

Análise do Sistema de Resfriamento Final de um Forno a Rolo do Setor Cerâmico

Lucas Possamai Della^{a*}, Aline Resmini Melo^b, Carolina Resmini Melo^b

^a*Engenharia Mecânica, Faculdade SATC, Rua Pascoal Meller, 73, CP 362, CEP 88805-380, Criciúma, SC, Brasil*

^b*Engenharia Química, Faculdade SATC, Rua Pascoal Meller, 73, CP 362, CEP 88805-380, Criciúma, SC, Brasil*

**e-mail: lpdella@hotmail.com*

Resumo: Todo equipamento industrial deve possuir um projeto bem elaborado, garantindo seu bom funcionamento. Porém, dificilmente encontram-se projetos que ao longo do tempo não tenham que ser alterados, seja por motivos de segurança, problemas de manutenção ou por aumento da capacidade produtiva através de melhorias ou exigências do mercado. Sendo assim, o presente trabalho teve como principal objetivo analisar o sistema de resfriamento final de um forno a rolo do setor cerâmico, no qual a capacidade de resfriamento não estava adequada, já que as peças cerâmicas estavam saindo do forno com temperatura elevada. O modelo matemático de transferência de calor utilizado foi feito considerando a convecção forçada e a teoria dos jatos colidentes, pois o sistema de resfriamento empregado é por flautas com uma série de bocais ao longo da mesma, incidindo ar proveniente de um ventilador sobre as peças cerâmicas. Foram realizadas algumas simulações prevendo a troca térmica necessária para reduzir a temperatura das peças, destacando-se: distância entre flauta e peça, temperatura do ar de resfriamento e sua velocidade. Sendo que a capacidade de resfriamento do forno foi melhorada através do aumento da velocidade do ar proveniente do ventilador.

Palavras-chave: *jatos colidentes, peças cerâmicas, resfriamento, transferência de calor.*

1. Introdução

Segundo dados coletados no site da Associação Nacional dos Fabricantes de Cerâmica para Revestimento, ANFACER¹, o Brasil é um dos principais protagonistas no mercado mundial de revestimentos cerâmicos, ocupando a segunda posição em produção e consumo.

A partir da Figura 1 é possível verificar a gradativa evolução de produção de revestimentos cerâmicos no Brasil nos últimos anos.

Conforme a ANFACER¹, o setor de revestimentos cerâmicos brasileiro é constituído por 93 empresas, instalado em 18 estados, tendo sua maior concentração nas regiões Sudeste e Sul e em grande expansão no Nordeste do país.

Em empresas de grande porte, o crescente aumento da produção de revestimentos cerâmicos pode ser explicado pela ampliação de sua capacidade produtiva, ou seja, instalação de mais linhas de produção, aquisição de novos equipamentos e máquinas automatizadas que aumentam a produção com qualidade. Porém, na maioria dos casos, a capacidade produtiva das empresas não é alterada e os ganhos de produção são normalmente por ajustes de processo, destacando-se principalmente o trabalho realizado por toda a equipe técnica e de engenharia.

Tem-se encontrado um limitante no ganho de produtividade em alguns fornos cerâmicos mais antigos, onde a sua capacidade de resfriamento não está adequada. Isto ocorre porque a zona de resfriamento do forno não foi projetada para a atual produção e, como consequência, o material produzido sai com temperatura elevada, gerando problemas na classificação, que é a etapa seguinte do processo produtivo.

Devido a tais problemas, foi realizado um estudo para verificar as condições do atual sistema de resfriamento do forno, levantando alguns fatores que possam contribuir para diminuir a temperatura das peças até uma condição de trabalho adequada, ganhando em termos de segurança no trabalho e aumento de produtividade. Destaca-se que o forno a rolo em questão é composto por três etapas de resfriamento:

resfriamento direto, indireto e final, sendo o estudo focado apenas no resfriamento final.

2. Fundamentação Teórica

Foi realizada uma revisão bibliográfica a respeito de sistemas térmicos e áreas afins, como transferência de calor, ventilação industrial, mecânica dos fluidos e descrição do processo em que este projeto foi desenvolvido.

2.1. Processo de fabricação de pavimentos e revestimentos cerâmicos

Os pavimentos e revestimentos cerâmicos são peças constituídas normalmente por um suporte, de natureza argilosa e porosidade variável, com ou sem uma cobertura de natureza vítrea.

Segundo Modesto e Menegali², a produção de peças cerâmicas caracteriza-se pela ampla diversidade tanto em suas formas e dimensões, como em suas características técnicas e decorativas. A fabricação de pavimentos e revestimentos tem passado por variações consideráveis e continua durante os últimos anos, o que tem repercutido na maior automatização do processo e numa melhoria da qualidade do produto.

De forma geral, consegue-se descrever as principais etapas do processo produtivo no fluxograma da Figura 2, dando-se ênfase à etapa de queima, foco deste trabalho.

1. Preparação de massa: seleção das matérias-primas necessárias para realizar a sua composição.

2. Moagem via-úmida: esta etapa é realizada em moinho de bolas, onde se adiciona os materiais da formulação previamente pesados e água, obtendo-se ao final do processo uma suspensão aquosa das matérias-primas finamente moídas com conteúdo de água adequado, em torno de 30 a 40%.

3. Atomização: o produto gerado na etapa de moagem, designado como barbotina, é desumidificado até uma umidade em torno de 6%

em um equipamento chamado de *spray-dryer* ou atomizador. De acordo com Modesto e Menegali², a barbotina é injetada com alta pressão (25 a 30 bar) e convenientemente nebulizada dentro de uma câmara de secagem, onde entra em contato com ar em torno de 550 °C.

4. Prensagem: é o processo de conformação mais largamente utilizado para as placas cerâmicas para piso e revestimento. A compactação ocorre com pressões específicas de 200 a 400 kgf/cm², de acordo com os formatos e do tipo de produto.

5. Secagem: função de reduzir o conteúdo de água necessária à moldagem das peças, proporcionando resistência para a peça percorrer toda a linha de esmaltação (recebimento da camada vítrea e decoração), sem haver problemas.

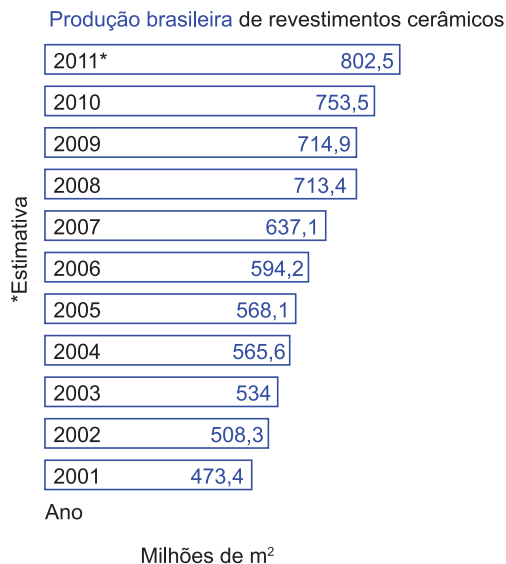


Figura 1. Crescimento da produção brasileira de revestimentos cerâmicos¹.

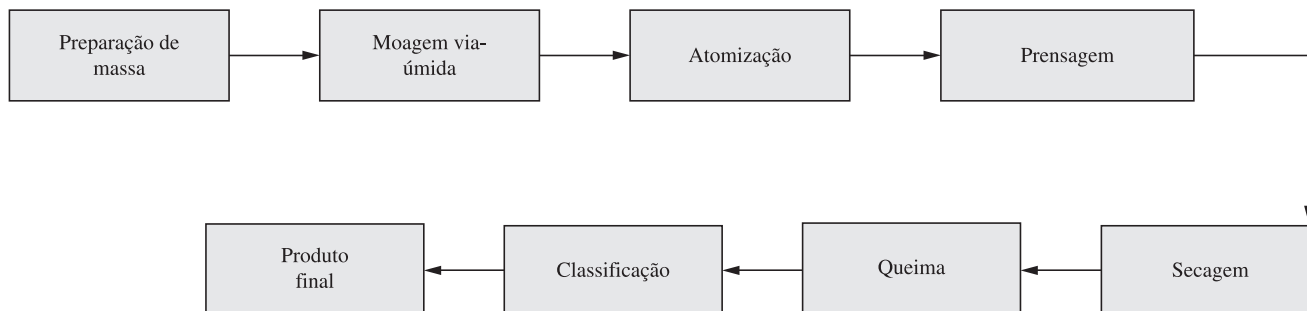


Figura 2. Fluxograma do processo produtivo cerâmico.

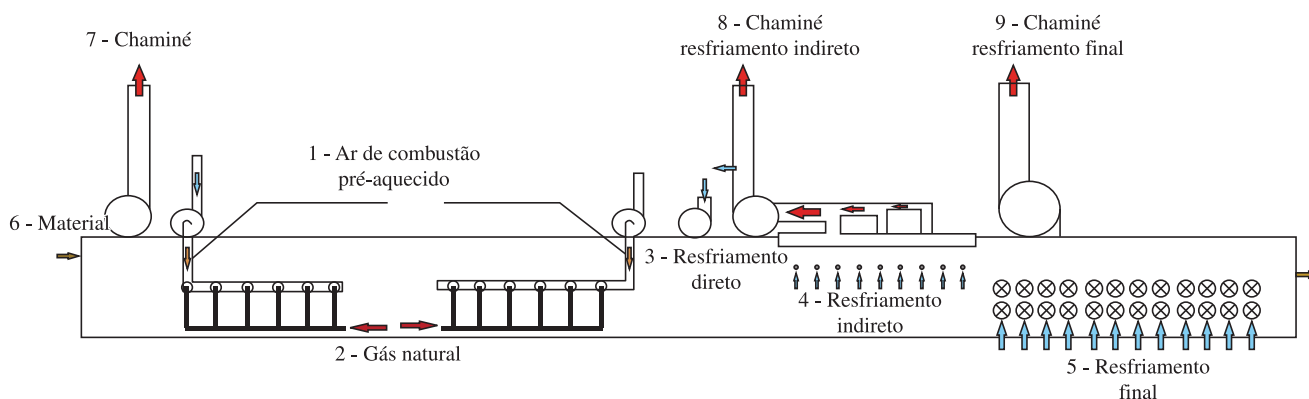


Figura 3. Esquema básico de um forno a rolo cerâmico³.

6. Queima: etapa responsável por sinterizar o material cerâmico, realizando transformações físico-químicas em sua estrutura para garantir características específicas ao produto final, como resistência mecânica à flexão, absorção de água e porosidade superficial adequada. Uma ilustração esquemática dos componentes de um forno a rolo pode ser verificada na Figura 3.

Como se pode verificar na Figura 3, o forno a rolo é dividido em três partes principais: pré-aquecimento, sinterização e resfriamento.

A zona de resfriamento merece uma atenção em especial, pois a sua velocidade é limitada em função da transformação alotrópica que ocorre com o quartzo a 573 °C. Ao redor dessa temperatura, deve-se resfriar muito lentamente a cerâmica para evitar variações bruscas de volume e, portanto, a aparição de tensões na peça, como menciona Modesto e Barbosa Junior⁴. Em função desse detalhe, têm-se três divisões dentro dessa zona:

- Resfriamento direto: também dito como resfriamento rápido, onde se reduz bruscamente a temperatura das peças até em torno de 650 °C com a injeção de ar ambiente para dentro do forno;
- Resfriamento indireto: resfriamento lento e gradual que ocorre através de uma troca térmica entre o ar interno e o atmosférico sem que haja contato entre eles. Nessa etapa ocorre a transformação alotrópica do quartzo; e
- Resfriamento final: há uma nova injeção de ar ambiente sobre as peças, resfriando-as o suficiente para possibilitar o seu manuseio pelo setor de classificação.

7. Classificação: logo após a queima, o material passa por uma análise visual e por um equipamento calibrado para avaliar se as suas características estéticas e técnicas estão de acordo com os padrões estipulados.

8. Produto final: devidamente classificado, todo produto é embalado e encaminhado para o estoque, passando posteriormente pelo setor de expedição antes de ser encaminhado ao cliente.

2.2. Ventilação industrial

De acordo com a definição apresentada por Clezar e Nogueira⁵, ventiladores são estruturas mecânicas utilizadas para converter energia mecânica rotacional aplicada em seus eixos em deslocamento do ar, aumentando a sua pressão. O conhecimento de algumas características dos ventiladores é de extrema importância para o seu bom funcionamento, sendo que as principais são detalhadas a seguir:

Vazão de ar: volume de ar deslocado por unidade de tempo.

$$Q_{\text{ventilador}} = v \times A \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (1)$$

- Pressão total do ventilador: diferença entre a pressão total do ar na saída e na entrada do ventilador.

$$PTV = P_{t_{\text{saída}}} - P_{t_{\text{entrada}}} \text{ [Pa]} \quad (2)$$

- Potência no eixo do ventilador: potência necessária para estabelecer ao fluido os parâmetros de PTV e Q .

$$P_{\text{eixo}} = \frac{Q_{\text{ventilador}} \times PTV}{\eta_{vt}} \text{ [W]} \quad (3)$$

- Curva característica do ventilador: são curvas determinadas em laboratório que expressam o desempenho do ventilador para uma dada massa específica de ar, relacionando de forma gráfica a vazão de ar, pressão de operação, rotação, potência e rendimento do ventilador, como pode ser verificado na Figura 4.

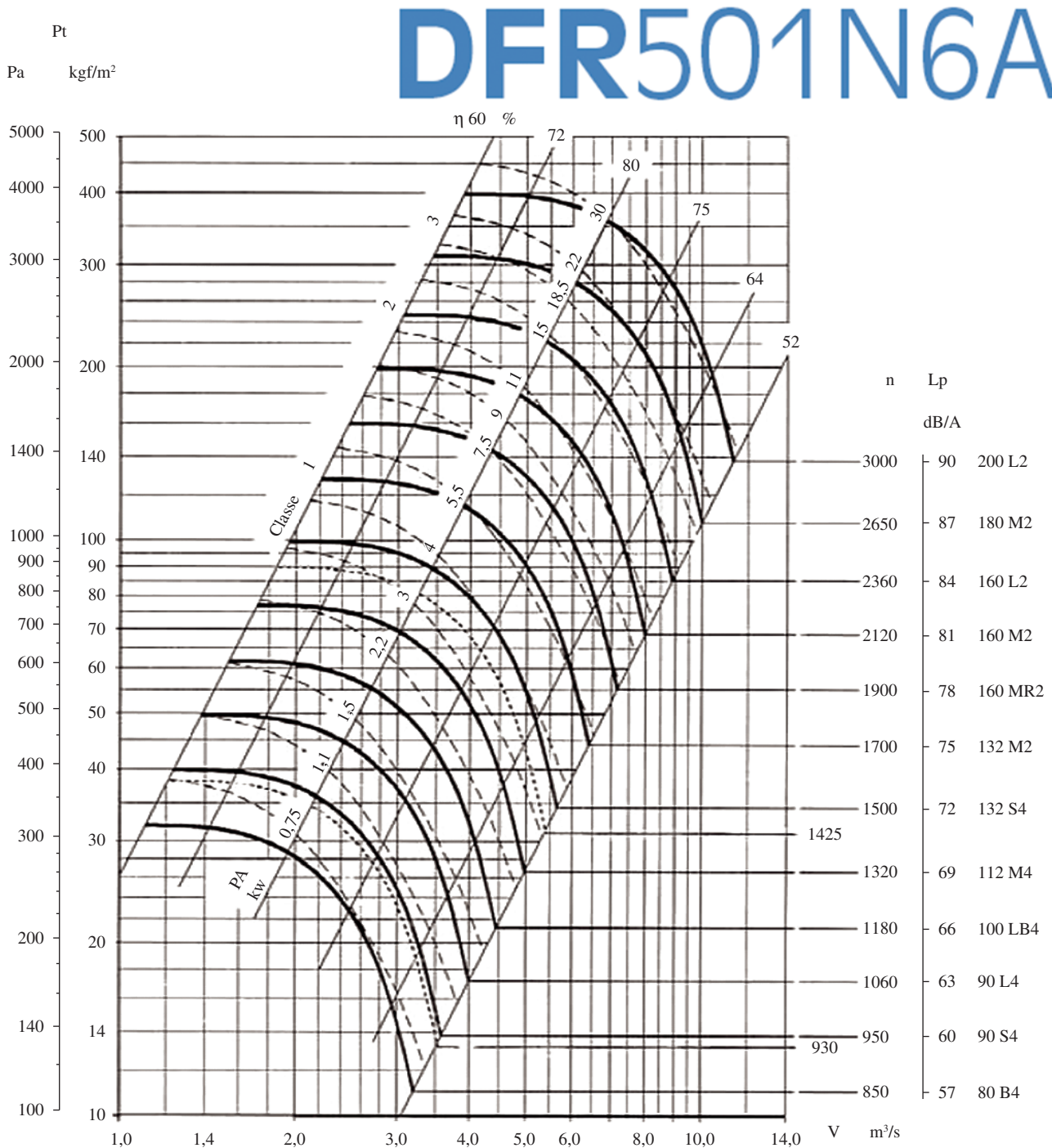


Figura 4. Curva característica do ventilador centrífugo DFR 501^[6].

2.2.1. Medição da velocidade do escoamento – tubo de Pitot-Prandtl

De acordo com Clezar e Nogueira⁵, o tubo de Pitot-Prandtl é um dispositivo para medição da velocidade local de um escoamento, tendo como princípio de funcionamento a contraposição de duas medidas de pressão, pressão total e estática do fluido. Sendo que a diferença entre essas duas pressões resulta na pressão dinâmica, possibilitando o cálculo da velocidade da seguinte forma:

$$v = \sqrt{\frac{2 \times P_d}{\rho}} \quad [\text{m/s}] \quad (4)$$

Segundo Incropera et al.⁷, para o cálculo da densidade do ar, toma-se como base a equação de estado dos gases, assumindo o ar como um gás perfeito.

$$\rho = \frac{P_t \text{ saída} \times M}{R \times T_\infty} \quad [\text{kg/m}^3] \quad (5)$$

2.2.2. Perda de carga

Clezar e Nogueira⁵ mencionam que a queda de pressão associada com a perda de energia em função do atrito em dutos circulares pode ser determinada usando a equação de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P = p \times f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (6)$$

No caso da perda de carga localizada, originada principalmente em função de expansões ou contrações de seção ou em acessórios, a queda de pressão pode ser determinada por:

$$\Delta P = k'' \times p \times \frac{v^2}{2} \quad [\text{Pa}] \quad (7)$$

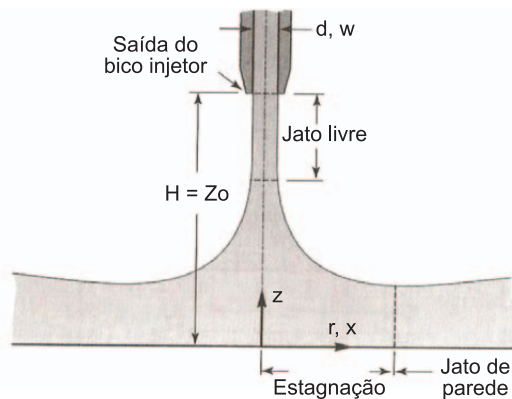


Figura 5. Regiões em escoamentos de jato único⁸.

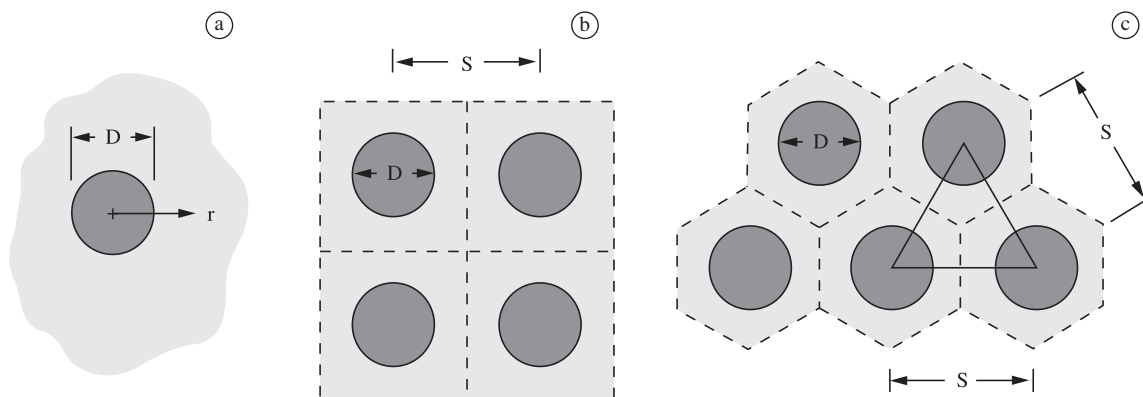


Figura 6. Possibilidades de jatos circulares: a) jato único, b) série alinhada e c) série alternada⁷.

2.3. Princípios de transferência de calor

A transferência de energia, como menciona Kreith e Bohn⁸, sempre ocorrerá quando existir um gradiente de temperatura dentro de um sistema ou que no mínimo dois sistemas com temperaturas diferentes forem colocados em contato. Esse processo por onde a energia é transportada pode ser definido como transferência de calor.

Segundo Cargnin⁹, a transmissão de calor pode ocorrer isoladamente por condução, convecção ou radiação. Mas em grande parte dos casos, as três formas citadas ocorrem simultaneamente, sendo feito um estudo para verificar a possibilidade de serem desprezadas uma ou duas das formas em presença das demais.

2.3.1. Convecção forçada – jatos colidentes

Segundo Kreith e Bohn⁸, através da incidência de um jato de fluido sobre uma superfície, obtêm-se um fluxo de calor altamente convectivo, pois o coeficiente de transferência de calor em uma área diretamente sob um jato é elevado. Em escoamentos com jatos únicos, três regiões distintas podem ser identificadas, conforme a Figura 5. Região de jato livre onde o seu escoamento não é afetado de forma expressiva pela superfície-alvo, podendo-se desconsiderar a componente da velocidade perpendicular ao eixo do jato, levando em consideração apenas a componente axial. Na região seguinte dita como de estagnação, a superfície-alvo influencia no escoamento do jato. Enquanto na região do jato de parede, desconsidera-se a componente axial da velocidade, destacando-se a componente da velocidade paralela a superfície.

Para obter altas taxas de transferência de calor a partir de grandes superfícies, pode-se utilizar uma série de jatos, pois se tira vantagem dos altos coeficientes de transferência de calor na zona de estagnação⁸. Verificam-se na Figura 6 as possibilidades de arranjos de jatos circulares.

De acordo com Chung e Luo¹⁰, a taxa de transferência de calor global em uma série de jatos depende fortemente da forma pela qual o ar é retirado do sistema, sendo que a saída desse ar é importante para a manutenção da transferência de calor uniforme sobre toda a superfície coberta por essa matriz de jatos. Este ar possui temperatura variando entre os valores da saída da boca e da superfície de colisão.

O fluxo de transferência de calor por convecção pode ser relacionado com a Lei de Resfriamento de Newton⁷:

$$q'' = h \times (T_s - T_\infty) \quad [\text{W/m}^2] \quad (8)$$

Incropera et al.⁷ recomenda para uma série alinhada de bocais circulares o uso de algumas correlações, desde que as equações apresentem o seguinte intervalo de validade:

$$\left[\begin{array}{l} 2000 \leq Re \leq 100.000 \\ 2 \leq \frac{H}{d} \leq 12 \\ 0,004 \leq A_v \leq 0,04 \end{array} \right]$$

• Área relativa do bocal:

$$A_v = \frac{\pi \times d^2}{4 \times S^2} \quad [\text{m}^2] \quad (9)$$

• Número de Nusselt:

$$\frac{Nu_d}{Pr^{0,42}} = 0,5 \times K \left(A_v \frac{H}{d} \right) \times G \left(A_v \frac{H}{d} \right) \times Re_d^{2/3} \quad [---] \quad (10)$$

$$G = 2 \times A_v^{1/2} \times \frac{1 - 2,2 \times A_v^{1/2}}{1 + 0,2 \times \left(\frac{H}{d} - 6 \right) \times A_v^{1/2}} \quad [---] \quad (11)$$

$$K = \left[1 + \left(\frac{\frac{H}{d}}{0,6} \right)^6 \right]^{-0,05} \quad [---] \quad (12)$$

• Número de Reynolds:

$$Re_d = \frac{v_m \times d}{\vartheta} \quad [---] \quad (13)$$

Para o cálculo do número de Reynolds, Kreith e Bohn⁸ recomendam utilizar uma velocidade modificada, onde esta velocidade aumenta se a superfície-alvo estiver abaixo do bico e diminui se ela estiver acima do mesmo.

$$v_m = v \pm \sqrt{2 \times g \times H} \quad [\text{m/s}] \quad (14)$$

• Coeficiente de transferência de calor por convecção:

$$h = \frac{Nu_d \times k}{d} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (15)$$

3. Procedimento Metodológico

Com a definição das equações a serem utilizadas de transferência de calor e mecânica dos fluidos, foi realizada uma coleta de dados do sistema em questão, verificando-se, inicialmente, as características do sistema utilizado no resfriamento das peças cerâmicas conforme descrito na Tabela 1.

Considerando-se que o volume de ar deslocado pelo ventilador será o mesmo que irá sair pelas flautas, foi adotada a seguinte relação:

$$\sum Q_{flautas} = Q_{ventilador} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (16)$$

Então, a vazão de ar que sairá por cada furo das flautas será:

$$Q_{furo} = \frac{Q_{ventilador}}{n^\circ \text{ flautas} \times n^\circ \text{ furos}} \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (17)$$

Com todos esses dados coletados, consegue-se determinar a taxa de transferência de calor por convecção existente no atual sistema de resfriamento do forno.

Após essa etapa, realizaram-se novos cálculos para verificar a taxa de transferência de calor necessária para resfriar as peças, diminuindo a sua temperatura de saída até um valor desejado.

Outro fator importante levado em consideração foi o tempo de permanência das peças na zona de resfriamento, o qual depende exclusivamente do ciclo de queima do forno. Sabe-se que quanto maior for o ciclo, maior será o tempo de permanência das peças em

cada zona do forno, possibilitando um resfriamento mais adequado, porém, com uma produção reduzida de material cerâmico. O objetivo é reduzir o ciclo de queima sem que as peças saiam mais quentes. Para tanto, adotou-se a seguinte relação para mensurar a influência do tempo de exposição das peças em seu resfriamento:

$$\frac{q}{\tau} = q'' \times N \quad [\text{W/s}] \quad (18)$$

Com essa equação, pode-se verificar o total de energia transferida em função da quantidade de peças cerâmicas que passam pela zona de resfriamento em uma unidade de tempo.

Com auxílio do *software* Excel, foram realizadas simulações para verificar possíveis alterações no processo de resfriamento a fim de reduzir o ciclo de queima das peças e manter a sua temperatura de saída em um valor pré-estabelecido, sendo que as variáveis analisadas foram: distância entre a flauta e a peça, temperatura e velocidade do ar de resfriamento.

A Figura 7 apresenta uma ilustração do resfriamento final do forno a rolo estudado, destacando-se a posição das flautas em relação às peças cerâmicas, enquanto que a Figura 8 demonstra alguns aspectos construtivos externos ao forno.

Ao fim da análise de transferência de calor, foi necessário mensurar a perda de carga existente no sistema de distribuição do ar proveniente do ventilador, sua potência de operação e rotação a fim de verificar as condições de trabalho do mesmo junto a sua curva característica.

4. Resultado e Análise

Com os dados medidos na etapa anterior, utilizaram-se as equações já definidas para verificar as condições de resfriamento do forno. Para uma melhor análise e organização dos resultados obtidos, os mesmos foram apresentados, na parte inicial, em função da condição atual de operação do forno e apresentando na sequência, uma condição proposta e algumas simulações gráficas, a fim de determinar uma melhoria no sistema para alcançar o objetivo do trabalho.

4.1. Condição atual

O forno inicialmente operava nas seguintes condições:

- Ciclo de queima: 31 minutos;
- Produção nominal: 310 m²/h;
- Temperatura de saída das peças do forno: 90 °C (363,15 K); e
- Tempo de permanência das peças na zona de resfriamento: 207 segundos.

Tabela 1. Coleta de dados.

Item	Valor	Descrição
P_d	78,5 Pa	Pressão dinâmica do ar logo após o ventilador.
P_t	2549,5 Pa	Pressão total do ar logo após o ventilador.
T_∞	316,15 K	Temperatura do ar de resfriamento.
D	0,615 m	Diâmetro tubulação principal.
Flautas	56	Quantidade de flautas na zona de resfriamento.
Furos	40	Quantidade de furos por flauta.
d	0,008 m	Diâmetro do bocal - furo da flauta.
S	0,0655 m	Distância entre bocais.
H	0,11 m	Distância entre o bocal e as peças cerâmicas.
T_o	583,15 K	Temperatura das peças na entrada do resfriamento.
T_f	363,15 K	Temperatura das peças na saída do resfriamento.
t	207 segundos	Tempo de permanência das peças no resfriamento.

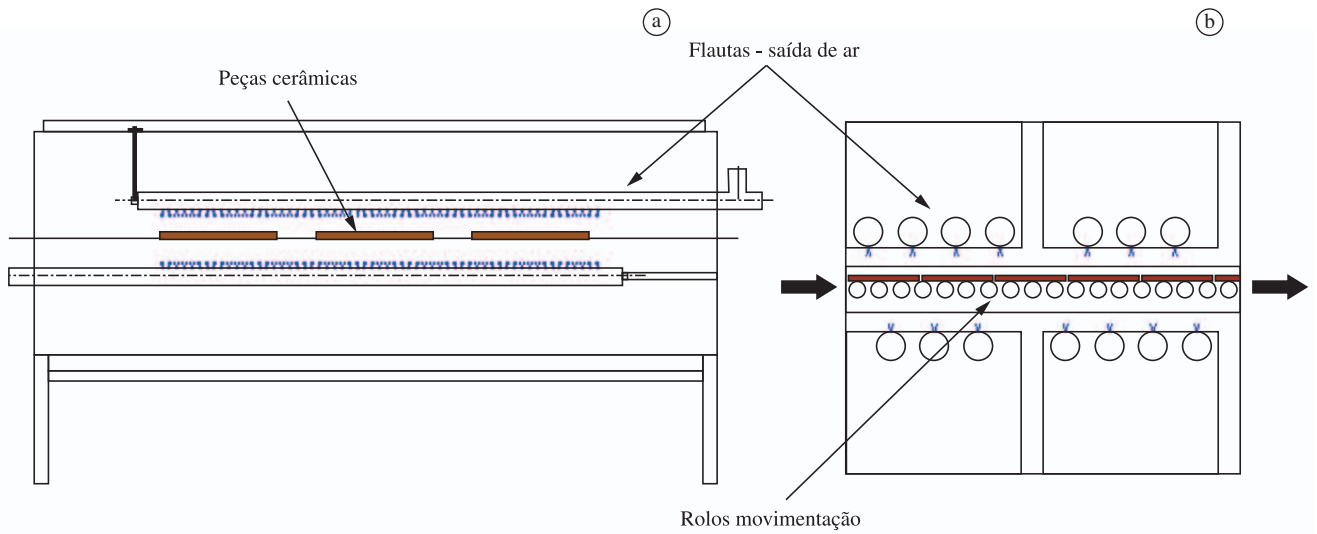


Figura 7. Desenho esquemático resfriamento final: a) vista frontal e b) vista lateral.

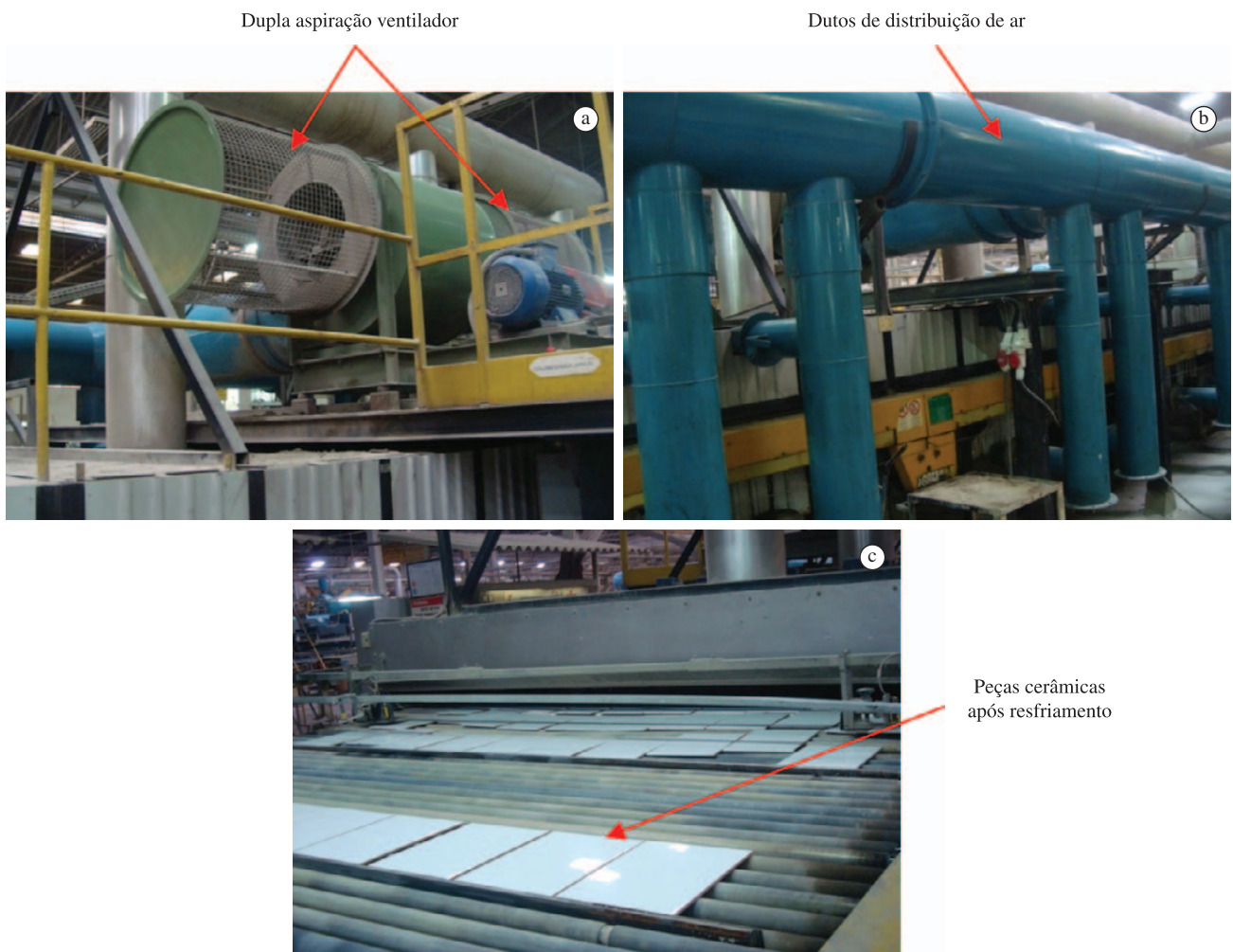


Figura 8. Estrutura externa do resfriamento: a) ventilador centrífugo de dupla aspiração; b) sistema de distribuição de ar do ventilador até as flautas e c) saída das peças do forno.

Para tanto, verificou-se os seguintes resultados conforme descrito na Tabela 2.

Através do resultado obtido utilizando-se a Equação 8, é verificado que a troca térmica por convecção entre o sistema de resfriamento e as peças cerâmicas era de 16515 W/m² e fazendo relação com a produção total de peças cerâmicas, encontra-se pela Equação 18 um valor de 1419 W/s.

4.2. Condição proposta

Com o objetivo de reduzir o ciclo de queima para aumentar a produtividade do forno, foi verificado junto a unidade fabril qual era a condição mais adequada de temperatura de saída das peças e ciclo de queima, determinando-se um novo fluxo de troca térmica para as seguintes situações:

- ciclo de queima: 28 minutos, tendo como consequência um aumento de produção para 343 m²/h e redução do tempo de permanência das peças na zona de resfriamento para 187 segundos; e
- temperatura de saída das peças: 70 °C (343,15 K).

Dessa forma, para suprir tais alterações em simultâneo, notou-se que o fluxo de calor necessário deveria ser de 1749 W/s que corresponde a 20350 W/m². Verifica-se que com a redução do tempo de permanência das peças na zona de resfriamento em função do aumento de produção, houve um acréscimo na quantidade de

Tabela 2. Resumo dos resultados obtidos.

Equação	Valor	Descrição
05	1,14 kg/m ³	Densidade do ar.
04	11,73 m/s	Velocidade do ar após o ventilador.
01	3,48 m ³ /s	Volume de ar deslocado pelo ventilador.
09	0,012 m ²	Área relativa ao bocal das flautas.
11	0,14	Função do bocal isolado.
12	0,76	Função do bocal isolado.
10	27,14	Número de Nusselt.
13	14141	Número de Reynolds.
15	93,3 W/m ² .K	Coefficiente de transferência de calor por convecção.
08	16515 W/m ²	Fluxo de transferência de calor por convecção.
18	1419 W/s	Relação troca térmica por tempo de exposição.

energia fornecida ao sistema para manter a temperatura desejada. Caso se mantivesse o ciclo na condição atual de 31 minutos e apenas reduzisse a temperatura das peças para 70 °C, seria necessário um fluxo de calor de apenas 18381 W/m².

4.2.1. Simulações

Sabendo-se o valor do fluxo de calor ideal para tal configuração de operação do forno, realizou-se algumas simulações no sistema para verificar a melhor alteração a ser feita. As análises ocorreram para destacar a influência da velocidade de escoamento do ar, distância entre flauta e peça e temperatura do ar de resfriamento na troca térmica do sistema.

a) Velocidade de escoamento

A Figura 9 apresenta os resultados encontrados variando a velocidade do ar logo após o ventilador. Em destaque, na linha verde tracejada paralela ao eixo x está o fluxo térmico do sistema atual, enquanto que a linha de cor vermelha é o fluxo de calor desejado.

Nota-se que quanto maior for a velocidade do ar, maior será a troca térmica. O sistema atual está com velocidade de 11,73 m/s e para satisfazer a condição proposta, tem-se que elevar a velocidade até um valor de 16,50 m/s, o que resulta em uma nova vazão do ventilador de aproximadamente 4,9 m³/s.

b) Temperatura do ar

Em relação à temperatura do ar, conforme Figura 10, o gráfico demonstra um declínio no valor do fluxo térmico com o aumento da temperatura.

No sistema atual, a temperatura do ar de resfriamento é de 43 °C e teria-se que reduzir esse valor até -15 °C para ocorrer o fluxo térmico de 20350 W/m², tornando inviável essa alteração. O principal problema seria a umidade relativa do ar, pois a água poderia condensar dentro do forno, prejudicando o seu funcionamento e danificando a sua estrutura.

c) Distância flauta-peça

Outra análise importante de ser feita é a distância entre as flautas responsáveis pelo resfriamento e as peças cerâmicas. O gráfico dessa simulação pode ser verificado na Figura 11, sendo que o mesmo apresenta uma tendência de redução no fluxo térmico com o aumento da distância entre as partes envolvidas.

Nota-se que a distância deveria ser ajustada de 11 cm para cerca de 7 cm, porém, nos fornos a rolo é rotineiro ocorrer o problema de “encavalamento” de peças, que são as sobreposições de peças devido

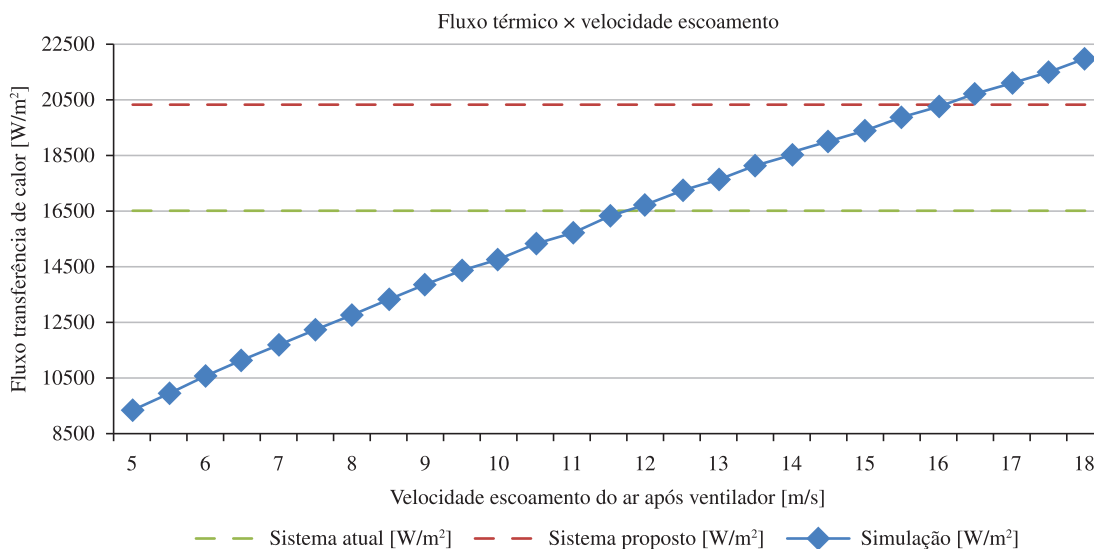


Figura 9. Análise da influência da velocidade de escoamento do ar no fluxo térmico.

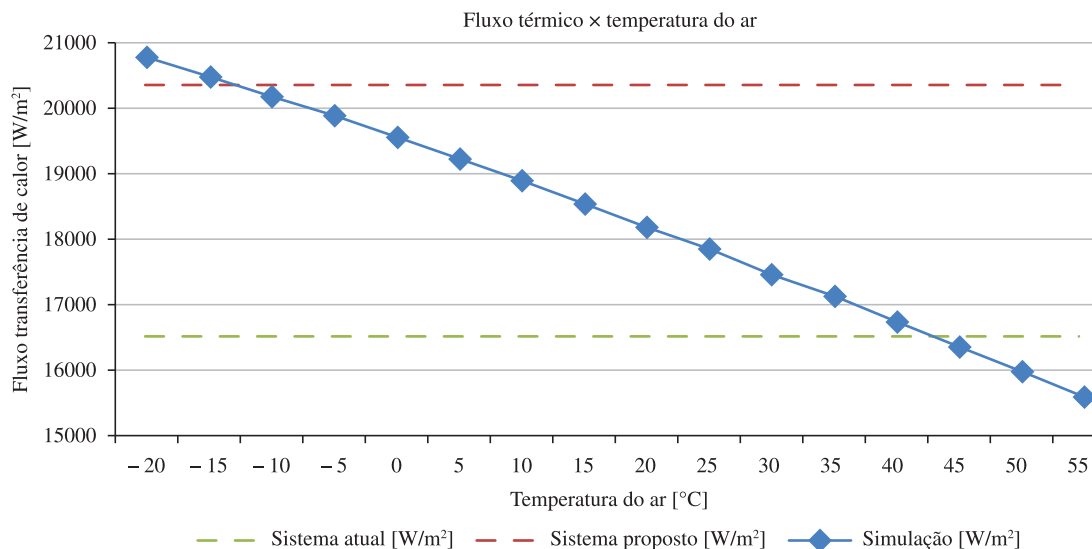


Figura 10. Análise da influência da temperatura do ar no fluxo térmico.

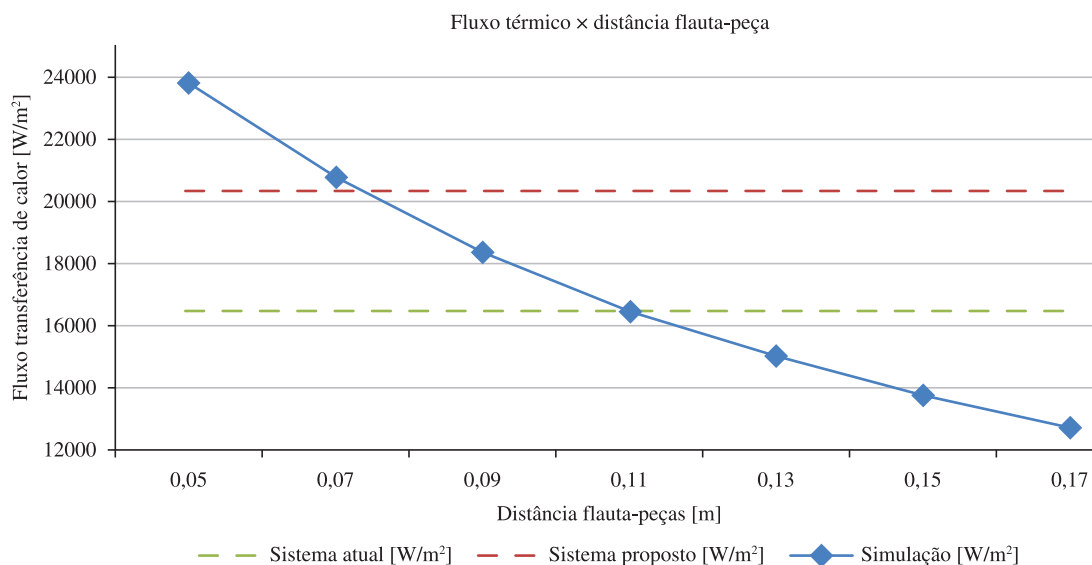


Figura 11. Análise da influência da distância flauta-peça no fluxo térmico.

algum problema na distribuição das mesmas pelo forno, podendo assim encostar nas flautas e danificá-las, inviabilizando a alteração da distância das mesmas.

4.3. Análise do conjunto motor – ventilador

Com o intuito de verificar se o conjunto atual motor e ventilador suportam um aumento de vazão de ar de 3,5 m³/s (situação atual) para 4,9 m³/s (situação proposta), analisou-se as suas condições de operação, conforme Tabela 3.

Com a análise da Tabela 3, verifica-se que a rotação do ventilador na situação atual já está no seu limite, não podendo ultrapassar 2320 rpm. Já a potência, está muito abaixo de sua capacidade, apresentando apenas 5,2 kW, podendo chegar a 15,9 kW conforme dados do projeto.

Com auxílio da Equação 3, determinou-se uma nova potência necessária ao ventilador para vencer a perda de carga do sistema e impor uma vazão de ar de 4,9 m³/s ao mesmo, sendo este valor de 14,0 kW.

Analisando a curva característica do ventilador DFR 501/2 Figura 4 e plotando no respectivo gráfico a sua rotação de 2311 rpm, nota-se que o mesmo já deveria estar operando a uma potência de 14,0 kW e disponibilizando ao processo uma vazão de 4,9 m³/s e não somente 3,5 m³/s como medido na condição atual.

Supõe-se que o ventilador esteja trabalhando em vazio, ou seja, não está conseguindo fornecer o volume de ar para o qual foi projetado. Analisando a Figura 12 nota-se uma deficiência no uso do ventilador, pois o mesmo está operando sem o uso de filtros na aspiração do ar, proporcionando a entrada de poeira, sujeiras e fuligens podendo estar ocasionando o entupimento das flautas, devido o ambiente onde ele está instalado possuir muitos contaminantes.

Acredita-se que a perda de carga real do sistema com uma vazão de 4,9 m³/s pode estar muito elevada, devido principalmente ao excesso de contaminantes e entupimento dos bicos das flautas, excedendo a capacidade para qual o ventilador foi projetado. Em função disso, o mesmo não está operando com a máxima eficiência e está fornecendo apenas 3,5 m³/s ao sistema.

Tabela 3. Condições de operação do ventilador DFR 501/2.

Item	Atual	Proposta	Limitação do ventilador ⁶
Rotação ventilador (rpm)	2311	2311	<2320
Potência (kW)	5,2	14,0	<15,9
Vazão de ar (m ³ /s)	3,5	4,9	<5,5
Perda de carga (Pa)	1176,5	2294	<2400
Eficiência (%)	80,0	80,0	80,0

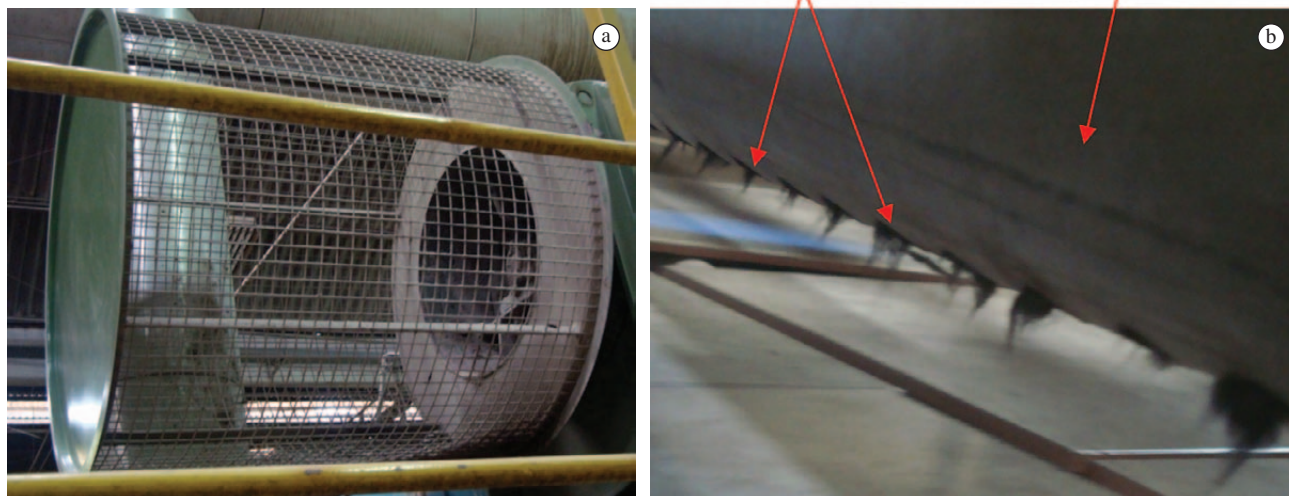


Figura 12. Detalhes do sistema de resfriamento: a) aspiração do ventilador sem filtro e b) flautas com excesso de contaminantes em seus bocais.

Tabela 4. Resultados após limpeza das flautas.

Item	Unidade	Antes	Depois	Descrição
P_d	Pa	78,5	117,7	Pressão dinâmica do ar logo após o ventilador
V	m/s	11,73	14,37	Velocidade do ar após o ventilador
$Q_{\text{ventilador}}$	m ³ /s	3,5	4,3	Volume de ar deslocado pelo ventilador
P_{eixo}	kW	5,2	8,0	Potência no eixo do ventilador

4.4. Implantação do projeto

A fim de conferir se o problema estava realmente no acréscimo da perda de carga em função do entupimento dos bicos das flautas, foi efetuada a limpeza das mesmas, verificando-se as alterações na Tabela 4.

Através do desentupimento das flautas, nota-se que houve um ganho expressivo na pressão dinâmica do ar, resultando em um aumento na vazão de 3,5 para 4,3 m³/s. Verifica-se que não se atingiu o resultado de vazão esperado de 4,9 m³/s, porém, foi um resultado muito satisfatório.

O próximo passo será acompanhar se com o aumento da vazão de ar haverá uma redução na temperatura das peças, comprovando os cálculos realizados no presente estudo. Até o momento isso não pode ser verificado, pois o forno está produzindo uma tipologia de produto distinta do dia em que os dados foram coletados, apresentando condições de queima diferenciadas.

4.4.1. Estudo de viabilidade do projeto

Considerando que haverá aumento de 33 m²/h na produção de material cerâmico reduzindo o seu ciclo de queima em 3 minutos, tem-se um ganho de faturamento mensal para a empresa de R\$ 67.700,00.

Mensalmente haverá um aumento no consumo de energia de R\$ 375,00, em função do aumento da potência do motor de acionamento do ventilador.

O único investimento a ser feito será a aquisição de um filtro manta para ser instalado na dupla aspiração do ventilador, representando um custo único e total de R\$ 270,00.

A limpeza das flautas não implicou em nenhum custo adicional para a empresa, pois foi realizada em um momento que o forno não estava operando, em função de uma manutenção programada na linha de produção.

5. Conclusão

Com o desenvolvimento deste trabalho, pode-se chegar às seguintes conclusões:

- A determinação da taxa real de transferência de calor existente nesse processo é muito difícil de ser obtida, pois são inúmeras variáveis envolvidas, indo desde aspectos construtivos do forno e do seu sistema de resfriamento até condições técnicas de processamento do material, como por exemplo, seu ciclo de queima. Neste estudo, verificou-se a influência da transferência de calor por convecção, desprezando os efeitos da condução e radiação, já que o forno apresentava na zona de resfriamento um bom estado de isolamento térmico e nenhuma abertura ao ambiente externo, reduzindo perdas térmicas;
- A coleta dos dados inerentes ao processo deve ser muito precisa, pois essas informações formarão o banco de dados do trabalho, sendo que qualquer erro na sua determinação pode significar

em um desvio muito grande entre o que foi calculado e o valor real que deveria apresentar. Com todos os dados necessários coletados, determinou-se a troca térmica existente no sistema atual de resfriamento e uma condição proposta para satisfazer um ganho de produção e redução da temperatura de saída das peças do forno;

- Dentre as variáveis que apresentavam uma maior influência na transferência de calor por convecção, analisou-se três delas, como a distância entre a flauta e a peça cerâmica, velocidade do ar de resfriamento e sua temperatura, destacando-se positivamente o aumento na velocidade do ar;
- A distância existente entre as flautas responsáveis pelo resfriamento e as peças cerâmicas não pode ser muito reduzida, pois em fornos a rolos é muito comum ocorrer o problema de encavalamento de peças, ficando peças sinterizadas grudadas sobre outras. Caso essa distância for pequena, essas peças poderão bater nas flautas e com o choque danificar a estrutura do resfriamento;
- No que diz respeito à temperatura do ar, sabe-se que quanto menor ela for, melhor será a troca térmica. Porém, neste caso, teria-se que instalar um trocador térmico sobre o forno para resfriar o ar ambiente até a temperatura desejada. Sendo que o resultado obtido nesse trabalho foi de uma temperatura negativa, impossibilitando o seu uso, já que poderia ocorrer o problema de a água no interior do forno se condensar;
- Quanto ao volume de ar deslocado pelo ventilador, nota-se que há um ganho expressivo na troca térmica aumentando a sua vazão de 3,5 m³/s para 4,9 m³/s. Realizando a limpeza das flautas, essa vazão foi para 4,3 m³/s, apresentando um ganho significativo; e
- Destaca-se ao fim deste estudo a importância da manutenção preventiva, pois se a limpeza das flautas fosse algo rotineiro e planejado, o problema com temperaturas elevadas das peças cerâmicas poderia ser amenizado. Enfatiza-se também, que soluções simples podem trazer grandes resultados.

Por fim, sugere-se dar continuidade a este estudo analisando a influência dos seguintes itens na transferência de calor:

- Análise das condições de aspiração do ar presente na zona de resfriamento;

- Simulação de arranjos diferenciados dos bocais das flautas (posição e dimensões); e
- Calcular a transferência de calor em função da massa total do material cerâmico, e não apenas em relação as suas dimensões superficiais.

Agradecimentos

O autor agradece a Prof^a. Dra. Aline Resmini Melo (Faculdade SATC) pela valorosa contribuição na realização deste trabalho e aos colegas da empresa Eliane S/A Revestimentos Cerâmicos pelo apoio dado ao longo deste semestre.

Referências

1. ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE CERÂMICA PARA REVESTIMENTO - ANFACER. O mercado brasileiro. *Produção de revestimentos cerâmicos*. Disponível em: <<http://www.anfacer.com.br>>. Acesso em: mar. 2012.
2. MODESTO, C. O.; MENEGALI, G. B. F. **Processo de Fabricação**. Colégio Maximiliano Gaidzinski, 2001. 197 p.
3. JAHN, T. G. **Levantamento de dados experimentais e simulação térmica de um forno a rolo a gás natural**. 2007. 79 f. Dissertação (Mestrado)-Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2007.
4. MODESTO, C. O.; BARBOSA JÚNIOR, J. C. **Material Cerâmico**. Colégio Maximiliano Gaidzinski, 2001. 227 p.
5. CLEZAR, C. A.; NOGUEIRA, C. R. **Ventilação industrial**. 2. ed. rev. Florianópolis: Editora da UFSC, 2009. 240 p.
6. FERRARI FAN TECHNOLOGY. Prodotti - Ventilatori Centrifughi a trasmissione - DFR - 501. **Curva característica ventilador**. Disponível em: <<http://www.ferrariventilatori.eu/prodotti.php>>. Acesso em: fev. 2012.
7. INCROPERA, F. P. et al. **Fundamentos de transferência de calor e de massa**. 6. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008. 643 p.
8. KREITH, F.; BOHN, M. S. **Princípios de transferência de calor**. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003. 623 p.
9. CARGNIN, M. **Sistemas térmicos**. Colégio Maximiliano Gaidzinski, 2006. 163 p.
10. CHUNG, Y. M.; LUO, K. H. Unsteady Heat Transfer Analysis of an Impinging Jet. **Journal of Heat Transfer**, v. 124, p. 1039-1048, 2002.

Apêndice 1. Nomenclatura.

Nomenclatura			
A	área transversal de passagem de fluido [m ²]	P_t	pressão total (Tubo de Pitot-Prandtl) [Pa]
A_γ	área relativa do bocal [m ²]	$Pt_{entrada}$	pressão total do ar na entrada do ventilador [Pa]
d	diâmetro do bocal [m]	Pt_{saida}	pressão total do ar na saída do ventilador [Pa]
D	diâmetro da tubulação principal [m]	PTV	pressão total do ventilador [Pa]
f	coeficiente de atrito [---]	q	taxa de transferência de calor por convecção [W]
g	aceleração da gravidade [9,81 m/s ²]	q''	fluxo de transferência de calor por convecção [W/m ²]
G	função do bocal isolado [---]	$Q_{ventilador}$	volume de ar deslocado pelo ventilador [m ³ /s]
h	coeficiente de transferência de calor por convecção [W/m ² .K]	R	constante universal dos gases [8,314 Pa.m ³ /mol.K]
H	distância entre bocal e superfície-alvo [m]	Re_d	Número de Reynolds [---]
k	condutividade térmica do ar [W/m.K]	S	passo da série de bocais [m]
k''	coeficiente de perda de carga [---]	t	tempo de permanência das peças no resfriamento [segundos]
K	função do bocal isolado [---]	T_f	temperatura de saída das peças do forno [K]
L	comprimento retilíneo tubo [m]	T_o	temperatura inicial das peças na zona de resfriamento [K]
M	massa molecular do ar [0,02884 kg/mol]	T_s	temperatura média da superfície-alvo [K]
n_{vt}	eficiência total do ventilador [---]	T_∞	temperatura do ar de escoamento [K]
N	produção de peças cerâmicas [m ² /s]	v	velocidade média do fluido [m/s]
Nu_d	Número de Nusselt [---]	v_m	velocidade modificada do fluido [m/s]
P_d	pressão dinâmica (Tubo de Pitot-Prandtl) [Pa]	ϑ	viscosidade cinemática do ar [m ² /s]
P_e	pressão estática (Tubo de Pitot-Prandtl) [Pa]	ρ	densidade do ar [kg/m ³]
P_{eixo}	potência no eixo do ventilador [W]	ΔP	perda de carga [Pa]
P_γ	Número de Prandtl [---]		