

4

Simulação

Neste trabalho é realizado um estudo termodinâmico comparativo entre alternativas de configuração para uma planta de cogeração operando num ciclo Rankine. A avaliação restringe-se ao âmbito termodinâmico, sem entrar no campo da análise econômica.

O estudo termoeconômico do ciclo inovador representaria uma seqüência importante deste estudo de modo a avaliar sua viabilidade econômica. Porém, o objetivo do presente trabalho é avaliar tecnicamente o ciclo inovador em relação ao ciclo tradicional de produção de potência.

A metodologia de simulação consiste na avaliação dos processos através dos dados de performance dos equipamentos. Para isto é preciso definir as condições de operação e alguns parâmetros de projeto. O objetivo não é especificar os equipamentos, mas estudar os processos que envolvem estes equipamentos.

A partir da definição dos equipamentos, das condições ambientes e do combustível, são calculadas a potência produzida, a eficiência térmica, produção de vapor, áreas de troca dos trocadores, trabalho consumido nas bombas e as propriedades termodinâmicas das correntes.

4.1.

Descrição do Software Gate Cycle ®

Para desenvolver o estudo, o auxílio de um simulador termodinâmico é necessário. Optou-se pelo GateCycle ®, programa desenvolvido pela Enter Software, hoje pertencente à General Electric Power Systems Inc.. O programa é mundialmente reconhecido e utilizado para simulação de ciclos térmicos. A simulação fornece as propriedades termodinâmicas das principais correntes, dados de performance dos equipamentos e de eficiência da planta para situações de regime permanente.

O simulador é capaz de reproduzir o comportamento do ciclo para diferentes condições de operação com erros relativos menores que 0,1 % (valor “default” do

programa).

O Gatecycle ® é um programa de simulação termodinâmica que gera uma análise detalhada (para regime permanente) para condições de projeto e fora de projeto de sistemas de conversão de energia térmica. O programa é voltado para a simulação de plantas termelétricas operando em ciclos Rankine, Brayton ou combinado. A partir dos dados de entrada de cada componente o programa calcula o desempenho do ciclo por meio de um processo iterativo. O método de convergência é por interpolação linear com fator de relaxação. Este é denominado SOR (successive over relaxation). O programa calcula cada equipamento definindo as entradas e determinando as saídas. As saídas são propagadas para o próximo equipamento até fechar o circuito. O primeiro equipamento recebe uma nova entrada do equipamento que o alimenta, porém utilizando um fator de relaxação (valor entre 0 e 1). O procedimento é repetido até o ciclo convergir. O programa permite que o usuário escolha o método de simulação dos equipamentos. Isto permite a simulação para diferentes níveis de complexidade. O Gatecycle ® pode ser utilizado em diversos tipos de análise, tais como:

- Projeto e análise de um ciclo para um sistema térmico ou de uma estação de cogeração (esta análise gera informações de processo das correntes principais, de performance dos equipamentos e de eficiência da planta);
- Simulação de performance de sistemas existentes em condições “off-design”;
- Previsão de efeitos de mudanças propostas em plantas existentes.

4.2.

Condições Ambientais

Para a modelagem do sistema foram consideradas as seguintes condições ambientais:

- Temperatura ambiente: 25,5 °C
- Umidade Relativa: 79,8%
- Altitude em relação ao nível do mar: 0 m
- Temperatura de bulbo úmido: 22,8 °C

4.3.

Combustível

A caldeira utiliza como combustível gases residuais do processo siderúrgico. São eles:

- Gás de Alto Forno (BFG)
- Gás de Coqueria (COG)

As características dos gases utilizados na mistura para queima na caldeira estão listadas abaixo:

Gás de alto forno (base seca)

Poder Calorífico Superior	kJ/kg	2.449,1
Poder Calorífico Inferior	kJ/kg	2.401,3
CO ₂	%	21,4
CO	%	23,67
H ₂	%	3,3
N ₂	%	51,63
Pressão de alimentação máx	mm H ₂ O	600
Pressão de alimentação normal	mm H ₂ O	550
Particulados	mg/Nm ³	<5
Vazão	t/h	292,7
Temperatura	°C	40

Tabela 2- Características do gás de alto forno

Gás de coqueria (base seca)

Poder Calorífico Superior	kJ/kg	51.676
Poder Calorífico Inferior	kJ/kg	45.841,6
CO ₂	%	1,44
O ₂	%	0,15
CO	%	5,6
H ₂	%	62,0

CH ₄	%	25,0
C _m H _n	%	3,66
N ₂	%	2,0
H ₂ S	%	0,15
Pressão de alimentação máx	mm H ₂ O	500
Pressão de alimentação normal	mm H ₂ O	450
Pressão de alimentação mín	mm H ₂ O	300
Vazão	t/h	7,4
Temperatura	°C	40

Tabela 3- Características do gás de coqueria

A exergia química do gás de mistura é definida conforme explicitado em 3.2.1. Logo, de acordo com Kotas (1985):

$$e_q = \phi PCS_{gm} \quad (3.34)$$

$$\phi = 0,98 \text{ (para o gás de alto forno)} \quad (3.35)$$

Gás de Mistura

Poder Calorífico Superior	kJ/kg	3656,1
Poder Calorífico Inferior	kJ/kg	3466,2
Exergia química específica	kJ/kg	3583,0
CO ₂	%	19,84
O ₂	%	0,01
CO	%	22,24
H ₂	%	7,53
C _m H _n	%	2,6
N ₂	%	47,76
SO ₂	%	0,01
Pressão de alimentação normal	mm H ₂ O	450
Vazão	t/h	225
Temperatura	°C	40

Tabela 4- Características do gás de mistura

4.4.

Dados de Entrada do Programa

Os dados de entrada do programa utilizados na simulação, além da composição do combustível e das condições do ambiente, são os seguintes:

Caldeira: Vazão de combustível, pressão de operação do tubulão, temperatura do vapor superaquecido.

Turbina: Eficiência isentrópica, pressão do vapor exausto, pressões e temperaturas das extrações;

Condensador: Diferença de temperatura da água de resfriamento,

Bombas: Eficiência isentrópica e pressão de descarga.

Trocadores de calor: Diferença de temperatura terminal

Desaerador: Pressão de operação

Economizador: Temperatura de saída da água

Superaquecedor: Temperatura de saída do vapor superaquecido

Bombas bifásicas: Eficiência isentrópica e pressão de descarga da bomba e título na saída da caldeira auxiliar igual a zero. A simulação do bombeamento bifásico será demonstrada no item 4.7.1. Note que os dados de entrada são função do método de cálculo definido para os componentes. A definição do método de cálculo é basicamente função do nível de informação disponível para a simulação do ciclo.

4.5.

Premissas Comparativas

Para permitir a comparação entre os dois ciclos, as seguintes premissas foram adotadas para ambos os casos:

- O fluido de trabalho (água desmineralizada) é o mesmo para todos os casos;
- A vazão de combustível é a mesma em todos os casos;
- Os consumos de energia dos sistemas auxiliares não foram considerados na comparação, pois são praticamente equivalentes. Apenas o consumo referente às bombas principais foi computado no estudo;
- A exergia do ar ambiente é igual a 0.

4.6.

Simulação do Ciclo Tradicional

Para a simulação do ciclo é necessário entrar com a composição do gás de mistura, a pressão de operação da caldeira, a temperatura de exaustão dos gases de combustão, as pressões de admissão e exaustão e pressões e vazões das extrações da turbina a vapor, a diferença de temperatura da água de resfriamento no condensador, pressões de operação das bombas e do desaerador e os métodos de calculo de cada componente devem ser definidos. Os pré-aquecedores foram modelados pela diferença de temperatura terminal (TTD) que é a diferença entre a temperatura da água de alimentação saindo do pré-aquecedor e a temperatura de condensação do vapor no pré-aquecedor. A caldeira foi modelada pela vazão de combustível e a turbina para uma eficiência isentrópica de 86%.

Utilizando o programa Gate Cycle foi simulada uma planta típica de cogeração aplicada à indústria siderúrgica. A Figura 26 apresenta o diagrama do ciclo tradicional, extraído do programa é apresentado. As correntes representam as tubulações e são numeradas para facilitar sua identificação na tabela de propriedades termodinâmicas (Tabela 5). A corrente S1 é o gás de exaustão da caldeira encaminhado para o superaquecedor convectivo. A corrente S2 é a sequência do caminho do gás de exaustão agora direcionado ao economizador. Em S5, os gases são encaminhados para o pré-aquecedor de ar e finalmente, em STACK, este é dispersado para a atmosfera. A corrente S16 representa a água de alimentação entrando na caldeira. A corrente S43 é o vapor de admissão da turbina e S13 é o vapor exausto da turbina encaminhado ao condensador. S15 é a água do mar fria entrando no condensador e S21 é o retorno da água quente para o mar. O volume de controle da caldeira (representado por um retângulo) engloba a caldeira em si, o tubulão (evaporador), o superaquecedor externo, o economizador e o pré-aquecedor de ar. A bomba de

circulação da água da caldeira é necessária para a simulação do ciclo mas na prática em geral é dispensada, ocorrendo a circulação natural da água. A corrente S32 representa a alimentação de combustível e a corrente STACK é a exaustão dos gases de combustão para a atmosfera. A turbina a vapor está dividida em duas seções, de baixa e alta pressão. Isto não significa que, construtivamente, a turbina tenha que ter esta configuração. Este foi apenas um recurso de simulação utilizado para possibilitar a extração de vapor em 7 pontos diferentes da turbina. Uma turbina a vapor, no Gate Cycle, permite até 4 extrações. A corrente S47 representa o vapor para processo (10 t/h a 15 bar). As correntes S3, S7 e S24 são as extrações de vapor da turbina para os pré-aquecedores de alta pressão, S26 é a extração para o desaerador e S35 e S33 são as extrações para os pré-aquecedores de baixa pressão. O condensado é bombeado pela bomba de condensado em S20 é aquecido no primeiro pré-aquecedor, e, em seguida (S22) no segundo pré-aquecedor. Na corrente S23, o condensado pré-aquecido é encaminhado ao desaerador. A água de alimentação da caldeira sai do desaerador (S29), é bombeada (S14) e encaminhada ao terceiro pré-aquecedor, em seguida ao quarto pré-aquecedor (S31) e finalmente ao quinto pré-aquecedor (S36). O vapor de extração condensado nos pré-aquecedores de alta pressão, são cascadeados para os pré-aquecedores anteriores (S25, S37) e, após o terceiro pré-aquecedor, a corrente S30 direciona o condensado para o desaerador, realimentando o ciclo. O mesmo ocorre para o condensado produzido pela condensação do vapor de extração de baixa pressão (S27), porém o destino final do condensado de baixa pressão é o condensador (S28). A corrente S41 representa a água de reposição do ciclo. Na caldeira, a corrente S8 leva o líquido saturado ao tubulão, onde a água é recirculada (S9) pelos feixes de tubos revestindo a fornalha gerando vapor saturado na corrente S10. O vapor saturado é encaminhado ao superaquecedor externo (convectivo) e, em seguida ao superaquecedor interno (S6). Daí sai o vapor para a turbina. O ar pré-aquecido (S4) é dividido em duas correntes (S17 e S18) antes de entrar na caldeira.

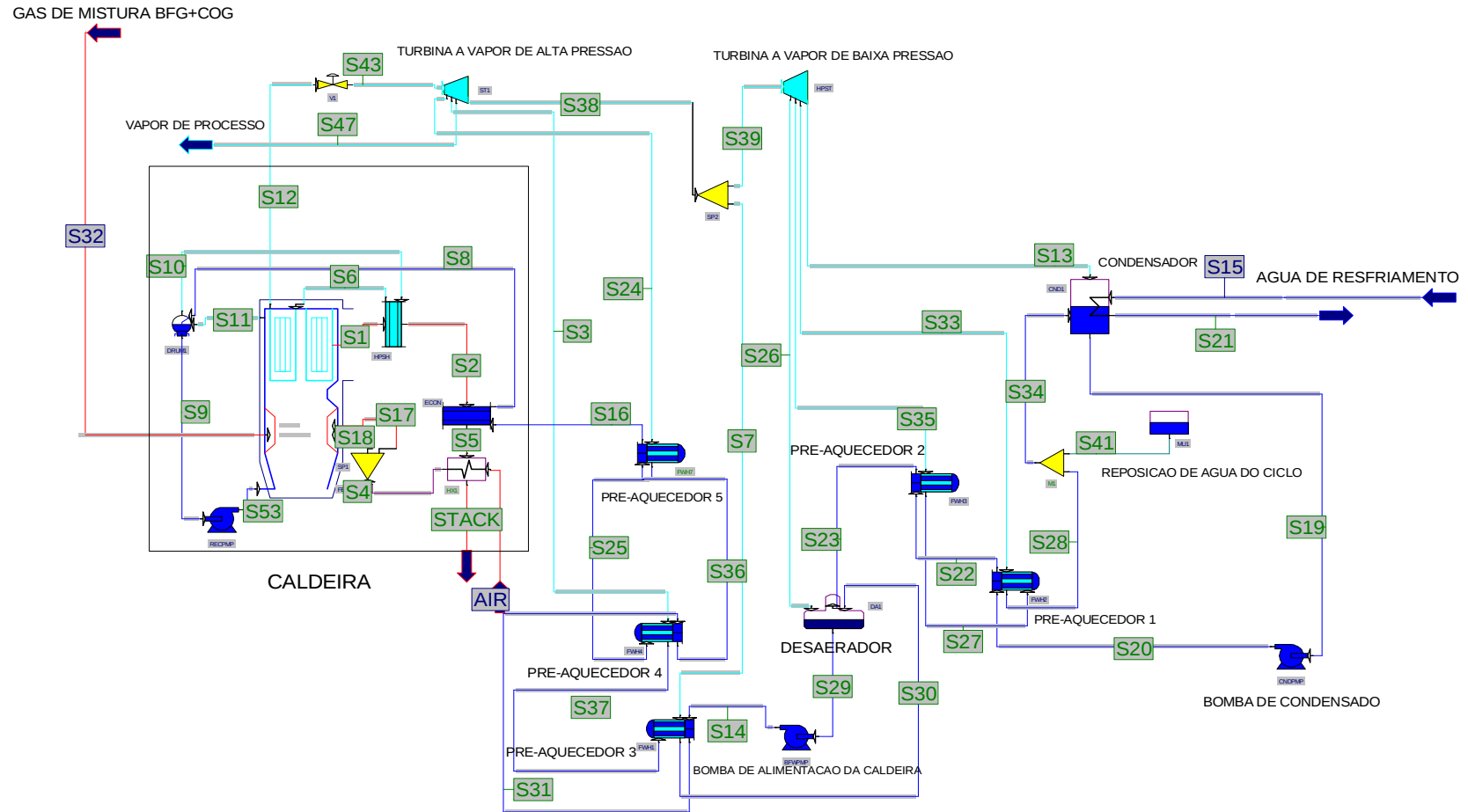


Figura 26- Diagrama do ciclo Rankine tradicional

O programa gera, através de um processo iterativo, uma simulação das condições de operação da planta. Um dos resultados é uma tabela com as propriedades termodinâmicas das correntes (Tabela 5):

CORRENTE	DE	PARA	TEMPERATURA (°C)	PRESSÃO (bar a)	VAZÃO (t/h)	ENTALPIA ESPECÍFICA (kJ/kg)	TÍTULO	ENTROPIA ESPECÍFICA (kJ/(kgK))	TAXA DE EXERGIA (kW)
AIR	AMBIENTE	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	25,50	1,02	238,49	10,14	0,00	-	0,00
S1	CALDEIRA	SUPERAQUECEDOR	750,00	1,01	463,49	829,69	0,00	GAS	GAS
S10	TUBULÃO	SUPERAQUECEDOR	302,60	89,00	305,92	2.743,27	1,00	5,68	89.299,31
S11	CALDEIRA	TUBULÃO	309,50	97,90	2.527,99	1.531,69	0,10	3,57	329.963,76
S12	CALDEIRA	VÁLVULA	510,00	86,35	305,92	3.415,17	1,00	6,71	120.259,72
S13	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	CONDENSADOR	37,06	0,06	186,95	2.234,66	0,86	7,22	4.302,98
S14	BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA	PRÉ-AQUECEDOR 3	145,01	95,00	308,97	615,99	0,00	1,78	7.642,01
S15	-	CONDENSADOR	25,50	3,00	13.504,47	106,79	0,00	0,37	748,77
S16	PRÉ-AQUECEDOR 5	ECONOMIZADOR	255,07	93,10	308,97	1.109,34	0,00	2,83	23.199,62
S17	SEPARADOR 1	CALDEIRA	270,93	1,02	238,49	263,66	0,00	AR QUENTE	AR QUENTE
S18	SEPARADOR 1	CALDEIRA	270,93	1,02	0,00	263,66	0,00	AR QUENTE	AR QUENTE
S19	CONDENSADOR	CONDENSADO	37,06	0,06	232,88	154,80	0,00	0,53	47,83
S2	SUPERAQUECEDOR	ECONOMIZADOR	421,71	1,01	463,49	436,97	0,00	GAS	GAS
S20	BOMBA DE CONDENSADO	PRÉ-AQUECEDOR 1	37,09	5,00	232,88	155,38	0,00	0,53	81,27
S21	CONDENSADOR	-	32,50	2,00	13.504,47	135,95	0,00	0,47	1.544,37
S22	PRÉ-AQUECEDOR 1	PRÉ-AQUECEDOR 2	65,33	5,00	232,88	273,34	0,00	0,90	674,73
S23	PRÉ-AQUECEDOR 2	DESAERADOR	109,06	5,00	232,88	457,10	0,00	1,41	2.697,88
S24	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	PRÉ-AQUECEDOR 5	414,23	44,13	32,04	3.239,78	1,00	6,77	10.895,55
S25	PRÉ-AQUECEDOR 5	PRÉ-AQUECEDOR 4	255,07	43,25	32,04	1.110,36	0,00	2,84	2.381,42
S26	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	DESAERADOR	166,07	5,00	14,20	2.780,63	1,00	6,90	2.864,39
S27	PRÉ-AQUECEDOR 2	PRÉ-AQUECEDOR 1	124,06	2,25	19,99	520,92	0,00	1,57	315,75
S28	PRÉ-AQUECEDOR 1	MISTURADOR 1	80,33	0,48	31,24	337,03	0,00	1,08	171,91
S29	DESAERADOR	BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA	143,63	4,00	308,97	604,38	0,00	1,78	6.762,49
S3	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	PRÉ-AQUECEDOR 4	311,48	20,01	25,09	3.049,50	1,00	6,81	7.111,99
S30	PRÉ-AQUECEDOR 3	DESAERADOR	168,59	7,65	63,53	712,60	0,00	2,03	1.975,63
S31	PRÉ-AQUECEDOR 3	PRÉ-AQUECEDOR 4	163,59	95,00	308,97	695,81	0,00	1,97	9.707,66
S32	-	CALDEIRA	40,00	1,50	225,00	26,15	3,59	COMB	223.936,31
S33	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	PRÉ-AQUECEDOR 1	80,83	0,49	11,25	2.452,81	0,92	7,08	1.074,23
S34	MISTURADOR 1	CONDENSADOR	63,02	0,48	45,93	263,33	0,00	0,87	113,55
S35	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	PRÉ-AQUECEDOR 2	124,71	2,30	19,99	2.661,30	0,98	6,97	3.246,61
S36	PRÉ-AQUECEDOR 4	PRÉ-AQUECEDOR 5	207,44	95,00	308,97	888,55	0,00	2,39	15.486,22
S37	PRÉ-AQUECEDOR 4	PRÉ-AQUECEDOR 3	212,44	20,01	57,12	909,03	0,00	2,45	2.906,97
S38	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	SEPARADOR 2	204,10	7,65	238,79	2.850,04	1,00	6,86	53.517,49
S39	SEPARADOR 2	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	204,10	7,65	232,39	2.850,04	1,00	6,86	52.082,22
S4	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	SEPARADOR 1	270,93	1,02	238,49	263,66	0,00	AR QUENTE	AR QUENTE
S41	ÁGUA DE REPOSIÇÃO	MISTURADOR 1	25,50	1,01	14,69	106,60	0,00	0,37	0,00
S43	VÁLVULA	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	509,84	86,00	305,92	3.415,17	1,00	6,72	120.214,96
S47	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	PROCESSO	277,30	15,00	10,00	2.986,11	1,00	6,83	2.646,35
S5	ECONOMIZADOR	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	297,56	1,01	463,49	297,28	0,00	GAS	GAS
S53	BOMBA DE RECIRCULAÇÃO	CALDEIRA	303,24	97,90	2.527,99	1.360,76	0,00	3,28	271.183,09
S6	HPSH	CALDEIRA	480,00	87,22	305,92	3.338,28	1,00	6,61	116.372,76
S7	SEPARADOR 2	PRÉ-AQUECEDOR 3	204,10	7,65	6,40	2.850,04	1,00	6,86	1.435,27
S8	ECONOMIZADOR	TUBULÃO	295,80	93,10	308,97	1.318,94	0,00	3,21	31.392,74
S9	TUBULÃO	BOMBA DE RECIRCULAÇÃO	302,60	89,00	2.527,99	1.359,28	0,00	3,28	270.653,25
STACK	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	-	177,07	1,01	463,49	166,83	0,00	GAS EXAUSTO	19.388,58

Tabela 5- Propriedades termodinâmicas das correntes do ciclo Rankine tradicional

A exergia física das correntes de água/vapor foi calculada através da equação (A3.5) apresentada Apêndice 3 item A3.1. A potência mecânica líquida obtida foi de 76,28 MW com eficiência energética de 35,21%. Estes serão os parâmetros utilizados na comparação com as alternativas a seguir.

4.7.

Simulação do Ciclo Inovador

Utilizando o programa Gate Cycle foram simuladas diversas alternativas de configuração. A seguir estas alternativas são apresentadas e discutidas com objetivo de selecionar a melhor opção, do ponto de vista da eficiência de Primeira Lei, para posterior comparação com o ciclo Rankine tradicional.

A intenção é demonstrar a viabilidade de utilização da tecnologia inovadora em usinas existentes.

4.7.1.

Modelagem das Bombas Bifásicas no Gate Cycle

Constatou-se grande dificuldade na modelagem do ciclo modificado. Isto se deve ao fato de que o programa utilizado não simula bombeamento bifásico. Foram estudadas alternativas para contornar o problema, com a utilização de um pré-aquecedor (utilizando vapor externo) na descarga da bomba do Gate Cycle de maneira a ajustar as condições de descarga da bomba. No entanto, esta solução requeria demasiado esforço pois, para cada título de mistura, a vazão de vapor para o pré-aquecedor tinha que ser alterada. Verificou-se que a melhor solução seria a adaptação incluindo uma caldeira auxiliar na linha de descarga das bombas bifásicas para atingir às condições calculadas para que a bomba tenha eficiência isentrópica de 75% (valor considerado pelos autores da patente). A utilização da caldeira auxiliar é mais adequada pois permite que o título na saída seja definido (no caso igual a 0). Atenção deve ser chamada para o fato de que estas caldeiras auxiliares não existem fisicamente, são apenas um artifício utilizado para ajustar as condições de descarga da bomba do Gate Cycle àsquelas esperadas para as bombas bifásicas. O procedimento adotado para a simulação da bomba bifásica foi o seguinte:

- 1- Definição do título da mistura na sucção da bomba. Este é função da vazão de injeção de vapor. Para isto é desenvolvida uma macro na qual o título desejado é imposto e a vazão de vapor de injeção é corrigida pela macro para atingir o título especificado. Com a definição do título da mistura, a condição de sucção da bomba está definida e a entalpia isentrópica de descarga (para líquido saturado) pode ser encontrada.
- 2- Cálculo da entalpia de descarga real considerando uma eficiência isentrópica de 75%.
- 3- Definição da pressão de descarga real, considerando a condição de líquido saturado. Esta é a pressão que é definida como a pressão de descarga na bomba.

O programa considera, para a simulação da bomba, que a corrente de sucção está na condição de saturação. Portanto, na descarga da bomba do Gate Cycle, tem-se líquido subresfriado. Uma das premissas de simulação do ciclo inovador é que a pressão de descarga da bomba bifásica seja a pressão de saturação. Para ajustar as condições de descarga da bomba do Gate Cycle, uma caldeira auxiliar é incluída para que o fluido na saída tenha condição de líquido saturado. O diagrama T vs S (Figura 27) facilita a visualização do procedimento.

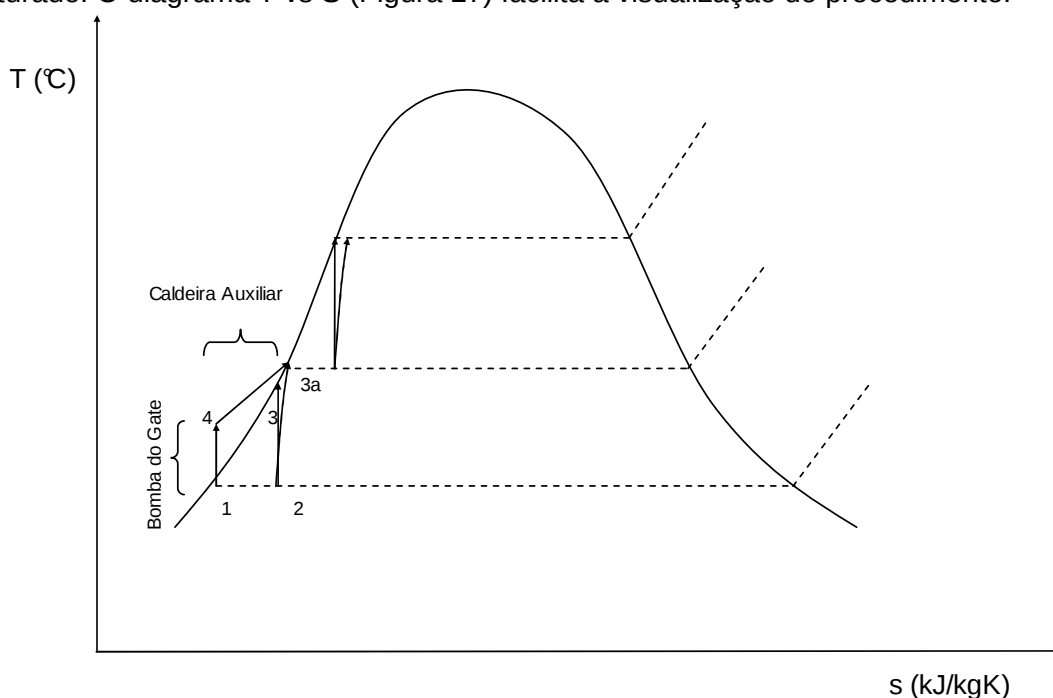


Figura 27- Diagrama T vs S mostrando o procedimento de simulação da bomba bifásica

O ponto 1 representa a saída do condensador, após a injeção de vapor chega-se ao ponto 2. A bomba bifásica real levaria o fluido do ponto 2 para o ponto 3a. O programa, porém, considera que o fluido está na condição de saturação (ponto 1) e eleva sua pressão para a pressão especificada (ponto 4). Uma caldeira auxiliar é, então, incluída para levar o fluido do ponto 4 para o ponto 3a. O ponto 3 representa a descarga da pressurização isentrópica.

4.7.2.

Alternativa 1

Os diagramas das Figura 28 e 29 a seguir, representam a primeira alternativa estudada de configuração do ciclo modificado. A configuração consiste na substituição dos pré-aquecedores de baixa pressão por um “by-pass” de vapor pelo condensador. A bomba de condensado passa, então, a ser uma bomba bifásica. As extrações de vapor de 2,3 bar e 0,49 bar foram eliminadas. O retângulo representa a bomba bifásica.

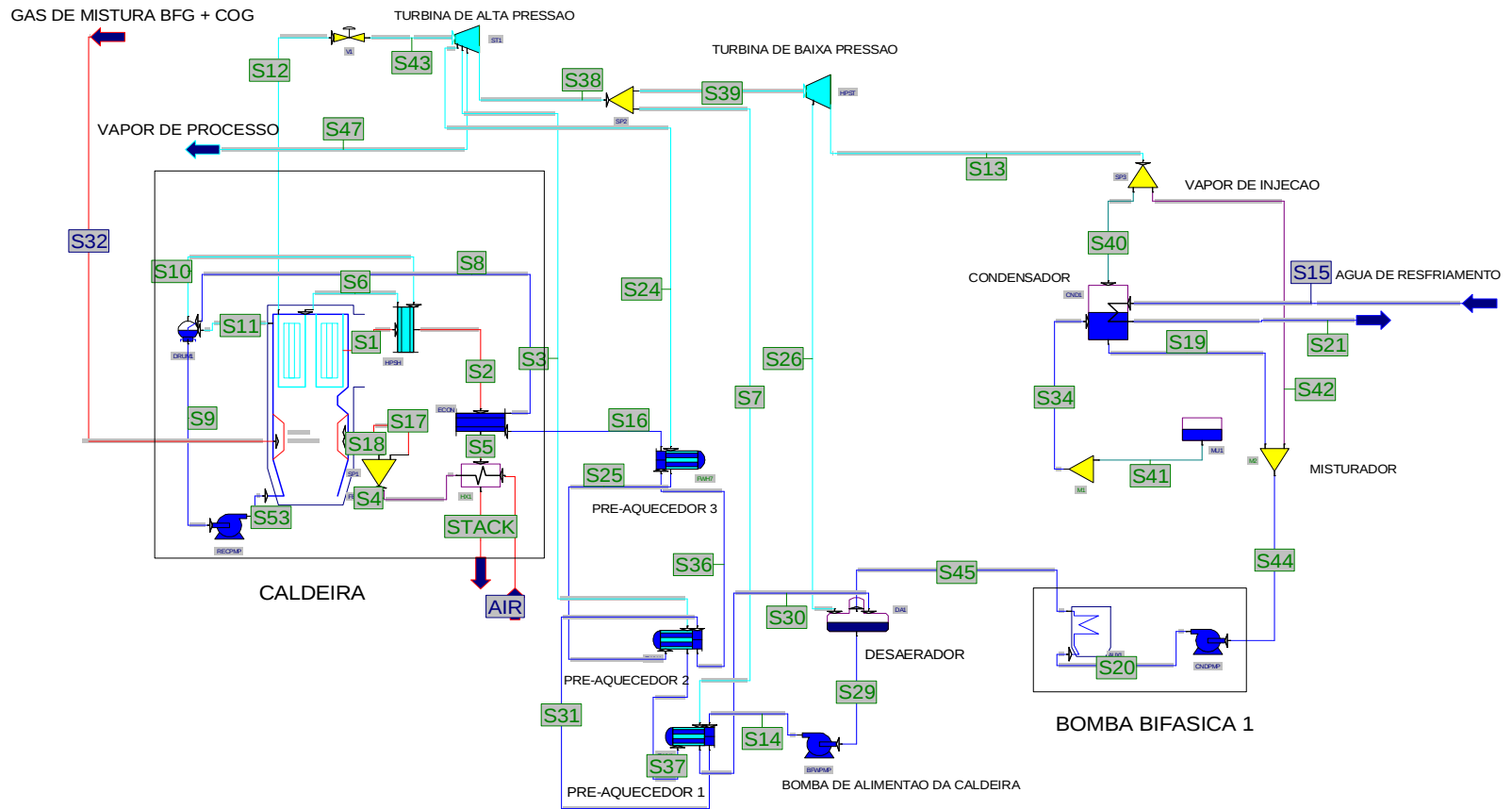


Figura 28- Diagrama do ciclo modificado – Alternativa 1

O diagrama T vs S para a alternativa 1 está representado abaixo na Figura 29:

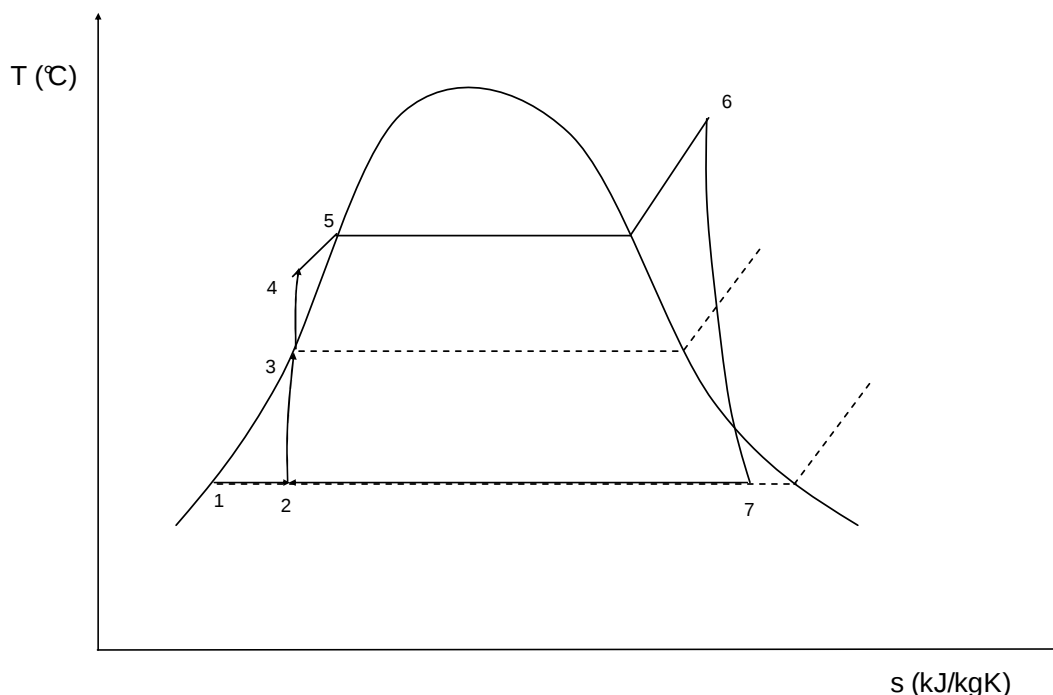


Figura 29- Diagrama T vs S da Alternativa 1

O condensado gerado no condensador (ponto 1) é submetido a uma injeção de vapor desviado do condensador produzindo uma mistura bifásica (ponto 2). Esta é bombeada até a condição de saturação (ponto 3) e encaminhada ao desaerador. Daí para frente o ciclo opera como um ciclo Rankine tradicional, com bombeamento da água de alimentação da caldeira (3-4) seguida de pré-aquecimento (4-5) antes de entrar na caldeira. Na caldeira (5-6) a água é evaporada e o vapor superaquecido gerado é expandido (6-7) na turbina e condensado no condensador (7-1).

Os principais resultados obtidos são apresentados na Tabela 6 abaixo:

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 1 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica Líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 1 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
12	79.363	4.579	995	73.788	34,06	1,78	32,55
14	80.959	5.788	997	74.173	34,24	2,96	40,19
16	81.973	7.892	996	73.086	33,74	4,73	47,64
18	80.334	12.468	996	66.870	30,87	7,37	53,45

Tabela 6- Resumo de resultados da Alternativa 1

Como se vê, o trabalho consumido pela bomba bifásica é bastante elevado. Isto se deve ao fato de que a pressão de sucção é a pressão de vácuo (0,06 bar) o que gera, mesmo para baixas pressões de descarga, uma alta razão de compressão. Em segundo lugar, passa-se a bombear uma mistura com vapor, que tem um volume específico muito maior que o do líquido.

A variação da potência mecânica líquida e da eficiência energética com o título da mistura bifásica na sucção da bomba pode ser observada nos gráficos abaixo (Figuras 30 e 31):

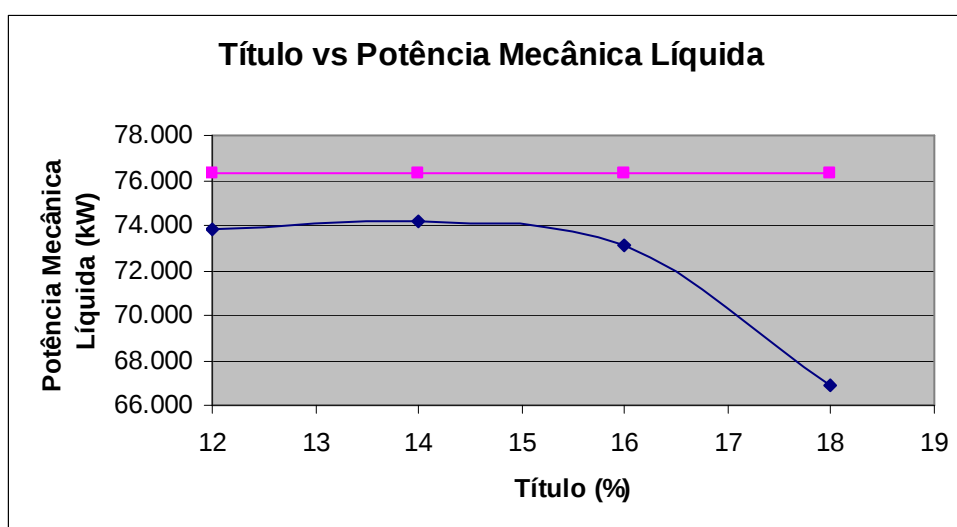


Figura 30- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura- Alternativa 1

Pode-se verificar que esta configuração gera menos potência mecânica líquida que o ciclo tradicional, para qualquer título de mistura. Observa-se que o trabalho realizado pela bomba bifásica nesta configuração é maior do que o ganho de potência bruta em relação ao ciclo tradicional para qualquer título de mistura.

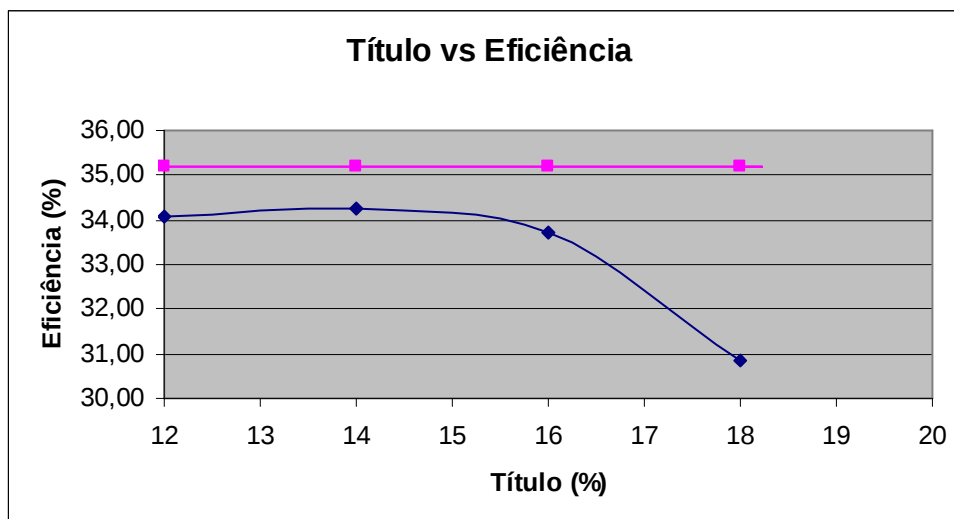


Figura 31- Gráfico de variação da eficiência energética vs título da mistura- Alternativa 1

Os gráficos mostram que, para esta configuração, a melhor eficiência é obtida com título de 14%. A potência mecânica líquida para esta condição é de 74,17 MW com eficiência de Primeira Lei de 34,24%. Portanto, resultados inferiores aos do ciclo tradicional. Pode se questionar a razão de títulos menores não terem sido estudados. Ocorre que, abaixo de 12%, a pressão de descarga da bomba fica abaixo da pressão atmosférica, como pode ser visto na Tabela 6, o que impede a utilização de títulos menores.

4.7.3.

Alternativa 2

Como foi visto na alternativa 1, o elevado trabalho consumido pela bomba bifásica com pressão de sucção de vácuo (0,063 bar) compromete a eficiência do ciclo. Por este motivo foi simulada a substituição dos pré-aquecedores de baixa pressão por uma injeção de vapor a 2,3 bar seguida de bombeamento bifásico. Nesta alternativa é mantida a bomba de condensado para elevar a pressão do condensado de 0,063 bar para 2,3 bar. A extração de 0,49 bar foi eliminada. A figura 32 apresenta o diagrama do Gate Cycle para a alternativa 2:

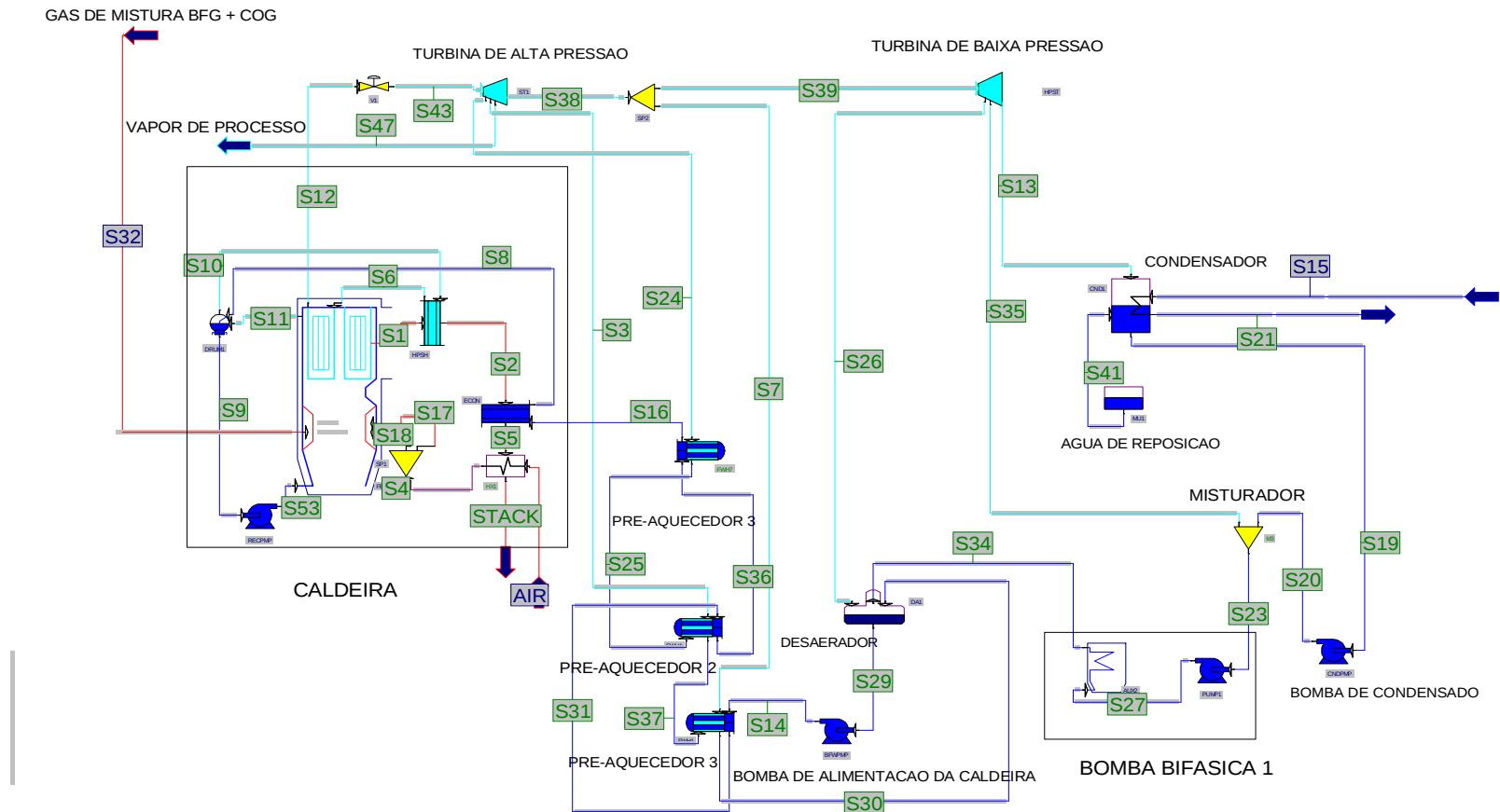


Figura 32- Diagrama do ciclo modificado – Alternativa 2

O diagrama T vs S para alternativa 2 está representado na Figura 33 a seguir:

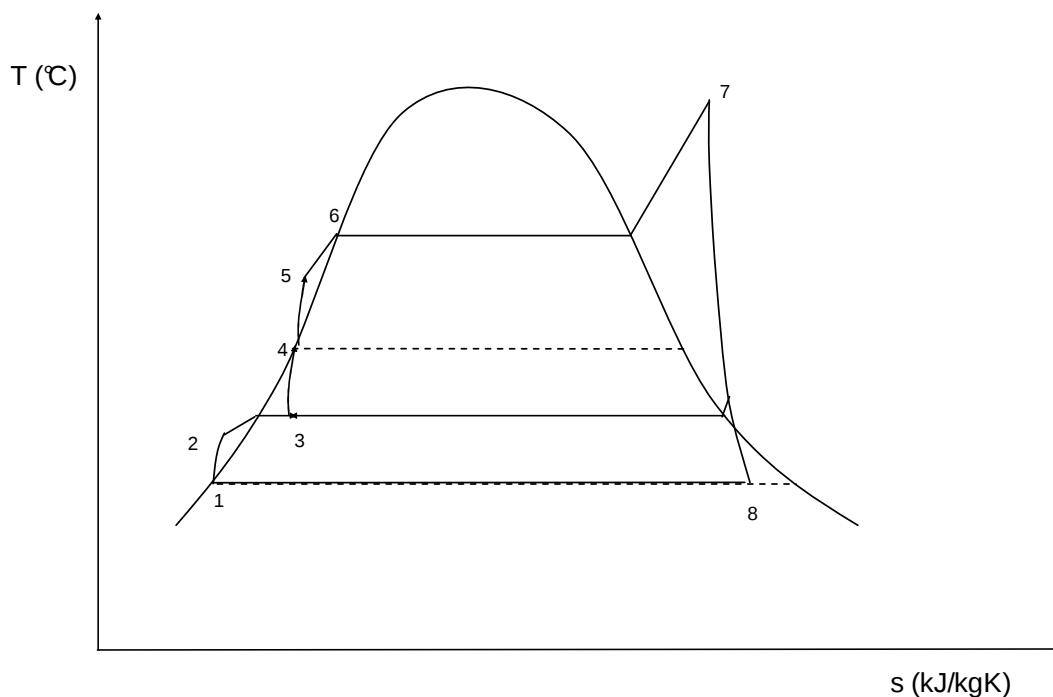


Figura 33- Diagrama T vs S da Alternativa 2

O condensado é bombeado pela bomba de condensado (1-2) e misturado com vapor de extração a 2,3 bar e com 97% de título. A pressão de descarga da bomba também é de 2,3 bar. O vapor injetado eleva a temperatura do fluido de trabalho a temperatura de mudança de fase, resultando em uma mistura bifásica (ponto 3). O fluido é então bombeado pela bomba bifásica (3-4) até a saturação e encaminhado ao desaerador. A partir daí ciclo funciona como o ciclo tradicional, sendo o fluido bombeado pela bomba de alimentação de caldeira (4-5), pré-aquecido (5-6), evaporado e superaquecido na caldeira (6-7), expandido na turbina (7-8) e condensado no condensador (8-1).

Os principais resultados para esta alternativa são apresentados na Tabela

7:

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 1 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica Líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 1 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
2	76.791	62	1.014	75.715	34,95	3,15	40,61
4	77.330	274	1.012	76.044	35,10	4,26	45,76
6	77.539	666	1.007	75.865	35,02	5,72	51,23
8	77.759	1.239	999	75.521	34,86	7,61	56,96
10	76.990	3.035	999	72.956	33,68	10,56	63,55

Tabela 7- Resumo de resultados da Alternativa 2

É evidente que, com o aumento do título da mistura, aumenta também a vazão de injeção e a pressão de descarga da bomba. A pressão de descarga da bomba bifásica é sempre calculada para uma eficiência isentrópica de 75%.

O mesmo estudo do comportamento do ciclo em relação à variação do título feito para a alternativa 1, foi feito para a alternativa 2 e os resultados estão representados nas Figuras 34 e 35:

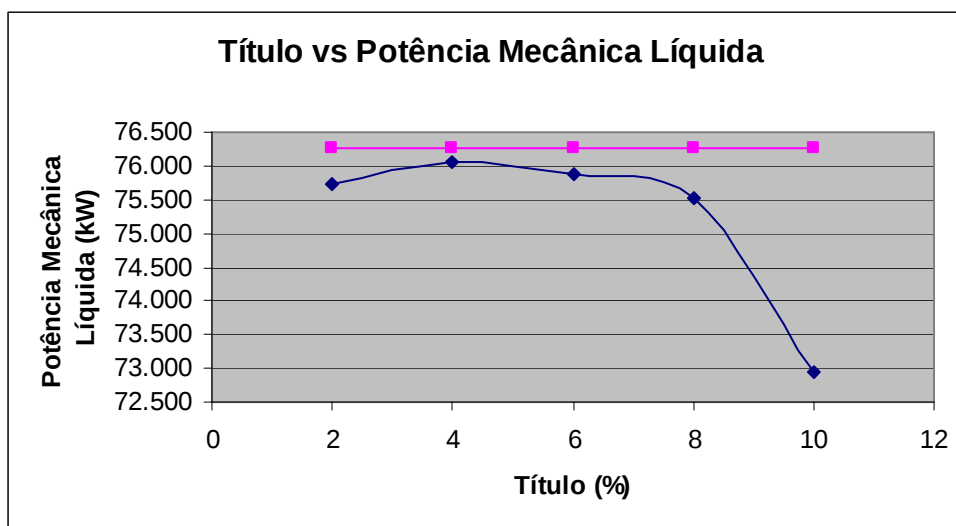


Figura 34- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura- Alternativa 2

A potência máxima obtida (76 MW) ocorreu com o título de 4% (eficiência de 35,1%). Este resultado ainda fica aquém do ciclo tradicional (35,21%). A potência da bomba bifásica neste caso é de 273,61 kW. Nota-se o aumento

acentuado do consumo da bomba bifásica a partir de 6% de título. Os consumos, no entanto, são menores do que na alternativa 1 pois neste caso as razões de pressão são menores.

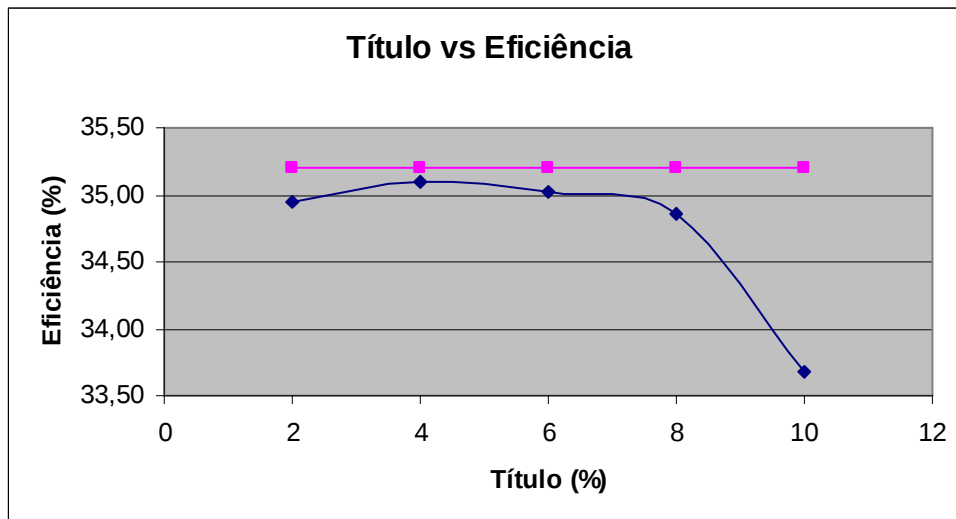


Figura 35- Gráfico de variação da eficiência energética vs título da mistura- Alternativa 2

4.7.4.

Alternativa 3

As alternativas 1 e 2 mostraram que a substituição dos pré-aquecedores de baixa pressão por injeção de vapor e bombeamento bifásico não traz ganho de eficiência em relação ao ciclo tradicional. Portanto, na alternativa 3, a modificação ocorre na seção de baixa pressão.

Desta vez, a seção de baixa pressão foi mantida como no ciclo Rankine tradicional e foram incluídas três etapas de injeção de vapor seguida de bombeamento bifásico a partir da saída do desaerador. A bomba de alimentação de caldeira foi mantida após a terceira bomba bifásica. As pressões de extração são as mesmas definidas no ciclo tradicional. Com isto, os títulos das misturas 1 e 2 foram definidos para que a pressão de descarga da bomba bifásica fosse igual à pressão da injeção de vapor seguinte. Para definir o título das misturas, foi adotado o seguinte procedimento:

- 1- Definida a pressão de descarga da bomba (a mesma que a

pressão de injeção de vapor seguinte), tem-se a entalpia para o título igual a 0 (ponto 2a na Figura 36);

- 2- Considerando uma linha isentrópica deste ponto até a linha de pressão de sucção (ponto 1a), tem-se o título para a compressão isentrópica;
- 3- Em seguida é atribuído um valor para o título (menor que o título encontrado em 2) e calculada a eficiência isentrópica.
- 4- O procedimento é repetido até que se obtenha a eficiência isentrópica de 75%.

A figura 36 apresenta a visualização do procedimento no diagrama T vs S:

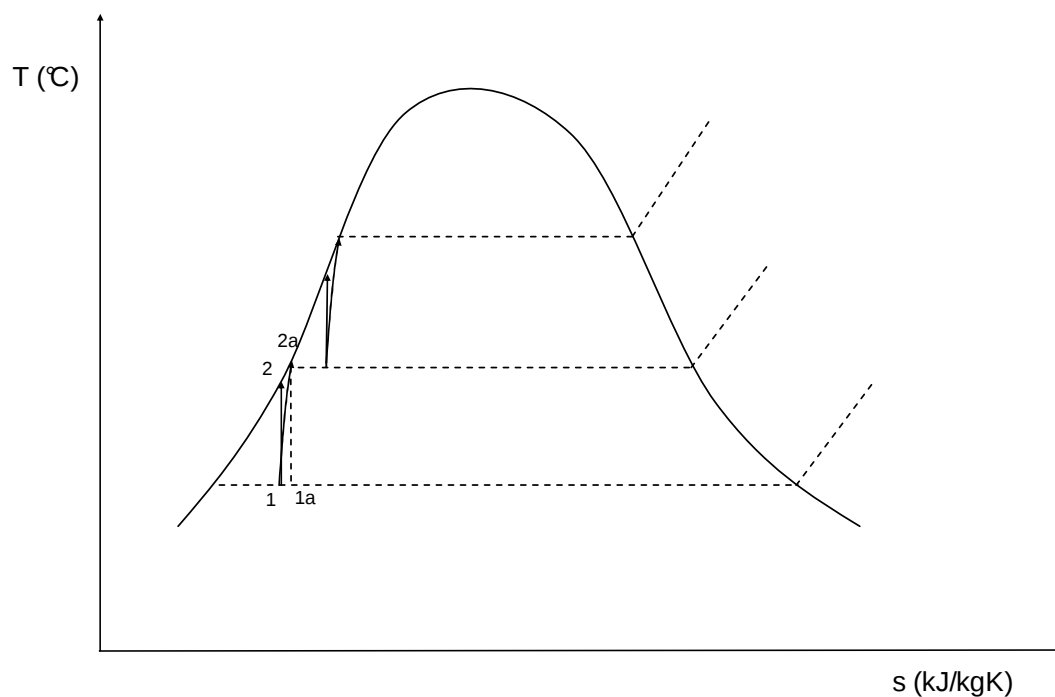


Figura 36- Procedimento para definição do título da mistura no diagrama T vs S

Segue o diagrama extraído do Gate Cycle (Figura 37) para a alternativa 3.

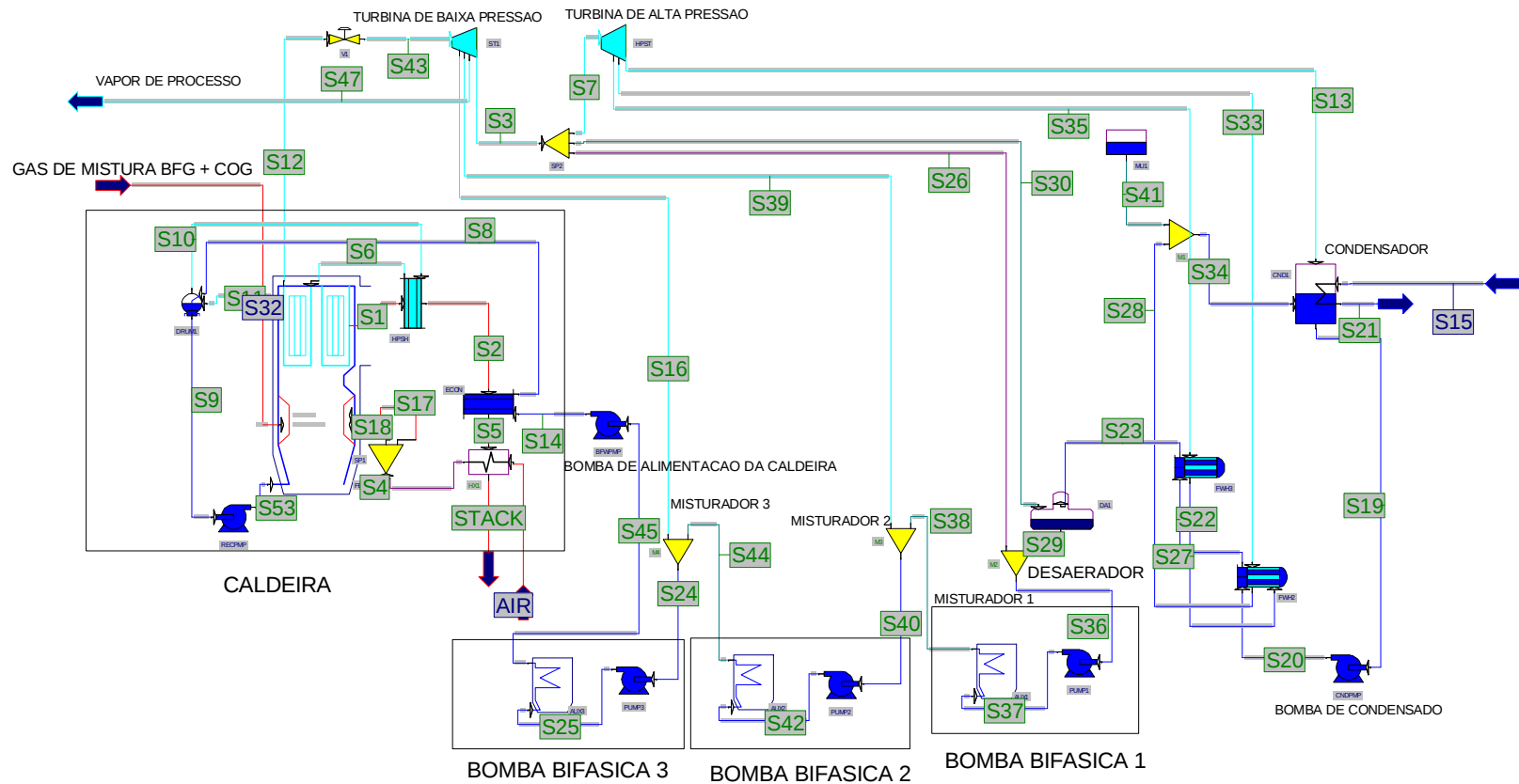


Figura 37- Diagrama do ciclo modificado- Alternativa 3

O diagrama T vs S (Figura 38) abaixo representa a alternativa 3:

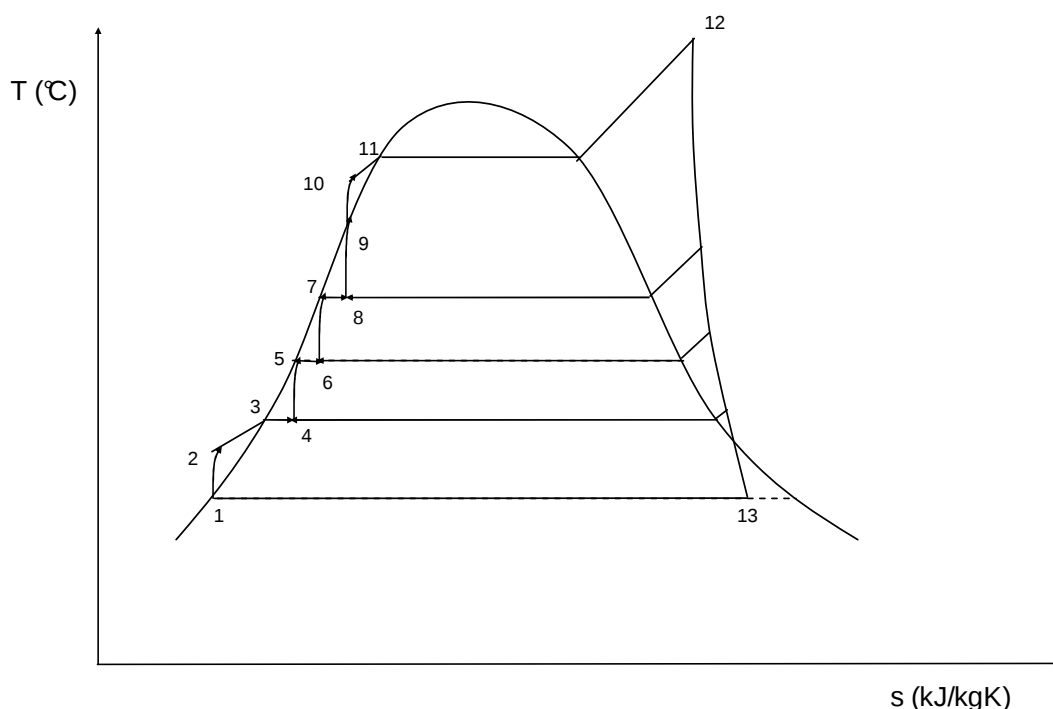


Figura 38- Diagrama T vs S da Alternativa 3

O condensado é bombeado (1-2), pré-aquecido nos pré-aquecedores de baixa pressão (2-3) e encaminhado ao desaerador. Na saída deste, ocorre a primeira injeção de vapor produzindo fluxo bifásico (ponto 4). O fluido é bombeado pela bomba bifásica 1 até a saturação (4-5), sendo em seguida submetido a uma nova injeção de vapor e bombeado novamente até a saturação pela bomba bifásica 2 (4-5). A terceira injeção de vapor leva o fluido de trabalho ao ponto 8 e a mistura produzida é bombeada pela bomba bifásica 3 até o ponto 9 (líquido saturado). A bomba de alimentação da caldeira eleva a pressão do líquido até a pressão de operação da caldeira (9-10), onde ocorre a geração de vapor superaquecido (10-12) seguida da expansão na turbina (12-13) e condensação no condensador (13-1).

Os títulos das misturas 1 e 2 são definidos (conforme o procedimento detalhado acima) de modo a se obter uma pressão de descarga da bomba bifásica igual à pressão de injeção de vapor seguinte. O título da terceira mistura (corrente S24), não tem restrições pois não há uma nova injeção após a bomba bifásica 3. Isto permite que se faça uma avaliação da variação da eficiência e de

potência mecânica líquida com o título de mistura. Os principais resultados para esta alternativa podem ser vistos na Tabela 8.

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 3 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 3 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
0	80.353	-	3.962	76.391	35,26	-	0,00
2	80.378	122	3.900	76.356	35,25	49,63	4,99
4	80.429	349	3.795	76.285	35,21	55,48	10,12
6	80.524	684	3.739	76.101	35,13	61,84	15,41
8	80.638	1.046	3.681	75.910	35,04	68,70	20,86
10	80.792	1.559	3.576	75.657	34,92	76,15	26,49

Tabela 8- Resumo de resultados da Alternativa 3

Como pode ser observado, o ponto de melhor eficiência ocorre sem a terceira injeção de vapor, ou seja, o líquido saturado a 44,3 bar é bombeado até 95 bar e entra na caldeira como líquido subresfriado a 258 °C. Neste ponto, a eficiência é de 35,26% e a potência mecânica líquida é de 76,39 MW. Este resultado é superior ao obtido no ciclo tradicional (76,27 MW).

As Figuras 39 e 40 abaixo mostram como o ciclo se comporta com a variação do título da terceira mistura:

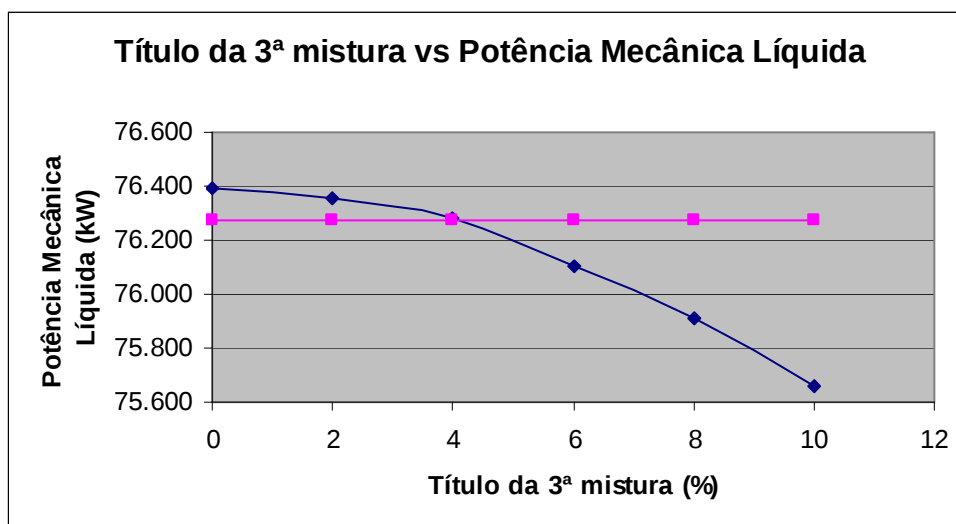


Figura 39- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura 3- Alternativa 3

A maior potência mecânica líquida obtida é de 76, 39 MW para o título na terceira mistura igual a 0, ou seja, sem a terceira injeção de vapor.

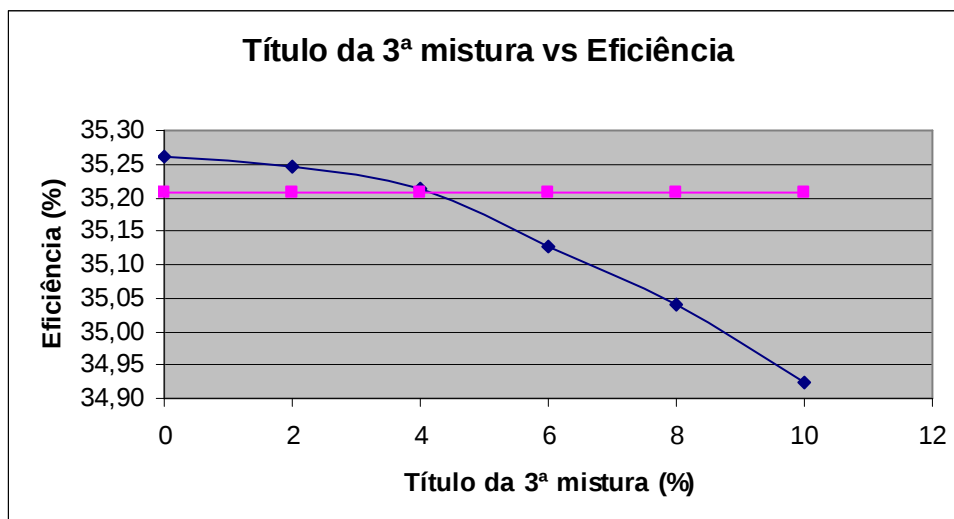


Figura 40- Gráfico de variação da eficiência vs título da mistura 3-
Alternativa 3

As Figuras 39 e 40 mostram que, para títulos menores que 4% na terceira mistura, obtêm-se um desempenho melhor que o do ciclo tradicional. A melhor eficiência (35,26%) ocorre quando elimina-se a terceira injeção de vapor. Este resultado indica que a injeção de vapor de 44,3 bar não traz benefícios ao ciclo.

4.7.5.

Alternativa 4

Na alternativa 4 mantêm-se as etapas de injeção/bombeamento bifásico incluídas na alternativa 3 e os pré-aquecedores de baixa pressão são substituídos por injeção de vapor a 2,3 bar seguida de bombeamento bifásico. A bomba de alimentação de caldeira é mantida para elevar a pressão ao valor requerido pelo sistema. A bomba de condensado é mantida para elevar a pressão do condensado de 0,06 bar para 2,3 bar (pressão da injeção de vapor). Esta alternativa representa o ciclo totalmente modificado, sem pré-aquecedores. A figura 41 apresenta o diagrama do Gate Cycle para a alternativa 4:

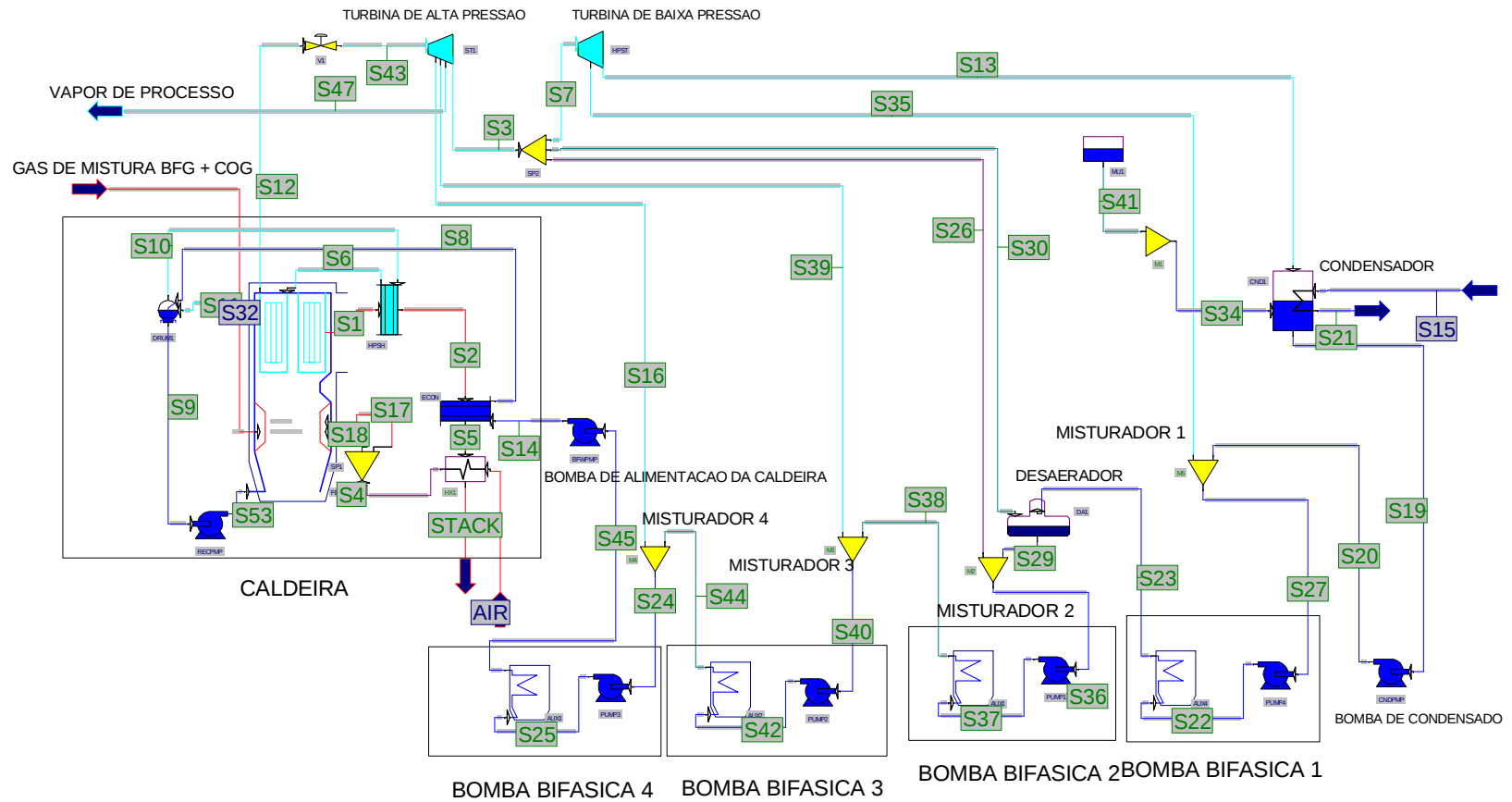


Figura 41- Diagrama do ciclo modificado- Alternativa 4

O diagrama T vs S para a alternativa 4 está representado na Figura 42:

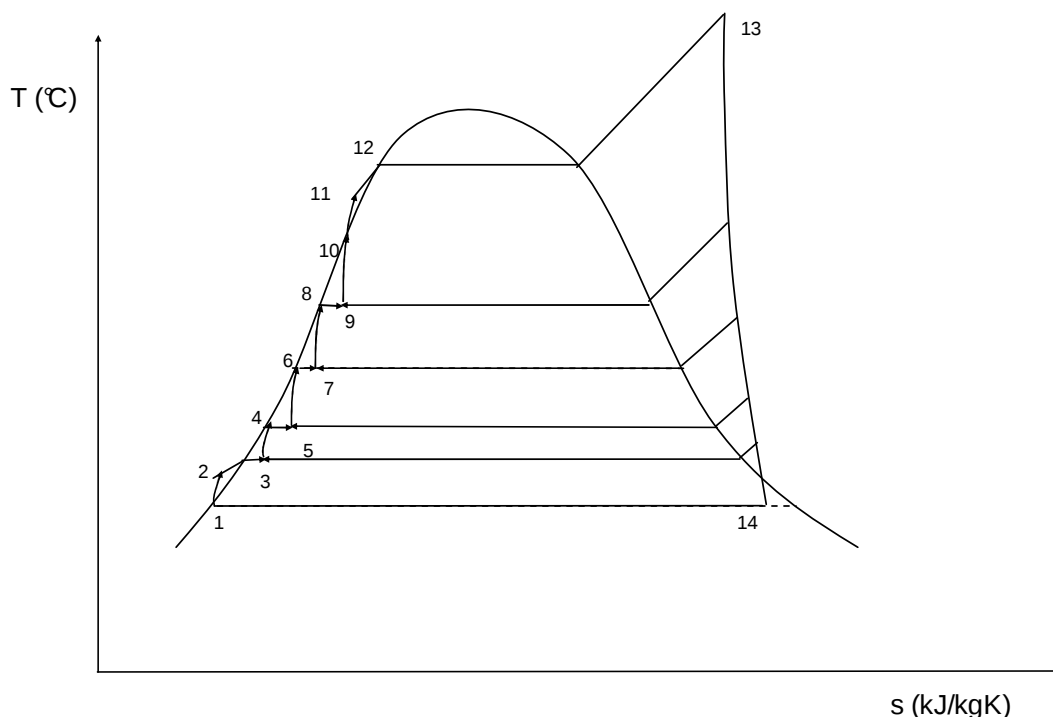


Figura 42- Diagrama T vs s da Alternativa 4

O condensado bombeado pela bomba de condensado (1-2), sofre uma injeção de vapor a 2,3 bar (2-3) e a mistura resultante (8% de título) é bombeada até a condição de saturação (3-4) e o líquido saturado encaminhado ao desaerador. Na saída do desaerador, uma segunda injeção de vapor a 7,65 bar é aplicada ao fluido de trabalho, levando o fluido de trabalho novamente à condição de mistura bifásica com 8,9% de título (4-5). Esta é bombeada pela bomba bifásica 2 até a saturação (5-6). A terceira injeção de vapor (20,01 bar) produz a mistura bifásica com 10,2 % de título (6-7) que será bombeada pela bomba bifásica 3 (7-8) até a linha de saturação. A quarta injeção de vapor (44,3 bar) gera novamente mistura bifásica (8-9) que é bombeada pela bomba bifásica 4 até a saturação (9-10). A bomba de alimentação de caldeira eleva a pressão do fluido de trabalho até a pressão de operação da caldeira (10-11) onde o fluido é evaporado e superaquecido (11-13) antes de ser expandido na turbina (13-14) e condensado no condensador (14-1)

Neste caso, o título da 4ª mistura não tem restrições, pois não há uma 5ª injeção de vapor. Portanto, pode-se estudar o comportamento do ciclo com a variação do título da 4ª mistura. A Tabela 9 apresenta os principais resultados obtidos com a variação do título da mistura 4:

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 4 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 4 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
0	81.405	-	5.269	76.136	35,14	-	0,00
2	81.426	121	5.203	76.103	35,13	49,63	4,99
4	81.490	358	5.148	75.984	35,07	55,48	10,11
6	81.580	694	5.073	75.813	35,00	61,84	15,40
8	81.697	1.085	4.995	75.617	34,90	68,73	20,84
10	81.851	1.599	4.889	75.363	34,79	76,17	26,46

Tabela 9- Resumo de Resultados da Alternativa 4

A potência mecânica líquida e a eficiência do ciclo têm o seguinte comportamento com a variação do título da mistura após a quarta injeção de vapor (Figuras 43 e 44):

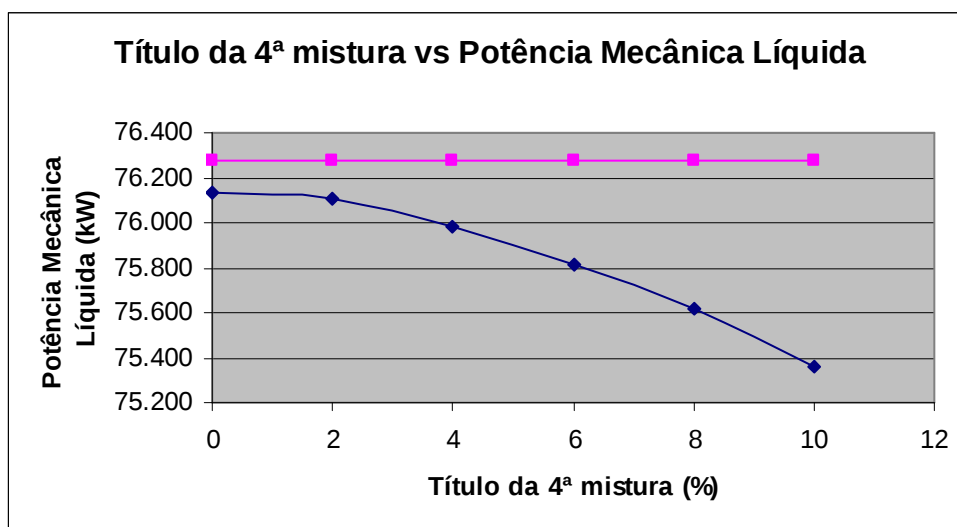


Figura 43- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura 4- Alternativa 4

Nota-se que a potência mecânica líquida, em nenhum dos casos supera o ciclo tradicional. Conforme observado nas alternativas 1 e 2, o bombeamento bifásico na seção de baixa pressão reduz a eficiência do ciclo pois a potência consumida pela bomba bifásica é muito elevada.

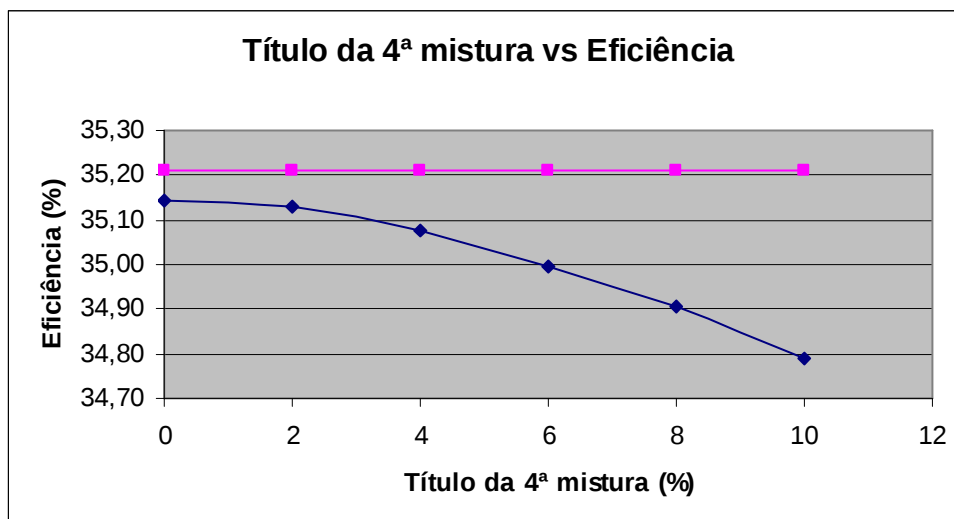


Figura 44- Gráfico de variação da eficiência vs título da mistura 4-
Alternativa 4

O ponto de maior potência mecânica líquida e conseqüentemente de melhor eficiência ocorre para o título igual a 0. Neste ponto temos eficiência de 35,14% com potência mecânica líquida de 76,1 MW.

4.7.6.

Alternativa 5

Das alternativas anteriores, a que obteve os melhores resultados foi a alternativa 3. A alternativa 5 se baseia no modelo da alternativa 3 e apresenta um estudo do desempenho do ciclo com variação do título da primeira mistura e conseqüentemente das pressões de descarga das bombas bifásicas.

Para a alternativa 5, o modelo da alternativa 3 é estudado, admitindo que as extrações possam ter pequenas variações de pressão. Variando-se o título da primeira mistura, as pressões de injeção e de descarga das bombas são alteradas de acordo. O diagrama esquemático extraído do programa e o diagrama T vs S do processo são idênticos aos apresentados na alternativa 3 (Figuras 37 e 38).

4.7.6.1.

Alternativa 5.1

Fixando-se o título de mistura após a primeira injeção em 8,8%, tem-se a pressão de descarga da bomba de 19,93 bar. Ajusta-se a pressão da segunda injeção de vapor para este valor. A vazão de vapor para a segunda injeção é ajustada para o título de mistura de 10,21% (mesmo título da segunda mistura da alternativa 3). Conseqüentemente, a pressão de descarga da segunda bomba bifásica (para eficiência isentrópica de 75%) será de 43,82 bar. O título da terceira mistura não tem restrições, por não haver injeção de vapor após a bomba bifásica 3. Com isto, pode-se verificar o comportamento do ciclo com a variação do título da mistura 3 (Tabela 10).

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 3 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 3 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
0	80.281	-	3.736	76.545	35,33	-	0,00
2	80.302	117	3.641	76.544	35,33	49,12	5,00
4	80.390	444	3.586	76.361	35,25	55,09	10,13
6	80.455	669	3.507	76.279	35,21	61,27	15,42
8	80.705	1.080	4.015	75.610	34,90	68,74	20,85
10	80.850	1.558	3.910	75.382	34,80	76,15	26,49

Tabela 10- Resumo de Resultados da Alternativa 5.1

A variação da potência mecânica líquida e da eficiência energética estão representadas nas Figuras 45 e 46.

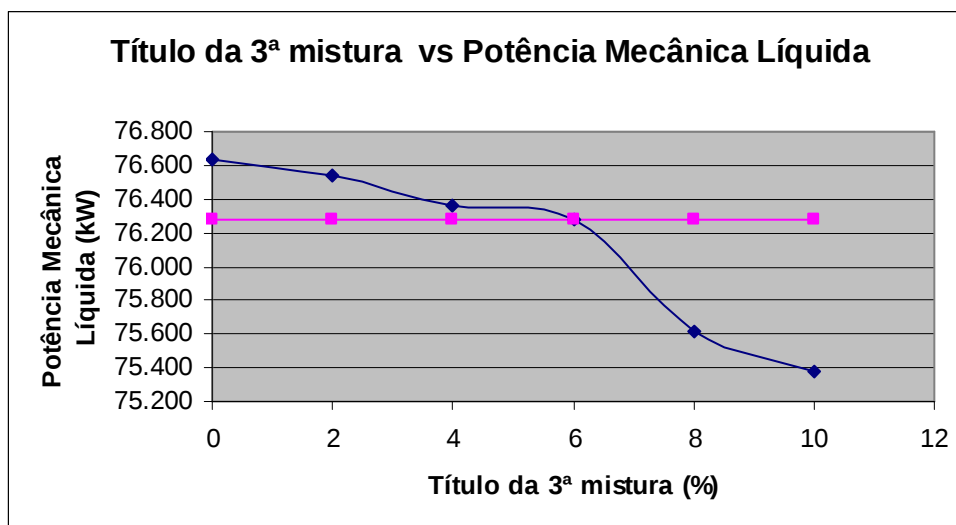


Figura 45- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura 3- Alternativa 5.1

Pode-se verificar que, para títulos menores que 6% na terceira mistura, obtêm-se um desempenho superior ao do ciclo tradicional.

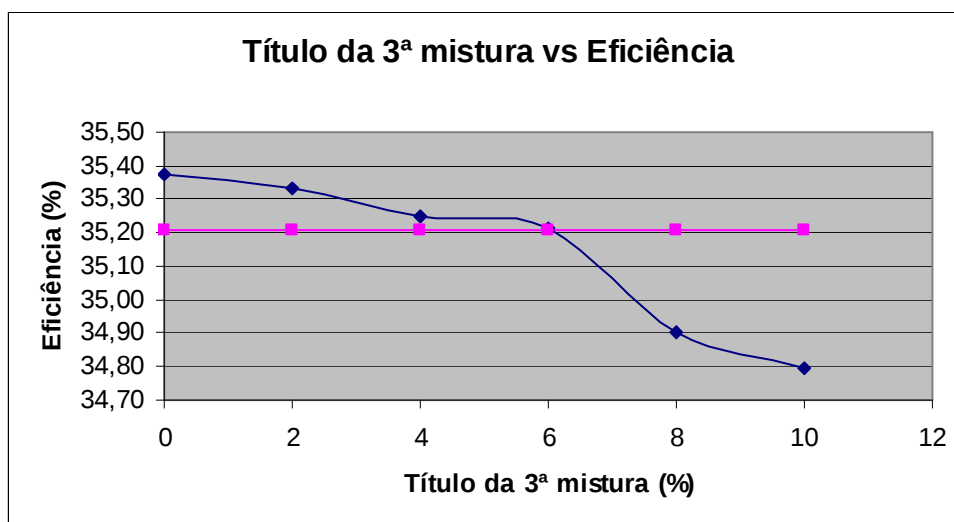


Figura 46- Gráfico de variação da eficiência vs título da mistura 3- Alternativa 5.1

A melhor eficiência (35,37%) ocorre para o título igual a 0, onde tem-se 76,6 MW de potência mecânica líquida gerada. Neste caso, a bomba bifásica 3 foi eliminada.

Verifica-se que, com a redução do título na primeira mistura de 8,9% para 8,8%, a eficiência do ciclo aumentou em relação à alternativa 3. Na alternativa 5.2 o comportamento do ciclo será estudado definindo-se o título da primeira mistura com o valor maior que o da alternativa 3.

4.7.6.2.

Alternativa 5.2

Fixando-se o título da primeira mistura em 9% e mantendo o título da segunda mistura (10,21%), tem-se a pressão de descarga da primeira bomba bifásica de 20,35 bar e da segunda bomba bifásica de 44,76 bar. As respectivas injeções de vapor têm as pressões ajustadas para estes valores. Com estas condições definidas pode-se realizar o mesmo estudo de variação do título na terceira mistura. Com isto, obtêm-se os seguintes resultados (Tabela 11):

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 3 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 3 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
0	80.377	-	4.027	76.350	35,24	-	0,00
2	80.405	121	3.964	76.320	35,23	50,11	4,99
4	80.462	337	3.876	76.249	35,20	55,97	10,12
6	80.551	688	3.822	76.042	35,10	62,37	15,40
8	80.654	1.049	3.728	75.877	35,02	69,25	20,85
10	80.806	1.556	3.627	75.623	34,91	76,70	26,48

Tabela 11- Resumo de Resultados da Alternativa 5.2

Seguem os gráficos mostrando a variação da potência mecânica líquida e da eficiência de Primeira Lei com o título da terceira mistura (Figuras 47 e 48):

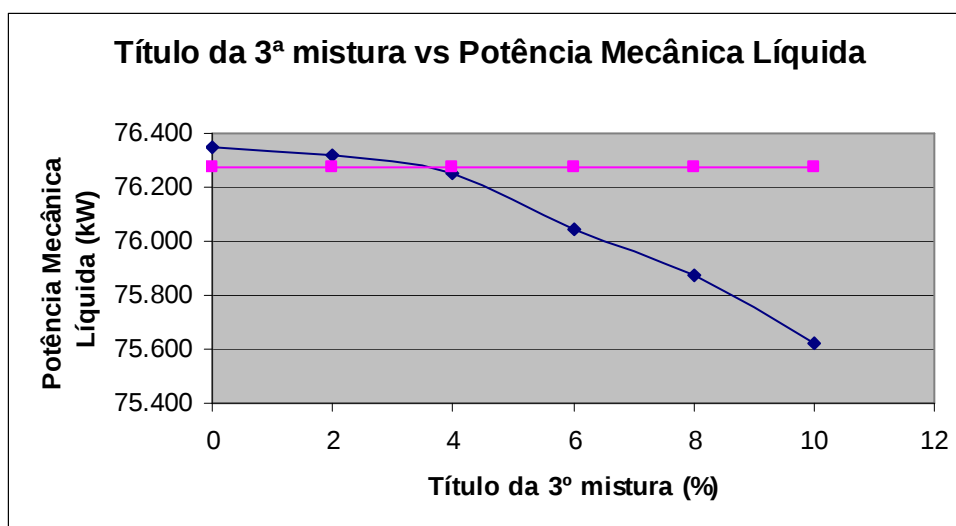


Figura 47- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura 3- Alternativa 5.2

Observa-se que, com títulos menores que 4%, os resultados são melhores que os do ciclo tradicional. A máxima potência mecânica líquida ocorre sem a bomba bifásica 3 (título da terceira mistura igual a 0). No entanto, os resultados são inferiores aos obtidos na alternativa 5.1.

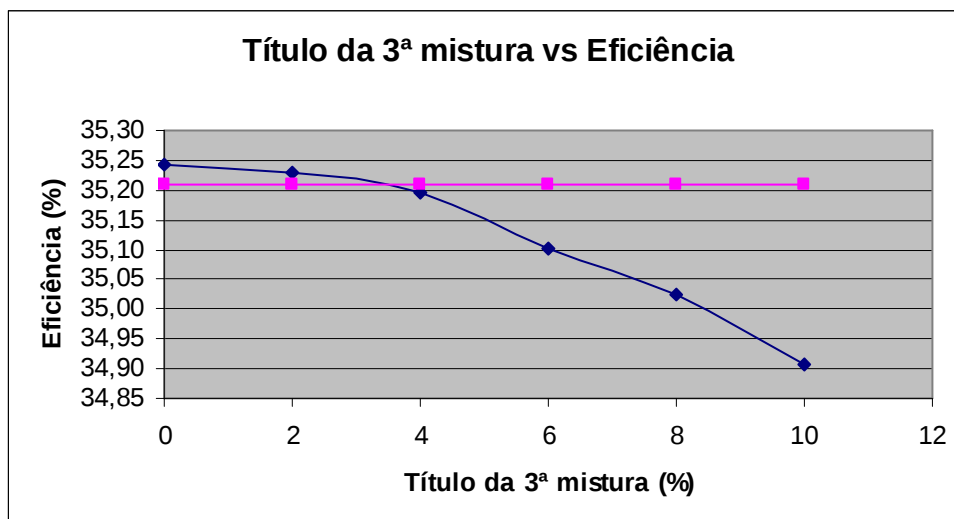


Figura 48- Gráfico de variação da eficiência vs título da mistura 3-
Alternativa 5.2

O melhor resultado ocorre para o título igual a zero, ou seja, sem a terceira bomba bifásica, onde tem-se eficiência de 35,29% e potência mecânica líquida de 76,4 MW.

Este resultado, entretanto, é inferior ao da alternativa 5.1, o que demonstra uma tendência de se obter melhores eficiências reduzindo-se o título da primeira mistura. Na alternativa 5.3 será definido o título da primeira mistura com um valor menor que o da alternativa 5.1, de maneira a confirmar esta tendência.

4.7.6.3.

Alternativa 5.3

Fixando-se o título da primeira mistura em 8,43%, tem-se pressão de descarga da primeira bomba bifásica de 19,14 bar. A pressão da extração para da segunda injeção é alterada para este valor. Mantendo-se o título da segunda mistura de 10,2%, tem-se a pressão de descarga da segunda bomba bifásica de 42,89 bar. A pressão da extração para a terceira injeção é ajustada de acordo. O título da terceira mistura é, então, variado e o comportamento dos principais parâmetros do ciclo são apresentados na Tabela 12 abaixo:

Título	Potência Mecânica Bruta gerada (kW)	Potência da bomba bifásica 3 (kW)	Potência das outras bombas (kW)	Potência Mecânica líquida (kW)	Eficiência (%)	Pressão de descarga da bomba bifásica 3 (bar)	Vazão de injeção de vapor (t/h)
0	80.276	-	3.835	76.441	35,29	-	0,00
2	80.308	122	3.786	76.400	35,27	48,15	5,00
4	80.364	343	3.702	76.319	35,23	53,92	10,14
6	80.463	656	3.647	76.161	35,16	60,23	15,45
8	80.586	1.054	3.561	75.971	35,07	67,04	20,90
10	80.746	1.563	3.460	75.723	34,95	74,44	26,55

Tabela 12- Resumo de Resultados da Alternativa 5.3

A eficiência (35,29%) e a potência mecânica líquida (76.441 kW) ótimas ocorrem para o título igual a 0, ou seja sem a bomba bifásica 3, assim como nas alternativas 5.1 e 5.2.

Segue abaixo os gráficos (Figuras 49 e 50) mostrando a variação da potência mecânica líquida e da eficiência com o título da mistura 3:

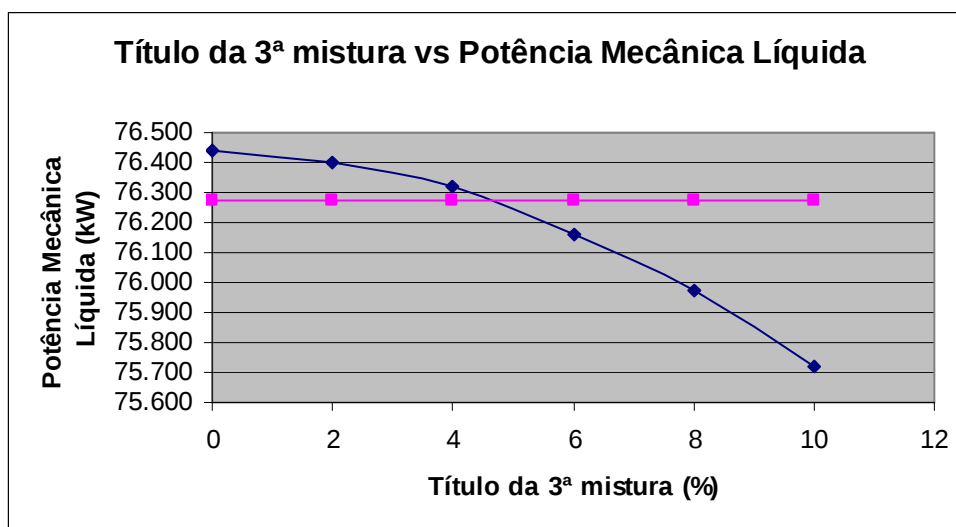


Figura 49- Gráfico de variação da potência mecânica líquida vs título da mistura 3- Alternativa 5.3

A potência mecânica líquida (76,44 MW) máxima ocorre para o título na terceira mistura de 0% (sem a bomba bifásica 3).

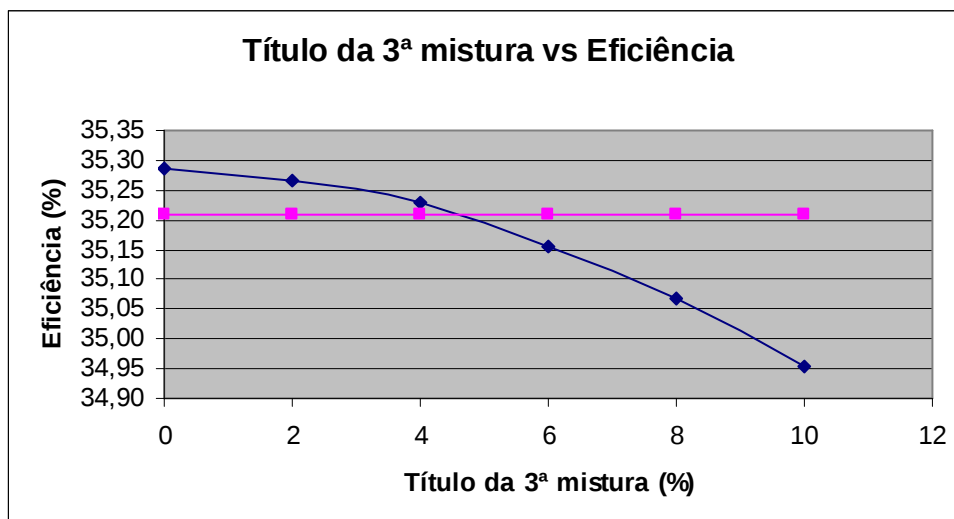


Figura 50- Gráfico de variação da eficiência vs título da mistura 3-
Alternativa 5.3

As eficiências para o título da terceira mistura menores que 4% são maiores que a do ciclo tradicional, no entanto, o desempenho do ciclo é inferior ao obtido nas alternativas 5.1 e 5.2. Este resultado demonstra que a variação do título da primeira mistura não tem uma relação linear com o aumento de eficiência do ciclo. Um processo mais profundo de otimização necessitaria um maior esforço de simulação variando as três extrações e verificando as pressões e vazões que maximizam os resultados.

4.7.7.

Avaliação das Alternativas

Os resultados das alternativas 3, 4, 5.1, 5.2 e 5.3 mostram que a injeção de vapor de 44,3 bar não traz benefícios para a eficiência do ciclo. Nestes casos, o ganho de potência bruta não supera o aumento da taxa de trabalho consumida pela bomba bifásica. Segue a Tabela 13 resumindo os melhores resultados obtidos para cada alternativa:

	Potência Mecânica Líquida (kW)	Eficiência (%)	OBS
Ciclo Tradicional	76.275	35,21	
Alternativa 1	74.173	34,24	14% de título na mistura
Alternativa 2	76.044	35,10	4% de título na mistura
Alternativa 3	76.391	35,26	Sem a bomba bifásica 3
Alternativa 4	76.136	35,14	Sem a bomba bifásica 4
Alternativa 5.1	76.635	35,37	Sem a bomba bifásica 3
Alternativa 5.2	76.442	35,29	Sem a bomba bifásica 3
Alternativa 5.3	76.441	35,29	Sem a bomba bifásica 3

Tabela 13- Comparação das Alternativas

Observa-se que a melhor eficiência ocorre para a alternativa 5.1 sem a bomba bifásica 3, ou seja, com duas etapas de injeção de vapor seguida de bombeamento bifásico na seção de alta pressão do ciclo. As pressões de injeção neste caso são de 19,93 bar e 43,82 bar. Esta alternativa será analisada no próximo capítulo e igualmente comparada com o ciclo tradicional.

Segue, na Figura 51, um gráfico com a comparação entre as alternativas de implementação do ciclo inovador com o ciclo tradicional:

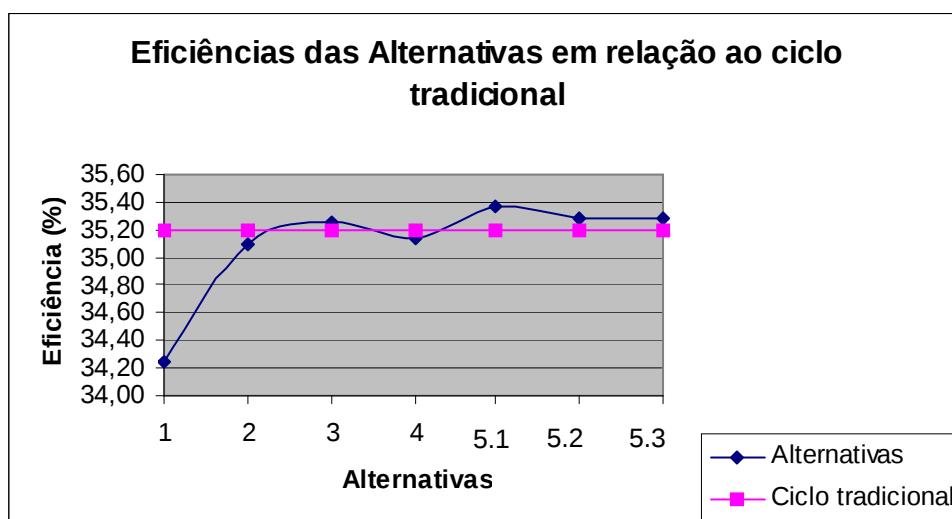


Figura 51- Eficiências das alternativas em relação ao ciclo tradicional

Para a alternativa 5.1, o diagrama extraído do Gate Cycle ® (já sem a bomba bifásica 3) e as propriedades termodinâmicas são apresentadas na Figuras 52 e 53 e na Tabela 14:

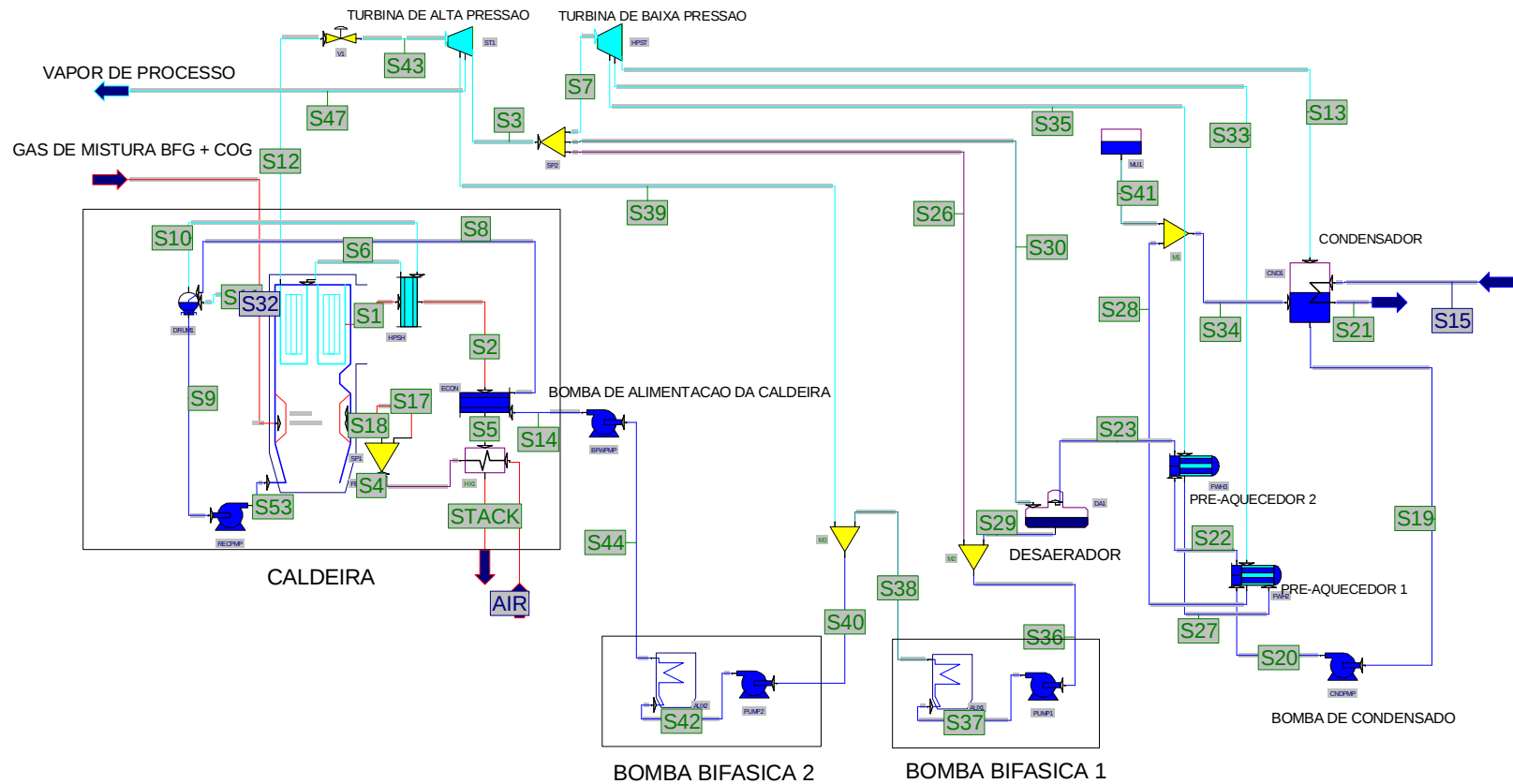


Figura 52- Diagrama do ciclo da alternativa selecionada (5.1)

Segue o diagrama T vs S para a alternativa selecionada:

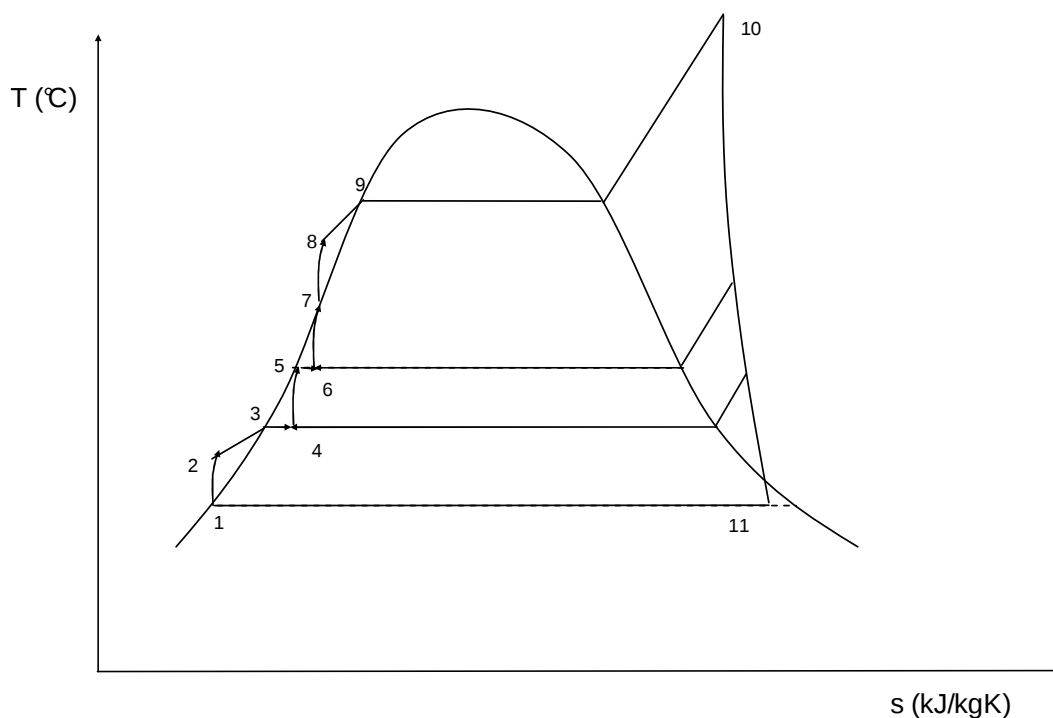


Figura 53- Diagrama T vs S para a alternativa selecionada (5.1)

O condensado é bombeado (1-2), pré-aquecido (2-3) e encaminhado ao desaerador. Na saída deste ocorre a primeira injeção de vapor a 7,65 bar (3-4) resultando em uma mistura bifásica a qual é bombeada pela bomba bifásica 1 até a linha de saturação (4-5). Na descarga da bomba bifásica 1, ocorre a segunda injeção de vapor a 19,93 bar levando novamente o fluido de trabalho para a condição de mistura bifásica (5-6). A bomba bifásica 2 eleva a pressão do fluido até a linha de saturação novamente (6-7). O fluido é então bombeado pela bomba de alimentação de caldeira até a pressão de operação da caldeira (7-8). O fluido é evaporado e superaquecido na caldeira (8-10), expandido na turbina (10-11) e condensado no condensador (11-1).

Segue a tabela 14 com as propriedades termodinâmicas das corretores para a alternativa selecionada (5.1):

CORRENTE	DE	PARA	TEMPERATURA (°C)	PRESSÃO (bar a)	VAZÃO (t/h)	ENTALPIA ESPECÍFICA (kJ/kg)	TÍTULO	ENTROPIA ESPECÍFICA (kJ/(kgK))	TAXA DE EXERGIA (kW)
AIR	-	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	25,50	1,02	238,49	10,14	0,00	-	0,00
S1	CALDEIRA	SUPERAQUECEDOR	750,00	1,01	463,49	829,69	0,00	GAS	GAS
S10	TUBULÃO	SUPERAQUECEDOR	302,60	89,00	307,42	2.743,27	1,00	5,68	89.737,38
S11	CALDEIRA	TUBULÃO	309,50	97,90	2.529,23	1.531,69	0,10	3,57	330.124,53
S12	CALDEIRA	VÁLVULA	510,00	86,35	307,42	3.415,17	1,00	6,71	120.849,67
S13	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	CONDENSADOR	37,06	0,06	185,34	2.234,85	0,86	7,22	4.275,58
S14	BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA	ECONOMIZADOR	257,66	95,00	310,49	1.121,88	0,00	2,85	23.792,85
S15	-	CONDENSADOR	25,50	3,00	13.388,96	106,79	0,00	0,37	742,36
S17	SEPARADOR 1	CALDEIRA	272,23	1,02	238,49	265,04	0,00	AR QUENTE	AR QUENTE
S18	SEPARADOR 1	CALDEIRA	272,23	1,02	0,00	265,04	0,00	AR QUENTE	AR QUENTE
S19	CONDENSADOR	BOMBA DE CONDENSADO	37,06	0,06	231,00	154,80	0,00	0,53	47,44
S2	SUPERAQUECEDOR	ECONOMIZADOR	420,03	1,01	463,49	435,04	0,00	GAS	GAS
S20	BOMBA DE CONDENSADO	PRÉ-AQUECEDOR 1	37,11	7,65	231,00	155,69	0,00	0,53	97,45
S21	CONDENSADOR	-	32,50	2,00	13.388,96	135,95	0,00	0,47	1.531,10
S22	PRÉ-AQUECEDOR 1	PRÉ-AQUECEDOR 2	65,33	7,65	231,00	273,56	0,00	0,90	686,23
S23	PRÉ-AQUECEDOR 2	DESAERADOR	109,06	7,65	231,00	457,29	0,00	1,41	2.692,83
S26	SEPARADOR 2	MISTURADOR 1	204,10	7,65	23,98	2.850,04	1,00	6,86	5.374,26
S27	PRÉ-AQUECEDOR 2	PRÉ-AQUECEDOR 1	124,06	2,25	19,83	520,92	0,00	1,57	313,15
S28	PRÉ-AQUECEDOR 1	MISTURADOR 4	80,33	0,48	30,97	337,03	0,00	1,08	170,44
S29	DESAERADOR	MISTURADOR 2	168,59	7,65	258,53	712,60	0,00	2,03	8.039,92
S3	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	SEPARADOR 2	204,10	7,65	269,43	2.850,04	1,00	6,86	60.384,94
S30	SEPARADOR 2	DESAERADOR	204,10	7,65	29,15	2.850,04	1,00	6,86	6.532,24
S32	-	CALDEIRA	40,00	1,50	225,00	26,15	3,59	COMB	223.936,31
S33	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	PRÉ-AQUECEDOR 1	80,83	0,49	11,14	2.453,01	0,92	7,08	1.065,15
S34	MISTURADOR 1	CONDENSADOR	62,92	0,48	45,66	262,90	0,00	0,87	112,07
S35	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	PRÉ-AQUECEDOR 2	124,71	2,30	19,83	2.661,40	0,98	6,97	3.220,36
S36	MISTURADOR 1	BOMBA BIFÁSICA 1	168,59	7,65	282,51	894,03	0,09	2,45	13.214,29
S37	BOMBA BIFÁSICA 1	CALDEIRA AUXILIAR 1	209,63	19,93	282,51	895,67	0,00	0,87	50.349,89
S38	CALDEIRA AUXILIAR 1	MISTURADOR 2	212,24	19,93	282,51	908,10	0,00	2,45	14.347,60
S39	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	MISTURADOR 2	310,99	19,93	27,98	3.048,60	1,00	6,81	7.925,07
S4	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	SEPARADOR 1	272,23	1,02	238,49	265,04	0,00	AR QUENTE	AR QUENTE
S40	MISTURADOR 2	BOMBA BIFÁSICA 2	212,24	19,93	310,49	1.101,01	0,10	2,84	22.372,85
S41	ÁGUA DE REPOSIÇÃO	MISTURADOR 1	25,50	1,01	14,69	106,60	0,00	0,37	0,00
S42	BOMBA BIFÁSICA 2	CALDEIRA AUXILIAR 2	253,89	43,82	310,49	1.103,82	0,00	2,83	22.802,73
S43	VÁLVULA	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	509,84	86,00	307,42	3.415,17	1,00	6,72	120.804,69
S44	CALDEIRA AUXILIAR 2	BOMBA DE ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA	255,87	43,82	310,49	1.114,26	0,00	2,85	23.231,46
S47	TURBINA DE ALTA PRESSÃO	PROCESSO	277,30	15,00	10,00	2.986,11	1,00	6,83	2.646,35
S5	ECONOMIZADOR	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	299,01	1,01	463,49	298,91	0,00	GAS	GAS
S53	BOMBA DE RECIRCULAÇÃO	CALDEIRA	303,24	97,90	2.529,23	1.360,76	0,00	3,28	271.315,22
S6	SUPERAQUECEDOR	CALDEIRA	480,00	87,22	307,42	3.338,28	1,00	6,61	116.943,64
S7	SEPARADOR 2	TURBINA DE BAIXA PRESSÃO	204,10	7,65	216,31	2.850,04	1,00	6,86	48.478,44
S8	ECONOMIZADOR	TUBULÃO	296,94	95,00	310,49	1.325,14	0,00	3,22	31.814,12
S9	TUBULÃO	BOMBA DE RECIRCULAÇÃO	302,60	89,00	2.529,23	1.359,28	0,00	3,28	270.785,12
STACK	PRÉ-AQUECEDOR DE AR	-	177,93	1,01	463,49	167,75	0,00	GAS EXAUSTO	19.431,26

Tabela 14- Propriedades termodinâmicas da alternativa selecionada (5.1)