



中国大唐集团科学技术研究院

China Datang Corporation Science and Technology Research Institute

集团公司节能技术系列交流

火电厂冷端余热利用及节能预测方法

中国大唐集团科学技术研究院

万逵芳

电话: 18601150505

邮箱: wankuifang@cdsti.com.cn

主要内容

- 前言
- 锅炉排烟余热利用技术
- 汽轮机乏汽（循环水）余热利用技术
 - 热泵
 - 双背压双转子
 - 其它
- 余热利用节煤效益计算方法
 - 排挤抽汽效益预测方法
 - 背压变化影响计算

前言

电厂的能量分配情况

消耗的总燃料热量为100%，则：

- 纯发电机组：
 - 发电约40%（无供热）；
 - 锅炉损失近10%，其中排烟损失最大；
 - 散失的乏汽余热约50%；
- 热电联产机组：
 - 发电约30%；
 - 供热约30%~50%，总热电效率可达60%~80%（背压机可能更高）；
 - 锅炉损失近10%，其中排烟损失最大；
 - 冬季散失的乏汽余热要小很多，但往往也在15%以上（与供热抽汽量的大小有直接关系）

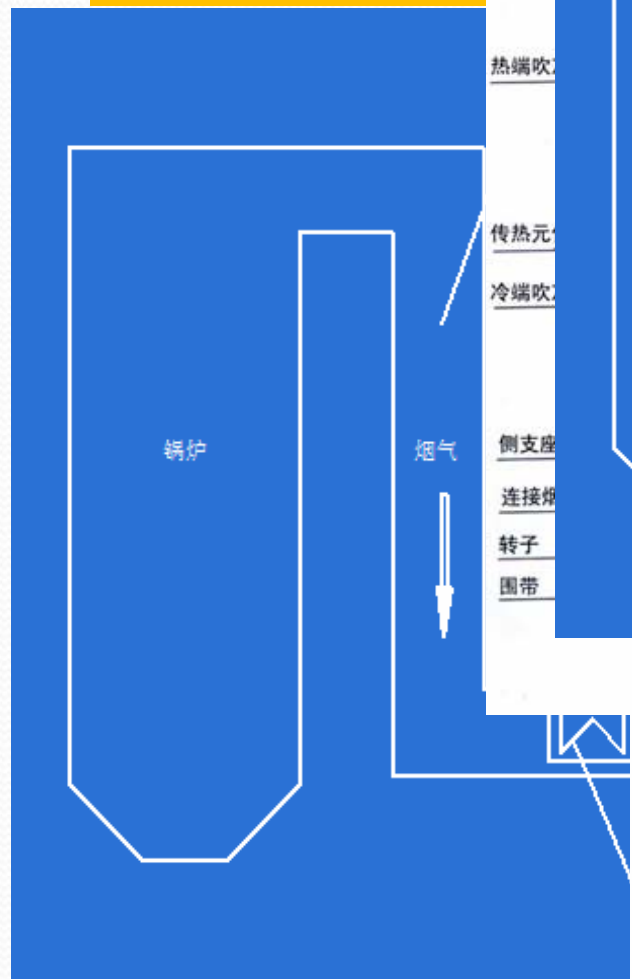
我们的目标就是要回收利用电厂的这部分余热

前言

- 问题的提出
 - 技术成熟，应用案例较多
 - 锅炉排烟和汽机乏汽（循环水）余热量大，关注点
 - 实际应用中系统设计缺陷，影响效益或无法优化运行
 - 效益预测方法不当，实际效果差距大甚至增加投资风险
- 侧重技术应用的注意事项以及效益预测方法

锅炉排烟余热利用技术

低温省煤器



1-尾部烟道 2-再循环泵进水阀3-再循环泵4-再循环泵出水阀9-低温加热器10-低省凝结水出水阀 11-汽

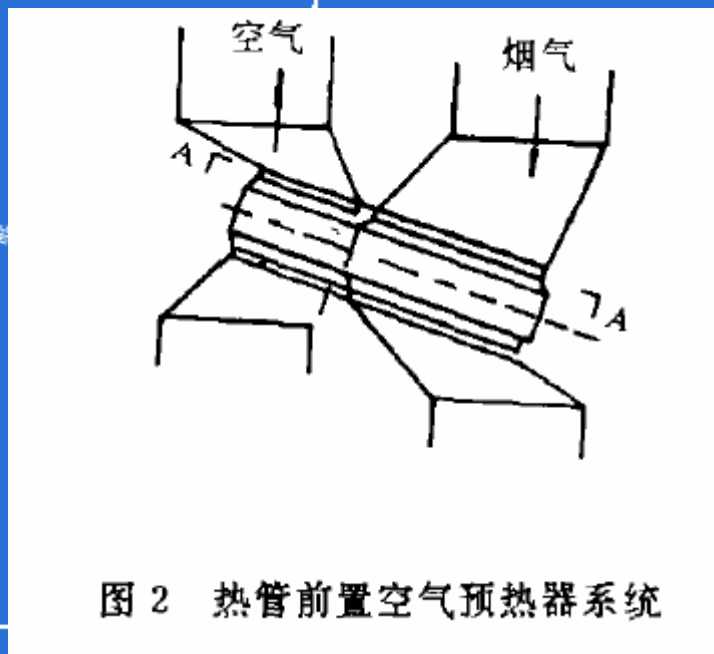


图 2 热管前置空气预热器系统

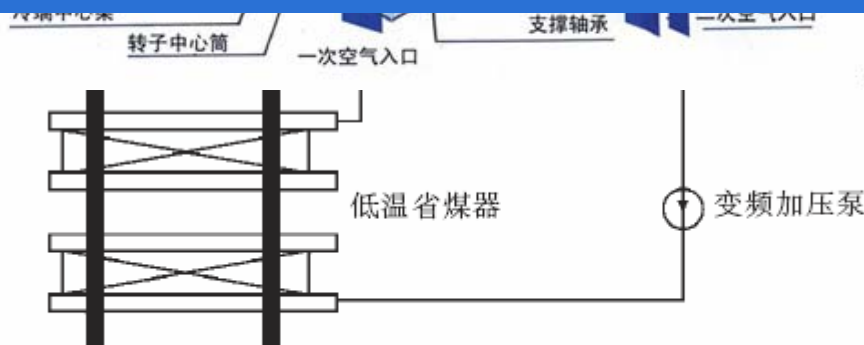
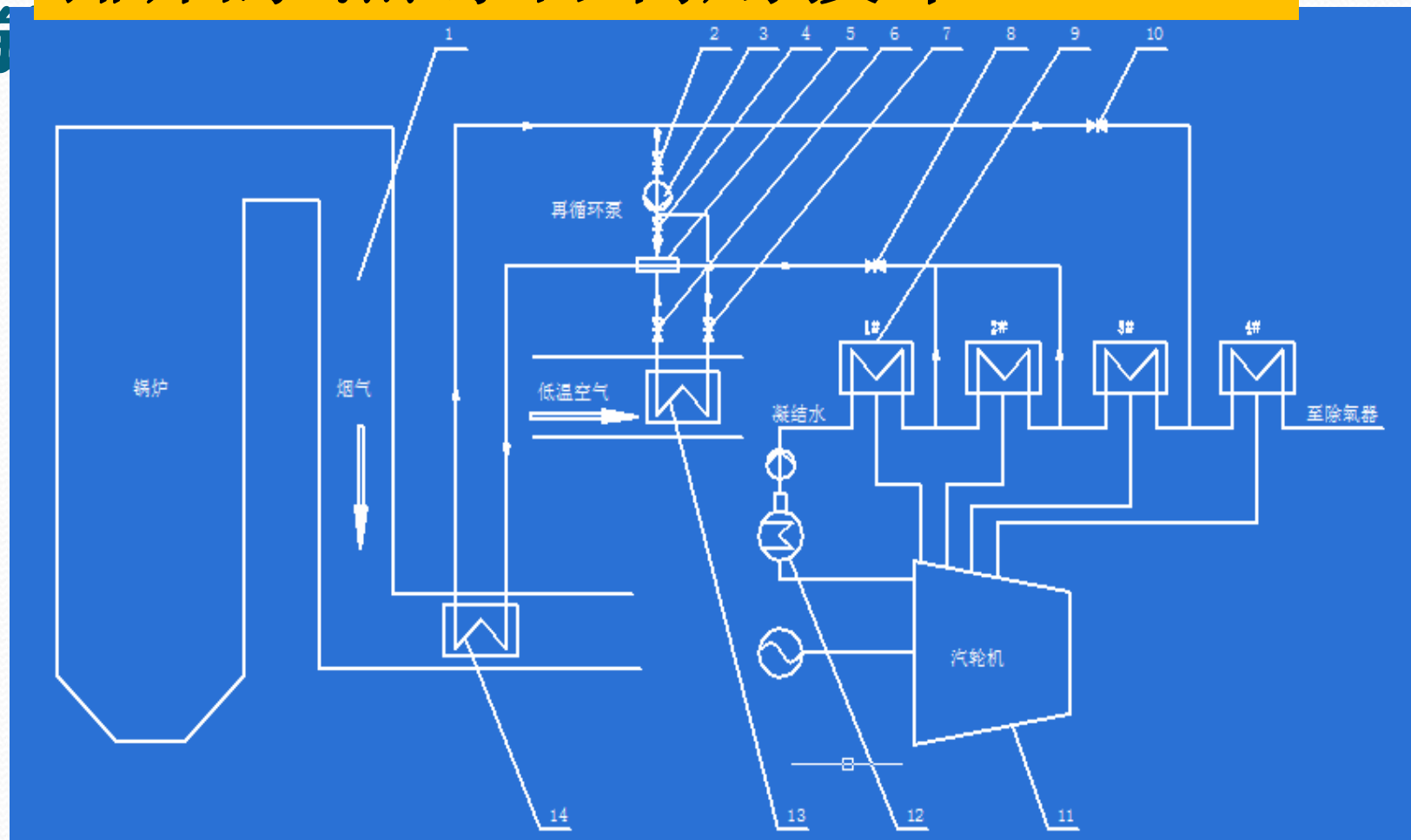


图 3 改进型并联联结方式示意图

排烟余热综合利用技术



1-尾部烟道 2-再循环泵进水阀3-再循环泵4-再循环泵出口阀5-低省入口联箱6-暖风器出口阀门 7-暖风器进口阀 8-低省凝结水进水阀9-低压加热器10-低省凝结水出水阀 11-汽轮机 12-凝汽器 13- 暖风器 14-低温省煤器

锅炉排烟余热利用技术

项目	单位	厂家给定	程序计算	1#机回收余热16MW后	
主蒸汽流量	kg/s	293.258		加热凝结水	全排挤供热抽汽
1段抽汽	kg/s	22.875	22.880	22.880	
2段抽汽	kg/s	22.320	22.313	22.313	
3段抽汽	kg/s	12.878	12.884	12.884	
4段抽汽	kg/s	12.555	12.555	12.555	
5段抽汽	kg/s	12.973	12.969	12.969	40.296→33.416
6段抽汽	kg/s	12.290	12.314	5.744	11.019
7段抽汽	kg/s	6.859	6.851	7.080	6.137
8段抽汽	kg/s	8.537	8.543	8.831	7.640
机组功率	MW	350	349.9	352.7	337.3
机组热耗率	kJ/kWh	7730.0	7728.7	7670.7	7276.9
热耗率下降	kJ/kWh	程序所计算的各段抽汽量、 电负荷及热耗率，误差最大 不超过0.2%，证明程序可 靠。		57.995	84.658
管道效率	%			0.99	0.99
锅炉效率	%			0.9	0.9
凝汽量增加	kg/s			6.041	5.774
凝汽器负荷 影响	g/kWh			0.277	0.264
煤耗率下降	g/kWh			1.947	2.982

锅炉排烟余热利用技术

- 关注重点

- 效益预测方法

- 不同利用方式降煤耗情况

- 加热凝结水，通常只能排挤6~8段抽汽，降煤耗 $1.5 \sim 2.0 \text{g/kWh}$ ；
 - 用于供热，降煤耗 $2.0 \sim 5 \text{g/kWh}$ （计算方法不同）；
 - 用于加热暖风器，降煤耗 $3.0 \sim 6 \text{g/kWh}$ ；

- 常见的预测方法及问题

- 余热计入锅炉效率（品位低，未进汽机入口）
 - 重复计算（同时计入锅炉效率和汽机出力增加）
 - 余热量折算
 - 忽略凝汽器热负荷增加影响（出水温升 $0.2 \sim 0.6^{\circ}\text{C}$ ）

- 预测收益原则

- 被排挤抽汽致发电增加带来的煤耗下降（核心）
 - 凝汽器热负荷增加影响收益应考虑

部分参考文献——锅炉排烟余热利用

- 徐永康, 林万超, *et al.* 低压省煤器系统及其节能效益[J]. 电力技术, 1984, (10): p. 21-24.
- 陈国慧, 林万超. 锅炉排烟余热利用技术[J]. 节能技术, 1992, (05): p. 2-3.
- 刘鹤忠, 连正权. 低温省煤器在火力发电厂中的运用探讨[J]. 电力勘测设计, 2010. 2010(4): p. 32-38.
- 丁乐群, 解海龙, *et al.* 锅炉排烟余热回收器的设计参数优化模型[J]. 动力工程, 1997, 17(01): p. 16-19.
- 黄新元, 史月涛, *et al.* 670t/h锅炉增设低压省煤器降低排烟温度的实践[J]. 中国电力, 2008, 41(06): p. 55-58.
- 辛曲珍, 康达, 姜森. 锅炉排烟余热回收热力系统关键技术分析[J]. 电站系统工程, 2011, 27(03): p. 58.
- 花秀峰, 李晓明. 火力发电厂烟气余热利用的分析与应用[J]. 节能, 2011, (Z2): p. 89-91.
- 周振起. 火电厂锅炉排烟余热利用的一种有效方法[J]. 节能, 1996, (05): p. 39-41.
- 丁乐群, 张镭, 杨楠. 火电厂加装低压省煤器经济效益分析[J]. 东北电力大学学报, 2006, 26(01): p. 26-30.
- 武勇, 康达, *et al.* 某电厂锅炉排烟余热利用系统改造[J]. 锅炉制造, 2009, (03): p. 4-6.
- 李中华, 刘建军, *et al.* 降低电站锅炉排烟温度新技术研究与应用[J]. 中国电力, 2001, 34(01): p. 13-15.
- 刘光铎, 张凯, *et al.* 热管换热器回收锅炉排烟余热系统及其热力分析[J]. 热力发电, 1993, (04): p. 17-21.
- 王俊杰. 锅炉烟气余热综合利用装置[P]. 中国, 2014, ZL201110433110.3.

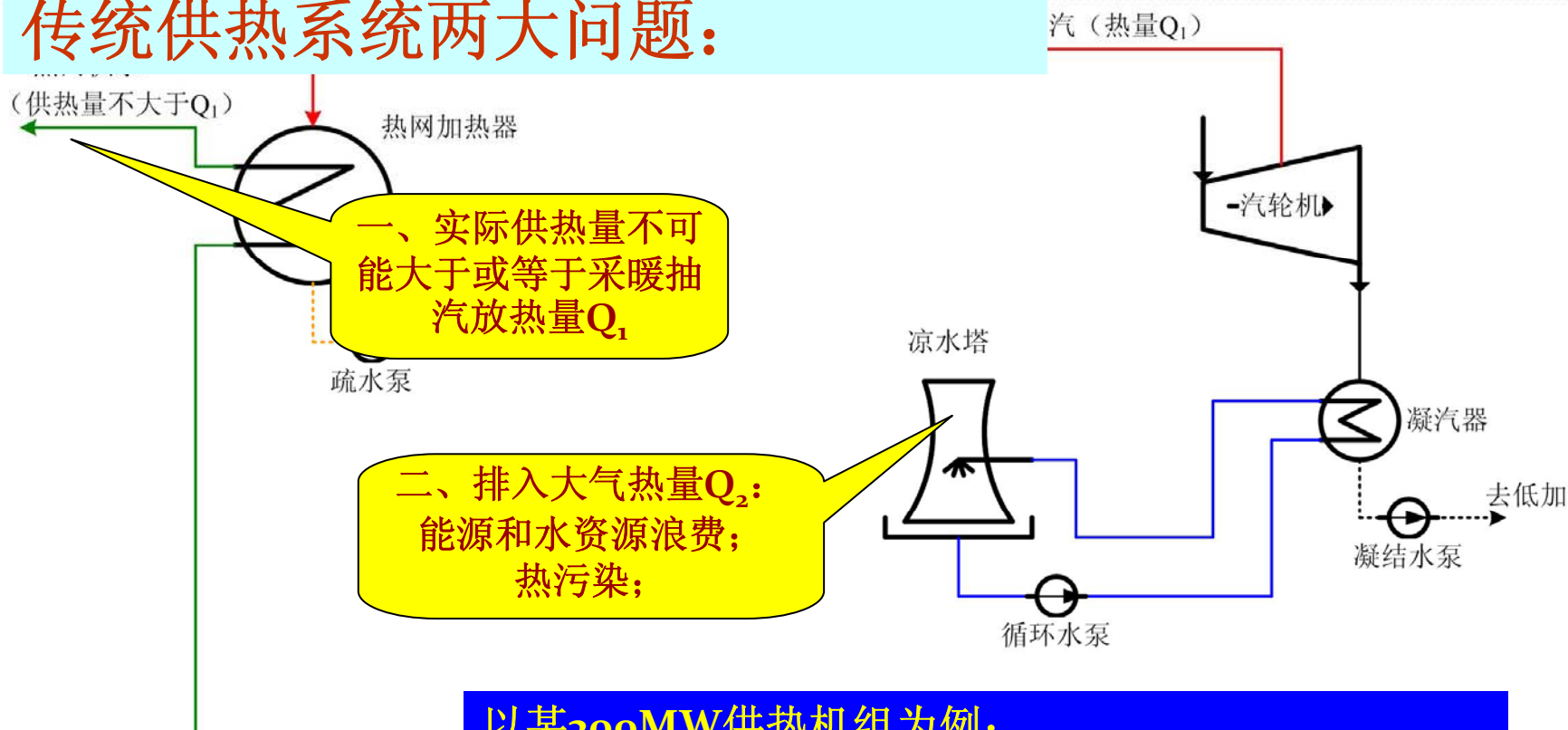
汽机乏汽（循环水） 余热利用技术

热电厂乏汽（循环水）余热利用技术之一

吸收式热泵技术

热电厂常规供热首站系统

传统供热系统两大问题：



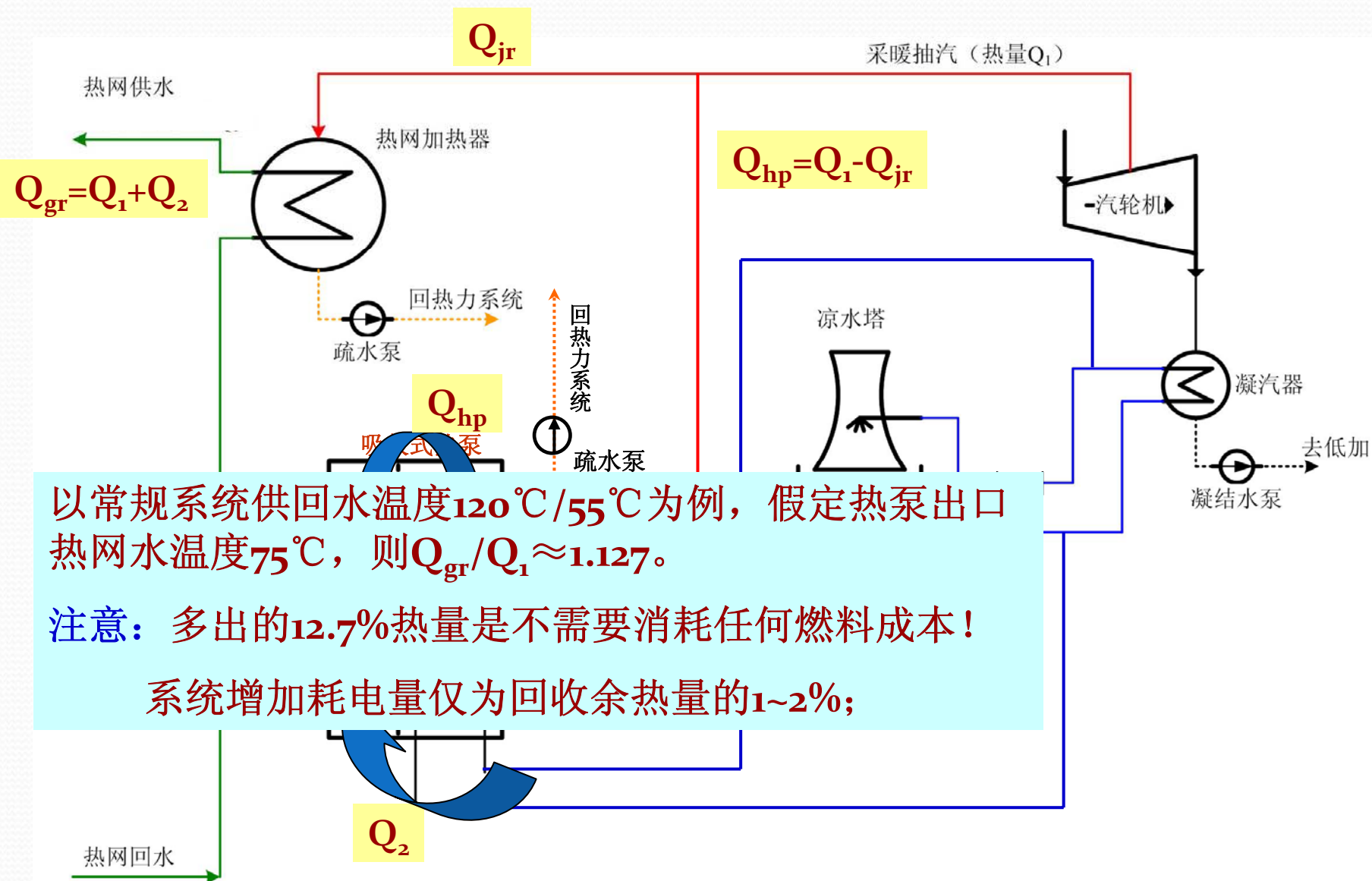
以某200MW供热机组为例：

在电厂供热首站内设置蒸汽型吸收式热泵，可回收循环水余热，实现节能、节水、减排温室气体的目的。

在410t/h工况下，仍至少有近130MW余热排入大气当中（每小时散失的热量相当于130MW的热量）；若能全部回收供热，可增加供热面积约250万 m^2 ；同时每个采暖季可节省循环水补水60万吨左右。

热网回水

热电厂余热回收式供热首站系统

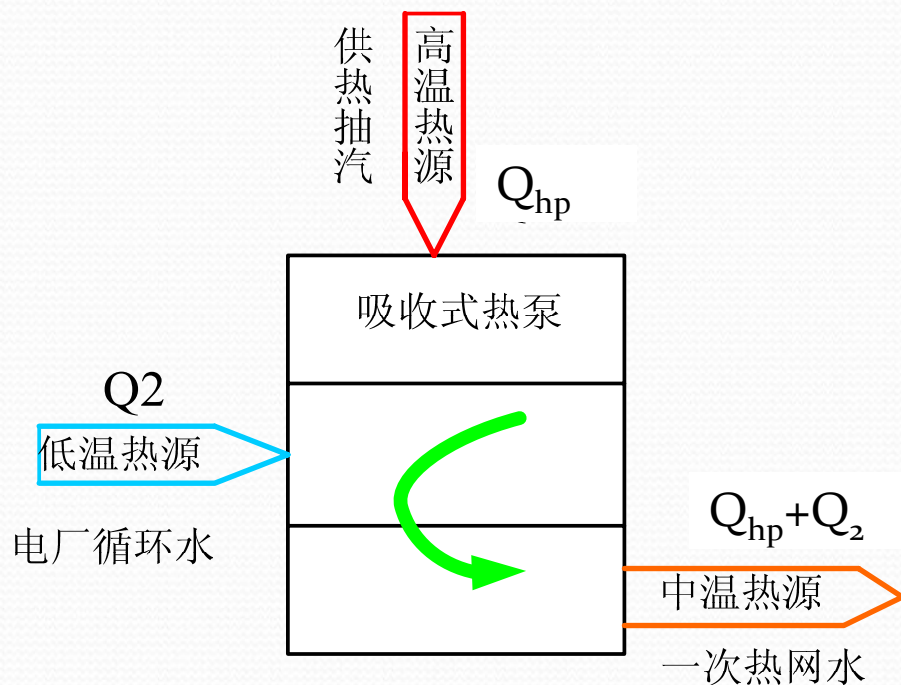


以常规系统供回水温度 $120^{\circ}\text{C}/55^{\circ}\text{C}$ 为例，假定热泵出口热网水温度 75°C ，则 $Q_{gr}/Q_1 \approx 1.127$ 。

注意：多出的12.7%热量是不需要消耗任何燃料成本！

系统增加耗电量仅为回收余热量的1~2%；

蒸汽型吸收式热泵工作原理示意



吸收式热泵应用原理是在汽轮机抽汽将热量 Q_{hp} 传递给热网水的同时，利用其与热网水之间的温度差产生有用功，驱动溴化锂溶液，产生制冷效应，回收循环水中的余热 Q_2 。驱动蒸汽热量 Q_{hp} 与回收的循环水余热 Q_2 一同加入到热网水中，即：热网得到的热量为 $Q_{hp} + Q_2$ 。

几乎不消耗高品质的电能。
一台回收余热能力为10MW的热泵机组，耗电不足35kW。

吸收式热泵工作原理动画演示

蒸汽型吸收式热泵机组照片



蒸汽型吸收式热泵原理

- 应用于热电厂的吸收式热泵本质就是蒸汽型溴化锂制冷机，从凝汽器循环水的角度看，是循环水的制冷设备；从热网水角度看，就是热泵。同一台设备，不同角度而已。
- 蒸汽型溴化锂制冷机是所有吸收式制冷机（热泵）中技术难度最低的（单效、驱动热源温度较低且不变）

与电动压缩式热泵比较

- 假定回收相同循环水余热（如4GJ）、上网电价0.36元/kWh（100元/GJ）、热价30元/GJ；
 - 采用电动压缩式热泵方式：
 - 假定电动热泵的COP=5，则需要消耗1GJ（278kWh）电能，最终多卖热量5GJ；
 - 收入为150元，成本为 $0.36 \times 278 = 100.08$ 元；收益仅为49.92元（12.48元/GJ）；
 - 采用吸收式热泵方式：
 - 卖热销售收入： $30 \times 4 = 120$ 元；
 - 系统耗电： $4 \times 2\% = 0.08 \text{ GJ} = 22.24 \text{ kWh}$ ，折合人民币： $22.24 \times 0.36 = 8.01$ 元；
 - 收益： $120 - 8.12 = 111.99$ 元（27.998元/GJ）
- 当热价降低为20元/GJ、电价不变时：
 - 电动热泵方式收益变为 -0.8元（亏损）；
 - 吸收式热泵方式收益为71.99元（17.998元/GJ）；
- 电动热泵方式收益差甚至亏损的原因在于该方式下其实是将1GJ的电能（高价）转化成等量的热（低价）出售，回收的余热收入被用于弥补上述差价。

表 1 热泵循环水设计值与实际运行状态

吸收式热泵

- 现状
- 存在的问题

$$+ D_w^{tower} t_{out}^{tower}$$

$$D_w$$

唯一；
证上塔水量以

电厂	设计值 t/h	实际值 t/h	泵状态	多耗电 kW
A	10300	9735	变频	<500
B	14500	10420	高速	600
C	8120	6050	低速	0
D	8800	8400	高速	500

不水量必
 t_{out}) 机
热泵特性决定

- 可用于申请节能补贴，不宜技经
- 未考虑变工况排挤抽汽
- 循环水温升对煤耗影响

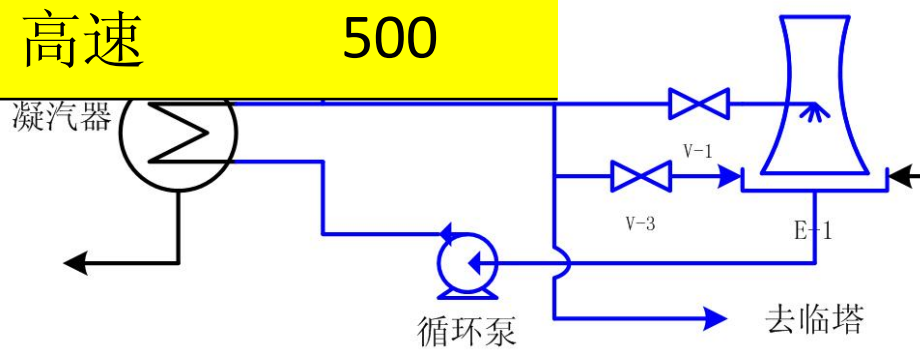


表 2 某热泵项目不同系统运行效果比较

吸收式热泵技术系统优化

- 集成
- 优化
- 热泵循环水量
- 凝汽器水量
- 热泵循环水进/出水温
- 机组背压
- 背压降低
- 循泵耗电
- 升压泵耗电
- 主机电负荷增加
- 收益

项目	单位	无升压泵系统		优化系统	
		1#机	2#机	1#机	2#机
热网回水温度	℃	38.2	——	38.2	——
回收余热量	MW	118	0	118	0
热泵循环水量	t/h	9992	0	14500	0
凝汽器水量	t/h	16920	16920	14500	25336
热泵循环水进	℃	25.5	18	25.5	18
/出水温	℃	35.6	31.5	32.5	27.0
机组背压	kPa	7.05	5.786	5.94	4.501
背压降低	kPa	基准	基准	1.11	1.285
循泵耗电	kW	1600	1600	1000	1000
升压泵耗电	kW	0	——	1000	——
主机电负荷增加	kW	基准	基准	1740	3429
收益		基准		上网电200kW+节煤	

发明专利：ZL201210584882.1
2014年8月29日授权公告



吸收式热泵技术优缺点

- 优点：

- 对主机影响小，可随时投入和切除，不影响主机安全；
- 系统改造内容少，仅抽汽管道、疏水管、循环水管道接驳，不涉及本体和其它热力系统部分；
- 主机发电能力变化很小，热电负荷相对灵活，不受“以热定电”限制，运行操作方式变化不大；
- 热网侧任何工况不会影响到主机正常运行；

- 缺点：

- 热泵机组腐蚀风险
- 热泵自身的运行控制

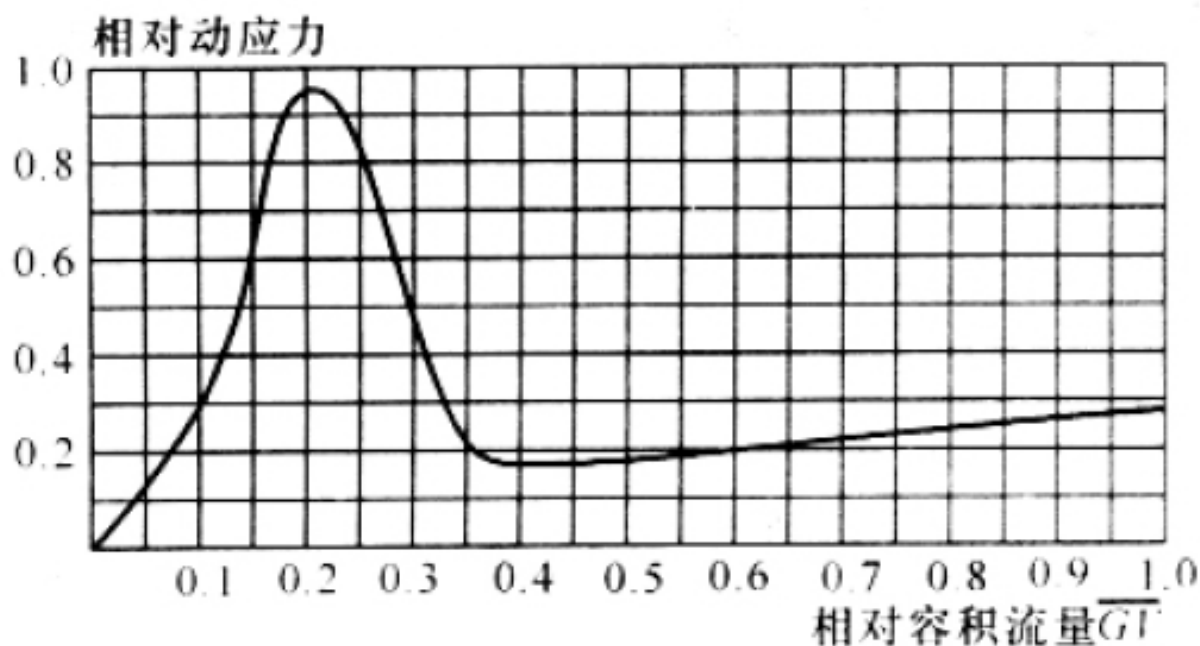
吸收式热泵应用条件

- 机组供热负荷基本达到设计值
- 热网回水温度不宜超过 60°C ，越低越好
- 抽汽压力在 0.3MPa.a 以上
- 热网水量较大（ 300MW 机组， $9000\sim 10000\text{t/h}$ 以上）
- 双机配置热电厂，仅适合改造一台机组（现阶段与双背压双转子无法共存）

吸收式热泵优点：在全国近30个电厂和机组应用。

吸收式热泵关键点和风险

- 热泵防腐蚀，真空泵频繁启动问题
 - 产品质量问题，跟电厂无关；
 - 有引起热泵腐蚀和污染溶液的潜在危险。
 - 热泵的真空（ 10^{-2} kPa）的真空（ 10^{-2} kPa）组，夏季正常的仍在使用的
- 循环水温度不稳定
 - 小容积流量下



吸收式热泵关键点和风险

- 蒸汽参数、热网水参数选择是关键
 - 根据往年运行参数确定，不能选取设计值
- 需要考虑的其它因素
 - 电厂可回收乏汽（循环水）余热量-----潜力
 - 现有供热管网富裕的输送能力-----运力
 - 在现有驱动蒸汽参数、热网水参数条件下，热泵能达到的余热回收负荷 -----能力
 - 最终热泵容量的依据三者最小值选取。
- 关注热泵回收余热的绝对值而非COP
 - 余热量直接对应收益，COP高并不一定意味余热量高

非供暖季节热泵使用问题

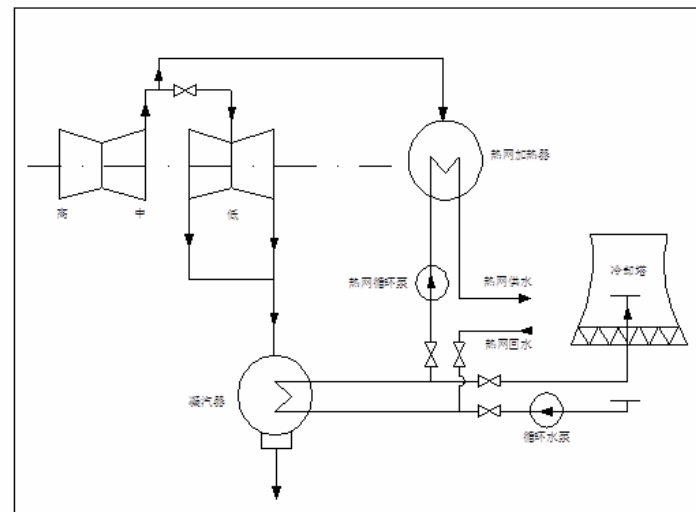
- 若有生活热水负荷，可投入运行
 - 石景山热电厂
- 热泵加热凝结水违背热力学第二定律。
 - 循环水温度低于排汽温度，蕴含热量不具有任何做功能力，徒增系统耗电和不可逆损失。

热电厂乏汽（循环水）余热利用技术之二

双背压双转子技术

双背压双转子技术简介

- 低压缸有两套转子：一套为传统的低压转子，主要用于非供热季节发电工况正常背压使用；另一套为级数较少的低压供热转子，在供热期间高背压使用；
- 原因在于避免小容积流量下末级叶片颤振问题



双背压双转子技术简介

- 优点

- 汽机排汽热量全部被利用，没有冷源损失（用多少乏汽决定烧多少煤），热效率提高；额定供热工况下发电煤耗通常在140g/kWh左右；
- 供热能力较大，单机可承担近千万平方米供热面积。

- 缺点：

- （1）需重新加工一根供热转子，主机及其系统改造内容较多；
- （2）每年要例行更换转子两次，每次停机15天左右；转子对中心考验安装水平；
- （3）变工况时，供热温度略有增加，本机抽汽量达不到要求温度，需要其它机组抽汽加热热网水；

双背压双转子技术简介

- 缺点

- (4) 可用时间短。天气较暖时无法运行；
- (5) 机组冬季需“以热定电”运行，无法独立调节热电负荷，需重新核定调度容量；必须提前与网调协调AGC调度容量问题。
- (6) 运行调节复杂，非供暖季和供暖季运行调节不同，且供暖季初、末期和严寒期运行调节也不同；
- (7) 凝结水温度高，精处理滤芯更换频繁，运行成本高；
- (8) 施工期间，主机停机时间较长，300MW机组工期约70天；

双背压双转子技术的适用条件

- (1) 应具备足够大的供热面积
- (2) 应有足够低的回水温度和足够大的热网水流量
 - 一次网直供、用户端掺水换热的二次网供热、具有多台大容量供热机组（对应多期热网）的热电厂
- (3) 空冷机组
- (4) 电负荷率低、供热时间长（调供电量）
- (5) 双机配置热电厂，仅适合改造一台机组（现阶段与热泵无法共存）

双背压双转子技术的改造内容

- 低压缸本体改造
 - (1) 转子改造或更换
 - (2) 低压隔板更换
 - (3) 低压叶片强度核算
 - (4) 新制造导流套
 - (5) 轴瓦稳定性改进，更换为球面可倾瓦。
 - (6) 增加低压缸强制冷却系统和雾化冷却系统，防止低压缸变形。
 - (7) 连锁保护和报警系统进DCS。
 - (8) 更换转子靠背轮连接工艺，不得重复绞孔。

背压双转子供热项目的改造内容

- 热力系统主要改造内容
- (1) 轴加前增加板换，防止因凝结水温过高导致轴封冒汽。
- (2) 新增小汽轮机排汽冷凝装置，含小汽机排汽管走向及布置改动。
- (3) 小汽机疏水（凝结水）系统及其与主机热力系统接驳。
- (4) 真空泵系统接入冷却水系统。
- (5) 热、电负荷自动调节系统。
- (6) 凝结水冷却系统改造，确保温度低于精滤装置要求。
- (7) 可能的主机旁路增容及与供热系统接驳、或者增加备

双背压双转子技术的改造内容

- 冷却系统改造内容
 - (1) 凝汽器水室强度改造，可承水压0.5~0.6MPa；
 - (2) 凝汽器管板改造，且增加吸收热膨胀的伸缩节；
 - (3) 凝汽器与低压缸连接处改用吸收能力更大的伸缩节；或者在连接处增加一层水幕保护装置，同时改造凝汽器底部支撑结构；
 - (4) 凝汽器与循环水管间改用吸收能力更大的伸缩节；
 - (5) 循环水系统与热网水系统接驳及切换装置，并增加防水锤装置；
 - (6) 机组冷却水系统水源改用临机提供，等等。

关键点和风险

- 转子对中心和动平衡（已有教训）
- 以热定电原则与AGC调度考核矛盾，低热负荷期间的无法投运问题；
- 背压机运行操作模式与纯凝模式循环变动，易误操作
- 低压缸排汽温度大幅度上升，变形、胀差、转子支撑、凝汽器密封与强度等等的应对措施
- 联锁保护整定
- 高背压下的小汽机排汽处理
- 供热备用能力等

热电厂乏汽（循环水）余热利用技术之三

其它技术

- 小机组低真空循环水直接供热技术
- 低压缸光轴技术
- 压缩式热泵技术
 - 热泵、双转子技术无法同时回收两台机组余热，压缩式热泵可能有此潜力，但现有调度模式下经济性受限。
- 降低一次网回水温度技术
 - 二次网掺水运行技术
 - 末端大温差机组技术
 - 需谨慎使用，绑架供水温度、低负荷不能运行或者水力平衡存问题
- NCB技术（新建机组）

参考文献

- 1. 万逵芳, 卞力律 and 吴文蔚, 热电厂循环水系统[P]. 中国. 申请号: 201210584882.1, 2013.04.10.
- 2. 付林, 江亿 and 张世钢, 基于Co-ah循环的热电联产集中供热方法. 清华大学学报(自然科学版), 2008. 48(9): p. 1377-1380.
- 3. 刘丰, 低真空循环水供热工程设计之实践. 区域供热, 1986(1): p. 47-51.
- 4. 段君寨, 刘克军, 苏振勇, et al., 300MW机组低压缸双背压双转子互换装置[P]. 中国. 申请号: 201320013166, 2013.08.07.
- 5. 成灏畏, 王学栋 and 郝玉振, 140MW凝汽机组“双背压双转子互换”供热改造技术分析. 发电技术, 2013. 34(3): p. 5-8,12.
- 6. 李岩, 付林, 张世钢, et al., 电厂循环水余热利用技术综述. 建筑科学, 2010. 26(10): p. 10-14.
- 7. 郭小丹, 胡三高, 杨昆, et al., 热泵回收电厂循环水余热利用问题研究. 现代电力, 2010. 27(02): p. 58-61.
- 8. 吴佐莲, 刘小春, 王萌, et al., 利用热泵技术回收热电厂余热的可行性与经济性分析. 山东农业大学学报(自然科学版), 2008. 39(01): p. 62-68.

余热利用节煤效益计算方法

现有预测方法及问题

- 余热收益： $M = c_h E_{rec}$
 - M ——回收乏汽余热供热总收益，元；
 - c_h ——供热单价，元/GJ；
 - E_{rec} ——回收乏汽余热总量，GJ。
- $E_{rec} = 3.6 n Q_{rec}$
 - n ——供热期持续时间，小时。
 - Q_{rec} ——设计回收余热能力，MW。
 - 节煤量： $C = \frac{E_{rec}}{(29.3 \times 0.85)}$

用于计算申请国家节能补贴的节能量具有合理性，但不适合项目技术分析

基于所回收乏汽余热对外供热不影响供热机组原有热力过程，这明显脱离实际

回收余热量的估测方法

$$E^{rec} = \int_0^T Q^{rec} dt \approx 3.6\Delta t \sum_{i=1}^k Q_i^{rec}$$

$$Q_i^{rec} = k_1 k_2 k_3 Q_0^{rec}$$

$$k_1 = \frac{m_c}{m_{c0}}$$

$$k_2 = \frac{m_h}{m_{h0}}$$

$$k_3 = 1 + (0.02 \sim 0.03)(t_0 - t)$$

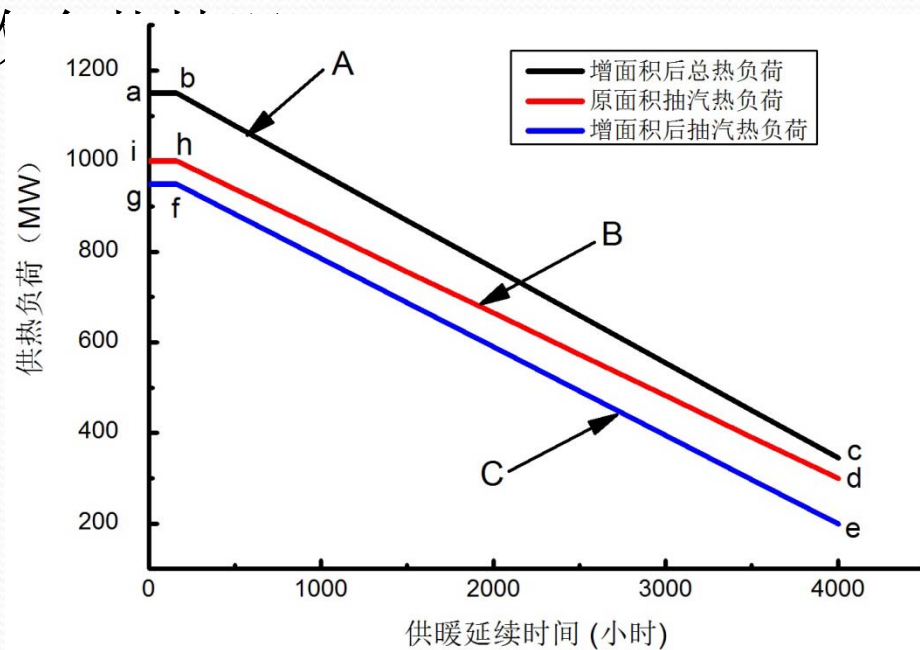
回收余热量的分类

● 原理分析

- A- 回收余热增加面积后全厂热负荷线
- B- 回收余热前全厂热负荷线（面积增加前的抽汽负荷）
- A、B之间的差值是新增供热面积负荷变化
- A、C之间差值为实际回收
- C-面积增加后抽汽负荷

1. 面积增加了，但抽汽却减少了，即无论面积是否增加，余热都排挤抽汽。

2. 被排挤的抽汽收益是节煤成本，而不是售热收入



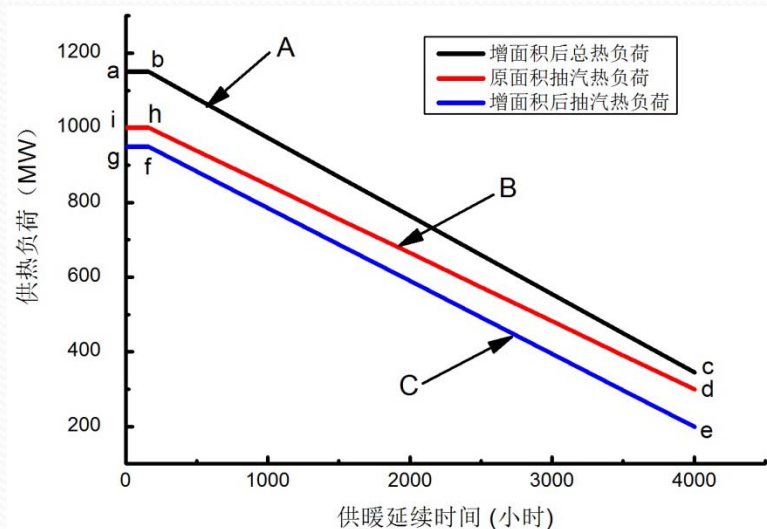
回收余热量的分类

- 直接销售余热

- 面积a-b-c-d-h-i-a为余热直接用于新增面积供热，可认为新增供热面积没有消耗任何抽汽，所以这部分热量为直接销售余热，收益为其售热收入（**热量乘以单价**）；

- 排挤抽汽余热

- 面积i-h-d-e-f-g-i是回收余热用于原有面积供热，必然排挤机组抽汽，其收益应计算节煤成本。



直接销售余热量的计算

$$E_{rec}^s = \frac{q_0^{rec} \Delta S}{q_0 S_0} E_{rec} = \frac{q_0^{rec}}{q_0} e \Delta S$$

- E_{rec}^s ——直接销售余热量，GJ；
- q_0^{rec} 、 q_0 ——新增供热面积和原有供热面积供热指标设计值，W/m²；
- S_0 、 ΔS ——原设计供热面积和新增供热面积，m²。
- e ——余热回收前整个供热期单位面积供热能耗，GJ/m²。可据以往各个供暖季节数据确定。

排挤抽汽量的测算

- 排挤抽汽余热量的计算：

$$E_p^{rec} = E^{rec} - E_s^{rec}$$

- 排挤抽汽量的均值测算

$$\Delta \bar{D}_e = \frac{E_p^{rec}}{T \gamma}$$

抽汽变化对煤耗影响的计算方法

- 烟气余热利用、排挤抽汽的余热量，其最终都减少汽机某点抽汽，所以计算方法相同。
- 以往都利用等效抽汽焓方法计算，比较简单。缺点：
 - 后续各段抽汽影响无法定量给出；
 - 无法确定凝汽器热负荷增加对煤耗影响；
 - 末级负荷增加量不清楚，无法回答是否超负荷；
- 利用计算机程序，根据热力系统结构列热平衡和物质平衡方程组（热力系统汽水分布通用矩阵方程），上述问题都可明确回答。
 - 参考：闫顺林, 张春发, 李永华, et al., 火电机组热力系统汽水分布通用矩阵方程. 中国电机工程学报, 2000. 20(8): p. 69-73,75

常常关注的问题

利用通用汽水分布矩阵方程求解

- 热力系统通用汽水分布矩阵方程
 - 热力系统结构一定，矩阵方程便确定。在Excel中输入并处理（初次数据多）后便非常简单。只更改节能改造后涉及的部分即可重新计算出各段抽汽、机组负荷和热耗率。
 - 也可快速地分析某参数运行值偏离设计值对热耗的影响，比如加热器端差大、出口水温度偏低、旁路漏汽等。

$$\begin{bmatrix} a_{11} & & & \\ a_{21} & a_{22} & & \\ \dots & \dots & \ddots & \\ a_{n1} & a_{n2} & \dots & a_{nn} \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} D_1 \\ D_2 \\ \dots \\ D_n \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \sum D_{1k_1} \\ \sum D_{2k_2} \\ \dots \\ \sum D_{nk_n} \end{bmatrix} \right) - \begin{bmatrix} \sum Q_{1l_1} \\ \sum Q_{2l_2} \\ \dots \\ \sum Q_{nlk_n} \end{bmatrix} =$$

通常此矩阵元素全为零，余热利用影响此列某几个元素，改变抽汽量。

$$\begin{bmatrix} \tau_1 & & & \\ & \tau_2 & & \\ & & \ddots & \\ & & & \tau_n \end{bmatrix} \left(\begin{bmatrix} D_0 \\ D_0 \\ \dots \\ D_0 \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \sum D_{0m_0} \\ \sum D_{0m_0} + \sum D_{01m_1} \\ \dots \\ \sum D_{0m_0} + \sum D_{01m_1} + \dots + \sum D_{0(n-1)m_{(n-1)}} \end{bmatrix} \right)$$

程序的参数输入界面

阳城一期机组热平衡计算程序 (余热排挤供热抽汽) .xls [兼容模式] - Microsoft Excel

开始 插入 页面布局 公式 数据 审阅 视图 加载项

宋体 12 A A 自动换行 常规 条件格式 套用 单元格 插入 删除 格式 自动求和 填充 清除 排序和 查找和 筛选 选择

H19

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
3	锅炉给水量	1055.73	主蒸汽焓值	3397.3	高压缸排汽焓值	3032.8	中压缸进汽焓值	3533.6	中压缸排汽焓值	2943.2	汽轮机排汽焓值	2308.9			
5															
6			进汽焓	疏水焓	上级疏水焓	进水焓	出水焓		流量	汽流1 焓	补水量	补水焓	流量	汽流2 焓	补水量
7	1#高加	3166.3	1123.2	0	1086.6	1246			0	0	0	0	0	0	0
8	2#高加	3032.8	942.1	1123.2	913.4	1086.6			0	0	0	0	0	0	0
9	3#高加	3307	808.8	942.1	783.1	913.4			3.3984	3032.8	0	0	0	0	0
10	除氧器	3144.7	608.7	808.8	608.7	756.9			-38.2	3144.7	0	0	0	0	0
11	5号低加	2943.2	485.1	608.7	465.5	608.7			4.122	3032.8	0	0	0	0	0
12	6号低加	2759.1	321.1	485.1	321.1	465.5			0	0	0	0	0	0	0
13	7号低加	2568.3	330.3	321.1	243.4	321.1			0	0	0	0	0	0	0
14	8号低加	2463.2	153.7	330.3	135.9	243.4			0.3852	2717.7	0	0	0	0	0
15	凝汽器					138			-30.2944						
17		漏汽量	漏汽焓	hfjsigma					流量	焓值					
18	高压缸门杆漏汽	0	3397.3	1589.2	0										
19	中压缸门杆漏汽	0	3533.6	1224.7	0										
20	高压夹层至中压缸漏汽	16.909	3316	500.8	0.016016406										
21	高压缸排汽端轴封漏汽	8.5788	3032.8	1224.7	0.008125941										
22	中压缸排汽端漏汽	0.8064	2308.9	-723.9	0.000763832										
23		0	3019.5	710.6	0										
24		0	2943.2	634.3	0										
25		0	2943.2	634.3	0										
26		26.2942													

THA工况 1#机余热利用 2#机余热利用 3#机余热利用 4#机余热利用 5#机余热利用 6#机余热利用 Sheet1

就绪

50%

下午 5:02 21/10/2014

程序的输出界面

多台机组厂家值验算，
按通用矩阵方程编程计
算结果可靠，误差通常
千分之几至万分之几

阳城一期机组热平衡计算程序 (余热加热凝结水) .xls [兼容模式]

开始 插入 页面布局 公式 数据 审阅 视图 加载项

安全警告 已禁止自动更新链接 选项...

L36

	B	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	O
27	计算过程													
28	0						抽汽口流量	进加热器流量						
29	0	-378.7971				%	kg/s	kg/s						
30	0				1段抽汽	0.078	22.8796331	22.880	再热份额	再热蒸汽总吸热量	发电热耗率			
31	0				2段抽汽	0.0761	22.3125469	22.313	0.821754	867.5504	2705661	7730.6531		
32	0				3段抽汽	0.0407	11.9401513	12.884						
33	0			计算结果	4段抽汽	0.079	23.1662417	12.555						
34	0				5段抽汽	0.0403	11.824424	12.969						
35	0				6段抽汽	0.042	12.3135089	12.314						
36	0				7段抽汽	0.0234	6.85148527	6.851						
37	0				8段抽汽	0.0291	8.54304096	8.543						
38	0													
39	0													
40	0				汽轮机功率	349991 kW		厂家值	350000	-8.7232993	-0.00249			
41	0													
42	0													
43	0													
44	0													

此处用于记录不同工况计算结果

THA工况 1#机余热利用 2#机余热利用 3#机余热利用 4#机余热利用 5#机余热利用 6#机余热利用 Sheet1

就绪

10/22/2014 下午 9:11 21/10/2014

节能计算方法参考文献

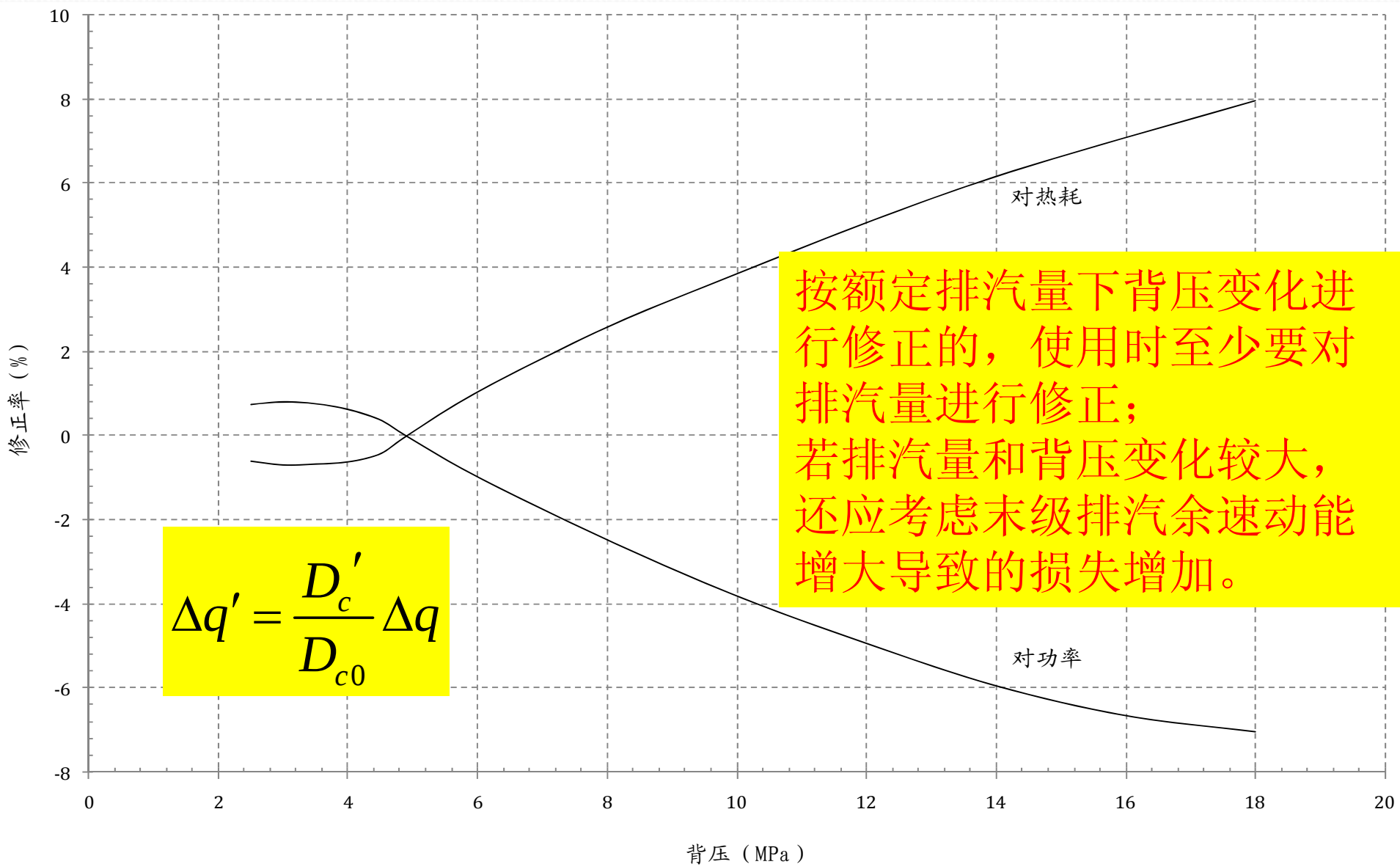
- 盛德仁, 陈坚红, 李蔚, et al., 等效热降法理论剖析与扩展. 浙江大学学报 (工学版), 2004. 38(3): p. 347-350.
- 闫顺林, 张春发, 李永华, et al., 火电机组热力系统汽水分布通用矩阵方程. 中国电机工程学报, 2000. 20(8): p. 69-73,75.
- 林万超. 火电厂热力系统节能理论[M] .西安:西安交通大学出版社, 1994 ,11 .

汽机背压变化影响

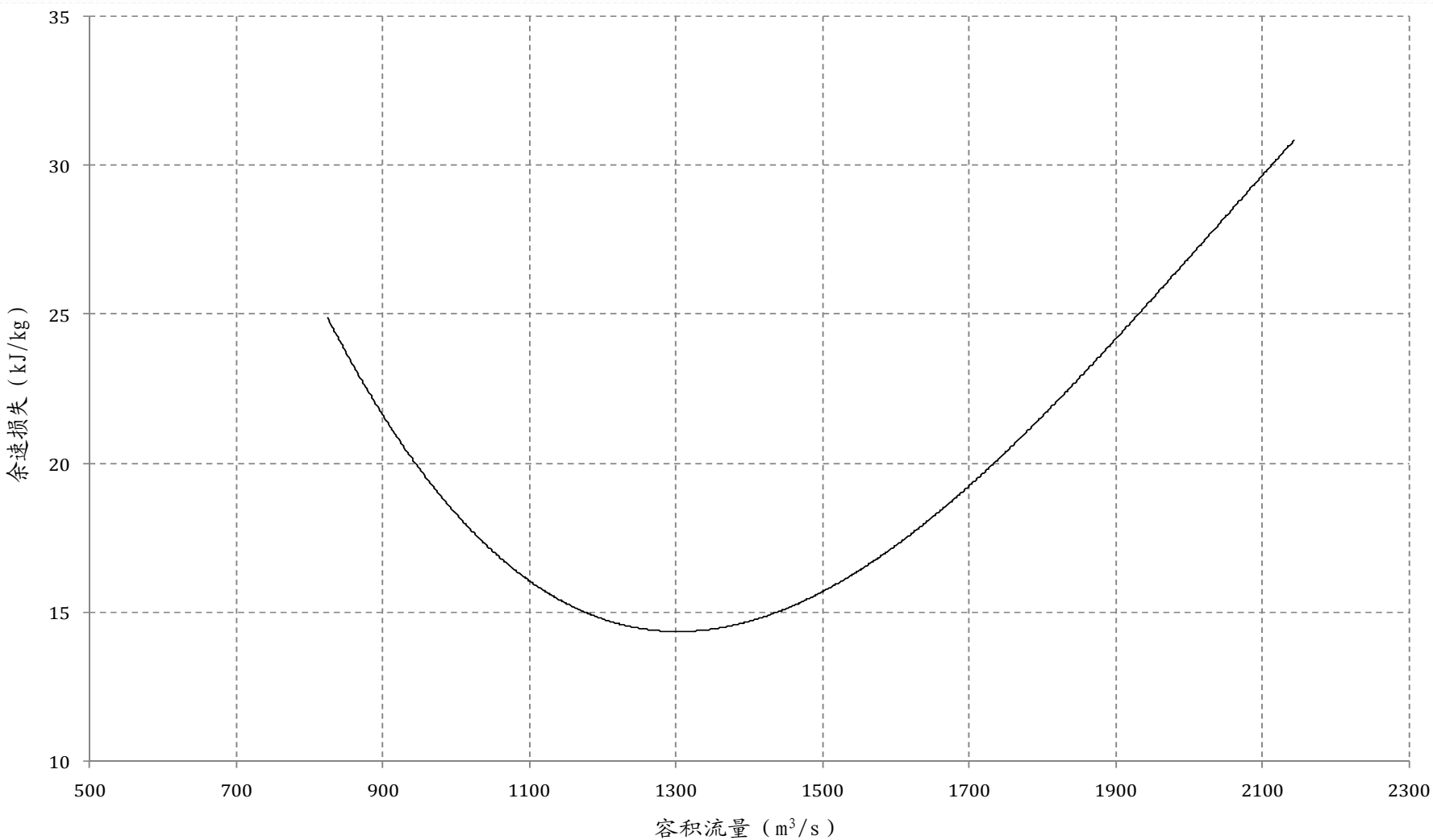
问题的提出

- 供热机组热泵改造，循环水温升影响 $2\sim 3\text{g/kWh}$ ？？
 - 循环水 32°C 、 38°C 对煤耗影响基本一样？？？
- 背压修正曲线结果是否需要修正？
- 供热机组供热期极限背压问题（循环水优化）

背压修正曲线



余速损失曲线

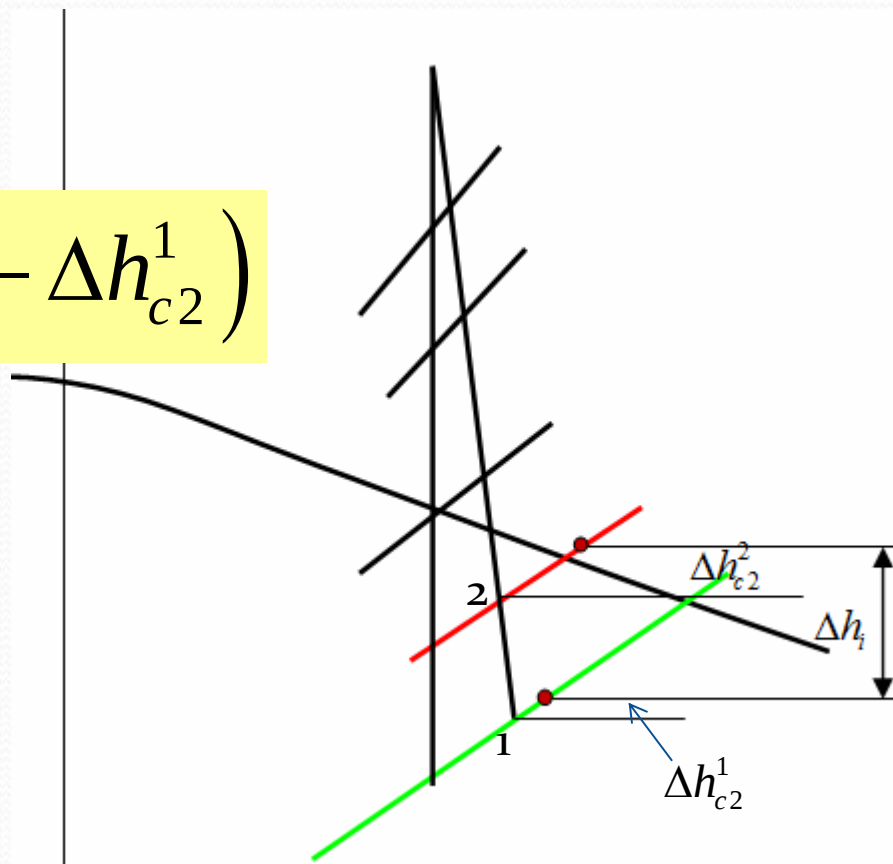


- 利用已知的条件（低压缸抽汽参数及排汽压力，查出2点、1点焓值和比容，计算出容积流量，差余速损失曲线，得到2点和1点的余速损失。则背压变化导致的焓降变化为：

$$\Delta h_i = h_2 - h_1 + (\Delta h_{c2}^2 - \Delta h_{c2}^1)$$

$$\Delta P_{el} = D_c \Delta h_i \eta_{ax} \eta_g$$

$$\Delta b = -b \times \frac{\Delta P_{el}}{P_{el}}$$



- 试验表明，200MW供热机组，供热工况下（凝结水量140t/h左右），循环水出口温度从14℃上升至26℃，煤耗上升1.7g/kWh；从26℃上升至32℃时，煤耗上升1.5g/kWh.
- 与背压修正曲线结果相比差距较大，主要原因在于排汽量小，焓降变化引起的功率变化占总功率的比例小。
- 试验结果同时证明，供热机组的极限背压非常低，随不能断定试验机组在循环水出水14℃时仍没有达到极限背压，至少26℃时肯定没有到极限背压。

谢谢关注！