

NGHIÊN CỨU ĐẶC ĐIỂM TRAO ĐỔI NHIỆT TRONG BỘ HÂM NƯỚC TẬN DỤNG NHIỆT KHÍ THẢI NỒI HƠI CÔNG NGHIỆP

Nguyễn Văn Tuyên

Trường Đại học Bách khoa, ĐHQG – HCM

(Bài nhận ngày 22 tháng 01 năm 2007, hoàn chỉnh sửa chữa ngày 12 tháng 09 năm 2007)

TÓM TẮT: Bộ hâm nước tận dụng nhiệt khí thải kiểu dàn ống có cánh phải được thiết kế phù hợp với điều kiện làm việc của bản thân nồi hơi. Do yếu tố ràng buộc đó, nếu chỉ áp dụng những công thức có sẵn trong các tài liệu về truyền nhiệt để tính toán dàn ống có cánh sẽ dẫn đến sai số đáng kể so với thực tế, nhất là đối với thiết bị chế tạo trong nước. Nghiên cứu thực nghiệm đã được tiến hành nhằm xác định giá trị cụ thể của một vài thông số đặc trưng chính cho quá trình trao đổi nhiệt trong bộ hâm nước tận dụng nhiệt khí thải; đó là mức thay đổi nhiệt độ của khí và nước, lượng nhiệt tận dụng được, hệ số truyền nhiệt qua vách dàn ống. Những thông số này được khảo sát theo chế độ làm việc thay đổi của nồi hơi. Kết quả nghiên cứu chắc chắn hỗ trợ việc thiết kế bộ hâm nước ở nồi hơi công nghiệp một cách dễ dàng hơn.

1. MỞ ĐẦU

Nồi hơi công nghiệp thường chỉ có các bề mặt sinh hơi, do đó nhiệt độ khí thải tương đối cao, khoảng 250°C đến 300°C. Nhiên liệu cần đốt để sinh hơi khá nhiều, kéo theo lượng khí thải có chứa các chất gây hại cho môi trường cũng lớn.

Với xu hướng nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng, tiết kiệm nhiên liệu thì phương án bố trí thêm bộ hâm nước (còn gọi là ECO - Economizer) rất được quan tâm. Tuy nhiên để áp dụng được vào thực tế phải có một thiết kế tối ưu sao cho hiệu quả tận dụng nhiệt là cao nhất với giá thành thiết bị đủ thấp, đồng thời giải quyết được những ảnh hưởng tiêu cực do việc lắp bộ hâm nước gây ra.

Bài báo trình bày kết quả nghiên cứu về đặc điểm trao đổi nhiệt trong bộ hâm nước kiểu dàn ống có cánh dạng vít xoắn ở những chế độ vận hành khác nhau của nồi hơi công nghiệp đốt dầu DO nhằm tạo cơ sở để có thể triển khai thiết kế chế tạo chúng trong nước.

2. SƠ ĐỒ THIẾT BỊ VÀ PHƯƠNG PHÁP THỰC NGHIỆM

2.1. Mô tả kết cấu bộ hâm

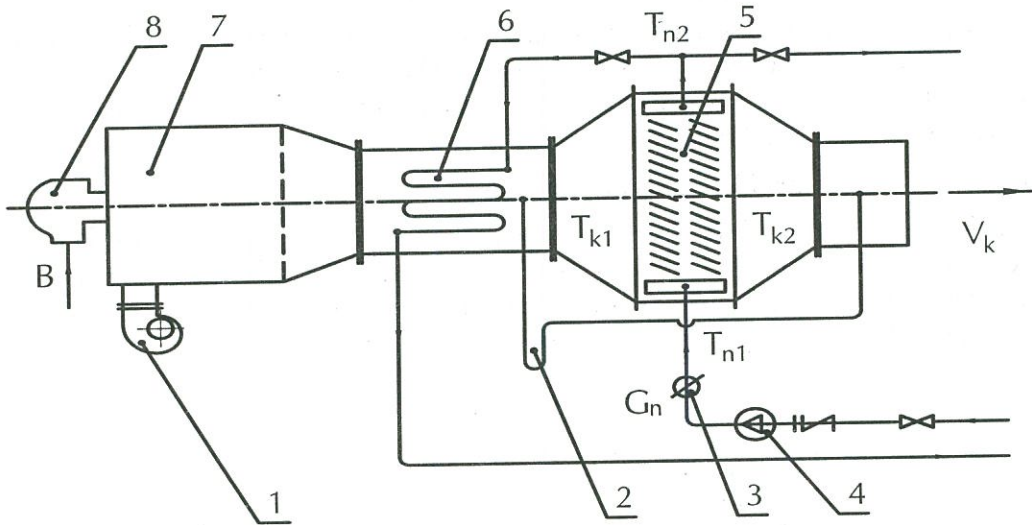
Bộ hâm được tính toán thiết kế để lắp cho nồi hơi công suất 1t/h, đốt dầu DO. Nước chuyển động trong các ống thép bố trí so le, khí đi ngoài ống. Những bộ phận chính là: các ống thép $\phi 27$ có cánh dày 7 mm, mặt sàng lắp ống, vách bao che, mặt bích lắp ghép, ống góp nước vào và ra. Dàn ống sau khi gia công được nhúng kẽm nóng để đảm bảo sự dẫn nhiệt từ bề mặt ống qua chân cánh được tốt.

2.2. Sơ đồ thiết bị thí nghiệm

Hình 1 mô tả sơ đồ thiết bị nghiên cứu trao đổi nhiệt giữa khí nóng và nước trong dàn ống có cánh.

Dầu được béc đốt tán sương áp lực (8) phun vào và cháy trong buồng lửa (7). Quạt gió (1) cung cấp lượng không khí cần thiết để giảm nhiệt độ khí nóng xuống gần đến giá trị mong muốn. Nhiệt độ khí sau đó được cài đặt chính xác nhờ chỉnh lưu lượng nước vào ống làm mát

(6). Nước vào dàn ống được cấp liên tục nhờ bơm (3). Trong dàn trao đổi nhiệt (5) xảy ra quá trình gia nhiệt nước bằng khí nóng.



Hình 1. Sơ đồ thiết bị thí nghiệm

Hệ thống được trang bị những dụng cụ đo cần thiết là:

- Các nhiệt kế đo nhiệt độ khí và nhiệt độ nước
- Lưu lượng kế đo lưu lượng nước cấp
- Ống đo chênh lệch áp suất trước và sau dàn ống
- Chong chóng đo tốc độ dòng khí thoát.

2.3. Phương pháp thực nghiệm

Các thí nghiệm được thực hiện nhằm xác định cụ thể hiệu quả thu hồi nhiệt trong bộ hâm nước khi nồi hơi hoạt động ở những chế độ khác nhau. Theo tính toán thì nhiệt độ khói thải sau nồi hơi phụ thuộc vào sản lượng hơi tương đối (hay phần trăm tải) D theo quan hệ:

$$t_k = 1.12D\% + 44.6$$

Những thông số được cố định trước mỗi thí nghiệm và những số liệu cần đo như sau:

1/ Các thông số cố định:

Lưu lượng thể tích dòng khí, V_k	$[m^3/h]$
Lưu lượng nước, G_n	$[l/ph]$
Nhiệt độ khí vào dàn ống, t_{k1}	$[^\circ C]$

2/ Các số liệu đo chủ yếu:

Nhiệt độ nước vào dàn ống, t_{n1}	$[^\circ C]$
Nhiệt độ nước ra, t_{n2}	$[^\circ C]$

Trở lực dòng khí qua bộ hâm, h [mmH₂O]

Phương pháp lấy số liệu được tổ chức cho 03 trường hợp:

- + Khi lưu lượng nước tỉ lệ với tải: đo với các tải cách nhau khoảng 5%
- + Khi lưu lượng nước không thay đổi theo tải: cố định $G_n = 14.1$ l/ph (ứng với chế độ đầy tải của lò hơi 1 t/h qui ước) và đo với các tải cách nhau khoảng 5%
- + Khi khảo sát ảnh hưởng của nhiệt độ nước vào ở tải lớn nhất: đo đặc với nhiệt độ nước vào t_{n1} cách nhau khoảng 5°C.

2.4. Phương pháp xử lý kết quả thực nghiệm

Chuỗi số liệu đo cho mỗi chế độ tải được đưa vào bảng để xác định giá trị trung bình cho từng đại lượng. Trong quá trình xử lý kết quả thực nghiệm không thấy xuất hiện bất kỳ sai số thô nào. Độ chính xác của các phép đo được đánh giá thông qua giá trị sai lệch bình phương trung bình σ tính theo công thức quen thuộc trong lý thuyết *Xác suất thống kê*:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum (x_i - \bar{x})^2}{n-1}}$$

Từ giá trị trung bình \bar{x} của từng đại lượng đo ta tính được các chỉ tiêu sau:

- Mức gia tăng nhiệt độ của nước cấp, $\Delta t_n = (t_{n2} - t_{n1})$ [°C]
- Lượng nhiệt trao đổi, $Q = G_n c_{pn} \Delta t_n$ [kW]
- Nhiệt độ của khói thải sau dàn ống, $t_{k2} = t_{k1} - Q/(G_k c_{pk})$ [°C]
- Hệ số truyền nhiệt qui theo diện tích bề mặt phía trong ống,
 $k_1 = Q/(F_1 \Delta t_{tb})$ [W/(m²K)]

Khảo sát sự biến đổi của các chỉ tiêu này theo phụ tải D chúng ta tìm được phương trình hồi qui mô tả mối quan hệ phụ thuộc $y=f(D)$.

3. KẾT QUẢ VÀ BÀN LUẬN

Kết quả nghiên cứu cho thấy rằng, trong phạm vi nhiệt độ khói khảo sát không quá rộng thì các thông số đo đặc và tính toán được hầu như thay đổi với phụ tải theo quan hệ đường thẳng. Do vậy tất cả các phương trình hồi qui thu nhận được đều ở dạng tuyến tính. Tuy nhiên, điều quan trọng và cũng là mục tiêu nghiên cứu chính là xác định được giá trị cụ thể của các thông số đó tại một chế độ vận hành nhất định.

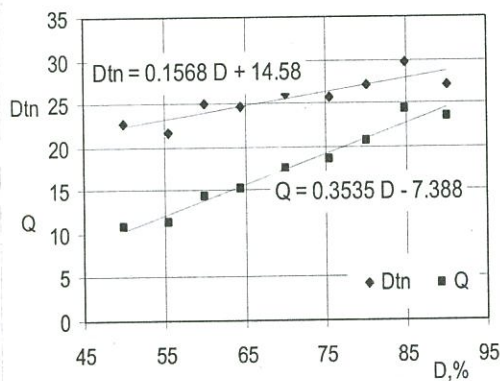
Giá trị sai lệch bình phương trung bình σ tính cho từng đại lượng đo đều không vượt quá 0.02 chứng tỏ các số liệu thực nghiệm có đủ độ tin cậy cần thiết.

3.1. Khi lưu lượng nước thay đổi theo chế độ tải

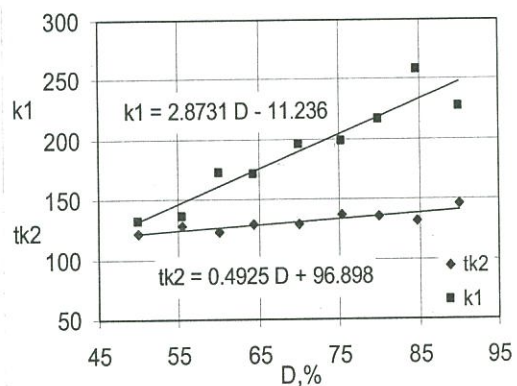
Trong các thí nghiệm này nước vào dàn ống có nhiệt độ trung bình là 29.7°C; lưu lượng nước được chỉnh tỉ lệ với chế độ tải D [%] theo quan hệ $G_n = 0.14 D - 0.22$

Bảng 1: Giá trị trung bình của một số thông số khi G_n thay đổi tỉ lệ với tải.

D, %	t_{k1} , °C	t_{k2} , °C	t_{n2} , °C	Δt_n , °C	Q, kW	k_1 , W/(m ² K)	h, mmH ₂ O
50.0	203.0	121.5	50.8	22.7	10.77	132.20	3.5
55.5	205.6	127.5	51.5	21.8	11.40	136.38	4.5
60.0	212.4	122.4	54.4	25.1	14.36	172.38	4.5
64.4	218.8	129.4	53.5	24.6	15.14	171.72	4.5
70.0	224.8	129.9	56.3	26.0	17.43	195.88	5.0
75.4	231.8	137.8	56.2	25.7	18.63	198.45	4.8
80.0	234.3	136.0	54.9	27.2	20.69	216.65	5.0
84.8	240.6	131.5	58.6	29.8	24.35	257.93	6.0
90.0	245.4	146.2	53.9	27.1	23.47	227.48	6.0



Hình 2: Mức gia tăng nhiệt độ nước Δt_n [°C] và nhiệt lượng trao đổi Q [kW] theo phụ tải



Hình 3: Nhiệt độ khí sau dàn trao đổi nhiệt t_{k2} [°C] và hệ số truyền nhiệt k_1 [W/(m²K)]

Trường hợp nồi hơi vận hành với sản lượng hơi định mức thì nhiệt độ nước sau bộ ECO có thể tăng thêm 30°C, nhiệt lượng thu hồi được là lớn nhất – tới 28 kW đối với nồi hơi có sản lượng hơi qui ước 1t/h tại 100°C (from & at 100°C). Khí thải cuối cùng có nhiệt độ 147°C. Hệ số truyền nhiệt tính về phía bề mặt ống trơn (k_1) đạt được là 276 W/(m²K).

Khi nồi hơi vận hành non tải thì tất cả các chỉ số trên đều giảm dần. Nếu lượng hơi sinh ra chỉ là 50% thì hệ số truyền nhiệt cũng còn một nửa (132 W/m²K), nước cấp chỉ được nóng thêm khoảng 22°C, công suất nhiệt thu hồi tương ứng là 10.3 kW. Rõ ràng ý nghĩa của tận dụng nhiệt khí thải bị hạn chế. Điều đáng quan tâm nữa là nhiệt độ khí thải bị xuống thấp

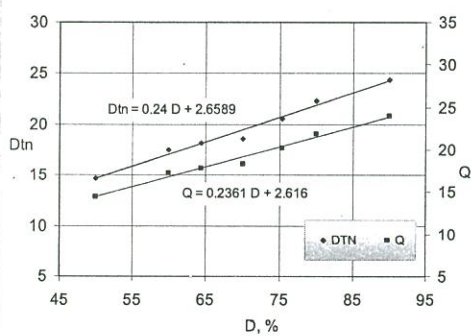
hơn 130°C, có thể xảy ra sự ăn mòn do hiện tượng đọng sương phía khối khí đốt dầu DO; do vậy cần có biện pháp phòng tránh, ví dụ như phải giới hạn chế độ vận hành quá non tải, hay chấp nhận một công suất thu hồi nhiệt thải thấp hơn.

3.2.Trường hợp cố định lưu lượng nước

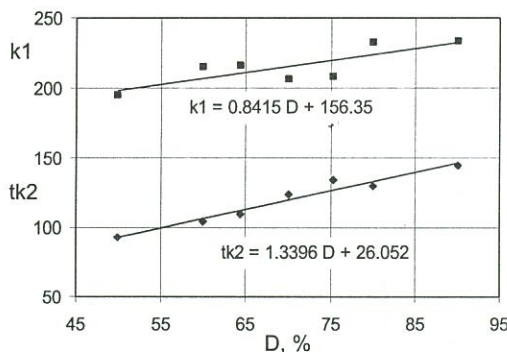
Thí nghiệm này nhằm phục vụ cho phương án lắp bộ ECO theo sơ đồ gián tiếp, lúc đó lưu lượng nước G_n vào bộ ECO không đổi, được cấp bởi bơm tuần hoàn. Chúng tôi đã cố định $G_n = 14.1$ l/ph, ứng với chế độ làm việc đầy tải của nồi hơi có năng suất qui ước 1 t/h.

Bảng 2: Các thông số khi giữ lưu lượng nước không đổi

D, %	t_{k1} , °C	t_{k2} , °C	Δt_n , °C	Q, kW	k_1 , W/(m ² K)	h
50.0	202.3	92.7	14.7	14.48	195.15	3.5
55.0	205.8	109.2	14.3	14.11	176.40	4.5
60.0	212.0	104.3	17.5	17.20	215.29	4.5
64.4	215.2	109.9	18.1	17.85	216.19	5
70.0	223.2	123.6	18.6	18.30	206.44	5
75.4	236.0	134.1	20.5	20.21	207.65	5
80.0	233.6	129.5	22.3	21.92	232.34	5
84.8	240.3	131.1	24.8	24.38	255.30	6
90.0	245.8	144.5	24.4	23.99	233.53	6



Hình 4: Độ hâm nước Δt_n [°C] và nhiệt lượng trao đổi Q [kW] khi lưu lượng nước không đổi



Hình 5: Nhiệt độ khí sau bộ ECO t_{k2} [°C] và hệ số truyền nhiệt k_1 [W/(m²K)] khi lưu lượng nước không đổi

Ta thấy qui luật biến đổi các thông số theo phụ tải cũng tương tự như trường hợp trước, nhưng giá trị của chúng có khác đi – nhất là khi lượng hơi sinh ra thấp.

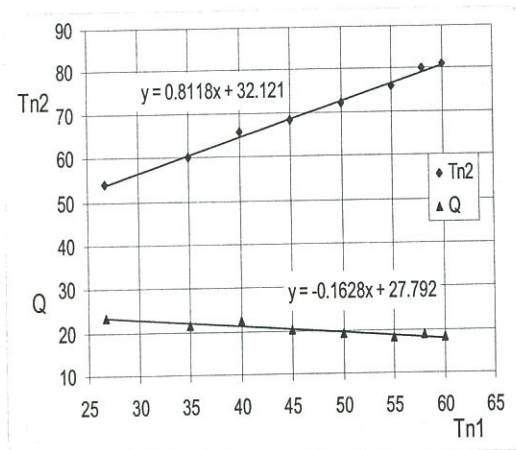
Do lưu lượng nước luôn được duy trì ở mức cao nên khi nổi hơi vận hành non tải thì hệ số truyền nhiệt không bị giảm mạnh, công suất nhiệt thu hồi cao hơn hẳn so với trường hợp trước. Rõ ràng đây là ưu điểm vượt trội của phương án gia nhiệt gián tiếp. Độ hâm nước tuy bé, chỉ 15°C nếu phụ tải còn 50%, nhưng chỉ số này thực sự không có ý nghĩa lắm.

Mặt trái của phương án được thể hiện thông qua giá trị quá thấp của nhiệt độ khí thải. Do vậy cần lựa chọn thật hợp lý chế độ làm việc của hệ thống khi áp dụng loại sơ đồ này.

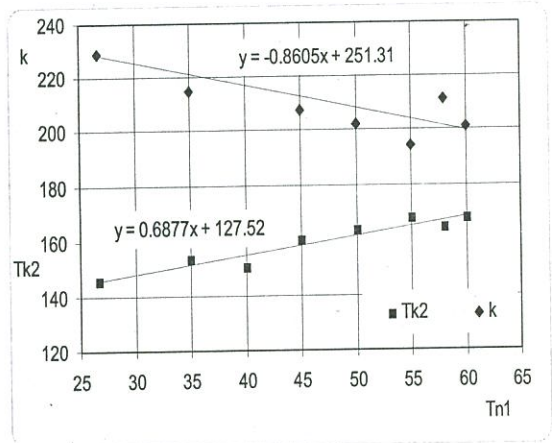
3.3. Khi thay đổi nhiệt độ nước vào với lưu lượng không đổi

Đa số các hệ thống nhiệt hiện nay có đường ống thu hồi nước ngưng. Nhiệt độ nước cấp nổi hơi sẽ cao tùy theo lượng nước ngưng hồi về nhà lò. Nếu áp dụng sơ đồ hâm nước gián tiếp thì nhiệt độ nước ra t_{n2} và nhiệt lượng trao đổi Q sẽ biến đổi theo nhiệt độ nước vào bộ hâm t_{n1} như ở hình 6, còn hệ số truyền nhiệt k_1 và nhiệt độ khí thải t_{k2} như hình 7.

Nhiệt độ nước đầu vào tăng làm giảm đáng kể độ chênh nhiệt độ trung bình trong thiết bị trao đổi nhiệt, nhiệt lượng tận dụng được do vậy bị giảm sút. Ngoài ra nước vào quá nóng còn có thể gây nên sự hoá hơi không cần thiết trong bộ ECO. Nếu áp dụng sơ đồ gia nhiệt gián tiếp thì không nên để nước vào bộ hâm nóng trên 70°C.



Hình 6: Nhiệt độ nước sau bộ ECO t_{n2} [°C] và nhiệt lượng trao đổi Q [kW] theo nhiệt độ nước vào



Hình 7: Nhiệt độ khí thoát t_{k2} [°C] và hệ số truyền nhiệt k_1 [W/(m²K)] theo nhiệt độ nước vào

4. KẾT LUẬN

Từ các kết quả thực hiện thí nghiệm chúng tôi rút ra một số kết luận về trao đổi nhiệt trong bộ hâm nước kiểu dàn ống có cánh chế tạo trong nước như sau:

- Khi nổi hơi vận hành non tải, lưu lượng khối vào bộ ECO giảm nhanh chóng (tỉ lệ thuận với tải), tốc độ dòng khí yếu dẫn đến sự sụt giảm của hệ số truyền nhiệt là đại lượng có vai trò quyết định đến lượng nhiệt trao đổi. Năng suất thu hồi nhiệt của thiết bị giảm.

- Độ hâm nước Δt_n giảm dần theo sự giảm tải, đạt mức (24 ÷ 30)°C. Như vậy nếu nước cấp cho nổi hơi không được gia nhiệt trước thì nhiệt độ nước sau bộ ECO sẽ không hơn 60°C.

- Hệ số truyền nhiệt tính về phía mặt trong ống $k_1 = 258 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ khi thiết bị làm việc ở chế độ định mức.

- Nhiệt lượng trao đổi $Q = (10 \div 25) \text{ kW}$ cho khoảng chế độ tải $(50 \div 100)\%$. Nếu tính bình quân cho 1 mét ống có cánh thì $Q_1 = (1.2 \div 2.5) \text{ kW}$.

- Khi hồi nước ngưng nóng về nhà lò thì năng suất trao đổi nhiệt giảm một chút.

- Trở lực của dòng khí qua bộ ECO được thiết kế, chế tạo trong nước rất ổn định. Giá trị lớn nhất đo được là $6 \text{ mmH}_2\text{O}$, không ảnh hưởng tới chế độ cháy.

So sánh các chỉ tiêu về tận dụng nhiệt thải xác định từ thực nghiệm với tính toán lý thuyết [2] thì chúng đều kém hơn khoảng $(10 \div 12)\%$. Điều này cho thấy thiết bị trao đổi nhiệt do chúng ta tự chế tạo chắc chắn còn có hiệu suất thấp, cần thiết phải có sự hiệu chỉnh bổ sung. Vì thế kết quả nghiên cứu trên chắc chắn rất hữu ích cho việc thiết kế và chế tạo bộ hâm nước tận dụng nhiệt khói thải ở các nồi hơi công nghiệp đốt dầu DO hay đốt gas. Đối với nồi hơi đốt dầu FO cần có thêm những nghiên cứu cụ thể hơn.

Bài báo này được thực hiện dưới sự hỗ trợ kinh phí từ đề tài “Nghiên cứu thiết kế bộ hâm nước kiểu dàn ống có cánh để tận dụng nhiệt khói thải từ nồi hơi công nghiệp ống lò - ống lửa nhằm nâng cao hiệu suất nồi hơi, tiết kiệm nhiên liệu” thuộc chương trình NCKH cấp trọng điểm Đại học Quốc gia Tp. Hồ Chí Minh.

STUDY ON HEAT TRANSFER IN ECONOMIZER APPLIED FOR INDUSTRIAL BOILERS

Nguyen Van Tuyen

University of Technology, VNU-HCM

ABSTRACT: *Boiler economizer with the heat exchanger of finned-tube type must be designed compatibly with the whole boiler system. For this reason, calculation of the economizer by using common formulas might lead to an unexpected error. Experimental research has been made to verify some specific parameters of heat transfer taking place in the equipment, such as temperature changes of the exhaust gas and feed water, overall heat-transfer coefficient, amount of transferred heat, and total aerodynamic loss on the gas side. Those figures have been determined for different boiler's operating conditions. Possibilities for applying results of the research in the field of oil-fired industrial boilers are discussed.*

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. Nguyễn Văn Tuyên, Đặng Thành Trung, *Khả năng tận dụng nhiệt khói thải từ lò hơi công nghiệp ống lò - ống lửa để nâng cao hiệu quả sử dụng năng lượng*. Tạp chí Khoa học và Công nghệ, Hội KHKT Nhiệt Việt Nam, 64, 17-19, (7/2005).
- [2]. Nguyễn Văn Tuyên, Đặng Thành Trung, *Nghiên cứu thiết kế bộ hâm nước tận dụng nhiệt khói thải ở lò hơi công nghiệp ống lò - ống lửa*. Tạp chí Phát triển Khoa học và Công nghệ, ĐHQG HCM, 8, 74-80, (11/2005).
- [3]. Bùi Hải, *Tính toán thiết kế thiết bị trao đổi nhiệt*. NXB Giao thông vận tải, Hà Nội, (2002).

- [4]. Hoàng Đình Tín, *Truyền nhiệt và tính toán thiết bị trao đổi nhiệt*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Tp. HCM, (2001).
- [5]. Rumsixki L.Z., *Phương pháp toán học xử lý các kết quả thực nghiệm*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội, (1972).
- [6]. *A Review of Heat Recovery Systems Used in Conjunction with Industrial Boilers*. Commission of the EC, (1993).
- [7]. Kohan A.L., Spring H.M., *Boiler Operator's Guide*. McGraw-Hill, (1991).
- [8]. Soylemez M.S., *On the Optimum Heat Exchanger Sizing for Heat Recovery*. *Energy Conversion and Management* 41, 1419 - 1427 (2001).
- [9]. Yunus A. Cengel, *Heat Transfer – A Practical Approach*. McGraw-Hill, (2004).