

1 偏心环的渗透计算

先看同心环的情况, 当内外环都是固定时, 如下图。

$$Q = \frac{\pi d \delta^3 \Delta p}{12 \mu L} \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1.1-27)$$

式中: d ——圆环内径, m;

其余符号意义及其单位如前。

当一环对另一环以 v 速度作相对移动时:

流动量为

$$Q = \pi d \left(\frac{\delta^3 \Delta p}{12 \mu L} \pm \frac{v \delta}{2} \right) \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1.1-28)$$

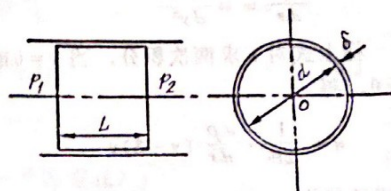


图1.1-12 同心环缝隙间的流动

式中: “ \pm ” 号的确定同 (1.1-25) 式的规定, 各符号意义及其单位亦同前。

2. 偏心环缝隙的情况

偏心环缝隙宽是个变数 (如活塞与泵缸的配合)。从图1.1-13所示, 在任意角度 α 时的缝隙距离为 h , 对 α 角取微小增量 $d\alpha$, 如 h 相对于 r 为微量, 则 $d\alpha$ 所对应的缝隙中的流动可近似地看成是平行平板间隙中的流动, 其流速可按 (1.1-24) 式计算, 其流动量可按 (1.1-25) 式计算。取 $b = r d\alpha$, 于是

$$dQ = \left(\frac{h^3 \Delta p}{12 \mu L} \pm \frac{h v}{2} \right) r \cdot d\alpha$$

根据图示中的几何关系知

$$h \approx R + e \cos \alpha - r = \delta + e \cos \alpha = \delta (1 + \epsilon \cos \alpha)$$

式中: $\delta = R - r$ ——环为同心时的缝隙距离;

$$\epsilon = \frac{e}{\delta} \quad \text{——相对偏心度;}$$

r, R ——内、外环的圆半径。

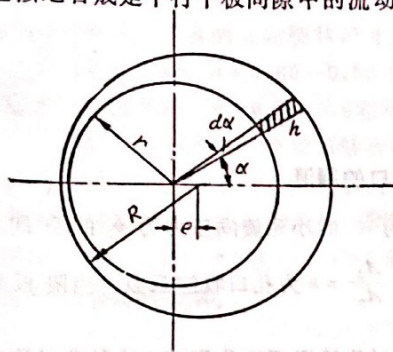


图1.1-13 偏心环缝隙间的流动

于是

$$dQ = \left[\frac{\delta^3 \Delta p}{12 \mu L} (1 + \epsilon \cos \alpha)^3 \pm \frac{\delta v}{2} (1 + \epsilon \cos \alpha) \right] r \cdot d\alpha$$

$$Q = \frac{\delta^3 \Delta p r}{12 \mu L} \int_0^{2\pi} (1 + \epsilon \cos \alpha)^3 d\alpha \pm \frac{\delta v r}{2} \int_0^{2\pi} (1 + \epsilon \cos \alpha) d\alpha$$

$$= \frac{\delta^3 \Delta p 2\pi r}{12 \mu L} \left(1 + \frac{8}{2} \epsilon^2 \right) \pm \frac{\delta v 2\pi r}{2}$$

或

$$Q = \left[\frac{\delta^3 \Delta p}{6 \mu L} \left(1 + \frac{8}{2} \epsilon^2 \right) \pm \delta v \right] \pi r \quad \text{m}^3/\text{s} \quad (1.1-29)$$

式中: v ——内圆柱与外圆筒之间的相对速度, m/s;

“ \pm ” 的确定同 (1.1-25) 式的规定, 各符号的意义及其单位也同前。

由上式知, 当 $v = 0$ 时, 偏心环比同心环缝隙间的流动量 (漏泄量), 增大了 $\left(1 + \frac{8}{2} \epsilon^2 \right)$ 倍。在极限情况下 $\epsilon = 1$ 即 $e = \delta$, 偏心环缝隙间的流动量为同心环缝隙的 2.5 倍。

两环相对运动时, 当 v 的方向与压差方向相反时, 取 “ $-$ ” 号; 当其方向相同时, 取 “ $+$ ” 号。

2 离心泵的设计思路

1. 结构形式的确定

- (a) 离心泵设计流量和扬程一般是给定的。
- (b) 泵吸入和排出口径由公式和查表确定。
- (c) 结构形式的选择, 包括原动机的选择、确定转速 n 、比转数 n_s 和级数 i 、结构形式(单双吸、单双级、支承形式等)和轴径的计算。

2. 叶轮设计(速度系数设计法)

- (a) 通过叶轮入口速度和通过叶轮的流量, 根据公式确定叶轮入口直径 D_0 。
- (b) 根据比转数和 D_0 确定叶片入口边直径 D_1
- (c) 根据公式确定叶片入口处绝对速度 C_1 、宽度 b_1 、圆周速度 u_1 、轴向速度 C_m , 确定叶片数 z 和叶片入口安放角 β_1 等

3. 压出室和吸入室的设计

- (a) 压出室
- (b) 螺旋形涡室的设计
- (c) 吸入室的设计

4. 径向力、轴向力的平衡

5. 主要零部件的强度计算, 包括叶轮强度计算、泵体强度计算、泵体密封面连接螺栓的计算等

6. 离心泵主要通用零部件的选择, 包括轴封结构的选择、轴承部件的选择、冷却系统的选择、联轴器的选择等

7. 离心泵主要零部件的技术要求, 包括过流部件的铸造偏差、泵轴叶轮泵体和总装配的技术要求

3 海水液压传动技术的优缺点

海水液压传动技术的优点:

- 1. 传统的液压系统主要用矿物型液压油作介质, 既浪费石油资源, 又将产生泄漏、污染、易燃等一系列严重问题。不宜在高温、明火、矿井下等环境中工作, 特别是对于存在有波浪、暗流等诸多不利因素的水下作业、舰艇、海洋开发、河道工程等。利用海水作为液压系统的工作介质, 则可用于上述环境。
- 2. 无环境污染, 无火灾危险。
- 3. 无购买、运输、贮存等问题, 既节约能源、又降低了费用。
- 4. 可以不用回水管、不用水箱。液压系统大为简化, 系统效率提高。

5. 可以不用冷却、加热装置。
6. 海水温度稳定. 介质粘度基本不变, 系统性能稳定。
7. 海水粘度低, 系统的沿程惯性小。

海水液压传动技术的缺点:

1. 与矿物型液压油相比, 海水具有腐蚀性强、粘度低、润滑性差、汽化压力高等特点, 原有的液压元件与海水完全不相适应, 必须研制新型的海水液压元件。
2. 海水的粘度大约只有液压油的 $1/20 \sim 1/40$, 其润滑性差, 运动摩擦副对偶面上很难形成液体润滑膜。很容易产生边界摩擦或干摩擦, 加之外界污染物如海水中的微细砂粒和内部磨屑的侵入, 使得磨损加剧, 摩擦损失增加, 内部泄漏增大, 容积效率降低, 寿命缩短。特别是海水具有很强的腐蚀性, 材料表面会发生复杂的物理化学反应, 使之脆弱化, 磨损会剥落受损的表层组织, 内部高速液流带走磨屑后, 使其迅速暴露出新鲜表面。新鲜表面又将受到上述作用剥落成磨屑, 如此反复作用, 材料的疲劳强度会大大下降, 破坏重加严重。因此, 改善元件的耐磨性、抗腐蚀性、抗疲劳特性是海水液压传动研究中必须首先解决的问题。
3. 海水的汽化压力比液压油高数千倍, 加之系统中海水高速流动, 很容易产生气蚀现象。气蚀不仅使振动和噪声大为加剧, 系统性能下降, 而且还对材料具有严重的坏食作用。所以, 必须分析气蚀产生的机理, 提高系统的抗气蚀能力, 延长系统寿命。

4 热油锅炉的优点、原理

原理: 热油锅炉的介质是导热油, 其工作原理和蒸汽锅炉一样。从热油循环泵开始, 导热油进入废气锅炉, 并在其中吸收废气热量 (船舶在航行时), 然后进入燃油辅锅炉, 在此吸收燃油燃烧产生的热量。温度升高了的热油从辅锅炉出来, 分几路进入相应的管路, 去加热需要热量的系统或设备, 并在这些系统或设备中放出热量后, 返回到循环泵的吸入端。导热油在循环泵的驱动下不断的循环, 在炉内加热后流到用户管道, 然后通过密封的排气膨胀箱流回炉内重新加热。排气膨胀箱借助导热油体积的膨胀, 把空气和蒸汽自动排放出系统, 并在箱内把系统内导热油的温度降低到合理的程度, 以防高温氧化。

优点: 1. 热媒油锅炉装置具有较高的热效率。热媒油锅炉内构造特殊, 高温低压, 加热温度均匀, 热效率高, 热媒油循环使用, 除交换给热压机热量外没有任何热量外泄损失。2. 热媒油锅炉的安全性高。热媒油在管路中流量所需压力, 一般 $0.4 \sim 0.6 \text{ Mpa}$ 即可, 属低压范围, 对设备的耐压要求低, 安全性好。3. 热媒油锅炉易于实现自动控制, 选择比例式或上下限温度控制器控制燃烧器即可满足温度控制要求。4. 热媒油锅炉维护管理方便。

缺点: 无论轻质油或热媒油, 在流动时与管内壁的接触部分, 流速较慢而液温较高, 形成一种薄层, 称为温度临界层, 如果该临界层温度超过热媒油的最高允许温度, 就会加速热媒油的劣化, 进而产生高温物质而损伤管壁, 需要精心设计, 才能避免这方面的问题。一般说来, 热媒油锅炉性能优越, 燃烧完全, 不会形成空气污染。但热媒油漏泄会对环境造成污染, 废弃的热媒油需要进行处理以避免对环境的污染。这是使用热媒油锅炉需要引起重视的方面。

5 空调制冷的计算

待补

6 空压机、造水机二考一

造水机：真空沸腾式海水淡化装置是基于盐几乎不溶于低压蒸汽的原理，首先用喷射泵对系统抽真空，一般要求真空度在 90% 以上，用来制淡水海水通过专用海水泵或辅海水泵旁通来供给，真空泵和排盐泵的工作水也由它来提供。海水经过截止止回阀进入竖管，竖管外壁充满温度较高的主机冷却水，海水在此加温，当达到沸点后即开始汽化，蒸汽通过蒸馏器上方的管壳式冷凝器两侧的汽水分离器，从冷凝器壳体上部开口进入。冷却用的海水在冷凝器管内流过，管外的蒸汽被冷凝为淡水，凝水聚集在冷凝器底部，由凝水泵抽出送往制淡柜。蒸发后剩下的高盐度海水由排盐泵排出，以保持造水机内部海水液位的平衡，再用海水对蒸汽进行冷凝，从而得到几乎不含盐的蒸馏水。抽真空的目的主要有以下两个方面：首先，由于水的沸点随着真空度的升高而降低，当真空度达到 90% 时，海水沸腾的温度大概在 45℃，而主机缸套水的出口温度一般控制在 80℃，这样就可以用主机缸套水对海水进行加热，既使主机的废热得以利用，同时造水机又可以充当主机缸套水冷却器的作用，减少了主机缸套水冷却器的负荷，起到双重节能的作用，从而提高经济性。其次，由于蒸发温度低，则蒸发器表面不易结垢，尤其是硬质水垢的生成，使得维护保养工作较为容易。

空压机：螺杆式空气压缩机的工作过程分为吸气、密封及输送、压缩、排气四个过程。当螺杆在壳体内转动时，螺杆与壳体的齿沟相互啮合，空气由进气口吸入，同时也吸入机油，由于齿沟啮合面转动将吸入的油气密封并向排气口输送；在输送过程中齿沟啮合间隙逐渐变小，油气受到压缩；当齿沟啮合面旋转至壳体排气口时，较高压力的油气混合气体排出机体。采用变频器可通过改变螺杆转子转速的方式来改变排气量，当用气量发生变化时，变频器改变转速的方式调节空压机的排气量，达到排气压力恒定不变，并节约能源的目的。