



Lucas Braga Ribeiro

**Análise termoeconômica e paramétrica de ciclos híbridos
Waste-to-Energy (WTE)**

Projeto de Graduação

Trabalho apresentado ao final do curso de Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica PUC – Rio como parte dos requisitos à conclusão do curso de Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Marcos Sebastião de Paula Gomes

Co-orientadora: Maria Luisa Nerys Moraes de Carneiro

Rio de Janeiro, Julho de 2018.



Lucas Braga Ribeiro

**Thermoeconomic and parametric analysis of Waste-to-Energy
(WTE) hybrid cycles**

Undergraduate Paper

Paper presented at the end of Mechanical Engineering undergraduate degree at PUC - Rio Mechanical Engineering Department as part of the requirements for completing the Mechanical Engineering degree

Tutor: Prof. Marcos Sebastião de Paula Gomes
Co-Tutor: Maria Luisa Nerys Moraes de Carneiro

Rio de Janeiro, July 2018.

Agradecimentos

Ao meu orientador, Prof. Marcos Sebastião de Paula Gomes, por ter me apresentado ao tema e ter se disponibilizado a esclarecer todas as dúvidas que surgiram ao longo do projeto; a minha co-orientadora Maria Luisa Nerys Moraes de Carneiro, por todo tempo e energia gastos para me ajudar na realização desse projeto, sem sua ajuda, incentivo e orientação esse Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica não seria possível.

Aos meus pais, Gilson e Cristina, por sempre me apoiarem em todas as minhas decisões, não só acadêmicas como também pessoais, além de me proporcionarem a oportunidade de estudar na Puc-Rio, o caminho foi longo e em muitos momentos turbulento, mas com o apoio deles felizmente pude concluir mais essa etapa.

Aos meus amigos e familiares, por todo apoio e companheirismo durante esses 6 anos de graduação.

Lucas Braga Ribeiro

Resumo

O presente trabalho visa analisar o desempenho de um ciclo de potência híbrido para geração de energia elétrica a partir de gás natural e lixo urbano (Waste-to-Energy). Durante a execução do trabalho serão feitas três tipos de análise: termodinâmica, paramétrica e econômica. O objetivo da análise termodinâmica é modelar um ciclo base de funcionamento para a usina e propor duas modificações com objetivo de melhorar sua eficiência energética. As modificações consistem em realizar extrações na turbina a vapor a fim de promover o pré-aquecimento do ar de entrada da caldeira de lixo e da água de alimentação da caldeira de recuperação. Após concluída a análise termodinâmica, é realizada uma análise paramétrica a fim de avaliar o impacto de alguns parâmetros na geração de energia, eficiência do ciclo base e proporção de lixo/gás natural utilizados no processo. Os parâmetros avaliados nesta etapa serão: o tamanho da turbina a gás, a temperatura dos gases de exaustão da caldeira de recuperação e a temperatura dos gases de exaustão do incinerador. Em seguida, é feita uma análise termoeconômica do ciclo para avaliar sua viabilidade econômica.

Palavras Chave: Waste to Energy, Termoeconomia, lixo, gás natural, ciclos híbridos, ciclo combinado.

Abstract

This paper's objective is to analyze the performance of a hybrid thermodynamic cycle for the generation of electric energy from natural gas and urban waste (Waste-to-Energy). During the development of the project we expect to analyze the cycle using three different approaches: thermodynamics, parametric and economic. The thermodynamic analysis seeks to model an operating base cycle for a plant and propose two modifications with the objective of improving its energy efficiency. The modifications consist of extractions in the steam turbine, one to preheat the air that enters in the waste incinerator and the other to preheat the water that enters in the recovery incinerator. After the thermodynamic analysis is concluded, a parametric analysis evaluates the impacts of the estimation of certain parameters on the energy generation, energy efficiency and type of fuel consumption. The parameters that will be analyzed are: the size of the gas turbine, the temperature that exhaust gases exits the recovery incinerator and the temperature that exhaust gases exits from the incinerator. Lastly, a thermo-economic analysis of the cycle is made to evaluate its economic viability.

Key Words: Waste to Energy, Thermoconomics, waste, natural gas, hybrid cycles, combined cycle.

Índice de Tabelas

Tabela 1: Dados de operação do ciclo base (Carneiro,2015)	16
Tabela 2:Condições do ciclo incluindo a modificação a)	37
Tabela 3: Condições do ciclo incluindo a modificação b) i)	55
Tabela 4:Dados grafico “cross temperature” b) i)	56
Tabela 5: Condições do ciclo incluindo a modificação b) ii)	59
Tabela 6: Dados grafico “cross temperature” b) ii)	61
Tabela 7 Dados grafico “cross temperature” a)+b)	64
Tabela 8 Condições de operação ciclo modificado a)+b)	64
Tabela 9 Condição exaustão caldeira de recuperação	67
Tabela 10 Resultados da variação da temperatura de exaustão da caldeira de recuperação na eficiência	68
Tabela 11 Resultados da variação da temperatura de exaustão da caldeira de recuperação no consumo de combustíveis	68
Tabela 12 Dados grafico “cross temperature” paramétrica exaustão caldeira de recuperação	70
Tabela 13 Resultados do cross temperature paramétrica exaustão caldeira de recuperação	70
Tabela 14 Condições da variação de temperatura na exaustão do incinerador	71
Tabela 15 Impacto da variação da temperatura de saída do incinerador na eficiência	71
Tabela 16 Impacto da variação da temperatura de saída no consumo de combustíveis	71
Tabela 17 Características turbinas análise paramétrica	73
Tabela 18 Condições de operação turbinas análise paramétrica	73
Tabela 19 Modelos das turbinas análise paramétrica	73
Tabela 20 Condições de operação ponto 4 turbinas análise paramétrica	74
Tabela 21 Condições de operação ponto 3 para turbinas análise paramétrica	74
Tabela 22 Condições de operação ponto 2 para turbinas análise paramétrica	75
Tabela 23 Resultados da variação do tamanho das turbinas análise paramétrica	75
Tabela 24 Consumo de combustíveis por turbina escolhida	76
Tabela 25 % energia gerada por ciclo em cada turbina escolhida	77
Tabela 26 Razão ar/combustível por turbina	77
Tabela 27 Condições operação turbina para ciclo sem combustor	79
Tabela 28 condições ponto 4 ciclo sem combustor	79
Tabela 29 condições ponto 3 ciclo sem combustor	79
Tabela 30 condições ponto 2 ciclo sem combustor	80
Tabela 31 Resultados ciclo sem combustor	80
Tabela 32 Dados consumo ciclo sem combustor	80
Tabela 33 Dados estatísticos ciclo sem combustor	81
Tabela 34 Cálculos para determinar a eficiência ecológica	83
Tabela 35 Resultados eficiência ecológica	83
Tabela 36 Custo ciclo gás Frangopoulos	85
Tabela 37 Custo unidade de condensação Bohem	88
Tabela 38 Custo unidade condensação Silva	89
Tabela 39 Resultados análise termoeconômica	89

Índice de Figuras

Figura 1: Ilustração do ciclo híbrido de lixo e gás natural usado como referência (“ciclo base”). Carneiro (2015).....	12
Figura 2: Esquema do ciclo com modificação a).....	37
Figura 3: Esquema do ciclo com modificação b).....	50
Figura 4: Gráfico cross temperature b) i).....	56
Figura 5: Gráfico “cross temperature” b) ii).....	62
Figura 6 Esquema ciclo com modificações a) e b) combinadas.....	63
Figura 7 Gráfico “cross temperature” a)+b) sem cruzamento.....	64
Figura 8 Cross temperature na variação da temperatura de exaustão caldeira de recuperação.....	69
Figura 9 Cross temperature na variação da temperatura de exaustão caldeira ampliado.....	69
Figura 10 Gráfico variação eficiência no incinerador.....	72
Figura 11 Gráfico fluxo massico nas turbinas Vs Eficiência.....	76
Figura 12 Gráfico % lixo queimado Vs Eficiência.....	76
Figura 13 Gráfico % gás queimado Vs % trabalho gerado no ciclo ar.....	77
Figura 14 Gráfico razão ar/combustível Vs Eficiência ano ciclo.....	78
Figura 15 Exemplo ciclo sem combustor de gás adicional.....	78

Índice

1. Introdução	10
2. Funcionamento do ciclo base	12
1.1. Resumo do ciclo movido a ar	12
1.2. Resumo do ciclo movido a água	13
3. Modelagem termodinâmica do ciclo base	16
3.1. Turbina a gás	16
3.2. Combustor de gás natural principal	18
3.3. Compressor	19
3.4. Combustor adicional de gás natural	20
3.5. Caldeira de recuperação	22
3.6. Condensador	25
3.7. Bomba	25
3.8. Caldeira de recuperação (Economizador)	26
3.9. Incinerador (caldeira de lixo)	26
3.10. Caldeira de recuperação (Super-Aquecedor)	30
3.11. Turbina de Alta	31
3.12. Caldeira de recuperação (Reaquecedor)	32
3.13. Turbina de Baixa	32
3.14. Análise de resultados do ciclo base	33
4. Modificações no ciclo base	36
4.1. Modelagem da modificação a)	36
4.1.1. Pré aquecedor	40
4.1.2. Incinerador	41
4.1.3. Caldeira de recuperação	42
4.1.4. Turbina de alta	43
4.1.5. Turbina de baixa	44
4.1.6. Bomba 1	45
4.1.7. Misturador	45
4.1.8. Bomba 2	45
4.1.9. Incinerador	46
4.1.10. Análise de resultados do ciclo após a modificação 1	47
4.2. Modelagem da modificação b)	49
4.2.1. Misturador	52
4.2.2. Turbina de baixa	52
4.2.3. Bomba 1	52
4.2.4. Bomba 2	53
4.2.5. Incinerador	53
4.2.6. Caldeira de recuperação	54
4.2.7. Turbina de alta	54

4.2.8.	Condensador.....	54
4.2.9.	Análise de resultados do ciclo após a modificação b)i)	55
4.2.10.	Análise de resultados do ciclo após a modificação b)ii)	59
4.3.	Modelagem combinada das modificações a) e b)i)	62
4.3.1.	Análises e resultados do ciclo após as modificações combinadas.....	65
5.	Análise paramétrica.....	67
5.1.	Temperatura dos gases de exaustão da caldeira de recuperação	67
5.2.	Temperatura dos gases de exaustão do incinerador	70
5.3.	Impacto da turbina a gás	72
5.3.1.	Variação do tamanho.....	72
5.3.2.	Eliminação do combustor de gás adicional	78
6.	Análise termoeconômica.....	82
6.1.	Eficiência ecológica do sistema.....	82
6.2.	Custos dos equipamentos.....	84
6.2.1.	Custos do ciclo a gás	84
6.2.2.	Caldeira de recuperação.....	85
6.2.3.	Turbinas a vapor.....	86
6.2.4.	Incinerador	86
6.2.5.	Bomba	87
6.2.6.	Condensador.....	88
6.3.	Resultados análise termoeconômica	89
7.	Conclusão	91
8.	Referências Bibliográficas.....	92

1. Introdução

Com o crescimento populacional e o processo de industrialização acelerado que temos visto nos últimos anos, é natural que cada vez mais recursos naturais sejam consumidos. Não só isso, mais resíduos sejam gerados. Resíduos que muitas das vezes não tem um tratamento e destinação final correta e acabam poluindo o ambiente e gerando gastos para o poder público. Com a evolução tecnológica e melhoria nos tratamentos de gases poluentes o lixo vem se tornando cada vez mais um candidato natural a combustível para geração de calor e energia nos grandes centros urbanos.

O trabalho visa estudar e possivelmente melhorar a eficiência de um ciclo termodinâmico aplicado em uma usina WTE ou Waste to Energy, que usa lixo como uma das fontes de combustível para geração de energia elétrica. Na Europa é muito comum utilizarem como fonte de energia térmica também, o que inclusive aumente consideravelmente a eficiência das usinas. Como as temperaturas são absolutamente diferentes das européias o aquecimento aqui não faz muito sentido, salvo pras regiões mais ao sul do país. Portanto o foco do trabalho vai ser a modelagem de ciclos termodinâmicos para geração de energia elétrica.

No Capítulo 2 explicaremos resumidamente o funcionamento do ciclo base, cada etapa do processo e o que acontece em cada equipamento do ciclo. Optamos por fazer isso antes de começar a modelagem do ciclo base, para entender seu funcionamento e poder comparar o impacto das modificações em cada equipamento, acreditamos que dessa forma seríamos capazes de entender e analisar melhor o impacto de cada parâmetro/equipamento nos resultados das modificações propostas.

No capítulo 3 iremos efetivamente modelar o ciclo base matematicamente, como já explicamos o funcionamento individual de cada equipamento no capítulo 2, essa etapa pode ser mais direta e objetiva. A modelagem do ciclo base serve para comparar os resultados da eficiência termodinâmica, trabalho gerado e lixo consumido no processo, após as implementadas as modificações propostas.

No capítulo 4 começaremos a modelar as duas modificações propostas e avaliar seus impactos nos principais parâmetros do ciclo como: quantidade de energia gerada, eficiência e quantidade de lixo queimado. Possivelmente precisaremos acrescentar alguns equipamentos ou mudar alguns parâmetros de operação, o que já é esperado dado que estamos modificando um ciclo que já estava modelado.

No capítulo 5 faremos uma análise paramétrica, que consiste em variar isoladamente uma série de parâmetros do ciclo e avaliar o impacto de cada parâmetro no funcionamento do processo. Essa etapa é importante pois nos ajuda a visualizar o impacto individual de uma condição inicial de projeto por exemplo, como um temperatura de entrada ou saída do fluido de trabalho por um equipamento.

No capítulo 6 faremos uma análise termoeconômica para avaliar a viabilidade e impacto econômico das modificações propostas no capítulo 4. Escolheremos algumas equações de custo dos equipamentos baseados em seus parâmetros de operação para tentar estimar o preço deles. A melhor maneira de estimar o preço de um equipamento é consultado os fabricantes mas sabemos que nem sempre isso é possível, por isso recorreremos a literatural e utilizaremos algumas equações para estimar esse custo.

O Capítulo final trará todas as conclusões obtidas após a realização das análises termodinâmica, paramétrica e termoeconômica. Uma revisão de todos os problemas encontrados e sugestões para possíveis melhorias futuras.

2. Funcionamento do ciclo base

O ciclo termodinâmico usado como base para as análises desenvolvidas neste trabalho é retratado na figura 1. Trata-se de um ciclo combinado composto pela integração de uma turbina a gás a um ciclo Rankine movido a lixo. A este conjunto chama-se ciclo Waste-to-Energy híbrido ou WTE-GT, daqui em diante denominado “ciclo base”.

A figura 1 mostra um esquema do ciclo termodinâmico a ar (ciclo Brayton), cujo percurso do fluido de trabalho é representado pelas linhas laranjas, e do ciclo termodinâmico a água (ciclo Rankine), cujo percurso do fluido de trabalho é representado pelas linhas amarelas. As linhas verdes representam os gases de combustão do lixo.

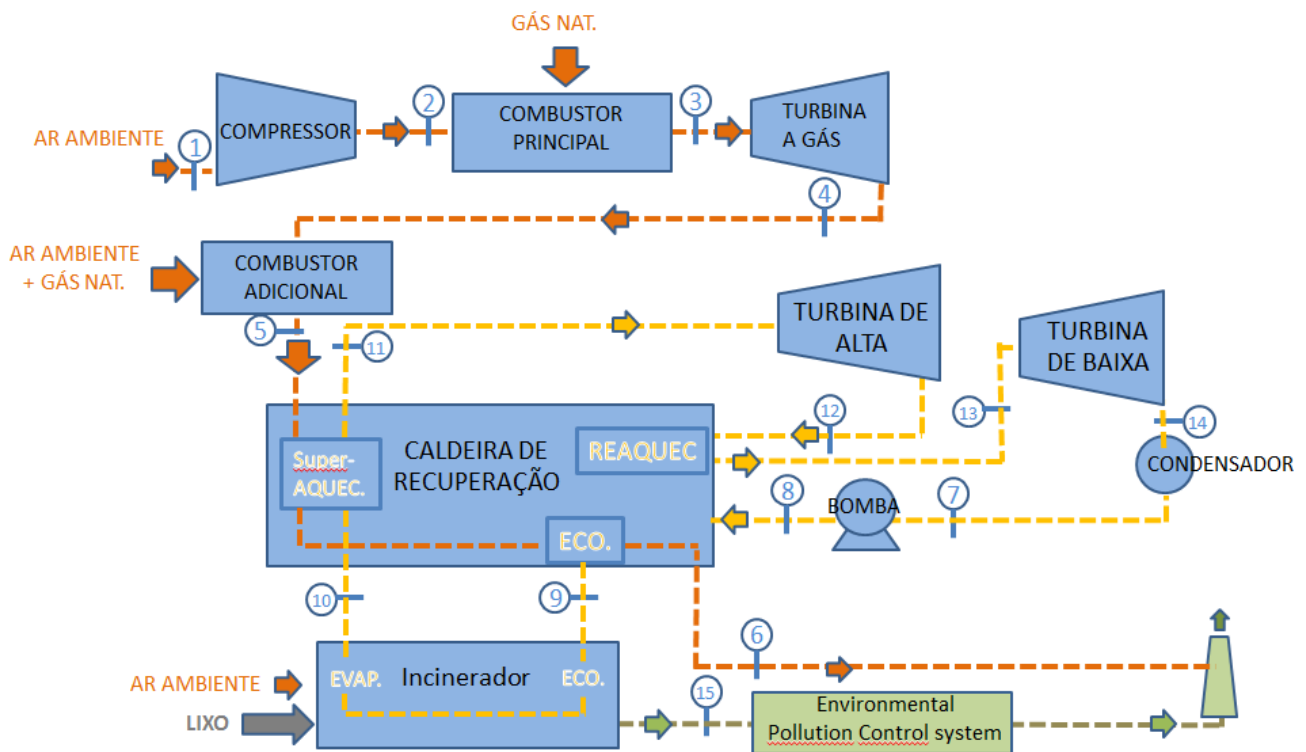


Figura 1: Ilustração do ciclo híbrido de lixo e gás natural usado como referência (“ciclo base”). Carneiro (2015)

1.1. Resumo do ciclo movido a ar

O processo começa no ponto 1 com a retirada do ar a pressão e temperatura ambiente e sua entrada em um compressor, que basicamente tem como função elevar a pressão do ar, mas tem como efeito colateral um pequeno aumento na temperatura.

No ponto 2 esse ar em alta pressão então entra no combustor de gás natural principal, que tem como função elevar a temperatura do fluido gasoso, fornecendo energia através da combustão do gás natural. Os gases produto da combustão do gás natural são modelados como ar real, para fins de simplificação.

Após a saída dos gases do primeiro combustor, no ponto 3, o fluido está com uma alta pressão e uma alta temperatura, conseqüentemente está com bastante energia acumulada. Esta energia é aproveitada na turbina a gás, onde grande parte é convertida em energia elétrica, que é o único produto exportado pela usina.

No ponto 4, após sair da turbina a gás, o fluido ainda está com pressão e temperatura superiores a pressão e temperatura ambiente, porém não altas o suficiente para gerar energia elétrica eficientemente, essa é uma desvantagem deste tipo de ciclo termodinâmico, apesar da pressão não estar muito acima da atmosférica, as temperaturas de rejeição são consideravelmente altas, por isso é interessante utilizá-lo como fonte de calor em um ciclo combinado. Saindo da turbina, o fluido passa por um segundo combustor de gás natural, onde é queimado mais gás natural juntamente com um acréscimo de ar ambiente, o que aumenta um pouco mais sua temperatura.

Após passar pelo combustor adicional, o fluido então entra na caldeira de recuperação, no ponto 5, onde é realizada a transferência da sua energia térmica com a água do ciclo a vapor, servindo de fonte extra de calor para o ciclo Rankine.

No final do ciclo a ar, no ponto 6, o fluido é devolvido ao ambiente por uma chaminé sem tratamento.

1.2. Resumo do ciclo movido a água

Diferentemente do ciclo a ar, o ciclo a água possui fluido circulando em um sistema fechado, onde a água muda de fase, rejeita e absorve calor ciclicamente.

Podemos começar a análise no ponto 14, localizado na entrada do condensador a uma pressão menor do que a atmosférica. No condensador ocorre a mudança de fase de vapor para líquido onde energia térmica é rejeitada para o ambiente. O condensador opera a pressões menores que a atmosférica, para que essa troca de fase do fluido possa ocorrer a temperaturas mais baixas.

Na saída do condensador, ponto 7, a água está no estado de líquido saturado e entra na bomba para que sua pressão seja elevada. Neste ponto é muito importante se certificar de que não haja presença de vapor junto ao líquido, pois pode ocorrer um processo de cavitação na bomba, o que danifica e inutiliza o equipamento.

Após a passagem pela bomba, no ponto 8, a água entra no economizador da caldeira de recuperação. Essa é a primeira das três passagens pela caldeira de recuperação, onde a água recebe a energia transferida pelo fluido gasoso proveniente da turbina a gás, elevando sua temperatura. Como a água sai da bomba com uma pressão bem superior à atmosférica e percorre vários trocadores de calor, é considerado que pode haver perda de carga nas tubulações.

Na saída da caldeira de recuperação, no ponto 9, a água entra no incinerador e recebe calor proveniente da queima do lixo. O incinerador possui um economizador, cuja saída é o ponto 9', e um evaporador cuja saída é o ponto 10. No ciclo original, o incinerador recebe lixo como combustível e ar a temperatura ambiente, a combustão deste fornece energia térmica para evaporar a água.

No ponto 10, na saída do incinerador, a água está no estado de vapor saturado, e faz sua segunda passagem pela caldeira de recuperação, entrando no super aquecedor, mais uma vez recebendo calor proveniente da turbina a gás e aumentando sua temperatura. Como dito, após a bomba, a água perde pressão ao longo do ciclo devido à perda de carga nos diferentes trocadores de calor.

Saindo do super aquecedor, o vapor superaquecido está com pressão e temperaturas elevadas, e entra na turbina de alta pressão no ponto 11, onde se expande e gera energia elétrica (o gerador não está representado no esquema da figura 1). O ciclo original é um ciclo Rankine com reaquecimento, portanto, antes de entrar na turbina de baixa pressão, todo o vapor da turbina de alta pressão é direcionado para a caldeira de recuperação onde tem sua temperatura elevada.

O processo de reaquecimento ocorre da seguinte forma: saindo da turbina de alta pressão, no ponto 12, o vapor vai em direção a terceira e última passagem pela caldeira de recuperação, em um trocador de calor chamado reaquecedor, onde o fluido (mistura de líquido e vapor) é reaquecido e volta para a turbina como vapor superaquecido a uma temperatura mais elevada e com uma pressão ligeiramente menor, devido à perda de carga.

Ao entrar na turbina de baixa pressão, onde é novamente expandido gerando energia elétrica, a diferença entre turbina de alta pressão e a de baixa pressão é justamente a pressão de saída no ponto 14, ponto este que fecha o ciclo. O vapor sai da turbina de baixa quando tiver sido expandido a um título em torno de 0,97. Depois da turbina de baixa ele entra novamente no condensador para realizar essa mudança de fase de vapor para o líquido e, assim, o ciclo se inicia novamente.

Vale mencionar que necessariamente existe uma relação entre os ciclos termodinâmicos movidos a ar e água, essa relação ocorre devido a interação dos dois na caldeira de recuperação, ao que chamamos ciclo combinado. Pela lei de conservação de energia, todo calor cedido pelo ciclo de ar na caldeira de recuperação vai para o ciclo de água ou é perdido para o ambiente. O mesmo é válido para o incinerador e para os combustores de gás natural: toda energia proveniente da queima de

combustível ou é transferida para os fluidos de trabalho dentro dos trocadores de calor ou é perdida para o ambiente devido ao atrito e demais perdas térmicas inevitáveis existentes em processos reais. Com relação ao ponto 15, este representa os gases de combustão do lixo na saída do incinerador, antes de entrarem no sistema de controle de poluição ambiental, o qual serve para trata-los antes de serem descartados pela chaminé.

3. Modelagem termodinâmica do ciclo base

O primeiro passo da análise energética inclui a modelagem do ciclo base no software Excel. São formuladas as equações de conservação de cada um dos equipamentos considerando como dados de entrada os parâmetros termodinâmicos descritos na tabela 1.

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	
1	20,0	1,0	293,6	6,84	Ar
2	580,7	29,4	887,5	6,99	
3	1254,0	29,2	1665,9	7,66	
4	455,0	1,3	744,2	7,71	
5	600,0	1,3	903,1	7,90	
6	150,0	1,0	424,8	7,21	
7	45,0	0,1	188,4	0,64	
8	46,0	107,0	201,9	0,65	
9	90,0	105,0	385,0	1,19	
9'	313,2	103,0	1420,0	3,38	
10	311,1	100,0	2725,0	5,61	
11	538,0	97,0	3474,0	6,74	
12	133,5	3,0	2706,3	6,95	
13	239,6	2,0	2950,0	7,67	
14	53,4	0,2	2530,6	7,81	Ar + Lixo
15	200,00	1,01	475,80	7,33	

Tabela 1: Dados de operação do ciclo base (Carneiro,2015)

Como considerações básicas da análise termodinâmica, todos os equipamentos são modelados como volumes de controle onde são analisadas as entradas e saídas de energia e matéria em regime permanente, desprezando-se as variações de energia cinética e potencial.

A seguir são descritas as equações de conservação de cada um dos componentes do ciclo base.

3.1. Turbina a gás

Como dado de entrada, sabe-se que a turbina a gás usada no ciclo base é do modelo GE LM 6000 e possui capacidade de gerar aproximadamente 43 MW líquidos a uma vazão mássica de 125 kg/s (Carneiro,2015). Isto é, o trabalho gerado na turbina subtraído do trabalho do compressor, operando com um fluxo mássico (\dot{m}_4) de 125 kg/s (Carneiro,2015). Para avaliação do trabalho gerado pela

turbina a gás, que é convertido em energia elétrica (ponto 3 para ponto 4), podemos considerar a equação abaixo:

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$$

$$W_{turbina\ gás} - Q_{turbina\ gás} = \dot{m}_3 * (h_3 - h_4)$$

A equação acima pode ser simplificada ao desconsiderarmos as perdas de calor pelas paredes, ficando:

$$W_{turbina\ gás} = \dot{m}_3 * (h_3 - h_4)$$

São conhecidas as entalpias dos pontos 4 e 3 e o fluxo mássico:

$$h_3 = 1665,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = 744,2 \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_4 = 125 \frac{kg}{s}$$

Logo, podemos calcular o trabalho bruto da turbina a gás ($W_{turbina\ gás}$):

$$W_{turbina\ gás} = 125 * (1665,9 - 744,2)$$

$$W_{turbina\ gás} = 115,2 MW$$

Em termos econômicos, o trabalho gerado pela turbina representa um produto/lucro direto para a usina, por se tratar de eletricidade que pode ser vendida.

3.2. Combustor de gás natural principal

Como a vazão mássica do ponto 3 é conhecida e sabendo-se que o PCI (poder calorífico inferior) do gás natural é estimado em 47.730 kJ/kg (Carneiro,2015), obtemos os seguintes balanços de massa e energia no combustor principal:

$$\dot{m}_2 + \dot{m}_{gás} = \dot{m}_3$$

$$\dot{m}_2 * h_2 + \dot{m}_{gás} * PCI = \dot{m}_3 * h_3$$

Onde o fluxo mássico de ar entrando (\dot{m}_2) e de gás natural ($\dot{m}_{gás}$) são as duas incógnitas. Resolvendo o sistema acima, temos:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_3 - \dot{m}_{gás}$$

$$\dot{m}_{gás} = \frac{\dot{m}_3 * (h_3 - h_2)}{PCI - h_2}$$

Onde conhecemos:

$$PCI = 47730 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = 1665,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 887,5 \frac{kJ}{kg}$$

Substituído os dados nas equações, encontramos o fluxo mássico de gás natural adicionado ao combustor principal ($\dot{m}_{gás}$):

$$\dot{m}_{gás} = \frac{125 * (1665,9 - 887,5)}{47730 - 887,5}$$

$$\dot{m}_{gás} = 2,1 \frac{kg}{s}$$

Podemos agora calcular o fluxo mássico de ar proveniente do ponto 2 (\dot{m}_2):

$$\dot{m}_2 = 125 - 2,1$$

$$\dot{m}_2 = 122,9 \frac{Kg}{s}$$

Com isso podemos calcular o calor injetado no ciclo de ar pelo combustor principal ($Q_{combustor\ principal}$):

$$Q_{combustor\ principal} = \dot{m}_{gás} * PCI$$

Substituindo os valores temos:

$$Q_{combustor\ principal} = 2,1 * 47730$$

$$Q_{combustor\ principal} = 99,1 MW$$

Em termos econômicos, esse “input” térmico proveniente do gás natural representa um custo do processo, já que a usina deverá pagar pelo combustível fóssil.

3.3.Compressor

Sabemos que o fluxo mássico de ar na entrada do combustor é igual ao fluxo mássico na saída do compressor (\dot{m}_2), e sabemos que não há acréscimo ou retirada de ar no processo de compressão portanto:

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1$$

$$W_{compressor} - Q_{compressor} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1)$$

Novamente, considerando desprezíveis as perdas de calor pelas paredes, ou seja, o compressor é adiabático, podemos simplificar a equação acima e obter:

$$W_{compressor} = \dot{m}_1 * (h_2 - h_1)$$

Onde são conhecidos:

$$h_2 = 887,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_1 = 293,6 \frac{kJ}{kg}$$

Podemos, então, calcular o trabalho de compressão ($W_{compressor}$):

$$W_{compressor} = 122,9 * (887,5 - 293,6)$$

$$W_{compressor} = 73,0 \text{ MW}$$

3.4. Combustor adicional de gás natural

Como a vazão mássica do ponto 4 (entrada do 2º combustor) é igual a vazão mássica do ponto 3, o valor de (\dot{m}_4) é conhecido. É assumido no ciclo base que a proporção de ar e combustível do combustor principal (*Razão*) e no combustor adicional são iguais (Carneiro, 2015). Vamos também considerar que existe fluxo mássico de ar fresco adicionado ao segundo combustor ($\dot{m}_{ar \text{ extra}}$) a temperatura e pressão ambiente. . Desta forma, temos as seguintes equações:

$$\dot{m}_4 + \dot{m}_{gás \text{ adicional}} + \dot{m}_{ar \text{ extra}} = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_4 * h_4 + \dot{m}_{gás \text{ adicional}} * PCI + \dot{m}_{ar \text{ extra}} * h_1 = \dot{m}_5 * h_5$$

$$Raz\tilde{a}o = \frac{\dot{m}_2}{\dot{m}_{g\acute{a}s}} = \frac{\dot{m}_{ar\ extra}}{\dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional}}$$

As inc3gnitas s3o: o fluxo m3ssico de ar na saida (\dot{m}_5), o fluxo m3ssico adicional de g3s natural ($\dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional}$) e o fluxo m3ssico de ar extra ($\dot{m}_{ar\ extra}$). Portanto temos um sistema definido, arrumando as equa33es, temos:

$$\dot{m}_{ar\ extra} = \dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional} * Raz\tilde{a}o$$

$$\dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional} = \frac{\dot{m}_5 - \dot{m}_4}{Raz\tilde{a}o + 1}$$

$$\dot{m}_5 = \dot{m}_4 * \frac{(Raz\tilde{a}o + 1) * h_4 - Raz\tilde{a}o * h_1 - PCI}{(Raz\tilde{a}o + 1) * h_5 - Raz\tilde{a}o * h_1 - PCI}$$

Sabemos que :

$$h_5 = 903,1 \frac{kJ}{kg}$$

$$Raz\tilde{a}o = 59,2$$

Substituindo os dados nas equa33es temos:

$$\dot{m}_5 = 125 * \frac{(59,2 + 1) * 744,2 - 59,2 * 293,6 - 47730}{(59,2 + 1) * 903,1 - 59,2 * 293,6 - 47730}$$

$$\dot{m}_5 = 236,1 \frac{kg}{s}$$

Agora com \dot{m}_5 definido poderemos calcular $\dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional}$:

$$\dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional} = \frac{236,1 - 125,0}{59,2 + 1}$$

$$\dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional} = 1,8 \frac{kg}{s}$$

Por fim, podemos calcular $\dot{m}_{ar\ extra}$:

$$\dot{m}_{ar\ extra} = 1,8 * 59,2$$

$$\dot{m}_{ar\ extra} = 109,3 \frac{kg}{s}$$

Com isso, podemos calcular o calor injetado no ciclo de ar pelo combustor principal:

$$\dot{Q}_{combustor\ adicional} = \dot{m}_{g\acute{a}s\ adicional} * PCI$$

$$\dot{Q}_{combustor\ adicional} = 1,8 * 47730 = 88,1\ MW$$

Em termos econ\omicron;micos, esse “input t\ermico” representa um custo do processo, uma vez que a usina dever\aa pagar pelo combust\ivel f\ossil.

3.5. Caldeira de recupera\c3o

A caldeira de recupera\c3o \e um equipamento crucial na an\alise do ciclo, pois representa a intera\c3o entre o ciclo termodin\amico a ar e o ciclo termodin\amico a \c3gua, sabemos que toda energia retirada do ciclo a ar deve ser transferida para o ciclo a \c3gua, ou representar alguma perda para o ambiente.

$$\dot{E}_{ar} = \dot{E}_{\c3gua} + Perdas$$

Onde \dot{E}_{ar} \e a pot\encia t\ermica proveniente do ciclo a ar, $\dot{E}_{\c3gua}$ \e pot\encia t\ermica recebida pelo ciclo a \c3gua e *Perdas* \e a pot\encia t\ermica perdida para o ambiente. Vamos supor uma efici\encia t\ermica ($\eta_{caldeira}$) para a caldeira de recupera\c3o de 98% e podemos representar a equa\c3o acima como:

$$\dot{E}_{\c3gua} = \dot{E}_{ar} * \eta_{caldeira}$$

$$Perdas = (1 - \eta_{caldeira}) * \dot{E}_{ar}$$

Analisando apenas o ciclo a ar, temos que o calor fornecido pelo ciclo a ar (\dot{E}_{ar}) é:

$$\dot{E}_{ar} = \dot{m}_5 * (h_5 - h_6)$$

E analisando apenas o ciclo a água temos que o calor recebido pelo ciclo a água (\dot{E}_{agua}) é:

$$\dot{E}_{agua} = \dot{m}_{agua} * (h_9 + h_{11} + h_{13} - h_8 - h_{10} - h_{12})$$

Substituindo, temos que:

$$\dot{m}_{agua} = \dot{m}_5 * \frac{(h_5 - h_6) * \eta_{caldeira}}{(h_9 + h_{11} + h_{13} - h_8 - h_{10} - h_{12})}$$

Não são consideradas perdas mássicas de água em nenhum dos componentes do ciclo ou tubulações (ex.: vazamentos).

São conhecidas as entalpias do ciclo base (tabela 1):

$$h_6 = 424,8 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_8 = 201,9 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_9 = 385,0 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{10} = 2725,0 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{11} = 3474,0 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{12} = 2706,3 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{13} = 2950,0 \frac{kJ}{kg}$$

Portanto, podemos encontrar a vazão mássica do ciclo a água (\dot{m}_{agua}) conforme abaixo:

$$\dot{m}_{agua} = 236,1 * \frac{(903,1 - 424,8) * 98\%}{(385,0 + 3474,0 + 2950,0 - 201,9 - 2725,0 - 2706,3)}$$

$$\dot{m}_{agua} = 94,1 \frac{kg}{s}$$

Fazendo o restante das substituições podemos achar \dot{E}_{ar} :

$$\dot{E}_{ar} = 236,1 * (903,1 - 424,8)$$

$$\dot{E}_{ar} = 112,9 MW$$

As perdas na carcaça da caldeira de recuperação:

$$Perdas = (1 - 98\%) * 112,9$$

$$Perdas = 2,2 MW$$

E também \dot{E}_{agua} :

$$\dot{E}_{agua} = 94,1 * (385,0 + 3474,0 + 2950,0 - 201,9 - 2725,0 - 2706,3)$$

$$\dot{E}_{agua} = 110,7 MW$$

Onde podemos verificar que se respeita o balanço de energia.

Tendo definido o fluxo mássico do ciclo a água (\dot{m}_{agua}), podemos agora analisar seus componentes. Seguindo a ordem da explicação e numérica começaremos pelo condensador:

3.6. Condensador

O balanço de energia no condensador é:

$$W_{condensador} - Q_{condensador} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_7 - h_{14})$$

Considerando que não há trabalho fornecido ao condensador, podemos simplificar a equação acima:

$$Q_{condensador} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{14} - h_7)$$

Podemos então calcular o calor rejeitado no condensador ($Q_{condensador}$):

$$Q_{condensador} = 94,1 * (2530,6 - 188,4)$$

$$W_{turbina\ alta} = 220,5\ MW$$

3.7. Bomba

O balanço de energia na bomba é:

$$W_{bomba} - Q_{bomba} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_8 - h_7)$$

Considerando a bomba adiabática, temos:

$$W_{bomba} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_8 - h_7)$$

Podemos então calcular o trabalho fornecido pela bomba (W_{bomba}):

$$W_{bomba} = 94,1 * (201,9 - 188,4)$$

$$W_{bomba} = 1,3\ MW$$

Em termos econômicos, esse trabalho representa uma entrada de energia do ciclo e um custo do processo.

3.8. Caldeira de recuperação (Economizador)

Como foi explicado no resumo do ciclo base, toda molécula de água passa 3 vezes pela caldeira de recuperação para completar um ciclo, no final comprovaremos que a soma do calor transferido nas 3 passagens será igual ao calor retirado do ciclo de ar subtraído das perdas. O economizador representa a primeira dessas passagens, e é aonde a água troca calor com o ar menos quente (mais perto da chaminé), depois de já ter cedido calor para a água no superaquecedor e no reaquecedor, realizando então a menor parte da troca de calor da caldeira, cerca de 15,6 % do calor proveniente do ciclo a ar é absorvido pela água aqui.

O balanço de energia no economizador é:

$$W_{\text{economizador}} - Q_{\text{economizador}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_8 - h_9)$$

Considerando que não há trabalho fornecido ao economizador, podemos simplificar a equação acima:

$$Q_{\text{economizador}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_9 - h_8)$$

Podemos então calcular o calor absorvido pela água no economizador ($Q_{\text{economizador}}$):

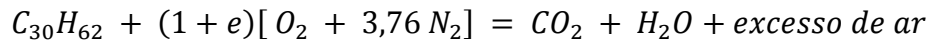
$$Q_{\text{economizador}} = 94,1 * (385,0 - 201,9)$$

$$Q_{\text{economizador}} = 17,2 \text{ MW}$$

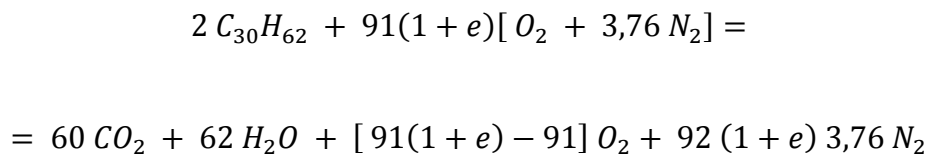
3.9. Incinerador (caldeira de lixo)

A caldeira de lixo possui um economizador e um evaporador e seu único combustível é o lixo, que é um sólido majoritariamente orgânico de composição heterogênea. A combustão de lixo demanda oxigênio, o qual é adicionado como ar a pressão e temperatura ambiente (20°C).

Representando o lixo pela fórmula química $C_{30}H_{62}$ (Carneiro,2015) e supondo um excesso de ar (e) de 31,6% para garantir que teremos oxigênio disponível o suficiente para que todo o lixo seja queimado, realiza-se o balanço estequiométrico na equação abaixo:



Onde ar atmosférico para é considerado composto por 21% de oxigênio e 79% de nitrogênio em volume (ou mol). Realizando o balanço estequiométrico temos:



Considerando as massas molares abaixo, retiradas da tabela periódica:

$$\text{Carbono (C)} = 12 \frac{g}{mol}$$

$$\text{Hidrogênio (H)} = 1 \frac{g}{mol}$$

$$\text{Oxigênio (O)} = 16 \frac{g}{mol}$$

$$\text{Nitrogênio (N)} = 14 \frac{g}{mol}$$

Temos que as massas molares de ar e lixo são:

$$\text{Ar} = 137,3 \frac{g}{mol}$$

$$\text{Lixo} = 422 \frac{g}{mol}$$

Multiplicando as massas molares pelos respectivos coeficientes estequiométricos, temos:

$$\text{Coef Ar} = 91 * (1 + 31,6\%) \approx 119,8$$

$$\text{Coef Lixo} = 2$$

$$\text{Massa Ar} = 119,8 * 137,3$$

$$Massa Ar = 16440 g$$

$$Massa Lixo = 2 * 422$$

$$Massa Lixo = 844 g$$

A razão de vazões mássicas de combustível/ar (*Razão Lixo*) é dada por:

$$Razão Lixo = \frac{Massa Lixo}{Massa Ar}$$
$$Razão Lixo = \frac{844}{16440} \approx 0,05$$

A partir disso, e considerando que toda a massa de lixo queimado e ar saem do incinerador como gases de exaustão + cinzas a uma temperatura de 200°C e pressão ambiente (ponto 15), podemos calcular os fluxos mássicos de lixo e ar de entrada conforme abaixo:

$$\dot{m}_{ar\ lixo} + \dot{m}_{lixo} = \dot{m}_{lixo\ particulado}$$

$$Razão Lixo = \frac{\dot{m}_{lixo}}{\dot{m}_{ar\ lixo}}$$

$$\dot{E}_{entra} = \dot{m}_{ar\ lixo} * h_1 + \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo} + \dot{m}_{\acute{a}gua} * h_9$$

$$\dot{E}_{sai} = \dot{m}_{lixo\ particulado} * h_{15} + \dot{m}_{\acute{a}gua} * h_{10}$$

Considerando que não existe perda de calor pelas paredes da caldeira de lixo:

$$\dot{E}_{entra} = \dot{E}_{sai}$$

Substituindo as equações temos:

$$\dot{m}_{lixo} = \dot{m}_{ar\ lixo} * Razão Lixo$$

$$\dot{m}_{ar\ lixo} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * \frac{h_{10} - h_9}{h_1 + Raz\tilde{a}o\ Lixo * PCI_{lixo} - (Raz\tilde{a}o\ Lixo + 1) * h_{15}}$$

Assumindo o poder calorífico inferior do lixo (PCI_{lixo}) como 16000 kJ/kg (Carneiro,2015), podemos agora calcular o fluxo mássico de ar para queima do lixo ($\dot{m}_{ar\ lixo}$):

$$\dot{m}_{ar\ lixo} = 94,1 * \frac{2725 - 385}{293,6 + 0,05 * 16000 - (0,05 + 1) * 475,8}$$

$$\dot{m}_{ar\ lixo} = 358,3 \frac{kg}{s}$$

O que nos permite calcular o fluxo mássico de lixo (\dot{m}_{lixo}):

$$\dot{m}_{lixo} = 358,3 * 0,05$$

$$\dot{m}_{lixo} = 18,4 \frac{kg}{s} = 66,2 \frac{ton}{hora}$$

Podemos também calcular o calor fornecido para a água no incinerador ($Q_{incinerador}$):

$$Q_{incinerador} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{10} - h_9)$$

$$Q_{incinerador} = 94,1 * (2725 - 385)$$

$$Q_{incinerador} = 220,3 MW$$

E o calor fornecido pelo lixo (Q_{lixo}):

$$Q_{lixo} = \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo}$$

$$Q_{lixo} = 18,4 * 16000$$

$$Q_{lixo} = 294,3 MW$$

Considerando a eficiência do incinerador ($\eta_{incinerador}$) como a razão entre o calor absorvido pela água e o “input” térmico de lixo, encontramos :

$$\eta_{incinerador} = \frac{Q_{incinerador}}{Q_{lixo}}$$

$$\eta_{incinerador} = \frac{220,3}{294,3}$$

$$\eta_{incinerador} = 74,8\%$$

Em termos econômicos, o “input” térmico proveniente do combustível de lixo (Q_{lixo}) representaria um custo para a usina caso ela tivesse que compra-lo, mas, em geral, esse custo é negativo pois ela, na verdade, receberia da Prefeitura um pagamento para realizar o tratamento do lixo municipal. Entretanto, a usina deve arcar com os custos da despoluição dos gases de combustão do lixo, o qual representaria um custo do processo, o qual não está sendo contabilizado neste trabalho.

3.10. Caldeira de recuperação (Super-Aquecedor)

Como dito anteriormente, o fluxo mássico de água passa em 3 trocadores de calor na caldeira de recuperação em cada ciclo. O super-aquecedor representa a segunda dessas passagens, e é onde a água troca calor com os gases mais quentes (mais próximos da saída da turbina a gás), portanto onde ocorre a maior parte da troca de calor da caldeira. Cerca de 63,7% do calor proveniente do ciclo a ar é absorvido pela água no super-aquecedor.

O balanço de energia no super-aquecedor é:

$$W_{super-aquecedor} - Q_{super-aquecedor} = \dot{m}_{água} * (h_{10} - h_{11})$$

Considerando que não há trabalho fornecido ao super-aquecedor, podemos simplificar a equação acima::

$$Q_{super-aquecedor} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{11} - h_{10})$$

Podemos então calcular o calor absorvido pela água no super-aquecedor ($Q_{super-aquecedor}$):

$$Q_{super-aquecedor} = 94,1 * (3474,0 - 2725,0)$$

$$Q_{super-aquecedor} = 70,5 \text{ MW}$$

3.11. Turbina de Alta

O balanço de energia na turbina de alta pressão é:

$$W_{turbina\ alta} - Q_{turbina\ alta} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{12} - h_{11})$$

Considerando a turbina adiabática, temos:

$$W_{turbina\ alta} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{12} - h_{11})$$

Podemos então calcular o trabalho gerado na turbina de alta ($W_{turbina\ alta}$):

$$W_{turbina\ alta} = 94,1 * (3474,0 - 2706,3)$$

$$W_{turbina\ alta} = 72,3 \text{ MW}$$

Em termos econômicos, a potência elétrica gerada nas turbinas representa um lucro do processo, pois a usina pode vendê-la

3.12. Caldeira de recuperação (Reaquecedor)

O reaquecedor representa a terceira e última dessas passagens durante um ciclo, e é onde a água troca calor com o fluido quente em uma temperatura intermediária, i.e. ele já não tem tanta energia para ceder pois já realizou a maior parte da troca de calor no super-aquecedor. Cerca de 20,7% do calor proveniente do ciclo a ar é absorvido pela água no reaquecedor.

O balanço de energia no reaquecedor é:

$$W_{\text{reaquecedor}} - Q_{\text{reaquecedor}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{12} - h_{13})$$

Considerando que não há trabalho no re-aquecedor temos:

$$Q_{\text{reaquecedor}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{13} - h_{12})$$

Podemos então calcular o calor absorvido no super-aquecedor ($Q_{\text{super-aquecedor}}$):

$$Q_{\text{super-aquecedor}} = 94,1 * (2950,0 - 2706,3)$$

$$Q_{\text{super-aquecedor}} = 22,9 \text{ MW}$$

Podemos agora comprovar que o calor recebido pela água nos três trocadores na caldeira de recuperação + as perdas são exatamente iguais ao calor fornecido pelo ciclo a ar:

$$\dot{E}_{\text{ar}} = Q_{\text{economizador}} + Q_{\text{super-aquecedor}} + Q_{\text{reaquecedor}} + \text{Perdas}$$

$$112,9 = 17,2 + 70,5 + 22,9 + 2,3$$

3.13. Turbina de Baixa

O balanço de energia na turbina de baixa pressão é:

$$W_{turbina\ baixa} - Q_{turbina\ baixa} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{14} - h_{13})$$

Considerando a turbina adiabática:

$$W_{turbina\ baixa} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{14} - h_{13})$$

Podemos então calcular o trabalho gerado na turbina de alta ($W_{turbina\ alta}$):

$$W_{turbina\ alta} = 94,1 * (2950,0 - 2530,6)$$

$$W_{turbina\ alta} = 39,5\ MW$$

Em termos econômicos, a potência elétrica gerada nas turbinas representa um lucro do processo, pois a usina pode vendê-la

3.14. Análise de resultados do ciclo base

Alguns parâmetros importantes do ciclo base e que serão utilizados nas modificações posteriormente implementadas são apresentados a seguir.

O trabalho líquido ($W_{líquido}$) pode ser definido como o trabalho total gerado pelo ciclo subtraído do trabalho consumido pelo ciclo:

$$W_{líquido} = W_{turbina\ gás} + W_{turbina\ alta} + W_{turbina\ baixa} - W_{compressor} - W_{bomba}$$

Ou igualmente:

$$W_{líquido} = \dot{m}_4 * (h_4 - h_3) + \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{12} - h_{11} + h_{14} - h_{13} - h_8 + h_7) - \dot{m}_1 * (h_2 - h_1)$$

Cujos valores calculados para o ciclo base são:

$$W_{\text{turbina gás}} = 115,2 \text{ MW}$$

$$W_{\text{turbina alta}} = 72,3 \text{ MW}$$

$$W_{\text{turbina baixa}} = 39,5 \text{ MW}$$

$$W_{\text{compressor}} = 73,0 \text{ MW}$$

$$W_{\text{bomba}} = 1,3 \text{ MW}$$

Substituindo temos:

$$W_{\text{líquido}} = 115,2 + 72,3 + 39,5 - 73,0 - 1,3$$

$$W_{\text{líquido}} = 152,7 \text{ MW}$$

O “input térmico” ($Q_{\text{consumido}}$) pode ser definido como o calor total fornecido ao ciclo pelos combustíveis:

$$Q_{\text{consumido}} = Q_{\text{combustor principal}} + Q_{\text{combustor adicional}} + Q_{\text{lixo}}$$

Ou igualmente:

$$Q_{\text{consumido}} = (\dot{m}_{\text{gás}} + \dot{m}_{\text{gás adicional}}) * PCI_{\text{gás}} + \dot{m}_{\text{lixo}} * PCI_{\text{lixo}}$$

Cujos valores para o ciclo base são:

$$Q_{\text{combustor principal}} = 99,1 \text{ MW}$$

$$Q_{\text{combustor adicional}} = 88,1 \text{ MW}$$

$$Q_{\text{lixo}} = 294,3 \text{ MW}$$

Substituindo temos:

$$Q_{\text{consumido}} = 99,1 + 88,1 + 294,3$$

$$Q_{consumido} = 481,5 \text{ MW}$$

Podemos então calcular a eficiência do ciclo base ($\eta_{ciclo\ base}$), que pode ser definida como:

$$\eta_{ciclo\ base} = \frac{W_{líquido}}{Q_{consumido}}$$

$$\eta_{ciclo\ base} = \frac{152,7}{481,5}$$

$$\eta_{ciclo\ base} = 31,7\%$$

Um parâmetro importante no estudo de usinas híbridas é a proporção de lixo e gás consumidos com relação ao “input” térmico total:

$$\% \text{ Lixo} = \frac{Q_{lixo}}{Q_{consumido}}$$

$$\% \text{ Lixo} = \frac{294,3}{481,5}$$

$$\% \text{ Lixo} = 61,1\%$$

Ou seja, o ciclo base tem 61,1% da energia proveniente do lixo e 38,9% proveniente do gás natural:

$$\% \text{ Gás} = \frac{Q_{combustor\ principal} + Q_{combustor\ adicional}}{Q_{consumido}}$$

$$\% \text{ Gás} = \frac{99,1 + 88,1}{481,5}$$

$$\% \text{ Gás} = 38,9\%$$

Isso é importante pois as usinas híbridas Waste-to-Energy que utilizam lixo como combustível principal, podem aproveitar de subsídios, pelo fato do lixo ser um combustível renovável.

4. Modificações no ciclo base

Afim de melhorar a eficiência do ciclo base, duas modificações são propostas:

- a) Pré-aquecer o ar utilizado no processo de combustão do lixo na entrada do incinerador, para isso iremos acrescentar uma extração na turbina alta pressão.
- b) Pré-aquecer a água da saída da bomba com uma extração da turbina de baixa pressão, para isso, iremos incluir um misturador (de-aerador), para garantir que não entre vapor na bomba, o que causaria a cavitação e danificaria o equipamento.

A escolha por realizar a primeira extração na turbina de alta foi aleatória. A troca da extração na segunda modificação foi para avaliar o impacto da extração na turbina de baixa, já que o impacto na turbina de alta já seria estudado na primeira modificação. Ambas as modificações podem ser realizadas nas duas turbinas.

O objetivo de realizar a primeira modificação é extrair uma certa quantidade de massa de vapor no final do processo de expansão na turbina para pré-aquecer o ar de entrada do incinerador, com isso menos lixo precisa ser queimado, já que não precisaremos queimar uma parcela de lixo para aquecer o ar. Isso tende a fazer com que a eficiência do processo em geral melhore assumindo que a perda pelo trabalho que deixa de ser gerado na turbina é menor que o ganho pela economia da queima do lixo (combustível).

O objetivo de realizar a segunda modificação é pré-aquecer o fluido antes dele entrar na caldeira de recuperação, como a quantidade de energia disponível do ciclo a ar é fixa, o fluxo mássico no ciclo a vapor tem que aumentar para receber essa energia, com esse aumento espera-se gerar mais trabalho e aumentar a relevância do lixo como fonte de combustível no processo.

4.1. Modelagem da modificação a)

A primeira modificação pode ser representada pela figura abaixo:

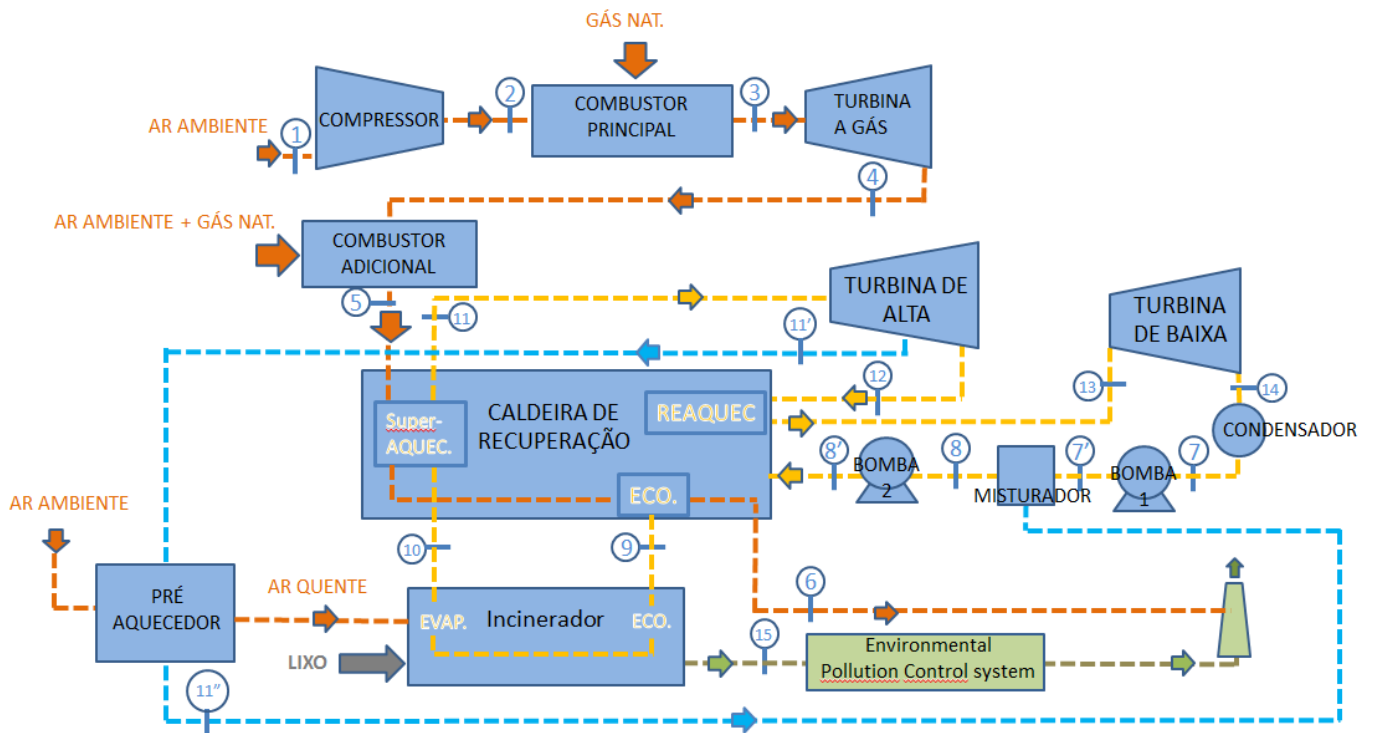


Figura 2: Esquema do ciclo com modificação a)

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	
1	20	1,01	293,6	6,84	Ar
2	580,7	29,39	887,5	6,99	
3	1254	29,24	1665,86	7,66	
4	455	1,31	744,2	7,71	
5	600	1,31	903,1	7,9	
6	150	1,01	424,8	7,21	Água
7	45	0,1	188,4	0,64	
8	46	107	201,9	0,65	
9	90	105	385	1,19	
9'	313,2	103	1420	3,38	
10	311,1	100	2725	5,61	
11	538	97	3474	6,74	
11'(Extração)	138,98	3,5	2732,24	6,94	
12	133,5	3	2706,3	6,95	
13	239,6	2	2950	7,67	
14	53,41	0,15	2530,6	7,81	
15	200	1,01	475,8	7,33	
Pontos Novos:	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	Título
12 isentropico	138,88	3,5	2649,8224	6,74	96,2%
11"(Volta pré aquecimento do ar:)	45	3,5	188,7347	0,6385	0
7'(Saida bomba 1)	45	3,5	188,7347	0,6385	0
8'(saida misturador)	45	3,5	188,7347	0,6385	0

Tabela 2: Condições do ciclo incluindo a modificação a)

Ao realizar a extração na turbina, o objetivo é que o vapor extraído troque calor com o ar frio e mude para a fase líquida, até atingir 45°C, que é a temperatura original do ciclo base em que o líquido saturado sai do condensador. Com isso, conforme observado na figura 2 precisamos incluir um misturador (ou deaerador) após a bomba original e acrescentar uma segunda bomba após o misturador. Nesta modificação não temos como objetivo aquecer a água de alimentação da caldeira de recuperação (proposta da modificação b).

O ar ambiente entra no pré aquecedor de ar e queremos que ele saia com aproximadamente 130°C e pressão atmosférica. Com o ar de alimentação do incinerador mais quente, menos lixo precisa ser queimado para transferir a mesma quantidade de calor para o ciclo de água.

Os equipamentos impactados pela extração são: caldeira de recuperação, turbina de alta, pré aquecedor de ar, misturador, bombas e o incinerador. Desta forma, aplicamos as equações de conservação e os conceitos termodinâmicos novamente para avaliar o novo desempenho do ciclo.

Começaremos a modelagem definindo a pressão e temperatura de extração:

$$P_{ext\ alta} = 3,5\ bar$$

$$T_{ext\ alta} = 138,8\ ^\circ C$$

Assumindo uma eficiência isentrópica da turbina ($\eta_{turbina}$) de 90% (Carneiro,2015) e sabendo as propriedades termodinâmicas do ponto 11, temos que:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_{11} - h_{ext\ real}}{h_{11} - h_{ext\ isentropica}}$$

$$s_{11} = s_{ext\ isentropica} = 6,74 \frac{kJ}{kg * K}$$

Onde $h_{ext\ real}$ é a entalpia de extração real. Podemos calcular o título da extração isoentrópica:

$$s_{ext\ isentropica} = x * s_{vapor;138,8} + (1 - x) * s_{liquido;138,8}$$

$$x = \frac{s_{11} - s_{liquido;138,8}}{s_{vapor;138,8} - s_{liquido;138,8}}$$

Como temos $s_{liquido;138,8}$ e $s_{vapor;138,8}$ pois 138,8 °C é a temperatura de condensação da água a 3,5 bar, podemos substituir:

$$s_{liquido;138,8} = 1,7 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$s_{vapor;138,8} = 6,9 \frac{kJ}{kg * K}$$

$$x = 96,2\%$$

Podemos calcular a entalpia de extração isentrópica ($h_{ext\ isentropica}$):

$$h_{ext\ isentropica} = x * h_{vapor;138,8} + (1 - x) * h_{liquido;138,8}$$

$$h_{liquido;138,8} = 584,3 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{vapor;138,8} = 2732,0 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{ext\ isentropica} = 2649,8 \frac{kJ}{kg}$$

Podemos agora calcular a entalpia de extração real ($h_{ext\ real}$):

$$h_{ext\ real} = h_{11} - \eta_{turbina} * (h_{11} - h_{ext\ isentropica})$$

$$h_{11} = 3474,0 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_{ext\ real} = 3474,0 - 90\% * (3474,0 - 2649,8)$$

$$h_{ext\ real} = 2732,2 \frac{kJ}{kg}$$

Queremos que a vazão de vapor extraída volte ao ciclo como líquido a 45°C e 3,5 bar para podermos misturar com o líquido que sai da bomba 1. Portanto, a entalpia específica da água ao voltar para o ciclo ($h_{volta\ ext}$) proveniente do pré aquecedor de ar é:

$$h_{volta\ ext} = 188,7 \frac{kJ}{kg}$$

Queremos aquecer o ar de 20°C a 130°C, logo as entalpias são:

$$h_{ar\ quente} = 404,7 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_1 = 293,6 \frac{kJ}{kg}$$

4.1.1. Pré aquecedor

Descrevemos a seguir o balanço de energia no pré aquecedor de ar a fim de encontrar o fluxo mássico da extração (\dot{m}_{alta}) em função do fluxo massico de ar que entra no incinerador ($\dot{m}_{ar\ lixo}$):

$$Q_{extração\ alta} = \dot{m}_{alta} * (h_{ext\ real} - h_{volta\ ext})$$

Onde a potência térmica fornecida pelo fluido quente, que foi extraído da turbina de alta, é $Q_{extração\ alta}$. Considerando que não há perdas pelas paredes do pré-aquecedor de ar, temos que :

$$Q_{extração\ alta} = Q_{pre\ aq}$$

$$Q_{pre\ aq} = \dot{m}_{ar\ lixo} * (h_{ar\ quente} - h_1)$$

Portanto:

$$\dot{m}_{alta} = \dot{m}_{ar\ lixo} * \frac{(h_{ar\ quente} - h_1)}{(h_{ext\ real} - h_{volta\ ext})}$$

Como não temos nenhuma outra equação o problema permanece indeterminado por enquanto, e partiremos então para a análise do incinerador.

4.1.2. Incinerador

Analogamente ao que foi feito no ciclo base, temos agora que o ar que entra no incinerador está aquecido ($h_{ar quente}$), portanto o balanço de energia no incinerador fica:

$$\dot{m}_{ar\ lixo} * h_{ar\ quente} + \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo} + \dot{m}_{agua} * h_9 = (\dot{m}_{ar\ lixo} + \dot{m}_{lixo}) * h_{15} + \dot{m}_{agua} * h_{10}$$

Utilizando a mesma razão de ar/lixo e substituindo na equação temos que a vazão mássica de ar para a combustão de lixo é:

$$\dot{m}_{ar\ lixo} = \dot{m}_{agua} * \frac{h_{10} - h_9}{(h_{ar\ quente} + Razão\ Lixo * PCI_{lixo} - (Razão\ Lixo + 1) * h_{15})}$$

Podemos reescrever o fluxo mássico da extração (\dot{m}_{alta}) em função do fluxo mássico de água (\dot{m}_{agua}) da seguinte forma:

$$\dot{m}_{alta} = \dot{m}_{ar\ lixo} * \frac{(h_{ar\ quente} - h_1)}{(h_{ext\ real} - h_{volta\ ext})}$$

$$\dot{m}_{alta} = \frac{\dot{m}_{agua} * (h_{10} - h_9) * (h_{ar\ quente} - h_1)}{(h_{ar\ quente} + Razão\ Lixo * PCI_{lixo} - (Razão\ Lixo + 1) * h_{15}) * (h_{ext\ real} - h_{volta\ ext})}$$

Agora temos duas relações dos fluxos mássicos de \dot{m}_{alta} e $\dot{m}_{ar\ lixo}$ em função do fluxo mássico de água (\dot{m}_{agua}). Como na caldeira de recuperação só passam água e ar, analisaremos o que acontece com os fluxos mássicos, sabendo que o fluxo mássico de ar é fixo pois não realizamos nenhuma mudança no ciclo de ar.

4.1.3. Caldeira de recuperação

De maneira análoga ao que fizemos no ciclo base vamos analisar as entradas e saídas de energia da caldeira. Vale ressaltar que o fluxo mássico de água que passa pelo reaquentador da caldeira de recuperação é diferente dos demais pois no final da expansão da turbina de alta fizemos a extração para o pre aquecedor de ar (\dot{m}_{alta}), portanto o fluxo naquele ponto é a diferença entre o fluxo massico de água e o que foi extraído. Já temos uma relação que define o fluxo da extração em função do fluxo de água, também sabemos o fluxo mássico de ar então o problema está definido e pode ser resumido em:

$$\dot{m}_{agua} * (h_9 + h_{11} - h_8 - h_{10}) + (\dot{m}_{agua} - \dot{m}_{alta}) * (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{ar} * (h_5 - h_6) * \eta_{caldeira}$$

Reorganizando a equação acima temos:

$$\dot{m}_{agua} * (h_9 + h_{11} + h_{13} - h_{12} - h_8 - h_{10}) - \dot{m}_{alta} * (h_{13} - h_{12}) = \dot{m}_{ar} * (h_5 - h_6) * \eta_{caldeira}$$

Substituindo a relação entre \dot{m}_{alta} e \dot{m}_{agua} :

$$\dot{m}_{alta} = \frac{\dot{m}_{agua} * (h_{10} - h_9) * (h_{ar\ quente} - h_1)}{(h_{ar\ quente} + Razão\ Lixo * PCI_{lixo} - (Razão\ Lixo + 1) * h_{15}) * (h_{ext\ real} - h_{volta\ ext})}$$

Temos então que:

$$\dot{m}_{agua} = \frac{\dot{m}_{ar} * (h_5 - h_6) * \eta_{caldeira}}{(h_9 + h_{11} + h_{13} - h_{12} - h_8 - h_{10}) - \frac{(h_{10} - h_9) * (h_{ar\ quente} - h_1) * (h_{13} - h_{12})}{(h_{ar\ quente} + Razão\ Lixo * PCI_{lixo} - (Razão\ Lixo + 1) * h_{15}) * (h_{ext\ real} - h_{volta\ ext})}}$$

Onde todos os termos são determinados e podem ser substituídos nos levando ao novo valor da vazão mássica do ciclo a água:

$$\dot{m}_{agua} = 97,0 \frac{kg}{s}$$

Podemos então determinar o fluxo mássico de extração:

$$\dot{m}_{alta} = \frac{\dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{10} - h_9) * (h_{ar quente} - h_1)}{(h_{ar quente} + Raz\tilde{a}o Lixo * PCI_{lixo} - (Raz\tilde{a}o Lixo + 1) * h_{15}) * (h_{ext real} - h_{volta ext})}$$

$$\dot{m}_{alta} = 13,7 \frac{kg}{s}$$

E ainda o fluxo mássico de ar no incinerador:

$$\dot{m}_{ar lixo} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * \frac{h_{10} - h_9}{(h_{ar quente} + Raz\tilde{a}o Lixo * PCI_{lixo} - (Raz\tilde{a}o Lixo + 1) * h_{15})}$$

$$\dot{m}_{ar lixo} = 312,6 \frac{kg}{s}$$

O novo fluxo mássico de lixo é:

$$\dot{m}_{lixo} = 16,0 \frac{kg}{s} = 57,8 \frac{ton}{hora}$$

4.1.4. Turbina de alta

Sabemos que o fluxo mássico de água na entrada da turbina é diferente ao fluxo mássico na saída da turbina devido a extração portanto:

$$\dot{m}_{12} = \dot{m}_{\acute{a}gua}$$

$$\dot{m}_{11} = \dot{m}_{\acute{a}gua} - \dot{m}_{alta}$$

O balanço de energia na turbina de alta fica:

$$\dot{W}_{turbina alta} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{12} - h_{ext real}) + (\dot{m}_{\acute{a}gua} - \dot{m}_{alta}) * (h_{ext real} - h_{11})$$

Podemos então calcular o trabalho gerado na turbina de alta ($\dot{W}_{turbina alta}$):

$$W_{turbina\ alta} = 97 * (3474 - 2732,2) + (97 - 13,7) * (2732,2 - 2706,3)$$

$$W_{turbina\ alta} = 74,1\ MW$$

Comparando este valor com o do ciclo base observamos que houve aumento (era 72,3 MW), o que pode se explicado pelo aumento do fluxo mássico de água.

Isso ocorre pois, devido à extração, a vazão mássica de vapor no reaquecedor é menor, conseqüentemente, “sobra” uma quantidade a mais de calor proveniente do ciclo a ar para ser trocado com a água (porque a eficiência térmica da caldeira de recuperação é fixa em 98%).

Entretanto, também devido à extração, espera-se que haverá uma menor geração de trabalho na turbina de baixa pressão.

4.1.5. Turbina de baixa

O balanço de massa na turbina de baixa pressão é:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{alta}}$$

O trabalho gerado na turbina de baixa é:

$$W_{turbina\ baixa} = (\dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{alta}}) * (h_{14} - h_{13})$$

$$W_{turbina\ baixa} = (97 - 13,7) * (2950 - 2530,6)$$

$$W_{turbina\ baixa} = 34,9\ MW$$

Como esperado, com o trabalho gerado pela turbina de baixa diminui (era 39,5 MW).

4.1.6. Bomba 1

Como a extração na turbina de alta foi feita a 3,5 bar consequentemente a volta da extração precisa ser feita na mesma pressão, por isso foi necessária a colocação de uma bomba adicional, a bomba 1 serve para elevar a pressão do fluido que sai do condensador a 45° C e 0,15 bar para a pressão de mistura de 3,5 bar.

Os balanços de massa e energia na bomba são:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{alta}}$$

$$W_{\text{bomba 1}} = (\dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{alta}}) * (h_{\text{mistura}} - h_7)$$

Como estamos misturando dois fluidos a mesma pressão e temperatura, sabemos a entalpia de mistura:

$$h_{\text{mistura}} = 188,7 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

Podemos então calcular o trabalho gerado na turbina de alta ($W_{\text{turbina alta}}$):

$$W_{\text{bomba 1}} = (97 - 13,7) * (188,7 - 188,4)$$

$$W_{\text{bomba 1}} = 27,9 \text{ W}$$

4.1.7. Misturador

É apenas para misturar o líquido que volta do pré aquecedor (\dot{m}_{alta}) com o que sai da bomba 1 ($\dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{alta}}$), ambos estão na mesma pressão e temperatura, 3,5 bar e 45 °C respectivamente, portanto só representa uma soma das massas que passa para a bomba 2 para ser ter sua pressão elevada.

4.1.8. Bomba 2

O trabalho na bomba 2 é:

$$W_{bomba\ 2} = (\dot{m}_{\acute{a}gua}) * (h_8 - h_{mistura})$$

$$W_{bomba\ 2} = (97) * (201,9 - 188,7)$$

$$W_{bomba\ 2} = 1,1\ W$$

4.1.9. Incinerador

O calor fornecido pelo incinerador para a água ($Q_{incinerador}$) é:

$$Q_{incinerador} = \dot{m}_{\acute{a}gua} * (h_{10} - h_9)$$

$$Q_{incinerador} = 97,0 * (2725 - 385)$$

$$Q_{incinerador} = 226,9\ MW$$

E o calor fornecido pelo lixo queimado (Q_{lixo}) é:

$$Q_{lixo} = \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo}$$

$$Q_{lixo} = 16,0 * 16000$$

$$Q_{lixo} = 256,8\ MW$$

O que nos leva a uma nova eficiência do incinerador ($\eta_{incinerador}$) de :

$$\eta_{incinerador} = \frac{Q_{incinerador}}{Q_{lixo}}$$

$$\eta_{incinerador} = \frac{226,9}{256,8}$$

$$\eta_{incinerador} = 88,8\%$$

Aqui podemos perceber um impacto significativo, pois queimamos menos lixo para aquecer o ar, dado que ele já entra a 130 °C e isso faz com que o Q_{lixo} diminua, por outro lado o $Q_{incinerador}$ aumentou pois o fluxo mássico nessa parte do ciclo aumento, isso faz com que a eficiencia no incinerador melhore consideravelmente em comparação aos 75% do ciclo base.

4.1.10. Análise de resultados do ciclo após a modificação 1

Agora que fechamos a análise da modificação 1, podemos calcular alguns dados importantes do ciclo em geral, que serão comparados com os dados do ciclo base para avaliar a melhora da modificação.

O trabalho líquido gerado ($W_{líq\ mod1}$) pode ser definido como todo trabalho gerado pelo ciclo subtraído do trabalho consumido pelo ciclo:

$$W_{líq\ mod1} = W_{turbina\ gás} + W_{turbina\ alta} + W_{turbina\ baixa} - W_{compressor} - W_{bomba\ 1} - W_{bomba\ 2}$$

Como todos já foram devidamente calculados temos:

$$W_{turbina\ gás} = 115,2\ MW$$

$$W_{turbina\ alta} = 74,1\ MW$$

$$W_{turbina\ baixa} = 34,9\ MW$$

$$W_{compressor} = 73,0\ MW$$

$$W_{bomba1} = 27,9\ W$$

$$W_{bomba2} = 1,1\ MW$$

Substituindo temos:

$$W_{líq\ mod1} = 115,2 + 74,1 + 34,9 - 73,0 - 1,1 - 0,028$$

$$W_{líq\ mod1} = 150,1\ MW$$

O calor consumido ($Q_{cons\ mod1}$) pode ser definido como todo calor consumido pelo ciclo:

$$Q_{cons\ mod1} = Q_{combustor\ principal} + Q_{combustor\ adicional} + Q_{lixo}$$

Estes já foram previamente definidos e calculados mas podem ser simplificados em:

$$Q_{cons\ mod1} = (\dot{m}_{gás} + \dot{m}_{gás\ adicional}) * PCI_{gás} + \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo}$$

Como todos já foram devidamente calculados temos:

$$Q_{combustor\ principal} = 99,1\ MW$$

$$Q_{combustor\ adicional} = 88,1\ MW$$

$$Q_{lixo} = 256,8\ MW$$

Substituindo temos:

$$Q_{cons\ mod1} = 99,1 + 88,1 + 256,8$$

$$Q_{cons\ mod1} = 444,0\ MW$$

Podemos então calcular a eficiência do ciclo ($\eta_{ciclo\ mod1}$), que pode ser definida como:

$$\eta_{ciclo\ mod1} = \frac{W_{líquido}}{Q_{consumido}}$$

$$\eta_{ciclo\ mod1} = \frac{150,1}{444,0}$$

$$\eta_{ciclo\ mod1} = 33,8\%$$

Outros dados importantes que devem ser levados em consideração nas análises são os percentuais de lixo e gás dentro do calor consumido:

$$\begin{aligned}\% \text{ Lixo} &= \frac{Q_{\text{lixo}}}{Q_{\text{cons mod1}}} \\ \% \text{ Lixo} &= \frac{256,8}{444,0} \\ \% \text{ Lixo} &= 57,8\%\end{aligned}$$

Analogamente temos:

$$\begin{aligned}\% \text{ Gás} &= \frac{Q_{\text{combustor principal}} + Q_{\text{combustor adicional}}}{Q_{\text{cons mod1}}} \\ \% \text{ Gás} &= \frac{99,1 + 88,1}{444,0} \\ \% \text{ Gás} &= 42,2\%\end{aligned}$$

Podemos perceber que houve um aumento na eficiência do ciclo após a modificação a), explicado pela redução na queima de lixo como fonte de calor e consequentemente aumento da relevância do gás como combustível do ciclo. Isso é esperado, devido ao maior poder calorífico do gás, quanto maior a quantidade de gás em relação a de lixo, maior a eficiência do ciclo.

4.2. Modelagem da modificação b)

A segunda modificação pode ser representada pela figura abaixo:

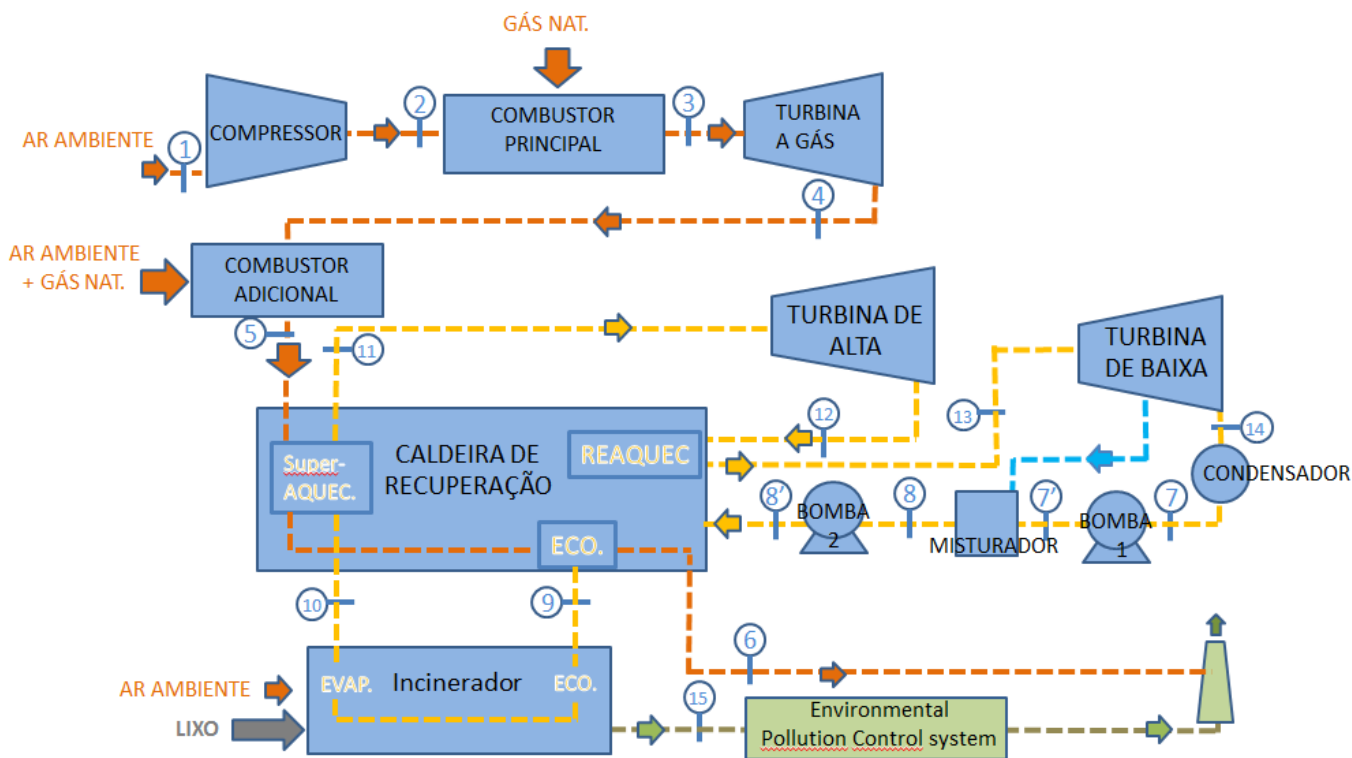


Figura 3: Esquema do ciclo com modificação b)

Ao realizar a extração na turbina, o objetivo é que o vapor extraído se misture com o líquido saturado saindo do condensador, e faça com que o fluido entre mais quente no economizador da caldeira de recuperação. Temos duas opções com relação a saída do economizador para definir o restante do ciclo modificado:

- i. O líquido sai mais quente, fazendo com que o calor trocado no economizador seja igual ao trocado no ciclo base, isso faz com o fluido precise de menos calor no incinerador e consequentemente queime menos lixo. Esperamos que isso aumente a eficiência do ciclo, pois o poder calorífico do gás é maior que o do lixo.
- ii. O líquido sai nas mesmas condições do ciclo base, isso faz que o fluxo mássico de água no ciclo aumente, pois a eficiência da caldeira de recuperação é fixa e isso faz com que a quantidade de energia disponível do ciclo ar seja igual a do ciclo base. O aumento do fluxo mássico gera um aumento no trabalho gerado mas também gera um aumento no consumo de lixo. Esperamos que isso reduza a eficiência do ciclo, pois o poder calorífico do lixo é menor que o do gás, porém pode ser interessante queimar mais lixo ao invés de gás.

Para evitar que o ciclo trabalhe em pressões menores que a atmosférica em vários estágios do ciclo vamos realizar a extração a 170 °C e a pressão de 1 bar.

$$P_{ext\ baixa} = 1\ bar$$

$$T_{ext\ alta} = 170\ ^\circ C$$

Analogamente ao que fizemos na primeira modificação, assumimos uma eficiência isentrópica da turbina ($\eta_{turbina}$) de 90% (Carneiro,2015) e sabendo as propriedades termodinâmicas do ponto 13 temos que:

$$\eta_{turbina} = \frac{h_{13} - h_{ext\ real}}{h_{13} - h_{ext\ isentropica}}$$

$$s_{13} = s_{ext\ isentropica} = 7,67 \frac{kJ}{kg * K}$$

Onde $h_{ext\ real}$ é a entalpia de extração real. Como a temperatura de extração é maior do que a temperatura de saturação temos certeza que estamos extraindo vapor super aquecido. Com pressão e entropia de extração temos a entalpia de extração isentrópica ($h_{ext\ isentropica}$):

$$h_{ext\ isentropica} = 2802,36 \frac{kJ}{kg}$$

Podemos calcular a entalpia de extração real ($h_{ext\ real}$):

$$h_{ext\ real} = h_{11} - \eta_{turbina} * (h_{11} - h_{ext\ isentropica})$$

$$h_{ext\ real} = 2950 - 90\% * (2950 - 2802,4)$$

$$h_{ext\ real} = 2817,1 \frac{kJ}{kg}$$

No final do misturador queremos ter líquido saturado a 1 bar, para que não entre vapor na bomba 2. Portanto a entalpia de saída do misturador está definida:

$$h_{saida\ mist} = 417,4 \frac{kJ}{kg}$$

Vamos agora modelar a modificação b) de maneira literal e para que suas equações possam ser aplicadas nas configurações i) e ii) e seus resultados comparados:

4.2.1. Misturador

Descrivemos a seguir o balanço de energia no misturador de ar a fim de encontrar o fluxo mássico da extração (\dot{m}_{baixa}) em função do fluxo massico de água (\dot{m}_{agua}):

$$\dot{m}_{agua} * (h_{saida\ mist}) = (\dot{m}_{agua} - \dot{m}_{baixa}) * h_{bomba1} + \dot{m}_{baixa} * h_{ext\ real}$$

Portanto:

$$\dot{m}_{baixa} = \dot{m}_{agua} * \frac{(h_{saida\ mist} - h_{bomba1})}{(h_{ext\ real} - h_{bomba1})}$$

4.2.2. Turbina de baixa

Devido a extração o fluxo mássico de água na entrada da turbina é diferente ao fluxo mássico na saída da turbina devido a extração portanto:

$$\dot{m}_{13} = \dot{m}_{agua}$$

$$\dot{m}_{14} = \dot{m}_{agua} - \dot{m}_{baixa}$$

Podemos então calcular o trabalho gerado na turbina de alta ($\dot{W}_{turbina\ alta}$):

$$\dot{W}_{turbina\ baixa} = \dot{m}_{agua} * (h_{13} - h_{ext\ real}) + (\dot{m}_{agua} - \dot{m}_{alta}) * (h_{ext\ real} - h_{14})$$

4.2.3. Bomba 1

Analogamente a modificação a), precisamos elevar a pressão do fluido que sai do condensador para a pressão de mistura de 1 bar.

Os balanços de massa e energia na bomba são:

$$\dot{m}_7 = \dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{baixa}}$$

$$W_{\text{bomba } 1} - Q_{\text{bomba } 1} = (\dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{baixa}}) * (h_{\text{mistura}} - h_7)$$

Considerando a bomba adiabática podemos então calcular o trabalho gerado na turbina de alta ($W_{\text{turbina alta}}$):

$$W_{\text{bomba } 1} = (\dot{m}_{\text{água}} - \dot{m}_{\text{baixa}}) * (h_{\text{mistura}} - h_7)$$

4.2.4. Bomba 2

O trabalho na bomba 2 é:

$$W_{\text{bomba } 2} = (\dot{m}_{\text{água}}) * (h_8 - h_{\text{mistura}})$$

4.2.5. Incinerador

Pelos balanços de massa e energia no incinerador temos:

$$\dot{m}_{\text{ar lixo}} + \dot{m}_{\text{lixo}} = \dot{m}_{\text{lixo particulado}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar lixo}} * h_1 + \dot{m}_{\text{lixo}} * PCI_{\text{lixo}} + \dot{m}_{\text{água}} * h_9 = \dot{m}_{\text{lixo particulado}} * h_{15} + \dot{m}_{\text{água}} * h_{10}$$

Portanto:

$$\dot{m}_{\text{lixo}} = \dot{m}_{\text{ar lixo}} * \text{Razão Lixo}$$

$$\dot{m}_{\text{ar lixo}} = \dot{m}_{\text{água}} * \frac{h_{10} - h_9}{h_1 + \text{Razão Lixo} * PCI_{\text{lixo}} - (\text{Razão Lixo} + 1) * h_{15}}$$

Podemos calcular o calor fornecido pelo incinerador para a água ($Q_{\text{incinerador}}$):

$$Q_{\text{incinerador}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{10} - h_9)$$

E o calor fornecido pelo lixo queimado (Q_{lixo}):

$$Q_{\text{lixo}} = \dot{m}_{\text{lixo}} * PCI_{\text{lixo}}$$

O que nos leva a uma eficiência do incinerador ($\eta_{\text{incinerador}}$) de :

$$\eta_{\text{incinerador}} = \frac{Q_{\text{incinerador}}}{Q_{\text{lixo}}}$$

4.2.6. Caldeira de recuperação

Analogamente ao que foi feito no ciclo base, pelos balanços de massa e energia na caldeira de recuperação temos:

$$\dot{m}_{\text{água}} = \dot{m}_5 * \frac{(h_5 - h_6) * \eta_{\text{caldeira}}}{(h_9 + h_{11} + h_{13} - h_8 - h_{10} - h_{12})}$$

4.2.7. Turbina de alta

O trabalho gerado na turbina de alta é:

$$W_{\text{turbina alta}} - Q_{\text{turbina alta}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{12} - h_{11})$$

Considerando a turbina adiabática, temos:

$$W_{\text{turbina alta}} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{12} - h_{11})$$

4.2.8. Condensador

O balanço de energia no condensador é:

$$W_{condensador} - Q_{condensador} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_7 - h_{14})$$

Considerando que não há trabalho fornecido ao condensador, podemos simplificar a equação acima:

$$Q_{condensador} = \dot{m}_{\text{água}} * (h_{14} - h_7)$$

4.2.9. Análise de resultados do ciclo após a modificação b)i)

Precisamos agora definir os novos pontos 8 e 9 para terminar a modelagem da modificação. A variação de entalpia dos pontos 8 e 9 do ciclo base é de 183,10 kJ/kg e vamos manter esse valor constante assim o fluxo mássico de água será igual ao do ciclo base. Temos então os pontos abaixo definindo a modificação i):

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	
1	20	1,01	293,6	6,84	Ar
2	581	29,39	887,5	6,99	
3	1254	29,24	1665,9	7,66	
4	455	1,31	744,2	7,71	
5	600	1,31	903,1	7,90	
6	150	1,01	424,8	7,21	
7	45	0,10	188,4	0,64	
8'	80	107,00	343,4	1,07	Água
9	124	105,00	526,5	1,77	
9'	313	103,00	1420,0	3,38	
10	311	100,00	2725,0	5,61	
11	538	97,00	3474,0	6,74	
12	134	3,00	2706,3	6,95	
13	240	2,00	2950,0	7,67	
13' extração real	170	1,00	2817,1	7,71	
14	53	0,15	2530,6	7,81	
15	200	1,01	475,8	7,33	AR
Pontos novos	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	Título
13 isentrópica	163	1,00	2802,4	7,67	1
8 (Saida misturador)	79	1,00	330,8	1,30	0
7' (Saida bomba nova)	45	1,00	188,5	0,64	0

Tabela 3: Condições do ciclo incluindo a modificação b) i)

Para garantir que não teremos “cross temperature” plotamos o gráfico de troca de calor nas tres passagens da caldeira de recuperação:

Equipamento	% calor trocado
Reaquecedor	20,7%
Super-Aquecedor	63,7%
Economizador	15,6%

Tabela 4: Dados gráfico “cross temperature” b) i)

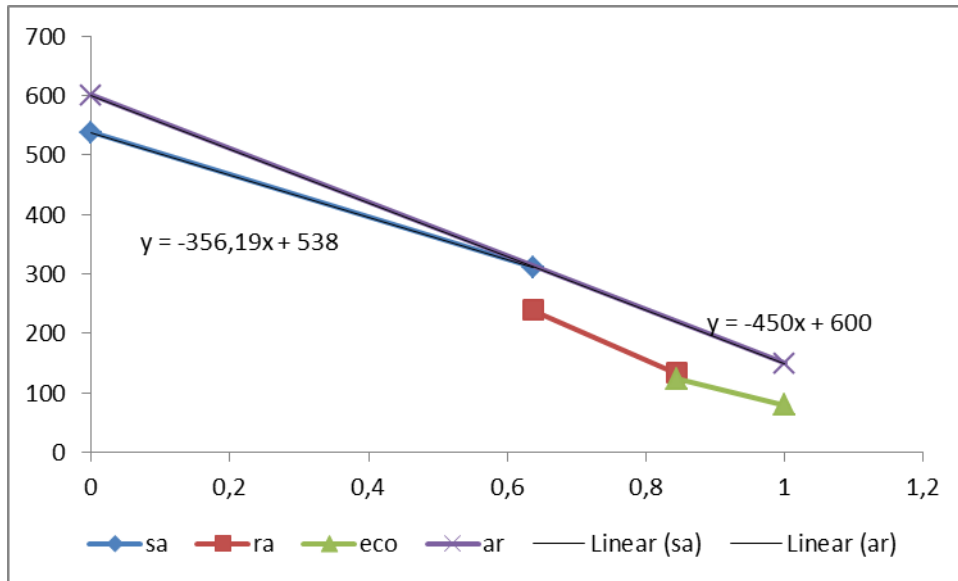


Figura 4: Gráfico cross temperature b) i)

O ponto mais próximo entre as retas de temperatura dos fluidos e candidato principal a causar o “cross temperature” é no final do super-aquecedor. Aplicando as retas de tendência temos que as temperaturas da água e do ar são, respectivamente, 311,1 °C e 313,3 °C, portanto apesar de não ser o ideal, podemos seguir com a modificação proposta. Temos então os seguintes fluxos mássicos:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{\text{água}} &= 94,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{\text{lixo}} &= 17,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 62,2 \frac{\text{ton}}{\text{hora}} \\ \dot{m}_{\text{ar lixo}} &= 336,6 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{\text{baixa}} &= 5,1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \end{aligned}$$

Agora que fechamos a análise da modificação 2, podemos calcular alguns dados importantes do ciclo em geral, que serão comparados com os dados do ciclo base para avaliar a melhora da modificação.

Analogamente ao ciclo base temos o trabalho líquido gerado ($W_{líquido}$):

$$W_{líquido\ mod2} = W_{turbina\ gás} + W_{turbina\ alta} + W_{turbina\ baixa} - W_{compressor} - W_{bomba\ 1} - W_{bomba\ 2}$$

Como todas as equações e condições de operação do ciclo já foram devidamente definidas temos:

$$W_{turbina\ alta} = 72,3\ MW$$

$$W_{turbina\ baixa} = 38,0\ MW$$

$$W_{bomba1} = 10,3\ W$$

$$W_{bomba2} = 1,2\ MW$$

Substituindo temos:

$$W_{líquido\ mod2} = 115,2 + 72,3 + 38,0 - 73,0 - 1,2 - 0,01$$

$$W_{líquido\ mod2} = 151,3\ MW$$

O calor consumido ($Q_{consumido}$) pode ser definido como todo calor consumido pelo ciclo:

$$Q_{cons\ mod2} = (\dot{m}_{gás} + \dot{m}_{gás\ adicional}) * PCI_{gás} + \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo}$$

Como todos já foram devidamente calculados temos:

$$Q_{lixo} = 276,5\ MW$$

Substituindo temos:

$$Q_{cons\ mod2} = 99,1 + 88,1 + 276,5$$

$$Q_{cons\ mod2} = 463,8\ MW$$

Podemos então calcular a eficiência do ciclo (η_{ciclo}), que pode ser definida como:

$$\eta_{ciclo\ mod2} = \frac{W_{líquido}}{Q_{consumido}}$$

$$\eta_{ciclo\ mod2} = \frac{151,3}{463,8}$$

$$\eta_{ciclo\ mod2} = 32,6\%$$

Outros dados importantes que devem ser levados em consideração nas análises são os percentuais de lixo e gás dentro do calor consumido:

$$\% Lixo = \frac{Q_{lixo}}{Q_{cons\ mod2}}$$

$$\% Lixo = \frac{276,5}{463,8}$$

$$\% Lixo = 59,6\%$$

Analogamente temos:

$$\% Gás = \frac{Q_{combustor\ principal} + Q_{combustor\ adicional}}{Q_{cons\ mod2}}$$

$$\% Gás = \frac{99,1 + 88,1}{463,8}$$

$$\% Gás = 40,4\%$$

Podemos perceber um aumento na eficiência do ciclo após a modificação 2, confirmando o que era esperado em função do maior poder calorífico do gás.

4.2.10. Análise de resultados do ciclo após a modificação b)ii)

Precisamos agora definir o novo pontos 8 para terminar a modelagem da modificação. O ponto 9 será o mesmo do ciclo base e esperamos que isso acarrete em um aumento do fluxo mássico de água. Temos então os pontos abaixo definindo a modificação ii):

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	
1	20,0	1,01	293,6	6,84	Ar
2	580,7	29,39	887,5	6,99	
3	1254,0	29,24	1665,9	7,66	
4	455,0	1,31	744,2	7,71	
5	600,0	1,31	903,1	7,90	
6	150,0	1,01	424,8	7,21	
7	45,0	0,10	188,4	0,64	
8'	80,0	107,00	343,4	1,07	Água
9	90,0	105,00	385,0	1,19	
9'	313,2	103,00	1420,0	3,38	
10	311,1	100,00	2725,0	5,61	
11	538,0	97,00	3474,0	6,74	
12	133,5	3,00	2706,3	6,95	
13	239,6	2,00	2950,0	7,67	
13' extração real	170,2	1,00	2817,1	7,71	
14	53,4	0,15	2530,6	7,81	
15	200,0	1,01	475,8	7,33	
					AR
Pontos novos	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	Título
13 isentrópica	163,0	1,00	2802,4	7,67	1
8 (Saida misturador)	79,0	1,00	330,8	1,30	0
7' (Saida bomba nova)	45,0	1,00	188,5	0,64	0

Tabela 5: Condições do ciclo incluindo a modificação b) ii)

Fechamos assim as características de operação da modificação b) ii), podemos calcular os novos fluxos mássicos:

$$\dot{m}_{\text{água}} = 107,0 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{\text{lixo}} = 20,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 75,3 \frac{\text{ton}}{\text{hora}}$$

$$\dot{m}_{\text{ar lixo}} = 407,3 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{baixa} = 5,8 \frac{kg}{s}$$

O trabalho líquido gerado ($W_{líquido}$) é:

$$W_{líq\ mod2} = W_{turbina\ gás} + W_{turbina\ alta} + W_{turbina\ baixa} - W_{compressor} - W_{bomba\ 1} - W_{bomba\ 2}$$

$$W_{turbina\ alta} = 82,2\ MW$$

$$W_{turbina\ baixa} = 43,2\ MW$$

$$W_{bomba1} = 11,8\ W$$

$$W_{bomba2} = 1,4\ MW$$

Substituindo temos:

$$W_{líq\ mod2} = 115,2 + 82,2 + 43,2 - 73,0 - 1,4 - 0,01$$

$$W_{líq\ mod2} = 166,2\ MW$$

O calor consumido ($Q_{consumido}$):

$$Q_{cons\ mod2} = (\dot{m}_{gás} + \dot{m}_{gás\ adicional}) * PCI_{gás} + \dot{m}_{lixo} * PCI_{lixo}$$

$$Q_{lixo} = 334,6\ MW$$

Substituindo temos:

$$Q_{cons\ mod2} = 99,1 + 88,1 + 334,6$$

$$Q_{cons\ mod2} = 521,8\ MW$$

Podemos então calcular a eficiência do ciclo (η_{ciclo}), que pode ser definida como:

$$\eta_{ciclo\ mod2} = \frac{\dot{W}_{líquido}}{\dot{Q}_{consumido}}$$

$$\eta_{ciclo\ mod2} = \frac{166,2}{521,8}$$

$$\eta_{ciclo\ mod2} = 31,9\%$$

Os percentuais de lixo e gás dentro do calor consumido são:

$$\% Lixo = \frac{\dot{Q}_{lixo}}{\dot{Q}_{cons\ mod2}}$$

$$\% Lixo = \frac{334,6}{521,8}$$

$$\% Lixo = 64,1\%$$

$$\% Gás = \frac{\dot{Q}_{combustor\ principal} + \dot{Q}_{combustor\ adicional}}{\dot{Q}_{cons\ mod2}}$$

$$\% Gás = \frac{99,1 + 88,1}{521,8}$$

$$\% Gás = 35,9\%$$

Podemos perceber um leve aumento na eficiência do ciclo após a modificação 2, contrariando nossas expectativas, dado que o percentual de lixo queimado aumentou do ciclo base para o ciclo modificado. Resolvemos traçar o mesmo gráfico de “cross temperature” que fizemos na modificação i):

Equipamento	% calor trocado
Reaquecedor	23,6%
Super-Aquecedor	72,4%
Economizador	4,0%

Tabela 6: Dados grafico “cross temperature” b) ii)

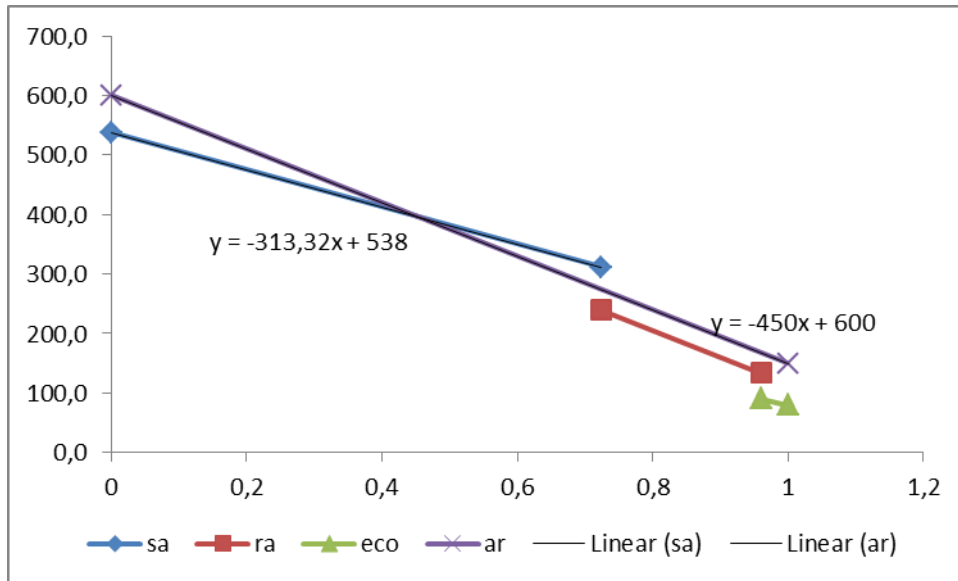


Figura 5: Grafico “cross temperature” b) ii)

Como podemos ver a configuração ii) não é factível. Se a temperatura se mantiver constante no ponto 9, o percentual de calor trocado no economizador vai ser reduzido, porque a temperatura de entrada no ponto 8 vai aumentar graças a extração, com isso mais calor será trocado no superaquecedor e no reaquecedor. O aumento no fluxo mássico também é uma consequência dessa redução do calor trocado no economizador.

Apesar de termos modelado as duas configurações para a modificação b), somente a primeira é realmente factível e pode ser implementada na realidade.

Para resolver o problema poderíamos rearrumar a troca de calor na caldeira de recuperação, mas ficaria muito diferente da projetada no ciclo base e isso dificultaria a comparação. Preferimos então implantar uma combinação das duas modificações.

4.3. Modelagem combinada das modificações a) e b)i)

Como as duas modificações tiveram um impacto positivo na eficiência vamos propor uma combinação das duas que pode ser representada pela figura abaixo:

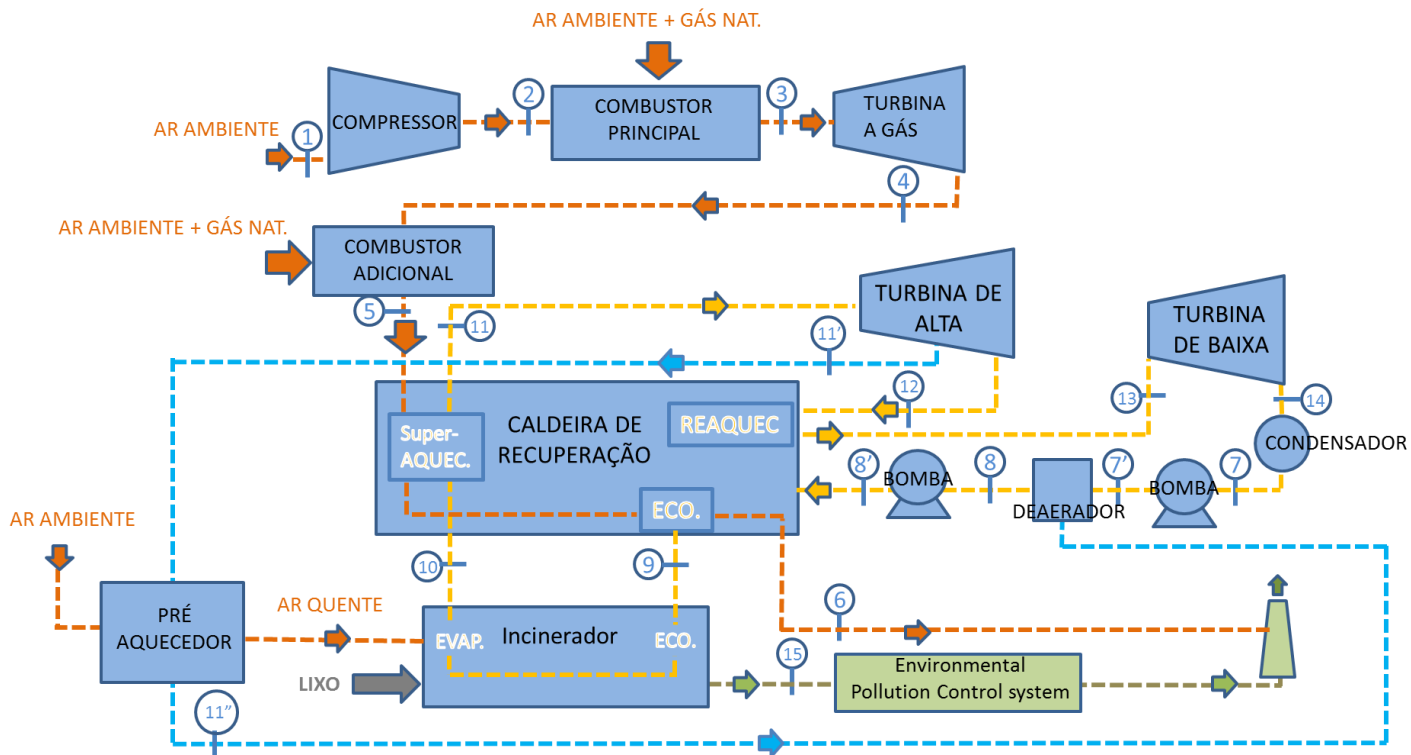


Figura 6 Esquema ciclo com modificações a) e b) combinadas

O esquema é igual ao da modificação a), a diferença principal é que na volta do pré aquecedor ainda teremos vapor de água, isso faz com que a temperatura aumente na saída do misturador e antes de entrar na caldeira de recuperação, tendo o efeito das duas modificações no mesmo ciclo.

Para pressão de extração (3,5 bar) sabemos que a a temperatura de condensação é aproximadamente 138,8 °C portanto definimos que na saída do pré aquecedor de ar o líquido sai com 20% e título, isso implica que na saída misturador o fluido sai com aproximadamente 83,3 °C, entrando na bomba 2 na fase líquida sem gerar problemas de operação, isso nos leva a uma extração de 19,4%. Isso faz com que ele entre na caldeira de recuperação com 84 °C e 107 bar, o que leva o ponto 9 a sair com 127,6 °C, para que a troca de calor no economizador fique constante.

Estavamos tendo um problema de “cross temperature” na caldeira de recuperação e para resolve-lo aumentamos a troca de calor no reaquecedor elevando a temperatura de saída do fluido em aproximadamente 60°C, ou seja, no ponto 13 ele agora sai com 300 °C e 2 bar. Isso nos levou ao gráfico de transferência de calor abaixo:

Equipamento	% calor trocado
Reaquecedor	24,0%
Super-Aquecedor	61,1%
Economizador	14,9%

Tabela 7 Dados grafico “cross temperature” a)+b)

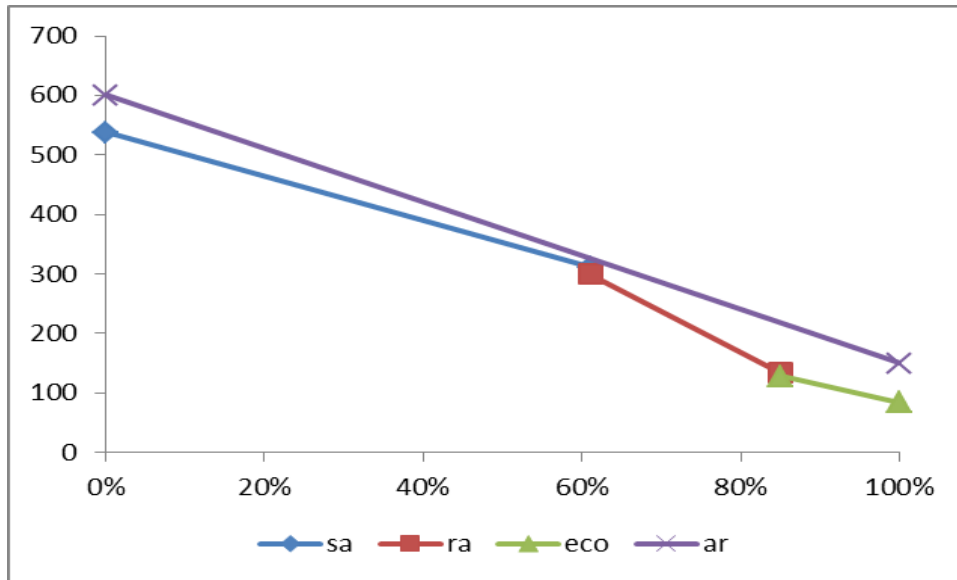


Figura 7 Grafico “cross temperature” a)+b) sem cruzamento

Temos então as condições de operação do ciclo combinado:

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	
1	20	1,01	293,6	6,84	Ar
2	580,7	29,39	887,5	6,99	
3	1254	29,24	1665,86	7,66	
4	455	1,31	744,2	7,71	
5	600	1,31	903,1	7,9	
6	150	1,01	424,8	7,21	
7	45	0,1	188,4	0,64	Água
8	84,00	107	360,1272	1,12	
9	127,6	105	543,2272	1,60	
9'	313,2	103	1420	3,38	
10	311,1	100	2725	5,61	
11	538	97	3474	6,74	
11' real	138,98	3,5	2732,24	6,94	
12	133,5	3	2706,3	6,95	
13	300	2	3072,08	7,67	
14	53,41	0,15	2530,6	7,81	
15	200	1,01	475,8	7,33	
Pontos novos	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)	s (kJ/kg.K)
11' isentropico	138,88	3,5	2649,82	6,74	96,2%
11'' (Volta pré aquecimento do ar	138,88	3,5	1.013,93	2,77	20%
7' (Saida bomba nova)	45	3,5	188,7347	0,6385	0%

Tabela 8 Condições de operação ciclo modificado a)+b)

4.3.1. Análises e resultados do ciclo após as modificações combinadas

Feitas as modificações nas condições de operação, podemos considerar as equações já modeladas na modificação a) e os novos fluxos mássicos:

$$\begin{aligned}\dot{m}_{\text{água}} &= 90,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{\text{lixo}} &= 13,9 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 50,1 \frac{\text{ton}}{\text{hora}} \\ \dot{m}_{\text{ar lixo}} &= 271,2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{\text{alta}} &= 17,5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\end{aligned}$$

Com isso podemos passar direto para a análise de resultados do ciclo com as modificações combinadas.

O trabalho líquido gerado ($W_{\text{líquido}}$) é:

$$\dot{W}_{\text{liq}} = \dot{W}_{\text{turbina gás}} + \dot{W}_{\text{turbina alta}} + \dot{W}_{\text{turbina baixa}} - \dot{W}_{\text{compressor}} - \dot{W}_{\text{bomba 1}} - \dot{W}_{\text{bomba 2}}$$

$$\dot{W}_{\text{turbina alta}} = 72,7 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{turbina baixa}} = 39,4 \text{ MW}$$

$$\dot{W}_{\text{bomba1}} = 24,3 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{\text{bomba2}} = 1,0 \text{ MW}$$

Substituindo temos:

$$\dot{W}_{\text{liq mod1e2}} = 149,4 \text{ MW}$$

O calor consumido ($Q_{\text{consumido}}$) é:

$$\dot{Q}_{\text{cons mod1e2}} = \dot{Q}_{\text{combustor principal}} + \dot{Q}_{\text{combustor adicional}} + \dot{Q}_{\text{lixo}}$$

$$\dot{Q}_{\text{lixo}} = 222,8 \text{ MW}$$

Substituindo temos:

$$Q_{cons\ mod1e2} = 410,0\ MW$$

Podemos então calcular a eficiência do ciclo (η_{ciclo}), que pode ser definida como:

$$\eta_{ciclo\ mod1e2} = \frac{W_{líquido}}{Q_{consumido}}$$

$$\eta_{ciclo\ mod1e2} = 36,4\%$$

Os percentuais de lixo e gás dentro do calor consumido são:

$$\% Lixo = \frac{Q_{lixo}}{Q_{cons}}$$

$$\% Lixo = 54,3\%$$

$$\% Gás = \frac{Q_{combustor\ principal} + Q_{combustor\ adicional}}{Q_{cons\ mod1}}$$

$$\% Gás = 45,7\%$$

O aumento do percentual de gás mais uma vez explica o aumento da eficiência do ciclo, isso ocorre pois a quantidade de gás consumido no ciclo ar é fixa, só estamos alterando o ciclo de água e consequentemente a quantidade de lixo queimada.

5. Análise paramétrica

Muito frequentemente utilizamos hipóteses iniciais ou estimamos valores de parâmetros utilizados como inputs na modelagem de um sistema térmico. Para verificar a resposta do sistema a variações em alguns destes parâmetros, realizaremos uma análise de sensibilidade ou paramétrica propondo a variação de 3 parâmetros do ciclo base..

Objetivo é verificar o comportamento do ciclo (eficiência, potência gerada, etc.) ao se variar os seguintes parâmetros de entrada (input):

- i. Variar a temperatura dos gases de exaustão da caldeira de recuperação (ponto 6) entre 110-140°C.
- ii. Variar a temperatura dos gases de exaustão do incinerador entre 160-190°C.
- iii. Variar o tamanho da turbina a gás.

Todas as variações foram feitas no ciclo base e como já temos a modelagem dele bem definida podemos prosseguir direto para a análise dos impacto das mudanças.

5.1. Temperatura dos gases de exaustão da caldeira de recuperação

Quanto mais frio o ar deixar a caldeira de recuperação mais energia ele irá transferir para o ciclo de água, portanto é de se esperar que isso leve a um aumento do fluxo mássico do ciclo de água e conseqüentemente a um aumento da queima de lixo e na eficiência geral do ciclo dado que a quantidade de gás consumido se manteve constante.

Criamos então uma tabela de novos possíveis pontos para a exaustão da caldeira:

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
6'	110	1,01	384,36	7,12
	120	1,01	394,52	7,14
	130	1,01	404,68	7,17
	140	1,01	414,84	7,19
	150	1,01	425,00	7,22

Tabela 9 Condição exaustão caldeira de recuperação

Podemos perceber que a medida que diminuimos a temperatura de exaustão do ar a entalpia diminui, ou seja, o ar transfere mais calor para o ciclo de água.

Como o fluxo mássico de água é diretamente proporcional a quantidade de energia disponível no ciclo de ar, o fluxo mássico de água aumenta, gerando mais trabalho nas turbinas a vapor, como podemos ver na tabela abaixo:

T Exaust. (°C)	Fluxo mássico água	Eficiência	Q total (KW)	Trabalho (KW)
110	102,1	31,93%	507,4	162,0
120	100,1	31,87%	501,1	159,7
130	98,1	31,79%	494,8	157,3
140	96,1	31,72%	488,6	155,0
150	94,1	31,65%	482,3	152,6

Tabela 10 Resultados da variação da temperatura de exaustão da caldeira de recuperação na eficiência

O aumento do fluxo de água faz com que precise queimar mais lixo, e ele ganha uma proporção maior no percentual de combustível utilizado:

T Exaust. (°C)	% Lixo	% gás	M lixo (Kg/s)	M gas (Kg/s)
110	63,1%	36,9%	20,0	3,9
120	62,6%	37,4%	19,6	3,9
130	62,2%	37,8%	19,2	3,9
140	61,7%	38,3%	18,8	3,9
150	61,2%	38,8%	18,4	3,9

Tabela 11 Resultados da variação da temperatura de exaustão da caldeira de recuperação no consumo de combustíveis

Após termos realizado todos os cálculos, verificamos se o “cross temperature” seria um problema. Para isso, mais uma vez traçamos o gráfico de calor transferido na caldeira, primeiro para a temperatura de exaustão original:

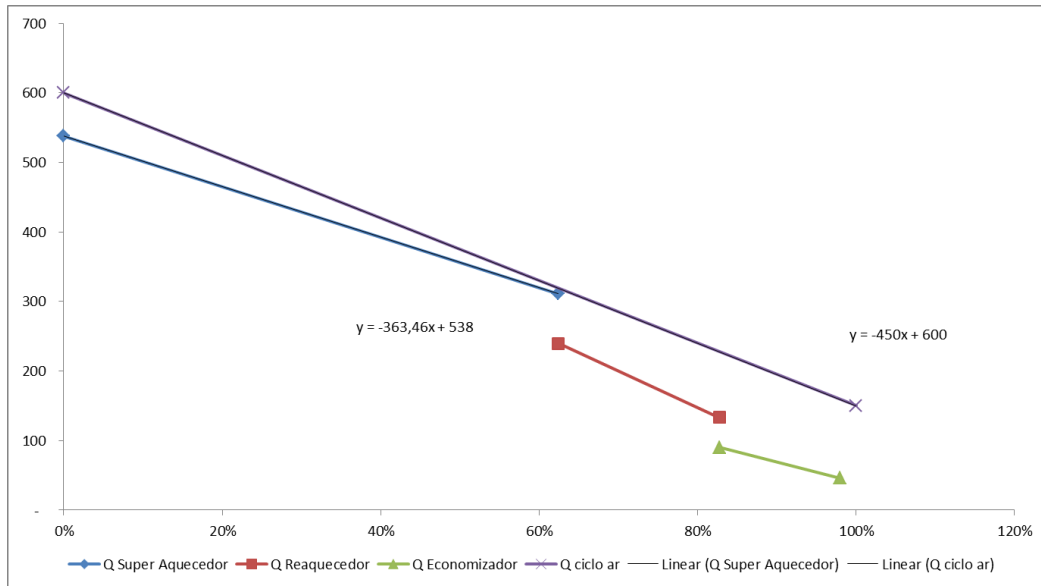


Figura 8 Cross temperature na variação da temperatura de exaustão caldeira de recuperação

Como podemos perceber, há um risco de termos o cruzamento no super aquecedor, quando ampliamos o gráfico temos:

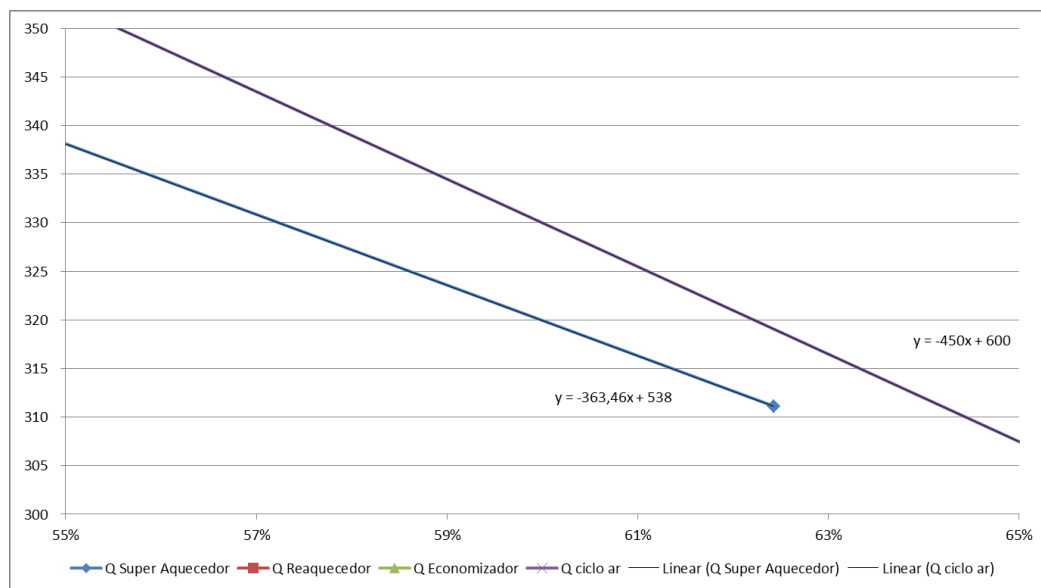


Figura 9 Cross temperature na variação da temperatura de exaustão caldeira ampliado

Como o fluxo de massa que aumenta e não variam as entalpias de entrada e saída da água na caldeira de recuperação, a proporção de calor absorvido no superaquecedor, reaquecedor e economizador da caldeira se mantém constante:

Equipamento	% calor trocado
Reaquecedor	20,7%
Super-Aquecedor	63,7%
Economizador	15,6%

Tabela 12 Dados grafico “cross temperature” paramétrica exaustão caldeira de recuperação

Como sabemos que o ponto de interesse é no final do super aquecedor, podemos substituir o 62,4% nas retas de tendência dos gráficos e teremos a distância entre as duas retas, que representa a diferença de temperatura entre o ar e a água. Com isso podemos montar a tabela abaixo:

T Exaust. (°C)	Delta T
110	-17,0
120	-10,8
130	-4,5
140	1,7
150	8,0

Tabela 13 Resultados do cross temperature paramétrica exaustão caldeira de recuperação

Podemos ver que apesar de melhorar os padrões de funcionamento do ciclo, reduzir a temperatura a menos que 140°C não é viável. Um delta de temperatura de 1,7 °C no trocador assumindo a temperatura de exaustão de 140°C, também não é aconselhado. Portanto o melhor a fazer é manter a temperatura de exaustão da caldeira de recuperação nos 150°C.

Uma outra solução plausível seria reduzir a troca de calor no super aquecedor e aumentar no reaquecedor e no economizador, como foi feito na soma das modificações a) e b).

5.2. Temperatura dos gases de exaustão do incinerador

Assim como na caldeira, quanto mais frio o ar deixar o incinerador mais energia será transferida para o ciclo de água, portanto é de se esperar que isso leve a uma redução do fluxo mássico de lixo consumido e conseqüentemente a um aumento na eficiência geral do ciclo.

Criamos então uma tabela de novos possíveis pontos para a exaustão do incinerador:

Point	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
15'	150	1,01	425,00	7,22
	160	1,01	435,20	7,24
	170	1,01	445,40	7,26
	180	1,01	455,60	7,29
	190	1,01	465,80	7,31
	200	1,01	476,00	7,33

Tabela 14 Condições da variação de temperatura na exaustão do incinerador

Assim como na caldeira de recuperação, a medida que diminuimos a temperatura de exaustão do incinerador a entalpia diminui, o ar deixa transferir mais calor para o ciclo de água e isso fez com que o fluxo mássico de lixo consumido diminua, que tem como consequência um aumento na eficiência do ciclo e do incinerador.

Diferentemente da variação da temperatura de exaustão da caldeira de recuperação essa alteração não tem impacto na geração de trabalho pois não altera o fluxo mássico de água, apenas de lixo, como podemos ver nas tabelas abaixo:

T Exaust. (°C)	Eficiência	Q total (KW)	Trabalho (KW)
150	33,3%	458,6	152,7
160	33,0%	463,0	152,7
170	32,6%	467,7	152,7
180	32,3%	472,4	152,7
190	32,0%	477,4	152,7
200	31,7%	481,7	152,7

Tabela 15 Impacto da variação da temperatura de saída do incinerador na eficiência

Como a quantidade de gás natural consumida é fixa, a redução do calor consumido só pode vir da redução do consumo de lixo, o que faz com que ele diminua sua proporção de relevância dentre os combustíveis consumidos:

T Exaust. (°C)	M lixo (Kg/s)	M gás (Kg/s)	% Lixo	% Gás
150	17,0	3,9	59,2%	40,8%
160	17,2	3,9	59,6%	40,4%
170	17,5	3,9	60,0%	40,0%
180	17,8	3,9	60,4%	39,6%
190	18,1	3,9	60,8%	39,2%
200	18,5	3,9	61,3%	38,9%

Tabela 16 Impacto da variação da temperatura de saída no consumo de combustíveis

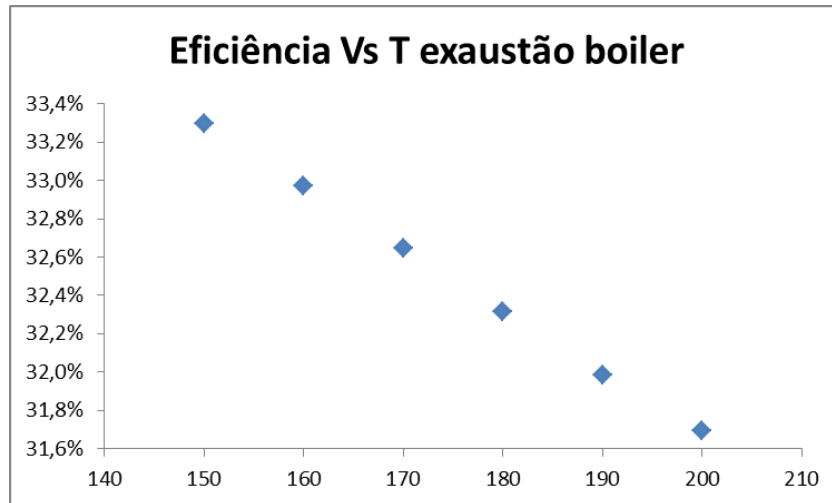


Figura 10 Gráfico variação eficiência no incinerador

Como não tivemos nenhum problema e os impactos dessa variação foram somente positivos, a recomendação é que a temperatura de exatão dos gases proveniente do processo de combustão no incinerador seja a menor possível, afim de aproveitar ao máximo a energia disponível para o aquecimento da água.

5.3. Impacto da turbina a gás

Nessa parte da análise paramétrica vamos testar o comportamento do ciclo em duas situações:

- i. Variar o tamanho das turbinas, conseqüentemente seus fluxos mássicos, porém mantendo a temperatura de saída menor que 600°C, sendo necessário o segundo combustor de gás natural para que o ar entre na caldeira de recuperação nas mesmas condições do ciclo base.
- ii. Escolher uma turbina que tenha a temperatura de saída em exatamente 600°C, o que torna o segundo combustor de gás natural desnecessário, com isso o ar sai da turbina a gás direto para a caldeira de recuperação.

5.3.1. Variação do tamanho

Como a modelagem do ciclo base começa na turbina e já está bem definida e descrita no relatório, passaremos direto para a análise dos impactos da mudança do tamanho da turbina. Escolhemos 4

turbinas para substituir a que está no ciclo base, as turbinas A e B são maiores que a turbina original (tanto no trabalho líquido gerado, ou seja, trabalho gerado na turbina subtraído do trabalho gasto no compressor de ar, quanto no fluxo de massa) e as turbinas C e D são menores. Suas principais características são encontradas na tabela abaixo :

Turbina	W Liq (MW)	Heat Ratio	Pressure Ratio	Fluxo de massa(kg/s)
TG A	51,2	9.691	30,6	147
TG B	114,5	9.862	14,7	365
TG C	10,5	10.000	19,5	37
TG D	26,7	9.725	21,6	89
Base	42,2	8.630	29,1	125

Tabela 17 Características turbinas análise paramétrica

Turbina	Temp Saída (°C)	Temp Entrada (°C)	W turbina (MW)	W compressor (MW)
TG A	449	866	69	18
TG B	520	1210	293	178
TG C	490	1200	30	20
TG D	484	1245	79	52
Base	455	1254	115	73

Tabela 18 Condições de operação turbinas análise paramétrica

Turbina	Fabricante	Modelo
TG A	ISHIKAWAGIMA-HARIMA	***
TG B	ZORYA-MASHPROTEK	UGT110000
TG C	ZORYA-MASHPROTEK	UGT10000
TG D	ZORYA-MASHPROTEK	UGT25000

Tabela 19 Modelos das turbinas análise paramétrica

Com a mudança das turbinas precisamos definir novos pontos 2, 3 e 4. O ponto 4 tem a mesma pressão do ponto 4 e temperatura de saída definida pela turbina, com essas duas informações temos todas as propriedades termodinâmicas para as 4 turbinas, que podem ser vistas na tabela abaixo:

Ponto 4	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
TG A	449,0	1,31	738,28	7,93
TG B	520,0	1,31	815,51	7,84
TG C	490,0	1,31	782,60	7,80
TG D	484,0	1,31	776,11	7,79

Tabela 20 Condições de operação ponto 4 turbinas análise paramétrica

As pressões dos pontos 2 e 3 foram consideradas iguais, como se os equipamentos trabalhassem em condições ideais, o que sabemos que não é verdade, mas como só queríamos comparar o impacto da mudança do tamanho da turbina no ciclo, acreditamos que a aproximação para tal comparação é válida. Com a pressão do ponto 3 definida como:

$$P_2 = P_3 = \text{Pressure Ratio} * P_1$$

Temos agora duas informações, portanto todas as propriedades termodinamicas para os 4 novos pontos 3:

Ponto 3	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
TG A	866,0	31,01	1.209,63	7,24
TG B	1.210,0	14,89	1.617,94	7,16
TG C	1.200,0	19,76	1.605,84	7,12
TG D	1.245,0	21,89	1.660,39	7,11

Tabela 21 Condições de operação ponto 3 para turbinas análise paramétrica

Agora já temos as propriedades dos novos pontos 3 e novos pontos 4, sabemos que:

$$W_{liquido} = W_{turbina} - W_{compressor}$$

$$W_{turbina} = m_4 * (h_3 - h_4)$$

$$W_{compressor} = W_{liquido} - m_4 * (h_3 - h_4)$$

Como foi definido no ciclo base:

$$m_1 = m_4 * \left(\frac{h_3 - PCI}{h_2 - PCI} \right)$$

Combinando e manipulando as equações conseguimos isolar h_2 :

$$h_2 = \left(\frac{W_{compressor} * PCI - m_4 * h_1 * (h_3 - PCI)}{W_{compressor} - m_4 * (h_3 - PCI)} \right)$$

Com a entalpia e pressão do ponto 2 podemos encontrar todas as outras propriedades termodinâmicas:

Ponto 2	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
TG A	139,0	31,01	419,02	6,27
TG B	495,5	14,89	791,10	7,08
TG C	547,5	19,76	840,44	7,06
TG D	587,0	21,89	887,68	7,09

Tabela 22 Condições de operação ponto 2 para turbinas análise paramétrica

Com isso podemos calcular as novas características do ciclo e avaliar como o tamanho da turbina impacta seu rendimento:

Tam Turb	Vazão massica turbina	Trabalho (KW)	Calor (KW)	Eficiencia	M agua (kg/s)
TG A	147,0	181,8	570,8	31,9%	111,3
TG B	365,0	351,4	1.056,9	33,2%	201,9
TG C	36,8	40,3	129,0	31,2%	25,4
TG D	89,0	98,9	313,9	31,5%	61,5
Base	125,0	152,7	481,6	31,7%	94,1

Tabela 23 Resultados da variação do tamanho das turbinas análise paramétrica

Podemos perceber que aumentar o fluxo mássico da turbina proporcionou eficiências melhores do que sua redução, como podemos ver no gráfico abaixo:

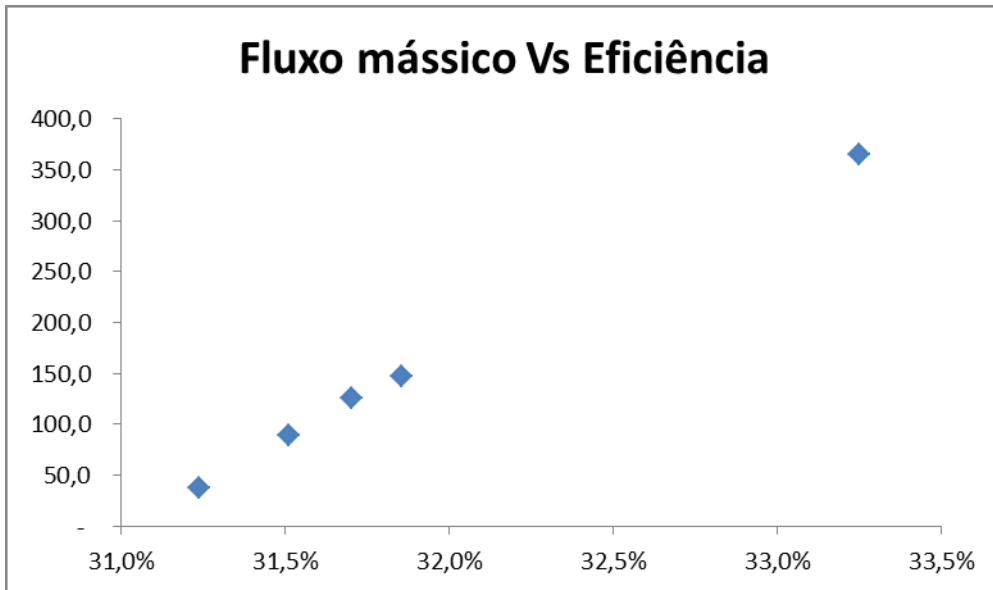


Figura 11 Gráfico fluxo massico nas turbinas Vs Eficiência

Podemos perceber que a medida que aumentamos a relevância do lixo como fonte de calor para o ciclo sua eficiência tende a piorar:

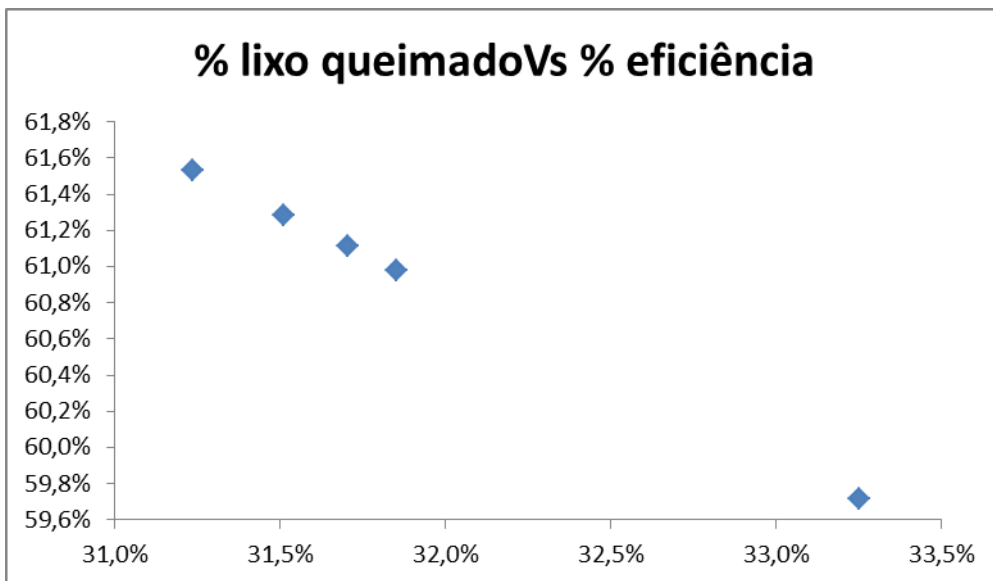


Figura 12 Gráfico % lixo queimado Vs Eficiência

	M lixo (Kg/s)	M gas (Kg/s)	Lixo (%)	Gas (%)
TG A	21,8	4,7	61,0%	39,0%
TG B	39,4	8,9	59,7%	40,3%
TG C	5,0	1,0	61,5%	38,5%
TG D	12,0	2,5	61,3%	38,7%
Base	18,4	3,9	61,1%	38,9%

Tabela 24 Consumo de combustíveis por tubina escolhida

Também podemos reparar que a medida que consumimos mais gás, o percentual de trabalho gerado no ciclo de ar aumentour:

Trabalho Gerado	Água (KW)	Ar (KW)	Água (%)	Ar (%)
TG A	130,6	51,2	71,9%	28,1%
TG B	236,9	114,5	67,4%	32,6%
TG C	29,8	10,5	73,9%	26,1%
TG D	72,2	26,7	73,0%	27,0%
Base	110,5	42,2	72,4%	27,6%

Tabela 25 % energia gerada por ciclo em cada turbina escolhida

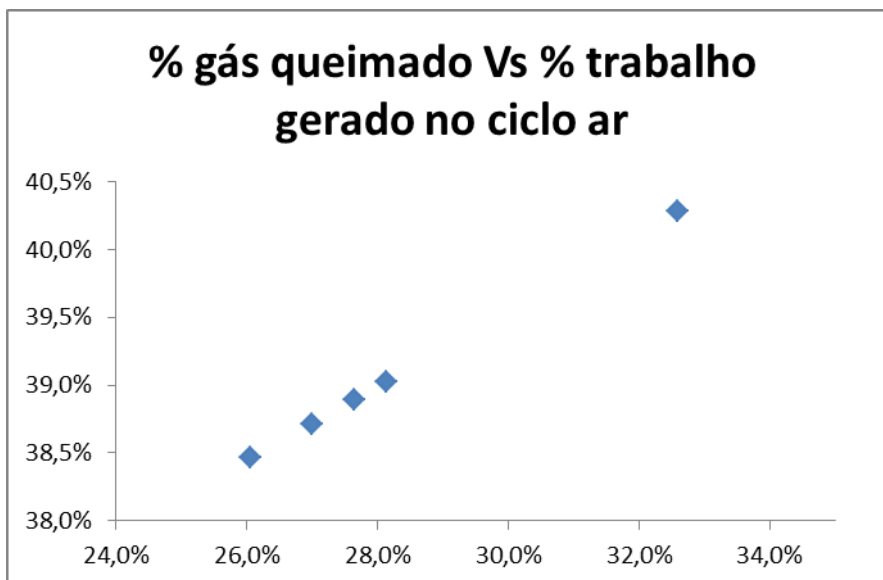


Figura 13 Grafico % gás queimdo Vs % trabalho gerado no ciclo ar

Outro impacto relevante é a razão de ar e combustível nos combustores, quanto menor for sua razão mais eficiente fica o ciclo:

Turbina	Razão ar/comb
TG A	58,8
TG B	55,8
TG C	60,3
TG D	59,6
Base	59,2

Tabela 26 Razão ar/combustível por turbina

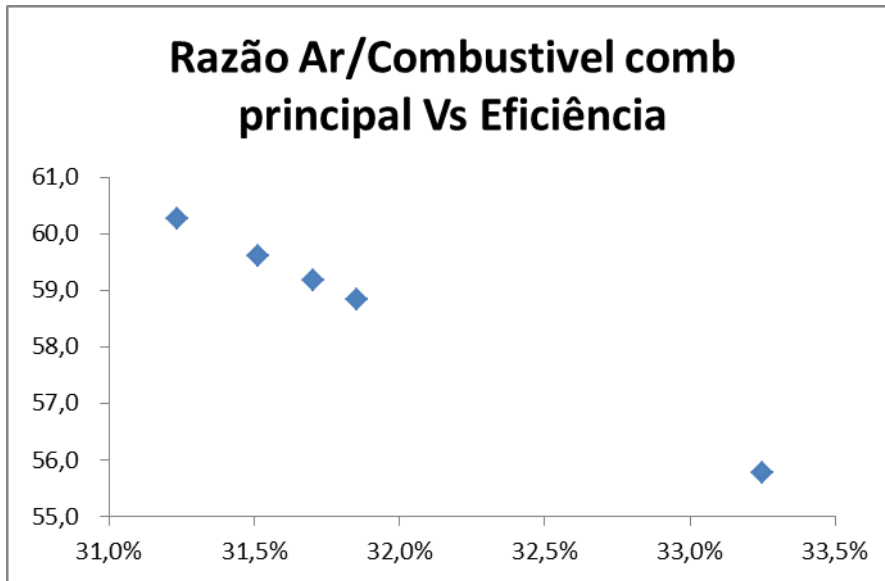


Figura 14 Gráfico razão ar/combustível Vs Eficiência ano ciclo

Dito isso é aconselhado escolher o tamanho da turbina em função da quantidade de energia elétrica que desejam gerar, ou a quantidade de lixo que desejam queimar, sabendo que quanto maior for a relevância do lixo como fonte de calor para o ciclo menos eficiente ele será.

5.3.2. Eliminação do combustor de gás adicional

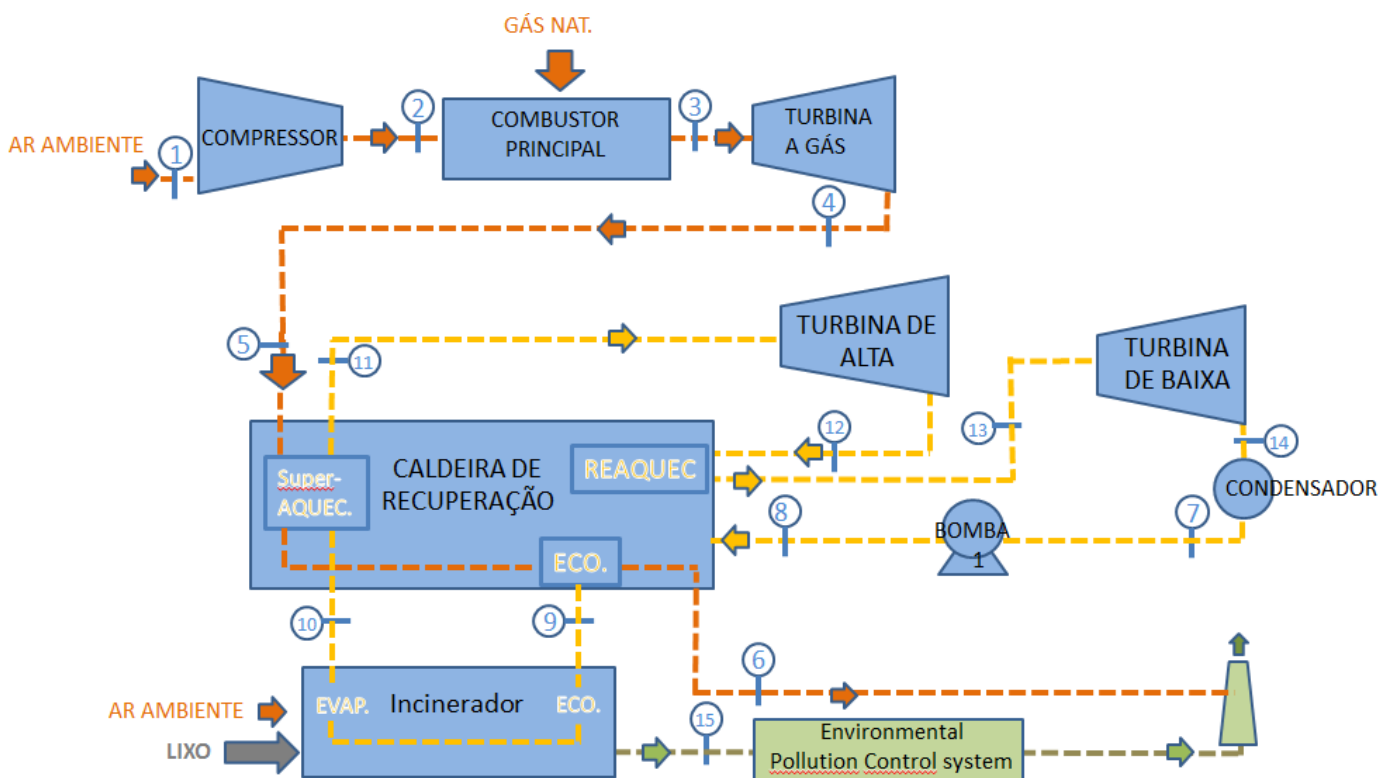


Figura 15 Exemplo ciclo sem combustor de gás adicional

Nesse caso podemos interpretar que o ponto 5 é igual ao ponto 4. Na saída da turbina já temos o ar a 600°C, sendo desnecessário o combustível de gás natural adicional, para isso escolhemos a turbina:

Fabricante	Modelo
GE ENERGY HEAVY DUTY	PG7241(FA)

Com as principais características e condições de operação na tabela abaixo:

Turbina	W Liq (MW)	Heat Ratio	Pressure Ratio	Fluxo de massa(kg/s)
TG	171,7	9.873	16,0	445
Turbina	Temp Saida (°C)	Temp Entrada (°C)	W turbina (MW)	W compressor (MW)
TG	600	1.380	408,4	236,7

Tabela 27 Condições operação turbina para ciclo sem combustor

Assim como na alteração anterior a mudança da turbina gera uma alteração nos parâmetros de funcionamento do ciclo, e os pontos 2 e 3 também precisam ser ajustados. Para definir o novo ponto 4, sabemos que temperatura de saída é 600 °C e pressão de saída é a igual a pressão do ponto 5, portanto temos que:

Ponto 4	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
TG Maior	600,0	1,31	903,91	7,95

Tabela 28 condições ponto 4 ciclo sem combustor

Para determinar o ponto 3 primeiro assumimos uma expansão isentrópica na turbina com entropia do ponto 4 igual a do ponto 3, com a entropia e pressão definimos a entalpia do ponto 3 isentrópico. Aplicando uma eficiência na turbina de 97% podemos então chegar a um a entalpia real do ponto 3, e com isso temos pressão e entalpia real e podemos definir as outras propriedades termodinâmicas:

Ponto 3	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
TG Maior	1.380,0	16,16	1.821,62	7,93

Tabela 29 condições ponto 3 ciclo sem combustor

Com o ponto 3 podemos utilizar a relação abaixo para definir a entalpia do ponto 2:

.

$$h_2 = \left(\frac{W_{compressor} * PCI - m_4 * h_1 * (h_3 - PCI)}{W_{compressor} - m_4 * (h_3 - PCI)} \right)$$

$$P_2 = P_3 = Pressure\ Ratio * P_1$$

Temos portanto que:

Ponto 2	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (kJ/kg.K)
TG Maior	539,0	16,16	836,87	7,12

Tabela 30 condições ponto 2 ciclo sem combustor

Portanto temos todos os pontos do novo ciclo definidos, podemos partir para a análise do rendimento do ciclo após a mudança.

Tam Turb	Vazão massica (kg/s)	Trabalho (KW)	Calor (KW)	Eficiencia
TG	445,0	380,2	1.001,6	38,0%
Base	125,0	152,7	481,6	31,7%

Tabela 31 Resultados ciclo sem combustor

Percebemos de cara que a mudança foi extremamente positiva para o rendimento do ciclo, vamos agora procurar entender o porque:

	Gas (%)	Lixo (%)	M lixo (Kg/s)	M gas (Kg/s)	Razão Lixo/Gás
TG	44,5%	55,5%	34,7	9,3	3,7
Base	38,9%	61,1%	18,4	3,9	4,7

Tabela 32 Dados consumo ciclo sem combustor

Assim como já tínhamos observado na análise paramétrica da mudança de tamanho da turbina, o aumento da relevância do gás natural como fonte de calor para o ciclo faz com que sua eficiência aumente. Outro fator que faz com que a eficiência do ciclo aumente é a redução da razão ar/combustível nos combustores, ambos os gráficos foram mostrados na conclusão anterior, se aplicarmos o valor da eficiência do ciclo sem o segundo combustor nas linhas de tendencia dos gráficos temos valores muito próximos dos calculados, como podemos ver abaixo:

Parametro	Linhas de tendencia	Real	Diferença
Razão ar/comb	45,3	46,6	3,0%
% gás queimado	41,8%	44,5%	2,8%

Tabela 33 Dados estatísticos ciclo sem combustor

Isso nos dá uma confiança maior que os parâmetros apontados como relevantes na eficiência do ciclo realmente são impactantes e merecem atenção na hora de projetarmos o ciclo termodinâmico.

6. Análise termoeconômica

Agora que já analisamos o ciclo termodinamicamente, analisaremos os impactos econômicos em duas das modificações propostas, além do ciclo base. Essa etapa é inteiramente baseada no capítulo 6 de Carneiro (2015) e tem como objetivo avaliar apenas os impactos econômicos das modificações.

Escolhemos dois dos ciclos modificados propostos:

Ciclo com modificações a) e b) combinadas;

Ciclo sem o combustor de gás adicional;

Ambos foram escolhidos pois tem as duas melhores eficiências dentre os modelados. Para a análise termoeconômica faremos uma estimativa do custo de cada uma das usinas modificadas, comparando com o custo da usina do ciclo base.

6.1. Eficiência ecológica do sistema

É um indicador do desempenho que permite avaliar o impacto ambiental de emissões gasosas de uma planta termelétrica, comparando as emissões de gases poluentes integrados com padrões de qualidade do ar. Proposto por Cardu & Baica em 1999, aplicado por Villela (2007) e citado por Carneiro (2015) pode ser definido como:

$$\eta_{ECO} = \left(0,204 * \eta_{TERMO} * \ln \left\{ \frac{135 - IP}{\eta_{TERMO} + IP} \right\} \right)^{0,5}$$

Onde IP é o indicador de poluição:

$$IP = \frac{f_{CO2e}}{PCI}$$

E f_{CO2e} é fator de emissão de dióxido de carbono equivalente, que pode ser definido como:

$$f_{CO2e} = f_{CO2} + 80 * f_{SO2} + 50 * f_{NOx} + 67 * f_{MP}$$

Sigla	Significado	Equação	Valor
C_{MP}	Concentração de material particulado emitida	De (Zabargarbi, 2015)	1 mg/Nm ³
C_{NOx}	Concentração de NO _x emitida	De (Zabargarbi, 2015)	148 mg/Nm ³
C_{SO2}	Concentração de SO ₂ emitida	De (Zabargarbi, 2015)	5,44 mg/Nm ³
f_{CO2e}^{GN}	Fator de emissão de CO ₂ equivalente para combustão do gás natural	Média entre (Lourenço, 2003) e (Villela, 2007)	3 kg/kg
f_{CO2}^{RSU}	Fator de emissão de CO ₂ para combustão dos RSU	$f_{CO2}^{RSU} = 985 \cdot 10^{-3} \cdot PCI_{lixo} / 10466^{(1)}$	1,51 kg /kg
f_{MP}	Fator de emissão de particulados para combustão dos RSU	$f_{MP} = (C_{MP} \cdot 10^{-6}) \cdot V_{vg} / m_{lixo}^{(2)}$	1,4 $\cdot 10^{-8}$ kg/kg
f_{NOx}	Fator de emissão de NO _x para combustão dos RSU	$f_{NOx} = (C_{NOx} \cdot 10^{-6}) \cdot V_{vg} / m_{lixo}^{(2)}$	2,0 $\cdot 10^{-5}$ kg/kg
f_{SO2}	Fator de emissão de SO ₂ para combustão dos RSU	$f_{SO2} = (C_{SOx} \cdot 10^{-6}) \cdot V_{vg} / m_{lixo}^{(2)}$	7,5 $\cdot 10^{-8}$ kg/kg
f_{CO2e}^{RSU}	Fator de emissão de CO ₂ equivalente para combustão dos RSU	Eq.(7.3): $f_{CO2e}^{RSU} = f_{CO2}^{RSU} + 50f_{NOx} + 80 f_{SO2} + 67 f_{MP}$	1,51 kg/kg
IP_{GN}	Indicador de poluição para combustão do gás natural	$IP_{GN} = f_{CO2e}^{GN} / (PCI_{gn} / 1000)$	0,06 kg/MJ
IP_{RSU}	Indicador de poluição para combustão dos RSU	$IP_{RSU} = f_{CO2e}^{RSU} / (PCI_{gn} / 1000)$	0,09 kg/MJ
IP_{sys}	Indicador de poluição do sistema	$IP_{sys} = \{ IP_{GN} (m_{gn1} + m_{gn2}) + IP_{RSU}(m_{lixo}) \} / (m_{gn1} + m_{gn2} + m_{lixo})$	0,09 kg/MJ
N_{eco}	Eficiência ecológica do sistema	$N_{eco} = \{ 0.204 N_{sys} \ln (135 - IP) / (N_{sys} + IP) \}^{0.6}$	89%

(1) Obtido da (EPA, 2015): $f_{CO2} = 985$ kg/t e coeficiente de ajuste de PCI = 10466 kJ/kg.

(2) V_{vg} = vazão volumétrica [Nm³/s] de gases de exaustão do incinerador, calculado supondo modelo de Gás Ideal.

Tabela 34 Cálculos para determinar a eficiência ecológica

	Eficiência	Eficiência Ecológica
Base	31,7%	88,4%
Mod a+b	36,4%	92,0%
Sem combustor	38,0%	92,4%

Tabela 35 Resultados eficiência ecológica

Podemos verificar que o ciclo sem o combustor foi o que apresentou melhor eficiência ecológica, o que já era esperado, pois dentre os 3 ciclos é o que queima menos lixo.

6.2. Custos dos equipamentos

Diversos autores tentam expressar o custo dos equipamentos como função de seus parâmetros de desempenho, a tendência é que quanto mais informações se consiga sobre um equipamento, melhor será a modelagem do preço do equipamento, porém ao fazer isso você também introduz um maior número de incertezas na modelagem. A melhor maneira de se precificar um equipamento é a consulta aos fabricantes, mas como nem sempre é possível, escolhemos algumas equações que podem nos ajudar a estimar um custo para os equipamentos.

Para cada equipamento escolhemos duas ou três equações para modelar seus custos, que são denominados sempre em milhões de dólares americanos e corrigidos pelo “CPI” (inflação americana). O preço do equipamento será a média dos preços obtidos nas equações escolhidas corrigidos pelo CPI do ano que ela foi proposta até o final de 2017. Com isso poderemos chegar ao preço das 3 usinas e comparar o impacto das modificações no custo da usina.

6.2.1. Custos do ciclo a gás

Pode ser determinado para todo o ciclo a gás (compressor, câmara de combustão e turbina a gás) ou por equipamento individualmente. Para estes equipamentos escolemos 3 equações:

Boyce (2012) apud Carneiro (2015) estima que o custo do conjunto a gás pode ser definido como função do trabalho líquido da turbina a gás (W_{liqTG1} em kW):

$$Z_{cg1} = 450 * W_{liqTG1}$$

Já Manesh et al. (2013) apud Carneiro(2015) estima que o custo do ciclo a gás também pode ser modelado como função do trabalho líquido da turbina a gás (W_{liqTG2} em MW):

$$Z_{cg2} = 300 * W_{liqTG1}^2 + 105900 * W_{liqTG1} + 6277800$$

Por último Frangopoulos (1994) apud Carneiro (2015) apresenta as equações abaixo para modelar os custos (Z_{cg3}):

Sigla	Significado	Equação
Z_{cp}	Custo do compressor	$Z_{cp}=c_{11} * m_{ar1} * P_2/P_1 * \log(P_2/P_1)/(c_{12}-N_{cp});$
Z_{cc}	Custo da câmara de combustão	$Z_{cc}=c_{21} * m_{ar1}/(c_{22}-P_3/P_2)^*(1+\exp(c_{23} * T_3 - c_{24}))$
Z_{tg3}	Custo da turbina a gás e gerador	$Z_{tg3}=c_{31} * m_{tg} * \log(P_3/P_4)^*(1+\exp(c_{33} * T_3 - c_{34}))/ (c_{32}-N_{tg})$
Z_{cg3}	Custo do ciclo a gás	$Z_{cg3}= Z_{cp} + Z_{cc} + Z_{tg3}$

Em que: $c_{11}=39,5$ [\$/kg/s]; $c_{12}=0,9$; $c_{22}=1$; $c_{21}=25,6$ [kg/s]; $c_{23}=0,018$ [K^{-1}]; $c_{24}=26,4$; $c_{31}=266,3$ [\$/kg/s]; $c_{32}=0,99$ (adaptado, não pode ser inferior à eficiência exergetica da turbina a gás); $c_{33}=0,036$; $c_{34}=54,4$; $T_3= 1252$ [°K]. N_{cp} e N_{tg} são as eficiências isentrópicas do compressor e da turbina a gás, respectivamente, T_3 é a temperatura no ponto 3 do ciclo a gás [K], P_i é a pressão no ponto i [bar], m_{ar1} é a vazão mássica de ar [kg/s], m_{tg} é a vazão mássica de gases na saída da turbina a gás.

Tabela 36 Custo ciclo gás Frangopoulos

6.2.2. Caldeira de recuperação

Para tentar estimar o custo da caldeira escolhemos 2 equações. Manesh et al. (2013) apud Carneiro (2015) apresenta a seguinte função:

$$Z_{cr1} = 5,85 - 0,1653 * \Delta T_{pp} + 0,0153 * m_5$$

Onde ΔT_{pp} é a diferença de temperatura de pinch point [°C] (Balestieri, Notas de Aula 2015).

Silva (2004) apud Carneiro (2015) estima que o custo da caldeira de recuperação seja de 11% do custo do ciclo a gás (compressor, câmara de combustão e turbina). Como temos 3 equações para determinar o custo do ciclo a gás essa equação se desdobra em 3:

$$Z_{cr2} = Z_{cgi} * 11\%$$

Foster-Pegg (1986) apud Carneiro (2015) estima o custo do combustor adicional como:

$$Z_{comb\ ad} = \frac{PCS_{gn} * m_{gás\ adicional}}{1390} + 30F + 20$$

F é o numero de combustíveis no queimador (F=1, gás natural). Para ter o custo da caldeira de recuperação com queimador adicional basta somar as equações:

$$Z_{cr1} = 5,85 - 0,1653 * \Delta T_{pp} + 0,0153 * m_5 + \frac{PCS_{gn} * m_{gás\ adicional}}{1390} + 30F + 20$$

$$Z_{cr2} = Z_{cgi} * 11\% + \frac{PCS_{gn} * m_{gás\ adicional}}{1390} + 30F + 20$$

Temos portanto o custo do ciclo a gás estimado.

6.2.3. Turbinas a vapor

Para as turbinas a vapor mais uma vez escolhemos 3 equações:

Silveira (1990) apud Carneiro (2015) estima os custos da turbina em função do trabalho gerado por ela (\dot{W}_{TV} [kW]):

$$\dot{W}_{TV} = \dot{W}_{T\ alta} + \dot{W}_{T\ baixa}$$

$$Z_{TV1} = 57,761 * \left(\frac{\dot{W}_{TV}}{4,187 * 3600} \right)^{0,68} + 0,0085 * \left(\frac{\dot{W}_{TV}}{4,187 * 3600} \right)^{0,95}$$

Villela (2007) apud Carneiro (2015) propões a seguinte equação (\dot{W}_{TV} [kW]):

$$Z_{TV2} = 6000 * (\dot{W}_{TV})^{0,7}$$

Por último, Branco (2005) e Gomes (2001) apud Carneiro (2015) aproximam o custo em função do trabalho (\dot{W}_{TV} [MW]) como:

$$Z_{TV3} = 52 * \left(\frac{\dot{W}_{TV}}{265} \right)^{0,9}$$

6.2.4. Incinerador

Para o incinerador 2 equações foram selecionadas.

Silveira (1990) apud Carneiro (2015) estima o custo do incinerador como função do fluxo mássico de vapor que ele esquenta [kg/s]:

$$Z_{inc1} = 2567,645 * (m_v * 3600)^{0,67}$$

Já Frangopoulos (1983) apud Carneiro (2015) propões a seguinte equação ($\dot{W}_{TV} [kW]$):

$$Z_{inc2} = 183000 * m_v^{0,67} * \phi_p * \phi_n * \phi_t * \phi_s$$

Onde:

$\Phi_p = \exp[(P_4 - 28)/150]$; onde P_4 é a pressão de saída do incinerador [bar];

$\Phi_n = 1 + [(1 - 0,9)/(1 - N_{inc})]^7$; onde N_{inc} é a eficiência térmica do incinerador;

$\Phi_t = 1 + 5 * \exp((T_4 - 866)/10,42)$; onde T_4 é temperatura de saída do incinerador [°K];

$\Phi_s = 1 + (T_4 - T_{4s})/T_4$; como T_4 é igual à T_{4s} (temperatura de saturação na saída do incinerador); $\Phi_s = 1$;

6.2.5. Bomba

Selecionamos 3 equações para estimar o custo da bomba:

Silva (2004) apud Carneiro (2015) estima o custo da bomba como função do trabalho consumido ($\dot{W}_{bomba} [kW]$):

$$Z_{bo1} = 375000 * \left(\frac{\dot{W}_{bomba}}{315} \right)^{0,48}$$

Villela (2007) apud Carneiro (2015) também expressa o custo da bomba como função do trabalho consumido ($\dot{W}_{bomba} [kW]$):

$$Z_{bo2} = 3540 * (\dot{W}_{bomba})^{0,71}$$

Por último, Bohem (1987) apud Carneiro (2015) estima o custo da bomba como a soma dos custos das unidades de bombeamento e do motor:

$$Z_{b3} = 1000 * 4 * \left(\frac{\dot{W}_{bomba}}{N * 10} \right)^{0,52}$$

A equação só vale para $1 < W_{bomba} < 70 \text{ kW}$, N portanto é o primeiro inteiro da divisão de W_{bomba} por 70.

$$Z_{motor} = 1000 * 0,67 * \left(\frac{W_{bomba}}{0,7475 * 10} \right)^{0,87}$$

Portanto:

$$Z_{bo3} = 1000 * 4 * \left(\frac{W_{bomba}}{N * 10} \right)^{0,52} * N + 1000 * 0,67 * \left(\frac{W_{bomba}}{0,7475 * 10} \right)^{0,87}$$

Na soma das modificações a) e b) e no ciclo base N=15, quando trocamos a turbina para eliminar o segundo combustor o fluxo mássico aumenta consideravelmente o que faz aumentar o trabalho de bomba e com isso N=35.

6.2.6. Condensador

A unidade de condensação é composta pelo condensador e seus dispositivos auxiliares, como torres de refrigeração e sistemas de recalque da água de refrigeração. Vamos escolher 2 equações para estimar seus custos.

Bohem (1987) apud Carneiro (2015) estima o custo da unidade de condensação como:

Sigla	Significado	Equação
Z_{co2}	Custo do condensador de vapor (tipo refrigerado por água)	$(1) Z_{co2} = 1000 * 3 * (Q_{cond}/10)^{0,55}$
v_w	Volume específico da água de refrigeração na entrada do condensador	Das tabelas termodinâmicas
Z_{tr}	Custo da torre de refrigeração	$Z_{tr} = 560000 * (m_w * v_w / 60 / 100)^{0,64}$
Z_{wd}	Custo de distribuição da água de/para a torre de refrigeração	$Z_{wd} = 160000 * (m_w * v_w / 1)^{0,7}$
Z_{UC2}	Custo da unidade de condensação segundo Bohem (1987)	$(2) Z_{UC2} = Z_{co2} + Z_{tr} + Z_{wd}$

(1) Constantes são válidas para Q_{cond} entre 5 kW e 100 MW, calculado conforme tabela anterior.

(2) Z_{co2} e Z_{UC2} em [US\$ de 1987].

Tabela 37 Custo unidade de condensação Bohem

A segunda equação escolhida foi a de Branco (2005) com base em Silva (2004) apud Carneiro (2015):

Sigla	Significado	Equação
Z_{co4}	Custo do condensador a partir de Branco (2005)	$Z_{co4}=3000*(Q_{cond}/10)^{0,5}$
W_{wb}	Potência da bomba de recalque da água de refrigeração	$W_{wb}=m_w*v_w*(P_{win}-P_{wout})/N_b$
Z_{br}	Custo da bomba de recalque	$Z_{br}=375000*(W_{wb}/315)^{0,48}$
Z_{UC4}	Custo da UC a partir de Branco/Silva (2005/2004)	$Z_{UC4} = Z_{co4} + Z_{br}$

Pressões em [kPa]. N_b é a eficiência isentrópica da bomba de recalque de água de refrigeração, supondo-a igual àquela da bomba do ciclo a vapor ($N_b = 0,8$). Z_{co4} e Z_{UC4} em [US\$ de 1987].

Tabela 38 Custo unidade condensação Silva

6.3. Resultados análise termoeconômica

Agora que temos estimados os custos de todos os equipamentos para os 3 ciclos podemos comparar o impacto das modificações no custo do ciclo base.

	Eficiência	Eficiência Ecológica	Custo Médio Usina (USD Millions)	Trabalho gerado (MW)	% Lixo Queimado
Base	31,7%	88,4%	\$ 82,91	152,7	61,1%
Mod a+b	36,4%	92,0%	\$ 82,58	149,3	54,3%
Sem combustor	38,0%	92,4%	\$ 160,11	380,2	55,5%

Tabela 39 Resultados análise termoeconômica

Como podemos ver a soma das modificações a) e b) não gera impacto relevante no custo da usina, apenas na geração de trabalho e eficiência. Isso ocorre pois o percentual de lixo queimado após as modificações é menor e como já foi explicado na modelagem termodinâmica, o lixo tem um PCI menor que o gás, além de ser mais poluente, portanto o aconselhado é investir a mesma quantidade de capital e construir uma usina mais eficiente, que gera a mesma quantidade de energia com menos combustível e poluindo menos o ambiente, conforme podemos ver na eficiência ecológica.

Com relação a usina sem o combustor adicional, o investimento em equipamentos precisa ser 93% maior do que o caso base, em compensação ela gera 149% mais energia elétrica, portanto o

investimento também é válido o ponto de vista econômico, dado que do ponto de vista termodinâmico, como a eficiência é maior essa modificação é a mais aconselhada.

7. Conclusão

O trabalho teve como objetivo propor duas modificações a um ciclo termodinâmico que modela o funcionamento de uma planta de geração de energia elétrica através da queima de gás natural e RSU (Resíduo Sólido Urbano) ou lixo. As duas modificações propostas atingiram o objetivo e aumentaram a eficiência do ciclo termodinâmico, o que nem sempre significa que elas são viáveis e executáveis.

As plantas de geração de energia a partir de lixo são uma excelente alternativa aos aterros sanitários e lixões pois resolvem de uma vez só dois grandes problemas dos grandes centros urbanos: destinação de resíduos e geração de energia elétrica perto do pólo de consumidor.

A proposta inicial era realizar as duas modificações de maneira separada e avaliar seus impactos no funcionamento do ciclo, mas ao longo do projeto percebemos que poderíamos combiná-las para obter os resultados positivos observados quando fizemos as modificações de maneira independente uma da outra.

A análise termodinâmica nos permitiu a alterar alguns parâmetros do ciclo base que nos geraram problemas de “cross temperature” na caldeira de recuperação, somente após essas alterações as modificações propostas poderiam ser implementadas.

A análise paramétrica nos permitiu avaliar a importância e viabilidade de alteração de alguns parâmetros do caso base, apesar da alteração ter um impacto positivo na eficiência do ciclo, mais uma vez ele gerava um problema na caldeira de recuperação que tornava sua variação impossível.

A análise termoeconômica deixou claro que para as duas modificações avaliadas o impacto econômico era positivo, ou seja, seria economicamente recomendado realizar as modificações, tendo em vista que o benefício termodinâmico da modificação trouxe também um benefício econômico, o que nem sempre é verdade.

Concluídas as 3 análises propostas, podemos perceber a importância da realização das 3 antes de realmente seguir a frente com um projeto. Podemos concluir também que as modificações no projeto base são viáveis e indicadas, tendo em vista que trouxeram melhorias em todos os aspectos analisados.

8. Referências Bibliográficas

- a) Carneiro, Maria Luisa. **Análise termoeconômica e ambiental de uma usina de aproveitamento energético de resíduos sólidos urbanos – Estudo de caso da planta de Zabalgardi/Bilbao adaptada a realidade brasileira.** 2015. 124f . Dissertação de Mestrado – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Departamento de Engenharia Mecânica, Rio de Janeiro, 2015.
- b) Consonni, Stefano. **Combined cycles for high performance, low cost, low environmental impact waste-to-energy systems.** 2000. Politecnico di Milano, Dipartimento di Energetica, Milano, 2000.
- c) Balestieri, José Antonio; Ferreira, Elzimar. **Comparative analysis of waste-to-energy alternatives for a low-capacity power plant in Brazil.** 2017. Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Energy Department, Guaratinguetá, 2017.
- d) Giampaolo, Tony. **Gas Turbine Handbook: Principles and Practice: 5th Edition,** Fairmont Press, 2009.
- e) Bianchi, Michele; Branchini, Lisa; De Pascale ,Andrea. **Combining waste-to-energy steam cycle with gas turbine units.** 2014. Università di Bologna, Bologna, 2014.
- f) Borgnakke, Claus; Sonntag, Richard. **Fundamentos da termodinâmica: 8ª Edição.** Blucher, 2013.
- g) Almeida, Domingos. **Psicometria.** 2004. Universidade do Porto, Faculdade de Ciências, 2004
- h) Grosso , Mario; Motta, Astrid; Rigamonti , Lucia. **Efficiency of energy recovery from waste incineration, in the light of the new Waste Framework Directive.** 2010. Politecnico di Milano, Dipartimento di Energetica, Milano, 2010.
- i) T. Fruergaard, T.H. Christensen, T. Astrup. **Energy recovery from waste incineration: Assessing the importance of district heating networks.** 2009. Department of Environmental Engineering, Technical University of Denmark, Kongens Lyngby, Denmark, 2009.
- j) Murer Martin, et al. **High efficient waste-to energy in Amsterdam: getting ready for the next steps.** 2011. Institute of Energy Systems, Technische Universitat Munchen, Germany, 2011.
- k) Bohem, R. F., **Design analysis of thermal systems.** New York: John Wiley & Sons Inc., 1987.

- l) Branco F. P. **Análise termoeconômica de uma usina termelétrica a gás natural operando em ciclo aberto e em ciclo combinado.** Ilha Solteira: UNESP – Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira, 2005.
- m) Frangopolous, C. A. **An introduction to environomic analysis and optimization of energy-intensive systems.** Edição: A Valero e G Tsatsaronis. International Symposium on Efficiency, Costs, Optimization and Simulation of Energy Systems. ECOS'92. New York: ASME 1992. 231-239
- n) Frangopolous, C. A. **Thermoeconomic Functional Analysis: a method for optimal design or improvement of complex thermal systems.** Georgia Institute of Technology, 1983.
- o) Villela, I. A., J. L. Silveira,. **Ecological efficiency in thermoelectric power plants.** Applied Thermal Engineering, 04 de 2007: 840-847.
- p) Manesh et. al. **New procedure for optimal design and evaluation of cogeneration system based on advanced exergetic and exergoenvironmental analysis.** Energy, 26 de 07 de 2013:314-333.
- q) Silva, M. M. **Reponteciamnto em sistemas de geração de potência na indústria siderúrgicautilizando Análise Termoeconômica.** Campinas: Universidade Estadual de Campinas, 2004.
- r) Silveira, J. **Estudo de sistema de cogeração aplicado a fabricação de papel e celulose.** Itajuba: Escola Federal de engenharia de Itajuba, 1990.
- s) Villela, I. A., **Desenvolvimento de um modelo termoeconômico que considera impactos ambientais.** Tese de doutoramento, Faculdade de Engenharia de Guaratingueta, Universidade Estadual Paulista: UNESP, 2007.
- t) Software online para cálculo das propriedades da água: <https://www.steamtablesonline.com/Steam97Web.aspx>
- u) Software online para cálculo das propriedades do ar 1: http://www.peacesoftware.de/einige/werte/luft_e.html
- v) Software online para cálculo das propriedades do ar 1: <https://www.irc.wisc.edu/properties/>
- w) <http://www2.eesc.usp.br/netef/Oscar/Aula28t.pdf>