

循环水的蒸发冷却

〔苏联〕Л.Д.别尔曼 著

胡 伦 楨等 译

中国工业出版社

目 录

第一版前言

第二版前言

绪 论 1

第一部分 理論基础

第一章 蒸发冷却时的热交换和物质交换 5

第 1—1 节 蒸发冷却的特性 5

第 1—2 节 液体的表面蒸发 9

第 1—3 节 湿空气的性质 14

第 1—4 节 热与物质传播的基本定律 20

第 1—5 节 热交换和物质交换之間的类比关系 26

第 1—6 节 热交换和物质交换的共同过程 32

第 1—7 节 传热量和液体蒸发量 36

第 1—8 节 相似条件和相似准則 40

第 1—9 节 散热系数和散质系数的关系 47

第 1—10 节 实验資料 49

第 1—11 节 理論的冷却极限 69

第 1—12 节 冷却极限的測定 (湿度計) 73

第二章 冷却设备原理 77

第 2—1 节 露天蓄水池 (冷却池) 中水的冷却 77

第 2—2 节 噴水池內水的冷却 84

第 2—3 节 逆流式冷却設備中的水冷却过程、理論的空气需要量 87

第 2—4 节 逆流情况下水的冷却 (空气流量高于理論的空气需要量时) 90

第 2—5 节 冷却表面与冷却水溫的計算 97

第 2—6 节 逆流情况下水的冷却 (空气流量低于理論的空气需要量时) 101

VI

第 2—7 节	交流情况下水的冷却·····	106
第 2—8 节	封闭式冷却设备（逆流式）的第一种简易计算方法·····	110
第 2—9 节	封闭式冷却设备（逆流及交流式）的第二种简易计算方法·····	114
第三章	冷却设备中的空气分配和水力学问题·····	126
第 3—1 节	露天蓄水池内水的流动·····	126
第 3—2 节	利用喷嘴喷水·····	136
第 3—3 节	在格栅中溅水·····	151
第 3—4 节	薄膜式冷却设备中水的流动·····	165
第 3—5 节	冷却设备中空气流的阻力·····	170
第 3—6 节	逆流式冷却设备中空气的分布·····	179

第二部分 水冷却设备

第四章	冷却设备的类型和结构·····	189
第 4—1 节	冷却设备的分类·····	189
第 4—2 节	冷却设备的特性（基本计算）·····	191
第 4—3 节	冷却池·····	195
第 4—4 节	喷水池·····	205
第 4—5 节	敞开型冷却塔·····	229
第 4—6 节	风筒型冷却塔——喷溅式和点滴式·····	243
第 4—7 节	风筒型冷却塔——薄膜式和混合式·····	268
第 4—8 节	通风筒·····	283
第 4—9 节	机力通风冷却塔·····	294
第 4—10 节	冷却塔的配水装置·····	318
第 4—11 节	冷却设备所用的材料·····	332
第 4—12 节	各种型式冷却设备的使用范围·····	337
第五章	冷却设备的热力计算·····	345
第 5—1 节	概论、计算任务·····	345
第 5—2 节	冷却池的计算·····	353
第 5—3 节	逆流式冷却塔冷却表面的计算·····	360
第 5—4 节	按简易方法计算冷却塔的冷却表面·····	369
第 5—5 节	冷却塔淋水装置主要尺寸的确定·····	380

第 5—6 节	冷却塔的通风计算	385
第 5—7 节	风筒型冷却塔的验算	390
第 5—8 节	机力通风冷却塔的验算	396
第 5—9 节	冷却塔的經驗关系曲线	401
第 5—10 节	冷却塔配水装置的計算	415
第 5—11 节	噴水池主要尺寸的确定	418
第 5—12 节	补充水量的計算	424
第六章	冷却设备的运行	427
第 6—1 节	总則	427
第 6—2 节	对冷却设备的运行监督	429
第 6—3 节	点滴式和薄膜式冷却塔的维护	439
第 6—4 节	噴濺式冷却塔和噴水池的维护	446
第 6—5 节	集水池和支承结构的维护	448
第 6—6 节	冷却池的维护	450
第 6—7 节	冷却设备的冬季运行	453
第 6—8 节	循环系统中的給水方式	464
第 6—9 节	預防冷却设备生长植物和青苔	479
附 录		485
I	水的物理常数	485
I	干空气的物理常数 (压力为 1 绝对大气压时)	486
III	温度由 0 至 100°C 时饱和水蒸汽压力表 (绝对大气压)	487
IV	湿空气的焓 (压力表压力 $p_B = 745$ 毫米水銀柱时)	插頁
V	空气的含水量 (压力表压力 $p_B = 745$ 毫米水銀柱时)	插頁
VI	湿空气的重度 γ (压力表压力 $p_B = 745$ 毫米水銀柱时)	插頁
VI	湿度曲线	491
参考文献		492

緒 論

在工业企业中，水的需要是各不相同的，但是，在巨量的工业用水中，大多是用于冷却，即供生产设备散热之用。

在某些情况下，冷却水应用于工艺过程本身，例如用于冷凝蒸汽发动机内蒸汽膨胀后排出的废汽，或者用于化学产品的液化。在其他情况下，用以防止结构物的个别部件（如内燃机的汽缸或工业炉的砌体）在高温影响下迅速受到损坏。根据冷却水用途的不同，在温度和水质（即各种杂质的含量）方面的要求也各不相同，而且区别可能很大。

在大多数情况下，要求水温不超过一定的比较低的限度，而水中的杂质以不致在冷却系统内产生沉淀或者使金属部件发生锈蚀为适宜，这是由生产过程进行的条件以及对设备工作的可靠性和经济性的要求决定的。例如，在火力发电厂中，冷却水温度的升高将使发电用的燃料消耗增加，而在某些场合下，还会使设备的出力降低；在炼油厂和许多化学生产过程中，冷却水温的升高将使产量减少，有时还可能导致一部分最贵重的产品成分的损失，如石油的易挥发份；对于冷却装置，冷却水温的升高将使其冷却能力降低等等。这些结果都是由于水质不良，以致在冷却表面上产生矿物沉淀或有机物沉淀，而使热交换恶化所致。

冷却装置的温度工况一般要求具有充分低的进水温度，同时又限制在冷却系统中的水的加热程度。由于必须在低温状况下散发大量的热量，因而对水的需要量很大，对于某些企业，这种需要量每小时可达几千或几万立方米（大型发电厂、冶金工厂、化学工厂以及炼油厂等）。

冷却水的大量加热甚至沸腾，可以大大地减少用水量 and 有效地利用废热，但这种方式是很少采用的。这种冷却方式，即所谓

“热”冷却或“沸腾”冷却首先应用于某些内燃机上，近来苏联则把它应用在冶金炉上。

当有充足的水源时（江、湖或其他），大多采用直流供水系统。此时，自水源引来的水用以进行一次冷却后即行排走。但是，这种供水系统在水源的水量不足时是不能采用的，而且这种系统有时由于需要大量的建设费用和运行费用，从经济上看是不适宜的。

采用直流供水时的费用很大，这是由于取水构筑物及其他建筑物的技术复杂所致，例如在江河内水位变幅很大时；必须远距离送水或供水高度很大时；水的矿化程度高或者水为化学侵蚀性杂质所污染而必需进行费用昂贵的净化处理等。此外，由于水源距离远或者水费昂贵，例如在城市中只能取用自来水时，即使在冷却水用量不大的情况下（小型冷却装置及动力设备、变电所及水银整流所、无线电台等），也不能采用直流供水。

当不可能采用直流供水，或采用直流供水在经济上不合理时，可以直接使用空气冷却，或者使水在封闭系统内进行循环冷却，此时，水在冷却设备与外界空气之间起着中间载热体的作用。后一种情况下的供水系统称为循环供水系统，而在封闭系统内循环流动的水称为循环水。

将空气直接用作外界受热介质，应用得并不普遍，这主要是由于冷却表面对空气的散热系数很低，因而所需的冷却表面要比用水冷却时增加几十倍，而且空气的比热很小，因而需要利用风机输送大量空气，这就需要耗用大量的电能。

如果采用循环供水系统，而循环水在表面换热器（加热器或散热器）内用空气进行冷却，则上述缺点依然存在。

在采用借水的蒸发冷却原理的接触式冷却设备（图1—1）的情况下，可以大大地提高循环水和空气之间的热交换强度，并减少所需的空气量。此时，冷却设备可用比较便宜及比较易得的材料来制作，而风机的电力费用或者可以完全取消，或者要比采用表面式冷却设备时小得多。

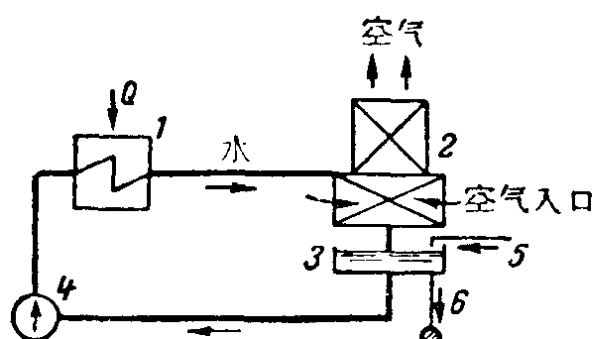


图 1—1 循环供水系统图

1—被冷却的工作设备；2—水冷却设备；3—冷却水集水池；
4—循环水泵；5—补充水；6—排水装置。

由于以上这些优点，在循环供水系统中，循环水的蒸发冷却获得了广泛的应用。

第一部分 理论基础

第一章 蒸发冷却时的热交换和物质交换

第 1—1 节 蒸发冷却的特性

所谓液体的蒸发冷却，就是液体的自由表面与任何一种气体或几种气体的混合物（例如大气）直接接触时，由于热交换与物质交换过程的共同作用而使液体得到冷却。这时液体与气体由于接触及辐射作用而进行热交换。另外，由于液体的表面蒸发也消耗了一部分热量。

当液体蒸发冷却时，由于物理性质各不相同的几种过程共同作用的结果，液体的温度有所降低。这些过程是：

1. 接触散热，亦即借导热性和对流作用来传热；
2. 辐射热交换；
3. 液体的表面蒸发，即部分液体变为水蒸汽，并借扩散及对流作用进行物质（蒸汽）交换。

上述液体冷却的每一过程的作用，根据液体及气体的物理性质和参数而有所不同。

在后面所研究的冷却设备中，水和空气是互相作用的介质。在一年中的大部分时间——春、夏、秋三季内，表面蒸发起着主要作用。在最炎热的夏季中，液体蒸发所消耗的热量约占水所散发的总热量的 90% 以上。在冬季，当室外空气处于低温时，表面蒸发的作用降低，水所散发出来、并由接触所传递的那部分热量从夏季的 10~20% 以下，大约增加到 50%，而在严寒时期甚至增加到 70%。

辐射热交换仅在大面积的露天水池（冷却池）内进行水冷却

时才起作用。此时，太阳辐射热量虽然可由水面反射作用抵消一小部分，但这种辐射作用仍将使水池的冷却效果显著降低。在其他各种类型的水冷却设备中，辐射热交换一般不大，因而其影响可以忽略不计。

当液体温度低于沸点时，只有在下述情况下在液体表面才产生蒸发作用。此时，在液体表面上形成的水蒸汽层内的分压力 p_n'' ，大于潮湿基质中的、亦即含有水蒸汽的气体介质中的水蒸汽分压力 p_n 。

在循环水蒸发冷却的条件（此点将在以后加以详细说明）下，可以十分准确地认为，直接与液体表面接触的气体层内所含的水蒸汽与该液面具有相同的温度，而且是饱和水蒸汽，亦即 p_n'' 值等于液体表面温度为 t_f 时的饱和水蒸汽压力。

在一般情况下，如果水蒸汽与气体混合物未被水蒸汽所饱和，则该混合物内的水蒸汽分压力（参看第 1—3 节）应为：

$$p_n = \varphi p_{\delta}'',$$

式中 φ ——气体的相对湿度；

p_{δ}'' ——混合物基质温度为 δ 时的饱和水蒸汽压力。

分压力差 $\Delta p_n = p_n'' - p_n$ 是使物质发生交换、亦即在液体蒸发时使产生的水蒸汽脱离液面而进入气体介质基质中所必需的“动力”或“势能差”。在热交换作用中，传热所必需的这种动力或势能差是温度差。在这两种情况下，交换是在具有相应的推动力的条件下，由于分子（扩散、导热性）及克分子（对流）的运动现象而发生的。

如果在单位时间内，从单位面积上所蒸发的液体为 g_u 公斤/米²·小时，则液体蒸发所耗的热量为：

$$q_B = r g_u \text{ 千卡/米}^2 \cdot \text{小时},$$

式中 r ——液体的汽化热，千卡/公斤。

由于接近液体表面的一层气体实际上已经被水蒸汽所饱和，

但在距液体表面有相当距离的气体基质内可能尚未被饱和（即其相对湿度 $\varphi < 1$ ），因此，水蒸汽分压力 p_n'' 可能大于 p_n 。甚至在液体表面温度 t_f 低于气体基质的温度 ϑ 时也是这样。只要 $p_n'' > p_n$ ，就可能发生表面蒸发。因此，表面蒸发与液体温度高于或低于该液体所接触的气体温度无关。此时，所产生的物质（水蒸汽）流 g_u 从液体表面向气体基质内流动。由于蒸发时物质集态的改变需要消耗热量 q_β ，因此，蒸发就能使液体得到冷却。

由接触传热而产生的热流则是另一种情况。在蒸发冷却时，物质流总是由液体表面流入气体基质中。与物质流 g_u 不同，接触传热所产生的热流 q_α ，可以从液体流向气体，也可以从气体流向液体，这种流动取决于两种相互作用的介质中何者温度较高（图1—2）。

当 $\vartheta < t_f$ 时，蒸发与传热两个过程都是向着使液体冷却这一方面进行的。在这种情况下，液体在单位时间内从单位液面上发散的热量为：

$$q = q_\beta + q_\alpha.$$

当 $\vartheta > t_f$ 时，热流 q_α 从气体流向液体，如果没有蒸发，则液体此时不是冷却而是受热。在这种情况下，只要由于液体表面蒸发所损失的热量 q_β 大于流向液体的热流 q_α ，液体的温度就会继续下降。此时，液体所散发的热量为：

$$q = q_\beta - q_\alpha.$$

这种情况一直继续到从气体流向液体的热流 q_α （由于传热动力 $\vartheta - t_f$ 的增大， q_α 随 t_f 的降低而加强）等于蒸发所消耗的热量 q_β 时为止（因为 p_n'' 减小，亦即 $\Delta p_n = p_n'' - p_n$ 差值减小，液体蒸发量 g_u 也相应的减小，因此 q_β 也减小）。当液体表面温度 $t_f = \tau$ 时， $q_\alpha = q_\beta$ ，此时液体温度即停止下降。

在 $t_f = \tau$ 时所达到的平衡具有动态特征，因为，在 $q_\alpha = q_\beta$ 时，不论是液体蒸发或是热量由气体传入液体，都不会停止。

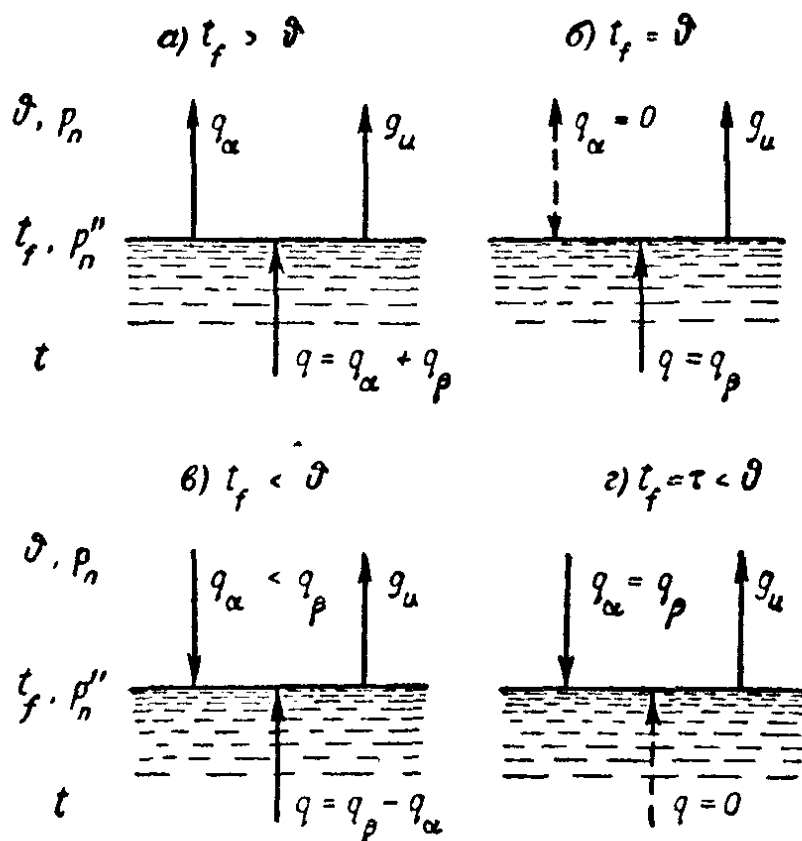


图 1—2 在不同的蒸发冷却情况下的热流 q 与物质流 g_u 流向示意图

以上所研究的仅为热和物质在气体介质中的传递情况。但是，为使上述热交换和物质交换能顺利进行，必需将由于以上两个过程共同作用而散发的热量 q 引到液体表面。因此，液面温度 t_f 必须低于液体基质温度 t ，亦即温度差 $\Delta t_{sk} = t - t_f$ 必须是正值。在液体内部热流密度 q 一定的情况下，温度差 Δt_{sk} 取决于液体内部热交换的强度，这种热交换是通过热传导及对流作用而产生的。因此，在某些情况下，例如当热流密度 q 不大，而液体内部对流传热较快时，此温度差可能很小，但在其他情况下，就可能很大。

因为一方面温度差 Δt_{sk} 取决于 t_f 值，另一方面，温度差 $\Delta t_s = t_f - \theta$ 及分压力差 Δp_n 也取决于 t_f 值，所以液体在蒸发冷却过程中发散的热量 q ，一般来说，除取决于气体介质中热量和物质传递条件外，还取决于液体中的热量传递条件。只有在 q 值很小或液体受到强烈搅动的情况下，对温度 t_f 与 t 之差，或者所研究的

液体层断面中的平均温度之间的差别，才可以忽略不计。

从以上情况可以看出，液体的蒸发冷却是一个复杂的过程。它与“纯粹的”热交换不同，在这个过程中，与物质交换同时发生的液体表面蒸发，在一定条件下起着主要的作用。

液体表面蒸发大大地加强了液体的冷却。而且由于受到物质交换的影响，在其他条件不变的情况下，液体所发散的热量不仅取决于液体和冷却液体的气体的温度差，还取决于水蒸汽的分压力差。此时，在气体介质中同时进行的热交换和物质交换是互相联系的。在一般情况下，液体蒸发量和液体发散的热量取决于液体本身的热量传递条件。还需说明的是，由于相界上的分子现象（这个问题将在下面加以讨论）的关系，紧靠液体表面一层气体的水蒸汽分压力与此表面温度下的饱和水蒸汽分压力，严格地说不相同的。它取决于液体与气体之间的热交换和物质交换的强度。因此，重要的是对上述现象及其相互联系中，确定哪些是对所需要的最终结果具有重要意义，哪些可以忽略不计，以免理论公式和实际计算方法过分复杂。

从上可知，当液体蒸发冷却时，在液体温度下降的同时，冷却介质（气体）的温度可能上升，也可能下降。液体可能被冷却到大大低于冷却介质（气体）的最初温度，这是由于蒸发冷却过程独有的特性所造成的结果。

第1—2节 液体的表面蒸发

如所周知，在上面所研究的冷却情况下，表面蒸发起着很大的作用。根据物质的动力学理论，表面蒸发是由液体分子的热运动所引起的^①。由于分子运动的不规则性，液体内各个分子的运动速度变化很大，这种变化围绕平均速度剧烈波动。一部分分子

① 见 O. Д. Хвольсон 著 “Курс физики”，第 1 卷，第 5 版，第 430 页，国立动力出版社 1923 年出版；“ЖРФХО 物理部分”第 58 卷第 527 页，1926 年；“Успехи химии”第 7 卷第 8 分册第 1231 页及其他，1938 年。

具有足以克服內聚力的动能，可以从自由液面上的液体层內逸入气体介质中。由于这些分子互相碰撞以及与气体分子碰撞的结果，一部分分子返回液体表面，然后又重新脱离液体表面或者被液体所吸收（凝聚）。逸出液面的部分液体分子由于扩散及对流渗入气体介质中而永远地损失掉。

由此可見，液体蒸发量取决于因热运动而逸出液面的液体分子数量 n_u 与向液面冲击时被液体重新吸收的分子数量 n_k 之差，即

$$\Delta n = n_u - n_k, \quad (1-1)$$

式中 Δn ——单位時間內，单位面积上由于蒸发而逸出液面的液体分子数量。

在蒸发时，液体內运动最快的分子首先逸出，因而其余分子的平均动能减小。换言之，即液体的溫度降低。逸出液面的分子轉化为水蒸汽时，用以克服內聚力和扩大体积所消耗的能量称为汽化热。

由于对液体的结构及其分子透过相界面的原理和速度研究得不够，分子的数量 n_u 通常是根據以下假設来計算的，即当液相与汽相达到热力平衡时，亦即当 $n_u = n_k$ 和 $\Delta n = 0$ 时，可以把分子的脱离和吸收看作是兩個互不相关的独立过程。在这种情况下，如果不考虑水蒸汽和理想气体在性质上的差别，并假定汽相內的分子速度是按磁力綫一样分布的，則 n_u 可以示如下式：

$$n_u = n_k = f N p_n \sqrt{\frac{g}{2\pi M_n R T}}, \quad (1-2)$$

式中 N ——阿弗加德罗数；
 p_n ——水蒸汽压力；
 T ——水蒸汽的绝对溫度；
 M_n ——水蒸汽的分子量；
 R ——通用气体常数；

g ——重力加速度；

f ——調節系数^①，系指撞击液面后而被液体所吸收（凝結）的該部分水蒸汽分子数量。

很明显，液体的蒸发是在相界存在一定的水蒸汽压力差的条件下发生的，亦即当与液面温度相应的飽和水蒸汽压力 p_n'' 大于紧靠該液面的水蒸汽与气体混合物內的水蒸汽分压力 p_n^* 时发生的。在这种情况下，利用公式 (1-2) 可以近似地求出 n_u 及 n_k 。求 n_u 时可将 (1-2) 式中的压力換以 p_n'' ，求 n_k 时可将該式中的压力換以 p_n^* ，这样就可以得出計算液体蒸发量的公式如下：

$$g_u = \Delta n \frac{M_n}{N} = K(p_n'' - p_n^*), \quad (1-3)$$

式中
$$K = 3.6 \times 10^7 a f \sqrt{\frac{g M_n}{2\pi R T}}. \quad (1-3a)$$

为了簡便起見，此处假定在相界上及其相邻的混合物层內的温度 T 相等。該假設仅在压力差 $p_n'' - p_n^*$ 极小时才能成立（參見下面）。此外，考虑到水蒸汽的实际性质与理想气体的性质有所不同，以及水蒸汽运动方向对其分子运动速度分布的影响，必須

附加一个修正因数 a 。如果 $R_n = \frac{R}{M_n}$ 以公斤·米/公斤·度計，

g 以米/秒² 計， p_n 以絕對大气压計，則从公式 (1-3a) 及 (1-3) 可以导出 K 的单位为公斤/米²·小时·大气压， g_u 的单位为公斤/米²·小时。

在蒸发时，由于扩散及对流作用，从液体表面附着层逸入气体介质中的水蒸汽分子的速度可以近似地取其与该汽层內水蒸汽分压力 p_n^* 与距液面相当距离的水蒸汽分压力 p_n 的差成比例。若以 β_p^* 代表相应的比例系数，則可写出下列方程式：

$$g_u = \beta_p^* (p_n^* - p_n). \quad (1-4)$$

① 調節系数亦称“凝結系数”或“蒸发系数”。

最后可用下式求出 g_u :

$$g_u = \beta_p(p_n'' - p_n), \quad (1-5)$$

式中 β_p ——相当于全部分压力差 $(p_n'' - p_n)$ 的比例系数。

方程式 (1-3)、(1-4) 及 (1-5) 的右边彼此相等, 由此可得:

$$\frac{\beta_p^*}{\beta_p} = \frac{1}{1 - \frac{\beta_p}{K}} \quad (1-6)$$

及
$$\frac{\Delta p_n^*}{\Delta p_n} = \frac{\beta_p}{K}, \quad (1-7)$$

式中 $\Delta p_n^* = p_n'' - p_n^*$; $\Delta p_n = p_n'' - p_n$.

假定当 $a=1$ 时, 达到相界面的水蒸汽分子的数量等于理论的数量, 并假定这些分子全部为液体所吸收, 亦即 $f=1$ 。当水在空气中蒸发, 在水温为 315°K 时, 根据公式(1-3a)可得 $K = 370\,000$ 公斤/米²·小时·大气压。根据试验资料, 在一般的水的蒸发冷却情况下, 系数 β_p 值约为 $25 \sim 100$ 公斤/米²·小时·大气压。将 β_p 及 K 值代入公式(1-6)及(1-7)可得:

$$\beta_p^* / \beta_p = 1.00007 \sim 1.0003$$

及
$$\frac{\Delta p_n^*}{\Delta p_n} \times 100 = 0.007 \sim 0.03\%,$$

亦即当 $af=1$ 时, 系数 β_p^* 及 β_p 实际上彼此相等, 并比系数 K 约小 $4\,000 \sim 15\,000$ 倍, 而相界的水蒸汽压力差 Δp_n^* 却要比水蒸汽分压力差 ΔP_n 小得多。

系数 K 随 af 值减小而相应地减小, 结果使系数 β_p^* 及 β_p 的差值增大, 并使压力差 Δp_n^* 的相对值也增大。例如, 当 $af = 0.001$ 时, $K = 370$ 公斤/米²·小时·大气压, 根据上述条件可得:

$$\beta_p^* / \beta_p = 1.07 \sim 1.37$$