

## Referências Bibliográficas

Akers, W.W., Deans, H.A., **Condensation heat transfer within horizontal tubes**, Chemical Engineering Progress Symposium Series 55, pp. 171–176, 1959.

ASHRAE, **ASHRAE Handbook of Refrigeration**, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Inc., **Two-phase flow**, chapter 4, Heat transfer and fluid flow, 2005.

Ayub Z.H., **Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators**, Heat Transfer Engineering **24**, pp. 3–16, 2003.

Bansal, P. K., Chin T., **Design and modelling of wire-and-tube condensers**, **International Journal of Refrigeration** ,26 (5), pp 601 – 613, 2003.

Bensafi, A., Borg, S. And Parent, D., **CYRANO: A Computational Model for the Detailed Design of Plate-Fin-and-Tube Heat Exchangers Using Pure and Mixed Refrigerants**. International Journal of Refrigeration, v.20, n.3, pp.218-228, 1997.

Braun, J.E., Air-cooled condenser and direct-expansion evaporator modeling, USNC/IIR Short Course on “**Simulation Tools Vapor Compression Systems an Component Analysis**”, International Refrigeration Conference at Purdue University, West Lafayette, EUA, 2004.

Brotherton F., **Evaporation in plate type heat exchangers**, Heat Recovery Systems & CHP **14**, pp. 555–561, 1994.

Clausen N.E., **Development of a plate evaporator/condenser for the mechanical vapor compression process**, Proceedings of the 12th International Symposium on Desalination and Water Re-Use, pp. 399–406, Malta, 1991.

Cooper, R.G., **The strategy–performance link in product innovation**. R&D Management 84 pp. 247–259, April 1984.

Corberán, J.M. et al , **Modeling of Automotive A/C Evaporators**, SAE 2002 World Congress Detroit, Michigan, March 4-7 , 2002.

Corberan and J. Gonzalez, **Two-phase heat transfer analysis of evaporators**, Experimental Thermal and Fluid Science 26 (2–4), pp. 259–267, 2002.

Chang and C.C. Wang, **A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry**, Int. J. Heat Mass Transfer **40**, pp. 533–544, 1997.

Dittus, P.W., Boelter, L.M.K., **Heat Transfer in Automobile Radiators of the tubular type**. Univ. Calif. Pub. Eng., pp. 443-461, 1930.

Domanski e Didion, **Computer Modeling of the Vapor Compression Cycle With Constant Flow Area Expansion Device**, NBS Building Science Serie 155, 1983.

Domanski, P.A., EVAP-COND, **Simulation Models for Finned Tube Heat Exchangers**, National Institute of Standards and Technology Building and Fire Research Laboratory Gaithersburg, MD, USA, 2003.

Ghodbane, M., **An Investigation of R-152a and Hydrocarbon Refrigerants in Mobile Air Conditioning**, Society of Automotive Engineers (ed.), Paper No. 1999-01-0874, 1999.

G.H. Lee and J.Y. Yoo, **Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system**, International Journal of Refrigeration 23, pp. 243–254, 2000.

Gursaran D. Mathur, **Simulation of Thermal and Hydrodynamic Performance of Laminated Evaporator**, SAE 2000 World Congress, March 2000.

Han, D., Lee, K., Kim, Y., **Experiments on the characteristics of evaporation of R410A in brazed plate heat exchangers with different geometric**

**configurations**, Applied Thermal Engineering, Volume 23, Issue 10, Pages 1209-1225, 2003.

Hsieh, Y.Y. and Lin T.F., **Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410a flow in a vertical plate heat exchanger**, Journal of Heat Transfer (Transactions of the ASME) 125, pp. 852–857, 2003.

Honeywell Inc., **Comparative Performance of R1234yf with R134a in Mobile AC Systems**. Internal communication. Buffalo Research Laboratory – Refrigerants Applications Laboratory, 2007.

Jiang, H., **Development of a simulation and optimization tool for heat exchanger design**, Master Thesis, University of Maryland at College Park, 2003.

Jonsson, **Plate heat exchangers as vaporizers and condensers for refrigerants using liquid on the secondary side**, Technical Paper-AIRAH Tech'85 Conference, Melbourne, 1985.

Kays, W.M., London, A.L., **Compact Heat Exchangers**, McGraw-Hill, New York, 1984.

Kim M.H., Bullard C.W., **Development of a microchannel evaporator model for a CO<sub>2</sub> air-conditioning system**, Energy 26, pp. 931–948, 2001.

Lee, G. H., Yoo, J. Y., **Performance analysis and simulation of automobile air conditioning system**. International Journal of Refrigeration, South Korea, Vol. 23, pp. 243-254, April 1999.

Lee,K., Jong-Pil, W., **Thermal Design study of a High Performance Evaporator for the Automotive Air Conditioner**, SAE Technical Paper Series, paper 1999-01-1191, March 1999.

Liang, S.Y., Wong, T.N., Nathan, G.K., **Numerical and Experimental Studies of Refrigerant Circuitry of Evaporators Coils**, International Journal of Refrigeration, pp. 823-833, 2001.

Liu et al., **Experimental investigation of a CO2 automotive air conditioner**, Int. J. of Refrigeration, pp. 1293–1301, 2005.

Lorentzen, G., Pettersen J., **A new efficient and environmentally benign system for car air conditioning**, Int. J. of Refrigeration 16 , pp. 4–12, 1992.

McQuiston F.C., **Heating Ventilating and Air conditioning, Analysis and Desing**, 1977.

Ouazia B., **Evaporation heat transfer and pressure drop of HFC-134a inside a plate heat exchanger**, Proceedings of American Society of Mechanical Engineers, Process Industries Division (PID), vol. 6, pp. 115–123, 2001.

Rouhani and Axelsson, **Calculation of void volume fraction in the subcooled and quality boiling regions**. Int. J. Heat Mass Transfer 13, pp. 383–393, 1970.

Shen, J.L. Xu, **Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface**, Energy Conversion Management 47, 1311–1325, 2006.

Spatz, M. W. e Ninor, B., **HFO-1234yf Low GWP Refrigerant Update**, International Refrigeration and Air Conditioning Conference Proceedings. v. 2349, pp 1-8, Purdue, USA. July 2008.

Spatz, M. W. e Ninor, B., **HFO-1234yf A Low GWP Refrigerant For MAC**, SAE World Congress Proceedings. Detroit, Michigan, USA. April 14-17, 2008.

Spatz, M. W., **Update on a Low GWP Refrigerant: Fluid H**, Alternatives Refrigerant Systems Symposium, July 17-19, 2007.

Spatz, M. W., **Update on an Ultra-Low GWP Refrigerant For Mobile Air Conditioning Applications**, SAE 7th Alternative Refrigerant Systems Symposium. June 28th, 2006.

Spatz, M. W., **Ultra Low GWP Refrigerant For Mobile Air Conditioning Applications**, JSA Automotive Air-Conditioning Conference. Tokyo, Japan, March 13-15, 2006.

Talik A.C. et al., **Heat transfer and pressure drop characteristics of a plate heat exchanger using a propylene-glycol/water mixture as the working fluid**, Proceedings of the 30th National Heat Transfer Conference, ASME-Heat Transfer Division, vol. 314, no. 12, pp. 83–88, 1995.

Threlkeld J.L., **Thermal Environmental Engineering**, Segunda Edição, pp. 259 , 1970.

Yan, Y.Y., Lin, T.F., **Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a in a plate heat exchanger**, ASME Journal of Heat Transfer 121, pp. 118–127, 1999.

X.M. Wu , Ralph L. Webb, **Thermal and Hydraulic analysis of Brazed Aluminum Evaporator** , Applied Thermal Engineering, Volume 22, pp. 1369-1390, 2002.

# APÊNDICE A

## A.1

### Testes de sensibilidade

Como foi apresentado nos capítulos anteriores se desenvolveu um algoritmo no linguajem de programação FORTRAM para evaporadores tipo placa em sistemas de ar condicionado automotivo, o qual pode simular distintas condições de operação para novos fluidos (fluido H e 1234yf) e misturas. Como ponto adicional, realizou-se testes de sensibilidade, os quais nos permitiram determinara, como a variação de outros parâmetros afeta o desempenho do evaporador.

Para garantir condições semelhantes de operação, supôs-se o evaporador operando em um ciclo de compressão de vapor, com temperatura de condensação de 50 °C, sem sub-resfriamento no condensador, e temperatura de evaporação de 15 °C. A hipótese de não sub-resfriamento no condensador e a expansão isentálpica no dispositivo de expansão fornecem a entalpia específica de entrada para a simulação de cada refrigerante. Assim como a temperatura de evaporação fornece a pressão de entrada de refrigerante. Para a mistura não azeotrópica, R409A, obteve a pressão de operação a partir da entalpia de entrada e da temperatura (15°C). Condições de entrada do ar e vazões de refrigerante e de ar foram às mesmas para os quatro casos. A tabela A.1 apresenta as condições de operação na entrada do evaporador baixo às hipóteses estabelecidas anteriormente.

Tabela A.1 – Condições de iniciais de operação do evaporador.

Refrigerantes	$P_{ref,in}$ [kPa]	$h_{ref,in}$ (kPa)	$P_{ar,in}$ (kPa)	$T_{ar,in}$ (°C)	$T_{ar,orv}$ (°C)	$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	$\dot{m}_{ref}$ (k/s)
R134a	488,37	271,62	100,7	44,81	21,7	0,1289	0,03583
H	505,96	255,84	100,7	44,81	21,7	0,1289	0,03583
1234yf	503,47	267,53	100,7	44,81	21,7	0,1289	0,03583
R409A	579,71	261,66	100,7	44,81	21,7	0,1289	0,03583

Com os dados entrada obtidos, procedeu-se a fazer uma variação da vazão mássica do refrigerante em  $\pm 50\%$ , para cada fluido refrigerante. A tabela A.2 apresenta os resultados para o refrigerante R134a.

Tabela A.2 – Variação da vazão mássica do refrigerante R134a  $\pm 50\%$ .

R134a	$\dot{m}_{ref}$ [kg/s]	$P_{ref,in}$ [kPa]	$P_{ref,out}$ [kPa]	$T_{ref,out}$ [°C]	$\Delta P_{ref}$ [kPa]	$\dot{Q}_{ref}$ [kW]	$P_{ar,in}$ [kPa]	$P_{ar,out}$ [kPa]	$\Delta P_{ar}$ [kPa]	$T_{ar,out}$ [°C]	$\dot{Q}_{ar}$ [kW]
-50%	0,01792	488,37	468,766	39,179	19,604	2,84	100,7	100,595	0,105	28,901	2,86
0%	0,03583	488,37	444,294	12,088	44,076	4,75	100,7	100,574	0,126	20,928	4,81
50%	0,05375	488,37	434,826	11,434	53,544	5,04	100,7	100,571	0,129	20,053	5,1

Onde se procede a analisar as variáveis  $\Delta P_{ref}$ ,  $\dot{Q}_{ref}$ ,  $T_{ar,out}$  em função da variação da vazão mássica do refrigerante R134a e o novos fluidos (H e 1234yf) que são apresentados nas figuras A.1, A.2 e A.3

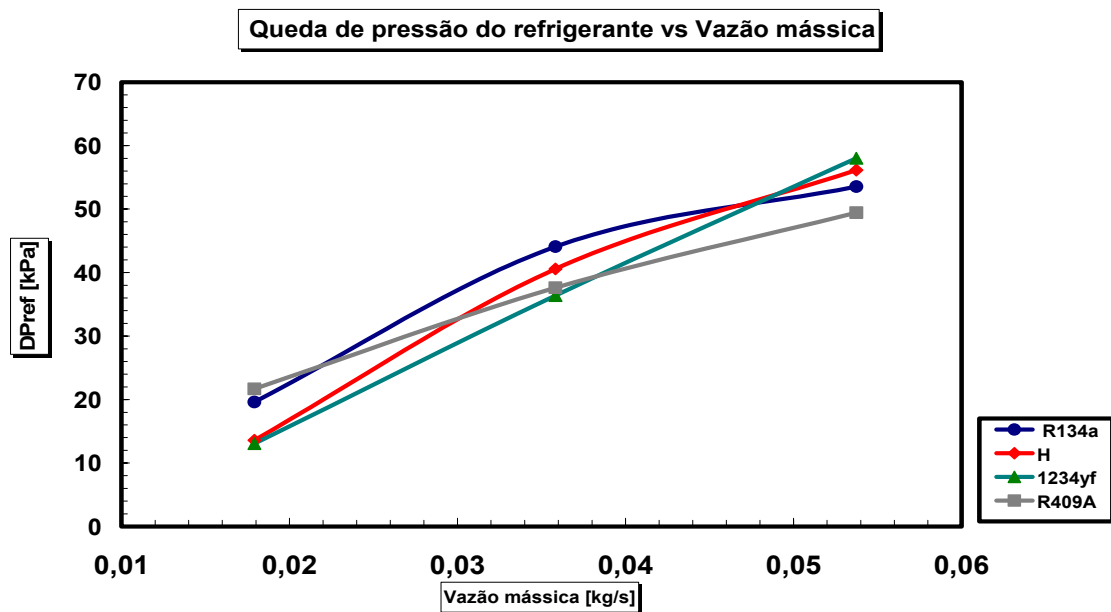


Figura A.1 – Queda de Pressão vs. vazão mássica dos refrigerantes.

Podem-se apreciar que os novos refrigerantes possuem uma queda de pressão menor que o R134a e a mistura R409A, mas com a variação da vazão mássica de  $+50\%$ , apresentam uma queda de pressão maior.

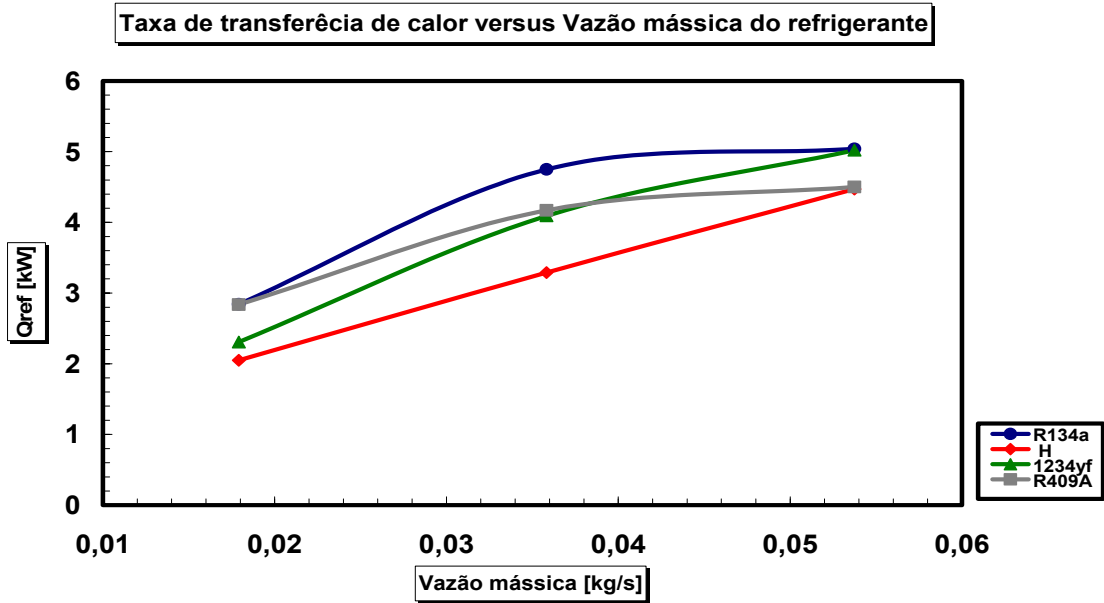


Figura A.2 – Taxa de transferência de calor vs. vazão mássica dos refrigerantes.

R134a e R409A não apresentam aumento significativo da capacidade térmica, com o aumento da vazão. Esta tendência ao limite não foi encontrada nos dois novos fluidos, H e 1234yf.

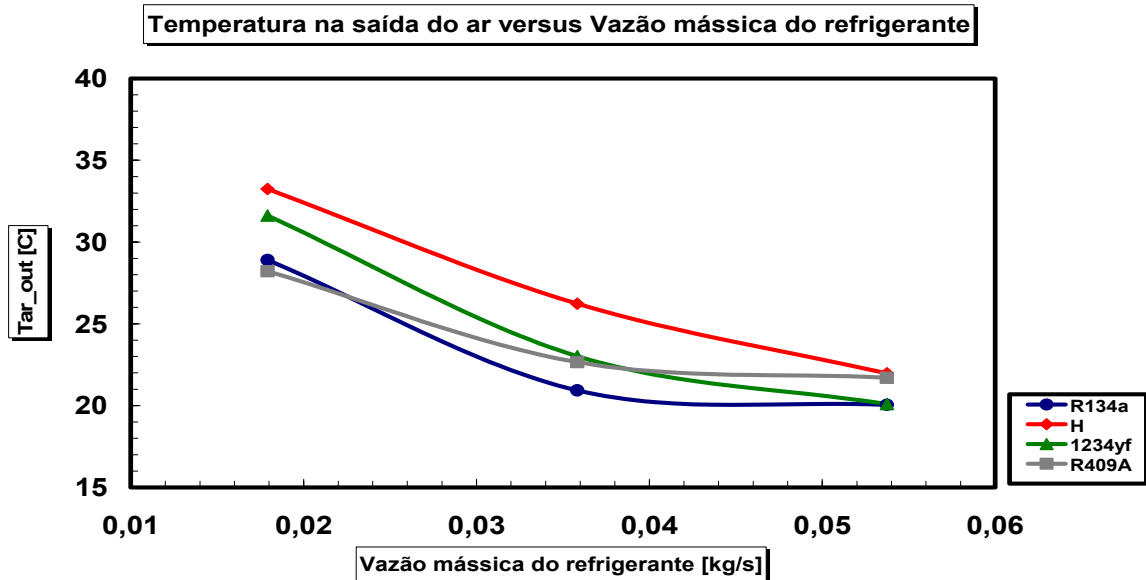


Figura A.3 – Temperatura de saída do ar vs. vazão mássica dos refrigerantes.



Um análise local do coeficiente de transferência de calor do lado do refrigerante  $\alpha_{ref}$  versus a variação da qualidade do refrigerante, revela transições abruptas entre tanques, onde a velocidade do refrigerante varia, em função do diferente número de placas em cada tanque, isto e mostrado na figura A.4.

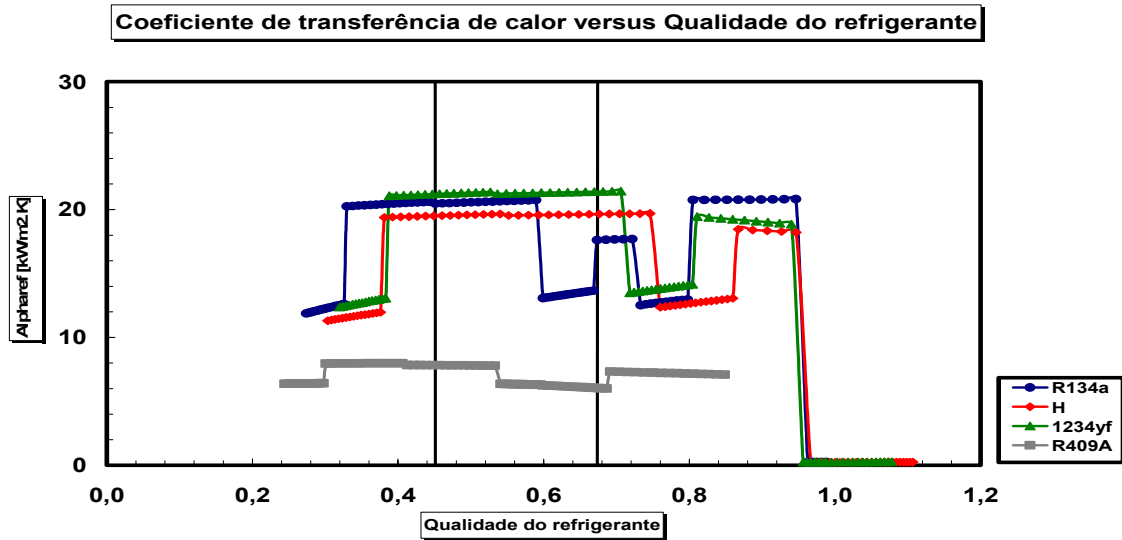


Figura A.4 – Coeficiente de transferência de calor vs. qualidade dos refrigerantes.

A continuação se pode observar a distribuição de temperatura do lado ar no evaporador tipo placas para o refrigerante R134a, onde se pode visualizar a queda da temperatura a medida que o refrigerante escoo pelas placas e troca calor com o ar.

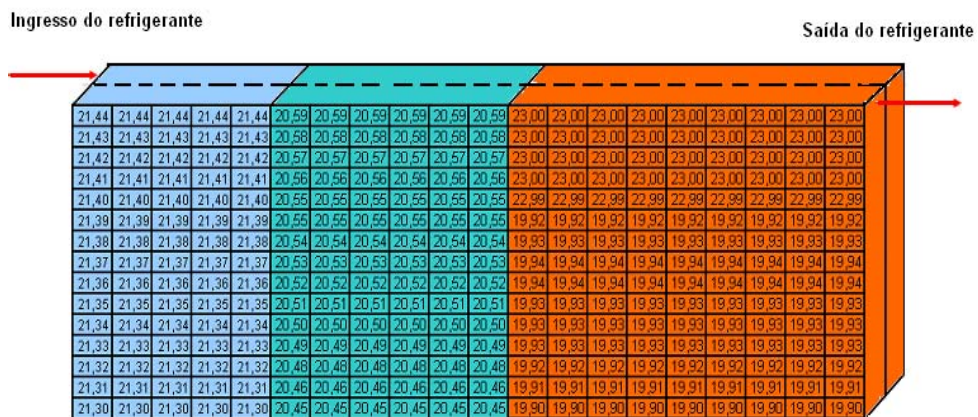


Figura A.5 – Distribuição da temperatura do ar para o refrigerante R134a.

Uma análise de circuitagem também foi feita variando o numero de placas por tanque onde se obtiveram os seguintes resultados:

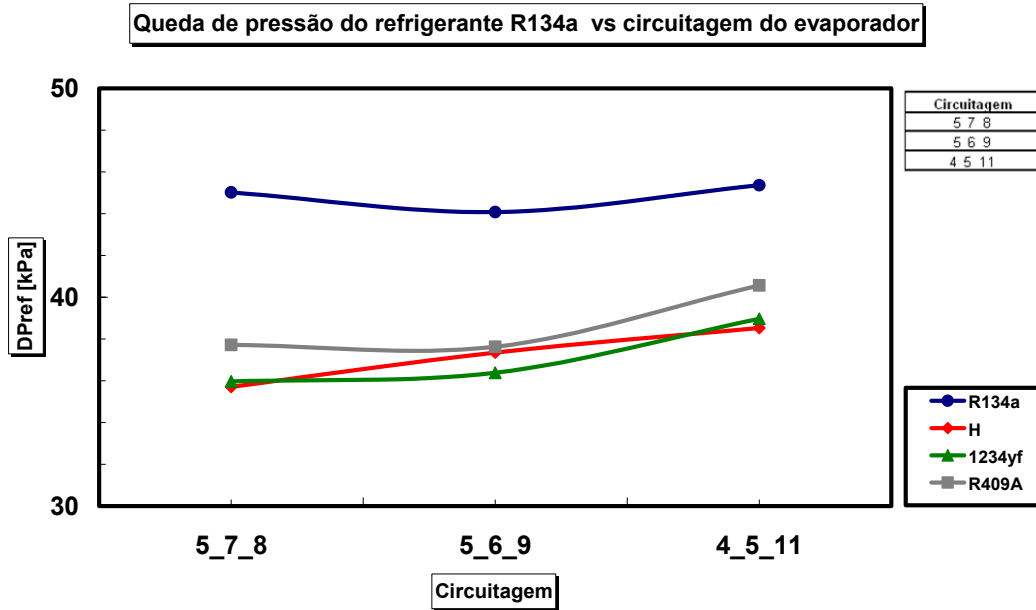


Figura A.6 – Variação da queda de pressão dos refrigerantes vs. circuitagem do evaporador.

Justifica-se o detalhamento do estudo, em virtude da existência de valores ótimos para a queda de pressão para os novos refrigerantes.

## APÊNDICE B

No capítulo 5 foi apresentado os resultados da simulação do evaporador tipo placas, onde os resultados foram expressados em gráficos de erro relativo da variável numérica versus a variável experimental. Agora se representaram as gráficas comparações entre os dados numéricos versus experimentais.

### B.1

#### Resultados da Simulação do Evaporador Número 1 com o Refrigerante R134a.

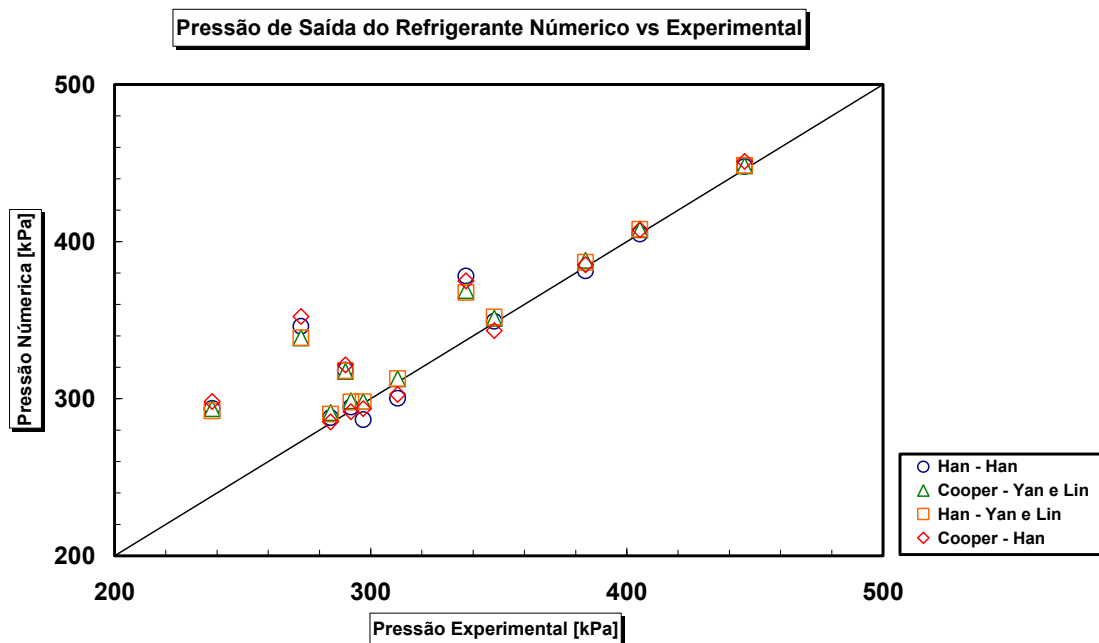


Figura B.1 – Comparação da pressão de saída numérica - experimental do refrigerante R134a, com o evaporador 1.

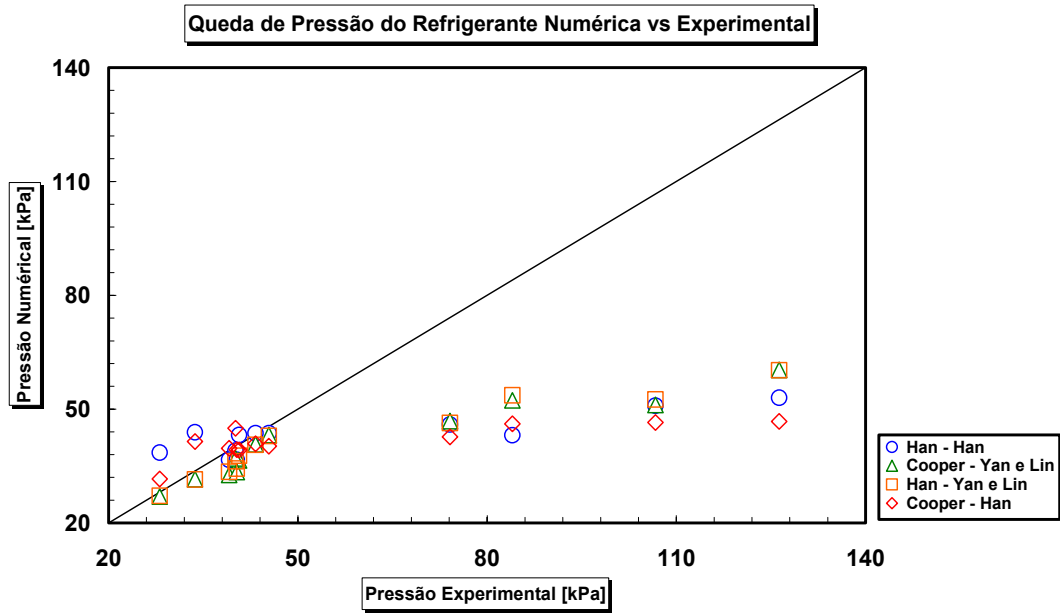


Figura B.2 – Comparação da queda de pressão numérica - experimental do refrigerante R134a, com o evaporador 1.

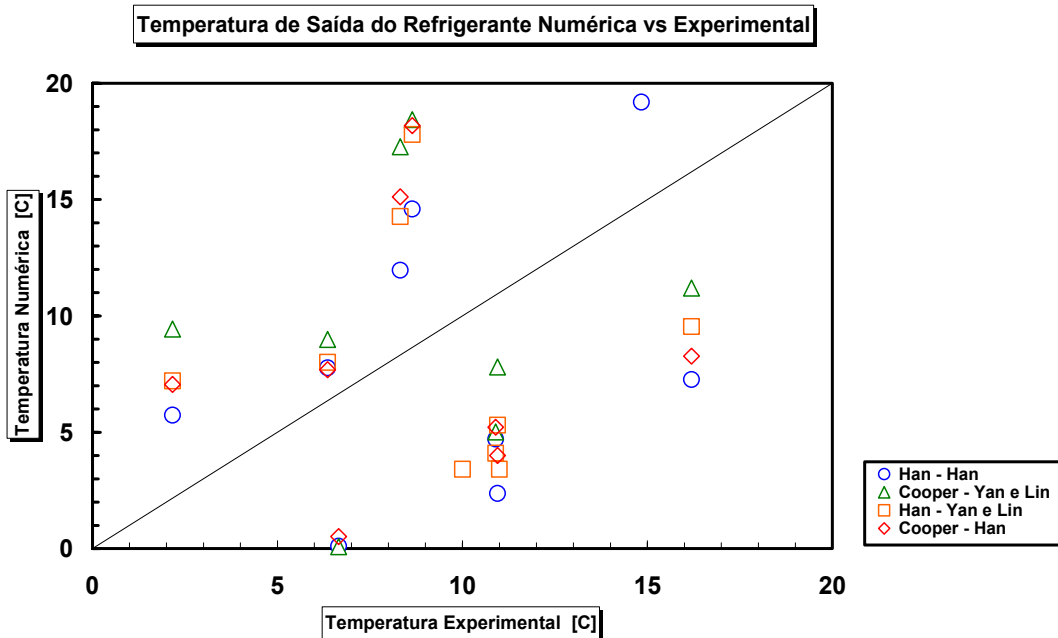


Figura B.3 – Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do refrigerante R134a, com o evaporador 1.

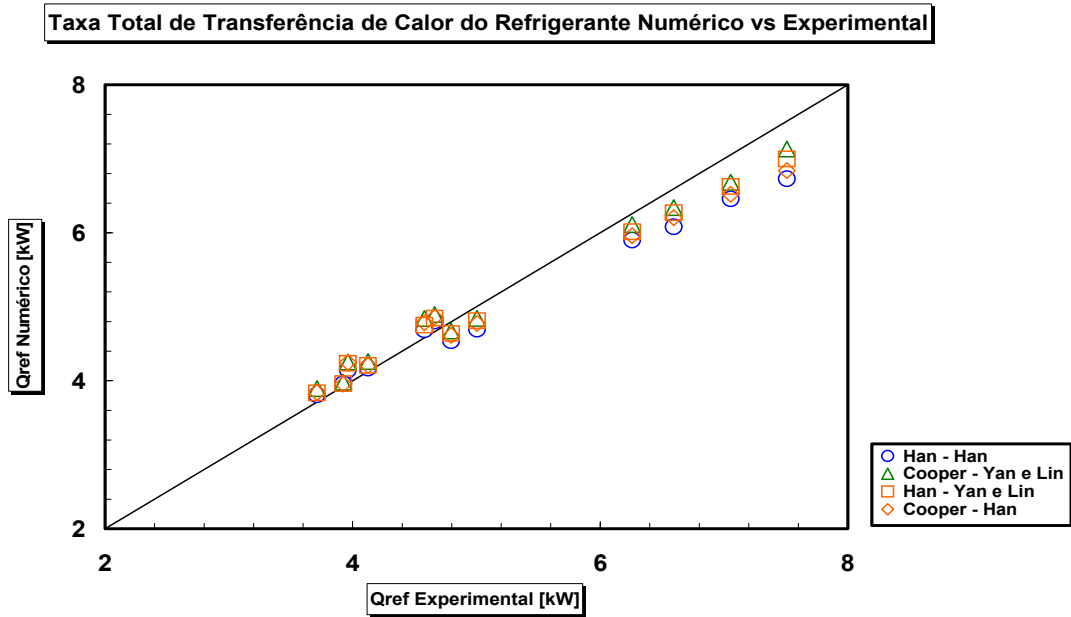


Figura B.4 – Comparação da taxa de transferência de calor numérica - experimental do refrigerante R134a, com o evaporador 1.

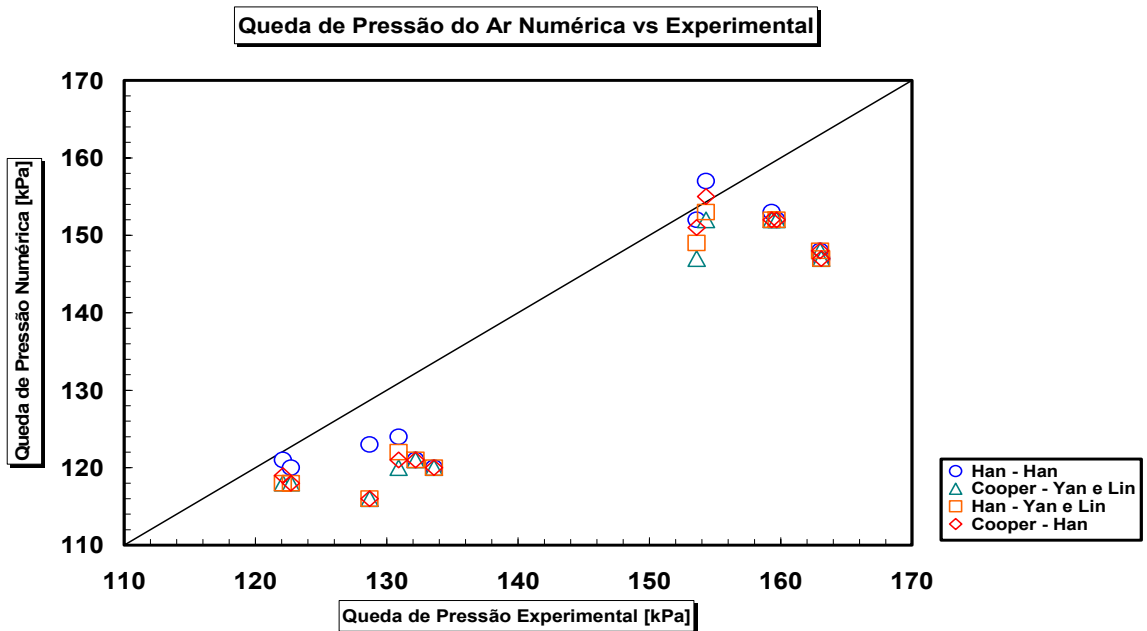


Figura B.5 – Comparação da queda de pressão numérica - experimental do ar, para o refrigerante R134a, com o evaporador 1.

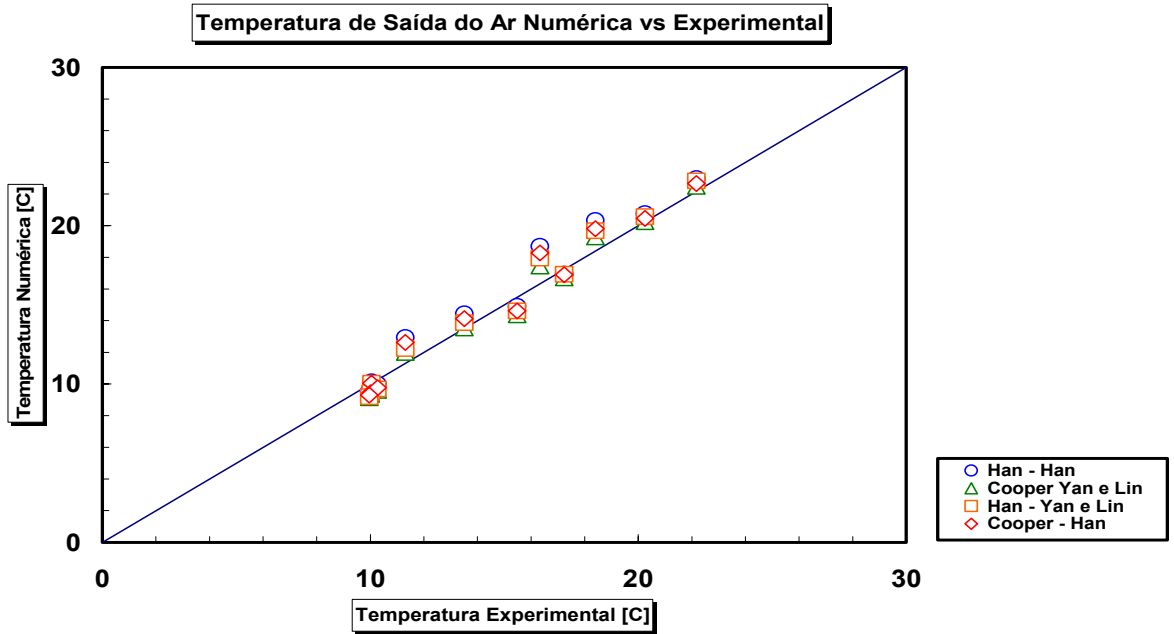


Figura B.6 – Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do ar, para o refrigerante R134a com o evaporador 1.

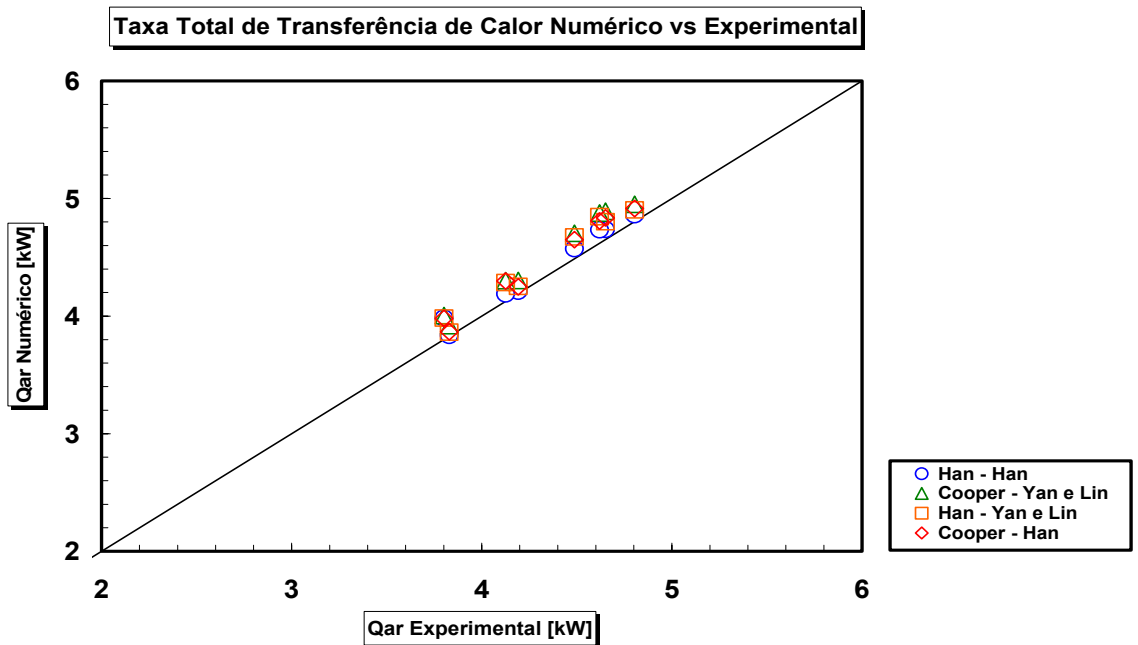


Figura B.7 – Comparação da taxa total de transferência de calor numérica - experimental do ar, para o evaporador 1 operando com R134a.

**B.2**  
**Resultados da Simulação do Evaporador Número 1 com o Fluido H.**

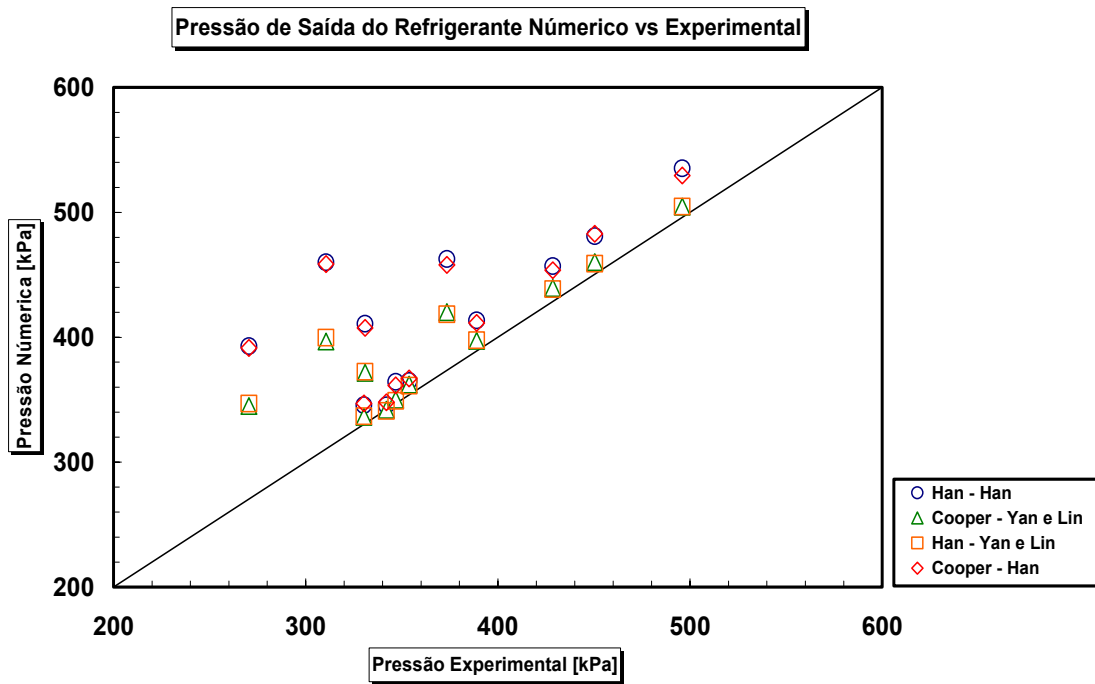


Figura B.8 – Comparação da pressão de saída numérica - experimental do refrigerante (Fluido H) comparado com o evaporador 1.

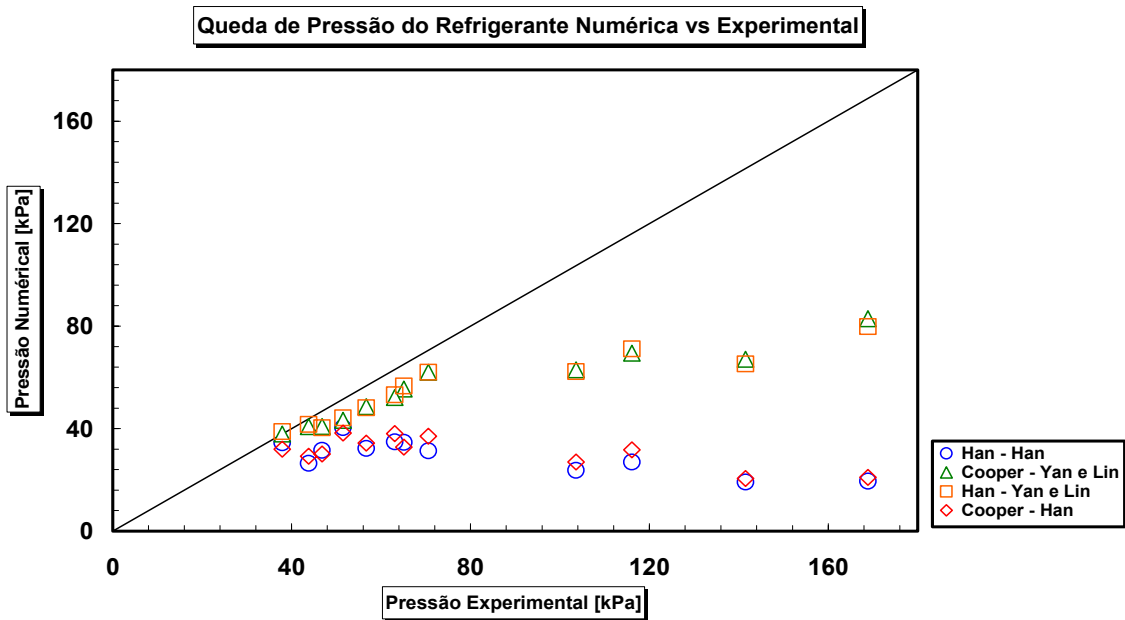


Figura B.9- Comparação da queda de pressão numérica - experimental do refrigerante (Fluido H), com o evaporador 1.

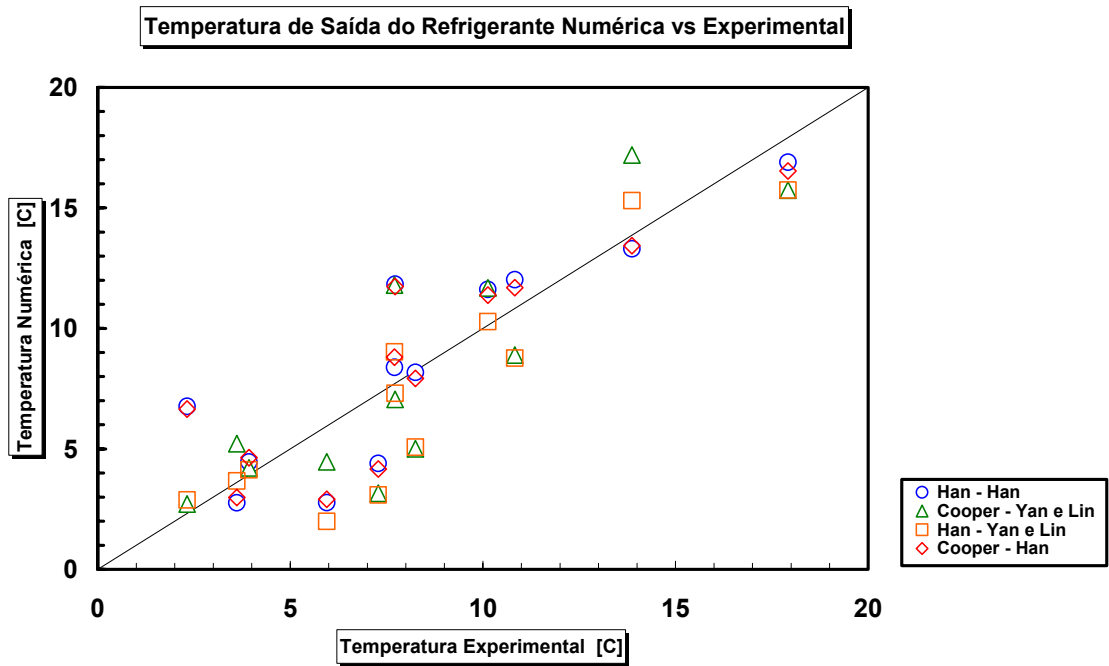


Figura B.10 – Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do refrigerante (Fluido H) com o evaporador 1.

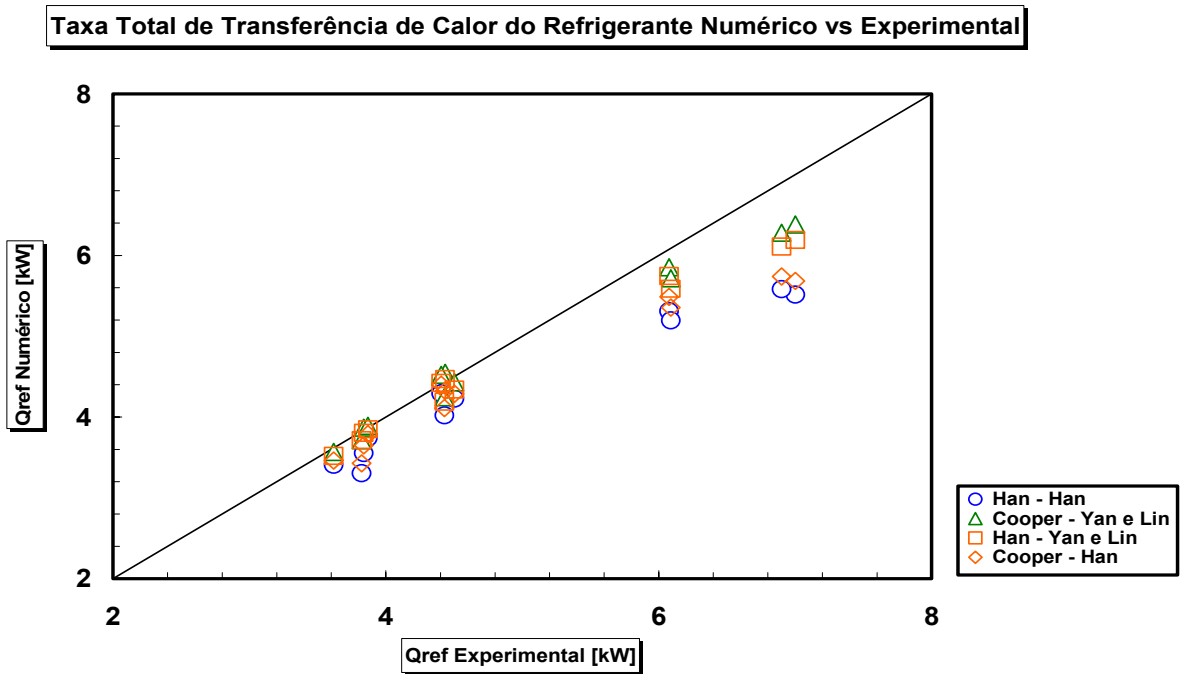


Figura B.11 – Comparação da taxa de transferência de calor numérica - experimental para o refrigerante (Fluido H) com o evaporador 1.



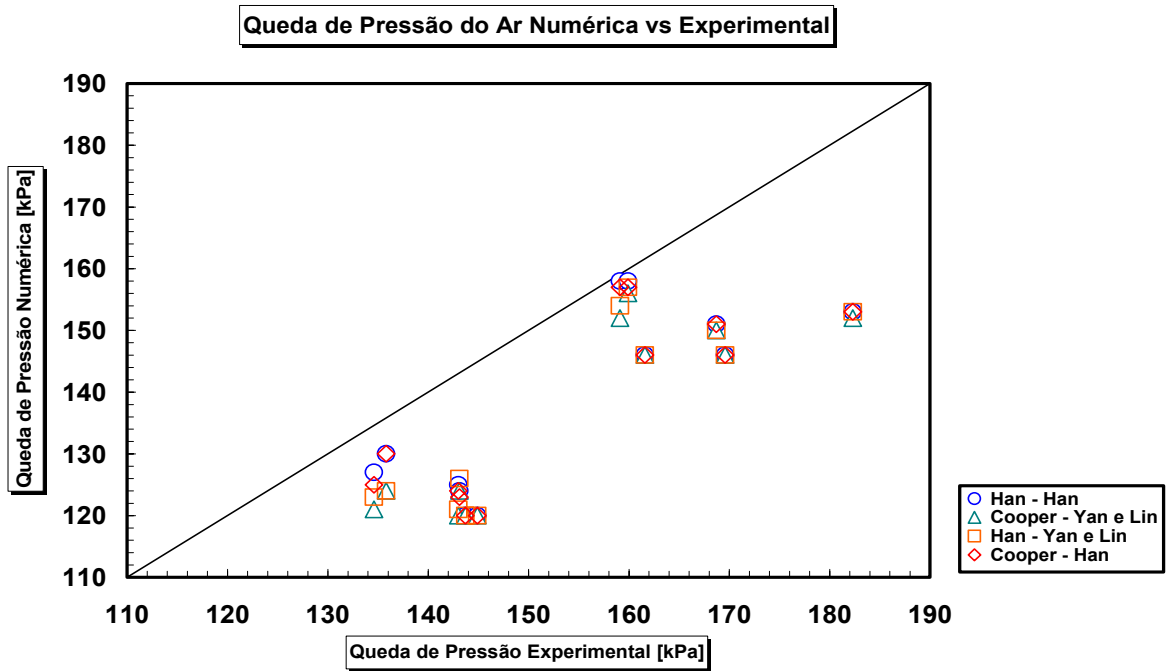


Figura B.12 – Comparação da queda de pressão numérica - experimental do ar (Fluido H), com o evaporador 1.

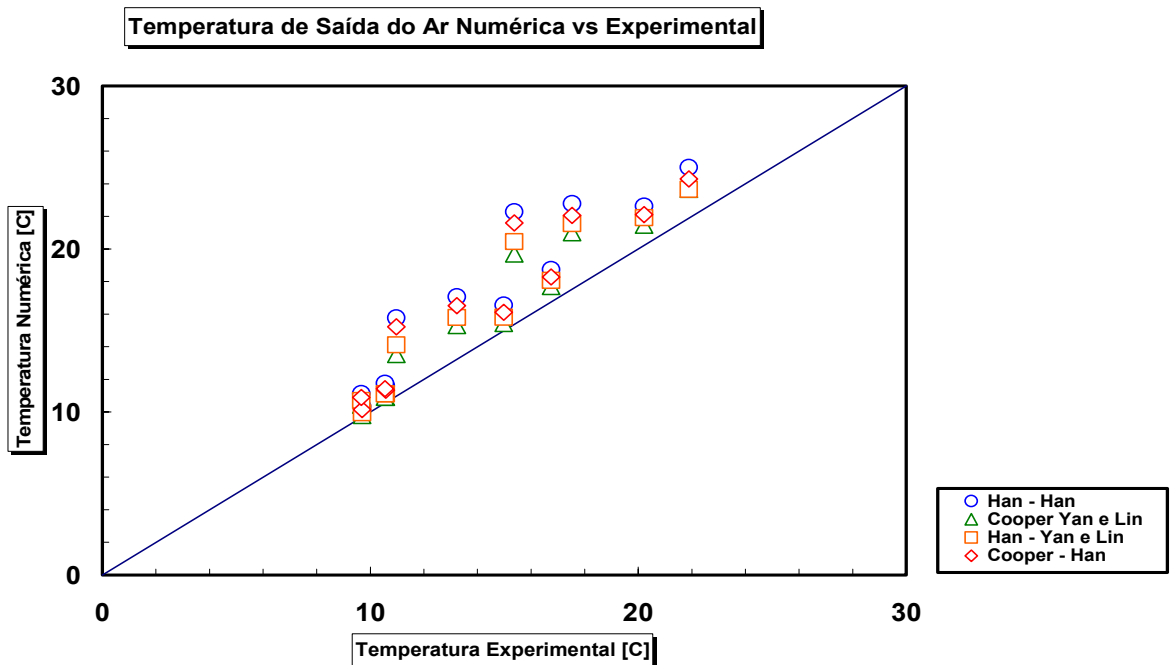


Figura B.13 - Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do ar (Fluido H), com o evaporador 1.

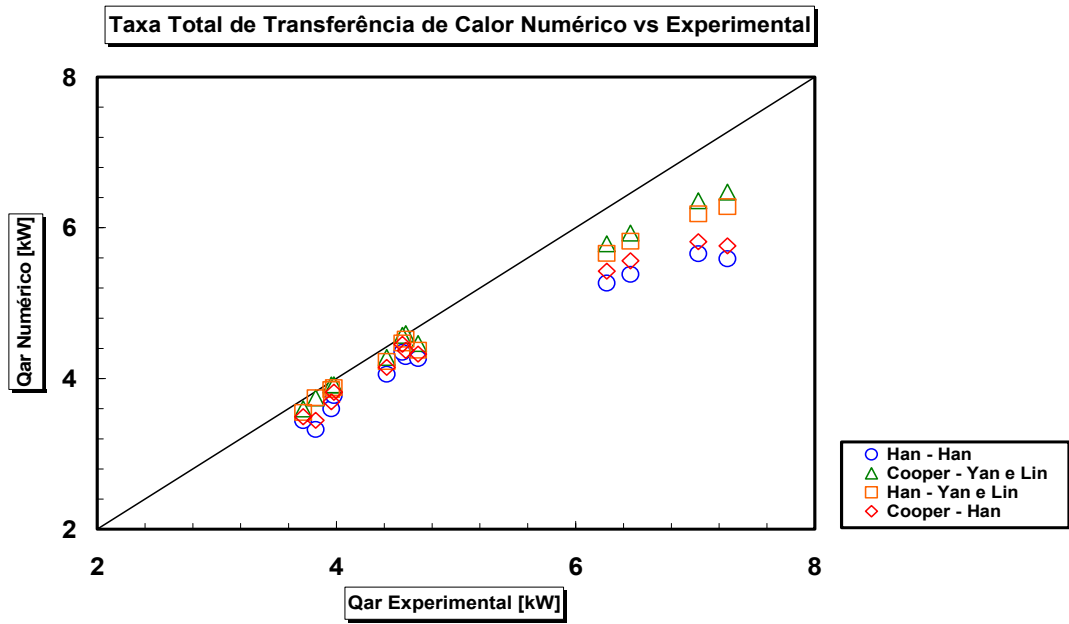


Figura B.14 - Comparação da taxa total de transferência de calor numérica - experimental do ar (Fluido H), com o evaporador 1.

**B.3**  
**Resultados da Simulação do Evaporador Número 2 operando com o Refrigerante R134a.**

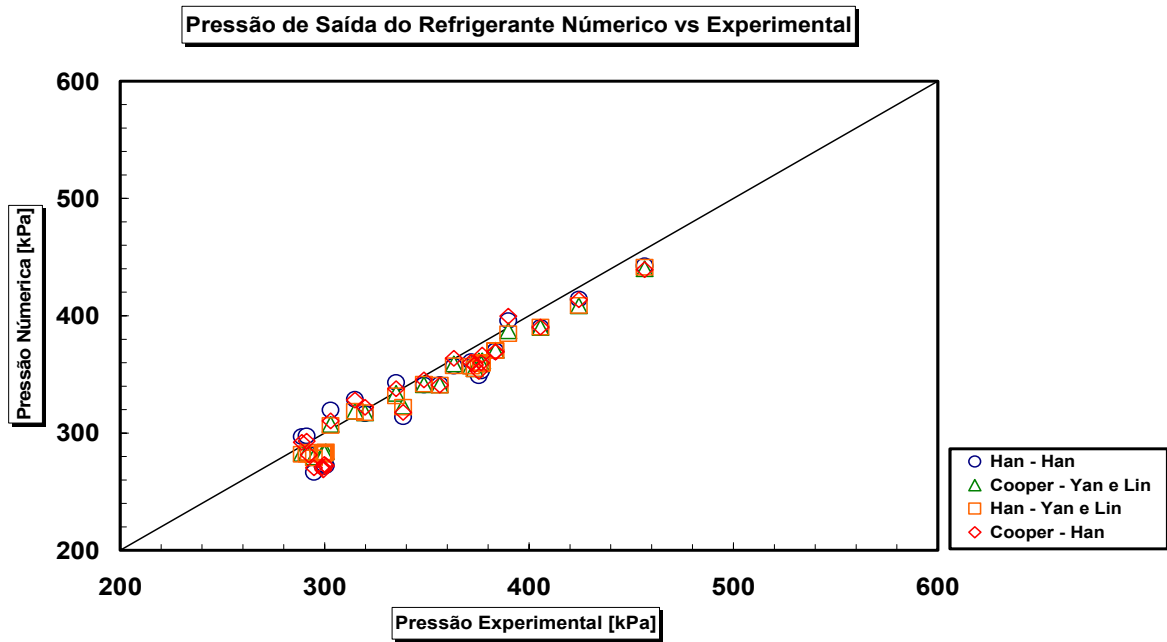


Figura B.15 – Comparação da pressão de saída numérica - experimental do refrigerante (R134a), com o evaporador 2.

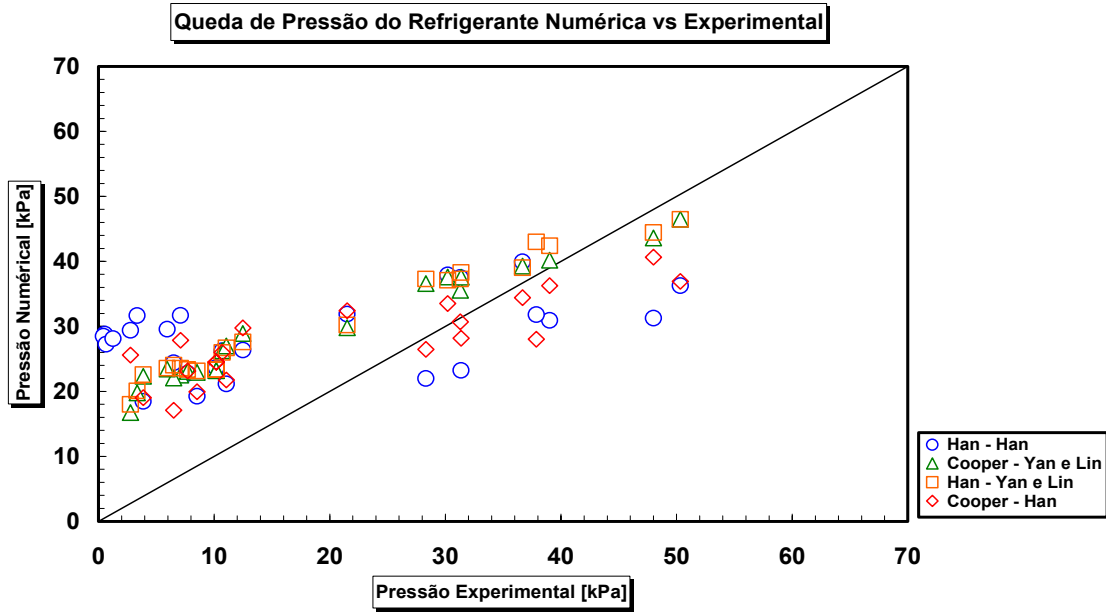


Figura B.16 – Comparação da queda pressão numérica - experimental do refrigerante R134a, com evaporador 2.

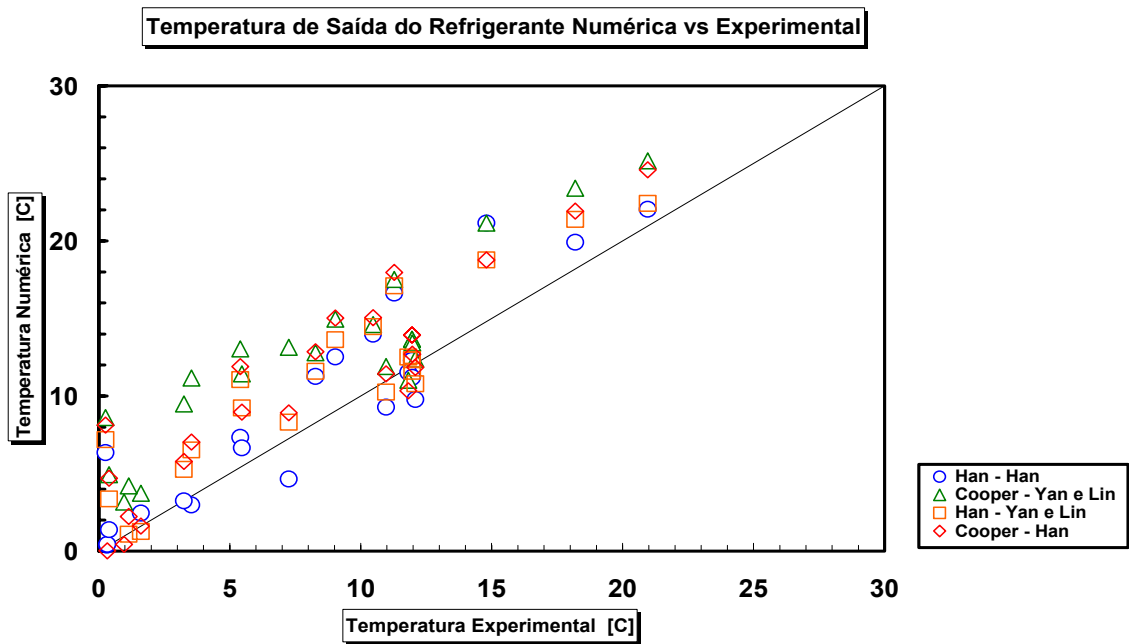


Figura B.17 – Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do refrigerante R134a, com o evaporador 2.

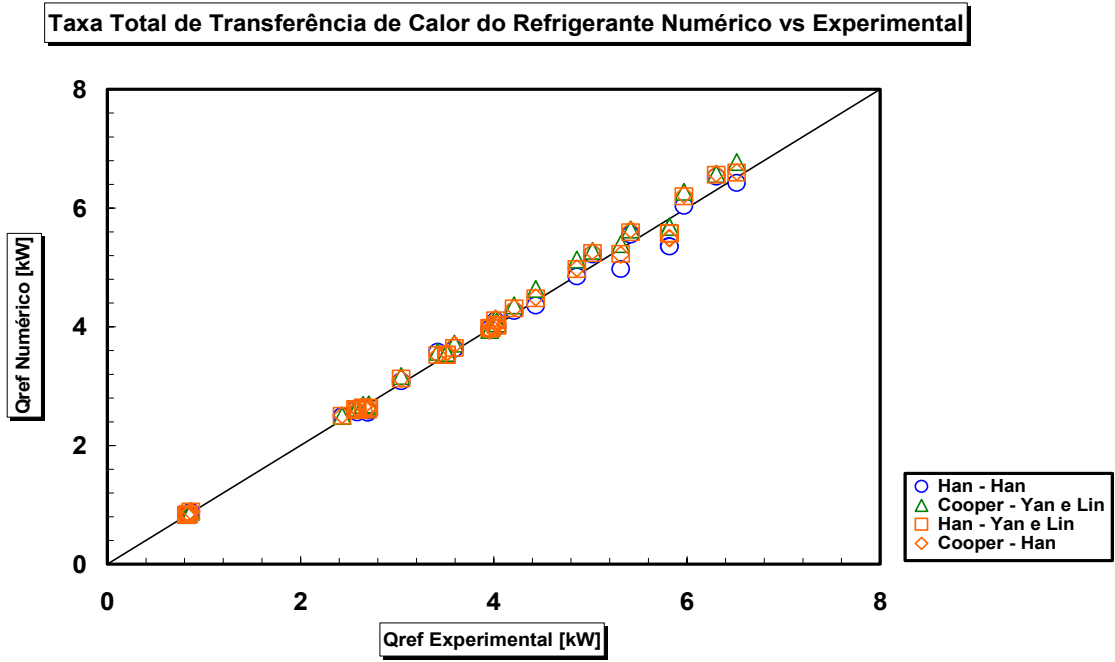


Figura B.18 – Comparação da taxa de transferência de calor numérica - experimental do refrigerante R134a, com o evaporador 2.

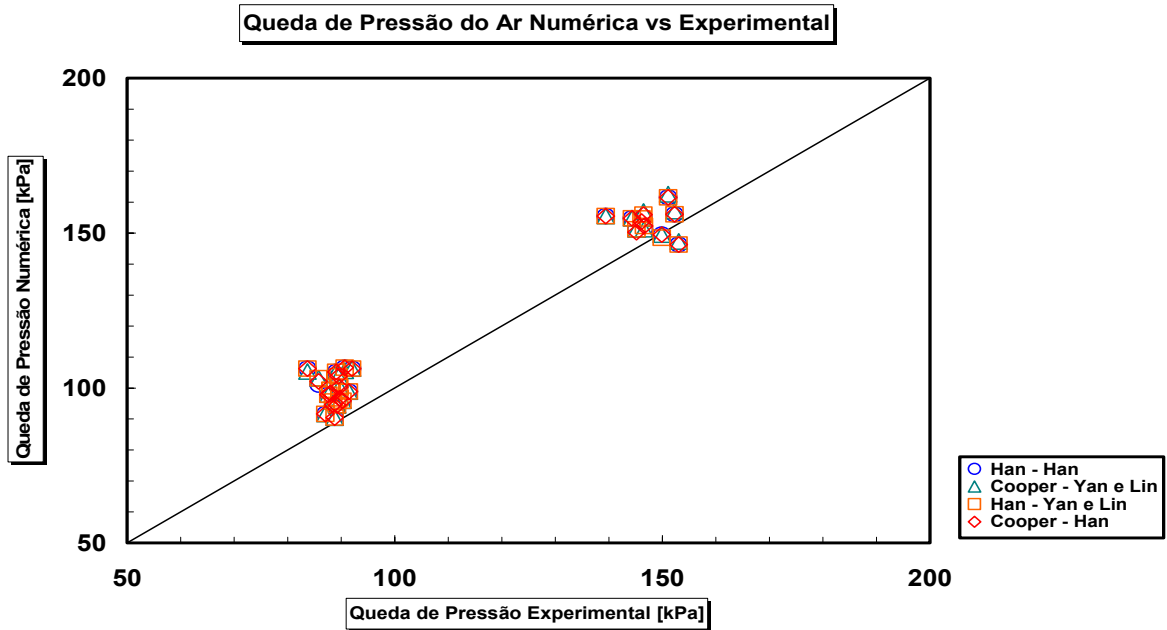


Figura B.19 – Comparação da queda de pressão numérica - experimental do ar (R134a), com o evaporador 2.

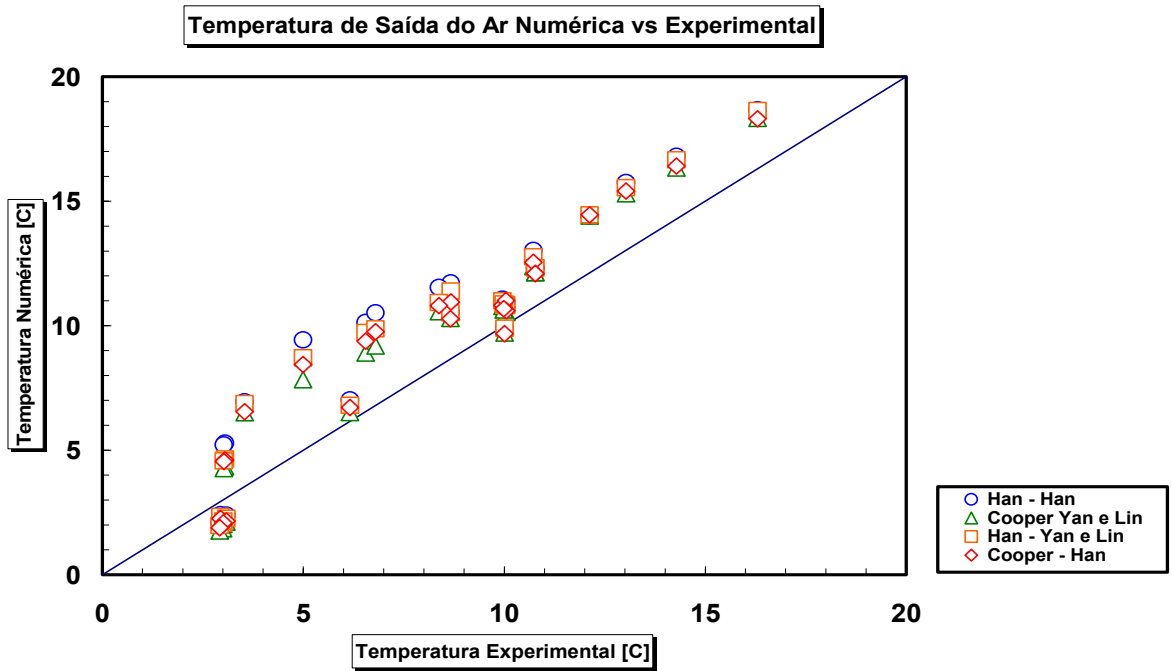


Figura B.20 - Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do ar (R134a), com o evaporador 2.

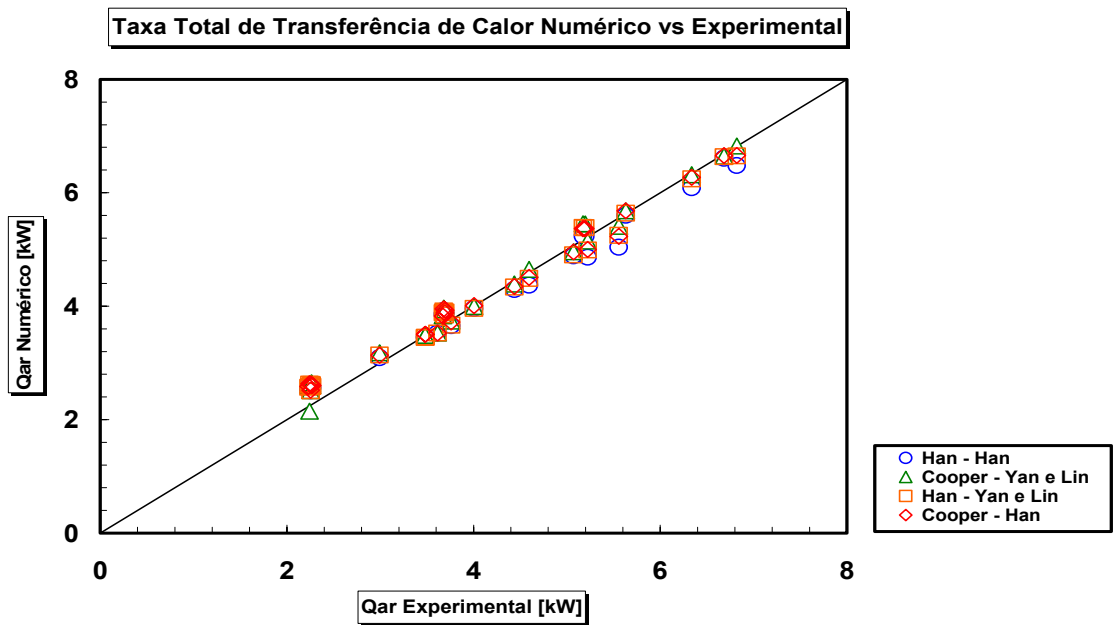


Figura B.21 - Comparação da taxa total de transferência de calor numérica - experimental do ar (R134a), com evaporador 2.

**B.4**  
**Resultados da Simulação do Evaporador Número 2 operando com o**  
**Fluido 1234yf**

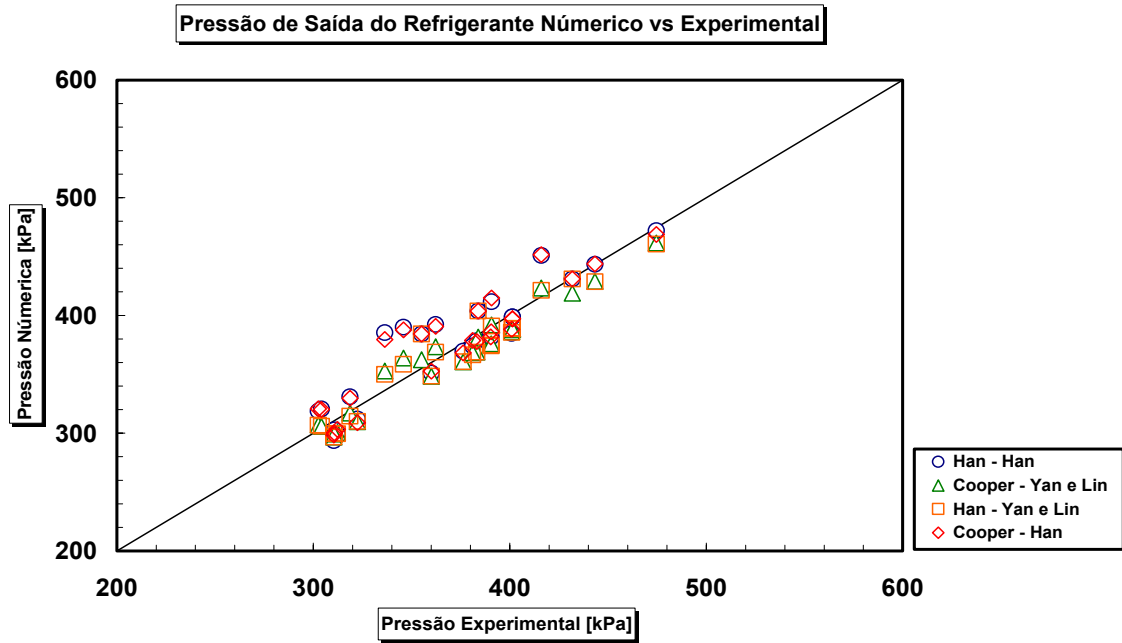


Figura B.22 – Comparação da pressão de saída numérica - experimental do fluido (1234yf), com o evaporador 2.

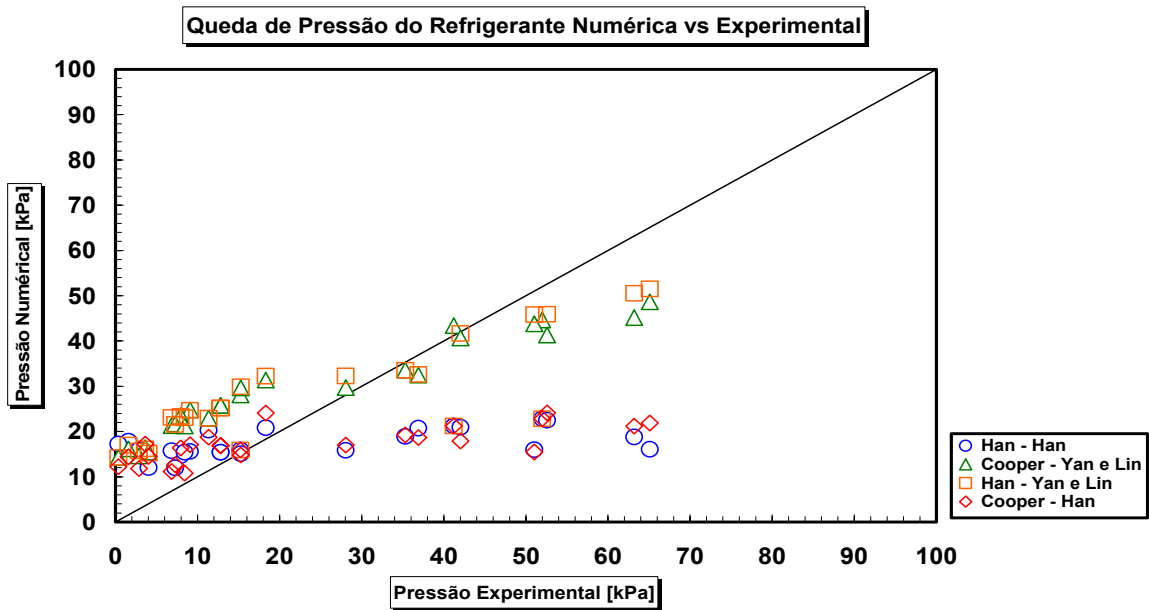


Figura B.23 – Comparação da queda pressão numérica - experimental do fluido (1234yf), com o evaporador 2.

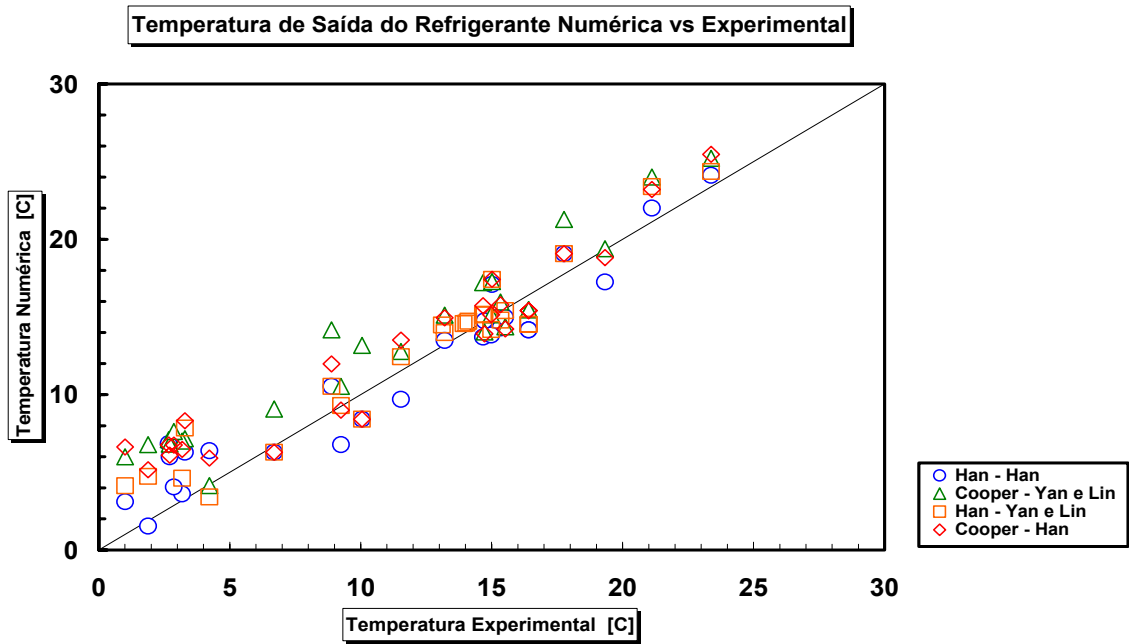


Figura B.24 – Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do fluido (1234yf), com o evaporador 2.

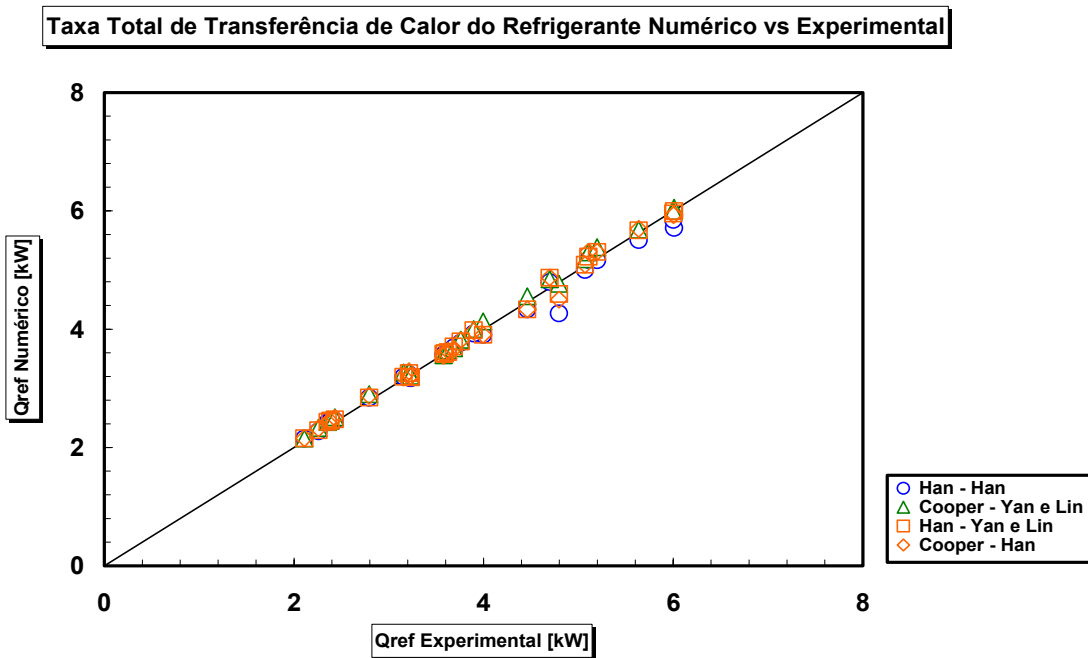


Figura B.25 – Comparação da taxa de transferência de calor numérica - experimental do refrigerante (1234yf), com o evaporador 2.

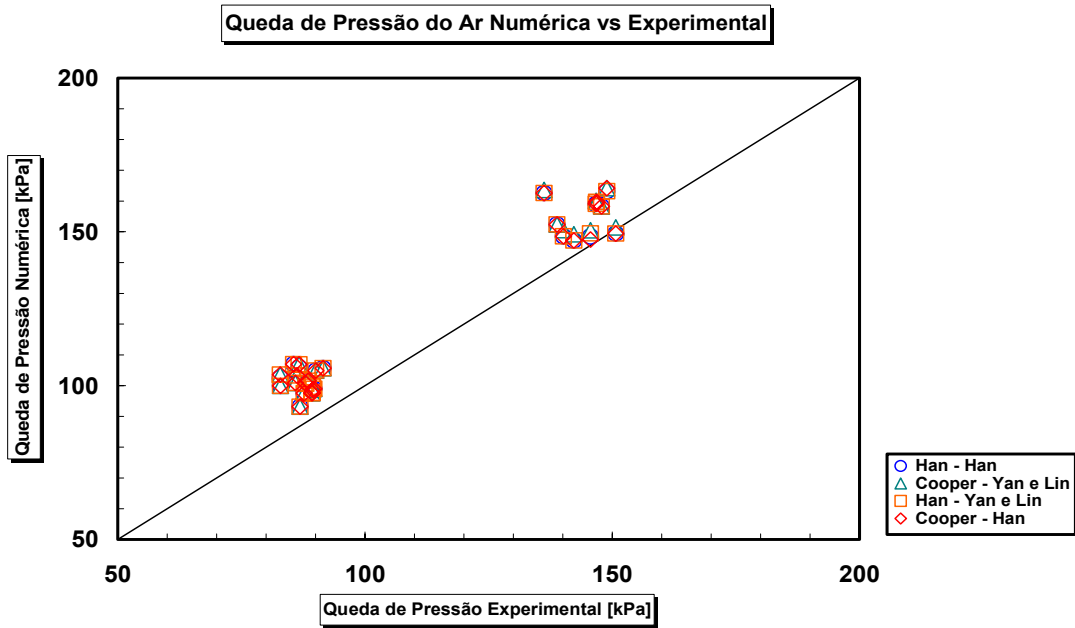


Figura B.26 – Comparação da queda de pressão numérica - experimental do ar (1234yf), com o evaporador 2.

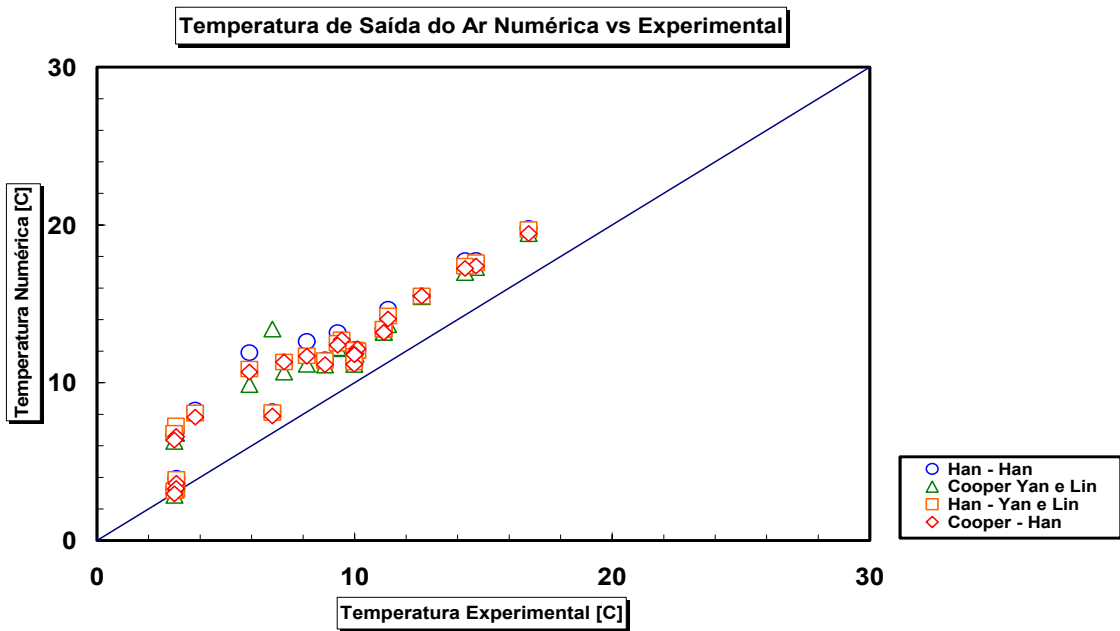


Figura B.27 – Comparação da temperatura de saída numérica - experimental do ar (1234yf), com o evaporador 2.



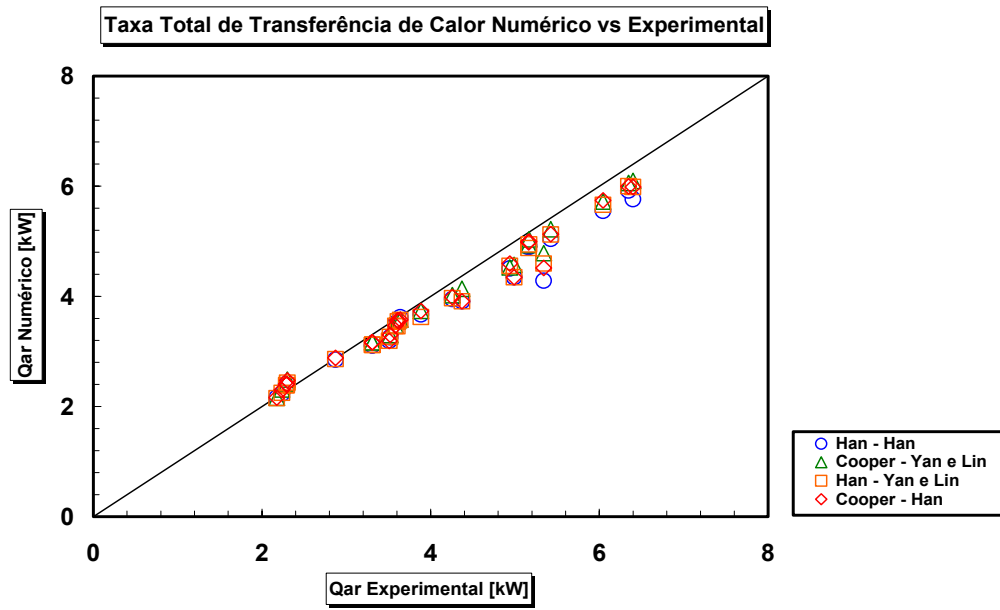


Figura B.28- Comparação da taxa total de transferência de calor numérica - experimental do ar (1234yf), com o evaporador 2.