

ICS 27.100

P 60

备案号: J2409—2017

**DL**

**中华人民共和国电力行业标准**

**P DL/T 5535 — 2017**

---

## **发电厂热泵系统设计规程**

**Code for design of heat pump system of power plant**

2017-11-15 发布

2018-03-01 实施

---

**国家能源局 发布**

中华人民共和国电力行业标准

发电厂热泵系统设计规程

Code for design of heat pump system of power plant

**DL/T 5535—2017**

主编部门：电力规划设计总院

批准部门：国家能源局

施行日期：2018年3月1日

中国计划出版社

2017 北 京

# 国家能源局 公告

2017 年 第 10 号

依据《国家能源局关于印发〈能源领域行业标准化管理办法（试行）〉及实施细则的通知》（国能局科技〔2009〕52 号）有关规定，经审查，国家能源局批准《煤层气生产站场安全管理规范》等 204 项行业标准，其中能源标准（NB）62 项、电力标准（DL）86 项、石油标准（SY）56 项，现予以发布。

上述标准中电力管理、电工装备标准、煤层气及生物液体燃料标准由中国电力出版社出版发行，电力（火电）规划设计标准由中国计划出版社出版发行，《定制电力技术导则》由中国标准出版社出版发行，石油天然气标准由石油工业出版社出版发行，煤炭标准由煤炭工业出版社出版发行，锅炉压力容器标准由新华出版社出版发行。

附件：行业标准目录

国家能源局

2017 年 11 月 15 日

附件：

行业标准目录

序号	标准编号	标准名称	代替标准	采标号	批准日期	实施日期
.....						
117	DL/T 5535—2017	发电厂热泵系统设计 规程			2017-11-15	2018-3-1
.....						



# 前 言

根据《国家能源局关于下达 2013 年第一批能源领域行业标准制(修)订计划的通知》(国能科技〔2013〕235 号)的要求,标准编制组经广泛调查研究,认真总结了发电厂热泵系统设计工作经验,并在广泛征求意见的基础上,制定本标准。

本标准主要技术内容是:总则、术语、基本规定、系统及设备、热泵系统设施布置、对辅助系统的要求等。

本标准由国家能源局负责管理,由电力规划设计总院提出,由能源行业发电设计标准化技术委员会负责日常管理,由中国能源建设集团山西省电力勘测设计院有限公司负责具体技术内容的解释。执行过程中如有意见或建议,请寄送电力规划设计总院(地址:北京市西城区安德路 65 号,邮政编码:100120)。

本标准主编单位、参编单位、主要起草人和主要审查人:

主 编 单 位:中国能源建设集团山西省电力勘测设计院有限公司

参 编 单 位:中国电力工程顾问集团西北电力设计院有限公司  
中国电力工程顾问集团华北电力设计院有限公司

主要起草人:杨国红 李润森 赵耀华 孙即红 刘 冲  
李宝锋 刘 利 张清宇 李日鑫 涂 薇  
薛立民 范 勇 王海亮

主要审查人:钟晓春 赵 敏 任德刚 孙 丰 向 钢  
白锋军 徐传海 周宇彬 袁雄俊 段丽平  
李 辉 张新海 宫书宏 布 仁 马庆中

目 次

1 总 则 ..... ( 1 )

2 术 语 ..... ( 2 )

3 基本规定 ..... ( 4 )

4 系统及设备 ..... ( 5 )

    4.1 一般规定 ..... ( 5 )

    4.2 驱动蒸汽系统 ..... ( 5 )

    4.3 乏汽系统 ..... ( 6 )

    4.4 余热水系统 ..... ( 7 )

    4.5 热网循环水系统 ..... ( 8 )

    4.6 热泵 ..... ( 8 )

5 热泵系统设施布置 ..... ( 10 )

6 对辅助系统的要求 ..... ( 11 )

附录 A 供热平衡计算 ..... ( 12 )

本标准用词说明 ..... ( 18 )

引用标准名录 ..... ( 19 )

附:条文说明 ..... ( 21 )



Contents

1 General provisions ..... ( 1 )

2 Terms ..... ( 2 )

3 Basic requirements ..... ( 4 )

4 System and equipment ..... ( 5 )

    4.1 General requirements ..... ( 5 )

    4.2 Driving steam system ..... ( 5 )

    4.3 Exhaust steam system ..... ( 6 )

    4.4 Waste heat water system ..... ( 7 )

    4.5 Heat network circulating water system ..... ( 8 )

    4.6 Heat pump ..... ( 8 )

5 Heat pump system facilities arrangement ..... ( 10 )

6 Requirements for auxiliary system ..... ( 11 )

Appendix A: Heat balance calculation ..... ( 12 )

Explanation of wording in this code ..... ( 18 )

List of quoted standards ..... ( 19 )

Addition: Explanation of provisions. .... ( 21 )

# 1 总 则

- 1.0.1 为了规范发电厂热泵系统设计,明确热泵系统设计要求,制定本标准。
- 1.0.2 本标准适用于回收汽轮机排汽余热实施集中供热的发电厂热泵系统设计。
- 1.0.3 发电厂热泵系统的设计除应符合本标准的规定外,尚应符合国家现行有关标准的规定。



## 2 术 语

### 2.0.1 热泵系统 heat pump system

回收发电厂汽轮机排汽的余热实施集中供热的热泵系统,主要包括驱动蒸汽系统、乏汽系统或余热水系统、热网循环水系统。

### 2.0.2 驱动蒸汽系统 driving steam system

为热泵提供高温热源或驱动压缩机的蒸汽和其疏水回收的设备、管道及其附属设施组成的系统。

### 2.0.3 乏汽系统 exhaust steam system

取自汽轮机排汽,为热泵提供低温热源的蒸汽及其疏水回收的设备、管道和附属设施组成的系统。

### 2.0.4 余热水系统 waste heat water system

取自汽轮机排汽凝汽器冷却循环水,为热泵提供低温热源的供回水设备、管道及其附属设施组成的系统。

### 2.0.5 吸收式热泵 absorption heat pump

以水为循环工质,以溴化锂溶液为吸收剂,在发生器中由高温热源加热,在蒸发器中吸收低温热源的热量,并将热量转移到吸收器和冷凝器热网循环水中的设备。

### 2.0.6 压缩式热泵 compression heat pump

利用压缩机驱动工质循环,从而连续地将热能从低温热媒向高温热媒传递的热泵。压缩式热泵有蒸汽驱动和电动机驱动两种型式。

### 2.0.7 前置凝汽器 fore condenser

设置在热泵前,利用乏汽直接加热热网循环水的凝汽设备。

### 2.0.8 余热水增压泵 waste heat water booster pump

为克服余热水系统阻力而设置的增压泵。



**2.0.9 热泵性能系数(COP)** heat pump coefficient of performance

热泵单位时间内输出热量与驱动能量之比。

**2.0.10 热泵额定供热工况** rated heat-supply condition of heat pump

热泵设备在额定的驱动蒸汽、乏汽或余热水、热网循环水参数下的供热工况。

### 3 基本规定

**3.0.1** 当发电厂抽汽供热能力不满足供暖热负荷需求时,可增设热泵系统。

**3.0.2** 热泵系统的设置及建设规模应结合发电厂主机条件、供暖热负荷、电负荷、冷端设施防冻、热价、煤价、布置等条件,经技术经济比较确定。

**3.0.3** 吸收式热泵额定供热工况 COP 不宜小于 1.7,压缩式热泵额定供热工况 COP 不宜小于 4.5。

**3.0.4** 发电厂热泵系统应结合供热首站进行设计。

**3.0.5** 热泵系统应设置运行初期水质不合格时的排污设施。

## 4 系统及设备

### 4.1 一般规定

4.1.1 热泵系统设计应满足主机冷端设施防冻的要求。

4.1.2 热泵系统设计时,取用的主机背压应符合下列规定:

1 对于直接空冷机组,应结合设计背压、供热参数、热泵规模、前置凝汽器的设置、回收余热和背压变化对发电效率的影响等,经技术经济比较确定,可按  $9\text{kPa(a)}\sim 30\text{kPa(a)}$  取用;

2 对于间接空冷机组及湿冷机组,应结合设计背压、供热参数、热泵规模、热泵对余热水温度的要求、余热水温度变化对热泵性能系数的影响和背压变化对发电效率的影响等,经技术经济比较确定。

4.1.3 热泵系统取用的热力网回水设计温度不宜大于  $60^{\circ}\text{C}$ 。对于已运行的热力网,应根据实际运行情况确定。

4.1.4 采用电动压缩式热泵系统的供热电厂宜设蓄热装置。蓄热装置的容量应根据供热面积、可利用的电负荷、峰谷电价差来确定。

4.1.5 热泵系统的供热平衡计算应符合本标准附录 A 的规定。

### 4.2 驱动蒸汽系统

4.2.1 吸收式热泵驱动蒸汽汽源宜采用汽轮机供暖抽汽,热泵入口驱动蒸汽过热度宜小于  $15^{\circ}\text{C}$ 。

4.2.2 压缩式热泵驱动蒸汽宜采用压力大于  $0.6\text{MPa(a)}$  的过热蒸汽。

4.2.3 驱动蒸汽系统的设计应符合现行行业标准《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》DL/T 834 的规定。



**4.2.4** 驱动蒸汽管道设计参数应根据现行行业标准《火力发电厂汽水管道设计规范》DL/T 5054 的规定确定。

**4.2.5** 每台热泵入口的驱动蒸汽管道上应设置调节型蝶阀。在驱动蒸汽疏水母管上宜设置流量测量装置。

**4.2.6** 驱动蒸汽疏水系统设计应符合下列规定：

1 驱动蒸汽疏水宜经疏水冷却器冷却后接至汽轮机凝汽器或排汽装置，疏水压力满足要求时宜采用自流方式；汽包炉机组驱动蒸汽疏水也可接至汽轮机凝结水系统；

2 当设驱动蒸汽疏水泵时，应设疏水罐，疏水罐的贮水量不宜小于 3min 的驱动蒸汽额定疏水量；

3 热泵驱动蒸汽疏水系统宜单独设置，有条件时可与热网加热器疏水系统合并。

**4.2.7** 驱动蒸汽疏水泵的设置应符合下列规定：

1 驱动蒸汽疏水泵不应少于 2 台，其中 1 台备用；

2 驱动蒸汽疏水泵的流量不应小于热泵额定供热工况系统疏水量的 110%；

3 驱动蒸汽疏水泵的扬程应按下列各项之和计算：

1) 从疏水罐出口至疏水与主机系统接入点处全部疏水管道介质流动阻力应按热泵额定供热工况疏水量计算，并应另加 20% 裕量；

2) 疏水与主机系统接入点处和疏水罐正常水位间的水柱静压差；

3) 疏水与主机系统接入点处最高工作压力；

4) 热泵额定供热工况疏水罐工作压力，取负值。

### 4.3 乏汽系统

**4.3.1** 乏汽管道蒸汽流速在主机设计背压下不宜超过 100m/s。

**4.3.2** 乏汽管道应设有加强圈，应进行管道的整体柔性分析和管件的局部应力分析。



**4.3.3** 乏汽管道上的金属波纹膨胀节可按曲管压力平衡式、铰链式、横向角向联合式选用。

**4.3.4** 乏汽管道设计正压应采用  $0.05\text{MPa(g)}$ , 设计负压应采用  $-0.1\text{MPa(g)}$ ; 设计温度应为  $120^{\circ}\text{C}$ , 最低设计温度应取厂址处最冷月平均气温。

**4.3.5** 从机组排汽管道引接的乏汽管道接口处应设置隔离阀。检修人孔宜靠近隔离阀设置。

**4.3.6** 热泵系统中的乏汽管道及设备应保温。

**4.3.7** 当设置前置凝汽器时, 应符合下列规定:

- 1 每台机组宜设置 1 台;
- 2 前置凝汽器面积宜按设计回水温度和供暖初期热力网回水温度分别计算, 取较大值;
- 3 上端差不应大于  $3^{\circ}\text{C}$ ;
- 4 材质应符合现行行业标准《发电厂凝汽器及辅机冷却器管选材导则》DL/T 712 的有关规定。

**4.3.8** 乏汽疏水宜自流进入排汽装置热井。

**4.3.9** 热泵乏汽侧、前置凝汽器壳侧应设置抽真空管道, 管道宜直接至主机抽真空系统。

## 4.4 余热水系统

**4.4.1** 间接空冷机组和湿冷机组余热水管道介质流速宜按下列规定选取:

- 1 管径为  $1000\text{mm}\sim 1600\text{mm}$  时, 宜为  $1.5\text{m/s}\sim 2.0\text{m/s}$ ;
- 2 管径大于  $1600\text{mm}$  时, 宜为  $2.0\text{m/s}\sim 3.0\text{m/s}$ 。

**4.4.2** 从机组循环水管道引接的余热水管道接口处应设置隔离阀。

**4.4.3** 架空敷设的余热水管道宜保温。

**4.4.4** 汽轮机循环水系统应具有满足热泵入口的余热水温度、流量要求的调整措施。



**4.4.5** 间接空冷机组和湿冷机组热泵入口余热水宜从循环水热水侧高压处引接。间接空冷机组热泵出口余热水宜接至循环水冷水侧低压处,湿冷机组热泵出口余热水宜接至冷却塔集水池。

**4.4.6** 余热水母管应设流量测量装置。

**4.4.7** 当主机循环水系统压差无法满足热泵需求时,可设置余热水增压泵,并应符合下列规定:

1 余热水增压泵不宜少于 2 台,可不设备用,可采用变频调节;

2 余热水增压泵的流量不应小于热泵额定供热工况余热水量的 110%;

3 余热水增压泵的扬程应按下列各项之和计算:

1)余热水系统全部管道介质流动阻力应按热泵额定供热工况余热水量计算,并应另加 20%裕量;

2)取水点和回水点的运行压差,取负值;

3)取水点和回水点的水柱静压差。

**4.4.8** 当主机循环水系统设置胶球清洗装置时,余热水入口管道宜设置滤网,热泵蒸发器宜设置胶球清洗装置。

## 4.5 热网循环水系统

**4.5.1** 当热泵设在热网循环水泵入口侧时,热力网回水压力应满足热网循环水泵必需汽蚀余量的要求。

**4.5.2** 热泵系统应设热网循环水旁路管道。

**4.5.3** 热泵入口热网循环水管道上宜设置自动反冲洗除污器。

**4.5.4** 已投运供热机组增设热泵系统后,应对热网循环水泵的流量、扬程等参数进行核算。

**4.5.5** 热网循环水管道应采取防水锤措施。

## 4.6 热 泵

**4.6.1** 当驱动蒸汽压力小于或等于 0.6MPa(a)时,宜采用吸收



式热泵。当驱动蒸汽压力大于 0.6MPa(a)时,经技术经济比较后可选用蒸汽驱动压缩式热泵或吸收式热泵。当热泵系统用于供热机组调峰时,也可采用电动压缩式热泵。

**4.6.2** 单台汽轮机热泵台数及容量宜结合汽轮机乏汽背压、最小凝汽量、供暖抽汽参数、单台热泵最大制造容量、热力网设计参数、供热稳定性等综合确定。单台汽轮机热泵台数不宜少于 2 台,不宜设置备用。

**4.6.3** 吸收式热泵应符合下列规定:

- 1 吸收式热泵应符合现行国家标准《蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组》GB/T 18431 的有关规定;
- 2 热泵入口驱动蒸汽过热温度宜小于 15℃;
- 3 吸收式热泵的热网循环水出水温度宜为 80℃~90℃;
- 4 吸收式热泵的溶液泵不宜少于 2 台,其中 1 台备用;吸收式热泵的冷剂泵不宜少于 2 台,其中 1 台备用;吸收式热泵的真空泵不宜少于 2 台,其中 1 台备用。

**4.6.4** 蒸汽驱动压缩式热泵应符合下列规定:

- 1 蒸汽驱动压缩式热泵应符合现行国家标准《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组》GB/T 18430 的相关规定;
- 2 压缩式热泵驱动装置宜采用背压式,其热网循环水出水温度宜为 80℃~110℃;
- 3 热泵余热水出口温度不宜小于 15℃;
- 4 湿冷机组宜采用多级压缩式热泵,空冷机组宜采用单级压缩式热泵。

**4.6.5** 电动压缩式热泵应符合下列规定:

- 1 电动压缩式热泵应符合现行国家标准《蒸汽压缩循环冷水(热泵)机组 第 1 部分:工业或商业用及类似用途的冷水(热泵)机组》GB/T 18430.1 的相关规定;
- 2 热网循环水出水温度不宜小于 75℃;
- 3 热泵余热水出口温度不宜小于 15℃。

## 5 热泵系统设施布置

**5.0.1** 热泵房的布置位置应结合厂区总平面布置、主厂房和供热首站位置、厂区管道布置等确定。

**5.0.2** 直接空冷机组热泵房宜布置在空冷平台下方。

**5.0.3** 热泵房布置应满足安装、运行、检修的需要,设备布局 and 空间利用宜紧凑、合理;管线及电缆连接应短捷、整齐;巡回检查通道应畅通。

**5.0.4** 热泵房宜采用室内单层布置,也可与供热首站联合多层布置。

**5.0.5** 热泵房宜留有热泵单侧检修抽管的空间,也可设置活动门窗。

**5.0.6** 热泵房宜设置检修起吊设施。



## 6 对辅助系统的要求

**6.0.1** 当汽轮机全部排汽进入热泵系统时,热网循环水泵应按Ⅰ类负荷供电。

**6.0.2** 热泵宜配备独立的就地自动控制及联锁保护系统。热泵系统控制可纳入机组 DCS 或供热首站控制系统。

**6.0.3** 热泵房采暖通风应符合现行行业标准《发电厂供暖通风与空气调节设计规范》DL/T 5035 的相关规定。

## 附录 A 供热平衡计算

### A. 1 以乏汽为低温热源的吸收式热泵供热平衡计算

A. 1. 1 发电厂设计热负荷应按下列公式计算：

$$Q = Q_{qz} + Q_{rb} + Q_{rj} \quad (\text{A. 1. 1-1})$$

或

$$Q = \frac{GC(t_4 - t_1)}{3.6} \quad (\text{A. 1. 1-2})$$

式中： $Q$ ——发电厂设计热负荷(kW)；

$Q_{qz}$ ——前置凝汽器设计热负荷(kW)；

$Q_{rb}$ ——热泵设计热负荷(kW)；

$Q_{rj}$ ——热网加热器设计热负荷(kW)；

$G$ ——热网循环水流量(t/h)；

$C$ ——水的比热容[kJ/(kg·℃)]，取为 4.187kJ/(kg·℃)；

$t_1$ ——热力网回水温度(℃)；

$t_4$ ——热力网热网加热器出口热网循环水温度(℃)。

A. 1. 2 前置凝汽器设计热负荷应按下列公式计算：

$$Q_{qz} = \frac{G_{fqz}(h_f - h_{fs})\eta_{qz}}{3.6} \quad (\text{A. 1. 2-1})$$

或

$$Q_{qz} = \frac{GC(t_2 - t_1)}{3.6} \quad (\text{A. 1. 2-2})$$

式中： $G_{fqz}$ ——前置凝汽器乏汽流量(t/h)；

$h_f$ ——乏汽焓值(kJ/kg)；

$h_{fs}$ ——乏汽疏水焓值(kJ/kg)；

$\eta_{qz}$ ——前置凝汽器传热效率；



$t_2$ ——前置凝汽器出口热网循环水温度(°C),等于乏汽饱和温度减去前置凝汽器上端差。

**A. 1. 3** 热泵设计热负荷应按下列公式计算:

$$Q_{rb} = \frac{G_{frb}(h_f - h_{fs}) + G_{qrb}(h_q - h_{qs})}{3.6} \eta_{rb} \quad (\text{A. 1. 3-1})$$

或

$$Q_{rb} = \frac{GC(t_3 - t_2)}{3.6} \quad (\text{A. 1. 3-2})$$

式中: $G_{frb}$ ——热泵乏汽流量(t/h);

$G_{qrb}$ ——热泵驱动蒸汽流量(t/h);

$h_q$ ——驱动蒸汽焓值(kJ/kg);

$h_{qs}$ ——驱动蒸汽疏水焓值(kJ/kg);

$\eta_{rb}$ ——热泵传热效率;

$t_3$ ——热泵出口热网循环水温度(°C)。

**A. 1. 4** 热泵性能系数应按下列式计算:

$$\text{COP} = \frac{3.6 Q_{rb}}{G_{qrb}(h_q - h_{qs})} \quad (\text{A. 1. 4})$$

式中:COP——热泵性能系数。

**A. 1. 5** 热网加热器设计热负荷应按下列公式计算:

$$Q_{rj} = \frac{G_{crj}(h_c - h_{cs}) \eta_{rj}}{3.6} \quad (\text{A. 1. 5-1})$$

或

$$Q_{rj} = \frac{GC(t_4 - t_3)}{3.6} \quad (\text{A. 1. 5-2})$$

式中: $Q_{rj}$ ——热网加热器设计热负荷(kW);

$G_{crj}$ ——热网加热器抽汽流量(t/h);

$h_c$ ——热网加热器抽汽焓值(kJ/kg);

$h_{cs}$ ——热网加热器抽汽疏水焓值(kJ/kg);

$\eta_{rj}$ ——热网加热器传热效率。

## A. 2 以余热水为低温热源的吸收式热泵供热平衡计算

### A. 2. 1 发电厂设计热负荷应按下列公式计算：

$$Q = Q_{rb} + Q_{rj} \quad (\text{A. 2. 1-1})$$

或

$$Q = \frac{GC(t_3 - t_1)}{3.6} \quad (\text{A. 2. 1-2})$$

式中： $Q$ ——发电厂设计热负荷(kW)；

$Q_{rb}$ ——热泵设计热负荷(kW)；

$Q_{rj}$ ——热网加热器设计热负荷(kW)；

$G$ ——热网循环水流量(t/h)；

$C$ ——水的比热容[kJ/(kg·℃)]，取为4.187kJ/(kg·℃)；

$t_1$ ——热力网回水温度(℃)；

$t_3$ ——热力网热网加热器出口热网循环水温度(℃)。

### A. 2. 2 热泵设计热负荷应按下列公式计算：

$$Q_{rb} = \frac{G_y C(t_{y1} - t_{y2}) + G_{qrb}(h_q - h_{qs})}{3.6} \eta_{rb} \quad (\text{A. 2. 2-1})$$

或

$$Q_{rb} = \frac{GC(t_3 - t_2)}{3.6} \quad (\text{A. 2. 2-2})$$

式中： $G_y$ ——热泵余热水流量(t/h)；

$G_{qrb}$ ——热泵驱动蒸汽流量(t/h)；

$t_{y1}$ ——热泵进口余热水温度(℃)；

$t_{y2}$ ——热泵出口余热水温度(℃)；

$h_q$ ——驱动蒸汽焓值(kJ/kg)；

$h_{qs}$ ——驱动蒸汽疏水焓值(kJ/kg)；

$\eta_{rb}$ ——热泵传热效率；

$t_2$ ——热泵出口热网循环水温度(℃)。

### A. 2. 3 热泵性能系数应按下列公式计算：



$$\text{COP} = \frac{3.6 Q_{\text{rb}}}{G_{\text{qrb}} (h_{\text{q}} - h_{\text{qs}})} \quad (\text{A. 2. 3})$$

式中: COP——热泵性能系数。

**A. 2. 4** 热网加热器设计热负荷应按下列公式计算:

$$Q_{\text{rj}} = \frac{G_{\text{crj}} (h_{\text{c}} - h_{\text{cs}}) \eta_{\text{rj}}}{3.6} \quad (\text{A. 2. 4-1})$$

或

$$Q_{\text{rj}} = \frac{GC(t_3 - t_2)}{3.6} \quad (\text{A. 2. 4-2})$$

式中:  $Q_{\text{rj}}$ ——热网加热器设计热负荷(kW);

$G_{\text{crj}}$ ——热网加热器抽汽流量(t/h);

$h_{\text{c}}$ ——热网加热器抽汽焓值(kJ/kg);

$h_{\text{cs}}$ ——热网加热器抽汽疏水焓值(kJ/kg);

$\eta_{\text{rj}}$ ——热网加热器传热效率。

**A. 2. 5** 主机凝汽器散热负荷应按下列公式计算:

$$Q_{\text{zn}} = \frac{G_{\text{f}} (h_{\text{f}} - h_{\text{n}}) \eta_{\text{zn}}}{3.6} \quad (\text{A. 2. 5-1})$$

或

$$Q_{\text{zn}} = \frac{G_{\text{y}} C(t_{\text{y1}} - t_{\text{y2}}) + G_{\text{lt}} C(t_{\text{lt1}} - t_{\text{lt2}})}{3.6} \quad (\text{A. 2. 5-2})$$

式中:  $G_{\text{f}}$ ——汽轮机排汽流量(t/h);

$G_{\text{lt}}$ ——通过冷却塔冷却的循环水流量(t/h);

$h_{\text{f}}$ ——汽轮机排汽焓值(kJ/kg);

$h_{\text{n}}$ ——凝结水焓值(kJ/kg);

$\eta_{\text{zn}}$ ——主机凝汽器传热效率;

$t_{\text{lt1}}$ ——冷却塔进口循环水温度(°C);

$t_{\text{lt2}}$ ——冷却塔出口循环水温度(°C)。

### A. 3 蒸汽驱动压缩式热泵供热平衡计算

**A. 3. 1** 热泵机组设计热负荷应按下列公式计算:

$$Q = Q_{rb} + Q_{bj} \quad (\text{A. 3. 1-1})$$

或

$$Q = \frac{GC(t_3 - t_1)}{3.6} \quad (\text{A. 3. 1-2})$$

式中:  $Q$ ——热泵机组设计热负荷(kW);

$Q_{rb}$ ——热泵本体设计热负荷(kW);

$Q_{bj}$ ——背压换热器设计热负荷(kW);

$G$ ——热网循环水流量(t/h);

$C$ ——水的比热容[kJ/(kg·℃)],取为 4.187kJ/(kg·℃);

$t_1$ ——热力网回水温度(℃);

$t_3$ ——背压换热器出口热网循环水温度(℃)。

**A. 3. 2** 热泵本体设计热负荷应按下列公式计算:

$$Q_{rb} = \frac{G_{qrb}(h_q - h_b) + G_y C(t_{y1} - t_{y2})}{3.6} \quad (\text{A. 3. 2-1})$$

或

$$Q_{rb} = \frac{GC(t_2 - t_1)}{3.6} \quad (\text{A. 3. 2-2})$$

式中:  $G_{qrb}$ ——热泵驱动蒸汽流量(t/h);

$G_y$ ——热泵余热水流量(t/h);

$t_2$ ——热泵本体出口热网循环水温度(℃);

$t_{y1}$ ——热泵进口余热水温度(℃);

$t_{y2}$ ——热泵出口余热水温度(℃);

$h_q$ ——驱动蒸汽焓值(kJ/kg);

$h_b$ ——小机排汽焓值(kJ/kg)。

**A. 3. 3** 热泵性能系数应按下列公式计算:

$$\text{COP} = \frac{3.6 Q_{rb}}{G_{qrb}(h_q - h_b)} \quad (\text{A. 3. 3})$$

式中: COP——热泵性能系数。

**A. 3. 4** 背压换热器设计热负荷应按下列公式计算:



$$Q_{\text{rj}} = \frac{G_{\text{qrb}}(h_{\text{b}} - h_{\text{bs}})\eta_{\text{rj}}}{3.6} \quad (\text{A. 3. 4-1})$$

或

$$Q_{\text{rj}} = \frac{GC(t_3 - t_2)}{3.6} \quad (\text{A. 3. 4-2})$$

式中： $h_{\text{bs}}$ ——背压换热器疏水焓值(kJ/kg)；

$\eta_{\text{rj}}$ ——背压换热器换热效率。

#### A. 4 电动驱动压缩式热泵供热平衡计算

A. 4. 1 热泵设计热负荷应按下列公式计算：

$$Q_{\text{rb}} = Q_{\text{d}} + \frac{G_{\text{y}}C(t_{\text{y1}} - t_{\text{y2}})}{3.6} \quad (\text{A. 4. 1-1})$$

或

$$Q_{\text{rb}} = \frac{GC(t_2 - t_1)}{3.6} \quad (\text{A. 4. 1-2})$$

式中： $Q_{\text{rb}}$ ——热泵设计热负荷(kW)；

$Q_{\text{d}}$ ——热泵输入功率(kW)；

$G$ ——热泵热网循环水流量(t/h)；

$G_{\text{y}}$ ——热泵余热水流量(t/h)；

$t_1$ ——热泵进口热网循环水温度(℃)；

$t_2$ ——热泵出口热网循环水温度(℃)；

$t_{\text{y1}}$ ——热泵进口余热水温度(℃)；

$t_{\text{y2}}$ ——热泵出口余热水温度(℃)；

$C$ ——水的比热容[kJ/(kg·℃)],取为 4. 187kJ/(kg·℃)。

A. 4. 2 热泵性能系数应按下列公式计算：

$$\text{COP} = \frac{Q_{\text{rb}}}{Q_{\text{d}}} \quad (\text{A. 4. 2})$$

式中：COP——热泵性能系数。



## 本标准用词说明

1 为便于在执行本标准条文时区别对待,对要求严格程度不同的用词说明如下:

1)表示很严格,非这样做不可的:

正面词采用“必须”,反面词采用“严禁”;

2)表示严格,在正常情况下均应这样做的:

正面词采用“应”,反面词采用“不应”或“不得”;

3)表示允许稍有选择,在条件许可时首先应这样做的:

正面词采用“宜”,反面词采用“不宜”;

4)表示有选择,在一定条件下可以这样做的,采用“可”。

2 条文中指明应按其他有关标准执行的写法为:“应符合……的规定”或“应按……执行”。

## 引用标准名录

《蒸气压缩循环冷水(热泵)机组 第1部分:工业或商业用类似用途的冷水(热泵)机组》GB/T 18430.1

《蒸汽和热水型溴化锂吸收式冷水机组》GB/T 18431

《发电厂凝汽器及辅机冷却器管选材导则》DL/T 712

《火力发电厂汽轮机防进水和冷蒸汽导则》DL/T 834

《发电厂供暖通风与空气调节设计规范》DL/T 5035

《火力发电厂汽水管道设计规范》DL/T 5054



中华人民共和国电力行业标准

发电厂热泵系统设计规程

**DL/T 5535—2017**

条文说明

## 制 定 说 明

《发电厂热泵系统设计规程》DL/T 5535—2017,经国家能源局 2017 年 11 月 15 日以第 10 号公告批准发布。

本标准编制过程中,编制组进行了广泛深入的调查研究,总结多年来的设计经验,对发电厂热泵系统设计作出规定。

本标准编制的主要原则是:

- 1 统一术语和有关的计算方法。
- 2 根据热泵工程特点,结合热泵设备厂家的技术情况,提出发电厂热泵系统必须达到的基本要求。
- 3 积极贯彻国家节约能源和环境保护的方针,采用成熟的先进技术。
- 4 注重与国内相关标准的协调,本标准中涉及的一些内容,在国家现行标准中已有明确规定的内容,仅指明应符合相关标准的有关规定,并写出标准的名称和编号,不抄写其内容。

本标准为新制定标准,编制组对一些关键技术问题进行了调查和专题研究,形成了 4 个调研和专题研究报告,具体内容是:

- 1 发电厂热泵系统调研报告——吸收式热泵;
- 2 发电厂热泵系统调研报告——压缩式热泵;
- 3 吸收式热泵在电厂余热利用中的应用分析专题报告;
- 4 压缩式热泵在电厂余热利用中的应用分析专题报告。

为便于广大设计、施工、科研、学校等单位有关人员在使用本标准时能正确理解和执行条文规定,《发电厂热泵系统设计规程》编制组按章、节、条顺序编制了本标准的条文说明,对条文规定的目的、依据以及执行中需注意的有关事项进行了说明。但是,本条文说明不具备与标准正文同等的法律效力,仅供使用者作为理解和把握标准规定的参考。



目 次

1 总 则 ..... ( 27 )

2 术 语 ..... ( 28 )

3 基本规定 ..... ( 29 )

4 系统及设备 ..... ( 30 )

    4.1 一般规定 ..... ( 30 )

    4.2 驱动蒸汽系统 ..... ( 30 )

    4.3 乏汽系统 ..... ( 31 )

    4.4 余热水系统 ..... ( 32 )

    4.5 热网循环水系统 ..... ( 32 )

    4.6 热泵 ..... ( 32 )

5 热泵系统设施布置 ..... ( 35 )

6 对辅助系统的要求 ..... ( 36 )

附录 A 供热平衡计算 ..... ( 37 )

# 1 总 则

**1.0.2** 本条中的汽轮机包括电厂主汽轮机和给水泵汽轮机等驱动设备用汽轮机。



## 2 术 语

### 2.0.5 吸收式热泵分为两种类型：

第一类吸收式热泵，以高温热源为驱动热源，把低温热源的热量提至中、高温热源，即增热型热泵。

第二类吸收式热泵，利用大量中间温度的废热和低温热源的热势差，制取温度高于中间废热的热量，即升温型热泵。

按照热泵内部循环的级数，分为单效、双效和两级吸收式热泵。

电厂集中供热的吸收式热泵，一般为第一类，单效、蒸汽驱动型吸收式热泵，通常以溴化锂为吸收剂。

### 3 基本规定

**3.0.1** 目前国内采用热泵集中供热的电厂,多数均为扩大供热面积后的改造项目。利用余热代替抽汽供热,其收益来自新增供热面积的扩大供热量收入以及余热代替抽汽供热的节煤收入。若没有扩大供热量的收入,仅节煤收入部分较少,热泵系统投资大,投资回收期较长。

**3.0.2** 结合供热需求、水温限制等条件,按照本标准附录 A 的方法可计算出热泵系统回收余热量的理论最大值。

直接空冷、间接空冷和湿冷机组冷端设施均有防冻流量和防冻措施的要求。例如,直接空冷机组要结合蒸汽分配管隔离阀数量、隔离阀严密性、电厂防冻运行经验来确定最小防冻流量。

热价、煤价均是影响热泵系统年收益的因素。

**3.0.3** 电厂一般采用单效吸收式热泵,因此规定吸收式热泵额定供热工况 COP 不宜小于 1.7;压缩式热泵 COP 的输入能量指压缩机的驱动功。



## 4 系统及设备

### 4.1 一般规定

4.1.2 热泵系统设计取用的主机背压是指经综合分析后确定的热泵系统设计工况主机背压。

2 间接空冷机组冬季循环水热水侧水温一般大于  $30^{\circ}\text{C}$ , 满足热泵运行要求; 对于湿冷机组, 为适应吸收式热泵运行可能要提高主机背压。

4.1.3 热力网供回水设计温度通常为  $130^{\circ}\text{C}/70^{\circ}\text{C}$  或  $120^{\circ}\text{C}/60^{\circ}\text{C}$ , 实际运行中供回水温度低于设计温度。热力网供回水设计温度较低时, 有利于扩大余热回收规模、优化热泵设计。

### 4.2 驱动蒸汽系统

4.2.1 为了降低设备造价, 一般吸收式热泵要求进入发生器的驱动蒸汽过热度小于  $15^{\circ}\text{C}$ 。电厂由于机组老化、长期运行负荷偏低等原因, 抽汽参数与设计参数可能会有偏差。

4.2.5 热泵入口驱动蒸汽管道上的调节型蝶阀, 一般由热泵制造厂配套供货。

为根据热负荷的变化调整热泵的运行, 需要在驱动蒸汽管道或驱动蒸汽疏水管道上设置流量测量装置。疏水侧参数低、管径小、测量准确, 故推荐流量测量装置设在驱动蒸汽疏水管道上。

4.2.6 本条说明如下:

2 热泵的发生器中没有设置液位, 没有一定的储水容积来保护疏水泵运行, 所以需要再设缓冲用疏水罐。

疏水罐的贮水量是指疏水罐的有效容积贮水量。



根据设备和运行控制水平,3min 对应的贮水量可以保护疏水泵运行。

**4.2.7** 本条第 3 款第 4 项中,疏水罐的压力不等于驱动蒸汽压力,而是进入疏水罐的疏水温度下的饱和压力。根据运行经验,疏水罐疏水温度一般比驱动蒸汽压力下的饱和温度低  $10^{\circ}\text{C}\sim 20^{\circ}\text{C}$ ,有疏水冷却器时疏水温度更低。

### 4.3 乏汽系统

**4.3.1** 设置热泵系统的直接空冷系统运行背压最低约为  $8\text{kPa(a)}$ ,设计时按设计背压  $8\text{kPa(a)}$  对应的乏汽流速不超过  $100\text{m/s}$  校核乏汽管道直径。近期设计的直接空冷系统设计背压(最大连续出力工况)大多数为  $9\text{kPa(a)}\sim 11\text{kPa(a)}$ ,对应的流速为  $70\text{m/s}\sim 100\text{m/s}$ 。因此,新设置热泵的乏汽管道应按设计背压工况[主机最低运行背压  $8\text{kPa(a)}$  的工况]对应的流速不宜大于  $100\text{m/s}$  校核其直径。

**4.3.4** 热泵系统一般建于北方地区,钢材材质应符合厂址处低温环境要求。系统设计中乏汽管道材料应依据环境温度、经济性 & 加工性能等综合确定。

**4.3.7** 热网回水温度低于  $50^{\circ}\text{C}$  时,有工程在吸收式热泵前增加前置凝汽器。设置前置凝汽器的电厂有包头第二热电厂、呼和浩特科林热电厂等,未设置前置凝汽的电厂有华电忻州广宇电厂、国电大同第二电厂等。

**2** 采暖初末期热力网回水温度比额定供热工况低,此时前置凝汽器能回收更多余热。

**4.3.8** 对于不设排汽装置的直接空冷机组,乏汽疏水一般自流进入主机凝结水箱。

当热泵系统初期运行时,对于水质不合格的疏水,一般通过疏水泵或临时排水泵排至污水处理系统。



## 4.4 余热水系统

4.4.3 余热水的热量用来供热,设置保温层可以减少热损失。

4.4.4 热泵入口的余热水温度可通过调整主机循环水量、冷端投运散热面积、进入热泵的余热水量实现。

4.4.7 热泵余热水侧的阻力约为  $0.08\text{MPa}\sim 0.12\text{MPa}$ ,与间接空冷机组和湿冷机组冷却塔侧阻力相当,一般无须设余热水增压泵。

4.4.8 国内某电厂热泵系统刚投运时未设热泵蒸发器清洗装置,由于湿冷循环水水质为江水,水中泥沙较多,运行一段时间后出现热泵堵塞和出力下降情况。故建议根据电厂湿冷循环水水质以及凝汽器的运行情况,考虑是否设置蒸发器清洗装置。

由于主机凝汽器换热管管径大于热泵蒸发器换热管管径,为避免余热水携带的胶球堵塞热泵蒸发器换热管,余热水入口管道一般设置滤网。

## 4.5 热网循环水系统

4.5.1 热泵设在热网循环水泵入口侧可降低热泵承压等级,但热网循环水泵出口侧压力可能会提高。

4.5.2 本条规定是考虑事故时能切除热泵和前置凝汽器运行。

4.5.4 若热网循环水泵流量、扬程不满足要求,一般需要换泵或加泵。热网循环水泵还需满足水温变化要求。

## 4.6 热 泵

4.6.1 当驱动蒸汽压力小于或等于  $0.6\text{MPa(a)}$  时,蒸汽做功能力较小。同样的驱动蒸汽在吸收式热泵和在蒸汽驱动压缩式热泵中提取的余热量差别不大,而吸收式热泵造价比蒸汽驱动压缩式热泵低  $30\%\sim 50\%$ 。所以,当驱动蒸汽压力小于或等于  $0.6\text{MPa(a)}$  时推荐选用吸收式热泵。



当驱动蒸汽压力较高时,蒸汽做功能力增强,蒸汽驱动压缩式热泵回收余热加大。而且,蒸汽驱动压缩式热泵可以在更低的水温下提取余热,不影响湿冷机组主机正常背压。根据电厂条件,在技术经济合理的情况下,可以选用蒸汽驱动压缩式热泵。

由于耗电量较大,目前未了解到电厂采用电动压缩式热泵的情况。

4.6.4 本条说明如下:

2 根据电厂参数条件、热泵技术水平和热泵厂家提供的曲线,推荐热网循环水出水温度为  $80^{\circ}\text{C}\sim 110^{\circ}\text{C}$ 。

3 蒸汽驱动压缩式热泵按蒸汽轮机的型式分为背压式和凝汽式。

4 蒸汽驱动压缩式热泵的 COP 和温度压头有关,温度压头越高,COP 越小,反之越大。温度压头是指热泵热网循环水出水温度与热泵低温热源出口温度的差值。单级压缩式热泵的温度压头取  $30^{\circ}\text{C}\sim 45^{\circ}\text{C}$ ,COP 取  $4.5\sim 6.7$ ,温度压头与 COP 的关系见图 1。多级压缩式热泵的温度压头取  $30^{\circ}\text{C}\sim 65^{\circ}\text{C}$ ,COP 取  $3.6\sim 6.5$ ,温度压头与 COP 的关系见图 2。

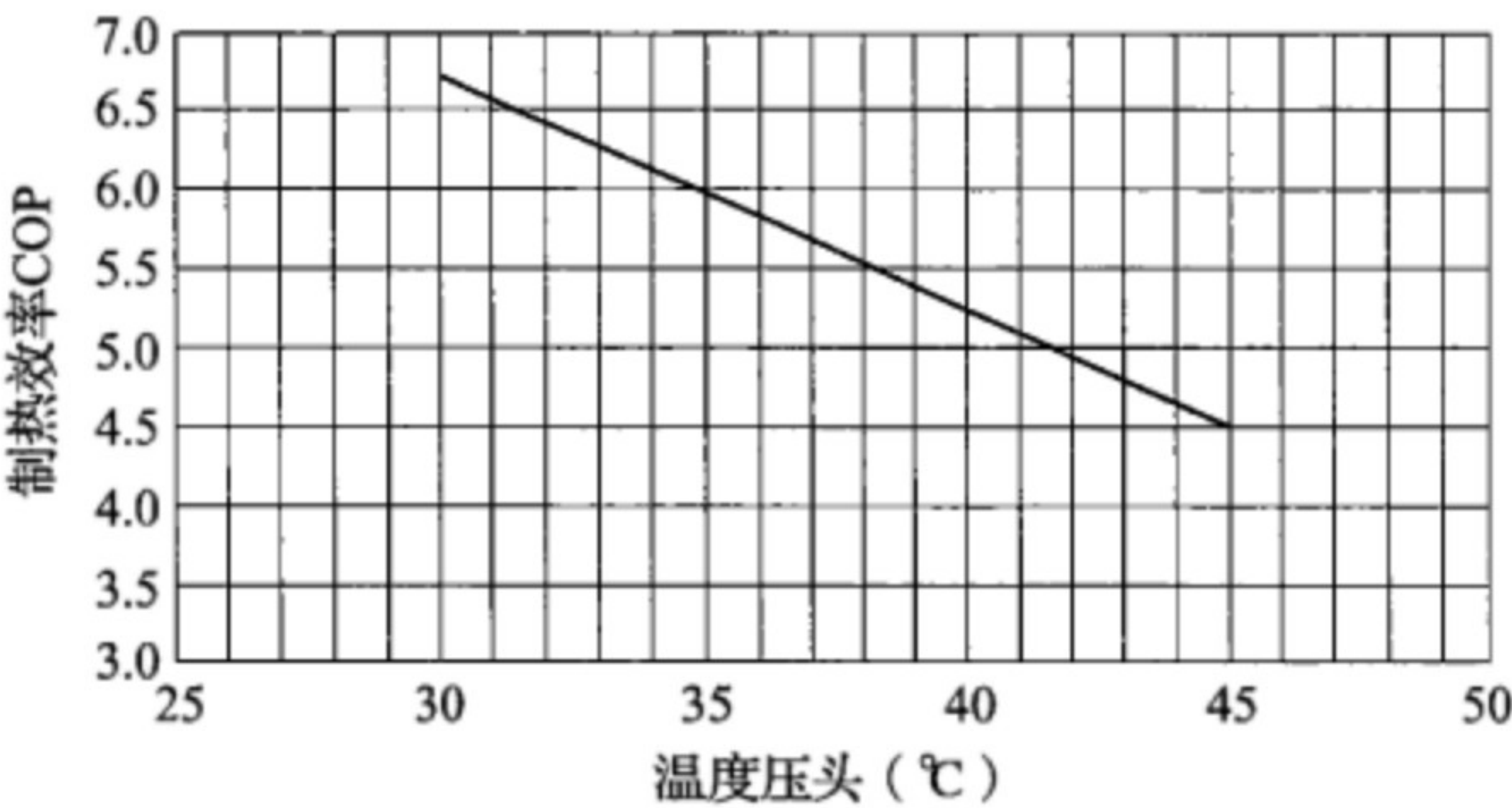


图 1 单级压缩式热泵 COP-温度压头曲线图



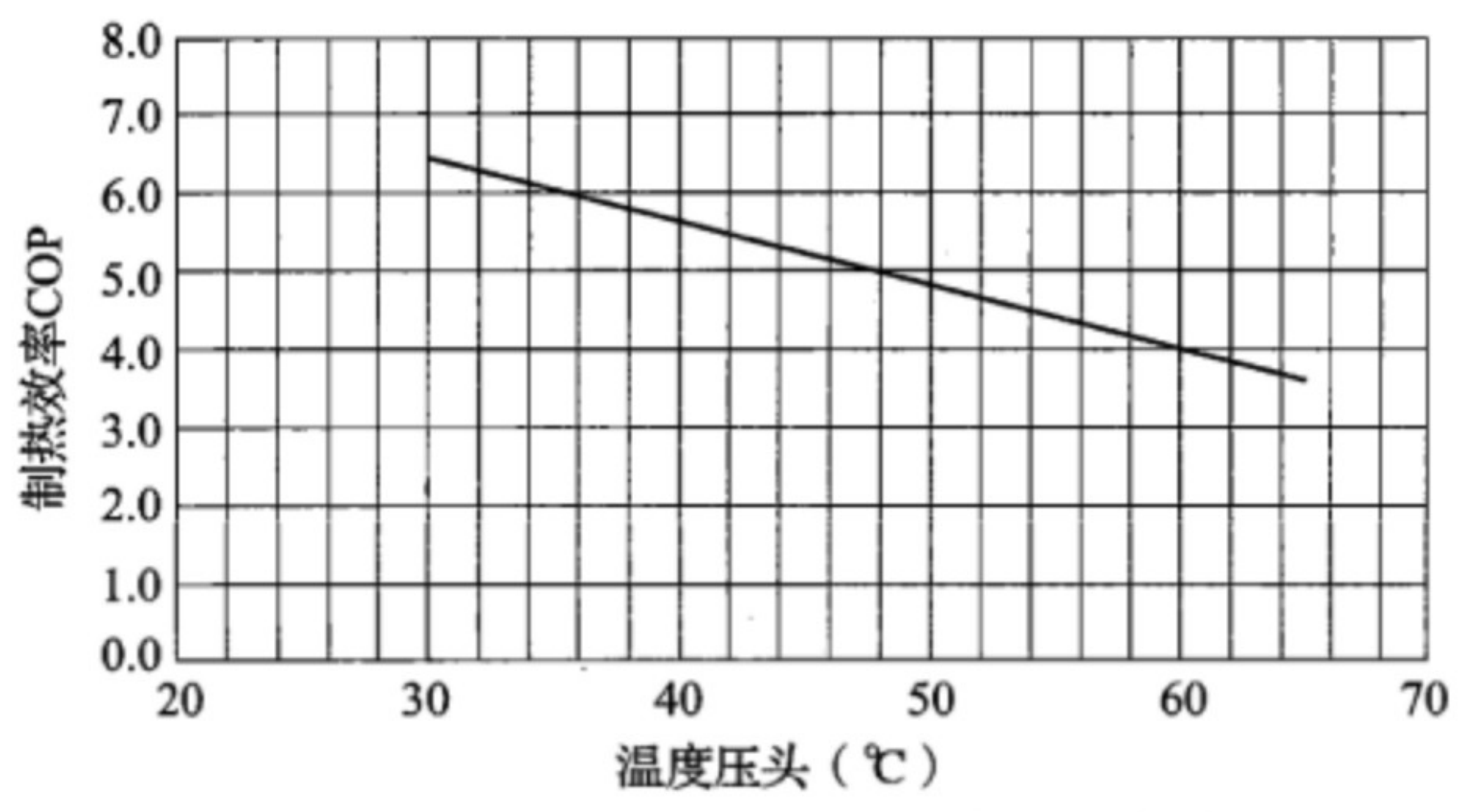


图 2 多级压缩式热泵 COP-温度压头曲线图

## 5 热泵系统设施布置

**5.0.6** 根据调研已投产项目的情况,热泵设备内部结构简单,主要为换热管束,检修工作也主要是对换热管的更换,现场反映没有大修的必要。因此热泵房可不考虑设备整体起吊,仅考虑更换换热管时拆装管板,以及厂房内大阀门起吊即可。



## 6 对辅助系统的要求

**6.0.1** 当热网循环水泵失电停水时热泵系统突然停运,主机排汽失去冷却能力、主机背压急剧上升,可能造成主机跳闸事故。

## 附录 A 供热平衡计算

### A.1 以乏汽为低温热源的吸收式热泵供热平衡计算

以乏汽为低温热源的吸收式热泵原则性热力系统图如图 3 所示。图 3 中,以汽轮机中压缸排汽作为热泵驱动蒸汽和热网加热器的汽源,并设置了前置凝汽器。

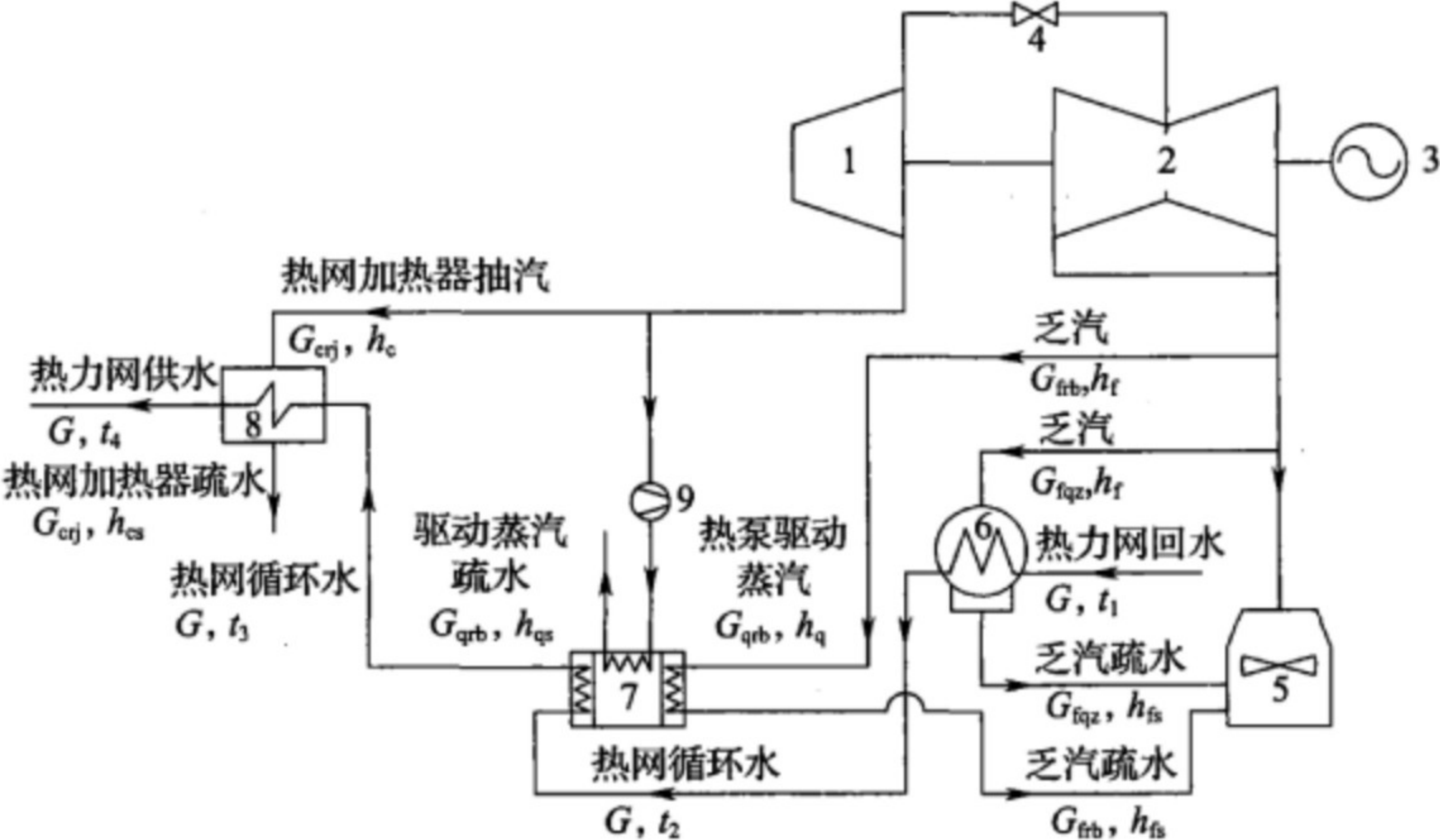


图 3 以乏汽为低温热源的吸收式热泵原则性热力系统图

1—中压缸；2—低压缸；3—发电机；4—连通管蝶阀；5—空冷凝汽器；  
6—前置凝汽器；7—吸收式热泵；8—热网加热器；9—减温器

### A.2 以余热水为低温热源的吸收式热泵供热平衡计算

以余热水为低温热源的吸收式热泵原则性热力系统图如图 4 所示。图 4 以湿冷机组为例,以汽轮机中压缸排汽作为热泵驱动蒸汽和热网加热器的汽源。



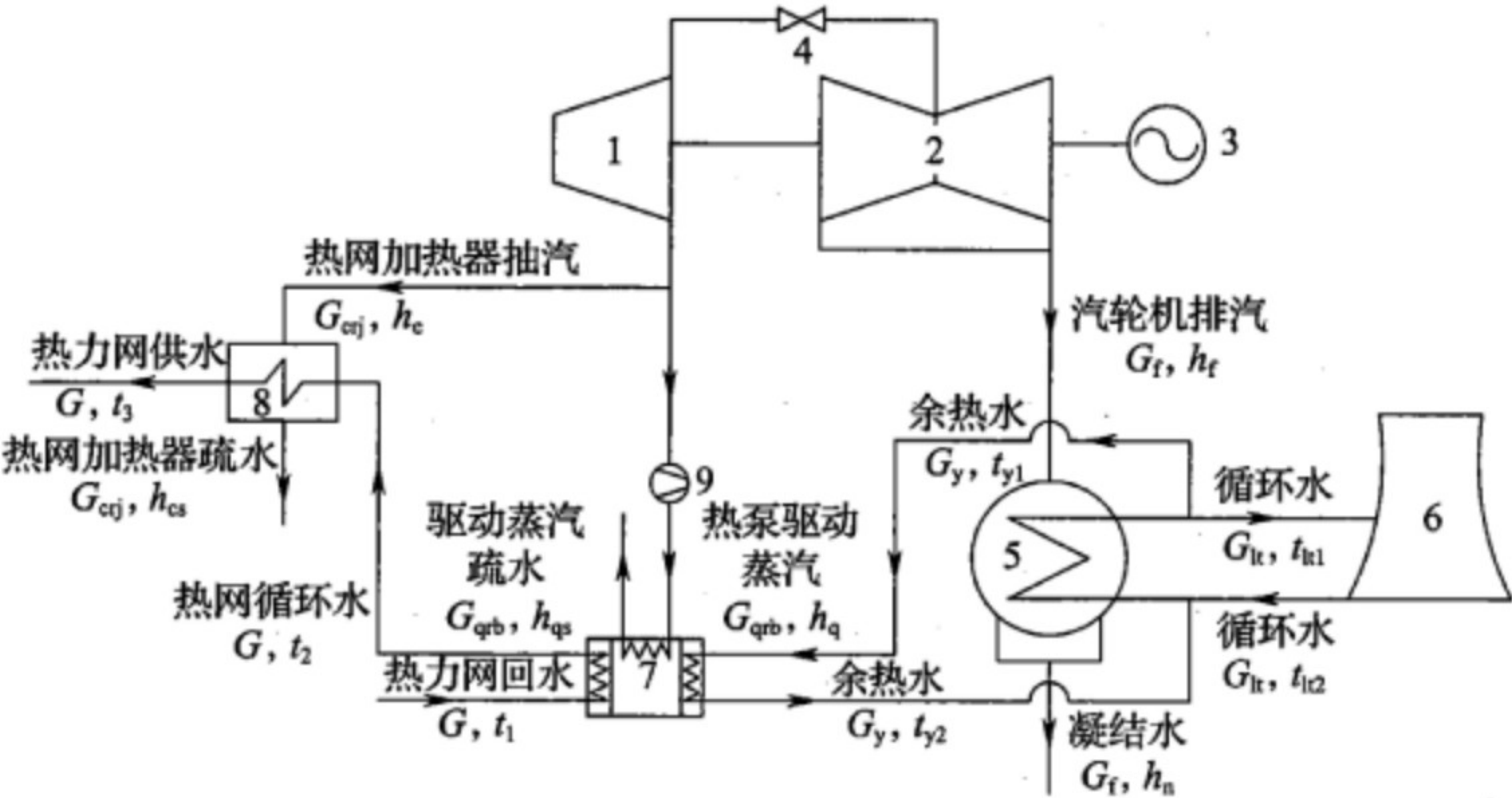


图 4 以余热水为低温热源的吸收式热泵原则性热力系统图  
1—中压缸；2—低压缸；3—发电机；4—连通管蝶阀；5—主机凝汽器；  
6—冷却塔；7—吸收式热泵；8—热网加热器；9—减温器

A.3 蒸汽驱动压缩式热泵供热平衡计算

蒸汽驱动压缩式热泵原则性热力系统图如图 5 所示。图 5 以湿冷机组为例，以汽轮机中压缸排汽作为小汽机驱动蒸汽汽源。

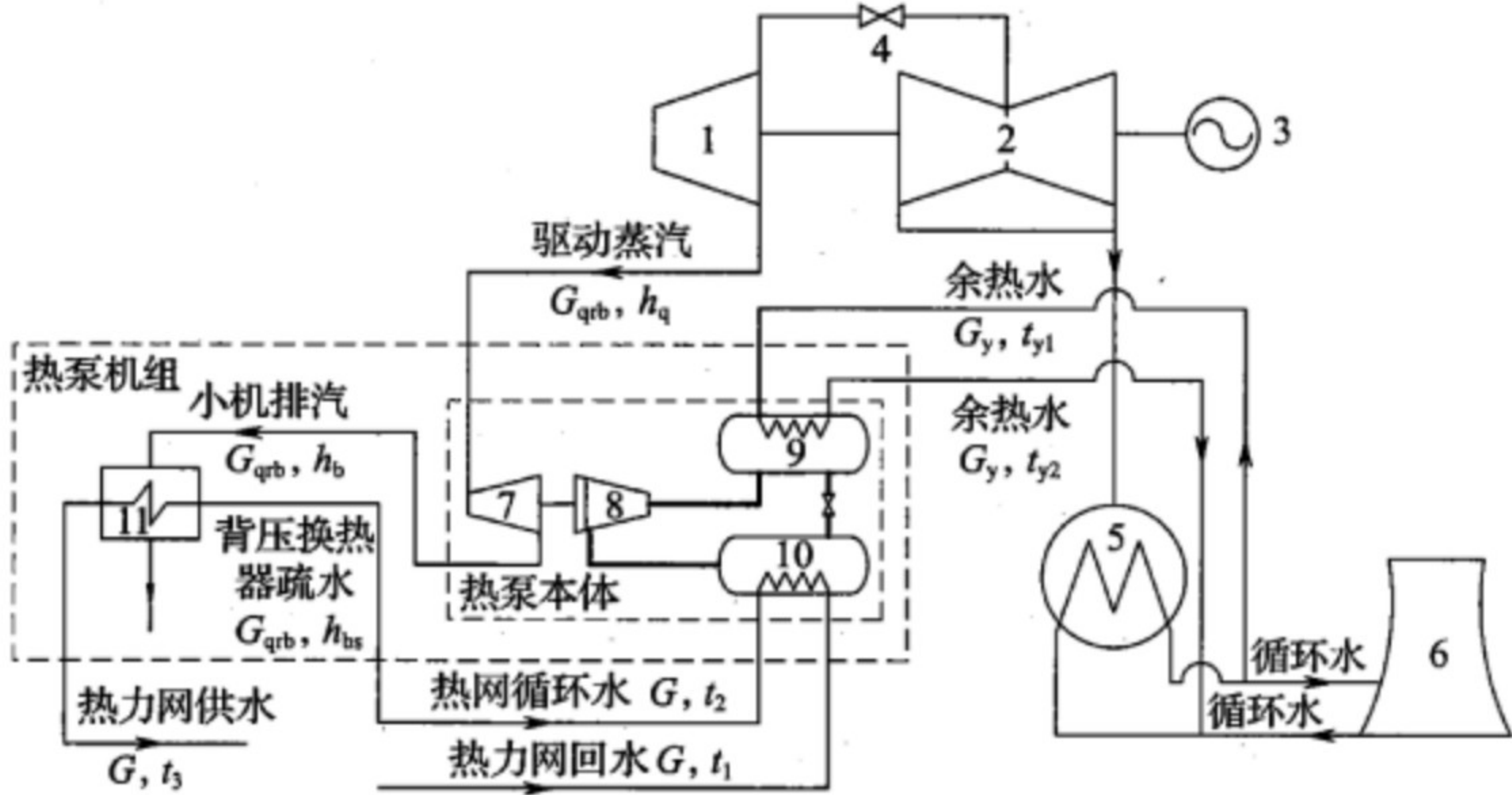


图 5 蒸汽驱动压缩式热泵原则性热力系统图

1—中压缸；2—低压缸；3—发电机；4—连通管蝶阀；5—主机凝汽器；  
6—冷却塔；7—小汽机；8—压缩机；9—冷凝器；10—蒸发器；11—背压换热器

A.4 电动驱动压缩式热泵供热平衡计算

电动驱动压缩式热泵原则性热力系统图如图 6 所示。

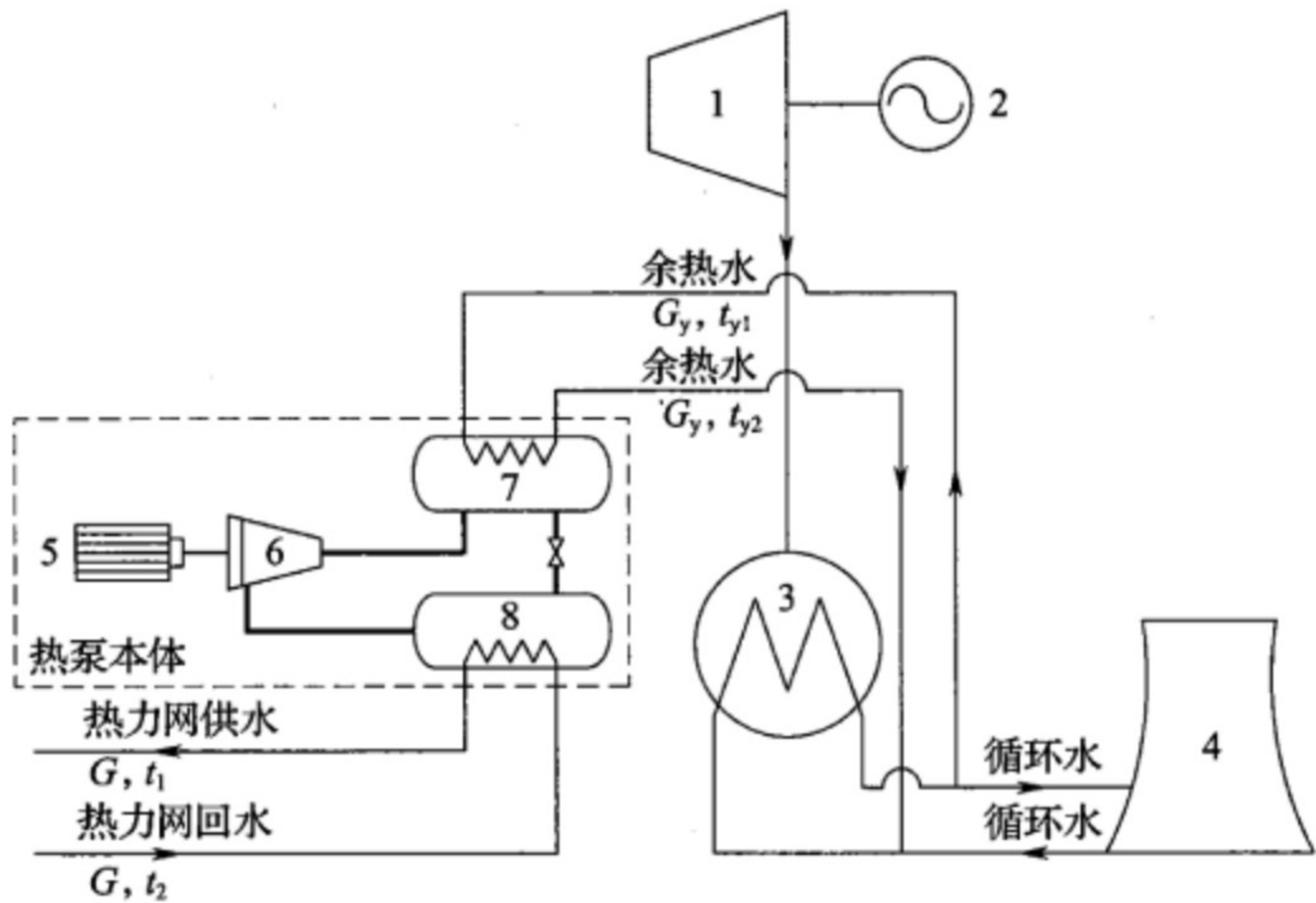


图 6 电动驱动压缩式热泵原则性热力系统图

- 1—低压缸；2—发电机；3—主机凝汽器；4—冷却塔；5—电动机；  
6—压缩机；7—冷凝器；8—蒸发器



S/N:155182·0208



中华人民共和国电力行业标准  
发电厂热泵系统的设计规程  
DL/T 5535—2017



中国计划出版社出版发行

网址: www.jhpress.com

地址:北京市西城区木樨地北里甲11号国宏大厦C座3层

邮政编码:100038 电话:(010)63906433(发行部)

北京市科星印刷有限责任公司印刷

850mm×1168mm 1/32 1.5印张 33千字

2018年2月第1版 2018年2月第1次印刷

印数1—4000册



统一书号:155182·0208

定价:15.00元

版权所有 侵权必究

侵权举报电话:(010)63906404

如有印装质量问题,请寄本社出版部调换