

供热空冷机组汽动泵运行的可行性研究

杨佳霖, 戈志华, 杜小泽, 杨勇平

(华北电力大学 能源动力与机械工程学院 北京 102206)

摘要: 针对供热空冷机组(尤其是进行过供热改造的凝汽式空冷机组)普遍存在供热抽汽压力过高的状况,提出了在供热期内将供热抽汽流引进背压汽轮机,先驱动给水泵再进行供热运行模式,并以山西某电厂实际机组为例,编写计算程序分别进行额定工况和变工况下排汽压力和供热抽汽量的校核计算。结果表明:以热网加热器作为驱动给水泵背压机的冷源,背压机功率输出稳定,能够满足给水泵的功率需求且不影响供热过程。与电动泵运行模式进行经济性对比,汽动泵运行具有良好的经济效果,在额定主蒸汽量下,机组净热耗降低约 182 kJ/kWh,投资回收期计算显示,采用所述模型运行,约 3 年即可回收全部的改造费用和设备投资。

关键词: 空冷机组; 供热; 汽动给水泵; 变工况; 可行性研究

中图分类号: TK11+5

文献标识码: A

引言

我国《电力设计规范》规定,大型机组即容量在 300 MW 及以上的机组宜装汽动泵作为运行给水泵,其启动、备用给水泵可采用电动调速给水泵,其主要原因是大型机组汽动泵与电动泵相比不仅便于调节,运行安全可靠而且节省投资,运行经济^[1]。大型水冷机组一般采用汽动给水泵,给水泵小汽机排汽引入机组凝汽器,小汽机运行平稳,能够稳定地输出给水泵所需功率。然而,大型空冷机组却因无法为给水泵小汽机提供稳定的冷凝过程而几乎不采用汽动泵。对于空冷机组若采用汽动泵,排汽排入机组的空冷岛,则排汽的冷凝过程受环境和气象条件的影响较大,易产生背压波动。汽动泵的调速系统很难实现给水泵的功率需求,扩大了整机瞬态过程的不安全性^[2~3]。文献[4~9]针对空冷机组如何使用汽动给水泵进行了较为深入的研究,并运用于工程实际。

本研究针对具有供热负荷的空冷机组,提出了

一种在供热期采用汽动给水泵代替电动给水泵的运行方式。目前,我国大型供热机组一般于中低压缸连通管打孔抽汽,由于高、中压合缸布置使得中、低压分缸压力较高,有的甚至高达 0.8~1.0 MPa,当此类机组进行抽汽供热改造时,供热抽汽压力远高于满足热网水温度要求所需压力,造成极大的可用能浪费。因此用供热抽汽较高品位的蒸汽先通过合理设计的背压机驱动给水泵运行,背压机排汽引入热网加热器加热热网水,在不影响供热的前提下,不仅为空冷机组汽动泵运行提供了稳定冷源,同时回收了供热流的部分可用能,减少厂用电量,能够取得较好的经济效果。

1 供热空冷机组汽动泵运行模型

机组在冬季具有供热负荷,热网加热器成为驱动给水泵小汽机的稳定冷源,为此类机组在冬季转换为汽动给水泵运行方式提供可能。设备具体连接如图 1 所示。

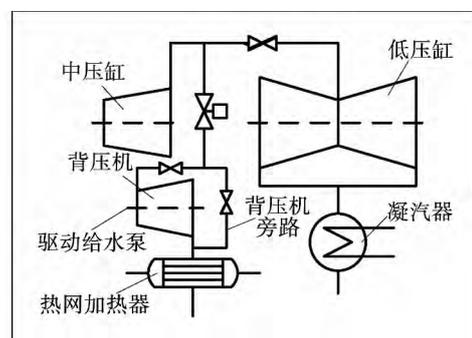


图 1 空冷供热机组冬季采用汽动给水泵示意图

Fig. 1 Schematic diagram of an air-cooled heat supply unit when steam-driven feedwater pumps are used in winters

收稿日期: 2013-05-30; 修订日期: 2013-07-24

基金项目: 国家重点基础研究发展计划(973计划)基金资助项目(2009CB219801)

作者简介: 杨佳霖(1986-),男,河北秦皇岛人,华北电力大学博士研究生。

机组在中、低压缸连通管打孔抽汽时, 压力远远高于热网加热器所需的抽汽压力, 因此在利用过程中, 将蒸汽从中、低压缸连通管引出后, 先经过合理设计的背压机, 回收高品位蒸汽的动力, 驱动机组的主给水泵。降压做功后的蒸汽仍然为过热蒸汽, 将此蒸汽引入热网加热器, 在加热热网水过程中, 主要利用的是蒸汽的汽化潜热^[10], 因此, 只要保证合理的端差即可保证热网供水温度达到供热要求。

热网加热器只有在冬季投运, 因此需设计或保留电动给水泵作为冬季备用以及在夏季非供热期正常运行。供热初期热负荷相对较低, 供热抽汽达不到背压机驱动给水泵功率的需求时, 抽出的蒸汽通过背压机旁路直接引入热网加热器加热热网水。随着室外温度的降低, 热负荷加大, 当供热抽汽达到背压机运行要求且满足给水泵功率需求时, 蒸汽先进入背压机, 背压机投运驱动给水泵, 此时为汽动泵运行方式, 直至供热最大负荷。供热末期, 随着热负荷降低, 抽汽量随之减小, 背压机不能稳定驱动给水泵运行, 背压机解列, 切换为电动给水泵运行, 蒸汽旁路再次启用, 直至热负荷降为零。

2 额定工况背压机运行参数校核计算

驱动给水泵的背压机排汽压力及供热抽汽量是连接背压机与热网加热器的桥梁。能量具有质和量的属性。背压机排汽压力决定蒸汽在背压机中的焓降, 同时此排汽压力又是满足将热网水加热至所需温度的重要指标, 是能量质的保证。抽汽在背压机中焓降确定后, 背压机的功率则完全由抽汽量决定, 同时抽汽量也是保证热负荷要求的决定性因素, 是能量量的保证。因此抽汽量及背压机的排汽压力要同时满足给水泵功率需求和供热负荷的要求。背压机的排汽压力与抽汽量的校核计算流程如图 2 所示。

额定工况下, 主汽轮机的抽汽压力 p_c 和抽汽焓值 h_c 为已知值, 由此可以得到抽汽熵:

$$s_c = s(p_c, h_c) \quad (1)$$

假定背压机排汽压力 p_b^* , 可通过水蒸汽表查得理想排汽焓值 h_b , 即:

$$h_b = h(p_b^*, s_b) \quad (2)$$

式中: $s_b = s_c$ 为背压机理想排汽熵。

设定背压机的相对内效率 η_T , 即可得到背压机的实际排汽焓值 h'_b , 进而得到背压机的实际焓降 Δh_b :

$$\Delta h_b = h_c - h'_b = (h_c - h_b) \eta_T \quad (3)$$

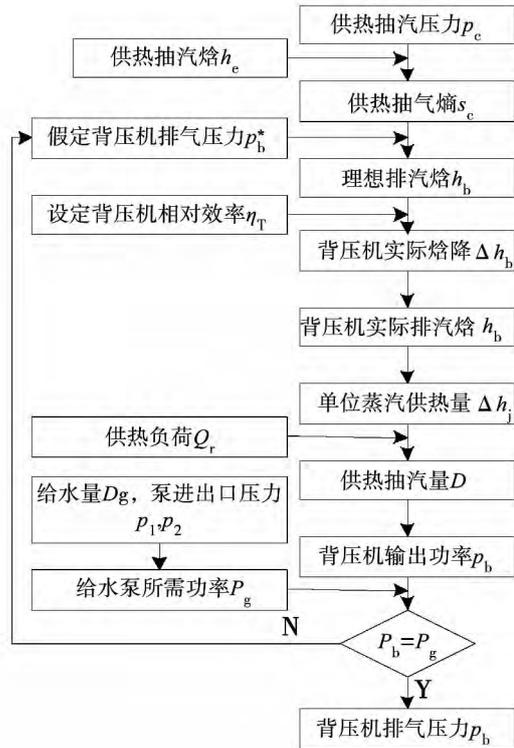


图 2 背压机的排汽压力与抽汽量的校核计算流程图

Fig. 2 Chart showing the flow path of the check calculation of the exhaust steam pressure and steam quantity extracted of a back pressure steam turbine

背压机的排汽焓 h'_b 即为热网加热器的进口焓 h_j , 而背压机排汽压力下的饱和水焓 $h(p_b)$ 即为热网加热器疏水焓 h_s , 则单位蒸汽供热量:

$$\Delta h_j = h'_b - h_s \quad (4)$$

由热量平衡可知, 蒸汽在热网加热器中的放热量 Q_j 与供热负荷 Q_r 相等, 因此可由供热负荷反推得到供热抽汽量, 即:

$$D = Q_j / \Delta h_j \quad (5)$$

而背压机的输出功率:

$$P_b = D \cdot \Delta h_b \cdot \eta_m \quad (6)$$

式中: η_m —机械效率。

将输出功率 P_b 与给水泵所需功率 P_g 进行比较, 若存在偏差, 则重新按假定背压机排汽压力 p_b^* 进行计算; 若相等则得到背压机额定工况下排汽压力 p_b 与所需的抽汽量 D 。计算得到的背压机排汽压力 p_b 应能够满足加热热网水的水温要求。给水泵所需功率 P_g :

$$P_g = 9.8D_g H / 3600$$

$$H = 10^6(p_2 - p_1) / \gamma \quad (7)$$

式中: P_g —锅炉给水升压所需功率, kW; D_g —给水流量, t/h; H —给水泵扬程, m; p_1 、 p_2 —泵进出口给水的压力, MPa; γ —给水重度, N/m^3 。

以山西某空冷供热机组的额定供热工况进行计算, 机组的主要技术参数及计算结果如表 1 所示。

由表 1 数据看出, 额定热负荷下背压机的排汽压力高于 0.424 MPa, 即能够保证将热网水由 70 °C 加热到 130 °C 同时还能驱动给水泵稳定运行。

表 1 额定工况下机组技术参数及计算结果

Tab.1 Technical parameters and calculating results of the unit under the rated load operating condition

参数	数值
主机容量/MW	300
额定进汽量/t·h ⁻¹	939.961
额定抽汽压力/MPa	0.981
额定抽汽量/t·h ⁻¹	200
额定热负荷/kW	134 156.6
供回水温度/°C	130/70
热网加热器额定端差/°C	15.77
额定工况下所需供热蒸汽压力/MPa	0.424
给水泵所需功率/kW	7 723.48
背压机相对内效率(设定)	0.7
背压机输出功率/kW	7 723.48
背压机排汽压力/MPa	0.454
所需抽汽量/t·h ⁻¹	200.607

3 机组变工况运行分析

热网所需热负荷以及主汽轮机的进汽量变化都会影响到背压机以及热网加热器的运行。由图 2 可知, 热负荷的变化直接影响供热抽汽量进而影响到背压机的排汽压力; 而主汽量则通过影响抽汽口的供热抽汽焓对抽汽量和背压机排汽压力产生影响, 为此在供热负荷及主蒸汽量变化的工况下, 对汽动给水泵的运行做进一步的分析^[11~12]。

3.1 热负荷变化引起的变工况

供热过程中, 供热参数并不是一成不变的, 外界温度不同, 热负荷不同。因此, 背压机驱动给水泵的运行方式, 不能仅仅满足额定供热负荷期运行要求, 还需满足热负荷在一定范围内波动时安全稳定运行。图 3 为保证热用户室内温度不变, 供热负荷随

环境温度变化时, 背压机驱动给水泵方式运行计算流程图。

热网侧采用单一质调节时, 热负荷变化与环境温度、二次网供、回水温度、一次网供、回水温度的关系可由《供热工程》中查得。二次网质调节公式为:

$$t_g = t_n + 0.5(t'_g + t'_h - 2t_n) \left(\frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} \right)^{\frac{1}{1+b}} + 0.5(t'_g - t'_h) \left(\frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} \right) \quad (8)$$

$$t_h = t_n + 0.5(t'_g + t'_h - 2t_n) \left(\frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} \right)^{\frac{1}{1+b}} - 0.5(t'_g - t'_h) \left(\frac{t_n - t_w}{t_n - t'_w} \right) \quad (9)$$

式中: t_g 、 t_h 、 t_n 、 t_w —实际供水温度、实际回水温度、室内温度、实际环境温度; t'_g 、 t'_h 、 t'_w —设计供水温度、设计回水温度、设计环境温度。

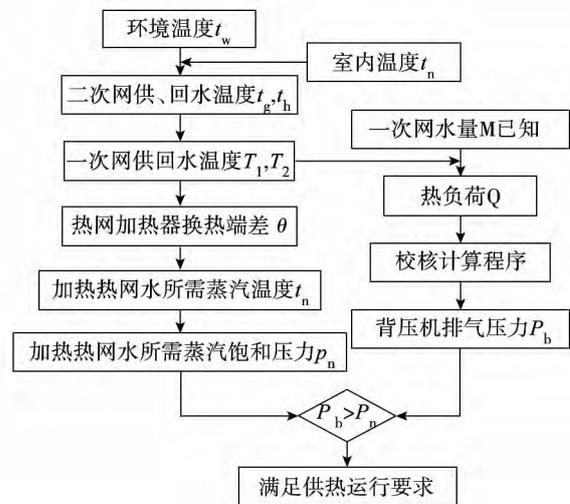


图 3 热负荷变化时背压机驱动给水泵压力检验计算流程图

Fig.3 Chart showing the flow path of the check calculation of the thermal system at the mode of the feedwater pumps driven by back pressure steam turbines when the heat load is being changed

一次网也采用质调节时, 则一次网的供回水温度为:

$$\tau_1 = \frac{[(\tau'_1 - \tau'_2) \bar{Q} + t_h] e^D - t_g}{e^D - 1} \quad (10)$$

$$\tau_2 = \tau_1 - (\tau'_1 - \tau'_2) \bar{Q} \quad (11)$$

式中: τ_1 、 τ_2 —一次网的实际供、回水温度, °C; τ'_1 、 τ'_2 —一次网设计供回水温度, °C;

$$D = \frac{(\tau'_1 - t'_g) - (\tau'_2 - t'_h)}{\Delta t'}; \bar{Q} = \frac{\Delta t}{\Delta t'}; \Delta t \text{—实际工况下, 水-水换热器换热过程的对数平均温差, } \Delta t = (\tau_1 - t_g) - (\tau_2 - t_h) / \ln \frac{\tau_1 - t_g}{\tau_2 - t_h}; \Delta t' \text{—设计工况下, 水-水换热器换热过程的对数平均温差 } \Delta t' = (\tau'_1 - t'_g) - (\tau'_2 - t'_h) / \ln \frac{\tau'_1 - t'_g}{\tau'_2 - t'_h}。$$

同样, 以热电厂及热电厂所处地区为例, 当地供热设计参数如表 2 所示, 对二次网、一次网供水温度进行计算, 所得结果如图 4 所示。

在一次网供回水温度确定后, 可由汽-水换热器的端差公式计算出换热过程的端差。

$$\theta = \frac{\Delta t}{e^{KA/(1000M c_p)} - 1} \quad (12)$$

式中: Δt —一次网供回水温差, $^{\circ}\text{C}$; K —换热器的传热系数, $\text{W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$, 这里设定其为定值 $2700 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C})$; A —换热器的传热面积, m^2 , 这里换热器已经确定, 传热面积为 1300 m^2 ; M —一次网水流量, kg/s , 在计算过程中采用质调节, 此值为定值, 当地热网设计值为 $530.8 \text{ kg}/\text{s}$; c_p —热网水的定压比热, $\text{kJ}/(\text{kg} \cdot ^{\circ}\text{C})$, 可根据热网水平平均温度与进出口平均压力查表得到。

表 2 热网系统设计参数($^{\circ}\text{C}$)

Tab. 2 Design parameters of the heat supply network system

参数	数值
供暖用户的设计供水温度 t'_g	68
供暖用户的设计回水温度 t'_h	50
热水网路的设计供水温度 τ'_1	130
热水网路的设计回水温度 τ'_2	70
室外设计温度 t'_w	-12
供暖室内设计温度 t_{k_n}	18

由端差公式(12)得到换热器换热端差与一次网供水温度后, 能够计算出加热蒸汽的饱和压力。将热负荷输入到图 2 的校核计算程序中得到背压机排汽压力, 将两者进行比较, 若后者大于前者, 则能够在不影响供热的前提下, 提供给主机给水泵所需功率; 若后者小于前者, 则表明为保证给水泵正常运行, 达不到供热负荷的要求。

3.2 主蒸汽量变化引起的变工况

采用背压机驱动给水泵的变工况, 不仅仅表现为供热负荷的变化, 同时汽轮机的进汽量变化也应进行考虑, 由该机组的供热工况图可以看到机组在

70% 额定负荷以上时均能够保证抽汽压力为 0.981 MPa 、抽汽量为 $200 \text{ t}/\text{h}$ 的供热要求。因此, 对大于 70% 额定负荷进汽量的工况, 均要比较热负荷变化时背压机排汽压力与热网加热器所需饱和蒸汽压力, 以保证供热期内不同主蒸汽进汽量时背压机驱动给水泵运行方式能够安全稳定运行。

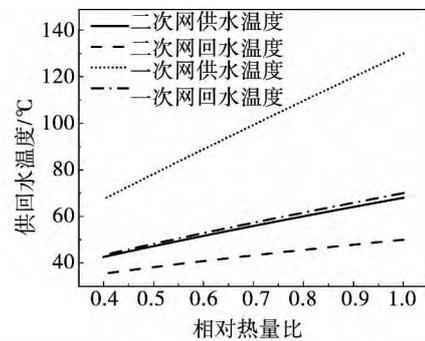


图 4 一次网、二次网供回水温度图

Fig. 4 Chart showing the temperature of water returned from the primary and secondary heat supply network system

3.3 变工况计算结果及分析

通过上述热负荷变动及主蒸汽量变动的理论探讨, 依据热负荷变动的计算流程图, 以选定的热电厂为计算依据, 取主蒸汽压力不变, 主蒸汽量分别为 $704.971, 751.969, 798.967, 845.965$ 和 $939.961 \text{ t}/\text{h}$ 时进行可行性判别, 计算结果如表 3 所示的。

分析比较发现, 在主蒸汽量一定的情况下, 随着供热负荷减少, 热网加热器所需蒸汽的饱和压力降低, 与之对应的驱动给水泵的背压机排汽压力降低, 但此压力始终高于加热热网水所需的饱和蒸汽压力。说明在该主蒸汽量下, 热负荷变化时, 所提汽动泵运行方式在热力学上可行。同理, 在主蒸汽量变化时, 也满足此规律。而当热负荷不变时, 随着主蒸汽量的减少, 给水量减少, 所需泵功也相应减小, 使得驱动给水泵的背压机排汽压力即热网加热器进汽压力有上升趋势, 说明, 此方式在低发电负荷时, 热网加热器的供需压差更大, 因此运行安全可靠更高。同理, 此规律在其它热负荷时, 亦是如此。

4 经济性计算及分析

4.1 净输出功率及净热耗率的计算

计算及比较电动泵运行方式与汽动泵运行方式净输出功率的基点为主汽量及供热负荷相同。采用

电动给水泵运行时, 机组输出净功率为机组保证供热运行时的输出功率减去给水泵所耗功率, 即:

$$P_{dj} = P_e - P_{fwd} \quad (13)$$

$$P_{fwd} = P_{fwq} / \eta_{kd}$$

式中: P_{dj} —机组输出净功率, kW; P_e —机组输出功率, kW; P_{fwd} —电动给水泵所耗功率, kW; P_{fwq} —汽动给水泵所耗功率, kW; η_d —电功转换效率取为 0.85。

表 3 汽动给水泵方式变工况下供需压力比较

Tab. 3 Comparison of the pressures of the supply and demand under the off-design conditions at the mode of steam-driven feedwater pumps

相对热量比	热网加热器所需蒸汽饱和压力/MPa	不同主蒸汽量下, 汽动给水泵模式热网加热器进口压力/MPa				
		704.971 t/h	751.969 t/h	798.967 t/h	845.965 t/h	939.961 t/h
1.000 0	0.424 5	0.566 7	0.543 0	0.519 9	0.497 4	0.454 1
0.933 3	0.341 2	0.543 0	0.518 5	0.494 6	0.471 4	0.426 9
0.866 7	0.271 3	0.516 8	0.491 3	0.466 6	0.442 7	0.397 2
0.800 0	0.213 2	0.487 4	0.461 1	0.435 6	0.411 1	0.364 6
0.733 3	0.165 5	0.454 5	0.427 3	0.401 1	0.376 0	0.328 8
0.666 7	0.126 6	0.417 3	0.389 4	0.362 6	0.337 1	0.289 6
0.600 0	0.095 4	0.375 2	0.346 7	0.319 6	0.293 9	0.246 6
0.533 3	0.070 7	0.327 4	0.298 6	0.271 4	0.246 0	0.200 0

采用汽动给水泵时, 供热抽汽同时担负着驱动给水泵及加热热网水的任务, 无需多余抽汽满足运行要求, 因此汽动给水泵运行时, 机组输出净功率没有变化, 即:

$$P_{qj} = P_e \quad (14)$$

由图 3 的计算流程得到合理抽汽量后, 带入到该机组的汽轮机供热变工况程序^[13-14], 能够得到此工况下机组的发电功率。

热耗率是衡量汽轮发电机组热力循环和运行情况的主要指标如式(15), 对于中间再热、有供热抽汽的机组采用电动给水泵时, 机组的净热耗率由式(15)计算得到。

$$HR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_r(h_r - h_h) - D_c(h_c - h_n)}{P_e - P_{fwd}} \quad (15)$$

采用汽动给水泵时净热耗率如式(16)所示。

$$HR = \frac{D_0(h_0 - h_{fw}) + D_r(h_r - h_h) - D_c(h_c - h_n)}{P_e} \quad (16)$$

式中: HR —净热耗率, kJ/kWh; D_0 、 D_r 、 D_c —汽轮机进汽量、再热蒸汽量和供热抽汽量, kg/h; h_0 、 h_{fw} —新蒸汽焓和给水焓, kJ/kg; h_r 、 h_h —在热蒸汽焓和高压缸排汽焓, kJ/kg; h_c 、 h_n —抽汽焓和抽汽疏水焓; P_e 、 P_{fwd} 、 P_{fwq} —各工况下主机输出功率、电动给水泵

功率和汽动给水泵功率, kW。

以所述电厂为例, 额定主蒸汽量 939.961 t/h 时, 对比各供热负荷下, 采用汽泵与电泵不同运行方式的经济性如表 4 所示。

同理, 计算非额定主蒸汽量、不同供热负荷时, 采用汽泵与电泵不同运行方式的机组净输出功率及热耗率, 其净热耗率差值如图 5 所示。由图 5 看出, 电泵运行与汽泵运行净热耗差值随供热负荷的变大呈现出先降后升的趋势; 同时, 主汽量越小, 净热耗的差值越大。

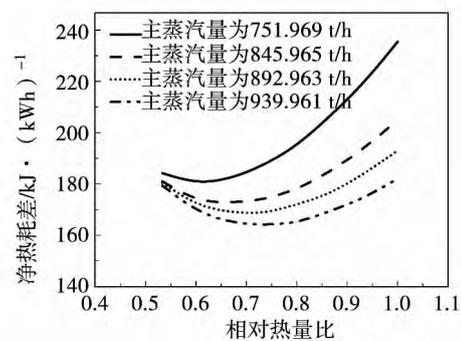


图 5 电泵运行与汽泵运行的净热耗率差
Fig. 5 Net heat rate difference between the operation of the electrically-driven pumps and steam turbine-driven pumps

表 4 额定主蒸汽量时各供热负荷下汽泵运行与电泵运行的经济性比较

Tab. 4 Comparison of the cost-effectiveness of the operation of steam turbine - driven pumps and electrically - driven pumps at various heat supply loads when the rated main steam flow rate is supplied

参数	数值							
相对热量比	0.533 3	0.600 0	0.666 7	0.733 3	0.800 0	0.866 7	0.933 3	1.000 0
原电泵运行机组输出功率/kW	278 416.49	275 309.47	272 225.54	269 135.34	266 050.77	262 956.01	259 878.38	256 796.79
电泵功率/kW	9 476.66	9 476.66	9 476.66	9 476.66	9 476.66	9 476.66	9 476.66	9 476.66
电泵运行机组输出净功率/kW	268 939.83	265 832.81	262 748.88	259 658.68	256 574.11	253 479.35	250 401.72	247 320.13
电泵运行机组净热耗/kJ·kWh ⁻¹	7 295.66	7 380.37	7 466.42	7 554.68	7 644.89	7 737.58	7 832.02	7 928.92
汽泵运行机组输出净功率/kW	268 035.72	265 345.38	262 670.85	259 993.69	257 313.36	254 649.55	251 982.44	249 316.18
汽泵运行机组净热耗/kJ·kWh ⁻¹	7 116.34	7 210.15	7 300.98	7 390.51	7 479.57	7 568.13	7 657.17	7 746.90

4.2 投资回收期的计算

主汽量不变,供热负荷确定时,汽泵运行较电泵运行的经济性可直接表现为净热耗率差值。由式(17)可计算出单位发电量节约标煤耗率。

$$\Delta b_s = \frac{\Delta HR}{q_1} \quad (17)$$

式中: Δb_s —节约标煤耗率, kg/kWh; ΔHR —净热耗率差值, kJ/kWh; q_1 —标准煤的低位发热量 $q_1 = 29270 \text{ kJ/kg}$ 。

分别计算在各主汽量,供热负荷下的节约标煤耗率。假定机组在供热期汽动泵运行时间为 150 天,在不同供热负荷下运行时间如表 5 所示。

假定标煤价格以每吨 1200 元进行计算,在一个供热期内机组在所设定的主汽量下运行由降低煤耗率而减少的燃料成本由式(18)计算出。

表 5 机组供热期汽动泵运行时间随供热负荷分布

Tab. 5 Distribution of the operation duration of the steam turbine-driven pumps for the unit during the heating period with the heat load

相对热量比 i	0.53	0.60	0.67	0.73	0.80	0.87	0.93	1.00
运行时间/天	10	10	10	15	15	15	30	45

$$S_{pa} = \sum \Delta b_{si} P_{ei} t_i s \quad (i \text{ 为相对热量比}) \quad (18)$$

式中: S_{pa} —一个供热期节约的燃料成本,元; Δb_{si} —相对热量比为 i 时节约的标煤耗率, kg/kWh; P_{ei} —相对热量比为 i 时发电净功率, kW; t_i —相对热量比为 i 时运行的时间, h; s —标煤价格,元/kg。

假定加装汽动泵的总费用为 1 600 万元,则计算可知供热期汽动泵运行较电动泵运行由于节约成本而使加装汽动泵费用得到回收的时间,如表 6 所示。投资回收期为 3 年左右,且随着机组负荷率的升高而回收年限降低,此改造技术回收期短,节能效

果较好。

表 6 不同主蒸汽量下投资回收期

Tab. 6 Investment payback periods at various main steam flow rates

主蒸汽量/ $t \cdot h^{-1}$	供热期内节约成本/万元	投资回收期/年
751.969	512.703 5	3.12
845.965	529.320 6	3.02
892.963	538.408 9	2.97
939.961	545.794 9	2.93

5 结 论

对大型供热空冷机组采用汽动给水泵的可行性进行理论探讨,在保证供热负荷的前提下提出较为合理的供热空冷机组汽动给水泵的运行模式,力图为工程实践提供有益参考。主要结论如下:

(1) 建立空冷机组汽动给水泵运行模型并给出模型运行策略。以山西某电厂实际机组为例,进行了背压机排汽压力和供热抽汽量的校核计算,结果显示:供热机进汽量从 75% ~ 100% 额定主蒸汽量变化,供热量从 50% ~ 100% 负荷变化时,拖动给水泵的背压机排汽压力均大于满足供热要求时热网加热器的进口压力,表明该模式在额定工况和变工况下均能安全稳定运行。

(2) 汽泵运行方式和电泵运行方式机组的变工况计算及热耗率计算得出汽泵运行方案具有较大的节能优势,机组在额定主蒸汽量、最大供热负荷时,净热耗降低约 182 kJ/(kWh)。变工况下,净热耗降低在 160 ~ 240 kJ/(kWh) 区间变化,供热负荷提高,净热耗差呈现先降后升的变化趋势;主蒸汽量减小,净热耗的差值增大。

(3) 以改造投资为 1 600 万元计, 进行投资回收期计算显示, 机组在 80% 额定主蒸汽量运行时, 约 3 年即可回收全部改造费用和设备投资, 若机组运行负荷率提高, 投资回收周期仍可进一步缩短。

参考文献:

- [1] 郑体宽, 杨晨. 热力发电厂[M]. 北京: 中国电力出版社, 2008.
ZHENG Ti-kuan, YANG Chen. Thermal power plant[M]. Beijing: China Electric Power Press, 2008.
- [2] 李润森. 空冷机组给水泵配置的研究[J]. 热力透平, 2006, 35(4): 273-278.
LI Run-sen. Research of the configuration of feedwater pumps for air-cooled units[J]. Thermal Turbine, 2006, 35(4): 273-278.
- [3] 李润森, 孙即红. 300 MW 空冷机组给水泵配置的研究[J]. 动力工程, 2006, 26(2): 171-179.
LI Run-sen, SUN Ji-hong. Study of the configuration of feedwater pumps for a 300 MW air-cooled unit[J]. Journal of Power Engineering, 2006, 26(2): 171-179.
- [4] 修恒旭, 赵翠莲. 600 MW 等级直接空冷机组的给水泵配置分析[J]. 应用能源技术, 2010(11): 46-49.
XIU Heng-xu, ZHAO Cui-lian. Feedwater pump configuration analysis of a 600 MW direct air-cooled unit[J]. Applied Energy Technology, 2010(11): 46-49.
- [5] 赵恩婵, 刘利, 俞保果. 300 MW 直接空冷机组给水泵配置及其汽轮机排汽冷却方案探究[J]. 热力发电, 2010, 39(12): 65-67.
ZHAO En-chan, LIU Li, YU Bao-guo. Study of the feedwater pump configuration and steam turbine exhaust steam cooling version for a 300 MW direct air-cooled unit[J]. Thermal Power Generation, 2010, 39(12): 65-67.
- [6] 周兰欣, 杨靖, 杨祥良. 300 MW 直接空冷机组变工况特性[J]. 中国电机工程学报, 2007, 27(17): 78-82.
ZHOU Lan-xin, YANG Jing, YANG Xiang-liang. Study of the characteristics under the off-design conditions of a 300 MW direct air-cooled unit[J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering, 2007, 27(17): 78-82.
- [7] Wei G, Ren J, Hong W. Scheme design and analysis of variable condition of evaporative condenser for steam condensing of steam feeding water pump for 1 000 MW air-cooled unit[J]. Energy Procedia, 2012, 17: 1177-1184.
- [8] 魏高升, 刘育松, 曹涛, 等. 1 000 MW 直接空冷机组汽泵冷凝采用蒸发式冷凝器的探讨[J]. 汽轮机技术, 2009, 51(3): 214-216.
WEI Gao-sheng, LIU Yu-song, CAO Tao, et al. Exploratory study of the use of an evaporative type condenser for the condensing type steam-driven pump of a 1000MW direct air-cooled unit[J]. Turbine Technology, 2009, 51(3): 214-216.
- [9] 司派友, 伍小林. 空冷机组汽动给水泵运行方式的探讨[J]. 华北电力技术, 2006(4): 12-13.
SI Pai-you, WU Xiao-lin. Exploratory study of the operation modes for steam-driven feed-water pumps for air-cooled units[J]. North China Electric Power Technology, 2006(4): 12-13.
- [10] 林振娴, 杨勇平, 何坚忍. 热网加热器在热电联产系统中的全工况分析[J]. 中国电机工程学报, 2010, 30(23): 14-18.
LIN Zhen-xian, YANG Yong-ping, HE Jian-ren. Full-load operating condition analysis of a heat supply network heater in a heat and power cogeneration system[J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering, 2010, 30(23): 14-18.
- [11] 雷平和, 刘利, 彭红文. 直接空冷机组低负荷运行工况分析[J]. 电力建设, 2010, 31(2): 58-69.
LEI Ping-he, LIU Li, PENG Hong-wen. Low load operation condition analysis of a direct air-cooled unit[J]. Electric Power Construction, 2010, 31(2): 58-69.
- [12] Hu Sike, Gao Huifen, Jia Xuejing. Regulating characteristics analysis of boiler feed-water pump when 600 MW unit sliding-pressure operating[J]. Energy Procedia, 2012, 17: 1153-1160.
- [13] 戈志华, 杨佳霖, 何坚忍, 等. 大型纯凝汽轮机供热改造节能研究[J]. 中国电机工程学报, 2012, 32(17): 25-30.
GE Zhi-hua, YANG Jia-lin, HE Jian-ren, et al. Energy-saving research of a large-sized condensing type steam turbine during its heat supply modification[J]. Proceedings of China Electric Machinery Engineering, 2012, 32(17): 25-30.
- [14] 翟启武. 热电联产冷源领域节能研究[D]. 北京: 华北电力大学, 2010.
ZHAI Qi-wu. Energy-saving research of a heat and power cogeneration process in the cooling source domain[D]. Beijing: North China University of Electric Power, 2010.
- [15] 张春发, 张燕, 董丽娟, 等. 电动给水泵和汽动给水泵的经济性比较研究[J]. 电力科学与工程, 2006(1): 31-33.
ZHANG Chun-fa, ZHANG Yan, DONG Li-juan, et al. Study of the comparison in the cost-effectiveness of an electrically driven and steam-driven feedwater pump[J]. Electric Power Science and Engineering, 2006(1): 31-33.

(丛敏 编辑)

an ORC (Organic Rankine Cycle) System [刊 汉] ZHANG Li-na, ZHU Tong, WANG Hai-ying, HUANG Xiao-yan (College of Mechanical and Energy Source Engineering, Tongji University, Shanghai, China, Post Code: 201804) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29 (1) . -41 ~45

On the basis of the theory for designing organic Rankine cycle thermal systems and in combination with the Matlab 2010a platform and Refprop 8.0 database, prepared was a program for calculating the thermal performance of a low grade waste heat power generation ORC system. With the design of a flue gas and hot water type ORC system serving as an example, such application functions of the program as working medium selection, thermal calculation of a cycle of a system and preliminary equipment type selection etc. were exhibited. It has been found that the program can facilitate to analyze, compare and optimize a thermal system. **Key words:** organic Rankine cycle, computational program, working medium selection, thermal calculation of a cycle

供热空冷机组汽动泵运行的可行性研究 = Study of the Feasibility of the Operation of Steam-driven Pumps for a Heat Supply Air-cooled Unit [刊 汉] YANG Jia-lin, GE Zhi-hua, DU Xiao-ze, YANG Yong-ping (College of Energy Source, Power and Mechanical Engineering, North China University of Electric Power, Beijing, China, Post Code: 102206) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. -2014 29(1) . -46 ~52

In the light of the situation that the heat supply and extraction pressures of heat supply air-cooled steam turbines are excessively high in most cases, especially those of the condensing type ones which had been modified for heat supply, proposed was a mode for the operation of steam-driven pumps during which the steam extracted from the air-cooled steam turbines was first introduced into back pressure type steam turbines to do work and drive the feedwater pumps and then to provide heat. With a real unit in a power plant in Shanxi province serving as an example, a calculation program was prepared to conduct a check calculation of the exhaust steam pressure and the steam flow rate extracted for heat supply under the rated load operating condition and the off-design operating conditions respectively. It has been found that with the heaters in the heating network serving as the heat sink for the back pressure type steam turbines to drive the feedwater pumps, the output power of the back pressure type steam turbines can be stabilized, capable of meeting the power demanded by the feedwater pumps and not influencing the heat supply process. Compared with the cost-effectiveness of the operating mode in which motorized pumps are adopted, that of the mode in which steam-driven pumps are employed is better. At the rated main steam flow rate, the net heat rate of the unit will drop by about 182 kJ/kW·h. The calculation result of the investment repayment period shows that if the above-mentioned operating mode is adopted, all the modification cost and investment in the equipment items can be paid back in around three years. **Key words:** air-cooled unit, heat supply, steam-driven feedwater pump, off-design operating condition, energy saving