

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Otimização de Planta Supercrítica em Usinas de Açúcar e Alcool

Ricardo P. Strambi

São Paulo

2007

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Otimização de Planta Supercrítica em Usinas de Açúcar e Alcool

Ricardo P.Strambi

Orientador: Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

São Paulo

2007

FICHA CATALOGRÁFICA

Strambi, Ricardo Pimont

Otimização de planta supercrítica em usinas de açúcar e álcool / R.P. Strambi. – São Paulo, 2007.

41 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1.Geração de energia elétrica (Eficiência) 2.Indústria alcooleira (Otimização) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

Com a desregulamentação do setor sucroalcooleiro no final da década de 90 e a crise no abastecimento de eletricidade, abriu-se para as usinas sucroalcooleiras a oportunidade de vender eletricidade à rede nacional, através do aumento da eficiência na planta de cogeração. Este trabalho apresenta a aplicação do ciclo Rankine supercrítico. A otimização do sistema é baseada, sobretudo, na análise exergética. Resultados preliminares indicam um aumento significativo da eficiência de geração de eletricidade, passando de 21% para 40%.

ABSTRACT

The de-regulation of the sugar and alcohol sector and the crisis in the supply of electricity in Brazil the end of the 1990's open the possibility for sugarcane mills to sell electricity to the national grid. This paper explores the application of the supercritical steam. Systems optimization is mostly based on exergetic analyses. Preliminary results show a significant increase in the efficiency of electricity generation, rising from 21% to 40%.

AGRADECIMENTOS

À minha família, pelo apoio e bom exemplo que sempre me deram. Ao Prof. Silvio, que acompanhou meu desenvolvimento na área de energia desde o início, na disciplina de termodinâmica, até a conclusão deste trabalho, sempre com seu bom humor exemplar. Ao Luiz Pellegrini, cujo auxílio foi fundamental para a realização do projeto, estando sempre disposto a me ensinar, e com quem eu mais aprendi a valorizar o conhecimento.

Aos meus colegas da Poli, que sempre fizeram do ambiente da escola um lugar agradável. E, como não poderia faltar, agradeço aos amigos e professores do Colégio Santa Cruz, cuja importância em minha formação deve ser lembrada em todas as minhas realizações.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	
1.1 Os Produtos da Cana e a Matriz Energética Brasileira	1
1.2 Breve Histórico do Setor Sucroalcooleiro	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	
2.1 Fundamentação Teórica	5
2.2 Ciclo Rankine	7
2.3 Planta da Usina	11
3. METODOLOGIA	
3.1 Simulação da Planta	17
3.2 Modelagem da Combustão	19
3.3 Otimização da Planta	21
4. RESULTADOS	
4.1 Resultados da otimização	23
5. DISCUSSÃO	25
6. CONCLUSÕES	26
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	27

1. INTRODUÇÃO

1.1 Os Produtos da Cana e a Matriz Energética Brasileira

O Brasil tem sua matriz energética fortemente caracterizada pelo uso de fontes renováveis. Na geração de eletricidade, tem as hidrelétricas ocupando a maior parcela e, nos veículos automotivos, investiu muito na utilização do álcool, extraído da cana-de-açúcar. A Fig. 1.1 mostra esta diferença entre a matriz nacional, em que os renováveis (Biomassa e Hidroeletricidade) somam 45%, e a mundial, em que esta parcela é de 12,7%.

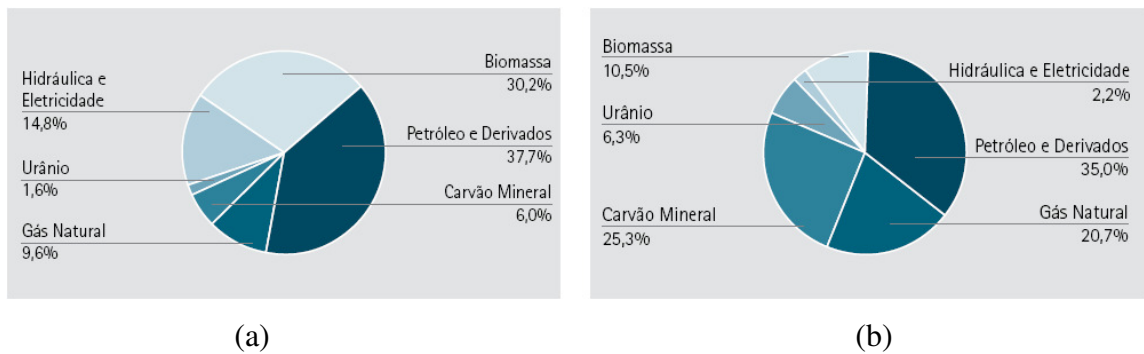


Figura 1.1 - Oferta interna de energia em 2006 (a) no Brasil e (b) no mundo.

Fonte: Balanço Energético Nacional 2007 (MME, 2007)

Esta proporção é muito vantajosa do ponto de vista ambiental, num momento em que se deseja reduzir as emissões de gás carbônico, e do ponto de vista econômico, pois reduz a necessidade de importação de combustíveis fósseis.

Na parcela da biomassa, os produtos da cana têm grande importância, não apenas pelo álcool, já citado, mas também pela queima do bagaço, que gera eletricidade e vapor de processo para o funcionamento de grande parte das usinas sucroalcooleiras.

A situação brasileira e mundial no início deste século apresenta um cenário favorável à modernização das usinas, que pode ser inclusive mais duradouro em comparação ao período de criação do Pró-álcool.

De um lado, a pressão pelo desenvolvimento sustentável é um incentivo mundial para a substituição dos combustíveis fósseis pelos biocombustíveis, que são renováveis e reduzem a emissão de gás carbônico, pois a quantidade emitida é reincorporada à biomassa que é plantada. Além disso, a queima do etanol emite menos partículas poluentes do que os combustíveis fósseis, melhorando a qualidade do ar. É preciso lembrar, no entanto, que ainda há o problema de que em agriculturas de colheita manual, a terra é queimada para facilitar a colheita, gerando material particulado e gases-estufa (PELLEGRINI, 2007).

Quanto ao uso do álcool, é também importante ressaltar que a chegada dos carros de motor flexível ao mercado permite que o consumidor utilize o álcool sem estar restrito a este combustível, eliminando assim o risco decorrente de uma eventual falta de oferta. A importância do mercado de álcool já pode ser notada na produção nacional, que tem crescido acentuadamente, sendo previstos 17,6 bilhões de litros na safra de 2006-2007.

De outro lado, a crise energética de 2001 e as previsões de novas crises num futuro próximo fazem com que a venda de eletricidade, gerada a partir do bagaço de cana, à rede elétrica nacional se torne economicamente interessante para as usinas, considerando que os recursos hídricos têm se aproximado da sua máxima potência disponível e que o período de baixa vazão nos rios equivale ao da produção de cana, de modo que as usinas têm se tornado usinas de poligeração (açúcar, álcool, eletricidade e bagaço). Para isso, o uso de energia nos processos da usina deve ser otimizado e a eficiência dos processos de produção de energia deve ser aumentada, dando ênfase a sistemas avançados de cogeração.

Atualmente, as usinas de porte médio ou maior produzem energia suficiente para atender à própria demanda térmica e elétrica com uso de cogeração, sendo independentes do fornecimento externo de eletricidade. O objetivo das recentes pesquisas na área é permitir um excedente de energia que poderia suprir até 10 GW de potência para a rede nacional, segundo estimativas mais recentes.

Em uma usina típica, a geração de vapor é feita através de sistemas convencionais de contrapressão e de condensação-extração. Além de aprimoramentos

nestes dois tipos, estuda-se a aplicação de outros dois sistemas mais avançados: o ciclo combinado (turbina a gás/ turbina a vapor) com gaseificação do bagaço (BIGCC), que já tem sido tratado exaustivamente em outros estudos, e o ciclo a vapor supercrítico (SuST), estudado no presente trabalho.

O objetivo deste projeto é estudar a aplicação de sistemas supercríticos às plantas de cogeração de usinas sucroalcooleiras, otimizando a planta através de análises energéticas e exergéticas. Otimização, neste contexto, significa maximizar a eletricidade excedente na usina através da configuração da planta, tendo como variáveis as pressões de extração para aquecimento de água de alimentação.

Após breve histórico do setor, é apresentada uma revisão de fundamentos de termodinâmica e ciclos a vapor, seguida de uma descrição sucinta dos processos da usina. O Capítulo 3 detalha a metodologia utilizada para simular e otimizar a planta térmica. Os resultados são apresentados no Capítulo 4, sendo discutidos no Capítulo 5. O Capítulo 6 apresenta as principais conclusões.

1.2 Breve Histórico do Setor Sucroalcooleiro

A produção de açúcar a partir da cana, sendo a primeira atividade agrícola importante na história do Brasil, foi também a primeira atividade econômica a trazer equipamentos de maior tecnologia para o país no século XIX, ao substituir as rodas-d'água por máquinas a vapor (MORAES, 2005).

Sua história tem início com quase dois séculos de monopólio no comércio após o descobrimento, até a época do ouro brasileiro. Durante o século XVIII, porém, a produção foi superada por não haver modernização comparável à dos concorrentes internacionais.

Esta tendência começou a dar sinais de mudança após a Primeira Guerra Mundial, pois a destruição das indústrias européias levou a uma elevação considerável no preço do produto, trazendo novos investimentos. Com a crise de 29 e o risco de um excesso de produção, foi criado o Instituto do Açúcar e do Alcool e as usinas começaram a produzir também volumes consideráveis de etanol, não apenas para regular

a produção de açúcar, mas também para reduzir a dependência externa do petróleo. Após algum tempo, o álcool passou a ser apenas um subproduto.

Na década de 70, as altas do preço do petróleo levaram à criação do Pro-Álcool, em que muitos carros a gasolina foram substituídos por carros a álcool, havendo um grande aumento na produção deste combustível. Com o retorno do preço do petróleo a patamares competitivos, a produção voltou a reduzir-se. Além disso, o excesso de carros a álcool levou a uma crise de abastecimento, o que gerou uma situação de pouca confiabilidade no combustível para o consumidor na década de 90.

A desregulamentação do setor no final da década de 90 e a crise no abastecimento de eletricidade trouxeram para as usinas sucroalcooleiras a oportunidade de vender eletricidade à rede nacional.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fundamentação Teórica

Segundo Tsatsaronis (1993), a Termodinâmica Clássica fornece os conceitos de energia, trabalho, calor e entropia. A Segunda Lei complementa os balanços de energia, permitindo o cálculo do verdadeiro valor de um portador de energia, assim como das irreversibilidades nos processos.

Considerando-se para um escoamento as hipóteses de regime permanente, ausência de reações químicas de que as parcelas de energia potencial e cinética são desprezíveis, a equação do balanço de energia de um dado volume de controle toma a seguinte forma:

$$\sum (\dot{m}_s \cdot h_s) - \sum (\dot{m}_e \cdot h_e) = \dot{Q} - \dot{W} \quad (1)$$

em que $\dot{m}$ são as vazões mássicas nas fronteiras do volume de controle, h são os valores de entalpia específica do fluido nestas fronteiras, $\dot{Q}$ é a taxa líquida de calor trocado e $\dot{W}$ é a potência de eixo líquida, com os índices inferiores significando entrada ou saída.

Para estas mesmas hipóteses, a equação da entropia de um volume de controle é dada por:

$$\sum (\dot{m}_s \cdot s_s) - \sum (\dot{m}_e \cdot s_e) = \sum \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{S}_{\text{ger}} \quad (2)$$

em que s são os valores de entropia específica do fluido, $\dot{S}_{\text{ger}}$ é a taxa de entropia gerada e T são as temperaturas nas fronteiras em que ocorrem as respectivas trocas de calor. Multiplicando-se esta equação pela temperatura T_0 do meio envolvente e combinando-a com a Eq.(1), obtém-se a equação do balanço exergético:

$$\sum(\dot{m}_s \cdot h_s) - \sum(\dot{m}_e \cdot h_e) - T_0 \cdot (\sum(\dot{m}_s \cdot s_s) - \sum(\dot{m}_e \cdot s_e)) = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} - T_0 \cdot \dot{S}_{\text{ger}} \quad (3)$$

A exergia é definida como o máximo trabalho que poderia ser obtido de um portador de energia se ele fosse levado ao equilíbrio com o meio envolvente através de processos reversíveis. Com esta análise, não apenas se mede o verdadeiro valor termodinâmico dos portadores, como também proporciona uma melhor avaliação de seus valores econômicos.

Com isso, pode-se definir o valor da exergia de um fluido, assim como a da exergia associada às interações energéticas. Sendo h_0 , s_0 e T_0 as propriedades do portador de energia quando ele estiver em equilíbrio com o ambiente, introduzem-se os termos:

- Propriedade exergia específica: $b = h - h_0 - T_0 \cdot (s - s_0)$
- Exergia associada à transferência de calor: $\dot{B}_Q = \dot{Q} \cdot \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)$
- Exergia associada ao trabalho: $\dot{W}$ (trabalho é uma forma pura de exergia)
- Exergia destruída: $\dot{B}_{\text{dest}} = T_0 \cdot \dot{S}_{\text{ger}}$

Deste modo, a equação da exergia pode ser escrita como:

$$\sum(\dot{m}_s \cdot b_s) - \sum(\dot{m}_e \cdot b_e) = \dot{B}_Q - \dot{W} - \dot{B}_{\text{dest}} \quad (4)$$

Esta equação mostra que a diferença de exergia entre a entrada e a saída do volume de controle é composta pelas parcelas do fluxo líquido de exergia na fronteira e da exergia destruída, que está relacionada às irreversibilidades externas.

O balanço de exergia nos diversos componentes de um sistema é então uma ótima ferramenta para identificar as principais fontes de irreversibilidades.

Para o cálculo da temperatura de chama adiabática em uma combustão, com as hipóteses de regime permanente, energias potencial e cinética desprezíveis e processo isobárico e adiabático, tem-se:

$$H_R = H_P \quad (5)$$

Ou, seja, há igualdade entre a somatória das entalpias dos produtos e dos reagentes.

2.2 Ciclo Rankine

O ciclo Rankine opera predominantemente na região de saturação do fluido de trabalho (normalmente água), que circula conforme o esquema da Fig. 2.1.

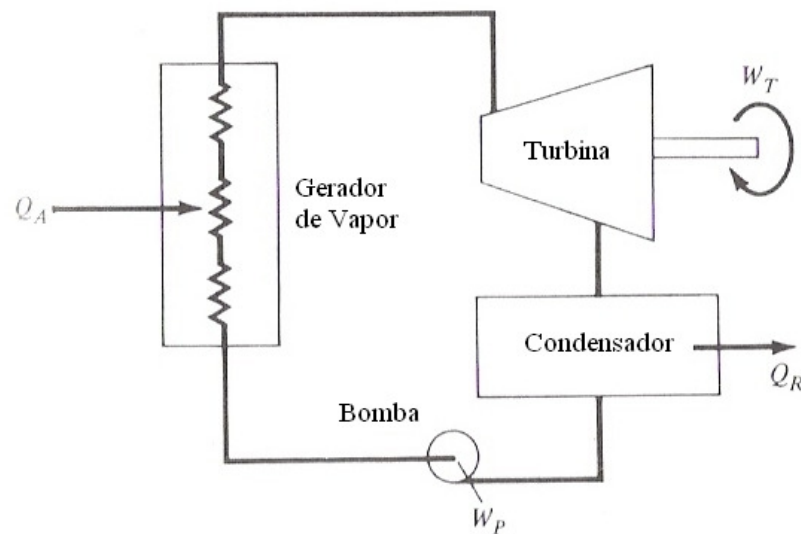


Figura 2.1 – Esquema de um ciclo Rankine (EL-WAKIL, 1984)

O ciclo ideal é composto pelos processos de bombeamento isentrópico (1-2), aquecimento isobárico na caldeira (2-3), expansão isentrópica na turbina (3-4) e troca

de calor isobárica no condensador (4-1). Sua representação num diagrama Temperatura vs. Entropia pode ser vista na Fig. 2.2.

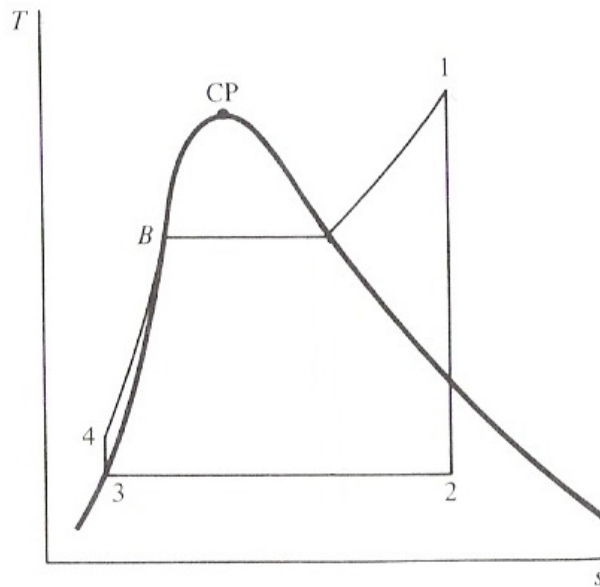


Figura 2.2 – Diagrama T-s de um ciclo Rankine (EL-WAKIL, 1984)

É evidente que maiores pressões alcançadas na saída da bomba levam a uma maior temperatura de saturação e, portanto, a um aumento na eficiência do ciclo. Mas há também algumas modificações que podem ser feitas visando uma melhoria no rendimento.

Em um ciclo com reaquecimento, mostrado na Fig. 2.3, consegue-se operar em uma temperatura média mais elevada, além de evitar que haja umidade elevada na turbina, evitando assim a corrosão das pás.

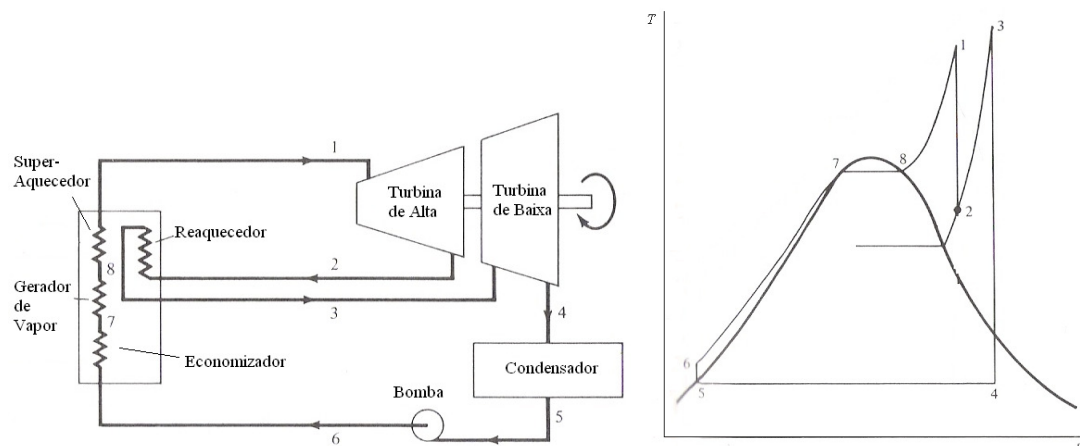


Figura 2.3 – Ciclo Rankine com Reaquecimento (EL-WAKIL, 1984)

Em um ciclo com regeneração, parte do vapor que passa nas turbinas é extraído para aquecer a água antes da entrada na caldeira, o que também aumenta a eficiência do ciclo. Um exemplo pode ser visto na Fig. 2.4.

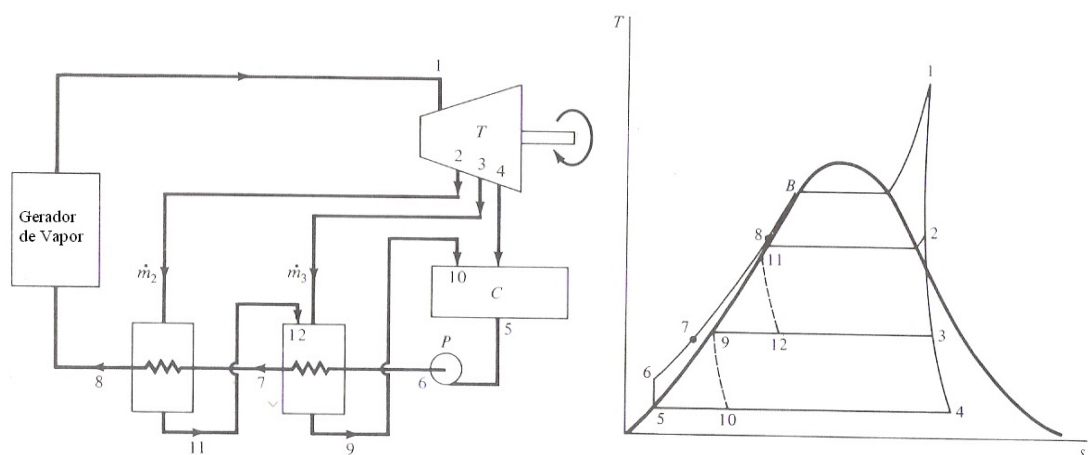


Figura 2.4 – Ciclo Rankine com regeneração (EL-WAKIL, 1984)

Evidentemente, também pode haver combinações entre as diferentes formas de melhorar a eficiência.

Utilizando o *software* EES, *Engineering Equation Solver* (KLEIN, 2007), foram feitas simulações de um mesmo ciclo Rankine adotando-se as modificações descritas

acima, para ilustração das influências de cada uma, mostradas na Tab. 2.1. As pressões intermediárias de reaquecimento ou regeneração estão otimizadas e a pressão no condensador é de 0,0343 bar.

Tabela 2.1 – Melhorias no rendimento do ciclo Rankine

SISTEMA	PRESSÃO (bar)	TEMPERATURA (°C)	RENDIMENTO (%)
Simples	88,2	535	36,5
Reaquecimento	88,2/12,5	535/550	38,1
Regeneração	88,2/6,7	535	39,1
Reaq. e Regeneração	88,2/20,3/6,7	535/550	40,3

Vê-se claramente que estas modificações causam melhorias significativas, lembrando que um aumento de apenas um ponto percentual no rendimento costuma trazer uma economia monetária considerável. Deve-se considerar que as pressões intermediárias de extração das turbinas foram otimizadas para estes casos.

2.3 Ciclo Rankine Supercrítico

Um caso especial do ciclo Rankine é o ciclo supercrítico, em que o vapor na entrada da turbina se encontra em pressão e temperatura acima dos valores no ponto crítico (221 bar e 374 °C para a água). Ao ser aquecida nesta faixa de pressões, não há distinção entre fase líquida e vapor, de modo que a temperatura não se estabelece em um patamar constante ao longo da etapa de fornecimento isobárico de calor, como pode ser visto na Fig. 2.5. Com isso, reduzem-se as diferenças de temperatura entre os gases de combustão e a água na caldeira, elevando-se o rendimento energético do ciclo.

A ausência de separação entre fases impede o uso da circulação da água num tambor, de modo que o fluido que sai do economizador é aquecido em um único passe até o superaquecedor.

Atualmente, as plantas de geração de eletricidade supercríticas têm alcançado valores de pressão da ordem de 290 a 300 bar, chegando a temperaturas de

superaquecimento de 600°C. Algumas pesquisas já prevêem a utilização de vapor de 700°C (BUGGE, 2006).

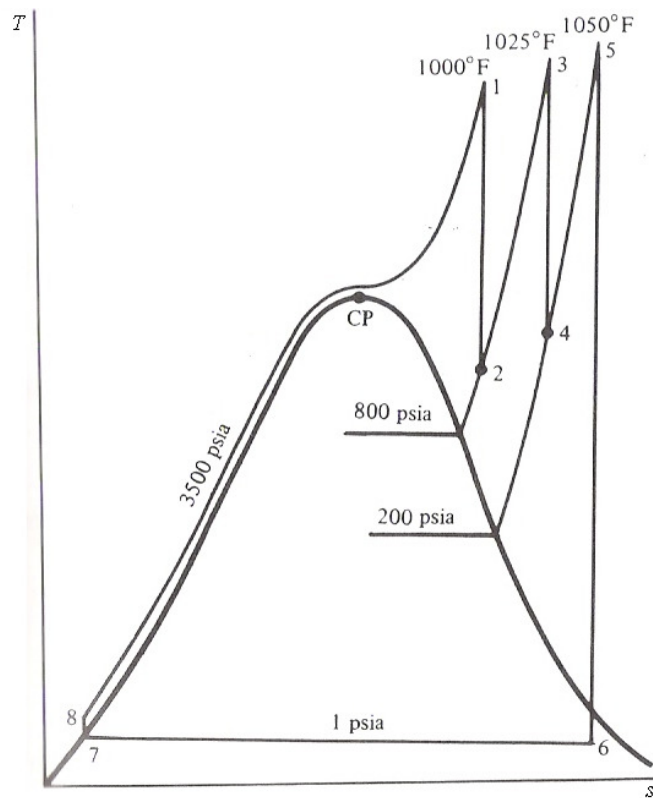


Figura 2.5 – Ciclo Rankine supercrítico (EL-WAKIL, 1984)

Nos ciclos supercríticos, sempre há reaquecimento, pois caso contrário haveria um teor muito elevado de água líquida na saída das turbinas. Embora normalmente a temperatura de reaquecimento seja maior que a de superaquecimento, pois a menor pressão permite o uso de tubos com paredes menos espessas (ver Fig. 2.5), para temperaturas da ordem de 600°C, o limite tecnológico para a caldeira passa depender pouco da pressão, e então todos os aquecimentos de vapor costumam alcançar a mesma temperatura (AVRUTSKII, 2005).

É comum que haja um segundo reaquecimento do vapor, porém este investimento só é compensado em situações em que é necessário para reduzir a umidade do vapor na saída da turbina, ou seja, onde há uma fonte de temperatura muito baixa

para operação do condensador (AVRUTSKII, 2005). No Brasil, em regiões de plantio de cana, a temperatura pode chegar frequentemente a 30°C, o que exige um condensador operando a 45°C (0,1 bar). Assim, neste projeto, foram estudadas apenas plantas com um reaquecimento.

2.3 Planta da Usina

A planta de uma usina de açúcar e álcool pode ser dividida em cinco principais subsistemas: sistema de extração, tratamento de caldo, produção de açúcar, produção de etanol e sistema de cogeração. Eles apresentam intensa troca de produtos e energia, como descrito abaixo.

Após o devido preparo da cana recebida (pesagem, lavagem, uniformização da massa, desfibrilação), a massa se encaminha para a **extração do caldo**, que pode ser executada por moagem ou difusão, ambos processos que consomem energia do sistema de cogeração, seja através de turbo-bombas, seja com motores elétricos alimentados pelos geradores da usina. Como saídas desta etapa, há o bagaço, rico em fibras, que será utilizado para produção de energia, e o caldo misto, rico em sacarose, do qual serão produzidos o açúcar e o álcool.

No Brasil, poucas usinas utilizam a difusão, de modo que apenas os sistemas de moagem serão estudados no projeto. A moenda é composta por alguns ternos, conjuntos de 3 ou 4 cilindros, que esmagam a massa. A maior parte do caldo é extraída já no primeiro caldo, sendo então necessário adicionar água à cana nos ternos seguintes, para diluir o caldo residual, facilitando a extração, num processo chamado de embebição.

O caldo misto segue para o **tratamento de caldo**, onde as impurezas serão retiradas, para obtenção do caldo clarificado. Após o peneiramento, em que são retirados os materiais em suspensão, o caldo passa por processos químicos e aquecimento, que entre outras coisas, formam precipitados compostos por impurezas, que deverão ser removidos por uma decantação. Este aquecimento consome energia do vapor vegetal gerado nos evaporadores do processo de produção de açúcar.

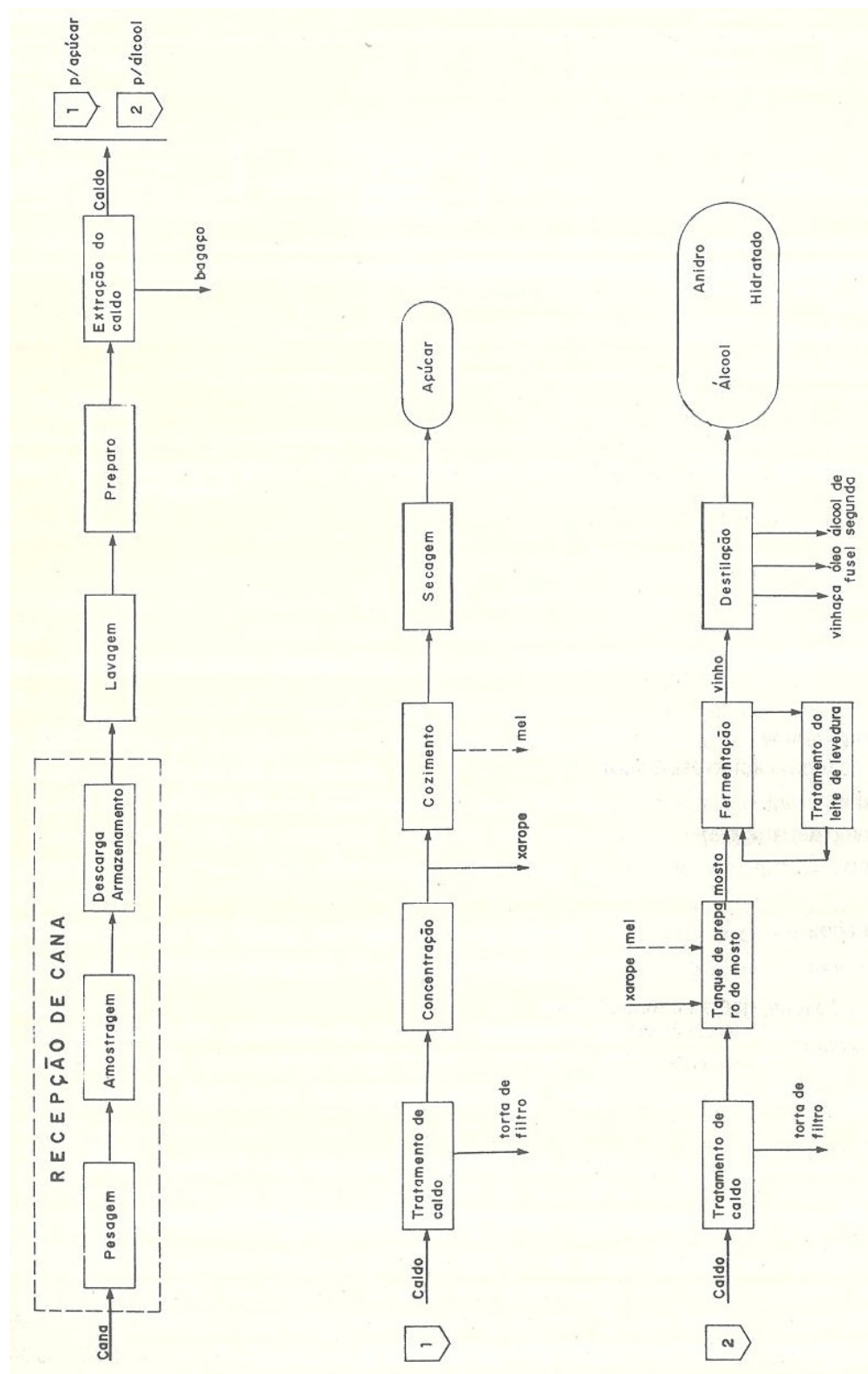


Figura 2.6 – Esquema da produção de açúcar e etanol (CAMARGO, 1990)

Enquanto o caldo clarificado segue para a produção de açúcar e álcool, o lodo decantado é filtrado, sendo que parte do caldo pode retornar aos tratamentos químicos, enquanto que a torta de filtro, rica em fosfatos e matéria orgânica, pode ser utilizada como fertilizante. Um esquema dos processos da usina está mostrado na Fig. 2.6.

O caldo encaminhado à **produção de açúcar** passa por dois processos principais. Primeiramente, a concentração da sacarose será concentrada num processo de **evaporação**, que consome vapor de escape das turbinas e tem como saídas um xarope com cerca de 60% de sacarose não cristalizada e o vapor vegetal, que é consumido pelas etapas de tratamento do caldo, destilaria e cozimento.

Como o xarope apresenta viscosidade muito elevada, não é possível continuar a concentração nos evaporadores, ele é transferido para a etapa de **cozimento**, que utiliza equipamentos chamados cozedores, que operam com vácuo. Eles consomem vapor vegetal e utilizam núcleos de sacarose para produzir a massa cozida. A massa passa então a um cristalizador, em que é resfriada e agitada.

Em seguida, uma centrífuga separa os cristais de sacarose do restante, que é chamado de melaço. Este ainda é encaminhado a um segundo conjunto de cozedor, cristalizador e centrífuga para se extrair o açúcar que fornece os núcleos de sacarose do primeiro. O açúcar extraído na primeira centrífuga é então lavado e secado para comercialização, enquanto que o melaço da segunda e parte do xarope são enviados para a produção do etanol.

O processo de **produção do etanol** também pode ser dividido em duas etapas. O caldo clarificado tem sua concentração acertada por melaço ou xarope, produzindo o mosto, que segue para a etapa de **fermentação**. Esta ocorre em tanques chamados dornas, em que as enzimas produzidas pelas leveduras transformam o açúcar em etanol, liberando gás carbônico. No Brasil, utiliza-se o processo de Melle-Boinot, em que o vinho resultante é separado em uma centrífuga, gerando o vinho delevedurado (90%) e o leite de levedura (10%). Com isso, se consegue tratar o leite de levedura com água e ácido sulfúrico para que o fermento retorne ao processo.

O vinho delevedurado, após passar pela dorna volante, segue para a etapa de **destilação**, em que o álcool é purificado em colunas de aço inox, separando-se a água

através da diferença de volatilidade entre ambos. O aquecimento é feito utilizando-se vapor de escape das turbinas ou vapor vegetal. Seus produtos principais são o álcool hidratado (96°GL) e o álcool anidro (99,7°GL), que utiliza ainda o benzeno para sua obtenção. Um subproduto importante da destilação é a vinhaça, rica em potássio, que pode ser utilizada como fertilizante.

Finalmente, o que mais interessa a esse projeto, tem-se o processo de geração de energia da usina. Atualmente, o bagaço com 50% por cento de umidade é secado e então queimado numa fornalha para fornecer calor num gerador de vapor. O valor típico de pressão na entrada das turbinas das usinas atuais é de 21 bar, tendo um vapor de 2,5 bar (absoluto) na saída. As turbinas podem ser turbo-bombas, que acionam os picadores, desfibriladores, ternos de moenda e bomba de alimentação das caldeiras, ou turbogeradores, que geram a eletricidade utilizada na usina. O vapor de escape é utilizado então nos processos da usina, principalmente na evaporação, como visto acima (definindo o processo como **cogeração**). O condensado não contaminado retorna então às caldeiras.

A Tab. 2.2 apresenta alguns valores importantes na análise energética para uma usina típica (tc=tonelada de cana).

Tabela 2.2 – Dados de uma usina típica

Cana-de-Açúcar Esmagada	20.000 tc / dia
Produção de Açúcar	1.850.900 kg / dia
Produção de Etanol	749 m ³ / dia
Bagaço Excedente	7,8 %
Eletricidade Fornecida à Rede	0 kWh / tc
Consumo de Vapor	541 kg / tc
Taxa de Destruição de Exergia	565 MW

Como citado anteriormente, a maior parte das usinas é auto-suficiente em energia, mas não produz eletricidade para a rede, o que poderia ser feito, como se vê pela grande quantidade de exergia que é destruída. Esta destruição é causada em grande parte pelas irreversibilidades externas associadas às grandes diferenças de temperatura nas trocas de calor características do ciclo Rankine.

Parte das perdas de exergia está situada no economizador, em que os gases de combustão quentes fornecem calor para aquecer a água da temperatura ambiente até a temperatura de saturação. As diferenças de temperatura também são acentuadas no tubulão, que opera em temperatura constante, definida pela pressão que se atinge com a bomba. Ainda, alguma quantia de exergia é perdida no superaquecedor.

Para reduzir essas perdas, o procedimento mais imediato é utilizar pressões mais elevadas, reduzindo aumentando a temperatura de saturação. Algumas poucas usinas atualmente trabalham com pressão entre 42 e 66 bar, sendo capazes de vender energia para a rede. Porém, um aproveitamento mais significativo do bagaço pode ser atingido com os sistemas avançados citados anteriormente.

Uma forma de se conseguir altos rendimentos energéticos é através do **ciclo combinado Brayton-Rankine**. Para isto, faz-se a **gaseificação do bagaço** da cana, processo em que o bagaço é aquecido em uma atmosfera sub-oxidante, liberando um gás rico em monóxido de carbono e hidrogênio. Este gás segue então para a turbina a gás, sendo seus produtos de combustão utilizados numa caldeira de recuperação do ciclo a vapor. Lembrando ainda que o vapor de saída da turbina do ciclo Rankine é utilizado em processos de produção da usina, conseguem-se altos fatores de utilização da energia (trabalho líquido e calor utilizado em processos divididos pelo calor fornecido pela combustão) com esta solução.

Este ciclo já foi abordado em um número razoável de trabalhos. Sua implementação é de maior complexidade e exigiria maiores custos capitais, pois utiliza um gaseificador, dois tipos de turbina e todo o sistema de integração de suas partes.

Uma solução de menor complexidade, ainda não explorada no Brasil, seria utilizar o **ciclo Rankine supercrítico**. Os custos iniciais deste sistema também são elevados, pois são necessários uma bomba que trabalhe com maiores pressões, materiais

que suportem maior temperatura e pressão e, principalmente, a substituição do tubulão de vapor por uma caldeira de passe único.

Esta solução teve alguns poucos estudos nos trabalhos anteriores, que indicaram a possibilidade de que ela seja equiparável ao ciclo combinado com gaseificação. Coube a este projeto estudá-la mais detalhadamente, otimizando-a e comparando as possíveis alternativas.

3. METODOLOGIA

3.1 Simulação da Planta

Nos ciclos estudados, são consideradas as hipóteses de regime permanente e de energias potencial e cinética desprezíveis. Assim, os sistemas propostos podem ser resolvidos pelo balanço de energia mostrado na Eq.(1) combinado com equações de conservação da massa. As equações de estado utilizadas são aquelas presentes no banco de dados do *software* EES (KLEIN, 2007).

Como exemplo para mostrar o procedimento de cálculo e as análises a serem realizadas, será utilizado o ciclo a vapor supercrítico com reaquecimento e regeneração mostrado na Fig. 3.1, que foi a primeira planta testada no trabalho.

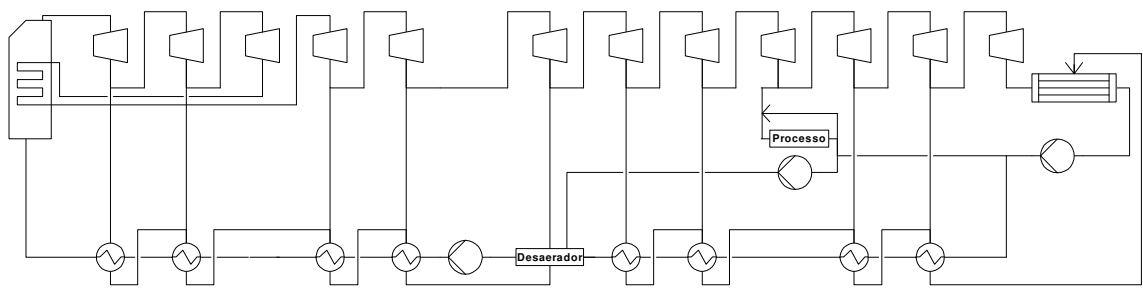


Figura 3.1 – Planta do sistema supercrítico.

Como se vê, o sistema é composto por uma caldeira, uma série de estágios de turbina com extrações intermediárias de vapor para regeneração, algumas bombas, um condensador, um desaerador e uma linha de extração para utilização do calor no processo, constituindo-se um sistema de cogeração (cada trapézio no desenho representa um estágio de turbina).

Embora a separação em vários estágios não seja a mais adequada para visualizar a configuração real dos equipamentos da planta (número de turbinas e suas extrações), ela facilita a compreensão dos fluxos do sistema, para execução dos balanços de massa, energia e exergia.

Além disso, esta planta está com uma grande quantidade de trocadores de calor regenerativos. Isto foi feito para que, partindo dela, fossem se retirando alguns e estabelecendo novas configurações. Uma planta mais próxima do caso real é mostrada no Cap. 4, sobre resultados da otimização.

Como a otimização dos processos da planta não faz parte do escopo deste texto, o evaporador que consome o vapor de processo é tratado simplesmente como um trocador de calor que demanda certa vazão de vapor em determinadas condições, que são definidas na literatura.

O vapor deve passar para a forma de líquido saturado no condensador, no fornecimento de calor para o processo e dos trocadores de calor regenerativos. As eficiências isoentrópicas dos estágios da turbina e das bombas foram estimadas com base na literatura.

Nos pré-aquecedores de água de alimentação, a temperatura da água na saída é definida pela temperatura de saturação do vapor que fornece o calor.

O desaerador é um equipamento com a principal função de expulsar os gases da atmosfera que vazam para dentro da tubulação de pressão abaixo da atmosférica. Seu funcionamento exige a utilização de vapor, que é também extraído das turbinas. Como nele ocorre uma mistura entre a água de alimentação e o vapor de alta pressão, ele também atua como regenerador, aumentando a eficiência da planta.

Outros dados sobre o sistema simulado podem ser vistos na Tab. 3.1. O poder calorífico é um valor típico para o bagaço-de-cana seco. O valor de 380 kg de vapor por tonelada de cana é típico de uma usina de açúcar e álcool com processo otimizado ou de uma destilaria autônoma. O consumo de energia elétrica da usina é principalmente para a moagem da cana, sendo também usado para controle, iluminação e outros equipamentos.

A partir do resultado da simulação, faz-se a análise exérgica dos equipamentos, aplicando-se a Eq.(4) nos diversos volumes de controle, em que se vê qual a magnitude da irreversibilidade de cada um. O resultado desta análise direciona a otimização do sistema, pois os equipamentos que produzem maiores irreversibilidades devem ser mais focados na busca de melhorias no sistema.

Tabela 3.1 – Dados do ciclo supercrítico simulado

Produção de cana da usina	20.000 tc / dia
Quantidade de bagaço extraído da cana	250 kg de bagaço / tc
Poder Calorífico Inferior do bagaço	15000 kJ / kg
Eficiência da caldeira	89 %
Vapor necessário ao processo	380 kg de vapor / tc
Pressão do vapor de processo	2,5 bar
Temperatura no processo	118 °C
Pressão na entrada da turbina de alta	290 bar
Temperatura na entrada da turbina de alta	600 °C
Temperatura de reaquecimento	600 °C
Pressão no condensador	0,1 bar
Potência elétrica consumida na usina	30 kWh / tc

Cabe lembrar que, apesar da combustão não ser simulada em conjunto com a planta, a análise exergetica da caldeira considera a ocorrência de reação química no volume de controle.

Para cada configuração da planta, pode-se calcular o fator de utilização de energia da planta, dado por:

$$fue = \frac{\dot{W}_{liq} + |\dot{Q}_{proc}|}{\dot{B}_{comb}} \quad (5)$$

em que $\dot{W}_{liq}$ é a potência líquida da planta de cogeração, $\dot{Q}_{proc}$ é o calor trocado na linha do processo e $\dot{B}_{comb}$ é a energia liberada pelo combustível, dada por $\dot{m}_{comb} \cdot PCI$.

Porém, é de maior importância para a análise o rendimento exergético da planta, em que se utilizam as grandezas exergéticas, que avaliam o verdadeiro valor termodinâmico dos insumos e produtos. Desta forma, seu valor é dado por:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{liq} + |\dot{B}_{proc}|}{\dot{B}_{comb}} \quad (6)$$

O cálculo das grandezas exergéticas é baseado em um estado morto de 25 °C e pressão de uma atmosfera (101,325 kPa)

Como o objetivo do aumento na eficiência é gerar um excedente de eletricidade para a rede, este valor também deve ser considerado na avaliação dos sistemas.

3.2 Modelagem da Combustão

A combustão que ocorre na caldeira também deve ser simulada para que se possa fazer a distribuição de custos na caldeira. Como este trabalho foi focado na otimização da planta, este tópico não foi completado, ficando proposto para um projeto futuro.

As entradas da modelagem são a composição do bagaço, a umidade, que pode ser reduzida por processo de secagem, e o excesso de ar que depende da qualidade da caldeira utilizada.

Um exemplo de composição em base seca do bagaço-de-cana é mostrado na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 – Composição típica do bagaço em base seca

Elemento	Composição (%)
C	48
H	6
O	44
Cinzas	2

O bagaço é constituído basicamente de fibras alguns sais que compõem as cinzas. Parte das cinzas é proveniente da terra que resta mesmo após a lavagem. O bagaço contém normalmente 50% de umidade, mas este valor pode ser reduzido até cerca de 15% através da secagem.

Para o cálculo do Poder Calorífico Inferior, é utilizada a fórmula de Mendeliev (CORTEZ, 1997):

$$PCI = 339C + 1030H - 109(O - S) - 24W$$

com os valores dados em base úmida e sendo W a umidade. Pode-se ver que, para a composição mostrada na Tab. 3.2 e com 50% de umidade, este valor será de cerca de 7630 kJ/kg.

Com isso, pode-se calcular a entalpia de formação do bagaço, o que permite obter a temperatura de chama adiabática utilizando-se a Eq.(5), assim como o calor fornecido ao vapor, quando se for calcular a caldeira completa.

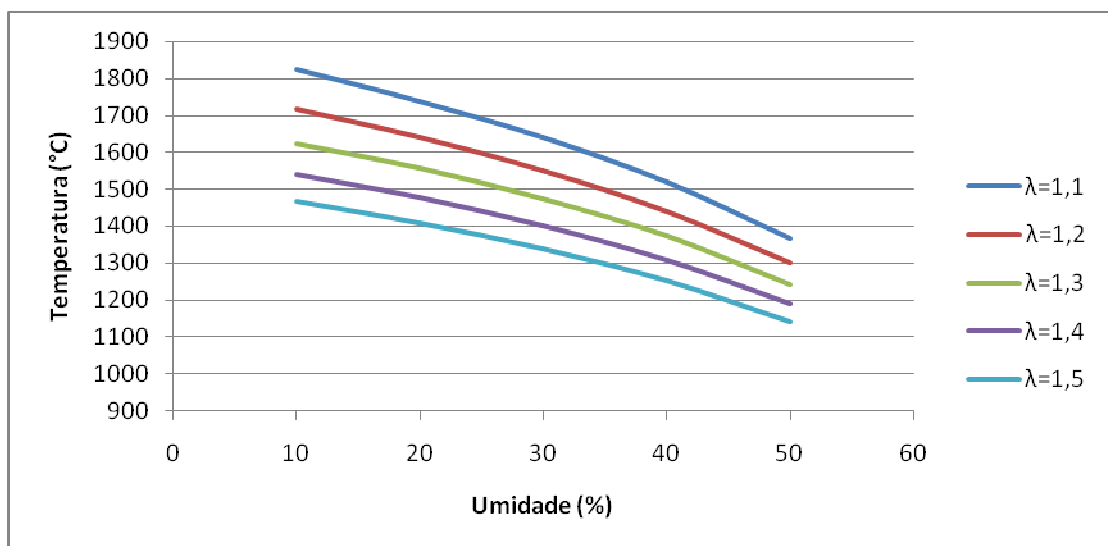


Figura 3.2 – Temperatura de chama adiabática em função da umidade do bagaço e do excesso de ar

O gráfico mostrado na Fig. 3.2 apresenta a variação da temperatura de chama adiabática com a umidade do bagaço e com o excesso de ar, representado pelo adimensional λ , que é a fração do ar utilizado dividido pelo ar estequiométrico da reação.

O ar considerado tem temperatura de 25°C, pressão de 1 atm e umidade relativa de 60%.

Como se vê no gráfico, a temperatura decresce com a umidade, pois há maior quantidade de água que não participa da combustão e está presente nos produtos, diluindo os gases de exaustão. Também se nota que a temperatura de chama adiabática decresce com o excesso de ar, pois de modo semelhante, há maior quantidade de gases nos produtos.

3.3 Otimização da Planta

A planta simulada no início do projeto possuía grande quantidade de extrações da turbina para regeneração, o que faz com que o sistema tenha alta eficiência. Porém, na prática, isto leva também a altos custos de investimento. Assim, a escolha sobre a adição de um trocador de calor regenerativo deve ser feita com base na ponderação entre seu custo e os ganhos por ele acarretados.

A primeira etapa deste processo é calcular as variações no rendimento da planta conforme sua configuração é alterada. Assim, retiram-se trocadores ou trocam-se suas posições, otimizando-se as pressões de extração para cada configuração, através do método de busca direta do *EES*.

O método de busca direta é uma série de buscas unidimensionais. A cada passo, são fixadas todas as variáveis, exceto uma, para a qual é procurado um máximo. Encontrado este valor, o processo é repetido para as outras variáveis e assim segue, em espiral, até atingir um máximo para todas (KLEIN, 2007).

A análise exergética dos trocadores identifica aqueles em que há maior destruição de exergia, que devem ser alterados ou retirados do sistema, orientando assim a otimização da configuração.

4. RESULTADOS

Um exemplo de sistema supercrítico otimizado apresenta os valores mostrados na Tab. 4.1.

Tabela 4.1 – Resultados da otimização do sistema supercrítico

Potência elétrica gerada	205,5 kWh / tc
Potência elétrica excedente	175,5 kWh / tc
Fator de utilização de energia	70,2 %
Rendimento exergético	41,8 %
Vazão mássica de vapor na caldeira	862 kg de vapor / tc

O resultado da análise exergética oferece a potência que é destruída por irreversibilidades em cada equipamento. A Tab. 4.2 apresenta seus principais valores.

Tabela 4.2 – Distribuição de irreversibilidades no sistema supercrítico

Total	321 kWh / tc
Caldeira	81,0 %
Turbinas	10,8 %
Condensador	1,4 %
Bombas	0,3 %
Trocadores regenerativos	2,0 %
Desaerador	3,1 %
Processo	1,3 %

Outra forma elucidativa de apresentar o balanço exergético é através de um gráfico de “pizza”, em que aparecem as parcelas de exergia útil e a exergia destruída em cada parte da planta, de modo que o total representa a exergia do combustível. Esta figura está mostrada na Fig. 4.1 para certa configuração otimizada.

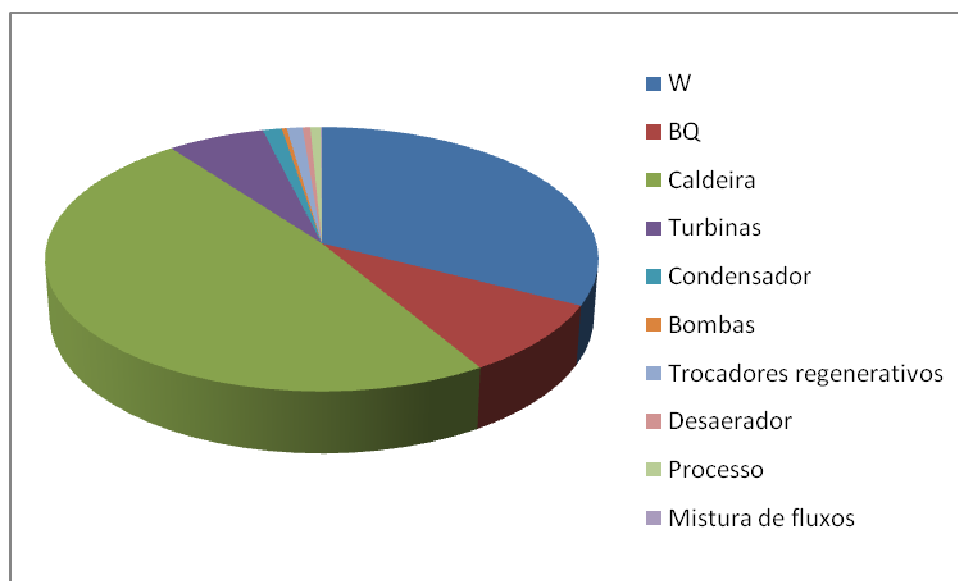


Figura 4.1 – Uso e destruição de exergia na planta

Neste gráfico, W é o trabalho produzido, BQ é a exergia associada ao calor do processo, para cada equipamento, é representada a exergia destruída. Muitas coisas podem ser imediatamente visualizadas nesta figura. O rendimento exergetico da planta é o conjunto das parcelas W e BQ. De modo semelhante, vê-se a razão, na saída do sistema, entre o trabalho e o calor fornecido. Finalmente, a distribuição de irreversibilidades, como a mostrada na Tab. 4.2, também é prontamente visualizada no gráfico.

No processo de otimizar a configuração da planta, tem sido verificadas as variações na potência líquida para cada configuração. Alguns exemplos, os de maior potência elétrica, são mostrados na Tab. 4.3, conforme a seguinte notação:

- Sempre há regeneradores na pressão de reaquecimento
- HARP significa “Heating Above Re-heat Pressure”, ou Aquecimento Acima da Pressão de Reaquecimento, e é uma característica importante na determinação do sistema; se houver, será apenas um trocador
- A configuração é indicada como (A/B/C)
- A é a quantidade de regeneradores entre a pressão de reaquecimento e a do desaerador

- B é a quantidade de regeneradores entre a pressão do desaerador e a do processo
- C é a quantidade de regeneradores entre a pressão do processo e a do condensador
- Estão fixadas apenas a pressão e a temperatura da saída da caldeira (290 bar, 600 °C) e do condensador (0,1 bar, 45°C), assim como a temperatura do reaquecimento (600°C).

Tabela 4.3 – Potência líquida de algumas configurações

Sem HARP	Potência (kW)	Com HARP	Potência (kW)
(2/2/1)	170.320	(2/2/1)	171.564
(2/2/0)	166.483	(2/2/0)	167.717
(2/1/0)	166.126	(2/1/0)	167.372

Deve-se lembrar que, apesar da retirada de alguns trocadores levar a uma pequena queda percentual na potência, o valor de potência perdido pode representar uma grande quantidade de dinheiro. Este projeto, porém não inclui uma avaliação econômica detalhada.

Um exemplo de planta otimizada é mostrada com mais detalhe na Fig. 4.2. Esta planta segue a configuração (2/2/1) com HARP. As linhas em vermelho representam fluxos de vapor e aquelas em azul representam fluxos de água líquida. Os dados dos fluxos principais são mostrados na Tab. 4.4, sendo que fluxos com o mesmo número possuem a mesma pressão. A temperatura da água de alimentação na saída de cada regenerador é próxima da temperatura de saturação do vapor que o alimenta.

O diagrama T-s relativo a esta mesma planta é mostrado na figura 4.3, onde estão indicadas as pressões da caldeira (290 bar), de reaquecimento (89,1 bar) de processo (2,5 bar) e de condensação (0,1 bar).

Tabela 4.4 – Fluxos relativos à Fig. 4.2

Fluxo	Vazão (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1	199,5	290,0	600,0
1a	199,5	290,0	332,3
2	18,0	130,8	471,3
3	23,4	89,1	416,1
3a	158,1	89,1	600,0
4	10,4	44,7	498,3
5	8,3	23,0	410,4
6	6,3	10,2	316,1
7	2,1	5,3	255,6
8	5,6	3,5	197,6
9a	84,3	2,5	193,8
9b	88,0	2,5	127,4
10	0,0006	0,2	59,8
11	41,2	0,1	45,8
11a	48,9	0,1	45,8
12	45,2	10,2	152
12a	3,7	10,2	45,9
12b	88,0	10,2	127,6

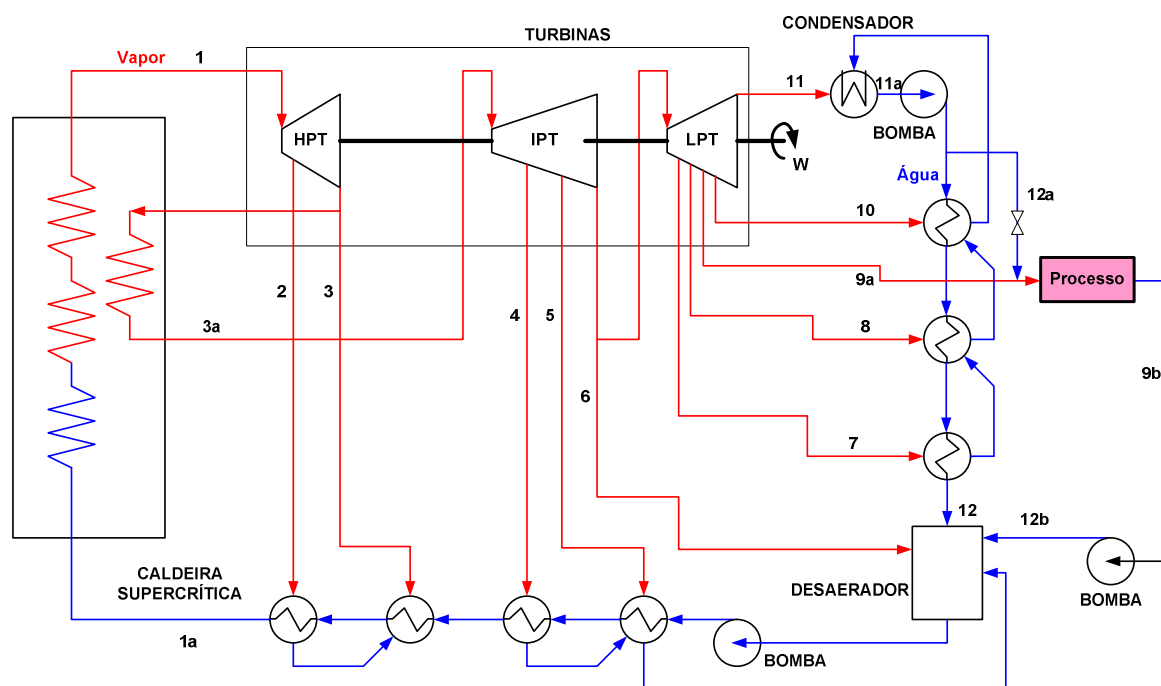


Figura 4.2 – Planta na configuração (2/2/1) com HARP
(modificado de PELLEGRINI, 2007)

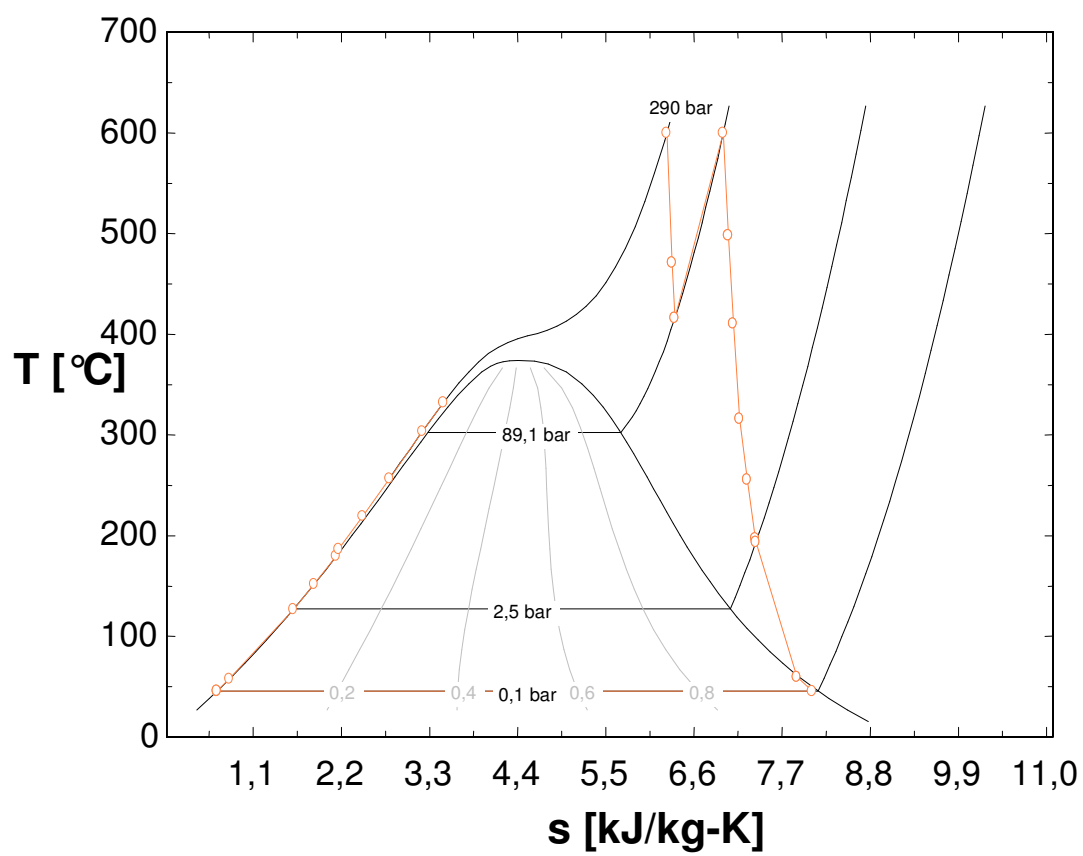


Figura 4.3 – Diagrama T-s da planta mostrada na Fig. 4.2

5. DISCUSSÃO

Como se vê na Tab. 4.2, grande parte das irreversibilidades está localizada na caldeira. Isto se deve, em grande parte, à reação química que ocorre neste volume de controle, que é um processo altamente irreversível. Quanto a este efeito, não há muito que se possa fazer, dentro dos limites desta aplicação.

Porém, parte considerável desta irreversibilidade está associada à grande diferença entre a temperatura dos gases de combustão e a temperatura média do vapor. A própria caldeira supercrítica já é uma forma de reduzir estas perdas. Mas a pressão de rea aquecimento também é um valor que pode ser otimizado através deste valor.

O uso de trocadores regenerativos é uma forma de minimizar as irreversibilidades na caldeira, pois faz com que a água entre nela com temperatura elevada. Porém, isto cria novas irreversibilidades, devido às trocas de calor nos regeneradores. A otimização da planta é uma forma de balancear estes ganhos e perdas.

Em seguida, as turbinas são as maiores geradoras de irreversibilidades, devido a dois fatores principais: atrito do escoamento e o vazamento de vapor através do espaço entre a extremidade das pás e a parede. Sobre este segundo fator, é interessante notar uma limitação da aplicação do sistema supercrítico. Como o vapor terá menor volume específico em pressões supercríticas, as turbinas também terão diâmetro menor que o usual, para uma dada vazão. Com menor diâmetro, este espaço fica proporcionalmente maior. Disso se conclui que, para plantas de baixa potência (e, portanto, baixa vazão), este vazamento pode ser muito excessivo e inviabilizar a planta (AVRUTSKII, 2005).

No caso das bombas, o valor é pequeno em função da baixa potência utilizada nestes equipamentos.

A Tab. 4.3 mostra que ocorrem quedas significativas de potência com a retirada de alguns trocadores regenerativos, de modo que estas decisões devem ser feitas cuidadosamente. Por exemplo, a utilização do HARP aumenta cerca de 1 MW na potência gerada.

Alguns valores calculados estão distantes daqueles encontrados na literatura, o que pode significar apenas uma diferença de condições ótimas entre este e outros

estudos, mas também pode ser que haja uma limitação tecnológica que precisa ser melhor estudada. Como exemplo, tem-se a pressão do desaerador, que varia entre 7 bar e 11 bar, e a pressão de reaquecimento, cujo valor ótimo varia entre 80 bar e 90 bar, sendo que na literatura são encontrados valores de 40 bar.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho foi feita revisão histórica da indústria da cana e uma descrição sucinta da planta da usina. Após revisão dos fundamentos para análise comparativa dos sistemas de potência, foi apresentado um estudo da aplicação de sistemas supercríticos de vapor na planta de cogeração das usinas sucroalcooleiras. Os resultados da simulação indicaram uma eficiência exergética significativamente maior do que a das usinas atuais, mostrando a possibilidade de se tornar viável o investimento em geração de eletricidade para a rede.

O sistema supercrítico não é viável em usinas com produção menor do que 20.000 toneladas de cana por dia, devido ao problema das turbinas de pequeno diâmetro. Naquelas em que ele puder ser aplicado, a eficiência exergética irá variar dos atuais 21% para mais de 40%, gerando uma grande eletricidade excedente, da ordem de 175 kWh por tonelada de cana.

A planta a ser utilizada deve ser composta por sete trocadores regenerativos a partir da pressão de reaquecimento, no esquema (2/2/1). A decisão de adicionar um oitavo regenerador em pressão acima daquela de reaquecimento cabe a cada usina, caso considere que o custo adicional compense um ganho de 1MW.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AVRAM, P; STARK, T "Integration of ethanol production with a sugar factory producing maximum cogeneration", International Sugar Journal, Vol. 106, No.1263, pp.126-137, 2004.
- AVRUTSKII, GD et al "Development of engineering solutions for creation of turbine plant for power unit with supercritical steam parameters", Power Technology and Engineering, Vol. 39, No. 6, pp. 342-346, 2005
- BALASTIERI, J A.P., "Cogeração" Editora da UFSC, Florianópolis, 2002.
- BRASIL, Ministério de Minas e Energia "Balanço Energético Nacional 2007", MME/EPE, Rio de Janeiro, 2007
- BUGGE, J; KJÆR, S; BLUM, R "High-efficiency coal-fired power plants development and perspectives", Energy, Vol. 31, pp. 1437-1445, 2006.
- CAMARGO, CA (coord.) "Conservação de Energia na Indústria do Açúcar e do Alcool", IPT, São Paulo, 1990.
- CAMARGO, MMF "Projeto de Plantas de Utilidades para Usinas de Açúcar e Alcool Utilizando Ciclo Supercrítico", Trabalho de Formatura, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2004.
- CORTEZ, LAB; LORA ES (coord.) "Tecnologias de Conversão Energética da Biomassa", Série Sistemas Energéticos II, EDUA, Manaus, 1997.
- EL-WAKIL, MM "Powerplant Technology", McGraw-Hill Book Co, Cingapura, 1984.

FERNANDES, AC "Cálculos na Agroindústria da Cana-de-açúcar", Editora EME / Sociedade dos Técnicos Açucareiros e Alcooleiros do Brasil, Piracicaba, 2003.

KLEIN, SA Engineering Equation Solver, Academic Professional V7.942-3D, 2007, 1 CD-ROM

MORAES, JCTB (org.) "500 Anos de Engenharia no Brasil", Edusp, São Paulo, 2005.

PELLEGRINI, LF; BURBANO, JC; OLIVEIRA JUNIOR, S "Exergy analysis of advanced cogeneration plants for sugarcane mills: supercritical steam cycles and biomass integrated gasification combined cycles", Proceedings of COBEM, 19th International Congress of Mechanical Engineering, Brasília, 2007.

PELLEGRINI, LF "Estudo da Cogeração em Ciclos Combinados com Gaseificação de Bagaço de Cana-de-Açúcar", Trabalho de Formatura, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2003.