

**MAURÍCIO MONTE FERRAZ DE CAMARGO**

15

**PROJETO DE PLANTAS DE UTILIDADES PARA USINAS DE  
AÇÚCAR E ÁLCOOL UTILIZANDO CICLO SUPERCRÍTICO**

Trabalho de conclusão do curso de  
graduação do Departamento de Engenharia  
Mecânica da Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo



São Paulo

2004

**MAURÍCIO MONTE FERRAZ DE CAMARGO**

**PROJETO DE PLANTAS DE UTILIDADES PARA USINAS DE  
AÇÚCAR E ÁLCOOL UTILIZANDO CICLO SUPERCRÍTICO**

Trabalho de conclusão do curso de graduação do  
Departamento de Engenharia Mecânica da Escola  
Politécnica da Universidade de São Paulo

Orientador: Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior

São Paulo

2004

## **RESUMO**

A geração de energia elétrica a partir de vapor gerado em ciclos Rankine supercríticos vem se tornando cada vez mais comum. Trata-se de um ciclo com maior rendimento que os ciclos Rankine convencionais por operar com uma temperatura de saída de vapor maior. Este tipo de ciclo vem sendo empregado com sucesso em usinas termelétricas e nucleares, onde o consumo de combustível ficou reduzido para uma mesma quantidade de energia disponibilizada. No Brasil, existe uma grande oferta de combustível nas usinas de cana-de-açúcar já que o rejeito gerado (bagaço de cana) pode ser aproveitado termicamente através de sua queima em caldeiras para gerar vapor e energia elétrica.

Portanto, existe um campo de atuação futuro na geração de energia elétrica a partir do bagaço de cana e uma possibilidade atraente é a utilização de ciclos Rankine supercríticos.

## **ABSTRACT**

The electric power generation using steam from supercritical Rankine cycles is becoming a common used practice. It's a cycle with higher performance than conventional Rankine cycles due to its higher exhaust steam temperature. This kind of cycle is being successfully used in thermoelectric and nuclear power plants, where fuel consumption was reduced for the same amount of energy generated. In Brazil, there is a great quantity of fuel available inside the alcohol and sugar plants because the bagasse generated can be used to generate steam and electricity by burning it in boilers.

Therefore, there is a large future field to apply energy generation from bagasse and an attractive possibility is the use of supercritical Rankine cycles.

## SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO.....	1
CAPÍTULO 2 - INDÚSTRIA SUCROALCOOLEIRA .....	4
2.1    BAGAÇO DE CANA .....	7
CAPÍTULO 3 - CICLO SUPERCRÍTICO.....	10
3.1    PONTO CRÍTICO .....	10
3.2    CICLO RANKINE SUPERCRÍTICO.....	11
3.2.1 <i>Caldeira</i> .....	14
3.2.2 <i>Fornalha</i> .....	19
3.2.3 <i>Turbinas</i> .....	22
3.2.4 <i>Bomba de Alimentação</i> .....	24
CAPÍTULO 4 - CONFIGURAÇÃO DA PLANTA.....	26
4.1    FORNALHA E CALDEIRA .....	26
4.1.1 <i>Alimentação</i> .....	26
4.1.2 <i>Paredes D'água</i> .....	28
4.1.3 <i>Secagem do Bagaço</i> .....	28
4.1.4 <i>Combustão</i> .....	32
4.1.5 <i>Caldeira</i> .....	34
4.2    TURBO-GERADOR .....	35
4.2.1 <i>Configurações de TV</i> .....	37
4.2.2 <i>Simulações</i> .....	39
4.3    BOMBA DE ALIMENTAÇÃO .....	42
4.4    CICLO COMPLETO .....	42
4.5    PREVENÇÃO DE FALHAS .....	44
CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES.....	48
CAPÍTULO 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	49
ANEXO 1 – RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES .....	51
ANEXO 2 – CÓDIGOS FONTE DOS PROGRAMAS DE SIMULAÇÃO .....	58

## LISTA DE SÍMBOLOS

PCS	Poder Calorífico Superior
PCI	Poder Calorífico Inferior
m	Massa
h	Entalpia
$h_{lv}$	Entalpia de Evaporação
T	Temperatura
P	Pressão
v	Volume Específico
$\epsilon$	Teor de Cinzas
Q	Quantidade de Calor Transferida
W	Potência
$\eta$	Rendimento
n	Número de tubos
d	Diâmetro
$B_S$	Largura do painel de tubos (fornalha)
$G_T$	Taxa de Evaporação
$G_{cr}$	Fluxo Mássico Crítico
$\omega$	Umidade Absoluta
$\dot{m}$	Fluxo Mássico
TV	Turbina a Vapor
s	Entropia

## **LISTA DE FIGURAS**

FIGURA 1 – OFERTA INTERNA DE ENERGIA .....	1
FIGURA 2 - TAXAS MÉDIAS DE CRESCIMENTO ANUAL .....	2
FIGURA 3 - POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ELÉTRICA ATRAVÉS DO APROVEITAMENTO DA CANA (GWh/ANO) .....	5
FIGURA 4 - FLUXOGRAMA SIMPLIFICADO DE UMA USINA .....	5
FIGURA 5 – DISTRIBUIÇÃO DA UTILIZAÇÃO DE VAPOR DE UMA USINA .....	6
FIGURA 6 - ESQUEMA DO CICLO RANKINE .....	11
FIGURA 7 - DIAGRAMA T h PARA A USINA SUPERCRÍTICA DE 1300 MW .....	13
FIGURA 8- COMPARAÇÃO ENTRE CALDEIRA DE TAMBOR E DE PASSE ÚNICO .....	15
FIGURA 9 - ESQUEMA DE CALDEIRA "ONCE-THROUGH" .....	18
FIGURA 10 - TIPOS DE FORNALHAS COM PAREDES D'ÁGUA: VERTICAL E ESPIRAL .....	20
FIGURA 11 – CORTE DE TUBO PARA O TRECHO ESPIRAL DAS PAREDES D'ÁGUA .....	21
FIGURA 12 - TURBINA GE COM DOIS REAQUECIMENTOS.....	23
FIGURA 13 - BOMBA DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS PARA ALIMENTAÇÃO DA CALDEIRA ...	24
FIGURA 14 - POSICIONAMENTO DA ALIMENTAÇÃO DA FORNALHA E DETALHE DO QUEIMADOR.....	27
FIGURA 15 - ESQUEMA DE UM SECADOR FLASH COM GASES DE COMBUSTÃO .....	29
FIGURA 16 - ARRANJO DE UMA TV DE CONTRAPRESSÃO COM 2 REAQUECIMENTOS... 37	
FIGURA 17 - ARRANJO DE UMA TV DE EXTRAÇÃO-CONDENSAÇÃO COM 2 REAQUECIMENTOS.....	38
FIGURA 18 - ESQUEMA DO CICLO COMPLETO COM EXTRAÇÃO-CONDENSAÇÃO .....	43

## **LISTA DE TABELAS**

TABELA 1 - CONSUMOS ESPECÍFICOS DE VAPOR .....	7
TABELA 2 - COMPOSIÇÃO QUÍMICA DO BAGAÇO .....	8
TABELA 3 - DADOS DE PONTOS CRÍTICOS DE ALGUMAS SUBSTÂNCIAS PURAS .....	11
TABELA 4 - COMPARAÇÃO ENTRE PLANTAS TERMELÉTRICAS .....	14
TABELA 5- DADOS DE ALGUMAS USINAS SUPERCRÍTICAS.....	17
TABELA 6 - VALORES TÍPICOS DE PROJETO DE FLUXO MÁSSICO E PERDA DE CARGA ...	22
TABELA 7 - GRANULOMETRIA DO BAGAÇO DE CANA .....	27
TABELA 8 - RESULTADOS DA SECAGEM NO LADO DO PRODUTO.....	31
TABELA 9 - COMPOSIÇÃO DOS GASES DE ESCAPE DA CALDEIRA .....	31
TABELA 10 - CARACTERÍSTICAS DOS GASES DE ESCAPE DO SECADOR .....	32
TABELA 11 - COMPOSIÇÃO DO BAGAÇO ADOTADA PARA OS CÁLCULOS .....	33
TABELA 12 - RESULTADOS DA COMBUSTÃO DO BAGAÇO .....	34
TABELA 13 - RESULTADOS DO BALANÇO NA CALDEIRA .....	35
TABELA 14 - RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA A TURBINA DE CONTRAPRESSÃO	40
TABELA 15 - RESULTADOS DAS SIMULAÇÕES PARA A TURBINA DE CONTRAPRESSÃO	41
TABELA 16 - RESULTADOS COMPARATIVOS DAS SIMULAÇÕES DO CICLO COMPLETO ..	43
TABELA 17 - OCORRÊNCIA DE FALHAS EM CALDEIRAS .....	44

## CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

A energia elétrica no Brasil é gerada, quase que em sua totalidade, a partir de usinas hidrelétricas. Unidades de geração de energia elétrica operando a partir de outras fontes de energia tais como termoelétricas, nucleares e eólicas, representam apenas cerca de 10% do total de energia elétrica no Brasil. Quanto à utilização de combustíveis para geração de energia (não necessariamente elétrica), a Oferta Interna de Energia brasileira (OIE) encontra-se diversificada. O gráfico a seguir a OIE brasileira em 2002. Pode-se notar que os combustíveis fósseis ainda contribuem com mais de 50% de toda energia gerada, enquanto que fontes renováveis representam cerca de 40% (BEN, 2002).

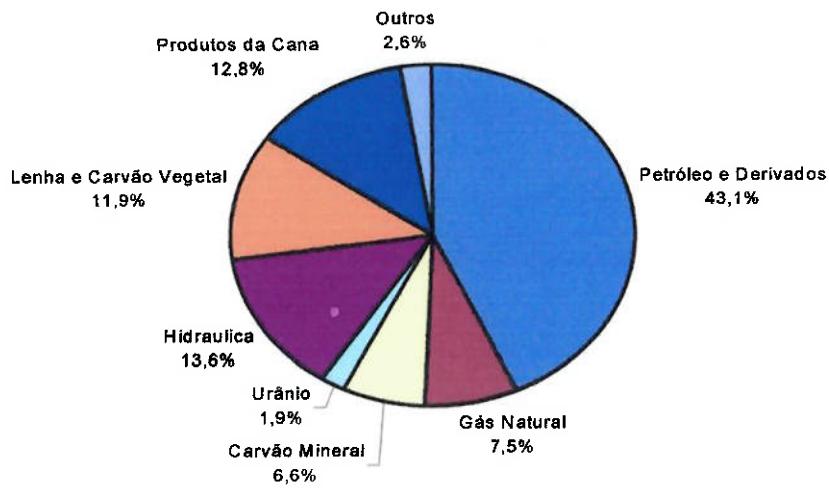


Figura 1 – Oferta Interna de Energia (BEN, 2002)

Apesar de ser considerada uma fonte de “energia limpa”, a instalação de usinas hidrelétricas origina um grande impacto ambiental na região, pois é necessária uma grande área alagada para a represa. Além disso, este tipo de instalação requer um investimento muito elevado, um tempo muito grande para sua construção e está sujeita a variações na vazão dos rios que alimentam a represa devido a períodos de seca. Este último tem se tornado o principal motivo para racionamentos de energia nos últimos anos, aliado à falta de investimentos no aumento da capacidade.

O crescimento da economia sempre esteve atrelado à capacidade energética de um país. Isto pode ser mostrado a partir da análise da figura abaixo onde é possível notar que nos períodos de baixo índice de crescimento econômico, o crescimento da Oferta Interna de Energia (OIE) foi igualmente baixo. Nota-se que entre 1997 e 2002, o crescimento econômico e energético foi muito pequeno no Brasil.

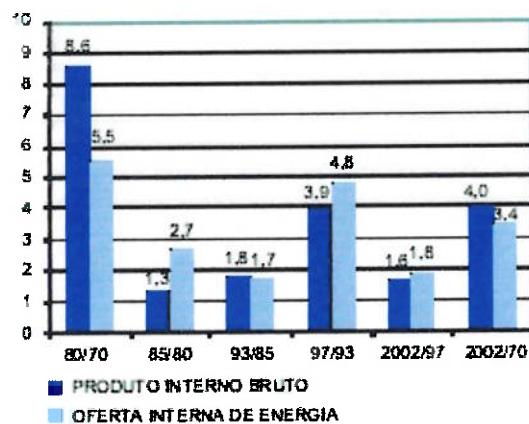


Figura 2 - Taxas Médias de Crescimento Anual (BEN, 2002)

Por estes motivos, a geração de energia a partir de “fontes alternativas” tem ganhado grande espaço nas discussões sobre desenvolvimento do país. Recentemente, foi criada uma empresa do governo (EPE – Empresa de Pesquisas Energéticas) voltada à pesquisa e análise do setor energético, onde um dos objetivos é verificar o potencial de aproveitamento de fontes renováveis.

Dentre as fontes de energia renováveis está a Biomassa. Biomassa é toda matéria orgânica (de origem animal ou vegetal) que pode ser utilizada na produção de energia. Compreende diferentes materiais como lenha, detritos orgânicos, bagaço de cana, etc. Uma das principais vantagens da biomassa é que, embora de eficiência reduzida, seu aproveitamento pode ser feito diretamente, através da combustão em fornos, caldeiras, etc. Para aumentar a eficiência do processo e reduzir impactos socioambientais, tem-se desenvolvido e aperfeiçoadas tecnologias de conversão eficiente, como a gaseificação e a pirólise.

Assim, a utilização do bagaço de cana-de-açúcar, resíduo gerado no processo de fabricação de açúcar e álcool, para geração de energia elétrica torna-se uma opção atrativa para diversificação do setor energético nacional.

## CAPÍTULO 2 - INDÚSTRIA SUCROALCOOLEIRA

A indústria sucroalcooleira no Brasil movimenta cerca de R\$ 36 bilhões por ano, contabilizando faturamentos diretos e indiretos. Estes dados fazem do Brasil o maior produtor mundial de cana e açúcar. Além disso, o país tem se tornado um grande exportador devido ao crescente interesse externo pelo álcool combustível. No ano de 2004 o Brasil deve obter cerca de US\$ 2,5 bilhões em divisas com as exportações de 13,5 milhões de toneladas de açúcar e 690 milhões de litros de álcool.

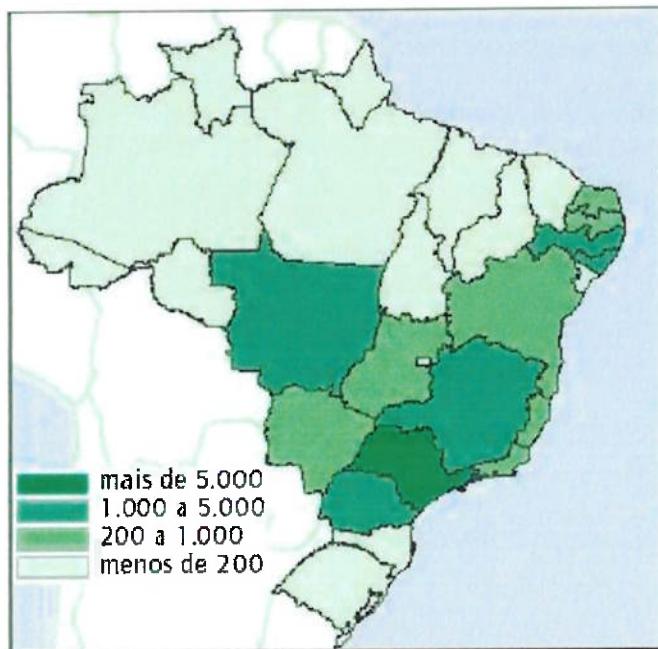
A produção total de álcool no Brasil em 2002 foi de 216,9 mil barris por dia sendo que o consumo de álcool é de 206,0 mil barris por dia. Este equilíbrio entre produção e consumo foi atingido em 2001 após uma redução nos estoques de álcool nos anos de 1999 e 2000, onde eram produzidos 197,6 bbl/dia e consumidos 199,6 bbl/dia. É possível constatar que a produção vem aumentando constantemente (9,8% em relação a 2001 e 7,2% de 2001 em relação a 2000) (BEN, 2002).

O rendimento da transformação da cana-de-açúcar em álcool encontra-se atualmente em 84,2 L de álcool por tonelada de cana e da transformação de melaço em álcool em 331,6 L de álcool por tonelada de melaço, sendo que são revertidas em energia por volta de 87 milhões de toneladas de bagaço por ano (BEN, 2002). Deste total de bagaço gerado, o equivalente a 5 milhões de toneladas é transformado em eletricidade.

Os dados previstos para a safra 2003/2004 indicam a moagem de 340 milhões de toneladas de cana, gerando 24 milhões de toneladas de açúcar e 14 bilhões de litros de álcool. Atualmente, estão em operação 302 indústrias, sendo 218 na região Centro-Sul e 84 na região Norte-Nordeste.

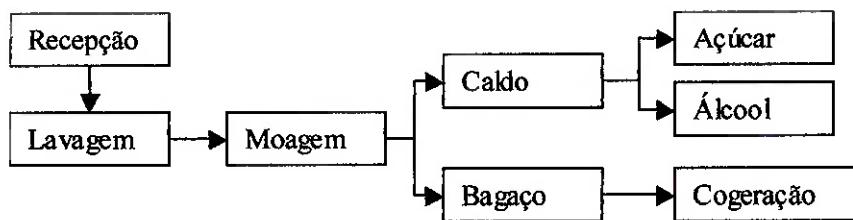
Ainda que os números de produção sejam impressionantes, a quantidade de energia gerada pelo bagaço de cana ainda é muito pequena se comparada a outras fontes de energia. O potencial de geração de energia elétrica no estado de São Paulo por exemplo é de mais de 5000 GWh por ano, como ilustra o mapa a seguir. Nota-se que

as regiões que poderiam ser mais beneficiadas com um maior aproveitamento do bagaço são a sudeste e parte da região nordeste.



**Figura 3 - Potencial de Geração de Energia Elétrica através do aproveitamento da cana (GWh/ano) (ANEEL 2002)**

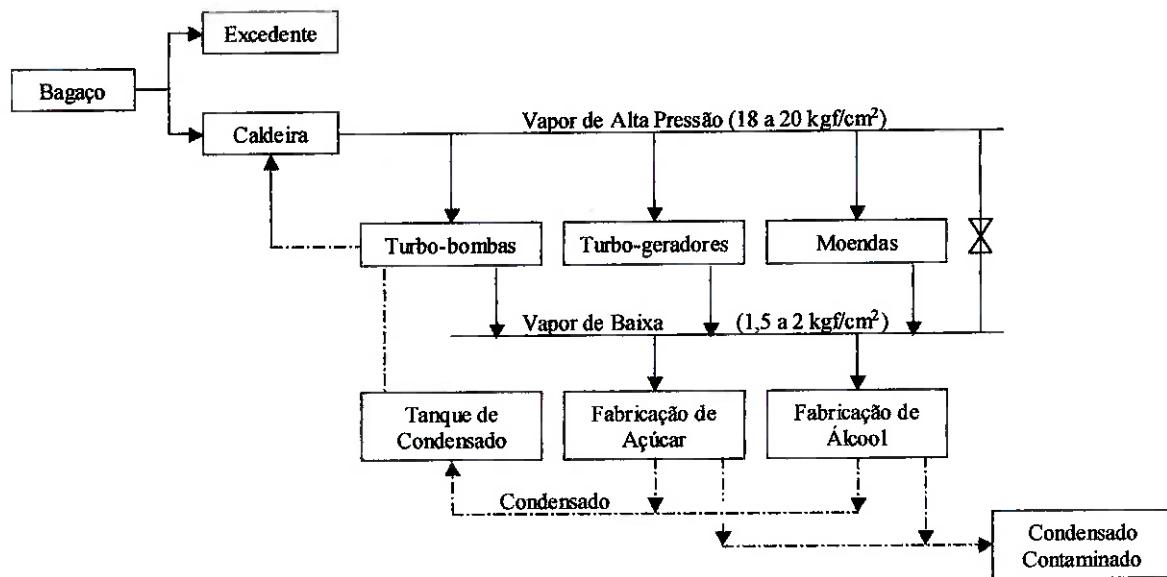
Para ilustrar melhor o ciclo do bagaço, deve ser mostrado, ainda que resumidamente, como funciona o processo de obtenção de açúcar e álcool em uma usina. A seguir está ilustrado um fluxograma simplificado que mostra as principais etapas de produção.



**Figura 4 - Fluxograma Simplificado de uma Usina (Camargo, 1990)**

Muitas das etapas mostradas acima utilizam vapor em parte da produção, seja para movimentação, ou seja, para acionamentos mecânicos ou para processos tais como aquecedores, evaporadores, colunas, etc.

Pode-se notar a partir do fluxograma mostrado a seguir os diferentes níveis de utilização de vapor no processo produtivo.



**Figura 5 – Distribuição da utilização de vapor de uma Usina (Camargo, 1990)**

A temperatura do vapor gerado nas usinas varia de 260 °C a 300 °C, podendo em alguns casos superar esta faixa (Pellegrini, 2003). Nota-se que existem dois níveis de vapor onde o nível de alta pressão é expandido em turbinas resultando em vapor de baixa pressão que será utilizado para processos como a destilação do álcool. A seguir será mostrada uma tabela com a demanda específica de vapor para fabricar o açúcar e o álcool. Nesta tabela estão contabilizados o vapor gasto em processo e o equivalente para os acionamentos mecânicos de turbo-bombas, moendas, etc.

**Tabela 1 - Consumos específicos de vapor (Camargo, 1990)**

	<b>Açúcar</b> <b>kg<sub>vapor</sub>/kg<sub>açúcar</sub></b>	<b>Álcool</b> <b>kg<sub>vapor</sub>/L<sub>álcool</sub></b>
Alta Pressão	4,38	6,31
Baixa Pressão	7,28	6,21

## 2.1 BAGAÇO DE CANA

O bagaço é o rejeito produzido no processo de moagem da cana-de-açúcar após a extração do caldo. O bagaço pode ser aproveitado de diversas maneiras, tais como seu aproveitamento energético como combustível em caldeiras da própria usina, gaseificado para posterior aproveitamento, como matéria-prima industrial para a produção de papel e celulose ou ainda como ração animal ou fertilizante.

A massa específica do bagaço torna-o muito volumoso e existe uma dificuldade em seu armazenamento. O açúcar residual presente em sua composição, ainda que em pequenas quantidades, pode gerar o risco da ocorrência de uma combustão espontânea já que durante o armazenamento pode existir uma fermentação exotérmica. Neste caso, pode-se optar pelo enfardamento, pela peletização (formação de pellets), pela briquetagem ou ainda pelo empilhamento em formas adequadas como a piramidal.

Na queima do bagaço, o principal fator a ser levado em conta é sua elevada umidade, que influí diretamente em seu poder calorífico inferior (PCI) limitando seu valor bem como na temperatura de combustão, já que para valores próximos a 50% de umidade, a temperatura de ignição varia entre 500 e 600 °C enquanto que valores de umidade próximos a 40% correspondem a temperaturas de ignição da ordem de 300 a 400 °C (Camargo, 1990).

O bagaço é uma biomassa fibrosa e apesar da grande diversidade de equipamentos de moagem existente no mercado, a composição do bagaço varia muito pouco. Os valores de umidade geralmente estão entre 45% e 50%. Além da água, o bagaço é constituído basicamente de (Camargo, 1990):

- Celulose - 50 a 60 %
- Hemicelulose - 20 a 25 %
- Lignina - 20 a 25 %

A composição química do bagaço difere um pouco de acordo com cada autor e está mostrada na tabela abaixo:

**Tabela 2 - Composição química do bagaço - porcentagem em massa base seca (Hugot 1977)**

Autor		N. Deer	Tromp	Kelly
<b>Carbono</b>	C	46,5	44	48,2
<b>Hidrogênio</b>	H	6,5	6	6,1
<b>Oxigênio</b>	O	46	48	43,1
<b>Cinzas</b>	e	1	2	2,7

Outra propriedade importante para a combustão é o poder calorífico (PC). Trata-se da quantidade de calor que a combustão de 1 kg de combustível pode fornecer. Pode ser representado de duas formas: o Poder Calorífico Superior (PCS) ou o Poder Calorífico Inferior (PCI). O PCI leva em conta a água contida no combustível e pode ser calculado a partir do PCS da seguinte forma:

$$PCS = PCI + m_{H_2O} \cdot h_{lv(25^\circ C)}$$

Como a umidade será variável nos cálculos, será adotado o PCS cujo valor é 18,56 MJ/kg.

Na prática, esta umidade pode ser reduzida através de processos de secagem onde alguma carga térmica originada na própria usina é utilizada. Geralmente são utilizados os gases provenientes da combustão (chaminé). Entre os possíveis sistemas, pode-se destacar:

- Secadores rotativos
- Secadores “Flash”

Com o uso destes secadores, pode-se chegar a valores de umidade próximos a 10%, porém o mais comum é utilizar 60 % dos gases de chaminé que têm temperatura aproximada de 300 °C (parte dos outros 40 % é utilizada nos pré-aquecedores de ar de combustão) para valores de umidade final do bagaço de 35 a 40 %. Neste caso, já é possível queimar o bagaço em suspensão nas fornalhas, o que diminui a necessidade do uso de grelhas basculantes.

## CAPÍTULO 3 - CICLO SUPERCRÍTICO

A grande maioria das plantas de geração termelétrica opera a partir de um Ciclo Rankine onde a energia necessária para transformar a água da fase líquida para vapor é geralmente proveniente da queima de combustíveis fósseis, sendo que o principal é o carvão mineral, ou a partir de reatores nucleares. Existem ainda plantas que operam com ciclos combinados onde o mais comum é utilizar um Ciclo Brayton (turbina a gás) em série com um Ciclo Rankine.

Uma evolução relativamente recente do Ciclo Rankine vem sido promovida em algumas usinas da Europa, Estados Unidos e mais recentemente na Ásia, que operam com um Ciclo Rankine Supercrítico, ou seja, utilizando a água com uma pressão e temperatura acima do ponto crítico.

### **3.1 Ponto Crítico**

O ponto crítico de uma substância pura é definido como sendo o estado da substância onde não é possível observar uma distinção de fases, ou seja, não há o equilíbrio líquido-vapor. As propriedades neste ponto recebem a seguinte denominação:

$T_{cr}$  – Temperatura Crítica

$P_{cr}$  – Pressão Crítica

$v_{cr}$  – volume específico crítico

Um fluido é dito supercrítico quando sua condição está acima da pressão e temperatura críticas. Neste estado, o fluido adquire propriedades intermediárias entre líquido e vapor, ou seja, possui uma elevada difusividade, o que é uma característica dos gases, e uma alta massa específica, característica de líquidos.

A seguir, são mostradas as propriedades do ponto crítico para algumas substâncias:

Tabela 3 - Dados de Pontos Críticos de algumas Substâncias Puras (Van Wylen et al, 1998)

	Temperatura Crítica (°C)	Pressão Crítica (MPa)	Volume Crítico (m³/kg)
Água	374,14	22,09	0,003155
Dióxido de Carbono	31,05	7,39	0,002143
Oxigênio	-118,35	5,08	0,002438
Hidrogênio	-239,85	1,30	0,032192

### 3.2 Ciclo Rankine Supercrítico

O ciclo de potência de Rankine é utilizado principalmente para aproveitar a energia transferida à água através de seu aquecimento e transformação em vapor. Compreende quatro equipamentos básicos, como mostrado na figura a seguir.

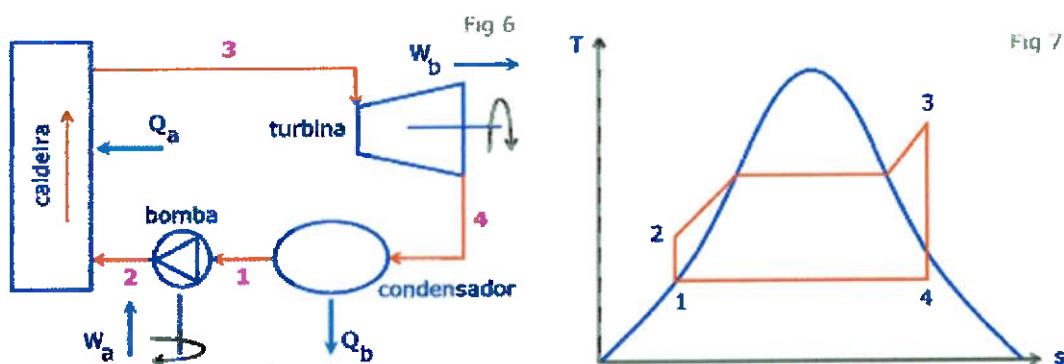


Figura 6 - Esquema do Ciclo Rankine (MYSPACE 2004)

Os quatro processos envolvidos são:

**1 – 2:** Compressão isentrópica na bomba

**2 – 3:** Troca de calor isobárica no gerador de vapor

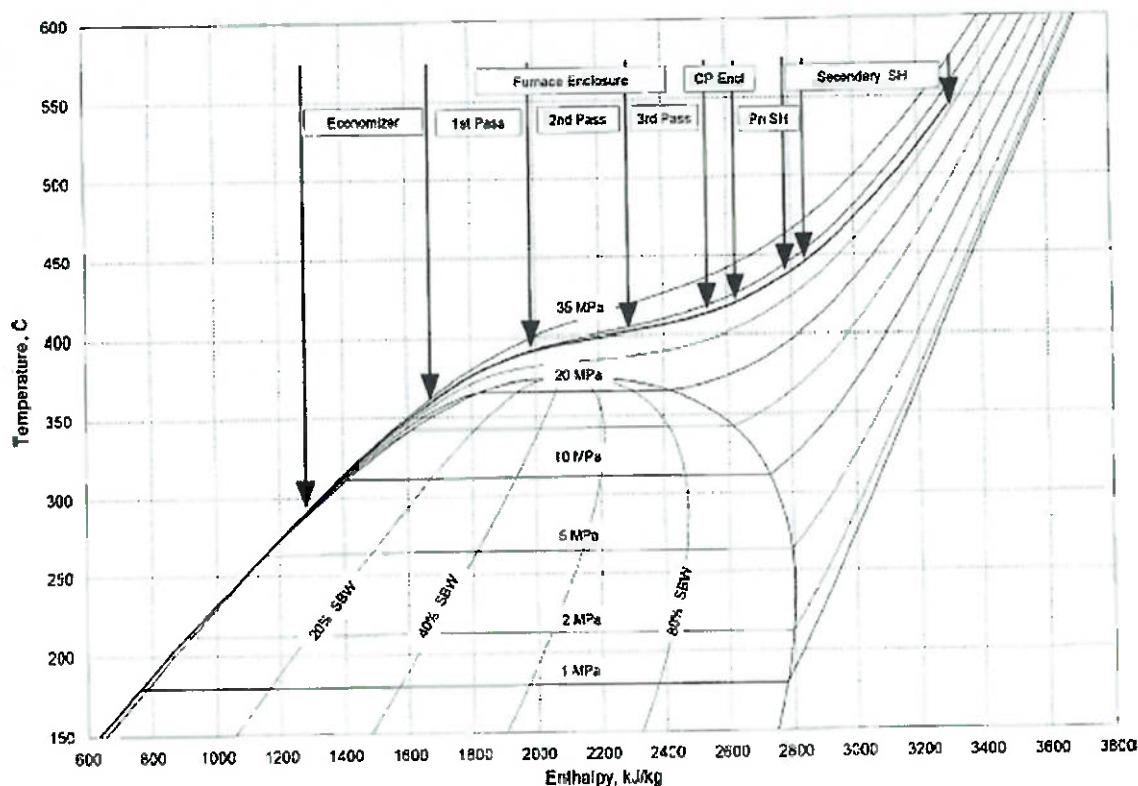
**3 – 4:** Expansão isentrópica na turbina

**4 – 1:** Troca de calor isobárica no condensador

O ciclo supercrítico é similar ao mostrado acima, com a particularidade de gerar o vapor na caldeira no estado supercrítico. Deve-se observar que algumas adaptações devem ser feitas, sendo que a principal delas é o fato da obrigatoriedade de pelo menos um reaquecimento.

As dimensões dos equipamentos passam a ser maiores, principalmente das bombas que precisam elevar a pressão de entrada da água na caldeira de aproximadamente 270 bar.

No diagrama Temperatura x Entalpia apresentado a seguir, pode-se notar a evolução da temperatura da água através dos estágios da caldeira (economizador, superaquecedor, etc.). Este diagrama representa somente o processo na caldeira e ilustra um caso real de uma usina dos EUA (Babcock & Wilcox, 1998).



**Figura 7 - Diagrama T-h para a usina supercrítica de 1300 MW Zimmer nos EUA**

No caso de reatores nucleares, existem vantagens como uma menor quantidade de tubos para resfriamento (apenas dois tubos são suficientes) e o tamanho reduzido da planta, uma vez que a entalpia específica gerada pela água em estado supercrítico é elevada (Oka, 2001).

A tabela a seguir mostra uma comparação entre as características de um reator nuclear subcrítico, um reator nuclear supercrítico e uma planta termelétrica a carvão de porte similar. É possível notar a diferença de rendimento entre a unidade subcrítica e as unidades supercríticas.

**Tabela 4 - Comparação entre plantas termelétricas (Oka, 2001)**

	Reator Nuclear Subcrítico	Planta Supercrítica a Carvão	Reator Nuclear Supercrítico
Energia Elétrica Gerada (MW)	1150	1000	1700
Eficiência Térmica (%)	34.4	41.8	44.0
Pressão (MPa)	15.5	24.1	25
Temperaturas de entrada/saída (°C)	289/325	289/538	280/508

### 3.2.1 Caldeira

As caldeiras que operam em condições supercríticas são relativamente recentes, datando da década de 1950. Devido às características da água no estado supercrítico, existem algumas dificuldades no projeto dos geradores de vapor:

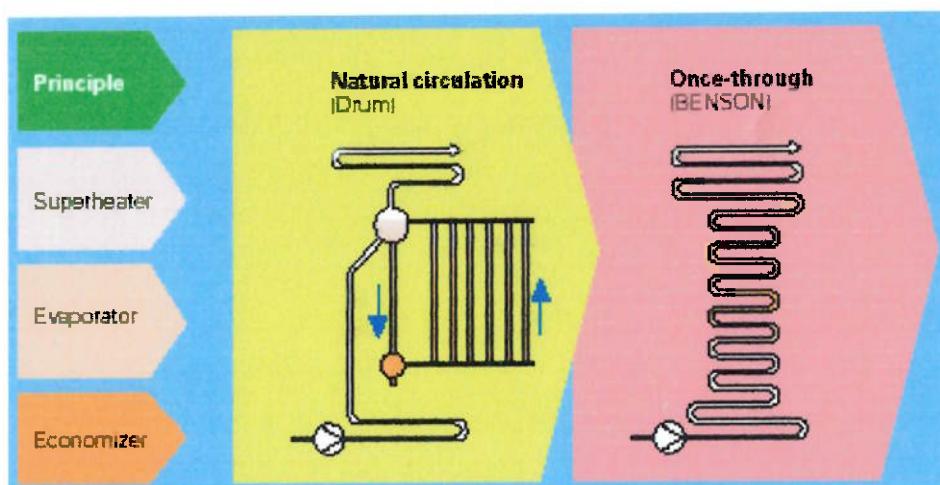
- Impossibilidade de utilização de uma caldeira de circulação natural
- Não há separação entre líquido/vapor no tambor, portanto não é possível utilizar uma caldeira de circulação forçada (recirculação).

Sabendo disso, foi aplicada na construção dessas caldeiras a tecnologia de circulação positiva forçada, denominada caldeira de passe único *ou “once-through boiler”*. Este tipo de construção é derivado da caldeira *Benson*, fabricada em 1923, que compreendia um único tubo por onde a água era aquecida e era convertida em vapor superaquecido, sem apresentar um tambor. Esta tecnologia tem se provado confiável

e tem sido muito aplicada na indústria tanto em caldeiras sub-críticas quanto supercríticas, totalizando mais de 1.000 caldeiras construídas (McManus et al, 2003).

O princípio das caldeiras de passe único é, transformar toda a água fornecida pela bomba de alimentação em vapor superaquecido através do economizador, evaporador e superaquecedor em uma só passagem, como mostra a seguir. As vantagens deste modelo em relação às caldeiras de tambor são:

- Opera em condições supercríticas ou subcríticas
- Alta eficiência (mesmo em carga parcial)
- Menor emissão de poluentes
- Baixo tempo de partida



**Figura 8- Comparação entre caldeira de tambor e caldeira de passe único (SIEMENS, 2001)**

Este tipo de caldeira é ideal para plantas que necessitam de paradas periódicas pois suas características de sistema transitório permitem uma operação segura em qualquer carga. Ao contrário de caldeiras de circulação natural e circulação forçada, a pressão é muito sensível à carga da caldeira porque a capacidade de transferir calor

do fluido nos tubos de pequenos diâmetros é muito baixa. Porém, um sistema de controle preciso e eficaz é essencial.

Os pontos chave em projetos de caldeiras supercríticas podem ser resumidos em:

- Evitar instabilidades no escoamento
- Necessidade de um sistema de controle preciso
- Sistemas de partida e parada simplificados
- Observar a escolha de materiais para atender as necessidades de temperatura e pressão

Quando operando em cargas parciais, a pressão do vapor está diretamente ligada à carga de operação e é definida pela turbina. Neste caso, a válvula de entrada da turbina deve permanecer 100% aberta. Em operações a plena carga (ou próximas) a válvula de entrada da turbina realiza o controle da vazão, o que gera uma irreversibilidade no sistema. Vale ressaltar que a caldeira só passará a operar efetivamente com o princípio “*once through*” quando o vapor atingir a condição superaquecida na saída, ou seja, em cargas parciais onde o vapor na saída é saturado deve existir um separador de vapor e a água retirada pode ser recirculada por uma bomba (a caldeira passa a operar com recirculação forçada) e voltar para a alimentação. As regiões de operação podem ser divididas em:

- 77% a 100% de carga – Operação em ciclo supercrítico, não há mudança de fase.
- 25% a 77% de carga – O vapor na saída é superaquecido e há mudança de fase na parede d’água da fornalha.
- < 25% de carga – Valor mínimo para operação segura sob o princípio “*once through*”. Abaixo deste valor a caldeira deve operar com circulação forçada. A água de recirculação deve ser controlada por uma válvula e um tanque. O vapor na saída da caldeira é saturado.

Em condições de regimes transitórios de paradas e partidas, o sistema de controle deve regular corretamente:

- recirculação
- by-pass no superaquecedor
- by-pass na turbina (estágios de alta e baixa pressão)
- Alimentação de água e combustível

Normalmente, em casos onde a caldeira fica parada por um período em torno de 11h, ela irá atingir novamente a plena carga em aproximadamente 100 min.

A seguir será mostrada uma tabela ilustrando as características de algumas plantas termelétricas supercríticas em funcionamento.

**Tabela 5- Dados de algumas usinas supercríticas com caldeiras Babcock & Wilcox (B &W, 1998)**

Usina	Capacidade (MW)	Pressão (MPa)	Temperatura Saída/Reaq.(°C)	Início de Operação
Cincinnati Power	1300	26,5	543 / 538	1990
Indiana &Michigan Power	1300	26,5	543 / 538	1989
Appalachian Power	1300	26,5	543 / 538	1980
Ohio Power	650	26,6	541 / 541	1977

Abaixo encontra-se uma figura esquemática de uma caldeira Benson supercrítica. Pode-se notar a ausência de tambores e a seqüência de produção de vapor em passo-único.

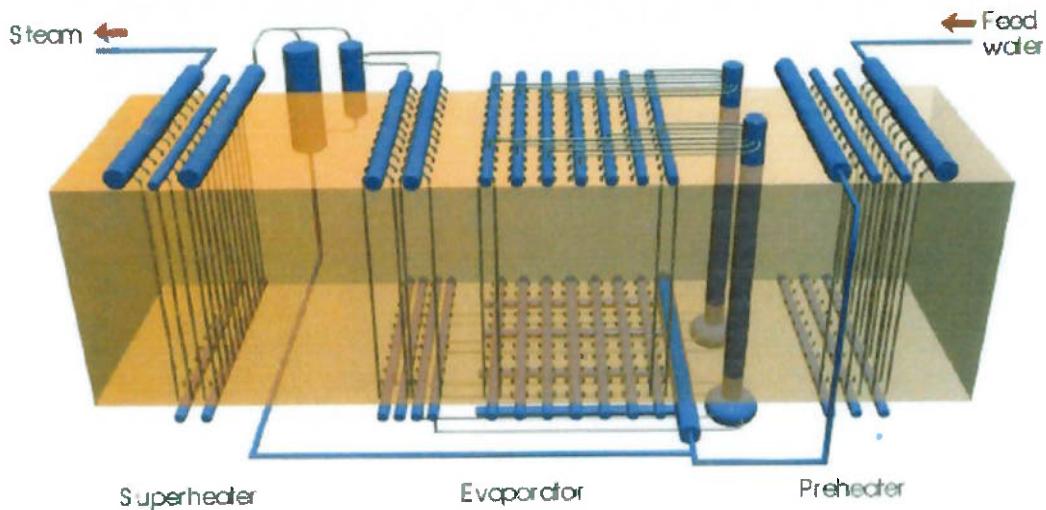


Figura 9 - Esquema de caldeira "once-through" (McManus et al, 2003)

Quanto aos materiais da caldeira, usualmente utilizam-se aços Cromo-Molibdênio (ASTM A213 T24 p. ex) para a confecção dos tubos da parede d'água, materiais austeníticos com alto índice de cromo para o superaquecedor e materiais ferríticos ou austeníticos para as tubulações de vapor superaquecido.

Pesquisas realizadas com novas ligas metálicas identificaram aços ferríticos capazes de atingir temperaturas de vapor de até 620 °C e ligas de Níquel capazes de atingir temperaturas de 700 °C a 38,5 MPa.

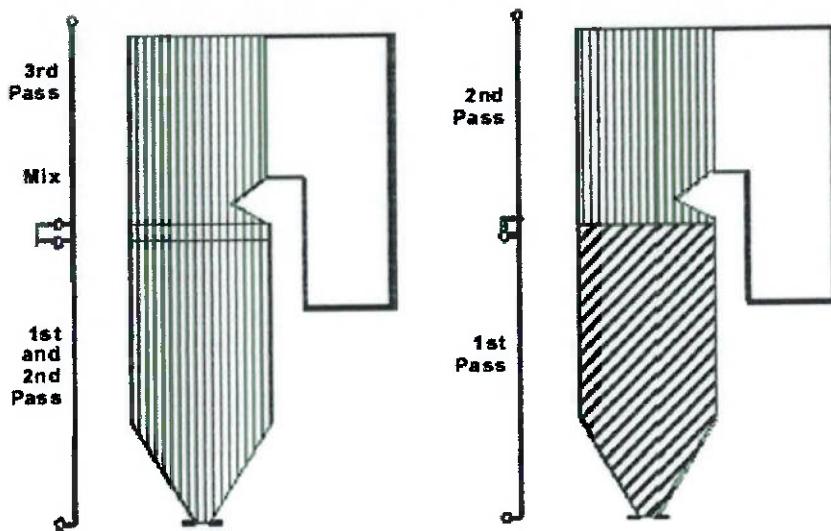
### 3.2.2 Fornalha

A fornalha de uma caldeira supercrítica representa um ponto chave no projeto do sistema. A câmara de combustão pode ser determinada conforme os métodos tradicionais de cálculos, porém um cuidado deve ser tomado no projeto das paredes d'água. As condições fundamentais para um projeto são:

- Deve existir um fluxo mássico suficiente para manter a temperatura na parede dos tubos abaixo do limite permitido pelo material em qualquer condição de carga da caldeira
- O fluxo deve ser uniformemente distribuído nos tubos paralelos
- Fluxo estável sem oscilações
- Operação segura em qualquer carga parcial
- Perda de carga nos tubos deve ser mantida em valores apropriados

Dentre estes aspectos uma atenção especial deve ser tomada no que se refere ao fluxo mássico, uma vez que esta pode ser a principal causa de acidentes.

Nas primeiras caldeiras de passe único o tipo de fornalha adotada era a vertical com parede d'água com os tubos na vertical. Recentemente, foi desenvolvido outro tipo de fornalha: parede d'água com tubos espirais, ou seja, na parte inferior da fornalha, o sentido do fluxo da água se dá para cima devido à diferença de massa específica da água e esta vai circundando a fornalha. Estes dois tipos de fornalha estão ilustrados na figura abaixo.



**Figura 10 - Tipos de Fornalhas com Paredes d'água: Vertical e Espiral**

Este tipo de arranjo em espiral possibilita uma distribuição uniforme da temperatura do fluido ao longo do escoamento, já que não irão existir pontos concentrados exclusivamente próximos aos queimadores. A ligação com os tubos superiores (paralelos) normalmente é feita através de conectores em forma de “Y”, ou seja, um tubo em espiral da origem a dois tubos na seção paralela. Neste caso, como o número de tubos na seção inferior é menor, um fluxo mássico suficiente pode ser obtido na parte em espiral, garantindo segurança à operação.

O arranjo dos tubos é determinado da seguinte forma:

$$\frac{G_T}{G_{CR}} = \frac{\pi}{4} d_i^2 n \quad (1)$$

Neste caso, substitui-se  $G_T/G_{CR}$  na equação abaixo para obter a largura do painel de tubos na seção inclinada  $B_S$ .

$$B_S = c_1 \frac{4}{\pi} \frac{G_T}{G_{CR}} \frac{1}{d_i} \quad (2)$$

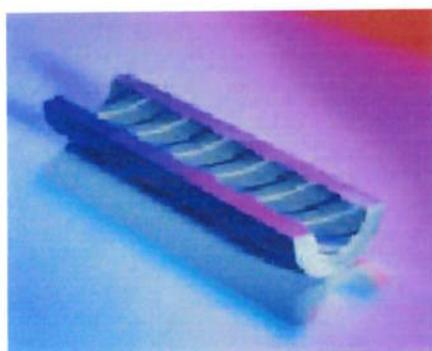
Onde  $c_1$  é uma constante.

Finalmente, para obter a largura da seção paralela (B) usa-se a relação:

$$\operatorname{sen}(\theta) = \frac{B_s}{B} \quad (3)$$

A inclinação dos tubos ( $\theta$ ) é geralmente definida entre 15 e 30º. Nota-se que para 30º tem-se  $\operatorname{sen}(\theta) = \frac{1}{2}$ , ou seja, a quantidade de tubos na seção paralela é a metade da seção inclinada, justificando o uso dos conectores “Y”.

Na parte inferior da fornalha, são comumente empregados tubos “ranhurados” internamente, o que impede a nucleação do material além de diminuir a perda de carga no sistema, pois desta forma é possível transferir uma maior quantidade de calor para o fluido. Este tipo de tubo enrugado fornece ao fluido um movimento de “swirl”, ou seja, introduz uma turbulência no sistema. A figura abaixo ilustra este tipo de tubo.



**Figura 11 – Corte de tubo para o trecho espiral das paredes d'água (Panesar et al, 2003)**

O fluxo mássico nas paredes d’água em plena capacidade é de 3300 kg/(m<sup>2</sup>s) nos tubos da seção inclinada enquanto que na seção vertical é de 2000 kg/(m<sup>2</sup>s) (Ishigai, 1999). A partir destas condições, pode-se apresentar algumas condições de projeto de fluxo mássico e perda de carga nos diversos componentes da caldeira, conforme ilustra a tabela a seguir.

Tabela 6 - Valores típicos de projeto de fluxo mássico e perda de carga (Ichigai, 1999)

	<b>Velocidade (m/s)</b>	<b>Fluxo Mássico (kg/m<sup>2</sup>s)</b>	<b>Perda de Carga (MPa)</b>
Superaquecedor	10 – 20	1000 - 2500	0,5 – 1,0
<b>Parede D'água</b>			
Tubos Lisos	6	3300	n/d
Tubos Enrugados	3 – 5	2000 – 2500	1,0 – 1,5
Economizador	1,5 – 2,0	1000 - 1500	0,3 – 0,4
Evaporador	5 - 10	1000 - 1500	0,1 – 0,2
<b>TOTAL</b>			<b>1,3 – 3,5</b>

Nota-se que a perda de carga em caldeiras de passe único é relativamente elevada se comparada com a pressão do sistema, visto que representa de 11 a 20 % da pressão.

### 3.2.3 Turbinas

Atualmente, o fator limitante na operação do ciclo supercrítico encontra-se na turbina a vapor, uma vez que as tecnologias de materiais existentes limitam as condições de entrada de vapor na turbina em aproximadamente 290 bar, com temperatura de 600 °C a 620 °C.

A escolha apropriada da turbina geralmente é em função do número de reaquecimentos, da contrapressão e do tipo de extração desejado. Normalmente são empregados um ou dois estágios de reaquecimento. Existe ainda a possibilidade de construção do estágio de alta pressão junto ou separado do estágio de média pressão.

Nos estágios mais quentes (alta pressão) os materiais empregados usualmente são aços ligas de Cromo-Molibdênio-Vanádio (CrMoV). Estas ligas apresentam elevada resistência mecânica para condições extremas de temperatura e pressão. Obrigatoriamente, deve ser empregado um resfriamento nos estágios mais quentes da turbina. Neste caso, normalmente é circulado por essas áreas vapor de pressão mais baixa, extraído de estágios de baixa pressão, a uma temperatura inferior. A figura a seguir ilustra uma turbina da GE com duplo reaquecimento, sendo que nesta turbina existe uma única alimentação para o estágio de pressão intermediária.

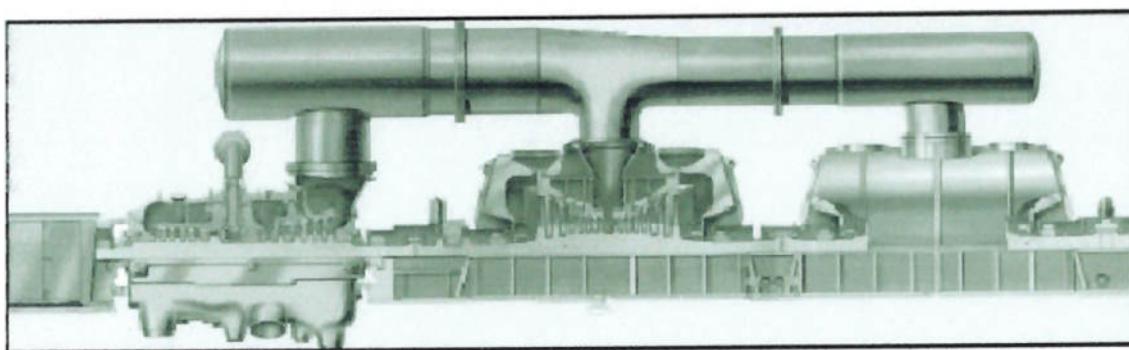


Figura 12 - Turbina GE com dois reaquecimentos

O uso de sistemas de “by-pass” de alta capacidade para os estágios de alta, média e baixa pressão pode ser um artifício para elevar a flexibilidade e disponibilidade da planta.

Como as usinas supercríticas operam com freqüentes alterações na carga e partidas/paradas, o material para seus componentes deve ter uma vida útil longa sem perdas significantes de suas características. Artifícios como resfriamento do rotor, sistemas de by-pass, monitoramento constante e sistemas de controle precisos são essenciais para garantir a durabilidade do equipamento.

### 3.2.4 Bomba de Alimentação

A bomba de alimentação é um ponto delicado para uma planta supercrítica. Pode-se afirmar isso imaginando que um equipamento deve transferir a um fluido uma pressão de quase 300 bar (aproximadamente 3.000 m de altura manométrica). Por esse motivo, uma bomba centrífuga comum não atende a necessidade deste tipo de planta.

Neste caso, a solução adotada deve ser uma bomba de múltiplos estágios, ou seja, vários rotores associados em série dentro da carcaça da bomba. A água ingressa na bomba a uma pressão praticamente atmosférica ou até vácuo (dependendo da pressão de trabalho do condensador) e vai para o primeiro estágio de bombeamento, onde atinge parte de sua carga final e ingressa no próximo estágio já com uma pressão maior e assim sucessivamente.

O acionamento da bomba pode ser tanto via motor quanto via turbina. Devido ao porte da instalação, deve optar-se por um acionamento via turbina a vapor (turbo-bomba). A figura a seguir ilustra uma bomba utilizada em usinas termelétricas tanto sub quanto supercríticas.

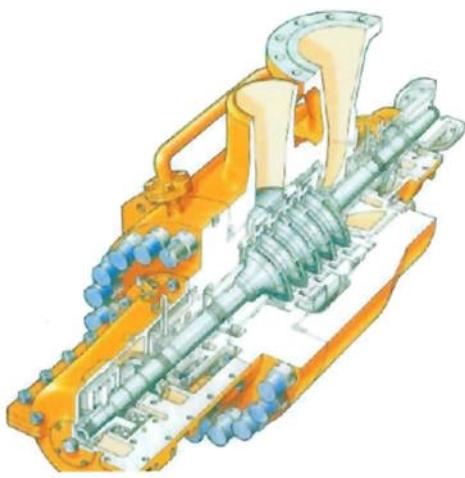


Figura 13 - Bomba de múltiplos estágios para alimentação da caldeira (Wegener).

O esquema da bomba mostrado nesta figura deixa bem clara a associação de rotores em série, neste caso cinco rotores. Quanto aos materiais empregados, são ligas de aço-carbono com porcentagens de Cromo variando de 2,25 a 13%.

Esta bomba específica pode atingir vazões de até  $2.500 \text{ m}^3/\text{h}$  e altura manométrica de até 4.000 m (aproximadamente 390 bar) a temperaturas de até 250 °C.

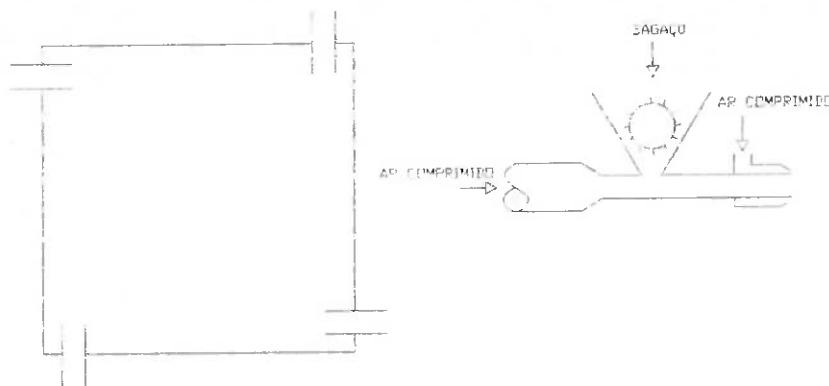
## CAPÍTULO 4 - CONFIGURAÇÃO DA PLANTA

### 4.1 Fornalha e Caldeira

A opção sugerida para otimizar a queima do bagaço de cana é a fornalha para queima em suspensão. Este tipo de fornalha é sugerido para plantas onde a demanda de vapor é alta. Neste caso a temperatura na área revestida por refratários é alta o suficiente para manter a ignição do combustível sob todas as condições de carga.

#### 4.1.1 Alimentação

A alimentação de combustível na fornalha deve ser feita a partir de sua parte superior. Neste caso, a configuração mais adequada apresenta quatro tubos de alimentação localizados nos quatro cantos da seção transversal e supridos por ar comprimido para transportar o bagaço e injetado próximo à saída do queimador para servir de ar de combustão. Dados mostram que o ar de transporte, nesse caso, corresponde a aproximadamente 15% do total de ar injetado na fornalha. A figura abaixo mostra um esquema da seção transversal da fornalha e um detalhe do queimador.



**Figura 14 - Posicionamento da alimentação da fornalha e detalhe do queimador**

Conforme o bagaço alimentado pelos tubos vai se direcionando para baixo, as partículas menores (maior parte) são queimadas em suspensão, enquanto que as partículas maiores são queimadas na grelha localizada na parte inferior da fornalha.

O ar de combustão, por sua vez, deve ser alimentado a partir da porção inferior da fornalha de modo a gerar uma turbulência nos gases quentes e erguer parte do bagaço acumulado na grelha para que este volte a queimar em suspensão.

Quanto à grelha, pode-se optar por uma grelha vibratória com uma malha 14, ou seja, orifícios de 1,4 mm. A tabela a seguir ilustra a granulometria do bagaço.

**Tabela 7 – Granulometria do bagaço de cana**

Quantidade que passa através da abertura	Abertura da Malha	Malha
88,6 %	5,7 mm	3,5
<b>51,4 %</b>	<b>1,4 mm</b>	<b>14</b>
10,0 %	0,4 mm	45
3,0 %	0,18 mm	80

#### **4.1.2 Paredes D'água**

Os tubos da parede d'água devem ser dimensionados conforme o código ASME para vasos de pressão. A espessura destes tubos pode ser determinada a partir da equação abaixo.

$$t_w = \frac{P \cdot d}{2S_a + P} + 0,005d + e \quad (4)$$

Os valores devem ser utilizados em unidades inglesas:  $t_w$ , d – pol; P - psig;  $S_a$  – psi. O termo “e” é um fator para compensar os casos onde os tubos são roscados. Neste caso, este fator é nulo.

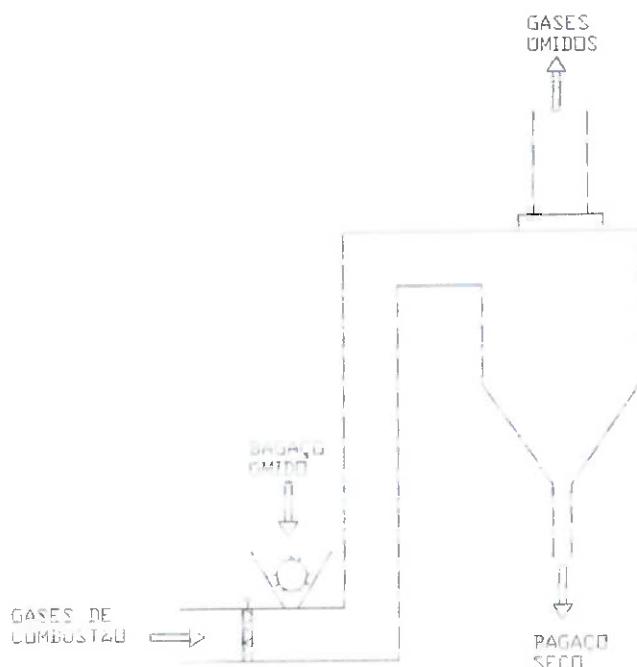
Definido o tubo a ser utilizado, deve-se arbitrar o arranjo destes. Conforme mostrado anteriormente, o melhor arranjo praticado atualmente é o de tubos em espiral na porção inferior da fornalha e tubos paralelos na porção superior.

#### **4.1.3 Secagem do Bagaço**

O bagaço de cana gerado nas moendas apresenta uma elevada quantidade de água em seu interior, da ordem de 50% em massa. Este teor de umidade é um fator prejudicial à combustão uma vez que deve ser utilizada parte da energia gerada exclusivamente para transformar a água contida no combustível em vapor de água que será posteriormente eliminado pela chaminé. Este fato gera uma queda no rendimento da caldeira, prejudicando seu desempenho. No caso de uma caldeira supercrítica, espera-se que o rendimento seja superior ao de uma caldeira convencional e a temperatura dos gases gerados deve ser igualmente superior. Neste caso, qualquer melhoria de processo introduzida no sistema é aceitável.

Como foi apresentado anteriormente, existem algumas formas de reduzir a umidade do bagaço. A opção mais simples de ser implementada é a utilização de um secador tipo “flash” aproveitando parte dos gases quentes gerados na caldeira e eliminados pela chaminé. Esta solução utiliza um ventilador para o transporte pneumático do

produto, uma seção de duto reto onde será realizada efetivamente a secagem, e um ciclone para recolher as partículas do bagaço seco. A seguir será demonstrado um esquema do secador flash.



**Figura 15 - Esquema de um Secador Flash com gases de combustão.**

Os cálculos de um secador consistem basicamente na determinação da quantidade de ar (gases de combustão) necessária para reduzir a umidade do produto (bagaço) até o valor desejado. Para tanto, deve-se fazer um balanço de massa e energia entre os gases e o produto. Deve-se ainda definir a altitude em que estará localizada a planta uma vez que esta informação influenciará na pressão barométrica. Para os cálculos foi adotada uma altitude de 600 m acima do nível do mar (ASL).

Para as simulações, foram aproveitados os resultados obtidos na combustão do bagaço tais como a composição dos gases de escape e o fluxo dos mesmos. Foi admitida uma temperatura de exaustão da chaminé da ordem de 300 °C.

No lado do produto, foi admitida uma umidade inicial de 50% e buscada uma umidade final de 35%, com um aquecimento de 30 °C a 70 °C. A entalpia de produto pode ser definida como:

$$h_{bagaço} = c_p T + \frac{\omega}{1-\omega} h_{água} \quad (5)$$

Onde  $c_p$  é o calor específico do bagaço dado à temperatura  $T$  e  $\omega$  é a umidade contida no produto.

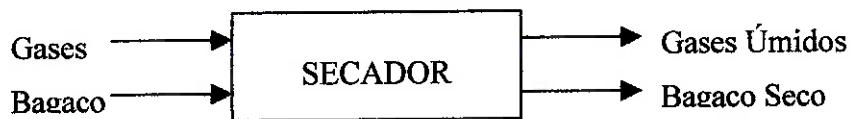
Desta forma, a quantidade de água evaporada no processo é dada pela diferença entre a massa (fluxo mássico) de produto inicial e final.

$$\dot{m}_{água} = \frac{\dot{m}_{bagaço}}{1 - \omega_{final}} - \dot{m}_{bagaço} \cdot (1 - \omega_{inicial}) \quad (6)$$

O balanço no lado dos gases deve ser feito a partir da diferença de entalpia entre os gases úmidos e secos. Os gases resultantes do processo de secagem adicionados da umidade do bagaço serão enviados ao ambiente através de uma chaminé e sua umidade final é dada por:

$$\omega_{final} = \frac{m_{água} + m_{ar} \cdot \omega_{ar}}{m_{ar}} \quad (7)$$

Desta forma, pode-se calcular a entalpia final dos gases e fechar o balanço de energia como mostra o esquema abaixo, desprezando eventuais perdas pela carcaça do secador.



A seguir serão apresentados os resultados da simulação. A planilha completa encontra-se no ANEXO I deste relatório e o código fonte no ANEXO II.

- **Lado do Produto**

Para o lado do produto, foi assumido que o bagaço possui uma umidade média de 50% e encontra-se a 30 °C. Serão secadas 260 t/h de bagaço nestas condições. A tabela a seguir mostra os resultados da secagem.

**Tabela 8 - Resultados da Secagem no lado do produto**

<b>Bagaço de Cana após a Secagem</b>	
Bagaço Total	200 t/h
Bagaço Seco	130 t/h
Água Evaporada	60 t/h
Umidade Final	35 %
Temperatura	90 °C
Entalpia	384 kJ/kg

- **Lado dos Gases**

Para atingir os valores mostrados anteriormente no lado do produto, foi realizado um balanço de energia a fim de calcular o fluxo de gases necessário para o processo. Como serão utilizados gases de combustão, a composição dos gases foi retirada de uma simulação que será mostrada na seção seguinte. A composição mássica dos gases é a seguinte:

**Tabela 9 - Composição dos Gases de Escape da Caldeira**

% Mássica		
Gás Carbônico	CO <sub>2</sub>	22,7
Água	H <sub>2</sub> O	16,2
Nitrogênio	N <sub>2</sub>	59,5

Oxigênio	O <sub>2</sub>	1,6
----------	----------------	-----

Para estes valores, nota-se que a umidade absoluta de água é de 0,107 kg água/kg gases secos e que a entalpia total dos gases é de 656 kJ/kg. Foram calculados ainda a massa molar  $M = 30,08 \text{ kg/kmol}$  e a temperatura de orvalho  $T_{\text{orv.}} = 53 \text{ }^{\circ}\text{C}$ . Para estas condições, admitindo uma temperatura de 350 °C na entrada, pode-se obter através dos balanços os seguintes resultados no escape do secador:

**Tabela 10 - Características dos Gases de escape do secador**

<b>Gases Úmidos após a secagem</b>	
Fluxo de Gases	657.938 kg/h
Temperatura Final	99,5 °C
Entalpia	617 kJ/kg
Umidade Final	0,198 kg/kg gases

Portanto, nota-se que são necessárias praticamente 660 t/h de gases para atingir a condição desejada. Esta quantidade deverá ser deslocada da chaminé da caldeira para o secador. Deve-se ainda observar que o restante do fluxo de gases de combustão pode ser reutilizado em pré-aquecedores de ar de combustão.

#### 4.1.4 Combustão

A combustão do bagaço de cana foi simulada utilizando uma planilha eletrônica. Para tanto, foram adotados os seguintes dados:

- **Composição do Bagaço:**

**Tabela 11 - Composição do Bagaço Adotada para os Cálculos**

		Base Seca	Base Úmida
<b>Carbono</b>	<b>C</b>	43,2	28,1
<b>Hidrogênio</b>	<b>H</b>	6,0	3,9
<b>Oxigênio</b>	<b>O</b>	48,0	31,2
<b>Cinzas</b>	<b>e</b>	2,8	1,8
<b>Umidade</b>	<b>w</b>	-	35

Foi adotado um valor de umidade final do bagaço de 35%, como demonstrado na seção de secagem e preparação do bagaço.

- **Poder Calorífico**

PCS = 11.500 kJ/kg, o que significa PCI = 9.788 kJ/kg

- **Umidade do Ar de Combustão**

$\omega = 0,010 \text{ kg água/kg ar seco}$

Partindo destes dados, foram realizadas simulações. Através do balanço de massa e energia das reações de combustão, tem-se:

**Tabela 12 - Resultados da Combustão do Bagaço**

Excesso de Ar	Fluxo de Ar kg/kg comb	Fluxo de Gases kg/kgcomb	Teor O <sub>2</sub> %	Temp. Chama °C
Estequiométrico	3,2331	4,2149	-	1890
10 %	<b>3,5565</b>	<b>4,5383</b>	<b>1,6</b>	<b>1808</b>
20 %	3,8798	4,8616	3,5	1735

Nota-se portanto que a condição com 10 % de ar em excesso gera uma temperatura de chama adiabática de 1808 °C, cerca de 75 °C superior em relação à condição de 20% de ar em excesso. Para uma caldeira supercrítica, deseja-se otimizar a temperatura da câmara de combustão, portanto, será adotada a solução com 10% de excesso de ar.

A composição dos gases de escape foi mostrada na seção referente a secagem. Seu calor específico médio é  $c_p = 1,4 \text{ kJ/kg K}$ .

#### 4.1.4.1 Queima Suplementar

Deve ser prevista uma queima suplementar para o caso de variações no fluxo de alimentação de bagaço para a caldeira. Neste caso, sugere-se o uso de óleo combustível para suprir eventuais deficiências na planta.

#### 4.1.5 Caldeira

A partir dos dados obtidos nas simulações de combustão, pode-se realizar um balanço preliminar na caldeira. Deve ser observado, no entanto, que simulações mais

detalhadas da condição de operação da caldeira devem ser realizadas para ilustrar corretamente o processo.

Para uma temperatura de chama de 1800 °C, estima-se que a temperatura na câmara de combustão atinja os 1300 °C. Neste caso, para uma temperatura constante ao longo da fornalha (isto é apenas uma estimativa, pois sabe-se que a temperatura dos gases é variável ao longo da fornalha) e admitindo que os gases deixem a chaminé a 300 °C, pode-se realizar um balanço de energia para estimar a quantidade de vapor gerada pela caldeira. Logo, foi realizada uma simulação deste caso onde os resultados estão sintetizados a seguir:

**Tabela 13 - Resultados do Balanço na Caldeira**

Grandeza		Valor
Fluxo de Combustível	t/h	200
Temp. alimentação da água	°C	200
Temperatura final do Vapor	°C	540
Pressão do Vapor Supercrítico	bar	270
Quantidade de Calor Transferida	kW	384.507
Fluxo de Vapor (estimado)	t/h	573
Rendimento	%	70,7

## 4.2 Turbo-gerador

O dimensionamento da turbina para uma caldeira supercrítica pode ser realizado da mesma forma que para uma turbina a vapor (TV) convencional. Deve ser definido o número de reaquecimentos e o tipo de turbina desejado. Para o caso de uma usina de

cana-de-açúcar, como são desejados dois níveis de pressão (vapor de alta para acionamentos mecânicos e vapor de baixa para processos) podem ser usadas as seguintes configurações.

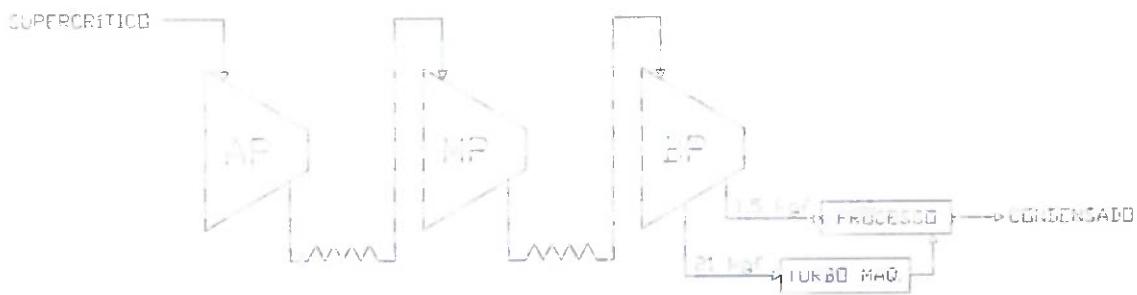
### 4.2.1 Configurações de TV

- **Contrapressão**

Em uma configuração de contrapressão, o vapor em estado supercrítico entra no estágio de alta pressão da TV e é expandido até a pressão de 21 kgf/cm<sup>2</sup> sendo posteriormente enviado para a planta para utilização nos acionamentos mecânicos. Estes, por sua vez, realizariam a expansão para o nível de pressão de vapor de processo, ou seja, 1,5 kgf/cm<sup>2</sup>.

Existe ainda outra configuração para uma TV de contrapressão. Pode ser realizada uma extração à 21 kgf/cm<sup>2</sup> e a contrapressão seria à 1,5 kgf/cm<sup>2</sup>, suprindo parte do vapor demandado para processos.

A escolha entre estas duas alternativas deve ser regida pela necessidade de vapor de alta e baixa na usina. Para o caso de demanda de vapor de baixa superior, a segunda alternativa apresenta-se mais vantajosa, uma vez que a primeira alternativa demandaria uma utilização maior da válvula de expansão, onde esta quantidade de vapor expandida na válvula poderia estar sendo utilizada para geração de energia na TV. A figura a seguir ilustra a segunda configuração.

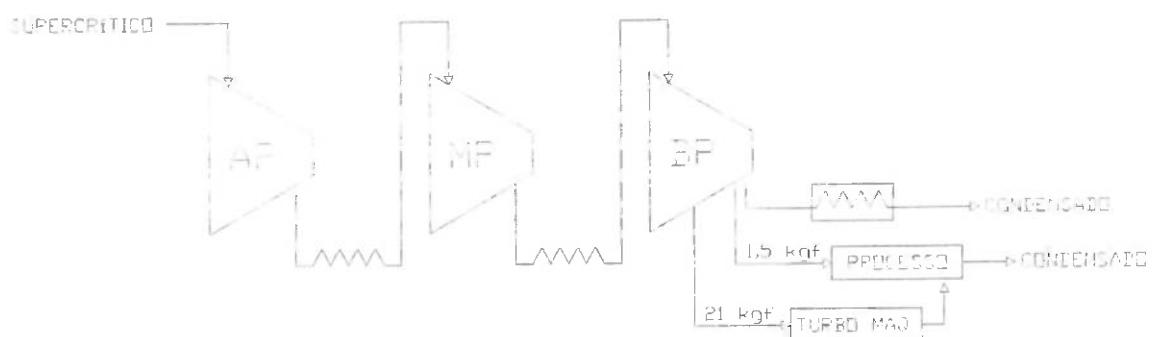


**Figura 16 - Arranjo de uma TV de Contrapressão com 2 reaquecimentos**

- **Extração – Condensação**

Em uma configuração de extração-condensação, a TV apresentaria sua entrada em condição supercrítica, expandindo o vapor até sua condensação. Para suprir a demanda de vapor da planta, um estágio de extração à 21 kgf/cm<sup>2</sup> seria introduzido e, eventualmente, uma segunda extração à 1,5 kgf/cm<sup>2</sup>.

Novamente, a configuração escolhida deve ser baseada no perfil de consumo de vapor da planta. A figura a seguir ilustra a segunda configuração.



**Figura 17 - Arranjo de uma TV de Extração-Condensação com 2 reaquecimentos**

#### 4.2.2 Simulações

O dimensionamento da TV deve ser realizado conforme a necessidade de energia elétrica e a quantidade de vapor demandada pela planta, em paralelo com o dimensionamento do gerador de vapor.

- Taxa de vapor efetivo (ASR – Actual Steam Rate)

A taxa de vapor efetiva pode ser determinada através de (Ganapathy, 1994):

$$ASR = \frac{3413}{\eta_T \cdot (h_1 - h_{2s})} \quad (8)$$

Onde  $\eta_T$  é o rendimento da turbina,  $h_1$  é a entalpia na entrada e  $h_{2s}$  é a entalpia isentrópica na saída da turbina. As entalpias devem ser computadas em BTU/lb e o ASR é dado em lb/kWh.

- Turbina de Contrapressão

Para estimar a potência gerada pela TV, foi realizada uma simulação da configuração de Contrapressão de 1,5 kgf/cm<sup>2</sup> com uma Extração em 21 kgf/cm<sup>2</sup>. Para os cálculos foram inseridos dois estágios de reaquecimento sendo o primeiro a 540 °C e o segundo a 500 °C. Supondo que todas as expansões possuem um rendimento de 85%, foi desenvolvida uma planilha onde o objetivo era encontrar a temperatura final de cada estágio e seu respectivo trabalho gerado. A tabela a seguir sintetiza os resultados das simulações.

**Tabela 14 - Resultados das Simulações para a turbina de contrapressão**

		<b>Alta Pressão</b>	<b>Média Pressão</b>	<b>Baixa Pressão</b>
Temperatura Entrada	°C	540	540	500
Pressão Entrada	bar	270	50	10
Entropia Entrada	kJ/kg K	6,14	7,12	7,77
Temperatura Saída	°C	260	314	279
Pressão Saída	bar	50	10	1,5
Entropia Saída	kJ/kg K	6,23	7,18	7,95
Fluxo de Vapor	kg/s	159	159 <sup>(1)</sup>	82,8
Trabalho Gerado	kJ/kg	316	441	536
<b>POTÊNCIA</b>	<b>kW</b>	<b>50.349</b>	<b>67.337</b>	<b>44.359</b>

Notas: (1) Este fluxo representa o valor na entrada do estágio de Média Pressão. Foi realizada uma extração de 76,4 kg/s a 21 bar. A potência obtida é a soma das potências antes e após a extração.

$$W_T = \dot{m}_v \cdot (h_e - h_s) \quad (9)$$

Portanto, a potência total gerada pela turbina é dada pela equação acima e o valor obtido é de 162.045 kW.

- Turbina de Extração - Condensação

O segundo caso estudado é a configuração de Extração – condensação, mais comum para geração de energia elétrica devido a seu maior rendimento. Foi simulada uma extração em 21 kgf/cm<sup>2</sup> e posterior condensação a 10 kPa (T = 45 °C). Para os cálculos foram inseridos dois estágios de reaquecimento sendo o primeiro a 540 °C e o segundo a 500 °C. Supondo que todas as expansões possuem um rendimento de 85%, foi desenvolvida uma planilha onde o objetivo era encontrar a temperatura final de cada estágio e seu respectivo trabalho gerado. A tabela a seguir sintetiza os resultados das simulações.

**Tabela 15 - Resultados das Simulações para a turbina de contrapressão**

		Alta Pressão	Média Pressão	Baixa Pressão
Temperatura Entrada	°C	540	540	500
Pressão Entrada	bar	270	50	10
Entropia Entrada	kJ/kg K	6,14	7,12	7,77
Temperatura Saída	°C	260	314	45
Pressão Saída	bar	50	10	0,10
Entropia Saída	kJ/kg K	6,23	7,18	8,17 <sup>(2)</sup>
Fluxo de Vapor	kg/s	159	159 <sup>(1)</sup>	82,8
Trabalho Gerado	kJ/kg	316	441	952
<b>POTÊNCIA</b>	<b>kW</b>	<b>50.349</b>	<b>67.337</b>	<b>78.863</b>

Notas: (1) Este fluxo representa o valor na entrada do estágio de Média Pressão. Foi realizada uma extração de 76,4 kg/s a 21 bar. A potência obtida é a soma das potências antes e após a extração. (2) Título de saída = 93,8 %.

### 4.3 Bomba de Alimentação

A seleção da bomba de alimentação deve ser feita conforme a necessidade de pressão e vazão necessárias. Conforme mostrado nas simulações, deve ser fornecida uma quantidade de 665 m<sup>3</sup>/h a 200 °C. A pressão desejada é de 270 bar, o que corresponde a uma altura manométrica de 2754 m. Desta forma, basta utilizar uma curva de seleção da bomba do fabricante selecionado. A potência da bomba é dada pela multiplicação do volume específico pela diferença de pressão, como mostrado abaixo.

$$W_B = \dot{m}_{água} \cdot v \cdot (p_s - p_e) \quad (10)$$

Através de simulações, obteve-se que a potência consumida na bomba, para um rendimento de 75% é de 6.590 kW para estas condições apresentadas acima. Pode-se agora obter os resultados do ciclo completo.

### 4.4 Ciclo Completo

Finalmente, após as simulações realizadas, pode-se sintetizar os dados para obtenção de resultados para o ciclo como um todo. A potência líquida é dada pela diferença entre a potência gerada e a consumida. Além destas grandezas, existe ainda o calor fornecido ao processo que equivale ao calor fornecido da extração na turbina mais o da contrapressão.

Finalmente, o rendimento do ciclo completo é dado por:

$$\eta = \frac{W_T - W_B + Q_p}{Q_{comb}} \quad (11)$$

A tabela a seguir compara os dados de desempenho do ciclo completo para os dois casos simulados.

Tabela 16 - Resultados comparativos das simulações do ciclo completo

		Contrapressão	Extração-condensação
Potência Gerada	kW	149.204	183.708
Potência Consumida	kW	6.590	6.590
Calor Fornecido ao Processo	kW	266.682	264.002
Calor Fornecido pela Combustão	kW	638.889	638.889
Rendimento	%	64,1	69,0

Nota-se, portanto, o maior rendimento e maior quantidade de potência gerada pelas turbinas na configuração de extração-condensação. A figura a seguir ilustra o ciclo completo e o perfil de pressões deste caso.

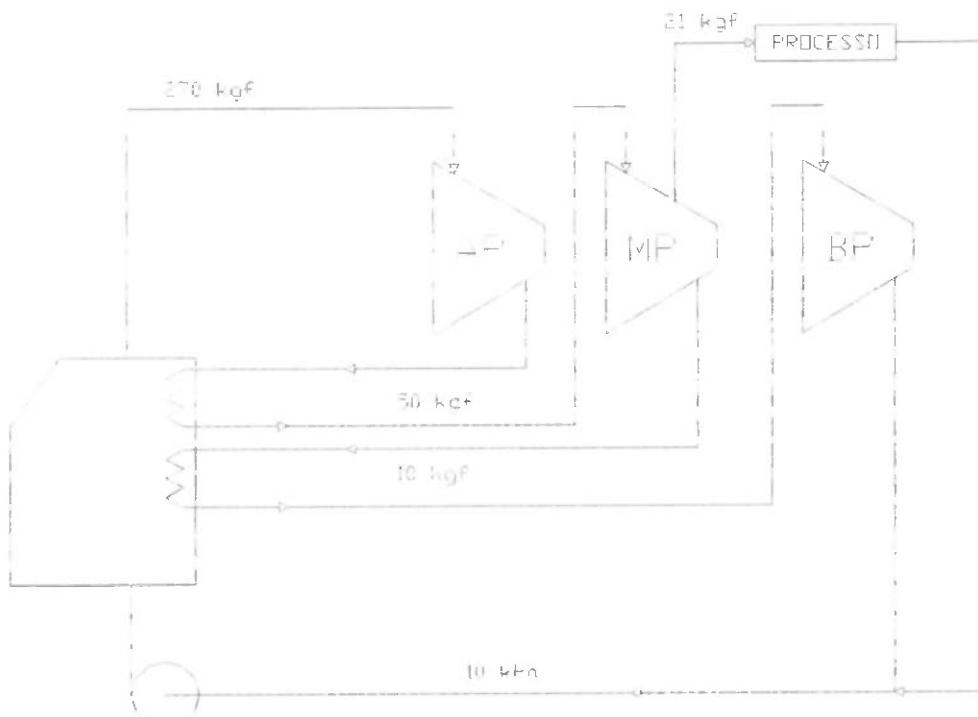


Figura 10 - Esquema do Ciclo Completo com Extração-condensação

## 4.5 Prevenção de Falhas

Durante a fase de projeto de uma planta de utilidades para condições extremas, alguns cuidados devem ser observados quanto a prevenção de falhas em seus componentes. A principal causa de falhas em caldeiras é a fluência, onde os tubos são submetidos a uma elevada temperatura por um longo período de tempo. Uma caldeira de bagaço de cana operando em condições supercríticas é um ambiente extremamente severo e as ligas metálicas utilizadas possuem vida útil de cerca de 30 anos. Dentre as falhas comuns, 81 % estão relacionadas a falhas mecânicas e 19 % a falhas por corrosão. A seguir será apresentada uma tabela que mostra os locais onde comumente iniciam-se os acidentes. Nota-se que os superaquecedores são os principais responsáveis por falhas em caldeiras.

Algumas melhorias podem ser aplicadas, penalizando a operação ou o custo da instalação. A seguir serão listadas algumas medidas para prevenção de falhas que podem ser tomadas.

Tabela 17 - Ocorrência de falhas em caldeiras (French, 1993)

Local da falha	Ocorrência
Superaquecedor	44,8%
Parede d'água	29,4%
Reaquecedores	13,5%
Economizador	4,8%
Outros	7,5%

- **Superaquecedor e Reaquecedores**

Estes são os dois pontos críticos de uma instalação operando em condições extremas de temperatura e pressão. Durante partidas e paradas, deve-se tomar cuidado com estes componentes pois o escoamento ainda não está estabilizado dentro dos tubos.

Para temperaturas de vapor da ordem de 540 °C dentro de superaquecedores e reaquecedores, a temperatura do metal pode atingir valores na vizinhança dos 595 °C. Como estes são os pontos da caldeira com maior temperatura, o potencial de oxidação e corrosão no lado dos gases é também maior.

Uma maneira de prevenir falhas nestes componentes é aumentar a velocidade do escoamento, aumentando assim a troca térmica e implica em uma temperatura de parede do metal mais próxima à temperatura do escoamento (mais baixa). No entanto, o aumento da velocidade implica em uma maior perda de carga no sistema. Desta forma, estudos mais detalhados sobre a distribuição do escoamento devem ser feitos.

Durante a fase de projeto, a vida útil da instalação pode ser aumentada quando usada uma maior quantidade de ligas especiais são utilizadas. Desta forma, deve se privilegiar o uso de ligas austeníticas em detrimento a ligas feríticas, a fim de reduzir as taxas de oxidação. Por operarem em temperaturas abaixo de seu limite de oxidação, o uso destas ligas especiais evitaria a formação de incrustações internas.

Inevitavelmente estas incrustações internas são formadas durante a vida da caldeira. Este torna-se um grande problema pois no ponto onde é formada a incrustação, a troca térmica fica prejudicada e a temperatura da parede de metal aumenta consideravelmente, levando a peça a falhar. A remoção destas incrustações pode ser feita através do uso de agentes químicos que inseridos no sistema removem as incrustações. Para tanto, um sistema de drenagem eficiente deve ser previsto a fim de drenar completamente estes agentes químicos após o uso.

- **Parede d'água**

As áreas com maior fluxo de calor são aquelas mais próximas aos queimadores. Lembrando que a queima do bagaço será feita em suspensão, existirá toda uma zona com estas características. Como os tubos desta região são mais suscetíveis à falha, cuidados especiais devem ser tomados. O primeiro já foi citado anteriormente e é o uso de tubos enrugados internamente. Novamente, o uso de ligas especiais deve ser preferido.

- **Turbinas**

Uma das causas da erosão das lâminas de turbinas é a esfoliação de incrustações nos tubos das caldeiras, carregadas até a turbina. Mudanças bruscas na temperatura do escoamento que ocorrem durante partidas e paradas do sistema contribuem para o arraste destas partículas de impurezas. Desta forma, um sistema de by-pass na turbina pode ser útil para evitar que estas partículas atinjam as lâminas e causem erosão.

- **Tratamento da Água de alimentação**

O tratamento adequado da água de alimentação deve ser realizado para assegurar a boa qualidade da água para quaisquer condições de operação. Em plantas supercríticas, recomenda-se o uso de um tratamento de água visando obter uma quantidade nula de sólidos, evitando assim a precipitação destes sólidos nos tubos.

O tratamento inadequado pode gerar os mais diversos problemas de corrosão, principalmente na porção da parede d'água mais próxima a chama.

- **Aspectos operacionais**

É importantíssimo observar a operação da caldeira no que diz respeito à água de alimentação. Inúmeras caldeiras, principalmente caldeiras de alta temperatura, apresentaram falhas devido a falta de água ou vapor em pontos do sistema.

Além disso, variações bruscas na carga da caldeira introduzem tensões no sistema que podem não ter sido previstas na fase de projeto. Subidas íngremes na temperatura podem aquecer o metal dos tubos de superaquecedores e reaquecedores acima da temperatura segura de operação. Em outro caso, se as paradas e partidas forem mais freqüentes que o previsto em projeto, falhas por fadiga estão mais sujeitas a ocorrer.

- **Combustível**

É importante observar que uma característica do combustível que influencia diretamente no projeto da planta é a quantidade de cinzas em sua composição. No caso do bagaço de cana, o teor de cinzas gira em torno de 2%, não variando muito. No entanto, na colheita da cana-de-açúcar pode-se carregar junto uma quantidade de terra que, após a moagem, fica acumulada no bagaço. Esta quantidade de terra irá apresentar uma quantidade de Sílica que pode ocasionar problemas na parede d'água, uma vez que se os espaços entre os tubos forem muito pequenos, pode haver um acúmulo desta sílica nestes espaços, prejudicando assim a troca térmica e eventualmente provocando a falha nestes tubos.

Neste caso, pode ser necessário utilizar um “*blower*” dentro da fornalha de forma a remover o excesso de material acumulado entre os tubos da parede d'água.

## CAPÍTULO 5 - CONCLUSÕES

Através deste trabalho foi possível perceber que existe uma alternativa de geração de energia elétrica a partir do bagaço de cana utilizando um ciclo otimizado, com rendimento maior que as alternativas atuais de geração, seja pela simples queima do bagaço em caldeiras de 21 kgf/cm<sup>2</sup> de pressão, seja pela gaseificação do bagaço para posterior utilização em um ciclo combinado de turbina a gás e caldeira de recuperação.

O uso de ciclos Rankine supercríticos ainda não foi aplicado no Brasil, ainda que venha sido usado com freqüência em países europeus e asiáticos. Seu custo de implantação (não abordado neste trabalho) é consideravelmente maior que o de uma caldeira comum, porém pode ser compensado pelo rendimento.

Outra barreira presente na implantação deste tipo de ciclo em uma usina de cana-de-açúcar é a relutância que pode gerar ao usineiro, acostumado a operar uma caldeira simples com pressões relativamente baixas, mas que não possui um rendimento e custo de operação atrativo para vender energia à rede. Neste caso, outra proposta para implantação deste ciclo é a construção de uma usina termelétrica fora da usina de açúcar, que compre o bagaço desta usina e venda parte da energia produzida e forneça o vapor necessário à produção de açúcar e álcool.

A sugestão para continuação deste trabalho é a realização de um estudo de viabilidade econômica, quantificando os custos de implantação e operacionais desta planta e compara-los com os custos existentes em uma usina, levando em consideração que será vendida boa parte da energia elétrica disponibilizada. Devem ser ainda realizadas simulações do ciclo completo, de forma a observar as variações de carga e seu efeito na operação da caldeira e turbo-gerador.

## CAPÍTULO 6 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

The Babcock & Wilcox Co., “Steam: It’s Generation and Use”, B&W, 37<sup>th</sup> ed., EUA, 1955.

The Babcock & Wilcox Co., “Supercritical Once Through Boiler Technology”, EUA, 1998.

Black & Veatch, “Power Plant Engineering”, Chapman & Hall, EUA, 1996

Boyle, G., “Renewable Energy – Power for a Sustainable Future”, Oxford University Press, UK, 1996.

Camargo, C. A., “Conservação de Energia na Indústria do Açúcar e do Álcool”, São Paulo, IPT, 1990.

French, D. N., “Metallurgical Failures in Fossil Fired Boilers”, 2<sup>nd</sup> ed., John Wiley & Sons, EUA, 1993.

Ganapathy, V., “Steam Plant Calculations Manual”, Marcel Dekker, 2<sup>a</sup> ed, EUA, 1994

Hugot, E., “Manual da Engenharia Açucareira”, Ed. Mestre Jou, São Paulo, 1977.

Ishigai, S., “Steam Power Engineering”, Cambridge University Press, Reino Unido, 1999.

Leite, C.P., “Seleção de Centrais Termoelétricas Utilizando Gás Natural e Bagaço de Cana”, Tese de Mestrado, EPUSP, São Paulo, 2003.

Lorenzi, O., “Combustion Engineering”, Combustion Engineering INC., 1<sup>a</sup> ed., EUA, 1955.

McManus, M.T., Baumgartner, R., "Integration of Advanced Gas Turbine and Combined Cycle Technologies for High Efficiency with Operational Flexibility", SIEMENS, Las Vegas, 2003

Oka, Y., "Toward Nuclear Renaissance, A Perspective of Nuclear Energy and its Research", UNIVERSITA DI PISA, 2001.

PANESAR, R. S., WAKEFORD, D. R., Innovative Supercritical Boilers for Near Term Global Markets, 2003.

Pellegrini, L. F., Estudo da Cogeração em Ciclos Combinados com Gaseificação de Bagaço de Cana-de-Açúcar, Trabalho de Formatura, EPUSP, São Paulo, 2003.

Pera, H., "Geradores de Vapor", Editora Fama, 2<sup>a</sup> ed., São Paulo, 1990.

SIEMENS Power Generation, "BENSON Boilers for Maximum Cost-Effectiveness in Power Plants", 2001

Van Wylen, G.J, Sonntag, R.E. e Borgnakke, C., "Fundamentos da Termodinâmica", Editora Edgard Blucher, 5<sup>a</sup> ed., Brasil, 1998.

VISWANATHAN, R., BAKKER, T, Materials for Boilers in Ultra Supercritical Power Plants, EUA, 2000.

Wereko-Brobby, C. Y., Hagan, E. B., "Biomass Conversion and Technology, Ed. John Wiley and sons, USA, 1996.

ProCana, [www.procana.com.br](http://www.procana.com.br), Jornal ligado ao setor Sucroalcooleiro, 2004.

BRASIL. ANEEL Agência Nacional de Energia Elétrica, "Atlas de energia elétrica do Brasil", Brasília, 2002.

BRASIL. MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA, BEN - Balanço Energético Nacional, Brasília, 2003.

MY SPACE. Artigos e Informações sobre Engenharia, Tecnologia, Física e Matemática. Disponível em <http://myspace.eng.br>, 2004.

## ANEXO 1 – Resultados das Simulações

### 1. Secagem do Bagaço de Cana

#### Composição dos Gases de Combustão

	%	kg/kmol gas
CO <sub>2</sub>	22,7%	9,98
H <sub>2</sub> O	16,2%	2,91
N <sub>2</sub>	59,5%	16,66
O <sub>2</sub>	1,6%	0,52
Total	100%	30,08

#### Dados do Ambiente

Pressão Manométrica	bar man.	0
Altitude (ASL)	m	600
Pressão Barométrica	bar abs.	0,9432
Pressão Total	bar abs.	0,9432
Temperatura Amb.	°C	25,0

Gases Quentes	Gases	Mistura
Temp. Bulbo Seco	°C	350,0
Temp. Bulbo Umido	°C	67,1
Fluxo gases secos	kg/h	657.938
Umidade relativa	%	0,1
Umidade Absoluta	kg/kg gases	0,107
Temp.Orvalho	°C	53,0
Massa Molar	kg/kmol	30,08

#### PSICROMETRIA

PRODUTO		
Alimentação		Produto Final
Fluxo de produto	kg/h	260.000
Concentração	% ST	50%
Temperatura	°C	30
Calor específico	kJ/kg K	2,00
Entalpia	kJ/kg	185,1

Gases Quentes	Entrada	Saída
Temp. Bulbo Seco	°C	350,0
Temp. Bulbo Umido	°C	64,7
Fluxo gases secos	kg/h	657.938
Umidade relativa	%	0,1
Umidade Absoluta	kg/kg gases	0,107
Temp.Orvalho	°C	51,2
Massa Molar (g. Secos)	kg/kmol	27,16
Entalpia	kJ / kg	656

Balanço de Energia	
Q entrada	455.975.965
Q saída	455.975.965
Qs - Qe	0

"Utilizar Atingir Meta"

Drying Potential	°C	37,6
------------------	----	------

## 2. Combustão do Bagaço com 20 % de Excesso de ar

### COMBUSTÃO DO BAGAÇO DE CANA

#### Composição do Combustível

	Base Seca	Base Umida	
	%MASSA	%MASSA	kmol / kg
C	43,2	28,1	0,02
H	6,0	3,9	0,04
S	0,0	0,0	0,00
O	48,0	31,2	0,02
N	0,0	0,0	0,00
CINZAS	2,8	1,8	0,00
UMIDADE	0	35,0	0,02
TOTAL	100	100	

PCS (base Seca)	11.500	kJ/kg
PCI (Base Umida)	9.788	kJ/kg
Umidade do Ar	0,01	kg H <sub>2</sub> O/ kg ar seco

#### Resultados da Combustão

Excesso de Ar	Ar Umido	Gases de Combustão	Densidade de Saída	Teor O <sub>2</sub>	Teor CO <sub>2</sub>
%	kg/kg comb.	kg/kg comb.	kg/Nm <sup>3</sup>	%	%
0	3,2331	4,2149	1,292	0,0	21,1
20,0	3,8798	4,8616	1,290	3,5	17,6
Vazão de Combustível	kg/h	kg/h	kg/h		
200.000	775954	972314			

#### Temperatura Adiabática de Chama

Excesso de Ar	Temp. Ar	H entr.	H saída	Hs - He	T. Chama
%	°C		kJ/kg comb.		°C
20	280	11.350	11.350	0	1735

#### Composição do Produto de Combustão

	[kgmol/ kg comb.]		[ kg / kg comb ]			
	Oxigênio Comburente	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>
C	0,03	0,90	1,0	0,0	3,0	0,1
H	0,01	0,37	0,0	0,3	1,2	0,0
S	0,00	0,00	0,0	0,0	0,000	0,0
O	0,01	0,37	0,0	0,0	1,2	0,0
N	0,00	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0
CINZAS	0,00	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0
UMIDADE	0,00	0,00	0,0	0,4	0,0	0,0
TOTAL	0,03	0,89	1,0	0,7	2,9	0,1
CP		1,220955	2,37185077	1,17756682	0,81717427	1,087423
CP MÉDIO		1,3652				
composição	%	21,17	15,17	60,59	0,00	3,07

### 3. Combustão do Bagaço com 10 % de Excesso de ar

#### COMBUSTÃO DO BAGAÇO DE CANA

##### Composição do Combustível

Base Seca		Base Umida	
	%MASSA	%MASSA	kmol/ kg
C	43,2	28,1	0,02
H	6,0	3,9	0,04
S	0,0	0,0	0,00
O	48,0	31,2	0,02
N	0,0	0,0	0,00
CINZAS	2,8	1,8	0,00
UMIDADE	0	35,0	0,02
TOTAL	100	100	

PCS (base Seca)	11.500	kJ/kg
PCI (Base Umida)	9.788	kJ/kg
Umidade do Ar	0,01	kg H <sub>2</sub> O/ kg ar seco

##### Resultados da Combustão

Excesso de Ar	Ar Umido	Gases de Combustão	Densidade de Saída	Teor O <sub>2</sub>	Teor CO <sub>2</sub>
%	kg/kg comb.	kg/kg comb.	kg/Nm <sup>3</sup>	%	%
0	3,2331	4,2149	1,292	0,0	21,1
10,0	3,5565	4,5383	1,291	1,9	19,2
Vazão de Combustível	kg/h	kg/h	kg/h		
200.000	711291	907651			

##### Temperatura Adiabática de Chama

Excesso de Ar	Temp. Ar	H entr.	H saída	Hs - He	T. Chama
%	°C		kJ/kg comb.		°C
10	280	11.220	11.220	(0)	1808

##### Composição do Produto de Combustão

	[kgmol/ kg comb.]		[ kg / kg comb ]				
	Oxigênio Comburente	CO <sub>2</sub>	H <sub>2</sub> O	N <sub>2</sub>	SO <sub>2</sub>	O <sub>2</sub>	
C	0,03	0,82	1,0	0,0	2,7	0,0	0,1
H	0,01	0,34	0,0	0,3	1,1	0,0	0,0
S	0,00	0,00	0,0	0,0	0,0	0,000	0,0
O	0,01	0,34	0,0	0,0	1,1	0,0	0,0
N	0,00	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
CINZAS	0,00	0,00	0,0	0,0	0,0	0,0	0,0
UMIDADE	0,00	0,00	0,0	0,4	0,0	0,0	0,0
TOTAL	0,03	0,82	1,0	0,7	2,7	0,0	0,1
CP		1,227277	2,391374931	1,18194877	0,82402909	1,09143	
CP MÉDIO		1,3864					
composição	%	22,68	16,18	59,50	0,00	1,64	

#### **4. Balanço de Energia na Caldeira**

##### **Balanço na Caldeira**

Fluxo de Vapor	t/h	<b>573</b>
Temperatura do vapor supercr.	°C	<b>540</b>
Pressão Vapor supercr.	bar	<b>270</b>
Densidade	kg/m3	88,734
Pressão ATM	mmHg	<b>720</b>
Pressão abs vapor	bar	270,96
Temp Alimentação água	° C	<b>200</b>
Calor transferido ao vapor	kW	384507
Perdas	kW	0
Cp gases	kJ/kg K	1,3864
Temp gases na fornalha	° C	<b>1400</b>
Temp gases na chaminé	° C	<b>300</b>
Fluxo de Gases	kg/s	252,1
<b>Fluxo de Bagaço</b>	<b>kg/s</b>	<b>55,56</b>
	<b>t/h</b>	<b>200,00</b>
<b>Rendimento</b>	<b>%</b>	<b>70,71</b>

#### **5. Seleção da Bomba**

##### **Seleção da Bomba**

Fluxo de água	kg/h	573113
Volume específico	m3/kg	0,0012
Massa específica	kg/m3	865
Vazão Volumétrica	m3/h	663

##### **Potência da Bomba**

Pressão Entrada	bar	<b>1,5</b>
Pressão Saída	bar	<b>270</b>
Vol. Específico	m3/kg	0,0012
pot. Esp.	kJ/kg	31
Vazão	kg/s	159
Eficiência	%	75
POTÊNCIA	kW	6590

##### **PONTO DE SELEÇÃO**

<b>VAZAO</b>	<b>663</b>	<b>m3/h</b>
<b>ALTURA</b>	<b>2754</b>	<b>mca</b>

## 6. Potência da Turbina de Contrapressão

Potência da Turbina - AP			Potência da Turbina - BP		
Fluxo de Vapor	kg/s	159	Fluxo de Vapor	kg/s	82,8
Pressão Entrada	bar	270	Pressão Entrada	bar	10
Temperatuda Entrada	°C	540	Temperatuda Entrada	°C	500
Entalpia Entrada	kJ/kg	3269	Entalpia Entrada	kJ/kg	3566
Pressão Sáida AP	bar	50,0	Pressão Sáida	bar	1,5
Temperatura Sáida AP	°C	288	Temperatura Sáida	°C	231
Entropia Entrada	kJ/kg K	6,14	Entropia Entrada	kJ/kg K	7,77
Entropia Sáida	kJ/kg K	6,14	Entropia Sáida	kJ/kg K	7,77
Entalpia Sáida Isent	kJ/kg	2897	Entalpia Sáida Isent	kJ/kg	2935
Trabalho Isent.	kJ/kg	372	Trabalho Isent.	kJ/kg	630
Eficiência	%	85	Eficiência	%	85
Trabalho Real	kJ/kg	316	Trabalho Real	kJ/kg	536
Entropia Sáida	kJ/kg K	6,23	Entropia Sáida	kJ/kg K	7,95
Entalpia Sáida	kJ/kg	2953	Entalpia Sáida	kJ/kg	3030
Entalpia Sáida	kJ/kg	2953	Entalpia Sáida	kJ/kg	3030
Temperatura Sáida	°C	304	Temperatura Sáida	°C	279
POTÊNCIA	kW	50349	POTÊNCIA	kW	44359
Potência da Turbina - MP					
Fluxo de Vapor	kg/s	159			
Pressão Entrada	bar	50			
Temperatuda Entrada	°C	540			
Entalpia Entrada	kJ/kg	3528			
Extração 21 bar	t/h	275			
Fluxo da Extração	kg/s	76,4			
Temp. Extração	°C	400			
Entropia	kJ/kg K	7,12			
Entalpia Extr. Isent	kJ/kg	3251			
Trabalho Isent.	kJ/kg	277			
Eficiência	%	85			
Trabalho Real	kJ/kg	236			
Entalpia Sáida	kJ/kg	3292			
Entalpia Sáida	kJ/kg	3292			
Temperatura Sáida	°C	419			
POTÊNCIA	kW	37508			
Fluxo Após Extração	kg/s	82,8			
Pressão Sáida	bar	10,0			
Temperatura Sáida	°C	297			
Entropia Entrada	kJ/kg K	7,12			
Entropia Sáida	kJ/kg K	7,12			
Entalpia Sáida Isent	kJ/kg	3051			
Trabalho Isent.	kJ/kg	241			
Eficiência	%	85			
Trabalho Real	kJ/kg	205			
Entropia Sáida	kJ/kg K	7,18			
Entalpia Sáida	kJ/kg	3087			
Entalpia Sáida	kJ/kg	3087			
Temperatura Sáida	°C	314			
POTÊNCIA	kW	16988			

## 7. Turbina de Extração – Condensação

Potência da Turbina - AP			Potência da Turbina - BP		
Fluxo de Vapor	kg/s	159	Fluxo de Vapor	kg/s	82,8
Pressão Entrada	bar	270	Pressão Entrada	bar	10
Temperatuda Entrada	°C	540	Temperatuda Entrada	°C	500
Entalpia Entrada	kJ/kg	3269	Entalpia Entrada	kJ/kg	3566
Pressão Sáida AP	bar	50,0	Pressão Sáida	bar	0,10
Temperatura Saída AP	°C	288	Temperatura Saída	°C	45
Entropia Entrada	kJ/kg K	6,14	Entropia Entrada	kJ/kg K	7,77
Entropia Saída	kJ/kg K	6,14	Entropia Saída	kJ/kg K	7,77
Entalpia Sáida Isent.	kJ/kg	2897	Título Isent.	%	87,36
Trabalho Isent.	kJ/kg	372	Entalpia Saída Isent.	kJ/kg	2445
Eficiência	%	85	Trabalho Isent.	kJ/kg	1120
Trabalho Real	kJ/kg	316	Eficiência	%	85
Entropia Saída	kJ/kg K	6,23	Trabalho Real	kJ/kg	952
Entalpia Saída	kJ/kg	2953	Entropia Saída	kJ/kg K	8,17
Entalpia Sáida	kJ/kg	2953	Entalpia Saída	kJ/kg	2613
Temperatura Saída	°C	304	Entalpia Sáida	kJ/kg	2613
POTÊNCIA	kW	50349	Temperatura Saída	°C	45
Potência da Turbina - MP			Título Saída	%	93,85
Fluxo de Vapor	kg/s	159	POTÊNCIA	kW	78863
Pressão Entrada	bar	50			
Temperatuda Entrada	°C	540			
Entalpia Entrada	kJ/kg	3528			
Extração 21 bar	t/h	275			
Fluxo da Extração	kg/s	76,4			
Temp. Extração	°C	400			
Entropia	kJ/kg K	7,12			
Entalpia Extr. Isent.	kJ/kg	3251			
Trabalho Isent.	kJ/kg	277			
Eficiência	%	85			
Trabalho Real	kJ/kg	236			
Entalpia Saída	kJ/kg	3292			
Entalpia Saída	kJ/kg	3292			
Temperatura Saída	°C	419			
POTÊNCIA	kW	37508			
Fluxo Após Extração	kg/s	82,8			
Pressão Sáida	bar	10,0			
Temperatura Saída	°C	297			
Entropia Entrada	kJ/kg K	7,12			
Entropia Saída	kJ/kg K	7,12			
Entalpia Sáida Isent.	kJ/kg	3051			
Trabalho Isent.	kJ/kg	241			
Eficiência	%	85			
Trabalho Real	kJ/kg	205			
Entropia Saída	kJ/kg K	7,18			
Entalpia Saída	kJ/kg	3087			
Entalpia Saída	kJ/kg	3087			
Temperatura Saída	°C	314			
POTÊNCIA	kW	16988			

**8. Rendimento do Ciclo - Contrapressão**

<b>Rendimento do Ciclo</b>		
<b>POTÊNCIA TOTAL</b>	<b>kW</b>	<b>149204</b>
Calor de Processo	kW	266682
Potência da Bomba	kW	6590
<b>POTÊNCIA LÍQUIDA</b>	<b>kW</b>	<b>409296</b>
Combustão	kW	638889
<b>RENDIMENTO TOTAL</b>	<b>%</b>	<b>64,1</b>

**9. Rendimento do Ciclo – Extração-Condensação**

<b>Rendimento do Ciclo</b>		
<b>POTÊNCIA TOTAL</b>	<b>kW</b>	<b>183708</b>
Calor de Processo	kW	264002
Potência da Bomba	kW	6590
<b>POTÊNCIA LÍQUIDA</b>	<b>kW</b>	<b>441121</b>
Combustão	kW	638889
<b>RENDIMENTO TOTAL</b>	<b>%</b>	<b>69,0</b>

## ANEXO 2 – Códigos Fonte dos Programas de Simulação

### 1. COMBUSTÃO DE SÓLIDOS

'Funções para realização de cálculos de Combustão completa de combustíveis  
'gasosos, líquidos e sólidos.

'Fontes: VAN WYLEN - Fundamentos de Termodinâmica  
' C. GRECCO - Tecnologia da combustão

#### **Function teorCO2(c, H, o, S, n, e)**

'Cálculo do teor de CO2 no produto de combustão

'e = excesso de ar  
'c, h, o, s, n - Frações em massa dos constituintes do combustível

Dim vo As Double  
Dim vg As Double

vo = (c / 12.01115 + H / 4.03188 + S / 32.066 - o / 32) \* 4.76 \* 22.4  
vg = (c / 12.01115 + S / 32.066 + 3.76 \* (c / 12.01115 + H / 4.03188 + S / 32.064 - o / 32) + n / 28.013) \* 22.4

teorCO2 = 100 \* (c \* 1.867) / (vg + (vo \* (e / 100)))

End Function

#### **Function Arcomb(frC, frH, frS, frO, frN, UmidadeAr, e)**

'Cálculo do Ar de Combustão

'frx - frações em massa dos constituintes do combustível  
'e = % de excesso de ar --> Para o cálculo do Ar estequiométrico, e = 0  
'Umidade do ar [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

O2estequi = ((frC / 12.01115 \* 2 + frH / 2.016 + frS / 32.066 \* 2) \* 16 - frO) / 100  
N2estequi = O2estequi / 32 \* (79 / 21) \* 28.013

Arestequi = O2estequi + N2estequi  
Arcomb = Arestequi \* (1 + e / 100) \* (1 + UmidadeAr)

End Function

**Function prodcomb(frC, frH, frS, frO, frN, frumid, e, UmidadeAr)**  
 'Cálculo da massa dos Produtos de Combustão (kg/kg combustível)

'e - % de excesso de ar

'frx - Frações em massa dos constituintes do combustível

'frumid - fração em massa da umidade para combustíveis sólidos

'Umidade do ar [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

$$\text{mar} = \text{Arcomb}(\text{frC}, \text{frH}, \text{frS}, \text{frO}, \text{frN}, 0, \text{e})$$

$$\text{fmC} = \text{frC} / 100$$

$$\text{fmS} = \text{frS} / 100$$

$$\text{fmO} = \text{frO} / 100$$

$$\text{fmN} = \text{frN} / 100$$

$$\text{fmumid} = \text{frumid} / 100$$

$$\text{fmH} = \text{frH} / 100$$

$$\text{mOxigenio} = 0.21 * \text{mar} / (0.21 * 32 + 0.79 * 28.013) * 32 + \text{fmO}$$

$$\text{mCO2} = \text{fmC} * 44.01115 / 12.01115$$

$$\text{mH2O} = \text{fmH} * 18.016 / 2.016$$

$$\text{mSO2} = \text{fmS} * 64.066 / 32.066$$

$$\text{mO2} = \text{mOxigenio} - \text{mCO2} * 32 / 44.01115 - \text{mH2O} * 16 / 18.016 - \text{mSO2} * 32 / 64.066$$

$$\text{mN2} = 0.79 * \text{mar} / (0.21 * 32 + 0.79 * 28.013) * 28.013 + \text{fmN}$$

$$\text{mumid} = \text{fmumid}$$

$$\text{mgases} = (\text{mCO2} + \text{mH2O} + \text{mSO2} + \text{mO2} + \text{mN2} + \text{mumid} + \text{UmidadeAr} * \text{mar})$$

$$\text{prodcomb} = \text{mgases}$$

End Function

**Function He(frC, frH, frS, frO, frN, UmiadeAr, e, pci, rho, T)**

'Entalpia de entrada para o Balanço de Energia

'frx - Frações em massa dos constituintes do combustível

'e - % de excesso de ar

'UmidadeAr - Umidade do Ar [kg H<sub>2</sub>O / kg Ar seco]

'PCI - Pci do combustível ([kJ/m<sup>3</sup>] p/ gases e [kJ/kg] p/ os demais)

'T - Temperatura de entrada

'rho - densidade (somente para gases) [kg/m<sup>3</sup>] (25°C, 1 atm)

$$\text{mar} = \text{Arcomb}(\text{frC}, \text{frH}, \text{frS}, \text{frO}, \text{frN}, \text{UmiadeAr}, \text{e})$$

$$\text{mO2} = \text{mar} * 0.23301$$

$$mN2 = mar * 0.76699$$

$$He = pci / rho + (mO2 * CpO2(25, T) + mN2 * CpN2(25, T)) * (T - 25)$$

End Function

### **Function Hs(frC, frH, frS, frO, frN, e, UmidadeAr, Tgases, frumid)**

'Entalpia de saída para o Balanço de Energia

'frx - Frações em massa dos constituintes do combustível

'frumid - fração em massa da umidade (para combustíveis sólidos)

'e - % de excesso de ar

'UmidadeAr - Umidade do Ar [kg H<sub>2</sub>O / kg Ar seco]

'Tad - Temperatura dos gases [°C]

$$mar = Arcomb(frC, frH, frS, frO, frN, 0, e)$$

$$fmC = frC / 100$$

$$fmH = frH / 100$$

$$fmS = frS / 100$$

$$fmO = frO / 100$$

$$fmN = frN / 100$$

$$fmumid = frumid / 100$$

$$mOxigenio = 0.21 * mar / (0.21 * 32 + 0.79 * 28.013) * 32 + fmO$$

$$mCO2 = fmC * 44.01115 / 12.01115$$

$$mH2O = fmH * 18.016 / 2.016$$

$$mSO2 = fmS * 64.066 / 32.066$$

$$mO2 = mOxigenio - mCO2 * 32 / 44.01115 - mH2O * 16 / 18.016 - mSO2 * 32 / 64.066$$

$$mN2 = 0.79 * mar / (0.21 * 32 + 0.79 * 28.013) * 28.013 + fmN$$

$$mumid = fmumid$$

$$Hs = (mCO2 * CpCO2(25, Tgases) + (mH2O + fmumid + mar * UmidadeAr) * CpH2O(25, Tgases) + mN2 * CpN2(25, Tgases) + mSO2 * CpSO2(25, Tgases) + mO2 * CpO2(25, Tgases)) * (Tgases - 25)$$

End Function

### **Function teorO2(c, H, S, o, n, e)**

'Cálculo do teor de CO<sub>2</sub> no produto de combustão

'e = % de excesso de ar

'c, h, o, s, n - Frações em massa dos constituintes do combustível

Dim vo As Double  
 Dim vg As Double

$$\begin{aligned} \text{vo} &= (\text{c} / 12.01115 + \text{H} / 4.03188 + \text{S} / 32.066 - \text{o} / 32) * 4.76 * 22.4 \\ \text{vg} &= (\text{c} / 12.01115 + \text{S} / 32.066 + 3.76 * (\text{c} / 12.01115 + \text{H} / 4.03188 + \text{S} / 32.066 - \text{o} / 32) + \text{n} / 28.013) * 22.4 \end{aligned}$$

$$\text{teorO2} = 100 * ((\text{e} / 100) * (\text{c} / 12.01115 + \text{H} / 4 + \text{S} / 32.064 - \text{o} / 32) * 22.4) / (\text{vg} + \text{vo} * (\text{e} / 100))$$

End Function

### **Function Densidade(frC, frH, frS, frO, frN, frumid, UmidadeAr, e)**

'Cálculo da densidade dos gases de combustão (saída) [kg/Nm3]

'frx - Frações em massa dos constituintes do combustível  
 'e = % de excesso de ar

mar = Arcomb(frC, frH, frS, frO, frN, 0, e)

$$\begin{aligned} \text{fmC} &= \text{frC} / 100 \\ \text{fmH} &= \text{frH} / 100 \\ \text{fmS} &= \text{frS} / 100 \\ \text{fmO} &= \text{frO} / 100 \\ \text{fmN} &= \text{frN} / 100 \\ \text{fmumid} &= \text{frumid} / 100 \end{aligned}$$

$$\text{mOxigenio} = 0.21 * \text{mar} / (0.21 * 32 + 0.79 * 28.013) * 32 + \text{fmO}$$

$$\begin{aligned} \text{molCO2} &= \text{fmC} / 12.01115 \\ \text{molH2O} &= \text{fmH} / 2.016 + (\text{mar} * \text{UmidadeAr} + \text{fmumid}) / 18.016 \\ \text{molSO2} &= \text{fmS} / 32.066 \\ \text{mO2} &= \text{mOxigenio} - \text{molCO2} * 32 / 44.01115 - \text{molH2O} * 16 / 18.016 - \text{molSO2} * 32 / 64.066 \\ \text{mN2} &= 0.79 * \text{mar} / (0.21 * 32 + 0.79 * 28.013) * 28.013 + \text{fmN} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{molO2} &= \text{mO2} / 32 \\ \text{molN2} &= \text{mN2} / 28.013 \end{aligned}$$

$$\text{mtotal} = \text{molCO2} + \text{molH2O} + \text{molSO2} + \text{molO2} + \text{molN2}$$

$$\text{Densidade} = (\text{molCO2} / \text{mtotal} * 44.01115 + \text{molH2O} / \text{mtotal} * 18.016 + \text{molSO2} / \text{mtotal} * 64.066 + \text{molO2} / \text{mtotal} * 32 + \text{molN2} / \text{mtotal} * 28.013) / 22.4$$

End Function

**Function pci(PCS, frH, umidade)**

'Cálculo do PCI [kJ/kg] do combustível sólido em função do PCS

'PCS - PCS do combustível sólido [kJ/kg]

'frH - Fração em massa de Hidrogênio - base seca

'Umidade - Fração em massa de umidade - base umida

$$um = \text{umidade} / 100$$

$$pci = PCS - ((1 - um) * frH / 100 * 9 + um) * 2442$$

End Function

**2. CALORES ESPECÍFICOS DE GASES**

' Calores Específicos Médios a Pressão Constante de Alguns Gases

' Baseados nas correlações de Passut &amp; Danner e Tabela A.9 do Van Wylen

' Referências Bibliográficas:

' 1 - DAUBERT, Thomas E. "Chemical Engineering Thermodynamics". McGraw-Hill, Cingapura, 1985.

' 2 - VAN WYLEN, G.J. &amp; SONNTAG, R.E. "Fundamentos da Termodinâmica Clássica". Edgard Blücher, 3a ed., São Paulo, 1993.

' 3 - PERRY pg 3-134

' Range: -175 a 1200°C (Ref. 1)

' 0 a 3200°C (Ref. 2)

' 0 a 2200°C (Ref. 3)

**Function CpCO2(TL, TH)**

' CpCO2 [kJ/kg K]

' TH,TL [°C]

Dim THCO2 As Single

Dim TLCO2 As Single

If TH &lt; 1200 Then

$$\text{CpCO2} = (1 / (\text{TH} - \text{TL})) * (0.479107 * (\text{TH} - \text{TL}) + 0.000762159 * ((\text{TH} + 273.15)^2 - (\text{TL} + 273.15)^2) - 0.000000359392 * ((\text{TH} + 273.15)^3 - (\text{TL} + 273.15)^3) + 0.00000000084744 * ((\text{TH} + 273.15)^4 - (\text{TL} + 273.15)^4) - 5.7752E-15 * ((\text{TH} + 273.15)^5 - (\text{TL} + 273.15)^5))$$

Else

$$\text{THCO2} = (\text{TH} + 273.15) / 100$$

$$\begin{aligned} \text{TLCO2} &= (\text{TL} + 273.15) / 100 \\ \text{CpCO2} &= (100 / (44.01 * (\text{TH} - \text{TL}))) * (-3.7357 * (\text{THCO2} - \text{TLCO2}) + \\ &\quad 20.352667 * (\text{THCO2}^{1.5} - \text{TLCO2}^{1.5})) \end{aligned}$$

```

TLSO2 = TL + 273.15
CpSO2 = (4.186 / (64.063 * (TH - TL))) * (7.7 * (THSO2 - TLSO2) + 0.00265
* (THSO2 ^ 2 - TLSO2 ^ 2) - 0.00000027666 * (THSO2 ^ 3 - TLSO2 ^ 3))
End If

```

End Function

### **Function CpN2(TL, TH)**

```

' CpN2 [kJ/kg K]
' TH,TL [°C]

Dim THN2 As Single
Dim TLN2 As Single

If TH < 1200 Then
    CpN2 = (1 / (TH - TL)) * (1.06849 * (TH - TL) - 0.000134096 * ((TH +
273.15) ^ 2 - (TL + 273.15) ^ 2) + 0.000000215569 * ((TH + 273.15) ^ 3 - (TL +
273.15) ^ 3) - 0.00000000078632 * ((TH + 273.15) ^ 4 - (TL + 273.15) ^ 4) +
6.985E-15 * ((TH + 273.15) ^ 5 - (TL + 273.15) ^ 5))
Else
    THN2 = (TH + 273.15) / 100
    TLN2 = (TL + 273.15) / 100
    CpN2 = (100 / (28.013 * (TH - TL))) * (39.06 * (THN2 - TLN2) + 1025.58 *
(THN2 ^ -0.5 - TLN2 ^ -0.5) - 1072.7 * (THN2 ^ -1 - TLN2 ^ -1) + 410.2 * (THN2 ^
-2 - TLN2 ^ -2))
End If

```

End Function

### **Function CpO2(TL, TH)**

```

' CpO2 [kJ/kg K]
' TH,TL [°C]

Dim THO2 As Single
Dim TLO2 As Single

If TH < 1200 Then
    CpO2 = (1 / (TH - TL)) * (0.95244 * (TH - TL) - 0.00028114 * ((TH + 273.15)
^ 2 - (TL + 273.15) ^ 2) + 0.000000655223 * ((TH + 273.15) ^ 3 - (TL + 273.15) ^
3) - 0.00000000452316 * ((TH + 273.15) ^ 4 - (TL + 273.15) ^ 4) + 1.087744E-13
* ((TH + 273.15) ^ 5 - (TL + 273.15) ^ 5))
Else
    THO2 = (TH + 273.15) / 100
    TLO2 = (TL + 273.15) / 100

```

---

$CpO2 = (100 / (31.999 * (TH - TL))) * (37.432 * (THO2 - TLO2) + 0.008041 * (THO2 ^ 2.5 - TLO2 ^ 2.5) + 357.14 * (THO2 ^ -0.5 - TLO2 ^ -0.5) - 236.88 * (THO2 ^ -1 - TLO2 ^ -1))$

End If

End Function

### 3. SECAGEM DE SÓLIDOS

'Cálculos Psicrométricos em processos de secagem

'Balanços de massa e energia para um Spray Dryer

'Fontes: MASTERS - Spray Drying Handbook

' Van Wylen - Fundamentos da Termodinâmica Clássica

' Wilbert - Refrigeração e Ar condicionado

'-----

#### Function Umidabs(Tbs, Tbu, P)

'Cálculo da Umidade Absoluta

'Tbs - Temperatura de Bulbo Seco [°C]

'Tbu - Temperatura de bulbo umido[°C]

'P - Pressão [bar]

'Umidade Absoluta em [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

Dim T1 As Double

Dim P1 As Double

T1 = Tbu

P1 = P

Umidabs = ((0.21 \* CpO2(Tbs, Tbu) + 0.79 \* CpN2(Tbs, Tbu)) \* (Tbs - Tbu) - Umidabs1(P1, T1) \* Hlv(Tbu)) / (Hliq(Tbu) - Hvap(Tbs))

End Function

#### Function umrelat(w, P, Tbs, M)

'Cálculo da Umidade relativa (f<sub>i</sub>) [%] a partir de:

'P - Pressão [bar]

'w - umidade absoluta [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

Dim P1 As Double

Dim T1 As Double

Dim T2 As Double

pg = Psat(Tbs)

Pa = P - pg

$umrelat = 100 * w * P / ((18.015 / M + w) * pg)$

End Function

### **Function Torvalho(w, P, Tbs, M)**

'Cálculo da Temperatura de Orvalho [°C]

'w - umidade absoluta [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

'P - Pressão [bar]

'Tbs - Temperatura de Bulbo Seco [°C]

Dim f As Double

Dim T2 As Double

aux = Tbs

P1 = P

f = umrelat(w, P1, aux, M)

aux = Tbs

Pv1 = f / 100 \* Psat(aux)

aux = Tbs

Torvalho = Tsat(Pv1)

End Function

### **Function Entalpia(w, Tbs)**

'Cálculo da Entalpia da mistura Ar + Vapor d'água [kJ/kg]

'Tbs - Temperatura de Bulbo Seco [°C]

'w - umidade absoluta [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

Dim P1 As Double

Dim T1 As Double

Dim T2 As Double

T2 = Tbs

Entalpia = (CpAr(0, T2) + 0.46 \* 4.1868 \* w) \* T2 + Hlv(0) \* w

End Function

### **Function Tbu(Tbs, P, w)**

'Calculo da Temperatura de bulbo Umido de uma mistura ar + vapor d'água [°C]

'Fonte: Drying of Solids - Arun S. Mujumdar - Computation of Humid Air Properties

'Válido de 10 a 180 °C

'Tbs - Temperatura de Bulbo Seco [°C]

'P - Pressão [bar abs]

'w - umidade absoluta [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

Dim aux As Double

Dim T As Double

Taux = Tbs + 273

T = (Tbs - 10) + 273

aux = 15

Do

Yw = ((1.01 + 1.88 \* w) / (382.42 \* (647.3 - T) ^ 0.3163)) \* (Taux - T) + w

T1 = (3816.44 / (Log((0.622 + Yw) / (750.0617 \* P \* Yw)) + 18.304)) + 46.13

aux = T1 - T

T = T1

Loop While Abs(aux) > 0.001

Tbu = T - 273

End Function

Function Pbar(alt)

'Calculo da pressão barométrica local [bar abs]

'alt - altitude em relação ao nível do mar [m]

Pbar = (101.325 \* ((288 - 0.0065 \* alt) / 288) ^ 5.255) / 100

End Function

**Function umidar(mar1, mar2, magua, w1, w2)**

'Cálculo da umidade do ar na saída do Secador [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

'mar1 - Vazao de ar primário [kg/h]

'mar2 - Vazao de ar secundário [kg/h]

'magua - Água evaporada no processo de secagem [kg/h]

'w1 - Umidade absoluta do ar primário [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

'w2 - Umidade absoluta do ar secundário [kg H<sub>2</sub>O/kg ar seco]

umidar = (magua + mar1 \* w1 + mar2 \* w2) / (mar1 + mar2)

End Function

Function HPe(hs1, har1, har2, mar1, mar2, ms)

HPe = hs1 \* ms + har1 \* mar1 + har2 \* mar2

End Function

**Function HPs(hs2, harf, marf, ms2, hperdas)**

HPs = hs2 \* ms2 + harf \* marf + hperdas

End Function