

i. Dedicatória

Aos que directa ou indirectamente deram o seu contributo para a materialização deste trabalho.

ii. Agradecimentos

Agradeço a todos os que directa ou indirectamente deram o seu contributo para a efectivação do presente trabalho. A direcção geral da Açucareira de Xinavane e em particular a direcção fabril pelo seu acolhimento. Ao Eng^o Pascoal Elias S. Macule pelo seu apoio. Agradeço por último ao meu supervisor Prof. Dr. Eng^o. Jorge Olivio Penicela Nhambiu pela sua supervisão fortemente interventiva sem a qual não seria possível alcançar os resultados almejados.

iii. Resumo

Nos dias de hoje o apetrechamento energético de um país determina o seu potencial económico e o nível de vida da sua população. Baskákov (1985), Refere que na sua obra que no ano de 1970 a quantidade de recursos energéticos consumidos durante um dia a razão de um habitante da terra equivalia em média cerca de 5 kg de uma boa pedra de carvão. Porém, nos países mais desenvolvidos este número já superava 30 kg. Com efeito, um balanço energético bem elaborado é relevante para que se tenha em poder informação precisa do fluxo energético e por conseguinte, garantir uma boa planificação da produção com vista a uma maior liquidez. Por outro lado, as anomalias no funcionamento do equipamento industrial podem ser facilmente detectadas por uma simples avaliação dos parâmetros energéticos.

O presente trabalho do Projecto do Curso visa desenvolver um aplicativo em **software** que permitirá executar o balanço energético das caldeiras da açucareira de Xinavane tomando como combustível, o bagaço. De igual modo o aplicativo irá permitir a avaliação dos parâmetros do vapor super aquecido nos pontos onde se localizam os receptores finais, designadamente nas turbinas.

Como parâmetros de entrada a ter em conta tem-se: *A humidade do bagaço, O consumo de bagaço, o teor de sacarose no bagaço, coeficiente de excesso de ar, coeficientes de perdas, temperatura dos produtos de combustão, os comprimentos e diâmetros dos tubos, as características dos materiais das linhas de vapor, entre outros.*

Os parâmetros de saída são: *O poder calorífico do bagaço, o rendimento térmico médio das caldeiras, a quantidade de bagaço produzido, a temperatura e pressão do vapor, etc.*

A ordem de execução do trabalho consistiu em primeiro lugar no levantamento de parâmetros operacionais e de implantação, compilação do relatório e por ultimo a criação do respectivo aplicativo.

A metodologia usada para execução do presente trabalho foi a seguinte:

- Levantamento bibliográfico;
- Levantamento e medição dos parâmetros operacionais e de implantação da fábrica;
- Tratamento dos dados;

- Avaliação e validação dos resultados.

Demonstra-se no presente trabalho que:

o consumo de combustível cresce com o aumento do coeficiente de excesso de ar;

O rendimento das caldeiras diminui com o aumento da humidade do bagaço;

Entre outras.

iv. Lista de símbolos

| | |
|------------|--|
| W | Humidade do bagaço em % |
| D | Matérias dissolvidas na cana em % |
| f' | Fibra do bagaço em % |
| f | Fibra da cana % ou factor de atrito dos tubos |
| B | % do bagaço |
| ξ | Teor de cinzas em % no bagaço |
| H | Teor de Hidrogénio em % |
| O_2 | Teor de Oxigénio em % |
| CO_2 | Teor de Dióxido de Carbono em % |
| PCS | Poder Calorífico Superior do Bagaço em KJ/kg de bagaço |
| PCI | Poder Calorífico Inferior do Bagaço em KJ/kg de bagaço |
| r | Calor latente de vaporização ou raio do tubo |
| s | Teor de sacarose no bagaço em % |
| i | Impurezas diversas no combustível |
| E | Peso do vapor de água presente nos gases de combustão |
| ψ | Pureza do caldo |
| MO_2 | Massa de Oxigénio |
| C | Teor de Carbono |
| Var | Volume do ar em m^3/kg |
| Var^p | Volume estequiométrico do ar em m^3/kg |
| Vg | Volume do gases |
| ϵ | Teor de cinza na cana |
| AdX | Açucareira de Xinavane |
| γ | Teor de CO_2 nos produtos gasosos de combustão |
| Vgs | Volume dos gases sólidos em m^3/kg |
| Pg | Peso dos produto de combustão em kg/kg |
| α | coeficiente que leva em conta as perdas por sólidos não queimados |
| β | coeficiente que leva em conta as perdas por radiação na fornalha |
| η | Rendimento das caldeiras em % |
| ρ | Densidade do vapor, da agua ou do ar. |
| λ | Coeficiente que toma em conta a deficiência da combustão na caldeira |
| Cc | Calor específico do carbono em kJ/kgK |

| | |
|--------------|--|
| Ca | <i>Calor específico do ar em kJ/kgK</i> |
| Pa | <i>Peso do ar em kg/kg</i> |
| m | <i>Coeficiente de excesso de ar</i> |
| Cp | <i>Calor específico a pressão constante</i> |
| $C1,2,3$ | <i>Caldeira 1, 2 e 3</i> |
| Qv | <i>Calor trocado entre os produtos de combustão de combustão e a água para formar vapor em kJ/kg</i> |
| GV | <i>Gerador de vapor</i> |
| q | <i>Perdas por calor sensível no produtos gasosos de combustão</i> |
| $Qout$ | <i>Calor de saída, aquele que realmente é aproveitado no vapor em kJ/kg</i> |
| Qin | <i>Calor que entra em função do caudal de bagaço</i> |
| Cl | <i>Teor de carbono nas cinzas</i> |
| χ | <i>Teor de cinzas no bagaço</i> |
| q_{cinzas} | <i>Perdas de calor devido às cinzas</i> |
| t | <i>temperatura</i> |
| tm | <i>Temperatura média do vapor</i> |
| x | <i>Comprimento da linha de vapor</i> |
| $P(x)$ | <i>Pressão do vapor em função do comprimento</i> |
| T_{∞} | <i>Temperatura ambiente</i> |
| e | <i>Base do logaritmo natural</i> |
| \dot{m} | <i>Caudal mássico de vapor</i> |
| U | <i>Coeficiente global de troca de calor</i> |
| u_m | <i>Velocidade media do vapor</i> |
| d | <i>diâmetro nominal do tubo</i> |
| g | <i>Aceleração de gravidade</i> |
| h | <i>Perdas de pressão no tubos de vapor</i> |
| Asr | <i>Área da secção recta do tubo</i> |
| Red | <i>Numero de Reynolds pelo diâmetro</i> |
| ΔP | <i>Queda de pressão</i> |
| $hval$ | <i>Perdas de pressão nas válvulas</i> |
| $hcurva$ | <i>Perdas de pressão nas curvas</i> |
| $Tsup$ | <i>Temperatura da superfície</i> |
| B | <i>Consumo de bagaço</i> |
| q'' | <i>Fluxo térmico</i> |
| $Tm(x)$ | <i>Temperatura em função do comprimento do tubo)</i> |

iv. Lista de figuras

| | |
|----------|--|
| Figura 1 | Fluxo de material na caldeira |
| Figura 2 | Representação da secção transversal do tubo em corte |
| Figura 3 | Imagem ilustrativa da "interface" do programa |
| Figura 4 | Fluxograma do processo de produção de açúcar |

v. Lista de tabelas

| | |
|-----------|---|
| Tabela 1 | Volume dos produtos de combustão |
| Tabela 2 | Tabela de cálculo da temperatura de combustão |
| Tabela 3 | Calor específico dos produtos de combustão |
| Tabela 4 | Perdas de calor sensível pelos produtos de combustão |
| Tabela 5 | Poder calorífico do bagaço seco em diferentes países |
| Tabela 6 | Poder calorífico dos constituintes do bagaço |
| Tabela 7 | Propriedades físicas dos produtos de combustão |
| Tabela 8 | Composição do ar |
| Tabela 9 | Entalpia e calor de aquecimento dos produtos de combustão |
| Tabela 10 | Eficiência das caldeiras para diferentes coeficientes de excesso de ar. |
| Tabela 11 | Fluxo energético no vapor |
| Tabela 12 | Balanço de cinzas |
| Tabela 13 | Parâmetros de entrada e saída principais do balanço de energia |
| Tabela 14 | Parâmetro das linhas de vapor |

vii. Índice

| | |
|--|----|
| 1. Introdução | 2 |
| 2. Objectivos | 3 |
| 3. Estudos similares na área. | 4 |
| 4. Modelo matemático do balanço energético das caldeiras | 6 |
| 4.1. Produção de Vapor..... | 7 |
| 4.1.1. O Bagaço..... | 8 |
| 4.1.2. Composição física do bagaço | 8 |
| 4.1.3. Quantidade de bagaço | 9 |
| 4.1.4. A composição química do bagaço..... | 10 |
| 4.1.5. O poder calorífico do bagaço. | 12 |
| 4.1.6. A combustão do bagaço..... | 15 |
| 4.2. Balanço energético das caldeiras..... | 25 |
| 4.2.1. Rendimento das caldeiras | 26 |
| 5. Avaliação das perdas de energia nas linhas de vapor..... | 33 |
| 5.1. Perdas de energia devido as condições fluido dinâmicas do escoamento..... | 33 |
| 5.1.1. A velocidade media | 33 |
| 5.1.2. A avaliação do gradiente de pressão | 34 |
| 5.2. Perdas de energia térmica devido a transferência de calor por convecção | 36 |
| 5.2.1. Temperatura média | 36 |
| 6. Breve descrição do aplicativo..... | 42 |
| 7. Conclusões e recomendações | 44 |
| 7.1. Conclusões | 44 |
| 7.2. Recomendações e propostas..... | 45 |
| 8. Referencias e bibliografia | 47 |
| 8.1. Referências..... | 47 |
| 8.2. Bibliografia | 47 |
| 9. Anexos | 48 |

1. Introdução

O presente trabalho é o resultado do estudo energético efectuado na açucareira de Xinavane no âmbito da disciplina Projecto do Curso da engenharia mecânica da Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane.

Porque um balanço energético numa açucareira?

Um balanço energético em qualquer fábrica cobre-se de capital importância, pois permite prever e decidir sobre os vários parâmetros operacionais da fábrica. O balanço energético de uma caldeira consiste em avaliar a relação entre os parâmetros de entrada e de saída. Importa, com efeito, realçar que sem um balanço energético numa indústria, em particular na de processo torna-se difícil ou mesmo impossível tomar diversas decisões com vista a introdução de melhorias no equipamento, projectos de expansão e até mesmo avaliar o desempenho económico da fábrica.

O cálculo da eficiência das caldeiras, a análise da relação entre os diversos parâmetros operacionais das caldeiras, a identificação das perdas de energia entre outros, o desenvolvimento de um aplicativo para a execução do balanço energético, são alguns dos objectivos a que o presente trabalho se propõe a alcançar.

De notar que a realização do balanço energético não é tarefa fácil, porém, o recurso a cibernética torna a sua realização bastante simples e menos onerosa.

O presente trabalho é composto por 9 capítulos respectivamente designados por: Introdução, Objectivos, Estudos similares na área, Modelo matemático do balanço energético das caldeiras, Avaliação das perdas de energia nas linhas de vapor, Breve descrição do aplicativo, Conclusões e recomendações, Referências e bibliografia e por ultimo os anexos.

2. Objectivos

- Calcular o rendimento das caldeiras;
- Definir o regime óptimo de operação das caldeiras do ponto de vista da combustão;
- Avaliar as perdas de energia térmica nas linhas de vapor super aquecido;
- Identificar as possíveis causas das perdas;
- Analisar a relação entre os diferentes parâmetros energéticos;
- Calcular o consumo de combustível mais adequado aos valores nominais dos parâmetros de pressão e temperatura da fábrica,
- Desenvolver um aplicativo electrónico que execute o balanço energético das caldeiras e linhas de vapor.

3. Estudos similares na área.

O balanço energético das caldeiras na indústria açucareira cobre-se de particular importância. Com uma boa exploração energética do equipamento, uma fábrica de açúcar é auto-suficiente em termos energéticos, isto é, a partir do bagaço pode produzir energia suficiente para fazer funcionar todo o equipamento da fábrica e ainda, produzir excedente de energia e bagaço para a comercialização. Além do potencial energético, contam a favor da bio massa energética, questões ambientais, manutenção de empregos e projecção de vida limitada para o petróleo.

Todavia, importa referir que avaliação do rendimento numa caldeira pode ser feita em relação ao poder calorífico superior (PCS) ou inferior (PCI) do bagaço.

De acordo com E. Hugot (1969), estudos efectuados por Tromp em **1940** indicaram que o rendimento numa caldeira em relação ao PCS variava entre 50 a 65%. Contudo, estudos similares realizados por Jenkins em **1938** revelaram um rendimento de 68% em relação ao PCS, E. Hugot (1969). E. Hugot (1969) cita ainda Jenkins, segundo o qual em relação ao PCS em **1961** o valor médio comum do rendimento de uma caldeira na Austrália era de 50%, 63% nas instalações modernas até então, 65% nas instalações modernas e bem operadas. Porém, os melhores valores por este observados na altura foram de 68%. O rendimento em relação ao PCI, na mesma ordem descritiva, Jenkins indica 60, 78, 80 e 83%. A humidade do bagaço é um parâmetro com forte influência sobre o desempenho energético de uma caldeira numa açucareira. Diversas tecnologias tem sido adoptadas com vista a melhorar o rendimento das unidades geradoras de vapor dentre as quais o aquecimento do ar através dos produtos gasosos de combustão (PGC). Com efeito, a secagem prévia do bagaço antes da sua introdução na fornalha com recurso aos PGC deve ser por hipótese, considerada como sendo a solução mais viável para proporcionar as melhores condições de queima na fornalha na medida em que esta incide sobre a humidade do bagaço.

De acordo com Liana John e Maura Campanili, (2000) da Agência Estado no Brasil, Em uma experiência realizada pela antiga fabrica Santa Lúcia, de Ribeirão Preto, o bagaço era desumidificado com um produto químico e enfardado, o que facilitava o transporte e racionalizava seu uso nas caldeiras, aumentando a eficiência energética. Porém, esta experiência não é rentável, numa região em que o bagaço in natura seja abundante. Ainda segundo Liana John e Maura Campanili (2000), estudos de balanço energético realizados pela Universidade Federal de

Pernambuco no Brasil segundo os quais tanto a gaseificação do bagaço como a sua secagem podem aumentar a eficiência energética das açucareiras em 35%. Não obstante aos objectivos gerais do balanço energético das caldeiras, o desenvolvimento de um aplicativo informático que torne fácil e de domínio comum o balanço energético, bem como a avaliação dos parâmetros de vapor super aquecido ao longo das linhas constitui objectivo principal do presente trabalho do Projecto do Curso.

A metodologia adoptada para execução do presente estudo, inclui:

- Levantamento bibliográfico;
- Levantamento e medição dos parâmetros operacionais da fábrica;
- Cálculos;
- Avaliação e validação dos resultados.

O presente trabalho aplica-se a um caso de estudo intitulado avaliação dos parâmetros do vapor super aquecido nas linhas e balanço energético das caldeiras.

4. Modelo matemático do balanço energético das caldeiras

O primeiro passo consistiu no levantamento das características nominais das caldeiras de onde se obteve as seguintes características:

Caldeiras 1 e 2

| | |
|--------------------------|------------------------------|
| Número do contrato | 495820 |
| Empresa que projectou | Cail (França) |
| Tipo de circulação | Natural 3 Passes |
| Capacidade de evaporação | 30 000 kg/h |
| Pressão de vapor | 2000 kPa |
| Temperatura de vapor | 300°C |
| Equipamento de queima | 3 alimentadores por caldeira |
| Combustível | bagaço |
| Ano de fabrico | 1953 |

Caldeira 3

| | |
|---------------------------------------|-----------------|
| Número do contrato | 81232 |
| Empresa que projectou | Babcock Africa |
| Capacidade de evaporação | 40 000 kg/h |
| Pressão de vapor | 2200 kPa |
| Pressão de projecto | 2340 kPa |
| Pressão de teste hidráulico | 2930 kPa |
| Temperatura de operação | 305°C |
| Equipamento de queima | 3 alimentadores |
| Combustível | bagaço |
| Ano de fabrico | 1973 |
| Autoridade responsável pela inspecção | N.I.S. |

Os pressupostos para o presente balanço são os seguintes:

- Para todos os parâmetros variáveis serão tomados para o cálculo os valores médios;
- Não farão parte da média, os valores históricos, isto é, os valores que tiverem um grau de dispersão elevado;
- O método de recolha de dados é com base nos relatórios da empresa, leituras nos instrumentos existentes na empresa e medições no terreno;
- Serão usados os dados da campanha de 2004 para os parâmetros operacionais que dependem do decurso da campanha;
- Para os parâmetros cuja sua obtenção se revelar difícil ou impossível dentro das condições disponíveis na empresa, serão assumidos valores dentro de

intervalos recomendados pela bibliografia do ramo, em concordância com as características operacionais da fábrica;

As limitações de destaque associadas ao presente trabalho de estudo são as seguintes:

- Ausência ou inoperacionalidade de alguns aparelhos de medição;
- Ausência de equipamento para a medição do poder calorífico superior (PCS) do combustível, entre outras.

Importa realçar que as limitações acima referidas não comprometem os objectivos que nortearam a realização do presente estudo.

Geralmente a fibra da cana é suficiente para que a quantidade de bagaço produzida pelos moinhos e utilizada como combustível nas fornalhas das caldeiras produza todo o vapor necessário ao funcionamento das máquinas e a fabricação, Hugot, E. (1969).

Hugot, E. (1969), refere ainda que com uma fibra normal (entre 12 a 14), em uma fábrica bem equilibrada e bem concebida, ainda resta um excedente de bagaço (ou vapor) que podem ser utilizados para outros fins.

No presente trabalho serão sucessivamente examinados os seguintes assuntos:

- O Combustível mais usado na fábrica para o processo de produção de vapor é o bagaço.
- A combustão do bagaço;
- Quantidade de bagaço produzida;
- Rendimento das caldeiras;
- O consumo de combustível;
- Calculo das perdas de energia nas linhas de vapor super aquecido com base na avaliação da variação da pressão e temperatura.

4.1. Produção de Vapor

O vapor desempenha um papel fundamental numa indústria açucareira, sem o qual não seria possível a produção do açúcar.

O gerador de vapor (GV) é um conjunto de equipamentos interligados que permitem produzir vapor para o accionamento das turbinas e diversos trabalhos de cozedura bem como assegurar a evaporação, da água presente no sumo clarificado.

Os geradores de vapor podem ser flamatubulares ou aquatubulares.

Os GV's flamotubulares são geralmente concebidos para capacidades de vapor reduzidas, razão pela qual na indústria açucareira não é comum o seu uso sendo mais usados os aquotubulares.

O termo aquatubulares serve para indicar que a água circula dentro dos tubos e os gases de combustão por fora destes.

4.1.1. O Bagaço

O bagaço é o resíduo da cana moída, usado nas caldeiras como combustível para a produção de vapor.

4.1.2. Composição física do bagaço

De acordo com o Hugot, E.(1969), a composição física do bagaço varia muito pouco com a diversidade das máquinas empregadas, por isso para o presente estudo serão adoptados valores bibliográficos para os casos em que não seja possível o apuramento por medição de um dado parâmetro.

A composição física do bagaço é a seguinte:

- A água (humidade);
- Fibra por sua vez constituída por celulose que segundo Hugot, E. (1969) forma a fibra do bagaço.
- Matéria em solução na água.

Importa, com efeito, realçar que a água aqui referida resulta fundamentalmente da embebição e do caldo que por sua vez é constituída por açúcar e diversas impurezas.

A análise da composição física do bagaço, visa a determinação da quantidade de bagaço. De acordo com o Hugot, E. (1969), as matérias dissolvidas correspondem a um volume pequeno, cerca de **2 a 4%**.

Dentre as propriedades físicas do bagaço acima referidas, a fibra da cana e o teor de humidade é que são medidos no laboratório local, contudo para o teor de matéria dissolvida será no presente trabalho assumido o valor médio no intervalo indicado por Hugot.

A propriedade física mais importante do bagaço do ponto de vista energético, é a humidade designada por w .

Designando por D em %, a proporção em peso das matérias dissolvidas, o teor de fibra do bagaço em percentagem pode ser calculado de acordo com a seguinte expressão:

$$f' = 100 - w - D \quad (4.1)$$

Hugot, E.(1969), indica que o teor de fibra no bagaço varia entre 46 à 53% e como valor bastante frequente aponta 50%.

4.1.3. Quantidade de bagaço

A quantidade de bagaço produzido é uma função da quantidade de cana moída, do teor de fibra da cana e do teor de fibra do bagaço.

Os parâmetros acima referidos estão relacionados pela expressão:

$$100f = Bf' \quad (4.2)$$

A Expressão (4.2), indica que cada 100 (cem) partes da cana moída corresponde a B partes do bagaço produzido, isto é, pressupõe-se que o peso de fibra é o mesmo na entrada e na saída dos moinhos.

Da Expressão (4.2) resulta que a quantidade B de bagaço obtida em percentagem da massa da cana moída é dada por:

$$B = 100 \frac{f}{f'} \quad (4.3)$$

Observa-se que o peso de bagaço varia entre 24 a 30% do peso da cana, ou seja é aproximadamente de $\frac{1}{4}$ e a fibra da cana, segundo Hugot, E.(1969) varia entre 10 a 16% para casos gerais.

Importa, com efeito, referir que para além das propriedades de bagaço acima indicadas, existem outras como é o caso: do peso aparente, da densidade, etc. Porém a sua abordagem para o presente estudo não é fundamental.

Para além da aplicação comum do bagaço como combustível, existem outras aplicações dentre as quais:

- Como matéria-prima na produção de chapas de fibra para construção civil;
- Como matéria-prima na fabricação de massa de papel;
- Como matéria-prima na fabricação de matéria plástica e diversos solventes.

Resumindo: quanto maior for a quantidade de bagaço produzido maior é o potencial energético da fábrica.

Assumindo um teor de matéria dissolvida $D = 3\%$, a fibra do bagaço será de **47%** de acordo com a Expressão 4.1. Consequentemente para uma fibra da cana média de

14.2% como indicava um relatório semanal da empresa, o teor de bagaço produzido em relação a cana moída seria, de acordo com a Expressão (4.3) de **30%**.

A quantidade de cana moída na campanha de 2004, segundo o relatório da empresa, foi de **411058.2 toneladas**, o que significa que a quantidade de bagaço correspondente foi de cerca de **123317.5 toneladas**. Importa com efeito realçar que o valor de 123317.5 é um valor aproximado, visto que o valor do teor de substância dissolvidas na cana foi assumido da bibliografia, porém, a diferença entre este e o valor indicado pela empresa que é de **116848.53 ton** é de apenas 5%, pelo que o erro não será apreciável se for assumido o valor de **123317.5 toneladas** de bagaço o que confirma a validade das expressões acima indicadas para a fábrica em estudo. Importa, contudo, realçar que mesmo o valor da quantidade de bagaço indicado no relatório da empresa é também aproximado sendo que cada um dos dois acima pode estar mais ou menos próximo do valor real.

4.1.4. A composição química do bagaço

Tal como vários outros hidrocarbonetos, a composição química do bagaço é a seguinte:

| | |
|------------|------------------|
| Carbono | C |
| Hidrogénio | H |
| Oxigénio | O |
| Cinzas | ϵ |
| Água | H ₂ O |

A análise química e energética do bagaço é feita considerando dois estados, húmido e seco visto que o teor de humidade fornecido pelo laboratório local é referente ao bagaço no instante da sua saída do último moinho.

A composição química do bagaço varia pouco, entre os valores já encontrados por diversos autores. Hugot, E.(1969), admite para efeitos de cálculo a seguinte composição média do bagaço livre de humidade, isto é, seco é:

| | |
|------------------|-------|
| C = | 47% |
| H = | 6.5% |
| O ₂ = | 44% |
| ϵ = | 2.5 % |
| <hr/> | |
| | 100% |

De notar que os valores acima são adoptados da bibliografia por inexistência de equipamentos adequados com precisão aceitável para análise química do bagaço, com efeito, estes são representativos para várias situações, por serem valores médios.

O parâmetro que permite fazer uma avaliação energética mais elaborada do bagaço e de outros combustíveis em geral é o poder calorífico (PC).

Define-se por PC, como a quantidade de calor que a combustão de 1 kg de um dado combustível pode fornecer.

Distinguem-se dois valores de poder calorífico:

O **Poder Calorífico Superior** (PCS) que é o calor produzido pela combustão de 1 kg do combustível bruto, utilizado a 0 °C, sob a pressão atmosférica, sendo todos os produtos relacionados a 0 °C e pressão atmosférica, Hugot, E. (1969). Na medição do poder calorífico superior, não é considerada a presença de vapores resultante da água fisiológica do bagaço, como também a água formada pela combustão do hidrogénio que entra na composição do combustível, assume-se que todo o vapor condensa-se durante as reacções de combustão.

Na prática o que se verifica é o contrário, a água fisiológica proveniente do combustível e da combustão do hidrogénio permanecem no estado de vapor, pois de acordo com Hugot, E. (1969) na prática industrial ainda não se conseguiu reduzir a temperatura dos gases de combustão abaixo da sua temperatura de condensação.

Para fazer face a contradição entre a condição de que a água não deve ser condensada e os gases de combustão são relacionados a 0 °C e pressão atmosférica, Hugot, E. (1969) recomenda por convenção que é suficiente deduzir do PCS tantas vezes 2510 kJ (600 kcal) quantos kg de Hidrogénio existem em 1 kg de combustível. Portanto isto faz supor que para o PCS, a condensação ocorre a 10 °C, durante o esfriamento obrigatório a 0 °C se olhar-se para a Expressão (4.4) que permite calcular o calor latente de vaporização da água a uma dada temperatura e pressão.

$$r = 2540 - 2.93t \quad (4.4)$$

Onde: t é a temperatura em °C;

r é o calor latente de vaporização da água em kJ/kg á temperatura t .

O **Poder Calorífico Inferior** (PCI). Ao contrário do PCS, este aproxima-se mais da realidade em termos de calor transferido por 1 kg de combustível, por conseguinte deve ser adoptado na prática pois o PCI considera que a água fisiológica bem como a água resultante da combustão do hidrogénio permanecem no estado de vapor durante os processos de combustão. Importa com efeito, referir que segundo Hugot, E.(1969), não existem instrumentos que forneçam o PCI por isso este deve ser calculado.

Ainda segundo Hugot, E.(1969), os PCS e PCI estão relacionados pela seguinte expressão:

$$PCI = PCS - 2510E \quad (4.5)$$

Onde: E , é o peso do vapor de água presente nos gases provenientes da combustão de 1 kg do combustível em kg e os PCS e PCI são dados em kJ/kg.

O peso do vapor E pode ser relacionado com o peso do Hidrogénio de acordo com a equação de combustão do Hidrogénio na expressão a seguir:



Analisando a Expressão (4.6), vê-se que o peso da água formada é igual a 9 vezes o peso do Hidrogénio. Portanto para um combustível seco tem-se:

$$E = 9H \quad (4.7)$$

Onde: H é o peso de Hidrogénio que entra na composição de 1 kg do combustível. Assim sendo, o PCI apenas para um combustível seco em kJ/kg será finalmente dado por:

$$PCI = PCS - 22593.6H \quad (4.8)$$

De notar que para um combustível húmido é necessário levar em conta a água de humidade do bagaço.

4.1.5. O poder calorífico do bagaço.

a) Poder calorífico do bagaço seco.

Poder Calorífico Superior.

O PCS do bagaço é quase constante em todos os países e para todas as variedades de cana, Hugot, E. (1969).

Na Tabela 5 dos anexos podem ser vistos alguns valores do PCS de bagaço seco escolhidos ao acaso extraídos do Hugot, E. (1969) para diferentes países.

De acordo com Hugot, E. (1969), não se comete um erro de mais de 2% quando se adopta como valor universal do PCS do bagaço seco :

$$PCS = 19246.4 \text{ kJ/kg} \quad (4.9)$$

Poder Calorífico Inferior.

De acordo com o que foi dito em 4.1.4., que o bagaço seco contém em média 6.5% de Hidrogénio, a Expressão (4.8) fornece para o bagaço seco o valor de 17777.8 kJ/kg, aproximadamente **18 MJ/kg** de PCI:

b) Poder calorífico do bagaço Húmido.

Poder Calorífico Superior.

O método teórico de determinação do PCS do bagaço húmido segue o seguinte algoritmo:

Em primeiro lugar, é necessário ter-se em conta a composição centesimal do bagaço húmido. Os poderes caloríficos dos constituintes do bagaço de acordo com Hugot, E. (1969) podem ser vistos na Tabela 6 dos anexos.

De notar que o PC da água é igual a zero, pois a água não fornece calor durante a combustão, pelo contrário esta consome calor aumentando as perdas para a sua vaporização.

Considerando as fracções centesimais dos constituintes do bagaço bem como os seus respectivos PC's, o PCS do bagaço húmido pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$PCS = 19246.4 \frac{f}{100} + 16547.7 \frac{s}{100} + 17154.4 \frac{i}{100} \quad (4.10)$$

Hugot, E.(1969) considera a seguinte relação entre os PC do açúcar e das impurezas:

$$i = \frac{100 - \psi}{\psi} s \quad (4.11)$$

Sendo ψ a pureza do caldo residual.

Como os valores dos PC's do açúcar e das impurezas, são bastante próximo, pode-se adoptar o valor médio entre os dois sem erro apreciável.

Para a simplificação do cálculo, Hugot, E.(1969) sugere que o teor de fibra seja relacionado com o açúcar pela seguinte relação:

$$f' = 100 - s - i - w \quad (4.12)$$

De acordo com a Expressão (4.11) e tomando uma pureza média do caldo residual de 47.5% de acordo com Hugot, E.(1969) tem-se que: $i = 1.1s$. Assim sendo, resulta no seguinte PCS:

$$PCS = 19246.4 - 50.2s - 192.5w \quad (4.13)$$

Onde:

PCS é o poder calorífico superior do bagaço húmido, em kJ/kg;

s é o teor de açúcar no bagaço;

w é o teor de humidade no bagaço.

Poder Calorífico Inferior.

Seguindo o mesmo raciocínio usado no cálculo do PCS, tem-se:

$$PCI = 19246.4 \frac{f'}{100} + 16547.7 \frac{s}{100} + 17154.4 \frac{i}{100} - 1464.4 \frac{100-w}{100} - 2510.4 \frac{w}{100} \quad (4.14)$$

Finalmente o poder calorífico inferior será dados por:

$$PCI = 17765 - 50.2s - 203w \quad (4.15)$$

Onde s e w estão em percentagem.

Observa-se que nas Fórmulas (4.13) e (4.15), já são levadas em consideração as perdas seguintes:

- Calor latente de vaporização da água formada pela combustão do Hidrogénio do bagaço;
- Calor latente de vaporização da água proveniente da humidade do bagaço perdido na chaminé;

Desta forma, de acordo com Hugot, E.(1969), não é necessário mais, considerar as perdas por:

- radiação e convecção nas proximidades da fornalha e da caldeira;
- sólidos não queimados;
- combustão incompleta do Carbono, produzindo CO em vez de CO₂.

4.1.6. A combustão do bagaço.

a) Quantidade de ar necessário para a combustão.

As reacções químicas de oxidação do bagaço resultam na transformação do Carbono em Dióxido de Carbono (CO₂), o Hidrogénio em água (H₂O).

A combustão é um conjunto de processos de oxidação dos componentes do material combustível e na qualidade de oxidante habitualmente usa-se o ar. Com efeito, a quantidade de ar deverá naturalmente ser suficiente, para garantir a queima total de todos os elementos constituintes do combustível.

~~As equações de balanço que mostram os estados de partida e final dos componentes que participam nas reacções, são designadas estequiométricas.~~

Para o caso do bagaço, os elementos combustíveis a considerar são: O Carbono e o Hidrogénio, por conseguinte, as reacções estequiométricas destes elementos são as seguintes:



Considerando as massas moleculares dos elementos, se deduz que 12 kg de Carbono devem consumir teoricamente 32 kg de Oxigénio e para a queima completa de 1 kg de Hidrogénio deverá ter-se presente, teoricamente 8 kg de Oxigénio. Contudo deve-se observar também que 1 kg de Carbono deverá consumir teoricamente 2.67 kg de Oxigénio de acordo com as Expressões (4.16).

Incluindo o Oxigénio presente no combustível, o Oxigénio teoricamente necessário em kg de massa para oxidar na totalidade o combustível, poderá ser dado pela expressão que se segue:

$$M_{O_2} = 2.67 \frac{C^t}{100} + 8 \frac{H^t}{100} - \frac{O^t}{100} \quad (4.17)$$

Como se pode ver na Expressão acima (4.17) o princípio seguido, é que a massa do Oxigénio deverá ser igual a massa dos elementos combustíveis que participam nas reacções de oxidação em função da sua razão estequiométrica retirando o Oxigénio

contido no combustível. Porém, foi dito acima que como oxidante habitualmente se usa o ar por isso a análise deverá ser feita considerando a quantidade de ar necessária para que seja garantida a massa de Oxigénio, calculada pela Expressão (4.17). Usualmente considera-se o volume do ar teoricamente necessário para queimar na totalidade 1 kg de combustível. Tomando em consideração que o teor médio de O₂ no ar atmosférico é de 21% e a densidade do ar a temperatura de zero °C e pressão atmosférica é de 1.43 kg/m³, o volume teórico do ar reduzido às condições temperatura e pressão acima referidas será dado por :

$$V_{ar}^0 = \frac{M_{O_2}}{1.43 * 0.21} \quad (4.18)$$
$$V_{ar}^0 = \left(2.67 \frac{C^t}{100} + 8 \frac{H^t}{100} - \frac{O^t}{100} \right) * \frac{1}{1.43 * 0.21} = 3.33 * M_{O_2}$$

Considerando as composições em massa dos elementos do bagaço anteriormente indicados, ter-se-á que o volume teórico do ar necessário para a queima completa do bagaço é de **4.45 m³** por kg de bagaço. De acordo com Hugot, E.(1969), como a composição química do bagaço não é constante, é aceitável assumir para o volume teórico do ar o valor de **4.45 m³** por kg de bagaço.

Na prática é geralmente difícil conseguir-se as condições estequiométricas de mistura do ar e combustível, pelo que deve-se garantir sempre na combustão algum excesso de ar com vista a oxidar por completo todos os elementos combustíveis presentes no bagaço.

Relativamente ao excesso de ar, convém realçar os seguintes pormenores energéticos:

A queima completa do Carbono para formar CO₂ liberta 32.8 MJ por kg de carbono enquanto que a queima deficiente do mesmo (Carbono) com formação de CO liberta apenas 9.2 MJ por kg de Carbono, A. P. Baskákov (1982), sendo a razão de 3.57. Para a mesma situação Hugot, E.(1969) refere que apenas cerca de 2415 kcal são libertos por 1kg de Carbono queimado com défice de Oxigénio e cerca de 8000 kcal na combustão normal, sem défice de Oxigénio.

Analisando os valores indicados por estes dois autores cuja razão dos calores difere apenas em 7%, pode se concluir que é recomendável que a queima seja com algum excesso de ar, com vista a assegurar o maior aproveitamento do potencial calorífico existente no bagaço.

b) Volume e composição dos produtos de combustão

Nas condições reais de exploração do equipamento industrial é como antes foi referido, é praticamente impossível realizar uma queima completa com o ar estequiométrico, pelo que deve sempre ser garantido algum excesso de ar, para que de facto sejam queimados todos os elementos combustíveis presentes no bagaço. Desta forma, para o cálculo do volume de ar em m^3/kg de bagaço necessário para a combustão completa do bagaço, deve ser considerado o coeficiente de excesso de ar m . Assim sendo, tem-se:

$$V_{ar} = V_{ar}^0 (1 - w)m \quad (4.19)$$

Para as condições de temperatura igual a zero ($0\text{ }^\circ\text{C}$) e pressão atmosférica, de acordo com o volume de ar teórico calculado que é de cerca de $4.45\text{ m}^3/\text{kg}$ tendo em conta a composição química do bagaço tem-se:

$$V_{ar} = 4.45(1 - w)m \quad (4.20)$$

Para o cálculo do volume dos gases de combustão, é necessário tomar em consideração o seguinte:

- é necessário um excesso de oxigénio para garantir a queima total do C e do H_2 por isso tem-se mais O_2 nos produtos de combustão;
- o volume de CO_2 formado é igual ao volume de O_2 que entrou para a sua formação;
- que o volume de H_2O é igual ao volume de O_2 que entrou em sua formação multiplicado por 2;
- que adiciona-se o volume do Oxigénio proveniente do bagaço;
- subtrai-se o volume do Oxigénio que entrou na formação de água;
- subtrai-se o volume do Oxigénio que entrou na formação do CO_2 ;
- que adiciona-se o vapor de água formado;
- adiciona-se o volume de CO_2 formado.

Considerando a quantidade de O_2 necessária para consumir o C e o H_2 de acordo com as reacções de combustão, as propriedades físicas dos produtos de combustão

da Tabela 7 dos anexos e todas as situações acima referidas, tem-se os seguintes volumes dos produtos de combustão:

Tabela 1 Volumes dos produtos de combustão em m³ por kg de bagaço

| Parâmetro | Volume(m ³ /kg) |
|---|----------------------------|
| Volume de O ₂ proveniente do bagaço | 0.308 |
| Volume de O ₂ que entrou na formação de água | 0.364 |
| Volume que entrou na formação do CO ₂ | 0.877 |
| Volume de vapor de água formado | 0.728 |
| Volume de CO ₂ formado | 0.877 |
| Volume total de ar introduzido | 0.672 |

De notar que é preciso considerar ainda a água proveniente do bagaço cujo volume específico é de cerca de 1.244 m³/kg a uma temperatura de 0 °C e pressão atmosférica.

Assim sendo, de acordo com Hugot, E.(1969), o volume dos gases de combustão em m³/kg será dado por:

$$V_g = 4.45(1-w)m + 0.672(1-w) + 1.244w$$

ou

$$V_g = 4.45(1-w)m + 0.572w + 0.672$$

(4.21)

Com efeito, importa realçar que a Expressão (4.21) é referente a **0 °C e pressão atmosférica.**

A pressão na fornalha pode se assumir como próxima a atmosférica para efeitos de cálculo sem erros apreciáveis, sendo assim, deverá considerar-se o volume de ar para as temperaturas da fornalha.

Pela equação geral de estado, ou simplesmente lei de Mariotte segundo Hugot, E.(1969) $PV=RT$ com T em Kelvins. Como R é um coeficiente e P é constante (pressão atmosférica), Hugot, E.(1969) sugere a seguinte expressão para o cálculo do volume em função da temperatura na fornalha:

$$v_t = v_0 \frac{273 + t}{273}$$

(4.22)

Onde: v_t é o volume à temperatura t;

V_0 volume à zero 0 °C.

c) Composição dos produtos de combustão

A expressão que permite calcular a massa total em kg/kg dos produtos de combustão (fumos) é de acordo com Hugot, E.(1969) a seguinte:

$$Pg = 5.76(1 - w)m + 1 - \varepsilon \quad (4.23)$$

De acordo com a Expressão (17), a massa estequiométrica de Oxigénio necessária para oxidar por completo o Carbono e o Hidrogénio no bagaço é de **1.33 kg / kg**. Considerando o excesso de ar m e humidade do bagaço w , a massa de Oxigénio em excesso nos fumos da chaminé será dada por:

$$O_2 = 1.33(1 - w)(m - 1) \quad (4.24)$$

A massa do Nitrogénio nos fumos será dada por:

$$N_2 = 4.43(1 - w)m \quad (4.25)$$

A massa do gás carbónico é dada por:

$$CO_2 = C * MCO_2(1 - w) \quad (4.26)$$

Onde:

C indica o teor de Carbono no bagaço seco, que é como foi já referido é de cerca de 47%;

M_{CO_2} é a massa de Dióxido de Carbono que pode ser produzida na queima de 1 g de Carbono que é de **3.67 g**. de acordo com a reacção indicada pela Expressão (4.16) entre o Carbono e o Oxigénio.

Assim sendo, a massa de CO_2 produzido será dada definitivamente por:

$$CO_2 = 1.72(1 - w) \quad (4.27)$$

Pelo mesmo raciocínio, a água nos gases de combustão será dada por:

$$H_2O = 0.585(1 - w) + w \quad (4.28)$$

O valor 0.585 resulta do produto entre o teor de Hidrogénio no bagaço e a quantidade de água formada no consumo de 1g de Hidrogénio que é $0.065 \times 9 = 0.585$. A segunda parcela da Expressão (4.28) indica a quantidade de água fisiológica do bagaço, enquanto que a primeira parcela é referente a água resultante da combustão.

A Expressão (4.25), referente a massa de Nitrogénio que passa através da caldeira é deduzida considerando que o teor de Nitrogénio no ar atmosférico é de cerca de 76.85% e o de Oxigénio é de cerca de 23.15 % em massa de acordo com a Tabela 8 dos anexos tirada do livro de Hugot, E. (1969). Outras substâncias presentes no fumo são: a água, e o gás carbónico CO_2 .

Um dos parâmetros de particular importância é o coeficiente de excesso de ar m o qual indica as condições nas quais a queima do combustível ocorre. De acordo com Bazzo (1995), na maioria dos casos, por exemplo, é impossível medir o fluxo de ar que entra na fornalha, devido à própria concepção do equipamento. Com efeito, conhecendo as propriedades do combustível, uma simples análise dos gases de combustão é suficiente para identificar o coeficiente de excesso de ar, e por consequência o fluxo real de ar e o fluxo real dos gases de combustão.

Existem actualmente na indústria aparelhos que permitem fazer a medição do teor de O_2 nos gases de combustão em % de volume. Com efeito, importa referir que a AdX dispõe de um destes dispositivos numa das suas caldeiras, o qual indica normalmente valores que variam entre 2% a 9% nas condições normais de carga.

Partindo da ideia de que o volume de O_2 nos gases de combustão representa apenas uma parte do volume total dos produtos gasosos de combustão, é possível deduzir uma expressão que permita calcular o coeficiente de excesso de ar m como função do teor de O_2 nos produtos de combustão fixando a humidade do bagaço.

Sem margem de erro apreciável, para as condições operacionais das caldeiras da AdX, de acordo com a MBH Energy, uma empresa contratada para estudos energéticos com vista ao melhoramento do processo de combustão em duas das caldeiras que a AdX dispõe (Caldeiras Cail), indicou no seu estudo em 2004 uma percentagem em volume médio de O_2 nos produtos gasosos de combustão na ordem de **7 %**.

Para o presente estudo, podem-se calcular diversos coeficientes de excesso de ar para os diferentes teores de O_2 indicados pelo aparelho de medida disponível numa das 3 caldeiras fixando, como já foi referido, o valor médio da humidade do bagaço.

Das Expressões 4.21 e 4.24 de cálculo do volume total dos produtos gasosos de combustão e do cálculo do peso de O₂ respectivamente, resulta que o coeficiente de excesso de ar pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$m = \frac{w(0.93 - O_2 * 0.572) - O_2 * 0.672 - 0.93}{(O_2 * 4.45 - 0.93)(1 - w)} \quad (4.29)$$

Onde: O₂ indica o teor de O₂ nos produtos gasosos de combustão;

w indica a humidade do bagaço.

No Gráfico 2 dos anexos pode-se ver a relação entre o coeficiente de excesso de ar e o teor de O₂ nos produtos gasosos de combustão, para uma humidade média de 50.34 % registada em 2004 na AdX.

Finalmente, Isto significa que bastará que se faça a leitura do teor de O₂ nos produtos de combustão para de imediato calcular-se o respectivo coeficiente de excesso de ar, desde que se fixe a humidade de bagaço em 50%. Para outros valores de humidade, é possível construir-se os respectivos gráficos. O facto de a humidade ser um valor variável, e tendo-se para o presente estudo adoptado o valor médio, isto significa que os rendimentos das caldeiras calculados são médios.

Existem ainda no mercado aparelhos que permitem medir o teor de CO₂ nos produtos gasosos secos de combustão (fumos). O teor de CO₂ indica a razão entre a massa do CO₂ presente nos produtos secos de combustão e o volume total dos gases de combustão também secos. Importa com efeito, referir que parâmetro permite avaliar a eficiência energética da caldeira, pois, quanto maior for o excesso de ar maior será a quantidade dos produtos secos de combustão e consequentemente o teor de CO₂ diminui, o que baixa a eficiência da caldeira.

O volume dos gases secos é calculado subtraindo do volume total dos gases calculado pela Expressão (4.21) o volume da água de composição do bagaço $1.244*w$ e a água formada pela combustão $0.728(1-w)$. O valor de volume 0.728 resulta do quociente entre a massa calculada pela razão estequiométrica de consumo completo de Hidrogénio e o peso específico do vapor presente nos gases de combustão. Segundo este raciocínio, o volume em m³/kg dos gases **secos** de combustão para a temperatura de 0°C e pressão atmosférica, poderá ser calculado com a ajuda da expressão seguinte:

$$V_{gs} = 4.45(1-w)m - 0.056(1-w) \quad (4.30)$$

Multiplicando a massa de CO₂ calculada pela Expressão (4.27) pelo volume específico de CO₂ que é de 0.506 m³/kg o volume em m³/kg de CO₂ nos produtos de combustão será dado por:

$$CO_2 = 0.87(1-w) \quad (4.31)$$

Desta forma, o teor em volume de CO₂ nos fumos é calculado por:

$$\gamma = \frac{0.87(1-w)}{V_{gs}} = \frac{0.87(1-w)}{4.45(1-w)m - 0.056(1-w)} \quad (4.32)$$

De onde o coeficiente de excesso de ar em função do teor de CO₂ será dado pela expressão:

$$m = \frac{0.1955}{\gamma} + 0.0126 \quad (4.33)$$

Da Expressão (4.33) pode-se ver que para uma combustão estequiométrica (m=1) o teor de CO₂ nos produtos de combustão deverá ser de **19.8%**. Porém, como já antes foi dito, que para garantir a queima completa dos elementos combustíveis presentes no bagaço é necessário admitir nas fornalhas algum excesso de ar, o que significa que o teor de CO₂ para as condições reais será menor que 19.8%.

Existem valores ótimos do teor de CO₂ para os quais é possível garantir a queima total dos elementos combustíveis. Hugot, E.(1969) cita Eigenhuis, segundo o qual de acordo com a experiência que adquirida em Java e em Queensland, é possível manter uma média de 15% de CO₂ (ao qual de acordo com a Expressão (4.33), corresponde a um coeficiente de excesso de ar de 1.32) sem obter matérias não queimadas nem gases sólidos. Conjugando diversas opiniões autorizadas de pessoas experientes na matéria em questão, finalmente Hugot, E.(1969) refere que para caldeiras com alimentação de ar bem regulada os melhores rendimentos são obtidos nos seguintes intervalos:

| | |
|-------------------------|-------------|
| Teor de CO ₂ | de 12 à 16% |
| Excesso de ar | de 25 à 60% |

Importa, finalmente realçar que o teor de CO₂ serve de base para facilitar a avaliação do coeficiente de excesso de ar que é um parâmetro importante para a análise da combustão.

Uma análise cuidadosa da Expressão (4.33), permite verificar que quanto maior for o teor de CO₂ nos produtos de combustão, menor será o coeficiente de excesso de ar e vice-versa. No Gráfico 1 dos anexos, pode se ver a relação entre o teor de CO₂ e o coeficiente de excesso de ar. Uma observação no gráfico acima referido, permite ver que para um coeficiente de excesso de ar de **1.7**, tem-se um teor de CO₂ rondando por volta de 12%, isto é, ao mínimo valor indicado por Hugot, E.(1969) dentro dos valores de melhores rendimentos.

A temperatura de combustão varia de combustível para combustível, sendo que o parâmetro decisivo isto é, com maior influência sobre a temperatura de combustão é o PCI do combustível.

Com efeito, a temperatura de combustão é calculada, segundo Hugot, E.(1969) estabelecendo que o calor desenvolvido na combustão se encontra nos gases que passam da fornalha à caldeira.

A equação de transferência de calor que se escreve como se segue:

$$Q = m.C.\Delta t \quad (4.34)$$

Para 1 kg de combustível a equação de balanço energético tem a seguinte forma:

$$\int_0^{t_0} 1.C_c.dt + \int_0^{t_0} P_a.C_a.dt + PCI = \sum_0^t P.C.dt \quad (4.35)$$

Onde:

- C_c Calor específico do combustível;
- C_a Calor específico do ar em kJ/kg⁰C;
- P_a Peso do ar em kg;
- P Peso de cada um dos produtos gasosos de combustão em kg;
- C Calor específico de cada um dos gases produzidos.

A Expressão (4.35) indica que o calor acumulado pela matéria que entra deverá ser igual ao calor de aquecimento da matéria que sai.

Na prática de engenharia, podem-se aplicar directamente tabelas apropriadas e já ensaiadas das entalpias de cada um dos produtos gasosos de combustão em função da temperatura. Com ajuda das tabelas acima referidas, são por seu turno calculados os calores totais de aquecimento dos produtos gasosos de combustão sob pressão constante entre 0 °C e a temperatura t de combustão.

As entalpias dos produtos gasosos de combustão indicadas na Tabela 9 dos anexos são calculadas com ajuda da expressão seguinte:

$$h = C * t \quad (4.36)$$

Onde: t é a temperaturas dos produtos gasosos de combustão;

A Expressão 4.34 que representa o calor total de aquecimento de cada um dos produtos gasosos de combustão pode também ser escrita da seguinte forma:

$$\begin{aligned} Q &= m * \Delta h \\ \Delta h &= C * \Delta t \end{aligned} \quad (4.37)$$

Como os calores específicos do ar e dos gases não se difere tanto, pode se admitir de acordo com Hugot, E.(1969) a seguinte relação:

$$(1 * Cc + Pa * Ca) = \sum P = Pg \quad (4.38)$$

Assim sendo, a temperatura de combustão, de acordo com os pressupostos acima pode ser dada pela seguinte expressão:

$$t = t_0 + \frac{\alpha * \beta * PCI}{\left[\sum P * C \right]_{t_0}^t} \quad (4.39)$$

Onde α e β são coeficientes que tomam em conta as perdas por sólidos não queimados e por radiação na fornalha respectivamente.

A temperatura de combustão é calculada por interpolação dentro dum intervalo estimado já definido com os respectivos calores de aquecimento segundo as Expressões 37. As medições da MBH Energy indicaram em 2004 uma temperatura nas fornalhas (temperatura de combustão) das caldeiras 1 e 2 de **1071 °C**, portanto dentro do intervalo de **1050 a 1135 °C**. Considerando todos os parâmetros

operacionais da AdX acima referidos, a temperatura de combustão terá o valor indicado na tabela a seguir:

Temperatura de combustão

Em primeiro lugar tem-se :

| α | β | t_0 | s | w | PCI(kJ/kg) |
|----------|---------|-------|------|-------|------------|
| 0.98 | 0.99 | 25 | 2.10 | 50.34 | 7440.56 |

Por outro lado:

| Calores de aquecimento | | | | | |
|------------------------|-----|------|------|--------|-------|
| N2 | O2 | H2O | CO2 | Cinzas | Total |
| 3759 | 328 | 2010 | 1033 | 10.881 | 7141 |
| 4164 | 366 | 2269 | 1171 | 11.969 | 7982 |

Finalmente tem-se:

Cálculo da temperatura de combustão

| DIF.TEMP. | Q(kJ) | TC (°C) | | DIF(%) |
|-----------|-------|-----------|--------|--------|
| 1000 | 7141 | Calculada | Medida | |
| 1009 | 7219 | 1037 | 1071 | 3.2 |
| 1100 | 7982 | | | |

Tabela 2

Desta forma, na Expressão 4.22 de cálculo dos volumes de ar V_{ar} , dever-se-á substituir no lugar de t o valor de **1037 °C** sempre que se pretender ter o valor real para esta temperatura.

4.2. Balanço energético das caldeiras

O balanço térmico de um gerador de vapor, de igual modo para qualquer grupo térmico, se caracteriza pela igualdade entre o calor produzido e o calor gasto.

~~Como entradas para uma caldeira em termos de calor tem-se:~~

~~O calor proveniente do combustível, isto é, o poder calorífico do combustível, o calor físico do combustível introduzido na fornalha, o calor do ar frio que entra no aquecedor de ar assim como o ar que entra na fornalha.~~ A soma de todos estes

calores resulta no que se chama de calor disponível. Porém, para efeitos práticos, como os calores: físico do combustível introduzido na fornalha, o calor do ar frio que entra no aquecedor de ar assim como o ar que entra na fornalha não são de grandes valores em comparação com o PCI do combustível, pode se assumir sem erro considerável que o calor disponível é igual ao PCI, Baskákov (1985).

Considerando todas as particularidades acima referidas, a equação de balanço térmico de uma caldeira terá a forma:

$$Q_d = PCI = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 \quad (4.40)$$

A Expressão (4.40) chama-se equação de balanço indirecto.

Onde:

Q_1 é o calor aproveitado para a formação de vapor;

Os restantes calores representam as perdas diversas como a seguir se descrevem:

- Q_2 Perdas de calor junto dos produtos gasosos de combustão na forma de calor sensível;
- Q_3 Perdas de calor devido a combustão química incompleta;
- Q_4 Perdas de calor devidas a combustão mecânica imperfeita;
- Q_5 Perdas de calor devidas a estruturas de protecção, condutas por convecção e radiação;
- Q_6 Perdas de calor com a escória que se evacua do grupo das caldeiras.

O calor disponível produzido no processo de combustão Q_d ou simplesmente o PCI pode ser expresso em percentagem do modo seguinte:

$$100 = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6 \quad (4.41)$$

Com base na Expressão (4.41), o rendimento das caldeiras pode ser calculado subtraindo do PCI as perdas acima referidas, como se pode ver abaixo:

$$\eta = 100 - (q_2 + q_3 + q_4 + q_5 + q_6) \quad (4.42)$$

Ou ainda:

$$\eta = \frac{Q_1 * 100}{Q_d} = q_1 \quad (4.43)$$

Não obstante ao facto do algoritmo acima apresentado para balanço energético das caldeiras ter abrangência reconhecida, importa, com efeito, referir que as caldeiras que usam como combustível o bagaço, possuem um modelo matemático próprio de cálculo, o qual será seguido para o presente trabalho, e é o modelo proposto por Hugot, E. (1969).

4.2.1. Rendimento das caldeiras

O rendimento das caldeiras é a razão entre o calor realmente aproveitado para produzir o vapor e o Poder Calorífico Superior ou Inferior do combustível usado, que se assume como o calor disponível.

O balanço energético a ser feito deverá, com efeito, considerar em primeiro lugar todas as perdas de calor inerentes à produção de vapor, são elas:

- Calor latente da água, formada pela combustão do Hidrogénio do bagaço;
- Calor latente da água constituída pela humidade do bagaço;
- Calor sensível dos gases expulsos nos canais da chaminé;
- Perdas por sólidos não queimados;
- Perda por radiação e convecção externa na fornalha e na caldeira;
- Perdas por combustão deficiente do carbono.

De recordar que a expressão que foi usada para o cálculo do PCI já toma em consideração uma parte das perdas acima referidas. Uma das perdas importante, antes não considerada, a descontar para o cálculo da quantidade de calor que é realmente aproveitado para a geração de vapor, é a perda por calor sensível arrastado pelos gases de combustão na chaminé q .

Importa contudo referir, que as perdas por calor sensível arrastado pelos gases de combustão dependem:

- do calor específico dos produtos de combustão;
- da massa dos produtos de combustão;
- da temperatura dos gases a saída da caldeira;
- da humidade do bagaço;
- do coeficiente de excesso de ar na fornalha.

Hugot, E.(1969) refere que o calor específico médio dos produtos de combustão entre 0 °C e a temperatura dos gases nos canais da chaminé varia pouco dado que a própria temperatura de expulsão é limitada, com vista a assegurar a protecção contra a corrosão devida a condensação dos gases.

Tomando em consideração o exposto acima, podem-se escrever as equações de cálculo dos calores sensíveis em kJ / kg de bagaço para cada gás de combustão, de acordo com as expressões de cálculo das massas dos gases antes já analisadas, como se indica nas expressões a seguir:

$$N_2 \quad q_1 = 4.43(1 - w)m * C_{N_2} * t$$

$$O_2 \quad q_2 = 1.33(1-w)(m-1)*C_{O_2} * t \quad (4.44)$$

$$H_2O \quad q_3 = [0.585(1-w) + w]*C_{H_2O} * t$$

$$CO_2 \quad q_4 = 1.72(1-w)*C_{CO_2}t$$

Onde:

t é a temperatura dos produtos gasosos de combustão na saída da caldeira;

C é o calor específico de cada gás em consideração.

Com efeito, Hugot, E.(1969) indica a expressão final de cálculo do calor sensível perdido nos gases de escape em kJ por kg de bagaço a partir de 0 °C como a seguir se apresenta:

$$q = [(1-w)(1.4m - 0.13) + 0.5]4.184t \quad (4.45)$$

Importa, contudo, referir que os cálculos das perdas por calor sensível no presente estudo foram feitos baseando-se nas Expressões (4.44) usando os calores específicos médios dos gases para os valores de temperaturas de 0 °C; 25 °C; 50 °C; 100 °C e 150 °C como a seguir se indicam:

Calores específicos dos produtos gasosos de combustão em função das temperaturas

| Gás | Calor específico dos gases | | | | | C(kJ/kgK) médio |
|------------------|----------------------------|-------|-------|--------|--------|-----------------|
| | Temperaturas (°C) | | | | | |
| | 0.00 | 25.00 | 50.00 | 100.00 | 150.00 | |
| N ₂ | 1.04 | 1.04 | 1.04 | 1.04 | 1.05 | 1.04 |
| O ₂ | 0.91 | 0.92 | 0.92 | 0.93 | 0.95 | 0.93 |
| H ₂ O | 1.97 | 1.97 | 1.98 | 2.00 | 2.03 | 1.99 |
| CO ₂ | 0.82 | 0.84 | 0.87 | 0.92 | 0.96 | 0.88 |

Tabela 3

Fonte: Gas properties, software associado ao livro Thermodynamics an engineering approach, 2ª edição, Yunus A. Çengel and Michael A. Boles / 1994 / Mc – graw Hill, Inc. (a pressão atmosférica).

Para as caldeiras da AdX, os parâmetros operacionais médios referentes ao ano de 2004 são os seguintes:

| | |
|---|--|
| w | = 50.34% |
| s | = 2.10% |
| α | = 0.98 |
| β | = 0.99 |
| t | = 200 °C para caldeiras 1 e 2 ¹ . |

¹ Actualmente esta temperatura é de 150 °C devido a montagem dos aquecedores de ar.

= 150 °C para a caldeira 3.

Considerando os parâmetros acima indicados provenientes das medições na fabrica com a excepção dos coeficientes α e β que tomam em consideração respectivamente, as perdas por sólidos não queimados e perdas por radiação e convecção, as perdas por calor sensível nos gases de combustão de acordo com as condições de operação de 2004 nas caldeiras da AdX, para um coeficiente de excesso de ar de $m=1.34@(\text{O}_2=4\%)$ assumem os valores indicados na tabela seguinte:

Perdas por calor sensível nos gases de combustão

| Gas | w% | M | C(kJ/kgK) | Temperatura (°C) | | | Perdas por calor Sensível (kJ/kg) | | |
|------------------|------|------|-----------|------------------|-----|-----|-----------------------------------|-------------|------------|
| | | | | C1 | C2 | C3 | C1 | C2 | C3 |
| N ₂ | 0.50 | 1.34 | 1.04 | 200 | 200 | 150 | 614.1 | 614.1 | 460.6 |
| O ₂ | 0.50 | 1.34 | 0.93 | 200 | 200 | 150 | 41.7 | 41.7 | 31.2 |
| H ₂ O | 0.50 | 1.34 | 1.99 | 200 | 200 | 150 | 316.0 | 316.0 | 237.0 |
| CO ₂ | 0.50 | 1.34 | 0.88 | 200 | 200 | 150 | 98.0 | 98.0 | 73.5 |
| Total | | | | | | | 1070 | 1070 | 802 |

Tabela 4

Importa, com efeito, referir que o nível de perdas não é um valor constante, pois o teor de O₂ nos produtos gasosos de combustão também é variável, o que indica que o coeficiente de excesso de ar é variável dentro de um intervalo, por isso, os rendimentos que serão calculados representam valores possíveis dentro de um campo de variação.

De acordo com Hugot, E.(1969), a quantidade de calor útil aplicada para a geração de vapor pode ser calculada com ajuda da seguinte expressão:

$$Q_v = (4250 - 1200s - 4850w - q)\alpha\beta\lambda \quad (4.46)$$

Onde:

λ é um coeficiente que toma em conta a deficiência da combustão na caldeira, sendo para o que Hugot, E.(1969) indica valores entre 0.99 a 0.80 dependendo:

- da humidade do bagaço;
- do excesso de ar;
- da temperatura da fornalha.

Hugot, E.(1969) refere que para uma combustão bem controlada como é o caso da maioria dos sistemas actuais, pode-se estimar o coeficiente λ entre 0.95 a 0.97.

Para o presente trabalho aceita-se, sem grande margem de erro, o valor de **0.96** para ambas as caldeiras.

Na figura a seguir pode-se o fluxo de matéria nas caldeiras:

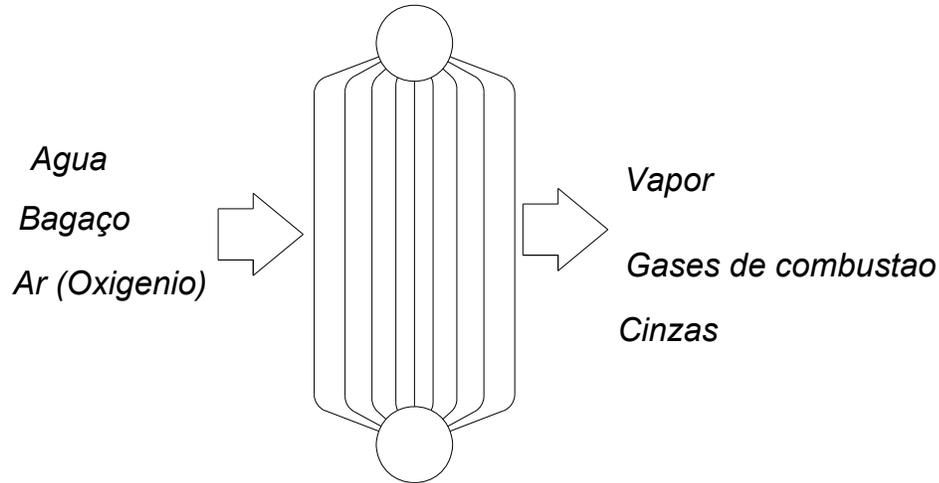


Figura 1: Fluxo de matéria na caldeira

As expressões que permitem calcular o rendimento das caldeiras de acordo com o exposto acima são as seguintes:

$$\text{Referido ao PCS} \quad \eta = \frac{Q_v}{PCS} 100 \quad (4.47)$$

$$\text{Referido ao PCI} \quad \eta = \frac{Q_v}{PCI} 100 \quad (4.48)$$

O rendimento calculado com base nas Expressões 4.43, 4.47 e 4.48 é chamado rendimento bruto, pois este é calculado sem tomar em consideração os consumos de energia eléctrica para as necessidades próprias de operação da caldeira. Para que o balanço energético feito de acordo com o algoritmo acima atinja uma precisão considerável, seria necessário incluir nele todas as potências consumidas pelos sistemas auxiliar das caldeiras, designadamente os motores eléctricos usados para a introdução do ar e combustível na fornalha, bem como os motores usados para accionar bombas de água de alimentação e motores de sucção dos gases de combustão. Como as condições de operação das caldeiras são bastante variáveis, serão calculados rendimentos para diferentes valores de coeficiente de excesso de ar num intervalo, ou seja para $m = (1.15; 1.34; 1.72 \text{ e } 2.00)$ correspondentes respectivamente aos teores de O_2 de 2%; 4%; 7% e 9%). Na Tabela 10 nos anexos, são indicados os resultados do cálculo dos rendimentos das caldeiras, do poder

calorífico inferior do bagaço e do calor útil para as condições de excesso de ar acima referidas.

A seguir é feito o balanço energético com base nos parâmetros de vapor, o qual consiste no cálculo das energias trocadas entre o combustível e a água para formar vapor e o consumo de combustível por segundo.

O princípio usado para o cálculo do calor transferido ao vapor é o de considerar a capacidade de produção de vapor das caldeiras e a diferença de entalpias entre a água e o vapor, isto é, o calor bruto de saída. A seguinte expressão pode ser usada para o cálculo do calor bruto de saída em kW, que é o calor consumido pela água para a sua conversão em vapor:

$$Q_{saída} = \frac{\dot{m} * (h_{vapor} - h_{agua})}{3600} \quad (4.49)$$

O calor bruto de entrada em kW é calculado pela seguinte expressão:

$$Q_{in} = \frac{Q_{saída} * 100}{\eta} \quad (4.50)$$

Assim sendo, o consumo de combustível em kg/h poderá ser dado pela expressão que segue:

$$\dot{B} = \frac{3600 * Q_{in}}{PCI} \quad (4.51)$$

E a quantidade de cinzas produzidas em kg/h é calculada de acordo com a expressão a seguir:

$$Ash = \frac{\dot{B} * (\varepsilon + C_I)}{100} \quad (4.52)$$

Fazendo $\varepsilon + C_I = \chi$, as perdas de calor devido ao carbono não queimado nas cinzas em percentagem podem ser calculadas pela expressão:

$$q_{cinza} = \frac{\chi * 33820 * 100}{PCS} \quad (4.53)$$

De realçar que a Expressão (4.53) é apresentada apenas para efeitos informativos e para casos em se suspeite valores elevados do teor de carbono nas cinzas bem

como quando o teor de cinzas for elevado na cana, pois as equações usadas para o cálculo do poder calorífico já levam em conta estas perdas, aliás como já antes foi referido.

Finalmente, a quantidade de cinzas produzidas por campanha em kg, pode ser calculada pela expressão que se segue:

$$Cincas = Ash * Seasontime \quad (4.54)$$

Tomando como referência o número de horas de moenda, extraído disponível no relatório da empresa referente ao último dia da campanha, que é de 2580.52 horas, a quantidade de cinzas produzidas na campanha 2004 situa se a volta do valor indicado na Tabela 12 dos anexos.

Com ajuda das Expressões 4.49, 4.50 e 4.51, as tabelas de vapor e os dados locais da AdX, chegou-se aos resultados indicados pela Tabela 11 dos anexos. Comparando o resultado obtido, no que diz respeito ao valor da quantidade de bagaço consumida durante toda a campanha e o valor da quantidade de bagaço produzido indicado no relatório semanal da empresa, a diferença é de cerca de **15814.5** toneladas, este valor indica o bagaço remanescente até ao momento da paragem da campanha.

5. Avaliação das perdas de energia nas linhas de vapor

5.1. Perdas de energia devido as condições fluido dinâmicas do escoamento

Na presente abordagem pretende-se avaliar variação da pressão com o comprimento dos tubos tendo como base nos seguintes pressupostos:

- *A análise será feita para a região de escoamento completamente desenvolvido;*
- *As propriedades do fluido são consideradas constantes nas condições de escoamento referidas.*
- *A temperatura ambiente será considerada como sendo constante, para isso assume-se o valor médio de 30 °C.*
- *O estudo é feito para o regime estacionário de escoamento.*

5.1.1. A velocidade média

Da mecânica dos fluidos, é sabido que devido a vários factores dinâmicos, a velocidade ao longo da secção recta varia, pelo que para a avaliação da queda de pressão, é necessário utilizar a velocidade média u_m quando se trabalha com escoamentos internos.

A velocidade média é directamente proporcional ao caudal mássico e inversamente proporcional a massa específica do fluido e a área da secção transversal por onde este é escoado. Desta forma, a expressão que descreve a relação entre estas grandezas pode ser escrita como se segue:

$$\dot{m} = \rho u_m A_{sr} \quad (5.1)$$

A velocidade média pode ser representada como função do raio do tubo na secção transversal, através da integração na superfície da secção recta do tubo do caudal mássico de acordo com a expressão que se segue:

$$\dot{m} = \int_{A_{sr}} \rho u(r, x) dA_{sr} \quad (5.2)$$

Combinando as Expressões 9.1 e 9.2 resulta:

$$u_m = \frac{\int_{A_{sr}} \rho u(r, x) dA_{sr}}{\rho A_{sr}} \quad (5.3)$$

Deduzindo, de acordo a expressão de cálculo da área da secção recta, tem-se:

$$u_m = \frac{2}{r_0} \int_0^{r_0} u(r, x) r dr \quad (5.4)$$

Para o escoamento completamente desenvolvido, considerando as propriedades do fluido constantes, Incropera, F. P.(1998) indica a expressão final do perfil de velocidades relacionada a variação da pressão com o comprimento ao longo do raio do tubo circular como se segue:

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left(\frac{dp}{dx}\right) r_0^2 \left[1 + \left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right] \quad (5.5)$$

Combinando as Expressões 9.5 e 9.4 resulta que a velocidade media em função da variação da pressão pode ser dada por:

$$u_m = -\frac{r_0^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (5.6)$$

Combinando as Expressões 9.5 e 9.6 resulta o seguinte perfil de velocidade:

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[1 - \left(\frac{r}{r_0}\right)^2\right] \quad (5.7)$$

Com efeito, importa referir que velocidade media pode ser calculada a partir do caudal mássico pela expressão que segue:

$$u_m = \frac{4\dot{m}}{\rho\pi d^2} \quad (5.8)$$

5.1.2. A avaliação do gradiente de pressão

O gradiente de pressão é avaliado tendo em conta as condições de escoamento, considerando os factores que tendem a dificultar o escoamento normal do fluido designadamente o factor de atrito.

De notar que o conceito de factor atrito não deve ser confundido com o coeficiente de atrito.

O factor de atrito é um parâmetro adimensional que indica razão entre a variação da pressão ao longo do comprimento do tubo e o quadrado da velocidade conforme indica a expressão a seguir:

$$f = \frac{-\left(\frac{dp}{dx}\right)d}{\rho u_m^2 / 2} \quad (5.9)$$

Em função da velocidade do fluido e da rugosidade do material do tubo, o factor de atrito pode ser encontrado com a ajuda do diagrama de Moody resultante da Expressão 9.9.

O factor de atrito varia de acordo com as condições do escoamento, se é laminar ou turbulento.

Para o escoamento laminar completamente desenvolvido, Incropera, F. P. (1998) indica a seguinte expressão para o cálculo o factor de atrito:

$$f = \frac{64}{R_{ed}} \quad (5.10)$$

Para escoamentos turbulentos, o factor de atrito pode ser calculado por correlações por expressões que aproximam as condições da superfície.

Para as superfícies lisas, Incropera, F. P. (1998) indica as seguintes expressões para o cálculo do factor de atrito de acordo com o número de Reynolds:

$$f = 0.316(R_{ed})^{-1/4} \text{ Para } R_{ed} \leq 2 \times 10^4 \quad (5.11)$$

$$f = 0.184(R_{ed})^{-1/5} \text{ para } R_{ed} \geq 2 \times 10^4 \quad (5.12)$$

Incropera, F. P (1998) cita Petukhov o qual desenvolveu uma expressão para o cálculo do atrito, valida na faixa do número de Reynolds entre 3000 e 5×10^6 que apresenta da seguinte forma:

$$f = (0.790 \ln R_{ed} - 1.64)^{-2} \quad (5.13)$$

De notar que tanto o factor de atrito como o diferencial da pressão em função do comprimento, são constantes na região de escoamento completamente desenvolvido.

De acordo com a Expressão 9.9, a queda de pressão associada ao escoamento completamente desenvolvido ao longo do comprimento, pode ser dada por:

$$\Delta p = - \int_{p_0}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2d} \int_{x_0}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2d} (x_2 - x_0) \quad (5.14)$$

Da Expressão 9.14 resulta que a pressão em qualquer ponto do tubo, considerando apenas a queda de pressão em resultado das condições do escoamento e tendo como ponto de partida ($x=0$) a unidade geradora de vapor, pode ser dada pela expressão:

$$P_{(x)} = P_{x=0} - \left[f \frac{\rho u_m^2}{2 * d} * x + \rho * g * (h_{curvas} + h_{valvulas}) \right] \quad (5.15)$$

Onde a $P(x=0)$ é dado pela expressão que segue:

$$P_{(x=0)} = \frac{\eta * \rho_{vapor} * B * PCI}{m_{vapor}} \quad (5.16)$$

Como se pode ver na Expressão 9.16, na caldeira a pressão será igual a p_0 que é uma função das condições de queima, do consumo de combustível por caldeira, humidade do bagaço, do teor de sacarose no bagaço e do coeficiente de excesso de ar na fornalha. Com o aumento de x esta pressão vai diminuindo.

5.2. Perdas de energia térmica devido a transferência de calor por convecção

Na presente secção, avalia-se a variação da temperatura com o comprimento do tubo. Tal como no estudo da queda de pressão onde se considerou a velocidade média do fluido, o valor de temperatura a considerar no estudo da variação da temperatura com o comprimento médio é.

5.2.1. Temperatura média

A temperatura média numa dada secção recta de um fluido, é definida em termos da energia térmica transferida pelo fluido através dessa secção recta, Incropera, F. P. (1998). Ainda de acordo com este, a taxa de energia transportada pelo fluido pode ser obtida pela integração na secção recta do tubo, do produto do fluxo da massa (ρu) e da energia interna por unidade de massa ($C_v T$) isto é,

$$\dot{E}_t = \int_t \rho u C_v T dA_{sr} \quad (5.17)$$

Se a temperatura media for definida de tal forma que:

$$\dot{E}_t = \dot{m} C_v T_m \quad (5.18)$$

Combinando as Expressões 9.17 e 9.18 tem-se a expressão de T_m :

$$T_m = \frac{\int_{A_{sr}} \rho u C_v T dA_{sr}}{\dot{m} C_v} \quad (5.19)$$

Por outro lado a lei de resfriamento de Newton estabelece que:

$$\tilde{q} = h(T_{\text{sup}} - T_m) \quad (5.20)$$

Onde: h é o coeficiente local de transferência de calor por convecção.

De notar que a temperatura média será variável ao longo do comprimento se houver troca de calor entre o fluido e o ambiente externo ao tubo. O objectivo central do presente estudo visa a avaliação desta variação da temperatura em função do comprimento do tubo.

Designando por x a coordenada ao longo do comprimento do tubo, pode-se considerar que $T_m = f(x)$ e por conseguinte $\frac{dT_m}{dx} \neq 0$ se estiver ocorrendo troca de calor.

Se a transferência de calor estiver se processando de fora para a superfície, T_m aumenta com x e se estiver se processando o contrário esta diminui com x .

Para o presente caso de estudo, a transferência de calor ocorre do interior do tubo para fora.

A avaliação da variação da temperatura média com a coordenada x para as condições de escoamento completamente desenvolvido pode ser processada de acordo com Incropera, F. P.(1998), com ajuda da razão adimensional das diferenças de temperaturas na forma: $\frac{(T_{\text{sup}} - T)}{(T_{\text{sup}} - T_m)}$.

Incropera, F. P. (1998) cita Pohlhausen, K. e Z., Angew (1921) segundo estes, existem condições nas quais a razão de temperaturas acima indicada não varia com x e o escoamento para essas condições é dito *completamente desenvolvido*.

De acordo com Incropera, F. P.(1998), a exigência para que tal condição ocorra é estabelecida pela derivada parcial da razão de temperaturas acima em função de x , isto é:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\frac{T_{sup}(x) - T(r,x)}{T_{sup}(x) - T_m(x)} \right]_{cd,t} = 0 \quad (5.21)$$

A condição acima atingida em um tubo no qual:

- o fluxo térmico é constante na superfície; e
- a temperatura na superfície é constante.

Para o presente casos de estudo, que se recomenda para a análise da variação da temperatura média com x, é a de temperatura constante na superfície, pois não existe nas superfícies dos tubos uma fonte de calor, de modo a garantir um fluxo térmico constante de calor.

A análise da variação da temperatura media pelo balanço global de energia no escoamento de acordo com a Figura 9.1, fornece:

$$dq_{conv} = \dot{m} C_p dT_m \quad (5.22)$$

Por integração da expressão acima resulta que:

$$q_{conv} = \dot{m} C_p (T_{m,e} - T_{m,s}) \quad (5.23)$$

Representando o calor de convecção como sendo igual ao produto da taxa de transmissão de calor por convecção da Expressão 9.19 pela área do cilindro e designando por P o perímetro da secção recta, tem-se:

$$dq_{conv} = q'' P dx \quad (5.24)$$

E desta forma:

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q''_{sup} P}{\dot{m} C_p} = \frac{P}{\dot{m} C_p} h(T_{sup} - T_m) \quad (5.25)$$

A expressão acima, por integração, resulta na expressão de T_m em função de x.

$$T_m(x) = T_\infty - [T_\infty - T_m(x=0)] * e^{-\frac{U\pi dx}{\dot{m} C_p}} \quad (5.26)$$

A temperatura na saída das caldeiras pode ser dada pela expressão que se segue:

$$T_m(x=0) = T_{aa} + \frac{\eta^* B^* PCI}{\dot{m}^* C_{p_{vapor}}} \quad (5.27)$$

Assim sendo, a temperatura ao longo do tubo poderá variar de acordo com a expressão:

$$T_m(x) = T_{\infty} \left(1 - e^{-\frac{U\pi dx}{\dot{m} C_p}}\right) + \left(T_{aa} + \frac{\eta^* B^* PCI}{\dot{m}^* C_{p_{vapor}}}\right) * e^{-\frac{U\pi dx}{\dot{m} C_p}} \quad (5.28)$$

A tarefa a seguir consiste em calcular o coeficiente global de transferência de calor U. Para esse efeito pode ser usada a Expressão 5.26, tomando como referencia a figura a seguir.

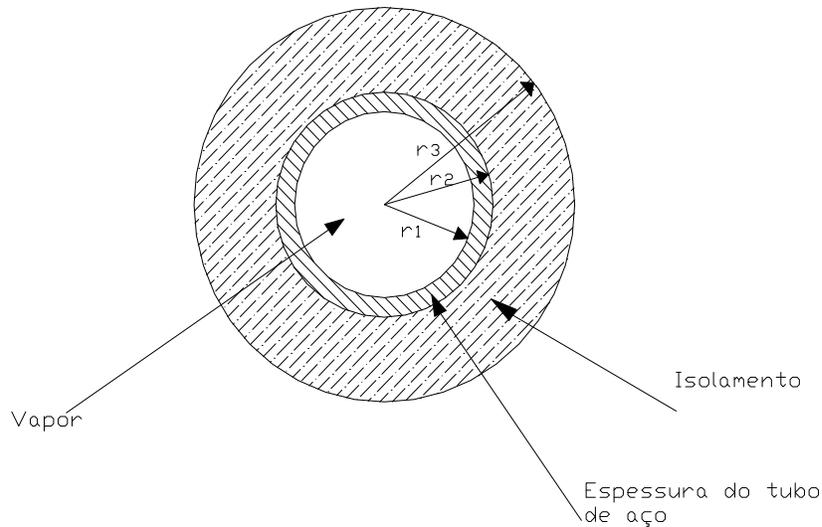


Figura 2: Seção transversal do tubo de vapor.

$$U = \frac{1}{\frac{r_3}{r_1} * \frac{1}{h_1} + \frac{r_3}{k_1} \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_3}{k_2} \ln \frac{r_3}{r_2} + \frac{1}{h_3}} \quad (5.29)$$

O coeficiente de transferência de calor por convecção através do vapor poderá ser calculado com a ajuda das correlações de convecção, de acordo com as condições de escoamento se for laminar ou turbulento.

A temperatura média $T_m(x=0)$ do vapor no ponto $x=0$, será calculada em função do consumo médio de bagaço, pela instalação de caldeiras, da humidade do teor de

sacarose no bagaço e do coeficiente de excesso de ar, com vista a assegurar os caudais mássicos médios de vapor, de acordo com os desenhos de implantação. O calor específico do vapor será estimado tomando como base a temperatura média entre a entrada e a saída da linha de vapor, o qual não varia muito entre temperaturas de 280 a 315°C, sendo suficiente e razoável assumir-se 300°C.

5.2.2. Determinação do coeficiente de transferência de calor por convecção médio ao longo do tubo

Uma análise preliminar permite verificar que o escoamento é turbulento pois esta se perante fluxos de massa elevados e viscosidades muito baixas, o que sugere que para o cálculo do coeficiente de transferência de calor por ~~convecção~~ serão usadas correlações de convecção.

A expressão que relaciona o número de Nusselt com o coeficiente de transferência de calor por convecção é a seguinte:

$$Nu_D = \frac{hd}{k} \quad (5.30)$$

De acordo com Incropera, F.P. (1998), o número de Nusselt para escoamentos com o número de Reynolds (Re_D) entre 10^4 a 5×10^6 e o número de Prandtl (Pr) entre 0.5 a 2000, pode ser calculado pela expressão de Petukhov que se escreve com se segue:

$$Nu_D = \frac{(f/8)Re_D Pr}{1.07 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.31)$$

Para escoamentos com o número de Re_D entre 3000 a 5×10^6 e Pr entre 0.5 a 2000, a seguinte expressão da autoria de Gnielinsk pode ser usada para calcular o número de Nusselt :

$$Nu_D = \frac{(f/8)(Re_D - 1)Pr}{1 + 12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.32)$$

O número de Reynolds para escoamento em tubos pode ser calculado de acordo com a expressão:

$$\text{Re}_D = \frac{4\dot{m}}{\pi d \mu} \quad (5.33)$$

O número de Prandtl e a viscosidade podem ser extraídos das tabelas das propriedades termo físicas do vapor, em função da temperatura e pressão do fluido escoado. O fluxo de massa de vapor é dado nos desenhos de implantação em valores médios.

6. Breve descrição do aplicativo

O aplicativo que é incorporado ao presente balanço energético foi desenvolvido com o recurso a linguagem Visual Basic na versão 6.

O aplicativo acima referido permite calcular os seguintes parâmetros:

- quantidades de Fibra de bagaço;
- poder Calorífico Superior do bagaço;
- poder Calorífico Inferior do bagaço;
- quantidade de bagaço produzida em função da quantidade de cana moída e de outras propriedades físicas da cana;
- rendimento médio das caldeiras;
- temperatura e pressão de vapor à saída das caldeiras e nos pontos de consumo deste.

Como parâmetros de entrada tem-se:

- a fibra da cana;
- a humidade do bagaço em percentagem;
- a quantidade de cana moída em toneladas;
- o teor de Sacarose no bagaço;
- o teor de oxigénio nos produtos de combustão;
- a temperatura dos produtos de combustão à saída das caldeiras em °C;
- o consumo médio de bagaço em kg/h;
- o caudal médio de vapor em Ton/h necessário para satisfazer a necessidade da fábrica.

6.1. Como instalar o aplicativo

Para a instalação do aplicativo deve se proceder como a seguir se indica:

Inserir o disco de instalação e de seguida fazer um duplo "click " no ficheiro do "setup" do programa por último seguir as instruções do programa de instalação.

6.2. Como arrancar e trabalhar com o programa

Para arrancar o programa proceder como se segue:

Arrancar o "start" da barra de título;

Ir pelo menu "program" e finalmente seleccionar o programa tal como em qualquer aplicativo do "Windows".

A seguir pode ser vista a interface do aplicativo.



Figura 3: Ilustração da interface do aplicativo

Importa, com efeito, realçar que aplicativo corre no ambiente Windows.

7. Conclusões e recomendações

7.1. Conclusões

A análise cuidadosa da abordagem feita no decurso do presente trabalho permite tirar as seguintes conclusões:

- Os objectivos gerais da disciplina do presente projecto foram alcançados;
- Do ponto de vista energético, as caldeiras operam dentro dos padrões comuns actualmente referenciados pela bibliografia;
- Quanto maior for a quantidade de ar maior será o consumo de combustível (ver Gráfico 4 dos anexos);
- Um óptimo controlo da combustão, pode assegurar funcionamento óptimo das caldeiras;
- A eficiência é inversamente proporcional ao coeficiente de excesso de ar;
- As caldeiras operam em regime variável o que torna a eficiência também um parâmetro variável;
- As perdas por calor sensível dos gases de escape aumentam com o aumento do coeficiente de excesso de ar, e da temperatura dos gases na chaminé, o que significa respectivamente, maior quantidade de gases arrastados e por conseguinte maior quantidade de calor transferido à atmosfera;
- O regime óptimo de operação das caldeiras na açucareira de Xinavane só pode ser definido dentro de um intervalo de parâmetros de coeficiente de excesso de ar, temperatura dos gases de escape e humidade do bagaço.
- Com um coeficiente de excesso de ar igual a $m=1.34@O_2 = 4\%$, consegue-se assegurar uma queima completa do bagaço e uma eficiência óptima, e é considerado por diversos pesquisadores como sendo o ponto óptimo de operação das caldeiras que usam como combustível o bagaço;
- As perdas por calor sensível nos gases de escape situam-se em segundo lugar depois das perdas devidas à humidade do bagaço;
- A humidade do bagaço constitui a maior causa de perdas de calor, pois reduz em grande medida o poder calorífico do bagaço;
- O açúcar no bagaço reduz o poder calorífico deste, prejudicando de certa forma a combustão.

- O intervalo de variação do rendimento é de 74% a 84% para as condições de operação da AdX o qual corresponde a uma indicação no medidor do teor de oxigénio entre 2% a 9%.
- As perdas de energia ao longo das linhas de vapor aumentam com o comprimento
- A pressão e a temperatura na saída das caldeiras são fortemente afectadas pelos seguintes parâmetros: Teor de sacarose no bagaço, Humidade do bagaço, caudal de bagaço,

7.2. Recomendações e propostas

Antes, porém é de louvar o esforço e os grandes feitos da direcção fabril na quotidiana busca de soluções de melhoria, com vista a manter o equipamento em continua operação. Contudo, após as constatações pessoais, algumas recomendações e propostas gerais podem ser feitas em relação ao processo produtivo bem como à alguns aspectos energéticos em resultado das constatações feitas:

- Deverá procurar-se operar na medida do possível com o teor de oxigénio (O_2) nos gases de combustão no intervalo de 3% a 6% e uma humidade de bagaço entre 48 a 50% só em casos extremos poderá se aceitar uma humidade de 52%, para o que será necessário aumentar a quantidade de ar e bagaço nas fornalhas;
- Deverá procurar-se, na medida do possível, montar um aparelho de medição do caudal de bagaço
- Bazzo (1995) realça na sua obra, a importância de uma boa instrumentação para uma operação óptima das caldeiras, com efeito, é de recomendar para as condições operacionais a AdX as seguintes acções em relação à instrumentação:
 - Manutenção periódica e estruturada dos aparelhos de medida;
 - Forte colaboração entre os operadores das caldeiras e o grupo de instrumentação com base na identificação precisa das falhas dos equipamentos por parte dos primeiros;
 - Resposta imediata com competência e responsabilidade dos instrumentistas às solicitações feitas;
- É de propor que seja criado um arquivo de documentação técnica e a sua respectiva base de dados com vista a facilitar a localização de informações;

- É de notar que sem um senso comum de responsabilidade, sem o espírito de equipa, boa coordenação, etc. é impensável que sejam atingidos resultados satisfatórios na produção.
- É de recomendar um estudo elaborado das diversas causas que concorrem para as perdas de tempo por paragens da fábrica;
- Propõe-se que todos os sectores da fábrica apresentem antecipadamente a direcção um plano de manutenção, antes desta ser feita, indicando detalhadamente todas as tarefas a que se propõem a executar;
- É de recomendar um estudo elaborado das técnicas que permitam a redução do tempo de paragem;

8. Referencias e bibliografia

8.1. Referências

- I. Emile Hugot. Manual de engenharia açucareira. Vol. II, São Paulo : Editora Mestre Jou, 1969.

- II. A. P. Baskákov. Termotecnia. Moscovo : Editora Mir, 1982.

- III. Edson Bazzo. Geração de vapor. 2ª edição, Brasil : UFSC, 1995.

- IV. Frank P. Incropera. Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa. 4ª edição, Rio de Janeiro, Brasil: LTC - Livros Técnicos e Científicos, 1998.

8.2. Bibliografia

- I. V. Ganapaty. Steam plant calculations manual. 2nd edition, U.S.A: Marcel Dekker, Inc., 1987
- II. F. O. Akuffo, [et al]. Principles of engineering thermodynamics. Nairobi: UNESCO, 1997.
- III. Archibald Joseph Macintyre. Equipamentos industriais e de processo. Rio de Janeiro, Brasil : LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1997.
- VII. Yunus A. Çengel e Michael A. Boles. Thermodynamics: an engineering approach. 2nd e editions, E.U.A: Mc-Graw-Hill, INC, 1994.
- VIII. Nuno Nina. Visual Basic 6: Curso Completo. Lisboa: FCA, 1999.
- IX. Luís campos, Sandro Vilar e Levi Lúcio. Programação em Visual Basic 6. Lisboa: FCA, 1999
- X. Yunus A. Çengel e Michael A. Boles. Termodinamica. 3rd edição, Portugal: Mc-Graw-Hill, 2001.
- XI. Archibald Joseph Macintyre. Instalações Hidraulicas prediais e Industriais. Rio de Janeiro, Brasil : LTC – Livros Técnicos e Científicos, 1996.

9. Anexos

Tabelas

Poder calorífico do bagaço seco.

| Autor | Pais | PCS do bagaço seco (kJ/kg) |
|--------------|---------------|----------------------------|
| Behne | Austrália | 19003.0 |
| Hedley | Africa do Sul | 19183.6 |
| SMRI | Africa do Sul | 19664.8 |
| Gregory | Cuba | 19627.0 |
| Gregory | Porto Rico | 19221.3 |
| Media | | 19340 |

Fonte E. Hugot (1969) p. 955 Vol II

Tabela 5

Poder calorífico dos constituintes do bagaço

| Constituinte | % | PCS | |
|--------------|----|----------|---------|
| | | MJ/kg | Kcal/kg |
| Fibra | f' | 19246.40 | 4600.00 |
| Açúcar | s' | 16547.72 | 3955.00 |
| Impurezas | l | 17154.40 | 4100.00 |
| Água | W | 0.00 | 0.00 |

Fonte E. Hugot (1969) (p. 956 Vol II)

Tabela 6

Propriedades físicas dos produtos gasosos de combustão.

| Produto | Peso molecular | Peso específico (kg/m ³) | Volume específico (m ³ /kg) |
|------------------|----------------|--------------------------------------|--|
| CO ₂ | 44 | 1.977 | 0.506 |
| H ₂ O | 18 | 0.804 | 1.244 |
| N ₂ | 28 | 1.256 | 0.796 |
| O ₂ | 32 | 1.429 | 0.700 |
| CO | 28 | 1.250 | 0.800 |
| Ar | 29 | 1.293 | 0.773 |

Fonte E. Hugot (1969)

Tabela 7

Composição do ar

| Elemento | Em massa(%) | Em volume(%) |
|----------------------------|-------------|--------------|
| Oxigénio | 23.15 | 20.84 |
| Nitrogénio e gases inertes | 76.85 | 79.16 |

Tabela 8, Hugot (1969)

Entalpia e calor de aquecimento dos produtos gasosos de combustão

| TEMP.(°C) | Entalpia (kJ/kg) | | | | Calor de aquecimento (kJ) | | | |
|-----------|------------------|--------|--------|--------|---------------------------|-----|------|------|
| | N2 | O2 | H2O | CO2 | N2 | O2 | H2O | CO2 |
| 0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 0.0 | 5985 | 524 | 3452 | 1804 |
| 25 | 25.0 | 20.9 | 48.1 | 20.9 | 5899 | 517 | 3414 | 1785 |
| 50 | 50.0 | 41.8 | 96.2 | 41.8 | 5813 | 509 | 3376 | 1766 |
| 100 | 100.0 | 87.9 | 200.8 | 83.7 | 5640 | 493 | 3294 | 1729 |
| 150 | 154.0 | 133.9 | 305.4 | 129.7 | 5453 | 477 | 3212 | 1688 |
| 200 | 209.0 | 179.9 | 418.4 | 179.9 | 5263 | 462 | 3124 | 1643 |
| 250 | 259.0 | 225.9 | 527.2 | 230.1 | 5090 | 446 | 3038 | 1598 |
| 300 | 313.8 | 276.0 | 644.3 | 280.3 | 4901 | 428 | 2946 | 1553 |
| 350 | 368.0 | 322.2 | 765.7 | 330.5 | 4714 | 412 | 2851 | 1508 |
| 400 | 422.6 | 368.2 | 887.0 | 384.9 | 4525 | 396 | 2756 | 1459 |
| 450 | 477.0 | 418.4 | 1012.5 | 443.5 | 4337 | 379 | 2658 | 1407 |
| 500 | 535.6 | 464.4 | 1142.2 | 502.1 | 4135 | 363 | 2556 | 1355 |
| 550 | 590.0 | 514.6 | 1271.9 | 560.7 | 3947 | 346 | 2454 | 1302 |
| 600 | 644.0 | 564.8 | 1410.0 | 623.4 | 3760 | 328 | 2346 | 1246 |
| 650 | 702.9 | 615.0 | 1548.1 | 686.2 | 3557 | 311 | 2238 | 1190 |
| 700 | 761.5 | 665.3 | 1690.3 | 748.9 | 3354 | 294 | 2126 | 1134 |
| 750 | 815.9 | 715.5 | 1836.8 | 815.9 | 3166 | 276 | 2011 | 1074 |
| 800 | 874.5 | 765.7 | 1987.4 | 882.8 | 2964 | 259 | 1893 | 1014 |
| 850 | 933.0 | 815.9 | 2133.8 | 954.0 | 2762 | 242 | 1778 | 951 |
| 900 | 991.6 | 870.3 | 2288.6 | 1025.1 | 2559 | 223 | 1657 | 887 |
| 950 | 1050.2 | 920.5 | 2447.6 | 1100.4 | 2357 | 205 | 1532 | 820 |
| 1000 | 1112.9 | 970.7 | 2610.8 | 1175.7 | 2140 | 188 | 1404 | 752 |
| 1050 | 1171.5 | 1025.1 | 2774.0 | 1251.0 | 1937 | 169 | 1276 | 685 |
| 1100 | 1230.0 | 1079.5 | 2941.4 | 1330.5 | 1735 | 150 | 1145 | 614 |
| 1150 | 1292.9 | 1129.7 | 3112.9 | 1410.0 | 1518 | 133 | 1011 | 543 |
| 1200 | 1355.6 | 1184.1 | 3288.6 | 1489.5 | 1301 | 114 | 873 | 472 |
| 1250 | 1414.2 | 1238.5 | 3464.4 | 1573.2 | 1099 | 95 | 735 | 397 |
| 1300 | 1477.0 | 1292.9 | 3648.4 | 1661.0 | 882 | 77 | 591 | 318 |
| 1350 | 1539.7 | 1347.2 | 3832.5 | 1744.7 | 665 | 58 | 446 | 243 |
| 1400 | 1602.5 | 1405.8 | 4016.6 | 1836.8 | 448 | 38 | 302 | 161 |
| 1450 | 1665.0 | 1460.2 | 4209.1 | 1924.6 | 232 | 19 | 151 | 82 |
| 1500 | 1732.2 | 1514.6 | 4401.6 | 2016.7 | 0 | 0 | 0 | 0 |

Tabela 9

Eficiência das caldeiras para diferentes coeficientes de excesso de ar

Rendimento das caldeiras para $m=2@O_2=9\%$

| Caldeira | Qv (kJ/kg) | PCI | Eficiência |
|----------|------------|------|------------|
| 1 | 5553 | 7461 | 74% |
| 2 | 5553 | 7461 | 74% |
| 3 | 5902 | 7461 | 79% |

Rendimento das caldeiras para $m=1.15@O_2=2\%$

| Caldeira | Qv (kJ/kg) | PCI | Eficiência |
|----------|------------|------|------------|
| 1 | 6056 | 7461 | 81% |
| 2 | 6056 | 7461 | 81% |
| 3 | 6279 | 7461 | 84% |

Rendimento das caldeiras para $m=1.72@O_2=7\%$

| Caldeira | Qv (kJ/kg) | PCI | Eficiência |
|----------|------------|------|------------|
| 1 | 5748 | 7461 | 77% |
| 2 | 5748 | 7461 | 77% |
| 3 | 6048 | 7461 | 81% |

Rendimento das caldeiras para $m=1.34@O_2=4\%$

| Caldeira | Qv (kJ/kg) | PCI | Eficiência |
|----------|------------|------|------------|
| 1 | 5953 | 7461 | 80% |
| 2 | 5953 | 7461 | 80% |
| 3 | 6202 | 7461 | 83% |

Tabela 10

Fluxo energético no vapor

Parâmetros de entrada para o balanço

| | | |
|------------------------------------|-------|------|
| Capacidade de evaporação | 30000 | kg/h |
| Temperatura de vapor | 304 | °C |
| Temperatura da água de alimentação | 105 | °C |
| Pressão de vapor | 2000 | Kpa |
| Pressão da água de alimentação | 5700 | Kpa |

Das tabelas de vapor

| | | |
|---------------------------------|------|-------|
| Entalpia da água de alimentação | 440 | kJ/kg |
| Entalpia do vapor | 3033 | kJ/kg |

Balanço energético pelo vapor

| Parâmetro | Coeficientes de excesso de ar | | | | Coeficiente de excesso de ar | | | |
|-----------|-------------------------------|------|------|---|------------------------------|------|------|---|
| | 1.15 | 1.34 | 1.72 | 2 | 1.15 | 1.34 | 1.72 | 2 |
| | | | | | | | | |

Balanço Energético das Caldeiras e Linhas de Vapor

| | | | | | | | | |
|---------------------------|----|----|----|----|----|----|----|----|
| Calor bruto de saída MW | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 | 22 |
| Calor bruto de entrada MW | 27 | 27 | 28 | 29 | 26 | 26 | 27 | 27 |

Tabela 11

Balanço de cinzas

| | |
|------------------------------------|------------|
| Balanço de cinzas | |
| X=2% | |
| Cinzas(kg/h) | |
| 261 | |
| Tons de cinzas na campanha de 2004 | 674 |

Tabela 12

Gráficos

Relação entre o teor de CO₂ e o coeficiente de excesso de ar.

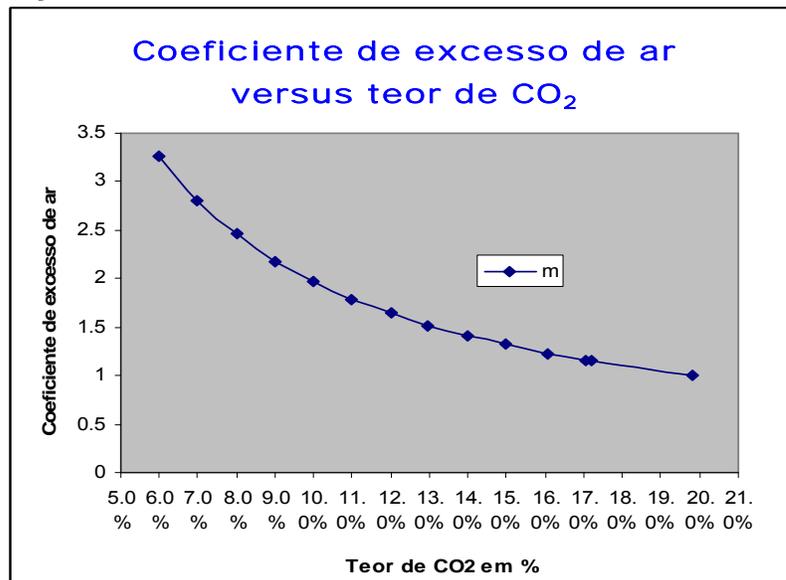


Gráfico 1

Coeficiente de excesso de ar em função do teor de O₂ nos produtos de combustão

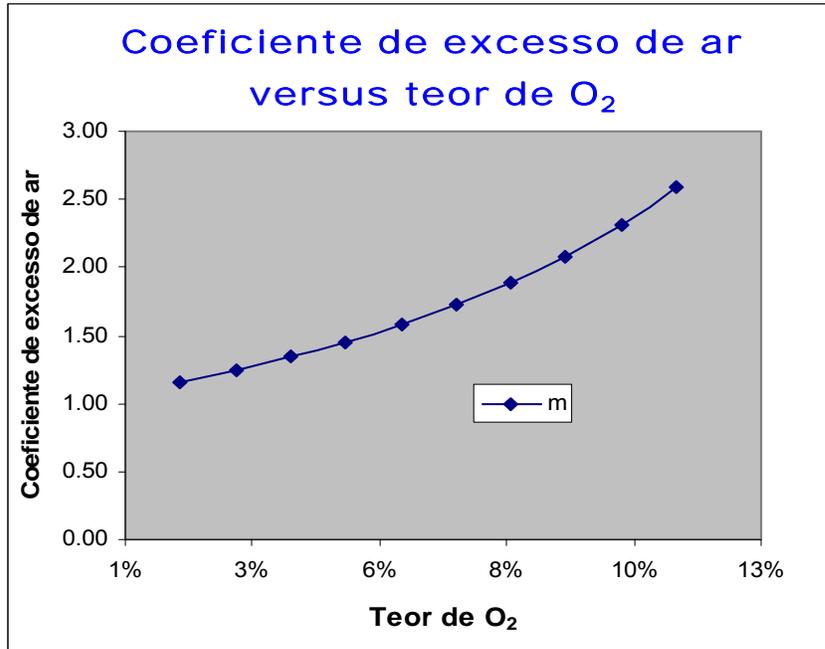


Gráfico 2

Eficiência das caldeiras em função do coeficiente de excesso de ar

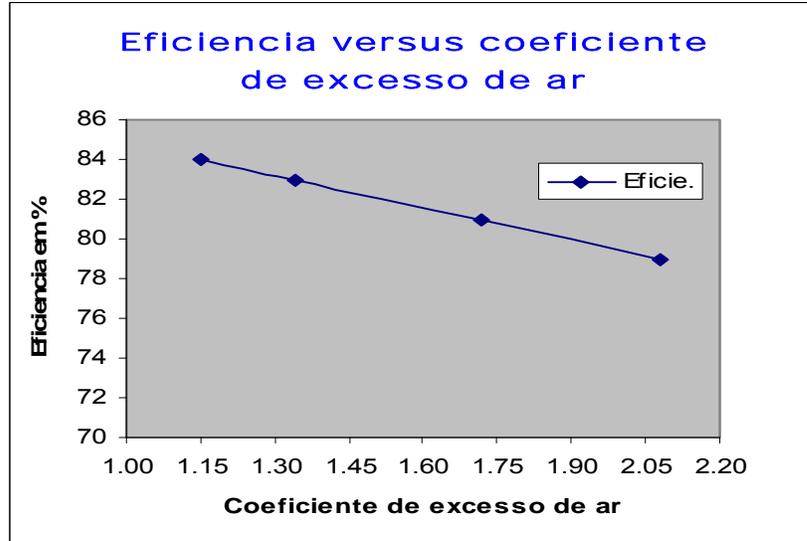


Gráfico 3

Consumo de combustível em função do excesso de ar

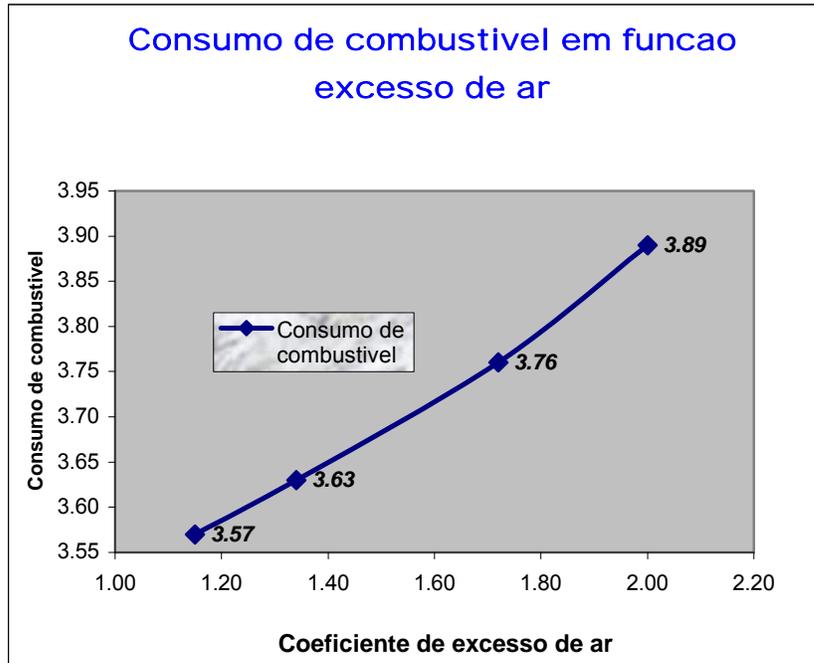


Gráfico 4

Perdas de energia por calor sensível em função do coeficiente de excesso de ar.

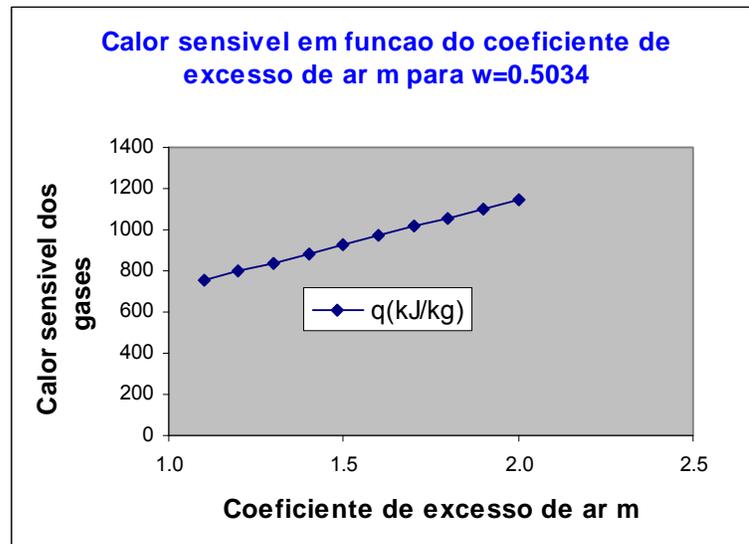


Gráfico 5

Coeficiente de excesso de ar em função da humidade de bagaço para um teor de $O_2 = 4\%$

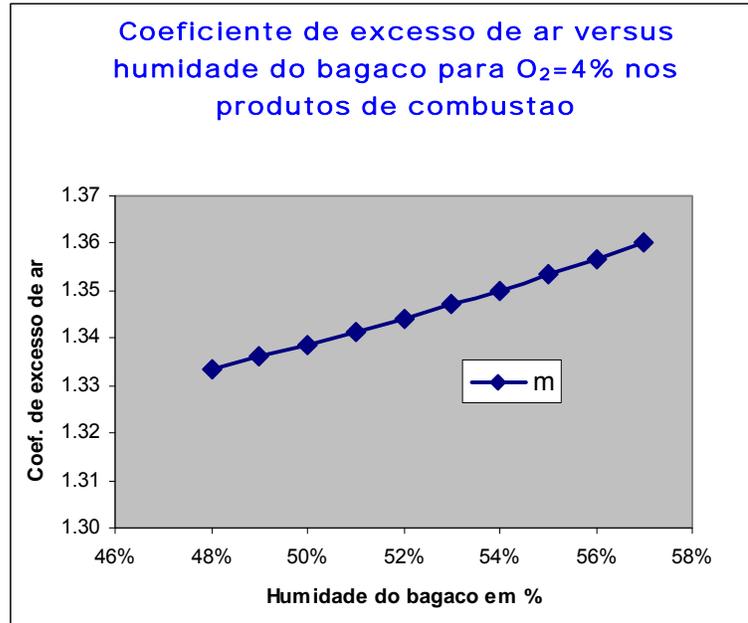


Gráfico 6

Parâmetros de entrada e de saída para o balanço energéticos das caldeiras e das linhas de vapor:

| ID | Entradas | | Saídas | |
|----|----------|---|--------|--------------------------------|
| | | Descrição | | Descrição |
| 1 | | Porção (peso) do material dissolvido | | Teor de fibra do bagaço |
| 2 | | Teor de humidade do bagaço% | | Poder Calorífico Inferior |
| 3 | | Fibra da cana(%) | | Poder Calorífico Superior |
| 4 | | Teor de açúcar no bagaço(%) | | Quantidade de bagaço produzido |
| 5 | | Coeficiente de perdas por sólidos não queimados | | Rendimento da caldeiras |
| 6 | | Coeficiente de perdas por radiação | | Consumo de combustível |
| 7 | | Coeficiente de perdas por combustão deficiente | | Temperatura do vapor |
| 8 | | Coeficiente de excesso de ar | | Pressão do vapor |
| 9 | | Temperatura. Dos gases de escape | | |
| 10 | | Teor de Oxigénio nos Produtos de combustão | | |
| 11 | | Temperatura da água de alimentação | | |

Tabela 13

Equações Principais a serem usadas para os cálculos

A. Balanço energético das caldeiras

Saídas

1. Quantidade de bagaço em toneladas

$$B = TC * \left[\frac{f}{100 - w - D} \right] * 100$$

2. Poder calorífico Superior do bagaço em kJ/kg

$$PCS = 19246.4 - 50.2s - 192.5w$$

3. Poder Calorífico inferior do bagaço em kJ/kg

$$PCS = 17782 - 50.2s - 203w$$

4. Rendimento térmico das caldeiras em %

$$\eta = \frac{Q_v}{PCI} * 100$$

B. Balanço energético nas linhas de vapor

Saídas

1. Temperatura de vapor

$$T_m(x) = T_\infty \left(1 - e^{-\frac{U\pi dx}{\dot{m} C_p}} \right) + \left(T_{aa} + \frac{\eta * B * PCI}{\dot{m} * C_{p_{vapor}}} \right) * e^{-\frac{U\pi dx}{\dot{m} C_p}}$$

2. Pressão de vapor

$$P_{(x)} = P_{x=0} - \left[f \frac{\rho u_m^2}{2 * d} * x + \rho * g * (h_{curvas} + h_{valvulas}) \right]$$

Onde: $P_{(x=0)} = \frac{\eta * \rho_{vapor} * B * PCI}{\dot{m}_{vapor}}$

Entradas

Comprimento da linha, diâmetro e espessura dos tubos, tipo e espessura do isolamento, tipo e quantidade de válvulas e tipo e quantidade das curvas

Fluxograma do processo tecnológico de produção de açúcar

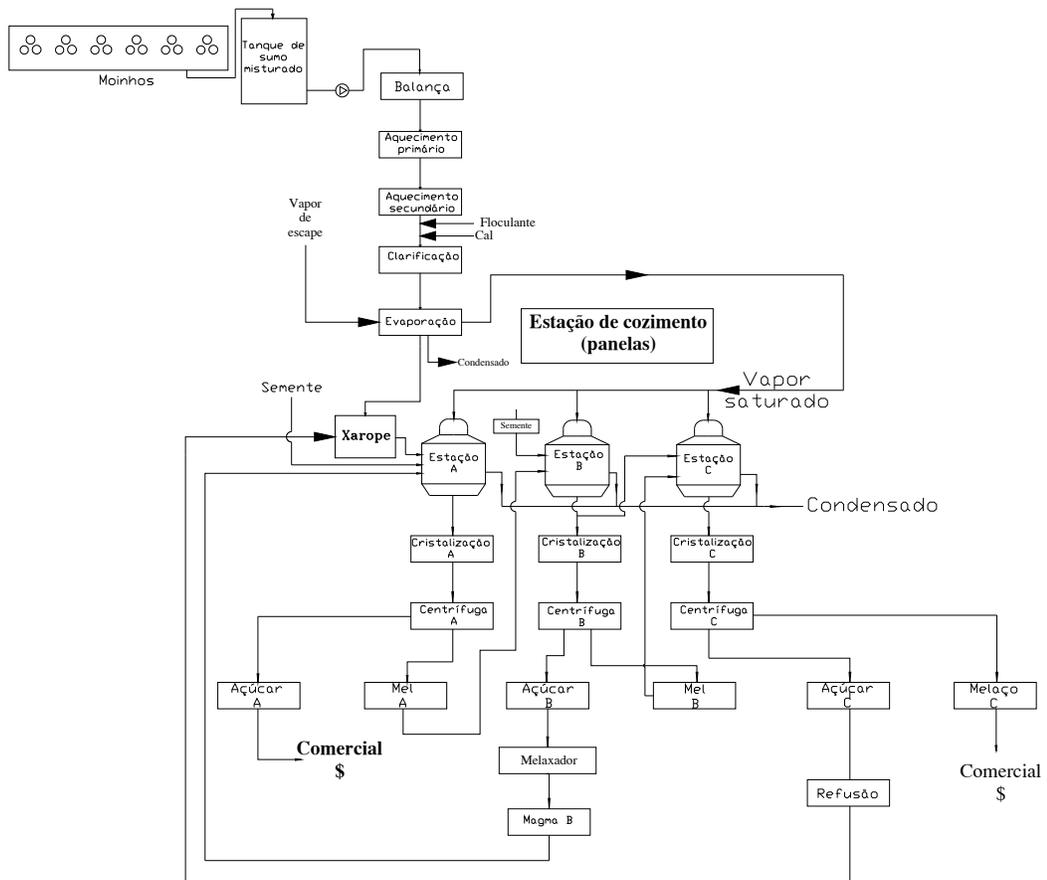


Figura 4