

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

VINÍCIUS RIBEIRO DA SILVA

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre

2011

MODELAGEM E SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

VINÍCIUS RIBEIRO DA SILVA

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Bardo Ernst Josef Bodmann

Prof. Dr. Volnei Borges

Prof. Dr. Sergio Luiz Frey

Porto Alegre

2011

de modo especial, a meus pais, *Marcos Ferreira e Maria Virgínia*, pilares da minha formação e exemplos de simplicidade e persistência em suas metas. Obrigado por compreender tanta ausência.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente a Deus, pelo dom da vida.

a minha namorada *Bárbara*, que vivenciou essa jornada desde o início, sendo minha parceira e estando presente em todos os momentos.

a minha família amada, que sempre esteve de braços abertos, esperando minhas visitas

ao meu orientador, *Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha* pelo auxílio e disponibilidade ao longo deste trabalho.

a Oxiteno Nordeste pela oportunidade de estágio e realização deste trabalho, especialmente ao Engenheiro *Victor Guidobono* e ao Técnico *Rodrigo Assmann* pelo auxílio e conhecimentos transmitidos.

aos grandes amigos que fiz ao longo da faculdade, pelo apoio e companheirismo nas noites em claro estudando e pelas boas risadas que proporcionaram.

aos professores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, pelo conhecimento adquirido ao longo do curso.

SILVA, V. R.; **Modelagem e Simulação de um Sistema de Refrigeração Industrial**. 2011. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

RESUMO

Este trabalho aborda a análise global de um sistema de refrigeração industrial em uma indústria petroquímica situada em Triunfo – RS, onde a capacidade térmica atual instalada não suporta a requerida para os dias de verão. O sistema de refrigeração foi modelado a partir de dados obtidos em campo, levando em conta todos os componentes que o compõe e a interação entre eles. Equações de balanço de energia e massa foram resolvidas, utilizando o programa Interactive Thermodynamics (IT), para verificar a capacidade térmica atual da planta. Duas propostas para melhoria foram simuladas sendo que a segunda, que consiste na ampliação do sistema de refrigeração, apresentou resultados mais satisfatórios, resultando num aumento de capacidade da planta em 33%. Estudos financeiros mostraram que o investimento necessário para fazer a modificação proposta devem retornar em aproximadamente três anos.

PALAVRAS-CHAVE: Refrigeração Industrial, Torre Resfriamento, Compressor de Freon, Trocador de calor.

SILVA, V. R.; **Modeling and Simulation of an Industrial Refrigeration System**. 2011. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ABSTRACT

This project presents a global analysis of an industrial refrigeration system in a petrochemical industry located in Triunfo - RS, where the heat capacity currently installed does not support the energy required for summer days. The cooling system was modeled from data obtained in the field, taking into account all the components with which the system is consisted and the interaction between them. Mass and energy balance equations were solved using the Interactive Thermodynamics (IT) software to verify the plant's current heat capacity. Two proposals for improvement were simulated and the second one, which involves the expansion of the refrigeration system, showed more satisfactory results, increasing the plant capacity by 33%. Financial studies showed that the necessary investment to make the proposal changes should return within approximately three years.

KEYWORDS: Refrigeration, Cooling Tower, Freon Compressor, Heat Exchanger.

ÍNDICE

| | |
|--|----|
| 1. INTRODUÇÃO | 1 |
| 1.1. Justificativa | 1 |
| 1.2. Objetivo | 1 |
| 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA | 1 |
| 3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA | 2 |
| 3.1. Torre de Resfriamento | 2 |
| 3.2. Ciclos De Refrigeração | 3 |
| 3.2.1. Compressor | 3 |
| 3.2.2. Condensador | 4 |
| 3.2.3. Válvula De Expansão | 4 |
| 3.2.4. Evaporador | 4 |
| 3.3. Trocadores De Calor | 4 |
| 3.4. Equacionamento Básico | 5 |
| 3.4.1. Trocadores De Calor | 6 |
| 3.4.2. Torre De Resfriamento | 7 |
| 4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA | 7 |
| 5. METODOLOGIA | 8 |
| 6. ANÁLISES E RESULTADOS | 9 |
| 6.1. Situação Atual | 9 |
| 6.2. Proposta Melhoria 1 – Ampliação da Torre de Resfriamento | 11 |
| 6.3. Proposta Melhoria 2 – Ampliação da Torre de Resfriamento e da Unidade de Frio | 12 |
| 6.4. Análise Econômica Financeira | 14 |
| 7. CONCLUSÃO | 14 |
| 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS | 15 |
| 9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA | 15 |
| APÊNDICES | 16 |
| Apêndice A – Teste de cupons de corrosão de aço inox 904L em mistura ácida | 16 |
| Apêndice B – Investimentos para ampliação | 17 |
| Apêndice C – Levantamento prejuízo mensal | 17 |
| Apêndice D – Programação feita no software Interactive Thermodynamics | 18 |

1. INTRODUÇÃO

Atualmente sistemas de refrigeração industrial são amplamente estudados, devido à preocupação crescente com consumo de energia e necessidade de desenvolver sistemas cada vez mais eficientes que tenham menor impacto ambiental. Com o crescimento industrial acelerado, condição que o Brasil se encontra, se faz necessário ter alta produção para suprir todo o mercado consumidor, o que significa produzir mais em menos tempo, aumentando a eficiência de equipamentos e usando toda sua capacidade.

Os sistemas de refrigeração são empregados em diversos setores industriais, como nas petroquímicas, onde os fluidos do processo necessitam estar com suas temperaturas controladas para que as reações aconteçam de forma mais eficiente e estável.

Esses sistemas são constituídos, comumente, por compressores, trocadores de calor, torres de resfriamento, tubulações, bombas, ventiladores e instrumentação para controle. Uma “Unidade de Frio” utiliza agentes refrigerantes (como o Freon R-22), fluido com boas propriedades térmicas e que absorvem grandes quantidades de calor ao passar do estado líquido para gasoso. Já nas torres de resfriamento é utilizada água, devido a sua abundância e características físicas (alto calor específico, baixa viscosidade, alta condutibilidade térmica e alta densidade).

1.1. Justificativa

A análise global do sistema de refrigeração industrial em estudo se faz necessário, tendo em vista que o sistema não está conseguindo suprir a carga térmica necessária, principalmente nos dias quentes de verão. O aumento da temperatura ambiente nesse período gera um aumento nas temperaturas de todo o sistema, não permitindo que a empresa opere com sua produção máxima.

O sistema de refrigeração é responsável por controlar a temperatura de alguns reagentes nas principais colunas da planta industrial. O aumento na temperatura desses reagentes aumenta consideravelmente a corrosão nessas colunas, tendo em vista que um dos produtos da reação é uma mistura ácida (H_2SO_4). A solução emergencial utilizada pela empresa é a redução do volume de produção nos dias quentes. Mesmo assim, a manutenção realizada nesses vasos em decorrência de corrosão, tem sido frequente nos últimos meses.

1.2. Objetivo

Modelar um sistema de refrigeração industrial composto basicamente por uma torre de resfriamento com fluxo contra corrente, trocadores de calor do tipo placas, duplo tubo e casco tubo e uma unidade de frio com três ciclos de compressão de Freon R-22 (compressor, evaporador, válvula de expansão e condensador).

Simular o sistema estudado, através da resolução do sistema de equações obtido pelo balanço de energia realizado em cada componente, empregando o programa Interactive Thermodynamics (IT).

Estudar modificações do sistema que visem o seu aperfeiçoamento.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Segundo Moretti et al.,2006, a teoria básica de operação de torres de resfriamento foi primeiramente proposta por Walker et al.,1923, que desenvolveram as equações básicas para a transferência total de massa e energia considerando cada processo separadamente.

Merkel,1925, combina os coeficientes de transferência de calor sensível e massa num único coeficiente global, baseado no potencial entálpico como força motora. A teoria proposta por Merkel requer algumas hipóteses simplificadoras, que têm sido universalmente adotadas para o cálculo do desempenho de uma torre de arrefecimento.

ASHRAE,1985, (American Society of Heating Refrigerating and air conditioning Engineers) apresenta uma abrangente visão sobre refrigeração industrial, quanto aos conceitos, dimensionamento de instalações, seleção de equipamentos e aplicações em diversas áreas.

A grande maioria dos trabalhos envolvendo simulação de sistemas de refrigeração trata de sistemas compostos por compressores alternativos, devido ao seu amplo uso em instalações comerciais e residenciais.

Atualmente os estudos se concentram no aumento do coeficiente de desempenho dos sistemas de refrigeração, com mudanças nas torres de refrigeração para torná-las mais compactas, leves e duráveis, na busca por novos materiais e no dimensionamento de recheios visando um maior coeficiente de desempenho.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Em um sistema de refrigeração industrial, são utilizados diversos equipamentos visando à troca de energia, em forma de calor, de uma região com baixo potencial energético para outra com alto potencial energético. Para isso se faz necessário uma entrada de trabalho, como o realizado por um compressor ou pelo ventilador da torre de resfriamento.

Como forma de aumentar a eficiência dessas trocas realizadas entre os fluidos de processo, são utilizados trocadores de calor, que transferem calor entre dois ou mais fluidos que se encontram em temperaturas diferentes, sendo que um dos fluidos é resfriado enquanto outro é aquecido.

3.1. Torre de Resfriamento

Torre de resfriamento ou arrefecimento é um dispositivo comumente utilizado em plantas petroquímicas, para remoção de calor residual de processos para a atmosfera. O fluido geralmente utilizado para dissipar esse calor é a água, com alguns aditivos para controle da contaminação, como dispersantes para evitar o acúmulo de partículas sólidas, biocidas para controle do crescimento microbiológico e inibidores de corrosão. O princípio de funcionamento de uma torre é a evaporação da água, removendo o calor e, assim, resfriando o fluido para perto da temperatura de bulbo úmido. Uma torre é denominada tiragem mecânica ou tiragem induzida quando há um ventilador na parte superior para aumentar a vazão de ar que passa em seu interior, gerando um fluxo contracorrente. Outro fator importante em uma torre de resfriamento são os bicos de aspersão d'água, responsáveis por aspergir a água em gotículas, aumentando a superfície da água exposta ao ar e, assim, favorecendo a evaporação. Após passar pelos bicos aspersores, a água cai em uma estrutura chamada de enchimento, geralmente de aço galvanizado ou fibra de vidro, que tem a função de aumentar a dissipação de calor na torre, aumentando o tempo de contato entre a água e o ar e evitando caminhos preferenciais, situação onde o ar e a água não entrariam em contato.

Durante todo o tempo em que o ar fica em contato com a água ocorre sua evaporação, causando a diminuição da temperatura da porção a qual não evapora; isso pelo fato de ao evaporar, retira calor latente da parte que está na vizinhança [Moretti et al., 2006]. Esse fenômeno é responsável por aproximadamente 80% do resfriamento da água e 20% decorrente da diferença de temperatura entre o ar e a água [Mello, 2008]. Para suprir esse volume de água que evapora, se faz necessária adição da água de reposição.

O *range* de uma torre de resfriamento é a diferença de temperatura de entrada e saída da água. O termo *approach* é utilizado para definir a diferença entre a temperatura da água de saída da torre e a temperatura de bulbo úmido. Esse termo está ligado diretamente ao desempenho da torre e seu tamanho, quanto menor o *approach*, maior o tamanho da torre [Pannkoke, 1996], sendo que alguns autores limitam valores máximos de *Approach* em 4°C. A Figura 3.1 mostra um desenho esquemático de uma torre de resfriamento.

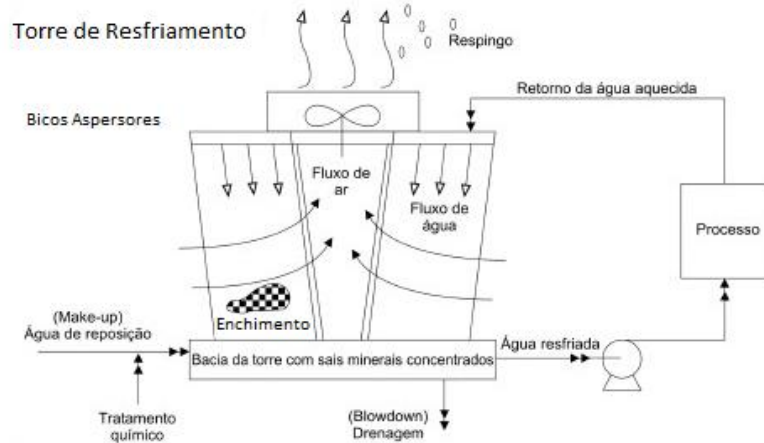


Figura 3.1 – Desenho esquemático de uma torre de resfriamento.

3.2. Ciclos De Refrigeração

Ciclo de refrigeração ou frigorífico é um ciclo termodinâmico que constitui o modelo matemático que define o funcionamento das máquinas frigoríficas. Através de um ciclo termodinâmico, calor é extraído de um corpo ou de um meio a ser refrigerado e é enviado para outro corpo ou meio externo. A refrigeração não destrói o calor, que é uma forma de energia, apenas o move de um lugar não desejado para outro [Stoecker e Jabardo, 2002].

Um ciclo de refrigeração muito utilizado na área industrial é o ciclo por compressão, onde são utilizados basicamente quatro componentes (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador). O fluido refrigerante na forma de líquido saturado passa pelo dispositivo de expansão, onde é submetido a uma queda de pressão brusca, passando a ter dois estados, o líquido e o gasoso. O fluido refrigerante, nesse ponto, é denominado de *flash* gás. Então esse fluido é conduzido pelo evaporador, onde absorverá calor ao vaporizar. A Figura 3.2 mostra um ciclo de refrigeração.

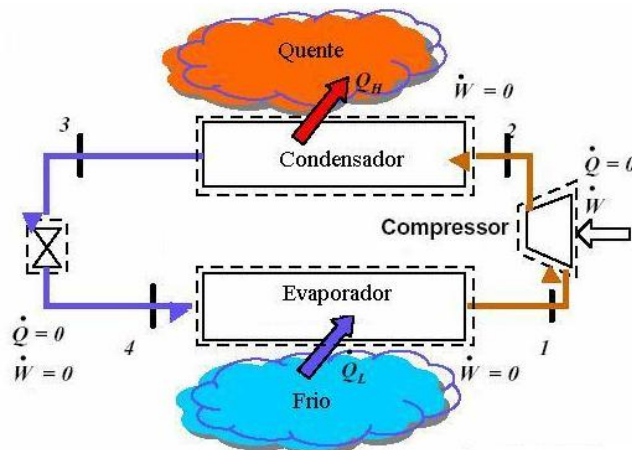


Figura 3.2 – Representação básica de um ciclo de refrigeração por compressão.

3.2.1. Compressor

O compressor é o equipamento responsável por fornecer trabalho a um fluido refrigerante na forma de compressão. É o componente que recebe trabalho, através de um motor, e passa essa energia para o fluido durante a compressão. Na indústria petroquímica o tipo de compressor mais utilizado é o parafuso; já o fluido mais utilizado é o Freon R-22.

3.2.2. Condensador

O condensador é um trocador de calor, responsável por retirar calor do fluido logo após a sua compressão, jogando essa energia para outro fluido, como a água, ou mesmo para o ar atmosférico. A compressão faz com que o fluido refrigerante eleve sua temperatura e pressão, assim, no condensador, ele passa da fase gasosa para fase líquida, liberando calor. No condensador estudado a água da torre (AGR) é utilizada.

3.2.3. Válvula De Expansão

A válvula de expansão é responsável por diminuir a pressão do fluido refrigerante com a mudança de fase de líquido para uma mistura líquido e gás. Essa queda na pressão é fundamental para que ocorra a troca térmica no evaporador do sistema, desta forma, logo após o fluido refrigerante passar pela válvula de expansão, este vai para o evaporador.

3.2.4. Evaporador

O evaporador é um trocador de calor onde o fluido refrigerante troca calor com outro que se deseje resfriar, ou seja, o fluido refrigerante absorve calor ao trocar de fase (líquida para gasosa). No evaporador estudado, água gelada (RW) é utilizada. Enquanto a água da torre (AGR) aumenta sua temperatura ao passar pelo condensador, a temperatura da água gelada (RW) cai durante a passagem pelo evaporador.

3.3. Trocadores De Calor

Trocadores de calor são equipamentos que trabalham com dois ou mais fluidos realizando a transferência de calor entre eles, assim, enquanto um dos fluidos é resfriado, outro é aquecido. São classificados devido a sua construção, sendo os mais utilizados na área petroquímica, os trocadores casco e tubos com fluxo contra corrente. Trocadores casco e tubo tem fundamental importância nos ciclos de refrigeração, sendo que em alguns casos o trocador é utilizado para realizar a troca de fase de um fluido sendo, deste modo, conhecido como condensador ou evaporador. Trocadores podem ser fabricados de diversos materiais, desde simples aços carbonos, passando por aços inoxidáveis, materiais mais nobres como zircônio ou tântalo e até mesmo de vidro. O que define o material de construção é o fluido de operação (para casos onde há um fluido mais corrosivo, como o H_2SO_4) e o coeficiente de troca térmica, podendo um trocador de mesma dimensão trocar mais ou menos calor de acordo com o material de sua fabricação.

Os trocadores casco e tubo são compostos basicamente por um feixe de tubos, um casco, cabeçote de entrada, cabeçote de saída, espelhos e chicanas. Um feixe de tubos de pequeno diâmetro fica inserido em um casco cilíndrico com diâmetro maior. O feixe de tubos é fixado por solda ou expansão, em suas extremidades, por duas chapas chamadas de espelhos. São adotados alguns padrões já estabelecidos para o posicionamento dos tubos, conforme a Figura 3.3.

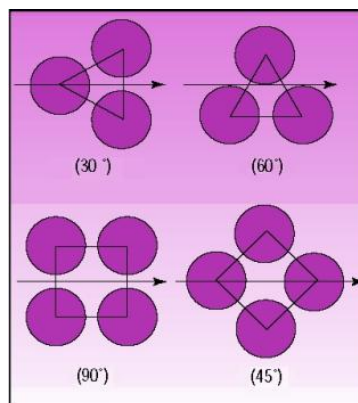


Figura 3.3 – Arranjos mais utilizados em tubos de trocadores de calor casco e tubo.

Com a intenção de aumentar o coeficiente convectivo do fluido que passa pelo casco, são instaladas as chicanas que são placas instaladas em pontos estratégicos para forçar o aumento de percurso do fluido dentro do trocador. Com elas também pode ser induzida turbulência no fluido favorecendo a transferência de calor. Outro ponto importante quando se fala em chicanas é a sua função estrutural, já que elas apoiam o feixe tubular ao longo de todo o trocador minimizando os efeitos indesejáveis de vibração causados pelo próprio escoamento. A Figura 3.4 mostra uma chicana.

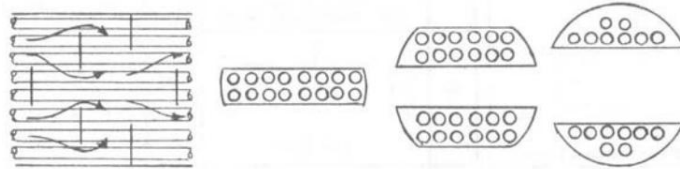


Figura 3.4 – Tipo de chicana utilizada em trocadores casco e tubo.

Um trocador casco e tubo possui normalmente quatro orifícios sendo dois deles para entrada e saída do líquido que se resfria e outros dois para entrada e saída do líquido que se aquece. Nos trocadores estudados neste trabalho, o fluido utilizado no lado tubo é a Água de Resfriamento (AGR), vinda da torre de resfriamento ou a Água Gelada (RW), vinda da Unidade de Frio; já para o lado casco são utilizados fluidos de processo da planta petroquímica como MEC (Metil Etil Cetona), SBA (Sec Butil Álcool), H_2SO_4 , butenos, butanos e óleos lubrificantes. Os cabeçotes são responsáveis por receber o fluido e distribuí-lo para os tubos. Já no casco do trocador há outros dois bocais para entrada e saída do segundo fluido, como pode ser visto na Figura 3.5.

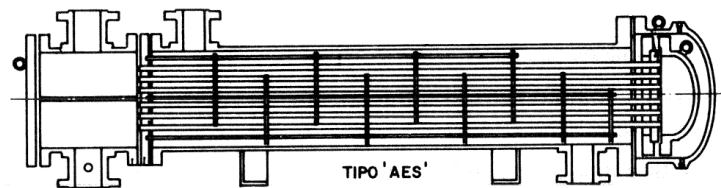


Figura 3.5 – Trocador de calor casco e tubos do tipo AES.

Os trocadores são normalizados pela TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association) e são dadas letras de acordo com o tipo de cabeçote frontal, casco e cabeçote traseiro utilizados. No caso acima, “A” é atribuído ao carretel e tampa quando são removíveis; “E” para casco de passe único e “S” para espelho flutuante com anel bipartido.

3.4. Equacionamento Básico

A abordagem realizada nesse trabalho foi a termodinâmica, através de balanços de energia realizados nos trocadores de calor, unidades de refrigeração e na torre de resfriamento.

Entalpia é uma grandeza física definida no âmbito da termodinâmica clássica de forma que esta mensura a máxima energia de um sistema termodinâmico teoricamente passível de ser deste removida em forma de calor.

Em acordo com o apresentado, a entalpia, H , define-se por:

$$H = U + PV \quad (3.1)$$

ou por unidade de massa,

$$h = u + pv \quad (3.2)$$

onde U representa a energia interna do sistema e PV mensura a quantidade de energia associada ao conjunto sistema-vizinhança devido ao fato do sistema ocupar um volume V

quando submetido à pressão constante P , ou seja, o máximo trabalho executável pela vizinhança sobre o sistema.

Para casos onde não é possível calcular a entalpia a partir de tabelas termodinâmicas, pode-se usar outra propriedade relacionada à energia interna de um fluido conhecida como calor específico. Calor específico é uma propriedade muito útil em cálculos termodinâmicos já que são definidos para diversas substâncias em termos de derivada parcial da função $h(T,p)$, como mostra a Equação 3.3.

$$C_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_p \quad (3.3)$$

onde C_p é o calor específico a pressão constante e T é a temperatura; o subscrito p representa a variável mantida fixa durante a diferenciação, ou seja, a entalpia pode ser calculada apenas tendo a temperatura como variável.

$$dh = C_p(T)dT \quad (3.4)$$

$$h(T_2) - h(T_1) = \int_{T_1}^{T_2} C_p(T)dT \quad (3.5)$$

Outra aproximação bastante utilizada nos cálculos de engenharia é utilização de dados de líquido saturado. Valores aproximados para entalpia podem ser obtidos utilizando dados de líquido saturado, pois para uma temperatura fixa o volume específico e a energia interna específica variam pouco com a pressão. Um valor aproximado de entalpia para estado de líquido pode ser obtido utilizando da Equação 3.6.

$$h(T, p) \approx h_f(T) + v_f(T)[p - p_{sat}(T)] \quad (3.6)$$

onde h_f é a entalpia do líquido saturado a uma dada temperatura, v_f é o volume do líquido saturado a uma dada temperatura e p_{sat} é a pressão de saturação a uma dada temperatura.

Como a contribuição dos termos $v_f(T)$ e do termo $[p - p_{sat}(T)]$ é pequena, a entalpia específica pode ser aproximada pelo valor do líquido saturado, como na Equação 3.7.

$$h(T, p) \approx h_f(T) \quad (3.7)$$

3.4.1. Trocadores De Calor

Partindo da equação de balanço da taxa de energia, temos:

$$0 = \dot{Q}_{vc} - \dot{W}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum_s \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (3.8)$$

onde \dot{Q}_{vc} é a taxa de transferência de energia na forma de calor, \dot{W}_{vc} é a taxa de trabalho, \dot{m} é a vazão mássica do fluido utilizado, v é a velocidade do fluido e z é a altura do bocal do trocador.

Para um volume de controle englobando um trocador de calor, o único trabalho é o trabalho de escoamento nos locais onde a matéria entra e sai, assim podemos desprezar o termo de trabalho (\dot{W}_{vc}). Além disso, as energias cinética e potencial das correntes de escoamento normalmente podem ser ignoradas tanto na entrada quanto na saída, ficando somente os termos relacionados à vazão, entalpia e a transferência de calor, como na Equação 3.9.

$$0 = \dot{Q}_{vc} + \sum_e \dot{m}_e h_e - \sum_s \dot{m}_s h_s \quad (3.9)$$

Embora ocorram taxas de transferência elevadas no interior de um trocador de calor, a transferência de calor com a vizinhança é muito pequena e pode ser desprezada, principalmente para trocadores de calor com isolamento, como os tratados neste trabalho.

3.4.2. Torre De Resfriamento

A modelagem de um volume de controle de uma torre de resfriamento pode ser feita utilizando equações do balanço das taxas de massa e de energia. Como no interior da torre há a presença de água e ar, com trocas térmicas e evaporação, se faz necessário realizar os balanços de massa tanto para a água quanto para o ar, como visto nas Equações 3.10, 3.11 e 3.12.

$$\dot{m}_{ar\ seco\ entra} = \dot{m}_{ar\ seco\ sai} \quad (3.10)$$

$$\dot{m}_{\acute{a}gua\ entra} + \dot{m}_{\acute{a}gua\ reposi\c{c}\tilde{a}o} + \dot{m}_{ar\ \acute{u}mido\ entra} = \dot{m}_{\acute{a}gua\ sai} + \dot{m}_{ar\ \acute{u}mido\ sai} \quad (3.11)$$

$$\begin{aligned} (\dot{m} \cdot h)_{\acute{a}gua\ entra} + (\dot{m} \cdot h)_{\acute{a}gua\ reposi\c{c}\tilde{a}o} + (\dot{m} \cdot h)_{ar\ \acute{u}mido\ entra} + (\dot{m} \cdot h)_{ar\ entra} = \\ (\dot{m} \cdot h)_{\acute{a}gua\ sai} + (\dot{m} \cdot h)_{ar\ \acute{u}mido\ sai} + (\dot{m} \cdot h)_{ar\ sai} \end{aligned} \quad (3.12)$$

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O sistema de refrigeração de uma planta petroquímica é uma das partes mais importantes para a continuidade operacional e aumento de produção. Na planta petroquímica da Oxiteno, localizada no polo petroquímico de Triunfo – RS, são utilizados diversos trocadores de calor para controle das temperaturas de reação nas colunas, em alguns desses trocadores o fluido de refrigeração é a Água de Resfriamento (AGR), em outros, o fluido é a Água Gelada (RW). A Figura 4.1 mostra o sistema de refrigeração da unidade. Existem na planta 25 trocadores de processo que usam AGR como fluido de resfriamento e outros 10 trocadores que utilizam RW como fluido. O problema se concentra em alguns dos trocadores de vidro e nos trocadores que trabalham com RW, que não conseguem resfriar os fluidos de trabalho até temperaturas desejáveis. Como consequência do aumento da temperatura de saída dos fluidos nesses trocadores, ocorre corrosão em algumas colunas e degradação de óleos lubrificantes. Serão analisados nesse trabalho os trocadores de calor, a torre de resfriamento e a unidade de frio, composta por três compressores de Freon R-22.

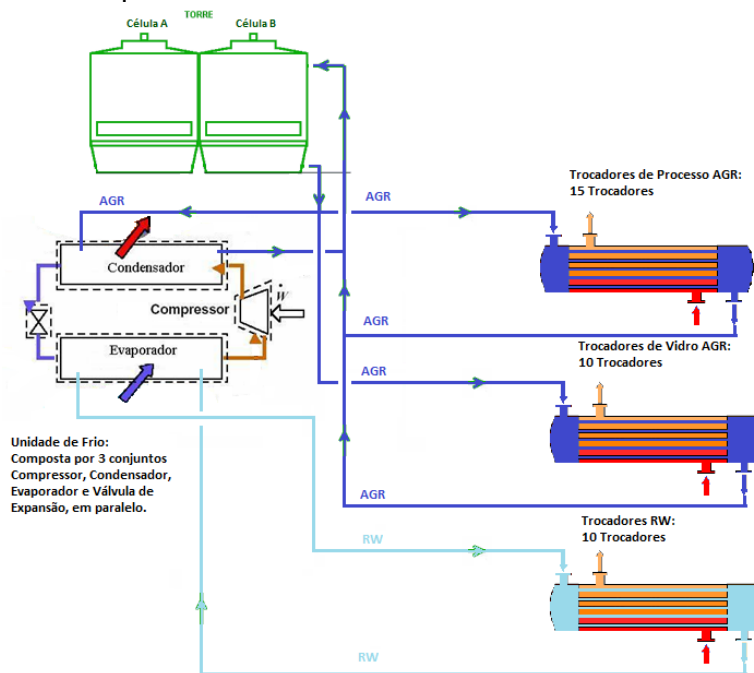


Figura 4.1 – Sistema de Refrigeração atual da planta petroquímica estudada.

Alguns dos trocadores de calor citados na figura acima trabalham com fluido corrosivo (mistura contendo H_2SO_4) e, desta forma, são fabricados de vidro ou são vitrificados. Já ao chegar às colunas de absorção, fabricadas em aço inox 904L (2RK65), o ácido sulfúrico deve ter a concentração e temperatura controlada para evitar a corrosão excessiva. A Figura 4.2 mostra a relação entre temperatura, concentração e corrosão esperada para o inox 904L, fornecida pelo fabricante do material. A concentração do ácido nas colunas varia entre 42% e 46%. Pela curva, o valor limite de temperatura para essas condições é em torno de 50°C.

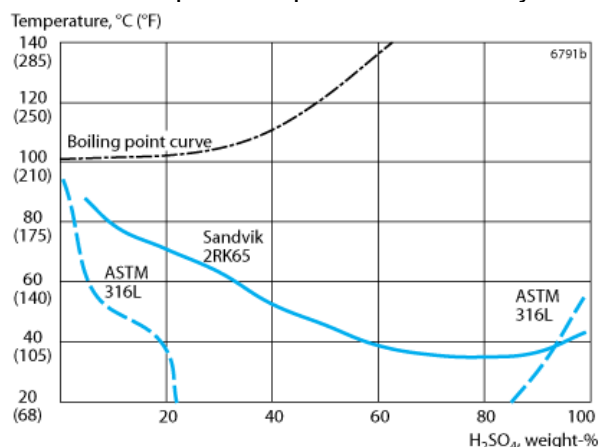


Figura 4.2 – Curva de corrosão de 1mm/ano para o aço inox 904L (2RK65).

Atualmente, a instrumentação de controle da planta está configurada para aceitar temperaturas máximas de 40°C, valor 10°C mais baixo que o indicado pelo fabricante; mesmo assim a corrosão verificada nas colunas de 904L está acima do aceitável. Assim, como um primeiro passo desse trabalho, foi realizado um ensaio com cupons de corrosão em aço inox 904L para se verificar a temperatura máxima de operação nas colunas de reação, chegando-se ao valor limite de 32°C, valor abaixo do utilizado atualmente. Um dos motivos principais para a temperatura limite ser mais baixa da que a estipulada pelo fabricante é a mudança do fluido; para a curva do fabricante, considera-se somente o ácido sulfúrico puro, já para o fluido utilizado na planta, há a presença de outros componentes como sulfeto de níquel, SBA e SBE. Outros detalhes sobre o ensaio realizado podem ser vistos no Apêndice I.

Para realizar a análise global do sistema de refrigeração da planta industrial, foram utilizados dados adquiridos entre janeiro e março de 2011. Assim, utilizaremos as médias dos valores obtidos durante o verão, onde o aumento da temperatura ambiente requer a utilização de toda capacidade térmica do sistema de resfriamento.

Esses dados reais de operação da planta serviram como dados de entrada para a modelagem termodinâmica do sistema; já dados de projeto, advindo de folha de dados dos equipamentos, foram utilizados para comparação entre as condições de projeto e condições atuais de operação.

5. METODOLOGIA

O procedimento adotado foi a modelagem termodinâmica e a simulação numérica do sistema. Para a solução do sistema de equações algébricas não lineares foi utilizado o software Interactive Thermodynamics (IT), assim como sua base de dados para alguns fluidos utilizados. Os dados de temperatura, pressão e vazão foram introduzidos no programa para cálculo do balanço de taxas de energia. O equacionamento mostrado na seção 3.4 foi utilizado para cálculo das taxas de transferência nos trocadores e torre de resfriamento. Em uma primeira simulação, foi possível calcular os valores de vazão dos fluidos utilizados nos trocadores, uma vez que só foram feitas medidas das vazões de água nos trocadores. Após essa primeira etapa de levantamento de todas as vazões, foi calculada a troca térmica de cada

trocador de calor e também da torre de resfriamento para posterior comparação com os dados de projeto. O próximo passo, ainda utilizando a modelagem do sistema, foi alterar certas variáveis como vazão e temperatura dos trocadores de calor que utilizavam ácido sulfúrico como fluido, limitando a temperatura de saída desses equipamentos à 32°C. Por fim, como forma de resolução do problema, foi simulado um cenário considerando uma ampliação no sistema de refrigeração, incluindo uma nova célula na torre de resfriamento e um novo compressor de Freon.

Durante a fase de aquisição de dados, foram medidas temperatura, pressão e vazão dos fluidos, sendo utilizada na modelagem a média dos valores obtidos. A aquisição de dados foi realizada nos horários com a temperatura ambiente elevada (principalmente período da tarde). Os instrumentos utilizados são aferidos periodicamente e suas características são mostradas na tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Instrumentos utilizados para medição

| Propriedade | Instrumento de Medição | Incerteza | Resolução |
|-------------|------------------------|-------------------|-------------------------|
| Temperatura | Termômetro Bimetálico | 2% fundo escala | 1°C |
| Temperatura | Termovisor | ±2 °C | 0,1°C |
| Pressão | Manômetro | 1,5% fundo escala | 0,5 kgf/cm ² |
| Vazão | Medidor Ultrassônico | 2% fundo escala | 0,1 kg/s |

6. ANÁLISES E RESULTADOS

6.1. Situação Atual

Primeiramente, foi calculada a troca térmica na torre, nos evaporadores da Unidade de Frio e nos trocadores, utilizando os dados atuais de operação e as equações termodinâmicas. Com os valores obtidos foi possível comparar a troca térmica atual, com a troca térmica calculada pelos fabricantes e expostas nas folhas de dados dos equipamentos. As tabelas 6.1, 6.2 e 6.3 mostram os valores obtidos e a comparação com os dados dos fabricantes.

Tabela 6.1 – Comparativo da troca térmica na torre de resfriamento.

| Torre de Resfriamento - 2 células | | |
|-----------------------------------|---------------|----------------|
| | Dados Projeto | Dados Operação |
| Vazão Total [m ³ /h] | 2600 | 2477 |
| Vazão Total [kg/s] | 722 | 688,1 |
| Temperatura Saída Água [°C] | 31 | 25,68 |
| Temperatura Entrada Água [°C] | 41 | 34 |
| Carga Térmica Total [kcal/h] | 26.000.000 | 20.170.702 |
| Capacidade | 100% | 78% |

Tabela 6.2 - Comparativo da troca térmica na unidade de frio.

| Unidade de Frio - 3 Compressores Freon R-22 | | |
|---|---------------|----------------|
| | Dados Projeto | Dados Operação |
| Carga Térmica Evaporador [kcal/h] | 1.500.000 | 1.392.000 |
| Carga Térmica Total [kcal/h] | 4.500.000 | 4.176.000 |
| Capacidade | 100% | 93% |

Tabela 6.3 – Comparativo da troca térmica nos trocadores de calor (# indica trocadores relacionados ao problema de corrosão)

| Trocadores de AGR | | | | Trocadores de RW | | | |
|-------------------|--|---|--------------------|------------------|--|---|--------------------|
| Trocadores | Troca Térmica [kcal/h] Valor Fabricante | Troca Térmica [kcal/h] Valor Calculado | Diferença [%] | Trocadores | Troca Térmica [kcal/h] Valor Fabricante | Troca Térmica [kcal/h] Valor Calculado | Diferença [%] |
| E152 | 468.000 | 368.600 | -21% | E131 # | 500.000 | 432.846 | -13% |
| E210 | 735.000 | 661.100 | -10% | E141 # | 750.000 | 679.278 | -9% |
| E212 | 1.333.000 | 1.166.000 | -13% | E160 # | 1.000.000 | 844.110 | -16% |
| E215 | 78.000 | 74.220 | -5% | E442A # | 220.000 | 198.022 | -10% |
| E222 | 325.000 | 209.500 | -36% | E443 # | 350.000 | 277.128 | -21% |
| E230 | 65.000 | 53.390 | -18% | E456ABC # | 350.000 | 281.513 | -20% |
| E231 | 133.000 | 115.800 | -13% | E458 | 700.000 | 577.300 | -18% |
| E241 | 1.000.000 | 871.800 | -13% | E512 | 60.000 | 50.834 | -15% |
| E312 | 2.300.000 | 1.987.000 | -14% | E531 | 170.000 | 156.492 | -8% |
| E323 | 140.000 | 126.600 | -10% | E532 | 530.000 | 498.280 | -3% |
| E331 | 1.125.000 | 1.018.000 | -10% | TOTAL | <u>4.630.000</u> | <u>3.995.804</u> | <u>-10%</u> |
| E424A # | 2.300.000 | 2.017.000 | -12% | | | | |
| E424B # | 1.385.000 | 1.220.000 | -12% | | | | |
| E452A # | 885.000 | 795.400 | -10% | | | | |
| E452C # | 800.000 | 683.400 | -15% | | | | |
| E455 | 2.200.000 | 1.880.000 | -15% | | | | |
| E457 | 2.000.000 | 1.880.000 | -6% | | | | |
| E524 | 1.050.000 | 954.500 | -9% | | | | |
| E530 | 240.000 | 189.200 | -21% | | | | |
| E612 | 85.000 | 70.630 | -17% | | | | |
| E622 | 2.000.000 | 1.714.000 | -14% | | | | |
| E623 | 290.000 | 251.400 | -13% | | | | |
| E6331 | 640.000 | 602.600 | -6% | | | | |
| E641 | 200.000 | 185.800 | -7% | | | | |
| E6410 | 66.000 | 57.820 | -12% | | | | |
| TOTAL | <u>21.843.000</u> | <u>19.153.760</u> | <u>-12%</u> | | | | |

Na tabela 6.1, pode-se ver os trocadores que estão relacionados ao problema de corrosão e que alguns dos trocadores apresentam grande diferença entre a taxa calculada e a taxa do fabricante. Um dos fatores responsável por essa diferença é a incrustação nos tubos gerada pelo uso de água da torre sem o correto tratamento, fato que pode ser comprovado com a abertura do trocador E-530 (resfriador de óleo) que apresentou cerca de 21% de diferença entre os valores. A Figura 6.1 mostra a incrustação no feixe de tubos do trocador, que foi aberto durante este trabalho. Esse trocador, fabricado em aço, é responsável por resfriar o óleo lubrificante dos compressores de ar e de gás buteno. Óleos lubrificantes trabalhando em temperaturas elevadas têm suas propriedades alteradas por consequência de sua degradação, como por exemplo, a viscosidade. Sendo a temperatura de trabalho inferior a 50°C, o óleo pode ser trocado apenas uma vez por ano. Para temperaturas maiores esse

intervalo diminui drasticamente, resultando no aumento dos custos de manutenção. Atualmente, o óleo utilizado nos compressores tem temperatura acima de 80°C e é trocado a cada 3 meses.

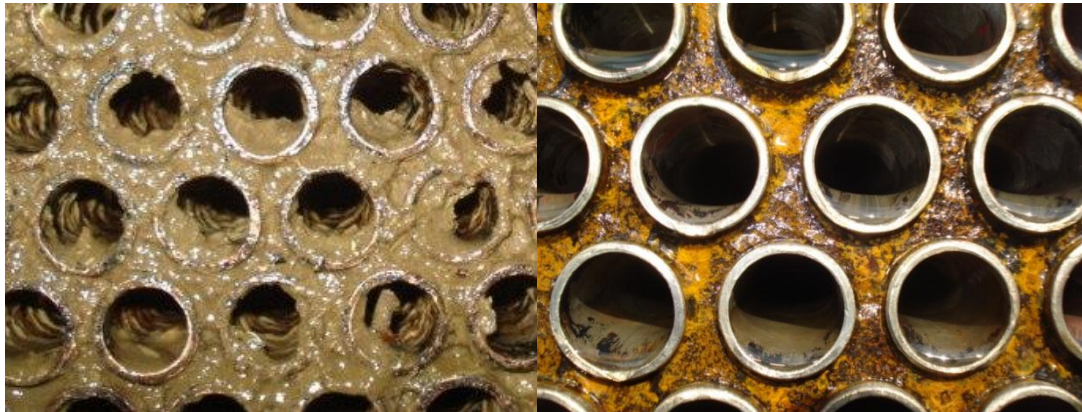


Figura 6.1 – Trocador de Calor E-530 no momento da abertura (esquerda) e após limpeza por hidrojetamento (direita).

O problema de incrustação pode ser corrigido nos trocadores de metal, utilizando o hidrojetamento. Porém, para trocadores de vidro, o mesmo procedimento não pode ser utilizado, pois a alta pressão necessária (cerca de 1000 kgf/cm²) para o hidrojetamento eliminar toda a sujeira causaria avarias para a tubulação de vidro como trincas, erosão e até mesmo a quebra. Assim, o procedimento necessário para o controle nesses trocadores é o correto tratamento da água da torre (AGR) através de produtos químicos que impedem a formação de microrganismos. Os microrganismos mais prejudiciais para o sistema de refrigeração são os do tipo sésseis, pois se desenvolvem aderindo sobre as superfícies dos equipamentos e tubulações formando uma camada chamada de biofilme, responsável por diminuir consideravelmente a troca térmica nos trocadores. [Trovati, 2004].

O problema da corrosão está ligado diretamente aos trocadores de vidro da área 400. A temperatura de saída da mistura ácida nesses trocadores supera o valor limite de 32°C nos dias mais quentes, fazendo com que a vazão em diversos equipamentos seja reduzida e, conseqüentemente, reduzindo a produção da empresa.

Comparando a tabela 6.1 com as tabelas 6.2 e 6.3 nota-se que, caso os trocadores de calor de AGR alcançassem taxa de calor conforme a capacidade indicada pelo fabricante (totalizando 21,843 Gcal/h) a torre de resfriamento ainda seria capaz de suprir os trocadores, já que sua capacidade máxima é de 26 Gcal/h.

Usando o mesmo raciocínio para a Unidade de Frio, nota-se que haveria um déficit na taxa de troca, caso os trocadores de RW tivessem suas taxas de calor conforme capacidade indicada pelo fabricante (4,63 Gcal/h necessários contra 4,5 Gcal/h disponíveis), indicando que a Unidade de Frio atual não supre a carga térmica necessária na planta.

6.2. Proposta Melhoria 1 – Ampliação da Torre de Resfriamento

Como primeira tentativa para solução do problema, foi simulado o aumento da vazão da água da torre (AGR). Esse aumento só é possível através da ampliação da torre de resfriamento, incluindo mais células. Essa alteração acarreta mudanças em todo o sistema de refrigeração, pois a AGR além de passar pela maior parte dos trocadores de calor, também passa nos condensadores e, assim, também altera as variáveis da unidade de frio e, conseqüentemente, da água gelada RW. O aumento de vazão nos trocadores determinará um aumento na turbulência e, conseqüentemente, aumento da transferência por convecção [Araujo, 2002].

A tabela 6.4 resume os dados obtidos na simulação de aumento da vazão de AGR.

Tabela 6.4 – Simulação do aumento de vazão de água de resfriamento nos trocadores.

| Trocador de Calor | Temperatura de Saída do Fluido no Trocador [°C] | | | | | |
|-------------------|---|------------|------------|------------|------------|------------|
| | Vazões | 668 [kg/s] | 720 [kg/s] | 836 [kg/s] | 872 [kg/s] | 978 [kg/s] |
| C-530 (AGR) | 58,3 | 52,1 | 44,9 | 40,8 | 28,8 | 25,7 |
| C-230 (AGR) | 60,5 | 53,3 | 44,3 | 41,3 | 32,3 | 29,2 |
| E-424A (AGR) | 70,0 | 66,2 | 64,1 | 59,8 | 56,4 | 54,3 |
| E-424B (AGR) | 45,8 | 37,0 | 34,9 | 29,2 | 27,8 | 25,0 |
| E-452A (AGR) | 78,3 | 74,7 | 69,2 | 67,4 | 62,4 | 61,1 |
| E-452C (AGR) | 48,2 | 46,6 | 33,8 | 29,8 | 20,8 | 18,5 |
| E-456ABC (RW) | 42,2 | 39,7 | 38,2 | 37,7 | 36,1 | 35,2 |
| E-131 (RW) | 38,4 | 37,2 | 35,8 | 35,2 | 33,5 | 32,2 |
| E-141 (RW) | 33,4 | 32,3 | 31,9 | 31,3 | 29,4 | 28,0 |
| E-160 (RW) | 33,1 | 32,5 | 32,0 | 31,7 | 30,1 | 29,1 |
| E-442A (RW) | 38,2 | 37,3 | 36,2 | 35,7 | 35,0 | 34,6 |
| E-443 (RW) | 38,6 | 36,5 | 35,6 | 34,7 | 33,3 | 32,7 |

Como pode ser visto na tabela 6.4, a segunda coluna mostra os valores atuais de vazão e temperatura. Já as colunas 3 a 7 mostram o aumento da vazão de AGR nos trocadores, limitando essa vazão em 1002 kg/h, valor que significa o aumento de uma célula do mesmo tamanho das células atuais (cada célula tem vazão de 334 kg/s), limite imposto pelo espaço físico existente na planta. Os trocadores C-530 e C-230 são resfriadores de óleo e devem ter a temperatura de saída menor que 45°C para evitar a degradação do óleo; os outros trocadores devem resfriar a mistura ácida até 32°C para evitar a corrosão nas colunas; os trocadores E-424 e E-452 trabalham em série por isso possuem temperaturas diferentes. Podemos ver que nos trocadores que utilizam RW como fluido, não ocorre alteração significativa nas temperaturas, necessitando um grande volume de AGR para reduzir as temperaturas abaixo de 32°C (salvo o E-141 e E-160). Assim, foi estudada uma nova proposta de melhoria que também amplia a Unidade de Frio, como pode ser visto no item 6.3.

6.3. Proposta Melhoria 2 – Ampliação da Torre de Resfriamento e da Unidade de Frio

Mesmo com o aumento em 1,5 vezes da vazão da água de resfriamento (AGR), não foi possível resolver o problema em todos os trocadores que utilizam RW. Assim, uma segunda proposta de melhoria foi a implantação de uma nova unidade de frio com a mesma capacidade de troca da existente, passando de 3 para 4 o número de compressores de Freon. Essa ampliação da unidade de frio diminui a temperatura da água gelada, permitindo maior troca térmica nos trocadores de RW. Como a situação térmica é mais crítica para os trocadores de RW, foi alterado o layout de distribuição da água de resfriamento (AGR), sendo que, nessa segunda proposta, a torre atual deixa de suprir os condensadores da Unidade de Frio e uma nova torre de resfriamento foi simulada para suprir os 4 condensadores. Com essa troca da distribuição de água, os condensadores da Unidade de Frio passaram a ser atendidos pela nova torre de resfriamento, liberando assim 200 kg/s de AGR (66,6 kg/s em cada condensador) que foi redistribuída, aumentando a vazão em todos os trocadores de processo. Simulando somente essa mudança já foi possível reduzir a temperatura nos trocadores de AGR.

A nova distribuição do sistema de refrigeração pode ser vista na figura 6.2 e os resultados da simulação nos trocadores podem ser vistos na tabela 6.5

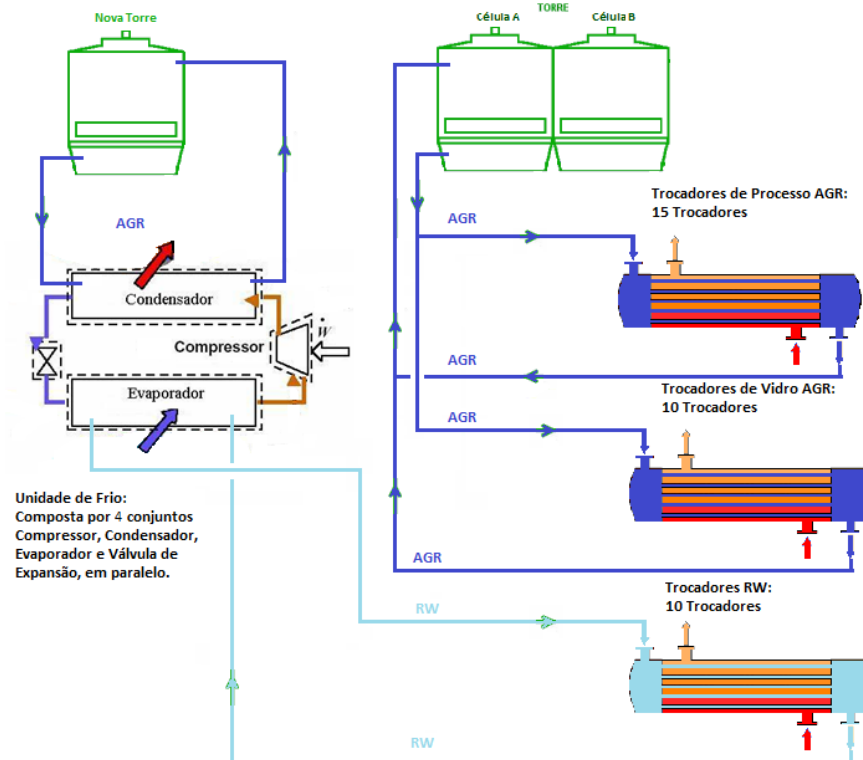


Figura 6.2 – Nova distribuição simulada: ampliação da torre e unidade de frio.

Tabela 6.5 – Simulação da redistribuição nos trocadores de água de resfriamento.

| Trocador de Calor | Temperatura de Saída do Fluido no Trocador [°C] |
|-------------------|---|
| Vazão | 668 [kg/s] |
| C-530 (AGR) | 40,1 |
| C-230 (AGR) | 41,4 |
| E-424A (AGR) | 45,2 |
| E-424B (AGR) | 26,7 |
| E-452A (AGR) | 50,2 |
| E-452C (AGR) | 27,4 |

Na tabela 6.5 podemos ver que as temperaturas dos resfriadores de óleo (C-530 e C-230) estão abaixo da temperatura de degradação informada pelo fabricante (45°C) e a temperatura de saída dos trocadores em série (E-424A/B e E-452A/C) estão abaixo do limite para corrosão (32°C). Além da melhor distribuição da água de resfriamento, a ausência dos condensadores da unidade de frio, reduz a temperatura de entrada na torre e, como consequência, reduz a temperatura de saída da AGR na torre de 25,68°C para 22,8°C, favorecendo todo o sistema.

A modelagem da Unidade de Frio, contendo 4 condensadores, juntamente com a nova torre de resfriamento, apresentaram os resultados expostos na tabela abaixo. Para o novo sistema, foi calculada uma torre de 337 kg/s com capacidade de troca de 10,7 Gcal/h. Uma redistribuição das vazões nos trocadores foi feita para adequar corretamente a troca térmica necessária em cada trocador de RW. A Tabela 6.6 mostra a temperatura de saída nos trocadores antes e depois da redistribuição.

Tabela 6.6 – Simulação da ampliação da unidade de frio.

| Trocador | Temperatura Antes da Redistribuição [°C] | Temperatura Após Redistribuição [°C] |
|----------|--|--------------------------------------|
| E-456ABC | 33,31 | 31,7 |
| E-131 | 21,69 | 27,3 |
| E-141 | 36,82 | 31,4 |
| E-160 | 36,33 | 29,8 |
| E-442A | 30,86 | 31,8 |
| E-443 | 22,7 | 29 |

Simulando a ampliação da Unidade de Frio, a temperatura da água RW na entrada dos trocadores passou de 8°C para 2,6°C o que favoreceu para a redução de temperatura de saída de produto nos trocadores de RW.

6.4. Análise Econômica Financeira

Foi realizado um levantamento do prejuízo causado pela redução de produção durante os dias de verão, desta forma, foi possível comparar os valores com o investimento necessário para as duas propostas de melhoria. Para cálculo do prejuízo, foi considerada a redução de produção durante três meses, além de um gasto adicional de refrigeração extra (chuveiro de água instalado na parte externa de alguns trocadores de calor), mais detalhes no apêndice B e C. A tabela 6.7 mostra os resultados da análise.

Tabela 6.7 – Prejuízo mensal da redução na produção e investimento necessário

| | Prejuízo mensal | Investimento |
|------------------------|-----------------|------------------|
| Redução na Produção | R\$ 288.401,67 | - |
| Refrigeração Extra | R\$ 75.580,65 | - |
| Proposta de Melhoria 1 | - | R\$ 1.973.734,80 |
| Proposta de Melhoria 2 | - | R\$ 3.328.468,78 |

A tabela 6.7 mostra os investimentos necessários para aplicar as melhorias propostas. A segunda proposta, que apresentou os melhores resultados, tem um gasto maior quando comparado ao primeiro, tendo em vista a necessidade de ampliação de todo o sistema de refrigeração. Porém quando comparado ao prejuízo causado pela situação atual, temos um payback de aproximadamente nove meses. Sendo os valores efetivos apenas nos meses de verão, payback de três anos.

7. CONCLUSÃO

Foram estudados os resultados das simulações realizadas a partir dos dados reais da planta e também mais duas variações para melhorar a taxa de troca térmica da unidade. Essas simulações tinham por objetivo quantificar os possíveis desvios e queda de performance dos equipamentos analisados e apontar possíveis mudanças para a otimização do sistema.

Considerando o nível de incerteza envolvido durante a medição das variáveis em campo, os resultados demonstraram certa proximidade quando comparados aos dados do fabricante.

Como primeira observação, é possível verificar que a torre de resfriamento instalada atualmente, tem a capacidade de suprir todos os trocadores de calor que trabalham com água de resfriamento, sendo que esses trocadores requerem uma taxa de calor na ordem de 22 Gcal/h e a torre tem capacidade máxima de 25 Gcal/h. Porém um fator que está contribuindo

para a queda de performance nos trocadores de AGR é a incrustação. A falta de controle químico na água que circula pela torre pode ser comprovada durante a abertura de um trocador de calor que continha alta quantidade de microrganismos formando uma camada que impedia a troca térmica adequada nesses trocadores.

Já a análise feita para a Unidade de Frio mostrou que há um déficit entre a demanda e oferta de energia, sendo necessários 4,7 Gcal/h quando o disponível é apenas 4,5 Gcal/h. Dessa forma, duas mudanças foram propostas para tentar contornar o problema.

A primeira, ampliação da torre de resfriamento em uma célula igual às outras já existentes, não trouxe resultados satisfatórios, tendo em vista que o problema se concentra mais na Unidade de Frio. Essa primeira mudança ainda permitiu que, em alguns trocadores, a temperatura permanecesse acima do limite aceitável.

Já em uma segunda modificação, considerando a ampliação da torre de resfriamento e também da Unidade de Frio, foi possível satisfazer todas as limitações de temperatura da planta, sendo que para esse caso a nova torre de resfriamento é exclusiva para a Unidade de Frio que também foi modificada passando de três compressores para quatro compressores. Assim, com essa segunda modificação, o sistema de refrigeração consegue atender toda demanda mesmo para os dias mais quentes de verão, tendo a capacidade da Unidade de Frio passando de 4,5 Gcal/h para 6 Gcal/h. Finalmente, a análise financeira mostrou que investimentos necessários para esta modificação devem retornar em aproximadamente três anos.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ARAUJO, E.C., **“Trocadores de Calor”**. 1ª Edição, Editora UFSCar, 2002
- MELLO, L. C., **“Influências de variáveis de processo no desempenho de torre de resfriamento”**. São Paulo, 2008
- Merkel, F., 1925, Verdunstungskühlung VDI, Forschungsarbeiten No.275”, in: Kern,D.Q., **“Process Heat Transfer”**, McGraw-Hill Book Company,Inc.
- MORETTI, J. P., CORAZZINI, L., PAGAN, R., CAMARGO, S., RODRIGUES, W. **“Transmissão de Calor e Meio Ambiente: Torres de Resfriamento e suas Decorrências”**, Ed. Gama e Filho, 2006
- PANNKOKE, T., **“Cooling tower basics, Heating, Piping, Air Conditioning”**, vol 2, 1996.
- STOECKER, W.F., JABARGO, J.M., **“Refrigeração Industrial”**, Edgard Blucher, 2002
- TROVATI, J. **“Tratamento de Águas Industriais: Sistemas de Resfriamento”**. São Paulo: Indústrias Corona, 2005, 60p
- TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURES ASSOCIATION (TEMA)**, Eighth Edition, 1999.
- WALKER, W.H., LEWIS, W.K., **“Principles of Chemical Engineering”**, 3rd. Mc Graw-Hill, New York, 1923

9. BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

- KERN, DONALD Q., **“Process Heat Transfer”**, McGraw-Hill, 1950
- LUDWIG, E.E., **“Applied process design for chemical and petrochemical plants”**, Gulf Professional Publishing; 3 edition, 2001.
- MACINTYRE, A. J., **“Equipamentos industriais de processos”**, LTC, Rio de Janeiro, 1997.
- MORAN, M. J., SHAPIRO, H.N., **“Princípios de termodinâmica para engenharia”**, 6 edição, LTC, Rio de Janeiro, 2009.
- SANDVIK, **“Corrosion Handbook – Stainless Steels”**, 1994.

APÊNDICES

Apêndice A – Teste de cupons de corrosão de aço inox 904L em mistura ácida

Foi realizada no laboratório da empresa uma análise de corrosão em cupons de corrosão em aço inox 904L, em uma mistura ácida igual à utilizada nas colunas que apresentavam corrosão. Para efetuar as simulações, foi utilizado um aparato concebido para recriar as condições desejadas sobre o material. Esse aparato mantém a solução em contato com os cupons e ainda controla a temperatura da mesma. Antes e depois do teste os cupons são pesados, e a diferença entre a massa inicial e massa final evidenciará a taxa de corrosão do material para aquela condição ensaiada. As simulações foram realizadas nas temperaturas de 25°C, 30°C, 35°C e 40°C. A composição do líquido em contato com os cupons está descrita abaixo:

Tabela A.1 – Composição da mistura utilizada nos ensaios

| | |
|------------------------------|-------|
| Ácido sulfúrico,%p | 42,23 |
| Água, %p | 7,65 |
| Butenos total | 1,02 |
| Nis C/ Monoéster | 28,40 |
| SBE (éter sec butílico), %p | 0,26 |
| SBA, %p | 20,07 |
| Sulfato de Di sec Butila, %p | 0,37 |

Tabela A.2 – Resultados dos ensaios feitos a 25°C e 40°C

| NUMERO DE ORDEM | 1 | 2 | 3 | 4 | 1 | 2 | 3 | 4 |
|---------------------------------------|--------------------|----------------|----------------|----------------|--------------------|----------------|----------------|----------------|
| TEMPERATURA MISTURA | 25 °C | | | | 40 °C | | | |
| MATERIAL | AI-904L | AI-904L | AI-904L | AI-904L | AI-904L | AI-904L | AI-904L | AI-904L |
| MASSA ESPECIFICA (g/cm ³) | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 8,0 | 8 | 8 | 8 | 8 |
| ÁREA EXPOSTA (in ²) | 3,8 | 4,4 | 5,0 | 4,0 | 3,784 | 4,3803 | 4,9733 | 4,0016 |
| PESO INICIAL (g) | 23,1 | 27,0 | 31,4 | 24,5 | 31,3765 | 27,0043 | 24,4646 | 27,7722 |
| PESO COM DEPÓSITO (g) | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| PESO FINAL (g) | 23,1 | 27,0 | 31,4 | 24,5 | 30,7679 | 26,9091 | 24,2899 | 27,6919 |
| PERDA DE PESO (g) | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,0 | 0,6086 | 0,0952 | 0,1747 | 0,0803 |
| DATA DA INSTALAÇÃO | 08/01/2011 | 08/01/2011 | 08/01/2011 | 08/01/2011 | 04/02/2011 | 04/02/2011 | 04/02/2011 | 04/02/2011 |
| DATA DA REMOÇÃO | 22/01/2011 | 22/01/2011 | 22/01/2011 | 22/01/2011 | 18/02/2011 | 18/02/2011 | 18/02/2011 | 18/02/2011 |
| TEMPO DE EXPOSIÇÃO (dias) | 14,0 | 14,0 | 14,0 | 14,0 | 14 | 14 | 14 | 14 |
| TAXA DE CORROSÃO (mpy) | 0,19995 | 0,24546 | 0,22019 | 0,21395 | 32,02342 | 4,32733 | 6,99415 | 3,99548 |
| TAXA DE CORROSÃO (mm/y) | 0,00507 | 0,00623 | 0,00559 | 0,00543 | 0,81278 | 0,10983 | 0,17752 | 0,10141 |
| TAXA MÉDIA (mm/y) | 0,005528381 | | | | 0,284114905 | | | |

Desta forma ficou estabelecida a temperatura de 32°C como o limite de trabalho nas colunas de inox 904L, levando em conta que na coluna o fluido estará em movimento e no laboratório o fluido ficou estático. A figura A.1 mostra os resultados obtidos para todos os ensaios.

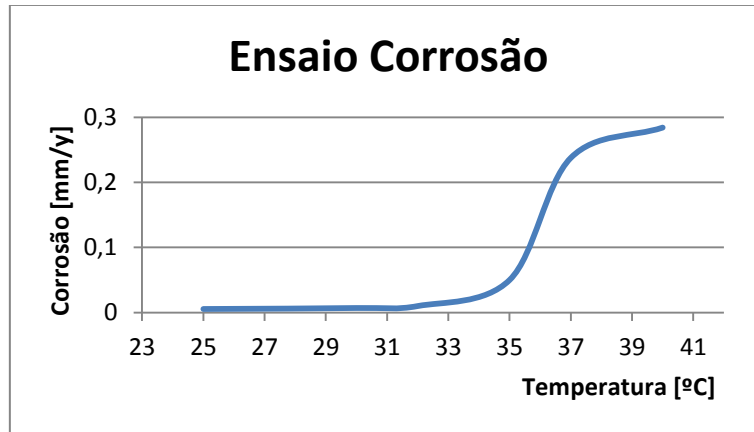


Figura A.1 – Resultados do ensaio de corrosão

Apêndice B – Investimentos para ampliação

Foi realizado um levantamento de valores para aquisição e implementação das modificações propostas neste trabalho, os valores são estimativas feitas por uma empresa de projetos industriais.

Tabela B.1 – Estimativa de investimentos

| Investimentos para ampliação | | |
|------------------------------|-------------------------|-------------------------|
| | Unidade de Frio | Torre de Resfriamento |
| Civil | R\$ 14.438,76 | R\$ 232.516,79 |
| Estrutura | R\$ 24.948,00 | R\$ 96.887,70 |
| Elétrica | R\$ 46.827,90 | R\$ 64.801,10 |
| Mecânica | R\$ 1.109.703,32 | R\$ 1.228.500,00 |
| Tubulação | R\$ 158.816,00 | R\$ 351.029,21 |
| TOTAL | R\$ 1.354.733,98 | R\$ 1.973.734,80 |

Civil – projeto, alvenaria, sondagens, escavação, concreto, sinalização e mão de obra. **Elétrica** – projeto, cabos, fios, instrumentação, alimentação e mão de obra. **Mecânica** – projeto, bombas, redutores, ventiladores, trocadores de calor, eliminador de gotas, bicos aspersores, tubulação interna da torre, compressor e mão de obra. **Tubulação** – tubos, conexões, válvulas, isolamento, pintura e mão de obra.

Apêndice C – Levantamento prejuízo mensal

Foi realizado um levantamento do prejuízo mensal, causado pela redução de produção durante o verão e pelo uso de irrigadores externos nos trocadores de calor.

Tabela C.1 – Prejuízo calculado

| Cálculo Prejuízo Mensal | |
|--|-----------------------|
| | Verão |
| | 62% da Capacidade |
| Prejuízo Produção Mensal | R\$ 288.401,67 |
| Gasto Refrigeração Extra Mensal | R\$ 75.580,65 |
| Total Mensal | R\$ 363.982,32 |

É utilizado na unidade 7 irrigadores de água com vazão aproximada de 0,8 L/s (R\$1,08/m³ de água clarificada e R\$4,00/m³ de efluente).

Apêndice D – Programação feita no software Interactive Thermodynamics

// MODELAGEM DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

// TORRE RESFRIAMENTO

TT1 = 33 // °C - Entrada Água na Torre
 //TT2 = 24 // °C - Saida Água na Torre
 TT3 = 22 // °C - Entrada Ar na Torre
 TT4 = 33 // °C - Saida Ar na Torre
 TT5 = 22 // °C - Água de reposição
 phiT3 = 0.30 // UR Ar Entra
 phiT4 = 0.90 // UR Ar Sai
mT1 = 668.11 // kg/s Vazão Água Entra
 mT2 = mT1 // kg/s Vazão Água Sai
 mT5 = 8 // kg/s Vazão Água Reposição
 pT1 = Psat_T("Water/Steam", TT1)
 pT2 = Psat_T("Water/Steam", TT2)
 pgT3 = Psat_T("Water/Steam", TT3)
 pgT4 = Psat_T("Water/Steam", TT4)
 pT5 = Psat_T("Water/Steam", TT5)
 hT1 = hsat_Px("Water/Steam", pT1, 0)
 hT2 = hsat_Px("Water/Steam", pT2, 0)
 hT5 = hsat_Px("Water/Steam", pT5, 0)
 hT3a = h_T("Air", T3)
 hT4a = h_T("Air", T4)
 pvT3 = phiT3*pgT3*0.00987
 pvT4 = phiT4*pgT4*0.00987
 wT3 = 0.622*(pvT3)/(1-pvT3)
 wT4 = 0.622*(pvT4)/(1-pvT4)
 pT3 = Psat_T("Water/Steam", TT3)
 pT4 = Psat_T("Water/Steam", TT4)
 hsatT3 = hsat_Px("Water/Steam", pT3, 1)
 hsatT4 = hsat_Px("Water/Steam", pT4, 1)
 maT = mT1*(hT1-hT2) / (hT4a - hT3a + wT4*hsatT4 - wT3*hsatT3 - (wT4 - wT3)*hT5)
 mT5 = maT*(wT4-wT3)
 Qtorre = mT1*(hT1-hT2)*859.84

// UNIDADE DE FRIO (COMPRESSOR DE FREON R-22)

mR22 = 7 // kg/s
 TC1 = 5
 pC1 = 490.33
 TC2 = 78
 pC2 = 1471
 TC3 = 38
 pC3 = 1471
 TC4 = 5
 pC4 = 515
 hC1 = h_PT("R22", pC1, TC1)
 hC2 = h_PT("R22", pC2, TC2)
 hC3 = h_PT("R22", pC3, TC3)
 hC4 = h_PT("R22", pC4, TC4)
QcondkW = mR22*(hC2 - hC3)
 Qcondkcalh = QcondkW*859.8452
 QcondDATASHEET = 1488000
 QevapkW = mR22*(hC1-hC3)
 Qevapkcalh = QevapkW*859.8452
 QevapDATASHEET = 1000000
 Wcompressor = 5.60 // kW
 QcompkW = Wcompressor + mR22*(hC2-hC1)
 Qcompkcalh = QcompkW*859.8452

// EVAPORADOR

mRWE = 35
 TEe = 17
 //TEs = 8
 CpRWE = 5.768006369733480E-09*((TEe+TEs)/2)^4 - 1.129379467135380E-06*((TEe+TEs)/2)^3 + 6.734782052204070E-05*((TEe+TEs)/2)^2 + 9.852755520986960E-04*((TEe+TEs)/2) + 3.718214976932950
 QevapkW = mRWE * (CpRWE * (TEe-TEs))

// CONDENSADOR

mAGRC = 100
 Tce = 23
 //TCs = 27
 pCe = Psat_T("Water/Steam", Tce)
 hCe = hsat_Px("Water/Steam", pCe, 0)
 pCs = Psat_T("Water/Steam", TCs)
 hCs = hsat_Px("Water/Steam", pCs, 0)
 QcondkW = mAGRC * (hCs - hCe)

// VC C-6410 - AR

magr1 = 0.002868784*mT1 // kg/s
 //T1 = 23 // C
 T7 = 33 // C
 T3 = 175 // C
 T4 = 40 // C
 p1 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p2 = Psat_T("Water/Steam", T2)
 h1 = hsat_Px("Water/Steam", p1, 0)
 h2 = hsat_Px("Water/Steam", p2, 0)
 h3 = h_T("Air", T3)
 h4 = h_T("Air", T4)
 magr1 * h1 + mc1 * h3 = magr1 * h2 + mc1 * h4
 E6410 = magr1*(h2-h1)*859.84

// VC E-6331 - VAPOR CONDENSADO

magr2 = 0.0393730251122568*mT1 // kg/s
 //T5 = 23 // C
 T6 = 31 // C
 T7 = 110 // C
 T8 = 40 // C
 p5 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p6 = Psat_T("Water/Steam", T6)
 p7 = Psat_T("Water/Steam", T7)
 p8 = Psat_T("Water/Steam", T8)
 h5 = hsat_Px("Water/Steam", p5, 0)
 h6 = hsat_Px("Water/Steam", p6, 0)
 h7 = hsat_Px("Water/Steam", p7, 0)
 h8 = hsat_Px("Water/Steam", p8, 0)
 magr2 * h5 + mc2 * h7 = magr2 * h6 + mc2 * h8
 E6331 = magr2*(h6-h5)*859.84

// VC E-622 - MEC

magr3 = 0.13304506901713*mT1 // kg/s
 //T9 = 23 // C
 T10 = 30 // C
 T11 = 85 // C

T12 = 42 // C
 p9 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p10 = Psat_T("Water/Steam", T10)
 h9 = hsat_Px("Water/Steam", p9, 0)
 h10 = hsat_Px("Water/Steam", p10, 0)
 CpMEC3 = 0.00169386695384617*(T12+T11)/2+2.16037862892308
 magr3 * (h9 - h10) = mc3 * (CpMEC3 * (T12 - T11))
 E622 = magr3*(h10-h9)*859.84
// VC E-623 - MEC
 magr4 = 0.0124729752203559*mT1 // kg/s
 //T13 = 23 // C
 T14 = 33 // C
 T15 = 80 // C
 T16 = 37 // C
 p13 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p14 = Psat_T("Water/Steam", T14)
 h13 = hsat_Px("Water/Steam", p13, 0)
 h14 = hsat_Px("Water/Steam", p14, 0)
 CpMEC4 = 0.00169386695384617*(T16+T15)/2+2.16037862892308
 magr4 * (h13 - h14) = mc4 * (CpMEC4 * (T16 - T15))
 E623 = magr4*(h14-h13)*859.84

// VC E-641 - MEC

magr5 = 0.01442704671545*mT1 // kg/s
 //T17 = 23 // C
 T18 = 30 // C
 T19 = 75 // C
 T20 = 35 // C
 p17 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p18 = Psat_T("Water/Steam", T18)
 h17 = hsat_Px("Water/Steam", p17, 0)
 h18 = hsat_Px("Water/Steam", p18, 0)
 CpMEC5 = 0.00169386695384617*(T20+T19)/2+2.16037862892308
 magr5 * (h17 - h18) = mc5 * (CpMEC5 * (T20 - T19))
 E641 = magr5*(h18-h17)*859.84

// VC E-612 - MEC

magr6 = 0.00461500083153168*mT1 // kg/s
 //T21 = 23 // C
 T22 = 31 // C
 T23 = 71 // C
 T24 = 36 // C
 p21 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p22 = Psat_T("Water/Steam", T22)
 h21 = hsat_Px("Water/Steam", p21, 0)
 h22 = hsat_Px("Water/Steam", p22, 0)
 CpMEC6 = 0.00169386695384617*(T24+T23)/2+2.16037862892308
 magr6 * (h21 - h22) = mc6 * (CpMEC6 * (T24 - T23))
 E612 = magr6*(h22-h21)*859.84

// VC E-524 - SBA+MEC

magr7 = 0.0623648761017795*mT1 // kg/s
 //T25 = 23 // C
 T26 = 41 // C
 T27 = 70 // C
 T28 = 45 // C
 p25 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p26 = Psat_T("Water/Steam", T26)
 h25 = hsat_Px("Water/Steam", p25, 0)
 h26 = hsat_Px("Water/Steam", p26, 0)
 CpMEC7 = 0.00169386695384617*(T28+T27)/2+2.16037862892308
 CpSBA7 = 2.671218
 magr7 * (h25 - h26) = mc7 * (0.5*CpMEC7+0.5*CpSBA7) * (T28 - T27)
 E524 = magr7*(h26-h25)*859.84

// VC C-530 - OLEO X

magr8 = 0.00457342424746383*mT1 // kg/s
 //T29 = 23 // C
 T30 = 43 // C
 T31 = 83 // C
 T32 = 60 // C **ÓLEO DEGRADANDO**
 p29 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p30 = Psat_T("Water/Steam", T30)
 h29 = hsat_Px("Water/Steam", p29, 0)
 h30 = hsat_Px("Water/Steam", p30, 0)
 CpOLEO8 = 0.0000000000614149305082652*((T32+T31)/2)^6 - 3.70963541359599E-09*((T32+T31)/2)^5 + 6.83628471490895E-07*((T32+T31)/2)^4 - 0.0000959022252945878*((T32+T31)/2)^3 + 0.00512481596988261*((T32+T31)/2)^2 - (0.103020568660732)*((T32+T31)/2) + 2.73425002388623
 magr8 * (h29 - h30) = mc8 * (CpOLEO8 * (T32 - T31))
 E530 = magr8*(h30-h29)*859.84

// VC C-230 - OLEO X

magr9 = 0.00178779311491768*mT1 // kg/s
 //T33 = 23 // C
 T34 = 37 // C
 T35 = 78 // C
 T36 = 63 // C **ÓLEO DEGRADANDO**
 p33 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p34 = Psat_T("Water/Steam", T34)
 h33 = hsat_Px("Water/Steam", p33, 0)
 h34 = hsat_Px("Water/Steam", p34, 0)
 CpOLEO9 = 6.14149305082652E-12*((T35+T34)/2)^6 - 3.70963541359599E-09*((T35+T34)/2)^5 + 6.83628471490895E-07*((T35+T34)/2)^4 - 0.0000959022252945878*((T35+T34)/2)^3 + 0.00512481596988261*((T35+T34)/2)^2 - (0.103020568660732)*((T35+T34)/2) + 2.73425002388623
 magr9 * (h33 - h34) = mc9 * (CpOLEO9 * (T36 - T35))
 E230 = magr9*(h34-h33)*859.84

// VC E-241 - SBA

magr10 = 0.0196241476800266*mT1 // kg/s
 //T37 = 23 // C
 T38 = 43 // C
 T39 = 105 // C
 T40 = 50 // C
 p37 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p38 = Psat_T("Water/Steam", T38)
 h37 = hsat_Px("Water/Steam", p37, 0)
 h38 = hsat_Px("Water/Steam", p38, 0)

CpSBA10 = 2.671218
 magr10 * (h37 - h38) = mc10 * ((CpSBA10) * (T40 - T39))
 E241 = magr10*(h38-h37)*859.84
// VC E-331 - SBA
 magr11 = 0.0665225345085648*mT1 // kg/s
 //T41 = 23 // C
 T42 = 31 // C
 T43 = 103 // C
 T44 = 40 // C
 p41 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p42 = Psat_T("Water/Steam", T42)
 h41 = hsat_Px("Water/Steam", p41, 0)
 h42 = hsat_Px("Water/Steam", p42, 0)
 CpSBA11 = 2.671218
 magr11 * (h41 - h42) = mc11 * ((CpSBA11) * (T44 - T43))
 E331 = magr11*(h42-h41)*859.84

// VC E-215 - ÁGUA EFLUENTE

magr12 = 0.00207882920339265*mT1 // kg/s
 //T45 = 23 // C
 T46 = 40 // C
 T47 = 50 // C
 T48 = 45 // C
 p45 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p46 = Psat_T("Water/Steam", T46)
 p47 = Psat_T("Water/Steam", T47)
 p48 = Psat_T("Water/Steam", T48)
 h45 = hsat_Px("Water/Steam", p45, 0)
 h46 = hsat_Px("Water/Steam", p46, 0)
 h47 = hsat_Px("Water/Steam", p47, 0)
 h48 = hsat_Px("Water/Steam", p48, 0)
 magr12 * h45 + mc12 * h47 = magr12 * h46 + mc12 * h48
 E215 = magr12*(h46-h45)*859.84

// VC E-323 - SBA

magr13 = 0.00461500083153168*mT1 // kg/s
 //T49 = 23 // C
 T50 = 36 // C
 T51 = 63 // C
 T52 = 39 // C
 p49 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p50 = Psat_T("Water/Steam", T50)
 h49 = hsat_Px("Water/Steam", p49, 0)
 h50 = hsat_Px("Water/Steam", p50, 0)
 CpSBA13 = 2.671218
 magr13 * (h49 - h50) = mc13 * ((CpSBA13) * (T52 - T51))
 E323 = magr13*(h50-h49)*859.84

// VC E-222 - BUTENO (85%) + BUTANO (15%)

magr14 = 0.0103941460169632*mT1 // kg/s
 //T53 = 23 // C
 T54 = 33 // C
 T55 = 55 // C
 T56 = 36 // C
 p53 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p54 = Psat_T("Water/Steam", T54)
 h53 = hsat_Px("Water/Steam", p53, 0)
 h54 = hsat_Px("Water/Steam", p54, 0)
 h55 = h_T("C4H10", T55)
 h56 = h_T("C4H10", T56)
 CpBUTENO14 = 1.483
 magr14 * (h53-h54) + mc14*CpBUTENO14*(T56-T55)
 E222 = magr14*(h54-h53)*859.84

// VC E-212 - SBA

magr15 = 0.207882920339265*mT1 // kg/s
 //T57 = 23 // C
 T58 = 27 // C
 T59 = 70 // C
 T60 = 38 // C
 p57 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p58 = Psat_T("Water/Steam", T58)
 h57 = hsat_Px("Water/Steam", p57, 0)
 h58 = hsat_Px("Water/Steam", p58, 0)
 CpSBA15 = 2.671218
 magr15 * (h57 - h58) = mc15 * ((CpSBA15) * (T60 - T59))
 E212 = magr15*(h58-h57)*859.84

// VC E-312 - SBA + MEC

magr16 = 0.0665225345085648*mT1 // kg/s
 //T61 = 23 // C
 T62 = 37 // C
 T63 = 86.8 // C
 T64 = 50 // C
 p61 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p62 = Psat_T("Water/Steam", T62)
 h61 = hsat_Px("Water/Steam", p61, 0)
 h62 = hsat_Px("Water/Steam", p62, 0)
 CpMEC16 = 0.00169386695384617*(T63+T64)/2+2.16037862892308
 CpSBA16 = 2.671218
 magr16 * (h61 - h62) = mc16 * (0.5*CpMEC16 + 0.5*CpSBA16) * (T64 - T63)
 E312 = magr16*(h62-h61)*859.84

// VC E-152 - BUTENO (85%) + BUTANO (15%)

magr17 = 0.0207882920339265*mT1 // kg/s
 //T65 = 23 // C
 T66 = 32 // C
 T67 = 50 // C
 T68 = 45 // C
 p65 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p66 = Psat_T("Water/Steam", T66)
 h65 = hsat_Px("Water/Steam", p65, 0)
 h66 = hsat_Px("Water/Steam", p66, 0)
 h67 = h_T("C4H10", T67)
 h68 = h_T("C4H10", T68)
 CpBUTENO17 = 1.483
 magr17 * (h65 - h66) + mc17 * (0.999*(CpBUTENO17) * (T68-T67)) + 0.001 * (h68 - h67)
 E152 = magr17*(h66-h65)*859.84

// VC E-231 - BUTENO (85%) + BUTANO (15%)

magr18 = 0.00756693830034924*mT1 // kg/s
 //T69 = 23 // C
 T70 = 31 // C
 T71 = 85 // C
 T72 = 34 // C
 p69 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p70 = Psat_T("Water/Steam", T70)
 h69 = hsat_Px("Water/Steam", p69, 0)

h70 = hsat_Px("Water/Steam", p70, 0)
 h71 = h_T("C4H10", T71)
 h72 = h_T("C4H10", T72)
 CpBUTENO18 = 1.483
 magr18 * (h69 - h70) = mc18 * (0.999*(CpBUTENO18 * (T72-T71)) + 0.001 * (h72 - h71))
 E231=magr18*(h70-h69)*859.84
// VC E-210 - ÁGUA EFLUENTE
 magr19 = 0.00997838017628471*mT1 // kg/s
 //T73 = 23 // C
 T74 = 52 // C
 T75 = 66 // C
 T76 = 58 // C
 p73 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p74 = Psat_T("Water/Steam", T74)
 p75 = Psat_T("Water/Steam", T75)
 p76 = Psat_T("Water/Steam", T76)
 h73 = hsat_Px("Water/Steam", p73, 0)
 h74 = hsat_Px("Water/Steam", p74, 0)
 h75 = hsat_Px("Water/Steam", p75, 0)
 h76 = hsat_Px("Water/Steam", p76, 0)
 magr19 * h73 + mc19 * h75 = magr19 * h74 + mc19 * h76
 E210=magr19*(h74-h73)*859.84
// VC E-424A - H2SO4 60% X
 magr20 = 0.0328455014136038*mT1 // kg/s
 //T77 = 24 // C
 T78 = 50 // C
 T79 = 110 // C
 T80 = 70 // C **TROCADOR EM SÉRIE**
 p77 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p78 = Psat_T("Water/Steam", T78)
 h77 = hsat_Px("Water/Steam", p77, 0)
 h78 = hsat_Px("Water/Steam", p78, 0)
 h79 = 2.31340381538462*T79 - 317.681978666667
 h80 = 2.31340381538462*T80 - 317.681978666667
 magr20 * h77 + mc20 * h79 = magr20 * h78 + mc20 * h80
 E424A=magr20*(h78-h77)*859.84
// VC E-424B - H2SO4 60% X
 magr21 = 0.0328455014136038*mT1 // kg/s
 //T81 = 24 // C
 T82 = 40 // C
 T83 = 70 // C
 T84 = 45 // C **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 p81 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p82 = Psat_T("Water/Steam", T82)
 h81 = hsat_Px("Water/Steam", p81, 0)
 h82 = hsat_Px("Water/Steam", p82, 0)
 h83 = 2.31340381538462*T83 - 317.681978666667
 h84 = 2.31340381538462*T84 - 317.681978666667
 magr21 * h81 + mc21 * h83 = magr21 * h82 + mc21 * h84
 E424B=magr21*(h82-h81)*859.84
// VC E-452A - H2SO4 80% X
 magr22 = 0.0153833361051056*mT1 // kg/s
 //T85 = 24 // C
 T86 = 46 // C
 T87 = 120 // C
 T88 = 78 // C **TROCADOR EM SÉRIE**
 p85 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p86 = Psat_T("Water/Steam", T86)
 h85 = hsat_Px("Water/Steam", p85, 0)
 h86 = hsat_Px("Water/Steam", p86, 0)
 h87 = 2.01725970456286*T87 - 281.907280490207
 h88 = 2.01725970456286*T88 - 281.907280490207
 magr22 * h85 + mc22 * h87 = magr22 * h86 + mc22 * h88
 E452A=magr22*(h86-h85)*859.84
// VC E-452C - H2SO4 80% X
 magr23 = 0.0153833361051056*mT1 // kg/s
 //T89 = 24 // C
 T90 = 43 // C
 T91 = 78 // C
 T92 = 48 // C **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 p89 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p90 = Psat_T("Water/Steam", T90)
 h89 = hsat_Px("Water/Steam", p89, 0)
 h90 = hsat_Px("Water/Steam", p90, 0)
 h91 = 2.01725970456286*T91 - 281.907280490207
 h92 = 2.01725970456286*T92 - 281.907280490207
 magr23 * h89 + mc23 * h91 = magr23 * h90 + mc23 * h92
 E452C=magr23*(h90-h89)*859.84
// VC E-455 - VAPOR
 magr24 = 0.106020289373025*mT1 // kg/s
 //T93 = 24 // C
 T94 = 32 // C
 T95 = 55 // C
 T96 = 40 // C
 p93 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p94 = Psat_T("Water/Steam", T94)
 p95 = 1.01
 p96 = 50
 h93 = hsat_Px("Water/Steam", p93, 0)
 h94 = hsat_Px("Water/Steam", p94, 0)
 h95 = h_PT("Water/Steam", p95, T95)
 h96 = h_PT("Water/Steam", p96, T96)
 magr24 * h93 + mc24 * h95 = magr24 * h94 + mc24 * h96
 E455=magr24*(h94-h93)*859.84
// VC E-457 - VAPOR
 magr25 = 0.106020289373025*mT1 // kg/s
 //T97 = 24 // C
 T98 = 32 // C
 T99 = 55 // C
 T100 = 41 // C
 p99 = 1.01
 p100 = 50
 p97 = Psat_T("Water/Steam", TT)
 p98 = Psat_T("Water/Steam", T98)
 h97 = hsat_Px("Water/Steam", p97, 0)
 h98 = hsat_Px("Water/Steam", p98, 0)
 h99 = h_PT("Water/Steam", p99, T99)
 h100 = h_PT("Water/Steam", p100, T100)
 magr25 * h97 + mc25 * h99 = magr25 * h98 + mc25 * h100
 E457=magr25*(h98-h97)*859.84
// VC E-456ABC - H2SO4 80% X
 mnrw26 = 6.43 //kg/s
 T101 = TEs
 T102 = 14
 T103 = 55
 T104 = 33 //TEMPERATURA ALTA CORROSÃO

CpRW26 = 5.768006369733480E-09*((T101+T102)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T101+T102)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T101+T102)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T101+T102)/2) +
 3.718214976932950
 h103 = 2.01725970456286*T103 - 281.907280490207
 h104 = 2.01725970456286*T104 - 281.907280490207
 mnrw26 * (CpRW26 *(T101-T102)) = mc26 * (h104 - h103)
 mnrw26 * (CpRW26 *(T101-T102)) = -E456ABC
// VC E-131 - H2SO4 60% X
 mnrw27 = 12.34 //kg/s
 T105 = TEs
 T106 = 19.5
 T107 = 68
 T108 = 38 // **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 CpRW27 = 5.768006369733480E-09*((T105+T106)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T105+T106)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T105+T106)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T105+T106)/2) +
 3.718214976932950
 h107 = 2.31340381538462*T107 - 317.681978666667
 h108 = 2.31340381538462*T108 - 317.681978666667
 mnrw27 * (CpRW27 *(T105-T106)) = mc27 * (h108 - h107)
 mnrw27 * (CpRW27 *(T105-T106)) = -E131
// VC E-141 - H2SO4 60% X
 mnrw28 = 8.58 //kg/s
 T109 = TEs
 T110 = 16
 T111 = 38
 T112 = 32 // **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 CpRW28 = 5.768006369733480E-09*((T109+T110)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T109+T110)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T109+T110)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T109+T110)/2) +
 3.718214976932950
 h111 = 2.31340381538462*T111 - 317.681978666667
 h112 = 2.31340381538462*T112 - 317.681978666667
 mnrw28 * (CpRW28 *(T109-T110)) = mc28 * (h112 - h111)
 mnrw28 * (CpRW28 *(T109-T110)) = -E141
// VC E-160 - SBA + H2SO4 60% X
 mnrw29 = 9.65 // kg/s
 T113 = TEs
 T114 = 17
 T115 = 37
 T116 = 32 // **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 CpRW29 = 5.768006369733480E-09*((T113+T114)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T113+T114)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T113+T114)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T113+T114)/2) +
 3.718214976932950
 h115 = 2.31340381538462*T115 - 317.681978666667
 h116 = 2.31340381538462*T116 - 317.681978666667
 CpSBA29 = 2.671218
 mnrw29 * (CpRW29 *(T113-T114)) = (0.7*mc29*(h116-
 h115)) + (0.3*mc29*CpSBA29*(T116-T115))
 mnrw29 * (CpRW29 *(T113-T114)) = -E160
// VC E-512 - SBA
 mnrw30 = 4.29 //kg/s
 T117 = TEs
 T118 = 12
 T119 = 35
 T120 = 15
 CpRW30 = 5.768006369733480E-09*((T117+T118)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T117+T118)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T117+T118)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T117+T118)/2) +
 3.718214976932950
 mnrw30 * (CpRW30 *(T117-T118)) = mc30 * (CpSBA30 *
 (T120 - T119))
 mnrw30 * (CpRW30 *(T117-T118)) = -E512
// VC E-532 - VAPOR CONDENSADO
 mnrw31 = 20.38 // kg/s
 T121 = TEs
 T122 = 27
 T123 = 90
 T124 = 22
 p123 = Psat_T("Water/Steam", T123)
 p124 = Psat_T("Water/Steam", T124)
 h123 = hsat_Px("Water/Steam", p123, 0)
 h124 = hsat_Px("Water/Steam", p124, 0)
 CpRW31 = 5.768006369733480E-09*((T121+T122)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T121+T122)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T121+T122)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T121+T122)/2) +
 3.718214976932950
 mnrw31 * (CpRW31 *(T121-T122)) = mc31 * (h124 - h123)
 mnrw31 * (CpRW31 *(T121-T122)) = -E532
// VC E-531 - SBA + MEC
 mnrw32 = 8.58 //kg/s
 T125 = TEs
 T126 = 16
 T127 = 34
 T128 = 14
 CpRW32 = 5.768006369733480E-09*((T125+T126)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T125+T126)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T125+T126)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T125+T126)/2) +
 3.718214976932950
 CpMEC32 =
 0.00169386695384617*(T128+T127)/2+2.1603786289230
 8
 CpSBA32 = 2.671218
 mnrw32 * (CpRW32 *(T125-T126)) = (0.5 * mc32 *
 CpMEC32 *(T128 - T127)) + (0.5 * mc32 * CpSBA32 *
 (T128 - T127))
 mnrw32 * (CpRW32 *(T125-T126)) = -E531
// VC E-442A - H2SO4 80% X
 mnrw33 = 10.68 //kg/s
 T129 = TEs
 T130 = 20
 T131 = 46
 T132 = 38 // **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 CpRW33 = 5.768006369733480E-09*((T129+T130)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T129+T130)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T129+T130)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T129+T130)/2) +
 3.718214976932950

h131 = 2.01725970456286*T131 - 281.907280490207
 h132 = 2.01725970456286*T132 - 281.907280490207
 mnrw33 * (CpRW33 *(T129-T130)) = mc33 * (h132 - h131)
 mnrw33 * (CpRW33 *(T129-T130)) = -E442A
// VC E-443 - H2SO4 80% X
 mnrw34 = 15.06 // kg/s
 T133 = TEs
 T134 = 20
 T135 = 80
 T136 = 37 // **TEMPERATURA ALTA CORROSÃO**
 CpRW34 = 5.768006369733480E-09*((T133+T134)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T133+T134)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T133+T134)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T133+T134)/2) +
 3.718214976932950
 h135 = 2.01725970456286*T135 - 281.907280490207
 h136 = 2.01725970456286*T136 - 281.907280490207
 mnrw34 * (CpRW34 *(T133-T134)) = mc34 * (h136 - h135)
 mnrw34 * (CpRW34 *(T133-T134)) = -E443
// VC E-458 - AGUA EFLUENTE X
 mnrw35 = 9.675 //kg/s
 T137 = TEs
 T138 = 17
 T139 = 26
 T140 = 20 //
 p139 = Psat_T("Water/Steam", T139)
 p140 = Psat_T("Water/Steam", T140)
 h139 = hsat_Px("Water/Steam", p139, 0)
 h140 = hsat_Px("Water/Steam", p140, 0)
 CpRW35 = 5.768006369733480E-09*((T137+T138)/2)^4 -
 1.129379467135380E-06*((T137+T138)/2)^3 +
 6.734782052204070E-05*((T137+T138)/2)^2 +
 9.852755520986960E-04*((T137+T138)/2) +
 3.718214976932950
 mnrw35 * (CpRW35 *(T137-T138)) = mc35 * (h140 - h139)
 mnrw35 * (CpRW35 *(T137-T138)) = -E458