



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROPOSTA DE METODOLOGIA PREDITIVA
PARA OTIMIZAÇÃO DA LIMPEZA DE
TROCADORES DE CALOR RESFRIADO A
ÁGUA**

Por,

**Bruno David Bevilaqua Meloni
Lucas Gabriel Lopes de Sousa**

Brasília, 9 de dezembro de 2019

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

PROPOSTA DE METODOLOGIA PREDITIVA PARA OTIMIZAÇÃO DA LIMPEZA DE TROCADORES DE CALOR RESFRIADO A ÁGUA

Por,

Bruno David Bevilaqua Meloni
Lucas Gabriel Lopes de Sousa

Relatório submetido como requisito para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

João Manoel Dias Pimenta, Dr. (UnB/ENM)

Adolfo Bauchspiess, Dr.-Ing. (UnB/ENE)

Guilherme Caribe de Carvalho, PhD (UnB/ENM)

Marco Antonio F. do Egito Coelho, PhD (UnB/ENE)

Brasília 9 de dezembro de 2019

Dedicatoria

Inicialmente gostaríamos de agradecer ao Prof. Dr. João Manoel Dias Pimenta pelo suporte, correções, aprendizados e, por fim, incentivos de desenvolver o presente trabalho. A todos os professores e professoras da Universidade de Brasília, aos quais terão os nossos eternos agradecimentos por nos propiciar o conhecimento não apenas racional, mas também a formação de engenheiros cientes de suas responsabilidades e obrigações.

Agradecemos aos nossos familiares que estiveram conosco ao longo destes longos anos da graduação, sempre apoiando nossos projetos, entendendo nossa ausência e incentivando nas horas difíceis de cansaço. Este agradecimento se estende também aos nossos amigos, tanto aqueles que surgiram na graduação quanto aos que vieram de antes deste momento. A estes, nosso muito obrigado pela companhia e memórias nos bons momentos e pela compreensão nos ruins.

Alguns agradecimentos especiais às pessoas que encontramos ao longo da trajetória no curso de engenharia mecânica. Gostaríamos de agradecer à equipe de competição Piratas do Cerrado que além de ter nos fornecido grandes amizades, teve um papel de grande importância em nossa formação como engenheiros, trazendo um pouco de prática ao dia a dia teórico da universidade. Por fim, mas não menos importante, agradecemos ao nosso primeiro grupo de projeto formado na UnB, grupo de colegas do primeiro semestre de universidade que vieram a se tornar grandes amigos durante o curso, se mantendo unido até hoje, nas mais diversas partes do mundo.

RESUMO

A manutenção é elemento essencial para o pleno funcionamento de qualquer sistema mecânico. A aplicação de manutenção preditiva em chillers pode, além de elevar sua vida útil, ter o potencial de reduzir custos operacionais. Devido à grande parcela dos custos de uma empresa ser associado ao custo operacional de uma Central de Água Gelada, a troca da manutenção baseada no tempo para uma abordagem com ênfase em custos se demonstra de grande interesse. O presente trabalho busca desenvolver uma metodologia de identificação de falhas associadas a incrustação dos tubos do condensador de forma a otimizar a tomada de decisão para a parada do ativo.

Palavras-chaves: Chiller. Manutenção Preditiva. Trocador de calor. Incrustação.

ABSTRACT

The key for any reliable mechanical system is maintenance. Predictive maintenance may increase chillers lifespan and have the potential to reduce operating costs. Given the large share of a company's costs associated with the operating cost of a Water-Cooled Central, changing from time-based maintenance to a cost-focused approach might be beneficial. In this current report, a methodology is developed seeking to identify faults associated to fouling of condenser tubes in order to optimize decision making for asset shutdown.

Key-words: Chiller. Predictive Maintenance. Heat Exchanger. Fouling.

Lista de Figuras

| | |
|--|----|
| Figura 2.1 – Classificação dos tipos de manutenção | 10 |
| Figura 2.2 – Ciclo de Refrigeração (CENGEL; GHAJAR, 2009) | 12 |
| Figura 2.3 – Ciclo de Refrigeração por Compressão (CENGEL; GHAJAR, 2009) | 12 |
| Figura 2.4 – Chiller Resfriado à Água (INDUSTRIAIS, 2019) | 13 |
| Figura 2.5 – Esquemático Chiller Resfriado à Água (BAGLIONE, 2019) modificado | 14 |
| Figura 3.1 – Comparativo entre tubos do condensador limpos e sujos (SERVICES, 2019) | 20 |
| Figura 3.2 – Processos de deposição e remoção durante incrustação | 21 |
| Figura 3.3 – Mudança na espessura de deposição com o tempo (BOTT, 1995) | 22 |
| Figura 3.4 – Esquemático de resistências presentes no processo | 23 |
| Figura 4.1 – Approach no Condensador um Chiller | 31 |
| Figura 4.2 – Falhas comuns segundo Li e Braun (2007) | 33 |
| Figura 4.3 – Fluxograma de processos anteriores a análise de falha por incrustação | 34 |
| Figura 4.4 – Fluxograma de análise de falha por incrustação | 38 |
| Figura 4.5 – Valores referência para consumo elétrico em Brasília, retirado do site da prestadora de serviço | 41 |
| Figura 4.6 – Curva de custo total no tempo | 43 |
| Figura 5.1 – Foto aérea da frente do TST (METROPOLES, 2019) | 45 |
| Figura 5.2 – Chillers presentes no TST | 46 |
| Figura 5.3 – Display padrão dos Chillers | 47 |
| Figura 5.4 – Distribuição de carga térmica média diária no ano | 48 |
| Figura 6.1 – Custo de operação por hora | 53 |
| Figura 6.2 – Taxa calor trocado na evaporadora | 54 |
| Figura 6.3 – Pperda de carga nos tubos de água do condensador | 54 |
| Figura 6.4 – Potência exigida do compressor | 54 |
| Figura 6.5 – Coeficiente global de transferência de calor para instalação com água de dureza 500 ppm | 56 |

| | |
|---|----|
| Figura 6.6 – Crescimento da resistência térmica e da espessura da camada incrustante para instalação com água de dureza 500 ppm | 56 |
| Figura 6.7 – Perda de carga nos tudos do condensador para instalação com água de dureza 500 ppm | 57 |
| Figura 6.8 – Variação comparativa do trabalho do compressor para instalação com água de dureza 500 ppm | 57 |
| Figura 6.9 – Diminuição do coeficiente de performance (COP) para instalação com água de dureza 500 ppm | 58 |
| Figura 6.10 – Coeficiente global de transferência de calor para diversas concentração de $CaCO_3$ | 59 |
| Figura 6.11 – Resistência térmica de incrustação para diversas concentração de $CaCO_3$ | 59 |
| Figura 6.12 – Variação no approach para diversas concentração de $CaCO_3$ | 60 |
| Figura 6.13 – Variação no trabalho do compressor para diversas concentração de $CaCO_3$ | 61 |
| Figura 6.14 – Variação COP para diversas concentração de $CaCO_3$ | 61 |
| Figura 6.15 – Perda de carga para diversas concentração de $CaCO_3$ | 62 |
| Figura 6.16 – Comparativo de tempo ótimo para diferentes durezas de água | 64 |
| Figura 6.17 – Fluxograma de implementação em campo da metodologia proposta | 67 |

Lista de Tabelas

| | |
|--|----|
| Tabela 3.1 – Qualidade da água (FIRDAUS; PRASETYO; LUCIANA, 2016) | 21 |
| Tabela 3.2 – Condutividade térmica (BOTT, 1995) | 24 |
| Tabela 3.3 – Valores de referência para a dureza total da água (CREMASCHI; WU, 2015) | 28 |
| Tabela 5.1 – Nomenclatura dos Chillers | 46 |
| Tabela 5.2 – Bomba de água modelo KSB MEGANORM 150-315 | 49 |
| Tabela 5.3 – Condensador presente no chiller do TST | 51 |
| Tabela 6.1 – Comparativo de data e valor para resistência final para cada dureza . . | 60 |
| Tabela 6.2 – Comparativos de preço de operação e manutenção para diferentes durezas no primeiro ano de funcionamento | 62 |
| Tabela 6.3 – Momento que o Δ Approach atinge o valor de $1,5^{\circ}C$ | 63 |
| Tabela 6.4 – Momento ótimo para a parada de manutenção com base na abordagem de custos | 64 |

Lista de símbolos

Símbolos latinos

| | |
|---------------|---|
| A | Área |
| $APPR$ | Temperatura de Approach |
| $APPR_r$ | Variação do Approach pelas falhas por carga de gás refrigerante |
| C | Custo total de Manutenção |
| C_{el} | Energia Utilizada no Período |
| C_l | Custo de Limpeza do Trocador |
| C_m | Custo da realização da manutenção |
| C_{mp} | Custo de Máquina Parada |
| c_p | Calor Específico da água |
| D | Diâmetro |
| D | Disponibilidade |
| E | Custo da Eletricidade |
| f | Fator de Atrito |
| h | Coefficiente de Transferência de Calor por Convecção |
| H | Entalpia |
| k | Condutividade térmica |
| $K_{sc,appr}$ | Relação entre sub-resfriamento e temperatura de approach |
| L | Comprimento |

| | |
|-------|---|
| M | Manutenibilidade |
| m | Massa |
| N | Número total de falhas |
| P | Pressão |
| Q | Transferência de Calor |
| R | Confiabilidade |
| R_f | Fator de Incrustação |
| s | Espessura |
| t | Tempo |
| T | Temperatura |
| T_x | Tarifa |
| u | Velocidade de Escoamento |
| U | Coefficiente Global de Transferência de Calor |
| V | Vazão |

Símbolos Gregos

| | |
|-----------|-----------------|
| λ | Taxa de Falhas |
| δ | Variação |
| μ | Taxa de Reparos |

Subscritos

| | |
|--------|----------------------------------|
| c | Condensação |
| cdi | Entrada na Condensadora |
| cdo | Saída da Condensadora |
| cl | Clean (situação sem incrustação) |
| $cond$ | Água de Condensação |

| | |
|-------------|------------------------------------|
| <i>dis</i> | Descarga do Compressor |
| <i>el</i> | Eletricidade |
| <i>evap</i> | Água Gelada |
| <i>evi</i> | Entrada na Evaporadora |
| <i>evo</i> | Saída da Evaporadora |
| <i>f</i> | Fouling (situação com incrustação) |
| <i>i</i> | In (Dentro ou entrada) |
| <i>ll</i> | Linha de Líquido |
| <i>ms</i> | Medida Real |
| <i>o</i> | Out (Fora ou saída) |
| <i>r</i> | Gás Refrigerante |
| <i>ref</i> | Referência |
| <i>sc</i> | Sub-resfriamento |
| <i>suc</i> | Sucção do Compressor |

Sobrescritos

| | |
|---------------------|--|
| $\dot{}$ | Taxa de variação no tempo |
| * | Coefficiente adaptado para falha por carga de gás refrigerante |

Siglas

| | |
|--------|---|
| AHU | Air Handling Unit (Unidade de Tratamento de Ar) |
| ANATEL | Agência Nacional de Telecomunicações |
| COP | Coefficient Of Performance (Coeficiente de Desempenho) |
| EUA | Estados Unidos da América |
| FDD | Failure Detection and Diagnosis (Detecção e Diagnóstico de Falhas) |
| HVAC | Heating, Ventilating and Air Conditining"(em português "Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado") |
| IA | Inteligência Artificial |

| | |
|------|--|
| IDAE | Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía |
| IoT | Internet of Things (Internet das Coisas) |
| LMTD | Logarithmic Mean Temperature Difference (Diferença de Temperatura Média Logarítmica) |
| ML | Machine Learning |
| MTBF | Mean Time Between Failures (Tempo Médio Entre Falhas) |
| MTTR | Mean Time To Repair (Tempo Médio De Reparo) |
| pH | Potencial Hidrogeniônico |
| PMOC | Plano de Manutenção, Operação e Controle |
| TBF | Time Between Failures (Tempo Entre Falhas) |
| TDS | Total Dissolved Solids (Total de Sólidos Dissolvidos) |
| TR | Time to Repair (Tempo de Reparo) |
| TST | Tribunal Superior do Trabalho |
| Urbs | Urbanização de Curitiba |
| VIR | Viação Itapemirim |

Sumário

| | | |
|------------|---|-----------|
| | 1 INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1 | 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 CONCEITOS GERAIS SOBRE MANUTENÇÃO | 9 |
| 2.1 | Conceitos Gerais Sobre Manutenção | 9 |
| 2.1.1 | Tipos de Manutenção | 9 |
| 2.1.2 | Manutenção Preditiva | 11 |
| 2.2 | Manutenção Aplicada a Chillers | 11 |
| 2.2.1 | Configuração de um Chiller | 11 |
| 2.2.2 | Planos de Manutenção | 14 |
| 2.2.2.1 | Plano de Manutenção de Sistema de Ar Condicionado | 15 |
| 2.2.3 | Manutenção do Chiller | 16 |
| 2.2.3.1 | Evaporador | 16 |
| 2.2.3.2 | Condensador | 16 |
| 2.2.3.3 | Compressor | 17 |
| 2.2.3.4 | Circuito Refrigerante | 17 |
| 2.2.3.5 | Painéis Elétricos e Eletrônicos | 17 |
| 2.2.4 | Manutenção do Condensador | 17 |
| | 3 INCRUSTAÇÃO DA UNIDADE CONDENSADORA | 19 |
| 3.1 | Descrição do Problema | 19 |
| 3.2 | Fator de incrustação | 22 |
| 3.3 | Influência da incrustação no fluxo de água | 24 |

| | | |
|------------|--|-----------|
| 3.4 | Influência da incrustação na perda de carga | 25 |
| 3.5 | Modelos de Incrustação | 26 |
| 3.5.1 | Modelo de Incrustação Particulado - Kern-Seaton | 26 |
| 3.5.2 | Modelo de Incrustação Adotado | 27 |
| | 4 METODOLOGIA PROPOSTA | 30 |
| 4.1 | Transferência de Calor | 30 |
| 4.1.1 | Approach | 30 |
| 4.1.2 | Diferença de Temperatura Média Logaritmica - LMTD | 31 |
| 4.1.3 | Transferência de Calor em um Trocador | 32 |
| 4.2 | Fluxograma de Verificações de Falhas | 33 |
| 4.3 | Verificação de falhas distintas de incrustação | 35 |
| 4.3.1 | Falha por vazão de água reduzida na condensadora | 35 |
| 4.3.2 | Falha por vazão de água reduzida na evaporadora | 35 |
| 4.3.3 | Falha por presença de gases não condensáveis | 36 |
| 4.4 | Falha de incrustação no condensador | 36 |
| 4.5 | Metodologia de Decisão para Realizar Manutenção do Condensador | 39 |
| 4.6 | Análise Econômica | 39 |
| 4.6.1 | Custo de Manutenção | 40 |
| 4.6.2 | Custo de Máquina Parada | 40 |
| 4.6.3 | Custo de Máquina Operando | 41 |
| 4.7 | Algoritmo para Análise de Custos de Operação | 41 |
| 4.7.1 | Funções auxiliares | 42 |
| 4.8 | Respostas do Algoritmo | 42 |
| | 5 MODELAGEM DO CHILLER | 44 |
| 5.1 | Considerações Iniciais | 44 |
| 5.2 | Instalação Referência para a Modelagem | 45 |
| 5.2.1 | Característica dos Chillers Avaliados | 46 |
| 5.2.2 | Histórico de Dados | 47 |
| 5.3 | Carga Térmica | 48 |
| 5.3.1 | Graus-hora de Refrigeração - GHR | 48 |
| 5.4 | Torre de Resfriamento | 49 |
| 5.5 | Compressor | 49 |
| 5.6 | Condensador | 50 |
| 5.6.1 | Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor e Área do Trocador | 51 |
| 5.7 | Válvula de Expansão | 51 |
| 5.8 | Evaporador | 52 |

| | | | |
|------------|----------|--|-----------|
| | 6 | RESULTADOS | 53 |
| 6.1 | | Resultados de Dados Coletados | 53 |
| 6.2 | | Chiller Simulado Sem Progressão de Incrustação | 55 |
| 6.3 | | Chiller Simulado Com Progressão de Incrustação | 55 |
| 6.3.1 | | Presença do Grau de Dureza da Água | 55 |
| 6.3.2 | | Sensibilidade do Modelo a Variação de Dureza | 58 |
| 6.4 | | Comparação Abordagens de Manutenção - Anual, APPR e Modelo Proposto | 62 |
| 6.5 | | Análise dos Resultados | 65 |
| 6.6 | | Implementação em Campo | 66 |
| | 7 | CONSIDERAÇÕES FINAIS | 68 |
| 7.1 | | Proposta de Trabalhos Futuros | 69 |
| | | REFERÊNCIAS | 70 |
| | | APÊNDICE A CÓDIGO PRINCIPAL | 73 |
| | | APÊNDICE B FUNÇÕES AUXILIARES | 78 |
| B.1 | | tempsatvapor.m | 78 |
| B.2 | | sat_vap_entalpy.m | 78 |
| B.3 | | vap_sup_entalpy.m | 79 |
| | | APÊNDICE C CODIGO EES CHILLER VIRTUAL | 80 |
| | | ANEXO A DADOS DO COMPRESSOR PARA ANÁLISE DA RAZÃO DE COMPRESSÃO | 86 |

1 Introdução

1.1 Tema em estudo e sua relevância

Os principais objetivos contemplados em projetos de sistemas de ar condicionado são equilibrar de maneira ótima o conforto térmico dos usuários, a qualidade do ar e os custos relacionados (JANSSEN, 1999). O Instituto espanhol IDAE (TEMBLEQUE, 2004) estima que 48% do consumo de prédios comerciais europeus é voltado para aplicações HVAC, chegando a 57% para os Estados Unidos. Segundo Pérez-Lombard, Ortiz e Pout (2008), sistemas de aquecimento, ventilação e condicionamento apresentam os maiores gastos energéticos de prédios comerciais e residenciais. Portanto, estes sistemas são responsáveis por aproximadamente metade do consumo energético de prédios comerciais, compondo de 10% a 20% do consumo total de países desenvolvidos.

Olhando para o panorama de consumo no Brasil, o Ministério de Minas e Energia publicou uma nota técnica informando que o consumo de energia elétrica voltado para o condicionamento de ar no setor residencial aumentou em 237% nos últimos 12 anos, chegando a um gasto total de 18,7 TWh no ano de 2017. Ainda segundo esta nota técnica, de acordo com os relatórios de Balanço de Energia Útil de 1984 à 2004, a participação de energia elétrica destinada para aplicações de refrigeração aumentou de 30% para 32% no âmbito residencial e de 15% para 33% no comercial (EPE, 2018).

Com estes aumentos, a questão de se ter equipamentos eficientes é de suma importância para minimizar perdas energéticas desnecessárias e, para isto, um processo de manutenção adequado entra como base para se minimizar custos operacionais. James (2005) mostra em seu estudo que a manutenção adequada de chillers chega a poupar de 20% a 30% de energia devido à melhoria de eficiência.

É interessante ainda abordar o tema da manutenção não só como algo essencial para o aumento do lucro e produtividade de indústrias de atividade-meio ou atividade-fim, mas também como um tema vital para a longevidade e menor impacto ambiental e social de equipamentos pessoais, como carros, sistemas de ar condicionado etc.

A negligência da manutenção de uma máquina, qualquer que seja esta, tem impacto direto no aumento do custo de operação da mesma e do custo da própria manutenção corretiva. Tem ainda impacto financeiro indireto com a diminuição da sua vida útil, sendo necessário realizar sua substituição em um menor intervalo de tempo, com o aumento das emissões e do consumo excessivo, impactando toda a cadeia de produção energética e de matérias prima.

Segundo Wiggins e Brodrick (2012), apesar de um sistema mecânico em geral apresentar máxima eficiência quando implantado, esta tende a decair naturalmente com o passar do tempo devido à degradações que fazem o sistema operar fora do ponto ótimo. Esta redução de desempenho é natural e pode ocorrer devido a diversos fatores, como o desgaste de componentes, o vazamento de fluido refrigerante, o acúmulo de sujeira, o mal funcionamento de sensores e os entupimentos. Para garantir um funcionamento ótimo destes sistemas, é necessário um acompanhamento regular de manutenção.

Devido ao mal funcionamento destes, uma grande parcela de energia é gasta para se compensar a operação, gerando gastos desnecessários. Segundo Wiggins e Brodrick (2012), grande parcela das instalações de pequeno e médio porte operam com algum componente em mal funcionamento, sendo estes não detectados ou informados para os proprietários. Entre outros dados, o autor traz que entre 50% e 67% dos aparelhos de ar condicionado comerciais e residenciais apresentam algum problema de fluxo de ar ou estão indevidamente carregados de fluido refrigerante.

Dada a limitação humana para o gerenciamento em larga escala de maquinários e a falta de informações para a manutenção em máquinas ou estruturas individuais, diversas soluções de gestão em manutenção e da forma como esta é realizada são propostas em trabalhos observados na academia.

Com o desenvolvimento de novos softwares e sistemas utilizando conceitos como o de automatização, “machine to machine”, Internet das Coisas e afins, é possível concentrar um grande montante de operações, realizando o gerenciamento das informações de forma eficaz.

Pode-se ver no caso da empresa BR Properties que adotou um novo sistema para unificar as operações de manutenção predial de 15 de seus 70 edifícios (COELHO, 2019). Saíndo de um modelo descentralizado e sem uma homogeneidade de qualidade para um centralizado. Ruddy Ricci Fuchs, gerente de operações da empresa, afirma que houve uma melhora imediata na qualidade da execução de tarefas do dia a dia, mesmo com uma redução de 20% da equipe de atendimento. Ainda com esta implementação, a empresa reduziu seus custos operacionais em 15%.

Devido à relação direta de consumo dos sistemas de ar condicionado e sua con-

dição de uso, a manutenção se apresenta como um tema de grande importância para a redução dos gastos associados a esses sistemas. Entende-se ainda que em geral são instalações complexas e, como já evidenciado, é necessário o gerenciamento em larga escala de maquinários visto que esse impacto aumenta em proporção com as dimensões do sistema.

1.2 Revisão Bibliográfica

Um estudo realizado no Reino Unido mostrou que aparelhos com mal funcionamento não detectados impactam em 25% a 50% do gasto total de energia de sistemas HVAC. Gasto que poderia ser reduzido para menos de 15% caso estas falhas fossem detectadas e corrigidas em um estado prematuro (YU; WORADECHJUMROEN; YU, 2014). Em sistemas HVAC mais complexos, tais problemas se tornam ainda mais difíceis de serem identificados sem a utilização de tecnologias mais elaboradas.

Segundo Zimmermann, Lu e Lo (2012), em processos de manutenção com sistemas simples de controle e monitoramento, apenas falhas críticas são sinalizadas, enquanto uma grande variedade de falhas menores, que resultam no mal funcionamento do sistema, não são automaticamente notificadas. Para resolução deste problema, o autor aborda o papel de sistemas de detecção e diagnóstico de falhas (FDD), que é garantir que todas as possíveis falhas estejam mapeadas, reduzindo então o tempo para solucionar o problema, os custos de manutenção e, em casos extremos, o tempo inoperante do sistema. Além disso, as metodologias de FDD são adotadas para aumentar o tempo de vida dos sistemas HVAC, juntamente com sua confiabilidade (CAUCHI et al., 2018).

Tais problemas não críticos causam um aumento no consumo energético, pois permitem que o sistema continue funcionando, sendo que muitas vezes este estado de mal funcionamento do sistema não é sequer identificado pela equipe responsável. Por exemplo, se o sistema de admissão de ar exterior para renovação estiver com defeito, a carga térmica total do ambiente aumentará desnecessariamente. Devido à prática de superdimensionamento de sistemas por segurança, muitas vezes este aumento de carga não é sentido pelos ocupantes, uma vez que o sistema aumenta seu funcionamento para compensar o problema. Com isso, as instalações continuam funcionando até uma falha crítica ocorrer ou uma auditoria energética ser realizada (YANG et al., 2017).

Com isso, a manutenção correta destes sistemas é essencial para garantir o conforto térmico dos usuários, operando em um nível ótimo de eficiência energética (CAUCHI et al., 2018). Ainda segundo o autor, quando uma instalação não segue nenhum plano de manutenção, tanto a confiabilidade quanto a disponibilidade do sistema são gradualmente reduzidas com o tempo, enquanto a quantidade de falhas aumenta e componentes são

degradados. Isto implica em maiores custos de manutenção relacionados com tempo de trabalho, tempo do sistema inoperante e prejuízos com falhas maiores.

Kardec e Nascif (2009) evidenciam que nos últimos 30 anos a atividade de manutenção vem se adaptando aos avanços tecnológicos e necessidades sociais. Essas alterações advêm principalmente de projetos mais complexos, novas teorias de manutenção, visibilidade da manutenção com sua função estratégica e aumento rápido de instalações, equipamentos e edifícios a serem mantidos no processo produtivo.

Outro elemento evidenciado é a pressão por processos cada vez mais seguros e eficientes que entreguem qualidade. A manutenção apresenta um papel essencial na ligação destes elos.

Nas últimas décadas, a manutenção pode ser dividida em quatro gerações, segundo Kardec e Nascif (2009). A primeira é anterior à primeira guerra mundial, a qual a indústria ainda não apresentava como prioridade a produção em grande escala, apresentando assim equipamentos superdimensionados com manutenção apenas corretiva.

Já nas décadas de 50 a 70, surge a segunda geração com um aumento na mecanização e plantas industriais mais bem elaboradas e complexas. Isso introduziu a necessidade de maior disponibilidade e confiabilidade visando a maior produção. Assim nasce o conceito da manutenção preditiva. Outro fator que também deve ser lembrado como determinante para essa fase foi a equiparação e superação dos custos de manutenção em comparação com os custos operacionais.

A partir da década de 70, observa-se a tendência mundial da produção sob medida. Isso resultou em pequenos estoques e conseqüentemente qualquer parada na produção traria grandes prejuízos. Nesta fase observa-se o reforço do conceito de manutenção preditiva.

Por fim, com os avanços tecnológicos da última década do século passado e meados dos anos 2000, chega-se à quarta fase. Nesta, observa-se o reforço na manutenção com técnicas preditivas, apresentando altos níveis de automação e monitoramento dos mais diversos sistemas.

É clara a necessidade de uma metodologia bem embasada no que tange a manutenção preditiva, entretanto é importante colocar que os custos associados à manutenção devem ser levados em consideração para que não tornem inviável o processo produtivo. Isso já era observado desde a segunda geração proposta por Kardec e Nascif (2009).

Cauchi et al. (2018), em sua pesquisa sobre árvores de falha voltadas à manutenção de prédios inteligentes, definem três tipos básicos de manutenção: inspeção, manutenção parcial e revisão geral. Combinando diferentes intervalos de tempo para cada critério, são obtidos indicadores de confiabilidade, disponibilidade, número esperado de falhas e custo

total de manutenção do sistema.

As tecnologias empregadas para a automação e monitoramento de sistemas visando a manutenção preditiva também permitem que sejam aplicadas práticas de resposta rápida, podendo inclusive antecipar as falhas imprevisíveis, causadas por fatores externos ou pelo mau uso do sistema.

Katipamula e Brambley (2005a), na parte I de sua pesquisa, fazem uma revisão dos métodos para FDD e os diferencia da realização de um prognóstico. Já na parte II (KATIPAMULA; BRAMBLEY, 2005b), são apresentadas aplicações dos termos em sistemas de refrigeração, chillers e AHU. Para Katipamula e Brambley (2005a), FDD tem como objetivo primário a detecção antecipada de falhas, assim como o diagnóstico de suas causas, permitindo então a correção das mesmas antes que hajam danos no sistema e perda de disponibilidade. Sua diferenciação de FDD para prognóstico tem como pilar central a necessidade de um modelo de falha progressiva. Além disso, relata que metodologias de prognóstico são específicas para determinadas situações, o que impede a determinação de uma metodologia geral.

Katipamula e Brambley (2005b) enfatizam que existem poucos produtos comerciais de FDD e os que existem são muito específicos. Isso apresenta um fértil mercado para o desenvolvimento de tecnologias aplicadas a situações específicas, como a manutenção de chillers. Evidencia ainda que o desenvolvimento de uma metodologia de prognóstico adequada é necessária para transformar a manutenção de HVAC de corretiva e preventiva para preditiva.

Ainda em um esforço de se determinar a melhor opção entre os métodos de FDD, Yu, Woradechjumroen e Yu (2014) apresentam uma comparação entre três diferentes métodos e combinação destes na aplicação de AHU, com base nos critérios propostos por Venkatasubramanian et al. (2003).

É interessante notar que Yu, Woradechjumroen e Yu (2014) reforçam o que outros autores já haviam citado, sistemas automatizados de detecção e diagnóstico de falhas ainda estão na sua “infância”, nas próprias palavras dos autores.

Zimmermann, Lu e Lo (2012) propõem a automatização de sistema de FDD baseado em um modelo de fluxo de calor. Ele, assim como outros autores mais recentes, apresenta a necessidade de uma automatização dos métodos correntes de manutenção para resposta mais rápida e eficiente.

Cauchi et al. (2018) apresenta em seu estudo um comparativo de um sistema hipotético submetido à operação com e sem manutenção. Os resultados são decisivos para mostrar a importância de um plano de manutenção adequada, mas também para mostrar que há um ponto ótimo na curva de custo da manutenção.

Como se pôde evidenciar, não apenas uma capacidade de detecção de falhas é desejável para a redução de custos de operação e manutenção, mas também uma identificação automatizada e capacidade de prognóstico e previsão de possíveis falhas com antecedência. Com estes fatores, reduzem-se custos logísticos, operacionais, perdas de eficiência e aumenta-se a qualidade do produto entregue, garantindo uma grande confiabilidade.

1.3 Objetivos

O objetivo central deste trabalho é o desenvolvimento de uma metodologia preditiva para otimização da limpeza de trocadores de calor resfriados a água baseada nos custos de operação e parada para manutenção. A este objetivo, ainda se associam os seguintes objetivos e metas complementares:

- Levantamento de metodologias presentes no mercado;
- Comparativo das metodologias levantadas e a metodologia proposta;
- Modelagem de um chiller resfriado a água;

1.4 Metodologia

Para se alcançarem os objetivos propostos foi traçada uma metodologia que consiste nas seguintes etapas:

- Realizar uma revisão bibliográfica para se entender o que já está sendo desenvolvido e pesquisado tanto na academia quanto no mercado. Um dos focos dessa revisão é a área de manutenção em geral, visando encontrar o que já havia sido desenvolvido para outros campos mais avançados no aspecto de prevenção e manutenção preditiva. Outro aspecto de interesse da revisão foi identificar protocolos e produtos já presentes no mercado no que tange a automatização e aplicação de IoT tanto na manutenção quanto em sistemas HVAC;
- Em seguida, busca-se a aplicação em campo. Por meio de visitas técnicas tem-se o interesse em identificar problemas recorrentes em plantas de HVAC de forma que a metodologia possa ser desenvolvida para a resolução deste elemento pontual. Com o problema definido, é desenvolvida a metodologia propriamente dita. Aproveitam-se os dados provenientes deste estudo de caso específico. Os dados são tratados e definem-se quais parâmetros são de interesse na análise para conclusões da manutenção preditiva;

- Volta-se a atenção à modelagem do chiller virtual. Com base nos valores obtidos na instalação do TST (Tribunal Superior do Trabalho), é realizada a modelagem de um chiller para que possam ser gerados dados de um período suficiente para análise;
- O chiller virtual apresenta como saída de dados as suas condições de operação, tendo como entradas dados meteorológicos. Em seguida, se faz necessário o desenvolvimento de um algoritmo para a análise das falhas paralelas à incrustação, que possam vir a apresentar um alerta falso para a análise desejada;
- Garantido que as condições de operação não estão submetidas a nenhuma falha, se desenvolve um algoritmo para a análise financeira de operação do ativo. Por meio da comparação desta com os custos associado à parada para manutenção do trocador de calor, é possível a análise de um ponto ótimo para a parada, dada a situação climática e de operação;
- Por fim, são propostas ações padronizadas com base nos alertas e prognósticos, afim de tornar ótimo o funcionamento dos elementos analisados;
- Com todos esses procedimentos realizados, é feita uma revisão crítica dos resultados e da eficácia da metodologia.

1.5 Estrutura do Trabalho

Este trabalho foi estruturado da seguinte forma: O primeiro capítulo traz a introdução ao tema em estudo, demonstrando, assim, a relevância e as pesquisas já realizadas na área.

O segundo capítulo apresenta a teoria sobre manutenção preditiva. Neste, apresentam-se os tipos de manutenção, dando ênfase para os conceitos relevantes para a construção do trabalho.

O terceiro capítulo ocupa-se primeiramente em apresentar de forma geral o que é um chiller e em seguida as diferentes manutenções necessárias para a operação correta, baseando-se em manuais e PMOCs encontrados no mercado.

O quarto capítulo apresenta qual será a falha analisada no estudo de caso e a problemática que este trabalho se propõe a solucionar. Mostra ainda os conceitos físicos por trás desta falha, equacionamento e metodologia utilizada.

O quinto capítulo propõe a análise econômica relacionada ao problema em questão. Realizam-se o equacionamento dos custos de operação, apresentam-se os valores de

referência e levantam-se as hipóteses para a tomada de decisão em relação a parada ou não para manutenção.

O sexto capítulo ocupa-se em apresentar a metodologia de análise do funcionamento do condensador para a verificação de incrustação no condensador. Neste capítulo são apresentadas as equações utilizadas para a elaboração da ferramenta e o fluxograma para a tomada de decisões.

O sétimo capítulo apresenta a ferramenta de manutenção preditiva proposta.

O oitavo capítulo aborda o estudo de caso propriamente dito, mostra a instalação em questão, a instrumentação em campo e como a ferramenta foi aplicada.

O nono capítulo discute os resultados da aplicação da ferramenta.

O décimo e último capítulo revisa o desenvolvimento da metodologia e conclui sobre sua eficiência e eficácia.

2 Manutenção

Neste capítulo são expostos os tipos de manutenção, definições e modelos utilizados no desenvolvimento do trabalho. Em seguida, discute sobre o que é um chiller de forma geral e sobre sua manutenção. Aborda ainda planos de manutenções em utilização no mercado e enfatiza suas atividades críticas e de maior importância.

2.1 Conceitos Gerais Sobre Manutenção

2.1.1 Tipos de Manutenção

De acordo Kardec e Nascif (2009), as atividade de manutenção tem passado por grandes mudanças nas últimas décadas. Alguns dos fatores que levaram a estas mudanças são: o rápido crescimento do número de equipamentos diferentes a serem mantidos operando, projetos mais complexos, novas técnicas de manutenção, aumento de competitividade das empresas e a mudança na forma de olhar a manutenção.

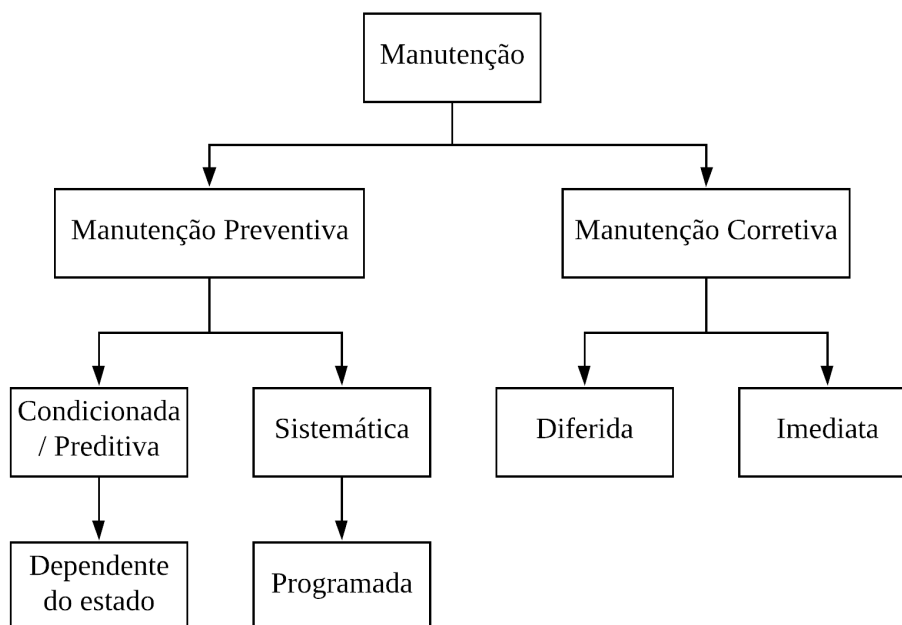


Figura 2.1: Classificação dos tipos de manutenção

As diferentes formas de manutenção podem ser classificadas de acordo à norma técnica (PORTUGUAL, 2007), que as divide em função de seu planejamento, monitoramento e estratégias, como mostrado na Fig. 2.1.

Neste caso, a manutenção é dividida em 3 tipos principais: corretiva, preventiva sistemática e preventiva condicionada/preditiva. Basicamente, a manutenção corretiva é aquela efetuada após a detecção e reconhecimento de uma falha ou mal funcionamento, esta ainda é subdividida em planejada e não planejada. A manutenção preventiva sistemática é aquela realizada em intervalos de tempo pré-definidos, ou de acordo com critérios estabelecidos, reduzindo então a probabilidade de falha ou degradação do bem analisado. Por fim, a manutenção condicionada ou preditiva é aquela realizada em função do funcionamento e da análise de parâmetros significativos deste bem.

A manutenção preditiva ainda pode ser classificada de acordo com a periodicidade da coleta de dados, dividindo-se entre de monitoramento programado ou contínuo (WIGGINS; BRODRICK, 2012). Em sistemas com monitoramento programado, é necessário que uma equipe porte os sensores necessários e faça as coletas desejadas in loco, com uma periodicidade estabelecida. Já em sistemas com monitoramento contínuo, o bem analisado tem sensores embarcados que coletam dados continuamente para análise.

Como descrito nas seções acima, neste trabalho será dado enfoque no tipo de manutenção preditiva de monitoramento contínuo e seus termos correlacionados.

Com mais detalhes, a manutenção preventiva é condicionada à evolução de parâmetros e condições de funcionamento de um sistema para decidir o momento ideal para uma determinada intervenção. Esta decisão é tomada com base em evidências experimentais de falha iminente ou que se aproxima do limite de degradação admissível pré-determinado, com base nos dados coletados (KARDEC; NASCIF, 2009). Após a detecção destas condições, a intervenção é decidida e então uma manutenção corretiva planejada é realizada.

2.1.2 Manutenção Preditiva

A utilização de monitoramento contínuo foi inicialmente adotado para equipamentos críticos com tempo de desenvolvimento de defeitos muito curto, garantindo proteção para o sistema, uma vez que seu monitoramento é acompanhado por dispositivos de alerta e que promovem a parada do equipamento, caso uma condição crítica seja detectada.

Com o desenvolvimento da eletrônica, sistemas digitais e modelos de análise, há um aumento de seu campo de aplicação, sendo utilizado para a otimização da manutenção, sendo esta realizada apenas quando necessário, por meio da Manutenção Preditiva.

Dentre as técnicas preditivas, estão as de análise de vibrações, temperatura, detecção de vazamentos, medições de espessuras, detecções de defeitos em materiais metálicos e análise de lubrificante.

2.2 Manutenção Aplicada a Chillers

Visando melhorar a qualidade do ar de interiores de ambientes climatizados, aumentar a vida útil de instalações e diminuir o consumo energético, a implantação de um Plano de Manutenção e Controle - PMOC, para sistemas de climatização, passa a ser obrigatório por lei federal (BRASIL, 2018). Segundo essa lei, o PMOC é dividido em duas partes: a manutenção mecânica do sistema de refrigeração e a análise da qualidade do ar interior.

2.2.1 Configuração de um Chiller

De forma básica um chiller é composto por uma unidade evaporadora, uma unidade condensadora, uma válvula de expansão, um compressor e sistema de controle elétrico. Com excessão do sistema de controle elétrico, estes são os elementos de um ciclo de refrigeração, ilustrado na Fig. 2.2. Com base no Ciclo de Carnot o processo 1-2 é uma

compressão adiabática, 2-3 uma rejeição isotérmica de calor, 3-4 uma expansão adiabática e 4-1 uma absorção isotérmica de calor.

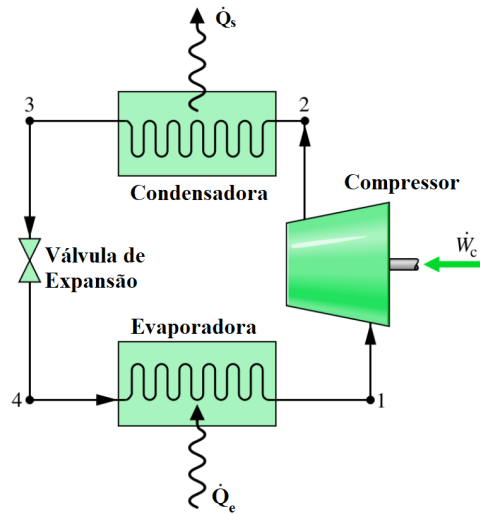


Figura 2.2: Ciclo de Refrigeração (CENGEL; GHAJAR, 2009)

O chiller opera de acordo com o ciclo de refrigeração com a presença de um grau de subresfriamento e superaquecimento. Na otimização de sistemas de refrigeração, essas variações de temperatura são de extrema importância na garantia do correto funcionamento de seus componentes. Podem-se observar ambos os casos na Fig.2.3, entre os pontos 3 e 3' há o subresfriamento e entre os pontos 1 e 1' há o superaquecimento.

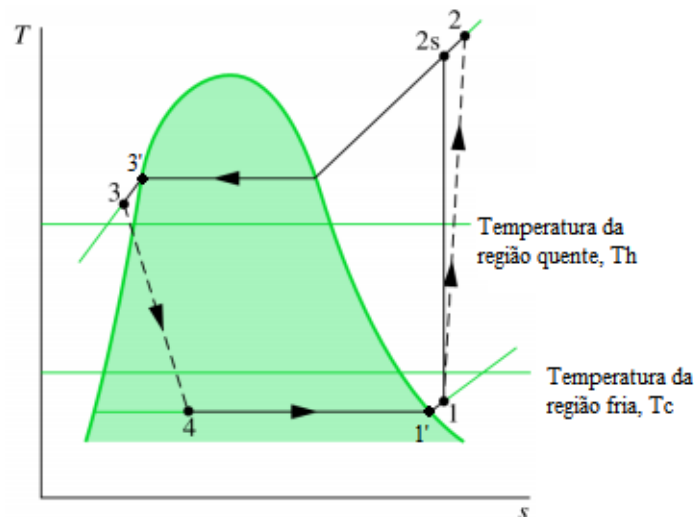


Figura 2.3: Ciclo de Refrigeração por Compressão (CENGEL; GHAJAR, 2009)

Em chillers com refrigeração a água (Fig. 2.4), o processo 2-3, a rejeição de calor, é feita na condensadora por meio da interação entre o fluido refrigerante primário e a água de condensação. Já no processo 4-1 é trocado calor entre o fluido secundário e o fluido primário. Este processo é chamado de expansão indireta, pois o fluido secundário troca calor com *fan coils* que são responsáveis pela distribuição de ar e refrigeração dos ambientes.



Figura 2.4: Chiller Resfriado à Água (INDUSTRIAIS, 2019)

Para tanto, é necessário que o chiller seja equipado juntamente de uma torre de resfriamento, para a perda de calor da água de condensação, e de *fan coils* para a distribuição térmica no ambiente. Um esquemático é apresentado na Fig. 2.5.

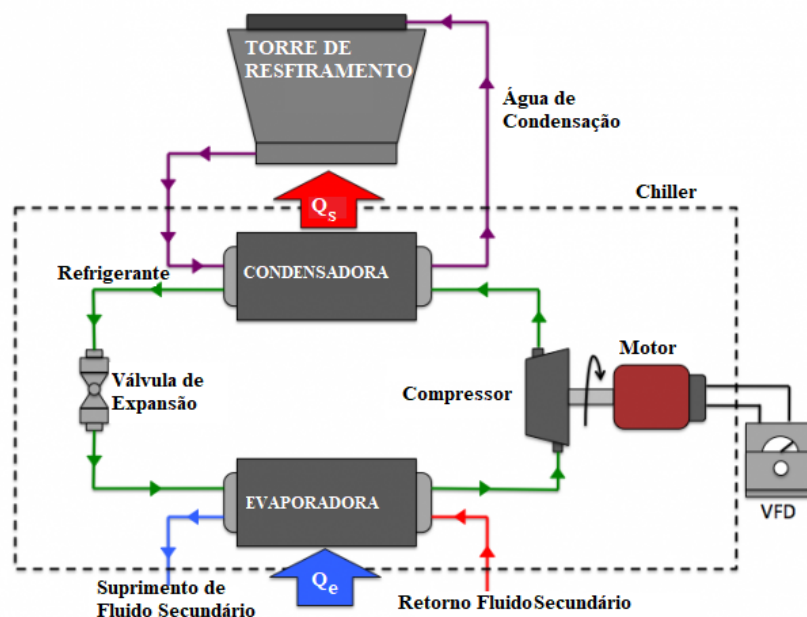


Figura 2.5: Esquemático Chiller Resfriado à Água (BAGLIONE, 2019) modificado

2.2.2 Planos de Manutenção

O plano de manutenção tem como objetivo sistematizar o processo de inspeção e revisão de elementos para o pleno funcionamento de qualquer equipamento. São verificados em planos de manutenção atividades como limpeza, inspeção visual, aferição de temperaturas, pressões e quaisquer outros valores para a observação de anomalias, busca em pontos específicos por vazamentos, reaperto de parafusos, troca e/ou limpeza de determinados componentes submetidos a maior desgaste, como filtros e rolamentos, aplicação de tratamentos químicos entre outras. Além dessas atividades planejadas, a inspeção visual pode vir a acarretar em troca de elementos não programados.

Analisando alguns planos de manutenção de grandes instalações como da Sede da ANATEL em Brasília, do TST - Tribunal Superior do Trabalho, do Data Center do Banco do Brasil, entre outras, observou-se que a manutenção consiste em preventiva sistemática majoritariamente. Alguns locais visitados contam ainda com monitoramento contínuo dos chillers, bombas, torres de arrefecimento e etc, porém, não há qualquer correlação desse monitoramento com tomadas de decisão de manutenção preditiva. Nesses casos, os dados coletados servem apenas para alerta em caso de falha eminente, o que pode trazer grandes problemas logísticos e de custos. Com base nesses planos de manutenção, observou-se que as atividades são divididas em períodos fixos, mensais, semestrais e anuais, com eventuais intervenções em caso de falha.

Existem ainda as instalações que contam com manutenção peditiva com monitori-
amento periódico. Estas instalações possuem tomadas de dados esporádicas como pressão,
temperatura etc. Nessas tomadas programadas, julga-se se a manutenção do componente
é necessária, sendo uma evolução da manutenção preventiva sistemática, que sempre faz
a manutenção ou troca do componente independente da sua condição atual.

2.2.2.1 Plano de Manutenção de Sistema de Ar Condicionado

Desde o condicionamento de ar voltado para o conforto humano até instalações
para o controle de temperatura em data centers, a utilização de Chillers é comum em
plantas de resfriamento. Essas em geral são bastante complexas, contando com o chil-
ler, que será objeto de estudo neste capítulo, mas também com torres de arrefecimento,
bombas, ventiladores, quadros elétricos etc. Cada um desses subsistemas tem diversos
componentes, sendo esses, acoplamentos, filtros, juntas, válvulas etc.

Com base em planos de manutenção, identificam-se os seguintes sub-sistemas:

- Casa de Máquinas;
- Splits;
- Distribuição e Difusão de Ar;
- Sistemas e Quadros elétricos;
- Sistemas Hidráulicos;
- Torres de Arrefecimento;
- Fan & Coil;
- Resfriados de Líquido - Centrífugo (Chiller);
- Tratamento Químico da Água do Sistema Central de Condicionamento de Ar.

Verifica-se que um sistema completo de ar condicionado, como o apresentado,
possui diversos sub-sistemas que necessitam de cuidado e de um plano de manutenção
detalhado, afim de garantir o correto funcionamento, visto que a falha de um sub-sistema
pode conferir a ineficácia do sistema de ar condicionado como um todo.

2.2.3 Manutenção do Chiller

Consultados manuais de alguns dos principais fabricantes do mercado, observa-se que as recomendações de periodicidade se limitam a semanal, mensal e anual, com diferentes atividades em cada período. Estes recomendam que seja feita a anotação semanal dos dados de operação. Sugerem ainda que se houver um sistema de monitoramento e/ou análise de determinados componentes de forma mais incisiva (como retirada de amostra de óleo para análise em laboratório), o tempo entre manutenções pode ser prolongado com base nas especificações dos componentes. Associando os manuais analisados com os planos de manutenção já referidos, pode-se dividir a manutenção de chillers nos seguintes tópicos:

- Evaporador;
- Condensador;
- Unidade de Purga;
- Compressor;
- Circuito Refrigerante;
- Painéis Elétricos e Eletrônicos.

Para todos os tópicos discutidos a seguir é padrão da manutenção destes a coleta de dados de operação, como pressão e temperatura, além da inspeção visual dos componentes.

2.2.3.1 Evaporador

Consiste na unidade que realiza a troca de calor entre dois sistemas fechados, ou seja, menor chance de incrustação e obstruções. Sua manutenção se resume a determinação do grau de superaquecimento, com base nos dados de operação, na inspeção visual de isolamento térmico da unidade, na identificação de vazamentos e em abertura da unidade para sua limpeza.

2.2.3.2 Condensador

Esta unidade é semelhante a unidade evaporadora, entretanto é composta por um ciclo aberto, o que traz grande relevância no aspecto da abertura e limpeza da unidade. Outras atividades na manutenção da condensadora são a limpeza do sistema de drenagem,

purgar gases não condensáveis do sistema, medir e registrar o subresfriamento com base nos dados de operação e identificação de vazamentos.

2.2.3.3 Compressor

Por possuir partes móveis e sistema elétrico, o compressor exige grande atenção na sua manutenção. Deve-se verificar todo o sistema de óleo dando atenção a sua pressão, temperatura, filtros, linhas e conexões. Deve-se também se atentar para elementos como rolamentos, rotores, carcaça, fixação e apertos. E, por fim, deve-se inspecionar o sistema elétrico como um todo e seu isolamento.

2.2.3.4 Circuito Refrigerante

O circuito refrigerante é algo difuso por possuir partes tanto na unidade condensadora e evaporadora quanto no compressor. Aqui preocupa-se em inspecionar a tubulação, isolamento térmico, válvulas solenoide e de expansão, corrigir perdas de fluidos, verificar presença de umidade no visor de líquido e inspecionar o filtro de secador.

2.2.3.5 Painéis Elétricos e Eletrônicos

Deve-se inspecionar a integridade dos elementos como fios, fusíveis, lâmpadas de sinalização, botoeiras, etc.

2.2.4 Manutenção do Condensador

Analisando-se procedimentos realizados no mercado, esta manutenção apresenta uma periodicidade anual para instalações com um acompanhamento regular e tratamento adequado da água de arrefecimento. Em instalações que não realizem o tratamento correto da água, o desenvolvimento da camada de incrustação será maior e, conseqüentemente, a parada para limpeza será necessária com uma maior frequência. O tempo médio para realização desta limpeza para um chiller de 400 TR é de 9 horas de trabalho, dispondo de 2 técnicos.

Abaixo são detalhadas as etapas necessárias para a prestação deste serviço:

1. Desligamento geral das bombas de água de arrefecimento, torres de resfriamento, chillers e quadros de comando;
2. Fechamento da entrada e saída de água de arrefecimento;

3. Retro lavagem com circulação de produto químico nos tubos do trocador de calor do condensador para remoção e amolecimento das partículas de sujeira presentes em suas paredes internas;
4. Abertura das tampas das extremidades do trocador de calor do condensador;
5. Incisão de Escovas de Nylon para limpeza mecânica das paredes internas dos tubos dos trocadores de calor do condensador;
6. Substituição das borrachas de isolamento das tampas do condensador;
7. Reinstalação das tampas do trocador de calor;
8. Abertura das válvulas de entrada e saída da água de arrefecimento;
9. Energização dos equipamentos, seguido de testes de funcionamento do Chiller;
10. Verificar funcionamento da Chave de fluxo do condensador e evaporador;
11. Verificar e corrigir pontos de vazamento no circuito após fechamento das tampas do trocador;
12. Verificar atuação dos sensores de temperatura;
13. Realizar leituras dos parâmetros para calcular o approach;
14. Entrega de Relatório Fotográfico.

3 INCRUSTAÇÃO DA UNIDADE CONDENSADORA

Para o desenvolvimento e teste da ferramenta de manutenção proposta no Capítulo 4, será analisada a falha relacionada à incrustação nas paredes internas do trocador de calor da unidade condensadora. Neste capítulo, esta falha é descrita, expondo seus princípios físicos, causas e efeitos.

3.1 Descrição do Problema

Como dito anteriormente, condensadores resfriados a água são sistemas abertos devido à presença da torre de resfriamento. Decorrente da própria forma de funcionamento deste componente, a água utilizada para retirar calor do condensador está em contato direto com o ambiente, sendo necessário realizar um controle químico de suas características. Contudo, mesmo com este cuidado com a água de arrefecimento do condensador, ela ainda sofre com o aumento da concentração de minerais e recebe impurezas e micro-organismos do meio ambiente.

Com a circulação desta água com contaminantes no interior dos tubos do trocador de calor, ocorre naturalmente a acumulação de depósitos indesejados nas superfícies dos trocadores, fenômeno chamado de incrustação (BOTT, 1995). Estes depósitos podem ser categorizados em:

- Particulados;
- Precipitação/Cristalização;
- Crescimento de micro-organismos;
- Derivados de reações químicas;
- Derivados de processos corrosivos.

Na Fig. 3.1 é mostrado um comparativo entre metade do condensador com seus tubos limpos e metade com seus tubos incrustados.



Figura 3.1: Comparativo entre tubos do condensador limpos e sujos (SERVICES, 2019)

Os caracterizados como cristalização são minerais presentes na água, como os compostos de cálcio e magnésio, que apresentam uma característica reversa de solubilidade, ou seja, se tornam menos solúveis com o aumento da temperatura. Este fenômeno faz com que precipitem ao entrarem em contato com o trocador, no interior das tubulações (TECHNOLOGIES, 2016). Isto é um problema, pois estes minerais apresentam uma baixa condutividade térmica, sendo cerca de 100 vezes menor do que a do cobre. Deste modo, qualquer incremento de depósito gera uma diminuição considerável na eficiência de troca de calor e no aumento da perda de carga, diminuindo a eficiência do sistema como um todo.

Além do problema acarretado pelo depósito de minerais, outra forma de incrustação é ocasionada pelo crescimento da população de micro-organismos nas paredes das tubulações, que apresentam uma condutividade térmica quatro vezes menor do que a dos minerais. Estes são ambientes propícios para o desenvolvimento de bactérias, pois apresentam a energia e nutrientes necessários para seu crescimento.

Por fim, a formação destas incrustações ainda acarretam em um processo corrosivo nas tubulações que, se não tomado o devido cuidado, pode causar danos permanentes em suas paredes, chegando a falha do componente e necessidade de substituição.

Apesar dos diversos mecanismos de incrustação existentes, para o caso de estudo do condensador arrefecido por água, a forma predominante é devido à cristalização e particulado (FIRDAUS; PRASETYO; LUCIANA, 2016). Um dos fatores de maior impacto na incrustação deste componente é a qualidade da água utilizada no circuito da torre de

resfriamento, pode-se ver na Tab. 3.1 alguns valores de parâmetros recomendados, sendo o valor de dureza total (CaCo3) relacionado ao mecanismo de cristalização.

| Parâmetro | Recomendação do fabricante ($\frac{mg}{l}$) |
|-----------------------|---|
| pH | 7,5 - 8,5 |
| TDS | 1500 |
| Cloretos | 100 |
| Sulfatos | 35 |
| Sólido suspenso total | 10 |
| Dureza total (CaCo3) | 400 |
| Ferro | 1 |

Tabela 3.1: Qualidade da água (FIRDAUS; PRASETYO; LUCIANA, 2016)

Pode-se classificar a taxa de crescimento de deposição sobre uma superfície pelas suas taxas de deposição e remoção, sendo possível visualizar neste problema de iteração entre superfície e fluido em movimento em duas situações básicas: adesão de depósitos suspensos na superfície e a remoção de matéria depositada na parede pelo escoamento, conforme Fig. 3.2.

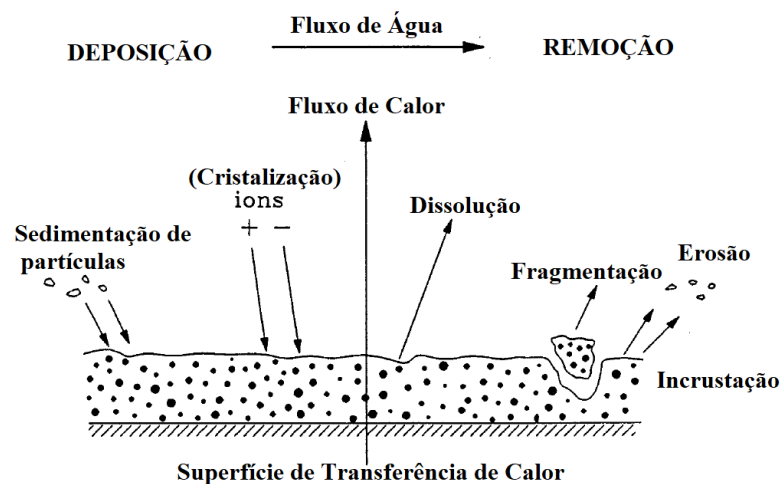


Figura 3.2: Processos de deposição e remoção durante incrustação (KAZI, 2012)

A espessura de deposição ainda varia com o tempo, conforme mostrado genericamente na Fig. 3.3, dividido em 3 fases. Na região A o processo se inicia e permanece com uma espessura muito fina, tendo a taxa de remoção da ordem da taxa de deposição.

Na região B a taxa de deposição é maior do que a de remoção, aumentando a espessura de incrustação até o ponto em que estas taxas voltam a se igualar, chegando na região C. Vale ressaltar que para casos críticos a região B pode se prolongar até o entupimento completo do tubo do trocador.

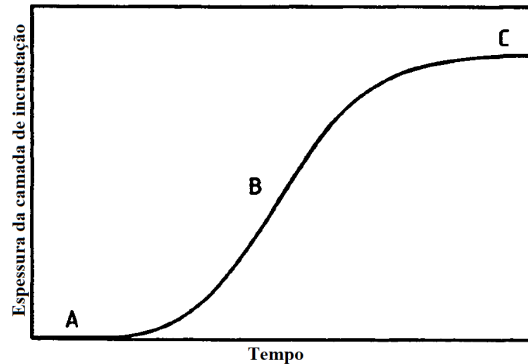


Figura 3.3: Mudança na espessura de deposição com o tempo (BOTT, 1995)

Dois problemas básicos surgem com o aumento da incrustação: o aumento da perda de carga na tubulação e a diminuição da taxa de transferência de calor. Estes problemas acarretam em um maior gasto energético tanto no compressor do chiller quanto na bomba do circuito de água de arrefecimento, pela necessidade de compensar as perdas geradas.

Esse problema está diretamente ligado à eficiência do sistema, sendo de progressão contínua e sua manutenção necessita de interferência invasiva do chiller, desmontando parte da condensadora para realizar a limpeza. Dessa forma é justificável um monitoramento contínuo da situação, abrindo-o apenas quando necessário. Contudo, segundo recomendação dos fabricantes e constatado nas visitas técnicas realizadas para realização deste trabalho, verificou-se que a manutenção deste componente é realizada conforme manutenção preventiva sistemática, com intervalos de intervenções para limpeza anuais.

A seguir são descritos alguns conceitos necessários para o melhor entendimento do trabalho, antes de seguir para a metodologia e tratativa do problema.

3.2 Fator de incrustação

Quanto à influencia da incrustação na transferência de calor, define-se o Fator de incrustação (R_f), que representa a resistência teórica à transferência de calor devido à formação de depósitos indesejados sobre as superfícies dos trocadores (BOTT, 1995). Este fator tende a aumentar com o passar do tempo, justamente devido ao aumento de

deposição, representando então uma resistência adicional à troca. Pode-se observar na Fig. 3.4 um esquemático das resistências térmicas presentes neste caso. Além disso, a incrustação aumenta em função do aumento de temperatura e diminuição da velocidade do escoamento.

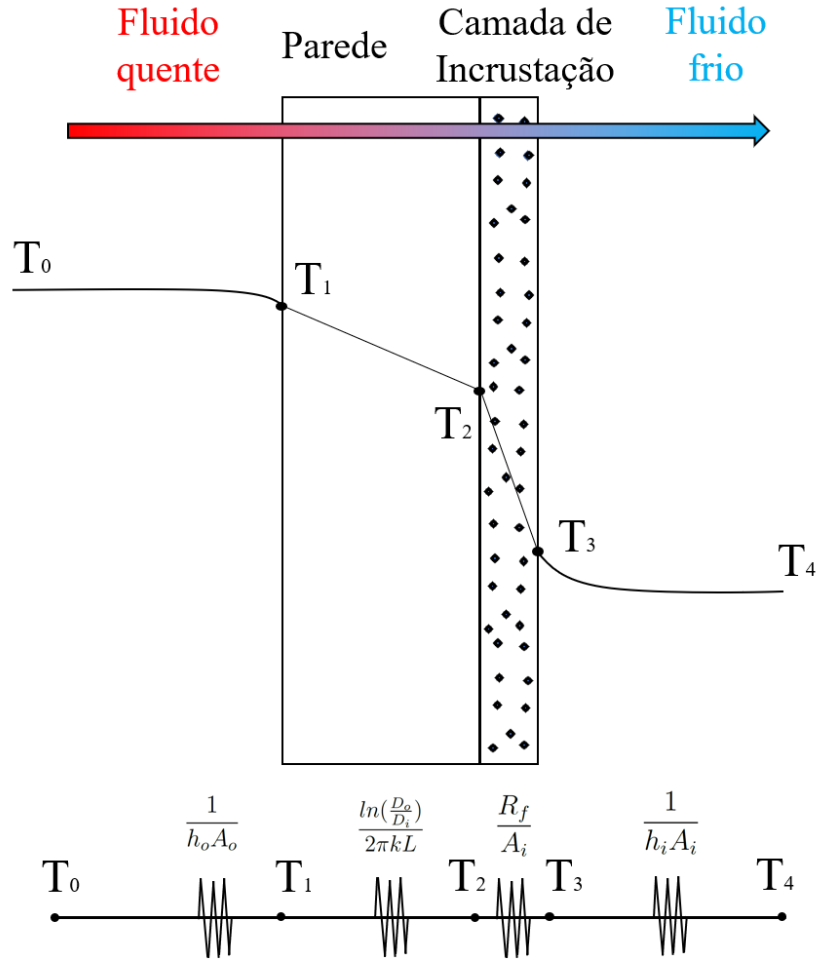


Figura 3.4: Esquemático de resistências presentes no processo

O coeficiente global de transferência de calor (U) para um trocador de calor casco e tubo não aletado respeita a relação mostrada na Eq. 3.1, considerando-se a formação de incrustações apenas no interior da tubulação (CENGEL; GHAJAR, 2009).

$$\frac{1}{U_f A} = R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_f}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (3.1)$$

Neste equacionamento, os subíndices "i" e "o" são respectivamente as características do interior e exterior da tubulação, " U_f " representa o coeficiente global de transferência de calor para um trocador com incrustação, " A " as áreas de superfície, " D " os diâmetros

de tubulação, "k" a condutividade térmica do material do trocador, "L" o comprimento e "h" os coeficientes de transferência de calor por convecção.

Mesmo um mínimo acúmulo de depósitos nas superfícies do trocador já aumenta drasticamente a resistência térmica da troca. As condutividades térmicas de alguns depósitos comuns na incrustação são mostradas na Tab. 3.2.

| Material | Condutividade Térmica ($\frac{W}{mK}$) |
|-----------------------|--|
| Alumina | 0,42 |
| Biofilme | 0,60 |
| Carbono | 1,60 |
| Sulfato de Cálcio | 0,74 |
| Carbonato de Cálcio | 2,19 |
| Carbonato de Magnésio | 0,43 |
| Óxido de Titânio | 8,00 |
| Cera | 0,24 |
| Cobre | 401 |
| Latão | 114 |
| Titânio | 21 |
| Aço | 27,6 |

Tabela 3.2: Condutividade térmica (BOTT, 1995)

A resistência da transferência térmica da camada de incrustação pode ser dada pela Eq. 3.2, em que "s_f" e "k_f" são respectivamente a espessura de incrustação e a condutividade térmica do material depositado.

$$R_f = \frac{s_f}{k_f} \quad (3.2)$$

O fator de incrustação também pode ser calculado experimentalmente pelo inverso da diferença entre os coeficientes globais de transferência de calor, segundo Eq. 3.3, em que U_{cl} representa o coeficiente global de transferência de calor para um trocador com as superfícies limpas.

$$R_f = \left(\frac{1}{U_f} - \frac{1}{U_{cl}} \right) \quad (3.3)$$

3.3 Influência da incrustação no fluxo de água

Além do acréscimo na resistência de troca térmica, a camada de incrustação também pode gerar dois outros efeitos: a redução da secção da tubulação e a mudança da

rugosidade na superfície do trocador.

Quanto à redução da área de secção circular, em casos mais críticos onde a limpeza não é realizada, esta área pode diminuir consideravelmente, chegando ao ponto de entupimento da tubulação. Considerando uma vazão (V) constante, a velocidade do escoamento (u) varia proporcionalmente à redução de diâmetro interno (D_i) conforme Eq.3.4.

$$u = \frac{4V}{\pi D_i^2} \quad (3.4)$$

3.4 Influência da incrustação na perda de carga

Segundo Kazi (2012), a relação entre a perda de carga na tubulação de um trocador limpo e um com incrustação, considerando-se que a vazão mássica se mantém constante entre os processos, pode ser dada pela Eq. 3.5. Onde os subíndices cl e f são referentes aos casos com do trocador sem e com incrustação, ΔP representa a perda de carga, D o diâmetro interno da tubulação e f o fator de atrito da superfície.

$$\Delta P_f = \Delta P_{cl} \frac{f_f}{f_{cl}} \left(\frac{D_{cl}}{D_f} \right)^5 \quad (3.5)$$

Pode-se obter ainda o diâmetro e espessura de incrustação segundo as Eq. 3.6 e 3.7.

$$D_f = D_c e^{\left(-\frac{2k_c R_f}{D_c} \right)} \quad (3.6)$$

$$s_f = \frac{D_c \left[1 - e^{\left(-\frac{2k_f R_f}{D_c} \right)} \right]}{2} \quad (3.7)$$

Após a revisão teórica sobre inscrustação fica clara a necessidade do conhecimento de alguns fatores operacionais do chiller a serem aplicados à metodologia proposta. Um desses fatores se refere à qualidade da água, dependendo da região geográfica de instalação do chiller diferentes poluentes são identificados. Estes agentes podem implicar em consequências variadas para a condutividade e rugosidade da camada inscrutada.

Identificou-se ainda a correlação entre variação de pressão e de transferência global de temperatura com o agente incrustador. Entretanto a determinação dessas variáveis por meio do conhecimento da qualidade da água e das características de funcionamento do

sistema é de extrema dificuldade e optou-se, assim, pela abordagem considerando então que o tratamento de água é o ideal para dada situação.

3.5 Modelos de Incrustação

Diversos modelos de incrustação são discutidos na academia, dependendo da aplicação e condições de contorno do trocador de calor analisado. Para aplicações de troca com a utilização de torres de resfriamento, os mecanismos de incrustação de maior importância e com mais trabalhos na área são os de precipitação (cristalização) e de particulado (SHEN et al., 2015). Contudo, como a iteração entre a progressão dos modelos é muito complexa, seus estudos e efeitos são realizados separadamente.

Da comparação de estudos experimentais realizados com os diferentes modelos de incrustação ocorrendo paralelamente, verifica-se ainda que o mecanismo de particulado é o dominante no processo (SHEN et al., 2015). Com isso, a maioria das pesquisas desenvolvidas aborda o mecanismo particulado. Em geral, os modelos desenvolvidos partem do modelo de Kern-Seaton como ponto de partida e suas formulações se diferem para a determinação da taxa de deposição e remoção.

3.5.1 Modelo de Incrustação Particulado - Kern-Seaton

Segundo Kern (1959), o acúmulo de depósito da camada de incrustação é resultado da soma de uma taxa de deposição constante e uma taxa de remoção crescente, gerando então uma curva assintótica no tempo. A taxa de deposição é dependente da concentração do incrustante. Já a taxa de remoção é proporcional à espessura de depósito e à força de cisalhamento atuante nele. Com isso, a situação assintótica de resistência de incrustação é inversamente proporcional ao fluxo mássico na tubulação.

Então, o modelo Kern-Seaton (KERN, 1959) é expresso pelos seguintes equacionamentos:

$$\phi_d - \phi_r = \rho_f k_f \frac{dR_f}{dt} \quad (3.8)$$

Onde a taxa de deposição e remoção podem ser expressas pelas Eq. 3.9 e 3.10, respectivamente.

$$\phi_d = K_m PC_b \quad (3.9)$$

$$\phi_r = \frac{\tau_s \rho_f R_f k_f}{\xi} \quad (3.10)$$

Combinando as Eq. 3.8, 3.9 e 3.10, resulta em uma equação diferencial que pode ser resolvida gerando a Eq. 3.11, tendo R_f^* descrito pela Eq. 3.12

$$R_f = R_f^* (1 - e^{-\frac{\tau_s}{\xi} t}) \quad (3.11)$$

$$R_f^* = \frac{K_m P C_b \xi}{\tau_s k_f \rho_f} \quad (3.12)$$

Nestes equacionamentos, R_f^* representa a resistência térmica de incrustação em situação assintótica, τ_s a tensão de cisalhamento na parede, ξ a força de ligação do depósito, K_m o coeficiente de transferência de massa, P e C_b a probabilidade de aderência e a concentração média de particulado, k_f e ρ_f a condutividade térmica e a densidade do incrustante.

3.5.2 Modelo de Incrustação Adotado

O modelo adotado para o trabalho foi proposto por Cremaschi e Wu (2015). Em sua pesquisa parte-se do trabalho elaborado por Kern (1959) e o associa com a concentração de mineirais na água de resfriamento. Esse aprimoramento é interessante, pois facilita os cálculos de situações nas quais a qualidade da água é conhecida e controlada.

Cremaschi e Wu (2015) ainda fazem a comparação dos resultados do modelo proposto com valores reais, devido à acurácia dos resultados teóricos, seu modelo foi escolhido para o desenvolvimento do presente trabalho.

Conforme ilustrado na Fig. 3.2, o processo de crescimento do filme de incrustante pode ser descrito como uma relação entre a taxa de deposição e a taxa de remoção. A taxa de deposição, segundo o modelo adotado, está descrita na Eq. 3.13. Essa taxa depende de alguns coeficientes, o primeiro deles (k_{sp}) é o coeficiente de solubilidade do carbonato de cálcio, assumindo um valor constante de $10^{-9} \text{ mol}^2 / \text{L}^2$. Os demais coeficientes são dependentes do estado do trocador. O coeficiente de precipitação (k_R) é dependente da temperatura, sendo descrito pela Eq. 3.14, onde R_g é a constante universal dos gases e T a temperatura da água. Por fim, tem-se o coeficiente k_D , dependente do estado do escoamento, descrito pela Eq. 3.15. Para a determinação deste coeficiente é necessário

conhecer a velocidade média do escoamento desenvolvido, sendo Re o número de Reynolds e Sc o número de Schimidt.

$$\dot{m}_d = \frac{k_D [CO_3^{2-}] \left(1 - \frac{k_{sp}}{[Ca^{2+}][CO_3^{2-}]} \right)}{1 + \frac{k_p}{k_R [CO_3^{2-}]} + \frac{[CO_3^{2-}]}{[Ca^{2+}]}} \quad (3.13)$$

$$k_R = \exp \left(38.74 - \frac{20700}{R_g T} \right) \quad (3.14)$$

$$k_D = 0.023 u Re^{-0.17} Sc^{-0.67} \quad (3.15)$$

A Eq. 3.13 solicita que sejam fornecidas as concentrações de carbonato CO_3^{2-} e de cálcio Ca^{2+} . O composto carbonato de cálcio tem peso molar de 100.0869 g/mol, sendo o cátion de cálcio é responsável por 40.04% do peso total do composto. Assim foi adotada a proporção de cada composto individualmente, do cátion e do ânion, para a determinação das concentrações para o cálculo da deposição de massa. A Tab. 3.3 apresenta intervalos de dureza total da água e os associa com seus respectivos potenciais de incrustação.

| Potencial de incrustação | Intervalo de dureza da água (ppm) |
|--------------------------|-----------------------------------|
| Baixo | 180-358 |
| Médio | 345-533 |
| Alto | 557-1765 |

Tabela 3.3: Valores de referência para a dureza total da água (CREMASCHI; WU, 2015)

Por outro lado, é necessário conhecer a taxa de remoção \dot{m}_r do filme de incrustante, de forma simplificada essa taxa é dada pela Eq. 3.16. Nessa equação, é necessário conhecer não só a taxa de deposição \dot{m}_d , como também o fator de remoção c_r , dado pela equação Eq. 3.17. O fator de remoção depende da velocidade média do escoamento desenvolvido u , da condutividade do material incrustante λ_f , no valor de $2.19W/mC$ e de um fator de progressão temporal $\phi(t)$, descrito na Eq. 3.18. É importante ressaltar que o fator de progressão temporal tem valor mínimo de 0.002 e cr tem valor máximo de 1, segundo o modelo proposto.

$$\dot{m}_r = c_r \dot{m}_d \quad (3.16)$$

$$c_r = \frac{0.00212u^2}{\lambda_f^{0.5}\phi} \quad (3.17)$$

$$\phi(t) = 0.99^{(t-1)} \quad (3.18)$$

Com isso, é possível determinar a resistência térmica associada a incrustação. A Eq. 3.19 apresenta o cálculo para a determinação da resistência térmica em determinado tempo t . Observa-se que essa resistência depende da relação entre as taxas de deposição e remoção e dos valores para a condutividade térmica λ_f e da densidade ρ_f do incrustante.

$$R_f(t) = \int \frac{\dot{m}_d - \dot{m}_r}{\rho_f \lambda_f} dt \quad (3.19)$$

4 METODOLOGIA PROPOSTA

Neste capítulo são apresentados alguns conceitos chave para o entendimento da metodologia de análise de falhas proposta.

4.1 Transferência de Calor

Primeiramente deve-se falar de alguns conceitos referentes à transferência de calor que serão abordados posteriormente no desenvolvimento da metodologia proposta.

4.1.1 Approach

Entende-se por *approach* a diferença entre a temperatura de saída de água gelada do trocador e a temperatura de evaporação do fluido refrigerante, na unidade evaporadora. Já no condensador, indica a diferença entre a temperatura de condensação do fluido refrigerante e a temperatura de saída de água de refrigeração do trocador. A Fig. 4.1 ilustra o perfil de temperaturas ao longo da unidade condensadora e evaporadora de um chiller, bem como a indicação do *approach* para cada caso.

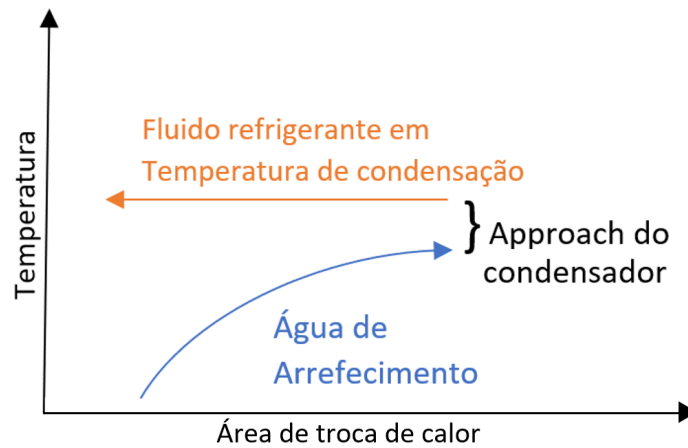


Figura 4.1: Approach no Condensador um Chiller
(DAIKIN, 2014)

Deve-se entender também as consequências relacionadas à diminuição do *approach*, quanto menor o seu valor, maior é a eficiência de troca de calor do trocador, menor é a potência absorvida na bomba e no compressor e maior é o COP do chiller. A diminuição do *approach* ainda implica na diminuição do *lift* do compressor, o termo *lift* (elevação) é definido como a diferença de pressão do fluido refrigerante entre a descarga e a sucção no compressor do Chiller. Pode-se então concluir que quanto menor forem os approaches, menor será a potência absorvida no compressor (MMA, 2017).

4.1.2 Diferença de Temperatura Média Logarítmica - LMTD

É necessário a utilização da Diferença de Temperatura Média Logarítmica - LMTD para qualquer análise de troca termodinâmica, pois esta, segundo Cengel e Ghajar (2009), é a representação real do decaimento exponencial da diferença local de temperatura. Define ainda que para o caso de trocadores casca e tubo com mais de uma passagem do fluido frio nos feixes tubulares, tendo a temperatura do fluido quente constante durante o processo, o problema pode ser descrito como um trocador de calor contra corrente simples sem grandes perdas. As Eq. 4.1 à 4.3 apresentam o cálculo da LMTD.

$$\Delta T_1 = T_{quente,i} - T_{frio,o} \quad (4.1)$$

$$\Delta T_2 = T_{quente,o} - T_{frio,i} \quad (4.2)$$

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (4.3)$$

Para melhor entendimento foi feito a simplificação da Eq. 4.3 aplicando a temperatura do fluido quente (T_{quente}) constante ($T_{quente} = T_c$), pois o objeto de estudo deste trabalho é a unidade condensadora. A equação obtida é apresentada na Eq. 4.4. Neste caso T_{cdi} e T_{cdo} se referem respectivamente às temperaturas de entrada e saída da água de arrefecimento.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{T_{cdo} - T_{cdi}}{\ln \frac{T_c - T_{cdi}}{T_c - T_{cdo}}} \quad (4.4)$$

4.1.3 Transferência de Calor em um Trocador

Segundo Cengel e Ghajar (2009), a transferência de calor para sistemas com escoamento em regime permanente, com vazões mássicas de entrada e saída iguais, sem variações consideráveis de energia cinética e potencial, sem realização de trabalho, o balanço de energia para escoamento em regime permanente pode ser descrito pela Eq. 4.5, aonde \dot{Q} é a taxa de transferência de calor, \dot{m}_{cond} é a vazão mássica de água de condensação c_p é o calor específico da água e ΔT é a diferença de temperatura entre entrada e saída da água, no trocador.

$$\dot{Q} = \dot{m}_{cond} c_p \Delta T \quad (4.5)$$

Além desta forma, a taxa de transferência de calor no trocador também pode ser expressa na forma análoga à segunda lei de Newton do resfriamento como Eq. 4.6, em função do coeficiente global de transferência de calor (U), da área de transferência de calor (A) e da diferença média logarítmica entre os fluidos, conforme Eq. 4.4.

$$\dot{Q} = UA \Delta T_{LMTD} \quad (4.6)$$

Igualando as Eq. 4.5 e 4.6, pode-se chegar à relação descrita na Eq. 4.7.

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T}{\ln \left(\frac{T_c - T_{cdi}}{T_c - T_{cdo}} \right)} = \dot{m}_{cond} c_p \Delta T \quad (4.7)$$

4.2 Fluxograma de Verificações de Falhas

Li e Braun (2007) apresentam seis falhas comuns em chillers centrífugos e as distribui entre falhas em nível de componente e em nível de sistema. Como nível de componente entende-se aquelas falhas as quais sua fonte pode ser associada diretamente a um componente específico. Por exclusão as falhas de sistema são aquelas de que possuem um impacto difuso e não pode ser associado a um componente específico. Verifica-se na Fig. 4.2 como foram distribuídas as diferentes falhas.

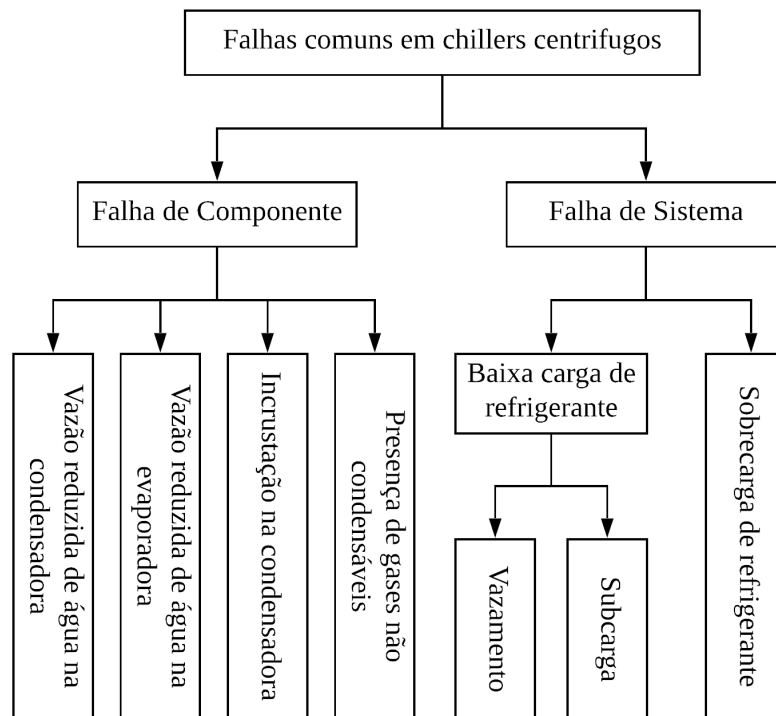


Figura 4.2: Falhas comuns segundo Li e Braun (2007)

Este trabalho tem como objetivo o estudo de incrustação, portanto é necessário que se isolem as outras possíveis falhas ilustradas na Fig. 4.2. Para isso, são dados de entrada as variáveis associadas ao equacionamento das falhas. É então identificado se há falha relacionada à vazão de água na condensadora e na evaporadora, se houver, deverá ser corrigido. Em seguida é verificado se há falha relacionada com gases não condensáveis, se houver, também deverá ser corrigido. Todos os passos descritos podem ser observados no fluxograma da Fig. 4.3. Não é feita nenhuma verificação quanto a falha devido a baixa ou alta carga de refrigerante, pois este caso é considerado no equacionamento da detecção da falha por incrustação.

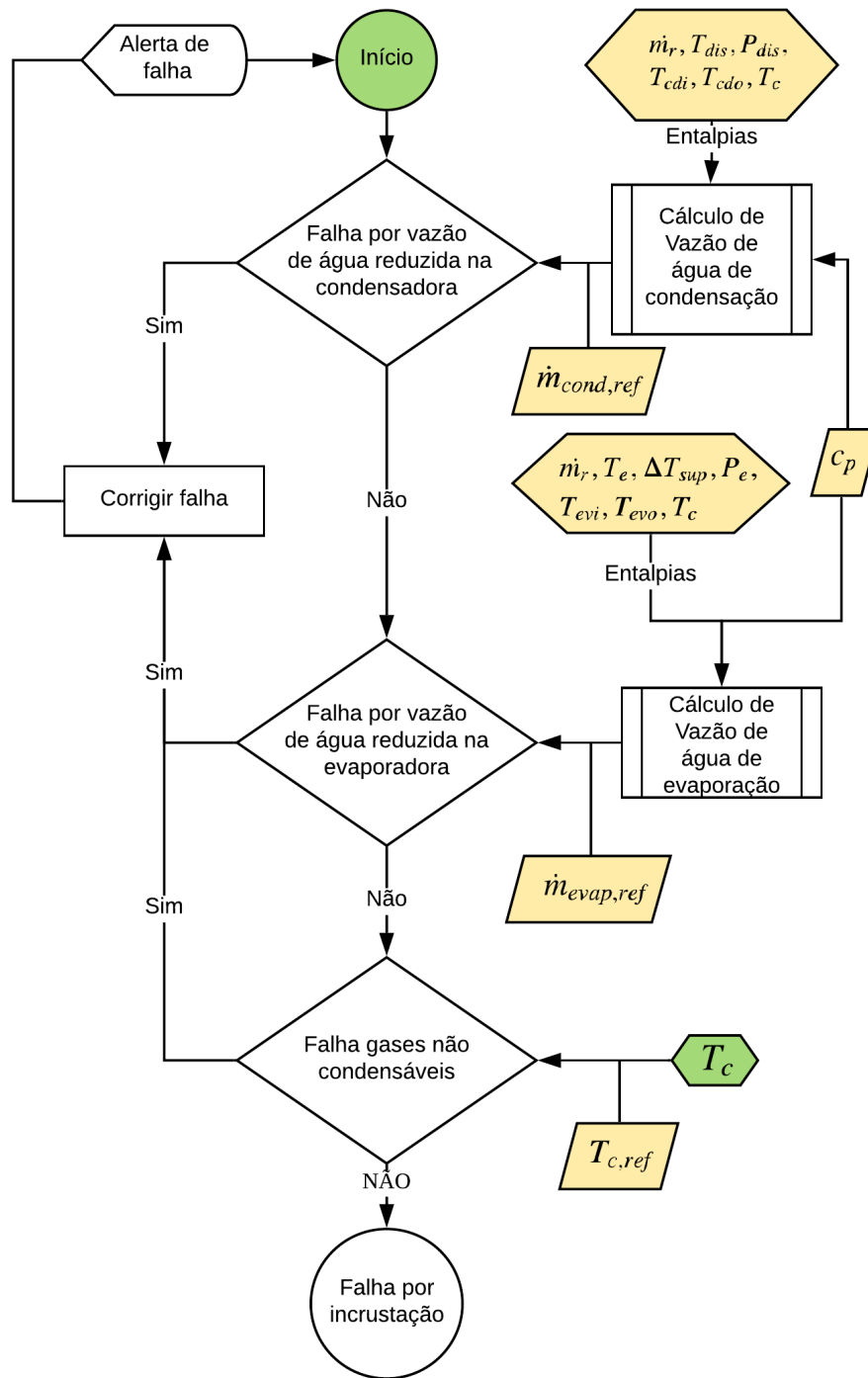


Figura 4.3: Fluxograma de processos anteriores a análise de falha por incrustação

4.3 Verificação de falhas distintas de incrustação

Conforme apresentado na seção anterior, é necessário que sejam eliminadas algumas possíveis faltas antes que seja analisada a falha por *fouling*. Dentre essas possíveis falhas, Zhao, Yang e Li (2011) identificam que devem ser desacopladas do problema principal as falhas de vazão reduzida de água no condensador e evaporador e presença de gases não condensáveis no fluido refrigerante.

4.3.1 Falha por vazão de água reduzida na condensadora

Esta falha pode ser identificada de forma direta ou indireta. Com base no valor de referência para vazão mássica de água de condensação pode-se verificar de forma direta se há falha ou não. Entretanto, a verificação direta implica na inserção de sensores no ciclo em questão, assim como o constante monitoramento deste sensor e manutenção do mesmo.

Para a verificação de forma indireta basta apenas que sejam conhecidas a vazão de refrigerante (\dot{m}_r), temperatura e pressão do refrigerante na saída do compressor para determinação da entalpia (H_{dis}), temperatura e pressão do refrigerante na saída do condensador para determinação da entalpia (H_{ll}), calor específico do fluido refrigerante (c_p) e as temperaturas de entrada (T_{cdi}) e saída da água de condensação (T_{cdo}). Com base na teoria de balanço de energia no condensador, chega-se à Eq. 4.8 para o cálculo da vazão mássica de água no condensador (\dot{m}_{cond}). Ao comparar \dot{m}_{cond} com o valor de referência, é determinado se está em estado de falha.

$$\dot{m}_{cond} = \frac{\dot{m}_r \times (H_{dis} - H_{ll})}{c_p \times (T_{cdo} - T_{cdi})} \quad (4.8)$$

4.3.2 Falha por vazão de água reduzida na evaporadora

De forma análoga é feita a análise com balanço de energia na ausência de uma forma direta na aferição da vazão de água gelada (\dot{m}_{evap}). A Eq. 4.9 apresenta alguns termos diferentes da Eq. 4.8, como entalpia do fluido refrigerante na sucção do compressor (H_{suc}) e as temperaturas de entrada (T_{evi}) e saída (T_{evo}) de água gelada na evaporadora.

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{m}_r \times (H_{suc} - H_{ll})}{c_p \times (T_{evi} - T_{evo})} \quad (4.9)$$

4.3.3 Falha por presença de gases não condensáveis

É possível que ocorra a mistura de gases não condensáveis com o gás refrigerante quando o chiller é instalado ou em suas manutenções de rotina. A presença desta cria uma distorção na relação entre a temperatura de saturação do fluido refrigerante e a pressão no compressor. Contudo, a identificação desta falha é fácil uma vez que tenha-se a temperatura de condensação em operação, ou seja, com base no valor de referência para a temperatura de condensação ($T_{cond,cl}$) e a temperatura de condensação real ($T_{cond,ms}$). A falha é determinada conforme Eq. 4.10.

$$\Delta T_{cond} = T_{cond,ms} - T_{cond,cl} \quad (4.10)$$

4.4 Falha de incrustação no condensador

Segundo Reddy (2006), o valor de UA é um importante indicador para detecção e diagnóstico da falha por incrustação da condensadora. Com o aumento da deposição na superfície do trocador, o valor de UA diminui, representando a perda de eficiência da troca devido ao aumento da resistência térmica do processo.

Como descrito anteriormente, a transferência de calor em um trocador genérico pode ser calculada conforme Eq. 4.7. Desta igualdade, pode-se descrever o coeficiente total de troca de calor conforme Eq. 4.11.

$$\begin{aligned} UA &= \dot{m}_{cond} c_p \ln\left(\frac{T_c - T_{cdi}}{T_c - T_{cdo}}\right) \\ &= \dot{m}_{cond} c_p \ln\left(\frac{T_c - T_{cdo} + T_{cdo} - T_{cdi}}{T_c - T_{cdo}}\right) \\ &= \dot{m}_{cond} c_p \ln\left(1 + \frac{\Delta T}{T_c - T_{cdo}}\right) \\ &= \dot{m}_{cond} c_p \ln\left(1 + \frac{\Delta T}{APPR}\right) \end{aligned} \quad (4.11)$$

No estudo realizado por Comstock e Braun (2002), são realizados testes de diferentes falhas com uma progressão de severidade e analisadas as respostas de variações dos valores de ΔT , T_{sc} e $APPR$. Dentre estas falhas, estão as de carga de gás refrigerante e a de incrustação do condensador. Obtiveram-se deste estudo variações da ordem de 10% e de 100% nos valores de ΔT e de $APPR$, respectivamente, com os maiores graus de severidade das falhas. Com isto, conclui-se que a variação de $APPR$ apresenta um maior impacto sobre o valor final de UA .

Contudo, as falhas por baixa ou alta carga de gás refrigerante no chiller também têm um grande impacto no valor de $APPR$, tendo grande influência no valor final de UA . Quando há uma baixa carga de refrigerante, o valor de UA aumenta e quando há uma alta carga, seu valor diminui. Com isso, faz-se necessário eliminar os impactos destas falhas no valor de $APPR$ na Eq 4.11. Para isto, Zhao, Yang e Li (2011) propõem a Eq. 4.12.

$$UA^* = \dot{m}_{cond}c_p \ln\left(1 + \frac{\Delta T}{APPR^*}\right) \quad (4.12)$$

Nesta equação, UA^* e $APPR^*$ representam o coeficiente global de transferência de calor e a temperatura de approach, respectivamente, excluindo-se a influência que as falhas por carga de gás refrigerante trazem.

$$APPR^* = APPR - APPR_r \quad (4.13)$$

Na Eq. 4.14, $APPR$ é a temperatura do approach atual do sistema e $APPR_r$ é a variação do approach causado pelas falhas na carga de gás refrigerante. Na Eq. 4.14, calcula-se o valor de $APPR_r$, aonde ΔT_{sc} representa a variação do sub-resfriamento se comparado ao seu valor em operação normal e $K_{sc,appr}$ expressa a relação entre sub-resfriamento e a temperatura de approach.

$$APPR_r = \Delta T_{sc} K_{sc,appr} \quad (4.14)$$

Segundo Zhao, Yang e Li (2012), o valor de $K_{sc,appr}$ é aproximadamente constante para um dado chiller, independentemente de sua carga térmica e da presença de falha de carga de gás refrigerante ou incrustação. O valor desta constante depende apenas das características do trocador analisado. Com isso, pode ser calculado com base nos dados do fabricante, dividindo-se o approach de projeto pela temperatura de sub-resfriamento de projeto.

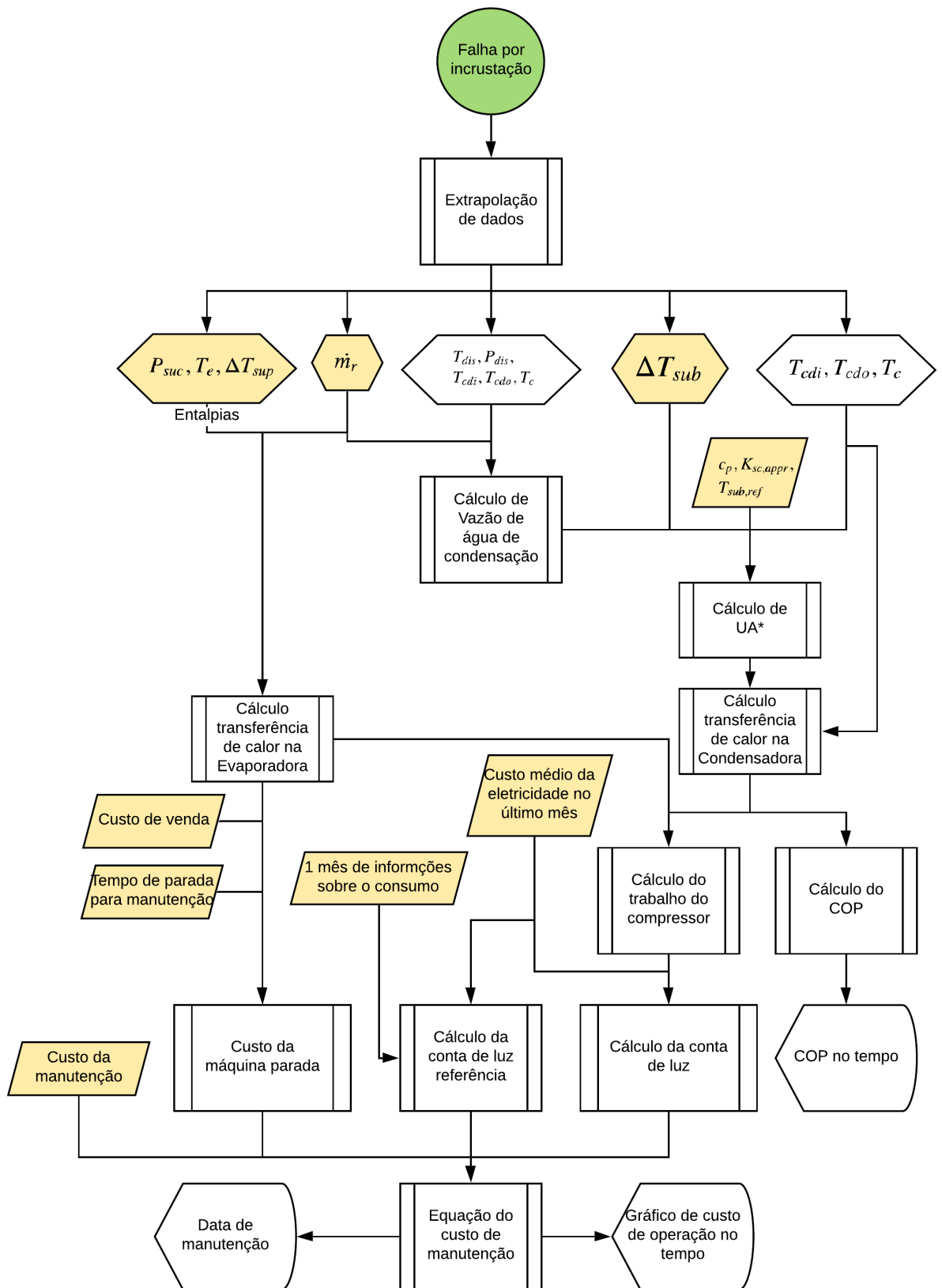


Figura 4.4: Fluxograma de análise de falha por incrustação

4.5 Metodologia de Decisão para Realizar Manutenção do Condensador

Conforme descrito na seção 4.6, a análise e decisão do intervalo de tempo ótimo para se realizar esta manutenção será baseada nos custos envolvidos ao processo. Comparando os custos de realizar a manutenção aos de não realizá-la, pode-se chegar a uma equação de custo da manutenção no tempo. Firdaus, Prasetyo e Luciana (2016) propõem a Eq. 4.15 para achar o ponto de custo mínimo do processo. Traz no equacionamento o custo total da manutenção ($C(t)$) com base no custo da eletricidade gasta no processo atual ($E_a(t)$), custo da eletricidade referência envolvida no processo sem incrustação (E_{ref}) e custos envolvidos na realização da manutenção (C_m).

$$C(t) = \frac{1}{t} \left[\int (E_a(t) - E_{ref}) dt + C_m \right] \quad (4.15)$$

Para uma análise geral, o custo para realização da manutenção engloba tanto o preço de limpeza do trocador (C_l) como os lucros perdidos por deixar a máquina parada (C_{mp}), caso esta fosse utilizada para venda de água gelada. Este custo pode ser calculado conforme Eq. 4.16

$$C_m = C_{mp} + C_l \quad (4.16)$$

O custo da eletricidade gasta no processo atual pode ser calculada conforme Eq. 4.17, aonde C_{el} representa o custo da energia elétrica por kWh e *Consumo* a energia utilizada durante o período de análise.

$$E_a = Tx_{el}C_{el} \quad (4.17)$$

Por fim, o valor de custo de eletricidade de referência é calculado de forma análoga à Eq. 4.17, mas o consumo utilizado é o referente à operação sem incrustação, ou seja, com a eficiência do trocador limpo. Para isso, pegou-se como valor base o consumo registrado no primeiro mês após a realização da limpeza.

4.6 Análise Econômica

É necessário que seja tomada a decisão do momento de parada da operação do chiller para a limpeza dos tubos da condensadora. Pode-se avaliar grau de incrustação,

variação do *approach*, aumento da fatura de energia elétrica ou o custo associado a execução ou não da manutenção.

Optou-se por analisar esse último aspecto por englobar o real objetivo de funcionamento de uma máquina industrial, maior eficiência sob o menor custo. Para tanto é necessário não só avaliar se houve aumento no consumo elétrico devido a incrustação mas também investigar se esse custo associado ao tempo de uso e aos custos de parada são de fato interessante ao interrompimento da operação do chiller.

4.6.1 Custo de Manutenção

Para basear as contas entrou-se em contato com alguns prestadores de serviço e utilizou-se o valor que se encontrava em média entre estes. Esses valores incluem os procedimentos utilizados no mercado para a limpeza dos tubos do condensador conforme explicitado na subseção 2.2.4. O valor médio encontrado para limpeza de um chiller de 400 TR foi de R\$ 3.363,50 sendo R\$ 1.123,50 em material e R\$ 2.240,00 referente à mão de obra.

4.6.2 Custo de Máquina Parada

Outro aspecto importante para a manutenção é a interrupção de operação do chiller. Esse período em que a máquina se encontra inoperante traz prejuízos principalmente em setores que lucram com a venda de água gelada. Consultando prestadores de serviço levantou-se que para uma manutenção rotineira, ou seja, em que o equipamento não estivera severamente incrustado o serviço toma entre oito e dez horas, também usando como referência um chiller de 400 TR.

Em países nórdicos e alguns estados dos Estados Unidos encontram-se empresas que se voltam ao fornecimento de água gelada para cidades inteiras, chamada de *district-cooling*. Com base nos valores de venda de uma empresa localizada nos EUA, identificou-se que em média é cobrado U\$0.087 por TRh (PAUL, 2016). Essa tarifa deve variar com estações do ano, local de venda e produção da água gelada e correções monetárias, no entanto, para simplificação será utilizada como fixa.

Sabe-se que alguns setores não dependem da venda de água gelada. No entanto, nesses setores há uma relação entre a disponibilidade de ar condicionado e a produtividade. Tem-se como exemplo repartições públicas, hospitais, prédios comerciais etc.

4.6.3 Custo de Máquina Operando

É ainda necessário observar os custos de operação do Chiller, para tanto será observado apenas a fatura de energia elétrica, sendo assim desprezados custos como plantonistas, engenheiros encarregados, locação etc. Afim de se identificar precisamente o esse custo associado ao funcionamento do chiller será analisada a potência solicitada pelo motor trifásico do mesmo.

Para a conversão monetária será utilizado como base o valor médio de fornecimento local, Brasília, presentes Fig. 4.5. Assim como a tarifa de venda de água gelada esse valor para a venda de eletricidade deve variar como tempo, mas para este estudo será considerado constante.

| Consumo (Alíquota do ICMS) | Até 50 kWh(0%) | 51 a 200 (12%) | 201 acima (18%) |
|---|-----------------------|-------------------------|-------------------------|
| B2 - Rural | 0,4091252 | 0,4680345 | 0,5043444 |
| B2 - Cooperativa de eletrificação rural | 0,4091252 | 0,4680345 | 0,5043444 |
| 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 15%) | | 0,5683189 | 0,6124088 |
| B4a - Iluminação Pública (entrega no poste) | | 0,3677345 | 0,3962632 |
| B4b - Iluminação Pública (entrega na lâmpada) | | 0,4011639 | 0,4322860 |
| | | | |
| Consumo (Alíquota do ICMS) | Até 200 (12%) | 201 a 1000 (18%) | 1001 acima (21%) |
| B3 - Comercial/Industrial | 0,6686105 | 0,7204809 | 0,7495560 |
| Consumo (Alíquota do ICMS) | Até 200 (12%) | 201 a 500 (18%) | 501 acima (25%) |
| B3 - Poder Público | 0,6686105 | 0,7204809 | 0,7921808 |

Figura 4.5: Valores referência para consumo elétrico em Brasília, retirado do site da prestadora de serviço

4.7 Algoritmo para Análise de Custos de Operação

Foi desenvolvido em Matlab® um algoritmo que visa automatizar os processos de verificações descritos nas Fig. 4.3 e 4.4, disponível na íntegra no Apêndice A.

Foi escolhido software Matlab® para o desenvolvimento da ferramenta, pois apresenta uma vasta biblioteca de funções e é a linguagem utilizada na plataforma em nuvem que será implementada para utilização com sensores IoT.

Neste algoritmo são avaliadas algumas falhas antes de realizar a análise de incrustação propriamente dita, conforme descrito na Fig. 4.3. Caso ocorra qualquer uma destas falhas, um alerta é gerado ao usuário e o programa se encerra, devendo então realizar a correção destas antes de prosseguir com as análises.

Para a verificação por incrustação são aplicadas as equações descritas no Capítulo 4, na progressão descrita na Fig. 4.4.

O algoritmo presente no Apêndice A foi elaborado para a análise do banco de dados de um chiller por vez. Neste código em especial são inseridos algumas repetições por meio das funções *if* e *for* para que sejam analisados os valores pré-existent, fato esse que não ocorrerá na aplicação em campo, pois os valores serão avaliados em tempo real.

4.7.1 Funções auxiliares

Na intenção de manter o código restrito a si mesmo, ou seja, sem a utilização de toolbox ou programas auxiliares, foram elaboradas funções para a determinação de entalpias. Optou-se pelo uso de funções em detrimento da incorporação das equações para otimização do código visto que as equações são utilizadas em diversos momentos ao longo do algoritmo. Essas funções foram descritas no Apêndice B.

O algoritmo é extremamente sensível a variações de entalpia e por isso essa deve ser prevista com a maior precisão possível. Para tanto foram utilizadas as equações propostas por Cleland (1994). Em seu artigo o autor apresenta que suas equações entregam valores com menos de 3% de erro.

4.8 Respostas do Algoritmo

Espera-se do algoritmo que este gere um gráfico de custo da manutenção associado ao tempo de uso (custo total na Fig. 4.6). Este valor que começará alto devido ao baixo tempo de uso e aos altos prejuízos associados à parada (custo de manutenção). O custo total então irá diminuir até um mínimo, pois este será diluído no tempo. Após este mínimo, espera-se observar um aumento devido ao custo energético, pois os valores associados ao consumo do compressor irão superar os valores associados à parada.

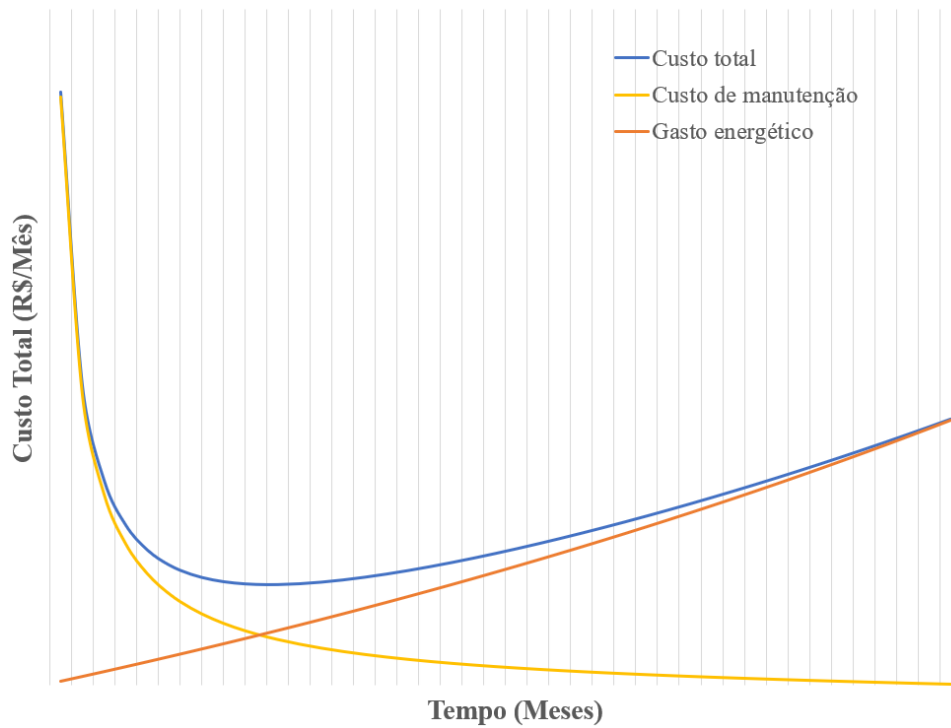


Figura 4.6: Curva de custo total no tempo

O algoritmo então determina em tempo real quando esse ponto de mínima é alcançado e mostra com antecedência a tendência. Com o conhecimento do comportamento da curva, pode-se programar o melhor momento de parada.

Além desse fator associado a valores monetários, tem-se ainda a preocupação de preservar a integridade do maquinário. Para isso, entende-se que esse ponto de mínimo se dará quando a confiabilidade para esta falha estiver em 90%. Dessa forma, pode-se informar também qual a atual confiabilidade caso tenha se passado o ponto de mínimo, alertando então para uma operação não eficiente, visto que para uma falha catastrófica é necessário um grande período de tempo sem manutenção.

5 Modelagem do Chiller

Para testar a metodologia de intervenção proposta sem uma implementação instrumental experimental, fez-se uma modelagem de um chiller de 700 TR operando conforme aplicação de refrigeração usual de ambientes interiores.

Nesta simulação foram fornecidas como condições de contorno representativas de um ano de dados meteorológicos de Brasília e o modelo de progressão da incrustação mostrado na subseção 3.5.2. Como resultado da simulação tiveram-se as condições de operação do ciclo de refrigeração, consumos do compressor e bomba, COP do chiller e outros parâmetros de operação.

O software adotado para simulação de operação do chiller foi o Engineering Equation Solver (EES). Este software apresenta uma forma iterativa de resolução de equacionamentos até um ponto de convergência, facilitando a implementação de um programa em ciclo aonde não são apresentados como dados de entrada todos os pontos necessários para uma resolução direta. Além disso, nele estão presentes várias funções termodinâmicas que facilitam a estruturação correta do código.

Para uma visualização detalhada do modelo de intervenção de manutenção proposto no trabalho, faz-se necessário que a simulação do chiller forneça 2 anos de dados de operação. Fez-se ainda 5 simulações distintas, uma com incrustação constante no tempo e outras 4 conforme modelo de progressão da incrustação com diferentes graus de severidade para comparação dos dados.

Nas seções seguintes pode-se ver como foi realizado o equacionamento, bem como simplificações adotadas em cada parte do chiller.

5.1 Considerações Iniciais

Para a simulação de 2 anos de dados no EES, fez-se necessário que cada instante de tempo no programa represente um dia de operação, resultando em um vetor temporal de 730 pontos, pois o software apresenta um limite de 12000 variáveis.

Cada dia de operação do chiller representa uma média dos dados meteorológicos horários daquele dia, sendo considerado apenas operação em hora comercial, das 8h até 18h.

5.2 Instalação Referência para a Modelagem

Para coerência dos aspectos escolhidos foi utilizada a instalação do TST como referência dos componentes, dimensões, capacidades etc.

O edifício do TST conta de 2 torres paralelas, conforme mostrado na Fig. 5.1. Ambas são refrigeradas pela central de água gelada, apresentando uma estimativa de carga térmica de 1300 TR, considerando seu pleno funcionamento no verão.



Figura 5.1: Foto aérea da frente do TST (METROPOLES, 2019)

A instalação está localizada no subsolo do prédio, sendo composta por 5 chillers no total, sendo 3 de 700 TR e 2 de 350 TR. Estes estão dispostos paralelamente conforme Fig. 5.2, aonde os 2 primeiro são os de menor capacidade e os 3 no fundo são os de 700 TR. Ao longo do trabalho será utilizada a nomenclatura mostrada na Tab. 5.2 para se referir aos chillers.

| Máquina | Capacidade de Resfriamento |
|-----------|----------------------------|
| Chiller 1 | 700 TR |
| Chiller 2 | 700 TR |
| Chiller 3 | 700 TR |
| Chiller 4 | 350 TR |
| Chiller 5 | 350 TR |

Tabela 5.1: Nomenclatura dos Chillers



Figura 5.2: Chillers presentes no TST

5.2.1 Característica dos Chillers Avaliados

Os Chillers 1, 2 e 3 são do modelo 19XR, já o 4 e 5 do modelo 19 XRV, sendo todos do mesmo fabricante. Os valores de referência necessários para aplicação da metodologia foram obtidos com o fabricante, para seus respectivos modelos.

Todos contam com sensores instalados de fábrica e um display para visualização destes em tempo real, conforme Fig. 5.3

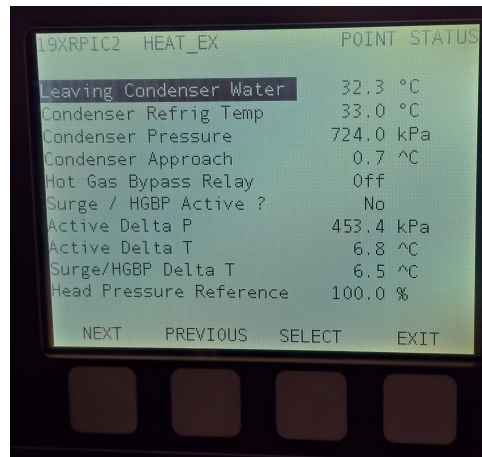


Figura 5.3: Display padrão dos Chillers

Como a instalação apresenta uma capacidade de refrigeração bem superior à carga térmica do edifício, é realizado um rodízio de funcionamento das centrífugas, adequando as manutenções necessárias para cada, mantendo o sistema sempre em funcionamento. A instalação ainda apresenta um sistema de controle automatizado para a entrada dos chillers no ciclo quando há uma demanda para tal.

5.2.2 Histórico de Dados

Os dados de interesse da equipe de manutenção do edifício são coletados de hora em hora nos chillers, apresentando um histórico de 2 anos para cada máquina.

Devido ao rodízio de funcionamento das centrífugas, os dados coletados são intermitentes. Contudo, os períodos sem funcionamento foram desconsiderados, gerando uma base contínua em função do tempo de funcionamento para realização das análises.

Os dados disponíveis no display do chiller que são de interesse para este trabalho estão explicitados a seguir:

- **Compressor:** consumo de eletricidade, pressões e temperaturas de sucção e descarga de fluido refrigerante e carga de utilização do compressor;
- **Condensador:** temperaturas e pressões de entrada e saída de água de arrefecimento e temperatura e pressão de condensação do fluido refrigerante;
- **Evaporador:** temperaturas e pressões de entrada e saída de água gelada e temperatura e pressão de evaporação do fluido refrigerante;

5.3 Carga Térmica

Para a estimativa da carga térmica média diária do ambiente, utilizou-se do conceito de graus-hora de refrigeração. Neste, adotou-se uma simplificação para que o dia com a maior quantidade de graus-hora (GHR) no ano receba a carga de refrigeração máxima do chiller, evitando a necessidade do cálculo de envoltória do ambiente e carga gerada no mesmo. Para os demais dias do ano, fez-se uma distribuição proporcional de carga com a quantidade de graus-hora do mesmo.

Pode-se observar a distribuição de carga térmica obtida ao longo do ano na Fig. 5.4

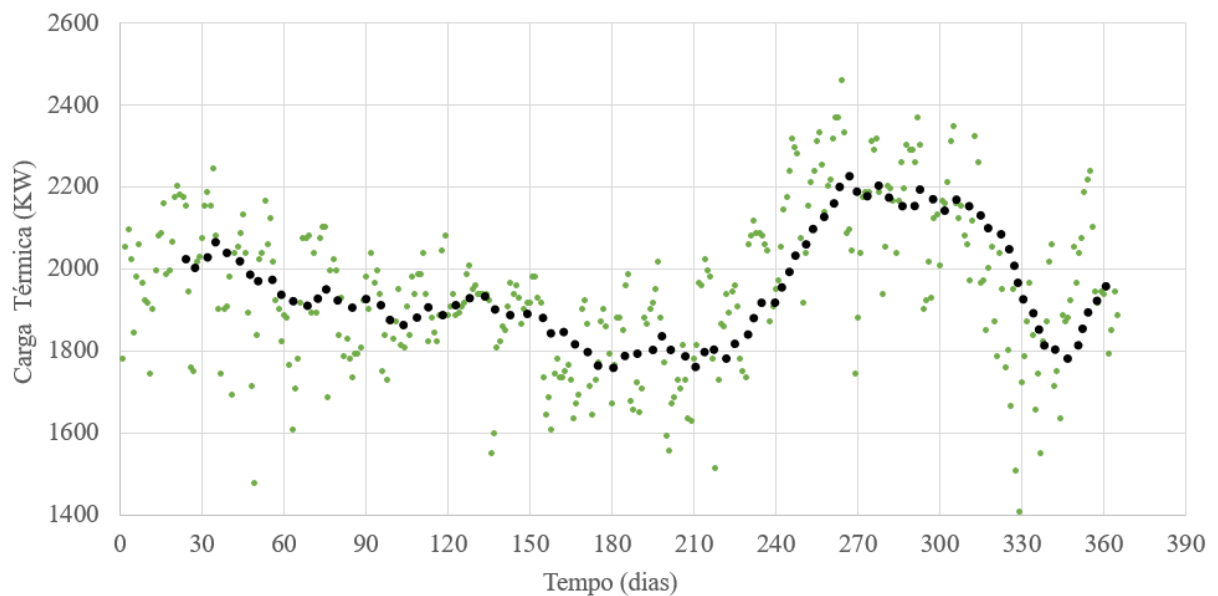


Figura 5.4: Distribuição de carga térmica média diária no ano

5.3.1 Graus-hora de Refrigeração - GHR

O conceito de graus-hora de refrigeração é definido como a soma das diferenças entre a temperatura média horária e a temperatura base necessária (ASSAWAMART-BUNLUE, 2013). O número de graus-hora de refrigeração diário é definido conforme Eq. 5.1.

$$GHR = \sum_{i=1}^N (T_i - T_b)^+ \quad (5.1)$$

Neste equacionamento, N representa o número de horas, T_i a temperatura de bulbo seco média horária e T_b a temperatura base, sendo considerada igual a temperatura de conforto de 22 °C. O sobrescrito + representa que apenas diferenças positivas são contabilizadas.

5.4 Torre de Resfriamento

Para entrada dos dados referentes à água de condensação no condensador, considerou-se uma torre de resfriamento com eficiência de troca de 48%, valor referente para torres em boa operação (BRIN; PETRUCHIK, 2011). A temperatura de entrada no condensador então é obtido segundo a Eq. 5.2.

$$\eta = \frac{T_{w,i} - T_{w,o}}{T_{w,i} - T_{w,lim}} \quad (5.2)$$

Neste equacionamento $T_{w,i}$, $T_{w,o}$ e $T_{w,lim}$ representam respectivamente a temperatura da água de condensação na entrada da torre, na saída da torre e a temperatura de bulbo úmido do ambiente.

Outros dados de entrada são a pressão e vazão de água na entrada do condensador. Para estes valores utilizaram-se as características da bomba em uso no prédio do TST, conforme tabela 5.4.

| Vazão (m^3/h) | Rotação (rpm) | Pressão (kPa) |
|-------------------|---------------|---------------|
| 451,8 | 1750 | 294 |

Tabela 5.2: Bomba de água modelo KSB MEGANORM 150-315

Apenas ganhos de carga térmica e perdas de pressão na região da condensadora foram considerados para cálculo, excluindo-se valores provenientes do restante da tubulação e iteração com a bomba de água.

5.5 Compressor

Para o equacionamento, foi considerado um compressor genérico sem variador de frequência, cuja eficiência de compressão obedece uma razão linear inversamente propor-

cional à razão de compressão entre descarga e sucção, conforme Eq. 5.3.

$$\eta = -a \frac{P_{dis}}{P_{suc}} + b \quad (5.3)$$

Para determinação desta curva, fez-se um ajuste aos pontos fornecidos para situações de compressão para o fluido R134a, disponíveis no anexo A. A curva obtida pode ser vista na Eq. 5.4.

$$\eta = -0,04 \frac{P_{dis}}{P_{suc}} + 0,8 \quad (5.4)$$

Tendo a função de η , pode-se relacionar o caso de compressão isentrópica ao caso real, obtendo o ponto correto de entalpia para o ponto de pressão de descarga do ciclo, conforme Eq. 5.5.

$$\eta = \frac{h_{is,dis} - h_{suc}}{h_{real,dis} - h_{suc}} \quad (5.5)$$

Aonde h_{suc} , $h_{is,dis}$ e h_{dis} representam respectivamente as entalpias no ponto de sucção, no ponto de descarga para compressão isentrópica e no ponto de descarga real.

5.6 Condensador

Para o cálculo de calor trocado no condensador, utilizou-se a metodologia de efetividade NTU, considerando toda a amplitude de troca como calor latente. Fez-se então um equilíbrio entre a perda de carga térmica no lado do fluido refrigerante e o ganho no lado da água de condensação conforme as Eq. 5.6, 5.7 e 5.8.

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{ref}(\Delta h) \quad (5.6)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{w,cd} C_w (\Delta T) \quad (5.7)$$

$$\dot{Q}_{cd} = [1 - e^{\frac{-UA}{C_w \dot{m}_{w,cd}}}] C_w \dot{m}_{w,cd} (T_{cd} - T_{cdi}) \quad (5.8)$$

Nestes equacionamentos, \dot{Q}_{cd} representa a troca na condensadora, \dot{m}_{ref} e $\dot{m}_{w,cd}$ as vazões mássicas de fluido refrigerante e de água da torre de resfriamento, C_w o calor específico da água, Δh a diferença de entalpia entre o começo e fim da condensação, ΔT

a diferença de temperatura entre saída e entrada de água da torre, T_{cd} a temperatura de condensação do fluido e T_{cdi} a temperatura da água na entrada do condensador.

Vale ressaltar que faz-se necessária a utilização do método de efetividade NTU para que o valor de UA seja envolvido no equacionamento, entrando na iteração para determinação dos demais parâmetros do ciclo em funcionamento.

5.6.1 Cálculo do Coeficiente Global de Transferência de Calor e Área do Trocador

Para o cálculo do coeficiente composto UA do trocador com incrustação, conforme Eq. 3.1, utilizou-se o modelo de compressor encontrado no prédio do TST do tipo casca e tubo cujas dimensões e número de tubos obedecem as relações apresentadas no catálogo do fabricante (CARRIER, 2005).

Os valores adotados para a simulação estão dispostos na tabela 5.3.

| Características do Trocador de Calor | |
|---|-------|
| Casca - Diâmetro Externo (mm) | 900 |
| Número de passes | 1 |
| Número de Tubos | 509 |
| Tubo - Diâmetro Externo (mm) | 25,40 |
| Tubo - Espessura (mm) | 1,65 |
| Comprimento (m) | 5 |

Tabela 5.3: Condensador presente no chiller do TST

Destas características físicas e de elementos calculados no processo iterativo do software, como vazão mássica de fluido refrigerante e pressão de saturação, são calculados as resistências convectivas, condutivas e por fim encontra-se um valor de UA para cada ponto simulado.

5.7 Válvula de Expansão

A consideração feita na válvula de expansão foi garantir uma diferença de temperatura de superaquecimento sempre constante na saída do evaporador. Adotou-se uma temperatura de superaquecimento de 7 °C, garantindo que o compressor opere apenas com fluido refrigerante no estado gasoso.

5.8 Evaporador

No evaporador deve-se garantir uma saída de água gelada para resfriar o ambiente com temperatura de 7 °C. A temperatura de retorno da água gelada ao evaporador é então calculada com base na carga térmica média diária. Com isso, um equacionamento análogo ao realizado para o condensador é obtido, utilizando a efetividade NTU para relacionar as temperaturas de entrada de água gelada e de evaporação do fluido refrigerante, conforme Eq. 5.9 e 5.10.

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{w,ev} c_w (\Delta T) \quad (5.9)$$

$$\dot{Q}_{ev} = [1 - e^{\frac{-UA_{ev}}{C_w \dot{m}_{w,ev}}}] C_w \dot{m}_{w,ev} (T_{ev} - T_{evi}) \quad (5.10)$$

A principal diferença neste caso está na utilização de um valor constante de UA_{ev} , igual ao valor inicial de UA , por se tratar do mesmo trocador de calor.

6 RESULTADOS

6.1 Resultados de Dados Coletados

Os resultados se tratam de valores avaliados nos meses de novembro e dezembro de 2018. É importante salientar que essa quantidade de tempo é pequena para a obtenção do comportamento completo das curvas geradas nas análises, contudo, pode-se confirmar a coerência dos valores emitidos pelo algoritmo ao realizar uma comparação de ordem de grandeza a valores conhecidos.

Como já explicitado no seção 4.7, o programa entrega o custo de operação associado ao intervalo de manutenção da máquina. A Fig. 6.1 ilustra este resultado para os períodos disponíveis. Verifica-se que a parte inicial do gráfico apresenta um comportamento conforme esperado, tendo um alto valor inicial devido ao baixo tempo de uso e aos altos custos envolvidos à manutenção e ao não funcionamento da máquina. O rápido decaimento ocorre devido ao incremento de tempo de uso, que divide todos os termos da Eq. 4.15.

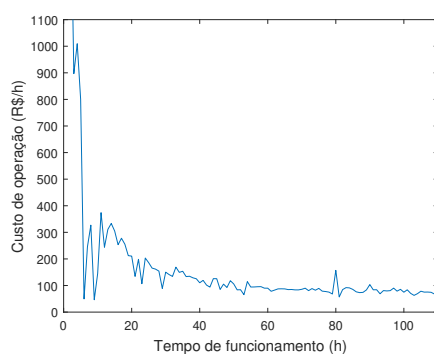


Figura 6.1: Custo de operação por hora

Tem-se a análise dos valores de troca de calor no evaporador, ilustrados na Fig. 6.2. Denominado "Carga Real" são os valores obtidos pelo produto da vazão mássica de refrigerante pela variação de entalpia no evaporador. Já a curva "Carga Esperada" é obtida

por meio do produto da capacidade de resfriamento do chiller, conforme Tab. 5.2, pelo percentual de uso fornecido pelo próprio chiller.

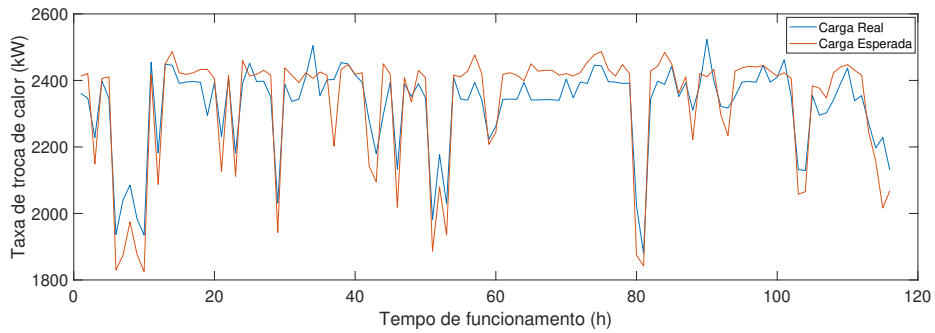


Figura 6.2: Taxa calor trocado na evaporadora

Devido ao baixo período de análise é esperado que valores de perda de carga na água do condensador se mantenham constantes conforme ilustrado na Fig. 6.3. Espera-se ainda que a potência exigida do compressor varie no tempo em torno de uma constante, conforme verificado na Fig. 6.4.

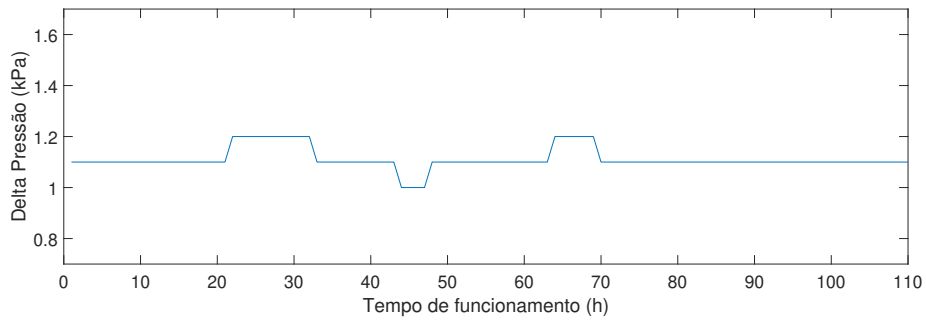


Figura 6.3: Pperda de carga nos tubos de água do condensador

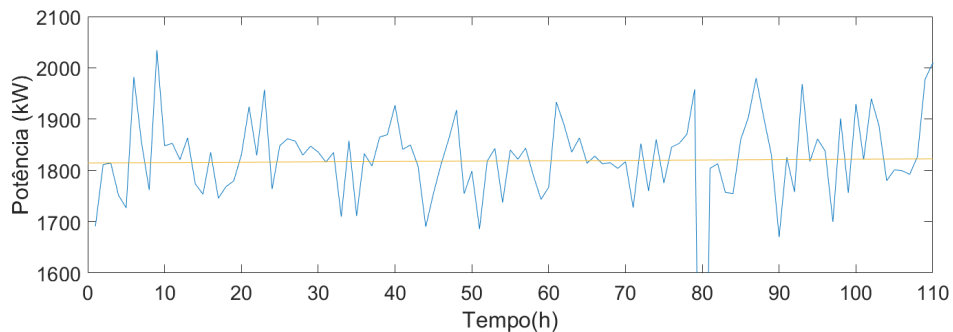


Figura 6.4: Potência exigida do compressor

6.2 Chiller Simulado Sem Progressão de Incrustação

Com base nos valores coletados na instalação do estudo de caso e nas características da mesma, foi elaborado um algoritmo em EES com base nas equações descritas no Cap. 3. Nesse algoritmo, com dados meteorológicos da estação de monitoramento de Brasília, são simulados dois anos de funcionamento de um chiller similar ao do estudo de caso.

A simulação tem como objetivo a análise de diferentes cenários e a previsão do comportamento do equipamento. Para tanto, foram simulados dois anos de funcionamento sob condições perfeitas para que seja estabelecida uma linha base para a comparação com outros resultados. Por condições perfeitas, entende-se que não há progressão da incrustação, que a água apresenta dureza mínima possível, que não há perdas nos mancais e que todas as condições discutidos na Fig. 4.3 estão satisfeitas, ou seja, não há falhas paralelas à incrustação.

Nessa etapa foram estabelecidos valores de referência para o COP, trabalho do compressor (W), approach (APR), perda de carga nos tubos da condensadora (ΔP) e coeficiente global de transferência de calor (UA).

6.3 Chiller Simulado Com Progressão de Incrustação

Seguindo o modelo proposto no Cap. 3, foram gerados dados para diferentes instalações, com base no potencial de incrustação da água de condensação. Há o interesse na observação da diferença dos valores apresentados pelas instalações simuladas e os valores de referência anteriormente apresentados.

6.3.1 Presença do Grau de Dureza da Água

Associado à qualidade da água presente na fonte local, entende-se que a água possui baixo valor de dureza quando presença do incrustante $CaCO_3$ não é alta, não apresentando grande potencial de incrustação, segundo a Tab. 3.3. Para os resultados a seguir foi usado o valor de dureza de 500 ppm, pois este se apresenta como pior situação nas hipóteses de baixo potencial de incrustação.

Como parâmetro inicial, tem-se o coeficiente global de transferência de calor (UA), na Fig. 6.5, onde se observa o comparativo entre o UA referência e o UA para uma água com dureza de 500 ppm de $CaCO_3$. Conforme esperado, há um decaimento no valor do coeficiente. Os valores foram calculados pelo algoritmo em EES segundo a Eq. 3.1.

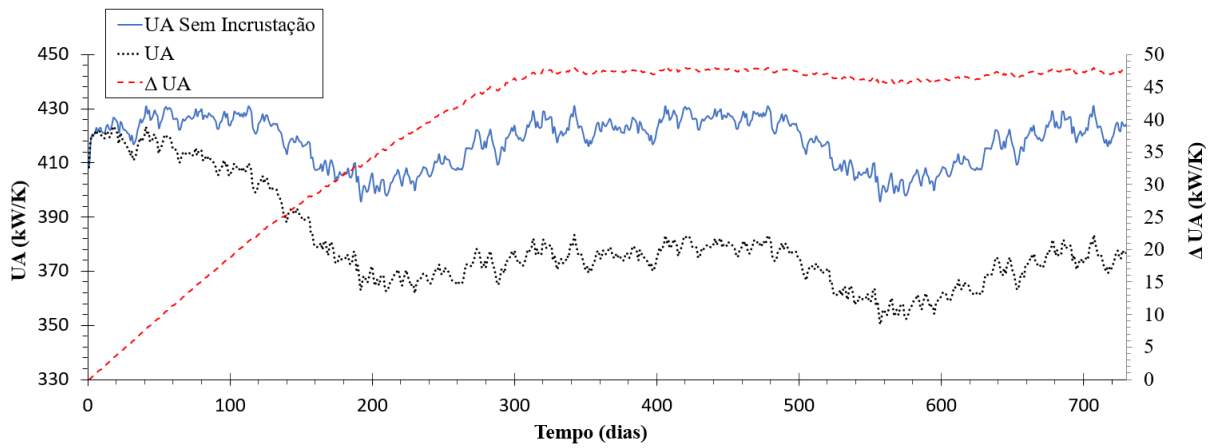


Figura 6.5: Coeficiente global de transferência de calor para instalação com água de dureza 500 ppm

O decaimento do coeficiente UA está fortemente associado ao crescimento da resistência interna, associada ao filme de incrustante. Conforme esperado, há um crescimento expressivo da resistência e conseqüentemente da espessura, seguido da estabilização em um patamar estável quando a taxa de deposição se iguala à taxa de remoção. A Fig. 6.6 ilustra o comportamento esperado para a progressão da incrustação e da espessura da camada. Os dados apresentados foram calculados seguindo a Eq. 3.6.

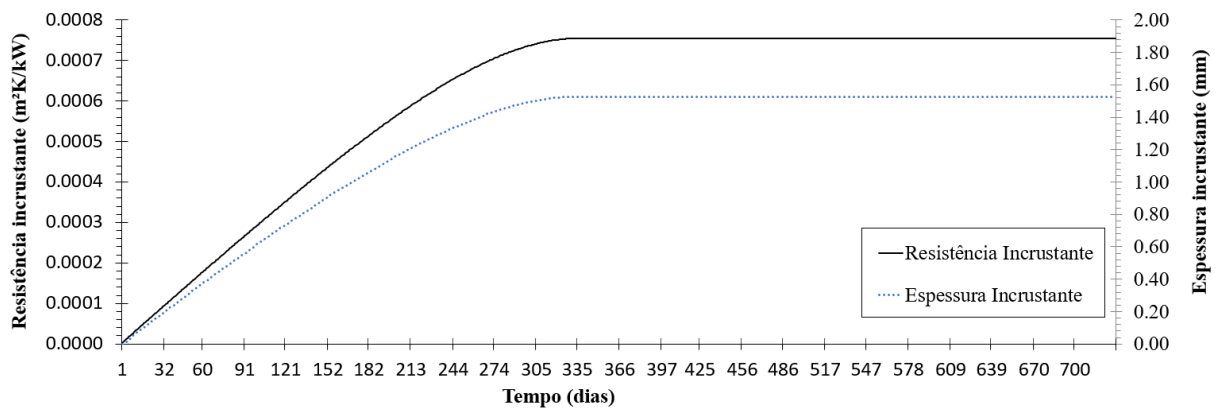


Figura 6.6: Crescimento da resistência térmica e da espessura da camada incrustante para instalação com água de dureza 500 ppm

O aumento da espessura da parede de incrustante acarreta em menores diâmetros para os tubos do condensador. Esse aumento da espessura muda as características do escoamento que passa a ter uma velocidade média e perda de carga maior devido ao

incrustante. A Fig. 6.7 ilustra a perda de carga da situação descrita em comparação com a perda de carga referência.

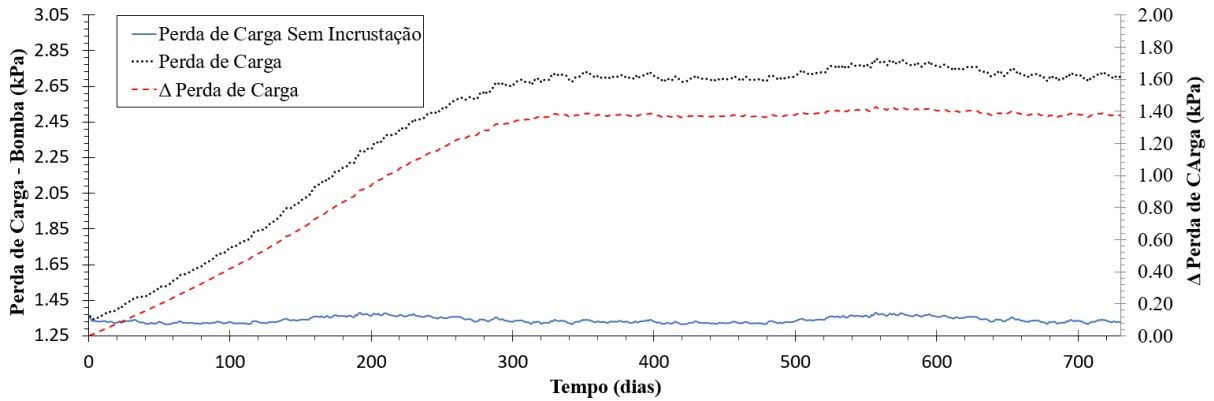


Figura 6.7: Perda de carga nos tubos do condensador para instalação com água de dureza 500 ppm

Por outro lado, o aumento da camada de incrustante leva a uma penalidade na troca térmica do condensador. A Fig. 6.8 apresenta a variação do trabalho do compressor devido a essa penalidade. Nessa observa-se ΔW , que é a diferença entre o trabalho do compressor com incrustação e o trabalho do compressor sem a presença de incrustação. Como a cada ponto no tempo possui a mesma carga térmica, o ΔW é unicamente para compensar o aumento da resistência térmica no condensador.

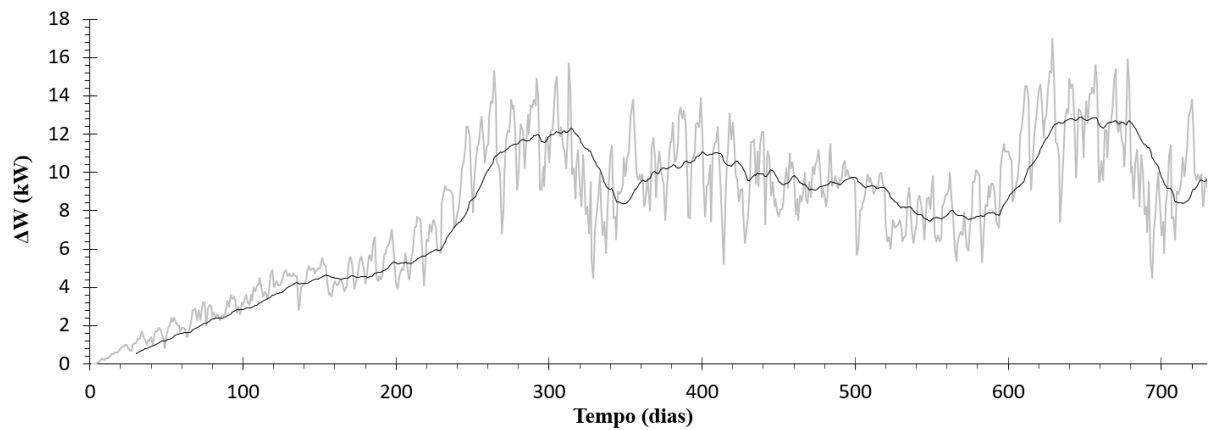


Figura 6.8: Variação comparativa do trabalho do compressor para instalação com água de dureza 500 ppm

O aumento do trabalho do compressor tem consequência direta na diminuição da

sua eficiência. Na Fig. 6.9 é ilustrado a diferença em módulo entre o COP da situação descrita e o de referência. Verifica-se que o COP tem uma diminuição crescente, ou seja, o chiller fica cada vez mais ineficiente.

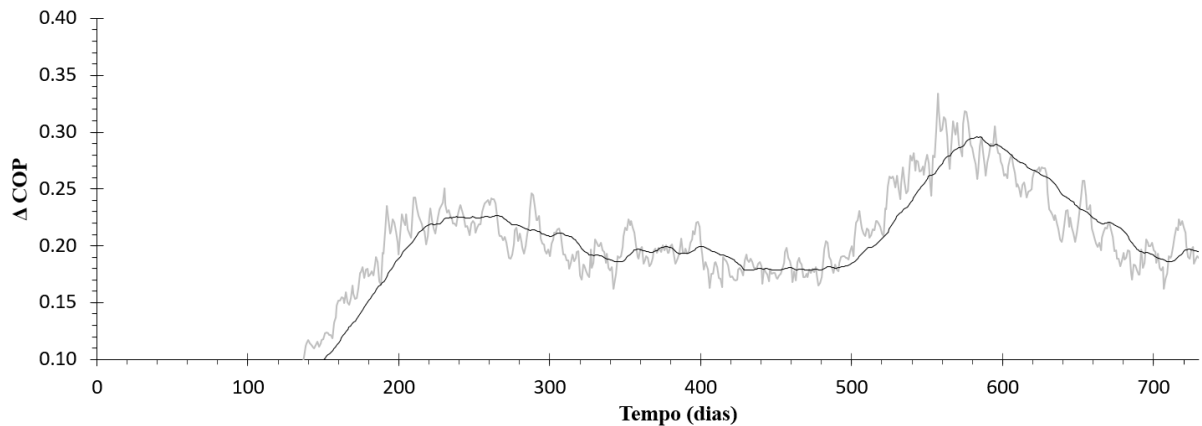


Figura 6.9: Diminuição do coeficiente de performance (COP) para instalação com água de dureza 500 ppm

6.3.2 Sensibilidade do Modelo a Variação de Dureza

Sabe-se que em alguns casos o tratamento adequado de água nem sempre está presente em centrais de água gelada, em outros a fonte de água local não provém água com boa qualidade, por isso, teve-se o interesse em analisar diferentes cenários nos quais a severidade da dureza da água varia. A simulação do chiller permite que diferentes cenários sejam avaliados verificando a melhor abordagem de manutenção para cada situação da CAG.

Para tanto, adotaram-se diferentes durezas para a água, sendo dois valores de baixa dureza, 300 e 500 ppm, um valor de média dureza, 800 ppm, e um valor com alta dureza, 1200 ppm. Espera-se que os resultados apresentem comportamentos semelhantes em faixas de tempo distintas.

Foi analisada a perda no coeficiente de troca de calor (UA) com a variação da dureza. Observa-se a diminuição do coeficiente em todas as curvas, de forma mais severa na concentração de 1200 ppm, tendo variação de -35% de seu valor inicial em um período de 200 dias. Conforme esperado, a mais branda ocorre na concentração de 300 ppm, com uma diminuição de -5% do seu valor inicial no mesmo período. A Fig. 6.10 apresenta as curvas para as diferentes concentrações.

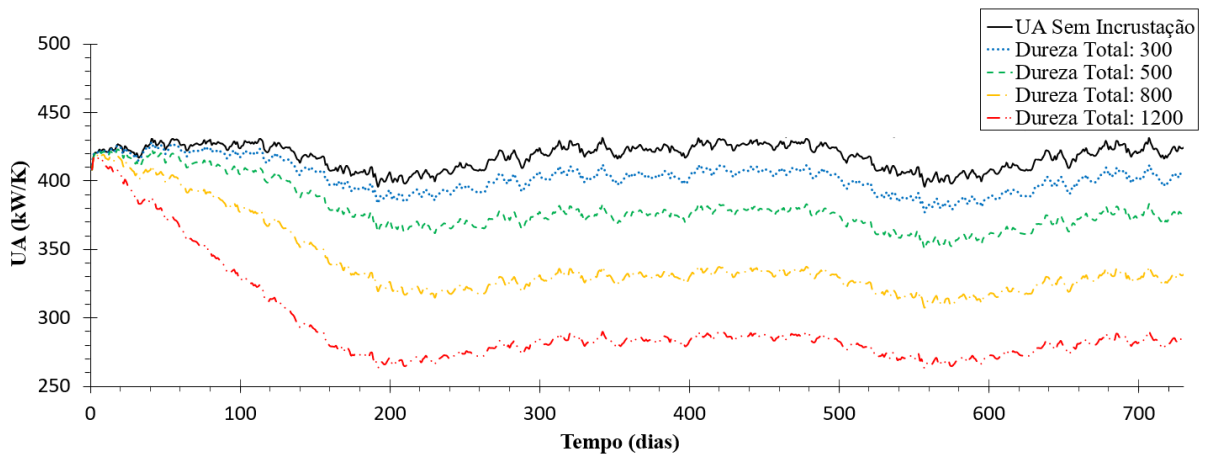


Figura 6.10: Coeficiente global de transferência de calor para diversas concentração de $CaCO_3$

Verifica-se na Fig. 6.11 que o crescimento da resistência térmica devido à incrustação possui o mesmo comportamento característico, com magnitudes diferentes. Outro ponto que é necessário que seja observado é o ponto, no tempo, que cada uma das curvas passa a ter caráter assintótico. Como já discutido no Cap. 3, esse caráter é devido a igualdade entre as taxas de deposição e remoção. A Tab. 3.3 traz os valores nos quais o gráfico se torna assintótico, ou seja, a resistência final acrescida ao sistema devido incrustação. Além disso, a tabela traz os dias nos quais o gráfico se torna assintótico.

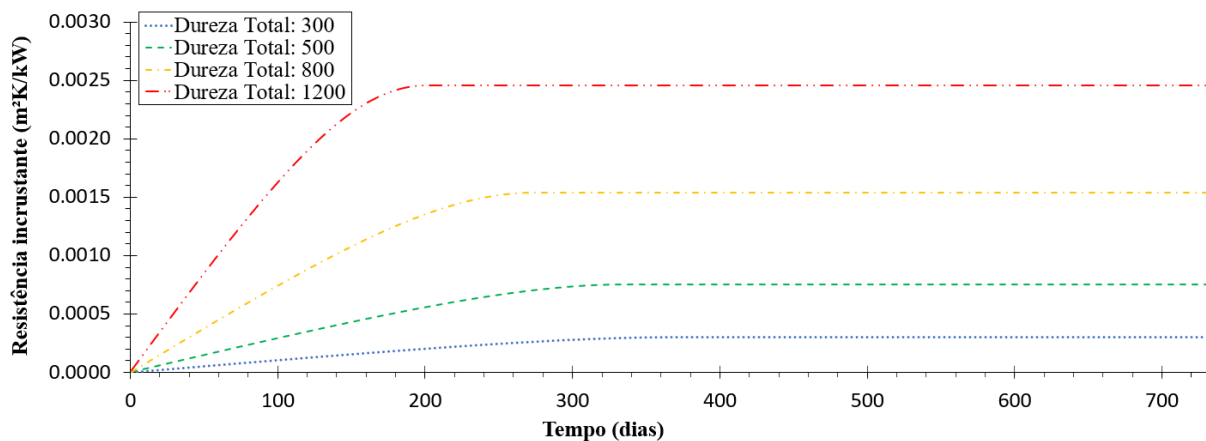


Figura 6.11: Resistência térmica de incrustação para diversas concentração de $CaCO_3$

| Concentração de $CaCO_3$ (ppm) | Resistência térmica final (m^2K/kW) | Tempo de início da assíntota (dia) |
|--------------------------------|---|------------------------------------|
| 300 | 0,0003 | 368 |
| 500 | 0,0008 | 334 |
| 800 | 0,0015 | 271 |
| 1200 | 0,0025 | 199 |

Tabela 6.1: Comparativo de data e valor para resistência final para cada dureza

O aumento da resistência acarreta na piora da troca de calor, tendo impacto direto no valor do approach. Na Fig. 6.12, pode-se ver a variação do approach em relação ao valor de referência anteriormente descrito para cada situação.

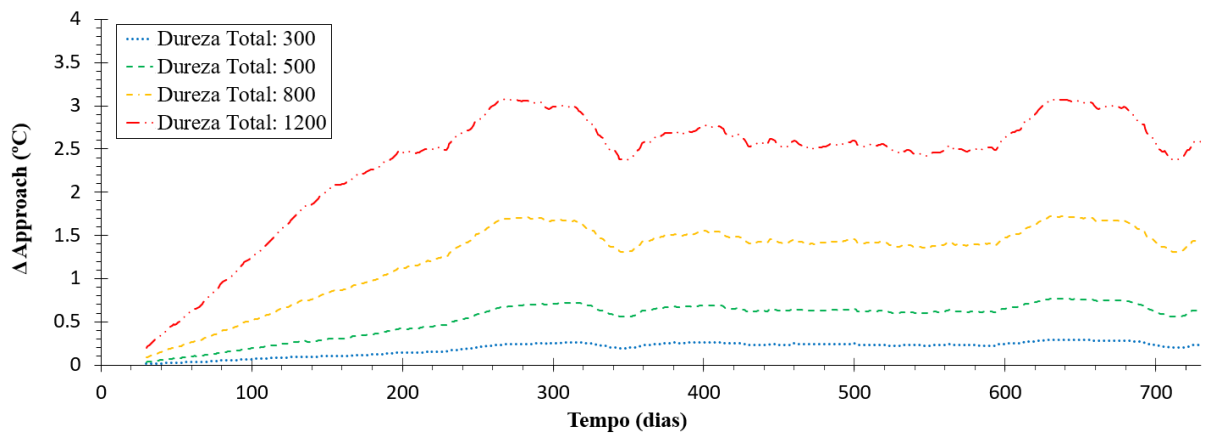


Figura 6.12: Variação no approach para diversas concentração de $CaCO_3$

Em paralelo ao aumento do approach, tem-se o aumento de trabalho exigido no compressor. Na Fig. 6.13 é ilustrada a exigência a mais, em kW , do compressor em relação aos valores de referência. Como consequência, o COP também é prejudicado. Na Fig. 6.14 é ilustrado o aumento do COP para cada caso.

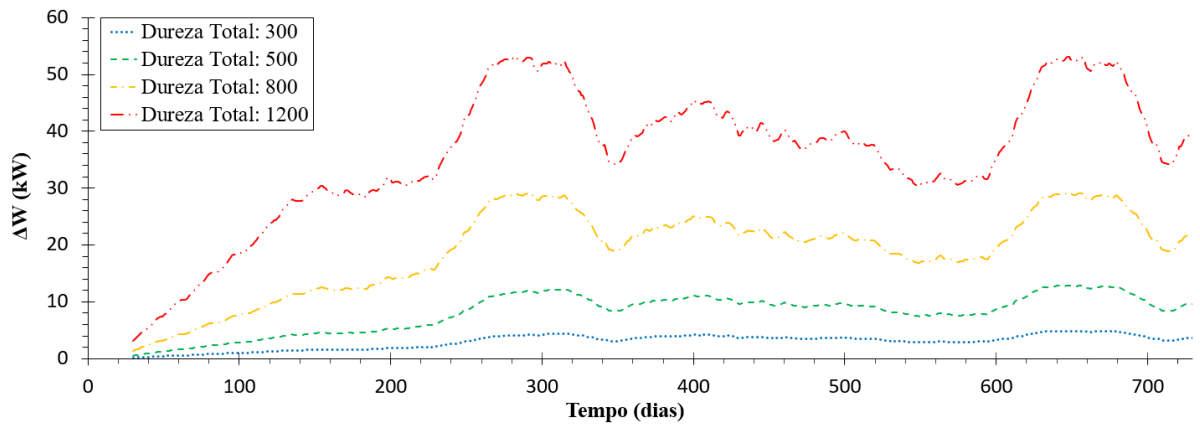


Figura 6.13: Variação no trabalho do compressor para diversas concentração de $CaCO_3$

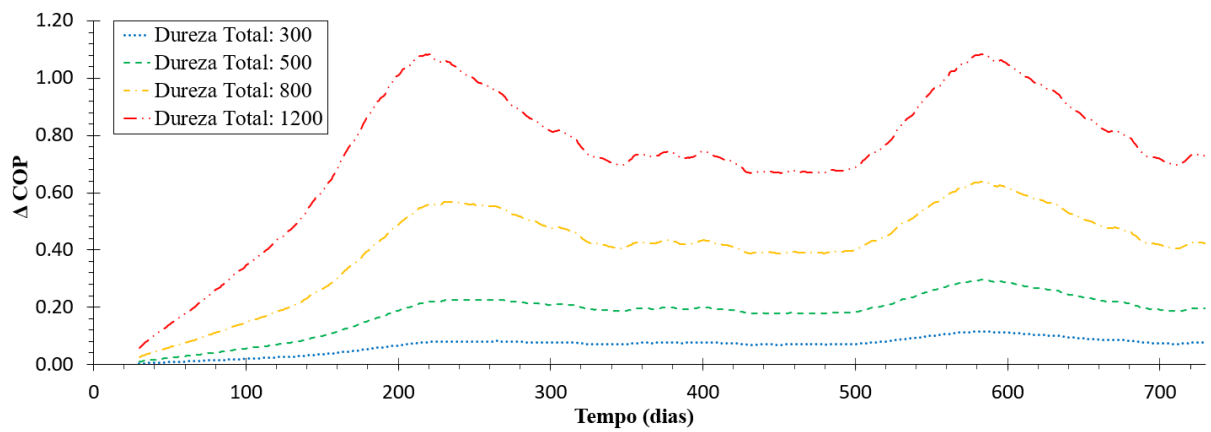


Figura 6.14: Variação COP para diversas concentração de $CaCO_3$

Por fim, observa-se o aumento da perda de carga devido à restrição do diâmetro dos tubos do condensador. A Fig. 6.15 ilustra o comportamento da perda de carga devido à incrustação.

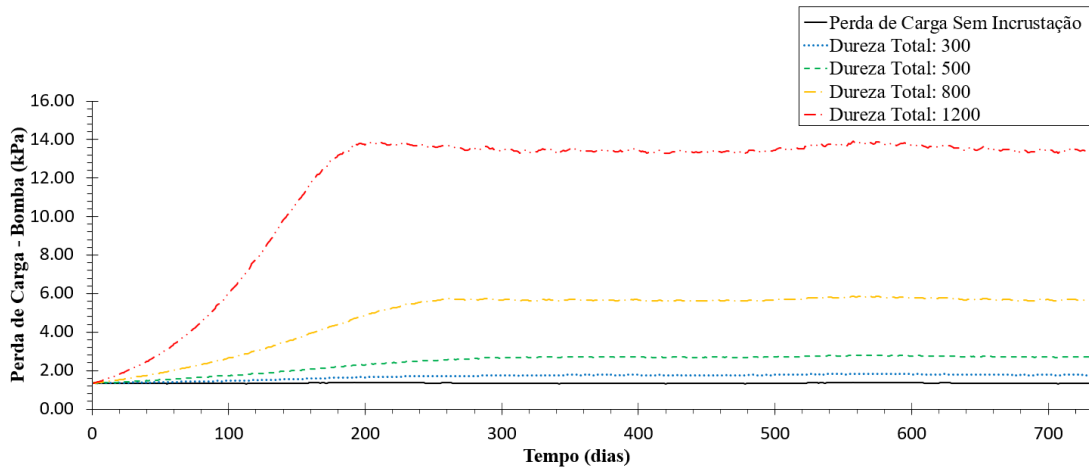


Figura 6.15: Perda de carga para diversas concentração de $CaCO_3$

6.4 Comparação Abordagens de Manutenção - Anual, APPR e Modelo Proposto

Como dito no trabalho, das visitas técnicas realizadas, a abordagem padrão de parada para limpeza dos tubos do condensador é conforme manutenção preventiva de 1 em 1 ano. Na Tab. 6.2 estão descritos os custos relacionados a esta abordagem e os valores de approach absoluto e relativo ao caso sem progressão de incrustação para cada valor de dureza total da água. Verifica-se nesta tabela que o custo de manutenção para todas as durezas é idêntico, isso decorre do fato deste custo ser unicamente dependente do chiller analisado e do tempo determinado para manutenção.

Ainda desta tabela, percebe-se que nos 2 casos de dureza mais branda, o custo acrescentado de se operar a máquina por dia com a progressão da incrustação se comparado com a operação com os tubos limpos ainda está inferior ao custo diluído no tempo de se realizar a manutenção nestes instantes.

| Dureza (ppm) | Tempo (dias) | Custo Manutenção (R\$) | Custo de Op. (R\$) | Appr ($^{\circ}C$) | Δ Appr ($^{\circ}C$) |
|--------------|--------------|------------------------|--------------------|----------------------|-------------------------------|
| 300 | 365 | 1.646,79 | 405,20 | 0,6 | 0,25 |
| 500 | 365 | 1.646,79 | 1.134,51 | 1,0 | 0,65 |
| 800 | 365 | 1.646,79 | 2.844,17 | 1,8 | 1,4 |
| 1200 | 365 | 1.646,79 | 5.770,00 | 2,9 | 2,6 |

Tabela 6.2: Comparativos de preço de operação e manutenção para diferentes durezas no primeiro ano de funcionamento

Outro método comumente encontrado em aplicação em campo é o acompanhamento da elevação do valor do approach até um valor fixo igual a 2 para a tomada de decisão de quando se realizar a parada para limpeza. Na Tab. 6.3, pode-se comparar para as diferentes durezas as datas previstas e custos associados a estas. Dos dados obtidos fica clara a dependência da variação de approach com a dureza total da água. Com durezas menores, o seu valor ocorre em um tempo muito posterior do que com durezas maiores.

Vale ressaltar ainda que a comparação está sendo realizada em relação ao valor de variação do approach se comparadas as situações com e sem progressão de incrustação para cada momento, pois o valor absoluto de approach é influenciado pelos fatores climáticos e de uso, alterando as temperaturas de troca no lado da torre de resfriamento e causando flutuações no lado do ciclo de compressão.

| Dureza (ppm) | Tempo (dias) | Custo Manutenção (R\$) | Custo de Op. (R\$) | Appr (°C) | Δ Appr (°C) |
|-------------------------|-------------------------|-----------------------------------|-------------------------------|----------------------|--|
| 300 | 627 | 958,66 | 515,80 | 1,76 | 0,33 |
| 500 | 620 | 969,48 | 1.385,33 | 2,09 | 0,82 |
| 800 | 230 | 2.613,39 | 1.761,44 | 2,4 | 1,5 |
| 1200 | 101 | 5.951,29 | 2.039,73 | 1,8 | 1,5 |

Tabela 6.3: Momento que o Δ Approach atinge o valor de $1,5^{\circ}C$

Com base nesta tabela, verifica-se que para os casos de dureza mais brandos, o Approach tem um aumento de menos de $1^{\circ}C$ se comparado ao seu valor de referência (modelo sem progressão de incrustação), indicando que sua manutenção poderia ser prorrogada para um período maior do que 2 anos, se analisada apenas a incrustação por particulado. Pode-se perceber ainda a diminuição drástica do período de dias para o Approach variar em $1,5^{\circ}C$ com o aumento da dureza total da água, comprovando que estabelecer um valor fixo para análise para manutenção de instalações sob condições distintas não garante que uma parada em tempo ótimo. Olhando para os custos envolvidos nestes momentos, para todos os casos há uma grande defasagem entre os custos de operar e de realizar a manutenção.

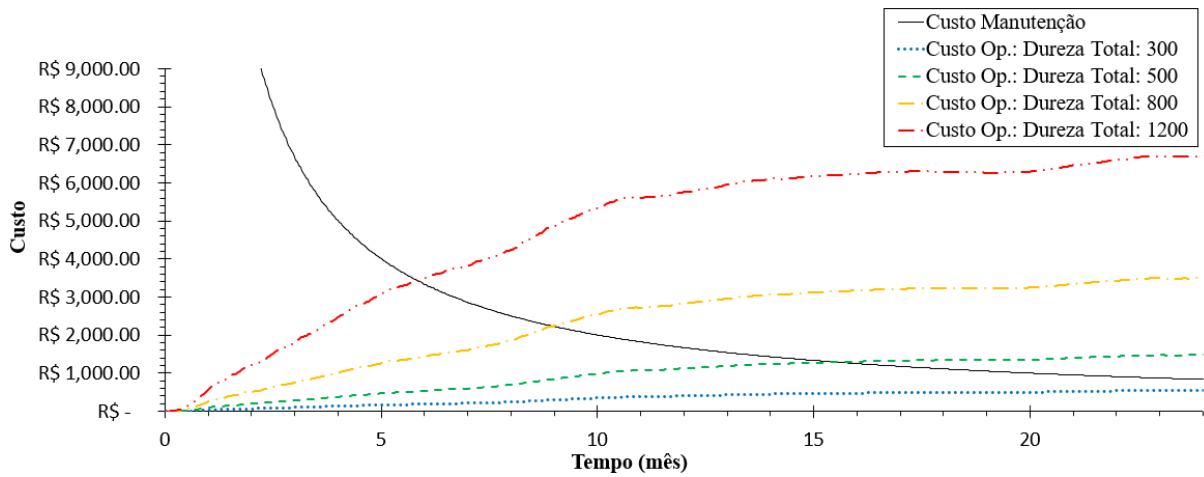


Figura 6.16: Comparativo de tempo ótimo para diferentes durezas de água

Olhando agora para a abordagem com enfoque principal nos custos associados ao processo, obteve-se das modelagens realizadas o gráfico da Fig. 6.16. Conforme descrito no Cap. 4.7, é preciso um comparativo entre o custo diluído no tempo da realização da manutenção e o acréscimo de custo ao operar com o aumento da incrustação para se obter o ponto ótimo de parada. Pode-se observar no gráfico a progressão do aumento dos custos operacionais e o decrescimento do custo de manutenção no tempo. A Tab. 6.4 apresenta os dias nos quais as curvas se encontram, ponto ótimo para se realizar a manutenção. Nesta tabela também é possível observar os Approachs nos momentos da manutenção.

| Dureza (ppm) | Tempo (dias) | Custo Manutenção (R\$) | Custo de Op. (R\$) | Appr ($^{\circ}C$) | Δ Appr ($^{\circ}C$) |
|--------------|--------------|------------------------|--------------------|----------------------|-------------------------------|
| 300 | 730 | 823,40 | 551,06 | 0,6 | 0,25 |
| 500 | 466 | 1.289,87 | 1.292,09 | 0,96 | 0,62 |
| 800 | 271 | 2.226,22 | 2.238,15 | 1,8 | 1,4 |
| 1200 | 176 | 3.415,23 | 3.432,62 | 3,0 | 2,5 |

Tabela 6.4: Momento ótimo para a parada de manutenção com base na abordagem de custos

Do gráfico e da tabela pode-se concluir que para águas com durezas muito baixas, a incrustação por particulado não é um problema, sendo possível a prolongação da manutenção por períodos superiores a 2 anos. Para os demais concentrações de dureza, verifica-se um ponto ótimo para limpeza dos tubos e uma variação do valor de Approach considerável, impossibilitando o estabelecimento de um valor universal para esta intervenção.

6.5 Análise dos Resultados

Com base nos números apresentados no capítulo anterior foi possível chegar a algumas conclusões sobre a relevância dos diferentes métodos de manutenção elencados. Primeiramente, é necessário falar que a dureza da água praticamente define qual abordagem é mais relevante economicamente. Todas as análises foram feitas com base na soma do custo de manutenção com o aumento de custo de operação.

Dito isso, dentre os valores para durezas mais baixas, observando a dureza de 500 ppm, a abordagem anual traz um aumento de custo total de 4,98%, enquanto a abordagem por igualdade entre o valor absoluto do custo de manutenção e de operação trouxe um aumento de 4,64%. A abordagem que se apresentou mais economicamente viável foi a observação da variação do approach, conforme práticas vigentes no mercado, essa abordagem trouxe um aumento de 4,25%.

Ainda discutindo os valores referentes a 500 ppm, o trabalho traz uma visão diferente que corrobora as práticas atuais que vinham sendo reproduzidas apenas por 'boas práticas'. Entretanto, como será discutido mais a frente, em outras condições essas boas práticas não mais se justificam. Em locais que apresentam baixa concentração de minerais também se adota a abordagem anual, que se demonstrou a pior entre as três.

Em uma dureza com potencial intermediário, 800 ppm, observou-se grande proximidade entre os valores. A abordagem anual permanece sendo a pior, com aumento de custos na casa dos 7,80%, seguida da abordagem sugerida neste trabalho, 7,75% e ainda apresentando o approach como abordagem mais adequada, com aumento de 7,61% nos custos finais.

Nesse segundo caso, verifica-se que os valores se aproximam muito, isso é devido ao caráter mais agressivo da concentração de incrustante. Tanto a abordagem por approach quando a por igualdade de custos solicita que sejam feitas manutenções com menos de um ano de funcionamento, sendo a de approach que apresenta maior frequência (uma manutenção a cada 230 dias).

Por fim, verificou-se um caso no qual a água traz uma concentração de 1200 ppm de $CaCO_3$. Nesse caso a abordagem deste trabalho se demonstra interessante não só financeiramente como na frequência. Diferente das outras, a manutenção anual é a segunda mais cara, com aumento de custos de 12,25%. O approach traz a solicitação de manutenção mais cara, aumento de 13,08% com uma frequência de manutenção a cada 101 dias. Como dito, a abordagem por igualdade dos custos de manutenção e operação solicita que a parada seja feita a cada 176 dias, menor frequência que o approach, e causa um aumento percentual nos custos finais de 11,42%.

Conclui-se, portanto, que é de extrema importância que seja feita a análise caso a caso. Existem casos nos quais certas abordagens se demonstram mais adequadas e outros que nem tanto. Tendo em vista que em todos os casos o chiller permanecia operando de forma funcional, sem sobrecargas ou pequenas falhas, pode-se afirmar que a análise econômica é crucial para a viabilidade da utilização de chillers refrigerados a água.

Por fim, apesar da proximidade de respostas obtidas utilizando as diversas abordagens, vale ressaltar a importância de se ter um método com maior embasamento para tomada de decisões de parada para manutenção, não utilizando apenas um parâmetro arbitrário e fixo sem a análise caso a caso das situações de operação do chiller, como é realizado atualmente nas abordagens anuais e por approach. Outro ponto importante é que o modelo considerado em análise apenas faz a modelagem da incrustação por particulado, não abrangendo outros mecanismos como a corrosão e a precipitação.

6.6 Implementação em Campo

A abordagem apresentada traz facilidades para sua aplicação em campo. A primeira delas é que uma das análises depende exclusivamente do custo de manutenção, esse custo está diretamente ligado aos modelos de chillers presentes na CAG. Outra facilidade é que o modelo de chiller pode operar com dados reais, ou seja, a inclusão de dados operacionais em tempo real retorna o custo operacional imediato do mesmo, custo esse que segundo a metodologia proposta deve ser comparado com o custo de parada para que seja tomada a decisão de parada ou não para manutenção da unidade condensadora. Por fim, com a inclusão das características físicas do modelo presente na CAG é possível gerar uma curva do comportamento esperado daquele trocador. Com isso, são comparados os dados obtidos em tempo real com os valores esperados e realizam-se diagnósticos sem a necessidade de intervenção no ativo, simplesmente pela comparação de estado com valores teóricos.

Para ilustrar a forma de aplicação em campo, elaborou-se o fluxograma presente na Fig. 6.17. Antes da sua implementação é necessário que seja feita a adaptação da instrumentação da instalação. Existem casos em que o sistema de automação apresenta no local supre as necessidades de dados apresentados em "coleta e dados do chiller em tempo real". Em outros casos será necessária a implementação de sensores adicionais aos presentes na instalação. Por fim, tendo a implementação feita na instalação, pode-se estimar o dia ótimo de parada para manutenção ao comparar os dados lidos com os estimados pelo modelo

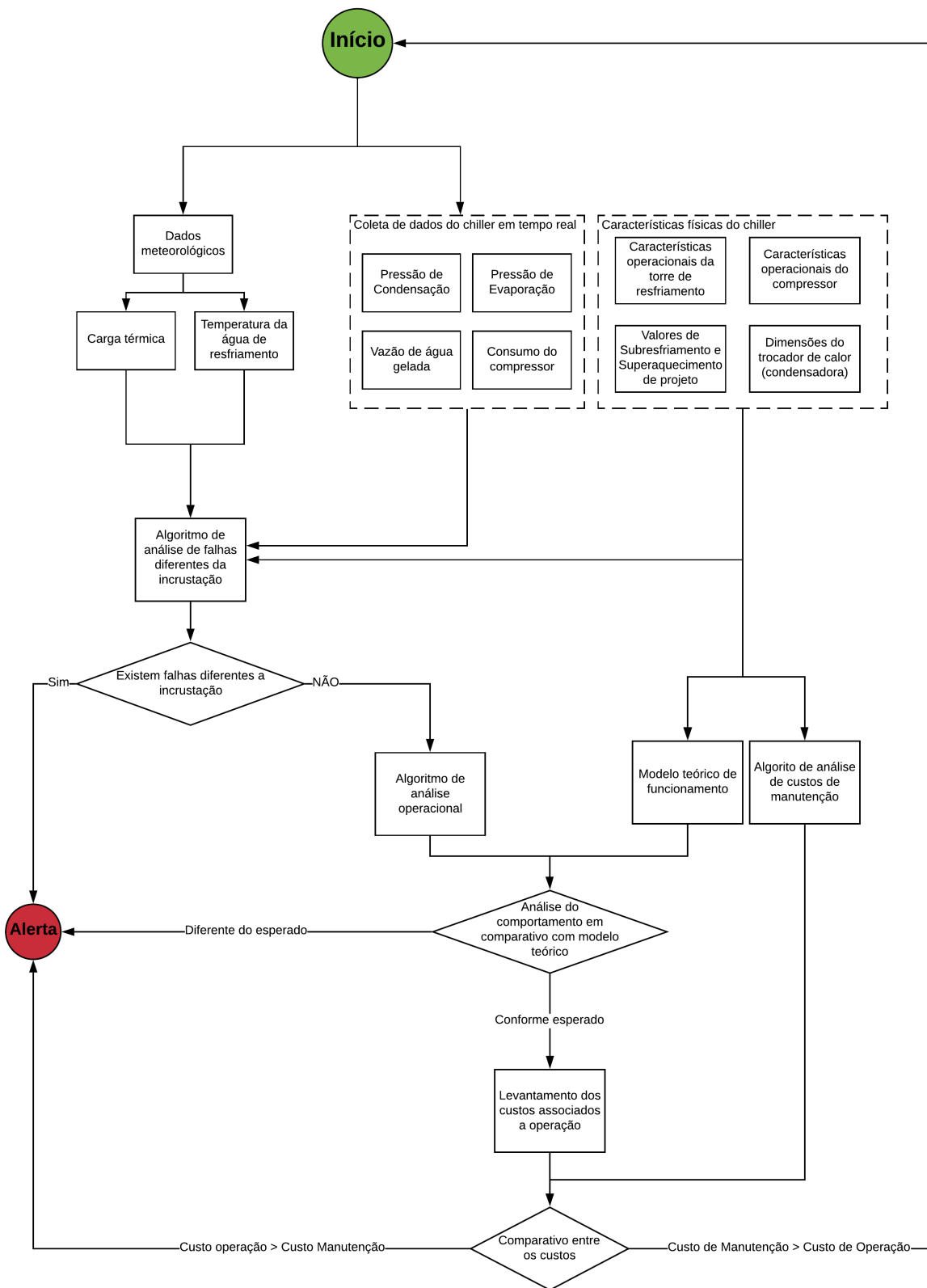


Figura 6.17: Fluxograma de implementação em campo da metodologia proposta

7 Conclusão e Proposta de Trabalhos Futuros

Nas mais diversas áreas da engenharia, normas e boas práticas são adotadas por fabricantes, empresas de manutenção e operadores em seus cotidianos. O presente trabalho permite a análise crítica de alguma dessas práticas, por meio da modelagem de um chiller, equipamento muito difundido. Foi possível concluir que o método usualmente aplicado para manutenção de limpeza da unidade condensadora de chillers resfriados a água pode ser interessante do ponto de vista econômico, dependendo da situação de operação do mesmo. Contudo, apresenta uma metodologia mais assertiva quanto às despesas totais envolvidas neste processo.

O algoritmo apresentado no Cap 4 associado ao modelo elaborado no Cap 5, além permitir a análise crítica, possibilita o entendimento dos parâmetros relevantes para a correta tomada de decisão. O presente trabalho permitiu ainda que fossem estudados quais aspectos do funcionamento do trocador de calor estão fora do alcance do operador e quais outros parâmetros devem ser ajustados para que o equipamento esteja operando nas melhores condições possíveis.

O resultado embasamento teórico com argumentos justificáveis para a tomada de decisão do melhor momento para se realizar a manutenção em estudo, diferentemente do que é realizado em muitas instalações, em que esta decisão se embasa em um valor fixo e único, não importando a situação de operação da máquina. Ainda abre margem para outras frentes de estudo necessárias para uma análise ainda mais precisa do problema, visando um modelo mais representativo da realidade. Por fim, tendo os parâmetros adequados, a aplicação de tecnologias oriundas da indústria 4.0 se fazem possíveis de aplicação, facilitando a tomada de decisão referente a itens de grande grau de importância de instalações.

7.1 Proposta de Trabalhos Futuros

A conclusão desse trabalho ainda permite que vários trabalhos sejam desenvolvidos a partir dele. O primeiro deles é a validação da metodologia com um comparativo de dados reais. A aquisição desses dados é complicada pois depende da instrumentação de uma instalação e do acompanhamento por período longo.

No presente trabalho foram feitas algumas simplificações e o estudo aprofundado dessas simplificações viriam a refinar os resultados. Uma delas foi a adoção de uma eficiência fixa para a torre de resfriamento, a modelagem, similar ao desenvolvido neste trabalho, da torre de resfriamento, com abordagem do tratamento de água e dados meteorológicos agregariam valor a metodologia preditiva proposta. Outra simplificação que merece atenção é a do compressor. No presente trabalho este opera livre de efeitos dos mancais, ou seja, condições perfeitas de óleo, manutenção e operação.

Referências

- ASSAWAMARTBUNLUE, K. An investigation of cooling and heating degree-hours in thailand. *Journal of Clean Energy Technologies*, v. 1, n. 2, p. 87–90, 2013.
- BAGLIONE, M. Building sustainability into control systems - chillers. 2019. Disponível em: <<https://engfac.cooper.edu/melody/411>>.
- BOTT, T. R. *Fouling of heat exchangers*. [S.l.]: Elsevier, 1995.
- BRASIL. Lei federal 13.589. 2018. Disponível em: <<https://www2.camara.leg.br/legin/fed/lei/2018/lei-13589-4-janeiro-2018-786057-publicacaooriginal-154702-pl.html>>.
- BRIN, A.; PETRUCHIK, A. Thermal calculation of the ejection cooling tower and method of improving its efficiency. *Journal of Engineering Physics and Thermophysics*, Springer US, v. 84, n. 2, p. 287, 2011.
- CARRIER. *Instruções de Partida, Operação e Manutenção - Catálogo n 531-9808B*. [S.l.]: Carrier, 2005.
- CAUCHI, N. et al. Maintenance of smart buildings using fault trees. *ACM Transactions on Sensor Networks (TOSN)*, ACM, v. 14, n. 3-4, p. 28, 2018.
- CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. *Transferência de Calor e Massa*. [S.l.]: Amgh Editora, 2009.
- CLELAND, A. Polynomial curve-fits for refrigerant thermodynamic properties: extension to include r134a. *International journal of refrigeration*, Elsevier, v. 17, n. 4, p. 245–249, 1994.
- COELHO, P. M. *Com unificação das operações de manutenção predial e de sistemas, empresa reduz em um sexto os custos operacionais*. 2019. Disponível em: <<https://manutencao.net/com-unificacao-e-sistemas-empresa-reduz-em-15-os-custos-operacionais/#.XFX1X1xKirx>>.
- COMSTOCK, M.; BRAUN, J. E. Fault detection and diagnostic (fdd) requirements and evaluation tools for chillers. *West Lafayette, IN: ASHRAE*, 2002.
- 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*, Taylor & Francis, v. 36, n. 7-8, p. 663–675, 2015.

- DAIKIN, I. Chiller application guide - fundamentals of water and air cooled chillers. Daikin Applied, 2014.
- EPE. *Uso de Ar Condicionado no Setor Residencial Brasileiro: Perspectivas e contribuições para o avanço em eficiência energética. NOTA TÉCNICA EPE 030/2018*. [S.l.]: EPE (Empresa de Pesquisa Energética), 2018.
- FIRDAUS, N.; PRASETYO, B. T.; LUCIANA, T. Chiller: Performance deterioration and maintenance. *Energy Engineering*, Taylor & Francis, v. 113, n. 4, p. 55–80, 2016.
- INDUSTRIAIS, S. *Solucoes Industriais*. 2019. Disponível em: <<https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/maquinas-e-equipamentos/abc-transcalor-refrigeracao/produtos/refrigeracao-ventilacao-e-exaustao/chiller-centrifugo>>.
- JAMES, P. E. *Operations and Maintenance Manual for Energy Management*. [S.l.]: Standard Publishers Distributors, India, 2005.
- JANSSEN, J. E. The history of ventilation and temperature control. *Ashrae Journal*, ASHRAE AMERICAN SOCIETY HEATING REFRIGERATING, v. 41, p. 48–72, 1999.
- KARDEC, A.; NASCIF, J. *Manutenção-função estratégica*. [S.l.]: Qualitymark Editora Ltda, 2009.
- KATIPAMULA, S.; BRAMBLEY, M. R. Methods for fault detection, diagnostics, and prognostics for building systems—a review, part i. *Hvac&R Research*, Taylor & Francis, v. 11, n. 1, p. 3–25, 2005.
- KATIPAMULA, S.; BRAMBLEY, M. R. Methods for fault detection, diagnostics, and prognostics for building systems—a review, part ii. *Hvac&R Research*, Taylor & Francis, v. 11, n. 2, p. 169–187, 2005.
- KAZI, S. Fouling and fouling mitigation on heat exchanger surfaces. In: *Heat exchangers-Basics design Applications*. [S.l.]: IntechOpen, 2012.
- KERN, D. A theoretical analysis of thermal surface fouling. *Br. Chem. Eng.*, v. 4, p. 258–262, 1959.
- LI, H.; BRAUN, J. E. A methodology for diagnosing multiple simultaneous faults in vapor-compression air conditioners. *HVAC&R Research*, Taylor & Francis, v. 13, n. 2, p. 369–395, 2007.
- METROPOLES. *Concurso do TST para preencher 52 vagas será realizado em novembro*. 2019. Disponível em: <<https://www.metropoles.com/concursos-e-empregos/concurso-do-tst-para-preencher-52-vagas-sera-realizado-em-novembro>>.
- MMA. Ar condicionado - manual sobre sistemas de Água gelada - volume ii. Ministério do Meio Ambiente, 2017.
- PAUL, S. *COOLING SERVICE RATES 2016*. 2016. Disponível em: <<http://www.districtenergy.com/wp-content/uploads/2015/09/DECRBFY16.pdf>>.

- PÉREZ-LOMBARD, L.; ORTIZ, J.; POUT, C. A review on buildings energy consumption information. *Energy and buildings*, Elsevier, v. 40, n. 3, p. 394–398, 2008.
- PORTUGUAL, N. N. En 13306, terminologia da manutenção”. *Instituto Português da*, 2007.
- REDDY, T. Evaluation and assessment of fault detection and diagnostic methods for centrifugal chillers—phase ii. final project report of ashrae research project rp-1275. *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., Atlanta*, 2006.
- SERVICES, T. E. 2019. Disponível em: <<http://www.tsfengineering.com/cleaning-services-tube-bundles-heat-exchangers/>>.
- SHEN, C. et al. Fouling of enhanced tubes for condensers used in cooling tower systems: a literature review. *Applied Thermal Engineering*, Elsevier, v. 79, p. 74–87, 2015.
- TECHNOLOGIES, I. Cooling systems: Increased costs from mineral scaling and biological fouling. *Innovas Technologies*, 2016.
- TEMBLEQUE, L. J. S. de. La estrategia de ahorro y eficiencia energética en españa 2004-2012. *Cuadernos de sostenibilidad y patrimonio natural*, Fundación Santander Central Hispano, BSCH, n. 4, p. 86–99, 2004.
- VENKATASUBRAMANIAN, V. et al. A review of process fault detection and diagnosis: Part i: Quantitative model-based methods. *Computers & chemical engineering*, Elsevier, v. 27, n. 3, p. 293–311, 2003.
- WIGGINS, M.; BRODRICK, J. Hvac fault detection. *ASHRAE Journal*, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., v. 54, n. 2, p. 78–80, 2012.
- YANG, C. et al. A practical solution for hvac prognostics: Failure mode and effects analysis in building maintenance. *Journal of Building Engineering*, Elsevier, v. 15, p. 26–32, 2017.
- YU, Y.; WORADECHJUMROEN, D.; YU, D. A review of fault detection and diagnosis methodologies on air-handling units. *Energy and Buildings*, Elsevier, v. 82, p. 550–562, 2014.
- ZHAO, X.; YANG, M.; LI, H. Decoupling features for fault detection and diagnosis on centrifugal chillers (1486-rp). *HVAC&R Research*, Taylor & Francis, v. 17, n. 1, p. 86–106, 2011.
- ZHAO, X.; YANG, M.; LI, H. A virtual condenser fouling sensor for chillers. *Energy and Buildings*, Elsevier, v. 52, p. 68–76, 2012.
- ZIMMERMANN, G.; LU, Y.; LO, G. Automatic hvac fault detection and diagnosis system generation based on heat flow models. *HVAC&R Research*, Taylor & Francis, v. 18, n. 1-2, p. 112–125, 2012.

A Código principal

```
%% *Codigo Principal Comentado*
% Neste codigo sera gerado os valores para
% tomada de decisao acerca da intervencao
% na condensadora.

%%
clear variables
close all
clc
dados=load('chiller3.txt');
%% Valores constantes que serao usados ao longo do programa.
%%
cp=4.1868; %Calor especifico do fluido refrigerante [kJ/kgK]
m_cond_ref=dados(2,21); %Vazao massica referencia no condesador [m3/s]
m_eva_ref=0.01; %Vazao massica referencia de agua gelada
Tc_ref=32; %Temperatura de condensacao de projeto
T_sc_ref=3; %Subcooling de referencia
k_appr=0.3;
Custo_cw=2/3.5; %Custo de venda de agua gelada [R$/TR-h/3.5]=[R$/kW-h]
t_parada=9; %Tempo de maquina parada [h]
Tarifa_luz=0.7495560; %Custo da eletricidade em [R$/kWh]
Custo_manu=3363.50; %Custo de manutencao [R$]
dens_h2o=997; %densidade da agua [kg/m3]
pressao_bsb=97.37; %Pressao atmosferica em BSB [Kpa]
%% Criar vetor tempo

tempo=1:1:length(nonzeros(dados(:,13)));
%% Alocar espaco na memoria

mr_p=zeros(length(tempo),1);
m_eva_real=zeros(length(tempo),1);
delta_T_sc=zeros(length(tempo),1);
```

```

APPR_r=zeros (length (tempo), 1);
UA=zeros (length (tempo), 1);
Qev=zeros (length (tempo), 1);
Qcd=zeros (length (tempo), 1);
W=zeros (length (tempo), 1);
COP=zeros (length (tempo), 1);
Custo_compressor=zeros (length (tempo), 1);
Custo_maquina_parada=zeros (length (tempo), 1);
LMTD=zeros (length (tempo), 1);
delta_pc=zeros (length (tempo), 1);
T_c=zeros (length (tempo), 1);
h_diss=zeros (length (tempo), 1);
h_ll=zeros (length (tempo), 1);
T_suc=zeros (length (tempo), 1);
h_suc=zeros (length (tempo), 1);
T_sc=zeros (length (tempo), 1);
delta_energia=zeros (length (tempo), 1);
Custo_final=zeros (length (tempo), 1);

%% Cria os vetores de dados

T_dis=nonzeros (dados (:, 13)); %Temperatura de descarga do compressor
P_dis=nonzeros (dados (:, 15)); %Pressao de descarga do compressor
T_cdi=nonzeros (dados (:, 7)); %Temperatura de entrada da agua de condensacao
T_cdo=nonzeros (dados (:, 8)); %Temperatura de saida da agua de condensacao
Tsc=nonzeros (dados (:, 9)); %Temperatura de condensacao subresfriado
P_suc=nonzeros (dados (:, 14)); %Pressao de succao do compressor
T_evi=nonzeros (dados (:, 10)); %Temperatura de entrada da agua de evaporacao
T_evo=nonzeros (dados (:, 11)); %Temperatura de saida da agua de evaporacao
P_cdi=nonzeros (dados (:, 16)); %Pressao de entrada da agua na condensadora
P_cdo=nonzeros (dados (:, 17)); %Pressao de saida da agua na condensadora
%%

for j=1:length (tempo) %inicio do laco de operacao

%% Dados de entrada dependentes do tempo para FDD de
%% vazao de agua reduzida na condensacao.

P_abs=P_dis (j)+pressao_bsb;
T_c (j)=tempsatvapor (P_abs); %Temperatura de condensacao
%% Calculo da entalpia condensadora.
%Entalpia na saida do comp. [kJ/kg]
h_diss (j)=vap_sup_entalpy (T_dis (j), P_abs);
h_ll (j)=en_liq_sat (P_abs); %Entalpia saida cond. (subresfriado) [kJ/kg]

```



```

%% Equacao para vazao massica de refrigerante

mr_p(j)=(cp*(T_cdo(j)-T_cdi(j)))*(m_cond_ref*dens_h2o)/(h_diss(j)-h_ll(j));
%% Calculo da Temperatura de succao.
%%
T_suc(j)=tempsatvapor(P_suc(j));
%% Calculo da entalpia evaporadora.
%Entalpia de succao (superaquecido) [kJ/kg]
h_suc(j)=vap_sup_entalpy(T_suc(j),P_suc(j));
%% Equacao para vazao massica real para comparacao e verificacao da falha.

m_eva_real(j)=(mr_p(j)*(h_suc(j)-h_ll(j)))/(cp*(T_evi(j)-T_evo(j)));

if m_eva_real(j)<m_eva_ref
uiwait(msgbox('Baixa vazao de agua gelada (evaporadora)'),3);
return
end
%% Verificacao de presenca de gases nao condensaveis
% Sera emitido alerta quando for a variacao de temperatura devido aos gases
% nao condensaveis for superior a 5%.
%%
if abs((T_c(j)-Tc_ref)/Tc_ref)>0.05
uiwait(msgbox('Presenca de gases nao condensaveis'))
return
end
%% Analise da Perda de Carga nos Tubos da Condensadora
delta_pc(j)=P_cdi(j)-P_cdo(j); %Perda de carga -----[OK]
%% Inicio da analise por incrustacao

T_sc(j)=Tsc(j)-T_c(j); %Variacao Temperatura para subresfriamento
%%
% Determinacao coeficiente global de transferencia de calor dos tubos da
% condensadora.

delta_T_sc(j)=T_sc_ref-abs(T_sc(j)); %Determinar a variacao de subcooling
APPR_r(j)=(T_c(j)-T_cdo(j))-delta_T_sc(j)*k_appr; %Approach de referencia
LMTD(j)=(T_cdo(j)-T_cdi(j))/(abs(APPR_r(j))); %Fracao para calcular a LMTD
%Coeficiente global de transferencia de calor
UA(j)=dens_h2o*m_cond_ref*cp*log(1+LMTD(j));

%% Caculo do COP
%%
%Calor perdido na condensadora
Qcd(j)=UA(j)*(T_cdo(j)-T_cdi(j))/log((T_c(j)-T_cdi(j))/(T_c(j)-T_cdo(j)));
if T_c(j)<T_cdo(j)
disp('Complexo')

```

```

T_c(j)
T_cdo(j)
j
end
Qev(j)=mr_p(j)*(h_suc(j)-h_ll(j)); %Calor absorvido na evaporadora
W(j)=Qcd(j)-Qev(j); %Trabalho do compressor
COP(j)=Qcd(j)/W(j); %Coeficiente de performance
%% Calculo de custo operacional
%%
Custo_compressor(j)=Tarifa_luz*W(j); %[R$]

Custo_maquina_parada(j)=Qev(j)*Custo_cw*t_parada-W(j)*...
Tarifa_luz*t_parada; %[R$]

end %fim do laco
Custo_ref=mean(Custo_compressor);
for z=1:length(Custo_compressor)
if z>1
delta_energia(z)=abs(Custo_compressor(z)-Custo_ref)+...
delta_energia(z-1);
else
delta_energia(z)=abs(Custo_compressor(z)-Custo_ref);
end
Custo_final(z)=1/tempo(z)*(delta_energia(z)+...
Custo_maquina_parada(z)+Custo_manu);
if z>1
if Custo_final(z)/Custo_final(z-1)>5
Custo_final(z)=Custo_final(z-1);
disp('rodou')
end
end
end

z=zeros(length(P_dis),2);
z(:,1)=P_dis+pressao_bsb;
z(:,2)=h_ll;

figure(200);plot(1:length(nonzeros(delta_pc)),nonzeros(delta_pc));
% title('Perda de carga na Condensadora')
xlabel('Tempo de funcionamento (h)','fontsize',12)
ylabel('Delta Pressao (kPa)','fontsize',12)
ylim([0.7 1.7])

figure;plot(1:length(Custo_final),Custo_final)
xlim([0 170])
ylim([0 1100])

```

```
%      title('Custos para os chillers')
xlabel('Tempo de funcionamento (h)', 'fontsize', 12)
ylabel('Custo de operacao (R$/h)', 'fontsize', 12)

figure
plot(tempo, Qev, tempo, nonzeros(dados(:, 20)) * dados(1, 21) * 3.5 / 100)
legend('Carga Real', 'Carga Esperada')
xlabel('Tempo de funcionamento (h)', 'fontsize', 12)
ylabel('Taxa de troca de calor (kW)', 'fontsize', 12)
```

B Funções auxiliares

B.1 tempsatvapor.m

```
%Temperatura de saturacao de vapor
%
%Entrada em Kpa
%Saida em Celsius
function t_sat_vapor=tempsatvapor(Psat)
Psat=Psat*1000;
t_sat_vapor=(-2200.9809/(log(Psat)-21.51297))-246.61;
```

B.2 sat_vap_entalpy.m

```
%Entalpia para Vapor saturado
%
%Entrada em celsius
%Saida em kJ/kg

function entalpy=sat\_vap\_entalpy(Tsat)
hil=249455+606.163*Tsat-1.05644*Tsat^2-1.82426*1e-2*Tsat^3;
hv=hil/1e3;
entalpy=hv;
```

B.3 vap_sup_entalpy.m

```
%Entlapiia de vapor superaquecido
%
%Entrada em Pessao (kPa) e Temperatura (Celcius) do vapor superaquecido
%Saida em

function superheated=vap\_sup\_entalpy(T,P)
Tsat=tempsatvapor(P);
delta=T-Tsat;
hsat=sat\_vap\_entalpy(Tsat);
h=hsat*(1+3.48186*1e-3*delta+1.6886*1e-6*delta^2+9.2642*1e-6*delta*Tsat-...
7.698*1e-8*delta^2*Tsat+1.7070*1e-7*delta*Tsat^2-1.2130*1e-9*...
delta^2*Tsat^2);

superheated=h;
```

C Codigo EES Chiller Virtual

codigo_ees

Equations

$$\text{subprogram CICLOCOMPRESSAO}(dureza, T_{cdi}, \dot{Q}_{ev}, tempo, N, UA, D_{int}, D_{out}, R_{f2} : T_{cdo}, T_6) \quad (1)$$

$$k_{cobre} = \frac{401}{1000} \text{ [kW/m} \cdot \text{K]} \quad (2)$$

$$L = 5 \text{ [m]} \quad (3)$$

$$P_{bomba} = 294 \text{ [kPa]} \quad (4)$$

$$K_{e_{cobre}} = 0.002 \times 10^{-3} \text{ [m]} \quad (5)$$

$$D_{int, inicial} = D_{out} - 2 \cdot 1.651 \times 10^{-3} \text{ [m]} \quad (6)$$

$$N_{tubos} = 509 \quad (7)$$

$$C_{a2} = (0.4004 \cdot dureza) \quad (8)$$

$$C_{o23} = (0.5996 \cdot dureza) \quad (9)$$

$$k_{spe} = 1 \times 10^{-9} \text{ [mol}^2\text{/L}^2] \quad (10)$$

$$d_{ab} = 7.90 \times 10^{-10} \quad (11)$$

$$R_g = 1.986 \text{ [cal/K} \cdot \text{mol]} \quad (12)$$

$$\lambda_f = \frac{2.19}{1000} \text{ [kW/m} \cdot \text{K]} \quad (13)$$

$$\rho_f = \left(2.711 \cdot \frac{100^3}{1000} \right) \text{ [kg/m}^3] \quad (14)$$

$$k_{Re} = \exp \left(38.74 - \frac{2700}{R_g \cdot 20} \right) \quad (15)$$

$$A_{out} = L \cdot \pi \cdot D_{out} \cdot N_{tubos} \quad (16)$$

$$RelRough_{cobre} = K_{e_{cobre}} / D_{int, inicial} \quad (17)$$

$$\text{call Cond}_{horizontal, N, Cylinders}('R134a', T_4, (T_4 - 0.01), D_{out}, 1 : H_{out}, Nusselt_m) \quad (18)$$

$$\text{call PipeFlow}('water', T_{cdi}, P_{bomba}, (\dot{m}_{cond} / N_{tubos}), D_{int, inicial}, L, RelRough_{cobre} : H_{int}, h_H, \Delta P, Nusselt_T, f, Re) \quad (19)$$

$$\text{call PipeFlow}('water', T_{cdi}, P_{bomba}, (\dot{m}_{cond} / N_{tubos}), D_{int}, L, RelRough_{cobre} : H_{int2}, h_{H2}, \Delta P2, Nusselt_{T2}, f2, Re2) \quad (20)$$

$$\phi = \phi_{certo}(tempo) \quad (21)$$

$$u_w = \frac{Q / N_{tubos}}{\left(\pi \cdot \frac{D_{int}^2}{4} \right)} \quad (22)$$

$$cr = cr_{certo}(u_w, \lambda_f, \phi) \quad (23)$$

$$Sc = u_w \cdot \frac{D_{int}}{(Re \cdot d_{ab})} \quad (24)$$

$$k_{De} = 0.023 \cdot u_w \cdot Re^{-0.17} \cdot Sc^{-0.67} \quad (25)$$

$$m_d = \left(k_{De} \cdot C_{o23} \cdot \frac{1 - \frac{k_{spe}}{C_{a2} \cdot C_{o23}}}{1 + \frac{k_{De}}{k_{Re} \cdot C_{o23}} + \frac{C_{o23}}{C_{a2}}} \right) \quad (26)$$

$$m_r = cr \cdot m_d \quad (27)$$

$$R_{f1} = \left(\left(\frac{m_d - m_r}{\rho_f \cdot \lambda_f} \right) \right) \cdot 1000 \quad (28)$$

$$A_{int} = L \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot N_{tubos} \quad (29)$$

$$UA3 = \left(\frac{1000}{H_{int} \cdot A_{int}} + \frac{\ln(D_{out}/D_{int, inicial})}{2 \cdot \pi \cdot k_{cobre} \cdot L \cdot N_{tubos}} + R_{f2}/A_{int} + \frac{1000}{H_{out} \cdot A_{out}} \right)^{-1} \quad (30)$$

$$T_{sh} = 7 \quad (31)$$

$$T_{sc} = 3 \quad (32)$$

$$C = 4.2 \text{ [kJ/kg} \cdot \text{C]} \quad (33)$$

$$\rho_w = 997 \text{ [kg/m}^3\text{]} \quad (34)$$

$$Q = (451.8/3600) \text{ [m}^3\text{/s]} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{cond} = \rho_w \cdot Q \quad (36)$$

$$P_1 = P_{sat}(R134a, T = T_1) \quad (37)$$

$$h_1 = h(R134a, P = P_1, x = 1) \quad (38)$$

$$T_2 = T_1 + T_{sh} \quad (39)$$

$$P_2 = P_1 \quad (40)$$

$$h_2 = h(R134a, T = T_2, P = P_2) \quad (41)$$

$$s_2 = s(R134a, T = T_2, P = P_2) \quad (42)$$

$$T_3 = T(R134a, h = h_3, P = P_3) \quad (43)$$

$$P_3 = P_4 \quad (44)$$

$$s_3 = s(R134a, P = P_3, h = h_3) \quad (45)$$

$$P_4 = P_{sat}(R134a, T = T_4) \quad (46)$$

$$h_4 = h(R134a, T = T_4, x = 1) \quad (47)$$

$$T_5 = T_4 \quad (48)$$

$$P_5 = P_4 \quad (49)$$

$$h_5 = h(R134a, T = T_5, x = 0) \quad (50)$$

$$T_6 = T_5 - T_{sc} \quad (51)$$

$$P_6 = P_5 \quad (52)$$

$$h_6 = h(R134a, T = T_6, P = P_6) \quad (53)$$

$$h_7 = h_6 \quad (54)$$

$$T_7 = T_1 \quad (55)$$

$$P_7 = P_1 \quad (56)$$

$$\eta = -0.0387 \cdot \delta_P + 0.8 \quad (57)$$

$$\delta_P = \frac{P_3}{P_2} \quad (58)$$

$$h_{is,3} = h(R134a, P = P_3, s = s_2) \quad (59)$$

$$(h_3 - h_2) \cdot \eta = (h_{is,3} - h_2) \quad (60)$$

$$W = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_2) \quad (61)$$

$$T_{evo} = 7 \text{ [C]} \quad (62)$$

$$UA_{ev} = 408 \quad (63)$$

$$Q_{ev} = 481.5/3600 \quad (64)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_2 - h_7) \quad (65)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \dot{m}_{ev} \cdot C \cdot (T_{evi} - T_{evo}) \quad (66)$$

$$\dot{m}_{ev} = \rho_w \cdot Q_{ev} \quad (67)$$

$$\dot{Q}_{ev} = \left(1 - \exp\left(-\frac{UA_{ev}}{C \cdot \dot{m}_{ev}}\right)\right) \cdot C \cdot \dot{m}_{ev} \cdot (T_{evi} - T_7) \quad (68)$$

$$\dot{Q}_{cd} = \dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_6) \quad (69)$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_6) = \dot{m}_{cond} \cdot C \cdot (T_{cdo} - T_{cdi}) \quad (70)$$

$$\dot{m}_{ref} \cdot (h_3 - h_6) = \left(1 - \exp\left(-\frac{UA}{C \cdot \dot{m}_{cond}}\right)\right) \cdot C \cdot \dot{m}_{cond} \cdot (T_4 - T_{cdi}) \quad (71)$$

$$\text{end} \quad (72)$$

$$\text{function } \phi_{certo}(tempo) \quad (73)$$

$$phi1 := 0.99^{(tempo)} \quad (74)$$

$$\text{if } phi1 > 0.002 \text{ then} \quad (75)$$

$$\phi_{certo} := phi1 \quad (76)$$

$$\text{else} \quad (77)$$

$$\phi_{certo} := 0.002 \quad (78)$$

$$\text{endif} \quad (79)$$

$$\text{end} \quad (80)$$

$$\text{function } cr_{certo}(u_w, \lambda_f, \phi) \quad (81)$$

$$cr1 := 0.00212 \cdot \frac{u_w^2}{\lambda_f^{0.5} \cdot \phi} \quad (82)$$

If $cr1 < 1$ then (83)

$$cr_{certo} := cr1 \quad (84)$$

else (85)

$$cr_{certo} = 1 \quad (86)$$

endif (87)

end (88)

*subprogramanalise*_{agua,cond} ($T_4, W, \dot{Q}_{ev}, UA, TBU : \dot{m}_{cond,min}$) (89)

$C = 4.2$ [kJ/kg · C] Calor específico da água (90)

$$(\dot{Q}_{ev} + W) = \left(1 - \exp\left(-\frac{UA}{C \cdot \dot{m}_{cond,min}}\right)\right) \cdot C \cdot \dot{m}_{cond,min} \cdot (T_4 - TBU) \quad (91)$$

end (92)

$K = 1$ (93)

$N = 730$ (94)

\$IMPORT Qev_TBS.txt Q_dot_ev[K..N]

\$IMPORT TBU.txt TBU[K..N]

$T_{cdi,1} = 20$ (95)

$UA_0 = 406$ (96)

$D_{out} = 25.4 \times 10^{-3}$ [m] (97)

$D_{int,0} = D_{out} - 2 \cdot 1.651 \times 10^{-3}$ [m] (98)

$R_{f,0} = 0.0000000018$ (99)

$\lambda_f = 2.19$ [kW/m · K] (100)

$$dureza_l = \frac{358 + 180}{2} \quad (101)$$

$$dureza_m = \frac{533 + 345}{2} \quad (102)$$

$dureza_{mh} = 533$ (103)

$$dureza_{hm} = \frac{1765 + 557}{2} \quad (104)$$

$dureza_{hh} = 1765$ (105)

$dureza = 1000$ (106)

duplicate $i = K, N$ (107)

$tempo_i = i$ (108)

call *CICLOCOMPRESSAO*(*dureza*, $T_{cdi,i}$, $\dot{Q}_{ev,i}$, i , N , UA_{i-1} , $D_{int,i-1}$, D_{out} , $R_{f,i-1} : T_{cdo,i}$, $T_{i,6}$, $T_{i,4}$, W_i ,) (109)

call *analiseagua,cond* ($T_{i,4}$, W_i , $\dot{Q}_{ev,i}$, UA_i , $TBU_i : \dot{m}_{cond,min,i}$) (110)

$R_{f,i} = \text{Sum}(R_{f1,j}, j = 1, i)$ (111)

$D_{int,i} = D_{int,0} \cdot \exp\left(\frac{-2 \cdot \lambda_f \cdot R_{f,i}}{D_{int,0}}\right)$ (112)

$0.48 = \frac{T_{cdo,i} - T_{cdi,i+1}}{T_{cdo,i} - TBU_i}$ (113)

end (114)

A Dados do compressor para análise da razão de compressão

RATING CONDITIONS

20 °F Superheat
 15 °F Subcooling
 95 °F Ambient Air Over

60 Hz Operation

AIR CONDITIONING

ZR94KCE-TF5

HFC-134A
 COPELAND SCROLL®
 TF5 200/230-3-60

Evaporating Temperature °F (Sat Dew Pt Pressure, psig)

| | | -10(1.9) | 0(6.5) | 10(12) | 20(18) | 30(26) | 40(35) | 45(40) | 50(45) | 55(51) |
|--|------------|----------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Condensing Temperature °F (Sat Dew Pt Pressure, psig) | 150 (263)C | | | | | | 47900 | 53800 | 60100 | 67000 |
| | P | | | | | | 7060 | 7100 | 7110 | 7100 |
| | A | | | | | | 26.4 | 26.5 | 26.6 | 26.65 |
| | M | | | | | | 876 | 969 | 1065 | 1170 |
| | E | | | | | | 6.8 | 7.6 | 8.4 | 9.4 |
| | % | | | | | | 59.1 | 61.3 | 63.5 | 65.5 |
| | 140 (229)C | | | | | 41600 | 52700 | 59000 | 65700 | 73000 |
| | P | | | | | 6230 | 6330 | 6370 | 6380 | 6370 |
| | A | | | | | 24.1 | 24.45 | 24.55 | 24.65 | 24.65 |
| | M | | | | | 730 | 900 | 994 | 1095 | 1200 |
| E | | | | | 6.7 | 8.3 | 9.3 | 10.3 | 11.4 | |
| % | | | | | 58.2 | 62.6 | 64.6 | 66.3 | 68 | |
| 130 (199)C | | | | 35500 | 45500 | 57300 | 64000 | 71200 | 78800 | |
| P | | | | 5450 | 5570 | 5670 | 5710 | 5720 | 5710 | |
| A | | | | 22.15 | 22.4 | 22.7 | 22.8 | 22.9 | 22.95 | |
| M | | | | 600 | 749 | 921 | 1015 | 1115 | 1220 | |
| E | | | | 6.5 | 8.2 | 10.1 | 11.2 | 12.4 | 13.8 | |
| % | | | | 57 | 61.7 | 65.5 | 67 | 68.3 | 69.4 | |
| 120 (171)C | | | 29800 | 38600 | 49200 | 61800 | 68900 | 76400 | 84500 | |
| P | | | 4770 | 4860 | 4970 | 5070 | 5110 | 5130 | 5130 | |
| A | | | 20.6 | 20.7 | 20.95 | 21.2 | 21.35 | 21.45 | 21.5 | |
| M | | | 486 | 614 | 765 | 938 | 1035 | 1135 | 1240 | |
| E | | | 6.3 | 8 | 9.9 | 12.2 | 13.5 | 14.9 | 16.4 | |
| % | | | 54.9 | 60.5 | 64.7 | 67.6 | 68.5 | 69 | 69.3 | |
| 110 (146)C | | 24600 | 32200 | 41600 | 52900 | 66200 | 73500 | 81400 | 89800 | |
| P | | 4240 | 4250 | 4330 | 4440 | 4540 | 4580 | 4610 | 4620 | |
| A | | 19.6 | 19.4 | 19.45 | 19.7 | 19.95 | 20.1 | 20.25 | 20.35 | |
| M | | 388 | 496 | 626 | 778 | 952 | 1045 | 1145 | 1250 | |
| E | | 5.8 | 7.6 | 9.6 | 11.9 | 14.6 | 16.1 | 17.6 | 19.4 | |
| % | | 51.5 | 58.3 | 63.5 | 66.8 | 68.3 | 68.3 | 67.9 | 67.1 | |
| 100 (124)C | 20000 | 26400 | 34600 | 44600 | 56500 | 70300 | 78000 | 86200 | 94900 | |
| P | 3890 | 3780 | 3780 | 3850 | 3960 | 4070 | 4120 | 4160 | 4180 | |
| A | 19.25 | 18.65 | 18.35 | 18.4 | 18.65 | 18.95 | 19.15 | 19.3 | 19.45 | |
| M | 306 | 395 | 505 | 637 | 790 | 963 | 1060 | 1155 | 1260 | |
| E | 5.2 | 7 | 9.2 | 11.6 | 14.3 | 17.3 | 18.9 | 20.8 | 22.8 | |
| % | 46.2 | 54.4 | 61.1 | 65.7 | 67.7 | 67.2 | 66.1 | 64.5 | 62.3 | |
| 90 (104)C | 21400 | 28300 | 37000 | 47500 | 59900 | 74300 | 82300 | 90700 | 99800 | |
| P | 3490 | 3370 | 3360 | 3420 | 3540 | 3670 | 3730 | 3770 | 3810 | |
| A | 18.5 | 17.8 | 17.5 | 17.55 | 17.8 | 18.2 | 18.45 | 18.65 | 18.85 | |
| M | 311 | 402 | 514 | 646 | 798 | 971 | 1065 | 1165 | 1270 | |
| E | 6.1 | 8.4 | 11 | 13.8 | 16.9 | 20.3 | 22.1 | 24.1 | 26.2 | |
| % | 48.3 | 56.9 | 63.3 | 66.6 | 66.7 | 63.8 | 61.4 | 58.2 | 54.4 | |
| 80 (87)C | 22800 | 30200 | 39300 | 50200 | 63200 | 78100 | 86300 | 95000 | 104500 | |
| P | 3140 | 3000 | 2980 | 3060 | 3180 | 3330 | 3400 | 3460 | 3520 | |
| A | 17.85 | 17.15 | 16.85 | 16.9 | 17.25 | 17.7 | 18 | 18.25 | 18.55 | |
| M | 317 | 409 | 521 | 653 | 805 | 977 | 1070 | 1165 | 1270 | |
| E | 7.3 | 10.1 | 13.2 | 16.4 | 19.9 | 23.4 | 25.4 | 27.4 | 29.6 | |
| % | 50.1 | 58.7 | 64.2 | 65.8 | 63.5 | 57.6 | 53.5 | 48.6 | 42.9 | |

Nominal Performance Values (±5%) based on 72 hours run-in. Subject to change without notice. Current @ 230 V

C:Capacity(Btu/hr), P:Power(Watts), A:Current(Amps), M:Mass Flow(lbs/hr), E:EER(Btu/Watt-hr), %:Isentropic Efficiency(%)