

增压锅炉汽包低周疲劳寿命计算方法研究

郑心伟¹, 孙 瑜², 王晓军³

(1. 哈尔滨工程大学 动力与能源工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150001; 2. 海洋石油工程股份有限公司, 天津 300452
3. 哈投投资股份有限公司 供热公司, 黑龙江 哈尔滨 150090)

摘 要: 在分析、比较和论证美英德和我国同类标准计算方法的基础上, 确定了计算载荷的种类、考核点的位置, 选取了应力集中系数和低周疲劳设计曲线, 确定了主应力差计算的强度准则和疲劳损伤安全准则的计算方法, 建立了径向温差及其热应力的计算方法、内压应力和径向温差热应力的合成方法, 并形成了满足蒸汽动力装置机动性要求的增压锅炉汽包低周疲劳寿命计算方法。方法的建立, 不仅对增压锅炉汽包的设计工作具有指导作用, 而且为最终确立增压锅炉汽包低周疲劳寿命计算方法及其相关问题的拓展性研究奠定了基础。

关 键 词: 增压锅炉; 汽包; 低周疲劳寿命; 计算方法。

中图分类号: TK225 文献标识码: A

引 言

由于锅炉汽包低周疲劳寿命计算是调峰电站锅炉设计中不可缺少的部分, 国外的一些国家先后制定了自己的标准计算方法^[1-3], 我国也先后实施了“水管锅炉锅筒低周疲劳寿命计算”和“锅筒低周疲劳寿命计算”的标准计算方法^[4-9], 标准的实施是为了适应大型调峰电站锅炉机组寿命计算需要, 在总结国内运行电厂、制造厂家、高等院校和科研单位等有关部门的科研成果和参考国外同类标准基础上制定的^[9]。

与调峰电站锅炉不同, 增压锅炉具有更高的机动性^[7], 由此带来的问题是上述标准计算方法能否适用于增压锅炉汽包低周疲劳寿命的计算, 本研究将围绕这一问题进行分析、比较和论证, 为建立满足增压锅炉机动性要求的汽包低周疲劳寿命计算方法提供借鉴。

1 计算载荷种类和考核点的确定

1.1 计算载荷种类的确定

与普通机械零件相比, 锅炉受压元件的受力要

复杂得多, 承受的载荷主要有以下几种: 介质应力、热应力、附加载荷和工艺应力。一般情况下, 以上各种载荷与高温及腐蚀介质同时作用于元件上。因此, 锅炉受压元件的受载情况要比一般机械元件较为复杂^[8]。

对于介质应力中的水压试验来说, 可以单独作为一个应力循环工况来校核其对汽包低周疲劳寿命的损伤。但是, 在锅炉的寿命期限内, 水压试验的实际循环次数很小, 可以不计其对汽包低周疲劳寿命的损伤; 在锅炉运行时, 汽包上的安全阀实际工作次数难以定量确定, 并且安全阀动作压力升高的累积时间, 相对工作寿命来说很短, 这种压力升高对持久强度寿命的影响, 可以忽略不计。但是, 考虑到锅炉运行时, 汽包实际运行压力往往高于其额定工作压力。所以, 汽包内介质的最高压力取为汽包安全阀的整定压力, 也就是说介质应力中的汽包安全阀起跳时的较高压力对汽包低周疲劳寿命的损伤并入其中考虑。这样, 在计算时, 介质应力载荷中仅考虑内压(最高压力取为汽包安全阀的整定压力)应力载荷变化对汽包低周疲劳寿命的损伤。

对于附加载荷来说, 就汽包自重及其内部介质等的重量所构成的均匀载荷而言, 它们只对平均应力起作用, 在低周疲劳设计曲线中已经考虑了最大可能的平均应力的影响。因此, 可以不考虑均匀载荷对汽包低周疲劳寿命的损伤; 因为低周疲劳设计曲线已考虑了应力安全系数, 所以不再考虑由支承、悬吊等引起的局部集中载荷对汽包低周疲劳寿命的损伤, 计算载荷中也不考虑附加载荷。

对于工艺应力来说, 因为所选用的圆筒上焊接管接头处内压应力集中系数的数据已经包括了通常汽包筒体在制造过程中所存在的不圆度而引起的应力集中的影响。所以, 汽包不圆度所造成的弯曲应力已在汽包内压应力集中系数中考虑; 对残余应力来说, 残余应力是自平衡力系, 对于交变载荷来说,

残余应力是一种平均应力, 残余应力会随着锅炉运行时间的增加而逐渐松弛, 水压试验对残余应力的松弛也是有利的。另外, 从残余应力的性质来分析, 它对汽包整体的强度和低周疲劳寿命的影响不会太大, 在低周疲劳设计曲线中已经考虑了最大可能的平均应力的影响。因此, 不再考虑汽包残余应力对其低周疲劳寿命的损耗。这样, 计算载荷中不再考虑工艺应力。

另外, 低周疲劳设计曲线考虑到试验数据的分散性、尺寸效应、构件表面粗糙度及工作环境等因素的影响, 为安全起见, 对经过平均应力修正的虚拟应力疲劳寿命曲线, 还取了一定的安全系数。所以, 不再考虑腐蚀介质可能对汽包低周疲劳寿命的损耗。

综上所述, 在进行汽包低周疲劳寿命计算时, 计算载荷的种类可以只考虑汽包内压应力载荷和温差热应力载荷, 这一结论与我国标准相一致。

1.2 考核点的确定

由图 1 可知, 对于焊接管接头而言, 纵向截面 (图中 A—A 截面, 通常又称肩部) 的内转角 A 点和横向截面 (图中 B—B 截面, 通常又称腹部) 的外转角 B 点由于内压应力集中系数和循环应力幅最大, 曾经是疲劳分析的重点^[1]。但是, 已有的国内外研究还表明^[3~5], A 点处的循环应力幅值大于 B 点处的循环应力幅值, 因此只需对 A 点进行疲劳分析, 如果 A 点处材料的疲劳寿命能够保证, 则整个汽包的寿命就能保证。

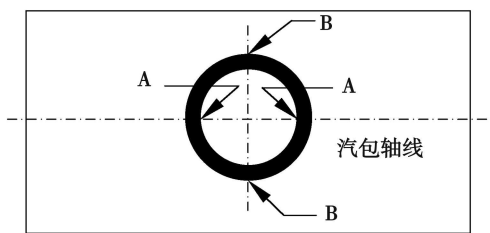


图 1 考核点位置示意图

2 考核点的应力计算

2.1 内压应力和径向温差热应力的计算

ASME 标准推荐的内压应力和径向温差热应力的计算是按同一地点、同一时刻的进行。而 TRD301 标准和我国标准推荐的内压应力和径向温差热应力的计算方法均有两种: 按同一地点、同一时刻的应力计算和不考虑它们之间的时间相位差, 即

不按同一时刻的应力计算, 均取内压应力和径向温差热应力的极值计算, 也称极值法, 得到的结果偏保守。不同的是, 在极值法中, TRD301 标准推荐的径向温差热应力的计算方法利用的是汽包壁准稳态温度场时的径向温差, 由于此时的温差是锅炉整个启停过程中的极限值, 所计算的热应力也是锅炉启停过程中的最大值 (绝对值) 而我国标准推荐的径向温差的计算方法利用的是在对汽包壁准稳态温度场时的径向温差修正基础上得到的^[6,9], 显然比 TRD301 标准推荐的计算方法要准确。但是, 文献 [10] 在对增压锅炉汽包壁内导热问题取与 TRD301 标准和我国标准相同假设的基础上, 确定了其导热方程和定解条件, 得到了其解析解。由于解析解的复杂性, 采用理论分析求解的方法, 得到了非常逼近解析解的逼近解, 进而得到了汽包壁径向温差 $\delta(R, \tau) - \tau(R, \tau)$ (某时刻汽包壁的体积平均温度与内壁温度之差) 并通过实例计算结果比较, 得出了在增压锅炉一些快速启停运行工况时的初始阶段, 按 TRD301 标准推荐的径向温差极值法和我国标准推荐的计算方法得到的增压锅炉汽包壁径向温差 $\delta(R, \tau) - \tau(R, \tau)$ 的计算结果存在较大误差。不可否认的是, 在增压锅炉的某些运行工况时, TRD301 标准推荐的径向温差极值法和我国标准推荐的计算方法也能够适用。然而作为一种计算方法应该满足锅炉所有运行工况及其历程计算要求, TRD301 标准推荐的径向温差极值法和我国标准推荐的径向温差计算方法不能适用于增压锅炉的相关计算。另外, 由于增压锅炉在一些运行工况时的升降压 (温) 速度很快, 采用内压应力的极值法计算将会给循环工况的汽包低周疲劳寿命的计算结果产生较大误差, 甚至错误。

综上所述, 增压锅炉汽包内压应力和径向温差热应力的计算应按同一地点、同一时刻的进行, 并且径向温差的计算按文献 [10] 给出的计算公式进行, 鉴于篇幅的限制, 本文仅给出计算公式。

2.1.1 内压应力集中系数的选取和内压应力计算

2.1.1.1 内压应力集中系数的选取

在疲劳计算中, 所应用的应力集中系数的数值, 通常是大量实验数据或大量精确计算的统计值。目前, 用作疲劳寿命计算的内压应力集中系数主要有 ASME 标准、TRD301 标准和我国标准推荐的数值, 这些数据都具有足够的安全裕度。其中, ASME 标准的推荐值不仅是根据大量实测结果归纳出来的, 包括了筒体在制造过程中所存在的不圆度

而引起的应力集中系数的影响,而且可以避免 TRD301 标准较复杂的计算过程,在使用上更方便,已被我国标准所采用。所以,选取 ASME 标准在考核点处或我国标准的推荐值作为内压应力集中系数的计算依据。

2.1.1.2 内压应力计算

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta p} &= 3.1 \sigma_{mq} \\ \sigma_{z p} &= -0.2 \sigma_{mq} \\ \sigma_{r p} &= -p \end{aligned} \right\}$$

式中: $\sigma_{\theta p}$ 、 $\sigma_{z p}$ 、 $\sigma_{r p}$ —给定循环工况下,考核点处内压应力分别在环向、轴向和径向的应力分量, MPa; σ_{mq} —汽包壁薄膜应力, MPa, 按下列公式计算:

$$\sigma_{mq} = \frac{D_n + \delta}{2\delta} p$$

式中: D_n —汽包内径, mm; δ —汽包有效厚度, mm; p —给定循环工况下,取与计算径向温差同一时刻的汽包内介质表压力,最高表压力取汽包安全阀的整定压力, MPa

2.1.2 径向温差热应力集中系数的选取及热应力的计算

2.1.2.1 径向温差热应力集中系数的选取

目前,用作疲劳寿命计算的径向温差热应力集中系数主要有 TRD301 标准和我国标准的推荐值。

将汽包筒体近似地视作两向等拉或等压应力状态的薄平板,则由弹性力学理论可知,孔边环向应力集中系数为 2,孔边径向应力集中系数为 0,并且对于这种平面应力问题的薄平板,沿板厚方向的应力为 0,显然,其应力集中系数也为 0。因此,在考核点处相对于圆筒体的环向热应力集中系数为 2,径向和轴向热应力集中系数均为 0。TRD301 标准的取值与上述结论相同。但是,在开孔处由于热流的影响,加热时横截面的平均温度增高,冷却时又降低,这两种情况均使汽包筒体的内外壁温差减小,因而所产生的热应力比没有热流影响时小。因此,径向温差的孔边实际热应力集中系数都小于 2。在汽包的疲劳寿命计算中,通常将径向温差的热应力集中系数取为 2 是偏于安全的。这一结论可由文献 [9] 引用国外的研究成果来佐证:由于开孔区域受热流冲刷的影响,产生应力与纯开孔而不受热流影响不同。对无热流冲刷的孔区,应力集中系数取 1.85;对有热流冲刷的孔区,应力集中系数取 1.6。文献 [9] 还列举了我国几大锅炉厂针对电站锅炉在不同假设时的有限元法计算结果为 0.764~1.82。造成如此悬殊结果的原因是,要精确计算出径向温差热应力集中

系数是一项很复杂的工作。

综上所述,虽然我国标准推荐的径向温差热应力集中系数似乎按国外的孔区有热流冲刷时的应力集中系数取为 1.6。但是,锅炉汽包筒体上还有诸如安全阀、放气阀一类的焊接管接头,它们几乎不受热介质流动的冲刷作用。所以仍保守地采用 TRD301 标准的推荐值 2 作为计算的依据。

2.1.2.2 径向温差计算

$$t(R_2, \tau) - t(R_1, \tau) = \frac{V R_2^2}{8a} \times$$

$$\left[\frac{4\beta^4}{\beta^2 - 1} \ln \beta - 3\beta^2 + 1 \right] \frac{4}{\pi \eta^2 (R_2^2 - R_1^2)} C_1 \exp(-a\eta^2 \tau)$$

式中: τ —给定循环工况下,与计算汽包内介质表压力相同的时刻, min; $t(R_2, \tau)$ 、 $t(R_1, \tau)$ —给定循环工况下,汽包筒体在 τ 时刻时的体积平均温度和内壁温度, °C; V —给定循环工况下的汽包内介质升降温度速度, °C/min; R_1 、 R_2 —汽包筒体的内半径和外半径, m; a —给定循环工况下,考核点处材料在 τ 时刻的热扩散系数, m^2/min ; β —汽包筒体外径与内径的比值; C_1 的单位为 °C, 按下式计算:

$$C_1 = \left[-\frac{V}{4a} \frac{4\pi J_1(\eta R_2)}{\eta [J_0(\eta R_1) - J_0(\eta R_2)]} \right]$$

式中: J_0 、 J_1 —第一类零阶和一阶贝塞尔函数; Y_0 、 Y_1 —第二类零阶和一阶贝塞尔函数; η 的单位为 $1/m$, 由下式确定:

$$J_0(\eta R_1) Y_1(\eta R_2) - J_1(\eta R_2) Y_0(\eta R_1) = 0$$

为了计算的方便,采用工程应用数学的方法,将贝塞尔函数以多项式的形式为:

根据文献 [11] 9.4.3 当 $3 \leq x < \infty$ 时

$$J_0(x) = x^{-1/2} f \cos \theta_0, \quad Y_0(x) = x^{-1/2} f \sin \theta_0$$

$$f = 0.79788456 - 0.00000077(3/x) -$$

$$0.00552740(3/x)^2 - 0.00009512(3/x)^3 +$$

$$0.00137237(3/x)^4 - 0.00072805(3/x)^5 +$$

$$0.00014476(3/x)^6 + \epsilon$$

其中, $|\epsilon| < 1.6 \times 10^{-8}$;

$$\theta_0 = x - 0.78539816 - 0.04166397(3/x) -$$

$$0.00003954(3/x)^2 + 0.00262573(3/x)^3 -$$

$$0.00054125(3/x)^4 - 0.00029333(3/x)^5 +$$

$$0.00013558(3/x)^6 + \epsilon$$

其中, $|\epsilon| < 7 \times 10^{-8}$ 。

根据文献 [11] 9.4.6 当 $3 \leq x < \infty$ 时,有:

$$J_1(x) = x^{-1/2} f \cos \theta_1, \quad Y_1(x) = x^{-1/2} f \sin \theta_1$$

$$f = 0.79788456 + 0.00000156(3/x) +$$

$$0.01659667(3/x)^2 + 0.00017105(3/x)^3 -$$

$$0.00249511(3/x)^4 + 0.00113653(3/x)^5 - 0.00020033(3/x)^6 + \epsilon$$

其中, $|\epsilon| < 4 \times 10^{-8}$;

$$\theta_1 = x - 2.35619449 + 0.12499612(3/x) + 0.00005650(3/x)^2 - 0.00637879(3/x)^3 + 0.00074348(3/x)^4 + 0.00079824(3/x)^5 - 0.00029166(3/x)^6 + \epsilon$$

其中, $|\epsilon| < 9 \times 10^{-8}$ 。

2.1.2.3 径向温差热应力的计算

文献 [12] 给出的无孔汽包筒体径向温差引起的 3 个热应力分量为:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta} &= \sigma_{\tau} = -\frac{\alpha E}{1-\mu} [t(R, \tau) - t(R, \tau)] \\ \sigma_{z} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

式中: σ_{θ} 、 σ_{z} 、 σ_{τ} —给定循环工况下, τ 时刻时的无孔汽包筒体径向温差热应力分别在环向、轴向和径向的应力分量, MPa; α 、 E 、 μ —给定循环工况下, 考核点处材料在 τ 时刻时的汽包介质温度下的线膨胀系数、弹性模量和泊松比, 前两个物性参数的单位分别为 $1/^{\circ}\text{C}$ 、MPa

径向温差热应力计算为:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta r} &= 2\sigma_{\theta} \\ \sigma_{zr} &= 0 \\ \sigma_{\tau r} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

式中: $\sigma_{\theta r}$ 、 σ_{zr} 、 $\sigma_{\tau r}$ —给定循环工况下, τ 时刻时的考核点处径向温差热应力分别在环向、轴向和径向的应力分量, MPa

2.2 周向温差热应力集中系数的选取及热应力计算

2.2.1 周向温差热应力集中系数的选取

由汽包筒体周向温度不均匀引起的热应力, 主要是轴向热应力。若将汽包近似地视作一薄平板, 受单向拉伸或压缩应力的作用, 由弹性力学理论可知, 汽包轴线与小孔相交处的孔边环向应力集中系数为 -1, 轴向应力集中系数为 0 并且对于这种平面应力问题的薄平板, 沿板厚方向的应力为 0 显然, 其应力集中系数也为 0。因此, 在考核点处相对于环向的周向温差热应力集中系数为 -1, 径向和轴向的周向温差热应力集中系数均为 0。上述结论与我国标准给出的周向温差引起的应力集中系数的取值相一致。

2.2.2 周向温差热应力的计算

TRD301 标准不考虑周向温差热应力对汽包低周疲劳寿命损伤的影响。但是, 文献 [10] 的研究表

明, 不考虑增压锅炉周向温差热应力产生的循环应力幅值时, 将会给汽包低周疲劳寿命计算结果带来较大误差。

文献 [12] 给出的无孔汽包筒体周向温度分布不均匀而引起的轴向热应力为:

$$\sigma_z^1 = B \Delta t_{\max}$$

式中: B —系数, 我国标准取为 0.4。此值是锅炉所有运行工况时沿汽包筒体周向的最大值, 从而使考核点处计算出的轴向热应力达到汽包筒体整个截面的最大值, 保证考核点计算出的寿命耗损包容汽包筒体其它位置点, 只要考核点疲劳寿命合格, 其它各点寿命可以得到保证^[13]。文献 [10] 按增压锅炉汽包筒体结构和假设汽包水位在极低位置时, 计算出的 B 值也不超过 0.4。 Δt_{\max} —汽包筒体外壁周向最大温差, $^{\circ}\text{C}$; 我国标准规定: 对于给定的循环工况, 在计算谷值、峰值应力时, Δt_{\max} 分别取启动或升负荷、停炉或降负荷初始阶段筒体最大上、下壁温差。若此温差值难以确定, 计算谷值应力时 Δt_{\max} 取 40°C , 计算峰值应力时 Δt_{\max} 取 10°C 。文献 [6] 研究表明, 这样的取值方法, 对于个别特殊工况 Δt_{\max} 很大情况下的周向温差热应力也不会超过其计算值。

周向温差热应力计算为:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{\theta T} &= -\sigma_z \\ \sigma_{zT} &= 0 \\ \sigma_{\tau T} &= 0 \end{aligned} \right\}$$

式中: $\sigma_{\theta T}$ 、 σ_{zT} 、 $\sigma_{\tau T}$ —给定循环工况下, 分别在峰、谷应力时, 周向温差热应力在环向、轴向和径向的应力分量, MPa

2.3 合成主应力

考核点的各种循环应力确定以后, 则可以将这些循环应力进行叠加。

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma_{\theta P} + \sigma_{\theta r} + \sigma_{\theta T} = 3.1\sigma_{\theta P} + 2\sigma_{\theta} - \sigma_z \\ \sigma_2 &= \sigma_{zP} + \sigma_{zr} + \sigma_{zT} = -0.2\sigma_{\theta P} \\ \sigma_3 &= \sigma_{\tau P} + \sigma_{\tau r} + \sigma_{\tau T} = -P \end{aligned} \right\}$$

式中: σ_1 、 σ_2 、 σ_3 —给定循环工况时, 考核点分别在峰、谷应力时的环向、轴向和径向的合成主应力, MPa

锅炉在启动升温过程中, 热流由汽包筒体内壁传向外壁, 即内壁温度高于外壁温度, 因此有 $t(R, \tau) < t(R, \tau)$, 此时 $\sigma_{\theta} < 0$ 而周向温差在考核点处总是引起负应力。由上述方程组的第一式可知, 所述两种应力对内压正应力有减少作用, 甚至使 σ_1 达到负值。因此, 锅炉在启动或升负荷过程中, 有谷值应力存在; 相反, 锅炉在停炉或降负荷过程中, 有

峰值应力存在。

3 给定循环工况的锅炉汽包低周疲劳寿命计算

3.1 主应力差值的计算

在国外标准中, ASME标准和 BS500标准使用的是主应力差值的第三强度理论, TRD301标准使用的是主应力差值的第一强度理论, 即不必求主应力差值。

对于锅炉的承压部件来说, 都是由塑性较好的材料制造的。大量的实验和实践证明, 破坏时的裂口方向与壁面成 45°, 即最大剪应力方向。因此, 我国和很多国家的强度计算标准都采用第三强度理论作为强度计算准则, 为与之相一致, 增压锅炉主应力差值的计算也采用第三强度理论。

以 σ_{fi}, σ_{gi} ($i=1, 2, 3$) 标记峰、谷值主应力计算值, 在计算出该工况的峰、谷值主应力 σ_{fi}, σ_{gi} 后, 可按下列计算公式计算主应力差值。

峰值主应力差值的计算:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{f2} &= \sigma_f - \sigma_b \\ \sigma_{f3} &= \sigma_f - \sigma_b \\ \sigma_{f1} &= \sigma_f - \sigma_b \end{aligned} \right\}$$

谷值主应力差值的计算:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{g2} &= \sigma_g - \sigma_b \\ \sigma_{g3} &= \sigma_g - \sigma_b \\ \sigma_{g1} &= \sigma_g - \sigma_b \end{aligned} \right\}$$

3.2 主应力差波动范围和交变应力范围以及应力幅值的计算

主应力差波动范围计算:

$$\left. \begin{aligned} \Delta\sigma_{12} &= |\sigma_{f2} - \sigma_{g2}| \\ \Delta\sigma_{23} &= |\sigma_{f3} - \sigma_{g3}| \\ \Delta\sigma_{31} &= |\sigma_{f1} - \sigma_{g1}| \end{aligned} \right\}$$

交变应力范围计算:

$$\Delta\sigma = \max\{\Delta\sigma_{12}, \Delta\sigma_{23}, \Delta\sigma_{31}\}$$

应力幅值计算:

$$\sigma_a = 0.5\Delta\sigma$$

修正的应力幅值计算:

$$\sigma_a = \sigma_a \frac{E_0}{E}$$

式中: E_0 —低周疲劳设计曲线中给出的弹性模量, $E_0 = 2.06 \times 10^6$ MPa; E —该工况最高介质温度下考核点处材料的弹性模量, MPa

3.3 允许循环次数的确定

由 σ_a' 值在低周疲劳设计曲线上查取循环次数 N ; 此 N 值即为该工况的允许循环次数。

4 安全性判据的选取

4.1 低周疲劳设计曲线的选取

以往, 由于 BS500标准的疲劳设计曲线是用一种对接焊又经过磨平的试件, 更符合实际构件的状态, 而且 BS500标准的疲劳设计曲线比 ASME标准的疲劳设计曲线具有更大的安全裕度, 所以国内不少科研单位和工厂都采用 BS500标准的疲劳设计曲线, 以获得更安全可靠的寿命^[12]。但是, 我国现行标准附录 A给出的疲劳设计曲线与 BS500标准的相比, 其测定方法、取样方法、安全系数的取值等基本相同, 但其差别是, BS500标准的疲劳设计曲线没有考虑循环对弹性模量的影响。此外, 我国现行疲劳设计曲线还包括有大量中温疲劳性能数据, 是一条介于 ASME标准和 BS500标准的两条疲劳设计曲线之间的曲线, 与国外的相比不仅具有较高的安全裕度, 而且更符合实际情况^[14]。所以, 选用我国标准给出的疲劳设计曲线作为计算的依据。

4.2 累积损伤安全准则

疲劳累积损伤目前尚未得到很好解决, 其根本原因在于疲劳损伤演化的机理十分复杂, 尽管已提出了很多疲劳累积损伤理论, 但是目前在工程上广泛使用的还是 Miner线性疲劳累积损伤理论, 因为它较好地预测了疲劳寿命的均值, Miner线性疲劳累积损伤理论的数学表达式为^[15]:

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} = 1$$

式中: m —不同循环工况累计数; n_i —给定循环工况在设计寿命期间的预期循环次数; N_i —给定循环工况条件下由低周疲劳设计曲线查取的允许循环次数。

为保证汽包在承受各种循环应力幅作用下而不被破坏, 上式的寿命分数和(累积损伤)应满足:

$$\sum_{i=1}^m \frac{n_i}{N_i} < 1$$

5 结论

(1) 考核点处的内压应力集中系数可按 ASME标准或我国标准推荐值取用; 考核点处径向温差热应力集中系数按 TRD301标准的推荐值取用, 得到偏安全的结果; 周向温差热应力集中系数按我国标

准推荐值取用;

(2) TRD301 标准推荐的汽包壁径向温差计算的极值法和我国标准推荐的汽包壁径向温差计算方法不适用于增压锅炉的相关计算, 应按本研究的计算方法进行;

(3) TRD301 标准和我国标准推荐的内压应力、径向温差热应力及主应力合成的极值法不适用于增压锅炉的计算, 应按本研究的方法进行;

(4) 与国外标准相比, 我国标准推荐的低周疲劳设计曲线更为合理, 可用于本计算。

参考文献:

- [1] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, 1992 Rules for Construction of Pressure Vessels Division 2—Alternative Rules § J.
- [2] BS5500—1991 British Standard Specification for Unfired Fusion Welded Pressure Vessels Appendix C §.
- [3] TRD301—1992 Technical Rules for Steam Boilers §.
- [4] GB/T9222—1988《水管锅炉受压元件强度计算》附录 D §.
- [5] GB/T9222—2008《水管锅炉受压元件强度计算》附录 A §.
- [6] 梁剑平, 赵伟民, 王雪刚, 等. 国标“水管锅炉锅筒低周疲劳寿

命计算”的几个特点[J]. 中国电力, 2000 33 (3): 25—29.

- [7] 李 章, 张 宁, 刘祥源, 等. 船用增压锅炉装置[M]. 北京: 海潮出版社, 2000.
- [8] 王 栋, 李余德, 方钦志. 蒸汽锅炉用钢与受压元件强度分析[M]. 北京: 中国电力出版社, 2005.
- [9] 梁剑平, 赵伟民. 锅筒疲劳寿命计算中内外壁温差应力及其修正[J]. 锅炉制造, 1995 4 10—16 48.
- [10] 郑心伟, 王鹏涛. 增压锅炉汽包疲劳寿命计算方法研究[R]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学, 2009.
- [11] OLIVER F W J Bessel functions of integer order // Milton Abramowitz Irene A Handbook of Mathematical Functions with Formulas Graphs and Mathematical Tables G. Washington Government Printing Office 1965 369—370.
- [12] 吕邦泰, 沈月芬. 锅炉承压部件强度及寿命[M]. 北京: 水利电力出版社, 1992.
- [13] 梁剑平, 赵伟民. 疲劳寿命计算中的锅筒上下壁温差的影响[J]. 黑龙江电力技术, 1998 20(4): 202—207.
- [14] 王金瑞, 李益民, 梁昌乾, 等. 电厂高压锅炉汽包钢的疲劳性能及其疲劳设计曲线[J]. 热力发电, 1994 5 1—11.
- [15] 姚卫星. 结构疲劳寿命分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 2003.

(本文责任编辑 何静芳)

新设计、新系统

Green Gen开始在天津建造 650 MW IGCC电站

据《Gas Turbine World》2009年5~6月号报道, 中国 Green Gen(绿色发电)工程国际财团已开始建造一个使用碳捕获和多价整合的“近零排放”650 MW 燃煤的 IGCC(整体煤气化联合循环)电站。

Green Gen 电站被定位为中国第一个商业规模洁净煤电站, 正在天津临港工业园内建造。

最初, 气化系统将把煤转换成用于电站的合成气燃料。在此过程中, 合成气将被转化成氢气, 供应的氢气既可作为用于主电站的燃料, 也可作为适合市场销售的产品, 用于燃料电池发电机组和其它工业应用。

工程的第一阶段计划于 2011 年投入生产, 生产 250 MW 电力, 气化能力为每天 2 000 t。在 2016 年前, 两个连续的膨胀将使总输出功率增加到 650 MW, 每天耗煤 3 500 t。

捕获的 CO₂ 将向外输送, 将其在石油回收过程中用作为回注的气体。

除了燃气轮机是进口的以外, 所有主要的部件都是国内生产的, 包括由西安热工研究所设计的有专利权的气化器系统。除了煤以外, 通用的气化器过程使装置能利用各种原料, 包括来自目前位于临港工业园的多重化学加工作业的副产品。

(吉桂明 摘译)

suspension to serve as a heat transfer working medium. Key words: phase change microcapsule, nano-particle, nano fluid, Newtonian fluid, latent heat

汽水分离器分离效率的冷态实验研究 = Cold-state Experimental Study of the Separation Efficiency of a Steam-water Separator [刊, 汉] / XIAO Li-chun, DING Zhi-jiang (College of Environment and Chemical Engineering, Yanshan University, Qinhuangdao, China, Post Code: 066004), LI Qiang, YANG Jing-fei (College of Material Science and Engineering, Hebei University of Science and Technology, Shijiazhuang, China, Post Code: 050018) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 177 ~ 179

Studied was a novel high efficiency steam-water separation device destined for nuclear power stations. In the light of the complexity of the two-phase flow in a wave-shaped plate type steam-water separator, a cold-state experiment was performed under the condition of changing structural parameters and working states. The separation efficiency was measured by using a glass fiber filtration method. It has been found that the efficiency of a wave-shaped plate steam-water separator with water collection hooks is far higher than that of a separator without the hooks. To lengthen the pleated edge has little influence on efficiency. To enhance the separation efficiency, the inflexion angle should be set at 54 degrees, and the plate spacing at 20 mm. The critical value of the gas flow velocity is 5 m/s. When the flow speed is in excess of the critical value, the water film will rupture, a secondary entrainment or carryover will increase significantly and the dewatering efficiency will drop. The optimum structural parameters obtained from an analysis of the test data can be used for guiding the design of the device under discussion. Key words: steam-water separator, separation efficiency, wavy plate, structural parameter, critical wind speed

直接空冷枝状排汽管道系统内导流装置的优化设计 = Optimized Design of the Flow Guiding Device for a Direct Air-cooled Branch-shaped Exhaust Steam Piping System [刊, 汉] / SHI Lei, WANG Jin (College of Civil Engineering, Beijing Jiaotong University, Beijing, China, Post Code: 100044), SHI Cheng (China Electric Power Engineering Consultant Group Corporation, Beijing, China, Post Code: 100011), LIU Guo-yin (Jiangsu Shuangliang Air-conditioning Equipment Co. Ltd., Jiangyin, China, 214444) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 180 ~ 183

Studied was an invention patent of German GEA Energytechnik GmbH—a direct air-cooled branch-shaped exhaust steam piping system, and established was a mathematical model for the wet steam two-phase flow and heat transfer in a direct air-cooled exhaust steam pipeline of a 2×600 MW unit. By employing the numerical heat transfer software Fluent, the authors have conducted a numerical simulation of the exhaust steam situation under typical steam turbine operating conditions. Through a simulation, they have also analyzed and studied the wet steam velocity field, temperature field and two-phase field in a two-dimensional pipeline. The simulation results show that the flow division method according to the simple geometrical principles proposed in the invention patent is incapable of realizing a uniform distribution of the exhaust steam. In view of this, depending on the direct air-cooled branch-shaped piping system in different forms, a detailed optimized design should be conducted. Moreover, the basic design principles of the flow guiding device for the system in question were also given. Key words: direct air-cooled system, numerical simulation, branch shape, exhaust steam pipe, optimized design

增压锅炉汽包低周疲劳寿命计算方法研究 = Study of the Methods for Calculating the Low-cycle Fatigue Life of a Supercharged Boiler Drum [刊, 汉] / ZHENG Xinwei (College of Power and Energy Source Engineering, Harbin Engineering University, Harbin, China, Post Code: 150001), SUN Yu (Offshore Oil Engineering

Share Holding Co. Ltd., Tianjin, China, Post Code: 300452), WANG Xiaojun (Thermal Company Harbin Investment Corporation Harbin, China, Post Code: 150001) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 184 ~ 189

On the basis of an analysis comparison and argumentation of USA, Great Britain and German standard calculation methods as well as our country's same calculation ones, determined was the variety of calculation loads and the location of the examination and check points, and chosen were a stress concentration coefficient and the low cycle fatigue design curve. In addition, the strength criterion for calculating the main stress difference and the method for calculating the fatigue and damage safety criterion were determined. The method for calculating the radial temperature difference and its thermal stress as well as the method for synthesizing the inner pressure stress and radial temperature difference caused thermal stress were established. On this basis, the method for calculating the low cycle fatigue life of a supercharged boiler drum was determined to meet the maneuverability requirements for steam power plants. The establishment of the method in question can not only offer guidance for the design of supercharged boiler drums, but also lay a foundation for the exploratory study concerning the final determination of the method for calculating the low cycle fatigue life of supercharged boiler drums and other relevant problems. Key words: supercharged boiler, boiler drum, low cycle fatigue life, calculation method

纳米悬浮液热虹吸管的传热性能试验研究 = Experimental Study of the Heat Transfer Performance of a Nano-suspension-based Thermosyphon Pipe [刊, 汉] / XIANG Jun, LI Juxiang (College of Energy Source, Nanjing Polytechnical University, Nanjing, China, Post Code: 210009) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 190 ~ 195

Under the same test conditions, contrasted and studied were the startup and isothermal characteristics of a gravity heat pipe filled with nano-CuO-deionized water (DW) suspension and a common DW gravity heat pipe. Moreover, the influence of the liquid filling rate and the particle concentration of the nano-working medium heat pipe on its working characteristics was studied with a preliminary exploration of the mechanism governing the intensified heat transfer of the heat pipe. It has been found that the nano-working medium heat pipe can start up quicker than a common heat pipe. The exterior wall surface temperature of the evaporative section of the nano-working medium heat pipe depends on its liquid filling rate, nano-working medium concentration and heating conditions. The nano-particle concentration and the liquid filling rate exercise a relatively big influence on the heat transfer performance of the heat pipe and there exist an optimum concentration (5%) and an optimum liquid filling rate (44.3%). It is easier for the high concentration nano-working medium heat pipe to reach its heat transfer limits than the common DW heat pipe. The intensified heat transfer rate of the nano-suspension gravity heat pipe is within a range from 16.19% to 146.27% for the present test. Key words: CuO nano-suspension, thermosyphon pipe, intensified heat transfer, nano-working medium, Brownian motion

重力辅助平板型环路热管实验研究 = Experimental Study of a Gravity-assisted Plate Type of Loop Heat Pipe [刊, 汉] / GAIDongxing, LIU Zhichun, LIU Wei, YANG Jinguo (College of Energy Source and Power Engineering, Central China University of Science and Technology, Wuhan, China, Post Code: 430074) // Journal of Engineering for Thermal Energy & Power — 2010, 25(2). — 196 ~ 201

Developed was a set of plate type evaporator and air cooled condenser with stainless steel wires serving as capillary cores, and loop heat pipes with methanol serving as the working medium. The emphasis was put on the study of their startup characteristics under different heat load conditions and their operating characteristics under off design