

# ANÁLISE, OTIMIZAÇÃO E COMPARAÇÃO DE CICLOS TRANSCRÍTICOS A GÁS CARBÔNICO E A VAPOR UTILIZANDO BIOCOMBUSTÍVEIS

Rafaell de Oliveira Pinto Caldas

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Marcelo José Colaço Co-Orientador: Francisco Mateus Miller

Rio de janeiro

Abril de 2016



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



DEM/POLITÉCNICA/UFRJ

## ANÁLISE, OTIMIZAÇÃO E COMPARAÇÃO DE CICLOS TRANSCRÍTICOS A GÁS CARBÔNICO E A VAPOR UTILIZANDO BIOCOMBUSTÍVEIS

Rafaell de Oliveira Pinto Caldas

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Marcelo José Colaço, D.Sc.

Francisco Mateus Miller, M.Sc.

Prof. Albino José Kalab Leiróz , Ph.D.

Prof. Manuel Ernani de Carvalho Cruz, Ph.D.

Rio de Janeiro

Abril de 2016

Caldas, Rafaell de Oliveira Pinto

Análise, otimização e comparação de ciclos transcríticos a gás carbônico e a vapor utilizando biocombustíveis - Rio de Janeiro: UFRJ / Escola Politécnica, 2016.

VIII, 73 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Marcelo José Colaço

Co-orientador: Francisco Mateus Miller

Projeto de Graduação - UFRJ / Escola Politécnica /

Curso de Engenharia Mecânica, 2016.

Referências bibliográficas: p. 69-73.

Gás Carbônico. 2.Transcrítico. 3.Rankine. 4.
 Energia. 5. Biocombustível I. Colaço, Marcelo José. II.
 Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola
 Politécnica, Engenharia Mecânica. III. Título.

#### AGRADECIMENTOS

Agradeço ao orientador Marcelo Colaço e ao co-orientador Francisco Miller pelos ensinamentos e liberdade para implementar minhas ideias nesse trabalho. Agradeço também aos professores Albino Leiróz e Manuel Cruz por aceitarem o convite para fazer parte da banca.

Agradeço ao Programa de Recursos Humanos PRH-37 da ANP, "Engenharia Mecânica para o Uso Eficiente de Biocombustíveis", pela excelente experiência de aprendizado e desenvolvimento proporcionada pelas atividades do programa. Elas certamente contribuíram para minha sólida capacitação para ingressar profissionalmente na indústria da energia.

Agradeço à minha mãe, Jane, pela imensa dedicação, amor e pelos importantes valores que me ensinou. Ao meu pai, Luiz Emygdio, pelo companheirismo e orientação que tanto contribuíram para minha trajetória. Ao tio Guilherme, por ser um segundo pai e celebrar entusiasmadamente meu progresso. Ao meu irmão Luiz Renato pela amizade e por me ter propiciado o primeiro contato com a engenharia. Agradeço à minha irmã Renata pelo atencioso cuidado que sempre dedicou a mim. Às minhas irmãs Raphaella e Roberta pelo carinho e união que extrapolam o convívio familiar.

Agradeço ao professor Assed, pela estimada amizade e valiosa orientação ao longo do curso. Ao ex-supervisor Bruno Tonin, pelo profissionalismo, por acreditar no meu potencial e por ser um excepcional mentor e exemplo de liderança. Agradeço à Fernanda Cerri pela inspiradora atitude e também por acreditar no meu potencial.

Agradeço ao Gabriel Khattar pela valiosa amizade desde a infância. Aos amigos da engenharia mecânica: Daniel, Gruzman, Sudá, Rodrigo Sudá, Metne, Julio e Letícia pelas memoráveis experiências que compartilhamos desde os primeiros dias na UFRJ; ao Rodrigo, João, Anna, Marina e Carol por tornarem os almoços de terça-feira mais divertidos e ao Vinícius, de quem tive a alegria de me tornar amigo no final do curso.

Finalmente, agradeço a todos os educadores que contribuíram para minha formação como engenheiro e cidadão.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

## Análise, otimização e comparação de ciclos transcríticos a gás carbônico e a vapor utilizando biocombustíveis

Rafaell de Oliveira Pinto Caldas

#### Abril/2016

Orientador: Marcelo José Colaço

Co-Orientador: Francisco Mateus Miller

Curso: Engenharia Mecânica

Desde a década de 1960, ciclos termodinâmicos utilizando gás carbônico em estado supercrítico têm sido estudados e propostos como uma alternativa mais simples e compacta aos ciclos Rankine a vapor convencionais, além de mais eficiente para temperaturas moderadas e altas. Esse trabalho apresenta o estudo de ciclos transcríticos a gás cabônico com condensação parcial e ciclos Rankine transcríticos a vapor. É realizada a análise termodinâmica de duas configurações para cada ciclo, além de sua simulação em linguagem Fortran. Os parâmetros dos ciclos são otimizados para máxima eficiência térmica, por meio do Método do Gradiente Conjugado, e sua eficiência é comparada de forma genérica. Posteriormente os ciclos são comparados quanto à potência líquida gerada para dois casos com uma fonte fixa de calor comum disponível. Uma análise da utilização de diferentes combustíveis como fonte de calor para uma situação prática é apresentada, comparando a potência específica e custo da energia gerada associada ao combustível para biodiesel, diesel e etanol.

Palavras-chave: gás carbônico, transcrítico, Rankine, energia, biocombustível

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Mechanical Engineer.

## Analysis, optimization and comparison of transcritical carbon dioxide and vapor cycles using by biofuels

Rafaell de Oliveira Pinto Caldas

Abril/2016

Advisor: Marcelo José Colaço

Co-advisor: Francisco Mateus Miller

Course: Mechanical Engineering

Since the 1960's, transcritical thermodynamic cycles using carbon dioxide as a working medium have been studied and proposed as a competitive alternative to conventional Rankine steam cycles due to its simplicity, compactness and higher efficiency in the moderate and high temperature range. This work presents a study of the partially condensing transcritical cycle with carbon dioxide as well as the Rankine vapor cycle. Thermodynamic analysis of two different configurations for each cycle is presented, and cycle simulation is developed in Fortran. Multi-parameter optimization is performed for maximum efficiency using the Conjugate Gradient Method and a general efficiency comparison of all cycles is presented. Cycle net power output is also compared for two cases of fixed available heat source. Diesel, biodiesel and ethanol are studied as heat source for a practical application, comparing net power per fuel mass unit as well as fuel cost per energy generated.

Keywords: carbon dioxide, transcritical, Rankine, energy, biofuel

1	Introdução			1
	1.1	Obj	etivos	3
	1.1	Me	todologia	4
	1.2	Est	rutura do Texto	4
2	Rev	visão	Bibliográfica	5
3	Est	udo d	los Ciclos	8
	3.1	Cic	lo A: CO2 Transcrítico com Condensação Parcial	8
	3.1.	1	Parâmetros	10
	3.1.	2	Modelagem	11
	3.1.	3	Análise	14
	3.2	Cic	lo B: CO2 Transcrítico com Condensação Parcial e Reaquecimento	14
	3.2.	1	Parâmetros	16
	3.2.	2	Modelagem	16
	3.2.	3	Análise	17
	3.3	Cic	lo Rankine C: Vapor com Reaquecimento e dois Pré-aquecedores	18
	3.3.	1	Parâmetros	19
	3.3.	2	Modelagem	20
	3.3.	3	Análise	
	3.4 Ciclo Rankine D: Vapor com Reaquecimento e três Pré-aquecedore		23	
	3.4.	1	Parâmetros	
	3.4.	2	Modelagem	
	3.4.	3	Análise	
4	Oti	miza	ção	28
	4.1	Rev	visão Teórica	28
	4.2	Apl	icação	30
5	Resultados			32
	5.1	Val	idação dos programas	33

# Sumário

5	.2 Cic	lo A	34	
5	.3 Cic	lo B	36	
	5.3.1	Análise dos Parâmetros	36	
	5.3.2	Otimização	39	
5	.4 Cic	lo C	41	
	5.4.1	Análise dos Parâmetros	41	
	5.4.2	Otimização	45	
5	.5 Cic	lo D	47	
	5.5.1	Análise dos Parâmetros	47	
	5.5.2	Otimização	52	
5	.6 Aná	álises	54	
	5.6.1	Comparações Gerais	54	
	5.6.2	Comparação para Mesma Fonte de Calor	57	
	5.6.3	Estudo da Utilização de Biocombustíveis	64	
6	Resumo	e Conclusões	66	
7	Referências Bibliográficas 69			

## 1 Introdução

Estima-se que a demanda global por energia continuará a crescer rapidamente, principalmente devido às mudanças no estilo de vida e crescimento da população mundial [1]. A geração de energia elétrica por fontes térmicas utilizando combustíveis fósseis representa quase 70% da oferta de eletricidade mundial [2]. No Brasil, as fontes hidráulicas de geração de eletricidade possuem forte relevância na matriz de energia elétrica, representando 63% da oferta nacional em 2014 [3]. Por esse motivo, variações na oferta de eletricidade por fonte hidráulica geram significativo impacto na composição da matriz do país, criando a necessidade de aumentar a utilização de fontes térmicas para atender a crescente demanda [3]. Assim, nos últimos três anos consecutivos, devido a condições hidrológicas desfavoráveis, a contribuição das usinas termoelétricas aumentou de 24% para 37% da oferta de eletricidade brasileira [4], gerando um aumento no custo da energia [5]. Entretanto, sua contribuição para a matriz brasileira vem crescendo acentuadamente desde os anos 2000 (figura 1). Portanto, no Brasil e no mundo, quantidade considerável de recursos é depositada na geração de eletricidade por fontes térmicas, tornando a melhoria de sua eficiência assunto de grande interesse.



Figura 1 – Geração de Energia Elétrica no Brasil – Série Histórica [4]

A grande maioria dos sistemas de geração de energia elétrica por fonte térmica em geral, como geotérmicas, usinas solares ("*Concentraded Solar Power*") e nucleares, no mundo, funciona com ciclos a vapor [6], onde a água é vaporizada para acionar uma turbina e gerar energia elétrica. Limitações nesses ciclos, como atratividade econômica pouco sensível a aumentos na temperatura máxima de operação, crescente complexidade para maiores capacidades [7] e baixo Índice de Retorno Econômico da Energia ("*Energy Payback Ratio*") [8] pressionam futuros aumentos significativos de eficiência economicamente viáveis.

Além disso, mudanças climáticas e a busca global por menores emissões de gases de efeito estufa têm pressionado a substituição e/ou utilização mais eficiente dos combustíveis e fontes energéticas em geral [9]. Nesse sentido, a busca por soluções para aumentar a eficiência e reduzir o custo dos sistemas de geração de energia elétrica por fontes térmicas tiveram destaque significativo nas últimas décadas. A eficiência térmica média das usinas termoelétricas no Brasil, por exemplo, passou de 29,1% em 1974 para 42% em 2014 (figura 2).



Figura 2 – Eficiência média de termelétricas no Brasil – Série Histórica [4]

Ciclos operando com gás carbônico ( $CO_2$ ) no estado supercrítico têm sido propostos e estudados desde a década de 1960 como uma promissora alternativa aos ciclos a vapor [10]. Algumas características do  $CO_2$  (como sua baixa pressão crítica, alta densidade energética, melhor compressibilidade no estado supercrítico, entre outras) podem permitir a utilização de equipamentos menores e ciclos mais simples, além de atingir eficiências maiores que os ciclos a vapor nas aplicações de moderada e alta temperatura máxima [7,10]. É estimado, por exemplo, que plantas operando com ciclos a  $CO_2$  supercrítico sejam cerca de 10 vezes menores do que plantas operando a vapor em condições operacionais comparáveis [10]. Apesar destes ciclos terem sido idealizados há tanto tempo, os ciclos a vapor eram bem conhecidos pela indústria, além de serem baratos, criando uma barreira de entrada para essa tecnologia. Entretanto, equipamentos e plantas modelo estão sendo desenvolvidos [6,10,11]. Além disso, as características do  $CO_2$ , como propriedades termodinâmicas bem conhecidas, estabilidade, não-toxicidade, abundância e baixo custo de obtenção tornam sua utilização em larga escala viável.

Adicionalmente, a crescente busca pela substituição de combustíveis fósseis por fontes renováveis de energia é notória, tendo sido um dos principais tópicos das metas estabelecidas por diversos países na COP-21 em Paris, em 2015 [12]. O Brasil é um dos países com a matriz energética mais renovável do mundo, e promove diversos incentivos para a utilização de biocombustíveis [3]. Nesse sentido, o estudo da utilização de biocombustíveis nesses ciclos de geração de energia elétrica por fontes térmicas é de extrema relevância pela perspectiva ambiental, atratividade econômica, segurança energética do Brasil e seu desenvolvimento econômico.

#### 1.1 Objetivos

O presente trabalho busca modelar e analisar ciclos transcríticos a gás carbônico e a vapor, por meio da simulação computacional dos mesmos.

Em seguida, busca-se otimizar tais ciclos, onde aplicável, para determinar os parâmetros que fornecem sua máxima eficiência.

Posteriormente, o trabalho objetiva comparar os ciclos estudados quanto à eficiência de forma geral, bem como quanto à potência líquida fornecida para uma fonte de calor fixa. Aspectos tecnológicos e ligados aos custos envolvidos serão brevemente abordados.

Além disso, busca-se analisar a utilização de biocombustíveis – biodiesel e etanol - para a fonte térmica dos ciclos, em comparação com o uso de combustível fóssil – diesel.

#### 1.1 Metodologia

O desenvolvimento do presente trabalho envolveu as seguintes atividades e ferramentas:

- i. Pesquisa teórica e bibliográfica;
- ii. Equacionamento manual dos ciclos;
- iii. Simulação dos ciclos em linguagem Fortran;
- iv. Desenvolvimento de algoritmo em Fortran para aplicação de técnicas de otimização aos ciclos;
- v. Plotagem dos gráficos com software MATLAB e Microsoft Excel;
- vi. Pesquisa de mercado para identificação de características operacionais, limitações de equipamentos existentes, entre outros.

As fontes de dados para as propriedades termodinâmicas utilizadas nos cálculos desse trabalho foram sub-rotinas em Fortran.

#### 1.2 Estrutura do Texto

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão da literatura e estado da arte no estudo de ciclos transcríticos e supercríticos utilizando  $CO_2$ , destacando os principais avanços e atuais desafios nessa área.

O Capítulo 3 apresenta a análise dos ciclos estudados. São destacadas as hipóteses e condições consideradas para a modelagem de cada um, o desenvolvimento dos cálculos e, posteriormente, análises termodinâmicas qualitativas de cada ciclo, suas vantagens e limitações.

O Capítulo 4 apresenta uma breve revisão teórica sobre Otimização, além de apresentar os parâmetros da sua aplicação nesse estudo.

O Capítulo 5 apresenta os resultados obtidos da modelagem dos ciclos, interpretações do comportamento da eficiência e potência líquida com parâmetros de cada ciclo, além de trazer os resultados da otimização dos parâmetros aplicáveis para máxima eficiência. O Capítulo 6 apresenta um resumo do estudo e apresenta as principais conclusões encontradas no trabalho. Destacam-se aspectos práticos, tecnológicos e relacionados a custos, bem como possível escopo para futuros trabalhos.

### 2 Revisão Bibliográfica

A utilização de ciclos transcríticos e supercríticos para sistemas de conversão de energia vem sendo estudada desde a década de 1960. Até então, algumas das alternativas propostas para aumentar a eficiência de sistemas de geração de energia elétrica foram adicionar regeneração e reaquecimento em ciclos Rankine convencionais, ou regeneração, intercooling e reaquecimento a ciclos Brayton. Dentre as limitações do Rankine convencional identificadas, destacam-se a limitação da temperatura máxima; grande expansão volumétrica na turbina, exigindo mais de 30 estágios em alguns casos; e complexidade exigida pelo regenerador [13,14]. Já para o ciclo Brayton, apesar da sua simplicidade inerente e menor erosão na turbina, esbarrava-se na grande sensibilidade do ciclo a quedas de pressão e à eficiência do compressor, baixa razão de potência líquida para o trabalho total realizado, bem como grandes áreas exigidas para troca de calor [13,14]. O ciclo transcrítico regenerativo foi então proposto visando apresentar uma alternativa que evitasse as desvantagens mencionadas, mantendo seus pontos positivos: realizando o aquecimento, expansão e regeneração de calor em estado supercrítico, totalmente fora da região de saturação, enquanto a compressão ocorre na fase líquida [13,14]. Apesar de não apresentar grandes ganhos de eficiência em relação ao ciclo Brayton ideal, esse ciclo permite maiores quedas de pressão no regenerador, além de eficiente troca térmica no aquecedor e regenerador, devido ao bom coeficiente de convecção dos gases comprimidosem estado superrítico [14]. Diferentes fluidos foram estudados para aplicação nesses ciclos, incluindo  $CO_2$  e  $C_4F_8$ , sendo a estabilidade térmica e característica inerte do CO2 destacadas como vantajosas, apesar de sua baixa temperatura crítica (31.1°C) apontar para limitações devido à necessidade de água de resfriamento a baixas temperaturas [14,7].

Em 1968, FEHER [13] apresentou um ciclo supercrítico, destacando sua alta eficiência, alta densidade energética (razão  $\frac{potência}{volume}$ ), e destacou as vantagens da

utilização do ciclo com  $CO_2$ . Além disso, a simplicidade e portabilidade relacionadas à aplicação desse ciclo para usinas nucleares foi evidenciada [13]. Finalmente, FEHER [13] trouxe uma detalhada discussão sobre o problema da capacidade térmica do fluido tender ao infinito perto do ponto crítico no regenerador, causando nesse ponto uma diferença de temperaturas igual a zero, exigindo uma superfície infinita para troca de calor, conhecido problema de "*pinch point*" [13]. No mesmo ano, ANGELINO [7] propôs quatro configurações do ciclo transcrítico com condensação parcial e dois regeneradores, sendo parte do fluido recomprimida na fase supercrítica. Um dos ciclos apresentados pelo autor é o primeiro ciclo estudado pelo presente trabalho (seção 3.1). Foram encontradas eficiências superiores àquelas do vapor para temperaturas de entrada na turbina acima de 550°C e pressão de 250 atmosferas [7]. Ainda para aplicações com temperaturas mais baixas, a simplicidade do ciclo foi destacada como ponto favorável à substituição do vapor [7].

Mais recentemente, desde o começo dos anos 2000, estudos direcionados a aspectos práticos da aplicação dos ciclos, como dimensionamento de equipamentos, análise econômica, estudos experimentais e de otimização de diferentes configurações desses ciclos têm ganhado força, principalmente direcionados a usinas nucleares e energia solar.

Diferentes configurações do ciclo Brayton supercrítico com recompressão para  $CO_2$  foram estudadas por DOSTAL et al. [15] em 2004, para aplicação em plantas nucleares. Foram estudados comportamentos reais dos componentes, análises de projeto, estudo econômico e otimização de múltiplos parâmetros para sua aplicação [15]. O uso de reaquecimento mostrou contribuir para aumentos de eficiência, apesar da análise econômica revelar que mais de um aquecimento é desvantajoso [15]. Análises de eficiência das turbinas e compressores revelaram eficiências de mais de 90%, assim como tamanhos bastante compactos, com alta razão  $\left(\frac{\text{potência}}{\text{volume}}\right)$  [15].

Estudos experimentais seguidos de análises teóricas e simulações da utilização de ciclos de condensação total supercríticos com  $CO_2$  em um sistema de energia solar foram conduzidos em [16,17,18]. Neles, o ciclo com  $CO_2$  é proposto tanto para transformação da fonte térmica dos coletores solares em energia elétrica, quanto no fornecimento de calor para sistemas de aquecimento ou refrigeração. Foi desenvolvida

uma comparação com outros fluidos, destacando as características de interesse do  $CO_2$  (não-tóxico, não inflamável e abundante) [17].

Algumas configurações pouco estudadas até então para o ciclo Brayton com  $CO_2$  supercrítico foram analisadas por MOISSEYTSEV et al. [19], além de avaliar configurações já estudadas para aplicação em um reator nuclear rápido refrigerado por sódio (*SFR*). Reaquecimento entre estágios da turbina e múltiplos estágios de compressão não demonstraram aumento significativo de eficiência, sendo concluído que a operação com a temperatura mínima do ciclo abaixo da crítica (ciclo condensante) pode ser vantajoso para eficiência, apesar da limitação de um fluido de resfriamento abaixo de 30°C [19].

A aplicação do  $CO_2$  foi proposta e um estudo das turbomáquinas realizado para um sistema eletro-térmico de armazenamento de energia, utilizando o ciclo como uma bomba de calor para carga da planta, e como um ciclo transcrítico com condensação parcial para gerar energia elétrica [20]. Equipamentos de diferentes tamanhos e tipos foram estudados e a turbina radial se mostrou mais vantajosa economicamente e em termos de eficiência [20].

Um estudo computacional e experimental apontou vantagens do ciclo de condensação supercrítico com  $CO_2$  comparado ao Brayton com parâmetros similares, apresentando ganhos de eficiência em torno de 4% [10]. Foram realizados experimentos em uma planta modelo, demonstrando que o  $CO_2$ , por possuir excelente compressibilidade próximo ao ponto crítico, mesmo no estado líquido, poderia ser "bombeado" pelo compressor [10].

Estudos mais detalhados sobre o efeito de *"pinch point"*, como o de UTAMURA [21], observaram uma perda real de 7% no ciclo Brayton supercrítico causado por esse efeito no regenerador. O ciclo supercrítico de condensação parcial foi identificado como uma alternativa ao ciclo Brayton para reduzir esse efeito [21].

## 3 Estudo dos Ciclos

Nesse capítulo são discutidos os ciclos estudados no trabalho, apresentados individualmente em cada seção a seguir. Dois ciclos foram estudados para o  $CO_2$ : ciclos A e B, sendo o ciclo B uma adaptação em relação ao ciclo A, com o intuito de aumentar sua eficiência. Analogamente, os dois ciclos a vapor estudados foram os ciclos C e D apresentados a seguir, sendo também o ciclo D uma adaptação do ciclo C buscando maior eficiência.

Para cada um dos ciclos a seguir apresenta-se um esquema e descrição do seu funcionamento; as hipóteses e condições consideradas para sua modelagem; a estratégia utilizada para os cálculos do ciclo, bem como uma discussão sobre suas vantagens e limitações.

Os objetivos da modelagem e cálculos apresentados nesse capítulo são determinar a eficiência e potência líquida de cada ciclo, além do comportamento em relação aos seus diferentes parâmetros. Para isso, foram aplicadas a 1ª e 2ª leis da termodinâmica para calcular o trabalho realizado por ou sobre o fluido, bem como o calor trocado pelo mesmo em cada equipamento.

#### 3.1 Ciclo A: CO<sub>2</sub> Transcrítico com Condensação Parcial

Essa seção apresenta o primeiro ciclo  $CO_2$  estudado, representado no esquema da Figura 3.



Figura 3 - Ciclo A: CO2 Transcrítico com Condensação Parcial

onde:

- *R.A.* é o regenerador de alta temperatura
- *R.B.* é o regenerador de baixa temperatura
- C é o compressor
- *T* é a turbina
- COND é o condensador

Após deixar o regenerador de baixa temperatura, o fluido é dividido em duas frações no ponto 9. A fração  $\alpha$  (representada na figura 3) é resfriada à pressão constante no condensador até o ponto 7, onde encontra-se na fase líquida saturada, sendo em seguida comprimida pela bomba até o ponto 2,onde a pressão é supercrítica. A fração  $(1 - \alpha)$ tem sua pressão elevada pelo compressor diretamente até o ponto 2. As duas frações juntam-se novamente no regenerador de alta temperatura, onde são pré-aquecidas até o ponto 6. O fluido então recebe calor por uma fonte externa na caldeira (em que se assume pressão constante) até o *ponto* 3, antes de sofrer uma expansão na turbina até o ponto 4. O fluido que deixa a turbina é então resfriado pelo regenerador de alta temperatura até o ponto 5, e pelo regenerador de baixa temperatura até o ponto 9 (ambos à pressão constante), onde ocorre a divisão das frações. A energia do fluido transmitido à turbina aciona o gerador, gerando energia elétrica, além de acionar o compressor.

#### 3.1.1 Parâmetros

Para realizar a modelagem do ciclo, foram fixadas algumas condições:

- Líquido saturado no ponto 7
- Por simplicidade, toda perda de carga do ciclo foi representada por uma perda de pressão de 15% na saída da caldeira [14]

Além disso, para os cálculos desse ciclo, as seguintes variáveis são consideradas entradas do programa (variáveis independentes).

- Pressão de condensação  $p_7 = 5000 \, kPa$
- Pressão máxima p<sub>8</sub>
- Temperatura máxima *T*<sub>3</sub>

Portanto, assumiremos que seus valores são arbitrados para a modelagem discutida a seguir

Para o rendimento dos equipamentos, foram utilizados valores típicos [14]:

- Eficiência isentrópica das turbinas:  $\eta_T = 90\%$
- Eficiência isentrópica do compressor:  $\eta_c = 85\%$
- Eficiência isentrópica da bomba:  $\eta_b = 85\%$

Para os dois regeneradores, foi imposta uma diferença mínima de 20°C [14] entre as temperaturas das extremidades frias de cada um.

Além disso, outras hipóteses feitas a respeito do ciclo foram:

- O rendimento dos regeneradores [13,14]
- A troca de calor nos regeneradores e caldeira ocorre à pressão constante

#### 3.1.2 Modelagem

Para calcular a eficiência e potência líquida do ciclo, a modelagem a seguir foi realizada para cada equipamento, utilizando a 1ª e 2ª leis da termodinâmica.

Com base nos valores de entrada (variáveis independentes) e hipóteses feitas na seção anterior, os valores  $p_8$ ,  $T_3$ ,  $p_7$  e  $T_7$  estão pré-determinados.

Assim, como assumimos que a condensação, aquecimento na caldeira e troca de calor nos regeneradores ocorrem à pressão constante, temos:

$$p_7 = p_9 = p_5 = p_4 \tag{1}$$

Além disso, como sabemos o valor de  $p_8$ :

$$p_2 = p_6 = p_8 \tag{2}$$

Como consideramos uma perda de pressão de 15% na saída da caldeira, temos que:

$$p_3 = 0,85p_8 \tag{3}$$

Tendo os valores de  $p_3$  e  $T_3$ , a entalpia  $h_3$  já está determinada.

Como temos, por hipótese, o fluido no estado de líquido saturado no ponto 7 a 5000 kPa, sabemos sua pressão e temperatura, logo sua entalpia  $h_7$  e entropia  $s_7$  estão determinadas. Portanto, considerando a compressão isentrópica da bomba, temos:

$$s_{8i} = s_7 \tag{4}$$

Uma vez encontrada a entropia no estado 8*i*, sabemos que:

$$p_{8i} = p_8 \tag{5}$$

Portanto, sua entalpia  $h_{8i}$  está determinada. Logo, considerando a eficiência adiabática da bomba, temos:

$$h_8 = \frac{(h_{8i} - h_7)}{\eta_b} + h_7 \tag{6}$$

Agora, sabendo a entalpia e pressão no ponto 8, podemos obter o valor de  $T_8$ .

Uma vez encontrado o valor de  $T_8$ , aplicamos a mínima diferença entre temperaturas no regenerador de baixa temperatura, conforme discutido na seção anterior, para obter o valor de  $T_9$ :

$$T_9 = T_8 + 20 \tag{7}$$

Assim, tendo  $p_9 \in T_9$ , obtemos a entalpia  $h_9 \in$  a entropia  $s_9$ .

Considerando, no compressor, um processo isentrópico, determinamos que:

$$s_{2i} = s_9 \tag{8}$$

Utilizando a eficiência adiabática do compressor, podemos determinar a entalpia no ponto 2:

$$h_2 = \frac{(h_{2i} - h_9)}{\eta_c} + h_9 \tag{9}$$

Então, após encontrar a entalpia  $h_2$ , obtemos a temperatura no ponto 2.

Aplicando a mesma análise à turbina, sabendo o valor de  $s_3$ e  $p_4$ , para um processo de expansão isentrópico:

$$h_4 = h_3 - (h_3 - h_{4i})\eta_t \tag{10}$$

Assim, de posse do valor de  $h_4$  e sua pressão  $p_4$ , somos capazes de determinar o estado termodinâmico do *ponto* 4.

Agora, aplicamos a condição de mínima diferença de temperatura no regenerador de alta temperatura para encontrar  $T_5$ :

$$T_5 = T_2 + 20 \tag{11}$$

Tendo o valor de  $T_5$ , obtemos o valor de  $h_5$ , e podemos então aplicar o balanço de energia no regenerador de baixa temperatura, em termos de magnitude, para encontrar a fração  $\alpha$ :

$$(h_2 - h_8)\alpha = h_5 - h_9 \therefore \alpha = \frac{h_5 - h_9}{(h_2 - h_8)}$$
 (12)

Também podemos aplicar, de posse de  $h_5$ , o balanço de energia no regenerador de alta temperatura, para encontrar  $h_6$ :

$$h_4 - h_5 = h_6 - h_2 : h_6 = h_5 + h_2 - h_4$$
 (13)

Agora que o estado termodinâmico do fluido em cada estágio do ciclo é conhecido, podemos calcular o trabalho da turbina, compressor e bomba.

O trabalho realizado sobre a turbina é calculado:

$$w_t = h_3 - h_4 \tag{14}$$

Para computar o trabalho realizado pelo compressor, entretanto, devemos considerar que apenas a fração  $(1 - \alpha)$  é comprimida por esse equipamento. Portanto:

$$w_c = (1 - \alpha)(h_2 - h_9) \tag{15}$$

Por outro lado, a fração  $\alpha$  restante foi comprimida pela bomba. Logo, o trabalho de bombeamento será:

$$w_b = \alpha (h_8 - h_7) \tag{16}$$

A magnitude do calor fornecido ao fluido é:

$$q_h = h_3 - h_6 \tag{17}$$

Analogamente, a magnitude do calor retirado do fluido no condensador é:

$$q_l = \alpha (h_9 - h_7) \tag{18}$$

Finalmente, após conhecermos o os trabalhos e calores trocados, podemos calcular a potência líquida específica gerada no ciclo:

$$w_{liq} = w_t - w_c - w_b \tag{19}$$

Assim, a eficiência térmica do ciclo é computada como a razão entre a potência líquida produzida e o calor  $q_h$  fornecido ao fluido:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h} \tag{20}$$

#### 3.1.3 Análise

A configuração do ciclo representado acima é uma adaptação do ciclo Rankine com condensação completa e regeneração. Essa adaptação busca reduzir a irreversibilidade associada à troca de calor entre o líquido na saída da bomba (alto  $C_p$ ) e o gás na exaustão da turbina (baixo  $C_p$ ). A grande diferença entre seus calores específicos faz com que a troca de calor ocorra com maiores diferenças de temperatura, aumentando a irreversibilidade. [14].

Isso é obtido pelo ciclo A fazendo somente parte do fluido (fração  $\alpha$ ) ser condensada trocando calor com a água de resfriamento, reduzindo o aumento da entropia no ciclo gerada pela troca de calor entre fluidos com valores de calores específicos muito diferentes. No regenerador de alta temperatura, os calores específicos dos fluidos não são muitos distantes, pois os efeitos de gás real diminuem significativamente a temperaturas muito acima do ponto crítico [14]. O efeito dessa adaptação pode ser visto como análogo ao da regeneração nos ciclos a vapor [14]. O "custo" relacionado a essa adaptação é a adição do trabalho de compressão da fração  $(1 - \alpha)$  até o estado termodinâmico 2.

#### 3.2 Ciclo B: CO<sub>2</sub> Transcrítico com Condensação Parcial e Reaquecimento

O ciclo B, representado na figura 4 abaixo, introduz um estágio de reaquecimento ao ciclo A, buscando aumentar sua eficiência.



Figura 4 - Ciclo B:  $CO_2$  Transcrítico com Condensação Parcial e Reaquecimento

Onde:

- *R.A.* é o regenerador de alta temperatura
- *R.B.* é o regenerador de baixa temperatura
- *C* é o compressor
- *T.A.* é a turbina de alta pressão
- *T.B.* é a turbina de baixa pressão
- COND é o condensador

Nesse ciclo, após ser aquecido até o ponto 3 (que sempre será supercrítico) na caldeira e expandido na turbina *T.A.*, o fluido é reaquecido na caldeira até o estado termodinâmico 11. Então, segue para a turbina *T.B.*, onde se expande até o ponto 4. Daí em diante, o ciclo B funciona identicamente ao ciclo A, apresentado em detalhes na seção anterior.

#### 3.2.1 Parâmetros

Além de todas as hipóteses definidas no ciclo A, para esse ciclo assumimos que:

- O reaquecimento do fluido entre as turbinas acontece à pressão constante
- A eficiência isentrópica da turbina *T.A.* é idêntica à da turbina *T.B.*, isto é:  $\eta_{TA} = \eta_{TB} = \eta_T = 90\%$

Além das entradas definidas para o ciclo A, assume-se como uma entrada do programa (escolha) os valores:

- Da pressão p<sub>10</sub>, até a qual o fluido é expandido na turbina *T.A.*, de onde é extraído para o reaquecedor
- A temperatura até a qual o fluido será reaquecido  $T_{11} = T_3$

#### 3.2.2 Modelagem

Com base nos valores de entrada (variáveis independentes) e hipóteses feitas na seção anterior, os valores  $p_8$ ,  $T_3$ ,  $p_7$ ,  $p_{10}$   $T_7$  estão pré-determinados. Assim, sabendo que a troca de calor no reaquecedor é realizada à pressão constante:

$$p_{11} = p_{10} \tag{21}$$

De posse de  $T_{11}$  e  $h_{11}$ , podemos determinar o estado termodinâmico no ponto 11.

Considerando a turbina 1, para uma expansão isentrópica, sabemos que

$$s_3 = s_{10}$$
 (22)

e conhecemos  $p_{10}$ , portanto:

$$h_{10} = h_3 - (h_3 - h_{10i})\eta_{t2} \tag{23}$$

Para calcularmos o estado termodinâmico 4, consideramos a turbina 2. Sabendo o valor de  $s_{11}e p_4$ , temos:

$$s_{4i} = s_{11}$$
 (24)

Assim, podemos determinar  $h_4$  a partir do rendimento isentrópico:

$$h_4 = h_{11} - (h_{11} - h_{4i})\eta_{t2} \tag{25}$$

Assim, de posse do valor de  $h_4$  e sua pressão  $p_4$ , somos capazes de determinar o estado termodinâmico do ponto 4.

Assim, o trabalho nas turbinas será:

$$w_t = (h_3 - h_{10}) + (h_{11} - h_4)$$
(26)

A magnitude do calor fornecido ao fluido pela caldeira é:

$$q_h = (h_3 - h_6) + (h_{11} - h_{10})$$
<sup>(27)</sup>

Os cálculos para determinação do trabalho do compressor e da bomba são obtidos aplicando as equações (14) e (15).

Finalmente, após conhecermos os trabalhos e calores trocados, podemos calcular a potência líquida específica gerada no ciclo a partir da equação (19):

$$w_{liq} = w_t - w_c - w_b$$

Assim, a equação (20) fornece a eficiência térmica do ciclo como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h}$$

#### 3.2.3 Análise

O ciclo B representa, como mencionado, uma adaptação do ciclo A visando aumentar sua eficiência térmica. Ao reaquecer o fluido entre as turbinas, aumenta-se a temperatura máxima média do ciclo. Dessa maneira, aproximamos a eficiência real do ciclo da sua eficiência de Carnot [22].

Por outro lado, é importante observar que essa adaptação introduz complexidade no sistema – tubulações, trocador de calor, extração na turbina. Portanto, deve ser conduzida análise de sensibilidade econômica da eficiência, para avaliar se os retornos associados à maior eficiência viabilizam o custo marginal envolvido.

#### 3.3 Ciclo Rankine C: Vapor com Reaquecimento e dois Pré-aquecedores

Nessa seção é apresentado o primeiro ciclo a vapor estudado, representado na figura 5 abaixo.



Figura 5 - Ciclo C: Ciclo Rankine a Vapor com Reaquecimento e Dois Pré-Aquecedores

Onde:

- *AQ1* é um aquecedor fechado, sem contato direto
- AQ2 é um pré-aquecedor de contato direto (abertos)
- B1, B2 e B3 são as bombas de água de alimentação
- *T.A.* é a turbina de alta pressão
- *T.B.* é a turbina de baixa pressão
- COND é o condensador

Como se observa no esquema acima, o fluido deixa o condensador no ponto 1, onde por hipótese está no estado de líquido saturado. Do condensador, o fluido é pressurizado pela bomba 1 (por hipótese sem trocar calor), sendo levado ao ponto 2 onde entra no pré-aquecedor 2. O líquido comprimido recebe calor à pressão constante no préaquecedor 2, sendo levado à condição de líquido saturado na temperatura e pressão do ponto 3. O fluido é então pressurizado pela bomba 2, sendo novamente aquecido, agora pelo pré-aquecedor 1 e passando pela câmara de mistura. Em seguida, recebe calor à pressão constante na caldeira, sendo levado ao ponto 9. É importante ressaltar que o ponto 9 é sempre supercrítico. Na turbina de alta pressão, o fluido é expandido, gerando trabalho, que é convertido em energia elétrica pelo gerador. O fluido expandido deixa a turbina de alta pressão no ponto 10 e segue para o reaquecedor, onde a fonte de calor da caldeira é utilizada para reaquecê-lo antes de ser seguir para a turbina de baixa pressão. Ao deixar o reaquecedor, uma fração y do vapor é desviada para o pré-aquecedor 1, onde perde calor aquecendo a agua de alimentação, sendo resfriado até o ponto 6 (supostamente líquido saturado), e bombeado até o ponto 7 onde entra na câmara de mistura. A fração (1 - y) segue para a turbina de baixa pressão. A turbina de baixa pressão possui uma extração da fração z do vapor, que é desviada para aquecer o líquido no pré-aquecedor 2. A fração (1 - y - z) restante é expandida até a pressão do ponto 13, onde é resfriado à pressão constante no condensador até retornar ao estado 1.

O pré-aquecedor 1 é fechado, portanto o vapor extraído da turbina de alta pressão troca calor com o líquido que entra no ponto 4 em pressões diferentes. Por hipótese, todo o vapor é resfriado até estado de líquido saturado no ponto 6, e precisa ser trazido à pressão de entrada na caldeira. Isso é realizado pela bomba 3.

Na câmara de mistura, garantimos que os dois líquidos comprimidos (estados 7 e 5) entram na caldeira com o mesmo estado termodinâmico.

#### 3.3.1 Parâmetros

Para realizar a modelagem do ciclo C proposto, as trocas de calor são consideradas à pressão constante.

Nos dois pré-aquecedores, a água de alimentação é aquecida até a temperatura de saturação na pressão em que entrou, exceto para o ponto 5, o qual é aquecido até a temperatura  $T_6$ , na pressão  $p_5$ .

Além disso, são feitas as seguintes hipóteses:

- Vapor saturado no ponto 13
- Pressão de condensação  $p_{13} = 10 \ kPa$
- A água é aquecida, no ponto 5, até a mesma temperatura do líquido saturado no ponto 6

Além disso, para os cálculos desse ciclo, as seguintes variáveis são consideradas entradas do programa (variáveis independentes).

- Pressão do líquido saturado na saída condensador, p<sub>1</sub>
- Temperatura máxima do ciclo, T<sub>9</sub>
- Temperatura de reaquecimento, T<sub>11</sub>
- Pressão máxima p7
- Pressão da primeira extração da turbina de baixa pressão: p<sub>10</sub>
- Pressão da segunda extração da turbina de baixa pressão: p<sub>12</sub>
- Temperatura máxima T<sub>9</sub>

Portanto, assumiremos que seus valores são arbitrados para a modelagem discutida a seguir.

Para o rendimento dos equipamentos, foram utilizados valores típicos [14]:

- Eficiência isentrópica das turbinas:  $\eta_T = 90\%$
- Eficiência isentrópica das bombas:  $\eta_b = 85\%$

#### 3.3.2 Modelagem

Com base nos dados de entrada e hipóteses definidos anteriormente podemos assumir que:

$$p_4 = p_5 = p_8 = p_9 = p_7 \tag{28}$$

$$p_6 = p_{11} = p_{10} \tag{29}$$

$$p_{12} = p_2$$
 (30)

$$p_{13} = p_1$$
 (31)

Além disso, considerando a hipótese feita a respeito do estado termodinâmico do ponto 5, temos:

$$T_5 = T_6 \tag{32}$$

Com isso, determinamos o estado termodinâmico do ponto 5.

Considerando que a saída do condensador há somente líquido saturado:

Com essas informações, sabendo que os pontos 1, 3 e 6 são líquido saturado, determinamos o estado termodinâmico dos pontos: 1, 3, 6, 9 e 11.

Considerando uma compressão isentrópica na bomba 1, teríamos:

$$s_{2i} = s_1 \tag{33}$$

Sabendo  $s_{2i}$  e a pressão  $p_2$ , encontramos  $h_{2i}$ . Daí, considerando a eficiência adiabática da bomba, temos:

$$h_2 = h_1 + \frac{(h_{2i} - h_1)}{\eta_h} \tag{34}$$

A mesma análise para as bombas 1 e 2 gera:

$$h_4 = h_3 + \frac{(h_{4i} - h_3)}{\eta_h} \tag{35}$$

$$h_7 = h_6 + \frac{(h_{7i} - h_6)}{\eta_b} \tag{36}$$

De posse de  $h_2$ ,  $h_4$ e  $h_6$  obtemos o estado termodinâmico dos pontos 2, 4 e 7.

Considerando uma expansão isentrópica na turbina de alta pressão (T.A.), fazemos:

$$s_{10i} = s_9$$
 (37)

Então, utilizando o conceito da eficiência adiabática da turbina, sabemos que:

$$h_{10} = h_9 - (h_9 - h_{10i})\eta_t \tag{38}$$

Após obter  $h_{10}$ , e sabendo sua pressão, determinamos esse estado termodinâmico.

Aplicando a mesma abordagem para a turbina de baixa pressão, e considerando que seu rendimento isentrópico é o mesmo em todos os estágios de expansão, temos:

$$h_{12} = h_{11} - (h_{11} - h_{12i})\eta_t \tag{39}$$

$$h_{13} = h_{12} - (h_{12} - h_{13i})\eta_t \tag{40}$$

Assim, obtemos o estado termodinâmico dos pontos 12 e 13.

Aplicando o balanço de energia, com base na 1ª lei da termodinâmica, para o pré-aquecedor 2, temos:

$$y(h_{10} - h_6) = (1 - y)(h_5 - h_4)$$
(41)

Como já possuímos os estados termodinâmicos dos pontos 4, 5, 6 e 10, podemos determinar *y*.

Fazendo o mesmo para o para o pré-aquecedor 1, obtemos:

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_2 = (1 - y)h_3$$
(42)

Novamente, z é a única incógnita da equação, logo seu valor fica determinado.

Uma vez calculadas as frações mássicas  $y \in z$ , podemos partir para o cálculo do trabalho nas turbinas e compressores.

É importante ressaltar que, analogamente ao ciclo A, a vazão mássica não é a mesma em todos os equipamentos. Portanto, devemos levar as frações em consideração para calcular o trabalho de cada equipamento.

Assim, o trabalho nas turbinas será:

$$w_t = w_{ta} + w_{tb} = (h_9 - h_{10}) + (1 - y)h_{11} - zh_{12} - (1 - y - z)h_{13}$$
(43)

De forma semelhante, o trabalho nas bombas será:

$$w_b = w_{b1} + w_{b2} + w_{b3} = y(h_7 - h_6) + (1 - y - z)(h_2 - h_1) + (1 - y)(h_4 - h_3)$$
(44)

A magnitude do calor fornecido ao fluido pela caldeira é:

$$q_h = (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10})$$
(45)

Finalmente, após conhecermos os trabalhos e calores trocados, podemos calcular a potência líquida específica gerada no ciclo por meio da equação (19):

$$w_{lig} = w_t - w_b$$

A eficiência térmica do ciclo é computada de acordo com a equação (20):

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h}$$

#### 3.3.3 Análise

O ciclo C estudado possui aquecimento da água de alimentação (característica análoga ao regenerador dos ciclos A e B) e também reaquecimento (característica comum ao ciclo B). Conforme discutido na seção 3.3.2, a introdução de reaquecimento aumenta o valor da temperatura média de aquecimento, consequentemente aumentando a eficiência real do ciclo, aproximando a mesma da eficiência de Carnot.

Sob a mesma perspectiva, a motivação teórica para a introdução de aquecimento da água de alimentação é aumentar a temperatura de entrada da água na caldeira, aumentando assim o valor da temperatura média de aquecimento e da eficiência real do ciclo.

#### 3.4 Ciclo Rankine D: Vapor com Reaquecimento e três Pré-aquecedores

O último ciclo estudado nesse trabalho, representado na figura 6 abaixo, é uma adaptação do ciclo anterior (ciclo C). É introduzido mais um pré-aquecedor de água de alimentação aberto, com o objetivo de aumentar eficiência térmica.



Figura 6 - Ciclo C: Ciclo Rankine a Vapor com Reaquecimento e Dois Pré-Aquecedores

Na figura anterior, temos:

- AQ1 é um aquecedor fechado, sem contato direto
- AQ2, AQ3 são pré-aquecedores de contato direto (abertos)
- *B1*, *B2*, *B3*e *B4* são as bombas de água de alimentação
- $T_A$  é a turbina de alta pressão
- $T_B$  é a turbina de baixa pressão
- "COND" é o condensador

No ciclo representado na figura acima, água líquida pressurizada entra na caldeira no ponto 8, onde recebe calor a pressão constante até o ponto 9. Em seguida é expandida na turbina de alta pressão sem trocar calor até o ponto 10. A exaustão da turbina de alta pressão é direcionada para o reaquecedor na caldeira, onde é novamente aquecida (a pressão constante) até a temperatura do ponto 11. Entre a exaustão da turbina e o reaquecedor, o fluxo é dividido. A fração y do vapor é desviada para o aquecedor 1, enquanto o fluxo principal segue para ser expandido a pressão constante na turbina de baixa pressão. Há dois estágios de extração na turbina de baixa pressão, são eles z e x, direcionados aos aquecedores 2 e 3 respectivamente. O fluxo restante (1 – x - y - z) deixa a exaustão da turbina de baixa pressão no ponto 13, sendo resfriado à pressão constante no condensador até o estado de líquido saturado no ponto 1. Em com a fração x de vapor extraído da turbina de baixa pressão no aquecedor 3. O fluido deixa o aquecedor 3 como líquido saturado, sendo pressurizado na bomba 2 até o ponto 16, onde então troca calor no aquecedor 2 com a fração z extraída no ponto 12. O líquido saturado deixa o aquecedor 2, passa pela bomba 3, e recebe calor da fração y sem contato, à pressão constante, sendo levado à temperatura do ponto 5. A fração y é resfriada até o estado de líquido saturado no ponto 6, pressurizado na bomba 4 até a pressão do ponto 7, e então combinado com o líquido do ponto 5 na câmara de mistura, seguindo para a caldeira.

#### 3.4.1 Parâmetros

Além de todas as condições assumidas na seção 4.3.2, para os cálculos desse ciclo, a seguintes variáveis são consideradas entradas do programa (variáveis independentes).

• Pressão da terceira extração da turbina: p<sub>14</sub>

Portanto, assumiremos que seu valor é arbitrado para a modelagem discutida a seguir.

O rendimento dos equipamentos é idêntico aos assumidos para o ciclo C, isto é,  $\eta_T = 90\%$  e  $\eta_b = 85\%$ .

#### 3.4.2 Modelagem

Como o ciclo D possui somente algumas diferenças em relação ao ciclo C, essa seção descreve os cálculos relacionados às mesmas, com o objetivo de calcular a eficiência e potência líquida do ciclo (ver seção 4.3.2).

Com base nos dados de entrada definidos anteriormente, bem como a hipótese a respeito da troca de calor, expansão e compressão, obtemos:

$$p_{15} = p_{14} \tag{46}$$

$$p_{16} = p_{12} \tag{47}$$

Sabendo a pressão e estado de líquido saturado, determinamos o estado termodinâmico do ponto 15, encontrando sua entalpia  $h_{15}$ .

De posse de  $h_{15}$ , consideramos um processo isentrópico na bomba 2, fazendo:

$$s_{16i} = s_{15}$$
 (48)

Logo, utilizando o conceito da eficiência adiabática da bomba 2, obtemos  $h_{16}$ :

$$h_{16} = h_{15} + \frac{(h_{16i} - h_{15})}{\eta_b} \tag{49}$$

Da modelagem da seção 4.3.2, sabendo o estado termodinâmico do ponto 12, consideramos uma expansão isentrópica na turbina de baixa pressão de 12 a 14. Assim, utilizando o conceito da eficiência isentrópica para a expansão do estado 12 até o estado 14, temos:

$$h_{14} = h_{12} - (h_{12} - h_{14i})\eta_t \tag{50}$$

Após obter  $h_{14}$ , e sabendo sua pressão, determinamos esse estado termodinâmico.

A mesma análise para o último estágio da turbina de baixa pressão fornece:

$$h_{13} = h_{14} - (h_{14} - h_{13i})\eta_t \tag{51}$$

Aplicando o balanço de energia, com base na 1ª lei da termodinâmica, para o pré-aquecedor 1, temos:

$$y(h_{10} - h_6) = (1 - y)(h_5 - h_4)$$
(52)

Como os estados termodinâmicos dos pontos 5, 6 e 10 já estão determinados, obtemos a fração y.

Fazendo o mesmo para o para o pré-aquecedor 2, obtemos:

$$zh_{12} + (1 - y - z)h_{16} = (1 - y)h_3$$
(53)

Como os estados 3 e 12, 16, além da fração *y* já foram determinados, obtemos o valor da fração *z*.
Finalmente, o mesmo para o aquecedor 3:

$$(1 - x - y - z)h_2 + xh_{14} = (1 - y - z)h_{15}$$
(54)

Como já possuímos os estados termodinâmicos dos pontos 2, 14, 16 e as frações y e z, podemos determinar x.

Assim como no ciclo C, a vazão mássica não é a mesma em todos os equipamentos. Portanto, devemos levar as frações em consideração para calcular o trabalho de cada equipamento.

Assim, o trabalho nas turbinas será:

$$w_{t} = w_{ta} + w_{tb} = (h_{9} - h_{10}) + (1 - y)h_{11} + - zh_{12} - xh_{14} - (1 - x - y - z)h_{13}$$
(55)

e forma semelhante, o trabalho nas bombas será:

$$w_{b} = w_{b1} + w_{b2} + w_{b3} =$$

$$= y(h_{7} - h_{6}) + (1 - y)(h_{4} - h_{3}) +$$

$$+(1 - y - z)(h_{16} - h_{15}) + (1 - y - x - z)(h_{2} - h_{1})$$
(56)

A magnitude do calor fornecido ao fluido pela caldeira é:

$$q_h = (h_9 - h_8) + (1 - y)(h_{11} - h_{10})$$
(57)

Finalmente, após conhecermos os trabalhos e calores trocados, podemos aplicar a equação (19) para calcular a potência líquida específica gerada no ciclo:

$$w_{liq} = w_t - w_b$$

A eficiência térmica do ciclo é computada aplicando a equação (20):

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h}$$

# 3.4.3 Análise

O ciclo D proposto adiciona mais um pré-aquecedor ao ciclo C. Conforme discutido nas seções 3.3..3 e 3.2.3, o pré-aquecimento tem como motivação aproveitar o calor interno do ciclo (vapor da exaustão da turbina) para aumentar a temperatura de entrada da água de alimentação na caldeira, aumentando a temperatura média de recebimento de calor, aumentando assim a eficiência real do ciclo. Adicionando um terceiro pré-aquecedor propicia um aumento adicional nessa temperatura.

Além disso, é interessante apontar que o ciclo com mais pré-aquecedores distribui a troca de calor entre a água de alimentação e o vapor extraído da turbina em mais estágios, fazendo com que a troca de calor em cada um deles ocorra com diferenças de temperatura menores. Portanto, espera-se que essa configuração também diminua a irreversibilidade do sistema [22].

Entretanto, devido à crescente complexidade do ciclo com a adição desses equipamentos, há um limite para o qual o benefício em eficiência proveniente da adição de pré-aquecedores não justifica os custos [22]. É comum plantas a vapor de grande porte no mundo possuírem entre 7 e 9 pré-aquecedores de água de alimentação [22,23].

# 4 Otimização

## 4.1 Revisão Teórica

Técnicas de otimização buscam determinar valores para variáveis independentes de uma ou mais funções objetivo, de modo a atingir seus valores máximo ou mínimo [24]. Para tal, existem métodos determinísticos e estocásticos. Os dois métodos apresentados a seguir são exemplos de métodos determinísticos.

Para a aplicação de técnicas de otimização, o primeiro passo necessário é definir uma função objetivo, que representa a variável cujo valor deseja-se maximizar ou minimizar [24]. Matematicamente, pode ser descrita como:

$$U = U(\mathbf{x}); \mathbf{x} = \{x_1, x_2, \dots, x_N\}$$

Onde  $x_1, x_2, ..., x_N$  são as variáveis cujos valores deseja-se modificar para que seja determinado o valor máximo ou mínimo da função objetivo *U* em questão.

Entretanto, são usualmente aplicadas restrições aos valores assumidos pelas variáveis independentes, de forma a garantir a representatividade dos resultados assim obtidos em relação ao problema estudado. Tais restrições podem ser de igualdade, onde é imposto que:

$$G = G(\mathbf{x}) = \alpha$$

ou de desigualdade, onde se faz:

$$G = G(\mathbf{x}) \leq \alpha$$

Métodos determinísticos, aplicados à minimização da função objetivo em problemas não lineares, geralmente utilizam processos iterativos que buscam convergir, após um número de iterações, para o mínimo da função objetivo [24] dentro de um erro aceitável. A forma geral de um método determinístico pode ser escrita como:

$$\boldsymbol{x}^{k+1} = \boldsymbol{x}^k + \alpha^k \boldsymbol{d}^k$$

onde x é o vetor que contém as variáveis independentes,  $\alpha$  representa o tamanho do passo de busca, d representa a direção de descida, e k o número de iterações [24].

Uma iteração é considerada aceitável se a função objetivo  $U(\mathbf{x}^{k+1}) < U(\mathbf{x}^k)$ . O requisito para determinar que um ponto estacionário foi encontrado é se, na *k*-ésima iteração,  $\nabla U(\mathbf{x}^k) = 0$  [24]. A convergência para um mínimo global da função U(x) por esse método só pode ser garantida se for mostrado que o ponto encontrado é o único ponto estacionário da função  $U(\mathbf{x})$  [24]. Geralmente, entretanto, a convergência se dá para mínimos locais próximos à estimativa inicial assumida no processo iterativo [24].

O método determinístico mais simples é chamado *Steepest Descent*. Nele, a direção das estimativas é determinada por aquela que representa a maior variação da função objetivo, buscando encontrar seu valor mínimo [24]. Portanto, como a direção do gradiente da função objetivo é aquela de maior variação, a direção do método é dada por:

$$\boldsymbol{d}^k = -\nabla U(\boldsymbol{x}^k)$$

Uma adaptação do método de *Steepest Descent* é chamada *Conjugate Gradient Method*, ou Método do Gradiente Conjugado. Buscando aumentar a taxa de convergência, esse método utiliza como direção das estimativas, na k-ésima iteração, uma combinação linear entre a direção do gradiente da função objetivo em k e o gradiente em k - 1. Assim, a formulação da direção de suas estimativas é descrita por:

$$\boldsymbol{d}^{k} = -\nabla U(\boldsymbol{x}^{k}) + \gamma \boldsymbol{d}^{k-1}$$

Onde  $\gamma$ , é chamado de coeficiente de conjugação, e pode ser calculado pela expressão de *Fletcher-Reeves*:

$$\gamma^{0} = 0$$
;  $\gamma^{k} = \frac{\|\nabla U(x^{k})\|^{2}}{\|\nabla U(x^{k-1})\|^{2}}$ 

# 4.2 Aplicação

permitir a determinação do valor ótimo de diversas variáveis Por simultaneamente, a utilização desse tipo de técnica para determinar a configuração que gera máxima eficiência para os ciclos estudados é de interesse desse trabalho. A comparação entre os ciclos a vapor e  $CO_2$  transcríticos nesse trabalho é feita para uma mesma fonte de calor disponível. Portanto, a função de desempenho de interesse é a eficiência térmica de cada ciclo. Portanto, o Método Gradiente Conjugado foi aplicado aos ciclos B, C e D, a fim de encontrar valores de parâmetros escolhidos que fornecem máxima eficiência para os ciclos. Devido a sua simplicidade comparativa, e ao fato de as possíveis variáveis não se mostrarem interessantes para um estudo de otimização (pressão mínima é considerada uma constante nesse estudo, eficiência monotonamente crescente com pressão e temperatura máximas), o ciclo A não foi alvo do estudo de otimização. Entretanto, a posterior comparação mantém sua validade por terem sido mantidas iguais as variáveis comuns aos outros ciclos (pressões mínimas e máximas, temperatura máxima).

O objetivo dessa aplicação é obviamente maximizar o valor da eficiência  $\eta_{ciclo}$ . Entretanto, o Método do Gradiente Conjugado busca encontrar um mínimo. Logo, como maximizar uma função é equivalente a minimizar seu inverso aditivo, a função objetivo definida para cada ciclo foi:

$$U(\mathbf{x}) = -\eta_{ciclo}$$

Além disso, pelo fato de não ser possível determinar uma expressão explícita para a relação entre a eficiência de cada ciclo e seus parâmetros a serem analisados, o gradiente da função objetivo foi substituído pela sua aproximação por diferenças finitas, portanto:

$$\nabla U(x_{1}, x_{2}, \dots, x_{N}) \approx \begin{pmatrix} \frac{U(x_{1} + \Delta x_{1}, x_{2}, \dots, x_{N}) - U(x_{1}, x_{2}, \dots, x_{N})}{\Delta x} \\ \frac{U(x_{1}, x_{2} + \Delta x_{2}, \dots, x_{N}) - U(x_{1}, x_{2}, \dots, x_{N})}{\Delta x} \\ \vdots \\ \frac{U(x_{1}, x_{2}, \dots, x_{N} + \Delta x_{N}) - U(x_{1}, x_{2}, \dots, x_{N})}{\Delta x} \end{pmatrix}$$

A convergência foi considerada atingida quando o valor da função objetivo calculada na *k*-ésima iteração,  $U(\mathbf{x}^k)$ , estivesse menos de  $1 \times 10^{-8}$  distante do último passo aceitável, isso é:

$$ABS[(U(x^k) - U(x^{k-1})] < 1 \times 10^{-8}$$

Apesar de ambos *Steepest Descent* e Gradiente Conjugado estimarem o valor do passo  $\alpha$  a cada iteração, nesse trabalho foram estimados valores empiricamente e a convergência foi observada, a fim de determinar o valor apropriado de  $\alpha$  a ser utilizado. A tabela 1 a seguir apresenta os resultados da análise do ciclo D, nas condições de  $p_{max} = 25000 \ kPa \ e T_{max} = 700^{\circ}C.$ 

$\eta_{ciclo}$ (%)	<b>k</b> ( <b>nº itera</b> çõ <b>es</b> )	α
49,20472	1154	30
49,20485	438	$3 \times 10^{2}$
49,20491	166	$3 \times 10^{3}$
49,20613	359	$3 \times 10^{4}$
49,20641	199	$3 \times 10^{5}$
49,20644	70	$3 \times 10^{6}$

Tabela 1 – Otimização do ciclo D para diferentes valores de  $\alpha$ 

Como mostra a tabela 1 acima, o valor de  $\alpha = 3 \times 10^6$  exige um número menor de iterações, sem comprometer o valor máximo encontrado pelo método. A mesma análise

foi realizada para os ciclos A e C, fornecendo o mesmo resultado. Portanto, o valor de  $\alpha = 3 \times 10^6$  foi utilizado para a otimização de todos os ciclos.

Como para os ciclos B, C e D, a eficiência é uma função monotonamente crescente para a temperatura e pressão máximas, a otimização para cada ciclo foi aplicada separadamente para cada um dos casos a seguir:

- Caso 1:  $p_{max} = 20000 \, kPa$ ;  $T_{max} = 600^{\circ}C$
- Caso 2:  $p_{max} = 20000 \, kPa$ ;  $T_{max} = 700^{\circ}C$
- Caso 3:  $p_{max} = 20000 \, kPa \, ; T_{max} = 800^{\circ}C$
- Caso 4:  $p_{max} = 25000 \, kPa$ ;  $T_{max} = 600^{\circ}C$
- Caso 5:  $p_{max} = 25000 \ kPa$ ;  $T_{max} = 700^{\circ}C$
- Caso 6:  $p_{max} = 25000 \ kPa$ ;  $T_{max} = 800^{\circ}C$
- Caso 7:  $p_{max} = 30000 \, kPa$ ;  $T_{max} = 600^{\circ}C$
- Caso 8:  $p_{max} = 30000 \, kPa$ ;  $T_{max} = 700^{\circ}C$
- Caso 9:  $p_{max} = 30000 \ kPa$ ;  $T_{max} = 800^{\circ}C$

Os parâmetros de otimização estudados para cada ciclo,  $(x_1, x_2, ..., x_N)$ , seus intervalos de restrição e estimativas iniciais serão apresentados na seção 5, acompanhados dos respectivos resultados encontrados.

# **5** Resultados

Nessa seção os resultados da modelagem dos ciclos A, B, C e D são apresentados e discutidos. Exceto para o ciclo A, para o qual não foi aplicado o estudo de otimização, a seção destinada a cada ciclo discute o comportamento da eficiência e potência líquida com a variação de cada parâmetro selecionado, enquanto os demais permanecem constantes. Posteriormente a estratégia utilizada e os resultados obtidos com a otimização de tais parâmetros para máxima eficiência serão apresentados. Além disso, o desempenho dos ciclos é comparado para mesmas condições de operação. Finalmente, a utilização de diferentes combustíveis como fonte de calor é discutida.

#### 5.1 Validação dos programas

Para validar que os programas construídos em Fortran F90 para a modelagem dos ciclos A, B, C e D fornecem resultados corretos, foi feita a verificação com resultados de artigos e cálculos manuais. O valor da eficiência do ciclo A foi comparado com os resultados de ANGELINO [7], sendo o restante comparado com cálculos manuais. Os resultados do programa do ciclo C foram comparados aos resultados de ÇENGEL et al. [25] e ACAR et al. [26], enquanto o ciclo D foi comparado a cálculos manuais.

É importante ressaltar que os resultados de ÇENGEL et al. [25] e ACAR et al. [26] consideram o ciclo completamente ideal. Logo, para essa comparação, o ciclo C foi calculado fazendo todas as perdas iguais a 0 e eficiências iguais a 100%.

Os cálculos do ciclo B consideram  $p_{10} = 1000 \ kPa$ . Os cálculos do ciclo C consideram  $p_{10} = 4000 \ kPa$ ,  $p_{12} = 500 \ kPa$ . Os cálculos do ciclo D consideram  $p_{10} = 5000 \ kPa$ ,  $p_{12} = 900 \ kPa$  e  $p_{14} = 100 \ kPa$ 

Ciclo	<b>p</b> <sub>8</sub> ( <i>kPa</i> )	$T_3$ (°C)	Referência		Progr	ama	Erro (%)	
			$\eta_{ciclo}$ (%)	$w_{liq} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	$\eta_{ciclo}$ (%)	$w_{liq} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$	η	W <sub>liq</sub>
Α	20000	600	46 [7]	115,1	45,76	112,41	0,52	2,33
В	20000	600	48,1	125,4	47,66	121,31	0,91	3,26
С	15000	600	49,2 [26]	1437,3	48,98	1432,20	0,45	0,35
				[26]				
D	20000	600	47,2	1308,3	46,42	1297,33	1,65	0,84

Tabela 2 - Validação dos Programas

As discrepâncias são atribuídas a erros de arredondamento. Entretanto, elas são baixas e confirmam a validade dos cálculos dos programas.

# 5.2 Ciclo A

Para a análise desse ciclo foi estudada a sensibilidade da eficiência e potência líquida com relação a variações na pressão e temperatura máximas do ciclo. Dessa maneira, os parâmetros analisados assumiram os seguintes valores:

- Pressão máxima: 15000 kPa  $\leq p_8 \leq$  30000 kPa
- Temperatura máxima:  $600^{\circ}C \le T_{max} = T_3 \le 800^{\circ}C$

As figuras 7 e 8 apresentam os resultados obtidos:



Figura 7 - Ciclo A: Comportamento da eficiência com variações da pressão e temperatura máximas



Figura 8 - Ciclo A: Comportamento da potência líquida com variações da pressão e temperatura máximas

Observamos que tanto a eficiência quanto a potência líquida específica apresentam comportamento monotonamente crescente com o aumento da pressão e temperatura máximas do ciclo.

Entretanto, é interessante notar que as curvas de eficiência apresentam uma inclinação (derivada) decrescente com relação á pressão no intervalo estudado, aparentando estarem próximas de um valor máximo em 30000 *kPa*. Por outro lado, apesar de também apresentar inclinação decrescente, as curvas de potência líquida aparentam estarem mais longe de atingir um máximo na região de 30000 *kPa*.

A sensibilidade da eficiência e potência líquida em relação à temperatura máxima do ciclo pode ser observada na figura 9 a seguir, para uma pressão máxima fixa  $p_8 = 25000 kPa$ :



Figura 9 – Ciclo A: Comportamento da eficiência e potência líquida em relação à temperatura máxima para p $_8 = 25000 \ kPa$ 

É perceptível o comportamento mais acentuado e linear de ambas as variáveis analisadas em relação a aumentos da temperatura máxima do ciclo, para uma pressão máxima fixa, comparado aos seus comportamentos em relação a aumentos da pressão máxima, para uma temperatura máxima fixa do ciclo. Essa tendência aponta para uma maior sensibilidade da atratividade do ciclo a aumentos da temperatura máxima do que para aumentos da pressão máxima. Infelizmente, aumentar a temperatura máxima ainda é um desafio maior pela limitação dos materiais disponíveis [7].

Pelo fato de ambas variáveis independentes demonstrarem comportamento crescente com relação à eficiência e potência líquida do ciclo, foi decidido não aplicar otimização ao ciclo. Como as restrições impostas às variáveis independentes (ver capítulo 4) estariam dentro do intervalo apresentado pelas figuras acima, tal estudo forneceria os intuitivos máximos valores para cada parâmetro analisado.

### 5.3 Ciclo B

#### 5.3.1 Análise dos Parâmetros

Para análise desse ciclo, foram estudadas as sensibilidades da eficiência e potência líquida específica para variações da pressão máxima, temperatura máxima, bem como na pressão de reaquecimento  $p_{10}$  do ciclo. Portanto, para esse estudo, os parâmetros analisados assumiram os seguintes valores:

- Pressão de reaquecimento 7000  $kPa \le p_{10} \le 15000 kPa$
- Temperatura máxima:  $600^{\circ}C \le T_{max} = T_3 \le 800^{\circ}C$

As figuras abaixo resumem os resultados obtidos:



Figura 9 - Ciclo B: Comportamento da eficiência com variações da pressão máxima e pressão de reaquecimento



Figura 10 – Ciclo B: Comportamento da potência líquida com variações da pressão máxima e pressão de reaquecimento

Os gráficos das figuras 9 e 10 mostram que a eficiência e potência líquida específica do ciclo são bastante sensíveis a aumentos na temperatura máxima, já que é

possível observar aumentos superiores a 2% de eficiência para cada aumento de 100°C na mesma.

Para permitir uma análise qualitativa mais detalhada do comportamento da eficiência e potência líquida específica em relação às duas pressões analisadas, as figuras 11 e 12 apresentam as curvas para a temperatura máxima de 600°C:



Figura 11 – Ciclo B: Comportamento da potência líquida com variações da pressão máxima e pressão de reaquecimento, para temperatura máxima 600°C



Figura 12 – Ciclo B: Comportamento da potência líquida com variações da pressão máxima e pressão de reaquecimento, para temperatura máxima 600°C

Os gráficos das figuras 11 e 12 mostram que, analogamente ao ciclo A, a eficiência e potência líquida têm comportamento crescente com aumentos na pressão máxima. Entretanto, analisando as figuras com cuidado, é possível observar que o valor máximo de eficiência e potência líquida (cor vermelho escura) parece não estar

localizado simetricamente em relação ao eixo de  $p_{10}$  (de 7000 a 15000 kPa). Isso indica a possibilidade de haver um ponto ótimo de  $p_{10}$  para o qual essas funções são máximas.

A figura 13 abaixo mostra o comportamento da eficiência e potência líquida em relação a  $p_{10}$ , para  $p_8 = 20000 \ kPa$ :



Figura 13 – Ciclo B: Comportamento da potência líquida com pressão máxima de 25000 kPa e variações da pressão de reaquecimento

A análise da figura 13 confirma a hipótese de haver um valor ótimo de  $p_{10}$  em torno de 9000 *kPa* para o qual a eficiência é máxima, e esse valor também parece ser próximo do valor ótimo para potência líquida do ciclo.

É válido, entretanto, ressaltar para que se observem as diferenças de escala entre os gráficos. Na figura 13, vemos que a eficiência do ciclo varia em menos de 1% no intervalo de  $p_{10}$  analisado. Por essa razão tal valor máximo não é tão facilmente perceptível nas figuras 11 e 12, cujas escalas são consideravelmente maiores.

### 5.3.2 Otimização

Para o estudo de otimização realizado a fim de determinar o valor de  $p_{10}$  para o qual a eficiência é máxima, os parâmetros utilizados foram:

$$U(\mathbf{x}) = -\eta_{ciclo}$$

$$\mathbf{x} = \{p_{10}\} \tag{64}$$

Além disso, a restrição aplicada a  $p_{10}$  foi:

$$7000 \ kPa < p_{10} < 15000 \ kPa$$

Pois, com base na análise gráfica (seção anterior), sabe-se que o ponto ótimo se encontra dentro desse intervalo.

Para uma estimativa inicial de  $p_{10}^{0} = 11000 \, kPa$ , foram obtidos os seguintes resultados para cada um dos casos (de pressão e temperatura máxima) estudados:

Caso	<b>p</b> <sub>8</sub> ( <b>kPa</b> )	<b>Т</b> <sub>3</sub> (°С)	p <sub>10</sub> (kPa)	$\eta_{ciclo}$ (%)	$w_{liq} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$
1	20000	600	9300,59	47,69	121,44
2	20000	700	9286,42	51,72	142,71
3	20000	800	9276,76	55,14	163,71
4	25000	600	10444,24	49,06	142,06
5	25000	700	10420,50	53,13	167,26
6	25000	800	10403,89	56,56	192,09
7	30000	600	11453,29	49,79	157,77
8	30000	700	11414,94	53,92	186,20
9	30000	800	11386,62	57,38	214,19

Tabela 3 - Otimização do Ciclo B para máxima eficiência

É interessante verificar que os valores da eficiência e  $p_{10}$  obtidos para o caso  $p_8 = 20000 \, kPa \, e \, T_3 = 600^{\circ}$ C coincidem com aqueles observados pela análise visual dos gráficos das figuras 11, 12 e 13.

Mesmo assim, na figura 14 é mostrado um exemplo do progresso dos valores de eficiência e da pressão  $p_{10}$  ao longo das iterações k, para as condições de  $p_8 = 20000 \ kPa \ e \ p_{10} = 600 \ ^\circ$ C:



Figura 14 – Ciclo B: Progresso da eficiência e p<sub>10</sub> com o número de iterações de otimização, para  $p_8 = 20000 \ kPa$  e  $p_{10} = 600 \ ^\circ C$ 

# 5.4 Ciclo C

#### 5.4.1 Análise dos Parâmetros

As sensibilidades da eficiência e potência líquida específica às variações da pressão máxima, temperatura máxima, bem como das pressões de reaquecimento  $p_{10}$ , e de extração da turbina de baixa temperatura,  $p_{12}$  foram avaliados. Assim, para esse estudo, os parâmetros analisados assumiram os seguintes valores:

- Pressão máxima 20000  $kPa \le p_9 \le 30000$
- Temperatura máxima:  $600^{\circ}C \le T_{max} = T_9 \le 800^{\circ}C$
- Pressão de reaquecimento  $1000 \ kPa \le p_{10} \le 10000 \ kPa$
- Pressão de extração 100 kPa ≤ p<sub>12</sub> ≤ 900 kPa

Primeiramente é analisado o comportamento da eficiência e potência líquida do ciclo para variações de temperatura e pressão máxima. Para essa análise, fixamos os parâmetros  $p_{10} = 4000 \ kPa$ ,  $p_{12} = 100 \ kPa$ :



Figura 15 – Ciclo C: Comportamento da eficiência em relação à pressão máxima para  $p_{10} = 4000 kPa$ ,  $p_{12} = 100 kPa$  e diferentes temperaturas máximas



Figura 16 – Ciclo C: Comportamento da potência líquida em relação à pressão máxima, para  $p_{10} = 4000 kPa$ ,  $p_{12} = 100 kPa$  e diferentes temperaturas máximas

Observa-se que o comportamento crescente da eficiência e potência líquida é também crescente com a temperatura e pressão máximas do ciclo.

Deseja-se também analisar o comportamento de ambas as funções em relação às pressões de reaquecimento e extração. Para isso, as figuras abaixo apresentam os resultados para um valor fixo da pressão máxima  $p_9 = 250 kPa$ , e para três valores da temperatura máxima no intervalo descrito anteriormente:



Figura 17 – Ciclo C: Comportamento da eficiência com variações de  $p_{10}$  e  $p_{12}$ , para  $p_9 = 250 kPa$  e diferentes temperaturas máximas



Figura 18 – Ciclo C: Comportamento da potência líqida com variações de p<sub>10</sub> e p<sub>12</sub>, para p<sub>9</sub> = 250 *kPa* e diferentes temperaturas máximas

É possível notar que tanto a eficiência quanto a potência líquida apresentam comportamento crescente com a temperatura máxima do ciclo, já que observamos ganhos de mais de 1% de eficiência, e de mais de 200 kJ/kg para aumentos de 100°C na mesma. Essa influência é menor comparada à do ciclo B analisado na seção anterior, onde os mesmos incrementos de temperatura máxima forneciam ganhos de mais de 2% em eficiência. Isso reitera a análise feita por ANGELINO [7] ao propor os ciclos A e B, apontando a menor sensibilidade da atratividade do ciclo Rankine a vapor a variações na temperatura máxima.

Os gráficos para  $p_9 = 250 \ kPa$  e  $T_9 = 600$ °C, apresentado pelas figuras 19 e 20 abaixo, proporcionam uma análise qualitativa mais detalhada da eficiência e potência líquida para os intervalos considerados:



Figura 19 – Ciclo C: Comportamento da eficiência com variações de  $p_{10}$  e  $p_{12}$ , para  $p_9 = 250 kPa$  e  $T_3 = 600$ °C



Figura 20 – Ciclo C: Comportamento da potência líqida com variações de p<sub>10</sub> e p<sub>12</sub>, para p<sub>9</sub> = 250 kPa e T<sub>3</sub> =  $600^{\circ}$ C

A potência líquida parece apresentar um máximo próximo aos valores mínimos de  $p_{10}$  e  $p_{12}$  no intervalo analisado. Isso se dá porque quanto menor  $p_{12}$ , maior o trabalho na turbina de baixa pressão. Em relação a  $p_{10}$ , por termos fixado  $h_9$  e  $T_{11}$ , quanto menor  $p_{10}$  maior será a adição de entalpia no reaquecedor, aproveitada na expansão na turbina 2. Logo, pelo fato da maior potência ocorrer à custa de mais calor retirado do ciclo (no reaquecedor), isso ajuda a explicar o fato de os valores ótimos dos parâmetros do ciclo não coincidirem para máxima potência líquida e máxima eficiência, evidenciado pelo comportamento das superfícies das figuras 19 e 20.

Analisando a figura 19 é possível perceber que  $p_{10}$  e  $p_{12}$  claramente possuem um valor ótimo não óbvio para eficiência, que aparentam estar localizados próximos aos valores  $p_{10} = 5000kPa$  e  $p_{12} = 400 kPa$ .

Portanto, justifica-se a aplicação do estudo de otimização para determinar os valores de  $p_{10}$  e  $p_{12}$  que fornecem máxima eficiência.

# 5.4.2 Otimização

Para o estudo de otimização realizado a fim de determinar os valores de  $p_{10}$  e  $p_{12}$  para os quais a eficiência é máxima, os parâmetros do estudo foram:

$$U(\mathbf{x}) = -\eta_{ciclo}$$
  
$$\mathbf{x} = \{p_{10}, p_{12}\}$$
(65)

Além disso, as restrições aplicadas foram:

1000 kPa <  $p_{10}$  < 10000 kPa 100 kPa <  $p_{12}$  < 900 kPa

Pois, com base na análise gráfica (seção anterior), sabe-se que o ponto ótimo se encontra dentro desse intervalo.

Para uma estimativa inicial de  $x^0 = \{p_{10} = 5000 \ kPa, \ p_{12} = 500 \ kPa\}$ , foram obtidos os seguintes resultados:

Caso	$p_9(kPa)$	<b>T</b> 9 (°C)	p <sub>10</sub> (kPa)	$p_{12}\left(kPa ight)$	$\eta_{ciclo}$ (%)	$w_{liq} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$
1	20000	600	3293,24	351,21	45,71	1329,1
2	20000	700	3093,55	243,28	47,67	1586,73
3	20000	800	2652,07	188,01	49,51	1838,19
4	25000	600	5184,65	446,74	46,45	1291,02
5	25000	700	4100,46	309,57	48,42	1554,74
6	25000	800	3305,85	219,34	50,25	1826,31
7	30000	600	6551,06	547,60	47,01	1249,84
8	30000	700	5192,94	376,56	48,99	1520,23
9	30000	800	4163,79	266,86	50,83	1797,71

Tabela 4 - Otimização do ciclo C para máxima eficiência

É possível notar que os valores dos parâmetros ótimos obtidos para as mesmas condições de temperatura e pressão máxima da análise gráfica, isto é,  $p_9 = 250 \ kPa$  e  $T_9 = 600^{\circ}$ C, forneceu  $p_{10} = 5184,65$  e  $p_{12} = 446,74$ , próximo dos valores observados da análise qualitativa dos gráficos na seção anterior.

A título de exemplo, a figura 21 mostra o progresso dos valores de  $p_{10}$ ,  $p_{12}$  e  $\eta_{ciclo}$  para o caso referido acima, ao longo das k iterações:



Figura 21 – Ciclo C: Progresso da eficiência e parâmetros de otimização para  $p_9 = 250 kPa$  e T<sub>9</sub> = 600°C Fica evidente, portanto, a convergência da otimização.

# 5.5 Ciclo D

### 5.5.1 Análise dos Parâmetros

O comportamento da eficiência e potência líquida específica às variações da pressão máxima, temperatura máxima, bem como das pressões de reaquecimento  $p_{10}$ , de

extração da turbina de baixa temperatura  $p_{12}$  e  $p_{14}$  foi avaliado. Assim, para esse estudo, os parâmetros analisados assumiram os seguintes valores:

- Pressão máxima 20000  $kPa \le p_9 \le 30000 kPa$
- Temperatura máxima:  $600^{\circ}C \le T_{max} = T_9 \le 800^{\circ}C$
- Pressão de reaquecimento  $4000 \ kPa \le p_{10} \le 15000 \ kPa$
- Pressão de extração 900  $kPa \le p_{12} \le 2000 kPa$
- Pressão de extração 100  $kPa \le p_{14} \le 900 kPa$

Como o ciclo em questão é uma adaptação do ciclo C estudado anteriormente, é esperado que o comportamento em relação à pressão máxima e temperatura máxima da eficiência e potência líquida sejam também crescentes.

As figuras abaixo apresentam os resultados, fixados os parâmetros  $p_{10} = 5000 \ kPa$ ,  $p_{12} = 900 \ kPa$  e  $p_{14} = 100 \ kPa$ :



Figura 22 – Ciclo D: Comportamento da eficiência em relação à pressão máxima, para  $p_{10} = 5000 \ kPa$ ,  $p_{12} = 900 \ kPa$  e  $p_{14} = 100 \ kPa$  e diferentes temperaturas máximas



Figura 23 – Ciclo D: Comportamento da potência líquida em relação à pressão máxima, para  $p_{10} = 5000 \ kPa$ ,  $p_{12} = 900 \ kPa$  e  $p_{14} = 100 \ kPa$  e diferentes temperaturas máximas

Como esperado, o comportamento das funções é crescente para incrementos da pressão e temperatura máximas.

Agora, deseja-se observar o comportamento da eficiência e potência líquida do ciclo com base nos três parâmetros  $p_{10}$ ,  $p_{12}$ , e  $p_{14}$  para uma pressão e temperatura fixas. As figuras abaixo apresentam os resultados para  $p_9 = 25000 \ kPa$  e  $T_3 = 600$ °C.



Figura 24 – Ciclo D: Comportamento da eficiência com variações de p<sub>10</sub>, p<sub>12</sub> e p<sub>14</sub>, para p<sub>9</sub> = 250 kPa e T<sub>9</sub> =  $600^{\circ}$ C



Figura 25 – Ciclo D: Comportamento da potência líquida com variações de p<sub>10</sub>, p<sub>12</sub> e p<sub>14</sub>, para p<sub>9</sub> = 250 kPa e  $T_9 = 600$ °C

Conforme mostram as figuras 24 e 25, até valores de  $p_{10}$  próximos de 6000 *kPa*, a eficiência do ciclo apresenta comportamento crescente com aumentos de  $p_{10}$ . Entretanto, percebemos que a superfície equivalente a  $p_{10} = 15000 kPa$  possui valores substancialmente inferiores de eficiência e  $w_{liq}$ . Isso sugere a existência de um valor ótimo de  $p_{10}$  para o qual a eficiência do ciclo é máxima.

A figura 26 abaixo apresenta o comportamento da potência líquida e eficiência do ciclo em relação a  $p_{10}$ , mantendo  $p_{12} = 900 \, kPa$  e  $p_{10} = 100 \, kPa$ , os quais aparentam estar próximos do ponto ótimo.



Figura 26 – Ciclo D: Comportamento da eficiência e potência líquida em relação a  $p_{10}$  para  $p_{12} = 900 kPa$  e  $p_{14} = 100 kPa$ ,  $p_9 = 250 kPa$  e  $T_9 = 600^{\circ}$ C

Percebemos que o comportamento esperado em relação a  $p_{10}$  se confirma, aparentando possuir um máximo próximo de  $p_{10} = 8000 \ kPa$ .

Além disso, para permitir a compreensão qualitativa do comportamento quanto às pressões  $p_{12}$  e  $p_{14}$  isoladamente, as figuras abaixo apresentam as curvas de eficiência e  $w_{liq}$  para valores fixos de  $p_{10}$ ,  $p_9$  e T<sub>9</sub>, especificamente  $p_{10} = 4000 kPa$ ,  $p_9 = 25000 kPa$  e T<sub>9</sub> = 600°C:



Figura 27 – Ciclo D: Comportamento da eficiência com variações de p<sub>10</sub> e p<sub>12</sub>, para p<sub>14</sub> = 4000 kPa, p<sub>9</sub> = 250 kPa e T<sub>9</sub> = 600°C



Figura 28 – Ciclo D: Comportamento da potência líquida com variações de p<sub>10</sub> e p<sub>12</sub>, para p<sub>14</sub> = 4000 kPa, p<sub>9</sub> = 250 kPa e T<sub>9</sub> = 600°C

Pela figura 27 é evidente que há um ponto ótimo para  $p_{14}$ , aparentemente entre os valores  $p_{14} = 100 \, kPa$  e  $p_{14} = 200 \, kPa$ . Entretanto, não é conclusivo o

comportamento em relação a  $p_{12}$ . Assim, é desejável investigar também o ponto ótimo de  $p_{12}$  para máxima eficiência por meio do estudo de otimização.

#### 5.5.2 Otimização

Para a otimização desse ciclo a fim de determinar os valores de  $p_{10}$ ,  $p_{12}$  e  $p_{14}$  para os quais a eficiência é máxima, os parâmetros do estudo foram:

$$U(\mathbf{x}) = -\eta_{ciclo}$$
  
$$\mathbf{x} = \{p_{10}, p_{12}, p_{14}\}$$
(66)

Além disso, as restrições aplicadas foram:

3000 kPa < 
$$p_{10}$$
 < 15000 kPa  
350 kPa <  $p_{12}$  < 2000 kPa  
70 kPa <  $p_{14}$  < 300 kPa

Com base na análise gráfica (seção anterior), sabe-se que o ponto ótimo se encontra dentro desse intervalo.

Para uma estimativa inicial de  $x^0 = p_{10} = \{4000 \ kPa, \ p_{12} = 900, kPa \ p_{14} = 100 \ kPa\}$ , foram obtidos os seguintes resultados:

Tabela 5 – C	Otimização	do ciclo	D para	máxima	eficiência
--------------	------------	----------	--------	--------	------------

Caso	<b>p</b> <sub>9</sub> ( <b>kPa</b> )	<b>T</b> 9 (°C)	$p_{10}\left(kPa ight)$	p <sub>12</sub> (kPa)	p <sub>14</sub> (kPa)	η <sub>ciclo</sub> (%)	$w_{liq} \left(\frac{kJ}{kg}\right)$
1	20000	600	4772,64	937,81	168,94	46,49	1312,89
2	20000	700	3904,52	700,34	119,99	48,40	1562,49
3	20000	800	3495,78	440,27	77,63	50,19	1796,16
4	25000	600	6380,53	1224,14	212,18	47,29	1269,83
5	25000	700	5196,24	905,06	149,29	49,21	1527,74
6	25000	800	4257,51	674,26	106,29	50,99	1795,84
7	30000	600	8046,08	1508,73	254,42	47,91	1226,99
8	30000	700	6585,59	1123,92	179,76	49,84	1490,90
9	30000	800	5420,97	840,59	128,12	51,62	1762,32

Cabe apontar que no caso onde  $p_9 = 25000 kPa$  e  $T_9 = 600$ °C, o valor encontrado para  $x = \{p_{10} = 6380,53 kPa, p_{12} = 1224,14 kPa, p_{14} = 212,18 kPa\}$ condiz com a análise qualitativa dos gráficos na seção anterior, onde foi percebido que a eficiência possuía um valor máximo entre 4000 e 15000 kPa, próximo de  $p_{10} = 6000$ .

A figura 29 a seguir mostra o progresso da eficiência ao longo das iterações k, nas condições p<sub>9</sub> = 25000 kPa e T<sub>9</sub> = 600°C:



Figura 29 – Ciclo D: Progresso da eficiência ao longo das iterações k de otimização, para p<sub>9</sub> = 25000 kPa e T<sub>9</sub> = 600°C:

## 5.6 Análises

Nessa seção são realizadas análises com o intuito de comparar os ciclos a  $CO_2$  estudados aos ciclos a vapor. A primeira seção contém comparações quanto à eficiência e potência líquida específicas, com base nos valores otimizados para os ciclos. Em seguida, é realizada a comparação entre os ciclos para a situação em que se tem uma fonte fixa de calor disponível. Por fim, a utilização de biocombustíveis na fonte de calor é avaliada e comparada para biodiesel, diesel e etanol.

#### 5.6.1 Comparações Gerais

#### 5.6.1.1 Temperatura Máxima

Os resultados da modelagem dos quatro ciclos demonstrou um comportamento crescente com a temperatura máxima. Portanto, o comportamento da eficiência com incrementos na temperatura máxima foi analisado para o caso de pressão máxima  $p_{max} = 20000 \ kPa$  e seus resultados são apresentados na figura 30:



Figura 30 –Comportamento da eficiência com variações da temperatura máxima,  $p_{max} = 20000 kPa$  para todos os ciclos

No gráfico da figura 30 acima são apresentados os valores otimizados para máxima eficiência (determinados nas seções anteriores) dos ciclos B, C e D para  $p_{max} = 20000 \ kPa$ ,  $T_{max} = 600 \ ^{\circ}$ C,  $T_{max} = 700 \ ^{\circ}$ C e  $T_{max} = 800 \ ^{\circ}$ C. Além disso, foram plotadas curvas de tendência entre os pontos (tracejadas) para maior clareza.

Com base no desenvolvimento do estudo até então, era esperado que o ciclo B apresentasse maior eficiência que o ciclo A, bem como que a eficiência do ciclo D fosse superior à do ciclo C. A figura 30 comprova a validade das adaptações referentes aos ciclos B e C sob o aspecto de eficiência dos ciclos, já que ela é superior aos respectivos ciclos originais para todas as temperaturas máximas.

Além disso, observando-se a maior inclinação da eficiência dos os ciclos A e B  $(CO_2)$  em relação aos ciclos C e D (vapor), os resultados acima confirmam a maior sensibilidade da eficiência dos primeiros em relação à temperatura máxima. Isso reitera as análises de ANGELINO [7] e FEHER [13].

É interessante notar que o ciclo mais simples a  $CO_2$ , ciclo A, apresenta eficiência inferior ao do ciclo mais avançado a vapor, ciclo D, até um valor de temperatura máxima entre 600°C *e* 700°C, a partir de então sendo crescentemente mais eficiente.

Análise semelhante para outros valores fixos da pressão máxima de cada ciclo foi desenvolvida mas apresenta comportamento análogo, dispensando discussão detalhada.

#### 5.6.1.2 Pressão máxima

Nesta seção os ciclos A, B, C e D são comparados sob o aspecto da sensibilidade da eficiência em relação à pressão máxima. Para isso, esse comportamento foi estudado separadamente para três valores de temperatura máxima:  $T_{max} = 600$  °C,  $T_{max} = 700$  °C e  $T_{max} = 800$  °C.



Figura 31 – Comportamento da eficiência com variações da pressão máxima, para  $T_{max} = 600$  °C,  $T_{max} = 700$  °C e  $T_{max} = 800$  °C para todos os ciclos

Na figura 31, os pontos correspondentes aos valores de eficiência otimizados para a respectiva condição de pressão e temperatura máxima dos ciclos B, C e D são apresentados. Curvas de ajuste (tracejadas) foram inseridas para maior clareza.

Analisando os gráficos da figura 31 é evidente a superioridade em relação à eficiência atingida pelos ciclos A e B a  $CO_2$  comparados aos ciclos C e D a vapor. Para pressão máxima  $p_{max} = 25000 \ kPa$  e  $T_{max} = 700 \ ^{\circ}$ C, por exemplo, o ciclo B fornece um ganho de aproximadamente 4%. Novamente, entretanto, para o gráfico de  $T_{max} = 600 \ ^{\circ}$ C, podemos perceber que o ciclo D apresenta eficiência superior à do ciclo A. Isso reitera o fato observado na seção anterior, de que os ciclos a  $CO_2$  apresentam vantagem especialmente a temperaturas máximas mais elevadas, como analisado por ANGELINO [14].

É interessante notar ainda que, diferentemente do caso da análise para temperatura máxima, a sensibilidade em relação à pressão máxima dos ciclos a  $CO_2$  aparenta ser próxima das referentes aos ciclos a vapor. Isso indica que o ganho de eficiência trazido pelos ciclos a  $CO_2$  estudados em relação aos ciclos a vapor não aumenta significativamente ao se aumentar a pressão máxima. Essa conclusão pode ser decisiva para aplicações práticas onde se deseja avaliar a atratividade da utilização ou substituição dos ciclos discutidos e a sensibilidade de suas vantagens comparativas com variações na pressão máxima permitida no sistema.

#### 5.6.2 Comparação para Mesma Fonte de Calor

A potência líquida total fornecida por cada um dos ciclos a partir de uma fonte de calor comum disponível é comparada nessa seção. Para essa análise, além de fixado o valor da fonte de calor disponível, os ciclos são comparados para as mesmas condições de pressão e temperatura máximas,  $p_{max}$ ,  $T_{max}$ .

Dos estudos de modelagem dos ciclos no capítulo anterior, sabemos, pela equação (20) que a eficiência térmica de cada ciclo é:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h}$$

Onde  $w_{liq}$  e  $q_h$  são respectivamente a potência líquida e o calor fornecido ao ciclo por unidade de massa do fluido de trabalho.

Para a situação aqui estudada, temos fixada uma taxa de calor total disponível ao ciclo,  $\dot{Q_h}$ . Pela definição, sabemos que:

$$\dot{Q}_h = \dot{m}q_h \tag{58}$$

$$e$$

$$\dot{W}_{liq} = \dot{m} w_{liq} \tag{59}$$

Onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido de trabalho no ciclo. Dessa maneira, a potência líquida total fornecida pelo ciclo,  $\dot{W}_{lig}$  nessa situação pode ser calculada como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}} \left( \frac{w_{liq}}{q_h} \right) = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_h} \therefore$$
$$\dot{W}_{liq} = \eta_{ciclo} \times \dot{Q}_h \tag{60}$$

Assim, a potência líquida fornecida pelo ciclo é diretamente obtida a partir dos valores de eficiência calculados. Entretanto, como estão fixadas a temperatura e pressão de entrada e saída do fluido de trabalho na caldeira, para cada valor diferente do calor total disponível, a vazão mássica *m* requerida por cada ciclo será diferente. A vazão mássica calculada garante que o calor fornecido irá levar o fluido para as condições prédefinidas de temperatura e pressão máximas. Para aplicações práticas, entretanto, a vazão mássica possui limites para garantir que a velocidade do escoamento não exceda valores inaceitáveis, o que pode causar níveis inaceitáveis de vibração, perdas de carga e corrosão [27].

A recuperação de calor em usinas nucleares, que atualmente utiliza largamente ciclos a vapor para sua conversão em energia elétrica [28], tem sido bastante estudada para a aplicação dos ciclos transcríticos a  $CO_2$ . Além disso, a aplicação dos ciclos transcríticos a  $CO_2$  para recuperação de calor em Unidades de Recuperação de Calor – "*Waste Heat Recovery Units*" (*WHRU*) foi objeto de estudo [29]. Por sua simplicidade e compacidade, sua utilização em plataformas *offshore* pode ser atrativa. Nessas aplicações, os valores da potência térmica disponível estão tipicamente entre 5 e 25 *MWth* [30], onde o subscrito *th* significa "térmico". Portanto, nessa análise foi

selecionado um caso de alta potência, que pode ser associado a uma planta nuclear com 600 *MWth* disponíveis, e um caso de baixa potência, associado à aplicação *offshore*, com 25 *MWth* disponíveis.

Os ciclos A, B, C e D foram comparados separadamente para cada condição de temperatura e pressão máximas para os quais foram otimizados nas respectivas seções anteriores. Apesar de o valor de  $\dot{W}_{liq}$  poder ser obtido de maneira imediata dos valores ótimos de eficiência, cada ciclo foi calculado separadamente para cada condição de p<sub>max</sub>, T<sub>max</sub>, para determinar a vazão mássica demandada.

As tabelas 6 e 7 apresentam os resultados obtidos para as várias condições de máxima temperatura e pressão dos ciclos.

Caso	$p_{max}$	T <sub>max</sub>	Cicl	o A	Cic	lo B	Cio	elo C	Cic	lo D
	(kPa)	(°C)	$\dot{m}\left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)	$\dot{m}\left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)
1	20000	600	101,78	11,44	98,17	11,92	8,33	11,42	8,85	11,62
2	20000	700	93,87	12,49	90,61	12,93	7,51	11,92	7,74	12,09
3	20000	800	87,1	13,39	84,19	13,78	6,73	12,38	6,98	12,54
4	25000	600	90,26	11,68	86,32	12,26	8,99	11,61	9,31	11,82
5	25000	700	82,94	12,76	79,42	13,28	7,78	12,10	8,05	12,30
6	25000	800	78,82	13,67	73,61	14,14	6,88	12,56	7,09	12,74
7	30000	600	83,09	11,78	78,89	12,45	9,40	11,75	9,76	11,98
8	30000	700	76,13	12,89	72,40	13,48	8,06	12,25	8,36	12,46
9	30000	800	70,35	13,80	66,97	14,34	7,07	12,71	7,32	12,90

Tabela 6 – Potência líquida absoluta e vazão mássica de fluido de trabalho para 25 MWth disponíveis

Caso	р <sub>тах</sub> Т <sub>тах-</sub> (kPa) (°С)	Ciclo A p <sub>max</sub> T <sub>max</sub>		Ciclo	Ciclo B		Ciclo C		o D	
		- <i>max</i> - (°C)	$\dot{m}\left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)	$\dot{m} \left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)	$\dot{m}\left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)	$\dot{m}\left(\frac{kg}{s}\right)$	₩ <sub>liq</sub> (MWe)
1	20000	600	2442,81	274,60	2356,19	286,14	199,87	274,1	212,44	278,92
2	20000	700	2252,94	299,90	2174,58	310,33	180,26	286	185,81	290,37
3	20000	800	2092,66	321,25	2020,77	330,82	161,61	297,07	167,62	301,06
4	25000	600	2166,2	280,41	2071,82	294,33	215,87	278,7	223,44	283,75
5	25000	700	1990,5	306,32	1906,02	318,79	186,84	290,49	193,25	295,23
6	25000	800	1843,67	327,99	1766,64	339,36	165,09	301,49	170,35	305,92
7	30000	600	1994,1	282,69	1893,37	298,72	225,66	282,05	234,25	287,44
8	30000	700	1827,07	309,27	1737,49	323,57	193,40	293,99	200,59	299,07
9	30000	800	1688,33	331,35	1607,24	344,25	169,64	304,97	175,74	309,72

Tabela 7 - Potência líquida absoluta e vazão mássica de fluido de trabalho para 600 MWth disponíveis

É interessante notar que a potência líquida fornecida pelos ciclos a  $CO_2$  A e B é crescentemente superior à dos ciclos a vapor C e D, à medida que se aumenta a temperatura máxima dos ciclos. Para o caso de 25 *MWth*, por exemplo, fazendo  $p_{max} = 25000 \ kPa$  e  $T_{max} = 600 \ ^{\circ}$ C, o ciclo B fornece aproximadamente 0,4 *MWe* a mais que o ciclo D. Essa vantagem passa para aproximadamente 1 *MWe* ao aumentar a temperatura máxima para  $T_{max} = 700 \ ^{\circ}$ C, e para 1,66 *MWe* fazendo  $T_{max} = 800 \ ^{\circ}$ C. Já para a aplicação onde temos 600 *MWth* disponíveis, essa vantagem passa de aproximadamente 11 *MWe* para 24 *MWe* para 33 *MWe* nas mesmas condições.

É perceptível mais uma vez a vantagem do ciclo D sobre o ciclo A para temperatura máxima  $T_{max} = 600$  °C. Entretanto, mesmo nessas condições, a maior simplicidade e compacidade do ciclo a  $CO_2$  [14,15] podem torna-lo ainda atrativo para aplicações onde o espaço ocupado e robustez do sistema são limitações, como é o caso de uma aplicação offshore, ou sob o aspecto de custo de capital associado.

Para uma situação onde a planta funciona 24 horas por dia, a energia total gerada pode ser calculada:

$$E[MWh] = \dot{W}_{lia}[MW] \times n \times 24[h]$$
(61)

Onde n é o número de dias. Assim, a figura 32 abaixo apresenta a diferença entre a energia gerada por cada um dos ciclos para uma semana de funcionamento ininterrupto nas condições  $p_{max} = 25000$  kPa e  $\dot{Q}_h = 600$  MWth.



Figura 32 – Energia total gerada por uma semana de funcionamento ininterrupto para  $p_{max} = 25000 kPa$ ,  $\dot{Q}_h = 600 MWth$ , diferentes temperaturas máximas, para todos os ciclos

Com base nos resultados mostrados, o ciclo B (o mais eficiente a  $CO_2$  aqui estudado) teria gerado 3958 *MWh* a mais que o ciclo D, para  $T_{max} = 700$  °C.

Outro aspecto interessante é a vazão mássica de fluido de trabalho requerida pelos ciclos. É perceptível pela análise das tabelas que a vazão mássica de fluido de trabalho demandada diminui à medida que se aumenta a temperatura máxima do ciclo. Isso se dá pelo fato de que o calor total está fixo. Dessa maneira, quanto maior a temperatura à qual permitimos o fluido chegar após ser aquecido, menor quantidade de fluido será necessária para que ele atinja tal temperatura. Além disso, é interessante notar que a potência gerada aumenta com o aumento da temperatura máxima somente se o aumento de eficiência correspondente compensar a diminuição da massa requerida de fluido de trabalho. A figura 33 a seguir mostra a variação desses parâmetros para o ciclo B, no caso de  $p_{max} = 20000$  kPa em relação a aumentos da temperatura máxima.



Figura 33 – Vazão mássica, potência gerada e eficiência do ciclo B para p<sub>max</sub> = 20000 kPa,  $\dot{Q}_h$  = 600 MWth e diferentes temperaturas máximas

Percebemos, portanto, um aumento de eficiência acompanhando a redução da vazão mássica exigida pelo sistema.

Além disso, é interessante destacar que a variação de densidade do fluido de trabalho entre a entrada e saída das turbinas para os ciclos a CO<sub>2</sub> e a vapor são muito diferentes. A figura 34 a seguir compara tal variação para os ciclos B e C.


Figura 34 – Diferença entre a variação de densidade na entrada e saída das turbinas para os ciclos B e C, para  $p_{max} = 20000 kPa$ ,  $T_{max} = 700$ °C e diferentes temperaturas máximas

Analisando a figura 34, percebemos que a densidade do fluido de trabalho diminui cerca de três vezes para o ciclo a CO2 (ciclo B) enquanto para o ciclo a vapor essa diminuição é de cerca de 700 vezes para os parâmetros estudados. Isso corrobora a conclusão de que ciclos transcríticos a CO2 demandam um número substancialmente inferior de estágios da turbina em comparação aos ciclos a vapor [10].

## 5.6.3 Estudo da Utilização de Biocombustíveis

Nessa seção, a utilização de diferentes combustíveis fornecendo a fonte de calor disponível é comparada para cada um dos ciclos. Assim, os resultados da situação estudada para a seção anterior,  $\dot{Q}_h = 25 MWth$  disponíveis serão revisitados sob o aspecto do combustível utilizado para gerar o calor disponível.

Da análise realizada na seção anterior, sabemos pelas equações (18) e (69) que:

$$\eta_{ciclo} = \frac{w_{liq}}{q_h} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}} \left( \frac{w_{liq}}{q_h} \right) = \frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{Q}_h} \therefore$$
$$\dot{W}_{liq} = \eta_{ciclo} \times \dot{Q}_h \tag{62}$$

Onde  $\dot{m}$  é a vazão mássica do fluido de trabalho no ciclo,  $\dot{W}_{liq} = \dot{m} w_{liq}$  é a potência líquida total gerada pelo ciclo, e  $\dot{Q}_h$  é o calor total fornecido ao ciclo.

Considerando, então, que o calor fornecido ao ciclo foi gerado pela queima completa de um combustível *c*, sabemos que:

$$\dot{Q}_{h} = \dot{m}_{c} P C I_{c}$$

$$\dot{m}_{c} = \frac{\dot{Q}_{h}}{P C I_{c}}$$
(63)

Onde  $\dot{m}_c$  é a vazão mássica do combustível, e  $PCI_c$  é seu poder calorífico inferior.

Além disso, combinando as equações (62) e (63), temos:

$$\dot{W}_{liq} = \dot{m}_c P C I_c \eta_{ciclo}$$

Isolando a razão entre a potência líquida e a vazão mássica do combustível, obtemos:

$$\frac{\dot{W}_{liq}}{\dot{m}_c} = PCI_c \eta_{ciclo} \tag{64}$$

Portanto, para a situação onde é fixada a quantidade de calor fornecida, é de interesse comparar a potência líquida gerada para cada ciclo por unidade de massa do combustível. Nesse caso, a interpretação da equação (73) corrobora com a conclusão

intuitiva de que os ciclos mais eficientes demandarão menor quantidade de combustível para gerar a mesma potência elétrica.

Para essa análise, diesel, biodiesel e etanol foram comparados. Os valores de  $PCI_c$  utilizados foram [31]:

- $PCI_{Diesel} = 42,791 \frac{MJ}{kg}$
- $PCI_{Biodiesel} = 37,528 \frac{MJ}{kg}$
- $PCI_{Etanol} = 26,952 \frac{MJ}{kg}$

A figura 35 resume os resultados obtidos, para a situação de p<sub>max</sub> = 25000 kPa e  $T_{max} = 700$  °C,  $\dot{Q}_h = 25 MWth$  sob o aspecto da potência específica por unidade de massa de combustível para diesel, biodiesel e etanol.



Figura 35 – Potência líquida por massa de combustível, para p<sub>max</sub> = 25000 kPa,  $T_{max}$  = 700 °C,  $\dot{Q}_h$  = 25 MWth, para biodiesel, diesel e etanol e todos os ciclos

Analisando a figura 35 percebemos que o diesel apresenta a maior razão  $\frac{potência}{massa \ de \ combustível}$  para as condições analisadas. Além disso, cabe ressaltar que a análise para outros valores de  $\dot{Q}_h$  geram resultados exatamente proporcionais aos mostrados acima.

Apesar de a análise em relação à quantidade de combustível utilizada ser relevante sob a perspectiva de robustez dos sistemas requeridos, analisar o custo associado a cada um dos combustíveis é um desdobramento intuitivo nesse ponto do estudo. Assim, a tabela 7 apresenta os preços médios por unidade de massa, calculados a partir do preço por volume e densidade de cada combustível [31, 32, 33, 34]:

Combustível	Preço por volume $({R}/l)$	Massa específica $({^{kg}/_l})$	Preço por massa $({R}^{\$}/_{kg})$
Diesel	2,60	0,830	3,13
Biodiesel	2,41	0,880	2,73
Etanol	2,939	0,789	3,72

Tabela 8 - Determinação do preço por unidade de massa para diesel, biodiesel e etanol

A figura 36 mostra a comparação entre os quatro ciclos, para  $p_{max} = 25000 \, kPa$  e  $T_{max} = 700 \,^{\circ}\text{C}$ ,  $\dot{Q}_h = 25 \, MWth$ , sob o aspecto do custo por MJ de energia gerada.



Figura 36 – Custo por *MJ* de energia gerada, para  $p_{max} = 25000 kPa$ ,  $T_{max} = 700$  °C para biodiesel, diesel e etanol para todos os ciclos

A figura 36 demonstra o elevado custo comparativo da queima do etanol como fonte de calor. Para as condições analisadas, o etanol tem um custo cerca de 90% superior aos custos do biodiesel e diesel. O biodiesel, apesar de pouco perceptível pela figura, se mostrou, em média, cerca de 0,5% mais econômico que o diesel, se apresentando como uma atraente alternativa a esse combustível fóssil sob a perspectiva econômica.

## 6 Resumo e Conclusões

O estudo dos ciclos de condensação parcial com  $CO_2$  supercrítico revelou vantagens em relação os ciclos Rankine a vapor estudados. O ciclo com um regenerador e um reaquecimento – ciclo B - revelou um aumento de eficiência de cerca de 2% para temperaturas de entrada na turbina de 600 °C, 4% para 700 °C, e perto de 6% para 800 °C em relação ao ciclo a vapor com reaquecimento e três aquecedores de água de alimentação – ciclo D. Assim, isoladamente sob a perspectiva da eficiência térmica, isso aponta os ciclos a  $CO_2$  estudados como uma atraente alternativa aos ciclos a vapor.

Entretanto, para temperatura máxima de 600 °C, o ciclo a CO2 mais simples estudado aqui, ciclo A, apresenta eficiência aproximadamente 1% inferior à do ciclo mais avançado a vapor aqui estudado, ciclo D. Conforme salientado ao longo do estudo, a maior simplicidade e compacidade de equipamentos exigidos pelos ciclos a  $CO_2$  aqui estudados fazem com que eles sejam ainda vantajosos para essas faixas mais baixas de temperatura. Apesar de o foco desse estudo ser na análise global dos ciclos, tais aspectos são essenciais para uma análise comparativa realista. Como mencionado anteriormente, uma planta operando com os ciclos a CO2 aqui estudados exigiriam equipamentos cerca de 10 vezes menores do que uma equivalente a vapor [10]. Isso é principalmente associado ao fato de o  $CO_2$  possuir massa específica aproximadamente duas vezes maior que o vapor no estado supercrítico, melhor compressibilidade e de sua massa específica variar em uma razão 3:1 ao contrário de 1000:1 entre os estados extremos do ciclo [10]. Aliado ao fato de a compressão ser iniciada a alta pressão o trabalho de compressão é bastante reduzido [10]. Além disso, sua densidade de potência é mais elevada. Assim, a simplicidade do ciclo a  $CO_2$  pode apresentar vantagem em relação ao ciclo a vapor também para baixas temperaturas máximas.

Foram determinados os valores ótimos para os parâmetros de cada ciclo para máxima eficiência por meio do Método do Gradiente Conjugado. Posteriormente, a comparação entre os ciclos otimizados para variações de temperatura máxima indicou maior sensibilidade da eficiência dos ciclos a  $CO_2$  estudados com esse parâmetro. Com isso, o ganho de eficiência trazido pelo  $CO_2$  em relação ao vapor cresce com aumentos da temperatura máxima dos ciclos. A mesma análise para a pressão máxima demonstrou que a sensibilidade da eficiência é similar entre os ciclos, portanto não indicando aumentos significativos nos ganhos de eficiência comparativos entre eles.

O estudo de comparação entre os ciclos para uma fonte de calor constante exemplificou as vantagens trazidas pelo ganho de eficiência dos ciclos a  $CO_2$  ao longo do tempo. Para o caso de 600 *MWth* disponíveis, em uma semana de operação ininterrupta o ciclo B gerou aproximadamente 4 *GWh* a mais que o ciclo D, para as condições de  $p_{max} = 25000 kPa$  e  $T_{max} = 700$  °C. Isso evidencia os benefícios econômicos associados à superioridade de eficiência dos ciclos transcríticos a  $CO_2$  para essas condições.

Por outro lado, considerando aspectos práticos de sua aplicação, uma desvantagem da utilização dos ciclos transcríticos a  $CO_2$  é o fato de que próximo ao ponto crítico a sua capacidade térmica tende a infinito, causando uma diferença de temperatura entre os fluidos no regenerador igual a zero. Isso exige uma área infinita de troca de calor. Esse problema, conhecido como *"pinch point"*, causa uma limitação para a quantidade de calor trocada nos recuperadores, e a diferença mínima de temperatura entre as extremidades frias deve ser mantida.

Além disso, a baixa temperatura crítica do  $CO_2$  requer água ou outro meio de resfriamento disponível a temperaturas não superiores a 12 - 15 °C [14,15] para condensá-lo. Isso pode ser uma limitação para sua aplicação em países tropicais como o Brasil.

Uma importante vantagem dos ciclos  $CO_2$  transcríticos é a inexistência de umidade na exaustão da turbina, pelo fato da mesma ocorrer totalmente a cima da temperatura crítica. Isso, no mínimo, aumenta a vida útil da turbina, reduzindo custos de manutenção.

Considerando ainda aspectos práticos, apesar de as turbinas a vapor em utilização atualmente estarem limitadas à temperatura máxima próxima de 600 °C, uma usina a vapor de larga escala operando a temperaturas de 700 – 760 °C, e pressão máxima de 35000 kPa está sendo desenvolvida pela Toshiba Corporation, utilizando ligas de níquel [35]. Isso justifica a validade das comparações de desempenho realizadas para temperaturas a cima de 600 °C. A disponibilidade de materiais que permitam alcançar temperaturas máximas mais elevadas criará mais espaço para a competitividade de eficiência dos ciclos a  $CO_2$ .

Finalmente, a comparação entre a aplicação de biocombustíveis como fonte de calor demonstrou a baixa atratividade econômica da utilização de etanol para os casos estudados. O biodiesel apresentou o melhor custo de energia, de  $0,137 \ R^{\mbox{/}}_{MJ}$ . Apesar de seu custo ter sido apenas cerca de 0,5% menor que o do diesel, sua menor emissão de poluentes e característica renovável validam sua atratividade comparativa.

Com plantas modelo e protótipos em fase de construção e teste, estudos detalhados dos equipamentos para aplicação dos ciclos a  $CO_2$  apresentados aqui, como realizados por ZHANG et al. [18] e FULLER et al. [20] visando investigar alternativas para minimizar os efeitos indesejáveis de *"pinch point"*, por exemplo, são oportunidades para futuros trabalhos. Além disso, determinar dimensionamentos e tipos de equipamentos ótimos para diferentes aplicações associados às características específicas desse ciclo é importante. Adicionalmente, é de interesse a avaliação de alternativas viáveis para contornar a dificuldade de baixa temperatura de condensação do  $CO_2$  para aplicações em países tropicais como o Brasil.

## 7 Referências Bibliográficas

[1] IODICE,P., D'ACCADIA, D., ABAGNALE, C., CARDONE, M., Energy, economic and environmental performance appraisal of a trigeneration power plant for a new district: Advantages of using a renewable fuel, Applied Thermal Engineering, v.95, 2016.

[2] U.S. ENERGY INFORMATION, International Energy Statistics. Disponível em: <a href="https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/ipdbproject/IEDIndex3.cfm?tid=2&pid=2&pid=2&aid=12>">https://www.eia.gov/cfapps/

[3] EPE (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA). Relatório Final Balanço Energético Nacional 2015: Ano Base 2014. Rio de Janeiro, 2016.

[4] EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. Séries Completas. Disponível em:
 <a href="https://ben.epe.gov.br/BENSeriesCompletas.aspx">https://ben.epe.gov.br/BENSeriesCompletas.aspx</a>. Acesso em: 11 fev. 2016, 11:04:12.

[5] LAPORTA, T. Crise da água pesa na conta de luz e eleva ainda mais a inflação.
G1, São Paulo, 2015. Disponível em: <a href="http://g1.globo.com/economia/crise-da-agua/noticia/2015/03/crise-da-agua-pesa-na-conta-de-luz-e-eleva-ainda-mais-inflacao.html">http://g1.globo.com/economia/crise-da-agua/noticia/2015/03/crise-da-agua-pesa-na-conta-de-luz-e-eleva-ainda-mais-inflacao.html</a>>. Acesso em: 11 fev. 2016, 11:42:34.

[6] IRFAN, U. *Can Carbon Dioxide Replace Steam to Generate Power?*. Disponível em: <a href="http://www.scientificamerican.com/article/can-carbon-dioxide-replace-steam-to-generate-power">http://www.scientificamerican.com/article/can-carbon-dioxide-replace-steam-to-generate-power</a>. Acesso em: 11 fev. 17:12:03.

[7] ANGELINO, G., *Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production*, ASME, Journal of Engineering for Power, Milan, Italy, 1968.

[8] KILLINGTVEIT, A., 2014, "Hydroelectric Power", In: Letcher, T., *Future Energy*, 2 ed., chapter 21, Trondheim, Norway, Elsevier.

[9] CEANG, V., T., HEDDERWICK, R.A., MCGREGOR, C., *Benchmarking supercritical carbon dioxide cycles against steam Rankine*, Solar Energy, v.115, 2015.

[10] WRIGHT, A., RADEL, R.F., CONBOY, T.M., et al., *Modeling and Experimental Results for Condensing Supercritical CO2 Power Cycles*, Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, USA, 2011.

[11] PERSICHILLI, M., KACLUDIS, A., ZDANKIEWICZ, E., et al., *Supercritical CO2 Power Cycle Developments and Commercialization: Why sCO2 can Displace Steam*, Power-Gen India & Central Asia, Pragati Maidan, New Delhi, India, Apr. 2012.

[12] UNITED NATIONS CONFERENCE ON CLIMATE CHANGE. *What is the purpose of the national "contributions"?*. Disponível em: <a href="http://www.cop21.gouv.fr/en/what-is-the-purpose-of-the-national-contributions-indc/">http://www.cop21.gouv.fr/en/what-is-the-purpose-of-the-national-contributions-indc/</a>. Acesso em: 12 fev. 07:02:44.

[13] FEHER, E.G., *The Supercritical Thermodynamic Power Cycle*, Energy Conversion, vol. 8, pp. 85-90, Fergamon Press, Great Britan, 1968.

[14] ANGELINO,G., *Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine*. ASME, Journal of Engineering for Power, Milan, Italy, 1967. [15] DOSTAL, V., DRISCOLL, M.J., HEJZAR, P., *A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors*. Advanced Nuclear Power Technology Program, The MIT Center for Advanced Nuclear Energy Systems, 2014.

[16] ZHANG, X., YAMAGUCHI, H., FUJIMA, K., et al., *A Feasibility Study of CO2-Based Rankine Cycle Powered by Solar Energy*, JSME International Journal, Series B, v. 48, no. 3, 2005.

[17] ZHANG, X., YAMAGUCHI, H., UNENOA, D., et al., *Analysis of a novel solar energy-powered Rankine cycle for combined power and heat generation using supercritical carbon dioxide*, Renewable Energy, v.31, 2006.

[18] ZHANG, X., YAMAGUCHI, H., UNENOA, D., *Experimental study on the performance of solar Rankine system using supercritical CO2*, Renewable Energy, v.32, 2007.

[19] MOISSEYTSEV, A., SIENICKI, J.J., *Performance Improvement Options for the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle*, Argonne National Laboratory, U.S. Department of Energy, Chicago, Illinois, USA, 2007.

[20] FULLER, R., HEMRLE, J., KAUFMANN, L, *Turbomachinery for a supercritical co2 electro-thermal energy storage system*, ASME Turbo Expo 2013, Turbine Technical Conference and Exposition, San Antonio, Texas, USA, 2013.

[21] UTAMURA, M., *Thermodynamic Analysis of Part-Flow Cycle Supercritical CO2 Gas Turbines*, ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, v.132, 2010.

[22] HAYWOOD, R.W., 1991, Analysis of Engineering Cycles, vol.1, PERGAMON.

[23] CZIESLA, F., BEWERUNGE, J., SENZEL, S., Lünen – State-of-theArt Ultra Supercritical Steam Power Plant Under Construction. In: POWER-GEN Europe 2009, SIEMENS, Cologne, Germany, 2009.

[24] COLAÇO, M., ORLANDE, H., DULIKRAVICH, G., *Inverse and Optimization Problems in Heat Transfer*, Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering, v. 28, n. 1, pp. 1-24, 2006.

[25] ÇENGEL, Y.A., BOLES, M.A., 2004, Thermodynamics, An Engineering

Approach, 5<sup>a</sup> ed., McGrall Hill.

[26] ACAR, H.I., *Second law analysis of the reheat-regenerative rankine cycle*, Energy Conversion Management, Pergamon, v.38, no.7, pp. 647-657, Great Britain, 1997.

[27] BALTIMORE AIRCOIL COMPANY, Piping Considerations – Maximum Fluid Velocity. Disponível em: <https://www.emersonswan.com/ckfinder/userfiles/files/PIPING%20CONSIDERATIO NS.pdf>. Acesso em: 14 fev. 2016 13:55:03

[28] WORLD NUCLEAR ASSOCIATION, *Nuclear Reactors*. Disponível em: <a href="http://world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-power-reactors.aspx">http://world-nuclear.org/information-library/nuclear-fuel-cycle/nuclear-power-reactors.aspx</a>>. Acesso em: 18 fev. 2016 07:33:06.

[29] COLAÇO, M.J., MILLER, F.M., *Optimization of a Transcritical CO<sub>2</sub> Power Cycle as a Bottoming Cycle for an Aeroderivative Gas Turbine*, Session Keynote Lecture, 2015.

[30] CLYDE BERGEMANN AUSTRALIA, *Offshore waste heat recovery systems*. Disponível em: <http://www.cbpg.com/sites/default/files/public%3A/products\_solutions/energy\_recove ry/CBA-Offshore%20WHRU-Brochure%2004\_13.pdf>. Acesso em: 17 fev. 2016 14:42:21

[31] U.S. DEPARTMENT OF ENERGY, *Biomass Energy Databook*. Disponível em: <a href="http://cta.ornl.gov/bedb/index.shtml">http://cta.ornl.gov/bedb/index.shtml</a>. Acesso em: 19 fev. 2016 15:53:09.

[32] ANP. Sistema de Levantamento de Preços por Estado. Disponível em: <a href="http://www.anp.gov.br/preco/prc/resumo\_por\_estado\_index.asp">http://www.anp.gov.br/preco/prc/resumo\_por\_estado\_index.asp</a>>. Acesso em: 18 fev. 2016 19:20:49.

[33] SETOR ENERGÉTICO, *ANP: Leilão de Biodiesel negocia* 657,8 *milhões de litros*. Disponível em: <a href="http://www.setorenergetico.com.br/destaques/anp-leilao-de-biodiesel-negocia-6578-milhoes-de-litros/9307/>">http://www.setorenergetico.com.br/destaques/anp-leilao-de-biodiesel-negocia-6578-milhoes-de-litros/9307/></a>. Acesso em: 19 fev. 2016 10:14:02.

[34] BIOFUEL SYSTEMS GROUP LTD, Biodiesel Standards. Disponível em: <https://www.biofuelsystems.com/specification.htm>. Acesso em: 19 fev. 2016 12:23:55. [35] WEITZEL, P.S., TANZOSH, J.M., BORING, B., Advanced Ultra-Supercritical Power Plant (700 to 760C) Design for Indian Coal, Power-Gen Asia, Bangkok, Thailand, 2012.

APÊNDICE 1

## PROGRAMAS EM FORTRAN F90 PARA SIMULAÇÃO DOS CICLOS

Ciclo A
 program Angelino\_1968\_A
 real(8)::f10,var1,var2,fmin,f,f3,p8,tmax,pcond
 real(8)::p7,t3,wll,Q
 open(unit=25,file="CicloA\_Eff\_Pmax200\_Tmax.txt",status="unknown")

convert=0.022722108611

```
!=======
                     _____
tmax=600.d0+273.15
pcond=5000.d0
p8=20000.d0
do Q=25*100000,600*100000,575*1000000
!var1=p8
!var2=p7
!call otimizacao(var1,var2,fmin)
!pause
1
      do tmax=600.d0+273.15,800.d0+273.15,2
١
      do p8=15000,30000,100
call cicloA(p8,tmax,pcond,f10,wll,Q)
      write(25,fmt="(4f15.8)") tmax-273.15,p8,-f10*100,wll*convert
!
       end do
1
end do
pause
contains
1____
subroutine cicloA(p8,t3,p7,f10,wliq,Qdisp)
implicit none
integer nc, ierr, kphl,kphv,f
character hrf*3, herr*255, test*3
character*255 hfwater, hfco2,hfmix
real(8)
p1,p2,p3,p4,p5,p6,p6perda,p7,p8,p9,p10,h1,h1v,h2,h2i,h2v,h3,h3i,h4,h4i,h5,h5i,h6,h7,h
7v,h8,h8i,h9,h10,f10
real(8) x1,x2,x3,x4,x5,xliq, xvap, rhov, rhol,rhol1,rhov1, volwater, volco2, rhowater
real(8) t1,t2,t2i,t3,t3i,t4,t4i,t5,t5i,t6,t7,t8,t8i,t9,t10,s,s1,s1v,s2, s2v,s3,s4,s5,s6,s7,s7v,s8,
s8i.s9.s10
real(8) e,e1,e2,e3,e4,e5,e6,cv,cp,w,hjt
real(8) t,D,Dl,Dv,x,y,q,h, alfa,i,Qdisp,wabs,mponto
real(8) wb,wcomp,wt,wliq,convert, qin, qout,qout2, nt, nb, ncomp, nciclo, q1, q2
real, dimension(1000):: ncicloList, p8List,wliqList
!open(unit=25,file="ciclo_A_t_800_p8.txt",status="unknown")
i=1.d0
! Parametros do Prog e Propriedades dos fluidos
x1=1.d0
                                   !composition (pure component, so =1)
kphl=1
                            !(1=liquid;, 2=dew point; 3=vapor)
kphv=2
nc=1
                            !Number of components
hfwater='WATER.FLD'
```

hfCo2='CO2.FLD' hrf='DEF' !Reference state (DEF means default) convert=0.022722108611

!Escolhas !p7=5000.d0 !Saida do condensador) p1=p7 p9=p7 p5=p7 p4=p7!do p8=10000.d0,30000.d0,50!p8=20000.d0 !saida da bomba p2=p8 p6=p8 ! 76egiã do regenerador de alta p6perda=p6\*0.85 p3=p6perda !saida da caldeira !t1=15.d0+273.15!t7=t1!t3=600.d0+273.15

ncomp=0.85 nt=0.9 nb=0.85

call SETUP (nc,hfco2,hfmix,hrf,ierr,herr) !write (\*,\*) ierr !pause

!Liq saturado no ponto 7 call SATP (p7,x1,kphl,t7,rhol1,rhov,xliq,xvap,ierr,herr) !write (\*,\*) 't7=', t7-273.15 !pause

!Vapor saturado na temperatura do ponto 7 call SATP (p7,x1,kphv,t7,rhol,rhov1,xliq,xvap,ierr,herr)

!Descobrindo s e h de liquido saturado para a temperatura do ponto 7

call THERM (t7,rhol1,x1,p7,e,h7,s7,cv,cp,w,hjt) !write(\*,\*) 'h7=',h7,'s7=',s7 !pause

!Descobrindo s e h de vapor saturado para a temperatura do ponto 7

call THERM (t7,rhov1,x1,p7,e,h7v,s7v,cv,cp,w,hjt) write(\*,\*) 'h7v', h7v

!Bomba s8i=s7 call PSFLSH (p8,s7,x1,t8i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h8i,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't8i=',t8i-273.15d0,'h8i',h8i !pause

h8=(h8i-h7)/nb+h7

!Encontrando T8 – 77egiã da bomba call PHFLSH (p8,h8,x1,t8,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't8=', t8-273.15

!Regenerador de Baixa – Diferenca 77egião temperatura t9=t8+20

!Encontrando entalpias

call TPFLSH (t9,p9,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h9,s9,cv,cp,w,ierr,herr) call TPFLSH (t3,p3,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h3,s3,cv,cp,w,ierr,herr)

!Compressor !Encontrando h2i call PSFLSH (p6,s9,x1,t2i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h2i,cv,cp,w,ierr,herr) !Encontrando h2 h2=(h2i-h9)/ncomp+h9

!Encontrando t2 call PHFLSH (p2,h2,x1,t2,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't2=', t2-273.15 !pause

!Regenerador de Alta – Diferenca 77egião temperatura t5=t2+20 !Encontrando h5 call TPFLSH (t5,p5,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h5,s5,cv,cp,w,ierr,herr)

!Regenerator de baixa temp !Conserv Calor→ (h2-h8)\*alfa = (h5-h9)\*1

!Fracao de 77egião7777 alfa=(h5-h9)/(h2-h8) !write (\*,\*) 'alfa=', alfa !pause

!Trabalho da Bomba wb=(h8-h7)\*alfa !write(\*,\*) 'wb=',wb !pause

!Trabalho Compressor wcomp=(h2-h9)\*(1-alfa) !write(\*,\*)'wcomp=',wcomp

!Turbina !Encontrando h4i - 78egiã 78egião7878ção da turbina call PSFLSH (p4,s3,x1,t4i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h4i,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't4i=',t4i-273.15d0 !pause h4=-nt\*(h3-h4i)+h3wt=h3-h4 call PHFLSH (p4,h4,x1,t4,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't4=', t4-273.15 !pause !Condensador qout=abs((h9-h7))\*alfa !write(\*,\*)'qout=', qout !Primeira lei do ciclo !qin-qout=wt-wcomp-wb !h2=(h5-qout-h9\*(1-alfa)-wb)/alfa !call PHFLSH (p2,h2,x1,t2,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't2=', t2-273.15 !pause h6=h4+h2-h5 call PHFLSH (p6,h6,x1,t6,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't6=', t6-273.15 !pause !Caldeira qin=h3-h6 !Trabalho Liquido wliq = wt - wcomp - wbwrite (\*,\*) 'wliq=', wliq nciclo=(wliq)/qin write(\*,\*) 'nciclo=',nciclo !wliqList(i) = wt - wcomp - wb!ncicloList(i)=wliqList(i)/qin !p8List(i)=p8 !write(25,fmt="(3f15.5)") p8, ncicloList(i), wliqList(i) !i=i+1lend do

```
!write(25,fmt="(f8.3)") ncicloList(©
!write(25, "(1f8.3,2x)", advance = 'no') wliqList(©
!write(25,fmt="(f8.3)") wliqList(©
!write(25,fmt="(f8.3)") p8List(©
!pause
```

```
mponto=Qdisp/(qin*convert*1000)
wabs=wliq*mponto*convert/1000
write(*,*) 'mponto - ', mponto, 'Wliq - ', wabs
```

f10=-nciclo !f=nciclo

end subroutine

2) Ciclo B

program Angelino\_1968\_A\_Reheat

implicit none

```
real(8)::f10,var1,var2,fmin,f,f3,p8,tmax,pcond,pint,tmax2,wll,Q
real(8)::p7,t3,convert
open(unit=25,file="CicloB_Tmax600_700_800_PintAvgOpt_Pmax.txt",status="unkno
wn")
```

convert=1/44.01

!var1=p8

! var2=pint

- ! call otimizacao(var2,fmin)
- ! pause
- ! do tmax=600.d0+273.15,800.d0+273.15,100
- ! tmax2=tmax
- ! do p8=20000,30000,100
- ! do pint=7000,15000,100

call cicloAR(p8,tmax,pcond,pint,tmax2,f10,wll,Q)

- ! write(25,fmt="(5f15.7)") tmax-273.15,p8,pint,-f10\*100,wll\*convert
- ! end do
- ! end do
- ! end do

pause contains

implicit none integer nc, ierr, kphl,kphv,f character hrf\*3, herr\*255, test\*3 character\*255 hfwater, hfco2,hfmix real(8) p1,p2,p3,p4,p5,p6,p6perda,p7,p8,p9,p10,h1,h1v,h2,h2i,h2v,h3,h3i,h4,h4i,h5,h5i,h6,h7,h 7v,h8,h8i,h9,h10,h11,h10i,f10 real(8) x1,x2,x3,x4,x5,xliq, xvap, rhov, rhol,rhol1,rholmin,rhov1, volwater, volco2, rhowater,p11,t11,s11,t10i,t11i,s10i,s11i,x10,x11

```
real(8) t1,t2,t2i,t3,t3i,t4,t4i,t5,t5i,t6,t7,t8,t8i,t9,t10,s,s1,s1v,s2, s2v,s3,s4,s5,s6,s7,s7v,s8,
s8i,s9,s10
real(8) e,e1,e2,e3,e4,e5,e6,cv,cp,w,hjt,mponto,Wligabs,Qdisp
real(8) t,D,Dl,Dv,x,y,q,h, alfa,i,qconv, Dlmax,Dlmin
real(8) wb,wcomp,wt,wliq,convert, qin, qout,qout2, nt, nb, ncomp, nciclo, q1,
q2,wt1,wt2
real, dimension(1000):: ncicloList, p8List,wliqList
!open(unit=25,file="ciclo A t 800 p8.txt",status="unknown")
i=1.d0
! Parametros do Prog e Propriedades dos fluidos
x1=1.d0
                                   !composition (pure component, so =1)
                            !(1=liquid;, 2=dew point; 3=vapor)
kphl=1
kphv=2
nc=1
                            !Number of components
hfwater='WATER.FLD'
hfCo2='CO2.FLD'
hrf='DEF'
                 !Reference state (DEF means default)
convert=1/44.01
!Escolhas
!p7=5000.d0 !Saida do condensador)
p1=p7
p9=p7
p5=p7
p4=p7
!do p8=10000.d0,30000.d0,50
!p8=20000.d0 !saida da bomba
p2=p8
p6=p8 ! 81egiã do regenerador de alta
p6perda=p6*0.85
p3=p6perda !saida da caldeira
p11=p10
!t1=15.d0+273.15
!t7=t1
!t3=600.d0+273.15
ncomp=0.85
nt=0.9
nb=0.85
call SETUP (nc,hfco2,hfmix,hrf,ierr,herr)
!write (*,*) ierr
!pause
!Liq saturado no ponto 7
call SATP (p7,x1,kphl,t7,rhol1,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
!write (*,*) 'Dmin=', rholmin
!pause
```

!Vapor saturado na temperatura do ponto 7 call SATP (p7,x1,kphv,t7,rhol,rhov1,xliq,xvap,ierr,herr)

!Descobrindo s e h de liquido saturado para a temperatura do ponto 7

call THERM (t7,rhol1,x1,p7,e,h7,s7,cv,cp,w,hjt) !write(\*,\*) 'h7=',h7,'s7=',s7 !pause

!Descobrindo s e h de vapor saturado para a temperatura do ponto 7

call THERM (t7,rhov1,x1,p7,e,h7v,s7v,cv,cp,w,hjt) write(\*,\*) 'h7v', h7v

!Bomba s8i=s7

call PSFLSH (p8,s7,x1,t8i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h8i,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't8i=',t8i-273.15d0,'h8i',h8i !pause

h8=(h8i-h7)/nb+h7

!Encontrando T8 – 82egiã da bomba call PHFLSH (p8,h8,x1,t8,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr)

!Regenerador de Baixa – Diferenca 82egião temperatura t9=t8+20

!Encontrando entalpias

call TPFLSH (t9,p9,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h9,s9,cv,cp,w,ierr,herr) call TPFLSH (t3,p3,x1,Dlmax,Dl,Dv,x,y,q,e,h3,s3,cv,cp,w,ierr,herr) call TPFLSH (t11,p11,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h11,s11,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 'Dmax= ', Dlmax\*44.01 !Compressor !Encontrando h2i call PSFLSH (p6,s9,x1,t2i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h2i,cv,cp,w,ierr,herr) !Encontrando h2 h2=(h2i-h9)/ncomp+h9

!Encontrando t2 call PHFLSH (p2,h2,x1,t2,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't2=', t2-273.15 !pause

!Regenerador de Alta – Diferenca 82egião temperatura t5=t2+20 !Encontrando h5 call TPFLSH (t5,p5,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h5,s5,cv,cp,w,ierr,herr)

!Regenerator de baixa temp !Conserv Calor→ (h2-h8)\*alfa = (h5-h9)\*1

!Fracao de 83egião8383 alfa=(h5-h9)/(h2-h8) !write (\*,\*) 'alfa=', alfa !pause

!Trabalho da Bomba wb=(h8-h7)\*alfa write(\*,\*) 'wb=',wb !pause

!Trabalho Compressor wcomp=(h2-h9)\*(1-alfa) !write(\*,\*)'wcomp=',wcomp

!Turbina !Primeiro Estagio call PSFLSH (p10,s3,x1,t10i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h10i,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't10i=',t10i-273.15d0 !pause

h10=-nt\*(h3-h10i)+h3 wt1=h3-h10

call PHFLSH (p10,h10,x1,t10,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) !write(\*,\*) 't10=', t10-273.15 !pause

```
!Turbina Segundo Estagio
call PSFLSH (p4,s11,x1,t4i,Dlmin,Dl,Dv,x,y,q,e2,h4i,cv,cp,w,ierr,herr)
write(*,*) 'Dmin=',Dlmin*44.01
!pause
```

h4=-nt\*(h11-h4i)+h11 wt2=h11-h4 wt=wt1+wt2

```
call PHFLSH (p4,h4,x1,t4,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr) write(*,*)'p4=',p4
```

!Condensador qout=abs((h9-h7))\*alfa !write(\*,\*)'qout=', qout

!Regenerator AT h6=h4+h2-h5

```
call PHFLSH (p6,h6,x1,t6,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s,cv,cp,w,ierr,herr)
!write(*,*) 't6=', t6-273.15
!pause
```

!Caldeira qin=(h3-h6)+(h11-h10)

!Trabalho Liquido wliq = wt – wcomp – wb

write (\*,\*) 'wliq=',wliq nciclo=(wliq)/qin write(\*,\*) 'nciclo=',nciclo

!wliqList(i) = wt - wcomp - wb !ncicloList(i)=wliqList(i)/qin !p8List(i)=p8 !write(25,fmt="(3f15.5)") p8, ncicloList(i), wliqList(i)

!i=i+1 !end do !write(25,fmt="(f8.3)") ncicloList(© !write(25, "(1f8.3,2x)", advance = 'no') wliqList(© !write(25,fmt="(f8.3)") wliqList(© !write(25,fmt="(f8.3)") p8List(© !pause

qconv=qin\*convert\*1000 mponto=Qdisp/(qconv) Wliqabs=wliq\*convert\*mponto/1000

write(\*,\*) 'mponto=',mponto,'kg/s','Wliqabs=',Wliqabs,'MW'

f10=-nciclo !f=nciclo end subroutine

3) Ciclo C

program Vapor\_Regenerative\_Reheat\_Open\_Close implicit none

!Um Reaquecedor Aberto e Outro Fechado

real(8)::pmaxx,pint1,pint2,pcc,tmaxx,tmaxx2,tint2,var1,var2,fm,y1,z1,f10,wll,convert, Q

```
open(unit=25,file="CicloC_Pmax250_PintsAvgOpt_Tmax.txt",status="unknown")
convert=0.0555085593095202d0
```

```
pmaxx=30000
pint1=4163.79
pint2=266.86
pcc=10
tmaxx=600.d0+273.15
tmaxx2=tmaxx
```

do Q=25\*1000000,600\*1000000,575\*1000000

```
! var1=pint1
! var2=pint2
! call otimizacao(pmaxx,tmaxx,tmaxx2,var1,var2,pcc,fm)
!write(25,fmt="(3f15.5)") var1,var2,-f10
```

```
! pause
```

!Variar 85egião8585çã do ciclo

```
1_____
     do tmaxx=600.d0+273.15,800.d0+273.15,2
!
!
     tmaxx2=tmaxx
١
     do pmaxx=20000,30000,100
     do pint1=1000,10000,50
do pint2=100,900,25
!
call VaporRR2(pmaxx,tmaxx,tmaxx2,pint1,pint2,pcc,f10,wll,Q)
write(25,fmt="(6f15.7)") tmaxx-273.15,pmaxx,pint1,pint2,-f10*100,wll*convert
end do
end do
!
     end do
1
     end do
          _____
!call VaporRR2(pmaxx,tmaxx,tmaxx2,pint1,pint2,pcc,f10,wll)
pause
contains
l_____
subroutine VaporRR2(p7,t9,t11,p10,p12,p13,f10,wliq,qdisp)
implicit none
```

integer nc, ierr, kphl,kphv character hrf\*3, herr\*255, test\*3 character\*255 hfwater, hfco2,hfmix real(8) p1,p2,p3,p4,p5,p6,p7,p7perda,p8,p9,p10,p11,h1,h1v,hv1,h11,h2,h3,h4,h4i,h5,h6,h6i,h7, h8,h9,h10,p,t2i,h2i,t6i,t8i,h8i,t10i,h10i,x10,h13,hv3 real(8) p12,p13,t7i,h7i,h9i,t12i,h12i,h12,t12,s12,x12,t13i,h13i,h13,t13,s13,x13,p8perda

```
real(8) x1,x2,x3,x4,x5,x6,x6i,xliq, xvap, rhov, rhol,rhol1,rhov1,rhol3,rhov3,volwater,
volco2, rhowater,t11i,h11i,h11,s11,x11
real(8)
t1,t2,t3,t3v,t4,t4i,t5,t5i,t6,t7,t8,t9,slv1,t10,t11,s1,sl1,sv1,s1v1,s2,s3,sl3,sv3,slv3,s4,s4i,s5
,s6,s6i,s7,s8,s9,s10, test_TB
real(8) e,e1,e2,e3,e4,e5,e6,cv,cp,w,hjt,z,rhol6
real(8) t,D,Dl,Dv,x,y,q,h,f10,qdisp,mponto,wabs, dmax, dmin
real(8) wb,wt1,wt2,wt,wliq,convert, qh, ql, nt1,nt2, nb, nciclo
real, dimension(200):: ncicloList, p3List,wliqList
real(8) i
       open(unit=25,file="CicloC.txt",status="unknown")
1
i=1
! Parametros do Prog e Propriedades dos fluidos
x1=1.d0
                                    !composition (pure component, so =1)
kphl=1
                             !(1=liquid bubble point;, 2=vapor dew point; 4=vapor
sublimation)
kphv=2
nc=1
                             !Number of components
hfwater='WATER.FLD'
hfCo2='CO2.FLD'
hrf='DEF'
                 !Reference state (DEF means default)
convert=0.0555085593095202d0
test='aaa'
!Valores Iniciais (Escolhas)
p8=p7
p4=p7
write(*,*) 'p4=',p4, 'p7=',p7
p5=p7
p9=p7
p9=0.85*p9
p6=p10
p3=p12
p2=p3
p1=p13
p11=p10
nt1=0.9
nt2=0.9
nb=0.85
write(*,*) 'p4=',p4, 'pint2=',pint2
call SETUP (nc,hfwater,hfmix,hrf,ierr,herr)
!write (*,*) ierr
!pause
!Liq saturado no ponto 1
call SATP (p1,x1,kphl,t1,rhol1,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
       write (*,*) 't1=', t1-273.15d0
!
!pause
```

!Liq saturado no ponto 3 call SATP (p3,x1,kphl,t3,rhol3,rhov,xliq,xvap,ierr,herr) write (\*,\*) 't3=', t3-273.15d0 ! !pause !Liq saturado no ponto 6 call SATP (p6,x1,kphl,t6,rhol6,rhov,xliq,xvap,ierr,herr) write (\*,\*) 't6=', t6-273.15d0 ! !pause !h1 call THERM (t1,rhol1,x1,p,e,h1,s1,cv,cp,w,hjt) write(\*,\*) 'h1=',h1\*convert,'s1=',s1\*convert ! sl1=s1 !h3 call THERM (t3,rhol3,x1,p,e,h3,s3,cv,cp,w,hjt) write(\*,\*) 'h3=',h3\*convert,'s3=',s3\*convert ! !h6 call THERM (t6,rhol6,x1,p,e,h6,s6,cv,cp,w,hjt) write(\*,\*) 'h6=',h6\*convert,'s6=',s6\*convert ! !h9 call TPFLSH (t9,p9,x1,D,Dl,dmax,x,y,q,e,h9,s9,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 'dmax=',dmax\*18.02 ! !h11 call TPFLSH (t11,p11,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h11,s11,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 'h11=',h11\*convert ! Vapor Saturado na Pressao e Temperatura 3 call SATP (p3,x1,kphv,t,rhol,rhov3,xliq,xvap,ierr,herr) !Calcular h e s de Vapor Saturado na Temperatura 3 call THERM (t3,rhov3,x1,p,e,h,sv3,cv,cp,w,hjt) slv3=sv3-sl3 write(\*,\*)'sv3=',sv3 1

!Vapor Saturado na Pressao e Temperatura 1 call SATP (p1,x1,kphv,t,rhol1,rhov1,xliq,xvap,ierr,herr)

```
!Calcular h e s de Vapor Saturado na Temperatura 1
call THERM (t1,rhov1,x1,p,e,h,sv1,cv,cp,w,hjt)
```

slv1=sv1-sl1

!Bomba I

call PSFLSH (p2,s1,x1,t2i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h2i,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't2i=',t2i-273.15d0,'h2i',h2i\*convert ! h2=h1+(h2i-h1)/nb!Encontrando t2 call PHFLSH (p2,h2,x1,t2,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s2,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't2=',t2-273.15d0 1 !Bomba II call PSFLSH (p4,s3,x1,t4i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h4i,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't4i=',t4i-273.15d0,'h4i',h4i\*convert ! h4=h3+(h4i-h3)/nb!Encontrando t4 call PHFLSH (p4,h4,x1,t4,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s4,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't4=',t4-273.15d0 ! **!Bomba III** call PSFLSH (p7,s6,x1,t7i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h7i,cv,cp,w,ierr,herr) h7=h6+(h7i-h6)/nbwrite(\*,\*) 't7i=',t7i-273.15d0,'h7i',h7i\*convert,'h7=',h7\*convert ! !Encontrando t7 call PHFLSH (p7,h7,x1,t7,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s7,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't7=',t7-273.15d0 ! !Hipotese: Temperatura da agua de 88egião8888cão na 88egiã do aquecedor fechado igual a do ponto 6 t5=t6call TPFLSH (t5,p5,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h5,s5,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 'h5=',h5\*convert 1 !Turbina de Alta Pressao call PSFLSH (p10,s9,x1,t10i,dmin,Dl,Dv,x,y,q,e,h10i,cv,cp,w,ierr,herr) h10=h9-(h9-h10i)\*nt1 write(\*,\*) 'h10i=',h10i\*convert, 'h10=',h10\*convert write(\*,\*) 'dmin= ', dmin\*18.02 !Encontrando t10 call PHFLSH (p10,h10,x1,t10,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s10,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't10=',t10-273.15d0 !Turbina de Baixa Pressao – Extracao call PSFLSH (p12,s11,x1,t12i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h12i,cv,cp,w,ierr,herr) h12=h11-(h11-h12i)\*nt2

! write(\*,\*) 'h12i=',h12i\*convert, 'h12=',h12\*convert

```
!Encontrando t12
call PHFLSH (p12,h12,x1,t12,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s12,cv,cp,w,ierr,herr)
!Verificar se o ponto 12 cai fora da 89egião liq + vap
if (s12>sv3) then
continue
else
              write(*,*)'Ponto 12 caiu dentro da 89egião89 de fase'
!
x12=(s12-sl3)/(sv3-sl3)
end if
!Turbina de Baixa Pressao – Ultimo Estagio
call PSFLSH (p13,s12,x1,t13i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h13i,cv,cp,w,ierr,herr)
!
       write(*,*) 'h13i=',h13i*convert
h13=h12-(h12-h13i)*nt2
       write(*,*)'h13=',h13*convert
1
!Encontrando t13
call PHFLSH (p13,h13,x1,t13,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s13,cv,cp,w,ierr,herr)
       write(*,*) 't13=',t13-273.15d0
1
!
       write(*,*)'s13=',s13
!Verificar se o ponto 13 cai dentro da 89egião liq + vap
if (s13 < sv1 AND, s13 > s1) then
x13 = (s13 - s1)/(sv1 - s11)
end if
       write(*,*) 'x13=',x13
!
!
       write(*,*) 'h13=',h13
!====Regeneracao======
!Aquecedor2
y=(h5-h4)/(h10-h6+h5-h4)
!Aquecedor1
z=(1-y)*(h3-h2)/(h12-h2)
       write(*,*)'y=',y,'z=',z
!
!Trabalho das Turbinas
wt=h9-h10+(1-y)*(h11-h12)+(1-y-z)*(h12-h13)
       write(*,*)'wt=',wt
!
!Trabalho das Bombas
wb=(1-y-z)*(h2-h1)+(1-y)*(h4-h3)+(h7-h6)*y
       write(*,*)'wb',wb * convert
!
```

!Camara de Mistura h8=(1-y)\*h5+y\*h7 !Caldeira qh=(h9-h8)+(1-y)\*(h11-h10)write(\*,\*)'qh',qh\*convert ! !Condensador ql = (1-y-z)\*(h13-h1)write(\*,\*)'ql',ql\*convert ! wliq=(wt-wb) !nciclo=1-ql/qh nciclo=wliq/qh write(\*,\*)'nciclo=',nciclo f10=-nciclo write(\*,\*) 'wliq=',wliq\*convert ! mponto=qdisp/(qh\*convert\*1000) wabs=wliq\*mponto\*convert/1000 write(\*,\*) 'wabs=',wabs,'mponto=',mponto ! wliqList(i)=wt1+wt2-wb ! ncicloList(i)=(wt1+wt2-wb)/qh ! nciclo=(wt1+wt2-wb)/qh ! write(\*,\*) 'nciclo=',nciclo ! pause ! p3List(i)=p2 i=i+1! ! end do write(25, "(1f8.3,2x)", advance = 'no')ncicloList(© ! ! write(25, "(1f8.3,2x)")wliqList(③ write(25, "(1f8.3,2x)", advance = 'no')p3List(© ! end subroutine

4) Ciclo D

program Vapor\_Regenerative\_Reheat\_OOC

implicit none

```
real(8)::pmax,pint1,pint2,pccc,tmax,tmax2,tint2,var1,var2,var3,y1,z1,f10,pint3,fa,wll,co
nvert,Q
open(unit=25,file="CicloD Pmax200 PintsAvgOpt Tmax.txt",status="unknown")
convert=0.0555085593095202d0
pmax=20000.d0
pint1=5000
pint2=900
pint3=100
pccc=10.d0
tmax=600.d0+273.15
tmax2=tmax
!
     var1=pint1
!
     var2=pint2
     var3=pint3
1
Q=25*1000000
1
     call otimizacao(pmax,tmax2,var1,var2,var3,pccc,fa,wll)
     write(25,fmt="(3f15.9)") var1,var2,-fa,wll*convert
!
!
     pause
!Variar 91egião9191çã do ciclo
!-----
     do tmax=600.d0+273.15,800.d0+273.15,2
!
!
     tmax2=tmax
!
     do pmax=20000,30000,100
!
     do pint1=4000,15000,200
     do pint2=900,2000,25
١
     do pint3=100,900,25
!
call VaporRR3(pmax,tmax2,pint1,pint2,pint3,pccc,f10,wll,Q)
     write(25,fmt="(7f20.8)") tmax-273.15,pmax,pint1,pint2,pint3,-
f10*100,wll*convert
     end do
!
     end do
!
     end do
!
     end do
!
     end do
!-----
!call VaporRR3(pmax,tmax,tmax2,pint1,pint2,pint3,pccc,f10,wll)
pause
contains
subroutine VaporRR3(p7,t9,t11,p10,p12,p14,p13,f10,wliq,qdisp)
```

implicit none integer nc, ierr, kphl,kphv

```
character hrf*3, herr*255, test*3
character*255 hfwater, hfco2,hfmix
real(8)
p1,p2,p3,p4,p5,p6,p7,p7perda,p8,p9,p10,p11,h1,h1v,hv1,h11,h2,h3,h4,h4i,h5,h6,h6i,h7,
h8,h9,h10,p,t2i,h2i,t6i,t8i,h8i,t10i,h10i,x10,hl3,hv3
real(8)
p12,p13,t7i,h7i,h9i,t12i,h12i,h12,t12,s12,x12,t13i,h13i,h13,t13,s13,x13,p8perda,p15,p1
4,p16,t15,t14,t16,t16i
real(8) x1,x2,x3,x4,x5,x6,x6i,xliq, xvap, rhov, rhol,rhol1,rhov1,rhol3,rhov3,volwater,
volco2, rhowater,t11i,h11i,h11,s11,x11,h15,h14,h16,h16i,s15,s14,s16,s16i
real(8)
t1,t2,t3,t3v,t4,t4i,t5,t5i,t6,t7,t8,t9,slv1,t10,t11,s1,sl1,sv1,s1v1,s2,s3,sl3,sv3,slv3,s4,s4i,s5
,s6,s6i,s7,s8,s9,s10, test TB
real(8) e,e1,e2,e3,e4,e5,e6,cv,cp,w,hjt,z,rhol6,h14i,s115,sv15,t14i,x14
real(8) t,D,Dl,Dv,x,y,q,h,f10,rhol15,rhov15,qdisp,mponto,wabs
real(8) wb,wt1,wt2,wt,wliq,convert, qh, ql, nt1,nt2, nb, nciclo
real, dimension(200):: ncicloList, p3List,wliqList
real(8) i
!open(unit=25,file="cicloVapor t 560 p3.txt",status="unknown")
i=1
! Parametros do Prog e Propriedades dos fluidos
x1=1.d0
                                    !composition (pure component, so =1)
                             !(1=liquid bubble point;, 2=vapor dew point; 4=vapor
kphl=1
sublimation)
kphv=2
nc=1
                             !Number of components
hfwater='WATER.FLD'
hfCo2='CO2.FLD'
                 !Reference state (DEF means default)
hrf='DEF'
convert=0.0555085593095202d0
test='aaa'
!Valores Iniciais (Escolhas)
p8=p7
p4=p7
p15=p14
p16=p12
p5=p7
       write(*,*) 'p14=',p14, 'p7=',p7
1
p9=p7
p9=0.85*p9
p6=p10
p3=p12
p2=p3
p1=p13
p11=p10
nt1=0.9
```

nt2=0.9 nb=0.85

```
! write(*,*) 'p4=',p4,'pint2=',pint2
call SETUP (nc,hfwater,hfmix,hrf,ierr,herr)
!write (*,*) ierr
!pause
```

!Liq saturado no ponto 1
call SATP (p1,x1,kphl,t1,rhol1,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
! write (\*,\*) 't1=', t1-273.15d0
!pause

!Liq saturado no ponto 3
call SATP (p3,x1,kphl,t3,rhol3,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
! write (\*,\*) 't3=', t3-273.15d0
!pause

!Liq saturado no ponto 6
call SATP (p6,x1,kphl,t6,rhol6,rhov,xliq,xvap,ierr,herr)
! write (\*,\*) 't6=', t6-273.15d0
!pause

!Liq saturado no ponto 15 call SATP (p15,x1,kphl,t15,rhol15,rhov,xliq,xvap,ierr,herr) ! write (\*,\*) 't15=', t15-273.15d0 !pause

!h1

call THERM (t1,rhol1,x1,p,e,h1,s1,cv,cp,w,hjt) ! write(\*,\*) 'h1=',h1\*convert, 's1=',s1\*convert sl1=s1

!h3
call THERM (t3,rhol3,x1,p,e,h3,s3,cv,cp,w,hjt)
! write(\*,\*) 'h3=',h3\*convert,'s3=',s3\*convert

!h6

call THERM (t6,rhol6,x1,p,e,h6,s6,cv,cp,w,hjt) ! write(\*,\*) 'h6=',h6\*convert,'s6=',s6\*convert !h15 call THERM (t15,rhol15,x1,p,e,h15,s15,cv,cp,w,hjt) ! write(\*,\*) 'h15=',h15\*convert,'s15=',s15\*convert

!h9

call TPFLSH (t9,p9,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h9,s9,cv,cp,w,ierr,herr) ! write(\*,\*) 'h9=',h9\*convert

!h11

call TPFLSH (t11,p11,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h11,s11,cv,cp,w,ierr,herr) ! write(\*,\*) 'h11=',h11\*convert

!Vapor Saturado na Pressao e Temperatura 3 call SATP (p3,x1,kphv,t,rhol,rhov3,xliq,xvap,ierr,herr)

!Calcular h e s de Vapor Saturado na Temperatura 3 call THERM (t3,rhov3,x1,p,e,h,sv3,cv,cp,w,hjt)

```
! write(*,*)'sv3=',sv3
```

!Vapor Saturado na Pressao e Temperatura 1 call SATP (p1,x1,kphv,t,rhol1,rhov1,xliq,xvap,ierr,herr)

!Calcular h e s de Vapor Saturado na Temperatura 1 call THERM (t1,rhov1,x1,p,e,h,sv1,cv,cp,w,hjt)

slv1=sv1-sl1

!Vapor Saturado na Pressao e Temperatura 15 call SATP (p15,x1,kphv,t,rhol,rhov15,xliq,xvap,ierr,herr)

!Calcular h e s de Vapor Saturado na Temperatura 1 call THERM (t15,rhov15,x1,p,e,h,sv15,cv,cp,w,hjt)

!Bomba I
call PSFLSH (p2,s1,x1,t2i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h2i,cv,cp,w,ierr,herr)
! write(\*,\*) 't2i=',t2i-273.15d0,'h2i',h2i\*convert

h2=h1+(h2i-h1)/nb

!Encontrando t2 call PHFLSH (p2,h2,x1,t2,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s2,cv,cp,w,ierr,herr) ! write(\*,\*) 't2=',t2-273.15d0

!Bomba II
call PSFLSH (p4,s3,x1,t4i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h4i,cv,cp,w,ierr,herr)
! write(\*,\*) 't4i=',t4i-273.15d0,'h4i',h4i\*convert

```
h4=h3+(h4i-h3)/nb
```

```
!Encontrando t4
call PHFLSH (p4,h4,x1,t4,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s4,cv,cp,w,ierr,herr)
! write(*,*) 't4=',t4-273.15d0
!
!Bomba III
call PSFLSH (p7,s6,x1,t7i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h7i,cv,cp,w,ierr,herr)
```

h7=h6+(h7i-h6)/nb1 write(\*,\*) 't7i=',t7i-273.15d0,'h7i',h7i\*convert,'h7=',h7\*convert !Encontrando t7 call PHFLSH (p7,h7,x1,t7,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s7,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't7=',t7-273.15d0 1 **!Bomba IV** call PSFLSH (p16,s15,x1,t16i,D,Dl,Dv,x,y,q,e2,h16i,cv,cp,w,ierr,herr) h16=h15+(h16i-h15)/nb 1 write(\*,\*) 't16i=',t16i-273.15d0,'h16i',h16i\*convert,'h16=',h16\*convert !Encontrando t16 call PHFLSH (p16,h16,x1,t16,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s16,cv,cp,w,ierr,herr) 1 write(\*,\*) 't16=',t16-273.15d0 !Hipotese: Temperatura da agua de 95egião9595ção na 95egiã do aquecedor fechado igual a do ponto 6 t5=t6 call TPFLSH (t5,p5,x1,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h5,s5,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 'h5=',h5\*convert ! !Turbina de Alta Pressao call PSFLSH (p10,s9,x1,t10i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h10i,cv,cp,w,ierr,herr) h10=h9-(h9-h10i)\*nt1 write(\*,\*) 'h10i=',h10i\*convert, 'h10=',h10\*convert 1 !Encontrando t10 call PHFLSH (p10,h10,x1,t10,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s10,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't10=',t10-273.15d0 1 !Turbina de Baixa Pressao – Primeira Extracao call PSFLSH (p12,s11,x1,t12i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h12i,cv,cp,w,ierr,herr) h12=h11-(h11-h12i)\*nt2 write(\*,\*) 'h12i=',h12i\*convert, 'h12=',h12\*convert ! !Encontrando t12 call PHFLSH (p12,h12,x1,t12,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s12,cv,cp,w,ierr,herr) write(\*,\*) 't12=',t12-273.15d0,'s12=',s12 1 !Verificar se o ponto 12 cai fora da 95egião liq + vap if (s12>sv3) then continue else write(\*,\*)'Ponto 12 caiu dentro da 95egião95 de fase' x12=(s12-s13)/(sv3-s13)

end if

```
!Turbina de Baixa Pressao – Segunda Extracao
call PSFLSH (p14,s12,x1,t14i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h14i,cv,cp,w,ierr,herr)
h14=h12-(h12-h14i)*nt2
       write(*,*) 'h14i=',h14i*convert, 'h14=',h14*convert
1
!Encontrando t14
call PHFLSH (p14,h14,x1,t14,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s14,cv,cp,w,ierr,herr)
       write(*,*) 't14=',t14-273.15d0,'s14=',s14
!
!Verificar se o ponto 14 cai fora da 96egião liq + vap
if (s14>sv15) then
continue
else
              write(*,*)'Ponto 14 caiu dentro da 96egião96 de fase'
1
x14=(s12-s15)/(sv15-s15)
end if
!Turbina de Baixa Pressao – Ultimo Estagio
call PSFLSH (p13,s14,x1,t13i,D,Dl,Dv,x,y,q,e,h13i,cv,cp,w,ierr,herr)
write(*,*) 'h13i=',h13i*convert
h13=h14-(h14-h13i)*nt2
       write(*,*)'h13=',h13*convert
1
!Encontrando t13
call PHFLSH (p13,h13,x1,t13,D,Dl,Dv,x,y,q,e,s13,cv,cp,w,ierr,herr)
!
       write(*,*) 't13=',t13-273.15d0
       write(*,*)'s13=',s13
!
!Verificar se o ponto 13 cai dentro da 96egião liq + vap
if (s13 < sv1 AND, s13 > s1) then
x13=(s13-s1)/(sv1-sl1)
end if
!
       write(*,*) 'x13=',x13
!
       write(*,*) 'h13=',h13
!====Regeneracao======
!Aquecedor2
y=(h5-h4)/(h10-h6+h5-h4)
!Aquecedor1
z=(1-y)*(h3-h16)/(h12-h16)
!Aquecedor3
```

x=(1-y-z)\*(h15-h2)/(h14-h2)

! write(\*,\*)'y=',y,'z=',z !Trabalho das Turbinas wt=(h9-h10)+(1-y)\*(h11-h12)+(1-y-z)\*(h12-h14)+(1-y-x-z)\*(h14-h13)

 $\frac{(1-y-1)}{(1-y-2)} (1-y-2)^{(112-1114)+(1-y-22)}$   $\frac{(1-y-2)^{(112-1114)+(1-y-22)}}{(1-y-2)^{(112-1114)+(1-y-22)}}$ 

!Trabalho das Bombas wb=(1-y-x-z)\*(h2-h1)+(1-y-z)\*(h16-h15)+(1-y)\*(h4-h3)+y\*(h7-h6) ! write(\*,\*)'wb',wb \* convert

!Camara de Mistura h8=(1-y)\*h5+y\*h7

!Caldeira qh=(h9-h8)+(1-y)\*(h11-h10) ! write(\*,\*)'qh',qh\*convert

!Condensador ql=(1-y-z-x)\*(h13-h1) ! write(\*,\*)'ql',ql\*convert

nciclo=1-ql/qh wliq=wt-wb write(\*,\*)'nciclo=',nciclo, 'wliq=', wliq\*convert

```
mponto=qdisp/(qh*convert*1000)
wabs=wliq*mponto*convert/1000
```

write(\*,\*)'mponto ',mponto,'wabs ',wabs

f10=-nciclo

```
!
       wliqList(i)=wt1+wt2-wb
       ncicloList(i)=(wt1+wt2-wb)/qh
!
!
       nciclo=(wt1+wt2-wb)/qh
      write(*,*) 'nciclo=',nciclo
!
!
       pause
!
       p3List(i)=p2
!
       i=i+1
!
       end do
!
       write(25, "(1f8.3,2x)", advance = 'no')ncicloList(©
!
       write(25, "(1f8.3,2x)")wliqList(③
       write(25, "(1f8.3,2x)", advance = 'no')p3List(©
!
```

end subroutine
## APÊNDICE 2 PROGRAMAS EM FORTRAN PARA OTIMIZAÇÃO

Ciclo B
 Otimizacao
 subroutine otimizacao(pm,tm,tm2,var1,var2,var3,pc,umin)
 implicit none

real(8):varuvar100,varvar1,varvar2,varvar3,varuvar1,varuvar2,varuvar3,aux,wl,u,qd,co nvert,a,b,c,d,e,f,pmax1,wliqq,tmax1,dvar11,dvar21,var31,dvar1,dvar2,dvar3,uvar1,uvar 2,uvar3,passovar2,u3,modulograd0,modulograd1,var1,var2,pc,tm2 real(8):: yf,zf,y3,z3,umin, gradvar20,gradvar10,gradvar11,gradvar21,gradvar2,gradvar1,u1,f0,passovar1, alfa2, modulograd, gama, var13, var33,var23,pm,tm, dvar10,dvar20,var30 integer:: k open(unit=25,file="CicloD\_Opt\_Pmax300\_Tmax800\_Pints\_alfa3x106.txt",status="unk nown")

convert=0.0555085593095202d0

alfa2=3000000.d0

!Valores iniciais para primeira iteração var23=500.d0 !var13=4000.d0

do if(k<600) then !numero de iteracoes continue if (aux<100) then !variavel de controle para parar o loop em varias condicoes continue write (\*,\*) 'k=', k

```
call cicloAR(pm,tm,pc,var2,tm2,u,wl,qd)
!gradientes e d's nessa iteracao
!a=gradvar11
b=gradvar21
!c=gradvar31
d = dvar21
!e = dvar11
!f = dvar31
!passovar1=0.01*var1
passovar2=0.01*var2
!passovar3=0.01*var3
dvar20=d
!dvar10=e
!dvar30=f
!gradvar10=a
gradvar20=b
!gradvar30=c
!varvar1=var1+passovar1
varvar2=var2+passovar2
!varvar3=var3+passovar3
```

call cicloAR(pm,tm,pc,varvar2,tm2,uvar2,wl,qd) !varuvar1=u-uvar1 varuvar2=u-uvar2 !varuvar3=u-uvar3

```
!gradvar11=varuvar1 /passovar1
gradvar21=varuvar2 /passovar2
!gradvar31=varuvar3/passovar3
if (k=0) then
gama=0
if (k>1) then
gama=abs(gradvar21**2+gradvar11**2)/ abs(gradvar20**2+gradvar10**2)
end if
dvar21=-gradvar21+gama*dvar20
!dvar11=-gradvar11+gama*dvar10
!dvar31=-gradvar31+gama*dvar30
if (var23>15000) then
var23=15000
end if
if (var23<7000) then
var23=7000
end if
if (var23>7000 .AND. var23<15000) then
var23=var2+alfa2*dvar21
end if
call cicloAR(pm,tm,pc,var23,tm2,u3,wliqq,qd)
write(*,*) 'pint23=', var23,'u3=', u3,'k=',k,'u=',u
if (u3>u) then
min=u
aux=666666666
end if
varuvar100=abs(u3-u)
if (varuvar100<0.0000001) then
min=u3
aux=77777777
if (varuvar100>0.0000001) then
!var1=var13
var2=var23
k=k+1
end if
write(25,fmt="(7f25.9)") tm-273.15,pm,var2,-min*100,wliqq*convert
write(*,*) 'aux=',aux
end if
end if
end do
```

return

end subroutine

2) Ciclo C!Otimizacaosubroutine otimizacao(pm,tm,tm2,var1,var2,var3,pc,umin)implicit none

real(8):varuvar100,varvar1,varvar2,varvar3,varuvar1,varuvar2,varuvar3,aux,wl,u,qd,co nvert,a,b,c,d,e,f,pmax1,wliqq,tmax1,dvar11,dvar21,var31,dvar1,dvar2,dvar3,uvar1,uvar 2,uvar3,passovar2,u3,modulograd0,modulograd1,var1,var2,pc,tm2 real(8):: yf,zf,y3,z3,umin, gradvar20,gradvar10,gradvar11,gradvar21,gradvar2,gradvar1,u1,f0,passovar1, alfa2, modulograd, gama, var13, var33,var23,pm,tm, dvar10,dvar20,var30 integer:: k open(unit=25,file="CicloD\_Opt\_Pmax300\_Tmax800\_Pints\_alfa3x106.txt",status="unk nown")

convert=0.0555085593095202d0

alfa2=3000000.d0

!Valores iniciais para primeira iteração var23=500.d0 var13=4000.d0

do if(k<600) then !numero de iteracoes continue if (aux<100) then !variavel de controle para parar o loop em varias condicoes continue write (\*,\*) 'k=', k

```
call VaporRR2(pm,tm,tm2,var1,var2,pc,u,wl,qd)
!gradientes e d's nessa iteracao
a=gradvar11
b=gradvar21
!c=gradvar31
d = dvar21
e = dvar11
!f = dvar31
passovar1=0.01*var1
passovar2=0.01*var2
!passovar3=0.01*var3
dvar20=d
dvar10=e
!dvar30=f
gradvar10=a
gradvar20=b
!gradvar30=c
varvar1=var1+passovar1
varvar2=var2+passovar2
!varvar3=var3+passovar3
```

```
call VaporRR2(pm,tm,tm2,varvar1,var2,pc,uvar1,wl,qd)
call VaporRR2(pm,tm,tm2,var1,varvar2,pc,uvar2,wl,qd)
varuvar1=u-uvar1
varuvar2=u-uvar2
```

```
!varuvar3=u-uvar3
gradvar11=varuvar1 /passovar1
gradvar21=varuvar2 /passovar2
!gradvar31=varuvar3/passovar3
if (k=0) then
gama=0
if (k>1) then
gama=abs(gradvar21**2+gradvar11**2)/ abs(gradvar20**2+gradvar10**2)
end if
dvar21=-gradvar21+gama*dvar20
dvar11=-gradvar11+gama*dvar10
!dvar31=-gradvar31+gama*dvar30
if (var13<1000) then
var13=1000
end if
if (var13>10000) then
var13=10000
end if
if (var13>1000 .AND. var13<10000) then
var13=var1+alfa2*dvar11
end if
if (var23>900) then
var23=900
end if
if (var23<100) then
var23=100
end if
if (var23>100 .AND. var23<900) then
var23=var2+alfa2*dvar21
end if
call VaporRR2(pm,tm,tm2,var13,var23,pc,u3,wliqq,qd)
write(*,*) 'pint13=', var13,'pint23=', var23,'u3=', u3,'k=',k,'u=',u
if (u3>u) then
min=11
aux=666666666
end if
varuvar100=abs(u3-u)
```

```
if (varuvar100<0.0000001) then
```

```
min=u3
aux=77777777
if (varuvar100>0.00000001) then
var1=var13
var2=var23
k=k+1
end if
write(25,fmt="(7f25.9)") tm-273.15,pm,var1,var2,var3,-min*100,wliqq*convert
write(*,*) 'aux=',aux
end if
end if
end do
return
end subroutine
```

3) Ciclo D

!Otimizacao subroutine otimizacao(pm,tm,tm2,var1,var2,var3,pc,umin) implicit none real(8):varuvar100,varvar1,varvar2,varvar3,varuvar1,varuvar2,varuvar3,aux,wl,u,qd,co nvert,a,b,c,d,e,f,pmax1,wliqq,tmax1,dvar11,dvar21,var31,dvar1,dvar2,dvar3,uvar1,uvar 2,uvar3,passovar2,u3,modulograd0,modulograd1,var1,var2,pc,tm2 real(8):: yf,zf,y3,z3,umin, gradvar20,gradvar10,gradvar11,gradvar21,gradvar2,gradvar1,u1,f0,passovar1, alfa2, modulograd, gama, var13, var33,var23,pm,tm, dvar10,dvar20,var30 integer:: k open(unit=25,file="CicloD\_Opt\_Pmax300\_Tmax800\_Pints\_alfa3x106.txt",status="unk nown")

```
convert=0.0555085593095202d0
```

```
alfa2=3000000.d0
```

!Valores iniciais para primeira iteração var23=500.d0 var13=4000.d0 var33=100

do if(k<600) then !numero de iteracoes continue if (aux<100) then !variavel de controle para parar o loop em varias condicoes continue write (\*,\*) 'k=', k

```
call VaporRR3(pm,tm,tm2,var1,var2,var3,pc,u,wl,qd)
!gradientes e d's nessa iteracao
a=gradvar11
b=gradvar21
c=gradvar31
d = dvar21
e = dvar11
f = dvar31
passovar1=0.01*var1
passovar2=0.01*var2
passovar3=0.01*var3
dvar20=d
dvar10=e
dvar30=f
gradvar10=a
gradvar20=b
gradvar30=c
varvar1=var1+passovar1
varvar2=var2+passovar2
varvar3=var3+passovar3
```

```
call VaporRR3(pm,tm,tm2,varvar1,var2,var3,pc,uvar1,wl,qd) call VaporRR3(pm,tm,tm2,var1,varvar2,var3,pc,uvar2,wl,qd)
```

```
call VaporRR3(pm,tm,tm2,var1,var2,varvar3,pc,uvar2,wl,qd)
varuvar1=u-uvar1
varuvar2=u-uvar2
varuvar3=u-uvar3
gradvar11=varuvar1 /passovar1
gradvar21=varuvar2 /passovar2
gradvar31=varuvar3/passovar3
if (k=0) then
gama=0
if (k>1) then
gama=abs(gradvar21**2+gradvar11**2+gradvar31**2)/
abs(gradvar20**2+gradvar10**2+gradvar30**2)
end if
dvar21=-gradvar21+gama*dvar20
dvar11=-gradvar11+gama*dvar10
dvar31=-gradvar31+gama*dvar30
if (var13<3000) then
var13=3000
end if
if (var13>15000) then
var13=15000
end if
if (var13>3000 .AND. var13<15000) then
var13=var1+alfa2*dvar11
end if
if (var23>2000) then
var23=2000
end if
if (var23 < 350) then
var23=350
end if
if (var23>350 .AND. var23<2000) then
var23=var2+alfa2*dvar21
end if
if (var33>300) then
var33=300
end if
if (var33<70) then
var33=70
```

end if

```
if (var33>70 .AND. var33<300) then
var33=var3+alfa2*dvar31
end if
call VaporRR3(pm,tm,tm2,var13,var23,var33,pc,u3,wliqq,qd)
write(*,*) 'pint13=', var13,'pint23=', var23,, 'var33=',var33,'u3=', u3,'k=',k,'u=',u
if (u3>u) then
min=u
aux=666666666
end if
varuvar100=abs(u3-u)
if (varuvar100<0.0000001) then
min=u3
aux=77777777
if (varuvar100>0.0000001) then
var1=var13
var2=var23
var3=var33
k=k+1
end if
write(25,fmt="(7f25.9)") tm-273.15,pm,var1,var2,var3,-min*100,wliqq*convert
write(*,*) 'aux=',aux
end if
end if
end do
return
```

end subroutine