



PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA ENSINO E PESQUISA NA ÁREA DE REFRIGERAÇÃO

Por,
Renan de Oliveira Parreira

Brasília, 23 de Novembro de 2017

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROJETO E DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS PARA ENSINO E PESQUISA NA ÁREA DE REFRIGERAÇÃO

POR,

Renan de Oliveira Parreira

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. João M. Dias Pimenta, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ EnM

Prof. Aida Alves Fadel, UnB/ EnM

Brasília, 23 de Novembro de 2017

Dedicatória(s)

Á minha família, por me darem todo o suporte e apoio possível, por sempre lutarem para eu ser um bom profissional e temente à Deus acima de tudo.

Renan de Oliveira Parreira

Agradecimentos

Agradeço primeiramente à Deus, por toda minha vida e por ter me abençoado com a possibilidade de fazer esse projeto.

Agradeço em especial minha mãe e meu pai por lutarem pela minha educação e por sempre me mostrarem os caminhos do Senhor acima de tudo.

À minha irmã pela atenção e carinho.

Em especial aos meus avós Joacyr e Laura Oliveira, por me ensinar sobre humildade, perseverança e amar incondicionalmente o próximo.

Aos meus avós Joubert e Nancy por sempre me darem todo o amor e carinho possível.

Renan de Oliveira Parreira

RESUMO

No campo da Engenharia Mecânica, a utilização de uma bancada experimental de um ciclo de refrigeração por compressão à vapor é de imensa importância nos intuitos do ensino e à nível de pesquisa, onde aborda um tema fundamental na formação do engenheiro mecânico, nos dias atuais. Consoante a tais razões e com o principal objetivo de atender diversas situações de pesquisa e ensino, foi desenvolvido um projeto de um sistema de refrigeração, que visa a flexibilidade na instalação e teste de outros equipamentos e dispositivos auxiliares, e uma aquisição confiável de dados em diferentes pontos do sistema. Ao longo da definição, junto ao professor orientador do projeto, de um plano conceitual para a bancada de ensaios, tendo como base melhores práticas de mercado, definiu-se diversos parâmetros de projeto, como a capacidade de refrigeração aproximada do sistema, sobre os quais foi realizada toda a concepção física e teórica da bancada. Ao fim desse trabalho, chegou-se à um projeto básico da bancada, assim como um plano conceitual bem definido, abordando temas relevantes, como a determinação dos circuitos de água gelada e água de condensação para a bancada, assim como a utilização de um sistema de automação para *start-up* e aquisição de dados com desenvolvimento de tela de supervisório.

Palavras-chave: *Bancada de ensaios; Refrigeração; Automação; Ar condicionado; Controle de carga térmica.*

ABSTRACT

In the field of the Mechanical Engineering, the utilization of an experimental refrigeration cycle by vapor compression workbench is of immense importance for teaching purposes and at research level, which abroad a fundamental theme in the formation of the mechanical engineer, in the present days. According to these reasons and with the main purpose of attending different teaching and research situations, was developed a project of a refrigerant system, which aims at flexibility in the installation and testing of others equipments and auxiliary devices, and a reliable data acquisition in different points of the system. Throughout the definition of a conceptual plan for the workbench, together with the project supervisor professor, based on the best market practices, several project parameters were defined, such as the approximate refrigeration capacity of the system, on which the whole physical and theoretical conception of the workbench was carried out. At the end of the work, a basic project of the bench was reached, as well as a well-defined conceptual plan, addressing relevant topics, such as the determination of the chilled water and condensation water circuits for the bench, as well as the use of a automation system for the start-up and data acquisition with supervisory screen development.

Keywords: *Workbench; Refrigeration; Automation; Air conditioning; Thermal load control.*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	O TEMA DE ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA	1
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	2
1.3	OBJETIVOS E METAS	3
1.4	METODOLOGIA DE TRABALHO	4
1.5	ESTRUTURA DO PROJETO	5
2	REVISÃO CONCEITUAL	6
2.1	O CICLO DE REFRIGERAÇÃO	6
2.2	COMPRESSOR	7
2.2.1	COMPRESSOR SCROLL	8
2.2.2	COMPRESSOR ALTERNATIVO	9
2.3	EVAPORADOR	11
2.4	CONDENSADOR	13
2.5	DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	13
2.6	REFRIGERANTES	14
2.7	CONCEITOS DE EFICIÊNCIA	16
2.7.1	COP	16
2.7.2	APPROACH	16
3	PROJETO CONCEITUAL	18
3.1	COMPONENTES NECESSÁRIOS E PARÂMETROS DE PROJETO	18
3.2	SELEÇÃO DO REFRIGERANTE	21
3.3	PRESSÃO INTERMEDIÁRIA E POTÊNCIAS DE COMPRESSÃO	22
3.4	PARÂMETROS PARA O COMPRESSOR	25
3.5	PARÂMETROS PARA O TROCADOR DE CALOR	27
3.6	PARÂMETROS PARA O DISPOSITIVO DE EXPANSÃO	28
4	PROJETO BÁSICO	30
4.1	SELEÇÃO DE COMPONENTES	30
4.1.1	COMPRESSORES	30
4.1.2	CONDENSADOR	31
4.1.3	EVAPORADOR	33
4.1.4	DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO	34
4.2	DISPOSITIVOS AUXILIARES	39
4.2.1	SEPARADOR DE ÓLEO	39
4.2.2	FILTRO SECADOR	40
4.2.3	PRESSOSTATOS	41
4.2.4	TERMOSTATO	42
4.2.5	VÁLVULA SOLENÓIDE	43
4.3	DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO FRIGORÍGENA	44
4.3.1	MATERIAL DA TUBULAÇÃO	45
4.3.2	DIVISÃO DO DIMENSIONAMENTO	46
4.3.3	LINHA DE LÍQUIDO	47
4.3.4	LINHA DE SUÇÃO	48
4.3.5	LINHA DE DESCARGA	49
4.4	CIRCUITO DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO	50
4.4.1	APPROACH E VAZÃO DE PROJETO	50
4.4.2	DEFINIÇÃO ESQUEMÁTICA DO CIRCUITO	50
4.4.3	TORRE DE RESFRIAMENTO	53
4.4.4	MATERIAL DA TUBULAÇÃO	54
4.4.5	DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO – VELOCIDADE ECONÔMICA	54
4.4.6	BOMBA DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO	56
4.4.7	SEPARADOR DE SUJEIRA – ZEPARO CYCLONE	58
4.5	CIRCUITO DE ÁGUA GELADA	59
4.5.1	APPROACH, DIFERENÇA DE TEMPERATURA E VAZÃO DE PROJETO	59
4.5.2	DEFINIÇÃO ESQUEMÁTICA DO CIRCUITO	60
4.5.3	FAN COIL – SOLUÇÃO PARA CONTROLE DA CARGA TÉRMICA	62

4.5.4	MATERIAL DA TUBULAÇÃO	62
4.5.5	DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO – VELOCIDADE ECONÔMICA.....	62
4.5.6	BALANCEAMENTO E CONTROLE.....	65
5	CONTROLE, AUTOMAÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO	68
5.1	DEFINIÇÃO DE VARIÁVEIS DE INTERESSE E INSTRUMENTAÇÃO	68
5.2	SISTEMA DE AUTOMAÇÃO	71
5.3	LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO - LADDER	71
5.4	CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL.....	72
5.5	VARIÁVEIS MONITORADAS	74
5.6	DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO – START-UP DA BANCADA	77
5.7	IHM – TELA DE SUPERVISÓRIO	79
5.8	PROGRAMAÇÃO E TESTE DO SISTEMA	80
6	CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	83
6.1	DEFINIÇÕES DE PROJETO DO SISTEMA.....	83
6.2	OPERAÇÃO DA BANCADA E CUIDADOS	83
6.3	RESULTADOS E CONTINUIDADE DO TRABALHO	86
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	88
	ANEXOS.....	90

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Bancada Brodhead-Garret Commercial Refrigeration Trainer Model 9501	2
Figura 2.1 - Diagrama Pressão-Entalpia do Ciclo de Compressão à Vapor	6
Figura 2.2 - O Ciclo de Refrigeração por Compressão à Vapor: (a) Representação no Diagrama Pressão-Entalpia. (b) Arranjo esquemático dos componentes principais.	7
Figura 2.3 - Utilização dos Compressores de acordo com a faixa de operação (apud Pimenta, 2016)	8
Figura 2.4 - Desenho em corte de compressor tipo Scroll (Vertiv) (apud Lopes, 2004) ...	8
Figura 2.5 - Detalhe de subida e descida do pistão	9
Figura 2.6 - Diagrama Pressão x Posição da manivela	9
Figura 2.7 - Diagrama Pressão x Volume deslocado na compressão	10
Figura 2.8 - Compressor alternativo semi-hermético em Corte (Vertiv) (apud Lopes, 2007)	11
Figura 2.9 - Esquema de funcionamento do evaporador casco e tubo não inundado (ASHRAE, 2004) (apud Lopes, 2007)	12
Figura 2.10 - Esquema de funcionamento do evaporador casco e tubo inundado (ASHRAE, 2004) (apud Lopes, 2007)	12
Figura 2.11 - Ilustração da TEV em corte.....	14
Figura 2.12 - <i>Approach</i> no condensador e no evaporador (DAIKIN,2014) (apud BRASIL, 2017)	17
Figura 3.1 - Visualização inicial do plano conceitual	18
Figura 3.2 - Sistema inicial simplificado	20
Figura 3.3 - Separador de óleo	21
Figura 3.4 - Sistema Multipressão (dois compressores e um evaporador)	23
Figura 3.5 - Resultados Software CoolPack	25
Figura 4.1 - Visualização das Temperaturas do Ciclo (Bitzer): (a) Compressor Scroll (b) Compressor Alternativo	31
Figura 4.2 - Visualização do Condensador Selecionado (Evacon).....	32
Figura 4.3 - Informações dimensionais modelo EV-15 (Evacon).....	34
Figura 4.4 - Vista em Corte da VET	36
Figura 4.5 - Vista dos componentes da válvula de expansão termostática selecionada: a) Elemento Termostático; b) Conjunto de Orifício; c) Corpo da Válvula	37
Figura 4.6 - Válvula Eletrônica AKV 15	38
Figura 4.7 - Separador de óleo (Elgin).....	40
Figura 4.8 - Pressostato: (a) Sistema de contato (danfoss); (b) Pressostato Ranco.....	42
Figura 4.9 - Válvula solenoide (a) Proximidade (b) Válvula para refrigerante (Danfoss) .	43
Figura 4.10 - Válvula Solenóide Normalmente Fechada (NC): (a) fechada (b) aberta (Cruz, 2016)	43
Figura 4.11 - Válvula Solenóide EVR 15	44
Figura 4.12 - Visualização 3D da bancada de refrigeração.....	45
Figura 4.13 - Distinção das linhas frigorígenas	46
Figura 4.14 - Temperaturas E/S condensador.....	50
Figura 4.15 - Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres (Transcalor Ltda) (apud Brasil, 2017).....	51
Figura 4.16 - Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres (Johnsons Controls BE Ltda) (apud Brasil, 2017)	52
Figura 4.17 - Versão simplificada da solução adotada - Inversor de frequência no motor da torre de resfriamento para controle de temperatura de saída da água (Johnsons Controls BE Ltda) adaptado de (apud Brasil, 2017)	52
Figura 4.18 - Separador de sujeira e magnetita, Zeparo Cyclone (IMI Hydrionics)	59
Figura 4.19 - Exemplo de funcionamento do Zeparo Cyclone (IMI Hydrionics).....	59

Figura 4.20 - Temperaturas E/S Evaporador	60
Figura 4.21 - Versão simplificada da solução adotada - Inversor de frequência na BAGS (Daikin do Brasil Ltda) adaptado de (apud Brasil, 2017)	61
Figura 4.22 - Vazão proporcional dos <i>fan coils</i>	63
Figura 4.23 - Sistema não balanceado	65
Figura 4.24 - Sistema balanceado.....	66
Figura 4.25 - Soluções IMI Hydronics: (a) TA-Modulator; (b) TA-Slider	66
Figura 4.26 - TA-Scope (IMI Hydronics Engineering)	67
Figura 5.1 - Ponta Termopar tipo K MKT-01.....	69
Figura 5.2 - Sensor transdutor de pressão MPX5700AP	69
Figura 5.3 - Placa de orifício, MDFO (IMI Hydronics Engineering)	70
Figura 5.4 - TA-Link (IMI Hydronics Engineering)	70
Figura 5.5 - Placa de orifício, circuito de R404A (Wika).....	71
Figura 5.6 - Controlador Lógico Programável utilizado (GRACO-UnB)	72
Figura 5.7 - Cabo RS232 para conexão com PC	73
Figura 5.8 - Software de comunicação com PC - RSLinx	73
Figura 5.9 - Software para programação - RSLogix 5000	74
Figura 5.10 - Módulo de entrada analógica utilizado.....	75
Figura 5.11 - Módulos: (a) <i>DC Input</i> , (b) <i>DC Output</i>	77
Figura 5.12 - Chaves Seletoras (RSView32)	78
Figura 5.13 - Tela o software Visual Object Net++ (USP)	79
Figura 5.14 - Rede de Petri para o <i>start up</i> da bancada	79
Figura 5.15 - Tela de Supervisório	80
Figura 5.16 - Equipamentos utilizados para teste do sistema de automação desenvolvido	81
Figura 5.17 - Associação dos módulos E/S ao RSLogix 5000	81
Figura 5.18 - Associação da variáveis aos módulos E/S	82
Figura 5.19 - Teste do sistema de automação	82

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Classificação de refrigerantes quanto à segurança	15
Tabela 3.1 - Classificação dos Refrigerantes.....	22
Tabela 3.2 - Matriz Decisão.....	22
Tabela 3.3 - Faixas de aplicação dos compressores.....	26
Tabela 3.4 - Dados de Entrada Compressores	27
Tabela 3.5 - Dados Complementares para Trocadores de Calor, expansão indireta.....	28
Tabela 3.6 - Características de alguns resfriadores de líquido (Stoecker & Jones, 1985)	29
Tabela 4.1 - Resultado para os Compressores	30
Tabela 4.2 - Resultados para o Condensador.....	32
Tabela 4.3 - Dimensões do Condensador Selecionado	32
Tabela 4.4 - Modelos Evaporador Casco e Tubos.....	33
Tabela 4.5 - Dimensão Evaporador	34
Tabela 4.6 - Fator de Correção da Capacidade de Refrigeração para o refrigerante R404a (Danfoss)	35
Tabela 4.7 - Seleção da Válvula de Expansão Termostática	36
Tabela 4.8 - Fator de Correção da Capacidade do Evaporador (Danfoss).....	37
Tabela 4.9 - Seleção de válvula eletrônica para R134a (Danfoss)	37
Tabela 4.10 - Dimensões AKV 15-3.....	38
Tabela 4.11 - Seleção separador de óleo (Elgin)	39
Tabela 4.12 - Dimensões separador de óleo (Elgin).....	40
Tabela 4.13 - Pressostato duplo	42
Tabela 4.14 - Válvula Solenoide - Danfoss.....	44
Tabela 4.15 - Velocidades Recomendadas para a Linha de Gás (ASHRAE, 2010)	49
Tabela 4.16 - Configuração da tubulação de refrigerante à partir de dimensionamento ..	49
Tabela 4.17 - TBU para Brasília (ABNT NBR 16401-1-2008).....	53
Tabela 4.18 - Torre de Resfriamento (Alfaterm)	53
Tabela 4.19 - Velocidade Econômica (ABNT NBR 16401-1)	55
Tabela 4.20 - Diâmetros Comerciais (ABNT NBR 5580).....	55
Tabela 4.21 - Parâmetros para a seleção da bomba	56
Tabela 4.22 - CAM-W10 (Dancor)	57
Tabela 4.23 - Curva de Desempenho da CAM-W10 (Dancor)	58
Tabela 4.24 - Diâmetros Comerciais (ABNT NBR 5580).....	64
Tabela 5.1 - Especificações MKT-01	69
Tabela 5.2 - Especificações Transdutor de pressão MPX5700AP	69
Tabela 5.3 - Tabela de Entradas Analógicas	74
Tabela 5.4 - Entradas e saídas digitais	76
Tabela 6.1 - Falhas visíveis no Sistema de Refrigeração (Cruz, 2016)	84
Tabela 6.2 - Impacto do <i>approach</i> no desempenho do sistema (Brasil, 2017).....	85
Tabela 6.3 - Causas x Ação - Sistema com baixa capacidade de refrigeração (Cruz, 2016)	86

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

\dot{m}	Vazão mássica	[kg/s]
\dot{Q}	Fluxo de calor	[kW]
\dot{V}	Vazão volumétrica	[m ³ /s]
\dot{W}	Potência do compressor	[kW]
A	Área	[m ²]
h	Entalpia específica	[kJ/kg]
L	Comprimento	[m]
n	Número de pistões	
N	Velocidade de rotação	[rps]
P	Pressão	[kPa]
q	Quantidade de calor específica	[kJ/kg]
s	Entropia	[kJ/kg.K]
T	Temperatura	[°C]
V	Volume	[m ³]
w	Trabalho específico do compressor	[kJ/kg]
C	Capacidade	[kW]
E	Energia	[Pa]
f	Fator de atrito	
v	Velocidade	[m/s]
D	Diâmetro	[m]

Símbolos Gregos

ε	Rugosidade	[m]
η	Eficiência	
v	Volume Específico	[m ³ /kg]
Δ	Varição entre duas grandezas similares	
ρ	Densidade	[kg/m ³]

Subscritos

<i>amb</i>	ambiente
<i>CD</i>	condensador
<i>CP</i>	compressor
<i>desl</i>	deslocado
<i>EV</i>	evaporador
<i>ext</i>	externo
<i>iso</i>	isoentropico
<i>máx</i>	máximo
<i>min</i>	mínimo

1 INTRODUÇÃO

No presente capítulo será abordada a importância da refrigeração, como ela está atrelada à formação do engenheiro atualmente, os objetivos a serem alcançados e métodos empregados no projeto e desenvolvimento da bancada.

1.1 O TEMA DE ESTUDO E SUA RELEVÂNCIA

Embora não constituam percepção geral das últimas gerações, o sistema de refrigeração é um avanço tecnológico recente, que proporciona uma revolução silenciosa no modo de vida da sociedade moderna. Diversos exemplos de impacto da refrigeração no cotidiano do ser humano podem ser citados, como o da conservação de alimentos, equipamentos eletrônicos que trabalham em ambientes condicionados a temperaturas constantes e o conforto térmico em ambientes. (Joffily, 2007)

Segundo pesquisa realizada nos anos 2000 (National Academy of Engineering), é dito que o surgimento da Refrigeração e Ar Condicionado foi a décima maior realização da engenharia até o século 20 e refinando a pesquisa apenas para o campo da engenharia mecânica, obtém-se que, esse campo foi a segunda maior façanha até o século 20 (American Society of Mechanical Engineers). Essa posição não seria por menos, a refrigeração está incessantemente presente na vida humana nos dias atuais, de maneira que, a partir do século 20 se tornou uma característica indispensável na casa de muitos.

De acordo com a penúltima atribuição do Art. 12, da Resolução Nº 218, de 29 de Junho de 1973 do CONFEA, que discrimina as atividades das diferentes modalidades dos profissionais da Engenharia, Agronomia e Arquitetura, “sistemas de refrigeração e de ar condicionado” e analisando as demais atribuições de todos os outros profissionais de engenharia, é dito que a atuação na área de Refrigeração exercendo as atividades 01 a 18 do artigo 1º é de competência única e exclusivamente ao engenheiro mecânico e suas derivações.

Podemos então, destacar a grande importância que as disciplinas que abordam os temas refrigeração e ar condicionado têm sobre a formação do engenheiro mecânico, visto que este é o único capacitado a realizar trabalhos e projetos nessa área. Também é válido ressaltar que esta é uma área que absorve uma boa parcela dos engenheiros mecânicos. Sendo assim é fundamental o engenheiro mecânico possuir uma boa formação nas disciplinas que abordam esta área enquanto estes estão na universidade/faculdade.

Destacando um pouco mais sobre a importância do tema e da área em questão, no Brasil a Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento (ABRAVA) foi fundada em 1962 e tem como principal objetivo representar as empresas e profissionais do setor, responsável por mais de 250.000 empregos no país. Existem também associações internacionais de

grande peso que possuem objetivos em comum, como por exemplo, a American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) que possui mais de 53.000 membros em mais de 132 países no mundo.

Para maiores investigações e melhor ensino dessa área na graduação de engenharia mecânica, na Universidade de Brasília, se faz presente no Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração (LaAR), uma bancada de refrigeração, Brodhead-Garret Commercial Refrigeration Training Unit Model 9501 (fig. 1.1), entretanto a mesma encontra-se fora de operação, fundamentando, assim, o projeto e desenvolvimento de uma nova.

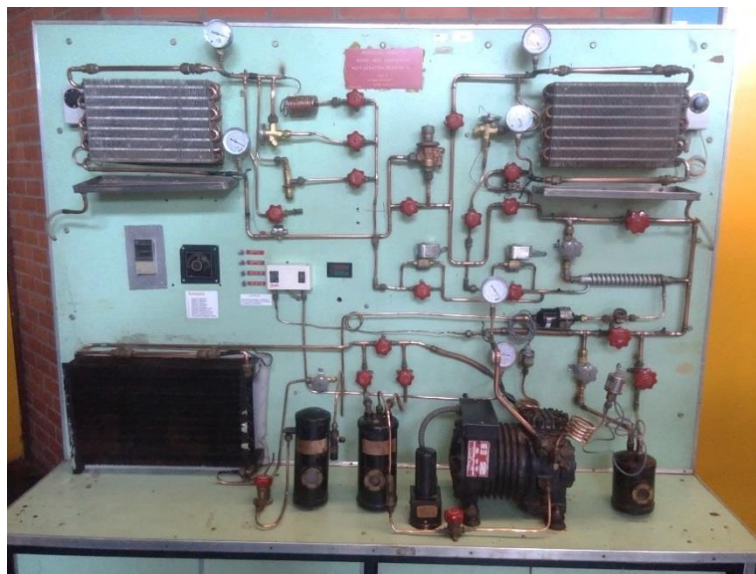


Figura 1.1 - Bancada Brodhead-Garret Commercial Refrigeration Trainer Model 9501

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Prado (2011), com a motivação de permitir o funcionamento com velocidade variável de compressão e investigar o consumo de energia entre os regimes de operação e de compressão variável, implementa um sistema de controle em uma bancada de refrigeração voltada para o ensino.

Cruz (2016) define um projeto e a construção de uma bancada de refrigeração, com objetivos voltados para ensaios de certificação de gases fluorados com efeito estufa, ilustrando ações que os técnicos de ar condicionado e refrigeração necessitam executar para a sua certificação e para operar com equipamentos de refrigeração, assim como procedimentos e cuidados necessários no respeito e conformidade com a legislação em vigor.

Lopes (2007) apresenta um projeto e simulação de um resfriador de líquidos, onde são analisados os principais aspectos relevantes ao projeto do sistema hidráulico e de refrigeração, onde os resultados obtidos são comparados em uma bancada experimental.

Oliveira (2011), com a intenção de calcular o coeficiente de desempenho (COP) de uma bancada de refrigeração voltada para o ensino e compará-lo com seu valor teórico, define a instrumentação da bancada, onde avalia valores que interferem no desempenho do sistema, como trabalho de compressão e capacidade de refrigeração.

Amorim (2012) apresenta o projeto de um aparelho produtor de ar frio para fins de tratamento terapêutico na área da dermatologia e crioterapia, onde é adotado um ciclo de compressão a vapor que opera a baixas temperaturas, cerca de $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ no evaporador. O autor propõe a utilização de um sistema de expansão direta, com uma unidade condensadora e um evaporador que trocam calor diretamente com ar.

Amorim (2012) adota um sistema com grande flexibilidade para a escolha dos componentes, porém trabalhou-se com o agravante da limitação de espaço, que limitou a desses, como a seleção da unidade condensadora e do evaporador. No projeto, o fluxo de ar é controlado por potenciômetro conectado a alimentação do ventilador. Em conclusão, verificou-se que é um mercado com muito potencial a ser explorado.

Joffily e Mundim (2004) construíram uma bancada de testes a fim de obterem as curvas de desempenho de compressores de refrigeração. Os autores utilizaram uma câmara calorimétrica, na qual colocaram o compressor e através de balanços de energia, fatores de desempenho foram levantados. A bancada foi construída sobre um ciclo de compressão a vapor completo, sendo que utilizaram uma porcentagem da água de condensação para simular a carga térmica de um ambiente. Dessa forma, balanços de energia poderiam ser feitos facilmente, tanto para o condensador como para o evaporador, já que os dois utilizavam água como fluido secundário, fluido esse que é mais fácil de ter a vazão medida, e eram devidamente isolados termicamente.

Crestani e Vallérius (2013) objetivam o desenvolvimento de uma bancada para testes de ciclo de refrigeração voltada para o apoio didático nas disciplinas que abrangem assuntos como conforto térmico, transferência de calor, máquinas térmicas e termodinâmica, onde a partir de testes práticos seria possível a realização de simulações em seus sistemas, permitindo variações de rotação no compressor.

1.3 OBJETIVOS E METAS

O presente trabalho de graduação tem por objetivo o projeto e desenvolvimento de uma bancada de ensaios para ensino e pesquisa, abrangendo o campo da Refrigeração, com a abordagem de um ciclo de refrigeração por compressão à vapor. Priorizando, também, o intuito de melhorar a qualidade do ensino e pesquisa na formação dos alunos das disciplinas de Instalações Termomecânicas 1 e 2, da Engenharia Mecânica, da Universidade de Brasília (EnM/UnB). Para isso, pretende-se criar uma bancada com

instrumentação capaz de possibilitar a coleta de dados para análise, onde será adotado um layout simplificado, com uma carga de refrigerante não muito elevada.

Com o intuito de alcançar o objetivo proposto, nasce à necessidade de otimização da flexibilidade da bancada de ensaios de refrigeração para ensino e pesquisa, dessa forma, para garantir tal característica tem-se a intenção de projetar um circuito que o usuário defina que dispositivos auxiliares utilizar, ou possibilitar a utilização de mais de um tipo de compressor e dispositivo de expansão, assim como a rápida desmontagem desses, para aplicação de outro modelo. Será possível também, trabalhar tanto com a expansão direta do sistema como a expansão indireta, utilizando a água como fluido secundário, para que dessa maneira, seja possível a demonstração do funcionamento de outros equipamentos.

1.4 METODOLOGIA DE TRABALHO

Foi dividida a metodologia utilizada nesse presente trabalho em três fases, sendo a primeira enfatizada na busca e pesquisa de conhecimentos referentes à área da refrigeração na literatura disponível, logo após, foi atribuído, em nova etapa, um plano conceitual ao projeto, determinando parâmetros e restrições, por fim, em última e terceira fase, focou-se em desenvolver o projeto básico e executivo da bancada de ensaios.

A fim de alcançar os objetivos propostos, em primeira análise, foi de suma importância a compreensão e o aprofundamento nos princípios do ciclo de refrigeração a vapor, assim como, compreender de uma maneira mais íntima os seus principais elementos, sendo eles, o compressor, o dispositivo de expansão e os trocadores de calor (condensador e evaporador), enraizando e obtendo um maior domínio na área supracitada. Diversos trabalhos e pesquisas anteriores, da Universidade de Brasília, já foram realizados nessa linha de pesquisa, como o desenvolvimento da bancada presente do Laboratório de Ar Condicionado e Refrigeração da Universidade de Brasília, portanto viu-se útil utilizá-los como embasamento para o presente projeto.

A segunda fase consistiu numa análise da situação à qual a bancada seria projetada, traçando-se assim o projeto conceitual a ser utilizado para o desenvolvimento da bancada de ensaios, onde, definindo-se um ciclo de refrigeração a vapor, foi adotado de forma inicial, parâmetros de projeto, como a definição da capacidade mínima de refrigeração a ser adotada, características iniciais dos equipamentos constituintes, selecionando o tipo mais adequado para inserção no projeto. Nessa etapa, também foi definida uma visualização inicial da bancada, tornando possível ter-se uma ideia maior do ciclo de compressão a vapor projetado.

Em conclusão, a terceira fase teve por objetivo, o amadurecimento da proposta, pelo desenvolvimento do projeto básico e executivo, assim como um sistema de controle e automação, onde

foi selecionado junto a fabricantes componentes à serem empregados à bancada de ensaios, dando conformidade aos parâmetros iniciais determinados em início de projeto.

1.5 ESTRUTURA DO PROJETO

A fim de atingir os objetivos e metas propostos, a presente dissertação está organizada em 6 capítulos. Abaixo segue um breve resumo a respeito de cada capítulo.

O primeiro capítulo, Introdução, relata a respeito da relevância do tema estudado e da sua singularidade para a formação do engenheiro mecânico nos dias atuais. Com ênfase para uma revisão bibliográfica sobre o assunto, para isso são citadas publicações com propostas semelhantes. Por fim, é apresentando os objetivos que o presente trabalho tem como meta, sendo abordada a metodologia que indica como estes serão alcançados.

O segundo capítulo traz uma breve apresentação conceitual sobre o tema, exemplificado os principais pontos a respeito dos dispositivos e equipamentos adotados à bancada de ensaios de refrigeração desenvolvida.

No terceiro capítulo, é apresentando o projeto conceitual da bancada de ensaios, em que são identificados parâmetros iniciais a serem seguidos. Cada componente da bancada a ser construída, será descrito, juntamente com o seu dimensionamento inicial.

O quarto capítulo trata a respeito da seleção dos componentes, identificando por meio de fabricantes, equipamentos que atendem aos parâmetros e requisitos adotados no capítulo anterior.

O quinto capítulo apresenta o desenvolvimento de uma lógica de controle e automação da bancada, assim como define a instrumentação necessária para a aquisição de dados.

O sexto capítulo aborda o projeto em versão mais amadurecida, onde detalha características de projeto e define um manual de operação da bancada.

2 REVISÃO CONCEITUAL

Neste capítulo serão abordados os conceitos a respeito dos componentes e elementos primordiais do ciclo de refrigeração, e sua definição como um todo, de modo que se possa ter uma melhor visualização do ciclo de compressão a vapor adotado em projeto.

2.1 O CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo de compressão a vapor é composto por quatro componentes básico: compressor, evaporador, dispositivo de expansão e condensador. No ciclo considerado padrão, o fluido refrigerante entra no compressor na forma de vapor saturado a uma pressão e temperatura de evaporação e deixa o condensador na forma de líquido saturado a uma pressão e temperatura de condensação, como ilustra a fig. (2.1).

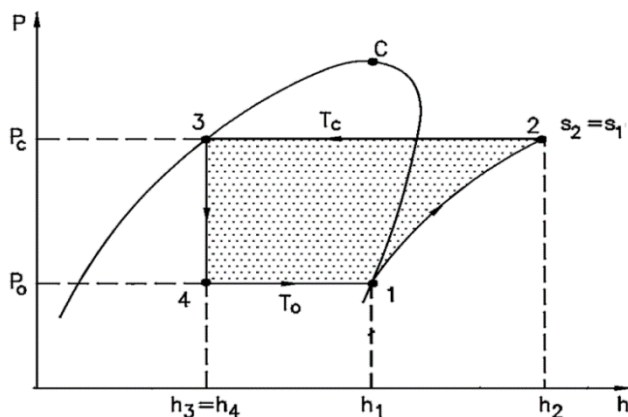


Figura 2.1 - Diagrama Pressão-Entalpia do Ciclo de Compressão à Vapor

Nesse ciclo padrão, o processo de compressão (1-2) é considerado uma compressão adiabática reversível desde o estado vapor saturado à pressão de condensação, ou seja, é uma compressão isentrópica. A condensação (2-3) é feita à pressão constante. Em um primeiro momento a temperatura do fluido refrigerante é reduzida, ou seja, ocorre o dessuperaquecimento, e, em seguida, o mesmo é condensado. A expansão (3-4) é irreversível à entalpia constante, desde o estado líquido saturado até a pressão de evaporação. Por fim ocorre o processo de evaporação (4-1) do fluido refrigerante. Esse processo ocorre a uma pressão constante, onde o refrigerante é evaporado até o estado de vapor saturado.

O ciclo real de compressão a vapor apresenta algumas diferenças em relação a esse ciclo de compressão a vapor considerado ideal. A fig. (2.2) sobrepõe o ciclo real ao ciclo ideal onde se notam pequenas diferenças.

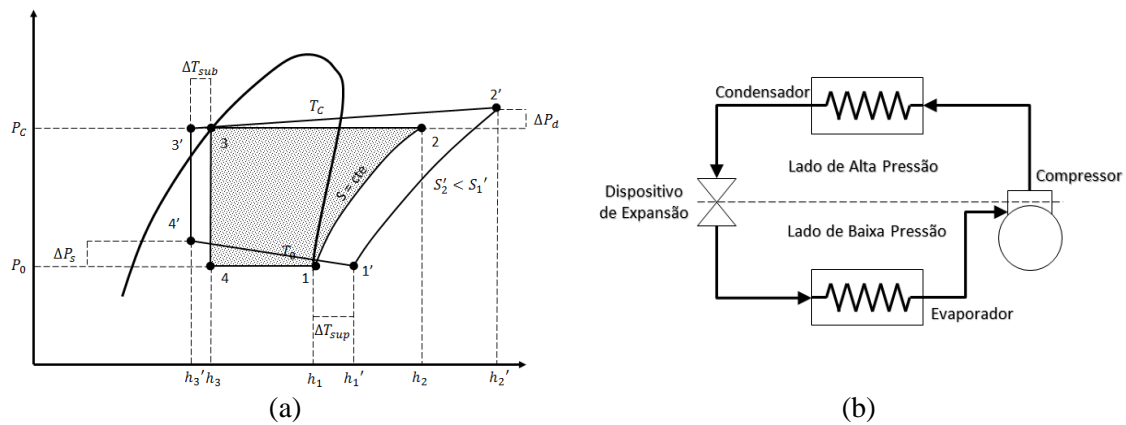


Figura 2.2 - O Ciclo de Refrigeração por Compressão à Vapor: (a) Representação no Diagrama Pressão-Entalpia. (b) Arranjo esquemático dos componentes principais.

Com o auxilia da fig. (2.2) pode-se observar as seguintes diferenças entre o ciclo real e o padrão: no ciclo real, o condensador e o evaporador apresentam uma perda de carga para o fluido refrigerante, sendo a perda de carga no condensador representado por ΔP_d e indica a diferença de pressão entre o ponto [2'] e [3'], já a perda de carga no evaporador é dada por ΔP_s e representa a diferença de pressão dos pontos [4'] e [1']. Um segundo ponto é que, no ciclo real, o refrigerante deixa o condensador em uma condição sub-resfriada. Já na saída do evaporador, o refrigerante encontra-se em uma condição superaquecida. Finalmente, a compressão no ciclo real é considerada irreversível ao invés de isentrópica.

2.2 COMPRESSOR

O processo que ocorre no compressor é descrito muito simplificada da seguinte forma: o fluido refrigerante entra no compressor a baixa pressão vinda do evaporador, onde é comprimido até chegar à pressão de entrada do condensador, em um estado de vapor superaquecido. (Lopes & Almeida, 2015)

Cada tipo de compressor possui suas vantagens, desvantagens e principais tipos de aplicação. Quanto ao acoplamento, os herméticos apresentam vantagens como maior eficiência contra vazamento e contras como a grande dificuldade de manutenção. Os do tipo aberto apresentam características opostas, e os semi-herméticos, propriedades intermediárias apresentadas anteriormente. De modo que, para o projeto da bancada de ensaios de refrigeração, esse modelo semi-hermético se torna uma proposta interessante, sendo então aplicada. (Lopes & Almeida, 2015)

Em relação ao tipo de compressão, a fig. (2.3) abaixo representa das faixas de aplicações indicadas para cada tipo de compressor.

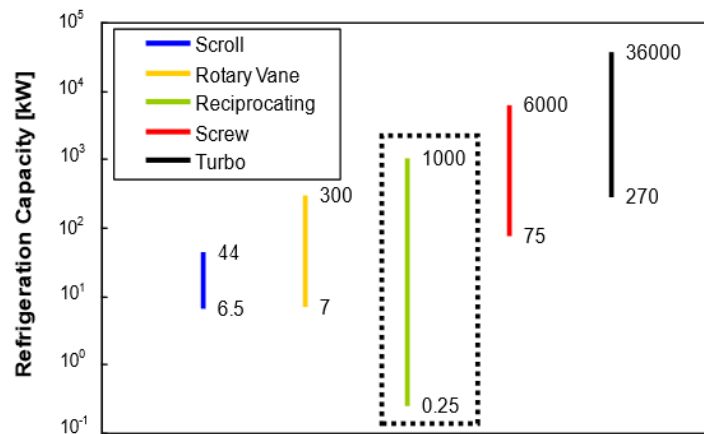
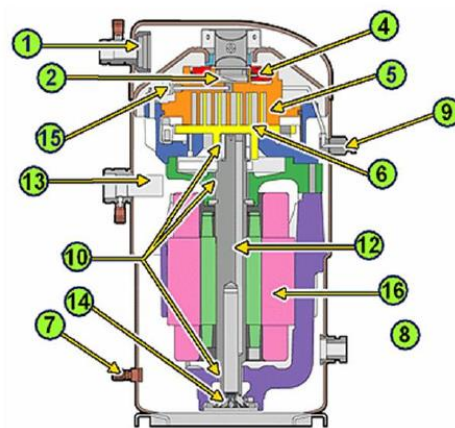


Figura 2.3 - Utilização dos Compressores de acordo com a faixa de operação (apud Pimenta, 2016)

2.2.1 COMPRESSOR SCROLL

De acordo com ASHRAE (2004), com o funcionamento baseado em deslocamento positivo e movimento orbital, essa classe de compressores (fig. 2.4) só foi possível, graças aos avanços na tecnologia, pois para atuar de forma satisfatória, necessita de processos de fabricação que possibilitem uma precisão muito boa. Atualmente, representam um dos modelos de compressores mais utilizados, onde por meio de duas peças em forma de espiral, comprimem o gás refrigerante, sendo que uma dessas peças é fixa e a outra giratória. Esse compressor apresenta alta eficiência e baixos níveis de ruído (apud Lopes, 2004).



- | | |
|---------------------------------|-------------------------------|
| 1. Válvula de retenção | 9. Injeção de líquido |
| 2. Válvula dinâmica de descarga | 10. Mancais do tipo "DU" |
| 3. Válvula de alívio | 11. Protetor térmico interno |
| 4. Selo flutuante | 12. Lubrificação |
| 5. Espiral fixa | 13. Filtro de tela |
| 6. Espiral Móvel | 14. Retentor magnético |
| 7. Válvula de serviço de óleo | 15. Sensor de temperatura |
| 8. Visor de óleo | 16. Proteção interna do motor |

Figura 2.4 - Desenho em corte de compressor tipo Scroll (Vertiv) (apud Lopes, 2004)

2.2.2 COMPRESSOR ALTERNATIVO

Os compressores alternativos são máquinas que elevam a pressão através da redução de volume do cilindro. Este decréscimo de volume é causado por meio de um pistão ligado a um sistema de rotativo biela-manivela. O sistema de admissão e de exaustão dos gases é feita por um sistema de válvulas no cabeçote do compressor. Para evitar o choque do pistão com as válvulas no cabeçote, existe uma folga, que caracteriza o volume de espaço nocivo. Tal característica causa um efeito negativo na eficiência do compressor, visto que, o volume nocivo será comprimido e expandido a cada ciclo de compressão.

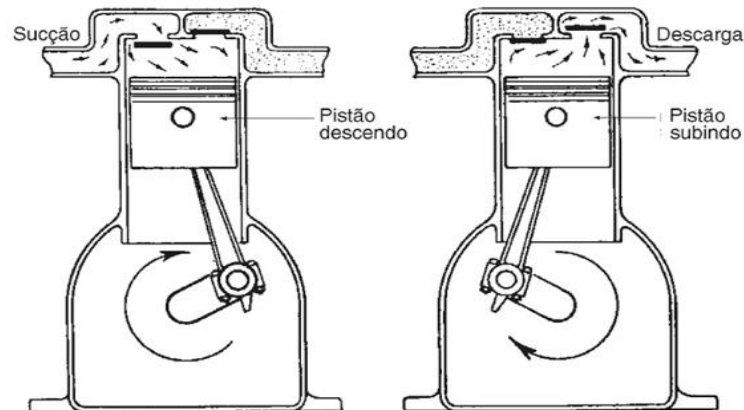


Figura 2.5 - Detalhe de subida e descida do pistão

O ciclo mecânico dos compressores é composto por quatro fases no seu trajeto dentro do cilindro, sendo elas a admissão (ou sucção), compressão, descarga (ou exaustão) e re-expansão.

Considerando a forma de operação do compressor descrita, pode-se desenhar um diagrama teórico pressão x posição da manivela e um diagrama pressão x volume de compressão ideal, como mostram as fig. (2.6) e (2.7) (Joffily, 2007)

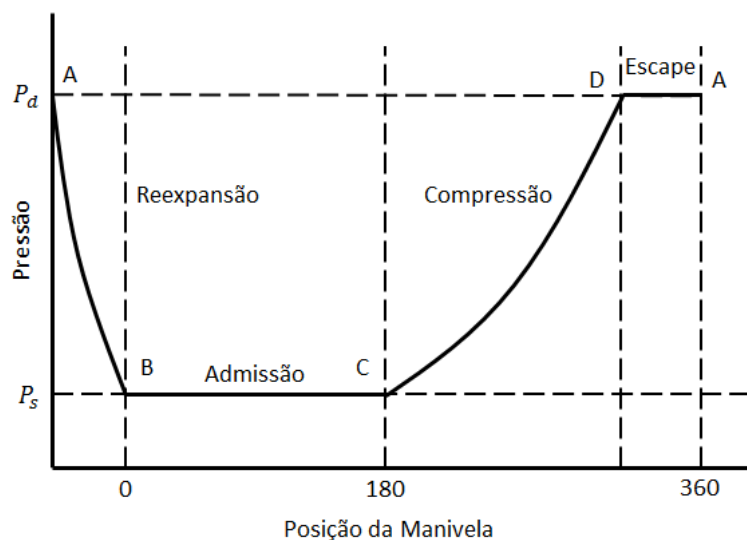


Figura 2.6 - Diagrama Pressão x Posição da manivela

Através das figuras (2.6) e (2.7) pode-se detalhar ainda mais as etapas existentes na compressão. No ponto A, o pistão está no ponto morto superior. Quando o pistão está nessa posição, tanto a válvula de admissão como as válvulas de escape encontram-se fechadas. A alta pressão do vapor preso no cilindro de compressão age sobre as válvulas de admissão e as mantêm fechadas devido à pressão do vapor nesse cilindro ser próxima a pressão do refrigerante na tubulação de sucção. Dessa forma as válvulas de descarga e sucção são mantidas fechadas devido à resultante de forças existentes sobre elas. (Joffily, 2007)

Como já foi explicado, do ponto A ao ponto B, o fluido refrigerante é expandido. No ponto B, a pressão do vapor residual atinge um nível menor que a pressão do refrigerante da linha de sucção. Logo, a resultante de forças sobre a válvula de sucção faz com que esta abra e o fluido refrigerante entre no cilindro de compressão. Essa admissão continua até o pistão chegar ao ponto morto inferior do cilindro de compressão, representado nas figuras pela letra C. Nesse percurso, a pressão no interior do cilindro de compressão se mantém constante. Nesse ponto, as válvulas de sucção são fechadas devido à força da mola e então o curso de compressão começa. Nas figuras esse curso está representado pelas letras C e D. Nesse percurso do pistão, a pressão do fluido refrigerante no interior do cilindro de compressão aumenta. Ao chegar no ponto D, a pressão do refrigerante é maior que a mola da válvula de descarga suporta e então ela é aberta. Com isso o refrigerante é descarregado a uma pressão constante até o ponto morto superior, retornando ao ponto A, que é o mesmo onde o processo se iniciou. Dessa forma, uma operação cíclica é mantida pela realização sucessiva desses processos. (Joffily, 2007)

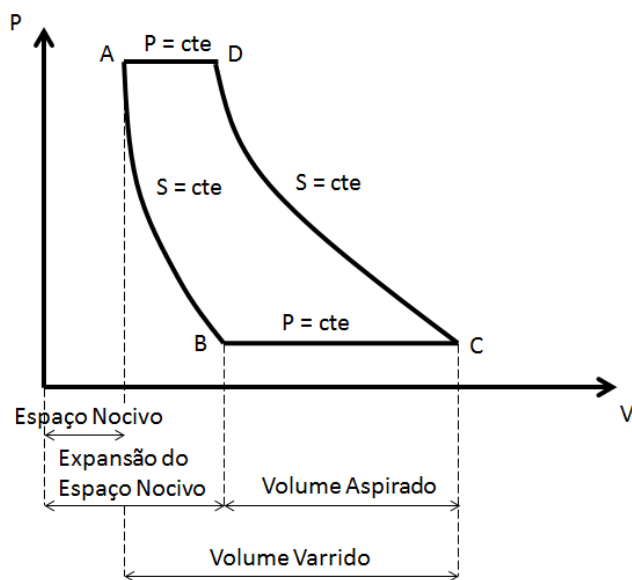
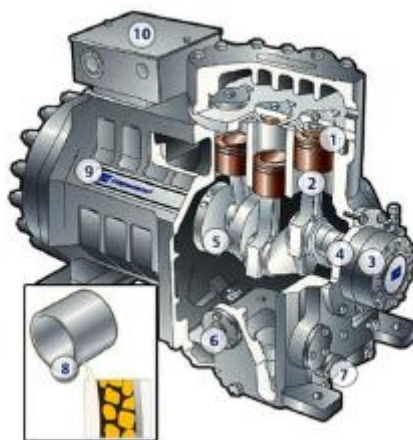


Figura 2.7 - Diagrama Pressão x Volume deslocado na compressão

Entretanto, um ciclo de compressão de um compressor alternativo real é mais complexo do que foi explicado até o momento. Esse ciclo é afetado por diversos processos irreversíveis que prejudicam a

eficiência do compressor. O desempenho é afetado principalmente pelos fatores abaixo (ASHRAE, 1997).

- Perda de Pressão nas válvulas;
- Motor (em compressores herméticos e semi-herméticos);
- Atrito;
- Trocas térmicas nas tubulações de sucção e descarga;
- Troca de calor com o ambiente;
- Circulação de óleo;
- Vazamentos internos de gás;
- Re-expansão do refrigerante remanescente no cilindro de compressão.



- | | | | |
|----|-------------------|----|------------------|
| 1. | Placa de válvulas | 6. | Visor de óleo |
| 2. | Pistões | 7. | Tubo pescador |
| 3. | Bomba de óleo | 8. | Mancal principal |
| 4. | Mancal dianteiro | 9. | Motor |
| 5. | Virabrequim | | |

Figura 2.8 - Compressor alternativo semi-hermético em Corte (Vertiv) (apud Lopes, 2007)

2.3 EVAPORADOR

O evaporador é a secção do sistema de refrigeração ou resfriamento onde o calor não desejado é absorvido da área ou substância a ser refrigerada ou resfriada. Os evaporadores têm diversos projetos de modo a atenderem ao tamanho e tipo da superfície a ser resfriada. (U.S. Navy, 1980)

De acordo com Stoecker (1985), os evaporadores do tipo casco-e-tubo (*shell-and-tube*), para o caso da utilização de um fluido secundário no sistema, são os mais utilizados e são divididos em dois grupos: aqueles que o refrigerante escoar no interior dos tubos e aquele que o fluido refrigerante escoar por fora dos tubos.

2.3.1.1 EVAPORADORES TIPO CASCO E TUBO

Segundo ASHRAE (2004), formados por um casco onde circula o fluido a ser refrigerado, conforme fig. (2.10), onde chicanas são posicionadas convenientemente para aumentar a troca de calor, os evaporadores casco e tubo com expansão direta possuem um feixe de tubos por onde escoam e muda de fase um fluido refrigerante, responsável pelo resfriamento do fluido secundário. Nesse tipo de trocador de calor, é muito importante uma correta distribuição do fluido refrigerante para que não seja aspirado pelo compressor, refrigerante em estado líquido (apud Lopes, 2007).

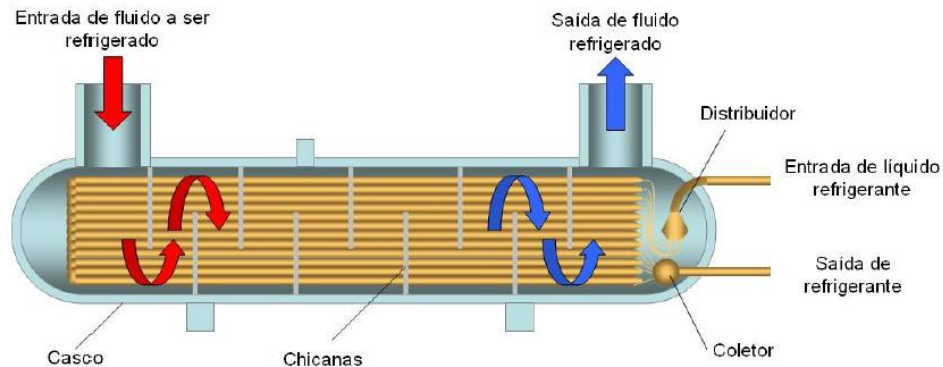


Figura 2.9 - Esquema de funcionamento do evaporador casco e tubo não inundado (ASHRAE, 2004) (apud Lopes, 2007)

Conforme Lopes (2007), já no evaporador do casco e tubo inundado (fig. (2.11)), o refrigerante circula e evapora na superfície externa dos tubos (casco), que deverão estar imersos em líquido refrigerante, sendo esse modelo tipicamente associado a compressores parafusos e centrífugos para resfriar a água.

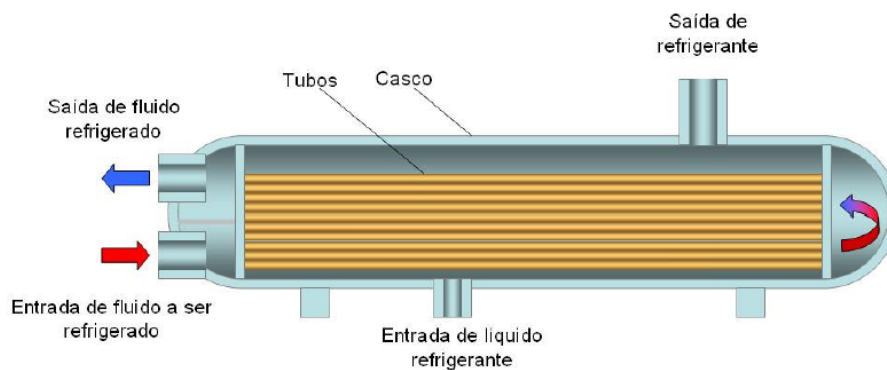


Figura 2.10 - Esquema de funcionamento do evaporador casco e tubo inundado (ASHRAE, 2004) (apud Lopes, 2007)

2.4 CONDENSADOR

O condensador atua de forma oposta ao evaporador, ou seja, este tem a função de retirar o calor do fluido refrigerante, em que nesse, para o condensador casco e tubo, o refrigerante se condensa na carcaça e a água circula pelo feixe de tubos.

Tipicamente e no modelo proposto, ocorrem três zonas de transferência de calor, representadas pelo dessuperaquecimento do gás refrigerante, uma segunda zona caracterizada pela condensação, onde será trocado apenas calor latente, e por último um subresfriamento do refrigerante, garantindo assim a presença única e exclusiva da fase líquida no final desse processo.

Assim a taxa de calor transferido do fluido refrigerante para a água será dada por,

$$\dot{Q}_{CD} = f(T_{ev}, T_{cd}) = \dot{W}_{CP} + \dot{Q}_{EV} \quad (1)$$

definindo-se assim uma “relação de rejeição de calor”,

$$R = \frac{\dot{Q}_{CD}}{\dot{Q}_{EV}} \quad (2)$$

assim, conhecendo-se R , pode-se, para uma dada capacidade de refrigeração \dot{Q}_{EV} , determinar a taxa de calor rejeitado no condensador \dot{Q}_{CD} .

2.5 DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Os dispositivos de expansão possuem duas finalidades principais, a primeira é de reduzir a pressão do fluido refrigerante que vem do condensador, e a segunda é regular a vazão de fluido na entrada do evaporador. (Lopes & Almeida, 2015)

A válvula do tipo expansão termostática (VET), do inglês *Thermostatyc Expansion Valve* (TEV) é ideal para o objetivo desse trabalho, portanto será alvo de um estudo mais detalhado, em que essa realiza o controle sobre o superaquecimento correspondendo a uma regulagem da vazão de refrigerante que alimenta o evaporador em função da sua taxa de evaporação.

A redução da pressão do fluido refrigerante é controlada a partir de uma regulagem do fluxo de massa que entra no evaporador. Uma das vantagens desse dispositivo, é que ele mantém uma faixa fixa de superaquecimento independente das condições do sistema, evitando que haja líquido na entrada do compressor. A atuação é realizada por um diafragma em que um equilíbrio de forças resultante da ação de duas pressões opera sobre uma mola que controla a passagem do refrigerante.

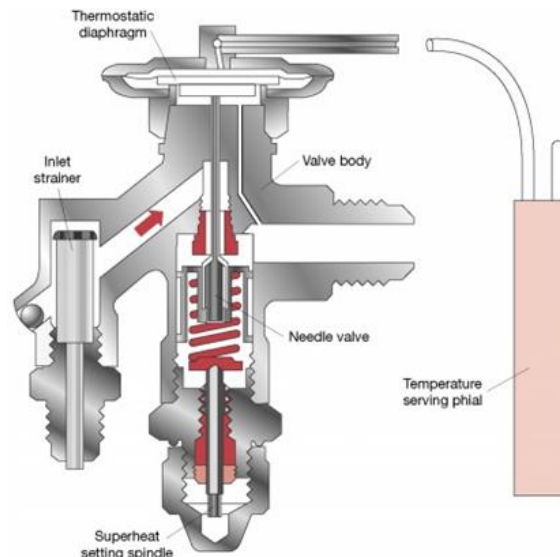


Figura 2.11 - Ilustração da TEV em corte

Este tipo de dispositivo pode ser separado em dois grupos, com equalização interna e externa. As válvulas termostáticas com equalização interna são mais indicadas para sistemas com um ou mais evaporadores com pequena perda de carga. Já as de equalização externas, possuem um pequeno canal ligando a linha de aspiração com a parte inferior do êmbolo. São utilizadas em sistemas com um ou mais evaporadores de injeção múltipla, com alta perda de carga. (Lopes & Almeida, 2015)

2.6 REFRIGERANTES

Sabe-se que o fluido conduzido no processo de compressão a vapor, caracterizado como fluido refrigerante, tem a importante função de absorver calor em um dado local (Evaporador/ Espaço Condicionado) e rejeitá-lo em outro (Condensador/ Sorvedouro), que, em geral, envolve a mudança de fase desse (troca de calor latente), portanto é importante que esse tenha propriedades específicas que otimizem o transporte de energia, garanta a segurança do processo e não agrida ao meio ambiente, liberando substâncias químicas indesejáveis no momento da sua evaporação. Nos dias atuais, há uma vasta diversidade de fluidos refrigerantes, que se faz necessário uma perícia maior no momento da escolha do refrigerante ideal ao processo.

Assim para uma seleção do fluido refrigerante ideal para a bancada de ensaios é importante analisá-lo em relação ao desempenho, em que a pressão de vaporização não deve ser muito baixa e nem a pressão de condensação muito alta, para garantir uma maior eficiência volumétrica no compressor. É relevante que esse apresente um COP elevado, uma boa condutibilidade térmica, baixo custo e boa disponibilidade em mercado.

Tomando-se em conta a questão da segurança, em geral é importante que, em caso de vazamento, esse seja de fácil detecção, porém como a bancada não apresenta uma grande carga de refrigerante, essa

característica não é levada em primeira consideração. Entretanto, é necessário que esse não seja tóxico, estimulante, inflamável ou explosivo, pela razão da bancada de ensaios ser voltada ao ensino e pesquisa. Nesse quesito, é possível uma melhor visualização dos gases refrigerantes, por meio de uma categorização em classes dependendo dos seus níveis de toxicidade e flamabilidade.

Tabela 2.1 - Classificação de refrigerantes quanto à segurança

	Baixa Toxicidade	Alta Toxicidade
Alta Flamabilidade	A3	B3
Baixa Flamabilidade	A2	B2
Sem Propagação de Chama	A1	B1

Em que

- Classe A: refrigerantes cuja toxicidade não é verificada em concentrações ≤ 400 ppm;
- Classe B: refrigerantes cuja toxicidade não é verificada em concentrações ≥ 400 ppm;
- Classe 1: refrigerantes sem propagação de chama;
- Classe 2: refrigerantes com limite inferior de flamabilidade superior à $0,00625 \text{ lb/ft}^3$ e calor de combustão menor que 874 BTU/lb ;
- Classe 3: refrigerantes com limite inferior de flamabilidade inferior a $0,00625 \text{ lb/ft}^3$ e calor de combustão maior ou igual a 8174 BTU/lb .

Em conclusão, surge a análise com relação ao meio ambiente, em que esse deve ter um baixo potencial de depleção da camada de ozônio e de aquecimento global. Alguns índices facilitam a análise do fluido quanto ao impacto ambiental, um deles é o índice “ODP” (*Ozone Depletion Potential*), que traduz o potencial de uma substância para a depleção da camada de ozônio e utiliza como referência, o fluido refrigerante CFC11, com o valor máximo (ODP = 1).

Outro índice importante e que será utilizado como base para a seleção do fluido refrigerante a ser utilizado é o “GWP” (*Global Warming Potential*), em que esse mede o impacto de uma substância como gás de efeito estufa, relativo ao efeito de aquecimento global de uma massa similar de dióxido de carbono (CO₂) por um intervalo de tempo específico cujo valor deve ser especificado e utiliza como referência esse mesmo gás (CO₂) por ter o maior impacto líquido sobre o aquecimento global.

2.7 CONCEITOS DE EFICIÊNCIA

2.7.1 COP

Brasil (2017) define que o COP (do inglês *Coefficient of Performance* – coeficiente de desempenho) de um ciclo de compressão de vapor, em termos prático, é a relação entre a capacidade de resfriamento do sistema e a potência absorvida pelos seus componentes.

Assim, em conformidade com o Brasil (2017), o COP é uma relação de potência térmica sobre a potência motriz, conforme eq. (3), e é aplicada no Sistema Internacional de Unidades (SI), com ambos os termos expressos em unidade de potência (normalmente em kW). O resultado é um número adimensional, porém, é comum expressar em kW/kW ou ainda em kWt/kWe para indicar a qualidade das potências na relação (térmica/ elétrica).

$$COP = \frac{Q_{ev}}{W_{cp}} \quad (3)$$

2.7.2 APPROACH

Consoante com Brasil (2017), o termo *approach* é muito empregado pelas equipes de operação na análise de desempenho dos trocadores de calor de um sistema de refrigeração, sendo identificado pelas equações abaixo.

$$approach_{ev} = T_{s,AG} - T_{ev} \quad (4)$$

$$approach_{cond} = T_{cond} - T_{s,cd} \quad (5)$$

No evaporador, o *approach* indica o diferencial entre a temperatura de saída de água gelada ($T_{s,AG}$) e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante (T_{ev}). Já no condensador, indica o diferencial entre a temperatura de condensação (T_{cond}) do fluido refrigerante e a temperatura de saída de água de resfriamento ($T_{s,cd}$).

A fig. (2.14) ilustra o perfil de temperaturas ao longo do condensador e do evaporador de um *Chiller* e a indicação do *approach* em cada trocador. O termo *lift* (elevação) é definido como a diferença de pressão do fluido refrigerante entre a sucção e a descarga do compressor.

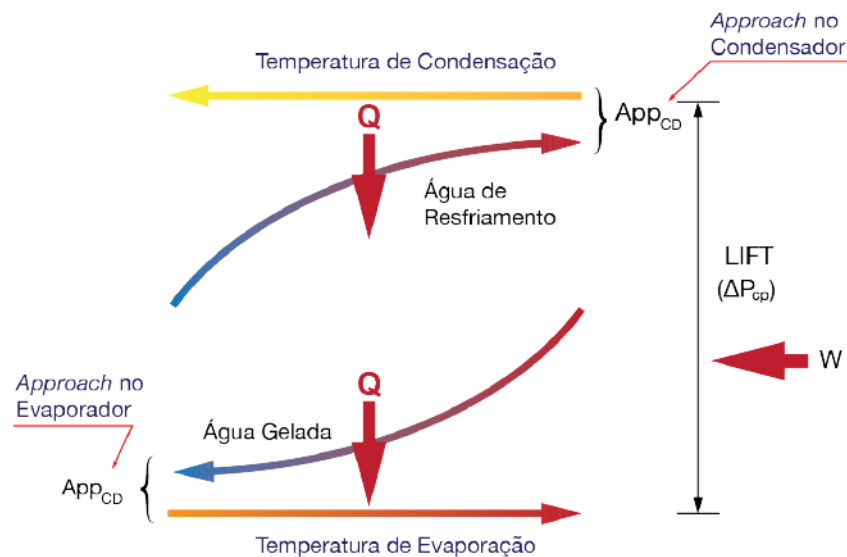


Figura 2.12 - Approach no condensador e no evaporador (DAIKIN,2014) (apud BRASIL, 2017)

Ainda de acordo com Brasil (2017), uma vez determinadas condições de projeto de operação, como temperatura de saída de água gelada e a temperatura de saída de resfriamento, pode-se concluir o seguinte:

- Quanto menor o *approach* de projeto no evaporador:
 - Maior será a temperatura de evaporação;
 - Menor será o *lift* do compressor;
 - Maior a densidade do vapor na sucção do compressor;
 - Maior a capacidade de resfriamento;
 - Maior o COP do sistema.
- Quanto menor o *approach* de projeto no condensador:
 - Menor a temperatura de condensação;
 - Menor o *lift* do compressor;
 - Menor a potência absorvida no motor elétrico;
 - Maior o COP do sistema.

Pode-se então concluir que quanto menor forem os *approaches*, menor será a potência absorvida pelo compressor.

3 PROJETO CONCEITUAL

Neste capítulo será dado o primeiro passo para a descrição inicial do ciclo, determinando parâmetros de projeto a serem seguidos.

3.1 COMPONENTES NECESSÁRIOS E PARÂMETROS DE PROJETO

Para obter-se o objetivo inicial de desenvolvimento da bancada de refrigeração, é definido alguns componentes como básicos para operação, sendo estes, os seguintes: um trocador de calor, condensador, sendo este dimensionado para trocar calor latente com um fluido externo; um dispositivo de expansão, utilizado para executar uma queda de pressão na linha do refrigerante, capaz de cobrir a faixa de taxas de compressão descritas pelo compressor adotado; um segundo trocador de calor, evaporador, também dimensionado para trocar calor com um segundo fluido externo; e por fim um compressor, capaz de atender a capacidade de refrigeração determinada. Para atender a capacidade de refrigeração do sistema primário (ciclo de compressão a vapor) serão adotado circuitos secundários como formas de fonte quente e fonte fria. Uma visualização inicial e bem simplificada do ciclo a ser desenvolvido é garantida pela fig. (3.1)

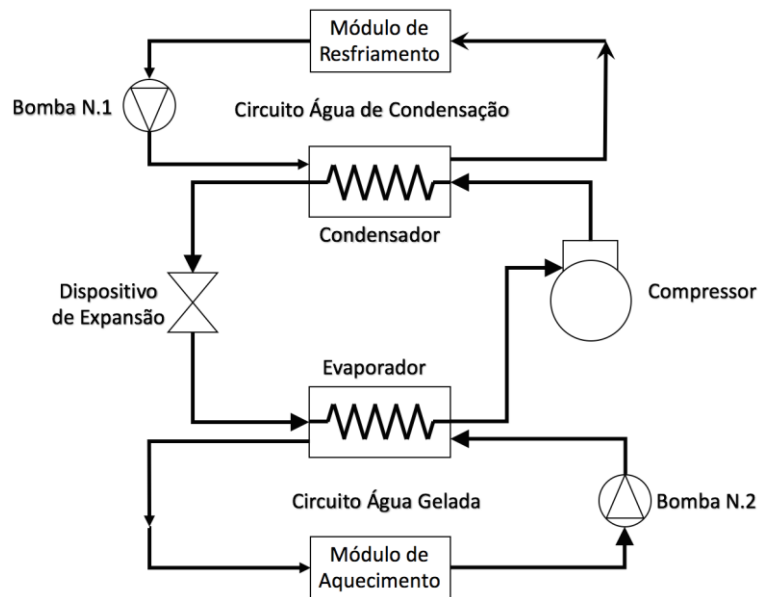


Figura 3.1 – Visualização inicial do plano conceitual

Assim foram adotados os seguintes parâmetros iniciais de projeto:

- Capacidade de Refrigeração aproximada: 10 TR
- Temperatura do Condensador: 45 °C
- Faixa de subresfriamento: 5 K

- Temperatura do Evaporador: $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$
- Faixa de superaquecimento: 10 K
- Temperatura de entrada de água de condensação no condensador: $29,5^{\circ}\text{C}$
- Diferença de temperatura entre a entrada e saída de água gelada no evaporador: 5,5 K

Para o desenvolvimento inicial do projeto de um ciclo de refrigeração por compressão a vapor, é necessário, como ponto de partida, um valor adotado como capacidade de refrigeração, também chamado de efeito útil do ciclo. Portanto, junto ao professor orientador do projeto, foi definido que o projeto utilizará como parâmetro, o valor mínimo de 10 TR (Toneladas de Refrigeração), equivalente a 35,16 kW (Quilowatts) como carga térmica pela qual o ciclo será baseado.

Tomando em conta o ponto de operação do compressor, é de extrema necessidade adotar valores para as temperaturas de trabalho dos trocadores de calor, ligados ao sistema de gás refrigerante, sendo eles o evaporador e o condensador. Para tanto, considerando a região geográfica, um país de clima tropical, em que a temperatura média anual, segundo dados do Instituto Nacional de Meteorologia (Inmet), gira em torno de $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, foi adotado $45\text{ }^{\circ}\text{C}$, como um bom valor de temperatura de trabalho para o condensador. Em relação ao evaporador, é levado em conta o objetivo de trabalhar com temperaturas abaixo de 0°C , garantindo uma maior flexibilidade ao processo, sendo assim determinado -10°C como a temperatura de trabalho do evaporador.

A fim de garantir um ótimo desempenho de todos os equipamentos do ciclo, será utilizada uma faixa de subresfriamento do líquido de 5 K, para garantir a entrada de fluido refrigerante no estado de líquido subresfriado no dispositivo de expansão, e uma faixa de superaquecimento do gás de também 10 K, sendo então admitido apenas vapor superaquecido no compressor, dessa maneira evita-se a entrada de mistura (líquido e vapor) nesses equipamentos, o que prejudica bastante a sua função.

Considerando, como será mostrada no projeto a seguir, uma aplicação de uma torre de resfriamento no sistema de água de condensação, é definido $29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, como valor para a temperatura da água de saída das torres / entrada no condensador.

Consoante a Brasil (2017), a temperatura de saída de água gelada no evaporador é geralmente definida com um valor para *setpoint* de controle. No entanto, a temperatura de projeto de entrada de água de condensação no condensador (saída das torres - típica de $29,5\text{ }^{\circ}\text{C}$) não é um valor para *setpoint* de controle, pois é a temperatura máxima admissível e serve para dimensionamento das torres e define as condições extremas de funcionamento do sistema.

Conforme melhores práticas de mercado, adotou-se 5,5 K como diferença de temperatura entre a entrada e a saída de água gelada no evaporador casco e tubo, em que esta determinará a vazão de água, assim como o *approach* no evaporador.

Tendo em vista a motivação de expandir as possibilidades da bancada para o desenvolvimento de pesquisas na área de refrigeração, assim como garantir flexibilidade para teste e análise de diferentes componentes é interessante que a bancada também possa atuar com condensação à ar e um sistema de expansão direta, com um evaporador que possibilite a troca de calor com o ambiente por meio de ventilação forçada, onde também é de suma importância a aplicação de outros dispositivos de expansão, de acordo com fig. (3.2).

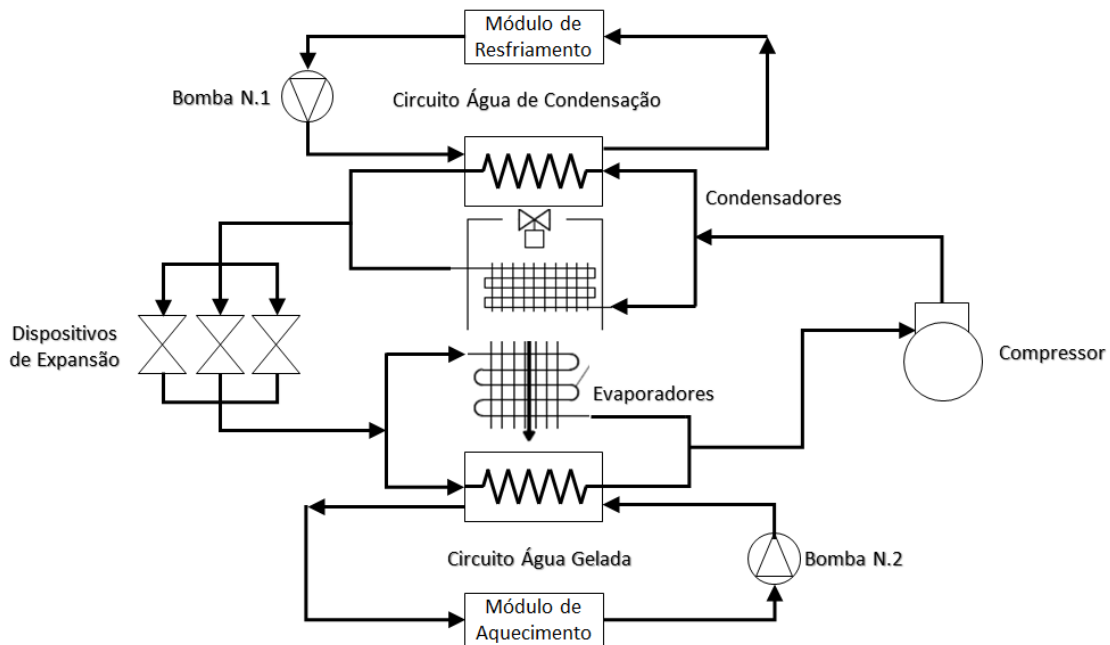


Figura 3.2 – Sistema inicial simplificado

Alguns componentes acessórios ao sistema ainda são necessários, onde olhando para o circuito de gás refrigerante é interessante à implementação de:

- Separador de óleo;
- Separador de líquido;
- Filtro secador;
- Pressostatos;
- Termostatos.

O separador de óleo tem como finalidade separar o óleo lubrificante misturado ao vapor superaquecido de refrigerante que sai do compressor, minimizando perdas e melhorando a eficiência do sistema, pois reduz a película de óleo nas paredes internas dos tubos do condensador e evaporador, assim como proporciona o retorno do óleo para cárter do compressor. Sua construção é dada conforme fig. (3.3) abaixo.



1. Tanque ou cilindro externo revestido por um isolamento térmico de maneira a impedir a condensação do vapor;
2. Filtros que coletam o óleo;
3. Válvula de Agulha controlada por boia;
4. Linha de retorno do óleo ao compressor.

Figura 3.3 - Separador de óleo

Assim como o separador de óleo, o filtro secador atuará como proteção do sistema, retirando umidade e bloqueando, por meio de filtragem, o fluxo com partículas sólidas prejudiciais aos equipamentos do sistema. Assim finalmente, este terá uma visão final de acordo com plano conceitual da bancada de refrigeração em anexo.

Deste modo, também será adicionado um sistema multipressão com a utilização de dois compressores (dois estágios de compressão) e um tanque separador de líquido, atuando, nessa bancada, como um *intercooler* (trocador de calor intermediário) que além de possibilitar a troca de calor entre a linha de líquido e a linha de sucção, visa a garantir uma única fase na sucção de um segundo estágio de compressão, com a remoção do vapor de “flash”, onde tal sistema requer menor potência de compressão do que um arranjo com um único compressor, onde a economia no consumo de energia compensa o maior investimento inicial.

3.2 SELEÇÃO DO REFRIGERANTE

Para a seleção do fluido refrigerante ideal a ser adotado no projeto é importante analisá-lo, adotando um maior peso às características relacionadas à segurança e meio ambiente e um menor peso ao desempenho. Entretanto, um fluido específico não é capaz de preencher, de forma ótima, todos os atributos desejáveis, assim diversos fluidos foram considerados para o emprego no sistema.

De acordo com a classificação dos fluidos Refrigerantes em tab. (3.1), é possível construir uma matriz decisão, observada em tab. (3.2), onde é selecionado o gás R404a, como melhor situação para a proposta.

Tabela 3.1 - Classificação dos Refrigerantes

Refrigerantes	Grupo de Segurança	ODP	GWP	Temperatura crítica (°C)	Custo relativo
R11	A1	1,00	4750	197,78	1,0
R22	A1	0,05	1810	96,15	1,0
R404a	A1	0,00	3922	72,07	2,0
R134a	A1	0,00	1300	101,15	2,0
R717 (Amônia)	B2	0,00	0	133,00	0,1
R744 (Dióxido de Carbono)	A1	0,00	1	31,00	0,1
R290 (Propano)	A3	0,00	3	96,70	0,1
R1270 (Propileno)	A3	0,00	3	92,40	0,1

Tabela 3.2 - Matriz Decisão

Refrigerante	Valores adotados			Total
	Segurança	Meio Ambiente	Desempenho	
	Peso 3	Peso 2,5	Peso 2	
R11	10,00	0,50	7,00	45,25
R22	10,00	3,00	9,50	56,50
R404A	10,00	6,00	9,00	63,00
R134a	10,00	6,50	8,00	62,25
R717 (Amônia)	5,83	10,00	10,00	62,50
R744 (Dióxido de Carbono)	10,00	9,00	6,00	64,50
R290 (Propano)	6,67	8,50	9,50	60,25
R1270 (Propileno)	6,67	8,50	9,50	60,25

3.3 PRESSÃO INTERMEDIÁRIA E POTÊNCIAS DE COMPRESSÃO

Para a definição da potência necessária de compressão de cada compressor à ser utilizado na bancada, estabelecendo uma pressão intermediária para a máxima economia de potência total de compressão, se faz necessário uma avaliação do diagrama pressão-entalpia para o ciclo simplificado, onde se faz uso do software CoolPack versão 1.50, desenvolvido pelo IPU & Departamento de Engenharia Mecânica na Universidade Técnica da Dinamarca (IPU-DTU) para verificação do valor final e plotagem, sendo excluído do sistema todas as perdas de pressão no evaporador, na linha de sucção, na linha de líquido e na linha de descarga, assim como supôs-se uma eficiência isentrópica máxima e considerou-se um resfriador intermediário aberto.

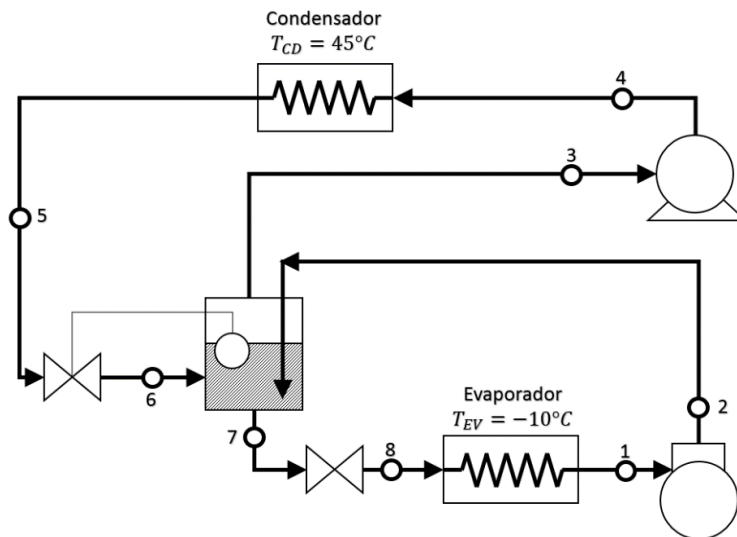


Figura 3.4 - Sistema Multipressão (dois compressores e um evaporador)

Assim, a pressão intermediária é determinada por,

$$P_{Interm,ótima} = \sqrt{P_{Alta}P_{Baixa}} = \sqrt{2044,5 \times 433,5} \quad (6)$$

$$P_{Interm,ótima} = 941,43 \text{ kPa} \quad (7)$$

obtendo as entalpias ponto a ponto do sistema, é traçado o circuito de compressão a vapor em diagrama pressão entalpia do fluido refrigerante R404A que se encontra em anexo, onde,

- $h_1 = 371,08 \text{ kJ/kg}$
- $h_2 = 387,43 \text{ kJ/kg}$
- $h_3 = 376,05 \text{ kJ/kg}$
- $h_4 = 391,35 \text{ kJ/kg}$
- $h_5 = h_6 = 263,32 \text{ kJ/kg}$
- $h_7 = h_8 = 221,35 \text{ kJ/kg}$

Para a obtenção das potências dos compressores é necessário ainda identificar as vazões mássicas por meio de balanços de energia e massa para no resfriador intermediário (separador de líquido) e evaporador. O balanço de energia no evaporador é definido por,

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}_1(h_1 - h_8) \quad (8)$$

$$\dot{m}_1 = 0,2348 \text{ kg/s} \quad (9)$$

por meio de avaliação da fig. (3.4), o balanço de energia no separador de líquido é dado por,

$$\dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_6 h_6 = \dot{m}_7 h_7 + \dot{m}_3 h_3 \quad (10)$$

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_3 \quad (11)$$

porém, sabendo que

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8 \quad (12)$$

obtêm-se que,

$$\dot{m}_1 + \dot{m}_6 = \dot{m}_1 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_6 = \dot{m}_3 \quad (13)$$

$$\dot{m}_3 + \dot{m}_2 = \dot{m}_7 + \dot{m}_3 \Rightarrow \dot{m}_2 = \dot{m}_7 \quad (14)$$

Substituindo os valores encontrados na eq. (10), encontramos o valor para a vazão mássica no ponto três.

$$\dot{m}_3 = 0,3459 \text{ kg/s} \quad (15)$$

Finalmente, é possível encontrar o valor das potências nos estágios de compressão de baixa e alta, pelo balanço de energia no compressor.

$$\dot{W}_{CP,Baixa} = \dot{m}_1(h_2 - h_1) = 3,8390 \text{ kW} \quad (16)$$

$$\dot{W}_{CP,Alta} = \dot{m}_3(h_4 - h_3) = 5,2923 \text{ kW} \quad (17)$$

De acordo com verificação do resultado identificado na plataforma CoolPack, ilustrada pela fig. (3.5), é validado os valores obtidos.

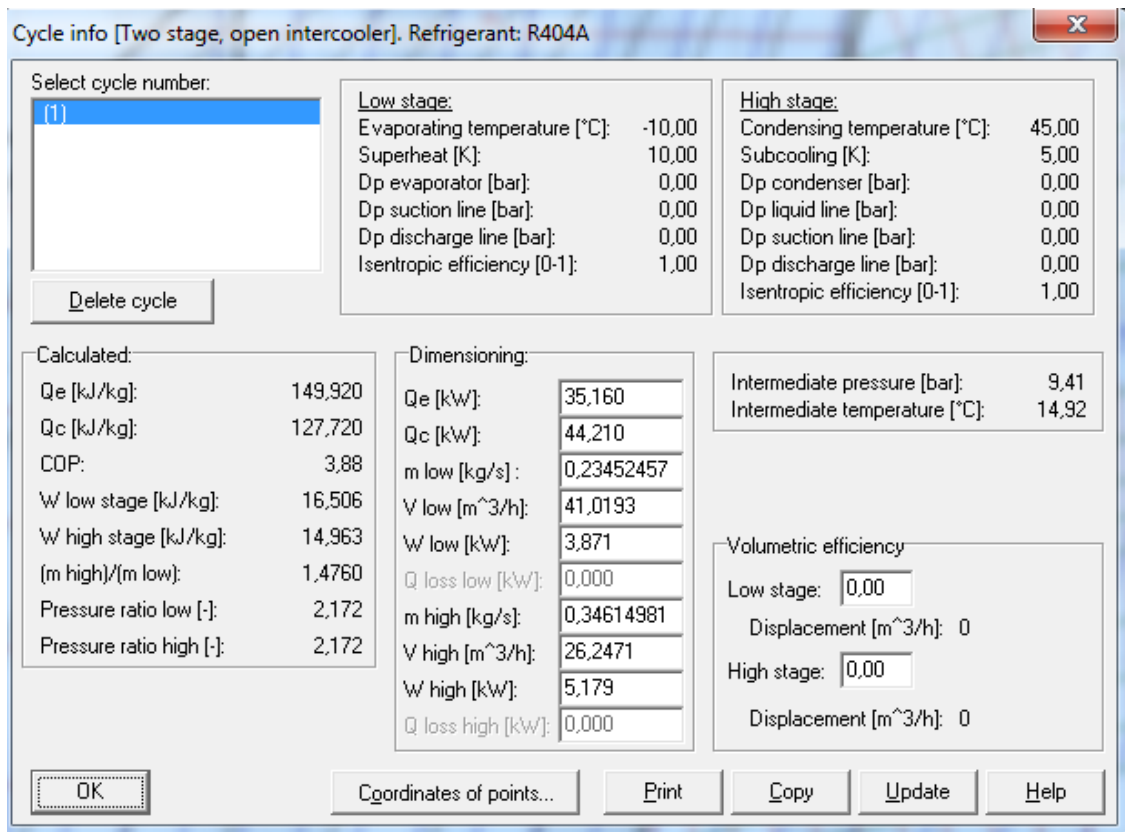


Figura 3.5 - Resultados Software CoolPack

De acordo com resultados expressos acima, é interessante notar um alto valor para o Coeficiente de Performance (COP), que posteriormente será comparado para um sistema funcionando com apenas um estágio de compressão, justificando a utilização de um sistema multipressão.

3.4 PARÂMETROS PARA O COMPRESSOR

Com o objetivo de se trabalhar com um sistema multipressão com a utilização de dois compressores, é necessário, em primeira análise, selecionar modelos de compressor que se encaixam de maneira ótima à faixa de aplicação referenciada nas definições de projeto, sendo tal seleção baseada na tabela (3.3).

Entretanto, também é satisfatório que a bancada opere com um sistema de compressão em apenas um estágio, e para que isso seja possível omite-se por ByPass um compressor, sendo necessário regulação no pressostato e outros dispositivos de proteção e controle caso deseje-se fazer essa manobra, onde será utilizada a capacidade de refrigeração aproximada definida para a seleção dos compressores (10 TR / 35,16 kW).

Tabela 3.3 - Faixas de aplicação dos compressores

Compressor	Faixa de Capacidade de Refrigeração		Consegue atender?
	min (kW)	máx (kW)	
Scroll	2	180	Sim
Vane	7	300	Sim
Alternativo	0,25	1000	Sim
Parafuso	50	6000	Não
Centrífugo	270	36000	Não

Por tabela, é evidente que os compressores do tipo parafuso e centrífugo não conseguem atender a capacidade de refrigeração demandada, sendo assim eliminados de uma primeira análise para uma fase inicial de implementação da bancada. Entre os três compressores capazes de atender à demanda, é selecionado o do tipo Alternativo, devido à sua simplicidade de funcionamento e o compressor Scroll, por ser amplamente difundido em mercado, como por exemplo, em chillers modulares de baixa capacidade de refrigeração. Porém, para que a bancada tenha uma flexibilidade com relação ao teste de outros compressores, a conexão de entrada e saída desses deve ser feita a partir de elementos flexíveis com comprimento razoável para a troca por outro tipo ou modelo de compressor.

Considerando os modelos de compressores alternativo, com a motivação de facilitar a manutenção, caso seja necessário, e manter a estanqueidade do elemento será dada preferência à compressores do tipo semi-hermético. Sabe-se que compressores do tipo aberto são mais utilizados em máquinas de grande capacidade, porém já o modelo hermético apresenta um menor custo, tamanho reduzido e ainda garante uma maior estanqueidade do conjunto, que são características importantes e devem ser levadas em conta na hora da seleção desse equipamento, entretanto o fato de utilizar uma maior quantidade de gás refrigerante para manter o conjunto refrigerado e o fato de dificultar bastante a manutenção do compressor, desequilibra o resultado, fazendo com que os compressores do tipo semi-hermético, que possuem características intermediárias, sejam mais interessantes para essa situação.

Em adição, para finalizar a seleção deste equipamento, é necessário à introdução de fatores como:

- Ponto de operação;
- Condições de operação;
- Controle de capacidade;
- Suprimento de eletricidade.

No que se refere aos dois últimos pontos (Controle de capacidade e suprimento de eletricidade), considerando a definição de capacidade de refrigeração dos compressores, será necessário à adoção de inversor de frequência externo ou interno como forma de controle da capacidade, e assim o sistema necessitará de utilizar uma frequência de alimentação de 60 Hz.

A partir dos parâmetros adotados monta-se a tabela (3.4) com a entrada de valores, para seleção.

Tabela 3.4 - Dados de Entrada Compressores

DADOS DE ENTRADA	
Tipo	Semi-hermético
Refrigerante utilizado	R404a
Capacidade de Refrigeração (kW)	18
Ponto de operação	
Temp. Evaporação (°C)	-10
Temp. Condensação (°C)	45
Condições de operação	
Subresfriamento líquido (K)	5
Superaquecimento do gás (K)	10
Controle de capacidade	
Inversor de frequência	Com
Suprimento de eletricidade	
Frequência de alimentação (Hz)	60

3.5 PARÂMETROS PARA O TROCADOR DE CALOR

De início, é adotado que será utilizada, para o sistema de expansão indireta, como forma de fluido secundário ao processo, a água, necessitando de trocadores de calor do tipo casco e tubos.

Definido as faixas de operação do evaporador e condensador, é importante considerar para definição do equipamento à ser empregado que este trabalhará com a mudança de fase do fluido refrigerante trocando calor com a água, para isso é necessário o contato indireto entre os fluidos, afim de que não haja contaminação dos mesmos.

Com a finalidade de minimizar a área necessária para o trocador e simplificar o processo, mantendo a taxa de transferência de calor e o mesmo coeficiente global de transferência, adota-se que os trabalhadores trabalhem em contracorrente com passes simples dos fluidos, ou com dois passes.

Tomando-se em conta o modelo à ser adotado, é utilizado o tipo casco e tubos, pois esse usa de forma mais eficiente toda a superfície de transferência de calor, o que resulta em elevados índices de coeficientes globais de transferência de calor.

Em relação ao evaporador, é ainda necessário avaliar o tipo de processo de evaporação à ser aplicado ao sistema, podendo ser inundado ou por expansão seca (não inundado).

Nos evaporadores do tipo inundado, onde o fluido refrigerante, em estado líquido, inunda o feixe de tubos, é necessário um separador de líquido na linha de sucção do compressor, garantindo que não haja

fase líquida de refrigerante, visto que pela ausência de superaquecimento controlado por uma válvula de expansão termostática, o fluxo de fluido refrigerante na saída contém apenas vapor saturado.

Nesse tipo de sistema, é necessária uma carga maior de refrigerante, pelo fato de que, dentro do evaporador deve haver um nível constante de líquido, mantido por boia e ainda necessitam de um volume extra para o separador de líquido.

Considerando que o sistema acima relatado apresenta ainda um custo inicial maior, é utilizado um evaporador com expansão seca, onde o fluido refrigerante evapora à medida que circula pelos tubos do trocador, enquanto que a água gelada troca calor circulando pelo casco.

Nessa aplicação, o separador de líquido na sucção no primeiro estágio de compressão não é necessário, visto que pelo controle do superaquecimento de uma válvula de expansão eletrônica ou termostática, o gás refrigerante se encontra na saída do evaporador e sucção do compressor no estado de vapor superaquecido.

Tabela 3.5 - Dados Complementares para Trocadores de Calor, expansão indireta

Trocador de Calor – Refrigerante/Água	
Forma Construtiva	Casco e tubos
Arranjo	Contra-corrente
Mudança de estado termodinâmico	Com mudança de fase
Nº de passes	1 ou 2

3.6 PARÂMETROS PARA O DISPOSITIVO DE EXPANSÃO

Para a escolha dos elementos de controle ideais para manter a diferença de pressão entre a região de alta e baixa (respectivamente, condensador e evaporador) foi fundamental observar os modelos mais difundidos em mercado nacional, em que foi constatado a utilização principalmente do tubo capilar e da válvula de expansão termostática, de modo que ambos funcionam por meio da restrição da passagem do fluido refrigerante, fazendo com que ele passe de líquido subresfriado a alta pressão para líquido saturado numa pressão menor.

O primeiro (tubo capilar), depende principalmente do fluido refrigerante utilizado, da temperatura que se espera na região de baixa e da capacidade do compressor, de modo que, mesmo tendo um custo reduzido, não é interessante para emprego na bancada de ensaios, pelo fato de ser utilizado apenas em sistemas de baixa capacidade de refrigeração (até 3 TR).

Entretanto, a segunda opção (Válvula de Expansão Termostática) é bem mais interessante do ponto de vista da capacidade de refrigeração do sistema, pois esse é o tipo mais comum de dispositivo de

expansão em instalações de médio porte, e para o objetivo, em que será usado um evaporador modelo casco-tubos, é ideal, como de acordo com tabela (3.6).

Outro tipo de dispositivo de expansão a ser empregado na bancada será uma válvula de expansão eletrônica para regulagem da injeção de líquido refrigerante no evaporador, que também aparece como dispositivo associado sugerido para o caso apresentado. Nesse caso, o superaquecimento é controlado por esse equipamento, mantendo a faixa fixa definida de 10 K, sendo esse mais uma vantagem desse equipamento.

Tabela 3.6 - Características de alguns resfriadores de líquido (Stoecker & Jones, 1985)

Tipo	Dispositivo de Expansão associado	Capacidade usual (kW)	Refrigerantes
Carcaça-tubos inundado	/ Bóia de baixa pressão, Bóia de alta pressão, Orifício fixo	90 a 7000	R-11, R-12, R-22, R-113, R-114, R-123, R-134a, R-500, R-502, Amônia
Carcaça-tubos expansão direta	/ Válvula de Expansão Termostática, Válvula eletrônica	7 a 3500	R-12, R-22, R-134a, R-500, R-502, Amônia
Tubos concêntricos	Válvula de Expansão Termostática	18 a 90	R-12, R-22, R-134a, Amônia
Placas brazado e soldado	Válvula de Expansão Termostática, Orifício fixo	2 a 7000	R-12, R-22, R-134a, R-500, R-502, Amônia

As variáveis de entrada, com as quais será feita a seleção das válvulas, são o refrigerante definido para o processo (R404a), temperaturas do evaporador e do condensador (-10 °C e 45 °C, respectivamente), capacidade de refrigeração (mínima 10 TR) e a faixa de superaquecimento do fluido refrigerante (10 K).

4 PROJETO BÁSICO

Neste capítulo será desenvolvido o projeto básico da bancada de ensaios, selecionando componentes junto à fabricantes e dimensionando elementos complementares ao ciclo.

4.1 SELEÇÃO DE COMPONENTES

4.1.1 COMPRESSORES

Com a intenção de se trabalhar com mais de um tipo de compressor e sendo definido que a capacidade de refrigeração do ciclo de compressão à vapor terá que atingir o valor mínimo de 10 TR ou aproximadamente 35,16 kW, e que o fluido de trabalho será o gás refrigerante R404a, parte-se então para a seleção desses, sendo que, para tal, é utilizado unicamente o catálogo do fabricante Bitzer, empresa com sede na Alemanha e reconhecida internacionalmente na área da refrigeração.

Como já citado acima, utiliza-se o catálogo do fabricante BITZER, linha ECOLINE, Software v6.5.0 rev1610, gerando assim os resultados para a situação apresentada, sendo definido que para o primeiro estágio será usado um compressor scroll e para o segundo um alternativo.

Tabela 4.1 - Resultado para os Compressores

Compressor	Scroll	Alternativo
	1º Estágio	2º Estágio
	ESH743Y-40S	4TE-12.F4Y-40S
Etapas de capacidade	100%	Não se aplica
Frequência do compressor (Hz)	Não se aplica	87
Capac. Frigorífica (kW)	31,9	34,9
Capacidade Evaporador (kW)	31,9	34,9
Potência absorvida (kW)	14,97	17,73
Corrente (460V) (A)	21,5	23,5
Faixa de Tensão (V)	440-480	440-480
Capacidade do Condensador (kW)	46,9	52,6
COP/EER	2,13	1,97
Vazão em massa (kg/h)	1045	1141
Temp. gás de Descarga não resfriado (°C)	74,9	78,5

A série do compressor alternativo avaliado já apresenta um variador de frequência, apresentando como capacidade mínima de refrigeração de 9,79 kW em 25 Hz de frequência e capacidade máxima de 34,9 kW à 87 Hz. Para o compressor scroll é necessário aquisição de um variador de frequência externo.

Na seleção do componente, a avaliação do Coeficiente de Performance (COP) apresenta um valor muito inferior ao obtido na secção 3.3 desse projeto (avaliação do sistema multipressão), pois é considerado um sistema com apenas um estágio de compressão, onde não há a aplicação de um elemento economizador.

Em conclusão, uma melhor visualização do ciclo é identificada pela fig. (4.1) abaixo.

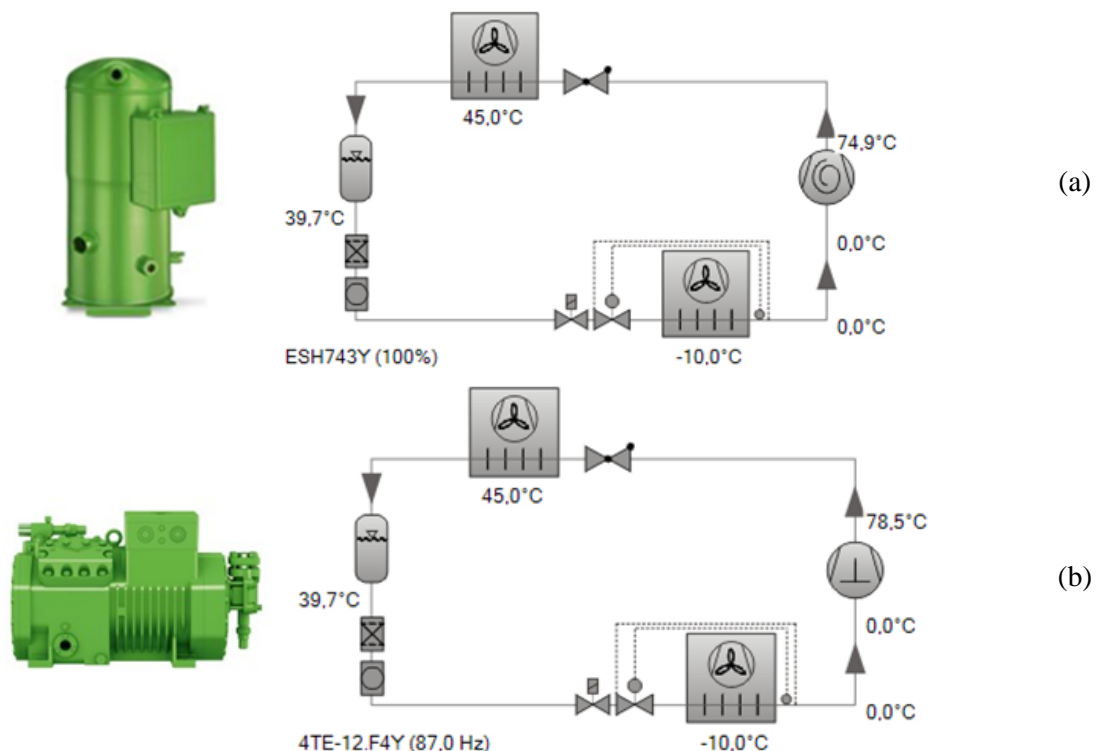


Figura 4.1 - Visualização das Temperaturas do Ciclo (Bitzer): (a) Compressor Scroll (b) Compressor Alternativo

4.1.2 CONDENSADOR

Para esse a seleção desse componente é adotado o fabricante nacional EVACON Equipamentos Industriais LTDA., onde se estipula como ponto de partida a capacidade do condensador de 52,63 kW, ou 45.254 Kcal/h, identificado a partir da seleção do compressor que requisita a maior potência absorvida para a compressão do refrigerante e da fórmula abaixo.

$$Cap_{Condensador} = Cap_{Frigorífica} + Pot_{Absorvida}, \text{ cp. alt.} \quad (18)$$

Assim entra-se com essa capacidade em tab. (4.2) disponibilizada pelo fabricante para efetuar a correta seleção.

Tabela 4.2 - Resultados para o Condensador

Modelo	Capacidade Nominal em Kcal/h	Conexões Refrigerante		Conexões Água E/S
		Entrada	Saída	
CFA-1	3.600	Ø1/2"	Ø3/8"	Ø3/4" BSP
CFA-1,5	5.400	Ø1/2"	Ø3/8"	Ø3/4" BSP
CFA-2	7.200	Ø5/8"	Ø3/8"	Ø3/4" BSP
CFA-3	10.800	Ø3/4"	Ø5/8"	Ø3/4" BSP
CFA-4	14.400	Ø3/4"	Ø5/8"	Ø1.1/2" BSP
CFA-5	18.000	Ø7/8"	Ø3/4"	Ø1.1/2" BSP
CFA-7,5	27.000	Ø7/8"	Ø3/4"	Ø1.1/2" BSP
CFA-10	36.000	Ø1.1/8"	Ø7/8"	Ø1.1/2" BSP
CFA-12,5	45.000	Ø1.1/8"	Ø7/8"	Ø2" BSP
CFA-15	54.000	Ø1.1/8"	Ø7/8"	Ø2" BSP
CFA-20	72.000	Ø1.1/8"	Ø7/8"	Ø2.1/2" BSP
CFA-25	90.000	Ø1.5/8"	Ø1.3/8"	Ø2.1/2" BSP
CFA-30	108.000	Ø1.5/8"	Ø1.3/8"	Ø2.1/2" BSP

De acordo com a fig. (4.2) e tab. (4.3) é possível ter uma melhor visualização do condensador selecionado.

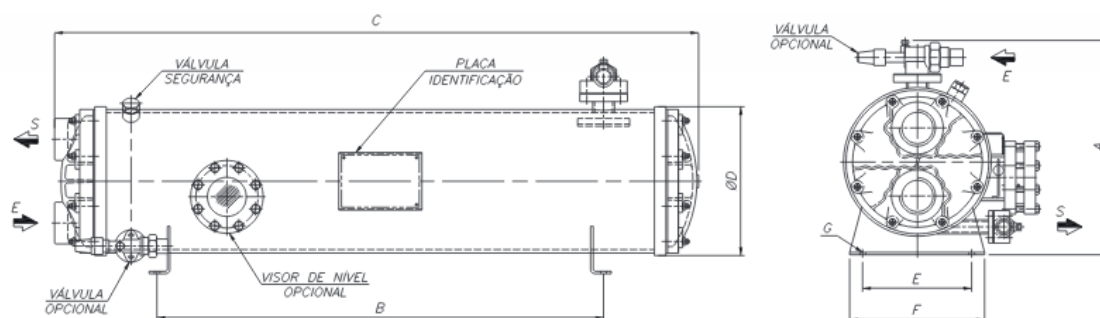


Figura 4.2 - Visualização do Condensador Selecionado (Evacon)

Tabela 4.3 - Dimensões do Condensador Selecionado

Modelo	Área Rad. em m ²	Medidas em mm							Peso Vazio em Kg
		A	B	C	ØD	E	F	G	
CFA-1	0,72	262	100	340	160	120	140	Ø10,5	~26
CFA-1,5	1,08	262	200	440	160	120	140	Ø10,5	~28
CFA-2	1,44	262	300	540	160	120	140	Ø10,5	~33
CFA-3	2,16	257	500	750	160	120	140	Ø10,5	~39
CFA-4	2,88	335	300	575	220	160	190	Ø10,5	~53

CFA-5	3,6	344	390	665	220	160	190	Ø10,5	~59
CFA-7,5	5,4	344	660	935	220	160	190	Ø10,5	~78
CFA-10	7,2	355	870	1185	220	160	190	Ø10,5	~90
CFA-12,5	9	410	530	850	285	210	260	Ø10,5	~110
CFA-15	10,8	410	670	990	285	210	260	Ø10,5	~121
CFA-20	14,4	410	860	1240	285	210	260	Ø10,5	~145
CFA-25	18	365	1050	1510	285	210	260	Ø10,5	~170
CFA-30	21,6	365	1300	1780	285	320	260	Ø10,5	~200

4.1.3 EVAPORADOR

Sendo adotado como capacidade de refrigeração do sistema 35,16 kW, entra-se com esse valor em tabela (4.4), disponibilizado pelo fabricante EVACON Equipamentos Industriais LTDA., para a linha de evaporadores e feixes para seleção do equipamento, do tipo casco e tubos com expansão seca / direta.

Tabela 4.4 - Modelos Evaporador Casco e Tubos

Modelo	Capacidade Nominal em Kcal/h	Conexões Refrigerante Entrada	Conexões Refrigerante Saída	Conexões Água E/S
EV-1	3.000	Ø1/2"	Ø3/4"	Ø1" BSP
EV-1,5	4.500	Ø1/2"	Ø3/4"	Ø1" BSP
EV-2	6.000	Ø1/2"	Ø3/4"	Ø1.1/4" BSP
EV-3	9.000	Ø1/2"	Ø7/8"	Ø1.1/4" BSP
EV-5	15.000	Ø1/2"	Ø1"	Ø1.1/4" BSP
EV-7,5	22.500	Ø5/8"	Ø1.1/4"	Ø1.1/2" BSP
EV-10	30.000	Ø3/4"	Ø1.1/2"	Ø2" BSP
EV-15	45.000	Ø3/4"	Ø1.3/4"	Ø2.1/2" BSP
EV-20	60.000	Ø7/8"	Ø1.3/4"	Ø2.1/2" BSP
EV-25	75.000	Ø7/8"	Ø2"	Ø2.1/2" BSP
EV-30	90.000	Ø1"	Ø2.1/2"	Ø3" BSP
EV-40	120.000	Ø1.1/4"	Ø3"	Ø3" BSP
EV-50	150.000	Ø1.1/4"	Ø3"	Ø3" BSP
EV-60	180.000	Ø1.1/2"	Ø3.1/2"	Ø4" BSP
EV-75	225.000	Ø1.5/8"	Ø4"	Ø4" BSP
EV-100	300.000	Ø1.5/8"	Ø4"	Ø4" BSP
EV-125	375.000	Ø2"	Ø4"	Ø5" BSP

Sabendo-se que uma capacidade de refrigeração de 35,16 kW representa cerca de 30.232 Kcal/h, seleciona-se o modelo EV-15 que apresenta uma capacidade nominal de 45.000 Kcal/h. As dimensões desse modelo são exemplificadas pela fig. (4.3) e tab. (4.5)

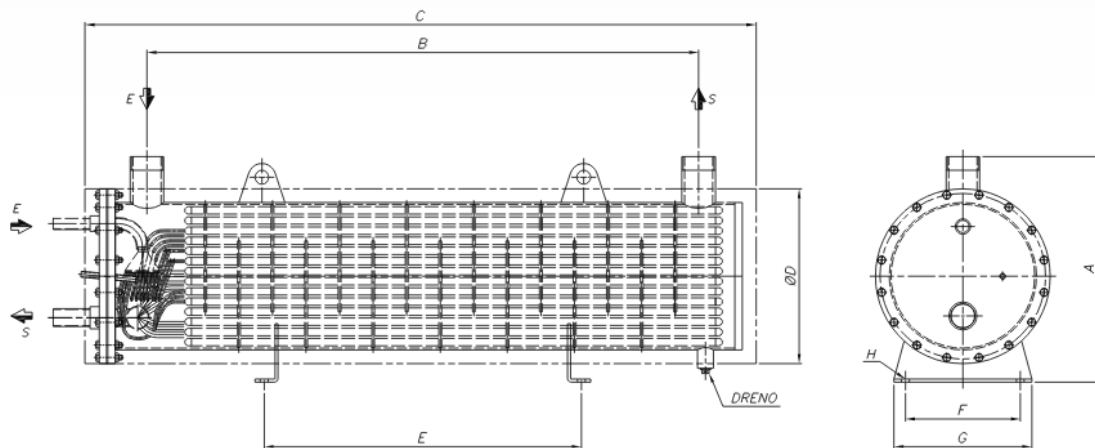


Figura 4.3 - Informações dimensionais modelo EV-15 (Evacon)

Tabela 4.5 - Dimensão Evaporador

Modelo	Área Rad. em m ²	Medidas em mm								Peso Vazio em Kg
		A	B	C	ØD	E	F	G	H	
EV-1	0,87	335	305	450	215	230	150	200	Ø10,5	~19
EV-1,5	1,12	315	350	520	215	220	150	200	Ø10,5	~20
EV-2	1,47	315	440	605	215	300	150	200	Ø10,5	~2
EV-3	2,25	315	660	830	215	550	150	200	Ø10,5	~30
EV-5	3,75	315	995	1165	215	700	150	200	Ø10,5	~41
EV-7,5	5,6	380	790	985	280	500	200	250	Ø10,5	~63
EV-10	7,5	380	1075	1275	280	750	200	250	Ø10,5	~75
EV-15	11,25	420	1090	1315	320	700	250	300	Ø14,0	~100
EV-20	15	420	1375	1600	320	1070	250	300	Ø14,0	~120
EV-25	18,75	490	1200	1460	380	690	250	300	Ø17,0	~160
EV-30	22,5	490	1410	1690	380	1050	250	300	Ø17,0	~178
EV-40	30	550	1410	1680	440	1150	350	400	Ø17,0	~250
EV-50	37,5	550	1835	2145	440	1600	350	400	Ø17,0	~295
EV-60	45	665	1425	1755	545	1280	410	470	Ø17,0	~430
EV-75	56,25	665	1750	2085	545	1650	410	470	Ø17,0	~475
EV-100	75	725	1950	2305	610	1795	480	530	Ø17,0	~650
EV-125	93,75	725	2360	2735	610	2225	480	530	Ø17,0	~712

4.1.4 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO

Em primeira análise, têm-se os seguintes parâmetros-chave para a seleção desse equipamento.

- Fluido Refrigerante: R404a
- Temperatura do Evaporador: -10 °C
- Temperatura do Condensador: 45 °C
- Faixa de Superaquecimento: 10 K

- Faixa de Subresfriamento: 5 K
- Capacidade de Refrigeração: 35,16 kW
- Válvula de Expansão Termostática e Válvula Eletrônica

De acordo com tabela de propriedades termodinâmicas, do gás refrigerante HFC-404, obtêm-se os seguintes pontos de alta e baixa pressão, pela inserção da temperatura do condensador e do evaporador, segundo propriedades do fluido saturado,

$$T_{EV} = -10\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{EV} = 433,5\text{ kPa} \quad (19)$$

$$P_{EV} = 4,335\text{ bar} \quad (20)$$

$$T_{CD} = 45\text{ }^{\circ}\text{C} \rightarrow P_{CD} = 2044,5\text{ kPa} \quad (21)$$

$$P_{CD} = 20,445\text{ bar} \quad (22)$$

em adição encontra-se um valor para a diferença de pressão,

$$P_{CD} - P_{EV} = 20,445 - 4,335 = 16,11\text{ bar} \quad (23)$$

4.1.4.1 VÁLVULA DE EXPANSÃO TERMOSTÁTICA

Terminado esse processo, foi entrado com esses valores em tabelas do fabricante Danfoss, para válvulas de expansão termostática que atendessem as faixas solicitadas. Utilizou-se catálogos técnicos da linha de válvulas de expansão termostática com orifício cambiável da linha T5-T55, por apresentar válvulas que atendem sistemas de maior capacidade de refrigeração (8,17 kW à 182 kW), para refrigerante R404a., que possuem pressão de trabalho máxima de 28 bar.

Entretanto, é necessária uma aplicação de um fator de correção para a capacidade de refrigeração do sistema, esse valor é identificado por tab. (4.6), disponibilizada pela Danfoss, para o refrigerante R404a.

Tabela 4.6 - Fator de Correção da Capacidade de Refrigeração para o refrigerante R404a (Danfoss)

Subresfriamento (K)	2	4	10	15	20	25	30
Fator de correção	0,97	1,00	1,09	1,16	1,23	1,30	1,37

Assim, obtêm-se que,

$$Correção = 1,09 \quad (24)$$

$$Q_{EV,corr} = \frac{35,16}{1,09} = 32,27\text{ kW} \quad (25)$$

Um conjunto de tabelas é apresentado para o gás refrigerante R404a, em que é selecionada aquela correspondente à temperatura de condensação definida, onde se entrou com a temperatura do evaporador de -10 °C e com a capacidade de refrigeração corrigida, de acordo com tab. (4.7) em que se considera um valor igual ou superior à essa capacidade.

Tabela 4.7 - Seleção da Válvula de Expansão Termostática

Capacity in kW. Range: -40 – 10 °C.
Opening superheat sh = 4 K

SI units R404A/R507

Valve type	Orifice no.	Cond. temp. [°C]	Evap. temp. [°C]					
			-40	-30	-20	-10	0	10
TE 5	0.5	45	3.08	4.11	5.32	6.67	8.02	9.05
	1	45	5.65	7.57	9.81	12.3	14.7	16.5
	2	45	7.94	10.7	13.8	17.2	20.4	22.7
	3	45	9.85	13.2	17.2	21.6	25.9	29.0
	4	45	13.0	17.7	23.3	29.4	35.4	39.4
TE 12	5	45	16.1	21.9	29.1	37.8	47.4	55.3
	6	45	19.1	26.4	35.6	46.9	59.6	70.1
	7	45	23.1	31.4	42.0	55.7	71.9	86.8
TE 20	8	45	28.0	38.4	51.3	66.6	82.8	95.2
	9	45	29.5	40.7	55.0	73.0	93.2	110
TE 55	10	45	33.5	48.5	67.4	90.6	117	140
	11	45	36.2	52.5	72.9	97.9	126	150
	12	45	38.3	55.5	77.5	104	136	165
	13	45	44.6	65.3	91.8	125	162	196

Em conclusão, sendo 37,8 kW o maior valor após a capacidade de refrigeração corrigida, considerando a temperatura do evaporador de -10 °C, seleciona-se a válvula de modelo TE 12, com orifício número 5, com formato definido pelas fig. (4.4) e (4.5).

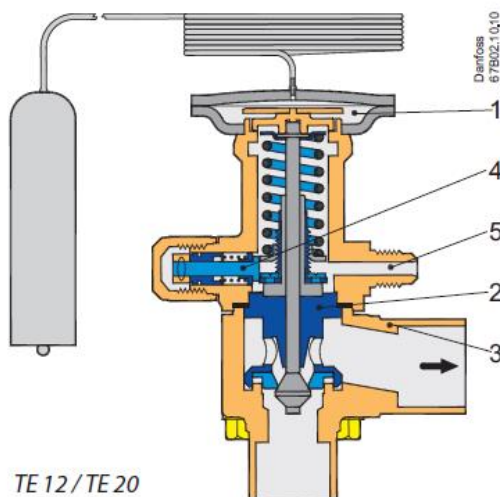


Figura 4.4 - Vista em Corte da VET

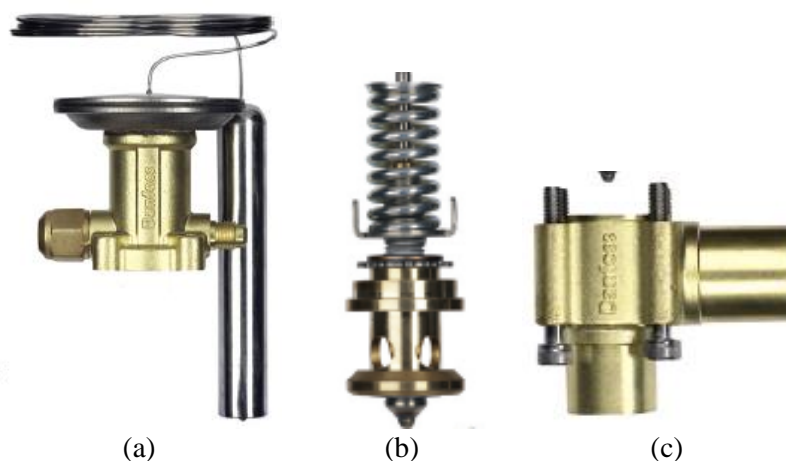


Figura 4.5 - Vista dos componentes da válvula de expansão termostática selecionada: a) Elemento Termostático; b) Conjunto de Orifício; c) Corpo da Válvula

4.1.4.2 VÁLVULA ELETRÔNICA

Para correta escolha da válvula de expansão com operação eletrônica foi necessária utilização do catálogo do Fabricante Danfoss, considerando a linha AKV, para refrigerantes fluorados (R404a), onde é definido e disponibilizado, inicialmente, um fator de correção para cada refrigerante, expresso na tab. (4.8), para ajuste da capacidade do evaporador, caso a taxa de subresfriamento ultrapasse o valor de 4 K.

Tabela 4.8 - Fator de Correção da Capacidade do Evaporador (Danfoss)

Fator de Correção	4 K	10 K	15 K	20 K	25 K	30 K	35 K	40 K	45 K	50 K
R22/R407C	1.00	0.94	0.90	0.87	0.83	0.80	0.77	0.74	0.72	0.69
R134a	1.00	0.93	0.88	0.84	0.80	0.76	0.73	0.70	0.68	0.65
R404A/R507	1.00	0.91	0.83	0.78	0.73	0.68	0.65	0.61	0.59	0.56
R410A	1.00	0.95	0.90	0.85	0.81	0.77	0.73	0.70	0.67	0.64
R744	1.00	0.91	0.86	0.81	0.77	0.73	0.69	0.66	0.63	0.60

Assim, considerando a capacidade do evaporador, obtém-se que,

$$Correção = 0,91 \quad (26)$$

$$Q_{EV,corr} = 35,16 \times 0,91 = 32,00 \text{ kW} \quad (27)$$

Para o refrigerante R404a e uma queda de pressão ao longo da válvula de 16,11 bar é disponibilizado a tab. (4.9) abaixo, para a seleção do dispositivo de acordo com a capacidade encontrada.

Tabela 4.9 - Seleção de válvula eletrônica para R134a (Danfoss)

Tipo de válvula	Capacidade [kW]
-----------------	-----------------

	em uma queda de pressão na válvula eletrônica Δp [bar]								
	2	4	6	8	10	12	14	16	18
Para R404a									
AKV 10-1	0.6	0.7	0.8	0.8	0.9	0.8	0.8	0.8	0.8
AKV 10-2	0.9	1.1	1.3	1.3	1.4	1.4	1.3	1.3	1.2
AKV 10-3	1.4	1.8	2.0	2.1	2.1	2.1	2.1	2.0	1.9
AKV 10-4	2.3	2.9	3.1	3.3	3.4	3.4	3.3	3.3	3.1
AKV 10-5	3.6	4.5	4.9	5.2	5.3	5.3	5.3	5.1	4.9
AKV 10-6	5.6	7.1	7.8	8.2	8.4	8.5	8.4	8.2	7.7
AKV 10-7	9.0	11.4	12.5	13.2	13.5	13.5	13.4	13.1	12.4
AKV 15-1	14.1	17.8	19.6	20.6	21.0	21.1	20.9	20.4	19.4
AKV 15-2	22.6	28.5	31.4	33.0	33.7	33.9	33.4	32.6	30.8
AKV 15-3	35.5	44.9	49.4	51.9	53.0	53.2	52.7	51.4	48.7
AKV 15-4	56.4	71.2	78.3	82.4	84.2	84.6	83.7	81.5	77.3
AKV 20-1	56.4	71.2	78.3	82.4	84.2	84.6	83.7	81.5	77.3
AKV 20-2	90.3	114	125	132	135	135	134	131	124
AKV 20-3	141	178	196	206	210	211	209	204	194
AKV 20-4	226	285	314	330	337	339	334	326	308
AKV 20-5	355	449	494	519	530	532	527	514	487

Em conclusão, sendo 48,7 kW o maior valor após a capacidade de refrigeração corrigida, seleciona-se a válvula de modelo AKV 15-3, com formato definido pelas fig. (4.6) e Tabela (4.10).

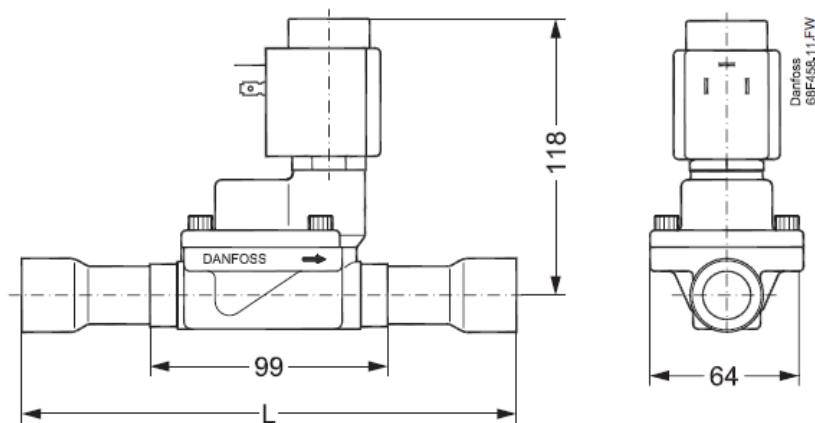


Figura 4.6 - Válvula Eletrônica AKV 15

Tabela 4.10 - Dimensões AKV 15-3

Tipo de Válvula	Entrada	Saída	Entrada	Saída	L	Peso líquido sem serpentina
	[pol.]	[pol.]	[mm]	[mm]		
AKV 15 -1	¾	¾	18	18	190	1.5

AKV 15-2	3/4	3/4	18	18	190	1.5
AKV 15-3	7/8	7/8	22	22	190	1.5
AKV 15-4	1 1/8	1 1/8	28	28	216	1.5

4.2 DISPOSITIVOS AUXILIARES

4.2.1 SEPARADOR DE ÓLEO

Projetado para propiciar o retorno do óleo ao compressor, em todas as etapas e período de funcionamento do sistema, a utilização desse acessório no sistema visa realizar essa função de maneira automática, reduzindo a película de óleo nas paredes interna dos tubos dos trocadores de calor, obtendo como resultado, uma melhora na eficiência do sistema e um aumento na vida útil do compressor.

Considerando o fabricante Elgin, é então disponibilizado tab. (4.11) para seleção do equipamento.

Tabela 4.11 - Seleção separador de óleo (Elgin)

Modelo	Conexões (Ø)	Capacidade Frigorífica						Qtde de Óleo a Adicionar [ml]
		[TR]						
		R-134a		R-22		R-404A		
		-40°C	+5°C	-40°C	+5°C	-40°C	+5°C	
SOE 012 S	1/2"	1	1,8	1,5	2	1,5	2	300
SOE 058 S	5/8"	3,3	4,5	4,5	5,5	4,5	5,8	400
SOE 078 S	7/8"	4,8	6,4	7,0	8	7,5	8,5	500
SOE 118 S	1 1/8"	6,4	8,5	9	10,5	9,5	11,5	600
SOE 138 S	1 3/8"	9,5	13,8	13	14	15	20	700

Portanto, é selecionado o separador de óleo, modelo SOE 118 S, com dimensões abordadas pela fig. (4.7) e tab. (4.12) abaixo.



Figura 4.7 - Separador de óleo (Elgin)

Tabela 4.12 - Dimensões separador de óleo (Elgin)

Modelo	Dimensões							
	A	B	C	D	F	G	H	K
	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]	[mm]
SOE 012 S	102	13	10	48	14	48	277	107
SOE 058 S	102	15	10	48	14	48	340	107
SOE 078 S	102	15	10	48	14	48	385	107
SOE 118 S	102	20	10	48	14	48	410	107
SOE 138 S	165	20	12	79	14	68	490	170

4.2.2 FILTRO SECADOR

Com a principal função de filtrar resíduos de umidade e bloquear eventuais elementos contaminantes e particulados existentes no interior da tubulação estanque e impedir que esses alcancem outros componentes do circuito, esses podem ser divididos em unidades com elemento secador ou sem.

Segundo (Cruz, 2016), a existência do particulado acima citado pode ter origem na deterioração do óleo lubrificante ou de algum componente do sistema, portanto, os filtros sem o elemento secador devem ter seu posicionamento localizado nos pontos mais frágeis e sensíveis da instalação, especialmente antes do dispositivo de expansão ou na linha de aspiração do compressor.

Ainda segundo (Cruz, 2016), a presença de umidade no circuito frigorígeno pode originar danos por corrosão nas válvulas do compressor, em contato com o óleo lubrificante pode vir a formar lamas e ainda em baixas temperaturas, durante a expansão, pode formar cristais de gelo que obturam o orifício das válvulas. Dentro do circuito frigorígeno, mesmo que as operações de carga do fluido refrigerante e

vácuo do sistema sejam feitas com perfeição, sempre haverá um resquício de umidade, sendo assim necessária a aplicação de um filtro com elemento secador. Sendo assim, nessa aplicação, um filtro secador é instalado na linha de líquido do sistema, representado pelo circuito na saída do condensador, antes do dispositivo de expansão.

Utilizando as definições acima como bases para a seleção, é utilizado um filtro de núcleo sólido da Danfoss com conexões de solda a cobre representado pelo modelo DML 085.

4.2.3 PRESSOSTATOS

Funcionando como medida de proteção do sistema, à partir de uma medição de pressão em um ponto da linha e baseado num valor de regulação estabelecido, o pressostato opera como uma contatora, abrindo o contato caso a medição atinge o valor de regulação e fechando o contato, caso contrário. São geralmente empregados na proteção de compressores e em válvulas solenoides no circuito de refrigeração.

Esses são classificados em:

- Pressostatos de baixa pressão;
- Pressostatos de alta pressão;
- Pressostatos diferenciais;
- Pressostatos duplos.

Sendo o pressostato duplo o resultado de uma combinação do pressostato de baixa pressão, com o pressostato de alta pressão, se utilizará na bancada de ensaios esse para controle da pressão de sucção (Pressão de baixa) e de descarga (Pressão de alta) dos compressores.

No controle da pressão de aspiração do compressor, provocam a parada do compressor, caso a pressão da linha de sucção atinja um valor mínimo, ou o rearme **automático**, caso essa atinja a pressão de arranque estipulada, definida por,

$$\textit{pressão de arranque} = \textit{pressão de parada} + \textit{diferencial} \quad (28)$$

Já no controle da pressão de descarga do compressor, provocam a parada do compressor, caso a pressão da linha atinja um valor máximo, e caso a pressão diminua a uma pressão de arranque estipulada é provocado o rearme **manual** do equipamento.

Em relação à primeira forma de controle, graças ao pressostato de regulação de baixa com rearme automático, será utilizado uma válvula solenoide atuada por termostato (solução desenvolvida no item 4.4) na linha de líquido, onde após o fechamento da válvula, e a aspiração de todo o fluido do evaporador,

se verifica a diminuição na pressão de aspiração do compressor e então o pressostato atua sobre o compressor, realizando a parada desse.

Assim é selecionado o pressostato, de acordo com tab. (4.13).

Tabela 4.13 - Pressostato duplo

Pressostato Ranco O17-H4705						
Tipo	Pressão máxima	Faixa de Medição	Diferencial	reset	Conexões	
	[bar]	[bar]	[bar]			
Low	Duplo	20	-0,3 à 7	2 à 8	Automático	1/4"
High		35	7 à 30	3,5	Manual	1/4"

O sistema de contato e uma visualização do pressostato podem ser identificados na fig. (4.8)

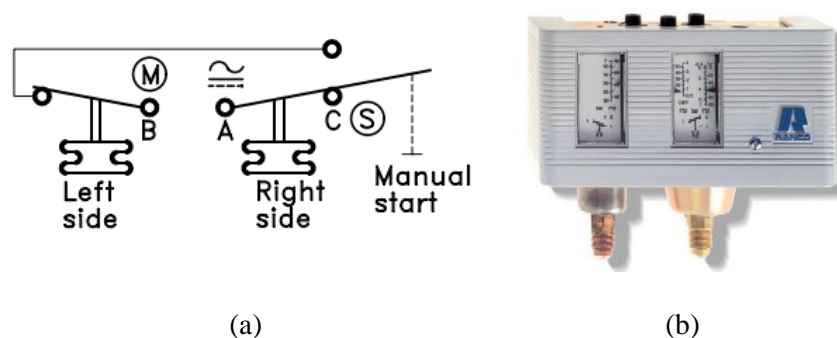


Figura 4.8 - Pressostato: (a) Sistema de contato (danfoss); (b) Pressostato Ranco

4.2.4 TERMOSTATO

Os termostatos tem como método padrão de funcionamento o mesmo associado aos pressostatos, onde um diferencial estipulado coordena ações de mudança da posição de contatos, proporcionando uma ação de controle *on/off*. Por outro lado esses equipamentos funcionam, tendo como base a aferição e valores de regulação estipulados para a temperatura.

De acordo com (Cruz, 2016), um termostato nos permite:

- Melhor aferição e controle da temperatura;
- Resfriamento rápido e indicação visual são funcionalidades adicionais com pequeno acréscimo de custo;
- Gestão da temperatura;
- Melhor consumo de energia

Conforme descrito no item 4.2.3, será associado ao evaporador um termostato, tendo como base valores para a temperatura de saída da água gelada, com operação de controle sobre uma válvula solenoide instalada na linha de líquido, para que seja possível manter *setpoint* estipulado para a bancada.

4.2.5 VÁLVULA SOLENÓIDE

Com sua instalação sendo identificada logo antes da válvula de expansão, na linha de líquido, como justificado no tópico anterior, tem ainda a função de evitar um golpe hidráulico quando a válvula é aberta, de acordo com fig. (4.9).

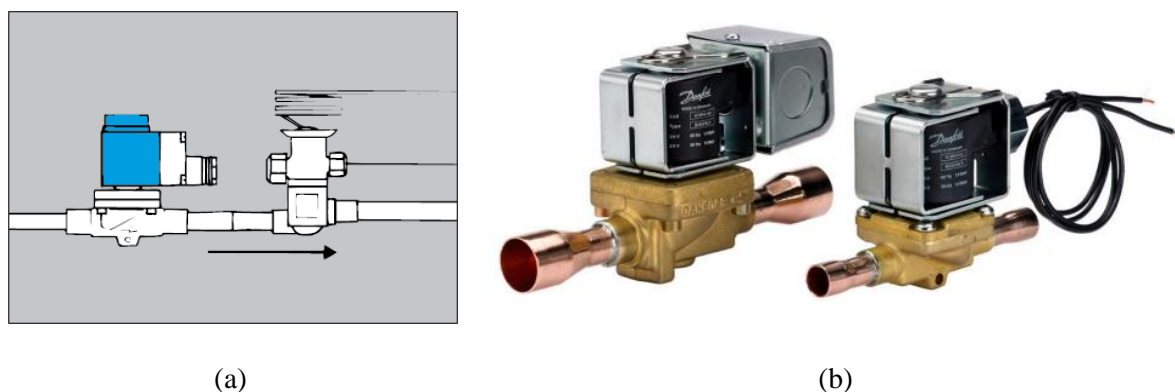


Figura 4.9 - Válvula solenoide (a) Proximidade (b) Válvula para refrigerante (Danfoss)

A válvula selecionada para o sistema (Normalmente Fechada) tem seu funcionamento coordenado por energização da sua bobina, que desloca para cima, quando acionada, uma armadura, para liberação do fluxo de gás refrigerante, conforme fig. (4.10)

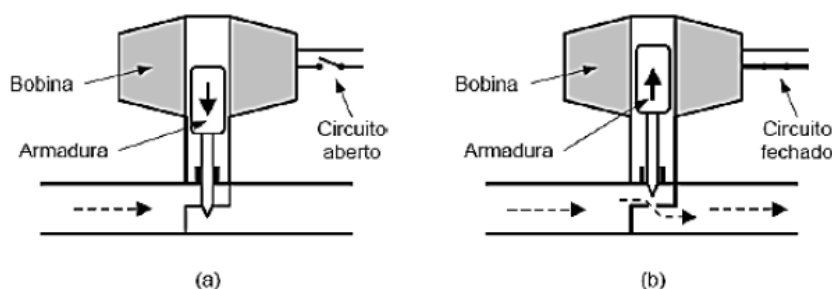


Figura 4.10 - Válvula Solenóide Normalmente Fechada (NC): (a) fechada (b) aberta (Cruz, 2016)

Entrando com os dados disponíveis em tab. (4.14) disponibilizada pela empresa Danfoss, seleciona-se a válvula solenoide EVR 15, específica para aplicações com refrigerantes fluorados.

Tabela 4.14 – Válvula Solenoide - Danfoss

	R22/R407C	R134a	R404A/R507
Capacidades para linha de líquido [TR]			
EVR 2	1.17	0.89	0.80
EVR 3	2.03	1.55	1.40
EVR 4	4.15	3.16	2.86
EVR 6	5.83	4.43	4.01
EVR 8	8.01	6.09	5.52
EVR 10	13.8	10.5	9.53
EVR 15	18.9	14.4	13.0
EVR 18	24.6	18.7	17.0
EVR 20	36.4	27.7	25.1
EVR 22	43.7	33.3	30.1
EVR 25	72.8	55.4	50.2
EVR 32	116.5	88.7	80.3
EVR 40	182.0	138.5	125.4

Os dados técnicos e desenho da válvula solenoide estão dispostos em fig. (4.11).

Funcionamento	NC
Perda de carga para 10 TR [bar]	0,21
Faixa de temperatura [°C]	-40 à 100
pressão máxima [bar]	31
Conexão [pol]	5/8
Dimensões [mm]	
L	175
L2	13
H1	-
H2	85
H3	-
H4	54
B	55
B1	52

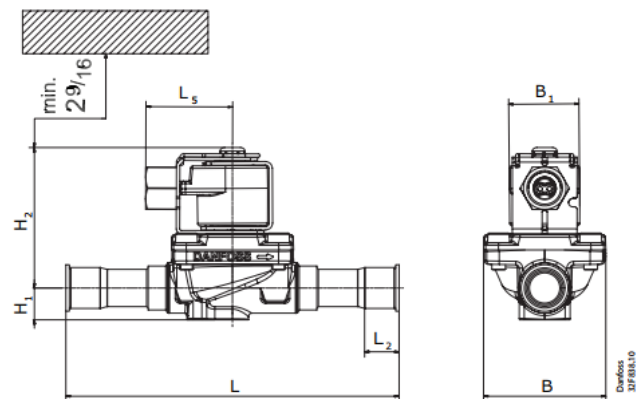


Figura 4.11 - Válvula Solenoide EVR 15

4.3 DIMENSIONAMENTO DA TUBULAÇÃO FRIGORÍGENA

Após a seleção dos componentes principais referentes ao ciclo de compressão é possível uma visualização 3D preliminar do sistema, disponível na figura (4.12).

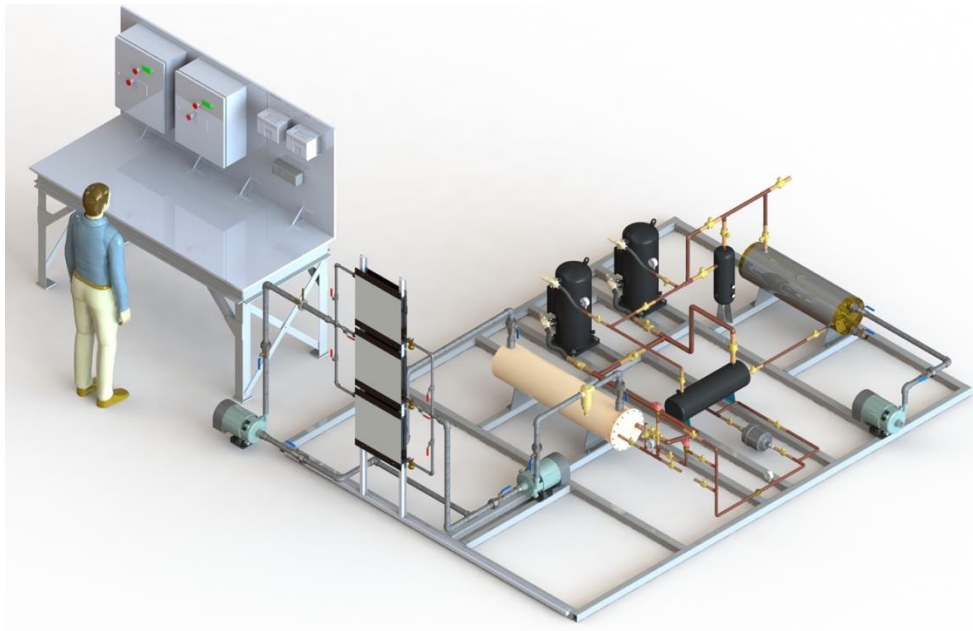


Figura 4.12 - Visualização 3D da bancada de refrigeração

Sendo definido e identificado o posicionamento dos componentes e equipamentos do sistema, parte-se então para o dimensionamento da tubulação frigorígena, para definição de diâmetros e perdas de carga associadas, tendo como base os Handbooks da ASHRAE e melhores práticas de mercado.

4.3.1 MATERIAL DA TUBULAÇÃO

Em um sistema como dessa bancada de ensaios, é importante considerar as condições de aplicação para selecionar o material adequado para a tubulação, em que para a escolha do material da tubulação da linha de refrigerante foi utilizado os seguintes fatores.

- Tipo de fluido na tubulação
- Temperatura e pressão de trabalho do fluido
- Melhores práticas de mercado

Também se utilizou, como uma forma de assistência para a correta escolha do material da tubulação, as normas ASME Standard B31.5 e ASHRAE Standard 15, que regulamentam o dimensionamento das tubulações de refrigerante e Handbook ASHRAE 2008 – *System and Equipment*, onde define -se o cobre, do tipo L, como material para a linha frigorígena, com juntas brasadas e conexões de cobre forjado.

4.3.2 DIVISÃO DO DIMENSIONAMENTO

De forma a prosseguir com dimensionamento da tubulação, é necessário à divisão do sistema em três partes para uma análise mais aprofundada, onde cada segmento apresenta diferentes definições e preocupações, tal como a fig. (4.13).

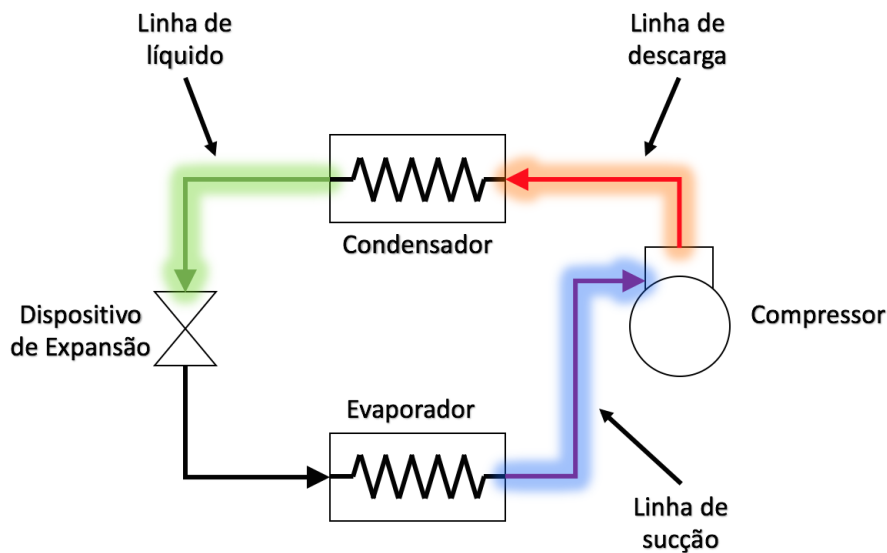


Figura 4.13 - Distinção das linhas frigorígenas

Na linha de descarga, a perda de carga influencia a potência requerida pelo compressor, pois, à medida que essa aumenta, um maior valor para a pressão de descarga desse equipamento é necessário. Em adição, um aumento adicional no diâmetro, que se encontra além do ótimo, causa um custo inicial não recuperado pela diminuição do custo da compressão durante a vida útil do compressor. A mesma preocupação se faz presente na linha de sucção, pois ao reduzir a pressão de sucção do compressor pode-se prejudicar o desempenho desse elemento.

Já na linha de líquido, a perda de carga não é crítica, pois a queda de pressão que não ocorrer nesse trecho, ocorrerá no dispositivo de expansão. Em adição, como a densidade do líquido é elevada em relação ao vapor, para uma mesma vazão mássica, o diâmetro dessa linha será menor que das outras. Contudo, é necessário limitar essa perda de carga, a fim de garantir a entrada de apenas líquido ao dispositivo de expansão, pois caso a perda de pressão seja muito elevada, pode ocorrer a entrada de mistura, o que prejudica o funcionamento da válvula de expansão termostática.

Assim esse sistema será dimensionado visando assegurar uma correta alimentação dos equipamentos, pela utilização de diâmetros adequados nas linhas, para que não haja uma perda de carga excessiva, mantendo o sistema limpo e seco. Adotara-se como base a minimização dos custos e maximização da eficiência.

Visa-se também que a perda de carga não exceda uma pressão diferencial equivalente a uma mudança correspondente na temperatura de saturação. Portanto, como primeira providência para definição das perdas de carga ao longo do sistema, têm-se a determinação da temperatura de saturação.

Enfim, para o material selecionado, tubulação de cobre tipo L, e para o refrigerante R404a, é apresentado tabela com capacidades das linhas de sucção, descarga e líquido em anexo, retirada do Handbook ASHRAE 2010 – *Refrigeration*, utilizada como referência para o projeto.

4.3.3 LINHA DE LÍQUIDO

Para esse caso, como dito, a perda de carga não deve ser muito elevada a fim de evitar a formação de vapor na entrada da válvula termostática, portanto o sistema será projetado de modo que a perda de pressão nesse trecho não seja maior que aquela correspondente a uma redução de 0,5 K na temperatura de saturação.

Portanto, com ajuda de tabela em anexo, para uma temperatura de condensação de 45 °C, obtêm-se que,

$$Queda\ da\ temp.\ de\ sat. = (L_{tub} * \Delta t) * \left(\frac{C_{frigorífica}}{C_{Tabela}} \right)^{1,8} \quad (29)$$

em que, Δt representa a queda da temperatura de saturação por metro, adotando o valor de 0,02 K/m. Sabendo assim que a capacidade do sistema é de 35,16 kW, obtêm-se de acordo com tabela disponível em anexo IV que,

$$C_{frigorífica} = 35,16\ kW \rightarrow C_{Tabela} = 46,80\ kW \quad (30)$$

de modo que,

$$C_{Tabela} = 46,80\ kW \rightarrow \varnothing\ da\ linha\ de\ líquido = 22\ mm \quad (31)$$

Portanto, a partir de arquivo CAD foi possível medir um comprimento total de trecho reto de 3,658 metros, com 6 curvas de 90°, tendo essas, comprimento equivalente de 0,5 metro cada. Sendo assim há um total de 6,658 metros, obtêm-se que,

$$Queda\ da\ temp.\ de\ sat. = (6,658 * 0,02) * \left(\frac{36,16}{46,80} \right)^{1,8} = 0,084\ K \quad (32)$$

o que se identifica a ser bastante aceitável, visto que, de acordo com fabricantes, o diâmetro de saída para o fluido refrigerante, no condensador CFA-15, é de 22 mm (7/8”), já para o evaporador Evacon EV-15, a entrada do refrigerante possui um diâmetro de 20 mm (3/4”).

4.3.4 LINHA DE SUÇÃO

Como antes dito, a linha de sucção é mais crítica do que as linhas de líquido e de descarga do ponto de vista do projeto e construção, portanto essas devem ser projetadas de modo a propiciar perdas de carga mínimas em carga plena, para que possibilite o retorno do óleo do evaporador ao compressor em condições de carga mínima. Essa linha em geral é dimensionada de tal forma que a perda de carga seja menor que uma mudança equivalente na temperatura de saturação da ordem de 0,5 K.

De acordo com parâmetros iniciais de projeto a temperatura saturada de sucção é de 0 °C, assim a queda da temperatura de saturação é novamente dada por,

$$\text{Queda da temp. de sat.} = (L_{\text{tubulação}} * \Delta t) * \left(\frac{C_{\text{frigorífica}}}{C_{\text{Tabela}}}\right)^{1,8} \quad (33)$$

em que, Δt representa a queda da temperatura de saturação por metro adotando o valor de 0,04 K/m. Sabendo que, a Capacidade do sistema é de 20,4 kW, obtêm-se, por interpolação, de acordo com tabela em anexo que,

$$C_{\text{frigorífica}} = 35,16 \text{ kW} \rightarrow C_{\text{Tabela}} = 49,74 \text{ kW} \quad (34)$$

de modo que,

$$C_{\text{Tabela}} = 49,74 \text{ kW} \rightarrow \varnothing \text{ da linha de sucção} = 42 \text{ mm} \quad (35)$$

De acordo com visualização 3D do sistema, sabe-se que a linha de sucção possui 1,77 metros em trecho reto e 3 curvas, com 0,5 metro cada de comprimento equivalente, sendo assim, tem-se um total de 2,67 metros, obtendo-se que,

$$\text{Queda da temp. de sat.} = (2,67 * 0,04) * \left(\frac{35,16}{49,74}\right)^{1,8} = 0,06 \text{ K} \quad (36)$$

O valor atual para a queda de temperatura de saturação se encontra muito abaixo do aceitável de 0,5 K. Portanto recalculando o valor da queda de temperatura pro próximo diâmetro menor (35 mm), obtêm-se o seguinte valor para a queda de temperatura,

$$\text{Diâmetro da linha de sucção} = 35 \text{ mm} \rightarrow C_{\text{Tabela}} = 34,97 \text{ kW} \quad (37)$$

$$\text{Queda da temperatura de saturação} = (2,267 * 0,04) * \left(\frac{35,16}{34,97}\right)^{1,8} = 0,09 \text{ K} \quad (38)$$

De acordo com o apresentado, o valor para o diâmetro da linha de sucção encontra-se bem dimensionado, devido ao fato de que a queda de temperatura de saturação relativa à perda de carga é menor que 0,5 K.

4.3.5 LINHA DE DESCARGA

Perdas de pressão em linhas de descarga aumentam a potência requerida pelo compressor e diminuem sua capacidade de refrigeração, assim a perda de carga será projetada para não exceder uma queda de temperatura de saturação equivalente da ordem de 0,5 K.

No dimensionamento dessa linha, a perda de carga é mantida em um valor mínimo por um dimensionamento “generoso”, mantendo, contudo, as velocidades necessárias para o arraste do óleo em todas as condições de carga, dado pela tabela (4.15).

Tabela 4.15 – Velocidades Recomendadas para a Linha de Gás (ASHRAE, 2010)

Linha de Sucção	4,5 à 20 m/s
Linha de Descarga	10 à 18 m/s

Assim, o dimensionamento procede-se da mesma maneira das demais linhas, para uma temperatura saturada de sucção de 0 K. Portanto o diâmetro da linha de descarga e a queda de temperatura de saturação devido à perda de carga da tubulação são obtidos por uma primeira análise,

$$C_{frigorífica} = 35,16 \text{ kW} \rightarrow C_{Tabela} = 49,02 \quad (39)$$

em que,

$$C_{Tabela} = 49,02 \text{ kW} \rightarrow \text{Diâmetro da linha de sucção} = 35 \text{ mm} \quad (40)$$

Assim, para um comprimento de linha equivalente de 4,05 metros, onde 2,55 metros equivalem ao trecho de linha reta e 1,5 metro equivale às três curvas de 90°, obtêm-se que,

$$\text{Queda da temperatura de saturação} = (4,05 * 0,02) * \left(\frac{35,16}{49,02}\right)^{1,8} = 0,045 \text{ K} \quad (41)$$

para o valor estipulado como parâmetro para o dimensionamento (0,5 K), a tubulação na linha de descarga se encontra muito superdimensionada, portanto para um diâmetro abaixo (22 mm), é alcançado à seguinte configuração,

$$\text{Diâmetro da linha de sucção} = 22 \text{ mm} \rightarrow C_{Tabela} = 26,93 \text{ kW} \quad (42)$$

$$\text{Queda da temperatura de saturação} = (4,05 * 0,02) * \left(\frac{35,16}{26,93}\right)^{1,8} = 0,13 \text{ K} \quad (43)$$

Em conclusão, é apresentada em tabela (4.16), a configuração da tubulação de refrigerante.

Tabela 4.16 - Configuração da tubulação de refrigerante à partir de dimensionamento

	Diâmetro da tubulação de refrigerante
Linha De Líquido	18 mm
Linha De Sucção	35 mm
Linha De Descarga	22 mm

4.4 CIRCUITO DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO

4.4.1 APPROACH E VAZÃO DE PROJETO

Sendo definido nos parâmetros de projeto, que a temperatura de entrada de água de condensação no condensador / saída das torres de resfriamento, adota um valor de 29,5°C, e com a intenção de apresentar um valor médio para a diferença de temperatura de entrada e saída da água no condensador, assim como um *approach* razoável para esse sistema, define-se 35°C como sendo um valor para a temperatura de saída de água de condensação.

Essa definição resulta em um *approach* de 5 K e uma diferença de temperatura de 5,5 K. Como ilustrado na fig. (4.14).

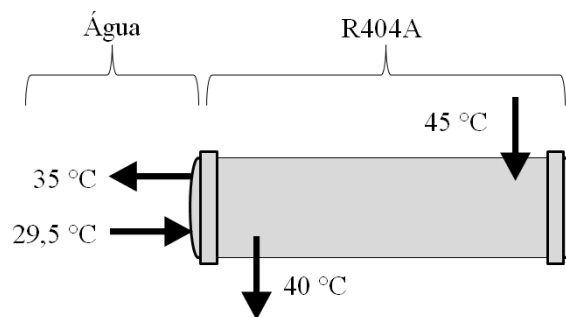


Figura 4.14 - Temperaturas E/S condensador

Para obtenção da vazão no circuito de água de condensação utiliza-se a equação abaixo,

$$q_{cd} = \dot{m} \times c \times \Delta T \quad (44)$$

conhecendo o valor de q_{cd} , calor trocado no condensador, de 15 TR, ou 45.254 Kcal/h, obtêm se uma vazão definida por,

$$1 (TR) = 3.024 (kcal/h) = \dot{m}(m^3/h) \times 1000 \times 5,5(^{\circ}C) \quad (45)$$

$$vazão = 3.024/5.500 = 0,5498 m^3/h/TR \quad (46)$$

$$vazão = 8,25 m^3/h = 2,292 \times 10^{-3} m^3/s \quad (47)$$

4.4.2 DEFINIÇÃO ESQUEMÁTICA DO CIRCUITO

Nessa definição é importante avaliar o elemento de controle que terá a função de manter a temperatura de água de resfriamento no valor definido como *setpoint*, entretanto não se recomenda a utilização de válvula de três vias.

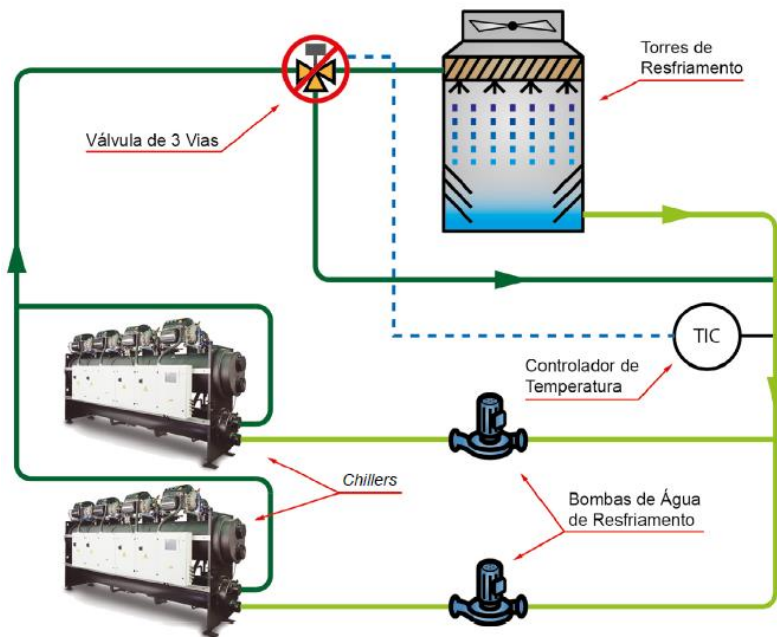


Figura 4.15 - Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres (Transcalor Ltda) (apud Brasil, 2017)

Consoante a Brasil (2017), a figura (4.15) indica uma válvula de 3 vias instalada próxima à entrada das torres, entretanto, essa posição não é recomendável. Considerando que o sistema é aberto, há grande possibilidade de presença de ar na linha de retorno próxima à entrada das torres e pressão é praticamente a pressão atmosférica. Quando a via do *by-pass* se abre, devido à queda de pressão na linha, haverá um fluxo de ar direto para a sucção das bombas de condensação.

Outro arranjo não recomendado é ilustrado pela fig. (4.16) com a válvula de 3 vias instalada na saída da torre, com o *by-pass* proveniente de um trecho da tubulação de retorno dos *Chillers*, com pressão mais elevada, pois implica em uma perda de carga extra na sucção das BACs, entre outros problemas.

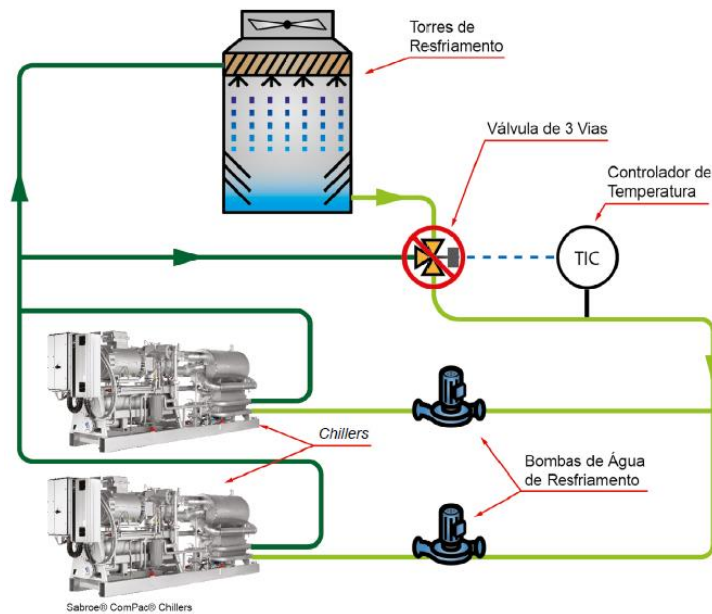


Figura 4.16 - Válvula de 3 vias para o controle da temperatura de saída de água das torres (Johnsons Controls BE Ltda) (apud Brasil, 2017)

Por fim é apresentada na fig. (4.17), a solução que será adotada nessa bancada, com o controlador de temperatura atuando sobre inversor de frequência instalado no motor do ventilador da torre de resfriamento para diminuir a vazão de ar, mantendo a temperatura de saída da torre, assim como a vazão de projeto de água de condensação.

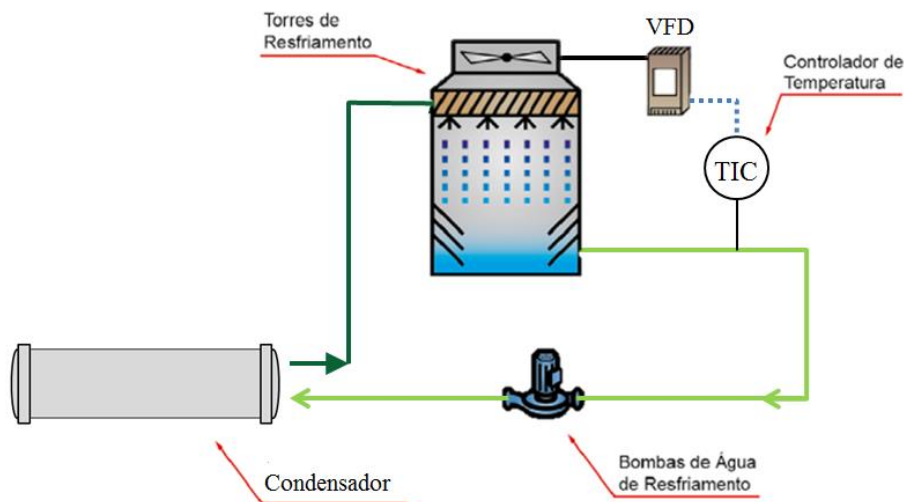


Figura 4.17 – Versão simplificada da solução adotada - Inversor de frequência no motor da torre de resfriamento para controle de temperatura de saída da água (Johnsons Controls BE Ltda) adaptado de (apud Brasil, 2017)

Um diagrama mais detalhado e completo pode ser observado em plano conceitual da bancada em anexo.

4.4.3 TORRE DE RESFRIAMENTO

Com a função de transmitir calor da água ao ar, a partir da evaporação de uma pequena quantidade de água, para que essa possa ser empregada novamente no sistema de refrigeração (condensador), a torre de resfriamento será empregada nessa bancada, como visto nos itens anteriores.

As torres de resfriamento podem ser classificadas em três principais tipos de construção

- Fluxo de corrente cruzada
- Fluxo contra corrente

Nesse projeto, por apresentar uma capacidade de refrigeração relativamente pequena, comparado a grandes sistemas de refrigeração, se faz vantajoso a aplicação do último tipo de construção, sendo assim, utiliza-se catálogo da empresa Alfaterm, para de torres de resfriamento com ventiladores axiais, que apresenta distribuição de água por gravidade, utilizando como parâmetro de selecionamento, a capacidade do condensador e vazão de água de condensação.

Outro dado muito importante para a seleção ou dimensionamento da torre de resfriamento é a temperatura de bulbo úmido (TBU), que limita o resfriamento da água nesse equipamento. De acordo com tabela A.5, do Anexo A, da norma ABNT NBR 16401-1-2008, *instalações de ar-condicionado – sistemas centrais e unitários*, é apresentado valores para a temperatura de bulbo úmido para a região de Brasília, apresentado em tab. (4.17)

Tabela 4.17 - TBU para Brasília (ABNT NBR 16401-1-2008)

Valores para região de Brasília		
Frequência Anual	TBS [°C]	TBU [°C]
0,4%	32,1	21,9
1%	31,1	21,5
2%	30,2	21,1

Assim considerando para uma frequência anual de 0,4%, uma temperatura de bulbo úmido de 21,9 °C, como valor mínimo, é selecionado a torre modelo ASP-80/2/1,5/6-BGA, da série M, de acordo com tab. (4.18)

Tabela 4.18 - Torre de Resfriamento (Alfaterm)

ASP-80/2/1,5/6-BGA	
Tipo	Contra corrente
Série	M
Nível de Ruído	Silencioso
TBU [°C]	24
Capacidade [TR]	14,7

Ainda não foi definido o local de instalação da torre de resfriamento, sabendo-se que apenas essa deverá ser instalada em ambiente externo, portanto para a consideração dos cálculos de perda de carga na tubulação, para definição da altura manométrica da bomba, foi considerado um valor aproximado do que se espera para essa linha.

4.4.4 MATERIAL DA TUBULAÇÃO

Dada as condições de projeto, a linha tem como função apenas o transporte de água doce limpa, com reação neutra ($6 < \text{pH} < 10$) e temperatura moderada de trabalho (menor que $60\text{ }^{\circ}\text{C}$), ou seja, a água não passa por nenhum processo de tratamento químico.

Sabendo que a instalação da torre de resfriamento será em ambiente externo, o caminho referente à linha de tubulação será dado, provavelmente, de forma não enterrada.

Tendo em vista essas considerações apresentadas, com análise fundada no melhor custo-benefício, em que a utilização de um bom material, que suporte as intempéries do trabalho solicitado, não é descartada, será utilizado, como base para os cálculos de dimensionamento do diâmetro hidráulico, o aço carbono galvanizado, de revestimento de zinco depositado a quente, com classificação ASTM A-53, com diâmetros comerciais baseados em Norma ANSI. B. 36.10 e fabricação sem costura.

Em virtude de a linha apresentar uma baixa criticidade, onde a tubulação não é muito exigida em termos da pressão e temperatura, o meio de ligação de tubos a ser utilizado para a linha será por ligação rosqueada, sendo que esta possibilita a fácil execução, possui baixo custo e é altamente utilizada em pequenos diâmetros.

4.4.5 DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO – VELOCIDADE ECONÔMICA

Para obtenção de uma boa estimativa para início da iteração do método de calcula do diâmetro hidráulico pela perda de carga, é utilizada uma base de acordo com a velocidade econômica recomendada por norma.

O método é baseado na seleção de uma tubulação que atenda a condição de conduzir o fluido numa condição econômica de transporte, sendo admitido por,

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V(Q, D)}} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{Q}{V_{\text{econômica}}}} \quad (48)$$

em que,

- D [mm], diâmetro nominal do tubo;

- Q [m³/s], vazão;
- V [m/s], velocidade.

A velocidade econômica recomendada, considerado o transporte de água doce, é disposta tab. (4.19), retirada da norma ABNT NBR 16401-1, onde os limites de velocidade são determinados por considerações de custo das tubulações, ruídos e erosão.

Tabela 4.19 - Velocidade Econômica (ABNT NBR 16401-1)

Aplicação	Velocidade [m/s]
Recalque de bombas	2,4 à 3,6
Sucção de bombas	1,2 à 2,1
Geral	1,5 à 3,5

Assim, utilizando uma velocidade econômica de 2,0 m/s para a sucção da bomba de água de condensação (saída da torre) e 3,0 m/s para o recalque da bomba, obtêm-se um diâmetro aproximado descrito por,

$$D_{sucção} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{2,292 \times 10^{-3}}{2,0}} = 0,0382 \text{ m} = 38,2 \text{ mm} \quad (49)$$

$$D_{recalque} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{2,292 \times 10^{-3}}{3,0}} = 0,0312 \text{ m} = 31,2 \text{ mm} \quad (50)$$

sendo assim, os diâmetros comerciais foram obtidos de acordo com norma ABNT NBR 5580 – **Tubos de aço-carbono para usos comuns na condução de fluidos – Especificação**, descrito pela tab. (4.20) abaixo, onde é destacado os tubos que mais se aproximam do valor encontrado nas equações (49) e (50).

Tabela 4.20 - Diâmetros Comerciais (ABNT NBR 5580)

Diâmetro nominal interno		Diâmetro externo	Classe Leve			Classe Média		
			Espessura de parede	Peso aproximado		Espessura da parede	Peso aproximado	
				Preto	Galvanizado		Preto	Galvanizado
pol.	mm	mm	mm	kg/m	kg/m	mm	kg/m	kg/m
1/4	8	13,5	2	0,57	-	2,35	0,65	
3/8	10	17,2	2	0,75	0,8	2,35	0,86	0,92
1/2	15	21,3	2,25	1,06	1,13	2,65	1,22	1,31
3/4	20	26,9	2,25	1,37	1,47	2,35	1,58	1,69
1	25	33,7	2,65	2,03	2,17	3,25	2,44	2,61
1 1/4	32	42,4	2,65	2,69	2,78	3,25	3,14	3,36
1 1/2	40	48,3	3	3,35	3,58	3,25	3,61	3,86
2	50	60,3	3	4,24	4,54	3,65	5,1	5,46

2 1/2	65	76,1	3,35	6,01	6,43	3,65	6,52	6,98
3	80	88,9	3,35	7,07	7,56	4,05	8,47	9,06
3 1/2	90	101,6	3,35	8,12	8,68	4,25	10,2	10,91
4	100	114,3	3,75	10,22	10,93	4,5	12,19	13,04

De acordo com os diâmetros apresentados parte-se então para uma nova iteração, de acordo com a equação (48), onde é levantado novas velocidades de escoamento para o valor de diâmetro interno selecionado.

$$V(Q, D) = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \quad (51)$$

para D.N 32 mm,

$$V(D.N. = 32 \text{ mm}) = 1,273 \times \frac{2,292 \times 10^{-3}}{(32 \times 10^{-3})^2} = 2,85 \text{ m/s} \quad (52)$$

para D.N 40 mm,

$$V(D.N. = 40 \text{ mm}) = 1,273 \times \frac{2,292 \times 10^{-3}}{(40 \times 10^{-3})^2} = 1,82 \text{ m/s} \quad (53)$$

Assim, uma vez selecionadas as classes de tubos que podem ser utilizados e suas velocidades calculadas, é realizado uma análise, onde caso essa seja superior à velocidade econômica definida, o tubo não é adequado.

Então é definido como melhor diâmetro, aquele que se encontra imediatamente abaixo ou no limite inferior da faixa das velocidades econômicas, representado, nesse caso, pelo Tubo em Aço Carbono Galvanizado, sem costura, Schedule 40, extremidades com rosca BSP, conforme norma ABNT NBR 5590 (ASTM A53 Grau A) sem luvas, DN 40 (para a linha de sucção) e DN 32 (para a linha de recalque).

4.4.6 BOMBA DE ÁGUA DE CONDENSAÇÃO

Considerando um desnível geométrico de três metros e uma perda de carga de sete metros de coluna de água, tanto para a linha de recalque, como para a linha de sucção, constrói-se a tabela (4.21), com os parâmetros para seleção da bomba.

Tabela 4.21 - Parâmetros para a seleção da bomba

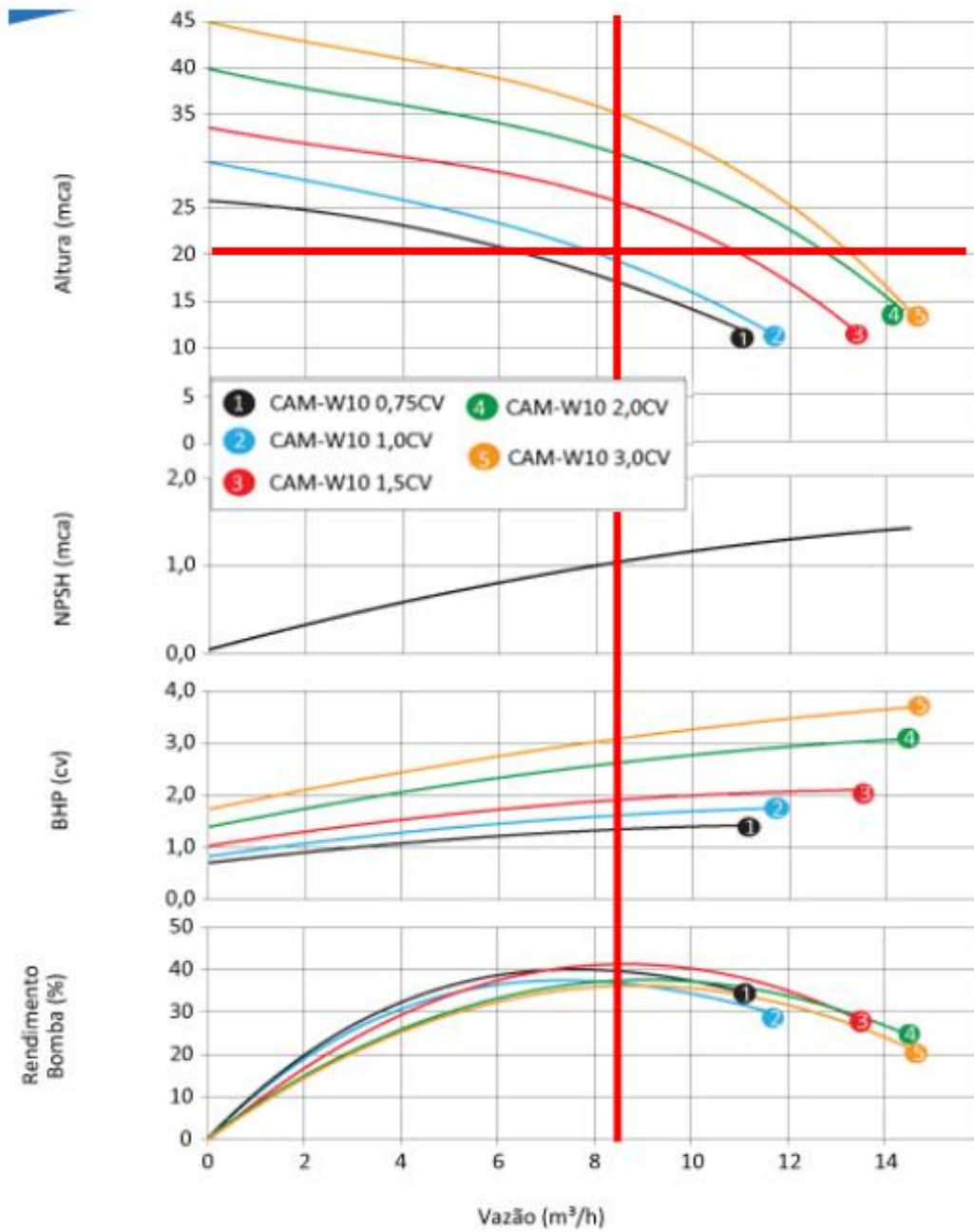
Trecho	Linha de Sucção	Linha de Recalque
Perda de carga (mca)	7,0	7,0
Desnível Geométrico (m)	3,0	30
Altura Manométrica total (mca)		20,0
Vazão (m ³ /h)		8,25

Para a seleção, utilizou-se catálogos do fabricante DANCOR de bombas centrífugas de aplicações Múltiplas da série CAM, com frequência de 60 hz, onde definiu-se como ótimo a utilização do modelo CAM-W10, onde é apresentado em tab. (4.22), as configurações da bomba e em fig. (4.23), a curva da bomba selecionada, onde é possível visualizar que essa atende a demanda.

Tabela 4.22 - CAM-W10 (Dancor)

Alimentação	Trifásico, 220 V/ 380 V	
Potência	1,5 cv	
Tubulação	Sucção	1. 1/2"
	Elevação	1" (Flange 1.1/2")
Rosca	BSP	
Diâmetro rotor	143 mm	
Altura máxima	33 mca	
Vazão	8,2 m ³ /h	
Altura para vazão determinada	26 mca	
Rotação	2 pólos - 3500 rpm - 60 Hz	

Tabela 4.23 - Curva de Desempenho da CAM-W10 (Dancor)



4.4.7 SEPARADOR DE SUJEIRA – ZEPARO CYCLONE

Em conjunto com a empresa IMI Hydronics Engineering, foi sugerido a instalação do separador de sujeira e magnetita, Zeparo Cyclone (fig. (4.18)).



Figura 4.18 - Separador de sujeira e magnetita, Zeparo Cyclone (IMI Hydraulics)

Esse tem como principais características a separação por meio de tecnologia ciclônica (fig. (4.19)), limpando o sistema em menos ciclos, onde esse deve ser montado no retorno da unidade que deve ser protegida (*fan coils*), não havendo distância mínima exigida para curvas de tubo, etc., antes ou depois do Zeparo Cyclone.

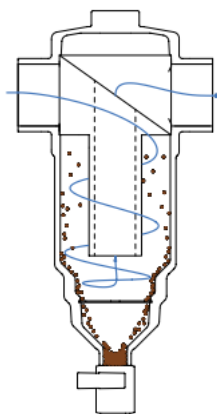


Figura 4.19 - Exemplo de funcionamento do Zeparo Cyclone (IMI Hydraulics)

4.5 CIRCUITO DE ÁGUA GELADA

4.5.1 *APPROACH*, DIFERENÇA DE TEMPERATURA E VAZÃO DE PROJETO

Considerando uma temperatura de saída de água gelada do evaporador de 7 °C (*setpoint* de água gelada) e consoante ao parâmetros de projeto, onde define-se uma diferença de 5,5 K entre a temperatura de entrada e saída de água gelada no evaporador, obtêm-se um *approach* no evaporador de 7 K, e temperatura de retorno conforme ilustra a fig. (4.20).

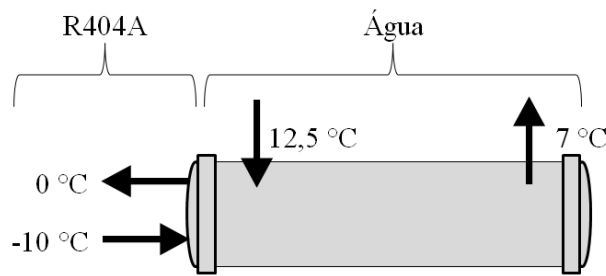


Figura 4.20 - Temperaturas E/S Evaporador

Portanto, assim como no condensador, utiliza-se a equação abaixo para obtenção da vazão,

$$q_{ev} = \dot{m} \times c \times \Delta T \quad (54)$$

em que, conhecendo o valor de q_{ev} , calor trocado no evaporador, de 10 TR, conforme parâmetros de projeto, ou 30.259 Kcal/h, obtêm-se uma vazão definida por,

$$1 (TR) = 3.024 (kcal/h) = \dot{m}(m^3/h) \times 1000 \times 5,5(^{\circ}C) \quad (55)$$

$$vazão = 3.024/5.500 = 0,5498 m^3/h/TR \quad (56)$$

$$vazão = 5,50 m^3/h = 1,528 \times 10^{-3} m^3/s \quad (57)$$

4.5.2 DEFINIÇÃO ESQUEMÁTICA DO CIRCUITO

Um sistema de água gelada pode ser dividido em três seções: a produção, sendo identificada como o circuito de refrigerante ou, mais especificamente, o evaporador; as unidades terminais, simbolizadas por equipamentos simuladores de carga térmica (*fan coils*), solução que será exemplificada mais a frente; e a distribuição, exemplificada pelas linhas de tubulações, que tem a função de transportar a água gelada até a serpentina do fan-coil e vice-versa.

Nessa definição, procurou-se trabalhar com um sistema que aborda um circuito primário e secundário de água gelada (fig. (4.21)), onde, conforme Brasil (2017), esse tipo de solução é composto por uma bomba no circuito primário, dedicada a manter uma vazão de água constante no evaporador casco e tubo (BAGP – bomba de água gelada – circuito primário) e uma bomba de água gelada no circuito secundário (BAGS), dimensionada com vazão variável (utilização de inversores de frequência) com controle em função da vazão total dos *fan coils* para atender a carga térmica.

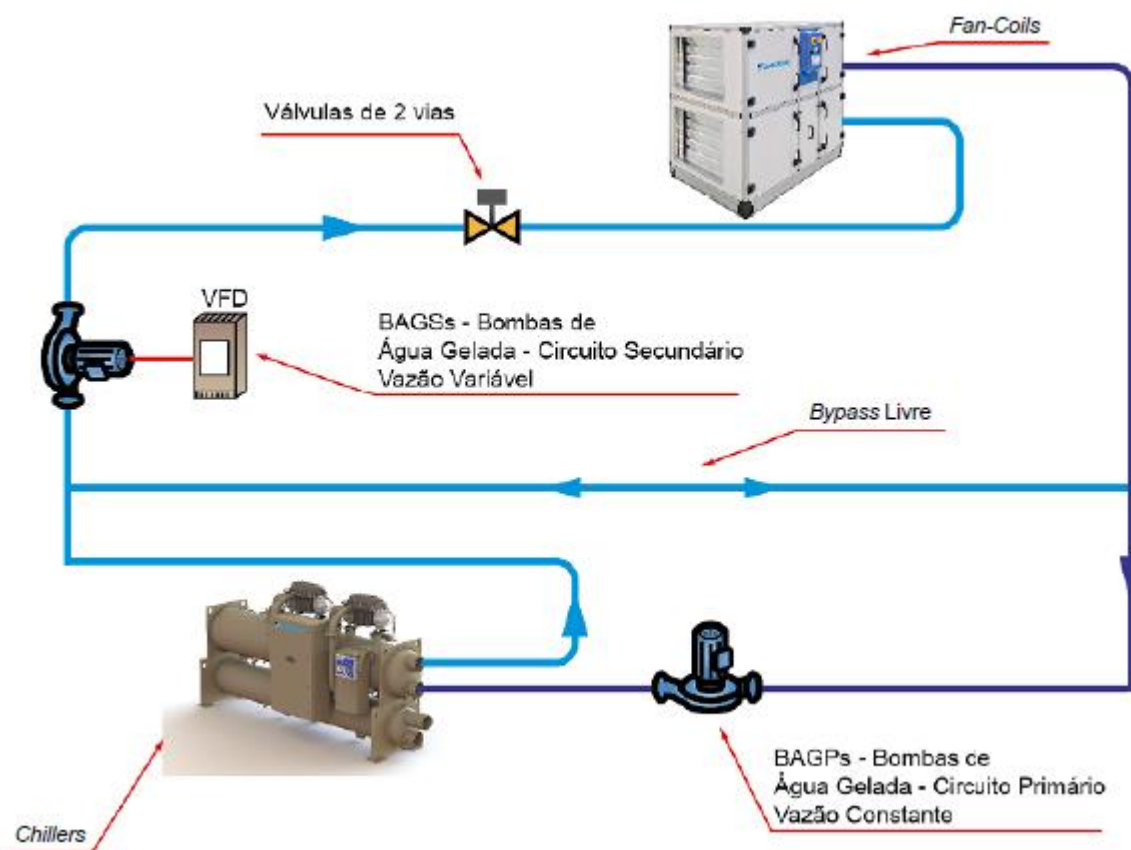


Figura 4.21 - Versão simplificada da solução adotada - Inversor de frequência na BAGS (Daikin do Brasil Ltda) adaptado de (apud Brasil, 2017)

O sistema possui um *by-pass* entre os dois circuitos (primário e secundário), sem nenhum controle, que tem a função de apenas balancear os dois circuitos e mantê-los na mesma pressão de sucção.

Para uma visualização mais detalhada do sistema, observar plano conceitual da bancada em anexo.

Segundo Brasil (2017), as principais vantagens desse sistema são:

- Ótimo controle;
- Menor consumo de energia no sistema de água gelada;
- Circuito primário opera com variação discreta de vazão.

Onde para que a primeira vantagem esteja presente, é necessária uma boa execução do TAB (atividades de Testes, Ajustes e Balanceamento) do sistema de água gelada, que será visto mais a frente.

Sendo, o controle de vazão de água na bomba de água gelada do circuito secundário (BAGS), realizado de forma indireta, em função da diferença de pressão desse circuito, deverá ser instalado, na linha do *fan coil* que apresenta a maior perda de carga, transdutores de pressão, com a função de enviar sinais analógicos ao inversor de frequência da BAGS.

4.5.3 FAN COIL – SOLUÇÃO PARA CONTROLE DA CARGA TÉRMICA

Visando os objetivos de projeto e com a finalidade de se observar o funcionamento da bancada para cargas parciais, é interessante ter a possibilidade de variar e controlar a carga térmica do sistema, onde o seu valor máximo deve ser igual à capacidade de refrigeração com a bancada operando em plena carga, definida nos parâmetros de projeto (próximo a 10 TR).

Portanto, como solução de controle da carga térmica, será implementada uma resistência elétrica com controle de temperatura por termostato, entre o ventilador (*fan*) e a serpentina (*coil*) de um *fan coil* hidrônico.

Com a finalidade de visualizar e possibilitar a análise de sistemas de balanceamento hidrônico, é interessante a aplicação de mais de um *fan coil* no circuito de água gelada, conforme aborda plano conceitual da bancada em anexo.

Essa solução não será totalmente desenvolvida nesse projeto, onde se define apenas para uma modelagem inicial, que será utilizado três unidades simuladores de carga térmica (*fan coil* + resistência elétrica controlada por termostato) de igual capacidade máxima, onde somadas devem ser próximas a capacidade de refrigeração da bancada (3,33 TR para cada unidade).

4.5.4 MATERIAL DA TUBULAÇÃO

Conforme condições apresentadas no item 4.4.4, em que a linha tem como função apenas o transporte de água doce limpa, onde a água não passa por nenhum processo de tratamento químico e o caminho referente à linha de tubulação será dado de forma não enterrada, será utilizado o mesmo material definido para as tubulações de água de condensação, o aço carbono galvanizado, de revestimento de zinco depositado a quente, com classificação ASTM A-53, com diâmetros comerciais baseados em Norma ANSI. B. 36.10 e fabricação sem costura, com meio de ligações rosqueado.

4.5.5 DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO – VELOCIDADE ECONÔMICA

Dimensionando o sistema para a máxima vazão, é necessário fazer esse dimensionamento especificamente para os ramais de tubulações dos *fan coils*, onde considerando que cada equipamento terá a mesma capacidade, define-se uma mesma vazão para cada linha, de acordo com fig. (4.22).

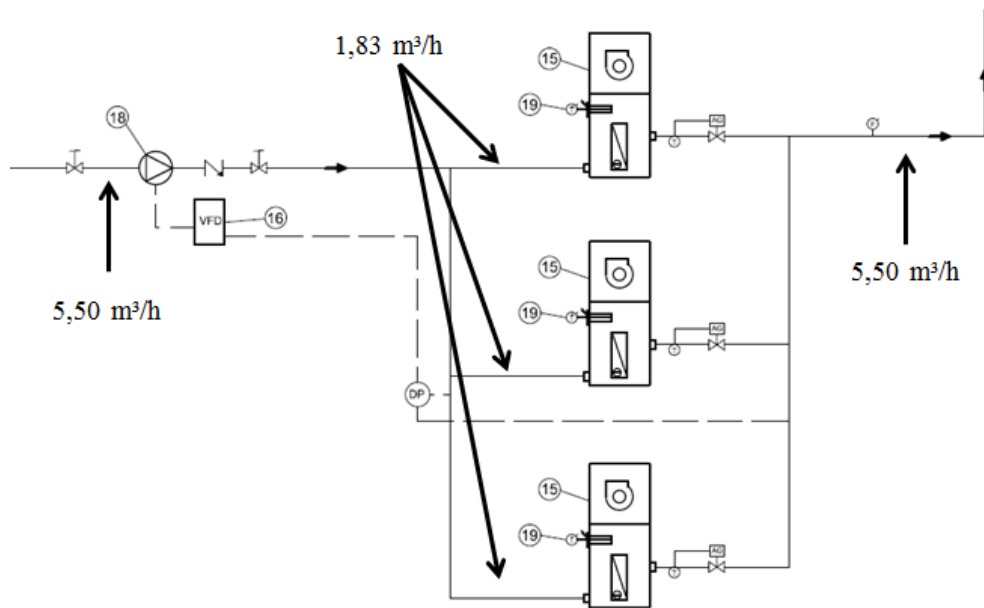


Figura 4.22 - Vazão proporcional dos fan coils

Utilizando a mesma metodologia abordada no item 4.4.5, em que,

$$D = \sqrt{\frac{4 \times Q}{\pi \times V(Q, D)}} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{Q}{V_{econômica}}} \quad (58)$$

onde, conforme tabela (4.23), utilizando uma velocidade econômica de 2,0 m/s para a sucção da bomba de água gelada primária (saída dos fan coils e bypass) e 2,5 m/s para o recalque da bomba, obtêm-se um diâmetro aproximado descrito por,

$$D_{sucção} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{1,528 \times 10^{-3}}{2,0}} = 0,0312 \text{ m} = 31,2 \text{ mm} \quad (59)$$

$$D_{recalque} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{1,528 \times 10^{-3}}{2,5}} = 0,0279 \text{ m} = 27,9 \text{ mm} \quad (60)$$

porém, para as tubulações de saída e entrada dos fan coils, considerando uma velocidade econômica recomendada de 3,0 m/s obtêm-se,

$$D_{fan\ coil} \approx 1,128 \times \sqrt{\frac{0,508 \times 10^{-3}}{3,0}} = 0,0147 \text{ m} = 14,7 \text{ mm} \quad (61)$$

sendo assim, os diâmetros comerciais foram obtidos de acordo com norma ABNT NBR 5580 – **Tubos de aço-carbono para usos comuns na condução de fluidos – Especificação**, descrito pela tab. (4.24) abaixo, onde é destacado os tubos que mais se aproximam do valor encontrado nas equações (59), (60) e (61).

Tabela 4.24 - Diâmetros Comerciais (ABNT NBR 5580)

Diâmetro nominal interno		Diâmetro externo	Classe Leve			Classe Média		
			Espessura de parede	Peso aproximado		Espessura da parede	Peso aproximado	
				Preto	Galvanizado		Preto	Galvanizado
pol.	mm	mm	mm	kg/m	kg/m	mm	kg/m	kg/m
1/4	8	13,5	2	0,57	-	2,35	0,65	
3/8	10	17,2	2	0,75	0,8	2,35	0,86	0,92
1/2	15	21,3	2,25	1,06	1,13	2,65	1,22	1,31
3/4	20	26,9	2,25	1,37	1,47	2,35	1,58	1,69
1	25	33,7	2,65	2,03	2,17	3,25	2,44	2,61
1 1/4	32	42,4	2,65	2,69	2,78	3,25	3,14	3,36
1 1/2	40	48,3	3	3,35	3,58	3,25	3,61	3,86
2	50	60,3	3	4,24	4,54	3,65	5,1	5,46
2 1/2	65	76,1	3,35	6,01	6,43	3,65	6,52	6,98
3	80	88,9	3,35	7,07	7,56	4,05	8,47	9,06
3 1/2	90	101,6	3,35	8,12	8,68	4,25	10,2	10,91
4	100	114,3	3,75	10,22	10,93	4,5	12,19	13,04

De acordo com os diâmetros apresentados parte-se então para uma nova iteração, de acordo com a equação (58), onde é levantado novas velocidades de escoamento para o valor de diâmetro interno selecionado.

$$V(Q, D) = \frac{Q}{A} = \frac{4 \times Q}{\pi \times D^2} \quad (62)$$

para D.N 15 mm, considerando a tubulação de menor vazão dos *fan coils*,

$$V(D.N. = 15 \text{ mm e } Q = 0,508 \times 10^{-3}) = 1,273 \times \frac{0,508 \times 10^{-3}}{(15 \times 10^{-3})^2} \quad (63)$$

$$= 2,87 \text{ m/s}$$

para D.N 25 mm,

$$V(D.N. = 25 \text{ mm}) = 1,273 \times \frac{1,528 \times 10^{-3}}{(25 \times 10^{-3})^2} = 3,11 \text{ m/s} \quad (64)$$

para D.N 32 mm,

$$V(D.N. = 32 \text{ mm}) = 1,273 \times \frac{1,528 \times 10^{-3}}{(32 \times 10^{-3})^2} = 1,90 \text{ m/s} \quad (65)$$

Uma vez selecionadas as classes de tubos que podem ser utilizados e suas velocidades calculadas, é realizado uma análise, onde caso essa seja superior à velocidade econômica definida, o tubo não é adequado.

Então é definido como melhor diâmetro, aquele que se encontra imediatamente abaixo ou no limite inferior da faixa das velocidades econômicas, representado, nesse caso, pelo Tubo em Aço Carbono Galvanizado, sem costura, Schedule 40, extremidades com rosca BSP, conforme norma ABNT NBR 5590 (ASTM A53 Grau A) sem luvas, DN 32 (para a linha de recalque e sucção) e DN 15 (para ramais correspondentes a alimentação e retorno dos *fan coils*).

4.5.6 BALANCEAMENTO E CONTROLE

Segundo a empresa IMI Hydronics Engineering, para que um Sistema Hidrônico atinja as condições de trabalho previstas em projeto com a garantia da máxima eficiência e o mínimo consumo de energia, é necessário ter a possibilidade de medir e ajustar as vazões em todos os circuitos do sistema com o correto posicionamento das válvulas, levando em conta os seguintes pontos: medição e ajuste de vazão, pressão e temperatura.

Ainda conforme IMI Hydronics Engineering, se o equilíbrio correto do Sistema não está estabelecido, o resultado será a distribuição desigual do fluxo em alguns dos terminais, conforme ilustra fig. (4.23). Ou seja: o desempenho não será assegurado em todas as partes da instalação. Apenas um conjunto adequado e válvulas de balanceamento pode garantir a correta distribuição do fluxo no sistema, independentemente de quaisquer alterações de pressão dentro do Sistema.

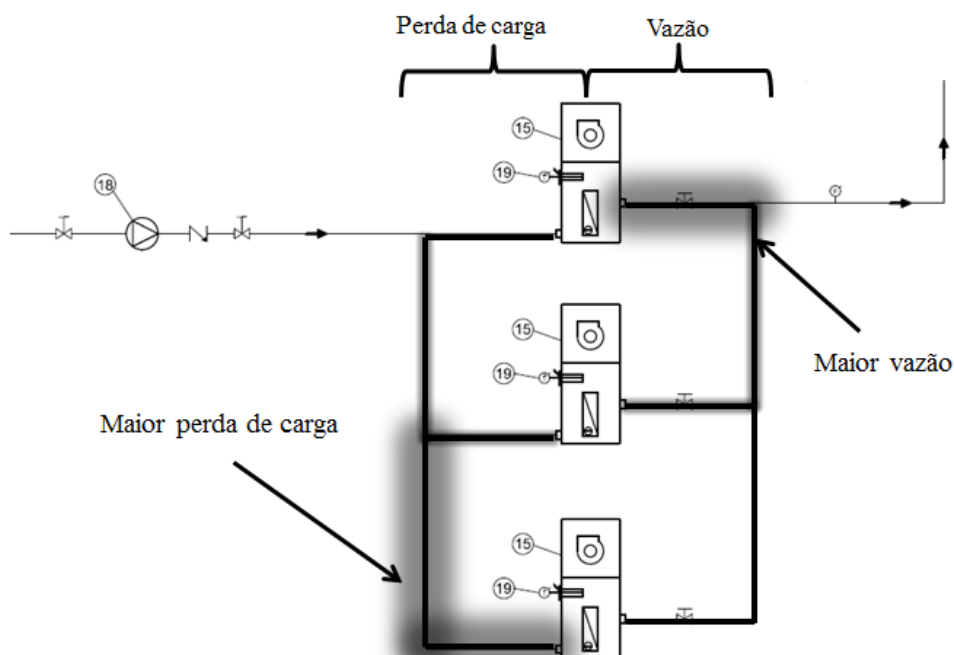


Figura 4.23 – Sistema não balanceado

Portanto em um Sistema não balanceado, proporcionalmente, a tubulação com a maior perda de carga tende a ter a menor vazão de água gelada, pois essa “prefere” percorrer o caminho que apresenta menor restrição ao seu fluxo, sendo necessário a realização de um balanceamento hidráulico, onde a

vazão e água para cada *fan coil* irá variar de acordo com a solicitação de carga térmica, ilustrado pela fig. (4.24).

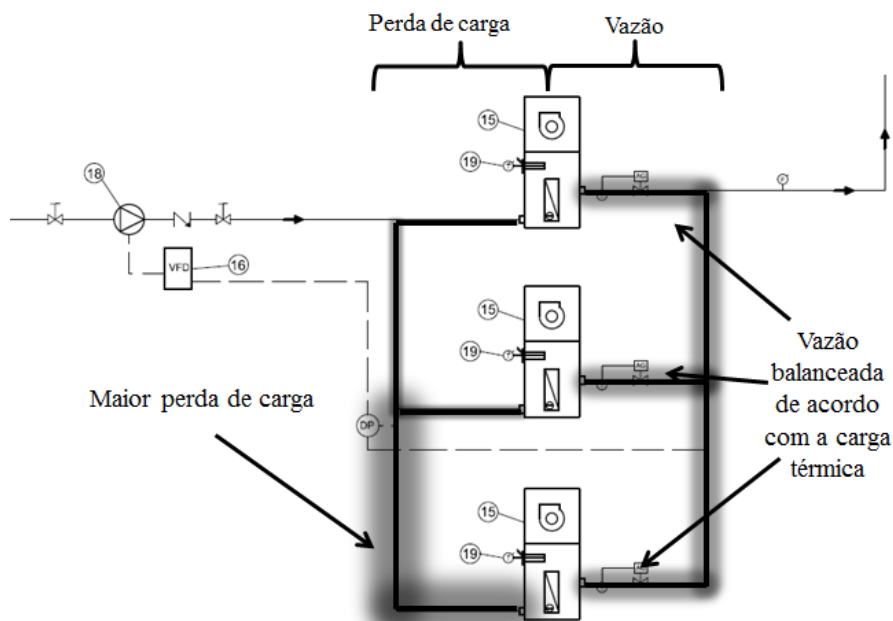


Figura 4.24 - Sistema balanceado

Com auxílio da empresa IMI Hydronic Engineering, especialista em todos os tipos de sistemas hidráulicos (fluxo constante e variável, balanceamento estático e dinâmico), foi gerado como solução para esse problema a implementação de válvulas combinadas de balanceamento e controle no retorno de cada *fan coil*, que permitem ajustar a vazão de projeto para cada circuito do sistema e controlar o fluxo para atender cargas parciais.

Sendo recomendada, a utilização do novo lançamento da empresa, a válvula combinada, TA-Modulator (fig. (4.25)) que garante preciso controle de temperatura, com controlador de pressão diferencial incorporado, o atuador de configuração digital, TA-Slider, que possibilita uma otimização do sistema, por meio da medição da vazão e da pressão disponível, assim como diagnósticos.



(a)



(b)

Figura 4.25 – Soluções IMI Hydronics: (a) TA-Modulator; (b) TA-Slider

No processo de comissionamento do sistema, o processo referente as atividades de Testes, Ajustes e Balanceamento (TAB) é crítico, pois é a partir desse que se garante um ótimo controle e efetividade

do sistema. Para auxílio nessa etapa, é necessário instrumentos para medição de vazão, pressão e outras condições nas válvulas, onde é recomendada, pela empresa IMI Hydronics Engineering, a aplicação do TA-Scope, ilustrado pela fig. (4.26).



Figura 4.26 - TA-Scope (IMI Hydronics Engineering)

Conforme empresa desenvolvedora do sistema, esse equipamento é instrumento de balanceamento que mede e documenta pressão diferencial, vazão e temperatura e potências em sistema hidráulico, permitindo ganhar agilidade e economia no processo de balanceamento.

Assim como no circuito de água de condensação, também foi sugerida por empresa IMI Hydronics Engineering, a utilização do filtro separador de sujeira Zeparo Cyclone.

5 CONTROLE, AUTOMAÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO

5.1 DEFINIÇÃO DE VARIÁVEIS DE INTERESSE E INSTRUMENTAÇÃO

Tendo a bancada sido projetada com objetivos bem definidos de aplicação em ensino e pesquisa, é necessário que essa apresente uma densa instrumentação embarcada, para que seja possível retirar variáveis de interesse, porém, inicialmente, é necessário definir quais variáveis são essas.

- Circuito de gás refrigerante
 - Temperatura
 - Condensador (entrada e saída);
 - Evaporador (entrada e saída);
 - Dispositivo de Expansão (entrada);
 - Compressores (entrada e saída);
 - Pressão
 - Condensador (entrada e saída);
 - Evaporador (entrada e saída);
 - Dispositivo de Expansão (entrada);
 - Compressores (entrada e saída);
 - Vazão de refrigerante
 - Linha de descarga;
- Circuito de água gelada e água de condensação
 - Vazão de água
 - No circuito secundário, antes dos fan coils (água gelada);
 - Identificação de fluxo de água
 - Evaporador;
 - Condensador.

Considerando primeiramente o circuito de gás refrigerante, é interessante analisar temperaturas de entrada e saída nos trocadores dos equipamentos pertinentes a esse sistema, assim como uma avaliação da pressão, para que possa ter um conhecimento dos pontos do ciclo de compressão a vapor e verificação do funcionamento de cada equipamento. Em relação à vazão, essa é de extrema significância para análise do ciclo, sendo identificada na linha de descarga, depois do separador de óleo.

Como o intuito da visualização dessas medidas em IHM, a partir de uma lógica de automação, define-se a utilização, para as variáveis de temperatura, de termopar do tipo K MTK-01, com especificações de acordo com fig. (5.1) e tab. (5.1).



Figura 5.1 –Ponta Termopar tipo K MKT-01

Tabela 5.1 - Especificações MKT-01

Tipo / Junção	Tipo K / Junção Chromel-Alumel
Faixa de Medida	-40°C ~ 204°C
Precisão	± 2,2°C
Comprimento do cabo	Aproximadamente 1170 mm
Conector	Tipo miniaura compensado

Para as variáveis de pressão, onde se deseja utilizar um sensor confiável, será aplicado um sensor transdutor de pressão absoluta, modelo MPX5700AP (fig. (5.2)), que apresenta uma relação de voltagem de saída mais linear, permitindo uma leitura de pressão mais clara, onde a tabela (5.2) apresenta suas especificações técnicas.



Figura 5.2 - Sensor transdutor de pressão MPX5700AP

Tabela 5.2 - Especificações Transdutor de pressão MPX5700AP

Faixa de pressão operacional	15 kPa à 700 kPa (2,18 ~ 101,5 PSI)
Tensão de alimentação	5 V
Sensor caso estilo	867B-04
Nº de pinos	6
Pinos úteis	3
Corrente de suprimento	7 mA
Faixa de temperatura de operação	-40°C à 125°C
Dimensões (CxLxA)	29 x 37 x 8 mm

Para o sistema de água gelada e água de condensação, é necessária a identificação de fluxo de água tanto no evaporador casco e tubo, como no condensador, assim como a medição de vazão depois da bomba de água gelada secundária e bomba de água de condensação.

Dada a importância da medição da vazão para avaliação do sistema e com auxílio da empresa IMI Hydronics Engineering, foi definido, no circuito secundário de água gelada e no circuito de água de condensação, a utilização da placa de orifício, modelo MDFO, com pontos de medição de pressão definidos, conforme ilustra fig. (5.3).



Figura 5.3 - Placa de orifício, MDFO (IMI Hydronics Engineering)

Porém, para o circuito secundário de água gelada, sabendo que esse apresentará uma vazão variável, de acordo com a carga térmica, é interessante uma leitura da vazão em tempo real, sendo sugerida a associação da placa de orifício desse sistema com o TA-Link, em que esse se comunicará com a automação à ser projetada para a bancada. Esse equipamento, ilustrado pela fig. (5.4), permite uma medição da pressão diferencial e consequentemente a vazão na placa de orifício, assim como nas válvulas IMI.



Figura 5.4 - TA-Link (IMI Hydronics Engineering)

A aplicação do TA-Link no circuito de água de condensação não é tão interessante, visto que esse opera com variação discreta da vazão, mantendo sempre uma vazão constante de projeto.

Para avaliação dessa variável no circuito de refrigerante também será utilizado uma placa de orifício excêntrica, da empresa wika, identificada na fig. (5.5), apropriado para medições de vazão de líquido e gases (depois do separador de óleo), onde o diferencial de pressão gerado pelo elemento primário para medição de vazão é transformado em um sinal elétrico proporcional a taxa de vazão por um transmissor de pressão diferencial.



Figura 5.5 - Placa de orifício, circuito de R404A (Wika)

5.2 SISTEMA DE AUTOMAÇÃO

De maneira a facilitar e conduzir- com segurança o funcionamento da bancada de ensaios, é necessário a aplicação de um sistema de controle e automação, com utilização de um controlador lógico programável (CLP), onde alguns pré-requisitos devem ser satisfeitos e respeitados durante a operação. Assim a automação desse sistema visou controlar o processo de start-up da bancada, assim como gerar alarmes em casos de falhas e gerenciar aberturas de certas válvulas com acionamento elétrico, importantes para perfeita operação do sistema.

5.3 LINGUAGEM DE PROGRAMAÇÃO - LADDER

Em conformidade com Silveira (1998), o programador transmite à unidade de processamento central, ou no caso, um controlador lógico, as ações a serem seguidas e variáveis a serem monitoradas, por meio das diferentes linguagens de programação, podendo ser através de controle por relés, parâmetros idiomáticos e blocos funcionais (apud Manoel, 2015).

Sendo padronizada pela norma IEC 61131-3, a linguagem de programação *Ladder Diagram* (diagrama escada) é uma linguagem classificada como gráfica, e será usada como base na programação do controlador lógico programável.

5.4 CONTROLADOR LÓGICO PROGRAMÁVEL

O sistema de automação e controle será todo baseado no fabricante Allen-Bradley / Rockwell Automation, com controlador lógico programável da linha ControlLogix 5570 de grande porte, com uma integração com módulos E/S da linha ControlLogix 1756.

O Controlador ControlLogix 5570 apresenta movimento integrado em EtherNet/IP para aplicações de movimento de alta velocidade, funcionando com associação de módulos de E/S digital, analógico e relé, instalados no rack, para atender todas as necessidades de aplicação da bancada de ensaios.

A configuração acima apresentada, representado pela fig. (5.6), é identificada e disponibilizada no laboratório do Grupo de Automação e Controle & GIAI da Universidade de Brasília (GRACO-UnB), a qual é utilizada para realização do projeto de automação.



Figura 5.6 - Controlador Lógico Programável utilizado (GRACO-UnB)

É também utilizado um conjunto de softwares e plataformas, que suportam a família Allen-Bradley ControlLogix de controladores programáveis, para que se possa oferecer todo o suporte ao CLP, onde o software RSLinx, proporciona acesso do CLP às outras ferramentas Allen-Bradley, contendo um conjunto de diagnósticos e técnicas de otimização de dados, realizando a perfeita comunicação com entre computador e controlador programável, onde essa é efetuada a partir de um cabo RS-232, conforme ilustra a fig. (5.7).



Figura 5.7 - Cabo RS232 para conexão com PC

Uma visualização da tela do RSLinx Classic pode ser obtida a partir da fig. (5.8).

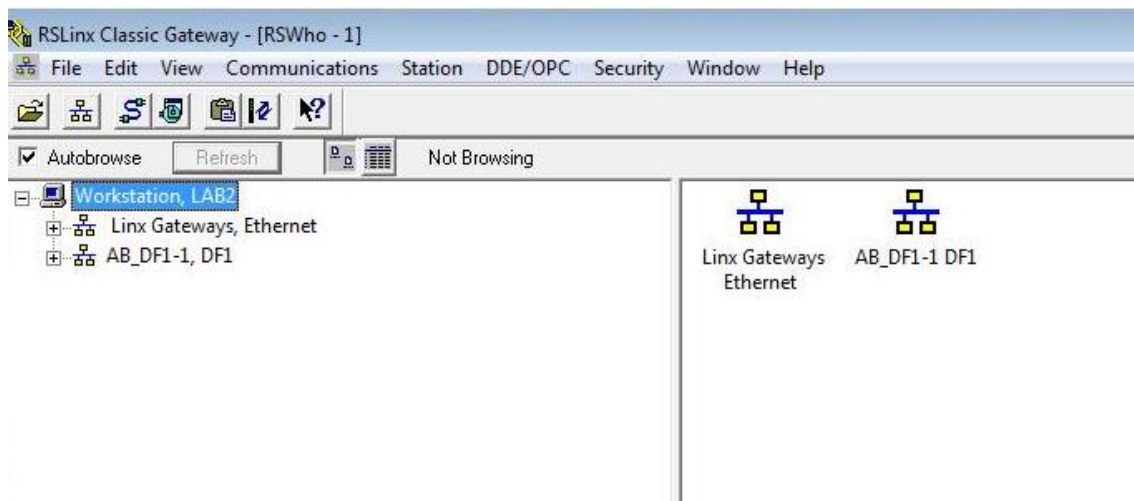


Figura 5.8 - Software de comunicação com PC - RSLinx

Já, para a configuração da programação que coordenará informações de entradas e saídas (I/O, do inglês *in-out*), em linguagem Ladder, é utilizado o software RSLogix 5000, onde esse também aceita linguagens de programação como texto estruturado, bloco de função e editores sequenciais. A fig. (5.9) ilustra a tela do RSLogix 5000.

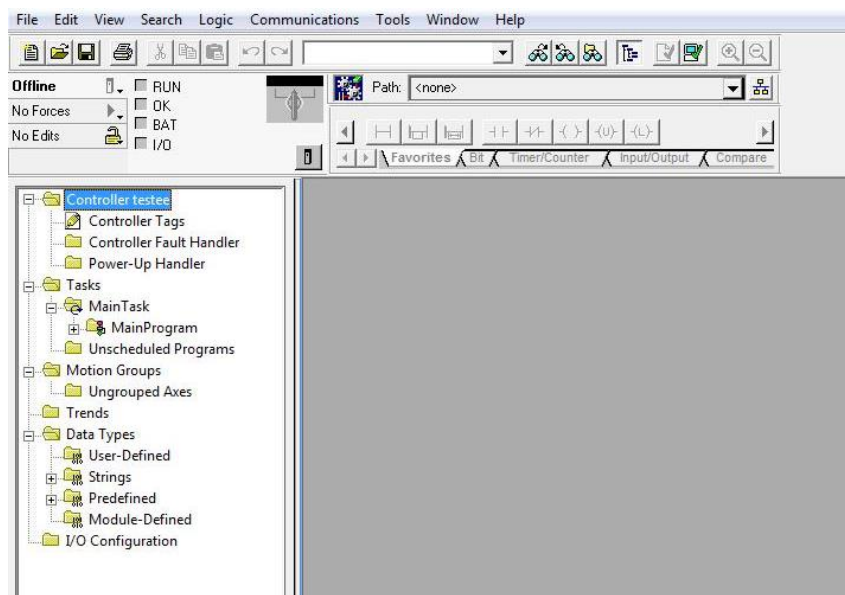


Figura 5.9 - Software para programação - RSLogix 5000

E para desenvolvimento de uma tela de supervisão, que possibilita a rápida observação de todas as variáveis de interesse a partir de uma Interface Homem-Máquina (IHM), é utilizado a ferramenta RSVIEW32.

5.5 VARIÁVEIS MONITORADAS

A tabela (5.3) descreve as variáveis de interesse monitoradas de entradas analógicas e controladas pelo CLP selecionado.

Tabela 5.3 - Tabela de Entradas Analógicas

Entradas Analógicas (AI – Analog Input)					
EQUIPAMENTO	NOME DO PONTO	DESCRIÇÃO	TIPO DE ENDEREÇO	ENDEREÇO NO CLP	PERIFÉRICO
COMP1	COMP1.Te.En	Temperatura Entrada 1º Compressão	AI	1	Sensor de Temperatura
COMP1	COMP1.Pr.En	Pressão Entrada 1º Compressão	AI	2	Transdutor de Pressão
COMP1	COMP1.Te.Sai	Temperatura Saída 1º Compressão	AI	3	Sensor de Temperatura
COMP1	COMP1.Pr.Sai	Pressão Saída 1º Compressão	AI	4	Transdutor de Pressão
COMP2	COMP1.Te.En	Temperatura Entrada 2º Compressão	AI	5	Sensor de Temperatura
COMP2	COMP1.Pr.En	Pressão Entrada 2º Compressão	AI	6	Transdutor de Pressão

COMP2	COMP1.Te.Sai	Temperatura Saída 2º Compressão	AI	7	Sensor de Temperatura
COMP2	COMP1.Pr.Sai	Pressão Saída 2º Compressão	AI	8	Transdutor de Pressão
COND	COND.Te.En	Temperatura Entrada Condensador	AI	9	Sensor de Temperatura
COND	COND.Pr.En	Pressão Entrada Condensador	AI	10	Transdutor de Pressão
COND	COND.Te.Sai	Temperatura Saída Condensador	AI	11	Sensor de Temperatura
COND	COND.Pr.Sai	Pressão Saída Condensador	AI	12	Transdutor de Pressão
SEPLIQ	SEPLIQ.Te.En	Temperatura Entrada Separador de Líquido	AI	13	Sensor de Temperatura
SEPLIQ	SEPLIQ.Pr.En	Pressão Entrada Separador de Líquido	AI	14	Transdutor de Pressão
SEPLIQ	SEPLIQ.Te.Sai	Temperatura Saída Separador de Líquido	AI	15	Sensor de Temperatura
SEPLIQ	SEPLIQ.Pr.Sai	Pressão Saída Separador de Líquido	AI	16	Transdutor de Pressão
DE	DE.Te.En	Temperatura Entrada Dispositivo de Expansão	AI	17	Sensor de Temperatura
DE	DE.Pr.En	Pressão Entrada Dispositivo de Expansão	AI	18	Transdutor de Pressão
EVAP	EVAP.Te.En	Temperatura Entrada Evaporador	AI	19	Sensor de Temperatura
EVAP	EVAP.Pr.En	Pressão Entrada Evaporador	AI	20	Transdutor de Pressão
EVAP	EVAP.Te.Sai	Temperatura Saída Evaporador	AI	21	Sensor de Temperatura
EVAP	EVAP.Pr.Sai	Pressão Saída Evaporador	AI	22	Transdutor de Pressão
COND.AC	COND.AC.Te.En	Temperatura Entrada Água de Condensação	AI	23	Sensor de Temperatura
COND.AC	COND.AC.Te.Sai	Temperatura de saída Água de Condensação	AI	24	Sensor de Temperatura
EVAP.AG	EVAP.AG.Te.En	Temperatura Entrada Água Gelada	AI	25	Sensor de Temperatura
EVAP.AG	EVAP.AG.Te.Sai	Temperatura de saída Água Gelada	AI	26	Sensor de Temperatura

Para associação dessas variáveis ao CLP é necessária utilização de um módulo de saídas analógicas, com número de entradas igual a 36, conforme mostra a fig. (5.10).



Figura 5.10 - Módulo de entrada analógica utilizado

A tabela (5.4) expressa às entradas e saídas digitais do sistema.

Tabela 5.4 - Entradas e saídas digitais

Entradas e Saídas Digitais (DI - Digital Input / DO - Digital Output)					
EQUIPAMENTO	NOME DO PONTO	DESCRIÇÃO	TIPO DE ENDEREÇO	ENDEREÇO NO CLP	PERIFÉRICO
	BL1	Botoeira para início do sistema	DI	0	Botão não retentivo, NA (normalmente aberto)
	CS1_aut	Chave Seletora - manual ou automático	DI	1	Chave Seletora três posições
	BP_1	Botoeira para parada da bancada	DI	2	Botão não retentivo, NF (normalmente fechado)
	CS2_CondAR	Chave Seletora de condensação a Ar	DI	3	Chave Seletora
	CS2_CondÁgua	Chave Seletora de condensação a Água	DI	4	Chave Seletora
	CF1_COND	Chave de Fluxo do sistema de água de condensação	DI	5	Chave de fluxo
TORRE	RELE_TORRE	Identificação da torre de resfriamento	DI	6	Relé de corrente
	CS3_EvapAR	Chave Seletora de evaporação a Ar	DI	7	Chave Seletora
	CS3_EvapÁgua	Chave Seletora de evaporação a Água	DI	8	Chave Seletora
	CF2_EVAP	Chave de Fluxo do sistema de água gelada	DI	9	Chave de fluxo
COMP	CS4_Multi	Chave Seletora da multipressão	DI	10	Chave Seletora três posições
COMP	CS4_SP	Chave Seletora para apenas um estágio de compressão	DI	11	
IHM	IHM1	Instrução para usuário	DO	0	
BAC	BAC	Comando da bomba de água de condensação	DO	1	
TORRE	TORRE	Comando do ventilador da torre de resfriamento	DO	2	
CONDAR	Vent_CondAR	Comando do ventilador do condensador à ar	DO	3	
	Alarme1	Alarme de falta de fluxo no condensador casco e tubo	DO	4	
	Alarme2	Alarme de não identificação da torre	DO	5	
IHM	IHM2	Instrução para usuário	DO	6	
BAGP	BAGP	Comando da bomba de água gelada primária	DO	7	
BAGS	BAGS	Comando da bomba de água gelada secundária	DO	8	
EVAPAR	Vent_EvapAr	Comando do ventilador do evaporador à ar	DO	9	
	Alarme3	Alarme de falta de fluxo no evaporador casco e tubo	DO	10	
IHM	IHM3	Instrução para usuário	DO	11	
COMP1	CP1	Comando do compressor de primeiro estágio	DO	12	
COMP2	CP2	Comando do compressor de segundo estágio	DO	13	

Para essas variáveis se utiliza um módulo de entradas digitais (*DC Input*), e outro de saídas (*DC Output*), conforme mostra a fig. (5.11).

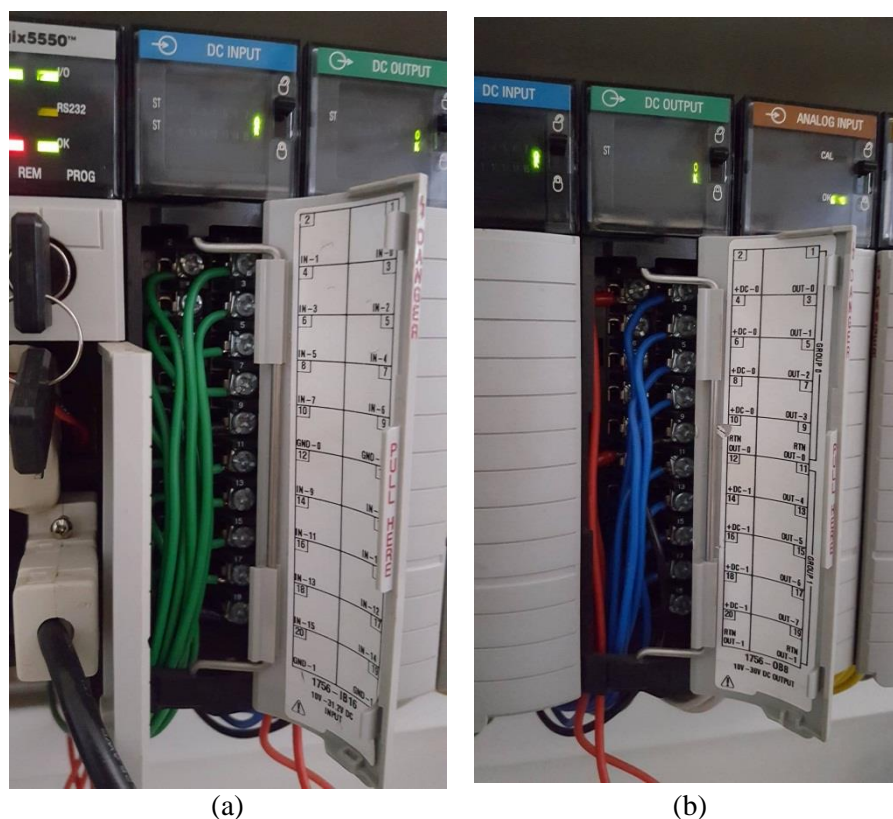


Figura 5.11 – Módulos: (a) *DC Input* , (b) *DC Output*

5.6 DESCRIÇÃO DO FUNCIONAMENTO – START-UP DA BANCADA

Além de monitorar todas as variáveis analógicas de interesse e definir alarmes para o sistema, a bancada deve ter manobras de *start-up* (início do sistema) e parada da bancada, sendo quase totalmente conduzidas pelo controlador, onde o operador define apenas quando acionar e quando parar o sistema (modo automático), ou sendo induzidas pelo acionamento manual de cada componente, definido pelo operador / usuário da bancada (modo manual).

Sendo assim, em modo automático, o operador, para realizar o *start-up* da bancada, deve acionar um botão não retentivo, após isso, é apresentada uma informação na Interface Homem-Máquina (IHM), informando ao usuário que selecione o sistema de condensação à ser utilizado. Por meio de chaves seletoras, essa escolha é realizada e então, caso defina-se o sistema de condensação a água, o controlador aciona a bomba de água de condensação (BAC) e o ventilador da torre de resfriamento, já para o sistema de condensação a ar, é acionado apenas o ventilador do condensador à ar.

Após acionamento dos equipamentos referentes ao sistema de condensação, caso defina-se o sistema com condensação à água, o controlador aguarda um minuto e verifica se há fluxo de água no condensador casco e tubo (Chave de fluxo) e verifica o funcionamento da torre (Relé de corrente no

ventilador), na condição de não haver fluxo, é indicado alarme de falta de fluxo e caso não haja corrente, é indicado que a torre de resfriamento não foi reconhecida e o controlador não procede com o início da bancada.

O reconhecimento do funcionamento da torre de resfriamento por relé de corrente é interessante pela razão de que, provavelmente, essa estará alojada em ambiente externo, longe da visão do operador da bancada, não podendo esse, portanto, se deslocar para verificar o status desse equipamento.

No próximo passo, via IHM, é solicitado que o usuário selecione o sistema de evaporação por meio de chaves seletoras e então é iniciado bomba de água gelada primária (BAGP) e secundária (BAGS) ou ventilador do evaporador via controlador. Posteriormente, é feita a mesma verificação de fluxo de água no evaporador para o sistema de evaporação à água, onde se aguarda um minuto para realização desse procedimento, sendo também gerado um alarme, caso não seja identificado o fluxo de água.

Somente então finalizadas essas etapas, o CLP comanda o acionamento dos compressores de primeiro e segundo estágio, onde o usuário deve selecionar por meio de chave seletora 3 posições se o ciclo é multipressão ou não, sendo terminado o processo de *start-up* da bancada.

Em relação à parada da bancada, primeiro o operador deve, a partir de um botão não retentivo, solicitar a condução desse processo pelo controlador programável. Dessa maneira, é realizada, em primeiro lugar, a parada dos compressores, em seguida o controlador realiza a parada dos sistemas de evaporação (ventilador da evaporação à ar ou BAGP e BAGS) e enfim, o CLP realiza o procedimento de parada do sistema de condensação (ventilador da condensação à ar ou BAC e torre de resfriamento) e solicita que o operador retorne todas chaves seletoras (tipo de condensação e evaporação, número de estágios de compressão, funcionamento manual ou automático) para a posição intermediária ou desligado.

A figura (5.12) representa o esquema de todas as chaves seletoras de comando, com figuras retiradas da biblioteca do programa RSVIEW32.

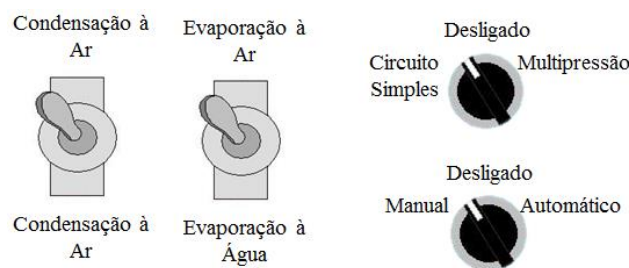


Figura 5.12 - Chaves Seletoras (RSVIEW32)

Com a utilização da ferramenta, Visual Object Net++, de simulação baseado em Redes de Petri (discretas e contínuas), desenvolvida pela *Technisch Universität Ilmenau* (TU Ilmenau), foi elaborada

operador na obtenção de valores para as variáveis de interesse e permitir uma interação do usuário com visualização rápida de alarmes, possibilitando manobras corretivas mais rápidas e eficientes.

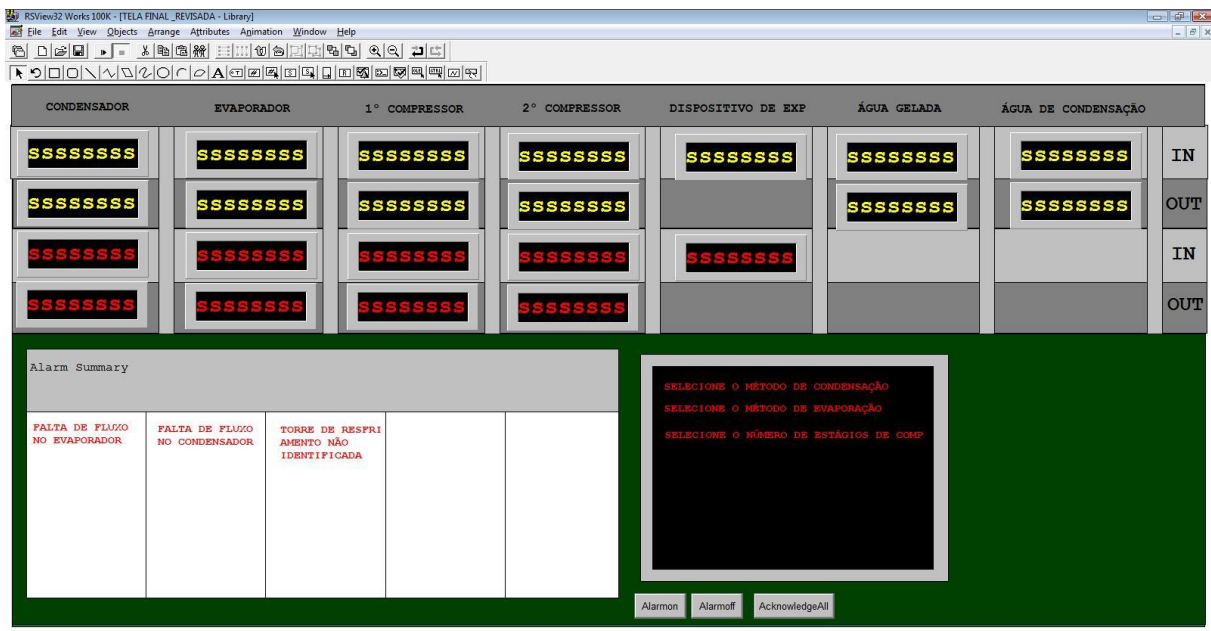


Figura 5.15 - Tela de Supervisório

A IHM representa em números amarelos, campos de leitura de valores de temperatura, já os valores em vermelho, apresentam valores de pressão, ambos considerando a entrada e saída de equipamento e com associação às entradas analógicas.

Também é mostrado no IHM um quadro com fundo branco (*Alarm Summary*, do inglês sumário de alarmes), onde nesse a partir da ativação da variável, surge uma identificação do alarme, para a rápida identificação do operador.

Por fim, o último quadro (fundo preto) apresenta instruções para o operador no *start-up* da bancada, onde essa só se torna visível, a partir da ativação da variável.

5.8 PROGRAMAÇÃO E TESTE DO SISTEMA

Com ajuda do software RSLogix 5000, foi possível desenvolver a rotina de programação que se encontra presente em anexo.

Após desenvolvimento da rotina e sistema de automação, se fez interessante o seu teste para verificação de falhas e correção das mesmas, sendo assim, foi utilizado junto com o CLP e integração de módulos E/S, duas bancadas interativas da empresa Rockwell Automation, conforme ilustra fig. (5.16).

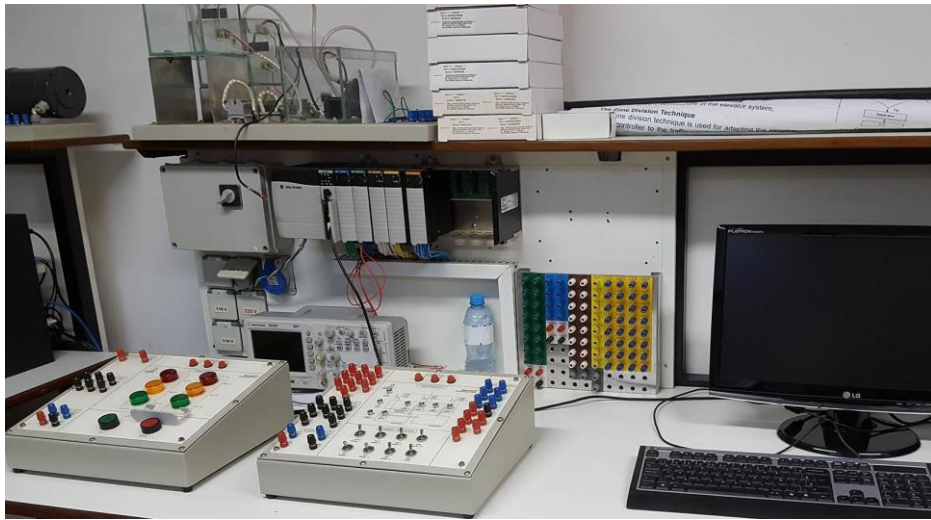


Figura 5.16 - Equipamentos utilizados para teste do sistema de automação desenvolvido

Portanto, em primeira análise foi necessária associação dos módulos ao programa criado dentro do RSLogix 5000 e associação de cada variável de entrada ou saída a sua respectiva posição no módulo, como ilustra a fig. (5.17) e (5.18).

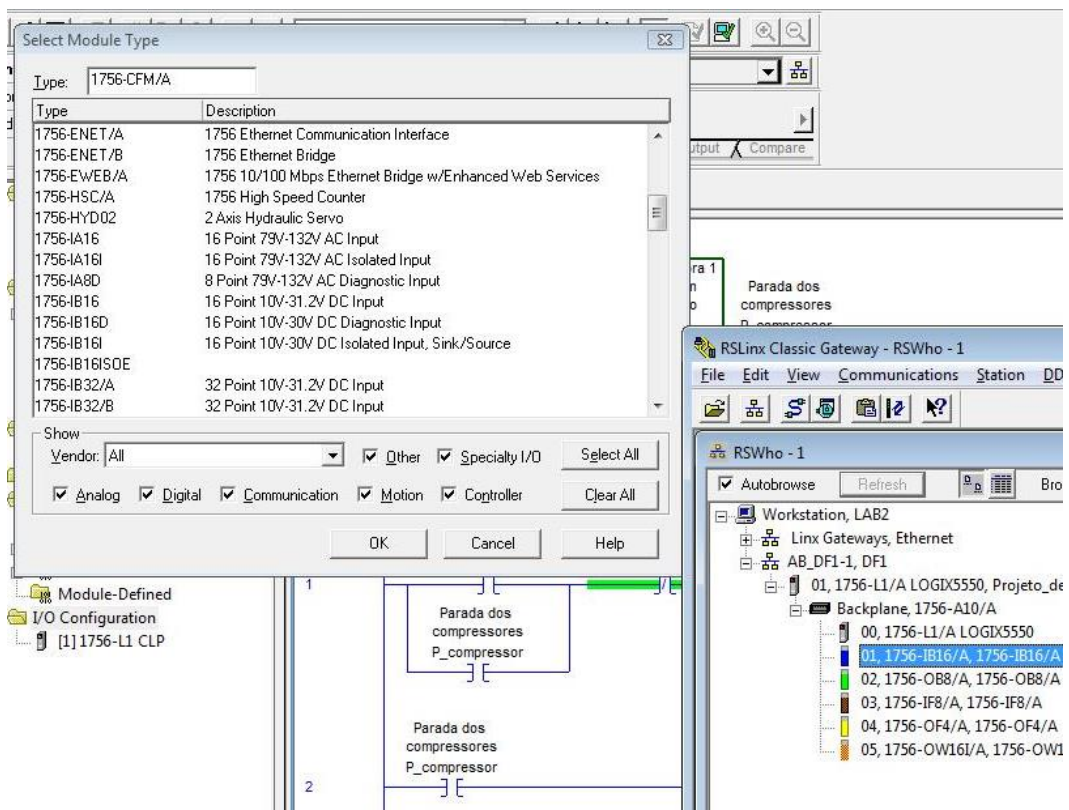


Figura 5.17 - Associação dos módulos E/S ao RSLogix 5000

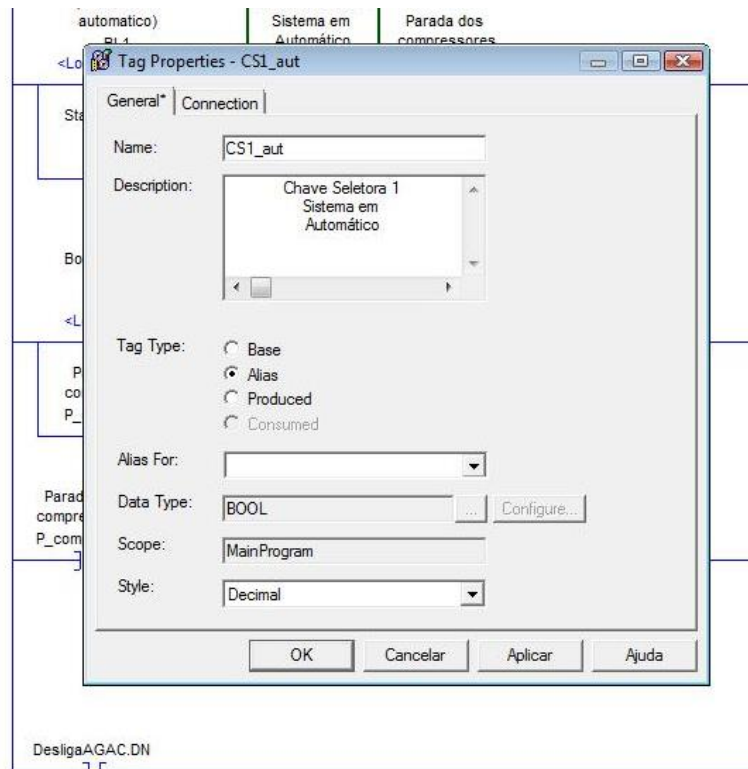


Figura 5.18 - Associação da variáveis aos módulos E/S

Enfim, foi realizado o teste final do sistema, conforme fig. (5.19)

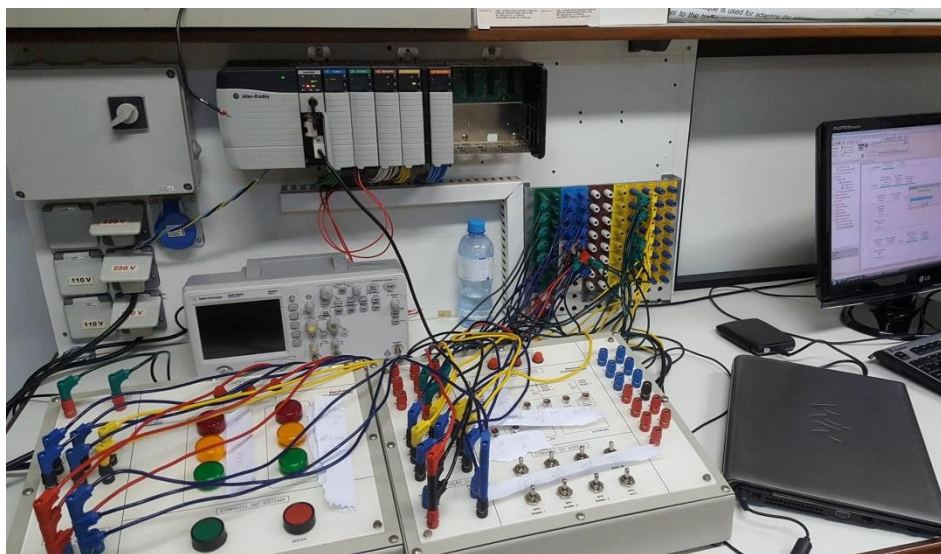


Figura 5.19 - Teste do sistema de automação

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1 DEFINIÇÕES DE PROJETO DO SISTEMA

É de suma importância observar que, em relação às informações dispostas na planta conceitual em anexo, esse trabalho aborda apenas a etapa inicial de projeto da bancada (Fase 1). É interessante que na implementação da bancada se respeite as fases definidas.

Para a instalação elétrica, deverão ser utilizados no máximo dois quadros, sendo um de comando e outro elétrico, esses deverão abrigar todos os elementos de força, comando e automação da bancada, onde todo cabeamento que correr externo ao quadro, deverá estar dentro de eletrodutos ou sobre bandejas, onde o volume de cabos deve ser menor ou igual a metade do volume interno do eletroduto. Para a realização de curvas, mudanças de direção dos eletrodutos deverão ser utilizados condutes adequados.

Em relação à rede hidráulica (circuito de água de condensação e circuito de água gelada), a conexão de todas as moto-bombas (BAGP/BAGS/BAC) com a tubulação deve ser realizada por meio de união com assento cônico de bronze/ferro, tanto no recalque como na sucção, com o intuito de facilitar a manutenção e manobras de montagem e desmontagem. Na linha de recalque próximo a bomba deve estar sempre presente uma válvula de retenção.

Ainda em relação aos circuitos de água gelada e água de condensação, todas as conexões necessárias (cotovelos, tees, uniões, niples etc) devem ser de aço galvanizado, com rosca BSP, já as válvulas de bloqueio, devem ser todas do tipo esfera, com conexão rosqueada (BSP). Para realizar correto posicionamento de todos os elementos, deve ser utilizada união com assento cônico de bronze/ferro, caso necessário.

6.2 OPERAÇÃO DA BANCADA E CUIDADOS

Para uma correta operação da bancada, antes de realizar qualquer manobra ou atividade nessa, é necessário atenção às falhas comuns do sistema de refrigeração que podem ser observadas a olha nu, dispostas em tab. (6.1).

Tabela 6.1 – Falhas visíveis no Sistema de Refrigeração (Cruz, 2016)

Falha	Causa	Efeito
Orvalho ou formação de gelo sobre a superfície do filtro secador	Filtro parcialmente bloqueado com sujeira na entrada	Vapor na linha de líquido
Visor de líquido em amarelo	Umidade no sistema	Formação de Ácido, corrosão queima do motor, água congelando na válvula de expansão termostática.
Visor de líquido em castanho	Partículas de sujeira no sistema	Risco de desgaste das peças móveis e obstrução de válvulas e filtros
Vapor puro no visor de líquido	Líquido insuficiente no sistema	
Na linha de sucção, gelo anormalmente intenso	Superaquecimento muito baixo	Refrigerante em fase líquida na aspiração do compressor
Na linha de sucção, curvas agudas ou deformadas	Erros na instalação	Pressão de evaporação baixa
Nível de lubrificante muito alto no cárter do compressor	Transbordamento do lubrificante	Danos nas válvulas em funcionamento
	Fluido refrigerante misturado com lubrificante	Sobrecarga mecânica Danos noutras peças móveis
Lubrificante ferve no cárter durante partida do compressor	Fluido refrigerante misturado com lubrificante devido ao baixo superaquecimento	Refrigerante em fase líquida na aspiração do compressor
Nível de lubrificante muito baixo no cárter do compressor	Lubrificante insuficiente no sistema	Paragem do sistema através do pressostato instalado
	Acumulação de lubrificante no evaporador	Desgaste de peças móveis
Gotas de lubrificante sob as junções e/ou manchas de lubrificante no chão.	Possível fuga nas junções	Fuga de lubrificante ou de fluido refrigerante.
Fusíveis queimados.	Sobrecarga no sistema ou curto-circuito	
Corte do protetor do motor.	Sobrecarga no sistema ou curto-circuito	Sistema parado
Interrupção dos pressostato ou termostato, etc.	Erro de ajuste	

Consoante à Brasil (2017), é ainda interessante a observação do *approach* tanto no condensador, quanto no evaporador casco e tubo, onde é possível identificar outras falhas, como ilustra tab. (6.2).

Tabela 6.2 - Impacto do *approach* no desempenho do sistema (Brasil, 2017)

Trocador	<i>Approach</i>	Resultado	Provável causa	Recomendação
Evaporador	Alto	Diminuição da capacidade	Sujeira no evaporador, no lado água gelada	Limpeza dos tubos do evaporador
Condensador	Normal			
Evaporador	Normal	Aumento do consumo de energia	Sujeira no condensador, no lado água de condensação	Limpeza dos tubos do condensador
Condensador	Alto			
Evaporador	Alto	Diminuição da capacidade	Carga de fluido refrigerante baixa	Corrigir a carga de fluido refrigerante
Condensador	Baixo			
Evaporador	Baixo	Aumento do consumo de energia	Carga de fluido refrigerante excessiva	Corrigir a carga de fluido refrigerante
Condensador	Alto			
Evaporador	Alto	Diminuição da capacidade e aumento do consumo de energia	Sujeira no condensador e carga de fluido refrigerante baixa	Limpeza no evaporador e condensador e corrigir a carga de fluido refrigerante
Condensador	Alto			

Após observação dessas possíveis falhas, e antes de se realizar o *start up*, ou qualquer atividade na bancada é de suma importância que se verifique as aberturas de todas as válvulas do sistema, devendo-se ter atenção, principalmente, as válvulas do circuito de refrigerante, certificando-se de que o caminho selecionado venha a possibilitar o fluxo contínuo de fluido refrigerante, e realizando o fechamento das válvulas onde se pretende bloquear o fluxo.

Depois de realizada essa etapa, pode se dar início às atividades na bancada, onde para realização de manobras de *start up* e parada, deve-se, de preferência utilizar o modo automático, seguindo os passos descritos no item 5.6, com atenção as instruções dadas pelo IHM (Interface Homem-Máquina).

Para troca de um compressor, foram instaladas mangueiras flexíveis na entrada e saída com comprimentos suficientes, assim como bases de fixação móveis, para que seja possível, a inserção de outro modelo, com dimensões muito diferentes.

Caso tenha-se a intenção trabalhar com apenas um estágio de compressão, deve-se realizar o ajuste no pressostato do compressor desejado, assim como o by-pass do outro compressor.

Para obtenção de valores de pressão, temperatura e vazão, consultar a tela de supervisão que possibilita a rápida identificação de qualquer variável desejada.

Se o sistema não estiver refrigerando (baixa capacidade de refrigeração), deve-se atentar as informações em tab. (6.3).

Tabela 6.3 - Causas x Ação - Sistema com baixa capacidade de refrigeração (Cruz, 2016)

Causas Prováveis	Ação Corretiva
Excesso de óleo no sistema	Recolher o excesso de óleo
Válvula de expansão muito fechada ou muito aberta	Regular a válvula de expansão e se necessário substituir
Válvula de expansão entupida por sujidade ou gelo	Limpar a válvula de expansão
Termostato com defeito	Substituir o termostato
Não condensáveis no sistema.	Remover os não condensáveis
Falta de fluido refrigerante	Corrigir possíveis vazamentos e acrescentar fluido refrigerante
Bolbo da válvula de expansão sem contato	Posicionar corretamente o bolbo da válvula de expansão e isolar termicamente.
Filtro secador da linha de líquido obstruído	Substituir filtro secador

6.3 RESULTADOS E CONTINUIDADE DO TRABALHO

A partir de um plano conceitual bem desenvolvido, foi desenvolvido ao longo desse trabalho, tendo como foco principal o intuito da aplicação para ensino e a nível de pesquisa, um projeto básico para a bancada de ensaios de refrigeração, que garante a flexibilidade na instalação, teste de outros equipamentos e definição do circuito de refrigerante (omissão de equipamentos por *ByPass*), assim como uma aquisição de dados confiável e em tempo real via controlador lógico programável e IHM (Interface Homem Máquina).

Todavia, é válido ressaltar que não houve a construção ou aquisição de nenhum material ou equipamento efetivo para a bancada, e o desenvolvimento de uma planilha orçamentária, que expresse a viabilidade do projeto, pois prevê-se o desenvolvimento de parcerias junto à empresas privadas, onde seja possível a doação de todos os componentes inerentes a construção da bancada de ensaios, não sendo levado em conta a compra de nenhuma peça.

Portanto, para a continuidade do trabalho, é interessante que seja desenvolvido a comunicação com empresas especialistas da área de refrigeração e ar condicionado, para que além da questão citada anteriormente, seja possível a sugestão de melhorias no projeto, dando uma nova configuração para a bancada de ensaios, aplicando tecnologias utilizadas e desenvolvidas por essas empresas.

Dentro desse projeto, foi realizado um contato inicial com algumas empresas especialistas na área de circuitos hidráulicos, no qual foi sugerido configurações para o circuito de água gelada e água de condensação, entretanto é ainda necessária uma intensificação desses relacionamentos, para garantir a viabilidade da bancada de ensaios.

É interessante, também, que seja desenvolvido a modelagem do sistema projetado, para que, via simulação, seja possível prever a forma de atuação da bancada, descrevendo suas possibilidades e limites.

Destacando ao longo desse trabalho, a importância da área da refrigeração, percebe-se a relevância da construção e efetivação da bancada de ensaios, em que já numa fase inicial ou intermediária de concepção, conforme planos conceituais em anexo, prevê-se um vasto acréscimo na formação do engenheiro mecânico e à nível de pesquisa, sendo, à vista disso, fundamental dar-se continuidade a esse projeto.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT NBR 16401-1, **Instalações em ar-condicionado – Sistemas Centrais Unitários Parte1: Projeto das Instalações**, 2008
- AMORIM, D. R. **Projeto de um Aparelho Produtor de Ar Frio para Fins Terapêuticos**, Universidade de Brasília, 2012.
- ASHRAE, ASHRAE Handbook (1997), “**Fundamentals**, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc.”, Atlanta, USA
- ASHRAE, ASHRAE Handbook (2005), “**Fundamentals**, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc.”, Atlanta, USA
- ASHRAE, ASHRAE Handbook (2007), “**Application**, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc.”, Atlanta, USA
- ASHRAE, ASHRAE Handbook (2008), “**HVAC System and Equipments**, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc.”, Atlanta, USA
- ASHRAE, REFRIGERATION (2010), “**Refrigeration**, SI Edition, The American Society of Heating, Ventilation and Air-Conditioning Inc.”, Atlanta, USA
- ASME, ASME B31.5 (2001). **Code for Pressure Piping. Section on Refrigeration Piping and Heat Transfer Components.**
- BRASIL. Ministério do Meio Ambiente, Secretaria de Mudança do Clima e Florestas, Departamento de Monitoramento, Apoio e Fomento de Ações em Mudança do Clima. **Ar condicionado: manual sobre sistemas de água gelada : conceitos sobre chillers e sistemas de água gelada**. Brasília, DF: MMA, 2017. 3 v.
- CRESTANI, E. S., & VALLÉRIUS, M. C. **Desenvolvimento de Bancada para Verificação dos Ciclos de Refrigeração**, Faculdade Horizontina, 2013.
- CRUZ, P. R. D. **Projeto e Construção de Bancada para Ensaio de Certificação de Gases Fluorados com Efeito Estufa**, Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2016.
- DANFOSS. **Manual – Fitters Notes – Hints and tips for the installer – Refrigeration & Air Conditioning Division**. 2006
- GIULIANI, R. **A perda de eficiência de refrigeradores domésticos do parque brasileiro e os impactos associados à sua degradação**. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Universidade de Brasília, 2013.
- JOFFILY, L. A., & MUNDIM, S. L. **Análise Experimental de Desempenho de Compressores de Refrigeração**, Universidade de Brasília, 2004.
- JOFFILY, L. A. **Caracterização do desempenho de compressores de refrigeração segundo um ciclo superaquecido de teste**, Universidade de Brasília, 2007.
- LOPES, I. S., & ALMEIDA, G. M. **Implementação de Aulas Práticas na Disciplina de Instalações Termomecânicas 1**. Universidade de Brasília, 2015.

LOPES, M. A. **Projeto e Simulação de Resfriadores de Líquidos**. Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, 2007.

MARTINELLI, L. **Refrigeração e Ar-Condicionado**. 2005

National Academy of Engineering. (s.d.). Acesso em 19 de Setembro de 2016, disponível em National Academy of Engineering: www.greatachievements.org

PRADO, D. R. **Implementação do Sistema de Controle na Bancada de Refrigeração Industrial do LABSISTER**, Universidade Federal de Ouro Preto, 2011.

OLIVEIRA, V. T. **Instrumentação da Bancada de Refrigeração Industrial do LABSISTER para Avaliar o Coeficiente de Eficácia do Sistema**, Universidade Federal de Ouro Preto, 2011

STOECKER, W., & JONES, J. **Refrigeração e Ar Condicionado**. São Paulo, Brasil: McGraw-Hill, 1985.

U.S NAVY, B. o. *Refrigeration and air conditioning*. (M. Behar, Ed.) 1980

ANEXOS

		Pág.
Anexo I	Plano conceitual da bancada de refrigeração (1/2)	91
Anexo II	Plano conceitual da bancada de refrigeração (2/2)	92
Anexo III	Circuito de Compressão a vapor – diagrama P-h (CoolPack)	93
Anexo IV	Tabela retirada de ASHRAE 2010 - <i>Refrigeration</i>	94
Anexo V	Rede de Petri	95
Anexo VI	Rotina de Programação Ladder	96
Anexo VII	Lista de Material	102