



Universidade Federal de Sergipe
Centro de Ciências Exatas e Tecnologia
Núcleo de Engenharia Mecânica

RACIONALIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE CERVEJA FERMENTADA

RODRIGO ALVES GANDARELA REZENDE

Trabalho de Conclusão de Curso

São Cristóvão - SE

Julho de 2011



Universidade Federal de Sergipe
Centro de Ciências Exatas e Tecnologia
Núcleo de Engenharia Mecânica

RACIONALIZAÇÃO DE SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE CERVEJA FERMENTADA

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado ao Núcleo de Engenharia
Mecânica, como parte dos requisitos
para obtenção da graduação em
Engenharia Mecânica.

RODRIGO ALVES GANDARELA REZENDE

São Cristóvão - SE

Julho/2011

RACIONALIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE CERVEJA FERMENTADA

RODRIGO ALVES GANDARELA REZENDE

‘Esse documento foi julgado adequado para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico e aprovado em sua forma final pelo colegiado do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Sergipe.’

Wilson Luciano de Souza, Dr.

Coordenador do Trabalho de Conclusão de Curso

Banca Examinadora:

Nota

Wilson Luciano de Souza, Dr.
Orientador

Douglas Bressan Riffel, Dr.

Dagoberto Albuquerque Neto,

Média Final:

Dedico esse trabalho a toda
minha família, parentes,
amigos e professores que me
ajudaram de forma decisiva
para que concluísse o trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que ajudaram na execução deste trabalho de conclusão de curso, apoiando quando preciso para que conseguisse finalizar o trabalho.

Primeiramente agradeço a meus pais Maria Luiza Alves das Chagas e Júlio César Gandarela Rezende que sempre deram apoio incondicional na minha formação profissional, sem medir esforços para que fosse concluída esta graduação.

Agradeço aos meus irmãos Ramon Alves Gandarela Rezende e Daniela Alves Gandarela Rezende que sempre me aconselharam mostrando como agir em situações difíceis.

Lembrando das amizades construídas na universidade, dentro dela formando um grupo de amigos que juntos sempre superaram todos os obstáculos impostos pela graduação em engenharia mecânica. Agradeço a todos por sempre estarem presentes nos momentos difíceis ao meu lado, assim fortalecendo a amizade.

Queria agora tecer agradecimentos aos professores do núcleo de engenharia mecânica e em especial ao professor Dr. Wilson Luciano de Souza que me orientou na conclusão deste trabalho, além do apoio e orientação profissional durante toda minha formação acadêmica.

RACIONALIZAÇÃO DO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO DE CERVEJA FERMENTADA

RESUMO

A partir das necessidades atuais de redução de consumo de energia elétrica, neste trabalho mostraremos um estudo de racionalização dos sistemas de refrigeração industriais, um dos grandes responsáveis pelo alto consumo energético nas indústrias. Nesse tema mostraremos melhorias no sistema de refrigeração que existe nas cervejarias propondo melhorias pensadas para redução das despesas energéticas. O sistema de refrigeração atual, ou seja, os ciclos presentes nas cervejarias trabalham com dois fluidos refrigerantes (amônia e etanol) para resfriar a cerveja num processo específico da sua produção, por trabalhar com dois refrigerantes os ciclos possuem diversas perdas caloríficas no processo devido às passagens nos trocadores de calor. Então para redução destas perdas propusemos a retirada do etanol, pois ele é utilizado como precaução caso haja contato entre a cerveja e o refrigerante no trocador de calor. Entretanto com a retirada do etanol surge a necessidade de permuta do trocador de calor por uns mais modernos que não permitam o contato do refrigerante (amônia) com cerveja, estes já existentes no mercado. Diante desta proposta fizemos as análises termodinâmicas pertinentes ao estudo que mostrou que o ciclo proposto reduzirá em cerca de 50% no consumo de energia, assim possibilitando que os compressores não trabalhem na sua capacidade nominal. A análise também mostrou que o ciclo proposto se implantado possuirá um aumento do COP de 108%, ou seja, para o mesmo efeito frigorífico consumimos menos energia elétrica.

Palavras-chave: Modelagem termodinâmica, Ciclo de refrigeração por compressão de vapor, Estudo energético.

RACIONALIZACIÓN DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE CERVEZA FERMENTADAS

RESUMEN

En base a las necesidades actuales para reducir el consumo de energía, este documento se muestra un estudio de racionalización de los sistemas de refrigeración industrial, en gran medida responsables de las industrias de alto consumo de energía. En este tema muestran mejoras en el sistema de refrigeración existente proponiendo de mejoras diseñadas para reducir el gasto energético. El sistema de refrigeración actual, o los ciclos enfriamiento presente en las fábricas de cerveza trabajan con dos refrigerantes (amoníaco y etanol) para enfriar la cerveza en un proceso específico de su producción, trabajando con dos refrigerantes los ciclos tienen varias pérdidas de calor en el proceso debido a pasajes en los intercambiadores de calor. Así que para reducir estas pérdidas se propuso la retirada del etanol, ya que se utiliza como medida de precaución en caso de que haya contacto entre la cerveza y refrescos en el intercambiador de calor. Sin embargo, con la retirada de etanol proviene la necesidad de cambiar el intercambiador de calor para un sistema más moderno que no permite el contacto del refrigerante (amoníaco) con la cerveza, estos que ya se encuentran en el mercado. Frente a esta propuesta hemos hecho el análisis termodinámico relevantes para el estudio que mostró que el ciclo propuesto ha reducido en 50% el consumo de energía, permitiendo así que los compresores no funcionan a su capacidad nominal. El análisis también mostró que el ciclo propuesto se lleva a cabo tendrán un incremento del 108% en el COP, es decir, para el mismo propósito refrigerador consume menos electricidad.

Palabras-clave: Modelado termodinámico ciclo de refrigeración por compresión de vapor, Estudios de la Energía

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	ix
LISTA DE TABELAS	x
LISTA DE SÍMBOLOS	xi
1. Introdução.....	1
2. OBJETIVOS.....	2
2.1. Objetivo Geral.....	2
2.2. Objetivos Específicos	2
3. Revisão Bibliográfica.....	3
3.1. Ciclos de Refrigeração	3
3.1.1. Ciclo de Carnot.....	4
3.1.2. Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor	5
3.2. Compressores	6
3.2.1. Compressores Parafuso	6
3.2.2. Compressores Alternativos.....	7
3.3. Trocadores de Calor (Evaporador)	8
3.3.1. Trocador de Placas	8
3.3.2. Capacidade de Refrigeração do Trocador de Calor.....	9
3.4. Condensadores	9
3.4.1. Condensadores Resfriados a Ar	10
3.4.2. Condensadores Resfriados a Água	10
3.4.3. Condensadores Evaporativos	10
3.5. Válvulas de Expansão	11
3.5.1. Válvula de Expansão Termodinâmica.....	11
3.5.2. Válvula de Expansão Eletrônica.....	13
3.5.3. Válvula de Expansão de Pressão Constante	13

3.6.	Fluidos Refrigerantes	14
3.6.1.	Amônia	14
3.6.2.	Etanol.....	15
4.	Fundamentação Teórica	17
4.1.	Leis da Termodinâmica	17
4.1.1.	Lei da Conservação da Massa	17
4.1.2.	Primeira Lei da Termodinâmica.....	17
4.1.3.	Segunda Lei da Termodinâmica.....	18
4.2.	Irreversibilidades	18
4.3.	Exergia	19
4.4.	Eficiências.....	21
4.4.1.	Eficiência de Primeira Lei	21
4.4.2.	Eficiência de Segunda Lei	21
4.4.3.	Eficiência do Ciclo de Refrigeração.....	22
4.4.4.	Grau de Perfeição Termodinâmica.....	22
4.5.	Análise Termodinâmica dos Equipamentos	23
4.5.1.	Definição dos Volumes de Controle.....	23
4.5.2.	Condensadores.....	23
4.5.3.	Compressores	24
4.5.4.	Trocadores de Calor	25
4.5.5.	Válvula Expansora	26
5.	Descrição do Problema.....	28
6.	Metodologia	31
7.	Resultados e discussões.....	35
7.1.	Introdução	35
7.2.	Resultados Obtidos com a Planta Atual.....	35
7.3.	Projeto Proposto.....	36

7.4.	Comparativo Entre os Dois Ciclos.....	38
7.4.1.	Eficiência de Grau de Perfeição Termodinâmica.....	38
7.4.2.	Irreversibilidades	39
7.4.3.	COP	39
7.4.2 –	Potência do Compressor.....	40
7.4.4.	Vazão Mássica de Amônia	40
7.4.5.	Calor no Condensador	40
8.	Conclusão.....	41
	Referências Bibliográficas	42
	APÊNDICE A – Modelagem Termodinâmica da Planta Atual	43
	APÊNDICE B – Modelagem Termodinâmica do Projeto Proposto	60

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ciclo de Carnot e Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo.....	4
Figura 2 - Ciclo com compressão de vapor e diagrama Temperatura x Entropia do ciclo.	5
Figura 3 – Compressor parafuso	7
Figura 4 – Estágios de compressão compressor alternativo	8
Figura 5 – Trocador de calor de placas	9
Figura 6 – Condensador Evaporativo	11
Figura 7 – Válvula de expansão termodinâmica	12
Figura 8 – Válvula de expansão de pressão constante	13
Figura 9 – Diagrama de Exergia	20
Figura 10 – Volume de controle do condensador	24
Figura 11 – Volume de controle do compressor	24
Figura 12 – Volume de controle da válvula expansora.	26
Figura 13 – Diagrama da planta atual.	29
Figura 14 – Diagrama do projeto proposto	30
Figura 15 – Gráfico pressão x entalpia para amônia.	33
Figura 16 – Eficiências pela Segunda Lei e Grau de perfeição termodinâmica.	38
Figura 17 – Gráfico irreversibilidades relativas.	39

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades físicas da amônia.....	15
Tabela 2 – Dados conhecidos do compressor.....	31
Tabela 3 – Dados conhecidos do condensador.....	31
Tabela 4 – Dados conhecidos da válvula expansora	32
Tabela 5 – Dados conhecidos do volume de controle da tubulação do refrigerado (cerveja fermentada)	32
Tabela 6 – Dados conhecidos do volume de controle da tubulação do refrigerante (amônia). 32	
Tabela 7 – Dados conhecidos do volume de controle do etanol como refrigerante no trocador etanol cerveja.....	32
Tabela 8 – Dados conhecidos do volume de controle do etanol como refrigerante no trocador amônia etanol.....	33
Tabela 9 – Dados de desempenho da planta atual	35
Tabela 10 – Propriedades Termodinâmicas ciclo atual	36
Tabela 11 – Dados de desempenho do projeto proposto	37
Tabela 12 – Propriedades Termodinâmicas ciclo proposto.....	37
Tabela 13 – Comparativa entre os dois ciclos	38

LISTA DE SÍMBOLOS

COP – Coeficiente de desempenho

c_v – Calor específico a volume constante, kJ/kg

ex – Exergia específica, kJ/kg

h – Entalpia específica, kJ/kg

\dot{I} – Taxa de geração de irreversibilidade, kW

\dot{m} – Fluxo mássico, kg/s

\dot{Q} – Taxa de transferência de calor, kW

T – Temperatura, °C

\dot{S}_{ger} – Geração de entropia, kW

s – Entropia específica, kJ/kg.K

\dot{W} – Potência, kW

η – Eficiência pela Primeira Lei

ε – Eficiência pela Segunda Lei

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de resfriamento são utilizados na maioria das indústrias, sendo aplicados desde a refrigeração de um simples equipamento até a refrigeração de insumos para a produção. No caso específico das indústrias cervejarias o processo de fabricação requer a utilização de sistemas térmicos para que todo o processo de obtenção de cerveja seja concluído com êxito. Dentre as etapas do processo podemos citar a fermentação e a maturação sendo essas duas etapas responsáveis por grande parcela da potência do sistema frigoríficos das cervejarias, pois nestas etapas grandes quantidades de cerveja devem permanecer a baixas temperaturas. A fermentação é um processo que consiste na decomposição de açúcares do mosto¹ em álcool e gás carbônico pela ação das leveduras, este processo deverá durar cerca sete dias mantendo-se a temperatura de 15 °C. Após a fermentação deverá ocorrer à maturação, para isso haverá uma troca de tanque e a cerveja já fermentada será transportada para o tanque de maturação, onde sua temperatura deverá permanecer constante a -2 °C permanecendo a essa temperatura por aproximadamente sete dias concluindo a etapa da maturação, onde ocorrerão reações químicas que ajudaram a clarificar, melhorar o aroma e o sabor da cerveja.

As cervejarias possuem em sua planta um ciclo refrigeração que é responsável por reduzir a temperatura da cerveja fermentada até a temperatura ideal para o processo de maturação. Neste ciclo o etanol é utilizado como refrigerante no trocador de calor tendo a função de diminuir a temperatura da cerveja de 15 °C para -2 °C, sendo o etanol resfriado pela amônia em outro trocador de calor pertencente ao ciclo do etanol. Diante da realidade industrial de alto consumo de energia elétrica, neste trabalho foi proposto alterações no sistema de refrigeração das cervejarias visando o aumento do COP desse ciclo. Assim a proposta consiste na retirada do etanol que funciona como refrigerante secundário e será utilizada amônia como o refrigerante que irá resfriar a cerveja diretamente por fim serão feitas análises termodinâmicas visando identificar as principais mudanças nas diversas variáveis do ciclo como COP, potência do compressor e vazão de amônia que podem ser calculadas após modelagem termodinâmica do ciclo existente e do ciclo proposto, mensurando assim a lacuna energética existente entre eles.

¹ O mosto é uma mistura de malte moído com água e alguns complementos que será posteriormente fermentado

2. OBJETIVOS

2.1. Objetivo Geral

Propor uma modificação do ciclo de refrigeração com fluido secundário (amônia-etanol) aplicado em indústrias cervejeiras para um ciclo de refrigeração direta utilizando apenas amônia (NH_3).

2.2. Objetivos Específicos

- Estudar o sistema de refrigeração com fluido secundário (amônia-etanol);
- Especificar e explicar as principais características do sistema aplicado na maioria das cervejarias;
- Propor a alteração do sistema atual de refrigeração na cervejaria estudada;
- Modelar termodinamicamente o ciclo proposto e comparar com o ciclo vigente;
- Demonstrar a redução do consumo energético e o aumento do desempenho em relação ao ciclo atual;

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A refrigeração já era do conhecimento desde as antigas civilizações onde podemos citar os chineses que utilizavam dessa técnica séculos antes da do nascimento de Cristo com a finalidade de conservar o chá que consumiam através de métodos primitivos de refrigeração que no aproveitamento do gelo natural formado durante o período de inverno. Já as civilizações gregas e romanas aproveitavam do gelo natural colhido nas montanhas para a preparação de bebidas e alimentos gelados. Após o desenvolvimento das civilizações e a descoberta que o frio conservava os alimentos por mais tempo, começaram-se as pesquisas relacionadas à refrigeração, que até então era totalmente dependente do gelo natural.

Em 1855 surgiu na Alemanha um mecanismo para fabricação do gelo artificial que era baseado no princípio da absorção, descoberto em 1824 pelo físico e químico inglês Michael Faraday a partir disso desenvolveu-se a refrigeração industrial chegando aos grandes sistemas de refrigeração atuais (FERRAZ; GOMES, 2008).

A seguir será mostrado o funcionamento dos ciclos de Carnot e o do ciclo por compressão de vapor, para que possamos entender a dinâmica desses ciclos aplicando os seus conceitos posteriormente. Logo após será descrito cada um dos equipamentos que compõe o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, mostrando suas especificidades com intuito de podermos formular equações com base no seu princípio de funcionamento.

3.1. Ciclos de Refrigeração

Para que se entenda um pouco de como funciona a refrigeração é necessário a compreensão dos ciclos de refrigeração, que podem ser montados de diversas maneiras. Assim devemos entender como funciona o Ciclo de Carnot, pois esse representa um ciclo ideal, ou seja, possui a máxima eficiência de um ciclo de refrigeração. Esse ciclo é composto de um refrigerante que percorre de maneira contínua quatro etapas são elas: compressão, condensação, expansão e evaporação. Essas etapas ocorrem de maneira que não existam perdas de calor e trabalho, por isso são consideradas reversíveis.

3.1.1. Ciclo de Carnot

Vamos agora descrever como funciona o ciclo de Carnot. Começando pela entrada do evaporador, vamos seguir o refrigerante conforme ele passa continuamente através de cada componente do ciclo. O refrigerante entra como uma mistura de duas fases líquido-vapor no estado 4. No evaporador, parte do refrigerante muda de fase de líquido para vapor como resultado da transferência de calor da região à temperatura T_c para o refrigerante. O refrigerante é então comprimido adiabaticamente do estado 1, em que ele se apresenta como uma mistura de duas fases líquido-vapor, para o estado 2, em que é vapor saturado. Durante esse processo, a temperatura do refrigerante aumenta de T_c para T_h e a pressão também aumenta. O refrigerante passa do compressor ao condensador, onde muda de fase de vapor saturado para líquido saturado como resultado da transferência de calor a temperatura T_h . A temperatura e pressão permanecem constantes no processo do estado 2 ao estado 3. O refrigerante volta ao mesmo estado na entrada do evaporador através de uma expansão adiabática por uma turbina. Nesse processo, do estado 3 ao estado 4, a temperatura decresce de T_h para T_c , e há um decréscimo de pressão (MORAN; SHAPIRO, 2008).

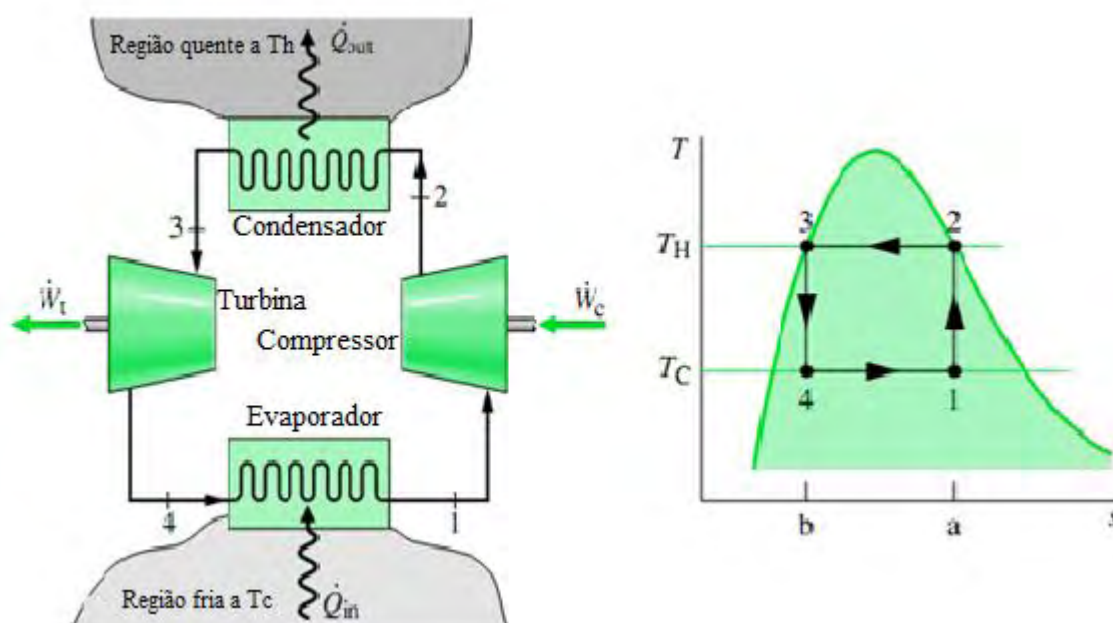


Figura 1 – Ciclo de Carnot e Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo (MORAN; SHAPIRO, 2008).

3.1.2. Ciclo de Refrigeração por Compressão de Vapor

O ciclo de vapor é utilizado pelas cervejarias para obtenção do efeito frigorífico nos processos de fabricação da cerveja para que esta possa atingir a temperatura ideal para a maturação. Abaixo será explicado o funcionamento desse ciclo mostrando detalhadamente como ocorre cada processo.

O ciclo de compressão a vapor possui um funcionamento parecido com o ciclo de Carnot, porém seus processos são irreversíveis (reais), ou seja, sua eficiência não a máxima possível como acontece com o ciclo Carnot. O ciclo de refrigeração com compressão de vapor é representado na Figura (2). No diagrama TS são mostradas as quatro etapas do processo. Um líquido evaporando a pressão constante (linha 1 – 2) fornece um meio para a absorção de calor a uma temperatura constante baixa. O vapor produzido é comprimido para uma pressão mais alta e então é resfriado e condensado com a rejeição de calor em nível de temperatura superior. O líquido que sai do condensador é retornado à sua pressão original através do processo de expansão. Em princípio, essa expansão pode ser realizada em um expensor do qual trabalho é obtido; porém, por razões de ordem prática, é normalmente conduzida por um estrangulamento através de válvula parcialmente aberta. A queda de pressão nesse processo irreversível é resultante do atrito no fluido na válvula. O processo de estrangulamento ocorre a uma entalpia constante. Na Figura (2) a (linha 4 – 1) representa este processo de estrangulamento. A linha 2 – 3 representa o processo de compressão real, se inclina na direção do aumento da entropia, refletindo as irreversibilidades existentes (SMITH, *et al*, 2007).

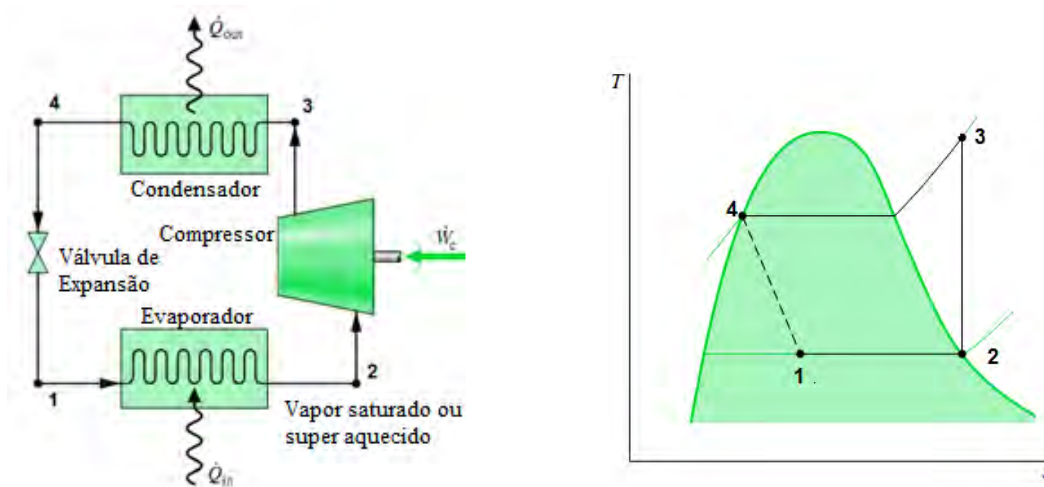


Figura 2 - Ciclo com compressão de vapor e Diagrama Temperatura x Entropia do ciclo (MORAN; SHAPIRO, 2008).

3.2. Compressores

O compressor é um dos principais componentes do sistema de refrigeração, além de serem os maiores consumidores de energia. A função do compressor é aumentar a pressão do fluido refrigerante e promover a circulação desse fluido no sistema. Os principais tipos de compressores utilizados são: alternativo, centrífugo, de parafusos, palhetas e scroll. A escolha do tipo de compressor depende, essencialmente, da capacidade da instalação, que pode ser dividida, em termos de temperatura de vaporização e do fluido frigorífico utilizado e da sua capacidade² de refrigeração medida em TR³ (Tonelada refrigeração) (VENTURINI; PIRANI, 2005).

O sistema de refrigeração que estudado é composto por dois compressores tipo parafuso e dois compressores alternativos, que serão detalhados a seguir:

3.2.1. Compressores Parafuso

Os compressores parafuso podem ser classificados como: de parafuso simples e de parafuso duplo. Os compressores de parafuso duplo são mais utilizados pelo simples fato de apresentar eficiência isentrópica ligeiramente maior, em torno de 3 a 4% a Figura (3) apresenta em corte os rotores de um compressor de parafuso duplo. O rotor macho aciona o rotor fêmea, que fica alojado em uma carcaça estacionária. O refrigerante entra pela parte superior em uma das extremidades e sai pela parte inferior da outra extremidade. Quando o espaço entre os ressaltos passa pela entrada, a cavidade é preenchida pelo refrigerante, pois em rotação contínua o refrigerante retido na cavidade move-se, circulando pela carcaça do compressor, até encontrar um ressalto do rotor macho, que começa a se encaixar na cavidade do rotor fêmea, reduzindo o volume da cavidade e comprimindo o gás. Ao atingir o orifício de saída, ocorre a descarga, devido ao encaixe do ressalto na cavidade. Com a finalidade de lubrificação e vedação, óleo é adicionado ao sistema. Assim, em sistemas operando com

² A capacidade de um compressor está classificada em pequena capacidade (< 2,5 TR), média capacidade (entre 2,5 e 75 TR) e grande capacidade (> 75 TR).

³ TR significa tonelada de refrigeração, uma expressão comumente utilizada em refrigeração para traduzir a energia necessária para liquefazer uma tonelada de gelo em 24 horas (1TR = 3,5 kW).

compressores parafuso torna-se necessário à instalação de um separador de óleo (VENTURINI; PIRANI, 2005).

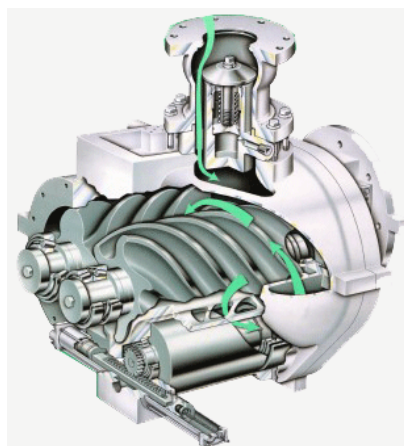


Figura 3 – Compressor parafuso (Ontario Compressor)

3.2.2. Compressores Alternativos

Os compressores alternativos são construídos de diversas maneiras, por exemplo, tipo aberto, semi-hermético e selado. Dentre estes o mais indicado para uso com amônia é o compressor tipo aberto que possui como principal característica um eixo que atravessa a carcaça e fica acoplado ao motor elétrico. O seu princípio de funcionamento é dividido em quatro etapas que serão descritas nos tópicos seguintes:

- O ponto A é conhecido como ponto morto superior do cilindro, nesta posição as válvulas de admissão e escape estão fechadas. Neste ponto existe vapor dentro do cilindro que impede a abertura da válvula de admissão;
- No ponto B o cilindro o vapor que se encontra dentro do cilindro se expande chegando a ficar com uma pressão menor que a pressão da tubulação de admissão. Após as válvulas abertas começa a entrada de vapor no cilindro preenchendo-o que até que o cilindro esteja no ponto C;
- No ponto C o cilindro está cheio de vapor e a válvula de admissão é fechada com acionamento por mola, assim começando a compressão;
- No curso do cilindro C-D ocorre o aumento da pressão dentro do cilindro, no ponto D a pressão interna do cilindro fica maior que a pressão da tubulação de saída abrindo a

válvula de escape. Então começa a ser expulso o vapor em alta pressão que continuar a fluir do cilindro para a tubulação escape do compressor;

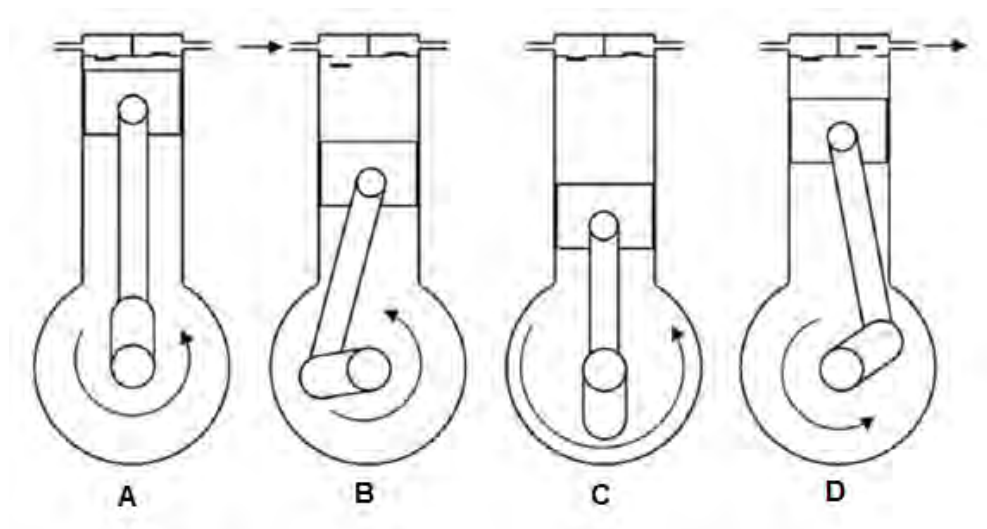


Figura 4 - Estágios de compressão compressor alternativo (DOSSAT, 2004).

3.3. Trocadores de Calor (Evaporador)

Os trocadores de calor são dispositivos que permitem a transferência de calor entre dois meios, sem que haja contato entre eles. Este dispositivo é inserido no processo com a finalidade de aumentar ou diminuir a temperatura de um dos meios, utilizando-se dos métodos de transferência de calor. Neste ciclo apenas utiliza o trocador de calor de placas o qual será demonstrado o seu funcionamento.

3.3.1. Trocador de Placas

Os trocadores de placa possuem duas chapas lisas de metal, que são soldadas de forma a se obter espaços entre elas que permitem a circulação dos fluidos permitindo a troca térmica. Este tipo particular de evaporador de placa é muito usado em refrigeradores de uso doméstico e frigoríficos caseiros, pois ele é de fácil limpeza, fabricação econômica e pode ser prontamente moldado em qualquer uma das várias formas requeridas (DOSSAT, 2004).

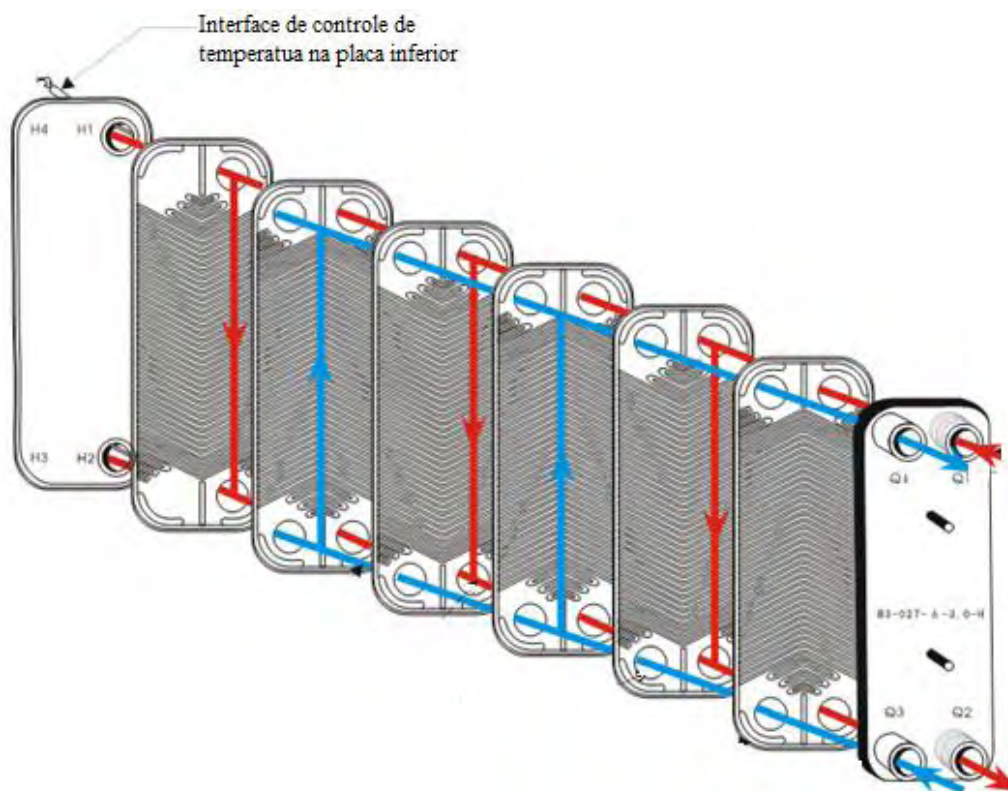


Figura 5 – Trocador de calor de placas (DANFOSS).

3.3.2. Capacidade de Refrigeração do Trocador de Calor

A capacidade de qualquer trocador de calor ou superfície de resfriamento é a taxa à qual o calor passará através das paredes do evaporador do espaço refrigerado ou produto, para o líquido vaporizante interno e usualmente é expressa em btu por hora. Um evaporador selecionado para qualquer aplicação específica deve ter capacidade de transmissão de calor para permitir ao refrigerante vaporizante absorver calor a taxa necessária para produzir o resfriamento requerido quando operando nas condições projetadas. (DOSSAT, 2004).

3.4. Condensadores

Os condensadores são dispositivos de resfriamento que tem como função principal liquefazer o fluido refrigerante, por intermédio de uma troca de calor com outro fluido com

temperatura menor que o refrigerante. Os principais tipos de condensadores utilizam como fluido refrigerante ar, água ou ainda uma mistura de ar e água.

3.4.1. Condensadores Resfriados a Ar

Os condensadores resfriados a ar utilizam-se da convecção para retirada de calor do refrigerante, que pode ser tanto forçada (com auxílio de ventiladores) quanto natural. No caso da natural a quantidade de ar que circula pelo condensador é baixa, assim necessitando uma área de troca térmica maior. Já na convecção forçada uma ventoinha garante um fluxo constante de ar no condensador consequentemente diminui o tamanho da área resfriada.

3.4.2. Condensadores Resfriados a Água

Este tipo de condensador em geral é fabricado com uma carcaça e tubulações internas a esta carcaça, pela tubulação passa o líquido a ser refrigerado e fora da tubulação está a água. O fluxo dessa água acontece de acordo com o poder de refrigeração necessário, esse escoamento acontece de forma paralela, ou seja, a água circula no mesmo sentido do fluido interno e contracorrente que funciona de maneira oposta.

3.4.3. Condensadores Evaporativos

O modelo evaporativo é o tipo de condensador mais eficiente, pois se utiliza tanto de ar como de água para que ocorra a liquefação do refrigerante. Esse modelo utiliza-se de um processo conhecido popularmente por condensação forçada, pois ele trabalha com ventiladores que retiram o calor por convecção. Esse condensador trabalha com bombas que elevam a água para a parte superior para ser pulverizada, assim a temperatura do refrigerante é reduzida para a temperatura de condensação. Para aumentar a eficiência do condensador o ar é soprado de baixo para cima juntamente com os esguichos de água aumentando a remoção de

calor por convecção tanto das serpentinas como da água pulverizada. A Figura (6) representa de forma esquemática o funcionamento do condensador evaporativo.

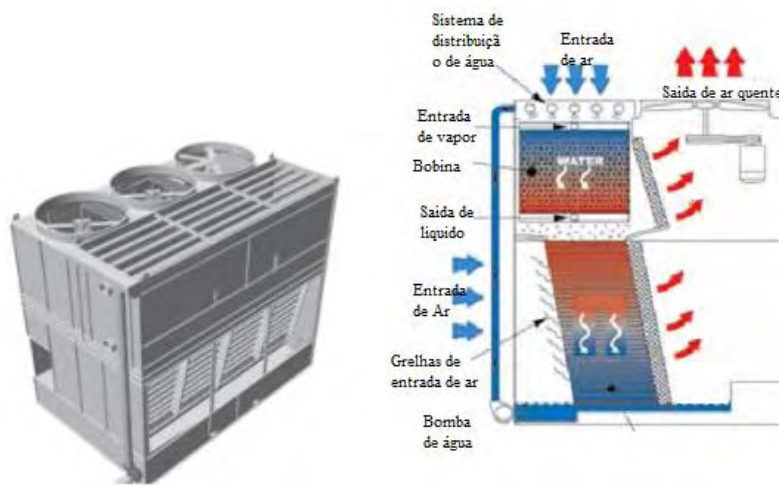


Figura 6 – Condensador Evaporativo (YORK).

3.5. Válvulas de Expansão

As válvulas expansoras têm como função principal reduzir a temperatura do fluido refrigerante, para isso ela proporciona uma redução de pressão entre a entrada e a saída. Este componente apesar de simples é fundamental na composição de um ciclo de refrigeração, pois nele é que se conseguem baixas temperaturas no refrigerante tornando possível resfriar o sistema desejado.

Existem três principais tipos de válvulas expansoras são elas: termodinâmica, eletrônica e de pressão constante. Estes três tipos são aplicados na maioria dos ciclos de refrigeração e os seus funcionamentos serão explicados a seguir.

3.5.1. Válvula de Expansão Termodinâmica

Devido a sua alta eficiência e a sua pronta adaptação a maioria das aplicações objetivando obter vapor supersaturado, assim as válvulas de expansão termostática (VET) são

os dispositivos de expansão mais utilizados em sistemas refrigeração de expansão direta, ou seja, quando se deseja obter refrigerante como vapor saturado na saída da válvula. O funcionamento dessas válvulas consiste em regular o fluxo de refrigerante que chega ao evaporador de forma a manter certo grau de superaquecimento do vapor na saída da válvula. (VENTURINI; PIRANI, 2005). A Figura (7) é composta por um corpo da válvula onde ocorre a redução de pressão e por uma serpentina acoplada à válvula que permite a adição de calor ao refrigerante.

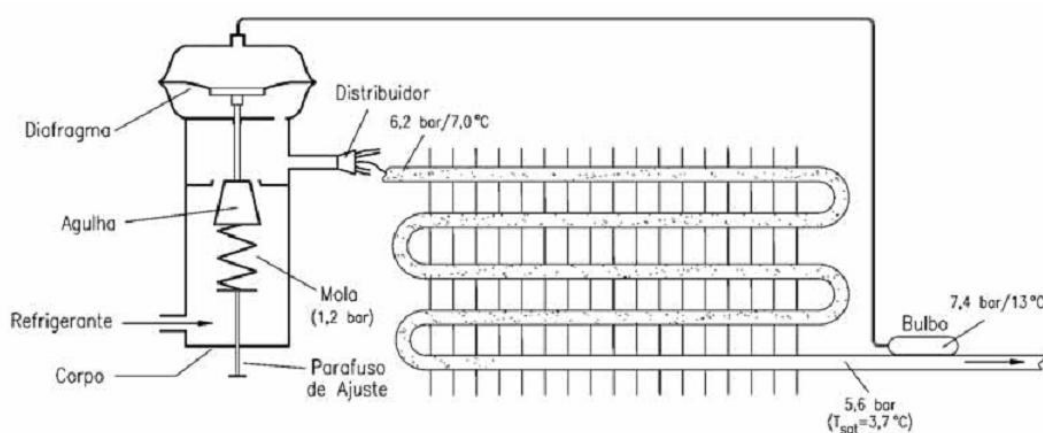


Figura 7 – Válvula de expansão termodinâmica (VENTURINI; PIRANI, 2005).

Quando o refrigerante líquido passa através da válvula, a sua pressão é reduzida até a pressão de vaporização. Logo após a válvula o fluido escoar através dos tubos do evaporador, vaporizando-se à medida que recebe calor. Em determinada posição ao longo do comprimento dos tubos, todo o refrigerante líquido já se vaporizou. A partir deste ponto, qualquer fluxo adicional de calor provocará aumento da temperatura do refrigerante. Assim, quando alcança a saída do evaporador, o refrigerante apresenta pequeno grau de superaquecimento, com relação à temperatura de saturação, para a pressão de vaporização (VENTURINI; PIRANI, 2005).

3.5.2. Válvula de Expansão Eletrônica

As válvulas de expansão eletrônicas são capazes de promover um controle mais preciso e eficiente do fluxo de refrigerante, resultando em economia de energia. O controle de fluxo permite que se reduza a vazão quando o sistema de refrigeração esteja sendo subutilizado, reduzindo a potência do compressor para suprir a vazão requerida pelo sistema (VENTURINI; PIRANI, 2005).

3.5.3. Válvula de Expansão de Pressão Constante

A válvula de expansão de pressão constante como o nome já diz mantém uma pressão constante na sua saída, oscilando o fluxo de refrigerante no evaporador, em função das mudanças de descarga térmica do sistema. A pressão constante, característica da válvula, resulta da interação de duas forças opostas sendo elas: a pressão do fluido frigorífico no evaporador e a pressão de mola, como mostrado na Figura (8).

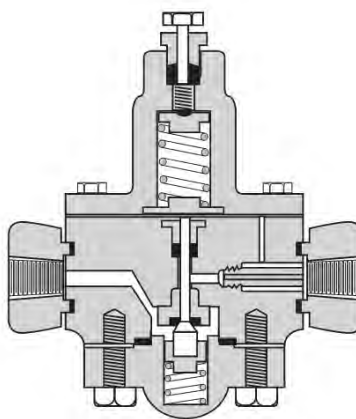


Figura 8 – Válvula de expansão de pressão constante (VENTURINI; PIRANI, 2005).

A pressão do fluido frigorífico exercida sobre um lado do diafragma age para mover a agulha na direção de fechamento do orifício da válvula, enquanto a pressão de mola, agindo sobre o lado oposto do diafragma, move a agulha da válvula na direção de abertura do orifício (VENTURINI; PIRANI, 2005).

3.6. Fluidos Refrigerantes

Os fluidos refrigerantes são qualquer substância que age como transmissora de calor, através da absorção térmica de outros corpos, existem os refrigerantes primários e os secundários. Dentro do ciclo de refrigeração o refrigerante primário vaporiza e condensa de acordo com as transformações que ocorrem em cada etapa do ciclo termodinâmico. Nas indústrias o fluido refrigerante primário mais utilizado é a amônia, pois devido a restrições ambientais deixaram de serem utilizados os antigos CFC's que são mais eficientes, porém são nocivos a camada de ozônio e sua utilização está sendo reduzida. Já os refrigerantes secundários também são utilizados com o intuito de minimizar os impactos da contaminação do fluido refrigerado caso ocorra vazamentos nos trocadores de calor durante a troca térmica.

No caso estudado o refrigerante primário é a amônia e o refrigerante secundário mais indicado é o etanol, pois em pequenas quantidades não prejudica a qualidade da cerveja devido a isso esses fluidos refrigerantes serão detalhados a seguir.

3.6.1. Amônia

A amônia é um dos refrigerantes mais utilizados atualmente devido a suas ótimas propriedades térmicas, mas em contrapartida é um fluido que possui características tóxicas e explosivas quando misturado com o ar em devidas proporções. O efeito frigorífico da amônia comparado aos outros refrigerantes é mais elevado, pois ele permite uma alta capacidade de refrigeração consumindo pouco trabalho dos compressores.

O processo de produção da amônia consiste na reação entre o nitrogênio e o hidrogênio, sob elevada pressão e temperatura, na presença de catalisador, como na equação:



Abaixo temos uma tabela citando as principais características físicas da amônia:

Tabela 1- Propriedades físicas da amônia.

CARACTERÍSTICA	VALOR
Fórmula	NH ₃
Peso Molecular	17,03
Densidade de Vapor	0,5963 (a -33,5 °C e 760 mmHg = 1 atm)
Densidade do Líquido	0,6819 (a -33,5 °C) 0,6028 (a 25 °C)
Viscosidade do Líquido	0,255 (a -33,5 °C)
Calor de Vaporização	327,4 cal/g
Temperatura crítica	132,4 °C
Pressão crítica	111,5 atm
Inflamabilidade	Inflamável em misturas de 15 a 28% de NH ₃ com ar
Ponto de fusão	-77,7 °C
Ponto de ebulição	-33,35 °C (a 760 mmHg)
Pressão de vapor (*)	10 kgf/cm ² (a 25°C) / 25 kgf/cm ² (a 60°C)
Temp. de Auto-Ignição	651°C
Solubilidade em água (% em peso)	a 0°C = 42,8 a 20°C = 33,1 a 40°C = 23,4 a 60°C = 14,1

Fonte: Acervo pessoal

3.6.2. Etanol

O etanol é o mais comum dos alcoóis e caracteriza-se por ser um composto orgânico, obtido através da fermentação de substâncias amiláceas⁴ ou açucaradas, como a sacarose existente no caldo de cana podendo ainda ocorrer por processos sintéticos ou até ser produzido através de biomassa. Caracteriza-se por ser um líquido incolor, volátil, inflamável, solúvel em água, com cheiro e sabor específicos. O uso do etanol na refrigeração acontece por ele ser menos tóxico que outros refrigerantes, em algumas aplicações como esta seu uso é mais recomendado quando a risco de contaminação no sistema. No caso dos sistemas das cervejarias tanto etanol quanto água são as alternativas viáveis quando há possibilidade de

⁴ Amiláceas são matérias primas ricas em amido como arroz, tricô, cevada, batata doce etc.

vazamento de refrigerante na cerveja. No entanto a utilização destes sistemas com outros refrigerantes diferentes dos habituais geram perdas no ciclo de refrigeração necessitando o dimensionamento de um compressor, com maior capacidade que a necessária para o efeito frigorífico desejado.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1. Leis da Termodinâmica

A compreensão dos mecanismos de transferência de energia é fundamental para qualquer estudo relacionado à termodinâmica, dando margem para que possa ser feito a modelagem matemática do sistema e assim calcular e melhorar o desempenho dos sistemas térmicos. Devido a esses fatores a análise do sistema requer o uso das leis da termodinâmica sendo elas: Conservação da Massa, Primeira Lei e Segunda Lei da Termodinâmica.

4.1.1. Lei da Conservação da Massa

A equação da lei da conservação da massa é escrita da seguinte forma:

$$\frac{dm_{vc}}{dt} = \sum \dot{m}_e - \sum \dot{m}_s \quad (2)$$

Onde,

m_{vc} – Massa total do volume de controle;

\dot{m}_e – Fluxo de massa que entra no volume de controle;

\dot{m}_s – Fluxo de massa que sai do volume de controle.

4.1.2. Primeira Lei da Termodinâmica

A equação da primeira lei da termodinâmica para um volume de controle qualquer com diversos fluxos mássicos é dada por:

$$\frac{dE_{vc}}{dt} = \sum m_e \cdot h_e^t - \sum m_s \cdot h_s^t + \sum \dot{Q}_{vc,j} - \dot{W}_{vc} \quad (3)$$

Onde,

E_{vc} – Energia do volume de controle;

\dot{Q}_{vc} – Taxa de transferência de calor na superfície do volume de controle;

\dot{W}_{vc} - Taxa líquida de realização de trabalho na superfície de controle.

4.1.3. Segunda Lei da Termodinâmica

A equação da segunda lei da termodinâmica para um volume de controle em que a taxa de transferência de calor é total representada pelo somatório das várias taxas transferidas de reservatórios que apresentam temperaturas diferentes onde existem múltiplas correntes de fluxo (que podem entrar ou sair do volume controle) sendo dada por:

$$\frac{dS_{vc}}{dt} = \sum m_e \cdot s_e - \sum m_s \cdot s_s + \sum_j \frac{\dot{Q}_{vc,j}}{T_j} - \dot{S}_{ger,vc} \quad (4)$$

Onde,

S_{vc} – Entropia total do volume de controle;

s_e - Entropia específica da substância na entrada do volume de controle;

s_s - Entropia específica da substância na saída do volume de controle;

$\dot{S}_{ger,vc}$ - Geração de entropia no volume de controle.

4.2. Irreversibilidades

Um processo é considerado irreversível quando, um sistema e suas vizinhanças, sofrerem transformações termodinâmicas e não puderem retornar ao seu estado original. Um

processo é considerado reversível quando após transformações termodinâmicas consegue restaurar seu estado original seus sistemas e vizinhanças. Num sistema irreversível que são os que mais ocorrem nos processos reais, podemos retornar seu estado original após transformação, desde que sua vizinhança seja alterada, assim conseguimos fazer um sistema funcionar à medida que lhe fornecemos trabalho ou calor. A irreversibilidade é definida como a diferença entre o trabalho reversível e o trabalho real, ou seja,

$$\dot{I}_{vc} = \dot{W}_{vc}^{rev} - \dot{W}_{vc}^{real} \quad (5)$$

A irreversibilidade é uma medida da ineficiência de um processo real, pois quanto menor for o trabalho real produzido, para uma dada mudança de estado, maior será a irreversibilidade. A irreversibilidade será somente nula quando o processo for totalmente reversível e será positiva para os outros processos.

Outra forma de calcular a irreversibilidade é pelo teorema de Gouy-Stodola onde usamos a geração de entropia e temperatura ambiente no cálculo desta variável.

$$\dot{I}_{vc} = T_0 \dot{S}_{ger,vc} \quad (6)$$

Sendo o $\dot{S}_{ger,vc}$ calculado pela Segunda Lei da Termodinâmica Eq. (4).

4.3. Exergia

A exergia é o máximo de trabalho teórico possível de ser obtido a partir de um sistema global, composto por um sistema e o ambiente, conforme este entra em equilíbrio com o ambiente (atinge o estado morto) (MORAN; SHAPIRO, 2008).

Exergia em termos práticos seria o trabalho necessário para que o sistema entre em equilíbrio com o ambiente. Esta variável é relacionado com a irreversibilidade, pois quanto menor a exergia do sistema maior será o trabalho reversível diminuindo a irreversibilidade. O trabalho reversível na saída de qualquer volume de controle será máximo quando este estiver com potencial químico mínimo, energia potencial mínima e velocidade desprezível, ou seja, suas condições se assemelham ao meio ambiente. Sendo assim temos:

$$ex = \left(h + \frac{v^2}{2} + gZ - T_0 s \right) - (h_0 + gZ_0 - T_0 s_0) \quad (7)$$

Para um processo em regime permanente e admitindo que o volume de controle apresente uma seção de entrada e outra de saída, a equação do trabalho reversível por unidade de massa (referente ao fluxo escolhido), tem a seguinte forma:

$$\dot{W}_{vc}^{rev} = (h_e^t - T_0 s_e) - (h_s^t - T_0 s_s) + \sum_{j \neq 0} (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_{vc,j} \quad (8)$$

Didaticamente existe uma divisão da exergia que é representada em forma de diagrama como mostrado abaixo.

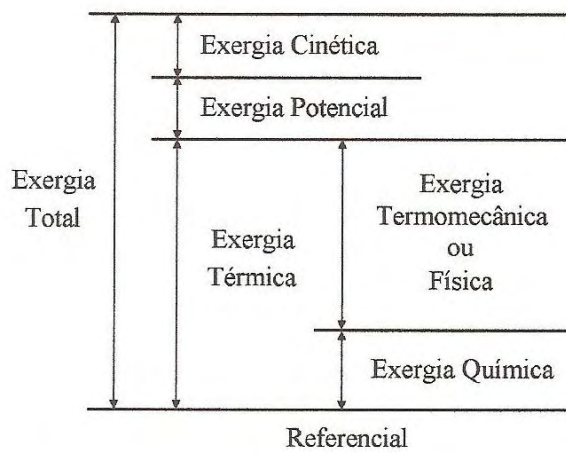


Figura 9 – Diagrama de Exergia (SOUZA, 2007) apud (TORRES, 1998).

A exergia está dividida em três partes exergia cinética, potencial e térmica. No nosso estudo iremos considerar apenas o uso da exergia térmica, pois não levaremos em conta o layout da indústria por se tratar de estudo genérico para cervejarias, ou seja, consideraremos a energia potencial e térmica desprezíveis, temos:

$$ex = (h - h_0) - T_0(s - s_0) \quad (9)$$

Sabendo-se que o trabalho reversível deve ser igual à soma da variação da disponibilidade associada ao fluido que escoar no volume de controle com trabalho reversível que pode ser extraído das máquinas térmicas reversíveis que operam entre os reservatórios térmicos, com temperatura T_j e a temperatura do meio T_0 , ou seja,

$$\dot{W}_{vc}^{rev} = (\sum \dot{m}_e ex_e - \sum \dot{m}_s ex_s) + \sum (1 - \frac{T_0}{T_j}) \dot{Q}_{vc,j} \quad (10)$$

A partir desse conceito de exergia pode-se definir de outra forma a irreversibilidade sendo assim temos:

$$\dot{I}_{vc} = \dot{W}_{vc}^{rev} - \dot{W}_{vc}^{real} \quad (11)$$

4.4. Eficiências

A eficiência de um equipamento é à medida que mostra o quanto do potencial teórico total do sistema estamos usando, ou seja, seu desempenho. Dessa forma pode-se calcular eficiência tanto na primeira lei da termodinâmica como na segunda lei e do ciclo como um todo, além de algumas variáveis do grau de perfeição termodinâmica.

4.4.1. Eficiência de Primeira Lei

A eficiência do ponto de vista da primeira Lei da Termodinâmica, ou eficiência energética, corresponde à comparação entre duas quantidades energéticas, que relacionam a energia efetivamente útil e a energia disponibilizada ao sistema térmico, ou seja,

$$\eta = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia disponibilizada}} \quad (13)$$

Como a primeira lei não engloba as perdas por irreversibilidades, seu princípio básico é que a energia se conserva então teremos resultados que não são confiáveis.

4.4.2. Eficiência de Segunda Lei

A eficiência pela Segunda Lei da Termodinâmica (também chamada de eficácia ou eficiência exergética) é uma relação entre exergias, desta forma, espelha melhor o aproveitamento da energia no sistema térmico, uma vez que toda exergia pode, teoricamente, ser utilizável (SOUZA, 2007).

$$\varepsilon = \frac{\text{Exergia dos produtos}}{\text{Exergia dos insumos}} \quad (14)$$

A eficiência pela Segunda Lei é um parâmetro termodinâmico que mede a relação entre o que foi exergeticamente aproveitado e a exergia necessária para acionar o sistema. Portanto, o que falta ao numerador para tornar-se igual ao denominador são as irreversibilidades, ou

seja, insumo menos produto é igual à irreversibilidade (SOUZA, 2004). Sendo assim, podemos reescrever a Eq. (14) da seguinte maneira:

$$\varepsilon = 1 - \frac{\text{irreversibilidades}}{\text{insumos}} \quad (15)$$

Já para compressores a eficiência pela Segunda Lei é calculada como a relação entre o trabalho real e o trabalho reversível do compressor.

$$\varepsilon = \frac{\dot{W}_{\text{Comp}}^{\text{real}}}{\dot{W}_{\text{Comp}}^{\text{rev}}} \quad (16)$$

4.4.3. Eficiência do Ciclo de Refrigeração

Este parâmetro é utilizado para avaliar o desempenho do ciclo de refrigeração, é chamado de COP coeficiente de desempenho que é definido pela razão entre \dot{Q}_{evap} pelo \dot{W}_{comp} .

$$COP = \frac{\dot{Q}_{\text{evap}}}{\dot{W}_{\text{comp}}} \quad (17)$$

4.4.4. Grau de Perfeição Termodinâmica

Definem, para equipamentos dissipativos, o grau de perfeição termodinâmica (esse parâmetro indica apenas a irreversibilidade interna, sem considerar a função do equipamento, se é insumo ou produto), expressa a razão entre o somatório da exergia que sai e a que entra no volume de controle, ou seja:

$$\xi = \frac{\sum ex_s}{\sum ex_e} \quad (18)$$

4.5. Análise Termodinâmica dos Equipamentos

Nesta seção será mostrado o procedimento de análise de cada equipamento para que se consiga calcular as variáveis desejáveis para o estudo termodinâmico dos ciclos. Para o cálculo dessas variáveis é necessária a suposição de algumas hipóteses que facilitarão nossos cálculos, sendo elas gerais, ou seja, utilizadas por todos os volumes de controle ou específicas, utilizadas por volume de controle em particular. Antes de iniciar a citação das equações, serão mostradas as hipóteses gerais adotadas.

- Regime Permanente;
- Variação de energia cinética e potencial desprezíveis;
- Perdas de carga nas tubulações desprezíveis;
- Perdas térmicas nas tubulações desprezíveis.

4.5.1. Definição dos Volumes de Controle

A definição dos volumes de controle dos ciclos foi esquematizada de modo que todos os equipamentos estivessem englobados na modelagem termodinâmica, permitindo assim a aplicação das leis da termodinâmica para obtenção de parâmetros inerentes a análise do processo.

Ciclos de refrigeração – compressor, condensador, válvula de expansão, tubulação do refrigerante e tubulação do refrigerado, sendo as tubulações pertencentes aos trocadores de calor.

4.5.2. Condensadores

No condensador através das equações abaixo obteremos a sua geração de entropia e o calor retirado do volume de controle para que a amônia esteja líquida na saída do equipamento. Para que possamos calcular estas variáveis deve ser considerado que o condensador não realiza trabalho.

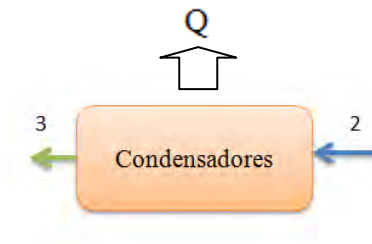


Figura 10 – Volume de controle do condensador.

Balanço de Massa: $m_3 - m_2 = 0$

Calor retirado do Condensador: $\dot{Q}_{cond} = m_3 h_3 - m_2 h_2$

Geração de Entropia: $\dot{S}_{ger,cond} = m_3 s_3 - m_2 s_2 - \frac{\dot{Q}_{cond}}{T_3}$

Eficiência Primeira Lei: $\eta_{1,cond} = \frac{m_3 h_3 - m_2 h_2}{\dot{Q}_{cond}}$

Eficiência Segunda Lei: $\epsilon_{cond} = \frac{m_3 ex_3 - m_2 ex_2}{\dot{Q}_{cond} \left(1 - \frac{T_0}{T_2}\right)}$

4.5.3. Compressores

Nos compressores conseguimos determinar além do seu rendimento, a potência necessária para que ciclo possa funcionar.

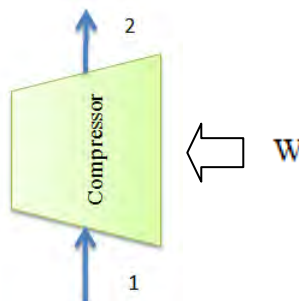


Figura 11 – Volume de controle do compressor

Balanço de Massa $m_1 - m_2 = 0$

Calor retirado do Condensador: $\dot{W}_{COMP} = m_1 h_1 - m_2 h_2$

Geração de Entropia: $\dot{S}_{ger,cond} = m_1 s_1 - m_2 s_2$

Eficiência Primeira Lei: $\eta_{1,comp} = \frac{m_1 h_1 - m_2 h_2}{\dot{W}_{comp}}$

Eficiência Segunda Lei: $\epsilon_{COMP} = \frac{\dot{W}_{Comp}^{real}}{\dot{W}_{Comp}^{rev}}$

4.5.4. Trocadores de Calor

Nos trocadores de calor foram selecionados dois volumes de controle, o primeiro para o fluido refrigerado e o segundo para o refrigerante assim pode-se calcular a troca de calor que há entre estes dois volumes. Abaixo será mostrado cada um dos volumes de controle e como calcular a temperatura de saída do refrigerante do trocador como também será a análise do volume de controle do refrigerado a partir das temperaturas de entrada e saída e da vazão mássica podendo assim calcular a troca térmica e a geração de entropia.

Calor transferido no trocador

$$\dot{Q}_{trocador} = m_s h_s - m_e h_e \quad (19)$$

Geração de entropia

$$\dot{S}_{ger,trocador} = m_s s_s - m_e s_e - \frac{\dot{Q}_{trocador}}{T_j} \quad (20)$$

Para o volume de controle do refrigerante usaremos as Eq. (20) e (21) para calcularmos a vazão mássica do refrigerante.

$$\dot{Q}_{trocador} = \dot{m}_{refri} \Delta T C_v \quad (21)$$

Ou

$$\dot{Q}_{trocador} = \dot{m}_{refri} \Delta T C_v + Q_{latente} m_{refri} \quad (22)$$

Sendo que a Eq. (22) será usada quando houver mudança de estado físico dentro do volume de controle do refrigerante.

Depois de encontrada a vazão mássica será calculada a temperatura de saída através da entalpia (h_s) na seguinte equação:

$$\dot{Q}_{trocador} = m_s h_s - m_e h_e \quad (23)$$

Com a entalpia de saída do refrigerante no trocador será encontrada a temperatura de saída utilizando-se das rotinas encontradas Engineering Equation Solver (EES) que será usada para outros volumes de controle.

Os trocadores de calor que foram calculados neste estudo utilizam-se das equações demonstradas anteriormente.

4.5.5. Válvula Expansora

A válvula expansora é um dos componentes mais simples do ciclo de refrigeração, no entanto sua função é de fundamental importância para o funcionamento do ciclo, pois sem ela não conseguiríamos baixas temperaturas da amônia. Na válvula expansora são conhecidas as temperaturas de entrada e saída dela, assim serão calculadas a geração de entropia e calor perdido para o meio ambiente e suas respectivas eficiências. Para realização dos cálculos devemos considerar que a válvula expansora não realiza trabalho.

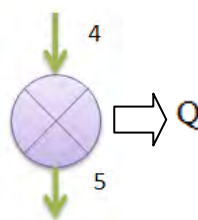


Figura 12 – Volume de controle da válvula expansora.

Balanco de Massa: $m_4 - m_5 = 0$

Calor retirado do Condensador: $\dot{Q}_{VE} = m_5 h_5 - m_4 h_4$

Geração de Entropia: $\dot{S}_{ger,VE} = m_5 s_5 - m_4 s_4$

Eficiência Primeira Lei: $\eta_{VE} = \frac{m_4 h_4 - m_5 h_5}{\dot{Q}_{VE}}$

Eficiência Segunda Lei:

$$\varepsilon_{VE} = \frac{m_5 ex_5 - m_4 ex_4}{\dot{Q}_{VE} \left(1 - \frac{T_0}{T_4}\right)}$$

A partir destas equações serão calculadas todas variáveis do processo e os resultados serão apresentados no capítulo 7 - Resultados e Discussões.

5. DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

Nas cervejarias os sistemas de refrigeração são um dos grandes responsáveis pelo alto consumo de energia, por isso existe sempre a busca por inovações que reduzam o consumo de energia elétrica, porém algumas tecnologias são inviáveis devido ao seu alto capital inicial. Pensando neste sentido será demonstrado como está inserido uma parte do circuito de refrigeração, e serão propostas melhorias desse circuito visando reduzir o consumo energético considerando a sua viabilidade.

A parte do sistema de refrigeração que estudado é composta por um ciclo de amônia (NH_3) primário e um ciclo de etanol ($\text{C}_2\text{H}_6\text{O}$) secundário como mostra a Figura (13) abaixo. Esta parte do ciclo é a responsável por resfriar toda a cerveja que sai do tanque de fermentação no ponto 13 e se desloca a uma vazão de 280 hcl/h para o tanque de maturação no ponto 14 da Figura (13), esses tanques de armazenamento mantêm a temperatura constante para ocorram as reações químicas. A fermentação da cerveja ocorre em geral a 15 °C após ser fermentada ela deverá passar ao tanque de maturação e deverá reduzir sua temperatura para -2 °C, sendo esse processo realizado no trocador de calor antes da entrada do tanque de maturação.

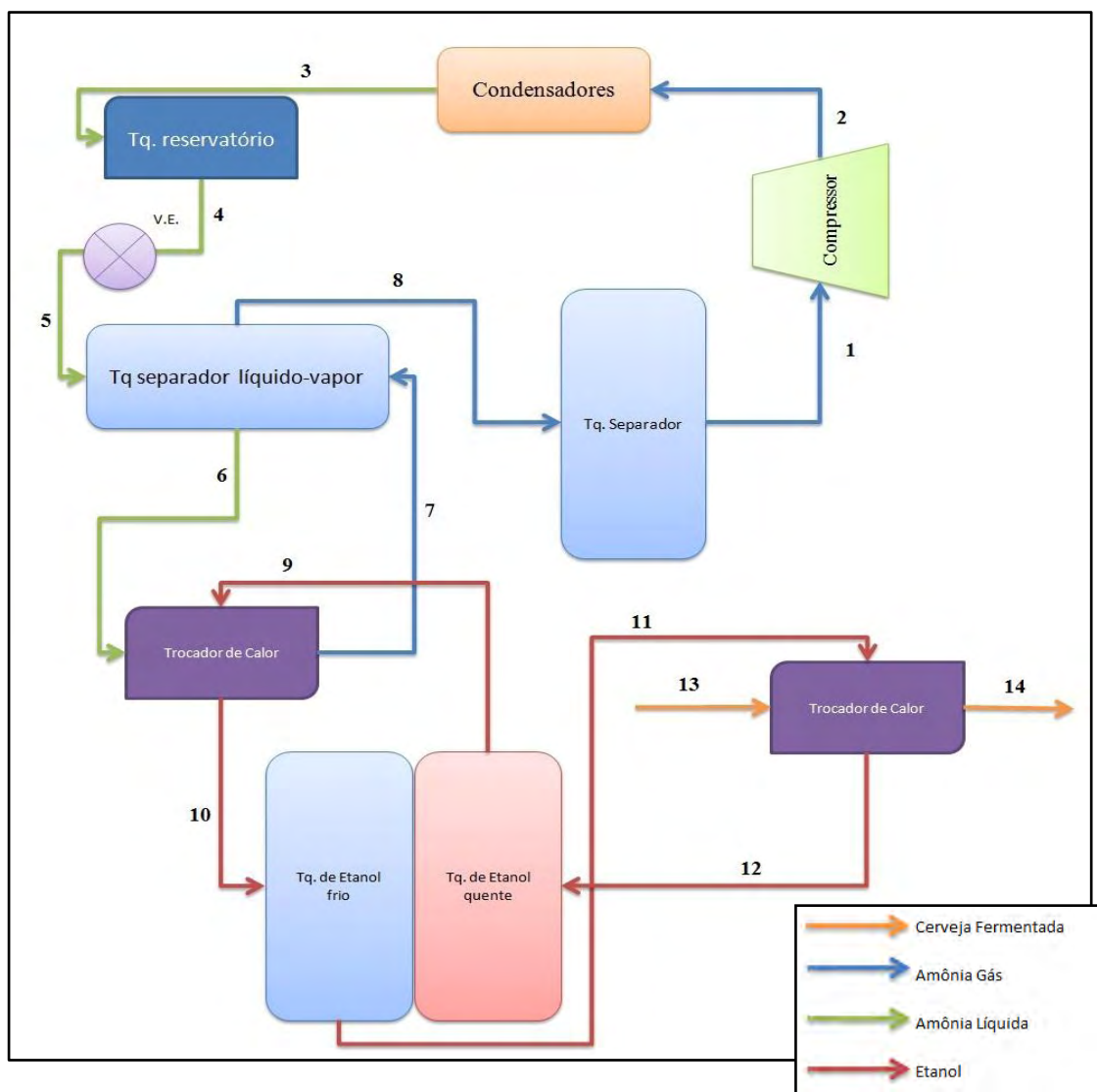


Figura 13 - Diagrama da planta atual.

O uso do refrigerante secundário é necessário para este tipo de aplicação, pois numa eventual ocorrência de pequenos vazamentos no trocador de calor etanol-cerveja não comprometerá toda a produção de cerveja que foi resfriado pelo trocador de calor. Este dispositivo de segurança é o responsável por perdas térmicas devido à quantidade de trocadores e reservatórios que existem neste ciclo, os quais não existirão no ciclo proposto.

Então visando à redução no consumo de energia e a redução das perdas caloríficas foram propostas alterações no sistema atual. Neste novo sistema deixaria de existir o refrigerante secundário e usaríamos apenas a amônia para refrigerar diretamente a cerveja fermentada. Em contrapartida se houver algum vazamento no trocador de calor a amônia-cerveja poderá contaminá-la e assim descartando todo o produto fabricado. Porém atualmente alguns modelos de trocadores de calor não permitem que haja contato entre os dois fluidos,

acabando com a possibilidade de contaminação, no entanto é imprescindível a compra deste trocador para instalação deste novo ciclo.

A seguir será mostrado como é o sistema proposto com a retirada do etanol do ciclo de refrigeração.

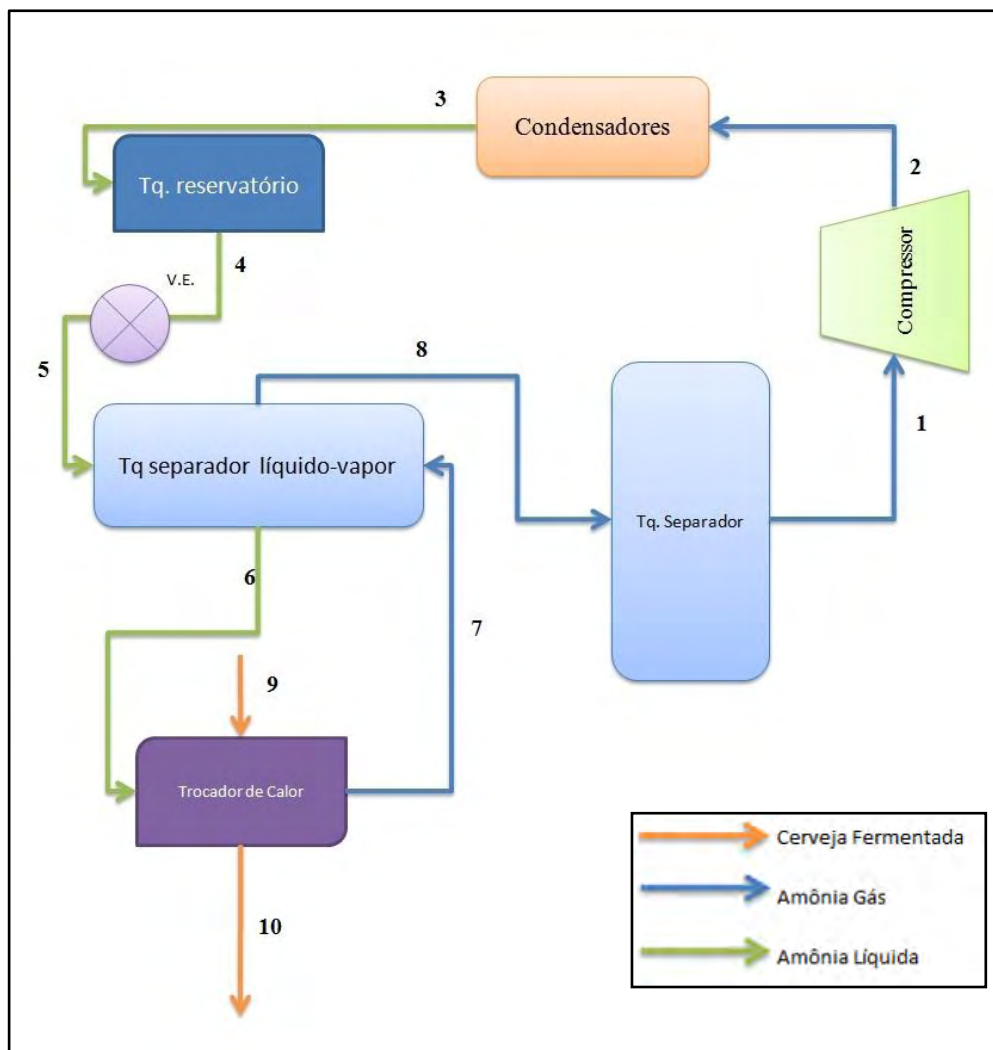


Figura 14 - Diagrama do projeto proposto.

O ciclo proposto trabalha apenas com a amônia, o que o torna mais simples. A retirada do fluido secundário deste ciclo reduz a complexidade operacional do sistema, além da redução de custos com manutenção proveniente do ciclo secundário de amônia. Com esta alteração será mostrado a seguir os benefícios da retirada do refrigerante secundário do sistema.

6. METODOLOGIA

Neste capítulo serão mostrados os dados de entrada e os resultados que auxiliará na obtenção do COP dos ciclos. Assim poderemos analisar estes dados para que no próximo capítulo possamos chegar a conclusões sobre o sistema proposto.

Os dados de entrada do processo foram coletados no campo, porém o ciclo criado é hipotético, pois o ciclo existente abastece uma série de subsistemas que trabalham com amônia. Não existe para o ciclo analisado apenas um compressor, são diversos compressores que alimentam todo o sistema de refrigeração das indústrias.

Os dados conhecidos do ciclo serão mostrados nesta seção separadas por equipamento então vamos mostrar quais dados eram conhecidos para que se calcule a potência dos compressores.

Tabela 2 – Dados conhecidos do compressor.

DADOS	VALOR
Pressão na sucção	1,75 bar
Pressão na saída	11,6 bar
Temperatura de entrada	-3 °C
Temperatura de saída	40 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Tabela 3 – Dados conhecidos do condensador.

DADOS	VALOR
Pressão na entrada	11,6 bar
Pressão na saída	11,6 bar
Temperatura de entrada	40 °C
Temperatura de saída	25 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Tabela 4 – Dados conhecidos da válvula expansora

DADOS	VALOR
Pressão na entrada	11,2 bar
Pressão na saída	3 bar
Temperatura de entrada	25 °C
Temperatura de saída	-25 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Tabela 5 – Dados conhecidos do volume de controle da tubulação do refrigerado (cerveja fermentada).

DADOS	VALOR
Pressão na entrada	1,5 bar
Pressão na saída	1,5 bar
Temperatura de entrada	15 °C
Temperatura de saída	-2 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Tabela 6 – Dados conhecidos do volume de controle da tubulação do refrigerante (Amônia).

DADOS	VALOR
Pressão na entrada	1,5 bar
Pressão na saída	1,5 bar
Temperatura de entrada	-25 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Tabela 7 – Dados conhecidos do volume de controle do etanol como refrigerante no trocador etanol cerveja.

DADOS	VALOR
Pressão na entrada	1,5 bar
Pressão na saída	1,5 bar
Temperatura de entrada	-3,5 °C
Temperatura de saída	6 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Tabela 8 – Dados conhecidos do volume de controle do etanol como refrigerante no trocador amônia etanol.

DADOS	VALOR
Pressão na entrada	1,5 bar
Pressão na saída	1,5 bar
Temperatura de entrada	7 °C
Temperatura de saída	-2,5 °C

Fonte: Acervo Pessoal

Com estes dados conseguimos montar o gráfico Pressão x Entalpia demonstrado na Figura (15) abaixo. Considerando que as temperaturas e pressões do ciclo da amônia são as mesmas para os dois sistemas, tanto para o atual quanto o proposto, apenas haverá variação na sua vazão mássica o que alterará a potência do compressor. A partir destes dados foi possível dimensionar a potência dos compressores e verificar a sua disparidade entre o ciclo atual e o proposto. Todos estes pontos estão nos Apêndices A e B referentes ao software de cálculo.

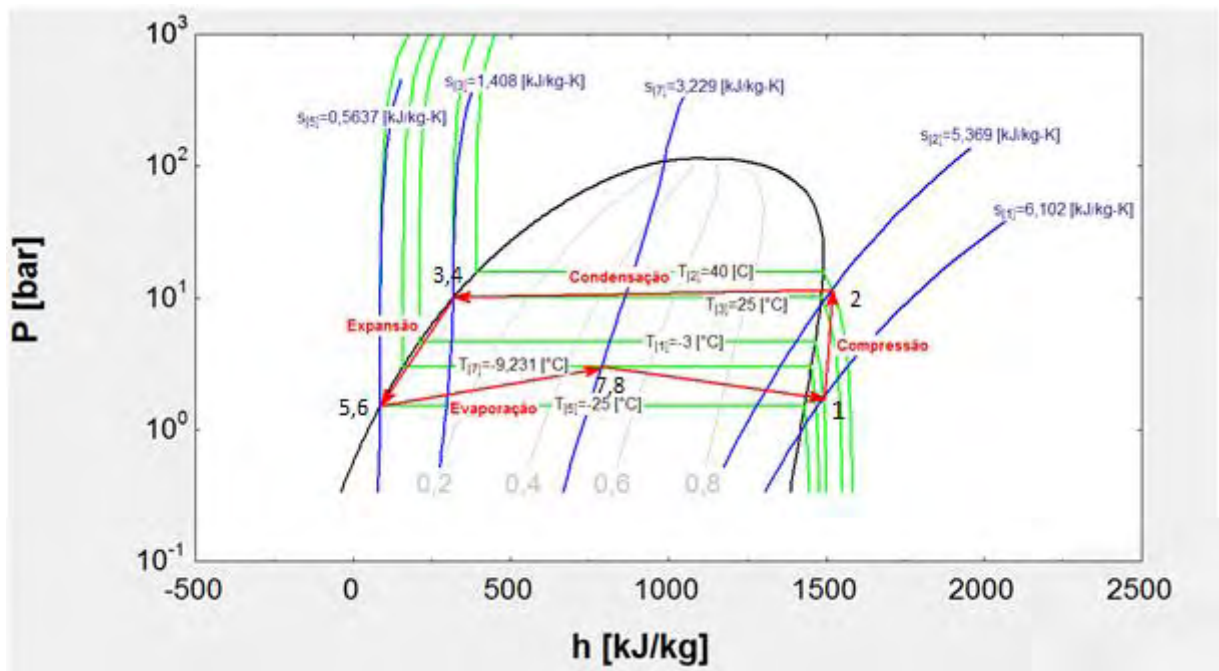


Figura 15- Gráfico Pressão x Entalpia para amônia.

O gráfico acima mostra exatamente as etapas que a amônia percorre no ciclo e suas respectivas temperaturas, pressões, entalpias e entropias em cada equipamento do ciclo de

refrigeração facilitando a visualização dos processos que estão envolvidos neste ciclo desde a compressão do vapor até a evaporação nos trocadores de calor. Identifica-se ainda qual o estado físico da amônia em cada etapa do processo de refrigeração, as linhas verdes são as isotérmicas que indicam como se comporta a substância mantendo-se a temperatura constante. As linhas azuis são as isentrópicas, ou seja, linhas que mostram como se comporta a amônia mantendo-se a entropia constante. Já as linhas vermelhas irão indicar por qual processo o refrigerante está passando mostrando seu estado inicial e final.

De posse dos dados usados na análise do ciclo será visto os resultados alcançados pela modelagem termodinâmica dos dois ciclos estudados neste trabalho assim conseguiremos chegar a conclusões sobre a viabilidade técnica e energética do ciclo proposto.

7. RESULTADOS E DISCUSSÕES

7.1. Introdução

Os resultados obtidos com a modelagem termodinâmica dos ciclos de refrigeração da planta atual e do projeto proposto são demonstrados a seguir.

7.2. Resultados Obtidos com a Planta Atual

Neste ciclo foi feita a modelagem utilizando-se das equações mostradas na fundamentação teórica para chegarmos aos resultados mostrados a seguir:

Tabela 9 – Dados de desempenho da planta atual.

DADOS	VALOR
COP	2,301
Potência do compressor	175,9 HP
Vazão Mássica Etanol	24,71 kg/s
Vazão Mássica Amônia	1,491 kg/s
Calor retirado do condensador	1789 kW

Fonte: Equation Engineering Solver (EES)

A planta atual apresentou um desempenho relativamente bom, porém quando comparado ao ciclo proposto seu desempenho é inferior, estes dados foram obtidos para uma temperatura de saída de cerveja de $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e vazão de cerveja de 280 hcl/h. Para estes dados encontramos um coeficiente de desempenho 2,301 que é o normal para os ciclos de refrigeração. A vazão e a temperatura de saída são dados reais coletados do processo de transferência de tanque de uma cervejaria, e a partir desses dados e de dados tabelados retirados do EES foi possível a obtenção da potência do compressor valor objeto do nosso estudo.

A partir dos dados de entrada obtidos em campos foi estabelecido valores de temperatura, pressão, entalpia, entropia, vazão mássica e exergia.

Tabela 10 – Propriedades Termodinâmicas ciclo atual.

Ponto	Entalpia (kJ/kg)	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Entropia (kJ/kg K)	Temperatura (°C)	Exergia (kJ/kg)
1	1479	1,491	1,75	6,102	-3	1168
2	1518	1,491	11,6	5,369	40	1228
3	317,7	1,491	11,6	1,408	25	133,2
4	322,5	1,491	11,6	1,424	26	137,5
5	86,13	1,491	3	0,5637	-25	-75,61
6	86,13	1,491	3	0,5637	-25	-75,61
7	787,5	1,491	3	3,229	-9,231	553,8
8	787,5	1,491	1,5	3,229	-9,231	553,8
9	65,38	24,71	1,5	0,4197	7	-92,48
10	39,98	24,71	1,5	0,3271	-4,4	-115,4
11	42,15	24,71	1,5	0,3352	-3,4	-113,4
12	62,57	24,71	1,5	0,4115	6	-95,07
13	84,12	7,778	1,5	0,4857	15	-75,52
14	45,2	7,778	1,5	0,3465	-2	-110,7

Fonte: Equation Engineering Solver (EES)

Como os valores de temperatura e pressão são iguais para os dois ciclos nos pontos coexistentes os dados de entalpia, entropia e exergia são iguais, pois são independentes da vazão mássica.

7.3. Projeto Proposto

O projeto proposto possui algumas melhorias em relação à planta atual, estes avanços podem ser evidenciados nos dados mostrados a seguir possibilitam uma redução de consumo de energia elétrica e a extinção do etanol como refrigerante secundário com implantação do ciclo proposto. Veja a seguir os dados que conseguidos através da modelagem termodinâmica que está no APÊNDICE B.

Tabela 11 – Dados de desempenho do projeto proposto.

DADOS	VALOR
COP	4,788
Potência do compressor	84,85 HP
Vazão Mássica Amônia	0,7193 kg/s
Calor retirado do condensador	863,2 kW

Fonte: Equation Engineering Solver (EES)

Os dados acima mostram que este ciclo possui um coeficiente de desempenho (COP) maior que o ciclo proposto, além de requisitar um compressor com potência inferior para geração do mesmo efeito frigorífico. Nesta análise está evidente também a necessidade de uma menor vazão mássica de amônia, assim reduzindo a quantidade de calor retirado no condensador.

Estão relacionados abaixo os valores de entalpia, vazão mássica, pressão, entropia, temperatura e exergia para os pontos referenciados no diagrama do ciclo Figura (15).

Tabela 12 – Propriedades termodinâmicas ciclo proposto.

Ponto	Entalpia (kJ/kg)	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Entropia (kJ/kg K)	Temperatura (°C)	Exergia (kJ/kg)
1	1479	0,7193	1,75	6,102	-3	1168
2	1518	0,7193	11,6	5,369	40	1228
3	317,7	0,7193	11,6	1,408	25	133,2
4	322,5	0,7193	11,6	1,424	26	137,5
5	86,13	0,7193	3	0,5637	-25	-75,61
6	86,13	0,7193	3	0,5637	-25	-75,61
7	787,5	0,7193	3	3,229	-9,231	553,8
8	787,5	0,7193	1,5	3,229	-9,231	553,8
9	65,38	7,778	1,5	0,4197	7	-92,48
10	39,98	7,778	1,5	0,3271	-4,4	-115,4

Fonte: Equation Engineering Solver (EES)

7.4. Comparativo Entre os Dois Ciclos

A apreciação destes dois ciclos tem como principal alvo identificar as lacunas de eficiência e consumo energético que existem entre eles. Assim para facilitar esta análise será criada uma tabela comparando os valores relevantes dos dois ciclos e mostrando a diferença entre eles.

Tabela 13 – Comparativa entre os dois ciclos.

Dado	Planta Atual	Projeto Proposto	Diferença
Potência do compressor	175,9 HP	84,85 HP	91,05 HP
Vazão Mássica Amônia	1,491 kg/s	0,7193 kg/s	0,7717 kg/s
Calor do condensador	1789 kW	863,2 kW	925,7 kW

Fonte: Equation Engineering Solver (EES)

Os dados expostos na Tabela 13 mostram que o projeto proposto nas nossas análises se tornou superior em relação à planta atual, isto mostrada pelo COP do ciclo. Agora será mostrado o que cada variável da tabela influência no ciclo, assim poderemos analisar as melhorias que ocorreram no ciclo proposto.

7.4.1. Eficiência de Grau de Perfeição Termodinâmica

O gráfico abaixo mostra quais os equipamentos que possuem uma menor eficiência.

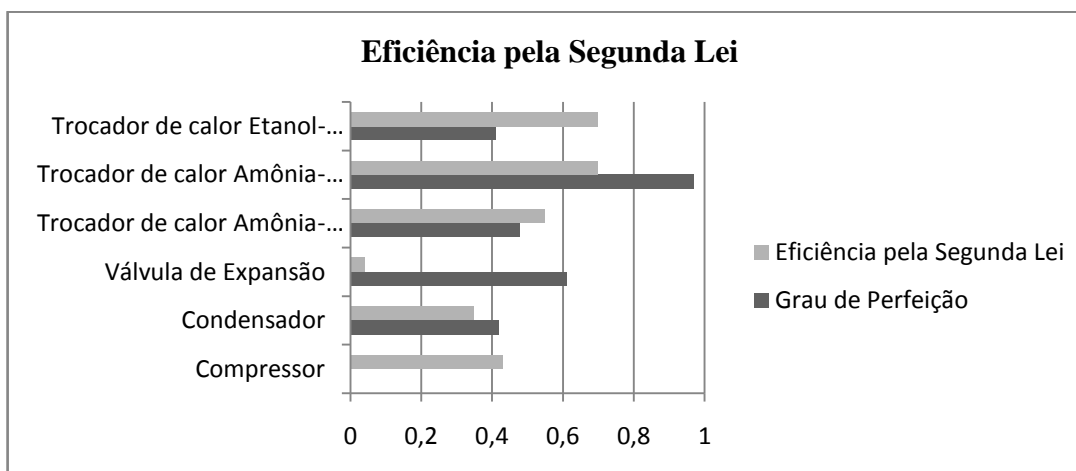


Figura 16 – Eficiências pela segunda lei e Grau de perfeição termodinâmica

De acordo com o gráfico da Figura (16) podemos observar que o condensador e a válvula de expansão estão trabalhando com uma eficiência baixa, assim fazendo um estudo no seu caso em particular poderemos aumentar a eficiência do ciclo de amônia.

7.4.2. Irreversibilidades

Este gráfico tem a função de informar sobre qual equipamento possui a maior perda de energia por irreversibilidade.

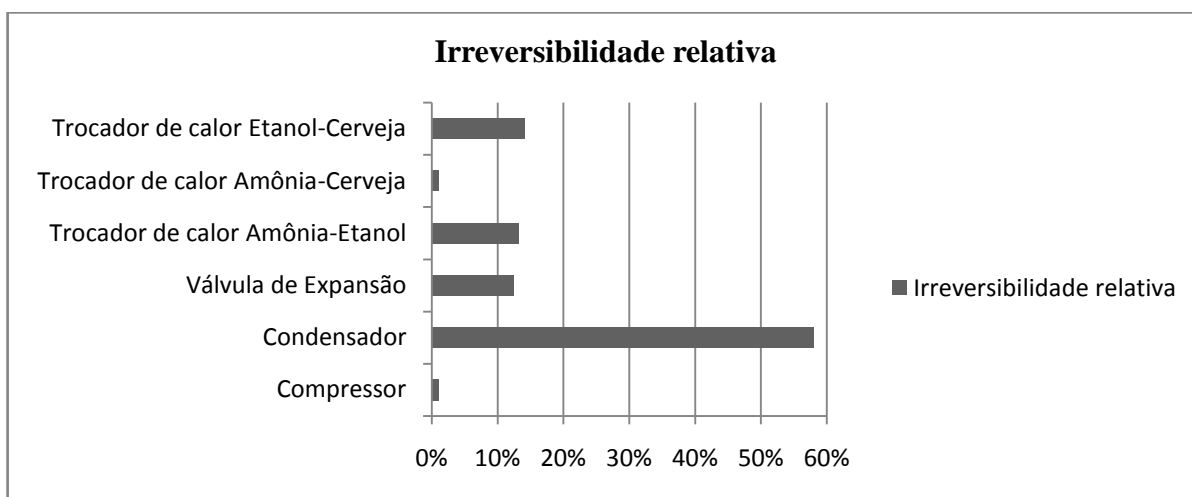


Figura 17 – Gráfico das irreversibilidades relativas

Conseguimos identificar através da Figura (17) que o equipamento que possui uma maior perda energética por irreversibilidade é o condensador, porém não alteramos nenhum parâmetro operacional ou funcional dos condensadores para redução das perdas, pois não era foco do nosso estudo.

7.4.3. COP

O COP é a relação entre o calor retirado do volume de controle que será refrigerado e a potência do compressor, ou seja, quanto menor a potência do compressor para um mesmo efeito frigorífico melhor o desempenho. Isto é o que acontece com o ciclo proposto, pois para um mesmo efeito frigorífico a potência usada é menor.

Para o ciclo proposto encontramos um COP de 4,788 e para a planta atual foi encontrado um COP de 2,310 que é inferior. Então conseguimos com estas alterações elevar o COP do ciclo em aproximadamente 107%, pois com a retirada do refrigerante secundário reduzimos as perdas caloríficas que acontecem na transferência térmica do trocador de calor que trabalha com etanol e cerveja.

7.4.2 – Potência do Compressor

Analisando a Tabela (13) identificamos que o compressor dimensionado para o ciclo proposto apresenta uma redução de aproximadamente 90 HP na potência requerida em relação à planta atual. Com este valor fica evidente a redução no consumo de energia elétrica objetivo do nosso estudo, para avaliarmos este ganho financeiro seria necessário uma avaliação de custos que não foi feita neste estudo, porém foi possível avaliar o consumo energético.

7.4.4. Vazão Mássica de Amônia

A vazão mássica reduzida tem como principal ganho a redução do consumo de amônia que é perdida com vazamentos e separadores de óleo que não estão inclusos nesta análise termodinâmica.

7.4.5. Calor no Condensador

No ciclo proposto conseguiu-se uma redução na taxa de transferência de calor dos condensadores, pois como a vazão mássica é menor no ciclo proposto conseqüentemente calor retirado é menor. Esta diminuição na taxa de transferência de calor possibilita o uso de condensadores menores, que por sua vez consomem menos energia. Os condensadores utilizados são os evaporativos que trabalham com esguichos de água e ventilação forçada, que para esse caso reduziria a quantidade de água nos esguichos e a diminuição da potência dos ventiladores reduziria a potência elétrica necessária no condensador.

8. CONCLUSÃO

O estudo feito sobre sistema de refrigeração das cervejarias conclui que é mais econômica e viável a implantação do projeto proposto, considerando suas devidas hipóteses e seus respectivos dados de eficiência. Como demonstrado no capítulo 7 o ciclo proposto é mais eficiente e conseqüentemente econômico, porém para que possamos quantificar exatamente a economia que seria feita com o uso deste novo ciclo seriam necessários alguns dados técnicos adicionais que precisam ser fornecidos pela empresa interessada. No entanto para um ciclo como este, supostamente teórico, conseguimos averiguar que há uma grande economia com a implantação deste novo sistema, pois apenas no compressor reduziríamos a sua potência em 91 HP, ou seja, uma economia de 51,8% de energia elétrica. Está economia se dá pela redução do número de trocadores de calor que existem no ciclo, pois reduzindo estas perdas durante a troca térmica pode-se reduzir a potência do compressor.

Estudos adicionais de layout e financeiro seriam imprescindíveis para implantação destes projetos nas indústrias. O estudo de layout nos permitiria analisar como seria modificado o sistema para receber estas alterações, porém precisaríamos de um caso específico para análise. Já para o estudo financeiro seriam necessários dados de custo de equipamentos, treinamento de operação no novo sistema, alterações de automação, etc. Assim conseguiríamos estimar o tempo de retorno financeiro, para que a indústria possa analisar a viabilidade econômica da implantação do ciclo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

DOSSAT, Roy J; tradução, TORREIRA, Peragallo R. Princípios de Refrigeração. 1ed. São Paulo: HERMUS, 2004, 357p

VENTURINI, Osvaldo José; PIRANI, Marcelo José. Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.

STOECKER, Wilbert F; JARBADO, Saiz M. J. . Refrigeração Industrial. 2 ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2002.

SMITH, J. M.; VAN NESS, H. C; ABBOTT, M. M.; Tradução QUEIROZ, E. M. . Introdução á Termodinâmica da Engenharia Química. 7ed. Rio de Janeiro: LTC, 2007.

MORAN, Michael J.; SHAPIRO, Howard N.. Princípios de Termodinâmica para Engenharia. 6ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

INCROPERA, Frank P. *et al.* Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. 6ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MILLER, Rex; MILLER, Mark R.. Refrigeração e Ar condicionado. 1ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

DANFOSS. Brazed Plate Heat Exchanger type PHE. Disponível: <www.danfoss.com>. Acesso em: 02/06/2011.

YORK, Evaporative Condensers. Disponível em: <www.york.com>. Acesso em: 07/06/2011.

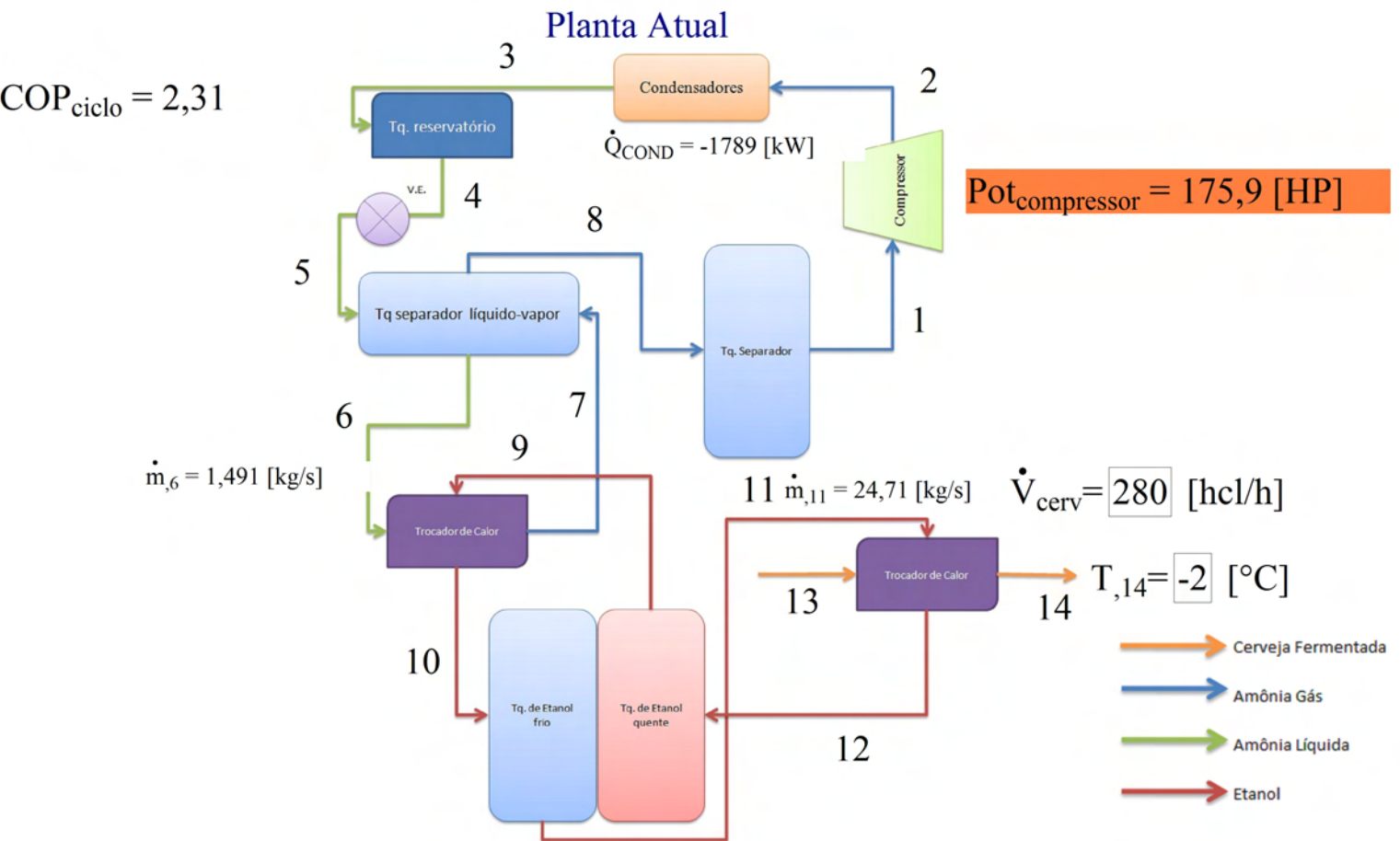
SOUZA, W. L.. Análise Exergoeconômica dos Ciclos de Refrigeração por Absorção de Única Pressão. 2007. 274f. Tese (Doutorado em Engenharia). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Paraíba, João Pessoa, 2007.

TORRES, E. A.. Avaliação Exergética e Termoeconômica de um Sistema de Cogeração de um Pólo Petroquímico. Tese de D.Sc., FEM/UNICAMP, Campinas, SP, 1999.

FERRAZ, F.; GOMES, M.; O Histórico da Refrigeração, Fluidos Refrigerantes, Ozônio\Processo de Formação\Destrução, Sistemas de Refrigeração, Componentes de um Sistema de Refrigeração. <<http://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/08/ref1.pdf>>. Agosto de 2008.

Features Of Electra-Saver Compressores: imagem. Disponível em: <<http://www.ontariocompressor.com/electrasaver.html>>. Acesso: 24/06/2011.

APÊNDICE A



Este anexo mostra os cálculos feitos a partir da plataforma EES, relativos ao projeto proposto.

Todo o problema está formulado com base em simbologias de programação do software EES, assim tornando necessária compreensão desta simbologia para compreensão dos cálculos.

O relatório abaixo foi gerado pelo Software de desenvolvimento não cabendo assim recursos de formatação, porém esta descreve toda modelagem matemática do problema em estudo.

Nesta primeira etapa será calculada as entalpias (h_j) e entropias (s_j) através das rotinas do programa, com os dados que já conhecidos podemos encontrá-las.

Condições Ambientais

$$T_0 = 27 \text{ [}^{\circ}\text{C]}$$

(1)

$$P_0 = 1 \text{ [bar]} \quad (2)$$

$$s_0 = s(\text{Air}; T = T_0; P = P_0) \quad (3)$$

Entropia ambiente relativa ao ar

$$h_0 = h(\text{Air}; T = T_0) \quad (4)$$

Entalpia ambiente relativa ao ar

Ponto 1

$$P_{;1} = 1,75 \text{ [bar]} \quad (5)$$

$$T_{;1} = -3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{;1} = \dot{m}_{;8} \quad (7)$$

$$h_{;1} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;1}; P = P_{;1}) \quad (8)$$

$$s_{;1} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;1}; P = P_{;1}) \quad (9)$$

Ponto 2

$$P_{;2} = 11,6 \text{ [bar]} \quad (10)$$

$$T_{;2} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{;2} = \dot{m}_{;8} \quad (12)$$

$$h_{;2} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;2}; P = P_{;2}) \quad (13)$$

$$s_{;2} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;2}; P = P_{;2}) \quad (14)$$

$$h_{2;s} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;2}; s = s_{;1}) \quad (15)$$

Ponto 3

$$P_{;3} = 11,6 \text{ [bar]} \quad (16)$$

$$T_{;3} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (17)$$

temperatura ideal de saída do condensador

$$\dot{m}_{;3} = \dot{m}_{;6} \quad (18)$$

$$h_{;3} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;3}; P = P_{;3}) \quad (19)$$

$$s_{;3} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;3}; P = P_{;3}) \quad (20)$$

$$T_{sat;3} = (\text{Ammonia}; P = P_{;3}) \quad (21)$$

Como evidenciado nos resultados, a amônia estará completamente líquida na saída do condensador

Ponto 4

$$P_{;4} = 11,6 \text{ [bar]} \quad (22)$$

$$T_{;4} = 26 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{;4} = \dot{m}_{;3} \quad (24)$$

$$h_{;4} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;4}; P = P_{;4}) \quad (25)$$

$$s_{;4} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;4}; P = P_{;4}) \quad (26)$$

Ponto 5

$$P_{;5} = 3 \text{ [bar]} \quad (27)$$

$$T_{;5} = -25 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (28)$$

$$\dot{m}_{;5} = \dot{m}_{;7} \quad (29)$$

$$h_{;5} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;5}; P = P_{;5}) \quad (30)$$

$$s_{;5} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;5}; P = P_{;5}) \quad (31)$$

Ponto 6

$$P_{;6} = 3 \text{ [bar]} \quad (32)$$

$$T_{;6} = -25 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{;6}=3$$

$$h_{;6} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;6}; P = P_{;6}) \quad (34)$$

$$s_{;6} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;6}; P = P_{;6}) \quad (35)$$

Ponto 7

$$P_{;7} = 3 \text{ [bar]} \quad (36)$$

$$T_{;7} = T_{7;sat} \quad (37)$$

$$T_{7;sat} = (\text{Ammonia}; P = P_{;7}) \quad (38)$$

$$\dot{m}_{;7} = \dot{m}_{;6} \quad (39)$$

Calculado pela primeira lei no troT_{;7}=TEMPERATURE(Ammonia;h=h_{;7};P=P_{;7})cador de calor

$$s_{;7} = s(\text{Ammonia}; h = h_{;7}; P = P_{;7}) \quad (40)$$

Ponto 8

$$P_{;8} = 3 \text{ [bar]} \quad (41)$$

$$T_{;8} = T(\text{Ammonia}; h = h_{;8}; P = P_{;8}) \quad (42)$$

$$\dot{m}_{;8} = \dot{m}_{;6} \quad (43)$$

$$h_{;8} = \text{ENTHALPY}(\text{Ammonia}; X = x_{;8}; P = P_{;8})$$

$$s_{;8} = s(\text{Ammonia}; h = h_{;8}; P = P_{;8}) \quad (44)$$

$$T_{8;sat} = (\text{Ammonia}; P = P_{;8}) \quad (45)$$

Ponto 9

$$P_{;9} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (46)$$

$$T_{;9} = T_{;12} + 1 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (47)$$

$$\dot{m}_{;9} = \dot{m}_{;11} \quad (48)$$

$$h_{;9} = h(\text{Ethanol}; T = T_{;9}; P = P_{;9}) \quad (49)$$

$$s_{;9} = s(\text{Ethanol}; T = T_{;9}; P = P_{;9}) \quad (50)$$

Ponto 10

$$P_{;10} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (51)$$

$$T_{;10} = T_{;11} - 1^\circ\text{C} \quad (52)$$

$$\dot{m}_{;10} = \dot{m}_{;11} \quad (53)$$

$$h_{;10} = h(\text{Ethanol}; T = T_{;10}; P = P_{;10}) \quad (54)$$

$$s_{;10} = s(\text{Ethanol}; T = T_{;10}; P = P_{;10}) \quad (55)$$

Ponto 11

$$P_{;11} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (56)$$

$$T_{;11} = -3,4 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (57)$$

$$\dot{m}_{;11} = \dot{m}_{;9}$$

$$h_{;11} = h(\text{Ethanol}; T = T_{;11}; P = P_{;11}) \quad (58)$$

$$s_{;11} = s(\text{Ethanol}; T = T_{;11}; P = P_{;11}) \quad (59)$$

Ponto 12

$$P_{;12} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (60)$$

$$T_{;12} = 6 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (61)$$

$$\dot{m}_{;12} = \dot{m}_{;11} \quad (62)$$

$$h_{;12} = \text{ENTHALPY}(\text{Ethanol}; T = T_{;12}; P = P_{;12})$$

$$s_{;12} = s(\text{Ethanol}; T = T_{;12}; P = P_{;12}) \quad (63)$$

Ponto 13

$$P_{;13} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (64)$$

$$T_{;13} = 15 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (65)$$

$$\dot{V}_{cerv} = 280$$

$$\dot{m}_{;13} = \dot{V}_{cerv} / 36 \quad (66)$$

$$h_{;13} = h(\text{ethanol}; T = T_{;13}; P = P_{;13}) \quad (67)$$

$$s_{;13} = s(\text{ethanol}; T = T_{;13}; P = P_{;13}) \quad (68)$$

Ponto 14

$$P_{;14} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (69)$$

$$T_{;14} = -3 \text{ [}^{\circ}\text{C]} \quad (70)$$

$$\dot{m}_{;14} = \dot{m}_{;13} \quad (70)$$

$$h_{;14} = h(\text{ethanol}; T = T_{;14}; P = P_{;14}) \quad (71)$$

$$s_{;14} = s(\text{ethanol}; T = T_{;14}; P = P_{;14}) \quad (72)$$

A partir deste ponto serão calculadas a geração de entropia para cada um dos

-Exergias dos pontos-

$$\text{duplicate } z = 1; 14 \quad (73)$$

$$ex_{;z} = (h_{;z} - h_0) - T_0 \cdot (s_{;z} - s_0) \quad (74)$$

$$\text{end} \quad (75)$$

Nesta parte dos cálculos iremos utilizar as equações da termodinâmica para calcular a geração de entropia, potência, fluxo de calor e respectivas eficiências de cada um dos equipamentos. Também serão calculadas as perdas provenientes das irreversibilidades pelos dois métodos citados na fundamentação teórica

Compressores

Hipóteses:

-Regime Permanente;

-Variação de E_c e E_p são desprezíveis;

Conservação de Massa

$$0 = \dot{m}_{;1} - \dot{m}_{;2}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = \dot{m}_{;1} \cdot h_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot h_{;2} - \dot{W}_{COMP} \quad (76)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;1} \cdot s_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot s_{;2}) - \dot{S}_{ger;COMP} \quad (77)$$

$$\dot{W}_{REV;COMP} = \dot{m}_{;1} \cdot h_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot h_{;2,s} \quad (78)$$

$$\dot{W}_{REV;COMP;ex} = \dot{m}_{;1} \cdot ex_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2} \quad (79)$$

$$\dot{W}_{REAL;COMP} = (\dot{m}_{;1} \cdot (h_{;1} - T_0 \cdot s_{;1}) - \dot{m}_{;2} \cdot (h_{;2} - T_0 \cdot s_{;2})) - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;COMP} \quad (80)$$

Irreversibilidade

$$\dot{I}_{COMP;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;COMP} \quad (81)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{COMP;ex} = \dot{W}_{REV;COMP;ex} - \dot{W}_{REAL;COMP} \quad (82)$$

Por Exergia.

$$Pot_{compressor} = -\dot{W}_{compr}/0,745 \quad (83)$$

Eficiência do compressor

$$\dot{W}_{compr} = \dot{W}_{COMP}/\epsilon_{COMP;2} \quad (84)$$

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{COMP;1} = \frac{-\dot{m}_{;2} \cdot h_{;2} + \dot{m}_{;1} \cdot h_{;1}}{\dot{W}_{COMP}} \quad (85)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{COMP;2} = \dot{W}_{COMP}/\dot{W}_{REV;COMP} \quad (86)$$

Condensadores

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

Conservação de Massa

$$0 = \dot{m}_{;2} - \dot{m}_{;3}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;2} \cdot h_{;2} - \dot{m}_{;3} \cdot h_{;3}) + \dot{Q}_{COND} \quad (87)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;2} \cdot s_{;2} - \dot{m}_{;3} \cdot s_{;3}) + \dot{Q}_{COND}/T_0 + \dot{S}_{ger;COND} \quad (88)$$

$$\dot{Q}_{REV;COND} = \dot{m}_{;2} \cdot (h_{;2} - T_0 \cdot s_{;2}) - \dot{m}_{;3} \cdot (h_{;3} - T_0 \cdot s_{;3}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;3}}\right) \cdot \dot{Q}_{COND} \quad (89)$$

$$\dot{Q}_{REV;COND;ex} = (\dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2} - \dot{m}_{;3} \cdot ex_{;3}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;3}}\right) \cdot \dot{Q}_{COND} \quad (90)$$

$$\dot{Q}_{REAL;COND} = (\dot{m}_{;2} \cdot (h_{;2} - T_0 \cdot s_{;2}) - \dot{m}_{;3} \cdot (h_{;3} - T_0 \cdot s_{;3})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;3}}\right) \cdot \dot{Q}_{COND} - T_0 \cdot \dot{S}_{Ger;COND} \quad (91)$$

$$\dot{I}_{COND;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;COND} \quad (92)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{COND;ex} = \dot{Q}_{REV;COND;ex} - \dot{Q}_{REAL;COND} \quad (93)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{COND;1} = \frac{\dot{m}_{;3} \cdot h_{;3} - \dot{m}_{;2} \cdot h_{;2}}{\dot{Q}_{COND}} \quad (94)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{COND;2} = \left(\dot{Q}_{COND} \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;2}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;3} \cdot ex_{;3} - \dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2}) \quad (95)$$

Grau de Perfeição Termodinâmica

$$\xi_{COND} = \left(\dot{m}_{;3} \cdot ex_{;3} + (-\dot{Q}_{COND}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;2}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2}) \quad (96)$$

Válvula expansora

Hipóteses

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

Está etapa iremos calcular a entalpia de saída para que saibamos a temperatura de saída da válvula expansora

Balanco de massa

$$0 = \dot{m}_{;4} - \dot{m}_{;5}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;4} \cdot h_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot h_{;5}) + \dot{Q}_{VE} \quad (97)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;4} \cdot s_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot s_{;5}) + \dot{Q}_{VE}/T_0 + \dot{S}_{ger;VE} \quad (98)$$

$$T_x = (Ammonia; P = P_{;5}) \quad (99)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{Q}_{REV;VE} = \dot{m}_{;4} \cdot (h_{;4} - T_0 \cdot s_{;4}) - \dot{m}_{;5} \cdot (h_{;5} - T_0 \cdot s_{;5}) + (1 - T_0/T_x) \cdot \dot{Q}_{VE} \quad (100)$$

$$\dot{Q}_{REV;VE;ex} = (\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot ex_{;5}) + (1 - T_0/T_x) \cdot \dot{Q}_{VE} \quad (101)$$

$$\dot{Q}_{REAL;VE} = (\dot{m}_{;4} \cdot (h_{;4} - T_0 \cdot s_{;4}) - \dot{m}_{;5} \cdot (h_{;5} - T_0 \cdot s_{;5})) + (1 - T_0/T_x) \cdot \dot{Q}_{VE} - T_0 \cdot \dot{S}_{Ger;VE} \quad (102)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{VE;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;VE} \quad (103)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{VE;ex} = \dot{Q}_{REV;VE;ex} - \dot{Q}_{REAL;VE} \quad (104)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{VE;1} = \frac{\dot{m}_{;4} \cdot h_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot h_{;5}}{-\dot{Q}_{VE}} \quad (105)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{VE;2} = \frac{\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot ex_{;5}}{-\dot{Q}_{VE} \cdot (1 - (T_0/T_x))} \quad (106)$$

Grau de Perfeição Termodinâmica

$$\xi_{VE} = \left(\dot{m}_{;5} \cdot ex_{;5} + (-\dot{Q}_{VE}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;4}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4}) \quad (107)$$

Reservatório

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;
- Volume de controle adiabático;

Balanco de massa

$$0 = \dot{m}_{;5} + \dot{m}_{;7} - \dot{m}_{;6} - \dot{m}_{;8}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;5} \cdot h_{;5} + \dot{m}_{;7} \cdot h_{;7}) - (\dot{m}_{;8} \cdot h_{;8} + \dot{m}_{;6} \cdot h_{;6}) \quad (108)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = ((\dot{m}_{;5} \cdot s_{;5} + \dot{m}_{;7} \cdot s_{;7}) - (\dot{m}_{;8} \cdot s_{;8} + \dot{m}_{;6} \cdot s_{;6})) + \dot{S}_{ger;Re} \quad (109)$$

Trocador de calor amônia-etanol

- Volume de controle da serpentina

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

Calor retirado necessário para resfriar o etanol

Balço de massa

$$0 = \dot{m}_{;9} - \dot{m}_{;10}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;9} \cdot h_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot h_{;10}) + \dot{Q}_{tr;amoetan} \quad (110)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;9} \cdot s_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot s_{;10}) + (\dot{Q}_{tr;amoetan}/T_0) + \dot{S}_{ger;amoetan} \quad (111)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan} = \dot{m}_{;9} \cdot (h_{;9} - T_0 \cdot s_{;9}) - \dot{m}_{;10} \cdot (h_{;10} - T_0 \cdot s_{;10}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;10}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;amoetan} \quad (112)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan;ex} = (\dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;10}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;amoetan} \quad (113)$$

$$\dot{Q}_{REAL;tr;amoetan} = (\dot{m}_{;9} \cdot (h_{;9} - T_0 \cdot s_{;9}) - \dot{m}_{;10} \cdot (h_{;10} - T_0 \cdot s_{;10})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;10}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;amoetan} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;amoetan} \quad (114)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{tr;amoetan;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;amoetan} \quad (115)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{tr;amoetan;ex} = \dot{Q}_{REV;tr;amoetan;ex} - \dot{Q}_{REAL;tr;amoetan} \quad (116)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{tr;amoetan;1} = \frac{(\dot{m}_{;9} \cdot h_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot h_{;10})}{-\dot{Q}_{tr;amoetan}} \quad (117)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{tr;amoetan;2} = \frac{\dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10}}{\dot{Q}_{tr;amoetan} \cdot (1 - (T_0/T_{;9}))} \quad (118)$$

Trocador de calor amônia-etanol

Volume de controle da amônia

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

$$\dot{Q}_{tr;amoetan2} \cdot 0,6 = \dot{Q}_{tr;amoetan} \quad (119)$$

eficiência na troca térmica

$$c_{v;amonia} = c_v(\text{Ammonia}; T = T_{;6}; P = P_{;6}) \quad (120)$$

$$\dot{m}_{;6} = m_6 \quad (121)$$

$$h_{líquidosat=h}(\text{Ammonia}; X=0; P=P_{;7}) \quad (122)$$

$$h_{vaporsat} = h(\text{Ammonia}; X = 1; P = P_{;7}) \quad (123)$$

$$Q_{latente} = h_{vaporsat} - h_{líquidosat} \quad (124)$$

$$-\dot{Q}_{tr;amoetan2} = m_6 \cdot c_{v;amonia} \cdot (T_{7;sat} - T_{;6}) + m_6 \cdot Q_{latente} \cdot 0,5 \quad (125)$$

$$\dot{m}_{;6}=m_{;6}*\text{DENSITY}(\text{Ammonia};T=T_{;6};P=P_{;6})$$

Balço de massa

$$0=\dot{m}_{;6}-\dot{m}_{;7}$$

1ªLei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;6} \cdot h_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot h_{;7}) - \dot{Q}_{tr;amoetan2} \quad (126)$$

calor está negativo, pois este volume de controle está recebendo o calor retirado da cerveja

2ªLei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;6} \cdot s_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot s_{;7}) + \dot{Q}_{tr;amoetan2}/T_0 + \dot{S}_{ger;tramonia} \quad (127)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan2} = \dot{m}_{;6} \cdot (h_{;6} - T_0 \cdot s_{;6}) - \dot{m}_{;7} \cdot (h_{;7} - T_0 \cdot s_{;7}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;amoetan2} \quad (129)$$

$$\dot{Q}_{REAL;tr;amoetan2} = (\dot{m}_{;6} \cdot (h_{;6} - T_0 \cdot s_{;6}) - \dot{m}_{;7} \cdot (h_{;7} - T_0 \cdot s_{;7})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;amoetan2} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tramonia} \quad (130)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{tr;amoetan2;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tramonia} \quad (131)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{tr;amoetan2;ex} = \dot{Q}_{REV;tr;amoetan2;ex} - \dot{Q}_{REAL;tr;amoetan2} \quad (132)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1^ª Lei

$$\eta_{tr;amoetan2;1} = \frac{\dot{m}_{;6} \cdot h_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot h_{;7}}{\dot{Q}_{tr;amoetan2}} \quad (133)$$

Eficiência pela 2^a Lei

$$\epsilon_{tr;amoetan2;2} = \frac{\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7}}{\dot{Q}_{tr;amoetan2} \cdot (1 - (T_0/T_{;6}))} \quad (134)$$

Eficiência trocador de Amonia-erveja

1^aLei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;9} \cdot h_{;9} + \dot{m}_{;6} \cdot h_{;6}) - (\dot{m}_{;7} \cdot h_{;7} + \dot{m}_{;10} \cdot h_{;10}) + \dot{Q}_{Tramo} \quad (135)$$

2^aLei da Termodinâmica

$$0 = ((\dot{m}_{;9} \cdot s_{;9} + \dot{m}_{;6} \cdot s_{;6}) - (\dot{m}_{;7} \cdot s_{;7} + \dot{m}_{;10} \cdot s_{;10})) + \dot{Q}_{Tramo}/T_0 - \dot{S}_{ger;Tramo} \quad (136)$$

$$\dot{Q}_{REV;Tramo} = \dot{m}_{;6} \cdot (h_{;6} - T_0 \cdot s_{;6}) + \dot{m}_{;9} \cdot (h_{;9} - T_0 \cdot s_{;9}) - \dot{m}_{;7} \cdot (h_{;7} - T_0 \cdot s_{;7}) - \dot{m}_{;10} \cdot (h_{;10} - T_0 \cdot s_{;10}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{Tramo}$$

$$\dot{I}_{Tramo;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;Tramo} \quad (138)$$

$$\dot{Q}_{REAL;Tramo} = \dot{Q}_{REV;Tramo} - \dot{I}_{Tramo;GS} \quad (139)$$

Eficiência do trocador de Calor

$$\epsilon_{Tramo} = \left(\frac{\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} + \dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9} - \dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7} - \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10}}{(-\dot{Q}_{Tramo}) \cdot (1 - (T_0/T_{;6}))} \right) \quad (140)$$

Grau de Perfeição Termodinâmica

$$\xi_{Tramo} = \left(\dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7} + \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10} + \left(\dot{Q}_{Tramo} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;6}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} + \dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9}) \quad (141)$$

Trocador de calor Etanol-Cerveja

Volume de Controle etanol

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

$$\dot{Q}_{tr;etancerv2} \cdot 0,6 = \dot{Q}_{tr;etancerv} \quad (142)$$

eficiência na troca térmica

$$c_{v;etanol} = c_v (\text{Ethanol}; T = T_{;11}; P = P_{;11}) \quad (143)$$

$$-\dot{Q}_{tr;etancerv2} = m_{11} \cdot c_{v;etanol} \cdot (T_{;12} - T_{;11}) \quad (144)$$

$$\dot{m}_{;11} = m_{11} \quad (145)$$

Balanço de massa

$$0 = \dot{m}_{;11} - \dot{m}_{;12}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;11} \cdot h_{;11} - \dot{m}_{;12} \cdot h_{;12}) - \dot{Q}_{tr;etancerv2} \quad (146)$$

calor está negativo, pois este volume de controle está recebendo o calor retirado da cerveja

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;12} \cdot s_{;12} - \dot{m}_{;11} \cdot s_{;11}) + \dot{Q}_{tr;etancerv2}/T_0 + \dot{S}_{ger;tretancerv} \quad (147)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv2} = \dot{m}_{;11} \cdot (h_{;11} - T_0 \cdot s_{;11}) - \dot{m}_{;12} \cdot (h_{;12} - T_0 \cdot s_{;12}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;12}} \right) \cdot \dot{Q}_{tr;etancerv2} \quad (148)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv2;ex} = (\dot{m}_{;11} \cdot ex_{;11} - \dot{m}_{;12} \cdot ex_{;12}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;12}} \right) \cdot \dot{Q}_{tr;etancerv2} \quad (149)$$

$$\dot{Q}_{REAL;tr;etancerv2} = (\dot{m}_{;11} \cdot (h_{;11} - T_0 \cdot s_{;11}) - \dot{m}_{;12} \cdot (h_{;12} - T_0 \cdot s_{;12})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;12}} \right) \cdot \dot{Q}_{tr;etancerv2} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tretancerv} \quad (150)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{tr;etancerv2;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tr;etancerv} \quad (151)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{tr;etancerv2;ex} = \dot{Q}_{REV;tr;etancerv2;ex} - \dot{Q}_{REAL;tr;etancerv2} \quad (152)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{tr;etancerv2;1} = \frac{(\dot{m}_{;11} \cdot h_{;11} - \dot{m}_{;12} \cdot h_{;12})}{\dot{Q}_{tr;etancerv2}} \quad (153)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{tr;etancerv2;2} = \frac{\dot{m}_{;11} \cdot ex_{;11} - \dot{m}_{;12} \cdot ex_{;12}}{\dot{Q}_{tr;etancerv2} \cdot (1 - (T_0/T_{;11}))} \quad (154)$$

Tocador de Calor Etanol-Cerveja

Este é o volume de controle onde só está presente cerveja

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

Nesta seção iremos calcular o calor necessário para resfriar a cerveja até a temperatura desejada

Balanço de massa

$$0 = \dot{m}_{;14} - \dot{m}_{;13}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;13} \cdot h_{;13} - \dot{m}_{;14} \cdot h_{;14}) + \dot{Q}_{tr;etancerv} \quad (155)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;13} \cdot s_{;13} - \dot{m}_{;14} \cdot s_{;14}) + \dot{Q}_{tr;etancerv}/T_0 + \dot{S}_{ger;tr;etancerv} \quad (156)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv} = \dot{m}_{;13} \cdot (h_{;13} - T_0 \cdot s_{;13}) - \dot{m}_{;14} \cdot (h_{;14} - T_0 \cdot s_{;14}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;14}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;etancerv} \quad (157)$$

$$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv;ex} = (\dot{m}_{;13} \cdot ex_{;13} - \dot{m}_{;14} \cdot ex_{;14}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;13}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;etancerv} \quad (158)$$

$$\dot{Q}_{REAL;tr;etancerv} = (\dot{m}_{;13} \cdot (h_{;13} - T_0 \cdot s_{;13}) - \dot{m}_{;14} \cdot (h_{;14} - T_0 \cdot s_{;14})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;14}}\right) \cdot \dot{Q}_{tr;etancerv} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tr;etancerv} \quad (159)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{tr;etancerv;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tr;etancerv} \quad (160)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{tr;etancerv;ex} = \dot{Q}_{REV;tr;etancerv;ex} - \dot{Q}_{REAL;tr;etancerv} \quad (161)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{tr;etancerv;1} = \frac{(\dot{m}_{;13} \cdot h_{;13} - \dot{m}_{;14} \cdot h_{;14})}{-\dot{Q}_{tr;etancerv}} \quad (162)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{tr;etancerv;2} = \left(\dot{Q}_{tr;etancerv} \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;13}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;13} \cdot ex_{;13} - \dot{m}_{;14} \cdot ex_{;14}) \quad (163)$$

Eficiência trocador de Amonia-erveja

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;11} \cdot h_{;11} + \dot{m}_{;13} \cdot h_{;13}) - (\dot{m}_{;12} \cdot h_{;12} + \dot{m}_{;14} \cdot h_{;14}) + \dot{Q}_{Tret} \quad (164)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = ((\dot{m}_{;11} \cdot s_{;11} + \dot{m}_{;13} \cdot s_{;13}) - (\dot{m}_{;12} \cdot s_{;12} + \dot{m}_{;14} \cdot s_{;14})) + \dot{Q}_{Tret}/T_0 - \dot{S}_{ger;Tret} \quad (165)$$

$$\dot{Q}_{REV;Tret} = \dot{m}_{;11} \cdot (h_{;11} - T_0 \cdot s_{;11}) + \dot{m}_{;13} \cdot (h_{;13} - T_0 \cdot s_{;13}) - \dot{m}_{;12} \cdot (h_{;12} - T_0 \cdot s_{;12}) - \dot{m}_{;14} \cdot (h_{;14} - T_0 \cdot s_{;14}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;12}} \right) \cdot \dot{Q}_{Tret}$$

$$\dot{I}_{Tret;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;Tret} \quad (167)$$

$$\dot{Q}_{REAL;Tret} = \dot{Q}_{REV;Tret} + \dot{I}_{Tret;GS} \quad (168)$$

Eficiência do trocador de Calor

$$\epsilon_{Tret} = \frac{(\dot{m}_{;11} \cdot ex_{;11} + \dot{m}_{;13} \cdot ex_{;13} - \dot{m}_{;12} \cdot ex_{;12} - \dot{m}_{;14} \cdot ex_{;14})}{(\dot{Q}_{Tret}) \cdot (1 - (T_0/T_{;12}))} \quad (169)$$

Grau de Perfeição Termodinâmica

$$\xi_{Tret} = \left(\dot{m}_{;12} \cdot ex_{;12} + \dot{m}_{;14} \cdot ex_{;14} + (\dot{Q}_{Tret}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;11}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;11} \cdot ex_{;11} + \dot{m}_{;13} \cdot ex_{;13}) \quad (170)$$

$$COP_{ciclo} = \dot{Q}_{tr;etancerv} / \dot{W}_{compr} \quad (171)$$

Solution

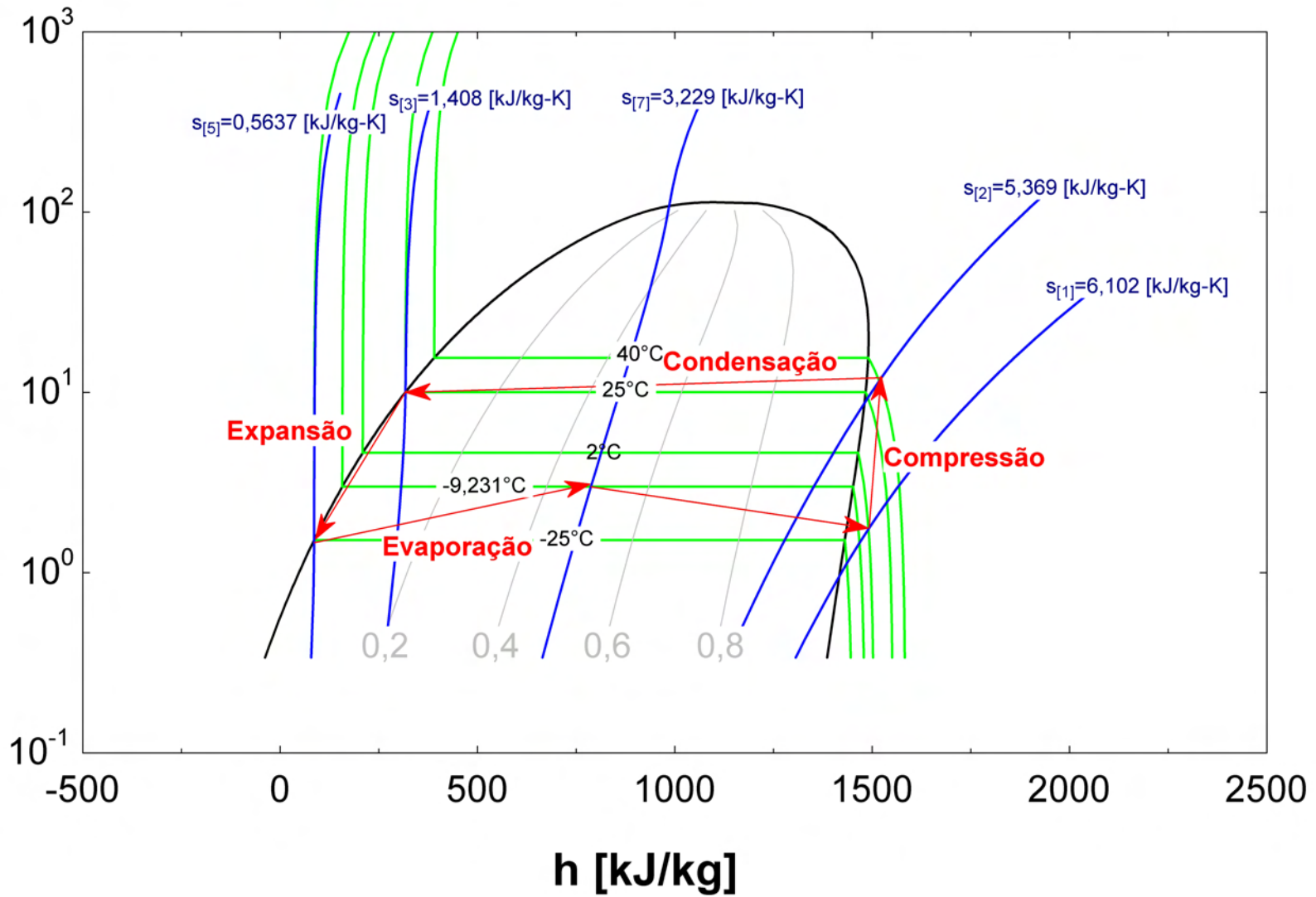
$COP_{ciclo} = 2,31$	$c_{v;amonia} = 3,442 \text{ [kJ/kg.K]}$	$c_{v;etanol} = 2,172 \text{ [kJ/kg.K]}$
$\epsilon_{COMP;2} = 0,4396$	$\epsilon_{COND;2} = 0,3568$	$\epsilon_{Tramo} = 0,4284$
$\epsilon_{Tret} = 0,255$	$\epsilon_{tr;amoetan2;2} = 0,4314$	$\epsilon_{tr;amoetan;2} = 0,3155$
$\epsilon_{tr;etancerv2;2} = 0,1006$	$\epsilon_{tr;etancerv;2} = 0,8855$	$\epsilon_{VE;2} = 0,2297$
$\eta_{COMP;1} = 1$	$\eta_{COND;1} = 1$	$\eta_{tr;amoetan2;1} = 1$
$\eta_{tr;amoetan;1} = 1$	$\eta_{tr;etancerv2;1} = 1$	$\eta_{tr;etancerv;1} = 1$
$\eta_{VE;1} = 1$	$h_0 = 300,6 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{2;s} = 1567 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{liquidosat} = 157,5 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{vaporsat} = 1452 \text{ [kJ/kg]}$	$\dot{I}_{COMP;ex} = 29,52 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{COMP;GS} = 29,52 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{COND;ex} = 1630 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{COND;GS} = 1630 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{Tramo;GS} = 372,7 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{Tret;GS} = 180,1 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tr;amoetan2;ex} = 1153 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{tr;amoetan2;GS} = 1153 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tr;amoetan;ex} = 565,7 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tr;amoetan;GS} = 565,7 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{tr;etancerv2;ex} = 504,5 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tr;etancerv2;GS} = 504,5 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tr;etancerv;ex} = 4905 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{tr;etancerv;GS} = 273,5 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{VE;ex} = 352,5 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{VE;GS} = 352,5 \text{ [kW]}$
$m_{11} = 24,71 \text{ [kg/s]}$	$m_6 = 1,491 \text{ [kg/s]}$	$Pot_{compressor} = 175,9 \text{ [HP]}$
$P_0 = 1 \text{ [bar]}$	$\dot{Q}_{COND} = -1789 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;COND} = 143,1 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REAL;Tramo} = 896,3 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;Tret} = -706,3 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;tr;amoetan} = -4478 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REAL;tr;amoetan2} = -6196 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;tr;etancerv} = -4389 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;tr;etancerv2} = 807,6 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REAL;VE} = -1418 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;COND} = 1773 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;COND;ex} = 1773 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;Tramo} = 1269 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;Tret} = -886,4 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan} = -3912 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan2} = -5043 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan2;ex} = -5043 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;tr;amoetan;ex} = -3912 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv} = -4116 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv2} = 1312 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv2;ex} = 1312 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;tr;etancerv;ex} = 515,6 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;VE} = -1066 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;VE;ex} = -1066 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{Tramo} = 418,3 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{Tret} = 201,8 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{tr;amoetan} = -627,4 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{tr;amoetan2} = -1046 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{tr;etancerv} = -302,7 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{tr;etancerv2} = -504,5 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{VE} = -352,5 \text{ [kW]}$	$Q_{latente} = 1294 \text{ [kW/kg]}$	$s_0 = 5,706 \text{ [kJ/kg-K]}$
$\dot{S}_{ger;amoetan} = 20,95 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;COMP} = 1,093 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;COND} = 60,37 \text{ [kW]}$
$\dot{S}_{ger;Re} = 0 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;Tramo} = 13,8 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;tramonion} = 42,7 \text{ [kW]}$
$\dot{S}_{ger;Tret} = 6,67 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;tretancerv} = 18,68 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;tr;etancerv} = 10,13 \text{ [kW]}$
$\dot{S}_{ger;VE} = 13,05 \text{ [kW]}$	$T_0 = 27 \text{ [°C]}$	$T_{7;sat} = -9,231 \text{ [°C]}$
$T_{8;sat} = -9,231 \text{ [°C]}$	$T_{sat;3} = 29,79 \text{ [°C]}$	$T_x = -9,231 \text{ [°C]}$
$\dot{V}_{cerv} = 280 \text{ [hcl/h]}$	$\dot{W}_{COMP} = -57,6 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{compr} = -131 \text{ [kW]}$
$\dot{W}_{REAL;COMP} = -116,6 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{REV;COMP} = -131 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{REV;COMP;ex} = -87,12 \text{ [kW]}$
$\xi_{COND} = 0,4266$	$\xi_{Tramo} = 0,4817$	$\xi_{Tret} = 0,4146$
$\xi_{VE} = -0,6158$		

Arrays

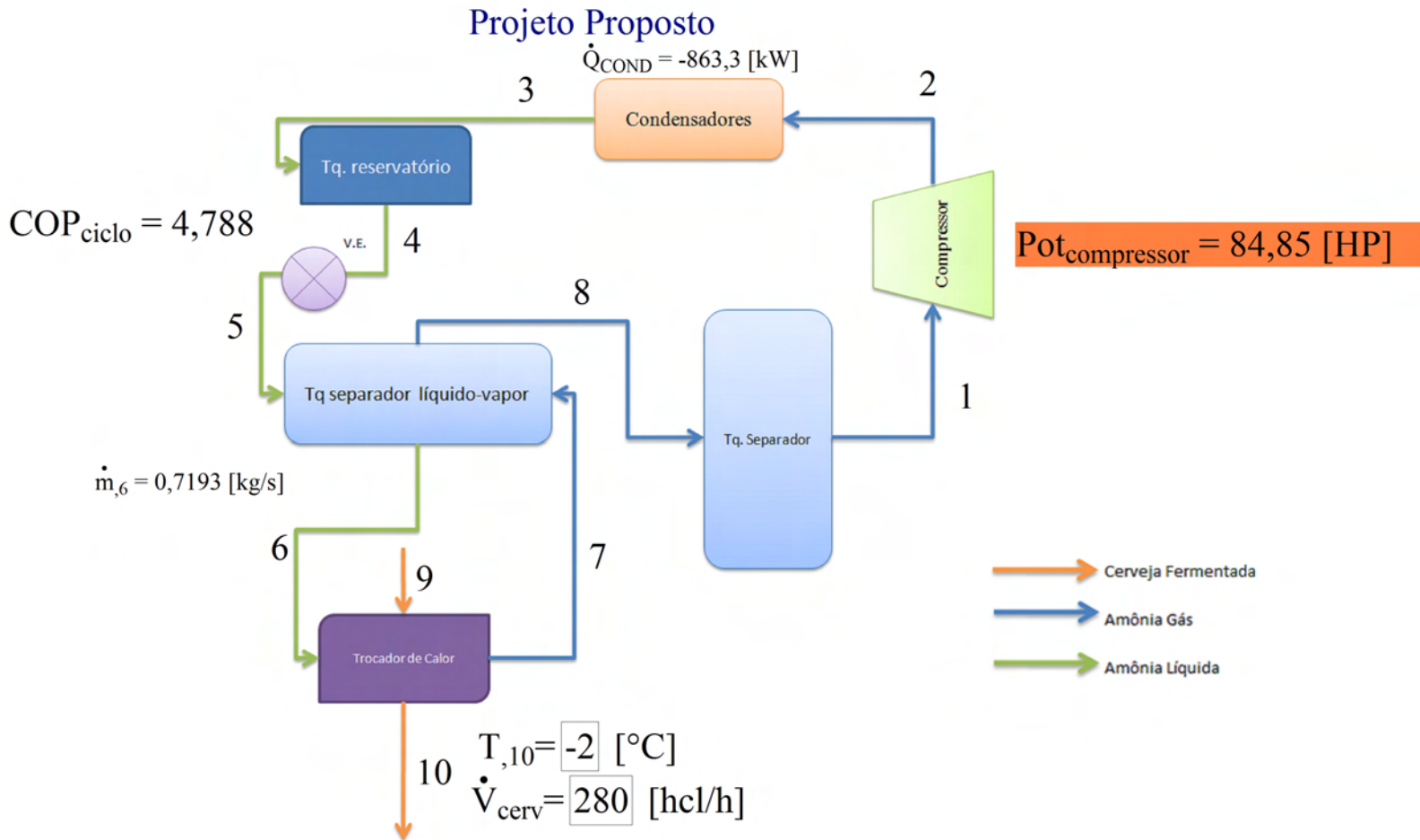
Row	h_i [kJ/kg]	\dot{m}_i [kg/s]	P_i [bar]	s_i [kJ/kg-K]	T_i [°C]	ex_i [kJ/kg]
1	1479	1,491	1,75	6,102	-3	1168
2	1518	1,491	11,6	5,369	40	1226
3	317,7	1,491	11,6	1,408	25	133,2
4	322,5	1,491	11,6	1,424	26	137,5
5	86,13	1,491	3	0,5637	-25	-75,61
6	86,13	1,491	3	0,5637	-25	-75,61
7	787,5	1,491	3	3,229	-9,231	553,8
8	787,5	1,491	3	3,229	-9,231	553,8

9	65,38	24,71	1,5	0,4197	7	-92,48
10	39,98	24,71	1,5	0,3271	-4,4	-115,4
11	42,15	24,71	1,5	0,3352	-3,4	-113,4
12	62,57	24,71	1,5	0,4115	6	-95,07
13	84,12	7,778	1,5	0,4857	15	-75,52
14	45,2	7,778	1,5	0,3465	-2	-110,7

P-h: Ammonia



APÊNDICE B



Este anexo mostra os cálculos feitos a partir da plataforma EES, relativos ao projeto proposto.

Todo o problema está formulado com base em simbologias de programação do software EES, assim tornando necessária entendimento desta simbologia para compreensão dos cálculos.

O relatório abaixo foi gerado pelo Software de desenvolvimento não cabendo assim recursos de formatação, porém esta descreve toda modelagem matemática do problema em estudo.

Nesta primeira etapa será calculada as entalpias(h_j) e entropias (s_j) através das rotinas do programa, com os dados que já conhecidos podemos encontrá-las.

Condições Ambientais

$$T_0 = 27 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (1)$$

$$P_0 = 1 \text{ [bar]} \quad (2)$$

$$s_0 = s(\text{Air}; T = T_0; P = P_0) \quad (3)$$

Entropia ambiente relativa ao ar

$$h_0 = h(\text{Air}; T = T_0) \quad (4)$$

Entalpia ambiente relativa ao ar

Ponto 1

$$P_{;1} = 1,75 \text{ [bar]} \quad (5)$$

$$T_{;1} = -3 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (6)$$

$$\dot{m}_{;1} = \dot{m}_{;8} \quad (7)$$

$$h_{;1} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;1}; P = P_{;1}) \quad (8)$$

$$s_{;1} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;1}; P = P_{;1}) \quad (9)$$

Ponto 2

$$P_{;2} = 11,6 \text{ [bar]} \quad (10)$$

$$T_{;2} = 40 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (11)$$

$$\dot{m}_{;2} = \dot{m}_{;8} \quad (12)$$

$$h_{;2} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;2}; P = P_{;2}) \quad (13)$$

$$s_{;2} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;2}; P = P_{;2}) \quad (14)$$

$$h_{2;s} = h(\text{Ammonia}; s = s_{;1}; T = T_{;2}) \quad (15)$$

Entalpia considerando o sistema iso entrópico

Ponto 3

$$P_{;3} = 11,2 \text{ [bar]} \quad (16)$$

$$T_{;3} = 25 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (17)$$

temperatura ideal de saída do condensador

$$\dot{m}_{;3} = \dot{m}_{;6} \quad (18)$$

$$h_{;3} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;3}; P = P_{;3}) \quad (19)$$

$$s_{;3} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;3}; P = P_{;3}) \quad (20)$$

$$T_{sat;3} = (\text{Ammonia}; P = P_{;3}) \quad (21)$$

Como evidenciado nos resultados, a amônia estará completamente líquida na saída do condensador

Ponto 4

$$P_{;4} = 11,6 \text{ [bar]} \quad (22)$$

$$T_{;4} = 26 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (23)$$

$$\dot{m}_{;4} = \dot{m}_{;3} \quad (24)$$

$$h_{;4} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;4}; P = P_{;4}) \quad (25)$$

$$s_{;4} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;4}; P = P_{;4}) \quad (26)$$

Ponto 5

$$P_{;5} = 3 \text{ [bar]} \quad (27)$$

$$T_{;5} = -25 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (28)$$

$$\dot{m}_{;5} = \dot{m}_{;7} \quad (29)$$

$$h_{;5} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;5}; P = P_{;5}) \quad (30)$$

$$s_{;5} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;5}; P = P_{;5}) \quad (31)$$

Ponto 6

$$P_{;6} = 3 \text{ [bar]} \quad (32)$$

$$T_{;6} = -25 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (33)$$

$$\dot{m}_{;6}=3$$

$$h_{;6} = h(\text{Ammonia}; T = T_{;6}; P = P_{;6}) \quad (34)$$

$$s_{;6} = s(\text{Ammonia}; T = T_{;6}; P = P_{;6}) \quad (35)$$

Ponto 7

$$P_{;7} = 3 \text{ [bar]} \quad (36)$$

$$T_{;7} = T_{7;sat} \quad (37)$$

$$T_{7;sat} = (\text{Ammonia}; P = P_{;7}) \quad (38)$$

$$\dot{m}_{;7} = \dot{m}_{;6} \quad (39)$$

Calculado pela primeira lei no troT_{;7}=TEMPERATURE(Ammonia;h=h_{;7};P=P_{;7})cador de calor

$$s_{;7} = s(\text{Ammonia}; h = h_{;7}; P = P_{;7}) \quad (40)$$

Ponto 8

$$P_{;8} = 3 \text{ [bar]} \quad (41)$$

$$T_{;8} = T(\text{Ammonia}; h = h_{;8}; P = P_{;8}) \quad (42)$$

$$\dot{m}_{;8} = \dot{m}_{;6} \quad (43)$$

$$h_{;8} = \text{ENTHALPY}(\text{Ammonia}; X = x_{;8}; P = P_{;8})$$

$$s_{;8} = s(\text{Ammonia}; h = h_{;8}; P = P_{;8}) \quad (44)$$

$$T_{8;sat} = (\text{Ammonia}; P = P_{;8}) \quad (45)$$

Ponto 9

$$P_{;9} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (46)$$

$$T_{;9} = 15 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (47)$$

$$\dot{V}_{cerv} = 280$$

$$\dot{m}_{;9} = \dot{V}_{cerv} / 36 \quad (48)$$

$$h_{;9} = h(\text{ethanol}; T = T_{;9}; P = P_{;9}) \quad (49)$$

$$s_{;9} = s(\text{ethanol}; T = T_{;9}; P = P_{;9}) \quad (50)$$

Ponto 10

$$P_{;10} = 1,5 \text{ [bar]} \quad (51)$$

$$T_{;10} = 5 \text{ [}^\circ\text{C]} \quad (52)$$

$$\dot{m}_{;10} = \dot{m}_{;9}$$

$$h_{;10} = h(\text{ethanol}; T = T_{;10}; P = P_{;10}) \quad (53)$$

$$s_{;10} = s(\text{ethanol}; T = T_{;10}; P = P_{;10}) \quad (54)$$

Exergias dos pontos

$$\text{duplicate } z = 1; 10 \quad (55)$$

$$ex_{;z} = ((h_{;z} - h_0) - T_0 \cdot (s_{;z} - s_0)) \quad (56)$$

$$\text{end} \quad (57)$$

Nesta parte dos cálculos iremos utilizar as equações da termodinâmica para calcular a geração de entropia, potência, fluxo de calor e respectivas eficiências de cada um dos equipamentos. Também serão calculadas as perdas provenientes das irreversibilidades pelos dois métodos citados na fundamentação teórica

Compressores

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;

Conservação de Massa

$$0 = \dot{m}_{;1} - \dot{m}_{;2}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = \dot{m}_{;1} \cdot h_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot h_{;2} - \dot{W}_{COMP} \quad (58)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;1} \cdot s_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot s_{;2}) - \dot{S}_{ger;COMP} \quad (59)$$

$$\dot{W}_{REV;COMP} = \dot{m}_{;1} \cdot h_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot h_{2;s} \quad (60)$$

$$\dot{W}_{REV;COMP;ex} = \dot{m}_{;1} \cdot ex_{;1} - \dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2} \quad (61)$$

$$\dot{W}_{REAL;COMP} = (\dot{m}_{;1} \cdot (h_{;1} - T_0 \cdot s_{;1}) - \dot{m}_{;2} \cdot (h_{;2} - T_0 \cdot s_{;2})) - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;COMP} \quad (62)$$

Irreversibilidade

$$\dot{I}_{COMP;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;COMP} \quad (63)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{COMP;ex} = \dot{W}_{REV;COMP;ex} - \dot{W}_{REAL;COMP} \quad (64)$$

Por Exergia.

$$Pot_{compressor} = (\dot{W}_{compr}/0,745) \cdot (-1) \quad (65)$$

Eficiências

$$\dot{W}_{compr} = \dot{W}_{COMP}/\epsilon_{COMP;2} \quad (66)$$

Eficiência pela 1 Lei

$$\eta_{COMP;1} = \frac{-\dot{m}_{;2} \cdot h_{;2} + \dot{m}_{;1} \cdot h_{;1}}{\dot{W}_{COMP}} \quad (67)$$

Eficiência pela 1 Lei

$$\epsilon_{COMP;2} = \dot{W}_{COMP}/\dot{W}_{REV;COMP} \quad (68)$$

Eficiência Isoentrópica

$$\eta_{iso;comp} = \frac{\dot{m}_{;1} \cdot (h_{;2} - h_{;1})}{\dot{W}_{REAL;COMP}} \quad (69)$$

Condensadores

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

Conservação de Massa

$$0 = \dot{m}_{;2} - \dot{m}_{;3}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;2} \cdot h_{;2} - \dot{m}_{;3} \cdot h_{;3}) + \dot{Q}_{COND} \quad (70)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;2} \cdot s_{;2} - \dot{m}_{;3} \cdot s_{;3}) + \dot{Q}_{COND}/T_0 + \dot{S}_{ger;COND} \quad (71)$$

$$\dot{Q}_{REV;COND} = \dot{m}_{;2} \cdot (h_{;2} - T_0 \cdot s_{;2}) - \dot{m}_{;3} \cdot (h_{;3} - T_0 \cdot s_{;3}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;3}}\right) \cdot \dot{Q}_{COND} \quad (72)$$

$$\dot{Q}_{REV;COND;ex} = (\dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2} - \dot{m}_{;3} \cdot ex_{;3}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;3}}\right) \cdot \dot{Q}_{COND} \quad (73)$$

$$\dot{Q}_{REAL;COND} = (\dot{m}_{;2} \cdot (h_{;2} - T_0 \cdot s_{;2}) - \dot{m}_{;3} \cdot (h_{;3} - T_0 \cdot s_{;3})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;3}}\right) \cdot \dot{Q}_{COND} - T_0 \cdot \dot{S}_{Ger;COND} \quad (74)$$

$$\dot{I}_{COND;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;COND} \quad (75)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{COND;ex} = \dot{Q}_{REV;COND;ex} - \dot{Q}_{REAL;COND} \quad (76)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1º Lei

$$\eta_{COND;1} = \frac{(\dot{m}_{;3} \cdot h_{;3} - \dot{m}_{;2} \cdot h_{;2})}{\dot{Q}_{COND}} \quad (77)$$

Eficiência pela 2º Lei

$$\epsilon_{COND;2} = \left((\dot{Q}_{COND}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;2}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;3} \cdot ex_{;3} - \dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2}) \quad (78)$$

$$\xi_{COND} = \left(\dot{m}_{;3} \cdot ex_{;3} + (-\dot{Q}_{COND}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;2}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;2} \cdot ex_{;2}) \quad (79)$$

Grau de Perfeição Termodinâmica

$$\xi_{VE} = \left(\dot{m}_{;5} \cdot ex_{;5} + (-\dot{Q}_{VE}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;4}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4}) \quad (80)$$

Válvula expansora

Hipóteses

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho;

Está etapa iremos calcular a entalpia de saída para que seja calculada a temperatura de saída da válvula expansora

Balanco de massa

$$0 = \dot{m}_{;4} - \dot{m}_{;5}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;4} \cdot h_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot h_{;5}) + \dot{Q}_{VE} \quad (81)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;4} \cdot s_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot s_{;5}) + \dot{Q}_{VE}/T_0 + \dot{S}_{ger;VE} \quad (82)$$

$$T_x = (\text{Ammonia}; P = P_{;5}) \quad (83)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{Q}_{REV;VE} = \dot{m}_{;4} \cdot (h_{;4} - T_0 \cdot s_{;4}) - \dot{m}_{;5} \cdot (h_{;5} - T_0 \cdot s_{;5}) + (1 - T_0/T_x) \cdot \dot{Q}_{VE} \quad (84)$$

$$\dot{Q}_{REV;VE;ex} = (\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4} - \dot{m}_{;3} \cdot ex_{;5}) + (1 - T_0/T_x) \cdot \dot{Q}_{VE} \quad (85)$$

$$\dot{Q}_{REAL;VE} = (\dot{m}_{;4} \cdot (h_{;4} - T_0 \cdot s_{;4}) - \dot{m}_{;5} \cdot (h_{;5} - T_0 \cdot s_{;5})) + (1 - T_0/T_x) \cdot \dot{Q}_{VE} - T_0 \cdot \dot{S}_{Ger;VE} \quad (86)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{VE;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;VE} \quad (87)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{VE;ex} = \dot{Q}_{REV;VE;ex} - \dot{Q}_{REAL;VE} \quad (88)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{VE;1} = \frac{\dot{m}_{;4} \cdot h_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot h_{;5}}{-\dot{Q}_{VE}} \quad (89)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{VE;2} = \frac{\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot ex_{;5}}{-\dot{Q}_{VE} \cdot (1 - (T_0/T_x))} \quad (90)$$

Reservatório

Considerando adiabático

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho.
- Volume de controle adiabático

Balanço de massa

$$0 = \dot{m}_{;5} + \dot{m}_{;7} - \dot{m}_{;6} - \dot{m}_{;8}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;5} \cdot h_{;5} + \dot{m}_{;7} \cdot h_{;7}) - (\dot{m}_{;8} \cdot h_{;8} + \dot{m}_{;6} \cdot h_{;6}) \quad (91)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = ((\dot{m}_{;5} \cdot s_{;5} + \dot{m}_{;7} \cdot s_{;7}) - (\dot{m}_{;8} \cdot s_{;8} + \dot{m}_{;6} \cdot s_{;6})) + \dot{S}_{ger;Re} \quad (92)$$

Tocador de Calor

- Volume de controle da Cerveja

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho.

Calor retirado necessário para resfriar a cerveja

Balanco de massa

$$0 = \dot{m}_{;9} - \dot{m}_{;10}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;9} \cdot h_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot h_{;10}) + \dot{Q}_{trocador} \quad (93)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;9} \cdot s_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot s_{;10}) + \dot{Q}_{trocador}/T_0 + \dot{S}_{ger;trcerverja} \quad (94)$$

$$\dot{Q}_{REV;trcerverja} = \dot{m}_{;9} \cdot (h_{;9} - T_0 \cdot s_{;9}) - \dot{m}_{;10} \cdot (h_{;10} - T_0 \cdot s_{;10}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;10}}\right) \cdot \dot{Q}_{trocador} \quad (95)$$

$$\dot{Q}_{REV;trcerverja;ex} = (\dot{m}_{;4} \cdot ex_{;4} - \dot{m}_{;5} \cdot ex_{;5}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;5}}\right) \cdot \dot{Q}_{trocador} \quad (96)$$

$$\dot{Q}_{REAL;trcerverja} = (\dot{m}_{;4} \cdot (h_{;4} - T_0 \cdot s_{;4}) - \dot{m}_{;5} \cdot (h_{;5} - T_0 \cdot s_{;5})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;5}}\right) \cdot \dot{Q}_{trocador} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;trcerverja} \quad (97)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{trcerverja;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;trcerverja} \quad (98)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{trcerverja;ex} = \dot{Q}_{REV;trcerverja;ex} - \dot{Q}_{REAL;trcerverja} \quad (99)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1° Lei

$$\eta_{trocador;1} = \frac{(\dot{m}_{;9} \cdot h_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot h_{;10})}{-\dot{Q}_{trocador}} \quad (100)$$

Eficiência pela 2° Lei

$$\epsilon_{trocador;2} = \left(\left(\dot{Q}_{trocador} \right) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;9}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9} - \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10}) \quad (101)$$

Trocador de calor

Volume de controle da amônia

Hipóteses:

- Regime Permanente;
- Variação de E_c e E_p são desprezíveis;
- Desprezando perdas de carga;
- Não realiza trabalho.

$$\dot{Q}_{trocador2} \cdot 0,6 = \dot{Q}_{trocador} \quad (102)$$

eficiência na troca térmica

$$c_{v;amonia} = c_v(\text{Ammonia}; T = T_{;6}; P = P_{;6}) \quad (103)$$

$$\dot{m}_{;6} = m_6 \quad (104)$$

$$h_{líquidosat} = h(\text{Ammonia}; X=0; P=P_{;7}) \quad (105)$$

$$h_{vaporsat} = h(\text{Ammonia}; X = 1; P = P_{;7}) \quad (106)$$

$$Q_{latente} = h_{vaporsat} - h_{líquidosat} \quad (107)$$

$$-\dot{Q}_{trocador2} = m_6 \cdot c_{v;amonia} \cdot (T_{7,sat} - T_{;6}) + m_6 \cdot Q_{latente} \cdot 0,5 \quad (108)$$

está faltando o Q latente

$$\dot{m}_{;6} = m_{;6} \cdot \text{DENSITY}(\text{Ammonia}; T=T_{;6}; P=P_{;6})$$

Balanco de massa

$$0 = \dot{m}_{;6} - \dot{m}_{;7}$$

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;6} \cdot h_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot h_{;7}) - \dot{Q}_{trocador2} \quad (109)$$

calor está negativo, pois este volume de controle está recebendo o calor retirado da cerveja

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;6} \cdot s_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot s_{;7}) + \dot{Q}_{trocador2}/T_0 + \dot{S}_{ger;tramonia} \quad (110)$$

$$\dot{Q}_{REV;tramonia} = \dot{m}_{;6} \cdot (h_{;6} - T_0 \cdot s_{;6}) - \dot{m}_{;7} \cdot (h_{;7} - T_0 \cdot s_{;7}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{trocador2} \quad (111)$$

$$\dot{Q}_{REV;tramonia;ex} = (\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{trocador2} \quad (112)$$

$$\dot{Q}_{REAL;tramonia} = (\dot{m}_{;6} \cdot (h_{;6} - T_0 \cdot s_{;6}) - \dot{m}_{;7} \cdot (h_{;7} - T_0 \cdot s_{;7})) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{trocador2} - T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tramonia} \quad (113)$$

Cálculo das irreversibilidades

$$\dot{I}_{tramonia;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;tramonia} \quad (114)$$

Por Gouy-Stodola.

$$\dot{I}_{tramonia;ex} = \dot{Q}_{REV;tramonia;ex} - \dot{Q}_{REAL;tramonia} \quad (115)$$

Por Exergia.

Eficiência pela 1ª Lei

$$\eta_{trocador2;1} = \frac{(\dot{m}_{;6} \cdot h_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot h_{;7})}{\dot{Q}_{trocador2}} \quad (116)$$

Eficiência pela 2ª Lei

$$\epsilon_{trocador2;2} = \left(\frac{\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} - \dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7}}{\left(\dot{Q}_{trocador2}\right) \cdot (1 - (T_0/T_{;6}))} \right) \quad (117)$$

$$COP_{ciclo} = -\frac{\dot{Q}_{trocador}}{-\dot{W}_{Compr}} \quad (118)$$

Eficiência trocador de Amonia-erveja

1ª Lei da Termodinâmica

$$0 = (\dot{m}_{;9} \cdot h_{;9} + \dot{m}_{;6} \cdot h_{;6}) - (\dot{m}_{;7} \cdot h_{;7} + \dot{m}_{;10} \cdot h_{;10}) + \dot{Q}_{Tramo} \quad (119)$$

2ª Lei da Termodinâmica

$$0 = ((\dot{m}_{;9} \cdot s_{;9} + \dot{m}_{;6} \cdot s_{;6}) - (\dot{m}_{;7} \cdot s_{;7} + \dot{m}_{;10} \cdot s_{;10})) + \dot{Q}_{Tramo}/T_0 - \dot{S}_{ger;Tramo} \quad (120)$$

$$\dot{Q}_{REV;Tramo} = \dot{m}_{;6} \cdot (h_{;6} - T_0 \cdot s_{;6}) + \dot{m}_{;9} \cdot (h_{;9} - T_0 \cdot s_{;9}) - \dot{m}_{;7} \cdot (h_{;7} - T_0 \cdot s_{;7}) - \dot{m}_{;10} \cdot (h_{;10} - T_0 \cdot s_{;10}) + \left(1 - \frac{T_0}{T_{;7}}\right) \cdot \dot{Q}_{Tramo}$$

$$\dot{I}_{Tramo;GS} = T_0 \cdot \dot{S}_{ger;Tramo} \quad (122)$$

$$\dot{Q}_{REAL;Tramo} = \dot{Q}_{REV;Tramo} - \dot{I}_{Tramo;GS} \quad (123)$$

Eficiência do trocador de Calor

$$\epsilon_{Tramo} = \left(\frac{\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} + \dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9} - \dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7} - \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10}}{(\dot{Q}_{Tramo}) \cdot (1 - (T_0/T_{;6}))} \right) \quad (124)$$

$$\xi_{Tramo} = \left(\dot{m}_{;7} \cdot ex_{;7} + \dot{m}_{;10} \cdot ex_{;10} + (\dot{Q}_{Tramo}) \cdot \left(1 - \left(\frac{T_0}{T_{;9}} \right) \right) \right) / (\dot{m}_{;6} \cdot ex_{;6} + \dot{m}_{;9} \cdot ex_{;9}) \quad (125)$$

Solution

$COP_{ciclo} = 4,788$	$c_{v;amonia} = 3,442 \text{ [kJ/kg.K]}$	$\epsilon_{COMP;2} = 0,4396$
$\epsilon_{COND;2} = 0,3568$	$\epsilon_{Tramo} = -0,4271$	$\epsilon_{trocador;2} = 0,4314$
$\epsilon_{trocador;2} = 0,8855$	$\epsilon_{VE;2} = 0,2297$	$\eta_{COMP;1} = 1$
$\eta_{COND;1} = 1$	$\eta_{iso;comp} = -0,4938$	$\eta_{trocador;1} = 1$
$\eta_{trocador;1} = 1$	$\eta_{VE;1} = 1$	$h_0 = 300,6 \text{ [kJ/kg]}$
$h_{2;s} = 1567 \text{ [kJ/kg]}$	$h_{líquidosat=157,5} \text{ [kJ/kg]}$	$h_{vaporsat} = 1452 \text{ [kJ/kg]}$
$\dot{I}_{COMP;ex} = 14,24 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{COMP;GS} = 14,24 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{COND;ex} = 786,3 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{COND;GS} = 786,3 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tramonía;ex} = 556,3 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{tramonía;GS} = 556,3 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{Tramo;GS} = 179,3 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{trcerveja;ex} = 273,5 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{trcerveja;GS} = 273,5 \text{ [kW]}$
$\dot{I}_{VE;ex} = 170 \text{ [kW]}$	$\dot{I}_{VE;GS} = 170 \text{ [kW]}$	$m_6 = 0,7193 \text{ [kg]}$
$Pot_{compressor} = 84,85 \text{ [HP]}$	$P_0 = 1 \text{ [bar]}$	$\dot{Q}_{COND} = -863,3 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REAL;COND} = 69,06 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;Tramo} = 433,5 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;tramonía} = -2989 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REAL;trcerveja} = -749,7 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REAL;VE} = -684,1 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;COND} = 855,4 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;COND;ex} = 855,4 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;Tramo} = 612,8 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;tramonía} = -2433 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;tramonía;ex} = -2433 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;trcerveja} = -4116 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;trcerveja;ex} = -476,3 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{REV;VE} = -514 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{REV;VE;ex} = -514 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{Tramo} = 201,8 \text{ [kW]}$
$\dot{Q}_{trocador} = -302,7 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{trocador2} = -504,5 \text{ [kW]}$	$\dot{Q}_{VE} = -170 \text{ [kW]}$
$Q_{latente} = 1294 \text{ [kW/kg]}$	$s_0 = 5,706 \text{ [kJ/kg.K]}$	$\dot{S}_{ger;COMP} = 0,5275 \text{ [kW]}$
$\dot{S}_{ger;COND} = 29,12 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;Re} = 0 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;Tramo} = 6,639 \text{ [kW]}$
$\dot{S}_{ger;tramonía} = 20,6 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;trcerveja} = 10,13 \text{ [kW]}$	$\dot{S}_{ger;VE} = 6,298 \text{ [kW]}$
$T_0 = 27 \text{ [°C]}$	$T_{7;sat} = -9,231 \text{ [°C]}$	$T_{8;sat} = -9,231 \text{ [°C]}$
$T_{sat;3} = 28,61 \text{ [°C]}$	$T_x = -9,231 \text{ [°C]}$	$\dot{V}_{cerv} = 280 \text{ [hcl/h]}$
$\dot{W}_{COMP} = -27,79 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{compr} = -63,22 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{REAL;COMP} = -56,27 \text{ [kW]}$
$\dot{W}_{REV;COMP} = -63,22 \text{ [kW]}$	$\dot{W}_{REV;COMP;ex} = -42,03 \text{ [kW]}$	$\xi_{COND} = 0,4266$
$\xi_{Tramo} = 0,9722$	$\xi_{VE} = -0,6158$	

Arrays

Row	$h_{;i}$ [kJ/kg]	$\dot{m}_{;i}$ [kg/s]	$P_{;i}$ [bar]	$s_{;i}$ [kJ/kg.K]	$T_{;i}$ [°C]	$ex_{;i}$ [kJ/kg]
1	1479	0,7193	1,75	6,102	-3	1168
2	1518	0,7193	11,6	5,369	40	1226

3	317,7	0,7193	11,2	1,408	25	133,2
4	322,5	0,7193	11,6	1,424	26	137,5
5	86,13	0,7193	3	0,5637	-25	-75,61
6	86,13	0,7193	3	0,5637	-25	-75,61
7	787,5	0,7193	3	3,229	-9,231	553,8
8	787,5	0,7193	3	3,229	-9,231	553,8
9	84,12	7,778	1,5	0,4857	15	-75,52
10	45,2	7,778	1,5	0,3465	-2	-110,7

P-h: Ammonia

