

液压系统总成设计规范

Regulations for Hydraulic Systems Designing

目 录

1 范围	1
2 引用文件	1
3 定义	1
4 设计准则	1
5 设计程序	1
6 设计方法	3
附录 1 硬管外径系列	10
附录 2 有关的单位换算	10
附录 3 液压系统设计常用公式	11
附录 4 液压原理图中电气元件代号	12

1 范围

本规则规定了液压系统总成（以下简称“总成”）设计的要求、程序及方法等。
 本规则适用于本公司承接的液压系统总成项目的设计、制造和验收。

2 引用文件

ISO1219.1	流体传动系统和元件 — 图形符号和回路图 — 第一部分 图形符号
GB/T786.1—93	液压气动图形符号
GB2346—88	液压气动系统及元件 公称压力系列
GB/T2351—93	液压气动系统用硬管外径和软管内径
GB2876—81	液压泵站油箱公称容量系列
GB3766—83	液压系统通用技术条件
GB3768—83	噪声源声功率级的测定 — 简易法

3 定义

本标准使用下列定义：

a) 液压系统总成

若干液压元器件、辅件、机械结构件以及执行机构等经安装、组合，并用管路连接而成的，具有要求功能的整体液压装置。

b) 液压回路

液压系统中能满足特定功能的一个部分或全部，如：压力控制回路、流量控制回路、同步控制回路等。

4 设计准则

4.1 设计符合性准则

总成的设计应符合合同（定单）及其相关的技术协议，或用户方提出的有关规范的各项要求。

4.2 先进性和继承性准则

总成的设计应尽量采用成熟的先进技术，充分参考已完成设计、制造，投入运行并确认取得成功的同类产品的设计经验。

4.3 标准化和模块化准则

设计时，可将总成分解为液压泵组、油箱、阀台和蓄能器组等多个模块，每个模块都设计成系列化的标准组件。

5 设计程序

5.1 设计阶段

液压系统总成设计原则上应有方案设计、技术设计和施工设计三个阶段。一般可在方案设计和技术设计完成后设置审查和评审节点，在施工设计完成后由上一级及用户责任单位会签。如在技术设计评审中有遗留问题或在施工设计中工艺上有较大变化，则还可在施工设计完成后设置评审节点。

对已有的成熟技术或已成功应用而改进不大的设备，在征得用户同意后，可只设方案设计和施工设计两个阶段，并在该两阶段完成后设审查和评审节点。

5.2 方案设计

方案设计一般在项目投标或承接合同阶段进行，以对总成销售作技术支持。

5.2.1 方案设计内容

方案设计应进行下列工作：

- a) 编制技术规格书及方案设计说明书；
- b) 设计并绘制液压系统原理图、系统组成框图和方案设计总图；
- c) 元器件初步选型，编制元器件清单；
- d) 估算项目成本价。

5.2.2 方案设计输出

方案设计阶段完成的标志是：提交液压系统原理图、方案设计说明书、元器件清单以及项目的成本价。

5.3 技术设计

技术设计应是对总成的总体和基础性设计，一般应在总成项目合同确定后或进行深层次投标时进行。

5.3.1 技术设计内容

技术设计应进行下列工作：

- a) 深化方案设计，绘制技术设计总图或总布置图；
- b) 进行液压系统的设计计算，编写设计计算书；
- c) 进行准确和详细的元器件选型，编写元器件清单；
- d) 编写技术条件或技术设计说明书；
- e) 计算项目的准确成本价。

5.3.2 技术设计评审

技术设计阶段完成的标志是：提交总成的技术设计总图或总布置图、设计计算书、准确的元器件清单、准确的项目成本价以及必要的技术设计说明文件。

5.4 施工设计

施工设计是为总成的加工、制作、装配、调试和售后服务提供必须的技术资料所作的设计。

5.4.1 施工设计内容

施工设计应进行下列工作：

- a) 设计、绘制全套施工设计图样；
- b) 编写图样及设计资料汇总明细表；
- c) 编写产品试验大纲；
- d) 编写产品使用说明书；
- e) 编制其它必要的技术资料。

5.4.2 施工设计评审

施工设计阶段完成的标志是：提交总成加工、制作、装配、调试以及技术服务所需的完整的设计图样和技术文件。

6 设计方法

6.1 总体设计

6.1.1 液压系统的构成

液压系统通常由储液装置（油箱）、液压源（液压泵组）、液压控制装置（液压控制阀组）、执行机构（液压缸、液压马达等）、液压辅件（滤油器、蓄能器、热交换器等）以及必要的测量仪表、装置等组成。

6.1.2 液压系统图

设计总成时，应首先设计液压系统图。绘制液压系统图所使用的图形符号应符合 ISO1219.1 或 GB/T786.1 的规定。液压系统图的设计应考虑下列因素：

- a) 必须满足合同（定单）及其技术协议、相关标准、技术规范规定的功能要求；
- b) 充分参考已有设计成功的类似产品的液压系统图；
- c) 充分利用本公司的元器件和技术优势；
- d) 尽可能满足节能要求，采用节能元器件和节能液压回路；
- e) 符合高质量、低成本原则；
- f) 符合安全要求。

6.1.3 系统工作参数

液压系统的主要工作参数为压力和流量，该两项参数是总成设计、元件选择依据。

6.1.3.1 压力

- a) 选择液压系统的额定工作压力时，应考虑负载情况、设备的允许安装位置、运行条件等。通常，负载重、安装空间小、运行条件好时，选择较高的额定工作压力；反之，则选较低的额定工作压力。
- b) 额定工作压力值应符合 GB2346 的规定。

6.1.3.2 流量

液压系统的工作流量应按执行机构（负载）的最大运动速度和执行机构尺寸计算确定，计算方法如下：

- a) 执行机构为液压缸时，流量 Q 按式（1）计算：

$$Q = 6Av \times 10^{-5} \quad (1)$$

式中， Q — 流量，L/min；

A — 液压缸承载面积， mm^2 ；

v — 液压缸运动速度，m/s。

- b) 执行机构为液压马达时，流量按式（2）计算：

$$Q = qn \times 10^{-3} \quad (2)$$

式中， Q — 流量，L/min；

q — 液压马达排量，mL/r

n — 液压马达转速，rpm

6.1.4 一般要求

6.1.4.1 安全性

液压系统设计时应考虑可能发生的各种故障和事故，系统的功能设置、元器件的选择、配置和调整应能使系统在发生故障或事故时处于安全状态，能保证人员的安全和设备损坏最小。系统应满足以下要求：

- a) 具有过压及过载保护功能；
- b) 具有操纵的安全联锁功能，以防止误操作引起的误动作；
- c) 各调节机构应带有锁紧或防护装置；
- d) 符合有关的安全技术标准、工业卫生和环境保护规定；
- e) 必要时应配备具有独立的操纵功能的应急操纵或制动装置，该装置应醒目、易于识别，操作简单、直接、控制作用迅速，设置的位置应便于操作。

6.1.4.2 可靠性

为使总成具有较高的固有可靠性, 设计选用的液压元件及总成整机质量应符合下列要求:

- a) 在总成的在额定工况下, 液压泵和液压马达的工作寿命不低于 3.0×10^3 h;
- b) 电磁换向阀、电液换向阀和液动换向阀的工作寿命不低于 1.0×10^6 次;
- c) 单向阀和液控单向阀的工作寿命不低于 1.5×10^5 次;
- d) 溢流阀、安全阀和减压阀的工作寿命不低于 1.5×10^5 次;
- e) 液压缸的工作寿命不少于 2.0×10^5 次, 或累计工作行程不少于 1.0×10^4 m。
- f) 总成在出厂时, 应进行 8h 连续运行试验, 试验中不得发生任何故障或误动作。

6.1.4.3 维修性

为方便对总成的维修、保养, 设计时应考虑下列要求:

- a) 液压控制阀件应尽可能采用集成化设计, 以使结构紧凑, 并减少管道的连接和潜在的泄漏点;
- b) 需要调整、定期清洗或更换的零部件应布置在便于操作的部位, 并有足够的拆装、维修空间;
- c) 当需要拆卸个别零部件或管道时, 应不必大量拆卸相邻的零部件或管道, 并不会引起大量的工作液损失和不要求排放油箱内的工作液。必要时, 可在管道中适当地设置截止阀;
- d) 必要时, 在适当的位置设置接油盘;
- e) 在能最大限度地、方便地放尽内部工作液的位置上设置工作液排放口;
- f) 应设置必要的测试口、工作液取样口、排气口和投油循环所必需的备用接口。
- g) 所有重量超过 15kg 的零部件应可方便地起吊, 总成应有起吊装置, 拆装方便, 并尽可能使部件可以整体更换, 利于安装和维修。
- h) 大型或较高的总成应设置适当的踏脚架或扶梯。

6.1.4.4 污染控制

总成中必须按下列要求配置工作液的污染控制装置或元件:

- a) 对常规的液压系统, 回油滤器的过滤精度可选为 $\beta_{10} \geq 100$; 而对含有伺服阀或比例控制阀的液压系统, 回油滤器的绝对过滤精度可选为 $\beta_5 \geq 100$ 。回油滤器的通流能力可选为最大回油流量的 1.5~3 倍。
- b) 由于液压泵是液压系统的主要污染源之一, 因此应在液压泵的出口处设置高压滤器。该滤器的过滤精度一般可选为 $\beta_{10} \geq 100$, 其通流能力可选为液压泵最大输出流量的 1~2 倍。
- c) 在伺服阀和比例控制阀的进油口处, 必要时也可设置滤器, 滤器的绝对过滤精度应选为 $\beta_5 \geq 100$, 通流能力可选为阀件工作流量的 1~2 倍。
- d) 必要和可能时, 应设置离线的工作液过滤和温度控制循环系统, 以满足对液压系统工作液污染控制的要求。可按约 10~30 min 能将油箱内储存的工作液循环一次的原则, 确定离线循环系统的工作流量, 一般为 40~160 L/min。

离线循环系统滤器的绝对过滤精度也应按液压系统的性质选取: 常规液压系统可选为 $\beta_{10} \geq 100$; 比例控制系统为 $\beta_5 \geq 100$; 伺服控制系统则为 $\beta_3 \geq 100$ 。选用高过滤精度滤器时, 可在该滤器前串联一较低过滤精度的滤器, 以提高过滤效率和延长使用时间。

离线循环系统滤器的通流能力应选为其回路流量的 2~4 倍。

- e) 液压泵的吸口处不宜设置滤器, 可设置密度不大于 180 目的网式滤油器, 该滤油器的通流能力应不低于液压泵额定流量的 2 倍, 并应不致使吸口压力降低至低于要求的数值。
- f) 选用的滤器应带有堵塞指示及发讯装置。
- g) 滤器一般均应设置旁通阀, 当滤油器两端的压差大于规定值时, 旁通阀应开启。
- h) 各种滤器尽可能采用带磁性体的滤芯。

6.1.4.5 工作液温度控制

- a) 总成使用在环境较寒冷的场合时, 为确保设备能顺利启动, 应设置加热器。

总成加热器一般选用管状电加热器, 通常安装在油箱上, 加热部位插入工作液内, 以对工作液直接加热。加热器的总功率按每 1000 L 工作液约 10 kW 计算。单个加热器的功率不宜大(1~3 kW), 其表面耗散功率不得超过 0.7 W/cm^2 , 宜使用多个加热器组合达到需要的功率。多个加热器在油箱上应分散安装, 使加热均匀。

b) 总成的冷却器应能将液压系统工作时因功率损耗而产生的热量散发掉, 冷却器的计算方法如下:

(1) 压力油经溢流阀溢回油箱时, 在溢流阀阀口处的功耗按式 (3) 计算:

$$N_{C1} = \frac{\int_0^T \frac{P Q_Y}{60} dt}{T} \times 10^3 \quad (3)$$

式中, N_{C1} — 溢流阀阀口处一个周期内的平均功耗, kW;

P — 溢流阀设定压力, MPa;

Q_Y — 溢流阀的溢流流量, L/min;

T — 工作周期, s。

(2) 工作液流经节流元件的功耗按式 (4) 计算:

$$N_{C2} = \frac{\sum_{i=1}^n \int_0^T \frac{\Delta p_i Q_{Li}}{60} dt}{T} \times 10^3 \quad (4)$$

式中, N_{C2} — 总成中节流元件 (n 个) 在一个周期内的平均总功耗, W;

Δp_i — 第 i 个节流元件两端的压降, MPa;

Q_{Li} — 流经第 i 个节流元件的工作流量, L/min;

T — 工作周期, s。

(3) 冷却器散热面积按式 (5) 和式 (6) 计算:

$$A = \frac{N_C}{k \Delta t_m} \quad (5)$$

式中, A — 冷却器散热面积, m^2 ;

N_C — 液压系统总功耗, W; $N_C = N_{C1} + N_{C2}$;

Δt_m — 工作液与冷却水之间的平均温差, K;

t_1 — 工作液进口温度, K;

t_2 — 工作液出口温度, K;

t_{W1} — 冷却水进口温度, K;

t_{W2} — 冷却水出口温度, K;

k — 冷却器的传热系数, 可按下列值选取:

列管式冷却器, 水冷 350 W/ $m^2 \cdot K$;

平板式冷却器, 水冷 465 W/ $m^2 \cdot K$;

蛇形管式冷却器, 水冷 110~175 W/ $m^2 \cdot K$ 。

平均温差 Δt_m 的计算方法如下:

$$\text{当 } \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} \leq 2 \text{ 时: } \Delta t_m = \frac{t_1 + t_2}{2} - \frac{t_{W2} + t_{W1}}{2} \quad (6)$$

$$\text{当 } \frac{\Delta t_1}{\Delta t_2} > 2 \text{ 时: } \Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{2} - \frac{t_{W2} - t_{W1}}{2} \quad (7)$$

其中: $\Delta t_1 = t_1 - t_2$ 油液温差;

$\Delta t_2 = t_{W2} - t_{W1}$ 冷却水温差;

考虑冷却器工作过程中, 由于污垢、锈蚀等的影响, 使实际散热面积减少, 故选择冷却器时, 应按计算出的散热面积增大 20~30%。

(4) 冷却水量按式 (8) 计算:

$$Q_W = \frac{c_p(t_1 - t_2)}{c_W \rho_W(t_{W2} - t_{W1})} Q \cong (0.36 \sim 0.45) \frac{t_1 - t_2}{t_{W2} - t_{W1}} Q \quad (8)$$

式中, Q, Q_W — 工作液、冷却水的流量, m^3/s ;

c, c_W — 工作液、冷却水的比热, J/kg.K

$c = 1675 \sim 2093$

$c_W = 4186.8$

ρ, ρ_W — 工作液、冷却水的密度, kg/m^3 ,

$$\rho = 900$$

$$\rho_w = 1000$$

应保证冷却水冷却器内的流速不超过 1.2m/s, 否则需增大冷却器的过水断面的面积。

通过冷却器的工作液流量应符合样本的规定, 其压力损失应不大于 0.08MPa。

6.1.4.6 噪声

设备应有适当的减振、降噪或隔声措施。除另有规定外, 一般应使设备运行时的噪声, 按 GB3768 规定的方法测得的 A 声功率级不大于 90dB。

6.2 液压泵组的设计

6.2.1 液压泵

按液压系统的要求和下列原则选用合适的液压泵:

- a) 对高压 (25MPa 以上) 或大流量 (160L/min), 尤其有各种变量要求的液压系统, 宜选用轴向柱塞泵;
- b) 对中、低压 (25MPa 以下) 及有低噪声要求的液压系统, 应优先选用叶片泵;
- c) 由于齿轮泵抗污染能力强、工作可靠且价格低廉, 对中、低压液压系统, 若无变量等控制要求, 可优先选用该类液压泵。

6.2.2 电动机

总成中, 液压泵一般选用电动机驱动, 电动机的功率按式 (9) 计算:

$$N = \frac{pQ}{60\eta} \quad (9)$$

式中, N — 电动机功率, kW;

p — 液压泵工作压力, MPa;

Q — 液压泵最大输出流量, L/min;

η — 泵组效率, 可取为 0.85~0.90

6.2.3 结构设计

液压泵与驱动电动机的安装连接可采用下列 3 种形式:

- a) 泵支架—安装底座连接;
- b) 钟形罩—安装底座连接;
- c) 钟形罩—安装法兰连接。

6.3 油箱的设计

油箱的设计应考虑如下功能: 贮存工作液、防止污染、促进气体和污染物从工作液中分离、利于散热和安装部分元件。

6.3.1 油箱容积

油箱的容积的确定应考虑以下因素:

- a) 不小于液压泵平均流量 (以 L/min 计) 的 2.5~5 倍;
- b) 补偿执行机构因行程变化引起的容积变化;
- c) 补偿系统停止工作时, 因重力流回油箱的全部工作液的容积;
- d) 补偿蓄能器因工作压力的变化引起的容积变化;
- e) 考虑贮存的工作液容量十分之一的附加油箱容积, 以补偿工作液的热膨胀和空气从工作液中溢出引起的容积变化;
- f) 油箱公称容积应符合 GB2876 的规定。

6.3.2 油箱结构

- a) 油箱的结构设计应考虑下列要求:
- b) 符合 GB3766 中 5.2 的规定;
- c) 油箱应有足够的强度和刚度, 保证在承重后及搬运时不产生永久变形;
- d) 油箱应设置一个或一个以上的手孔或人孔以便可清理和清洗整个内腔;

- e) 油箱应有良好的密封性,能防止外部杂质、尘埃侵入。非加压油箱的通气口应装有空气滤清器,过滤精度不低于 40 μm。
- f) 油箱内表面应保持平整,尽可能不装(焊)或少装(焊)结构件,以便内部清理;
- g) 油箱底部应高于安装面 150 mm,以便搬运、安装、散热、放油,并应有足够的支承面;
- h) 应在油箱的底部位置设置放油口,底面的形状和放油口位置应能将油箱内工作液放尽;
- i) 油箱内部应适当地设置挡板,将油箱内部分隔为回油区和吸油区两部分。挡板应能有效地阻挡回油带来的污染物和回油的搅拌作用产生的泡沫进入吸油区;
- j) 回油管终端管口必须在油箱最低液面以下 200 mm,且与油箱底面的距离应不小于 2 倍回油管外径。回油管端部应为 45° 截面,截面朝向油箱侧壁且与侧壁的距离不小于 2 倍回油管外径;
- k) 吸油口应设置在距油箱底面最高点约吸油管外径的 3 倍的高度上,吸油管端口至油箱内侧壁的距离应不小于吸油管外径的 3 倍。吸油管端面应为 45° 截面,并向下安装。
- l) 普通碳钢制作的油箱内部应涂防腐涂料,涂料应与工作介质相容。涂层与油箱表面结合牢固,不得脱落。不锈钢材料制作的油箱,内部可不涂涂料;
- m) 油箱上应设置起吊装置。

6.4 阀台的设计

阀台用于安装液压控制阀、集成液压控制阀块、阀组以及仪表板等,推荐采用 DCT100 系列标准阀台。

6.5 蓄能器组的设计

6.5.1 蓄能器的选用

优先选用气体隔离式(活塞式、气囊式或隔膜式)蓄能器;使用活塞式蓄能器时必须垂直安装。

6.5.2 蓄能器参数

蓄能器的参数主要是蓄能器的容量 V 和充气压力 p_0 。不同的使用工况,蓄能器参数的选择方法是有区别的。

6.5.2.1 蓄能器的使用

在下列情况下,液压系统中应使用蓄能器:

- a) 贮存能量,以作辅助(二次)或应急液压源,或者作为泄漏的补充,以在一定的时间内保持回路的压力;
- b) 吸收压力脉动;
- c) 吸收液压冲击。

6.5.2.2 贮存能量时的参数选择

蓄能器作贮存能量时的公称容积可按式(10)计算:

$$V = 1.1 \frac{\frac{p_{\max}}{p_0} \Delta V}{\left(\frac{p_{\max}}{p_{\min}} \right)^{\frac{1}{n}} - 1} \quad \text{----- (10)}$$

式中, V — 蓄能器公称容积, L;

ΔV — 系统一个周期内需要蓄能器提供的工作液容积, L;

p_0 — 蓄能器的充气压力, MPa, 可选为 $0.8 \sim 0.9 p_{\min}$ 或 $p_{\min} + 1 \text{ MPa}$;

$p_{\max}$ — 系统的最高工作压力, MPa;

$p_{\min}$ — 系统可以工作的最低压力, MPa;

n — 气体的多变指数, 取为 1.4。

6.5.2.3 吸收压力脉动时的参数选择

蓄能器作吸收压力脉动时的公称容积可按式(11)计算:

$$V = \Delta V \frac{1}{1 - \left(\frac{p_{\min}}{p_{\max}} \right)^{\frac{1}{n}}} = \Delta V \frac{1}{1 - \left(\frac{2 - \delta_p}{2 + \delta_p} \right)^{\frac{1}{n}}} \quad (11)$$

式中, V — 蓄能器公称容积, L;

ΔV — 蓄能器工作容积 (吸收液体的脉动容积), L;

$p_{\max}$ — 脉动压力的最高值, MPa;

$p_{\min}$ — 脉动压力的最低值, MPa;

n — 气体的多变指数, 对空气和氮气其值为 1~1.4, 通常取为 1.2;

δ_p — 压力脉动系数。

$$\delta_p = \frac{2(p_{\max} - p_{\min})}{p_{\max} + p_{\min}}$$

蓄能器的充气压力选择为: $p_0 = 0.9 p_{\min}$ 。

6.5.2.4 吸收液压冲击时的参数选择

蓄能器作吸收液压冲击时其容量可按式 (12) 计算:

$$V = \frac{(n-1) \rho L Q^2}{2 A p_1 \left[\left(\frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{(n-1)}{n}} - 1 \right]} \quad (12)$$

或按式 (13) 计算:

$$V = \frac{4 Q p_2 (0.0164 L - t)}{p_2 - p_1} \times 10^{-6} \quad (13)$$

式中, V — 蓄能器公称容积, L;

p_0 — 蓄能器充气压力, Pa;

p_1 — 液压控制阀关闭前管道内的压力, Pa;

p_2 — 允许的冲击压力, Pa;

n — 气体的多变指数, 取为 1.4;

ρ — 工作液的密度, kg/m³;

A — 管道截面积, cm²;

L — 产生冲击波的管道长度, m;

Q — 液压阀关闭前管道内工作液流量, L/min;

t — 液压阀的关闭时间, s。

蓄能器的充气压力选为: $p_0 = p_1$ 。

6.5.3 蓄能器安全阀组

蓄能器回路中应设置具有开启和关断回路、限压以及卸荷功能的安全阀组。

6.5.4 蓄能器支架

推荐采用 DCQ100 系列标准蓄能器支架。

6.6 配管

6.6.1 管道连接图

总成施工设计时, 其装配图中应绘制出液压管道对外接口的位置坐标、接口管件的形式和连接尺寸。连接管道可不出零件图, 但必须绘制管道连接图, 该图中应拉出所有管道、标准管件及专用管件的序号, 列出明细表。明细表中应列出管道的规格及长度 (外径×壁厚×长度), 不编制图号; 列出标准管件的标准号、规格和数量, 以及专用管件的图号、数量。

6.6.2 管道内径

管道内径按式 (14) 计算和选择:

$$d \geq 4.61 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (14)$$

式中, d — 管道内径, mm;
 Q — 管道内工作液流量, L/min;
 v — 管道内允许的工作液流速, m/s。

金属管道内允许的工作液流速应符合表 1 的规定。

表 1 金属管道内的工作液允许流速

管道类型	类型代号	压力 MPa	允许流速 m/s	备 注
吸油管道	S		$\leq 0.5 \sim 1.5$	一般取 1m/s 以下。
压力管道	P	≤ 2.5	$\leq 2.0 \sim 3.0$	压力高或管道短时取大值; 压力低或管道长时取小值。 工作液粘度大时取小值。
		$> 2.5 \sim 6.3$	$\leq 3.0 \sim 4.0$	
		$> 6.3 \sim 16.0$	$\leq 4.0 \sim 5.0$	
		> 16.0	$\leq 5.0 \sim 6.0$	
		短管道及局部收缩处	$\leq 7.0 \sim 10.0$	
回油管道	T		$\leq 1.5 \sim 3.0$	
泄油管道	L		≤ 1.0	

6.6.3 金属管道外径

a) 金属管道的壁厚按式 (15) 计算:

$$\delta = \frac{pd}{2[\sigma]} \quad (15)$$

式中, δ — 壁厚, mm;
 p — 管道内最高工作压力, MPa;
 d — 管道内径, mm;
 $[\sigma]$ — 许用应力, MPa;
 对钢管, $[\sigma] = \sigma_b / n$, n 为安全系数。当 $p < 7\text{MPa}$ 时, n 取为 8; $p \leq 17.5\text{MPa}$ 时, n 取为 6; $p > 17.5\text{MPa}$ 时, n 取为 4。
 对紫铜管, $[\sigma] = 25\text{MPa}$ 。

b) 管道外径按式 (16) 计算:

$$D = d + 2\delta \quad (16)$$

计算得到的外径应圆整到附录 1 《硬管外径系列》规定的数值。

6.7 配管

总成的配管设计应符合以下要求:

- 管道采用钢管时, 应使用 10、15 或 20 冷拔无缝钢管, 必要时采用不锈钢无缝钢管。
- 总成的连接管道应尽可能短、转弯数量少、过渡平滑、布置整齐, 且易于拆装, 且不会影响人员的行走和机电设备的运行与维修。
- 油箱与液压泵吸口之间必须设置截止阀和减震用补偿接头, 连接管道应尽可能短、直。
- 管道的连接可用管接头连接、法兰连接或焊接连接, 管径不大于 32mm 的管道宜采用管接头连接; 管径不小于 32mm 的管道宜采用法兰连接; 仅在保证维修方便和能够清理、清洗的情况下, 才允许采用焊接连接。
- 液压泵的出口处应设置适当长度的软管。
- 液压泵的壳体泄油口应向上安装, 以保证停机时壳体内始终留存有工作液。

附录 1

硬管外径系列

液压系统总成使用的金属硬管外径应按以下系列选取：

4	5	6	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	25	(28)	32	(34)
38*	40	(42)	50	(57)	60	(63)	76	89	(100)	108	114	140	168	219

注：

- 1) 规格 50 以下符合 GB/T2351-93 的规定；
- 2) 带 () 者为非优先选用尺寸。

附录 2

有关的单位换算

物理量	单 位		换 算	
	公制	英制		
长度	mm	in	1 in = 25.4 mm,	1 mm = 0.03937 in
面积	cm ²	in ²	1 in ² = 6.4516 cm ²	1 cm ² = 0.1550 in ²
体 (容) 积	L	in ³ , gallon	1 in ³ = 16.39 ml	1 gal = 3.785 L
力	N	lb	1 lb = 4.448 N	1 N = 0.2248 lb
重 (质) 量	kg	lb	1 lb = 0.4536 kg	1 kg = 2.205 lb
力矩	Nm	inlb, ftlb	1 ftlb = 1.3567 Nm = 12 inlb 1 inlb = 0.1131 Nm	1 Nm = 0.7371 ftlb 1 Nm = 8.8417 inlb
比扭矩	Nm/bar	inlb/psi	1 inlb/psi = 1.6403 Nm/bar	1 Nm/bar = 0.6096 inlb/psi
压力	MPa, bar	lb/in ² (psi)	1 psi = 0.06895 bar	1 MPa = 10bar = 145psi
排量	ml/rev	in ³ /rev	1 in ³ /rev = 16.39 ml/rev	1 ml/rev = 0.061 in ³ /rev
流量	L/min (Lpm)	gal/min (gpm)	1 gpm = 3.785 Lpm	1 Lpm = 0.2624 gpm
功率	W, kW	hp	1 hp = 0.7457 kW	1 kW = 1.341 hp
温度	°C	°F	°F = 1.8×(°C+32)	°C = (°F-32)/1.8
粘度	cSt (mm ² /s)	SUS	SUS≈cSt×4.25+14	20 cSt≈99 SUS

附录 3

液压系统设计常用计算公式

1 液压管道通径计算

a)管道通径

$$d^2 = \frac{Q}{15\pi v} \times 10^3 \quad (\text{mm}^2)$$

Q — 流量, L/min;
 v — 管道内流速, m/s。

b)流速

$$v = \frac{Q}{15\pi d^2} \times 10^3 \quad (\text{m/s})$$

c)流量

$$Q = 15\pi d^2 v \times 10^{-3} \quad (\text{L/min})$$

2 液压泵输入功率

$$N(\text{kW}) = \frac{pQ}{600\eta_T} \quad (\text{bar} \cdot \text{Lpm})$$

η_T — 总效率

$$N(\text{hp}) = \frac{nqp}{395934\eta_T} \quad (\text{rpm} \cdot \text{in}^3 / \text{rev} \cdot \text{psi})$$

3 液压泵输入扭矩

$$T_T(\text{Nm}) = \frac{pq}{20\pi\eta_m} \quad (\text{bar} \cdot \text{ml/r})$$

η_m — 机械效率

$$T_P(\text{inlb}) = \frac{pq}{2\pi\eta_m} \quad (\text{psi} \cdot \text{in}^3 / \text{r})$$

4 液压泵输出流量

$$Q(\text{Lpm}) = \frac{nq\eta_v}{1000} \quad (\text{rpm} \cdot \text{ml/r})$$

η_v — 容积效率

$$Q(\text{gpm}) = \frac{nq\eta_v}{231} \quad (\text{rpm} \cdot \text{in}^3 / \text{r})$$

5 液压马达输出扭矩

$$T_M(\text{Nm}) = \frac{pq\eta_m}{20\pi} \quad (\text{bar} \cdot \text{ml/r})$$

η_m — 机械效率

$$T_M(\text{inlb}) = \frac{qp\eta_m}{2\pi} \quad (\text{psi} \cdot \text{in}^3 / \text{r})$$

6 液压马达转速

$$n(\text{rpm}) = \frac{1000Q\eta_v}{q} \quad \left(\frac{\text{Lpm}}{\text{ml/r}} \right)$$

η_v — 容积效率

$$n(\text{rpm}) = \frac{231Q\eta_v}{q} \quad \left(\frac{\text{gpm}}{\text{in}^3 / \text{r}} \right)$$

7 液压马达功率

$$N_M(\text{kW}) = \frac{pQ\eta_T}{600} \quad (\text{bar} \cdot \text{Lpm})$$

η_T — 总效率

$$N_M(\text{hp}) = \frac{nqp\eta_T}{395934} \quad (\text{rpm} \cdot \text{in}^3 / \text{rev} \cdot \text{psi})$$

附录 4

液压原理图中电气元件代号

电气元件	代号	电气元件	代号
电磁铁	YV*	限位开关	SQ*
比例电磁铁	PV*	位移（置）传感（变送）器	BQ*
压力继电器（含滤器堵塞指示器）	SP*	液位开关	SL*
压力传感（变送）器	BP*	液位传感（变送）器	BL*
流量开关	SF*	测速发电机	BR*
流量传感（变送）器	BF*		
温度开关（接点）	ST*		
温度传感（变送）器	BT*		