

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO DO IMPACTO DA SUBSTITUIÇÃO DO R22 EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO

por

Eduardo Pavoni Grasselli

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, julho de 2017.

ESTUDO DO IMPACTO DA SUBSTITUIÇÃO DO R22 EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO

por

Eduardo Pavoni Grasselli

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Profa. Dra. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Cirilo Seppi Bresolin

Comissão de Avaliação:

Profa. Dra. Letícia Jenisch Rodrigues

Me. Guilherme Crivelli Fraga

Profa. Dra. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 19 de julho de 2017.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, à Universidade Federal do Rio Grande do Sul, ao Departamento de Engenharia Mecânica e professores, por todos conceitos, habilidades e conhecimentos transmitidos.

Ao meu orientador Prof. Cirilo, por toda a paciência, atenção, conselhos e confiança depositada em mim durante a realização deste trabalho.

Ao Victor, por sua excelente supervisão do estágio na Oxiteno e por ter me permitido realizar este trabalho dentro da empresa.

Ao Anderson, Adriano, Ederson, Jean, Lucas, Mateus, Octavio e Pedro pela irmandade em todo fim de semana em que retornei para Bento Gonçalves.

A todos meus colegas de faculdade por toda parceria, estudo e estresse compartilhados durante a trajetória acadêmica, em especial ao Eduardo Amado, pela ajuda na revisão deste texto.

A todos meus amigos feitos em Porto Alegre, por estarem em minhas melhores lembranças da capital, de qualquer maneira que o vento sopra, guiados pela sinfonia.

Ao Rodrigo, por toda amizade e por ser colega de apartamento durante estes seis anos de faculdade.

À toda minha família, por toda estrutura e apoio de sempre, mas em especial: ao meu pai Oracio, por todos os valores, dedicação e ensinamentos; à minha mãe Tere, por ser uma fonte de bondade, carinho e amor; e minha irmã Leticia, por ser sempre meu exemplo de determinação e caráter.

GRASSELLI, E. P. **Estudo do impacto da substituição do R22 em um ciclo de refrigeração.** 2017. 21 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

O clorodifluorometano, R22 ou HCFC22, é um refrigerante amplamente utilizado em sistemas de refrigeração em geral, atualmente sendo mais empregado nos países em desenvolvimento. Entretanto, a utilização em larga escala de HCFCs causa severos danos à camada de ozônio. O Protocolo de Montreal é um tratado internacional que visa à erradicação do uso dessas substâncias. Tendo em vista esta realidade, é proposto um estudo de viabilidade técnica para troca do R22 por outro fluido refrigerante no sistema de refrigeração por compressão da Oxiteno Nordeste S/A, situada no Polo Petroquímico Sul. O sistema foi modelado no *software* EES e o modelo foi validado através de uma comparação com os dados de operação obtidos da planta petroquímica. Após a validação, outros fluidos refrigerantes foram simulados no programa, dentre eles HFCs, hidrocarbonetos e substâncias naturais. Amônia se mostrou o fluido mais eficiente por causa de suas propriedades termodinâmicas, porém é incompatível com a atual unidade de refrigeração devido às suas restrições de operação. Para uma ação mais imediata e visando-se não trocar nenhum equipamento, a melhor alternativa é o uso do refrigerante R134a. Para um futuro investimento, a melhor situação seria a aquisição de uma unidade de refrigeração operando com amônia.

PALAVRAS-CHAVE: Ciclo de refrigeração, substituição do R22, modelagem termodinâmica, comparação entre fluidos refrigerantes.

GRASSELLI, E. P. **Study of impact of R22 replacement in a refrigeration cycle.** 21 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

Chlorodifluoromethane, R22 or HCFC22, is a refrigerant largely used in refrigeration systems, currently being more employed in developing countries. However, the use in large scale of HCFCs causes serious damage to ozone layer. The Montreal Protocol is an international agreement aiming to eradicate these substances. Having these aspects in mind, a study is proposed on the technical viability of R22 replacement with other refrigerant fluids in the refrigeration system of Oxiteno Nordeste S/A, situated in the petrochemical pole of Triunfo – Brazil. The system was modeled in EES software and validated by a comparison with the real data from the petrochemical plant. After validation, other fluids were simulated in the program, among them HFCs, hydrocarbons and natural substances. Ammonia performed as the most efficient fluid because of its thermodynamic properties, but it is incompatible with the refrigeration unity currently in use due its operation restrictions. For an immediate action and intending not to change any equipment, the best alternative is R134a. In case of future investment, the best situation would be purchase a refrigeration unity that operates with ammonia.

KEYWORDS: Refrigeration cycle, R22 replacement, thermodynamic modelling, comparison between refrigerant fluids.

ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. REFERENCIAL TEÓRICO	2
4.1. Definição do sistema	2
4.2. Modelagem termodinâmica	4
4.3. Indicadores de impacto ambiental	5
5. METODOLOGIA	6
5.1. Implementação do modelo computacional	6
5.2. Definição dos parâmetros de simulação	7
5.2.1. Caso 1	7
5.2.2. Caso 2	8
5.3. Definição dos fluidos refrigerantes para simulação	9
5.4. Avaliação por método de importância relativa por comparação aos pares	9
6. RESULTADOS E DISCUSSÃO	10
6.1. Validação do modelo computacional	10
6.2. Resultados do caso 1	11
6.3. Resultados do caso 2	12
6.4. Resultado por método de importância relativa por comparação aos pares	13
7. CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS	15
ANEXO I – Dados do fabricante da unidade refrigeradora C-416	16
APÊNDICE A – Código usado na construção do modelo computacional	17
APENDICE B – Código usado na simulação de refrigerantes alternativos	19

1. INTRODUÇÃO

Os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs) são substâncias utilizadas como fluidos refrigerantes, tendo sido empregados largamente durante o século XX. Devido à presença de cloro em sua composição, estes gases contribuíram para o aumento da deterioração da camada de ozônio. Dentre eles, o clorodifluorometano, conhecido como R22 ou HCFC22, foi amplamente utilizado em sistemas de refrigeração em geral, sendo ainda bastante empregado em países em desenvolvimento. O Protocolo de Montreal, assinado em 1987, é um tratado internacional cujos países signatários se comprometeram a substituir o uso destas substâncias. Em 2009, este tratado passou a ter alcance mundial, sendo assim o primeiro tratado ambiental a atingir este patamar de cooperação. Já em 2012, cerca de 98% do consumo de todas substâncias nocivas ao ozônio foi eliminado, sendo o R22 banido da Europa em 2003. No caso de países em desenvolvimento, como o Brasil, a meta é a total eliminação dos HCFCs até 2040 [UNEP, 2012].

Os fluidos refrigerantes mais utilizados para substituição dos HCFCs são os hidrofluorcarbonetos (HFCs) como R134a, R407a, R410a, entre outros. Por não possuírem cloro em sua composição, praticamente não oferecem risco à camada de ozônio, porém contribuem para o aquecimento global. Por conta disso, foi acordado em 2016 que a maior regulamentação dos HFCs é o novo passo do protocolo de Montreal [The Danfoss Group, 2017]. Uma tendência é o aumento do uso de hidrocarbonetos como fluidos refrigerantes, sendo que estes já são utilizados em sistemas de ar condicionado. Já em frigoríficos, amônia (NH_3) já é amplamente utilizada sem contribuir para o aquecimento global. Antecipando-se à proibição definitiva do R22 no Brasil, é importante analisar os impactos da substituição desse fluido em processos de refrigeração.

2. OBJETIVOS

Este estudo pretende avaliar, através de métodos computacionais, a possibilidade e consequências da substituição do R22 na função de fluido refrigerante do sistema de refrigeração da Oxiteno Nordeste S/A, unidade de Triunfo – RS, por fluidos alternativos. Visa-se construir uma modelagem termodinâmica no *software* EES do sistema de refrigeração, validá-lo através de comparação com dados reais e posteriormente simular a substituição do fluido de trabalho. Coeficientes de Performance (COP), vazão necessária, pressões resultantes, compatibilidade com a atual unidade de refrigeração, impacto ambiental e disponibilidade de fluido serão critérios de decisão. A ideia mais imediata é troca de fluido com mínima substituição de equipamentos, porém pretende-se discutir uma futura troca geral de unidade de refrigeração para melhoria geral do processo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

É possível encontrar na literatura diversos estudos de comparação de Coeficientes de Performance (COP) entre fluidos refrigerantes. Antunes *et al.* (2015) realizou testes em bancada experimental com os fluidos R290, R1270 e R438a utilizando temperaturas de evaporação dentre -15°C e -5°C . Para todos os casos, R290 e R1270 obtiveram COPs maiores em relação ao R22 e com menor vazão mássica necessária, porém o COP obtido para R438a foi inferior. No mesmo estudo, pelo método TEWI (*Methods of Calculating Total Equivalent Global Warning Impact*), R290 e R1270 apresentam menor dano ao meio ambiente do que o R22. Em diferente abordagem, Domanski e Yashar (2006) realizaram simulações com os fluidos R600a, R290a, R410A, e R32 em dois simuladores diferentes: CYCLE_D e ACSIM. Para o primeiro método (CYCLE_D), R600a e R134a apresentaram maior COP em relação ao R22, mas para o segundo (ACSIM) R290a, R410A e R32 apresentaram melhor desempenho.

Em certos casos, água também pode ser usada como fluido refrigerante. Kilicarslan e Muller (2005) usaram um modelo computacional de um ciclo simples de compressão de vapor para comparar água (R718) com os refrigerantes amônia (R717), R290, R134a, R12, R22 e R152a. O estudo concluiu que, para temperaturas de evaporação acima de 20°C e para

pequenas diferenças de temperatura entre evaporação e condensação, água pode apresentar COP maior que os outros gases testados. Entretanto, apresenta os piores resultados para temperaturas de evaporação menores que 5°C, faixa em que as unidades de refrigeração da Oxiten atuam. Ainda neste estudo, dos outros fluidos refrigerantes testados apenas o R290 apresentou COP geral menor que o R22, diferentemente dos resultados de Antunes *et al.* (2015).

Já Ozkan *et al.* (2007) testaram um ciclo de refrigeração ideal de compressão de vapor e um com superaquecimento e sub-resfriamento, mantendo a temperatura de condensação em 40°C. Para o ciclo ideal com temperatura de evaporação de -10°C, apenas R600a e R134a apresentaram COP maior que o R22, tendo R32 o pior COP. Quando adicionados superaquecimento e sub-resfriamento, a performance geral de todos refrigerantes aumentou, sendo o maior crescimento percentual dos hidrocarbonetos (R600a, R290 e R1270), concluindo-se que estas substâncias seriam as melhores escolhas dentre os gases testados.

4. REFERENCIAL TEÓRICO

Este capítulo aborda a descrição da unidade de refrigeração estudada, seu ciclo termodinâmico e o equacionamento de suas etapas. Em adição, índices de impacto ambiental para fluidos refrigerantes são introduzidos.

4.1. Definição do sistema

O sistema de refrigeração da Oxiten consiste em três unidades de refrigeração em paralelo que operam com R22. A função destas é refrigerar uma solução de etilenoglicol. A solução remove calor de duas colunas de reação exotérmica entre butanos e butenos (C4s) e ácido sulfúrico (H₂SO₄), como também é utilizada no processo de reconcentração de H₂SO₄. Cada unidade apresenta um ciclo de refrigeração simples composto por um evaporador inundado tipo casco e tubos, um compressor de gás por parafuso acionado por motor elétrico, uma válvula de expansão, um condensador casco e tubos, filtros secadores e o sistema de óleo de lubrificação do compressor. O sistema de óleo é constituído por uma bomba que injeta óleo no compressor, um filtro que separa o óleo do fluido refrigerante após descarga do compressor e um resfriador de óleo.

Os três ciclos recebem denominação de C-415 A, C-415 B e C-416, sendo os sistemas C-415 de 1988, ano de inauguração da planta, e possuem motores de potência 750 cv (559,5 kW). Já o C-416 é de 2000 e possui um motor de 900 cv (671,4 kW). O conjunto motor-compressor foi projetado para operar tanto com R22 tanto quanto R134a. No projeto para R22, o compressor deve operar apenas com 60% de sua carga máxima de vazão de fluido para alcançar a capacidade de refrigeração necessária, enquanto com o R134a o compressor precisaria operar em carga máxima de fluido. Este controle de carga de fluido é feito por uma válvula deslizante que se move paralelamente ao eixo do compressor, aumentando ou diminuindo a área de compressão. Os dados da unidade refrigeradora C-416 estão no Anexo I.

Por simplificação de análise e por possuir melhor instrumentação, apenas o C-416 foi modelado. A Figura 4.1 apresenta uma esquematização do ciclo de refrigeração da Oxiten [Oxiten Nordeste S/A, 2016].

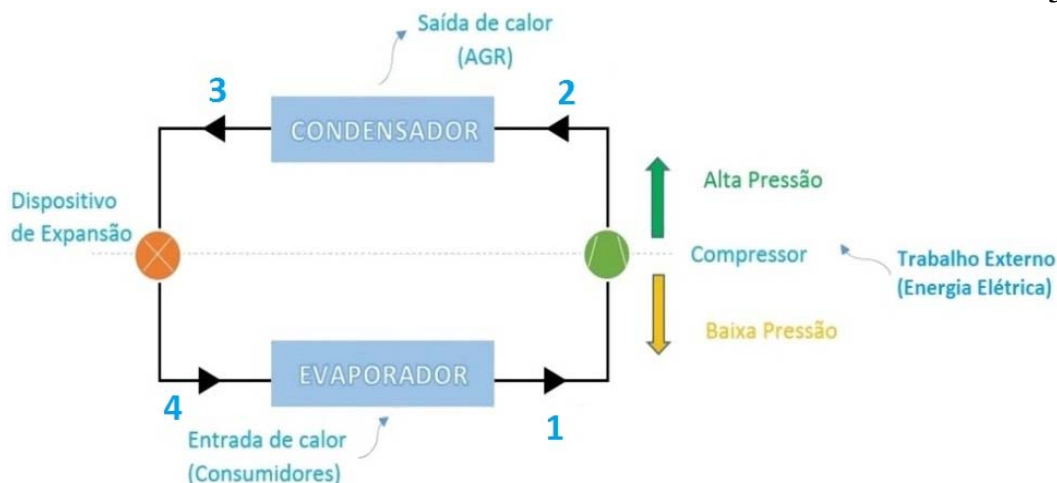


Figura 4.1 – Esquemática do ciclo de refrigeração.

No evaporador, o gás refrigerante entra no lado do casco e a solução de etilenoglicol (30%) chamada de RW, no lado dos tubos, onde é resfriada em torno de 10°C. No compressor, uma combinação de gás e óleo lubrificante é comprimida. Após a saída do compressor, a mistura passa por um filtro que separa o refrigerante do óleo mecanicamente. O óleo então é resfriado antes de ser bombeado novamente ao compressor, já o refrigerante segue para o condensador.

No condensador, o refrigerante é resfriado no lado do casco. No lado dos tubos, a água geral de resfriamento (AGR) retira o calor do fluido refrigerante e segue para a torre de resfriamento. Uma parcela da vazão de AGR no sistema é utilizada para resfriar o óleo proveniente da descarga do compressor em um segundo trocador de calor. O fluido refrigerante, teoricamente, passa por um sub-resfriamento no condensador para evitar entrada de gás na válvula de expansão. Por fim, o refrigerante é expandido na válvula de expansão até a pressão de evaporação, retornando para o evaporador e encerrando desta forma o ciclo. A Tabela 4.1 apresenta dados do sistema nas linhas de transmissão entre equipamentos e os números de identificação para cada ponto. A Figura 4.2 e a Figura 4.3 [Oxiteno Nordeste S/A, 2016], apresentam os diagramas esquemáticos T-s (temperatura e entropia específica) e P-h (pressão e entalpia específica) do ciclo, respectivamente.

Tabela 4.1 – Faixa de parâmetros do sistema de refrigeração C-416.

Ponto	Número	Pressão (kPa)	Temperatura (°C)	Fase
Evaporador-Compressor	1	346,5 a 474	-10 a 0	Vapor saturado ou levemente super-aquecido
Compressor - Condensador	2	1278 a 1572	65 a 80	Vapor super-quecido
Condensador – Válvula de Expansão	3	1278 a 1572	30 a 40	Líquido saturado ou comprimido
Válvula de Expansão - Evaporador	4	346,5 a 474	-16 a -5	Líquido saturado

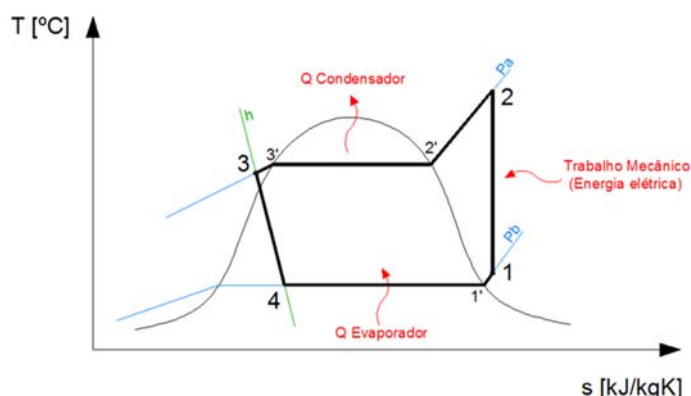


Figura 4.2 – Diagrama T-s do ciclo de refrigeração.

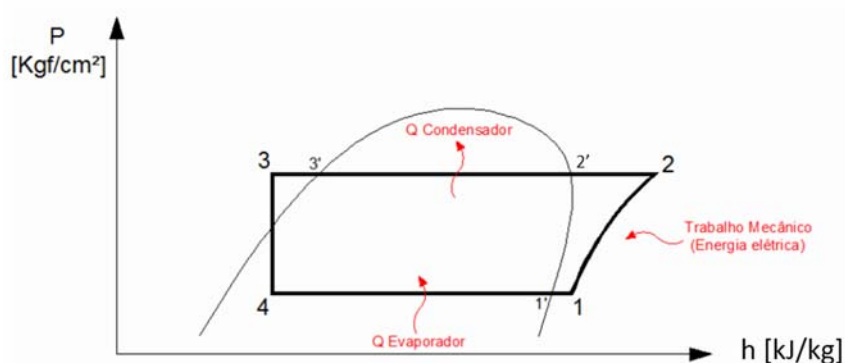


Figura 4.3 – Diagrama P-h do ciclo de refrigeração.

4.2. Modelagem Termodinâmica

O equacionamento foi feito através da primeira lei da termodinâmica adaptada para volume de controle, tendo uma entrada e uma saída, operando em regime permanente e desprezando-se as variações de energia cinética e potencial [Moran e Shapiro, 2013], representada pela Equação 4.1 e Equação 4.2:

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e) \quad (4.1)$$

na qual \dot{Q} é a taxa de calor transmitida (W), \dot{W} é o trabalho transmitido (W), \dot{m} é vazão mássica que passa pelo sistema (kg/s), e h_s e h_e são as entalpias específicas de entrada e saída do fluido de trabalho (J/kg), respectivamente.

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}c_p(T_s - T_e) \quad (4.2)$$

na qual c_p é (J/kg-K) o calor específico do fluido, e T_s e T_e são as temperaturas de saída e entrada do sistema (°C), respectivamente. Primeiramente, foi-se definido o equacionamento do evaporador, considerando-se que não há trabalho sendo realizado nesta etapa e que a solução de etilenoglicol (RW) possui calor específico constante. A Equação 4.3 e a Equação 4.4 equacionam o trocador de calor:

$$\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{RW}c_{pRW}(T_{eRW} - T_{sRW}) \quad (4.3)$$

na qual $\dot{Q}_{\text{evaporador}}$ é o calor retirado no evaporador (kW), \dot{m}_{RW} é a vazão mássica (kg/s), c_{pRW} é o calor específico (kJ/kg-K), T_{eRW} e T_{sRW} são as temperaturas de entrada e saída (°C),

respectivamente. O subscrito RW se refere à solução de etilenoglicol. Pelo lado do refrigerante o balanço de energia é:

$$\dot{Q}_{\text{evaporador}} = \dot{m}_{R22}(h1 - h4) \quad (4.4)$$

na qual \dot{m}_{R22} é a vazão mássica de fluido no ciclo de refrigeração (kg/s), $h1$ e $h4$ são as entalpias na saída e na entrada do evaporador (kJ/kg), respectivamente. Considerando-se que não há perda de calor pelas paredes no compressor, o trabalho do mesmo, \dot{W}_{comp} (kW), define-se por:

$$\dot{W}_{\text{comp}} = \dot{m}_{R22}(h2 - h1) \quad (4.5)$$

na qual $h2$ é a entalpia do gás na saída do compressor (kJ/kg). A potência elétrica P_{mot} (kW) consumida pelo conjunto motor-compressor é dada por:

$$P_{\text{mot}} = IV \quad (4.6)$$

Na qual I é a corrente elétrica (A) e V é a diferença de potencial elétrico (kV). Na planta, as unidades de refrigeração são alimentadas com 4,16 kV. A eficiência global n_c do conjunto motor-compressor é dada por:

$$n_c = \dot{W}_{\text{comp}}/P_{\text{mot}} \quad (4.7)$$

As Equações 4.8 e 4.9 representam o balanço termodinâmico no condensador. Novamente, assume-se calor específico constante de AGR e ausência de trabalho no equipamento

$$\dot{Q}_{\text{condensador}} = \dot{m}_{\text{AGR}}c_{p\text{AGR}}(T_{s\text{AGR}} - T_{e\text{AGR}}) \quad (4.8)$$

na qual $\dot{Q}_{\text{condensador}}$ é o calor retirado pela AGR no condensador (kW), \dot{m}_{AGR} é a vazão mássica de AGR (kg/s), $c_{p\text{AGR}}$ é o calor específico de AGR (kJ/kg-K), $T_{s\text{AGR}}$ e $T_{e\text{AGR}}$ são as temperaturas de saída e de entrada AGR no condensador (°C), respectivamente, e

$$\dot{Q}_{\text{condensador}} = \dot{m}_{R22}(h2 - h3) \quad (4.9)$$

na qual $h3$ é a entalpia do fluido de trabalho na saída do condensador (kJ/kg). A Equação 4.10 demonstra o processo isentálpico da passagem do fluido de trabalho pela válvula de expansão.

$$h3 = h4 \quad (4.10)$$

Os coeficientes de performance do ciclo, COP e COP_r são calculados pelo trabalho do compressor e a potência consumida pelo motor elétrico, respectivamente:

$$COP = \dot{Q}_{\text{evaporador}}/\dot{W}_{\text{comp}} \quad (4.11)$$

$$COP_r = \dot{Q}_{\text{evaporador}}/P_{\text{mot}} \quad (4.12)$$

4.3. Indicadores de impacto ambiental

Para fluidos refrigerantes, os dois indicadores de impacto ambiental mais utilizados são o ODP e GWP. ODP (*Ozone Depletion Potential*) é um indicador que relativiza o quanto uma substância é prejudicial à camada de ozônio. Seu valor varia de 0 a 1, sendo 1 o valor mais

danoso ao ozônio. GWP (*Global Warming Potential*) é um indicador que calcula a quantidade de impacto ao aquecimento global de uma substância em massa equivalente de CO₂ (GWP=1); portanto, quanto maior o GWP, mais prejudicial é a substância para o aquecimento global [United States Environmental Protection Agency, 2016].

5. METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a construção do modelo computacional da unidade de refrigeração, a definição dos parâmetros para simulação de troca de fluido e o método comparativo de tomada de decisão.

5.1. Implementação do modelo computacional

O *software* EES (*Engineering Equation Solver*) foi escolhido para a implementação do modelo da unidade devido à sua biblioteca e calculadora de propriedades termodinâmicas. Os dados de entrada foram obtidos através do sistema supervisorio da planta. A Figura 5.1 apresenta uma captura de tela dos medidores.

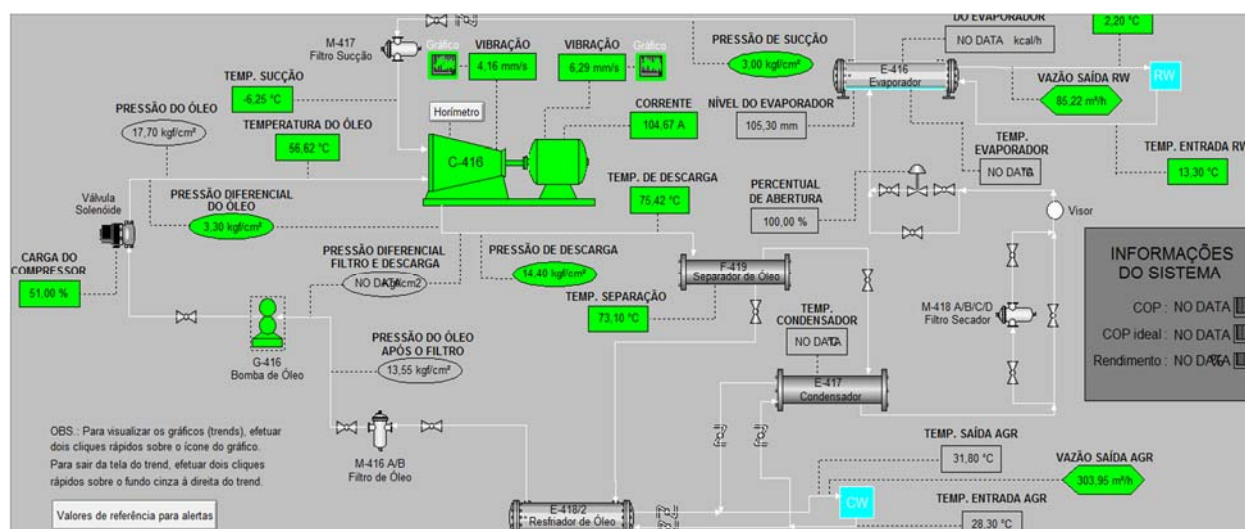


Figura 5.1 - Captura de tela dos medidores e esquematização do ciclo de refrigeração.

O sistema foi simulado para cada um dos dias em que se realizou medição, totalizando 17 dias do mês de março de 2017. A Tabela 5.1 apresenta a média dos dados de entrada obtidos do sistema supervisorio, respectivos desvios padrões e coeficientes de variação. A temperatura de sucção do compressor e a temperatura de entrada de RW no evaporador apresentaram maior coeficiente de variação. A temperatura de entrada de RW no evaporador varia com a carga de produção da planta, ou seja, quanto mais a planta estiver produzindo, mais calor é retirado na coluna de reação exotérmica, aumentando a temperatura de RW. Conseqüentemente, se pressão e vazão mássica de refrigerante no evaporador se manterem constantes e a carga térmica trocada aumentar, isto provocará um maior superaquecimento do vapor na saída do evaporador. Logo, quanto maior for a temperatura de entrada de RW no evaporador, maior será a temperatura de sucção do refrigerante no compressor. O coeficiente de variação de temperatura de saída de RW do evaporador não pode ser calculado corretamente, pois a média deu próxima de zero fazendo o valor da divisão tender ao infinito.

Tabela 5.1 – Média dos dados de entrada e desvios padrões.

Dado	Média	Desvio Padrão	Coefficiente de variação
Vazão volumétrica de RW (m ³ /h)	85,77	3,32	3,87 %
Temperatura de entrada de RW no evaporador (°C)	10,21	3,07	30,08%
Temperatura de saída de RW do evaporador (°C)	-0,07	2,83	-
Vazão volumétrica de AGR (m ³ /h)	301,02	6,02	2%
Temperatura de entrada de AGR no condensador (°C)	29,48	2,7	9,16%
Temperatura de saída de AGR no condensador (°C)	26,34	2,51	9,54%
Temperatura de sucção do compressor (°C)	-7,67	2,73	35,63%
Pressão na sucção do compressor (kPa)	378,56	39,26	10,37%
Temperatura de descarga do compressor (°C)	73,04	3,06	4,19%
Pressão de descarga do compressor (kPa)	1427,33	87,36	6,12%
Corrente elétrica no motor (A)	97,08	7,08	7,29%

Durante o desenvolvimento do modelo, constatou-se problemas de leitura dos medidores de vazão. O medidor de vazão volumétrica de AGR mede a soma de AGR que entra no condensador e no resfriador de óleo. Como apenas a vazão de AGR no condensador é de interesse, analisou-se o projeto original do C-416, descobrindo-se que 90% da vazão de AGR é a vazão de água que passa pelo condensador. Quanto ao medidor de vazão de RW, a planta da Oxiteno passou por uma parada para manutenção geral e as unidades de refrigeração foram desligadas. Realizou-se então testes nos medidores do sistema C-416 e a medição de vazão de RW apresentou uma média de 15,76 m³/h em uma semana em que não havia fluxo de etilenoglicol. Assumiu-se este valor como um *offset* do medidor, sendo reduzido da média obtida. Os dados de vazão foram posteriormente corrigidos e são apresentados na Tabela 6.1. Optou-se por a validação do modelo computacional ser através de uma comparação entre o valor de vazão de AGR no condensador estimado pelo EES e o valor medido pela instrumentação.

5.2. Definição dos parâmetros de simulação

Foram realizadas simulações dos fluidos refrigerantes em dois casos. O Caso 1 foi mais abrangente, utilizando-se maiores variações de temperatura. O caso 2 foi focado na unidade C-416.

5.2.1. Caso 1

A principal motivação para esta simulação ser mais ampla é que os sistemas C-415 A/B operam com temperaturas de sucção mais elevadas e pressões diferentes que as do C-416. Inclusive, o C-415 A já foi monitorado operando com a temperatura de sucção de 10°C. Já que estas duas unidades também operam com R22, estes resultados podem servir como referência para uma futura troca do fluido refrigerante delas. Outra motivação foi entender melhor o desempenho de um modo mais geral destes gases, não apenas na faixa de operação do C-416. Para estas simulações, usou-se os seguintes parâmetros mostrados na Tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Parâmetros de entrada para simulação do caso 1.

Q _{evaporador} (kW)	T _{evap} (°C)	T _{cond} (°C)	T _{sr} (°C)	iso
800	-10, -5, 0, 5	30, 35, 40, 45	2, 7, 10	0,74

A simulação foi executada para todas as combinações de condições de temperatura no condensador e no evaporador indicadas na Tabela 5.2. O calor trocado no evaporador é uma aproximação para cima do calor médio trocado calculado no modelo do C-416, que é 765 kW. A temperatura de evaporação (T_{evap}) mínima ficou em -10°C, pois abaixo dela a pressão de evaporação passa a ser consideravelmente mais baixa que a pressão normal de trabalho do

evaporador, que é 355 kPa. Por sua vez, a temperatura de evaporação máxima foi definida em 5°C para obter-se ter uma diferença de temperatura razoável entre o fluido refrigerante e temperatura de entrada de RW no evaporador (entre 8°C e 14°C). A temperatura mínima de condensação (T_{cond}) foi definida como 30°C porque ela não pode estar muito próxima da temperatura média de AGR no condensador, que foi 28°C dentre os valores medidos. A temperatura máxima de condensação de 45°C é uma restrição de projeto do C-416. A eficiência isentrópica (i_{iso}) é o valor obtido no modelo computacional da unidade refrigeradora. Em adição, assumiu-se um evaporador que evapore totalmente o fluido refrigerante sem superaquecimento e um condensador que resfrie o fluido de trabalho até a temperatura média de AGR no condensador (28°C). Isto foi feito ajustando a temperatura de sub-resfriamento (T_{sr}) conforme a temperatura de condensação empregada, por exemplo: se a temperatura de condensação for 30°C, a temperatura de subresfriamento será 2°C. Porém, limitou-se a temperatura de subresfriamento em 10°C, que já é um valor acima do usual para este parâmetro.

5.2.2. Caso 2

Para simular o ciclo C-416 no caso 2, buscou-se nos arquivos da Oxiteno documentação de seu projeto original para simulá-lo em sua capacidade máxima. Foram encontradas nas folhas de dados dos trocadores de calor informações relevantes para tal. A Tabela 5.3 apresenta algumas dessas informações.

Tabela 5.3 – Informações de projeto da unidade de refrigeração C-416.

Equipamento	Capacidade (kW)	Temperatura de entrada (°C)	Temperatura de saída (°C)	Pressão de trabalho (kPa)	Pressão máxima de projeto (kPa)
Evaporador	1163,00	-10,00	-10,00	353	980,66
Condensador	1684,00	40,00	38,00	1461,20	1667,13

Para maiores informações sobre o processo no condensador, o equipamento foi simulado no *software* Aspen Exchanger Design & Rating, um *software* específico para dimensionamento e simulação de trocadores de calor [Aspen Technology, 2017]. Os dados de entrada foram as dimensões gerais do condensador, pressão de condensação e vazões obtidas na simulação do sistema. O programa foi ajustado para estimar as propriedades do R22 na saída do condensador. A Tabela 5.4 apresenta os resultados obtidos.

Tabela 5.4 – Resultado da simulação do condensador.

Dado	Entrada	Saída
Temperatura no casco (°C)	73	37,93
Temperatura nos tubos (°C)	31	33,62
Título no casco	1,00	0,04
Título nos tubos	0	0
Pressão no casco (kPa)	1450	1448,12
Calor trocado (kW)	903,2	

O resultado mais relevante é que o fluido refrigerante sai do condensador em estado líquido sem sub-resfriamento, já que a temperatura após o início da condensação permaneceu praticamente constante e o título caiu para muito próximo de zero. Consequentemente, a simulação focada no C-416 foi realizada sem subresfriamento. A Tabela 5.5 apresenta os dados de entrada para a simulação.

Tabela 5.5 – Parâmetros de entrada para simulação do caso 2.

Q_{RW} (kW)	T_{evap} (°C)	T_{cond} (°C)	T_{sr} (°C)	i_{iso}
1163	-10, -5	30, 35, 40	0	0,74

A carga de refrigeração ajustada foi a capacidade de projeto do evaporador. A temperatura máxima de evaporação ficou em -5°C porque no projeto original RW deveria sair do evaporador a esta mesma temperatura, logo a temperatura de evaporação não deveria ser maior que este valor. A temperatura de condensação de 45°C não foi utilizada por ser a temperatura máxima de projeto e por apresentar os piores COPs na primeira simulação.

5.3. Determinação dos fluidos refrigerantes para simulação

Determinou-se que seriam simuladas as substâncias previamente testadas pelos estudos utilizados como referência para este trabalho com o intuito de ter base de comparação de resultados. Contudo, como o objetivo deste estudo é diminuir o impacto ambiental do processo da Oxiteno, filtrou-se alguns destes gases por seus índices de impacto ambiental. Tabela 5.6 apresenta os índices ODP e GWP [Lindes Gases AG, 2007; The Engineering Toolbox, 2017] para tais fluidos.

Tabela 5.6 – Indicadores de impacto ambiental para diversos fluidos refrigerantes.

Fluido	ODP	GWP
R12	1	10900
R438a	0	2265
R22	0,055	1810
R410a	0	1725
R134a	0	1430
R32	0	675
R152a	0	120
R290	0	3
R600a	0	3
R1270	0	2
Água (R718)	0	0
Amônia (R717)	0	0

Excluiu-se os fluidos R12 e R438a. O R410a, R1270 e água não foram simulados, os dois primeiros porque o EES não funcionou com estas substâncias e o terceiro pela unidade de refrigeração trabalhar com condições em que resultam em sua pior faixa de COP, segundo Kilicarslan e Mueller (2005). Simulou-se então R22, R134a, R32, R152a, R290, R600a e amônia.

É importante abordar brevemente algumas características de cada refrigerante selecionado. R32 (CH_2F_2) é um HFC puro que vem crescendo como alternativa para substituição do R410a e é utilizado na composição de diversos outros gases refrigerantes como R407C, R410a e R442a [Gas Servei S.A., 2016]. Seu uso é mais empregado a condicionadores de ar. R134a ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$) é um HFC e é a alternativa mais comum e imediata para substituição do R22 em diversos casos. R152a ($\text{C}_2\text{H}_4\text{F}_2$) é um HFC utilizado na composição de outros refrigerantes, possui baixo GWP em relação a outros HFCs, porém sua inflamabilidade pode ser uma preocupação [The Linde Group, 2017]. R290 (C_3H_8) e R600a (C_4H_{10}), propano e isobutano, respectivamente, são compostos muito parecidos pois ambos são hidrocarbonetos puros de baixíssimo GWP (3), porém altamente inflamáveis [Gas Servei S.A., 2016]. Amônia (NH_3) é um refrigerante natural largamente empregado em instalações industriais, com GWP e ODP zero, mas altamente tóxico, sendo necessário grande controle para não haver vazamento [The Danfoss Group, 2017]. É importante ressaltar que amônia é muito corrosiva ao cobre, material cujos tubos dos trocadores de calor da unidade C-416 são constituídos.

5.4. Avaliação por método de importância relativa por comparação aos pares

Como a substituição deve levar em conta diversos critérios para definir a melhor opção de substituição, empregou-se o método de importância relativa por comparação aos pares. Neste método “comparam-se os critérios um a um e decide-se qual é o mais importante. Ao critério mais importante é dado o valor 1, se a importância é semelhante o valor é 0,5 e se a importância é menor é dado 0” [Neis, 2015]. Após a etapa de comparação, soma-se os valores de cada critério e se normaliza pela soma total das notas, obtendo-se o peso de cada critério. Os critérios definidos foram: COP, vazão mássica (V_m), vazão volumétrica (V_v), pressão de condensação (P_{cond}), temperatura de descarga (T_{desc}) e GWP. Como todas as opções de refrigerante para substituição possuem valor zero para o índice ODP, este não foi utilizado. Já que o objetivo do trabalho é a diminuição de impacto ambiental sem perda de performance, COP e GWP foram tomados como índices mais importantes. A Tabela 5.7 apresenta a comparação aos pares dos parâmetros escolhidos.

Tabela 5.7 - Método de importância relativa por comparação aos pares.

Critério	COP	V_m	V_v	P_{cond}	T_{desc}	GWP	Total	Peso
COP	x	1,00	1,00	1,00	1,00	0,50	4,5	0,30
V_m	0	x	0,50	0,50	0,50	0	1,5	0,10
V_v	0	0,5	x	0,50	0,50	0	1,5	0,10
P_{cond}	0	0,5	0,5	x	0,5	0	1,5	0,10
T_{desc}	0	0,5	0,5	0,50	x	0	1,5	0,10
GWP	0,5	1	1	1	1	X	4,5	0,30
Total							15	1

Pelo método, GWP e COP obtiveram os maiores pesos e os demais critérios obtiveram pesos iguais. A etapa seguinte é multiplicar o resultado obtido dos fluidos refrigerantes em cada critério pelo respectivo peso do critério e somar os valores para obter-se a nota final.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

O presente capítulo apresenta os resultados da simulação primária do C-416 e sua validação. O capítulo também aborda os resultados das simulações de troca de fluido refrigerante e discussões.

6.1. Validação do modelo computacional

A Tabela 6.1 apresenta os resultados médios para os 17 dias em foram feitas simulações.

Tabela 6.1 – Vazões ajustadas e média de resultados do modelo.

Dado	Média	Coefficiente de variação
Vazão volumétrica de RW corrigida (m^3/h)	70,01	4,75%
$Q_{evaporador}$ (kW)	765,23	6,61%
W_{comp} (kW)	204,82	9,19%
Pot (kW)	403,83	7,29%
COP	3,75	4,50%
COPr	1,90	4,17%
<i>iso</i>	0,74	2,51%
<i>c</i>	0,51	3,64%
VAGR calculada (m^3/h)	266,66	2,99%
VAGR medida corrigida (m^3/h)	270,94	2,00%
Diferença relativa de VAGR (m^3/h)	1,58%	-

Lembrando-se que a validação foi feita através de comparação entre a vazão de AGR calculada e o valor ajustado do medidor de vazão volumétrica para o condensador (90% do total). Obteve-se uma diferença relativa de 1,58%, validando o modelo computacional. A eficiência isentrópica apresentou um valor dentro do esperado para este tipo compressor e os resultados, em geral, apresentaram coeficientes de variação pequenos.

6.2. Resultados do caso 1

A Tabela 6.2 apresenta o COP médio para cada temperatura de evaporação, dentro da faixa de temperaturas de condensação simuladas.

Tabela 6.2 – Valores médios de COP por temperatura de evaporação.

Refrigerante	Temperatura de evaporação (°C)				Média geral	Coeficiente de variação
	-10	-5	0	5		
R152a	3,58	4,17	4,93	5,95	4,66	21,95%
R600a	3,53	4,13	4,89	5,93	4,62	22,40%
Amônia	3,52	4,11	4,87	5,88	4,60	22,16%
R134a	3,49	4,07	4,83	5,84	4,56	22,33%
R22	3,48	4,05	4,76	5,80	4,52	22,10%
R290	3,43	4,01	4,75	5,75	4,49	22,34%
R32	3,36	3,92	4,64	5,61	4,38	22,17%

Destaca-se o fato de que a ordem decrescente de COP por refrigerante em todos os casos manteve-se constante, tendo R152a o maior valor e R32 o menor. Este aspecto demonstra que os gases possuem características e propriedades bem definidas. Os coeficientes de variação obtidos foram muito próximos uns dos outros, reforçando a ideia de que, em maneira geral, os fluidos refrigerantes se comportam de forma similar.

Um resultado já esperado é que COP cresce com o aumento da temperatura de evaporação. Explica-se isto pela diminuição da diferença de temperatura entre evaporação e condensação aproximar as entalpias de sucção e descarga, diminuindo-se assim o trabalho necessário no compressor. A Figura 6.1 apresenta o gráfico de COP para cada substância à $T_{\text{evap}} = 5^\circ\text{C}$ fixada, concordando que o COP diminui com o aumento da diferença entre temperaturas de troca de fase.

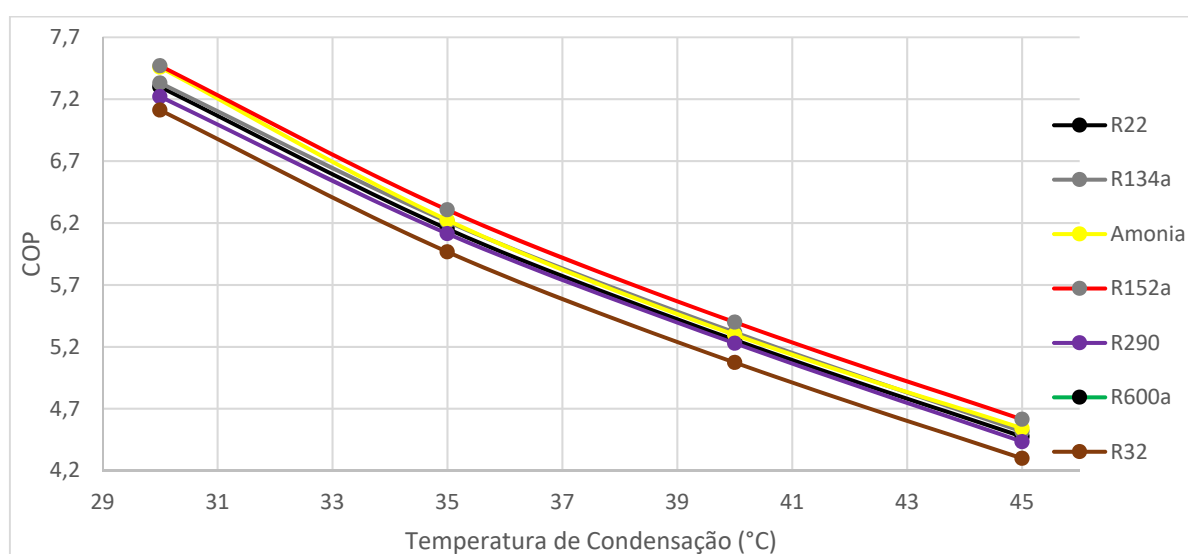


Figura 6.1 – COP x Temperatura de condensação para temperatura de evaporação de 5°C.

Como os valores de COP médios de cada gás foram muito próximos em geral, pode-se concluir que do ponto de vista termodinâmico todos eles obtiveram performance satisfatória. Entende-se, então, que é necessário analisar outros parâmetros para se obter melhores conclusões. A Tabela 6.3 apresenta dados médios de pressão de condensação, temperatura de descarga e vazão mássica para estas simulações.

Tabela 6.3 – Médias de pressão de condensação, temperatura de descarga e vazão mássica.

Fluido	R22	R134a	R152a	Amônia	R290	R600a	R32
Pressão de condensação (kPa)	1452,75	941,53	858,45	1463,75	1300,00	500,98	2347,75
Temperatura de descarga (°C)	67,64	60,71	60,83	118,48	50,27	42,75	81,79
Vazão mássica (kg/s)	4,84	4,93	2,89	0,96	2,76	2,90	3,10

Analisando-se a Tabela 6.3 quanto à pressão de condensação, repara-se que o valor referente ao R32 é consideravelmente mais alto que os outros, exigindo uma estrutura mais robusta na linha de alta pressão, aumentando o custo geral. Em relação à temperatura de descarga, a amônia apresentou o valor mais elevado e o R600a o mais baixo. Temperaturas nessa faixa provavelmente não prejudicariam o material da linha de aço carbono nesse ponto. O maior problema seria quanto à necessidade de uma maior região de dessuperaquecimento no condensador. No que se refere à vazão mássica, apenas o R134a apresentou vazão necessária maior que a do R22, colocando-o em desvantagem frente aos outros gases. Já amônia possui uma vazão mássica exigida muito menor que os outros devido à sua maior entalpia de evaporação. Esse é um dos motivos pelos quais ela é vastamente utilizada como principal refrigerante em diversos frigoríficos, embora seja altamente tóxica.

6.3. Resultados do caso 2

A Tabela 6.4 apresenta os resultados para os COPs médios em ordem decrescente.

Tabela 6.4 – COPs médios para simulação do C-416

Fluido	$T_{\text{evap}}=-10^{\circ}\text{C}$	$T_{\text{evap}}=-5^{\circ}\text{C}$	Média	Coefficiente de variação
Amônia	3,62	4,25	3,93	11,19%
R152a	3,61	4,22	3,92	11,24%
R600a	3,52	4,14	3,83	11,49%
R22	3,51	4,11	3,81	11,30%
R134a	3,46	4,07	3,77	11,41%
R290	3,41	4,01	3,71	11,33%
R32	3,39	3,97	3,68	11,41%

Constata-se que a ordem decrescente de COP por refrigerante se alterou para essa simulação, com amônia passando a ter o maior valor. Uma hipótese para este resultado é amônia ser menos sensível ao sub-resfriamento, já que possui a maior faixa de entalpia de evaporação. Outro aspecto é que o R134a apresentou menor COP em relação ao R22, confirmando o projeto da unidade em que o compressor precisa de mais potência para operar com este gás (Anexo I). R290 apresentou menor COP em relação ao R22, concordando com os resultados de Mueller e Kilcarslan (2005), porém discordando de Antunes *et al.* (2015). Os resultados de Ozkan *et al.* (2007) foram parecidos, com a ordem crescente de COPs deste estudo sendo: R600a, R134a, R22, R1270, R290, R152a e R32, lembrando-se que tal estudo não simulou amônia. A Tabela 6.5 apresenta os demais resultados obtidos.

Tabela 6.5 - Resultados médios da simulação focada no C-416.

Refrigerante	V_m (kg/s)	V_v (m ³ /h)	P_{cond} (kPa)	T_{desc} (°C)	GWP
R600a	4,47	4881,54	466,63	41,47	3,00
R152a	4,87	2723,03	798,60	61,06	120,00
R134a	8,03	2610,35	891,70	50,15	1430,00
R290	4,27	1851,21	1222,00	49,34	3,00
R22	7,33	1578,19	1360,33	68,29	1810,00
Amônia	1,07	1466,47	1357,67	124,73	0,00
R32	4,69	974,29	2198,67	84,02	675,00

Uma relação que pode ser equivocadamente assumida é que COP e vazão mássica seriam inversamente proporcionais, porém conclui-se que ambos não possuem relação direta. Por exemplo, R290 apresentou o segundo menor COP e a segunda menor vazão mássica e R152a apresentou o segundo maior COP e a terceira maior vazão mássica. Amônia apresentou a menor vazão mássica necessária, isso, juntamente ao seu elevado COP, tornaria amônia a melhor opção do ponto de vista termodinâmico em uma primeira análise rápida. Entretanto, este fluido também apresentou a maior temperatura de descarga, que pode vir a ser um problema operacional. Os dados de vazão volumétrica e mássica novamente concordam com o projeto original da unidade refrigeradora C-416, em que o R134a precisa de uma vazão volumétrica consideravelmente maior que a do R22 (Anexo I). R152a confirma novamente que, apesar do segundo maior COP, do ponto de vista de vazões não é um dos mais vantajosos. Ressalta-se que R32 ultrapassou a pressão máxima de projeto do condensador e R600a possui vazão volumétrica muito acima dos outros gases.

6.4. Resultado por método de importância relativa por comparação aos pares.

Para equalizar os resultados obtidos por cada fluido dentro de cada parâmetro, usou-se a seguinte relação: o melhor valor dentre os obtidos para cada critério corresponde a 1, e o pior, a 0. Em sequência, normaliza-se os outros valores dentro destes extremos para cada critério. Por exemplo, amônia teve o melhor valor de COP, então seu valor normalizado é 1 e R32 teve o pior resultado de COP, logo seu valor normalizado é 0. Por fim, multiplica-se os valores pelo peso correspondente ao critério e soma-se o total. O maior valor obtido será a melhor opção. Tabela 6.6 demonstra a normalização dos resultados.

Tabela 6.6 – Valores normalizados dentro dos extremos obtidos.

Critério	COP	Vazão mássica	Vazão volumétrica	Pressão de condensação	Temperatura de descarga	GWP
R22	0,50	0,10	0,85	0,48	0,68	0,00
R134a	0,34	0,00	0,58	0,75	0,90	0,21
R152a	0,93	0,45	0,55	0,81	0,76	0,93
Amônia	1,00	1,00	0,87	0,49	0	1,00
R290	0,11	0,54	0,78	0,56	0,91	1,00
R600a	0,59	0,51	0,00	1,00	1,00	1,00
R32	0,00	0,48	1,00	0,00	0,00	0,63

Pela Tabela 6.6 pode-se entender melhor o método. Por exemplo, como amônia obteve o melhor COP, seu valor normalizado é 1, assim como R32 teve o pior COP e seu valor normalizado é 0. A mesma lógica foi usada para todos os parâmetros. Tabela 6.7 apresenta os pesos distribuídos por parâmetros e a correspondente soma total.

Tabela 6.7 – Graus de importância e resultados

Critérios	COP	Vazão mássica	Vazão volumétrica	Pressão de condensação	Temperatura de Descarga	GWP	Total
Peso	0,30	0,10	0,10	0,10	0,10	0,30	1,00
Amônia	0,30	0,10	0,09	0,05	0,00	0,30	0,84
R152a	0,28	0,05	0,06	0,08	0,08	0,28	0,82
R600a	0,18	0,05	0,00	0,10	0,10	0,30	0,73
R290	0,03	0,05	0,08	0,06	0,09	0,30	0,61
R134a	0,10	0,00	0,06	0,08	0,09	0,06	0,39
R32	0,00	0,05	0,10	0,00	0,05	0,19	0,38
R22	0,15	0,01	0,08	0,05	0,07	0,00	0,36

Por este método, amônia é a melhor escolha, seguida por R152a. É importante frisar que outros estudos, como o de Ozkan *et al.* (2007), encontraram resultados de COP menores para R152a em relação ao R22. Os hidrocarbonetos R600a e R290, vêm na sequência, tendo o primeiro superado R22 no que diz respeito a COP, GWP e vazão mássica. Por outro lado, R290 apresenta COP menor que R22, mas com valores absolutos relativamente próximos. R134a e R32 apresentam as duas piores somas entre as opções de substituição, sendo que ambos obtiveram índice de COP pior que R22, sendo R32 a menos eficiente. O parâmetro decisivo para estes dois refrigerantes superarem R22 na soma total é o GWP, já que R22 tem o pior índice neste critério. É preciso ressaltar que este método não considerou adversidades operacionais como inflamabilidade, toxicidade, corrosividade, entre outros.

Consultou-se três empresas de refrigeração industrial para se obter maiores informações quanto à disponibilidade destes gases no mercado de refrigeração industrial. A primeira citou apenas HFCs como fluido de trabalho, incluindo o R134a. A segunda, fabricante do C-416, ofereceu como melhor opção uma unidade de refrigeração que utilizam amônia como fluido de trabalho. A terceira, Danfoss, publica em seu site como primeira opção unidades de refrigeração industrial que empregam amônia.

7. CONCLUSÕES

Pelo método supracitado, amônia seria a melhor escolha pelos fatores de melhor COP, maior capacidade de refrigeração, menor vazão mássica requerida e índices GWP e ODP nulos. Entretanto, nas atuais unidades de refrigeração da Oxiteno ela é inviável, pois a vedação não é devido à toxicidade do refrigerante. Em adição, sua corrosividade iria atacar seriamente o cobre dos tubos dos trocadores de calor, gerando sério desgaste nos equipamentos.

No que se refere a R152a, seu uso atualmente é limitado a aparelhos menores, por exemplo, condicionadores de ar. Quanto aos hidrocarbonetos, é preciso fazer um levantamento de risco sobre sua inflamabilidade para evitar maiores danos. Por mais que a Oxiteno já produza líquidos inflamáveis, se faz necessário mais estudo antes de afirmar que seria segura a utilização deles. R32 foi desconsiderado por apresentar o pior COP e pressão de condensação acima da pressão de projeto do condensador. R134a, ainda que tenha tido uma das notas mais baixas, ainda é a escolha mais imediata pela sua disponibilidade no mercado, baixa inflamabilidade e pela unidade já ter sido projetada para sua utilização. Entretanto, os HFCs são os futuros gases a sofrerem regulações mais severas pelo Protocolo de Montreal e o mesmo vale para o R152a.

Em caso de futuro estudo seria interessante a realização de uma análise financeira das opções de troca para concluir qual é a mais vantajosa economicamente. Porém, do ponto de vista termodinâmico e de performance, conclui-se que a melhor opção é adquirir unidades refrigeradoras de amônia, incluindo novos trocadores de calor e sistema de vedação, por todos os motivos já citados, mas principalmente por seu impacto praticamente nulo à camada de ozônio e aquecimento global.

REFERÊNCIAS

Aspen Technology, **“Aspen Exchanger Design & Rating”**, <http://www.aspentech.com/products/aspeng-edr.aspx>. Acessado em 10/06/2017.

Antunes, H. P. A.; da Silva, A.; Filho, E. P. B.; **“Avaliação Experimental do Processo de Substituição do R22 por Propano, Propileno e HFC438A em um Sistema de Refrigeração Comercial”**, Faculdade de Engenharia Mecânica; Universidade Federal de Minas Gerais, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil, 2015.

Domanski, P. A.; Yashar, D.; **“Comparable Performance Evaluation of HC and HFC Refrigerants in an Optimized System”**, National Institute of Standards and Technology; Gaithersburg, Maryland, EUA, 2006.

Gas Servei S.A., **“R-32”**, <http://www.gas-servei.com/pt/componentes/sustitutos-directos-del-r12/r-32>. Acessado em 17/06/2017.

Gas Servei S.A., **“R600a”**, <http://www.gas-servei.com/pt/fluidos/refrigerantes-hc/r-600a--isobutano->. Acessado em 17/06/2017.

Kilicarlan, A.; Muller, N.; **“A Comparative Study of Water as a Refrigerant with some Current Refrigerants”**, International Journal of Energy Research, July, 2005.

Lindes Gases AG; **“Refrigerants Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warming Potential”**, Linde Gases AG Gases Division, Seitnerstrasse 70, 82049 Pullach, Germany, 2007.

Moran, M. J.; Shapiro, H. N.; **“Princípios de Termodinâmica para Engenharia”**, LTC, ed. 7, 2013.

Neis, P. D.; **“Apostila de Projeto”**; Departamento de Engenharia Mecânica; Universidade Federal do Rio Grande do Sul; Porto Alegre, Brasil, 2015.

Oxiteno Nordeste S/A, **“Unidade de Refrigeração – Compressores C-415 A/B e C-416”**, Polo Petroquímico Sul, Triunfo, Brasil, 2016.

Ozkan, D.; Agra, O.; Çetin, O.; **“A Comparison Between Refrigerants used in air Conditioning”**, University of Yildiz Technical University, Turkey, 2007.

The Danfoss Group; **“Amônia na Refrigeração Industrial”**; <http://refrigerationandairconditioning.danfoss.com.br/refrigerants/industrial-refrigeration/ammonia/#/>. Acessado em 17/06/2017.

The Danfoss Group, **“HFC Phase Down (Regulation)”**; <http://refrigerants.danfoss.com/hfc/#/>. Acessado em 17/06/2017.

The Engineering Toolbox, **“Refrigerants – Environmental Properties”**, http://www.engineeringtoolbox.com/refrigerants-properties-d_145.html. Acessado em 17/06/2017.

The Linde Group, **“R152a”**, http://www.linde-gas.com/en/products_and_supply/refrigerants/hfc_refrigerants/r152a/index.html. Acessado em 17/06/2017.

UNEP – Ozone Secretariat; **“Handbook for the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer”**, Nairobi, Kenya, 9th edition, 2012.

United States Environmental Protection Agency, **“Ozone-depleting Substances”**, <https://www.epa.gov/ozone-layer-protection/ozone-depleting-substances#self>. Acessado em 17/06/2017.

ANEXO I – Dados do fabricante da unidade refrigeradora C-416

MODEL :	F320VSD-M	
REFRIGERANT :	R134a	
CAPACITY :	[Mcal/h]	1053 977.2
CAPACITY :	[TR]	348.2 323.2
ABSORBED POWER :	[kW]	478.9 457.3
MOTOR POWER :	[CV]	716.4 684.1
COMPRESSOR SPEED :	[min-1]	3550 3550
INDICATOR POSITION :	[%]	100 95
CONDENSING TEMP. :	[degC]	42 42
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-11 -11
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	5 5
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	2 2
SUCTION TEMP. :	[degC]	-6 -6
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50 50
SUCTION PRESS. :	[kg/cm2A]	1.89 1.89
DISCHARGE PRESS. :	[kg/cm2A]	11.1 11.1
OIL SUPPLY PRESS. :	[kg/cm2A]	13.1 13.1
SWEEP VOLUME :	[m3/h]	3820 3820
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	62.6 63.3
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	3600 3340
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	689 642
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	32530 30190
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	30190 28080
TOTAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	152 152
OIL HEAT REJECTION :	[Mcal/h]	46.6 49
COP :	[-]	2.56 2.49

MODEL :	F320VSD-M	
REFRIGERANT :	R22	
CAPACITY :	[Mcal/h]	1020.4 961.1
CAPACITY :	[TR]	337.4 317.8
ABSORBED POWER :	[kW]	522.8 505.5
MOTOR POWER :	[CV]	809.2 782.1
COMPRESSOR SPEED :	[min-1]	3550 3550
INDICATOR POSITION :	[%]	60 55
CONDENSING TEMP. :	[degC]	42 42
EVAPORATIVE TEMP. :	[degC]	-11 -11
SUCTION SUPERHEAT :	[degC]	5 5
LIQUID SUBCOOLING :	[degC]	2 2
SUCTION TEMP. :	[degC]	-6 -6
OIL SUPPLY TEMP. :	[degC]	50 50
SUCTION PRESS. :	[kg/cm2A]	3.41 3.41
DISCHARGE PRESS. :	[kg/cm2A]	16.6 16.6
OIL SUPPLY PRESS. :	[kg/cm2A]	18.6 18.6
SWEEP VOLUME :	[m3/h]	3820 3820
DISCHARGE TEMP. :	[degC]	71.5 71.4
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[m3/h]	2000 1890
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[m3/h]	487 458
REFRIG. FLOW RATE SUC. :	[kg/h]	28160 26520
REFRIG. FLOW RATE DIS. :	[kg/h]	26520 24950
TOTAL OIL FLOW RATE :	[L/min]	412 413
OIL HEAT REJECTION :	[Mcal/h]	21.8 21.4
COP :	[-]	2.19 2.14

APÊNDICE A – Código usado na criação do modelo computacional

"Dados de entrada"**"RW"**

TeRW = 11,7 "Temperatura de entrada da RW em °C"

TsRW = 0,8 "Temperatura de saída da RW em °C"

VRW=(84,148-15,761)***convert**(m³/h;m³/s) "Vazão da RW em m³/h, menos o offset do medidor, convertida para m³/s"

TeAGR = 28,5 [C] "Temperatura de entrada da AGR em °C "

TsAGR = 25,2 [C] "Temperatura de saída da AGR em °C "

V_AGR_med=296,65 [m³/h] "Vazão volumétrica medida de AGR"

"Sucção"

Tsuc=-(6,7)[c] "Temperatura do R22 na sucção"

Pbaixa=(3)*98,06652[kPa] +101,325[kPa]"Pressão do R22 na sucção já convertida para kPa - valor entre () em kgf/cm² "

hsuc=**enthalpy**(R22; T=Tsuc; P=Pbaixa) "entalpia do R22 na sucção do compressor"

Tevap=**t_sat**(R22; P=Pbaixa)

Tsa=Tsuc-Tevap

ssuc=**entropy**(R22; T=Tsuc; P=Pbaixa) "entropia do R22 na sucção do compressor"

x=**quality**(R22; P=Pbaixa; h=hlc) "título na entrada do evaporador"

"Descarga"

Tdesc=72,7[c] "Temperatura do R22 na descarga"

Palta=(13,3)*98,06652[kPa]+101,325[kPa] "Pressão do R22 na descarga já convertida para kPa - valor entre () em kgf/cm² "

hdesc=**enthalpy**(R22; T=Tdesc; P=Palta) "entalpia do R22 na descarga do compressor"

h2s=**enthalpy**(R22; s=ssuc; P=Palta) "entalpia isentálpica do R22 na descarga do compressor"

niso=(h2s-hsuc)/(hdesc-hsuc) "eficiência isentrópica do compressor"

"Corrente elétrica"

i=(97,4+97,17)/2 "Corrente no motor em A"

Volt=4,160[kV] "Voltagem do motor"

Pele=Volt*i "Potência elétrica do motor"

"Condensador"

Tcond=**t_sat**(R22; P=Palta) "temperatura de condensação em função da pressão da descarga"

Tsr=10) "temperatura de subresfriamento"

Tlc=Tcond-Tsr "temperatura de liquido comprimido"

hlc=**enthalpy**(R22; T=Tlc; P=Palta) "entalpia na saída do condensador"

"Cálculos de RW"

TbarRW=(TeRW+TsRW)/2 "temperatura media de RW no evaporador"

C=30[%] "Concentração de Etilenoglicol"

rhoRW=**density**(EG; T=TbarRW; C=C) "densidade de RW"

cpRW=**cp**(EG; T=TbarRW; C=C) "calor específico de RW"

VmtRW=VRW*rhoRW "Vazão mássica de RW em kg/s"

QRW=VmtRW*cpRW*(TeRW-TsRW) "Calor trocador por RW em kW"

"Evaporador"

QRW=m_dot_R22*(hsuc-hlc) "cálculo de vazão mássica de R22"

"Compressor"

Wcomp=m_dot_R22*(hdesc-hsuc) "cálculo Do trabalho do compressor"

"Condensador"

$Q_{cond} = \dot{m}_{R22} \cdot (h_{desc} - h_{lc})$ "cálculo do calor trocado no condensador"
 $\eta_{comp} = (W_{comp}) / P_{ele}$ "eficiência do compressor"

"Cálculos de AGR"

$T_{barAGR} = (T_{eAGR} + T_{sAGR}) / 2$ "temperatura média de AGR condensador"

$\rho_{AGR} = \text{density}(\text{Water}, T = T_{barAGR}, P = PO\#)$ "densidade de AGR condensador"

$c_{pAGR} = \text{cp}(\text{Water}, T = T_{barAGR}, P = PO\#)$ "calor específico de AGR condensador"

$Q_{cond} = \dot{m}_{AGR} \cdot c_{pAGR} \cdot (T_{eAGR} - T_{sAGR})$ "cálculo de vazão de AGR condensador"

$V_{dot_AGR} = \dot{m}_{AGR} / \rho_{AGR} \cdot \text{convert}(m^3/s; m^3/h)$ "conversão da vazão de kg/s para m^3/h "

$\text{erroAGR} = (V_{dot_AGR} - V_{AGR_med} \cdot 0,9) \cdot 100 / (V_{AGR_med} \cdot 0,9)$ "cálculo do desvio entre vazões"

APÊNDICE B – Código usado na simulação de refrigerantes alternativos

"Amônia"

"Dados de entrada"

Tevap=5 "Temperatura de evaporação"

Qrw=1163 "Calor trocado no evaporador"

niso=0,7373 "Eficiência isentrópica"

Pb=p_sat(**Ammonia**;T=Tevap) "Pressão de condensação"

h1=enthalpy(**Ammonia**;x=1;P=Pb) "Entalpia na sucção do compressor em função do título e da pressão"

s=entropy(**Ammonia**;x=1;P=Pb) "Entalpia na sucção do compressor em função do título e da pressão"

Tcond=45 "Temperatura de condensação"

Pa=p_sat(**Ammonia**;T=Tcond) "Pressão de condensação"

v1=volume(**Ammonia**;x=1;P=Pb) "Volume específico na sucção do compressor"

v2=volume(**Ammonia**;T=T2;P=Pa) "Volume específico na descarga do compressor"

V_dot_1=m_dot_Ammonia*v1*3600[s] "Vazão volumétrica na entrada do compressor em m³/h"

h2s=enthalpy(**Ammonia**;s=s;P=Pa) "Entalpia de processo isentrópico na descarga do compressor"

niso=(h2s-h1)/(h2-h1) "Cálculo de entalpia na descarga do compressor"

Tsr=0 "Temperatura de sub-resfriamento"

Tsr=Tcond-Tlc "Temperatura de saída do condensador"

h4=enthalpy(**Ammonia**;x=0;P=Pa) "Entalpia na entrada do evaporador"

h3l=enthalpy(**Ammonia**;P=Pa;x=0) "Entalpia de fim de condensação"

x=quality(**Ammonia**;P=Pb;h=h3l) "Título na entrada do condensador"

Qrw=m_dot_Ammonia*(h1-h3l) "Cálculo de vazão mássica de refrigerante"

W=m_dot_Ammonia*(h2-h1) "Cálculo de trabalho do compressor"

Qcond=Qrw+W "Cálculo de calor trocado no condensador"

T2=temperature(**Ammonia**;P=Pa;h=h2) "Temperatura de descarga"

COP=Qrw/W