

蒸汽冷凝水热量回收系统的设计计算^{*}

郭金基¹⁾ 叶谋平²⁾ 邢浩旭¹⁾ 张康治³⁾ 王国基³⁾

(1)中山大学应用力学与工程系; 2)岭南学院,广州 510275; 3)广东英龙水泥厂)

摘 要 阐述二次蒸汽冷凝水热量回收系统的设计计算,建立冷凝汽液相转换的计算方程,研究喷射器在冷凝装置和冷凝水回收泵之间所起的耦合作用,建立喷射器的流体连续性方程、热平衡方程和效率计算的公式,指出克服冷凝后过热水再转变为汽相的技术关键;还导出流体在循环回路及经过泵加压后的能量方程,最后给出应用实例的示意图并讨论回收系统的设计计算应解决的技术性问题。

关键词 蒸汽冷凝水,回收热量,喷射器,耦合作用

分类号 TK 212

传统的二次蒸汽冷凝水回收,是将蒸汽通入水箱,使水温升高,再用热水泵将热水供给锅炉或工业用户,这种方法回收效率较低,供给锅炉水温低于 80°C ,热水泵还存在汽蚀问题。本文研究二次蒸汽冷凝水回收的闭环系统,如图 1所示标出各器件输入输出的压力、密度及温度。二次蒸汽通入冷凝器由汽相转换为液相形成过热水,喷射器的耦合,输入冷凝水回收泵加压,一部分直接供给锅炉,另一部分反馈成为喷射器的工作流体,这种回收的过热水,水温最高可达 127°C ,并可解决汽蚀问题,对节约能源意义重大。本文研究二次蒸汽冷凝水余热回收喷射系统的计算问题。

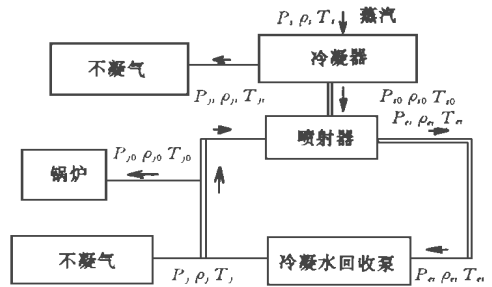


图 1 蒸汽冷凝水余热回收系统

Fig. 1 The recovery system concerning steam condensate heat

1 冷凝器汽液转换的计算方程

常见直接接触式冷凝器有液柱式、液膜式

及喷射式,本文拟用喷射旋流与液柱(膜)式相结合的结构,见图 2,二次蒸汽从喷嘴沿切向进入而旋转,形成旋流向上运动,使增加蒸汽与液柱或液膜接触,提高冷凝效果。设输入蒸汽的压力、密度和温度分别为 P_s, ρ_s, T_s 经过喷嘴出口的压力、密度和温度分别为 $P_{si}, \rho_{si}, T_{si}$ 。假设喷嘴是渐缩的喷管,喷射过程是绝热过程,经过喷嘴输入蒸汽的质量流量为:

^{*} 广东省科委科学基金 (92055)资助项目

收稿日期: 1995-12-01 郭金基,男,58岁,教授

$$G_{mi} = h_{Ai} \frac{2K}{K-1} P_s d_i \left[\left(\frac{P_{si}}{d_i} \right)^{\frac{2}{K}} - \left(\frac{P_{si}}{d_i} \right)^{\frac{K+1}{K}} \right] \quad (1)$$

式中, h 为流速系数, 由实验测定, 通常选取 0.96~0.98; K 为绝热指数; A_i 为喷嘴的面积.

在喷嘴出口处, 蒸汽的状态方程为:

$$P_{si} / d_i = R^* \cdot T_{si} \quad (2)$$

式中, $R^* = 287.1 \text{ m}^2 \cdot \text{s}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$.

设蒸汽的汽化焓为 h_{si} , 蒸汽在压力 P_{s0} 条件下从汽相转换为液相, 并加入水形成液柱或液膜, 加速其转换的过程, 加入的水吸收蒸汽的热量使水温上升达到在压力 P_{s0} 下接近沸点 T_0 的温度, 同时会出现部分不凝气体带走一部分热量, 因此汽-液相转换热平衡方程为:

$$G_{mi} h_{si} = G'_{mi} h_{s0} + G_{nc} h_c + C_W G_W (T_0 - T_W) \quad (3)$$

式中, h_{si} 为蒸汽的汽化焓; h_{s0} 为蒸汽转换为液相后饱和液体的焓; G'_{mi} 为扣除不凝气体后液体的质量流量; C_W 为过热水的比热; G_W 为加入水的质量流量; T_W 为水温 (K); G_{nc} 为不凝气体的质量流量, h_c 为不凝气体的热焓.

它们之间还应满足于质量连续性方程. 经过汽相转换为液相后, 在 P_{s0} 条件下冷凝水水温为 T_0 成为过热水, 例如 $P_{s0} = 0.2 \text{ MPa}$ (绝对压力). $T_0 = 392 \text{ K}$, 高于大气压条件下水的沸点温度 373 K . 完成这种汽-液相的转变是解决二次蒸汽余热回收的技术关键之一.

2 喷射器和回收泵及循环回路的基本方程

有限空间喷射流体及喷头的数值模拟见文 [1], 为喷射器的设计提供理论依据, 喷射器的作用是将经过冷凝器的过热水抽吸到循环回路进入冷凝水回收泵. 喷射器的工作流体是回收泵输出的流体的一部分, 它的压力、密度、温度及流量分别为 P_{ji} , d_{ji} , T_{ji} 及 Q_{ji} ; 被引射的过热水的压力、密度、温度及流量分别为 P_{s0} , d_0 , T_{s0} 及 Q_0 ; 喷射器扩压端与循环回路相连接, 它的压力、密度、温度及流量分别为 P_{ei} , d_e , T_{ei} 及 Q_{ei} (见图 3). 喷射器应满足的流体连续性方程、动量方程及热平衡方程分别为:

$$Q_i = Q_{ji} + Q_0 \quad (5)$$

$$(d_{ji} Q_{ji} u_{ji} + d_0 Q_0 u_{s0}) - (d_e Q_{ei} + d_0 Q_0) u_{ei} = P_{ei} f_{ei} - P_{ji} f_{ji} - P_{s0} f_{s0} \quad (6)$$

式中, u_{ji} , u_{s0} 及 u_{ei} 分别为喷射嘴出口, 引射端入口及混合室出口的速度 (见图 3); f_{ji} , f_{s0} 及 f_{ei} 分别相对的面积, 并假设流体入口的压力与出口的压力大致相同.

$$C_W d_e Q_{ei} (T_{ei} - T_{ji}) + (d_0 Q_0) i_{s0} = (P_{ei} Q_{ei}) i_{ei} \quad (7)$$

式中, i_{s0} 为过热水在 T_0 温度下的热焓; i_{ei} 为液体在 T_{ei} 温度下的热焓, 并忽略不凝气带走的热量.

引入 $n = Q_0 / Q_{ji}$, $m = \frac{(P_{ei} - P_{s0})}{(P_{ji} - P_{ei})}$, 称 n 为喷射器的引射系数; m 为喷射器的压力增益, 设

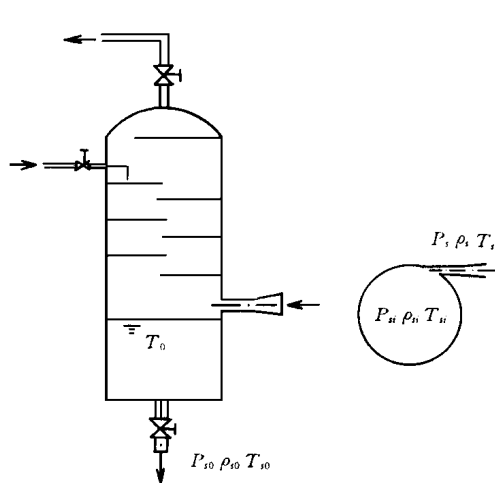


图 2 旋流与液柱(膜)相结合的冷凝器

Fig. 2 The condensate unit of the mixing function between whirl fluid and liquid column (membrane)

喷射器的输出功率记为 W_0 , 输入功率记为 W_i , 效率记为 Z , 则:

$$Z = W_0 / W_i \quad (8)$$

喷射器按其喷射端接法^[3], 其效率为:

$$Z = \frac{(P_{ji} - P_{s0}) Q_0}{(P_{ji} - P_a)(Q_{jt} + Q_0)} = \frac{(1+m) \frac{n}{(1+n)}}{\quad} \quad (9)$$

这种接法对引射端而言, 压力增益较

高, 接压力差 ΔP 与流量输出特性设计喷射器, 提高扩压端的压力 P_e 的输出. 这样, 可防止循环回路从液相再转变为汽相, 并防止回收泵出现气蚀. 因而喷射器在冷凝器与回收泵之间起到耦合作用.

循环回路的流体经过冷凝水回收泵之后得到增压其贝努里能量, 方程为:

$$P_{e0} + \rho u_{e0}^2 / 2 + H = P_{j0} + \rho u_{j0}^2 / 2 + \xi \rho u_{j0}^2 / 2 \quad (10)$$

式中, H 为经过泵增加的水头压力; ξ 为进入泵前后流体的局部阻力损失系数; P_j, u, ρ 分别经过泵加压后流体的压力、速度及密度.

从式 (10) 可得泵输出流体的总压力为:

$$P_{j0} + \rho u_{j0}^2 / 2 = P_{a0} + \rho u_{e0}^2 / 2 + H - \xi \rho u_{j0}^2 / 2 \quad (11)$$

它分成两股流体, 一股直接输入锅炉, 另一股作为喷射器的工作流体抽吸冷凝器过热水回到循环回路构成闭路系统, 如此循环进行工作.

冷凝水回收泵可采用离心泵叶轮泵^[5]. 从泵的压力与流量 $H-Q$ 的特性曲线选择合理的工作点, 以保证锅炉给水所需的压力, 同时又要保证喷射器的工作压力, 这也是设计上必须解决的问题.

3 应用及设计计算的讨论

二次蒸汽冷凝水余热回收装置, (日) Shinham Pump Mfg. Co. Ltd 研究成“STK”产品应用于锅炉的给水, 但未见基础研究的文件资料. 本文根据以上导出的汽-液转换冷凝器的计算方程、喷射器、回收泵和循环回路基本方程的数值计算, 研制二次蒸汽热量回收装置, 如图 4 所示.

图 4 实质上是将图 1 付诸实施, 具体的数值计算过程从略. 依据本文的研究工作, 在蒸汽热量回收装置的设计计算中应解决的技术关键问题如下:

(1) 采用液柱(膜)加旋流式冷凝器. 由于蒸汽的气化焓远高于液体焓, 为减少汽-液相转换过程的热量损失, 在保证冷凝器过热水温度 T_0 满足输出要求的前提下, 可以适量通入水, 吸收汽液转换析出的热量以提高效率.

(2) 喷射器的设计按其喷射端接法要求有较高的压力增益, 从输出的压力与流量 ($\Delta P-Q$) 特性曲线选择的压力 ΔP 与流量 Q 必须合理匹配, 防止从液相再转化为汽相, 同时输出的流量必须满足冷凝水回收泵所需要的压力与流量的要求.

(3) 从冷凝水回收泵压力与流量 ($H-Q$) 特性曲线选择的工作点应满足锅炉给水压力和流量及喷射器工作流体压力的要求. 从喷射器引射端吸入的过热水流量 Q_0 在整个闭环系统循环和输出给锅炉 (设供水量为 Q_0) 过程中, 如果忽略经过回收泵及管路出现的汽化排

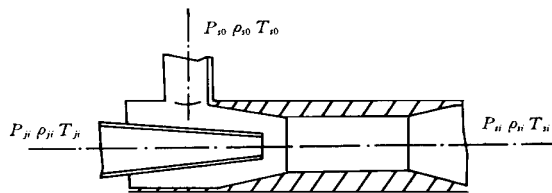


图 3 喷射器

Fig. 3 Ejector

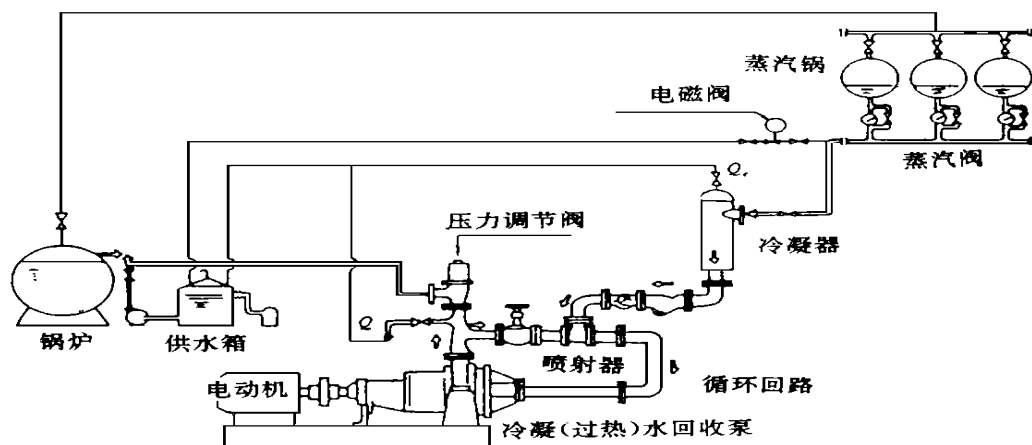


图 4 蒸汽冷凝水余热回收装置的示意图

Fig. 4 The signal figure of the recovery unit concerning steam condensate heat

走一部分流量,在回收泵与喷射器进入正常工作状态时,从流体连续性方程要求: $Q_0 = Q_0$, 闭环回路的压力、流量的计算,可通过要求解决联立方程而得到,并以此进行数值模拟,控制输出流体的压力与流量。

(4) 为使回收泵与喷射器尽快进入正常工作状态,在回收泵启动后,先不向锅炉供水,以保证喷射器工作流体的压力和流量,使喷射器的引射流量 Q_0 增加,达到设计的要求。与此同时,必须将循环回路与输出管路的空气(包括不凝气体)排出(见图 4 中 Q_c')才向锅炉供水。冷凝器中汽液转换过程也会析出不凝气体也必须排出(见图 4 中 Q_c),这种释放气体的装置要专门进行设计,要求较高,必须保证性能可靠,才能保证整个系统正常工作。

本文的研究内容解决将低品质的二次蒸汽、锅炉尾汽转变为过热水由回收泵直接向锅炉供水,已进行冷凝装置的中试,提出冷凝水余热回收装置的设计构思。这种装置向锅炉提供过热水,水温高于 100°C ,根据(日)“STK”装置水温最高可达 127°C ,大量地节约燃料,降低锅炉运行费用。以 10 t/h 锅炉计算,每小时耗煤 2.92 t ;或燃重油 751.8 kg 台,每天以 24 h 计算耗煤 70 t 或耗重油 18 t 。根据(日)Shinhama Pump Mfg, Co, Ltd 提供资料,采用“STK”装置,节省能量效率在 $7\% \sim 13\%$,平均可达 10.3% ,每年运行 280 d 计算,可节省煤 1960 t 台,或节省重油 540 t 台,因而本项的研究工作对节省能源具有重要的实用价值。本文首次建立的蒸汽冷凝水热量回收系统包括冷凝过热水喷射器,循环回路及回收泵管路的热平衡及压力、流量计算公式,也具有重要的学术意义。

参 考 文 献

- 1 郭金基,刘绍球,陈彤.有限空间轴对称射流场的数值模拟.宇航学报,1993,4
- 2 Guo Jinji, Zhan Shen, Chen Tong. The numerical simulation of flow field of jet system. Chinese Journal of Systems Engineering and Electronics, 1990, 14(3): 62~ 69
- 3 郭金基.亚音速气体喷射器的流控端口特性的研究及其应用.中山大学学报(自然科学版),

1983, 22(2): 82~ 89

4 郭金基. 水汽(气)喷射器的热交换作用及其在真空浓缩的应用. 中山大学学报(自然科学版), 1991, 30(2): 46~ 51

5 周谟仁主编. 流体力学泵与风机. 北京: 中国建筑工业出版社, 1979

The Computation of the Design of the Recovery System Concerning Steam Condensate Heat

Guo Jinji^{} Ye Mouping Xin Haoxu Zhang Kanzhi Wang Guoji*

Abstract This paper presents the computation of the design of the recovery system concerning steam condensate heat. The equation of the changing from steam phase to liquid state in the condensate is established. The coupling function of the ejector between condensate unit and recovery pump of the hot condensate is studied. The paper sets up the fluid continuity equation, the heat equilibrium equation and the efficiency formula of the ejector and points out the technical key to prevent the hot condensate from changing into steam phase. The energy equations when the fluid passes through the recurrent passage and from the pump to the exit are obtained. Finally, a diagram of an application is given and the technical questions of the computation of the design of the recovery device are discussed.

Keywords steam condensate, recovery heat, ejector, coupling function

* Department of Applied Mechanics and Engineering, Zhongshan University, Guangzhou 510275