

# 罗茨压缩机驱动 MVR 热泵系统的 节点分析

顾承真<sup>1</sup>, 洪厚胜<sup>1,2\*</sup>, 颜旭<sup>1</sup>, 张志强<sup>1</sup>

(1. 南京工业大学生物与制药工程学院, 江苏 南京 211816;  
2. 南京汇科生物工程设备有限公司, 江苏 南京 210009)

**摘要:**通过温焓图和焓焓图结合工艺流程图对 MVR 系统进行了深度剖析,在 Aspen Plus 软件的辅助计算下,以水为蒸发工质,忽略系统的一切热量损失,对系统中的各个操作单元进行了理论上的分析,并结合工艺要求给出了最佳的操作条件:原料进入蒸发室前需要预热到蒸发压强下的饱和温度或者处于微过热状态;在设备条件允许的条件下,尽量控制在较高的真空度下蒸发;罗茨压缩机对二次蒸汽压缩时,压缩比控制在 2 左右最佳,既能保证有效的传热温差,又能拥有很高的能效比;冷凝液可以作为补充水源来消除压缩蒸汽的过热度,使过热蒸汽饱和或处于微过热状态;蒸汽冷凝液应在饱和液体状态下引出,然后去预热原料和充当补充水;真空系统的处理应由真空泵抽吸不凝性气体和少量的二次蒸汽,为了维持 MVR 系统的能量平衡,应适时的补充少量新鲜蒸汽。

**关键词:**机械蒸汽再压缩;二次蒸汽;操作条件

**中图分类号:** TQ51

**文献标志码:** A

**文章编号:** 0253-4320(2014)04-0125-05

## Nodal analysis of mechanical vapor recompression heat pump driven by roots compressor

GU Cheng-zhen<sup>1</sup>, HONG Hou-sheng<sup>1,2\*</sup>, YAN Xu<sup>1</sup>, ZHANG Zhi-qiang<sup>1</sup>

(1. College of Life Science and Pharmaceutical Engineering, Nanjing University of Technology, Nanjing 211816, China; 2. Nanjing HuiKe Bioengineering Equipment corporation, Nanjing 210009, China)

**Abstract:** The MVR system is deeply analyzed in combination with temperature-entropy diagram and enthalpy-entropy diagram. With water as the working fluid and ignoring all the heat loss in the system, each operating unit of the system is analyzed theoretically under the help of Aspen Plus software. Combining process requirements, the optimum operating conditions are proposed. The material should be in the condition of saturation temperature or in a slightly overheated state before entering into the evaporation chamber. If the device conditions permitted, the evaporation should try to control under high vacuum condition. The best compression ratio controlled to about 1.8-2.2 is used both to ensure the effective temperature difference and have a high energy efficiency when the roots compressor is on the secondary vapor compression. In addition, condensate can be used as a supplementary source to eliminate superheat pressurized steam and ensure the superheated steam to be saturated or in a slightly superheated state. Condensate of saturated steam should be drawn timely and then preheat raw materials or act as a supplementary water. The non-condensable gas and a small amount of secondary steam should be removed from the system under the suction device of vacuum to ensure the MVR system in a high degree of vacuum. A small amount of fresh steam should be timely supplied to maintain energy balance.

**Key words:** MVR; secondary vapor; operating conditions

在目前能源紧缺的大环境下,国家一直倡导节能减排、绿色生产的科学发展方式。各种企业和工厂都在需求一种高效节能的生产模式,其中蒸发浓缩阶段广泛应用于生物发酵产品浓缩、化工废水处理、海水淡化等行业<sup>[1]</sup>,蒸发工艺也一直处于不断地探索和升级中。单从蒸汽的利用效率角度上,蒸发工况先后经历了单效蒸发技术、多效蒸发技术、蒸汽喷射压缩蒸发技术和机械蒸汽再压缩技术<sup>[2]</sup>。其中机械蒸汽再压缩技术又称 MVR (mechanical vapor recompression) 热泵技术。

MVR 蒸发技术是目前世界上最节能的蒸发方式,该项技术最早产生于欧美等国家。近年来随着能源价格的不断上涨以及我国实行可持续发展的要求,MVR 技术先后被列为 2007 和 2010 年国家鼓励发展的节能环保设备<sup>[3]</sup>。

构成 MVR 系统的主体设备就是降膜蒸发器和压缩机<sup>[4]</sup>。其中驱动 MVR 系统运行的压缩机主要有离心压缩机和罗茨压缩机 2 种类型。虽然离心压缩机具有流量大、噪音小、压缩蒸汽受污染程度小等优点,但由于目前国内生产离心压缩机的技术不够

收稿日期:2013-11-25

基金项目:国家高科技研究发展(“863”)重点项目(2012AA021201)

作者简介:顾承真(1986-),男,硕士生;洪厚胜(1964-),博士,研究员,研究方向为生物工程装备开发,通讯联系人,025-83403940, hhs@njut.edu.cn。

成熟,工业应用主要依靠国外进口,价格昂贵;而且离心压缩机处在高速旋转的过程中,叶轮对进口蒸汽中的水滴敏感度很高,因此对气液分离器的结构设计要求很高。单级离心压缩机的温升一般不超过 8℃,对于蒸发温度损失较大的体系,由于换热温差太小,系统难以维持稳定。若采用多级压缩,虽然温升可以增大,但投资费用也增加巨大。另外,离心压缩机固有的喘振现象对机体的损害也是巨大的<sup>[5-7]</sup>。国产罗茨压缩机的制造技术非常成熟,成本较低,罗茨压缩机对入口蒸汽的水滴敏感度不高,温度升高较大,国内的中小型企业蒸发浓缩时蒸发量小于 10 t/h,因此罗茨压缩机驱动的 MVR 在国内的应用仍有现实的意义<sup>[8-9]</sup>。

本文中主要是以水为蒸发体系,建立以单效降膜式蒸发器为蒸发主体、罗茨压缩机驱动的 MVR 系统的流程设计,并从整个 MVR 系统的节能效率出发,对单元操作过程的节点控制进行详细论证。

### 1 MVR 的工艺流程和热力学状态

MVR 热泵系统的原理流程如图 1 所示,蒸汽的热力学状态变化如图 2(温熵图)和图 3(焓熵图)所示。原料经过预热器预热后状态为 A(a),此时料液处于饱和和液体状态;预热后的料液进入蒸发器的蒸发室内吸收热量沸腾气化产生二次蒸汽,气液混合物经过气液分离器的分离作用,浓缩液从出料泵流出,得到的二次蒸汽进入罗茨压缩机的入口处,此时的蒸汽是在特定蒸发压强下的饱和蒸汽,其气体状态参数为 B(b);二次蒸汽在压缩机的作用下,温度升高,压强增大,蒸汽的热焓提高,理想情况(等熵压缩)的状态为 C(c),实际蒸汽压缩过程中是不可逆过程而且系统不是完全绝热的,其状态参数是具有更高过热度的状态 D(d),此时的过热蒸汽先经过饱和化处理进入蒸发器的壳程里冷凝放热得到饱和和冷凝液,其状态为 E(e)。冷凝液先存在暂存罐中然后由泵引出对原料进行预热,实现能源综合利用。

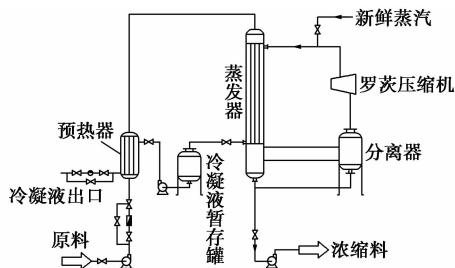


图 1 MVR 热泵工艺流程

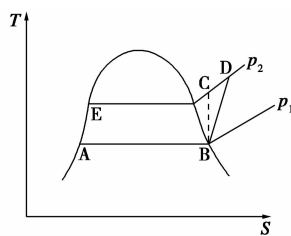


图 2 蒸汽温熵(T-S)图

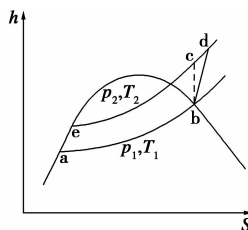


图 3 蒸汽焓熵(h-S)图

利用。系统在开始运行时需要向蒸发器壳程里通入新鲜蒸汽,一旦系统运行稳定后,便可利用压缩蒸汽的冷凝潜热维持系统的热量平衡,只需要在热量损失较多时补充少量新鲜蒸汽即可<sup>[10-12]</sup>。

从温熵图可以看出,整个 MVR 的热泵系统中处在 2 种压强和 3 个温度状态下,压强变化是蒸汽压缩前的蒸发压强和蒸汽压缩后的冷凝压强,温度变化主要是蒸发温度,压缩后的过热温度以及压缩饱和温度。从焓熵图可知,MVR 系统得以运行的实质就是利用压缩机做少量的功来提高蒸汽的热焓,进而利用压缩蒸汽释放大量的冷凝潜热重新加热原料。由于气化潜热(或者冷凝潜热)占蒸汽的热焓值绝大部分,因此能够充分利用蒸汽的潜热是热泵系统正常运行的关键<sup>[13-14]</sup>。例如 0.1 MPa 下饱和蒸汽的焓值  $h = 2\ 675\ \text{J/g}$ ,而气化潜热为  $2\ 258\ \text{J/g}$ 。假设饱和蒸汽从 0.1 MPa 压缩到 0.2 MPa 时,压缩后饱和蒸汽焓值  $h = 2\ 706\ \text{J/g}$ ,冷凝潜热为  $h = 2\ 202\ \text{J/g}$ ,压缩机消耗的功为  $w = 31\ \text{J/g}$ ,故整个系统的能效比  $\text{cop} = 2\ 202/31$ 。

### 2 MVR 单元节点的控制

MVR 热泵系统是封闭的内循环式蒸发体系,每个单元结构的设计和操作控制都对整个系统的稳定性以及最佳的节能性至关重要,各个节点之间的参数都是耦合在一起的,MVR 技术具有最优的设计参数<sup>[15]</sup>。

为了方便从理论上阐述节点的条件变化对整个系统的影响,本研究做了很多假设:①以水代替物料,忽略蒸发时的温差损失;②蒸汽压缩过程是等熵压缩;③不考虑系统的热量损失,并使用 Aspen Plus

模拟软件对流程中部分节点状态的变化进行分析<sup>[16-17]</sup>。基本假设条件是:用于加热物料的初始蒸汽的流量为100 kg/h,由于实际的蒸发量往往不大于进料量的80%,本次模拟进料量选择为150 kg/h。

## 2.1 原料的预热阶段

原料进入蒸发室前往往需要预热,假设原料预热阶段的压强为0.1 MPa,蒸发温度 $T=60^{\circ}\text{C}$ 时,不同的进料温度对产生二次蒸汽量的影响如图4所示。

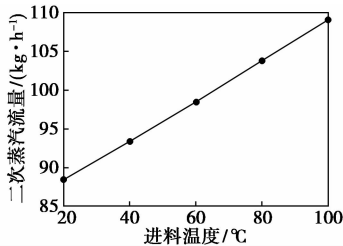


图4 二次蒸汽与进料温度的关系

从图4可知,二次蒸汽的产生量随进料温度的升高而增大,进料温度小于蒸发温度( $T=60^{\circ}\text{C}$ )时,二次蒸汽量也小于初始蒸汽量( $w=100\text{ kg/h}$ )。因为若原料的进料温度较低,原料在沸腾前需要获得一定的液体显热。则压缩蒸汽与进料换热时,会消耗一定的热量来加热原料直至其沸腾。因此,用于原料气化所需的气化潜热量会偏少,导致二次蒸汽量逐渐偏小,在系统没有外加蒸汽的前提下,蒸发量也逐渐减少。若原料是一定蒸发压强下的沸点进料时,则压缩蒸汽的冷凝潜热将全部用来使原料气化,产生二次蒸汽。由于原料的气化潜热和压缩蒸汽的冷凝潜热相差不大,因此,产生的二次蒸汽量维持在较高的水平,把系统的散热和能量损失考虑在内的话,也只需要定时地补充少量的新鲜蒸汽即可。当进料温度大于蒸发温度时,二次蒸汽量也显然大于初始蒸汽量。因为预热后的原料温度高于蒸发温度,原料进入蒸发室时会因为压强的降低而产生自蒸发状态,也就是说即使没有外部热源,也能产生少量的二次蒸汽。但是提高进料的温度,相应地也就增大了预热阶段的能量输入<sup>[18]</sup>。

进料温度高低主要取决于蒸发温度,因此,当蒸发温度一定时,物料应该加热至对应蒸发压强下的饱和温度,若物料的热敏性不强时,当有多余的热源情况下也可适当将物料加热至微过热状态,以便得到少量的副产蒸汽供系统循环利用。

## 2.2 原料的蒸发阶段

蒸发温度的高低影响了整个MVR系统压强的高低,也直接影响了压缩机的功耗大小和蒸发水量,

如图5和图6所示。

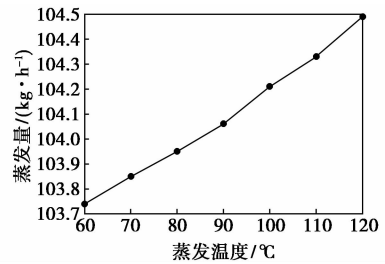


图5 蒸发量与蒸发温度的关系

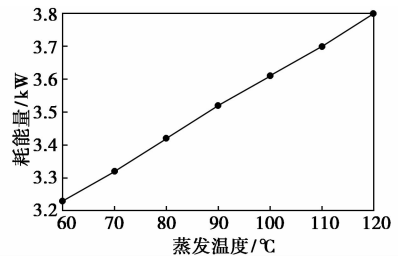


图6 压缩机功耗与蒸发温度的关系

从图5和图6可知,随着蒸发温度的提高,蒸发水的总量和压缩机的功耗都是增加的。因为蒸发温度的提高,在一定的压缩比下蒸汽的过热度越高,消除过热所需的雾化水也就越多,由质量守恒可知,得到的蒸发水量也就越多。但是蒸发水量的增量是很小的,主要是由于具有一定过热蒸汽的过热焓所携带的热量比例很小,因此从过热蒸汽到饱和蒸汽所需的雾化水也是少量的。蒸发温度越高,蒸汽的比容越小,蒸汽继续压缩的难度越高,在相同的压缩比下所需要功耗也因此增大。

蒸发温度的提高对蒸发水量的影响不大,但对压缩机的功耗影响很显著。而且较高的蒸发温度在一定的压缩比下得到的蒸汽过热度也很大,对设备和管道造成不同程度的损坏,很多工业产品都具有一定的热敏性,也要求蒸发温度不能太高,较低的蒸发温度也会减轻原料预热时的能耗负担,故真空度越高,蒸发的条件也就越温和。当然也要考虑设备制造精度的问题,在低压条件下蒸发会增大系统的漏气系数。因此MVR热泵系统蒸发温度应结合具体产品的热敏性,尽可能控制在较低的蒸发温度<sup>[19-20]</sup>。

## 2.3 蒸汽压缩阶段

MVR主要的技术特点就是将产生的二次蒸汽全部通过压缩机压缩,使蒸汽的压力和温度提高,获得高品质的蒸汽,然后重新作为加热蒸汽。因此,压缩阶段是整个MVR蒸发系统的心脏。

蒸汽在压缩前后压强的比值称为压缩比 $\varepsilon$ ,压

缩后对应压强下的饱和温度与蒸发温度的差值称为传热温差  $\Delta t$ , 压缩蒸汽冷凝放出的热量与压缩机消耗的能量的比值称为能效比  $\text{cop}$ , 假设蒸发压强为 0.06 MPa, 压缩比与传热温差以及压缩比与能效比关系如图 7 和图 8 所示。

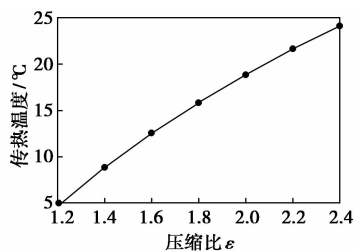


图 7 传热温差与压缩比关系

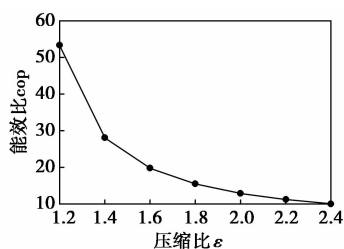


图 8 能效比与压缩比关系

由图 7、图 8 可知, 随着压缩比的增大, 传热温差也逐渐增大; 能效比先是快速减少然后慢慢趋于平稳。因为压缩比增大时, 压缩后的压强也就变大, 对应的蒸汽饱和温度也跟着增大, 因此传热温差也是增大的。而压缩比增大时, 压缩后蒸汽的冷凝潜热增长率很小, 但压缩机的功耗几乎呈线性增加, 因此能效比总体是减少的趋势。

传热温差的大小是影响 MVR 蒸发系统整体性能的关键。因为适当的传热温差可以使管壁上溶液产生大量气泡, 猛烈搅动液体促进传热, 给热系数成倍提高, 当温差很大时, 蒸发器的加热壁面上产生的大量蒸汽来不及以气泡状脱离, 就已聚成气膜覆盖在壁面上, 该气膜使传热阻力显著提高, 传热状况恶化。而当传热温差很小时, 温度梯度小, 传热速率降低, 造成换热不充分。而且近壁面处的溶液沸腾还没有发生, 传热主要依靠对流给热来达到, 传热系数小。理论上有效温差控制在 5 ~ 8°C 最为适宜, 但在工程上考虑到有散热系数、能量损失、溶液沸点升高等因素, 温差可适当扩大范围, 而且从蒸发器的结构设计上说, 适当地扩大传热温差可以减少蒸发器的换热面积<sup>[21]</sup>。

综合图 7 和图 8, 在最适合的传热温差范围内, 蒸汽压缩比  $\epsilon$  为 2 左右, 在此压缩比下, 能效比具有

很高的值, 若压缩比继续增大, 不仅能效比降低, 而且传热温差会太大, 不利于换热。若压缩比太小, 理论上可以获得很高的能效比, 但实际上会因传热温差过小而导致系统热平衡破坏。因此综合多方面因素, 蒸汽压缩比控制在 2 左右较好。

## 2.4 蒸汽输送阶段

罗茨压缩机属于容积式压缩机, 蒸汽压缩后温度会很高, 过热蒸汽不仅降低传热系数, 对设备和管道都有不同程度的损坏。因此为了消除过热, 往往会在压缩机的出气口补入一定量的水。假设蒸发温度为 100°C, 补充水的量与温度之间的关系如图 9 所示。

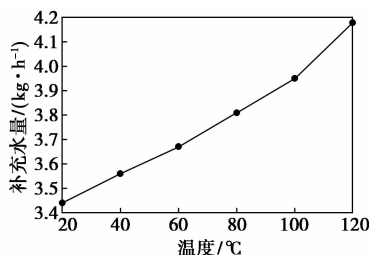


图 9 补充水量与温度的关系

从图 9 中可以看出, 补充水量随着其温度的升高而增多。因为温度越高, 水的比焓就越大, 当消除定量的过热蒸汽时, 每千克补充水气化所需的热量差值就越小, 故补充水的量就越多。

对于 100 kg/h 蒸发量的体系, 补充水量随温度的变化增长率很小, 补充水所占总蒸发量在 3% ~ 5%。但过低的补充水温度可能会由于雾化效果、蒸汽流速、管道直径等因素导致过热蒸汽饱和过程不均匀、蒸汽压强不稳定等现象出现。因此, 从整个系统的能源利用来说, 补充水取自冷凝液为最好, 因为冷凝液不仅水温较高, 而且水质纯净适合喷水雾化。实际蒸汽在管道输送过程中会因压降损失和散热等因素导致已饱和的蒸汽部分冷凝, 使得蒸汽潜热利用率降低, 为了最大限度地利用蒸汽潜热, 可以控制补充水的量, 使蒸汽处于微过热状态<sup>[22-23]</sup>。

## 2.5 其他节点控制

### 2.5.1 冷凝液的控制

在蒸汽冷凝阶段, 最大限度地释放出冷凝潜热是主要的操作控制条件。由于系统中存在不凝性气体以及压缩蒸汽中含有部分不凝性气体, 在蒸汽冷凝放热的过程中, 蒸发器的壳程中会积累不凝性气体, 不凝性气体的存在会大大降低蒸发的传热效率。因此应定时排除壳程中的不凝性气体。

由于蒸汽冷凝换热的主要热源就是蒸汽的冷凝潜热, 溶液的蒸发过程大部分都在降膜管的下降过

程中完成了,而此过程利用的热量主要就要蒸汽的冷凝潜热。处在蒸发室底部的冷凝液与溶液换热只能利用部分液体潜热,对整个换热过程影响不大,而且过多的冷凝液堆积在换热器壳体的底部也影响蒸汽的覆盖面积,具有较高温度冷凝液可以作为原料的预热器,因此,冷凝液最适合在饱和液体状态下及时排出<sup>[24]</sup>。

### 2.5.2 真空系统的控制

MVR最大的技术特点就是能够适合低温蒸发操作,理想的情况就是既能够及时排出蒸发室内的不凝性气体又能全部回收二次蒸汽,但实际中很难把2种气体通过物理的方法将它们分开。

与传统的多效蒸发器不同的是,多效蒸发器是在蒸发器的末效位置,将最终产生的二次蒸汽通过冷凝器冷凝后加真空泵抽取一定的真空度即可。MVR热泵系统在维持系统一定真空度的同时,需要最大限度地利用二次蒸汽,可以在蒸发室底部或者气液分离器出口部分接上真空冷凝装置,因为压缩机的吸气能力远远大于真空泵的抽吸能力,不会出现过多二次蒸汽的损耗,对于系统中损失的这些二次蒸汽,定时补充少量的新鲜蒸汽即可<sup>[25]</sup>。

## 3 结论

(1)原料在进入蒸发室前,需要将原料预热到一定蒸发压强下的沸点温度,或者加热至微过热状态。

(2)MVR系统适合低温蒸发,较低的蒸发温度更有利于系统的节能和循环运行。

(3)蒸汽压缩比的大小直接影响了传热温差的大小和系统的能效比,综合多方面因素,压缩比最佳的控制范围在2左右。

(4)蒸汽冷凝液应该在饱和液体状态下及时排出并利用热流体的热量对原料进行预热,以及抽取部分的水源作为消除压缩蒸汽过热度的最佳补充水源。补充水的量应严格控制,保证压缩蒸汽处于饱和状态或微过热状态。

(5)对于低温蒸汽,真空泵在维持MVR系统一定的真空度时,会流失部分的二次蒸汽,系统需要定时补充新鲜蒸汽来维持热平衡。

### 参考文献

[1] 袁卫星,袁修干,于志强.水蒸汽压缩式制冷机性能研究[J].制冷学报,2003,(3):16-19.  
[2] 高丽丽,张琳,杜明照.MVR蒸发与多效蒸发技术的能效对比

分析研究[J].现代化工,2012,32(10):84-86.

- [3] 区藏器,李穗中.MVR处理垃圾填埋渗滤液的合理途径[J].广州环境科学,2011,26(1):17-19.  
[4] 赵博,马国远,许树学.水蒸汽再压缩热泵系统的性能分析[J].制冷技术,2012,(2):29-32.  
[5] 牛大勇,成正朝.蒸汽离心压缩机技术研究[J].风机技术,2004,(1):6-7.  
[6] 于跃平,陈启明,胡四兵,等.离心鼓风机和离心压缩机的性能预测[J].流体机械,2009,37(10):24-29.  
[7] 陈宗华,谷传纲,舒信伟.采用混合工质的两级离心压缩机性能数值分析[J].流体机械,2011,39(3):23-27.  
[8] 宋金瓯,彭宝成,朱玉峰,等.压缩机等熵功的精确计算方法[J].河北科技大学学报,2003,24(1):10-12.  
[9] 朱文强.罗茨鼓风机在MVR技术中的应用[J].风机技术,2011,(2):35-37.  
[10] 李清方,刘中良,韩冰,等.基于热力蒸汽压缩蒸发的油田污水淡化系统及分析[J].化工学报,2012,63(6):1859-1864.  
[11] Al-Juwayhel F, El-Dessouky H, Ettouney H. Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps[J]. Desalination, 1997, 114(3):253-275.  
[12] Ettouney H. Design of single-effect mechanical vapor compression[J]. Desalination, 2006, 190(1):1-15.  
[13] 韩东,彭涛,梁林,等.基于蒸汽机械再压缩的硫酸铵蒸发结晶实验[J].化工进展,2009,28(s1):187-189.  
[14] Burns R. Mechanical Vapor Recompression Evaporation[J]. Products Finishing(Cincinnati), 2013, 77(4):243-247.  
[15] 赵博.水蒸汽再压缩热泵系统的性能分析[D].北京:北京工业大学,2012.  
[16] 郝冬青,沙作良,王彦飞,等.低温多效海水淡化系统的 Aspen Plus 模拟[J].天津科技大学学报,2011,(1):47-50.  
[17] 刘金平,朱海明,刘雪峰.基于 Aspen Plus 的自复叠热泵模拟[J].制冷,2010,29(1):1-8.  
[18] Lukic N, Diezel L L, Fr O Ba A P, et al. Economical aspects of the improvement of a mechanical vapour compression desalination plant by dropwise condensation[J]. Desalination, 2010, 264(1):173-178.  
[19] Al-Juwayhel F, El-Dessouky H, Ettouney H. Analysis of single-effect evaporator desalination systems combined with vapor compression heat pumps[J]. Desalination, 1997, 114(3):253-275.  
[20] 梁林,韩东.蒸汽机械再压缩蒸发器的实验[J].化工进展,2009,28(s1):358-360.  
[21] 李清方,刘中良,韩冰,等.基于热力蒸汽压缩蒸发的油田污水淡化系统及分析[J].化工学报,2012,63(6):1859-1864.  
[22] 王海澍,郝大雪.热泵蒸发节能减排[J].盐业与化工,2009,38(6):31-34.  
[23] 刘晓莉,顾兆林,刘宗宽,等.蒸汽压缩加热造纸黑液浓缩新工艺[J].节能技术,2003,21(5):27-28.  
[24] Sharaf M A, Nafey A S, Garc I A-Rodr I Guez L. Thermo-economic analysis of solar thermal power cycles assisted MED-VC (multi effect distillation-vapor compression) desalination processes[J]. Energy, 2011, 36(5):2753-2764.  
[25] 梁立强.不凝性气体对母液蒸发的影响与排除方法[J].有色冶金节能,2008,(3):34-35. ■