础上对液压泵各个部件进行了设计计算,主要是传动轴、传动齿轮的设计以及缸体、配流盘支撑结构的优化设计。解决了将多台泵集成在一起的传动链布局和受力优化设计问题,既可保证各零部件有足够的强度、寿命和良好的加工工艺性,又可使液压泵的结构紧凑,以便安装和维修。

关键词:液压泵;受力分析;泵体设计;配流盘

中图分类号: TH137.51

文献标识码: B

文章编号: 1006-6446(2007)12-0045-03

A8V107 双联柱塞变量泵是用于开式回路的斜轴式轴向柱塞变量泵,是集成型液压泵的主泵,其变量控制是集交叉功率控制、负流量控制和变功率控制于一体的复合控制方式。该产品不仅能满足 20 t 级挖掘机的配套需求,而且可广泛应用于起重机、装载机等工程机械。

1 液压泵本体结构

A8V107 双联柱塞变量泵属于斜轴泵,其特殊之处在于:采用 1 套变量结构控制 1 个壳体的 2 台泵,2 台泵的吸入管道共用,压出管道分开。这样,2 台流量相同的泵可以同时供油至 2 个液压系统,是专门为液压挖掘机设计的。

斜轴泵可以表示为 5 连杆空间曲柄连杆结构(如图 1 所示),由于连杆的中心线与柱塞中心线成一夹角,当连杆与柱塞内壁未接触时,该机构有 2 个自由度,即驱动轴与缸体的转角是 2 个独立的变量;当连杆与柱塞内壁接触后,该机构只有 1 个自由度,即柱塞的运动仅由驱动轴转角确定。但连杆与柱塞中心线之间的夹角随着驱动轴转角的改变而改变,缸体转动角相对于驱动轴的转动角有滞后现象,在某一瞬间,5 个连杆中只有要求滞后最小的连杆才与

图 1 5 连杆空间曲柄连杆机构原理

柱塞的内孔接触驱动缸体。斜轴泵的缸体用连杆传动,使其所受的倾覆力矩比斜盘泵小得多,但仍需要考虑缸体的支承问题,这是因为一方面连杆对柱塞还有一定的侧向力,另一方面缸体与配流盘之间的压紧力和分离力的合力点不重合,对缸体产生附加倾覆力矩。斜轴泵的缸体支承方式有 2 种,分别是轴承支承缸体和中心杆支承缸体。这里主泵采用的中心杆支承缸体结构是斜轴泵目前广泛采用的支承缸体的一种方式,这种结构使缸体具有良好的自位性,但是缸体和配流盘的配流面加工比较困难。

2 液压泵的力学分析

首先根据液压泵的性能参数确定其主要的结构

收稿日期:2007-10-30

作者简介:赵娅(1968-),女,河南镇平人,河南广播电视大学讲师,工学硕士,从事机械设计方面的教学和研究工作。

参数:

- (1) 柱塞个数 $z = 7$ 个。
- (2) 缸体摆角设计要求: $7^\circ \sim 25^\circ$ 。
- (3) 柱塞直径 d 、主轴盘球窝分布圆直径 D_1 、缸体柱塞孔分布圆直径 D_2 的确定。

柱塞直径 $d = 25 \text{ mm}$, 主轴盘球窝分布圆直径 $D_1 = 73.5 \text{ mm}$, 则

$$D_2 = \frac{1 + \cos \alpha_{\max}}{2} D_1 = \frac{1 + \cos 25^\circ}{2} \times 73.5 = 70.05,$$

缸体柱塞孔分布圆直径 D_2 取 70 mm 。

(4) 缸体实际工作摆角。最小排量 Q_{\min} 为 73.5 L/min , 最大排量 Q_{\max} 为 107 L/min , 则实际需要的单转排量为

$$q_{\min} = \frac{Q_{\min}}{n} = \frac{73.5}{2000} = 37 \times 10^{-3} \text{ L/r} = 34 \text{ mL/r}$$

$$q_{\max} = \frac{Q_{\max}}{n} = \frac{107}{2000} = 54 \times 10^{-3} \text{ L/r} = 54 \text{ mL/r}$$

理论单转排量

$$q = \frac{\pi}{4} \times d^2 \times z \times D_1 \times \sin \alpha。$$

考虑到泵的容积效率 η_v (取 $\eta_v = 90\%$), 则实际摆角为

$$\alpha_{\min} = \arcsin \left[\frac{q_{\min}}{\frac{\pi}{4} \times d^2 \times z \times D_1 \times \eta_v} \right] = \arcsin \left[\frac{37 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times 25^2 \times 7 \times 73.5 \times 0.9} \right] = 9.20^\circ,$$

$$\alpha_{\max} = \arcsin \left[\frac{q_{\max}}{\frac{\pi}{4} \times d^2 \times z \times D_1 \times \eta_v} \right] = \arcsin \left[\frac{54 \times 10^{-3}}{\frac{\pi}{4} \times 25^2 \times 7 \times 73.5 \times 0.9} \right] = 24.9^\circ,$$

即实际工作摆角为 $9.20^\circ \sim 24.9^\circ$, 以后的计算仍以 $7^\circ \sim 25^\circ$ 为准。

(5) 主轴盘尺寸系数 K_1 。

$$K_1 = \frac{D_1}{D_2} = \frac{73.5}{70} = 1.05。$$

(6) 柱塞杆长度系数 K_2 。

$$K_2 = \frac{2L}{D_2} = \frac{2 \times 70.2}{70} = 2.0057,$$

式中: L 为柱塞杆两球心之间的距离, $L = 70.2 \text{ mm}$ 。

(7) 柱塞杆对柱塞孔的极限倾角 α 。

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1 \cos \alpha_{\max}}{L} = \frac{70 - 73.5 \cos 25^\circ}{2 \times 70.2} = 0.024,$$

$$= 1.23,$$

所以, 柱塞杆的锥角为 1.23° 。

3 传动轴以及传动齿轮设计

该主泵为集成泵, 由 2 个斜轴泵构成, 从一个传动轴输入转矩, 通过齿轮把转矩传递给另一个传动轴。主轴盘所受的平均转矩为 $M_{\text{avg}} = 554 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 由于泵的输入转矩是脉动的, 而且脉动率与流量脉动率是相同的 (泵的流量脉动率为 2.53%), 则

$$M_{\max} + M_{\min} = 554 \times 2 \text{ kN} \cdot \text{m},$$

$$\frac{M_{\max} - M_{\min}}{554 \times 2} = 2.53\%。$$

所以, 最大转矩为 $M_{\max} = 568 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 当 2 个泵的主轴盘的都承受最大的转矩, 而且考虑到 2 个泵的结构的一致性, 这样可以减少零件的种类, 齿轮传动比取为 $1:1$, 则输入轴的最大的转矩为 $2M_{\max} = 2 \times 568 \text{ kN} \cdot \text{m} = 1136 \text{ kN} \cdot \text{m}$, 把上面的数据代入专业的设计软件, 或者根据材料力学有关公式进行手工计算, 即可得出具体齿轮和传动轴的尺寸。事实上, 由于受轴承安装尺寸的影响, 所计算出的轴和齿轮的尺寸往往还需要加大, 以使轴能够安装到有足够载荷量的轴承上。

4 缸体、配油盘支撑结构优化设计

轴向柱塞泵的缸体是一个形状特殊、受力复杂的零件, 既要求高强度, 又要求高耐磨性, 因此, 对强度和材料的选择要求较高。在斜盘泵中, 由于滑靴结构尺寸的要求, 缸孔之间的壁厚略大, 应力稍低一些, 斜轴泵缸孔之间壁厚较小, 应力较高, 长期以来都是影响这种泵压力提高的最薄弱的环节。随着轴向柱塞泵压力和转速的提高, 提高缸体的强度以防止出现疲劳损坏是轴向柱塞泵缸体设计的重要内容。由于缸体形状复杂, 运用一般材料力学的方法设计已经不能满足轴向柱塞泵的发展的需要, 必须寻求新的方法。

图 2 是缸体的结构图, 共 7 个柱塞, 假设上面为压油腔, 则有 3 个缸孔同时受液体压力 p_s 作用, 如果把缸孔看作为一个假想的壁厚圆筒, 圆筒的内壁半径为 $r_1 = \frac{d}{2}$ (d 为柱塞直径), 圆筒外壁半径为 $r_2 = r_1 + \delta$ (δ 为缸孔间最小壁厚)。将相邻缸孔分布圆展开后当作两壁厚圆筒计算的应力分布图, 将两壁厚圆筒产生的应力叠加, 则由材料力学的厚壁圆筒应力计算公式可得

图 2 缸体的结构

$$r = - p_s,$$

$$a_1 = \frac{\frac{2}{r_2} + \frac{2}{r_1}}{\frac{2}{r_2} - \frac{2}{r_1}} p_s = \frac{n^2 + 1}{n^2 - 1} p_s,$$

$$a_2 = \frac{2 \frac{2}{r_1}}{\frac{2}{r_2} - \frac{2}{r_1}} p_s = \frac{2}{n^2 - 1} p_s.$$

其中, $n = \frac{r_2}{r_1}$, 根据二维应力最大能量强度理论, 则最大应力为

$$\sigma_{max} = \frac{\sigma}{r} + \frac{\sigma}{r} - 2\mu \tau_{r, t}$$

代入计算可得

$$\sigma_{max} = \frac{4(n^2 + 1)^2}{\sqrt{(n^2 - 1)^2 - 2(1 + \mu) \frac{n^2 + 3}{n^2 - 1}}} \times p_s = K_{max} p_s,$$

式中: μ ——液体在单位速度梯度下流动时单位面积上产生的内摩擦力;

K_{max} ——二维应力能量最大值。

上述假定缸孔为厚壁筒的计算是一种近似计算, 不能完全反映缸体内部应力的真实情况, 特别

是应力集中的情况。由于缸体受高速、交变的高压液体压力的作用, 因此, 对缸体的材料提出了一系列的要求: 高强度 (特别是高的疲劳强度)、高耐磨性、较好的抗气蚀性、良好的切削加工性。

5 结束语

由于该种泵是在单独的轴向柱塞泵的基础发展起来的, 所以, 普通轴向柱塞泵的设计方法都适合于双联泵的设计, 主液压泵本体的力学分析、运动学分析、关键摩擦副的油膜分析都参考了斜轴式轴向柱塞泵的设计方法。为了提高轴向柱塞泵的使用寿命, 应对轴向柱塞泵的关键摩擦副在材料、结构方面进行优化, 提高润滑油膜的质量, 改善摩擦副的减磨抗磨性能, 这也是参考了关于单轴向柱塞泵的关键摩擦副的研究成果, 并且结合双联泵的特点进行的改进。

参考文献:

[1] 徐绳武. 新型节能变量轴向柱塞泵 [J]. 液压气动与密封, 2004, (6): 32 ~ 34.

[2] 郭秀芳. 高速开关电磁阀在位置伺服控制系统中的应用 [J]. 流体传动与控制, 2004, (3): 17, 18.

(编辑: 刘芳)

(上接第 44 页) 船提供干运过坝条件。设备上还装有感应式自动对位装置, 以保证承船厢与导轨的自动对位。

根据下水式升船机的运行状况, 考虑到船厢在水中和出水过程的水力学条件, 应尽量使出入水过程平稳, 减少船厢承受的浮力和下吸力, 因此不能采用封闭结构, 在满足要求的前提下它采用单腹板主梁, 并尽量减小下翼板宽度。由于这种下水式升船机提升绳数量较多, 其主纵梁和主横梁的应力分布相对均匀, 设计中主纵梁挠度控制在 $L/1500$ 内, 主横梁挠度控制在 $L/800$ 内, 而其许用应力也考虑了 0.9 和 0.95 的折减系数。

承船厢上设置入水深度检测装置, 用于检测承船厢入水深度, 当承船厢入水达到规定深度时, 提升

机构停止工作; 在 4 个吊点位置设置水平度检测装置, 当 4 个吊点最大高度差达到 25mm 时, 提升机停止工作。承船厢上还设置有锁定装置, 使升船机在长时间停用期间能将承船箱锁定于水工排架上, 将提升机构卸载。

2 结束语

随着综合利用的水利工程的发展, 船闸成为世界上主要的通航建筑物。在水电建设中, 根据坝址地形地质条件, 当枢纽水头大、过坝船只主要为客货单船、尺度相对较小、要求快速过坝、过坝运量小和对枢纽水量有效利用的要求高时, 可优先考虑采用升船机。升船机是一种常用的通航建筑物型式。

(编辑: 白银雷)