



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**ESTUDO SOBRE INCRUSTAÇÃO EM
CHILLERS DE CONDENSAÇÃO A ÁGUA**

Por,

Renan Marconcini de Souza Leite

Brasília, 11 de novembro de 2021

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO SOBRE INCRUSTAÇÃO EM CHILLERS DE CONDENSAÇÃO A ÁGUA

Por,

Renan Marconcini de Souza Leite

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

João Manoel Dias Pimenta, UnB/ENM

Edgar Amaral Silveira, UnB/ENM

Mário Benjamin Baptista de Siqueira, UnB/ENM

Brasília 11 de novembro de 2021

Renan Marconcini de Souza Leite
ESTUDO SOBRE INCRUSTAÇÃO EM CHILLERS DE CONDENSAÇÃO A
ÁGUA/ Renan Marconcini de Souza Leite. – Brasília, DF, 2021-
64 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Prof. João Manoel Dias Pimenta

Projeto de Graduação – Universidade de Brasília - UnB
Faculdade de Tecnologia - FT , 2021.

1. Trocadores de calor. 2. Incrustação. I. Prof. João Manoel Dias Pimenta.
II. Universidade de Brasília. III. Faculdade de Tecnologia - FT. IV. ESTUDO
SOBRE INCRUSTAÇÃO EM CHILLERS DE CONDENSAÇÃO A ÁGUA

CDU 02:141:005.6

RESUMO

O fenômeno de incrustação é algo comum em chillers resfriados a água, o que resulta em maiores gastos energéticos e intervenções de manutenção. O presente trabalho busca analisar o comportamento da resistência de incrustação com o tempo nos tubos do condensador, assim como a sua influência no rendimento do chiller. Para isso, foi desenvolvido um modelo matemático de um chiller através do software EES. Além disso, utilizou-se o *Energy Plus* para simular dados de carga térmica e consumo de energia. Com os resultados gerados, foi possível analisar diferentes abordagens de manutenção, além de propor uma nova metodologia para encontrar o momento ideal de limpeza do chiller. Tal metodologia obteve um custo total de operação de 1325 reais por mês, enquanto os custos de se utilizar manutenção preventiva e preditiva foram de 1404 e 1427 reais por mês, respectivamente.

Palavras-chaves: incrustação, trocador de calor, manutenção, chiller, EES.

ABSTRACT

The presence of fouling is a common problem in water-cooled chillers, which result, respectively, in an increase of the work done by the pump and by the compressor. The current project seeks to analyze the behavior of the fouling resistance over time inside the tubes of a condenser, as well as its influence on the chiller performance. A computer program was written in EES in order to solve the necessary equations. In addition, *Energy Plus* was used to simulate cooling load and chiller energy consumption data. With the results generated, it was possible to analyze different maintenance approaches, in addition to proposing a new methodology to find the ideal time for the equipment cleaning. This methodology obtained a total operating cost of 1325 R\$/month, while the costs of using preventive and predictive maintenance were 1404 and 1427 R\$/month, respectively.

Key-words: fouling, heat exchanger, maintenance , chiller, EES.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Estoque global de ar-condicionado, 1990-2050. (IEA, 2018)	1
Figura 1.2 – Incrustação em trocador de calor de uma central de energia a vapor	2
Figura 2.1 – Diagrama T-s do ciclo de Carnot (ÇENGEL; BOLES, 2006)	9
Figura 2.2 – Ciclo Padrão de Compressão a Vapor	9
Figura 2.3 – Esquema de um trocador de calor casco e tubo (ÇENGEL; GHAJAR, 2012)	10
Figura 2.4 – Rede de resistência térmica associada à transferência de calor em um trocador de calor de tubo duplo (ÇENGEL; GHAJAR, 2012)	12
Figura 2.5 – Distribuição de temperaturas ao longo de um condensador resfriado a água: a) real; b) simplificado (STOECKER; JABARDO, 2002)	13
Figura 2.6 – Temperatura de <i>approach</i> no condensador e no evaporador (CONDICIONADO, 2018)	15
Figura 2.7 – Chiller de um sistema CAG de condensação a água (MALATHI, 2018)	16
Figura 2.8 – Esquema de um chiller com condensação a água (SCARPIN, 2020)	17
Figura 2.9 – Esquema do circuito de água em uma torre de resfriamento (STOECKER; JABARDO, 2002) modificado	18
Figura 3.1 – Variação da espessura do material incrustante com o tempo. (BOTT, 1995)	20
Figura 4.1 – Modelo 3D feito no SketchUp	25
Figura 4.2 – Interface da ferramenta gerador de template sob demanda	26
Figura 4.3 – Interface do <i>IDF Editor</i>	27
Figura 4.4 – Temperatura de bulbo seco em Brasília no ano de 2009	27
Figura 4.5 – Especificações do objeto criado em <i>HVACTemplate:Plant:Chiller</i> no <i>IDF Editor</i>	29
Figura 4.6 – Modelo de chiller criado em <i>Chiller:Electric:EIR</i>	30
Figura 4.7 – Coeficientes utilizados em <i>Curve:Biquadratic</i>	31
Figura 4.8 – Coeficientes utilizados em <i>Curve:Quadratic</i>	31
Figura 4.9 – Objeto criado para inserção de incrustação (<i>FaultModel:Fouling:Chiller</i>)	32
Figura 4.10 – Tabela das tarifas vigentes de energia elétrica para a cidade de Brasília	37
Figura 5.1 – Carga térmica no ano para o edifício projetado	38
Figura 5.2 – Influência da temperatura na carga térmica	38
Figura 5.3 – Potência no chiller em ano utilizando <i>HVACTemplate:Plant:Chiller</i>	39
Figura 5.4 – Comportamento da potência no chiller e da carga térmica com o tempo	40
Figura 5.5 – Potência no chiller em um ano para o caso sem incrustação	40
Figura 5.6 – Potência no chiller em um ano para o caso com incrustação	41

Figura 5.7 – Comparação entre a potência no chiller com e sem incrustação (simulação <i>Energy Plus</i>)	42
Figura 5.8 – Comparação entre o COP do chiller com e sem incrustação (simulação <i>Energy Plus</i>)	42
Figura 5.9 – Curva da resistência de incrustação variando com o tempo	43
Figura 5.10 – Curva do diâmetro interno do tubo variando com o tempo	44
Figura 5.11 – Curva da velocidade de escoamento variando com o tempo	44
Figura 5.12 – Curva da perda de carga variando com o tempo	45
Figura 5.13 – Comparação entre a potência no chiller com e sem incrustação (Modelo em EES)	45
Figura 5.14 – Comparação entre o COP do chiller com e sem incrustação (Modelo em EES)	46
Figura 5.15 – Curvas de C_T , C_{nP} e C_P em função do tempo	47
Figura 5.16 – Curvas de C_T , C_{nP} e C_P em função do tempo utilizando abordagem de tempo ótimo	48

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Custos estimados em decorrência de incrustação em alguns países. (KAZI, 2012)	2
Tabela 4.1 – Características do condensador do chiller	28
Tabela 4.2 – Características do condensador do chiller para o modelo em EES	32
Tabela 5.1 – Consumo de energia no ano utilizando <i>HVACTemplate:Plant:Chiller</i>	39
Tabela 5.2 – Consumo de energia no ano para os casos com e sem incrustação (simulação no <i>Energy Plus</i>)	41
Tabela 5.3 – Consumo de energia no ano para o chiller nos casos com e sem incrustação	46
Tabela 5.4 – Comparação entre as diferentes abordagens para determinação do momento de manutenção do condensador do chiller	48

Lista de símbolos

Símbolos Latinos

A	Área
C	Capacidade térmica
C_P	Custo de parar
C_T	Custo total
C_m	Custo de manutenção
C_{nP}	Custo de não parar
c	Razão de capacidades
c_r	Coefficiente de remoção
c_p	Calor específico
D	Diâmetro do tubo
E_{ch}	Energia consumida pelo chiller
f	Fator de atrito
f_f	Fator de incrustação
f_f^*	Fator de incrustação assintótico
h	Entalpia
h_c	Coefficiente de transferência de calor por convecção
K_m	Coefficiente de transferência de massa
k	Condutividade térmica
k_D	Coefficiente de difusão convectiva
k_f	Condutividade térmica do sólido depositado
k_R	Coefficiente da taxa de precipitação
k_{sp}	Produto de solubilidade
L	Comprimento do tubo
L_P	Lucro perdido

m	Massa
\dot{m}	Vazão mássica
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor
Q_{ch}	Capacidade nominal do chiller
R	Resistência térmica total
Re	Número de Reynolds
R_f	Resistência de incrustação
R_f^*	Resistência de incrustação assintótica
R_g	Constante universal dos gases
Sc	Número de Schmidt
P	Probabilidade de aderência
PLR	Percentual de carga plena
T	Temperatura
$T_{cd,e}$	Temperatura de entrada do fluido no condensador do chiller
$T_{ch,s}$	Temperatura de saída da água no evaporador do chiller
$T_{ch,sp}$	Temperatura de saída da água de projeto no evaporador do chiller
T_E	Tarifa energética
t	Tempo
U	Coefficiente global de transferência de calor
u	Velocidade de escoamento
u_m	Velocidade média do fluido
\dot{W}_c	Potência fornecida pelo compressor
x_f	Espessura de incrustação

Símbolos Gregos

β	Constante dependente das propriedades do sistema
---------	--

Δh	Diferença de entalpia
ΔP	Perda de carga
ΔT	Diferença de temperatura entre os fluidos do trocador de calor
ΔT_{LMTD}	Diferença de Temperatura Média Logarítmica
ε	Efetividade
η	Eficiência do compressor
ξ	Força de ligação de depósito
ρ	Massa específica
τ_s	Tensão de cisalhamento na parede
ϕ_D	Taxa de deposição
ϕ_R	Taxa de remoção
ψ	Fator de força de deposição

Subscritos

1	Referente ao ponto 1 do ciclo
2	Referente ao ponto 2 do ciclo
3	Referente ao ponto 3 do ciclo
4	Referente ao ponto 4 do ciclo
<i>c</i>	Sem incrustação
<i>cond</i>	Condensação
<i>ent</i>	Entrada
<i>F</i>	Frio
<i>f</i>	Com incrustação
<i>i</i>	Interno
<i>is</i>	Isentrópico
<i>max</i>	Máximo

<i>min</i>	Mínimo
<i>o</i>	Externo
<i>parede</i>	Parede do tubo
<i>Q</i>	Quente
<i>r</i>	Real
<i>ref</i>	Fluido refrigerante
<i>s</i>	Saída

Siglas

ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (Sociedade Americana de Engenheiros de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado)
CAG	Central de Água Gelada
COP	Coefficient of performance (Coeficiente de eficácia)
DOE	United States Department of Energy (Departamento de Energia dos Estados Unidos)
EES	Engineering Equation Solver
IEA	International Energy Agency (Agência Internacional de Energia)
LMTD	Logarithmic Mean Temperature Difference (Diferença de Temperatura Média Logarítmica)
NTU	Number of Transfer Units (Número de Unidades de Transferência)
SWERA	Solar and Wind Energy Resource Assessment (Avaliação de recursos de energia solar e eólica)
VAV	Volume de Ar Variável

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	O tema em estudo e sua relevância	1
1.2	Revisão bibliográfica	3
1.3	Objetivos	6
1.4	Metodologia	6
1.5	Estrutura do trabalho	7
2	REVISÃO TEÓRICA	8
2.1	Ciclos de refrigeração	8
2.2	Trocadores de calor	10
2.2.1	Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica - LMTD	12
2.2.2	Método da efetividade NTU	14
2.2.3	Temperatura de <i>approach</i>	15
2.3	Chillers	16
2.4	Condensadores resfriados a água	17
3	MECANISMOS DE INCRUSTAÇÃO E SUA MODELAGEM	19
3.1	Descrição do fenômeno	19
3.1.1	Incrustação por particulado	21
3.1.2	Incrustação por cristalização	21
3.1.3	Incrustação por reação química	21
3.1.4	Incrustação por corrosão	21
3.1.5	Incrustação por material biológico ou orgânico	22
3.2	Modelos de incrustação	22
3.2.1	Modelo de Kern-Seaton	23
4	MATERIAIS E MÉTODOS	25
4.1	<i>Energy Plus</i>	25
4.1.1	Modelo 3D no <i>SketchUp</i>	25
4.1.2	Utilização do <i>OpenStudio</i>	26
4.1.3	Simulações feitas no <i>Energy Plus</i>	26
4.1.3.1	Geração da carga térmica	28
4.1.3.2	Template de um sistema CAG	28
4.1.3.3	Chiller com e sem incrustação	29
4.2	Modelo do chiller em EES	32

4.2.1	Modelo de incrustação escolhido	33
4.2.2	Cálculo do COP do chiller	35
4.2.3	Relação entre fator de incrustação f_f e resistência de incrustação R_f	35
4.3	Análise econômica de diferentes metodologias para o momento de	
	parada do condensador	35
4.3.1	Manutenção periódica	36
4.3.2	Manutenção a partir do <i>approach</i>	36
4.3.3	Manutenção baseada no tempo ótimo	37
4.4	Custos operacionais	37
4.4.1	Custo de manutenção	37
4.4.2	Custo de não parar	37
5	RESULTADOS	38
5.1	Resultados gerados pela simulação no <i>Energy Plus</i>	38
5.1.1	Carga térmica	38
5.1.2	Utilizando template para o sistema CAG	39
5.1.3	Chiller com e sem incrustação	40
5.2	Resultados do modelo em EES	43
5.3	Análise econômica	47
6	CONCLUSÃO	49
6.1	Contribuições do trabalho	49
6.2	Propostas para trabalhos futuros	50
	REFERÊNCIAS	51
	APÊNDICES	54
	APÊNDICE A – CÓDIGO EES	55
	ANEXOS	62
	ANEXO A – DADOS DE DESEMPENHO DO CHILLER HITACHI	63

1 Introdução

1.1 O tema em estudo e sua relevância

De acordo com relatório da agência internacional IEA (2018), o uso de ar condicionado e ventiladores elétricos representa aproximadamente 20% do consumo de energia elétrica em edifícios, ou 10% do consumo global de energia elétrica. O mesmo relatório diz ainda que, com a ausência de esforços para melhorar a eficiência energética, a demanda de energia para o uso de ar condicionado pode triplicar até 2050 (Fig. 1.1).

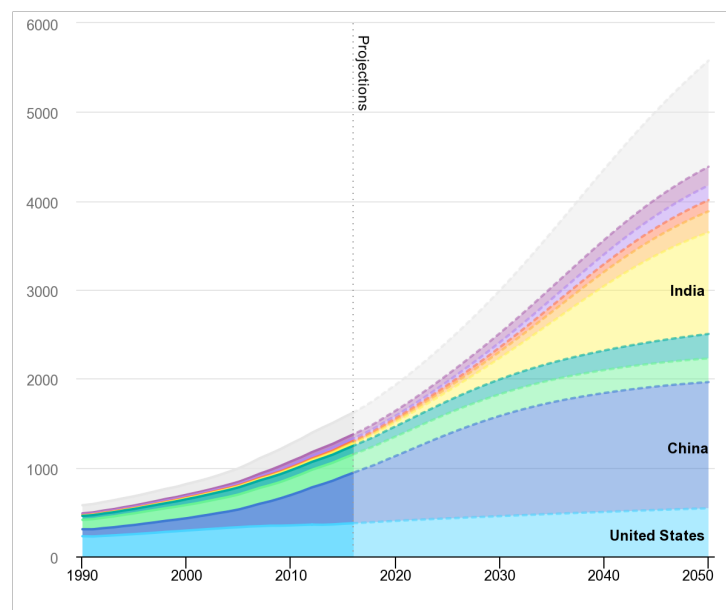


Figura 1.1 – Estoque global de ar-condicionado, 1990-2050. (IEA, 2018)

Com esses dados expostos, constata-se que é de grande importância concentrar esforços para encontrar maneiras de melhorar a eficiência de equipamentos de ar condicionado. Para alcançar esse objetivo, deve-se, não somente projetar máquinas mais eficientes, como também estipular processos de manutenção adequados. A falta de manutenção apropriada em uma máquina pode, além de diminuir a eficiência, diminuir a sua vida útil e aumentar o impacto ambiental.

Parte fundamental de processos de refrigeração está nos trocadores de calor, que são dispositivos que possuem a finalidade de transferir calor de um fluido para o outro. Nesses dispositivos, pode ocorrer o fenômeno de incrustação, que é o acúmulo de certas substâncias nas superfícies dos tubos do trocador, como pode ser visto na Fig 1.2. Esse acúmulo gera uma diminuição da eficiência da máquina e, por isso, é importante fazer uma manutenção para realizar a limpeza dos tubos.

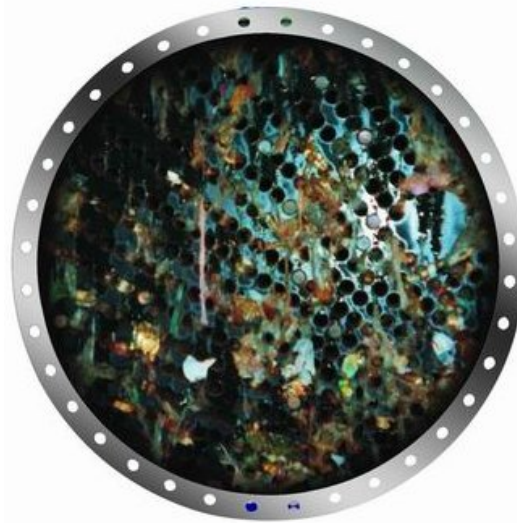


Figura 1.2 – Incrustação em trocador de calor de uma central de energia a vapor

Este trabalho terá foco em analisar o processo de incrustação em chillers, equipamentos de grande porte com o objetivo de resfriar um fluido (geralmente água) através do ciclo de refrigeração de compressão por vapor. Nesse tipo de equipamento, é comum que a água usada no condensador seja resfriada em uma torre de resfriamento. Como a água que passa pela torre de resfriamento está em contato com ar externo, acontece a mistura de elementos indesejados com a água, causando incrustação nos tubos do condensador.

A presença de incrustações no condensador de chillers acaba gerando um aumento na resistência térmica e na perda de carga. Assim, a eficiência e o COP do aparelho diminuem ao decorrer do tempo, aumentando o custo de operação. A Tab. 1.1 mostra como os custos causados por incrustação são relevantes, podendo chegar na casa de dezenas de bilhões de dólares ao ano na economia de um país.

Tabela 1.1 – Custos estimados em decorrência de incrustação em alguns países. (KAZI, 2012)

País	Custo devido à incrustações (milhões de US\$)	PIB em milhões de US\$ (1984)	Custo devido à incrustações (% do PIB)
Estados Unidos (1982)	3860-7000 8000-10000	3634000	0.12-0.22 0.28-0.35
Japão	3062	1225000	0.25
Alemanha Ocidental	1533	613000	0.25
Reino Unido (1978)	700-930	285000	0.20-0.33
Austrália	260	173000	0.15
Nova Zelândia	35	23000	0.15
Indústria Mundial	26850	13429000	0.20

Transferir calor de maneira eficiente é o foco central de muitos processos industri-

ais. No estudo de trocadores de calor, o problema de incrustação muitas vezes é deixado de lado, sendo assim, é interessante desenvolver trabalhos relacionados a esse fenômeno para expandir o conhecimento nessa área.

1.2 Revisão bibliográfica

Para que se possa prever o processo de incrustação, é necessário utilizar modelos matemáticos. Na literatura existem vários modelos teóricos e semi-empíricos propostos. Kazi (2012), além de explicar como ocorre o fenômeno de incrustação, mostra alguns modelos já desenvolvidos em estudos prévios. A maioria desses fazem uma série de simplificações, como: rugosidade da superfície desprezível, utilização de somente um tipo de incrustação, camada de incrustação considerada homogênea, entre outras.

Kearn e Seaton (1959), pioneiros na área, utilizaram a equação de Arrhenius para realizar um modelo simples que preveja o processo de incrustação. Eles assumiram que a relação entre a massa de material incrustado e o tempo segue uma curva exponencial. Muitos outros pesquisadores se basearam nesse estudo para desenvolver modelos mais complexos.

Watkinson e Epstein (1970) utilizaram o modelo de Kern e Seaton, expandindo-o ao considerar que o processo é causado pelo transporte de partículas até a região da superfície do trocador de calor, seguido pela adesão das partículas à superfície. Eles também consideraram a probabilidade de aderência em seus cálculos, que é a probabilidade de moléculas ficarem presas na superfície e serem absorvidas quimicamente.

Watkinson e Martinez (1975) desenvolveram um modelo, baseado no equação fundamental do balanço material. Esse estudo teve a intenção de determinar como a resistência de incrustação é afetada pelo diâmetro do tubo, velocidade de escoamento do fluido e temperatura *bulk* do fluido (temperatura média do fluido em movimento em um seção transversal de um tubo).

Para continuar o desenvolvimento na área, passou-se a realizar diversas pesquisas experimentais, com o intuito de realizar modelos de incrustação empírico e, principalmente, semi-empíricos. Coates (1979) estudou a composição de carbonato de cálcio oriunda de uma torre de resfriamento com base em duas etapas. Primeiro, foi mantida constante a velocidade do escoamento e variada a temperatura da superfície de troca de calor. E em segundo, foi variada tanto a temperatura da superfície quanto a velocidade de escoamento.

No trabalho feito por Sheikholeslami e Watkinson (1986), comparou-se o crescimento da resistência de incrustação para três tipos de tubos: um tubo de cobre simples, um tubo de aço simples e um tubo de aço com aletas longitudinalmente. Os resultados

obtidos foram comparados com o modelo feito por Hasson (1978).

Em seu estudo, Khan et al. (1996) analisou a resistência de incrustação como uma função da temperatura da superfície do tubo, do número de Reynolds, do diâmetro do tubo e do tempo. Com os dados obtidos experimentalmente, foi feito um modelo para a resistência de incrustação.

Gavril (2001) estudou os efeitos da variação do pH, da concentração de silicato e da velocidade de escoamento, para sais de cálcio e magnésio, na formação de incrustação em trocadores de calor.

Com a ideia de fazer uma reflexão sobre os trabalhos realizados no tema de incrustação, Müller-Steinhagen (2011) faz uma perspectiva dos trabalhos feitos desde a realização do modelo de Kern e Seaton. Apesar da incrustação ainda ser um grande problema em trocadores de calor, muitos avanços foram feitos durante esse período de 50 anos que o artigo retrata.

A pesquisa feita por Cremaschi e Wu (2015) faz uma comparação entre o modelo de Kern e Seaton com o nível de concentração de sais na água. Esse trabalho foca nos efeitos da incrustação na performance de condensadores e no consumo de água em torres de resfriamento.

Para auxiliar no estudo de chillers e trocadores de calor, diferentes softwares são utilizados para realizar modelos numéricos. Stoecker e Jones (1982) realizaram modelos numéricos para descrever os diferentes tipos de sistemas de refrigeração. Qureshi e Zubair (2005, 2012) utilizaram o Engineering Equation Solver (EES) para resolver equações termodinâmicas e analisar o impacto da incrustação no desempenho de condensadores, climatizadores evaporativos e de um sistema de refrigeração com sistema de sub-resfriamento.

Com o intuito de mitigar o problema de perda de eficiência em trocadores de calor, Tang et al. (2017) propuseram uma abordagem numérica para analisar o processo de incrustação. Esse estudo utilizou o software ANSYS FLUENT para realizar uma análise em CFD (*Computational Fluid Dynamics*) sobre a deposição e remoção de material incrustante na superfície do trocador de calor

O *Energy Plus* é um *software* que vem sendo muito utilizado em simulações energéticas de edifícios. Entre as diversas ferramentas presentes, a simulação da carga térmica e a definição do tipo de sistema de ar condicionado do edifício são as mais relevantes para esse trabalho. Além disso, é possível definir características de equipamentos e até mesmo a presença de falhas, como a de incrustação. O *software* é descrito por Crawley et al. (2001) como um programa de simulação energética de edifícios que une as melhores características e ferramentas do BLAST e do DOE-2, programas predecessores do *Energy Plus*.

Ihm et al. (2004) utilizaram o *Energy Plus* para desenvolver um modelo de um

sistema de armazenamento térmico. Esse sistema foi integrado como parte dos equipamentos presentes em um sistema de refrigeração. Já Kamal et al. (2019) utilizaram o *software* para realizar um controle estratégico e otimização de custos para um sistema de armazenamento térmico.

Com o intuito de identificar o modelo de chiller elétrico no *Energy Plus*, Monfet et al. (2011) utilizaram dados monitorados de um sistema de refrigeração real. Os dados foram medidos a cada 15 minutos e utilizados para obter os coeficientes usados como *input* no modelo.

Em muitos casos, o grande problema em comparar o desempenho energético medido e simulado de um edifício é a imprecisão que os modelos energéticos possuem ao considerar os diversos tipos de falhas presentes no sistema. Com isso, Basarkar et al. (2011) têm o objetivo de avaliar os modelos de falhas, inclusive o de incrustação em trocadores de calor, presentes no *Energy Plus*.

Zhang e Hong (2017) estudaram o efeito, em simulações energéticas de edifícios, da presença de diferentes tipos de falhas em um sistema de ar condicionado. Esse trabalho propõe planos para o desenvolvimento de modelos de falhas no *Energy Plus*. Com o auxílio da ferramenta *Energy Plus*, Wang e Hong (2013) estudaram o impacto do tipo de manutenção feita. Nesse estudo foi feita a comparação entre manutenção preventiva, preditiva e reativa (realizada somente quando o aparelho falha).

Devido à fatores como complexidade do fenômeno de incrustação, o grande número de variáveis e a não linearidade do processo, os modelos de regressão presentes na literatura podem ser aplicados, somente, para alguns tipos idealizados de deposição, o que resulta em um fator de incerteza alto para diversos fluidos industriais. Para combater esses problemas, uma alternativa viável é utilizar um algoritmo baseado em *Machine Learning* (ML) para prever o modelo de incrustação.

Dentre os vários tipos de algoritmos baseados em ML, Valle (2012) utilizou o método de otimização *Particle Swarm* (ou enxame de partículas) para tentar descrever a taxa de incrustação em trocadores de calor. No trabalho, o algoritmo feito foi aplicado a modelos já encontrados na literatura, posteriormente sendo feita uma comparação entre os valores previstos e os valores medidos experimentalmente.

Apesar de existirem diversos tipos de algoritmos de *Machine Learning*, os mais utilizados por pesquisadores para prever o fenômeno de incrustação se baseiam em uma rede neural artificial. Esse é um sistema que tenta se basear no funcionamento do sistema nervoso central presente em cérebros de animais com o intuito de reconhecer padrões.

Para que um chiller funcione de maneira adequada, é de suma importância que seja feita a manutenção dele corretamente. Se baseando em critérios como tipo de incrustação dominante, modelo do trocador e custos de operação, Müller-Steinhagen et al. (2011)

propõem estratégias para a mitigação e limpeza de incrustações presentes em trocadores de calor. Meloni e Sousa (2019) propuseram utilizar metodologia preditiva para otimização da limpeza de trocadores de calor resfriados a água.

Ao realizar uma revisão dos trabalhos publicados com o tema de incrustação, é notável que, apesar dos avanços ao decorrer dos anos, ainda há muito espaço para novos estudos. Além disso, sendo esse um fenômeno complexo e que depende de diversos parâmetros, uma abordagem utilizando algoritmos de ML, como redes neurais, pode ser desejável para obtenção de dados mais condizentes com resultados práticos.

1.3 Objetivos

O objetivo desse trabalho é desenvolver o modelo numérico de um chiller que inclua a incrustação no condensador.

Para obter um modelo confiável, será utilizado o software *Energy Plus* para produzir dados de carga térmica, estes usados como *input* no modelo. Além disso, a simulação feita no *Energy Plus* também irá gerar dados de consumo de energia dos equipamentos do sistema de ar condicionado, como chiller e bombas. Dessa forma, será possível realizar uma comparação entre os dados produzidos pela simulação no *Energy Plus* e os dados gerados pelo modelo numérico.

1.4 Metodologia

A metodologia do trabalho consiste em utilizar o *software Energy Plus* para gerar dados de carga térmica e de consumo de energia de um sistema de água gelada para o ar condicionado. Serão gerados dados considerando o chiller com e sem incrustação.

Para realizar a simulação no *Energy Plus*, foi utilizado um modelo 3D de um edifício feito no *SketchUp*. A integração entre os dois *softwares* foi feita através do *OpenStudio*, uma plataforma de *softwares* de código aberto usado na análise energética de edifícios.

Com os dados de carga térmica e de temperatura em função do tempo obtidos, foi realizado um modelo de chiller no EES. Esse modelo considerou o aumento da resistência de incrustação com o tempo, calculada utilizando um modelo teórico.

Com os dados gerados pelo modelo, foi feita uma análise de como se comportam parâmetros como condutância (UA), espessura de incrustação e perda de carga com o aumento da incrustação.

Na parte final do projeto, foi realizada uma análise comparativa entre os dados gerados pelo *Energy Plus* e pelo modelo em EES. Além disso, também foi feito um estudo

econômico sobre o momento ideal para se realizar a limpeza do condensador do chiller.

1.5 Estrutura do trabalho

No primeiro capítulo, é feita uma introdução, mostrando a relevância do problema e alguns artigos que já foram feitos relacionados ao tema a ser estudado. Além disso, nesse capítulo também serão expostos os objetivos e a metodologia do trabalho.

No capítulo 2, é realizada uma revisão teórica sobre assuntos fundamentais para a realização do trabalho, como ciclos de refrigeração, trocadores de calor e chillers.

No capítulo 3, é apresentado o conceito incrustação, explicando como ocorre esse fenômeno. Nesse capítulo ainda é mostrado alguns modelos para incrustação, explicitando qual modelo foi escolhido para o desenvolvimento do trabalho.

No capítulo 4, é explicado a metodologia utilizada na simulação do *Energy Plus* e no modelo em EES (*Engineering Equation Solver*) do chiller. Além disso, também é explicada as diferentes abordagens de análise econômica para o momento de manutenção do chiller.

Já no capítulo 5, serão mostrados os resultados obtidos da simulação, do modelo numérico e da análise econômica.

Finalmente, no capítulo 6 será feita uma conclusão geral do trabalho, decorrendo sobre os resultados obtidos e propondo trabalhos futuros.

2 Revisão teórica

2.1 Ciclos de refrigeração

Uma das áreas mais importantes da termodinâmica é a refrigeração, que corresponde à transferência de calor de uma região de baixa temperatura para uma região de alta temperatura. Para que isso ocorra, é necessário que um equipamento refrigerador atue.

Refrigeradores são máquinas térmicas que operam de acordo com ciclos de refrigeração, com os fluidos de trabalho sendo chamados refrigerantes. Existem vários tipos de ciclos de refrigeração, como ciclos de refrigeração por absorção, a gás e por compressão de vapor. Este último é o mais usado em diversas aplicações de engenharia e, por isso, será o foco desse tópico de estudo.

Uma importante relação na área de refrigeração é o coeficiente de eficácia, ou COP. Esse coeficiente é definido como a relação entre a energia útil, desejada pelo ciclo, e energia de entrada, consumida pelo ciclo. A Eq. 2.1 mostra o cálculo do COP,

$$COP = \frac{\dot{Q}_F}{\dot{W}_c} \quad (2.1)$$

onde \dot{Q}_F é a taxa de transferência de calor no evaporador e \dot{W}_c a potência fornecida pelo compressor.

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor se baseia no ciclo de Carnot. Este é um ciclo que possui 4 processos, compressão adiabática e reversível (processo isentrópico), seguido de uma rejeição de calor a temperatura constante, uma expansão adiabática e reversível em um motor térmico (processo isentrópico) e uma remoção isotérmica de calor de um ambiente a baixa temperatura.

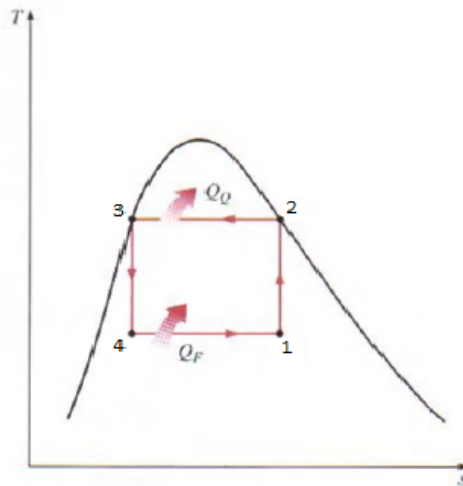


Figura 2.1 – Diagrama T-s do ciclo de Carnot (ÇENGEL; BOLES, 2006)

Os processos 1-2 e 3-4 (Fig. 2.1) não podem ser obtidos na prática. Dessa forma, é necessário fazer duas alterações no ciclo de Carnot para aproximá-lo de um processo mais realista. A primeira alteração a ser destacada é a entrada do fluido no compressor no estado de vapor saturado, para que, dessa forma, os problemas causados pela compressão de uma mistura de líquido e vapor sejam evitados. Já a segunda alteração é a alteração do motor térmico por uma válvula de expansão, transformando o processo 3-4 em um processo isentálpico. Com essas mudanças, temos o Ciclo Padrão de Compressão a Vapor.

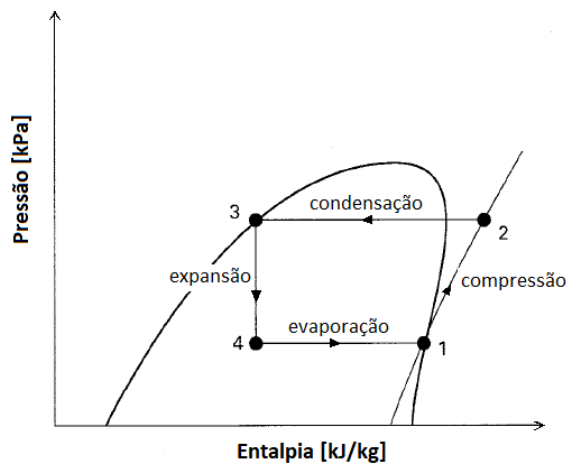


Figura 2.2 – Ciclo Padrão de Compressão a Vapor

O Ciclo Padrão de Compressão a Vapor reproduzido na Fig. 2.2 é representado por um diagrama de pressão por entalpia, muito usado em análises de ciclos de refrigeração. Isso ocorre pois o cálculo de taxa de transferência de calor no condensador e no evaporador e da potência realizada pelo compressor podem ser facilmente realizadas utilizando as entalpias em cada estado. Vale acentuar que, devido às condições operacionais de alguns

mecanismos, em muitos casos práticos o fluido refrigerante sai do evaporador na condição de vapor superaquecido e sai do condensador na condição de líquido sub-resfriado.

Com esses conhecimentos, é possível reescrever a Eq. 2.1 em função das entalpias no estados característicos. Na Eq. 2.2, h representa entalpia e o seu subscrito se refere ao estado no ciclo.

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

2.2 Trocadores de calor

Um trocador de calor pode ser definido como dispositivos que facilitam a troca de calor entre dois fluidos que se encontram em diferentes temperaturas, evitando a mistura de um com o outro (ÇENGEL; GHAJAR, 2012). Existem várias aplicações para trocadores de calor, como em processos químicos, geração de energia em usinas e sistemas de ar condicionado e aquecimentos. Existe diversos tipos de trocadores de calor, como de tubo duplo, compacto e de casco e tubo. Eles podem, ainda, ser divididos em função do tipo de escoamento presente, como escoamentos no mesmo sentido, em sentidos opostos e cruzados. A Fig. 2.3 mostra um trocador de calor casco e tubo.

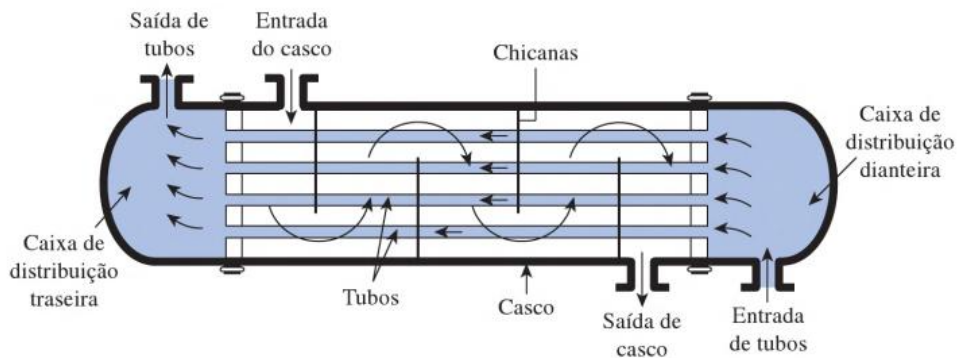


Figura 2.3 – Esquema de um trocador de calor casco e tubo (ÇENGEL; GHAJAR, 2012)

Nesses dispositivos, a troca de calor geralmente ocorre devido a condução na superfície de troca e a convecção nos fluidos. Por isso, é usual utilizar o coeficiente global de transferência de calor U para representar todos os fatores que influenciam na troca de calor.

Ao combinar todas as resistências térmicas, é possível calcular a taxa de transferência de calor \dot{Q} através da Eq. 2.3. O termo ΔT representa a diferença de temperatura

entre os dois fluidos no trocador, R a resistência térmica total e U é o coeficiente global de transferência de calor.

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T \quad (2.3)$$

Fazendo diversas suposições e simplificações em relação à troca de calor, a taxa de transferência de calor pode ser dada em função da vazão mássica \dot{m} , do calor específico do fluido c_p e das temperaturas de entrada e saída T_{ent} e T_{sai} de um fluido. Os subscritos Q e F se referem ao fluido quente e frio respectivamente.

$$\dot{Q} = \dot{m}_F c_{pF} (T_{F,sai} - T_{F,ent}) = \dot{m}_Q c_{pQ} (T_{Q,ent} - T_{Q,sai}) \quad (2.4)$$

A Eq. 2.4 considera que os escoamentos dos fluidos estão em regime permanente, que o calor específico do fluido é constante e desconsidera as alterações de energia cinética e potencial. Além disso, também é considerado que o trocador é perfeitamente isolado, não tendo troca de calor com o meio externo.

A rede de resistência térmica pode ser vista na Fig. 2.4, com dois fatores de resistência convectiva e um de resistência condutiva. Dessa maneira, a resistência térmica total pode ser dada por

$$R = \frac{1}{h_{c,i} A_i} + R_{parede} + \frac{1}{h_{c,o} A_o} \quad (2.5)$$

onde os subscritos i e o se referem a superfície interna e externa do tubo interno, respectivamente. Na Eq. 2.5, h_c é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A a área da superfície e R_{parede} a resistência térmica na parede do tubo. As áreas internas e externas podem ser expressas pela Eq. 2.6.

$$A_i = \pi D_i L \quad \text{e} \quad A_o = \pi D_o L \quad (2.6)$$

A resistência térmica na parede do tubo pode ser dado por

$$R_{parede} = \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi k L} \quad (2.7)$$

onde D é o diâmetro do tubo interno, k a condutividade térmica do material da parede e L o comprimento do tubo.

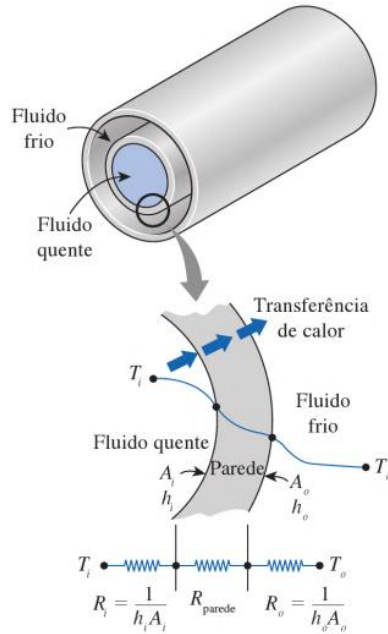


Figura 2.4 – Rede de resistência térmica associada à transferência de calor em um trocador de calor de tubo duplo (ÇENGEL; GHAJAR, 2012)

Apesar da Eq. 2.5 ser válida para trocadores de calor novos, ela não considera processos de incrustação nas superfícies. O fenômeno de incrustação se refere ao acúmulo de depósitos na superfície de troca de calor, resultando no aumento da resistência térmica total com o passar do tempo. A resistência gerada por esse processo é chamado de resistência de incrustação R_f . No capítulo 3 (Incrustação) esse fenômeno será explicado com mais detalhes.

Com esses conhecimentos, a Eq. 2.5 pode ser reescrita considerando o resistência de incrustação. Assim, a resistência térmica total pode ser definida como

$$\frac{1}{UA} = R = \frac{1}{h_{c,i}A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_{c,o}A_o} \quad (2.8)$$

Como nesse trabalho será considerado incrustação somente no interior do tubo, a Eq. 2.8 pode ser simplificada para

$$\frac{1}{UA} = R = \frac{1}{h_{c,i}A_i} + \frac{R_f}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{c,o}A_o} \quad (2.9)$$

2.2.1 Método da Diferença de Temperatura Média Logarítmica - LMTD

Esse método se utiliza quando se quer saber qual trocador de calor escolher para determinada mudança de temperatura. Para trocadores de calor reais, o valor da diferença de temperatura entre os fluidos não se mantém constante. Dessa forma, se utiliza a Dife-

rença de Temperatura Média Logarítmica (LMTD) para o cálculo da taxa de transferência de calor.

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (2.10)$$

Para trocadores de calor com escoamento contracorrente, o valor para o LMTD é dado por

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_{ent} - \Delta T_s}{\ln(\Delta T_{ent}/\Delta T_s)} \quad (2.11)$$

onde ΔT_{ent} é a diferença de temperatura entre os dois fluidos na entrada e ΔT_s a diferença de temperatura entre os dois fluidos na saída.

De acordo com Stoecker e Jabardo (2002), considerando condensadores resfriados a água, é possível, ainda, simplificar mais a Eq. 2.11 ao considerar que o fluido quente se mantém em uma temperatura constante (temperatura de condensação), como visto na Fig. 2.5.

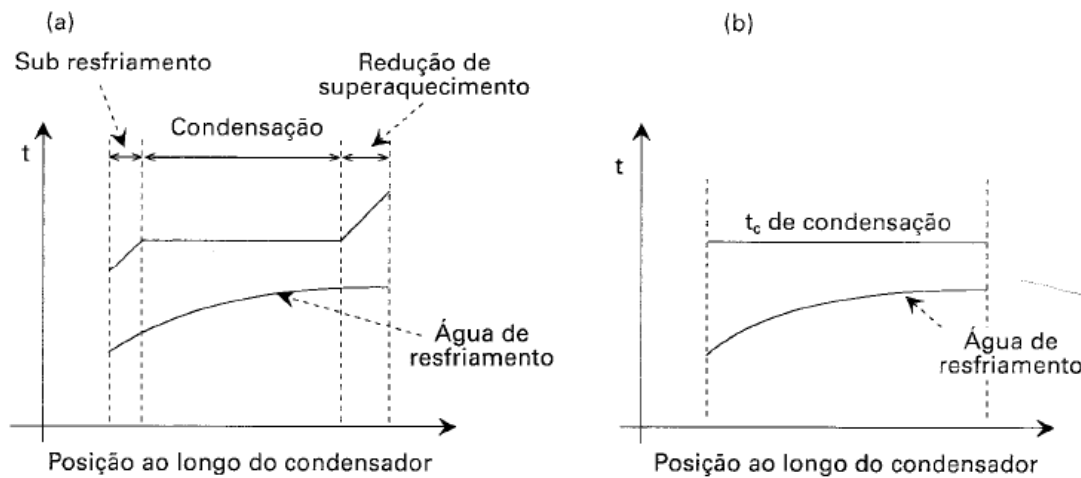


Figura 2.5 – Distribuição de temperaturas ao longo de um condensador resfriado a água: a) real; b) simplificado (STOECKER; JABARDO, 2002)

Com isso, o valor de LMTD pode ser representado pela Eq. 2.12. Nessa equação, T_{cond} representa o valor da temperatura do fluido quente na condensação.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{F,sai} - T_{F,ent}}{\ln\left(\frac{T_{cond} - T_{F,sai}}{T_{cond} - T_{F,ent}}\right)} \quad (2.12)$$

2.2.2 Método da efetividade NTU

Esse método se utiliza quando se quer prever as temperaturas de saída dos fluidos quente e frio de determinado trocador de calor. Ele se baseia na efetividade de transferência de calor ε , parâmetro adimensional que pode ser definido pela Eq. 2.13.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{m\acute{a}x}} \quad (2.13)$$

Na Eq. 2.13, o numerador indica a taxa de transferência de calor real e o denominador a taxa de transferência de calor máxima possível.

Para simplificar algumas equações, é importante definir o conceito de taxa de capacidade térmica C , que nada mais é que a multiplicação da vazão mássica pelo valor específico do fluido.

$$C = \dot{m}c_p \quad (2.14)$$

Para encontrar o valor de $\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ deve-se utilizar a maior diferença de temperatura possível, que é caracterizada pela diferença de temperatura entre os fluidos na entrada do trocador, representado por ΔT_{ent} . Isso ocorre em uma situação ideal em que o fluido quente esfria até a temperatura do fluido frio ou o fluido frio esquenta até a temperatura do fluido quente.

O fluido com menor taxa de capacidade térmica irá sofrer uma mudança de temperatura maior e, por isso, alcançará a temperatura ideal primeiro. Sendo assim, a taxa de transferência de calor máxima possível é dada por

$$\dot{Q}_{m\acute{a}x} = C_{min}\Delta T_{ent} \quad (2.15)$$

onde C_{min} é a menor taxa de capacidade térmica dentre os fluidos do trocador.

Com isso, é possível calcular o valor de \dot{Q} através da Eq. 2.16.

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min}\Delta T_{ent} \quad (2.16)$$

Na análise de trocadores de calor, é comum utilizar a relação mostrada na Eq. 2.17 e, por isso, é utilizado o número adimensional NTU , número de unidades de transferência.

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (2.17)$$

De acordo com Çengel e Ghajar (2012), é possível demonstrar que a efetividade de um trocador de calor pode ser dado por uma função do número de unidades de trans-

ferência e da razão de capacidades c . A razão de capacidades é dada pela razão entre a menor taxa de capacidade térmica C_{min} e a maior taxa de capacidade térmica C_{max} dos fluidos do trocador.

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.18)$$

Na literatura existem diversas equações para a efetividade para diferentes tipos de trocadores de calor. Essas equações são funções somente de NTU e da razão de capacidades. Existem ainda gráficos com esse mesmo objetivo. Porém, para casos em que ocorre mudanças de fases, como em condensadores, o valor de efetividade pode ser obtido pela Eq. 2.19 independente do tipo de trocador de calor.

$$\varepsilon = 1 - e^{-NTU} \quad (2.19)$$

2.2.3 Temperatura de *approach*

Para trocadores de calor em chillers, é comum utilizar o *approach* para analisar o desempenho da transferência de calor. Em um condensador, a temperatura de *approach* se refere à diferença entre a temperatura de condensação do fluido quente e a temperatura do fluido frio na saída. Já no evaporador, o *approach* indica a diferença entre a temperatura do fluido quente na saída e a temperatura de evaporação do fluido frio.

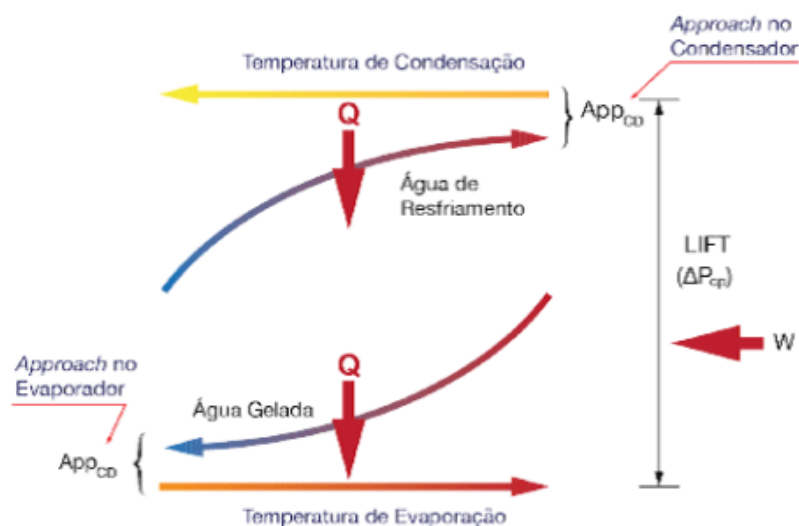


Figura 2.6 – Temperatura de *approach* no condensador e no evaporador (CONDICIONADO, 2018)

Quanto menor o *approach*, maior será o COP, a eficiência de troca de calor e menor será a potência absorvida pelo compressor e pela bomba. O termo *lift*, presente na Fig. 2.6, é a diferença de pressão entre o fluido que sai do compressor e o fluido que entra

no compressor. A diminuição do *approach* resulta em um *lift* menor. Vale ressaltar que é comum utilizar a temperatura de *approach* como parâmetro para definir quando deve ser feita a manutenção em trocadores de calor.

2.3 Chillers

De forma básica, chillers são equipamentos utilizados em sistemas de ar condicionado que utilizam uma Central de Água Gelada (CAG). Possuem o objetivo de resfriar água para que ela possa ser distribuída para os *fan coils* do edifício. Para isso, esses equipamentos operam de acordo com o ciclo de refrigeração, possuindo um condensador, um evaporador, uma válvula de expansão e um compressor. Apesar de ter um custo inicial elevado, sistemas de Central de Água Gelada possuem altas eficiência energética e vida útil.

Chillers baseados em compressão de vapor são os mais comuns no mercado e podem ser subdivididos de acordo com o tipo de unidade condensadora presente, podendo ser de condensação a ar ou a água. Esses dois tipos de chillers possuem os mesmos componentes, tendo a sua principal diferença na forma em que o refrigerante é resfriado no condensador. Em chillers com condensação a água (Fig. 2.7), se tem a necessidade da presença de uma torre de resfriamento, enquanto os de condensação a ar não tem essa preocupação, já que a troca de calor no condensador ocorre com o ar externo.



Figura 2.7 – Chiller de um sistema CAG de condensação a água (MALATHI, 2018)

Em um sistema CAG com condensação a água, o contato da água com o ar externo na torre de resfriamento pode gerar problemas de incrustação no condensador. Como o

presente trabalho visa estudar o fenômeno de incrustação, o mesmo terá um foco em chillers com condensação a água.

A Fig. 2.8 mostra um esquema do funcionamento de um chiller em um sistema CAG com condensação a água.

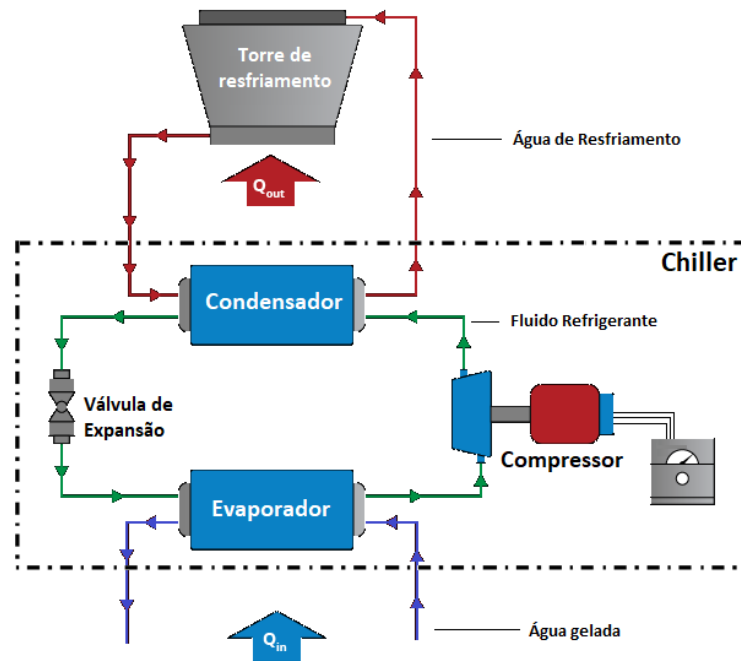


Figura 2.8 – Esquema de um chiller com condensação a água (SCARPIN, 2020)

2.4 Condensadores resfriados a água

Condensadores resfriados a água estão presentes em chillers e possuem a função de condensar o fluido refrigerante através da troca de calor do mesmo com água. Como pode ser observado na Fig. 2.8, nesse tipo de chiller existe um ciclo de água que passa pelo condensador e por uma torre de resfriamento. A função da torre de resfriamento é diminuir a temperatura da água para que essa possa ser distribuída de volta para o condensador.

A Fig. 2.9 mostra a esquematização do circuito da água em uma torre de resfriamento. Nesse ciclo, o resfriamento da água ocorre pela aspersão de água em uma corrente de ar que entra pelas laterais da torre e sai pela parte de cima. Esse comportamento representa uma configuração contracorrente da água e do ar. A água de reposição tem a função de compensar as perdas por evaporação, enquanto a drenagem serve para remover sais indesejados.

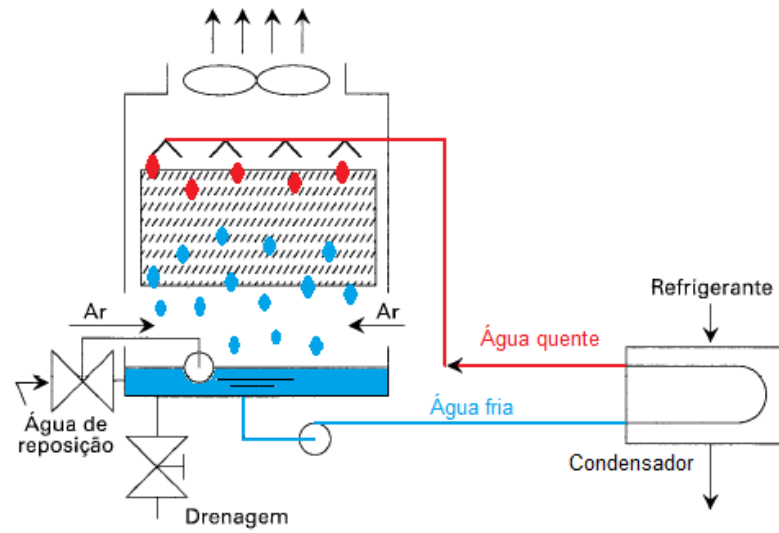


Figura 2.9 – Esquema do circuito de água em uma torre de resfriamento (STOECKER; JABARDO, 2002) modificado

3 Mecanismos de incrustação e sua modelagem

3.1 Descrição do fenômeno

O acúmulo de depósitos indesejados nas superfícies dos trocadores de calor é geralmente referido como incrustação (BOTT, 1995). Com esse acúmulo, ocorre um aumento na resistência térmica, o que causa a redução na eficiência do trocador de calor. Praticamente qualquer tipo de sólido ou semi-sólido pode se tornar material incrustado nas superfícies de um trocador, alguns comuns em operações industriais são: poeira, lodo, lama, óxido de ferro, óleos, ceras, bactérias e fungos.

O processo de incrustação pode ser representado, de forma simples, pela Eq. 3.1

$$\frac{dm}{dt} = \phi_D - \phi_R \quad (3.1)$$

onde o termo $\frac{dm}{dt}$ representa a taxa de massa incrustada, ϕ_D a taxa de deposição e ϕ_R a taxa de remoção.

A variação com o tempo da espessura do material incrustado é representada por uma curva assintótica, que possui três áreas distintas, como pode ser visto na Fig. 3.1. Na região A acontece a iniciação do processo de adesão dos depósitos à superfície. A região B mostra um crescimento constante da espessura de incrustação, com a taxa de deposição sendo superior à taxa de remoção. Já na região C, a taxa de deposição e de remoção praticamente se igualam, com a curva se comportando de forma assintótica.

A presença da incrustação em condensadores de chillers causa problemas sérios no custo de operação. Os principais problemas são o aumento da resistência térmica, na velocidade de escoamento e na rugosidade da superfície incrustada.

O incremento na resistência térmica ocorre devido ao acúmulo de depósitos nas superfícies do condensador, já que essa camada extra acaba diminuindo a taxa de transferência de calor do processo. Para compensar isso, o compressor aumenta o seu *lift* (diferença de pressão entre o fluido refrigerante na entrada e na saída do compressor), o que resulta em um aumento na potência absorvida pelo compressor.

A presença de depósitos na superfície do trocador de calor resulta em uma diminuição na área da seção transversal dos tubos do condensador. Dessa maneira, mantendo a mesma vazão, ocorre um aumento na velocidade de escoamento do fluido e, conseqüentemente, na perda de carga do sistema. Como pode ser visto na Eq. 3.2, onde ΔP e u são

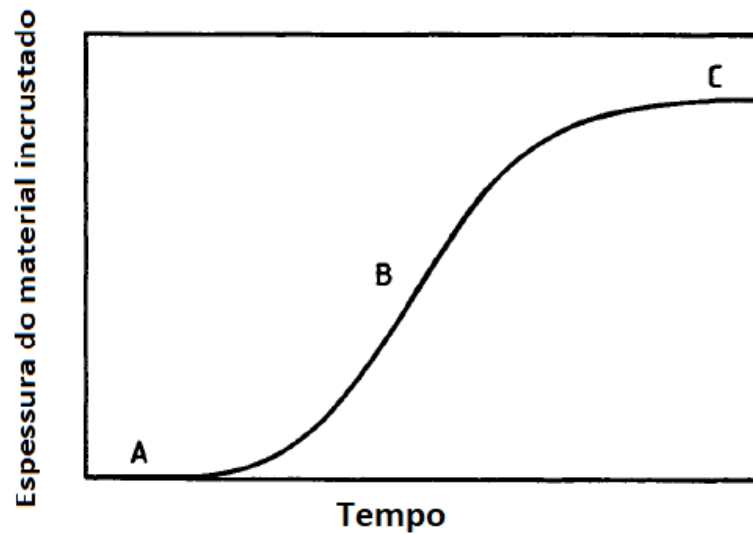


Figura 3.1 – Variação da espessura do material incrustante com o tempo. (BOTT, 1995)

a perda de carga e velocidade de escoamento, respectivamente,

$$\Delta P \propto u^2 \quad (3.2)$$

um acréscimo na velocidade de escoamento pode resultar em um aumento significativo na perda de carga.

Um outro fator que influencia na perda de carga é a rugosidade da superfície incrustada. Com o aumento do fator de atrito, devido a maior rugosidade, a perda de carga também aumenta. Quanto maior for a perda de carga, maior será a energia consumida pela bomba de água de arrefecimento.

Dessa forma, constata-se que a presença de incrustação em condensadores de chillers gera um custo alto na operação do equipamento. Assim, é de grande importância determinar, estipulando um tempo ótimo, quando deve ser feita a manutenção do condensador.

Existem vários tipos de incrustação, podendo ser classificados em:

- Particulado;
- Cristalização (ou precipitação);
- Reação química;
- Corrosão;
- Material biológico ou orgânico.

3.1.1 Incrustação por particulado

A incrustação por particulado ocorre devido ao acúmulo de partículas sólidas suspensas no fluido que está em contato com as superfícies do trocador de calor. A presença dos particulados pode acontecer devido à dois processos, sedimentação gravitacional e transporte da partícula junto ao fluido que se move pela superfície. Ambos os processos são considerados relevantes para a incrustação, mas devido ao fato do fluido em trocadores de calor, em geral, estar sempre em movimento, o transporte de partículas junto ao fluido possui uma maior relevância em incrustações por particulado.

A sedimentação devido à gravidade geralmente ocorre com partículas pesadas, que se acomodam em superfícies horizontais. Enquanto as partículas leves se acomodam em superfícies com diferentes inclinações devido ao transporte de partículas junto ao fluido.

3.1.2 Incrustação por cristalização

É um dos tipos mais comuns de incrustação. Acontece devido a presença de sais inorgânicos dissolvidos presentes no fluido do trocador de calor. Com a variação da temperatura, a solubilidade dos sais muda, fazendo com que, em soluções saturadas, ocorra a precipitação desses sais. A cristalização começa com o processo de nucleação. Geralmente é bastante forte e aderente, necessitando de um tratamento químico ou mecânico intenso. São encontrados comumente em trocadores de calor em indústrias de processo, caldeiras e evaporadores.

3.1.3 Incrustação por reação química

Esse tipo de incrustação acontece devido à reações químicas que resultam na formação de depósitos sólidos próximos à superfície de contato. Em trocadores de calor com altas temperaturas, as reações químicas são favorecidas, agindo como catalisador para o processo.

3.1.4 Incrustação por corrosão

Nesse processo, ocorre uma reação eletroquímica entre o fluido e a superfície de transferência de calor. Esse tipo de incrustação não somente prejudica o desempenho térmico do processo, mas também a integridade estrutural do equipamento. A corrosão pode iniciar outros processos de incrustação ou acelera-los significativamente. A escolha correta do material de construção é capaz de limitar o problema e até mesmo elimina-lo

3.1.5 Incrustação por material biológico ou orgânico

É o acúmulo de materiais biológicos na superfície de trocadores de calor. Essa incrustação pode acontecer através da deposição de macro-organismos e de micro-organismos. Macro-organismos podem ser mexilhões e cracas, enquanto os micro-organismos são bactérias, fungos e algas. É comum em indústrias de processamento de alimentos e condensadores de usinas de energia que utilizam água do mar em seus processos.

3.2 Modelos de incrustação

A maioria dos modelos de incrustação se propõe a descrever o comportamento da resistência de incrustação R_f em função do tempo. Segundo Bott (1995), essa resistência pode ser representado por

$$R_f = \frac{x_f}{k_f} \quad (3.3)$$

onde x_f é a espessura de incrustação e k_f é a condutividade térmica do sólido depositado.

Segundo Kazi (2012), a resistência térmica geralmente pode ser calculada em experimentos através da Eq. 3.4. Aqui, os subscritos f e cl se referem ao trocador com incrustação e ao trocador limpo, respectivamente.

$$R_f = \left(\frac{1}{U_f} - \frac{1}{U_{cl}} \right) \quad (3.4)$$

Como já foi visto anteriormente, um importante efeito causado pelo fenômeno de incrustação é a perda de carga na tubulação. As perdas de carga em uma tubulação com incrustação ΔP_f e em uma tubulação limpa ΔP_{cl} podem ser relacionadas por

$$\frac{\Delta P_f}{\Delta P_{cl}} = \frac{f_f}{f_{cl}} \frac{D_{cl}}{D_f} \left(\frac{u_{m,f}}{u_{m,cl}} \right) \quad (3.5)$$

onde f é o fator de atrito, D o diâmetro da tubulação e u_m a velocidade média do fluido.

Considerando que a vazão mássica não se altera em condições de incrustação, a Eq. 3.5 pode ser reescrita como

$$\frac{\Delta P_f}{\Delta P_{cl}} = \frac{f_f}{f_{cl}} \left(\frac{D_{cl}}{D_f} \right)^5 \quad (3.6)$$

com o valor do diâmetro do tubo com incrustação D_f podendo ser expresso pela Eq. 3.7

$$D_f = D_{cl} \exp\left(-\frac{2k_{cl}R_f}{D_{cl}}\right) \quad (3.7)$$

Além disso, o valor da espessura de incrustação x_f pode ser dada pela Eq. 3.8

$$x_f = 0,5D_{cl} \left[1 - \exp\left(-\frac{2k_f R_f}{D_{cl}}\right)\right] \quad (3.8)$$

3.2.1 Modelo de Kern-Seaton

O modelo feito por Kern e Seaton (1959) foi um grande marco no estudo de incrustações em trocadores de calor. Existem diversos tipos de modelos de incrustação presentes em artigos acadêmicos e na literatura que se basearam nesse modelo. Kern e Seaton assumiram que o acúmulo de depósitos se dá por uma taxa de deposição constante e uma taxa de remoção crescente, formando uma curva assintótica para o processo de incrustação.

Como mostrado por Shen et. al (2015) o modelo pode ser representado pelas equações descritas a seguir. A diferença entre a taxa de deposição e de remoção pode ser descrito pela Eq. 3.9. O termo ρ_f é a massa específica do material incrustado.

$$\rho_f k_f \frac{dR_f}{dt} = \phi_D - \phi_R \quad (3.9)$$

A taxa de deposição é representada pela Eq. 3.10, onde K_m é o coeficiente de transferência de massa, P a probabilidade de aderência e C_b a concentração média de partículas.

$$\phi_D = K_m P C_b \quad (3.10)$$

Para a taxa de remoção, foi proposto que ela seja proporcional à espessura de incrustação e à tensão de cisalhamento.

$$\phi_R = \frac{\tau_s}{\xi} x_f \quad (3.11)$$

Na Eq. 3.11, τ_s é a tensão de cisalhamento na parede e ξ é a força de ligação de depósito.

Combinando as Eq. 3.9, 3.10 e 3.11 se chega em uma equação diferencial que pode ser resolvida para

$$R_f = R_f^*(1 - e^{-\beta t}) \quad (3.12)$$

onde R_f^* é a resistência de incrustação assintótica, t o tempo e β uma constante dependente das propriedades do sistema. Os valores para R_f^* e β podem ser representados pelas Eq. 3.13 e 3.14.

$$R_f^* = \frac{K_m P C_b \xi}{\tau_s k_f \rho_f} \quad (3.13)$$

$$\beta = \frac{\tau_s}{\xi} \quad (3.14)$$

4 Materiais e métodos

4.1 *Energy Plus*

Para gerar os dados simulados de carga térmica e de consumo energético de um sistema de água gelada para ar condicionados, foi utilizado o *software Energy Plus*. Esse é um programa de simulação energética de edifícios, desenvolvido pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (DOE), muito utilizado para projetar sistemas de climatização mais eficientes.

Crawley et al. (2000) definem o *software* como um programa que combina os melhores recursos e ferramentas do BLAST e DOE-2, programas pioneiros na área de simulação energética de edifícios.

4.1.1 Modelo 3D no *SketchUp*

Primeiramente, um modelo 3D no *SketchUp* foi estabelecido. Um *plug-in* para *SketchUp*, presente no programa *OpenStudio*, foi utilizado para a construção do modelo. Com o intuito de simplificar o problema, o modelo foi feito com uma área bem grande com somente um andar. Dessa forma, o modelo terá apenas uma zona térmica. Além disso, serão gerados dados de carga térmica grandes o suficientes para a necessidade de um sistema CAG. Além disso, o edifício ser dessa forma resulta em uma alta incidência de radiação solar, gerando resultados significativos de carga térmica.

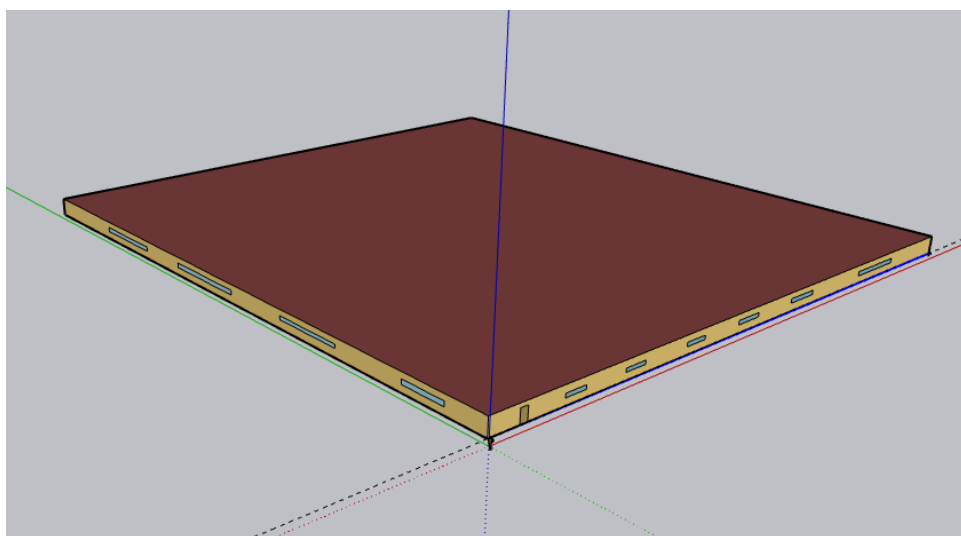


Figura 4.1 – Modelo 3D feito no *SketchUp*

O modelo 3D realizado possui uma altura de 3 metros, uma área total de 11.332,949 m^2 , somente uma porta e um total de 20 janelas (Fig. 4.1). A soma das áreas de superfície

das janelas é de 100,97 m².

4.1.2 Utilização do *OpenStudio*

O *OpenStudio* é uma plataforma de ferramentas de *softwares* utilizada para dar suporte à modelagem energética feita pelo *Energy Plus*. Nesse trabalho, a plataforma foi usada para realizar a integração entre o *SketchUp* e o *Energy Plus*. Dessa forma, foi possível gerar um arquivo compatível com o *Energy Plus* (.idf) a partir do modelo 3D feito.

Para realizar a integração entre esses dois *softwares*, foi utilizado um *plug-in* para o *SketchUp*, presente na plataforma *OpenStudio*. Esse *plug-in*, além de gerar arquivos .idf, também oferece várias ferramentas de modelagem úteis para construção de um projeto energético.

Para gerar o arquivo .idf, foi utilizado a ferramenta gerador de template sob demanda. Com essa ferramenta foi definido o tipo de construção, a norma relativa aos padrões de projeto e a base de dados climáticos utilizada.

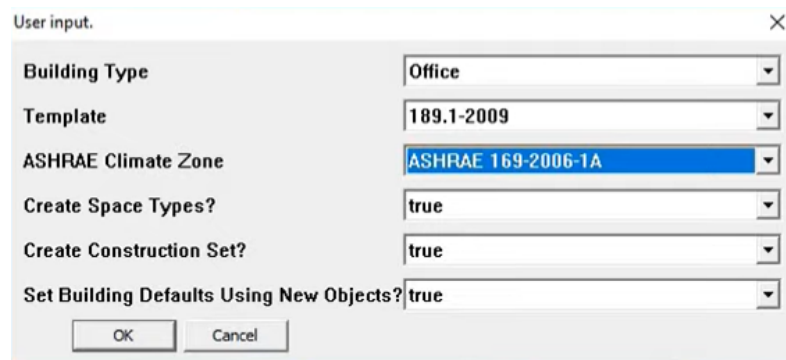


Figura 4.2 – Interface da ferramenta gerador de template sob demanda

Como visto na Fig. 4.2, o tipo de construção definido foi de um escritório, a norma para os padrões de projeto foi a ASHRAE 189.1-2009 e a base de dados utilizada foi a ASHRAE 169-2006-1A. Dessa maneira, foi possível gerar o arquivo com várias características já definidas, como o perfil de utilização do prédio, parâmetros de construção e ganho interno de energia.

4.1.3 Simulações feitas no *Energy Plus*

Os parâmetros selecionados dentro do *Energy Plus* foram definidos a partir do *IDF Editor*. Esse funciona com a criação de objetos dentro de grupos de objetos. Assim, com a criação de determinados objetos, é possível definir diversos parâmetros, assim como simular vários tipos de sistemas e equipamentos.

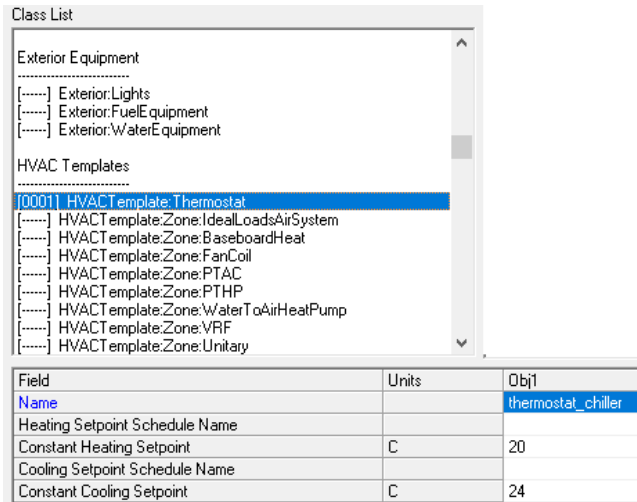


Figura 4.3 – Interface do *IDF Editor*

A Fig. 4.3 mostra como é a interface do *IDF Editor*. Nessa figura, um objeto (com o nome *thermostat_chiller*) foi criado dentro do grupo de objetos *HVAC Template: Thermostat*.

Para realizar a simulação no *Energy Plus*, é necessário informar os dados climáticos do local. Então, foi utilizado a base de dados climáticos SWERA (*Solar and Wind Energy Resource Assessment*) para a cidade de Brasília, Distrito Federal. Esses dados são fornecidos no *site* do *Energy Plus*.

A Fig. 4.4 mostra a variação da temperatura de bulbo seco no ano para a cidade de Brasília.

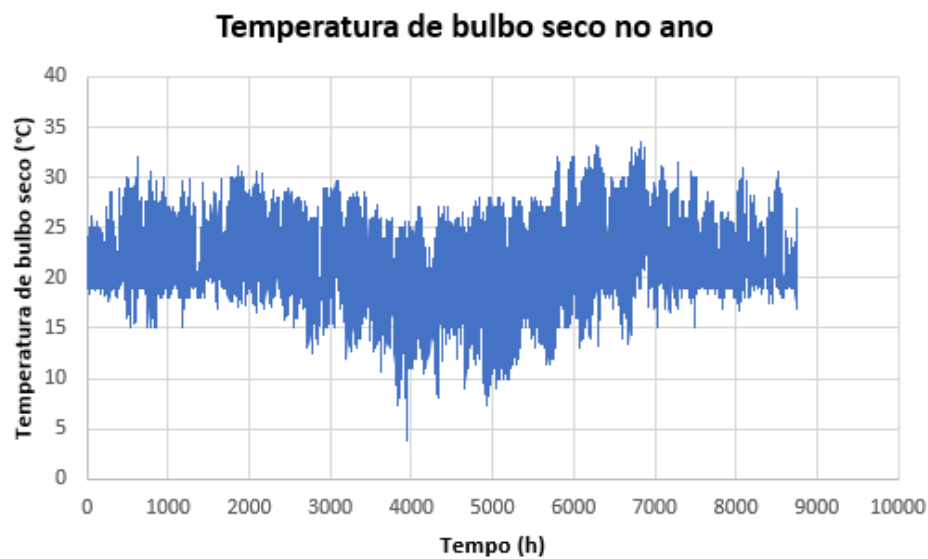


Figura 4.4 – Temperatura de bulbo seco em Brasília no ano de 2009

4.1.3.1 Geração da carga térmica

Para simular os valores de carga térmica, foi definido um sistema de ar condicionado "ideal", que tem a função de informar as especificações necessárias para assegurar que o ambiente permaneça dentro do intervalo de temperatura determinado. Vale ressaltar que o perfil de utilização do prédio foi definido através do *OpenStudio*.

O grupo de objetos *HVACTemplate:Zone:IdealLoadsAirSystem* foi utilizado para criar esse sistema ideal. Além disso, foi necessário definir o funcionamento de um termostato, limitando a temperatura interna entre 20°C e 24°C, com o grupo de objetos *HVACTemplate:Thermostat*.

4.1.3.2 Template de um sistema CAG

Para simular um sistema de ar condicionado do tipo CAG, foram adicionados vários objetos através do *IDF Editor*. Os grupos de objetos utilizados aqui foram: *HVACTemplate:Thermostat*, *HVACTemplate:Zone:VAV:FanPowered*, *HVACTemplate:System:VAV*, *HVACTemplate:Plant:ChilledWaterLoop*, *HVACTemplate:Plant:Chiller* e *HVACTemplate:Plant:Tower*.

O *HVACTemplate:Thermostat* foi utilizado para definir um termostato que limite a temperatura interna entre 20°C e 24°C. Os grupos de objetos *HVACTemplate:Zone:VAV:FanPowered* e *HVACTemplate:System:VAV* foram utilizados para simular um sistema VAV (Volume de Ar Variável). Já o *HVACTemplate:Plant:Tower* adiciona um modelo de torre de resfriamento à simulação. Por fim, os grupos de objetos *HVACTemplate:Plant:Chiller* e *HVACTemplate:Plant:ChilledWaterLoop* foram utilizados para simular um chiller e as tubulações do sistema, respectivamente.

Na criação do objeto em *HVACTemplate:Plant:ChilledWaterLoop*, foram definidos os parâmetros de acordo com a Tab. 4.1. Para os demais parâmetros, foram utilizados os valores padrões do programa.

Tabela 4.1 – Características do condensador do chiller

Parâmetros	Valor
Temperatura de projeto para a água no chiller	6,7°C
Temperatura de projeto para a água no condensador	29 °C
Pressão da bomba primária do chiller	150000 Pa
Pressão da bomba secundária do chiller	350000 Pa
Pressão da bomba do condensador	250000 Pa

O tipo de torre de resfriamento selecionada em *HVACTemplate:Plant:Tower* se baseia em um trocador de calor com escoamento contracorrente com um ventilador de duas velocidades.

No grupo de objetos *HVACTemplate:Plant:Chiller*, foi definido um COP nominal de 3 e um chiller elétrico do tipo parafuso. Para os demais parâmetros, foram utilizados os valores padrões do programa. Com essas simples informações do chiller, o programa consegue simular um sistema CAG. A Fig. 4.5 mostra a criação do objeto *Chiller* com as especificações necessárias.

Field	Units	Obj1
Name		Chiller
Chiller Type		ElectricScrewChiller
Capacity	W	autosize
Nominal COP	W/W	3
Condenser Type		WaterCooled
Priority		
Sizing Factor		1
Minimum Part Load Ratio		
Maximum Part Load Ratio		1
Optimum Part Load Ratio		1
Minimum Unloading Ratio		0.25
Leaving Chilled Water Lower Temperature Limit	C	5

Figura 4.5 – Especificações do objeto criado em *HVACTemplate:Plant:Chiller* no *IDF Editor*

Para os parâmetros de *input* necessários não definidos nesse tópico, utilizou-se os valores padrões do programa.

4.1.3.3 Chiller com e sem incrustação

Para inserir o problema de incrustação na simulação, foi necessário criar dois novos objetos, um sobre incrustação (*FaultModel:Fouling:Chiller*) e outro referente a um novo modelo de chiller (*HVACTemplate:Plant:Chiller:ObjectReference*). Criando esse objeto referente ao chiller, foi possível utilizar um novo modelo que possua uma variedade grande de especificações. Dentre os vários tipos de modelos presentes no *Energy Plus*, foi escolhido o tipo de chiller presente em *Chiller:Electric:EIR*.

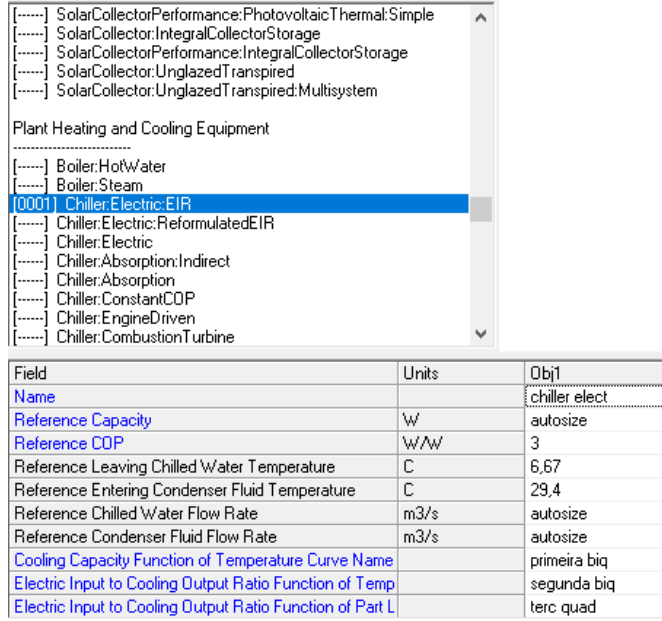


Figura 4.6 – Modelo de chiller criado em *Chiller:Electric:EIR*

O grupo de objetos *Chiller:Electric:EIR* se refere a um modelo de chiller empírico retirado do programa de simulação energética de edifícios DOE-2. O modelo simula um chiller elétrico se baseando na informação dos coeficientes de três curvas de desempenho: função de capacidade de resfriamento da curva de temperatura (y_1), função de relação entre entrada de energia e saída de resfriamento da curva de temperatura (y_2) e função de relação entre entrada de energia e saída de resfriamento da curva de carga parcial (y_3). A Fig. 4.6 mostra que foi feita a inserção, em *Chiller:Electric:EIR*, de um modelo de chiller com um COP nominal de 3 e com curvas nomeadas como: *primeira biq*, *segunda biq* e *terc quad*. Essas curvas podem ser representadas, respectivamente, através das equações

$$y_1 = a + b(T_{ch,sp}) + c(T_{ch,sp})^2 + d(T_{cd,e}) + e(T_{cd,e})^2 + f(T_{ch,sp})(T_{cd,e}) \quad (4.1)$$

$$y_2 = a + b(T_{ch,s}) + c(T_{ch,s})^2 + d(T_{cd,e}) + e(T_{cd,e})^2 + f(T_{ch,s})(T_{cd,e}) \quad (4.2)$$

$$y_3 = a + b(PLR) + c(PLR)^2 \quad (4.3)$$

em que a , b , c , d , e e f são coeficientes que devem ser disponibilizados em catálogos de fornecedores de chillers. Nas equações, $T_{ch,s}$ é a temperatura de saída da água no evaporador do chiller $T_{ch,sp}$ a temperatura de saída da água de projeto no evaporador do chiller, $T_{cd,e}$ a temperatura de entrada do fluido no condensador do chiller e PLR a porcentagem de carga plena (relação entre a carga térmica e a capacidade nominal do chiller).

Pela dificuldade em encontrar os coeficientes em catálogos, utilizou-se como base um exemplo presente no arquivo PDF de *inputs* e *outputs* do *Energy Plus*. As Fig. 4.7 e 4.8 mostram a inserção desses coeficientes pelo *IDF Editor* através da criação de novos objetos em *Curve:Biquadratic* e *Curve:Quadratic*.

Field	Units	Obj1	Obj2
Name		primeira biq	segunda biq
Coefficient1 Constant		0,257896	0,933884
Coefficient2 x		0,0389016	-0,058212
Coefficient3 x**2		-0,00021708	0,00450036
Coefficient4 y		0,0468684	0,00243
Coefficient5 y**2		-0,00094284	0,000486
Coefficient6 x*y		-0,00034344	-0,001215
Minimum Value of x	varies	5	5
Maximum Value of x	varies	10	10
Minimum Value of y	varies	24	24
Maximum Value of y	varies	35	35

Figura 4.7 – Coeficientes utilizados em *Curve:Biquadratic*

Field	Units	Obj1
Name		terc quad
Coefficient1 Constant		0,222903
Coefficient2 x		0,313387
Coefficient3 x**2		0,46371
Minimum Value of x	varies	0
Maximum Value of x	varies	1
Minimum Curve Output	varies	
Maximum Curve Output	varies	
Input Unit Type for X		Dimensionless
Output Unit Type		Dimensionless

Figura 4.8 – Coeficientes utilizados em *Curve:Quadratic*

Para inserir o problema de incrustação na simulação, foi utilizado o grupo de objetos *FaultModel:Fouling:Chiller*. Aqui, é observado que o *Energy Plus* utiliza um modelo de incrustação simples, em que se baseia nas equações

$$Q_{ch,f} = f_f Q_{ch,c} \quad (4.4)$$

$$COP_f = f_f COP_c \quad (4.5)$$

em que f_f representa um fator de incrustação que atua diretamente no funcionamento do COP e da capacidade nominal do chiller. Nas equações, Q_{ch} representa a capacidade nominal do chiller e os subscritos f e c se referem aos casos com e sem incrustação, respectivamente.

Field	Units	Obj1
Name		Com incrust
Availability Schedule Name		AVAC
Severity Schedule Name		Always On Continuc
Chiller Object Type		Chiller:Electric:EIR
Chiller Object Name		chiller elect
Fouling Factor	dimensionless	0,8

Figura 4.9 – Objeto criado para inserção de incrustação (*FaultModel:Fouling:Chiller*)

Como pode ser visto na Fig. 4.9, foi escolhido um valor fixo para o fator de incrustação f_f de 0,8. Esse valor foi retirado do arquivo PDF de *inputs* e *outputs* do *Energy Plus*.

4.2 Modelo do chiller em EES

Para realizar o modelo do chiller, foi utilizado o software Engineering Equation Solver (EES). Essa é uma ferramenta muito comum de se utilizar em aplicações nas áreas de termodinâmica e máquinas térmica, já que possui uma ampla biblioteca com expressões matemáticas e propriedades termodinâmicas de várias substâncias.

Na simulação do modelo, os valores de carga térmica e temperatura de bulbo úmido foram considerados como condições de contorno. Esses parâmetros foram obtidos através da simulação no *Energy Plus*. Foi considerado que a eficiência da torre de resfriamento é de 100%, que representa que a temperatura de entrada da água no condensador equivale à temperatura de bulbo úmido.

Para o desenvolvimento das equações, é necessário utilizar as características do condensador do chiller como *input* no código. Os dados físicos do chiller simulado podem ser vistos na Tab. 4.2.

Tabela 4.2 – Características do condensador do chiller para o modelo em EES

Características	Valor
Diâmetro interno do tubo (m)	0,015
Diâmetro externo do tubo (m)	0,017
Comprimento dos tubos (m)	5
Número de tubos	500
Número de passes	1

Além dos dados físicos do condensador, vários parâmetros operacionais tiveram seus valores assumidos. Dentre os parâmetros estimados, estão: vazão mássica de água no evaporador, vazão mássica de água no condensador e vazão mássica do refrigerante.

Para o equacionamento do compressor, foi utilizado uma eficiência isentrópica fixa de 65%. A eficiência η pode ser expressa pela Eq. 4.6. Aqui, $h_{is,sai}$ é a entalpia isentrópica

na descarga do compressor, $h_{r,sai}$ a entalpia real na descarga do compressor e h_{ent} a entalpia na entrada do compressor.

$$\eta = \frac{h_{is,sai} - h_{ent}}{h_{r,sai} - h_{ent}} \quad (4.6)$$

No equacionamento referente à transferência de calor no evaporador e no condensador foram utilizadas as equações

$$\dot{Q} = \dot{m}c_p(T_{sai} - T_{ent}) \quad (4.7)$$

$$\dot{Q} = \varepsilon C_{min} \Delta T_{ent} \quad (4.8)$$

$$\varepsilon = 1 - e\left(-\frac{UA}{C_{min}}\right) \quad (4.9)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ref}(\Delta h) \quad (4.10)$$

onde \dot{m}_{ref} é vazão mássica do refrigerante e Δh a diferença de entalpia. Nessa etapa, a temperaturas de saída da água no evaporador foi de 7°C e no condensador foi de 29,5°C. O valor do coeficiente global de transferência de calor multiplicado pela área (UA) do evaporador também foi estimado.

A resistência de incrustação R_f foi calculada utilizando o modelo teórico de Cremaschi e Wu (2015) e integrada ao modelo do chiller através da Eq. 4.11, que se refere às trocas de calor no condensador do chiller.

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{h_{c,i}A_i} + \frac{R_f}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_{c,o}A_o} \quad (4.11)$$

4.2.1 Modelo de incrustação escolhido

O modelo escolhido para este trabalho foi proposto por Cremaschi e Wu (2015). Esse é um artigo que se baseia no modelo Kern-Seaton e no trabalho de Hasson et al. (1978) para fazer um modelo semi-empírico que descreva a incrustação em condensadores resfriados a água.

Em experimentos realizados em trocadores de calor tubulares, foi constatado que 85% da incrustação depositada era carbonato de cálcio ($CaCO_3$) e, por isso, foi assumido que esse é o único tipo de substância química presente no material de incrustação

(CREMASCHI; WU, 2015). Com essa consideração, a taxa de deposição pode ser dada por

$$\phi_D = \frac{k_D [CO_3^{2-}] \left(1 - \frac{k_{sp}}{[Ca^{2+}][CO_3^{2-}]}\right)}{1 + \frac{k_D}{k_R [CO_3^{2-}]} + \frac{[CO_3^{2-}]}{[Ca^{2+}]}} \quad (4.12)$$

onde k_D é o coeficiente de difusão convectiva, k_{sp} o produto de solubilidade do carbonato de cálcio e k_R o coeficiente da taxa de precipitação. Os termos $[CO_3^{2-}]$ e $[Ca^{2+}]$ representam as concentrações iônicas. O carbonato de cálcio possui uma massa molar de 100,0869 g/mol, com o cátion de cálcio sendo responsável por 40,04% da massa da substância química.

Os coeficientes k_R e k_D são representados nas Eq. 4.13 e 4.14. O termo R_g é a constante universal dos gases, T a temperatura do fluido, u a velocidade do fluido, Re o número de Reynolds e Sc o número de Schmidt.

$$k_R = \exp\left(38,74 - \frac{20700}{R_g T}\right) \quad (4.13)$$

$$k_D = 0,023uRe^{-0,17}Sc^{-0,67} \quad (4.14)$$

A taxa de remoção pode ser representada por:

$$\phi_R = c_r \phi_D \quad (4.15)$$

onde c_r é o coeficiente de remoção e pode ser calculado pela Eq. 4.16. O termo ψ é o fator de força de deposição.

$$c_r = \frac{0,00212u^2}{k_f^{0,5}\psi} \quad (4.16)$$

$$\psi(t) = 0,99^{(t-1)} \quad (4.17)$$

É importante ressaltar que o coeficiente de remoção c_r deve estar no intervalo $0 < c_r < 1$.

4.2.2 Cálculo do COP do chiller

No modelo realizado, o COP do chiller para os casos com e sem incrustação se relaciona através da equação

$$COP_f = f_f COP_c \quad (4.18)$$

onde f_f é um fator de incrustação que pode variar entre 0 e 1.

Além disso, o COP também varia com o percentual de carga plena (PLR), que é a razão entre a carga térmica e a capacidade nominal do chiller. A curva de COP foi obtida através do catálogo da Hitachi para o chiller RCU165 (anexo).

4.2.3 Relação entre fator de incrustação f_f e resistência de incrustação R_f

Para inserir o fator de incrustação f_f no modelo do chiller, foi presumido que o fator se relaciona com a resistência de incrustação de maneira linear. Dessa forma, foram utilizadas as seguintes condições de contorno: valor de f_f é 1 quando R_f igual a zero e valor de f_f é f_f^* quando R_f igual a R_f^* , sendo f_f^* e R_f^* o fator de incrustação assintótico e a resistência de incrustação assintótica, respectivamente. Com isso, o fator de incrustação e a resistência de incrustação podem ser relacionadas através da Eq. [4.19](#).

$$f_f = 1 - R_f \left(\frac{1 - f_f^*}{R_f^*} \right) \quad (4.19)$$

Ao realizar o modelo de incrustação, será possível determinar o valor de R_f^* . Já o valor de f_f^* foi assumido como 0,8, equiparando com o valor escolhido para a simulação no *Energy Plus*.

4.3 Análise econômica de diferentes metodologias para o momento de parada do condensador

Para fazer a análise econômica sobre as diferentes metodologias para o momento de parada do condensador, Firdaus, Prasetyo e Luciana ([2016](#)) propõem achar o custo mínimo do processo através de 3 parâmetros principais: custo total C_T , custo de parar C_P e custo de não parar C_{nP} . O custo de parar C_P se refere ao custo que se tem para realizar a manutenção do chiller, o custo de não parar C_{nP} é a diferença entre os custos do chiller

com e sem incrustação e o custo total C_T é a soma entre esses dois valores. Vale ressaltar que todos esses parâmetros se referem à valores de custo pelo tempo (exemplo: R\$/mês).

$$C_T = C_{nP} + C_P \quad (4.20)$$

O custo de parar pode ser calculado pela soma do custo de manutenção C_m e do lucro perdido por deixar o chiller em manutenção L_P .

O valor de L_P pode ser calculado de diversas maneiras, dependendo do tipo de aplicação. Uma maneira possível é considerar o custo da produção de água gelada, porém, esse tipo de solução é raramente utilizada no Brasil, tendo poucas empresas que prestam esse tipo de serviço. Outra maneira de calcular o L_P é considerar que a empresa continuará funcionando com o sistema de ar condicionado desligado, sendo possível calcular o impacto do desconforto térmico no rendimento dos funcionários da empresa. Nesse trabalho, foi considerado que a manutenção será feita fora do horário de funcionamento do chiller. Sendo assim, o valor de L_P utilizado foi de zero.

$$C_P = C_m + L_P \quad (4.21)$$

Já o custo de não parar é calculado pela multiplicação da energia consumida pelo chiller E_{ch} e a tarifa energética T_E .

$$C_{nP} = E_{ch}T_E \quad (4.22)$$

4.3.1 Manutenção periódica

Em aplicações práticas, é muito comum que a limpeza do condensador seja realizada periodicamente, definindo um valor fixo para esse intervalo. Dessa forma, foi definido um intervalo de limpeza de 6 meses para calcular o impacto econômico dessa abordagem no modelo do chiller. Esse tipo de manutenção é classificada como preventiva.

4.3.2 Manutenção a partir do *approach*

Uma outra abordagem utilizada é a manutenção a partir da medição da temperatura de *approach*. Apesar de essa temperatura variar com as condições climáticas e operacionais, é comum ela ser definida de maneira arbitrária. Na prática, é comum que a manutenção ocorra quando a temperatura de *approach* alcance o valor de 5,5°C. Com isso, foi feita a análise econômica para essa abordagem. Esse tipo de manutenção é classificada como preditiva.

4.3.3 Manutenção baseada no tempo ótimo

O tempo ótimo de parada foi determinado como o momento em que o custo total C_T tem o seu valor mínimo. Para encontrar esse valor, foram feitas as curvas de C_nP e C_P pelo tempo e somadas para obter a curva de C_T em função do tempo. Com isso, basta verificar no gráfico $C_T \times t$ o valor mínimo.

4.4 Custos operacionais

4.4.1 Custo de manutenção

Para a manutenção do condensador do chiller, é necessário uma série de etapas que costumam durar entre 8 e 10 horas. O custo para a realização desse tipo de serviço costuma variar de acordo com a prestadora do serviço. De acordo com pesquisa feita por Melani e Sousa (2019), o valor médio para a limpeza do condensador de um chiller foi de aproximadamente R\$ 3360,00. Com a correção da inflação, nos dias de hoje esse valor é de R\$ 3816,62.

4.4.2 Custo de não parar

Para calcular o valor de C_{nP} , foi feita a pesquisa da tarifa energética (em R\$/kWh) em Brasília-DF através de tabelas disponibilizadas no site da Neoenergia Brasília, distribuidora de energia elétrica na cidade (Fig. 4.10).

Consumo (Alíquota do ICMS)	Até 50 kWh(0%)	51 a 200⁰ (12%)	201 acima (18%)
B2 - Rural	0,6566230	0,7475366	0,8031362
B2 - Cooperativa de eletrificação rural	0,6566230	0,7475366	0,8031362
B2 - Madrugada - irrigação (redução de 67%) sobre a Tarifa B2 - Rural para o período das 21:30h às 06:00h			
B3 - Serviço de Saneamento (redução de 9%)		0,7030569	0,7553483
B4a - Iluminação Pública (entrega no poste)		0,5286488	0,5679682
B4b - Iluminação Pública (entrega na lâmpada)		0,5618091	0,6035948
Consumo (Alíquota do ICMS)	Até 200 (12%)	201 a 1000 (18%)	1001 acima (21%)
B3 - Comercial/Industrial	0,8271258	0,8886450	0,9229689
Consumo (Alíquota do ICMS)	Até 200 (12%)	201 a 500 (18%)	501 acima (25%)
B3 - Poder Público	0,8271258	0,8886450	0,9730826

Figura 4.10 – Tabela das tarifas vigentes de energia elétrica para a cidade de Brasília

5 Resultados

5.1 Resultados gerados pela simulação no *Energy Plus*

5.1.1 Carga térmica

Os valores gerados de carga térmica podem ser vistos através do gráfico presente na Fig. 5.1, possuindo um valor máximo de $284782,2W$. Calculando a área abaixo do gráfico, temos um valor de $400318,7kWh$ de energia no ano.

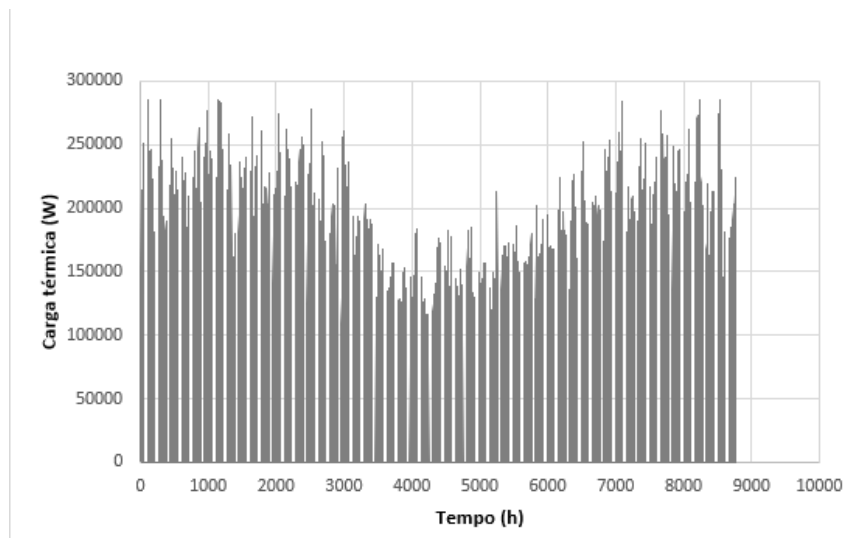


Figura 5.1 – Carga térmica no ano para o edifício projetado

Na Fig. 5.2 é possível ver a influência da temperatura na carga térmica para a semana de pico.

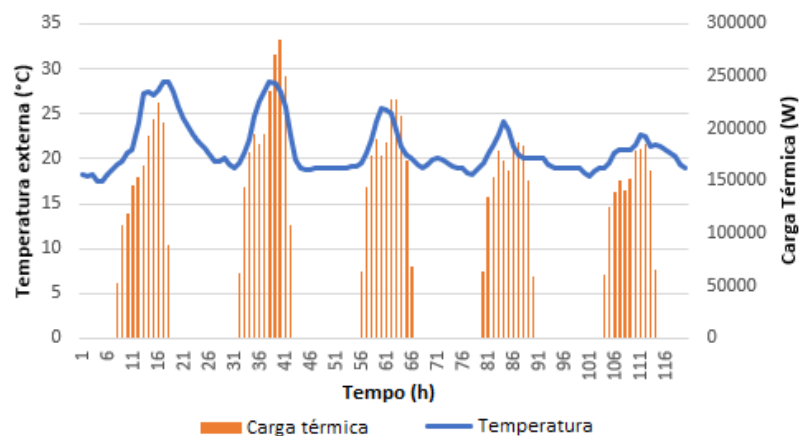


Figura 5.2 – Influência da temperatura na carga térmica

5.1.2 Utilizando template para o sistema CAG

Os resultados desse tópico foram gerados utilizando *HVACTemplate:Plant:Chiller*, simulando um chiller do tipo parafuso com COP nominal 3. A potência no chiller ao longo do ano pode ser visto na Fig. 5.3.

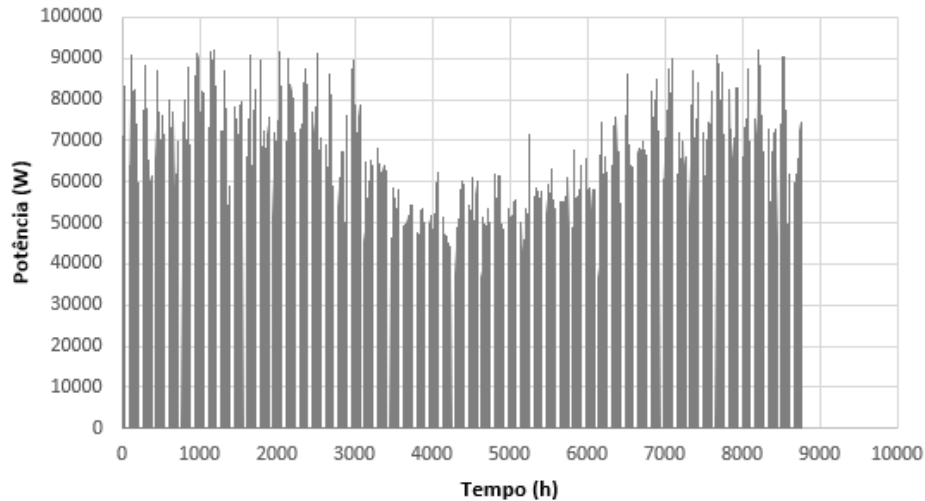


Figura 5.3 – Potência no chiller em ano utilizando *HVACTemplate:Plant:Chiller*

Os valores referentes ao consumo de energia do chiller e das bombas foram obtidos através do cálculo da área abaixo dos respectivos gráficos. Na Tab. 5.1 é possível ver os valores encontrados. As bombas 1, 2 e 3 são, respectivamente, a bomba secundária do chiller, a bomba do condensador e a bomba primária do chiller.

Tabela 5.1 – Consumo de energia no ano utilizando *HVACTemplate:Plant:Chiller*

Consumo de energia no ano (kWh)	
Chiller	144144,0
Bomba 1	2884,7
Bomba 2	15071,4
Bomba 3	5671,2
Total	167771,3

Na Fig. 5.4 é possível ver o comportamento da potência no chiller e da carga térmica com o tempo.

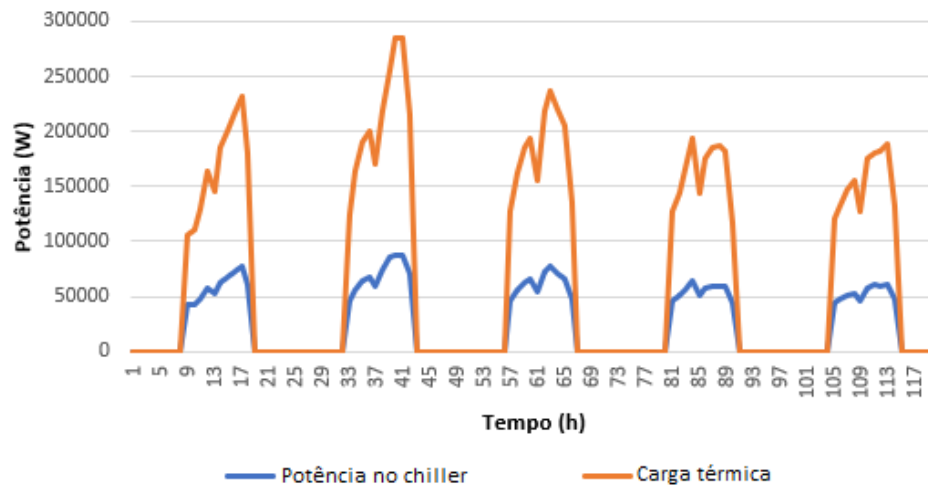


Figura 5.4 – Comportamento da potência no chiller e da carga térmica com o tempo

5.1.3 Chiller com e sem incrustação

Aqui, utilizando o grupo de objeto *HVACTemplate:Plant:Chiller:ObjectReference*, foram gerados resultados para um chiller com e sem incrustação. As Fig. 5.5 e 5.6 mostram gráficos para a potência do chiller no ano nesses dois cenários.

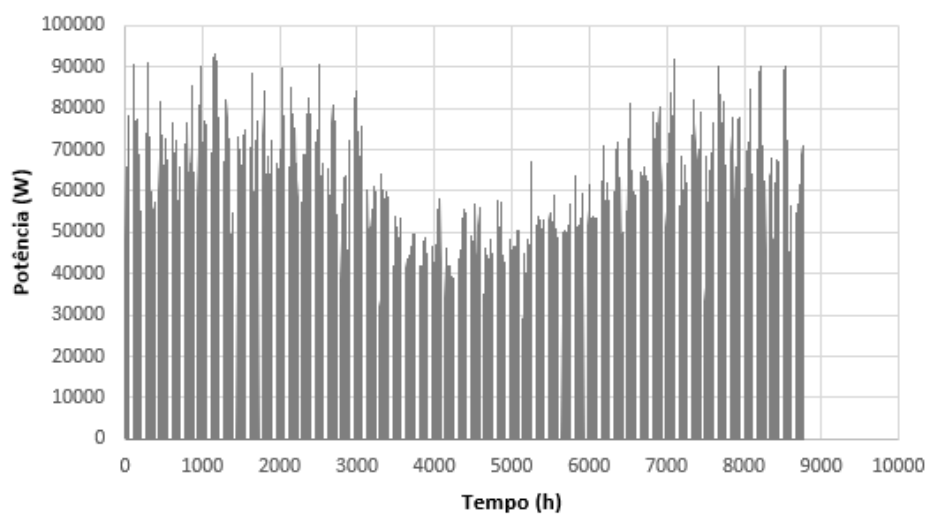


Figura 5.5 – Potência no chiller em um ano para o caso sem incrustação

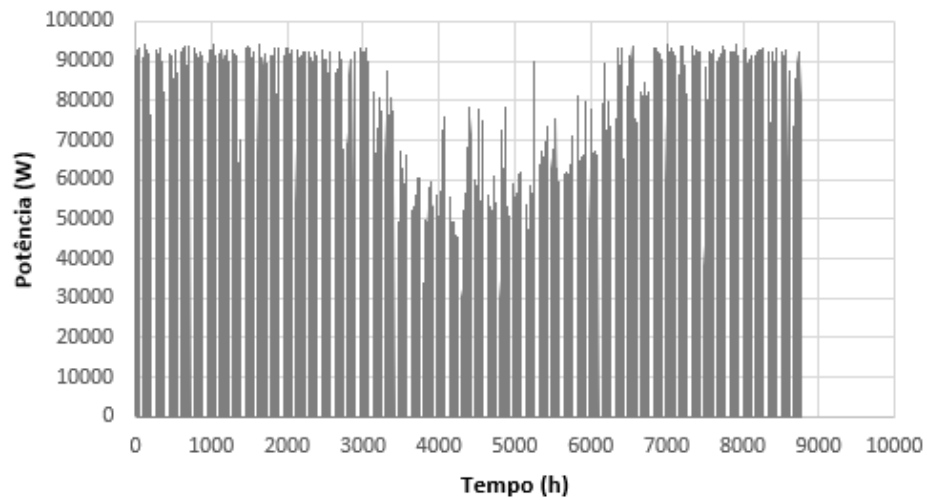


Figura 5.6 – Potência no chiller em um ano para o caso com incrustação

A Tab. 5.2 mostra os valores de consumo de energia no ano para os casos com e sem incrustação. Fazendo o cálculo total para os dois cenários, é possível ver que, no caso com incrustação, o consumo de energia do chiller sobe em 39960,9 kWh, representando um aumento de 30,7%.

Tabela 5.2 – Consumo de energia no ano para os casos com e sem incrustação (simulação no *Energy Plus*)

	Energia no ano (kWh)	
	Com incrustação	Sem incrustação
Chiller	170306,4	130345,5

As Fig. 5.7 e 5.8 mostram, respectivamente, o comportamento das curvas de potência e COP para o chiller sem e com incrustação. Para poder observar com maior clareza a diferença entre as curvas de potência, foi feita uma média móvel de 150 horas. Já para as curvas de COP, utilizou-se uma média móvel de 50 horas e foram desconsiderados os momentos em que chiller está desligado.

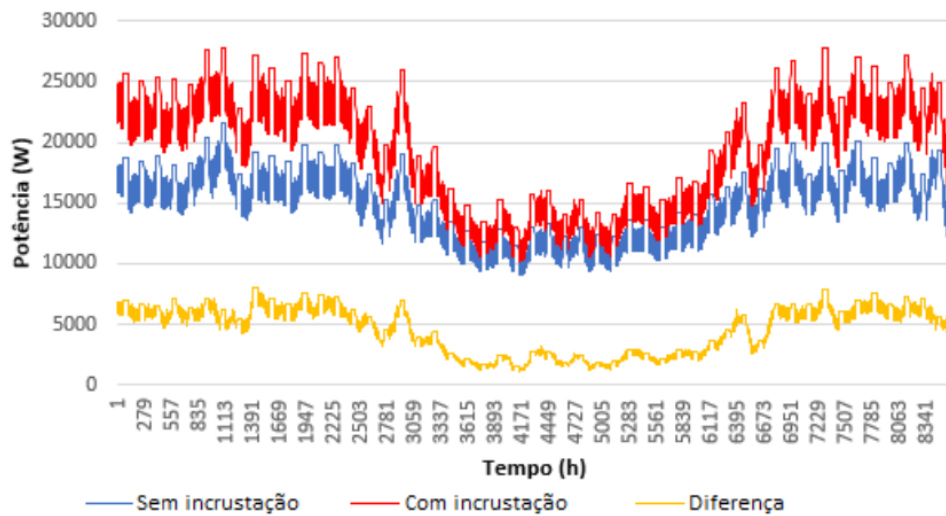


Figura 5.7 – Comparação entre a potência no chiller com e sem incrustação (simulação *Energy Plus*)

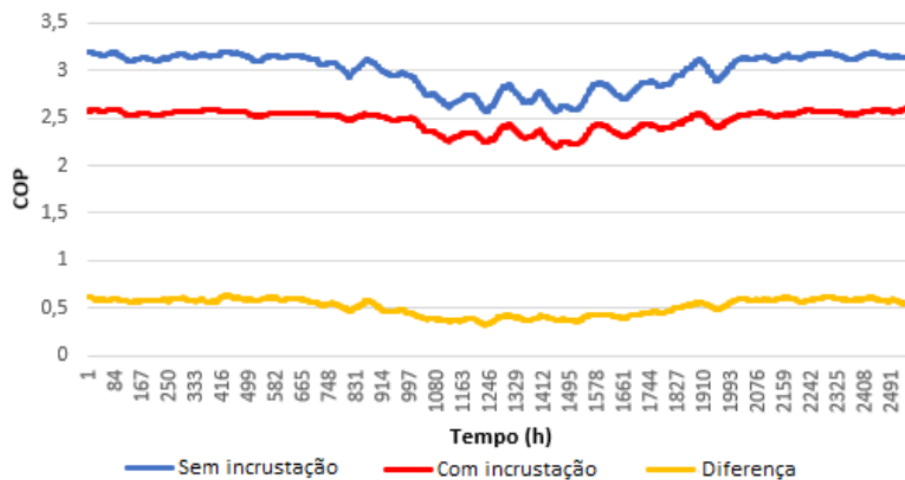


Figura 5.8 – Comparação entre o COP do chiller com e sem incrustação (simulação *Energy Plus*)

É possível observar que as curvas de potência e COP mostradas nas Fig. 5.7 e 5.8 representam um cenário em que a resistência de incrustação é constante. Como a resistência de incrustação tem um comportamento assintótico com o tempo, isso pode ocorrer em um cenário em que o valor máximo (assintótico) é alcançado. Na prática, esse cenário dificilmente acontece, já que a limpeza do condensador do chiller é realizada em instalações periodicamente. Porém, com esses resultados é possível perceber o impacto que a incrustação pode ter no consumo energético de um sistema de ar condicionado.

Além disso, as Fig. 5.7 e 5.8 mostram que, tanto para o COP quanto para a potência do chiller, a diferença diminui no período de meio de ano. Na simulação do *Energy Plus*, a incrustação influencia diretamente o COP e a capacidade nominal do chiller (Eq. 4.4 e 4.5) através de um fator de incrustação que pode variar entre 0 e 1. Como o fator de incrustação foi definido como 0,8, quanto menor for a carga térmica e a potência no chiller, menor vai ser a diferença entre os parâmetros do chiller para os casos com e sem incrustação.

5.2 Resultados do modelo em EES

Com o código em EES desenvolvido (apêndice), foram obtidos os gráficos de alguns parâmetros em função do tempo. Nos resultados obtidos, o tempo foi variado de 0 a 10000 horas.

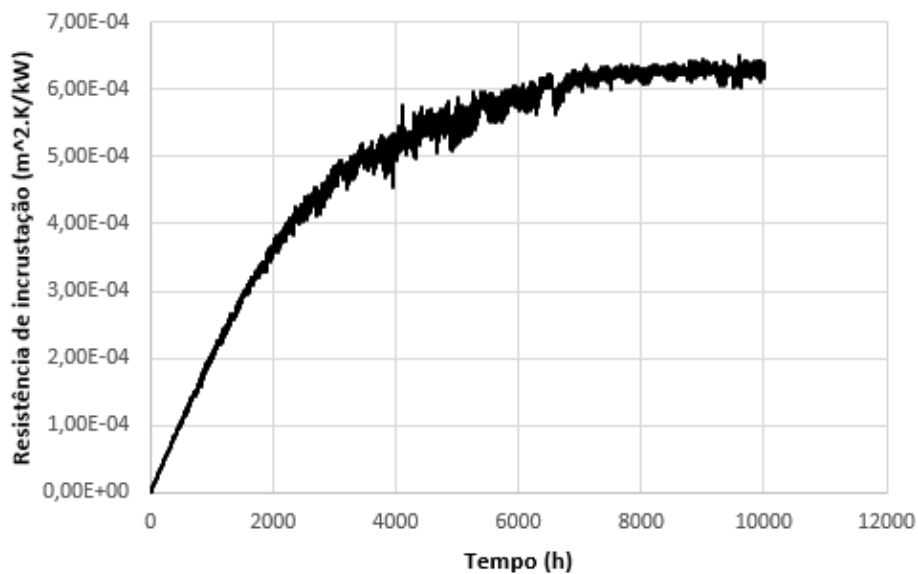


Figura 5.9 – Curva da resistência de incrustação variando com o tempo

A Fig. 5.9 mostra o comportamento da resistência de incrustação com o tempo. Esse tem um comportamento assintótico com o tempo, estabilizando, aproximadamente, no período de 7000 horas, ou 292 dias, com um valor aproximado de $0,00063 \text{ m}^2\text{K}/\text{kW}$.

Nas Fig. 5.10, 5.11 e 5.12, estão representados o comportamento em função do tempo da velocidade de escoamento u , perda de carga ΔP e diâmetro interno do tubo D_i .

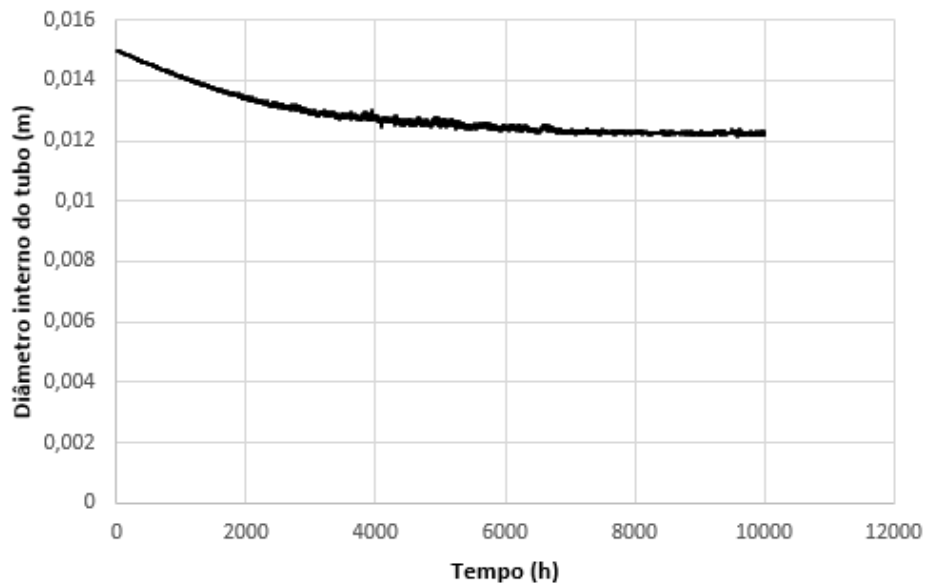


Figura 5.10 – Curva do diâmetro interno do tubo variando com o tempo

Como visto na Fig. 5.10, o diâmetro interno do tubo diminui com o tempo em um comportamento assintótico. Esse resultado é esperado, já que a taxa de deposição de material incrustante se torna igual à taxa de remoção quando a curva atinge o valor assintótico.

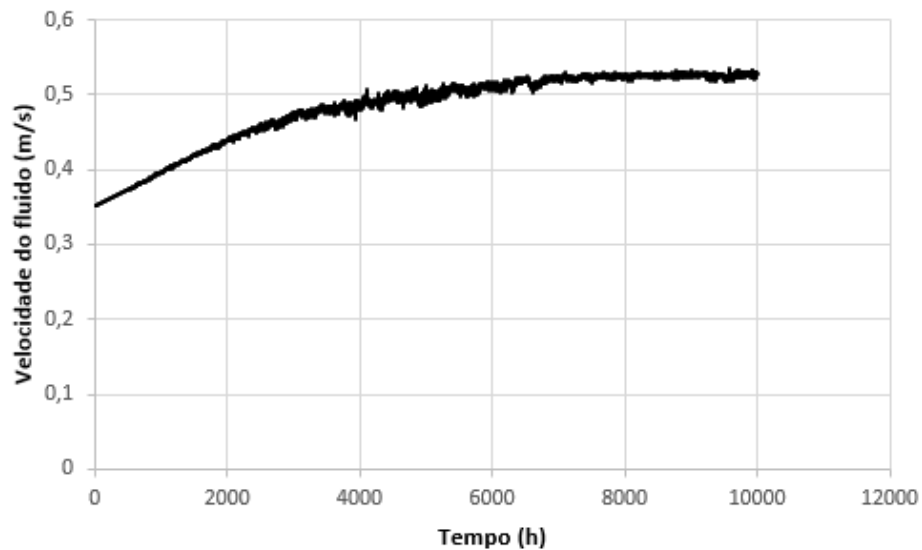


Figura 5.11 – Curva da velocidade de escoamento variando com o tempo

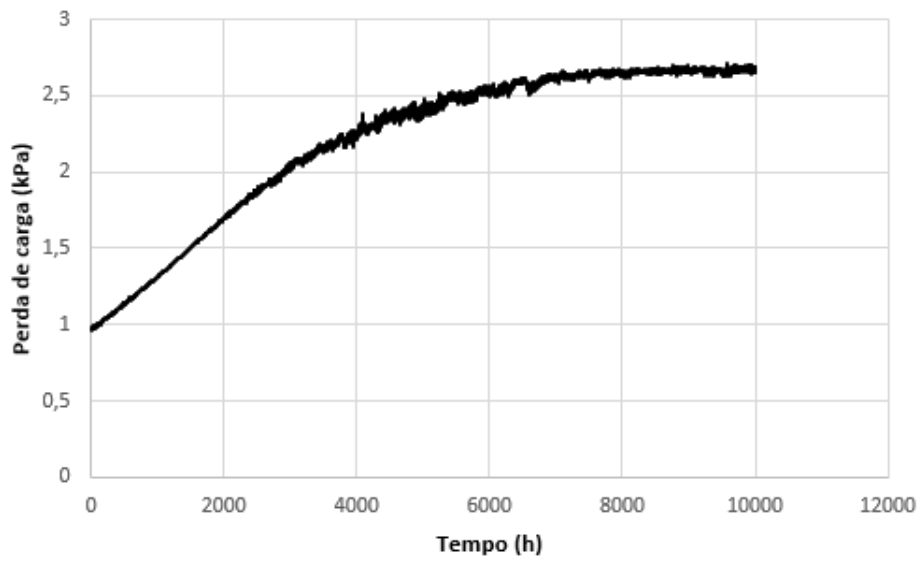


Figura 5.12 – Curva da perda de carga variando com o tempo

As Fig. 5.11 e 5.12 mostram o aumento da velocidade de escoamento e da perda de carga em um comportamento assintótico. Esses resultados são esperados, já que esses parâmetros aumentam com a diminuição do diâmetro interno.

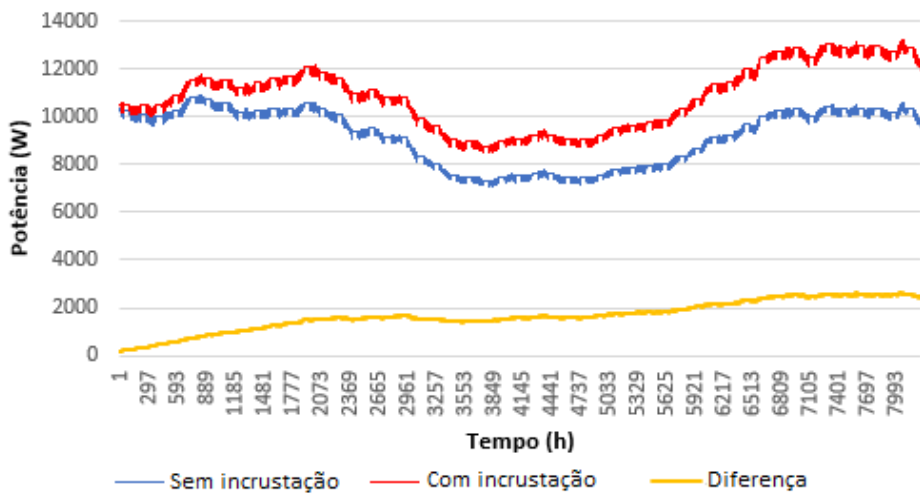


Figura 5.13 – Comparação entre a potência no chiller com e sem incrustação (Modelo em EES)

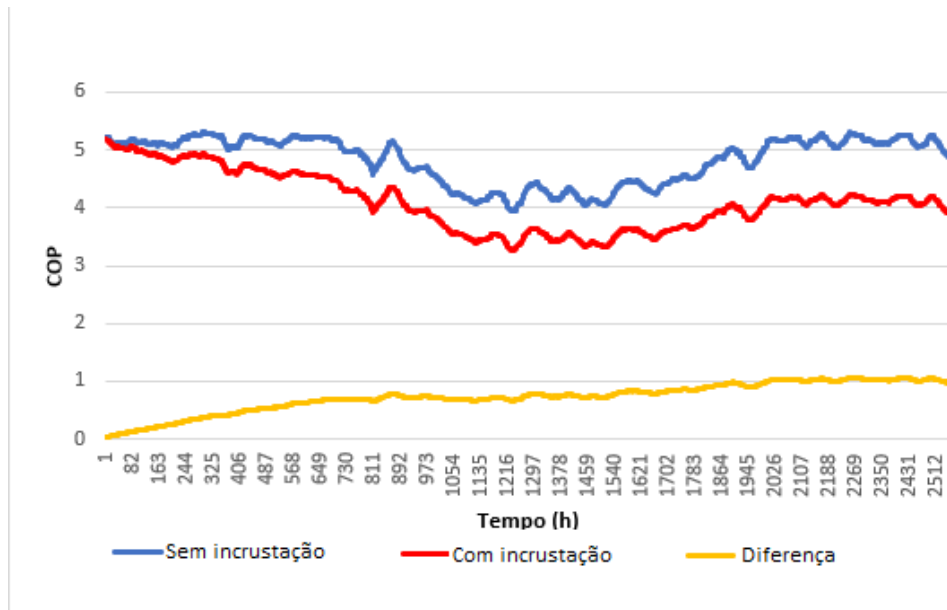


Figura 5.14 – Comparação entre o COP do chiller com e sem incrustação (Modelo em EES)

A Fig. 5.13 mostra o comportamento da potência do chiller com e sem incrustação ao longo do tempo, onde a potência do chiller com incrustação aumenta ao longo do tempo. É possível observar que a diferença entre as potências calculadas apresenta um comportamento assintótico, correspondendo à influência direta que se tem da resistência de incrustação R_f no modelo. Já a curva do COP do chiller com e sem incrustação (Fig. 5.14) apresenta comportamento semelhante, porém com o COP diminuindo com o tempo. Tal comportamento é esperado, já que o COP está diretamente ligado à potência no compressor do chiller.

Se comparadas com as curvas geradas pelo *Energy Plus*, as curvas obtidas pelo EES apresentam um comportamento mais fidedigno com a realidade, já que o crescimento da incrustação com o tempo é considerado.

Tabela 5.3 – Consumo de energia no ano para o chiller nos casos com e sem incrustação

Abordagem	Energia no ano (kWh)		Variação (%)
	Sem incrustação	Com incrustação	
<i>Simulação Energy Plus</i>	130345,5	170306,4	30,7
Modelo em EES	80898,1	95370,9	17,9

A Tab. 5.3 mostra os valores de consumo de energia desconsiderando e considerando a incrustação para a simulação no *Energy Plus* e para o modelo em EES. Os valores do modelo em EES apresentam respostas considerando o crescimento de incrustação ao longo do ano, enquanto o *Energy Plus* gerou resultados para o caso em que a incrustação atinge o comportamento assintótico e se mantém por um ano. A variação para o primeiro

caso foi de 17,8%, enquanto a do segundo foi de 30,7%, mostrando a importância de realizar a manutenção do chiller regularmente. Vale ressaltar que a diferença entre os valores totais de energia são decorrentes dos valores de COP utilizados como *input*, onde o COP utilizado na simulação no *Energy Plus* foi menor que o do utilizado no modelo em EES.

5.3 Análise econômica

Para a análise econômica do momento de parada do chiller, foram estudados três cenários: manutenção periódica, manutenção a partir do *approach* e manutenção a partir do tempo ótimo.

Para encontrar o tempo ótimo para a manutenção, foi feita a soma das curvas de C_{nP} e C_P para a obtenção de C_T , como pode ser visto no gráfico presente na Fig. 5.15. O tempo ótimo é o momento em que a a curva de C_T (linha verde do gráfico) atinge o seu valor mínimo. Esse valor mínimo foi de 1325,76 reais por mês com o tempo ótimo de 256 dias.

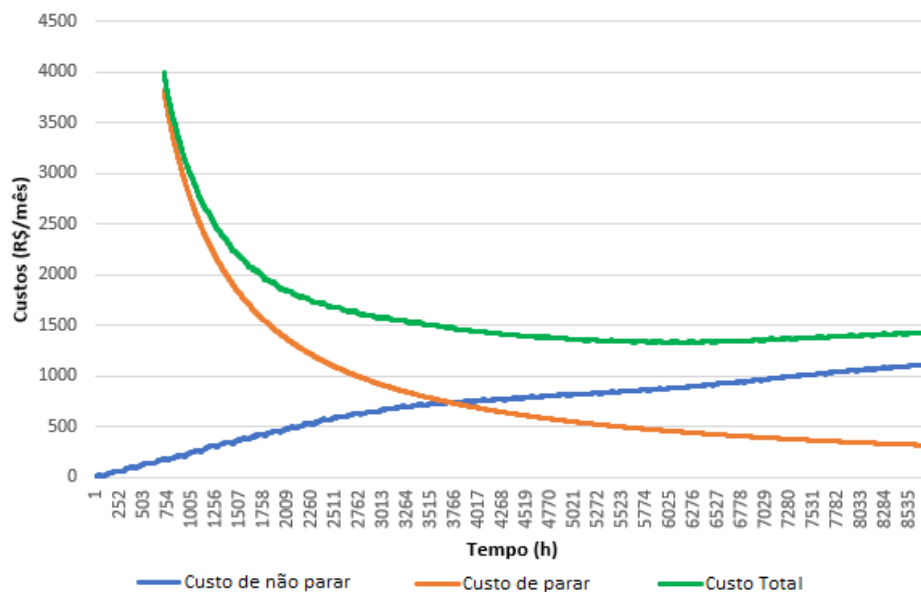


Figura 5.15 – Curvas de C_T , C_{nP} e C_P em função do tempo

Para realizar as análises de manutenção periódica (preventiva), basta encontrar o valor do custo (em R\$/mês) na curva C_T para o tempo de 6 meses, intervalo de manutenção preventiva determinada. Já para a manutenção a partir do *approach* (preditiva), deve-se encontrar o momento em que a temperatura de *approach* atinja 5,5°C. Já que no modelo feito essa temperatura só vai até 4,85°C, o tempo de parada foi definido para o último dia do ano. Na Tab. 5.4 é possível comparar os valores para as três diferentes abordagens de análise econômica.

Tabela 5.4 – Comparação entre as diferentes abordagens para determinação do momento de manutenção do condensador do chiller

Tipo de abordagem	Custo total (R\$/mês)	Momento de parada
Preventiva	1403,78	182 dias
Preditiva	1426,89	365 dias
Tempo ótimo	1325,76	256 dias

Com essa tabela, é possível verificar que as abordagens realizadas na prática (manutenção periódica e a partir do *approach*) possuem um custo total maior que o modelo proposto pelo trabalho. Com isso, pode-se concluir que, conhecendo os parâmetros do chiller e os custos de operação, é possível diminuir consideravelmente o custo total da manutenção do condensador de um chiller.

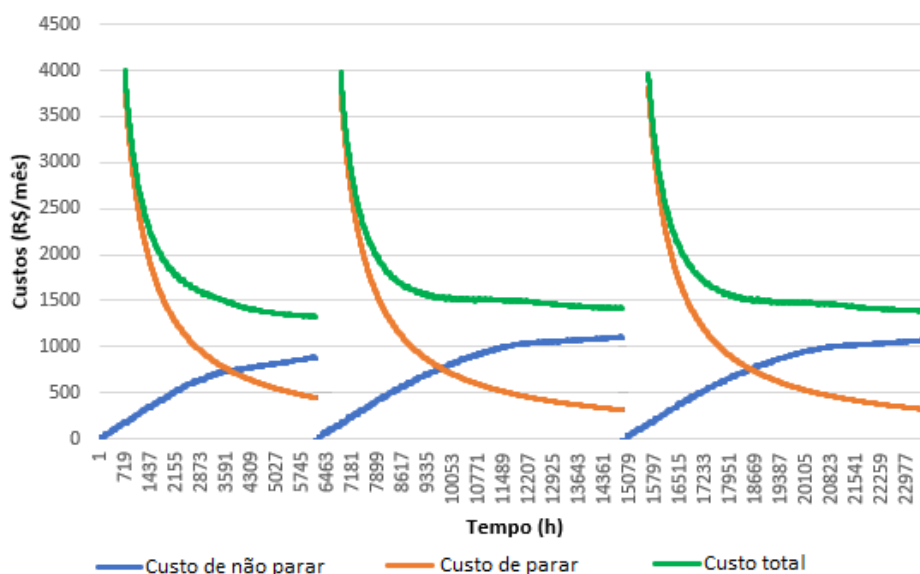


Figura 5.16 – Curvas de C_T , C_{nP} e C_P em função do tempo utilizando abordagem de tempo ótimo

A Fig. 5.16 mostra o comportamento dos custos relacionados à manutenção ao utilizar a abordagem de tempo ótimo. Como os parâmetros climáticos e operacionais variam ao longo do ano, o tempo ótimo e o custo total referente a esse tempo varia a cada processo de manutenção realizado.

6 Conclusão

Com a utilização de diversas ferramentas do *Energy Plus*, foi possível gerar vários dados relevantes para o estudo energético de um sistema de ar condicionado. Primeiramente, foram gerados dados de carga térmica no ano, sendo possível ver a influência da temperatura externa. Além disso, foram gerados valores de potência do chiller no ano utilizando um template de chiller padrão do *Energy Plus*.

Ao utilizar o *Energy Plus* para a análise da influência da incrustação no desempenho do chiller, foi observado que os resultados se referem a um cenário em que a resistência de incrustação é constante. Apesar de esse ser um cenário que não condiz com a realidade, é possível verificar a importância da realização periódica da limpeza do condensador, já que a variação do consumo de energia no ano presente no caso com incrustação é de 30,7%.

Como visto no tópico anterior, foram obtidos resultados referentes ao modelo de incrustação através do EES. O gráfico da Fig. 5.9 mostra que a resistência de incrustação teve um comportamento assintótico, estabilizando com, aproximadamente, 7000 horas. Esses valores são consistentes com a literatura.

Com o modelo em EES também foram gerados valores para a potência no chiller ao longo do ano. Ao comparar as Fig. 5.7 e 5.13, é possível observar que o comportamento da potência, para o caso do chiller incrustado, é mais fidedigno à realidade no modelo em EES. Nesse caso, a variação do consumo de energia no ano foi de 17,9 %.

Por fim, foi feita uma análise econômica dos diferentes tipos de manutenção para o condensador do chiller. Nessa parte, foi possível concluir que a manutenção preventiva, tanto quanto a preditiva, possuem um custo total maior que o modelo baseado no tempo ótimo.

6.1 Contribuições do trabalho

O presente trabalho utilizou-se de diferentes *softwares* e modelos matemáticos para o estudo de incrustação em condensadores de chillers. Com isso, foi possível obter diversos resultados relevantes ao tema.

As principais contribuições obtidas são referentes à análise econômica para as diferentes abordagens de manutenção, já que essa pode ser internalizada em diversas aplicações práticas. Nessa análise, foi verificado que as manutenções preventiva e preditiva não são tão adequadas financeiramente. Isso ocorre porque essas se baseiam em valores fixos, não importando os parâmetros de operação do chiller.

6.2 Propostas para trabalhos futuros

Concluindo esse projeto, é possível estender os conceitos abordados neste trabalho através de diferentes estudos. Um possível estudo futuro seria o de utilizar dados reais para comparar com os resultados gerados por esse trabalho. Além disso, como discutido ao longo do trabalho, foram feitas algumas simplificações. Então, ao se aprofundar no estudo dessas simplificações será possível obter resultados melhores.

O modelo 3D do edifício feito no *SketchUp* teve uma série de simplificações, como citadas no tópico Materiais e Métodos. Uma proposta para trabalhos futuros estaria em construir um modelo 3D de um edifício mais real, com diversos andares e salas.

O valor utilizado no trabalho para o lucro perdido por deixar o chiller em manutenção foi zero. Em futuros trabalhos, pode-se inserir esse fator se baseando na produção de água gelada, ou ainda na perda do rendimento de funcionários devido ao desconforto térmico.

Considerando a complexidade do fenômeno e o grande número de variáveis, os modelos de incrustação apresentam um fator de incerteza alto. Com o intuito de combater esse problema, o estudo do fenômeno utilizando algoritmos de *Machine Learning* pode ser uma alternativa interessante.

Além disso, a principal proposta para trabalho futuro está em analisar o custo total para a manutenção para diversos cenários. Ao variar alguns parâmetros, será possível observar em quais situações a utilização da metodologia de manutenção proposta terá uma efetividade maior. Como os parâmetros climáticos e operacionais variam ao longo do ano, também é interessante avaliar os custos de manutenção para o ciclo de vida do equipamento.

Referências

- BASARKAR, M. Modeling and simulation of hvac faults in energyplus. 2011.
- BOTT, T. R. *Fouling of Heat Exchangers*. [S.l.]: Elsevier, 1995. v. 26.
- COATES, K. E. Calcium carbonate scaling characteristics of cooling tower water. 1979.
- CONDICIONADO, R. G. A. *Approach – O que é? Qual a sua importância?* 2018. Disponível em: <https://guiadoarcondicionado.com.br/approach-o-que-e-qual-sua-importancia/>
- CRAWLEY, D. B. et al. Energy plus: energy simulation program. *ASHRAE journal*, ASHRAE AMERICAN SOCIETY HEATING REFRIGERATING, v. 42, n. 4, p. 49–56, 2000.
- CRAWLEY, D. B. et al. Energyplus: creating a new-generation building energy simulation program. *Energy and buildings*, Elsevier, v. 33, n. 4, p. 319–331, 2001.
- CREMASCHI, L.; WU, X. Effect of fouling on the thermal performance of condensers and on the water consumption in cooling tower systems. *Heat Transfer Engineering*, v. 36, n. 7-8, p. 663–675, 2015.
- FIRDAUS, N.; PRASETYO, B. T.; LUCIANA, T. Chiller: Performance deterioration and maintenance. *Energy Engineering*, Taylor & Francis, v. 113, n. 4, p. 55–80, 2016.
- GAVRIL, M. *Precipitation fouling of heat exchangers by magnesium (calcium) silicates*. Tese (Doutorado) — University of British Columbia, 2001.
- HASSON, D.; SHERMAN, H.; BITON, M. Prediction of calcium carbonate scaling rates. *Proceedings 6th International Symposium Fresh Water from the Sea*, v. 2, p. 193–199, 1978.
- IEA. *The Future of Cooling*. 2018. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/the-future-of-cooling>
- IHM, P.; KRARTI, M.; HENZE, G. P. Development of a thermal energy storage model for energyplus. *Energy and Buildings*, Elsevier, v. 36, n. 8, p. 807–814, 2004.
- KAMAL, R. et al. Strategic control and cost optimization of thermal energy storage in buildings using energyplus. *Applied Energy*, Elsevier, v. 246, p. 77–90, 2019.
- KAZI, S. N. Fouling and fouling mitigation on heat exchanger surfaces. *Heat Exchangers - Basics Design Applications, Dr. Jovan Mitrovic (Ed.)*, 2012. Disponível em: <http://www.intechopen.com/books/heat-exchangers-basics-design-applications/heat-exchanger-fouling-and-itsmitigation>
- KERN, D.; SEATON, R. A theoretical analysis of thermal surface fouling. *British Chemical Engineering*, v. 4, p. 258–262, 1959.
- KHAN, M. S. et al. Fouling resistance model for prediction of caco 3 scaling in aisi 316 tubes. *Heat and mass transfer*, Springer, v. 32, n. 1, p. 73–79, 1996.
- MALATHI, E. *Water Cooled Chillers*. 2018. Disponível em: <https://medium.com/ab-artic/water-cooled-chillers-ad0ceb956a40>

MELONI, B. D. B.; SOUSA, L. G. L. *Proposta de metodologia preditiva para otimização da limpeza de trocadores de calor resfriado a água*. 2019. Trabalho de conclusão de curso (graduação em Engenharia Mecânica): Universidade de Brasília, Brasília.

MONFET, D.; ZMEUREANU, R. Identification of the electric chiller model for the energyplus program using monitored data in an existing cooling plant. In: *Proceedings of the international IBPSA conference. Sidney, Australia: International Building Performance Simulation Association*. [S.l.: s.n.], 2011.

MÜLLER-STEINHAGEN, H. Heat transfer fouling: 50 years after the kern and seaton model. *Heat Transfer Engineering*, v. 32, n. 1, p. 1–13, 2011.

MÜLLER-STEINHAGEN, H.; MALAYERI, M.; WATKINSON, A. *Heat exchanger fouling: mitigation and cleaning strategies*. [S.l.]: Taylor & Francis, 2011.

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. The impact of fouling on performance evaluation of evaporative coolers and condensers. *International journal of energy research*, Wiley Online Library, v. 29, n. 14, p. 1313–1330, 2005.

QURESHI, B. A.; ZUBAIR, S. M. The impact of fouling on performance of a vapor compression refrigeration system with integrated mechanical sub-cooling system. *Applied energy*, Elsevier, v. 92, p. 750–762, 2012.

SCARPIN, B. *Eficiência Energética em Edificações – Chillers*. 2020. Disponível em: <https://www.cubienergia.com/eficiencia-energetica-edificacoes-chillers/>.

SHEIKHOLESLAMI, R.; WATKINSON, A. Scaling of plain and externally finned heat exchanger tubes. *Journal of heat transfer*, Citeseer, v. 108, p. 147–152, 1986.

SHEN, C. et al. Fouling of enhanced tubes for condensers used in cooling tower systems: A literature review. *Applied Thermal Engineering*, 2015.

STOECKER, W.; JONES, J. *Refrigeration and air conditioning*. mcgraw-hill book company. 1982.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J. M. S. *Refrigeração industrial*. [S.l.]: Editora Edgar Blucher LTDA, 2002.

TANG, S.-Z. et al. Fouling characteristics analysis and morphology prediction of heat exchangers with a particulate fouling model considering deposition and removal mechanisms. *Fuel*, Elsevier, v. 203, p. 725–738, 2017.

VALLE, R. O. *Determinação da taxa de incrustação em trocadores de calor com o auxílio de métodos de otimização*. 2012. Dissertação de Mestrado (pós-graduação em Engenharia Mecânica): Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.

WANG, L.; HONG, T. *Modeling and simulation of HVAC faulty operations and performance degradation due to maintenance issues*. [S.l.], 2013.

WATKINSON, A.; EPSTEIN, N. Particulate fouling of sensible heat exchangers. *4th International Heat Transfer Conference*, v. 1, 1970.

WATKINSON, A. P.; MARTINEZ, O. Scaling of heat exchanger tubes by calcium carbonate. *Journal of Heat Transfer*, p. 504–508, 1975.

ZHANG, R.; HONG, T. Modeling of hvac operational faults in building performance simulation. *Applied Energy*, Elsevier, v. 202, p. 178–188, 2017.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Termodinâmica*. [S.l.]: McGraw Hill, 2006.

ÇENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de calor e massa*. [S.l.]: McGraw Hill, 2012.

Apêndices

A Código EES

COP Chiller

$$\text{COP} = 0,0012 \cdot \text{PLR}^5 + 0,1422 \cdot \text{PLR} + 1,3215$$

$$\text{PLR} = \frac{\text{Carga}_{\text{Termica}}}{400}$$

$$f_f = 1 - R_{f,1} \cdot 317,4603$$

$$\text{COP}_f = \text{COP} \cdot f_f$$

$$\text{Potencia} = \frac{\text{Carga}_{\text{Termica}}}{\text{COP}}$$

$$\text{Potencia}_f = \frac{\text{Carga}_{\text{Termica}}}{\text{COP}_f}$$

$$c_a = 4,2 \text{ [kJ/kg}\cdot\text{C]} \text{ calor específico}$$

$$r_a = 998 \text{ [kg/m}^3\text{]} \text{ massa específica}$$

Dados físicos do trocador

$$N_t = 500 \text{ número de tubos}$$

$$D_i = 0,015 \text{ [m]} \text{ diâmetro interno}$$

$$D_o = 0,017 \text{ [m]} \text{ diâmetro externo}$$

$$A_i = L \cdot 3,142 \cdot D_i \cdot N_t \text{ área interna}$$

$$A_o = L \cdot 3,142 \cdot D_o \cdot N_t \text{ área externa}$$

$$L = 5 \text{ [m]} \text{ comprimento do tubo}$$

$$k_{\text{Cu}} = 0,401 \text{ [kW/m}\cdot\text{K]} \text{ condutividade térmica do cobre}$$

$$\text{RelRough}_{\text{Cu}} = 0,005$$

Dados de operação

$$Q_{\text{ev}} = 0,0378 \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ vazão de água no evaporador}$$

$$\dot{m}_{\text{a,ev}} = r_a \cdot Q_{\text{ev}} \text{ vazão mássica de água no evaporador}$$

$$Q_{\text{cd}} = 0,031 \text{ [m}^3\text{/s]} \text{ vazão de água no condensador}$$

$$\dot{m}_{\text{a,cd}} = r_a \cdot Q_{\text{cd}} \text{ vazão mássica de água no condensador}$$

$$u = \frac{\frac{Q_{\text{cd}}}{N_t}}{3,142 \cdot \frac{D_i^2}{4}} \text{ velocidade média}$$

$$P_{\text{bomba}} = 300 \text{ [kPa]}$$

$$T_{\text{o,cd}} = 29,5 \text{ [C]}$$

$$T_{\text{o,ev}} = 7 \text{ [C]}$$

F\$ = 'R134A' *fluido refrigerante*

h_c = 0,65 *eficiência do compressor*

\dot{m}_{ref} = 1,5 *vazão mássica de refrigerante*

UA_{ev} = 400

\dot{Q}_{ev} = 450

Parâmetros de incrustação

d = 7,9 · 10⁻¹⁰ · 1 [m²/s]

k_{sp} = 10⁻⁹ · 1 [mol²/L²] *solubilidade*

dureza = 350

Ca₂ = 0,4004 · dureza

Co_{3;2} = 0,5996 · dureza

k_f = 2,19 [kW/m²K] *condutividade*

*térmica*r_f = 2711 [kg/m³]

densidade do CaCO₃ R_g = 1,986

constante universal dos gases

m_{agua} = 0,0008141 [N*s/m²]

TBU = **Lookup** ['dados'; TableRun#; 'TBU']

Evaporador

\dot{Q}_{ev} = e_{ev} · $\dot{m}_{a,ev}$ · c_a · [T_{i,ev} - T₄]

\dot{Q}_{ev} = $\dot{m}_{a,ev}$ · c_a · [T_{i,ev} - T_{o,ev}]

e_{ev} = 1 - **exp** $\left[\frac{-UA_{ev}}{\dot{m}_{a,ev} \cdot c_a} \right]$

Saída do evaporador - refrigerante como vapor saturado no caso incrustado

T₁ = T₄

P₁ = **P_{sat}** [F\$; T = T₁]

x₁ = 1

s₁ = **s** [F\$; T = T₁ ; x = x₁]

h₁ = **h** [F\$; T = T₁ ; x = x₁]

v₁ = **v** [F\$; T = T₁ ; x = x₁]

Saída do compressor - refrigerante superaquecido no caso incrustado

P₂ = P₃

s_{2s} = s₁

$$h_{2s} = h [F\$; P = P_2 ; s = s_{2s}]$$

$$h_2 = h_1 + \frac{h_{2s} - h_1}{h_c}$$

$$T_2 = T [F\$; h = h_2 ; P = P_2]$$

$$s_2 = s [F\$; h = h_2 ; P = P_2]$$

$$v_2 = v [F\$; h = h_2 ; P = P_2]$$

Saída do condensador - refrigerante como líquido saturado no caso incrustado

$$P_3 = P_{\text{sat}} [F\$; T = T_3]$$

$$x_3 = 0$$

$$s_3 = s [F\$; T = T_3 ; x = x_3]$$

$$h_3 = h [F\$; T = T_3 ; x = x_3]$$

$$v_3 = v [F\$; T = T_3 ; x = x_3]$$

Saída da válvula de expansão no caso incrustado

$$h_4 = h_3$$

$$P_4 = P_1$$

$$s_4 = s [F\$; h = h_4 ; P = P_4]$$

$$v_4 = v [F\$; h = h_4 ; P = P_4]$$

Calor rejeitado no caso incrustado

$$\dot{Q}_{\text{cd}} = \dot{Q}_{\text{ev}} + \dot{W}$$

Condensador no caso incrustado

$$\dot{Q}_{\text{cd}} = e_{\text{cd}} \cdot \dot{m}_{\text{a,cd}} \cdot c_a \cdot [T_3 - \text{TBU}]$$

$$\dot{Q}_{\text{cd}} = \dot{m}_{\text{a,cd}} \cdot c_a \cdot [T_{\text{o,cd}} - \text{TBU}]$$

$$e_{\text{cd}} = 1 - \exp \left[\frac{-UA_t}{\dot{m}_{\text{a,cd}} \cdot c_a} \right]$$

$$UA_t = \left[\frac{1000}{H_{\text{it}} \cdot A_{\text{it}}} + \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_{\text{it}}} \right)}{2 \cdot 3,142 \cdot k_{\text{cu}} \cdot L \cdot N_t} + \frac{R_f}{A_{\text{it}}} + \frac{1000}{H_o \cdot A_o} \right]^{-1}$$

Progressão

$$\dot{m}_d = k_d \cdot C_{\text{o};3;2} \cdot \left[\frac{1 - \frac{k_{\text{sp}}}{Ca_2 \cdot C_{\text{o};3;2}}}{1 + \frac{k_d}{k_r \cdot C_{\text{o};3;2}} + \frac{C_{\text{o};3;2}}{Ca_2}} \right]$$

$$T_{med} = \frac{TBU + T_{o,cd}}{2} + 273$$

$$k_r = \exp \left[38,74 - \frac{20700}{R_g \cdot T_{med}} \right]$$

$$k_d = 0,023 \cdot u_t \cdot Re_t^{-0,17} \cdot Sc^{-0,67}$$

$$Sc = \frac{u_t \cdot D_i}{Re_t \cdot d} \quad \text{número de Schmidt}$$

$$Re = r_a \cdot u \cdot \frac{D_i}{m_{agua}} \quad \text{número de Reynolds}$$

$$c_r = \frac{0,00212 \cdot u_t^2}{k_f^{0,5}}$$

$$dRdt = \frac{\dot{m}_d - c_r \cdot r_f \cdot k_f \cdot R_f}{r_f \cdot k_f}$$

$$R_f = 0 + \int_0^{TableRun\#} [dRdt] dt$$

$$\frac{DP_f}{DP_c} = \frac{1,1 \cdot f_c}{f_c} \cdot \left[\frac{D_i}{D_{i,t}} \right]^5$$

$$D_{i,t} = D_i - 2 \cdot x_t \quad \text{diâmetro interno}$$

$$x_t = R_f \cdot k_f$$

$$A_{i,t} = L \cdot 3,142 \cdot D_{i,t} \cdot N_t$$

$$u_t = \frac{\frac{Q_{cd}}{N_t}}{3,142 \cdot \frac{D_{i,t}^2}{4}} \quad \text{velocidade média}$$

$$\text{Call PipeFlow} \left[\text{'water'}; TBU; P_{bomba}; \frac{\dot{m}_{a,cd}}{N_t}; D_i; L; RelRough_{cu}; H_{i,t}; h_{H,t}; DP_t; Nusselt_T; f_t; Re_t \right]$$

$$\text{Call Cond}_{horizontal;N;Cylinders} \left[\text{'R134A'}; T_3; T_3 - 0,01; D_o; 1; H_o; Nusselt_m \right]$$

Saída do evaporador - refrigerante como vapor saturado no caso limpo

$$T_{1;c} = T_4$$

$$P_{1;c} = P_{sat} [F\$; T = T_{1;c}]$$

$$x_{1;c} = 1$$

$$s_{1;c} = \mathbf{s} [F\$; T = T_{1;c}; X = x_{1;c}]$$

$$h_{1;c} = \mathbf{h} [F\$; T = T_{1;c}; X = x_{1;c}]$$

$$v_{1;c} = \mathbf{v} [F\$; T = T_{1;c}; X = x_{1;c}]$$

Saída do compressor - refrigerante superaquecido no caso limpo

$$P_{2;c} = P_{3;c}$$

$$s_{2s;c} = s_{1;c}$$

$$h_{2s;c} = h [F\$; P = P_{2;c} ; s = s_{2s;c}]$$

$$h_{2;c} = h_{1;c} + \frac{h_{2s;c} - h_{1;c}}{h_c}$$

$$T_{2;c} = T [F\$; h = h_{2;c} ; P = P_{2;c}]$$

$$s_{2;c} = s [F\$; h = h_{2;c} ; P = P_{2;c}]$$

$$v_{2;c} = v [F\$; h = h_{2;c} ; P = P_{2;c}]$$

Saída do condensador - refrigerante como líquido saturado no caso limpo

$$P_{3;c} = P_{\text{sat}} [F\$; T = T_{3;c}]$$

$$x_{3;c} = 0$$

$$s_{3;c} = s [F\$; T = T_{3;c} ; x = x_{3;c}]$$

$$h_{3;c} = h [F\$; T = T_{3;c} ; x = x_{3;c}]$$

$$v_{3;c} = v [F\$; T = T_{3;c} ; x = x_{3;c}]$$

Saída da válvula de expansão no caso limpo

$$h_{4;c} = h_{3;c}$$

$$P_{4;c} = P_{1;c}$$

$$s_{4;c} = s [F\$; h = h_{4;c} ; P = P_{4;c}]$$

$$v_{4;c} = v [F\$; h = h_{4;c} ; P = P_{4;c}]$$

Calor rejeitado no caso limpo

$$\dot{Q}_{cd;c} = \dot{Q}_{ev} + W_c$$

Condensador no caso limpo

$$\dot{Q}_{cd;c} = e_{cd;c} \cdot \dot{m}_{a;cd} \cdot c_a \cdot [T_{3;c} - TBU]$$

$$\dot{Q}_{cd;c} = \dot{m}_{a;cd} \cdot c_a \cdot [T_{0;cd} - TBU]$$

$$e_{cd;c} = 1 - \exp \left[\frac{-UA_c}{\dot{m}_{a;cd} \cdot c_a} \right]$$

$$UA_c = \left[\frac{1000}{H_{i;c} \cdot A_i} + \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2 \cdot 3,142 \cdot k_{cu} \cdot L \cdot N_t} + \frac{1000}{H_{o;c} \cdot A_o} \right]^{-1}$$

$$\text{Call PipeFlow} \left[\text{'water'} ; TBU ; P_{\text{bomba}} ; \frac{\dot{m}_{a;cd}}{N_t} ; D_i ; L ; \text{RelRough}_{cu} ; H_{i;c} ; h_{H;c} ; DP_c ; \text{Nusselt}_c ; f_c ; Re_c \right]$$

Call **Cond**_{horizontal;N;Cylinders} ['R134A' ; T_{3;c} ; T_{3;c} - 0,01 ; D_o ; 1 : H_{o;c} ; Nusselt_{m;c}]

Anexos

A Dados de Desempenho do Chiller Hitachi

Part Load				
%	Cap	Cons.	h	COP
	TR	kW	kW/TR	kW/kW
100	147.7	126.6	0.86	4.1
90	132.9	99.7	0.75	4.7
80	118.2	81.0	0.69	5.1
75	110.8	73.4	0.66	5.3
70	103.4	66.9	0.65	5.4
60	88.6	55.5	0.63	5.6
50	73.9	46.0	0.62	5.6
40	59.1	38.4	0.65	5.4
30	44.3	32.4	0.73	4.8
25	36.9	30.8	0.83	4.2
20	29.5	28.9	0.98	3.6
15	22.2	25.6	1.15	3.0
10	14.8	20.3	1.38	2.6

Figura A1 – Desempenho chiller Hitachi Samurai RCU165