

CELSON EDUARDO PAULI LANIUS

REDUÇÃO DO CONSUMO DE GÁS NATURAL EM FORNO DE REAQUECIMENTO
DE TARUGOS DE AÇO

Monografia apresentada ao Departamento de
Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da
Universidade Federal do Rio Grande do Sul,
como parte dos requisitos para obtenção do
diploma de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Francis Henrique Ramos França

Porto Alegre
2010



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

**REDUÇÃO DO CONSUMO DE GÁS NATURAL EM FORNO DE REAQUECIMENTO
DE TARUGOS DE AÇO**

CELSON EDUARDO PAULI LANIUS

**ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS REQUISITOS
PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
ENGENHEIRO(A) MECÂNICO(A)
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

Prof. Dr. Paulo Otto Beyer
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. SÉRGIO LUIZ FREY
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. JORGE R. S. ZABADAL
UFRGS / DEMEC

Prof. Dr. FLÁVIO T. VAN DER LAAN
UFRGS / DEMEC

Porto Alegre
2010

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço à minha família, que sempre foi meu forte nas horas difíceis. Muito obrigado Pai, Mãe e Mana!

ao meu orientador, Prof. Dr. Francis H. R. França, pela dedicação e ajuda dispensados durante a realização deste trabalho.

à Dani, que faz parte da minha vida há muito tempo.

e por fim, aos meus amigos e colegas que sempre me incentivaram ao estudo, que sempre estiveram ao meu lado desejando meu sucesso.

Este trabalho contou com apoio das seguintes entidades:

- Empresa GERDAU Aços Longos S.A.

- Sulfrax Soluções Térmicas, através da cotação SMT CO1536 Ver. 00 de 26/06/2010.

“Seu futuro depende basicamente das decisões que você toma hoje.”

LANIUS, C.E.P. **Redução do Consumo de Gás Natural em Forno de Reaquecimento de Tarugos de Aço**. 2010. 29f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

RESUMO

O alto custo operacional de um forno de reaquecimento de tarugos de aço a gás natural requer constantemente otimizações. Esses fornos são equipamentos que demandam alto consumo de gás natural e que, a cada pequena melhoria, os resultados financeiros obtidos são expressivos. O objetivo deste trabalho é avaliar e propor alternativas objetivas e efetivas, para implantação em curto prazo, para diminuir o consumo de gás natural em um forno do tipo “Walking Heart”, para aquecimento de tarugos de aço. Pretende-se alcançar esse objetivo iniciando com um estudo para conhecimento das práticas operacionais e do processo em si, bem como usar os conceitos de transferência de calor para encontrar possíveis melhorias físicas na parte estrutural do forno. Depois de propostas algumas soluções, a redução possível no consumo é estimada, calculando-se o tempo de retorno do investimento.

PALAVRAS-CHAVE: Gás Natural, Forno, Isolamento Térmico, Reaquecimento, Trocador de Calor, Laminação, Aço.

LANIUS, C.E.P. **Reduction on Consumption of Natural Gas on a Steel Billets Reheating Furnace**. 2010. 29f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

ABSTRACT

The high cost of operating a natural gas reheating furnace of steel billets requires constantly optimization. These furnaces are systems that require high consumption of natural gas and that, with each small improvement, the financial results are expressive. The objective of this study is to evaluate and propose objective and effective alternatives, for deployment on short notice, to reduce the consumption of natural gas in a furnace such as "Walking Heart", for heating steel billets. It is intended to achieve this goal by starting with a study of operational practices and knowledge of the process itself, and use the concepts of heat transfer for possible improvements in the physical structure of the furnace. After proposing some solutions, the possible reduction in consumption is estimated, calculating the payback time.

KEYWORDS: Natural Gas, Furnace, Thermal Insulation, Reheating, Heat Exchanger, Rolling Mill, Steel.

SUMÁRIO

ABSTRACT	7
1. INTRODUÇÃO	9
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1. Produção do aço em tarugos	9
2.2. O forno de reaquecimento	9
2.3. Transformação mecânica por laminação	10
2.4. Gás Natural	11
3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA	11
4. ANÁLISE DO PROBLEMA	12
4.1. Perda de calor pelos dutos de distribuição do ar de combustão	12
4.2. Paradas do forno durante o horário sazonal	15
4.3. Disposição geométrica do recuperador de calor	16
5. MELHORIAS PROPOSTAS NO SISTEMA	17
5.1. Isolamento dos dutos de distribuição do ar de combustão	17
5.2. Estratégia do forno no horário de parada	18
5.2.1. Testes durante parada	18
5.2.2. Conclusões encontradas com os testes	19
5.3. Modificação geométrica do recuperador de calor	20
6. ANÁLISE DE VIABILIDADE ECONÔMICA	22
6.1. Projeto de isolamento dos dutos	22
6.2. Estratégia de parada no horário sazonal	22
6.3. Modificação do recuperador de calor	23
7. CONCLUSÕES	23
8. REFERÊNCIAS	24
9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	24
APÊNDICES	25
ANEXOS	28

1. INTRODUÇÃO

Com a crescente competitividade na indústria do aço, busca-se continuamente a redução dos custos operacionais para manter os produtos no mercado a preços competitivos. No processo de fabricação de barras e perfis laminados, uma destas formas é a otimização do funcionamento do forno de reaquecimento de tarugos. Como consequência disso obtém-se significativa redução no consumo da fonte energética, neste caso, o gás natural.

Buscando reduzir o consumo de gás natural no forno de reaquecimento propõem-se alternativas que desenvolvam tanto estudos técnicos quanto operacionais com a realização de testes.

Os testes envolvidos operacionais tratam do processo em si, durante o período de parada do forno, o horário sazonal. O objetivo está em se obter padrões de operação e de rotina que permitam o mínimo consumo de gás enquanto o forno não opera. Para se chegar a tal objetivo se necessita de grande senso de percepção dos erros de processo e dos riscos envolvidos, uma vez que um forno de reaquecimento opera com altíssimas temperaturas e com combustível explosivo.

Os estudos técnicos aqui desenvolvidos irão tratar de melhorias relacionadas a pontos de fuga de calor existentes no forno, bem como da possibilidade de modificação geométrica no recuperador de calor do mesmo. Será feita avaliação do retorno financeiro para cada uma das propostas relacionadas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Produção do aço em tarugos

O aço é uma liga metálica basicamente de ferro e carbono, amplamente aplicado no setor construtivo na forma de barras e perfis. Todo aço produzido provém inicialmente do processo de redução do minério de ferro, de onde é obtido o ferro gusa para fabricar aço, que também pode ser obtido através da reciclagem, fundindo a sucata de aço. O aço considerado neste trabalho é fabricado em uma aciaria, onde, na fase líquida, recebe os compostos ligantes desejados e é solidificado na forma de tarugos, posteriormente utilizados na laminação.

Os tarugos considerados possuem seção quadrada de 120 mm e massa variando entre 480 kg e 520 kg. Esses tarugos, ainda quentes, são então transportados até o pátio do setor de laminação, onde serão reaquecidos até a temperatura desejada para laminação.

2.2. O forno de reaquecimento

Os fornos de reaquecimento devem ser alimentados com algum tipo de fonte energética. As mais comuns são a energia elétrica, óleo diesel ou BPF, ou gás natural. O tipo de forno aqui considerado é denominado como “Walking Heart”, alimentado com gás natural e operado basicamente através de software específico.

Tal configuração de forno já foi avaliada anteriormente por Winter (2006), com o estudo sobre o processo de abertura das portas para carregamento e descarregamento dos tarugos, e por Becker (2007), onde se propuseram algumas sugestões para otimização energética, finalidade semelhante à aqui desenvolvida.

O forno é dividido em duas zonas com queimadores de teto, controladas individualmente. A primeira zona possui um banco de 18 queimadores, enquanto a segunda zona possui 9 deles. Uma vista esquemática superior do forno com a disposição dos queimadores pode ser vista a seguir.

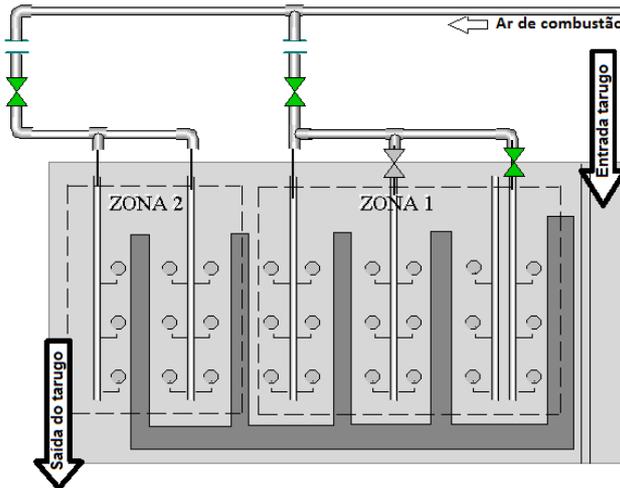


Figura 2.1 – Disposição dos queimadores sobre o forno

O tarugo a ser reaquecido pode entrar com temperatura ambiente como pode também ser introduzido no forno já com altas temperaturas, posterior à sua fabricação na aciaria. Geralmente o processo de carregamento se dá a frio, devido à incompatibilidade da produção instantânea da aciaria com a necessária na laminação. Este fator é um dos grandes responsáveis pelo alto consumo energético necessário para o aquecimento dos tarugos de aço.

Para que os tarugos de aço estejam prontos para laminação devem sair do forno a, pelo menos, 1100 °C. Por se tratar de um processo de aquecimento transiente é necessário um controle de temperatura muito complexo no interior do forno, isto é, sempre há tarugos entrando e saindo do forno, com velocidades e paradas variáveis. Um modelo construtivo do forno pode ser visto na figura seguinte.

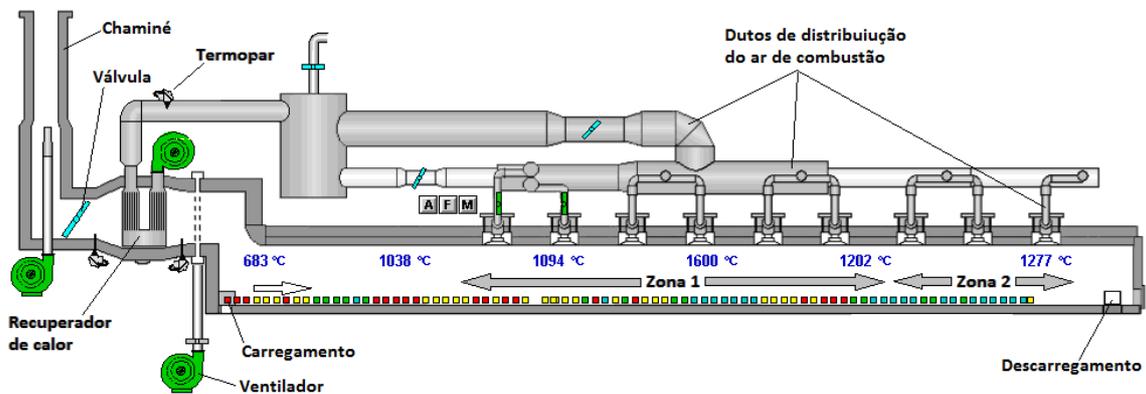


Figura 2.2 – Esquema construtivo do forno.

2.3. Transformação mecânica por laminação

Considera-se neste a geração de barras e perfis pelo processo de laminação que, segundo Schaeffer (2004), consiste na redução da seção do tarugo com seu consequente alongamento e na melhoria das propriedades mecânicas. Dependendo do perfil desejado, pode-se ter entre seis e vinte passes de laminação. Tais passes de laminação são feitos através de um conjunto de rolos de aço, devidamente refrigerados para evitar seu desgaste excessivo. Os tarugos devem estar a altas temperaturas para diminuir o esforço mecânico de laminação e a temperatura deve ser também devidamente uniformizada ao longo de todo comprimento do tarugo e por toda seção, isto é, deseja-se a melhor uniformidade possível de temperatura entre

a superfície e o centro do tarugo. Variações elevadas da temperatura conferem problemas dimensionais e microestruturais no aço.

A temperatura de laminação depende de inúmeros fatores, como o tipo da liga do aço, tipo de perfil produzido (redondo, quadrado, chato, cantoneira ou vergalhão) e da dimensão deste perfil. Geralmente os aços com maior teor de carbono necessitam de maiores temperaturas, devido à sua maior resistência mecânica, e os perfis redondos pesados, que possuem menor número de passes de laminação. Este aumento de temperatura permite menor esforço para conformação e geração do perfil.

2.4. Gás Natural

Segundo Poulallion (1986), o gás natural é um combustível fóssil não renovável constituído por uma mistura de hidrocarbonetos leves, composto principalmente de metano, com mais de 70% da constituição em volume e pode ser obtido por três origens distintas: na decomposição de matéria orgânica por bactérias anaeróbias (sem presença de oxigênio), da degradação de matéria orgânica e carvão à alta pressão e temperatura ou da alteração térmica de hidrocarbonetos líquidos.

A composição do gás natural pode variar dependendo do poço de onde é extraído e de sua origem. Sendo assim, seu Poder Calorífico Inferior (PCI) pode variar. O gás natural usado no forno em consideração possui um PCI médio de 37.907,29 kJ/m³, à CNTP. Isto equivale a 10,5298 kW.h/m³.

Para efeito de cálculo considera-se o PCI pelo fato de que, nem toda energia existente no gás natural é efetivamente transferida durante o processo de queima. Parte da energia total disponível no gás natural é consumida para vaporização da água liberada durante o processo de queima, resultando apenas o PCI como o calor efetivamente aproveitável durante a queima.

3. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O forno considerado teve sua última reforma no ano de 2007, e desde então pouco foi realizado visando melhorias em sua eficiência energética. Ao longo do tempo a deterioração de partes do isolamento térmico do forno é inevitável e necessita de manutenções. Como a última reforma ocorreu no ano de 2007, podem existir pontos com fuga de calor para o ambiente. Devem-se levantar estes pontos de fuga de calor e estudá-los, para determinar se é necessário corrigi-los. Estas correções serão analisadas pelo seu retorno financeiro e podem ser implantadas, se mostrarem-se viáveis e de interesse da empresa.

O sistema de operação do forno é automatizado e operado através de um software em um computador, controlado por um operador. Este software ajusta as vazões de gás e ar automaticamente conforme as informações em seu banco de dados, dependendo das variáveis de entrada. Algumas dessas variáveis são a temperatura de laminação, o tipo e a quantidade de aço no interior do forno.

O operador escolhe, conforme o tipo de aço e perfil produzido, qual o tipo de estratégia que será usada. Esta estratégia é a curva de aquecimento desejada. A curva que relaciona a temperatura em cada zona do forno necessária para que o tarugo de aço atinja a temperatura de laminação correta, de acordo com o número de tarugos laminados por hora, o ritmo.

As curvas hoje existentes foram criadas sobre uma capacidade de produção diferente da atual. Atualmente, devido às melhorias realizadas no processo de laminação e acabamento, possibilitou-se um aumento significativo de produção. Com isso, as curvas de aquecimento podem estar fora de um patamar considerado como ideal.

Desde Janeiro de 2009 o processo de laminação não opera entre as 17:30 às 21:30 horas, o horário sazonal. Isso se deve ao custo energético durante este período, onde paga-se um

valor maior por kW.h consumido de energia elétrica. Durante este período de parada é preciso manter o forno aceso, para evitar avarias no seu sistema de isolamento e pelo seu complexo e caro processo de re-acendimento. Durante essas paradas é interessante manter as temperaturas acima de patamares seguros e com o menor consumo de gás natural possível.

Os gases de combustão, ou fumos, que saem do interior do forno estão a aproximadamente 850°C e passam por um trocador de calor para pré-aquecer o ar de combustão, o recuperador de calor. O ar de combustão entra no recuperador à temperatura ambiente e sai com variações entre 350°C a 450°C. Atualmente possui dois passes transversais aos fumos, sendo o primeiro passe na parte de saída dos fumos e o segundo passe em contato com os gases que entram no recuperador de calor. O recuperador descrito pode ser visto na figura seguinte.



Figura 3.1 – Recuperador de calor de escoamento cruzado.

A eficiência do recuperador depende do material usado na sua construção, das características geométricas e do fluxo, temperatura de entrada e coeficiente de condutibilidade térmica dos fluidos. Pretende-se fazer um estudo sobre estas variáveis passíveis de modificação visando ao aumento da eficiência do recuperador. Dentre as variáveis que não são passíveis de modificação estão as temperaturas de entrada dos fluidos e o coeficiente global de transferência de calor, U . Este coeficiente mantém-se constante, para o mesmo material construtivo, ao longo de toda extensão do trocador, pois as vazões de ar e gases são as mesmas em toda sua extensão. Formando assim a mesma condição de oxidação e incrustação sobre todos os dutos do recuperador.

4. ANÁLISE DO PROBLEMA

4.1. Perda de calor pelos dutos de distribuição do ar de combustão

Um ponto de grande perda energética encontrado situa-se sobre o forno, na tubulação de distribuição do ar de combustão aquecido. Existem, no total, 27 dutos de aço sem qualquer tipo de isolamento térmico. Estes dutos possuem um comprimento aproximado de 1,18 m. Tais dutos, se isolados corretamente, podem evitar a perda de grande carga energética para o ambiente. A seguir podem ser vistas imagens desses dutos.



Figura 4.1 – Dutos de distribuição de ar de combustão não isolados.

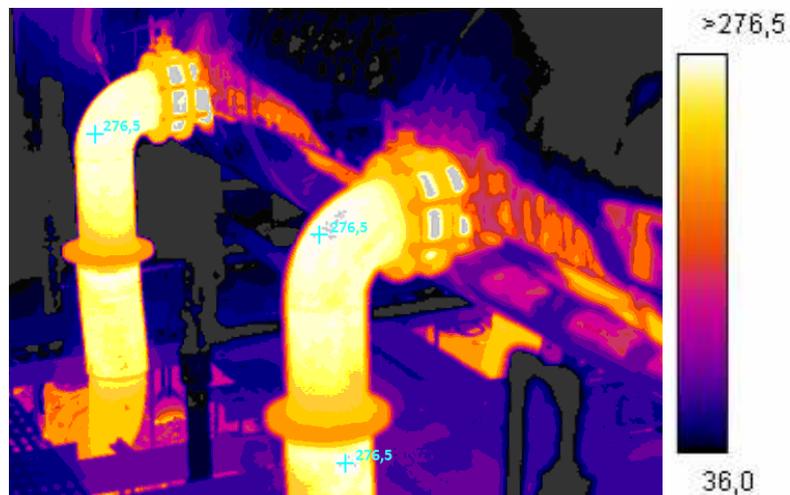


Figura 4.2 – Imagem termográfica dos dutos não isolados, com temperaturas em °C.

O equipamento usado na aquisição da imagem termográfica anterior opera até o limite de leitura de 276,5 °C. Como a temperatura superficial dos dutos é levemente maior, na figura 4.2 foram destacados somente alguns pontos de temperatura específicos.

A temperatura média na superfície dos dutos, durante o período operação, é de 286 °C. Mediu-se esta temperatura com pirômetro óptico em um dia que a produção estava em seu ritmo normal e com temperatura ambiente de 30 °C.

A energia térmica total, Q , dissipada pelos dutos pode ser calculada de forma aproximada através do conjunto seguinte de equações, disponibilizadas por Incropera & DeWitt (2008). Onde Q é a soma das parcelas convectiva (Q_{cv}) e radiativa (Q_{rad}) emitidas para o ambiente, em Watt, conforme equação seguinte.

$$Q = Q_{cv} + Q_{rad} \quad (1)$$

E que podem ser obtidas a partir de:

$$Q_{cv} = h_c \cdot A(T_{sup} - T_{\infty}) \quad (2)$$

$$Q_{rad} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot A(T_{sup}^4 - T_{viz}^4) \quad (3)$$

Onde h é o coeficiente convectivo para o ar à 30°C, em W/m².K; A área total de superfície exposta é A , em m²; T_{sup} é a temperatura da superfície do duto, 286°C; A temperatura ambiente é representada por T_{∞} , 30°C; A temperatura das superfícies vizinhas ao forno é representada pelo fator T_{viz} , considerada como 50°C; A emissividade ε considerada é de 0,8, pelo fato de ser uma superfície escura e opaca; A constante de *Stefan-Boltzmann*, σ , é de $5,67 \cdot 10^{-8}$ W/m²K⁴.

Para o caso em estudo, não se conhece diretamente o valor para o coeficiente convectivo h_c , que deve ser calculado através da seguinte equação:

$$h_c = Nu_D \cdot \frac{k}{D} \quad (4)$$

Onde k é a condutividade térmica do ar, a 30°C e Nu_D é o Número de Nusselt, que pode ser obtido, para escoamento laminar e Ra_L menor que 10^9 , a partir da aproximação com o caso de uma placa vertical com convecção natural, onde Nu_L é dado pela equação seguinte:

$$Nu_L = 0,68 + \frac{0,67 \cdot Ra_L^{\frac{1}{4}}}{[1 + (0,492/Pr)^{\frac{9}{16}}]^{\frac{4}{9}}} \quad (5)$$

Neste caso, Pr é o número de Prandtl, adimensional, e Ra_L é o número de Rayleigh, também adimensional, definido pela seguinte equação:

$$Ra_L = \frac{g\beta(T_{sup} - T_{\infty})L^3}{\nu\alpha} \quad (6)$$

Onde g é a aceleração da gravidade, 9,81 m/s²; L é o comprimento do duto, em metros; ν é a viscosidade cinemática do ar, em m²/s, e α é a difusividade térmica, também em m²/s; β representa o coeficiente de expansão térmica, em 1/K e pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\beta = \frac{1}{T_f} \quad (7)$$

Onde T_f é a temperatura de filme do ar, na interface entre duto e ar ambiente, em K. Pode ser considerado como a média entre as temperaturas da superfície do duto e a temperatura do ar, como se pode ver a seguir:

$$T_f = \frac{T_{sup} + T_{\infty}}{2} \quad (8)$$

Através deste conjunto de equações é possível encontrar $h_c=7,214$ W/m²K, e através dele aproximar a perda energética convectiva de cada duto como sendo de 1.043W. Já a perda energética de forma radiante em cada duto, estimada pela Eq. (3), é de 2.223W.

Perfazendo assim, uma emissão total de 88.182 W para o ambiente pelos 27 dutos existentes.

4.2. Paradas do forno durante o horário sazonal

Este pode ser o fator mais complexo para se determinar e buscar otimizar. Isto porque há inúmeros fatores desconhecidos ou não controlados, gerando grandes incertezas nos resultados obtidos.

Mesmo com todas essas incertezas envolvidas no processo, contatou-se que havia um bom potencial de ganho energético durante o período de paradas pelo fato de não existirem padrões para manter o forno durante a parada, tampouco padrões para o correto reaquecimento.

Cada operador responsável pela tarefa durante a parada realizava a atividade de forma distinta, sem se importar muito com o consumo de gás natural.

Devido à complexidade de relacionar uma ação do operador com seu reflexo no consumo de gás, é necessário um estudo inicial para conhecimento das variáveis do processo, principalmente da variável mais aleatória envolvida, o operador.

Quanto ao sistema operativo, segue uma breve descrição das formas possíveis:

- AUTOMÁTICO - Existe o modo de operação automático, em que se escolhe uma temperatura desejada em qualquer uma das zonas e o forno ajusta automaticamente a injeção da mistura ar-combustível para manter esta temperatura desejada. Atualmente, durante o período de parada, ajusta-se a temperatura desejada na zona 2, 950°C, e desligam-se os queimadores da zona 1. Desta forma o forno mantém-se perto de 950°C na zona 2 e com aproximadamente 820°C na zona 1. Importante ainda ressaltar que nenhuma das zonas do forno fique abaixo de 720 °C, temperatura que o forno desliga-se automaticamente como medida de segurança. 720 °C é aproximadamente a temperatura de auto-ignição do gás natural. Como não há sistema de chama-piloto para acendimento da chama, pode haver momentos em que o gás não queime e se acumule no interior do forno, podendo causar explosão ao entrar em contato com superfícies com mais de 720 °C. Como margem de segurança, a temperatura mínima desejada em qualquer uma das zonas é de 800° C. O modo de operação “automático” do forno abre imediatamente as válvulas de gás para aumentar a temperatura interna do forno. Quando atinge a temperatura desejada diminui novamente a abertura de válvula até que a temperatura caia. Este ciclo de subidas e descidas se repete e aumenta o consumo de gás natural ao longo do tempo, se comparado à injeção constante do combustível – no modo “manual” ou à abertura gradual da válvula no modo “estratégia”.

- MANUAL - Existe o modo de operação “manual”, onde é possível ajustar a abertura da válvula de gás, e por consequência, sua vazão e a temperatura no interior do forno. Tal modo de operação não é muito usado e confiável porque não existe uma relação exata da abertura de válvulas com a temperatura no interior do forno. Quando se mantém o forno neste modo operativo sempre deve haver uma pessoa acompanhando as temperaturas, para que não caiam abaixo de 800 °C.

- ESTRATÉGIA – O modo “estratégia” de operação determina automaticamente a temperatura necessária em cada zona de acordo com a quantidade de aço aquecido em uma hora para manter a temperatura da saída do tarugo sempre uniforme. O processo de abertura das válvulas de gás se dá de forma mais gradual, se comparado ao modo automático.

Um fator muito importante observado durante o período de parada está relacionado ao forno estar ou não carregado de tarugos de aço durante a parada. Sempre que se mantém o forno vazio durante o período de parada, sendo carregado apenas um pouco antes da produção iniciar, o consumo de gás natural é aproximadamente 50% maior, se comparado à média dos dias em que se mantém o forno carregado durante a parada sazonal. Há influência no maior consumo porque, neste caso, o reaquecimento dos tarugos ocorre em aproximadamente uma hora, pouco tempo para muita transferência de calor, o que diminui a eficiência de troca.

Quando os tarugos de aço ficam no interior do forno desde o início do período de parada, absorvem a energia térmica existente nos gases de combustão e nas paredes refratárias do forno durante o período de produção do final da tarde, quando o forno deve ser mantido ligado. Os gases de combustão eliminados lentamente do interior do forno durante o período de parada também transferem calor para os tarugos, aumentando sua temperatura.

4.3. Disposição geométrica do recuperador de calor

Os gases de combustão gerados durante o processo de combustão saem pelo canal de fumos acima de 800°C , quando em operação uniforme. Como medida para redução de perdas, há um recuperador de calor instalado junto à saída dos gases do forno. Sua finalidade é o aquecimento do ar de combustão injetado nos queimadores.

O recuperador de calor é de escoamento cruzado, com um fluido misturado e o outro fluido não misturado, com dois passes. O fluido misturado são os fumos e o não misturado é o ar de combustão.

Pela disposição geométrica atual do recuperador de calor, os gases de combustão entram primeiramente em contato com o primeiro passe do ar de combustão, o fluido frio, e depois com o segundo passe do ar. Desta forma, a variação de temperatura entre os fluidos que trocam calor é muito grande no primeiro passe e pequena no segundo.

Uma breve vista esquemática do recuperador pode ser vista na figura 2.2 e na figura que segue.

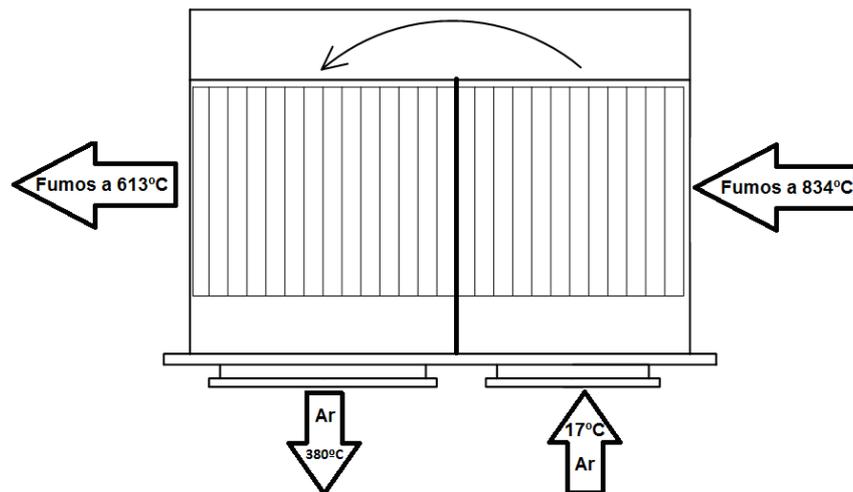


Figura 4.3 – Configuração atual do recuperador de calor de escoamento cruzado.

Pode-se fazer uma analogia, neste caso, com um trocador de calor de escoamento paralelo, onde o fluido frio entra em contato inicialmente com a maior temperatura do fluido quente e depois com a menor. No Anexo A pode ser visto o perfil de temperaturas para os casos de trocadores de calor de escoamento paralelo e contracorrente.

Conforme apontado por Incropera & DeWitt (2008), para trocadores de calor com mesma área A , mesmo coeficiente global U e mesmas temperaturas de entrada dos fluidos, a condição de escoamento contracorrente mostra-se mais eficiente que o trocador com escoamento paralelo.

Baseado em tal afirmação, pretende-se modificar a disposição dos dutos de entrada e saída dos fluidos do recuperador de calor para aumentar a eficiência de troca nos dois passes, para ficar análogo à configuração de trocador contracorrente. Consiste na inversão dos dutos de entrada e saída do fluido frio, para que o fluido frio entre pelo lado da saída dos gases de combustão. Deve-se ainda tomar cuidado para que se mantenha o duto de maior diâmetro na saída do ar de combustão, devido à expansão volumétrica do fluido pela temperatura.

Outro problema hoje existente no recuperador de calor, e que pode ser minimizado com a alteração proposta, trata da ruptura dos primeiros dutos por onde entra o ar frio (no lado direito da Figura 4.3), causado pela passagem do fluido frio, a 17°C, no interior dos dutos e gases quente, a 834°C do lado externo. Segundo EngineersEdge (2010), diferenças térmicas elevadas causam grandes tensões no material, podendo romper alguns dutos.

5. MELHORIAS PROPOSTAS NO SISTEMA

5.1. Isolamento dos dutos de distribuição do ar de combustão

Os dutos de distribuição de ar que não são isolados, vistos nas Figuras 4.1 e 4.2, dissipam uma quantidade considerável de energia para o ambiente. O que se propõe é isolar os dutos com manta de fibra cerâmica, maleável e resistente a altas temperaturas. Sua finalidade é, por ser um bom isolante, atenuar a perda energética para o ambiente. Do lado externo da manta é necessário um componente adicional, para comportar o arranjo físico da manta e evitar sua contaminação por pó, que pode ser chapa metálica.

A manta de fibra cerâmica selecionada é denominada de “Manta Durablanket® 1400”, fornecida pela empresa Sulfrax, de Porto Alegre. Possui 50 mm de espessura e densidade de 64 kg/m³. Sua condutividade térmica $k = 0,0686$ W/mK para temperatura de 286°C.

Considera-se, para os dutos isolados, a perda energética por convecção natural e por radiação. Para o cálculo destas perdas energéticas são usadas as equações e métodos propostos ou citados por Incropera & DeWitt (2008). O conjunto de equações das perdas de calor são resolvidas no software Interactive Heat Transfer 2.0 (IHT).

A emissão de calor para o ambiente com os dutos isolados, Q_{isol} , pode agora ser determinada pela seguinte equação.

$$Q_{isol} = \frac{AN(T_{sup} - T_{viz})}{R_t} \quad (9)$$

Onde A é a área de um duto, 0,565 m²; N é o número total de dutos; T_{sup} é a temperatura superficial do duto, 559K; T_{viz} é a temperatura das superfícies vizinhas, 323K; R_t é a resistência térmica total, em W/m²K, dada pela seguinte equação.

$$R_t = \frac{\ln(D_e / D_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{A(h_c + h_{rad})} \quad (10)$$

Onde D_e representa o diâmetro externo, 0,2524 m; D_i é o diâmetro interno, 0,1524 m; k é a condutividade térmica da manta isolante, 0,0686 W/mK; L é o comprimento do duto, 1,18 m; h_c é o coeficiente convectivo do ar, 4,06 W/m²K, estimado pela Eq. (11), para temperatura superficial estimada de 60°C; e h_{rad} é o coeficiente de radiação, em W/m²K e é estimado a seguir.

$$h_{rad} = \varepsilon\sigma(T_{sup} + T_{viz})(T_{sup}^2 + T_{viz}^2) \quad (11)$$

Na Eq. (10) desconsideram-se as resistências térmicas de contato e da proteção mecânica externa, por serem muito menores que a resistência imposta pela manta cerâmica.

A partir da Eq. (9) obtém-se que $Q_{isol} = 5.713$ W. Note que o calor perdido sem o isolamento foi estimado em 88.182 W.

5.2. Estratégia do forno no horário de parada

Como não há estratégia específica que contemple o horário de parada do forno durante o horário sazonal, atualmente mantém-se o mesmo ligado em modo “automático”, onde é escolhida uma temperatura na zona 2 do forno e este ajusta automaticamente a injeção de gás natural e ar nos queimadores para manter a temperatura escolhida, normalmente 950 °C para a zona 2. Mantém-se então a zona 2 em modo automático e desliga-se a injeção de combustível na zona 1, que fica em torno de 820°C, quando o forno está carregado com tarugos.

Como a zona 2 possui aproximadamente 25% da área total do forno, é necessário manter altas temperaturas nesta zona para que a zona 1 não fique abaixo dos 800 °C, temperatura limite para manter a segurança do forno.

O reaquecimento das zonas após a parada inicia-se atualmente em torno de 21:00 em ambas as zonas, 30 minutos antes de iniciar o turno de produção.

O que se propõe é estudar o sistema de funcionamento para então propor alternativas e realizar diferentes testes para conhecer a relação entre temperaturas durante parada, consumo de gás natural por zona e total, a temperatura de descarga do tarugo e possibilidade de falha de operação.

5.2.1. Testes durante parada

O princípio fundamental para que se possa propor alguma solução relacionada ao processo operacional do forno durante as paradas é o levantamento do consumo médio diário neste ano, bem como estudar a forma que o processo é realizado atualmente. A média de consumo diário de 2010, durante o horário sazonal, é de 926,6 N.m³. Iniciou-se a partir daí, um período de acompanhamento e estudo dos processos operacionais e equipamentos do forno de reaquecimento.

Pelo fato do forno permanecer ligado continuamente, avaliou-se a possibilidade de desligar o mesmo durante a parada. Tal consideração teve péssimo resultado na prática, devido à acentuada queda de temperatura quando desligaram-se os queimadores. Nessa situação, a temperatura cairia abaixo de 720°C em menos de 30 minutos, temperatura na qual não é mais possível reacender os queimadores com gás natural, somente óleo diesel.

Com a alternativa anterior já descartada, realizaram-se então uma bateria de testes, onde se acompanhavam as temperaturas por zona e o consumo de gás natural acumulado desde a parada. Os gráficos que demonstram melhor estes comportamentos estão no Apêndice A.

A seguir estão os parâmetros escolhidos na realização de cada um dos testes, com suas conseqüências sobre o consumo do combustível.

PRIMEIRO TESTE

- Operar o forno em modo manual durante a parada diminui consideravelmente o consumo de gás natural se comparado ao modo “automático”;
- Manter a Zona 1 ligada em modo “manual”, ao invés da Zona 2, mantém melhor uniformidade de temperaturas entre as zonas, devido ao maior número de queimadores.
- Reaquecimento em modo “automático” com degraus de temperatura de 40 em 40 °C iniciado 60 minutos antes do início da produção apresenta consumo moderado de gás.

SEGUNDO TESTE:

- Diminuir a abertura de válvula de gás na Zona 1 de 5% (≈ 180 N.m³/h), no primeiro teste, para 4% (≈ 149 N.m³/h) neste, diminui levemente o consumo de gás. O inconveniente é a maior queda de temperatura em ambas as zonas.
- Reaquecimento em modo “estratégia” não aquece suficientemente os tarugos para laminação.

TERCEIRO TESTE

- Fechar levemente a válvula da chaminé aumenta a pressão interna do forno, e levemente a temperatura interna;
- Reaquecimento em modo “automático” com degraus de temperatura de 80 em 80 °C iniciado 45 minutos antes do início da produção apresenta alto consumo de gás.

QUARTO TESTE

- Desligar o motor do sistema de exaustão do forno aumenta consideravelmente as temperaturas em ambas as zonas;
- Utilizar o modo “automático” com escalas pré configuradas pelo software operacional do forno, conhecido como “TurnUp”, apresenta péssima confiabilidade na obtenção das temperaturas desejadas e no consumo de gás natural.

QUINTO TESTE

- Reaquecer o forno em modo “manual” apresenta menor consumo de gás natural acumulado, mas complexa dificuldade de relacionar-se a proporção de abertura de válvula necessária com o tempo e temperatura de aquecimento.

SEXTO TESTE

- Manter o sistema de exaustão desligado confere economia considerável de gás natural;
- Reaquecimento em modo automático representa maior confiabilidade, mesmo que o consumo de gás seja levemente maior que o modo manual.

SÉTIMO TESTE

- Manter o sistema de exaustão desligado durante a parada e durante o reaquecimento não confere problemas ao sistema e proporcionou o melhor resultado obtido;
- Operar o forno em modo “automático” inclusive durante a parada confere grande confiabilidade e maiores temperaturas no interior do forno.

Segue a seguir uma tabela, de forma resumida, com os resultados obtidos com cada um dos testes operacionais realizados no forno durante o período de parada.

Tabela 5.1 – Comparativo dos testes no forno.

TESTE	PARADA			REAQUECIMENTO			PARADA		Consumo GN total	Confiabilidade	OK/NOK
	Operação Z1	Operação Z2	Ar de Tiragem	Operação Z1	Operação Z2	Ar de Tiragem	T Z1	T Z2			
atual	Off	Auto 950°C	On	Auto	Auto	On	Baixa	Alta	ALTO	ALTA	NOK
1	Manual 5%	Off	On	Auto(degraus)	Auto(degraus)	On	Média	Baixa	MEDIO	MEDIA	NOK
2	Manual 4%	Off	On	Estratégia	Estratégia	On	Média	Baixa	BAIXO	MEDIA	NOK
3	Manual 4%	Off	On	Auto(degraus)	Auto(degraus)	On	Média	Baixa	ALTO	MEDIA	NOK
4	Manual 4%	Off	Off e On	Turn Up	Turn Up	Off e On	Média	Baixa	ALTO	BAIXA	NOK
5	Off	Auto 950°C	On	Manual	Manual	On	Baixa	Alta	ALTO	BAIXA	NOK
6	Manual 5%	Off	Off	Auto(degraus)	Auto(degraus)	Off	Média	Baixa	MEDIO	MEDIA	NOK
7	Off	Auto 950°C	Off	Auto(degraus)	Auto(degraus)	Off	Média	Alta	BAIXO	ALTA	OK

5.2.2. Conclusões encontradas com os testes

Ao realizar cada teste, pôde-se fazer um comparativo entre as diferentes formas de operar o sistema. Juntando todas melhores práticas anteriormente testadas chegou-se ao sétimo teste. Logo depois de concluída a etapa de testes, e chegando à melhor estratégia operacional, implantou-se a mesma imediatamente.

Ainda que o modo de operação “manual” permita um consumo menor de combustível, ainda é preferível utilizar o modo “automático” devido sua maior confiabilidade. Operando o sistema em modo “automático” tem-se a confiança da manutenção das temperaturas dentro

dos parâmetros seguros. E o aumento obtido ao desligar-se o ar de tiragem é muito maior que o aumento proporcionado se operado em modo “manual”.

O aumento gradativo da temperatura do forno no reaquecimento em forma de degraus também proporciona ganhos consideráveis. O número de mínimo de degraus de temperatura é de seis. E o tempo de reaquecimento com melhores resultados fica na faixa de 45 minutos.

Desde o primeiro dia do mês de Junho de 2010 usam-se, na parada do horário sazonal, as alternativas propostas no sétimo teste. Desde então, até o dia 20 de Junho obteve-se uma média diária de consumo de 688,5 N.m³, conferindo redução de 25,7% à média obtida no ano, que foi de 926,6 N.m³.

5.3. Modificação geométrica do recuperador de calor

Baseado no conceito de maior efetividade de trocadores de calor com escoamento contracorrente, se comparados com os de escoamento paralelo, pretende-se alterar a disposição geométrica do recuperador de calor para que fique da forma seguinte:

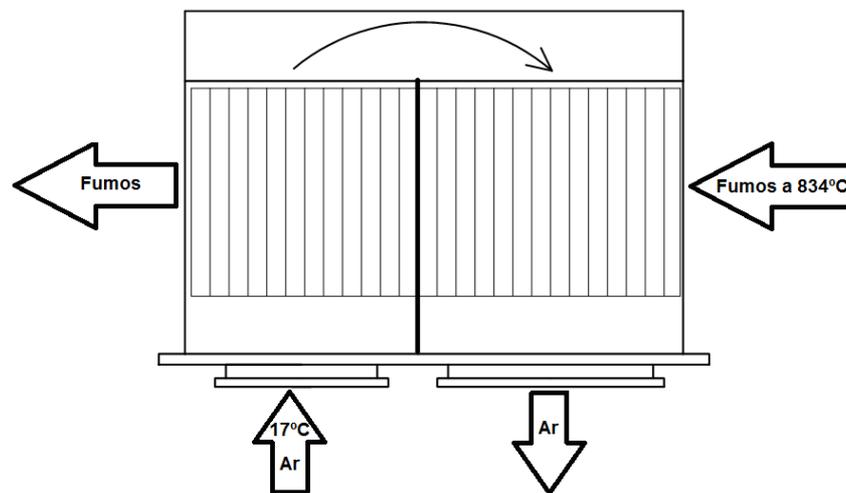


Figura 5.1 – Proposta de disposição do recuperador de calor.

Da forma demonstrada pela Figura 5.1, o sistema fica análogo a um trocador de calor com escoamento contracorrente. Isto é, o primeiro passe do ar frio de entrada troca calor com os fumos de saída, e só depois troca calor com os fumos de entrada do recuperador.

A metodologia usada para estimar o ganho energético com a alteração proposta começa com o cálculo do coeficiente global de transferência de calor, U , em Wm²/K, obtido para uma condição atual de operação, igualando os valores das Eq. (12) e (13), onde são conhecidos a área, as vazões, os fluidos e as temperaturas de entrada e saída dos mesmos.

Como pode ser visto na equação seguinte, a troca de calor entre os fluidos, em W, é proporcional à diferença de temperatura de entrada e saída do fluido, ΔT .

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (12)$$

Onde \dot{m} é o fluxo mássico, em kg/s, C_p é o calor específico, em kJ/kgK, e ΔT é a diferença de temperatura entre a entrada e a saída de um mesmo fluido, em K.

Parte-se com as Eq. (13) e (14), propostas em Kakaç (2002), para o caso de trocador de calor com escoamento cruzado com um dos fluidos misturado.

$$Q = UAF\Delta T_{lm,cf} \quad (13)$$

$$\Delta T_{lm,cf} = \frac{(T_{qs} - T_{fe}) - (T_{qe} - T_{fs})}{\ln[(T_{qs} - T_{fe}) / (T_{qe} - T_{fs})]} \quad (14)$$

Onde U é o coeficiente global de transferência de calor, em Wm^2/K . A é a área de troca térmica, em m^2 . F é o fator de correção, adimensional. $\Delta T_{lm,cf}$ é uma média logarítmica das diferenças de temperaturas, em $^{\circ}C$. T são as temperaturas, em $^{\circ}C$, os sub-índices e e s referem-se à entrada e saída, respectivamente; f refere-se ao fluido frio e q ao fluido quente.

Para um caso real, demonstrado na Figura 4.3, a área de troca térmica do primeiro passe é de $55,26 m^2$ e de $66,32 m^2$ no segundo passe. F depende de uma relação entre a eficácia da temperatura, P , da taxa de capacidade calorífica, R , e do arranjo de escoamento que, neste caso, é cruzado. P e R são propostos por Kakaç (2002) pelas equações abaixo.

$$P = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{qe} - T_{fe}} \quad (15)$$

$$R = \frac{T_{qe} - T_{qs}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (16)$$

Para as equações anteriores, T , e , s , q e f possuem a mesma nomenclatura da Eq. (14). Para o caso em questão, através do Anexo B, obtém-se $F=0,98$.

Considerando os dois passes no recuperador como sendo dois recuperadores independentes, com a temperatura de saída do primeiro sendo a mesma da entrada do segundo passe, podemos encontrar U . Uma consideração necessária é a respeito do fator λ , que é uma relação entre a temperatura de entrada do fluido, a temperatura média (no final do primeiro passe) e da temperatura de saída, para o caso do fluido quente. λ também possui uma mesma relação entre as temperaturas do fluido frio, como pode ser visto pela equação seguinte.

$$\lambda = \frac{T_{qm} - T_{qs}}{T_{qe} - T_{qs}} = \frac{T_{fm} - T_{fe}}{T_{fs} - T_{fe}} \quad (17)$$

Onde o sub-índice m refere-se ao ponto médio, que está no final do primeiro passe e na entrada do segundo.

A relação para as trocas de calor onde a proporção de calor perdida pelo fluido quente é a mesma proporção recebida pelo fluido frio, o fator λ .

Resolvendo-se o sistema de equações para o primeiro caso, obtém-se os valores de U , Q , λ , T_{fm} e T_{qm} dispostos na Tabela 5.2.

Usando-se então o coeficiente global, U , obtido, é possível estimar as novas temperaturas de saída dos fluidos, T_{fs} , T_{qs} , e o fator λ . Os resultados obtidos de forma iterativa estão detalhados no Apêndice B e, de forma resumida, na tabela seguinte.

Tabela 5.2 – Resultados e comparativos para os casos atual e proposto.

	ATUAL	PROPOSTO	Ganho
T_{qe} [$^{\circ}C$]	834,00	834,00	0,00%
T_{qs} [$^{\circ}C$]	613,00	589,00	-3,92%
T_{fe} [$^{\circ}C$]	17,00	17,00	0,00%

T_{fs} [°C]	380,00	387,64	2,01%
U [kW/m ² K]	0,032475	0,032475	0,00%
Q 1° passe [kW]	1163,03	1169,49	0,56%
Q 2° passe [kW]	784,11	830,93	5,97%
Q_{total} [kW]	1947,14	2000,42	2,74%

Onde é possível constatar o ganho de 53,29 kW no calor total transferido para o ar de combustão.

6. ANÁLISE DE VIABILIDADE ECONÔMICA

6.1. Projeto de isolamento dos dutos

Com o projeto proposto para isolamento dos dutos do ar de combustão evita-se a emissão de grande carga energética para o ambiente, estimada em aproximadamente 82,469 kW. Em um mês isto equivale a 59.377,68 kW.h ou 6.052,12 m³ de gás natural, já que se estipulou na seção 2.4 o PCI do gás natural como 10,5298 kW.h/m³.

Como o custo atual de cada m³ está na faixa de R\$ 1,034, a economia fica em R\$ 6.257,89 mensais.

Com os custos de instalação do sistema de isolamento em mãos torna-se fácil o cálculo do tempo de retorno do investimento.

A manta isolante e o serviço de isolamento podem ser fornecidos pela empresa Sulfrax, de Porto Alegre-RS, que propôs a instalação dos 27 dutos a um custo de R\$ 22.196,70.

O tempo de retorno é estimado pelo valor presente líquido (VPL), dada pela equação a seguir.

$$C = \sum_{t=1}^n \frac{R}{(1+i)^t} \quad (18)$$

Onde, C é o custo total da instalação, R o retorno financeiro mensal, i é a taxa de juros mensal considerado, 1%, e n é o tempo de retorno estimado, em meses.

A partir da Eq. (18) chega-se em um tempo de retorno estimado em 3,63 meses. Isto confirma que, em menos de quatro meses o sistema já estará pago retornando mensalmente aproximadamente R\$ 6.257,89.

Neste caso, a economia energética expressiva e o curto prazo de retorno do investimento foram os fatores fundamentais na decisão da implantação do isolamento, aqui proposto, pela empresa em estudo.

Vale ressaltar que, depois de pago, o sistema tem retorno anual de R\$ 75.094,68.

6.2. Estratégia de parada no horário sazonal

Através dos testes realizados até o momento, pode-se aproximar uma economia diária de 238,1 N.m³ de gás natural, o que corresponde a 86.906,5 N.m³ em um ano. Como a unidade de medida de volume de gás vendido pela concessionária é o m³, à CNTP, tem-se uma economia anual de 93.273,3 m³. Como o valor pago por cada m³, à CNTP, está em torno de R\$ 1,034, anualmente podem ser economizados R\$ 96.444,60.

Como não há investimento necessário para implantação da nova estratégia proposta também não há tempo de retorno para estimar. O retorno é imediato após a implantação.

Para implantação definitiva da nova estratégia proposta, deve-se fazer o treinamento dos operadores e padronizar as temperaturas e parâmetros definidos pelos testes realizados, bem como aprovação final do gerente do setor de laminação.

6.3. Modificação do recuperador de calor

Como o recuperador é simétrico, é possível apenas invertê-lo para que atenda às necessidades propostas. Tal trabalho deve ser feito durante uma parada de manutenção, com duração mínima de um dia. Os custos aqui envolvidos não conhecidos, mas são estimados a seguir.

- Retirada e recolocação do recuperador (mão de obra e guindaste): R\$ 2.000,00;
- Modificar tubulação de entrada e saída dos gases: R\$ 2.000,00
- Reaquecimento do forno: R\$ 1.000,00.

Sabendo que o ganho estimado com a nova configuração é de 53,29 kW, podemos inferir que a economia mensal está na faixa 38.368,8 kW.h, o que representa uma economia mensal de R\$ 3.644,14.

Usando também a Eq. (18), obtém-se o tempo de retorno aproximado em 1,43 meses.

As paradas programadas de manutenção ocorrem semestralmente em uma ou duas ocasiões, com tempo mínimo de parada de um dia. A última ocorreu em 01/04/10 e a próxima deve ocorrer ainda este ano. Vale lembrar que, para ser implantada, a idéia deve ser aprovada pela empresa.

Ressalta-se ainda que, depois de pago, o sistema retorna anualmente R\$ 43.729,68.

7. CONCLUSÕES

Atingiu-se, portanto, o objetivo do trabalho, inclusive com resultados mais relevantes que os esperados. Isto porque, para qualquer uma das alternativas propostas, o retorno financeiro é alto e praticamente imediato.

Dentre as três opções propostas, duas foram avaliadas e implantadas ou estão em processo de implantação. O projeto de modificação do recuperador de calor requer um pouco mais de tempo para avaliação por parte da empresa, mas possivelmente será implantada.

Com este estudo criterioso no forno de reaquecimento de tarugos de aço foi possível constatar diversas possibilidades de melhoria energética ainda existentes no mesmo. Desde soluções que podem ser simples e rápidas, como as aqui propostas, até alternativas mais complexas que demandam estudo mais elaborado e por mais tempo.

Mesmo com apenas três alternativas aqui avaliadas, foi possível obter resultados expressivos e ainda identificaram-se outros fatores, principalmente operacionais, que podem ser muito influentes para uma maior redução do consumo de gás natural.

Como resultado das alterações realizadas durante o período de parada no horário sazonal, obteve-se mais de 50% da economia aqui estimada. Isto infere que melhorias no processo de operação podem trazer ganhos ainda mais volumosos, principalmente se avaliarmos o período de produção. Tal período não foi aqui abordado, mas permanece como indicador principal para estudos futuros como o maior diferencial para diminuição no consumo de gás natural.

Ainda que os ganhos estimados com as melhorias propostas sejam consideráveis, é possível concluir que os ganhos mais significativos possíveis não estão em melhorias como as aqui propostas, mas sim na operação correta do sistema, na forma em que cada estratégia é usada. Isto depende de padronização das tarefas operacionais, bem como de seu cumprimento.

8. REFERÊNCIAS

AMERICAN GAS ASSOCIATION, **Gas Engineers Handbook: Fuel Gas, Engineering Practices**. New York, Industrial Press, 1965.

BECKER, D. I., **Análise e Melhoramento do Rendimento Energético de um Forno de Reaquecimento de Tarugos de Aço com Queimadores de Gás Natural**. Porto Alegre, 2007.

INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P., **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**. Rio de Janeiro, LTC, 2008.

KAKAÇ, S., **Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design**. 2 Ed., Boca Raton, CRC Press, 2002.

POULALLION, P., **Manual do Gás Natural**. Brasília-DF, CNI/COASE, 1986.

SCHAEFFER, L., **Conformação Mecânica**. 2 Ed.. Porto Alegre, Imprensa Livre, 2004.

WINTER, C., **Análise da Perda de Energia Radiante Através das Portas de um Forno de Reaquecimento de Tarugos a Gás Natural**. Porto Alegre, 2006.

ENGINEERS EDGE, **Parallel and Counter Flow Designs - Heat Transfer**, disponível em <http://www.engineersedge.com/heat_transfer/parallel_counter_flow_designs.htm>, acessado em 06/06/2010 as 15:40.

9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

SPEIGHT, J. G., **Natural Gas: A Basic Handbook**. Houston-Texas, Gulf Publishing Company, 2007.

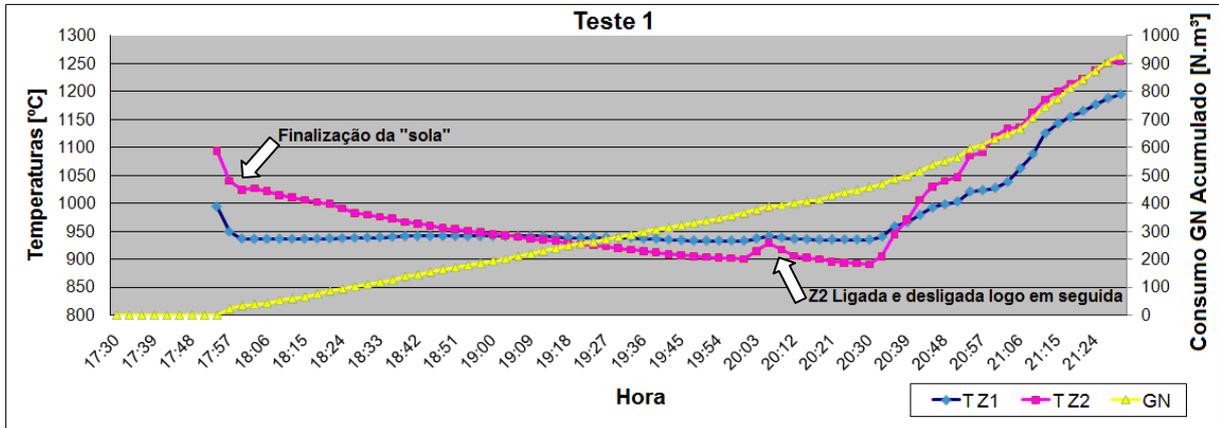
KOBE, K. A., **Thermochemistry for the Petrochemical Industry**. Petroleum Refiner, USA, 1951.

WIKIPEDIA, **Gás Natural**, disponível em: <http://pt.wikipedia.org/wiki/G%C3%A1s_natural>, acessado em 25/05/2010 as 22:32.

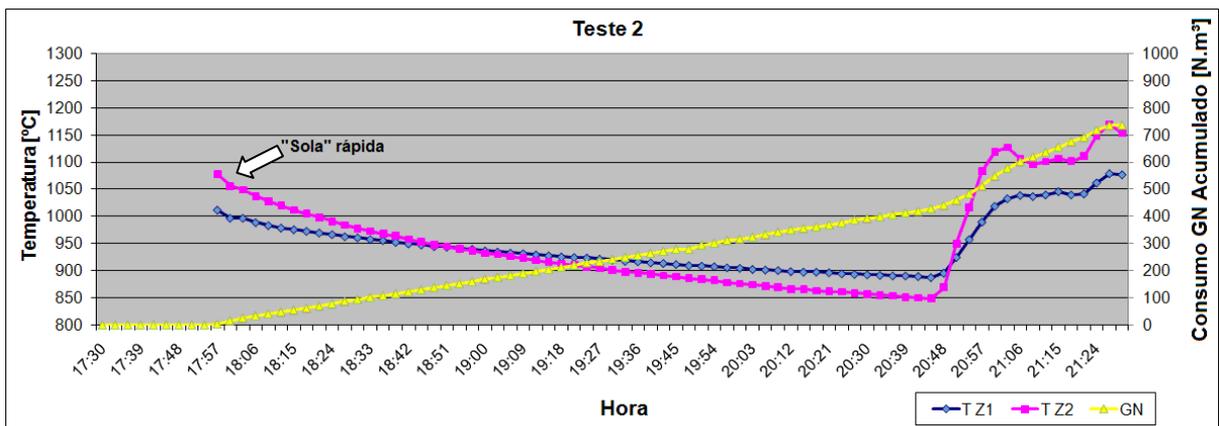
ENGINEERS EDGE, **Heat Exchangers**, disponível em: <http://www.engineersedge.com/heat_exchanger/>, acessado em 06/06/2010 as 15:32.

APÊNDICES

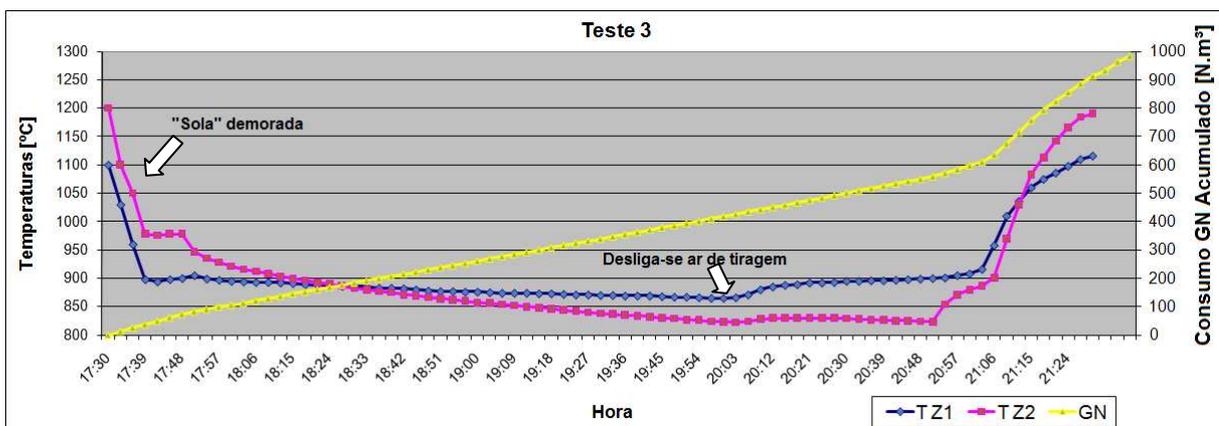
Apêndice A – Gráficos de acompanhamento de temperaturas por zona e consumo de gás natural acumulado durante os testes de parada.



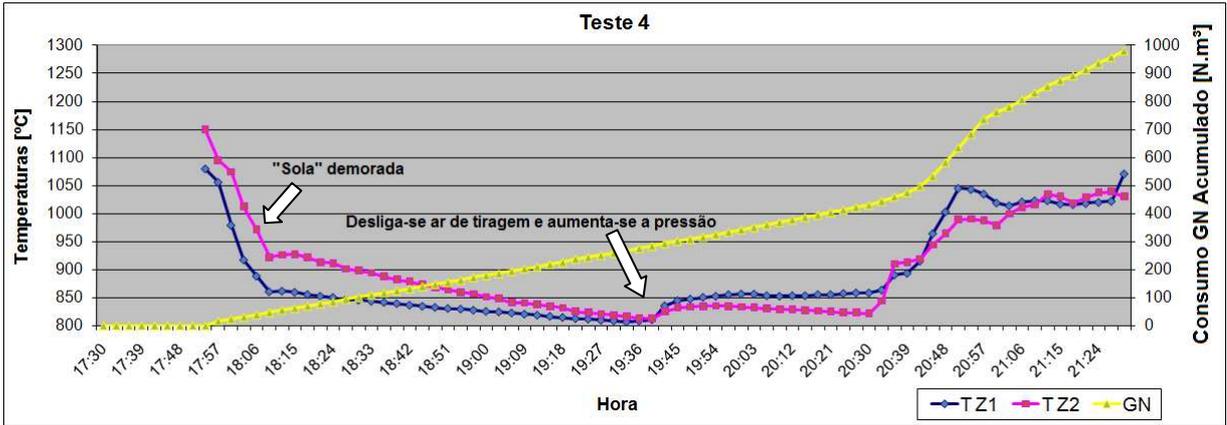
TESTE 1: parada 17:54 e reaquecimento em automático as 20:30.



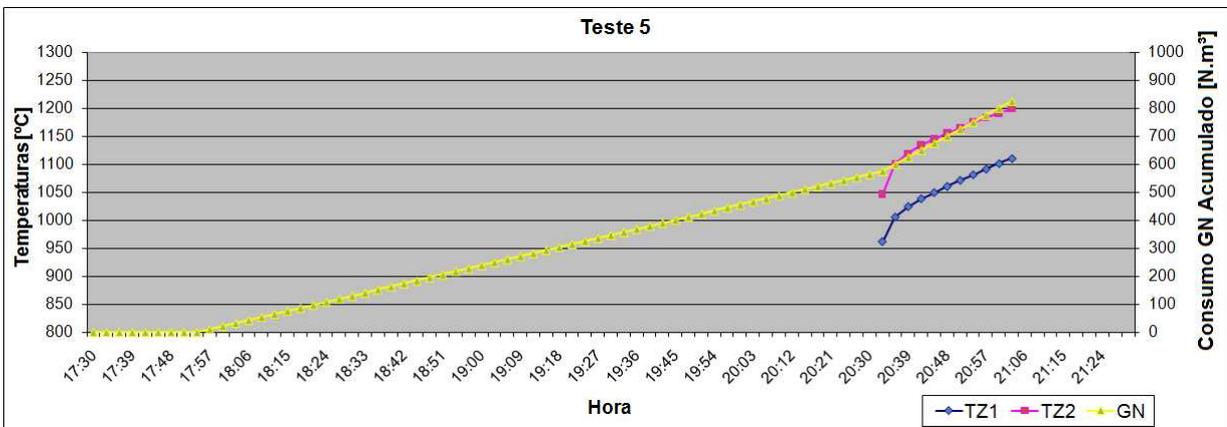
TESTE 2: parada 17:54 e reaquecimento em estratégia as 20:45.



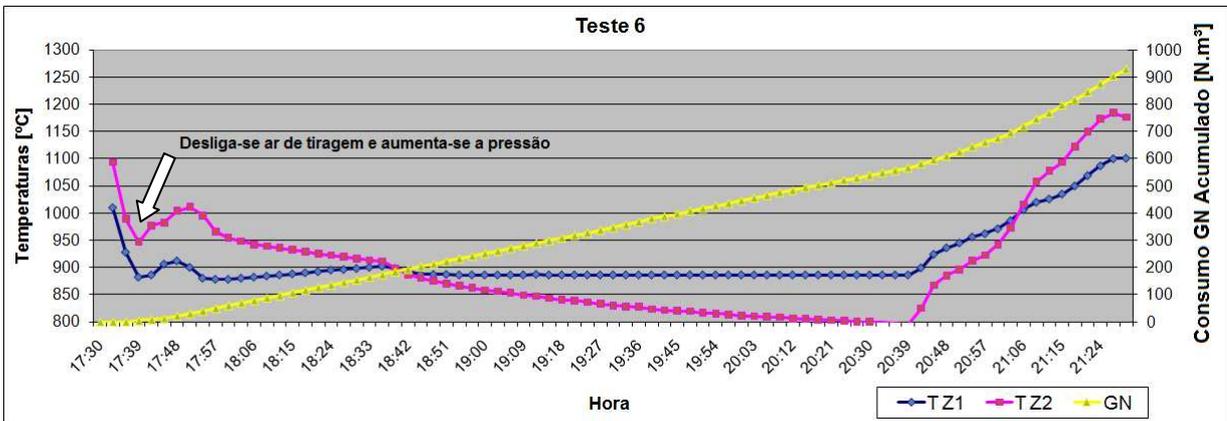
TESTE 3: parada 17:30 e reaquecimento em automático as 20:50 na Z2 e 21:00 na Z1.



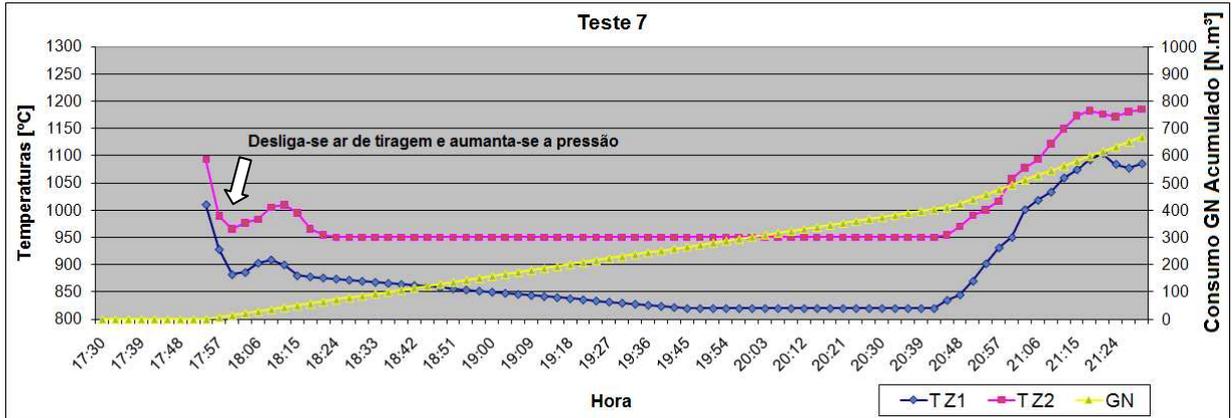
TESTE 4: parada 17:54 e reaquecimento em "TurnUp" as 20:30.



TESTE 5: Teste apenas de reaquecimento em Manual, desde 20:30 até 21:00



TESTE 6: Parada: 17:34 e reaquecimento em Automático as 20:40 na Z2 e 21:00 na Z1.



TESTE 7: Parada: 17:54 e reaquecimento em Automático as 20:45 na Z2 e 21:00 na Z1.

Apêndice B – Resultados obtidos para o caso do recuperador de calor.

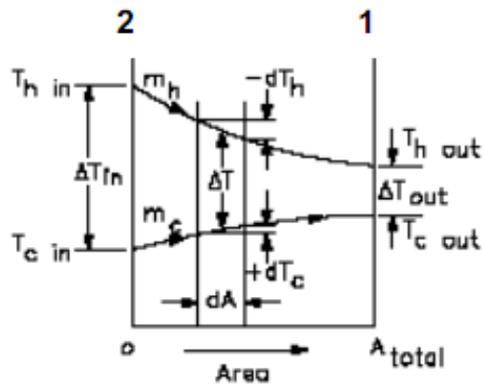
ATUAL		
\dot{m} ar	5,2138	m ³ /s
\dot{m} GN	0,3258	m ³ /s
\dot{m} fumos	5,5396	m ³ /s
Cp ₁ (200°C)	1,015	kJ/kgK
Cp ₂ (320°C)	1,05	kJ/kgK
A ₁	55,26	m ²
A ₂	66,32	m ²
F ₁	0,98	-
F ₂	0,98	-
T _{qe}	834	°C
T _{qm}	746,8	°C
T _{qs}	613	°C
T _{fe}	17	°C
T _{fm}	236,7711	°C
T _{fs}	380	°C
Q ₁	1163,03	kW
Q ₂	784,1052	kW
Q _{tot}	1947,135	kW
U ₁	0,032475	kW/m ² K
U ₂	0,032475	kW/m ² K
U _{médio}	0,032475	kW/m ² K
$\Delta T_{ml,cf1}$	661,3012	°C
$\Delta T_{ml,cf2}$	371,4945	°C
λ_1	0,60543	-

PROPOSTO		
\dot{m} ar	5,2138	m ³ /s
\dot{m} GN	0,3258	m ³ /s
\dot{m} fumos	5,5396	m ³ /s
Cp ₁ (320°C)	1,05	kJ/kgK
Cp ₂ (200°C)	1,015	kJ/kgK
A ₁	66,32	m ²
A ₂	55,26	m ²
F ₁	0,98	-
F ₂	0,98	-
T _{qe}	834	°C
T _{qm}	730,2098	°C
T _{qs}	589	°C
T _{fe}	17	°C
T _{fm}	230,6258	°C
T _{fs}	387,6422	°C
Q _{1,médio}	1169,492	kW
Q _{2,médio}	830,9319	kW
Q _{tot}	2000,424	
U	0,032475	kW/m ² K
$\Delta T_{ml,cf1}$	534,9754	°C
$\Delta T_{ml,cf2}$	472,4713	°C
λ_2	0,576367	-

Onde as células não grifadas representam os valores conhecidos e as células grifadas são os valores estimados pelo conjunto de equações apresentadas.

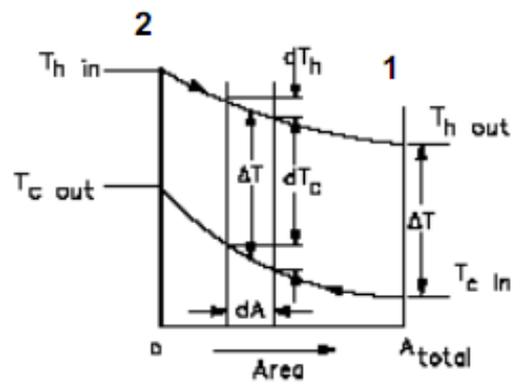
ANEXOS

ANEXO A – Distribuição de temperaturas nos trocadores de calor com escoamento: (a) paralelo; (b) contracorrente.



Temperature Distribution in Parallel Flow Heat Exchanger

(a)



Temperature Distribution in Counter-Flow Heat Exchanger

(b)

FONTE: EngineersEdge (2010)

ANEXO B – Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento cruzado (Fator F).

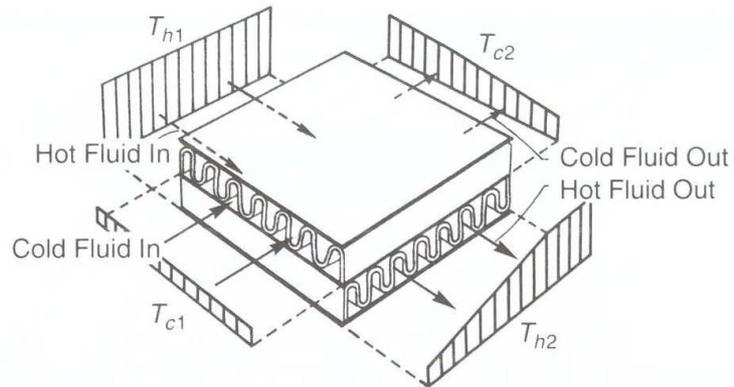
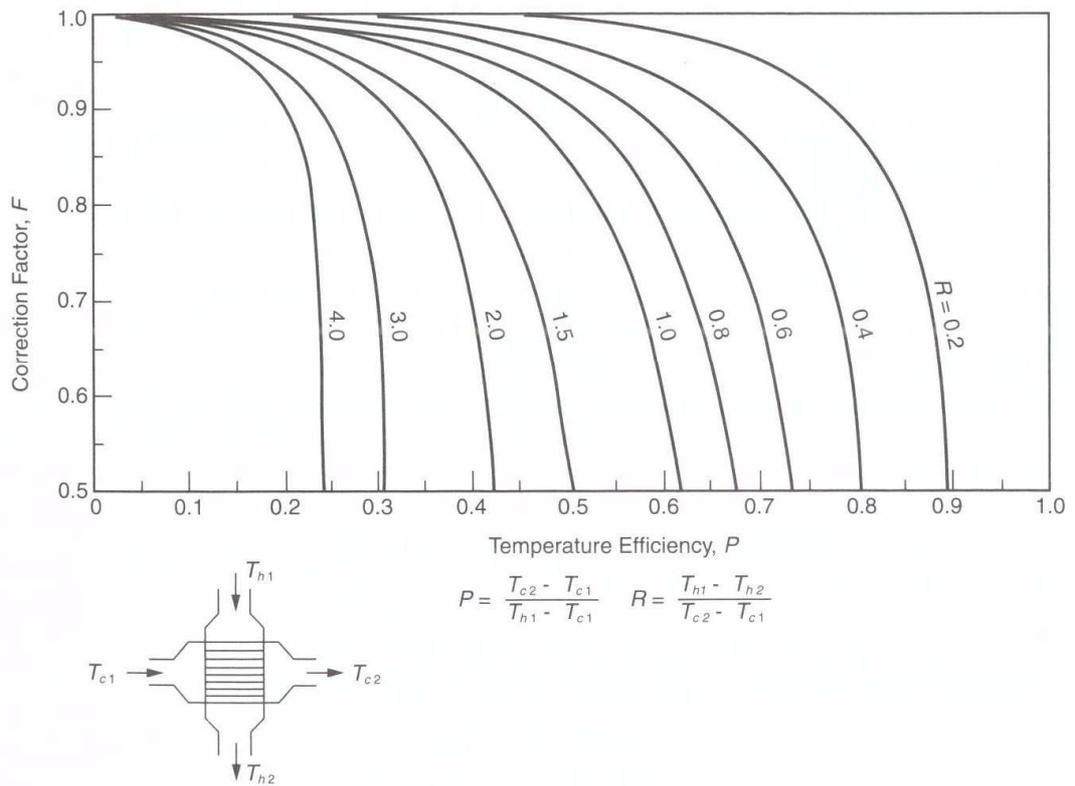


FIGURE 2.12
Temperature distribution in a crossflow heat exchanger.



FONTE: Kakaç (2002).