文章编号:1000-8608(2020)04-0383-09

机械蒸汽压缩并流进料多效蒸发系统能耗计算分析

李 宜 豪¹, 沈 慧 k^2 , 沈 胜 强^{*1}, 华 维 国²

(1.大连理工大学 能源与动力学院 辽宁省海水淡化重点实验室,辽宁 大连 116024;2.大连海水淡化工程研究中心有限公司,辽宁 大连 116023)

摘要:建立了并流进料机械蒸汽压缩(MVC)多效蒸发(MEE)系统自平衡循环的热力过程 模型,分析了并流进料 MVC-MEE 系统中蒸发器效数、多效蒸发系统总温差、末效蒸发器二 次蒸汽温度和 MVC 等熵效率对系统比功耗(wspc)的影响.计算结果显示:wspc随系统总温差 的增大而增加,蒸发器效数越少,wspc增加的速率越大;蒸发器效数较多时,wspc的增加速率随 系统总温差的增大而提高.在系统总温差一定时,wspc随蒸发器效数增加而明显降低,但随着 蒸发器效数的增加,wspc的减小幅度降低.在蒸发器效数一定时,wspc随末效蒸发器二次蒸汽 温度的升高略有降低,其影响随着蒸发器效数的增加而减小.在系统总温差一定时,wspc随 MVC 等熵效率的增加而降低,在系统总温差较大时,MVC 等熵效率对 wspc的影响更显著.

0 引 言

机械蒸汽压缩多效蒸发(MVC-MEE)系统以 机械蒸汽压缩机为动力,将多效蒸发系统末效蒸 发器排出的低压蒸汽压缩,作为蒸发系统的热源, 消除了多效蒸发系统尾端凝汽器的热损失,具有 热效率高、结构紧凑且仅消耗电能等优点^[1-3],被 广泛应用于化工、制药、海水淡化、污水处理等领 域^[4].

MVC 蒸发或浓缩系统在一些行业又称为 MVR(机械式蒸汽再压缩)系统.带有 MVC 的蒸 发系统有单效蒸发(SEE)和多效蒸发(MEE)之 分.文献[5]介绍的 MVC-MEE 系统产水量为 3 000 t/d,考虑压缩机与泵功时,造水比功耗为 10~14 kWh/t;位于加那利群岛的 MVC-SEE 海 水淡化装置造水量为 500 t/d,造水比功耗为 10.4~11.2 kWh/t^[6];位于意大利撒丁岛的三效 蒸发 MVC 海水淡化装置,造水量为 3 000 t/d,压 缩机比功耗为 6.9 kWh/t,考虑泵功后总造水比 功耗为 8.1 kWh/t^[7];位于印度的双效并流 MVC 系统,造水量为 50 t/d,比功耗为 13.6 kWh/t^[8].可以看出,因采用的参数不同,系统造水比功耗有 较大差异.

近年来,众多学者研究了不同系统工作参数 对 MVC-SEE/MEE 海水淡化系统热力性能的影 响. 刘鹏等^[9]对 MVC-SEE 海水淡化系统的计算 分析指出,系统比功耗 wsmc 随增压比降低和等熵 效率增加而降低,合理增压比为1.2~1.3.越云 凯等^[10]对 MVC-SEE 海水淡化系统的计算分析 指出,增压比越小,系统的比功耗越低;增压比一 定时,蒸发温度越低系统比功耗越低. Ettounev^[11] 对 MVC-SEE 海水淡化系统进行的计算分析指 出,在蒸发器管内外温差为1~4℃时,比功耗随 盐水蒸发温度升高而减小. 孙峰等[12] 对并流进料 的五效蒸发 MVC 海水淡化系统进行了计算,结 果表明,系统造水比功耗为 10.2 kWh/t. Nafey 等^[13]对顺流进料 MVC-MEE 海水淡化系统的计 算指出,在末效蒸发器二次蒸汽温度为60℃,增 压比为 1.35 时,两效和三效蒸发系统的总经济性

收稿日期: 2020-01-05; 修回日期: 2020-05-31.

基金项目:国家自然科学基金资助项目(重点项目 51936002);大连市科技创新基金重点学科重大课题(2019J11CY020).

作者简介:李宜豪(1995-),男,硕士生,E-mail;liyihao@mail.dlut.edu.cn;沈胜强*(1961-),男,博士,教授,E-mail;zzbshen@dlut.edu.cn.

较好. Han 等^[14]对 MVC-MEE 海水淡化零排放 系统的研究指出,随着蒸发器效数增加,系统比功 耗降低但降速逐渐减缓.李宜豪等^[15]建立了3种 不同进料流程下的系统热力性能数学模型,结果 表明增加系统蒸发器效数降低比功耗的同时,总 传热面积与单位凝结水产量的传热面积大幅增 加. MVC 系统末效二次蒸汽被压缩后重新使用, 其能量重新被赋予使用价值,因此学者们也从熵 的角度对 MVC 系统进行计算. 焦冬生^[16] 对 MVC-SEE 系统进行实验,结果表明系统烟效率 为 2.8%,蒸发器和压缩机烟损失分别为34.6% 和 35.5%.

进料方式对 MVC 蒸发系统的热力性能也有 一定的影响. Elsayed 等^[17]分别对逆流(BF)、顺 流(FF)、并流(PF)和闪蒸并流(PCF)进料的 MVC-MEE系统的热力性能进行了计算,讨论了 进料流程对热力性能的影响,结果表明,PCF和 FF 进料系统的比功耗低于 BF 和 PF 进料系统, 各种进料流程最大的焩损失环节都是 MVC 压缩 过程,增加蒸发器效数和降低增压比可减少 MVC / / / / Jamil 等^[18] 分别对 FF、PF 和 PCF 进料的 MVC-MEE 系统热力性能进行了计算,结 果表明, PCF 进料的 MVC-MEE 系统比功耗最 低,但同时其换热面积最大,并流进料系统的经济 性最高. Rostamzadeh 等^[19] 通过改变典型 MVC 系统的流程与压缩机数量,提出了将首效蒸发器 冷凝淡水减压蒸发并与末效蒸发器二次蒸汽一同 回收的 VCHP 系统,计算结果表明在固定功率输 入时, VCHP 系统比 MVC 系统比功耗降低 11.45%.

MVC 蒸发系统除了用于海水淡化,也可用 于其他含盐溶液浓缩,前人对 MVC 盐溶液蒸发 浓缩系统的热力性能也开展了大量研究. Zhou 等^[20]研究了处理含 Na₂SO₄ 废水的 MVC-SEE 系 统性能,结果表明,蒸发温度为 80 ℃时,管内外温 差从 1 ℃ 增大到 10 ℃时,比功耗从 5.5 kWh/t 增加到 29.5 kWh/t,而蒸发器传热面积随管内外 温差的增加而减小. Dahmardeh 等^[21]对进料盐度 为 70 g/kg 的含 NaCl、CaCl₂、MgCl₂ 和 NaCl-CaCl₂-MgCl₂ 的 MVC-MEE 高盐废水零排放处 理系统进行了研究,结果表明:比功耗随传热管内 外温差减小和蒸发温度的升高而降低,总传热面 积随蒸发温度的升高而减小. Liang 等^[22] 对含 (NH₄)₂SO₄ 浓度为 200 g/kg 的双效蒸发双压缩 机顺流进料废水处理系统的研究指出,在固定排 出液浓度为 470 g/kg 时,随第一效蒸发器出口盐 水浓度增加,系统比功耗先降低后增加,且在第一 效蒸发器出口盐水浓度为 320 g/kg 时,系统比功 耗取得最小值. 李清方等^[23]对用于油田污水脱盐 的 MVC 蒸发系统进行了研究,结果表明,减小传 热温差可以明显降低压缩机比功耗,提高系统运 行温度有利于改善系统性能.

在 MVC 技术的推广中,如何降低多效蒸发 系统能耗是人们关注的焦点之一.水平管降膜蒸 发器是一种具有更高的传热系数、较少的流体泵 功消耗需求、适应更小温差传热的新型蒸发 器^[24],特别适用于低温多效蒸发系统和 MVC 蒸 发系统.但水平管降膜蒸发器在我国的 MVC 蒸 发系统中应用不多,研究不足,造成了国内 MVC 蒸发系统的比功耗普遍较高.另外,MVC 蒸发系 统构成一个闭式循环,系统的运行需要满足封闭 循环的平衡条件.本文针对海水淡化和高盐废水 处理常见工况,建立适应水平管降膜蒸发器小温 差传热特点的并流进料 MVC-MEE 封闭循环系 统自平衡热力性能计算模型,分析末效蒸发器二 次蒸汽温度、首末效蒸发器总温差和压缩机等熵 效率对系统热力性能的影响规律.

MVC-MEE 系统工作过程与计算 模型

1.1 MVC-MEE 系统工作过程

MVC-MEE系统流程如图 1 所示.系统主要 包括压缩机、蒸发器、进料预热器、淡水闪蒸罐和 盐水闪蒸罐等.蒸发器采用水平管降膜蒸发结构, 是多效蒸发海水淡化中常用的设备,可实现小温 差下良好的换热性能,故本文计算时蒸发器的表 观传热温差可低至 2 ℃左右.进料盐水预热升温 后同时喷淋至各个蒸发器换热管表面,盐水部分 蒸发产生的二次蒸汽作为下一效蒸发器的热源, 未蒸发的浓盐水闪蒸降温后用于预热海水,各效 蒸发器的凝结水汇集后作为产品水,末效蒸发器 的二次蒸汽和第 n-1 效蒸发器出口盐水闪蒸蒸 汽一同被压缩机增压到指定的压力,作为第一效 蒸发器的热源,预热器出口的浓盐水作为浓缩液



图 1 并流进料 MVC-MEE 系统流程图 Fig. 1 Parallel feed MVC-MEE system diagram

排出设备.本文系统流程下,末效蒸发器出口不设 置闪蒸罐,其余各效蒸发器出口皆有淡水闪蒸罐 和浓盐水闪蒸罐.系统的运行除了 MVC 耗电外, 还需一定的电能来维持水泵和真空系统的运行, 但 MVC 耗电占系统耗电的绝大部分^[25],本文在 讨论系统能耗的时候忽略除 MVC 外的耗电.值 得注意的是,压缩机出口为过热蒸汽,将第一效蒸 发器凝结水与压缩机出口力过热蒸汽混合至饱和状 态后进入第一效蒸发器,这并不改变第一效蒸发 器入口蒸汽所能释放的总焓值.同时,用于与过热 蒸汽混合的淡水将再次冷凝,这也不改变系统质 量平衡,因此在计算时忽略该循环与压缩机出口 蒸汽过热对系统的影响.

1.2 MVC-MEE 系统计算模型

按照上述 MVC-MEE 系统构成,通过系统的 能量、质量、组分平衡,构建系统的热力过程计算 模型,模型的建立基于如下假设:

(1) 仅考虑压缩机耗功, 不考虑维持流动和维持真空度所需能量.

(2)压缩机压缩过程为绝热不可逆过程.

(3)忽略不凝结气体对系统的影响.

(4)产出凝结水盐度为零.

(5)忽略系统散热损失.

本文水和水蒸气热力参数计算依据"国际水 和水蒸气性质学会工业用计算公式 1997" (IAPWS-IF97),海水物性参数计算参考文献[26].

根据质量守恒和能量守恒对 MVC-MEE 系 统进行建模.系统总体参数关系如式(1)~(3)所示.

进入系统的盐水量等于流出系统的浓盐水量 与淡水量之和:

$$m_{\rm sea} = m_{\rm b} + m_{\rm d} \tag{1}$$

式中:m_{sea}、m_b和 m_d分别为进入系统盐水、离开 系统浓盐水和离开系统淡水质量流量,kg/s.

根据盐分质量守恒,进入系统的盐分质量等 于流出系统的盐分质量:

$$m_{\rm sea} X_{\rm sea} = m_{\rm b} X_{\rm b} \tag{2}$$

式中:X_{sea}、X_b分别为进料盐水浓度和浓盐水浓度,g/kg.

根据系统能量守恒可得

$$w_{\rm c}m_{\rm i} + m_{\rm sea}h_{\rm sea} = m_{\rm b}h_{\rm b} + m_{\rm d}h_{\rm d} \tag{3}$$

式中: w_c 为压缩单位质量蒸汽时压缩机耗功,kJ/kg; m_i 为进入压缩机的蒸汽质量流量,kg/s; h_{sea} 、 h_b 和 h_d 分别为进入系统盐水的焓值、离开系统的浓盐水焓值和离开系统的淡水焓值,kJ/kg.

如图 1 所示,当 n=1 时,无闪蒸罐;当 n≥2 时,有 n-1 个淡水闪蒸罐和 n-1 个盐水闪蒸罐, 末效蒸发器出口淡水和浓盐水不进行闪蒸,直接 用于预热海水,末效蒸发器二次蒸汽和第 n-1 效 蒸发器出口浓盐水闪蒸蒸汽经压缩机升温加压作 为第一效蒸发器入口蒸汽,第二效蒸发器入口蒸 汽来自第一效蒸发器产生的二次蒸汽与第一效蒸 发器出口淡水闪蒸蒸汽. 第 k 效蒸发单元示意图 见图 2. 按照图 1 所示的并流流程,建立相邻设备 间的质量平衡关系:

 $m_{f,k} = m_{sea}/n; k \in \{1, 2, \dots, n\}$ (4) 式中: $m_{f,k}$ 为第 k 效蒸发器进口盐水质量流量,kg/s.





图 2 第 k 效蒸发单元示意图

Fig. 2 The schematic diagram of evaporation unit k

每个蒸发器单元参数关系如式(5)~(8)所示. 第 k 单元管外部分的质量守恒方程:

 $m_{f,k} = m_{d,k} + m_{b,k}; k \in \{1, 2, \dots, n\}$ (5) 式中: $m_{d,k}$ 为第 k 效蒸发器出口冷凝淡水质量流 量,kg/s; $m_{b,k}$ 为第 k 效蒸发器出口浓盐水质量流 量,kg/s.

第 k 单元管内部分的质量守恒方程:

$$m_{s,k-1} + m_{bf,k-2} + m_{df,k-1} = m_{d,k}; \ k \in \{1, 2, \cdots, n\}$$
(6)

式中: $m_{s,k-1}$ 为第k-1效蒸发器出口二次蒸汽质 量流量,kg/s; $m_{bf,k-2}$ 为第k-2效蒸发器出口盐 水闪蒸蒸汽质量流量,kg/s; $m_{df,k-1}$ 为第k-1效 蒸发器出口淡水闪蒸蒸汽质量流量,kg/s.由图 1 可知,第一效蒸发器入口蒸汽来自末效蒸发器二 次蒸汽与第n-1效蒸发器出口盐水闪蒸蒸汽,且 当n=1时不存在闪蒸,因此式中 $m_{s,0} = m_{s,1}$, $m_{df,0} = 0, m_{bf,0} = 0.$

第 k 单元的盐分守恒方程:

 $m_{f,k}X_{f,k} = m_{b,k}X_{b,k}; k \in \{1, 2, \dots, n\}$ (7) 式中: $X_{f,k}$ 、 $X_{b,k}$ 分别为第 k 效蒸发器入口盐水浓 度和出口浓盐水浓度,g/kg.

第 k 单元的能量守恒方程:

$$m_{\mathrm{s},k-1}h_{\mathrm{s},k-1} + m_{\mathrm{b}\mathrm{f},k-2}h_{\mathrm{b}\mathrm{f},k-2} + m_{\mathrm{d}\mathrm{f},k-1}h_{\mathrm{d},k-1} + m_{\mathrm{f},k}h_{\mathrm{f},k} = m_{\mathrm{s},k}h_{\mathrm{s},k} + m_{\mathrm{b},k}h_{\mathrm{b},k} + m_{\mathrm{d},k}h_{\mathrm{d},k}$$
;

 $k \in \{1, 2, \cdots, n\} \tag{8}$

式中: $h_{s,k-1}$ 为第k-1效蒸发器出口二次蒸汽焓 值,kJ/kg; $h_{bf,k-2}$ 为第k-2效蒸发器出口浓盐水 闪蒸蒸汽焓值,kJ/kg; $h_{df,k-1}$ 为第k-1效蒸发器 出口淡水闪蒸蒸汽焓值,kJ/kg; $h_{f,k}$ 为第k效蒸发 器进料盐水焓值,kJ/kg; $h_{b,k}$ 为第k效蒸发器出口 浓盐水焓值,kJ/kg; $h_{d,k}$ 为第k效蒸发器出口冷凝 淡水焓值,kJ/kg.

第 k 单元淡水闪蒸罐的热力参数模型为

$$\left[\sum_{j=1}^{k-1} (m_{d,j} - m_{df,j}) + m_{d,k}\right] h_{d,k} = m_{df,k} h_{df,k} + m_{dfo,k} h_{d,k+1};$$

$$k \in \{1, 2, \cdots, n-1\}$$
(9)

式中: $m_{dfo,k}$ 为第 k 单元淡水闪蒸罐出口质量流量,kg/s;且当 k=1时, $m_{d,0}=0$, $m_{df,0}=0$.

第 k 单元浓盐水闪蒸罐的热力参数模型为 $\sum_{k=1}^{k-1} (m_{k-1} - m_{k-1})h_{k-1} + m_{k-1}h_{k-1} =$

 $\sum_{j=1}^{j=1} (m_{b,j} - m_{bf,j}) h_{bfo,k-1} + m_{b,k} h_{b,k} = m_{bf,k} h_{bf,k} + m_{bfo,k} h_{bfo,k}; k \in \{1, 2, \dots, n-1\} (10)$ 式中: $m_{bfo,k}$ 为第 k 单元盐水闪蒸罐出口质量流

式中: $m_{blo,k}$ 为弟 k 年九盘水闪蒸罐出口质重加 量,kg/s; $h_{blo,k}$ 为第 k 单元盐水闪蒸罐出口盐水焓 值,kJ/kg,即将盐水闪蒸至第 k+1效蒸发器出口 盐水温度时的焓值.

浓盐水和凝结水预热器的热力参数模型为

$$m_{\text{sea}} = m_{\text{sea,b}} + m_{\text{sea,d}}$$
 (11)

$$m_{\rm b}h_{\rm b} + m_{\rm sea,b}h_{\rm sea,b} = m_{\rm b}h_{\rm b,out} + m_{\rm sea,b}h_{\rm sea} \quad (12)$$

 $m_dh_d+m_{sea,d}h_{sea,d}=m_dh_{d,out}+m_{sea,d}h_{sea}$ (13) 式中: $m_{sea,b}$ 为进入浓盐水/进料海水预热器的盐 水质量流量,kg/s; $m_{sea,d}$ 为进入冷凝水/进料海水 预热器的盐水质量流量,kg/s; $h_{sea,b}$ 为进入浓盐 水/进料海水预热器的盐水焓值,kJ/kg; $h_{sea,d}$ 为进 入冷凝水/进料海水预热器的盐水焓值,kJ/kg.

压缩机耗功 W 的计算式为

$$W = \frac{w_{\rm c} \cdot m_{\rm c}}{\eta_{\rm m}} = \frac{(h_{\rm s,isen} - h_{\rm s,n})m_{\rm c}}{\eta\eta_{\rm m}} \qquad (14)$$

式中:h_{s.isen}是将末效蒸发器二次蒸汽绝热等熵压 缩至首效蒸发器入口蒸汽压力时的蒸汽焓值,kJ/ kg;m。为进入压缩机的蒸汽量,kg/s;η_m是压缩 机的机械效率;η是压缩机的等熵效率.

压缩机的机械效率 η_m 为压缩机绝热压缩做 功与压缩机轴功的比值,其计算式为

$$\eta_{\rm m} = w_{\rm c}/w \tag{15}$$

式中:w为 MVC 设备压缩单位质量蒸汽实际消耗的电能,kJ/kg.

压缩机等熵效率 η 为压缩单位质量蒸汽时, 压缩机理想的绝热等熵压缩焓增与实际绝热压缩 焓增的比值,体现了绝热不可逆过程的熵增,其计 算式为

$$\eta = (h_{\rm s,isen} - h_{\rm s,n}) / (h_{\rm s,c} - h_{\rm s,n})$$
 (16)

式中:h_s,c为压缩机出口蒸汽焓值,kJ/kg.

比功耗 w_{spc}表示生产单位质量淡水所耗电能,kWh/t,计算式为

$$w_{\rm spc} = W/3.6m_{\rm d} \tag{17}$$

将系统第一效蒸发器入口蒸汽温度与末效蒸 发器二次蒸汽温度之差定义为系统总温差(Δt_{all}, 单位℃).

以上建立了 MVC-MEE 系统的基本热力参数关系模型,在给定进料盐水温度、盐水进料量、预热器冷端端口温差、系统总温差、进料海水盐度、末效蒸发器二次蒸汽温度、压缩机等熵效率时,可计算 MVC-MEE 系统并流进料流型的比功耗.

2 计算结果与分析

Lucas 等^[27]介绍了法国 Flamanville 的平行 进料四效蒸发 MVC 系统的运行数据,按照上述 基本模型进行计算的结果与实际运行结果的比较 如表 1 所示. 比功耗的计算值比实际运行值低 0.01 kWh/t,相对误差 0.1%;浓盐水排出量的计 算值比实测值低 1.71 t/h,相对误差 2.2%.可以 看出,模型计算结果可以很好地模拟实际系统的 运行结果.

表1 模型计算数据与实际工程测量数据对比

Tab. 1	Comparison of	model	calculation	results a	nd actual	engineering	measurement	results
	1					0 0		

方法										计算结果	
	蒸发器 效数	η	$\eta_{ m m}$	原料盐水 温度/℃	原料盐水 盐度/ (g・kg ⁻¹)	末效蒸发器 出口淡水 温度/℃	首效蒸发器 入口饱和蒸 汽温度/℃	末效蒸发器 二次蒸汽 温度/℃	盐水进料 流量/ (t•h ⁻¹)	浓盐水出 料流量/ (t・h ⁻¹)	比功耗/ (kWh・t ⁻¹)
文献[27]	4	_	_	$15 \sim 35$	30~55	52.7	62.5	49.5	140	77.50	10.40
模型计算	4	0.90	0.75	$15 \sim 35$	30~55	52.7	62.5	49.5	140	75.79	10.39

机械效率取决于压缩机的制造工艺,本文对 此不作讨论,取 η_m 为1;海水进料质量流量对系 统 w_{spc} 无影响,取海水进料质量流量为1kg/s.参 考常见海水淡化工况,取预热器端口温差为3 C, 进料盐水温度 $t_{sea} = 25 C$ 为计算条件,分析总温 差 Δt_{all} 、蒸发器效数、末效蒸发器二次蒸汽温度 $t_{s,n}$ 和等熵效率 η 对 w_{spc} 的影响.

比功耗 w_{spc} 随总温差 Δt_{all} 的变化如图 3 所

示. 在蒸发器效数一定时, w_{spc} 随 Δt_{all} 的增大而增加, 且蒸发器效数越少, 增加的速率越大. 对于只采用一效蒸发器的 MVC 系统, w_{spc} 与 Δt_{all} 几乎为线性关系, 斜率约为 2. 71 (kWh/t)/ °C. 对于多效蒸发系统, w_{spc} 与 Δt_{all} 的关系曲线呈现上凹形状, 随着总温差的增加, 曲线的斜率逐渐加大, 五效蒸发器 MVC 系统, Δt_{all} 在 10~25 °C时, 曲线斜率 由 0. 57 (kWh/t)/°C 增加到 0. 78 (kWh/t)/°C.



图 3 不同蒸发器效数 n 时,比功耗 w_{spc}随总 温差 Δt_{all}的变化

Fig. 3 The change of specific power consumption $w_{
m spc}$ with total temperature difference $\Delta t_{
m all}$ under different number *n* of the evaporator effect

按照水蒸气的性质,随增压比增大,压缩机非 等熵压缩所消耗的电功迅速增加.因此在 MVC 蒸汽入口温度一定时,随 Δt_{all}增大,压缩机非等熵 压缩耗功增加,压缩单位质量蒸汽输入功增加.而 要 MVC 系统进入平衡循环,单位压缩功的增加 表示压缩蒸汽入口能量的进一步减少,即循环蒸 汽量的减少,使得系统 w_{spe}进一步升高.将式(14) 代入式(15)可以更清晰地看出上述变化规律:

$$w_{\rm spc} = \frac{(h_{\rm s,isen} - h_{\rm s,n})}{3.6\eta} \times \frac{m_{\rm i}}{m_{\rm d}}$$
(18)

将 m_d/m_i 定义为造水比.固定末效蒸发器二 次蒸汽温度时,进料海水经预热后距离饱和状态 所欠热量为定值,因此随 m_i 增加,第一效蒸发器 中用于将盐水升温所消耗的蒸汽量减少,系统造 水比增加.由式(18)可以看出, w_{spc} 随造水比的降 低而增大.如图 3 所示,可以看出在n=1时, w_{spc} 随 Δt_{all} 几乎为线性增加. $t_{s,n}$ 和 η 不变时, h_i 为定 值, $h_{o.isen}$ 随 Δt_{all} 几乎为线性增加.对于 MVC 系统,当 n=1时,造水比为 1,因此 w_{spc} 的增大速率随 Δt_{all} 增 加而增大.这是因为随 Δt_{all} 增加,末效蒸发器二次 蒸汽量减少,造水比降低速率不断增大.

图 4 更清晰地表示出比功耗 w_{spc} 随蒸发器效数 n 和总温差的变化规律.在总温差 Δt_{all} 一定时, w_{spc} 随蒸发器效数增加而降低.随着蒸发器效数

的增加,蒸汽能量得以重复利用,即提高了能量利用的效能,因此 w_{spc}大幅度降低.此外,由图 4 还可以看出,随着蒸发器效数的增加,w_{spc}的减小幅度降低.这说明蒸发器效数较多时,继续增加蒸发器效数所带来的收益会越来越小.



图4 不同总温差 Δt_{all} 时,比功耗 w_{spc} 随蒸发 器效数 n 的变化

Fig. 4 The change of specific power consumption $w_{
m spc}$ with the number *n* of evaporator effect under different total temperature difference $\Delta t_{
m all}$

蒸发器效数的增加,对应着 MVC 系统的复杂、投资的增加和能量需求的减少,但前两者与蒸 发器效数近似呈线性关系,后者呈递减关系.因此,在实际工程中,存在最佳的蒸发器效数,使得 系统投资与节能效益达到平衡.

比功耗 w_{spc} 随末效蒸发器二次蒸汽温度 $t_{s.n}$ 的变化如图 5 所示,计算中取总温差为 10 ℃.在 蒸发器效数一定时, w_{spc} 随 $t_{s.n}$ 的升高而略有降 低,这与 Ettouney^[11]的计算规律相符.水蒸气的 物理性质使得 $t_{s.n}$ 增加时,压缩机的相对增压比减 小,压缩出口蒸汽过热度降低,导致 w_{spc} 降低.此 外, $t_{s.n}$ 对 w_{spc} 的影响也随蒸发器效数 n 的增加而 几乎成倍数减小,对于五效蒸发系统, $t_{s.n}$ 为 40 ℃ 时, w_{spc} 是 5. 21 kWh/t,当 $t_{s.n}$ 为 60 ℃时, w_{spc} 为 4.77 kWh/t,相对降低了 8.4%.

压缩机效率对系统能耗有着重要影响,但这 种影响与系统参数有什么关系呢?图 6 给出了 $t_{s,n}$ 为 40 ℃时三效蒸发系统 w_{spc} 随 MVC 等熵效 率 η 的变化关系.在总温差 Δt_{all} 一定时, w_{spc} 随 η 的增加而降低.同时, Δt_{all} 减小时, η 对 w_{spc} 的影响 显著减小. Δt_{all} 为 5 ℃时, η 每降低 1%, w_{spc} 降低 0.05 kWh/t,即相对降低 1%;当 Δt_{all} 为 25 ℃时, η 每降低 1%, w_{spc} 降低 0.35 kWh/t, 即相对降低 约 1.5%. 这是因为随 Δt_{all} 增大, 压缩机偏离等熵 压缩程度增加, 压缩机耗功增加幅度增大.



- 图 5 不同蒸发器效数 n 时,比功耗 w_{spc}随末 效蒸发器二次蒸汽温度 t_{s,n}的变化
- Fig. 5 The change of specific power consumption w_{spc} with the secondary vapor temperature $t_{s,n}$ in the final effect evaporator under different number n of the evaporator effect



- 图 6 不同总温差 Δt_{all} 时,比功耗 w_{spc} 随等熵 效率 η 的变化
- Fig. 6 The change of specific power consumption $w_{
 m spc}$ with isentropic efficiency η under different total temperature difference $\Delta t_{
 m all}$

3 结 论

(1)并流进料 MVC-MEE 系统比功耗 w_{spc} 随 总温差 Δt_{all} 的增加而增加. 当采用单个蒸发器时, w_{spc} 随 Δt_{all} 近似线性增长;当蒸发器效数大于 1 时, w_{spc} 的增长速率随 Δt_{all} 的增长而增大. 相同 Δt_{all} 下,蒸发器效数越少, w_{spc} 增加的速率越大. (2)在总温差 Δt_{all}一定时,并流进料 MVC-MEE 系统比功耗 w_{spc}随蒸发器效数增加而降低, 但随着蒸发器效数的增加,w_{spc}的降低幅度减小.

(3)在蒸发器效数一定时,并流进料 MVC-MEE 系统比功耗 w_{spc}随末效蒸发器二次蒸汽温 度 t_{s,n}的升高而略有降低,且 t_{s,n}对 w_{spc}的影响随 蒸发器效数的增加而变得更小.

(4)在总温差 Δt_{all} 和蒸发器效数一定时,并流 进料 MVC-MEE 系统比功耗 w_{spc} 随 MVC 的绝热 压缩效率 η 的增加而降低,且 η 对 w_{spc} 的影响随 Δt_{all} 的增大而增强.

参考文献:

- [1] 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.
- [2] ALY N H, EL-FIQI A K. Mechanical vapor compression desalination systems - A case study [J]. Desalination, 2003, 158 (1/2/3): 143-150.
- [3] BAHAR R, HAWLADER M N A, WOEI L S. Performance evaluation of a mechanical vapor compression desalination system [J]. Desalination, 2004, 166(1/2/3): 123-127.
- [4] 杨德明,顾 强,朱碧云,等.基于有机朗肯循环的 混合二甲苯 MVR 热泵精馏工艺 [J].化工学报, 2017,68(12):4641-4648.

YANG Deming, GU Qiang, ZHU Biyun, et al.
MVR heat pump distillation process of mixed xylene
based on organic Rankine cycle [J]. CIESC Journal,
2017, 68(12): 4641-4648. (in Chinese)

- [5] AL-SAHALI M, ETTOUNEY H. Developments in thermal desalination processes: Design, energy, and costing aspects [J]. Desalination, 2007, 214(1/ 2/3): 227-240.
- [6] JOSEM V. Mechanical vapour compression desalination plants — A case study [J].
 Desalination, 1995, 101(1): 1-10.
- KRONENBERG G, LOKIEC F. Low-temperature distillation processes in single- and dual-purpose plants [J]. Desalination, 2001, 136(1/2/3): 189-197.
- [8] KISHORE G, NISAN S, DARDOUR S, et al.

Development of a dynamic simulator (INFMED) for the MED/VC plant [J]. Desalination and Water Treatment, 2010, 21(1/2/3): 364-374.

[9] 刘 鹏,王永青. 单效蒸发机械压汽海水淡化系统 热力性能分析 [J]. 化学工程, 2012, 40(7): 38-42.

LIU Peng, WANG Yongqing. Thermal performance analysis of single-effect evaporation mechanical vapor compression seawater desalination system [J]. Chemical Engineering (China), 2012, 40(7): 38-42. (in Chinese)

[10] 越云凯,吴小华,张振涛. MVR 海水淡化系统运行 特性分析与优化 [J]. 工程热物理学报, 2018, 39(9): 1985-1989.
YUE Yunkai, WU Xiaohua, ZHANG Zhentao.
Operation characteristic analysis and optimization of

MVR seawater desalination system [J]. Journal of Engineering Thermophysics, 2018, 39 (9): 1985-1989. (in Chinese)

- [11] ETTOUNEY H. Design of single-effect mechanical vapor compression [J]. Desalination, 2006, 190(1/ 2/3): 1-15.
- [12] 孙 峰,王 刚,郝 亮,等. 基于风能利用的机械 蒸汽压缩海水淡化系统模拟 [J]. 热科学与技术, 2017, 16(1): 40-46.
 SUN Feng, WANG Gang, HAO Liang, *et al.*System simulation of mechanical vapor compression seawater desalination plant using wind power [J].
 Journal of Thermal Science and Technology, 2017, 16(1): 40-46. (in Chinese)
- [13] NAFEY A S, FATH H E S, MABROUK A A. Thermoeconomic design of a multi-effect evaporation mechanical vapor compression (MEE-MVC) desalination process [J]. Desalination, 2008, 230(1/2/3): 1-15.
- [14] HAN D, HE W F, YUE C, et al. Study on desalination of zero-emission system based on mechanical vapor compression [J]. Applied Energy, 2017, 185(part2): 1490-1496.
- [15] 李宜豪,沈胜强,龚路远. MVC 蒸发装置自平衡运行条件下的热力参数计算模型[J]. 热科学与技术,2020,19(2):110-119.
 LI Yihao, SHEN Shengqiang, GONG Luyuan.

Calculation model of thermodynamic parameters of MVC evaporation system at self-balance cycle operation state [J]. Journal of Thermal Science and

Technology, 2020, 19(2): 110-119. (in Chinese)

- [16] 焦冬生. 机械压汽蒸馏海水淡化系统的可用能分析[J]. 太阳能学报, 2008, 29(10): 1197-1203.
 JIAO Dongsheng. Exergy analysis of a experimental mechanic vapor compression distillation system [J].
 Acta Energiae Solaris Sinica, 2008, 29(10): 1197-1203. (in Chinese)
- [17] ELSAYED M L, MESALHY O, MOHAMMED R H, et al. Performance modeling of MED-MVC systems: Exergy-economic analysis [J]. Energy, 2019, 166: 552-568.
- [18] JAMIL M A, ZUBAIR S M. Effect of feed flow arrangement and number of evaporators on the performance of multi-effect mechanical vapor compression desalination systems [J]. Desalination, 2018, 429: 76-87.
- [19] ROSTAMZADEH H, GHIASIRAD H, AMIDPOUR M, et al. Performance enhancement of a conventional multi-effect desalination (MED) system by heat pump cycles [J]. Desalination, 2019, 477: 114261.
- [20] ZHOU Yasu, SHI Chengjun, DONG Guoqiang. Analysis of a mechanical vapor recompression wastewater distillation system [J]. Desalination, 2014, 353: 91-97.
- [21] DAHMARDEH H, AKHLAGHI AMIRI H A, NOWEE S M. Evaluation of mechanical vapor recompression crystallization process for treatment of high salinity wastewater [J]. Chemical Engineering and Processing - Process Intensification, 2019, 145: 107682.
- [22] LIANG Lin, HAN Dong, MA Ran, et al. Treatment of high-concentration wastewater using double-effect mechanical vapor recompression [J]. Desalination, 2013, 314: 139-146.
- [23] 李清方,刘中良,庞会中,等. 基于机械蒸汽压缩蒸发的油田污水脱盐系统及分析 [J]. 化工学报, 2011, 62(7): 1963-1969.
 LI Qingfang, LIU Zhongliang, PANG Huizhong, et al. Process simulation and analysis of mechanical vapor compression based oil field waste water desalination systems [J]. CIESC Journal, 2011, 62(7): 1963-1969. (in Chinese)
- [24] SHEN Shengqiang, GONG Luyuan, LIU Hua, et al. Characteristic study of steam maldistribution in horizontal-tube falling film evaporators [J].

Applied Thermal Engineering, 2015, 75: 635-647.

- [25] ALASFOUR F N, ABDULRAHIM H K. The effect of stage temperature drop on MVC thermal performance [J]. Desalination, 2011, 265(1/2/3): 213-221.
- [26] SHARQAWY M H, LIENHARD J H, ZUBAIR S M. Thermophysical properties of seawater: a review of existing correlations and data [J].

Desalination & Water Treatment, 2010, **16**(1/2/3): 354-380.

[27] LUCAS M, TABOURIER B. The mechanical vapour compression process applied to seawater desalination: a 1, 500 ton/day unit installed in the nuclear power plant of Flamanville, France [J]. Desalination, 1985, 52(2): 123-133.

Energy consumption calculation and analysis of parallel feed multi-effect evaporation system with mechanical vapor compression

LI Yihao¹, SHEN Huishu², SHEN Shengqiang^{*1}, HUA Weiguo²

- (1. Key Laboratory for Desalination of Liaoning Province, School of Energy and Power Engineering, Dalian University of Technology, Dalian 116024, China;
 - 2. Dalian Desalination Engineering Research Center Limited Liability Company, Dalian 116023, China)

Abstract: The thermodynamic process model of the parallel feed self-balancing cycle for multi-effect evaporation system with mechanical vapor compression (MVC-MEE) is established. The influences of different evaporator effect numbers, the total temperature difference of the MVC-MEE system, the secondary steam temperature of the final effect evaporator and the isentropic efficiency of the MVC on the specific power consumption (w_{spc}) of the parallel feed MVC-MEE system are analyzed. The result shows that the $w_{\rm spc}$ increases with the increase of total temperature difference of the system. The fewer evaporator effect numbers there are, the greater the $w_{\rm spc}$ acceleration rate is. When the number of evaporator effect is high, the acceleration rate of $w_{\rm spc}$ increases with the rise of the total temperature difference of the system. The w_{spc} decreases significantly with the increase of evaporator effect numbers at constant total temperature difference of the system. In the meanwhile, the variation range decreases at higher evaporator effect numbers. The $w_{\rm spc}$ decreases slightly with the rise of the secondary steam temperature in the final effect evaporator under constant evaporator effect numbers. And its influence decreases with more evaporator effect numbers. The $w_{\rm spc}$ decreases with the increase of the isentropic efficiency of MVC while the total temperature difference of the system is constant. The isentropic efficiency of MVC has more significant effect on w_{spc} at the large total temperature difference of the system.

Key words: mechanical vapor compression; multi-effect evaporation; desalination; evaporator; thermodynamic process