



# AJUSTE DO CICLO TERMODINÂMICO REAL PELO CICLO TERMODINÂMICO DE PROJETO DA CTE Nº2 DA USIMINAS I<sup>1</sup>

Antônio Augusto G. Machado<sup>2</sup>  
Carlos Alberto Dias Pereira<sup>3</sup>

## Resumo

O presente trabalho indica com base em análises energéticas e termo econômicas, a necessidade de se monitorar e ajustar os parâmetros termodinâmicos nos diversos pontos de entrada e saída dos equipamentos de uma unidade termelétrica, norteando tomadas de decisões que resultarão em melhorias no aproveitamento dos recursos energéticos disponíveis. Pelo estudo dos parâmetros termodinâmicos é possível avaliar as diversas energias de entrada e saída que envolve o sistema, permitindo através de modelos físicos aperfeiçoarem o consumo de combustíveis para uma maior transformação das energias envolvidas.

**Palavras-chave:** Eficientização energética; Termo economia.

## ADJUSTMENT OF THE CYCLE REAL THERMODYNAMIC FOR THE THERMODYNAMIC CYCLE OF PROJEC OF THE CTE Nº2 OF USIMINAS I

## Abstract

This article, based on energy thermoeconomic analyses, presents the need to monitor and to adjust the thermodynamic parameters in different points of entry and exit of several equipments, located in the thermoelectric unit. The main aim of this paper is to guide future decisions, in order to allow improvements in the exploitation of energy resources. Through the study of thermodynamic parameters, it will be possible to evaluate various energy inputs and outputs, which are presented in the system. Allowing, due to physical modeling, the optimization of fuel consumption caused by a higher transformation of involved energies.

**Keywords:** Energetic improvement; Thermoeconomic.

<sup>1</sup> Contribuição técnica ao 31º Seminário de Balanços Energéticos Globais e Utilidades e 25º Encontro de Produtores e Consumidores de Gases Industriais, 17 a 20 de agosto de 2010, Foz do Iguaçu, PR

<sup>2</sup> Supervisor de Energia e Utilidades da Usiminas, Ipatinga, MG.

<sup>3</sup> Técnico de Energia e Utilidades da Usiminas, Ipatinga, MG.

## 1 INTRODUÇÃO

O gerenciamento dos recursos energéticos em uma central termelétrica deve focar sempre, uma operação ambientalmente correta e economicamente viável.

A conscientização e o conhecimento técnico são fatores determinantes no crescimento sustentável.

Conforme afirma Marques,<sup>(1)</sup> “o estudo dos ciclos termodinâmicos, foi um dos fatores de notável aumento de rendimento das máquinas de vapor projetadas e construídas nestes últimos anos. Cada um destes ciclos fixa o limite máximo da eficiência para que tende o rendimento da máquina real, à medida que diminuem suas imperfeições”.

Este trabalho tem como objetivo, demonstrar como a elaboração de uma planilha de cálculo desenvolvida denominada Ciclo de Projeto, possibilita a comparação on line do ciclo termodinâmico de projeto com o ciclo termodinâmico real. Demonstrando para o pessoal de operação os maiores desvios existentes entre os dois ciclos, facilitando as decisões de alteração do processo, de forma a manter o maior rendimento energético da planta.

## 2 MATERIAL E MÉTODOS

Numa planilha desenvolvida em Excel com a utilização de um suplemento que permite calcular parâmetros termodinâmicos, são monitorados 32 pontos na planta, cada um destes com informações dos valores de pressão, temperatura e vazão.

Esta planilha foi baseada nos cálculos de projeto, e por isso representa a condição de operação do Ciclo de Projeto, que é o mais próximo do ciclo ideal possível. Uma segunda planilha receberá o valor medido destes mesmos pontos de monitoramento, formando a base de dados da condição de operação em tempo real, representando, portanto o Ciclo Real. Estas duas planilhas Ciclo de Projeto e Ciclo Real serão comparadas constantemente pela operação, através do PIMS, *Process Information Management Systems*, como por exemplo, indicando os pontos de maiores desvios, possibilitando o ajuste dos mesmos.

Na planilha Ciclo de Projeto (Figura 1), do total de 96 variáveis, 52 são calculadas, duas são fixadas, 14 são consideradas estratégicas e 28 são manuais. É importante ressaltar que os pontos manuais posteriormente serão atualizados em tempo real, através do aplicativo PIMS ou calculados por regressão linear múltipla.

O PIMS possibilita adquirir dados de processo de diversas fontes, os armazenam num banco de dados históricos e os disponibilizam através de diversas formas de representação. O PIMS nasceu na indústria de processos contínuos mais propriamente na indústria química e petroquímica para resolver o problema da fragmentação de dados e proporcionar uma visão unificada do processo. A partir de uma estação pode-se visualizar tanto os dados de tempo real como históricos da planta.

O trabalho foi dividido em duas partes, a primeira parte que já está concluída refere-se à criação da planilha da condição dinâmica do Ciclo de Projeto, que irá operar em tempo real. A segunda parte diz respeito à comparação das duas planilhas (Ciclo de Projeto e Ciclo Real) de forma dinâmica e em tempo real. Para a conclusão da segunda parte, aguarda-se a implantação do aplicativo PIMS, que permitirá a integração dos dados gerados a partir das diversas redes de processo. A partir de então será possível alimentar os parâmetros que são manuais na planilha Ciclo de Projeto, bem como de todos os parâmetros da planilha Ciclo Real.



Alguns testes realizados são mostrados neste trabalho, exemplificando os ganhos possíveis de uma futura comparação destes parâmetros com dados gerados em tempo de operação.

### 3 RESULTADOS

O primeiro de todos os resultados foi à criação da planilha Ciclo de Projeto, que permite a alimentação e processamento dos dados de forma on-line, garantindo a comparação com a condição real de operação (Figura 1)

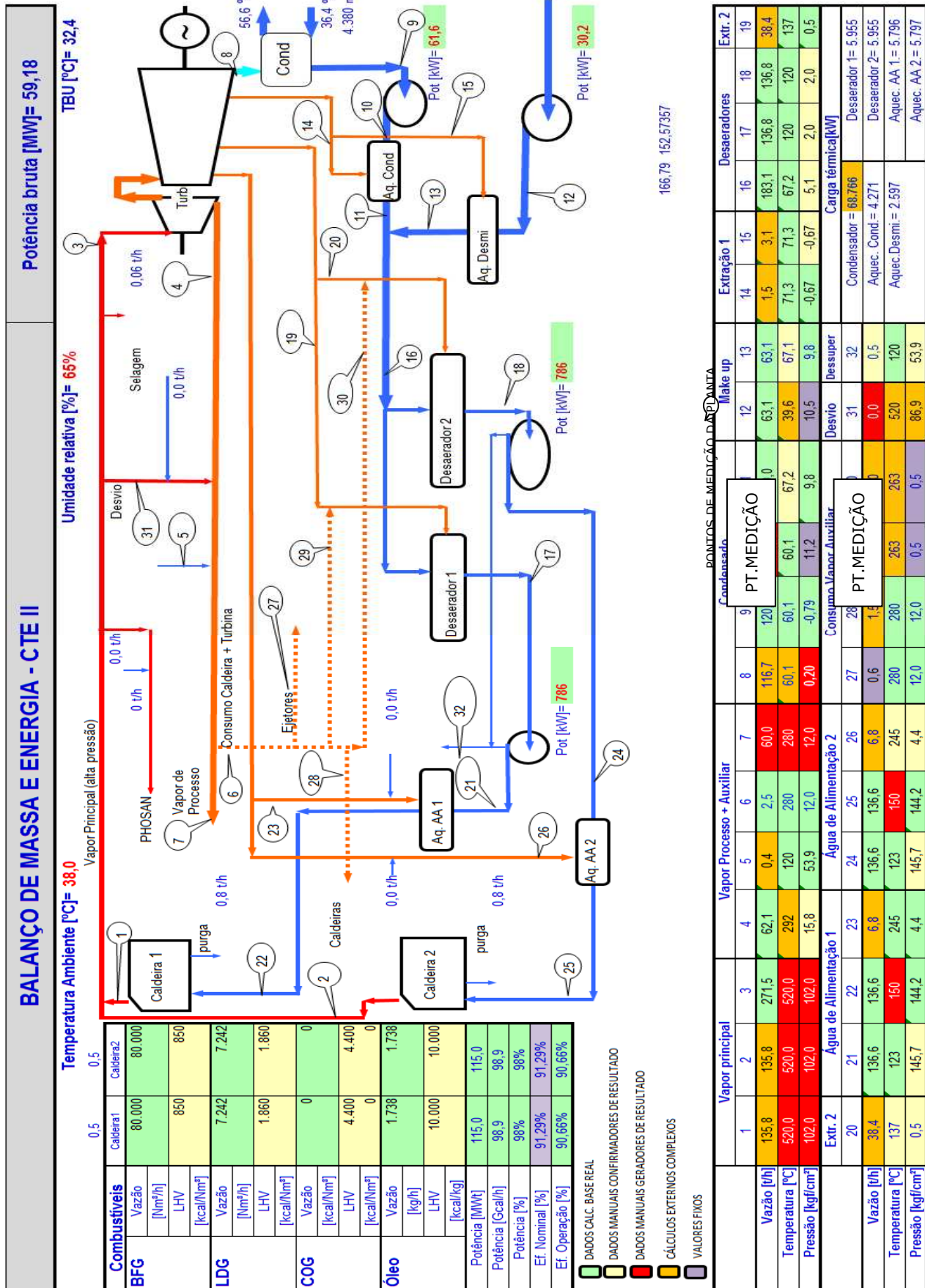


Figura 1.



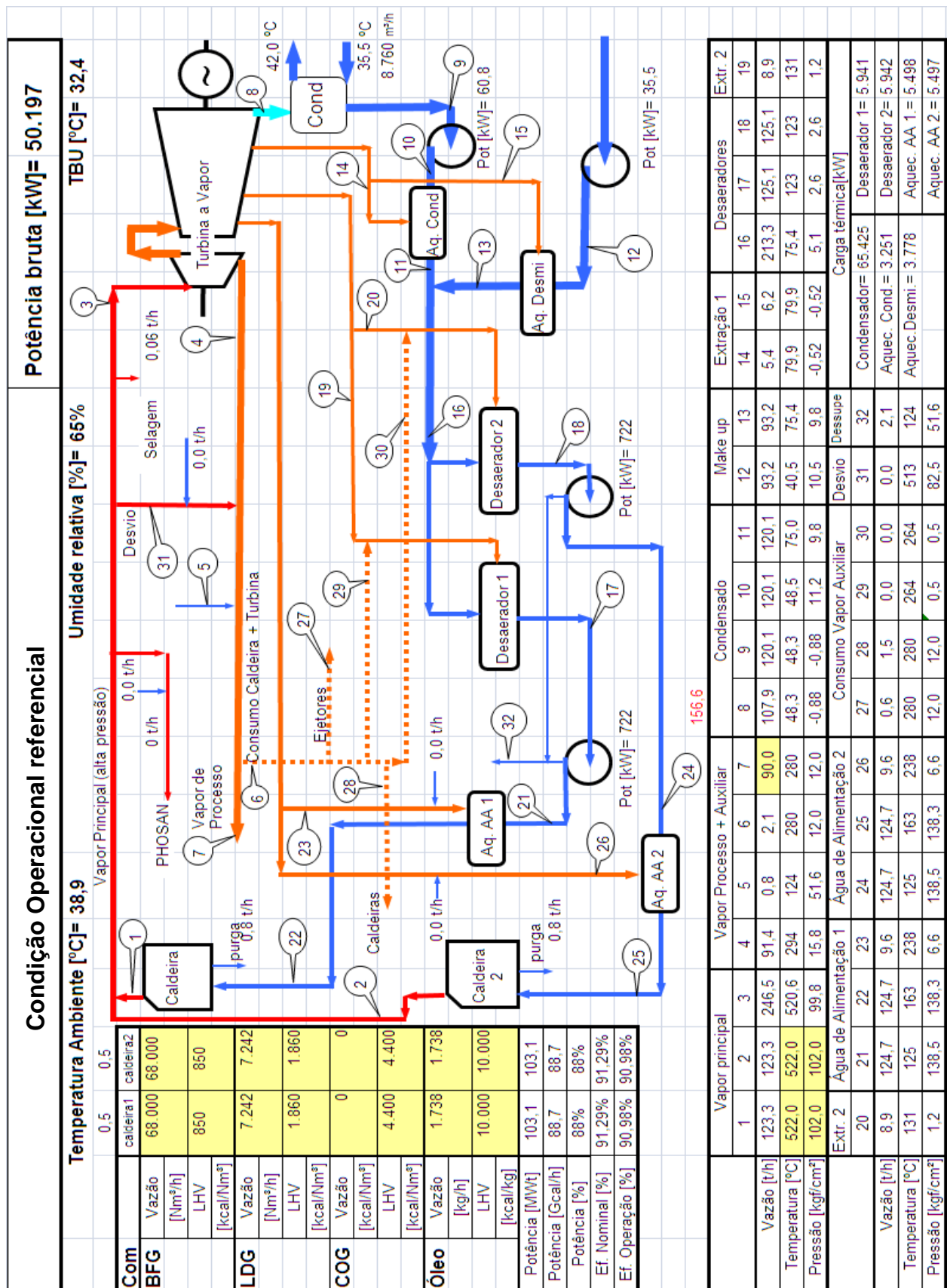


Figura 2: Condição operacional padronizada pelos parâmetros de projeto, tomada como base para comparação – Planilha de Projeto - Estática.



### 3.1 Variação da Temperatura do Vapor de Saída da Caldeira

Elemento Avaliado: Redução da temperatura do vapor na saída da caldeira seguido do menor consumo específico da mesma, acompanhado da redução da potência ativa.

A redução da potência ativa está associada à queda da entalpia do vapor como também da maior massa de vapor admitida na turbina, para compensar a queda da energia fornecida à mesma. A maior massa de vapor fornecida é proveniente da adição de mais água de refrigeração no dessuperaquecedor da caldeira. Esta maior massa de água possibilita um menor consumo específico na caldeira, mas no interior da turbina altera a dinâmica do vapor (velocidade, resistência, volume a ser expandido dentre outros), causando a redução da força mecânica no eixo, com conseqüente redução da potência ativa, conforme pode ser visto na Tabela 1 e Figura 3.

**Tabela 1:** Aumento da potência ativa pelo aumento da temperatura do vapor de saída da caldeira

<b>Temperatura do Vapor Principal X Rendimento da Planta</b>			
	<b>Condição 1</b>	<b>Condição 2</b>	<b>Condição 3</b>
<b>Temperatura do Vapor (°C)</b>	<b>520</b>	<b>500</b>	<b>490</b>
<b>Potência Ativa (MW)</b>	59,2	58,0	57,0
<b>Entalpia do vapor (kJ/kg)</b>	3.427,6	3.372,0	3.346,0
<b>Potência disponível Turbina (MW)</b>	258,2	259,0	259,0
<b>Vazão vapor (t/h)</b>	271,4	276,0	279,0

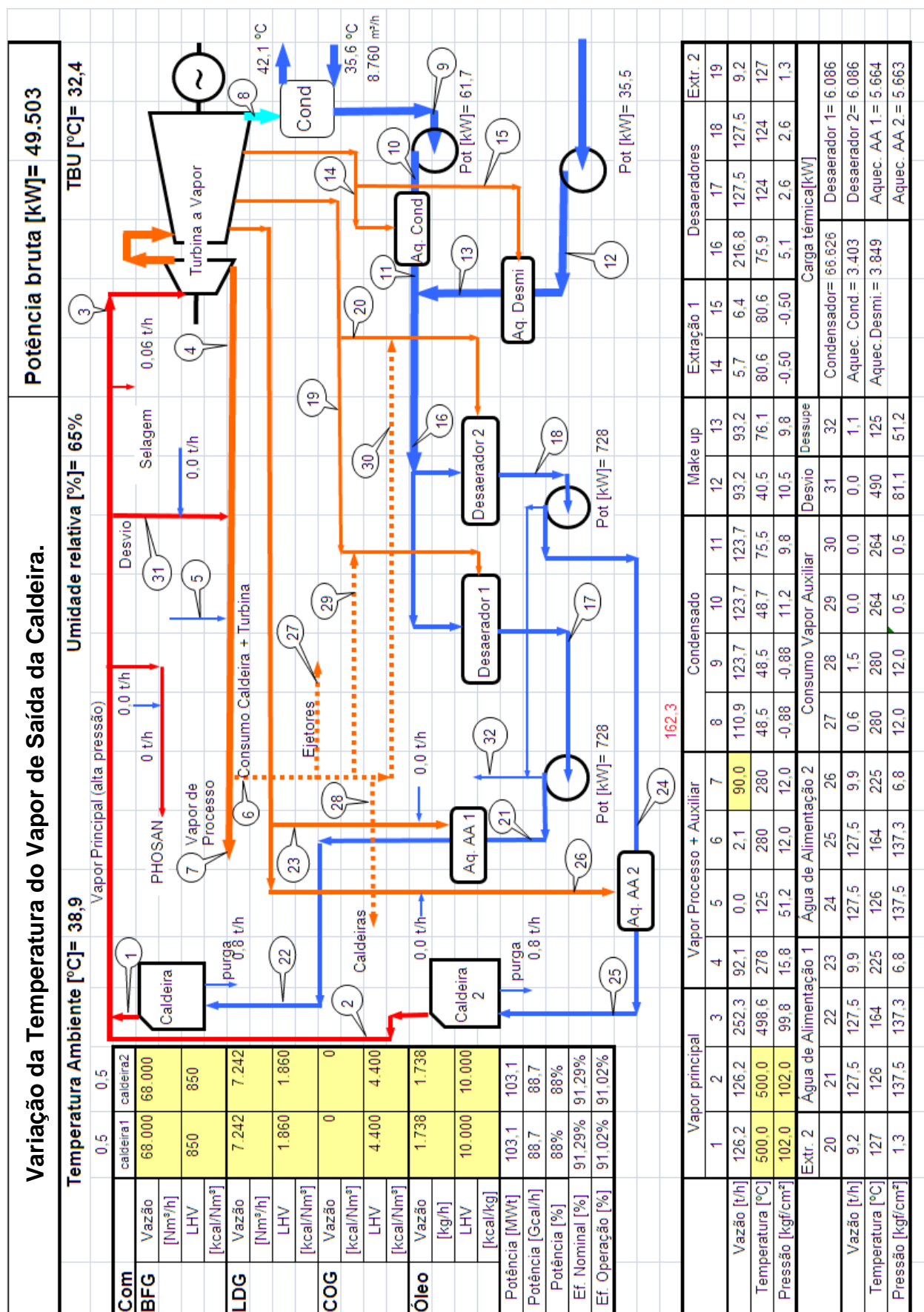


Figura 3: Variação da temperatura do vapor de saída da Caldeira – condição avaliada em função da necessidade.



Como pode ser visto na Tabela 2 (condição 2), outro exemplo com a queda da temperatura do vapor de entrada da turbina de 513,9 para 479,9 °C, ha um aumento da vazão de vapor disponível para a mesma de 70,5 para 72,9 kg/s possibilitando que mais vapor seja enviado para processo.

A massa de vapor extraída para processo, como mostrado na tabela, não sofreu alteração (11,63 kg/s), pois para isso necessita-se que haja um comando na válvula de controle de pressão na descarga da turbina de alta. Esta alteração pode ser vista através da elevação da disponibilidade de vapor na saída da primeira extração 58,9 para 61,28 kg/s.

A potência ativa gerada sofre uma queda (condição 1 em relação à condição 2) em função do menor valor da entalpia do vapor, aliado à maior massa de vapor dentro da turbina como pode ser visto nas extrações de alta, extração 1 e extração 2.

**Tabela 2:** Balanço de massa e energia (BME) da Turbina para variação da temperatura da água de alimentação da Caldeira

Cálculos - BME - Turbina a Vapor								
	Massa [kg/s]		Temp. [C]		Pressão [bar a]		Potência MW	
	1	2	1	2	1	2	1	2
<b>Turbina de Alta Pressão (HP)</b>								
Vapor de Alta Pressão - total	70,52	72,99	513,90	479,90	83,82	81,87		
Saída - Turbina HP – isoentr.			269,4	247,70	16,50	16,50	32,82	31,71
Saída - Turbina HP	70,53	72,99	292,79	269,50	16,50	16,50	29,19	27,91
<b>Extração controlada - Vapor de Processo</b>								
Extração Alta	11,63	11,71	292,80	269,60	16,50	16,50		
Turbina	58,90	61,28	295,30	273,00	18,49	18,83		
Saída - Turbina - isoentr.			230,20	212,70	10,95	11,36	7,26	6,93
Saída - Turbina	58,90	61,29	245,08	225,70	10,95	11,36	5,25	5,01
<b>Extrações não controladas</b>								
Extração n. 3	5,41	5,77	245,10	225,80	10,95	11,36		
Turbina	53,49	55,51	245,10	225,80	10,95	11,36		
Saída - Turbina - isoentr.			140,30	141,60	3,65	3,79	11,92	11,90
Saída - Turbina	53,50	55,52	141,20	141,60	3,65	3,79	10,30	9,91
Extração n. 2	5,02	5,26	141,20	141,60	3,65	3,79		
Turbina	48,48	50,25	141,20	141,60	3,65	3,79		
Saída - Turbina - isoentr.			96,10	97,30	0,88	0,92	11,65	11,85
Saída - Turbina	48,48	50,26	96,10	97,30	0,88	0,92	9,77	9,91
Extração n. 1	3,21	3,37	96,10	97,30	0,88	0,92		
Turbina	45,27	46,89	96,10	97,30	0,88	0,92		
Saída - Turbina - isoentr.			68,20	69,40	0,29	0,30	7,5	7,63
Saída - Turbina	45,27	46,89	68,20	69,40	0,28	0,30	0,75	0,65
<b>Potência Saída da Turbina (MW)</b>							<b>54,8</b>	<b>53,11</b>





### 3.2 Variação da Vazão de Água de Arrefecimento no Condensador

Neste ensaio foi possível determinar a melhor condição operacional, para ligar ou desligar uma segunda bomba de alimentação de água de refrigeração do Condensador.

Conforme visto na Tabela 3, a menor temperatura na exaustão influi diretamente na pressão e por conseqüência na expansão do vapor dentro da turbina. Esta temperatura por sua vez é influenciada pela carga da máquina e pela temperatura e volume da água de refrigeração do condensador. Portanto a vazão de água no condensador interfere na produção líquida de energia elétrica, pelas alterações que provoca na turbina e pelo consumo das bombas de grande potência que recalcam esta água.

**Tabela 3:** Comparativo da condição termodinâmica da Turbina com a variação de fluxo de água no Condensador

Cálculos - BME - Turbina a Vapor								
Condição	Massa [kg/s]		Temp. [C]		Pressão [bar a]		Potência [MW]	
	02	01	02	01	02	01	02	01
<b>Turbina de Alta Pressão (HP)</b>								
Vapor de Alta Pressão - Total	68,54	68,47	513,00	513,00	81,94	81,86		
Saída - Turbina HP - Isoentr.			271,60	271,70	16,50	16,50	31,53	31,48
Saída - Turbina HP	68,55	68,47	294,23	294,29	16,50	16,50	27,980	27,93
<b>1st Extraction (Extração controlada - Vapor de Processo)</b>								
Extração	25,39	25,39	294,20	294,30	16,50	16,50		
Turbina	43,16	43,08	290,10	290,00	13,27	13,17		
Saída - Turbina - Isoentr.			223,40	222,80	7,73	7,63	5,50	5,53
Saída - Turbina	43,16	43,08	238,37	238,37	7,73	7,63	4,08	4,06
<b>Extrações não controladas</b>								
Extração n. 3	4,90	4,97	238,40	238,40	7,73	7,63		
Turbina	38,25	38,11	238,40	238,04	7,73	7,63		
Saída - Turbina - isoentr.			127,50	126,50	2,51	2,43	8,68	8,77
Saída - Turbina	38,26	38,11	133,00	131,10	2,51	2,43	7,56	7,68
Extração n. 2	4,75	4,94	133,0	131,10	2,51	2,43		
Turbina	33,51	33,17	133,00	131,10	2,51	2,43		
Saída - Turbina - isoentr.			82,70	79,90	0,53	0,47	8,59	8,90
Saída - Turbina	33,51	33,18	82,70	79,90	0,53	0,47	7,18	7,46
Extração n. 1	3,13	3,22	82,70	79,90	0,53	0,47		
Turbina	30,39	29,96	82,70	79,90	0,53	0,47		
Saída - Turbina - isoentr.			55,90	48,30	0,16	0,11	5,10	5,99
Saída - Turbina	30,39	29,96	55,90	48,30	0,16	0,11	3,64	4,37
<b>Potência na saída da Turbina (MW)</b>							50,20	51,02
<b>Consumo próprio da planta (MW)</b>							5,00	5,50
<b>Potência líquida fornecida (MW)</b>							45,20	45,52
<b>Vazão de água para arrefecimento - 2 / 1 bombas (m³/min.)</b>							4.380	8.760



### 3.3 Variação da Temperatura da Água de Alimentação das Caldeiras.

O teste de elevação da temperatura da água de alimentação indica a possibilidade de ganho de energia real em toda a planta, na caldeira pela maior temperatura que a água chega à mesma, aumentando a vazão de vapor produzido para uma mesma massa de combustível e na turbina por disponibilizar uma maior massa de vapor com a mesma temperatura como pode ser observado na Figura 4.

### 3.4 Aumento do Rendimento da Planta pela Maior Vazão de Vapor Processo Via Turbina

Podemos identificar pela tabela nº 5 que a possibilidade de maior aproveitamento energético / exergético localiza-se no ponto de envio de vapor para processo. Este ganho pode ser mais bem observado nas Tabelas 6 e 7 com o aumento do rendimento diante de um maior envio de vapor via turbina.

**Tabela 5:** Comparação do rendimento potência ativa X vapor de processo

	Entalpia (kj/kg)	Massa ( kg/s )	Entropia (kj/kg)	Exergia (MW)	Rendimento (%)
<b>TG-3</b>	3429,14	75,27	6,66	109,07	54,35
<b>Vapor para Processo (7)</b>	3002,67	16,67	6,96	15,00	92,16

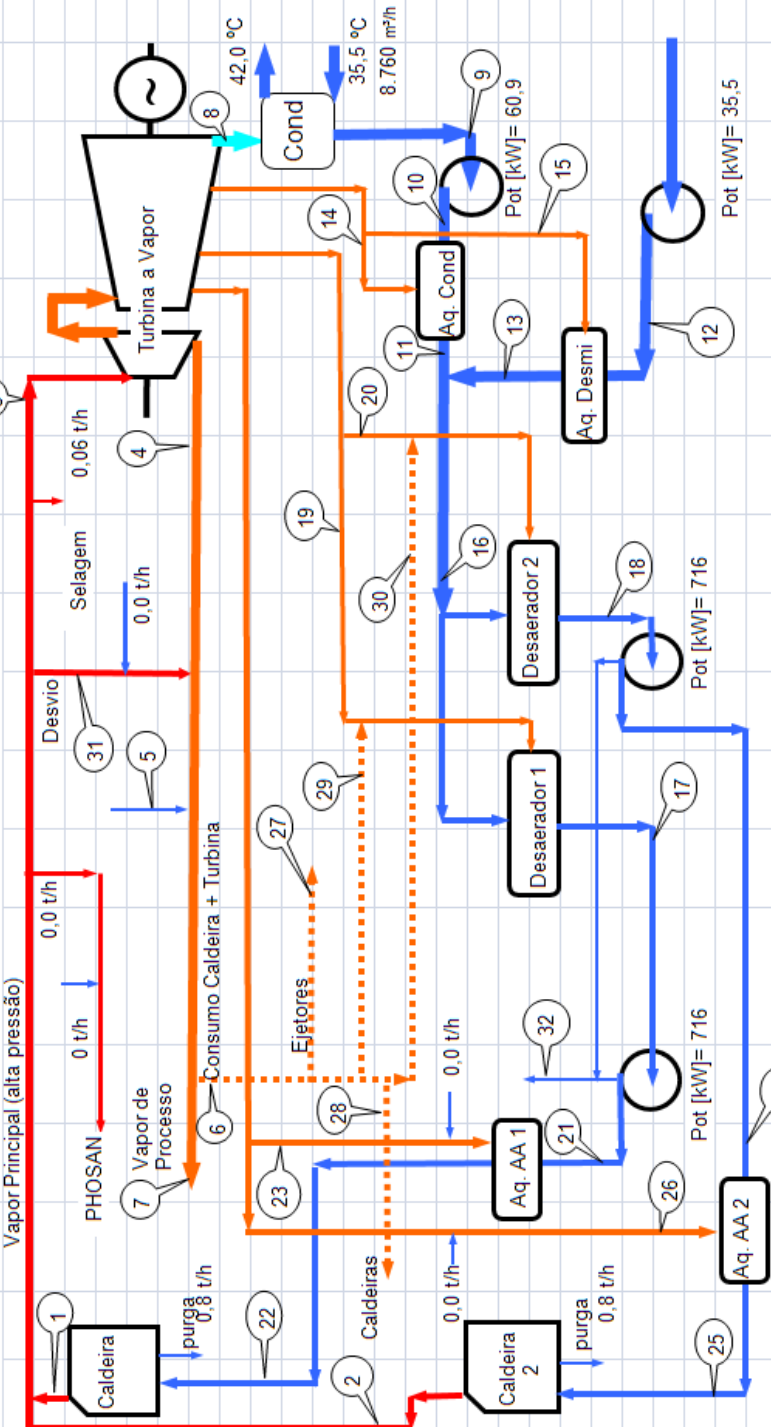
**Tabela 6:** Comparação do rendimento exergético da planta em função da variação da vazão de vapor para o processo através da Turbina. (1) 90 t/h; (2) 40 t/h

Rendimento Exergético												
Pt.	Entalpia (kj/kg)		Massa (kg/s)		Entropia (kj/kg)		Exergia (MW)		Exergia Útil (%)		Eficiência (%)	
	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2	1	2
<b>3</b>	3428,20	3428,20	68,55	70,53	6,66	6,66	99,27	102,14	49,38	53,95	49,75	52,82
<b>8</b>	2394,60	2517,60	30,39	45,27	7,35	7,47	6,38	13,37			9,63	13,14
<b>1</b>	3429,20	3429,20	34,28	35,27	6,66	6,66	103,10	103,10	49,68	51,11	48,19	49,58
<b>2</b>	3429,20	3429,20	34,28	35,27	6,66	6,66	103,10	101,10	49,68	51,12	48,19	49,58
<b>7</b>	3002,70	3002,70	25,00	11,10	6,96	6,96	23,36	10,38	21,92	9,47	93,84	91,21
<b>4</b>	3023,00	3019,80	25,39	11,63	6,87	6,86	24,89	11,38				
<b>Exergia Total (MW)</b>							206,20	206,20	34,58	30,76	-	-



**Varição da Temperatura da Água de Alimentação das Caldeiras**

Temperatura Ambiente [°C]= 38,9      Umidade relativa [%]= 65%      Potência bruta [kW]= 49.454      TBU [°C]= 32,4



Com	Vazão [Nm³/h]	LHV [kcal/Nm³]	Vazão [Nm³/h]	LHV [kcal/Nm³]	Vazão [kg/h]	LHV [kcal/kg]
<b>BFG</b>	68.000	850	68.000	850	0	0
<b>LDG</b>	7.242	1.860	7.242	1.860	4.400	4.400
<b>COG</b>	0	0	0	0	1.738	1.738
<b>Óleo</b>	103,1	103,1	10.000	10.000	10.000	10.000
Potência [MWt]	88,7	88,7	88%	88%	103,1	103,1
Potência [Gcal/h]	91,29%	91,29%	91,29%	91,29%	88,7	88,7
Potência [%]	90,74%	90,74%	90,74%	90,74%	88%	88%
Ef. Nominal [%]					91,29%	91,29%
Ef. Operação [%]					90,74%	90,74%

	Vapor principal			Vapor Processo + Auxiliar			Condensado			Make up			Extração 1			Desaeradores			Extr. 2
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	
Vazão [t/h]	121,1	121,1	242,1	91,3	0,8	2,1	90,0	108,1	120,3	120,3	120,3	93,2	93,2	5,4	6,2	213,5	122,8	122,8	9,1
Temperatura [°C]	522,0	522,0	520,7	295	124	280	280	48,3	48,3	48,5	75,0	40,5	75,5	79,9	79,9	75,4	123	123	133
Pressão [kgf/cm²]	102,0	102,0	99,9	15,8	51,9	12,0	12,0	-0,88	-0,88	11,2	9,8	10,5	9,8	-0,51	-0,51	2,6	2,6	2,6	1,2
	Extr. 2			Água de Alimentação 1			Água de Alimentação 2			Consumo Vapor Auxiliar			Desvio			Dessupe			
	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	Condensador= 65.657			Desaerador 1= 5.948		
Vazão [t/h]	9,1	122,3	122,3	6,9	122,3	122,3	6,9	0,6	1,5	0,0	0,0	0,0	1,8	Aquec. Cond.= 3.253			Desaerador 2= 5.948		
Temperatura [°C]	133	125	153	241	125	153	241	280	280	264	264	512	124	Aquec. Desmi.= 3.783			Aquec. AA 1.= 3.958		
Pressão [kgf/cm²]	1,2	139,2	139,1	6,7	139,2	139,1	6,7	12,0	12,0	0,5	0,5	81,3	51,9	Aquec. AA 2.= 3.957					

Figura 4: Redução da temperatura da água de alimentação das Caldeiras.



Conforme conceitua Rojas apud Dincer e Cengel <sup>(2)</sup> “ exergia se baseia nas duas primeiras leis da termodinâmica e a análise exérgica pode claramente, indicar a localização da degradação de energia num processo, identificar e calcular a magnitude real das perdas de exergia. Ou ainda, segundo Torres(2001), a exergia é a parte da energia, ou em outras palavras, é a parcela que pode ser convertida em calor e ou trabalho”.

**Tabela 7:** Comparação do rendimento energético da planta em função da variação da vazão de vapor para o processo através da Turbina. (1) 90 t/h; (2) 40 t/h

<b>Rendimento Energético</b>		
<b>Condição</b>	<b>1</b>	<b>2</b>
<b>Energia Consumida Caldeira - Combustíveis (Gcal) * 0,91</b>	177,30	177,30
<b>Entalpia Vapor Processo (kJ/kg)</b>	3002,70	3002,70
<b>Energia Disponível Processo (Gcal)</b>	64,53	28,68
<b>Energia Disponível Turbina (Gcal)</b>	202,10	207,94
<b>Energia Disponível Sangrias + Perdas (Gcal)</b>	100,86	102,77
<b>Energia Gerada (Gcal)</b>	42,47	46,40
<b>Energia rejeitada na exaustão (Gcal)</b>	58,77	58,77
<b>Energia Útil cons. na Turbina (Gcal)</b>	143,33	149,17
<b>Aproveitamento (%)</b>	<b>60,35</b>	<b>42,35</b>

Segundo Torres,<sup>(3)</sup> “ para qualquer transformação de energia, uma parte é penalizada sob a forma de perdas ou irreversibilidade, na transformação de calor em trabalho útil. Para qualquer operação que envolva a transformação de calor em trabalho, temos uma taxa a ser paga, ou seja, a eficiência do ciclo. Portanto quando maior a eficiência maior será a transformação”.

#### 4 DISCUSSÃO

Alguns resultados já obtidos foram mostrados no item anterior, e parte deles apresentam alterações que possibilitaram operar de forma mais eficiente. É evidente que as necessidades operacionais de momento, irão ditar a melhor situação operacional.

Como pode ser visto no item 3.1 numa central termelétrica ciclo cogeração, quando o interesse da produção de energia elétrica for superior à produção de vapor de processo, a redução da temperatura do vapor na saída da caldeira, deverá ser evitada, para que uma maior geração elétrica seja garantida, mesmo em detrimento do consumo específico da caldeira. Mas quando a necessidade de vapor de processo superar a necessidade de produção de energia, é viável reduzir a temperatura do vapor na saída da caldeira, possibilitando nesta uma redução do consumo específico, e pela extração da turbina, uma maior massa de vapor para processo, mesmo em detrimento da geração de energia elétrica.

No item 3.2, com a parada de uma bomba da torre de resfriamento, é observada a redução da vazão pela metade (na condição real a redução é de aproximadamente 40 %), causando uma elevação da temperatura no condensador de 48,3 para 55,9°C. A pressão do vapor exausto altera de 0,11 para 0,16 kgf/cm<sup>2</sup> abs (45 %). As extrações de alta e média pressão sofrem uma alteração muito pequena com a redução da vazão da torre de resfriamento, porém a extração de baixa pressão, tem





uma queda acentuada em função da maior variação da temperatura. Isso significa que nesta manobra, devido à maior pressão no condensador, a turbina reduz a sua capacidade de expansão do vapor, gerando menos força mecânica no eixo com consequente redução na Potência Ativa.

A queda da Potência Ativa é maior que a economia possibilitada pela parada de uma bomba, o que mostra a inviabilidade de se operar com uma única bomba em condições de carga média para alta.

Sempre que houver dúvida entre a operação de uma ou duas bombas, o operador pode facilmente testar as possibilidades, fixando a operação das caldeiras e o envio de vapor para processo, solicitando a Torre de Resfriamento a variação de operação entre uma e duas bombas e avaliando paralelamente a Potência Ativa Líquida fornecida.

No item 3.3 é facilmente perceptível que a caldeira tenham um aumento de produção com o aumento da temperatura da água de alimentação. Na turbina, no entanto, o ganho se deve pelo aumento da energia que entra na mesma favorecido pela maior produção da caldeira, em relação à energia retirada da extração para o aquecedor de alta.

É importante ressaltar, que a operação apenas controla o nível de condensado dos aquecedores sendo, portanto necessário que a vazão de vapor na extração seja proporcional à troca de calor nos aquecedores. A transferência de calor ocorre com a condensação do vapor extraído e portanto a temperatura do fluido aquecido será maior quanto maior for a pressão de extração, ou seja, quanto maior for a vazão de vapor enviada pela turbina.

Em centrais térmicas de cogeração, o vapor de processo é obtido de uma extração controlada, que divide a turbina em duas seções, de alta pressão e baixa pressão. Cerca de 50% da energia térmica do vapor de entrada recuperável é aproveitada na turbina de alta pressão, antes de ser encaminhado para o processo. Considerando que toda energia deste vapor será utilizado, o rendimento do ciclo de vapor em cogeração é consideravelmente maior que do ciclo Rankine convencional (economia de combustível), conforme demonstrado no item 3.4.

Numa segunda etapa deste projeto, que já se encontra em andamento, será possível monitorar a planta em tempo real, utilizando para tal o software PIMS. Este novo recurso permitirá agregar novas ferramentas de diagnóstico e análise, permitindo com que rápidas intervenções no processo, para correções de desvios, sejam realizadas. Isto fundamentará tomadas de decisão quanto à locação de combustíveis entre as duas plantas existentes, para que assim o melhor rendimento termo-econômico e ambiental possa ser garantido.

## 5 CONCLUSÃO

Tendo em vista a crescente preocupação com a utilização dos recursos energéticos, como forma de mitigar impactos ambientais e ao mesmo tempo trazer ganhos financeiros, é imprescindível que esforços sejam aplicados no sentido de tornar os sistemas térmicos cada vez mais eficientes. É perceptível que grande parte destes esforços não depende de grandes investimentos, mas, sim de mudanças nas práticas operacionais, fundamentadas no conhecimento pontual do melhor condicionamento do ciclo térmico do sistema.

Dentre os benefícios já obtidos destaca-se:



- Gerenciamento da Temperatura do vapor saída caldeira:
  - Elevando em 30°C a temperatura do vapor de saída da caldeira dentro dos limites do equipamento estabelecidos pelo fabricante, poderá gerar um ganho de até 2,2 MW/h.  
Considerando a necessidade de abaixar a temperatura do vapor na saída da caldeira para aumentar o envio de vapor para processo via turbina, há um ganho médio de 2,32 kg/s ou 8,3 t/h a mais disponibilizadas para atender as áreas consumidoras de vapor.

Variação da vazão da água arrefecimento no condensador:

- Ganho de até 0,32MW/h com a operação acertada da torre de resfriamento, dependendo da carga na turbina.
- A criação da ferramenta de controle:
  - A planilha Ciclo de Projeto é sem dúvida uma eficiente ferramenta que vem para auxiliar o monitoramento e o ajuste das condições da planta. Através dela, a operação tem entendido melhor as oscilações do processo, e aprendido com o mesmo de forma dinâmica. Este aprendizado, possibilitará o aumento do rendimento e a redução constante do impacto ambiental negativo.

## REFERÊNCIAS

- 1 MARQUES, Iomar Neves. **Termodinâmica**: Gertum Carneiro, 1947, capítulo 7, página 202.
- 2 ROJAS, Sílvia Palma (2007). **Análise Exergética, Termo econômica e Ambiental de um Sistema de Geração de Energia**. Disponível em <[http://repositorio.bce.unb.br/bitstream/10482/2826/1/2007\\_SilviallenaPROjas.pdf](http://repositorio.bce.unb.br/bitstream/10482/2826/1/2007_SilviallenaPROjas.pdf)> acesso em 07-maio-2010.
- 3 TORRES, Ednildo Andrade (2001). **Análise Exergética**. Disponível em: <<http://> > Acesso em 07-maio-2010.