文章编号:1001-2060(2011)06-0705-05

涡轮增压机组与增压锅炉热力匹配计算方法研究

冯永明,王 成,王银燕,李彦军

(哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院,黑龙江 哈尔滨 150001)

摘 要:基于涡轮增压机组与增压锅炉匹配工作两者之间存 在的热平衡关系、压力平衡关系,以及涡轮增压机组内部存 在的功率平衡关系,考虑机组管路系统的阻力特性和边界条 件约束等,采用集中参数法给出了增压机组与增压锅炉两者 配合工作的联合工作方程组,建立了适用于研究两者工作匹 配特性的热力平衡计算模型,提出了一种迭代求解计算方 法。在此基础上,通过仿真试验与机组主要测试数据的对比 分析,证明了计算方法的可行性,以及建立的模型的正确性 和有效性。还进一步研究分析了海况环境进气温度条件变 化对两者的热力配合特性的影响。本研究为建立和掌握增 压锅炉装置涡轮增压机组与主锅炉的热力匹配设计方法奠 定了一定的理论基础。

关键 词: 增压锅炉; 匹配性能; 数学模型; 涡轮增压机组; 环境温度

中图分类号: TK212 文献标识码: A

引 言

涡轮增压机组是增压锅炉的关键设备,采用涡 轮增压技术是增压锅炉与常规锅炉的根本区 别^[1-3]。从发表的文献可以看出,我国对增压锅炉 的研究十分有限,早期曾开展了陆用电站增压锅炉 的设计和试验研究工作,但后来中断。而最近的研 究主要针对增压锅炉主要关键设备的工作特性或其 控制装置的设计^[4-6],或从热平衡概念出发研究增 压锅炉本体的热力计算等^[7-8],对增压锅炉装置整 体配合工作特性的复杂性及其影响因素认识不够全 面,到目前为止,还没有形成完整的增压锅炉热力设 计计算方法。研究从增压机组与增压锅炉的配合工 作原理出发,提出了适用于增压机组与增压锅炉配 合工作特性的热力平衡数学模型和计算方法,为建 立和掌握增压锅炉装置的热力匹配设计方法奠定一 定的理论基础。

1 两者配合工作原理

增压锅炉点火启动过程中需要借助通风机提供

收稿日期:2010-07-02; 修订日期:2010-07-09 基金项目:中央高校基础科研重大专项基金资助项目(HEUCFZ10006). 作者简介:冯永明(1976-),男,河南南召人,哈尔滨工程大学副教授,博士.

的空气点火燃烧。锅炉产生蒸汽后,其中一部分输 送到增压机组辅助汽轮机中膨胀做功,驱动汽轮机 并通过减速齿轮箱带动压气机和烟气涡轮一同旋 转。压气机工作后,压缩空气送到增压锅炉的炉膛 内燃烧,燃烧过的废烟气排入烟气涡轮内膨胀做功, 和辅助汽轮机一起驱动压气机旋转。这时,通风机 停止向增压锅炉送风。增压锅炉装置的工作原理如 图1所示。



图 1 增压锅炉装置的工作原理图 Fig. 1 Schematic drawing of a turbocharged boiler device

增压锅炉根据动力装置中主汽轮机的需要调整 产生的蒸汽量。锅炉升负荷时,通过调整辅助汽轮 机进汽量提升增压机组转速增大压气机的流量来满 足增压锅炉的需要。当锅炉在高负荷下运行,增压 机组存在内部功率平衡时,通过调整压气机旁通阀 的空气旁通量来调节增压机组的转速,满足增压锅 炉的需要。此时,增压机组辅助汽轮机仅消耗少量 的蒸汽作冷却汽使用。

2 热力匹配计算

2.1 增压锅炉热平衡方程

根据能量守恒,送入锅炉燃料的热量应等于锅 炉有效吸收的热量与各种损失的热量之和。考虑涡 轮增压机组的热损失,增压锅炉的热平衡方程为:

 $Q_r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7$ (1) 式中: Q_r —送入锅炉的燃料的热量,(亦称为支配热量) kJ/kg;

 Q_1 一锅炉有效利用的热量,kJ/kg;

 Q_2 一锅炉的排烟损失,kJ/kg;

 Q_3 一化学不完全燃烧热损失,kJ/kg;

 Q_4 一机械不完全燃烧热损失,kJ/kg;

 Q_5 一锅炉的散热损失,kJ/kg;

 Q_6 一涡轮增压机组机械热损失,kJ/kg;

 Q_7 一涡轮增压机组剩余功率热损失,kJ/kg;

若以燃料送入锅炉的热量的百分数表示,则式 (1)式可转化为:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7$$
 (2)
则可得到增压锅炉效率的计算式,即:

$$\eta_{\rm b} = \frac{Q_1}{Q_{\rm r}} \times 100 = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 + q_7) \tag{3}$$

考虑增压锅炉各部件的热力学特性,选用合理 的经验系数并建立准确的炉膛热力计算、蒸发管束 热力计算、过热器热力计算和经济器热力计算的数 学模型是进行锅炉有效利用热量计算的前提,上述 锅炉关键部件热力计算选用的计算模型可见文献 [4,5,7,8],这里不再进一步详细给出。

2.2 涡轮增压机组功率平衡方程

2.2.1 压气机平衡方程

根据压气机特性关系曲线: $\pi_c = f(G_{cp}, n_{cp}), \eta_c$ = $f(G_{cp}, n_{cp}),$ 采用二元三点插值,由压气机折合转速(转速)和折合流量(流量)得到压气机的压比和效率,然后再计算压气机的出口温度和压气机的消耗功率。压气机出口温度 T_2^* 和压气机功率 N_c 的计算公式为:

$$T_{2}^{*} = T_{1}^{*} \times \left[1 + \frac{1}{\eta_{c}} \times (\pi_{c}^{R/C_{pc}} - 1) \right]$$
(4)

$$N_{\rm c} = G_{\rm c} \times C_{\rm pc} \times (T_2^* - T_1^*) / \eta_{\rm mc}$$
 (5)

而式中压气机折合流量 *G*_{ep}和实际流量 *G*_e的关系以及压气机折合转速 *n*_{ep}和实际转速 *n*_e的关系由如下公式确定:

$$G_{\rm ep} = (G_{\rm e} \times \sqrt{T_1^*} / P_1) \times g \tag{6}$$

$$n_{\rm cp} = \frac{n_{\rm c}}{n_{\rm d}} \times \sqrt{273.15 + 30} / \sqrt{T_1^*}$$
(7)

式中: R一气体常数; C_{pc} 一空气的定压比热, kg/kg; η_{mc} 一压气机的机械效率; g一重力加速度, m/s²; P_1 一压气机进口滞止压力, MPa; T_1^* 和 T_2^* 一压气机 进出口滞止温度, K; n_d 一压气机设计工况转速, r/ min; G_c 一压气机流量, kg/s。

2.2.2 烟气涡轮数学模型

对于单级轴流式涡轮,由于动叶进、出口直径无 变化,因而转速对静叶喷嘴的出口压力基本无影响, 这使得转速对膨胀比与流量的影响较小,因此在一 般的热力计算时,可以近似地用一条与转速无关的 单一曲线表示^[9]。计算中,单级烟气涡轮气动性能 参数的计算即采用了单曲线气体动力特性关系曲 线,即为:

$$G_{\rm Tp} = f(\pi_{\rm T}) , \eta_{\rm T} = f(\pi_{\rm T})$$
(8)

由式(8)可知,只要膨胀比确定,就可以得到烟 气涡轮机一个完全确定的工作状态,由此在迭代计 算中不需进行压气机转速与烟气涡轮转速平衡的物 理约束边界条件的迭代,且不带来不允许的计算误 差。烟气涡轮折合流量 *G*_{Tp}和实际流量 *G*_T 的关系 由如下公式确定:

$$G_{\rm Tp} = G_{\rm T} \ \sqrt{T_3^*} / P_3 \tag{9}$$

烟气涡轮的出口温度和涡轮发出的功率的计算 式为:

$$T_{4}^{*} = T_{3}^{*} - T_{3}^{*} \times (1 - 1/\pi_{\mathrm{T}}^{\frac{\kappa}{C_{\mathrm{PT}}}}) \times \eta_{\mathrm{T}}$$
(10)

 $N_{\rm T} = G_{\rm T} \times C_{\rm pT} \times (T_3^* - T_4^*) \times \eta_{\rm mT}$ (11) 式中: $C_{\rm pT}$ 一烟气的定压比热, kJ/kg; R一气体常数; $\eta_{\rm mT}$ 一烟气涡轮机的机械效率; T_3^* 、 T_4^* 一烟气涡轮进 出口滞止温度, K; P_3^* 一烟气涡轮进出口压力, MPa; $G_{\rm T}$ 一烟气涡轮流量, kg/s。

2.2.3 涡轮增压机组功率平衡方程

对稳定工作的涡轮增压机组,烟气涡轮与辅助 汽轮机发出的功率总和应等于压气机耗功,据此可 建立如下涡轮增压机组功率平衡计算方程:

 $N_{\rm S} + N_{\rm T} = N_{\rm C} \tag{12}$

其中,辅助汽轮机发出的有效功率 N_s 的大小 取决于涡轮增压机组与锅炉配合运行的负荷工况, 以及烟气涡轮的做功能力和压气机的功率消耗。

2.2.4 辅助汽轮机数学模型

对于涡轮增压机组与增压锅炉配合的稳态匹配 计算,当辅助汽轮机需投入工作运行时,其蒸汽消耗 量为:

$$G_{\rm s} = \frac{N_{\rm s}}{i_1 - i_2} = \frac{N_{\rm c} - N_{\rm T}}{i_1 - i_2} \tag{13}$$

式中:*i*₁、*i*₂一辅助汽轮机进出口单位质量流量蒸汽的焓值。

2.3 两者配合计算的约束边界条件

涡轮增压机组与增压锅炉配合运行过程中两者 之间总存在热力平衡匹配的问题。

2.3.1 流量平衡

通过烟气涡轮的烟气的质量流量应等于扣除锅 炉除尘耗气量的压气机空气流量与锅炉燃油消耗量 之和,即:

$$G_{\rm T} = (G_{\rm C} + G_{\rm B}) \times (1 - 0.02) \tag{14}$$

式中: $G_{\rm T}$ 一通过涡轮的烟气流量; $G_{\rm c}$ 一压气机空气流量; $G_{\rm b}$ 一锅炉燃油消耗量, kg/s; 锅炉除尘耗气量约为 2%。

2.3.2 热量平衡

实际上,随着锅炉负荷工况或大气环境温度的 变化等,涡轮增压机组的功率平衡会相应发生改变, 并最终导致整个增压锅炉装置的热平衡也发生 变化。

当烟气涡轮发出的功率不足或其刚好满足压气 机的耗功和增压机组的损失时,增压机组不存在剩 余功率,增压机组剩余功率热损失 Q₇ 为零,此时整 个增压锅炉装置的热平衡方程可采用如下表达式, 但涡轮增压机组机械热损失 Q₆ 的计算表达式不同:

 $Q_r = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6$ (15) 其中,当功率平衡即 $N_c = N_T$ 时,则:

$$Q_6 = \Delta I_{\rm T} / G_{\rm T} - \Delta I_{\rm C} / G_{\rm C}$$
(16)
而当功率不足即 $N_{\rm C} = N_{\rm T} + N_{\rm S}$ 时,则:

$$Q_6 = \Delta I_{\rm T} / G_{\rm T} - \frac{N_{\rm T}}{N_{\rm C}} \Delta I_{\rm C} / G_{\rm C}$$
(17)

当烟气涡轮发出的功率过剩时,增压锅炉装置的热平衡方程式即为式(1),但涡轮增压机组机械 热损失 Q₆和涡轮增压机组剩余功率热损失 Q₇的计 算表达式为:

$$Q_6 = \frac{N_{\rm C}}{N_{\rm T}} \triangle I_{\rm T} / G_{\rm T} - \triangle I_{\rm C} / G_{\rm C}$$
(18)

$$Q_7 = \left(1 - \frac{N_{\rm c}}{N_{\rm T}}\right) \triangle I_{\rm T} / G_{\rm T} \tag{19}$$

式中: $\Delta I_{\rm T}$ 和 $\Delta I_{\rm c}$ 一涡轮的烟气焓降和压气机的空气 焓升,kJ,并采用如下计算公式:

$$\Delta I_{\rm C} = G_{\rm c} \times C_{\rm pc} T_1^* \times \left(\frac{1}{\eta_{\rm c}}\right) \times (\pi_{\rm c}^{\frac{R}{C_{\rm pc}}} - 1) \qquad (20)$$

$$\Delta I_{\rm T} = G_{\rm T} \times C_{\rm pT} T_3^* \times \left(1 - \frac{1}{\pi_{\rm T} c_{\rm pT}^{\rm R}} \right) \times \eta_{\rm T}$$
(21)

2.3.3 压力平衡 若定义压气机进出口压力为 P₁ 和 P₂(MPa), 烟气涡轮进出口压力分别为 P_3 和 $P_4(MPa)$,而压 气机进气系统(从大气到压气机进口)阻力为 ΔP_1 ; 锅炉烟风阻力(从压气机出口到烟气涡轮进口)为 ΔP_2 ;涡轮排气系统阻力(从烟气涡轮转子出口截 面到大气)为 ΔP_3 ,则存在如下关系:

$$\pi_{\rm C} = P_2 / P_1 \tag{22}$$

$$\pi_{\mathrm{T}} = P_3 / P_4 \tag{23}$$

$$P_1 = P_a - \triangle P_1 \tag{24}$$

$$P_2 - \triangle P_2 = P_3 \tag{25}$$

$$P_4 - \triangle P_3 = P_a \tag{26}$$

若定义压气机进气系统总压恢复系数为 σ_1 、锅 炉烟风总压恢复系数为 σ_2 、烟气涡轮排气系统总压 恢复系数为 σ_3 ,则它们的计算公式为:

$$\sigma_1 = (P_a - \Delta P_1) / P_a = P_1 / P_a$$
(27)

$$\sigma_2 = (P_2 - \triangle P_2) / P_2 = P_3 / P_2$$
(28)

$$\sigma_3 = (P_4 - \Delta P_3) / P_4 = P_a / P_4$$
(29)

则可得到如下压力平衡方程:

$$\boldsymbol{\tau}_{\mathrm{T}} = \boldsymbol{\pi}_{\mathrm{C}} \times \boldsymbol{\sigma}_{1} \times \boldsymbol{\sigma}_{2} \times \boldsymbol{\sigma}_{3} \tag{30}$$

即沿机组流体网络管路系统,机组的压力下降 应等于机组的压力升高。

2.4 其它重要计算公式

通过对测试数据的回归整理,表明管路系统的 流动损失与气体流量的平方近似成正比,据此通过 数据拟和得到沿机组管路压气机进气系统阻力、锅 炉烟风阻力、烟气涡轮排气阻力的计算函数关系 式为:

$$\triangle P_1 = f_1 (G_0^2) \tag{31}$$

 $\triangle P_2 = f_2(G_{\rm T}^{2}) \tag{32}$

$$\Delta P_3 = f_3 (G_{\rm T}^2) \tag{33}$$

3 计算方法

在给定蒸汽产量和过量空气系数后,上述热平 衡方程与压力平衡方程组联系构成了一个非线性代 数方程组。由于方程的物理意义和定义互相独立, 因此有唯一一组实数解。在过量空气系数给定的情 况下,可根据压气机流量、压气机转速、计算得到燃 料量等,并根据蒸发量进行两者配合的热平衡计算, 其中炉膛热力计算、过热器热力计算和经济器热力 计算分别需要进行热平衡迭代;另一方面,则可由压 气机转速、压气机流量计算得到压气机压比、系统阻 力等、并根据机组压力平衡方程得到涡轮膨胀比,并 由涡轮的通流特性:

$$G_{\rm Tp} = \frac{G_{\rm T} \ \sqrt{T_3^*}}{P_3} = f(\pi_{\rm T})$$

计算得到涡轮前的烟气温度:

$$T_3^* = \left(\frac{P_3 \times f(\pi_{\rm T})}{G_{\rm T}}\right)$$

只有当由热平衡计算得到的经济器出口烟温与 由压力平衡计算得到的烟气涡轮的温度相一致时, 则根据两个独立物理量(流量、转速)迭代求得的一 组实数解不仅可满足涡轮增压机组与增压锅炉配合 运行的热力平衡(热平衡、压力平衡、)特性,而且由 这两个独立变量迭代确定的唯一一组实数解也满足 两者配合运行管路系统流体网络中工质压力、温度 和流量的耦合关系。计算表明,基于两个独立物理 量(流量、转速)和上述方程组迭代求解次序,采用 二分法就可迭代解出上述方程组的近似实数解。

4 仿真验证

对涡轮增压机组及其与增压锅炉配合运行的测 试数据进行了对比计算,以验证仿真模型的准确性。 表1和表2给出了两种典型工况条件下两者对比的 详细结果。其中锅炉燃油耗量、压气机流量及其转 速分别以它们的设计参数进行了无因次化。

表1 100% 工况下实验值与计算值比较

Tab. 1 Comparison of the test value with the calculated one under the 100% load condition

	实验值	计算值
锅炉燃油耗量	1.013	1.018
大气环境温度/K	303	303
压气机流量/kg•s ⁻¹	1.015	1.021
压气机转速	1.02	1.025
压气机压比	3.11	3.08
压气机出口温度/K	442	440
压气机出口压力/MPa	0.31	0.31
锅炉经济器出口烟温/K	796	797
涡轮机膨胀比	2.11	2.07
涡轮机出口温度/K	681	683
涡轮机出口压力/MPa	0.122	0.123
辅助汽轮机蒸汽耗量/kg•h ⁻¹	3156	3261
锅炉效率/%	82.13	81.73

从表中可以看出,在相同的大气环境条件、相同 负荷边界条件下,涡轮增压机组的总体性能参数及 增压锅炉的主要性能参数的计算值与测试数据吻合 较好,表明所建立的仿真模型具有较高的可靠性,可 为研究分析大气环境温度条件等对涡轮增压机组与 增压锅炉配合特性的影响提供了研究基础。 表 2 60% 工况下实验值与计算值比较

Tab. 2 Comparison of the test value with the calculated one under the 60% load condition

	实验值	计算值
锅炉燃油耗量	1.014	1.019
大气环境温度/K	303	303
压气机流量	1.015	1.033
压气机转速	1.018	1.022
压气机压比	1.63	1.60
压气机出口温度/K	357	355
压气机出口压力/MPa	0.162	0.160
锅炉经济器出口烟温/K	661	662
涡轮机膨胀比	1.27	1.30
涡轮机出口温度/K	626	622
涡轮机出口压力/MPa	0.108	0.107
辅助汽轮机蒸汽耗量/kg•h ⁻¹	4525	4612
锅炉效率/%	84.05	83.65

5 海况环境温度变化的影响分析

当锅炉需要的空气量一定,进气压力不变,由压 气机特性参数折合流量的定义可知,若环境温度升高 则 $\sqrt{T_1^*}$ 增大,那么 G_{co} 相对增大,则增压机组与增压 锅炉工作的两者的配合工作线在压气机通用特性图 上将向折合流量增大方向移动即移向堵塞线,压气机 效率急剧下降,耗功显著增加,辅助汽轮机需补充的 功率将显著增大,其消耗的蒸汽量将急剧增大。若环 境温度下降,则 $\sqrt{T_1^*}$ 减小,那么 G_{cp} 相对减小,两者配 合工作线向压气机喘振线方向移动,压气机效率升 高,耗功减小,辅助汽轮机需补充的功率将明显减小, 消耗的蒸汽量将减小。由此可见,海况环境温度的变 化将对整个增压锅炉的匹配运行产生重要影响。表 3 给出了大气环境温度为 278 K 和极端高温 313 K 两 种情况下锅炉100%负荷时两者的主要性能参数。其 中锅炉燃油耗量、压气机空气流量及其转速分别以它 们 30 ℃时的设计参数进行了无因次化。

通过对比表1和表3可见看出,与环境温度为 303 K时相比,当环境温度为313 K时,辅助汽轮机 的蒸汽消耗量显著增长了62%,这将降低整个装置 最大负荷的供汽能力;而当大气环境温度为278 K, 增压机组内部出现了功率平衡,压气机满足了锅炉 的空气需要,并需要进行旁通放气,辅助汽轮机仅需 消耗少量蒸汽。增压机组达到内部功率的原因是: 随着环境温度降低,压气机工作线移向高效率区域, 且随着锅炉负荷的增长,压气机耗功逐渐增加,但烟 气涡轮发出的功率也逐渐增大且比压气机耗功增加 的更快,而当其逐渐增大至超过压气机消耗的功率 之后,辅助汽轮机逐渐减少做功,增压机组达到内部 功率平衡。可以预见,随着环境温度的进一步下降, 由于增压机组出现功率过剩,压气机需要通过旁通 放气来控制增压机组的转速和进行功率平衡。可见 计算结果与上述理论分析的结论相一致,因此,这里 的仿真结果可为增压锅炉增压机组调节控制系统的 设计提供理论依据。

表 3 100% 工况海况环境温度变化对 涡轮增压机组与增压锅炉配合性能的影响

Tab. 3 Influence of the change of the ambient temperature on the sea on the match performance of a turbocharged unit with a turbocharged boiler

	计算值	计算值
锅炉效率/%	80.76	81.92
大气环境温度/K	278	313
压气机流量	1.024	1.018
压气机转速	0.95	1.045
压气机压比	2.91	3.22
压气机出口温度/K	35	448
压气机出口压力/MPa	0.28	0.31
锅炉经济器出口烟温/K	794	796
涡轮机膨胀比	2.01	2.09
涡轮机出口温度/K	685	687
涡轮机出口压力/MPa	0.119	0.124
辅助汽轮机蒸汽耗量/kg•h ⁻¹	102	5459
压气机喘振裕度	0.38	0.45

6 结 论

(1) 建立的热力平衡计算模型和提出的迭代求 解方法可用于研究涡轮增压机组与增压锅炉的热力 匹配特性,计算模型正确,计算方法可行。增压锅炉 装置的热力设计计算不同于常压锅炉,在考虑两者 配合工作的约束边界条件的前提下,当进行热量平 衡计算时,还必须考虑机组流网管路固有的压力平 衡关系,并在计算中解决热量平衡方程和压力平衡 方程的耦合关系。

(2)环境温度的变化通过影响涡轮增压机组的 功率平衡及其与增压锅炉的配合工作,从而对整个 增压锅炉装置的热力平衡(燃油效率和工作线)产 生了重要影响。环境温度升高,增压机组与增压锅 炉两者的配合工作线将向压气机堵塞线区域移动, 增压机组提供空气能力下降,辅助汽轮机需补充的 功率增大耗汽量增加,锅炉的实际供汽能力下降;环 境温度下降,配合工作线向压气机喘振线移动,辅助 汽轮机需补充的功率减小耗汽量减小,锅炉的实际 供汽能力可增加。

参考文献:

- [1] 吉桂明. 舰用主增压锅炉在固定式动力工程中的应用[J]. 锅 炉技术,1998,29(10):15-15.
 JI Gui-ming. Application of a marine main turbocharged boiler in stationary power engineering projects [J]. Boiler Technology,1998, 29(10):15-15.
- [2] 刘长和. 船用增压锅炉技术的新进展 [J]. 热能动力工程, 1999,14(4):241-245.
 LIU Chang-he. New advances of the marine turbocharged boiler technology [J]. Engineering for Thermal Energy and Power, 1999, 14(14): 241-245.
- [3] 李 章,张 宁,刘祥源. 舰用增压锅炉装置[M]. 北京: 海潮 出版社,2000.
 LI Zhang, ZHANG Ning, LIU Xiang-yuan. A warship-purpose turbocharged boiler device [M]. Beijing: Tide Press,2000.
- [4] 姜任秋,赵 鑫,李彦军,等. 舰用增压锅炉烟风阻力计算方 法研究[J].哈尔滨工程大学学报,2004,25(5):566-568. JIANG Ren-qiu,ZHAO Xin,LI Yan-jun, et al. Study of the method for calculating the flue gas and air resistance of a warship-purpose turbocharged boiler[J]. Journal ofHarbin Engineering University, 2004, 25(5): 566-568.
- [5] 姜任秋,王 敏,李彦军. 船用主增压锅炉烟气工作特性分析 与研究[J]. 哈尔滨工程大学学报,2005,25(5):722-725. JIANG Ren-qiu, WANG Min, LI Yan-jun. Analysis and study of the flue gas working characteristics of a marine main turbocharged boiler [J]. Journal of Harbin Engineering University,2005,25(5): 722-725.
- [6] 齐宏伟,陈 琳,刘佳琳,等. 涡轮增压机组防喘保护装置气动 伺服系统研究[J]. 陕西理工学院学报(自然科学版),2009,25 (1):8-11.

QI Hong-wei, WANG Min, LIU Jia-lin, et al. Study of the surgeprevention and protection device-based pneumatic servo system of a turbocharged unit [J]. Journal of Shanxi College of Science and Technology (natural science edition), 2009, 25(1):8-11.

[7] 李彦军, 姜任秋, 孙宝芝. 船用增压锅炉热力计算方法有关问题分析 [J]. 热能动力工程,2005,20(1):93-96.
LI Yan-jun, JIANG Ren-qiu, SUN Bao-zhi. Analysis of relevant problems concerning the thermodynamic method for calculating a marine turbocharged boiler [J]. Engineering for Thermal Energy and Power,2005,20(1):93-96.
[8] 王建志,吴少华,季清洲. 船用增压锅炉热平衡计算 [J]. 热能

动力工程,2006,26(6):470-472. WANG Jian-zhi, WU Shao-hua, JI Qing-zhou. Thermal balance calculation of a marine turbocharged boiler [J]. Engineering for Thermal Energy and Power,2006,26(6):470-472.

[9] COHEN H, ROGERS G F C, SARAVANAMUTTOO H I H. Gas turbine theory [M]. London: Longman Group Limited, 1996: 338 – 341.

(陈 滨 编辑)

were the operation characteristics of the liquid-steam ejector. It has been found that with an increase of the pressure of the working fluid, the ejection coefficient will also increase. To a certain extent, the contribution of the increase of the pressure to the increase of the ejection coefficient will be no longer remarkable. The bigger the pressure of the ejection fluid, the bigger the ejection coefficient. However, with due consideration of the pressure of the ejection fluid being required to be not excessively high by the evaporation of seawater at a low temperature, decisions shall be made in a comprehensive way in engineering projects. When the ratio of the diameter of the nozzles and that of the reception chamber is 0.4324, the performance of the ejector is deemed as the optimum. The research findings and its research process can offer reference for further study of liquid-steam ejectors. **Key words**: marine liquidsteam ejector, multi-phase flow, ejecting coefficient

涡轮增压机组与增压锅炉热力匹配计算方法研究 = Study of the Thermodynamic Calculation Methods for Matching a Turbocharged Unit with Its Supercharged Boiler [刊,汉]FENG Yong-ming, WANG Cheng, WANG Yin-yan, et al(College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. - 2011, 26(6). - 705 ~ 709

Based on the thermodynamic and pressure balance relationship between a supercharged boiler and its turbocharged unit, both of which are matched and work together, and on the balance relationship of the power output existing inside the turbocharged unit with due consideration of the resistance characteristics and restriction by the boundary conditions of the pipeline system of the unit, by using the centralized parameter method, presented were a joint equation group controlling the matching of the supercharged boiler and its turbocharged unit. Furthermore, a thermodynamic balance model controlling their matching characteristics was established and an iterative solution-seeking calculation method was presented. On this basis, through a contrast analysis of the simulation test data with the main measured ones of the unit, it was proven that the calculation method in question is feasible and the model thus established is correct and effective. In addition, the influence of the change of the inlet temperature under the sea conditions on their thermodynamic matching characterisitics was studied and analyzed in detail. The research findings have laid a certain theoretical foundation for formulating and grasping the mthod for thermodynamic matching design of a main boiler and its turbocharged unit in a supercharged boiler unit. **Key words**: supercharged boiler, matching performance, mathematical model, turbocharged unit, ambient temperature

煤粉注入式粗粉分离器的设计与实验研究 = Design and Experimental Study of a Pulverized-coal Injection Type Coarse Powder Separator [刊,汉] CHEN Dong-lin, LIU Chuang (Hunan Provincial Key Laboratory on Renewable Energy Source Power Technology, Changsha University of Science and Technology, Changsha, China, Post Code: 410076), CHEN Ze-yan, WANG Yi-gang (Datang Huayin Zhuzhou Thermal Power Generation Co. Ltd., Zhuzhou, China, Post Code: 412009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power. – 2011, 26 (6). –710 ~715