

Projeto de um trocador de calor para o reaproveitamento de gases quentes

Fábio Júnior Meurer (fjmeurer@ucs.br)

André Carlos Contini (accountini@ucs.br)

Centro de Ciências Exatas, da Natureza e de Tecnologia (CENT)
Universidade de Caxias do Sul (UCS)

Resumo: Processos de limpeza pós conformação utilizam fluidos com temperaturas elevadas para limpeza do produto. Porém, essa alteração térmica resulta em gastos na produção. O objetivo do presente trabalho é recuperar o calor de gases quentes provindos dos fornos de pintura para aquecer o reservatório de água do processo de higienização de peças e assim diminuir o custo da produção. Uma das possibilidades para recuperação dessa energia térmica é a utilização de um trocador de calor, o qual foi projetado para o sistema de exaustão de um forno de cura, mantendo o posicionamento adequado para o layout fabril já existente. Suas dimensões foram feitas utilizando a junção da análise experimental com o método algébrico. Para validação dos valores obtidos, utilizou-se a análise numérica em CFD (*Computational Fluid Dynamic*) com um modelo reduzido (1/8 do tamanho real). Além do dimensionamento do trocador de calor foram elaborados o dimensionamento do equipamento para movimentar o fluido e a viabilidade econômica do projeto. A área de troca térmica determinada para o trocador de calor foi de 4,64 m², já a potência necessária, para movimentação do fluido no sistema corresponde a 1/3cv. O retorno financeiro do projeto é de aproximadamente 17 meses após a implantação.

Palavras-Chaves: Ciclo de higienização, reaproveitamento térmico, análise numérica.

Abstract: Postforming cleaning processes use fluids with high temperatures to clean the product. However, this thermal change results in production costs. The objective of this work is to recover the heat of hot gases from the paint ovens to heat the water tank of the hygiene process of parts and thus reduce the cost of production. One of the possibilities for recovery of this thermal energy is the use of a heat exchanger, which is designed for the exhaust system of a curing oven, keeping the positioning adequate for the existing factory layout. Their dimensions were made using both experimental analysis and algebraic methods. To validate the obtained values, the numerical analysis in CFD (*Computational Fluid Dynamics*) with a reduced model. In addition, we designed the equipment dimensioning to move the fluid economic viability of the project. The thermal exchange area determined for the heat exchanger was 4,64 m².

Keywords: Hygiene cycle, thermal reuse, numerical analysis.

1. INTRODUÇÃO

O sistema analisado no presente trabalho, se caracteriza pelo fluxo de energia na forma de vapor para fora do ambiente fabril, o que gera um desperdício energético. Segundo Moraes [1] (p.13) conservar energia não implica em perda de qualidade, produtividade ou desempenho da produção, mas consiste em eliminar desperdícios e usufruir de tudo que a energia proporciona. A cogeração se apresenta como um processo que aumenta as formas de utilização de energia, como a recuperação da energia térmica de gases de combustão [2] (p.475).

Em sistemas industriais de higienização detalhada de peças é necessário que o fluido de trabalho opere em temperaturas elevadas, devido ao calor, ser um agente sanitizante que remove qualquer microrganismo contido na superfície da peça [3] (p.20).

Tendo em vista a possibilidade de reaproveitar o calor que provem do sistema de cura de pintura. O presente trabalho pretende desenvolver o projeto de um trocador de calor para o aproveitamento de energia, provinda de gases quentes descartados de um sistema de higienização de peças. De maneira a reduzir o consumo de gás liquefeito de petróleo, no procedimento de limpeza de peças pós-conformadas, na empresa Tramontina Cutelaria.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

O processo atual de secagem de pintura possui três queimadores que operam certa de 19 horas por dia, utilizando no processo queima de gás GLP (Gás Liquefeito de Petróleo). A soma de toda a voluta de combustão dos equipamentos é conduzida para o mesmo duto de exaustão, localizado sobre a máquina (aproximadamente 2,8 m relacionado ao solo fabril). No processo de higienização das peças pós-conformadas, o GLP também é empregado para manter a temperatura ideal do fluido, durante operação do sistema.

A proposta de implementação se caracteriza em um sistema de reaproveitamento de energia térmica do sistema de cura de pintura, conforme layout da figura 1. Para tanto, será proposto um projeto de um trocador de calor, que irá agregar percentual energético ao sistema de aquecimento da máquina de lavagem, com intuito de reduzir os custos relacionados ao mecanismo.

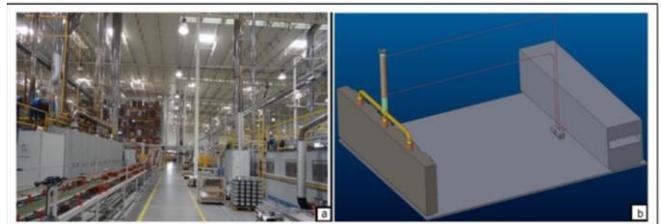


Figura 1 – Layout fabril. (a) Atual. (b) Futuro com o sistema proposto.

A fim de se obter um perfil de dissipação térmico do escoamento ao longo do duto será utilizado um termômetro a laser em pontos pré-definidos da parte externa da tubulação, de acordo com a figura 2. A distância entre os pontos de coleta de dados é de aproximadamente 2 metros. Os dados da análise foram coletados durante o processo de queima e em regime estacionário.

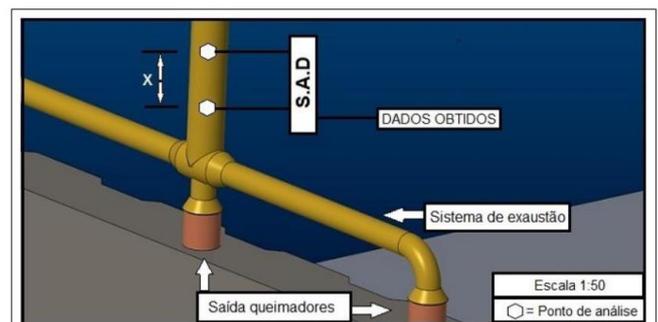


Figura 2 – Posicionamento pontual para análise térmica

Para determinar as temperaturas em que o gás se encontra no interior do duto, utilizou-se um termômetro infravermelho (Raytek Rayger 3i). De acordo com instruções do equipamento, o mesmo deve ser calibrado com a emissividade do material a ser analisado e uma medida térmica conhecida. Neste caso, a calibração térmica foi realizada no laboratório da empresa e os dados referentes a emissividade do aço inox foram empregados baseando-se nas informações existentes no manual do fabricante, ou seja, com uma variação entre 0,5 e 0,8. Durante a medição, o equipamento estava dentro de sua faixa de distância operacional aproximadamente 4 metros de distância do duto.

Ao longo das medições observou-se variações térmicas em um mesmo ponto de análise. Desta forma criou-se um determinado número de amostras a serem relatadas, para assim se obter uma média entre as temperaturas obtidas, onde no ponto de análise inferior foi de 155°.

Assim, as temperaturas avaliadas para o gás na entrada e na saída do trocador de calor são respectivamente as temperaturas encontradas na média das amostras térmicas.

Para determinação dos dados referentes a vazão mássica produzida pelos queimadores da linha, avaliou-se o ciclo de queima de maneira operacional ideal. Os dados que se dispõem de entrada são o percentual de ar em relação ao gás GLP na mistura de queima, além dos dados de potência e pressão de trabalho do queimador utilizado em linha. A porcentagem de ar na mistura corresponde a 2/3 da mistura, enquanto a potência do queimador e a pressão de trabalho do mesmo são, 200 kcal/h e 600 mm.c.a respectivamente. Através dos dados disponíveis referentes ao queimador é possível estimar a vazão volumétrica total de gás na linha de queimadores, que é de 0,1185 m³/s.

Para avaliar a vazão dos produtos gerados na queima utilizou-se o equacionamento por meio de cálculos estequiométricos. Para tal avaliou-se a composição do gás GLP como sendo: 50% de butano e 50% propano. Quando uma reação química envolve quantidades conhecidas de reagentes é possível prever a quantidade de produtos formados, ou de modo inverso prevendo reagentes necessários.

Como são necessários 0,1185 m³/s de gás GLP na linha, se evidencia a necessidade de 0,9167 m³/s de ar ambiente. Para determinar a vazão mássica avalia-se que a mesma seja igual antes e após a queima. Como é de conhecimento as massas específicas dos elementos antes da queima, determina-se a vazão mássica do composto neste estado, levando em consideração a porcentagem de cada elemento na mistura. Deste modo determinou-se a vazão mássica de 1,53 kg/s.

O material empregado na tubulação de transporte do fluido de higienização, deve resistir a corrosão atmosférica, e dispor de uma resistência a oxidação em consequência da utilização do mecanismo em ambiente com temperaturas elevadas. Para dispor destas características o material deve ser ligado a outros elementos metálicos, entre os quais, os mais importantes são o cromo e o níquel [4] (p.251). Desta forma optou-se pelo aço inoxidável AISI 304.

Como passo inicial do projeto, determinou-se o coeficiente global de transferência de calor (U), que é composto por todos os mecanismos que possam fazer a troca térmica entre o trocador de calor e os fluidos em análise. A tabela 1 apresenta constates encontradas para o mecanismo proposto. No caso do fluido de higienização atribui-se a vazão desejada para determinar restantes dos dados.

Tabela 1 – Variáveis determinadas na troca térmica do sistema

| CONSTANTE | VALOR |
|---|--|
| REFERENTE AO GÁS DE AXAUSTÃO | |
| Velocidade | 15,64 m/s |
| Diâmetro Externo da Tubulação | 0,02667 m |
| Viscosidade Cinemática | $24,6 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ |
| Adimensional de Reynolds | 16935 |
| Adimensional de Prandtl | 0,771 |
| Condutividade Térmica | $2,893 \times 10^{-2} \text{ W/mK}$ |
| Viscosidade Dinâmica | $19,36 \times 10^{-6} \text{ N.s/m}^2$ |
| Fator de Atrito | 0,038 |
| Convecção Térmica | 73,55 W/m ² K |
| REFERENTE AO FLUIDO DE HIGIENIZAÇÃO | |
| Vazão | 0,5 kg/s |
| Temperatura no Reservatório | 65°C |
| Temperatura na Entrada do Trocador de Calor | 50°C |
| Diâmetro Interno da Tubulação | 20,93 mm |
| Viscosidade Dinâmica | $54,7 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$ |
| Adimensional de Reynolds | 55606 |
| Adimensional de Prandtl | 3,56 |
| Condutividade Térmica | 0,642 W/mK |
| Fator de Atrito | 0,035 |
| Convecção Térmica | 12.314,32 W/m ² K |

Posteriormente, a determinação dos dados referentes as características do gás de exaustão e do fluido de higienização, determina-se o coeficiente global de transferência de calor, sendo este possuindo o valor de 73,11 W/m²K.

3. RESULTADOS

Para avaliar a área de troca térmica fez-se a utilização de três métodos distintos: método da diferença média logarítmica de temperaturas, método da efetividade-NUT e o método de análise simplificado. O resultado de ambas as técnicas é demonstrado na tabela 2.

Tabela 2– Obtenção da área de troca térmica necessária

| CÁLCULO DA ÁREA DE TROCA TÉRMICA | | | |
|----------------------------------|---|----------------------------------|------------------------|
| MÉTODO | Diferença média logarítmica de temperatura | Efetividade-NUT | Simplificado |
| COEFICIENTES | $DTML = 92,47 [-]$ | $q_{m\acute{a}x} = 191.318 [W]$ | $U = 73,11 [W/m^2K]$ |
| | $U = 73,11 [W/m^2K]$ | $U = 73,11 [W/m^2K]$ | |
| | $q = 31.372,5 [W]$ | $q_{m\acute{i}n} = 31.372,5 [W]$ | |
| | $Fator\ de\ corre\c{c}\tilde{a}\tilde{o} = 1$ | $NUT = 0,18 [-]$ | |
| ÁREA DETERMINADA | $A = 4,64 \text{ m}^2$ | $A = 4,48 \text{ m}^2$ | $A = 4,41 \text{ m}^2$ |

Através das áreas obtidas optou-se por utilizar a de 4,64 m², ou aproximadamente 27,5 m de tubulação reta para atingir a temperatura desejada. Observa-se que apesar dos 3 métodos avaliados possuírem referências distintas, ambos resultam em valores aproximados.

Para o dimensionamento da bomba foi necessário o reconhecimento do local específico onde a mesma será instalada, para assim determinar a pressão que a mesma deve exercer para o fluido se deslocar ao longo da tubulação, mantendo a vazão mássica solicitada desde o ponto de sucção, até o ponto de descarga.

As perdas de carga decorrentes do percurso foram classificadas por suas características, onde as mesmas apresentam-se definidas na tabela 3, especificando a pressão em metros de coluna de água que cada item corresponde para a bomba. Além dos itens da tabela é somado 5,5 metros que se referem a elevação inicial do sistema.

Tabela 3 – Perdas de carga geradas na tubulação projetada

| EQUIPAMENTO | QUANTIDADE | TIPO DE PERDA | Δh (m.c.a.) |
|-------------------|-------------|---------------|---------------------|
| Tubulação livre | 22,1 metros | Distribuída | 3,9 |
| Trocador de calor | 1 | Localizada | 6,25 |
| Curva 90° | 3 | Localizada | 1,44 |

Através da soma das pressões geradas, obteve-se a pressão necessária de coluna de água, que correspondente a 17,08 metros. Com a vazão mássica da bomba determina-se a potência necessária do mecanismo para realizar o bombeamento. Através da consulta ao catálogo da Dancor, fabricante de bombas elétricas, verificou-se que o aparato selecionado para o processo possui potência de 1/3 cv ou aproximadamente 245,16 W. A bomba em suas configurações deve apresentar selo mecânico para trabalho em temperaturas elevadas e fluidos abrasivos, sendo este composto de carbeto de silício.

Para aferir dados obtidos na análise algébrica, utilizou-se do método numérico. Para um modelo reduzido do sistema de troca térmica foi criado, a fim de enquadrar a simulação no limite máximo estipulado pela licença do programa utilizado. Com o auxílio de um software CAD (*Computer Aided Design*) confeccionou-se o sistema de trabalho reduzido, com 1/8 do comprimento real, recriando a geometria parcial que será designada para troca térmica, gerando o modelo dos itens que formam o sistema, isto é, o gás de exaustão, o trocador de calor e o fluido de higienização utilizado.

Por meio do método analítico para o comprimento de 1/8 do real, obteve-se a temperatura de 52 °C, na saída do trocador de calor. Posterior realizou-se a simulação em CFD (Computational Fluid Dynamics), para validar a temperatura determinada pelo método algébrico aplicado no modelo reduzido, e verificar se a área de troca térmica gerada é suficiente para se obter a temperatura no fluido de higienização no modelo ou se o sistema está superdimensionado.

Para a realização da simulação numérica foi necessário formular a malha do projeto para gerar o máximo refino da

geometria, relacionado ao menor tempo possível necessário, para realizar a simulação da mesma. A malha gerada pelo sistema possui 210.735 nós, 679.500 elementos e configuração geométrica tetraédrica.

As condições de contorno implementadas para execução do projeto, foram as características adquiridas na análise experimental, além de parâmetros gerados na análise analítica, mostrados na figura 4.

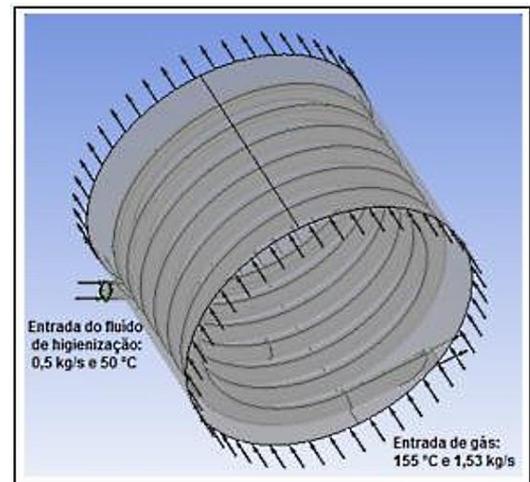


Figura 4 – Condições de contorno

Após carregar a simulação com as condições de contorno expressas na figura 4, realizou-se a solução do método numérico. Os resultados estão expressos na figura 5, juntamente com o comportamento no fluxo térmico na parte externa da serpentina, e a variação térmica da água e da serpentina.

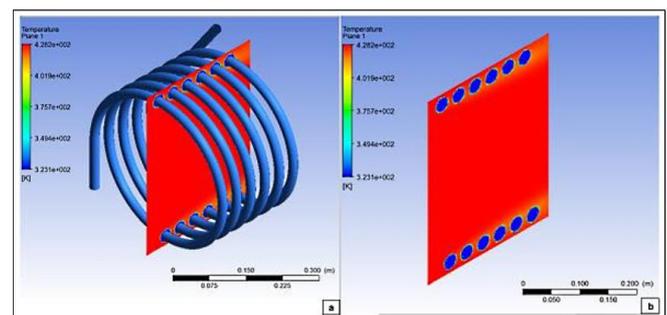


Figura 5 – Comportamento térmico do sistema. (a) Contorno do fluido. (b) Plano interno.

Após a adição do trocador de calor o fluxo de gases alterou seu perfil de escoamento no interior do duto de maneira a direcionar seu curso para o centro da tubulação. Observa-se também que na região de saída do exaustor, ou na região de entrada do fluido a temperatura do gás na parte mais próxima a parede interna do duto possui seu valor reduzido, enquanto no centro da tubulação não houve alterações.

No modelo numérico analisado obteve-se uma variação térmica na saída da serpentina, da parede até o centro de fluido, de 326 a 327,4 K, respectivamente, ou seja, o modelo algébrico teve uma variação de 0,7%, relacionado ao numérico. Com essa divergência constata-se que o projeto teria sucesso.

As diferenças obtidas entre os métodos numérico e analítico podem ser explicadas pelas simplificações necessárias nos cálculos, como por exemplo, as variações dos coeficientes convectivos e condutivos relacionados não serem alterados de acordo com a variação da temperatura, demonstrando que a avaliação numérica traz mais veracidade ao processo em estudo.

O sistema projetado inicia sua operação após o fluido de higienização atingir a temperatura de trabalho de 65°C, para chegar a esta temperatura avalia-se as dimensões do tanque, sendo o tempo necessário de operação de aproximadamente 60 minutos, conforme relato do operador do sistema, possuindo pouca variação para temperatura ambiente. Outro fato destacado pelo operador do sistema, trata-se dos queimadores possuírem seu ciclo de operação ininterrupto, para diminuir o consumo energia do sistema e manter a temperatura do fluido constante para operação.

Avaliando-se os dados relatados anteriormente, para a implantação do projeto será requerido a aquisição de aparatos para a construção do mesmo. Estes são relatados na tabela 4, juntamente com o custo para sua compra e/ou produção. Os valores foram gerados segundo orçamentos providos de vendedores ou produtores de cada equipamento.

Tabela 4 – Investimento do Projeto

| APARATO | OBSERVAÇÃO | CUSTO (R\$) |
|--------------------------|----------------------------------|------------------|
| Adereços para instalação | Componentes elétricos e conexões | 250,00 |
| Bomba aspirante Dancor | Potência: 245,166 W | 796,00 |
| Isolamento térmico | Material: lã de Vidro | 880,00 |
| Mão de obra | Tempo aproximado: 17 horas | 1.700,00 |
| Sistema de segurança | Tipo: sensor de vazão | 2.150,00 |
| Trocador de calor | Tipo: serpentina | 4.295,00 |
| Tubulação | Comprimento total: 27,6 metros | 1.935,00 |
| Custo Total | | 12.650,00 |

Somando os investimentos para o projeto, obtêm-se o valor de aproximadamente R\$ 12.650,00. Nesta quantia deve ser adicionado o valor mensal gasto na energia elétrica consumida pela bomba, que irá operar 18 horas diárias, por 20 dias mensais, totalizando aproximadamente R\$ 53,90.

Pretende-se com o projeto diminuir o consumo do gás em 50%. Mensalmente são consumidos 1480 m³ de gás GLP por queimador. Na máquina de higienização utilizam-se 3 queimadores, porém o projeto trabalha atuando somente em um queimador e um dos tanques da máquina, devido o diferencial térmico entre os tanques. O valor do gás GLP por m³ é de R\$ 1,17. Para avaliação financeira não foi considerado a alteração de valores e inflação gerada sobre os consumos (gás e a energia elétrica) do mecanismo implantado

durante o período de análise. Após 17 meses em operação o investimento traria lucros a empresa.

4. CONCLUSÕES

O objetivo principal deste trabalho foi projetar e avaliar teoricamente a aplicação de um trocador de calor afim foi reaproveitar energia provindo de um sistema de exaustão e empregar a carga térmica recuperada em um sistema de higienização de peças. Para tal utilizou-se da metodologia experimental, analítica e numérica da engenharia, para avaliação e desenvolvimento do mecanismo.

Optou-se por um trocador de calor tipo serpentina pela necessidade de acomodar a área de troca térmica em um espaço reduzido. Através da análise experimental obteve-se dados reais do sistema de exaustão, sendo estes a temperatura e a vazão mássica do gás no exaustor. Mediante dimensionamento analítico do trocador de calor foi determinada a área mínima de troca térmica para alcançar a temperatura de 65 °C. A metodologia aplicada em três ferramentas (método da diferença de temperatura média logarítmica, método de análise da efetividade e método da capacitância) apresentou uma variação menor que 2% na área de troca térmica necessária para atingir a temperatura solicitada.

Através da área determinada de 4,64 m², foi desenvolvido o projeto do trocador de calor que se adaptasse ao layout empresarial existente. Por meio do método numérico, realizou-se a criação de um modelo 3D reduzido, com intuito de comprovar dados obtidos algebricamente além de validar o funcionamento do equipamento projetado, com este se atingiu uma diferença térmica de 0,7% maior do valor obtido no modelo algébrico da diferença média logarítmica de temperatura. As diferenças obtidas são explicadas pela necessidade de simplificações no modelo algébrico como, por exemplo, a condutividade térmica do gás e do fluido variarem de acordo com suas respectivas temperaturas.

Para o dimensionamento da bomba, observou-se a necessidade de um equipamento para operar na faixa de temperatura de trabalho do sistema (T < 80 °C). Através da análise do percurso realizado pelo fluido obteve-se uma pressão a ser vencida pelo equipamento de 17,08 mca, desta forma a potência dimensionada para o equipamento foi de 1/3 cv. Através da capacidade determinada para o equipamento observa-se que a seu valor é diretamente relacionado a vazão do sistema.

Por fim avaliou-se o benefício gerado pelo sistema relacionando os gastos gerados pelo sistema com a redução na quantidade de gás consumido mensalmente, este relacionado com seu custo por m³. Através da avaliação financeira se observou indicativos que o retorno financeiro será gerado a partir do 17° mês de utilização.

6. REFERÊNCIAS

- [1] MORAES, Carmelina S. **Análise de medidas para eficiência e uso racional da energia elétrica em condicionadores de ar**. 2013. 180 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Edificações e Ambiental) – Universidade Federal de Mato Grosso, Mato Grosso, 2013.

[2] INSTITUTO FEDERAL DE SANTA CATARINA. **Simpósio de Integração Científica e Tecnológica do Sul Catarinense**. vol 3. Santa Catarina, 2012. 481p.

[3] IMMIG, Joana O. **Higienização na indústria de alimentos**. 2013. 50 f. Dissertação (Graduação em Medicina Veterinária) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2013.

[4] CHIAVERINI, Vicente. **Tecnologia Mecânica: Materiais de Construção Mecânica**. 2ª ed. São Paulo: ABDR, 1986. 388 p.