



练习四：供暖过程焓经济分析

汇报小组：第七小组

指导老师：罗向龙

小组成员：周晓誉，覃春润，林泽键，李舜涛，陈彦羽，梁汉威，徐智毅

2022.11.23



目录

CONTENT

01 供暖背景

02 燃煤锅炉

03 空气源热泵

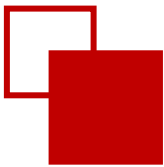
04 热电联产

05 吸收式热泵



01

供暖背景



供暖背景



供暖是指向建筑物供给热量，保持室内一定温度，它是解决我国北方居民冬季采暖的基本生活需求的社会服务。供暖有两种形式：

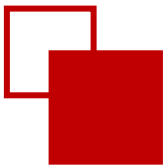
- **集中供暖**：通常是指市政集中供暖，是由热电厂的制热设备将水蒸气或供暖水输送到每个小区的换热站，再由小区将采暖水二次加压后输送到用户家中的。
- **分户供暖**：是指用户自行采购安装小型供热设备进行供暖，如电暖器、空气源热泵等。

两种方式各有其有优缺点，集中供暖的优点是：和烧散煤相比环保，供热质量高且稳定，价格便宜，安全性好。缺点也很明显：用户没有办法控制供暖时间，无人房间、无人时段也供暖，造成了能源浪费。而分户供暖的优点则是供暖时间和温度灵活，用户可以自行控制供暖时间和温度，不仅提高了采暖的舒适度，还有效地节约了能源，缺点是费用比较高。



02

燃煤锅炉



燃煤锅炉



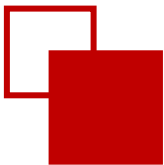
介绍：燃煤锅炉就是燃料为燃煤的锅炉，是指经过燃煤在炉膛中燃烧释放热量，把热媒水或其它有机热载体(如导热油等) 加热到一定温度（或压力）的热能动力设备，按照用途分类有：燃煤开水锅炉（供应开水）、燃煤热水锅炉（采暖和洗浴）、燃煤蒸汽锅炉（供应蒸汽）、燃煤导热油锅炉（蒸煮和干燥）



燃煤锅炉图

热效率：题目假定燃煤锅炉的热效率为90%，即90%的燃料燃烧产生的热量能够传递给锅炉内的水，然后根据文献[韩伟国,江亿, 郭非.多种供热供暖方式的能耗分析]可知，厂外管网损失 $\eta=18.4\%$ ，因此总的热效率应该为 $(1-18.4\%) \times 90\%=73.4\%$ （忽略厂内管网损失）





燃煤锅炉

炯效率:

给出以下假定

	单位	亚临界
过热蒸汽流量	t/h	2028
过热蒸汽出口压	MPa	17.48
过热蒸汽出口温	℃	541
再热蒸汽流量	t/h	1677.7
再热蒸汽进口压	MPa	3.84
再热蒸汽进口温	℃	323
再热蒸汽出口压	MPa	3.66
再热蒸汽出口温	℃	541
给水温度	℃	278.3

以及题目所给锅炉热效率 $\eta_b = 90\%$

热效率计算公式: $\eta_b = \frac{Q_b}{B_s q_s^0}$

其中标准煤热值 $q_s^0 = 7000 \text{Kcal/kg}$

Q_b — 工质系热量, B_s — 锅炉标准煤消耗量

由 $Q_b = \sum D_t (h_{out} - h_{in}) = D_b (h_b - h_{fw}) + D_{rh} (h''_{rh} - h'_{rh})$ 可得 Q_b

锅炉炯平衡方程: $B_s \cdot e^f = Q_b \cdot (1 - \frac{T_0}{T_b}) + \sum I_i$

其中 D_b — 锅炉主蒸汽流量, D_{rh} — 锅炉再热蒸汽流量

h_b — 主蒸汽焓值, h_{fw} — 锅炉给水焓值,

h''_{rh} 为再热蒸汽出口焓值, h'_{rh} 为再热蒸汽入口焓值,

$\sum I_i$ — 炯耗总和, e^f — 燃料的比炯, 取1kg标准煤燃料理论最大发电量, 即 $e^f = q_s^0 / 3600 = 8.141 \text{ (KW} \cdot \text{h/kg)}$



燃煤锅炉



工质在锅炉的吸热的热力学平均温度 $T_b = \frac{Q_b}{\Delta s}$

$$\Delta s = D_b (S_b - S_{fw}) + D_{rh} (S''_{rh} - S'_{rh})$$

其中 S_b —主蒸汽熵值, S_{fw} —锅炉给水熵值,

S''_{rh} 为再热蒸汽出口熵值, S'_{rh} 为再热蒸汽入口熵值

$$\text{锅炉焓效率公式: } \eta_b^{ex} = \frac{Q_b \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)}{B_s \cdot q_s^0} = \eta_b \left(1 - \frac{T_0}{T_b}\right)$$

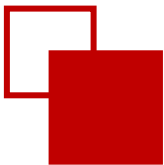
其中给水温度 $T_0 = 278.3 + 273.15 = 515.45K$

最终解得 $\eta_b^{ex} = 50.54\%$



03

空气源热泵

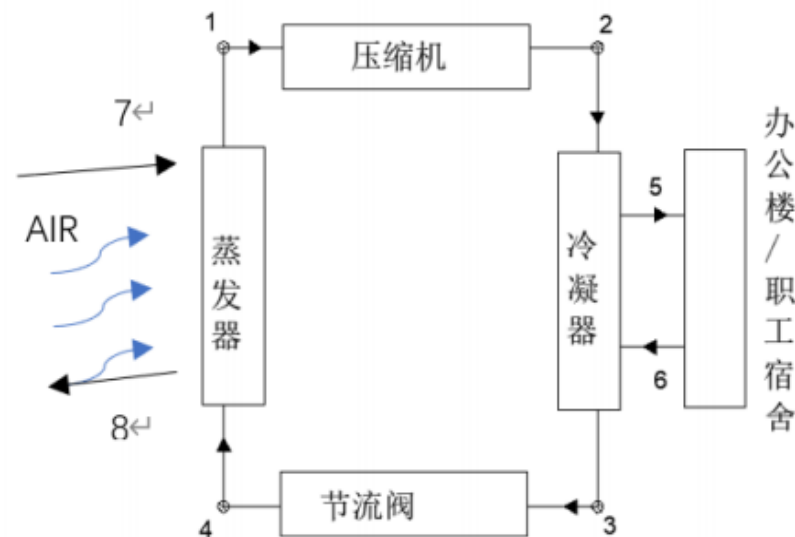


空气源热泵



廣東工業大學
GUANGDONG UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

介绍：空气源热泵是一种利用高位能使热量从低位热源空气流向高位热源的节能装置。空气源热泵系统包括热泵机组、冷冻水回路以及末端在内的整个系统。空气源热泵机组主要由**压缩机、冷凝器、蒸发器、节流阀**四大部件组成，因此能量转换单元主要是对这四大部件进行焓分析。能量传输单元指的是冷冻水与末端进行换热的一个循环过程，末端单元在工程实际中指的是**风机盘管与散热器**。



空气源热泵机组工作原理图

热效率：题目假定空气源热泵的电力来源电厂发电热效率为40%，热泵的热效率是跟工作工况密切相关的，而且都是大于1，因此总热效率是大于40%

空气源热泵



焓效率:

焓效率和焓损失系数的定义:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{x, pay} - E_{xl}}{E_{x, pay}} = 1 - \frac{E_{xl}}{E_{x, pay}} = 1 - \xi$$

空气源热泵焓效率的计算 (参考文献):

1.压缩机:
$$\eta_{e, com} = \frac{m_{ref} \cdot (ex_{h2} - ex_{h1})}{W_{com}}$$

其中: m_{ref} —— 制冷剂的质量流量, kg/s
 W_{com} —— 压缩机本身的输入功率, kW
 ex_{hi} —— 单位质量的工质焓, kJ/kg

2.冷凝器:
$$\eta_{e, con} = \frac{m_{w, AHU} (ex_{h6} - ex_{h5})}{m_{ref} (ex_{h2} - ex_{h3})}$$

其中: $m_{w, AHU}$ —— 建筑侧水的质量流量, kg/s

3.蒸发器:
$$\eta_{e, eva} = \frac{m_{ref} (ex_{h1} - ex_{h4})}{m_{air} (h_7 - h_8)}$$

其中: m_{air} —— 空气质量流量, kg/s

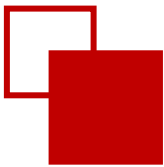
h_7 —— 蒸发器吸气口的空气焓值, kJ/kg

h_8 —— 蒸发器排气口的空气焓值, kJ/kg

4.节流阀:
$$\eta_{e, exp} = \frac{m_{ref} \cdot ex_{h4}}{m_{ref} \cdot ex_{h3}}$$

5.能量传输单元:
$$\eta_{pump} = \frac{Q_{ch} \left(1 - \frac{T_0}{T_{cdw}} \right)}{W_{pump} + W_{ch}}$$

其中: W_{ch} —— 空气源热泵机组的输入功率, kW
 W_{pump} —— 冷冻水循环水泵的输入功率, kW
 Q_{ch} —— 空气源热泵机组的负荷, kW
 T_0 —— 环境温度, K
 T_{cdw} —— 机组冷冻水进出口平均温度, K



空气源热泵

6.风机盘管:
$$\eta_{AHU} = \frac{E_{x,room}}{W_{fc} + (E_{x, fan, in} - E_{x, fan, out})}$$

其中: $E_{x,room}$ ——供暖房间获得的空气焐值, kW

7.散热器:
$$\eta_{AHU, radi} = \frac{E_{room}}{m_{w, AHU}(e_{x, radi, in} - e_{x, radi, out})}$$

具体计算过程及模型详见文献:

[秦林婷. 云驾岭矿空气源热泵的经济性分析和能耗分析.]

如右图所示, 文献将两种热泵机组工况点的参数代入所建立的焐分析模型, 求得其 在制热工况下云驾岭矿空气源热泵系统的焐损失、焐效率、焐损率、焐损失系数等评价指标。对比不同系统的焐效率可以看出空气源热泵整个系统的焐效率比较低。

表 5-2 超低温型空气源热泵系统的能量损耗结果

Table 5-2 Results of energy loss of ultra-low temperature air source heat pump system

项目名称	FS-L-R-130GC			
	焐损失/kW	焐效率/%	焐损率/%	焐损失系数/%
压缩机	24.69	52.32	24.99	25.51
冷凝器	14.30	73.25	14.47	14.77
蒸发器	8.12	77.60	8.21	8.38
节流阀	12.26	76.10	12.40	12.63
输送单元	1.56	96.88	1.59	1.58
散热器	37.88	43.26	38.33	37.13
整个系统	98.81	12.86		

表 5-3 常温型空气源热泵系统的能量损耗结果

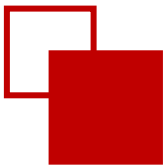
Table 5-3 Results of energy loss of normal temperature air source heat pump system

项目名称	FS-L-R-130GC			
	焐损失/kW	焐效率/%	焐损率/%	焐损失系数/%
压缩机	16.17	63.16	22.97	22.58
冷凝器	8.92	79.79	12.68	12.46
蒸发器	4.49	73.75	6.38	6.27
节流阀	5.85	89.22	8.33	8.17
输送单元	1.40	95.79	1.98	1.96
风机盘管	33.54	62.16	47.66	46.84
整个系统	70.37	10.97		



04

热电联产

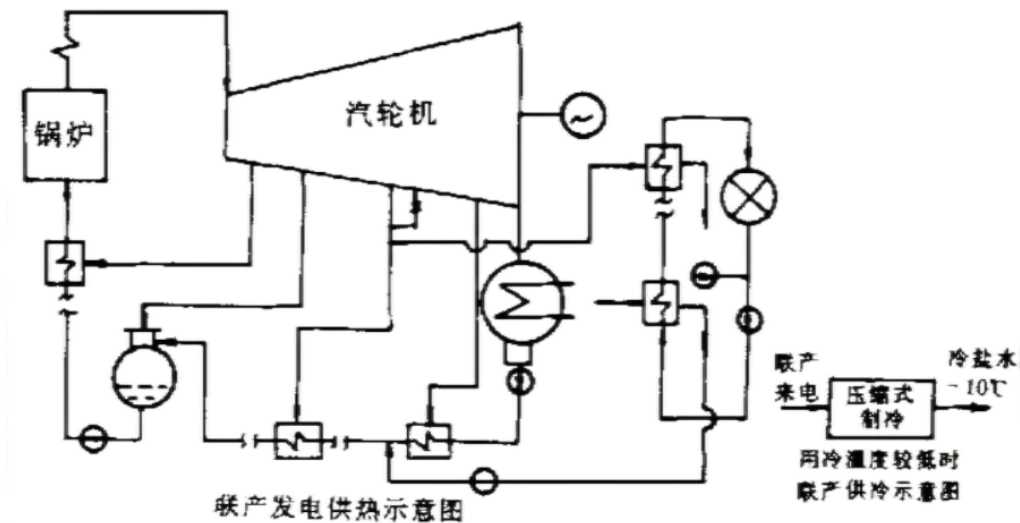


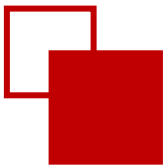
热电联产



介绍：电能和热能联合生产称为热电联产，如利用汽轮机中作过功的蒸汽对外供热，它是将燃料的化学能转化为高品位的热能用以发电，同时将已经在汽轮机中作了部分功(即发了电或热化发电) 后的低品位热能，对外供热。电能是在供热的基础上进行生产的。热电联合能量生产符合按质利用热能原则，达到了“热尽其用”之目的。

热效率：以先发电式来说由于传统发电机效率只有30%左右，高达70%燃料能量被转化成无用的热，汽电共生能再利用30%的热能于工业。





建模所使用的参数设计

(1) 汽轮机各级压力

在抽汽工况下的变化利用弗留格尔公式近似计算

$$\frac{P_1}{P_0} = \frac{D_1}{D_0} \quad (2-1)$$

式中： P_0 ——基准工况下的级前压力，MPa；

P_1 ——变工况下的级前压力，MPa；

D_0 ——基准工况下的级前流量，kg/h。

D_1 ——变工况下的级前流量，kg/h。

对低压缸的压力计算考虑到抽汽使得低压缸流量减少较多，使用考虑背压影响的弗留格尔公式

$$\frac{P_1^2 - P_{d1}^2}{P_0^2 - P_{d0}^2} = \left(\frac{D_1}{D_0} \right)^2 \quad (2-2)$$

式中： P_{d0} ——基准工况下的级后压力，MPa；

P_{d1} ——变工况下的级后压力，MPa；

(2)变工况下级组效率

根据汽轮机级组原不同工况下的效率拟合曲线计算。

(3)汽轮机各级抽汽点参数与排汽参数

通过汽轮机各级压力，主蒸汽、再热蒸汽初参数，排汽压力与变工况下级组效率计算。

(4)汽轮机各级加热器抽汽参数

通过各级抽汽点参数，给水参数，在保持各级加热器上下端差不变的情况下，计算得各级加热器的出口水的温度和焓与疏水的温度和焓，再通过热平衡法计算各级加热器的抽汽流量。

(5)发电功率 P_e ，MW

通过蒸汽在汽轮机内的总焓降计算

$$P_e = \frac{(D_i \Delta h_i - D_{ci} \Delta h_{ci}) \eta_m \eta_g}{3600 \cdot 1000}$$

式中： D_i ——进入汽轮机各缸的蒸汽流量，kg/h；

Δh_i ——该蒸汽流量在缸中的焓降，kJ/kg；

D_{ci} ——各级抽汽流量，kg/h；

Δh_{ci} ——各级抽汽焓与对应缸排汽焓的差值，kJ/kg；

η_m ——机械效率；

η_g ——发电机效率。

(6)锅炉吸热量 Q_b ，kJ/h



热电联产



廣東工業大學
GUANG DONG UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

(6) 锅炉吸热量 Q_b , kJ/h

通过主给水和再热蒸汽的流量以及在锅炉中的焓升计算

$$Q_b = \frac{D_{gs} (h_{zzq} - h_{gs}) + D_{zrzq} (h_{zrzq} - h_{lzzq})}{\eta_b \eta_p}$$

式中: D_{gs} ——主给水流量, kg/h;

h_{zzq} ——主蒸汽焓, kJ/kg;

h_{gs} ——主给水焓, kJ/kg;

D_{zrzq} ——再热蒸汽流量, kg/h;

h_{zrzq} ——再热蒸汽焓, kJ/kg;

h_{lzzq} ——冷再热蒸汽焓, kJ/kg;

η_b ——锅炉效率;

η_p ——管道效率。

(7) 供热热耗量 Q_{grh} , kJ/h

$$Q_{grh} = \frac{1000 \cdot 3600 Q_{gr}}{\eta_b \eta_p}$$

式中: Q_{gr} ——机组供热负荷, MW;

η_p ——管道效率。

(8) 发电热耗量 Q_e , kJ/h

$$Q_e = Q_b - Q_{grh}$$

(9) 发电热耗率 q , kJ/(kW·h)

$$q = \frac{Q_e}{P_e}$$

(10) 发电标准煤耗率 B , g/(kW·h)

$$B = \frac{123 Q_e}{3600 P_e}$$

(11) 总能源利用效率 η_{th}

$$\eta_{th} = \frac{1000 \cdot 3600 (P_e + Q_{gr})}{Q_b}$$



热电联产



(12)总炯效率 η_{ex}

$$\eta_{ex} = \frac{1000 \cdot 3600 \left(P_e + Q_{gr} \cdot \left(1 - \frac{T_k + 273.15}{T_{gr} + 273.15} \right) \right)}{Q_b \cdot \xi} \quad (2-10)$$

式中: T_k ——外界空气温度, °C;

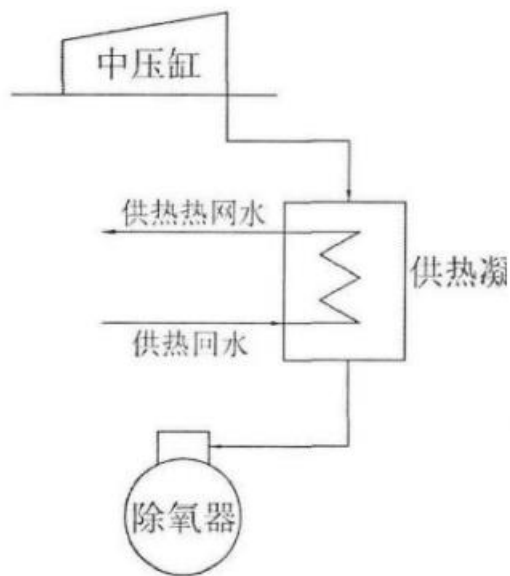
T_{gr} ——供热平均温度, °C;

ξ ——燃料的化学炯与其低位发热量的比值, 对于煤, 按文献中数据

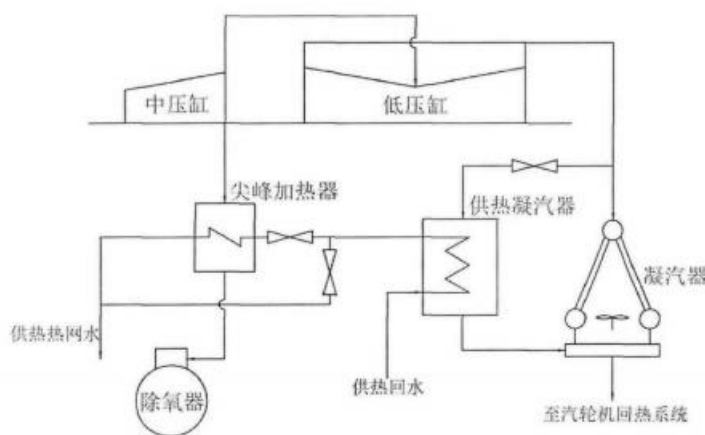
取 1.04^[49];

热电联产机组的不同运行方式在适用性和热经济上有很大差异，文献中将对建模的抽汽式热电联产机组与高背压式热电联产机组进行不同运行方式下的运行参数对比，探索在不同热负荷，不同供热温度等条件下热电联产机组的热经济性差异。

抽汽式热电联产机组



抽汽式热电联产机组



抽汽式与高背压式双 机组联合供热机组

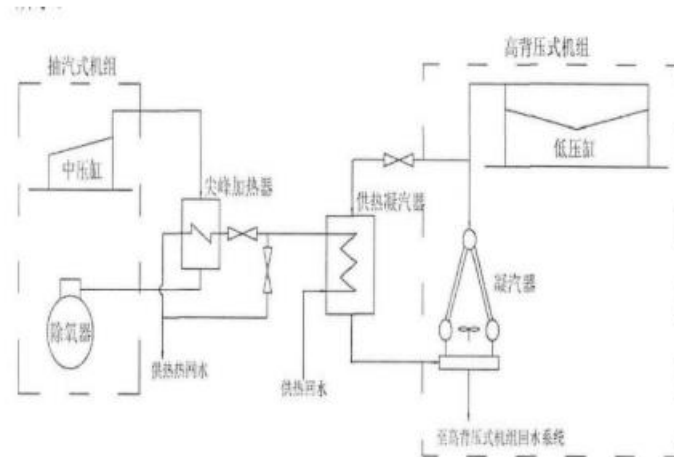




表 3-1 75/50℃时机组发电煤耗率、热电比与主汽流量和供热负荷关系表

主汽 流量 (t/h)	供热 负荷 (MW)	发电煤耗率(g/(kW·h))			热电比		
		抽汽	高背压	双机联合	抽汽	高背压	双机联合
		供热机组	供热机组	供热机组	供热机组	供热机组	供热机组
1120	50	297.488	309.238	299.855	0.144	0.150	0.145
	100	286.220	290.855	281.753	0.297	0.302	0.292
	150	274.783	272.251	263.503	0.460	0.455	0.441
	200	262.969	253.417	245.089	0.634	0.611	0.591
	250	250.565	234.343	228.653	0.822	0.769	0.750
	300	237.346	215.022	215.528	1.025	0.929	0.931
	350	223.075	195.444	201.776	1.246	1.091	1.127
	400	207.501	182.521	186.907	1.484	1.305	1.337



表 3-2 75/50℃时机组总能源利用效率、烟效率与主汽流量和供热负荷关系表

主汽 流量 (t/h)	供热 负荷 (MW)	总能源利用效率(%)			烟效率(%)		
		抽汽	高背压	双机联合	抽汽	高背压	双机联合
		供热机组	供热机组	供热机组	供热机组	供热机组	供热机组
1120	50	44.401	42.926	44.094	38.316	36.898	38.021
	100	48.883	48.282	49.480	38.249	37.671	38.823
	150	53.296	53.636	54.859	38.116	38.442	39.618
	200	57.658	58.988	60.232	37.932	39.211	40.407
	250	61.983	64.338	65.243	37.714	39.979	40.849
	300	66.289	69.686	69.602	37.477	40.744	40.663
	350	70.590	75.034	73.908	37.236	41.509	40.426
	400	74.902	79.029	78.225	37.006	40.974	40.200

1

在总能源利用效率方面，随着供热负荷的增加，各机组总能源利用效率随之提高，在较低供热负荷时，抽汽供热机组的总能源利用效率较高，在中供热负荷区双机联合供热机组的总能源利用效率较高，在较高供热负荷区高背压机组的总能源利用效率较高。

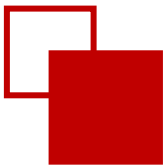
2

在焓效率方面，抽汽供热机组的焓效率在低供热负荷的时候最高，但随着供热负荷的增加而降低，主要是因为抽汽供热使用可用能较多的高参数抽汽进行供热，使得焓损失较高，且随着供热负荷增加焓损也随之增加。高背压供热机组和双机联合供热机组的焓效率随着供热负荷的增加而提高，是因为使用了低可用能的乏汽承担了一部分供热负荷，从而回收了一部分可用能，减少了可用能损失，但在高供热负荷区使用额外抽汽承担供热负荷时焓效率会有一定减少，总体上用于承担供热负荷的高背压排汽余热占总可用排汽的份额越高，焓效率越高。



05

吸收式热泵

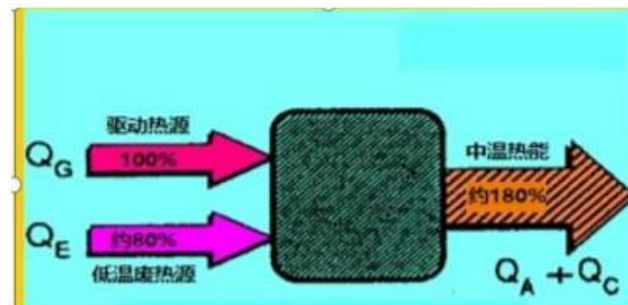


吸收式热泵

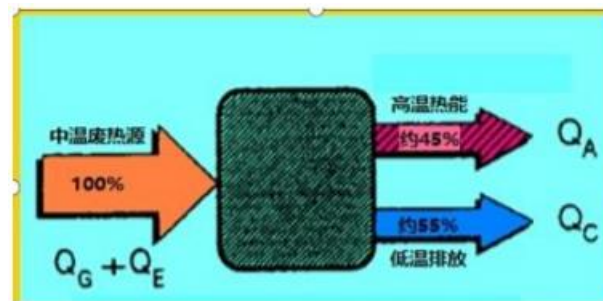


介绍：吸收式热泵是一种利用**低品位热源**，实现将热量从低温热源向高温热源泵送的循环系统。是回收利用低温位热能的有效装置，具有节约能源、保护环境的双重作用。

目前吸收式热泵可以分为两类，**第一类吸收式热泵**也称增热型热泵,是利用少量的高温热源（如蒸汽、高温热水、可燃性气体燃烧热等）为驱动热源，产生大量的中温有用热能。其性能系数大于1，一般为1.5 ~ 2.5。**第二类吸收式热泵**也称升温型热泵,是利用大量的中温热源产生少量的高温有用热能。其性能系数总是小于1，一般为0.4 ~ 0.5。



第一类热泵



第二类热泵

热效率：题目假设吸收式热泵，热源来源于电厂冷凝热和热电联产抽汽；

吸收式热泵的热效率和炯效率的计算



计算内容与结果采用的为参考文献[刘志清 撒卫华]对几种热力系统的热效率与炯效率的分析中的简单的第二类吸收式热泵结构为参考对象，其以工业低温余热水作为热源，在低温冷却水的条件作用下，制取出更高温度的热源，在这个过程中不消耗高品质能源。计算参数采用文献中给出的经典第二类吸收式热泵的数值，具体的参数如下：

环境温度： $t_0=25^{\circ}\text{C}$

低温余热水进口温度： $105^{\circ}\text{C}\sim 90^{\circ}\text{C}$

低温余热水流量： $w_w=240.2\text{ton/h}$

冷却水进口温度： $32\sim 36.7^{\circ}\text{C}$

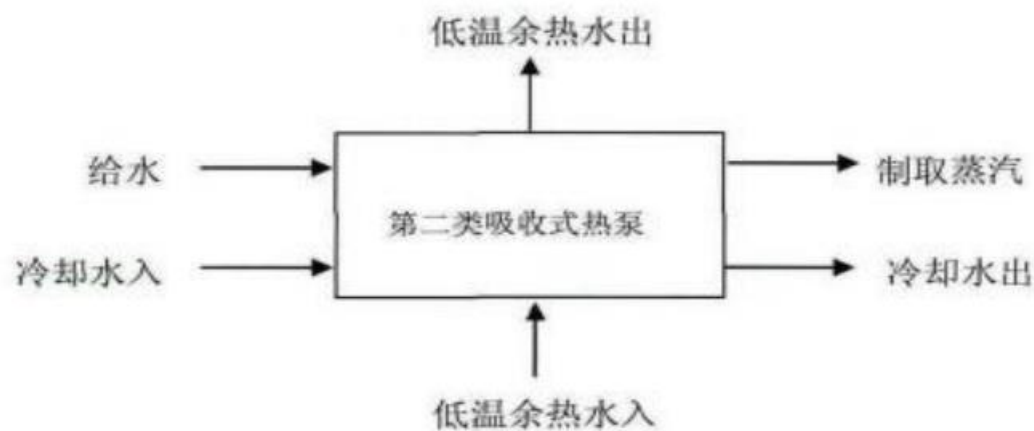
冷却水流量： $w_c=411.6\text{ton/h}$

制取蒸汽压力： 0.2MPa

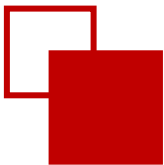
制取蒸汽流量： $w_s=2.963\text{ton/h}$

给水温度： $t_g=80^{\circ}\text{C}$

给水流量： $w_s=2.963\text{ton/h}$



第二类吸收式热泵能量收支图



吸收式热泵的热效率和炯效率的计算

	能量守恒法	炯分析法
余热水（支出侧）	余热水放出的热量： $Q_w = C_{pw} \times w_w \times (h_1 - h_2)$ $= 3603 \text{Mcal/h}$	$E_w = \text{低温余热水入口炯} - \text{低温余热水出口炯}$ $= w_w (e_{w1} - e_{w2})$ $= 704.38 \text{Mcal/h}$
制备蒸汽（收益侧）	制备蒸汽吸收的热量： $Q_s = C_{ps} \times w_s \times (h_s - h_{gs})$ $= 1690.39 \text{Mcal/h}$	$E_s = \text{制取蒸汽的出口炯} - \text{给水的进口炯}$ $= w_w (e_{s1} - e_{s2})$ $= 440.975 \text{Mcal/h}$
所得效率	$\eta_q = Q_s / Q_w = 46.9\%$	$\eta_e = E_s / E_w = 62.9\%$

在本篇文献中，在与几种传统的供热热力系统对比中，吸收式热泵的热效率与炯效率都比较高，它能提高低品位余热的品质，然后用于工业生产或者供暖系统中来，并不再消耗一大环境下，其的优势相较于传统的供暖方式，有一定的优势，但其技术的不稳定性和供热能力的局限性是其不可忽视的缺点。



小组分工



小组分工	
林泽键，覃春润	查找供暖方式相关资料
周晓誉，徐智毅	进行燃煤锅炉相关计算
李舜涛，陈彦羽，梁汉威	PPT制作



感谢老师和同学们的观看和批评指正

第七小组

2022.11.23