INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO PIAUÍ
CAMPUS TERESINA CENTRAL
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LARISSA MOURA SOUSA

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE *CHILLER* DE COMPRESSOR PARAFUSO E *CHILLER* DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM APLICAÇÃO DE TERMOACUMULAÇÃO

TERESINA
2020

LARISSA MOURA SOUSA

ANÁLISE COMPARATIVA ENTRE *CHILLER* DE COMPRESSOR PARAFUSO E *CHILLER* DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO EM APLICAÇÃO DE TERMOACUMULAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecânica do Campus Teresina Central do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí, como requisito parcial à obtenção do grau de bacharela em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. Francisco José Patricio Franco

TERESINA

2020

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD

Sousa, Larissa Moura

S719a Análise comparativa entre chiller de compressor parafuso e chiller de compressor centrífugo em aplicação de termoacumulação / Larissa Moura Sousa. - 2020.

61 f.: il. color.

Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Instituto Federal do Piauí, Campus Teresina Central, 2020.

Orientador : Prof. Me. Francisco José Patrício Franco.

1. Chiller. 2. Eficiência energética. 3. Valor de Carga Parcial não padrão (NPLV). I.Título.

CDD - 620

Elaborado por Sindya Santos Melo CRB 3/1085

FOLHA DE APROVAÇÃO

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ALUNO: **LARISSA MOURA SOUSA** MATRÍCULA Nº**: 20131EME0051**

DATA: **20 de outubro de 2020**

Este relatório foi julgado adequado e aprovado para a obtenção do título de graduação em Engenharia Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí:

Prof. Me. Eng. **Francisco José Patrício Franco**
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

COMISSÃO EXAMINADORA

Prof. Me. Eng. **Francisco José Patrício Franco**
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Orientador

Prof. Me. Eng. **Edivaldo Feitosa Feitosa**
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Avaliador

Prof. Dr. Eng. **Edilson Rocha de Sousa**
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Piauí
Avaliador

Teresina, 20 de outubro de 2020.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, a Deus, por me dar forças para nunca desistir.

Aos meus pais, Francisco e Maria Nirce, por sempre colocarem minhas necessidades acima das deles, pelo investimento em mim realizado, pelos anos de amor e dedicação, por todos os ensinamentos durante a vida, por sempre acreditarem em mim. Pai, Mãe, essa conquista é nossa!

À meu irmão Lucas, pelo apoio incondicional, pelo suporte sempre prestado e por todo carinho.

Aos meus amigos do IFPI, ao meu grande amigo Jaime, que sempre esteve ao meu lado nos bons e nos maus momentos de Instituto, e também aos amigos Delany e Pedro, que no final de minha jornada acadêmica foram fundamentais.

À AIESEC, pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional ao qual pude viver intensamente. Às Dandaras, que mostraram-me a importância do trabalho em equipe e o companheirismo em todas as horas.

Ao meu orientador, professor Patrício, pela disposição e ajuda para a realização deste trabalho.

Ao Teresina Shopping pela oportunidade concedida de fazer parte de sua equipe e por poder desenvolver este estudo de caso.

Aos meus mestres e mentores, Wilson e Eduardo, por cada ensinamento técnico e prático, por fazerem com que eu redescobrisse o amor pela minha futura profissão. Exemplos de profissionais íntegros e que acima de tudo, respeitam e amam a profissão.

A todos vocês, o meu muito obrigada. Se hoje cheguei até aqui, todos vocês foram peça chave.

”Não importa o que aconteça, continue a nadar.”

(*Procurando Nemo*, 2003)

RESUMO

O gerenciamento energético destaca-se como um dos quesitos mais importantes na elaboração e na escolha dos equipamentos na execução de um projeto de refrigeração. A falta de mão de obra especializada para manutenção, o mau uso dos equipamentos e até mesmo a vida útil dos mesmos, são os principais responsáveis por desperdícios energético, porém, faz-se necessário uso de metodologias para diagnosticar, analisar as variadas situações e, a partir de resultados satisfatórios, chegar a soluções que visem principalmente minimizar os custos e otimizar a eficiência energética do sistema. Avaliando a composição do equipamento *chiller* de compressor parafuso e *chiller* de compressor centrífugo, do sistema de refrigeração do Teresina Shopping, bem como suas características desde as concepções descritas em memorial de cálculo de projeto até o funcionamento em regime de carregamento de tanque de termoacumulação, foi possível demonstrar a variação de temperatura energética dos dois tipos de equipamentos. O *chiller* parafuso de velocidade fixa mostrar-se ser mais rápido do que o *chiller* centrífugo com velocidade variável para o resfriamento do tanque, ou seja, a eficiência energética em cargas parciais é ampliada com a variação de velocidade auxiliando o controle de ca- pacidade do compressor. A utilização do método de análise do Valor de Carga Parcial não padrão (NPLV), descrito na norma AHRI 550/590 apresentou resultados satisfatórios e de grande importância para o entendimento do consumo em kW por TR produzido por cada máquina. Foi possível constatar que o *chiller* parafuso como NPLV de 0,79 e o *chiller* centrífugo com NPLV de 0,69, operam com acima dos valores de kW/TR de máquina disponível, que é de 0,67 e 0,58, respectivamente. Estes valores são justificados pela operação ocorrer em regime de cargas parciais e variantes ao longo do período noturno. Isso representa um aumento no consumo energético de cada equipamento.

Palavras-chave: *chiller*. Eficiência Energética. NPLV

ABSTRACT

Energy management stands out as one of the most important requirements in the preparation and choice of equipment in the execution of a refrigeration project. Lack of labor specialized for maintenance, the misuse of equipment and even its useful life, are the main responsible for energy waste, however, it is necessary to use methodologies to diagnose, analyze the various situations and, based on satisfactory results, arrive at solutions that aim mainly to minimize costs and optimize efficiency system energy. Assessing the composition of the chiller equipment screw compressor and centrifugal compressor chiller, as well as their characteristics, from the conceptions described in the project calculation memorandum to the operation in the thermoaccumulation tank loading regime, it was possible to demonstrate the energy temperature variation of the two types of equipment. The fixed speed screw chiller proves to be faster than the centrifugal chiller with variable speed for cooling the tank, that is, the energy efficiency in partial loads is increased with the speed variation, helping the compressor capacity control. The use of the non-standard Partial Load Value (NPLV) analysis method, described in the AHRI 550/590 standard, presented satisfactory results and of great importance for understanding the consumption in kW per TR produced by each machine. It was possible to verify that the screw chiller with NPLV of 0.79 and the centrifugal chiller with NPLV of 0.69, operate with above the available machine kW/TR values, which is 0.67 and 0.58, respectively. These values are justified by the operation occurring under partial loads and variations throughout the night. This represents an increase in the energy consumption of each equipment.

Keywords: Chiller. Energy Efficiency. NPLV

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – **Ciclo de refrigeração: configuração básica** 17
Figura 2 – **Fluxo de refrigeração pelo *chiller* de compressor rotativo parafuso** 19
Figura 3 – **Geometria básica de um compressor parafuso** 20
Figura 4 – **Válvula de deslizamento de um compressor parafuso rotativo para controle de capacidade do equipamento** 22
Figura 5 – **Fluxo do refrigerante no *chiller* de compressor centrífugo** . . . 23
Figura 6 – **Compressor do tipo centrífugo: esquema de trabalho e elementos componentes.** 24
Figura 7 – **Disposição das palhetas e do impulsor no compressor centrífugo** 25
Figura 8 – **Componentes vetoriais das forças que agem no compressor** . . 26
Figura 9 – **Componentes vetoriais em carga máxima e carga parcial de compressão** 27
Figura 10 – **Curvas de desempenho de um compressor centrífugo em várias posições das palhetas de entrada do impulsor** 28
Figura 11 – **Operação de um *chiller* com compressor centrífugo em cargas parciais** 29
Figura 12 – **Curva de consumo de energia de *chillers*** 30
Figura 13 – **Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário, secundário e termoacumulação** 32
Figura 14 – **Ajuste de curva da corrente nominal referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* parafuso de 450 TR** 41
Figura 15 – **Ajuste de curva da corrente nominal referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* centrífugo de 500 TR** 42
Figura 16 – **Ajuste de curva da eficiência energética referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* parafuso de 450 TR** 42
Figura 17 – **Ajuste de curva da eficiência energética referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* centrífugo de 500 TR** 43
Figura 18 – **Temperatura de Resfriamento do Tanque** 47
Figura 19 – **Produção Tonelada de Refrigeração por hora** 48
Figura 20 – **Consumo energético de kW por TR** 49
Figura 21 – **Comparativo de NPLV** 50

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – **Cálculo de Potência Térmica do *chiller* de compressor parafuso de 450 TR** 44
Quadro 2 – **Cálculo de Potência Térmica do *chiller* de compressor centrífugo de 500 TR** 44
Quadro 3 – **Cálculo de Eficiência Energética do *chiller* de compressor parafuso de 450 TR** 45
Quadro 4 – **Cálculo de Eficiência Energética do *chiller* de compressor centrífugo de 500 TR** 45
Quadro 5 – **Comparativo do NPLV de cada equipamento** 47

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AFD	Conversor de Frequência
AHRI	Instituto de Refrigeração, Aquecimento e Ar Condicionado
BAC	Bombas de Condensação
BAGP	Bombas de Água Gelada Primária
BAGS	Bombas de Água Gelada Secundária
CAG	Central de Água Gelada
COP	Coeficiente de Performance
EE	Eficiência Energética
EER	Índice de Eficiência de Energia
IPLV	Valor Integrado de Carga Parcial
kW	Quilowatt
NPLV	Valor de Carga Parcial Não Padrão
PLV	Valor de Carga Parcial
PRV	Palhetas de Pré-rotação
TR	Tonelada de Refrigeração
VSD	Unidade de Velocidade Variável

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	Potência Térmica
m	Vazão de água gelada da bomba primária
c	Calor específico da água
ΔT	Diferencial de temperatura
KW	Quilowatt
cal	Caloria
g	grama
m^3/h	Metro cúbico por hora
Btu	Unidade britânica térmica
TR	Tonelada de refrigeração
$^{\circ}C$	Graus Celsius
Vr	Velocidade Radial
Vt	Velocidade Tangencial
R	Resultante
$NPLV$	Valor de Carga Parcial Não Padrão

SUMÁRIO

1	**INTRODUÇÃO**	14
1.1	OBJETIVO GERAL	15
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
1.3	JUSTIFICATIVA	15
2	**REFERENCIAL TEÓRICO**	17
2.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO	17
2.2	*CHILLER* DE COMPRESSOR PARAFUSO ROTATIVO	18
2.2.1	**Características de um compressor parafuso**	20
2.2.2	**Controle de capacidade fixa em compressor parafuso**	21
2.3	*CHILLER* DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO	23
2.3.1	**Características de um compressor centrífugo**	24
2.3.2	**Controle de capacidade variável em compressor centrífugo**	25
2.3.3	**Descarga do compressor**	27
2.3.4	**Sobretensão (*surge*) em compressores**	27
2.3.5	**Unidade de velocidade variável (VSD)**	29
2.4	RAZÃO ENTRE VOLUMES	30
2.5	SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO	31
2.5.1	**Termoacumulação de água gelada**	32
2.6	EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	33
2.6.1	**Valor de carga parcial (PLV)**	34
2.7	AJUSTE DE CURVA E R-QUADRADO	35
3	**METODOLOGIA**	36
3.1	AMBIENTE DE ESTUDO	36
3.1.1	**Programa: Ciclo Carregamento**	37
3.1.2	**Características do tanque de termoacumulação**	38
3.2	ANÁLISE DE DADOS	38
3.3	COLETA DE DADOS	39
3.4	AJUSTE DE CURVA E CÁLCULO DO R-QUADRADO	39
3.5	CÁLCULO DE POTÊNCIA TÉRMICA	40
3.6	CÁLCULO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA	40

3.7 CÁLCULO DE NPLV 40
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO 41
4.1 AJUSTE DE CURVA E CÁLCULO DO R-QUADRADO 41
4.2 CÁLCULO DA POTÊNCIA TÉRMICA 43
4.3 CÁLCULO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA 44
4.4 CÁLCULO DE NPLV 45
5 CONCLUSÃO 51
REFERÊNCIAS 52
ANEXOS 55
ANEXO A – Projeto em planta baixa da Central de Água Gelada 1 . 55
ANEXO B – Projeto em planta baixa da Central de Água Gelada 2 . 56
ANEXO C – Dados de projeto do *chiller* parafuso de 450 TR 57
ANEXO D – Dados de projeto do *chiller* centrífugo de 500 TR . . . 58
ANEXO E – Dados de *print-out* do *chiller* parafuso de 450 TR . . . 59
ANEXO F – Dados *print-out* do *chiller* centrífugo de 500 TR 60

1 INTRODUÇÃO

O gerenciamento energético destaca-se como um dos quesitos mais importantes na elaboração e na escolha dos equipamentos na execução de um projeto de refrigeração. Os principais causadores de desperdício de energia elétrica nos centros comerciais são os sistemas de ventilação forçada, a iluminação, elevadores e escadas rolantes, o sistema de bombeamento de água e o principal, o sistema de condicionamento de ar.

O desperdício se deve principalmente à falta de mão de obra especializada para manutenção, mau uso dos equipamentos e até mesmo a vida útil dos mesmos. Desta forma, faz-se necessário uso de metodologias para analisar as variadas situações, diagnosticar e chegar a soluções que visem principalmente minimizar os custos e otimizar a eficiência energética do sistema.

Definir e gerenciar as métricas de energia elétrica em uma empresa contribuem significamente no custo final de demanda e consumo do empreendimento. Sistemas de climatização tem gerado um alto investimento das fabricantes na implementação de novas tecnologias em seus equipamentos para atender a alta demanda de eficiência energética (SAMED *et al.*, 2012).

Segundo Almeida (2012) faz-se necessário a aplicação dos conhecimentos básicos de engenharia mecânica no desenvolvimento de qualquer aplicação, a fim de garantir a seleção dos componentes mais adequados ao sistema. Para Braga (2004), estudos técnicos e econômicos mostram que grande parte da energia é desperdiçada pelos sistemas de condicionamento de ar, por apresentarem uma série de ineficiências ou devido a alta demanda energética.

Como uma forma de reduzir o consumo da alta demanda energética, os sistemas das centrais de água gelada podem ser projetados com tanques de termoacumulação. De acordo com Barbosa (2013), a termoacumulação consiste no armazenamento de água gelada em tanques, que são dimensionados para combater a carga térmica de ambientes em determinados intervalos de tempo, eliminando a dependência de produção e consumo.

O Teresina Shopping possui duas centrais de água gelada dotadas de *chillers* (resfriadores de líquido) do tipo compressor parafuso e compressor centrífugo, bombas primárias, secundárias, bombas de condensação e tanques de termoacumu-

lação. Destes equipamentos, o *chiller* apresenta-se como o que mais contribui para o consumo energético do empreendimento.

1.1 Objetivo Geral

Relatar como é o comportamento de *chillers* por condensação a água, com compressor do tipo centrífugo e do tipo parafuso, ao longo da operação de carregamento de tanques de termoacumulação e indicar quais dos dois tipos de compressores citados é mais eficiente energeticamente.

1.2 Objetivos Específicos

- Descrever o ciclo de refrigeração e sua configuração básica;
- Descrever o funcionamento do *chiller* (resfriador de líquido) de compressor parafuso;
- Descrever o funcionamento do *chiller* (resfriador de líquido) de compressor centrífugo;
- Contextualizar como funciona um sistema de termoacumulação;
- Descrever a importância da razão entre volumes para o dimensionamento de compressores para *chillers*;
- Analisar como o tipo de compressor do resfriador de líquido interfere na eficiência energética do equipamento.

1.3 JUSTIFICATIVA

De acordo com MMA (2017a) os sistemas com circuito primário e secundário de água gelada são dimensionados para atender aos *chillers*, mas podem operar em conjunto com sistemas de termoacumulação que pode ser um diferencial no consumo energético do empreendimento.

O sistema de ar-condicionado é considerado o maior responsável pelo consumo de energia, pois acreditava-se apenas na busca pelo sistema mais eficiente do ponto de vista do conforto térmico (ALMEIDA, 2012). Porém, para MMA (2017a) um sistema de ar condicionado bem projetado opera tanto atendendo a quesitos de conforto como influi diretamente no consumo energético.

Avaliando a composição do equipamento *chiller* de compressor parafuso e *chiller* de compressor centrífugo, bem como suas características desde as concepções descritas em memorial de cálculo de projeto até o funcionamento em regime de carregamento de tanque de termoacumulação, o estudo pode demonstrar a variação de eficiência energética dos dois tipos de equipamentos e qual dos dois obteve um melhor desempenho energético em um mesmo cenário, com condições de condensação semelhantes.

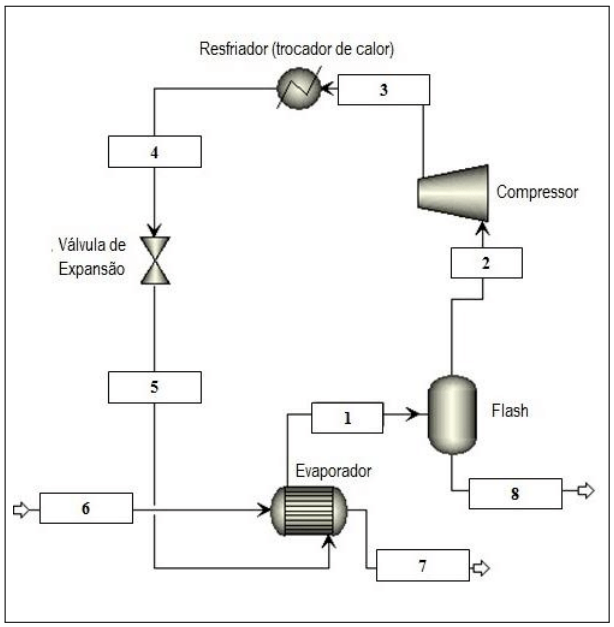
2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo são apresentados o ciclo de refrigeração e a importância de cada componente para um processo de troca de calor eficiente. É apontada uma visão geral sobre os tipos de compressores presentes nos *chillers* e sobre a utilização de termoacumulação no Teresina Shopping, ressaltando a importância de cada um dos componentes analisados para o funcionamento do sistema de climatização do centro comercial, bem como a importância da eficiência energética em projetos de engenharia.

2.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo da refrigeração, segundo Micallef (2014) é um processo físico que utiliza a mudança de fase e as propriedades de um fluido refrigerante para transferir calor de uma fonte de baixa temperatura para outras de temperaturas maiores. Em termos simples, um sistema de refrigeração eficiente move calor de uma fonte fria para um dissipador de calor quente, normalmente o fluido beneficiado sendo o ar. Na Figura 1, são apresentados os os componentes e a configuração básica de um ciclo de refrigeração.

Figura 1 – **Ciclo de refrigeração: configuração básica**



Fonte: Silva (2016)

De acordo com Çengel e Boles (2013) o compressor é um dos principais componentes de um sistema de refrigeração. Ele é responsável pela sucção (2) e compressão do fluido refrigerante e também pela circulação do mesmo em todo o sistema. Com o aumento da pressão também ocorre o aumento de temperatura, em que neste processo o fluido refrigerante, após comprimido, vai para o condensador sob a forma de vapor superaquecido (3).

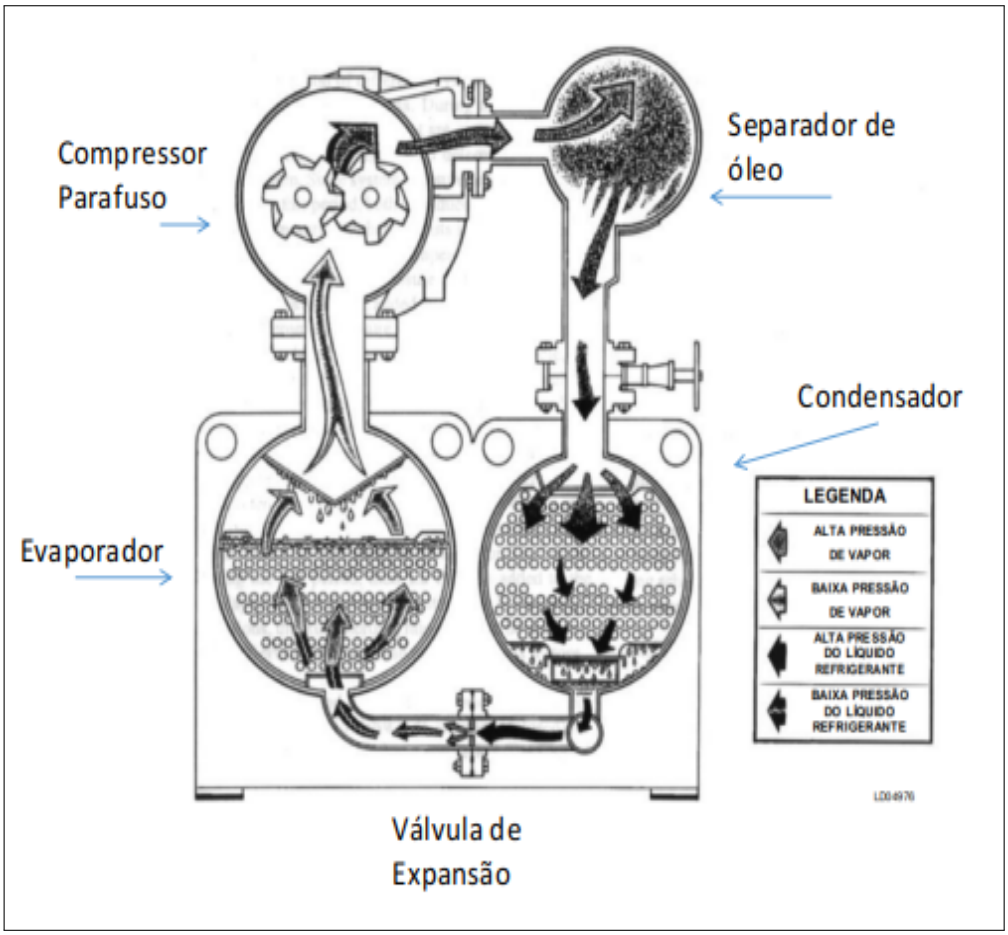
O condensador é responsável pela rejeição de calor do fluido para o meio de resfriamento. Nesta etapa, o fluido em estado de vapor superaquecido (3) é resfriado até alcançar o estado de líquido saturado (4). A válvula de expansão ou elemento de controle é responsável por criar uma resistência e controlar a passagem do fluido a alta pressão no condensador (4) para o evaporador, a baixa pressão (5). O evaporador recebe líquido a baixa pressão (5) vindo da válvula de expansão e absorve calor de alguma outra substância, vaporizando (1) o fluido em seu interior até retornar para o compressor e reiniciar o ciclo de refrigeração (ÇENGEL; BOLES, 2013).

O processo de refrigeração é amplamente utilizado nas mais variadas áreas para o condicionamento de ar. O ”condicionamento de ar pode ser dividido em duas categorias distintas: conforto e industrial. Enquanto o condicionamento de ar para conforto visa as pessoas, o industrial tem por objetivo satisfazer condições e processos” (MICALLEF, 2014, p.6). Assim, conceitua-se condicionamento de ar ”como um processo que objetiva controlar simultaneamente a temperatura, umidade, a movimentação, a renovação e a qualidade do ar ambiente” (NBR 16401-1, 2008, p.2). No Teresina Shopping, a refrigeração tem como finalidade o condicionamento de ar para o conforto térmico de clientes e funcionários.

2.2 *CHILLER* DE COMPRESSOR PARAFUSO ROTATIVO

De acordo com Medeiros e Barbosa (2009, p.63) ”*chiller* é uma máquina térmica que opera segundo o ciclo de refrigeração a vapor, onde o seu fluido de trabalho remove calor de um determinado meio a partir da mudança de fase”. Os componentes principais de um *chiller* são: evaporador, condensador, dispositivo de expansão e compressor. A Figura 2 exemplifica um *chiller* do tipo parafuso rotativo e o comportamento de todos os componentes em operação em um sistema de refrigeração.

Figura 2 – **Fluxo de refrigeração pelo *chiller* de compressor rotativo parafuso**



Fonte: YORK (1997)

O vapor do refrigerante que é produzido pela ebulição no evaporador, flui para o compressor, onde aumenta sua pressão e temperatura de descarrega na sucção do separador de óleo, que remove o óleo antes da alta pressão de gás fluir para o conjunto de tubos do condensador. Assim,

> a água flui pelos tubos do condensador absorve o calor do vapor do refrigerante, enquanto provoca uma condensação. A água do condensador é fornecida ao *chiller* por uma fonte externa, normalmente uma torre de resfriamento. O fluido refrigerante condensados do condensador são drenados na linha de retorno de líquido, onde o orifício variável mede o fluxo de líquido refrigerante para o evaporador para completar o circuito refrigerante (YORK, 1997, p.8).

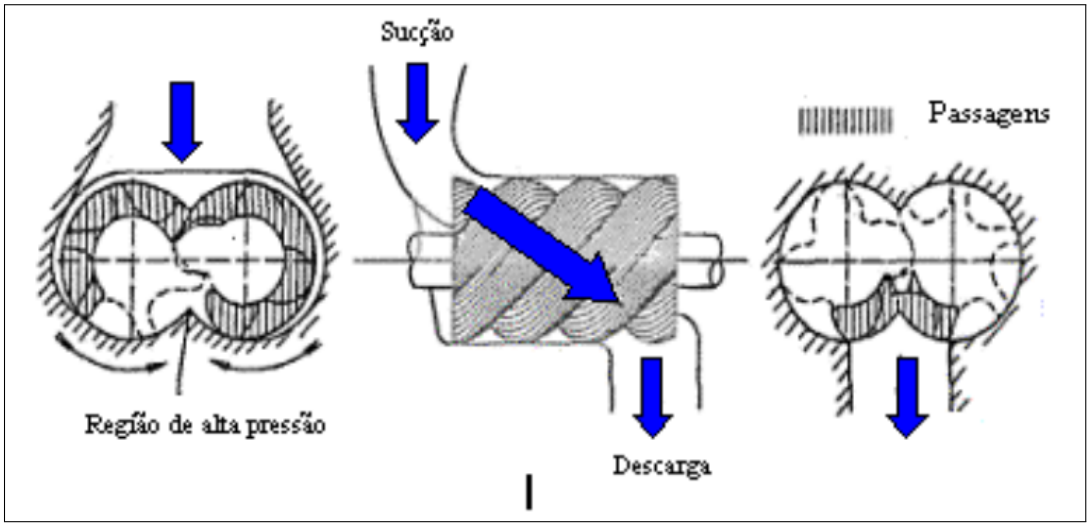
Em operação, o fluxo de água que passa pelo evaporador, onde o refrigerante quente absorve o calor do líquido. O líquido esfriado é transportado para as unidades de ventilação de ar condicionado (*fan-coils*), onde passam pelas aletas da

serpentina, absorvendo o calor do ar. O líquido aquecido é então devolvido ao chiller para completar o circuito do líquido a ser resfriado.

2.2.1 Características de um compressor parafuso

De acordo com Pillis (2005), um compressor parafuso típico, selado com óleo, é uma máquina de deslocamento positivo, pois aumenta a pressão de vapor de fluido refrigerante pela redução do volume através de uma força mecânica aplicada e possui dois rotores acoplados, montados em mancais para fixar suas posições na câmara de trabalho numa tolerância estreita em relação à cavidade cilíndrica, conforme pode ser observado na Figura 3.

Figura 3 – **Geometria básica de um compressor parafuso**



Fonte: YORK (2014)

Na Figura 3 podemos observar as 3 fases presentes em um compressor parafuso:

- Sucção;
- Compressão;
- Descarga.

O fluido refrigerante é succionado e entra pela parte superior do compressor que preenche as cavidades entre o rotor macho e o rotor fêmea. O motor é responsável por impulsionar o torque ao acoplamento feito no rotor macho e garantir a sua rotação com velocidade fixa. O movimento entre rotores é possibilitado devido a uma fina

película de óleo que forma-se com a rotação do conjunto dentro da carcaça (PILLIS, 2005).

No processo de compressão os lóbulos do rotor macho encaixam-se nas ranhuras do rotor fêmea no final da sucção. Devido a rotação do compressor impulsionada pelo motor, o processo de redução de volume ocorre na compressão do gás. Quando a pressão no interior do cilindro excede a pressão suportada pela válvula, esta se abre e permite a descarga de gás no condensador do *chiller* (PILLIS, 2005).

Posteriormente, todo o óleo que passa pelo sistema vai para o separador de óleo. No qual,

> a separação do óleo nebulizado misturado ao gás é realizada através do filtro coalescente, onde as pequenas partículas de óleo são retidas em gotas maiores, sendo direcionadas até o fundo do coletor do filtro. Este óleo é então coletado e retorna ao compressor para reutilização (WADA, 2016, p.21).

Quando um compressor é projetado uma de suas características principais é a razão entre volumes. De acordo com YORK (1997), caso a razão entre os volumes de sucção e de descarga do compressor forem muito altas para uma dada condição de operação, pode ocasionar a sobre-compressão do fluido, que ocorre quando a pressão de descarga interna é maior que a pressão de descarga do sistema.

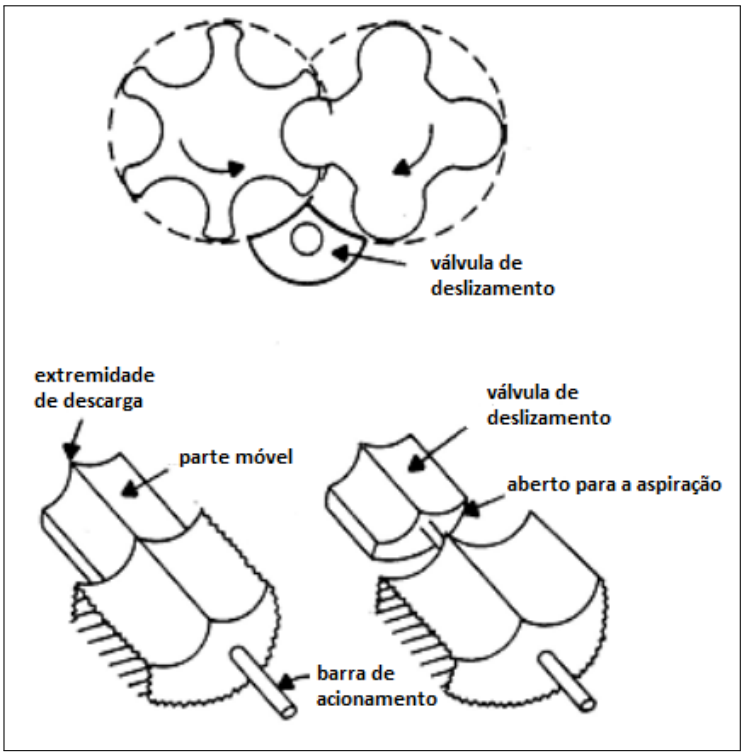
2.2.2 Controle de capacidade fixa em compressor parafuso

Os principais componentes de um *chiller* são selecionados para capacidade de carga completa, então a capacidade deve ser controlada para manter uma temperatura constante de líquido esfriado que sai do evaporador. Desta forma,

> a instalação de uma válvula de deslizamento localizada no compressor parafuso rotativo pode proporcionar várias condições de carga. A abertura da válvula de deslizamento é controlado pelo centro de controle da unidade que monitoram as condições de carga do sistema. O centro de controle envia sinais à válvula solenoide que carrega e descarrega a válvula de deslizamento com o uso de óleo do compressor sob pressão hidráulica. Um cilindro localizado na entrada da caixa do compressor e uma mola que aciona o eixo e pistão (válvula de deslizamento) pressuriza o óleo do compressor. O fluxo do óleo é controlado pela equalização da válvula solenoide que varia entre carga e descarga da válvula de deslizamento, que aumenta ou diminui a quantidade de refrigerante que flui para o compressor, controlando assim a capacidade do *chiller* (YORK, 1997, p.10) .

O controle de capacidade de um compressor parafuso é utilizado para variar a quantidade de gás que entra na câmara. A Figura 4 apresenta a válvula de deslizamento presente em compressores parafusos para controle de capacidade do equipamento.

Figura 4 – **Válvula de deslizamento de um compressor parafuso rotativo para controle de capacidade do equipamento**



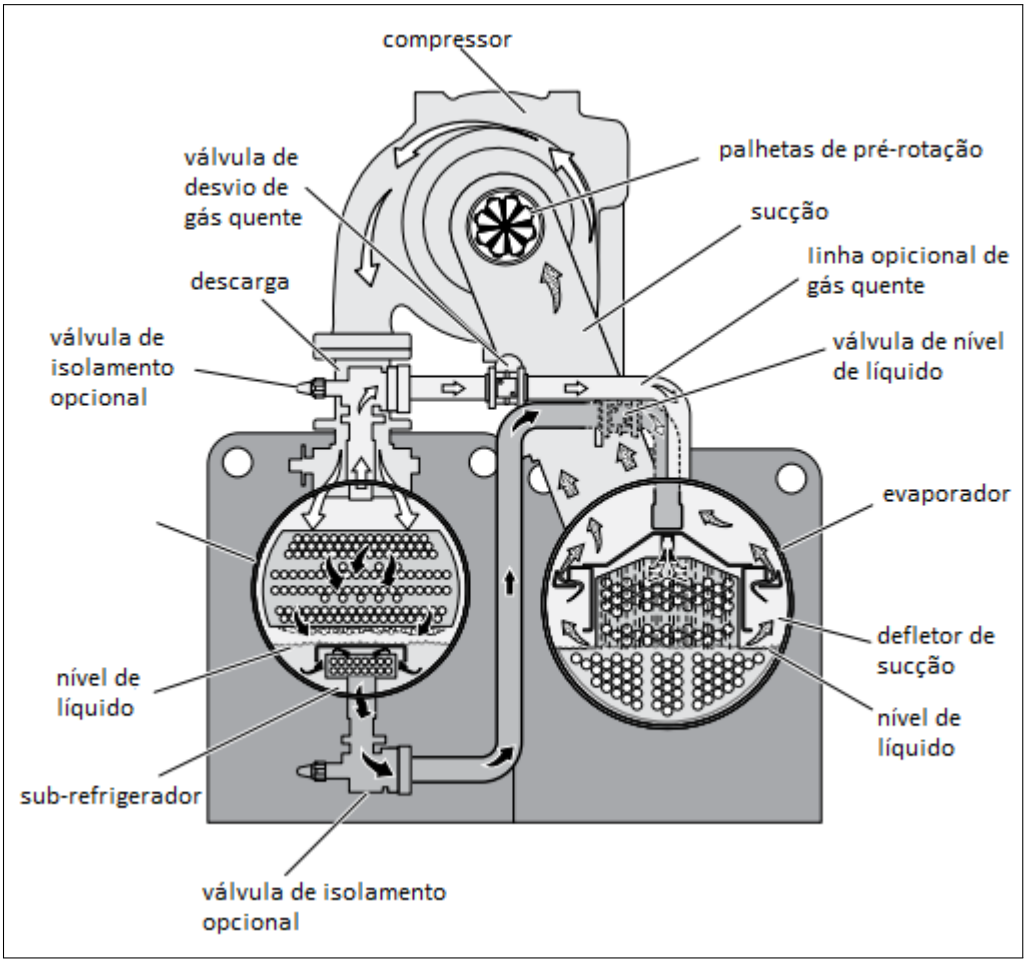
Fonte: Pillis (1999)

O controle de capacidade tem a finalidade de efetuar o ajuste da vazão de gás do processo com a curva de desempenho do compressor, de modo que a vazão comprimida fique dentro das condições de oferta e demanda de gás do sistema (VALADÃO, 2011).

2.3 *CHILLER* DE COMPRESSOR CENTRÍFUGO

No *chiller* centrífugo o processo de refrigeração ocorre da mesma maneira, diferenciando apenas no tipo de compressor. Segundo (CARVAJAL, 2016, p.154) ”o compressor centrífugo comprime o vapor refrigerante girando-o a partir do centro impulsor para fora de modo que as forças centrífugas comprimem o vapor”. A Figura 5 mostra o fluxo percorrido pelo fluido refrigerante no ciclo de refrigeração em um *chiller* centrífugo.

Figura 5 – **Fluxo do refrigerante no *chiller* de compressor centrífugo**



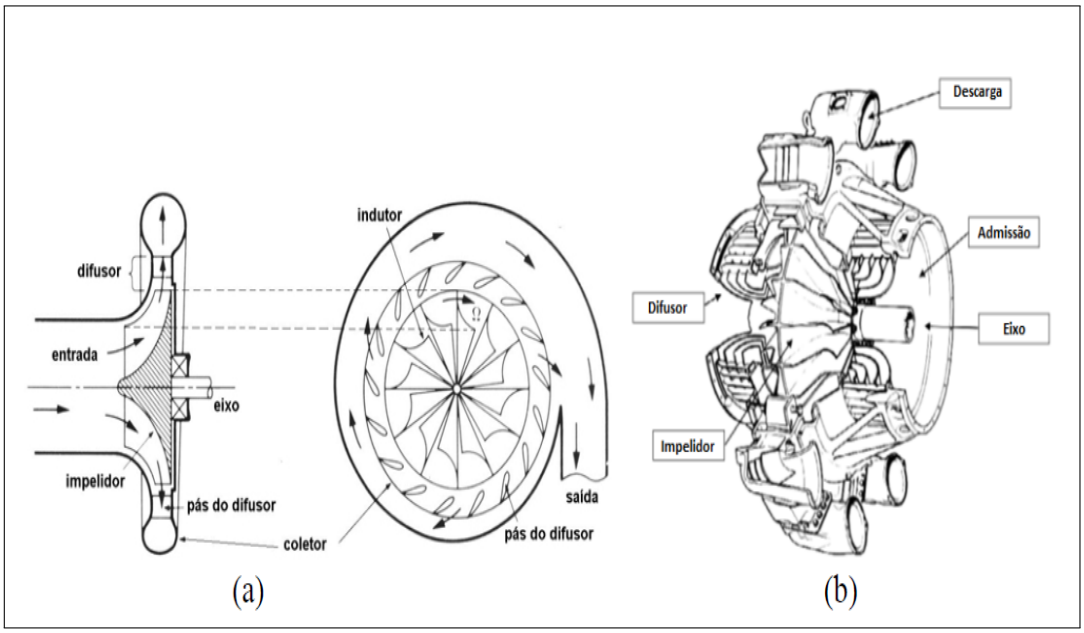
Fonte: YORK (2014)

O vapor de refrigerante flui para o compressor onde o impulsor rotativo aumenta sua pressão e temperatura e a descarrega no condensador. A água que passa pelos tubos do condensador troca calor com o líquido refrigerante em forma de vapor, fazendo com que ele se condense. Assim como no *chiller* com compressor parafuso, a água de condensação é fornecida pelas torres de resfriamento . O refrigerante condensado é drenado do condensador para a linha de retorno de líquido, onde o orifício variável permite a passagem da quantidade necessária do fluxo de refrigerante líquido para o evaporador para completar o ciclo (YORK, 2014).

2.3.1 Características de um compressor centrífugo

O compressor do tipo centrífugo aumenta a pressão do vapor de refrigerante através da transferência de movimento pelas pás do rotor, transformando energia cinética em pressão (PILLIS, 2005). O compressor centrífugo é uma turbo-máquina, que possui, montado em um eixo com mancais de deslizamento, um ou uma sequência de impelidores dotados de palhetas dispostas radialmente, geralmente encurvadas no sentido inverso ao da rotação do eixo (VALADÃO, 2002). A Figura 6 apresenta um esquema dos componentes de um compressor centrífugo.

Figura 6 – **Compressor do tipo centrífugo: esquema de trabalho e elementos componentes.**



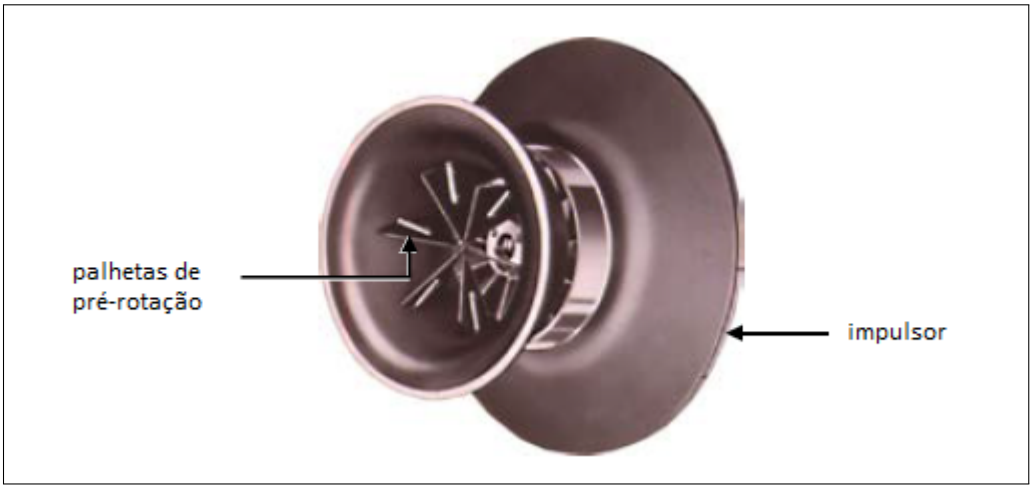
Fonte: Adaptado de Boyce (2003)

O difusor é responsável por converter a taxa de energia cinética para um nível de pressão mais elevado. Os principais componentes de um *chiller* são selecionados para capacidades de carga, portanto, a capacidade deve ser controlada para manter uma temperatura constante do líquido resfriado. As Palhetas de Pré-rotação (PRV), localizadas na entrada do impelidor do compressor, compensam a variação de carga. A posição dessas palhetas é controlada automaticamente através de um braço de alavanca ligado a um motor elétrico localizado fora da carcaça do compressor (YORK, 2014).

2.3.2 Controle de capacidade variável em compressor centrífugo

A capacidade do compressor centrífugo é controlada por palhetas (*inlet vanes*) na entrada do impulsor (*impeller*) do compressor. Na Figura 7 é possível observar as palhetas de entrada, instaladas à frente do impulsor que são um método comum de modulagem de capacidade do compressor em uma ampla gama de condições de carga (taxas de fluxo de refrigerante). Essas palhetas fazem uma pré-rotação do refrigerante antes que ele entre no rotor. Ao alterar o ângulo de entrada do refrigerante, as palhetas de entrada diminuem a capacidade do impulsor de receber o refrigerante. Como resultado, cada posição da aleta de entrada cria uma nova característica de desempenho do compressor sem alterar a velocidade de rotação do impulsor (TRANE, 2012).

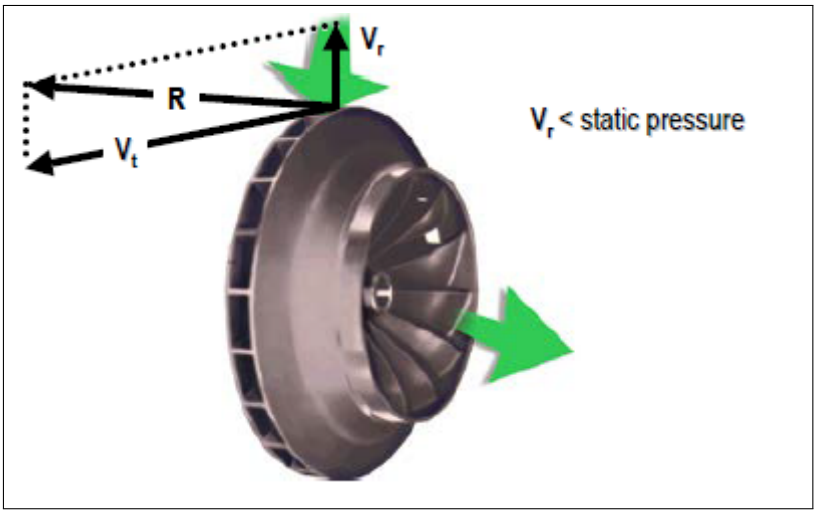
Figura 7 – **Disposição das palhetas e do impulsor no compressor centrífugo**



Fonte: TRANE (2012)

De acordo com (MICALLEF, 2014), as forças que atuam no vapor refrigerante dentro do impulsor do compressor centrífugo podem ser divididas em 2 componentes. Um componente atua para mover o refrigerante para longe do impulsor em uma direção radial. Esse componente é denominado velocidade radial Vr. O segundo componente atua para mover o refrigerante na direção de rotação do impulsor. Esse componente é denominado velocidade tangencial Vt (MICALLEF, 2014). A Figura 8 expressa a atuação das forças vetoriais no impulsor. Juntos, esses componentes geram o vetor de velocidade resultante R, cujo comprimento é proporcional à quantidade de energia cinética no refrigerante. A energia cinética é convertida em energia estática ou pressão estática (YORK, 2014).

Figura 8 – **Componentes vetoriais das forças que agem no compressor**



Fonte: TRANE (2012)

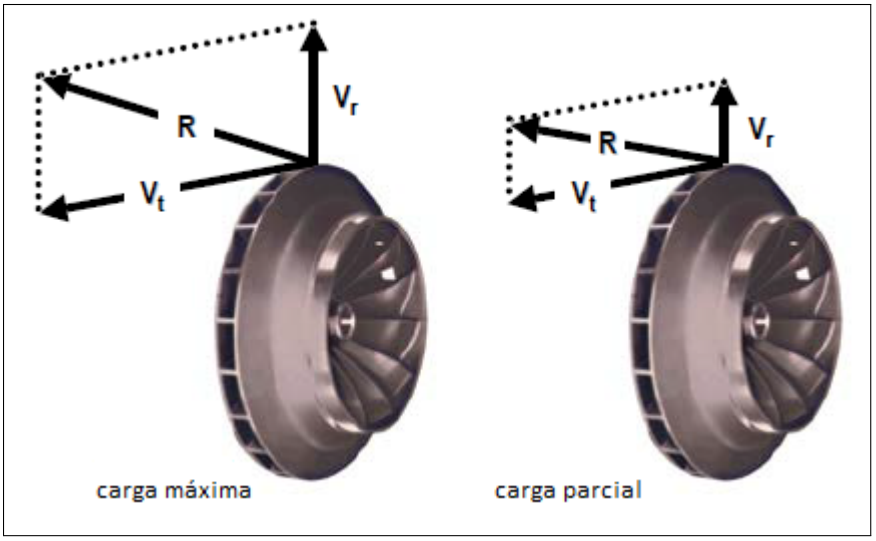
A velocidade radial Vr para um determinado compressor é diretamente proporcional à taxa de fluxo de vapor refrigerante através do compressor. A velocidade tangencial Vt é proporcional ao produto da rotação do impulsor velocidade e diâmetro do impulsor (TRANE, 2012).

Portanto, a capacidade de produção de pressão estática de um compressor pode ser ajustada mudando a taxa de fluxo de refrigerante, a velocidade do impulsor ou o diâmetro do impulsor (YORK, 2014).

2.3.3 Descarga do compressor

Conforme a carga no resfriador diminui, as aletas de entrada fecham parcialmente e a taxa de fluxo do refrigerante através do compressor cai. Na Figura 9 é possível observar que quando a velocidade radial Vr diminui, acontece o mesmo com o fluido refrigerante já que ambos são diretamente proporcionais (MICALLEF, 2014).

Figura 9 – **Componentes vetoriais em carga máxima e carga parcial de compressão**



Fonte: TRANE (2012)

Ainda segundo Micallef (2014), mesmo que a velocidade de rotação e o diâmetro do impulsor sejam constantes, a velocidade tangencial Vt cai por causa da pré-rotação do refrigerante causado pelas palhetas de entrada. O resultado é um vetor de velocidade resultante mais curto R, o que significa que menos pressão estática é gerada, como pode ser observado na Figura 9.

2.3.4 Sobretensão (*surge*) em compressores

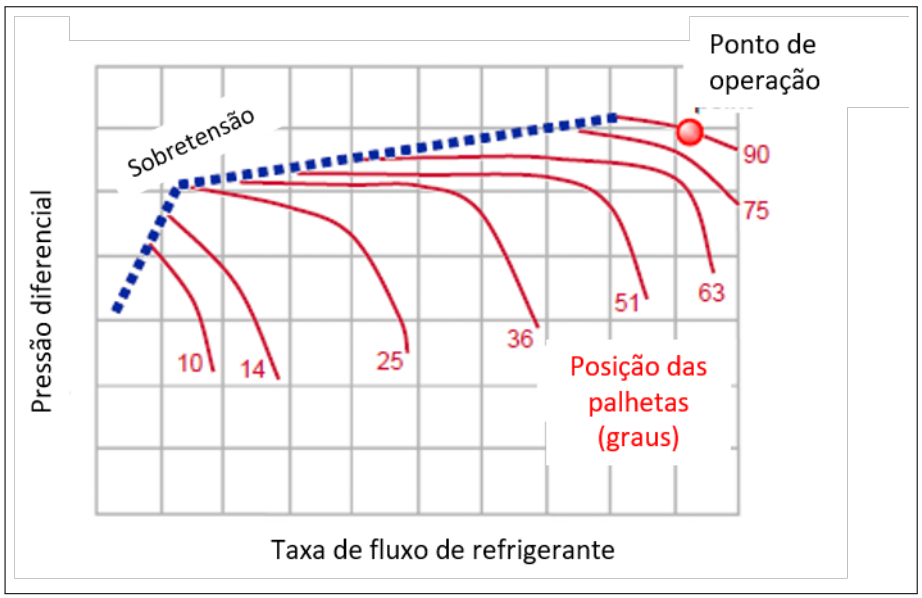
À medida que a carga e a taxa de fluxo de refrigerante correspondente continuam a cair, a velocidade radial cai. Em algum ponto, a força radial se torna menor do que a pressão estática gerada, permitindo que o vapor do refrigerante pressurizado flua de volta das passagens do difusor para o impulsor (MICALLEF, 2014).

Isso reduz instantaneamente a pressão dentro das passagens abaixo da

força radial e o compressor é capaz de restabelecer a direção correta do fluxo do refrigerante. Esta condição é conhecida como sobretensão (*surge*). Enquanto essa condição de carga instável existir, o refrigerante flui alternadamente para frente e para trás através do impulsor do compressor, gerando ruído e vibração (TRANE, 2012).

A Figura 10 representa as curvas de desempenho de um compressor centrífugo típico em diferentes faixas de posições das palhetas de entrada.

Figura 10 – **Curvas de desempenho de um compressor centrífugo em várias posições das palhetas de entrada do impulsor**



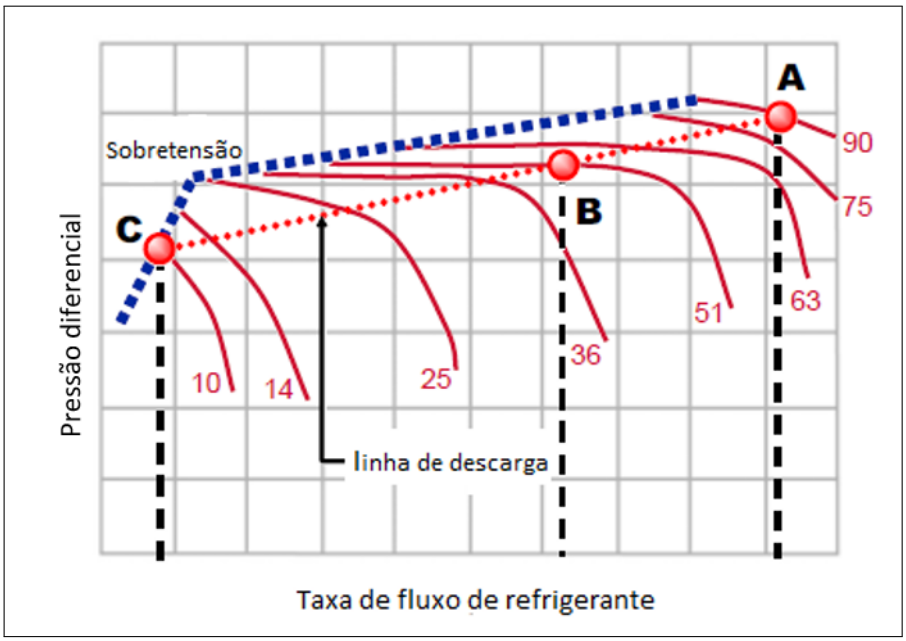
Fonte: TRANE (2012)

A diferença de pressão entre a entrada do compressor (evaporador) e a saída (condensador) está no eixo vertical e a taxa de fluxo do refrigerante está no eixo horizontal. A linha tracejada representa as condições que causam a sobretensão do compressor. Qualquer ponto operacional que caia para o lado direito desta linha é satisfatório para operação estável (TRANE, 2012).

A Figura 11 representa a operação de um *chiller*. O ponto de partida em A é o ponto de operação de carga total. Conforme a carga no *chiller* diminui, as aletas de entrada fecham parcialmente, reduzindo a taxa de fluxo do vapor refrigerante através do compressor e equilibrando a capacidade do *chiller* com a nova carga em B, desta forma menos refrigerante é transferido para o condensador. Como a capacidade de rejeição de calor do condensador agora é maior do que o necessário, o refrigerante

condensa a uma temperatura e pressão mais baixas. Isso reduz a diferença de pressão entre o evaporador e o condensador.

Figura 11 – **Operação de um *chiller* com compressor centrífugo em cargas parciais**



Fonte: TRANE (2012)

Continuando ao longo da linha de descarga, o compressor permanece dentro de sua faixa operacional estável até atingir a região de sobretensão (*surge*) em C.

2.3.5 Unidade de velocidade variável (VSD)

Um Conversor de Frequência (AFD) ou Unidade de Velocidade Variável (VSD) é um dispositivo usado para variar a capacidade de um compressor centrífugo (YORK, 2014). Unidades de velocidade variável são amplamente utilizados com ventiladores e bombas, e com o avanço da tecnologia estão sendo aplicados a *chillers* centrífugos.

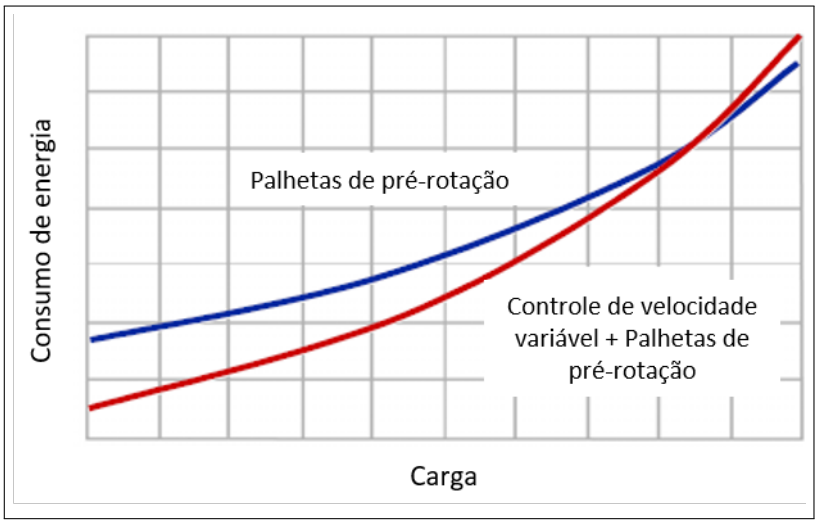
Certas características do sistema favorecem a aplicação de uma unidade de velocidade variável, incluindo:

- Um número substancial de horas de operação de carga parcial;
- A disponibilidade de água do condensador do refrigerador;

- Controle de redefinição de água gelada;
- Cargas elétricas elevadas.

A Figura 12 apresenta a curva característica de *chillers* que utilizam apenas as palhetas de entrada como mecanismo de controle de capacidade com *chillers* que utilizam o controle de velocidade variável AFD aliado à palhetas de entrada no impulsor.

Figura 12 – **Curva de consumo de energia de *chillers***



Fonte: TRANE (2012)

De acordo com (DAIKIN INDUSTRIES, 2015), usar um VSD com um *chiller* centrífugo pode degradar a sua eficiência em cargas totais. Ele irá, no entanto, oferecer economia de energia, reduzindo a velocidade do motor em condições de baixa carga. Um VSD também controla a corrente de partida na inicialização, reduzindo a sobretensão no compressor.

2.4 RAZÃO ENTRE VOLUMES

A razão entre volumes é uma característica fundamental em projetos de compressores. A razão entre volumes se dá pela comparação entre o volume de gás na sucção e o volume de gás na descarga do compressor. Pela razão entre volumes é possível determinar a razão de pressão do compressor. Contudo, segundo Pillis (2005), em todos os sistemas de refrigeração, a pressão de descarga do sistema é determinada pela temperatura de condensação e a temperatura de evaporação determina a pressão de sucção.

Se a razão entre volumes é muito alta e o processo de descarga do compressor for muito longo, ocorre o fenômeno conhecido como sobre-compressão. Neste caso, (PILLIS, 2005, p.8) ”o gás é comprimido acima da pressão de descarga e quando ocorre a abertura da descarga, a alta pressão do gás faz com que ocorra a expansão do refrigerante para a tubulação de descarga, para o condensador”. Isso acarreta um maior consumo energético do *chiller* já que o trabalho para comprimir o gás é maior que o necessário para a pressão de descarga.

O inverso ocorre no fenômeno de sub-compressão, onde as razões entre volumes são muito baixas para as condições de operação. Ainda segundo Pillis (2005) somente a pressão de sucção e a razão entre volumes definem o nível de pressão do gás antes da abertura da câmara de descarga.

De acordo com YORK (2014), o compressor funciona em situações de sobre-compressão e sub-compressão, com um mesmo volume de gás deslocado, porém, a potência requerida será maior, gerando um custo de energia maior para comprimir o gás.

2.5 SISTEMAS DE TERMOACUMULAÇÃO

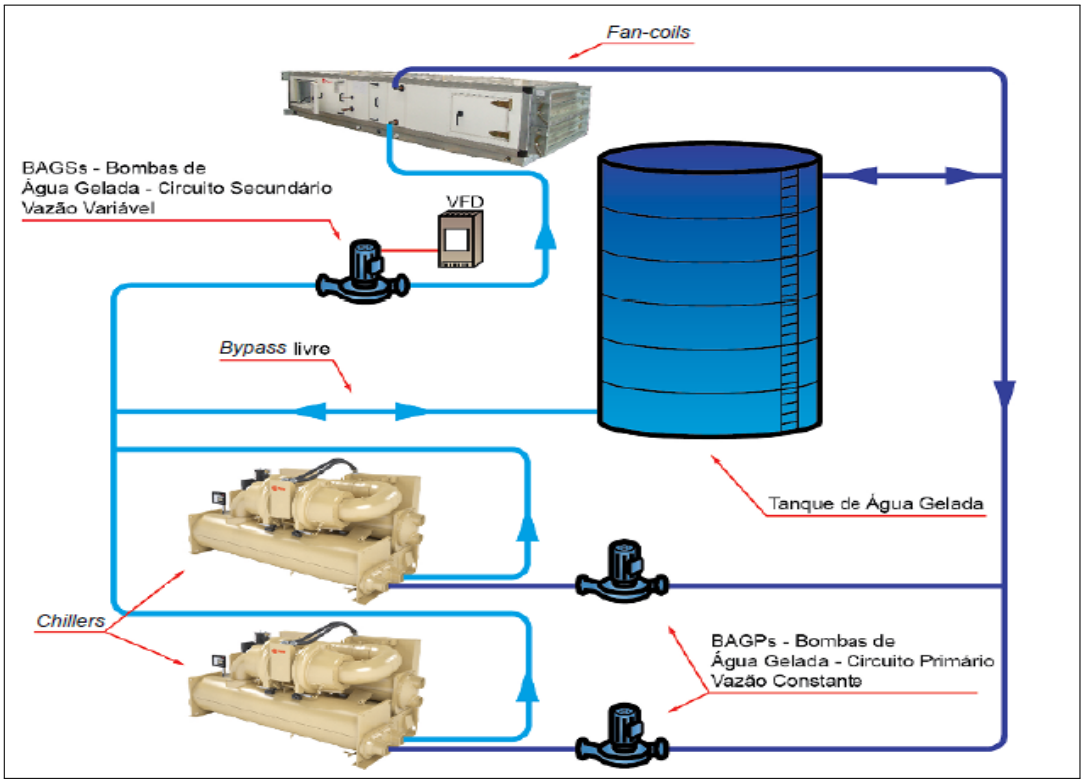
A termoacumulação é um processo bastante utilizado em sistemas de condicionamento de ar pelo Brasil. Para Barbosa (2013, p.13) ”o princípio fundamental desse sistema é armazenar energia térmica durante um período com pouca ou nenhuma carga térmica, e utilizar essa energia armazenada em horários de alta demanda”. Tendo cargas de aquecimento e resfriamento de curta duração, o processo de termoacumulação se torna atrativo do ponto de vista econômico, podendo armazenar a energia térmica, suprindo a energia em horas de pico, quando o custo energético é mais elevado.

Os sistemas que possuem termoacumulação são projetados em conjunto com um sistema de *chillers*, em que, a energia armazenada no tanque é utilizada nos horários em que a tarifa elétrica é mais cara, chamado ”horário de ponta” que se estende das 17:30h às 20:30h. Para (HOMAN *et al.*, 1996) em seus estudos demonstram que os tanques de termoacumulação têm uma eficiência entre 50% a 80%, em que a eficiência do sistema é o produto da eficiência do *chiller* e a eficiência do tanque de armazenamento.

2.5.1 Termoacumulação de água gelada

O sistema de tanques de grandes volumes com fluxo estratificado são bastante utilizados em projetos de termoacumulação de água gelada. A Figura 13 apresenta um fluxograma esquemático do funcionamento de um sistema de água gelada que opera com circuitos primários, secundários e com termoacumulação.

Figura 13 – **Fluxograma esquemático de um sistema de água gelada com circuito primário, secundário e termoacumulação**



Fonte: TRANE (2012)

Em sistemas com arranjos primários e secundários, conforme a Figura 13, o tanque de termoacumulação é instalado em um desvio ou *by-pass* entre as tubulações dos dois circuitos. Quando o tanque está em estado de descarregado, ou seja, cheio de ”água quente”, as Bombas de Água Gelada Secundária (BAGS) estarão desligadas, desta forma, os *chillers* e Bombas de Água Gelada Primária (BAGP) estarão em funcionamento resfriando a água que está armazenada no tanque (MMA, 2017a). Segundo TRANE (2012), na concepção de projeto de um tanque, o fluxo de água gelada que sai dos *chillers* deve ser injetado diretamente na base e a água quente deve

ser succionada da parte superior para a entrada dos *chillers*.

A água do tanque de termoacumulação é geralmente utilizada no período de ponta da tarifa de energia elétrica, onde o circuito primário e os *chillers* permanecem desligados e o circuito secundário succiona água do inferior do tanque e envia aos equipamentos que distribuem o ar arrefecido nas áreas do Teresina Shopping.

De acordo com MMA (2017a, p.33), a desvantagem de sistemas de termoacumulação por água gelada é que ”utiliza apenas calor sensível da água, o que irá requerer um volume de água muito maior (cerca de 7 vezes), quando comparado com o sistema de termoacumulação de gelo, que utiliza o calor latente da água”.

2.6 EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

A eficiência energética possui papel fundamental para a segurança energética mundial, favorecendo assim, o aumento da competitividade e da eficiência econômica. Desta forma, para Silva (2005, p.11), ”uma empresa que deseja alcançar uma estrutura de custos racionalizada e tornar-se mais competitiva não pode admitir o desperdício ou usar a energia de forma ineficiente e irresponsável”. Por outro lado, decisões de alto investimento em modernização de sistemas prediais tem sido reavaliadas por empresários. Aproveitar os sistemas e estruturas já existentes tem sido uma saída encontrada para aumentar a eficiência dos sistemas sem um alto custo de investimento.

Para Brasil (2020, p.9), ”eficiência está no controle adequado de operação, balanceamento de vazão de água, tomada de decisão sobre *set-point* de operação em relação a ocupação, entre outras variáveis”. Por outro lado, Souza (2020, p.10) afirma que “as principais determinantes sempre estarão relacionadas à eficiência energética, atendimento das condições de projeto, aumento da confiabilidade, além de menor impacto ao meio ambiente, sendo a automação uma das mais importantes determinantes para economia do sistema”. Ou seja, apenas o controle operacional não é suficiente para uma expressiva redução de custos no empreendimento.

A medida de eficiência energética dos equipamentos que compõe estes sistemas são fornecidas pelos fabricantes ou calculados pela potência elétrica e de refrigeração. Estes índices de referência energética são conhecidos como Eficiência Energética (EE) e Valor Integrado de Carga Parcial (IPLV) ou Valor de Carga Parcial Não Padrão (NPLV).

2.6.1 Valor de carga parcial (PLV)

De acordo com (MMA, 2017b), para calcular-se a eficiência energética de um *chiller* é necessário conhecer o seu Valor de Carga Parcial (PLV) que é derivado da eficiência do equipamento ao operar em várias capacidades. Para a Instituto de Refrigeração, Aquecimento e Ar Condicionado (AHRI) a norma (AHRI 550/590, 2003) diz que em situações de resfriamento, o Valor Integrado de Carga Parcial (IPLV) ou NPLV é a razão entre o calor removido do ambiente e a energia consumida, para um sistema em condições parciais de refrigeração ou uma porção específica deste sistema sob condições operacionais projetadas (ASHRAE, 2019).

Faz-se necessário conhecer a capacidade real de potência térmica do equipamento, que pela literatura de Çengel e Boles (2013) é dado pela Equação 2.1:

$$Q = \frac{m \cdot c \cdot \Delta T}{3024} \tag{2.1}$$

Onde:

Q: Potência térmica real do equipamento em TR/h

m: Vazão de água da bomba primária em m^3/h

c: Calor específico da água em $cal/g^{\circ}\mathrm{C}$,

ΔT: Diferencial de temperatura entre a entrada e saída de água gelada no evaporador;

$1/3024$: constante.

Um *chiller* nem sempre funciona a 100% da capacidade então o Índice de Eficiência de Energia (EER) ou Coeficiente de Performance (COP) não é uma representação ideal do desempenho típico do equipamento (MMA, 2017a). Portanto, para avaliar a eficiência de um *chiller* a cargas parciais, utiliza-se o IPLV ou NPLV, expresso pela Equação 2.2:

$$NPLV = 0,01 \cdot A + 0,42 \cdot B + 0,45 \cdot C + 0,12 \cdot D \tag{2.2}$$

Onde:

A: Entrada de energia por capacidade, kW/TR a 100% da carga

B: Entrada de energia por capacidade, kW/TR a 75% da carga

C: Entrada de energia por capacidade, kW/TR a 50% da carga

D: Entrada de energia por capacidade, kW/TR a 25% da carga

A EE é composto pela relação do trabalho de compressão em Quilowatt (kW), com o efeito frigorífico em Tonelada de Refrigeração (TR), conforme Equação 2.3 a seguir:

$$EE = \frac{kW}{TR} \tag{2.3}$$

2.7 AJUSTE DE CURVA E R-QUADRADO

De acordo com a Equação 2.2, faz-se necessário valores de referência na variação de carga, para 100%, 75%, 50% e 25%, respectivamente. Segundo (KIUSALAAS, 2013) o ajuste de curvas é um método que consiste em encontrar uma curva que se ajuste a uma série de pontos e que possivelmente cumpra uma série de parâmetros adicionais.

O R-quadrado é uma medida estatística de quão próximos os dados estão da linha de regressão ajustada. Ele também é conhecido como o coeficiente de determinação ou o coeficiente de determinação múltipla para a regressão múltipla. Em geral, quanto maior o R-quadrado, melhor o modelo se ajusta aos seus dados (KIUSALAAS, 2013).

3 METODOLOGIA

O estudo da abordagem metodológica de pesquisa tem por objetivo descrever os métodos utilizados, de acordo com a problemática caracterizada anteriormente, levando em consideração o escopo principal da análise e os objetos específicos descritos. De acordo com Oliveira (2011), é importante trazer quais os motivos que nortearam a pesquisa, pois a metodologia é fundamental para validar desde a pesquisa até os resultados obtidos. No que se refere às fases da metodologia científica, podemos classificar quanto: aos objetos da pesquisa, à natureza da pesquisa, ao objeto de estudo, à técnica de coleta de dados e à análise de dados.

No quesito objetivos da pesquisa, segundo Gil (2008), o estudo descritivo visa estabelecer relações entre as variáveis determinadas e tem como principal característica significativa a coleta de dados. De acordo com Triviños (1987, p.175) ”O estudo descritivo pretende descrever com exatidão os fatos e fenômenos de determinada realidade”, pois será abordado fenômenos inerentes ao processo de condicionamento de ar do sistema do centro comercial. A abordagem quantitativa será abordada com o intuito de apontar resultados satisfatórios baseados em uma análise minuciosa e detalhada do objeto de estudo, a fim de alcançar decisões mais assertivas (PHD, 2015).

Quanto à técnica de coleta de dados, a primeira etapa foi o levantamento bibliográfico. Nesta etapa recorreu-se a livros e artigos utilizados ao longo da graduação acerca de temas específicos como: Termodinâmica, Mecânica dos Fluidos, Refrigeração e Ar Condicionado, Normas Técnicas, Manuais, além de softwares de cálculo de carga térmica e de cálculo de hidráulica. Coletadas de dados *in loco* foram realizadas para confrontar teoria e prática a fim de chegar-se a uma análise satisfatória do estudo de caso.

3.1 AMBIENTE DE ESTUDO

O Teresina Shopping possui um sistema de refrigeração para carregamento de tanque de termoacumulação formado por uma Central de Água Gelada (CAG) com 4 *chillers* por condensação a água, do tipo compressor parafuso, modelo YSEAEAS4-CPC de capacidade de produção de 450 TR e fluido refrigerante R-22, 5 bombas pri-

márias de água gelada (BAGP) de 143 m^3/h cada, e uma sala de torres compostas por 4 torres ALPINA e 5 Bombas de condensação (BAC) de 306 m^3/h cada. Este sistema é conhecido como CAG-01 e possui um tanque de termoacumulação com capacidade nominal de 1.500 m^3.

Para o carregamento do tanque de termoacumulação da CAG 2, o sistema é composto por 2 *chillers* centrífugos (modelo YKECEVP9 – ENG) com capacidade de produção em TR de 500 TR e 2 *chillers* (modelo YKECEVP9 – ENG) com capacidade de produção de 750 TR ambos com fluido refrigerante R-134a. A central possui 3 bombas primárias (BAGP) com capacidade de 189 m^3/h, para os *chillers* de 500 TR e 3 bombas primárias de 284,4 m^3/h para os *chillers* de 750 TR, além de uma sala de torres compostas por 5 torres ALPINA e bombas de condensação de capacidade de vazão de água de 340 m^3/h cada. O sistema possui um tanque de termoacumulação, com capacidade nominal de 3515 m^3.

Em ambas as centrais de água gelada, o tanque de termoacumulação é utilizado das 17:30h às 20:30h. Para este comparativo foi escolhido um *chiller* de 450 TR presente na CAG 1 e um *chiller* de 500 TR presente na CAG 2 e avaliado a eficiência energética de cada um dos equipamentos.

3.1.1 Programa: Ciclo Carregamento

O ciclo de carregamento do tanque de água gelada acontece todos os dias das 23:00h às 06:00h , período este em que o shopping não necessita de climatização. O ciclo inicia-se com o procedimento de acionamento das torres de resfriamento que são responsáveis pela rejeição de calor de uma grande quantidade de água em contra fluxo com ar ambiente. O conjunto de Bombas de Condensação (BAC) succionam água das torres e recalcam nas unidades condensadoras dos *chillers*. A água é bombeada através dos feixes de tubos presentes no condensador, enquanto o vapor a alta pressão de fluido refrigerante preenche os espaços entre os tubos.

A medida que o calor é transferido da água para o fluido refrigerante (R-22 no *chiller* parafuso e R-134a no *chiller* centrífugo), o fluido refrigerante condensa e deposita-se no fundo do trocador de calor e flui através da linha de líquido, pela válvula de expansão para o evaporador.

As BAGP injetam água nos trocadores de calor do evaporador onde o refri-

gerante absorve o calor da água que flui através do feixe de tubos. Essa transferência de calor aquece o líquido refrigerante nas superfícies do tubo e o vapor gerado é atraido para o compressor que fica no topo do evaporador. O sistema de bombas primárias succionam água da parte superior do tanque de termoacumulação, água esta a uma temperatura de aproximadamente 12 ºC e recalcam com vazão constante nos *chillers* da central para que todo o processo de troca de calor entre gás e água aconteça e, esta, retorne a uma temperatura de 6 ºC impulsionada pelas bombas secundárias, que por manobras de válvulas, neste ciclo atendem exclusivamente o tanque de termoacumulação.

3.1.2 Características do tanque de termoacumulação

Os dois tanques de termoacumulação do sistema são compostos por um cilíndrico vertical para água gelada, fabricado em chapa de aço carbono estrutural ASTM A36, equipado com boca de inspeção no teto e no costado, escada externa tipo marinheiro, guarda corpo, conexões flangeadas para respiro, ladrão, dreno, poços para sensores de temperatura, nível, enchimento, entrada e saída de água. Os tanques foram fabricados de acordo com as normas da Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT) NBR 7821 (1983). O dimensionamento de espessuras de chapas: fundo, costado e teto são feitos de forma a garantirem a integridade estrutural do reservatório quando cheio e submetido aos esforços e cargas considerados nas normas do projeto. O Anexo A e o Anexo B apresentam os projetos das duas centrais de água gelada com seus respectivos tanques de termoacumulação presentes no Teresina Shopping.

3.2 ANÁLISE DE DADOS

Após as etapas de levantamento bibliográfico e da pré análise de informações sobre a operação dos dois sistemas presentes no Teresina Shopping no regime de carregamento do tanque de termoacumulação foi possível aplicar a seguinte sequência para cálculo de eficiência energética dos sistemas.

- Definição das fórmulas necessárias para o cálculo de eficiência energética de um *chiller*, seguindo o levantamento bibliográfico;
- Escolha dos *chillers* de cada central que será analisado;

- Definição de data e início de levantamento de dados, visto que ambos precisam apresentar o mesmo cenário externo (condições de condensação semelhantes);
- Definição de parâmetros necessários para o cálculo de eficiência energética de cada *chiller*;
- Coleta de dados manualmente pelo operador responsável da central.

3.3 COLETA DE DADOS

A coleta de dados deu-se de forma manual, observando os parâmetros apresentados no painel de controle do equipamento. Os dados necessários para esta análise foram:

- Data;
- Hora;
- Potência de entrada do motor em kW;
- Temperatura de entrada da água no evaporador;
- Temperatura da água de saída no evaporador;
- Vazão de água do evaporador em l/h;
- Porcentagem de corrente nominal do motor;
- Temperatura de entrada da água no condensador;
- Temperatura de saída da água no condensador.

Os dados foram coletados manualmente acompanhando os valores apresentados no painel da máquina, com intervalos de coleta de 30 minutos, iniciados às 22:00h até o final do carregamento do tanque de termoacumulação de cada CAG.

É importante destacar que a norma AHRI 550/590 (2003) infere que caso as condições de carga a 75%, 50% e 25% não sejam apresentadas pela interface do equipamento, deve-se determinar o ajuste da curva nestes pontos, sem extrapolações. Utilizando-se software interativo voltado para cálculo numérico foi possível encontrar os valores para 50% e 25% de carga.

3.4 AJUSTE DE CURVA E CÁLCULO DO R-QUADRADO

O R-quadrado é uma medida descritiva da qualidade do ajuste das curvas obtido (KIUSALAAS, 2013). Para o ajuste da curva dos parâmetros coletados e a

verificação da qualidade destes dados será utilizado o *MATLAB*, *software* interativo de alta performance para cálculo numérico. Através dele será possível obter a equação de ajuste da curva para qualquer ponto.

Serão feitas 4 interações. São elas:

- Ajuste da porcentagem de corrente nominal em função temperatura de entrada e saída do evaporador para o *chiller* parafuso;
- Ajuste da eficiência energética em função da temperatura de entrada e saída do evaporador para o *chiller* parafuso;
- Ajuste da porcentagem de corrente nominal em função temperatura de entrada e saída do evaporador para o *chiller* centrífugo;
- Ajuste da eficiência energética em função da temperatura de entrada e saída do evaporador para o *chiller* centrífugo.

3.5 CÁLCULO DE POTÊNCIA TÉRMICA

Para o cálculo da potência térmica em cada *chiller*, será utilizado a Equação 2.1 inserida em software livre de planilhas, o *WPS Spreadsheets*.

3.6 CÁLCULO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Para o cálculo da eficiência energética em cada *chiller*, será utilizado a Equação 2.3 inserida em software livre de planilhas, o *WPS Spreadsheets*.

3.7 CÁLCULO DE NPLV

O NPLV para fins de projeto é disposto pela norma AHRI 550/590 (2003) e utilizados como referência para o cálculo de equipamentos que utilizam ciclos de compressão de vapor. A Equação 2.2 será aplicada para o cálculo do NPLV no *chiller* parafuso e no *chiller* centrífugo.

O cálculo do NPLV foi baseado na média ponderada dos mais comuns tipos de construção e operações usando clima médio em 29 cidades dos EUA, com e sem economizadores do lado ar (AHRI 550/590, 2003). Para a seleção dos *chillers* do Teresina Shopping os valores padrão da norma não foram utilizados, mas sim, os valores de clima médio da cidade de Teresina, conforme especificado no Anexo C e Anexo D.

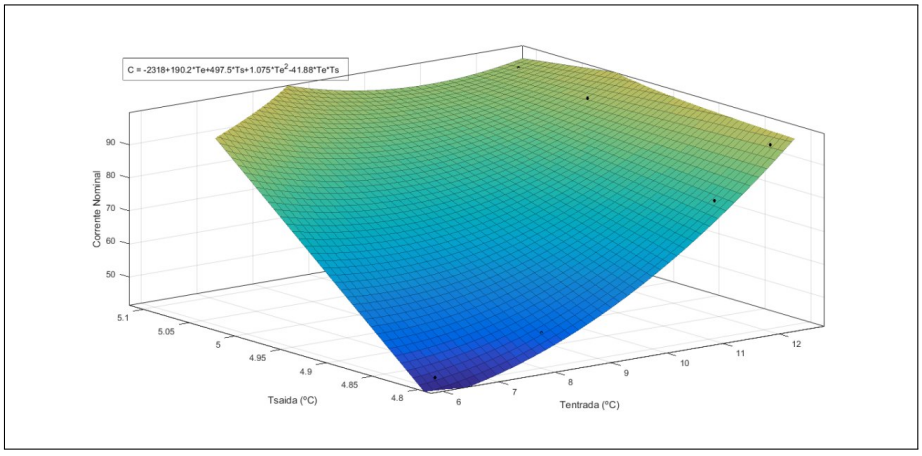
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados foram obtidos seguindo os parâmetros definidos na metodologia. Realizou-se o ajuste da curva das leituras, a análise da potência térmica fornecida por cada equipamento bem como a sua eficiência energética em função do NPLV de cada máquina.

4.1 AJUSTE DE CURVA E CÁLCULO DO R-QUADRADO

A Figura 14 apresenta a curva relativa a corrente nominal relacionada com a temperatura de entrada e temperatura de saída do evaporador do *chiller* parafuso. A Figura 15 apresenta a mesma correção de curva para o *chiller* centrífugo.

Figura 14 – **Ajuste de curva da corrente nominal referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* parafuso de 450 TR**



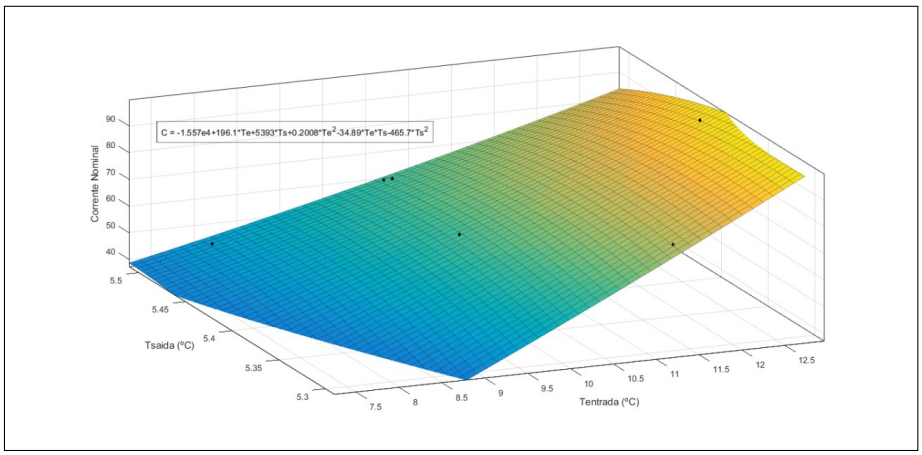
Fonte: Própria Autora

Onde:

- Em azul os valores mínimos para as temperaturas de entrada e saída de água gelada no evaporador do *chiller* em função da corrente nominal;
- Em amarelo os valores máximos para as temperaturas de entrada e saída de água gelada no evaporador do *chiller* em função da corrente nominal.

O gráfico da Figura 14 e na Figura 15 mostra a relação entre as variáveis Corrente Nominal (%) e as temperaturas de entrada e saída de água gelada no evaporador do respectivo *chiller*. Os valores mostrados foram obtidos através do ajuste de curva representado pelo polinômio C.

Figura 15 – **Ajuste de curva da corrente nominal referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* centrífugo de 500 TR**

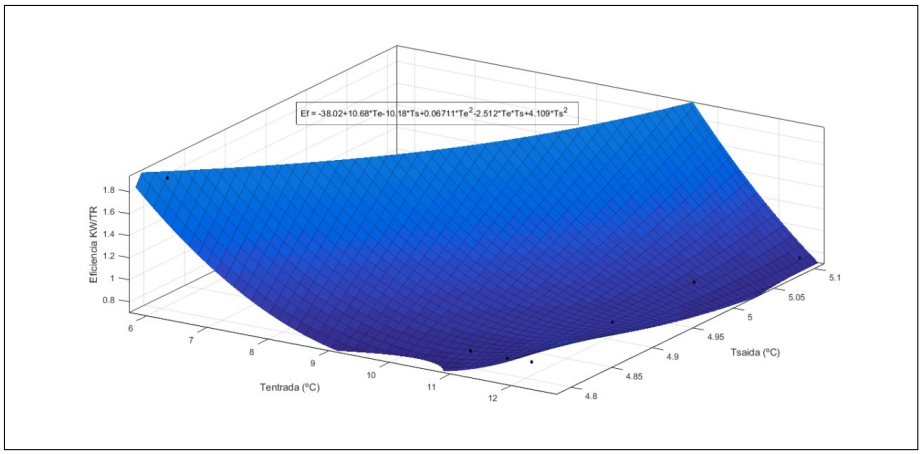


Fonte: Própria Autora

O valor de R-quadrado para ambas as curvas são considerados satisfatórios de acordo com Kiusalaas (2013), onde para o *chiller* parafuso o valor de R-quadrado foi de 0,9995 e para o *chiller* centrífugo foi 0,9953.

O ajuste de curva relacionando a eficiência energética do *chiller* parafuso pode ser visto na Figura 16. Do mesmo modo, a Figura 17 apresenta-se a correção da curva de eficiência do *chiller* centrífugo. Em ambos os ajustes foi considerado a relação entre eficiência energética e as temperaturas de entrada e saída do evaporador.

Figura 16 – **Ajuste de curva da eficiência energética referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* parafuso de 450 TR**

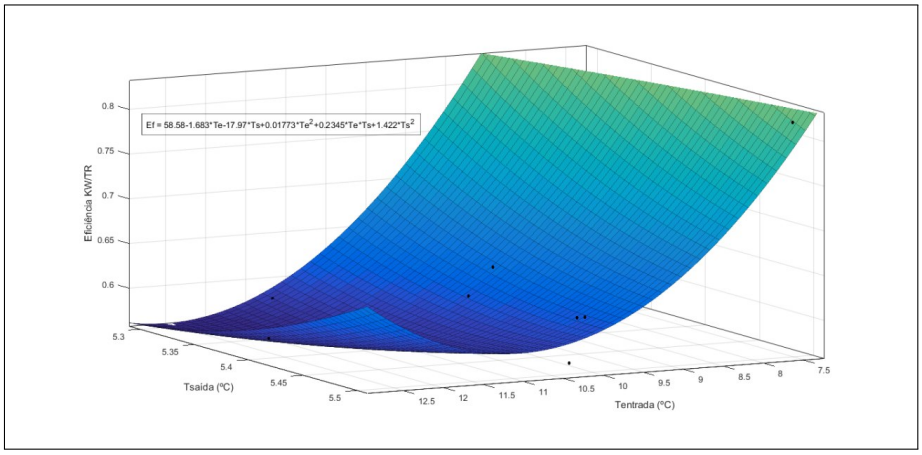


Fonte: Própria Autora

Onde:

- Em azul os valores mínimos para as temperaturas de entrada e saída de água gelada no evaporador do *chiller* em função da eficiência energética;
- Em amarelo os valores máximos para as temperaturas de entrada e saída de água gelada no evaporador do *chiller* em função da eficiência energética.

Figura 17 – **Ajuste de curva da eficiência energética referentes à temperatura de entrada e saída do *chiller* centrífugo de 500 TR**



Fonte: Própria Autora

O gráfico da Figura 16 e na Figura 17 mostra a relação entre as variáveis de eficiência energética e as temperaturas de entrada e saída de água gelada no evaporador do respectivo *chiller*. Os valores mostrados foram obtidos através do ajuste de curva representado pelo polinômio C.

O valor de R-quadrado para ambas as curvas são considerados satisfatórios de acordo com Kiusalaas (2013), onde para o *chiller* parafuso o valor de R-quadrado referente à eficiência foi de 0,9766 e para o *chiller* centrífugo foi 0,9706.

4.2 CÁLCULO DA POTÊNCIA TÉRMICA

A partir destes dados foi possível calcular a potência térmica de cada *chiller* ao longo de seu funcionamento.

Substituindo as incógnitas da Equação 2.1 pelos valores coletados *in loco*, temos:

- Para o *chiller* de compressor do tipo parafuso de 450 TR temos os seguintes

valores de potência térmica do Quadro 1:

Quadro 1 – **Cálculo de Potência Térmica do *chiller* de compressor parafuso de 450 TR**

Data	Hora	Pot. Ent. kW	°C Ent. Evap.	°Csaída Evap.	Vazão Evap. L/h	% Corrente Nom.	Pot. Térmica TR/h
21/07/2020	22:00	0	12,6	12,6	143.000	0	**0,00**
21/07/2020	22:30	269	12,5	5,1	143.000	95	**349,93**
21/07/2020	23:00	298	12,1	4,8	143.000	97	**345,21**
21/07/2020	23:30	293	12,1	4,9	143.000	95	**340,48**
21/07/2020	00:00	291	12,1	5	143.000	95	**335,75**
21/07/2020	00:30	294	12,1	4,9	143.000	96	**340,48**
22/07/2020	01:00	291	12,1	4,9	143.000	95	**340,48**
22/07/2020	01:30	278	11,7	4,8	143.000	90	**326,29**
22/07/2020	02:00	255	11,1	4,8	143000	83	**297,92**
22/07/2020	02:30	194	10,5	4,8	143000	75	**269,54**
22/07/2020	03:00	148	8	4,8	143000	52	**151,32**
22/07/2020	03:30	117	6,1	4,8	143000	44	**61,47**
22/07/2020	04:00	100	6,8	4,7	143000	25	**99,31**

Fonte: Própria Autora

- Para o *chiller* de compressor do tipo centrífugo de 500 TR temos os seguintes valores de potência térmica do Quadro 2:

Quadro 2 – **Cálculo de Potência Térmica do *chiller* de compressor centrífugo de 500 TR**

Data	Hora	Pot. Ent. kW	°C Ent. Evap.	°Csaída Evap.	Vazão Evap. L/h	% Corrente Nom.	Pot. Térmica TR/h
21/07/2020	22:00	2	14	14,5	189.000	0	**0,00**
21/07/2020	22:30	265	12,7	5,4	189.000	97	**456,25**
21/07/2020	23:00	261	12,6	5,4	189.000	94	**450,00**
21/07/2020	23:30	219	11,3	5,3	189.000	77	**375,00**
22/07/2020	00:00	183	10,5	5,5	189.000	63	**312,50**
22/07/2020	00:30	172	10,3	5,5	189.000	61	**300,00**
22/07/2020	01:00	183	10,2	5,4	189.000	64	**300,00**
22/07/2020	01:30	185	10,2	5,5	189.000	63	**293,75**
22/07/2020	02:00	181	10,2	5,4	189.000	64	**300,00**
22/07/2020	02:30	179	10,2	5,5	189.000	61	**293,75**
22/07/2020	03:00	179	10,1	5,5	189.000	62	**287,50**
22/07/2020	03:30	177	10,1	5,4	189.000	63	**293,75**
22/07/2020	04:00	180	9,9	5,4	189.000	64	**281,25**
22/07/2020	04:30	163	7,9	5,5	189.000	50	**268,75**
22/07/2020	05:00	120	8,1	5,5	189.000	45	**256,25**
22/07/2020	05:30	103	7,5	5,5	189.000	40	**243,75**
22/07/2020	06:00	100	7,4	5,3	189.000	25	**231,25**

Fonte: Própria Autora

4.3 CÁLCULO DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Para o cálculo da Eficiência Energética em cada ponto de leitura, utilizou-se a Equação 2.3 apresentando os seguintes valores:

- Para o *chiller* de compressor do tipo parafuso de 450 TR temos os seguintes valores de Eficiência Energética do Quadro 3:

Quadro 3 – **Cálculo de Eficiência Energética do *chiller* de compressor parafuso de 450 TR**

Data	Hora	Pot. Ent. kW	°C Ent. Evap.	°Csaída Evap.	Vazão Evap. L/h	% Corrente Nom.	Pot. Térmica TR/h	Efic. kW/TR
21/07/2020	22:00	0	12,6	12,6	143.000	0	**0,00**	-
21/07/2020	22:30	269	12,5	5,1	143.000	95	**349,93**	**0,77**
21/07/2020	23:00	298	12,1	4,8	143.000	97	**345,21**	**0,86**
21/07/2020	23:30	293	12,1	4,9	143.000	95	**340,48**	**0,86**
21/07/2020	00:00	291	12,1	5	143.000	95	**335,75**	**0,87**
21/07/2020	00:30	294	12,1	4,9	143.000	96	**340,48**	**0,86**
22/07/2020	01:00	291	12,1	4,9	143.000	95	**340,48**	**0,85**
22/07/2020	01:30	278	11,7	4,8	143.000	90	**326,29**	**0,85**
22/07/2020	02:00	255	11,1	4,8	143000	83	**297,92**	**0,86**
22/07/2020	02:30	194	10,5	4,8	143000	75	**269,54**	**0,72**
22/07/2020	03:00	148	8	4,8	143000	52	**151,32**	**0,98**
22/07/2020	03:30	117	6,1	4,8	143000	44	**61,47**	**1,90**
22/07/2020	04:00	100	6,8	4,7	143000	25	**99,31**	**0,34**

Fonte: Própria Autora

- Para o *chiller* de compressor do tipo centrífugo de 500 TR temos os seguintes valores de Eficiência energética do Quadro 4:

Quadro 4 – **Cálculo de Eficiência Energética do *chiller* de compressor centrífugo de 500 TR**

Data	Hora	Pot. Ent. kW	°C Ent. Evap.	°Csaída Evap.	Vazão Evap. L/h	% Corrente Nom.	Pot. Térmica TR/h	Efic. kW/TR
21/07/2020	22:00	2	14	14,5	189.000	0	**0,00**	**-0,06**
21/07/2020	22:30	265	12,7	5,4	189.000	97	**456,25**	**0,58**
21/07/2020	23:00	261	12,6	5,4	189.000	94	**450,00**	**0,58**
21/07/2020	23:30	219	11,3	5,3	189.000	77	**375,00**	**0,58**
22/07/2020	00:00	183	10,5	5,5	189.000	63	**312,50**	**0,59**
22/07/2020	00:30	172	10,3	5,5	189.000	61	**300,00**	**0,57**
22/07/2020	01:00	183	10,2	5,4	189.000	64	**300,00**	**0,61**
22/07/2020	01:30	185	10,2	5,5	189.000	63	**293,75**	**0,63**
22/07/2020	02:00	181	10,2	5,4	189.000	64	**300,00**	**0,60**
22/07/2020	02:30	179	10,2	5,5	189.000	61	**293,75**	**0,61**
22/07/2020	03:00	179	10,1	5,5	189.000	62	**287,50**	**0,62**
22/07/2020	03:30	177	10,1	5,4	189.000	63	**293,75**	**0,60**
22/07/2020	04:00	180	9,9	5,4	189.000	64	**281,25**	**0,64**
22/07/2020	04:30	163	7,9	5,5	189.000	50	**268,75**	**0,76**
22/07/2020	05:00	120	8,1	5,5	189.000	45	**256,25**	**0,74**
22/07/2020	05:30	103	7,5	5,5	189.000	40	**243,75**	**0,82**
22/07/2020	06:00	100	7,4	5,3	189.000	25	**231,25**	**0,82**

Fonte: Própria Autora

4.4 CÁLCULO DE NPLV

Para o cálculo do NPLV em cargas parciais utilizaremos a Equação 2.2. Assim, para o *chiller* de compressor do tipo parafuso de 450 TR, o NPLV é calculado

como:

$$NPLV = 0,01 \cdot A + 0,42 \cdot B + 0,45 \cdot C + 0,12 \cdot D \tag{4.1}$$

$$NPLV = 0,01 \cdot 0,86 + 0,42 \cdot 0,72 + 0,45 \cdot 0,98 + 0,12 \cdot 0,34 \tag{4.2}$$

$$NPLV = 0,792 \tag{4.3}$$

Para o *chiller* de compressor do tipo centrífugo de 500 TR, o NPLV é calculado como:

$$NPLV = 0,01 \cdot A + 0,42 \cdot B + 0,45 \cdot C + 0,12 \cdot D \tag{4.4}$$

$$NPLV = 0,01 \cdot 0,58 + 0,42 \cdot 0,72 + 0,58 \cdot 0,76 + 0,12 \cdot 0,82 \tag{4.5}$$

$$NPLV = 0,689 \tag{4.6}$$

O Quadro 5 apresenta os valores de NPLV dos *chillers* estudados baseando-se em valores encontrados no memorial de cálculo do equipamento idealizado pelo projetista do sistema, conforme Anexo C e Anexo D, os valores encontrados no painel de cada máquina e os valores calculados de acordo com a realidade de operação dos equipamentos.

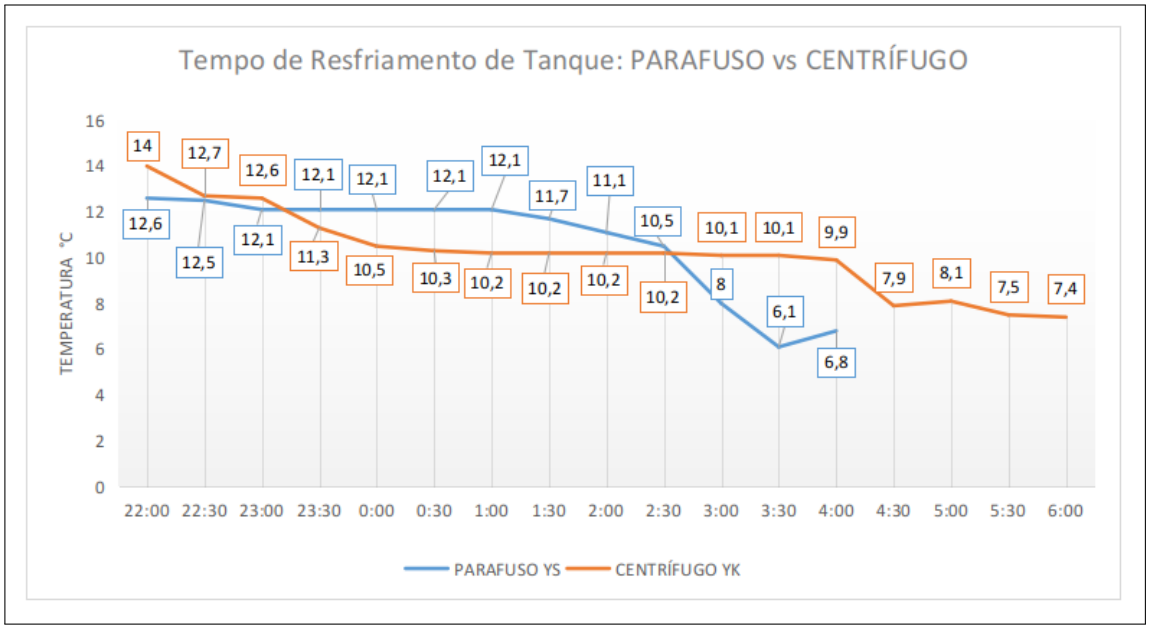
Quadro 5 – **Comparativo do NPLV de cada equipamento**

REFERÊNCIA	NPLV PARAFUSO YS	NPLV CENTRÍFUGO YK
PROJETO (AHRI 550/590)	0,543	0,37
INSTALADO (PRINT-OUT DA MÁQUINA)	0,671	0,578
REAL (ACORDO COM LEITURAS)	0,792	0,689

Fonte: Própria Autora

A Figura 18 representa o tempo de resfriamento dos tanques de termoacumulação e o comportamento das temperaturas ao longo da operação.

Figura 18 – **Temperatura de Resfriamento do Tanque**



Fonte: Própria Autora

Pode-se observar que o *chiller* parafuso com velocidade fixa, apresenta temperatura final, mais baixa e o tempo de resfriamento mais rápido em $2h$ que o *chiller* centrífugo com controle de capacidade variável, porém apenas esta informação não é suficiente para justificar a eficiência energética do equipamento.

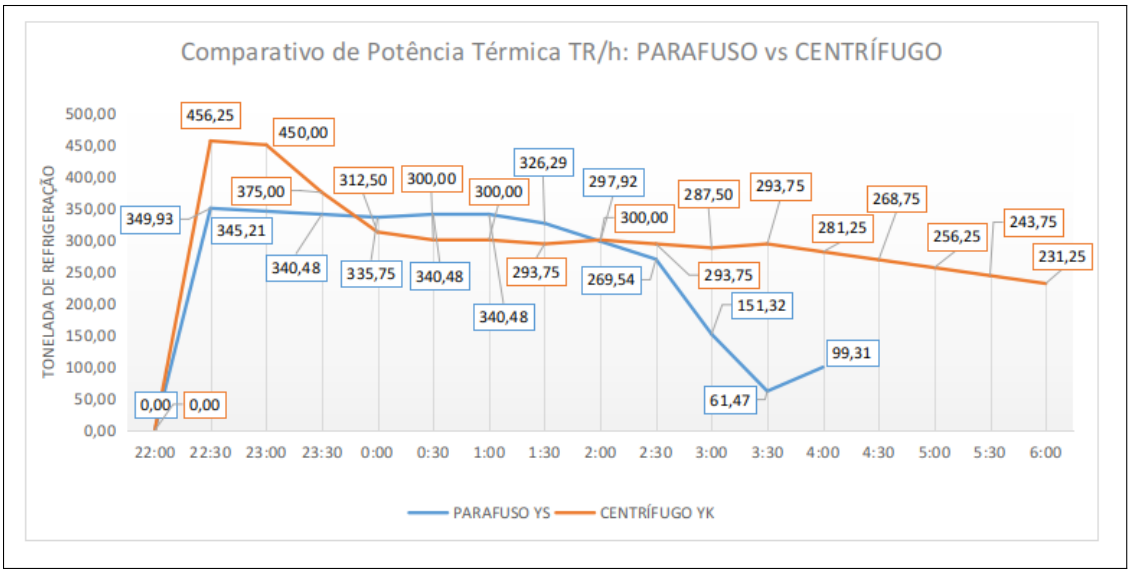
O controle de capacidade tem a finalidade de efetuar o ajuste da vazão de gás do processo com a curva de desempenho do compressor, de modo que a vazão comprimida fique dentro das condições de oferta e demanda de gás do sistema.

Ainda pela Figura 18, é possível observar que o *chiller* parafuso com velocidade fixa, em condições de carga parcial e baixa temperatura do gás refrigerante (tendendo ao final do resfriamento do tanque), apresenta uma queda de temperatura maior que o *chiller* centrífugo.

O *chiller* centrífugo quando em funcionamento em carga parcial, a cada rotação no compressor corresponde um limite de redução da vazão, abaixo do qual a operação se torna instável, apresentando vibrações e ruído característico (*surge*). Este fenômeno impacta diretamente no consumo de energia elétrica, pois há variação da corrente consumida pelo motor elétrico.

A Figura 19 ilustra o funcionamento do sistema de controle de capacidade de cada *chiller* baseado no comportamento de potência térmica de cada máquina. O *chiller* parafuso pode ser comparado à um automóvel que utilizou alta aceleração, mostrando rapidez. Já o *chiller* centrífugo, mostra-se como um automóvel com potência, porém com velocidade controlada, pois apresenta maior tempo para atingir o alcance de temperatura programada na máquina.

Figura 19 – **Produção Tonelada de Refrigeração por hora**

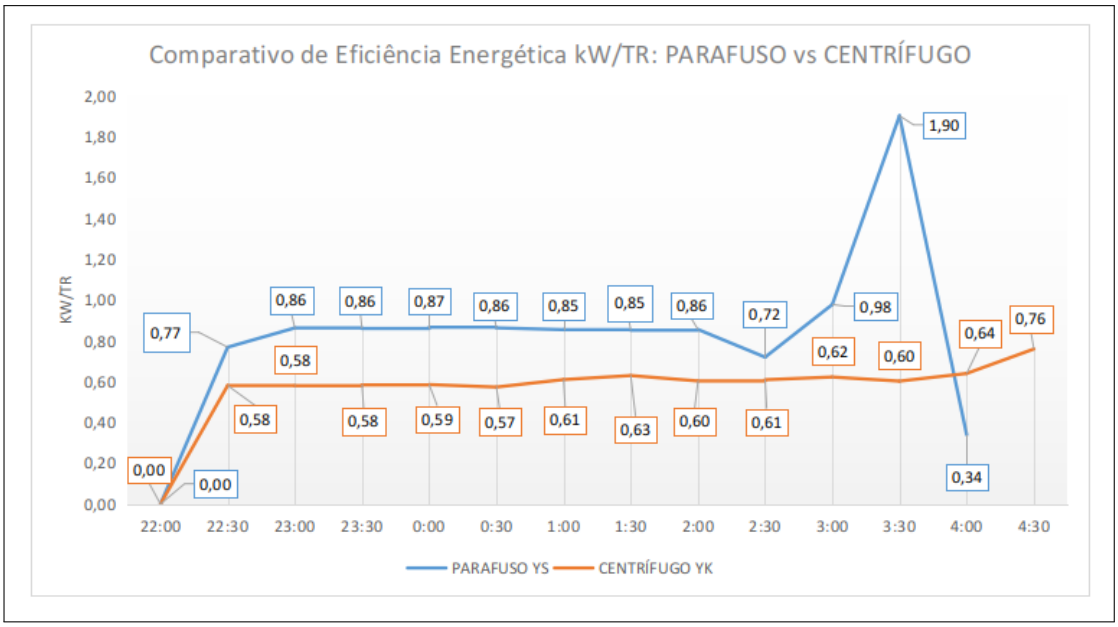


Fonte: Própria Autora

A Figura 20 nos mostra que apesar do *chiller* parafuso de velocidade fixa mostrar-se ser mais rápido do que o *chiller* centrífugo com velocidade variável para o resfriamento do tanque, o consumo de energia, ou seja, a eficiência energética em

cargas parciais é ampliada com a variação de velocidade auxiliando o controle de capacidade do compressor.

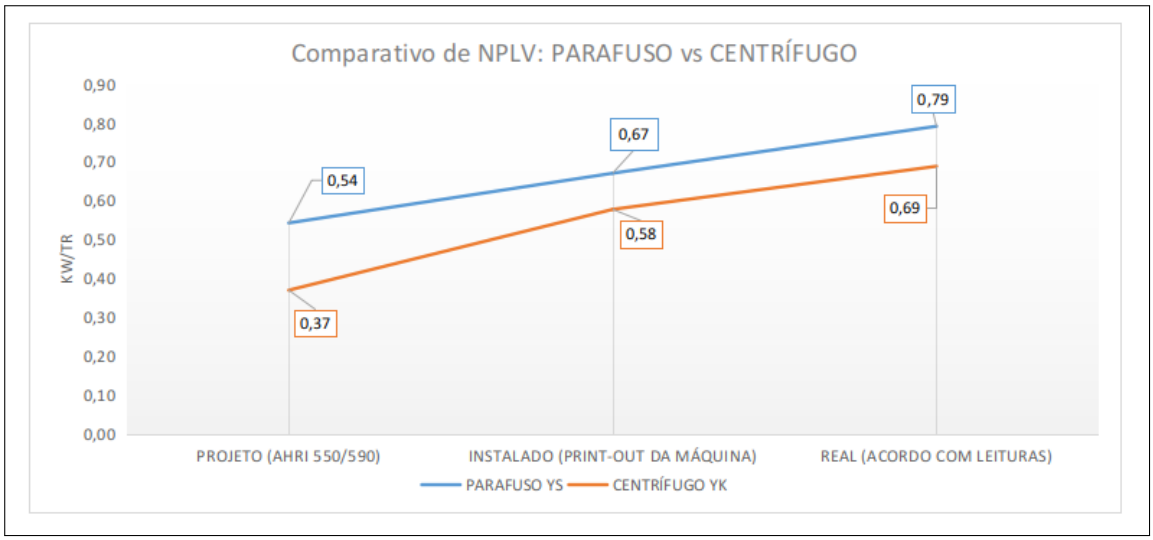
Figura 20 – **Consumo energético de kW por TR**



Fonte: Própria Autora

A Figura 21 demonstra um comparativo entre três situações de aplicação de NPLV diferentes. A primeira é a condição de projeto baseada na norma AHRI 550/590, ao qual, como citado anteriormente, não é aplicável aos equipamentos do Teresina Shopping. A segunda condição é a concepção de início da máquina, como pode ser visto no Anexo E e Anexo F e a terceira condição é o resultado das análises de todos os parâmetros de leitura coletados.

Figura 21 – **Comparativo de NPLV**



Fonte: Própria Autora

Pela Figura 21 é possível constatar que tanto o *chiller* parafuso como o *chiller* centrífugo operam acima do seu NPLV, fato este justificado pela operação ocorrer em regime de cargas parciais e variantes ao longo do período noturno. Isso representa um aumento no consumo energético de cada equipamento.

5 CONCLUSÃO

Podemos concluir que o *chiller* de compressor parafuso apresenta uma queda maior na temperatura, isso ocorre devido ao tipo construtivo do compressor parafuso, que se adapta melhor ao funcionamento em condições de alta razão entre volumes, pois diferentemente do *chiller* centrífugo, mesmo em condições conhecidas como sobre-compressão o *chiller* parafuso não apresenta o fenômeno de *surge*. Para que este fenômeno seja minimizado em cargas parciais o controle de capacidade é auxiliado com a diminuição da velocidade do compressor, variando o deslocamento de gás refrigerante.

O maior tempo do *chiller* centrífugo com velocidade variável é assim explicável para atingir baixa temperatura bem como pode-se observar não haver queda brusca na pressão e temperatura. O *chiller* centrífugo com velocidade variável apresenta maior estabilidade em cargas térmicas mais altas, se comparado ao *chiller* parafuso com velocidade fixa. Portanto a função do controle de velocidade é manter a mesma razão entre volumes à carga parcial como à carga total para ótima eficiência à carga parcial.

De acordo com os dados analisados constatou-se que para o regime de termoacumulação do Teresina Shopping, mesmo com valores de NPLV acima dos intalados, (NPLV de 0,792 para o *chiller* parafuso e NPLV de 0,689 para o *chiller* centrífugo), o *chiller* centrífugo com velocidade variável manteve as suas curvas de potência térmica e consumo energético mais estáveis que o *chiller* de compressor parafuso, sendo assim, mais eficiente energeticamente.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se verificar o comportamento destes mesmos equipamentos em condições de operação distintas, como no regime *CHILLER*-SHOPPING. Desta forma será possível compreender a curva de consumo energético do equipamento em todas as suas formas de operação.

REFERÊNCIAS

AIR-CONDITIONING, HEATING AND REFRIGERATION INSTITUTE. **AHRI Standard 550/590 - Performance Rating Of Water -Chilling Packages Using The Vapor Compression Cycle**. [S.l.], 2003. 91 p.

ALMEIDA, R. **Arranjo dos chillers em sistema de água gelada**. 2012. Disponível em: <http://www.engenhariaearquitetura.com.br>. Acesso em: 20 set 2019.

ASSOCIAÇÃO AMERICANA DE ENGENHEIROS DEAQUECI-MENTO,REFRIGERAÇÃOEARCONDICIONADO. **ANSI/ASHRAE/IES Standard 90.1 - Energy Standard for Buildings Except Low-Rise Residential Buildings**. [S.l.], 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 7821: Tanques soldados para armazenamento de petróleo e derivados**. Rio de Janeiro, 1983. 118 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 16401-1: Instalações de ar condicionado - Sistemas centrais e unitários: Projeto das Instalações**. Rio de Janeiro, 2008.

BARBOSA, F. F. **Análise computacional de central de água gelada com tanque de termoacumulação**. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, Brasília, 7 2013.

BOYCE, M. P. Centrifugal compressors: a basic guide. **PeenWell Books**, 2003. ISSN 0878148019.

BRAGA, S. L. **Simulação de um Sistema de Refrigeração com Termoacumulação operando em Regime Transiente**. Tese (Doutorado) — PUC-Rio, 2004.

BRASIL, C. **Modernizar as instalações ou substituir equipamentos? ABRAVA** — Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, São Paulo, v. 7, n. 73, p. 19, 2020. ISSN 2358-8926.

CARVAJAL, T. R. **Comparação entre a climatização por chiller de parafuso e por chiller centrífugo**. v. 11, 08 2016.

DAIKIN INDUSTRIES. **AG 31-002 - Application Guide - Centrifugal Chiller Fundamentals**. São Paulo, 2015.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4º. ed. [S.l.]: São Paulo: Atlas, 2008.

HOMAN, K. O. *et al.* **Thermal Performance of Stratified Chilled Water Storage Tanks**. 1996.

JOHNSON CONTROLS. **Modelo YS (Estilo E)**: Centro de controle gráfico para partida eletromecânica e partida solid state. Pennsylvania USA, 1997.

JOHNSON CONTROLS. **Model YK R-134a cooling only**: Optiview control center centrifugal liquid chillers. Pennsylvania USA, 2014. 220 p.

KIUSALAAS, J. **Numerical methods in engineering with Python 3**. [S.l.]: Cambridge university press, 2013.

Medeiros, P. S. G.; Barbosa, C. R. F. Análise do coeficiente de performance de um chiller doméstico operando com o r-410a em regime transiente. **Holo**, Rio Grande do Norte, v. 4, n. 25, p. 64, 2009. Disponível em: <www2.ifrn.edu.br/ojs/index.php/HOLOS/article/download/347/287>. Acesso em: 08 jun. 2020.

MICALLEF, D. **Fundamentals of refrigeration thermodynamics**. 1º. ed. [S.l.]: BookBoom, 2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Ar Condicionado**: Guia prático sobre sistemas de água gelada. Brasília, 2017. 106 p.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Ar Condicionado**: Manual sobre sistemas de água gelada: Conceito sobre chillers e sistemas de água gelada. Brasília, 2017. 109 p.

OLIVEIRA, M. F. **Metodologia Científica: um manual para a realização de pesquisas em administração**. 2011. Disponível em: <https://adm.catalao.ufg.br>. Acesso em: 23 set 2019.

PHD, B. I. **Pesquisa Quantitativa e Pesquisa Qualitativa: Entenda a diferença**. 2015. 23. Disponível em: <https://www.institutophd.com.br>. Acesso em: 24 set 2019.

PILLIS, J. **Screw Compressors Basics**. [S.l.]: York Refrigeration, 2005.

PILLIS, J. W. **Basics of operation and application of oil flooded rotary screw compressor**. [S.l.], 1999.

SAMED, M. *et al.* **O Setor Elétrico: Sistema de gestão energética**. 2012. Disponível em: <https://www.osetoreletrico.com.br/sistema-de-gestao-energetica/>. Acesso em: 23 set 2019.

SILVA, L. A. **Ciclo de refrigeração transcrítico: Configuração básica**. 2016. Disponível em: <https://www.researchgate.net/figure/Figura-2-Ciclo-de-refrigeracao-transcritico-Configuracao-basica_fig1_312020770>. Acesso em: 08 dez 2019.

SILVA, M. N. da. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. Brasília: [s.n.], 2005.

SOUZA, E. L. de. **Modernizar as instalações ou substituir equipamentos? ABRAVA** — Associação Brasileira de Refrigeração, Ar Condicionado, Ventilação e Aquecimento, São Paulo, v. 7, n. 73, p. 19, 2020. ISSN 2358-8926.

TRANE HEATING AND AIR CONDITIONING SERVICES $ SYSTEMS. **TRG-TRC010-EN – Air Conditioning Clinic**: Centrifugal water chillers. Swords, 2012.

TRIVIÑOS, A. N. S. **Introdução À Pesquisa Em Ciências Sociais: A Pesquisa Qualitativa em educação**. São Paulo: Atlas, 1987.

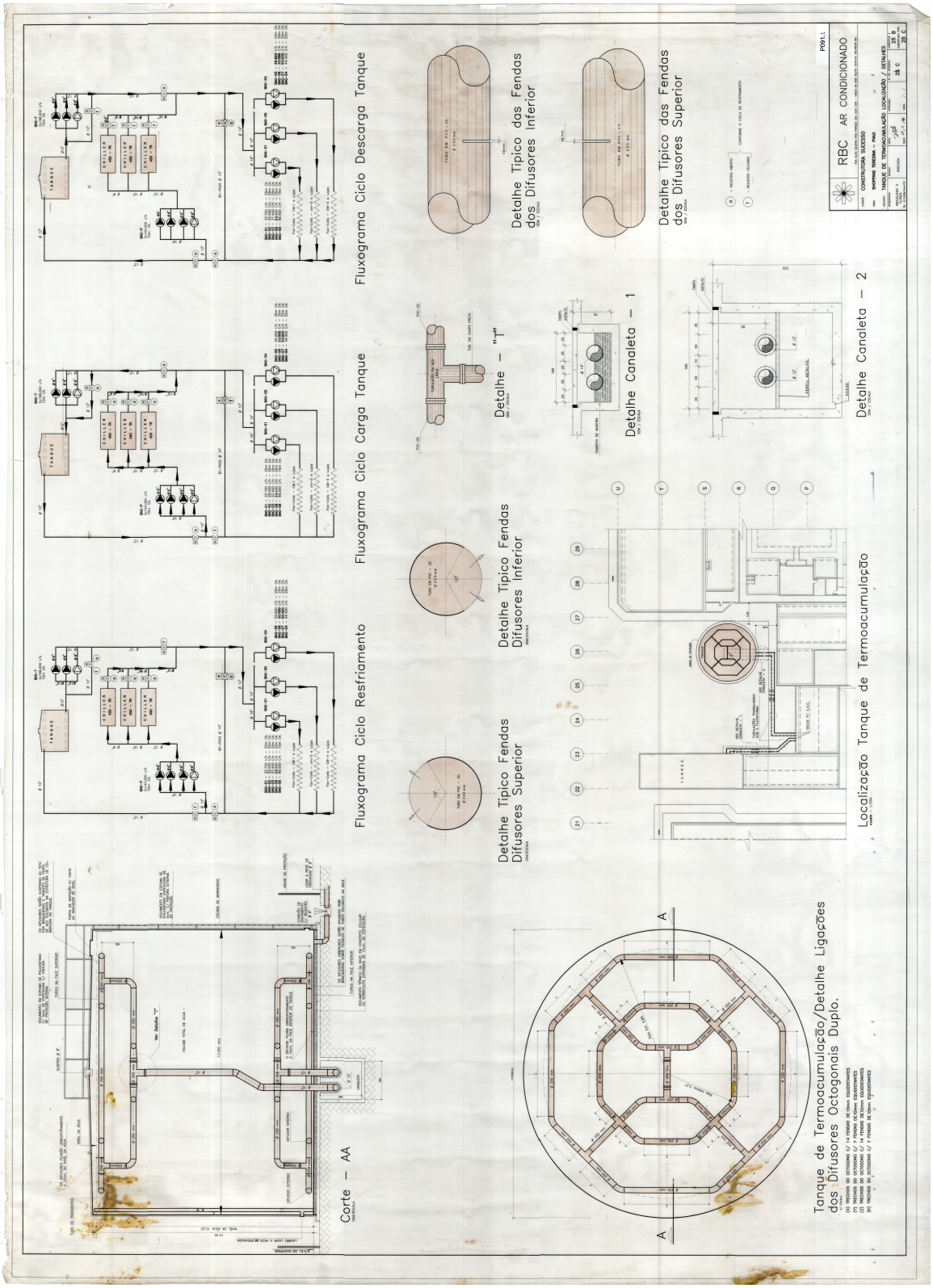
VALADÃO, C. P. **Turbocompressores**. Macaé, 2002. Disponível em: <https://www.docsity.com/pt/compressores-centifugos/4725290/>. Acesso em: 29 set 2020.

VALADÃO, C. P. **Noção de compressores**. [S.l.]: Petrobrás, 2011.

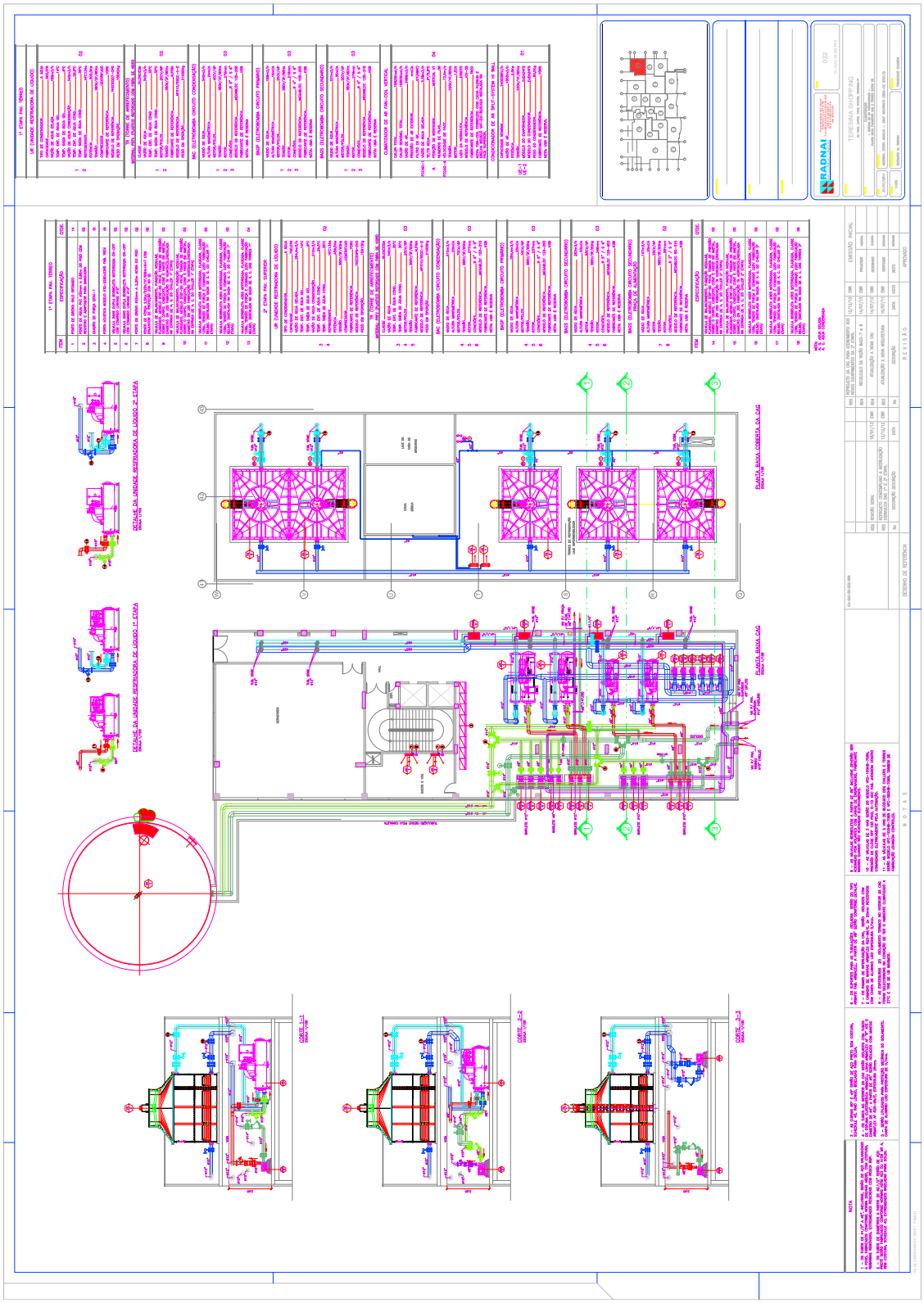
WADA, J. K. O. **Análise da eficiência energética dos sistemas de climatização centralizada: estudo de caso no polo industrial de Manaus**. Belém, 2016.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. 7º ed.. ed. São Paulo: The McGraw-Hill Companies, 2013.

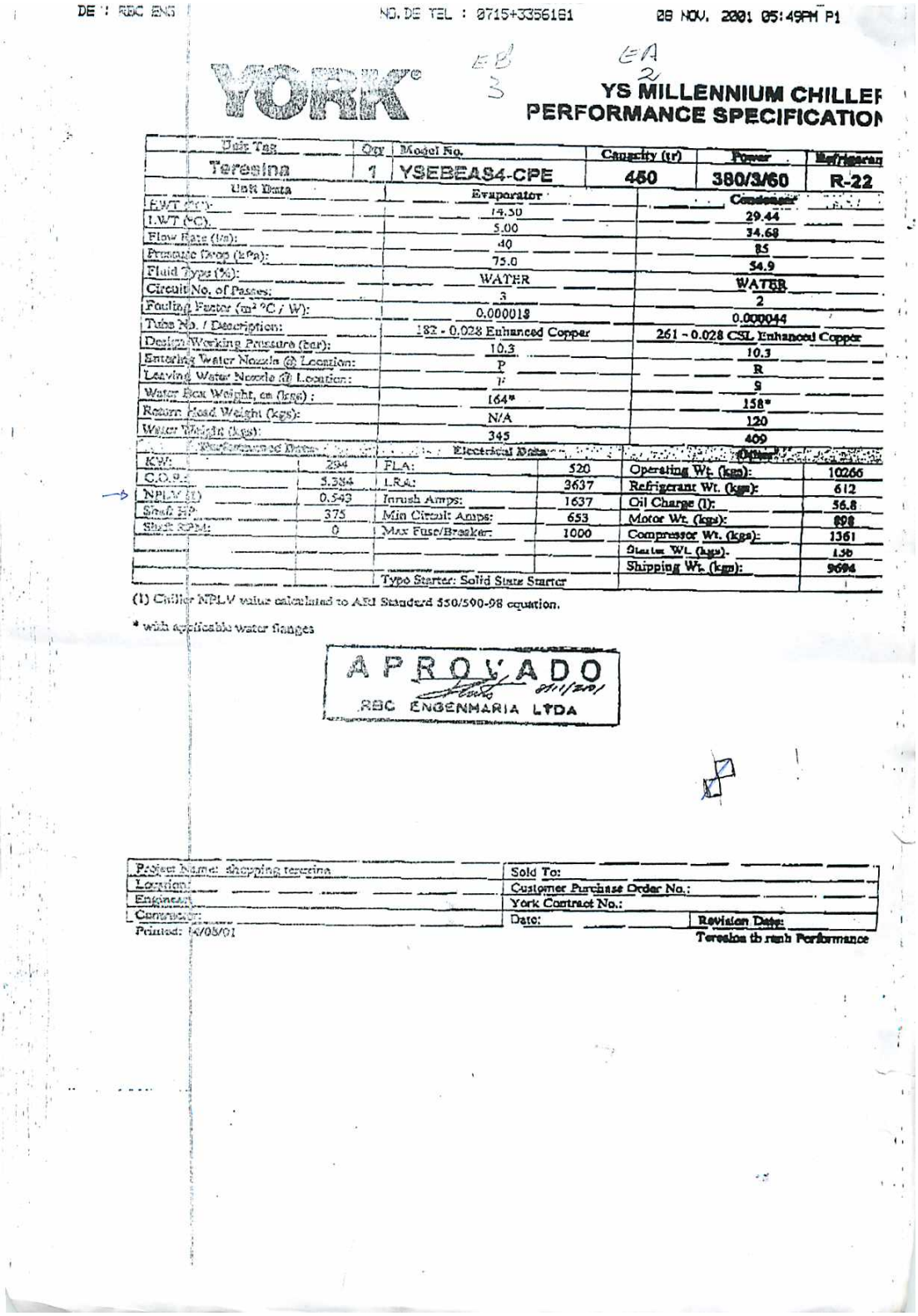
ANEXO A – PROJETO EM PLANTA BAIXA DA CENTRAL DE ÁGUA GELADA 1



ANEXO B – PROJETO EM PLANTA BAIXA DA CENTRAL DE ÁGUA GELADA 2



ANEXO C – DADOS DE PROJETO DO *CHILLER* PARAFUSO DE 450 TR



DE : RBC ENG NO. DE TEL : 0715+3356181 28 NOV. 2001 05:49PM P1

YORK

EB 3 EA 2

YS MILLENNIUM CHILLER
PERFORMANCE SPECIFICATION

Unit Tag	Qty	Model No.	Capacity (tr)	Power	Refrigeran
Teresina	1	YSEBEAS4-CPE	450	380/3/60	R-22

Unit Data	Evaporator	Condenser
EWT (°C):	14.50	29.44
LWT (°C):	5.00	34.68
Flow Rate (l/s):	40	85
Pressure Drop (kPa):	75.0	54.9
Fluid Type (%):	WATER	WATER
Circuit No. of Passes:	3	2
Fouling Factor (m² °C / W):	0.000018	0.000044
Tube No. / Description:	182 - 0.028 Enhanced Copper	261 - 0.028 CSL Enhanced Copper
Design Working Pressure (bar):	10.3	10.3
Entering Water Nozzle @ Location:	P	R
Leaving Water Nozzle @ Location:	P	S
Water Box Weight, en (kgs) :	164*	158*
Return Head Weight (kgs):	N/A	120
Water Weight (kgs):	345	409

Performance Data		Electrical Data		Other	
KW:	294	FLA:	520	Operating Wt. (kgs):	10266
C.O.P.:	5.384	LRA:	3637	Refrigerant Wt. (kgs):	612
NPLV (1)	0.549	Inrush Amps:	1637	Oil Charge (l):	56.8
Shaft HP:	375	Min Circuit Amps:	653	Motor Wt. (kgs):	898
Shaft RPM:	0	Max Fuse/Breaker:	1000	Compressor Wt. (kgs):	1361
				Starter Wt. (kgs):	136
				Shipping Wt. (kgs):	9694
		Type Starter: Solid State Starter			

(1) Chiller NPLV value calculated to ARI Standard 550/590-98 equation.

* with applicable water flanges

APROVADO
RBC ENGENHARIA LTDA

Project Name: shopping teresina	Sold To:
Location:	Customer Purchase Order No.:
Engineer:	York Contract No.:
Contractor:	Date:
Printed: 14/05/01	Revision Date:

Teresina th rmh Performance

ANEXO D – DADOS DE PROJETO DO *CHILLER* CENTRÍFUGO DE 500 TR

Capacidade efetiva unitária	500 TR´s
Quantidade	2
Modelo Referência York	YKECEQQ7-CPG

Dados Evaporador :

Vazão de água gelada	52,5 L/s
Número de Passes	2
Temperatura de entrada	14°C
Temperatura de saída	6°C
Perda de carga máxima admissível	5 mca

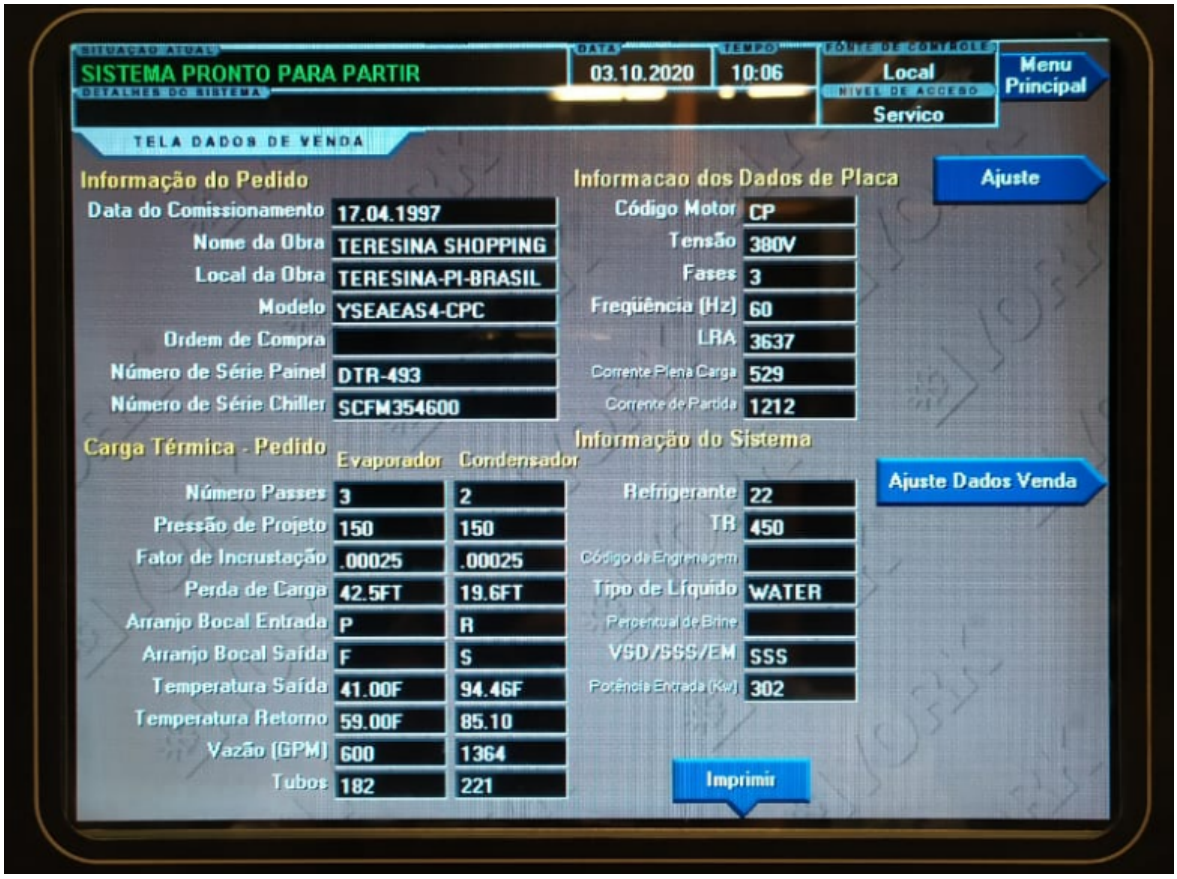
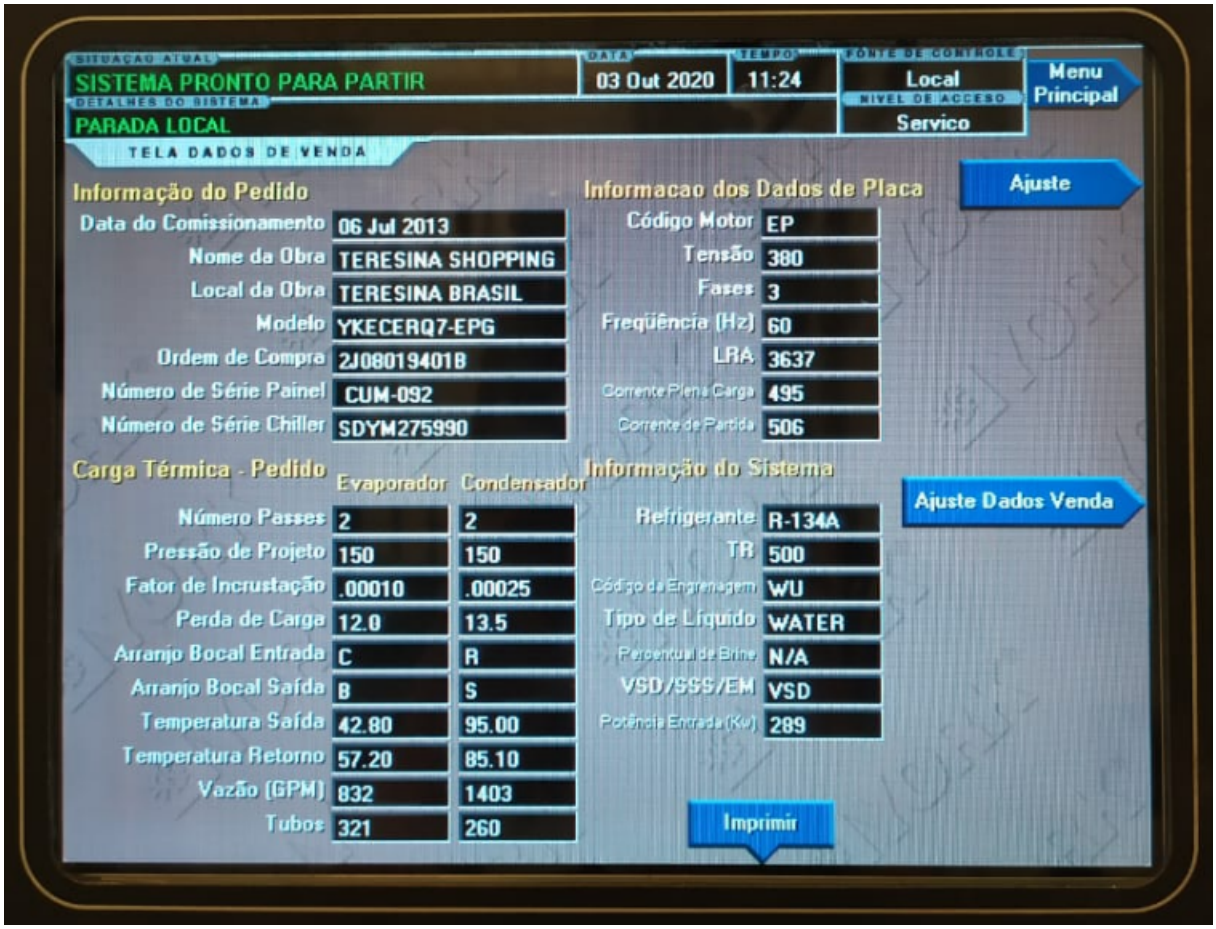
Dados Condensador :

Vazão de água gelada	88,5 L/s
Número de Passes	2
Temperatura de entrada	29.5°C
Temperatura de saída	35.0°C
Perda de carga máxima admissível	5 mca

Dados Elétricos:

Tensão de operação	380V/3F/60Hz
Partida e operação do equipamento	Variador de Frequencia
Consumo unitário máximo a plena carga	300 Kw
Fator de Potencia	0.95
COP menor ou igual a	0,600 Kw/TR (ARI Standard 550/590)
NPLV menor ou igual a	0,370 Kw/TR (ARI Standard 550/590)

ANEXO E – DADOS DE *PRINT-OUT* DO *CHILLER* PARAFUSO DE 450 TR



ANEXO F – DADOS *PRINT-OUT* DO *CHILLER* CENTRÍFUGO DE 500 TR