

5. Resultados

5.1. Solução

O modelo matemático resultante de equações algébricas não lineares foi implementado no ambiente do software EES (Engineering Equation Solver). O modelo computacional está constituído por um conjunto de igual número de equações e variáveis, simultaneamente resolvidas com valores iniciais estimados (“*guess values*”), compatíveis com dados operacionais típicos de sistema de refrigeração por compressor de vapor.

5.1.1. Dados de entrada

5.1.1.1. Variáveis de operação

A simulação do estado estacionário buscou estudar os seguintes aspectos:

1. A influência das temperaturas da água na saída dos condensadores de processo e de rejeito e do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador.

Durante essa simulação foram fornecidos os valores das seguintes variáveis de entrada:

$$T_n = 32^\circ\text{C a } 45^\circ\text{C}, T_c = 32^\circ\text{C a } 45^\circ\text{C}, \Delta T_{sa} = \{4,5,6,7,8,9,10\text{K}\}, T_{TIT} = 15^\circ\text{C}, \Delta T_{sr} = 4 \text{ a } 6^\circ\text{C}, \Delta T_{scr} = 4 \text{ a } 10^\circ\text{C}, T_h = 3 \text{ a } 8,5^\circ\text{C};$$

2. A influência das temperaturas da água na saída dos condensadores de processo e de rejeito e da velocidade de rotação do compressor.

Valores de entrada:

$T_n = 38^\circ\text{C}$ a 45°C , $T_c = 38^\circ\text{C}$ a 45°C , $\Delta T_{sa} = \{4, 6, 8\text{K}\}$, $T_{TIT} = 15^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr} = 4$ a 6°C , $\Delta T_{scr} = 4$ a 10°C , $N_c = \{2800, 3800, 4250 \text{ rpm}\}$;

3. A influência dos graus de sub-resfriamento na saída dos condensadores.

Durante essa simulação são fornecidos os valores das seguintes variáveis de entrada:

$N_c = 2800$ a 4000 rpm , $\Delta T_{scr} = 8$ a 4 K , $T_{TIT} = 15^\circ\text{C}$, $T_h = 7^\circ\text{C}$, $T_n = 40,0^\circ\text{C}$, $T_c = 40^\circ\text{C}$;

4. Posteriormente, avalia-se a validade da hipótese de regime permanente mediante uma análise de massa e energia no tanque inercial térmico em uma situação de regime transiente.
5. Influência do grau de superaquecimento do refrigerante no desempenho do sistema para vários gases (R22, R134a, R410A e R407C).

Durante essa simulação são fornecidos os valores das seguintes variáveis de entrada: ($\Delta T_s=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr}=6^\circ\text{C}$, $\Delta T_{scr}=4^\circ\text{C}$, $T_h=6^\circ\text{C}$, $T_c=35^\circ\text{C}$, $T_o=20^\circ\text{C}$ e $T_{TIT}=20^\circ\text{C}$).

5.1.1.2. Parâmetros Característicos dos Componentes

O trocador de calor utilizado para o evaporador na bancada de testes é do tipo de placas “brazadas”, fabricado pela Alfa Laval, conforme Anexo A.2, modelo: AC-70X-50M (G67, H34, B32), com uma área de transferência de calor de $2,448 \text{ m}^2$, temperatura de entrada da água 12°C , temperatura de saída da água de 6°C , vazão mássica da água de $0,6975 \text{ kg/s}$ e taxa nominal de transferência de calor de $17,6 \text{ kW}$. A vazão mássica do refrigerante R-134a é de $0,1203 \text{ kg/s}$, a uma temperatura de evaporação de $1,2^\circ\text{C}$ e superaquecimento de $3,8 \text{ K}$. O coeficiente total de transferência de calor (valor de referência) é igual a $1,2 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$.

O trocador de calor utilizado para o condensador de processo na bancada de testes é também do tipo de placas brazadas, fabricado pela Alfa Laval, conforme Anexo A.1, modelo: CB30-50H (H21, B21), com uma área efetiva de transferência de calor de $1,392 \text{ m}^2$ de transferência de calor, temperatura de entrada da água de 30°C , temperatura de saída da água de 35°C , vazão mássica de água de $0,8419 \text{ kg/s}$ e taxa nominal de transferência de calor $17,6 \text{ kW}$. A vazão

mássica do refrigerante R134a é de 0,0931 kg/s, a uma temperatura de condensação de 40,2 °C. O sub-resfriamento do refrigerante na linha de líquido é estimado em 3,8K e o coeficiente total de transferência de calor (valor de referência) é igual a 1.706 W/(m²K).

A Tabela fornece os dados dos trocadores de calor propostos para a bancada.

Tabela 4. Dados de entrada para os trocadores de calor. Fonte: Alfa Laval (2003).

Parâmetros	Evaporador	Condensador	Condensador de Rejeito
Vazão mássica de água (kg/s)	0,6975	0,8419	0,2037
Vazão mássica de Refrigerante (kg/s)	0,1202	0,0931	0,0251
Temperatura de saída de água (°C)	6,0	35,0	35,0
Coeficiente de transferência de calor (W/(m ² K))	1.234	1.706	250
Área de transferência de calor (m ²)	2,448	1,392	1,229
Grau de sub-resfriamento (K)	-	3,8	Variável
Grau de superaquecimento (K)	3,8	-	-
Fator de Incrustação (m ² K/W)	4,427	1,213	0,514
Temperatura média TIT (°C)	20,0		

5.2. Resultados

O modelo foi utilizado para simular condições de operação similares àquelas esperadas quando da operação da bancada de testes do Laboratório de Refrigeração, Condicionamento de Ar e Criogenia da PUC- RIO, ainda em construção.

A Figura 23 foi construída a partir dos resultados obtidos mediante a simulação, conforme apresentado na Tabela A.2 do Apêndice A. A simulação, neste caso, foi focada no estudo da influência da temperatura de saída das águas de condensação de processo e de rejeito sobre a capacidade de resfriamento, para vários valores fixos do grau de superaquecimento do refrigerante na entrada do compressor. Durante a simulação, a cada temperatura de condensação foi associado um único valor de temperatura de saída da água no circuito do

evaporador. Entretanto, cada linha horizontal da Tabela A.2 do Apêndice A pode ser interpretada como estados operacionais tendo um mesmo valor característico da diferença de pressão e diferentes graus de superaquecimento do refrigerante segundo especificados.

Estes resultados permitem afirmar que, quando os graus de superaquecimento e sub-resfriamento são fixados, a capacidade de resfriamento aumenta linearmente, porém, ligeiramente com o incremento da temperatura de condensação. Entretanto, esta dependência salta para níveis mais altos quando aumenta o grau de superaquecimento, como resposta da curva característica da válvula expansora eletrônica ($\dot{m}_r$. vs. ΔT_{sh}).

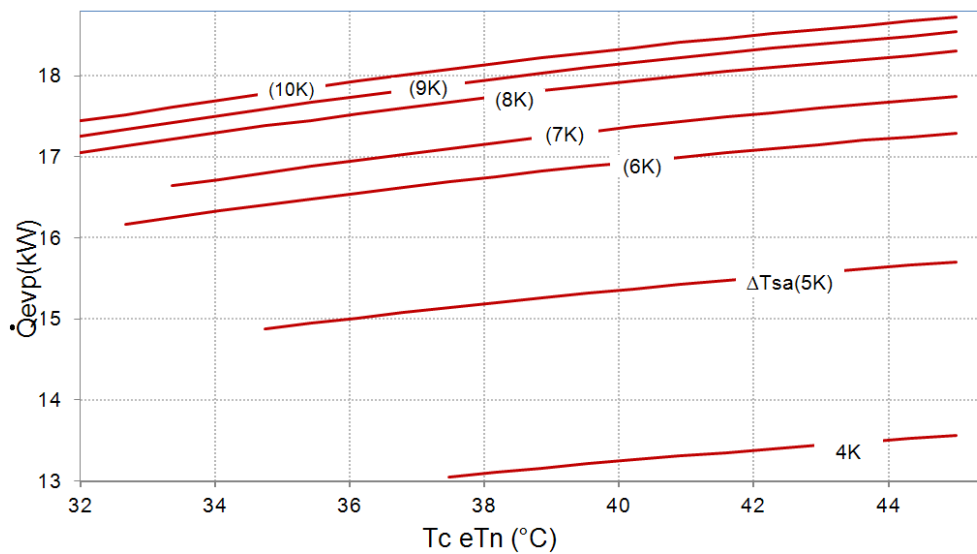


Figura 23. Influência das temperaturas de saída das águas de resfriamento do condensador de processo T_c e de rejeito T_n sobre a capacidade do evaporador ($\dot{Q}_e$) a um grau de superaquecimento constante ΔT_{sa} .

A Tabela A.3 do Apêndice A mostra a influência da temperatura de saída das águas de condensação de processo e de rejeito sobre a velocidade de rotação do compressor para vários valores fixos do grau de superaquecimento do refrigerante. Estes resultados são apresentados na Figura 24.

Pode-se afirmar que, sob as condições especificadas, a velocidade de rotação do compressor depende basicamente do superaquecimento e, praticamente, independe da temperatura de água de condensação. Embora as

condições ambientais sejam variáveis e, eventualmente limitantes, a temperatura de saída de água de condensação do condensador de rejeito pode ser manipulada dentro uma grande faixa, mediante a atuação da válvula de três vias (W2V) e da linha de recirculação do circuito do condensador de rejeito. Este comportamento pode ser interpretado como uma característica de grande estabilidade operacional da bancada de teste.

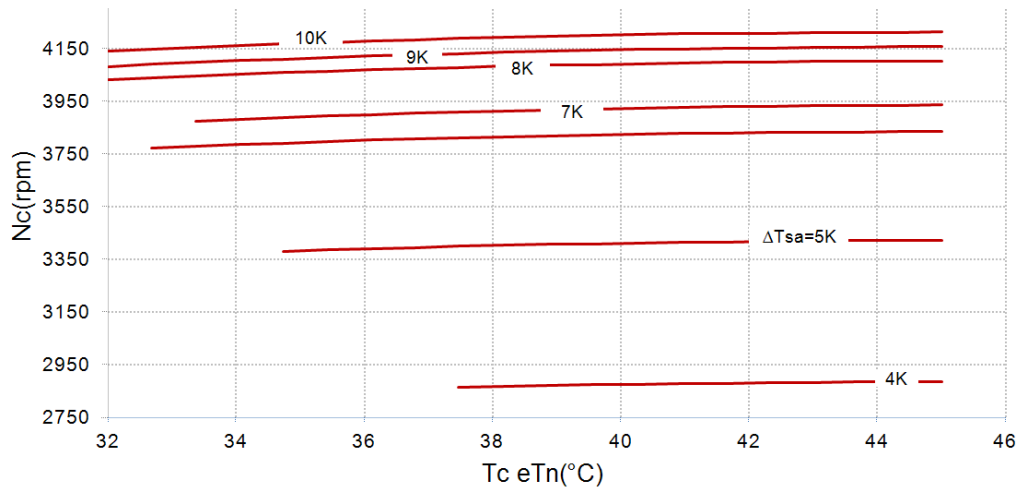


Figura 24. Influência das temperaturas de saída de água de resfriamento do condensador de processo T_c e da temperatura de resfriamento do condensador de rejeito T_n sobre as velocidades de rotação do compressor e o grau de superaquecimento constante ΔT_{sa} .

A capacidade de refrigeração é aproximadamente constante em relação à temperatura de saída da água de condensação, quando a bancada é operada a valores constantes de superaquecimento do refrigerante na sucção do compressor e de velocidade de rotação do compressor, como é demonstrado pelos resultados obtidos, mediante a simulação apresentada na Tabela A.4 do Apêndice A – ver Figura 25. Entretanto, estas curvas exibem uma dependência significativa da capacidade do evaporador com a velocidade de rotação do compressor e o grau de superaquecimento na linha de sucção. Observa-se que os diferenciais de temperaturas de sub-resfriamento das linhas de líquido na saída dos condensadores de processo ΔT_{sr} , de rejeito ΔT_{scr} e na entrada dos dispositivos de expansão ΔT_s , não afetam significativamente a capacidade $\dot{Q}_{evp}$ dentro da faixa de valores utilizados na simulação.

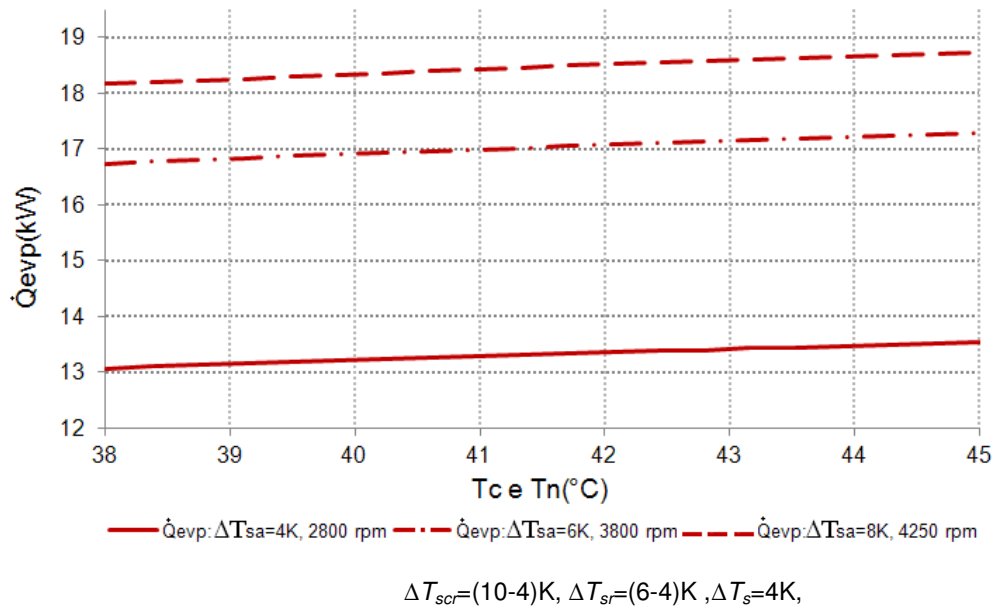


Figura 25. Influência das temperaturas de saída da água de resfriamento do condensador de processo T_c , de rejeito T_n sobre a capacidade de refrigeração $\dot{Q}_e$ com grau superaquecimento e velocidade de rotação do compressor, constantes.

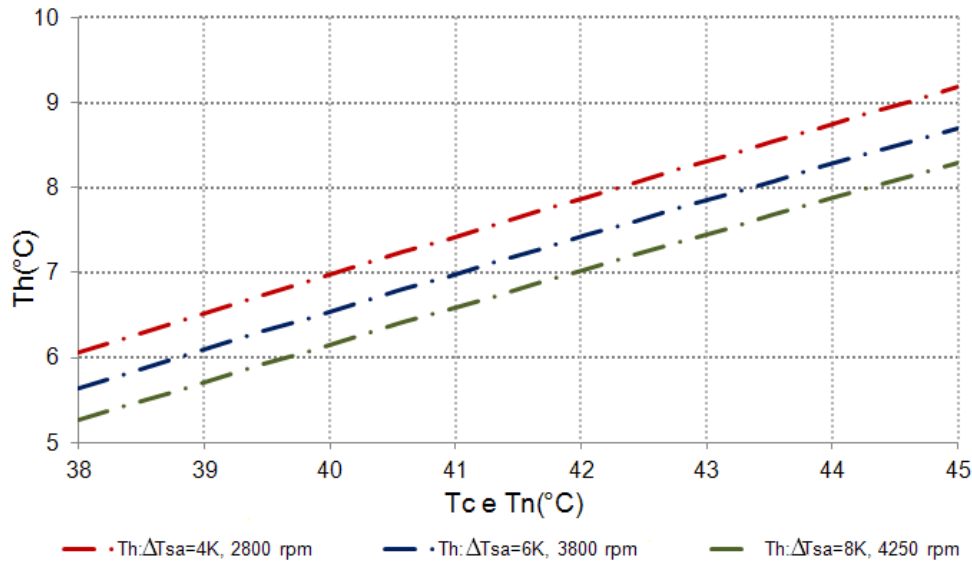


Figura 26. Influência das temperaturas de saída da água de condensação de processo T_c e de rejeito T_n sobre a capacidade de refrigeração $\dot{Q}_e$ e sobre a temperatura da água gelada T_h , a valores constantes do grau de superaquecimento na linha de sucção do compressor e da velocidade de rotação..

Na Figura 26 também se mostra uma relação do tipo linear entre as temperaturas da água gelada T_h saindo do evaporador e das temperaturas da água

de condensação T_c e T_n saindo dos condensadores de processo e de rejeito. Observa-se que a temperatura de água gelada aumenta com o incremento da temperatura de condensação sob a condição de superaquecimento e velocidade de rotação, constantes. Para uma temperatura de água de condensação constante, a temperatura da água de saída do evaporador depende fortemente do superaquecimento e da velocidade de rotação como consequência do aumento da vazão mássica de refrigerante.

De acordo com a Figura 27, correspondente aos resultados representados na Tabela A.5 do Apêndice A, a temperatura de condensação e a capacidade de refrigeração variam linearmente com a velocidade de rotação. No entanto, a temperatura de evaporação decresce com a mesma.

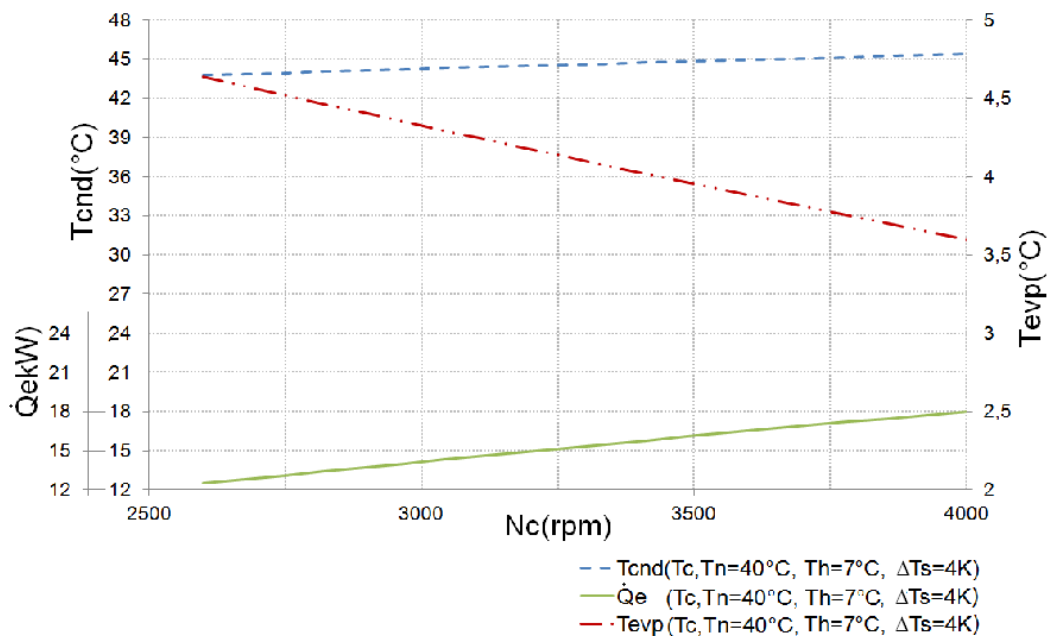


Figura 27. Influência da velocidade de rotação do compressor na capacidade de evaporação ($\dot{Q}_{evp}$) e nas temperaturas de saída da água de condensação T_{cnd} e de vaporização T_{evp} . As variáveis fixadas na simulação foram: $T_c=40^\circ\text{C}$, $T_n=40^\circ\text{C}$, $\Delta T_s=4\text{K}$, $\Delta T_{scr}=8$ à 4K e $\Delta T_{sr}=6\text{K}$.

As Tabelas A.11 até A.14 do Apêndice A mostram o desempenho do sistema em função do grau de superaquecimento do refrigerante na saída do evaporador para os gases R22, R134a, R410A e R407C. Para todos os gases foram fixadas as seguintes condições de operação: $\Delta T_s=4^\circ\text{C}$, $\Delta T_{sr}=6^\circ\text{C}$, $\Delta T_{scr}=4^\circ\text{C}$, $T_h=6^\circ\text{C}$, $T_c=35^\circ\text{C}$, $T_o=20^\circ\text{C}$ e $T_{ITT}=20^\circ\text{C}$.

A Figura 28 permite comparar a potência consumida pelo compressor e nota-se que a potência demandada para os gases R407C e R410A são equivalentes e as maiores comparadas com as demandadas para os gases R22 e R134a.

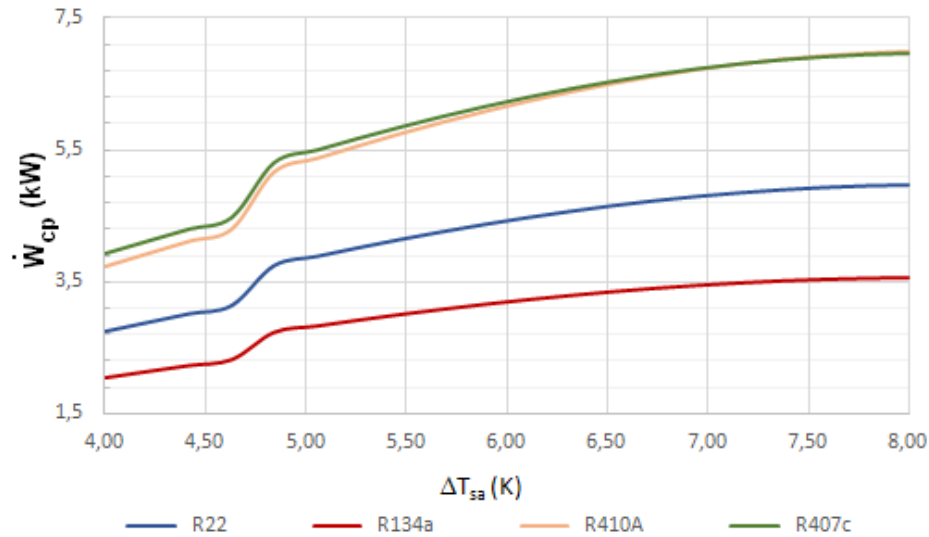


Figura 28. Influência do grau de superaquecimento na saída do evaporador ΔT_{sa} , sobre a potência do compressor $\dot{W}_{cp}$, para diferentes gases.

Para as condições de operação fixadas o modelo mostra que a maior capacidade de refrigeração é atingida com a utilização do gás R410a conforme mostrado na Figura 29. Resultados comparáveis são observados para os gases R22 e R407C. Dentro da faixa de grau de sub-resfriamento utilizada, a simulação demonstra que o gás R134a apresenta a menor capacidade de refrigeração entre os quatro gases analisados.

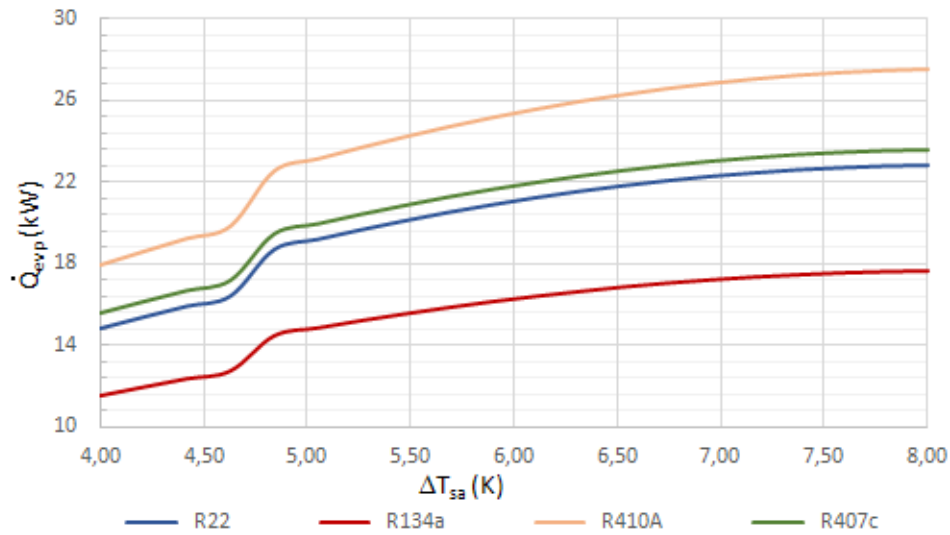


Figura 29. Influência do grau de superaquecimento na saída do evaporador ΔT_{sa} , sobre a capacidade de evaporação $\dot{Q}_{evp}$, para diferentes gases.

O maior coeficiente de desempenho do sistema é obtido quando a bancada é operada com R134a e o menor para o gás R407C. Esse comportamento é devido ao consumo específico de compressão significativamente mais baixa do gás R134a quando comparado com os demais gases em análise. Também foi observado que as diferenças percentuais entre as capacidades específicas de refrigeração para os quatro gases são relativamente pequenas.

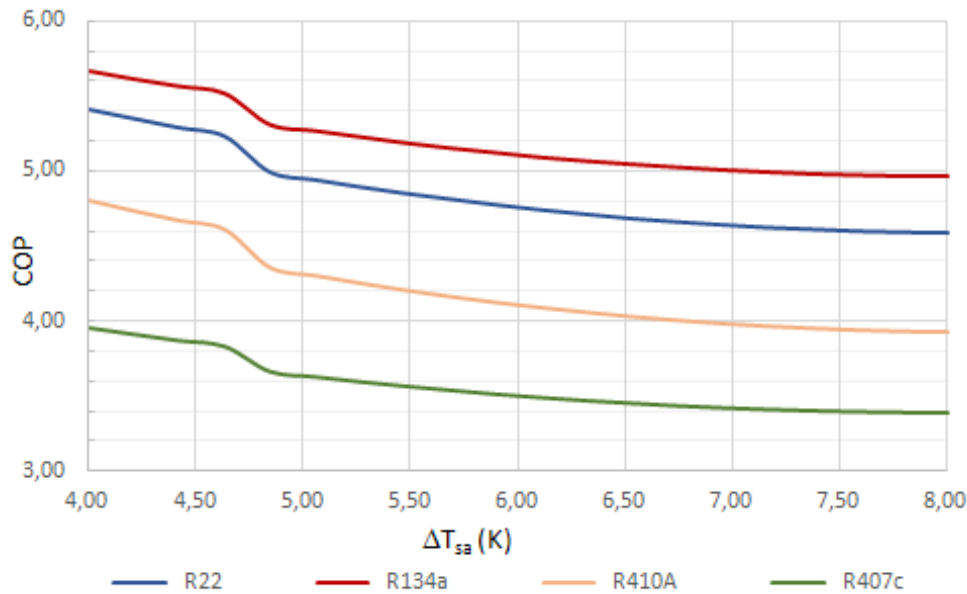


Figura 30. Influência do grau de superaquecimento na saída do evaporador ΔT_{sa} , sobre a coeficiente de performance COP, para diferentes gases.

Esta simulação comprova a possibilidade de aproveitamento da bancada de testes para operar com diversos gases o qual comprova a versatilidade da mesma.

5.2.1.

Resultados da análise transiente do tanque inercial térmico - TIT

As Tabelas A.6 a A.10 do Apêndice A mostram os valores das taxas de variação de T_{TIT} para diferentes níveis de capacidade de resfriamento do sistema, quando a temperatura do tanque e os parâmetros de entrada do sistema são fixados nos níveis especificados. Como se observa na Figura 28, o desequilíbrio maior entre os circuitos do evaporador e condensador de processo corresponde à capacidade de resfriamento de 11,38 kW. Neste caso, a taxa de variação da temperatura do tanque é de 0,000108 K/s, o que implica o aumento total de temperatura do TIT após 5 h de operação, não ultrapassar os 3°C. Na mesma figura observa-se que, para um desequilíbrio ($\dot{Q}_{cnd} - \dot{Q}_{evp}$), menor entre os circuitos de condensação de processo e de evaporação, a taxa de variação da temperatura do TIT ($\frac{dT_{TIT}}{dt}$) também será menor.

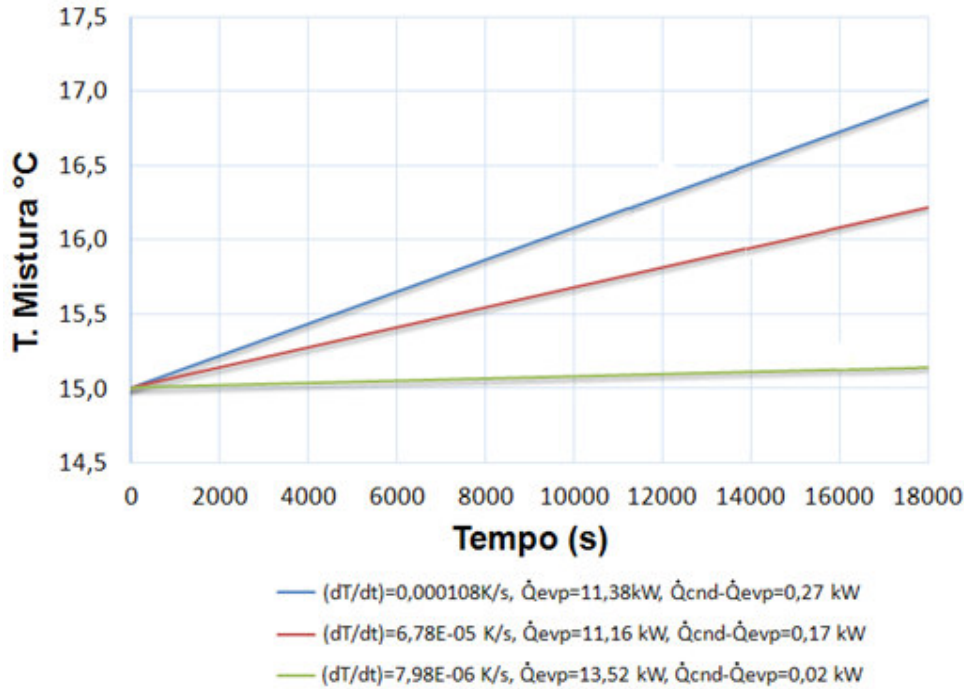


Figura 28. Temperatura de mistura do TIT em função do tempo para três diferentes condições de desequilíbrio entre os circuitos do evaporador e do condensador de processo (Condições impostas correspondem às variáveis declaradas na Tabela A.6 - Apêndice A).

Esta variação de temperatura é representada na Figura 28 e mostra que, para pequenas perturbações, o crescimento de temperatura com o tempo é muito pequeno, mantendo o valor de T_{TIT} dentro da faixa operacional cuja influência somente é refletida nas razões de água de recirculação dos circuitos de água do condensador de processo (x) e do evaporador (y). Esse resultado é consequência da elevada capacitância térmica do tanque ($\rho V c_{p,w,TIT}$), o qual garante estabilidade à operação do sistema.

A Figura 29 mostra a estabilidade de T_{cnd} , $\dot{Q}_{evp}$ e $\dot{Q}_{cnd}$, quando T_{TIT} varia. Observa-se que as razões de recirculação requeridas, das águas dos circuitos de condensação de processo e do evaporador (x) e (y) respectivamente, são variáveis. Os valores de (x) e (y) ajustam-se automaticamente para garantir o regime permanente do sistema - variáveis de operação impostas à da bancada.

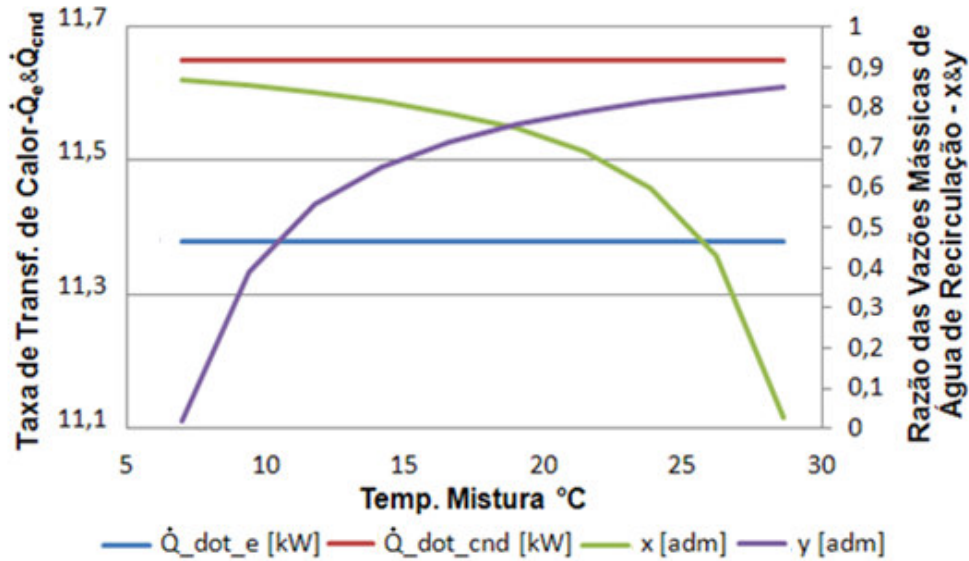


Figura 29. Influência da temperatura de mistura do TIT no comportamento dinâmico da bancada (Condições impostas correspondem às variáveis declaradas na Tabela I - Apêndice A).

A Tabela 2 foi construída a partir da simulação em regime permanente e demonstra que, quando os graus de sub-resfriamento dos condensadores de processo, de rejeito e do sistema, na entrada dos dispositivos de expansão são fixados no mesmo valor, não é necessário o funcionamento da resistência da linha de líquido ($\dot{W}_{el} = 0$), atingindo-se, portanto, o equilíbrio entre a capacidade do evaporador e do condensador de processo. O equilíbrio do sistema é mantido em toda a faixa de temperatura operacional do tanque inercial térmico (TIT), conforme Figura 29, mediante a intervenção das válvulas de 3 vias (W3VG e W3VC) que garantem as variações requeridas das razões de água de recirculação (condensador de processo (PC) e evaporador (EVP)).

A condição de regime permanente das variáveis de operação ($\dot{Q}_{cnd}, \dot{Q}_{evp}, T_h, T_c$) é mantida à custa da capacitância do sistema e da operação simultânea das válvulas de 3 vias de água gelada (W3VG) e de água de resfriamento do condensador de processo (W3VC).

Tabela 5. Variáveis fixas de entrada. Fonte: elaboração própria.

$T_{TIT}=(6,95-28,65)$, $\Delta T_{sa}=(4,0)$, $\Delta T_s=(4K)$, $\Delta T_{scr}=(4K)$, $\Delta T_{sr}=(4K)$, $T_h=(3,0)$, $T_n=(32,0)$, $T_c=(32,0)$																	
N_c	T_{TIT}	$\dot{Q}_{evp}$	$\dot{Q}_{cnd}$	$\dot{Q}_{cr}$	$\dot{W}_{CP}$	P_{evp}	P_{cnd}	T_g	T_h	T_m	T_n	T_b	T_c	T_{cnd}	T_{evp}	x	y
[rpm]	[°C]	[kW]	[kW]	[kW]	[kW]	[kPa]	[kPa]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[adm]	[adm]
2523	6,95	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,871	0,0189
2523	9,356	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,8573	0,3898
2523	11,76	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,8404	0,5572
2523	14,17	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,8189	0,6526
2523	16,57	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,7907	0,7142
2523	18,98	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,7521	0,7572
2523	21,38	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,6959	0,789
2523	23,79	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,6068	0,8135
2523	26,19	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,4438	0,8328
2523	28,6	11,37	11,37	2,026	2,026	302,1	896,2	6,875	3	29,2	32	28,77	32	35,36	0,8455	0,0501	0,8485

5.3. Redução de dados

As equações envolvidas na modelagem da bancada de teste em regime permanente, equações (1) até (59), podem ser utilizadas para o cálculo de vários parâmetros de operação representativos do trabalho do sistema. Estes parâmetros serviriam para validar o modelo de simulação mediante a comparação dos valores obtidos pela simulação com aqueles determinados a partir de variáveis experimentalmente medidas na bancada de teste.

A seguir, são listados os parâmetros de operação que podem ser avaliados a partir dos dados medidos e as equações utilizadas em cada caso.

- Relação de pressões do compressor

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} \quad (84)$$

As pressões p_1 e p_2 são medidas experimentalmente.

- Vazão volumétrica de refrigerante na entrada da válvula de expansão.

$$\dot{V} = \dot{m}_r v_8 \quad (85)$$

O volume específico v_8 é avaliado a partir dos valores experimentalmente medidos da temperatura na saída da resistência elétrica e de pressão na linha de líquido. A vazão mássica é medida pelo medidor de vazão de tipo Coriolis instalado na entrada do bloco de dispositivos de expansão.

- Eficiência volumétrica do compressor

$$\eta_v \equiv \frac{(\dot{m}_r)_{real}}{(\dot{m}_r)_{ideal}} = \frac{\dot{m}_r}{\rho_1 V_c \left(\frac{N_c}{60} \right)} \quad (86)$$

O valor do deslocamento volumétrico do compressor de tipo scroll, V_c (m^3/rpm), é obtido das especificações técnicas fornecidas nos catálogos do fabricante. A variável N_c é medida experimentalmente e a massa específica ρ_1 determina a partir das medidas de temperatura e pressão na sucção do compressor.

- Potência fornecida pelo compressor ao fluido refrigerante.

$$\dot{W} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (87)$$

As entalpias nos estados 1 e 2 são determinadas utilizando os valores medidos das temperaturas e pressões nesses estados.

- Capacidade de refrigeração do evaporador.

$$\dot{Q}_{evp} = \dot{m}_r (h_1 - h_9) \quad (88)$$

Admite-se que $h_9 = h_8$ e h_8 avaliada a temperatura T_8 e pressão p_8 , cujos valores são medidos experimentalmente. A entalpia h_1 se determina à pressão p_1 e à temperatura T_1 , medidas.

▪ Capacidade de condensação

Para o condensador de processo são medidos os valores de temperatura e pressão na descarga do compressor, T_2 e p_2 , respectivamente, assim como a vazão mássica do refrigerante através do condensador de processo, $\dot{m}_{r,cnd}$.

$$\dot{Q}_{cnd} = \dot{m}_{r,cnd} (h_3 - h_4) \quad (89)$$

Assume-se $h_3 = h_2$, sendo h_2 a entalpia na descarga do compressor, determinada a partir das medições de T_2 e p_2 . O valor da entalpia h_4 se determina à pressão de condensação e temperatura de líquido sub-resfriado, p_4 e T_4 respectivamente.

Para o condensador de rejeito,

$$\dot{Q}_{rc} = \dot{m}_{r,rc} (h_5 - h_6) \quad (90)$$

onde $h_5 = h_2$ (descarga do compressor) e h_6 se determina com os valores experimentais de p_6 e T_6 .

Uma análise das incertezas esperadas na determinação dos parâmetros representativos do desempenho da bancada pode ser realizada sobre a base do conhecimento das incertezas da instrumentação utilizada na medição das variáveis envolvidas nas equações de cálculo de tais parâmetros, isto é, equações da (84) até (90). A Tabela 3 relaciona os instrumentos de medição utilizados na bancada de teste e suas principais características técnicas. Os valores de incertezas destes instrumentos podem ser utilizados como dados de entrada para a análise de incerteza dos resultados experimentais.

5.3.1.

Incerteza das medições na bancada de testes

Por meio da aferição experimental de dados termodinâmicos de temperatura, pressão, medições de vazão, demanda e consumo de energia elétrica, obtêm-se os resultados do presente trabalho. Estes resultados contêm incertezas intrínsecas ao processo experimental, que devem ser quantificadas. Todas as medidas de consumo de energia deverão ser tomadas em triplicata. O limite de precisão

deverá ser computado como sendo o dobro do desvio padrão das referidas medições, com grau de confiabilidade de 95%. Os critérios de propagação de erros em medições experimentais devem seguir os padrões (ASME, 1993).

Da mesma forma, os limites de precisão intrínsecos dos termopares, dos medidores de vazão, das válvulas e periféricos deverão ser considerados para efeito de cálculos das incertezas analisadas. O consumo de energia elétrica é medido pelo inversor de frequência que, por suas características construtivas, é de exatidão acima de 95%. A Tabela 3 apresenta as especificações técnicas conforme seleção prévia dos componentes e periféricos de controle e medição utilizados na bancada de teste.

Tabela 6. Características técnicas dos instrumentos de medição.

TIPO DE INSTRUMENTO (*)		CARATERÍSTICAS GERAIS
Transdutores de temperatura COD.:EC SND 5100/5100 (Fabr. Every Control)		Mod.:NTC Bulbo de Aço Inox Faixa de Trabalho: -40 até 110°C Tolerância: 1%
Transdutores de Pressão COD.:EV PT 5108 (Fabr. Every Control)		Faixa De Medição: -0,5 Até 8 Bar Banda de Erro: 0...50°C (1,0% FS) Linearidade: 0,25% FS
Transdutores de Pressão COD.:EV PT 5130 (Fabr. Every Control)		Faixa De Medição: 0 Até 30 Bar Banda de Erro: -40...135°C (2,0% FS) Linearidade: 0,25% FS
Med. Vazão Tipo Coriolis Fabr.ConTech	ACM 300	Faixa de Trabalho: 4,5 – 300 kg/h Taxa de pressão de até 350 bar Exatidão: $\pm 0,25 \%$
	ACM 600	Faixa de Trabalho: 9,0 – 600 kg/h Taxa de pressão de até 350 bar Exatidão: $\pm 0,25 \%$
	ACM 1500	Faixa de Trabalho: 25,0 – 1500 kg/h Taxa de pressão de até 350 bar Exatidão: $\pm 0,25 \%$
	ACM 3000	Faixa de Trabalho: 50,0 – 3000 kg/h Taxa de pressão de até 350 bar Exatidão: $\pm 0,25 \%$
	ACM 6000	Faixa de Trabalho: 60,0 – 6000 kg/h Taxa de pressão de até 350 bar Exatidão: $\pm 0,25 \%$

(*) Os parâmetros envolvidos com medições elétricas serão realizados por leitura e registro desde o inversor de frequência

5.4.

Análise das incertezas das medições

Todo trabalho experimental com rigor científico necessita de cálculos das incertezas e da sua propagação nos resultados. Torna-se, portanto, imprescindível uma análise das incertezas dos resultados experimentais colhidos.

Segundo Moffat (1988), o resultado (Z) de um dado experimento pode ser representado pela equação (91);

$$Z = Z(X_1, X_2, X_3, \dots, X_N) \quad (91)$$

onde, $\{X_i\}_{i=1}^N$ representa o conjunto de medições, cada uma delas com incerteza conhecida (δX_i) e com representação dada por a equação (92).

$$X_i = \hat{X}_i(\text{medido}) \pm \delta X_i \quad (92)$$

A incerteza δX_i representa 2σ para a análise de amostra única, sendo σ o desvio padrão da população de medições possíveis da qual foi tomada a amostra única X_i . O valor medido da variável ($\hat{X}_i$) é considerado o melhor valor estimado de X_i . O efeito da incerteza em uma medição simples sobre o resultado calculado é mensurada pela equação (93);

$$\delta Z_{X_i} = \left(\frac{\partial Z}{\partial X_i} \right) \delta X_i \quad (93)$$

onde, $\left(\frac{\partial Z}{\partial X_i} \right)$ representa o coeficiente de sensibilidade para o resultado (R)

com relação a variável X_i . A incerteza para um resultado experimental como o representado pela equação (91) é calculada pela combinação dos termos individuais, mediante o método da raiz quadrada da soma de quadrados Moffat (1982, 1988), equação (94).

$$\delta Z = \left\{ \sum_{i=1}^N \left(\frac{\partial Z}{\partial X_i} \right)^2 \delta X_i^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (94)$$

A equação (94) representa a equação básica de análise de incerteza. Aplicada às equações de redução de dados, fornecem as seguintes incertezas:

1) Relação de pressões do compressor

$$\frac{\delta r_p}{r_p} = \left\{ \left(\frac{\delta p_1}{p_1} \right)^2 + \left(\frac{\delta p_2}{p_2} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 2,24\%$$

2) Vazão volumétrica de refrigerante na entrada da válvula de expansão.

$$\frac{\delta \dot{V}}{\dot{V}} = \left\{ \left(\frac{\delta \dot{m}_r}{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\delta v_8}{v_8} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 0,60\%$$

3) Eficiência volumétrica do compressor

$$\frac{\delta \eta_v}{\eta_v} = \left\{ \left(\frac{\delta \dot{m}_r}{\dot{m}_r} \right)^2 + \left(\frac{\delta \dot{V}_c}{\dot{V}_c} \right)^2 + \left(\frac{\delta \rho_1}{\rho_1} \right)^2 + \left(\frac{\delta N_c}{N_c} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 1,34\%$$

4) Potência fornecida pelo compressor ao fluido refrigerante

$$\frac{\delta \dot{W}}{\dot{W}} = \left\{ \left(\frac{\delta \dot{m}_r}{\dot{m}_r} \right)^2 + \left[\frac{\delta h_2/h_2}{1 - h_1/h_2} \right]^2 + \left[\frac{\delta h_1/h_1}{h_2/h_1 - 1} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 7,28\%$$

5) Capacidade de refrigeração do evaporador.

$$\frac{\delta \dot{Q}_{evp}}{\dot{Q}_{evp}} = \left\{ \left(\frac{\delta \dot{m}_r}{\dot{m}_r} \right)^2 + \left[\frac{\delta h_1/h_1}{1 - h_9/h_1} \right]^2 + \left[\frac{\delta h_9/h_9}{h_1/h_9 - 1} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 0,98\%$$

6) Capacidade de condensação (Condensador de Processo)

$$\frac{\delta \dot{Q}_{cnd}}{\dot{Q}_{cnd}} = \left\{ \left(\frac{\delta \dot{m}_{r,cnd}}{\dot{m}_{r,cnd}} \right)^2 + \left[\frac{\delta h_3/h_3}{1 - h_4/h_3} \right]^2 + \left[\frac{\delta h_4/h_4}{h_3/h_4 - 1} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 0,96\%$$

7) Capacidade de condensação (Condensador de Rejeito)

$$\frac{\delta \dot{Q}_{rc}}{\dot{Q}_{rc}} = \left\{ \left(\frac{\delta \dot{m}_{r,cr}}{\dot{m}_{r,cr}} \right)^2 + \left[\frac{\delta h_5/h_5}{1 - h_6/h_5} \right]^2 + \left[\frac{\delta h_6/h_6}{h_5/h_6 - 1} \right]^2 \right\}^{\frac{1}{2}} = \pm 0,98\%$$

Os valores numéricos das incertezas foram calculados utilizando o software EES.