

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

VICTOR HUGO DE MELLO BAHLS

**UTILIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE ESTADO ATRAVÉS DE MÉTODOS
COMPUTACIONAIS PARA DETERMINAR AS PROPRIEDADES
TERMODINÂMICAS DE UMA MISTURA ENTRE ÁGUA E AMÔNIA DE UM
CICLO KALINA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CORNÉLIO PROCÓPIO
2015

VICTOR HUGO DE MELLO BAHLS

**UTILIZAÇÃO DAS EQUAÇÕES DE ESTADO ATRAVÉS DE MÉTODOS
COMPUTACIONAIS PARA DETERMINAR AS PROPRIEDADES
TERMODINÂMICAS DE UMA MISTURA ENTRE ÁGUA E AMÔNIA DE UM
CICLO KALINA**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado à Coordenação de
Engenharia Mecânica (COEME), da
Universidade Tecnológica Federal do
Paraná – UTFPR.

Orientador: Prof. Dr. Marcos A. S.
Lourenço.

CORNÉLIO PROCÓPIO
2015

Dedico este trabalho a minha primeira professora, Catarina de
Camargo Mello.

AGRADECIMENTOS

Um muito obrigado aos meus pais, Marco Antônio Bahls e Stella Maris de Mello, que me proporcionaram a combinação perfeita do que me foi requerido durante toda minha vida. Agradeço ao meu Irmão Thiago de Mello Bahls, por ser não somente um irmão, mas a principal influência na formação do meu caráter pessoal. Agradeço à minha namorada Letícia Pereira pelo apoio emocional e por todo o carinho proveniente de sua pessoa durante grande parte desta trajetória.

Agradeço ao meu orientador Prof. Dr. Marcos Antônio de Souza Lourenço pela prontidão, paciência e sabedoria com que me auxiliou e instruiu neste projeto. Agradeço também aos professores Henrique Razuk e José Carlos Pereira Pinto, por terem me introduzido a área de energia do curso de engenharia mecânica, área a qual hoje é minha paixão.

Agradeço aos meus amigos Gustavo Gomes Ribeiro e Augusto Monte Lima por todas as tardes, noites e madrugadas de estudo no início de minha trajetória acadêmica.

Por fim, mas não menos importante agradeço aos meus irmãos de convívio, sempre presentes em todas as dificuldades, dividindo os ombros para carregarmos fardos mais leves. Um muito obrigado por tudo Polo, Eugenio, Truiz, Doi, Ricardo, Ramon e João Paulo Camilo Neto.

“Na vida não se trata de quão forte você bate, mas sim do quanto você pode apanhar e continuar lutando.”
Silvester Stalone

RESUMO

Em busca de novas possibilidades e viabilidades ambientais e econômicas, na área de geração de energia, o presente trabalho procura analisar através de simulações computacionais provenientes do software EES, várias possibilidades de implantação de um ciclo Kalina para geração de energia através de fontes térmicas de médias e baixas temperaturas. O ciclo térmico de potência deste estudo utiliza como fluido de trabalho uma mistura não ideal de água e amônia. Para maior entendimento estuda-se no decorrer deste as equações de estado para substâncias puras e misturas, uma vez que para a determinação das propriedades termodinâmicas das misturas, é utilizada a “regra da mistura”, que trabalha com junção de dados obtidos para ambas as substâncias puras antes do seu estado de mistura, as mesmas equações para resultados mais precisos trabalham ainda em conjunto com resultados práticos.

Palavras-chave: Ciclo Kalina, geração de energia, água-amônia.

ABSTRACT

In search of new possibilities and feasibility of power generation, this paper analyzes through computer simulations from the ESS software, multiple deployment possibilities of a Kalina cycle power generation through thermal sources of medium and low temperatures. The thermal power cycle of this study uses as working fluid a non-ideal mixture of water and ammonia. For better understanding it is studied during the course of the equations of state for pure substances and mixtures, since for determining the thermodynamic properties of mixtures are used the "rule of mixture", which works with data merge obtained for both pure substances before its mixture of state, the same equations for more accurate results still work together with practical results.

Keywords: Kalina Cycle, power generation, water-ammonia.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-Fator de compressibilidade para o fluido de Lee-Kesler simples.	19
Figura 2-Desvio de entalpia para o fluido simples de Lee-Kesler.	20
Figura 3 - Desvio de entropia para o fluido simples de Lee-Kesler.	21
Figura 4- Exemplo de um ciclo de Carnot.	24
Figura 5 - Diagrama Ts de um ciclo de Carnot.	25
Figura 6- Instalação motora simples movida a vapor segundo ciclo Rankine... Erro! Indicador não definido.	
Figura 7 - Diagrama Ts de um ciclo ideal Rankine. Erro! Indicador não definido.	
Figura 8 - Diagrama de blocos Kalina.	30
Figura 9 - Diagrama de blocos Kalina com divisão devido a pressão dos componentes.....	34
Figura 10 - Diagrama T-s do ciclo simplificado Kalina.....	35
Figura 11 - Primeira parte do equacionamento do ciclo EES	37
Figura 12 - Segunda parte do equacionamento EES	39
Figura 13- Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 200°C, em função da variação de pressão e eficiência.	40
Figura 14 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 200°C, em função da variação de pressão e potência gerada.	41
Figura 15 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 190°C, em função da variação de pressão e eficiência.	42
Figura 16 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 190°C, em função da variação de pressão e potência gerada.	43
Figura 17 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 180°C, em função da variação de pressão e eficiência.	44

Figura 18 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 170°C, em função da variação de pressão e potência gerada.	45
Figura 19 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 170°C, em função da variação de pressão e eficiência.	46
Figura 20 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 170°C, em função da variação de pressão e potência gerada.	47
Figura 21 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 160°C, em função da variação de pressão e eficiência.	48
Figura 22 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 160°C, em função da variação de pressão e potência gerada.	49
Figura 23 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 150°C, em função da variação de pressão e eficiência.	50
Figura 24 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 150°C, em função da variação de pressão e eficiência.	51

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	ENQUADRAMENTO	12
1.2	OBJETIVOS	13
1.3	JUSTIFICATIVA	14
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	15
2.1	DEFINIÇÃO TERMODINÂMICA DE SUBSTÂNCIAS PURAS E MISTURAS	15
2.2	EQUAÇÕES DE ESTADO	16
2.2.1	Equações de Estado de Lee-Kesler	17
2.3	ANÁLISE DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE SUBSTÂNCIAS PURAS E MISTURAS	21
2.4	COMBINAÇÃO DA PRIMEIRA E SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA	23
2.5	CICLOS TERMODINÂMICOS	23
2.5.1	Ciclo Ideal De Carnot	24
2.5.2	Ciclo Rankine	26
2.5.3	Ciclo Kalina	28
3	METODOLOGIA E DESENVOLVIMENTO	31
3.1	PESQUISA BIBLIOGRÁFICA	32
3.2	DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DO CICLO	32
3.3	EFICIENCIA DOS COMPONENTES DO CICLO	33
3.4	ANÁLISE DO DIAGRAMA DE BLOCOS E MONTAGEM DO GRÁFICO T-S	34
3.5	BALANÇO DE MASSA E ENERGIA	36
3.6	SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO SOFTWARE EES	37
3.7	ANÁLISE E COMPILAÇÃO DE RESULTADOS	39

4	ANÁLISE DOS RESULTADOS	40
5	CONCLUSÃO	52
6	REFERÊNCIAS	53

1 INTRODUÇÃO

1.1 ENQUADRAMENTO

O atual desenvolvimento tecnológico da sociedade moderna tem requerido um aumento acentuado da demanda energética. Tendo em vista que grande parte das fontes de energia tem como fonte primária, vários tipos de combustíveis fósseis, como é de conhecimento da humanidade os mesmos estão com os dias contados e pertos de se esgotarem. A produção natural do planeta destes combustíveis versus a velocidade de consumo dos mesmos pela raça humana é alarmante, eles são consumidos num ritmo em que o planeta precisaria de milhões de anos para reproduzi-los. Se analisarmos friamente de fato estes recursos são inesgotáveis uma vez que o planeta os produz. Porém para a raça humana eles são considerados esgotáveis pela diferença no ritmo de produção/consumo.

Em contrabalança, novas técnicas e metodologias para produção de energia elétrica estão sendo descobertas. Várias fontes renováveis de energia têm sido postas em prática. Com isto vem popularizando-se trabalhos de co e tri geração de energia onde aumenta a eficiência do ciclo termodinâmico tradicional.

“Segundo o Dicionário de Terminologia Energética (2006), o conceito de co-geração significa a produção simultânea e seqüencial de duas ou mais utilidades - calor de processo e potência mecânica e/ou elétrica - a partir da energia disponibilizada por um ou mais combustíveis. Assim, para um dado processo industrial de produção, na condição em que há demanda simultânea das utilidades energia térmica e eletromecânica, a aplicação da cogeração se apresenta como provável alternativa, com a vantagem do uso racional de combustível”. (Batista, 2009).

Dentre este cenário problemático de energia, situa-se o presente trabalho. Trabalhando em sinergia com as áreas de engenharia química e mecânica. Ciclos térmicos são tecnologias conhecidas para transformar e co-gerar fontes térmicas de energia em energia elétrica.

Seguindo a mesma linha de raciocínio temos uma das opções que surgiram desta busca por fontes alternativas de energia de baixas e médias temperaturas, que é a análise do ciclo termodinâmico proposto por Kalina.

1.2 OBJETIVOS

O trabalho em estudo tem como objetivo principal através do EES, determinar as propriedades termodinâmicas para ciclo térmico simplificado de Kalina, normalmente utilizado para geração ou mesmo co-geração de energia com fontes de calor de temperaturas baixas e medianas. Assim o trabalho tem a intenção de mensurar as possibilidades de aplicação assim como quantificar rendimentos para o ciclo, através dos gráficos gerados, e análises com diferentes concentrações de amônia na mistura do fluido de trabalho em sua fração de vapor e diferentes pressões máximas para o ciclo de trabalho, variando ainda as temperaturas da fonte quente.

Para alcançar o objetivo principal, são necessários os objetivos secundários abaixo listados.

- Realizar um estudo geral sobre ciclos termodinâmicos envolvidos na geração de energia, enfoque será dado ao ciclo Kalina, utilizado para geração de energia com baixas e médias temperaturas.
- Introduzir um conceito a respeito de substâncias e as principais diferenças entre substâncias puras e misturas.
- Realizar um estudo das equações de estado utilizadas para determinar as propriedades termodinâmicas de misturas amônia-água com variadas concentrações.
- Estudar e comparar as variações de eficiência do ciclo Kalina de acordo com a mudança de concentração na mistura amônia-água e também na diferença das fontes de calor utilizadas para aplicação no ciclo Kalina.

1.3 JUSTIFICATIVA

Ciclos termodinâmicos compõem um tema que, apesar de não ser nada recente, poderá e deverá sempre que houver a possibilidade ser melhorado. Deste modo o presente trabalho tenta entrar na área de investigação por excelência unindo conceitos e conhecimentos de termodinâmica e suas respectivas aplicações mecânicas aos métodos de solução de sistemas através da programação.

A determinação de dados de tabelas termodinâmicas é de extrema necessidade no meio acadêmico e profissional. Quando esta é realizada por meio da utilização de uma aplicação computacional, diminui-se a possibilidade de erros e obtém-se uma economia de tempo, quando se compara com o método de interpolação de tabelas. (WOISKI;LIMA,2006).

O ciclo termodinâmico composto da mistura água-amônia desenvolvido por Alexandre Kalina se encaixa perfeitamente nas circunstâncias do presente trabalho, sendo uma tecnologia com grande potencial, de certa forma inovadora e com grande área para pesquisas de desenvolvimento e melhorias a serem realizadas. Segundo Eva Thorin (2000) “O propósito de utilizar uma mistura binária como fluido de trabalho em um ciclo térmico é diminuir as irreversibilidades do desvantajoso encontro de temperaturas no processo de troca de calor. Fluidos binários ebulam e condensam enquanto suas temperaturas crescem e decrescem respectivamente, enquanto um fluido simples condensa e ebule a uma temperatura constante”.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Antes de iniciar este capítulo, deve ser constado que as conclusões do trabalho em estudo foram obtidas sem o utilizar o conhecimento exposto a seguir a respeito das peculiaridades das equações de estado de Lee-Kesler. Ao iniciar o projeto uma programação seria desenvolvida com foco nas equações de estado de Lee-Kesler para a determinação das propriedades termodinâmicas de substâncias puras simples. Durante as pesquisas e análises de possibilidades foi estudado o pacote chamado LK_proptermo, sendo este criado para determinar as propriedades de substâncias puras simples com alta precisão. Assim sendo o LK_proptermo atendia e por si só finalizava e empobrecia a idéia inicial do projeto. Com isto, decidiu-se por realizar, um estudo utilizando como fluido de trabalho uma mistura entre água e amônia. Realizar-se-á também para enriquecimento do trabalho um estudo de caso em cima do rendimento de um ciclo que utilize esta mistura de água e amônia. Neste caso foi escolhido e utilizado o software EES, que contém uma biblioteca externa para trabalhar diretamente com a mistura água-amônia.

Contudo, a informação aqui contida ainda é considerada de grande importância para futuras leituras, ou futuros trabalhos e pesquisas na mesma área. Podendo ser útil e agregando valor a uma primeira orientação e aproximação de futuros estudos e teses. Acrescentando isto, tem dimensão suficiente para merecer um lugar no presente trabalho.

2.1 DEFINIÇÃO TERMODINÂMICA DE SUSBTÂNCIAS PURAS E MISTURAS

Segundo Rafael Figueiras (2011), Quando se pretende caracterizar uma substância em termos das suas propriedades termodinâmicas é necessário saber-se o estado dessa substância em função da pressão e da temperatura, já que são geralmente estas propriedades as que mais facilmente se conhecem em processos reais.

Assim sendo para a utilização das equações de estado para definições termodinâmicas de substâncias, precisamos do par de características (T,P) no estado em que a substância inicia a mudança de fase e as características de (T,P) ao fim da mudança de fase. Contudo, esta análise varia para o estudo de substâncias puras e misturas, uma vez que a mudança de fase em uma mistura ocorre em um intervalo de temperaturas, diferentemente da substância pura que ocorre a temperatura constante. Este fato, faz com que necessitemos de uma terceira variável sendo ela a concentração da mistura Y assim temos o trio de características (T,P,Y) para a análise de misturas.

Deste modo entram em estudo as equações de estado ditas cúbicas, com o caso particular da equação do gás ideal.

2.2 EQUAÇÕES DE ESTADO

Equações de estado são comumente utilizadas para determinar as propriedades físicas de multicomponentes de misturas de fluidos, em uma grande gama de aplicação. Numerosas equações são propostas na literatura, mas muitas vezes é difícil determinar qual delas utilizar para obter um resultado mais preciso para uma necessidade particular. Embora muito usadas para fluidos complexos, inicialmente são testadas em substâncias puras simples (HEMPTINNE; UNGERER, 1995, p.1).

De acordo com Rafael Figueiras (2011), a equação de estado de gás perfeito é uma equação muito útil, mas claramente diminuta quando a análise se pretende mais precisa. Esta equação não tem em conta nem a atração entre as moléculas, nem o volume que elas ocupam.

Segundo Van Wylen (2009) a equação de estado é dita cúbica e tem como seu caso particular a equação do gás ideal, quando são explícitas na pressão e pode ser escrita na forma de uma expressão com dois parâmetros:

$$P = \frac{RT}{v - b} - \frac{a}{v^2 + cbv + db^2}$$

Onde

$$b = b_0 \frac{RT_c}{P_c}$$

$$a = a_0 \left(\frac{R^2 T_c^2}{P_c} \right)$$

Para cada fluido puro são utilizados dados experimentais, onde parâmetros (a,b) e (c,d), juntamente com o fator acêntrico ω , é possível definir vários modelos de equações generalizadas.

2.2.1 EQUAÇÕES DE ESTADO DE LEE-KESLER

Ye (1990) e Solimando (1991) reviram a exatidão de um grande número equações de estado para predição de volumes molares de numerosos hidrocarbonetos. Ye (1990) analisou as correspondentes funções de estado de Lee e Kesler (1975) e as equações de estado propostas por Peng e Robinson (1976) e Behar (1985). Sua conclusão foi que o método de Lee e Kesler (1975) apresentou melhores resultados de modo geral, especialmente para altas pressões (HEMPITINNE; UNGERER, 1995).

Woisky e Lima (2006) destacam que pelo significado do fator acêntrico de Pitzer et. al. (1955), é possível calcular o fator de compressibilidade z de fluido puro, como uma função linear do fator acêntrico ω :

$$z = z^{(0)} + \omega \frac{z^{(r)} - z^{(0)}}{\omega^{(r)}}$$

Onde (0) e (r) referem-se a um fluido simples e a um fluido de referência.

Em 1975, Lee e Kesler (1975), procurando melhorar os resultados de Pitzer, desenvolveram uma implementação analítica utilizando uma equação de estado modificada de Benedict, Webb e Rubin (1942).

De acordo com Van Wylen (2009), a equação generalizada de Lee-Kesler é a seguinte:

$$Z = \frac{P_r v'_r}{T_r} = 1 + \frac{B}{v'_r} + \frac{C}{v'^2_r} + \frac{D}{v'^5_r} + \frac{c_4}{T_r^3 v'^2_r} \left(\beta + \frac{\gamma}{v'^2_r} \right) e^{\left(\frac{-\gamma}{v'^2_r} \right)}$$

$$B = b_1 - \frac{b_2}{T_r} - \frac{b_3}{T_r^2} - \frac{b_4}{T_r^3}$$

$$C = c_1 - \frac{c_2}{T_r} + \frac{c_3}{T_r^3}$$

$$D = d_1 + \frac{d_2}{T_r}$$

Em que:

$$T_r = \frac{T_r}{T_c} \quad P_r = \frac{P_r}{P_c} \quad v'_r = \frac{v}{RT_c} / P_c$$

Os valores das respectivas constantes são:

Constante	Fluido simples	Constante	Fluido simples
b_1	0,1181193	c_3	0,0
b_2	0,265728	c_4	0,042724
b_3	0,154790	$d_1 \times 10^4$	0,155488
b_4	0,030323	$d_2 \times 10^4$	0,623689
c_1	0,0236744	B	0,65392
c_2	0,0186984	γ	0,060167

Onde o fator de compressibilidade para o fluido de Lee-Kesler simples

é:

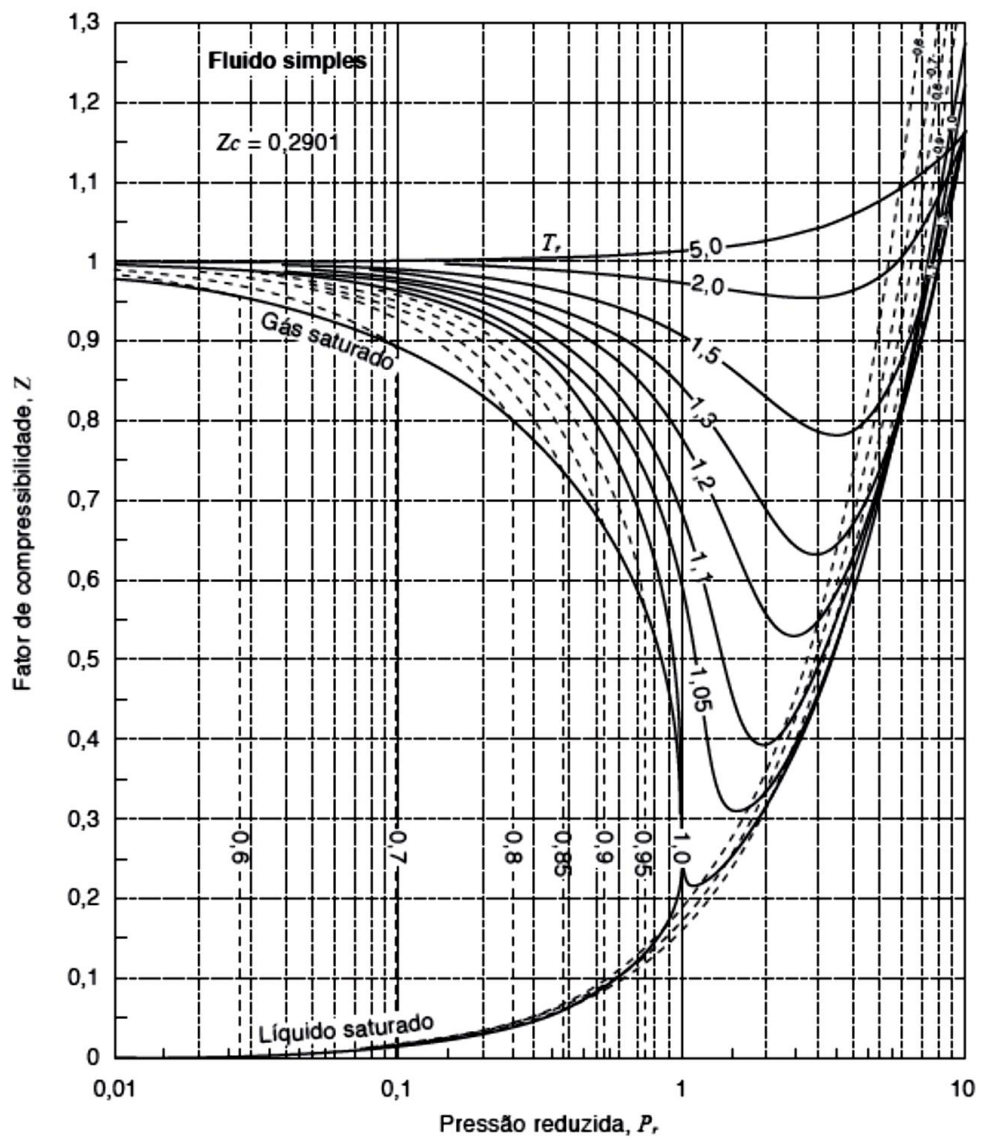


Figura 1-Fator de compressibilidade para o fluido de Lee-Kesler simples.
 Fonte: Van Wylen 4 Ed

E a seguir os desvios de entalpia e entropia em sequência, ambos para fluidos simples de Lee-Kesler:

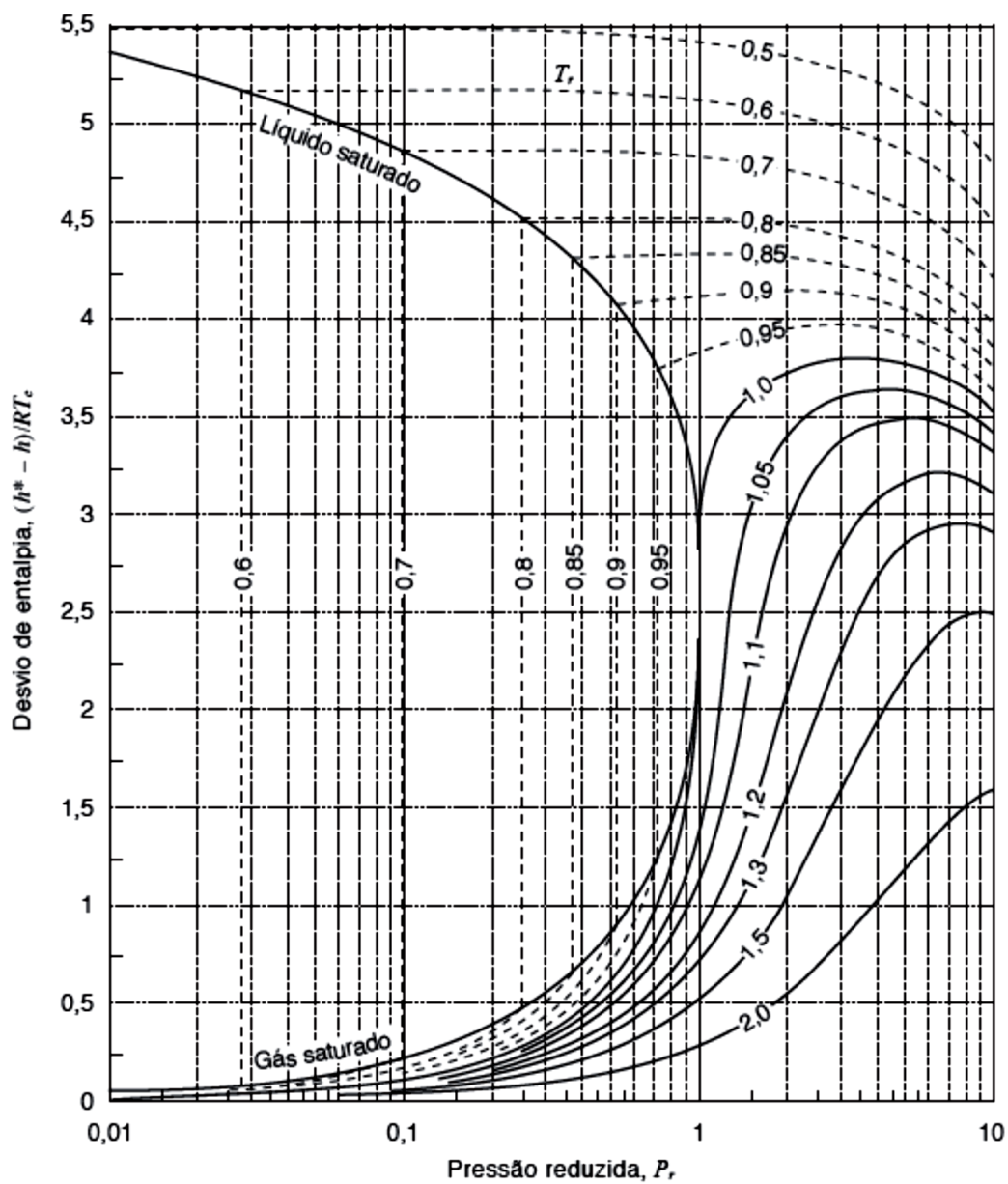


Figura 2-Desvio de entalpia para o fluido simples de Lee-Kesler.
Fonte: Van Wylen 4 ed

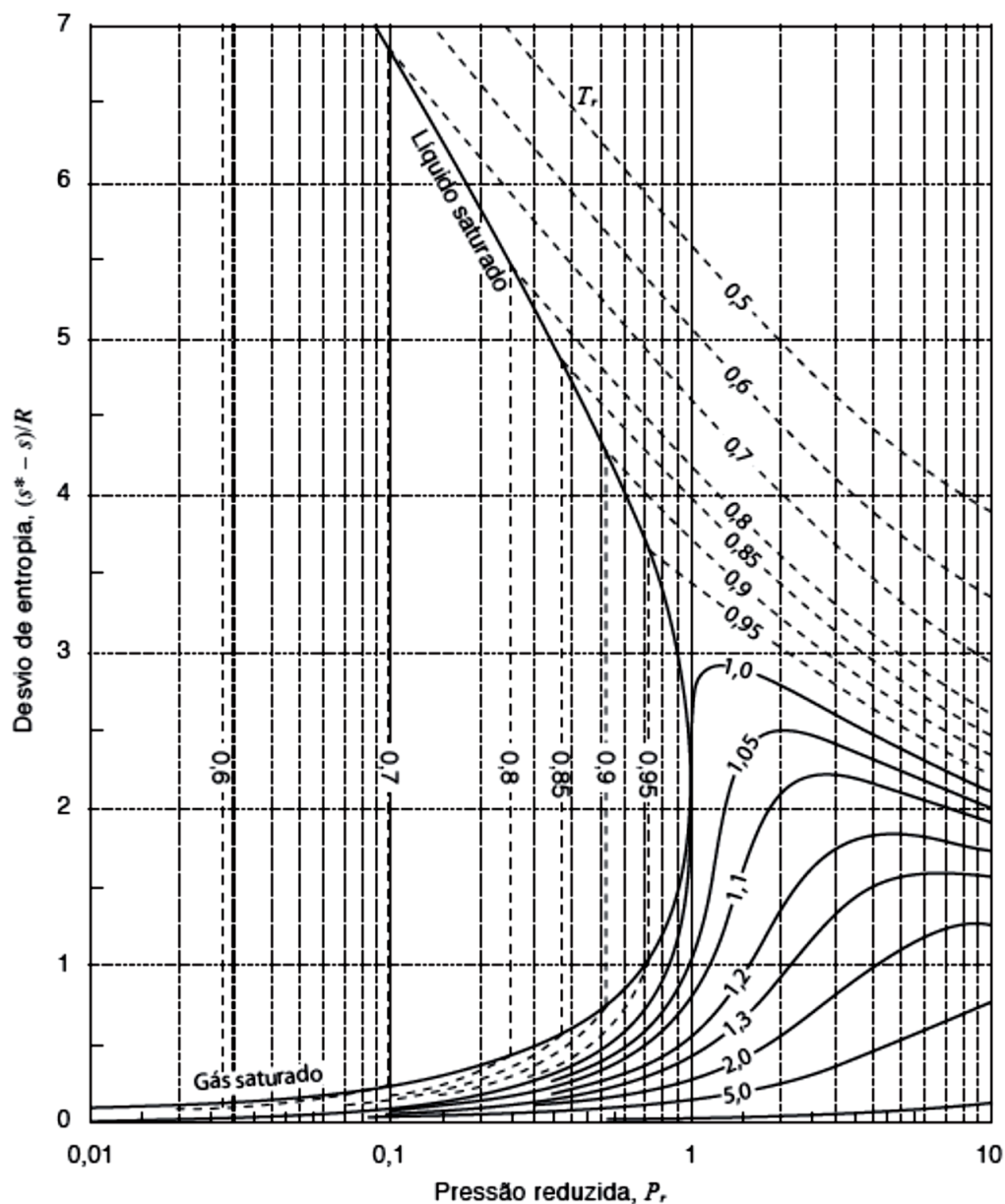


Figura 3 - Desvio de entropia para o fluido simples de Lee-Kesler.
Fonte: Van Wylen 4 ed

2.3 ANÁLISE DAS PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS DE SUBSTÂNCIAS PURAS E MISTURAS

Eva Thorin (2000) escreve que tanto água, quanto amônia são substâncias fortemente polares, com sua estrutura molecular e massa sendo muito similares. Ainda mostram em sua composição ligação de hidrogênio, embora mais forte na água do que na amônia. Apesar das similaridades, elas apresentam diferenças marcantes nos pontos de fusão e ebulição.

Quando calculamos o desempenho de um ciclo termodinâmico com a mistura água-amônia precisamos determinar as propriedades termodinâmicas desta mistura. Ainda de acordo com Thorin (2000), as propriedades termodinâmicas são obtidas usualmente através das várias equações de estado existentes na literatura. Para misturas é comum combinar equações de estados para substâncias puras que consistem a mistura. Entretanto, a mistura entre água e amônia é uma mistura não ideal. O efeito de mistura é substancial especialmente para o líquido. Isto torna bastante difícil prever as propriedades da mistura a partir das propriedades das substâncias puras. Com tudo isto é necessário encontrar dados experimentais para as devidas correlações determinarem as propriedades termodinâmicas da mistura.

Para que as equações de estado possam analisar as propriedades termodinâmicas e equilíbrio entre fases de misturas, segundo Rafael Freitas (2011) é possível utilizar a clássica regra das misturas proposta por Van der Waals:

$$a = \sum \sum y_i y_j a_{ij} \text{ e } b = \sum y_i b_i$$

Sendo y_i e y_j elementos que definem a fração de cada componente numa fase homogênea, a_{ij} é a matriz de coeficientes a e b_i o vetor de coeficientes b .

Diovana Napoleão (2003), diz que para a obtenção de resultados de predições com maiores exatidões nas propriedades de equilíbrio em misturas simples, introduz-se o coeficiente de interação binária k_{ij} (usualmente dependente da temperatura), na constante de força “a” em equações de estado. Onde valores da interação do parâmetro k_{ij} para muitas misturas industrialmente importantes têm sido apresentados na literatura. No caso, como a mistura entre água e amônia é binária, Rafael Figueiras cita o valor de $k_{ij} = -0,27$ para o caso desta mistura.

2.4 COMBINAÇÃO DA PRIMEIRA E SEGUNDA LEI DA TERMODINÂMICA

Ao contrário do que muitos pensam as duas leis nasceram praticamente juntas e devem ser satisfeitas conjuntamente. Segundo Woisky (2014), a violação da primeira lei constitui um moto perpétuo de primeira espécie, ao passo que a violação da segunda lei constitui um moto perpétuo de segunda espécie.

Logo todos os processos entre dois estados de um sistema qualquer devem satisfazer simultaneamente a primeira e segunda lei da termodinâmica, o que nos interessa de fato é a capacidade ou o potencial de realizar trabalho durante as transformações de estado. Neste ponto de estudo da termodinâmica entram em cena os ciclos termodinâmicos.

2.5 CICLOS TERMODINÂMICOS

Os ciclos térmicos de potência são uma seqüência de processos termodinâmicos (mudanças de estados). Em particular, os ciclos de potência são utilizados para converter energia térmica em trabalho, empregando usualmente como fluídos gases e água, sendo que no último caso os ciclos são denominados ciclos a vapor, ou ciclo Rankine. Este tipo de sistema de potência permite converter a energia de combustíveis de baixo custo em eletricidade. Grande parte da energia elétrica produzida em todo mundo utiliza essa tecnologia. (Z.X. Yang 2012).

Embora analisar todos os ciclos neste capítulo citados, esteja fora dos objetivos deste trabalho, considera-se importante apresentar alguns conceitos a respeito, inclusive porque essa tecnologia tende a continuar se expandindo nos próximos anos.

Um ciclo termodinâmico se constitui de uma série de processos termodinâmicos tais que, ao transcurso de todos eles, o sistema regresse ao estado inicial, ou seja, as variações das grandezas das propriedades termodinâmicas retornem se anulem ao completar o ciclo.

2.5.1 CICLO IDEAL DE CARNOT

Na termodinâmica o ciclo de Carnot é conhecido como o mais eficiente dentre todos os ciclos, visto que neste ciclo não existem perdas de calor e todos os processos são reversíveis, sendo assim todo o ciclo reversível, caso inverta-se o sentido do fluxo torna-se um ciclo refrigerador. Segundo Van Wylen (2009), é chamado de ciclo de Carnot em homenagem ao cientista francês Nicolas Leonard Sadi Carnot.

Temos então o famoso Ciclo de Carnot citado em diversas fontes da literatura como o mais eficiente ciclo existente na termodinâmica e de acordo com Çengel, Yunus A. (2011) no Ciclo Carnot não existe perda de calor e consiste em quatro processos reversíveis. Dois isotérmicos e dois adiabáticos caracterizando-o como um ciclo ideal e por isso teórico.

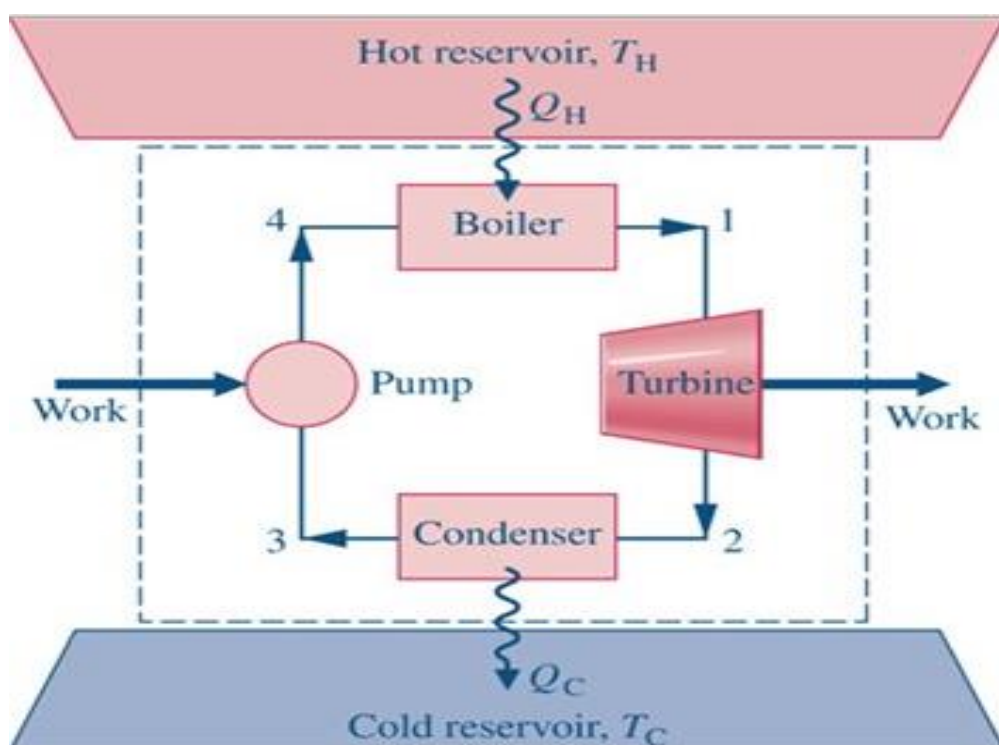


Figura 4- Exemplo de um ciclo de Carnot.
Fonte: Moran Shapiro 6ed

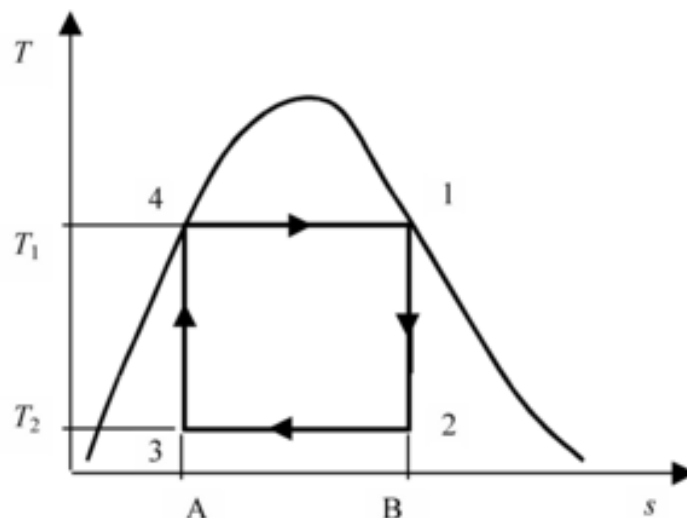


Figura 5 - Diagrama Ts de um ciclo de Carnot.
Fonte: Autorial Própria

Analisando informações provenientes de Van Wylen (2004), temos que o sistema acima funcione com uma substância pura, neste caso água. Temos, portanto, que o primeiro processo do ciclo é um processo isotérmico reversível, no qual calor é transferido do reservatório de alta temperatura para o fluido de trabalho, tratando de transformar a água líquida em vapor d'água. Tendo em vista que, a mudança de fase líquida para vapor, numa substância pura e a pressão constante, é por natureza um processo isotérmico.

O processo seguinte ocorre na turbina, sendo um processo adiabático reversível. Onde a temperatura do fluido de trabalho é reduzida do reservatório de alta temperatura até o reservatório de baixa temperatura.

Dando continuidade o próximo processo é isotérmico e reversível, onde o fluido de trabalho rejeita calor ao reservatório de baixa temperatura, adotando que o calor do fluido de trabalho seja infinitesimalmente maior que a temperatura no recipiente de baixa. Durante este processo isotérmico parte do vapor d'água é condensada.

Assim a última etapa do ciclo tem como processo final mais um processo adiabático e como todos os outros processos anteriores, reversível. No qual a temperatura do fluido de trabalho aumenta desde a temperatura do reservatório de baixa até o de alta.

Como no ciclo de Carnot todos os processos são reversíveis, se invertermos todos os processos do ciclo, transformamos o mesmo em um ciclo refrigerador.

Sabe-se que o ciclo de Carnot é um ciclo ideal, e não pode ser empregado no mundo real, assim sendo, nenhum ciclo termodinâmico real, operando entre dois reservatórios de temperaturas constantes pode, por maior que seja sua eficiência energética, igualar-se a um ciclo onde todos os processos são reversíveis, como é o caso do ciclo desenvolvido por Nicolas Leonard Sadi Carnot.

2.5.2 CICLO RANKINE

“O ciclo do século passado de Rankine, que utiliza água como fluido de trabalho é a aproximação do mundo real para o ciclo de Carnot e é utilizado amplamente na geração de energia elétrica em todo o mundo”. (X. Zhang, 2012)

De acordo com Moran e Shapiro (2013) o ciclo Rankine é um modelo ideal para uma unidade motora simples a vapor, sendo um ciclo de potencia de combustão externa, podendo ser baseado em quatro processos que ocorrem em regime permanente.

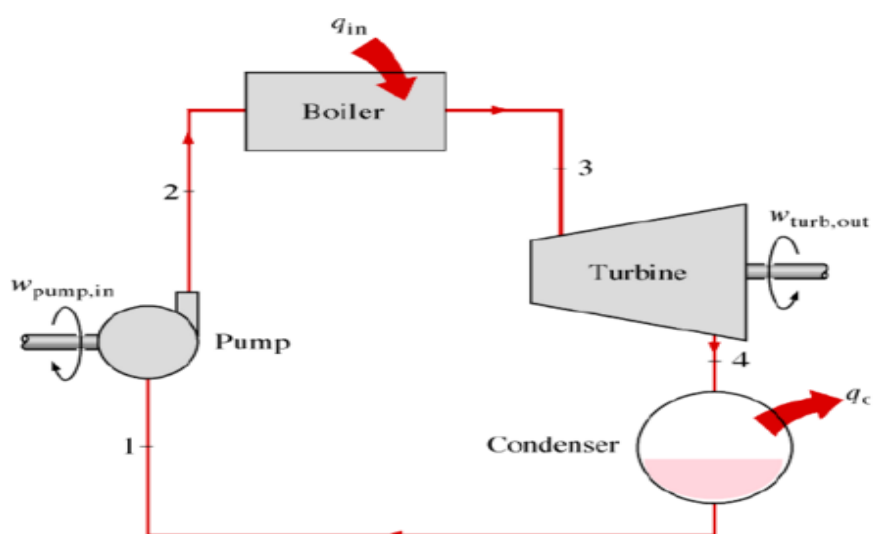


Figura 6 - Instalação motora simples movida a vapor segundo um ciclo Rankine.
Fonte: Moran e Shapiro 6ed

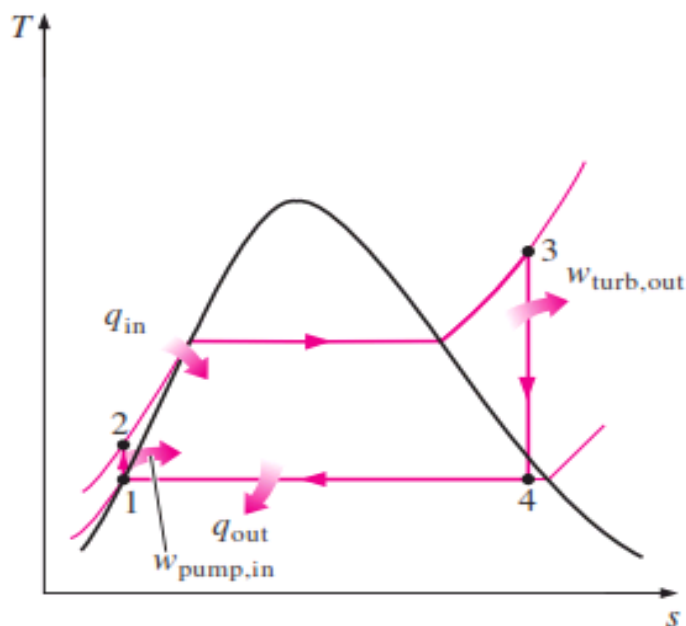


Figura 7 - Diagrama Ts de um ciclo ideal Rankine.
Fonte: Moran e Shapiro 6ed

1-2: Processo de bombeamento adiabático reversível na bomba.

2-3: Transferência de calor a pressão constante na caldeira.

3-4: Expansão adiabática reversível na turbina.

4-1: Transferência de calor a pressão constante condensador.

É normal num ciclo Rankine existir um super aquecimento do vapor. Ainda segundo Moran e Shapiro (2013), na análise do ciclo Rankine é considerada que o rendimento depende da temperatura média na qual o calor é fornecido e na qual a temperatura média o calor é rejeitado. Assim sendo qualquer variação que aumente a temperatura média do calor fornecido ou diminua a temperatura média do calor rejeitado, cria um acréscimo de rendimento no ciclo.

De acordo com X. Zhang (2009), devido à existência das diversas fontes térmicas de energias renováveis como: térmica solar, geotérmica, biomassa e ainda o calor desperdiçado em processos de co e tri geração de energia. As temperaturas medianas destas fontes de calor não podem ser aproveitadas

pelos ciclos tradicionais, surgindo então o Ciclo Orgânico de Rankine (ORC- Organic Rankine Cycle), que é bastante similar ao Rankine tradicional, porém utiliza fluidos de trabalho orgânicos com baixos pontos de ebulição, assim podendo recuperar o calor das fontes de baixa temperatura.

2.5.3 CICLO KALINA

O ciclo se caracteriza por utilizar fluidos de trabalho ou misturas de fluidos que apresentam baixas temperaturas de vaporização, como por exemplo, o mais utilizado deles uma mistura de água-amônia, o ciclo desenvolvido por Kalina é considerado um dos ciclos mais importantes após a criação do ciclo de Rankine sendo considerado por muitos um competidor ambicioso ao rival ORC, tornando-se assim propício para a aplicação neste contexto de ciclos de potencia para baixas temperaturas, entra o complexo Ciclo Kalina com rendimentos maiores que o seu maior rival ORC.

Segundo Nag (1997), na idéia de reduzir as irreversibilidades térmicas, um ciclo, foi conceitualizado por Alexandre Kalina e devido ao nome de seu criador ficou conhecido por ciclo Kalina. Assim sendo, de acordo com Marston (1989) o ciclo Kalina, é um ciclo a vapor e utiliza uma mistura de água e amônia como fluido de trabalho. Quando a mistura líquida é aquecida a amônia por ser mais volátil tende a vaporizar primeiro e a uma temperatura inferior a da água pura. As propriedades da mistura água-amônia tornam possível um melhorar a curva proveniente da entalpia e temperatura da fonte quente, assim como na turbina. Possibilitando ainda trabalhar com diferentes concentrações da mistura em diferentes partes do ciclo. Com este ultimo fato, a condensação pode ocorrer á uma pressão ligeiramente á cima da atmosférica, com uma baixa concentração de amônia.

O ciclo Kalina possui um bom desempenho ao ser utilizado para sistemas de co-geração de energia, proveniente de processos industriais.

De acordo com Moisés (2007). A co-geração permite um grande ganho potencial de conservação de energia, com uma eficiência energética acima de

qualquer outro modelo de geração elétrica ou térmica. Assim, a produção simultânea de energia térmica e elétrica para uso local contribui para a rentabilidade de uma planta de geração, principalmente pelo fato de apresentar eficiências elevadas, decorrente do uso dado aos gases quentes de escape necessariamente rejeitados no ciclo térmico.

Um ciclo simplificado de Kalina pode ser expresso respectivamente pelos seguintes componentes:

- Bomba
- Regenerador
- Separador
- Turbina
- Válvula reguladora de pressão
- Absorvedor

Sendo expresso pelo seguinte diagrama:

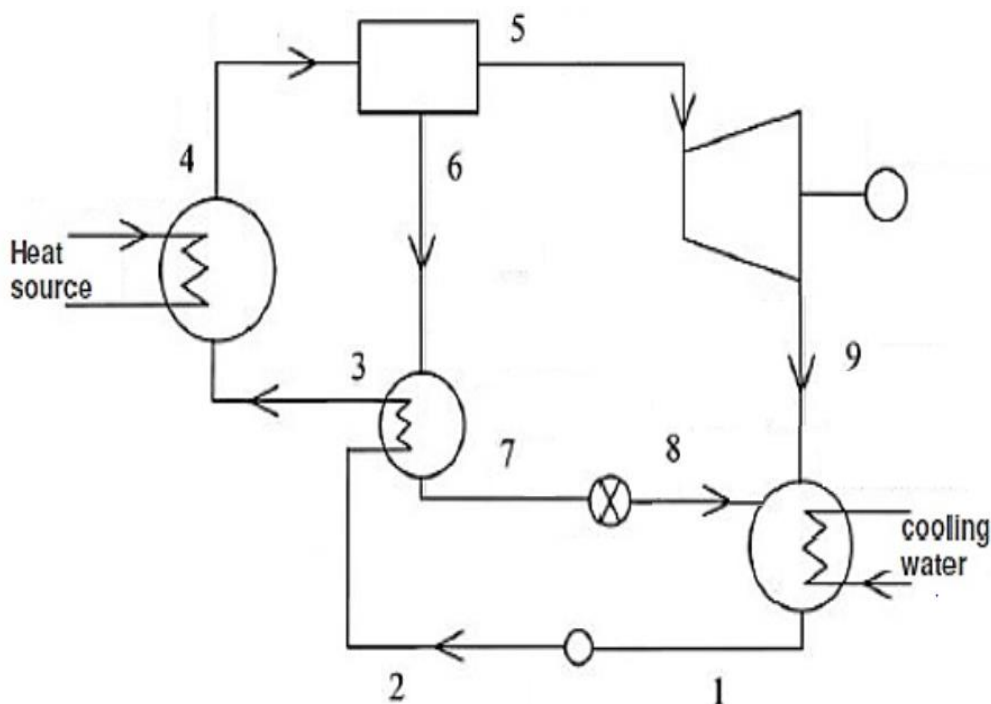


Figura 7 - Diagrama de blocos Kalina.
Fonte: Autoria própria

Detalhamento do ciclo:

3-4: A mistura que contém a massa total de amônia é aquecida pela fonte térmica na caldeira até atingir a temperatura máxima do ciclo.

4-5 e 6: O separador trabalha como um destilador, separando o fluido inicial em líquido e vapor, separando ainda mistura inicial em duas misturas, sendo a no ponto 5 uma mistura de vapor rica em amônia e no ponto 6 uma mistura de líquido com baixo teor de amônia.

5-9: A mistura de vapor rica em amônia entra na turbina e é expandida até a pressão de baixa.

6-7: A mistura líquida pobre em amônia passa pelo trocador de calor, que funciona como um regenerador. Realizando um pré-aquecimento do fluido de trabalho que está seguindo em direção a fonte térmica.

7-8: A mistura líquida pobre em amônia agora passa por uma válvula para que seja reduzida sua pressão igualando a da saída da turbina.

8 e 9-1: O absorvedor trabalha sendo resfriado por uma fonte fria externa, desta forma liberando calor ao meio, condensando e unindo as duas misturas, tanto a rica quanto a pobre em amônia, voltando a ser a mistura inicial com a massa total de amônia do ciclo, garantindo que o fluido saia na forma de líquido saturado, para que não haja problemas de cavitação na bomba.

1-2: A bomba de fluido eleva a mistura com a massa total de amônia até a pressão máxima do ciclo.

2-3: A mistura passa pelo regenerador, sendo assim pré-aquecida para a entrada do trocador de calor com a fonte térmica.

3 METODOLOGIA E DESENVOLVIMENTO

Para realização do trabalho em pauta o qual se situa na área termodinâmica, mais especificamente no estudo aprofundado do rendimento térmico de um ciclo termodinâmico do tipo Kalina para baixas temperaturas de fontes térmicas, no qual o estudo a respeito do funcionamento da obtenção das propriedades de misturas é de vital importância. Ênfase foi dada ao estudo a respeito da mistura água-amônia, o impacto da variação da fração mássica de amônia na mistura em estudo.

Através de métodos matemáticos computacionais foram obtidos os valores das propriedades em todos os pontos do ciclo, para diversas possibilidades e possíveis condições.

Os resultados foram analisados através de gráficos gerados por planilhas contendo os resultados provenientes de tabelas paramétricas exportadas do software EES, software o qual foram realizadas as soluções das complexas equações de estado da mistura água-amônia para obtenção das propriedades termodinâmicas.

3.1 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

A pesquisa bibliográfica para uma fundamentação teórica ocorreu a cerca dos seguintes temas:

- Propriedades termodinâmicas de substâncias puras;
- Equações de estado generalizadas;
- Equações de estado de Lee-Kesler;
- Regra das misturas para equações de estado;
- Propriedades termodinâmicas de misturas não ideais como amônia-água;
- Estudo da primeira e segunda lei da termodinâmica;
- Ciclos termodinâmicos de combustão externa para geração ou co-geração de energia.

Dentro da pesquisa bibliográfica de ciclos termodinâmicos de combustão externa, consiste o presente ponto de desenvolvimento deste trabalho, uma vez que o ciclo Kalina em estudo engloba direta ou indiretamente todas as pesquisas realizadas, unindo de uma forma complexa, mas muito eficaz os temas escritos neste trabalho.

3.2 DETERMINAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DO CICLO

O estudo do ciclo foi realizado para fontes térmicas de baixas e médias temperaturas, variando entre 150° e 200° Celsius, por serem bastante encontradas em fontes geotérmicas ou fontes de co-geração, e até então pouco aproveitadas. Já a temperatura mais baixa chamada T_{low} fixou-se constante a temperatura ambiente de 27° Celsius, ocasionando uma máxima variação de temperatura de 175°C. Assim sendo a temperatura máxima do ciclo foi estipulada como sendo a temperatura da fonte térmica e chamada de T_{high} .

Com as determinações de ambas as temperaturas e com os conhecimentos a cerca do rendimento máximo de Carnot. Teríamos uma eficiência do ciclo máxima variando entre 29,55% e 37%.

A pressão de baixa chamada de P_{low} foi estipulada em 1,01 Bar. Dados T_{low} e P_{low} , é completamente factível utilizar métodos convencionais para troca de calor com o meio relacionado os processos que passam por resfriamento durante o ciclo, sendo ele o processo de condensação dentro do absorvedor de misturas.

Seguindo esta linha de raciocínio a fração mássica de amônia máxima que poderia ser utilizada na mistura para que a bomba conseguisse trabalhar com a mistura em seu estado pleno de liquido a temperatura T_{low} e a pressão P_{low} é de acordo com a correlação utilizada pelo EES, a fração mássica de amônia na mistura do fluido de massa total é chamada de x_t e foi determinada como 0,3237.

Assim após determinado os parâmetros fixos do ciclo, foram variados os valores de P_{high} e x_v , sendo estes a pressão de alta e a fração mássica de amônia na mistura de vapor rico em amônia, para análise de melhor rendimento do ciclo.

3.3 EFICIENCIA DOS COMPONENTES DO CICLO

As eficiências dos componentes estão listadas a baixo e foram retiradas da referencia de E.D. Rogdakis (2009), num estudo suficientemente similar aos parâmetros pré-estabelecidos ao desenvolvimento do projeto para serem adotadas ao presente estudo.

- Eficiência isoentrópica da bomba, $\eta_{pump} = 75\%$;
- Eficiência isoentrópica da turbina, $\eta_{turb} = 80\%$;
- Eficiência do regenerador, $\eta_{reg} = 85\%$;
- Os únicos elementos que variam pressão são bomba, turbina e válvula;

- Foram consideradas eficiências de 100% para caldeira, separador e absorvedor;
- A válvula foi considerada isoentalpica.

3.4 ANÁLISE DO DIAGRAMA DE BLOCOS E MONTAGEM DO GRÁFICO T-S

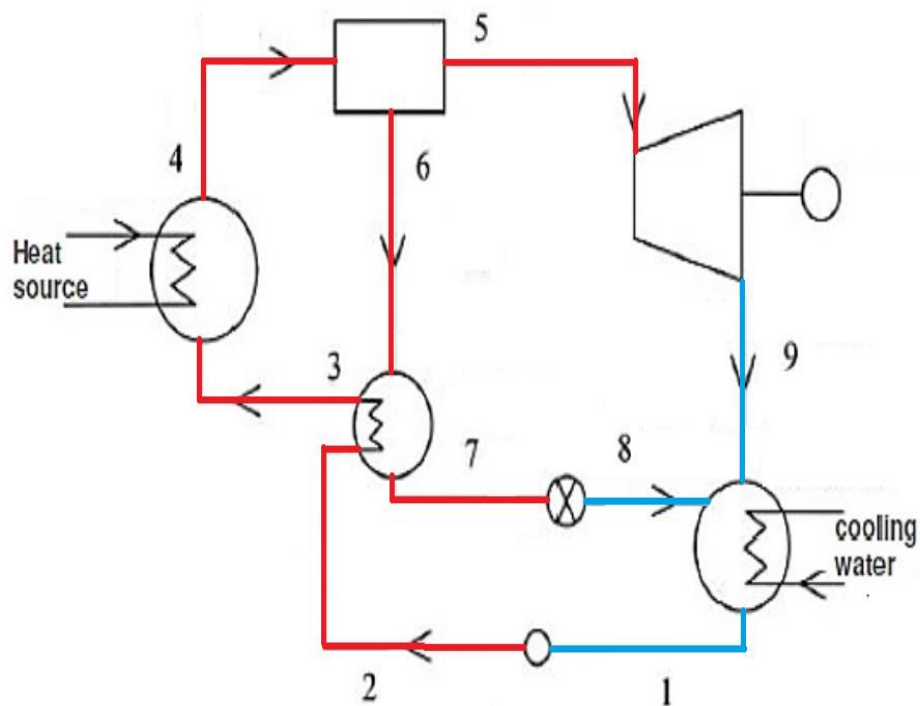


Figura 8 - Diagrama de blocos Kalina com divisão devido a pressão dos componentes
Fonte: Autoria própria

O ciclo mostrado no diagrama T-s ficaria da seguinte forma:

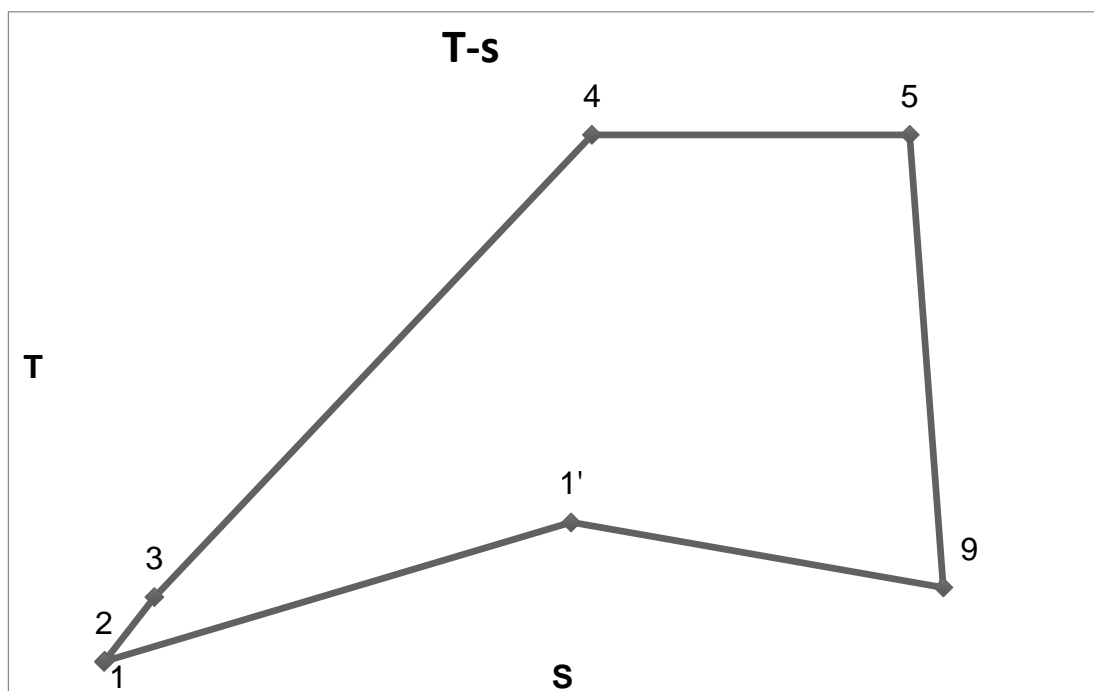


Figura 9 - Diagrama T-s do ciclo simplificado Kalina
Fonte: Autoria própria

O calor entra no ciclo por 3-4 através da fonte térmica, no ponto 4 ele passa pelo separador onde não vem ao caso indicar no correspondente diagrama a parte mássica do fluído de trabalho que não seja a parte de vapor rico em amônia entrante na turbina, a expansão na turbina ocorre de 5 para 9 realizando trabalho e conseqüentemente gerando energia, o calor desperdiçado pelo ciclo pode ser mostrado pela diferença de pontos ocorre entre o ponto 1' e o ponto 1, uma vez que o ponto 1' é teórico e indica a junção mássica dos pontos 6 e 8, definindo a entrada do absorvedor.

A diferença de temperatura e entropia nos pontos 1 e 2 são muito pequenas indicando um baixo necessário em relação as outras potências do ciclo, para pressurização do fluído de trabalho, independente de ser pequeno o valor do trabalho realizado pela bomba, o mesmo é indicado pela entrada em 1-2.

3.5 BALANÇO DE MASSA E ENERGIA

Após definidas as eficiências dos componentes e montado o diagrama T-s para melhor visualização do funcionamento do ciclo, foi necessário a realização de um balanço de energia e massa para iniciar o processo de simulação através do EES.

Sendo:

- m_a a massa de amônia total no sistema;
- m_w a massa de água total no sistema;
- m_t a massa total do sistema;
- m_v a massa de vapor da mistura rico em amônia;
- m_l a massa da mistura com baixo teor de amônia;
- x_v a fração mássica de amônia na mistura de vapor rico em amônia;
- x_l a fração mássica de amônia na mistura de baixo teor de amônia;
- x_t a fração mássica de amônia na massa total do sistema;
- Q_{abs} o calor liberado pelo absorvedor;
- Q_{heat} o calor proveniente da fonte térmica;
- W_{turb} o trabalho gerado pela turbina;
- W_{pump} o trabalho necessário para funcionamento da bomba;
- η_{ciclo} o rendimento do ciclo.

O balanço de massa foi desenvolvido com uma referência de fluxo para a massa total como 1 kg/s :

- $m_t = m_v + m_l$
- $m_a = m_t \times x_t$
- $m_w = m_t \times (1 - x_t)$
- $m_v = x_v \times m_a + m_w \times (1 - x_v)$
- $m_l = x_l \times m_a + m_w \times (1 - x_l)$

O balanço de energia no ciclo ficou estipulado da seguinte maneira:

$$W_{pump} + Q_{heat} = W_{turb} + Q_{abs}$$

- $W_{pump} = h_2 - h_1$
- $W_{turb} = h_9 - h_6$
- $Q_{heat} = h_4 - h_3$
- $Q_{abs} = h_{1'} - h_1$

A eficiência do regenerador foi utilizada da seguinte maneira:

$$\eta_{reg} = (T_6 - T_3)/(T_6 - T_2)$$

3.6 SIMULAÇÃO ATRAVÉS DO SOFTWARE EES

A simulação do ciclo simplificado de Kalina foi realizada pelo software Engineering Equation Solver (EES), através de uma rotina externa fornecida pelo próprio EES, de acordo com a informação fornecida pelo EES, o procedimento para análise da mistura entre água amônia NH₃H₂O fornece as devidas propriedades termodinâmicas da mistura sub resfriada, super aquecida e saturada. A chamada para o procedimento de NH₃H₂O é dada pela seguinte afirmação:

CALL NH3H2O(Code,ln1,ln2,ln3: T,P,x,h,s,u,v,q)

Onde "T" indica a temperatura, o "P" a pressão, o "x" a fração mássica de amônia, o "h" entalpia, o "s" a entropia, o "u" a energia interna, o "v" volume específico e por fim o "q" indica o estado de saturação da mistura, sendo q = - 0,001 para liquido sub resfriado e q = 1,001 para vapor super aquecido.

As correlações de NH₃H₂O ainda de acordo com o EES, foram retiradas de "Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures," ASHRAE Trans.: Symposia, 21, 2, 1495 (1993).

O ciclo ficou escrito no EES da seguinte forma:

Balanço de massa

$$m_t = m_v + m_l$$

$$m_a = m_t \cdot x_t$$

$$m_w = m_t \cdot (1 - x_t)$$

$$m_v = x_v \cdot m_a + (1 - x_v) \cdot m_w$$

$$m_l = x_l \cdot m_a + (1 - x_l) \cdot m_w$$

Balanço de energia e rendimentos do ciclo

$$\text{Check}_{\text{balance}} = -Q_{\text{abs}} + W_{\text{pump}} - W_{\text{turb}} + Q_{\text{heat}}$$

$$N_{\text{ciclo}} = \frac{W_{\text{turb}} - W_{\text{pump}}}{Q_{\text{heat}}}$$

$$N_{\text{max}} = 1 - \frac{T_{\text{low}}}{T_{\text{high}}}$$

Bomba

$$\text{Call NH3H2O} ('; 235; P_{\text{high}}; x_t; s_1 : T_2; P_2; x_2; h_2; s_2; u_2; v_2; q_2)$$

$$\text{Call NH3H2O} ('; 234; P_{\text{high}}; x_t; h_{\text{real;pump}} : T_{2;r}; P_{2;r}; x_{2;r}; h_{2;r}; s_{2;r}; u_{2;r}; v_{2;r}; q_{2;r})$$

$$W_{\text{pump}} = (h_{\text{real;pump}} - h_1) \cdot m_t$$

$$h_{\text{real;pump}} = h_1 + \frac{h_2 - h_1}{N_{\text{pump}}}$$

Regenerador

$$\text{Call NH3H2O} ('; 123; T_m; P_{\text{high}}; x_t : T_3; P_3; x_3; h_3; s_3; u_3; v_3; q_3)$$

$$\text{Call NH3H2O} ('; 234; P_{\text{high}}; x_l; h_b : T_7; P_7; x_7; h_7; s_7; u_7; v_7; q_7)$$

$$m_t \cdot (h_3 - h_{2;r}) + m_l \cdot (h_b - h_6) = 0$$

$$N_{\text{preheater}} = \frac{T_6 - T_m}{T_6 - T_{2;r}}$$

$$\text{Check}_{\text{preheater}} = m_t \cdot (h_3 - h_{2;r}) + m_l \cdot (h_7 - h_6)$$

Figura 10 - Primeira parte do equacionamento do ciclo EES

Fonte: Autoria própria

Caldeira

Call **NH3H2O** (''; 123; T_{high} ; P_{high} ; x_t ; T_4 ; P_4 ; x_4 ; h_4 ; s_4 ; u_4 ; v_4 ; q_4)

$$Q_{heat} = (h_4 - h_3) \cdot m_t$$

Separador

Call **NH3H2O** (''; 238; P_{high} ; x_v ; 1,001; T_5 ; P_5 ; x_5 ; h_5 ; s_5 ; u_5 ; v_5 ; q_5)

Call **NH3H2O** (''; 234; P_{high} ; x_l ; h_s ; T_6 ; P_6 ; x_6 ; h_6 ; s_6 ; u_6 ; v_6 ; q_6)

$$0 = m_l \cdot h_s + m_v \cdot h_5 - h_4 \cdot m_t$$

Turbina

Call **NH3H2O** (''; 235; P_{low} ; x_v ; s_5 ; T_9 ; P_9 ; x_9 ; h_9 ; s_9 ; u_9 ; v_9 ; q_9)

Call **NH3H2O** (''; 234; P_{low} ; x_v ; $h_{real;turb}$; $T_{9;r}$; $P_{9;r}$; $x_{9;r}$; $h_{9;r}$; $s_{9;r}$; $u_{9;r}$; $v_{9;r}$; $q_{9;r}$)

$$W_{turb} = (-h_{9;r} + h_5) \cdot m_v$$

$$h_{real;turb} = N_{turb} \cdot (h_9 - h_5) + h_5$$

Valvula

Call **NH3H2O** (''; 234; P_{low} ; x_l ; h_7 ; T_8 ; P_8 ; x_8 ; h_8 ; s_8 ; u_8 ; v_8 ; q_8)

Entrada Absorvedor

Call **NH3H2O** (''; 234; P_{low} ; x_t ; h_e ; $T_{1;e}$; $P_{1;e}$; $x_{1;e}$; $h_{1;e}$; $s_{1;e}$; $u_{1;e}$; $v_{1;e}$; $q_{1;e}$)

$$h_e \cdot m_t = h_8 \cdot m_l + h_{9;r} \cdot m_v$$

Saída Absorvedor

Call **NH3H2O** (''; 238; P_{low} ; x_t ; - 0,001; T_1 ; P_1 ; x_1 ; h_1 ; s_1 ; u_1 ; v_1 ; q_1)

$$Q_{abs} = h_7 \cdot m_l + h_{9;r} \cdot m_v - h_1 \cdot m_t$$

Figura 11 - Segunda parte do equacionamento EES
Fonte: Autoria própria

3.7 ANÁLISE E COMPILAÇÃO DE RESULTADOS

Os resultados foram obtidos através de inúmeras simulações no EES para as seguintes condições: maior eficiência do ciclo com a variação da pressão e da fração mássica de amônia na mistura de vapor na entrada da turbina e para a maior potência produzida na turbina independente da eficiência do ciclo.

A compilação e análise dos resultados se deram através de gráficos gerados pelo Excel a partir dos valores fornecidos pelas tabelas paramétricas do EES.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Para uma análise geral de desempenho do ciclo foram estudadas seis temperaturas para a fonte quente variando de 150° até 200°C, para cada uma das seis análises de temperatura variou-se o valor da fração mássica de amônia no vapor de entrada da turbina onze vezes, em intervalos entre 0,45 até 0,95. Ainda para cada uma das onze frações mássicas estudadas variou-se a pressão alta do ciclo cinquenta vezes entre intervalos de 10 até 50 Bar para análise do melhor rendimento obtido pelo ciclo e maior potência de saída da turbina. A seguir os seis gráficos dos rendimentos nas diferentes temperaturas.

Para a temperatura da fonte quente de 200°C temos o seguinte gráfico

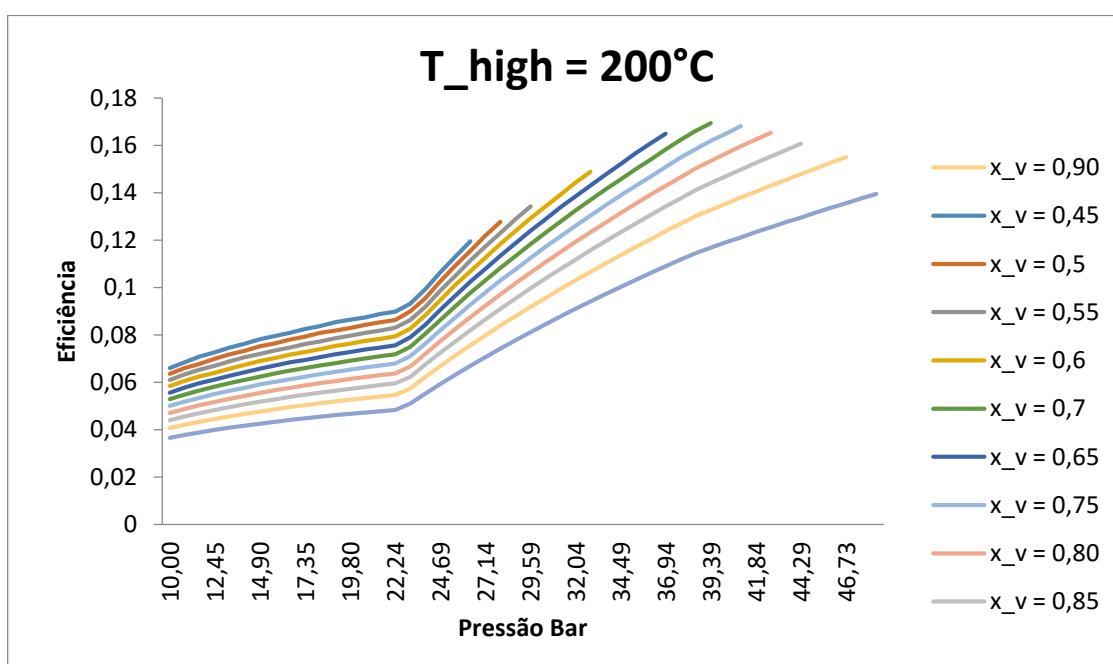


Figura 12- Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 200°C, em função da variação de pressão e eficiência.

Fonte: Autoria própria

Analisando o gráfico acima é possível notar que as maiores eficiências obtidas são para as frações de 0,65, 0,70 e 0,75. Porém a eficiência máxima do ciclo é obtida para a fração de 0,7 de amônia mais precisamente uma eficiência de 16,94% para a pressão de 39,39 Bar.

Ainda para a temperatura de 200°C temos o gráfico das potências produzidas pela turbina em função da variação pressão para as devidas variações de fração mássica de amônia no vapor.

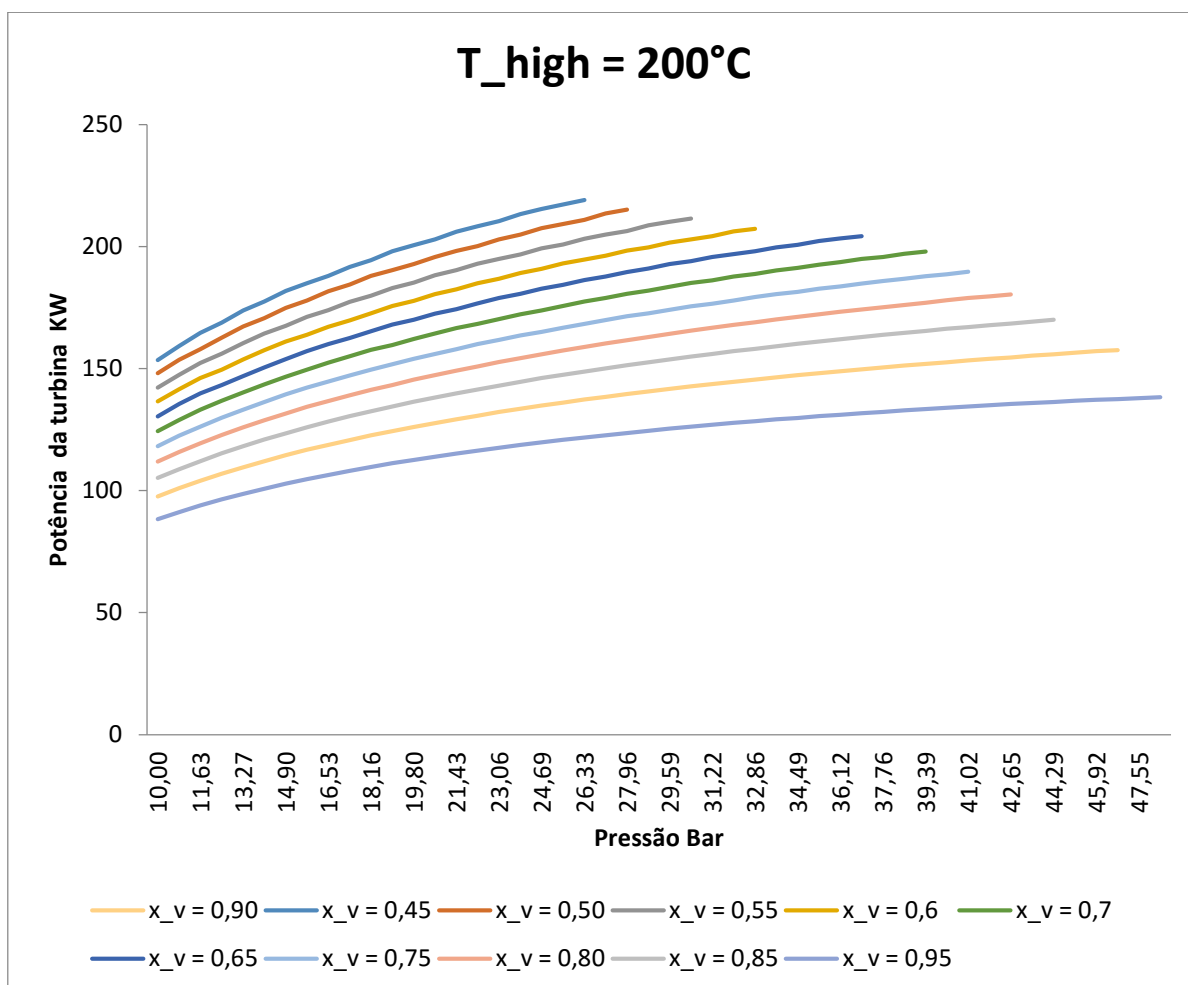


Figura 13 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 200°C, em função da variação de pressão e potência gerada.

Fonte: Autoria própria

O maior trabalho que pode ser gerado pelo ciclo a uma temperatura da fonte quente é de 200°C é com a menor fração mássica de amônia no vapor da turbina, neste caso com a fração de 0,45 pode-se gerar uma potência de 219KW, porém apesar de ser a maior potência vale lembrar que a eficiência do ciclo para esta geração de energia é de apenas 11,96%, um valor um tanto quanto baixo em comparação aos outros obtidos para frações maiores de amônia no vapor. Para a maior eficiência é possível gerar cerca de 200 KW

Para a temperatura da fonte quente a 190°C temos:

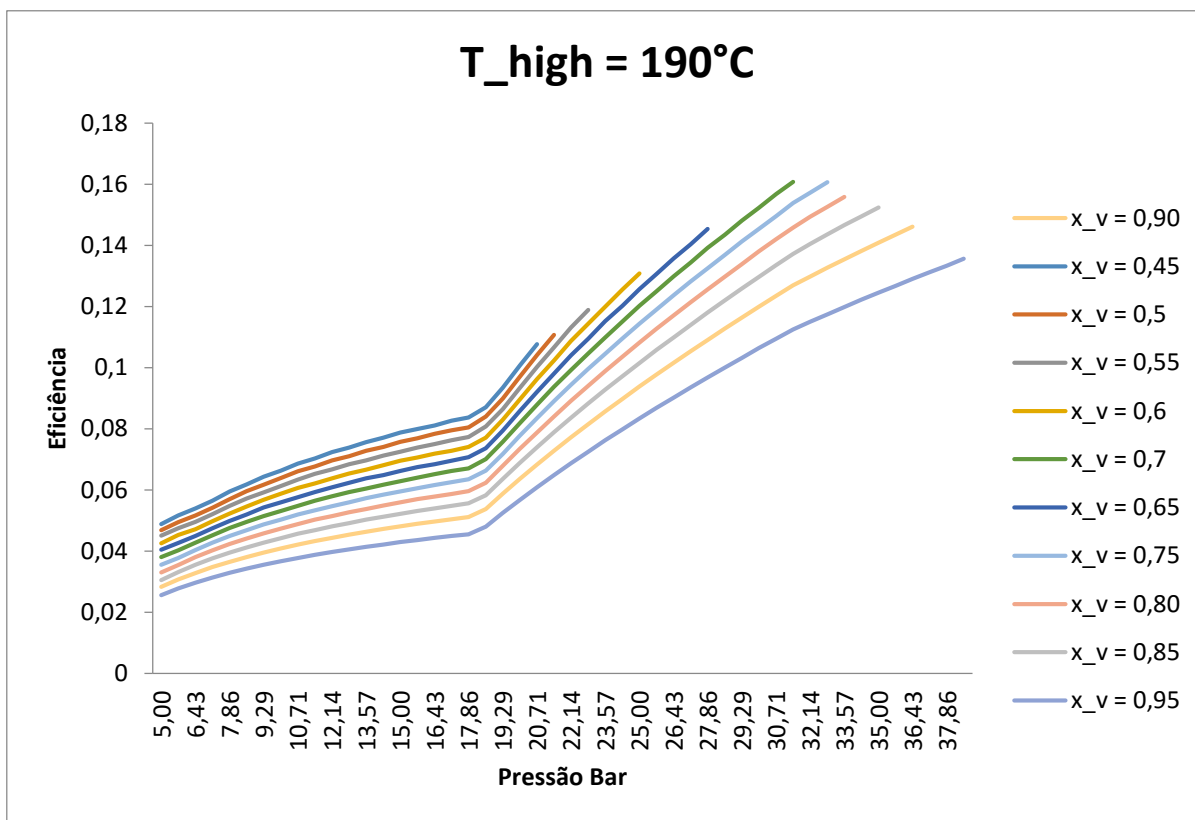


Figura 14 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 190°C, em função da variação de pressão e eficiência.
Fonte: Autoria própria.

Para o presente caso temos um rendimento praticamente igual para frações entre 0,7 e 0,75 onde o rendimento máximo do ciclo neste caso se torna 16,07 e 16,06% para as respectivas frações mássicas de amônia no vapor, nota-se também que para uma temperatura mais baixa na fonte quente a variação de pressão também é mais baixa e mantém ainda um bom rendimento total do ciclo.

Ainda para a temperatura da fonte quente temos o seguinte gráfico para uma análise da potência gerada na turbina

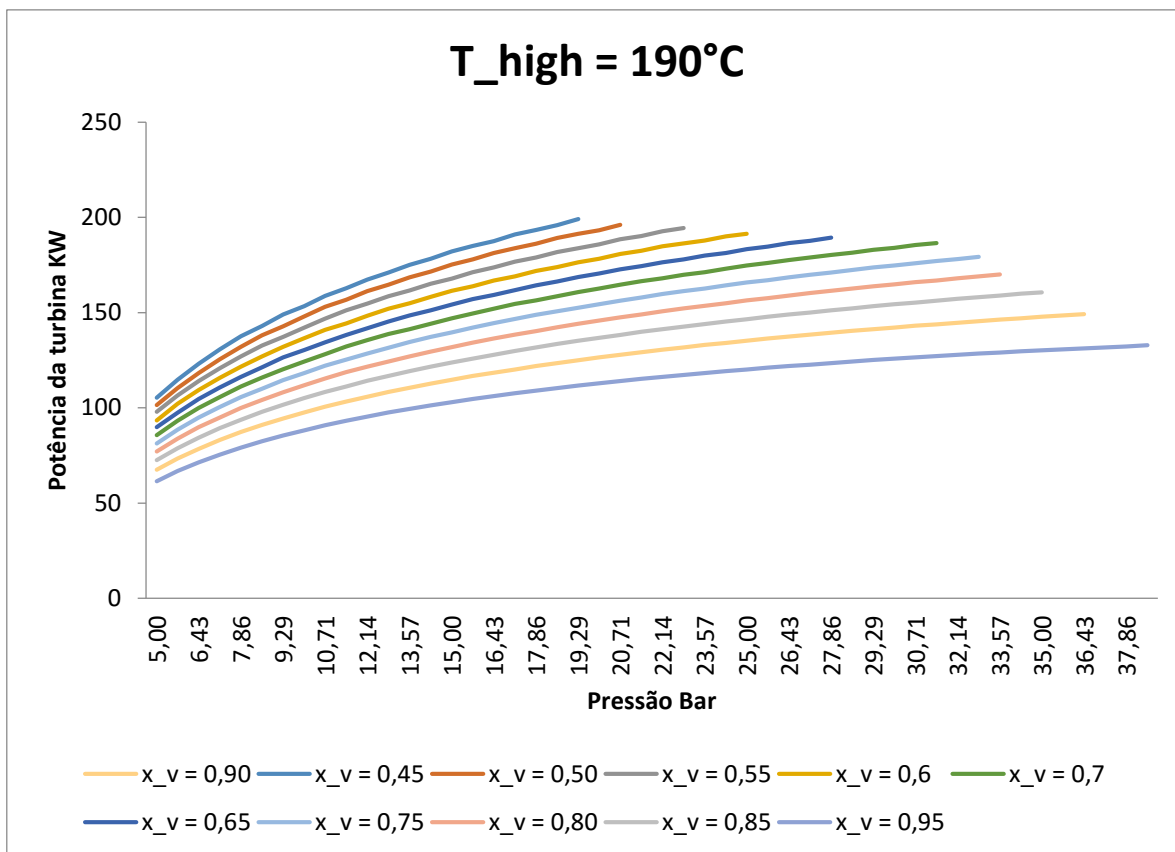


Figura 15 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 190°C, em função da variação de pressão e potência gerada.

Fonte: Autoria própria.

Pode-se observar que devido à diminuição da temperatura da fonte quente conseqüentemente diminui-se a potência gerada na turbina, porém ainda assim para a fração mássica de 0,45 obteve-se uma potência de 199,1 KW para uma pressão alta de aproximadamente 19 Bar. Contudo, vale ressaltar a importância de uma análise conjunta de potência gerada VS eficiência do ciclo para um melhor aproveitamento de custo benefício, independentemente da fonte térmica escolhida para aplicação do ciclo. A potência gerada pelas condições de maior eficiência do ciclo é de 186,5 KW.

A seguir os gráficos da temperatura da fonte quente de 180°C:

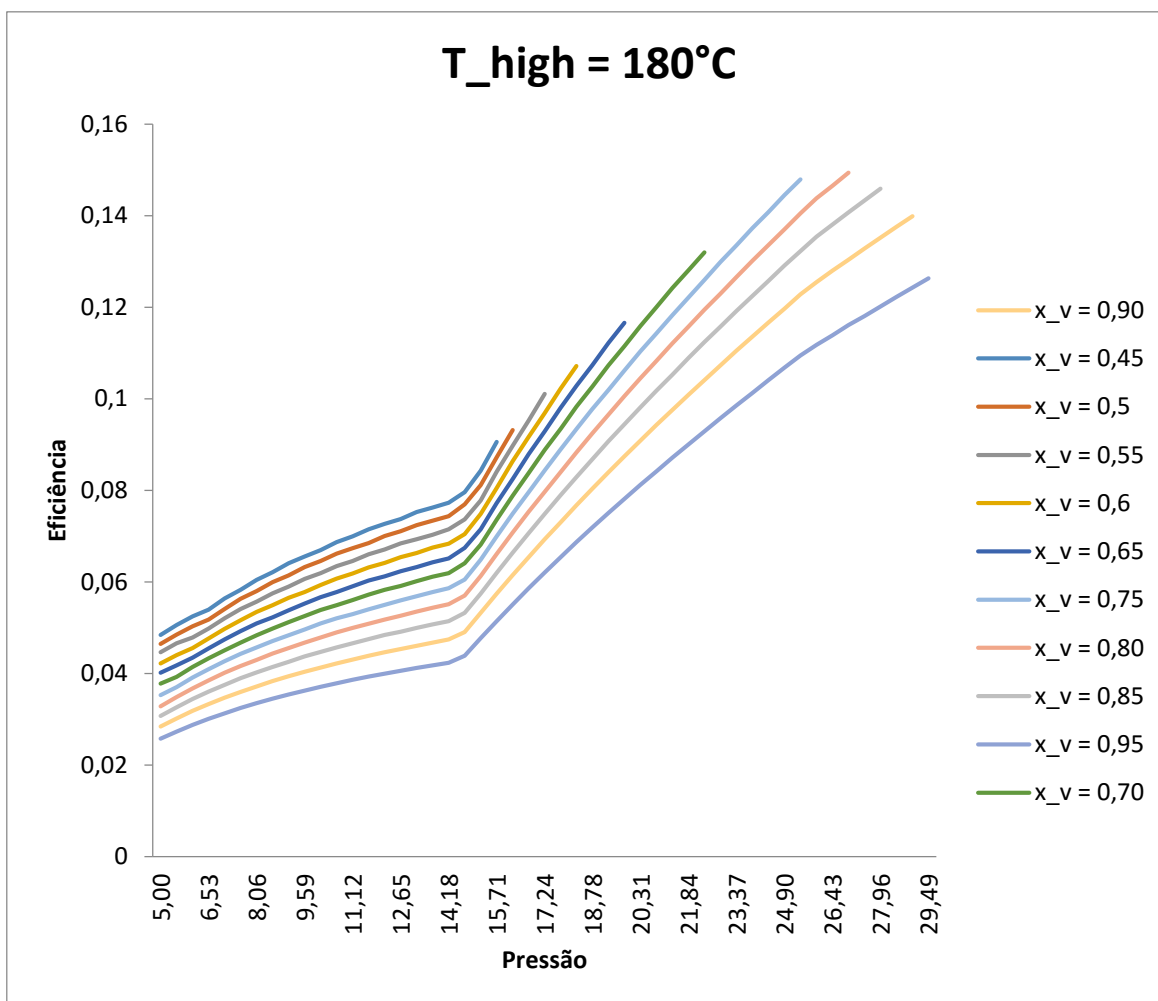


Figura 16 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 180°C, em função da variação de pressão e eficiência.
Fonte: Autoria própria.

É notável a importância da variação da fração mássica de amônia no vapor de entrada da turbina, para obter a eficiência máxima dentre as possibilidades de implantação do ciclo, uma vez que a temperatura da fonte quente é diminuta em relação aos gráficos anteriores é necessário um acréscimo da fração mássica de amônia no vapor para desta forma haver uma compensação do rendimento, deste modo a maior eficiência do ciclo vem da fração mássica de amônia de 0,8 com valor de 14,94% eficiência relativamente alta comparada aos outros métodos de geração de energia para uma fonte com temperatura de apenas 180°C. Pode perceber também que o limite da pressão máxima diminui em relação aos gráficos anteriores para temperaturas da fonte

quente mais elevada. Isto ocorre por que, para atender as eficiências e condições pré-estipuladas no ciclo existe uma pressão máxima aceitável dentro de cada nível de fração mássica de amônia.

Segue o gráfico de potência gerada na turbina em relação à pressão alta:

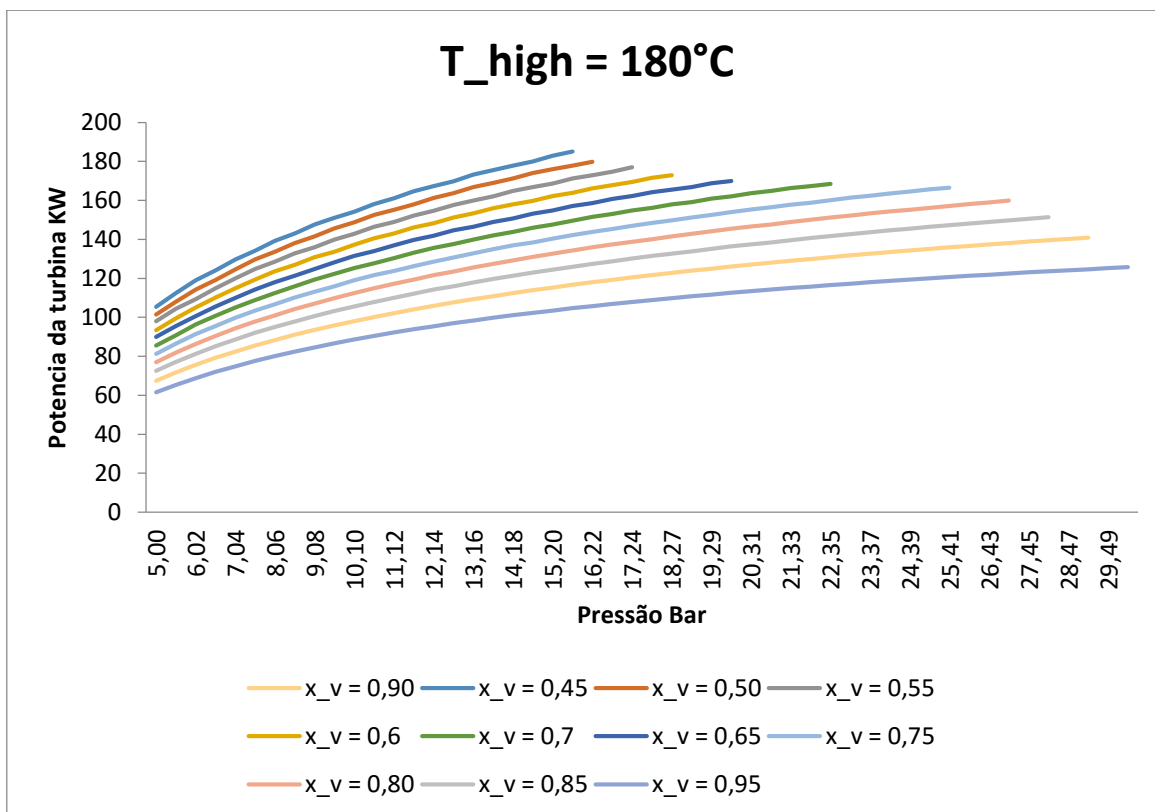


Figura 17 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 170°C, em função da variação de pressão e potência gerada.

Fonte: Autoria própria.

É possível observar uma diminuição na potência gerada em relação às fontes térmicas de maior temperatura, porém ainda assim tem-se uma potência gerada aceitável sendo a potência máxima da turbina 185KW e para o caso da maior eficiência sendo a mesma 14,94% tem-se o valor de 160KW, entretanto para o caso da segunda maior eficiência avaliada em destas condições 14,8% pode-se gerar uma potência de 166,5KW. Assim vale ressaltar a importância de análise de necessidade energética em função de custo benefício.

Para a temperatura da fonte quente de 170°C temos:

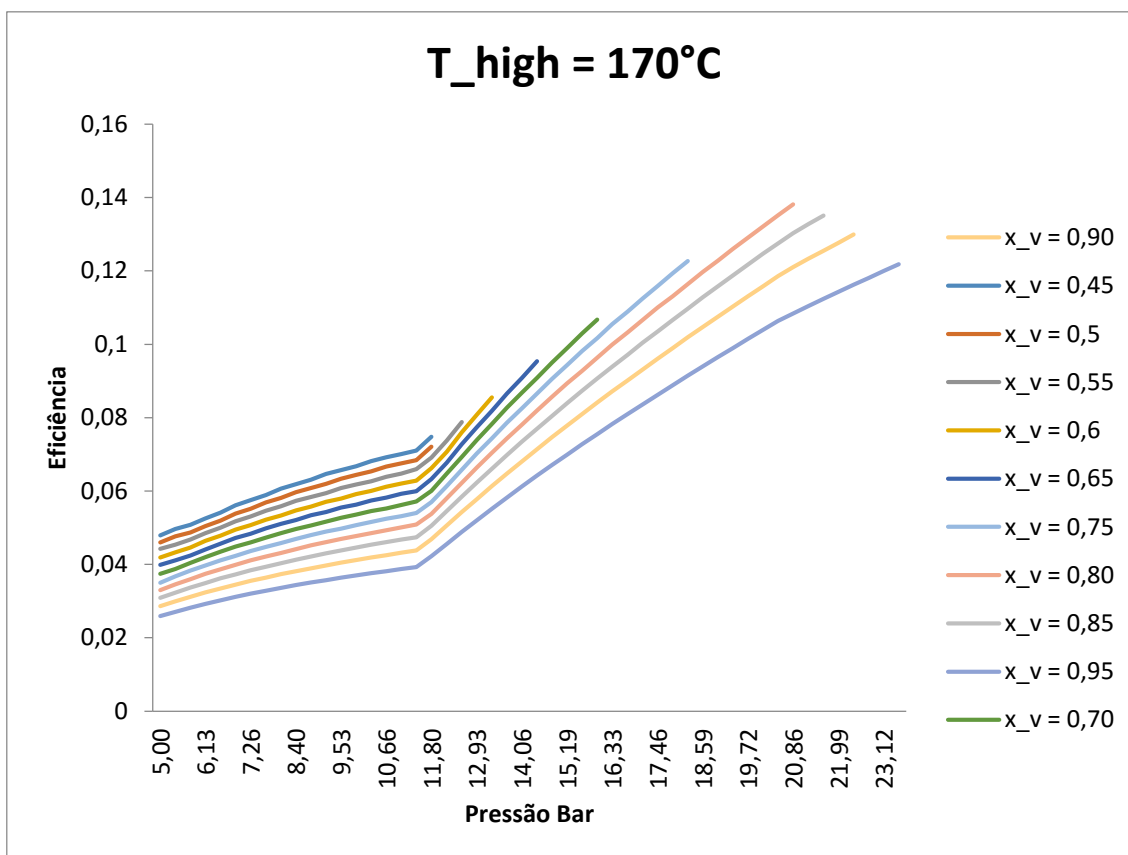


Figura 18 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 170°C, em função da variação de pressão e eficiência. Fonte: Autoria própria.

Com a temperatura da fonte térmica diminuindo começa a aparecer evidências das limitações de eficiência em função da pressão máxima aceita pelo sistema para frações mássicas de amônia no vapor baixas, onde quanto menor o valor da fração menor a eficiência devido a esta limitação de pressão, até atingir seu ponto de maior eficiência sendo ele de 13,81% para a fração de 0,8. A partir desta linha nota-se que mesmo com o aumento da pressão máxima o rendimento continua diminuindo, isto ocorre em função do valor entálpico de frações mássicas com uma quantidade maior que 0,80 de amônia. Uma vez que a entalpia da mistura está ligada diretamente com a sua fração mássica e pressão em que o ponto se encontra, a fração de 0,80 neste caso indica o ponto onde a influência da energia interna é maior do que a variação de pressão.

Para uma análise neste caso da potência gerada na turbina em função da variação de pressão para várias linhas de diferentes concentrações de frações mássicas de amônia temos:

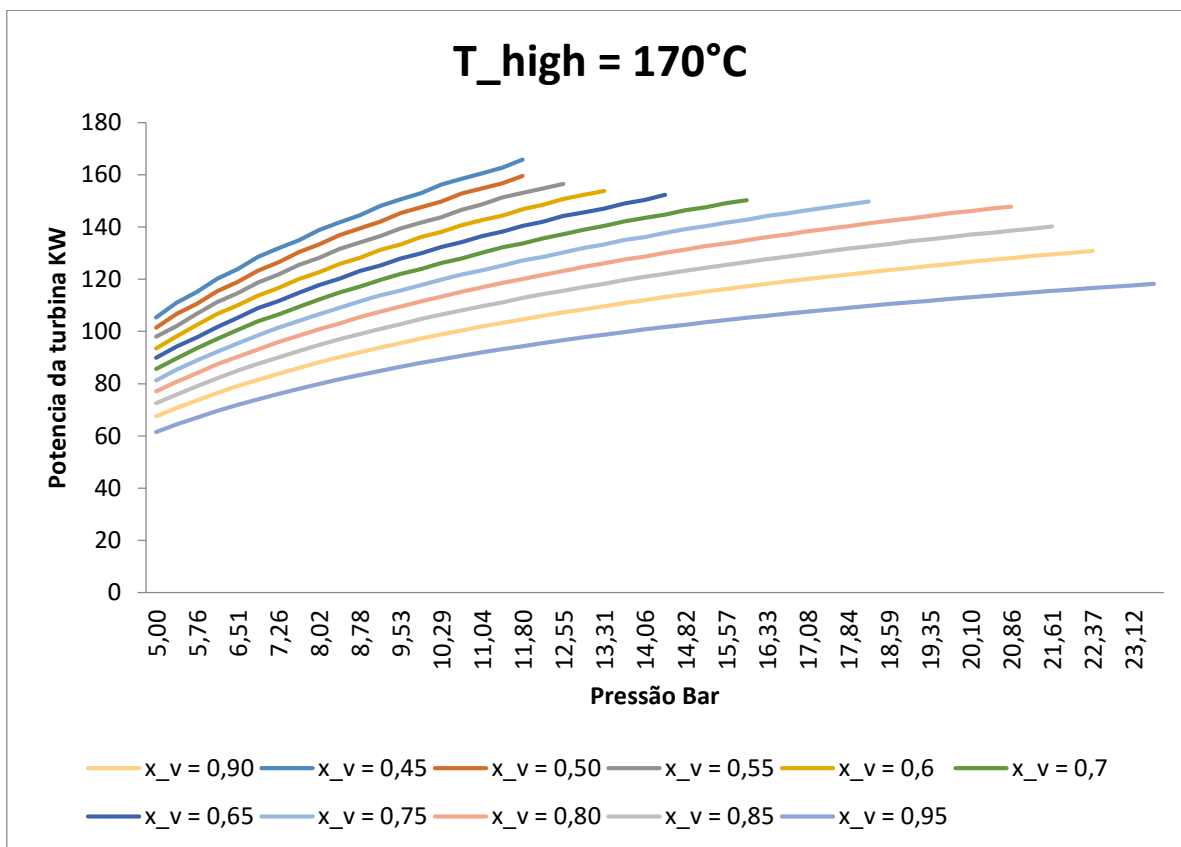


Figura 19 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 170°C, em função da variação de pressão e potência gerada.

Fonte: Autoria própria.

É interessante analisar a gama de potências geradas na turbina para as frações mássicas de amônia de entre 0,75 e 0,9, uma vez que estas frações atingiram o melhor desempenho na análise de eficiências de ciclo. Para as quatro linhas de possibilidade, a maior potência gerada tem o valor de 149,7KW para a fração de 0,75. Entretanto se não for levado em conta à eficiência para esta análise a maior potência que pode ser obtida através deste ciclo e destas condições é 168KW

Para a temperatura da fonte quente como 160°C temos:

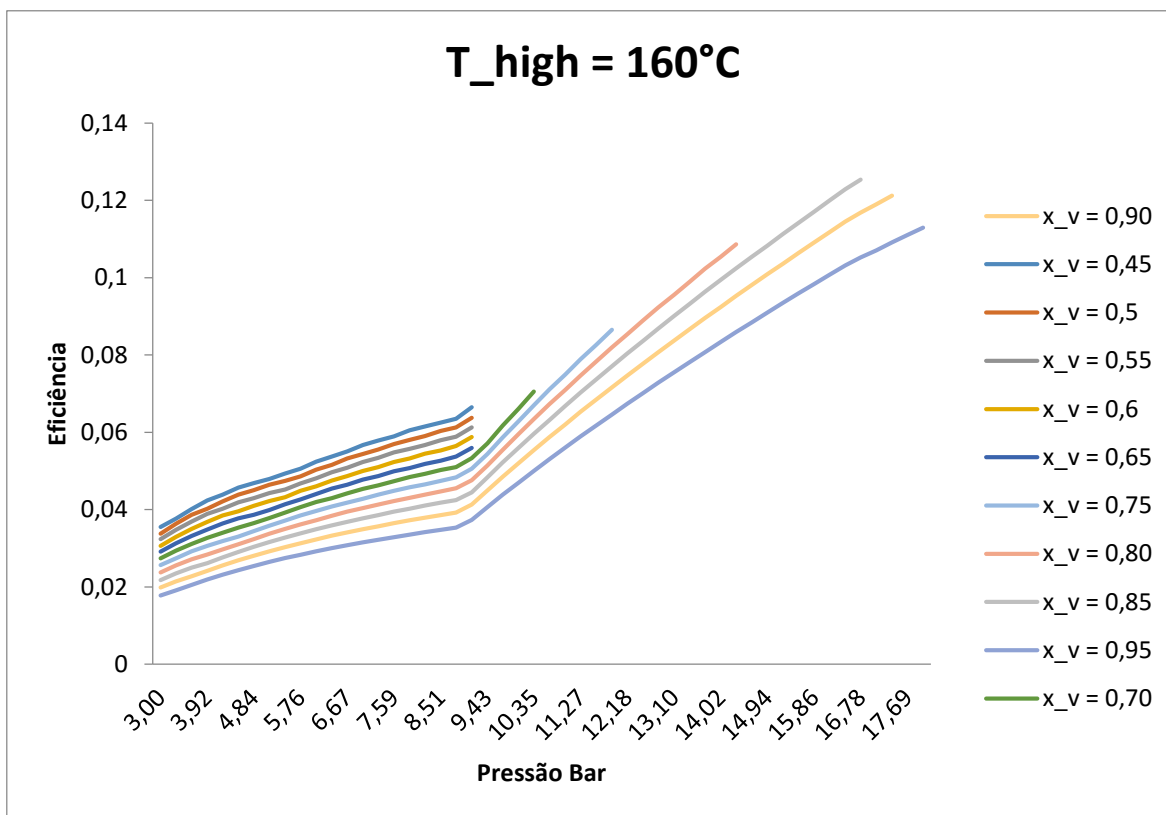


Figura 20 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 160°C, em função da variação de pressão e eficiência. Fonte: Autoria própria.

É possível observar que como a temperatura da fonte térmica é relativamente baixa, a eficiência do ciclo é otimizada com frações mássicas de amônia de maior valor. Atingindo o ápice da eficiência com o valor de 12,54% para a fração de 0,85. Pela mesma analogia utilizada para a análise do gráfico de 170°C, podemos identificar o ponto onde a variação de pressão se torna menos impactante no rendimento do que a energia interna, sendo a fração de 0,85 a linha de separação entre eficiência por variação de pressão e eficiência por maior energia interna da mistura.

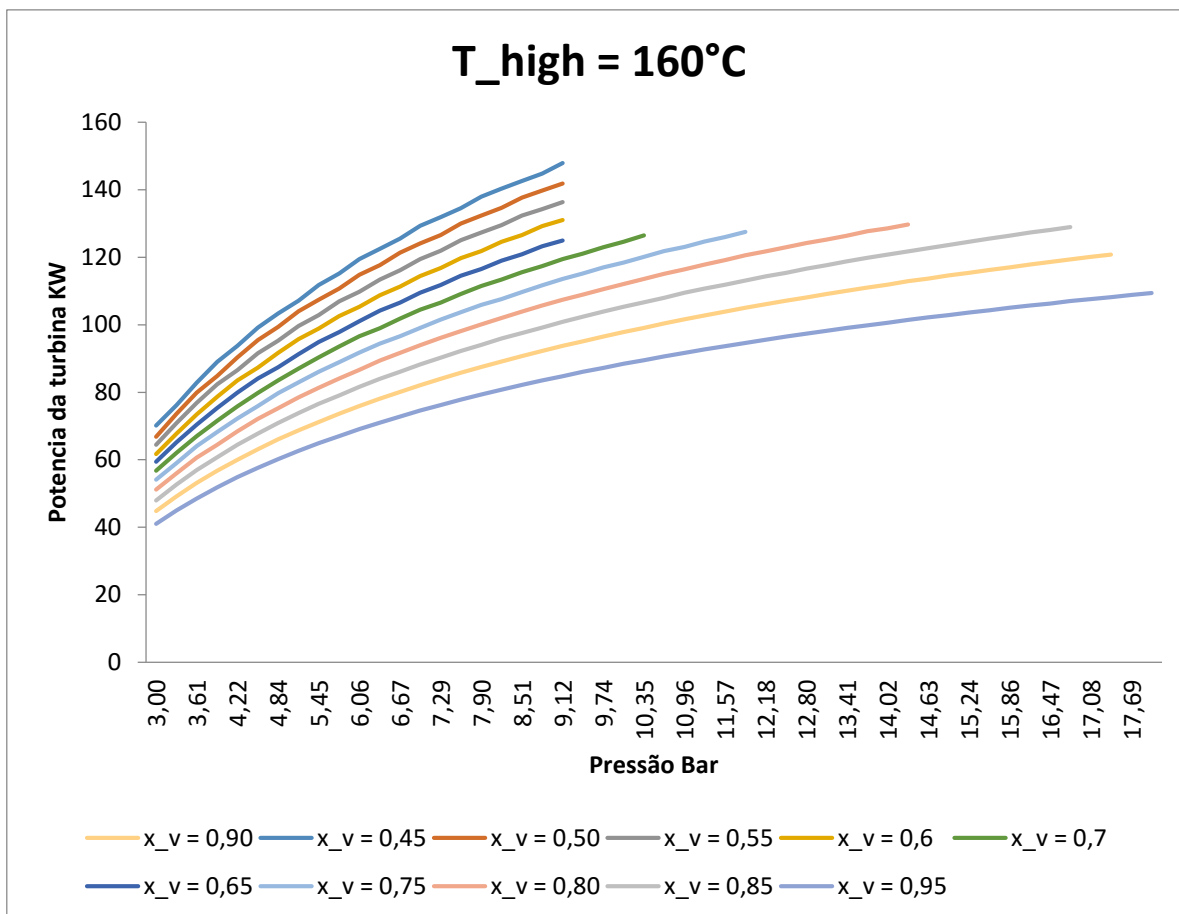


Figura 21 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 160°C, em função da variação de pressão e potência gerada.

Fonte: Autoria própria.

É possível identificar que as três linhas mais importantes nas situações propostas são as linhas de fração mássica de 0,85, 0,9 e 0,95, simplesmente pelo fato de conseguirem gerar potências acima de 120 KW com eficiências entre 10,84% e 12,54% sendo estas as maiores eficiências obtidas neste estudo de caso. Para esta condição particular que analisa apenas as três linhas, a mais importante é sem dúvida a de fração mássica de amônia no vapor igual a 0,85, pois produz uma potência de 128,9 KW e ainda tem o rendimento máximo possível do estudo do ciclo. Porém se não for levado em consideração o rendimento analisado a maior potência que pode ser gerada por este ciclo nestas condições é a potência de 147,9 KW para a fração de 0,45.

E finalmente para a temperatura na fonte térmica de 150°C temos os seguintes resultados:

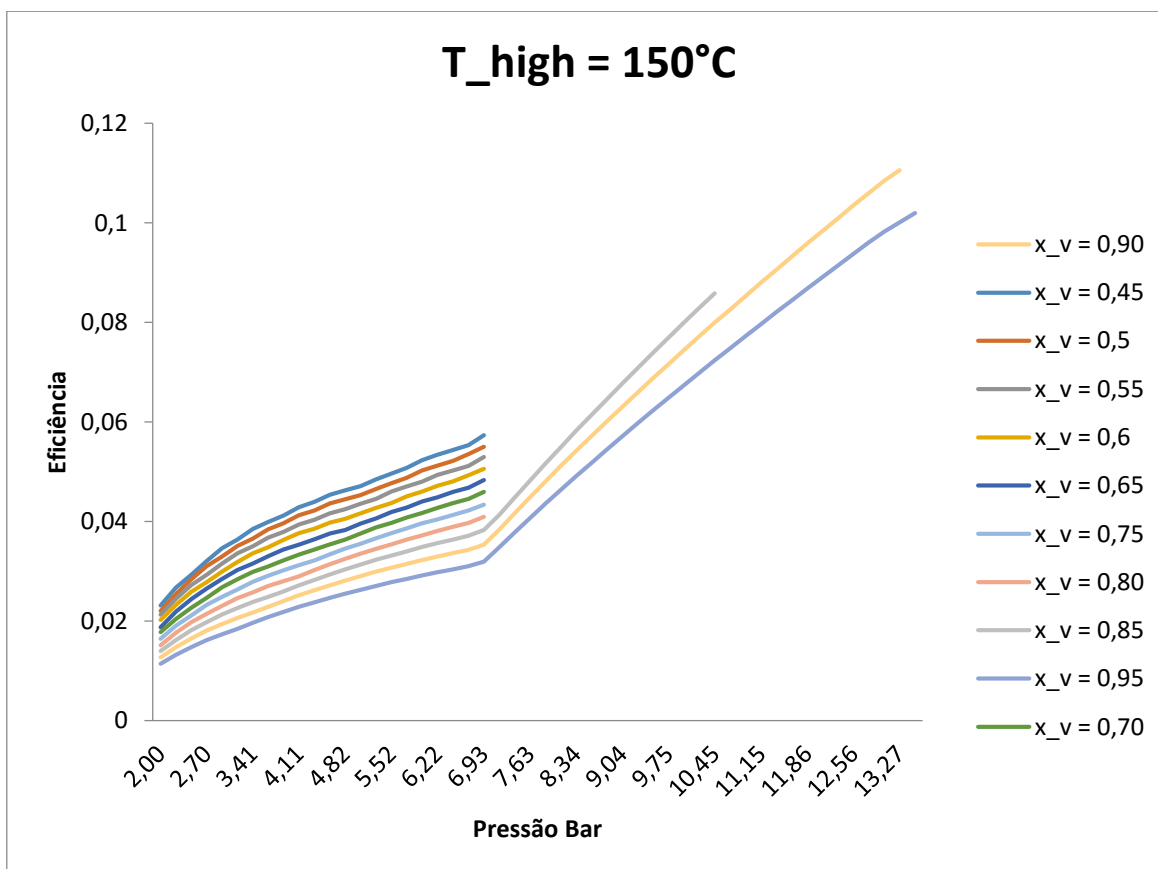


Figura 22 - Comparação entre variadas frações mássicas de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 150°C, em função da variação de pressão e eficiência. Fonte: Autoria própria.

A análise para a menor temperatura estuda é simples e direta, é interessante estudar apenas três linhas de fração mássica para este caso. A eficiência de todas as frações mássicas com concentrações abaixo de 0,85 tem um limitante de variação de pressão muito grande, para poder atender as eficiências dos componentes e as limitações do ciclo. Esta limitação de variação de pressão faz com o que o rendimento destas linhas não ultrapasse o valor de 6% assim inviabilizando qualquer hipótese de implantação. Porém as três linhas de importância neste caso, ainda viabilizam a utilização deste ciclo para esta situação, principalmente a de fração mássica de valor 0,9 uma vez que permite que o ciclo atinja uma eficiência de 11,06%.

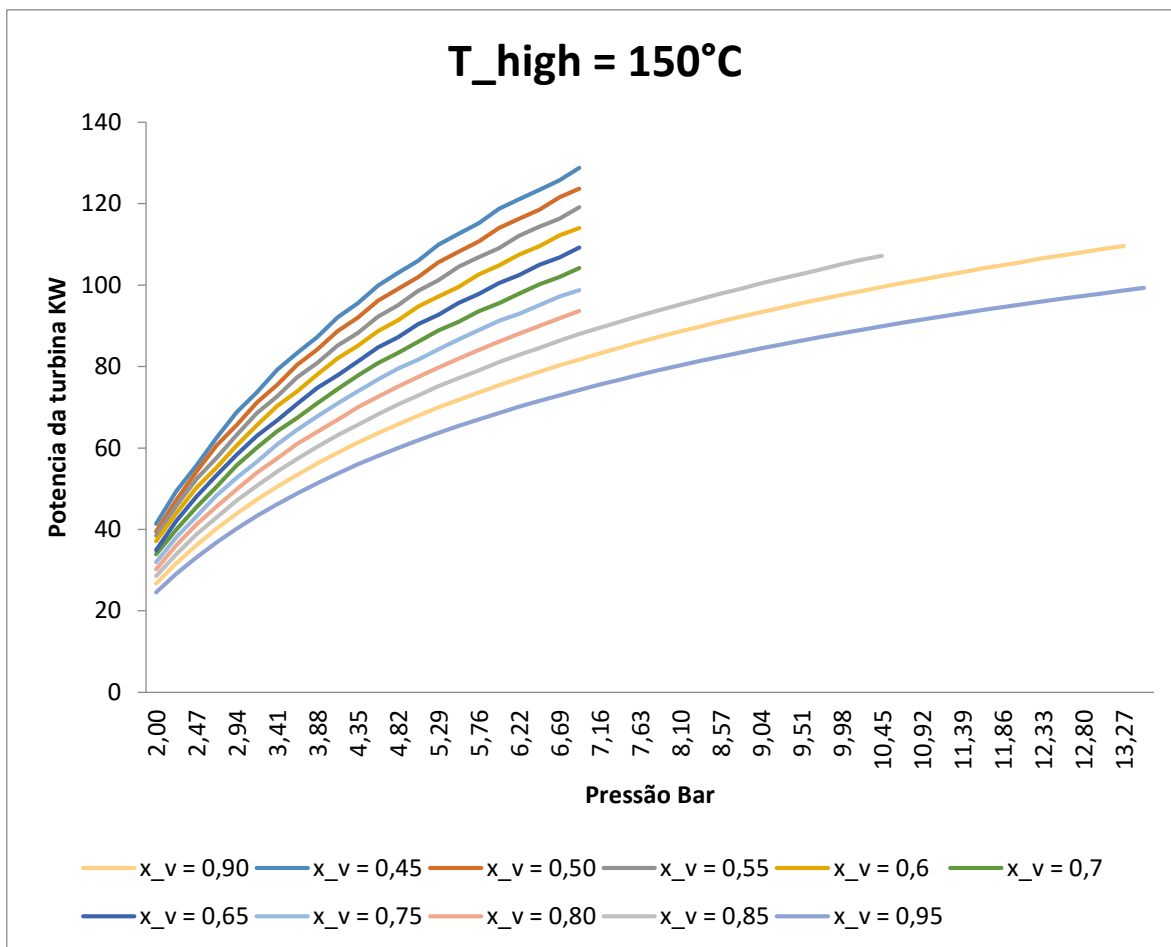


Figura 23 - Comparação entre variadas frações mássica de amônia no vapor de entrada da turbina a uma temperatura da fonte térmica de 150°C, em função da variação de pressão e eficiência.
 Fonte: Autoria própria.

Independente dos valores de potência atingidos pela turbina neste caso, as três possibilidades de real implantação são as linhas de fração mássica entre 0,85 e 0,95. Assim sendo a maior taxa de produção de energia através deste ciclo é de 109,6KW para a fração de 0,90 com uma eficiência de 11,06%.

5 CONCLUSÃO

Com as pesquisas realizadas para o desenvolvimento do presente trabalho, pode-se concluir que o ciclo Kalina é de grande utilidade ao setor energético mundial. Trazendo viabilidade e novas possibilidades de implementação para fontes térmicas de baixas e médias temperaturas.

Através da análise de resultados conclui-se que, a maior potência gerada pelo circuito é logicamente para a temperatura de 200°C, sendo ela de aproximadamente 220KW e eficiência de 12%, já para a maior eficiência que pode ser obtida para o ciclo, ainda presente na análise de temperatura a 200°C, a eficiência é de 17% e gera uma potência de aproximadamente 200KW. Apesar da mais baixa temperatura estudada apresentar rendimento baixo, ainda é considerado completamente aceitável para ciclos termodinâmicos reais.

Este trabalho possibilita pessoas e instituições com âmbito de conhecimento ou mesmo de implementação de um ciclo Kalina para obtenção de energia proveniente de fontes térmicas de temperaturas entre 150° e 200°C, sejam elas geotérmicas, de co ou tri-geração, entre outras, realizarem uma análise direta da situação desejada. Possibilita ainda realizar um estudo de viabilidade financeira a cerca dos componentes do ciclo, para que futuramente seja realizado um projeto prático de implantação deste ciclo termodinâmico de potência.

6 REFERÊNCIAS

- BENEDICT, Manson; WEBB, George B.; RUBIN, Louis C. *An Empirical Equation for Thermodynamic Properties of Light Hydrocarbons and Their Mixtures: I. Methane, Ethane, Propane, and n-Butane*. **Aip publishing**. Journal of Chemical Physics, 8(4), p.334–345.
- BOMBARDA P.; INVERNIZZI. C. M.; PIETRA C. *Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles*. **ELSEVIER**. Milano, Italy, 20019. Applied Thermal Engineering 30(2010), p 212-219.
- DIMITRIOS R.; KORONEOS J. C. *Electricity from geothermal energy with the Kalina cycle na exergy approach*. **CONFERENCE PAPER**. Thessaloniki, Greece, 2013. Int. J. Exergy, vol.12 No. 1, p 54-69.
- FIGUEIRAS R. *Estudo da aplicação do ciclo de Kalina a sistemas de micro co-geração utilizando fontes térmicas de baixa temperatura*. Coimbra, Portugal, 2011.
- HEMPTINNE, Jean-Charles; UNGERER, Philippe. *Accuracy of the volumetric predictions of some importante equations of state for hydrocarbons, including a modified version of the Lee-Kesler method*. **ELSEVIER**,Rueil Malmaison, França,1995. Fluid Phase Equilibria 106 (1995). p. 81-109.
- HUA J.; CHEN Y.; LIU H.; WU J. *Thermodynamic analysis of simplified dual-pressure amonomia-water absorption power cycle*. **SPRINGER**. Nanjing, China, 2012. J. Cent. South Univ. 19 (2012), p 797-802.
- Lee B.I., Kesler M.G. *A Generalized Thermodynamic Correlation Based on Three-Parameter Corresponding States*. **Mobil Research and Development Corporation**. New Jersey, Estados Unidos da América, 1975. AIChE Journal, 21(3), p.510-523.
- Lima, Rafael S.; Woiski, Emanuel R. *Pythermo - An open-source Python program for thermodynamic properties determination, using the Lee-Kesler generalized equation of state*. In: Brazilian Congress of Thermal Sciences and Engineering -- ENCIT, Curitiba: ABCM, 2006.
- MARSTON H. C. *Parametric analysis of the Kalina Cycle*. **ASME**. Villanova, USA, 1985.

- MC FEE, D.G.; MULLER, K.H.; LIELMEZS, J. *Comparison of Benedict-Webb-Rubin, Starling and Lee-Kesler equations of state for use in p-v-t calculations*. **ELSEVIER**, Amsterdam, Holanda, 1982. *Thermochimica Acta* 54. p.9-25.
- MORAES, N.; COELHO E. *Geração de energia geotérmica a partir de plantas do tipo Kalina*. **BRASILENGENHARIA**, Rio de Janeiro, Brasil, 2010. *Engenharia* 597.
- MORAN M; SHAPIRO H. **Princípios de termodinâmica para engenheiros**. 6.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2011.
- NAG P. K. ; GUPTA A. V. S. K. S. *Exergy analysis of the kalina cycle*. **ELSEVIER**. Kharagpur, India, 1997. *Applied Thermal Engineering* (6) p 427-439.
- OGRISECK S. *Integration of Kalina cycle in a combined heat and power plant, a case study*. **ELSEVIER**. Frankfurt, Germany, 2008. *Applied Thermal Engineering* 29 (2009), p 2843-2848.
- Poling, B.E., Prausnitz, J.M., O'Connell, J.P., "*Properties of gases and liquids (5th Edition)*", ed. McGraw-Hill, 2001.
- ROGDAKIS, E.D.; LOLOS P.A. *A Kalina power cycle driven by renewable energy sources*. **ELSEVIER**, Athens, Greece, 2009. *Energy* 34 (2009), p 457-464.
- THORIN E. *Power cycles with ammonia-water mixtures as working fluid*. Stockholm, Sweden, 2000.
- Wylen, G. V.; Sonntag R.; Borgnakke C. **Fundamentos da Termodinâmica Clássica**. 9.ed. São Paulo: Edgard Blucher, 1995.