

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA
UNIVERSIDADE ABERTA DO BRASIL
CENTRO DE TECNOLOGIA
CURSO DE ESPECIALIZAÇÃO EM EFICIÊNCIA ENERGÉTICA
APLICADA AOS PROCESSOS PRODUTIVOS

Rodrigo Felipe Assmann

**ESTRATÉGIA DE *RETROFIT* DO REFRIGERANTE HCFC-22 EM
MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO DE UMA INDÚSTRIA
PETROQUÍMICA VISANDO A EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Panambi, RS
2017

Rodrigo Felipe Assmann

**ESTRATÉGIA DE *RETROFIT* DO REFRIGERANTE HCFC-22 EM MÁQUINAS DE
REFRIGERAÇÃO DE UMA INDÚSTRIA PETROQUÍMICA VISANDO A
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Monografia apresentada ao curso de Especialização em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos (EaD), da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM,RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Especialista em Eficiência Energética Aplicada aos processos Produtivos.**

Orientador: Alexandre Aparecido Buenos

Panambi, RS
2017

Rodrigo Felipe Assmann

**ESTRATÉGIA DE *RETROFIT* DO REFRIGERANTE HCFC-22 EM MÁQUINAS DE
REFRIGERAÇÃO DE UMA INDÚSTRIA PETROQUÍMICA VISANDO A
EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Monografia apresentada ao curso de Especialização em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM,RS), como requisito parcial para obtenção do título de **Especialista em Eficiência Energética Aplicada aos Processos Produtivos**.

Aprovado em 29 de julho de 2017:

Cristiano José Scheuer, Dr. Eng. (UFSM)

Ademar Michels, Dr. Eng. (UFSM)

Cláudio Roberto Losekann, Dr. Eng. (UFSM)

Panambi, RS
2017

RESUMO

ESTRATÉGIA DE *RETROFIT* DO REFRIGERANTE HCFC-22 EM MÁQUINAS DE REFRIGERAÇÃO DE UMA INDÚSTRIA PETROQUÍMICA VISANDO A EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

AUTOR: Rodrigo Felipe Assmann
ORIENTADOR: Alexandre Aparecido Buenos

As indústrias de alto nível estão cada vez mais atentas aos seus impactos ambientais, por isso as mesmas requerem instalações de alto desempenho aliadas ao menor impacto ambiental possível. Nesta conjuntura sistemas de refrigeração devem ser adequados as mais modernas técnicas e padrões de performance, com isso antigos fluidos devem ser substituídos dentro de uma estratégia que priorize desempenho, custo benefício e as mais recentes questões ambientais. Este trabalho tem por objetivo definir a melhor estratégia a ser adotada para o *retrofit* do sistema de refrigeração de um equipamento que compõe em uma indústria petroquímica. Tal sistema utiliza fluido HCFC-22 como refrigerante. O estudo visa atender as determinações do Programa Brasileiro de Eliminação de HCFCs que estabeleceu uma gradativa restrição do fluido no período de 2013 à 2040. Nas pesquisas e simulações realizadas foi possível prever o comportamento de dois fluidos alternativos, HFC-134a e HFC-404A, que foram selecionados a partir de critérios excludentes aos demais fluidos hoje existentes. Pelas simulações foi possível determinar que o HFC-404A como substituto do HCFC-22 resulta em leve queda de eficiência e capacidade de refrigeração. Já o HFC-134a apresenta um melhor desempenho em termos de eficiência e desde que mantida as vazões mássicas da instalação sua capacidade de refrigeração é equivalente ao HCFC-22. Em termos de avaliação ambiental o HFC-404A não agride a camada de ozônio, porém apresenta alto potencial de aquecimento global quando liberado para atmosfera e aliado a sua menor eficiência resultou em maior geração de CO₂ equivalente. No caso do HFC-134a este não agride a camada de ozônio e possui um potencial de aquecimento global baixo e aliado a melhor eficiência resultou em menor geração de CO₂ equivalente. No aspecto econômico o fluido HFC-134a apresentou resultados que viabilizam sua troca imediata. Já o HFC-404A somente apresentará viabilidade a medida que avançar as restrições de uso do HCFC-22. Por fim o estudo apresenta uma estratégia de *retrofit* destas máquinas englobando aspectos técnicos, ambientais e financeiros da mudança.

Palavras-chave: *Retrofit*. Refrigeração. *Chiller*. Protocolo de Montreal.

ABSTRACT

RETROFIT STRATEGY OF HCFC-22 REFRIGERANT IN CHILLERS IN A PETROCHEMICAL INDUSTRY

AUTHOR: Rodrigo Felipe Assmann
ADVISOR: Alexandre Aparecido Buenos

High-level industries are increasingly aware of their environmental impacts, so they require high-performance facilities coupled with the least possible environmental impact. At this juncture refrigeration systems must be adapted to the most modern techniques and performance standards, so that old fluids must be replaced within a strategy that prioritizes performance, cost benefit and the latest environmental issues. This work aims to define a better strategy to be adopted for the *retrofit* of HCFC-22 refrigerant in cooling machines of a petrochemical industry. The study aims to meet the determinations of the Brazilian Program for HCFCs Elimination that established a gradual restriction of the fluid in the period from 2013 to 2040. In the researches and simulations, it was possible to predict the behavior of two alternative fluids, HFC-134a and HFC-404A, which were selected from criteria that exclude other existent fluids. From the simulations it was possible to determine that HFC-404A as a substitute for HCFC-22 results in a slight drop in efficiency and cooling capacity. The HFC-134a has a better performance in terms of efficiency and since the mass flow rates of the installation are maintained, its cooling capacity is equivalent to the HCFC-22. In terms of environmental evaluation, the HFC-404A does not affect the ozone layer, but presents a high global warming potential when released into the atmosphere and, combined with its lower efficiency, resulted in a higher CO₂ equivalent generation. In the case of HFC-134a it does not affect the ozone layer and has a low global warming potential combined with its better efficiency it resulted in lower CO₂ equivalent generation. In the economic aspect, the HFC-134a fluid presented results that allow its immediate exchange and the HFC-404A will only present viability as the HCFC-22 use restrictions advance. Finally, the study presents a strategy of *retrofit* of these machines considering technical, environmental and financial aspects of the change.

Keywords: *Retrofit*. Refrigeration. *Chiller*. Montreal Protocol.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Sistema de água gelada condensação a água	16
Figura 2 - <i>Chiller</i> instalado em um <i>rack</i>	17
Figura 3- Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente	23
Figura 4 - Tela principal do <i>software</i> CRE	31
Figura 5 - Tela principal do <i>software</i> Aspen EDR	32
Figura 6 - Sistema de água gelada da planta da Oxiteno.....	34
Figura 7 - Fluxograma do C-415A	35
Figura 8 - Fluxograma C-416	37
Figura 9 - Resultados das simulações para condição 1 no <i>chiller</i> C-415A/B	46
Figura 10 - Resultados das simulações para condição 1 no <i>chiller</i> C-416.....	47
Figura 11 - Ciclo de refrigeração na condição 1 operando com o HFC-404A no <i>chiller</i> C - 416.....	48
Figura 12 - Resultados das simulações para condição 2 no <i>chiller</i> C-415A/B	49
Figura 13 - Resultados das simulações para condição 2 no <i>chiller</i> C-416.....	50
Figura 14 - Simulação com HFC-404A no C-416, pressão no condensador inviabiliza seu uso.....	52
Figura 15 - Resultados das simulações para condição 3 no <i>chiller</i> C-415A/B	53
Figura 16 - Resultados das simulações para condição 3 no <i>chiller</i> C-416.....	55
Figura 17 - Estratégia de <i>retrofit</i> para o Oxiteno de Triunfo.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Cronograma para eliminação de HCFCs nos países Artigo 5	24
Tabela 2 - Propriedades físicas e químicas do HCFC-22	24
Tabela 3 - Propriedades físicas e químicas do HFC-134a.....	25
Tabela 4 - Propriedades físicas e químicas do HFC-404A.....	26
Tabela 5 - Propriedades físicas e químicas do HFO-449A	27
Tabela 6 - Folha de dados <i>chiller</i> C-415A e C-415B para as condições do projeto original de 1987	35
Tabela 7 - Folha de dados <i>chiller</i> C-416 para as condições do projeto original de 2001	37
Tabela 8 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 1 para o C-416.....	41
Tabela 9 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 1 para o C-415A/B....	42
Tabela 10 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 2 para o C-416.....	42
Tabela 11 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 2 para o C-415A/B..	43
Tabela 12 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 3 para o C-416.....	44
Tabela 13 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizado na condição 3 para o C-415A/B....	44
Tabela 14 - Resultados do TEWI no C-415A/B.....	57
Tabela 15 - Resultados do TEWI no C-416	58
Tabela 16 - Investimento inicial <i>retrofit</i> C-416.....	59
Tabela 17 - Evolução do fluxo de caixa e indicadores	60
Tabela 18 - Investimento inicial <i>retrofit</i> C-415A/B	61
Tabela 19 - Evolução do fluxo de caixa e indicadores	62

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEN	Balanco Energético Nacional
CFC	Clorofluorcarbono
COP	Coeficiente de performance
CRE	Chemours Refrigerant Expert
EDR	Exchanger Desing & Rating
GWF	Global Warming Factor
GWP	Global Warming Potencial
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFO	Hidrofluorolefina
IPCC	Intergovernamental Panel on Climate Change
LSHX	Line suction heat exchanger
MCTI	Ministério da Ciência Tecnologia e Inovação
MDL	Mecanismo de desenvolvimento limpo
ODP	Ozone Depletion Potencial
POE	Poliolester
RPM	Rotações por minuto
TEW	Total Equivalent Warming Impact
TIR	Taxa interna de retorno
TMA	Taxa mínima de atratividade
TR	Tonelada de refrigeração
UFSM	Universidade Federal de Santa Maria
ΔT_{ml}	Média logarítmica das diferenças de temperatura

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO.....	11
1.1.	TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	11
1.2.	OBJETIVO GERAL	13
1.3.	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	13
1.4.	ESTRUTURA DO TRABALHO	14
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1.	SISTEMAS DE ÁGUA GELADA.....	15
2.1.1.	Aspectos gerais	15
2.1.2.	<i>Chiller</i>	16
2.1.3.	Parâmetros de desempenho	17
2.1.4.	Controle de capacidade em compressores tipo parafuso	20
2.1.5.	Eficiência isentrópica de compressão em compressores parafusos.....	21
2.1.6.	Operação de trocadores de calor	22
2.2.	FLUIDOS REFRIGERANTES	23
2.2.1.	HCFC-22.....	23
2.2.2.	HFC-134a.....	25
2.2.3.	HFC-404A.....	25
2.2.4.	HFO-449A	26
2.2.5.	Histórico recente	27
2.2.6.	Tendências de uso	28
2.3.	CONCEITOS SOBRE <i>RETROFIT</i>	29
2.3.1.	Aspectos gerais	29
2.3.2.	<i>Retrofit</i> de refrigeração.....	30
2.4.	<i>SOFTWARES</i> UTILIZADOS NO TRABALHO.....	30
2.4.1.	<i>Chemours Refrigerant Expert (CRE)</i>	30
2.4.2.	<i>Aspen Exchanger Desing & Rating (EDR)</i>	32
3.	MATERIAIS E MÉTODOS	33
3.1.	CARACTERÍSTICAS DAS INSTALAÇÕES.....	33
3.1.1.	Visão geral	33
3.1.2.	Unidade de refrigeração C-415A/B	34
3.1.3.	Unidade de refrigeração C-416.....	36

3.2.	SELEÇÃO DOS FLUÍDOS ALTERNATIVOS	38
3.3.	CONDIÇÕES DAS SIMULAÇÕES DOS CICLOS	40
3.3.1.	Condição 1 dados do projeto original	41
3.3.2.	Condição 2 dados atuais de operação	42
3.3.3.	Condição 3 dados de reprojeto	43
3.4.	MÉTODO USADO PARA SIMULAÇÃO DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO ...	44
4.	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	46
4.1.	SÍNTESE DOS RESULTADOS DA CONDIÇÃO 1	46
4.2.	SÍNTESE DOS RESULTADOS DA CONDIÇÃO 2	49
4.3.	PROPOSTAS DE MODIFICAÇÕES PARA MELHORIA DOS CICLOS	51
4.3.1.	Ajustes para o <i>chiller</i> C-415A/B	51
4.3.2.	Ajustes para o <i>chiller</i> C-416.....	51
4.4.	SINTESE E ANÁLISE DOS RESULTADOS DA CONDIÇÃO 3.....	53
4.5.	ANÁLISE DOS RESULTADOS DO TEWI - <i>TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT</i>	56
4.5.1.	Resultados do <i>chiller</i> C-415A/B.....	56
4.5.2.	Resultados do <i>chiller</i> C-416.....	57
4.6.	AValiação ECONÔMICA DE <i>RETROFIT</i> SISTEMA DE ÁGUA GELADA	59
4.6.1.	Resultados da avaliação econômica para o <i>chiller</i> C-416.....	59
4.6.2.	Resultados da avaliação econômica para o <i>chiller</i> C-415A/B.....	61
4.7.	PROPOSTA DE ESTRATÉGIA DE SUBSTITUIÇÃO DO HCFC-22 E SELEÇÃO DE NOVOS REFRIGERANTES EM EQUIPAMENTOS FUTUROS NA OXITENO DE TRIUNFO.....	63
5.	CONCLUSÕES.....	64
6.	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	65
	REFERÊNCIAS	66
	ANEXO A.....	68
	ANEXO B.....	69

1. INTRODUÇÃO

Este trabalho apresenta um estudo de caso de substituição de um hidroclorofluorcarbono (HCFC) em conformidade ao Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs que objetiva já para o ano de 2020 a redução de 35% no consumo em relação a Linha Base.

Tendo em vista os aspectos econômicos, ambientais e principalmente de eficiência energética será apresentado um estudo para eliminação do fluido HCFC-22 em três máquinas de refrigeração para produção de água gelada em uma planta petroquímica da Oxiteno, totalizando mais de 2.000 kg de fluido refrigerante a ser eliminado.

Devido à ausência de um estudo específico sobre estas máquinas de refrigeração referente à alteração do refrigerante, e devido aos diversos gases substitutos hoje disponíveis, não há qualquer levantamento técnico específico a elas que evidencie as possíveis consequências e as modificações necessárias para cada fluido substituto. Ao final do trabalho demonstra-se estas consequências e as modificações necessárias para cada fluido objetivando a máxima eficiência energética.

1.1. TEMA EM ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

O tema refrigeração tem atingido a todos de forma direta e indireta, pois atualmente todos consomem produtos, serviços e comodidades advindo das mais variadas técnicas de refrigeração e conforto térmico. Hoje em dia boa parte da nossa demanda de energia elétrica vai para produção de frio em ciclos de refrigeração ou de calor através de bombas de calor. Segundo a última pesquisa de posse de equipamentos e hábitos para indústria da ELETROBRÁS/PROCEL, 28,7% das instalações industriais possuem algum equipamento para refrigeração em seus processos e na mesma pesquisa relativa ao comércio 47% da carga demandada é aplicada no condicionamento de ar. Já no setor residencial 22% do consumo ocorrem devido aos condicionadores de ar e 20% devido as geladeiras.

O Brasil possui ainda uma matriz energética considerada limpa no que concerne a geração de eletricidade, considerando o último Balanço Energético Nacional (BEN) de 2016 a fonte primária hidráulica correspondia a 64% da geração de eletricidade e fontes não renováveis já correspondiam à 24,6%, isto devido a condições hidrológicas adversas que ainda atingiam os níveis dos reservatórios no começo do ano.

Segundo relatório do IPCC (*Intergovernmental Panel on Climate Change*) atualmente tem se mais de 95% de chance de que o homem tenha causado mais de metade da elevação

média de temperatura registrada entre 1951 e 2010, que se situa na faixa de 0,5 a 1,3°C. O mesmo relatório afirma que caso a queima de combustíveis fósseis continue no ritmo atual e nenhuma política climática seja aplicada à uma chance de 66% da temperatura média registrada subir ao menos 2°C até 2100.

Nesse contexto de mudanças climáticas a refrigeração tem dado a sua contribuição de forma direta e indireta. A forma direta provém de vazamentos do fluido refrigerante que em maioria são sintéticos fluorados (HFCs), agentes influenciadores do efeito estufa e dos hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), agentes influenciadores do efeito estufa e da destruição da camada de ozônio. No Brasil esta taxa de vazamentos e reposições dos fluidos podem alcançar 100% da carga devido a condições, por vezes, precárias das instalações. Portanto a contribuição direta é um montante a ser considerado. Já as contribuições indiretas são consequências do uso de refrigerantes “alternativos” que podem causar queda significativa do rendimento do sistema, forçando o maior consumo de eletricidade que normalmente possuem um percentual significativo de combustíveis fósseis na matriz energética.

Através do Protocolo de Montreal, que eliminou totalmente os clorofluorcarbonetos (CFC) em 2010 e determinou o término da venda e uso dos HCFC até 2020 para países desenvolvidos e 2040 para países em desenvolvimento, pois estes apresentam potencial de destruição da camada de ozônio, do inglês *Ozone Depletion Potential* (ODP). A alternativa apresentada na época foram os hidrofluorcarbonetos (HFC), no entanto com a assinatura por diversos países do Protocolo de Quioto (1997) que coloca os gases HFCs como substâncias controladas geradoras do aquecimento global, pois possuem elevado potencial de aquecimento global, do inglês *Global Warming Potential* (GWP), será necessário novos refrigerantes que atendam as demandas ambientais, de eficiência, de segurança e saúde (PEIXOTO, 2011).

Portanto, o tema em estudo visa apresentar alternativas para efetuar o *retrofit* de 3 *chillers* para produção de água gelada em uma planta petroquímica considerando toda a temática existente quanto aos fluidos refrigerantes e seus efeitos na eficiência energética. A temática do trabalho abordará o simples efeito da troca do fluido refrigerante, atualmente HCFC-22, por outros 2 possíveis substitutos que atendam total ou parcialmente aos quesitos ambientais existentes. Pequenas mudanças nos equipamentos poderão ser consideradas no estudo, porém, este estudo de *retrofit* não visa a substituição completa das máquinas nem de seus principais componentes como compressores, evaporadores e condensadores.

1.2. OBJETIVO GERAL

O objetivo geral do trabalho é realizar um estudo de *retrofit* em um sistema de refrigeração utilizado na produção de água gelada para uma indústria petroquímica da Oxiteno localizada na cidade de Triunfo/RS.

Dentre os resultados almejados, tem-se o atendimento as normas ambientais que visam a proteção da Camada de Ozônio e a manutenção de parâmetros de eficiência dos sistemas de refrigeração da planta. Outro resultado não menos importante é a atualização tecnológica dos equipamentos evitando sua obsolescência e como também evitar o aumento de custos na aquisição do atual fluido refrigerante devido a sua futura escassez no mercado imposta pelas restrições de uso conforme calendário do Ministério do Meio Ambiente.

1.3. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

O trabalho tem por objetivos específicos apresentar através de simulações e do extenso referencial teórico existente, um maior entendimento do ciclo de refrigeração com os novos refrigerantes, pois questões como eficiência deste ciclo tem um impacto muito grande no processo produtivo da planta petroquímica. Ao final do trabalho objetiva-se também apresentar recomendações quanto ao melhor fluido a ser adotado ao considerar a conjuntura econômica, ambiental e de segurança do processo.

Atualmente a planta possui duas máquinas de refrigeração com capacidade frigorífica de 814.500 kcal/h cada e uma máquina com capacidade frigorífica de 1.000.000 kcal/h. Assim neste estudo de *retrofit* objetiva-se analisar criteriosamente o comportamento dos condensadores, evaporadores, compressores, válvulas de expansão e tudo aquilo que possa ser afetado pela mudança.

Ao longo do trabalho será apresentado os resultados de simulações com os respectivos fluidos selecionados através de critérios demonstrados ao longo do texto. Pretende-se avaliar as características de desempenho dos fluídos HFC-134a e HFC-404A em relação ao desempenho do HCFC-22.

1.4. ESTRUTURA DO TRABALHO

O trabalho foi dividido em 5 capítulos principais, sendo que este primeiro capítulo introduz o tema do trabalho e define os objetivos do trabalho.

O Capítulo 2 trata da revisão bibliográfica, onde é apresentado todo conteúdo necessário para embasar as discussões dos capítulos subsequentes. É apresentado resumidamente os conceitos de sistemas de água gelada, fluidos refrigerantes, conceitos de *retrofit* e discute-se os *softwares* utilizados no trabalho.

No Capítulo 3 será abordado os métodos e as técnicas utilizadas no desenvolvimento das simulações dos ciclos de refrigeração, definindo as condições de contorno e detalhes da metodologia para obtenção dos resultados. Também é apresentado detalhadamente os *chillers* do estudo e seu funcionamento.

No Capítulo 4 do desenvolvimento apresentam-se os resultados e discussões, onde é relatado diversas simulações realizadas e, por fim, sugere-se as novas condições ideias para os novos fluidos alternativos. Nesse capítulo são apresentados os cálculos que quantificam os possíveis impactos dos novos fluidos nas mudanças climáticas e juntamente com uma avaliação econômica da mudança de fluido.

No Capítulo 5 são apresentadas as conclusões do trabalho. Ao final podem ser verificadas as referências bibliográficas utilizadas no desenvolvimento deste trabalho.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Este capítulo apresenta os conceitos básicos e fundamentações teóricas utilizadas no desenvolvimento do trabalho. Serão apresentados conceitos sobre o sistema de refrigeração de água gelada e seu funcionamento. Além disso, serão mostrados os parâmetros de avaliação de desempenho de *chillers*, de compressores tipo parafuso e de trocadores de calor. Posteriormente será introduzido alguns fluidos de refrigeração e os softwares utilizados no desenvolvimento do trabalho.

2.1. SISTEMAS DE ÁGUA GELADA

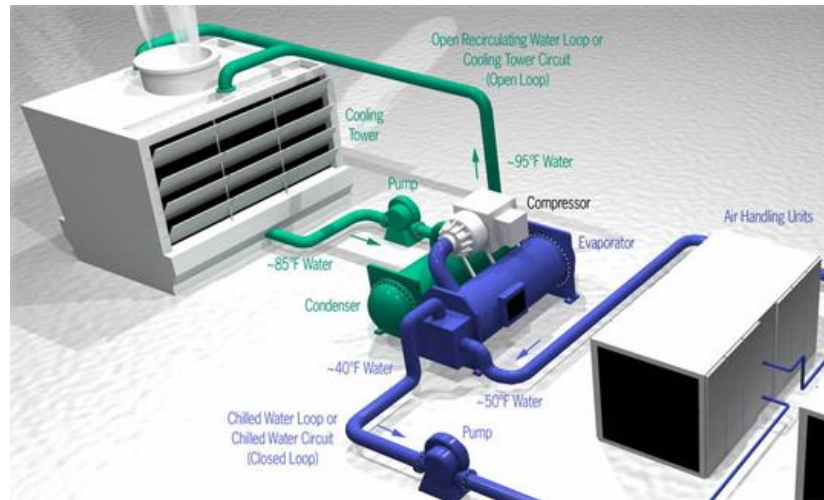
2.1.1. Aspectos gerais

Sistemas de água gelada constituem-se em um conjunto de equipamentos com o objetivo final de produção de água gelada em larga escala e grande capacidade, sem comparativos aos sistemas unitários residenciais e comerciais, cuja função desta água é servir a um processo que necessite temperaturas inferiores a temperatura ambiente.

Estes sistemas são aplicados normalmente em processos industriais como manufatura, química, petroquímica, alimentício, entre outros. Apesar de possuírem enorme capacidade frigorífica, sem comparativos aos sistemas unitários residenciais e comerciais, os sistemas de água gelada operam sob o mesmo princípio de refrigeração de pequeno porte, utilizando a compressão mecânica de vapor em um circuito fechado contendo um compressor, condensador, válvula de expansão, evaporador e um fluido refrigerante.

O que torna estes sistemas mais sofisticados são a existência de outros subsistemas. Em sistemas de água gelada de condensação a água, foco deste trabalho, temos a torre de resfriamento e bombas de circulação, o *chiller* e a água gelada, que pode ser uma solução com glicol com bombas de circulação (JOHNSON CONTROLS, 2017).

Figura 1- Sistema de água gelada condensação a água



Fonte: (CIVILAR, 2017).

2.1.2. Chiller

O *chiller* é o elemento mais importante num sistema de água gelada, pois é ele a máquina térmica que executa a tarefa de remover calor de uma fonte fria e rejeitá-la em uma fonte quente. O *chiller* opera num ciclo de Carnot reverso, porém com adaptações que operacionalizam o funcionamento.

O mesmo possui elementos básicos como um compressor, evaporador, válvula expansora e condensador. Mas possui diversos elementos periféricos como circuito de lubrificação, filtros secadores, sistemas instrumentados de nível, temperatura e pressão.

Os *chillers* podem receber diversas classificações que os caracterizam. Quanto ao compressor podem ser herméticos, semi-herméticos ou abertos. Os tipos de compressores podem ser parafuso, pistão, scroll e centrífugo. Quanto ao condensador podem ser a água ou a ar. Quanto ao evaporador podem ser inundados ou secos (ELETROBRÁS/PROCEL, 2011).

Figura 2 - *Chiller* instalado em um *rack*



Fonte: (MAYEKAWA, 2017).

2.1.3. Parâmetros de desempenho

Para analisar o desempenho de um sistema de refrigeração é necessário verificar o coeficiente de performance (COP), capacidade de refrigeração e impacto de aquecimento equivalente total, sendo que esses serão apresentados em detalhes a seguir.

2.1.3.1. Coeficiente de performance (COP)

O índice de eficiência de um ciclo de Carnot reverso é expresso pelo coeficiente de performance (COP) e ele nada mais é do que a razão do efeito desejado pelo ciclo, pela entrada de energia necessária para que o efeito ocorra, a Equação (1) representa tal conceito;

$$\text{COP} = \frac{\text{efeito desejado}}{\text{trabalho necessário}} \quad (1).$$

O COP é um bom parâmetro para se comparar sistemas de refrigeração concorrentes. Dentre as mudanças que influenciam o COP são as temperaturas de condensação e evaporação,

o fluido utilizado, características do compressor, do evaporador, do condensador e as diversas irreversibilidades a eles associados.

Outro coeficiente de performance associados a ciclos de refrigeração é o COP de ciclo de Carnot reverso ideal, portanto sem irreversibilidades. Neste caso somente as temperaturas de condensação e evaporação afetam o desempenho, que é dado pela Equação (2);

$$\text{COP}_{\text{rev}} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (2).$$

Onde T_L representa a temperatura de evaporação em Kelvin e T_H representa a temperatura de condensação também em Kelvin. O COP_{rev} representa sempre o máximo de efeito desejado pelo mínimo de trabalho necessário para um dado ciclo de refrigeração, sendo esse uma espécie de parâmetro a ser almejado pelo COP real de um ciclo. Destes dois parâmetros é extraído a eficiência de segunda lei que pode ser obtida através da Equação (3);

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_{\text{rev}}} \quad (3).$$

É de se observar que o COP pode ser maior do que 1, o que gera estranheza para uma medida de rendimento, motivo pelo qual foi padronizado esta nomenclatura de coeficiente de performance para não conflitar com um rendimento maior que 1 (ÇENGEL & BOLES, 2013).

2.1.3.2. Capacidade de refrigeração

Normalmente o tamanho da instalação de água gelada está associada a capacidade de refrigeração que é dada pela quantidade de calor trocado no evaporador. Ao se especificar um sistema de água gelada normalmente é sabido a quantidade de calor que se quer remover, portanto, o sistema adquirido deve possuir no mínimo esta capacidade de refrigeração.

Porém esta capacidade só é atingida nas condições especificadas no projeto. Tais condições são: vazão do refrigerante, vazões de água e temperaturas de condensação e evaporação. Parâmetros diferentes determinarão capacidades de refrigeração diferentes. Outro fator que influencia são incrustações que dificultam a troca térmica, fazendo diminuir a capacidade de refrigeração do evaporador (STOECKER & JABARDO, 1994).

As unidade que definem a capacidade de refrigeração são a Tonelada de Refrigeração (TR), Btu/h, kcal/h e kW. Ao se analisar a primeira lei da termodinâmica a capacidade de refrigeração pode ser dada pela Equação (4);

$$Q_{ev} = \dot{m} \cdot (h_s - h_e). \quad (4)$$

Onde Q_{ev} é o calor trocado no evaporador, ou seja, a capacidade de refrigeração, \dot{m} é a vazão mássica do refrigerante e h_s e h_e são as entalpias de saída e entrada do trocador.

2.1.3.3. TEWI-Total Equivalent Warming Impact

O TEWI é uma forma de quantificar o impacto da instalação no aquecimento global devido a emissões diretas e indiretas.

Emissões diretas se caracterizam pelos vazamentos anuais de refrigerantes que possuem elevado potencial ou fator de aquecimento global, também conhecidos como *Global Warming Potential* (GWP) ou *Global Warming Factor* (GWF) e, portanto, equivalem a uma quantia considerável de dióxido de carbono (CO_2). As emissões indiretas veem do consumo de energia pelo sistema e a esta energia, que provem da matriz energética, está associada uma quantia de CO_2 gerado pela queima de combustíveis fósseis na geração (MACAGNAN, 2012).

A Equação (5) pode ser usada para o cálculo do impacto de aquecimento equivalente total.

$$TEWI = \frac{(GWP \cdot L \cdot n)}{\text{vazamentos}} + \frac{(GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha))}{\text{perdas na recuperação}} + \frac{(n \cdot E_{\text{annual}} \cdot \beta)}{\text{consumo de energia}} \quad (5).$$

Em que:

m = carga de refrigerante (kg);

L = taxa anual de vazamentos de refrigerante (kg/ano);

n = anos em operação (anos);

E_{annual} = consumo de energia anual $\left(\frac{\text{kWh}}{\text{ano}}\right)$;

β = emissão de CO_2 na geração de energia;

α = fator de reciclagem do refrigerante (%).

2.1.4. Controle de capacidade em compressores tipo parafuso

Compressores parafusos são máquinas de deslocamento volumétrico, ou seja possuem um determinado volume de aspiração fixo, dado em m³/h, em plena carga. Jabardo (1994) descreve que os primeiros compressores possuíam um volume de aspiração fixo, cujos parafusos se engrenavam sem se tocar a elevadíssimas rotações sincronizados por um par de engrenagens externas. Assim o fluido era isento de óleo e o controle de capacidade poderia ser feito por uma recirculação externa da descarga para a sucção em condições de carga parcial. Solução esta que acarretava inúmeras perdas de eficiência.

Conforme Jabardo (1994) uma possível solução para o controle de capacidade em compressores parafusos seria a utilização de rotação variável, podendo operar com segurança em uma faixa que vai de 1800 a 4500 rotações por minuto (RPM). Porém a solução ainda mais utilizada é o uso de uma válvula de deslizamento, chamada de *slide valve*, interna ao compressor. Ela nada mais faz do que diminuir este volume de aspiração quando acionada pelo sistema hidráulico do equipamento fazendo com que uma peça interna se mova alterando as configurações da carcaça.

Assim diferentemente de uma válvula de recirculação externa ela não restringe, nem deixa comprimir gás em excesso que não venha a ser enviado ao circuito, tornando-se uma modo econômico de controle de capacidade (MAYEKAWA, 2010).

Logo todo o controle da capacidade é realizado pelo compressor que modula o volume de aspiração e faz com que a taxa de massa no evaporador se modifique, alterando a carga térmica conforme a necessidade.

2.1.5. Eficiência isentrópica de compressão em compressores parafusos

Para que o compressor parafuso se mantenha na máxima performance quanto a compressão isentrópica, ou seja, reversível, ele em tese deve respeitar a seguinte relação apresentada na Equação (6);

$$V_i = \frac{\text{volume da cavidade de sucção}}{\text{volume da cavidade de descarga}} = \left(\frac{P_d}{P_s}\right)^{1/k} \quad (6).$$

Em que:

V_i = relação entre volumes

P_d = Pressão de descarga

P_s = Pressão de sucção

K = razão de calor específico para o refrigerante

Assim os compressores parafusos são dimensionados para que essa relação da Equação (6) ocorra quando o mesmo encontra-se em máxima capacidade, ou seja, máximo volume de sucção.

Ao sair desta condição em cargas parciais o volume da cavidade de sucção diminui assim como o volume da cavidade de descarga pela atuação da *slide valve*. Porém isso não ocorre de forma proporcional de tal modo que a relação entre os volumes V_i não se mantém constante, embora a relação de pressões P_d/P_s possa se manter constante devido as pressões de condensação e evaporação do circuito (MAYEKAWA, 2010).

Logo em cargas parciais o compressor parafuso não consegue atingir a igualdade entre V_i e $(P_d/P_s)^{1/k}$ causando uma expansão não resistida para dentro do compressor ou para a linha de descarga, conforme a situação. O efeito desta expansão traduz-se em perda de eficiência isentrópica de compressão.

Para tanto conforme Jabardo (1994) os fabricantes de compressores, atentos a essa perda, já desenvolveram um modo de controle do V_i ao mesmo tempo que ocorre o controle da capacidade. Isso é possível graças a um ajuste interno de peças fazendo se variar agora o volume da cavidade de descarga sem a variação do volume da cavidade de sucção.

Como exemplo a antiga linha de compressores com V_i fixo da Mayekawa tem relação entre volumes fixos de 2,63, 3,65 e 5,80. Já a mais moderna linha de compressores tipo SCV pode-se variar o seu V_i de 2,63 à 5,80 fazendo-se um ajuste numa porca externa da máquina.

2.1.6. Operação de trocadores de calor

Na operação de trocadores de calor tipo casco e tubos diversos parâmetros influenciam enormemente a troca térmica entre o fluido frio e o fluido quente. Resumidamente pode-se dizer que há uma relação direta entre a área de troca térmica do trocador, o coeficiente global de transferência de calor, que é função da resistência térmica total entre dois fluidos, e da média logarítmica das diferenças de temperaturas entre fluido frio e quente (INCROPERA et al., 2008).

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (7).$$

Em que:

q = calor trocado pelo trocador

U = coeficiente global de transferência de calor

A = superfície de troca térmica

ΔT_{ml} = média logarítmica das diferenças de temperatura

O ΔT_{ml} para trocadores contracorrente é dado pela Equação (8) e sua interpretação é melhor visualizada com o uso da Figura 3;

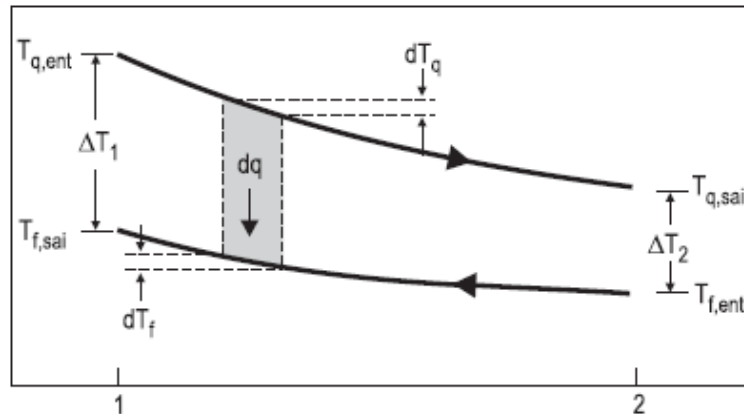
$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} \quad (8).$$

Onde:

ΔT_2 = diferença entre temperatura de saída do fluido quente e temperatura de entrada do fluido frio

ΔT_1 = diferença entre temperatura de entrada do fluido quente e temperatura de saída do fluido frio

Figura 3- Distribuição de temperaturas em um trocador de calor com escoamento contracorrente



Fonte: (INCROPERA et al., 2008).

Observa-se que esta configuração contracorrente o fluido quente pode sair do trocador com temperaturas menores do que a saída do fluido frio. Outro fato é que o ΔT_{m1} é uma medida do potencial de troca térmica, potencializando a condução e convecção dentro do trocador. Porém ao mesmo tempo quanto maior o ΔT_{m1} maior é a geração de irreversibilidades no sistema.

2.2. FLUIDOS REFRIGERANTES

Fluidos refrigerantes são caracterizados como os agentes de transporte do calor entre dois meios. Circulando através dos vários componentes de uma instalação, absorvendo e rejeitando calor, passando alternadamente de líquido a vapor no evaporador e de vapor a líquido no condensador (ÇENGEL & BOLES, 2013).

2.2.1. HCFC-22

O clorodifluormetano possui a seguinte composição química CHClF_2 , foi desenvolvido na época juntamente com os CFCs, porém sua utilização aumentou com a questão da camada de ozônio envolvendo fortemente os CFCs. É um fluido não inflamável, estável na atmosfera e não tóxico, mas em altas concentrações causa asfixia.

O HCFC-22 é compatível com a maioria dos materiais, exceto ligas metálicas contendo mais de 2% de magnésio, com relação a elastômeros Buna N e Buna S são atacados quimicamente (STOECKER & JABARDO, 1994). O clorodifluormetano trabalha muito bem

com óleos minerais e na presença de água no sistema forma ácidos que atacam as superfícies internas do circuito frigorífico.

É uma substância transitória, pois possui potencial de destruição da camada de ozônio, também conhecido como *Ozone Depletion Potential* (ODP), igual a 0,05, sendo incluída como Substância Destruidora da camada de Ozônio pelo protocolo de Montreal, além de possuir um Potencial de Aquecimento Global, também conhecido como *Global Warming Potential* (GWP), igual a 1700. A previsão de eliminação do HCFC-22 para países Artigo 5, inclui o Brasil, pelo Protocolo de Montreal é apresentada na Tabela 1.

Tabela 1 - Cronograma para eliminação de HCFCs nos países Artigo 5

Consumo	Ano
Linha de base	Média de 2009 e 2010
Congelamento	2013
90% (redução de 10%)	2015
65% (redução de 35%)	2020
32,5% (redução 67,5%)	2025
Média Anual de 2,5% (redução de 97,5%)	2030 to 2040
0% (redução de 100%)	2040

Fonte: (CHEMOURS, 2017).

As propriedades físicas e químicas retiradas da ficha de segurança são mostradas na Tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades físicas e químicas do HCFC-22

Pressão de vapor	1043,9 kPa @ 25°C	Solubilidade (água)	2,6g/l @25°C
Densidade do vapor	3,0 (ar=1)	Inflamabilidade	Não inflamável
Ponto de ebulição	-40,8°C	Limite superior de explosão	Não se aplica
Ponto de fusão	-175,42°C	Limite inferior de explosão	Não se aplica
Peso molecular	86,47g/mol	Temperatura autoignição	632°C
Pressão crítica	4990 kPa	ODP	0,05
Temperatura crítica	96,15°C	GWP	1700

Fonte: (CHEMOURS, 2017).

2.2.2. HFC-134a

O tetrafluoretano possui a seguinte composição química $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$, foi desenvolvido como substituto do CFC-12 para aplicações de média e alta temperatura de evaporação. Sua utilização cresceu em sistemas compactos de refrigeração tipo automotivo. É um fluido não inflamável, estável na atmosfera e não tóxico, mas em altas concentrações causa asfixia.

O HFC-134a é compatível com a maioria dos materiais, porém não trabalha com óleos minerais, é aconselhável utilizar fluidos tipo POE a base de éster. Também a solubilidade de água é bem menor que o HCFC-22, tornando-o mais sensível a umidade no sistema (PEIXOTO, 2011).

Foi apresentado como uma solução permanente ao problema da camada de ozônio, pois possui ODP igual a zero, não sendo incluída como Substância Destruidora da camada de Ozônio pelo protocolo de Montreal, porém possui um GWP igual a 1300.

As propriedades físicas e químicas retiradas da ficha de segurança são mostradas na Tabela 3.

Tabela 3 - Propriedades físicas e químicas do HFC-134a

Pressão de vapor	665 kPa @ 20°C	Solubilidade (água)	0,9g/l @20°C
Densidade do vapor	3,5 (ar=1)	Inflamabilidade	Não inflamável
Ponto de ebulição	-26,4°C	Limite superior de explosão	Não se aplica
Ponto de fusão	-101°C	Limite inferior de explosão	Não se aplica
Peso molecular	102g/mol	Temperatura autoignição	750°C
Pressão crítica	4060 kPa	ODP	0
Temperatura crítica	101,2°C	GWP	1300

Fonte: (CHEMOURS, 2017).

2.2.3. HFC-404A

É um HFC composto de uma mistura de 44% de HFC-125, 52% de HFC-143a, 4% de HFC-134a. É um fluido não inflamável, estável na atmosfera e não tóxico, mas em altas concentrações causa asfixia.

Foi desenvolvido especificamente para o *retrofit* de CFC-502 e HCFC-22. Em alguns casos é necessário adaptações no circuito de refrigeração, não aceita óleos minerais e o mesmo deve ser substituídos por óleo tipo POE. Sendo uma mistura quase azeotrópica possui um *glide* mínimo de evaporação menor que 0,5°C e é aplicado em baixas e médias temperaturas de

evaporação (CHEMOURS, 2017). Possui ODP igual a zero e é considerado de alto GWP frente aos atuais substitutos diretos do HCFC-22.

As propriedades físicas e químicas retiradas da ficha de segurança são mostradas na Tabela 4.

Tabela 4 - Propriedades físicas e químicas do HFC-404A

Pressão de vapor	1255 kPa @ 20°C	Solubilidade (água)	Não se aplica
Densidade do vapor	1,05 (ar=1)	Inflamabilidade	Não inflamável
Ponto de ebulição	-46,2°C	Limite superior de explosão	Não se aplica
Ponto de fusão	Não se aplica	Limite inferior de explosão	Não se aplica
Peso molecular	97,6g/mol	Temperatura autoignição	728°C
Pressão crítica	3732 kPa	ODP	0
Temperatura crítica	72,2°C	GWP	3943

Fonte: (CHEMOURS, 2017).

2.2.4. HFO-449A

É uma hidrofluorolefina (HFO) composto de uma mistura de 24,3% de HFC-32, 24,7% de HFC-125, 25,3% de HFO-1234yf e 25,7% de HFC-134a. É um fluido não inflamável, estável na atmosfera e não tóxico, mas em altas concentrações causa asfixia.

Foi desenvolvido especificamente para o *retrofit* de HCFC-22, HFC-404A e HFC-507, não é necessário adaptações no circuito de refrigeração, porém não aceita óleos minerais e o mesmo deve ser substituídos por óleo tipo POE. Sendo uma mistura zeotrópica possui um *glide* de evaporação de 8,3°C e é aplicado em baixas e médias temperaturas de evaporação (CHEMOURS, 2017). Possui ODP igual a zero e é considerado de baixo GWP frente aos atuais substitutos diretos do HCFC-22.

Na composição deste refrigerante encontra-se o tetrafluorpropeno, denominado HFO-1234yf, cuja composição química é $C_3H_2F_4$, atualmente é a grande aposta da indústria química frente aos fluidos naturais. É um fluido não tóxico, mas em grandes concentrações causa asfixia.

O HFO-1234yf é um fluido de baixa inflamabilidade, com temperatura de autoignição de 405°C. O que o torna de baixa inflamabilidade é o seu limite inferior de inflamabilidade de 6,2% em volume, além de possuir baixa velocidade de combustão e exigir alta energia de ignição, classificando-se como A2L pela ISO 817 (CHEMOURS, 2017).

As propriedades físicas e químicas retiradas da ficha de segurança são mostradas na Tabela 5.

Tabela 5 - Propriedades físicas e químicas do HFO-449A

Pressão de vapor	1274,8 kPa @ 25°C	Solubilidade (água)	Não disponível
Densidade do vapor	3,07 (ar=1)	Inflamabilidade	Não inflamável
Ponto de ebulição	-46°C	Limite superior de explosão	Não se aplica
Ponto de fusão	Não disponível	Limite inferior de explosão	Não se aplica
Peso molecular	87,2g/mol	Temperatura autoignição	Não disponível
Pressão crítica	4447kPa	ODP	0
Temperatura crítica	81,5°C	GWP	1282

Fonte: (CHEMOURS, 2017).

2.2.5. Histórico recente

O histórico recente dos fluidos refrigerantes pode ser descrito a partir de 1974, quando o professor Sherwood Rowland e Dr. Mario Molina, através de suas pesquisas, levantaram a hipótese da destruição do ozônio estratosférico por fluidos halogenados tipo CFCs.

Após um reinado de quase 70 anos os fluidos tipo CFCs foram associados, através do átomo de cloro, a destruição da camada de ozônio. Teoria que venho a ser comprovada em 1985. Terminava então a era de um dos fluidos mais bem sucedidos graças a sua baixa toxicidade, ausência de explosividade e ótimas propriedades termodinâmicas (MELO, 2011).

Nos estudos foi constatado que um átomo de cloro poderia destruir 100.000 moléculas de ozônio numa reação em cadeia por muitos anos. Para sanar esta destruição acelerada da camada de ozônio se estabeleceu o Protocolo de Montreal (1987). Nela lançou-se um cronograma para eliminação dos CFCs a nível mundial.

O protocolo também estabeleceu uma divisão entre países desenvolvidos e países em desenvolvimento. Assim os desenvolvidos eliminaram a produção e uso em 1996 e os em desenvolvimento em 2010.

Neste contexto iniciou-se uma corrida por um substituto adequado aos CFCs, principalmente o CFC-11 e CFC-12. Na época lançaram-se como alternativas os HCFCs e os HFCs. O primeiro, principalmente o HCFC-22, foi intensamente usado por possuir ótimas propriedades termodinâmicas, não foi desenvolvido como substituto em *retrofit* do CFC-12,

mas para novos equipamentos. Possui compatibilidade com a maioria dos materiais e pode-se usar óleos minerais (SANTOS, 2016).

Os HCFCs ainda contém o cloro, portanto possuem potencial destrutivo da camada de ozônio, para o HCFC-22 cerca de 5% do efeito do CFC-11. Na época do protocolo de Montreal ele já foi lançado como alternativa transitória, contudo disseminou-se muito bem em todos os segmentos de refrigeração e tem uso intenso em países em desenvolvimento (PEIXOTO, 2011).

O Protocolo de Montreal, entre muitas revisões, estabeleceu cronograma de eliminação de HCFCs para 2020 em países desenvolvidos e 2040 para países em desenvolvimento.

O HFC-134a, na época foi apresentado como o fluido para *retrofit* do CFC-12 e para novos equipamentos. Por não conter cloro seu ODP é zero e não é uma substância controlada pelo Protocolo de Montreal. Mesmo tendo boas características termodinâmicas e sendo tratado como o substituto definitivo do CFC-12 não teve disseminação tão intensa como o HCFC-22.

Algumas características pesaram contra o fluido: não é compatível com óleos minerais e alguns materiais construtivos, não serve como *retrofit* do HCFC-22 sem adaptações no circuito de refrigeração e por último acabou entrando na “cesta de seis gases” cujas emissões devem ser reduzidas de acordo com o Protocolo de Quioto (1997). Esses gases são: dióxido de carbono (CO₂), metano (CH₄), óxido nítrico (N₂O), hidrofluorcarbonos (HFCs), perfluorcarbonos (PFCs) e hexafluoreto de enxofre (SF₆) (PEIXOTO, 2011).

Sendo os HFCs possíveis causadores do efeito estufa, a refrigeração enfrenta um novo dilema na seleção do fluido adequado para atender a demanda crescente do setor.

2.2.6. Tendências de uso

Apesar do fim da vigência do Protocolo de Quioto em 2012, há uma tendência pela redução do uso dos HFCs e existe cada vez mais um apelo pelo uso de alternativas ambientalmente amigáveis. Atualmente a tendência aponta para o uso de HFCs por curto e médio prazo sendo que já foram desenvolvidas misturas de HFCs que se adequaram perfeitamente ao *retrofit* do HCFC-22, sem troca de óleo e sem mudanças no ciclo de refrigeração.

Porém no longo prazo espera-se que restrições quanto ao uso apareçam. Um exemplo disso é a resolução do parlamento europeu determinando que para ar condicionado automotivo tenha um refrigerante com GWP100 menor de 150, o que não é atingido pelos atuais HFCs (MELO, 2011).

Então há uma vertente de pesquisas que apostam para o uso dos fluidos ditos naturais como o CO₂, amônia e hidrocarbonetos. Outras pesquisas apontam para o desenvolvimento de uma nova geração de fluídos sintéticos, os hidroflúorolefinas (HFO) com baixo GWP e mínimo tempo de residência na atmosfera, porém com baixa inflamabilidade (PEIXOTO, 2011).

Um consenso geral não existe, até porque cada fluido poderá ocupar seu nicho no ramo de refrigeração. Como este trabalho trata de um *retrofit* de HCFC-22, este ramo tem sido dominado pelos gases HFCs, com misturas próprias para esta situação. Tratando de fluidos naturais para *retrofit* de HCFC-22 poucas situações ocorreram na literatura. No que diz respeito aos novos HFOs já foram produzidas misturas que atendem ao *retrofit* do HCFC-22 (CHEMOURS, 2017).

2.3. CONCEITOS SOBRE *RETROFIT*

Nessa seção será apresentado os aspectos gerais sobre *retrofit* direcionando o estudo para o *retrofit* de sistemas de refrigeração.

2.3.1. Aspectos gerais

Segundo Barrientos e Qualharini (2004), o termo *retrofit* foi criado a partir da união do termo em latim *retro* que significa movimento para trás e *fit* do inglês que se refere a adaptação e ajuste. Surgiu no final dos anos 90 na área da aviação, quando modernos equipamentos foram adaptados as aeronaves. Comum nos Estados Unidos e na Europa é aplicado na indústria e principalmente na construção civil.

Guimarães (2015) diferencia restauração, reforma e *retrofit* com o objetivo de evidenciar alguns aspectos que caracterizem o *retrofit*. A restauração tem o compromisso com a originalidade da instalação ou edificação, enquanto que a reforma se compromete a restituir a funcionalidade, não há compromisso com a originalidade da instalação. Já o *retrofit* tem o compromisso com as melhorias das condições de conforto, de segurança, de tecnologia e de eficiência das instalações.

A sustentabilidade é um conceito interdisciplinar, fundamentado em atender demandas econômicas, ambientais e sociais e, portanto, o *retrofit* passa a ser uma das ações que o desenvolvimento sustentável visa promover (MORAES & QUELHAS, 2011).

Sendo uma alternativa mais econômica, inteligente e eficiente em relação ao descarte ou demolição, hoje em dia na Europa mais de 50% dos trabalhos da construção civil

correspondem a *retrofit*, em países como Itália e França este índice atinge 60% das obras (MORAES & QUELHAS, 2011).

2.3.2. *Retrofit* de refrigeração

Dependendo da visão um *retrofit* de um edifício pode compreender trocas de pisos, paredes, isolamentos térmicos e acústicos, modernizações na fachada e troca completa do sistema de refrigeração.

Neste contexto acima temos um *retrofit* da edificação. Um sistema de ar condicionado completamente substituído descaracteriza um *retrofit* de refrigeração pois ocorreu o descarte completo do sistema.

Pode-se assim caracterizar o *retrofit* de refrigeração em dois tipos. O primeiro citado por Matos (2008) que visa a conservação de energia aplicando ao sistema existente melhorias como termoacumulação, recuperação de calor de condensação, volume de ar variável, cogeração de energia, sistema de controle digital, reaproveitamento de calor em sistemas com ar externo total.

Outro caso de *retrofit* de refrigeração visa o atendimento de requisitos ambientais legais, como a substituição do fluido refrigerante da instalação, o que também se caracteriza como *retrofit*, pois em teoria introduz um fluido mais moderno e ambientalmente menos agressivo. Além disso, pode-se ter a combinação destes dois tipos de *retrofit*, a depender do grau de mudança que se quer atingir no sistema.

2.4. SOFTWARES UTILIZADOS NO TRABALHO

2.4.1. *Chemours Refrigerant Expert* (CRE)

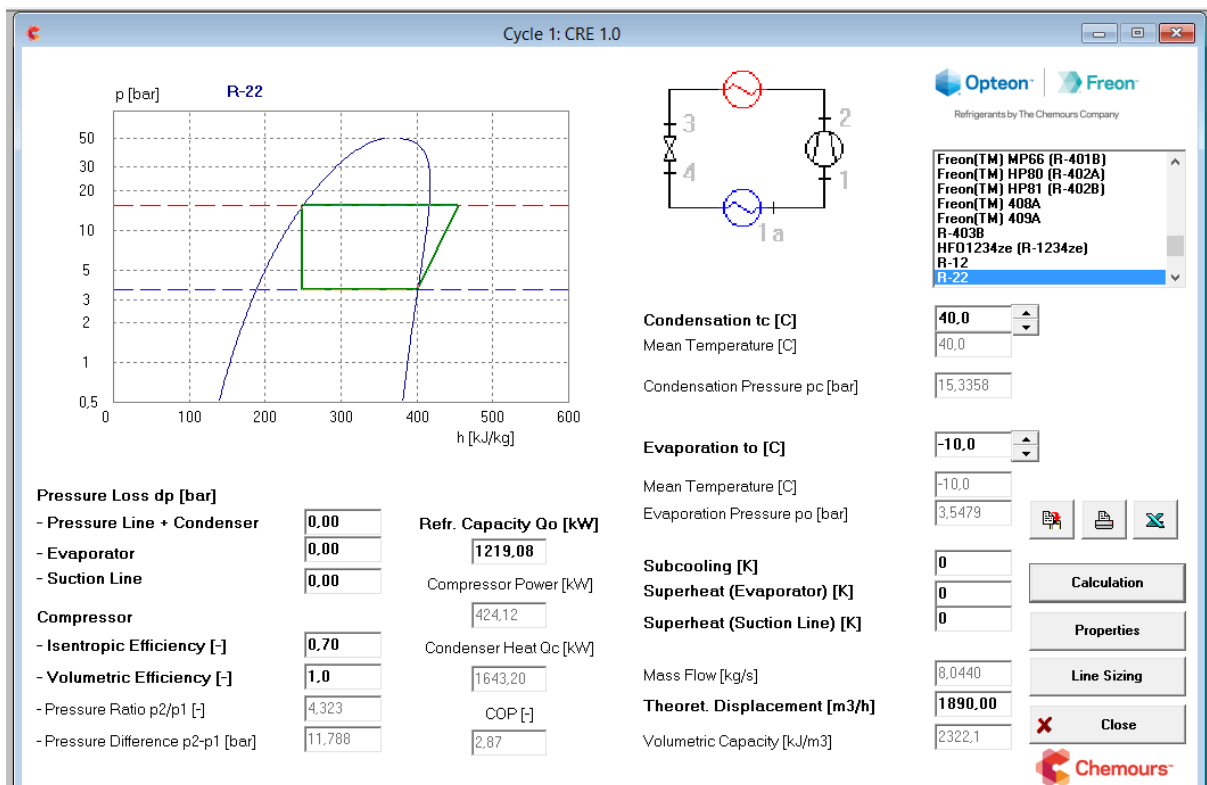
O software CRE versão 1.0 é um software livre da empresa Chemours, uma das maiores fabricantes de fluidos refrigerantes do mundo. Sendo desenvolvido para permitir, de uma maneira rápida e fácil, ao usuário acesso as mais variadas propriedades termodinâmicas e de transporte dos diversos fluidos refrigerantes de Chemours.

Permite com facilidade a construção de ciclos de refrigeração, considerando e calculando as perdas de cargas nas tubulações do circuito. Pode-se simular ciclo de simples estágio, ciclo simples com LSHX, ciclo com dois estágios em cascada e bombas de calor.

Atualmente é a única fonte para obter de modo rápido dados dos novos fluidos da família Opteon® que possui HFO em sua composição. Sendo ideal para estudos de *retrofit*, pois apresenta facilidade na troca de fluidos na simulação. Poucos são os dados necessários para se rodar o programa, sendo preciso informar: temperatura de condensação, temperatura de evaporação, eficiência isentrópica do compressor, subresfriamento no condensador, superaquecimento no evaporador e na linha de líquido além da vazão volumétrica na sucção do compressor (CHEMOURS, 2017).

Na Figura 4 pode-se visualizar a principal página do *software* e as funções que ele dispõe.

Figura 4 - Tela principal do *software* CRE



Fonte: O autor.

Uma das poucas desvantagens do uso do CRE é que ele não simula as condições dos trocadores de calor. Portanto o funcionamento do evaporador e do condensador devem ser verificados em um *software* específico.

2.4.2. Aspen Exchanger Design & Rating (EDR)

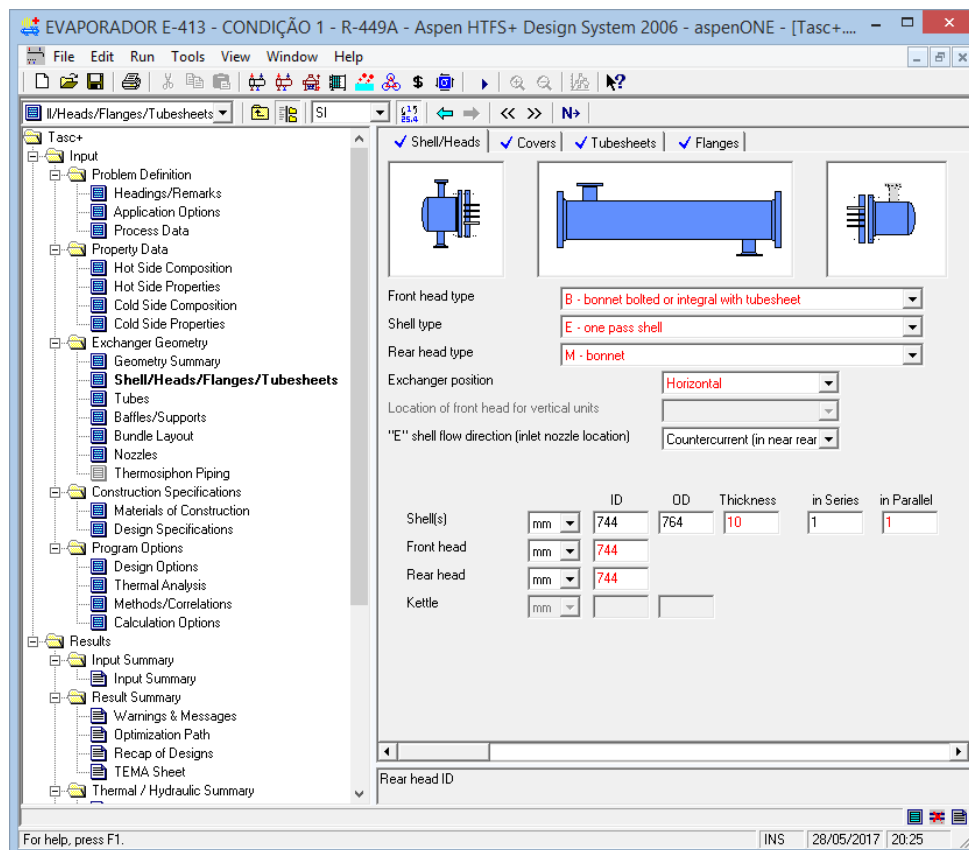
Desenvolvido pela AspenTech o *software* Aspen EDR é uma ferramenta poderosa no que tange a simulações de trocadores casco e tubo, duplo tubo, trocador de placas e aletados refrigerados a ar.

O programa se utiliza de equações internas que através de um processo iterativo pode dimensionar novos trocadores, checar o funcionamento de trocadores existentes, determinando a capacidade térmica total, temperaturas de saída dos fluidos, etc.

No modo de checagem dos trocadores é necessário ter um desenho completo do equipamento bem como os dados operacionais dos fluidos frio e quente. O programa fornece como resultado uma folha de dados completa do funcionamento do trocador bem como análises da performance do equipamento (ASPENTECH, 2017).

Na Figura 5 pode-se ver a tela principal do programa, onde na esquerda tem-se um menu onde sequencialmente preenche-se os dados que vão sendo solicitados na parte direita da tela.

Figura 5 - Tela principal do software Aspen EDR



Fonte: O autor.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

Nesse capítulo serão apresentados os materiais e a metodologia pela qual os resultados deste trabalho foram obtidos. Em um primeiro momento é apresentado maiores detalhes das instalações do estudo, fornecendo inicialmente a visão geral do sistema e sua interface com o processo produtivo. Posteriormente, cada *chiller* é descrito com suas principais características como capacidade frigorífica, potência consumida, detalhes construtivos das partes integrantes como compressor, evaporador e condensador.

Também serão apresentados os fatores que levaram a seleção dos fluidos alternativos nas simulações. As razões pelas quais um fluido é mais atrativo que o outro e, também, as justificativas para o descarte de outros fluidos neste trabalho específico.

Por fim, apresentam-se as diversas condições pelas quais o ciclo de refrigeração foi estudado nas simulações e discute-se o método empregado nos *softwares* utilizados.

3.1. CARACTERÍSTICAS DAS INSTALAÇÕES

3.1.1. Visão geral

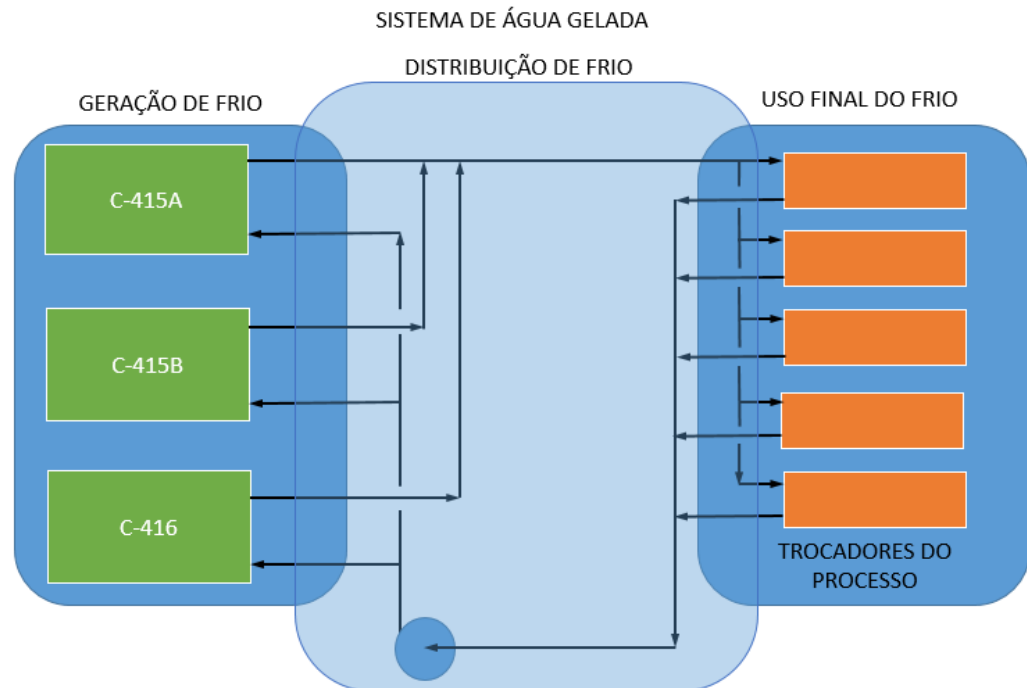
O sistema de água gelada empregado na planta da Oxiteno em Triunfo/RS (Figura 6) pode ser subdividido em três subsistemas: geração de frio, composto pelos três *chillers*; distribuição de frio, composto pela solução de monoetilenoglicol à 30% que circula nas tubulações de distribuição de água gelada; uso final do frio, composto pelos trocadores de calor que utilizam esta água com a finalidade de manter o processo resfriado à temperaturas inferiores que a ambiente.

Todos os três subsistemas possuem suas características específicas e cada um pode ter sua eficiência aumentada. Na distribuição de frio pode-se avaliar se o fluido utilizado é o mais adequado, se as espessuras de isolamento das tubulações estão corretas e se a perda de carga não encontra-se muito elevada. No uso final do frio pode-se analisar se os trocadores encontram-se com suas superfícies de troca limpas, se o uso do isolamento térmico está correto ou se layout dos tubos é o mais adequado (ELETROBRÁS/PROCEL, 2011).

Conforme já mencionado, o foco deste trabalho é o estudo do *retrofit* do gás HCFC-22 no subsistema de geração de frio composto por três *chillers* denominados C-415A, C-415B e C-416 como pode ser visto na Figura 6. O projeto original do sistema de água gelada previa que a temperatura de entrada da solução de monoetilenoglicol nos *chillers* se situaria em 5°C e que

a temperatura de saída da solução seria de -5°C , mais a frente será discutida esta situação que atualmente encontra-se modificada.

Figura 6 - Sistema de água gelada da planta da Oxitenó



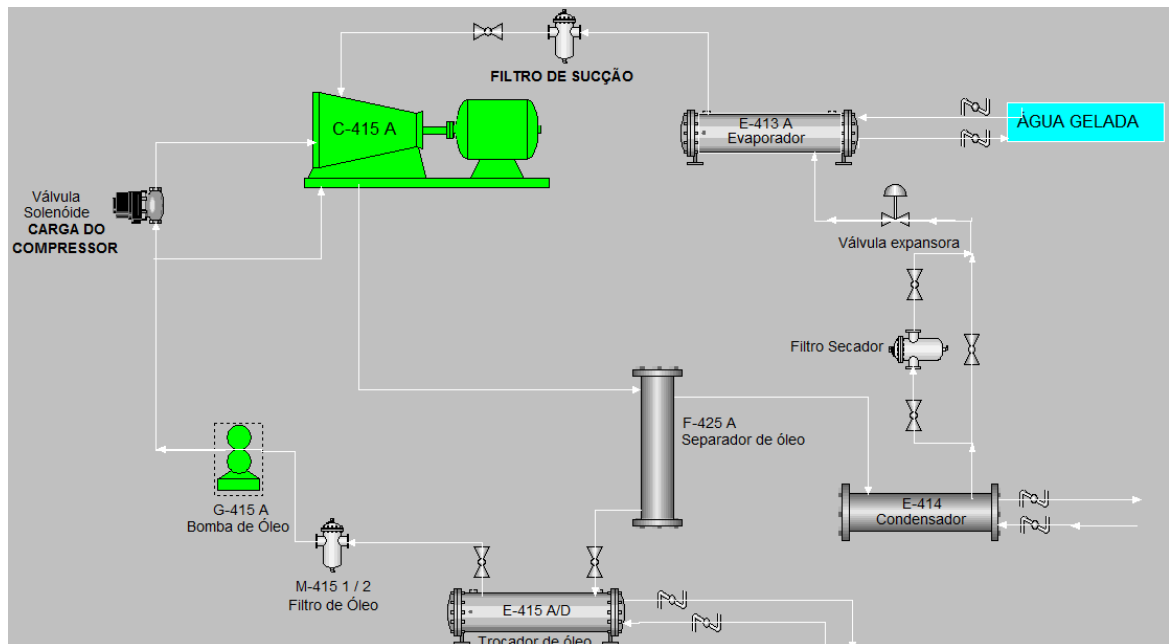
Fonte: O autor.

3.1.2. Unidade de refrigeração C-415A/B

Os dois *chiller* de água gelada C-415A e C-415B são idênticos em todos os aspectos e foram adquiridos na época da construção da planta da Oxitenó em 1987. Foram adquiridos da empresa Luwa Climatécnica que elaborou todo o projeto mecânico e térmico do sistema, instalando compressores tipo parafuso da fabricante Mycom e utilizando trocadores de calor tipo casco e tubos para o evaporador e condensador. Todos os equipamentos foram integrados em um *skid* único de forma a tornar a instalação compacta.

Na Figura 7 é possível observar todos os principais equipamentos que compõe os *chillers*. Já a Tabela 6 mostra os dados do chiller C415-A e C415-B nas condições do projeto original de 1987.

Figura 7 - Fluxograma do C-415A



Fonte: O autor

Tabela 6 - Folha de dados *chiller* C-415A e C-415B para as condições do projeto original de 1987

(continua)

CHILLER C-415A E C-415B (DADOS DE PROJETO DE 1987)			
FLUIDO:	R-22		
CAPACIDADE FRIGORÍFICA:	814500	kcal/h	947 kW
CALOR REJEITADO:	1300891	kcal/h	1513 kW
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	50		°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10		°C
TEMPERATURA ENTRADA SOLUÇÃO:	5		°C
TEMPERATURA SAÍDA SOLUÇÃO:	-5		°C
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	99750		kg/h
POTÊNCIA ABSORVIDA PELO COMPRESSOR:	627,9	cv	468 kW
SUPERAQUECIMENTO NO EVAPORADOR:	0		°C
SUPERAQUECIMENTO LINHA DE SUCÇÃO:	0		°C
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,78		
SUBRESFRIAMENTO CONDENSADOR:	0		°C
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR:	0,41		
COMPRESSOR			
MODELO:	250SUDL		
VAZÃO VOLUMÉTRICA SUCÇÃO:	1890		m ³ /h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,78		
RELAÇÃO ENTRE VOLUMES V_i	2,63 (FIXO)		

(conclusão)

DADOS DO EVAPORADOR

FLUÍDO LADO CASCO:	R-22	
FLUÍDO LADO TUBO:	SOLUÇÃO MONOETILENO GLICOL 30%	
NÚMERO DE PASSES NO CASCO	1	
NÚMERO DE PASSES NOS TUBOS:	2	
Nº TUBOS:	694	
DIÂMETRO DOS TUBOS:	5/8" BWG18	
COMPRIMENTO DOS TUBOS:	3720	mm
MATERIAL DOS TUBOS:	COBRE ALETADO 19 AL/pol	

DADOS DO CONDENSADOR

FLUÍDO LADO CASCO:	R-22	
FLUÍDO LADO TUBO:	ÁGUA DE RESFRIAMENTO	
NÚMERO DE PASSES NO CASCO:	1	
NÚMERO DE PASSES NOS TUBOS:	2	
Nº TUBOS:	734	
DIÂMETRO DOS TUBOS:	5/8" BWG18	
COMPRIMENTO DOS TUBOS:	3720	mm
MATERIAL DOS TUBOS:	COBRE ALETADO 19 AL/pol	

Fonte: O autor.

3.1.3. Unidade de refrigeração C-416

A unidade de refrigeração C-416 constitui-se de um *chiller* para água gelada que foi adquirido no ano de 2001 para aumento da capacidade da planta. Este equipamento opera com um compressor parafuso Mycom, sendo que todo o sistema foi fornecido pela Mayekawa do Brasil em um *skid* compacto.

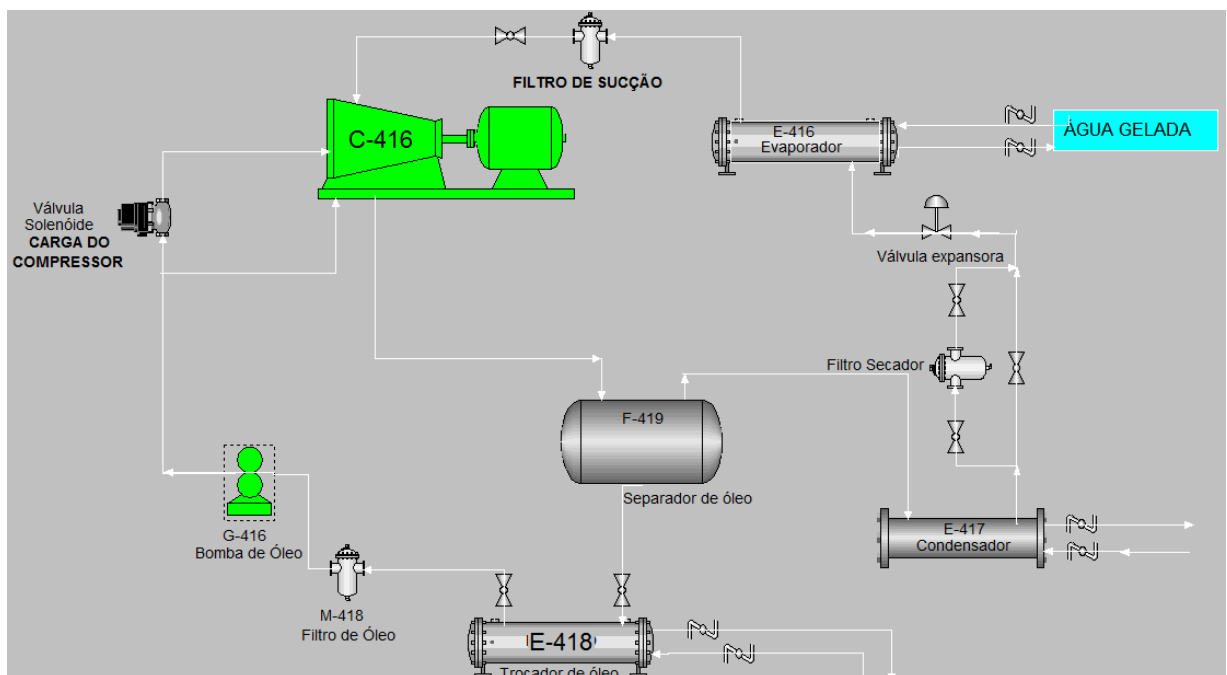
O *chiller* possui capacidade de refrigeração nominal de 1.000.000 kcal/h e na época da aquisição foi fornecido para operar tanto com HCFC-22 como HFC-134a, visando a troca futura do HCFC-22. Tanto para o HCFC-22 como para o HFC-134a o projeto original prevê uma capacidade frigorífica de 1.000.000 kcal/h. Para isso foi fornecido um compressor cuja capacidade de deslocamento volumétrico atenda o HFC-134a, que necessita de compressores maiores para a mesma temperatura de evaporação que o HCFC-22 devido ao maior volume específico de sucção do HFC-134a.

Como consequência disto o compressor ao operar com HCFC-22 tem sua capacidade de deslocamento volumétrico restringido em 60%, pois acima disto a potência consumida pelo motor extrapolaria a potência nominal. Portanto o projeto original prevê que quando operando

com HCFC-22 em 60% do deslocamento volumétrico do compressor atinge-se a capacidade de refrigeração de 1.000.000 kcal/h. O fluido HCFC-22 foi desde o início utilizado na máquina sendo que o HFC-134a nunca venho a ser utilizado neste equipamento até então.

Na Figura 8 é possível ver o fluxograma de funcionamento do sistema, observa-se que o mesmo é extremamente semelhante aos *chillers* anteriores. A Tabela 7 mostra os dados do *chiller* C-416 nas condições do projeto original de 2001.

Figura 8 - Fluxograma C-416



Fonte: O autor.

Tabela 7 - Folha de dados *chiller* C-416 para as condições do projeto original de 2001

(continua)

CHILLER C-416 (DADOS DE PROJETO DE 2001)			
FLUIDO:	R-22 (60% DO DESLOCAMENTO VOLUMÉTRICO)		
CAPACIDADE FRIGORÍFICA:	1000000	kcal/h	1163 kW
CALOR REJEITADO:	1448000	kcal/h	1684 kW
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	40		°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10		°C
TEMPERATURA ENTRADA SOLUÇÃO:	5		°C
TEMPERATURA SAÍDA SOLUÇÃO:	-5		°C
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENO GLICOL:	119139		kg/h
POTÊNCIA ABSORVIDA PELO COMPRESSOR:	727	cv	535 kW
SUPERAQUECIMENTO NO EVAPORADOR:	0		°C

SUPERAQUECIMENTO LINHA DE SUÇÃO:	5	(conclusão)		°C
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,56			
SUBRESFRIAMENTO CONDENSADOR:	2	°C		
TITULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR:	0,275			
COMPRESSOR				
MODELO:	320VSD-M			
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUÇÃO:	2005,68	m ³ /h		
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,56			
RELAÇÃO ENTRE VOLUMES V_i	3,65 (PORÉM COM AJUSTE DE 2,63 À 5,8)			
POTÊNCIA ABSORVIDA PELO COMPRESSOR:	727	cv	535	kW
DADOS DO EVAPORADOR				
FLUÍDO LADO CASCO:	R-22			
FLUÍDO LADO TUBO:	SOLUÇÃO ETILENO GLICOL 30%			
CAPACIDADE FRIGORÍFICA:	1000000	kcal/h	1163	kW
NÚMERO DE PASSES NO CASCO:	1			
NÚMERO DE PASSES NOS TUBOS:	2			
Nº TUBOS:	370			
DIÂMETRO DOS TUBOS:	3/4" BWG18			
COMPRIMENTO DOS TUBOS:	4800	mm		
MATERIAL DOS TUBOS:	COBRE ALETADO 26AL/POL			
DADOS DO CONDENSADOR				
FLUÍDO LADO CASCO:	R-22			
FLUÍDO LADO TUBO:	ÁGUA DE RESFRIAMENTO			
CAPACIDADE TÉRMICA:	1488000	kcal/h	1731	kW
NÚMERO DE PASSES NO CASCO:	1			
NÚMERO DE PASSES NOS TUBOS:	2			
Nº TUBOS:	472			
DIÂMETRO DOS TUBOS:	3/4" BWG18			
COMPRIMENTO DOS TUBOS:	5000	mm		
MATERIAL DOS TUBOS:	COBRE ALETADO 26 AL/pol			

Fonte: O autor.

3.2. SELEÇÃO DOS FLUIDOS ALTERNATIVOS

Aqui são apresentados os motivos que conduziram a seleção dos seguintes fluidos alternativos HFC-134a e HFC-404A para as simulações:

- a) Ausência de inflamabilidade: Este critério elimina todos os tipos de hidrocarbonetos e ela é motivada por não haver na instalação condições ideais de controle e monitoramento de vazamentos. Atualmente não existe qualquer tipo de sistema de

combate a incêndios e todos os equipamentos elétricos não são a prova de explosão, o que inviabiliza fluidos classificados como inflamáveis;

- b) Ausência de toxicidade: Este critério é motivado pois atualmente não tem-se um controle em tempo real efetivo de vazamentos. Além disso, ao se utilizar um fluido tóxico tipo amônia a planta da Oxiteno de Triunfo/RS necessita realizar uma série de adequações de segurança para operação e manutenção dos equipamentos;
- c) Compatibilidade química: O fluido alternativo proposto deve possuir compatibilidade química com todos os metais do sistema. Por exemplo, a seleção da amônia implicaria na troca de todos os tubos de cobre dos evaporadores e condensadores, pois a amônia é incompatível com o cobre. Assim fica inviabilizado o uso de amônia neste momento pela incompatibilidade química e devido a toxicidade do gás;
- d) Baixos níveis de pressão: O fluido alternativo proposto deve operar no menor nível de pressão possível, assim fluidos como o CO₂ e HFC-410A ficam inviabilizados, pois toda a instalação é projetada para classe de pressão de 300 libras ou 150 libras a depender do nível de pressão. Além do que deve-se respeitar as pressões de projeto originais do evaporador e condensador das máquinas;
- e) Menor impacto ambiental: A premissa básica é que o fluido proposto deve possuir ODP igual a zero e o GWP o menor possível. Fluidos como HFC-404A possuem GWP igual a 3943, o que os tornaria inadequados pois fluidos de menores GWP já estão disponíveis;
- f) Uso de fluido puro, azeotrópico ou quase-azeotrópico: Esta necessidade é muito específica em instalações onde o evaporador é do tipo inundado, ou seja há um nível de refrigerante no interior do trocador cobrindo todos os tubos e amplificando a troca térmica. Como consequência refrigerantes formados por misturas e com um *glide* significativo não operam bem, pois ocorre concentração do líquido em um certo composto e empobrecimento deste composto no gás que vai para sucção do compressor. Assim, fluidos puros como o HFC-134a e quase-azeotrópicos como o HFC-404A, *glide* menor que 0,5°C, são as melhores opções para evaporadores inundados.

É de se observar que estas motivações que levaram a eliminação de alguns fluidos são específicas para estas instalações. Qualquer instalação que foi projetada para inflamáveis operará muito bem com estes fluidos, caso a instalação seja projetada para um fluido tóxico e todas as precauções forem adotadas, nenhum incidente deverá ser registrado. O que se quer com

o estudo em questão é selecionar um fluido de rápido *retrofit*, economicamente viável e com poucas intervenções nas instalações.

Uma das grandes tentativas na seleção dos fluidos foi a introdução dos modernos fluidos com baixo GWP. Como já mencionado anteriormente existe uma gama de fluidos que apresentam além de baixo GWP, níveis de pressões menores e podem trabalhar com óleo mineral. Porém até o momento todos estes fluidos possuem *glides* significativos, na ordem de 5 à 6°C o que traria grandes problemas na operação dos evaporadores tipo inundados.

3.3. CONDIÇÕES DAS SIMULAÇÕES DOS CICLOS

Para realizar as simulações com os fluidos HCFC-22, HFC-134a e HFC-404A estabeleceu-se três condições de uso dos sistemas. Isto foi necessário para realizar os devidos estudos de *retrofit*, pois para a simulação de ciclo de refrigeração é necessário estabelecer condições de contorno do sistema, e com isso obter os dados de desempenho.

A primeira condição de contorno do sistema foi estabelecida a partir de dados do projeto original das máquinas. Assim dados como vazão de água de resfriamento, vazão de solução de monoetilenoglicol, temperaturas de entrada de água de resfriamento e da solução foram mantidas iguais ao do projeto original dos *chillers*. As temperaturas de evaporação e condensação do refrigerante foram mantidas iguais ao do projeto original, assim como a eficiência isentrópica dos compressores e o superaquecimento no ciclo foram mantidos iguais ao projeto original. Logo para cada *chiller* três fluidos foram simulados com a primeira condição, obtendo-se diversos parâmetros que serão analisados.

A segunda condição de contorno do sistema foi obtida a partir de dados atuais de operação dos *chillers*. Como trabalhar com dados reais de operação dos equipamentos é quase impossível, pois a todo momento principalmente as temperaturas da água de resfriamento mudam conforme a temperatura ambiente, optou-se por assumir uma média nas temperaturas de água de resfriamento e da solução de monoetilenoglicol. Estas médias foram construídas a partir de medições reais no período do verão de 2016/17 entre os horários das 10h às 18h. Assim as simulações tornam-se mais representativas para as piores condições de uso do sistema. Porém foge-se de condições extremas de operação que não são tão representativas ao longo do tempo. Outros parâmetros como vazão de água de resfriamento e da solução foram obtidos a partir de medidores instalados nas tubulações do sistema.

A terceira e última condição de contorno representa o reprojeto dos *chillers*, onde procurou-se realizar testes com os melhores parâmetros para cada fluido refrigerante. Nesta

condição somente os fluidos alternativos foram simulados, visto que obter uma nova condição para o HCFC-22 é desnecessário. Foram simulados o HFC-134a e o HFC-404A em diversas condições. Ao final obteve-se condições de contorno diferentes que trouxeram o melhor desempenho para cada fluido. Porém, condições como vazão de água de resfriamento, vazão da solução de monoetilenoglicol, temperatura de entrada da água de resfriamento mantiveram-se iguais as condições atuais de operação, visto que seria difícil realizar mudanças nestes parâmetros que não envolvessem grandes investimentos.

3.3.1. Condição 1 dados do projeto original

Como descrito anteriormente, a condição 1 utiliza condições de contorno estipulados na época do projeto original das máquinas, e foram obtidas a partir de folhas de dados dos *chillers*, desenhos dos evaporadores e condensadores e catálogos dos compressores utilizados. Estas condições de contorno, Tabelas 8 e 9, são variáveis independentes da escolha e do tipo de refrigerante empregado.

Tabela 8 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 1 para o C-416

CONDIÇÃO 1 PARA O C-416 (PROJETO ORIGINAL DE 2001)		
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	40	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	31	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	5	°C
VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	362.000	kg/h
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	119.139	kg/h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,56	
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUÇÃO DO COMPRESSOR:	2005	m ³ /h
SUPERAQUECIMENTO:	5	°C
FLUIDOS SIMULADOS:	HCFC-22; HFC-134a; HFC-404A	

Fonte: O autor.

Tabela 9 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 1 para o C-415A/B

CONDIÇÃO 1 PARA O C-415A/B (PROJETO ORIGINAL DE 1987)		
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	50	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	31	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	5	°C
VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	130.000	kg/h
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	99.750	kg/h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,78	
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUCCÃO DO COMPRESSOR:	1890	m³/h
SUPERAQUECIMENTO:	0	°C
FLUIDOS SIMULADOS:	HCFC-22;HFC-134a;HFC-404A	

Fonte: O autor.

3.3.2. Condição 2 dados atuais de operação

A condição 2 utiliza condições de contorno obtidas de dados atuais de operação que diferem em alguns pontos dos dados estipulados nos projetos originais dos sistemas.

Estes dados foram obtidos dos diversos instrumentos instalados nos *chillers*, ver folha de dados Anexo A e Anexo B, sendo que esses possuem rotina de calibração e ajustes, além de armazenarem históricos extensos das leituras realizadas. As Tabelas 10 e 11 apresentam os parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição de contorno 2 para os *chillers* C-416 e C-415A/B, respectivamente.

Tabela 10 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 2 para o C-416

CONDIÇÃO 2 PARA O C-416 (DADOS ATUAIS DE OPERAÇÃO)		
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	40	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	28	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	11,5	°C
VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	300.000	kg/h
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	88.500	kg/h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,56	
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUCCÃO DO COMPRESSOR:	2005	m³/h
SUPERAQUECIMENTO:	5	°C
FLUIDOS SIMULADOS:	HCFC-22; HFC-134a; HFC-404A	

Fonte: O autor.

Tabela 11 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 2 para o C-415A/B

CONDIÇÃO 2 PARA O C-415A/B (DADOS ATUAIS DE OPERAÇÃO)		
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	50	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	28	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	11,5	°C
VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	130.000	kg/h
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	127.400	kg/h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,78	
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUCÇÃO DO COMPRESSOR:	1890	m ³ /h
SUPERAQUECIMENTO:	0	°C
FLUIDOS SIMULADOS:	HCFC-22;HFC-134a;HFC-404A	

Fonte: O autor.

3.3.3. Condição 3 dados de reprojeto

Como mencionado anteriormente, a condição 3 se refere aos melhores parâmetros obtidos para o *chiller* e o fluido refrigerante alternativo. Esta condição foi criada a partir de diversas simulações e também diferenciando parâmetros de fácil alteração dos que possuem maior dificuldade de modificação. Assim se encontrou uma condição dita ideal para cada fluido e que será melhor detalhada na seção que analisa e discute os resultados. As Tabelas 12 e 13 apresentam os dados da condição de contorno 3, podendo-se observar que uma mesma variável pode possuir dois parâmetros ideais, cada um para seu refrigerante específico.

Tabela 12 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizados na condição 3 para o C-416

CONDIÇÃO 3 PARA O C-416 (DADOS DE REPROJETO)		
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO:	45/50	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO:	-10	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	28	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	10	°C
VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO:	300.000	kg/h
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL:	88.500	kg/h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR:	0,7	
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUCCÃO DO COMPRESSOR:	2005/3300	m³/h
SUPERAQUECIMENTO:	0	°C
FLUIDOS SIMULADOS:	HFC-404A HFC-134a	

Fonte: O autor.

Tabela 13 - Parâmetros de ciclo de refrigeração utilizado na condição 3 para o C-415A/B

CONDIÇÃO 3 PARA O C-415A/B (DADOS DE REPROJETO)		
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	45/40	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA ÁGUA DE RESFRIAMENTO	28	°C
TEMPERATURA DE ENTRADA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL	10	°C
VAZÃO DE ÁGUA DE RESFRIAMENTO	130.000	kg/h
VAZÃO DA SOLUÇÃO DE MONOETILENOGLICOL	127.400	kg/h
EFICIÊNCIA ISENTRÓPICA DO COMPRESSOR	0,78	
VAZÃO VOLUMÉTRICA NA SUCCÃO DO COMPRESSOR	1890	m³/h
SUPERAQUECIMENTO	0	°C
FLUIDOS SIMULADOS	HFC-404A/ HFC-134a	

Fonte: O autor.

3.4. MÉTODO USADO PARA SIMULAÇÃO DOS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

Para realizar a simulação dos ciclos utilizou-se dois *softwares*, um que realiza somente a simulação do ciclo, e outro que simula os trocadores de calor. A simulação iniciou-se no *software* CRE da Chemours® onde um ciclo de refrigeração pode ser simulado rapidamente com diversos fluidos refrigerantes. Utilizando as condições de contorno estabelecidas anteriormente na seção 3.3 gerou-se um ciclo inicial, que por sua vez forneceu uma carga térmica no evaporador e no condensador.

Entretanto o *software* CRE não trabalha com a simulação dos trocadores, portanto foi necessário utilizar o *software* Aspen EDR para validar a capacidade térmica dos trocadores. Além de validar a capacidade foi possível verificar o subresfriamento no condensador e as perdas de carga nos trocadores e reinserir esta informação no *software* CRE, gerando um processo iterativo em que uma simulação modificava a outra até o ciclo se estabilizar. No uso do simulador de trocadores também foi possível verificar quando o trocador era deficiente para aquele ciclo ao se verificar saída de líquido no evaporador e saída de gás no condensador.

Ao final obteve-se 20 simulações de ciclos com 40 simulações de trocadores em diversas situações de uso. Inúmeros parâmetros foram obtidos como perda de carga nas linhas de descarga e sucção, potência de acionamento do motor, coeficiente de performance, título na entrada do evaporador, pressões de sucção e descarga do equipamento entre outros.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos para cada condição são apresentados a seguir. A ênfase maior será dada para os resultados da condição de contorno 3, pois representam as condições de *retrofit* para os quais os *chillers* deverão ser ajustados. Também são apresentados e discutidos possíveis reduções das emissões de CO₂ e uma breve análise econômica para a condição 3.

4.1. SÍNTESE DOS RESULTADOS DA CONDIÇÃO 1

Na Figura 9 pode-se ver os principais resultados das simulações do *chiller* C-415A e C-415B, que são idênticos. As simulações dos ciclos foram realizadas conforme procedimento descrito na seção 3.4.

Figura 9 - Resultados das simulações para condição 1 no *chiller* C-415A/B

CONDIÇÃO 1 PARA O C-415A/B (PROJETO ORIGINAL DE 1987)				
FLUIDOS	HCFC-22	HFC-134a	HFC-404A	
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	50	50	50	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	-10	-10	°C
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	814.500	589.708	800.516	kcal/h
CALOR REJEITADO	1.300.891	943.795	1.338.042	kcal/h
POTÊNCIA DO COMPRESSOR	628	348	638	CV
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR	0,41	0,302	0,48	-
COP	2,33	2,68	1,98	-

Fonte: O autor.

Observa-se pelos resultados apresentados na Figura 9 que o fluido HCFC-22 é o que apresenta a melhor capacidade frigorífica, sendo 1,72% superior ao segundo fluido, HFC-404A, que apresenta melhor capacidade, evidenciando seu excelente desempenho como refrigerante.

O fluido HFC-134a, apesar do melhor coeficiente de performance (COP), ficaria muito aquém de atender as necessidades do processo devido à queda de 27,60% na capacidade frigorífica. Esta queda é devida a baixa vazão mássica do HFC-134a ocasionada pelo elevado volume específico na sucção do compressor. Lembrando que o compressor possui um volume fixo de aspiração que aliado a um volume específico elevado produz vazões mássicas menores.

O fluido HFC-404A, não atingiria a capacidade frigorífica nominal do equipamento se utilizar as condições do projeto original da máquina. Porém o desempenho frente ao HCFC-22 não ficaria muito distante, ocorrendo uma queda de menos de 2%.

Os resultados para o *chiller* C-416 são apresentados na Figura 10, as simulações dos ciclos foram realizadas conforme procedimento descrito na seção 3.4 e seguindo as condições de contorno da Tabela 8.

Figura 10 - Resultados das simulações para condição 1 no *chiller* C-416

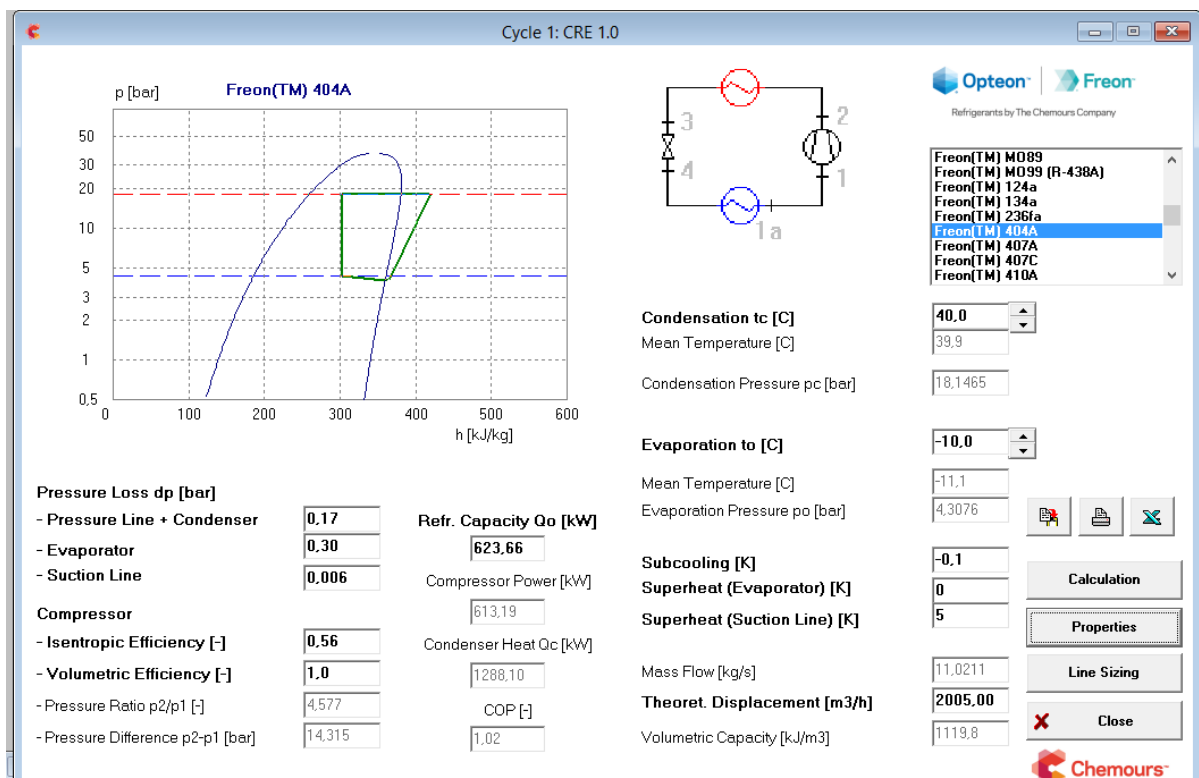
CONDIÇÃO 1 PARA O C-416 (PROJETO ORIGINAL DE 2001)				
FLUIDOS	HCFC-22	HFC-134a	HFC-404A	
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	40	40	40	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	-10	-10	°C
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	1.000.000	634.652	535.684	kcal/h
CALOR REJEITADO	1.713.334	1.163.683	1.332.815	kcal/h
POTÊNCIA DO COMPRESSOR	727	451	834	CV
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR	0,28	0,295	0,67	-
COP	2,18	2,23	1,02	-

Fonte: O autor.

Observa-se pelos resultados da Figura 10 que o fluido HCFC-22 é novamente o fluido de melhor desempenho quanto a capacidade frigorífica, apresentando um valor 36,53% e 46,43% maiores do que o HFC-134a e o HFC-404A, respectivamente. O fluido HFC-134a foi simulado na condição 1 com a mesma restrição de 60% da capacidade do compressor, assim o compressor não deslocaria vazão necessária e sua capacidade frigorífica cairia quase 37%, o que inviabilizaria sua utilização nesta configuração.

Quanto aos resultados do HFC-404A estes se mostraram muito abaixo da expectativa para esta condição de contorno. O péssimo resultado pode ser explicado pelo alto título na entrada do evaporador, o que ocasiona uma entalpia de entrada muito elevada e baixa troca térmica. Mas o que ocasiona este título elevado é a falta de condensação no condensador que acaba não condensando todo o gás do circuito. A Figura 11 explica melhor o que ocorreria com o ciclo usando HFC-404A caso operasse na condição 1.

Figura 11 - Ciclo de refrigeração na condição 1 operando com o HFC-404A no *chiller* C-416



Fonte: O autor.

Este resultado mostrado na Figura 11 somente foi possível obter através das simulações dos trocadores no *software* Aspen EDR. O desempenho ruim no condensador do *chiller* C-416 pode ser explicado pelas propriedades térmicas do HFC-404A serem inferiores aos outros fluidos e pela grande vazão de entrada no condensador.

4.2. SÍNTESE DOS RESULTADOS DA CONDIÇÃO 2

Na Figura 12 pode-se ver os principais resultados das simulações do *chiller* C-415A e C-415B. As simulações dos ciclos foram realizadas conforme procedimento descrito na seção 3.4.

Figura 12 - Resultados das simulações para condição 2 no *chiller* C-415A/B

CONDIÇÃO 2 PARA O C-415A/B (DADOS ATUAIS DE OPERAÇÃO)				
FLUIDOS	HCFC-22	HFC-134a	HFC-404A	
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	50	50	50	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	-10	-10	°C
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	999.140	612.210	928.633	kcal/h
CALOR REJEITADO	1.508.292	966.589	1.468.739	kcal/h
POTÊNCIA DO COMPRESSOR	593	348	641	CV
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR	0,27	0,27	0,41	-
COP	2,66	2,78	2,29	-

Fonte: O autor.

Observando os resultados na Figura 12 nota-se uma sensível melhora em diversos parâmetros de desempenho em relação aos resultados da condição 1. A capacidade frigorífica aumentou consideravelmente para todos os fluidos. Isto se deve as mudanças nas temperaturas de entrada da solução de monoetilenoglicol à 30% e da água de resfriamento. Como a temperatura da solução de monoetilenoglicol na condição 1 era de 5°C e passou para 11,5°C, potencializou-se a troca térmica no evaporador já que a diferença de temperatura entre o fluido frio e o fluido quente mudou de 15°C para 21,5°C, aumentando o ΔT_{ml} do trocador. A mesma lógica serve para o condensador que teve seu delta de temperatura entre fluido frio e quente aumentado.

Quanto ao desempenho individual de cada fluido destaca-se o HCFC-22 que apresentou novamente a melhor capacidade frigorífica e o HFC-134a que obteve o melhor coeficiente de performance. Porém, a capacidade frigorífica do HFC-134a ficou 38,73% abaixo do HCFC-22 e quando comparado com a capacidade nominal original da máquina a queda é de 24,83%.

O HFC-404A apresentou queda de 7,06% na capacidade frigorífica quando comparado ao HCFC-22. Porém nesta condição ele superaria a capacidade nominal da máquina que é de 814.500 kcal/h.

Os resultados para o *chiller* C-416 são apresentados abaixo na Figura 13, as simulações dos ciclos foram realizadas conforme procedimento descrito na seção 3.4 e seguindo as condições de contorno da Tabela 10.

Figura 13 - Resultados das simulações para condição 2 no *chiller* C-416

CONDIÇÃO 2 PARA O C-416 (DADOS ATUAIS DE OPERAÇÃO)				
FLUIDOS	HCFC-22	HFC-134a	HFC-404A	
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	40	40	40	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	-10	-10	°C
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	1.029.235	662.915	651.763	kcal/h
CALOR REJEITADO	1.759.126	1.192.402	1.448.894	kcal/h
POTÊNCIA DO COMPRESSOR	760	452	834	CV
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR	0,29	0,266	0,601	-
COP	2,14	2,32	1,23	-

Fonte: O autor.

Pelos resultados da Figura 13 pode-se observar que em todos os casos ocorre aumento na capacidade frigorífica da condição 1 para condição 2, porém esta é menos acentuada do que o ocorrido com o *chiller* C-415A e C-415B. Este fato é explicado pelo menor subresfriamento deste ciclo quando comparado ao ciclo do *chiller* C-415 A/B.

Observa-se também que o HFC-404A apresenta o mesmo inconveniente de não condensar todo o gás, apresentando o mesmo problema relatado no item anterior da seção 4.1. Contudo a diminuição da temperatura de entrada da água de resfriamento para o condensador

de 31°C para 28°C já surtiu efeito significativo no título do fluido ao entrar no evaporador, passando de 0,67 para 0,601.

4.3. PROPOSTAS DE MODIFICAÇÕES PARA MELHORIA DOS CICLOS

O estudo das condições 1 e 2 foi útil para checar o comportamento do gás alternativo na hipótese de se manter nas mesmas condições de projeto ou nas condições atuais de operação. Nela verificou-se alguns problemas que inviabilizam o uso destas condições. Para tentar resolver estes problemas com o menor custo possível optou-se por adotar como solução pequenos ajustes nos parâmetros do ciclo, assim gerou-se a condição de contorno 3, que representa as melhores condições para cada fluido específico.

4.3.1. Ajustes para o *chiller* C-415A/B

Nas simulações para as condições 1 e 2 deste *chiller* o gás HFC-404A foi simulado com temperatura de condensação de 50°C e com isso apresentou pressão de descarga do compressor de 22,2kgf/cm²M. Consultando a pressão de projeto do condensador esta é de 20kgf/cm²M, para solucionar este problema e se adequar a pressão de projeto optou-se por baixar a temperatura de condensação para 45°C reduzindo a pressão de descarga do compressor para 19,4kgf/cm²M.

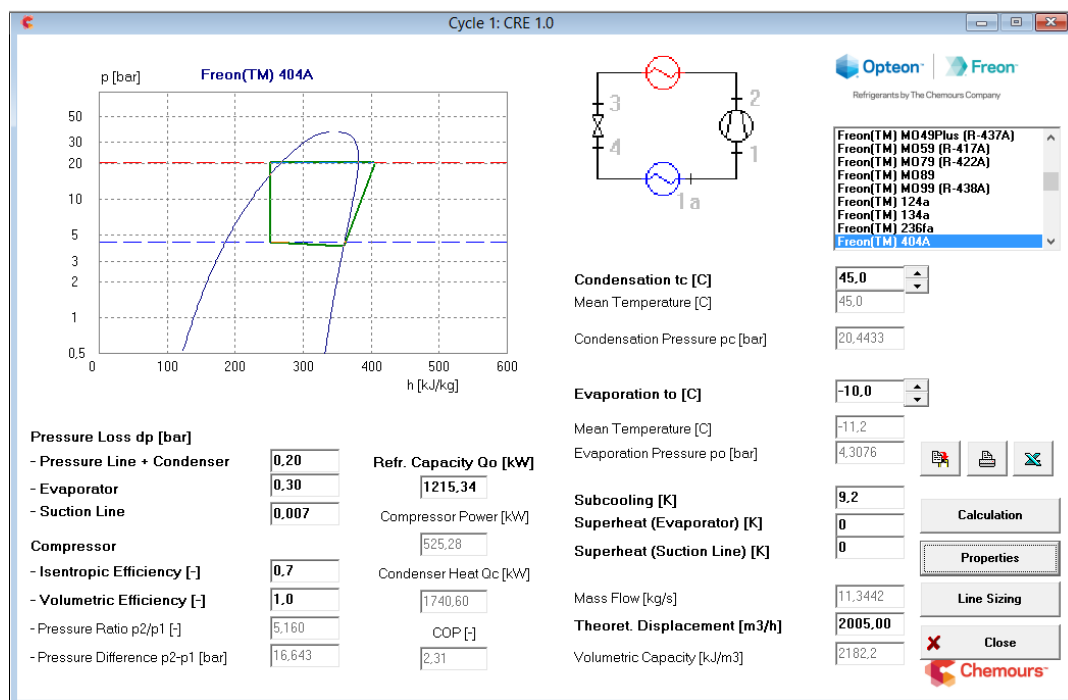
O estudo do gás HFC-134a operando no *chiller* C-415A/B revelou que este não atingirá a capacidade frigorífica devido a menor vazão mássica deslocada pelo compressor. Porém reduzindo a temperatura de condensação original de 50°C para 40°C ganha-se em COP, cerca de 13%, e perde-se muito pouco em capacidade frigorífica, menos de 1%. Portanto foi adotado a temperatura de 40°C nas simulações para a condição 3 do HFC-134a.

4.3.2. Ajustes para o *chiller* C-416

Ao simular o HFC-404A no *chiller* C-416 este apresentou capacidade frigorífica muito baixa devido a condensação parcial do gás no condensador. Este efeito causa uma elevação muito grande no título e, conseqüentemente, queda na capacidade frigorífica. Para solucionar este problema nas simulações aumentou-se a temperatura de condensação de 40°C para 45°C com o objetivo de potencializar a troca térmica com a água de resfriamento aumentando o ΔT_{ml} conforme visto no seção 2.1.6.

Este incremento de temperatura surtiu efeito positivo, conforme Figura 14, todo gás foi condensado e atingiu-se desempenho térmico satisfatório. Porém com esta modificação o desempenho mecânico do equipamento fica comprometido já que a pressão de descarga do compressor sobe para 19,4kgf/cm²M e a pressão de projeto do condensador é de 17kgf/cm²M. Sendo assim o gás HFC-404A não é uma boa opção de *retrofit* para este *chiller*, ficando descartado seu uso.

Figura 14 - Simulação com HFC-404A no C-416, pressão no condensador inviabiliza seu uso



Fonte: O autor.

No uso do refrigerante HFC-134a são necessários alguns ajustes para se atingir a capacidade térmica de projeto. Como o projeto original do equipamento já prevê o uso deste refrigerante com o uso de um deslocamento volumétrico maior no compressor, foram realizados diversos testes. Porém o uso do deslocamento volumétrico máximo do compressor, 3800m³/h, implicaria na troca do condensador, pois o atual, pelas simulações, encontra-se subdimensionado para este caso.

Logo, foi necessário restringir a capacidade de vazão do compressor para 3300 m³/h nas simulações e elevar a temperatura de condensação de 40°C para 50°C, potencializando a troca térmica com a água de resfriamento, aumentando o ΔT_{m1} , e assim condensar todo o gás do ciclo.

Com estes ajustes o condensador ficou adequado e o evaporador atingiu seu limite nas simulações, pois qualquer incremento de vazão ocorrerá saída de líquido para o compressor nos testes realizados com os *softwares*.

Outro ajuste realizado nas simulações foi adotar uma eficiência isentrópica de compressão maior, pois conforme citado na seção 2.1.5, o compressor operando próximo a capacidade máxima terá eficiência isentrópica maior. Outro fator que justifica este incremento de eficiência é o ajuste da relação V_i disponível nos modelos SCV dos compressores Mycom. Na condição 3 foi adotado uma eficiência isentrópica de 0,7, valor típico para situações de carga máxima.

4.4. SINTESE E ANÁLISE DOS RESULTADOS DA CONDIÇÃO 3

Na Figura 15 pode-se ver os principais resultados das simulações do *chiller* C-415A e C-415B. As simulações dos ciclos foram realizadas conforme procedimento descrito na seção 3.4.

Figura 15 - Resultados das simulações para condição 3 no *chiller* C-415A/B

CONDIÇÃO 3 PARA O C-415A/B (DADOS DE REPROJETO DO CICLO)			
FLUIDOS	HFC-134a	HFC-404A	
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	40	45	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	-10	°C
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	606.191	813.414	kcal/h
CALOR REJEITADO	932.195	1.326.004	kcal/h
POTÊNCIA DO COMPRESSOR	303	599	CV
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR	0,29	0,47	-
COP	3,15	2,15	-
TEMPERATURA DE DESCARGA DO COMPRESSOR	56	60	°C
PRESSÃO DE DESCARGA DO COMPRESSOR	9,3	19,6	kgf/cm ² M

Fonte: O autor.

Pelos resultados da Figura 15 os fluidos apresentaram queda na capacidade frigorífica. O fluido HFC-404A foi o que apresentou maior queda em relação a condição 2 devido aos ajustes necessários da temperatura de condensação para diminuição da pressão de descarga de forma a trabalhar com pressões especificadas no projeto do condensador. Assim, como consequência o condensador não provocou grande subresfriamento, elevando o título na entrada do evaporador.

O refrigerante HFC-134a teve queda de menos de 1% em relação a condição 2, porém rebaixando a temperatura de condensação de 50°C para 40°C obteve-se ganho de mais de 13% em COP. Este fato é explicado pelo superdimensionamento do condensador no caso do HFC-134a, já que a vazão com o HFC-134a é muito menor do que outros refrigerantes. Além disso, ao se analisar a Equação 2 do COP_{rev} é possível observar que caindo a temperatura de condensação o COP_{rev} aumenta.

Outro ponto a se destacar é que para o HFC-134a o único limitante para aumento da capacidade de refrigeração é o compressor. Já para o HFC-404A os limitantes encontrados foram o condensador e ao mesmo tempo o compressor que atingiu seu deslocamento volumétrico de sucção máximo.

Os resultados para o *chiller* C-416 são apresentados na Figura 16, as simulações dos ciclos foram realizadas conforme procedimento descrito no seção 3.4 e seguindo as condições de contorno da Tabela 12.

Figura 16 - Resultados das simulações para condição 3 no *chiller* C-416

CONDIÇÃO 3 PARA O C-416 (DADOS DE REPROJETO DO CICLO)		
FLUIDO	HFC-134a	
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO	50	°C
TEMPERATURA DE EVAPORAÇÃO	-10	°C
CAPACIDADE FRIGORÍFICA	1.026.655	kcal/h
CALOR REJEITADO	1.673.313	kcal/h
POTÊNCIA DO COMPRESSOR	665	CV
TÍTULO NA ENTRADA DO EVAPORADOR	0,271	-
COP	2,44	-
TEMPERATURA DA DESCARGA DO COMPRESSOR	76	°C
PRESSÃO DE DESCARGA DO COMPRESSOR	12,3	kgf/cm ² M

Fonte: O autor.

Para a condição 3 no *chiller* C-416 o refrigerante HFC-404A foi descartado, visto que era necessário subir a temperatura de condensação, porém a pressão de operação excederia a pressão de projeto do condensador. Assim pelos resultados já apresentados na condição 1 e 2 torna-se desnecessária a análise do refrigerante.

O refrigerante HFC-134a, conforme relatado anteriormente, foi simulado para uma vazão volumétrica de sucção de 3300m³/h, pouco abaixo da vazão máxima que o compressor parafuso deste *chiller* é capaz de deslocar que é de 3800m³/h. Porém a capacidade frigorífica foi atingida conforme prevê o fornecimento original da máquina.

O incremento de capacidade de refrigeração foi de 54% em relação a condição 2, onde o deslocamento volumétrico de sucção do compressor era de apenas 2005m³/h. Assim com uma vazão mássica maior atingiu-se obviamente maiores capacidades e o equipamento limitante nesta simulação foi o evaporador, que não suportaria maiores vazões sem arrastar líquido para a sucção do compressor.

Outro ponto a se destacar é o COP atingido pelo HFC-134a ser 14,01% superior ao HCFC-22 nas condições anteriores. Este fato em parte é explicado pela melhoria esperada na eficiência isentrópica de compressão que era de 0,56 e passou para 0,70. Logo o consumo de potência do compressor para o HCFC-22 na condição 2 era de 760cv e utilizando o HFC-134a este consumo cai para 665cv correspondendo a uma redução de 12,5%, mantendo-se a capacidade frigorífica muito próxima uma da outra.

4.5. ANÁLISE DOS RESULTADOS DO TEWI - *TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT*

4.5.1. Resultados do *chiller* C-415A/B

Usando a metodologia do TEWI, apresentada no seção 2.1.3.3, foi aplicado para o C-415A/B utilizando o HFC-404A e o HCFC-22. Visto que o HFC-134a não atinge a carga térmica necessária o mesmo foi excluído deste cálculo do C-415A/B. Por não atingir a capacidade de refrigeração o cálculo resultaria em distorções relativas ao consumo de energia no compressor, muito abaixo do outro fluido alternativo.

Para o cálculo do TEWI foi necessário determinar a massa do sistema para ambos os fluidos. O cálculo resultou em uma quantidade maior de HFC-404A, cerca de 4% comparado ao HCFC-22. Além disso foi realizado levantamento da taxa anual de vazamentos do refrigerante através de registros de reposição em cada *chiller*. Este dado revelou uma taxa elevada de reposição, quase 100% do fluido atual. Para efeito de cálculo este mesmo índice foi considerado nas projeções com o HFC-404A.

Outro índice pesquisado, que entra no cálculo do TEWI, foi a geração de CO₂ na geração de energia. Este índice, que fica disponível no portal do Ministério da Ciência, Tecnologia e Inovação (MCTI) sendo constantemente atualizado, monitora o nível de geração de CO₂ em nossa matriz de geração de energia elétrica. Este índice reflete o quão limpa é a matriz energética de um país (MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E INOVAÇÃO, 2017).

Segundo o MCTI são publicados três tipos de índices de CO₂ na geração, sendo dois deles ligados ao Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) e outro ligado a inventários. Para este trabalho foi considerado o índice ligado a inventários, pois considera todas as usinas que estão gerando energia e não somente aquelas que estão na margem, sendo indicado para inventários em geral e corporativos. Neste trabalho considerou-se a média de CO₂ na geração de energia dos últimos 3 anos.

Tabela 14 - Resultados do TEWI no C-415A/B

TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT – TEWI PARA O C-415A/B		
TEWI HCFC-22 - CONDIÇÃO 2 - C-415A/B		
<i>GLOBAL WARMING IMPACT</i> GWP – HCFC-22	1700	
CARGA DO REFRIGERANTE m	791	kg
TAXA ANUAL DE VAZAMENTOS DE REFRIGERANTE L	100%	
ANOS DE OPERAÇÃO n	1	ANO
CONSUMO ANUAL DE ENERGIA E _{anual}	4.431.812	kWh/ano
EMISSÃO DE CO ₂ NA GERAÇÃO DE ENERGIA β	0,11	kgCO ₂ /kWh
FATOR DE RECICLAGEM DO REFRIGERANTE α	100%	
TEWI HCFC-22	1.832.970	kgCO ₂ /ano
TEWI HFC-404A - CONDIÇÃO 3 - C-415A/B		
<i>GLOBAL WARMING IMPACT</i> GWP – HFC-404A	3943	
CARGA DO REFRIGERANTE m	822	kg
TAXA ANUAL DE VAZAMENTOS DE REFRIGERANTE L	100%	
ANOS DE OPERAÇÃO n	1	ANO
CONSUMO ANUAL DE ENERGIA E _{anual}	4.472.471	kWh/ano
EMISSÃO DE CO ₂ NA GERAÇÃO DE ENERGIA β	0,11	kgCO ₂ /kWh
TEWI HFC-404A	3.733.398	kgCO ₂ /ano
AUMENTO DE CO₂eq HCFC-22 para HFC-404A	1.900	tCO ₂ eq/ano

Fonte: O autor.

Os resultados da Tabela 14 demonstram que o efeito do *retrofit* de HCFC-22 para o HFC-404A aumentam os níveis de geração anual de CO₂ equivalente. A maior contribuição advém dos vazamentos de fluido refrigerante e a parcela devido a ineficiência do ciclo com HFC-404A é pequena.

Portanto, ao que diz respeito aos problemas da camada de Ozônio, o HFC-404A é extremamente benéfico, mas ao analisar a contribuição na geração de CO₂ e as possíveis consequências no aquecimento global, o HFC-404A traz uma nova problemática a ser resolvida.

4.5.2. Resultados do *chiller* C-416

Os cálculos do TEWI foram realizados para o equipamento com os refrigerantes HCFC-22 e HFC-134a. Os mesmos parâmetros levantados para o *chiller* anterior foram necessários para o C-416. A massa do sistema usando HFC-134a ficou 6% acima da massa do HCFC-22 e a taxa de vazamento anual chega a quase 100% da carga de refrigerante. A Tabela 15 mostra os resultados do TEWI para o *chiller* C-416.

Tabela 15 - Resultados do TEWI no C-416

TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT – TEWI PARA O C-416		
TEWI HCFC-22 - CONDIÇÃO 2 - C-416		
GLOBAL WARMING IMPACT GWP – HCFC-22	1700	
CARGA DO REFRIGERANTE m	710	kg
TAXA ANUAL DE VAZAMENTOS DE REFRIGERANTE L	100%	
ANOS DE OPERAÇÃO n	1	ANO
CONSUMO ANUAL DE ENERGIA E _{anual}	5.681.054	kWh/ano
EMISSÃO DE CO ₂ NA GERAÇÃO DE ENERGIA β	0,11	kgCO ₂ /kWh
FATOR DE RECICLAGEM DO REFRIGERANTE α	100%	
TEWI HCFC-22	1.831.419	kgCO ₂ /ano
TEWI HFC-134a - CONDIÇÃO 3 - C-416		
GLOBAL WARMING IMPACT GWP – HFC-134a	1300	
CARGA DO REFRIGERANTE m	754	kg
TAXA ANUAL DE VAZAMENTOS DE REFRIGERANTE L	100%	
ANOS DE OPERAÇÃO n	1	ANO
CONSUMO ANUAL DE ENERGIA E _{anual}	4.970.541	kWh/ano
EMISSÃO DE CO ₂ NA GERAÇÃO DE ENERGIA β	0,11	kgCO ₂ /kWh
TEWI HFC-134a	1.527.109	kgCO ₂ /ano
REDUÇÃO DE CO₂eq HCFC-22 PARA HFC-134a	-304	tCO ₂ eq/ano

Fonte: O autor.

Os resultados da tabela demonstram que o efeito do *retrofit* de HCFC-22 para o HFC-134a reduzem os níveis de geração anual de CO₂ equivalente. A maior contribuição para redução ainda é originária dos vazamentos anuais, sendo o HFC-134a de menor GWP resultou em queda na geração de CO₂. Mas neste caso o efeito da diminuição do consumo de energia para o compressor também resultou em diminuição importante da geração de CO₂ equivalente.

Portanto, no que diz respeito aos problemas da camada de Ozônio o HFC-134a é benéfico, e ao analisar a contribuição na geração de CO₂ equivalente e as possíveis consequências no aquecimento global, o HFC-134a é uma boa opção.

4.6. AVALIAÇÃO ECONÔMICA DE *RETROFIT* NO SISTEMA DE ÁGUA GELADA

A avaliação econômica no sistema de água gelada deste trabalho foi realizada com o objetivo de estimar os impactos financeiros da mudança e visando, juntamente com os cálculos do TEWI, orientar na estratégia de *retrofit* adotada pela empresa.

4.6.1. Resultados da avaliação econômica para o *chiller* C-416

A avaliação econômica realizada neste equipamento foi feita num período de 10 anos e é embasada em dois índices, *payback* e TIR (taxa interna de retorno). Os fluxos de caixa, como toda análise econômica, são referenciados no mesmo período usando a metodologia do valor presente.

Os valores financeiros dos fluidos refrigerantes foram obtidos de orçamentos com fornecedores nacionais. Para o caso do fluido HCFC-22 lançou-se mão de uma hipótese simplificada de reajuste que considera a evolução dos preços conforme as restrições de oferta impostas pelo protocolo de Montreal. Considerou-se o efeito que causaria caso os usuários de fluido mantivessem a procura constante sobre uma oferta em queda do fluido HCFC-22. A Tabela 16 mostra o investimento inicial no *retrofit* do *chiller* C-416.

Tabela 16 - Investimento inicial *retrofit* C-416

INVESTIMENTO INICIAL	
CUSTO DO HFC-134a (R\$/kg)	R\$ 35,00
CUSTO DO ÓLEO POE (R\$/L)	R\$ 72,00
CUSTO DA CARGA DE GÁS HFC-134a	R\$ 26.394,02
CUSTO DA CARGA DE ÓLEO POE	R\$ 28.800,00
TOTAL	R\$ 55.194,02

Fonte: O autor.

Já a Tabela 17 apresenta a evolução do fluxo de caixa e os indicadores TIR e *payback* no caso do *chiller* C-416.

Tabela 17 - Evolução do fluxo de caixa e indicadores

PERÍODO	INVESTIMENTO INICIAL	DESPESA COM REPOSIÇÃO HFC-134a	DESPESA COM REPOSIÇÃO HCFC-22	RECEITAS COM ECONOMIA DE ENERGIA	FLUXO DE CAIXA
2018	R\$ 55.194,02	R\$ 26.394,02	R\$ 17.742,69	R\$ 177.628,24	R\$ 113.782,89
2019		R\$ 26.394,02	R\$ 17.742,69	R\$ 177.628,24	R\$ 168.976,91
2020		R\$ 26.394,02	R\$ 26.285,47	R\$ 177.628,24	R\$ 177.519,69
2021		R\$ 26.394,02	R\$ 26.285,47	R\$ 177.628,24	R\$ 177.519,69
2022		R\$ 26.394,02	R\$ 26.285,47	R\$ 177.628,24	R\$ 177.519,69
2023		R\$ 26.394,02	R\$ 26.285,47	R\$ 177.628,24	R\$ 177.519,69
2024		R\$ 26.394,02	R\$ 26.285,47	R\$ 177.628,24	R\$ 177.519,69
2025		R\$ 26.394,02	R\$ 54.592,90	R\$ 177.628,24	R\$ 205.827,12
2026		R\$ 26.394,02	R\$ 54.592,90	R\$ 177.628,24	R\$ 205.827,12
2027		R\$ 26.394,02	R\$ 54.592,90	R\$ 177.628,24	R\$ 205.827,12
	TMA	11,25%			
	TIR	307%			
	PAYBACK (meses)	5			

Fonte: O autor.

A Tabela 17 foi construída comparando a alternativa de continuar usando o fluido HCFC-22 e a possibilidade de troca pelo HFC-134a. Portanto no estudo considerou-se a mesma taxa anual de vazamentos para ambos os fluidos e conforme projeção apresentada na Tabela 17 o custo de reposição do HCFC-22 se tornaria maior que o custo do HFC-134a somente em 2025. Esta inversão nos preços é devido à forte restrição imposta para aquele ano, onde somente poderá ser ofertado 32,5% do total em relação a linha de base.

Porém, é de se destacar que a futura utilização do HFC-134a não é motivada pelo restrição da oferta do HCFC-22, pois tendo uma eficiência maior espera-se uma queda no consumo de energia, tornando o tempo para *payback* de apenas 5 meses.

4.6.2. Resultados da avaliação econômica para o *chiller* C-415A/B

Os resultados para este equipamento seguiram o procedimento proposto para o *chiller* anterior. Porém o período de tempo foi estendido para todo o cronograma do protocolo de Montreal, visto que os resultados para este primeiro momento não são satisfatórios optou-se por averiguar quais os possíveis resultados das imposições das restrições de oferta do HCFC-22.

Também para este caso foi confrontado o uso do HFC-404A frente ao HCFC-22, devido a impossibilidade do HFC-134a atingir a capacidade de refrigeração exigida pelo processo produtivo o mesmo não foi incluído no estudo de viabilidade econômica. A Tabela 18 mostra o investimento inicial do *retrofit* dos *chillers* C-415A e B.

Tabela 18 - Investimento inicial *retrofit* C-415A/B

INVESTIMENTO INICIAL	
CUSTO DO HFC-404A (R\$/kg)	R\$ 41,00
CUSTO DO ÓLEO POE (R\$/L)	R\$ 72,00
CUSTO DA CARGA DE GÁS HFC-404A	R\$ 33.704,91
CUSTO DA CARGA DE ÓLEO POE	R\$ 21.600,00
TOTAL	R\$ 55.304,91

Fonte: O autor.

A Tabela 19 mostra a evolução do fluxo de caixa e os indicadores TIR e *payback* no caso do *chiller* C-415A e B.

Tabela 19 - Evolução do fluxo de caixa e indicadores

PERÍODO	INVESTIMENTO INICIAL	DESPESA COM REPOSIÇÃO HFC-404A	DESPESA COM REPOSIÇÃO HCFC-22	RECEITAS COM ENERGIA	FLUXO DE CAIXA
2018	R\$ 55.304,91	R\$ 33.704,91	R\$ 19.786,33	-R\$ 10.164,71	-R\$ 79.388,20
2019		R\$ 33.704,91	R\$ 19.786,33	-R\$ 10.164,71	-R\$ 24.083,29
2020		R\$ 33.704,91	R\$ 30.440,51	-R\$ 10.164,71	-R\$ 13.429,11
2021		R\$ 33.704,91	R\$ 30.440,51	-R\$ 10.164,71	-R\$ 13.429,11
2022		R\$ 33.704,91	R\$ 30.440,51	-R\$ 10.164,71	-R\$ 13.429,11
2023		R\$ 33.704,91	R\$ 30.440,51	-R\$ 10.164,71	-R\$ 13.429,11
2024		R\$ 33.704,91	R\$ 30.440,51	-R\$ 10.164,71	-R\$ 13.429,11
2025		R\$ 33.704,91	R\$ 60.881,01	-R\$ 10.164,71	R\$ 17.011,39
2026		R\$ 33.704,91	R\$ 60.881,01	-R\$ 10.164,71	R\$ 17.011,39
2027		R\$ 33.704,91	R\$ 60.881,01	-R\$ 10.164,71	R\$ 17.011,39
2028		R\$ 33.704,91	R\$ 60.881,01	-R\$ 10.164,71	R\$ 17.011,39
2029		R\$ 33.704,91	R\$ 60.881,01	-R\$ 10.164,71	R\$ 17.011,39
2030		R\$ 33.704,91	R\$ 65.954,43	-R\$ 10.164,71	R\$ 22.084,81
2031		R\$ 33.704,91	R\$ 71.950,29	-R\$ 10.164,71	R\$ 28.080,67
2032		R\$ 33.704,91	R\$ 79.145,31	-R\$ 10.164,71	R\$ 35.275,70
2033		R\$ 33.704,91	R\$ 87.939,24	-R\$ 10.164,71	R\$ 44.069,62
2034		R\$ 33.704,91	R\$ 98.931,64	-R\$ 10.164,71	R\$ 55.062,02
2035		R\$ 33.704,91	R\$ 113.064,73	-R\$ 10.164,71	R\$ 69.195,12
2036		R\$ 33.704,91	R\$ 131.908,86	-R\$ 10.164,71	R\$ 88.039,24
2037		R\$ 33.704,91	R\$ 158.290,63	-R\$ 10.164,71	R\$ 114.421,01
2038		R\$ 33.704,91	R\$ 197.863,28	-R\$ 10.164,71	R\$ 153.993,67
2039		R\$ 33.704,91	R\$ 263.817,71	-R\$ 10.164,71	R\$ 219.948,09
2040		R\$ 33.704,91	R\$ 395.726,57	-R\$ 10.164,71	R\$ 351.856,95
	TMA	11,25%		TMA	11,25
	TIR – atual	13%		TIR EM 2024	40%
	<i>PAYBACK</i> atual (anos)	15		<i>PAYBACK</i> EM 2024 (anos)	3,5

Fonte: O autor.

Pelos resultados apresentados nas Tabelas 18 e 19 a troca para o fluido HFC-404A resulta em dados muito abaixo dos recomendados quando se analisa projetos de capital. Se implementado para 2018 o *retrofit* terá *payback* de 15 anos e considerando toda a hipótese de subida dos preços do HCFC-22 o *retrofit* terá TIR de apenas 13% num período que vai de 2018 à 2040.

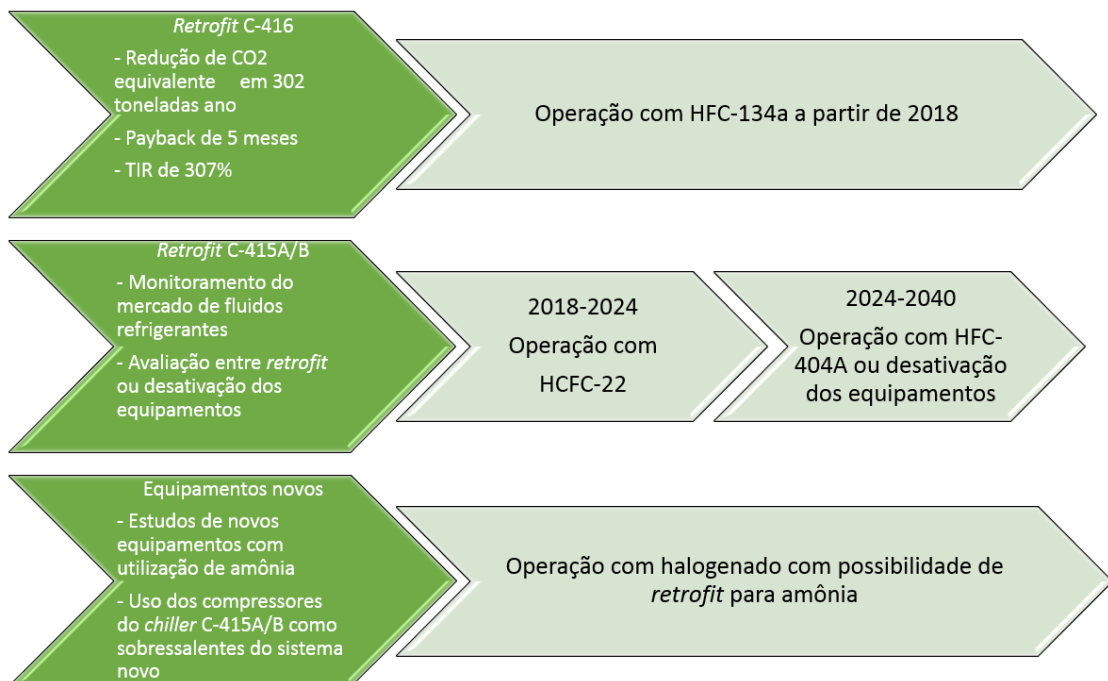
Porém, a situação muda ao se supor a troca do fluido em 2024, resultando em uma TIR de 40% e um *payback* razoável de 3,5 anos. Esta análise foi interessante efetuar pois somente com o efeito da imposição da restrição da oferta do gás atual é que será possível uma substituição com indicadores econômicos aprovando o projeto.

Outro ponto a se destacar é que com esta análise foi possível ter subsídios para definir uma proposta de estratégia de substituição dos fluidos halogenados que será apresentada a direção da empresa.

4.7. PROPOSTA DE ESTRATÉGIA DE SUBSTITUIÇÃO DO HCFC-22 E SELEÇÃO DE NOVOS REFRIGERANTES EM EQUIPAMENTOS FUTUROS NA OXITENO DE TRIUNFO

A definição de uma estratégia foi possível através das diversas análises apresentadas nas seções 4.3, 4.4, 4.5 e 4.6. Esta estratégia será apresentada a diretoria da empresa para comentários e aprovação. A estratégia é resumida na Figura 17, ficando claro e de forma cronológica as estratégias propostas. Como o *retrofit* influencia na aquisição de equipamentos futuros foi definido também critérios a serem observados no momento da aquisição.

Figura 17 - Estratégia de *retrofit* para o Oxiteno de Triunfo



Fonte: O autor.

5. CONCLUSÕES

No *chiller* C-416 analisado foi definido o uso do fluido HFC-134a em substituição ao fluido HCFC-22 usado atualmente. Isso irá gerar um aumento de 14,01% no coeficiente de performance. Já na análise de *retrofit* para este mesmo equipamento foi encontrado um payback de 5 meses.

Para os *chillers* C-415A e B analisado foi definido o uso do fluido HFC-404A em substituição ao fluido HCFC-22 somente a partir de 2024. O fluido irá gerar uma diminuição de 19,17% no coeficiente de performance. Já na análise de *retrofit* para este mesmo equipamento foi encontrado um payback de 3,5 anos.

Observa-se também que a troca de um fluido refrigerante sempre deve ser acompanhada de um levantamento técnico criterioso, ainda mais em sistemas que possuem grande capacidade e um inventário grande de refrigerante. Cabe salientar que o objetivo específico foi atingido ao se determinar as consequências do *retrofit* do fluido de refrigeração atual. De acordo com o que foi analisado somente é possível definir uma estratégia com equilíbrio econômico e ambiental, sem se valer de alarmismos, através de parâmetros condizentes e realistas.

Fica evidenciado com o trabalho, portanto, a importância de compreender melhor as peculiaridades dos equipamentos atuais e sempre que possível trazer sobrevida aos ativos, evitando políticas de descarte sem a avaliação técnica competente.

Destaca-se também que com o referido trabalho a Oxiteno de Triunfo encontra-se melhor preparada para cumprir e até mesmo antecipar as determinações do MMA relativas ao término do uso de substâncias destruidoras da camada de ozônio.

Com a realização de diversas simulações, apresentadas resumidamente neste trabalho, foi possível obter as melhores condições de operação para os novos fluidos. Foram válidas também as extensas pesquisas realizadas com o intuito de trazer novos fluidos de baixo GWP e maior eficiência. Apesar destes fluidos já existirem e de haver poucas limitações de uso, uma delas é a impossibilidade de trabalhar com evaporadores inundados, fato que inviabiliza a aplicação neste trabalho específico.

6. SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Como sugestões para trabalhos futuros pode-se definir:

- A implantação das propostas de melhoria sugeridas neste trabalho, principalmente a substituição do gás HCFC-22 para HFC-134a para o ano de 2018 no *chiller* C-416;
- Acompanhamento do mercado de fluidos refrigerantes com intuito de avaliar inclusive alternativas ao HFC-404A que possam surgir;
- Estudo comparativo entre amônia e halogenados para futuras máquinas;
- Elaboração de um plano de ação detalhado com todas as etapas e tarefas necessárias para execução do *retrofit* no *chiller* C-416 em 2018.
- Implementação das ações propostas para o ano de 2018 e posterior avaliação comparativa entre os resultados esperados e os resultados obtidos. Elaboração de artigo técnico relatando o *case* de substituição do gás HCFC-22 com divulgação na companhia.

REFERÊNCIAS

ASPENTECH. **ASPENTECH**. São Paulo, 2017. Disponível em: <<http://www.aspentech.com/products/aspem-edr.aspx>> Acesso em: 10 junho de 2017

BANDARRA FILHO, E. P. Tendências do Uso de Fluidos Refrigerantes Alternativos em Sistemas de Ar Condicionado Automotivo. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado**, Brasília, p. 71-90. 2011.

BARRIENTOS, M. I., & QUALHARINI, E. L. Retrofit de construções: Metodologia de avaliação. Rio de Janeiro, p. 11. 2004.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7. Ed. Porto Alegre: Mc GRAW-HILL, 2013.

CIVILAR. **CIVILAR**. São Paulo, 2017. Disponível em: <http://www.civilar.com.br/economia_energia.asp> . Acesso em: 20 de Março de 2017.

CHEMOURS. **CHEMOURS**. São Paulo, 2017. Disponível em: <https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/products/Opteon/index.html> Acesso em: 10 março de 2017

ELETROBRÁS/PROCEL. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração: Manual prático**. Apostila. Rio de Janeiro. Ministério de Minas e Energia, 2011. 75p.

JOHNSON CONTROLS. **JOHNSON CONTROLS**, São Paulo, 2017. Disponível em: <www.johnsoncontrols.com/content/us/products/building_efficiency/products-and-systems/integrated_hvac_systems/industrial_Commercial_HVAC_Equipment/chiller_systems/hvac_chillers.html> Acesso em: 20 março de 2017.

GUIMARÃES, B. M. Retrofit: Um conceito em construção em Brasília. **IV Congresso Internacional da "Recuperação, Manutenção e Restauração de Edifícios"**, Rio de Janeiro, p. 10. 2015.

INCROPERA, F. P.; DEWITT, D. P.; BERGMAN, T. L. e LAVINE, A. S. **Fundamentos de transferência de calor e massa**. 7. Ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MACAGNAN, Mario H. **Princípios básicos de refrigeração**. Apostila. São Leopoldo: Universidade do vale do Rio dos Sinos, 2012. 60p.

MAYEKAWA. **MAYEKAWA**. Arujá, 2017. Disponível em <<http://mayekawa.com.br/produtos/chiller-e-usat/>> Acesso em: 15 de Março de 2017.

MAYEKAWA. **SCV Series Screw Compressors Instruction Manual**. Apostila. Tatsuzawa. Mayekawa, 2010. 121p.

MATOS, R. S. **Climatização**. Apostila. Universidade Federal do Paraná, 2008. 133p.

MELO, C. Uso de Refrigerantes Alternativos em Refrigeração Domestica e em Equipamentos Compactos de Refrigeração Comercial. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado**, Brasília, p. 45-56. 2011

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA TECNOLOGIA E INOVAÇÃO. **MTCI**. Brasília, 2017. Disponível em: <http://www.mct.gov.br/upd_blob/0241/241068.htm> Acesso em: 30 de Maio de 2017.

MORAES, V. T., & QUELHAS, O. L. A metodologia do processo do retrofit e os limites da intervenção. **VII congresso nacional de excelência em gestão**, Rio de Janeiro, p. 20. 2011.

PEIXOTO, R. d. Substituição dos HCFC e os fluidos refrigerantes naturais: Cenário atual e tendências. **Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar condicionado**, Brasília, pp. 155-168. 2011.

SANTOS, A. J. A. **Refrigeração I** - Manual de apoio ao ensino e à profissão - Fundamentos. 1. Ed. Porto: Engebook, 2016.

STOECKER, W. F. e J. M. JABARDO. **Refrigeração industrial**. 1. Ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1994.

**ANEXO A – FOLHA DE DADOS TERMORESISTÊNCIAS ÁGUA GELADA (TI-415)
E ÁGUA DE RESFRIAMENTO (TI-416)**

TAG No.	QTD.	DESCRIÇÃO	DOCS. REQUERIDOS
PT-421	01	TRANSMISSOR DE PRESSÃO FABRICANTE: MODELO: RANGE DE CALIBRAÇÃO: SINAL DE SAÍDA: CONEXÃO AO PROCESSO	ASHCROFT (DRESSER) K 1. -1 A 10 Kg/cm ² . 4 - 20 M.A. 1/2" NPT.
PT-422 PT-423 PT-424	03	TRANSMISSOR DE PRESSÃO FABRICANTE: MODELO: RANGE DE CALIBRAÇÃO: SINAL DE SAÍDA: CONEXÃO AO PROCESSO	ASHCROFT (DRESSER). K 1. -1 A 30 Kg/cm ² 4 - 20 M.A. 1/2" NPT.
TT-411 TT-415 TT-416	03	TRANSMISSOR DE TEMPERATURA FABRICANTE: MODELO: RANGE DE CALIBRAÇÃO: SINAL DE SAÍDA: CONEXÃO AO PROCESSO: CONEXÃO ELÉTRICA:	MYCOM PT-100/4 - 20 MA - 50 A 50°C 4 - 20 M.A. 1/2" NPT. 1/2" NPT.

CUSTOMER: OXITENO TRIUNFO - RS
P. O.: 3735A00
PROJECT: UNID. RESFRIADORA DE ETILENO GLICOL
MYCOM JOB NO.: MUPB-UN-402
UNIT No.
DOCUMENT NO.: UN-002-130

**LISTA DE
INSTRUMENTOS
REQUISIÇÃO DE ENGENHARIA**



