

章节 2.10

盘管和夹套加热

盘管和夹套加热

容器通常有很多不同的加热方式，本节主要讨论间接加热，在这些系统中，热量通过传热表面进行传递，可以分为：

- 浸入式蒸汽盘管 – 这是一种应用广泛的传热方式，在容器中，蒸汽盘管浸没在制程流体中。
- 蒸汽夹套 – 蒸汽在外壁和容器壁之间的环形夹套空间循环，热量通过容器壁进行传递。

浸入式蒸汽盘管

盘管式容积换热器在船上应用非常普遍，主要用来对很深的罐体内储有的原油、食用油、油脂和糖浆等货物进行加热。这些流体在常温下由于黏度太高而无法处理，因此用蒸汽盘管来升高这些液体的温度，降低它们的黏度以便可以被泵送。

盘管式加热的槽同样广泛应用于电镀和金属处理上，电镀中工艺中物体须经过几个工艺槽后金属层才能采用附着在表面上。其中一个最初的工艺称为酸洗，在这个工艺中，钢和铜等材料被浸在酸液或苛性碱溶液中以去掉表面杂质或形成的氧化层。

蒸汽盘管选型

计算出了需要的热量(见前一节)，并且知道了盘管中蒸汽的压力和温度后，就可以用公式2.5.3计算出需要的换热面积：

$$Q = UA\Delta T \quad \text{公式2.5.3}$$

计算时换热面与盘管的表面积相等，因此，可以得到近似的盘管尺寸。

确定‘U’值

为了计算换热面积，必须先选择总的换热系数U，这个系数与两种流体的热力性质和输送特性以及其它的条件均有相当的关系。

盘管加热会在产品一侧产生热边界层，大空间流体的表面和内部之间存在温度梯度，如果温差非常大，那么自然对流换热就会很明显，于是换热系数就比较大。

强制循环（类似搅动）会引起强制对流提高换热系数，对流主要取决于流体的运动，流体的黏度（随温度而不同）对热边界层的影响也很重要。

额外的变化还会出现在盘管的蒸汽侧，尤其对长距离的管道而言更是如此。在盘管的进口，蒸汽通常流速较高，含水量相对较少。但是，随着蒸汽在盘管内前进，蒸汽流速会越来越低，而且盘管内会部分地充满水。在很长的盘管中，例如那些远航的油轮或大的储油罐中，经常发现盘管内的压降非常显著。这时，盘管平均温度经常采用的是大约为进口蒸汽压力的75%的饱和蒸汽温度。在一些极端的例子中，平均压力可能会低于进汽压力的40%。

另一个变量是盘管自身的材料。尽管盘管本身材料的导热性能差别很大，但由于总的传热效果很大程度上受到热阻层的影响，因此盘管的导热性能对传热效果的影响相对较小。表2.10.1给出的是不同条件下的浸没式蒸汽盘管典型的传热系数。2 bar g和6 bar g的蒸汽压力之间的“U”值可以根据插值得到。

表2.10.1中显示的数据范围说明了要得到最终额定的“U”值非常困难。通常在选择这些数据的时候，如果使用的蒸汽比较干燥清洁、盘管小并且疏水良好时选择较高的换热系数；当蒸汽品质较差、盘管长并且疏水不好时选择较低的值。推荐的总的传热系数适用于典型的工况和装置，这些推荐值主要由经验得来，已经考虑了一定的安全余量，可用来进行盘管选型。

当用于其它流体而不是水的情况下，传热系数会因黏度的变化而变化较大。表2.10.2列出了一些常见流体的换热系数，表2.10.3给出不同口径管道单位长度的表面积。

表2.10.1 浸没在水中的蒸汽盘管的传热系数

总的传热系数	U (W/(m ² · °C))
蒸汽和水的平均温差在30°C左右	550 – 1300
蒸汽和水的平均温差在60°C左右	1000 – 1700
蒸汽和水的平均温差在110°C左右	1300 – 2700
推荐数据	U (W/(m ² · °C))
低压盘管 (<2 bar g) 水自然循环	550
高压盘管 (>6 bar g) 水自然循环	1100
低压盘管 (<2 bar g) 水强制循环	1100
高压盘管 (>6 bar g) 水强制循环	1700

表2.10.2 浸没在不同流体中蒸汽盘管的传热系数

中等蒸汽压力 (2~6 bar g)，流体自然对流	U (W/(m ² · °C))
轻油	170
重油	80 – 110
油脂	30 – 60
* 中等蒸汽压力 (2~6 bar g)，流体强制对流	U (W/(m ² · °C))
轻油 (38°C时200雷氏黏度秒)	550
中油 (38°C时1000雷氏黏度秒)	340
重油 (38°C时3500雷氏黏度秒)	170
** 糖浆 (38°C时10000雷氏黏度秒)	85
* 油脂 (38°C时50000雷氏黏度秒)	55

* 诸如动物油脂和人造黄油等物质，在常温下为固态，熔解后黏度低。
** 商业糖浆通常含有水，黏度会大大降低。

表2.10.3 每米长度管道的公称表面积

公称管径 (mm)	15	20	25	32	40	50	65	80	100
表面积 (m ² /m)	0.067	0.085	0.106	0.134	0.152	0.189	0.239	0.279	0.358

例 2.10.1

继续例2.9.1的计算:

第1部分 启动时的平均蒸汽质量流率 (平均热负荷 = 367 kW)

第2部分 需要的换热面积

第3部分 推荐的换热器表面积

第4部分 推荐传热面积下的最大蒸汽质量流量

第5部分 推荐的安装，包括盘管直径和布局

以下是提供的额外信息:

- 控制阀前的蒸汽压力 = 2.6 bar g (3.6 bar a)
- 不锈钢蒸汽盘管
- 蒸汽/盘管/水的换热系数U = 650 W/(m² · °C)

第1部分 计算起机时的平均质量流量

控制阀前蒸汽压力 = 2.6 bar g (3.6 bar a)。

控制阀前后的临界压降(CPD)发生于启动时，因此加热盘管的最小蒸汽压力应取58%的上游绝对压力，关于此压力的解释见第5章。

$$\begin{aligned} \text{最小蒸汽压力} &= 3.6 \text{ bar a} \times 58\% \\ \text{最小蒸汽压力} &= 2.1 \text{ bar a} (1.1 \text{ bar g}) \\ 1.1 \text{ bar g时蒸发焓} &= 2197 \text{ kJ/kg} \\ \text{平均蒸汽流量} &= \frac{367 \text{ kW}}{2197 \text{ kJ/kg}} \\ \text{平均蒸汽流量} &= 0.167 \text{ kg/s} \text{ 或 } 602 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

第2部分 计算需要的换热面积

$$\begin{aligned} \text{使用公式2.5.3:} \quad Q &= UA\Delta T \\ \text{其中:} \quad Q &= 367 \text{ kW (例2.9.1)} \\ U &= 650 \text{ W/(m} \cdot \text{}^\circ\text{C)} \text{ (给定)} \\ \Delta T &= \text{平均温度差 } \Delta T_M \\ \text{蒸汽压力} &= 2.1 \text{ bar a (见之前计算)} \\ \text{因此: 盘管内的蒸汽压力 } T_s &= 122^\circ\text{C (根据蒸汽表)} \\ \text{平均流体温度 } T_m &= \frac{8 + 60}{2} \\ T_m &= 34^\circ\text{C} \\ \Delta T_m &= T_s - T_m \\ \Delta T_m &= 122 - 34 \\ \Delta T_m &= 88^\circ\text{C} \\ \text{因此 } 367 \text{ kW} &= \frac{650 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{}^\circ\text{C)} \times A \text{m}^2 \times 88^\circ\text{C}}{1000} \\ A &= \frac{367 \times 1000}{650 \times 88} \\ A &= 6.416 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

第3部分 推荐的盘管面积

由于无法提供足够精确的“U”值，考虑到将来热交换器表面的积垢，通常选择增加10%的换热面积。

$$\begin{aligned} \text{推荐换热面积 (A)} &= 6.416 \text{ m}^2 + 10\% \times 6.416 \text{ m}^2 \\ A &\approx 7 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

第4部分 在推荐传热面积下的最大质量流量

最大传热量（最大蒸汽需要量）发生于蒸汽温度和过程流体温度差别最大的时候，考虑到积垢的影响，所以要增加一定的余量。

(a) 计算盘管的最大加热能力 $Q_{(\text{盘管})}$

$$\begin{aligned} \text{使用公式2.5.3:} \quad Q &= UA\Delta T \\ \text{这里:} \quad U &= 650 \text{ W/(m} \cdot \text{}^\circ\text{C)} \text{ (给定)} \\ A &= 7 \text{ m}^2 \\ \Delta T &= \text{初始温差} \\ \text{蒸汽压力} &= 2.1 \text{ bar a (见之前计算)} \\ \text{流体初始温度高 } T_1 &= 8^\circ\text{C} \\ \text{蒸汽压力} &= 1.1 \text{ bar g} \\ \text{蒸汽温度 } T_s &= 122^\circ\text{C} \\ \Delta T &= T_s - T_1 = 122 - 8^\circ\text{C} \\ \Delta T &= 114^\circ\text{C} \\ Q_{(\text{盘管})} &= \frac{650 \times 7 \times 114}{1000} \\ Q_{(\text{盘管})} &= 519 \text{ kW} \end{aligned}$$

(b) 519 kW热量需要的质量流量

$$\begin{aligned} \text{最大蒸汽流率 (m}_s\text{)} &= \frac{519 \text{ kW} \times 3600}{1.1 \text{ bar g时 } h_{fg}} \quad \text{kg/h} \\ \dot{m}_s &= \frac{519 \text{ kW} \times 3600}{2197 \text{ kJ/kg}} \quad \text{kg/h} \\ m_s &= 850 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

第5部分 推荐的安装，包括盘管口径和布置

(a) 计算盘管口径和长度

蒸汽压力 = 1.1 bar g ($V_g=0.841 \text{ m}^3/\text{kg}$ – 源自蒸汽表)

最大蒸汽流量 = 850 kg/h

最大推荐蒸汽流速 = 25 m/s

蒸汽流速 = $\frac{\text{体积流量}}{\text{管道截面积}}$ m/s

每秒体积流量 = $\frac{\text{质量流量}(\text{kg/h}) \times \text{比容}(\text{m}^3/\text{kg})}{3600 \text{ (s/h)}}$

管道截面积 = $\frac{\pi D^2}{4}$

因此: $25 \text{ m/s} = \frac{850 \text{ kg/h} \times 0.841 \text{ m}^3/\text{kg} \times 4}{3600 \times \pi \times D^2}$

$D^2 = \frac{850 \times 0.841 \times 4}{3600 \pi \times 25}$

直径 = $\sqrt{\frac{850 \times 0.841 \times 4}{3600 \times \pi \times 25}}$ m

直径 = 0.1m或100mm

从表2.10.3中查得，100 mm的管道表面积为 $0.358 \text{ m}^2/\text{m}$ ，此应用中需要：
 7 m^2

$\frac{7 \text{ m}^2}{0.358 \text{ m}^2/\text{m}} = 19.6 \text{ m}$ (DN100的盘管)

实际应用中，很难把这么长的大口径换热管安装到 $3\text{m} \times 3\text{m}$ 的容器中去。

其中一种解决方法是在蒸汽和冷凝水总管上平铺一层平行的换热管，并布置一定的高度差使冷凝水流入冷凝水收集管，冷凝水管必须从冷凝水收集管下部引出并进入蒸汽疏水阀或泵阀组合。推荐布置如图2.10.1所示。

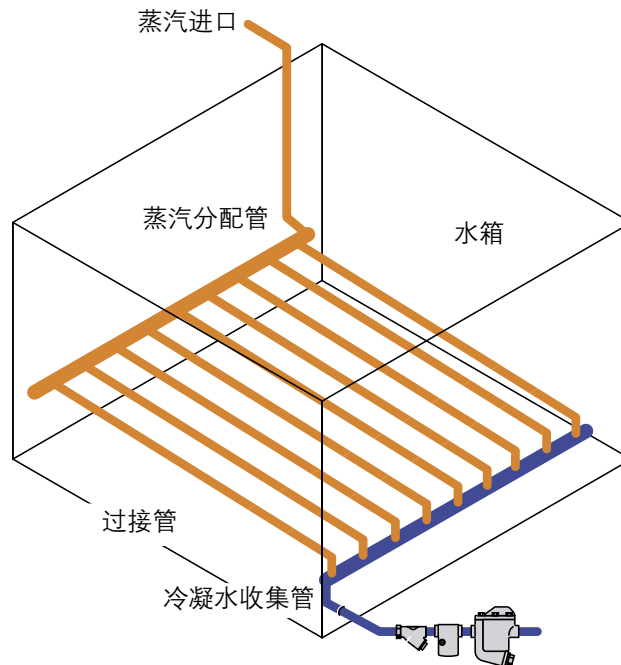


图2.10.1 在矩形水箱内布置盘管的可能方案

需要注意的是蒸汽的供给端和冷凝水的出口端分别位于总管的两侧，这有助于蒸汽流动并推动冷凝水通过盘管。

此应用中，蒸汽和冷凝水总管应均为2.8m长，当冷凝水收集管储存冷凝水的时候，其散发的热量要比从蒸汽分配管上散发的热量小的多，在计算中可以忽略。

根据之前的速度计算，蒸汽联箱的直径应为100mm，散热面积为：

$$2.8\text{m} \times 0.358\text{m}^2/\text{m} = 1.0\text{m}^2$$

因此，仍需要 $7\text{m}^2 - 1\text{m}^2 = 6\text{m}^2$ 的换热面积由连接管道来提供。

考虑到坚固性和可用性，通常选择32mm的加热管。

$$\frac{6\text{m}^2}{0.134\text{m}^2/\text{m}} \approx 45\text{m} \quad (\text{DN32的管道})$$

连接管道的长度为2.5 m，只需要连接管根数 = $\frac{45\text{m}}{2.5\text{m}} \approx 18$ 根

校核：

对蒸汽通过连接管时的流速进行确认是很必要的。

根据换热面的比例，蒸汽分配管冷凝水的蒸汽量为： $\frac{1\text{m}^2}{7\text{m}^2} \times \frac{100}{1} = 14\%$ 的总蒸汽量。

总量850 kg/h 的86% = 731 kg/h 蒸汽会通过18根连接管进入冷凝水收集管。

$$\begin{aligned} \text{蒸汽速度} &= \frac{\text{体积流量}}{\text{管道横截面积}} \quad \text{m/s} \\ \text{蒸汽速度} &= \frac{731\text{ kg/h} \times 0.841\text{m}^3/\text{kg} \times 4}{3600 \times 18 \times \pi \times 0.032^2} \quad \text{m/s} \\ \text{蒸汽速度} &\approx 12\text{m/s} \end{aligned}$$

其它蒸汽盘管布置方法

蒸汽盘管的设计和布置主要取决于制程中被加热的流体。当被加热的流体为腐蚀性溶液时，通常，盘管的进口和出口连接管应提升并超过水箱，因为通常不建议对水箱侧壁的耐腐蚀夹层进行钻孔。这样，可以保证水箱夹层里不存在任何隐患，从而避免腐蚀性流体泄漏的危险。在这些应用中，盘管本身通常是由耐腐蚀性材料制成的，比如用镀铅的钢或铜，或者钛合金等。

但是，对那些没有腐蚀危险的应用，应当避免采用上述的提升进出口管的结构，蒸汽进口和冷凝水出口应从水箱侧壁进出，任何提升都可能会导致盘管内积水，并可能引起水锤、噪声和管线泄漏。

蒸汽加热盘管从进口到出口应有一定的坡度，从而可使冷凝水沿着管线流向出口，而不会积存于盘管的底部。如提升不可避免，应当在提升的底部布置集水槽并安排一个小口径的排放管，如图2.10.2所示。集水槽允许积存一部分冷凝水作为水封，并防止蒸汽锁。如果没有这个水封，蒸汽会通过管子底部的冷凝水收集点，并关闭提升点顶部的蒸汽疏水阀。冷凝水面因此会上升并形成暂时的水封，把蒸汽封锁于提升点和蒸汽疏水阀之间。直到封锁的蒸汽冷凝后，蒸汽疏水阀才能再次打开排水，在那段时间内，换热器盘管内会出现积水现象。当被锁住的蒸汽冷凝，疏水阀打开，水会进入提升管并通过疏水阀排放。一旦水封丧失，蒸汽就进入上升管并关闭疏水阀，这样，冷凝的水会再次掉落并在盘管的底部积存。

采用较小的排放管使蒸汽只能少量封存于上升管中，这样比较容易产生水封并防止蒸汽漏过去，从而保证出口有稳定而持续的冷凝水。当水封最终失去后，较小的上升管内需要较少的冷凝水就会重新形成水封，而较大的上升管不容易形成水封，所以，当水封失去后，小的上升管内很快就重新形成了水封。

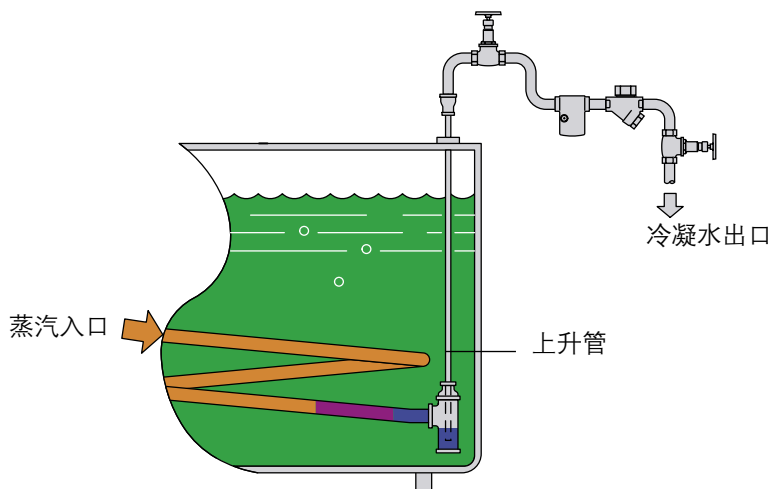


图2.10.2 带提升排放管的水箱

对于那些需要把物体浸入液体的制程，盘管不能放在水箱底部，因为这样容易被浸入的物体损坏，同时，在某些特定的制程中，大量的沉积物会在水箱底部的换热面上形成，阻碍换热。

基于以上因素，在电镀工业中通常使用侧挂式的盘管，在这些工艺中，通常在水箱的侧壁上布置蛇形盘管或板式盘管，如图2.10.3所示，这些盘管同样也需要有带水封和小口径上升管的集水槽。这种布置安装方便，便于需要时进行定期清洗。

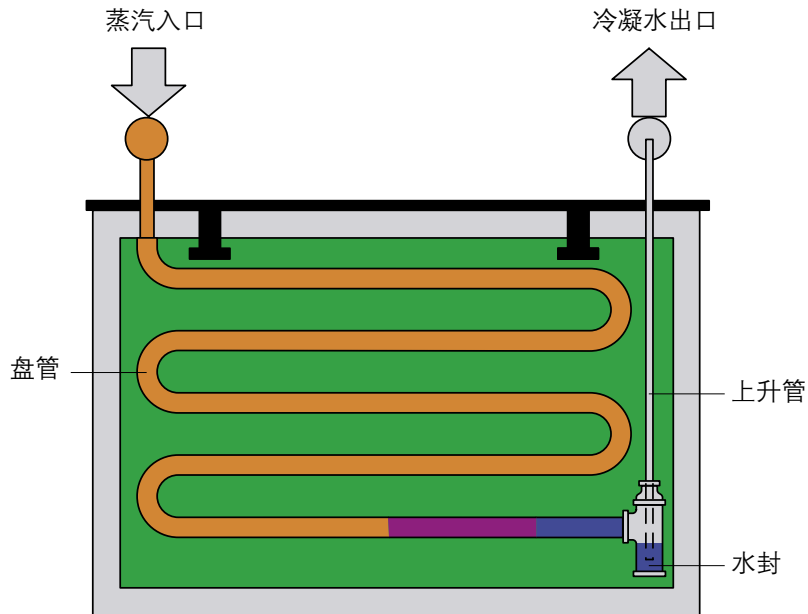


图2.10.3 挂壁式盘管

如果要把物品放入水箱，那么进行强制循环以防止水箱内产生温度梯度的方法就不太可能。但无论使用底部的还是侧壁式的盘管，最基本的要求就是需要布置合理以便热量均匀地分配到整个水箱的液体中。

盘管的直径和长度应选择合理。过短的大口径盘管无法均匀的将热量散布到整个空间，但是过长的盘管也会因为沿程压降过大而产生温度梯度，导致加热不均。

本节后边的两个内容为“控制阀选型”和“冷凝水排放设备”，初学者在尝试进行设备的选择和选型前，应先学习本教程随后部分的相应章节中的相关内容。

控制阀布置

可选择一台或两台控制阀并联。如果只使用单台控制阀，在启动时需要处理最大流量，但在最小流量的时候控制就不够精确，这样会导致控制温度不断波动，解决的方法是用两台温控阀进行并联：

- 一台阀门（运行阀门）按照最小流量选型。
- 另一台阀门（启动阀门）用来通过最大流量和第一台阀门流量的差额。

启动阀门设定的压力要稍低于运行阀门，这样在负荷降低时先关闭，只留运行阀门。

控制阀选型

控制阀组（无论是一台还是两台阀门并联）。

盘管是按照平均换热量进行选型的，但是，控制阀选型时应根据最大负荷（启动）进行选型。在较大的水箱盘管中，运行时蒸汽会在盘管内维持一定的压力，有助于把冷凝水推出盘管并进入疏水阀，如果控制阀按照平均负荷来选的话，在启动时盘管的蒸汽压力可能小于盘管内维持流动所需要的压力，盘管会积水。

使用单台控制阀

继续采用例2.10.1，最大蒸汽负荷是850 kg/h，盘管设计压力为1.1 bar g。由蒸汽阀门选型表上可以看到，控制阀前压力为2.6bar g，压降为临界压降时，通过850kg/h的蒸汽需要的 K_v 值大约为20。（第6.4节将介绍如何通过计算来选型）

因此，需要选择最大 K_{vs} 为25的DN40控制阀。

如果使用单台阀门，此阀必须保证能达到最大负荷从而保证在启动时可以有足够的压力把冷凝水排除出盘管。但是，如前所述，选择两台阀门会更好。

运行负荷为52 kW，盘管运行压力为1.1 bar g，因此，运行蒸汽负荷为：

$$m^{s(\text{运行})} = \frac{\dot{Q}}{h^{fg}} = \frac{52 \text{ kW}}{2197 \text{ kJ/kg}} = 0.0237 \text{ kg/s} \\ = 85 \text{ kg/h}$$

由蒸汽阀门选型表可以看到：在上游压力为3.6bar g、压降为临界压降时，Kv值为2的阀就可以通过85 kg/h的负荷。因此选择DN15的控制阀(Kvs = 4)和DN25的气动活塞阀(Kvs = 18.6)并联就可以满足启动负荷，当接近于控制温度时，大的阀就先关闭，此时，小阀门进行良好的控制。

冷凝水排放设备

冷凝水排放设备的选择和选型受冷凝水的背压影响很大。在这些例子中，假定的背压都是大气压力。这些设备的选型需要满足以下条件：

1. 在1.1 bar g时排除850 kg/h冷凝水，也就是满负荷条件。
2. 当盘管内蒸汽压力等于背压时，也就是在失流状态下排除冷凝水。

如果蒸汽疏水阀仅按照第1个条件进行选择，可能在失流时的时候不能排除冷凝水（当产品达到设定温度，控制阀会调节使蒸汽压力下降），必须考虑失流状态的负荷，对水箱这种无流动类型的应用，从热量的观点来看，这个问题并不算很严重，因为水箱一直保持在设定温度，积蓄了大量热量。

因此，这部分加热过程的传热量的减少不会对整个水箱的容量很快地产生影响。但是，冷凝水会回流进盘管，并发生水锤等一系列相关的症状，并出现机械应力。大的圆形的水箱一般结构坚固，通常可以承受这些应力。但是那些矩形的水箱（通常比较小）经常发生上述情况，盘管内产生的振动对水箱的结构影响比较大。这些能量导致水锤发生，并产生振动，从而影响盘管、水箱和蒸汽疏水阀的寿命，同时，还产生噪声。

对流动型的应用如板式换热器来说，失流状态时无法排除冷凝水通常会造成严重的影响，这主要是由于换热器的热容量小的缘故。

对换热器来说，冷凝水回流进入蒸汽空间导致换热面的减少会影响到热量通过这些换热面的传递效果，这样导致整个控制系统不稳定，会降低控制的稳定性和精确性。

如果换热器选型偏大，当冷凝水回流进蒸汽空间的时候，对换热性能的影响并不算大，但是，换热器设计时并不考虑到长期积水，这样会导致换热面腐蚀，不可避免地缩短换热器工作寿命。同时，在很多应用中，积水会增加开支。比如空气加热盘管内积水并结冰，如果冷空气温度为4°C，流速为3 m/s，这样冷凝水很快就在盘管内结冰，从而导致盘管过早损坏。冷凝水的正常排除对维持换热器及空气加热器的寿命来说至关重要。

蒸汽疏水阀可以根据不同的应用以及冷凝水量的不同来选择。浮球疏水阀可以在蒸汽温度下排除冷凝水，这样可以使设备性能最佳、寿命更长，更快的收回工厂投资。

在失流状态下，蒸汽疏水阀无法使用，这时可以使用自动疏水阀泵或泵和疏水阀组合来保证随时排除冷凝水，这样就可以使热效率更高，工作寿命更长，花费更少。

蒸汽夹套

最常见的蒸汽夹套是容器外层有一个蒸汽空间，如图2.10.4所示，蒸汽包围在容器的外层，并在容器外壁冷凝，夹套容器同样也可以再加一层夹套，或在夹套外用空气保温，这样可以使在夹套外层上冷却的蒸汽量减少，热量主要传递给容器。

换热面（容器表面）也可以按照蒸汽盘管来计算，用公式2.5.3来计算，总的换热系数见表2.10.4。

尽管由于对外界的辐射散热损失较大，蒸汽夹套效率没有浸入式的盘管高，但是夹套加热可以使容器内介质强制循环从而提高换热率，表2.10.4列出的是具有适当扰动的夹套的U值。

通常，这些容器由不锈钢或碳钢上覆盖玻璃制成，玻璃层可以防腐蚀。蒸汽夹套的大小取决于容器的大小，但通常宽度在50 mm和300 mm之间。

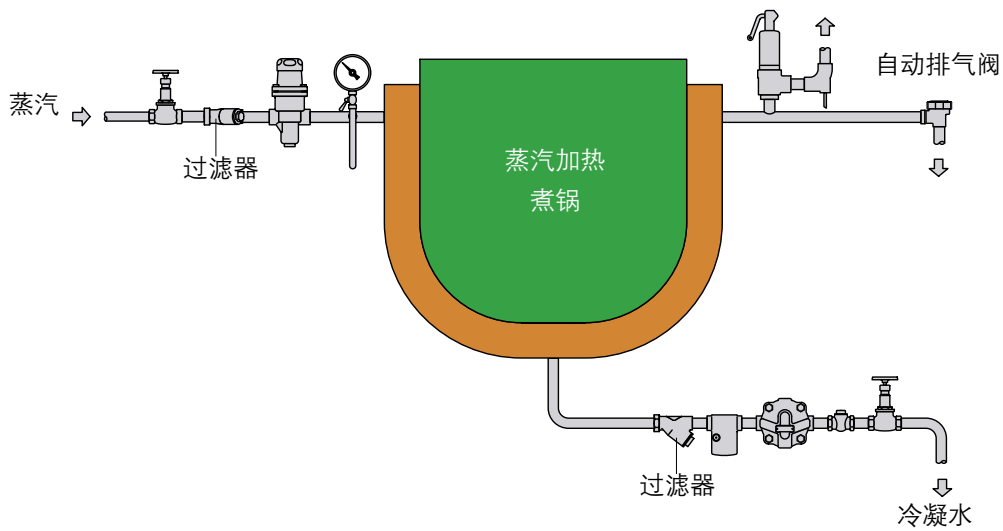


图2.10.4 常规的夹套容器

表2.10.4 蒸汽夹套总的传热系数

制程流体或产品	壁面材质	U (W/(m ² ·°C))
水	不锈钢	850 ~ 1700
	玻璃覆盖碳钢	400 ~ 570
水溶液	不锈钢	450 ~ 1140
	玻璃覆盖碳钢	285 ~ 480
有机物	不锈钢	285 ~ 850
	玻璃覆盖碳钢	170 ~ 400
轻油	不锈钢	340 ~ 910
	玻璃覆盖碳钢	230 ~ 425
重油	不锈钢	57 ~ 285
	玻璃覆盖碳钢	57 ~ 230

Questions

1. A tank of water is to be heated by a mild steel coil from 20°C to 80°C in 4 hours. The control valve is supplied with steam at 4 bar g. The mean heat-up steam demand is 98 kg/h and the running demand is 27 kg/h. (Take the 'U' value of the coil to be 550 W/m²°C).
- Approximately what length of 25 mm coil will be required?
- a| 12.5 m
 - b| 7.6 m
 - c| 10.4 m
 - d| 12.2 m
2. What is the disadvantage of heating a tank by direct steam injection?
- a| It agitates the solution
 - b| Some of the enthalpy of water is used
 - c| Steam traps are not required
 - d| It dilutes the tank content
3. A published 'U' value from a steam coil to a water based solution is given as 550 - 1 300 W/m²°C.
- When would a figure near the lower end of the range be used?
- a| When the steam is known to be of good quality
 - b| For short coils
 - c| For small diameter coils
 - d| When scaling or fouling of the coil takes place
4. Steam coils should enter and leave the top of a tank when:
- a| The tank contains a corrosive solution
 - b| When agitation of the tank solution is required
 - c| When steam locking of the trap draining a base coil could occur
 - d| When good heat distribution is required
5. What range of 'U' values would you apply for a mild steel jacket around a stainless steel tank containing a water and detergent solution?
- a| 285 - 480
 - b| 450 - 1 140
 - c| 850 - 1 700
 - d| 285 - 850

6. 20 m of 25 mm stainless steel coil maintains a tank of water based solution at 65°C. Steam pressure is 3 bar g and there is natural circulation in the tank. What will be the approximate steam consumption under this condition (Take the 'U' value of the coil to be 700 W/m² °C)?
- a| 256 kg/h
 - b| 382 kg/h
 - c| 287 kg/h
 - d| 195 kg/h

Answers

1: a, 2: d, 3: d, 4: a, 5: b, 6: d

