

# Avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor durante a condensação convectiva de R600a, R290 e R600a/R290 – EVR2021-0006

Tiago A. Moreira <sup>1,\*</sup>, Gherhardt Ribatski <sup>1</sup>

<sup>1</sup> Escola de Engenharia de São Carlos – Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica, *Heat Transfer Research Group*

São Carlos, São Paulo, Brasil, CEP: 13566-590

\* Autor para correspondência, tiago.moreira@usp.br

## Resumo

O presente estudo envolve a avaliação experimental do coeficiente de transferência de calor durante a condensação convectiva dos hidrocarbonetos R600a e R290, e uma mistura composta de ambos os fluidos (R600a/R290, 70/30%, fração molar) em um canal circular horizontal de diâmetro igual a 9,43 mm. Os experimentos foram realizados para velocidades mássicas de 50 a 250 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, títulos de vapor entre 0 e 1, temperatura de saturação (ponto de orvalho para as misturas) de 35°C e fluxos de calor entre 5 e 60 kW m<sup>-2</sup>. O comportamento apresentado tanto pelos fluidos puros quanto pela mistura é característico da condensação dominada por efeitos convectivos, ou seja, aumento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do título de vapor e velocidade mássica. De uma forma geral, valores similares para o coeficiente de transferência de calor foram obtidos entre os fluidos puros. A mistura apresentou coeficientes de transferência de calor inferiores aos obtidos para os fluidos puros para velocidades mássicas inferiores a 100 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>. O efeito da transferência de massa no coeficiente de transferência de calor para a mistura foi verificado desprezível para velocidades mássicas superiores, com os resultados obtidos para a mistura similares aos obtidos para os fluidos puros.

**Palavras-chave:** condensação convectiva, coeficiente de transferência de calor, hidrocarbonetos, misturas

## Introdução

A indústria de refrigeração passou por uma série de mudanças ao longo das últimas décadas. Isto devido ao aumento da preocupação com o impacto ambiental dos refrigerantes comumente usados. Acordos internacionais, como os protocolos de Kyoto e Montreal, e o adendo de Kigali ao protocolo de Montreal, definiram metas de redução do uso de refrigerantes que possuem elevado GWP (*Global Warming Potential*) e ODP (*Ozone Depletion Potential*), como HFCs e HCFCs, sendo substituídos por fluidos ambientalmente corretos, nos quais se incluem os hidrocarbonetos e HFOs.

Moreira et al. (2021) indicaram que o R290 e o R1270 são substitutos diretos ao R22 em aplicações de baixa temperatura. Em aplicações de refrigeração comercial e residencial, e condicionamento de ar, o R600a se apresenta como substituto mais adequado ao R134a. Entretanto, em aplicações onde se trabalha com compressores não herméticos e em temperaturas abaixo de -12°C, como por exemplo grandes *freezers*, o risco de infiltração de ar, juntamente com umidade, no sistema aumenta devido ao fato de, nestas condições o R600a operar em pressões inferiores a atmosférica no evaporador. Vale ressaltar também que o uso do R290 ou R1270, ambos inflamáveis, como substitutos diretos ao R134a não é recomendado devido as altas pressões no condensador, o que aumenta o risco de vazamentos, e, consequentemente, acidentes. Ressalta-se também as altas temperaturas na saída do compressor verificadas utilizando estes fluidos, que podem danificar os selos de vedação.

Uma solução para este problema é o uso de misturas (Macdonald e Garimella, 2016), que permitem controlar a

pressão no evaporador sem afetar de forma significativa a temperatura na saída do compressor com relação ao R600a, reduzindo também a pressão no condensador. Entretanto, misturas, quando zeotrópicas, apresentam uma variação na temperatura ao longo do processo de mudança de fase. Isto acarreta uma possível redução no coeficiente de transferência de calor, aumentando as dimensões dos trocadores de calor e, consequentemente, a quantidade de fluido dentro do sistema, um parâmetro crítico em sua aplicabilidade considerando hidrocarbonetos devido a normas e regulamentações de segurança.

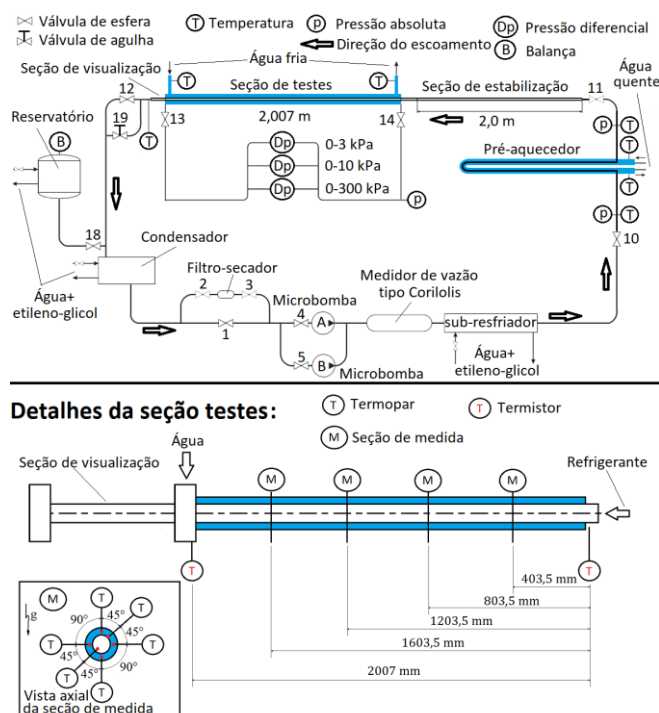
Neste contexto, o presente estudo envolve a avaliação do coeficiente de transferência de calor durante a condensação convectiva do R290, R600a e da mistura R600a/R290 (70/30%, fração molar). Vale ressaltar que esta concentração foi selecionada por apresentar temperatura de ponto de bolha a pressão atmosférica similar ao R134a, apresentando também temperatura na saída do compressor 35% menor quando comparada ao R290.

## Aparato experimental e regressão dos dados

A Fig. 1 ilustra esquematicamente o aparato experimental utilizado neste estudo para avaliação do coeficiente de transferência de calor durante a condensação convectiva. Detalhes do aparato, juntamente com o procedimento experimental são encontrados em Moreira e Ribatski (2019).

A seção de testes utilizada no presente estudo consiste de um trocador de calor do tipo tubo-em-tubo, no qual o refrigerante escoava no duto interno (9,43 mm de diâmetro interno) e água gelada em contra-corrente na região anular. A disposição dos termopares, juntamente com o

distanciamento entre cada seção de medida é ilustrado na Fig. 1.



**Figura 1:** Diagrama esquemático do aparato experimental e seção de testes.

A condição termodinâmica (entalpia) do fluido de trabalho na entrada da seção de testes é determinada a partir de um balanço de energia no pré-aquecedor, e considerando a pressão absoluta do refrigerante medida na entrada da seção de testes. As perdas de calor ao longo do pré-aquecedor também são consideradas. Com isto, o título de vapor,  $x$ , na entrada da seção de testes é determinado a partir da seguinte equação:

$$x = \frac{i - i_l}{i_{lv}} \quad (1)$$

onde,  $i$  é a entalpia local do fluido, determinada conforme indicado acima,  $i_l$  a entalpia de líquido saturado e  $i_{lv}$  a entalpia de vaporização, ambas avaliadas a pressão local do escoamento na entrada da seção de testes. O título de vapor em cada seção de medida é estimado a partir da Eq. (1), onde  $i$  é obtida a partir de balanços de energia entre cada seção de medida, considerando também as perdas de calor para o ambiente, e  $i_l$  e  $i_{lv}$  a partir da temperatura do fluido de trabalho medida em cada seção para os fluidos puros. Para as misturas,  $i_l$  e  $i_{lv}$  foram avaliadas a partir da pressão local do escoamento, estimada considerando um gradiente de pressão constante ao longo da seção de testes, de forma que a pressão local do escoamento possa ser estimada a partir de uma ponderação baseada no comprimento da seção de testes.

O coeficiente de transferência de calor, CTC, foi calculado a partir da lei de resfriamento de Newton considerando efeitos de condução radial no tubo, e avaliando o fluxo de calor local a partir de balanços de energia no lado da água ao longo do comprimento da seção de testes, conforme procedimento indicado por Del Col et al. (2011).

Vale ressaltar que efeitos de perdas de calor para o ambiente foram consideradas no cálculo do coeficiente de transferência de calor.

A análise dos dados foi realizada em MATLAB (2015) e a as propriedades dos fluidos obtidas do CoolProp (2014).

Possíveis efeitos do acúmulo de fluido no condensador na concentração da mistura de fato escoando na seção de testes foram considerados. Com isto, a carga de cada um dos fluidos no aparato foi feita de forma a manter na seção de testes a concentração desejada.

Os termopares e transdutores de pressão foram calibrados de acordo com procedimento indicado por Kanizawa (2011), e suas incertezas avaliadas conforme Abernethy e Thompson (1973). As incertezas das demais medições foram consideradas de acordo com valores indicados pelos fabricantes. O método de perturbação sequencial de Taylor e Kuyatt (1994) foi utilizado para a estimativa da incerteza de parâmetros calculados. A Tab. 1 apresenta os valores de incerteza referentes ao presente estudo.

**Tabela 1:** Incertezas experimentais.

Parâmetro	Incerteza
$T$ (termopares)	0,05°C
$T$ (termistores)	0,01°C
diâmetro	0,1 mm
$x$	0,06
Comprimento	0,5 mm
$p$	0,231 kPa
$\Delta p$	0,075%FS
Vazão mássica	0,1%
CTC*	6%

\*valor médio; FS – Fundo de escala

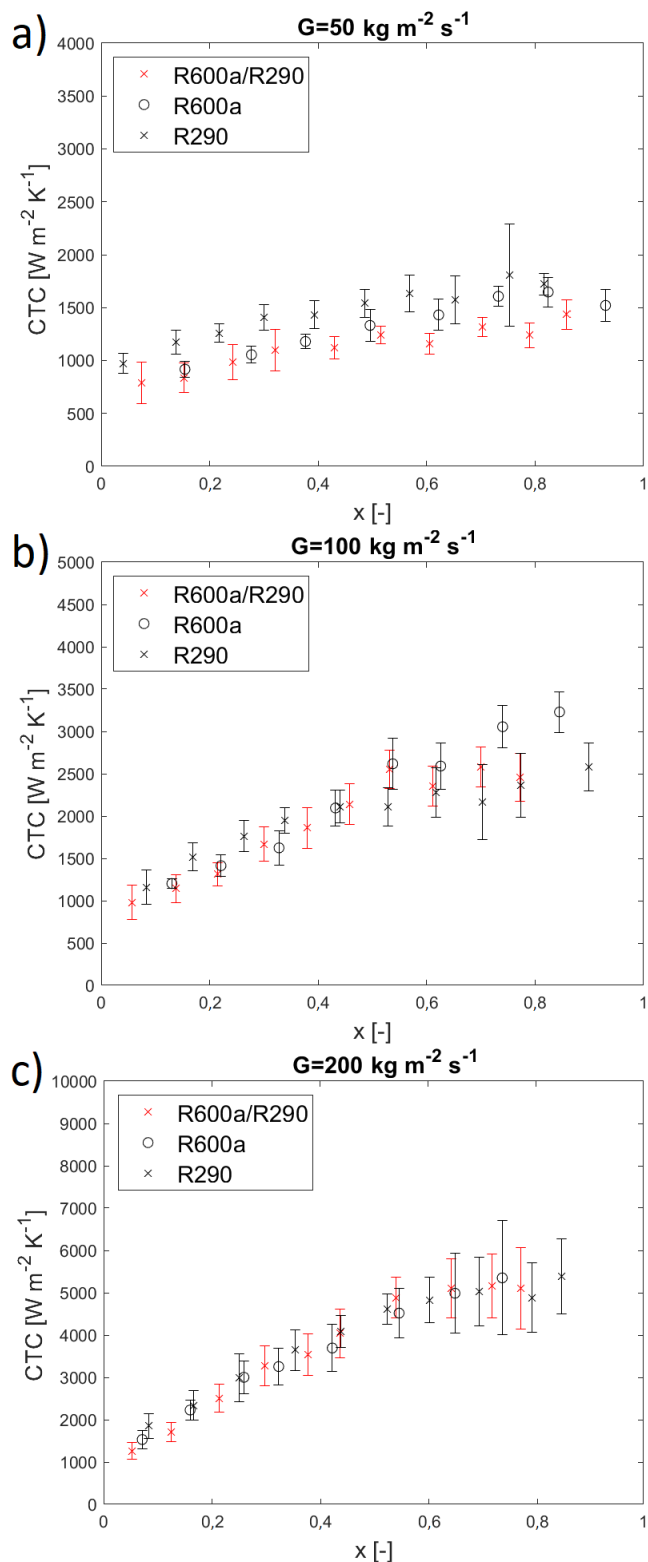
Experimentos envolvendo escoamentos monofásicos foram realizados, e os resultados comparados com o método de previsão de Gnielinski (1976) de forma a validar o aparato experimental e o procedimento de regressão dos dados. Como resultado, a diferença entre o coeficiente de transferência de calor experimental e previsto foi, em todos os casos, menor que a incerteza das medidas, validando o aparato. Nos escoamentos envolvendo a condensação, uma mesma condição experimental foi repetida para cada fluido ao final de toda a campanha experimental, de forma a verificar a repetibilidade dos resultados e, no caso da mistura, sua estabilidade. Como resultado, foram encontradas diferenças sempre inferiores a incerteza dos resultados.

## Resultados

Experimentos foram realizados velocidades mássicas,  $G$ , variando entre 50 e 250 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>, títulos de vapor entre 0 e 1, temperatura de saturação (ponto de orvalho para as misturas) de 35°C e fluxos de calor entre 5 e 60 kW m<sup>-2</sup>. O efeito do fluxo de calor foi verificado como desprezível, com isso, não é apresentado na Fig. 2, onde são apresentados os resultados para velocidades mássicas variando entre 50 e 200 kg m<sup>-2</sup> s<sup>-1</sup>.

Na Fig. 2 verifica-se que o coeficiente de transferência de calor aumenta com o incremento de  $x$  e  $G$  tanto para as misturas quanto para os fluidos puros. O coeficiente de

transferência de calor apresenta um gradiente positivo com o aumento de  $x$  inclusive para  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Tal comportamento indica que a transferência de calor é dominada por efeitos convectivos para todas as condições experimentais avaliadas neste estudo.



**Figura 2:** Comportamento do coeficiente de transferência de calor com o aumento do título de vapor para (a)  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , (b)  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  e (c)  $G=200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

Considerando apenas os fluidos puros, nota-se, apesar da similaridade nos resultados, uma diferença no comportamento com o aumento do título de vapor para  $G \leq 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Nestas condições, é observado nas Figs. 2a e 2b que um gradiente de maior intensidade no aumento do CTC com o título de vapor é verificado para o R600a. Para  $x < 0,4$ , coeficientes de transferência de calor menores são observados para o R600a em comparação com o R290. Entretanto, com o aumento do título de vapor, o coeficiente de transferência de calor para o R600a atinge o mesmo patamar que o R290, inclusive apresentando valores superiores para  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Coeficientes de transferência de calor similares são obtidos independentemente do título de vapor para  $G \geq 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , conforme ilustrado na Fig. 2c.

O comportamento do coeficiente de transferência de calor indicado acima está relacionado com a maior densidade do líquido,  $\rho_l$ , e razão de densidades entre o líquido e vapor,  $\rho_l/\rho_v$ , para o R600a comparado ao R290. Esta diferença resulta em velocidades do escoamento menores em títulos de vapor reduzidos, e maiores valores para a fração de vazio para o R600a comparado ao R290. Os menores coeficientes de transferência de calor observados para o R600a e  $G \leq 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  em títulos de vapor reduzidos estão relacionados a menor velocidade do escoamento em comparação ao R290 devido à sua maior  $\rho_l$ . Vale ressaltar que nestas condições o efeito da maior fração de vazio no coeficiente de transferência de calor é desprezível. Isto porque, nestas condições, o líquido escoar majoritariamente na forma de condensado localizado na região inferior do canal, de forma que variações na fração de vazio não afetam a espessura do filme líquido localizado na região superior do canal e, consequentemente, causam um impacto desprezível na resistência térmica associada a condução através do filme líquido. Com o aumento do título de vapor, a camada de condensado é reduzida, e o impacto da maior fração de vazio para o R600a passa a ser significativo na espessura do filme líquido ao redor do perímetro do tubo, reduzindo sua magnitude e, consequentemente, causando o incremento relativo do coeficiente de transferência de calor para o R600a comparado ao R290. No caso de  $G \geq 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , o efeito da diferença nas propriedades dos fluidos é mitigado devido à elevada dominância dos efeitos convectivos na transferência de calor. Vale ressaltar também, que conforme  $G$  aumenta, a diferença entre a fração de vazio para o R600a e o R290 se reduz.

Na Fig. 2, nota-se para  $G \geq 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  coeficientes de transferência de calor similares entre os fluidos puros e a mistura. Isto indica que possíveis efeitos da resistência térmica associada a transferência de massa devido à presença de gradientes de concentração próximos a interface líquido/vapor,  $R_{massa}$ , são mitigados pela elevada velocidade do escoamento. Nestas condições, os efeitos de turbulência promovem a mistura dos componentes na região próxima a interface, reduzindo o efeito da  $R_{massa}$ . Nas Figs. 2a e 2b, nota-se um comportamento diferente para a mistura com  $G \leq 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . Nestas condições e  $x < 0,5$ , o coeficiente de transferência de calor para a mistura apresenta valores próximos ao do R600a, e, consequentemente, inferiores ao do R290. Conforme o título de vapor aumenta para valores superiores a 0,5, para  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , condições nas quais CTC similares são observados para o R600a e R290, uma

redução no coeficiente de transferência de calor ocorre para a mistura em relação aos fluidos puros. No caso de  $G=100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , o coeficiente de transferência de calor da mistura se aproxima dos valores do R290, apresentando coeficientes de transferência de calor menores em comparação ao R600a.

O comportamento indicado acima para  $G \leq 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  indica que o efeito de  $R_{\text{massa}}$  é significativo nestas condições, ou seja, os efeitos de turbulência no escoamento não são capazes de mitigar o efeito de  $R_{\text{massa}}$  como verificado para maiores velocidades mássicas. Isto é visto com o coeficiente de transferência de calor apresentando sempre valores inferiores para a mistura em relação a pelo menos um dos fluidos.

## Conclusões

A partir dos resultados obtidos no presente estudo, as seguintes conclusões são obtidas:

- Embora valores similares para o coeficiente de transferência de calor tenham sido verificados entre os fluidos puros, para  $G \leq 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  gradientes mais intensos no aumento do CTC com o título de vapor foram verificados para o R600a.
- O coeficiente de transferência de calor apresenta tanto para os fluidos puros como para a mistura um comportamento característico de condensação com transferência de calor dominada de efeitos convectivos. Tal comportamento foi verificado inclusive para  $G=50 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .
- O efeito de  $R_{\text{massa}}$  foi verificado apenas para  $G \leq 100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ , condição na qual uma redução no coeficiente de transferência de calor foi verificada para a mistura em relação aos fluidos puros. o efeito de  $R_{\text{massa}}$  é mitigado devido à alta velocidade do escoamento para  $G \geq 200 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ .

## Agradecimentos

Os autores agradecem ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico) pela bolsa de produtividade, processo 305673/2017-3, a FAPESP pelas bolsas concedidas, processos 2016/16849-3 e 2018-06057-8, e pelo projeto temático, processo 2019/08577-1. Os autores também agradecem a CAPES (Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior) por financiar em parte este estudo – Código de financiamento 001.

## Referências

- Abernethy, R. B., Thompson, J. W. (1973). Handbook of uncertainty in gas turbine measurements. National Technical Information Service.
- Bell, H. I., Wronski, J., Quoilin, S., Lemort, V. (2014). Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. Industrial & Engineering Chemistry Research, 53, 2498-2508.
- Del Col, D., Bortolin, S., Cavallini, A., Matkovic, M. (2011). Effect of cross sectional shape during condensation in a single square minichannel. International Journal of Heat and Mass Transfer, 54, 3909–3920.

- Gnielinski, V. (1976). ew equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. International Journal of Chemical Engineering, 16, 359-368
- Kanizawa, F. T. (2011). Estudo teórico e experimental sobre padrões de escoamento e perda de pressão durante escoamentos monofásicos e bifásicos no interior de tubos com fitas retorcidas. Dissertação de Mestrado, Universidade de São Paulo.
- Macdonald, M., Garimella, S. (2016). Hydrocarbon mixture condensation inside horizontal smooth tubes. International Journal of Heat and Mass Transfer, 100, 139-149.
- MATLAB 2015a (2015). The Mathworks. Inc., Natick-MA, USA.
- Moreira, T. A., Furlan, G. H., Oliveira, G. H. S., Ribatski, G. (2021). Flow boiling and convective condensation of hydrocarbons: A state-of-the-art literature review. Applied Thermal Engineering, 182, 116129.
- Moreira, T. A., Ribatski, G. (2019). An investigation on diabatic flow pattern characteristics during convective condensation inside horizontal tubes. Proceedings of the 4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC), Las Vegas – NV, USA.
- Taylor, B. N., Kuyatt, C. E. (1994). Guidelines for evaluating and expressing the uncertainty of NIST measurement results. Technical note 27

## Aviso de responsabilidade

Os autores são os únicos responsáveis pelo material incluído neste documento.