

自然循环热水锅炉水动力研究

庞丽君 李 清 范柏樟 秦裕琨

(哈尔滨工业大学)

〔摘要〕 本文提出的自然循环热水锅炉水动力计算方法包括了简单回路、并联回路、结构不均的典型回路和下降管入口水温的计算,并且考虑了热力不均及水力不均的影响。通过试验分析提出了防止气泡贴壁和产生过冷沸腾的条件。

关键词 热水锅炉 自然循环 水动力计算

自然循环热水锅炉由于容量大,停电时锅水不易汽化,运行维护简单,已在国内广泛应用。但是,自然循环热水锅炉中水的温差较小,即比重差很小,在这种情况下能否建立稳定可靠的自然循环,令人关注。

哈尔滨工业大学热能工程教研室提出了一套自然循环热水锅炉水动力计算方法,并且考虑了热力和水力不均匀性以及改善水循环的方法。本文综述这些研究结果。

1 自然循环热水锅炉水动力计算方法

1.1 简单回路的循环水流量计算

热水自然循环回路是以上升管和下降管内水温不同,水的重度不同为基础工作的。在热水锅炉工作压力范围内,水的重度随压力变化甚小,而随温度的变化则相对地较大,欠热水的重度与其温度的关系可用下式计算:

$$\gamma = 9890.69 - 2.7557t - 0.02148t^2 \quad (1)$$

式中的重度单位 γ 是 N/m^3 ,水温 t 的单位是

$^{\circ}C$ 。

1.1.1 上升管内的平均水温

设上升管入口和出口处水温分别为 t' 和 t'' ,水的质量流量为 G_0 , kg/h ,总吸热量为 Q_0 , kW ,取水的平均比热 $\bar{c} = 4.1868$ $kJ/(kg \cdot ^{\circ}C)$,则上升管中水的温升为:

$$\begin{aligned} \delta t_0 &= t'' - t' = 3600Q_0/\bar{c}G_0 \\ &= 860Q_0/G_0 \end{aligned} \quad (3)$$

当上升管沿高度均匀吸热时,即单位高度吸热量 \bar{q}_h 为常数,上升管中的水温沿高度 x 是线性变化的。设 h 为上升管总高度,此时上升管内的平均水温就是 t' 和 t'' 的算术平均温度,即

$$\bar{t}_h = \frac{1}{h} \int_0^h t_x dx = t' + \delta t_0/2 \quad (4)$$

对应于 \bar{t}_h 的重度(为便于表示,设 $b = 2.7557$, $c = 0.02148$)为:

$$\begin{aligned} \gamma_{\bar{t}} &= \gamma' - (b + 2ct')\delta t_0/2 - \\ & \quad C\left(\frac{\delta t_0}{2}\right)^2 \end{aligned} \quad (5)$$

当上升管沿高度吸热不均时,上升管内

的平均水温可用下式计算:

$$\bar{t}_h = t' + \frac{\delta t_0}{2} K \quad (6)$$

式中 K 是平均温度修正系数。如果 q_h 沿高度 x 连续变化, 且沿高度吸热不均匀系数

$\eta_h = f(x)$, 则

$$K = \frac{2}{h^2} \int_0^x \eta_h dx \quad (7)$$

如果 q_h 沿高度不是连续变化的, 而是分段变化, 每个高度段内的 q_h 为常数, 则可以

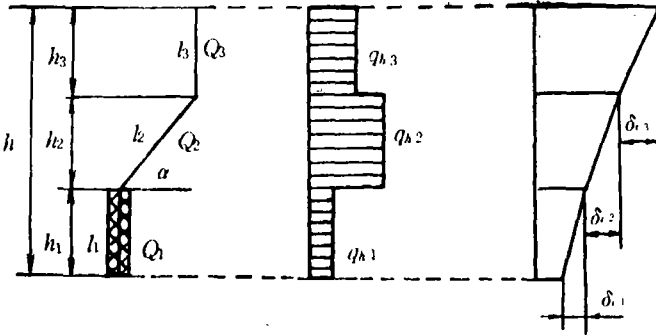


图1 上升管的分段

分别按每段吸热量确定各段内算术平均温度, 然后再按各段高度占总高度的比例进行加权平均, 求出整个上升管内平均水温。如图1所示上升管回路, 按结构和受热情况沿高度分为三段, 每段吸热量分别为 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 , 每段温升为 δt_1 、 δt_2 和 δt_3 , 则上升管内总温升就是每段温升之和, 而

$$K = \left(\frac{Q_1}{Q_0}\right)\left(\frac{h_1}{h}\right) + \left(2\frac{Q_1}{Q_0} + \frac{Q_2}{Q_0}\right)\left(\frac{h_2}{h}\right) + \left(2\frac{Q_1}{Q_0} + 2\frac{Q_2}{Q_0} + \frac{Q_3}{Q_0}\right)\left(\frac{h_3}{h}\right) \quad (8)$$

如果上升管分成更多段, 计算方法照此类推。上升管沿高度分段不均受热是普遍存在的, 例如部分管段覆盖着耐火材料 (火床炉前、后拱受热面), 其 q_h 小于裸管的 q_h ; 倾斜管段与垂直管段相比, 当沿单位长度吸热量 q_l 相同时, 沿高度吸热量 q_h 就不相同, 上升管上部的部分管段引出炉外, q_h 为零。

1.1.2 自然循环水动力方程

自然循环的动力是流动压头 $S(\text{Pa})$ 。当下降管不受热时, 下降管中水的平均重度

γ_j 等于下降管入口水重度 γ' , 故

$$S = h(\gamma' - \gamma_j) = h \left[\left(\frac{b}{2} ct'\right) \delta t_0 K + \frac{c}{4} (\delta t_0)^2 K^2 \right] \quad (9)$$

自然循环的阻力包括上升管系统和下降管系统的全部阻力, 利用回路折算阻力系数概念, 循环的总阻力可以用上升管流动阻力表示, 即

$$\Sigma P \Delta = \frac{\xi_0 g}{2\gamma_j} \left(\frac{G_0}{3600 f_s}\right)^2 = \frac{\xi_0 g}{2\gamma_j} \left(\frac{Q_0}{C f_s}\right)^2 \frac{1}{\delta t_0^2} \quad (10)$$

其中 ξ_0 为回路折算阻力系数,

$$\xi_0 = \left[\Sigma \xi_j \left(\frac{\gamma_j}{\gamma'}\right) \left(\frac{f_j}{f_s}\right)^2 + \Sigma \delta_s \right] \approx \Sigma \xi_j \left(\frac{f_j}{f_s}\right)^2 + \Sigma \xi_s \quad (11)$$

式中 $\Sigma \xi_j$, $\Sigma \xi_s$ ——下降管系统和上升管系统总阻力系数;

f_j , f_s ——下降管和上升管的总流通截面积, m^2 。

动力与阻力平衡, 式 (10) = 式 (9)

可得到 δt_0 的一元六次方程, 解此方程, 并经简化处理, 得到如下实用计算公式^[3]

$$\delta t_0 = \frac{0.05548}{\tau} \left(\frac{\xi_0 Q_0^2}{K h f_s^2 c^{-2}}\right)^{1/3} \quad (12)$$

$$G_0 = 3600Q_0 / \bar{c} \delta t_0$$

$$= 64888\tau(Khf_s^2 Q_0 / \xi_0 \bar{c})^{1/3} \quad (13)$$

式中 τ 为入口温度修正系数

$$\tau = 0.8677 + 0.00189t' \quad (14)$$

回路中水的质量流速[单位 $\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})$]

为:

$$(W\rho_0) = G_0 / 3600f_s$$

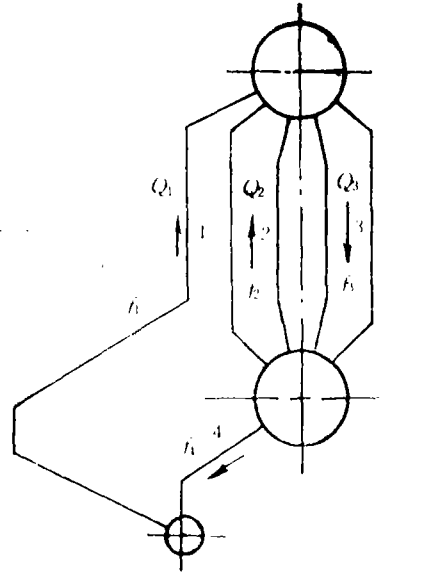
$$= 18.0245\tau(KhQ_0 / \xi_0 f_s \bar{c})^{1/3} \quad (15)$$

1.2 具有倾斜下集箱简单循环回路循环水流量计算

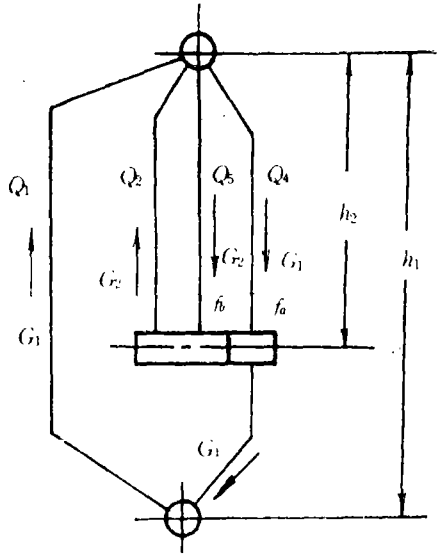
假定集箱不受热且不计集箱内压力变化, 经过理论分析和大量计算比较得出, 对于任何具有倾斜下集箱的简单回路都可以当作水平集箱的简单回路进行计算。只要取其平均循环高度作为回路的循环高度, 就可以用式(13)计算出回路的循环水流量。

但是, 具有倾斜下集箱的循环回路中, 每根上升管的流量分配各不相同, 因此每根上升管的温升 δt_{oi} 也各不相同。计算表明, 随着 $h_m/\Delta h$ (h_m 是回路中最大高度, Δh 是回路最大和最小高度差)减少或者集箱倾角 α 增大, 各管间流量分配越不均匀, 并且各管内水的温升相差亦越大。

下面介绍一台2.8 MW ($240 \times 10^4 \text{ kcal/h}$)斜推往复炉排热水锅炉的计算结果。具有倾斜集箱的上升管回路吸热量 $Q_0 = 2229 \times 10^3 \text{ kJ/h}$, 下降管不受热。上升管 $n = 26$ 根, 流通截面积 $f_s = 0.041 \text{ m}^2$, 总力阻系数 $\Sigma\zeta_s = 3.714$, 下降管流通截面积 $f_d = 0.01985 \text{ m}^2$, $\Sigma\zeta_d = 1.9$ 。集箱倾角 $\alpha = 18^\circ$, 最大的上升管高度 $h_m = 2.854 \text{ m}$, 最小的 $h_n = 2.246 \text{ m}$, $\Delta h = 0.608 \text{ m}$ 。计算回路循环水流量 $G_0 = 21859.2 \text{ kg/h}$, 平均温升 $\delta t_0 = 24.4^\circ\text{C}$ 。但每根上升管流量不等, 高度最大的管子流量最大, $G_m = 930.24 \text{ kg/h}$, 而温升最小, $\delta t_{om} = 23.25^\circ\text{C}$, 最矮的管子流量最小, 温



(a)



(b)

图 2 复杂回路的一种

升最大, $G_n = 670.35 \text{ kg/h}$, $\delta t_{on} = 27.5^\circ\text{C}$ 。

1.3 复杂回路循环水流量计算

图2(a)是一种常见的复杂回路, (b)是(a)的简化模型, 在锅筒内假想设置一块隔板, 将复杂回路假想地分割成两个独立

的简单回路, 将下降管束3分成两部分, 一部分属于对流管束2, 另一部分属于上升管回路1。为使(a)与(b)等效, 要求(b)中下锅筒假想隔板两侧压力相等。设 Q_1 、 Q_2 、 Q_3 分别为上升管1, 管束2和下降管束3的吸热量, G_1 、 G_2 为上升管1和管束2的流量、 f_1 、 f_2 、 f_3 、 f_4 和 ξ_1 、 ξ_2 、 ξ_3 、 ξ_4 分别为管组1、2、3、4的流通截面积和总阻力系数。管束3被等效分为(b)的情况, 有 $Q_3 = Q_4 + Q_5$, $f_3 = f_a + f_b$ 。由此形成的两个独立的简单回路中两部分下降管束内的水应该有相同的温升和平均重度及相同的流速和流动阻力, 才能保持下锅筒假想隔板两侧压力相等, 从而决定了以下关系:

$$Q_4/Q_5 = f_a/f_b = G_1/G_2 \quad (16)$$

根据简单回路流量计算, 由式(13)得

$$\left(\frac{x}{1-x}\right)^3 = \frac{\left[\xi_2 + \xi_3 \left(\frac{f_2}{f_3}\right)^2 / (1-x)^2\right] K_1 h_1 f_1^2 (Q_1 + xQ_3)}{\left[\xi_1 + \xi_4 \left(\frac{f_1}{f_4}\right)^2 + \xi_3 \left(\frac{f_1}{f_3}\right)^2 / x^2\right] K_2 h_2 f_2^2 [Q_2 + (1-x)Q_3]} \quad (21)$$

用试凑法或计算机可解出 x 。

1.4 自然循环热水锅炉下降管水温计算

式(14)的 τ 取决于下降管入口水温 t' , 而 t' 与全炉循环倍率有关。在自然循环计算中, 所谓全炉循环倍率 K 是指各自然循环回路中的循环水量 G^i (kg/h)的总和与通过自然循环受热面的总流量 G (kg/h)即与锅炉的总流量之比,

$$K = \frac{\sum G_i}{G} = \frac{\bar{c} \delta t}{3600Q} \sum G_i \quad (22)$$

$$\text{其中 } \delta t = t_r - t_b \quad (23)$$

是锅炉自然循环部分水的温升。 t_r 为离开锅筒的水温, t_b 是进入锅筒的水温, Q 是水在自然循环回路中的总吸热量。

在一个循环回路中, 若受热面吸热量为 Q_i , 该回路水的温升为 δt_i , 定义一个循环回路的循环倍率为

$$G_1 = 64888\tau \left[\frac{K_1 h_1 f_1^2 (Q_1 + Q_4)}{\xi_{01} \bar{c}} \right]^{1/3} \quad (17)$$

$$G_2 = 64888\tau \left[\frac{K_2 h_2 f_2^2 (Q_2 + Q_5)}{\xi_{02} \bar{c}} \right]^{1/3} \quad (18)$$

式中的 ξ_{01} 和 ξ_{02} 分别为上升管回路1和管束2的折算阻力系数, 由式(11)有

$$\xi_{01} = \xi_1 + \xi_4 (f_1/f_4)^2 + \xi_3 (f_1/f_a)^2 \quad (19)$$

$$\xi_{02} = \xi_2 + \xi_3 (f_2/f_b)^2 \quad (20)$$

令 $x = G_1 / (G_1 + G_2)$

则 $f_a = x f_3$, $f_b = (1-x) f_3$

$$Q_4 = x Q_3, \quad Q_5 = (1-x) Q_3$$

将上述条件及式(19)和(20)分别代入式(17)和(18)中, 且由 $G_1/G_2 = x/(1-x)$, 得出下列方程式

$$K_i = \delta t / \delta t_i \quad (24)$$

有 $K = \sum (K_i Q_i) / Q = \sum [K_i (Q_i / Q)] \quad (25)$

由几个循环回路组成的锅炉中, 由于受热面结构布置不同, 可能出现两种情况, 即 $K \leq 1$ 或者 $K > 1$ 。

如果回路下降管入口水温相同为 t' 时, τ 对于各回路都是相同的。当 $K \leq 1$ 时, $t' = t_b$; 当 $K > 1$ 时, $t' > t_b$, 为

$$t' = t_r - \delta t / K \quad (26)$$

由式(25)并利用式(12)可得

$$\begin{aligned} K &= \frac{\tau}{G \bar{c}} \sum \left(\frac{3600 Q_i}{N_i} \right) \\ &= \frac{0.8677 + 0.00189 t'}{G \bar{c}} \sum \left(\frac{3600 Q_i}{N_i} \right) \end{aligned} \quad (27)$$

$$\text{其中 } N_i = 0.05548 \left(\frac{\xi_0 Q_i^2}{k_i h_i f_s i^2 c^2} \right)^{1/3} \quad (28)$$

此值完全取决于回路的结构因素和受热情况，在受热面热力计算之后为已知值。

用 $t' = t_b$ 代入式 (27) 中，如果算出 $K \leq 1$ ，则 $t' = t_b$ ；如果算出 $K > 1$ ，说明 $t' > t_b$ ，这时可联立式 (26) 和 (27) 求解，得出真正的 t' 和 K ，其方程式为

$$0.00189t'^2 + (0.8677 - 0.00189t_i)t' + \left[\frac{Q}{\sum \left(\frac{Q_i}{N_i} \right)} - 0.8677t_i \right] = 0 \quad (29)$$

2 受热不均与水温偏差

自然循环回路的上升管是由一组并列工作的管子构成的，当各管几何特性相同且受热状况相同时，各管内流量和出口水温都是一样的，犹如上升管只由一根管子构成。

然而并列工作的各根上升管，即使几何特性完全一样，受热不均匀总是存在的，需要对受热异常的管子进行计算，找出最高的出口水温，确定其相对于平均出口水温偏差。

若上升管吸热的平均热负荷为 \bar{q} (kW/m²)，沿受热面宽度热负荷分配不均匀系数为 $\eta(x)$ ，则沿受热面宽度热负荷的分布规律是 $q = \eta(x)\bar{q}$ 。

并列管组连接在公共的上、下集箱（或锅筒）上，在共同的上下集箱压差的作用下工作，不管受热最强或受热最弱的管子两端的压差都与均匀受热情况下管子两端压差 ΔP 相同。

对于均匀受热情况有

$$\Delta P = h\gamma_i^* + \frac{\sum \xi_s g}{\alpha \gamma_i^*} \left(\frac{860Q_0}{3600f_s \delta t_0^*} \right)^2 \quad (30)$$

对于异常受热管有

$$\Delta P = h\gamma_i^* + \frac{\sum \xi_s g}{\alpha \gamma_i^*} \left(\frac{860\eta(x)Q_0}{3600f_s \delta t_0^*} \right)^2 \quad (31)$$

式中的 γ_i^* 和 δt_0^* 分别是有热偏差时偏差管内工质平均重度和管内水的温升。由式 (30) 和 (31) 可以求解出 δt_0^* 。

各面墙之间的受热不均匀和同一面墙上各回路之间的受热不均匀性可参照蒸汽锅炉数据，根据分析和计算得出 [4]，当 $\eta(x)$ 每增加 0.1 时，偏差管出口水温增加 1.1~1.2 °C。同一回路内受热最强的 $\eta(x)$ 可取为 1.2~1.3，而受热最弱的 $\eta(x)$ 可取为 0.5~0.6。

3 热水锅炉的氧腐蚀及过冷沸腾

3.1 贴壁气泡与循环水速的关系

目前许多自然循环热水锅炉循环水速较低，仅 0.1~0.15 m/s，因此水中溶解氧气在管子内壁上析出形成气泡（称为贴壁气泡），不能被水流带走，产生严重的氧腐蚀现象。为此，我们进行了带走贴壁气泡水的最小流速的试验。

影响带走贴壁气泡的因素有：水速 W ，气泡当量直径 d_1 ，表面张力系数 σ (N/m)，流体运动粘度 ν (m²/s)，流体与气体间的密度差 $(\rho - \rho_g)$ ，管子内径 d_n ，管壁粗糙度及管子倾角 φ (rad) 等。由试验得出带走当量直径为 d_1 贴壁气泡水的流速与各种因素的关系为 [5]

$$W = \frac{1}{C_\varphi} \frac{\gamma^{0.2} \sigma^{0.2} d_n^{0.2}}{d_1 (\rho - \rho_g)^{0.2}} \quad (32)$$

其中 $C_\varphi = 0.19 \pm 0.0129\varphi + 0.00235\varphi^2$ (33)

式中顺流取“+”号，逆流取“-”号。以上公式适用于 $d_1 \leq 2.7 \times 10^{-3}$ m。

实验中观察到，若管子倾角 $\varphi > 12^\circ$ ，

即使 $W < 0.1 \text{ m/s}$, 气泡不会贴壁。但 $\varphi < 12^\circ$ 且 $W < 0.1 \text{ m/s}$ 时, 气泡不能被水流带走, 在管壁处越长越大, 最终形成一层“气膜”, 不仅引起氧腐蚀且易发生管子过热烧坏。因此建议水平或微倾斜管中水速 $W \geq 0.15 \text{ m/s}$ 为宜。

3.2 过冷沸腾的预防

热水锅炉各受热面内流过的应该是温度低于沸点的欠热水。但实际运行中, 由于有热偏差存在, 仍有可能在偏差管内发生管壁内表面局部地方的表面沸腾——过冷沸腾, 影响水循环的可靠性。

管壁内表面温度 t_b 高于欠热水的温度

$$W_{\min} = \left\{ \frac{q d_n^{0.2} \times 10^3}{(8.29 + 0.052 2t)[(t_{bh} - t) + (C_p q^{0.3} - 5)]} \right\}^{1.25} \quad (36)$$

检验是否可能发生过冷沸腾的关键物理量是 q , $(t_{bh} - t)$, 和 $(W\rho)$ 。我们曾在 $q \leq 100 \text{ kW/m}^2$ 、 $W \leq 0.5 \text{ m/s}$ 范围进行试验, 且取热水锅炉压力 P 范围, 得出了产生过冷沸腾起始点的计算公式^[5]。

当 $W \leq 0.2 \text{ m/s}$ 时,

$$q = 1278.8 W^{1.578} (t_{bh} - t)^{2.401} P^{-0.23} \quad (37)$$

当 $W > 0.2 \text{ m/s}$ 时,

$$q = 3769.2 W^{1.673} (t_{bh} - t)^{1.161} P^{-0.23} \quad (38)$$

由式(37)和(38)可知, 若锅炉运行压力 P (ata) 降低, t_{bh} 降低, 有利于过冷沸腾产生。另外, 在实验中观察到, 突然向系统中加入未经除气的冷水, 由于溶解气体

t , 它与管壁内表面上的热流密度 q (kW/m^2) 及对流换热系数 α [$\text{kW}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$] 有关,

$$t_b = t + q/\alpha \quad (34)$$

显然 q 相当大而 α 较小时, t_b 可能达到或超过工作压力下水的饱和温度 t_{bh} 。在热水锅炉工作温度范围内

$$\alpha = (8.29 + 0.052 2t) \frac{(W\rho)^{0.8}}{d_n^{0.2}} \times 10^{-3} \quad (35)$$

当 $t_b > t_{bh}$ 一定值时, 会产生过冷沸腾, 避免发生过冷沸腾的条件是 $(W\rho) > (W\rho)_{\min}$, 而

析出形成气化中心, 过冷沸腾的产生将大大提前, 因此在热水锅炉运行中, 当向锅炉进行补水时, 应尽量提高补给水温, 使之达到设计值。

参 考 文 献

- 1 秦裕琨. 自然循环热水锅炉. 动力工程, 1983 (3)
- 2 范柏樟. 工业锅炉的自然循环. 国防工业出版社, 1987
- 3 庞丽君等. 自然循环热水锅炉水动力计算方法. 哈工大学报, 1987 (2)
- 4 庞丽君等. 热负荷不均匀性对热水自然循环的影响. 哈工大学报, 1986 (3)
- 5 朱群益, 庞丽君等. 热水锅炉水动力特性试验研究. 节能技术, 1987 (5)

A Study on the Hydrodynamic Characteristics of Natural Circulation Hot-Water Boilers

Pang Lijun, Li Qing, Fan Bozhang and Qin Yukun

(Harbin Institute of Technology)

Abstract

The authors present an algorithm for the hydrodynamic calculation of natural circulation hot-water boilers, which can be applied to a simple or parallel circuit, structurally non-uniform typical circuit and the calculation of water temperature at a downcomer inlet. In addition, the effect of heat load and thermal non-uniformity is also considered. Through an experimental analysis identified are certain conditions essential for the prevention of bubble adhesion and subcooled boiling.

Key words: hot-water boiler, natural circulation, hydrodynamic calculation

来 稿 须 知

《热能动力工程》杂志是中国船舶工业总公司哈尔滨船舶锅炉轮机研究所主办、经国家科委批准的，向国内外公开发行的刊物。从1988年起，被中国科技情报所选定为“基本上能反映我国科技工作情况和水平”的期刊，正式列为统计分析的对象刊物。

主要报导内容是国内外各种燃气轮机、汽轮机设计与试验研究；国内外各种用途锅炉；传动元件和装置的设计与试验研究；热能动力工程系统的研究与设计；新能源技术；新技术转让和新产品信息及宣传广告等内容。

来稿论文格式按 GB7713—87 书写。论文（含图）5000 字以内，综述性论文6000字以内。来稿一式两份，其中必须有一份手写稿，插图不用复印稿，以免字、图不清。文后参考文献请按 GB7714—87 著录，作者、文题名（书名）出版者、出版地，时间，页码，一定要齐、准，以便审阅。插图不用贴在文中，只在文中相应位置画一长方框（占三行），写上图序、图题，图注。插图另用小袋装好，注上图序，图必须清晰规整。

内容要重点明确，论据充分，数据可靠，文字精炼，书写清晰。来稿应是国内外未公开发表过的新理论、新技术、新经验等，要有创新性。并必须进行过保密审查，确保不违犯保密守则。

本刊约定：凡来稿三个月内未收到录用通知者，请作者再自行处理。

《热能动力工程》编辑部