

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM MODELAGEM COMPUTACIONAL

**IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA DO TIPO  
TEMPERATURA DE CONDENSAÇÃO FLUTUANTE PARA  
REDUÇÃO DO CONSUMO DE ENERGIA ELÉTRICA EM UMA  
PLANTA FRIGORÍFICA**

por

Fábio Luiz da Costa Carrir

Dissertação para obtenção do Título de  
Mestre em Modelagem Computacional

Rio Grande, julho, 2019.

Fábio Luiz da Costa Carrir

**“Implementação de um sistema do tipo temperatura de condensação flutuante para redução do consumo de energia elétrica em uma planta frigorífica”**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós Graduação em Modelagem Computacional da Universidade Federal do Rio Grande - FURG, como requisito parcial para obtenção do Grau de Mestre. Área concentração: Modelagem Computacional.

Aprovado em

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Ivoni Carlos Acunha Jr  
Orientador - FURG

---

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos  
Coorientador - FURG

---

Prof. Dr. Liércio André Isoldi  
FURG

---

Prof. Dr. Oberdan Carrasco Nogueira  
FURG

---

Prof. Dr. Anderson Favero Porte  
IFRS

Rio Grande - RS  
2019

Dedico este trabalho a Deus  
e a Isadora, minha filha.

# AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, quero manifestar minha gratidão ao meu orientador Professor Ivoni Carlos Acunha Jr., por todo ensinamento e empenho nesta trajetória.

Ao Professor Elizaldo Domingues dos Santos por toda a contribuição dada quando tudo não passava de um pré-projeto.

A Universidade Federal do Rio Grande (FURG) e ao Programa de Pós Graduação Em Modelagem Computacional, por proporcionar através de seus professores e equipe o desenvolvimento desse projeto.

Ao Campus Rio Grande do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul (IFRS) que contribuiu para o trabalho através de sua estrutura e de seus equipamentos.

Ao Frigorífico Silva que abriu suas portas e permitiu que a pesquisa pudesse ser implementada.

A empresa Less Enegy Ltda a qual forneceu equipamentos e abriu portas para a inserção da pesquisa em uma unidade frigorífica.

Aos colegas de setor que de alguma forma participaram e contribuíram para realização deste trabalho.

A todos os alunos de graduação do IFRS e da FURG, pelo envolvimento e contribuição, sobretudo ao Danilo Aguiar pela ajuda.

Ao curso de refrigeração do Campus Rio Grande do IFRS, representado pelos servidores Carlos Fernandes e Carlos Pinheiro.

Por fim, e não menos importante, à minha família que sempre esteve presente com todo o seu apoio e compreensão.



# RESUMO

A crescente demanda por energia, o alto custo para sua geração e o compromisso com a sustentabilidade nos fazem refletir sobre a necessidade de buscar técnicas e processos que visem à redução e promovam o consumo consciente desse insumo. Ambientes frigoríficos, por sua vez, demandam grandes potências de energia elétrica, sendo os processos de compressão e condensação do fluido refrigerante, os que exigem maior consumo. O controle de temperatura de condensação flutuante é uma estratégia que visa a minimização do consumo de energia elétrica do sistema de refrigeração. Esse trabalho tem por objetivo, o desenvolvimento de um modelo matemático, onde as grandezas físicas presentes no processo termodinâmico possam ser analisadas e ações que determinam o ponto de ajuste ótimo da temperatura de condensação e a velocidade de rotação do ventilador do condensador evaporativo possam ser aplicadas. Uma bancada experimental, com uso de R22, foi desenvolvida para os ensaios e validação do modelo em laboratório. Após a validação, o modelo matemático foi incorporado a um controlador lógico programável, o que possibilitou estender o estudo a uma unidade industrial de refrigeração por amônia, na cidade de Rio Grande/RS. Durante 16 meses, a unidade frigorífica serviu como base de estudos e aperfeiçoamento da pesquisa. Nesse período, novos dados foram avaliados e puderam contribuir para a validação da eficiência do modelo matemático desenvolvido. Para o estudo, desenvolveu-se modelos numéricos do compressor e do condensador evaporativo da unidade. Esses modelos foram elaborados sobre análise de regressão linear múltipla, através de funções polinomial e posteriormente puderam ser otimizados através de métodos de minimização. As soluções numéricas foram desenvolvidas no software *Engineering Equation Solver (EES)*. Verificou-se que o consumo de energia elétrica do sistema pode ser minimizado equilibrando os consumos do compressor e condensador através da relação existente entre temperatura de condensação e frequência de operação do ventilador do condensador. A operação do modelo sobre a bancada experimental permitiu reduzir o consumo de energia elétrica em 43%, enquanto observou-se 6,6% de redução do consumo na unidade industrial. Esses percentuais podem variar de acordo com as condições impostas ao sistema, como mudanças na carga térmica, variações nos valores de Temperatura de Bulbo Úmido (TBU), entre outros. Ao considerar o aprimoramento do estudo, propôs-se um novo modelo, no qual os valores de TBU são responsáveis pelas definições de mudança de operação do sistema de refrigeração.

**Palavras-chaves:** Consumo de energia elétrica; Modelo matemático; Temperatura de condensação flutuante; Variadores de velocidade.

# ABSTRACT

The growing demand for energy, the high cost for its generation and the commitment to sustainability make us reflect on the need to seek techniques and processes aimed at reducing and promoting or consciously consuming this input. Refrigerating environments, in turn, require large electric power powers, with the compression and condensation processes of the refrigerant causing the highest consumption. Floating condensation temperature control is a strategy that aims to minimize the electricity consumption of the cooling system. This work aims to develop a mathematical model, where the special products present in the thermodynamic process can be analyzed and actions that determine the optimum point of condensation temperature adjustment and evaporative condenser fan test speed used. An experimental bench, using the R22, was developed for laboratory testing and model validation. After validation, the mathematical model was incorporated into a programmable logic driver, which enabled the study of an industrial ammonia refrigeration unit in the city of Rio Grande/RS. For 16 months, a rigorous unit served as the basis for studies and research refinement. During this period, new data were applied and contributed to the validation of the efficiency of the developed mathematical model. For the study, we developed numerical models of unit compressor and evaporative condenser. These models were elaborated on selected linear regression analysis through polynomial functions and could later be optimized by minimization methods. Numerical solutions were not developed in the Engineering Equation Solver (EES) software. Verify that system power consumption can be minimized by consuming the compressor and condenser through the relationship between condensing temperature and condenser fan operating frequency. Operating the model on an experimental bench reduced power consumption by 43%, while reducing power consumption at 6,6%. These percentages may vary depending on the conditions imposed on the system, such as changes in thermal load, changes in Wet Bulb Temperature (TBU) values, among others. Thinking about improving the study, a new model is proposed, in which the TBU values are responsible for the change of operation of the cooling system.

**Keywords:** Electric power consumption; Mathematical model; Floating condensing temperature; Variable speed drives.

# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO . . . . .	14
1.1	Motivação . . . . .	14
1.2	Objetivos . . . . .	15
1.2.1	Objetivos específicos . . . . .	15
1.3	Descrição dos capítulos . . . . .	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA . . . . .	17
2.1	Estado da arte . . . . .	17
2.2	Fundamentação . . . . .	20
2.2.1	Trocador de calor . . . . .	20
2.2.2	Coefficiente de transferência de calor . . . . .	24
2.2.3	Lei dos ventiladores . . . . .	25
2.2.4	Corrente elétrica consumida . . . . .	25
2.3	Modelagem Matemática . . . . .	25
2.3.1	Regressão linear . . . . .	25
2.3.2	Métodos de minimização . . . . .	27
3	MATERIAIS E MÉTODOS . . . . .	30
3.1	Modelo matemático desenvolvido . . . . .	30
3.1.1	Aquisição de dados . . . . .	31
3.1.2	Validação do modelo em bancada . . . . .	32
3.2	Bancada experimental . . . . .	33
3.2.1	Unidade condensadora . . . . .	34
3.2.2	Compressor . . . . .	36
3.2.3	Evaporador . . . . .	36
3.2.4	Equipamentos e instrumentos utilizados em bancada . . . . .	37
3.3	Unidade frigorífica . . . . .	39
3.3.1	Medições e instrumentos . . . . .	40
3.3.2	Vazão de ar . . . . .	41
3.3.3	Temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido . . . . .	41
3.3.4	Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do condensador . . . . .	42
3.3.5	Temperaturas da água na bacia e reposição . . . . .	42
3.3.6	Pressões de condensação e evaporação . . . . .	42
3.3.7	Consumo de energia elétrica . . . . .	43
3.4	Modelo matemático para o compressor . . . . .	43
3.5	Incerteza de medição . . . . .	43
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO . . . . .	45
4.1	Análise experimental em bancada . . . . .	45
4.2	Análise na indústria . . . . .	47
4.2.1	Análise experimental . . . . .	48

4.2.2	Temperatura de condensação . . . . .	48
4.2.3	Corrente elétrica consumida no condensador . . . . .	49
4.2.4	Corrente elétrica consumida no compressor . . . . .	53
4.2.5	Efeitos do equilíbrio entre compressão e condensação no consumo de energia elétrica . . . . .	56
4.3	Modelo matemático para o compressor . . . . .	60
4.4	Cálculo de incertezas de medição sobre a potência total consumida . . . . .	63
4.5	Proposta de um novo modelo com grandezas reduzidas . . . . .	64
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES . . . . .	71
6	REFERÊNCIAS . . . . .	73
7	APÊNDICES . . . . .	77
7.1	APÊNDICE A - Unidade Frigorífica . . . . .	77
7.2	APÊNDICE B - Diagrama Frigorífico . . . . .	78
7.3	APÊNDICE C - Tabelas de Medições na Unidade Frigorífica . . . . .	79

# LISTA DE FIGURAS

2.1	Direções e sentidos do escoamento do fluido refrigerante, da água e do ar [Acunha Jr., 2010] . . . . .	21
3.1	Fluxograma de processo . . . . .	31
3.2	Diagrama da Bancada Experimental . . . . .	33
3.3	Condensador evaporativo sem aspensão de água [Acunha Jr., 2010] . . . . .	35
3.4	Compressor AE5470ES . . . . .	36
3.5	Controlador lógico programável . . . . .	37
3.6	Medidor de energia . . . . .	38
3.7	Inversor CFW 10 Easydrive . . . . .	38
3.8	Transdutores de pressão . . . . .	39
3.9	Painel de controle . . . . .	40
3.10	Pontos de medição . . . . .	41
4.1	Relação vazão de ar e frequência no condensador . . . . .	46
4.2	Relação vazão de ar e consumo de potência elétrica . . . . .	47
4.3	Relação vazão mássica de ar e temperatura de condensação (NH <sub>3</sub> ) . . . . .	49
4.4	Medição de potência amostra 01 . . . . .	50
4.5	Medição de potência amostra 02 . . . . .	50
4.6	Relação vazão mássica de ar e potência do condensador . . . . .	52
4.7	Relação vazão mássica de ar e corrente do compressor . . . . .	54
4.8	Potência amostra 01 . . . . .	55
4.9	Potência amostra 02 . . . . .	56
4.10	Relação vazão mássica de ar e correntes total uma amostra . . . . .	57
4.11	Potência amostra 01 . . . . .	58
4.12	Potência amostra 02 . . . . .	59
4.13	Comparação entre operação automática e operação manual . . . . .	60
4.14	Percentual de erro numérico . . . . .	62
4.15	Percentual de erro novo modelo . . . . .	67
4.16	Dispersão de valores novo modelo . . . . .	68
4.17	Incertezas de medição associadas ao trabalho total . . . . .	68
4.18	Incertezas de medição associadas ao trabalho total . . . . .	69
4.19	Incertezas de medição associadas ao trabalho total . . . . .	70

## LISTA DE TABELAS

1	Correlação entre o tubo e a água . . . . .	23
2	Especificações AE5470ES . . . . .	36
3	Relação frequência e vazão de ar . . . . .	42
4	Relação entre vazão de ar e consumo de potência elétrica . . . . .	45
5	Potência consumida pelo condensador evaporativo em uma amostra . . . . .	51
6	Economia no condensador evaporativo em uma amostra . . . . .	52
7	Consumo de corrente elétrica do compressor 6C-16x11-2E em uma amostra . . . . .	53
8	Dados de corrente medidos em uma amostra . . . . .	57
9	Dados de consumo de energia elétrica em uma amostra . . . . .	59
10	Coefficientes da equação 4.1 . . . . .	61
11	Incertezas de medições . . . . .	64
12	Coefficientes da equação 4.11 . . . . .	65
13	Coefficientes da equação 4.12 . . . . .	66
14	Coefficientes da equação 4.13 . . . . .	67

# LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	área [m <sup>2</sup> ]
$d$	diâmetro [m]
$D$	diâmetro [m]
$g$	aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$h$	entalpia específica [J/kg]
$I$	corrente [A]
$k$	coeficiente de condutividade térmica [W/m°C]
$L$	espessura [m]
$\dot{m}$	vazão mássica [kg/s]
$N$	rotação[rpm]
$Nu$	número de Nusselt
$P$	perímetro [m]
$P$	pressão [Pa]
$Pr$	número de Prandtl
$\dot{q}$	fluxo de calor [W]
$\dot{Q}$	vazão [m/s]
$Re$	número de Reynolds
$T$	temperatura [°C]
$u$	velocidade [m/s]
$U$	coeficiente global de transferência de calor [W/m <sup>2</sup> °C]
$\dot{v}$	vazão de ar [m/s]
$V$	velocidade/tensão [m/s <sup>2</sup> ]/[V]
$W$	conteúdo de umidade [kg/kg <sub>garseco</sub> ]
$\dot{W}$	potência [W]

## Símbolos gregos

$\Delta$	variação
$\Gamma$	vazão de água por unidade de comprimento de tubo [kg/ms]
$\varphi$	ângulo de fase [°C]
$\varepsilon$	fração de vazio
$\eta$	rendimento do motor [%]
$\rho$	massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\mu$	viscosidade dinâmica [Nsm <sup>2</sup> ]
$\nu$	viscosidade cinemática [m <sup>2</sup> /s]

## Sub índices

<i>ar</i>	ar
<i>bs</i>	bulbo seco
<i>bu</i>	bulbo úmido
<i>C</i>	condensação
<i>Cond</i>	condensação
<i>Comp</i>	compressor
<i>ent</i>	entrada
<i>ext</i>	externo
<i>i</i>	índice
<i>int</i>	interno
<i>ls</i>	líquido saturado
<i>m</i>	médio
<i>num</i>	numérico
<i>r</i>	refrigerante
<i>r</i>	reposição
<i>real</i>	real
<i>S</i>	evaporação
<i>sai</i>	saída
<i>T</i>	tubo
<i>vs</i>	vapor saturado
<i>w</i>	água



## LISTA DE ABREVIATURAS

CFD	Computational Fluid Dynamics
CLP	Controlador Lógico Programável
COP	Coefficiente de Performace
DFO	Derivative-Free Optimization
EES	Engineering Equation Solver
HVAC	Heating, Ventilating and Air Conditioning
NEMA	National Eletrical Manufacturers Association
PID	Proporcional Integral Derivativo
RNA	Redes Neurais Artificiais
SNMS	Standard Nelder-Mead Simplex
TBS	Temperatura de Bulbo Seco
TBU	Temperatura de Bulbo Úmido
TC	Transformadores de Corrente
VSD	Variable Speed Drives
WSHP	Water Source Heat Pumps

# 1 INTRODUÇÃO

A Refrigeração é o ramo da ciência que trata dos processos de transferência de calor no que diz respeito à redução ou à conservação da temperatura de um determinado volume de controle (espaço ou material) abaixo da temperatura do ambiente circundante (DOSSAT, 2007). Para esses processos são empregados fluidos, nomeados refrigerantes, que, de maneira geral, passam por uma mudança de fase através da retirada de calor da fonte fria (vaporização) e na dissipação do calor para a fonte quente (condensação). A refrigeração industrial é aplicada na maioria dos sistemas utilizados na indústria de alimentos e processo, na indústria química, na indústria de manufatura diversificada e em laboratórios.

Dentre os ramos da Refrigeração, a refrigeração industrial é a que mais demanda energia elétrica em sua operação. A carga térmica elevada, o tempo de operação, a escala dos equipamentos e seus potentes motores elétricos justificam o consumo de energia das unidades industriais de refrigeração. Assim, ao pensar na racionalização dos recursos naturais e no consumo consciente, a pesquisa propõe a criação de uma modelagem matemática e um modelo computacional que permitam avaliar a potência elétrica consumida por um sistema de refrigeração industrial baseado nas variações da temperatura de condensação do fluido refrigerante.

Para que a operação por variação de temperatura de condensação possa ser implementada no sistema de refrigeração industrial, grandezas físicas presentes no processo, tanto do lado do fluido refrigerante como pelo meio externo, deverão ser investigadas. Identificar quais grandezas provocavam alterações na temperatura de condensação e quais reagem quando a temperatura de condensação sofre modificações é um dos objetivos da pesquisa, e que nortearão o desenvolvimento do modelo matemático. Para obter o controle sobre a temperatura de condensação, sugere-se a adoção de *Variable Speed Drives* (Variadores de Frequência - VSD), na manipulação das frequências de operação dos motores elétricos dos ventiladores do condensador evaporativo. Essa decisão possibilita a administração da frequência de operação dos ventiladores e da vazão de ar que entra no condensador evaporativo, o que proporciona determinado domínio sobre o processo de condensação do fluido refrigerante e, conseqüentemente, controle sobre outras variáveis presentes no ciclo de refrigeração, inclusive o consumo de energia elétrica.

## 1.1 Motivação

Dentre as motivações da pesquisa pode-se destacar que:

- Poderá permitir a racionalização dos recursos naturais através de um consumo racional de energia elétrica;
- Será capaz de reduzir o montante gasto com energia elétrica na produção industrial de frio;
- Possibilitará enxergar o processo de refrigeração com um novo entendimento de operação;

- Oportunizar projetos de novos equipamentos industriais voltados a redução e conscientização do consumo de energia elétrica;
- Agregará ao processo de refrigeração os benefícios da automação industrial.

## 1.2 Objetivos

Este estudo tem como objetivo modelar o processo presente no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, de maneira que as variações impostas sobre a temperatura de condensação permitam executar o trabalho de transferência de calor para promover a redução no consumo de energia elétrica. Também pretende-se simular computacionalmente o processo de forma a permitir que o modelo matemático torne-se uma ferramenta de tomada de decisão, execução contínua e automática do processo operacional de refrigeração industrial.

### 1.2.1 Objetivos específicos

O estudo desenvolvido tem como objetivos específicos:

- Estudar o condensador evaporativo, suas influências sobre o ciclo de refrigeração e a temperatura de condensação;
- Introduzir o controle de vazão por meio da implantação de VSD no condensador evaporativo;
- Identificar as relações existentes entre vazão de ar e as grandezas temperatura de condensação e consumo de energia elétrica;
- Validar o modelo numérico proposto por meio da comparação dos resultados experimentais obtidos nos testes de bancada;
- Implementar o modelo validado em um ambiente frigorífico industrial com demanda diária de operação;
- Revalidar o modelo numérico proposto por meio da comparação dos resultados experimentais obtidos na indústria;
- Provar numericamente a possibilidade de redução no consumo de energia elétrica quando o ciclo de refrigeração com temperatura de condensação flutuante é adotado;
- Consolidar o conjunto de dados provenientes das medições na unidade industrial a fim de contribuir com novas investigações nessa área de interesse.

### 1.3 Descrição dos capítulos

O texto desta dissertação apresenta uma estrutura lógica, fundamentada em cinco capítulos:

- Capítulo 1 - INTRODUÇÃO: Discutem-se o contexto atual, quais são as motivações para a execução deste trabalho e sua relevância.
- Capítulo 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA: Fundamenta-se teoricamente a pesquisa, revisam-se os trabalhos científicos relacionados, faz-se revisão bibliográfica para descrever metodologia, resultados, discussões, as quais caracterizam o estado da arte e servem como base à fundamentação teórica, bem como à construção do conhecimento deste estudo.
- Capítulo 3 - MATERIAIS E MÉTODOS: Trata-se da montagem da bancada experimental, das características operacionais, do modelo desenvolvido e da operação em uma unidade industrial. Na sequência, as metodologias aplicadas para alcançar os objetivos específicos deste trabalho são apresentadas.
- Capítulo 4 - RESULTADOS E DISCUSSÃO: São apresentados os resultados obtidos a partir da análise e a explicação de como os objetivos específicos estabelecidos no estudo foram atingidos.
- Capítulo 5 – CONCLUSÃO E SUGESTÕES: São apresentadas sugestões de trabalhos futuros, os quais permitam o desenvolvimento e a melhoria de sistemas de refrigeração industrial.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Estado da arte

Qureshi e Tassou (1996) analisam o desenvolvimento de um sistema de refrigeração que trabalhava com velocidade variável em função de vários fatores de projeto. O estudo sugeriu a necessidade da realização de mais trabalhos de pesquisa, para poder entender completamente a interação dos componentes em um sistema integrado de refrigeração controlado por VSD.

Em seguida, Nadel e Elliott (1997) demonstram que VSD podem economizar de 15 a 40% de energia quando aplicados em sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (*Heating, Ventilating and Air Conditioning* - HVAC). Ainda, em seus estudos sobre VSD, Tassou e Qureshi (1998) apresentam aplicações com controle de variação de velocidade em compressores de deslocamento positivo, com quantificação de desempenho. Testes experimentais foram feitos em diferentes tipos de compressores, bem como em condições de velocidade constante e variável. Os resultados obtidos através de uma análise energética feita com os dados coletados mostram um aumento no Coeficiente de Performance (COP) em velocidades reduzidas, o que acarretou em economia de energia de 12 a 24%.

No quesito operação de ventiladores, Mobley (2001) destaca que, quando aplicada as leis dos ventiladores, a velocidade variável é um meio eficaz de controlar o desempenho de um ventilador, pois, quando alterada a velocidade de rotação do ventilador, pode-se controlar diretamente o volume e a pressão do fluido deslocado. Quando o assunto é consumo de energia, Manske et al. (2001) descrevem em seu trabalho que o controle do ventilador do condensador e o dimensionamento do condensador causam efeitos significativos e inter-relacionados no consumo total de energia de um sistema de refrigeração que utiliza condensação evaporativa para rejeição de calor.

Já Stoecker e Jabardo (2002) definem o compressor como sendo o componente que mais consome energia do sistema de refrigeração, a ponto de afetar significativamente o custo de operação da instalação. Eles citam que o conhecimento dos regimes de compressão, o plano de manutenção e a seleção adequada de cada equipamento no momento do projeto são indispensáveis para assegurar o bom funcionamento e garantir a melhor eficiência.

Na busca por economia de energia, Aprea et al. (2004) apresentam um estudo utilizando lógica *fuzzy*, no qual foi constatada uma economia de 13% em relação ao sistema *on-off*. A aplicação demonstrava ser capaz de selecionar a velocidade do compressor mais adequada. Os fluidos refrigerantes usados no estudo foram: R407C e R507. Da mesma forma, Garcia e Bandarra filho (2006) apresentam um trabalho experimental sobre um compressor rotativo tipo *scroll* com controlador *fuzzy* adaptativo. O resultado encontrado foi na ordem de 20%, quando comparado ao sistema *on-off*, tanto no sistema refrigerado quanto no de bomba de calor.

No estudo de Yu e Chan (2006) é constatado que o uso de ventiladores com velocidade variável no condensador, aliados ao controle da temperatura de condensação e utilizados em conjunto em *chillers* que trabalham com compressores tipo parafuso, permite que o sistema

opere com mais eficiência, o que pode reduzir seu consumo anual de eletricidade normalizado pela área total do piso do edifício de 56,2kWh/m<sup>2</sup> para 44kWh/m<sup>2</sup>. Semelhantemente, Aprea et al. (2006) realizaram um estudo experimental de lógica de controle *fuzzy* para compressor parafuso hermético com velocidade de 15Hz, bem abaixo das usuais 30Hz usadas em compressores alternativos. Eles demonstraram que há uma economia de 20% em relação ao sistema convencional *on-off*.

Segundo Yu e Chan (2008), há um ponto de ajuste ideal do ventilador do condensador para um melhor COP de resfriadores a ar. Eles desenvolveram um controle que envolve a identificação do ponto de ajuste ideal da temperatura de condensação com as relações de potência otimizadas dos compressores e dos ventiladores do condensador com o aprimoramento da área de fluxo de ar e de transferência de calor do condensador. Em testes, o controle indicou a possibilidade de aumento no COP, o que resulta em uma redução anual de até 27,3% no consumo de eletricidade.

Outro estudo foi apresentado por Teitel et al. (2008) em que pode-se constatar economia de energia em instalações agrícolas usando variador de frequência para alteração da velocidade de motores dos ventiladores em uma estufa comercial. O consumo médio de energia foi cerca de 0,65 a 0,75 do consumo demandado pelo sistema *on-off*. Igualmente, Aprea et al. (2009) apresentam um trabalho no qual é determinada a velocidade ideal do compressor para determinada carga que otimiza a economia de energia e exergia. Os testes foram realizados com dois tipos de compressores, um alternativo e outro parafuso. No compressor alternativo, ao tomar como base uma frequência de 30Hz, foi obtida uma economia de 15%. Para o compressor de parafuso, foi obtida uma economia média de 25% em relação ao sistema convencional.

Outra forma foi apresentada por Widell e Eikevik (2010) na qual eles descrevem um estudo racional do uso de um conjunto de 5 compressores tipo parafuso ao usar amônia como fluido refrigerante e ao trabalhar com carga parcial, que utiliza válvula para regular, bem como combinar as capacidades dos compressores a demanda. A operação foi realizada com e sem variadores de velocidade, e eles mostraram uma economia da ordem de 30.000 a 50.000 euros por ano. Esse sistema foi adotado na indústria de pescado na Noruega, pelo fato da já existência do controle por válvula. Ainda, esse trabalho mostra a importância da utilização dos variadores de velocidade, mesmo para grandes compressores.

No trabalho de Xue e Shi (2010), a redução do consumo de energia, a regulação da capacidade do sistema e a combinação das cargas do compressor com as necessidades de aquecimento ou resfriamento foram obtidas através do controle de velocidade variável na Bomba de Calor por Água (*Water Source Heat Pumps - WSHP*) e condicionadores de ar por meio da conversão de frequência.

Conforme o estudo de Karunakaran et al. (2010), quando o condicionador de ar opera sob as diferentes estratégias de ventilação e é controlado pelo controlador de lógica *fuzzy* inteligente, pode ser considerado como uma tecnologia eficiente para alcançar um bom conforto térmico, qualidade do ar interior e conservação de energia.

Posteriormente, Soyguder (2011) projetou um sistema de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC) com diferentes zonas. Esse sistema foi testado com taxas de velocidade

do motor do ventilador e de intervalo de amortecedor controladas por dois controladores, um controlador Proporcional Integral Derivativo (PID) e um controlador inteligente, com objetivo de minimizar o consumo de energia. De acordo com os resultados dos testes, o desempenho do modelo desenvolvido mostrou-se em um nível desejável, ao apresentar uma média 95,62% de sucesso de reconhecimento.

Também falando sobre VSD, Saidur et al. (2012) analisaram os efeitos da aplicação desses componentes, as melhorias de produtividade e economia de energia em bombas, ventiladores, compressores e outros equipamentos. Eles concluíram que a instalação de VSD em aplicações de motores elétricos melhora a eficiência dos sistemas e economiza energia elétrica, logo, pode ser aplicado tanto em sistemas HVAC quanto em ar comprimido como forma de oferecer excelentes oportunidades para a redução do consumo de energia.

Logo após, Al-bassam e Alasseri (2013) procuraram saber qual seria o efeito da instalação de inversores de frequência variável em ventiladores de torres de resfriamentos em relação ao sistema de dupla velocidade. O estudo constatou que o sistema com tecnologia de velocidade variável é uma solução tanto para redução de 12% no consumo na água quanto na economia de energia, na qual a potência consumida combinadas dos *chillers* e ventiladores da torres de resfriamentos foi reduzida em 5,8%.

Conforme Peng e Du (2015) destacaram em seu estudo, em que ambos os modos de funcionamento, tanto o compressor quanto os ventiladores do evaporador e do condensador, devem trabalhar na frequência máxima para alcançar as capacidades máximas de aquecimento e resfriamento. Em contrapartida, para o consumo de energia mais baixo, a frequência do compressor e as frequências dos ventiladores do evaporador e condensador devem ser mínimas, enquanto as frequências dos ventiladores do condensador devem ser diferentes de acordo com o modo de operação. Por exemplo, no modo de aquecimento, a melhor frequência do ventilador do condensador muda de acordo com a condição de trabalho, a qual aumenta com a temperatura exterior crescente. Contudo, no arrefecimento, as frequências melhores do ventilador do condensador devem ser basicamente as mesmas em 35Hz, apesar das diferentes condições de trabalho.

Tendo como base o princípio básico do sistema de refrigeração por compressão a vapor para um sistema de refrigeração comercial, Pinnola et al. (2015) concluíram que o sistema que opera usando um inversor de frequência e um Controlador Lógico Programável (CLP) mostrou economia de consumo de energia de até 31%, em um período de teste de 6 horas e 10 minutos em relação ao sistema com controle *on-off* convencional. Ainda apresentou que a frequência de ciclo do compressor do sistema, que opera com o controle de frequência, é menor do que com o sistema *on-off* tradicional.

Um estudo significativo foi apresentado por Liu et al. (2015) no qual demonstraram, em testes experimentais, que a capacidade de refrigeração e o COP de sistemas de condicionamento de ar com condensador evaporativo independente aumentam significativamente com o aumento da temperatura de entrada da água do evaporador, a velocidade do ar e a taxa de pulverização de água. Nos testes, o COP aumentou 6,1%, com o aumento da taxa de pulverização de 0,03 para 0,05 kg/ms, e 13,1%, com o aumento da velocidade do ar de 2,05 para 3,97m/s.

Logo depois, Lu et al. (2016) apresentam um novo estudo no qual obtiveram melhorias no COP de um sistema de recirculação de amônia, quando utilizaram o controle de temperatura de condensação flutuante, mediante o emprego de compressores com velocidades variáveis. Os autores apresentaram um algoritmo que calculava o ponto de ajuste da temperatura de condensação e a velocidade do compressor. Esse estudo descobriu que a temperatura de condensação ideal deveria ser ajustada com referência na temperatura de bulbo úmido, de modo que, quando a temperatura de bulbo úmido era de 22°C, o COP do sistema podia ser melhorado em 19,2 a 27,6%.

Posteriormente, Yu et al. (2017) analisaram os benefícios econômicos e as características operacionais de um *chiller* resfriado a ar adaptado com condensadores com ventiladores de velocidade variável. O equipamento operava em edifício de escritórios com um clima subtropical. O sistema operava sob quatro modos: modo normal com temperatura de condensação fixa; modo VSD, em que as velocidades de rotação dos ventiladores eram variáveis através de um ponto de ajuste sobre a temperatura de condensação; modo névoa, em que o ar do condensador foi pré-arrefecido com umidade relativa abaixo de 85%; modo VSD + névoa, composto pelo modo VSD em conjunto com o modo névoa. Uma análise econômica para o sistema indicou que o modo VSD deu o maior benefício econômico com um retorno simples de 10,83 anos e uma taxa interna de retorno de 4,38%, ao longo de um ciclo de vida de 15 anos.

Em seguida, Yu et al. (2018) propuseram um estudo para discutir como a regressão logística poderia implementar um controle ótimo em um *chiller* resfriado a ar. Ele utilizou VSD nos ventiladores do condensador e um sofisticado sistema de aquisição de dados para análise de desempenho energético. Nesse estudo, utilizou-se VSD para o controle de todos os ventiladores do condensador, para gerar velocidades variáveis com base em um ponto de ajuste da temperatura de condensação, o que buscava melhorar o coeficiente de desempenho. Um algoritmo genérico foi então aplicado para simular o coeficiente máximo de desempenho com as variáveis operacionais ótimas.

Enquanto isso, Schibuola et al. (2018) estudaram a tecnologia de acionamento de velocidade variável (VSD) em equipamento acionado por motor elétrico (ventiladores, bombas e compressores), e como ela poderia ser introduzida em sistemas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC), normalmente dimensionados para condições de pico de carga. O trabalho apontou a obtenção de uma economia anual global de energia de 38,9%, quando se utiliza VSD em componentes HVAC, em comparação com a alternativa de um sistema HVAC de velocidade constante.

## 2.2 Fundamentação

### 2.2.1 Trocador de calor

Condensadores evaporativos expressam fenômenos físicos que atraem a atenção pela complexidade manifestada pelos mecanismos de transferência de calor e massa que constituem o



processo de funcionamento. As três correntes, a saber, ar, água e fluido refrigerante escoam e interagem entre si de forma que a energia seja transportada do fluido que escoam internamente aos tubos para o lado externo em que escoam ar e água com fluxo em contra corrente (ACUNHA JR.; SCHNEIDER, 2016).

Algumas semelhanças provenientes de observações experimentais são demonstradas na literatura, bem como outras que resultam da aplicação de métodos numéricos e da utilização de Fluidodinâmica Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*). Um dos trabalhos mais tradicionais da literatura, que investiga a transferência de calor e massa em trocadores evaporativos, foi produzido por Parker e Treybal (1961). Esses autores desenvolveram uma modelagem matemática em termos dos coeficientes globais de transferência de calor  $U$  e massa  $K$ , que sucederam nos coeficientes de filme para a transferência de calor e massa em condensadores evaporativos.

A Figura 2.1 demonstra um esquema das correntes de ar, água e fluido refrigerante, bem como seus sentidos sobre um corte de uma seção transversal do tubo. Por simplificação, algumas metodologias empregadas adotam o escoamento do fluido refrigerante no mesmo sentido do escoamento da água.

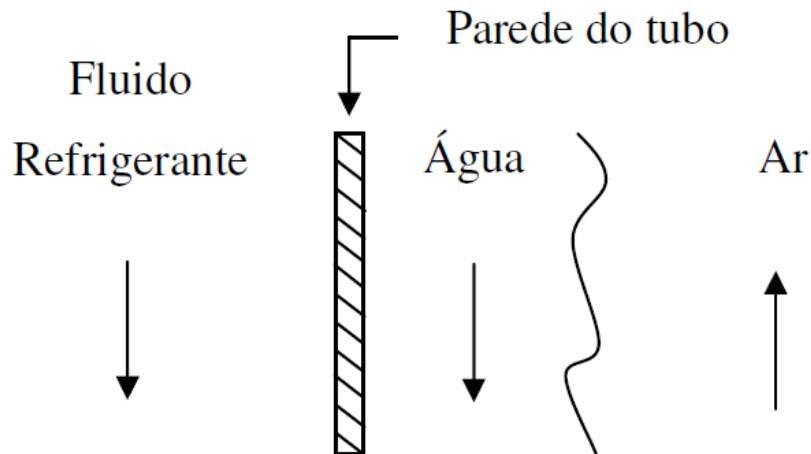


Figura 2.1: Direções e sentidos do escoamento do fluido refrigerante, da água e do ar [Acunha Jr., 2010]

Por meio da Figura 2.1, consegue-se compreender que a transferência de calor necessita superar a resistência do fluido refrigerante, do tubo e da água. Da combinação dessas resistências surge a Eq. (2.1) que contribui na definição do coeficiente global de transferência de calor determinado para o lado externo dos tubos [(OZISIK, 1990), (ASHRAE, 2000)]:

$$U = \frac{1}{\frac{d_{ext}}{d_{int}} \left( \frac{1}{h_{int}} \right) + \frac{d_{ext}}{d_m} \left( \frac{L}{k_T} \right) + \frac{1}{h_{ext}}} \quad (2.1)$$

onde:

$k_T$  é a condutividade térmica do tubo ( $W/m^{\circ}C$ );

$d_{int}$  e  $d_{ext}$  são os diâmetros interno e externo do tubo (m), respectivamente;

$d_m$  é o diâmetro médio do tubo, dado pela média aritmética entre  $d_{int}$  e  $d_{ext}$ ;

$L$  é a espessura do tubo (m);

$h_{int}$  é o coeficiente de transferência de calor entre o fluido refrigerante e a superfície interna do tubo ( $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ );

$h_{ext}$  é o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água ( $\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$ );

O coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a água foi motivo de estudo de alguns pesquisadores que descobriram correlações fundamentadas na relação  $(\Gamma/d_{ext})$ , em que  $\Gamma$  descreve a vazão de água por unidade de comprimento de tubo ( $\text{kg}/\text{ms}$ ).

A correlação de Parker e Treybal (1961) foi alcançada em cinco casos distintos, sendo que para o caso de condensadores evaporativos, a correlação obtida foi:

$$h_{ext} = 704(1,39 + 0,022T_w) \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{1/3} \quad (2.2)$$

onde  $T_w$  é a temperatura da água ( $\text{°C}$ ).

Esta equação tem validade para temperaturas de 15 a 70 $\text{°C}$  e para  $1,4 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 3,0 \text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ .

Mizushina et al. (1967) criaram uma correlação para uma parcela de aplicabilidade superior, sendo válida para  $0,2 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 5,5 \text{kg}/\text{m}^2\text{s}$ . Esta correlação é caracterizada por:

$$h_{ext} = 2102,9 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{1/3} \quad (2.3)$$

A correlação proposta por Leidenfrost e Korenic (1982) foi produzida para tubos alinhados de 15,9mm de diâmetro externo e é suficientemente similar à correlação anterior, conforme pode ser visto na Eq. (2.4).

$$h_{ext} = 2064 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,252} \quad (2.4)$$

Niitsu et al. (1967) experimentaram tubos lisos e aletados, o que resultou, para tubos aletados, maiores coeficientes de transferência de calor. Essa correlação é válida para o intervalo de  $0,5 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 3,2 \text{kg}/\text{m}^2\text{s}$  e é dada por:

$$h_{ext} = 990 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,46} \quad (2.5)$$

Do mesmo modo é a correlação de Dreyer e Erens (1990), que é dada por:

$$h_{ext} = 2843 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,384} \quad (2.6)$$

Tovaras et al. (1984), Zalewski e Gryglaszewski (1997) mostraram em suas pesquisas a definição do coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa do tubo e a água, em função dos números de Nusselt do filme de água ( $Nu_w$ ), Reynolds do filme de água ( $Re_w$ )

e do ar ( $Re_{ar}$ ) e Prandtl da água ( $Pr_w$ ). Assim, tem-se as seguintes correlações:

para

$$690 < Re_{ar} < 3000, Nu_w = 3,3 * 10^{-3} Re_w^{0,3} Re_{ar}^{0,15} Pr_w^{0,61} \quad (2.7)$$

para

$$3000 < Re_{ar} < 6900, Nu_w = 1,1 * 10^{-2} Re_w^{0,3} Pr_w^{0,62} \quad (2.8)$$

para

$$Re_{ar} > 6900, Nu_w = 0,24 Re_w^{0,3} Re_{ar}^{-0,36} Pr_w^{0,66} \quad (2.9)$$

onde:

$$Re_w = \frac{4\Gamma}{\mu_w} \quad (2.10)$$

$$Re_w = \frac{u_0 d_{ext} \rho_{ar}}{\mu_{ar}} \quad (2.11)$$

sendo:

$\mu_w$  e  $\mu_{ar}$  as viscosidades dinâmicas da água e do ar, respectivamente (Ns/m<sup>2</sup>);

$u_0$  a velocidade do ar na menor seção transversal (m/s);

Depois de determinar estas variáveis, o coeficiente de transferência de calor entre a superfície externa dos tubos e a água ( $h_{ext}$ ) pode ser extraído da seguinte equação:

$$Nu_w = \left( \frac{\nu_w^2}{g} \right)^{1/3} \frac{h_{ext}}{k_w} \quad (2.12)$$

onde  $k_w$  é a condutividade térmica da água (W/m°C) e a sua validade se verifica para números de Reynolds da água entre 160 e 1360 e para números de Prandtl da água entre 4,3 e 11,3.

A Tabela 1 apresenta as correlações encontradas por cada pesquisador e a validade das mesmas:

Tabela 1: Correlação entre o tubo e a água

Pesquisador	Equação	Validade
Parker e Treybal, 1961	$h_{ext} = 704(1,39 + 0,022T_w) \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{1/3}$	$1,4 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 3,0 \text{kg/m}^2\text{s}$
Mizushina et al., 1967	$h_{ext} = 2102,9 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{1/3}$	$0,2 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 5,5 \text{kg/m}^2\text{s}$
Niitsu et al., 1967	$h_{ext} = 990 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,46}$	$0,5 < \frac{\Gamma}{d_{ext}} < 3,2 \text{kg/m}^2\text{s}$
Leidenfrost e Korenic, 1982	$h_{ext} = 2064 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,252}$	15,9mm de diâmetro externo
Tovaras et al., 1984	$Nu_w = \left( \frac{\nu_w^2}{g} \right)^{1/3} \frac{h_{ext}}{k_w}$	160 e 1360 Reynolds
Dreyer e Erens, 1990	$h_{ext} = 2843 \left( \frac{\Gamma}{d_{ext}} \right)^{0,384}$	-----

Cada pesquisador definiu uma correlação que representa o coeficiente de transferência de calor entre o tubo e a água, de acordo com o formato e o desenho de cada arranjo de tubos e

suas restrições de validades.

### 2.2.2 Coeficiente de transferência de calor

Com o objetivo de analisar a capacidade de um condensador evaporativo, é preciso definir o calor desprezado para a atmosfera,  $\dot{q}$ , em kW. Esse calor desprezado pelo equipamento pode ser previsto de três formas. A primeira delas é através da taxa de transferência de calor entregue ao sistema, Eq. (2.1). A segunda maneira é pelo balanço térmico da corrente de ar com a água de reposição, conforme representado na Eq. (2.13) (ASHRAE, 2005)

$$\dot{q} = \dot{m}_{ar}(h_{ar,sai} - h_{ar,ent}) - \dot{m}_{wr}h_w \quad (2.13)$$

onde:

$\dot{m}_{ar}$  é a vazão mássica de ar seco que passa por dentro do condensador, em kg/s;

$h_{ar,sai}$  e  $h_{ar,ent}$  são, respectivamente, a entalpia de saída e entrada do ar, em kJ/kg;

$\dot{m}_{wr}$  é a vazão mássica da água de reposição, em kg/s;

$h_w$  é a entalpia da água na bacia, em kJ/kg.

A outra maneira é promover o balanço térmico no fluxo do fluido refrigerante e da água de reposição, segundo a Eq. (2.14), na qual o calor desprezado é igual à vazão mássica de refrigerante multiplicado pela variação de entalpia de entrada e saída menos a taxa de calor repassada à água de reposição na bacia, que, quando entra a uma temperatura diferente da água armazenada na bacia, será capaz de ceder ou recolher calor do sistema (ASHRAE, 1995).

$$\dot{q} = \dot{m}_r(h_{r,ent} - h_{r,sai}) - \dot{m}_{wr}(h_w - h_{wr}) \quad (2.14)$$

onde:

$\dot{m}_r$  é a vazão mássica de fluido refrigerante, em kg/s;

$h_{r,ent}$  e  $h_{r,sai}$  são, respectivamente, as entalpias de entrada e saída do fluido refrigerante, em kJ/kg;

$h_{wr}$  é a entalpia da água de reposição.

As Eq. (2.13) e (2.14) resultam a vazão de fluido circulante no sistema.

O desempenho do condensador evaporativo também foi expresso pela sua eficiência de troca térmica,  $k$ , definida como (QURESHI; ZUBAIR, 2006):

$$\varepsilon = \frac{h_{r,ent} - h_{r,sai}}{h_{r,ent} - h_{Tbu,ent}} \quad (2.15)$$

onde:  $h_{r,ent}$  e  $h_{r,sai}$  são as entalpias (kJ/kg) do fluido refrigerante na entrada e saída do trocador, e  $h_{Tbu,ent}$  é a entalpia do fluido refrigerante (kJ/kg) na temperatura de bulbo úmido do ar de entrada.

### 2.2.3 Lei dos ventiladores

Conforme Mobley (2001) e Macintyre (1990), as relações matemáticas que demonstram como os ventiladores operam em um sistema fixo ou a ventiladores geometricamente similares são chamadas leis dos ventiladores ou leis de semelhança. As leis dos ventiladores, conforme visto nas Eqs. (2.16), (2.17) e (2.18), são usadas para calcular mudanças na vazão ( $\dot{Q}$ ), pressão ( $P$ ) e potência ( $\dot{W}$ ) quando o diâmetro ( $D$ ) do ventilador, a rotação ( $N$ ) ou massa específica ( $\rho$ ) do ar for alterado.

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_1 \left( \frac{N_2}{N_1} \right) \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^3 \quad (2.16)$$

$$P_2 = P_1 \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^2 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^2 \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \quad (2.17)$$

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1 \left( \frac{N_2}{N_1} \right)^3 \left( \frac{D_2}{D_1} \right)^5 \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right) \quad (2.18)$$

### 2.2.4 Corrente elétrica consumida

Todo motor elétrico apresenta informações que determinam as características nominais e de desempenho, conforme Norma NBR 7094. Com essas informações é possível estabelecer a corrente nominal ( $I_n$ ), ou seja, a corrente que o motor elétrico consome em operação. Ao saber que condensadores evaporativos são equipamentos que possuem motores elétricos em seus ventiladores e em sua bomba de água, pode-se determinar a corrente de nominal do equipamento. Com esses dados, pode-se determinar a corrente nominal somando a corrente de cada motor elétrico presente. Para cálculo da corrente nominal utiliza-se a Eq. (2.19):

$$\dot{W} = I_n \times \left( V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi \right) \quad (2.19)$$

onde:

$V$  é a tensão (V);

$I_n$  é a corrente nominal (A);

$\dot{W}$  é a potência do motor (W);

$\eta$  é o rendimento do motor;

$\cos\varphi$  é o fator de potência.

## 2.3 Modelagem Matemática

### 2.3.1 Regressão linear

O conceito de análise de regressão tenta encontrar a melhor relação entre  $y$  e  $x$ , ao quantificar a força dessa relação e ao usar métodos que permitam a previsão dos valores da resposta  $y$  para valores dados do regressor  $x$  (WALPOLE, 2008).

A resposta  $y$  está relacionada com a variável independente  $x$  por meio da Eq. (2.20):

$$y = \beta_0 + \beta_1 x + \epsilon \quad (2.20)$$

onde,  $\beta_0$  e  $\beta_1$  são parâmetros desconhecidos de inclinação e de intercepto, respectivamente, e  $\epsilon$  é o erro aleatório ou distúrbio aleatório. Esse modelo de equação é conhecido como regressão linear simples.

No caso de muitos problemas em que a análise de regressão é aplicada, a complexidade é tamanha que, para prever uma resposta, necessita-se de um modelo de regressão linear múltipla, para o caso de  $k$  variáveis independentes, Eq. (2.21).

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_{1i} + \beta_2 x_{2i} + \cdots + \beta_k x_{ki} + \epsilon_i \quad (2.21)$$

onde:  $y_i$  é a resposta observada para os valores de  $x_{1i}, x_{2i}, \dots, x_{ki}$  de  $k$  variáveis independentes  $x_1, x_2, \dots, x_k$ .

Um caso especial de regressão múltipla é o modelo de regressão polinomial, no qual as variáveis independentes são todas potências de uma única variável. O modelo de regressão polinomial de grau  $k$  é descrito na Eq. (2.22).

$$y_i = \beta_0 + \beta_1 x_i + \beta_2 x_i^2 + \cdots + \beta_k x_i^k + \epsilon_i \quad (2.22)$$

Os modelos de regressão múltipla também podem ser constituídos de potências de diversas variáveis, fruto do produto ou iteração de suas variáveis independentes.

Em qualquer modelo de regressão linear múltipla, as estimativas dos coeficientes da equação são calculadas pela equação dos mínimos quadrados.

Para a análise das equações de regressão múltipla, a soma dos quadrados da regressão (SQR), a soma dos quadrados dos erros (SQE) e a soma total dos quadrados (SQT) são definidas conforme Eq.(2.23), Eq.(2.24), Eq.(2.25).

$$SQR = \sum_{i=1}^n (\hat{y}_i - \bar{y})^2 \quad (2.23)$$

$$SQE = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2 \quad (2.24)$$

$$SQT = \sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 \quad (2.25)$$

resultando na Eq. (2.26).

$$SQT = SQR + SQE \quad (2.26)$$

A Eq. (2.26) é denominada identidade da análise de variância.

Na regressão linear múltipla, a qualidade do ajuste da regressão é dada pelo seu coeficiente de determinação, conhecido como  $R^2$ . Sendo o valor de  $R^2$  calculado pela Eq. (2.27).

$$R^2 = \frac{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2 - \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2}{\sum_{i=1}^n (y_i - \bar{y})^2} = \frac{SQT - SQE}{SQT} = \frac{SQR}{SQT} \quad (2.27)$$

Os valores de  $R^2$  variam entre 0 e 1, indicando o percentual de ajuste do modelo. O quanto mais próximo de 1, mais explicativo e melhor ele se ajusta à amostra.

### 2.3.2 Métodos de minimização

#### Método de pesquisa direta :

O método de pesquisa direta ou método de direções conjugadas é um método iterativo para resolver um sistema linear de equações, conforme Eq. (2.28):

$$Ax = b \quad (2.28)$$

onde:  $A$  é uma matriz  $n \times n$  simétrica e definida positiva. A Eq. (2.28) pode ser escrita equivalentemente como a seguinte equação de minimização:

$$\phi(x) = \frac{1}{2}x^T Ax - b^T x \quad (2.29)$$

isto é, ambas as Eq. (2.28) e Eq. (2.29) tem a mesma solução única. Essa equivalência permite interpretar o método do gradiente conjugado como uma técnica de minimização de funções. Nota-se que o gradiente de  $\phi$  é igual ao resíduo do sistema linear, logo:

$$\nabla \phi(x) = Ax - b \stackrel{\text{def}}{=} r(x) \quad (2.30)$$

O método permite a geração de um conjunto de vetores não-nulos  $p_0, p_1, \dots, p_k$  conjugado a matriz positiva  $A$ , quando:  $p_j^T A p_j = 0$ , para todo  $i \neq 0$ .

Essa propriedade permite minimizar  $\phi(\cdot)$  em  $n$  passos minimizando a função ao longo de direções individuais de um conjunto conjugado.

$$\nabla \phi(x) = Ax - b \stackrel{\text{def}}{=} r(x) \quad (2.31)$$

#### Método de métrica variável :

O método de métrica variável são todos os métodos que utilizam a primeira e/ou a segunda derivada da função objetivo para aproximações ao cálculo da matriz Hessiana. Estes métodos apresentam a Eq. (2.32) como equação básica para o processo iterativo:

$$x^{k+1} = x^k - \alpha_k W(x^k) \nabla S(x^k) \quad (2.32)$$

onde:

$\alpha_k$  é o tamanho do passo;

$d^k = -W(x^k) \nabla S(x^k)$  é o vetor de direção;

$W(x^k)$  é a matriz direção.

Em qualquer método de otimização, uma boa direção de busca deve reduzir o valor da função objetivo, isto é,  $S(x^{k+1}) < S(x^k)$ . Tal direção,  $d^k$ , satisfaz o seguinte critério em cada ponto:

$$\nabla^T S(x^k) d^k < 0$$

de modo que o ângulo ( $\theta$ ) formado entre os vetores  $\nabla S(x^k)$  e  $d^k$  deve ser sempre maior que  $90^\circ$ , ou seja:

$$\nabla^T S(x^k) d^k = |\nabla^T S(x^k)| |d^k| \cos\theta < 0 \Leftrightarrow \theta > 90^\circ$$

Como a otimização sem restrições é equivalente a encontrar a solução do sistema de equações não-lineares  $F(x) = \nabla S(x) = 0$ , pode-se utilizar todos os métodos disponíveis para a solução de  $F(x) = 0$ .

### **Método genético** :

O algoritmo genético caracteriza-se como um grupo de algoritmos de otimização que empregam sistemas de pesquisa probabilística de soluções, fundamentado na melhoria da evolução biológica, que alia aspectos da mecânica, da genética e da seleção natural de indivíduos. Apesar de incluir procedimentos arbitrários, os algoritmos genéticos se afastam muito dos métodos de pesquisa unicamente aleatórios (BENTO; KAGAN, 2008). Esses algoritmos são robustos e podem ser empregados para otimização de funções, solucionar problemas em pesquisa numérica, aprendizagem de máquinas, dentre outros.

Conforme Goldberg (1989), os algoritmos genéticos são métodos numéricos de otimização que se diferem dos demais métodos em quatro elementos relevantes: atuam com codificação de parâmetros, ao invés dos parâmetros originais do problema; buscam soluções ótimas a partir de um grupo de soluções, não a partir de uma única solução; aplicam uma função de avaliação para as diversas soluções pesquisadas, codificadas em sequências de comprimento conhecido, conhecidas como *strings*, que utilizam o alfabeto binário na representação destas; e usam regras probabilísticas e não determinísticas na descoberta de novas soluções.

### **Método simplex de Nelder-Mead** :

O algoritmo *Standard Nelder-Mead Simplex* (SNMS) faz parte de uma classe de algoritmos de pesquisa direta, fundamentado em *Derivative-Free Optimization* (DFO), esse é um método de otimização não linear que não estabelece o emprego de derivadas (GOMES et al., 2017). Esse método minimiza uma função de  $n$  elementos que necessita da comparação da função nos seus  $(n + 1)$  vértices de um *simplex* geral, no qual há a modificação do vértice com maior valor por outro de menor valor na função, para visar o reconhecimento de um mínimo local. Um *simplex*  $n$ -dimensional pode ser determinado como uma figura geométrica com dimensão  $n$  e



volume que faz parte de um invólucro convexo de  $n + 1$  pontos independentes.

Para a execução do algoritmo de Nelder-Mead são necessários quatro coeficientes escalares, que são: coeficiente de reflexão:  $\rho > 0$ ; coeficiente de expansão:  $\chi > 1$  com  $\chi > \rho$ ; coeficiente de contração:  $0 < \gamma < 1$ ; coeficiente de redução:  $0 < \sigma < 1$ .

Sejam  $f: R^n \rightarrow R$  e um *simplex* com  $n + 1$  vértices, onde  $x_1$  é definido como o melhor vértice e  $x_{n+1}$  o pior vértice.

O reposicionamento desses vértices leva em conta os quatro coeficientes os quais, de acordo com o artigo original de Nelder-Mead, devem satisfazer  $\rho > 0, \chi > 1, 0 < \gamma < 1, 0 < \sigma < 1$ .

A escolha padrão dos coeficientes é dada por  $\rho = 1, \chi > 2, \gamma < \frac{1}{2}, \sigma < \frac{1}{2}$ .

O método tenta substituir o pior vértice do *simplex* por outro com um melhor valor.

O novo vértice é obtido através da reflexão, expansão ou contração do pior vértice ao longo da reta que passa por este vértice e o centróide dos  $n$  melhores vértices.

A cada iteração o pior vértice é substituído por um novo vértice ou o *simplex* é reduzido em torno do melhor vértice.

## 3 MATERIAIS E MÉTODOS

### 3.1 Modelo matemático desenvolvido

O modelo matemático consiste na análise da dinâmica das variações sofridas pela temperatura de condensação dentro do ciclo contínuo de refrigeração. Respeitado um espaço mínimo configurável, na variação na pressão de condensação, o modelo entende a possibilidade de gerar uma intervenção no condensador, para proporcionar uma mudança na frequência de rotação no motor do ventilador, que por sua vez resulta em alteração na vazão de ar e permite que exista um controle sobre a troca térmica de calor e massa entre o fluido refrigerante, que escoam internamente aos tubos do condensador, e as grandezas água e ar, que escoam pelo lado externo dos tubos. No momento em que surge necessidade de troca térmica maior, o modelo matemático modula a velocidade de rotação do ventilador, a fim de atender esse pedido. Essa modulação dinâmica aplicada ao ventilador produz variações no consumo de energia elétrica exigida pelo condensador e também pelo compressor, visto que oscilações na efetividade da troca térmica do fluido no condensador proporcionam variações na pressão de condensação. Em contrapartida, em momentos em que a carga térmica sofre reduções ou as grandezas físicas externas, como TBU, estão com propriedades mais favoráveis à efetividade de troca de calor, o modelo matemático reduz a rotação do ventilador, o que reflete no consumo de energia elétrica do sistema.

O fluxo de processo descrito na Figura 3.1 demonstra, de forma esquemática, como o modelo matemático opera. Em um instante determinado do tempo faz-se coletas das grandezas físicas, através dos instrumentos de medição conectados ao controlador. Esses valores coletados são analisados pelo modelo e comparados com os dados armazenados nas operações anteriores. Caso a resposta do modelo matemático seja positiva para uma nova modulação em função da frequência anterior, o controlador se encarregará de transmitir ao inversor de frequência o valor exato o qual esse componente deve transmitir ao ventilador do condensador. Essa nova frequência de operação irá direcionar o sistema ao equilíbrio termodinâmico em que há a identificação do ponto de mínimo consumo de energia elétrica, segundo as condições termodinâmicas apresentadas naquele momento dentro do sistema de refrigeração da bancada. Dessa forma, tem-se um modelo computacional que se adapta às condições de operacionais a partir da utilização de um controle de temperatura de condensação flutuante.

A programação foi desenvolvida através das linguagens de blocos estruturados e de *scripts*, formas as quais o controlador compreende as instruções. Cada bloco apresentado possui *scripts* lógicos que completam suas estruturas processuais e representam o modelo lógico matemático desenvolvido.

O fluxo processual do modelo consiste no seguinte processo lógico: inicialmente, parte-se o sistema com as rotações dos motores dos ventiladores do condensador em 60Hz, em seguida o modelo matemático coleta dados de grandezas operacionais e climáticas que fazem parte do processo. Nesse ponto é verificado o valor da pressão de condensação e, caso esse valor esteja

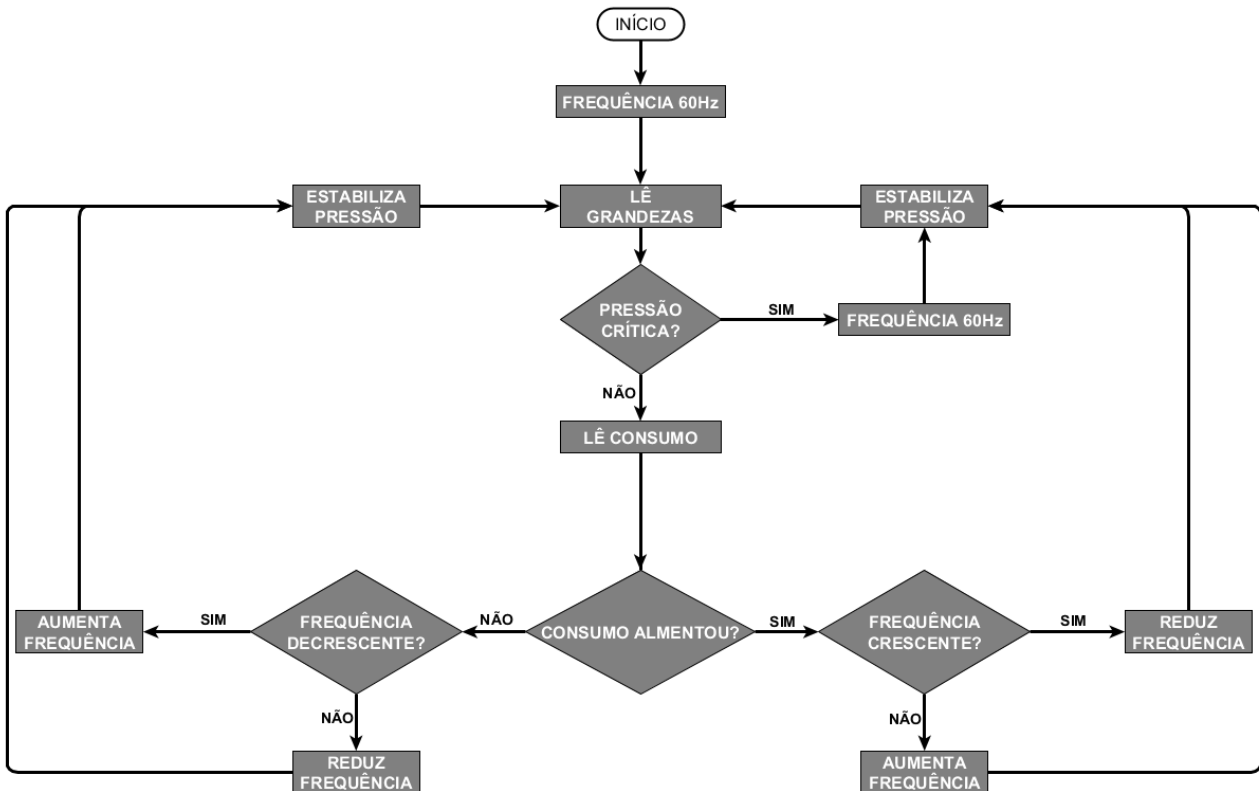


Figura 3.1: Fluxograma de processo

em um limite crítico preestabelecido, o modelo modula os ventiladores do condensador para sua rotação máxima, com objetivo de reduzir os níveis de pressão. A cada estímulo gerado pelo modelo ao sistema é aguardado o tempo necessário para que haja a estabilização nas pressões. Não estando a pressão de condensação em um nível crítico, o modelo realiza a leitura da potência instantânea consumida naquele momento e avalia esse valor coletado com os demais valores armazenados. Caso o cenário apresente um aumento na potência consumida, é verificado qual foi a última operação realizada pelo modelo sobre a frequência dos ventiladores. Se na operação anterior o modelo identificou a redução da frequência como sendo a operação mais econômica no aspecto a potência elétrica consumida, o procedimento adotado nesse momento será aumentar a frequência e retornar ao ciclo de leitura, armazenamento de dados e operação. Se, pelo contrário, a frequência sofreu um acréscimo em seu valor de operação, ela passará por uma operação de redução. O mesmo acontece quando há uma diminuição da potência consumida, como pode ser observado no diagrama de fluxo. O modelo matemático atua em um ciclo infinito, que repete leituras e análises, e que determina decisões operacionais sobre a rotação dos ventiladores do condensador, para permitir que o sistema apresente uma operação dinâmica, com base nas variações das grandezas envolvidas no processo de refrigeração.

### 3.1.1 Aquisição de dados

Os instrumentos de medições permitiram coletar os dados diretamente no controlador, o que proporcionou a leitura e o armazenamento em um banco de dados desenvolvido para a

pesquisa. Esses dados foram coletados de forma contínua e com configurações de intervalos de tempo entre as leituras. Certas grandezas físicas envolvidas no processo termodinâmico tiveram suas medições realizadas no formato manual de coleta e, posteriormente, os dados foram incluídos na base de dados.

Os dados medidos de forma automatizada foram: a pressão de condensação, pressão de evaporação, temperatura do ambiente e o consumo de energia elétrica da bancada. Já as medições em que a intervenção humana fez-se necessária estavam relacionadas aos pontos de coletas de TBS e TBU, vazão de ar, temperatura de entrada e saída do fluido no condensador, temperatura da água na bacia e temperatura de reposição da água.

Todos os valores coletados de maneira automatizadas eram armazenados no controlador através de dispositivo físico de armazenamento local.

### 3.1.2 Validação do modelo em bancada

Para o trabalho proposto, foi comparada a lei dos ventiladores, Eq. (2.18), somente com os resultados de potência consumida do motor elétrico.

Inicialmente, realizaram-se experimentos sob condições previamente determinadas, em que as grandezas físicas estavam sobre algum controle operacional. Os ensaios, nos primeiros momentos, eram realizados manualmente.

Ensaivavam-se situações de operação nas quais os resultados numéricos estimavam o comportamento esperado nos procedimentos. Cada ensaio era registrado e seus comportamentos estavam sobre análise, na qual o objetivo era não só identificar, mas também traçar os diversos padrões gerados.

O objetivo maior da experimentação era encontrar os padrões envolvidos nas variações sofridas na temperatura de condensação, a fim de que eles permitissem modular a bancada ao modo operacional que moldasse o sistema termodinâmico ao ponto onde o menor consumo de energia elétrica era observado. Identificados os comportamentos ocorridos na operação e determinadas as relações existentes entre as grandezas envolvidas no processo de refrigeração, pode-se transformar os conhecimentos adquiridos nos experimentos de bancada em um modelo lógico matemático, o qual implementa as decisões operacionais definidas na pesquisa. O modelo foi implementado computacionalmente e, em seguida, inserido em um controlador lógico que permitiu que o equipamento assumisse o controle do sistema de refrigeração da bancada, o que, também, possibilitou a execução de escolhas operacionais de forma autônoma.

Após repetições de testes entre os métodos de operação manual e automática (via modelo computacional), observou-se convergência de resultados entre ambos os métodos de operação. Esse comportamento possibilitou não só a validação do modelo como também sua inserção em outro ambiente operacional de refrigeração.

### 3.2 Bancada experimental

Como etapa inicial da pesquisa, foi construída uma bancada experimental, que reproduziu um sistema de refrigeração industrial por compressão de vapor. A bancada, conforme Figura 3.2, consiste em: um compressor, que realiza o trabalho de aspiração e compressão do fluido refrigerante no estado gasoso; um condensador evaporativo em escala reduzida, produzido em laboratório, no qual água e ar são utilizados para arrefecer e condensar o fluido refrigerante que se encontra em alta pressão e temperatura e libera calor absorvido no processo para o meio externo; uma válvula de expansão, que provoca a expansão do fluido refrigerante reduzindo sua pressão e temperatura; um evaporador com ventilação forçada de ar, responsável pela absorção de calor do meio a refrigerar; um analisador de energia, que mede a potência elétrica consumida; e, por fim, um controlador lógico programável em que o modelo matemático computacional estava implementado. A Figura 3.2 demonstra os pontos de medição e coleta de dados.

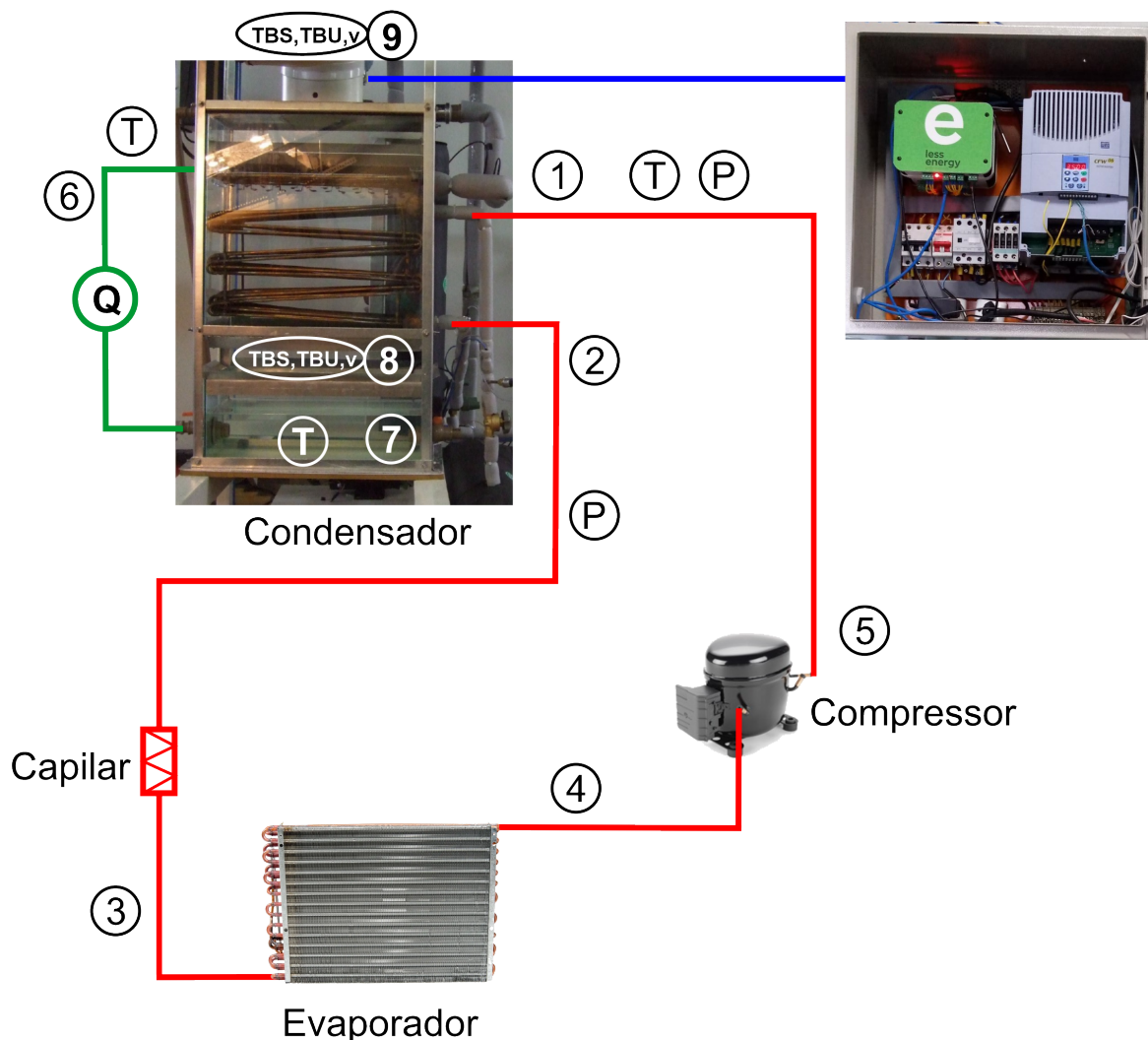


Figura 3.2: Diagrama da Bancada Experimental

Na Figura 3.2, as linhas vermelhas e verdes correspondem, respectivamente, por onde circulam R-22 e a água de recirculação do condensador evaporativo.

Na bancada utilizou-se, como fluido refrigerante, R-22, pois esse fluido apresenta benefícios importantes quando comparado ao R-717 (amônia) para trabalhos em laboratório, como: não ser tóxico para os seres humanos e não danificar as tubulações de cobre do sistema de refrigeração.

Cada ponto da Figura 3.2 é detalhado a seguir:

Ponto 1: Entrada do fluido refrigerante, no estado superaquecido, no condensador. Nesse ponto é realizada a medição de temperatura e pressão.

Ponto 2: Saída do fluido refrigerante, no estado sub-resfriado ou saturado, no condensador. Nesse ponto é realizada a medição de temperatura e pressão.

Ponto 3: Saída do dispositivo de expansão do tipo capilar, em que o fluido refrigerante sofre redução de temperatura e pressão de forma isoentálpica.

Ponto 4: Saída do fluido refrigerante, no estado saturado ou superaquecido, do evaporador com direção a admissão do compressor, com baixa temperatura e pressão.

Ponto 5: Saída do fluido refrigerante do compressor, no estado superaquecido, com elevada temperatura e pressão.

Ponto 6: Medição da vazão da água de recirculação do condensador evaporativo.

Ponto 7: Medição da temperatura da água da bandeja do condensador evaporativo.

Ponto 8: Entrada de ar do condensador evaporativo. Nesse ponto são realizadas medições de TBS (Temperatura de Bulbo Seco), TBU (Temperatura de Bulbo Úmido) e velocidade de entrada do ar.

Ponto 9: Saída de ar do condensador evaporativo. Nesse ponto são realizadas medições de TBS e TBU.

O procedimento experimental consistiu em medir o consumo total do sistema após cada alteração nos valores de frequência dos ventiladores do condensador. Dados correspondentes a vazão de ar, pressão de condensação, pressão de evaporação, temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador, temperatura do ar, percentual de umidade relativa do ar, temperatura da água de reposição e temperatura da água da bacia eram coletados e seus valores armazenados em um banco de dados para posterior análise e possível definição de padrões comportamentais do processo de refrigeração.

Para as medições, utilizou-se os seguintes equipamentos: para velocidade de entrada ( $\dot{Q}$ ), em m/s, um anemômetro; para pressão ( $P$ ), em bar, transdutores de pressão; para a vazão de água ( $Q$ ), em m<sup>3</sup>/h, um medidor de vazão eletromagnético; para temperatura, em °C, de entrada, saída do fluido refrigerante e da água da bandeja do condensador, um termômetro portátil com 5 pontos de medição; e para a TBS e TBU em °C, um termo-higrômetro.

### 3.2.1 Unidade condensadora

O condensador evaporativo em estudo foi construído com semelhança geométrica em relação a um condensador evaporativo comercialmente fabricado, para operação com R-717, em instalações de refrigeração industrial. O fator de escala utilizado é igual a quatro. A Figura 3.3

mostra o condensador evaporativo construído.

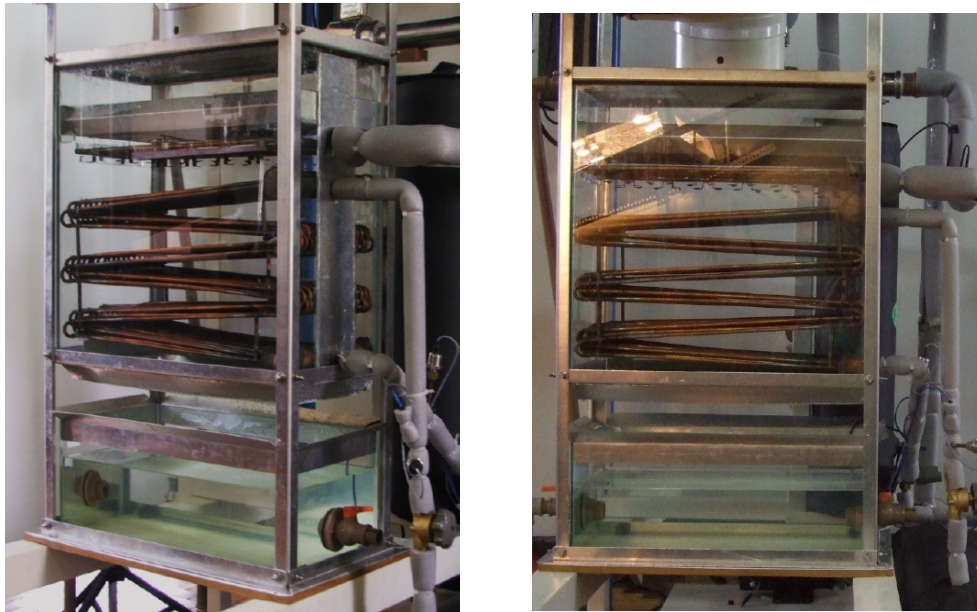


Figura 3.3: Condensador evaporativo sem aspersão de água [Acunha Jr., 2010]

O condensador possui uma estrutura em alumínio com laterais de vidro para possibilitar a visualização do escoamento ar-água na parte interna. O equipamento possui uma seção transversal de 0,25m de largura por 0,51m de comprimento, o que em uma área de 0,1275m<sup>2</sup>. A serpentina possui tubos de cobre com diâmetro externo de 6,35mm (que corresponde ao diâmetro comercial de 1/4") e é composta por 35 colunas de seis tubos cada, dispostas em um arranjo escalonado, conectados a um distribuidor na parte superior e a um coletor na parte inferior, o que totaliza uma área de troca de térmica igual a 2,032m<sup>2</sup>.

Logo acima da serpentina, encontra-se o distribuidor de água. Fabricado em cobre, possui 36 saídas de água, que permitem uma distribuição uniforme de água sobre a serpentina. Logo abaixo dos furos do distribuidor, há pequenas placas onde ocorre o espalhamento e a distribuição da água sobre os tubos. O controle da vazão de água aspergida sobre o banco de tubos é feito por intermédio de um desvio (*by pass*) após o recalque da motobomba centrífuga FSG-P de 1/3HP, da marca Famac. Logo acima do distribuidor de água, encontra-se o eliminador de gotas feito em alumínio com passagens para o ar de 1,8mm de largura. O formato do eliminador faz que o escoamento de ar tenha um caminho de 45° da direção vertical para um lado e depois vire 90° na outra direção. O ar sai na parte superior por um duto de 200mm de diâmetro que está conectado a um ventilador centrífugo, acionado por um motor elétrico de 3HP. O controle da vazão de ar é feito através da variação de velocidade proporcionada por um inversor de frequência, da marca WEG, modelo CFW 10 Easdrive, que aciona o motor elétrico.

A entrada de ar consiste em duas laterais de 0,245m por 0,1m e duas laterais de 0,505m por 0,1m, que totalizam uma área de entrada de 0,15m<sup>2</sup>. Na parte inferior do condensador está localizado um reservatório de água com capacidade para aproximadamente 25l. Esse reservatório possui como finalidade o recolhimento da água que escorre dos tubos, bem como

o armazenamento na sucção da bomba para que esta não opere em vazio. A água evaporada só é reposta após o término de cada amostra de medição, o que propicia temperaturas mais homogêneas tanto na bacia quanto na operação sem a existência de válvula de boia.

### 3.2.2 Compressor

O compressor é um dos componentes mais importantes em um sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Ele é o responsável pela promoção da circulação e pelo aumento de pressão do fluido refrigerante no sistema. No processo de compressão, esse componente aumenta a pressão e a temperatura do fluido refrigerante, que é descarregado no condensador, onde ocorre a liberação do calor absorvido. O compressor selecionado para a construção da bancada experimental foi o modelo AE5470ES, produzido pela empresa Tecumseh, de capacidade de 7500Btu/h, capacidade frigorífica de 1764Kcal/h, e que utiliza R22 como fluido refrigerante. A Tabela 2 apresenta dados do equipamento, já a Figura 3.4 traz imagem do mesmo.

Tabela 2: Especificações AE5470ES

Especificação	Valor
Fluido Refrigerante	R-22
HP	3/4
Capacidade (Kcal/h)	1.764
Deslocamento (c <sup>3</sup> )	13,24
Corrente (A)	4,24
Tensão (V)	220



Figura 3.4: Compressor AE5470ES

### 3.2.3 Evaporador

Evaporadores são componentes do sistema de refrigeração cuja função é transferir o calor do ambiente para o refrigerante, cuja temperatura apresenta-se superior a temperatura do fluido



circulante em sua tubulação. O evaporador utilizado no desenvolvimento da bancada de estudo foi extraído de uma unidade de condicionador de ar, do fabricante Consul, modelo Air Master CCR07BBBNA, com capacidade para 7500Btu/h.

### 3.2.4 Equipamentos e instrumentos utilizados em bancada

#### CLP (Controlador lógico programável) :

Segundo a NEMA (*National Electrical Manufacturers Association*), um Controlador Lógico Programável (CLP) é um aparelho eletrônico digital que utiliza uma memória programável para o armazenamento interno de instruções e para implementações específicas, tais como lógica, sequenciamento, temporização, contagem e aritmética, com o objetivo de controlar, através de módulos de entradas e saídas, vários tipos de máquinas ou processos. Um controlador foi usado para fazer as leituras das grandezas e as modulações determinadas pelo modelo matemático desenvolvido na pesquisa. O equipamento escolhido para compor a bancada foi o controlador DMI A663CA 88ES, da empresa Isso Tecnologia, conforme mostra a Figura 3.5. O CLP possui entradas 4 a 20mA, saídas 0 a 10V, entradas rápidas, entradas digitais, saídas a relé e entradas Wiegand 26bits. Ainda conta com uma interface web embarcada, que facilita a leitura dos dados em tempo real, além de uma plataforma operacional e linguagem de programação própria.



Figura 3.5: Controlador lógico programável

#### Medidor de energia :

Para seguir um padrão de equipamentos, optou-se por utilizar o multimedidor de energia elétrica trifásico/polifásico, da empresa Isso Tecnologia, modelo DMI T5T-88ES. O equipamento possui TCs de 300 para 5A, entradas e saídas digitais e conta com sistema de telemetria em tempo real embarcado, que utiliza a mesma linguagem e plataforma de programação do CLP A663CA 88ES, descrito anteriormente. Por ser do mesmo fabricante do outro controlador, torna a comunicação entre os equipamentos mais fácil e prática. A Figura 3.6 mostra o equipamento e seus componentes.

#### Inversor de frequência :



Figura 3.6: Medidor de energia

Inversor de frequência variável é um tipo de equipamento destinado ao controle e variação da velocidade de motores elétricos de indução trifásicos. Esse dispositivo transforma corrente elétrica alternada fixa (corrente e tensão) em corrente elétrica variável controlando a potência consumida pela carga através da variação da frequência entregue pela rede. O VSD utilizado neste estudo foi um modelo WEG, CFW10 Easdrive, como mostra a Fig. 3.7. O controlador foi utilizado para modular a frequência do ventilador centrífugo, presente no condensador evaporativo e, dessa forma, atuar diretamente no fluxo de vazão de ar presente no processo de condensação.



Figura 3.7: Inversor CFW 10 Easydrive

### Sensores de pressão :

A pressão é uma das grandezas indispensáveis dentro do processo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor. Sem ela esse processo se torna inviável. Seu controle é extremamente necessário e sua análise permite a leitura termodinâmica das mudanças sofridas pelo fluido refrigerante. Com os dados de pressão, é possível determinar estratégias que venham não só a melhorar a performance térmica do sistema de refrigeração, como também permitir a redução do consumo de energia elétrica. Para a bancada, optou-se em medir as pressões

de condensação e evaporação. Nessa tarefa foram selecionados transdutores de pressão cujos modelos são: AKS 33 da Danfoss, para a leitura da pressão de condensação, e SB69 da Full Gauge, para medição da pressão de evaporação. O modelo AKS33 permite medições em escala de -1 a 20bar, que são convertidos em valores 4 a 20mA. Já o modelo SB69 possui uma faixa de medição de 0 a 100psi, que passa a ser convertido para valores de 4 a 20mA, como o anterior. A Figura 3.8 apresenta as imagens de ambos os equipamentos utilizados para as medições.



Figura 3.8: Transdutores de pressão

### 3.3 Unidade frigorífica

Após realizados todos os ensaios em laboratório, optou-se por implementar o modelo em uma instalação frigorífica de uma empresa do ramo alimentício. A empresa que fez parte do estudo está situada na cidade do Rio Grande/RS e atua com o armazenamento de produtos derivados de carne bovina, que possui um fluxo contínuo por demanda de refrigeração.

Todos os componentes que compuseram a bancada de testes, desenvolvida em laboratório, estavam presentes na unidade frigorífica. Os equipamentos eletrônicos, elétricos e de controle estavam dispostos em quadro elétrico desenvolvido para a pesquisa, os quais foram cedidos pela empresa Less Energy Ltda. O Apêndice B apresenta o diagrama da unidade frigorífica estudada.

Para a implementação do modelo lógico na unidade frigorífica, foi necessário desenvolver um painel de controle em que foram dispostos os instrumentos eletrônicos, como o CLP e o medidor de energia, assim como foram inseridos novos componentes, a saber: chave contatora e chave comutadora, ambas para possibilitar que o sistema pudesse ser selecionado entre os modos automático, operado pelo CLP, seu modelo lógico embarcado e o modo manual, operado exclusivamente por intervenção humana. Este último para ser usado caso houvesse algum problema com o novo equipamento recentemente instalado. Foi preciso, ainda, a aquisição de um novo inversor de frequência que possuísse potência suficiente para controlar os dois motores elétricos de 4CV, presentes no condensador evaporativo da unidade frigorífica. O inversor utilizado foi o inversor da marca Weg, modelo CFW 08, com corrente de saída de 1,0 a 33A

(0,25 a 20CV). A Figura 3.9 apresenta o painel de controle desenvolvido e instalado na unidade frigorífica.

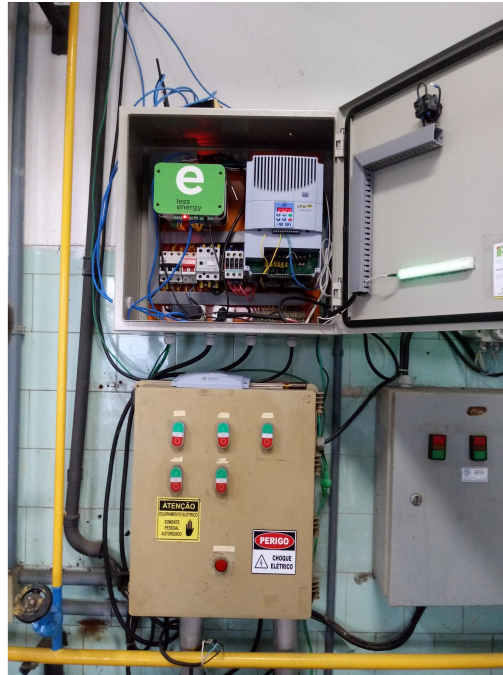


Figura 3.9: Painel de controle

Além dos equipamentos citados, o painel possui um roteador da marca TP-Link, que servia para inserir o painel dentro da estrutura de rede da empresa e, conseqüentemente, permitir que o CLP tivesse acesso à internet, para possibilitar que os dados fossem enviados ao armazenamento em banco de dados externo a unidade industrial. Isso permitiu que houvesse consulta externa aos dados e possíveis intervenções remotas ao sistema.

A unidade frigorífica dispõe de dois tuneis de congelamento, duas câmaras de resfriamento, duas câmaras de estocagem e uma câmara intermediária, que estão dispostas no Apêndice 1.

O condensador evaporativo utilizado no local é da marca Allenge, modelo CEA-300-192, com dois ventiladores de 4CV, uma bomba d'água de 1,5CV, com capacidade de 300000kcal/h, vazão de ar de 47400m<sup>3</sup>/h, vazão de água de 35,3m<sup>3</sup>/h, TBU de projeto de 24°C e temperatura de condensação de 35°C.

Quanto ao sistema de compressão de vapor, a unidade possui dois compressores alternativos que são utilizados de acordo com o volume de produtos a serem conservados. Esse dois compressores são do fabricante Madef, um modelo 4C-16x11-2E com potência de 60HP e o outro modelo um 6C-16x11-2E com 125HP de potência.

Há também a presença de um separador de líquido modelo SLVC-7, marca Madef.

### 3.3.1 Medições e instrumentos

Na unidade frigorífica foram feitas novas medições e posterior armazenamento de dados. Em virtude da dimensão do ambiente comparada com a bancada de testes, nem todos os pontos de medições permitiram a utilização de instrumentos eletrônicos que possibilitassem a comunicação

direta com o CLP e, conseqüentemente, a automatização da coleta de informações. Algumas medições acabaram sendo feitas de forma manual. Para realizar as medições, o sistema era posto em operação manual em que o controle era feito segundo as necessidades de coleta.

### 3.3.2 Vazão de ar

Nas medições da vazão de ar, as 4 laterais do condensador evaporativo apresentavam entradas de ar, que foram divididas de forma que as duas laterais maiores possuíam 24 pontos de medição, enquanto nas outras duas partes menores foram distribuídos 18 pontos de medições, representados na Figura 3.10 pela área em linhas vermelhas.



Figura 3.10: Pontos de medição

A cada medição da vazão de ar, os dados foram armazenados de acordo com a frequência correspondente. Essas medições geraram a Tabela 3. O instrumento utilizado para as medições foi o anemômetro modelo AM-4836V do fabricante Instrutherm.

### 3.3.3 Temperaturas de bulbo seco e bulbo úmido

As temperaturas de bulbo seco e úmido na entrada e saída do condensador foram medidas com o auxílio de um termo-higrômetro, modelo HT-270, produzido pelo fabricante Instrutherm, que coleta temperatura, umidade relativa, etc. No Apêndice C os valores de TBS e TBU são apresentados.

Tabela 3: Relação frequência e vazão de ar

Frequência (Hz)	Vazão de ar (m <sup>3</sup> /s)
60	7,91
55	7,26
50	6,70
45	5,76
40	5,26
35	4,58
30	3,78
25	3,09
20	2,46

### 3.3.4 Temperaturas do refrigerante na entrada e saída do condensador

Sabe-se que o calor é rejeitado no condensador. Sendo assim, a temperatura que o fluido entra após ser comprimido e descarregado pelo compressor é diferente da temperatura que sai do condensador, depois do fluido passar pelo processo de troca de calor entre o ar externo aos tubos e a água aspergida sobre esses mesmos tubos. Logo, optou-se por medir as temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador. Utilizou-se, para as coletas das temperatura, um termômetro penta com 5 pontas de medições. O instrumento escolhido foi o modelo Penta III da Full-Gauge.

### 3.3.5 Temperaturas da água na bacia e reposição

A água na bacia sofre mudanças de temperatura no momento em que é misturada com a água que sofreu aquecimento ao entrar em contato com a tubulação onde circula o fluido em alta temperatura. Parte dessa mesma água sofre evaporação em função desse contato com a tubulação. Diferenças entre a temperatura da água presente na bacia e a temperatura da água de reposição demonstram o quanto de troca térmica houve, no processo de condensação, por parte da água. Para cálculo da troca térmica desempenhada pela água, foram medidas as temperaturas da água na bacia e a temperatura da água que era repostada, quando o volume da bacia diminuía, com a evaporação da água aspergida nos tubos. Essas medições eram realizadas através de um termômetro Penta III da Full-Gauge.

### 3.3.6 Pressões de condensação e evaporação

As pressões de condensação e evaporação foram coletadas nas linhas de sucção e descarga dos compressores. Nas linhas conectadas ao compressor 01 foram instalados transdutores de pressão que passavam informações diretamente para o CLP, já nas linhas conectadas ao compressor 02 possuíam apenas manômetros analógicos. Os sensores conectados ao CLP tinham seu valores de leituras medidos a cada 10 segundos sem paradas, a não ser por falta de energia elétrica. Porém, os valores dos manômetros eram colhidos apenas em momento de testes. Em um primeiro

momento, o compressor 01 estava em funcionamento enquanto o compressor 02 permanecia parado. Em um segundo momento, o compressor 01 foi substituído pelo compressor 02.

### 3.3.7 Consumo de energia elétrica

Por não haver uma rede elétrica específica para a área de refrigeração da indústria, o medidor de consumo de energia elétrica obrigatoriamente teve que ser instalado na entrada da rede elétrica da empresa, de forma que a coleta de consumo de energia elétrica abrangia a totalidade consumida, o que incorporava outros setores e ambientes. Ainda assim, as alterações nos modos de operação na unidade frigorífica eram sentidos e visualizados dentro dos dados de consumo total de energia elétrica. Para a obtenção de consumo de energia elétrica individual dos compressores e dos motores dos ventiladores no condensador evaporativo, foi necessário a utilização de um alicate amperímetro.

## 3.4 Modelo matemático para o compressor

A capacidade frigorífica, a vazão em massa, a eficiência e a potência requerida por um compressor em um dado regime de operação podem ser calculadas através de polinômios de terceiro grau (AHRI, 2004). Esses polinômios têm a forma da Eq. (3.1), logo, devem expressar tais variáveis em função das temperaturas correspondentes ao regime operacional e seus coeficientes devem ser determinados através de dados fornecidos pelos fabricantes do equipamento.

$$X = C_1 + C_2(T_S) + C_3(T_C) + C_4(T_S^2) + C_5(T_S T_C) + C_6(T_C^2) + C_7(T_S^3) + C_8(T_C T_S^2) + C_9(T_S T_C^2) + C_{10}(T_C^3) \quad (3.1)$$

onde:  $T_S$  e  $T_C$  são as temperaturas teóricas de evaporação e condensação do fluido refrigerante, respectivamente em ( $^{\circ}\text{C}$ ).

Para encontrar o polinômio que representasse de forma matemática a potência requerida pelo compressor foi aplicado o método de análise de regressão linear.

## 3.5 Incerteza de medição

A incerteza de medição indica a precisão da grandeza física medida. Ela caracteriza a dispersão dos valores que podem ser razoavelmente atribuídos ao mensurado. Instrumentos devidamente calibrados em fábrica apresentam, em sua documentação, valores de incertezas para cada uma das grandezas medidas separadamente. No entanto, quando é preciso determinar uma grandeza calculada, que depende de outras grandezas medidas, torna-se necessário o cálculo da incerteza combinada dos instrumentos (HOLMAN, 2011).

A incerteza  $\delta$  do resultado de uma função  $f(X_1, X_1, \dots, X_n)$ , na qual as incertezas associadas a cada uma das grandezas medidas ( $X_1, X_1, \dots, X_n$ ) são respectivamente  $\delta X_1, \delta X_2, \dots, \delta X_n$ , pode ser determinada por:

$$\delta = \left[ \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial X_i} \delta X_i \right)^2 \right]^{1/2} \quad (3.2)$$

onde:  $X_i$  é a variável independente que influencia a variável a ser calculada e  $\delta X_i$  é a incerteza integrante à variável independente.

Devido a fatores externos ao sistema, podem surgir dados inconsistentes ao longo do procedimento experimental, o qual gera um possível descarte necessário desses dados, conforme o Critério de Chauvenet (HOLMAN, 2011).



## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Neste capítulo, são apresentados os resultados experimentais e numéricos frutos da pesquisa. Preliminarmente, realizaram-se experimentos em bancada que investigaram a influência na corrente elétrica consumida pelo sistema quando a vazão de ar que passa no condensador sofre manipulação. Nessa fase, analisaram-se os efeitos gerados no sistema enquanto o ciclo de compressão de vapor era alterado do modo de funcionamento tradicional para o modo de funcionamento dinâmico, no qual tinha-se a temperatura de condensação flutuante. Nessa etapa, avaliou-se o comportamento do ciclo de refrigeração em busca de condições que propiciassem economia de energia. Logo após, o modelo de bancada foi validado. Em seguida, investigou-se os resultados da pesquisa quando o modelo passou a ser implementado em uma unidade industrial. Verificou-se, assim, as influências sofridas pelo processo quando ele se encontrava exposto às forças naturais das grandezas que o influenciavam, visto que não se possuía controle dessas grandezas. Buscou-se, novamente, a otimização do trabalho, de forma a reduzir o consumo de energia elétrica, para eliminar os desperdícios. Por fim, validou-se o modelo, no meio industrial, e propôs-se um novo modelo que gerou melhora no modelo anterior.

### 4.1 Análise experimental em bancada

Os experimentos foram executados com vazões de ar que variavam entre os valores  $4,16\text{m}^3/\text{s}$  e  $0,66\text{m}^3/\text{s}$ , ao respeitar o tempo necessário de estabilização das pressões do sistema, após cada mudança proposta. Esses valores de vazões encontrados nos ensaios de bancada permitiram traçar relações entre a vazão de ar e as demais grandezas estudadas.

A Tabela 4 demonstra valores obtidos após medições em bancada.

Tabela 4: Relação entre vazão de ar e consumo de potência elétrica

Frequência (Hz)	Vazão de ar ( $\text{m}^3/\text{s}$ )	Consumo (kW)	Pressão de evaporação (bar)	Pressão de condensação (bar)
50	4,16	3194,31	2,35	10,53
45	3,74	2920,98	2,35	10,59
40	3,22	2660,32	2,35	10,72
35	2,80	2504,95	2,39	10,92
30	2,42	2355,35	2,48	11,08
<b>25</b>	<b>2,04</b>	<b>1814,40</b>	<b>1,51</b>	<b>10,58</b>
20	1,59	1851,57	1,98	11,42
15	1,14	2413,34	3,32	13,22
10	0,66	2514,37	3,39	14,44

Nota-se que a vazão de ar, cujo valor é de  $2,04\text{m}^3/\text{s}$ , corresponde a vazão que melhor representa o estado operacional e no qual se encontra a máxima economia de potência elétrica do ensaio.

A Figura 4.1 evidencia a relação existente entre frequência de acionamento do ventilador no condensador e a vazão de ar. A frequência do ventilador é a grandeza responsável por

determinar os valores de vazão de ar no condensador. Através da manipulação da frequência de operação do ventilador, obtém-se o domínio sobre a vazão de ar.

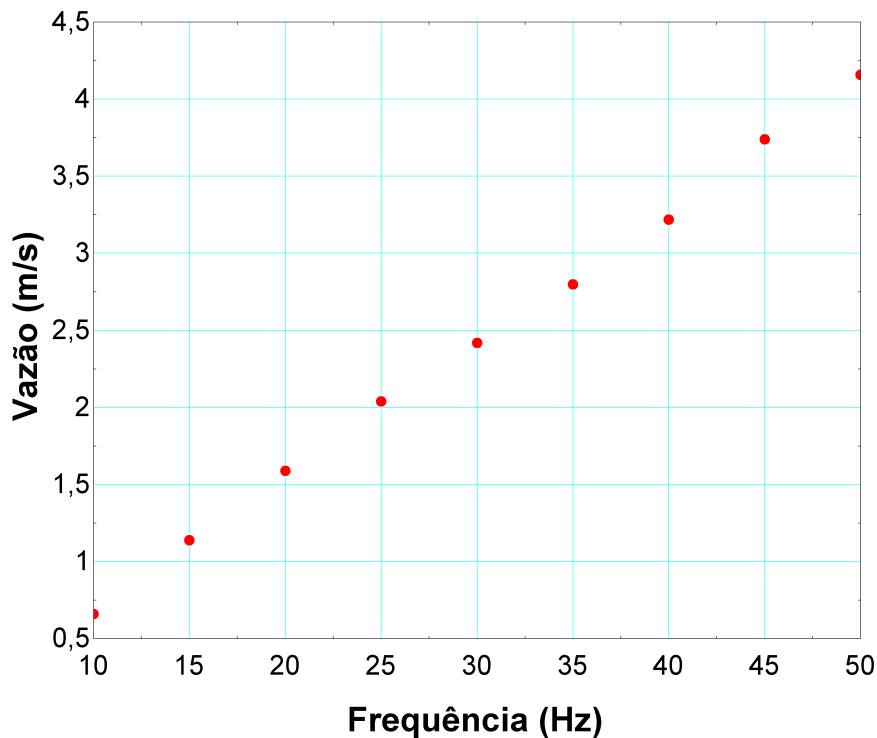


Figura 4.1: Relação vazão de ar e frequência no condensador

Com o auxílio da Figura 4.1, é possível perceber que a menor frequência de acionamento (10Hz) representa a menor vazão de ar ( $0,66\text{m}^3/\text{s}$ ), assim como, a maior frequência (50Hz) representa a maior vazão de ar ( $4,16\text{m}^3/\text{s}$ ). Esse comportamento pode ser validado através da teoria descrita pela primeira lei dos ventiladores, a qual expressa que: quando a rotação do ventilador varia, conseqüentemente não só a vazão sofrerá variação, mas também a pressão total e a potência.

Assim como a primeira lei dos ventiladores descreve similaridade entre vazão e velocidade de rotação através de equação, ela também explica a existência de correspondência entre potência e velocidade de rotação.

Se a frequência de rotação do ventilador do condensador determina o valor de vazão de ar que entra no próprio condensador, essa relação tende a gerar efeitos sobre o consumo de potência elétrica do sistema. Como pode ser observado na Figura 4.2, na qual é traçada uma linha de correspondência entre as variáveis consumo e vazão de ar, nota-se que essa última grandeza gera efeitos sobre a grandeza anterior.

Para o cenário ensaiado no experimento representado pela Figura 4.2, tem-se um melhor aproveitamento de potência elétrica quando a bancada trabalha com apenas 40% de sua capacidade total de ventilação, ao gerar um consumo de  $1814,40\text{kW}$ , o que corresponde a uma economia de potência elétrica próximo a 40%.

Com base nos dados apresentados sobre ventiladores, pode-se dizer que as variações no con-

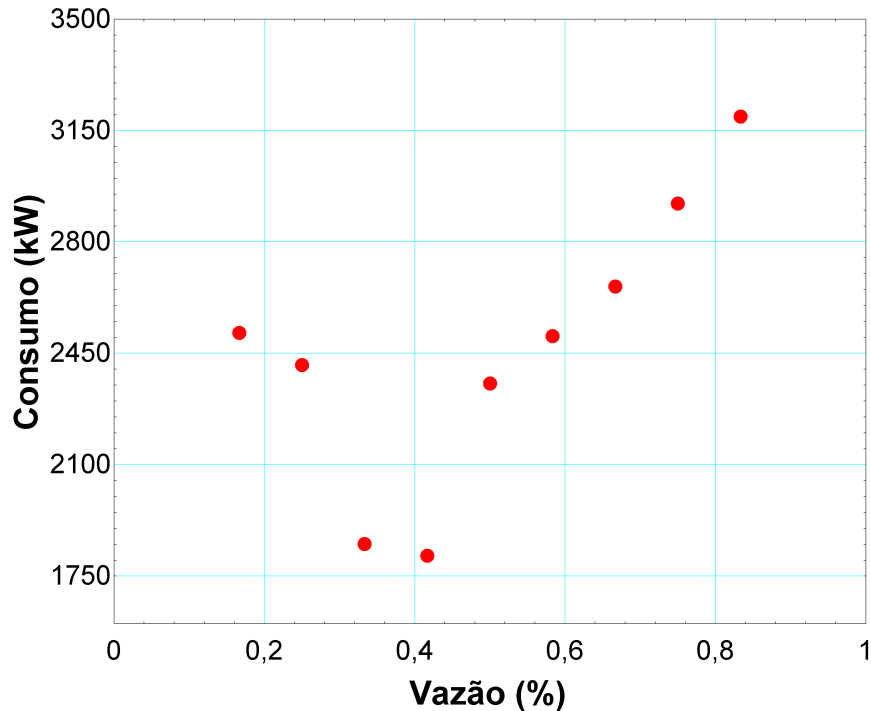


Figura 4.2: Relação vazão de ar e consumo de potência elétrica

sumo de potência elétrica do condensador estão relacionadas à vazão adotada no equipamento, visto que não há alterações empregadas na operação da bomba de água do mesmo. Logo, reduções na vazão, originadas pela diminuição das velocidades impostas no ventilador, propiciam baixa na potência elétrica consumida pelo condensador e tendem a possibilitar reduzir o consumo de potência elétrica do sistema de refrigeração.

Na composição da bancada, a potência nominal do compressor (3/4HP) representava 25% da potência nominal do ventilador do condensador (3HP). A relação entre tais grandezas condicionou o consumo de potência elétrica da bancada às alterações feitas sobre o consumo de potência do condensador, mais do que às alterações sofridas pelo consumo de potência elétrica do compressor. Vários ensaios foram realizados na bancada a fim de coletar o maior número de dados de grandezas os quais permitissem traçar relações diretas ou indiretas sobre o consumo de potência elétrica total.

## 4.2 Análise na indústria

Inúmeros estudos sobre refrigeração e eficiência energética em sistemas de refrigeração são apresentados com base em experimentações laboratoriais ou análises numéricas sobre dados teóricos, mas não é comum encontrar experimentos em que a amônia seja o fluido refrigerante estudado, ou que avaliem circunstâncias operacionais existentes em um ambiente industrial que opera sob condições não controladas. O modelo desenvolvido busca validar-se como ferramenta aliada à minimização dos desperdícios de energia elétrica em meio a indústria de refrigeração. O esquema que representa o ciclo de refrigeração presente na unidade industrial mencionada

neste estudo, encontra-se incluso no Apêndices B.

#### 4.2.1 Análise experimental

Durante 16 meses, compreendidos entre junho de 2017 e outubro de 2018, uma unidade frigorífica em operação na cidade do Rio Grande/RS foi objeto de estudo, com base em seu controle operacional administrado pelo modelo matemático e computacional desenvolvido na pesquisa. Nesse período, foram realizadas coletas diárias de grandezas operacionais, como corrente total consumida pela unidade industrial, pressão de condensação, pressão de evaporação e vazões de ar no condensador evaporativo. Outras grandezas, como corrente dos compressores, corrente dos motores elétricos do condensador, temperaturas de entrada e saída do fluido refrigerante no condensador, temperatura do ar, percentual de umidade relativa do ar, temperatura da água de reposição e bacia do condensador eram coletadas em visitas presenciais, pelo fato dos equipamentos disponíveis no trabalho não permitirem interação com o controlador. O Apêndice C apresenta dados coletados em 30 ciclos de medições distintos. Cada ciclo de medição compreendeu 9 coletas com vazões de ar diferentes. Durante essas medições, a unidade industrial ficava exposta à operação manual, para permitir que as vazões de ar fossem manipuladas pelo operador. Esses dados são compostos por todas as grandezas estudadas no processo, tanto as medidas e armazenadas via controlador quanto as obtidas através de coletas manuais. As amostras presentes no Apêndice C estão divididas da seguinte forma: os 180 primeiros registros correspondem à operação da unidade industrial com a utilização exclusiva do compressor Madef 6C-16x11-2E e, nas 90 amostras restantes, o trabalho de compressão era feito pelo compressor Madef 4C-16x11-2E.

#### 4.2.2 Temperatura de condensação

Com a posse das informações a respeito dos efeitos da temperatura de condensação sobre o ciclo de refrigeração, decidiu-se por realizar uma análise experimental que identificasse a existência de certa relação entre a vazão mássica de ar e a temperatura de condensação da amônia. Nesse estudo, optou-se por utilizar os registros armazenados no período em que o compressor Madef 6C-16x11-2E estava individualmente sendo utilizado na operação da unidade frigorífica. A temperatura de condensação foi computada através dos dados de pressão de descarga do compressor e a vazão mássica de ar era calculada com base nas informações coletadas de temperatura de bulbo seco, umidade relativa do ar e vazão de ar. Para a medição dessas grandezas, foi utilizado o próprio sensor de pressão do compressor, já para temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar foi utilizado o termo-higrômetro da marca Instrutherm, modelo HT-270, com precisão de  $\pm 0,8^\circ\text{C}$  para a TBS e  $\pm 4\%$ , para a umidade, o anemômetro Instrutherm, modelo AM-4836V, foi o instrumento utilizado para medir a velocidade do ar. A partir dos dados coletados, pode-se traçar, em forma de gráfico, a relação presente entre vazão mássica do ar e temperatura de condensação da amônia. A Figura 4.3 representa esses dados.

Como pode ser observado por meio da Figura 4.3, a vazão mássica de ar exerce efeitos

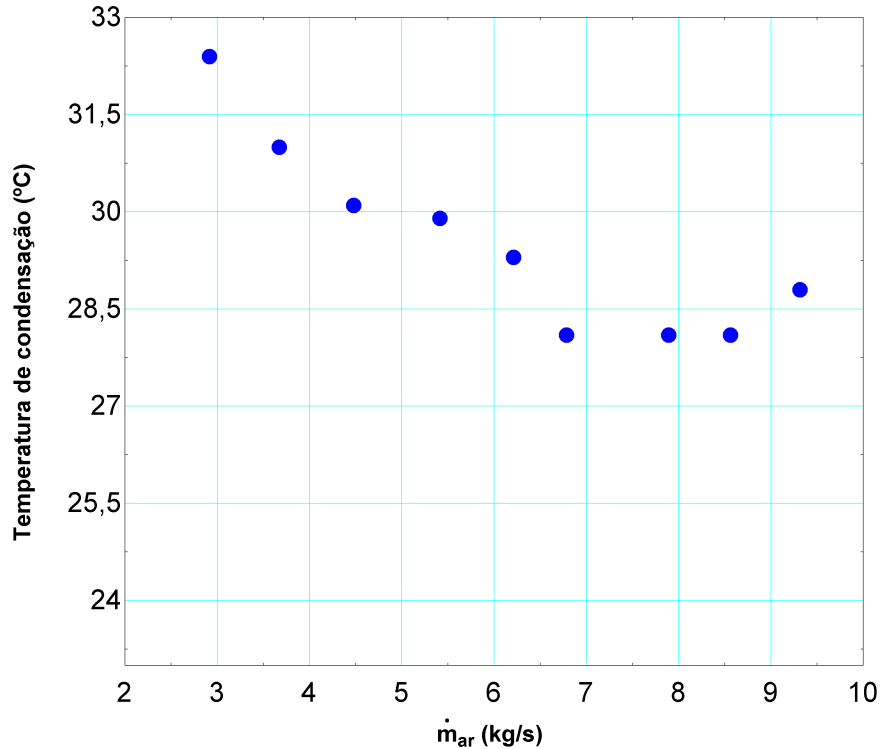


Figura 4.3: Relação vazão mássica de ar e temperatura de condensação (NH<sub>3</sub>)

sobre a temperatura de condensação. Há o predomínio de uma relação inversa entre vazão mássica de ar e temperatura de condensação. Isso se justifica pelo fato de que, quando maiores vazões mássicas de ar trocam calor com o fluido refrigerante no condensador, há tendência em aumentar a diferença de temperatura desse fluido entre entrada e saída do condensador, o que ocasiona reduções na temperatura e na pressão de descarga do compressor. Observa-se também que esse comportamento não é contínuo dentro dessa relação, visto que maiores valores de vazão mássica de ar apresentam um crescimento na grandeza temperatura de condensação. As Figuras 4.4 e 4.5 mostram que o comportamento existente entre as grandezas é observado em outros momentos de medições, o que leva à concepção de que a temperatura de condensação reduz com o aumento da vazão mássica de ar, porém há limites nos quais esse aumento de vazão já não apresenta mais vantagens para a relação analisada.

Os dados de temperatura de condensação permitem implementar o sistema de refrigeração de forma mais eficiente e econômica, em que o equilíbrio entre consumo de potência elétrica do compressor e do condensador são identificados. Os consumos de potência elétrica desses componentes serão tratados nas seções seguintes.

### 4.2.3 Corrente elétrica consumida no condensador

Para efeito de cálculo, utilizou-se 230V como sendo a tensão, 100% como sendo o percentual de rendimento dos motores e 0,86 o fator de potência empregado no momento dos testes.

Na Tabela 5 são apresentados os valores reais, obtidos por meio de medições realizadas nos equipamentos, enquanto os ensaios eram executados, e os valores nominais calculados segundo

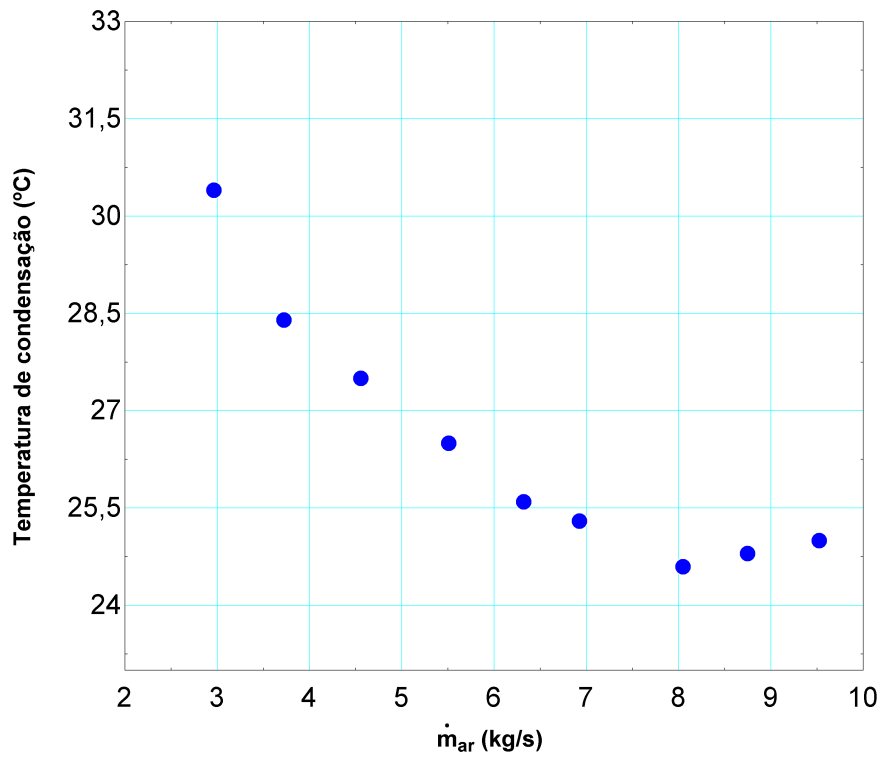


Figura 4.4: Medição de potência amostra 01

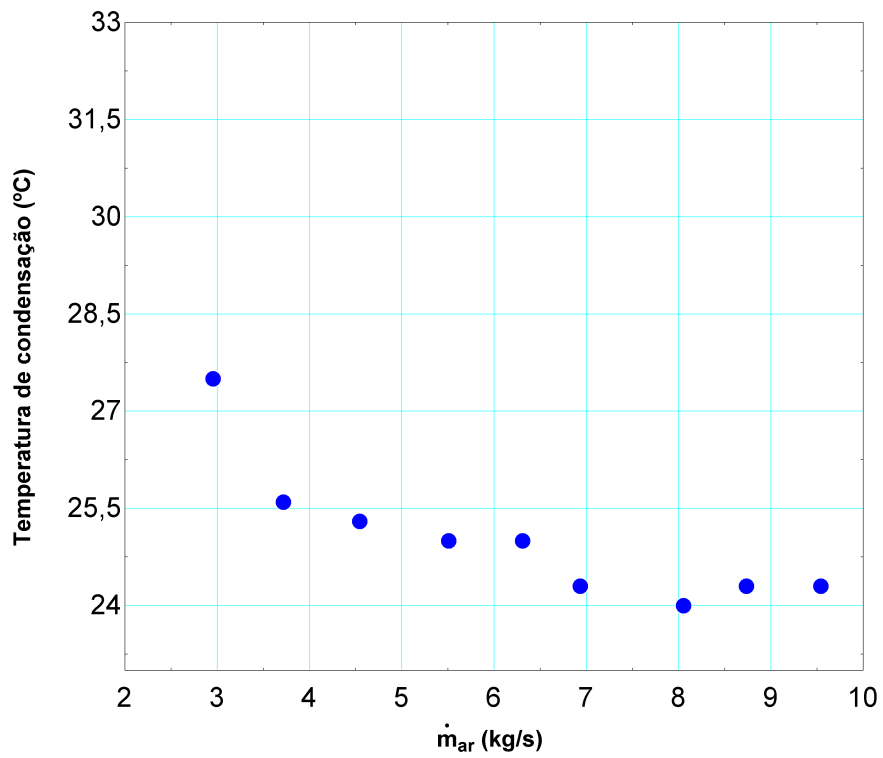


Figura 4.5: Medição de potência amostra 02

os dados do fabricante. Os valores reais representam a corrente elétrica consumida e a corrente elétrica nominal calculada para os equipamentos dos motores elétricos em questão.

Tabela 5: Potência consumida pelo condensador evaporativo em uma amostra

$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	9,327	8,564	7,891	6,801	6,214	5,417	4,493	3,667	2,909
$P_n(Ventilador)$ (kW)	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10	3,10
$P_r(Ventilador)$ (kW)	3,10	2,43	1,85	1,51	1,06	0,79	0,58	0,41	0,34
$P_n(Bomba)$ (kW)	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18
$P_r(Bomba)$ (kW)	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18	1,18
$P_n(Condensador)$ (kW)	4,28	4,28	4,28	4,28	4,28	4,28	4,28	4,28	4,28
$P_r(Condensador)$ (kW)	4,28	3,61	3,03	2,69	2,24	1,97	1,76	1,59	1,52

Com os dados da Tabela 5, é possível perceber o comportamento do condensador evaporativo quando esse trabalha em frequência de rotação máxima. Esse modelo de operação do condensador é o modo comumente encontrado no meio industrial. Quando ambos os motores elétricos trabalham com sua velocidade nominal, eles acabam apresentando um consumo contínuo de potência elétrica, indiferente das variações que possam ocorrer dentro do processo termodinâmico. Como pode ser notado, nesse modo de operação o ventilador em velocidade máxima e contínua acaba consumindo 9,04A, que somado com os 3,43A da corrente da bomba de água, regula o consumo de potência elétrica do condensador em 12,58A. Esse valor é contínuo durante todo o tempo de operação do sistema. No momento em que a temperatura de condensação passa a ser utilizada como parâmetro de operação, as correntes dos motores elétricos são dimensionadas para gerar a vazão mássica de ar necessária ao ciclo termodinâmico atual, o que também gera variações de vazões e, conseqüentemente, mudanças no consumo de potência elétrica do ventilador. A temperatura de condensação, que atua como determinante operacional do sistema, proporcionou uma redução de 64,5% da corrente consumida pelo condensador quando comparado ao modelo tradicional, com operação de condensação fixa.

Na Figura 4.6, é possível ver o crescimento do consumo de potência elétrica real do condensador evaporativo (pontos em azul) enquanto a vazão mássica de ar cresce. A corrente do condensador está relacionada diretamente com a vazão mássica de ar empregada no equipamento, sendo que a menor vazão é a que gera o mínimo consumo de potência elétrica do condensador e, da mesma forma, a maior vazão será a que irá produzir o máximo consumo de potência elétrica do equipamento. A corrente nominal, representada pelos pontos em vermelho, descreve a continuidade do consumo de potência elétrica quando a temperatura de condensação é desprezada na operação. Quando se compara o consumo de potência elétrica real com o consumo de potência nominal, percebe-se que nos momentos em que o sistema termodinâmico for capaz de reduzir a vazão mássica de ar, em sua operação, a economia de potência tenderá a aumentar, a qual pode chegar a 64,5%, no caso do condensador apresentar condições de atuar com vazão mássica de ar menor que 3kg/s. Valores de economia são encontrados em todos os momentos em que a vazão mássica de ar requerida for menor que a nominal, conforme pode ser visto na Tabela 6:

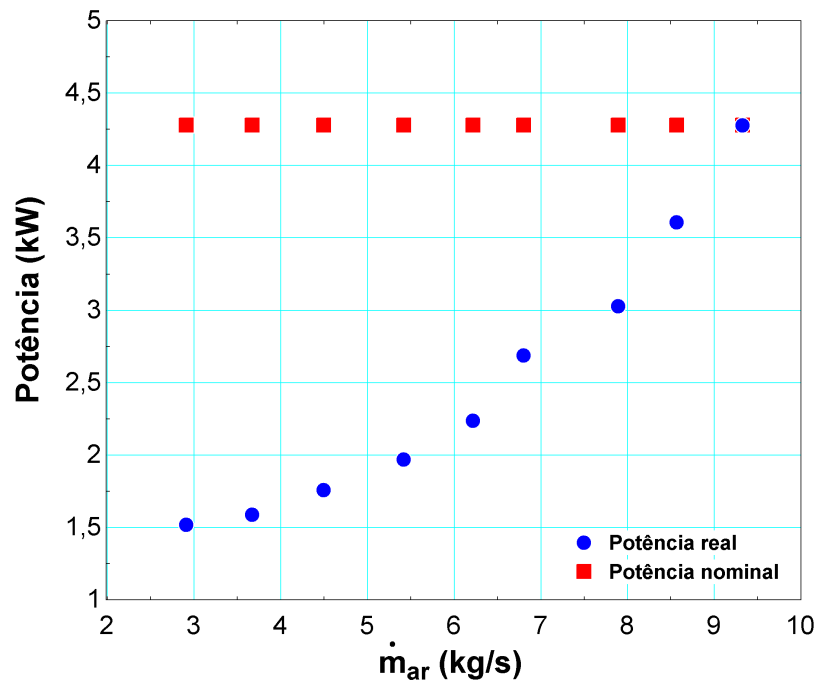


Figura 4.6: Relação vazão mássica de ar e potência do condensador

Tabela 6: Economia no condensador evaporativo em uma amostra

$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	$\dot{W}_n$ (kW)	$\dot{W}_r$ (kW)	Economia (%)
9,327	4,28	4,28	0,0
8,564	4,28	3,61	15,6
7,891	4,28	3,03	29,2
6,801	4,28	2,69	37,2
6,214	4,28	2,24	47,6
5,417	4,28	1,97	54,0
4,493	4,28	1,76	58,9
3,667	4,28	1,59	62,9
2,909	4,28	1,52	64,5



Percebe-se, na Tabela 6, a existência de economia de energia elétrica, em função das variações sofridas pela vazão mássica de ar, em decorrência da modulação da temperatura de condensação. A decisão de operar o condensador sob os efeitos da temperatura de condensação flutuante é capaz de produzir percentuais de economia no equipamento que podem variar entre 15,6 a 64,5%, segundo as medições analisadas. A cada momento em que a operação do sistema permite substituir a máxima vazão mássica de ar pelas demais vazões inferiores à nominal, tem-se um acréscimo nos valores de economia produzidos no sistema. Essa dinâmica contínua é capaz de gerar a cada dia valores de economia diferentes, uma vez que as grandezas que influenciam o ciclo termodinâmico não se repetem diariamente.

Se a temperatura de condensação possibilita modular a vazão mássica de ar e gerar economia de corrente elétrica no condensador, surge a dúvida sobre o efeito que essa mesma operação acarreta no consumo de corrente elétrica do compressor. Esse efeito será analisado na seção seguinte.

#### 4.2.4 Corrente elétrica consumida no compressor

Para o cálculo da potência consumida pelo compressor, utilizou-se os valores de 230V para tensão, 0,86 como sendo o fator de potência e definiu-se 1 como sendo o fator de rendimento do equipamento. O compressor alternativo Madef, modelo 6C-16x11-2E, foi utilizado para coleta de dados. A Tabela 7 apresenta dados referentes a vazão mássica de ar em um dia de medição, os valores de potência real consumida e potência nominal, bem como os percentuais de economia de corrente elétrica, quando se compara os valores de potência elétrica real originados pela variação de vazão mássica de ar ao valor de potência elétrica nominal, caso essa vazão mássica de ar permanecesse constante.

Tabela 7: Consumo de corrente elétrica do compressor 6C-16x11-2E em uma amostra

$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	$\dot{W}_n$ (kW)	$\dot{W}_r$ (kW)	Economia (%)
9,327	38,27	38,27	0,0
8,564	38,27	37,96	0,8
7,891	38,27	38,10	0,4
6,801	38,27	37,86	1,1
6,214	38,27	37,79	1,3
<b>5,417</b>	<b>38,27</b>	<b>37,75</b>	<b>1,3</b>
4,493	38,27	38,44	-0,4
3,667	38,27	38,89	-1,6
2,909	38,27	39,33	-2,8

Sobre os dados da Tabela 7, tem-se visão dos efeitos no consumo de corrente elétrica quando há variações na vazão mássica de ar presente no processo de condensação. Sabe-se, também, que baixas pressões de condensação tendem a diminuir a potência de compressão, o que possibilita a redução do consumo de corrente elétrica pelo compressor. O processo de troca térmica no condensador é normalmente melhorado quando o volume de massa de ar é maior.

Sendo assim, com os dados da tabela, é possível verificar que valores de vazão mássica de ar muito pequenos demandam maior potência de compressão, e que valores maiores de vazão mássica de ar tendem a aliviar essa potência. Isso ocorre, porque, quanto maior for os valores de vazão mássica de ar, o processo de troca térmica por meio do condensador tende a ser mais efetivo. Ao reduzir os valores de pressão e temperatura de condensação, ocasiona-se um esforço menor de compressão, que acaba demandando menor potência elétrica. Com esses dados, é possível verificar a existência de um ponto de mínimo consumo de corrente elétrica, que corresponde a 37,75kW, no qual o consumo exigido pela potência de compressão está associado a vazão mássica de ar correspondente a 5,417kg/s.

Se a menor potência de compressão gera o menor consumo, a Tabela 7 demonstra que a maior vazão mássica de ar pode não apresentar o melhor estado de troca térmica para o cenário estudado. Essa tabela também apresenta informações comparativas entre consumo de corrente elétrica nominal e real de operação, para mostrar que mudanças na vazão mássica de ar modificam os valores de consumo e permitem que haja um distanciamento entre os valores reais e os nominalmente esperados, de forma a fornecer percentuais de economia sobre a operação de compressão do fluido refrigerante.

Os dados do experimento podem ser melhor vistos na amostra representada pela Figura 4.7:

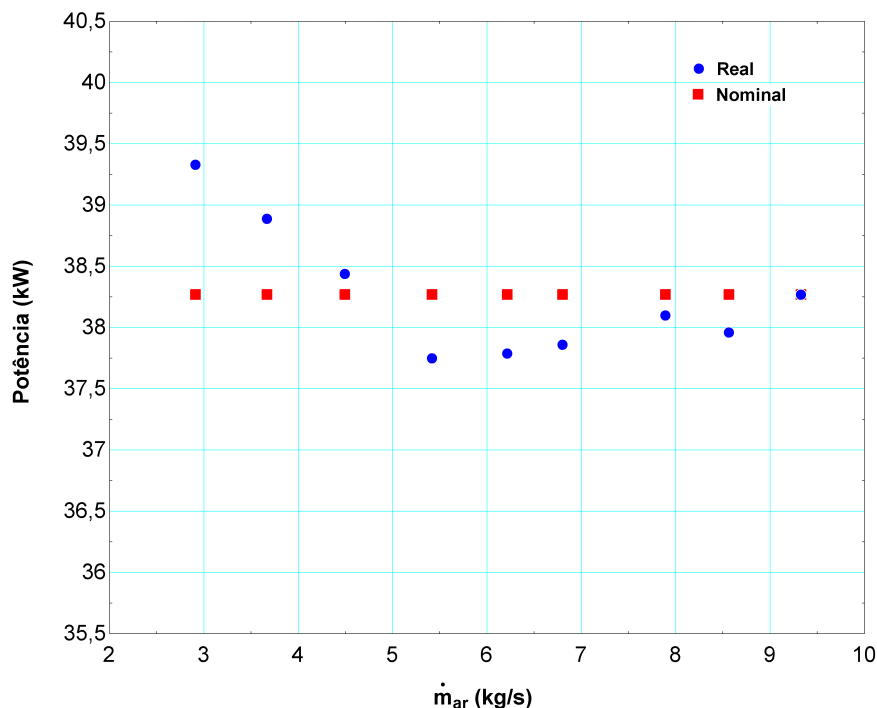


Figura 4.7: Relação vazão mássica de ar e corrente do compressor

A diferença existente entre as correntes nominal e real pode ser vista no gráfico da Figura 4.7, na qual é possível identificar o ponto em que esse valor é mais significativo. Ao se partir do ponto mais à esquerda do gráfico, observa-se uma queda nos valores de consumo de potência elétrica proporcionado pelo crescimento da vazão mássica de ar. Esse comportamento se origina pela redução dos níveis de pressão de condensação, o que proporciona uma diminuição na

potência requerida para desenvolver o trabalho de compressão por parte do compressor. Esse comportamento cessa após o ponto de menor potência elétrica ser encontrada, o que gera o entendimento de que o desempenho termodinâmico associado ao processo de condensação tende a diminuir quando há o crescimento da vazão mássica de ar. Nas Figuras 4.8 e 4.9 é possível verificar um padrão de comportamento existente entre vazão mássica de ar e temperatura de condensação.

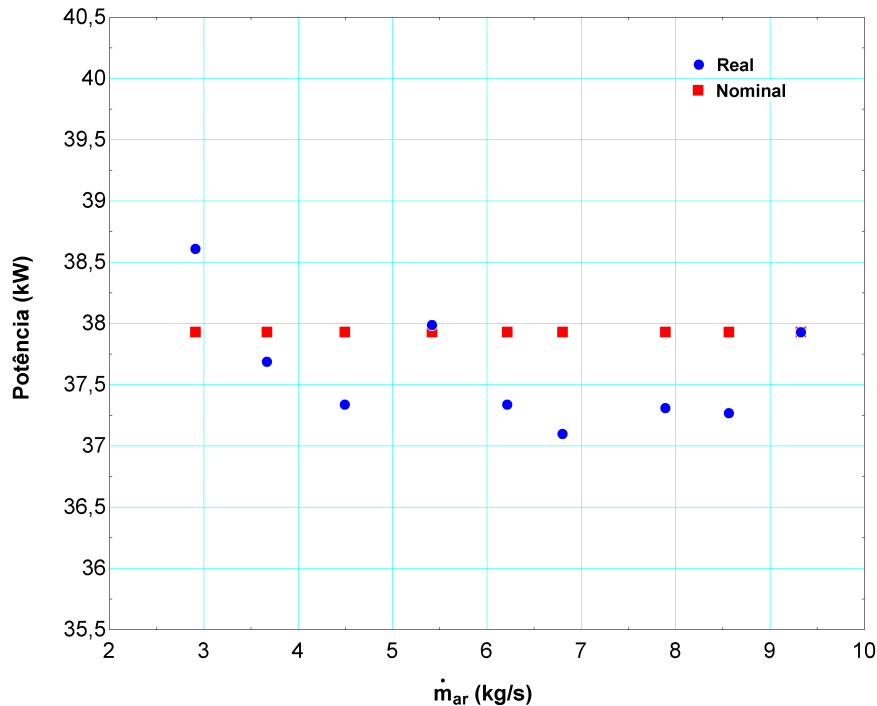


Figura 4.8: Potência amostra 01

As Figuras 4.8 e 4.9 representam os valores, em forma de gráficos, dos ensaios realizados nos dias diferentes de coletas. A tendência de comportamento apresentado na Figura 4.7 se mantém, apesar de não haver uma linearidade ou simetria no pontos gerados pelas coletas. Essa diferença pode ser entendida como fruto do reflexo da impossibilidade de repetição das grandezas físicas envolvidas no processo, pois se trata de dias distintos. Nas Figuras 4.8 e 4.9, os pontos de mínimo consumo de potência elétrica estão mais afastados da origem do gráfico se comparados com a Figura 4.7, contudo apresentam quedas de consumo até atingir o valor de mínimo. Uma baixa pressão de condensação, resultado de um processo em que há maior troca térmica no condensador, pode trazer economia de potência elétrica no compressor, porém, acarreta aumento de consumo de potência elétrica no condensador, e o contrário também pode ser entendido. Sendo assim, é preciso encontrar um ponto de equilíbrio entre o consumo do compressor e do condensador para que o ponto ótimo de consumo de potência elétrica possa ser determinado.

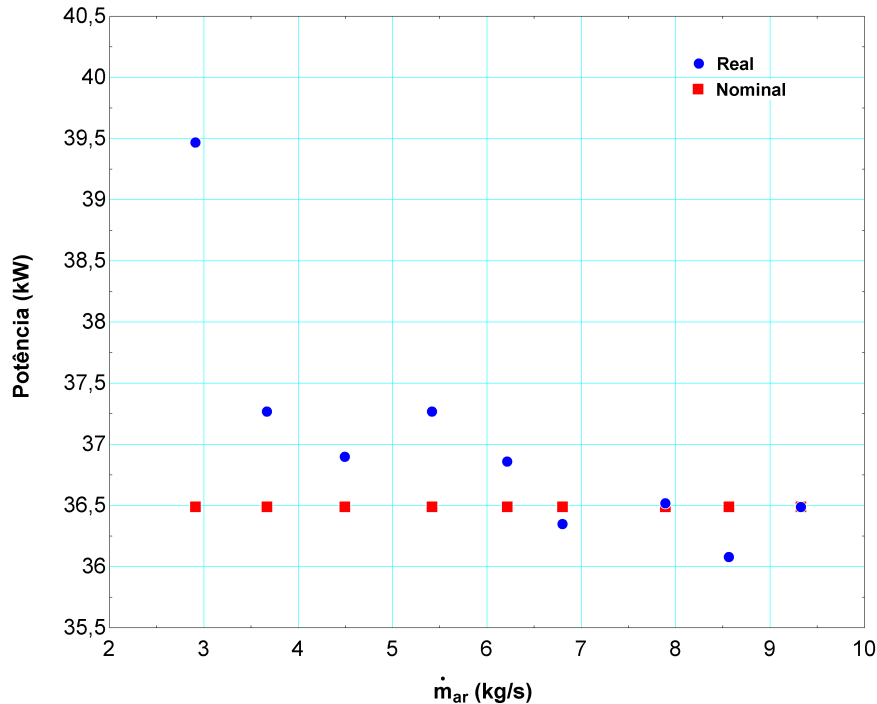


Figura 4.9: Potência amostra 02

#### 4.2.5 Efeitos do equilíbrio entre compressão e condensação no consumo de energia elétrica

As seções 4.2.3 e 4.2.4 demonstraram as relações de consumo de potência elétrica e vazão mássica de ar observadas no compressor e no condensador. Em ambas as operações dos equipamentos, pode-se observar comportamentos padrões, bem como consegue-se determinar combinações entre consumo de potência elétrica e vazão, as quais propiciaram o menor consumo de operação em cada dispositivo na data em que o ensaio foi realizado. Quando se opta por analisar os dois equipamentos juntos, com o enfoque no consumo de potência elétrica, tem-se comportamentos contrários, ou seja, quando se tenta reduzir o consumo no condensador, acaba-se por gerar aumento de consumo no compressor, e o oposto também ocorre. O objetivo desta seção é identificar o ponto em que essas duas grandezas, temperatura de condensação e vazão mássica de ar, encontram o equilíbrio entre seus consumos de potência elétrica, para ocasionar economia.

Na Tabela 8, optou-se por agrupar os valores de corrente elétrica real demandados pelos equipamentos avaliados, de acordo com as variações de vazão mássica de ar, bem como demonstrar o valor nominal total, caso o sistema não apresentasse nenhum controle de operação, para permanecer com a vazão mássica de ar correspondente ao valor nominal de projeto.

Com os dados é possível dizer que pouca vazão de ar gera redução no consumo de potência elétrica do condensador, porém aumenta os níveis de pressão de condensação, o que gera aumento no trabalho de compressão e, conseqüentemente, maior demanda por potência elétrica pelo compressor. Quando a vazão mássica de ar é maior, o consumo de potência elétrica requerido pelo compressor diminui, mas esse consumo é aumentado no condensador, pelo fato

Tabela 8: Dados de corrente medidos em uma amostra

$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	$\dot{W}_r Comp$ (kW)	$\dot{W}_r Cond$ (kW)	$\dot{W}_r Total$ (kW)	$\dot{W}_n Total$ (kW)	Economia (%)
9,327	38,27	4,28	42,55	42,55	0,0
8,564	37,96	3,61	41,57	42,55	2,3
7,891	38,10	3,03	41,13	42,55	3,3
6,801	37,86	2,69	40,55	42,55	4,7
6,214	37,79	2,24	40,03	42,55	5,9
<b>5,417</b>	<b>37,75</b>	<b>1,97</b>	<b>39,72</b>	<b>42,55</b>	<b>6,60</b>
4,493	38,44	1,76	40,20	42,55	5,5
3,667	38,89	1,59	40,48	42,55	4,9
2,909	39,33	1,52	40,85	42,55	4,0

da rotação dos ventiladores ser aumentada. Com a Tabela 8, percebe-se que as medições encontram um equilíbrio de consumo de potência elétrica quando a vazão mássica de ar esteve modulada em 5,417kg/s. Essa combinação de estados de grandezas é o ponto que minimiza o consumo do ensaio, de acordo com a data de medição e os agentes envolvidos no processo termodinâmico. A economia gerada com a manipulação da pressão de condensação chegou a 6,60%, se comparado ao valor encontrado quando a frequência do ventilador estava em 60Hz.

O comportamento do consumo de potência elétrica dos componentes compressor e condensador é visto mais claramente na Figura 4.10, na qual os valores medidos são plotados na forma de gráfico.

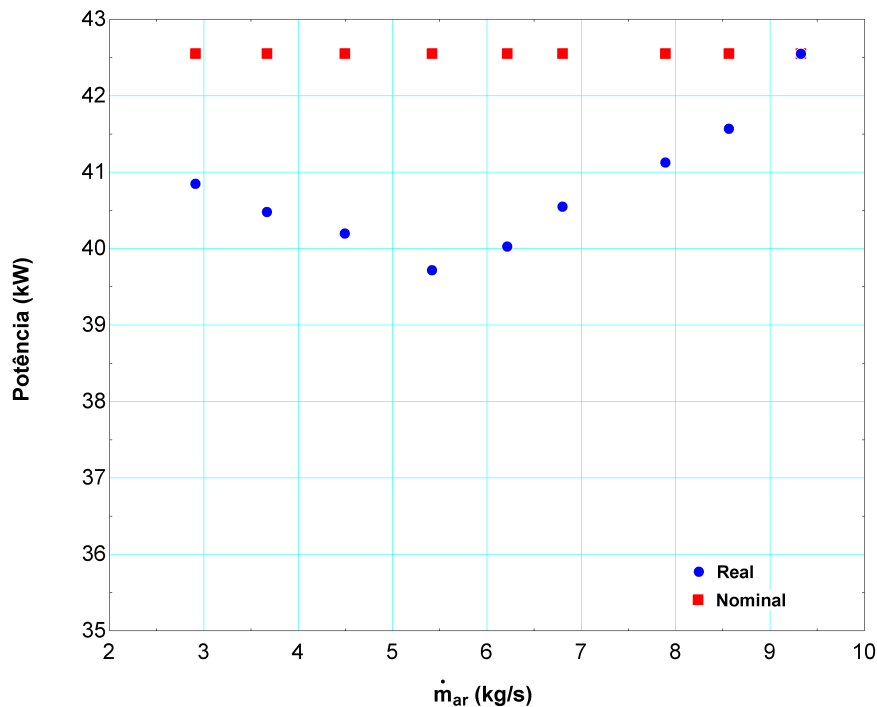


Figura 4.10: Relação vazão mássica de ar e correntes total uma amostra

Com base no gráfico, ao partir do menor valor de vazão mássica de ar para o maior valor, tem-se uma visão do comportamento do consumo de potência elétrica em função da vazão mássica

de ar. O aumento da vazão gera variações no consumo, o que tende a reduzir esse consumo até atingir o ponto de mínimo em que o comportamento passa a ser verificado de forma contrária ao visto antes da identificação do ponto de equilíbrio dos equipamentos. A diferença entre corrente nominal e corrente real evidencia a possibilidade de economia de potência elétrica quando a temperatura de condensação está sendo usada como parâmetro de modulação do sistema termodinâmico.

As Figuras 4.11 e 4.12, com dados coletados em dois dias de medições, reafirmam o comportamento observado na Figura 4.10, na qual é possível observar a existência de um ponto de mínimo consumo de potência elétrica. Esse ponto normalmente não é observado nos pontos de menor vazão mássica de ar, nos quais há um aumento na temperatura de condensação em virtude da troca térmica no condensador apresentar-se menos eficiente.

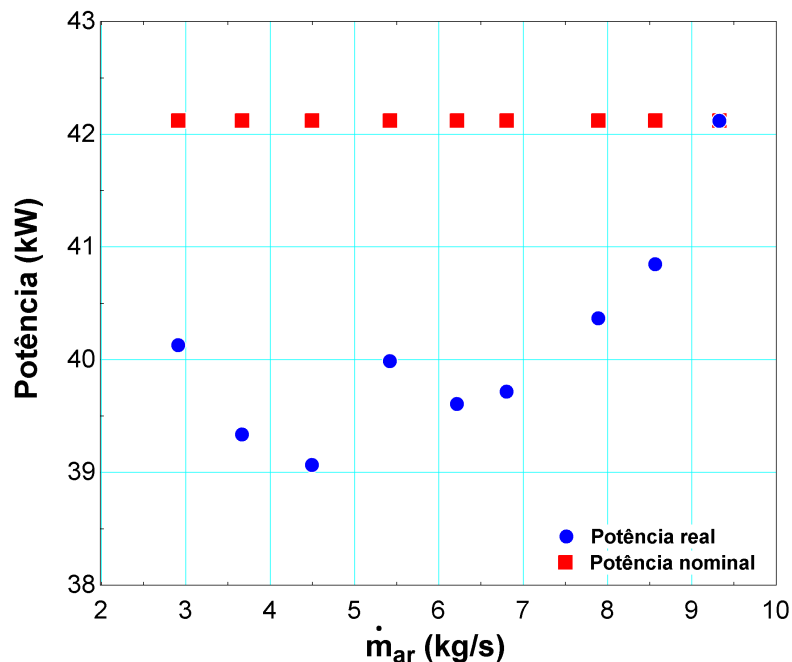


Figura 4.11: Potência amostra 01

Nessa amostra são apresentados os valores encontrados para as grandezas: vazão mássica de ar, corrente consumida pelo compressor somado ao condensador e, por fim, o consumo de potência elétrica total da indústria.

Assim como nas seções anteriores, nas quais pode-se identificar pontos de mínimo consumo de potência elétrica na operação do compressor e condensador, a Tabela 9 expõe os reflexos desse modelo de operação sobre o consumo de energia elétrica industrial.

Pelo fato da unidade frigorífica ser o setor da indústria que mais demanda potência elétrica, os reflexos de economia gerados pela manipulação dos valores da temperatura de condensação podem ser vistos nos dados totais de consumo de energia elétrica coletados. A vazão mássica de ar de 5,417kg/s, definida anteriormente como responsável pelo valor de menor consumo de energia elétrica encontrado nos processos de compressão e condensação (115,9A), pode ser identificada também como sendo a vazão que propicia o menor consumo de energia elétrica

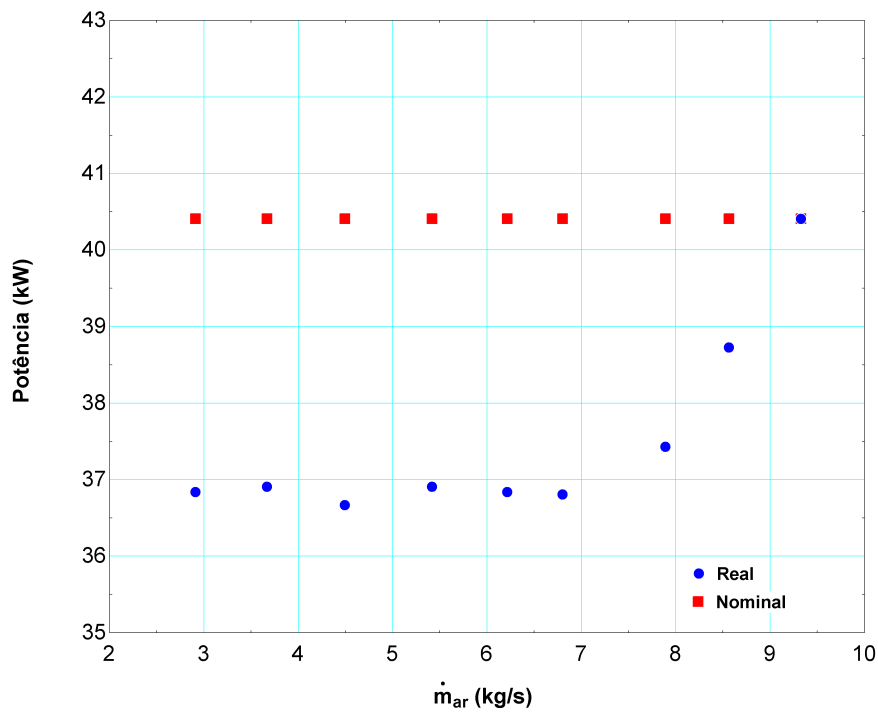


Figura 4.12: Potência amostra 02

Tabela 9: Dados de consumo de energia elétrica em uma amostra

$\dot{m}_{ar}$ (kg/s)	Corrente consumida(A)	Consumo global (kWh)
9,327	124,1	41351
8,564	121,3	39922
7,891	120,0	39481
6,801	118,3	38906
6,214	116,8	38398
<b>5,417</b>	<b>115,9</b>	<b>38093</b>
4,493	117,3	38113
3,667	118,1	38381
2,909	119,2	38749

na indústria (38093kWh). Esses dados correspondentes ao consumo de energia elétrica vêm solidificar a tese de que o processo termodinâmico modelado em função da temperatura de condensação é um forte aliado para a economia de energia elétrica em unidades industriais.

Uma análise em tempo real de operação da indústria foi realizada com o objetivo de validar experimentalmente a síntese da pesquisa. Nesse ensaio, o sistema teve sua operação dividida entre momentos de atuação do modelo de temperatura de condensação flutuante (identificado como controle automático ligado) e momentos de operação simples, sem nenhuma análise ou tentativa de modulação (controle automático desligado).

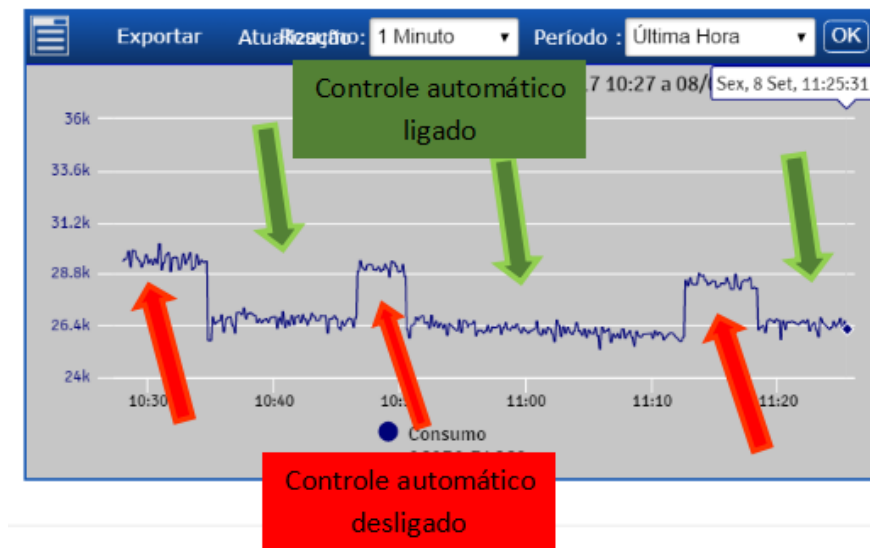


Figura 4.13: Comparação entre operação automática e operação manual

Com a Figura 4.13, as variações no consumo de energia elétrica da indústria tornam-se visíveis. No momento em que o modelo, baseado nas influências da temperatura de condensação flutuante, tem seu trabalho interrompido, há clara elevação do consumo de energia elétrica. Imediatamente, após o modelo retomar a operação do sistema, o consumo de energia elétrica da indústria passa a ser reduzido. Esse comportamento comprova a possibilidade de geração de economia de energia elétrica quando a indústria apresenta algum tipo de controle em sua operação.

### 4.3 Modelo matemático para o compressor

Para verificar a concordância dos dados obtidos via experimento do sistema, os resultados medidos foram comparados com os resultados modelados. Para tanto, definiu-se o polinômio referente à potência requerida pelo compressor,  $\dot{W}_{num}$ , em função das temperaturas de evaporação ( $T_S$ ) e condensação ( $T_C$ ) do fluido refrigerante e da vazão de ar ( $\dot{V}_{ar}$ ) imposta. Utilizou-se o EES (*Engineering Equation Solver*) para a construção da matemática e simulação computacional.

O polinômio da  $\dot{W}_{num}$  é apresentado na Eq. (4.1):



$$\begin{aligned}
\dot{W}_{num} = & a_0 + a_1 T_C + a_2 T_C^2 + a_3 T_C^3 + a_4 T_C^4 + a_5 T_S + a_6 T_S^2 + a_7 T_S^3 + a_8 T_S^4 + a_9 \dot{V}_{ar} \\
& + a_{10} \dot{V}_{ar}^2 + a_{11} \dot{V}_{ar}^3 + a_{12} \dot{V}_{ar}^4 + a_{13} T_C T_S + a_{14} T_C T_S^2 + a_{15} T_C T_S^3 + a_{16} T_C \dot{V}_{ar} \\
& + a_{17} T_C \dot{V}_{ar}^2 + a_{18} T_C \dot{V}_{ar}^3 + a_{19} T_C^2 T_S + a_{20} T_C^2 T_S^2 + a_{21} T_C^2 T_S^3 + a_{22} T_C^2 \dot{V}_{ar} \\
& + a_{23} T_C^2 \dot{V}_{ar}^2 + a_{24} T_C^2 \dot{V}_{ar}^3 + a_{25} T_C^3 T_S + a_{26} T_C^3 T_S^2 + a_{27} T_C^3 T_S^3 + a_{28} T_C^3 \dot{V}_{ar} \\
& + a_{29} T_C^3 \dot{V}_{ar}^2 + a_{30} T_C^3 \dot{V}_{ar}^3 + a_{31} T_S \dot{V}_{ar} + a_{32} T_S \dot{V}_{ar}^2 + a_{33} T_S \dot{V}_{ar}^3 + a_{34} T_S^2 \dot{V}_{ar} \\
& + a_{35} T_S^2 \dot{V}_{ar}^2 + a_{36} T_S^2 \dot{V}_{ar}^3 + a_{37} T_S^3 \dot{V}_{ar} + a_{38} T_S^3 \dot{V}_{ar}^2 + a_{39} T_S^3 \dot{V}_{ar}^3 \quad (4.1)
\end{aligned}$$

A Tabela 10 apresenta os coeficientes que definem a Eq. (4.1).

Tabela 10: Coeficientes da equação 4.1

Coeficiente	Valor	Coeficiente	Valor
$a_0$	188508,782	$a_1$	11767,139
$a_2$	19196,639	$a_3$	-3,799
$a_4$	0,0263	$a_5$	33960,179
$a_6$	1549,358	$a_7$	16,744
$a_8$	-0,100	$a_9$	62173,166
$a_{10}$	5130,369	$a_{11}$	-1739,822
$a_{12}$	-0,0378	$a_{13}$	-700,303
$a_{14}$	-89,092	$a_{15}$	-1,608
$a_{16}$	1131,260	$a_{17}$	-181,572
$a_{18}$	9,882	$a_{19}$	60,535
$a_{20}$	3,752	$a_{21}$	0,0579
$a_{22}$	-41,251	$a_{23}$	6,605
$a_{24}$	-0,359	$a_{25}$	-0,456
$a_{26}$	-0,0283	$a_{27}$	-0,000
$a_{28}$	0,497	$a_{29}$	-0,079
$a_{30}$	0,004	$a_{31}$	7597,690
$a_{32}$	-769,294	$a_{33}$	-147,844
$a_{34}$	261,694	$a_{35}$	-28,087
$a_{36}$	-4,407	$a_{37}$	2,967
$a_{38}$	-0,333	$a_{39}$	-0,044

Para a solução do polinômio descrito por intermédio da Eq. (4.1), utilizou-se os dados obtidos em 175 medições realizadas na unidade frigorífica estudada, já com os devidos descartes de dados necessários para definir melhor a qualidade do ajuste do modelo.

O erro comparativo entre  $\dot{W}_{num}$  e  $\dot{W}_{real}$  pode ser observado no gráfico exposto pela Figura 4.14.

O erro encontrado no ajuste do modelo de regressão apresentou um percentual que varia entre 0 e  $\pm 4\%$ , sendo que a concentração maior dos pontos que representam os valores de erro estão na região compreendida entre os valores de 0 e  $\pm 2\%$ . Dos 175 registros de erro, 85%

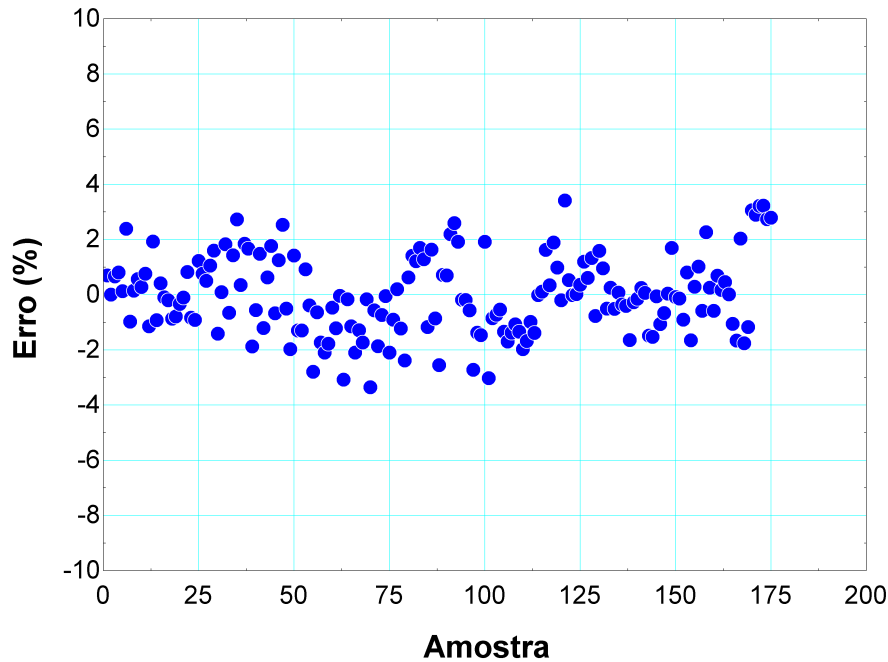


Figura 4.14: Percentual de erro numérico

são menores que 2 e mais da metade dos valores calculados, ou seja, 54%, estão posicionados entre os valores 0 e  $\pm 1\%$ . Todos esses dados traçam um grau significativo de confiabilidade na precisão do modelo proposto para a análise numérica do consumo de potência elétrica do compressor.

No Apêndice C estão disponibilizadas 175 amostras com seus respectivos valores de potência real ( $\dot{W}_{real}$ ), temperatura de condensação ( $T_C$ ), temperatura de evaporação ( $T_S$ ), vazão de ar ( $V_{ar}$ ), potência calculada ( $\dot{W}_{num}$ ) e erro numérico (*erro*), presente entre os valores de potência medida e potência calculada.

Com o objetivo de otimizar o consumo de potência elétrica do compressor de forma analítica, optou-se por aplicar o método de direções conjugadas que consiste em usar uma série de buscas unidimensionais para localizar o ótimo, que é uma função das variáveis empregadas no problema. Mais uma vez, utilizou-se o EES para a execução do método de minimização. Na busca pelo ótimo valor de potência ( $\dot{W}$ ) do compressor, chegou-se ao cenário em que as condições que propiciam a otimização são as que apresentam os valores de temperatura de condensação ( $T_C$ ) de 23,09°C, temperatura de evaporação ( $T_S$ ) de -33,58°C, vazão de ar ( $V_{ar}$ ) de 5,42m<sup>3</sup>/s. O método de otimização empregado calculou o estado ótimo de potência do compressor quando o mesmo atinge 103,3A.

Os resultados demonstram que o cálculo de consumo de potência elétrica do compressor é suficientemente preciso para ser usado para investigar como a taxa de compressão, associada a vazão mássica de ar, pode ajudar o sistema a economizar energia elétrica.

#### 4.4 Cálculo de incertezas de medição sobre a potência total consumida

Todo o procedimento experimental que faz uso de instrumentos de medições para aferir dados de leitura de grandezas está sujeito às dispersões dos valores atribuídos aos instrumentos utilizados. Cada instrumento, quando calibrado, apresenta em sua documentação valores que descrevem graus de incertezas.

O objetivo desta seção é apresentar os resultados de incerteza atribuídos aos valores de consumo de potência elétrica coletados e analisar seus efeitos sobre a exatidão do modelo criado. Para calcular a potência total consumida, foram medidos e posteriormente somados os valores de correntes elétricas consumidas pelo compressor e pelo condensador. Os instrumentos utilizados para medição das correntes elétricas e fator de potência foram: alicate amperímetro, marca Instrutherm, modelo VA-760, com precisão de  $\pm 2\%$ , e multimetedor de energia elétrica trifásico/polifásico, da empresa ISSO, modelo DMI T5T-88ES, respectivamente, com precisão de  $\pm 1\%$ .

Os valores das incertezas foram obtidos com o auxílio do software EES. O método empregado pelo EES, para a determinação das incerteza propagada de uma definida grandeza, resume-se em fazer sucessivas substituições considerando a atuação de cada valor medido. É sabido que a potência total consumida no processo de compressão e condensação do fluido refrigerante é encontrada somando-se a potência do compressor mais a potência do condensador evaporativo, e que os demais componentes do sistema são desprezados para fim de cálculo, tem-se a Eq. (4.2):

$$\dot{W}_{Tot} = \dot{W}_{Cond} + \dot{W}_{Comp} \quad (4.2)$$

onde:  $\dot{W}_{Cond}$  e  $\dot{W}_{Comp}$  são as potências (W) medidas no condensador e compressor respectivamente.

Ao se considerar o valor de tensão  $V$  como sendo um valor fixo correspondente a 230V, bem como o rendimento do motor sendo uma constante representada pelo valor de 1, para ambos os componente, tanto o compressor quanto o condensador, têm-se que a potência total  $\dot{W}_{Tot}$  (W), a partir da incerteza dos instrumentos de medição e sensores, é função das seguintes grandezas:

$$\dot{W}_{\Delta} = f(I_{Cond}, I_{Comp} \cos\varphi) = [I_{Cond} \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi] + [I_{Comp} \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi] \quad (4.3)$$

A partir da substituição sucessiva da influência da incerteza de medição de cada grandeza, pode-se calcular a potência modificada pela incerteza dessas grandezas,  $\dot{W}_{\Delta}$  (W) como:

$$\dot{W}_{\Delta}(I_{Cond}) = [(I_{Cond} \pm \delta I_{Cond}) \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi] + [I_{Comp} \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi] \quad (4.4)$$

$$\dot{W}_{\Delta}(I_{Comp}) = [I_{Cond} \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi] + [(I_{Comp} \pm \delta I_{Comp}) \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times \cos\varphi] \quad (4.5)$$

$$\dot{W}_{\Delta}(\cos\varphi) = [I_{Cond} \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times (\cos\varphi \pm \delta\cos\varphi)] + [I_{Comp} \times V \times \sqrt{3} \times \eta \times (\cos\varphi \pm \delta\cos\varphi)] \quad (4.6)$$

Sabendo-se que:

$$\frac{\partial \dot{W}_{Tot}}{I_{Cond}} \delta I_{Cond} = P_{\Delta}(I_{Cond}) - \dot{W}_{Tot} \quad (4.7)$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{Tot}}{I_{Comp}} \delta I_{Comp} = P_{\Delta}(I_{Comp}) - \dot{W}_{Tot} \quad (4.8)$$

$$\frac{\partial \dot{W}_{Tot}}{\cos\varphi} \delta \cos\varphi = P_{\Delta}(\cos\varphi) - \dot{W}_{Tot} \quad (4.9)$$

A incerteza da potência total  $\dot{W}_{Tot}$  é:

$$\delta \dot{W}_{Tot} = \left[ \left( \frac{\partial \dot{W}_{Tot}}{I_{Cond}} \delta I_{Cond} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{W}_{Tot}}{I_{Comp}} \delta I_{Comp} \right)^2 + \left( \frac{\partial \dot{W}_{Tot}}{\cos\varphi} \delta \cos\varphi \right)^2 \right]^{1/2} \quad (4.10)$$

A Tabela 11 apresenta os valores calculados das derivadas parciais de cada grandeza apurada em relação às grandezas medidas para a amostra de medição.

Tabela 11: Incertezas de medições

	$\dot{W}_{Tot}$ (W)	%
$\frac{\partial}{\cos\varphi}$	43502	20,32
$\frac{\partial}{I_{Comp}}(A)$	330,6	79,67
$\frac{\partial}{I_{Cond}}(A)$	330,6	0,01

A Tabela 11 apresenta a contribuição percentual das grandezas medidas em cada uma das grandezas calculadas. Verifica-se que a corrente consumida pelo compressor é que apresenta maior influência na potência total consumida (79,67%). A incerteza da medição do fator de potência contribui com 20,32%, enquanto que a incerteza na medição da corrente do condensador evaporativo não apresenta influência significativa, ao representar 0,01%.

## 4.5 Proposta de um novo modelo com grandezas reduzidas

A seção anterior demonstrou, de forma experimental, a existência de um ponto de mínimo consumo de potência elétrica do compressor. A mesma seção apresentou dados amostrais que

permitiram identificar uma relação direta entre o consumo de potência elétrica do condensador e a vazão de ar. Também foi possível verificar, nos gráficos de operação, uma redução de consumo de potência elétrica quando grandezas medidas passam a ser adicionadas ao processo como variáveis transformadoras do ciclo de refrigeração através de um modelo matemático.

No intuito de otimizar o modelo apresentado no estudo, de forma a reduzir o volume de grandezas empregadas para a solução do problema, optou-se por propor um novo modelo que replicasse os resultados, porém com uma quantidade menor de variáveis. Com base em amostras de dados coletados em um sistema de refrigeração por compressão de vapor por NH<sub>3</sub>, propõe-se a modelagem matemática de um sistema de equações que permitam a determinação analítica da potência total demandada pelo sistema em operação. Esses dados são resultados de 180 coletas realizadas entre os meses de julho de 2017 e agosto de 2018. Para o desenvolvimento das equações e simulações, optou-se pela utilização do software EES.

Com o objetivo de determinar a temperatura de condensação, intrínseca ao processo de compressão de vapor, optou-se por modelar seu comportamento através dos dados das amostras, de modo que a grandeza pudesse ser representada por intermédio de um modelo de regressão linear múltipla, no qual os valores numéricos resultantes da solução do modelo fossem os mais próximos aos valores medidos pelos instrumentos e sensores. O modelo resultou em uma equação polinomial de 5ª ordem, descrita pela Eq. (4.11), onde as temperaturas de búlbo seco ( $TBU_{ar,ent}$ ) e a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{ar,ent}$ ) representam seus regressores e influenciam o comportamento da variável dependente temperatura de condensação  $T_{C_{num}}$ , e seu coeficiente de determinação ( $R^2$ ) ficou definido em 0,903.

$$T_{C_{num}} = a_0 + a_1(TBU_{ar,ent}) + \dots + a_5(TBU_{ar,ent})^5 + a_6(\dot{m}_{ar,ent}) + \dots + a_{10}(\dot{m}_{ar,ent})^5 \quad (4.11)$$

A Tabela 12 apresenta os coeficientes que completam a Eq. (4.11).

Tabela 12: Coeficientes da equação 4.11

Coeficiente	Valor
$a_0$	6,09888549E+02
$a_1$	2,29335531E+02
$a_2$	3,94694420E+01
$a_3$	-3,31163131E+00
$a_4$	1,35852157E-01
$a_5$	-2,18143577E-03
$a_6$	-5,67599908E+01
$a_7$	1,91435093E+01
$a_8$	-3,15500926E+00
$a_9$	2,50630210E-01
$a_{10}$	-7,66965099E-03

Utilizando-se a Eq. (4.11), que modela a temperatura de condensação ( $T_{C_{num}}$ ), associada

a temperatura de bulbo úmido ( $TBU_{ar,ent}$ ), como sendo membros regressores da equação polinomial Eq. (4.12), com  $R^2$  igual a 0,7854, gera-se um modelo de regressão linear múltipla que define o consumo do compressor ( $\dot{W}_{Compnum}$ ). A equação que aproxima o consumo do compressor aos valores medidos é definida como uma equação polinomial múltipla, de 6ª ordem, com termos cruzados.

$$\dot{W}_{Compnum} = a_0 + a_1(TBU_{ar,ent}) + \dots + a_6(TBU_{ar,ent})^6 + a_7(T_{Cnum}) + \dots + a_{12}(T_{Cnum})^6 + a_{13}(TBU_{ar,ent})(T_{Cnum}) + \dots + a_{37}(TBU_{ar,ent})^5(T_{Cnum})^5 \quad (4.12)$$

A Tab. 13 define os valores correspondentes aos coeficientes modelados na Eq. (4.12).

Tabela 13: Coeficientes da equação 4.12

Coeficiente	Valor	Coeficiente	Valor
$a_0$	-7,77664297E+08	$a_1$	7,37825825E+08
$a_2$	7,71089765E+07	$a_3$	-9,03909875E+06
$a_4$	1,13230647E+05	$a_5$	1,25174014E+04
$a_6$	-2,55108338E+00	$a_7$	-5,87819873E+07
$a_8$	4,45462083E+07	$a_9$	-4,73797704E+06
$a_{10}$	2,06153818E+05	$a_{11}$	-3,94355168E+03
$a_{12}$	2,62207751E+01	$a_{13}$	-2,12792845E+08
$a_{14}$	1,82016495E+07	$a_{15}$	-5,88265548E+05
$a_{16}$	4,94027148E+03	$a_{17}$	4,87458304E+01
$a_{18}$	-2,29563344E+06	$a_{19}$	-4,14251439E+05
$a_{20}$	1,69005335E+04	$a_{21}$	1,95632129E+02
$a_{22}$	-1,05332272E+01	$a_{23}$	9,61421274E+05
$a_{24}$	-2,57743230E+04	$a_{25}$	2,29328249E+02
$a_{26}$	-2,10299999E+01	$a_{27}$	6,04048590E-01
$a_{28}$	-1,57571173E+04	$a_{29}$	3,88092419E+02
$a_{30}$	1,87617048E+00	$a_{31}$	3,68238732E-01
$a_{32}$	1,46833031E-02	$a_{33}$	-1,76824905E+03
$a_{34}$	1,08115701E+02	$a_{35}$	-3,35574304E+00
$a_{36}$	4,67166148E-02	$a_{37}$	-1,50139193E-04

A potência do condensador pode ser modelada através de uma regressão linear simples, que tem a vazão mássica de ar ( $\dot{m}_{ar,ent}$ ) como sua variável independente. Esse modelo é descrito na forma da Eq. (4.13). Equação polinomial de 6ª ordem, com coeficiente de determinação ( $R^2$ ) igual a 0,9898:

$$\dot{W}_{Condnum} = a_0 + a_1(\dot{m}_{ar,ent}) + \dots + a_5(\dot{m}_{ar,ent})^5 + a_6(\dot{m}_{ar,ent})^6 \quad (4.13)$$

Os coeficientes que definem a Eq. (4.13) são descritos na Tab. 14.

Com a modelagem das equações que representam as potências calculadas para o compressor e o evaporador, define-se a potência total como sendo:

Tabela 14: Coeficientes da equação 4.13

Coeficiente	Valor
$a_0$	-3,01E+04
$a_1$	3,46E+04
$a_2$	-1,58E+04
$a_3$	3,71E+03
$a_4$	-4,72E+02
$a_5$	3,11E+01
$a_6$	-8,28E-01

$$\dot{W}_{Tot_{num}} = \dot{W}_{Comp_{num}} + \dot{W}_{Cond_{num}} \quad (4.14)$$

Os valores de potência, encontrados através do sistema de equações anterior, apresentam resultados satisfatórios quando comparados aos valores presentes nas amostras de medições.

A Figura 4.15 representa, de forma percentual, a diferença encontrada entre os valores de potência medidos e os calculados pelas equações.

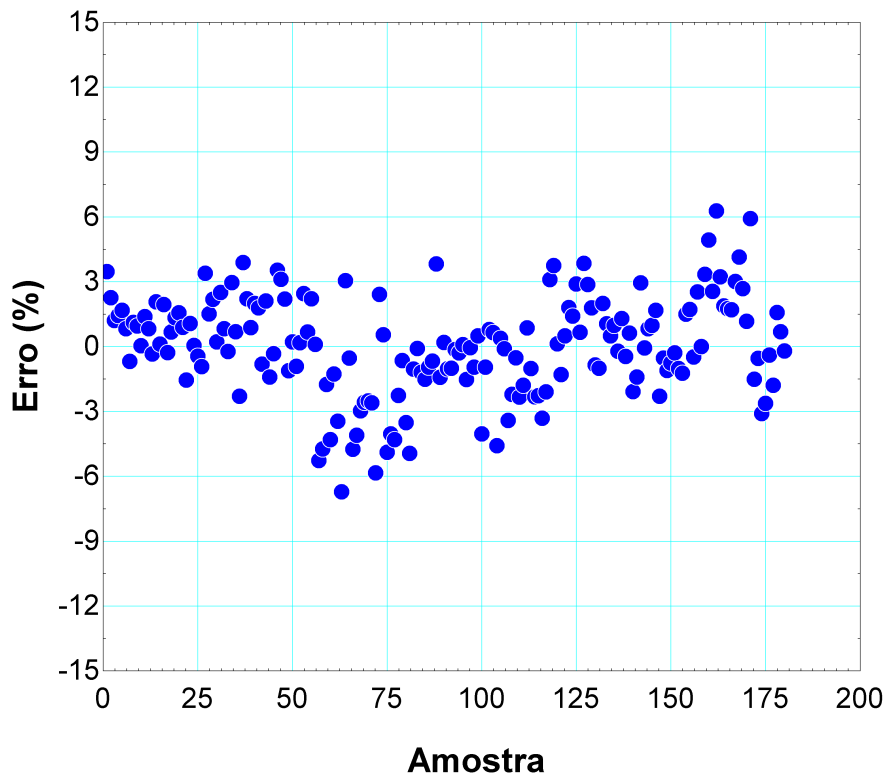


Figura 4.15: Percentual de erro novo modelo

Observa-se que o percentual máximo de erro é inferior a 7%, e que a maioria dos valores de erro das amostras estão localizados entre os valores de 0 e 4%, sendo que a concentração maior de pontos fica na região inferior a 2%.

A Figura 4.16 mostra, de forma gráfica, a relação entre os pontos de potência calculado pelo

sistema de equações e a reta cujos valores representam os dados medidos. Observa-se que os pontos calculados para o consumo total apresentam linearidade com a reta traçada.

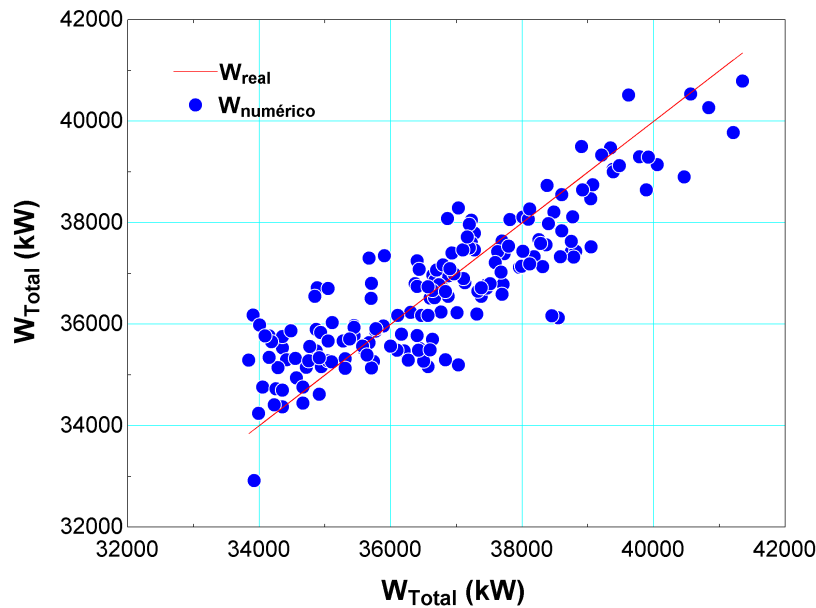


Figura 4.16: Dispersão de valores novo modelo

Quando os valores correspondentes às incertezas de medição, presentes nos instrumentos utilizados na coleta de dados, são inseridos aos totais de potência, tanto os medidos quanto os calculados por meio das equações anteriores, percebe-se um aumento na relação dessas variáveis, ao ter em vista que a margem de erro possibilita que o resultado encontrado se localize dentro de um limite de resultados maior. Esse comportamento é descrito na Figura 4.17, na qual as incertezas são apresentadas como parte integrante dos dados do gráfico.

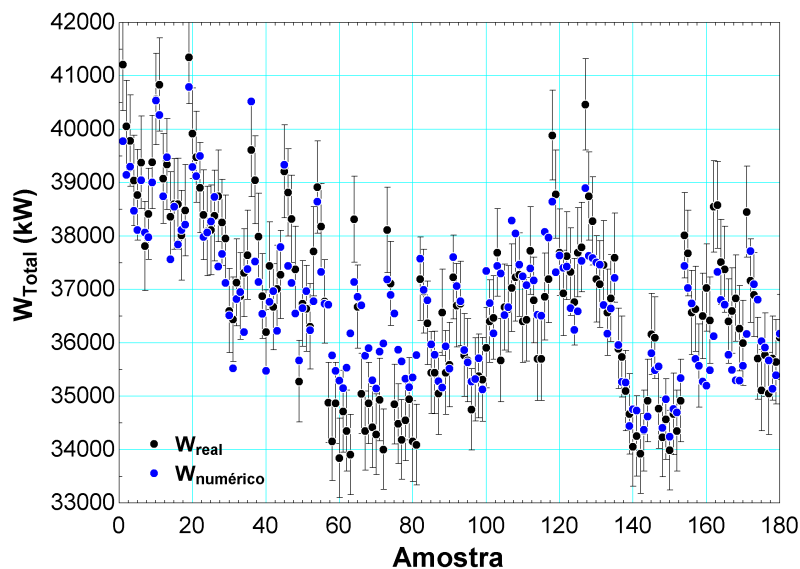


Figura 4.17: Incertezas de medição associadas ao trabalho total

Quando os gráficos de potência são plotados exclusivamente em um único ciclo de coleta



diário, em que os valores de incertezas são agregados aos dados coletados, observa-se uma maior aproximação entre os valores calculados e os respectivos valores coletados, conforme pode ser visto nas Figuras 4.18 e 4.19. As figuras apresentadas são oriundas dos resultados de cálculos efetivados com a utilização da Eq. (4.14), onde as grandezas vazão de ar, temperatura de bulbo seco e umidade relativa são utilizadas como fonte de dados para a resolução da equação. Cada resultado encontrado é acrescido dos valores de incerteza expandida pelos instrumentos de medição utilizados nas coletas. Essa margem de dados numérica obtida pela incerteza dos instrumentos é agregada aos resultados da Eq. (4.14). Em seguida, comparou-se os resultados do novo modelo aos dados experimentais coletados na unidade frigorífica.

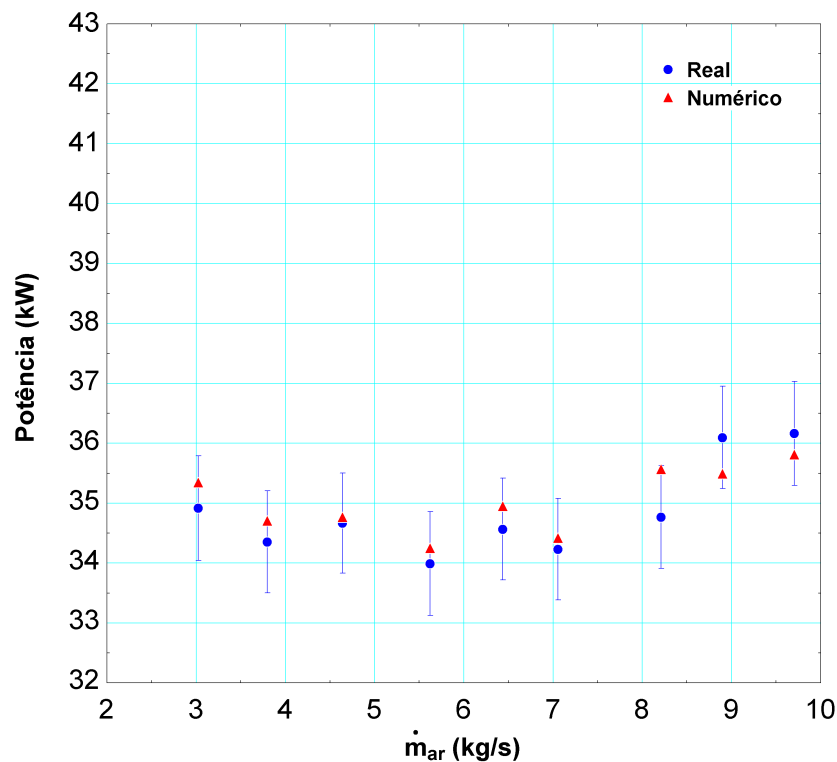


Figura 4.18: Incertezas de medição associadas ao trabalho total

Os gráficos representados pelas Figuras 4.18 e 4.19 demonstram que os valores numéricos esperados para a potência elétrica consumida, calculados pela Eq. (4.14), acrescidos dos valores definidos para as incertezas expandidas dos instrumentos empregados nas coletas, geram um intervalo de confiança que permite validar 100% desses valores numéricos esperados com os valores reais medidos na indústria.

O novo modelo numérico proposto permite determinar a potência elétrica requerida através das medições das grandezas temperatura de bulbo seco e de umidade relativa, que podem ser representadas pelas temperaturas de bulbo seco e úmido acrescidas da medição da vazão de ar que é insuflada no condensador. Logo, com dados de temperatura de bulbo úmido, pode-se modular os valores de vazão de ar que, por sua vez, determinam o comportamento da temperatura de condensação e, conseqüentemente, levam o sistema de refrigeração ao estado operacional que minimiza a potência elétrica requerida.

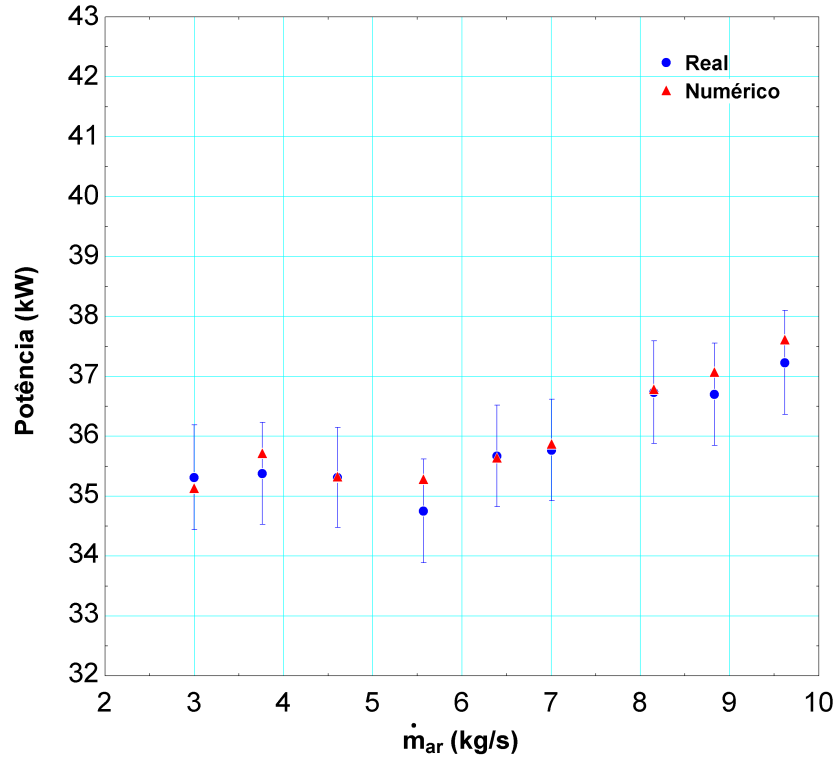


Figura 4.19: Incertezas de medição associadas ao trabalho total

Com medições prévias de temperatura de bulbo úmido é possível avaliar os possíveis efeitos gerados no consumo de potência elétrica, para estimar percentuais de economia de energia, caso existam, o que permite, dessa forma, prever se a implantação do novo modelo é apropriada para a unidade industrial. Por utilizar apenas a temperatura de bulbo úmido como variável independente e determinante para a tomada de decisão, a implantação do modelo apresenta menor gasto financeiro e maior facilidade de implementação, pois apenas dois novos equipamentos são necessários para tornar o modelo operacional em um novo sistema de refrigeração: um instrumento capaz de medir os valores de TBU do ar e de transmiti-los ao controlador, em que o novo modelo deverá estar implantado, e um inversor de frequência dimensionado apropriadamente para modular a velocidade de rotação do ventilador do condensador. A análise prévia da efetividade de economia e a facilidade na implantação aliadas ao custo reduzido de implementação não só tornam o novo modelo proposto um diferencial para a economia de potência elétrica no ambiente industrial, como também o fazem ser uma pesquisa com grandes possibilidades de sair do meio acadêmico para se tornar um produto operacional na unidade industrial estudada.

## 5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES

Neste trabalho, apresentou-se um estudo dedicado a conhecer os efeitos existentes em um processo de refrigeração por compressão de vapor quando se opta pela utilização da pressão de condensação de maneira flutuante. O estudo analítico foi estendido ao campo experimental, tanto em laboratório quanto em uma unidade frigorífica operacional.

O controle da pressão de condensação é obtido à medida que se varia os de vazão de ar que passam pelo condensador, cuja função é produzir a condensação do fluido refrigerante através da troca térmica com o meio externo. A variação da vazão de ar é definida mediante o controle da frequência de operação dos ventiladores do condensador.

Na bancada experimental, identificou-se, por intermédio de observações, a existência de relação entre vazão de ar e consumo de energia quando a frequência dos ventiladores do condensador eram manipuladas pelo operador. As propriedades físicas do ar e do fluido refrigerante também estiveram sobre análise durante as operações. Com base nos dados coletados durante o processo experimental, traçou-se um modelo lógico que possibilitou o controle e a variação da temperatura de condensação de forma automática. A modelagem matemática e a implementação do código computacional desenvolvido permitiu que a bancada passasse a ser dirigida de forma autônoma, por intermédio de um CLP, no qual o modelo lógico foi implantado. Nesse momento, a vazão de ar e o consumo de potência elétrica puderam ser atenuados pelo controlador, através da implementação de pontos de mínimo consumo de potência elétrica. Após a execução de diversos ensaios, que simularam as mais variadas opções de operação da bancada, o modelo foi validado. Durante a validação dos experimentos em bancada, a economia gerada pela atuação do modelo representou 43% do montante total que seria consumido caso a bancada estivesse em operação manual.

A validação do modelo em bancada permitiu, de forma segura, a inserção da pesquisa em uma unidade industrial de refrigeração. Um frigorífico na cidade do Rio Grande/RS foi o local definido como cenário para novas investigações e provável revalidação e evolução do experimento. Enquanto o modelo operava, novos dados puderam ser coletados, novas análises foram feitas a fim de proporcionar melhorias no estudo. Nesse momento, dados reais de demanda e operação foram introduzidos aos registros de dados e grandezas físicas externas ao processo, as quais não podem ser objeto de controle, puderam ser medidas, bem como seus efeitos sobre o ciclo de refrigeração foram investigados. Com base nos dados, houve possibilidade de confrontar resultados experimentais com soluções analíticas, que evidenciaram a existência de pontos de mínimo consumo no compressor. Assim, como na bancada, na indústria o modelo apresentou significativas melhorias no consumo de potência elétrica, o que proporcionou reduções médias próximas à 6,6% ao se apresentar como um grande aliado na luta contra o desperdício de energia elétrica.

De posse dos dados da unidade frigorífica, um novo sistema de equações foi modelado com base no método de regressão linear, de forma a permitir replicar os resultados obtidos no estudo

com uma dependência menor grandezas físicas. O novo modelo apresentou-se relevante a novos estudos, tanto numéricos quanto experimentais, ao considerar que os resultados numéricos oriundos das resoluções das equações apresentaram menos de 7% de erro quando comparados aos valores de potência elétrica medidos, visto que a frequência maior de erro está abaixo de 7%.

A vazão de ar contínua empregada em ciclos de refrigeração, nos quais não há nenhum sistema de automação, demanda um consumo de potência elétrica alto e, conseqüentemente, gera desperdícios dessa energia.

Técnicas de controle de vazão de ar em condensadores evaporativos baseadas apenas na manutenção da pressão de condensação constante têm sido empregadas com o objetivo de apresentar algum ganho energético. Entretanto, a utilização de um controle de vazão de ar que possa entender a real necessidade da unidade frigorífica e o efeito da variação desta em sua performance, para a tomada de decisão, tornará esse ganho mais significativo.

Equipamentos e procedimentos que propiciam melhores resultados, em termos de consumo de potência elétrica, tendem a utilizar temperaturas de condensação flutuantes durante o funcionamento da instalação frigorífica, haja vista as variações dinâmicas que ocorrem nas condições climáticas e na carga térmica durante a operação, principalmente em regiões de climas tropicais.

Como sugestão de pesquisas futuras, pode-se destacar:

- A implementação em um controlador do novo modelo desenvolvido, no qual há dependência de menos grandezas, para objetivar não só a replicação da economia, como também validação do mesmo;
- A criação de um novo modelo matemático baseado em Redes Neurais Artificiais (RNAs), em que o conhecimento possa ser adquirido através da experiência obtida com a coleta e com o armazenamento de dados gerados através do ciclo de refrigeração, para posterior reconhecimento de padrões, a fim de gerar tomadas de decisões mais inteligentes e, com o aprendizado de máquina, possibilitar a instalação em um ambiente frigorífico que apresente cenários diferentes dos encontrados no presente estudo.

## 6 REFERÊNCIAS

ACUNHA JR., Ivoni Carlos; SCHNEIDER, Paulo Smith. Consolidated experimental heat and mass transfer database for a reduced scale evaporative condenser. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier BV, v. 66, p. 21–31, jun 2016.

AHRI, Standard 540. **Standard For Performance Rating Of Positive Displacement Refrigerant Compressors And Compressor Units**. [S.l.]: Air Conditioning and Refrigeration Institute Arlington, VA, USA, 2004.

AL-BASSAM, E.; ALASSERI, R. Measurable energy savings of installing variable frequency drives for cooling towers fans, compared to dual speed motors. **Energy and Buildings**, Elsevier BV, v. 67, p. 261–266, dec 2013.

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Fuzzy control of the compressor speed in a refrigeration plant. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier BV, v. 27, n. 6, p. 639–648, sep 2004.

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier BV, v. 26, n. 10, p. 983–992, jul 2006.

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Determination of the compressor optimal working conditions. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier BV, v. 29, n. 10, p. 1991–1997, jul 2009.

ASHRAE. **Handbook: Heating, Ventilating and Air-conditioning Systems and Equipment**. [S.l.]: Atlanta, GA, 2000.

ASHRAE. **Handbook: Fundamentals**. [S.l.]: Atlanta, GA, 2005.

ASHRAE, ANSI 64-1995. **Methods of Testing Remote Mechanical-Draft Evaporative Refrigerant Condensers**. [S.l.]: Atlanta, GA, 1995.

BENTO, E. P.; KAGAN, N. Algoritmos genéticos e variantes na solução de problemas de configuração de redes de distribuição. **Sba: Controle & Automação Sociedade Brasileira de Automatica**, Fap UNIFESP (SciELO), v. 19, n. 3, p. 302–315, sep 2008.

DOSSAT, Roy J. **Princípios de Refrigeração**. [S.l.]: Hemus, 2007.

DREYER, A. A.; ERENS, P. J. Heat and mass transfer coefficient and pressure drop correlations for a crossflow evaporative cooler. In: **Proceedings of the Ninth International Heat Transfer Conference**. [S.l.: s.n.], 1990. v. 6, p. 233–238.

GARCIA, Francisco Ernesto M.; BANDARRA FILHO, Enio P. Desempenho energético de um sistema de refrigeração aplicando o controle adaptativo fuzzy. **16 Simpósio de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia**, 2006.

GOLDBERG, D. E. Genetic algorithms in search, optimization and machine learning. **Reading, Massachusetts**, 1989.

GOMES, Francisco Iranildo Ferreira do Nascimento; NETO, Álvaro Barroca; BEZERRA, Yuri Shalom de Freitas; HENRIQUES, Marcos Vinicius Cândido; LUCENA, Liacir Dos Santos. Estratégia híbrida de otimização sem derivadas para a inversão completa da forma da onda. **Holos**, Instituto Federal de Educacao, Ciencia e Tecnologia do Rio Grande do Norte (IFRN), v. 2, p. 2, aug 2017.

HOLMAN, Jack P. *Experimental methods for engineers*. **New York**, McGraw-Hill Education, p. 41–49, 2011.

KARUNAKARAN, R.; INIYAN, S.; GOIC, Ranko. Energy efficient fuzzy based combined variable refrigerant volume and variable air volume air conditioning system for buildings. **Applied Energy**, Elsevier BV, v. 87, n. 4, p. 1158–1175, apr 2010.

LEIDENFROST, Wolfgang; KORENIC, Branislav. Evaporative cooling and heat transfer augmentation related to reduced condenser temperatures. **Heat Transfer Engineering**, Taylor & Francis, v. 3, n. 3-4, p. 38–59, 1982.

LIU, Huanwei; ZHOU, Qiushu; LIU, Yuling; WANG, Peifeng; WANG, Defa. Experimental study on cooling performance of air conditioning system with dual independent evaporative condenser. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier BV, v. 55, p. 85–92, jul 2015.

LU, Wei; MENG, Zhuo; SUN, Yize; ZHONG, Qianwen; ZHU, Helei. Improved energy performance of ammonia recycling system using floating condensing temperature control. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier BV, v. 102, p. 1011–1018, jun 2016.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Ventilação industrial e controle da poluição**. [S.l.]: LTC, 1990.

MANSKE, K. A.; REINDL, D. T.; KLEIN, S. A. Evaporative condenser control in industrial refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier BV, v. 24, n. 7, p. 676–691, jul 2001.

MIZUSHINA, Tokuro; ITO, Ryuzo; MIYASHITA, Hisashi. Experimental study of evaporative cooler. **International Chemical Engineering**, v. 4, p. 727–732, 1967.

MOBLEY, R. Keith. **Plant Engineer's Handbook**. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2001.

NADEL, Steven; ELLIOTT, Neal. Overview of programmes to promote energy efficient motor systems in the united states. In: **Energy Efficiency Improvements in Electric Motors and Drives**. Berlin, Heidelberg: Springer, 1997. p. 365–376.

NIITSU, Y.; NAITO, K.; ANZAI, T. Studies on characteristics and design procedure of evaporative coolers. **Journal of SHASE, Japan**, v. 41, n. 12, 1967.

OZISIK, M. Necati. **Transferência de calor**. [S.l.]: Guanabara-Koogan, 1990.

PARKER, R. O.; TREYBAL, R. E. The heat mass transfer characteristics of evaporative coolers. **Chemical Engineering Progress Symposium Series**, v. 57, n. 32, p. 138–149, 1961.

PENG, Qinghong; DU, Qungui. Performance evaluation of a variable frequency heat pump air conditioning system for electric bus. **International Journal of Fluid Machinery and Systems**, Korean Fluid Machinery Association, v. 8, n. 1, p. 13–22, mar 2015.

- PINNOLA, C. F.; VARGAS, J. V. C.; BUIAR, C. L.; ORDONEZ, J. C. Energy consumption reduction in existing HVAC-r systems via a power law controlling kit. **Applied Thermal Engineering**, Elsevier BV, v. 82, p. 341–350, may 2015.
- QURESHI, Bilal A.; ZUBAIR, Syed M. A comprehensive design and rating study of evaporative coolers and condensers. part i. performance evaluation. **International journal of refrigeration**, Elsevier, v. 29, n. 4, p. 645–658, 2006.
- QURESHI, T. Q.; TASSOU, S. A. Variable-speed capacity control in refrigeration systems. **Applied thermal engineering**, Elsevier, v. 16, n. 2, p. 103–113, 1996.
- SAIDUR, Rahman; MEKHILEF, Saad; ALI, Mian Basharif; SAFARI, A.; MOHAMMED, H. A. Applications of variable speed drive (vsd) in electrical motors energy savings. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 16, n. 1, p. 543–550, 2012.
- SCHIBUOLA, Luigi; SCARPA, Massimiliano; TAMBANI, Chiara. Variable speed drive (VSD) technology applied to HVAC systems for energy saving: an experimental investigation. **Energy Procedia**, Elsevier BV, v. 148, p. 806–813, aug 2018.
- SOYGUDER, Servet. Intelligent system based on wavelet decomposition and neural network for predicting of fan speed for energy saving in HVAC system. **Energy and Buildings**, Elsevier BV, v. 43, n. 4, p. 814–822, apr 2011.
- STOECKER, W. F.; JABARDO, Saiz. **Refrigeracao Industrial**. [S.l.]: Blucher, 2002.
- TASSOU, S. A.; QURESHI, T. Q. Comparative performance evaluation of positive displacement compressors in variable-speed refrigeration applications. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 21, n. 1, p. 29–41, 1998.
- TEITEL, Meir; LEVI, Asher; ZHAO, Yun; BARAK, Moti; BAR-LEV, Eli; SHMUEL, David. Energy saving in agricultural buildings through fan motor control by variable frequency drives. **Energy and Buildings**, Elsevier, v. 40, n. 6, p. 953–960, 2008.
- TOVARAS, N. V.; BYKOV, A. V.; GOGOLIN, V. A. Heat exchange at film water flow under operating conditions of evaporative condenser. **Holod Teh**, v. 1, p. 25–29, 1984.
- WALPOLE, Ronald E. **Probabilidade e Estatística Para Engenharia e Ciências**. [S.l.]: Pearson, 2008.
- WIDELL, Kristina Norne; EIKEVIK, Trygve. Reducing power consumption in multi-compressor refrigeration systems. **International Journal of refrigeration**, Elsevier, v. 33, n. 1, p. 88–94, 2010.
- XUE, Zhifang; SHI, Lin. Modeling and experimental investigation of a variable speed drive water source heat pump. **Tsinghua Science and Technology**, TUP, v. 15, n. 4, p. 434–440, 2010.
- YU, F. W.; CHAN, K. T. Modelling of the coefficient of performance of an air-cooled screw chiller with variable speed condenser fans. **Building and Environment**, Elsevier BV, v. 41, n. 4, p. 407–417, apr 2006.
- YU, F. W.; CHAN, K. T. Optimizing condenser fan control for air-cooled centrifugal chillers. **International Journal of Thermal Sciences**, Elsevier, v. 47, n. 7, p. 942–953, 2008.

YU, F. W.; HO, W. T.; CHAN, K. T.; SIT, R. K. Y.; YANG, J. Economic analysis of air-cooled chiller with advanced heat rejection. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 73, p. 54–64, 2017.

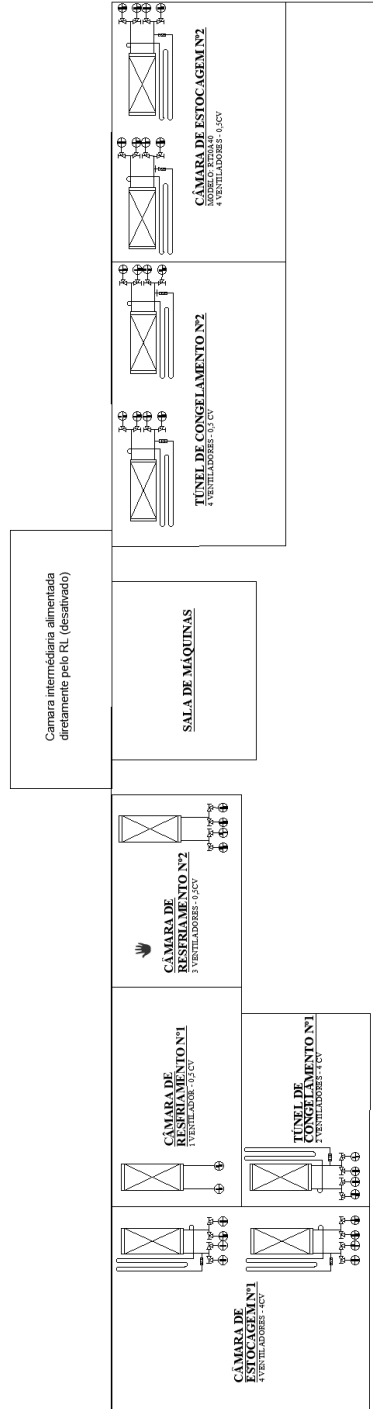
YU, F. W.; HO, W. T.; CHAN, K. T.; SIT, R. K. Y. Logistic regression-based optimal control for air-cooled chiller. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier, v. 85, p. 200–212, 2018.

ZALEWSKI, Wojciech; GRYGLASZEWSKI, Piotr Antoni. Mathematical model of heat and mass transfer processes in evaporative fluid coolers. **Chemical Engineering and Processing: Process Intensification**, Elsevier, v. 36, n. 4, p. 271–280, 1997.

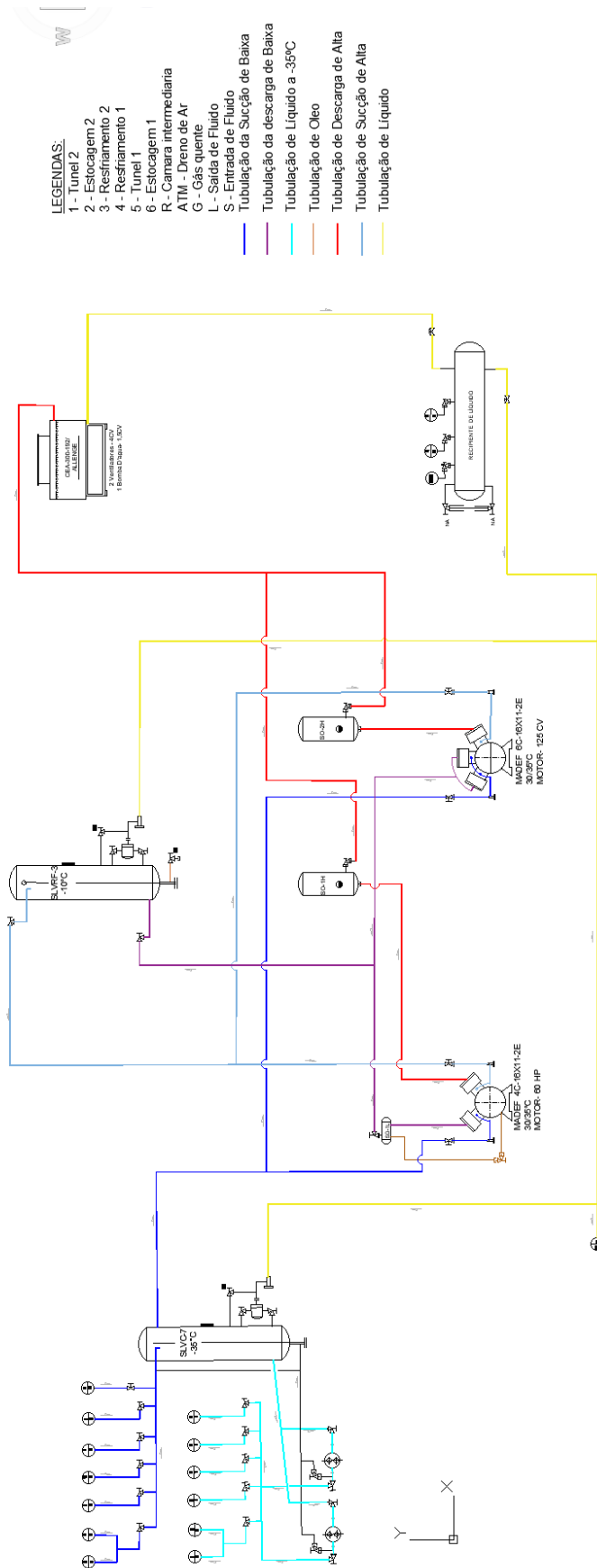


# 7 APÊNDICES

## 7.1 APÊNDICE A - Unidade Frigorífica



## 7.2 APÊNDICE B - Diagrama Frigorífico



### 7.3 APÊNDICE C - Tabelas de Medições na Unidade Frigorífica

FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	8,22	7,39	6,95	5,95	5,36	4,30			
TBS ENTRADA (°C)	29,20	28,10	27,10	27,23	26,63	26,33			
ÚMIDADE ENTRADA (%)	70,00	75,41	79,33	78,93	80,98	81,30			
TBU ENTRADA (°C)	24,62	24,48	24,16	24,22	23,96	23,72			
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	75,19	74,55	73,15	73,40	72,33	71,38			
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,88	0,88	0,88	0,88	0,87	0,87			
TBS SAÍDA (°C)	26,75	26,73	26,87	26,87	26,76	26,45			
ÚMIDADE SAÍDA (%)	93,20	94,10	94,16	95,22	95,61	96,41			
TBU SAÍDA (°C)	25,82	25,93	26,08	26,22	26,17	25,97			
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	79,94	80,38	81,02	81,65	81,40	80,52			
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88	0,88			
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	26,30	26,30	26,60	26,60	26,70	26,70			
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)									
CORRENTE VENTILADOR (A)	10,70	8,50	6,90	5,30	4,00	3,40			
CORRENTE COMPRESSOR (A)	68,20	67,90	68,30	66,50	64,50	63,80			
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	78,90	76,40	75,20	71,80	68,50	67,20			
POTÊNCIA CALCULADA (W)	27973,24	26782,54	26661,44	24883,96	23740,26	23022,02			
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	34949,46	34017,70	34779,21	32081,89	30789,67	30686,01			
FATOR DE POTÊNCIA	0,89	0,88	0,89	0,87	0,87	0,86			
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,18	0,19	0,22	0,14	0,12	0,09			
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	10,48	10,49	10,52	10,53	10,51	10,51			
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	29,50	29,50	29,60	29,70	29,60	29,60			
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)									
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)									
TEMP. CÂMARA 01 (°C)									
TEMP. CÂMARA 02 (°C)									
TEMP. CÂMARA 03 (°C)									
TEMP. CÂMARA 04 (°C)									
TEMP. CÂMARA 05 (°C)									
VARIAÇÃO DA ENENTALPIA (kJ/kg)	4,75	5,83	7,87	8,25	9,07	9,14			

05/05/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)			6,67	5,95	5,37	4,85	3,94	3,08	2,60
TBS ENTRADA (°C)			19,88	19,88	19,51	23,75	26,31	24,46	23,08
ÚMIDADE ENTRADA (%)			78,49	82,24	83,79	79,64	71,59	79,30	83,38
TBU ENTRADA (°C)			17,27	17,74	17,58	21,05	22,27	21,67	20,93
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)			48,91	50,32	49,81	61,36	65,93	63,59	60,87
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)			0,85	0,85	0,85	0,86	0,87	0,86	0,86
TBS SAÍDA (°C)			22,51	22,89	22,89	24,04	26,23	26,52	26,99
ÚMIDADE SAÍDA (%)			93,90	95,41	96,51	95,65	95,60	96,50	96,89
TBU SAÍDA (°C)			21,75	22,32	22,45	23,48	25,64	26,05	26,57
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)			63,68	65,75	66,26	70,22	79,11	80,87	83,17
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)			0,86	0,86	0,86	0,87	0,88	0,88	0,88
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)			23,30	23,60	23,90	24,50	25,40	25,80	26,40
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)			20,20	20,20	20,10	20,30	19,90	19,90	19,90
CORRENTE VENTILADOR (A)			6,60	5,20	3,90	2,70	1,90	1,50	1,30
CORRENTE COMPRESSOR (A)			65,50	65,00	65,50	67,20	67,50	66,50	66,50
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)			72,10	70,20	69,40	69,90	69,40	68,00	67,80
POTÊNCIA CALCULADA (W)			24987,93	24049,79	23775,72	23947,01	24052,18	23566,98	23497,66
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)			33331,67	32706,51	32421,83	32442,05	32167,94	32245,89	32051,65
FATOR DE POTÊNCIA			0,87	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)			0,18	0,16	0,18	0,24	0,19	0,26	0,20
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)			9,72	9,65	9,63	9,64	9,65	9,62	9,49
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)			27,20	27,00	26,90	27,00	27,00	26,90	26,50
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)			45,60	45,50	47,20	50,20	50,70	50,30	50,70
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)			26,90	25,90	25,90	29,20	28,40	28,20	29,10
TEMP. CÂMARA 01 (°C)			-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-23,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)			-24,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)									
TEMP. CÂMARA 04 (°C)									
TEMP. CÂMARA 05 (°C)									
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)			14,77	15,43	16,45	8,86	13,18	17,28	22,30

18/06/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	8,00	7,42	6,82	6,02	5,25	4,58	3,96	3,29	2,66
TBS ENTRADA (°C)	8,86	9,20	8,52	9,20	8,52	9,20	8,52	9,20	8,86
ÚMIDADE ENTRADA (%)	79,84	81,69	72,29	80,25	71,74	78,26	68,80	74,39	71,85
TBU ENTRADA (°C)	7,10	7,59	6,11	7,46	6,06	7,28	5,79	6,92	6,38
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	23,09	24,11	21,10	23,84	21,00	23,48	20,49	22,77	21,66
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81
TBS SAÍDA (°C)	13,01	14,07	14,43	15,14	15,86	16,58	16,95	16,95	17,31
ÚMIDADE SAÍDA (%)	95,82	96,17	95,19	96,77	96,26	97,09	96,48	96,52	97,00
TBU SAÍDA (°C)	12,60	13,69	13,94	14,81	15,47	16,27	16,57	16,57	16,98
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	35,70	38,51	39,21	41,55	43,41	45,71	46,61	46,62	47,84
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84	0,84
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	14,60	15,80	16,00	16,80	17,60	18,30	18,90	18,90	18,00
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	9,70	11,50	11,00	11,50	10,90	11,50	10,30	11,20	9,70
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,10	7,50	5,50	4,60	3,20	2,40	1,80	1,40	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	60,20	63,70	61,50	64,00	64,80	65,00	65,00	64,50	65,00
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	69,30	71,20	67,00	68,60	68,00	67,40	66,80	65,90	66,10
POTÊNCIA CALCULADA (W)	23741,46	24108,75	22953,50	23228,37	23296,09	22822,04	22618,88	22051,62	22118,54
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	38303,00	43123,00	37771,00	41561,00	37091,00	42683,00	41016,00	40786,00	39906,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,86	0,85	0,86	0,85	0,86	0,85	0,85	0,84	0,84
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,31	0,45	0,33	0,45	0,45	0,43	0,39	0,38	0,34
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	7,20	7,77	7,41	8,09	8,22	8,46	8,36	8,52	8,28
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	18,70	20,80	19,40	21,90	22,30	23,20	22,80	23,40	22,50
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	29,20	31,20	32,40	32,50	34,00	32,70	34,40	32,10	34,70
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	15,20	16,10	18,70	17,70	19,30	18,90	20,60	19,70	18,90
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-19,00	-19,00	-19,00	-19,00	-19,00	-19,00	-19,00	-19,00	-19,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-21,00	-25,00	-23,00	-25,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 05 (°C)									
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	12,61	14,40	18,11	17,71	22,41	22,23	26,12	23,85	26,18

19/06/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	8,09	7,32	6,48	5,59	5,20	5,01	3,81	3,13	2,66
TBS ENTRADA (°C)	10,57	12,18	10,92	12,42	10,92	10,57	10,92	10,57	11,26
ÚMIDADE ENTRADA (%)	84,38	93	84,58	91,67	83,15	88,95	80,72	85,75	81,84
TBU ENTRADA (°C)	9,135	11,51	9,49	11,62	9,35	9,56	9,118	9,264	9,55
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	27,49	33,00	28,29	33,27	27,99	28,41	27,49	27,77	28,45
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,8136	0,8202	0,8148	0,8209	0,8146	0,81	0,8144	0,8137	0,8157
TBS SAÍDA (°C)	14,78	15,81	15,86	16,44	16,58	16,95	18,77	17,67	19,51
ÚMIDADE SAÍDA (%)	96,01	97,45	96,63	97,25	96,8	97,34	97,19	97,03	97,04
TBU SAÍDA (°C)	14,37	15,54	15,51	16,15	16,24	16,66	18,45	17,34	19,17
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	40,36	43,61	43,51	45,36	45,62	46,87	52,40	48,93	54,72
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,8301	0,8342	0,8343	0,8366	0,8371	0,84	0,8458	0,8414	0,8487
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	16,1	16,1	17,4	17,1	18,4	18,60	20,2	18,9	20,8
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	11,9	12,2	12,2	12,2	12,1	12,20	12	12,2	11,9
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,9	7	5,70	4,10	3,30	2,70	1,8	1,3	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	71	68	69,5	70,3	72	68,70	75	71,2	74
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	79,9	75	75,20	74,40	75,30	71,40	76,8	72,5	75,10
POTÊNCIA CALCULADA (W)	27691,20	25395,45	25463,17	25192,29	25497,03	23892,04	26004,94	24548,94	25429,31
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	46995	37055	40939	36013	40410	35140,00	44833	36957	44369
FATOR DE POTÊNCIA	0,87	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,85	0,85	0,85
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,39	0,29	0,38	0,36	0,46	0,32	0,5	0,3	0,46
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	7,45	7,81	7,97	7,81	8,15	7,92	8,52	7,96	8,75
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	19,6	20,9	21,50	20,90	22,10	21,30	23,4	21,4	24,10
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	33,6	26,7	32,6	27,7	34,6	28,90	35,1	30,4	34
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	16,2	14,6	17,5	15,6	18,8	16,50	19,4	17,8	19,4
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-22	-24	-22	-24	-23	-23,00	-23	-23	-22
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21	-22	-22	-22	-22	-22,00	-21	-22	-21
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-19	-21	-20	-21	-19	-20,00	-19	-20	-19
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,3	-23,1	-24	-23,3	-25,1	-23,30	-25,5	-23,6	-25,9
TEMP. CÂMARA 05 (°C)									
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	12,87	10,61	15,22	12,09	17,63	18,46	24,91	21,16	26,27

25/06/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,80	7,19	6,56	6,07	4,84	4,81	3,71	3,05	2,23
TBS ENTRADA (°C)	12,38	12,62	12,33	12,22	12,68	12,41	12,90	12,60	12,58
UMIDADE ENTRADA (%)	76,04	79,47	80,81	80,82	78,76	80,30	75,73	79,01	77,35
TBU ENTRADA (°C)	10,01	10,59	10,45	10,35	10,57	10,48	10,46	10,52	10,33
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	29,60	30,92	30,58	30,34	30,89	30,64	30,66	30,77	30,34
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
TBS SAÍDA (°C)	13,96	14,86	14,55	15,06	15,90	16,29	16,90	16,47	17,40
UMIDADE SAÍDA (%)	94,70	95,35	94,31	95,99	96,00	96,49	96,38	96,23	96,60
TBU SAÍDA (°C)	13,43	14,38	13,97	14,65	15,48	15,92	16,51	16,07	17,03
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	37,85	40,40	39,29	41,12	43,44	44,70	46,43	45,13	47,98
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84	0,84
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	14,00	15,20	14,80	15,50	16,40	16,70	17,40	16,50	17,30
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50	12,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,40	5,50	6,90	4,10	3,20	2,60	1,80	1,40	0,90
CORRENTE COMPRESSOR (A)	65,50	62,00	65,50	64,50	65,10	63,20	64,00	67,50	65,00
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	73,90	67,50	72,40	68,60	68,30	65,80	65,80	68,90	65,90
POTÊNCIA CALCULADA (W)	26200,54	22855,91	24803,49	23501,65	23398,87	22542,40	22280,27	23329,95	22839,17
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	37585,00	34090,00	39563,00	34132,00	34239,00	36784,00	32403,00	33,68	34442,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,89	0,85	0,86	0,86	0,86	0,86	0,85	0,85	0,87
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,32	0,22	0,22	0,27	0,28	0,24	0,24	0,34	0,25
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	7,20	7,31	7,31	7,30	7,29	7,32	7,27	7,31	7,26
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	18,70	19,10	19,10	19,00	19,00	19,10	18,90	19,10	18,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	26,40	29,00	25,50	29,90	30,90	30,30	30,50	31,20	29,80
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	14,60	15,50	15,20	15,50	16,70	16,70	17,70	17,40	17,70
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-24,00	-25,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-22,00	-22,00	-23,00	-23,00	-22,00	-23,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-23,70	-23,60	-26,90	-23,60	-23,60	-23,60	-23,60	-23,60	-23,70
TEMP. CÂMARA 05 (°C)									
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	8,25	9,48	8,71	10,78	12,55	14,06	15,77	14,36	17,64

04/07/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,85	7,20	6,13	5,84	5,11	4,47	3,80	3,20	2,47
TBS ENTRADA (°C)	11,32	10,69	10,96	10,66	11,18	11,21	11,30	10,86	11,40
UMIDADE ENTRADA (%)	71,88	77,40	74,15	75,85	72,00	74,24	73,20	73,45	72,86
TBU ENTRADA (°C)	8,62	8,58	8,52	8,40	8,50	8,75	8,73	8,35	8,79
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	26,47	26,33	26,22	25,95	26,21	26,75	26,71	25,87	26,84
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,81	0,82
TBS SAÍDA (°C)	14,72	15,10	15,58	16,33	17,32	18,12	19,34	18,82	19,10
UMIDADE SAÍDA (%)	94,19	96,41	95,88	96,94	97,02	97,13	97,28	97,22	97,70
TBU SAÍDA (°C)	14,12	14,73	15,15	16,00	16,99	17,80	19,03	18,50	18,84
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	39,71	41,34	42,52	44,94	47,87	50,34	54,26	52,57	53,63
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	14,80	15,20	15,90	16,70	17,50	18,40	18,90	18,90	18,90
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	11,90	11,80	11,90	11,90	11,90	11,90	11,90	11,90	11,90
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,70	7,50	6,00	4,60	3,80	2,80	2,20	1,80	1,50
CORRENTE COMPRESSOR (A)	106,80	107,30	108,10	107,20	109,60	110,30	111,80	112,80	113,40
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	116,50	114,80	114,10	111,80	113,40	113,10	114,00	114,60	114,90
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38983,51	38414,65	37725,89	36965,42	37494,44	37395,25	37692,82	37891,21	37990,40
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	57797,00	57023,00	56003,00	55827,00	58430,00	55476,00	56039,00	56044,00	56387,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,15	0,10	0,25	0,10	0,25	0,20	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	7,95	8,20	8,20	8,40	8,50	8,80	9,00	8,10	9,25
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	21,40	22,30	22,30	23,00	23,30	24,30	25,00	21,90	25,80
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	41,30	40,90	41,40	41,40	41,60	42,90	43,20	40,30	38,40
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	14,60	15,00	15,90	16,20	17,20	16,50	19,10	18,40	17,80
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-8,20	-10,00	-9,30	-10,00	-9,30	-9,80	-8,90	-9,80	-8,60
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,24	15,01	16,30	18,99	21,66	23,59	27,55	26,70	26,79



10/07/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,72	7,04	6,41	5,51	5,01	4,18	3,39	2,97	2,07
TBS ENTRADA (°C)	14,41	14,01	13,76	13,80	13,66	13,53	13,14	13,10	13,24
UMIDADE ENTRADA (%)	82,63	83,44	86,04	85,94	86,07	85,47	86,55	86,74	86,09
TBU ENTRADA (°C)	12,61	12,31	12,35	12,38	12,25	12,07	11,81	11,79	11,85
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	35,86	35,10	35,16	35,23	34,92	34,46	33,79	33,74	33,92
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
TBS SAÍDA (°C)	17,98	17,92	18,19	18,64	19,28	20,10	20,72	21,88	23,50
UMIDADE SAÍDA (%)	95,73	95,69	96,88	97,02	97,07	97,35	97,34	97,51	97,44
TBU SAÍDA (°C)	17,50	17,44	17,84	18,30	18,94	19,79	20,40	21,58	23,18
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	49,44	49,25	50,47	51,93	53,99	56,79	58,89	63,04	69,05
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,70	17,90	18,60	18,90	19,50	20,20	20,80	21,80	23,60
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,50	12,90	13,10	13,20	13,20	13,20	13,20	13,30	13,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	10,00	8,00	6,44	5,35	4,25	3,60	2,95	2,50	2,20
CORRENTE COMPRESSOR (A)	112,50	111,40	111,80	111,10	113,10	113,50	114,50	114,00	117,00
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	122,50	119,40	118,24	116,45	117,35	117,10	117,45	116,50	119,20
POTÊNCIA CALCULADA (W)	40991,24	39953,91	39094,73	38502,89	38332,99	38717,80	38833,53	38519,42	39412,14
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	56202,00	55433,00	54460,00	58873,00	58539,00	54202,00	54,17	53695,00	54843,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,83	0,83	0,82	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,75	8,75	8,80	8,80	9,15	9,40	9,70	10,00	10,50
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,10	24,10	24,30	24,30	25,40	26,20	27,20	28,10	29,60
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	41,60	40,00	40,40	40,30	41,60	42,30	42,90	44,90	46,70
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	17,50	18,10	21,90	22,50	22,60	23,00	23,10	23,60	24,50
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-23,90	-23,90	-23,80	-25,40	-28,30	-27,70	-25,60	-24,80	-24,50
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,58	14,15	15,31	16,70	19,07	22,33	25,10	29,30	35,13

11/07/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,87	7,19	6,61	5,88	5,26	4,40	3,80	3,06	2,53
TBS ENTRADA (°C)	13,96	13,54	14,46	14,20	15,08	13,93	15,26	13,99	14,96
UMIDADE ENTRADA (%)	83,40	87,13	82,72	86,01	76,98	85,49	76,78	85,95	78,29
TBU ENTRADA (°C)	12,26	13,26	12,66	12,77	12,62	12,45	12,76	12,56	12,65
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	34,97	37,37	36,00	36,22	35,95	35,43	36,33	35,69	36,02
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,81	17,84	18,85	18,62	20,40	19,96	21,76	21,75	21,72
UMIDADE SAÍDA (%)	95,51	96,99	96,67	96,57	96,17	97,08	96,58	97,10	96,67
TBU SAÍDA (°C)	17,31	17,51	18,47	18,23	19,95	19,62	21,34	21,40	21,32
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	48,85	49,44	52,47	51,71	57,34	56,22	62,21	62,40	62,11
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,60	18,00	18,90	18,80	20,50	20,10	21,70	21,70	21,40
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,20	12,50	12,50	12,50	12,20	12,60	12,20	12,90	12,20
CORRENTE VENTILADOR (A)	10,30	8,30	6,70	5,40	4,40	3,30	3,00	2,30	2,20
CORRENTE COMPRESSOR (A)	108,50	108,30	109,00	108,50	108,50	110,10	111,30	112,50	112,50
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	118,80	116,60	115,70	113,90	112,90	113,40	114,30	114,80	114,70
POTÊNCIA CALCULADA (W)	39753,14	38552,48	38254,91	37659,76	37329,12	37946,18	37792,01	37957,33	37924,27
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	57618,00	56524,00	55963,00	55003,00	55141,00	55098,00	55039,00	54544,00	55173,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,85	8,70	8,90	8,95	9,40	9,30	9,80	10,00	10,05
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,50	24,00	24,60	24,80	26,20	25,90	27,50	28,10	28,20
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	46,80	41,70	42,40	41,30	46,20	45,50	46,50	45,40	44,50
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	18,80	16,50	18,80	20,00	24,60	23,30	23,30	23,90	22,00
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-23,80	-23,60	-23,60	-23,60	-23,60	-23,60	-23,60	-23,60	-23,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,88	12,07	16,47	15,49	21,39	20,79	25,88	26,71	26,09

24/07/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,81	7,67	7,90	5,05	5,76	4,38	3,72	3,15	2,61
TBS ENTRADA (°C)	14,88	14,06	14,08	14,35	14,17	14,28	14,41	14,41	14,03
UMIDADE ENTRADA (%)	74,56	80,94	79,64	80,32	80,89	79,82	77,79	76,65	78,70
TBU ENTRADA (°C)	12,16	12,10	11,97	12,30	12,19	12,18	12,08	11,96	11,83
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	34,83	34,58	34,30	35,11	34,83	34,81	34,59	34,29	33,94
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,66	17,00	17,12	18,62	18,93	19,65	20,55	21,63	23,04
UMIDADE SAÍDA (%)	94,39	95,56	95,06	96,82	97,39	97,40	97,61	97,45	97,32
TBU SAÍDA (°C)	17,04	16,52	16,58	18,26	18,63	19,35	20,27	21,32	22,71
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	48,04	46,47	46,66	51,79	52,98	55,32	58,41	62,12	67,24
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,02	16,70	17,00	18,80	19,50	20,20	21,20	22,00	23,90
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,20	12,40	12,50	12,70	12,80	12,90	12,90	13,00	13,10
CORRENTE VENTILADOR (A)	10,40	16,90	5,30	4,00	5,50	2,30	1,70	1,30	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	107,50	110,90	111,20	114,00	114,50	115,00	116,10	118,50	118,80
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	117,90	127,80	116,50	118,00	120,00	117,30	117,80	119,80	119,80
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38042,98	40728,33	37591,24	39485,44	40154,69	39251,21	39418,52	40087,76	40087,76
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	58061,00	61128,00	61301,00	61050,00	61412,00	60594,00	61130,00	61498,00	61749,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,81	0,80	0,81	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,45	8,15	8,60	9,00	9,10	9,35	9,80	10,20	10,60
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	23,10	22,10	23,60	25,00	25,30	26,10	27,50	28,70	29,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	40,10	38,10	39,70	42,50	42,00	42,90	44,20	43,50	43,20
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	18,80	16,90	19,90	22,60	20,70	21,30	23,50	22,60	22,60
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-24,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-10,70	-13,60	-24,40	-25,40	-25,60	-25,60	-25,80	-26,00	-26,40
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,21	11,89	12,36	16,68	18,15	20,51	23,82	27,83	33,30

26/07/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,85	6,95	6,49	5,74	5,42	4,84	3,93	2,90	2,33
TBS ENTRADA (°C)							14,58	14,22	14,02
UMIDADE ENTRADA (%)							74,51	75,82	74,44
TBU ENTRADA (°C)							11,88	11,69	11,36
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)							34,12	33,64	32,83
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)							0,83	0,83	0,82
TBS SAÍDA (°C)							21,55	23,40	24,41
UMIDADE SAÍDA (%)							97,03	96,99	97,19
TBU SAÍDA (°C)							21,19	23,02	24,05
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)							61,66	68,45	72,50
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)							0,86	0,87	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	15,80	16,60	17,00	18,00	19,20	20,20	21,60	23,60	24,30
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,80	12,80	12,60	12,50	12,30	12,20	12,20	12,20	12,10
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	7,10	5,50	4,30	3,20	2,50	1,80	1,30	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	98,10	98,50	98,50	98,50	104,70	103,00	106,20	109,60	111,30
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	106,90	105,60	104,00	102,80	107,90	105,50	108,00	110,90	112,40
POTÊNCIA CALCULADA (W)	35345,29	34494,79	33972,14	33989,67	35675,93	34882,39	35708,99	36667,84	37163,80
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	53859,00	50410,00	50250,00	50001,00	54372,00	54077,00	56016,00	57082,00	57422,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,83	0,82	0,82	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,40	8,40	8,50	8,60	9,00	9,40	9,60	10,15	10,55
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	23,00	23,00	23,30	23,60	25,00	26,20	26,90	28,15	29,70
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	36,80	37,80	38,80	39,70	41,00	43,20	44,80	48,70	49,20
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	16,80	16,80	17,20	19,40	18,80	19,70	19,70	21,30	21,30
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-26,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-26,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-24,80	-25,00	-25,20	-25,40	-26,00
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-23,00	-21,00	-21,00	-22,00	-25,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	27,54	34,81	39,67

27/07/2018									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	14,12	13,73	13,86	13,92	13,82	14,15	13,82	13,99	13,84
UMIDADE ENTRADA (%)	79,11	79,27	77,40	79,06	79,82	79,80	78,86	79,01	79,00
TBU ENTRADA (°C)	11,96	11,61	11,53	11,76	11,75	12,06	11,65	11,82	11,68
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	34,26	33,39	33,22	33,78	33,74	34,50	33,49	33,93	33,58
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,82	0,82	0,82	0,82	0,83	0,82	0,82	0,82
TBS SAÍDA (°C)	17,20	16,86	17,50	17,57	18,10	18,81	19,40	20,59	21,14
UMIDADE SAÍDA (%)	96,06	96,67	96,67	97,18	97,67	97,65	98,02	97,86	98,19
TBU SAÍDA (°C)	16,77	16,50	17,13	17,26	17,84	18,54	19,17	20,34	20,92
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	47,21	46,40	48,30	48,68	50,46	52,69	54,72	58,65	60,69
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,40	16,60	17,30	17,60	18,10	18,90	19,50	20,10	20,80
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	13,10	13,10	13,20	13,20	13,20	13,20	13,20	13,30	13,30
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,90	7,00	5,50	4,00	3,20	2,30	1,70	1,30	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	103,50	104,60	102,50	102,20	105,00	105,00	106,30	106,50	108,10
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	112,40	111,60	108,00	106,20	108,20	107,30	108,00	107,80	109,20
POTÊNCIA CALCULADA (W)	37163,80	36899,29	35708,99	35113,84	35775,12	35050,10	35708,99	35642,86	36105,76
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	60558,00	59580,00	58475,00	58262,00	58295,00	57555,00	58296,00	58824,00	58160,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,75	8,68	8,38	8,38	8,50	8,63	8,90	9,25	9,65
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,10	23,90	22,90	22,90	23,30	23,70	24,60	25,80	27,00
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	40,80	37,40	38,50	38,50	40,40	41,30	42,30	42,90	42,90
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	17,50	16,80	19,40	19,40	20,30	21,30	21,40	21,30	21,40
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-26,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,80	-27,20	-27,30	-27,30	-27,30	-27,30	-27,30	-27,30	-27,30
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-24,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	12,95	13,01	15,08	14,90	16,72	18,19	21,23	24,72	27,11

30/07/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	14,49	14,39	14,71	14,70	14,42	14,79	14,44	14,65	15,09
UMIDADE ENTRADA (%)	66,59	66,17	66,37	67,30	68,23	68,80	69,72	70,40	69,28
TBU ENTRADA (°C)	10,90	10,77	11,07	11,17	11,03	11,42	11,21	11,48	11,75
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	31,84	31,51	32,25	32,48	32,12	33,08	32,55	33,19	33,87
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,82	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,30	17,07	17,53	17,78	18,27	19,06	19,96	21,17	22,87
UMIDADE SAÍDA (%)	94,54	94,46	94,71	96,08	96,47	97,54	97,72	97,75	98,04
TBU SAÍDA (°C)	16,70	16,47	16,95	17,35	17,87	18,78	19,69	20,90	22,63
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	47,02	46,32	47,76	48,95	50,58	53,45	56,46	60,62	66,93
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	16,70	16,40	17,00	17,30	18,10	18,90	19,80	21,40	22,60
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	13,50	13,60	13,70	13,80	13,80	13,80	13,80	13,80	13,80
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	6,80	5,10	4,00	3,10	2,60	2,00	1,40	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	106,50	105,30	106,60	106,10	107,60	108,80	107,70	108,80	115,20
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	115,30	112,10	111,70	110,10	110,70	111,40	109,70	110,20	116,30
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38581,96	37511,17	37377,32	36403,33	36601,72	36833,16	36271,08	35997,40	38453,29
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	63904,00	63228,00	62419,00	61809,00	61372,00	60711,00	60213,00	60120,00	61145,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,75	8,70	8,70	8,85	8,90	9,25	9,60	10,00	10,60
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,10	24,00	24,00	24,50	24,60	25,80	26,90	28,10	29,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	43,10	42,50	43,00	42,30	44,50	44,10	43,60	47,40	49,00
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	19,30	17,80	18,80	18,80	21,00	20,10	20,70	23,90	25,40
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-23,00	-22,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-24,50	-24,10	-24,50	-25,00	-24,80	-24,80	-24,70	-24,70	-24,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	15,18	14,81	15,51	16,47	18,46	20,37	23,91	27,43	33,06

30/07/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	14,76	14,86	14,72	14,46	14,73	14,60	14,54	14,92	15,29
UMIDADE ENTRADA (%)	66,60	67,58	67,00	67,79	67,28	69,08	70,48	69,32	68,64
TBU ENTRADA (°C)	11,14	11,35	11,15	11,01	11,20	11,29	11,39	11,60	11,85
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	32,42	32,90	32,44	32,09	32,54	32,73	32,97	33,50	34,14
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,19	17,32	17,57	17,74	18,60	19,46	20,40	21,61	23,18
UMIDADE SAÍDA (%)	93,55	94,21	95,28	96,28	96,56	97,29	97,68	98,15	98,21
TBU SAÍDA (°C)	16,48	16,68	17,05	17,33	18,21	19,15	20,13	21,39	22,96
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	46,39	46,98	48,06	48,90	51,64	54,65	57,93	62,34	68,19
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	16,40	16,60	17,00	17,70	18,30	19,20	20,10	21,60	23,30
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	13,50	13,70	13,80	13,80	13,80	13,80	13,80	13,80	13,90
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	6,80	5,10	4,00	3,10	2,60	2,00	1,40	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	104,80	105,80	105,50	106,80	105,80	107,80	110,00	110,10	115,50
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	113,60	112,60	110,60	110,80	108,90	110,40	112,00	111,50	116,60
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38013,10	37678,48	36568,65	36634,78	35572,75	36502,52	37031,55	36422,05	38552,48
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	63839,00	63071,00	62009,00	62008,00	59658,00	60428,00	60612,00	60581,00	56494,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,83	0,83	0,82	0,83	0,83	0,82	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,15	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,70	8,70	8,75	8,85	9,00	9,40	9,60	10,15	10,70
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	27,20	24,00	24,10	24,50	25,00	26,20	26,90	28,50	30,10
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	43,50	42,90	41,90	42,60	42,70	44,20	45,40	47,00	49,10
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	17,80	18,20	18,80	19,40	20,10	20,40	21,60	25,10	24,80
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-24,20	-24,40	-24,70	-25,00	-24,80	-24,70	-24,70	-24,80	-24,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,97	14,08	15,62	16,81	19,10	21,92	24,96	28,84	34,05

31/07/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	12,08	12,34	12,41	12,35	12,56	11,83	12,10	11,64	11,26
UMIDADE ENTRADA (%)	65,35	65,50	63,61	66,52	65,79	65,53	66,94	70,58	76,83
TBU ENTRADA (°C)	8,63	8,87	8,73	8,99	9,10	8,42	8,81	8,78	9,06
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	26,57	27,12	26,83	27,38	27,63	26,12	26,97	26,84	27,40
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
TBS SAÍDA (°C)	15,28	14,71	15,19	15,11	15,98	16,80	17,16	17,92	18,80
UMIDADE SAÍDA (%)	94,97	94,41	93,54	95,73	95,42	96,61	97,18	97,35	97,73
TBU SAÍDA (°C)	14,76	14,14	14,52	14,67	15,50	16,43	16,85	17,63	18,54
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	41,43	39,74	40,79	41,18	43,50	46,21	47,45	49,80	52,68
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	15,50	14,20	14,80	15,20	16,00	17,00	17,60	18,00	19,00
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,20	12,20	12,50	12,50	12,50	12,80	12,80	12,50	12,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	7,10	5,40	4,10	3,00	2,30	1,70	1,40	1,20
CORRENTE COMPRESSOR (A)	98,00	99,50	98,50	98,20	100,30	100,50	101,90	102,50	104,40
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	106,80	106,60	103,90	102,30	103,30	102,80	103,60	103,90	105,60
POTÊNCIA CALCULADA (W)	36163,12	36095,40	34767,27	34231,87	34566,49	33989,67	34666,88	34353,37	34915,46
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	59206,00	58028,00	55708,00	54799,00	54857,00	54505,00	56187,00	55173,00	56968,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,85	0,85	0,84	0,84	0,84	0,83	0,84	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,10	8,15	8,20	8,25	8,40	8,65	8,80	9,00	9,40
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	21,90	22,10	22,30	22,40	23,00	23,80	24,30	25,00	26,20
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	36,90	35,20	36,60	35,30	36,80	38,10	36,60	36,80	37,80
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	16,50	14,60	15,90	15,60	20,60	21,30	17,50	18,10	20,10
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-21,10	-7,80	-9,90	-17,60	-15,00	-3,00	-3,20	-2,60	-1,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-26,00	-27,00	-27,00	-26,00	-26,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	14,86	12,62	13,96	13,80	15,87	20,09	20,48	22,96	25,28



31/07/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	11,78	11,84	11,78	12,40	12,12	11,90	11,56	11,40	11,03
UMIDADE ENTRADA (%)	66,48	67,69	64,77	66,33	64,92	67,12	69,08	72,48	75,63
TBU ENTRADA (°C)	8,48	8,66	8,30	9,01	8,62	8,65	8,55	8,75	8,73
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	26,23	26,62	25,86	27,43	26,56	26,61	26,36	26,76	26,67
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,81
TBS SAÍDA (°C)	14,65	14,66	14,76	15,35	16,28	16,76	17,26	18,50	19,44
UMIDADE SAÍDA (%)	94,24	94,21	95,06	95,16	95,39	96,79	97,54	97,71	97,80
TBU SAÍDA (°C)	14,06	14,07	14,25	14,85	15,79	16,41	16,99	18,24	19,19
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	39,54	39,56	40,05	41,68	44,34	46,15	47,86	51,73	54,77
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	14,40	14,50	14,80	15,50	16,40	16,90	17,60	18,50	19,60
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,20	12,40	12,40	12,50	12,70	12,50	12,50	12,50	12,40
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	7,10	5,40	4,10	3,00	2,30	1,70	1,40	1,20
CORRENTE COMPRESSOR (A)	97,20	99,70	99,50	99,50	100,00	101,30	100,90	102,50	104,40
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	106,00	106,80	104,90	103,60	103,00	103,60	102,60	103,90	105,60
POTÊNCIA CALCULADA (W)	35892,24	35737,67	35101,89	34666,88	34055,80	34254,18	33923,54	34353,37	34915,46
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	57403,00	56481,00	55584,00	55185,00	54818,00	55985,00	54547,00	55221,00	55678,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,85	0,84	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,10	8,15	8,20	8,30	8,40	8,70	8,80	9,10	9,60
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	21,90	22,10	22,30	22,60	23,00	24,00	24,30	25,30	26,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	36,50	36,60	34,00	36,50	37,50	37,80	36,60	37,60	37,80
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	16,50	15,20	14,70	19,10	21,00	20,80	17,80	18,80	19,80
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-6,30	-9,30	-15,80	-18,20	-15,00	-3,30	-3,50	-2,30	-4,70
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-26,00	-27,00	-26,00	-26,00	-26,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,31	12,94	14,19	14,25	17,78	19,54	21,50	24,97	28,10

03/08/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	15,74	15,47	15,95	15,82	15,54	15,45	14,88	15,31	15,11
UMIDADE ENTRADA (%)	91,44	92,84	91,45	91,94	92,16	93,22	95,28	94,03	94,92
TBU ENTRADA (°C)	14,83	14,72	14,91	14,96	14,71	14,74	14,40	14,69	14,58
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	41,68	41,35	41,90	42,05	41,35	41,40	40,43	41,25	40,96
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	20,10	19,81	20,29	20,49	20,95	21,96	22,22	23,21	24,63
UMIDADE SAÍDA (%)	97,51	97,89	97,70	98,05	98,10	98,29	98,29	98,31	97,01
TBU SAÍDA (°C)	19,81	19,57	20,02	20,26	20,72	21,75	22,01	23,00	24,24
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	56,85	56,03	57,56	58,38	59,99	63,67	64,62	68,35	73,29
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	20,10	19,80	20,30	20,70	21,10	22,00	22,50	23,20	24,10
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,00	15,10	15,10	15,10	15,00	15,00	15,00	15,00	15,00
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	7,00	5,50	4,20	3,20	2,40	1,60	1,40	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	110,70	108,80	108,90	108,30	109,00	110,90	109,00	110,00	112,70
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	119,50	115,80	114,40	112,50	112,20	113,30	110,60	111,40	113,70
POTÊNCIA CALCULADA (W)	40463,42	38749,27	38280,80	37196,87	37097,67	37461,38	36568,65	36833,16	37593,63
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	64864,00	62600,00	61199,00	60463,00	59283,00	61079,00	60159,00	60084,00	60806,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,85	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,20	0,15	0,15	0,10	0,10	0,10	0,10	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,10	8,95	8,95	9,00	9,10	9,50	9,65	10,00	10,50
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	25,30	24,80	24,80	25,00	25,30	26,50	27,00	28,10	29,60
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	47,40	42,90	42,60	40,80	39,40	42,00	40,40	41,60	44,20
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	20,00	19,40	19,70	20,00	20,10	20,80	20,40	21,30	22,90
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-22,00	-23,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-18,80	-23,90	-24,50	-25,70	-25,90	-26,70	-26,50	-26,10	-26,30
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-28,00	-27,00	-27,00	-27,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	15,17	14,68	15,66	16,33	18,64	22,27	24,19	27,10	32,33

03/08/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	15,44	15,30	16,03	15,69	15,68	15,55	15,24	15,20	15,18
UMIDADE ENTRADA (%)	92,88	93,32	90,95	92,23	92,32	93,29	94,77	94,80	95,99
TBU ENTRADA (°C)	14,69	14,60	15,06	14,87	14,87	14,85	14,70	14,66	14,77
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	41,28	41,03	42,33	41,77	41,77	41,70	41,27	41,17	41,44
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	19,98	19,71	20,48	20,66	21,02	21,98	22,70	23,70	25,30
UMIDADE SAÍDA (%)	97,78	98,06	97,54	98,04	98,12	98,23	98,32	98,22	96,80
TBU SAÍDA (°C)	19,72	19,49	20,19	20,43	20,80	21,76	22,49	23,48	24,88
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	56,55	55,76	58,15	58,96	60,24	63,72	66,42	70,20	75,92
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	19,80	19,80	20,40	20,80	21,20	22,00	22,60	23,80	24,50
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,00	15,00	15,10	15,00	15,00	15,00	15,00	15,00	15,00
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,80	7,00	5,50	4,20	3,20	2,40	1,60	1,40	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	109,00	108,90	108,50	107,50	110,60	110,50	109,60	112,60	113,30
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	117,80	115,90	114,00	111,70	113,80	112,90	111,20	114,00	114,30
POTÊNCIA CALCULADA (W)	39887,79	38782,74	37692,82	36932,35	37626,70	37329,12	36767,03	37692,82	37792,01
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	64235,00	62959,00	60144,00	59932,00	60048,00	60686,00	60842,00	60494,00	60405,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,85	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,20	0,15	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,00	8,95	8,90	9,10	9,20	9,50	9,80	10,10	10,80
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	25,00	24,80	24,60	25,30	25,60	26,50	27,50	28,40	30,40
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	45,50	42,90	43,20	37,90	40,30	40,40	42,00	42,40	43,60
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	18,50	18,80	21,00	20,00	20,30	20,60	21,00	22,20	22,90
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-23,00	-23,00	-22,00	-23,00	-23,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-22,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-23,00	-24,50	-24,90	-25,50	-26,30	-26,10	-26,50	-26,70	-26,50
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-26,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	15,27	14,73	15,82	17,19	18,47	22,02	25,15	29,03	34,48

07/08/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	18,20	18,92	19,02	18,76	18,98	18,89	18,47	19,10	19,32
UMIDADE ENTRADA (%)	65,02	63,59	64,62	66,31	67,59	67,58	69,89	67,24	79,49
TBU ENTRADA (°C)	14,00	14,45	14,68	14,67	15,03	14,95	14,87	15,09	16,87
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	39,75	40,99	41,59	41,55	42,54	42,31	42,06	42,72	47,69
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84
TBS SAÍDA (°C)	19,90	19,20	19,86	20,44	21,43	21,91	22,44	23,78	24,95
UMIDADE SAÍDA (%)	93,32	93,04	94,00	94,85	95,85	96,50	96,82	97,53	97,39
TBU SAÍDA (°C)	19,12	18,40	19,16	19,83	20,93	21,48	22,05	23,47	24,61
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	54,56	52,24	54,69	56,92	60,70	62,67	64,73	70,13	74,74
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	18,20	18,20	19,00	19,80	20,90	21,40	22,10	23,30	24,00
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,60	15,90	16,10	16,20	16,20	16,20	16,30	16,30	16,40
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,10	7,30	5,80	4,00	3,30	2,40	1,80	1,50	1,20
CORRENTE COMPRESSOR (A)	102,30	102,80	104,40	110,10	108,00	106,90	107,50	110,00	111,30
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	111,40	110,10	110,20	114,10	111,30	109,30	109,30	111,50	112,50
POTÊNCIA CALCULADA (W)	37276,94	36403,33	36436,40	37725,89	36800,10	35703,41	35703,41	36866,23	37196,87
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	56015,00	54919,00	59535,00	59272,00	59750,00	59098,00	59285,00	60114,00	60483,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,82	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,10	0,00	0,00	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,10	9,10	9,20	9,50	9,90	10,00	10,30	10,60	11,00
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	25,30	25,30	25,60	26,50	27,80	28,10	29,00	29,90	31,00
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	41,30	39,10	40,20	41,00	41,60	42,60	41,90	44,80	44,80
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	20,00	18,80	20,00	22,50	23,20	24,10	23,90	24,70	24,60
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-21,40	-21,40	-21,20	-27,80	-27,40	-27,30	-27,40	-27,60	-27,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	14,81	11,25	13,10	15,37	18,16	20,36	22,67	27,41	27,05

07/08/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	18,37	18,61	18,59	18,76	18,76	19,01	18,90	19,15	20,36
UMIDADE ENTRADA (%)	63,34	64,34	65,23	66,68	67,91	66,92	67,65	67,47	76,53
TBU ENTRADA (°C)	13,93	14,28	14,38	14,72	14,88	14,97	14,97	15,17	17,46
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	39,59	40,50	40,76	41,68	42,10	42,38	42,36	42,93	49,54
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85
TBS SAÍDA (°C)	20,36	19,46	20,13	20,76	21,16	22,09	22,96	24,33	25,68
UMIDADE SAÍDA (%)	92,92	93,33	94,06	94,97	95,76	96,47	97,10	97,61	97,71
TBU SAÍDA (°C)	19,52	18,69	19,43	20,16	20,65	21,66	22,60	24,02	25,38
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	55,90	53,16	55,59	58,04	59,72	63,31	66,79	72,35	77,95
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,90	18,60	19,30	20,10	20,70	21,60	22,60	23,90	24,70
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,80	16,00	16,10	16,10	16,20	16,20	16,30	16,40	16,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,10	7,30	5,80	4,00	3,30	2,40	1,80	1,50	1,20
CORRENTE COMPRESSOR (A)	99,50	102,80	104,50	110,00	105,90	108,50	109,00	110,50	111,40
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	108,60	110,10	110,30	114,00	109,20	110,90	110,80	112,00	112,60
POTÊNCIA CALCULADA (W)	35907,37	36403,33	36469,46	37692,82	35670,75	36667,84	36634,78	37031,55	37229,93
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	55168,00	55104,00	59707,00	59895,00	58791,00	59713,00	59681,00	61543,00	60672,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,83	0,83	0,83	0,83	0,82	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,10	9,10	9,25	9,60	9,70	10,00	10,40	10,60	11,10
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	25,30	25,30	25,80	26,90	27,20	28,10	29,30	29,90	31,30
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	39,50	38,70	40,70	41,00	40,70	41,10	42,90	43,80	44,80
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	19,70	19,00	21,00	23,30	23,80	23,60	24,10	24,50	24,80
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-21,40	-21,40	-25,90	-27,80	-27,40	-27,60	-27,60	-27,30	-27,40
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-27,00	-27,00	-27,00	-27,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	16,31	12,66	14,83	16,36	17,62	20,93	24,43	29,42	28,41

15/08/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	13,74	13,78	13,59	13,68	13,83	13,74	13,52	13,61	13,28
UMIDADE ENTRADA (%)	78,50	77,70	77,96	77,62	76,09	76,23	77,43	77,82	77,48
TBU ENTRADA (°C)	11,54	11,49	11,34	11,39	11,38	11,29	11,22	11,34	11,00
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	33,20	33,09	32,72	32,84	32,84	32,63	32,43	32,73	31,91
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
TBS SAÍDA (°C)	17,59	17,28	17,66	18,16	18,54	19,01	20,29	20,97	22,12
UMIDADE SAÍDA (%)	95,81	95,65	95,68	96,01	96,56	97,15	97,70	97,85	98,22
TBU SAÍDA (°C)	17,13	16,80	17,18	17,71	18,15	18,69	20,02	20,71	21,90
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	48,26	47,29	48,43	50,05	51,42	53,11	57,53	59,92	64,18
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	16,90	16,40	16,80	17,60	18,20	18,80	20,00	20,50	21,70
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	13,70	13,80	13,80	13,80	13,90	13,90	14,00	14,00	14,00
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,70	7,00	5,20	4,10	3,10	2,50	1,80	1,20	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	103,90	104,00	105,90	105,40	106,10	105,20	106,30	107,10	107,00
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	112,60	111,00	111,10	109,50	109,20	107,70	108,10	108,30	108,10
POTÊNCIA CALCULADA (W)	37229,93	36700,91	36733,97	35768,74	35670,75	34751,73	35311,43	35376,76	35311,43
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	58374,00	57298,00	56110,00	55957,00	55849,00	54839,00	55544,00	55586,00	56135,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,83	0,83	0,83	0,82	0,82	0,81	0,82	0,82	0,82
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,00	9,00	9,00	9,00	9,10	9,30	9,60	9,90	10,20
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	25,00	25,00	25,00	25,00	25,30	25,90	26,90	27,80	28,70
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	43,00	42,50	42,00	41,90	41,60	41,60	44,10	44,10	44,30
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	18,80	17,50	17,50	19,70	21,40	22,50	23,00	22,90	23,70
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-22,00	-22,00	-21,00	-21,00	-20,00	-21,00	-21,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-26,00	-26,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-28,80	-29,00	-29,00	-29,00	-29,00	-29,00	-29,20	-29,40	-29,40
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	15,06	14,20	15,71	17,21	18,58	20,48	25,10	27,19	32,27

15/08/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	13,80	14,58	13,60	14,02	13,98	13,71	13,96	13,49	13,58
UMIDADE ENTRADA (%)	77,28	76,81	78,77	76,74	76,70	76,91	76,53	76,56	76,14
TBU ENTRADA (°C)	11,46	12,13	11,43	11,61	11,57	11,34	11,53	11,10	11,13
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	33,03	34,71	32,95	33,40	33,30	32,74	33,22	32,15	32,25
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,83	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82	0,82
TBS SAÍDA (°C)	17,18	17,62	17,76	18,28	18,73	19,34	20,37	21,37	22,80
UMIDADE SAÍDA (%)	94,59	94,99	95,88	96,09	96,72	97,29	97,62	98,10	98,14
TBU SAÍDA (°C)	16,59	17,07	17,30	17,84	18,36	19,03	20,09	21,14	22,57
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	46,66	48,08	48,79	50,45	52,07	54,23	57,77	61,43	66,67
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	16,30	16,60	17,20	17,80	18,50	18,90	20,10	21,00	22,80
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	13,70	13,80	13,80	13,80	13,90	14,00	14,00	14,00	14,30
CORRENTE VENTILADOR (A)	8,70	7,00	5,20	4,10	3,10	2,50	1,80	1,20	1,10
CORRENTE COMPRESSOR (A)	103,80	104,80	104,80	104,40	105,40	104,80	108,80	107,30	109,20
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	112,50	111,80	110,00	108,50	108,50	107,30	110,60	108,50	110,30
POTÊNCIA CALCULADA (W)	37196,87	36965,42	36370,27	35442,09	35442,09	35050,10	36568,65	35442,09	35590,68
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	59053,00	57810,00	56775,00	55890,00	54923,00	55257,00	57486,00	55946,00	56155,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,83	0,83	0,83	0,82	0,82	0,82	0,83	0,82	0,81
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	9,00	9,00	9,00	9,00	9,10	9,40	9,70	10,00	10,60
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	25,00	25,00	25,00	25,00	25,30	26,20	27,20	28,10	29,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	43,50	42,90	42,30	42,20	42,20	42,70	43,30	44,00	45,40
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	17,10	17,40	17,80	21,20	22,10	22,20	22,90	23,40	24,00
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-22,00	-22,00	-21,00	-21,00	-19,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-26,00	-26,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-29,20	-29,20	-29,20	-29,20	-29,20	-29,20	-29,20	-29,20	-29,20
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,63	13,37	15,84	17,05	18,77	21,49	24,55	29,28	34,42

27/08/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	17,24	18,20	17,34	17,67	17,51	17,64	17,62	19,45	17,82
UMIDADE ENTRADA (%)	44,55	42,46	43,30	47,80	48,62	44,58	48,70	45,74	53,94
TBU ENTRADA (°C)	10,45	10,91	10,36	11,25	11,23	10,77	11,33	12,38	12,21
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	31,10	32,25	30,89	32,96	32,90	31,87	33,15	35,84	35,25
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,84	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,19	17,48	17,43	18,10	18,46	18,80	19,98	20,27	21,88
UMIDADE SAÍDA (%)	89,53	89,63	90,39	90,76	90,33	92,82	94,90	94,57	96,34
TBU SAÍDA (°C)	16,03	16,32	16,36	17,06	17,36	17,98	19,38	19,63	21,43
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	45,09	45,94	46,04	48,11	49,03	50,92	55,42	56,25	62,50
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	16,10	16,10	16,40	17,30	18,00	18,60	20,10	20,70	22,00
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,00	15,00	15,00	15,30	15,40	15,60	15,90	16,30	16,30
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,60	4,30	3,20	2,10	1,80	1,30	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	104,90	103,80	99,80	100,00	100,20	102,40	103,90	102,00	102,10
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	113,90	110,90	105,40	104,30	103,40	104,50	105,70	103,30	103,10
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38113,49	37109,62	34849,33	34485,63	34188,05	34551,75	34948,52	34154,99	34088,86
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	62295,00	61436,00	52643,00	52167,00	51356,00	50642,00	50730,00	50238,00	50387,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,80	8,80	8,70	8,70	8,90	9,00	9,10	9,20	9,60
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,30	24,30	24,00	24,00	24,60	25,00	25,30	25,60	26,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	45,80	42,00	43,30	40,10	40,00	36,50	38,70	35,30	36,00
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	18,60	17,70	18,50	18,00	19,40	20,90	22,20	20,70	21,00
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-20,00	-20,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,50	-26,70	-27,10	-28,30	-25,60	-28,50	-28,80	-29,00	-29,00
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-26,00	-26,00	-22,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-20,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,99	13,69	15,15	15,15	16,13	19,05	22,27	20,41	27,25



27/08/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	17,10	17,87	17,94	17,30	18,26	17,63	17,74	17,81	17,63
UMIDADE ENTRADA (%)	43,88	43,65	44,36	48,48	46,39	45,14	50,83	45,34	53,24
TBU ENTRADA (°C)	10,25	10,82	10,98	11,04	11,52	10,84	11,72	11,01	11,96
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	30,62	32,01	32,37	32,44	33,67	32,03	34,07	32,44	34,62
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,11	17,39	17,87	18,17	18,72	19,18	20,12	20,50	22,16
UMIDADE SAÍDA (%)	89,34	89,71	90,19	90,12	91,47	93,03	94,31	95,38	96,43
TBU SAÍDA (°C)	15,93	16,25	16,77	17,05	17,74	18,38	19,45	19,95	21,72
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	44,80	45,71	47,24	48,10	50,20	52,17	55,65	57,33	63,54
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	15,80	16,30	16,70	17,60	18,20	18,90	20,20	20,80	22,60
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,00	15,00	15,10	15,30	15,50	15,70	15,90	16,30	16,30
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,60	4,30	3,20	2,10	1,80	1,30	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	105,50	102,50	100,40	99,60	101,00	102,00	101,90	103,10	103,10
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	114,50	109,60	106,00	103,90	104,20	104,10	103,70	104,40	104,10
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38314,26	36674,62	35047,71	34353,37	34867,65	34419,50	34287,24	34934,58	34004,81
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	62104,00	54305,00	52255,00	52869,00	51616,00	50377,00	50010,00	52069,00	51208,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,83	0,83	0,84	0,83	0,83	0,84	0,82
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,80	8,80	8,70	8,80	9,00	9,00	9,10	9,20	9,80
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,30	24,30	24,00	24,30	25,00	25,00	25,30	25,60	27,50
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	45,80	43,60	40,90	39,10	38,40	38,50	36,90	35,30	37,20
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	18,50	17,80	18,50	18,80	21,60	22,00	21,60	21,00	21,70
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,70	-26,90	-27,70	-28,30	-28,10	-28,60	-28,80	-29,00	-29,20
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-26,00	-26,00	-22,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-20,00	-20,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	14,18	13,70	14,87	15,66	16,53	20,14	21,58	24,89	28,92

27/08/2018 - 03									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	17,71	17,42	17,87	17,26	17,61	17,56	17,59	17,69	17,20
UMIDADE ENTRADA (%)	44,70	43,60	45,07	48,86	40,92	45,81	52,07	48,92	52,24
TBU ENTRADA (°C)	10,85	10,46	11,02	11,06	10,23	10,88	11,76	11,42	11,46
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	32,04	31,14	32,47	32,48	30,64	32,11	34,16	33,36	33,41
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83	0,83
TBS SAÍDA (°C)	17,16	17,47	17,81	18,14	18,59	19,06	20,15	20,49	22,72
UMIDADE SAÍDA (%)	89,51	89,31	90,06	91,56	91,88	92,19	94,95	95,53	96,84
TBU SAÍDA (°C)	16,00	16,28	16,69	17,19	17,66	18,16	19,56	19,96	22,33
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	45,00	45,81	47,03	48,49	49,95	51,50	56,00	57,35	65,77
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,85	0,86
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	15,80	16,40	16,80	17,60	18,20	18,90	20,20	21,30	22,70
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	15,00	15,00	15,30	15,30	15,60	15,90	16,10	16,30	16,30
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,60	4,30	3,20	2,10	1,80	1,30	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	105,10	102,80	99,90	99,00	101,00	101,50	103,20	102,60	102,80
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	114,10	109,90	105,50	103,30	104,20	103,60	105,00	103,90	103,80
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38180,42	36775,00	34882,39	34154,99	34867,65	33841,48	34717,07	34353,37	33906,81
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	62198,00	54196,00	52789,00	52737,00	51616,00	50551,00	50497,00	50804,00	51107,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,84	0,83	0,83	0,84	0,82	0,83	0,83	0,82
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,80	8,80	8,70	8,80	9,00	9,00	9,10	9,30	10,00
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,30	24,30	24,00	24,30	25,00	25,00	25,30	25,90	28,10
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	47,00	43,90	39,80	38,00	38,40	37,10	35,90	36,90	37,10
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	17,30	17,70	18,10	19,70	21,60	21,30	21,00	21,10	21,50
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,90	-26,90	-28,10	-28,30	-28,10	-28,50	-29,00	-29,00	-29,20
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-26,00	-23,00	-22,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-20,00	-20,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	12,96	14,67	14,56	16,01	19,31	19,39	21,84	23,99	32,36

28/08/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	11,76	12,22	12,97	13,74	14,26	15,43	16,98	17,62	18,97
UMIDADE ENTRADA (%)	94,14	94,52	92,39	91,10	89,74	84,65	78,83	74,13	70,89
TBU ENTRADA (°C)	11,21	11,70	12,23	12,85	13,21	13,80	14,60	14,63	15,45
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	32,22	33,42	34,76	36,36	37,32	38,92	41,17	41,32	43,68
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,82	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84
TBS SAÍDA (°C)	17,26	17,24	18,13	18,78	19,90	21,41	22,70	23,66	25,30
UMIDADE SAÍDA (%)	97,43	97,79	97,25	97,25	97,81	97,55	97,34	97,31	97,27
TBU SAÍDA (°C)	16,98	17,00	17,82	18,47	19,65	21,11	22,37	23,32	24,94
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	47,79	47,85	50,38	52,42	56,26	61,34	65,93	69,56	76,12
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,87
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,70	17,40	18,80	19,20	19,80	21,40	22,60	23,60	25,10
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,90	12,90	12,90	12,90	12,90	12,90	13,50	13,50	13,70
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,40	4,40	3,10	2,30	1,70	1,20	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	107,00	108,80	106,30	102,30	108,00	107,20	106,80	111,50	115,30
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	116,00	115,90	111,70	106,70	111,10	109,50	108,50	112,70	116,30
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38816,20	38321,04	37377,32	35279,16	36733,97	36641,15	36306,53	37711,94	38916,59
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	63251,00	63434,00	60239,00	59442,00	57171,00	56261,00	55707,00	61,63	62936,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,83	0,84	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84	0,84
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,80	8,80	9,00	9,20	9,40	9,90	10,00	9,50	11,20
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,30	24,30	25,00	25,60	26,20	27,80	28,10	26,50	31,60
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	42,60	41,80	40,30	42,00	44,50	46,70	44,10	50,00	51,50
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	15,40	15,10	17,80	19,40	22,20	24,20	25,20	26,40	27,90
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-20,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-20,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,00	-26,50	-26,00	-24,40	-23,80	-23,20	-23,20	-25,40	-27,70
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	15,57	14,43	15,62	16,06	18,94	22,42	24,76	28,24	32,44

28/08/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	11,87	12,40	13,02	13,75	14,72	15,82	17,10	18,31	19,20
UMIDADE ENTRADA (%)	94,95	94,67	91,91	93,17	88,52	83,35	77,57	72,32	71,30
TBU ENTRADA (°C)	11,39	11,89	12,23	13,07	13,53	14,02	14,56	15,04	15,72
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	32,67	33,89	34,77	36,90	38,17	39,54	41,09	42,48	44,42
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84
TBS SAÍDA (°C)	17,08	17,18	18,12	19,15	20,17	21,33	22,61	24,06	26,02
UMIDADE SAÍDA (%)	97,65	97,38	97,30	97,90	97,57	97,49	97,17	97,24	97,28
TBU SAÍDA (°C)	16,83	16,89	17,82	18,91	19,89	21,03	22,26	23,71	25,66
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	47,33	47,54	50,37	53,83	57,07	61,03	65,52	71,09	79,16
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,20	17,60	18,90	19,50	20,10	21,40	22,60	23,80	25,70
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,90	12,90	12,90	12,90	12,90	13,00	13,50	13,50	13,80
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,40	4,40	3,10	2,30	1,70	1,20	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	107,70	107,80	104,80	103,80	108,80	107,30	108,90	110,20	114,80
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	116,70	114,90	110,20	108,20	111,90	109,60	110,60	111,40	115,80
POTÊNCIA CALCULADA (W)	39050,43	37990,40	36875,39	36206,14	37444,25	36674,62	37009,24	37276,94	39210,57
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	66519,00	63038,00	60232,00	59960,00	55167,00	55612,00	58817,00	61283,00	64009,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,84	0,83	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,84	0,85
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,80	8,70	9,00	9,20	9,50	9,90	10,00	10,00	11,40
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,30	24,00	25,00	25,60	26,50	27,80	28,10	28,10	32,10
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	43,80	41,30	40,10	42,20	43,60	44,80	46,00	50,60	51,20
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	14,70	15,60	17,80	19,00	21,90	23,40	24,90	27,40	28,60
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-20,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,30	-26,50	-25,20	-24,20	-23,80	-23,20	-23,20	-27,10	-27,30
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	14,66	13,65	15,60	16,93	18,90	21,49	24,43	28,61	34,74

28/08/2018 - 03									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	12,20	12,34	13,10	13,91	14,92	16,12	17,24	18,37	19,48
UMIDADE ENTRADA (%)	94,92	93,39	91,36	91,06	87,56	81,42	75,78	70,56	76,20
TBU ENTRADA (°C)	11,72	11,71	12,25	13,01	13,62	14,09	14,48	14,87	16,60
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	33,46	33,45	34,83	36,77	38,42	39,75	40,88	42,03	46,94
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,82	0,82	0,82	0,83	0,83	0,83	0,84	0,84	0,84
TBS SAÍDA (°C)	17,12	17,18	18,43	19,26	20,17	21,48	22,75	24,08	26,22
UMIDADE SAÍDA (%)	97,71	97,32	97,14	97,76	97,63	97,47	97,41	97,30	97,50
TBU SAÍDA (°C)	16,87	16,89	18,11	19,00	19,89	21,17	22,43	23,74	25,89
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	47,47	47,52	51,28	54,14	57,10	61,55	66,15	71,20	80,15
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,84	0,84	0,84	0,85	0,85	0,86	0,86	0,87	0,88
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	17,30	18,00	18,90	19,50	20,40	21,50	22,60	24,20	26,20
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	12,90	12,90	12,90	12,90	12,90	13,20	13,50	13,70	13,80
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,40	4,40	3,10	2,30	1,70	1,20	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	106,70	107,70	105,30	104,50	109,20	107,90	109,80	111,30	116,00
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	115,70	114,80	110,70	108,90	112,30	110,20	111,50	112,50	117,00
POTÊNCIA CALCULADA (W)	38254,91	37957,33	36601,72	36440,38	37130,74	36875,39	37310,40	37645,02	39616,90
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	63874,00	63244,00	60288,00	57053,00	55038,00	56558,00	63641,00	62079,00	64470,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,83	0,83	0,83	0,84	0,83	0,84	0,84	0,84	0,85
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00	0,00
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	8,75	8,80	9,00	9,20	9,50	9,90	10,00	10,00	11,40
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	24,10	24,30	25,00	25,60	26,50	27,80	28,10	28,10	32,10
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	42,30	41,90	39,90	41,70	44,20	45,50	48,70	49,60	53,00
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	14,70	16,00	19,10	20,10	22,60	23,90	25,40	27,00	25,50
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-20,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-23,00	-23,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,30	-26,70	-24,70	-24,10	-23,60	-23,20	-23,20	-27,50	-27,30
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-25,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	14,01	14,07	16,45	17,37	18,68	21,80	25,27	29,17	33,21

29/08/2018 - 01									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	21,82	21,36	21,62	21,45	20,57	20,38	19,72	18,87	19,58
UMIDADE ENTRADA (%)	63,65	65,74	65,01	66,21	70,84	72,81	78,16	79,58	77,87
TBU ENTRADA (°C)	17,01	16,90	17,03	17,05	16,90	16,99	17,08	16,46	16,91
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	48,37	48,01	48,40	48,44	47,91	48,16	48,34	46,47	47,83
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84
TBS SAÍDA (°C)	22,60	22,08	22,42	22,95	23,00	23,59	24,27	24,91	26,36
UMIDADE SAÍDA (%)	92,41	92,87	93,47	94,37	95,72	96,42	97,39	97,79	97,81
TBU SAÍDA (°C)	21,65	21,20	21,61	22,24	22,46	23,14	23,94	24,62	26,07
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	63,33	61,70	63,17	65,49	66,30	68,86	71,99	74,79	80,93
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	21,40	20,80	21,40	22,00	22,60	23,20	24,20	24,80	26,20
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	16,30	16,50	16,60	16,80	16,90	17,00	17,30	17,30	17,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,40	4,40	3,10	2,30	1,70	1,20	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	111,70	110,80	111,20	110,50	110,30	110,20	112,20	113,50	114,80
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	120,70	117,90	116,60	114,90	113,40	112,50	113,90	114,70	115,80
POTÊNCIA CALCULADA (W)	41350,56	39921,65	39481,46	38905,83	38397,92	38093,18	38113,49	38381,19	38749,27
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	67659,00	65093,00	64809,00	63956,00	67904,00	66998,00	63613,00	66430,00	63783,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,86	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,84
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	10,25	10,00	10,00	10,00	10,40	10,60	10,70	11,00	11,50
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	28,80	28,10	28,10	28,10	29,30	29,90	30,10	31,00	32,40
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	54,50	47,40	48,40	46,80	46,40	45,80	44,10	44,90	47,60
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	24,30	22,60	22,40	23,20	22,90	23,20	22,90	22,90	24,50
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-22,00	-21,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-20,00	-16,00	-18,00	-16,00	-16,00	-16,00	-17,00	-14,00	-16,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,20	-26,20	-26,40	-26,40	-26,60	-26,60	-26,60	-26,80	-26,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-25,00	-26,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	14,96	13,69	14,77	17,05	18,39	20,70	23,65	28,32	33,10

29/08/2018 - 02									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	21,65	21,75	21,50	21,26	20,38	20,32	19,40	19,13	19,80
UMIDADE ENTRADA (%)	64,43	65,22	64,93	67,45	71,38	73,95	78,75	79,46	80,84
TBU ENTRADA (°C)	16,97	17,18	16,91	17,05	16,80	17,09	16,85	16,69	17,49
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	48,24	48,84	48,05	48,44	47,60	48,43	47,65	47,15	49,56
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,85
TBS SAÍDA (°C)	22,15	22,18	22,65	22,89	23,16	23,77	24,38	25,31	26,97
UMIDADE SAÍDA (%)	92,04	92,68	93,73	94,61	96,07	96,77	97,47	97,78	97,84
TBU SAÍDA (°C)	21,16	21,27	21,87	22,21	22,67	23,36	24,06	25,02	26,68
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	61,58	61,97	64,11	65,38	67,06	69,72	72,47	76,44	83,65
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	21,00	21,00	21,70	22,10	22,60	23,50	24,20	25,10	26,60
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	16,30	16,60	16,60	16,90	16,90	17,10	17,30	17,30	17,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,40	4,40	3,10	2,30	1,70	1,20	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	110,80	112,10	110,00	111,80	110,20	111,70	112,30	112,40	114,00
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	119,80	119,20	115,40	116,20	113,30	114,00	114,00	113,60	115,00
POTÊNCIA CALCULADA (W)	40565,00	40836,68	39075,13	39346,02	38364,06	38601,08	38601,08	38013,10	38481,58
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	66231,00	67576,00	64397,00	64701,00	63876,00	64077,00	66290,00	64800,00	65924,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,85	0,86	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	10,00	10,00	10,00	10,00	10,40	10,60	10,90	11,00	11,60
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	28,10	28,10	28,10	28,10	29,30	29,90	30,70	31,00	32,70
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	49,90	46,80	46,40	45,80	46,50	45,50	44,80	45,50	48,50
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	23,20	21,80	22,80	22,70	23,20	23,50	22,90	23,50	25,10
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-22,00	-22,00	-21,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-18,00	-17,00	-18,00	-16,00	-16,00	-17,00	-12,00	-15,00	-16,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,20	-26,40	-26,20	-26,60	-26,60	-26,60	-26,80	-26,80	-26,60
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-26,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,34	13,13	16,06	16,94	19,46	21,29	24,82	29,29	34,09

29/08/2018 - 03									
FREQUÊNCIA (Hz)	60	55	50	45	40	35	30	25	20
VAZÃO (m/s)	7,91	7,26	6,70	5,76	5,26	4,58	3,78	3,09	2,46
TBS ENTRADA (°C)	21,45	21,35	21,61	20,80	20,42	20,02	19,02	19,31	20,04
UMIDADE ENTRADA (%)	64,63	65,52	65,56	69,39	72,11	76,71	79,61	78,58	79,21
TBU ENTRADA (°C)	16,82	16,87	17,10	16,91	16,93	17,17	16,60	16,75	17,51
ENTALPIA ENTRADA (kJ/kg)	47,79	47,91	48,61	47,97	47,99	48,64	46,90	47,34	49,64
VOLUME ESPECÍFICO ENT. (m <sup>3</sup> /kg)	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,85
TBS SAÍDA (°C)	22,10	22,36	22,71	22,88	23,26	23,86	24,48	25,54	27,40
UMIDADE SAÍDA (%)	92,18	93,48	93,47	95,18	96,11	97,10	97,74	97,91	97,89
TBU SAÍDA (°C)	21,13	21,55	21,89	22,28	22,77	23,49	24,19	25,27	27,11
ENTALPIA SAÍDA (kJ/kg)	61,47	62,96	64,21	65,61	67,46	70,24	73,01	77,47	85,63
VOLUME ESPECÍFICO SAÍDA (m <sup>3</sup> /kg)	0,86	0,86	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	0,88
TEMP. ÁGUA BACIA (°C)	20,80	21,40	21,70	22,30	22,60	23,80	24,50	25,40	27,00
TEMP. ÁGUA REPOSIÇÃO (°C)	16,40	16,60	16,60	16,90	16,90	17,20	17,30	17,30	17,50
CORRENTE VENTILADOR (A)	9,00	7,10	5,40	4,40	3,10	2,30	1,70	1,20	1,00
CORRENTE COMPRESSOR (A)	111,30	111,20	112,10	110,90	111,40	114,00	111,30	113,60	116,70
CORRENTE VENTILADOR + COMPRESS. (A)	120,30	118,30	117,50	115,30	114,50	116,30	113,00	114,80	117,70
POTÊNCIA CALCULADA (W)	41213,53	40057,09	39786,21	39041,27	38770,39	39379,88	37812,33	38414,65	39385,06
POTÊNCIA TOTAL CALCULADA (W)	66270,00	64927,00	65039,00	63869,00	64372,00	64504,00	64587,00	63507,00	63432,00
FATOR DE POTÊNCIA	0,86	0,85	0,85	0,85	0,85	0,85	0,84	0,84	0,84
PRESSÃO DE EVAPORAÇÃO (bar)	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10
PRESSÃO DE CONDENSAÇÃO (bar)	10,00	10,00	10,00	10,10	10,40	10,60	10,90	11,10	11,70
TEMP. DE CONDENSAÇÃO (°C)	28,10	28,10	28,10	28,40	29,30	29,90	30,70	31,30	32,90
TEMP. ENT. CONDENS. (°C)	48,70	50,90	46,80	46,80	47,10	45,30	44,60	45,20	48,30
TEMP. SAI. CONDENS. (°C)	22,10	22,90	22,60	22,60	23,00	23,20	22,70	23,60	25,10
TEMP. CÂMARA 01 (°C)	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-24,00	-25,00	-25,00	-25,00	-25,00
TEMP. CÂMARA 02 (°C)	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-21,00	-22,00	-21,00	-22,00	-22,00
TEMP. CÂMARA 03 (°C)	-17,00	-17,00	-16,00	-15,00	-16,00	-17,00	-16,00	-15,00	-16,00
TEMP. CÂMARA 04 (°C)	-26,40	-26,20	-26,60	-26,40	-26,60	-26,80	-26,60	-26,60	-26,80
TEMP. CÂMARA 05 (°C)	-25,00	-25,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00	-26,00
VARIAÇÃO DA ENTALPIA (kJ/kg)	13,68	15,05	15,60	17,64	19,47	21,60	26,11	30,13	35,99