



**HUGO SILVA PEREIRA
IGOR PAINO ARRUDA**

**ESTUDO DE IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA
CIRCULAR DE ÁGUA PARA O PROCESSO DE
RESFRIAMENTO DOS TURBOCOMPRESSORES DE UMA
INDÚSTRIA QUÍMICA.**

**LAVRAS – MG
2022**

**HUGO SILVA PEREIRA
IGOR PAINO ARRUDA**

**ESTUDO DE IMPLEMENTAÇÃO DE UM SISTEMA CIRCULAR DE ÁGUA PARA
O PROCESSO DE RESFRIAMENTO DOS TURBOCOMPRESSORES DE UMA
INDÚSTRIA QUÍMICA.**

Monografia apresentada à
Universidade Federal de Lavras,
como parte das exigências do Curso
de Engenharia Química, para a
obtenção do título de Bacharel.

Prof. Dr. Luciano Jacob Corrêa
Orientador

**LAVRAS – MG
2022**

AGRADECIMENTOS

Hugo

Agradeço a Deus por guiar meus caminhos e me permitir finalizar mais uma etapa importante da minha vida.

Um agradecimento especial aos meus pais Rita e Vilmar, que sempre me apoiaram e por mim tudo fizeram. Sem vocês, qualquer conquista seria mais difícil e essa é mais uma conquista nossa!

Agradeço a toda minha família, meu irmão, meus avós, tios e primos, que mesmo distantes, sei que torceram por mim.

Agradeço à vida por cruzar o meu caminho com o de pessoas maravilhosas com quem eu tive e tenho o prazer de conviver, entre elas, Pedro, Fernanda(s), Carla e todos os amigos que a UFLA e Lavras me proporcionaram.

Agradeço aos meus professores pela excelente formação, ensinamentos e amizade.

Agradeço à UFLA por todas as oportunidades oferecidas ao longo da minha graduação.

Agradeço à Rhodia por contribuir na minha formação profissional, em especial as equipes de Processos e de Produção, que me inspiram e me ensinam diariamente a ser um engenheiro químico melhor.

Igor

Agradeço a Deus, pela minha vida.

Aos meus pais João e Claudia, que me deram condições, suporte e amor necessários para estar aqui hoje nesta conquista. Tudo isso é graças a vocês.

A toda minha família, especialmente meu irmão Cauê e minha vó Mara, pela união familiar, carinho e amor.

Aos meus amigos da república, da UFLA e de Bragança Paulista pelo convívio diário, risadas e aprendizagens. Agradeço a amizade de cada um de vocês!

Ao meu orientador Luciano pelos ensinamentos, oportunidades e acima de tudo, pela amizade e confiança demonstradas ao longo desses anos.

A Universidade Federal de Lavras pela oportunidade e apoio financeiro durante a graduação.

A todo corpo docente da UFLA pelos ensinamentos e solidariedade.

Aos meus colegas de trabalho na Rhodia, especialmente para o time de Processos, pelos ensinamentos, convívio e solidariedade que me permitiram aprender muito além do que esperava, obrigado pela oportunidade.

RESUMO

A água constitui um recurso essencial não somente à vida e ao meio ambiente, mas também às atividades econômicas, como é o caso das indústrias. A preocupação com o uso sustentável desse recurso tão essencial tem aumentado nos últimos anos, uma vez que longos períodos de estiagem têm se tornado cada vez mais frequentes. Na indústria química analisada, um dos processos que mais consomem água é o resfriamento de correntes de fluidos aquecidos. Diante disso, este trabalho buscou avaliar a demanda de água no resfriamento de correntes de ar comprimido em turbo compressores e propor um sistema circular de água para esse processo, visando reduzir o consumo de água em dois setores da fábrica analisada. Uma torre de resfriamento foi dimensionada em cada setor, visando garantir que a água reutilizada do processo de resfriamento das correntes de ar estivesse sempre em temperaturas adequadas, antes de retornar ao processo. Por fim, avaliou-se os custos estimados para a implantação da torre de resfriamento e sistemas de bombeamento, a redução do consumo de água, os ganhos econômicos e o tempo de retorno do investimento. No setor 1, a demanda de resfriamento dos compressores correspondeu a 172 m³/h, enquanto que no setor 2 a demanda foi de 55 m³/h. A torre dimensionada para o setor 1 apresentou 12 m² de área e altura de recheio igual a 1,97 m. Já a torre do setor 2 apresentou 4 m² de área e 1,80 m de altura de recheio. Ambas as torres dimensionadas apresentam resfriamento evaporativo, escoamento contracorrente e ventilação induzida. Os custos com a implementação do sistema proposto foram estimados para cada setor, assim como os possíveis ganhos. No caso do setor 1, o sistema sugerido não se mostrou viável, uma vez que o atual sistema de resfriamento dos compressores já opera em circuito fechado. O único ganho, neste caso, seria a redução dos custos de manutenção com a substituição da água tratada pela água desmineralizada/desclorada, porém esse ganho não superou os custos operacionais do sistema proposto. Já o sistema dimensionado para o setor 2 apresentou uma redução do consumo de água de aproximadamente 464 mil m³ por ano. O tempo de retorno do investimento no setor 2 foi de 5 meses, se for considerada a operação com água desmineralizada. Se a água desclorada for considerada, o *payback* salta para 16 meses, visto que a água desclorada apresenta menor custo e, portanto, gera um menor ganho ao deixar de ser consumida, o que aumenta o tempo de retorno. O lucro gerado pelo novo sistema, considerando a água desmineralizada, foi de quase 82 mil R\$ e com água desclorada de quase 20,6 mil R\$. Portanto, o sistema proposto ao setor 2 se mostrou fortemente viável, tanto em redução de água, quanto financeiramente, enquanto que no setor 1 o sistema proposto não é recomendado, pois elevaria o consumo de água e encareceria a operação.

Palavras-chave: Consumo de Água. Circuito Fechado. Torre de Resfriamento. Compressor.

ABSTRACT

Water is an essential resource not only for life and the environment, but also for economic activities such as industries. Concern about the sustainable use of this essential resource has increased in recent years, as long periods of drought have become increasingly frequent. In the chemical industry under review, one of the processes that most consumes water is the cooling of streams of heated fluids. Therefore, this work sought to evaluate the water demand in the cooling of compressed air streams in turbochargers and to propose a closed-loop water system for this process, aiming to reduce water consumption in two sectors of the factory under study. A cooling tower was designed in each sector, aiming to ensure that the water reused from the airflow cooling process was always at adequate temperatures, before returning to the process. Finally, the estimated costs for the implementation of the cooling tower and pumping systems, the reduction of water consumption, the economic gains and the payback time of the investment were evaluated. In sector 1, the demand for cooling the compressors corresponded to 172 m³/h, while in sector 2 the demand was 55 m³/h. The tower designed for sector 1 had an area of 12 m² and a filling height of 1.97 m. The tower in sector 2 had an area of 4 m² and a filling height of 1.80 m. Both sized towers feature evaporative cooling, countercurrent flow and induced draft. The costs of implementing the proposed system were estimated for each sector, as well as possible gains. In the case of sector 1, the suggested system did not prove to be viable, since the current compressor cooling system already operates in a closed-loop water system. The only gain in this case would be the reduction of maintenance costs with the replacement of treated water using demineralized/dechlorinated water. Nevertheless, this gain did not exceed the operational costs of the proposed system. The system designed for sector 2 on the other hand showed a reduction in water consumption of 463,905 m³ per year. The payback time for the investment in sector 2 was 5 months, if the operation with demineralized water is considered. If dechlorinated water is considered, the payback jumps to 16 months, since dechlorinated water has a lower cost and, therefore, generates a smaller gain when it is no longer consumed, which increases the payback time. The profit generated by the new system, considering demineralized water, was almost R\$ 82 thousand and with dechlorinated water almost R\$ 20,6 thousand. Therefore, the system proposed for sector 2 proved to be highly viable in terms of water reduction and financially, while in sector 1 the proposed system is not recommended, as it would increase water consumption and make the operation more expensive.

Keywords: Water Consumption. Closed-Loop Water System. Cooling tower. Compressor.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Classificação de compressores.....	14
Figura 2 – Ciclo de compressão.....	15
Figura 3 – Tipos de compressão.....	16
Figura 4 – Corrosão em tubulação.....	22
Figura 5 – Esquema simplificado de torre de resfriamento evaporativo.....	24
Figura 6 – Esquema simplificado de torre de resfriamento não evaporativo.....	24
Figura 7 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com fluido refrigerante.....	25
Figura 8 – Esquema simplificado de torre de resfriamento hiperbólica.....	25
Figura 9 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com ventilação induzida.....	26
Figura 10 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com ventilação forçada.....	27
Figura 11 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com fluxo cruzado.....	27
Figura 12 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com fluxo contracorrente.....	28
Figura 13 – Recheio de respingo modelo Kelly Bar.....	29
Figura 14 – Recheio de filme modelo Brentwood Accu-Pak CF1900.....	29
Figura 15 – Potência consumida por área de torre, com escoamento contracorrente e ventilação induzida.....	31
Figura 16 – Balanço de energia de uma torre de resfriamento.....	35
Figura 17 – Representação da curva de demanda e curva característica.....	38
Figura 18 – Modelo gráfico para estimativa do custo do sistema de bombeamento.....	39
Figura 19 – Turbo compressor de múltiplos estágios.....	42
Figura 20 – Ilustração de um turbo compressor de múltiplos estágios.....	45
Figura 21 – Recheio Brentwood Accu-Pak CF1900 do tipo filme.....	46
Figura 22 – Planilha de cálculo do KaV/L em função da razão L/G	48
Figura 23 – Circuito sistema de resfriamento unidade 2.....	51
Figura 24 – Circuito sistema de resfriamento unidade 1.....	51
Figura 25 – Planilha de cálculo compressor 1/5/6.....	54
Figura 26 – Planilha de cálculo compressor 2.....	55
Figura 27 – Planilha de cálculo compressor 3.....	55
Figura 28 – Planilha de cálculo compressor 4.....	56
Figura 29 – Avaliação histórica da temperatura de bulbo úmido do ar na fábrica.....	58
Figura 30 – Curva de demanda de resfriamento das torres 1 e 2.....	59
Figura 31 – Plotagem do ponto de operação da torre 1.....	62
Figura 32 – Plotagem do ponto de operação da torre 2.....	63
Figura 33 – Potência consumida em torres de resfriamento com escoamento contracorrente e ventilação induzida.....	63

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Razões de compressão para cada compressor.....	44
Tabela 2 – Constantes do recheio Brentwood Industries Accu-Pak CF1900.....	49
Tabela 3 – Custo de produção de cada água.....	52
Tabela 4 – Resultados para os compressores 1/5/6.....	54
Tabela 5 – Resultados para os compressores 2.....	55
Tabela 6 – Resultados para o compressor 3.....	55
Tabela 7 – Resultados para o compressor 4.....	56
Tabela 8 – Resultados de cada unidade.....	56
Tabela 9 – Condições operacionais da torre 1.....	57
Tabela 10 – Condições operacionais da torre 2.....	57
Tabela 11.1 – Obtenção da área a partir da faixa de velocidade adotada na torre 1.....	60
Tabela 11.2 – Dados utilizados no cálculo da velocidade do ar na torre 1.....	60
Tabela 12.1 – Obtenção da área a partir da faixa de velocidade adotada na torre 2.....	60
Tabela 12.2 – Dados utilizados no cálculo da velocidade do ar na torre 2.....	61
Tabela 13 – Pontos de operação possíveis e a respectiva altura de recheio requerida na torre 1.....	61
Tabela 14 – Pontos de operação possíveis e a respectiva altura de recheio requerida na torre 2.....	62
Tabela 15 – Valores da potência consumida no ventilador de cada torre para métodos.....	64
Tabela 16 – Vazão de água de reposição em cada torre.....	64
Tabela 17 – Resultados do dimensionamento das bombas das unidades 1 e 2 pelo DWSIM.....	65
Tabela 18 – Custo de compra dos sistemas de bombeamento.....	65
Tabela 19 – Custo de compra das torres de resfriamento.....	65
Tabela 20 – Potência elétrica consumida e custos de operação das bombas.....	66
Tabela 21 – Potência elétrica consumida e custos de operação do ventilador nas torres.....	66
Tabela 22 – Ganho do projeto em captação de água.....	66
Tabela 23 – Ganho econômico do projeto no setor 2.....	67
Tabela 24 – Tempo de retorno do investimento no setor 2 (operação com água desmineralizada)	68
Tabela 25 – Tempo de retorno do investimento no setor 2 (operação com água desclorada)	69
Tabela 26 – Tempo de retorno do investimento no setor 2 (operação 50% do tempo com água desmineralizada e 50% água desclorada)	69

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	11
2	OBJETIVOS.....	13
2.1	Objetivo Geral	13
2.2	Objetivos Específicos	13
3	REFERENCIAL TEÓRICO.....	14
3.1	Ar comprimido.....	14
3.2	Compressor.....	14
3.2.1	Ciclo de compressão	15
3.2.2	Tipos de compressão.....	16
3.2.3	Razão de compressão.....	17
3.2.4	Processos termodinâmico de gases ideias.....	17
3.2.4.1	Processo isotérmico	18
3.2.4.2	Processo isobárico	18
3.2.4.3	Processo isocórico	18
3.2.4.4	Processo adiabático.....	18
3.2.4.5	Processo politrópico	19
3.3	Análise da água.....	20
3.4	Processo de Desmineralização.....	20
3.5	Corrosão.....	21
3.6	Resfriamento da água	22
3.6.1	Processos de resfriamento.....	22
3.7	Torres de resfriamento.....	23
3.7.1	Tipos de torres de resfriamentos	23
3.8	Estruturas da torre de resfriamento.....	28
3.8.1	Recheio	28
3.8.2	Distribuidor de água.....	29
3.8.3	Eliminador de gotas	29
3.8.4	Outras estruturas	29
3.8.5	Ventilador	30
3.9	Conceitos importantes	31
3.9.1	Temperatura de bulbo úmido	31
3.9.2	Approach.....	32
3.9.3	Água de reposição.....	32
3.9.4	Tratamento da água de torre	33
3.9.5	Parâmetro Característica da Torre e Curva de demanda.....	33
3.9.6	Curva característica da torre	36
3.10	Custo de compra	38

3.10.1	Torres de resfriamento.....	38
3.10.2	Sistemas de bombeamento.....	38
3.11	Dimensionamento de sistemas hidráulicos	39
3.11.1	Perda de carga	39
3.11.2	Perda de carga normal.....	40
3.11.3	Perda de carga localizada.....	40
3.11.4	Curva do sistema.....	41
3.11.5	Potência consumida pela bomba.....	41
4	METODOLOGIA.....	42
4.1	Sistema de ar comprimido	42
4.2	Cenários atuais dos sistemas de resfriamento dos compressores.....	42
4.3	Carga térmica dos compressores e vazão requerida	43
4.4	Dimensionamento da Torre de Resfriamento	46
4.4.1	Características da torre.....	46
4.4.2	Recheio da torre	46
4.4.3	Condições operacionais	46
4.4.3.1	Variação de temperatura.....	46
4.4.3.2	Temperatura de bulbo úmido do ar.....	47
4.4.3.3	Vazão de água na torre	47
4.4.4	Curva de demanda de resfriamento.....	47
4.4.5	Estimativa da área do recheio	48
4.4.6	Altura do recheio.....	49
4.4.7	Estimativa da potência consumida no ventilador.....	49
4.5	Custo operacional do ventilador	49
4.6	Estimativa da água de reposição.....	50
4.7	Estimativa do custo de tratamento da água de torre	50
4.8	Definição do circuito e dimensionamento da bomba para o sistema de resfriamento	50
4.8.1	Unidade 1	50
4.8.2	Unidade 2.....	51
4.8.3	Dimensionamento da bomba.....	51
4.9	Estimativa dos custos de compra	52
4.10	Custo de produção da água desmineralizada e desclorada	52
4.11	Payback descontado do projeto.....	53
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	54
5.1	Sistema de resfriamento dos compressores	54
5.1.1	Compressor 1,5 e 6	54
5.1.2	Compressor 2	54
5.1.3	Compressor 3	55
5.1.4	Compressor 4	56

5.1.5	Resultados por unidade de utilidades.....	56
5.2	Condições operacionais das torres de resfriamento	57
5.3	Curva de demanda de resfriamento	58
5.4	Área do recheio.....	59
5.5	Altura do recheio e Ponto de operação	61
5.6	Potência consumida no ventilador	63
5.7	Água de reposição.....	64
5.8	Circuito simulado no DWSIM e dimensional da bomba.....	64
5.9	Levantamento econômico	65
5.9.1	Custos de compra.....	65
5.9.2	Custo operacional da bomba	66
5.9.3	Custo do operacional do ventilador	66
5.9.4	Ganho do projeto em economia de água.....	66
5.9.5	Ganho financeiro do projeto	66
5.9.5.1	Setor 2.....	67
5.9.5.2	Setor 1.....	67
5.10	Payback descontado do projeto.....	67
6	CONCLUSÃO.....	71
	REFERÊNCIAS	72
	APÊNDICE A – Aba de seleção do componente.....	76
	APÊNDICE B – Aba de seleção das propriedades termodinâmicas.....	76
	APÊNDICE C – Aba de seleção das unidades a serem trabalhadas.	77
	APÊNDICE D – Aba de seleção e configuração das correntes materiais.....	77
	APÊNDICE E – Aba de seleção do segmento de tubulação e configuração do perfil hidráulico.....	78
	APÊNDICE F – Aba de seleção da bomba e configurações dos parâmetros.....	78
	APÊNDICE G – Simulação do sistema de resfriamento dos compressores unidade 1.....	79
	APÊNDICE H – Simulação do sistema de resfriamento dos compressores unidade 2.....	80

1 INTRODUÇÃO

As indústrias tiveram seu surgimento de forma pioneira na Primeira Revolução Industrial, no final do século XVIII, na Inglaterra. Essa atividade econômica tem como característica principal o emprego de um conjunto de operações coordenadas na transformação de matérias-primas em produtos comercializáveis em larga escala. Como resultado dessa atividade surgiram grandes transformações na economia, no processo produtivo, nas relações de trabalho e principalmente no estilo de vida da humanidade (HOBBSAWM, 2014). Entre os diferentes setores industriais, a indústria química desempenha um papel importante na economia, uma vez que seus produtos são empregados em diferentes atividades industriais, atuando como um elo na cadeia de produção das indústrias.

O processo produtivo de uma indústria engloba uma série de operações coordenadas que variam de acordo com o produto, o ramo e o porte da indústria. No caso de uma indústria química, os processos de transformação da matéria-prima podem envolver processos físicos, químicos e/ou bioquímicos. Os processos físicos compreendem as etapas de transporte dos reagentes e produtos através de tubulações, geralmente empregando-se bombas, compressores ou sopradores. O aquecimento e/ou resfriamento de líquidos e gases por meio de trocadores de calor, máquinas frigoríficas e torres de resfriamento também estão compreendidos entre esses processos. Outro processo físico fundamental é o processo de separação, no qual pode ser empregado centrífugas, decantadores, filtros, secadores, entre outros, a depender do produto fabricado. Já os processos químicos transformam as matérias-primas nos produtos de interesse por meio de reações químicas e/ou bioquímicas utilizando os reatores.

Além da matéria-prima e dos equipamentos, outro insumo essencial ao processo produtivo das indústrias é a água. Ela pode ser utilizada na limpeza dos equipamentos, tubulações e pisos, na geração de vapor, nos diferentes sistemas de resfriamento e participar das etapas dos processos físicos e químicos de transformação (GAUTO; ROSA, 2011). Devido ao elevado consumo de água, muitas indústrias recorrem a captação de água dos mananciais próximos as suas instalações. Nesses casos, é comum também a instalação de estações de tratamento de água própria das indústrias, que visam remover as impurezas presentes na água captada, por meio de tratamentos físico-químicos. Ao final dos processos, a água que não apresenta alterações físicas, químicas ou biológicas acima dos limites estabelecidos por lei pode ser descartada de volta aos cursos d'água, do contrário é necessária mais uma etapa de tratamento desse efluente anterior ao descarte (GAUTO; ROSA, 2011).

A demanda por recursos hídricos no Brasil é crescente, com um aumento estimado de 80 % no total de água retirada nas duas últimas décadas e uma previsão de aumento em mais 24 % até 2030, conforme aponta o relatório Conjuntura dos Recursos Hídricos no Brasil – Informe 2018 da Agência Nacional de Águas (ANA, 2018). Ao mesmo tempo, a disponibilidade desses recursos apresenta-se cada vez mais ameaçada, visto que períodos de seca têm se tornado mais intensos e frequentes em diversas regiões do país, principalmente com o agravamento de fenômenos climáticos como o aquecimento global, o aumento do desmatamento e da poluição. O mesmo relatório aponta ainda que 38 milhões de pessoas foram afetadas por secas e estiagens no Brasil em 2017. Dessa forma, o uso dos recursos hídricos de forma sustentável tem se tornado imperativo, principalmente nos setores produtivos que mais consomem, como as indústrias.

Na indústria química analisada, alguns processos de resfriamento de fluidos são grandes consumidores de água captada dos rios que atravessam a fábrica, sendo o processo de resfriamento de correntes de ar comprimido um deles. Nesse processo, o ar ambiente atravessa sucessivos estágios de compressão em um compressor e é resfriado pelo uso de água de resfriamento entre os estágios para uma compressão mais eficiente. A água utilizada nesse processo é captada dos rios e recebe algum tipo de tratamento, podendo se tornar água tratada convencional, água desmineralizada ou água desclorada, a depender do setor da fábrica. Após resfriar os compressores, a água que foi utilizada retorna aos rios.

Em qualquer dos casos, a dependência de um recurso hídrico sujeito a períodos de seca e o impacto ambiental gerado pela captação de água são problemáticas que a empresa em questão visa sanar. Além disso, o custo com o tratamento da água captada e a frequência elevada de manutenção nos trocadores dos compressores, no caso da água tratada, são motivadores na busca por novas soluções de resfriamento desse sistema.

Dessa forma, o presente trabalho propõe a alteração do atual sistema de resfriamento dos compressores, por um sistema circular de água desmineralizada ou desclorada. Para que a eficiência de resfriamento não seja comprometida pelo novo sistema proposto, o trabalho também avalia o uso de uma torre de resfriamento neste circuito, a fim de garantir a troca térmica necessária no compressor. Por fim, os possíveis ganhos financeiros e ganhos intangíveis com este projeto também são analisados.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

O presente trabalho tem como objetivo propor uma alternativa ao processo atual de resfriamento dos compressores, avaliando a implementação de um circuito fechado de água desmineralizada ou desclorada, utilizando uma torre de resfriamento nesse sistema.

2.2 Objetivos Específicos

- Determinar as condições atuais do processo de compressão de ar, suas restrições e estimar a demanda de resfriamento das correntes de ar comprimido;
- Avaliar o uso de uma torre de resfriamento para fechar o circuito de resfriamento dos compressores;
- Determinar a configuração de tubulações e bombas necessárias ao novo sistema;
- Estimar os custos do novo sistema proposto e determinar o prazo de retorno de investimento desse projeto.

3 REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 Ar comprimido

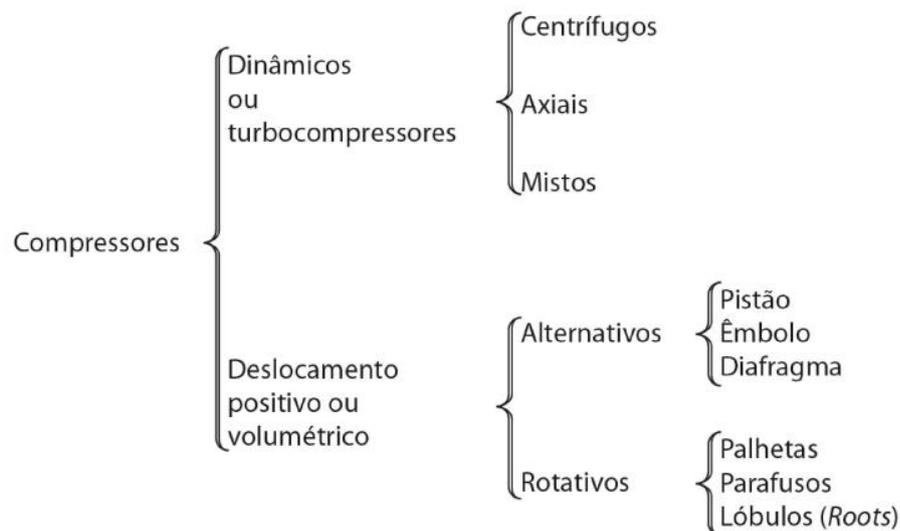
O ar comprimido é uma forma de energia de enorme utilidade e inúmeras aplicações. Nas indústrias é empregado em máquinas operatrizes, motores pneumáticos, sistemas de comando, controle, regulagem, instrumentação de medição e na automatização de processos CNTQ/VALE (2013).

3.2 Compressor

A compressão pode ser entendida como a ação de forçar uma determinada massa de gás confinado, em um volume cada vez menor. Ela produz um aumento de pressão acompanhado por uma elevação de temperatura. As bombas e os compressores são construídos com base nos mesmos princípios de funcionamento, e as diferenças entre eles são de dimensões, de sistemas de vedação e de velocidade de operação, que decorrem da menor densidade, da compressibilidade, da expansibilidade e da difusão dos gases CNTQ/VALE (2013).

Denomina-se compressor as máquinas que tem finalidade principal aumentar a pressão de um fluido compressível de mais de 2,5 kgf/cm². Os compressores podem ser classificados em dois tipos: Dinâmicos/Turbo compressores ou de Deslocamento positivo/Volumétricos conforme ilustra a Figura 1.

Figura 1– Classificação de compressores



Fonte: Cremasco (2012).

1) Compressores dinâmicos ou turbo compressores: semelhantes a turbo bombas, apresentam impelidores, os quais recebem energia de um acionador (motor) e a transfere, nas formas de energia cinética e entálpica, ao gás, para em seguida proporcionar o ganho de pressão.

- Dinâmicos axiais - São aqueles em que o escoamento ocorre na direção do eixo do impelidor e apresentam rendimento mais elevado do que os radiais. São adequados para altas pressões.
- Dinâmicos radiais - Apresentam alimentação do gás em paralelo ao eixo e abandona a carcaça perpendicularmente ao eixo. Este tipo de compressor é mais adequado para baixas pressões.

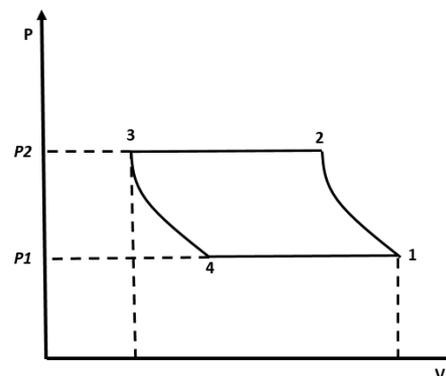
2) Os compressores são chamados de deslocamento positivo quando os volumes sucessivos de ar ou de um gás são confinados num espaço fechado, no qual a pressão é aumentada pela redução do volume por ação de partes móveis internas, movimento empistonado.

A escolha de um compressor, além das características do gás, recai nas suas condições operacionais de vazão e de pressão. (CREMASCO, 2012).

3.2.1 Ciclo de compressão

Um ciclo de compressão pode ser melhor visualizado em um diagrama PV (Pressão x Volume). O ciclo envolve 4 etapas principais: Compressão, descarga, expansão e admissão. A Figura 2 ilustra o ciclo no gráfico PV.

Figura 2 – Ciclo de compressão



Fonte: CNTQ/Vale (2013).

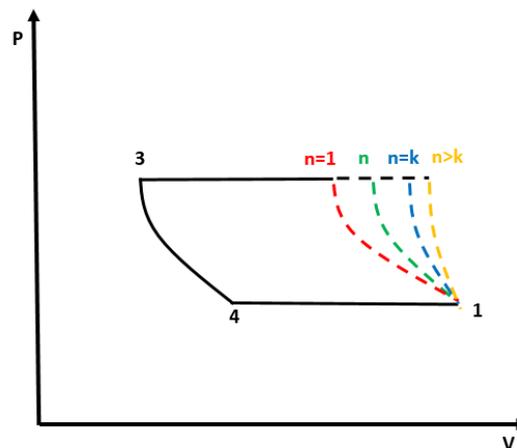
O ciclo de compressão por meio do gráfico PV é representado pela seguinte forma, o caminho 1-2 representa o início do ciclo onde envolve a compressão do gás, o setor 2-3 é onde ocorre a descarga do gás para a linha de saída do compressor, já o setor 3-4 ilustra expansão do

gás e dessa forma diminuindo sua pressão e por fim o caminho 4-1 que representa a admissão do gás na câmara do compressor.

3.2.2 Tipos de compressão

Há 4 tipos de compressão de um gás sendo elas compressão isotérmica, politrópica, isotrópica e adiabática com geração de entropia.

Figura 3 – Tipos de compressão



Fonte: Dos autores (2022).

A classificação do tipo de compressão é da seguinte forma:

- Isotérmico ($n=1$);
- Politrópico ($1 < n < k$);
- Isotrópico ($n=k$);
- Adiabático com geração de entropia ($n>k$);

Onde o coeficiente “k” é o coeficiente de expansão adiabático, o qual é dependente do tipo de gás e sua temperatura. Por exemplo, para o ar em temperatura ambiente $k=1,4$.

No diagrama PV, nota-se que o processo que requer menor trabalho para compressão é o isotérmico, então vem dessa análise que sistemas de resfriamento são elaborados para compressores, porém para se alcançar um processo isotérmico precisaria de um sistema de resfriamento altamente eficiente ao ponto de deixar o gás a temperatura constante. No outro extremo temos o processo adiabático o qual o gás não troca nenhum calor com o ambiente que na prática não acontece. Caso ocorresse o processo adiabático, por meio de um isolamento do equipamento e falta do sistema de refrigeração, resultaria em um superaquecimento do gás, acarretando no aumento do consumo de energia, danificação das partes mecânicas do equipamento e até mesmo combustão do lubrificante. Dessa forma, o processo de compressão

que ocorre na realidade é um processo politrópico que está entre o processo isotérmico e o adiabático. No processo politrópico, quanto maior a eficiência do sistema de refrigeração, menor seu coeficiente politrópico “n” e conseqüentemente menor potência requerida para a compressão.

3.2.3 Razão de compressão

A Razão de compressão é definido pela razão entre a pressão de descarga e a pressão de sucção.

$$Rc = Pd/Ps \quad (1)$$

Quando temos um compressor de apenas um estágio e uma razão de compressão maior que 4 implica em temperatura excessivamente alta na descarga, sendo assim é necessário fazer a compressão por estágios. Isso significa que o gás irá passar por estágios e gradativamente aumentará sua pressão. A utilização de múltiplos estágios para compressão resulta na utilização de sistemas de resfriamento entre os estágios a fim de aproximar o processo de compressão a uma isotérmica. O sistema de resfriamento evita danos as partes mecânicas do compressor, proporcionando aumento da eficiência, diminuição da temperatura de descarga e evita problemas nas operações posteriores.

Dessa forma, há algumas configurações de resfriamento entre estágios: Resfriamento interno, Resfriamento externo e Resfriamento por injeção (CNTQ/Vale).

- Resfriamento Interno – Há uma camisa de água que tem a finalidade de retirar o calor gerado da compressão entre os estágios sucessivos, a camisa e os estágios são separados por diafragma.
- Resfriamento Externo – O resfriamento se dá por meio de trocadores específicos chamados de Intercoolers.
- Resfriamento Injeção – Um líquido adequado é atomizado no canal de retorno do gás, onde ele evapora imediatamente e reduz a temperatura do gás comprimido.

3.2.4 Processos termodinâmico de gases ideais

O gás ideal é definido como um gás onde não há interações moleculares e o volume ocupado pelas moléculas é desprezível, obedecendo à equação:

$$PV=RT. \quad (2)$$

O trabalho, sob o sistema, por unidade de massa em um sistema fechado mecanicamente reversível pode ser escrito da seguinte forma:

$$dW = -PdV \quad (3)$$

A primeira lei da termodinâmica em um sistema fechado é dada por:

$$dQ + dW = dU \quad (4)$$

A partir da primeira lei e propriedades dos gases ideais é possível detalhar equacionar cada um dos 4 processos e seus respectivos trabalhos. A seguir serão citados cada processo

3.2.4.1 Processo isotérmico

Em um processo isotérmico $T = \text{constante}$, então:

$$\Delta U = \Delta H = 0$$

E pelas Equações. (2) e (3) e fazendo a integração, obtém-se o trabalho.

$$W = -RT \ln \frac{V_2}{V_1} = RT \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (5)$$

3.2.4.2 Processo isobárico

Em um processo isobárico à $P = \text{constante}$, assim pelas equações (2) e (3) o trabalho desse processo fica da seguinte forma:

$$W = -R(T_2 - T_1) \quad (6)$$

3.2.4.3 Processo isocórico

Nesse processo, temos $V = \text{constante}$, então não há variação de volume logo o termo dV da equação (3) zera, fornecendo um trabalho igual a zero.

$$W = 0 \quad (7)$$

3.2.4.4 Processo adiabático

Para um processo adiabático e reversível, $dQ = 0$, logo a primeira lei pode ser escrita da seguinte forma:

$$dW = dU \quad (8)$$

- Sabendo que: 1) $dW = -PdV$;
 2) $dU = CvdT$;
 3) $P = (RT)/V$.

A equação 7 pode ser escrita dessa maneira:

$$\frac{dT}{T} = -\frac{R}{C_v} \frac{dV}{V} \quad (9)$$

Sabendo que $R = C_p - C_v$, o coeficiente de expansão adiabático (k) pode ser definido como $k \equiv C_p/C_v$ e integrando a equação 9, chega-se nas seguintes relações para um processo adiabático:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{k-1} \quad (10)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_1}{P_2}\right)^{\frac{1-k}{k}} \quad (11)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{V_1}{V_2}\right)^k \quad (12)$$

A partir das relações acima podemos definir o trabalho de um processo adiabático fazendo a integração de $dW = CvdT$ resultando em:

$$W = \frac{RT_2 - RT_1}{k - 1} = \frac{P_2V_2 - P_1V_1}{k - 1} \quad (13)$$

Ao combinar a equação 13 e 12 o trabalho de um processo adiabático é representado pela seguinte equação:

$$W = RT_1 \frac{k}{k - 1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (14)$$

3.2.4.5 Processo politrópico

O processo politrópico é um processo intermediário entre o processo adiabático e um processo isotérmico e o equacionamento se dá por equações empíricas apresentando versatilidade para representar um processo de compressão. Os equacionamentos são análogos as equações 10, 11 e 12:

$$PV^n = \text{constante} \quad (15)$$

$$TV^{n-1} = \text{constante} \quad (16)$$

$$TP^{\frac{1-n}{n}} = \text{constante} \quad (17)$$

Por sua vez, o trabalho de um processo politrópico também é análogo a equação 14 e é dada por:

$$W = RT_1 \frac{n}{n-1} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right] \quad (18)$$

3.3 Análise da água

O conhecimento das características físico-químicas e bacteriológicas da água define quais tratamentos serão feitos para se atingir os parâmetros adequados para cada utilização (potável, uso industrial, irrigação, efluentes etc). Dessa forma, a água pode ser analisada em três parâmetros: físico, químico e biológico GAUTO; ROSA, (2011).

- Parâmetros Físicos – Turbidez, Cor, Sabor/Odor e Condutividade Elétrica.
- Parâmetros Químicos – Alcalinidade da Água, Matéria Orgânica, Dureza, Ferro e Manganês, Sólidos Totais Dissolvidos (Cloretos, Sulfatos, Etc.), Oxigênio Dissolvido, Demanda de Oxigênio, Acidez e PH.
- Parâmetros Biológicos – Pesquisa de Coliformes.

Tendo em vistas esses parâmetros, dependendo da finalidade do uso da água as condições desses são diferentes. Em perspectiva industrial, a água utilizada, dependendo do processo, necessita de pureza e parâmetros diferentes dos alcançados durante o tratamento de água potável convencional. Isso porque alguns sais causam problemas na indústria, tais como depósitos nas tubulações, contaminação dos produtos e corrosão. Sais de cálcio e magnésio, por exemplo, geram incrustações em tubulações. O íon cloreto é responsável por destruir películas protetoras, gerando corrosão de equipamentos e instalações (GENTIL,1998). Dessa forma, muitas vezes após a passagem da água em uma ETA convencional são necessários alguns processos mais rigorosos, como por exemplo, abrandamento, desmineralização, microfiltração e retirada de carga elétrica.

3.4 Processo de Desmineralização

O processo utilizado para a obtenção de água pura, sem sais dissolvidos é o da permutação iônica, onde íons dissolvidos na água entram em contato com determinadas substâncias sólidas, insolúveis em água, as quais são responsáveis pela permutação dos íons na água. O tratamento de permutação iônica que emprega o uso das resinas trocadoras catiônicas e aniônicas é denominado desmineralização. Neste tratamento temos a substituição dos íons catiônicos (Ca, Mg, Na) por íons hidrogênio e dos íons aniônicos (Cloretos, Sulfatos, Carbonatos, Sílica, Bicarbonatos, Gás Carbônico e Nitratos) por íons hidroxila (PORTAL TRATAMENTO DE ÁGUA, 2017). Deste modo, elimina-se parte dos sais presentes na água, tornando-a equivalente à água destilada, eliminando o problema de incrustações, cristalizações e corrosões. Assim, a desmineralização é um processo em que se removem os sais minerais da água mediante troca iônica e somente as substâncias que se ionizam na água podem ser removidas através dessas resinas.

3.5 Corrosão

A água, quimicamente pura, é constituída por moléculas de H₂O e todas as outras substâncias presentes, dissolvidas ou em suspensão, podem ser consideradas impurezas como: sais, ácidos, bases e gases dissolvidos, material em suspensão e microrganismos. As impurezas podem ocasionar deterioração dos equipamentos e tubulações, onde há circulação de água (Gentil, 1998).

Entre os contaminantes ou impurezas mais frequentes, têm-se:

- Sais dissolvidos – Cloretos de sódio/ferro/magnésio, carbonato de sódio e bicarbonatos de cálcio/magnésio/ferro;
- Gases dissolvidos – Oxigênio, nitrogênio, gás sulfídrico, óxidos de enxofre, amônia, cloro e gás carbônico;
- Matéria orgânica;
- Sólidos suspenso.

Dentre esses contaminantes, o que mais pode influenciar negativamente na taxa de corrosão em processo onde há corrente de água em equipamentos metálicos, é os sais dissolvidos. Os sais dissolvidos podem agir acelerando a velocidade do processo corrosivos, os mais comuns são os cloretos, sulfatos, bicarbonatos e sais oxidante. O processo corrosivo que os cloretos de sódio/magnésio/ferro proporcionam decorrem do fato de esses sais serem

eletrólitos fortes, com isso, ocorre um aumento da condutividade elétrica que é fundamental no mecanismo eletroquímico de corrosão (Gentil, 1998). A Figura 4 ilustra a corrosão gerada por cloretos em uma tubulação.

Figura 4 – Corrosão em tubulação



Fonte: ASSEMAE (2018).

3.6 Resfriamento da água

Como visto anteriormente, a água tem papel importante na eficiência de compressão de gases em compressores equipados com *intercoolers*. A água utilizada no resfriamento das correntes de ar comprimido absorve parte da energia térmica liberada, saindo dos *intercoolers* em temperaturas mais elevadas. A elevação de temperatura da água de resfriamento inviabiliza o seu reuso direto, uma vez que a troca térmica tende a cessar conforme a diferença de temperatura entre os fluidos diminui.

Portanto, para implementar um sistema de reuso de água sem comprometer a eficiência do processo de compressão e a integridade dos equipamentos, é necessário garantir que a temperatura da água de resfriamento esteja nas condições adequadas do processo e de especificação dos compressores. Essa condição pode ser atingida por meio de uma etapa adicional de resfriamento da água, antes da mesma retornar aos compressores.

3.6.1 Processos de resfriamento

Os processos de resfriamento da água geralmente envolvem a sua exposição ao ar ambiente. A transferência de calor nesses processos envolve tanto a transferência de calor latente pela vaporização de parte da água, como também a transferência de calor sensível em decorrência da diferença de temperatura entre a água e o ar. Nesses processos, estima-se que 80 % do calor transferido esteja na forma de calor latente e 20 % como calor sensível (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008). Alguns processos são mais lentos, como o resfriamento da

superfície da água utilizando lagoas, enquanto que outros são mais rápidos, como o processo de atomização da água presente nas torres de resfriamento.

3.7 Torres de resfriamento

As torres de resfriamento são equipamentos utilizados para a transferência de calor de fluidos de processo, geralmente a água, para a atmosfera. A grande maioria desses equipamentos tem como fenômeno principal o processo de evaporação, no qual a água (fluido quente) tem uma pequena parte da corrente líquida evaporada para a corrente de ar que flui pelo interior da torre, removendo calor latente, além de calor sensível, da corrente que permanece líquida. O resultado é o resfriamento da água e o aquecimento e umidificação do ar na saída da torre (MULYANDASARI, 2011).

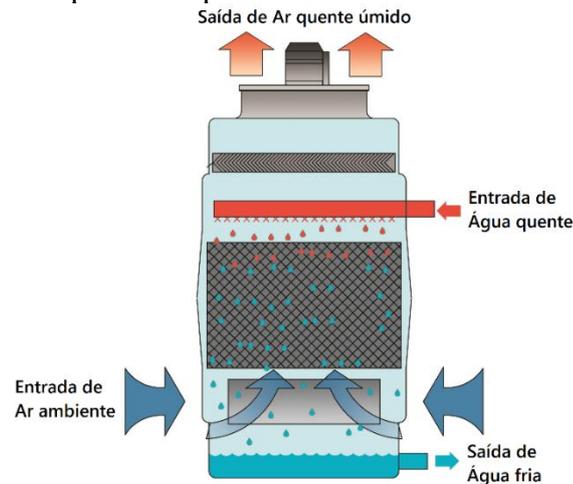
3.7.1 Tipos de torres de resfriamentos

As torres de resfriamento podem ser classificadas por diferentes critérios, entre eles, o processo de troca térmica empregado, tipo de força motriz na ventilação do ar e o sentido de escoamento dos fluidos.

Processo de troca térmica:

- Resfriamento evaporativo: o processo de resfriamento ocorre por meio da transferência de calor e massa devido ao contato direto entre a água e o ar. Esse contato ocorre nos recheios, que são estruturas com elevadas áreas superficiais e são responsáveis por propiciar um elevado grau de contato entre os fluidos, favorecendo a troca térmica. Conforme a água desce pelo recheio e entra em contato com o ar em escoamento, a água tem sua temperatura reduzida, enquanto que o ar tem sua temperatura e umidade elevada conforme sobe a coluna. Esse tipo de resfriamento possui alta eficiência de troca térmica (SILVA, 2015) e é largamente empregado na indústria química analisada.

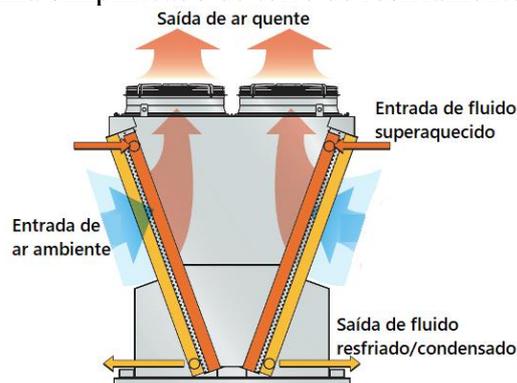
Figura 5 – Esquema simplificado de torre de resfriamento evaporativo.



Fonte: Adaptado de Evapco, Inc. (2022).

- Resfriamento não evaporativo: o fluido quente escoar no interior de tubos dispostos pela torre, enquanto o ar escoar externamente. Nesse processo pode ocorrer a transferência de calor sensível e latente entre os fluidos, porém não é possível a transferência de massa, visto que o fluido quente se encontra no interior de tubos. Esse processo é utilizado em situações onde o fluido quente possui elevadas temperaturas ou quando a disponibilidade de água é um problema grave, como ocorre em regiões áridas (COAN, 2015).

Figura 6 – Esquema simplificado de torre de resfriamento não evaporativo.

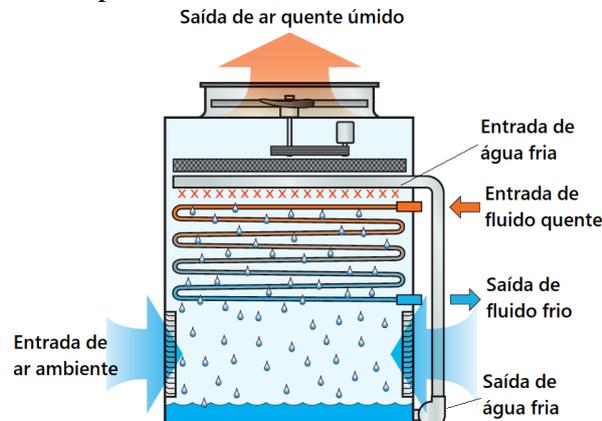


Fonte: Adaptado de Evapco, Inc. (2022).

- Resfriamento com fluido refrigerante: nesse processo ocorre uma combinação dos dois processos citados anteriormente. O fluido quente escoar internamente aos tubos, enquanto o ar escoar externamente e a água fria, que é o fluido refrigerante, é atomizada sobre os tubos (SILVA, 2015). Dessa forma, ocorre tanto a transferência de calor sensível, quanto de calor latente, com a vantagem de não ocorrer a perda de parte do

fluido quente, pois não há transferência de massa. Outra vantagem é a ausência de contato entre o fluido quente e o meio externo.

Figura 7 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com fluido refrigerante

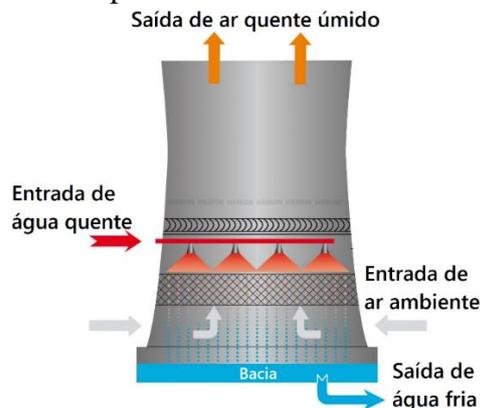


Fonte: Adaptado de Evapco, Inc. (2022).

Tipo de força motriz na circulação do ar:

- Circulação natural: as torres hiperbólicas são exemplos de torres com circulação natural, nesse tipo de torre o escoamento ascendente do ar ocorre por diferença de densidade entre o ar quente no interior da torre e o ar ambiente no exterior. Conforme a corrente de água quente desce pelo recheio, o ar no interior da torre é aquecido e tem sua densidade reduzida. O ar então tende a subir por diferença de densidade com o ar externo até a saída superior da torre. Uma zona de baixa pressão se forma na base da torre, favorecendo a entrada de uma nova corrente de ar, dando continuidade ao processo (SILVA, 2015). Esse tipo de torre é construído em formato hiperbólico e devido a dependência de forças naturais são menos eficientes e construídas em tamanhos muito superiores a outros tipos de torre, o que representa um custo de aquisição bastante elevado (COAN, 2015).

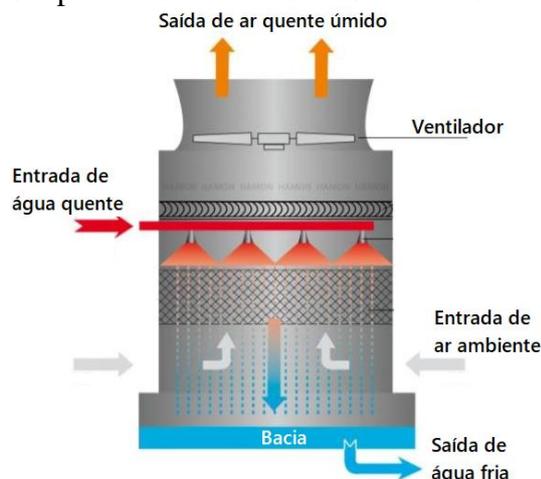
Figura 8 – Esquema simplificado de torre de resfriamento hiperbólica.



Fonte: Adaptado de Hamon Group (2018).

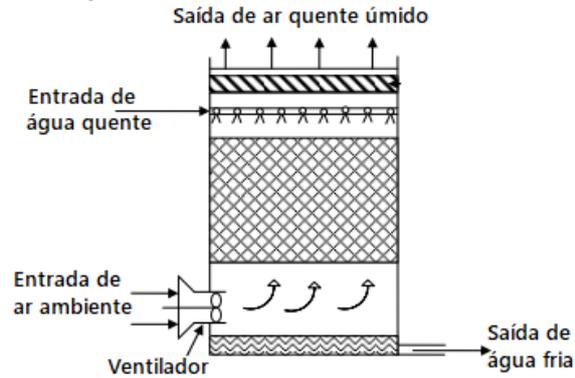
- Ventilação mecânica: o que caracteriza esse tipo de torre é a presença de um ventilador para realizar a aspiração do ar. A depender da posição do ventilador as torres podem ainda ser classificadas como ventilação induzida ou ventilação forçada. Na ventilação induzida o ventilador se localiza na saída da torre (topo), aspirando o ar quente e úmido do interior para fora da torre. Esse tipo de ventilação promove a entrada do ar em baixas velocidades e a saída do ar úmido em altas velocidades, o que gera uma elevada dispersão do ar úmido na atmosfera e reduz as chances de recirculação desse ar de volta para a entrada da torre (MULYANDASARI, 2011). Como desvantagens da ventilação induzida estão a dificuldade de acesso ao ventilador para manutenção e a maior susceptibilidade a corrosão devido ao contato das hélices com ar quente e úmido. Já na ventilação forçada há a presença de um ou mais ventiladores localizados na entrada de ar da torre (base), o que facilita o acesso a esses ventiladores para manutenção. O ventilador aspira o ar externo horizontalmente para o interior da torre em altas velocidades, que passa a escoar verticalmente no interior da torre, apresentando um escoamento desordenado. Devido à perda de carga gerada pelo recheio da torre no escoamento do ar, a velocidade de saída do ar na torre é baixa, o que pode ocasionar problemas de recirculação de ar úmido na entrada da torre (COAN, 2015). Esse tipo de ventilação apresenta vibração e ruído mínimo, visto que o ventilador aspira ar ambiente geralmente seco, o que também evita problemas de corrosão (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008).

Figura 9 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com ventilação induzida.



Fonte: Adaptado de Hamon Group (2018).

Figura 10 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com ventilação forçada.

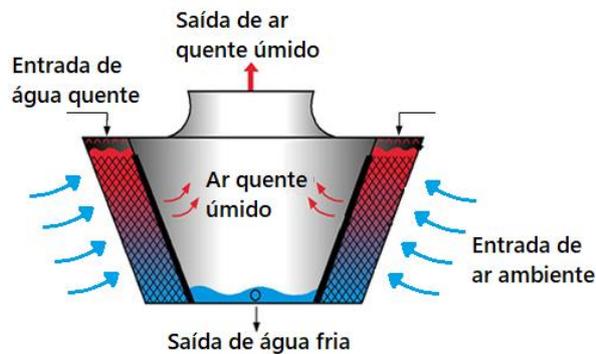


Fonte: Adaptado de EduRev, Inc. (2022).

Sentido de escoamento:

- Fluxo cruzado: nessa configuração, o ar escoia perpendicular ao fluxo da água. O ar entra horizontalmente pelas venezianas laterais da torre até o recheio, por onde desce a água que foi aspergida no topo da torre. Após a troca térmica, o ar sobe pela parte central da torre. Essa configuração oferece menor resistência ao escoamento do ar, exigindo menor potência do ventilador, porém há maior risco de recirculação de ar úmido (SAMPAIO, 2013).

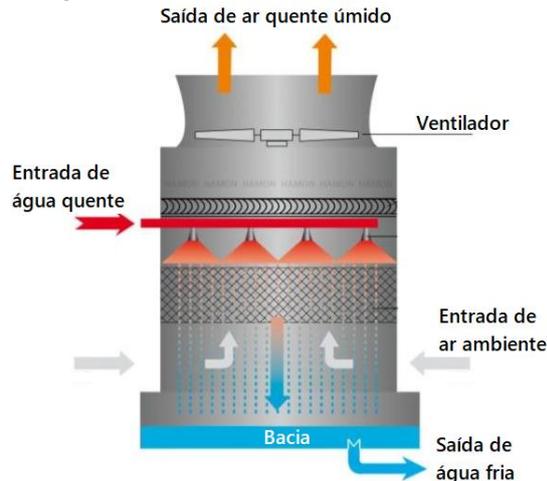
Figura 11 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com fluxo cruzado.



Fonte: Adaptado de Evapco, Inc. (2022).

- Fluxo contracorrente: nesse tipo de fluxo, o ar e a água escoam em sentidos contrários. A água é aspergida no topo da torre e desce por gravidade, enquanto o ar entra na base da torre e apresenta movimento ascendente gerado pelo ventilador. Esse tipo de fluxo apresenta alta eficiência de resfriamento devido ao melhor contato entre os fluidos no recheio, porém apresenta também maior perda de carga no fluxo de ar e, conseqüentemente, maior gasto energético nos ventiladores (SILVA, 2015).

Figura 12 – Esquema simplificado de torre de resfriamento com fluxo contracorrente.



Fonte: Adaptado de Hamon Group (2018).

3.8 Estruturas da torre de resfriamento

3.8.1 Recheio

O recheio das torres de resfriamento é uma parte essencial no seu funcionamento. Ele possui como objetivo principal, promover maior contato entre as correntes de líquido e gás na torre, de forma a aumentar a troca de calor e massa. Os recheios geralmente possuem elevada área superficial para que os fluídos tenham um maior contato entre si e por um período de tempo maior enquanto escoam pela torre (SILVA, 2015). Os recheios podem ser construídos de diferentes materiais e conformações, o que leva a diferentes tipos de escoamento, como escoamento contracorrente, escoamento cruzado, paralelo, vertical, entre outros.

Geralmente, os diferentes tipos de recheios são agrupados em dois grupos, os recheios de respingo e os recheios de filme. Os recheios de respingo (Figura 13) são mais simples e menos eficientes, visto que correspondem a obstáculos horizontais dispostos transversalmente ao fluxo de água. A colisão do fluxo de água com os obstáculos devidamente espaçados gera pequenas gotículas de água, que trocarão calor e massa com o ar. Já os recheios de filme (Figura 14) correspondem a estruturas com elevada área superficial, que distribuem o fluxo de água pelo recheio na forma de finas camadas líquidas e permitem um maior tempo de contato entre os fluidos, sendo considerado o mais eficiente (SILVA, 2015).

Figura 13 – Recheio de respingo modelo Kelly Bar.



Fonte: Brentwood Industries, Inc. (2022)

Figura 14 – Recheio de filme modelo Brentwood Accu-Pak CF1900.



Fonte: Brentwood Industries, Inc. (2022)

3.8.2 Distribuidor de água

Os distribuidores de água na torre se localizam abaixo dos eliminadores de gotas e sobre o recheio. Sua principal função é distribuir a água aquecida advinda do processo sobre todo o recheio, de forma a evitar a formação de caminhos preferenciais. Eles podem ser do tipo pressurizado, no qual bicos aspersores realizam a atomização da água de forma eficiente, ou do tipo gotejamento, no qual água é gotejada por gravidade das canaletas que atravessam a parte superior da torre (COAN, 2015).

3.8.3 Eliminador de gotas

Os eliminadores de gotas tem a função de reduzir a porção de água arrastada para fora da torre de resfriamento. Eles são construídos em formatos que causam uma brusca mudança de direção no escoamento do ar úmido, de forma que a água arrastada se separe do ar e escorra de volta para dentro da torre (MULYANDASARI, 2011).

3.8.4 Outras estruturas

A bacia da torre corresponde a estrutura que coleta a água após sua passagem pelo recheio e atua como estrutura de fundação da torre (MULYANDASARI, 2011). Já as venezianas são as aberturas presentes nas laterais da torre de resfriamento, por onde a nova corrente de ar é admitida na torre. No escoamento contracorrente, as venezianas se encontram nas laterais abaixo do recheio, enquanto que no escoamento cruzado estão presentes nas laterais ao longo do recheio.

3.8.5 Ventilador

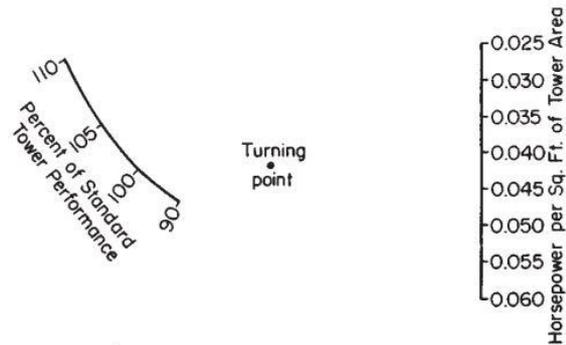
Os ventiladores das torres de resfriamento são projetados para mover grandes volumes de ar de forma eficiente, com menor vibração possível. O tipo de ventilador comumente empregado nas torres de resfriamento são os ventiladores axiais (COAN, 2015). Eles possuem custo relativamente baixo, são capazes de mover grandes quantidade de ar à baixas pressões estáticas e podem ser utilizados em torres de diferentes dimensões.

É comum encontrar faixas de velocidade do ar em recheios de torres de resfriamento com ventilação induzida e escoamento contracorrente variando de 1 a 2 m/s segundo Goswami (2004), enquanto que na entrada da torre e na saída do ventilador, podem ser observadas velocidades da ordem 3,5 e 10 m/s, respectivamente (SPX COOLING TECHNOLOGIES, 2016; PERRY, GREEN, MALONEY, 2008).

A estimativa preliminar da potência consumida no ventilador das torres de resfriamento de fluxo contracorrente e ventilação induzida pode ser realizada pelo método apresentado por Perry, Green e Maloney (2008), utilizando a Figura 15. A potência consumida por área de torre é obtida ao traçar uma linha reta que liga a porcentagem do desempenho de projeto da torre e o Turning point, estendendo a linha até o eixo da potência. Sabendo-se somente a área da torre é possível estimar a potência consumida no ventilador (P_c). Esse método é útil apenas para estimativas preliminares, visto que não considera outras variáveis, como características do ventilador, do escoamento, e perda de carga no recheio.

Uma outra estimativa pode ser realizada pela “regra de dedão” apresentada por Evans (1980), na qual 1 kW de potência consumida no ventilador é requerida para cada 18216,44 m³/h de ar.

Figura 15 – Potência consumida por área de torre, com escoamento contracorrente e ventilação induzida.



Fonte: Perry, Green e Maloney (2008).

Através da Equação 19, pode-se determinar a potência elétrica, P_e (kW) consumida pelo motor do ventilador, se a eficiência (ef) do mesmo for conhecida. Já o custo da operação do ventilador, C (R\$) pode ser obtido pela Equação 20, onde t é o tempo de operação (h) e T a tarifa da energia elétrica (R\$/kWh).

$$ef = \frac{P_c}{P_e} \quad (19)$$

$$C = P_e \cdot t \cdot T \quad (20)$$

3.9 Conceitos importantes

3.9.1 Temperatura de bulbo úmido

Segundo Perry, Green e Maloney (2008), a temperatura de bulbo úmido pode ser definida como a temperatura de equilíbrio dinâmico atingida por uma superfície líquida, quando a taxa de transferência de calor convectivo para a superfície se iguala à taxa de transferência de calor latente partindo da superfície. A temperatura de bulbo úmido pode ser obtida por meio de cartas psicrométricas, conhecendo-se no mínimo duas informações presentes na carta, como a umidade relativa e a temperatura de bulbo seco, por exemplo. Uma forma mais prática é o uso de correlações empíricas que apresentam boas aproximações dos resultados, como a Equação 21 apresentada por Stull (2011).

$$T_w = T \cdot \text{atan} \left[0,151977(\text{UR}\% + 8,313659)^{\frac{1}{2}} \right] + \text{atan}(T + \text{UR}\%) - \text{atan}(\text{UR}\% - 1,676331) + 0,00391838(\text{UR}\%)^{\frac{3}{2}} \cdot \text{atan}(0,023101 \cdot \text{UR}\%) - 4,686035 \quad (21)$$

T_w = temperatura de bulbo úmido do ar (°C)

T = temperatura de bulbo seco do ar (°C)

$\text{UR}\%$ = umidade relativa do ar (%)

Essa equação foi desenvolvida para pressão atmosférica de 1 atm, porém ainda apresenta bons resultados para pressões não muito distantes desse valor. A equação é dependente da temperatura de bulbo seco e da umidade relativa do ar, variáveis que podem ser facilmente obtidas por meio de termômetros e higrômetros instalados no local onde se desejam obter a temperatura de bulbo úmido. A Equação 21 apresenta erro médio absoluto de 0,28 °C e porcentagem de variação na resposta explicada pelo modelo (R^2) de 99,95% (STULL, 2011).

Em uma torre de resfriamento, a remoção de calor da água depende da temperatura e do teor de umidade do ar, sendo a temperatura de bulbo úmido a temperatura mínima ideal que a água de torre pode atingir após ser resfriada. Na prática, isso não ocorre, pois é impossível que toda a água escoando do topo ao fundo da torre entre em contato com o ar fresco nas condições de entrada (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008).

3.9.2 Approach

Como na prática é impossível que toda a água escoando na torre atinja a temperatura de bulbo úmido na saída, surge o conceito de approach (aproximação), que é a diferença entre a mínima temperatura real que a água pode atingir na saída da torre e a mínima temperatura ideal (temperatura de bulbo úmido do ar). Portanto, quanto mais próximo de zero for o approach, mais eficiente será a torre. Torres de resfriamento em geral apresentam um valor mínimo de approach de 2,8 °C (COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, 2014).

3.9.3 Água de reposição

Conforme foi dito anteriormente, as torres de resfriamento evaporativo apresentam uma perda de parte da água de resfriamento. Isso pode acontecer de três formas diferentes e que podem se somar. A perda por evaporação, por arraste e pela purga. A perda por evaporação ocorre devido ao princípio de funcionamento desse tipo de torre já comentado no tópico 3.7. A perda por arraste ocorre quando pequenas gotículas de água são arrastadas da corrente líquida para corrente gasosa, principalmente quando esta última possui alta velocidade. Já a purga é a remoção periódica de parte da água de resfriamento para o controle da concentração de sólidos dissolvidos no sistema.

Na tentativa de manter a vazão de água circulante no sistema constante, faz-se periodicamente a reposição da água perdida. A água de reposição pode ser estimada pela soma de todas as perdas de água no sistema da torre de resfriamento conforme Equação 22. A perda

por evaporação pode ser estimada pela Equação 23, apresentada por Perry, Green e Maloney (2008).

A perda por arraste é dependente do modelo do eliminador de gotas, variando geralmente entre 0,1 e 0,2 % da vazão da corrente líquida circulante na torre (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008).

$$A_r = A_e + A_a + A_p \quad (22)$$

$$A_e = 0,00085 \cdot Q(T_1 - T_2) \quad (23)$$

A_r = Vazão de água de reposição - gpm

A_e = Vazão de água evaporada - gpm

A_a = Vazão de água arrastada – gpm

A_p = Vazão de água purgada – gpm

Q = vazão de água circulante no sistema – gpm

T_1 e T_2 = temperatura de entrada e saída da água na torre, respectivamente - ° F

3.9.4 Tratamento da água de torre

A faixa habitual de temperatura de operação (30 a 40 °C) e o ambiente úmido das torres, tornam esse equipamento um ambiente propício à proliferação de micro-organismos. Esses micro-organismos são responsáveis pela formação de biofilmes que podem deteriorar o equipamento. Entre as principais consequências estão a obstrução dos recheios e tubulações, o que prejudica a eficiência de troca térmica na torre (SILVA, 2015).

O tratamento da água pode ser realizado por meio da adição de biocidas e biodispersantes ao se constatar a proliferação de micro-organismos como a Legionella, um grupo de bactérias. Os biocidas são químicos oxidantes ou não-oxidantes que controlam a população dos micro-organismos, já os biodispersantes auxiliam na penetração do biofilme (SILVA, 2015).

3.9.5 Parâmetro Característica da Torre e Curva de demanda

Para avaliar o processo de transferência de calor em uma torre de resfriamento, o equacionamento desenvolvido por Merkel é frequentemente utilizado (Equação 24). A teoria por trás dos equacionamentos se baseia na diferença de entalpia potencial como força motriz, assumindo que cada partícula de água está envolta por uma película de ar, e a diferença de entalpia entre a película e o ar circundante fornece a força motriz para o processo de

resfriamento (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008). O lado direito da Equação 24 é dependente somente das condições de operação da torre, como as propriedades do ar e da água em escoamento, sendo independente das dimensões da torre e do recheio. Já o lado esquerdo corresponde à Característica da Torre, um coeficiente adimensional que relaciona variáveis e capacidade de uma torre de resfriamento. Apesar de ter sido proposta em 1925 por Merkel, até hoje essa equação é frequentemente utilizada para avaliar o grau de dificuldade ou a demanda de resfriamento para uma condição de operação em torres de resfriamento.

A plotagem de KaV/L para diferentes razões entre fluxo líquido e fluxo gás na torre (L/G) representa a chamada curva de demanda de resfriamento na torre. Fazendo uma analogia aos sistemas de bombeamento hidráulico, a curva de demanda da torre corresponderia a curva do sistema de bombeamento.

$$\frac{KaV}{L} = \int_{T_s}^{T_e} \frac{C_L dT}{h' - h} \quad (24)$$

K = coeficiente de transferência de massa - lb água/(h·ft²);

a = área de contato interfacial – ft²/ft³;

V = volume de recheio por área plana - ft³/ft²;

L = fluxo de água - lb/(h·ft²);

G = fluxo de gás - lb/(h·ft²);

h' = entalpia de ar saturado na temperatura da água, - Btu/lb ar seco;

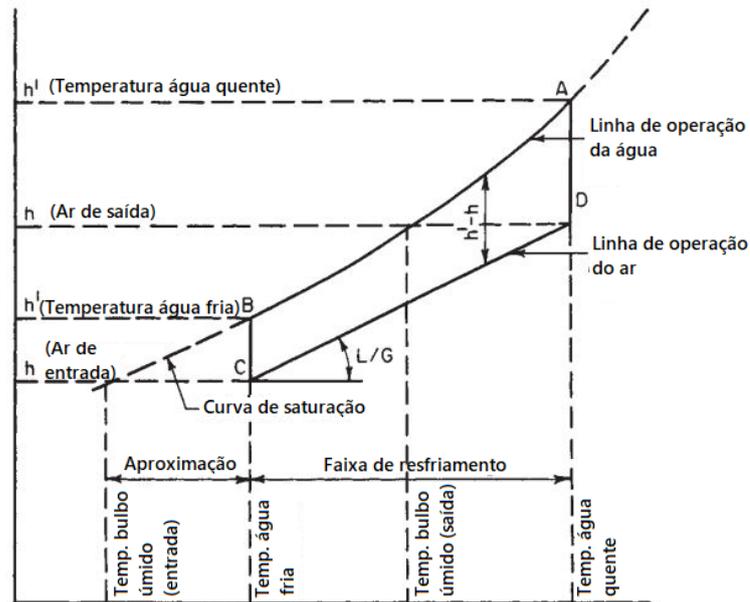
h = entalpia da corrente de ar na temperatura de bulbo úmido – Btu/lb ar seco;

T_e e T_s = temperatura de entrada e saída da água, respectivamente - ° F;

C_L = Calor específico da água - Btu/(lb·°F).

A Figura 16 ilustra bem as diferenças de entalpia potencial entre o ar e a água em uma torre com escoamento contracorrente e é extremamente importante o seu entendimento para a realização dos cálculos usando a Equação 24.

Figura 16 – Balanço de energia de uma torre de resfriamento.



Fonte: Adaptado de Perry, Green e Maloney (2008).

A linha AB mostra o funcionamento da linha de operação da água, sendo delimitada pelas temperaturas de entrada (A) e saída (B) da água de torre. A linha de operação do ar começa em C (entrada do ar), verticalmente abaixo de B, com uma entalpia correspondente à da temperatura de bulbo úmido de entrada e termina em D (saída do ar). A linha BC representa a força motriz inicial ($h' - h$). A razão entre as taxas líquido-gás (L/G) corresponde à inclinação da linha de operação do ar. A faixa de resfriamento da água é o comprimento projetado da linha CD na escala de temperatura. As coordenadas do gráfico referem-se diretamente à temperatura e entalpia de qualquer ponto da linha de operação de água, mas no caso da linha de operação do ar referem-se diretamente apenas à entalpia. Para encontrar a temperatura de bulbo úmido correspondente de qualquer ponto em CD, é necessário projetar o ponto horizontalmente para a linha AB e, em seguida, verticalmente para a coordenada de temperatura. A integral da Equação 24 é representada pela área ABCD na Figura 16, e o seu valor corresponde ao KaV/L (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008). A integração numérica da Equação 24 pode ser realizada pelo método de Chebyshev, resultando na Equação 25, que considera quatro pontos distintos ao longo da torre, além da entrada e saída, para o cálculo do KaV/L . O calor específico da água pode ser considerado aproximadamente constante e igual a 1 Btu/lb.°F.

$$\frac{KaV}{L} = \int_{Ts}^{Te} \frac{C_L dT}{h' - h} \cong \frac{(Te - Ts)}{4} \left(\frac{1}{\Delta h_1} + \frac{1}{\Delta h_2} + \frac{1}{\Delta h_3} + \frac{1}{\Delta h_4} \right) \quad (25)$$

$$T1 = Ts + 0,1(Te - Ts) \quad (26)$$

$$T2 = Ts + 0,4(Te - Ts) \quad (27)$$

$$T3 = Te - 0,4(Te - Ts) \quad (28)$$

$$T4 = Te - 0,1(Te - Ts) \quad (29)$$

$$\Delta h1 = h'1 - h1 ; h'1 \text{ avaliado em } T1; \quad (30)$$

$$\Delta h2 = h'2 - h2 ; h'2 \text{ avaliado em } T2; \quad (31)$$

$$\Delta h3 = h'3 - h3 ; h'3 \text{ avaliado em } T3; \quad (32)$$

$$\Delta h4 = h'4 - h4 ; h'4 \text{ avaliado em } T4; \quad (33)$$

A obtenção de h' , nas temperaturas indicadas pelas Equações 26 a 29 pode ser feita através da Tabela 12-1 de propriedades termodinâmicas do ar úmido no livro, *Perry's Chemical Engineers' Handbook* de Perry, Green e Maloney (2008). O valor da entalpia do ar na entrada da torre (h_e) pode ser obtido pela mesma tabela, na temperatura de bulbo úmido do ar de entrada. Quando não se sabe a temperatura de bulbo úmido do ar na saída, o valor de h_s pode ser obtido pela relação entre a inclinação (L/G) da linha de operação do ar (segmento CD da Figura 16), a diferença de temperatura da água de entrada e de saída (faixa de resfriamento) e a entalpia do ar de entrada (h_e), conforme Equação 34 e ilustrado na Figura 16. A determinação de h nas outras temperaturas se utiliza da mesma relação, conforme Equações 35 a 38.

$$\frac{L}{G} = \frac{h_s - h_e}{T_e - T_s} = \frac{\Delta h}{\Delta T} \quad (34)$$

$$h1 = h_e + 0,1\left(\frac{L}{G}\right)(T_e - T_s) \quad (35)$$

$$h2 = h_e + 0,4\left(\frac{L}{G}\right)(T_e - T_s) \quad (36)$$

$$h3 = h_s - 0,4\left(\frac{L}{G}\right)(T_e - T_s) \quad (37)$$

$$h4 = h_s - 0,1\left(\frac{L}{G}\right)(T_e - T_s) \quad (38)$$

Com base no equacionamento apresentado até aqui, é possível plotar a curva de demanda de resfriamento do sistema para uma determinada condição de operação, que relaciona diferentes valores de KaV/L em função da razão L/G .

3.9.6 Curva característica da torre

A curva característica de uma torre está intimamente ligada ao desempenho de resfriamento da torre fornecido pelo recheio, podendo ser determinada por meio de dados experimentais obtidos em ensaios laboratoriais. Os dados obtidos podem então ser regredidos para se obter modelos que representem a curva característica da torre com um recheio específico. O modelo mais conhecido para essa curva é representado pela Equação 39, apresentada por Lichtenstein (1943), que relaciona o KaV/L de projeto da torre em função de

L/G e de constantes relacionadas ao recheio. O expoente n apresenta valor médio de -0,6 para recheios comumente aplicados em indústrias (HALLETT, 1974). O produto de K por a na Equação 39 corresponde ao coeficiente de transferência de calor do recheio e o valor de V se equivale ao valor da altura do recheio (COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, 2009).

$$\frac{KaV}{L} = C\left(\frac{L}{G}\right)^n \quad (39)$$

Correlações que incluem mais variáveis de processo têm surgido na tentativa de representar com melhor precisão o desempenho dos diferentes tipos de recheios. O *Electric Power Research Institute* (EPRI) avaliou diferentes recheios comerciais em 1990, obtendo algumas correlações capazes de prever o desempenho desses recheios em diferentes condições. Dentre elas, está a correlação representada pela Equação 40, em que o parâmetro Ka/L (1/ft) é dependente dos fluxos líquido (L) e gás (G) na torre, da temperatura de entrada da água (Te), da altura do recheio (V) e das constantes específicas de cada recheio, C , n_1 , n_2 , n_3 e n_4 . Nessa correlação as variáveis se encontram na forma adimensional, representado pelo sobrescrito $+$, visto que elas estão divididas por valores de referências conforme Equações 41 a 44. A constante C possui dimensão 1/ft, enquanto que as outras constantes também são adimensionais. Essa correlação, a depender do recheio, pode apresentar um R^2 de até 0,99, o que indica ser um ótimo modelo.

$$\frac{Ka}{L} = C(L^+)^{n_1}(G^+)^{n_2}(Te^+)^{n_3}(V^+)^{n_4} \quad (40)$$

$$(L^+) = \frac{L}{L_0}; L_0 = 2500 \frac{lb}{h.ft^2} \quad (41)$$

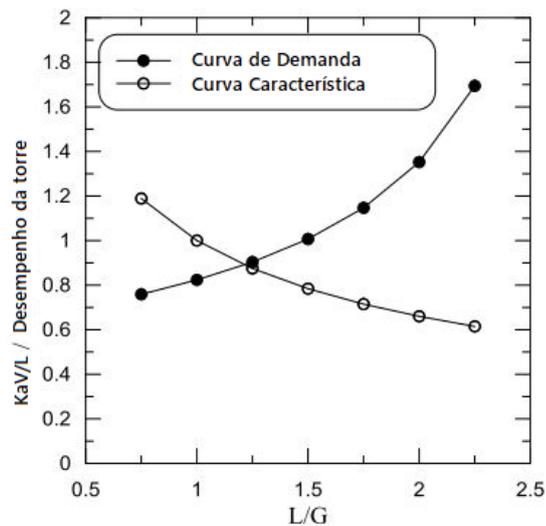
$$(G^+) = \frac{G}{G_0}; G_0 = 2500 \frac{lb}{h.ft^2} \quad (42)$$

$$(Te^+) = \frac{Te}{Te_0}; Te_0 = 110 \text{ } ^\circ F \quad (43)$$

$$(V^+) = \frac{V}{V_0}; V_0 = 6 \text{ } ft \quad (44)$$

O dimensionamento de uma torre de resfriamento é determinado pela interseção da curva de demanda com a curva característica da torre, que retorna o valor de KaV/L e L/G de projeto (COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE, 2009). A Figura 17 ilustra um ponto de operação.

Figura 17 – Representação da curva de demanda e curva característica.



Fonte: Adaptado de Khalifa (2015).

3.10 Custo de compra

3.10.1 Torres de resfriamento

A estimativa do custo de compra de torres de resfriamento pode ser realizada pelo modelo apresentado por Kim et. al. (2000). O modelo é dependente das condições de operação da torre, conforme Equação 45, onde F é o fator de anualização do custo, \dot{m} a vazão mássica de água na torre (t/h), V a variação de temperatura da água na torre ($^{\circ}\text{C}$), A_p o *Approach* ($^{\circ}\text{C}$) e T_w a temperatura de bulbo úmido ($^{\circ}\text{C}$). C_c é o custo de compra de torres de resfriamento em euro.

$$C_c = F \cdot \dot{m} \cdot 148,05(3,67 \cdot \dot{m})^{0,79} \cdot (0,12 \cdot V)^{0,57} \cdot (0,18 \cdot A_p)^{-0,9924} \cdot (0,022 \cdot T_w + 0,39)^{2,441} \quad (45)$$

Os dados de custo utilizados por Kim et. al. (2000) para obter esse modelo são oriundos do trabalho de Garrett (1989). Portanto, o resultado do modelo deve ser corrigido temporalmente, utilizando algum índice adequado, como o índice CEPCI, por exemplo.

3.10.2 Sistemas de bombeamento

O custo de um sistema de bombeamento pode ser definido a partir do modelo de Peters; Timmerhaus (1991). O modelo é uma leitura gráfica onde a partir do fator de capacidade, multiplicando vazão pela altura manométrica, pode estimar o valor da bomba e o motor.

Como o modelo foi desenvolvido em 1990, ocorre uma correção do valor no tempo, normalmente se usa o índice CEPCI. A Figura 18 abaixo ilustra apresenta o gráfico do modelo.

Figura 18 – Modelo gráfico para estimativa do custo do sistema de bombeamento.

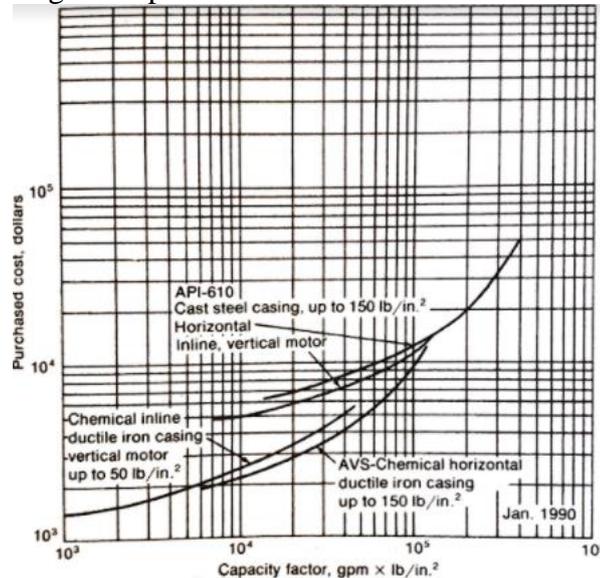


FIGURE 14-41
Cost of centrifugal pumps. Price includes motor.

Fonte: Peters e Timmerhaus (1991).

3.11 Dimensionamento de sistemas hidráulicos

3.11.1 Perda de carga

Para o estudo da hidráulica de um sistema, usa-se como base o princípio de conservação de energia para fluidos proposto por Bernoulli, que relaciona a energia de pressão, a energia cinética e a energia potencial gravitacional de uma linha de corrente em um escoamento. Porém em um sistema real, existem perdas de energia envolvendo o atrito. Dessa forma o termo de perda de carga (h_f) é adicionado ao equacionamento de Bernoulli a fim de representar o termo de perda de energia que envolve o escoamento em tubulações.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 + h_f \quad (46)$$

As perdas de carga podem ser separadas por perdas em trecho reto chamadas de perda de carga normal (h_{fn}) e perdas em acidentes chamadas de perda de carga localizada (h_{fl}) (CREMASCO, 2012).

$$h_f = h_{fn} + h_{fl} \quad (47)$$

3.11.2 Perda de carga normal

Perdas devido à rugosidade da tubulação que varia de acordo com o material, processo de fabricação da tubulação e conservação desta. Para o cálculo dessa perda de carga, utiliza-se a equação de Darcy-Weisbach:

$$h_{fn} = f \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (48)$$

Onde: f - coeficiente de atrito

L- Comprimento da tubulação

D – Diâmetro da tubulação.

Para escoamentos laminares o coeficiente de atrito f é descrito pela formula a seguir:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (49)$$

Para escoamentos turbulentos o coeficiente de atrito, f, pode ser descrito, por exemplo, pela formula de Churchill (Churchil, 1977).

$$f = 8 \cdot \left[\left(\frac{8}{Re} \right)^{12} + \frac{1}{(A+B)^{1,5}} \right]^{1/12} \quad (50)$$

$$A = 2,457 \cdot \ln \left(\frac{1}{\left(\frac{7}{Re} \right)^{0,9} + 0,27 \cdot \left(\frac{e}{D} \right)} \right)^{16} \quad (51)$$

$$B = \left(\frac{37530}{Re} \right)^{16} \quad (52)$$

Onde: e- Rugosidade absoluta

Re – Número de Reynolds.

3.11.3 Perda de carga localizada

A perda de carga localizada é a perda de carga devido aos acidentes, a formula abaixo mostra como calcular essa perda.

$$h_{fn} = K \cdot \frac{V^2}{2g} \quad (53)$$

Onde: K – coeficiente de perda

O coeficiente de perda pode é obtido experimentalmente para os diversos tipos de acidentes e geometrias. Existem muitas literaturas e tabelas que listam valores de K para os acidentes mais comuns.

3.11.4 Curva do sistema

A fim de verificar qual tipo de bomba satisfaz o objetivo de bombear determinado fluído, se faz necessário construir a curva do sistema, calculando as alturas manométricas para diferentes vazões. O equacionamento para o calcular a altura manométrica é apresentado a seguir:

$$H = \frac{P_d - P_s}{\gamma} + Z_d - Z_s + h_{fl} + h_{fn} \quad (54)$$

Onde: Pd – Pressão manométrica no reservatório de descarga

Ps – Pressão manométrica no reservatório de Sucção

Zd – Altura estática de descarga, bomba até reservatório de descarga [m]

Zs – Altura estática de sucção, reservatório de sucção até a bomba [m]

γ – Peso específico do fluído na temperatura de bombeamento [N/m³]

3.11.5 Potência consumida pela bomba

Por sua vez, após definida a bomba que satisfaça as condições de processo se faz necessário calcular a potência consumida da bomba, o equacionamento abaixo demonstra como calcular essa potência.

$$W = \frac{\rho g Q H}{\eta} \quad (55)$$

Onde: H – Altura manométrica da bomba [m]

Q – Vazão [m³/s]

ρ – Densidade [Kg/m³]

η – Eficiência, geralmente para turbo bombas é em torno de 75%

4 METODOLOGIA

4.1 Sistema de ar comprimido

Na indústria química em questão há duas unidades de utilidades. As unidades de utilidades são responsáveis pelo fornecimento de vapor de alta pressão e baixa pressão, energia, água (tratada, potável, desmineralizada, bi-desmineralizada e desaerada) e ar comprimido.

O ar comprimido gerado nas unidades de utilidades tem as seguintes finalidades para as fábricas:

- Fornecimento de ar de serviço, esse ar é o ar da descarga dos compressores e apresenta um certo teor de umidade, utilizado no uso geral dos colaboradores
- Fornecimento de ar de instrumento, esse ar é o ar de serviço que passou pelo processo de secagem, sendo utilizado na instrumentação das fábricas, como por exemplo no acionamento de atuadores pneumáticos.
- Fornecimento de O₂ para produção.

Os dois complexos de utilidades contam com 6 compressores, gerando ar comprimido para a rede. Os 6 compressores são turbo compressores de múltiplos estágios e sistema de resfriamento externo, apresentando acionamento por motores ou turbinas. Nos complexos de utilidades os compressores apresentam marcas e modelos diferente e também números de estágios de compressão diferentes. A Figura 19 ilustra um turbo compressor de múltiplos estágios.

Figura 19 – Turbo compressor de múltiplos estágios



Fonte: FSELLIOT (2022).

4.2 Cenários atuais dos sistemas de resfriamento dos compressores

Na unidade de utilidades 2 há dois compressores, onde o sistema de resfriamento desses compressores se dá por água desmineralizada ou água desclorada, dependendo do alinhamento

da operação, que após a troca térmica nos *intercoolers*, *aftercooler* e resfriadores de óleo essa água é descartada para as canaletas que encaminham a água de volta para o rio. Então nesta configuração atual do sistema de resfriamento, por um lado está alinhado as boas práticas da qualidade da água, usando uma água que passou por um processo mais rigoroso de tratamento, evitando custos recorrentes com a manutenção dos trocadores. Porém, ocorre um custo para o tratamento que está sendo desperdiçado ao enviar essa água de qualidade mais elevada de volta ao rio.

Já na unidade de utilidade 1 há quatro compressores, onde o sistema de resfriamento é por meio da água tratada e já apresenta um circuito fechado, sendo bombeada de volta para o reservatório da estação de tratamento. Porém como não se trata de uma água que passou por um processo de tratamento mais rigoroso, custos com manutenção devido a corrosão/incrustação podem ocorrer mais frequentemente, gerando assim uma diminuição na confiabilidade do equipamento, outro ponto que pode ser levantado desse sistema, como a água retorna para o tanque após a troca térmica nos trocadores de calor dos compressores, em dias mais quentes pode ocorrer o aumento da temperatura da água na entrada nos trocadores de calor, assim diminuindo a eficiência de trocas e consequentemente diminuindo a eficiência do compressor.

Assim, tomando ciência dos possíveis ganhos potenciais dos sistemas atuais, com aumento de confiabilidade na unidade 2 e redução gastos e economia de água na unidade 1, a proposição de definição de um sistema de água desmineralizado e fechamento do sistema com uma torre de resfriamento torna-se viável.

4.3 Carga térmica dos compressores e vazão requerida

Alguns dos compressores da indústria química não apresentam tomadas de pressão e temperatura entre os estágios e quando apresentavam, eram medidores de campo que não estavam ligados a um SDCD (Sistema Digital de Controle Distribuído) para acompanhar os valores em tempo real. Então, a seguinte metodologia e premissas de cálculos foram assumidas para definir a carga térmica a ser retirada e a vazão de água requerida para os compressores, assumindo a pior condição no cenário dimensionado.

Primeiramente, foi determinado a razão de compressão máxima (R_c) para cada compressor, assumindo que os estágios são iguais. Dessa forma, sabendo que a pressão de entrada no primeiro estágio é atmosférica e a pressão máxima permitida na descarga para cada compressor se encontra no manual do fabricante, o seguinte equacionamento foi utilizado:

$$Rc = \sqrt[n]{\frac{Pd}{Ps}} \quad (56)$$

Onde: Rc – Razão de compressão

n – Número de estágios do compressor

Pd – Pressão máxima de descarga do compressor [Pa]

Ps – Pressão de sucção (atmosférica) [Pa]

A tabela 1 a seguir mostra o valor calculado das razões de compressão para cada compressor.

Tabela 1 – Razões de compressão para cada compressor.

Compressores	Estágios	Pressão atm (Pa)	Pressão máx de descarga (Pa)	Rc condição máx
1	3	95700	1,25E+06	2,35
2	2	95700	8,20E+05	2,92
3	3	95700	1,20E+06	2,32
4	4	95700	9,60E+05	1,78
5	3	95700	1,25E+06	2,35
6	3	95700	1,25E+06	2,35

Fonte: Dos autores (2022).

Após determinar a razão de compressão, pode-se definir a pressão de descarga de cada estágio como:

$$Pd = Rc * Ps \quad (57)$$

Com a informação da pressão de descarga de cada estágio determinada pela equação (57), a informação da temperatura de descarga para cada estágio foi calculada a partir da equação (11), considerando que a compressão é adiabática e isentrópica, logo o coeficiente de compressão adiabático (k) para o ar é 1,4.

Posterior a se ter determinado pressão e temperatura após os estágios de compressão os cálculos nos trocadores se deram da seguinte forma, considerou que a temperatura de saída do ar comprimido do trocador é igual ao alarme de temperatura, logo 50°C para os intercoolers e 40°C para os aftercoolers e a queda de pressão de 0,1 Kgf/cm². Para determinar as condições da água de resfriamento para os compressores a maioria dos compressores apresentam medições para a temperatura da água na entrada e saída dos trocadores, dessa forma foi definido um valor médio de temperatura de entrada sendo 30°C e o valor máximo de saída sendo de 45°C. A capacidade máxima dos compressores em Nm³/h veio a partir do manual de cada compressor.

Com essas informações é possível fechar o balanço de energia assumindo que toda energia cedida pelo ar foi para a água, assim é possível estimar a vazão de água de cada trocador nas condições descritas, o equacionamento fica da seguinte forma:

$$\dot{Q}_{ar} = \dot{m}_{ar} \overline{Cp}_{ar} (T_{f(ar)} - T_{e(ar)}) \quad (58)$$

Onde: \dot{Q}_{ar} – Energia cedida pelo ar [W]

\dot{m}_{ar} – Vazão mássica do ar [kg/s]

\overline{Cp}_{ar} – Cp médio do ar [J/kg*K]

$T_{f(ar)}$ – Temperatura do ar na saída do trocador [K]

$T_{e(ar)}$ – Temperatura do ar na entrada do trocador [K]

$$\dot{m}_{\acute{a}gua} = \frac{-\dot{Q}_{ar}}{\overline{Cp}_{\acute{a}gua} (T_{f(\acute{a}gua)} - T_{e(\acute{a}gua)})} \quad (59)$$

Onde: $\dot{m}_{\acute{a}gua}$ – Vazão mássica da água [kg/s]

$\overline{Cp}_{\acute{a}gua}$ – Cp médio da água [J/kg*K]

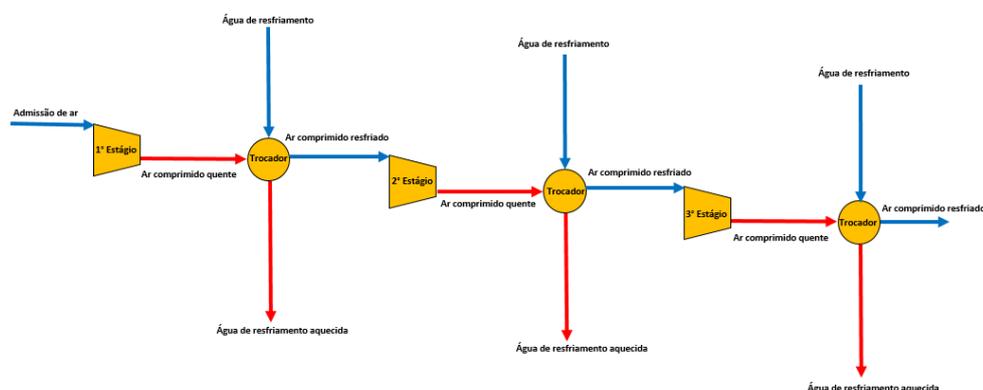
$T_{f(\acute{a}gua)}$ – Temperatura da água na saída do trocador [K]

$T_{e(\acute{a}gua)}$ – Temperatura da água na entrada do trocador [K]

A partir da vazão de água calculada pela metodologia para cada trocador e somando com a vazão estimada de água para os trocadores de óleo, estimada em um trabalho passado na empresa. Com isso, definiu-se a vazão total de água requerida para cada compressor e consequentemente a carga térmica necessária a ser retirada na torre de resfriamento posteriormente.

A fim de sintetizar a metodologia de cálculo segue o passo a passo a seguir, juntamente com uma imagem para melhor compreensão:

Figura 20 – Ilustração de um turbo compressor de múltiplos estágios



Fonte: Dos autores (2022).

1. Calcular a razão de compressão de cada compressor pela equação (56);

2. Calcular a pressão de descarga do ar após o estágio de compressão pela equação (57);
3. Calcular a temperatura de compressão isentrópica por meio da equação (11);
4. Calcular a vazão mássica de água a partir do balanço de energia nos trocadores;
5. Repetir os passos para os múltiplos estágios.

4.4 Dimensionamento da Torre de Resfriamento

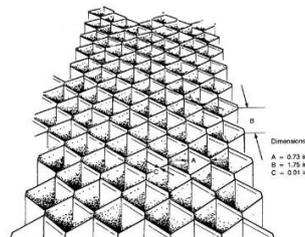
4.4.1 Características da torre

O tipo de torre de resfriamento dimensionado neste trabalho corresponde às torres de resfriamento evaporativo, com ventilação induzida e escoamento contracorrente. Optou-se por essas características em razão da maior eficiência de resfriamento, menor possibilidade de recirculação do ar e menor custo. O recheio do tipo filme equipará as torres devido a maior eficiência de troca térmica e o seu uso frequente em diferentes torres da fábrica em estudo.

4.4.2 Recheio da torre

O modelo de recheio adotado em ambas as torres foi o Brentwood Accu-Pak CF1900 (Figura 14 e 21). Optou-se por esse modelo em razão do seu uso já conhecido na fábrica. Além disso, o Brentwood Accu-Pak CF1900 está entre os recheios avaliados pelo EPRI, tendo, portanto, correlações que preveem o seu desempenho. A correlação representada pela Equação 40 possui o melhor ajuste para esse recheio (0,99), portanto, foi a correlação selecionada neste trabalho.

Figura 21 – Recheio Brentwood Accu-Pak CF1900 do tipo filme.



Fonte: Electric Power Research Institute (1990).

4.4.3 Condições operacionais

4.4.3.1 Variação de temperatura

Antes de iniciar os cálculos que determinarão o parâmetro de Característica da Torre (KaV/L) e a razão dos fluxos líquido e gás na torre (L/G), é necessário conhecer as condições operacionais das torres a serem dimensionadas. Conforme mencionado anteriormente, o processo de resfriamento das correntes de ar comprimido opera com temperatura média de entrada da água de resfriamento a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ e temperatura máxima de saída a $45\text{ }^{\circ}\text{C}$. Portanto, a variação de temperatura na torre será de $15\text{ }^{\circ}\text{C}$, sendo $45\text{ }^{\circ}\text{C}$ a temperatura entrada e $30\text{ }^{\circ}\text{C}$ a de saída.

4.4.3.2 Temperatura de bulbo úmido do ar

A obtenção da temperatura de bulbo úmido da fábrica foi realizada utilizando a Equação 21. A temperatura de bulbo seco e umidade relativa do ar foram obtidas através dos termômetros e higrômetros instalados na fábrica. Esses instrumentos realizam medições constantemente, sendo elas registradas a cada intervalo de tempo no sistema de dados de processo da empresa. Medições históricas foram então obtidas no período de janeiro de 2018 a dezembro de 2020, na forma de medições médias a cada 15 minutos.

4.4.3.3 Vazão de água na torre

A vazão total de água de resfriamento na condição de operação crítica dos compressores, em cada setor de utilidades, foi considerada como sendo a vazão da corrente líquida de projeto em cada torre.

4.4.4 Curva de demanda de resfriamento

O cálculo do KaV/L em função da razão L/G nas condições de projeto foi realizado em uma planilha do Excel, utilizando a Equação 25. A Figura 22 mostra um exemplo de cálculo de KaV/L para razão L/G igual a 1. Todas as variáveis precisam estar no Sistema Inglês de unidades antes de serem aplicadas nos cálculos. A partir dessa planilha, foi obtida a curva de demanda de resfriamento variando-se a razão L/G de 0,6 a 2 e obtendo os respectivos valores de KaV/L .

Figura 22 – Planilha de cálculo do KaV/L em função da razão L/G .

KaV/L em função de L/G				
T_w	°C	24	°F	75,20
T_e	°C	45	°F	113,00
T_s	°C	30	°F	86,00
$\Delta T = T_e - T_s$	°C	15,00	°F	27,00
h_e	Btu/lb ar seco	38,81		
L/G	-	1		
h_s	Btu/lb ar seco	65,81		
T (°F)		h^i (Btu/lb ar seco)		$\Delta h_i = h^i - h_i$
T_s	86,00	50,66	h_e	38,81
$T_1 = T_s + 0,1\Delta T$	88,70	54,18	$h_1 = h_e + 0,1(L/G)\Delta T$	41,51
$T_2 = T_s + 0,4\Delta T$	96,80	66,24	$h_2 = h_e + 0,4(L/G)\Delta T$	49,61
$T_3 = T_e - 0,4\Delta T$	102,20	75,81	$h_3 = h_s - 0,4(L/G)\Delta T$	55,01
$T_4 = T_e - 0,1\Delta T$	110,30	93,07	$h_4 = h_s - 0,1(L/G)\Delta T$	63,11
T_e	113,00	99,75	h_s	65,81
		$\Sigma(1/\Delta h_i)$	0,22	
		KaV/L	1,488	

Fonte: Dos autores (2022)

4.4.5 Estimativa da área do recheio

Para definir a área da torre considerou-se como critério a velocidade de passagem do ar pelo recheio Brentwood. Adotou-se de 2 a 3 m/s como a faixa de operação desejada da velocidade de passagem do ar, que é uma faixa mais elevada, visando evitar possíveis problemas de recirculação nas torres dimensionadas. O seguinte procedimento foi adotado:

- 1) Assumiu-se um valor arbitrário para a área do recheio;
- 2) O fluxo de ar G foi calculado para cada L/G da curva de demanda;
- 3) A vazão volumétrica do ar foi obtida a partir de G e da densidade do ar ($1,16 \text{ kg/m}^3$);
- 4) A velocidade do ar (m/s) foi determinada para cada ponto da curva de demanda, calculando-se a razão entre vazão volumétrica de ar (m^3/s) e a área do recheio desobstruída. O recheio Brentwood possui área obstruída de 2,5%, portanto a área livre para o ar escoar (área do recheio desobstruída) corresponde a 97,5% da área assumida no passo 1.
- 5) Voltou-se ao passo 1, alterando-se a área até que os valores das velocidades encontradas estivessem dentro da faixa de velocidade adotada e ao mesmo tempo se localizassem em pontos intermediários do intervalo L/G avaliado. Essa consideração foi adotada, visto que os pontos extremos do intervalo L/G apresentam muitas desvantagens de operação, que serão discutidas posteriormente.

4.4.6 Altura do recheio

A altura do recheio foi calculada para cada valor de L/G considerado na curva de demanda. Para isso, partiu-se da Equação 40 aplicada ao recheio Brentwood. A Tabela 2 apresenta os valores das constantes desse recheio. Como a Equação 40 é dependente da altura do recheio (V), realizou-se um procedimento iterativo pela ferramenta Atingir Meta do Excel, no qual o valor da altura V foi alterado até que o produto de Ka/L por V fosse igual ao KaV/L de cada ponto da curva de demanda. Portanto, para cada altura encontrada, o KaV/L calculado da curva característica é igual ao KaV/L da curva de demanda, e, portanto, são todos pontos de operação possíveis. Entretanto, optou-se pelo ponto de operação que apresentava razão L/G em que a velocidade do ar estava mais próxima da faixa de velocidade adotada e com uma altura de recheio intermediária. Com base na altura selecionada, a curva de demanda foi plotada para melhor visualização do ponto de operação das torres.

Tabela 2 – Constantes do recheio Brentwood Industries Accu-Pak CF1900.

C (1/ft)	n ₁ (-)	n ₂ (-)	n ₃ (-)	n ₄ (-)
0,438	-0,62	0,64	-0,73	-0,27

Fonte: Adaptado de Electric Power Research Institute (1990).

4.4.7 Estimativa da potência consumida no ventilador

A estimativa preliminar da potência consumida no ventilador das torres foi realizada pelo método apresentado por Perry, Green e Maloney (2008) e pela regra apresentada por Evans (1980).

4.5 Custo operacional do ventilador

A potência elétrica consumida pelo motor do ventilador foi obtida através da Equação 19, considerando a eficiência do motor elétrico igual a 92 %. Foi considerado esse valor visto que motores elétricos apresentam elevada eficiência, sendo comum eficiências acima de 90 %. No trabalho apresentado por Stout e Leach (2009) foi considerado eficiência do motor igual a 90 %.

Por fim, obteve-se o custo operacional do ventilador através da Equação 20. Por ano, foi considerado 355 dias de operação da torre (24h por dia) e 10 dias parada para manutenção.

A tarifa da energia elétrica do setor industrial (A4) corresponde em média a 1,79 R\$/kWh entre as 18:00 e 21:00, e 0,54 R\$/kWh fora desse horário (NG SOLAR, 2022).

4.6 Estimativa da água de reposição

A estimativa da água de reposição das torres dimensionadas foi realizada pela Equação 22. O cálculo da vazão de água evaporada foi feito pela Equação 23, a vazão de água arrastada foi considerada como 0,2 % da vazão circulante, considerado o pior cenário apresentado por Perry, Green e Maloney (2008). A vazão de purga foi negligenciada, visto que a água desmineralizada proposta por este trabalho para circular em ambas as torres apresenta baixíssimos teores de sais dissolvidos.

4.7 Estimativa do custo de tratamento da água de torre

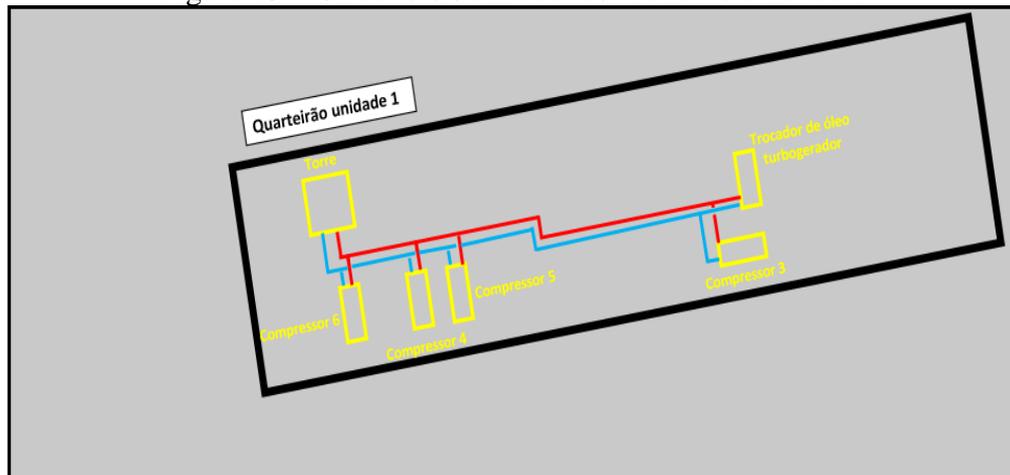
O valor do custo do tratamento da água de torre foi considerado como sendo o maior valor encontrado por Silva (2015) em seu trabalho, onde estudos de caso foram realizados para a minimização do custo de aditivos químicos no tratamento da água de torre. Foi considerado o maior valor para uma estimativa mais conservadora, sendo aproximadamente 4600 R\$/ano.

4.8 Definição do circuito e dimensionamento da bomba para o sistema de resfriamento

Os circuitos para os sistemas de resfriamento foram elaborados a partir do *Google Maps*, a fim de respeitar as disposições dos equipamentos e melhor ilustrar o circuito, porém para preservar o sigilo da indústria foram contornados os quarteirões e retirado a imagem do *Google Maps*. Para margem de segurança os valores de comprimento e diferença de altura estática (Δz) foram atribuídos um fator de 20%.

4.8.1 Unidade 1

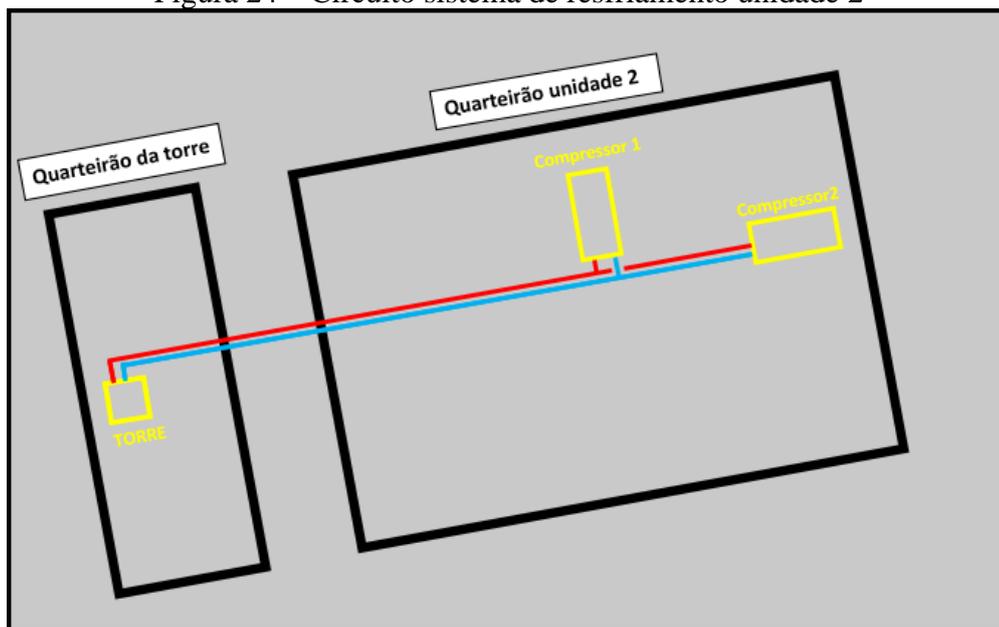
Figura 23 – Circuito sistema de resfriamento unidade 1



Fonte: Dos autores (2022).

4.8.2 Unidade 2

Figura 24 – Circuito sistema de resfriamento unidade 2



Fonte: Dos autores (2022).

4.8.3 Dimensionamento da bomba

O dimensionamento foi realizado com auxílio de software de simulação DWSIM, um software livre. A metodologia se deu implementando os circuitos propostos previamente listados acima.

Primeiramente, na inicialização do software é necessário especificar 3 coisas: o componente ou os componentes que deseja fazer a simulação, o pacote termodinâmico

adequado para sua simulação e por fim quais unidades de medida que se deseja trabalhar. Para a simulação foi definido a água, a tabela de vapor (IAPWS –IF97) e unidades usuais de trabalho.

Após isso, foi implementado os segmentos de tubulações e especificado os perfis hidráulicos de cada segmento, como segmento de tubulação, diferença de altura estática (Δz), quantidade e tipo de acidentes, material que compõem a tubulação e os diâmetros da tubulação.

Unidade 2: 190 metros de tubulação aço carbono DN 4” SCH 40; 10 cotovelos de 90°; 2 T’s; 1 válvula de retenção; 2 válvulas de bloqueio (Gaveta); diferença de altura estática 4 metros.

Unidade 1: 140 metros de tubulação aço carbono 6” SCH 40; 15 cotovelos de 90°; 8 T’s; 1 válvula de retenção; 5 válvulas de bloqueio (Gaveta); diferença de altura estática 4 metros.

Por fim, acoplou-se uma bomba ao circuito construído e definiu se uma altura manométrica que atendesse as demandas do circuito, finalizando a simulação. Os equacionamentos utilizados nas rotinas do simulador são as levantadas no referencial teórico para o cálculo de perda de carga e dimensionamento da bomba.

4.9 Estimativa dos custos de compra

Para se estimar o custo de aquisição das bombas, motores elétricos, tubulações, acessórios e instalação para o projeto foi utilizado o modelo gráfico de Peters; Timmerhaus (1991), apresentado na Figura 18. O valor encontrado foi multiplicado por 3 para englobar os custos de acessórios e tubulação.

O custo de aquisição das torres de resfriamento foi estimado pela Equação 45, utilizando como correção temporal o índice CEPCI de 1990 igual a 328,74 e o CEPCI 2021 igual a 735,8.

4.10 Custo de produção da água desmineralizada e desclorada

O custo de produção hipotético de cada água considerado neste trabalho está apresentado na Tabela 3. Os valores reais não foram utilizados por questões de sigilo da indústria analisada.

Tabela 3 – Custo de produção de cada água

Água	Custo de produção (R\$/m ³)
Desmineralizada	3,00
Desclorada	1,00

Fonte: Dos autores (2022).

4.11 Payback descontado do projeto

A avaliação do payback descontado foi realizada considerando uma taxa mínima de atratividade (TMA) do investimento igual a 1% ao mês. O valor presente líquido (VPL), que representa o valor presente do fluxo de caixa a cada tempo também foi calculado.

Como este é um trabalho de concepção básica, alguns custos possíveis não foram avaliados, porém eles podem impactar no resultado final do tempo de retorno do investimento. Entre eles, podem ser citados os impostos no custo final dos equipamentos, custos de transporte, custo de instalação da torre e custos de manutenção. Portanto, considerou-se um fator de correção de 1,5 no custo final dos equipamentos dimensionados. Devido a imprecisão dos métodos preliminares utilizados no cálculo dos custos operacionais, considerou-se 1,2 como fator de correção. Já no caso do ganho financeiro com a redução do consumo de água, foi considerado um fator de correção de 0,8, uma vez que o sistema, apesar de ter sido dimensionado para a vazão de água na capacidade máxima de resfriamento dos compressores, dificilmente opera por muito tempo nessa condição. Portanto, considerar a vazão máxima poderia superestimar os ganhos do projeto.

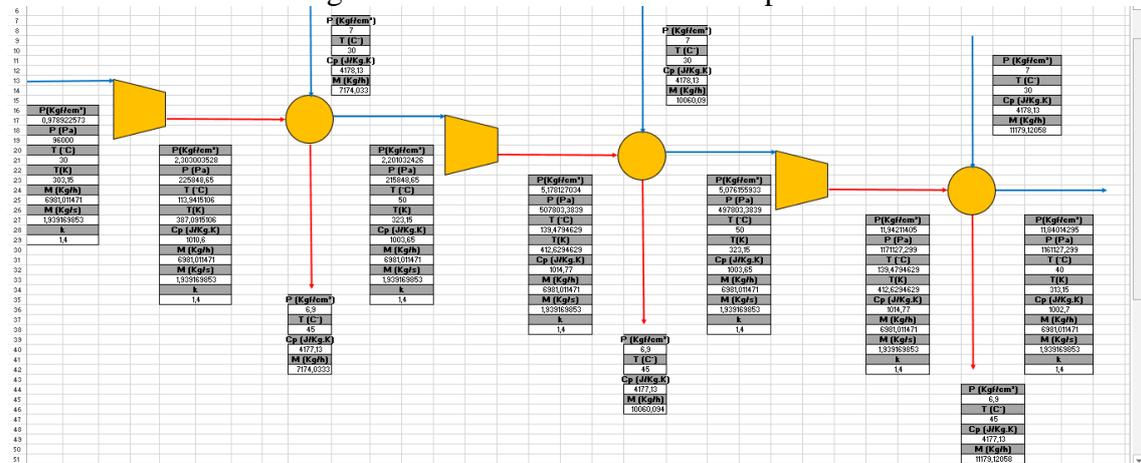
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Sistema de resfriamento dos compressores

Os principais cálculos realizados na planilha do Excel para determinar a vazão mássica de água requerida e a carga térmica a ser retirada de cada compressor são apresentados a seguir:

5.1.1 Compressor 1,5 e 6

Figura 25 – Planilha de cálculo compressor 1/5/6



Fonte: Dos autores (2022).

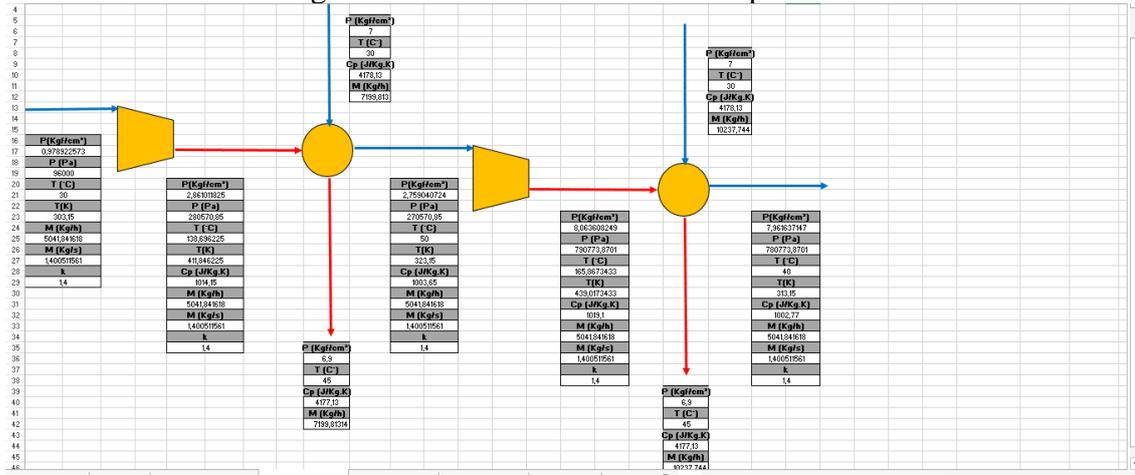
Tabela 4 – Resultados para os compressores 1/5/6

	Água para resfriamento compressor 1, 5 e 6				Total
	1° Intercooler	2° Intercooler	Aftercooler	Trocador de óleo	
Vazão (Kg/h)	7174	10060	11179	5682	34095
Q (Mcal/h)	107	151	167	85	511

Fonte: Dos autores (2022).

5.1.2 Compressor 2

Figura 26 – Planilha de cálculo compressor 2



Fonte: Dos autores (2022).

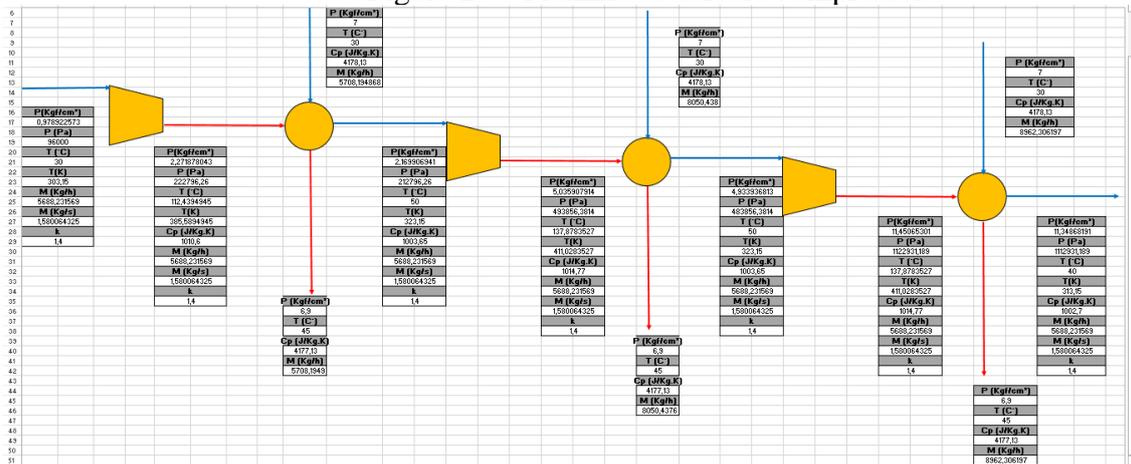
Tabela 5 – Resultados para os compressores 2

Água de resfriamento compressor 2				
	1° Intercooler	Aftercooler	Trocador de óleo	Total
Vazão (Kg/h)	7199	10237	3487	20925
Q (Mcal/h)	108	153	52	313

Fonte: (Própria, 2022).

5.1.3 Compressor 3

Figura 27 – Planilha de cálculo compressor 3



Fonte: Dos autores (2022).

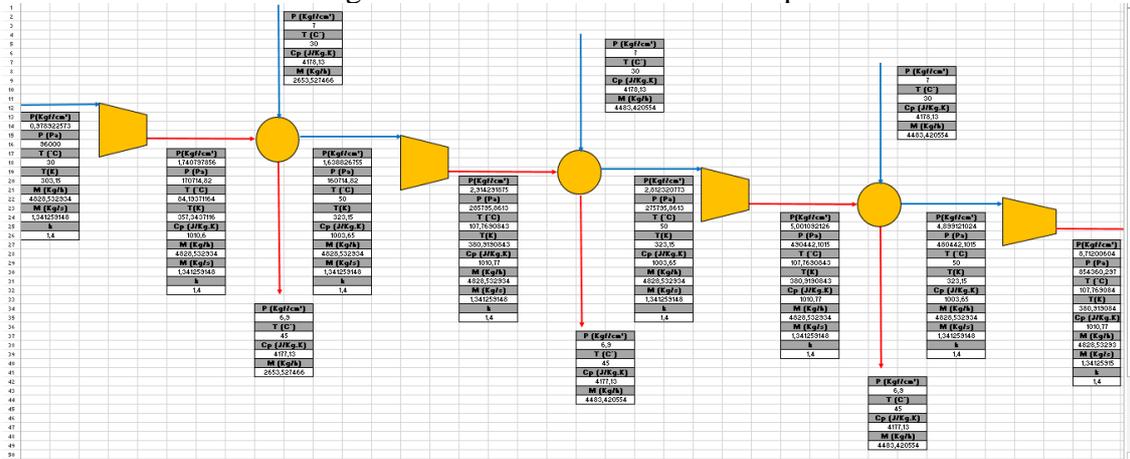
Tabela 6 – Resultados para o compressor 3

Água para resfriamento compressor 3					
	1° Intercooler	2° Intercooler	Aftercooler	Trocador de óleo	Total
Vazão (Kg/h)	5708	8050	8962	6816	29537
Q (Mcal/h)	85	121	134	102	442

Fonte: Dos autores (2022).

5.1.4 Compressor 4

Figura 28 – Planilha de cálculo compressor 4



Fonte: Dos autores (2022).

Tabela 7 – Resultados para o compressor 4

	Água de resfriamento compressor 4					
	1°	2°	3°		2 Trocadores	Total
	Intercooler	Intercooler	Intercooler	Aftercooler	de óleo	
Vazão (Kg/h)	2653	4483	4483	5259	16879	33759
Q (Mcal/h)	40	67	67	79	253	506

Fonte: Dos autores (2022).

5.1.5 Resultados por unidade de utilidades

A Tabela 8 mostra os resultados por unidade de utilidades.

Tabela 8 – Resultados de cada unidade

Industrial	Equipamento	Estágios	Capacidades máxima (Nm³/h)	Potência Ideal de compressão calculada (CV)	Vazão de água para resfriadores (Data sheet) (m³/h)	Vazão de água para resfriadores calculada (m³/h)	Carga térmica calculada (cal/h)	Vazão total de água para resfriadores (m³/h)	Carga térmica total (cal/h)
Unidade 2	1	3	5400	696,26	34,2	34,24	5,11E+08	55,26	8,24E+08
	2	2	3900	429,53	*	21,02	3,13E+08		
	3	3	4400	557,18	28,26	29,67	4,42E+08		
Unidade 1	4	4	3735	416,74	39,9	33,91	5,06E+08	172,07	2,57E+09
	5	3	5400	696,26	34,2	34,24	5,11E+08		
	6	3	5400	696,26	34,2	34,24	5,11E+08		
	Turbogerador	*	*	*	*	40,00	5,96E+08		

Fonte: Dos autores (2022).

Ao analisar os dados calculados, pode-se levantar alguns pontos, primeiro que, a maior vazão requerida e a maior carga térmica a ser retirada pela torre de resfriamento da unidade 1 vem do fato da unidade em questão ter uma quantidade maior de compressores e onde está

localizado o turbo gerador da fábrica que necessita de uma porção considerável do total de água para o trocador de óleo do equipamento.

Outro ponto que é passível de discussão é que os valores de calculados de vazão requerida para os trocadores está bem semelhante aos indicados nos manuais dos fabricantes dos equipamentos e também a cálculos previamente feitos por engenheiros da fábrica em trabalhos anteriores, podendo inferir que a metodologia usada é coerente e satisfatória com as informações disponíveis.

E por fim, em relação à segurança as vazões calculadas e os cenários dimensionastes tiveram fatores de 10% para assegurar confiabilidade nos valores obtidos e assegurar segurança no processo, indo de encontro com a premissa máxima da empresa química em questão, a segurança.

5.2 Condições operacionais das torres de resfriamento

As condições operacionais de projeto da torre 1 (setor 1) e torre 2 (setor 2) estão apresentadas nas Tabelas 9 e 10, respectivamente.

Tabela 9 – Condições operacionais da torre 1

Te (°C)	Ts (°C)	Varição de temperatura (°C)	Tw (°C)	Approach (°C)	Vazão de água (m ³ /h)
45	30	15	24	6	172

Fonte: Dos autores (2022).

Tabela 10 – Condições operacionais da torre 2

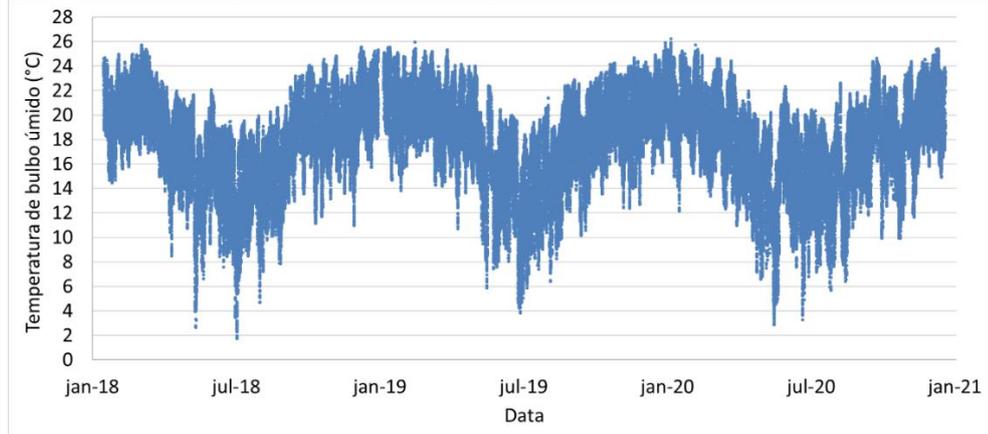
Te (°C)	Ts (°C)	Varição de temperatura (°C)	Tw (°C)	Approach (°C)	Vazão de água (m ³ /h)
45	30	15	24	6	55

Fonte: Dos autores (2022).

As temperaturas de entrada e saída da corrente de água de ambas as torres, assim como a vazão de água circulante na torre, foram definidas a partir da análise do sistema de resfriamento das correntes de ar comprimido. Como foram tomadas como condição de operação padrão da torre as condições críticas do processo de resfriamento dos compressores, é esperado que ambas as torres atendam com folga esse processo, tanto no setor 1 quanto setor 2.

Como os dados históricos obtidos no cálculo da temperatura de bulbo úmido são muito extensos devido ao longo período de avaliação (3 anos) e elevada frequência (a cada 15 minutos), plotou-se o gráfico da Figura 29, que permite visualizar a variação da temperatura de bulbo úmido de janeiro de 2018 a dezembro de 2020.

Figura 29 – Avaliação histórica da temperatura de bulbo úmido do ar na fábrica.



Fonte: Dos autores (2022).

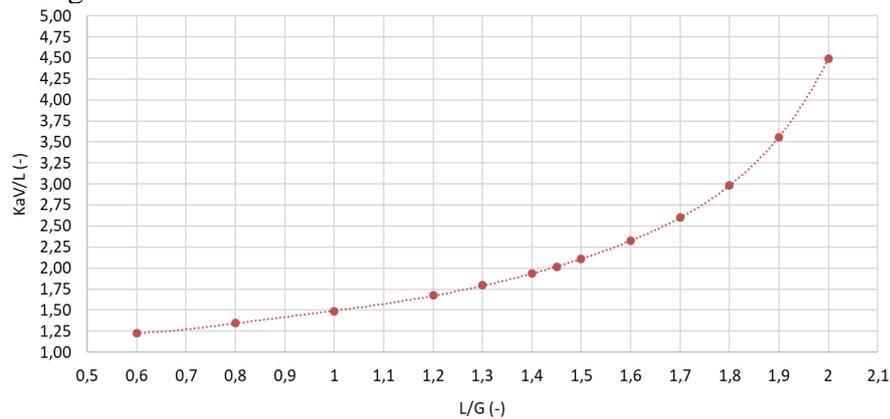
Como pode ser observado na Figura 29, a temperatura de bulbo úmido ultrapassou a temperatura de 24 °C e 25 °C raríssimas vezes ao longo dos três anos avaliados. A porcentagem do número de pontos abaixo dessas temperaturas foi de 98 % e 99,75 %, respectivamente, o que confirma a observação gráfica. Optou-se por considerar como 24 °C a temperatura de bulbo úmido no dimensionamento da torre, visto que dificilmente a torre operará em temperaturas superiores e por um longo período de tempo. Além disso, esse é o valor usual adotado como temperatura de bulbo úmido para as torres de resfriamento da fábrica em questão.

A temperatura de saída da água e a temperatura de bulbo úmido são as mesmas para ambas as torres dimensionadas, portanto, elas apresentam a mesma condição de *approach* (6 °C). Comumente, as torres de resfriamento convencionais apresentam temperatura de *approach* mínima de 2,8 °C (PERRY; GREEN; MALONEY, 2008), o que corresponde às torres certificadas pelo padrão CTI Standard 201 do *Cooling Technology Institute* (2009). Portanto, as torres dimensionadas neste trabalho se encaixam no padrão de torres de resfriamento industrial mais convencional.

5.3 Curva de demanda de resfriamento

Como a curva de demanda está em função da razão L/G e é dependente de variáveis que apresentam o mesmo valor nas duas torres dimensionadas (T_e , T_s e T_w), a mesma curva de demanda representa a demanda de resfriamento nas duas torres. A curva de demanda de resfriamento das torres dimensionadas está apresentada na Figura 30.

Figura 30 – Curva de demanda de resfriamento das torres 1 e 2.



Fonte: Dos autores (2022).

A curva plotada apresenta um comportamento aproximadamente linear até a razão L/G igual a 1,3, tendo até esse ponto baixos valores de KaV/L. Isso significa que para essas condições a demanda de resfriamento é baixa, o que pode ser justificado pelos baixos valores de L/G, ou seja, baixo fluxo líquido e/ou elevado fluxo de ar. Essa condição traz duas consequências, a primeira, positiva, é que um KaV/L baixo pode significar uma menor altura de recheio necessário ao resfriamento, e, portanto, menor custo de aquisição. Entretanto, a operação em baixos L/G requer um elevado fluxo de ar, o que gera maior consumo de potência nos ventiladores da torre, onerando a operação, ou a inconveniência de se operar com baixos fluxos líquidos, o que pode limitar o processo de resfriamento. Já nos pontos após a razão L/G igual a 1,3, o comportamento da curva é semelhante a uma exponencial, o que leva os pontos, após L/G igual a 1,8 a aumentar rapidamente o valor de KaV/L, ou seja, a demanda de resfriamento na torre. Aqui, os problemas são invertidos, o custo maior tende a ser nas dimensões exageradas das torres, porém com maior capacidade de fluxo líquido. A operação nos extremos da curva de demanda pode gerar ainda outros problemas, como maior perda de água por arraste e perda de carga em operações com fluxos gasosos elevados, ou ainda baixa eficiência de contato gás-líquido em operações com alto fluxo líquido.

5.4 Área do recheio

A área encontrada que satisfaz as considerações adotadas no tópico 4.4.5 foi de 12 m² para a torre 1 e 4 m² para a torre 2. A Tabela 11.1 e 12.1 correspondem a mesma tabela utilizada na construção da curva de demanda, porém adicionadas as colunas referentes ao cálculo da velocidade do ar no recheio de cada torre de resfriamento. As Tabelas 11.2 e 12.2 correspondem aos dados adicionais utilizados nos cálculos da velocidade do ar no recheio das torres 1 e 2.

Tabela 11.1 – Obtenção da área a partir da faixa de velocidade adotada na torre 1.

Curva de demanda				
L/G (-)	KaV/L (-)	G (lb/h.ft²)	Vazão do ar (m³/s)	Velocidade do ar (m/s)
0,6	1,231	4979	68,11	5,82
0,8	1,345	3734	51,08	4,37
1	1,488	2987	40,86	3,49
1,2	1,676	2489	34,05	2,91
1,3	1,794	2298	31,43	2,69
1,4	1,935	2134	29,19	2,49
1,5	2,107	1992	27,24	2,33
1,6	2,323	1867	25,54	2,18
1,7	2,604	1757	24,04	2,05
1,8	2,989	1660	22,70	1,94
1,9	3,554	1572	21,51	1,84
2	4,492	1494	20,43	1,75

Fonte: Dos autores (2022).

Tabela 11.2 – Dados utilizados no cálculo da velocidade do ar na torre 1.

Área do recheio (m²)	% de obstrução do recheio	Área livre do recheio (m²)	Área livre do recheio (ft²)	Vazão de água (m³/h)	Densidade da água (kg/m³)	L (lb/h.ft²)	Densidade do ar (kg/m³)
12	2,5	11,7	125,9	172	992,15	2987,3	1,16

Fonte: Dos autores (2022).

Tabela 12.1 – Obtenção da área a partir da faixa de velocidade adotada na torre 2.

Curva de demanda				
L/G (-)	KaV/L (-)	G (lb/h.ft²)	Vazão do ar (m³/s)	Velocidade do ar (m/s)
0,6	1,231	4776	21,78	5,58
0,8	1,345	3582	16,33	4,19
1	1,488	2866	13,07	3,35
1,2	1,676	2388	10,89	2,79
1,3	1,794	2204	10,05	2,58
1,4	1,935	2047	9,33	2,39
1,45	2,017	1976	9,01	2,31
1,5	2,107	1911	8,71	2,23
1,6	2,323	1791	8,17	2,09
1,7	2,604	1686	7,69	1,97
1,8	2,989	1592	7,26	1,86
1,9	3,554	1508	6,88	1,76
2	4,492	1433	6,53	1,68

Fonte: Dos autores (2022).

Tabela 12.2 – Dados utilizados no cálculo da velocidade do ar na torre 2.

Área do recheio (m ²)	% de obstrução do recheio	Área livre do recheio (m ²)	Área livre do recheio (ft ²)	Vazão de água (m ³ /h)	Densidade da água (kg/m ³)	L (lb/h.ft ²)	Densidade do ar (kg/m ³)
4	2,5	3,9	42,0	55	992,15	2865,758	1,16

Fonte: Dos autores (2022).

Conforme proposto, as áreas encontradas para cada torre de resfriamento resultaram em valores de velocidade de escoamento do ar através do recheio, dentro da faixa adotada e para valores intermediários de L/G. É importante ressaltar que essa última consideração foi adotada, visando evitar pontos de operação nos extremos da curva de demanda devido a todas as desvantagens já mencionadas anteriormente.

5.5 Altura do recheio e Ponto de operação

A Tabela 13 e Tabela 14 apresenta o resultado das alturas de recheio para cada par KaV/L e L/G, sendo cada par um ponto de operação teoricamente possível, visto que as alturas foram calculadas por iteração até que o KaV/L calculado pela equação da curva característica fosse igual ao KaV/L da curva de demanda.

Tabela 13 – Pontos de operação possíveis e a respectiva altura de recheio requerida na torre 1.

Curva de demanda					Curva característica				
L/G (-)	KaV/L (-)	G (lb/h.ft ²)	Vazão do ar (m ³ /s)	Velocidade do ar (m/s)	L/G (-)	Ka/L (1/ft)	V (ft)	(Ka/L).(V) (-)	V (m)
0,6	1,231	4979	68,11	5,82	0,6	0,888	1,39	1,231	0,42
0,8	1,345	3734	51,08	4,37	0,8	0,667	2,02	1,345	0,61
1	1,488	2987	40,86	3,49	1	0,529	2,82	1,489	0,86
1,2	1,676	2489	34,05	2,91	1,2	0,431	3,89	1,677	1,19
1,3	1,794	2298	31,43	2,69	1,3	0,392	4,58	1,795	1,40
1,4	1,935	2134	29,19	2,49	1,4	0,357	5,42	1,936	1,65
1,5	2,107	1992	27,24	2,33	1,5	0,326	6,47	2,107	1,97
1,6	2,323	1867	25,54	2,18	1,6	0,297	7,82	2,323	2,38
1,7	2,604	1757	24,04	2,05	1,7	0,270	9,65	2,604	2,94
1,8	2,989	1660	22,70	1,94	1,8	0,244	12,25	2,989	3,73
1,9	3,554	1572	21,51	1,84	1,9	0,218	16,28	3,554	4,96
2	4,492	1494	20,43	1,75	2	0,191	23,47	4,492	7,16

Fonte: Dos autores (2022).

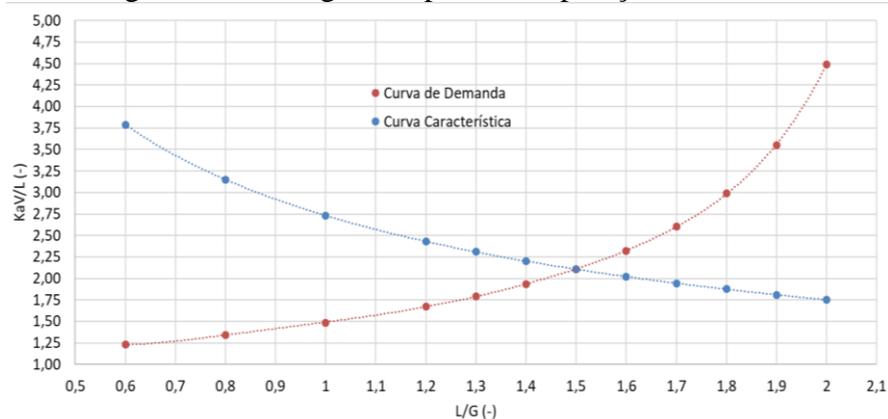
Tabela 14 – Pontos de operação possíveis e a respectiva altura de recheio requerida na torre 2.

Curva de demanda					Curva característica				
L/G (-)	KaV/L (-)	G (lb/h.ft ²)	Vazão do ar (m ³ /s)	Velocidade do ar (m/s)	L/G (-)	Ka/L (1/ft)	V (ft)	(Ka/L).(V) (-)	V (m)
0,6	1,231	4776	21,78	5,58	0,6	0,887	1,39	1,231	0,42
0,8	1,345	3582	16,33	4,19	0,8	0,667	2,02	1,345	0,62
1	1,488	2866	13,07	3,35	1	0,528	2,82	1,489	0,86
1,2	1,676	2388	10,89	2,79	1,2	0,431	3,89	1,677	1,19
1,3	1,794	2204	10,05	2,58	1,3	0,392	4,58	1,795	1,40
1,4	1,935	2047	9,33	2,39	1,4	0,357	5,43	1,936	1,65
1,45	2,017	1976	9,01	2,31	1,45	0,341	5,92	2,017	1,80
1,5	2,107	1911	8,71	2,23	1,5	0,325	6,48	2,107	1,97
1,6	2,323	1791	8,17	2,09	1,6	0,297	7,83	2,323	2,39
1,7	2,604	1686	7,69	1,97	1,7	0,270	9,66	2,604	2,94
1,8	2,989	1592	7,26	1,86	1,8	0,244	12,26	2,989	3,74
1,9	3,554	1508	6,88	1,76	1,9	0,218	16,30	3,554	4,97
2	4,492	1433	6,53	1,68	2	0,191	23,50	4,492	7,16

Fonte: Dos autores (2022).

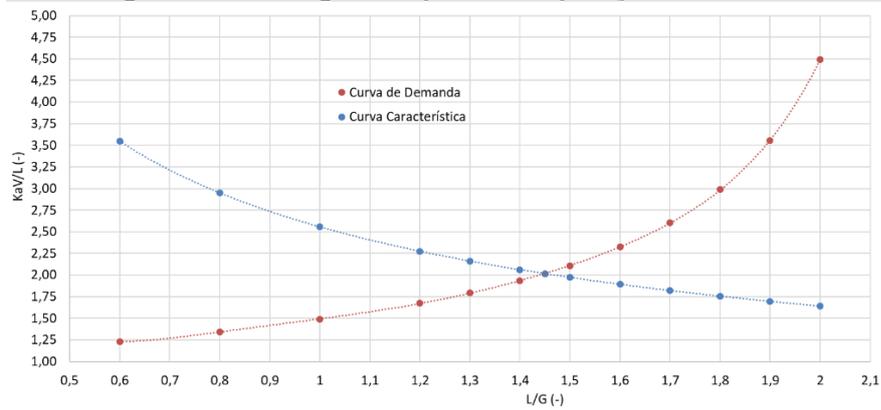
Dentre os pontos de operação possíveis, optou-se por aqueles que atenderam a três requisitos: dentro da faixa de velocidade do ar adotada, valores intermediários de L/G, onde há um maior equilíbrio de custos e menos problemas de operação, e uma altura de recheio intermediária, visando menor custo de aquisição. Portanto, optou-se pelo ponto de operação da torre 1 em que a razão L/G foi igual a 1,5, KaV/L igual a 2,107, altura de recheio de 1,97 m e área de 12 m². A torre 2 possui ponto de operação semelhante, com uma razão L/G de 1,45, KaV/L de 2,017, altura de recheio de 1,80 m e área de 4 m². O intercepto entre a curva de demanda e a curva característica foi plotado para as alturas encontradas de cada torre, obtendo-se as Figuras 31 e 32.

Figura 31 – Plotagem do ponto de operação da torre 1.



Fonte: Dos autores (2022).

Figura 32 – Plotagem do ponto de operação da torre 2.



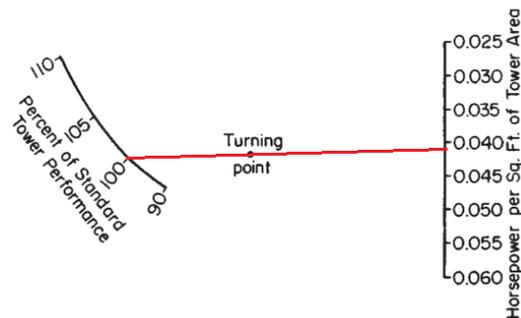
Fonte: Dos autores (2022).

Como pode ser observado nas Figuras 31 e 32, o ponto de operação das duas torres serão muito semelhantes em termos de KaV/L , L/G e altura de recheio. A maior diferença entre as torres pode ser vista na área requerida da torre 1, que corresponde a três vezes a área da torre 2, e também na vazão de ar (Tabela 13 e 14) com uma relação também próxima de três vezes mais na torre 1. Entretanto, isso já era esperado, visto que a vazão de água de projeto resfriada na torre 1 é mais de três vezes a vazão de água de projeto da torre 2.

5.6 Potência consumida no ventilador

Utilizando o primeiro método, a estimativa preliminar da potência consumida por área de torre está exemplificada na Figura 33.

Figura 33 – Potência consumida em torres de resfriamento com escoamento contracorrente e ventilação induzida.



Fonte: Adaptado de Perry, Green e Maloney (2008).

Os valores da potência consumida pela regra de Evans e o encontrado pelo gráfico da Figura 33 estão apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 – Valores da potência consumida no ventilador de cada torre para métodos diferentes.

	Gráfico (kW)	Regra de Evans (kW)
Torre 1	3,95	5,38
Torre 2	1,32	1,78

Fonte: Dos autores (2022).

A regra de Evans apresentou valores superiores de potência consumida em relação aos valores encontrados pelo método gráfico, tanto na torre 1, quanto na torre 2. Optou-se por considerar a estimativa mais conservadora, portanto, para ambas as torres foi considerado a potência consumida calculada pela regra de Evans. Cabe ressaltar que essas são apenas estimativas preliminares para determinação de custos operacionais, cálculos mais rigorosos envolvendo ventiladores fogem do objetivo deste trabalho de concepção básica e poderia ser tratado em uma futura etapa de detalhamento.

5.7 Água de reposição

A vazão de água de reposição estimada para cada torre está apresentada na Tabela 16.

Tabela 16 – Vazão de água de reposição em cada torre.

Torre	Vazão de água evaporada (m³/h)	Vazão de água arrastada (m³/h)	Vazão de água de reposição (m³/h)
1	2,193	0,344	2,537
2	0,701	0,110	0,811

Fonte: Dos autores (2022).

A vazão de água de reposição correspondeu a 1,47 % da vazão de água circulante em cada torre. Esse valor está dentro do esperado para torres de resfriamento, estando próximo da porcentagem de perda de água de projeto da torre existente que utiliza o mesmo recheio (1,46 %).

5.8 Circuito simulado no DWSIM e dimensional da bomba

Os circuitos dos sistemas de resfriamento da unidade 1 e 2 simulados no *software* DWSIM, foram colocados nos apêndices devido ao tamanho das imagens. O circuito de resfriamento da unidade 1 é apresentado no Apêndice G e o circuito de resfriamento da unidade 2 é apresentado no Apêndice H.

Após a rodar a simulação e definir a altura manométrica mínima para atender os circuitos propostos, tanto para unidade 1 quanto a unidade 2. A tabela a seguir mostra os resultados do dimensionamento das bombas.

Tabela 17 – Resultados do dimensionamento das bombas das unidades 1 e 2 pelo DWSIM

Bomba	Altura manométrica (mca)	Vazão volumétrica (m³/h)	Eficiência mecânica considerada (%)	Potência requerida pela bomba (KW)	Eficiência elétrica considerada (%)	Potência elétrica (KW)
Bomba unidade 1	40	172	75	25,00	92	27,17
Bomba unidade 2	40	55	75	8,03	92	8,73

Fonte: Dos autores (2022).

5.9 Levantamento econômico

5.9.1 Custos de compra

A Tabela 18 mostra os custos de aquisição das bombas e tubulações dimensionados neste trabalho, que foram estimados pelo modelo de Peters e Timmerhaus (1991) para os dois setores avaliados. Nessa estimativa já estão incluídos os custos do motor elétrico, tubulação, acessórios e instalação.

Tabela 18 – Custo de compra dos sistemas de bombeamento.

Setor	Sistema de bombeamento (US\$)	Sistema de bombeamento (R\$)*
1	30216	155009
2	18801	96450

Fonte: Dos autores (2022)

Já a Tabela 19 mostra o custo de compra das torres de resfriamento dimensionadas. Os valores já estão corrigidos temporalmente.

Tabela 19 – Custo de compra das torres de resfriamento.

Torre	Custo de compra (EU\$)	Custo de compra (R\$)*
1	56416	318749
2	22920	129499

Fonte: Dos autores (2022).

* Cotação utilizada (15/03/2022): 1 US\$ - 5,13 R\$; 1 EUR - 5,65 R\$ (BCB, 2022)

5.9.2 Custo operacional da bomba

O custo operacional das bombas foi determinado seguindo as mesmas considerações para o custo operacional dos ventiladores explicado no item 4.5. A Tabela 20 apresenta a potência elétrica consumida pelas bombas e os custos operacionais diários e anuais.

Tabela 20 – Potência elétrica consumida e custos de operação das bombas.

	Pe (kW)	Custo diário (R\$)	Custo anual (R\$)
Motor da bomba 1	27,17	454	161174
Motor da bomba 2	8,73	146	51787

Fonte: Dos autores (2022).

5.9.3 Custo do operacional do ventilador

Com base nas considerações realizadas no item 4.5, a potência elétrica consumida pelo ventilador e o seu custo operacional diário e anual estão apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Potência elétrica consumida e custos de operação do ventilador nas torres.

	Pe (kW)	Custo diário (R\$)	Custo anual (R\$)
Torre 1	5,85	98	34714
Torre 2	1,94	32	11483

Fonte: Dos autores (2022).

5.9.4 Ganho do projeto em economia de água

A Tabela 22 apresenta a redução do consumo de água anual da indústria química em m³ com a implementação das torres, já descontando o consumo de água de reposição nas torres.

Tabela 22 – Ganho do projeto em captação de água.

Setor	Ganho em economia de água (m ³ /ano)
1	-21615
2	463905

Fonte: Dos autores (2022).

O ganho por parte da economia de consumo de água vem apenas pelo setor 2, uma vez que o circuito de resfriamento dos compressores da unidade 1 já apresenta um circuito fechado com uma água de qualidade inferior (água tratada). A implementação da torre no setor 2 geraria então uma economia de 461690 m³/ano de água, enquanto que no setor 1 seria gerado um consumo de 21615 m³/ano em razão do consumo de água de reposição na torre.

5.9.5 Ganho financeiro do projeto

5.9.5.1 Setor 2

O ganho financeiro por parte do projeto na unidade 2 é resultado da economia de produção da água desmineralizada ou desclorada, que após o resfriamento dos compressores são descartadas para o rio novamente. Como o sistema de resfriamento tem a possibilidade de ser operado tanto com água desmineralizada ou desclorada, a Tabela 23 abaixo apresenta o ganho máximo e mínimo do projeto. Vale ressaltar que a vazão considerada foi a vazão após descontar a água de reposição para a torre.

Tabela 23 – Ganho econômico do projeto no setor 2.

Setor	Ganho (R\$/ano)	
	Maior (Operação água desmineralizada)	Menor (Operação água desclorada)
2	1391715	463905

Fonte: Dos autores (2022).

5.9.5.2 Setor 1

Apesar do setor 1 já apresentar um sistema de resfriamento em circuito fechado, a água utilizada ali é a água tratada, que apresenta um teor de sais dissolvidos mais elevado. Sabe-se que esse sistema demanda manutenções constantes nos trocadores dos compressores e nas tubulações de água em razão de problemas como corrosão, incrustação e furos nessas estruturas.

Portanto, considerou-se como ganho no setor 1 a melhoria da confiabilidade dos equipamentos e a redução de 90% dos custos de manutenção relacionados aos problemas citados. O valor médio da redução foi estimado com base em dados internos de custos de manutenção dos últimos 4 anos.

5.10 Payback descontado do projeto

Os custos referentes à operação do sistema no setor 1 superaram os ganhos do projeto, portanto, a implementação da torre de resfriamento no setor 1 da fábrica não se mostrou viável economicamente. Além disso, a implementação da torre no setor 1 levaria a um aumento do consumo de água, visto que o atual sistema de resfriamento possivelmente apresenta perda por evaporação no reservatório inferior às perdas na torre. Portanto, outras soluções deveriam ser avaliadas para a solução dos problemas de confiabilidade dos equipamentos e custos de manutenção.

Resultado bem diferente foi observado no setor 2. Com a implementação da torre, a redução do consumo de água desmineralizada ou desclorada no setor 2 é um fator que torna esse projeto bastante atrativo. As Tabelas 24, 25 e 26 apresentam todos os custos e ganhos do projeto para cada água considerada e já considerando os fatores de correção para custos e ganhos mencionados no tópico 4.11. O fluxo de caixa a cada mês em valores presentes (VPL) e o tempo de retorno do investimento também podem ser visualizados.

Tabela 24 – Tempo de retorno do investimento no setor 2 (operação com água desmineralizada).

Setor 2	Mês					
	0	1	2	(...)	4	5
Compra - Torre	-R\$ 194.249	-	-		-	-
Compra - Bomba	-R\$ 144.675	-	-		-	-
Custo operacional - bomba		-R\$ 5.179	-R\$ 5.179		-R\$ 5.179	-R\$ 5.179
Custo operacional - ventilador		-R\$ 1.148	-R\$ 1.148		-R\$ 1.148	-R\$ 1.148
Custo do tratamento da água		-R\$ 383	-R\$ 383	(...)	-R\$ 383	-R\$ 383
Ganho - consumo de água (desmineralizada)		R\$ 92.781	R\$ 92.781		R\$ 92.781	R\$ 92.781
VPL (R\$)	-	R\$ 85.218	R\$ 84.375		R\$ 82.712	R\$ 81.893
Saldo (R\$)	-R\$ 338.924	-R\$ 253.705	-R\$ 169.330	(...)	-R\$ 3.079	R\$ 78.815

Fonte: Dos autores (2022).

Observou-se que o tempo de retorno do investimento no setor 2 considerando a operação com água desmineralizada resultou no menor payback do projeto, de apenas 5 meses aproximadamente e, portanto, o tempo de retorno mínimo deste trabalho. Entretanto, sabe-se que a operação atual de resfriamento dos compressores também utiliza a água desclorada, portanto, avaliou-se também o tempo de retorno da operação com água desclorada (Tabela 25) e a operação intercalada em 50 % do tempo com água desmineralizada e 50 % água desclorada (Tabela 26).

Tabela 25 – Tempo de retorno do investimento no setor 2 (operação com água desclorada).

Setor 2	Mês					
	0	1	2	(...)	15	16
Compra - Torre	-R\$ 194.249	-	-		-	-
Compra - Bomba	-R\$ 144.675	-	-		-	-
Custo operacional - bomba		-R\$ 5.179	-R\$ 5.179		-R\$ 5.179	-R\$ 5.179
Custo operacional - ventilador		-R\$ 1.148	-R\$ 1.148		-R\$ 1.148	-R\$ 1.148
Custo do tratamento da água		-R\$ 383	-R\$ 383	(...)	-R\$ 383	-R\$ 383
Ganho - consumo de água (desclorada)		R\$ 30.927	R\$ 30.927		R\$ 30.927	R\$ 30.927
VPL (R\$)	-	R\$ 23.977	R\$ 23.740		R\$ 20.859	R\$ 20.652
Saldo (R\$)	-R\$ 338.924	-R\$ 314.947	-R\$ 291.207	(...)	-R\$ 3.158	R\$ 17.494

Fonte: Dos autores (2022).

Tabela 26 – Tempo de retorno do investimento no setor 2 (operação 50% do tempo com água desmineralizada e 50% água desclorada).

Setor 2	Mês					
	0	1	2	(...)	6	7
Compra - Torre	-R\$ 194.249	-	-		-	-
Compra - Bomba	-R\$ 144.675	-	-		-	-
Custo operacional - bomba		-R\$ 5.179	-R\$ 5.179		-R\$ 5.179	-R\$ 5.179
Custo operacional - ventilador		-R\$ 1.148	-R\$ 1.148		-R\$ 1.148	-R\$ 1.148
Custo do tratamento da água		-R\$ 383	-R\$ 383	(...)	-R\$ 383	-R\$ 383
Ganho - consumo de água (desmi. e desclorada)		R\$ 61.854	R\$ 61.854		R\$ 61.854	R\$ 61.854
VPL (R\$)	-	R\$ 54.598	R\$ 54.057		R\$ 51.948	R\$ 51.433
Saldo (R\$)	-R\$ 338.924	-R\$ 284.326	-R\$ 230.269	(...)	-R\$ 19.340	R\$ 32.094

Fonte: Dos autores (2022).

A operação com água desclorada resultou em um payback de 16 meses, consideravelmente maior do que com a água desmineralizada. Já a operação intercalada em 50 % do tempo para cada tipo de água o payback foi de 7 meses, o que é mais próximo da operação com água desmineralizada. Esse resultado é consequência da disparidade entre os custos de produção dos dois tipos de água. A água desmineralizada possui custo de produção 3 vezes maior do que a água desclorada, portanto, o ganho econômico ao deixar de consumi-la torna o

investimento proposto neste trabalho mais atrativo. O impacto do custo da água desmineralizada é tão significativo, que mesmo se o sistema atual operar somente 50 % do tempo com água desmineralizada, o investimento ainda se mostraria bastante atrativo, com um tempo de retorno baixo de 7 meses. Portanto, o tempo de retorno do investimento na implementação do sistema circular de água no processo de resfriamento dos turbocompressores varia de no mínimo 5 meses a no máximo 16 meses.

Resultado semelhante ao do tempo de retorno foi observado no lucro mensal gerado pelo projeto. No melhor cenário (operação com água desmineralizada), o lucro após o retorno do investimento foi de quase 82 mil R\$, na operação com água desclorada o lucro gerado seria da ordem de 20,6 mil R\$ e na operação intercalada de 51,4 mil R\$. Portanto, o sistema proposto ao setor 2 se mostrou fortemente viável na redução do consumo de água da fábrica, além de gerar lucros expressivos após o tempo de retorno do investimento. No caso do setor 1, sugere-se que sejam avaliadas outras formas de reduzir os problemas recorrentes de manutenção, uma vez que o sistema proposto oneraria a operação e geraria maior consumo de água.

6 CONCLUSÃO

Após os resultados gerados pelo projeto proposto, tendo em vista as configurações iniciais de cada unidade de utilidades da indústria química em questão, pode-se tirar algumas conclusões. Primeiramente, para o setor de utilidades 1, como o processo de resfriamento já se encontrava em sistema fechado com água tratada, a proposição de alterar o processo utilizando uma torre de resfriamento resultou em um aumento de consumo de água relativo ao processo atual devido à necessidade de reposição de água para torre. Além disso, como o ganho financeiro do projeto é resultado somente da redução de custos em manutenção e o custo de operação do novo sistema supera demasiadamente esse ganho, o projeto não apresentou viabilidade econômica.

Já o setor de utilidades 2, por apresenta por apresentar uma configuração atual de sistema aberto de resfriamento dos compressores, descartando a água desmineralizada ou desclorada após o resfriamento, o projeto proposto apresentou ganhos tanto financeiros, quanto em redução de captação de água da indústria. Em relação a redução de captação de água, o projeto apresentou uma economia de 464 mil metros cúbicos por ano que deixarão de ser consumidos pela indústria. Relacionado ao ganho econômico, o projeto analisou dois ganhos gerando assim dois paybacks: o maior payback de 16 meses relacionado ao menor ganho quando a unidade está operando com água desclorada e o menor payback de 5 meses relacionado ao maior ganho quando o sistema de resfriamento opera com água desmineralizada. Dessa forma, para o setor de utilidades 2, este trabalho indica a viabilidade do sistema proposto, o que poderia ser confirmado em uma futura etapa de detalhamento.

Por fim, o presente trabalho de concepção básica contemplou os objetivos propostos, tanto gerais, quanto específicos, tendo como foco aplicar conhecimentos técnicos de engenharia química para proposição de um projeto aplicável em uma indústria química.

REFERÊNCIAS

ANA – Agência Nacional de Águas. **Conjuntura dos Recursos Hídricos no Brasil – Informe 2018**. Ministério do Meio Ambiente. Brasília – DF, 2018. Disponível em: <<https://arquivos.ana.gov.br/portal/publicacao/Conjuntura2018.pdf>>. Acesso em: 10 out. 2021.

ASSEMAE - Associação Nacional dos Serviços Municipais de Saneamento – <<https://www.saneamentobasico.com.br/wp-content/uploads/2019/09/corrosao-tubulacoes-aco-galvazinado.pdf>> Acesso em: 10 out. 2021.

BCB – Banco Central do Brasil. Disponível em: <<https://www.bcb.gov.br/estabilidadefinanceira/fechamentodolar>>. Acesso em: 15 mar. 2022.

BRENTWOOD INDUSTRIES, INC. **Cross-Fluted Film Fill**. Disponível em: <https://www.brentwoodindustries.com/cooling-tower/accupac-crossflow-film-fill-media/?model_type=5840>. Acesso em: 13 mar. 2022.

CATÁLOGO TURBO AIR 3000. Disponível em: <<https://www.ingersollrand.com/pt-br/air-compressor/turbo-air-compressors/turbo-air-3000>>. Acesso em: 02 mar. 2022.

CHURCHILL, S. W. **Friction factor equations spans all fluid flow regimes**. Chemical Engineering, 1977.

CNTQ/Vale – **Noções de compressores**. Disponível em: <<http://cntq2.hospedagemdesites.ws/wp-content/uploads/2013/05/Compressores.pdf>> Acesso: 3 out. 2021.

CREMASCO, M. A. **Operações Unitárias em Sistemas Particulados e Fluidodinâmicos**. Ed.Blucher, 2012.

COAN, V. P. **Dimensionamento de torres de resfriamento - Um caso prático**. 2015, Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Química) – Universidade Federal de São Carlos, São Carlos, SP, 2015.

COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE. **CTI Journal - The Official Publication of The Cooling Technology Institute**. Vol. 30, n° 1, 2009.

COOLING TECHNOLOGY INSTITUTE. **CTI Journal - The Official Publication of The Cooling Technology Institute**. Vol. 35, n° 2, 2014.

EDUREV. **Mechanical Draft Towers: Forced Draft Towers And Induced Draft Towers Notes** - Chemical Engineering Course Mass Transfer. Disponível em: < https://edurev.in/studytube/Mechanical-Draft-Towers-Forced-Draft-Towers-And-In/8590c1d9-5c6f-4dd3-85a7-9dae2a9114d5_t>. Acesso em: 5 mar. 2022.

ELECTRIC POWER RESEARCH INSTITUTE (EPRI). **Cooling Tower Performance Prediction and Improvement**. Richland, Washington, EUA, 1990.

EVAPCO, INC. **Torres de Resfriamento**. Disponível em: < <https://www.evapco.com.br/pt-br/products/torres-de-resfriamento-montada-de-fabrica/torre-de-resfriamento-sct>>. Acesso em: 5 mar. 2022.

GARRETT, D. E. **Chemical engineering economics**. New York, US: Van Nostrand Reinhold, 1989.

GAUTO, M. A.; ROSA, G. R. **Processos e operações unitárias da indústria química**. Rio de Janeiro: Ciência Moderna Ltda., 2011, 417 p.

GENTIL, V. **Corrosão**, LTC – Livros Técnicos e Científicos Editora S.A., 3ª Ed., 1998.

GOSWAMI, D, Y. **The CRC Handbook of Mechanical Engineering**. Boca Raton: CRC Press, 2ª Ed., 2004.

HALLETT, G. F. **Performance Curves for Mechanical Draft Cooling Towers**. ASME Headquarters, New York, NY, 1974.

HAMON GROUP. **Natural draft cooling towers**. 2018. Disponível em: <https://www.researchgate.net/figure/a-Wet-natural-draft-cooling-tower-b-wet-induced-draft-cooling-tower-c-air-cooled_fig1_342133723>. Acesso em: 5 mar. 2022.

HOBSBAWM, Eric J. **A Era das Revoluções 1789-1848**. Rio de Janeiro: Paz e Terra, 2014.

KHALIFA, A. H. N. **Thermal and Exergy Analysis of Counter Flow Induced Draught Cooling Tower**. International Journal of Current Engineering and Technology. Baghdad, Iraq, 2015.

KIM, K.; SAVULESCU, L.; SMITH, R. **Design of cooling systems for effluente temperature reduction**. Chemical Engineering Science, 2000.

LICHTENSTEIN, J. **Performance and Selection of Mechanical-Draft Cooling Towers**, TRANS. ASME, vol. 65, 1943.

MULYANDASARI, V. **Cooling Tower Selection And Sizing - Engineering design guidelines**. KLM Technology Group, Malaysia, 2011.

NG SOLAR. **Preço da energia elétrica CPFL 2022**. Disponível em: <<https://www.ngsolar.com.br/single-post/preco-kwh-cpfl>>. Acesso em: 21 mar. 2022.

PERRY, R. H.; GREEN, D. W.; MALONEY, J. O. **Perry's chemical engineers' handbook**. 7ª Ed. McGraw-Hill, 2008.

PETERS, M.S.; TIMMERHAUS, K.D. **Plant design and economics for chemical engineers**. Mc.Graw-Hill, 4ª Ed., 1991.

PORTAL TRATAMENTO DE ÁGUA. **Desmineralizadores – Resinas de Troca Iônica (2017)**. Disponível em: <<https://tratamentodeagua.com.br/artigo/desmineralizadores-resinas-de-troca-ionica>>. Acesso em: 24 mar. 2022

SAMPAIO, F. S. **Torre de resfriamento: modelagem, simulação e testes experimentais para apoio ao ensino de engenharia mecânica**. Brasília, 2013. Projeto de Graduação

(Bacharelado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

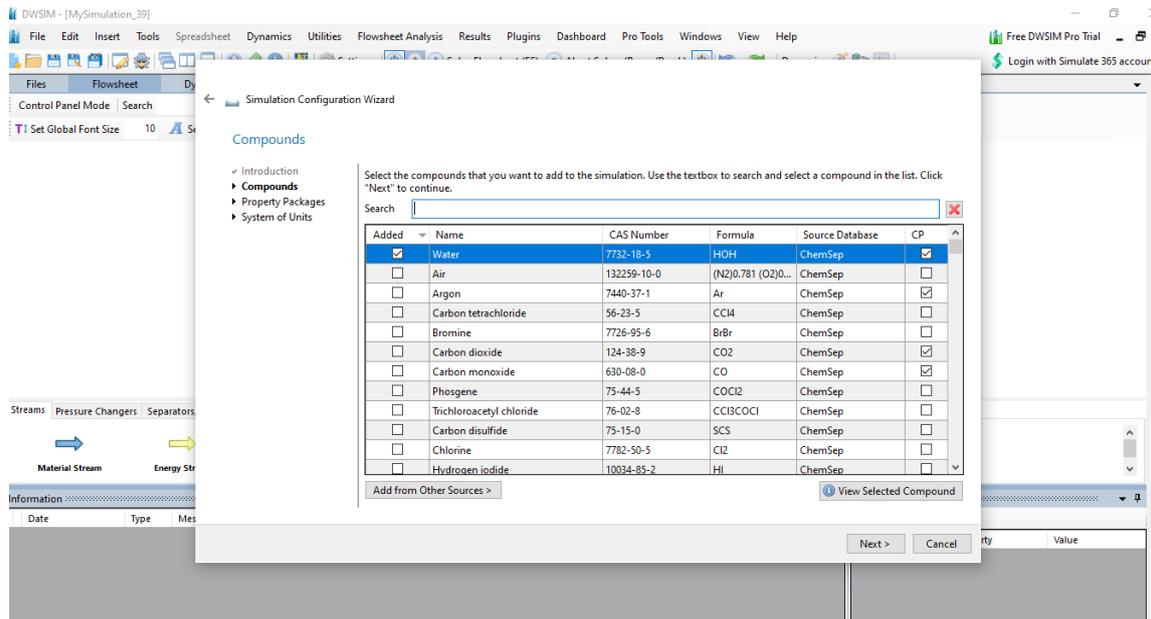
SILVA, A. F. **Otimização de torres de resfriamento**. Rio de Janeiro, 2015. Dissertação (Mestrado em Tecnologia de Processos Químicos e Bioquímicos) – Escola de Química, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2015.

SPX COOLING TECHNOLOGIES. **External influences on cooling tower performance**. 2016. Disponível em: <<https://spxcooling.com/library/external-influences-on-cooling-tower-performance/>>. Acesso em: 24 mar. 2022.

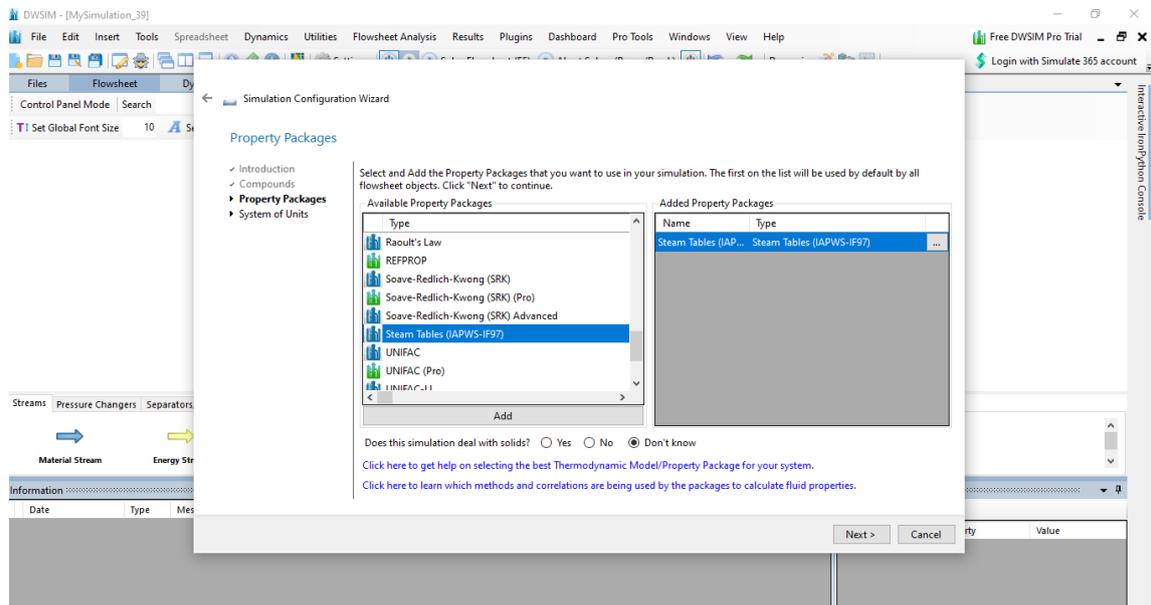
STOUT, M. R.; LEACH, J. W. **Cooling Tower Fan Control for Energy Efficiency**. Energy Engineering, 2009.

STULL, R. **Wet-Bulb Temperature from Relative Humidity and Air Temperature**. University of British Columbia, Vancouver, Canada, 2011.

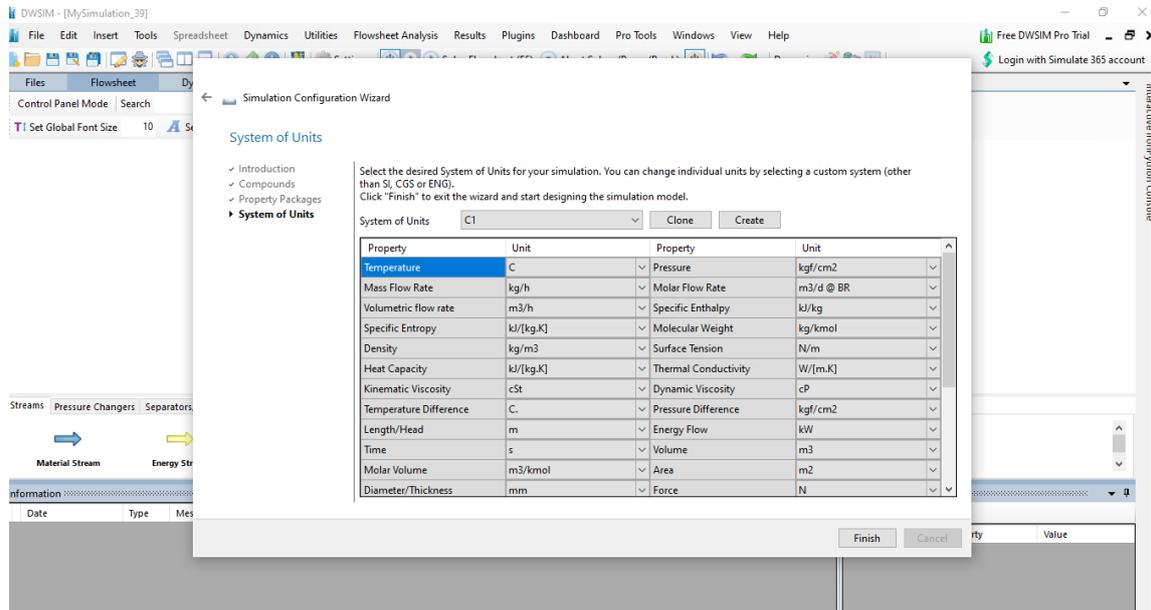
APÊNDICE A – Aba de seleção do componente



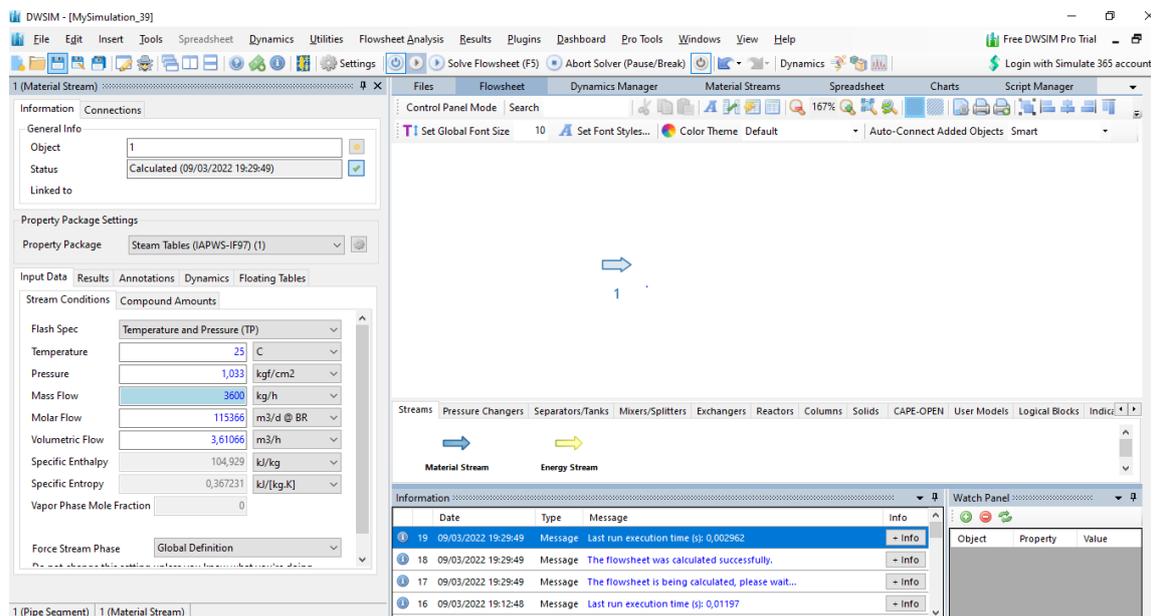
APÊNDICE B – Aba de seleção das propriedades termodinâmicas.



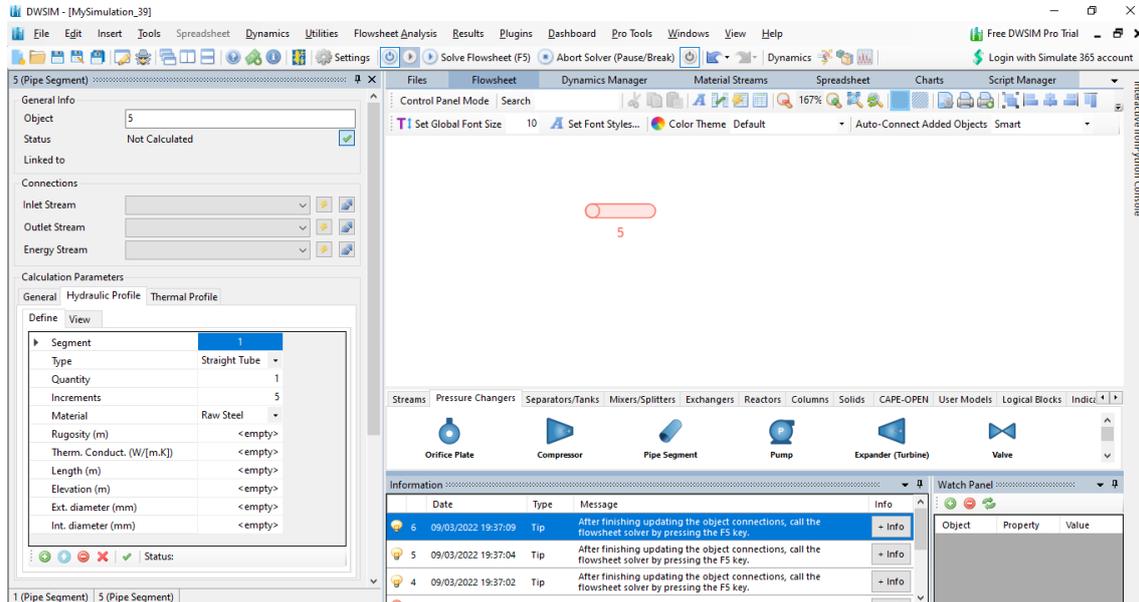
APÊNDICE C – Aba de seleção das unidades a serem trabalhadas.



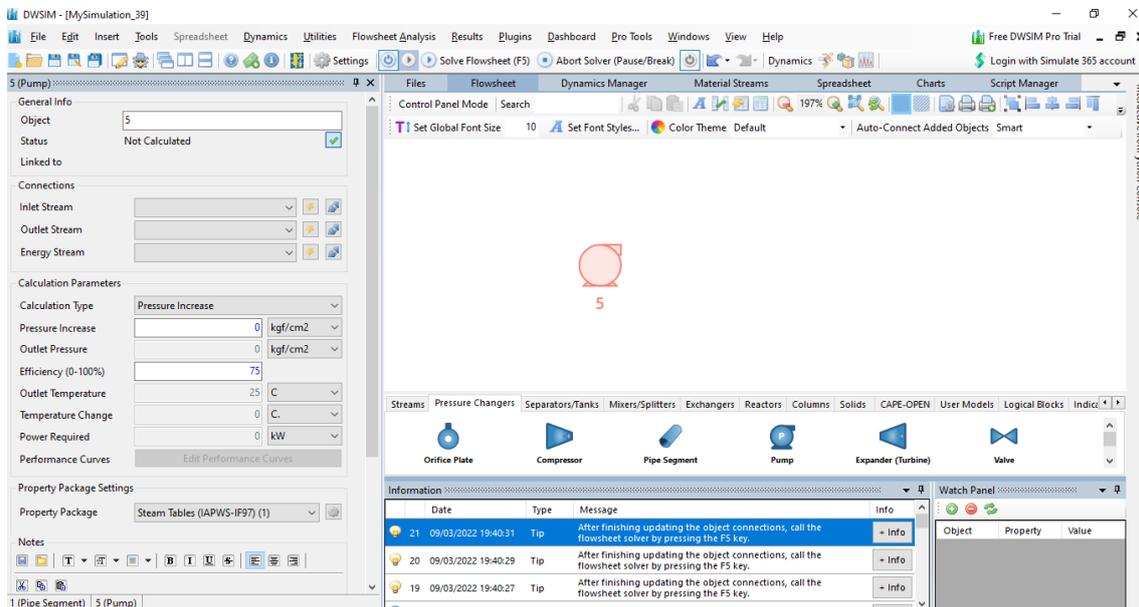
APÊNDICE D – Aba de seleção e configuração das correntes materiais.



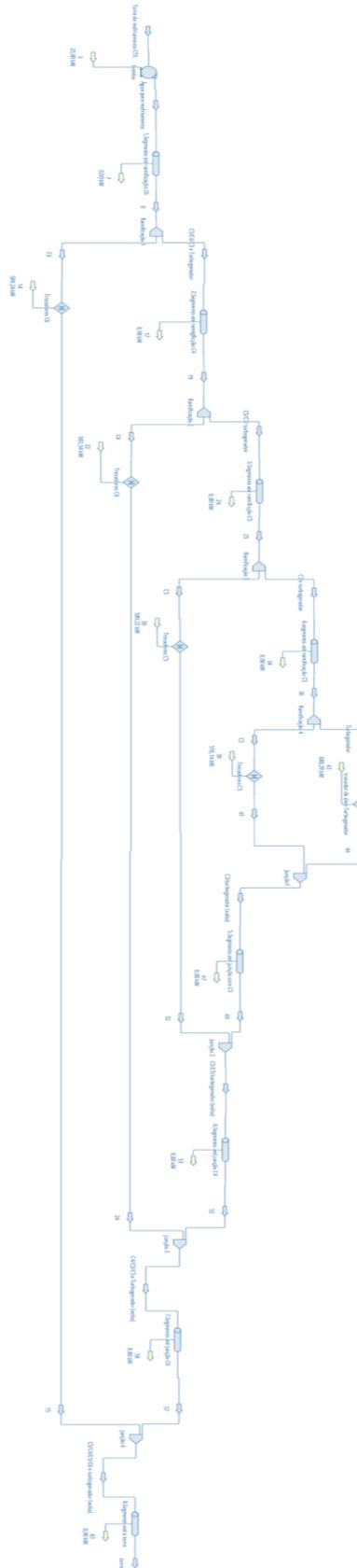
APÊNDICE E – Aba de seleção do segmento de tubulação e configuração do perfil hidráulico.



APÊNDICE F – Aba de seleção da bomba e configurações dos parâmetros.



APÊNDICE G – Simulação do sistema de resfriamento dos compressores unidade 1



APÊNDICE H – Simulação do sistema de resfriamento dos compressores unidade 2

