

Modelos Orientados por Dados para o Monitoramento da Saúde de Sistemas Térmicos

João Luiz Perez Pereira, jl.pereira@unesp.br
Samuel da Silva, samuel.silva13@unesp.br

Universidade Estadual Paulista - UNESP, Departamento de Engenharia Mecânica, Avenida Brasil Central 56, Ilha Solteira, SP, 15385-000

Resumo. Trocadores de calor são amplamente utilizados em processo industriais com a finalidade de aquecer ou resfriar líquidos e com o decorrer do uso, geralmente, apresentam perda da capacidade de trocar calor e o monitoramento e o controle deste problema demanda um modelo representativo do sistema. Modelos Gêmeo Digital vem sendo usados como ferramentas para o desenvolvimento de modelos utilizados para simulação, testes digitais, ajustes e o monitoramento de sistemas. Neste trabalho é apresentado a modelagem de um sistema térmico casco e tubo, usando modelo Gêmeo Digital, para analisar os efeitos de danos na capacidade de troca de calor do sistema. Foram simulados duas condições de danos e os resultados mostram que modelo tem um potencial para o monitoramento da saúde do sistema.

Palavras chave: Identificação de Sistemas, Modelos Orientados por Dados, Monitoramento, Diagnóstico e Controle

Abstract. Heat exchangers are widely used in industrial processes for the purpose of heating or cooling liquids, and during use life they experience a loss in heat transfer capacity. Monitoring and controlling this issue requires a representative model of the system. Digital Twin models have been used as tools for the development of models aimed at simulation, digital testing, adjustments, and system monitoring. In this work, the modeling of a shell and tube thermal system is presented, using a Digital Twin model to analyze the effects of damage on the system's heat transfer capacity. Two damage conditions were simulated, and the results show that the model has potential for monitoring the system's healthy.

Keywords: Systems Identification, Data-Driven Models, Monitoring, Diagnostics and Control

1. INTRODUÇÃO

Trocadores de calor são amplamente utilizados em processo industriais, sistemas de aquecimento e ar condicionados entre outros, com a finalidade de aquecer ou resfriar líquidos, por meio de condução. Neste trabalho de pesquisa foi abordado o trocador de calor de casco e tubo, que consiste basicamente em um casco com um envoltório externo que contém o fluido circulando ao redor dos tubos, geralmente, feitos de materiais metálicos. Um dos problemas recorrentes neste tipo de equipamento é a perda da capacidade de trocar calor que ocorre com o passar do seu uso, devido a operação inadequada, contaminação de poluentes e principalmente ao acúmulo de substâncias indesejáveis na superfície de troca térmica, incrustações entre outros (Schenkel, 2015). Este acúmulo nas paredes cria uma resistência adicional à transferência de calor entre o fluido interno do tubo e o fluido externo, prejudicando a eficiência do trocador. Estas incrustações podem ser causada por matéria orgânica gerada no fluido, deposição de partículas que estavam misturadas ao fluido e a própria oxidação das paredes dos tubos, provocando a redução na capacidade de troca de calor entre os meios, estes problemas podem ser ainda agravados com o aumento da temperatura (Ali *et al.*, 2020). O tratamento deste problema envolve o monitoramento dos parâmetros do trocador e a uma manutenção periódica, incluindo a limpeza, reparos de componentes danificados, ajuste de parâmetros operacionais, entre outros, como a consequente interrupção de operação do sistema. Atualmente, estão sendo desenvolvidas novas tecnologias para o tratamentos destes problemas, com destaque para o desenvolvimento de modelos digitais, geralmente definidos como gêmeo digital, que reflete o comportamento do trocador de calor casco e tubo, o qual é utilizado para simulação e testes digitais, ajustes e o monitoramento do sistema. Neste trabalho é apresentado a modelagem de um sistema térmico casco e tubo, usando modelo Gêmeo Digital, para analisar os efeitos de danos na capacidade de troca de calor do sistema.

2. Modelagem do sistema térmico

A modelagem de sistemas consiste em traduzir um sistema real para uma linguagem matemática que pode ser interpretada pelo computador por meio de sinais codificados e comparados, assim calculando as respostas do sistema. Isso pode ser feito utilizando o conceito de função de transferência a qual é caracterizada, de acordo com Szukiewicz and Szalek (2021), como uma descrição compacta da relação entrada-saída de um sistema dinâmico linear e invariante no

tempo, que fornece informações específicas do comportamento do sistema. A função de transferência é definida como uma transformada integral que converte uma função do tempo em uma função de uma variável complexa s , definida como $s = \sigma + j\omega$ (variável de Laplace). Essa é uma abordagem amplamente empregada para estimar a resposta de sistemas dinâmicos e análise de sistemas de controle.

Para a realização do controle de um sistema é necessário ter em mente que o mesmo é um processo que busca ajustar a entrada do sistema para que a resposta do sistema assuma o valor desejado, valor de referência. Há dois tipos de controle, aquele que apenas acompanha o valor de referência, controle de servo, e o projetado para manter uma saída fixa, controle de regulação (Franklin *et al.*, 2013).

Também há os sistemas de controle em malha aberta que não conseguem realizar uma ação de correção e o em malha fechada que tem esta capacidade de controlar um sistema, utilizando o controlador para comparar o valor de saída do sistema com o de referência e assim realizar uma realimentação com a finalidade de controle.

Nesta proposta, o controle é feito por um controlador proporcional integral empregando o método Gêmeo Digital para a simulação de uma planta térmica reduzida, utilizando o conceito de função de transferência para modelar cada um dos componentes da planta. Neste caso, um controlador, uma caldeira e um trocador de calor. O modelo simplificado da planta é apresentado na Fig. 1.

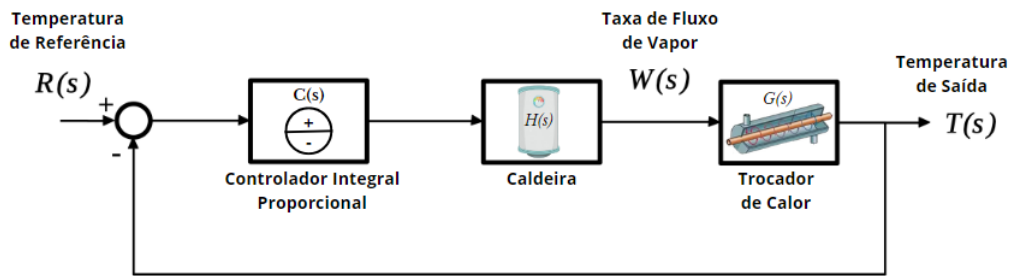


Figura 1. Malha fechada do sistema térmico

O controlador utilizado foi um controlador proporcional integral (PI), função de transferência $C(s)$, a caldeira foi modelada como uma função de transferência de primeira ordem, $H(s)$, e um trocador de calor modelado em um sistema de primeira ordem também, $G(s)$. A função transferência de cada componente é dada respectivamente pela Eq. (1), (2) e (3). Por simplificação foi desconsiderado o atraso de transporte.

$$C(s) = K_p + \frac{K_i}{s} \quad (1)$$

$$H(s) = \frac{K_b}{\tau_b s + 1} \quad (2)$$

$$G(s) = \frac{K_e}{\tau_e s + 1} \quad (3)$$

Os parâmetros do controlador, K_p e K_i , são respectivamente o ganho proporcional, ganho aplicado diretamente ao erro atual e a ação proporcional que ajusta o sinal de controle na mesma proporção do erro, e o ganho integral, ganho aplicado à integral do erro ao longo do tempo e a ação integral que acumula o erro passado e o usa para ajustar o controle. O modelo da caldeira foi representado pela função de transferência de um sistema de primeira ordem, com o ganho K_b e a constante de tempo τ_b , e finalmente o trocador de calor, modelado também como um sistema de primeira ordem, com ganho K_e e a constante de tempo τ_e . Os ganhos K_b e K_e são ganhos estáticos definindo o valor final da saída para uma entrada de passo unitário e os τ_b e τ_e são as constantes de tempo de cada componente, as quais definem a rapidez da resposta do sistema.

2.1 Definição das variáveis e emulação de falhas

O modelo do sistema térmico proposto foi definido com base em um modelo de um sistema real dado por Garcia (2017). Os coeficientes do controlador foram definidos por meio de testes no MatLab, buscando identificar através de uma varredura, os ganhos que minimizariam o erro entre a temperatura de referência e a temperatura de saída do modelo. A constante de tempo τ , da caldeira e do trocador de calor foram definidos utilizando inicialmente os tempos utilizados em Garcia (2017) e posteriormente reajustados, visando obter o menor tempo de estabilização sem que afetasse o comportamento real do sistema. Já o ganho do trocador de calor e da caldeira, foram definidos com base no modelo real definido em Garcia (2017). Os valores utilizados na modelagem do sistema são apresentados na Tab. 1.

Tabela 1. Definição das variáveis presentes nas funções de transferência da Fig. 1.

Variáveis	Valores	Definição
K_p [Adimensional]	0.0064	Ganho proporcional do controlador
K_i [Adimensional]	0.0108	Ganho integral do controlador
K_b [$\frac{kg}{h^\circ C}$]	0,3	Ganho estático da caldeira
K_e [$\frac{C^h}{kg}$]	1,2	Ganho estático do trocador de calor
τ_b [s]	120	Constante de tempo da caldeira
τ_e [s]	80	Constante de tempo do controlador

A função de transferência global do sistema, planta térmica, foi obtida a partir de manipulações matemáticas das funções de transferência individuais dos componentes, utilizando as Eq. 1 a 3, Eq. (4).

$$G(s) = \frac{0.003584s + 0.006048}{14400s^3 + 260s^2 + 1,004s + 0.006048} \quad (4)$$

Neste caso a proposta é a de modelos orientados por dados para o monitoramento da saúde do sistema visa criar um modelo representativo do sistema real com base em dados experimentais do sistema físico que seria utilizado como referência para monitorar e acompanhar o comportamento do sistema. Definido este modelo representativo do sistema saudável, o mesmo será utilizado como referência para monitorar eventuais danos no sistema, através da comparação do modelo de referência com o modelo atual (não saudável) do sistema.

Na análise foi avaliada a capacidade do modelo virtual identificar eventuais danos no sistema, mais especificamente, foram simulados duas situações de danos no trocador de calor que consistiram na diminuição do ganho e aumento da constante de tempo do trocador de calor. A diminuição do ganho seria equivalente a uma redução na capacidade de trocar calor entre fluidos devido as incrustações (dano) e o aumento do τ representa um atraso maior, devido as incrustações, na reação do sistema a uma mudança na entrada.

O dano foi emulado com duas intensidades, uma mais branda, a qual considerou-se uma redução de 50% no ganho K_e e um aumento de 180% na constante de tempo, e uma mais severa, adicionando uma perda de 80% no ganho K_e e um aumento de 200% na constante de tempo. Interpretando para o mundo físico, esta redução de ganho significa uma perda na capacidade de trocar calor, ou seja, haveria um isolamento, isolamento o qual poderia ser proveniente de incrustações nas paredes dos tubos, reduzindo então o fluxo de energia entre os fluidos e devido a este isolamento, aumenta-se o tempo para atingir o valor de referência. No segundo dano a redução do ganho foi maior que na primeira, justamente pois buscava-se representar uma falha mais severa, equipamento mais incrustado, por isto foi aumentado o tempo para atingir o valor de referência.

3. Resultados e discussões

Analisando os valores dos ganhos do controlador percebe-se que K_p e K_i podem assumir diversos valores, entretanto, há certas combinações de ganhos que minimizam o erro entre a temperatura de referência e a temperatura de saída, erro definido pela Eq. (5), denominado ITSE (Integral of Time-weighted Squared Error). Logo, plotou-se uma superfície para analisar em qual faixa os ganhos resultam em menores erros, Fig. 2.

$$\text{Erro} = \sum (t(T_{ref} - T_{sada})^2) \quad (5)$$

Foi escolhido o erro ITSE justamente para que penaliza-se mais severamente as respostas em que os erros persistem por mais tempo ou que ocorrem mais tarde, beneficiando, assim, respostas mais rápidas e com controle eficiente. Além disto, o erro quadrático tende a penalizar grandes erros de forma mais severa.

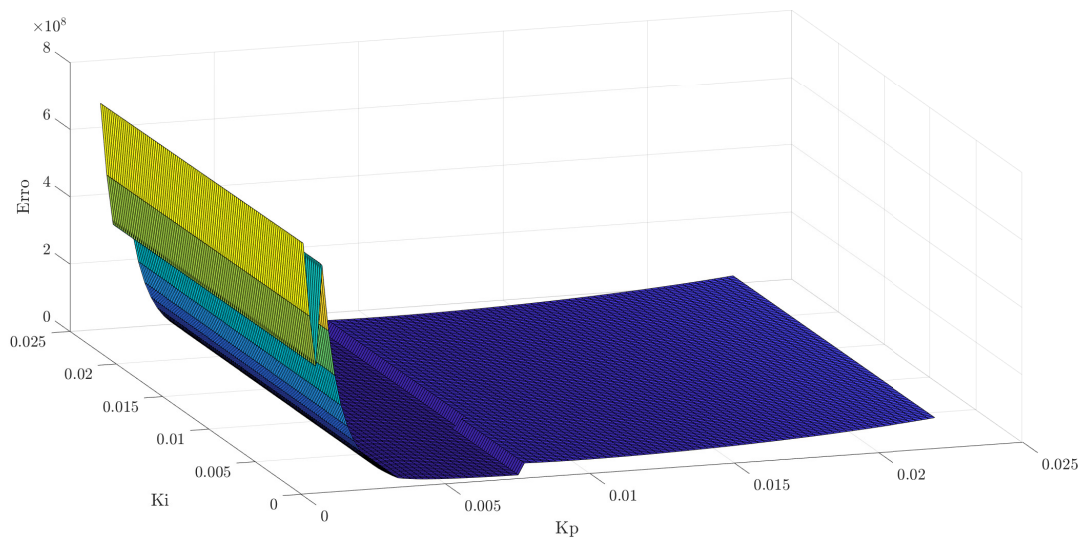


Figura 2. Superfície de análise do erro

Observando a superfície apresentada na Fig. 2 nota-se que os menores erros estão localizados na região azul, região baixa da superfície. Identificada a região que proporciona os menores erros, agora seria importante conhecer qual combinação de ganho que geram melhores comportamentos e menores gastos energéticos.

Vale destacar a presença de um pequeno degrau na região de menor erro. Embora esse fenômeno não comprometa as análises, ele pode ser atribuído à elevada sensibilidade do sistema a pequenas variações nos parâmetros. Como a métrica ITSE penaliza fortemente erros persistentes e picos de resposta, alterações sutis no comportamento dinâmico podem ser amplificadas, resultando em saltos perceptíveis na superfície de erro neste caso.

Para estimar o consumo de energia do sistema, analisa-se a taxa de vapor gerada, ou seja, quanto mais vapor o sistema necessitar para controlar a planta térmica maior será o gasto energético. As taxas de vapor produzidas na planta térmica para cada combinação de ganhos do controlador foi obtida na simulação digital retirando o trocador de calor da malha fechada, Fig. 1, e realizando novamente a simulação sem este componente. Assim é possível obter as curvas de taxa de vapor para os pontos 1, 2 e 3, Fig. 3 a 5. Apenas observando as curvas, não é possível perceber qual delas geram os maiores gastos, para isso, foi necessário calcular a área sob cada curva.

Para fazer a análise dos gastos de energia foram escolhidos 3 pontos na região de menor erro. O primeiro ponto foi definido para um K_i alto e K_p médio na região, o segundo para um K_i médio e K_p baixo e o terceiro ponto para um K_i pequeno e K_p médio.

Os resultados do comportamento das saídas de temperatura de cada um dos três casos, definidos juntamente com as taxas de vapor estão apresentados nas Fig. 3, 4 e 5.

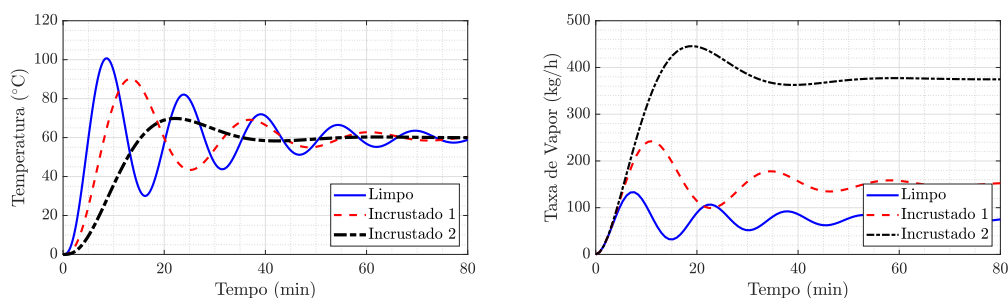


Figura 3. Simulação com K_p e K_i definidos no ponto 1

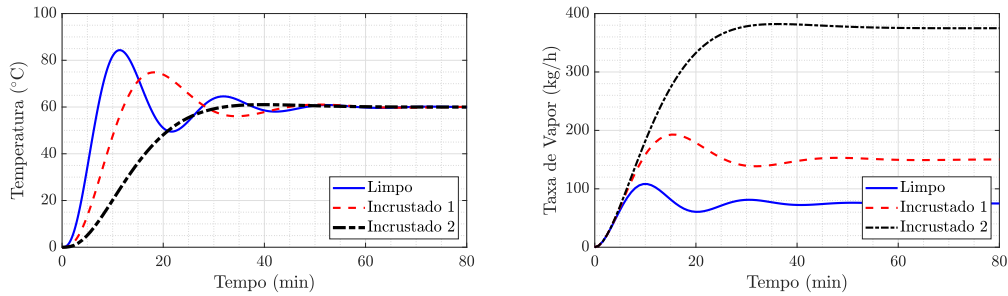


Figura 4. Simulação com K_p e K_i definidos no ponto 2

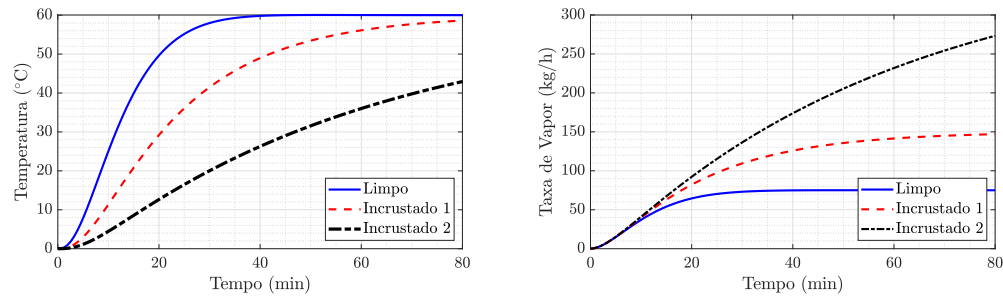


Figura 5. Simulação com K_p e K_i definidos no ponto 3

O cálculo das áreas das taxas de vapor apresentam o gasto energético, apenas de forma adimensional para fins de comparação, para atingir a temperatura de referência desejada. Os resultados das áreas estão apresentados na tabela 2.

Tabela 2. Áreas das taxas de vapor para cada ponto.

Ponto	Zona de mínimo	K_p	K_i	$Area_{limpo}$	$Area_{inc.1}$	$Area_{inc.2}$
1	$K_p < K_i$	0.0128	0.0205	5.9833×10^3	1.1916×10^4	2.8274×10^4
2	$K_i = 0,0108$	0.0064	0.0108	5.8936×10^3	1.1532×10^4	2.5834×10^4
3	$K_p > K_i$	0.0128	0.0027	5.2733×10^3	9.0642×10^3	1.4196×10^4

Analisando os dados da tabela 2 é possível notar que ao definir os parâmetros na região do ponto 1 percebe-se um gasto energético maior e conforme mostrado na Fig.3, observa-se uma oscilação elevada. Observando o ponto 3 percebe-se o gasto energético menor, entretanto a simulação sai totalmente do padrão desejado gerando um amortecimento excessivo e um tempo para atingir a temperatura de referência bastante elevado. Ao analisar o ponto 2, observa-se um gasto energético médio em relação aos outros pontos, porém ao observar a Fig. 4 nota-se um comportamento oscilatório desejado, ou seja, uma oscilação moderada e um baixo tempo para atingir a temperatura de referência. Logo, observa-se que com o aumento do K_i há o aumento na oscilação e nos gastos de vapor e se abaixa-lo diminui o gasto mas aumenta o amortecimento, logo a região média, ponto 2, representa o comportamento desejado para uma planta térmica.

Como busca-se fazer as análises na condição de maior eficiência, deve-se definir os parâmetros do controlador no qual o mesmo tem o menor gasto de vapor sem que interfira excessivamente na oscilação da temperatura, o menor erro e uma temperatura de acomodação aceitável, então os parâmetros K_p e K_i são aqueles definidos no ponto 2.

Vale a observação que o parâmetro K_i representa o nível de energia que precisa ser continuamente fornecido em regime permanente para que o sistema atinja a temperatura de referência e o K_p afeta principalmente a resposta transitória, o quão rápido o sistema reage ao erro. Então as simulações realizadas para K_i iguais tem comportamentos oscilatórios similares e gastos energéticos iguais, entretanto na região de menor erro o tempo para atingir a temperatura de referência é levemente menor, pois o K_p é menor, por isto a simulação foi feita no ponto 2.

Uma vez definido os parâmetros do controlador é possível realizar as simulações do sistema térmico para diferentes condições de operação. Foram analisadas três simulações, a primeira considerando o trocador de calor em uma situação ideal (limpo), a segunda situação considerando o trocador de calor com uma incrustação inicial (incrustação 1) e a terceira situação com uma incrustação mais severa (incrustação 2).

Os resultados das simulações estão dispostos nas Fig. 6 a 8. Na Fig. 6 é apresentado os resultados da temperatura do sistema para o trocador de calor tanto na condição saudável e com falha, na Fig. 7 é apresentado a taxa de vapor na condição saudável como com danos e na Fig. 8 é apresentado o sinal de controle na condição saudável e com dano.

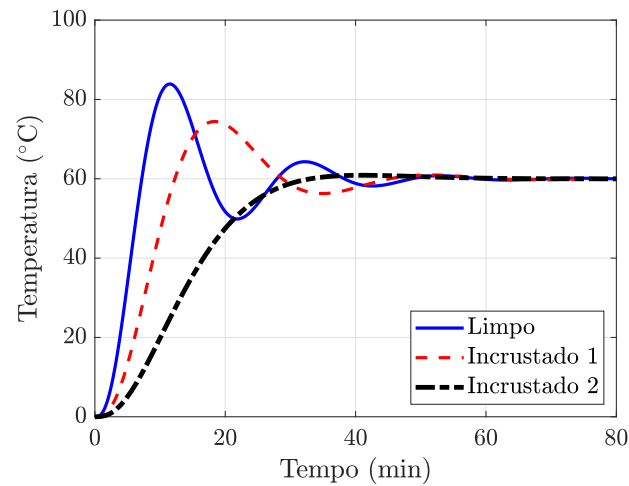


Figura 6. Temperatura quando o sistema apresenta falha no trocador

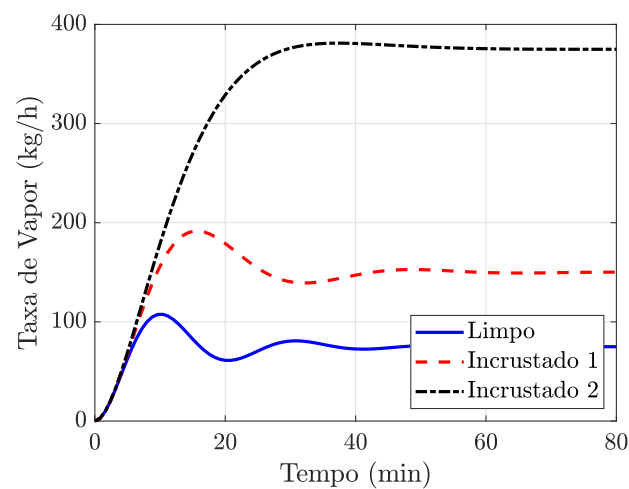


Figura 7. Taxa de vapor quando o sistema apresenta falha no trocador

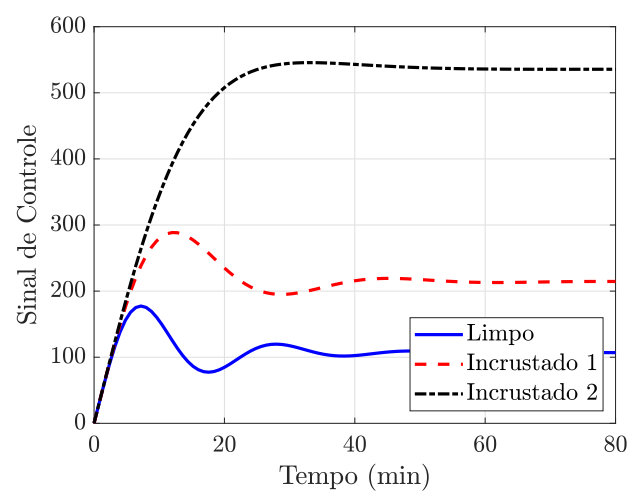


Figura 8. Sinal de controle quando o sistema apresenta falha no trocador

Analisando o comportamento da saída de temperatura do sistema saudável (limpo) em relação ao sinal da taxa de vapor, observa-se que a temperatura é uma consequência da taxa de vapor adicionada, ou seja, quando há o aumento da taxa de vapor no trocador de calor nota-se o aquecimento da temperatura da água e o mesmo vale para a situação inversa.

Analisando a Fig. 7 em relação a Fig. 6 é possível observar o funcionamento do controlador analisando a taxa de vapor (limpa) em relação a temperatura de saída da água. Nota-se que no tempo de 10 minutos há o pico máximo de vapor,

100kg/h, e em 20 minutos o menor vale, 80kg/h, e para a curva de temperatura (limpa) nota-se que o pico máximo é em 12 minutos, 85°C, e o vale máximo em 22 minutos, 50°C. Então percebe-se que o controlador aumenta e reduz a taxa de vapor enviada ao trocador de calor até que o mesmo estabilize a temperatura de saída da água.

Vale a observação que há um delay de 2 segundos entre os picos das curvas de temperatura e taxa de vapor (limpas), entre os vales também, isto advém da troca de calor entre os fluídos no trocador de calor que necessitam de um tempo para transmitir a energia em forma de calor de um para o outro.

Logo, quando há a maior taxa de vapor também há a maior temperatura, porém como na situação retratada, no tempo de 12 minutos, a mesma está acima da temperatura de referência, logo a emissão de vapor é reduzida e a temperatura acompanha o comportamento até chegar em uma estabilização da taxa de emissão de vapor com a temperatura de saída, como ocorre depois de aproximadamente 40 minutos.

Observando o gráfico da Fig. 6 no tempo tempo entorno de 40 minutos percebe-se que o tempo de acomodação são similares, o que não é imaginado devido aos danos adicionados no trocador de calor, entretanto pode-se aumentar o gasto energético para acomodar mais rapidamente a temperatura, ou seja, aumentando a taxa de vapor, e ao analisar a Fig. 7 percebe-se que as curvas com danos tem os maiores gastos de vapor.

Na Fig. 6 a linha de temperatura azul, na condição saudável do sistema, atinge rapidamente o valor de referência. Neste caso, o sistema levará algum tempo a estabilização, mas atingir a temperatura desejada foi rápida em comparação as outras, o que era de se esperar de um sistema limpo, pois o mesmo permite de forma mais rápida a troca de calor entre os fluídos e as paredes dos tubos do trocador de calor. Além disto, observando a Fig. 7 percebe-se que o sistema limpo há um menor gasto energético, e isto é justamente devido o sistema ser limpo, pois o gasto energético é direcionado diretamente para o fluído a ser aquecido, reduzindo perdas.

Observando o sinal incrustado 1, linha pontilhada vermelha, da Fig. 6 percebe-se um tempo de estabilização similar ao sistema limpo porém ele acaba demorando um pouco mais para atingir o valor de referência devido ao isolamento gerado pela incrustação a passagem de calor. Ao analisar a Fig. 7, nota-se a quantidade de vapor a mais utilizada para a estabilização da temperatura de saída do trocador, devido a redução na eficiência de trocar calor, logo, a conversão da energia do vapor quente para o líquido frio reduziu. Neste caso, deve-se haver um alerta pois provavelmente será necessária a manutenção do equipamento devido a redução no rendimento.

No sinal incrustado 2, linha pontilhada preta, da Fig. 6, é notada uma demora de 30 minutos para atingir a temperatura de referência, sendo um tempo superior aos outros. Além disto, é notado um alto amortecimento, este amortecimento acaba dissipando uma maior energia justamente para evitar as oscilações, diferentemente do que ocorre nos outros sinais. Para um maior agravamento na saúde do equipamento, a incrustação provoca uma redução na capacidade de trocar calor, necessitando de mais vapor, até mais que o danificado 1.

Comparando os sinais da taxa de vapor da Fig. 7, nota-se que o sinal do sistema do sistema com o dano mais severo (incrustado 2) é bem maior que os outros. Isto é devido ao isolamento gerado pela camada incrustada nas paredes dos tubos, levando a redução na capacidade de realizar a troca de calor, funcionando como um isolante, portanto o mesmo tem uma área significativamente maior que os demais, ou seja, maior consumo de vapor. Logo, é de extrema urgência a manutenção dos equipamentos que se encontrarem em situações similares a esta, pois o rendimento do sistema esta extremamente baixo devido ao alto gasto de energia.

4. Agradecimentos

Os autores agradecem o apoio do CNPq, da Unesp e do INCT.

5. REFERÊNCIAS

- Ali, M., Ul-Hamid, A., Alhems, L.M. and Saeed, A., 2020. "Review of common failures in heat exchangers – part i: Mechanical and elevated temperature failures". *Engineering Failure Analysis*, Vol. 109, p. 104396. ISSN 1350-6307. doi:<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2020.104396>. URL <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1350630718313852>.
- Franklin, G.F., Powell, J.D. and Emami-Naeini, A., 2013. *Controle de Sistemas Dinâmicos*. Bookman Editora, Porto Alegre, 7th edition. Tradução da 7ª edição norte-americana.
- Schenkel, K.A., 2015. "Monitoramento da efetividade térmica de trocadores de calor". URL <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/127731>. Acesso em: 21 fev. 2025.
- Szukiewicz, M.K. and Szalek, A., 2021. "Application of transfer function for quick estimation of gas flow parameters—A useful model-based approach to enhancing measurements". *Engineering Reports*, p. e12365. doi:<https://doi.org/10.1002/eng2.12365>. URL <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/abs/10.1002/eng2.12365>.