

MARCELO CAMPANHÃ VICENTINI

APLICAÇÃO DO CICLO RANKINE ORGÂNICO ALIMENTADO  
TERMICAMENTE PELA QUEIMA DA CASCA DO ARROZ E  
RESÍDUOS DE MADEIRA

Monografia apresentada ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Antônio Perrella Balestieri

Guaratinguetá  
2011

APLICAÇÃO DO CICLO RANKINE ORGÂNICO ALIMENTADO  
TERMICAMENTE PELA QUEIMA DA CASCA DO ARROZ E RESÍDUOS DE  
MADEIRA


MARCELO CAMPANHÃ VICENTINI

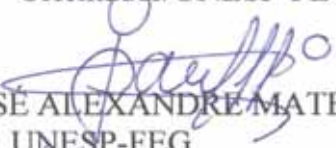
ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE  
DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE  
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"


APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE  
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. MAURO HUGO MATHIAS  
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

  
Prof. Dr. JOSÉ ANTÔNIO PERRELLA BALESTIERI  
Orientador/UNESP-FEG

  
Prof. Dr. JOSÉ ALEXANDRE MATELLI  
UNESP-FEG

  
Prof. Dr. MAURÍCIO ARAUJO ZANARDI  
UNESP-FEG

Dezembro de 2011

V633a Vicentini, Marcelo Campanhã  
Aplicação do ciclo rankine orgânico alimentado termicamente pela queima da casca do arroz e resíduos de madeira / Marcelo Campanhã Vicentini. - Guaratinguetá: [s.n.], 2011  
63 f.: il.  
Bibliografia: f. 59-63

Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2011  
Orientador: Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri

1. Biomassa 2. Fluidos 3. Engenharia térmica I. Título

CDU 620.91

de modo especial, aos meus pais, que sempre compreenderam a importância da educação em todos os seus níveis.

## AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pela minha vida, família e amigos.

ao meu orientador, *Prof. Dr. José Antonio Perrella Balestieri* pela orientação neste trabalho, pela amizade, paciência infindável ao longo do trabalho, pelo respeito profissional e por sua dedicação no desafio de ensinar e motivar. Obrigado por depositar em mim sua confiança e pelas inúmeras conversas e debates não apenas muito divertidos como muito proveitosos,

aos meus pais, *Luiz Gonzaga e Alda Maria*, minhas irmãs *Josy, Renata e Luiza*, e meus irmãos *Fernando e Luiz Gonzaga* que sempre estiveram ao meu lado, nas dificuldades e alegrias, compreenderam a necessidade da distância e sempre incentivaram meus estudos e sonhos,

a minha namorada, *Maria Claudia* pelo companheirismo, pela confiança e pelo amor sempre inabalável, obrigado por dedicar tanto tempo mesmo distante em prol de um dos meus sonhos e por me apoiar nos momentos difíceis acreditando sempre em meu potencial,

aos meus amigos *Alexandre Chi, André Torres, Daniel Shoji, Diego Medeiros, Eliabe Infante, Elton Burian, Fábio Catao, Felipe Mafra, Fernando Balestieri, Glicério Marangoni, Jônatas Pereira, Marcelo Salgado, Nicolas Félix, Thalles Oliveira, Thiago Tung, Victor Pollo, Wellington Rocha*, obrigado pela amizade, pelos anos que passamos juntos e por me ensinarem cada dia um pouco mais sobre a arte da convivência,

a querida *Lenícia Pinto* pela dedicação e carinho com que sempre nos acompanhou,

aos professores da UNESP do Campus de Guaratinguetá pela dedicação e pelo conhecimento compartilhado.

VICENTINI, M. C. **Aplicação do Ciclo Rankine Orgânico alimentado termicamente pela queima da casca do arroz e resíduos de madeira.** 2011. 62 f. Trabalho de Graduação (Graduação em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

### RESUMO

Com a crescente demanda energética mundial, principalmente de países em desenvolvimento como Brasil, Rússia, Índia e China, a procura por outras fontes eficientes de energia passa a ser um desafio para os próximos anos. Dentre as fontes alternativas mais utilizadas, a que cresce de maneira mais acentuada é a biomassa. Este estudo avalia a real possibilidade de aplicação da mesma como fonte térmica em um Ciclo Rankine Orgânico, em que se empregam fluidos térmicos como fluidos de trabalho ao invés da água. A partir de um levantamento de dados regionais da produção agrícola e seus potenciais, o arroz e sua conseqüente produção de cascas foi definida como mais adequada. A disponibilidade das cascas, juntamente com a de madeira de eucalipto, disponibilizado por uma empresa da região mensalmente, foram analisadas e a baixa participação da madeira foi descartada pela contribuição térmica de pouca significância. Com isso estabeleceu-se o poder calorífico do combustível para os cálculos termodinâmicos e o ciclo a ser utilizado. Em seguida foi realizada a escolha do fluido de trabalho a partir de diversas literaturas e da disponibilidade do mesmo na biblioteca do software utilizado para as simulações, o Engineering Equation Solver – EES. O fluido mais adequado para a queima de biomassa, o *Octamethyltrisiloxane* (OMTS), não constava no software e por isso outros foram selecionados, o R227ea e R134a. Após definidos os parâmetros iniciais de modelagem como temperatura de condensação, rendimentos e condição do vapor vivo, foram realizadas as simulações, sendo que apenas o R227ea permaneceu dentro das faixas termodinâmicas e tecnológicas viáveis. Utilizando este fluido, a potência gerada na turbina foi de 265,7 [kW] para um cenário de queima de 24 horas, 800,3 [kW] para queima de biomassa durante 8 horas/dia e 2134 [kW] para a queima de apenas 3 horas/dia. O rendimento térmico do ciclo permaneceu na faixa de 6%, sendo que para plantas operacionais utilizando o fluido por vezes mais indicado, o OMTS, obtêm rendimentos da ordem de 12%. Isso demonstra que a seleção do fluido é de extrema importância para os resultados finais dependendo de cada fonte de calor utilizada.

**PALAVRAS-CHAVE:** ciclo de rankine orgânico, fluido térmico, biomassa

VICENTINI, M. C. **Application of Organic Rankine Cycle heat supplied by rice husks and wood waste burning.** 2011. 62 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2011.

### **ABSTRACT**

With the growing world energy demand mainly from developing countries like Brazil, Russia, India and China, the search for efficient sources of energy becomes a challenge for the coming years. Among the most widely used alternative sources, biomass is the one that grows in a more pronounced way. This study will assess the real possibility of having it as a heat source in an Organic Rankine Cycle, which employ heat transfer fluids as working fluids instead of water. From a regional data collection in agricultural production and their potential rice production and the resulting husk was defined as more appropriate. The availability of husks together with an amount of eucalyptus wood, provided by a company in the region on a monthly basis, were analyzed, and the low participation of the wood was discarded by the thermal contribution of little significance. Based on this, it was established the calorific value of fuel for thermodynamic calculations and the cycle to be used. It was then carried out the choice of working fluid from the literature and their availability in the library of software used for the simulations, the Engineering Equation Solver - ESS. The fluid most appropriate for the burning of biomass, Octamethyltrisiloxane (OMTS), was not included in the software and so the R227ea and R134a were selected. After the initial parameters modeling definition, as condensing temperature, efficiency and live steam conditions, the simulations were performed, and only the R227ea remained within the feasible thermodynamic and technological ranges. With this fluid the turbine power output was 265.7 [kW] for a scenario of 24 hours/day burning, 800.3 [kW] to biomass burning for 8 hours/day and 2134 [kW] for burning only 3 hours/day. The thermal efficiency of the cycle remained in the range of 6%, and for plants operating with the most indicated fluid, OMTS, efficiencies of 12% were obtained. This demonstrates that the selection of the fluid is very important for the final results depending on each heat source used.

**KEYWORDS:** organic Rankine cycle, thermal fluid, biomass

## SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	9
2	BIOMASSA .....	14
2.1	Arroz em Casca ( <i>Oryza Sativa</i> ) .....	15
2.2	A Casca do Arroz.....	16
2.3	Vantagens da utilização da casca do arroz.....	18
3	COMBUSTÃO .....	20
3.1	Análise Elementar.....	21
3.1.1	Casca do Arroz.....	21
3.1.2	Resíduos de Madeira ( <i>Eucalyptus</i> ) .....	22
3.2	Substância combustível .....	22
3.2.1	Equação de combustão da Casca de Arroz <i>in natura</i> .....	24
3.2.2	Equação de combustão da Madeira ( <i>Eucalyptus</i> ).....	25
3.3	Poder Calorífico .....	26
3.4	Cálculo da Entalpia de Formação da Casca de Arroz .....	27
3.5	Cálculo da Entalpia de Formação da Madeira ( <i>Eucalyptus</i> ).....	31
3.6	Equação conjunta de combustão.....	35
3.6.1	Calor Disponível .....	36
4	CICLO DE RANKINE.....	39
4.1	Ciclo de Rankine Orgânico.....	41
4.1.1	Aplicações .....	42
4.2	Fluidos Térmicos.....	43
4.2.1	Linha de Saturação Negativa ou <i>Bell-shaped (Wet fluids)</i> .....	44
4.2.1.1	Rendimento Térmico ou Termodinâmico do Ciclo de Rankine.....	46
4.2.1.2	Influência do Superaquecimento no Rendimento Térmico .....	47
4.2.2	Linha de Saturação Positiva ou <i>Overhanging (Dry fluids)</i> .....	48
4.2.3	Linha de Saturação Isentrópica ( <i>Isentropic fluids</i> ).....	49
5	MÉTODO .....	50
5.1	Modelagem .....	51
5.2	Resultados.....	55
6	CONCLUSÕES.....	58
7	REFERÊNCIAS.....	59



## 1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda mundial por fontes energéticas renováveis exige das futuras gerações o esforço de se adaptar a partir da redução do uso de combustíveis fósseis e da emissão desenfreada de gases nocivos ao meio ambiente.

Para isso, o que se tem buscado é o desenvolvimento tecnológico sustentável de combustíveis ou formas de geração que não agridam de forma intensa ao meio ambiente, tarefa essa nada fácil como mostram os valores apresentados na Figura 1 do último Balanço Energético Nacional BEN 2010 divulgado pela Empresa de Pesquisa Energética EPE (2010) em conjunto com o Ministério de Minas e Energia do Brasil.

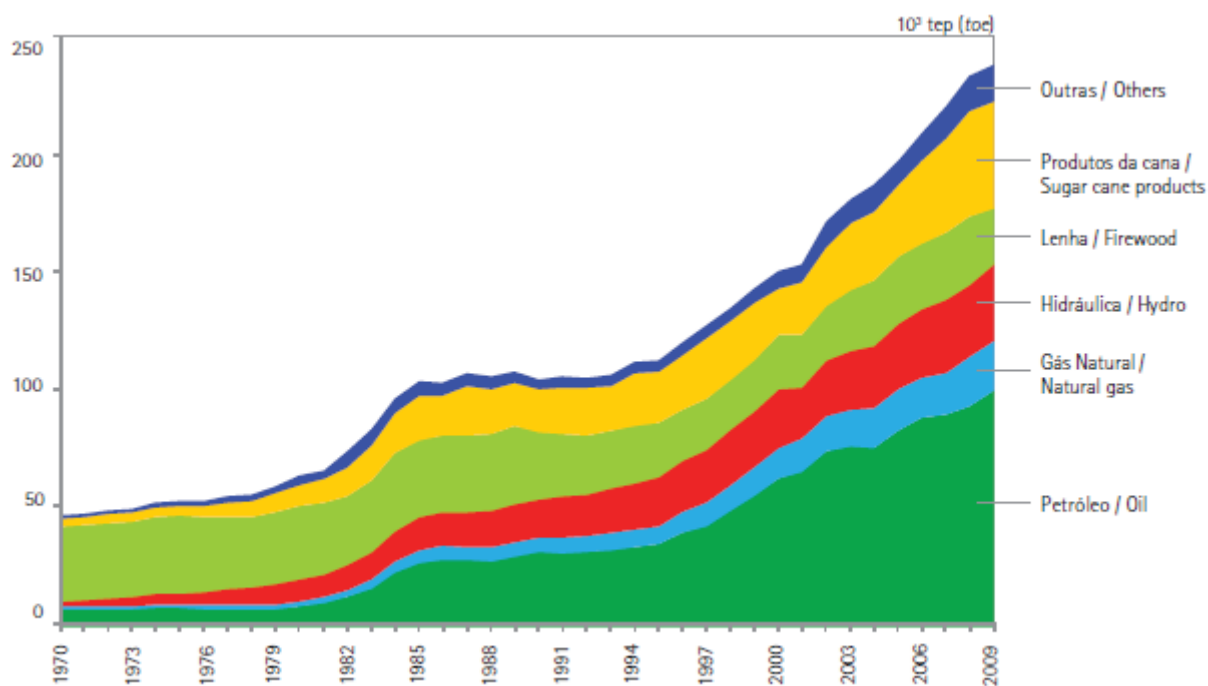


Figura 1 – Produção de Energia Primária (BEN, 2010)

Os dados apontam um crescimento do consumo das fontes consideradas renováveis, entre elas biomassa (produtos da cana, álcool), energia hidráulica e outras (eólica, solar, etc.), porém acompanhado do crescimento de fontes não renováveis como os derivados de petróleo de origem fóssil. No ano de 2009, segundo dados do BEN 2010, os derivados de petróleo representavam 41,7% do consumo das fontes primárias no Brasil (EPE, 2010).

Fazendo uma análise do cenário desenvolvimentista mundial, observam-se na sequência valores do International Energy Outlook 2010, preparado pelo U.S. Energy Information Administration – U.S./EIA (2010). As projeções do IEO2010 estabelecem uma relação direta com a chamada OCDE, Organização para Cooperação e Desenvolvimento Econômico, grupo formado por diversos países, a saber:

- *OECD North America*: Estados Unidos, Canadá e México;
- *OECD Europe*: Áustria, Bélgica, República Checa, Dinamarca, Finlândia, França, Alemanha, Grécia, Hungria, Islândia, Irlanda, Itália, Luxemburgo, Holanda, Noruega, Polônia, Portugal, Eslováquia, Espanha, Suécia, Suíça, Turquia e Reino Unido;
- *OECD Asia*: Japão, Coreia do Sul, Austrália e Nova Zelândia;

O Chile passou a fazer parte do grupo no dia 7 de Maio de 2010, porém não está incluso como um dos membros no IEO2010. O motivo de utilizar essa Organização como parâmetro fica claro mais adiante, quando se analisar o crescimento energético mundial.

Os países não membros da OECD são definidos pelo IEO2010 como *Non-OECD*, sendo seus representantes quatro países agregando cinco grupos:

- *Non-OECD Europe and Eurasia*: Rússia;
- *Non-OECD Asia*: China e Índia;
- *Non-OECD Central and South America*: Brasil.

Na Figura 2 apresenta-se um comparativo da estimativa do consumo energético mundial do ano de 2007 a 2035, em que é possível notar o aumento significativo do consumo nos países não membros da OECD, dentre os quais se encontram os principais mercados emergentes, incluindo Brasil, Rússia, Índia e China (BRIC). Em contraste a isso, fica latente a expectativa de um aumento pouco significativo do consumo dos países membros da OECD, dentre eles EUA, Japão e Alemanha.

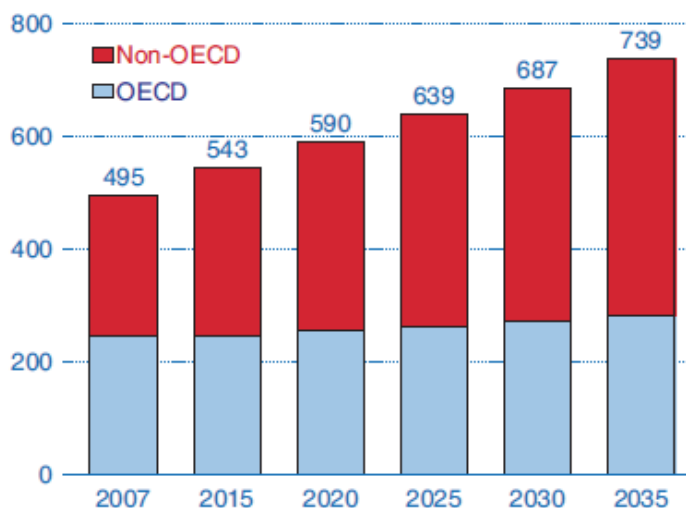


Figura 2 – Consumo Energético Mundial, 2007–2035 (em quadrilhão de BTU) (EIA, 2010)

Na Figura 3 observa-se um histórico de 1990 a 2007, seguido da projeção do uso energético por tipo de combustível, sendo que a tendência é de pleno crescimento tanto dos combustíveis renováveis quanto dos não renováveis, o que comprova o desafio de redução da emissão dos gases do efeito estufa.

Um fato recente não considerado neste estudo foi o acidente ocorrido na usina termonuclear de Fukushima, no Japão, devido a um tsunami ocorrido em 2011, que deve mudar a tendência do crescimento da geração de energia de base nuclear. Como repercussão a esse fato, a Alemanha, por exemplo, anunciou em maio de 2011 que todas as 17 usinas nucleares no país encerrarão suas atividades até 2022; a energia nuclear representa atualmente (2011), 23% de toda eletricidade alemã (DEMPSEY; EWING, 2011; BROWN; ECKERT, 2011).

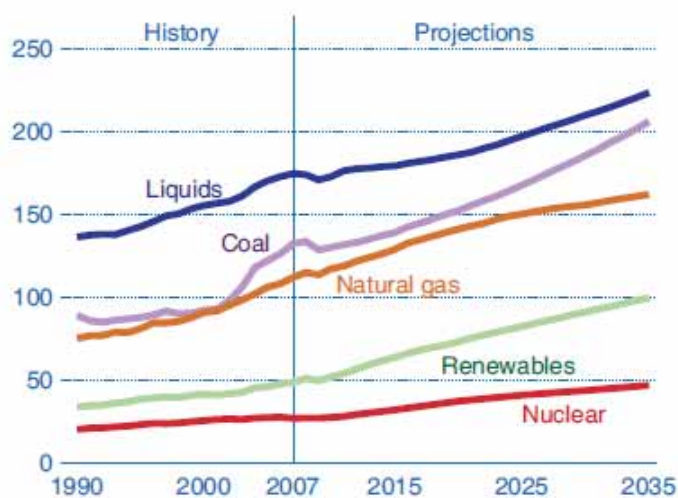


Figura 3 – Uso Energético por Tipo de Combustível, 1999 – 2035 (em quadrilhão de BTU) (EIA, 2010)

Estabelecendo uma análise mais específica dentro do escopo deste trabalho, na Figura 4 apresenta-se uma amostra da previsão de crescimento da geração de energia elétrica mundial através de fontes renováveis, com exceção das energias eólicas e hidroelétricas. Nas próximas três décadas a geração através de biomassa, resíduos sólidos urbanos e energias oriundas dos oceanos (marés, ondas) terão um crescimento acentuado em relação à geração de energia em base solar e geotérmica.

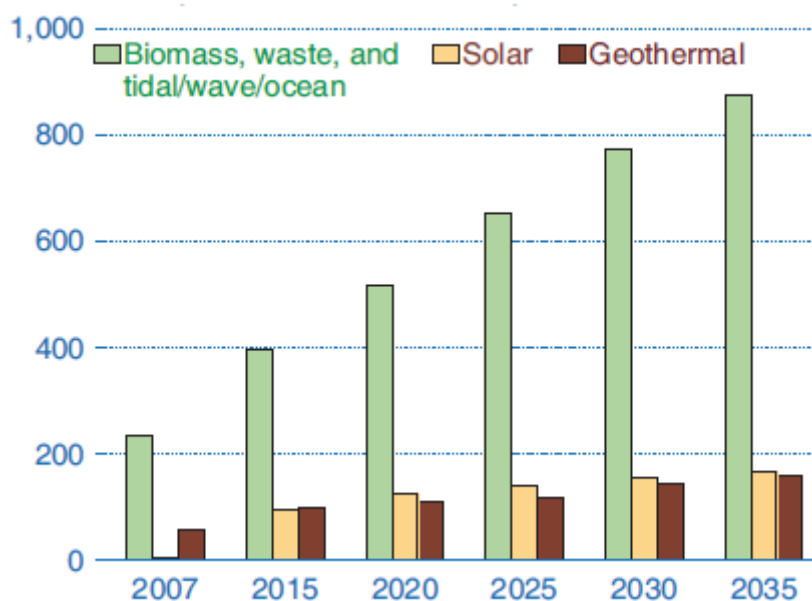


Figura 4 – Geração de Energia Elétrica Renovável Mundial por Fonte, 2007 – 2035 (em bilhões de kWh) (EIA, 2010)

Isto se deve ao fato da tecnologia de combustão de biomassa estar bastante desenvolvida e em operação, sendo que a energia solar depende de melhorias significativas nas taxas de conversão de energia, enquanto que as formas de energia geotérmicas são dependentes da geologia de regiões específicas, não podendo ser implantada em qualquer ponto do planeta.

A partir dos dados apresentados observa-se que a energia oriunda da biomassa é uma oportunidade de estudo e investimento, pois se espera um crescimento de até 4 vezes nos próximos 30 anos.

Retomando o cenário alemão, atualmente 13% da energia consumida no país é de origem renovável, destaque para a energia eólica, sendo que os planos de expansão dessa fonte têm metas de 35% para 2020 e 80% para 2050 (DEMPSEY; EWING, 2011; BROWN; ECKERT, 2011). Será um grande desafio, porém a Alemanha é atualmente um pólo de

inovações e boas práticas nessa área e justamente esse *benchmarking* possibilita identificar parâmetros para subsidiar o presente trabalho.

Uma das formas de geração de energia em desenvolvimento na Alemanha é a utilização do chamado *Organic Rankine Cycle* (ORC), ou Ciclo de Rankine Orgânico, utilizando a queima de biomassa para geração de energia a partir do emprego de fluidos térmicos orgânicos, ao invés do convencional vapor d'água. O princípio de funcionamento de tal ciclo é o mesmo utilizado nas centrais termelétricas convencionais, exceto pelo fato de empregar como fluido de trabalho um óleo de origem orgânica cujo limite de saturação situa-se abaixo dos valores para a água, o que exige menores capacidades caloríficas do combustível para atingir a saturação.

A combustão de biomassa não atinge patamares energéticos elevados da ordem, por exemplo, do gás natural e, portanto este estudo realiza a análise técnica da aplicação de um ciclo ORC para o aproveitamento energético da casca de arroz disponível na região de Guaratinguetá, não se realizando a avaliação econômica relativa à presente proposta.

## 2 BIOMASSA

Segundo a Agência Nacional de Energia Elétrica ANEEL (2008), define-se biomassa como a matéria orgânica de origem animal ou vegetal que pode ser transformada em energia térmica, elétrica ou mecânica. Enquadram-se, por exemplo, nessa definição o milho (sabugo, colmo, folha e palha), a soja e o arroz (palha ou casca), a cana-de-açúcar (bagaço, palha e o vinhoto), a madeira (lenha e licor negro), entre outros.

A biomassa é o recurso com objetivos energéticos, em particular a geração de energia elétrica, dentre os renováveis com maiores possibilidades em termos de tecnologia de conversão e disponibilidade (BRASIL, 2007).

A escolha do tipo de biomassa a ser utilizada é baseada em alguns critérios como:

- Disponibilidade e sazonalidade da matéria orgânica;
- Logística de transporte e armazenamento;
- Potencial energético através do cálculo do poder calorífico inferior (PCI);
- Quantidade de cinzas geradas na combustão bem como sua aplicação, etc.

De acordo com o Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística IBGE (05/2011) enquanto, por exemplo, o estado do Paraná produziu em 2011 cerca de 13.000.000 toneladas de milho em grão no mês de abril, o estado do Rio Grande do Sul produziu pouco mais de 5.000.000 toneladas. Porém, o mesmo estado do Rio Grande do Sul produziu cerca de 9.000.000 toneladas de arroz em casca, produzindo o Paraná em contrapartida menos de 300.000 toneladas do mesmo produto. Isto comprova que a análise de disponibilidade tem um impacto significativo na tomada de decisão em relação ao combustível a ser utilizado.

Neste estudo, o fator disponibilidade foi preponderante na escolha do recurso a ser utilizado. Foram realizados levantamentos junto à Coordenadoria de Assistência Técnica Integral – CATI, órgão da Secretaria de Agricultura e Abastecimento do estado de São Paulo, e detectado que o melhor potencial de utilização estava na cultura do arroz.

## 2.1 Arroz em Casca (*Oryza Sativa*)

O arroz é uma cultura de consumo diário na mesa do brasileiro e sua produção se concentra em grande parte no estado do Rio Grande do Sul. Segundo o IBGE (06/2011) a safra de 2009/2010 resultou em 11.308.874 toneladas do produto em casca, sendo o Rio Grande do Sul responsável por 61,19% do total. O estado de São Paulo, na mesma safra, colheu 86.794 toneladas de arroz, com um rendimento de 4.095 kg/ha.

De acordo com o CATI (2008), as localidades que fazem parte dos escritórios regionais de Guaratinguetá e Pindamonhangaba, cobrindo todo o Vale do Paraíba, cultivaram na safra 2007/2008 cerca de 12.700 ha de arroz de um total estadual de 16.760 ha, portanto 75,77% da área total plantada. Esta concentração observa-se com clareza na Figura 5.

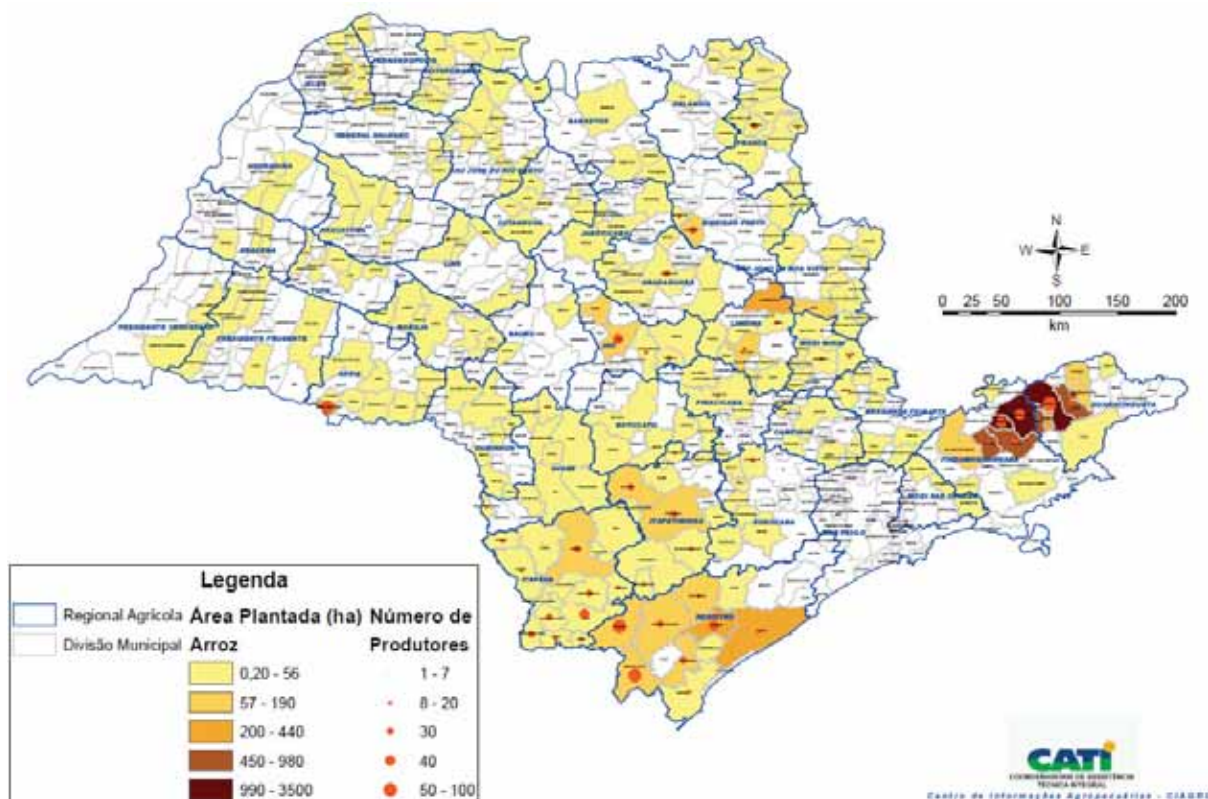


Figura 5 – Distribuição Geográfica de área cultivada e número de produtores, 2007/2007 (CATI, 2008)

Dados do CATI (2008) da safra de 2007/2008 revelam que dos 12 municípios com maior área plantada na cultura do arroz no Estado de São Paulo, 10 estão localizados no Vale do Paraíba, representando quase 75% da área plantada em todo o estado. Na Tabela 1 observam-se os valores.

Tabela 1 – Ranking do Arroz por Municípios no estado de São Paulo (CATI 2008)

Município	Área		Ranking (Área)
	Hectare	Percentual	
Tremembé	3.500,70	20,88	1
Pindamonhangaba	2.347,20	14,00	2
Guaratinguetá	1.994,10	11,90	3
Caçapava	983,10	5,87	4
Roseira	958,00	5,72	5
Taubaté	865,30	5,16	6
Lorena	691,90	4,13	7
Canas	440,10	2,63	8
Potim	352,00	2,10	9
Piraçununga	306,70	1,83	10
Registro	272,80	1,63	11
Aparecida	271,00	1,62	12

A Tabela 2 abaixo apresenta dados consolidados sobre a produção de 2009 e 2010 da região, segundo o CATI (2011):

Tabela 2 – Produção de Arroz em Casca (em toneladas) (CATI, 2011)

Ano	EDR Guaratinguetá	EDR Pindamonhangaba	TOTAL
2009	19382,16	38867,96	55250,12
2010	26706,00	33595,80	60301,80

A estimativa nacional, segundo a Companhia Nacional de Abastecimento – CONAB (2011) para a safra 2010/2011 é 13.733.200 toneladas, com uma produtividade de 4.805 kg/ha, 17,8% maior que a anterior, o que se deve principalmente a programas de melhoria nos métodos de cultura no sul do Brasil.

## 2.2 A Casca do Arroz

Segundo Pereira et al. (2009), a casca, produto do beneficiamento do arroz, é separada do grão no processo de descascamento após a pré-limpeza, a secagem e a limpeza. Para remoção da casca, o arroz passa entre roletes que giram em diferentes velocidades e em direções opostas. Nessa etapa, parte do farelo, que fica entre a casca e o grão, também é removido.



Dafico (2008) cita que na estrutura da casca encontramos quatro camadas fibrosas, esponjosas ou celulares, nas quais se tem a presença de sílica. Quimicamente a composição quando em base seca se dá da seguinte maneira: 20% de sílica, 30% de lignina e 50% de celulose. Quando em condições especiais de combustão controlada, a lignina e a celulose são eliminadas restando a sílica com uma microestrutura vítrea e micro-porosa, de alta superfície específica. Essa característica é importante pra uso da cinza em diferentes aplicações.

A quantidade de casca obtida do beneficiamento é variável. Foletto et al. (2005) e Armesto et al. (2002) afirmam que as cascas representam cerca de 20% do valor de arroz colhido, em toneladas, já para Della, Kühn e Hotzna (2001) esse valor é de 23%. Baseado nesses valores e na produção dos últimos anos pode-se estimar a quantidade de casca disponível para ser utilizada. Considerando a casca como 20% em massa do que foi colhido de arroz, tem-se na Tabela 3:

Tabela 3 – Disponibilidade Média da Casca de Arroz (em toneladas) (CATI, 2011)

Ano	Arroz em Casca	Casca
2009	55250,12	11050,02
2010	60301,80	12060,36
	<b>Média Anual</b>	<b>11555,19</b>

Della, Kühn e Hotzna (2001) citam ainda que as características físicas da casca do arroz, como fibrosidade, dureza elevada e peculiaridade abrasiva, dão origem a produtos pouco nutritivos, com alta resistência ao desgaste e concentração de cinza.

O emprego da casca de arroz como combustível possui um inconveniente para a combustão com fins de geração de energia que é a quantidade de cinzas produzida. Foletto et al. (2005) afirma que cerca de 18% do peso da casca se transforma em cinza e que é possível evitar que ela seja descartada no meio ambiente, evitando que sejam gerados resíduos. A cinza, por possuir um teor elevado de sílica (>92%), se torna um resíduo valorizado e descartá-la seria um desperdício.

### 2.3 Vantagens da utilização da casca do arroz

Partindo do resíduo principal da combustão que são as cinzas, Foletto et al. (2005) as classifica como uma matéria prima nobre e cita algumas alternativas tecnológicas como:

- Produção de carbeto de silício (SiC);
- Produção de sílica pura;
- Produção de cimento e uso em concretos;
- Utilização da cinza como carga em polímeros;
- Uso de cinzas como adsorventes;
- Uso de cinzas como suporte de catalisadores metálicos;
- Síntese de zeólitas;
- Produção de diferentes tipos de silicatos.

Encontrar soluções rentáveis para destinar as cinzas acaba com uma das principais desvantagens da casca do arroz perante a cana-de-açúcar, justamente o volume de cinzas gerado.

Analisando o processo do ponto de vista ambiental, para Neue e Boonjawat<sup>1</sup> (1998 apud BASSO, 2008) o cultivo de arroz é a maior fonte geradora do gás metano (CH<sub>4</sub>) dentre as atividades humanas. Segundo Mayer (2007) a casca do arroz obtida em empresas de beneficiamento do cereal, são direcionadas para aterros sendo expostas diretamente ao processo de decomposição. A decomposição libera como parte dos produtos o gás metano (CH<sub>4</sub>) que é 21 vezes mais prejudicial para o efeito estufa do que o próprio dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>). Além do processo de decomposição da casca, o método de plantio em campos irrigados promove a emissão de grandes quantidades de gás metano.

A queima da casca de arroz em um ciclo térmico de geração de energia diminuiria a emissão direta do gás metano na atmosfera, reduzindo assim o impacto ao meio ambiente. Essa oportunidade de melhoria no grau de severidade da emissão pode receber incentivos econômicos para custear projetos de implantação baseados no *Clean Development Mechanism* (CDM), ou Mecanismo de Desenvolvimento Limpo (MDL) criado pelo Protocolo de Kyoto com o intuito de flexibilizar as emissões dos países chamados desenvolvidos. Segundo Souza

---

<sup>1</sup> NEUE, H. U.; BOONJAWAT, J. **Methane emission from rice fields**. Apud BASSO, C. A. B. **Estimativa da potencialidade de geração de crédito de carbono no segmento da rizicultura do RS**. Rio de Janeiro: ENEGEP, 2008;

e Azevedo (2005), o mecanismo admite que os países que compõem o Anexo I<sup>2</sup> estabeleçam acordos para realização de projetos de redução de emissões com países que **não** integram<sup>3</sup> o Anexo I, assim como comprar volumes de redução advindos de projetos implantados. Foram estabelecidos os chamados *Certified Emission Reductions* (CER), ou Certificados de Redução de Emissões (CRE), que equivalem a uma tonelada métrica de CO<sub>2</sub>, para padronizar todos os gases do efeito estufa. O Brasil faz parte do grupo de países não integrantes do Anexo I, portanto está apto a receber investimentos de países parceiros para projetos de redução de emissões, como é o caso da geração de energia que utiliza casca de arroz, antes depositada em aterros, como combustível.

---

<sup>2</sup> Países com maior índice de industrialização e emissões elevadas de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>);

<sup>3</sup> Países que necessitam realizar emissões para atender necessidades básicas do próprio desenvolvimento.

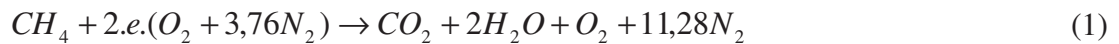
### 3. COMBUSTÃO

A partir da viabilidade logística do uso da casca de arroz como combustível assegurada, é necessária a confirmação das condições técnicas e termodinâmicas. Para tal é necessário realizar uma análise da queima da fonte combustível.

Segundo Sonntag, Borgnakke e van Wylen (2003) a combustão, basicamente, é um processo que envolve a oxidação dos compostos dos combustíveis que sejam oxidáveis.

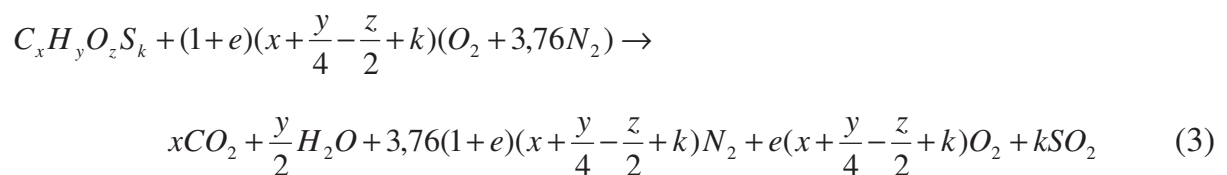
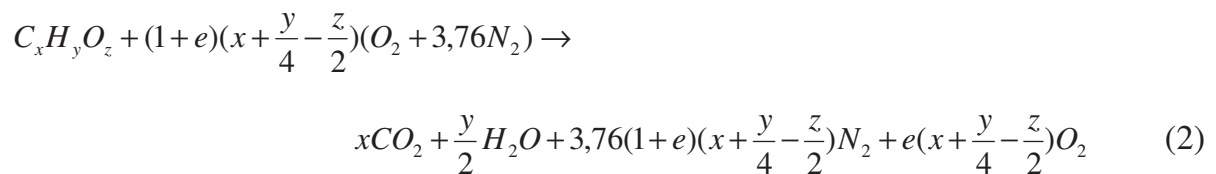
É a transformação da energia química que a molécula do combustível possui, em energia térmica. Pode-se observar na equação (1) a combustão do gás metano levando em consideração excesso de ar ( $e$ ) e as proporções do ar atmosférico de 21% para o  $O_2$  e 79% para o  $N_2$ .

Neste exemplo adotou-se  $e = 1,5$ , ou seja, 50% de excesso.



Em geral os combustíveis utilizados são hidrocarbonetos, compostos químicos puramente de carbono e hidrogênio que podem se ligar a moléculas de oxigênio, enxofre e nitrogênio.

Glassman e Yetter (2008) apresentam equações genéricas de combustão para hidrocarbonetos dotados apenas de oxigênio, equação (2), e outra para compostos com oxigênio e enxofre, equação (3).



### 3.1 Análise Elementar

A proposta inicial do projeto era utilizar além da casca do arroz, resíduos de madeira como combustível, porém a disponibilidade da madeira quando comparada à da casca do arroz mostrou-se desprezível como será comprovado mais adiante. Para tal, as etapas seguintes mostram o cálculo do poder calorífico do combustível.

#### 3.1.1 Casca de Arroz

Para avaliar o real potencial da casca de arroz, é necessário identificar sua composição química elementar. A casca de arroz será avaliada *in natura* e valores de casca carbonizada serão apresentados como sugestão e base para futuros trabalhos. Para a casca *in natura*, valores da literatura foram comparados com valores estabelecidos a partir da análise de uma amostra, segundo pesquisadores do Centro de Desenvolvimento Energético do Amazonas (SOUZA et al., 2005).

Os valores para a casca carbonizada foram obtidos pela mesma equipe em um estudo de carbonização da casca para uso energético. Segundo Souza et al. (2007) após a carbonização da casca do arroz *in natura* o valor de seu poder calorífico é aumentado 18,65%. Além disso, há um aumento do teor de carbono fixo de 11,90% para 45,65% e uma redução dos voláteis de 87%.

Os dados da composição elementar da casca de arroz *in natura* (literatura) e *in natura* e carbonizada (experimentais) estão expostos a seguir na Tabela 4, segundo Cortez e Lora<sup>4</sup> (1997 apud SOUZA, 2007) e Souza et al. (2005).

Tabela 4 – Composição Elementar da Casca do Arroz.

Casca de Arroz	Elemento (% em massa)					
	H	C	N	O	S	Cinzas
<i>In Natura</i>	4,29	32,37	nd	43,28	nd	20,06
Carbonizada	2,45	51,02	nd	4,37	nd	42,16
Dados da literatura para amostra <i>in natura</i>	4,3	40,96	0,4	35,98	0,02	18,34

nd: não determinado pelo equipamento (<0,002% em peso)

<sup>4</sup> CORTEZ, L. A.; LORA, E. S. (Coord.) *Tecnologias de conversão da biomassa*. Manaus: EDUA/EFEL, 1997 apud SOUZA, R. C. R. *Carbonização da casca de arroz (Oriza sativa) para uso energético*. Bonito: Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola, 2007.

### 3.1.2 Resíduos de Madeira

Assim como com a casca de arroz, é necessário também avaliar as características elementares da madeira para obter seu real potencial energético. Na Tabela 5 têm-se os dados das frações em massa dos elementos que constituem a biomassa em questão segundo Vlassov<sup>5</sup> (2001 apud VIEIRA, 2005).

Tabela 5 – Composição Elementar da Madeira de Eucalipto.

Madeira	Elemento (% em massa)				
	H	C	N	O	S
Eucalipto	6,0	47,5	1,0	44,0	1,5

### 3.2 Substância Combustível

Em posse das frações em massa das substâncias foi possível obter as proporções molares que compõem as equações de combustão. As proporções molares são calculadas dividindo-se as frações em massa pela massa molar de cada substância.

A seguir na Tabela 6 têm-se os valores de massa atômica das substâncias analisadas e na Tabela 7 as proporções molares já calculadas, sendo que foram desconsiderados valores muito pequenos (aprox. <0,08).

Tabela 6 – Massa Atômica dos Elementos

Elemento	Massa Atômica (u)
H	1
C	12
N	14
O	16
S	32

<sup>5</sup> VLASSOV, D. **Combustíveis, combustão e câmaras de combustão**. Curitiba: Editora da UFPR, 2001. Apud VIEIRA, A. C. **Gaseificação de briquetes de casca de eucalipto**. 82 f. Tese (Mestrado) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2005.

Tabela 7 – Proporções Molares da Biomassa

Casca de Arroz	Elemento (número de mols)				
	H	C	N	O	S
<i>In Natura</i>	4,29	2,70	-	2,71	-
Carbonizada	2,45	4,25	-	0,27	-
Dados da literatura para amostra <i>in natura</i>	4,3	20,48	-	2,25	-
Madeira	H	C	N	O	S
Eucalipto	6,0	4,0	-	2,8	-

Os valores acima ainda foram normalizados baseados no valor do Carbono obtendo os valores presentes na Tabela 8.

Tabela 8 – Proporções Molares Normalizadas pelo Carbono

Casca de Arroz	Elemento (valores normalizados)				
	H	C	N	O	S
<i>In Natura</i>	1,59	1,00	-	1,00	-
Carbonizada	0,58	1,00	-	0,06	-
Dados da literatura para amostra <i>in natura</i>	0,21	1,00	-	0,11	-
Madeira	H	C	N	O	S
Eucalipto	1,52	1,00	-	0,69	-

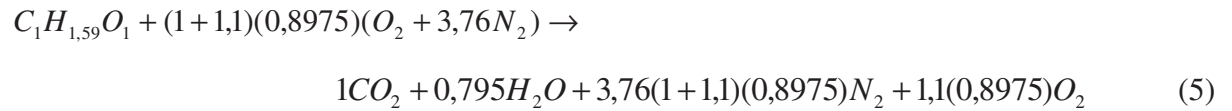
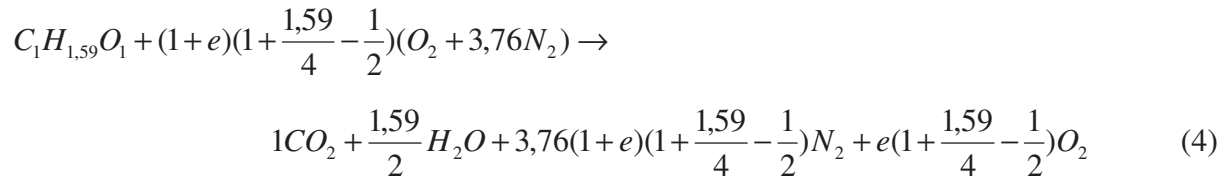
Dessa forma ficam estabelecidos os combustíveis que serão utilizados nas reações. Podemos observar na Tabela 9 as formulações químicas substâncias.

Tabela 9 – Formulações químicas estabelecidas

	Substância
Casca de Arroz	
<i>In Natura</i>	$C_1H_{1,59}O_1$
Carbonizada	$C_1H_{0,58}O_{0,06}$
Dados da literatura para amostra <i>in natura</i>	$C_1H_{0,21}O_{0,11}$
Madeira	
Eucalipto	$C_1H_{1,52}O_{0,69}$

A partir da composição molar elementar determinada a equação de combustão para madeira e casca de arroz, e suas variações, pode ser obtida.

### 3.2.1 Equação de combustão da casca de arroz *in natura*



Portanto a reação de combustão é:



Para realizar o cálculo do calor de formação do combustível, que será exposto adiante, foi considerada a combustão completa da biomassa, gerando apenas CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O como produtos. Portanto temos:



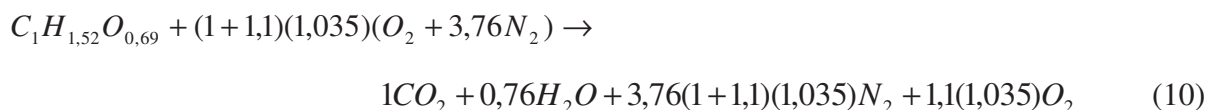
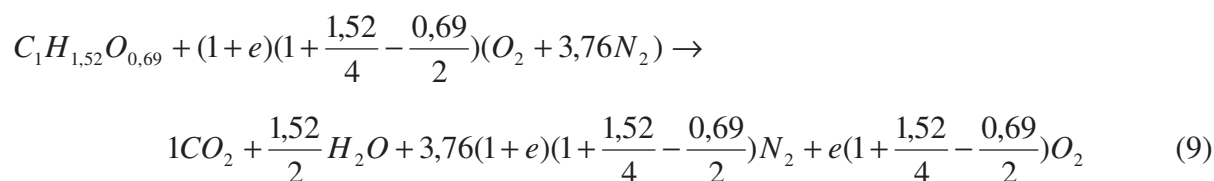
Para prosseguir com o processo de análise é importante lembrar que 18% da casca de arroz se transformarão em cinzas (FOLLETO, 2005), não colaborando assim energeticamente na queima. Como alternativa para adequação deste parâmetro o número de mols do combustível foi dividido por 0,8 considerando assim uma formação de 20% de cinzas.

Dessa forma a equação de combustão passa a ser:

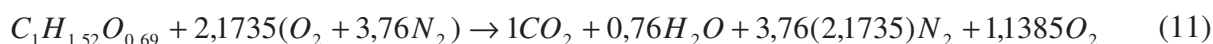




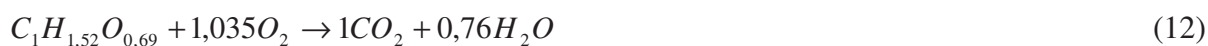
### 3.2.2 Equação de combustão da madeira (eucalipto)



Portanto a reação de combustão é:



Novamente foi considerada a combustão completa da biomassa, gerando apenas CO<sub>2</sub> e H<sub>2</sub>O como produtos. Portanto, temos:



Segundo Brito e Barrichelo<sup>6</sup> (1978 apud VIEIRA, 2005), no caso do eucalipto, analisando quatro espécies (*E. grandis*, *E. saligna*, *E. resinífera*, *E. microcorys*) em média a geração de cinzas é de 36% na análise imediata em base seca. Da mesma forma que foi realizada com a casca de arroz, o número de mols do combustível foi dividido por 0,64 considerando assim uma formação de 36% de cinzas.

Dessa forma a equação de combustão passa a ser:




---

<sup>6</sup> BRITO, J. O., BARRICHELO, L. E. G. **Características do eucalipto como combustível: análise química imediata da madeira e da casca**. Piracicaba: IPEF, n.16, p. 63-70, 1978 apud VIEIRA, A. C. **Gaseificação de briquetes de casca de eucalipto**. 82 f. Tese (Mestrado) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2005.

### 3.3 Poder Calorífico

O poder calorífico é definido pela quantidade de energia liberada na combustão por unidade de massa do combustível em questão, sendo comumente expresso em quilojoule por quilograma (kJ/kg).

Segundo Sonntag, Borgnakke e van Wylen (2003) o termo poder calorífico leva um complemento, sendo ele superior ou inferior. O Poder Calorífico Superior é aquele em que a água presente nos produtos oriundos da combustão se apresenta no estado líquido. Por outro lado, a quantidade de calor transferida no processo de combustão em que a água presente nos produtos está no estado vapor é chamada de Poder Calorífico Inferior.

O cálculo do poder calorífico é obtido a partir da diferenças dos valores de entalpia dos produtos e dos reagentes da combustão dividido pela massa molar do combustível, como pode ser observado abaixo na equação (14).

$$PC = \frac{-(H_P - H_R)}{m_{MOLAR}} \quad (14)$$

O valor das entalpias em questão representa os valores da entalpia de formação dos compostos ( $\bar{h}_f^0$  - estado de referência 25°C e 0,1 MPa) e o acréscimo das variações de entalpia de produtos e reagentes ( $\Delta h$ ) (SONNTAG; BORGNAKKE; WYLEN, 2003).

$$PC = \frac{-\left[ \sum_P n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) - \sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) \right]}{m_{MOLAR}} \quad (15)$$

No caso em questão, é necessário estimar os valores do calor de formação da biomassa, já que não foram feitos experimentos com esse objetivo, sendo este trabalho responsável por avaliar a viabilidade da aplicação da biomassa no ORC e julgar sua aplicabilidade.

No cálculo do poder calorífico, é importante destacar a influência da umidade da biomassa no potencial térmico. Segundo Lima, Abdala e Wenzel (2008) quando a biomassa é utilizada para geração de energia a umidade influencia negativamente na quantidade de calor liberado durante a queima, diminuindo a eficiência energética. Parte da energia é liberada durante a queima para evaporar a água que compete ao teor de umidade, diminuindo assim o poder calorífico. A biomassa neste estudo foi considerada em base seca.

### 3.4 Cálculo da Entalpia de Formação da Casca de Arroz

Conhecer a entalpia de formação do combustível que se deseja avaliar é indispensável para o cálculo do poder calorífico.

Segundo Singh, Maheshwari e Ojha (1980), a partir de análises dos gases de combustão verifica-se que, na queima da casca do arroz, a maior liberação de calor é obtida com uma temperatura de 1000°C na fornalha. Dessa forma utiliza-se esse valor nos cálculos abaixo como primeira análise, considerando-o como temperatura adiabática de chama.

A partir das equações (14) e (15) podemos expressar o cálculo do poder calorífico e sua dependência da entalpia de formação da casca do arroz.

$$\sum_P n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,25(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{CO}_2 + 0,99375(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{H}_2\text{O} \quad (16)$$

$$\sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,00(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{CH}_{1,59}\text{O} + 1,121875(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{O}_2 \quad (17)$$

Considerando o estado de referência a 298K (25°C) e as entalpias de formação dos compostos da equação temos da literatura de Sonntag , Borgnakke e Wylen (2003) na Tabela 10.

Tabela 10 – Entalpias de Formação no estado referência e variação

	Entalpias [kJ/kmol]		
	$h_0$ (298K)	$\Delta h$ (298 K)	$h_0 + \Delta h$
CO <sub>2</sub>	-393522,0	0	-393522,0
H <sub>2</sub> O (líquido)	-285830,0	0	-285830,0
O <sub>2</sub>	0	0	0

Com isso obtém-se as equações (18) e (19).

$$\sum_P n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,25(-393522)\text{CO}_2 + 0,99375(-285830)\text{H}_2\text{O} = -775946,06 \text{ [kJ/kmol]} \quad (18)$$

$$\sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,00(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{CH}_{1,59}\text{O} + 1,121875(0)\text{O}_2 = 1,00(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{CH}_{1,59}\text{O} \quad (19)$$

A análise dos reagentes, na equação (19) passa a ser dependente das entalpias da Biomassa, portanto é necessário encontrar tais valores.

Neste momento o valor que mais nos interessa é o da entalpia de formação, já que ele será imprescindível para o desenvolvimento da equação de queima conjunta das duas biomassas. Dessa forma optou-se por calcular o valor da variação de entalpia em relação ao estado de referência, e substituir o valor do PCS encontrado na literatura em que foram obtidos os valores elementares da biomassa. Dessa forma será possível estimar um valor da entalpia de formação muito próximo do real.

$$\Delta \bar{h} = M_m \bar{c}_p (T - 298) \quad (20)$$

Na Tabela 11 tem-se o cálculo do valor da massa molar baseado na equação (8).

Tabela 11 – Massa Molar para o composto, Casca de Arroz.

	n° mols		m [kg/kmol]	=	[kg/kmol]
C	1,25	x	12	=	15
H	1,9875	x	1	=	1,9875
O	1,25	x	16	=	20
$M_m$					36,9875

O calor específico dos gases de exaustão é obtido pela equação (21).

$$\bar{C}_p = \frac{C_{pgases(298K)} + C_{pgases(1273K)}}{2} \quad (21)$$

sendo que o calor específico dos gases nessas temperaturas é obtido pela equação (22).



$$c_{p\text{ gases}}(T_n) = \frac{B \cdot c_{p\text{ CO}_2} + D \cdot c_{p\text{ H}_2\text{O}}}{(B + D)} \quad (23)$$

Os valores do calor específico para a condição de 25°C dos compostos acima constam a seguir na Tabela 12, sendo que os como o  $c_p$  busca estimar a entalpia de formação para o cálculo do PCS, foi utilizado o calor específico para a água líquida nos produtos. O valor para o dióxido de carbono foi o obtido segundo a literatura de Sonntag, Borgnakke e Wylen (2003).

Tabela 12 – Calores específicos para a condição de 25°C (298K) e 0,1 MPa

	$C_p$ [kJ/kg K] (cond. De 25°C)	$C_p$ [kJ/kmol K] (cond. De 25°C)
CO <sub>2</sub>	0,8418	37,04
H <sub>2</sub> O <sub>liq</sub>	4,18	75,24

Com estes dados e os valores do número de mols dos produtos na equação (8) tem-se para a condição de 25°C da equação (23):

$$c_{p\text{ gases}}(298K) = \frac{1,25 \cdot 37,04 + 0,99375 \cdot 75,24}{(1,25 + 0,99375)} \cong 53,96 [kJ / kmol.K] \quad (24)$$

$$M_{\text{gases}} = \frac{1,25 \cdot 44 + 0,99375 \cdot 18}{(1,25 + 0,99375)} \cong 32,48 [kg / kmol] \quad (25)$$

$$\bar{c}_{p\text{ gases}} = M_{\text{gases}} \cdot c_{p\text{ gases}} = 53,96 \cdot \frac{1}{32,48} = 1,66 [kJ / kg.K] \quad (26)$$

Para realizar o cálculo da condição de máxima temperatura será necessário obter os calores específicos pela fórmula e constantes a seguir, na Tabela 13.

$$c_p = C_0 + C_1\theta + C_2\theta^2 + C_3\theta^3 \quad [\text{kJ/kg.K}] \quad \text{para} \quad \theta = T(\text{K})/1000 \quad (27)$$

Tabela 13 – Constantes para o cálculo do calor específico e seu intervalo de aplicação

Gás	C <sub>0</sub>	C <sub>1</sub>	C <sub>2</sub>	C <sub>3</sub>	Intervalo (K)
H <sub>2</sub> O (vapor)	1,79	0,107	0,586	-0,20	250 - 1200
CO <sub>2</sub>	0,45	1,67	-1,27	0,39	250 - 1200

Apesar de a temperatura estar um pouco fora do intervalo indicado, este erro será assumido para efeito de estimativa.

$$\theta = T(\text{K})/1000 = 1273/1000 = 1,273 \quad (28)$$

Tem-se então individualmente as equações (29) e (30).

$$c_p(H_2O) = 1,79 + 0,107 \cdot 1,273 + 0,586 \cdot (1,273^2) - 0,20 \cdot (1,273^3) \cong 2,46 [\text{kJ/kg.K}] \quad (29)$$

$$c_p(H_2O) = 2,46 \cdot 18 = 44,28 [\text{kJ/kmol.K}]$$

$$c_p(CO_2) = 0,45 + 1,67 \cdot 1,273 - 1,27 \cdot (1,273^2) + 0,39 \cdot (1,273^3) \cong 1,32 [\text{kJ/kg.K}] \quad (30)$$

$$c_p(CO_2) = 1,32 \cdot 44 = 58,08 [\text{kJ/kmol.K}]$$

Retornando os valores à equação (23) obtém-se a equação (31).

$$c_{p_{gases}}(1273\text{K}) = \frac{1,25 \cdot 58,08 + 0,9937 \cdot 44,28}{(1,25 + 0,9937)} \cong 51,97 [\text{kJ/kg.K}] \quad (31)$$

$$\bar{c}_{p_{gases}} = M_{gases} \cdot C_{pgases} = 51,97 \cdot \frac{1}{32,48} = 1,60 [\text{kJ/kg.K}] \quad (32)$$

Enfim, calcula-se o calor específico médio dos gases de exaustão da casca de arroz para a combustão da mistura de biomassa:

$$\bar{c}_p = \frac{1,66 + 1,60}{2} = 1,63 [\text{kJ/kg.K}] \quad (33)$$

Com o calor específico da condição referência tem-se:

$$\Delta \bar{h} = M_m c_p (T - 298) = 36,9875 \cdot 1,66(298 - 298) = 0 \quad (34)$$

valor esperado pela condição da temperatura de referência. Agora com o valor da variação da entalpia definida, é possível retornar à equação (19) e obter:

$$\sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}) = 1,00(\bar{h}_f^0 + 0)\text{CH}_{1,59}\text{O} \quad (35)$$

Retomando as equações (18) e (19) em (15), já definida como PCS para as considerações adotadas nos cálculos das entalpias:

$$PCS = \frac{-[-775946,06 - (1,00(\bar{h}_f^0 + 0)\text{CH}_{1,59}\text{O})]}{36,9875} \quad (36)$$

Com isso, a equação acima se torna uma função de duas variáveis dependente entre si. Optou-se então por utilizar o valor do PCS encontrado por Souza et. al (2007) e estimar assim a entalpia de formação da casca de arroz em questão, para a condição de 298K.

$PCS = 12920$  [kJ/kg.K], segundo Souza et al. (2007).

$$\bar{h}_f^0(298K) = -298067,56[\text{kJ} / \text{kmol}] \quad (37)$$

### 3.5 Cálculo da Entalpia de Formação da Madeira (Eucalipto)

O mesmo método será utilizado para estimar a entalpia de formação da madeira, considerando a temperatura da fornalha de 1000°C, considerações ótimas para a queima da casca do arroz que é nosso principal objeto de estudo.

A partir das equações (38) e (39) podemos expressar o cálculo do poder calorífico e sua dependência da entalpia de formação da casca do arroz.

$$\sum_P n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,5625(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{CO}_2 + 1,1875(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{H}_2\text{O} \quad (38)$$

$$\sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,00(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{C}_{1,5625}\text{H}_{2,375}\text{O}_{1,078125} + 1,6171875(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{O}_2 \quad (39)$$

Considerando o estado de referência a 298K (25°C) e as entalpias de formação dos compostos da equação temos da literatura de Sonntag, Borgnakke e van Wylen (2003) já expressos na Tabela 10.

Com isso obtém-se:

$$\sum_P n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) = 1,5625(-393522)\text{CO}_2 + 1,1875(-285830)\text{H}_2\text{O} = -954301,25 [\text{kJ/kmol}] \quad (40)$$

$$\begin{aligned} \sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h}) &= 1,00(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{C}_{1,5625}\text{H}_{2,375}\text{O}_{1,078125} + 1,617185(0)\text{O}_2 \\ &= 1,00(\bar{h}_f^0 + \Delta\bar{h})\text{C}_{1,5625}\text{H}_{2,375}\text{O}_{1,078125} \end{aligned} \quad (41)$$

A análise dos reagentes, na equação (41) passa a ser dependente das entalpias da biomassa, portanto é necessário encontrar tais valores.

Novamente, o valor procurado é o da entalpia de formação, para o desenvolvimento da equação de queima conjunta das duas biomassas. Da mesma forma que com a casca de arroz, calculou-se o valor da variação de entalpia em relação ao estado de referência, e a partir do valor do PCS encontrado na literatura em que foram obtidos os valores elementares da biomassa, estimou-se o valor da entalpia de formação.

$$\Delta\bar{h} = M_m \bar{c}_p (T - 298) \quad (42)$$

No cálculo do valor da massa molar baseado na equação (15) tem-se na Tabela 14 o cálculo da massa molar.



Tabela 14 – Massa molar para o composto, madeira de eucalipto.

	n° mols		m [kg/kmol]	=	[kg/kmol]
C	1,5625	x	12	=	18,75
H	2,375	x	1	=	2,375
O	1,078125	x	16	=	17,25
$M_m$					38,38

Os valores do calor específico para a condição de 25°C estão expostos na Tabela 12 já levando em conta que como o  $c_p$  busca estimar a entalpia de formação para o cálculo do PCS, foi utilizado o calor específico para a água líquida nos produtos.

Com isso e os valores do número de mols dos produtos na equação (13) tem-se para a condição de 25°C:

$$c_{p_{gases}}(298K) = \frac{1,5625 \cdot 37,04 + 1,1875 \cdot 75,24}{(1,5625 + 1,1875)} \cong 53,53 [kJ / kmol.K] \quad (43)$$

$$M_{gases} = \frac{1,5625 \cdot 44 + 1,1875 \cdot 18}{(1,5625 + 1,1875)} \cong 32,77 [kg / kmol] \quad (44)$$

$$\bar{c}_{p_{gases}} = M_{gases} \cdot C_{p_{gases}} = 53,53 \cdot \frac{1}{32,77} = 1,63 [kJ / kg.K] \quad (45)$$

Para realizar o cálculo da condição de máxima temperatura será necessário também obter os calores específicos, porém estes já foram calculados para a mesma condição nas equações (29) e (30).

Retomando os valores à equação:

$$c_{p_{gases}}(1273K) = \frac{1,5625 \cdot 58,08 + 1,1875 \cdot 44,28}{(1,5625 + 1,1875)} \cong 52,12 [kJ / kmol.K] \quad (46)$$

$$\bar{c}_{p \text{ gases}} = M_{\text{gases}} \cdot C_{p \text{ gases}} = 52,12 \cdot \frac{1}{32,77} = 1,59 [\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}] \quad (47)$$

Enfim, calcula-se o calor específico médio dos gases de exaustão da madeira para a combustão da mistura de biomassa:

$$\bar{c}_p = \frac{1,63 + 1,59}{2} = 1,61 [\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}] \quad (48)$$

Com isso tem-se:

$$\Delta \bar{h} = M_m c_p (T - 298) = 38,38 \cdot 2,045 (298 - 298) = 0 \quad (49)$$

valor esperado pela condição de referência. Com o valor da variação da entalpia definida, é possível retornar à equação:

$$\sum_R n(\bar{h}_f^0 + \Delta \bar{h}) = 1,00(\bar{h}_f^0 + 0)C_{1,5625}H_{2,375}O_{1,078125} \quad (50)$$

Retomando as equações (40) e (41) em (15), já definida como PCS para as considerações adotadas nos cálculos das entalpias:

$$PCS = \frac{-[-954301,25 - (1,00(\bar{h}_f^0 + 0)C_{1,5625}H_{2,375}O_{1,078125})]}{38,38} \quad (51)$$

Com isso, a equação (51) torna-se uma função de duas variáveis dependente entre si. Com o valor do PCS encontrado por Vieira (2005) estima-se assim a entalpia de formação da madeira de eucalipto em questão, para a condição de 298K.

$$PCS = 19420 [\text{kJ} / \text{kg} \cdot \text{K}], \text{ segundo Vieira (2005)}. \quad (52)$$

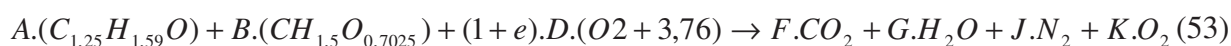
$$\bar{h}_f^0(298K) = -208961,65 [\text{kJ} / \text{kmol}]$$

É importante ressaltar que, apesar de aparentemente os cálculos dos valores específicos até agora não terem sido úteis, já que a condição de referência apresenta variação entálpica igual a zero, adiante estes valores serão indispensáveis para o cálculo da mesma variação de entalpia, porém agora para a condição da fornalha de 1273 K, na mistura das biomassas.

### 3.6 Equação conjunta de combustão

Determinados os valores de entalpia de formação tanto para a casca do arroz como para o eucalipto, é possível estabelecer uma equação de combustão conjunta para obtenção do poder calorífico e conseqüentemente o calor disponível na caldeira.

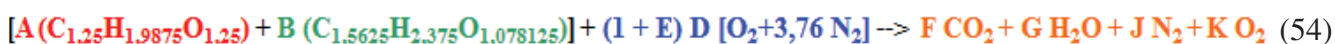
A equação de combustão conjunta fica então:



Para compreender a influência de cada biomassa no potencial térmico da queima foram realizados cálculos variando as proporções de cada uma delas. Com isso foram obtidos os valores da Massa Molar [kg/kmol] e PCI [kJ/kg] baseados nesses valores e exibidos na Tabela 15.

Tabela 15 – Número de Mols dos Compostos após Balanceamento Químico, Excesso de ar utilizado, Massa Molar da Mistura e Poder Calorífico Inferior (referenciar-se na equação 54 a seguir).

A	%	B	%	Exc. de ar (e)	D	F	G	J	K	M (kg/kmol)	PCI (kJ/kg)
1,00	100	0,00	0	1,1	1,1219	1,2500	0,9938	9,7419	2,4969	36,99	11729
0,80	80	0,20	20	1,1	1,2209	1,3125	1,0325	10,2719	2,6647	37,27	12999
0,60	60	0,40	40	1,1	1,3200	1,3750	1,0713	10,8020	2,8325	37,54	14250
0,40	40	0,60	60	1,1	1,4191	1,4375	1,1100	11,3321	3,0003	37,82	15482
0,20	20	0,80	80	1,1	1,5181	1,5000	1,1488	11,8621	3,1681	38,10	16697
0,00	0	1,00	100	1,1	1,6172	1,5625	1,1875	12,3922	3,3359	38,38	17894



Os valores da massa molar foram estabelecidos a partir da proporção molar de cada tipo de biomassa e dos consequentes valores de massa atômica, já o PCI utilizou exigiu o uso da equação (15) que inclui a análise das entalpias de formação e da variação até a condição de temperatura de 1273K. Para tal, foi necessário realizar o balanceamento químico da equação de combustão para cada caso utilizando a equação (2).

Após a determinação do PCI para a mistura, foi avaliada a influência mássica de cada biomassa nesse valor tanto para a casca de arroz, como para a madeira, Figura 6.

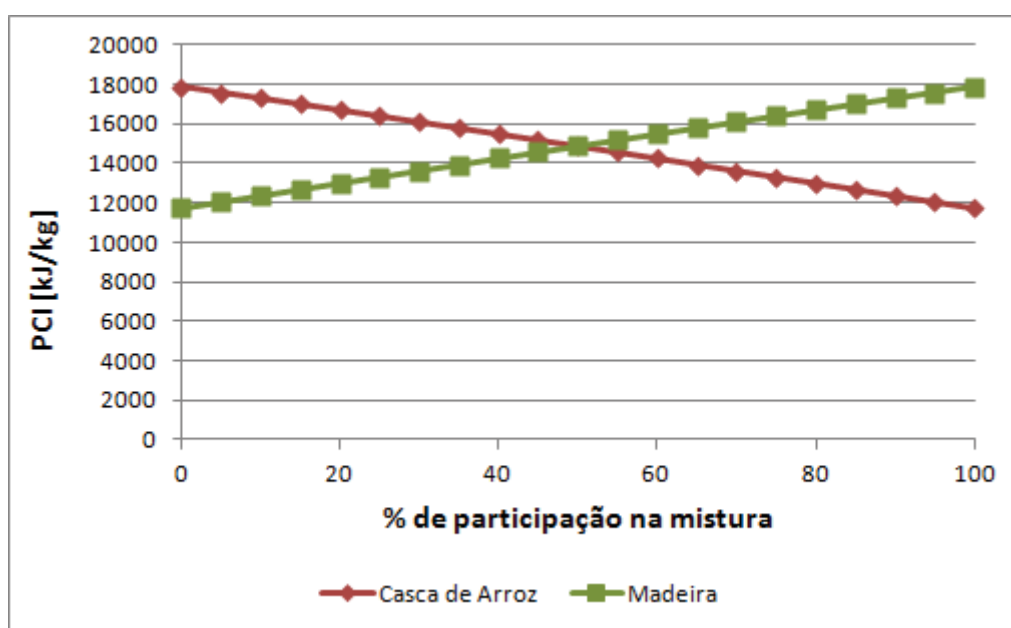


Figura 6 – Influência percentual de cada biomassa no PCI

O comportamento decrescente da curva referente à casca de arroz mostra que a participação percentual da mesma não contribui para o aumento do PCI e sim reduz seu valor. Por outro lado, a participação da madeira se mostra muito positiva para o aumento deste valor. Este comportamento de certa forma já era esperado pelos valores de poder calorífico obtidos na literatura, que se mostravam maiores para a madeira do que para a casca do arroz, porém aqui foi possível quantificá-los e dar condições para a análise que segue.

### 3.6.1 Calor Disponível

Para estabelecer o fluxo de calor disponível na caldeira do sistema foram estabelecidos três cenários de queima, considerando o ano com 12 meses de 30 dias.

- 1) **Queima durante 24 horas/dia:** fornecimento energético contínuo com intuito de abastecer sistemas que operem em turnos ou ininterruptamente.
- 2) **Queima durante 8 horas/dia:** suprimento energético durante horário administrativo ou período de operação de equipamentos específicos;
- 3) **Queima durante 3 horas/dia:** geração energética com foco para redução de gastos com a tarifação horo-sazonal para horários de ponta.

Um comentário relevante é a presença da tarifação horo-sazonal seca e úmida que abrange períodos com características pluviométricas de muita e pouca precipitação. A aplicação do sistema em estudo pode ser uma alternativa para economia durante períodos em que a tarifação é maior, justificando o último cenário.

Definidos os cenários, é necessário estabelecer o fluxo mássico baseado na disponibilidade anual de 11.555,19 toneladas para a casca de arroz e 180 toneladas para os resíduos de madeira. A seguir na Tabela 16 têm-se os valores.

Tabela 16 – Fluxo Mássico para os cenários estabelecidos

	Horas/dia		
	24	8	3
	kg/s		
$m_{\text{casca de arroz}}$	0,3715	1,1145	2,9720
$m_{\text{madeira (euc)}}$	0,0058	0,0174	0,0463

A partir destes valores a disponibilidade térmica do combustível é estabelecida pela equação (55). Os valores obtidos são apresentados na Tabela 17.

$$Q_c = m_{\text{casca}} \cdot PCI_{\text{casca}(A=100\%)} + m_{\text{madeira}} \cdot PCI_{\text{madeira}(B=100\%)} \quad (55)$$

Tabela 17 – Disponibilidade térmica calculada

A	B	M (kg/kmol)	PCI (kJ/kg)	Qc (kW) 24h/dia	Qc (kW) 8h/dia	Qc (kW) 3h/dia
1,00	0,00	36,99	11729	4357	13072	34858
0,80	0,20	37,27	12999	3507	10520	28052
0,60	0,40	37,54	14250	2656	7967	21246
0,40	0,60	37,82	15482	1805	5415	14440
0,20	0,80	38,10	16697	954	2863	7634
0,00	1,00	38,38	17894	104	311	828

Fica patente, dos resultados, que a disponibilidade térmica reduz drasticamente quando a prioridade na mistura é dada à madeira de eucalipto. Apesar de sua capacidade de geração térmica ser maior que a da casca de arroz, já comprovada nas Figuras 6 e 7, sua disponibilidade é reduzida quando comparada à da casca de arroz. Percentualmente a casca de arroz representa aproximadamente 98,5% da biomassa total, ficando a madeira com o complemento de 1,5%. Retomando a Figura 7, que mostra a influência da participação da madeira no poder calorífico da mistura, observa-se que sua participação é desprezível, aumentando o PCI em apenas 0,79%.

Com essas análises estabeleceu-se utilizar o poder calorífico inferior considerando 100% de casca de arroz, portanto 11729 [kJ/kg], e seus respectivos potenciais de queima já apresentados na Tabela 17.

## 4 CICLO DE RANKINE

O Ciclo a Vapor ou Ciclo Rankine Convencional é um ciclo termodinâmico que utiliza como fluido de trabalho a água e o vapor para geração de trabalho e geração de energia. Sua concepção de maneira simplificada com o intuito de gerar energia elétrica é estabelecida a partir do aquecimento da água em uma caldeira até sua saturação. O vapor é então expandido em uma turbina, acoplada mecanicamente a um gerador elétrico, e posteriormente condensado, retornando à caldeira por bombeamento.

Em busca de uma maior eficiência, é presumível analisar o Ciclo de Carnot que considera toda a troca de calor ou transformação de energia em trabalho sem qualquer tipo de perda.

Sonntag, Borgnakke e van Wylen (2003) afirmam que, independente do fluido de trabalho do Ciclo de Carnot, ele possui quatro processos básicos:

1-2: Processo Adiabático Reversível: Temperatura do fluido de trabalho aumenta do reservatório de baixa temperatura até o outro;

2-3: Processo Isotérmico Reversível: Calor transferido para ou do reservatório a alta temperatura;

3-4: Processo Adiabático Reversível: Temperatura do fluido de trabalho diminui do reservatório de alta temperatura até o outro;

4-1: Processo Isotérmico Reversível: Calor transferido para ou do reservatório a baixa temperatura;

O Ciclo de Carnot pode ser visto na Figura 7.

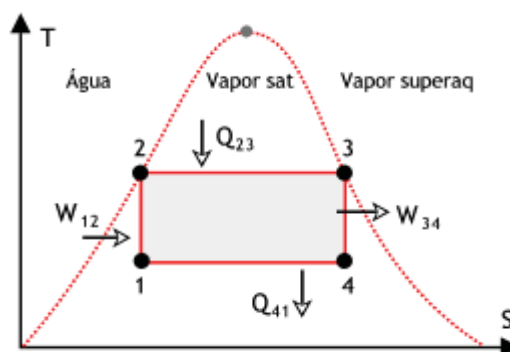


Figura 7 – Diagrama T-s para Ciclo de Carnot (SOARES, s.d.)

A Segunda Lei da Termodinâmica afirma, no entanto, ser impossível qualquer sistema operar sem a presença de irreversibilidades, portanto o Ciclo de Carnot é apenas uma representação teórica.

A idealização de um ciclo prático baseado nas concepções de Carnot exige uma análise dos obstáculos práticos. O primeiro diz respeito à condição do fluido a ser bombeado no processo 1-2, que se encontra na região de saturação, portanto é constituído de fase líquida e vapor.

Na prática, não é conveniente o bombeamento bifásico, pois traz diversos danos ao equipamento e, neste caso, além de admitir o fluido bifásico, o equipamento deve entregá-lo completamente saturado (líquido).

Para sanar tal inconveniente, opta-se pela saturação completa do fluido empregando um condensador o que viabiliza por completo seu bombeamento. O Condensador em geral opera por meio de um ciclo fechado ligado a uma Torre de Refrigeração ou Resfriamento. É possível observar a seguir, o arranjo e o diagrama T-s na Figura 8.

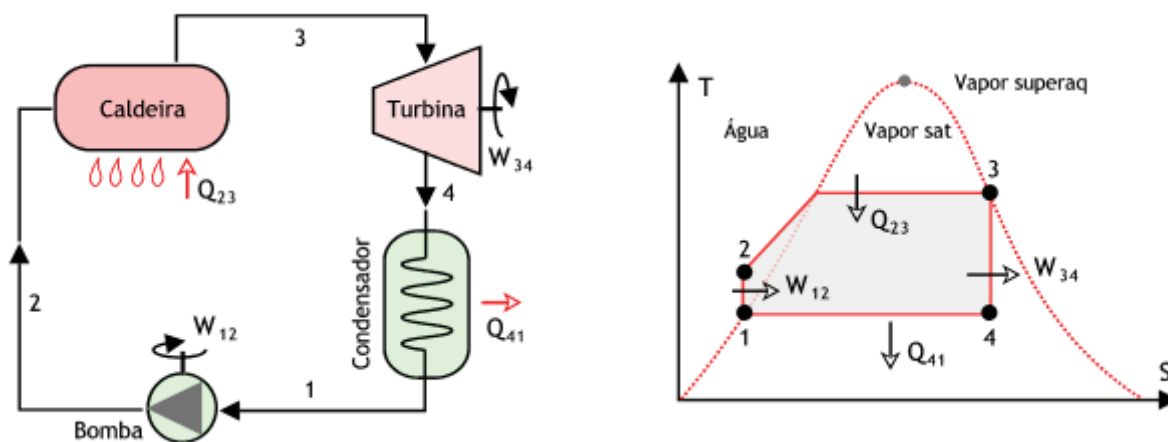


Figura 8 – Arranjo de um Ciclo Rankine comum e seu Diagrama T-s (SOARES, s.d.)

O próximo ponto a se analisar é o processo de expansão 3-4, em que ocorre a geração de trabalho mecânico através dos esforços do vapor, produzido pela caldeira, contra as palhetas de uma turbina. Como foi observado anteriormente na Figura 7 o processo de expansão irá levar o fluido à região de saturação bifásica (líquido/vapor) e a presença de líquido, a alta pressão e temperatura, se chocando com as palhetas trazem conseqüências indesejáveis para o equipamento.



Para que isso não ocorra é indicado o superaquecimento do fluido de trabalho até uma condição que permita a expansão em condições seguras. Esse superaquecimento, porém quando comparado ao Ciclo de Carnot se mostra distinto já que a condição de aquecimento no caso ideal é isotérmica. Sonntag, Borgnakke e van Wylen (2003) atentam para o fato de que no Ciclo de Carnot ocorre à mesma temperatura e tomando este mesmo raciocínio para a região de saturação ter-se-á tanto aquecimento como expansão (realização de trabalho) o que na prática traria inúmeras dificuldades de execução.

O Ciclo de Rankine realiza as duas operações individualmente, superaquecendo o fluido à mesma pressão e em seguida o expandindo na Turbina. Com essa adequação é possível observar a seguir na Figura 9 o esquema aplicável e seu diagrama teórico T-s.

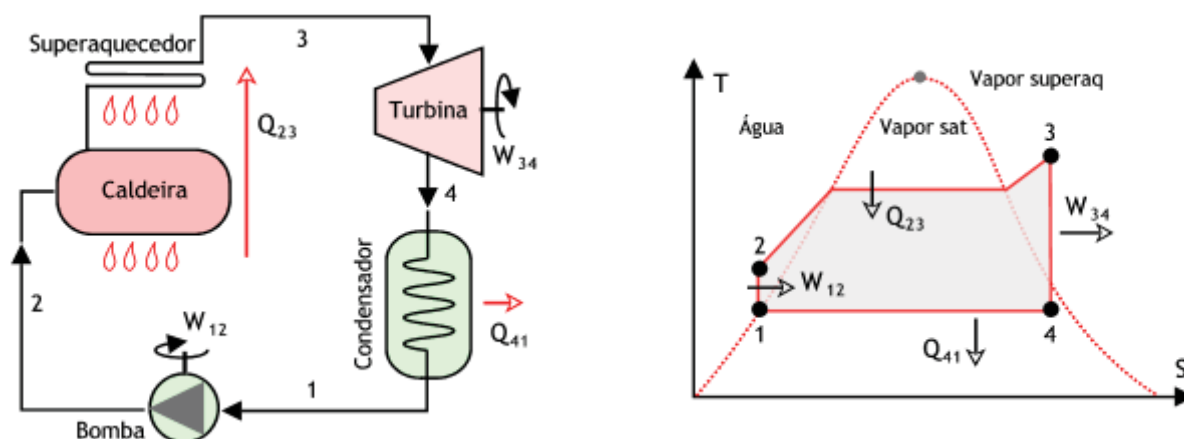


Figura 9 – Arranjo de um Ciclo Rankine com Superaquecimento e seu Diagrama T-s (SOARES, s.d.)

Como foi dito o diagrama é uma representação teórica e é importante ressaltar os processos explícitos como isoentrópicos, na prática se mostram afetados pela irreversibilidade do processo, sendo que os pontos 2 e 4 possuirão valores de entropia um pouco maiores que dos pontos 1 e 3, origens dos processos de compressão e expansão respectivamente.

#### 4.1 Ciclo de Rankine Orgânico

O Ciclo de Rankine Orgânico ou *Organic Rankine Cycle* (ORC) é uma tecnologia que permite a geração de energia mecânica em escala reduzida. Sua capacidade de aproveitamento

de fontes de baixa temperatura e a possibilidade de integração futura com sistemas de geração e distribuição de energia tem despertado o interesse para sua aplicação nos últimos anos (TORRES; RODRÍGUEZ, 2010).

Ele opera de forma similar aos Ciclos a Vapor amplamente aplicados, através da produção de vapor saturado e seu envio para expansão em uma turbina acoplada a um gerador elétrico. O vapor pouco energético que sai da turbina é condensado e reenviado via bombeamento para realimentar o ciclo. O diferencial do ciclo orgânico é justamente o fato de substituir o fluido de trabalho, anteriormente água nos ciclos a vapor, para fluidos térmicos. Além disso, é um sistema menos complexo e que exige menos manutenção (CHEN; GOSWAMI; STEFANAKOS, 2010).

#### 4.1.1 Aplicações

A possibilidade de emprego do ORC para explorar diversos potenciais como a utilização de calor residual, gases de exaustão de turbo geradores e motores de combustão interna e calor oriundo da queima de biomassa para geração de energia, se mostra uma alternativa viável na substituição de combustíveis fósseis. O mesmo ciclo é utilizado em plantas geotérmicas e plantas movidas à energia solar (TORRES; RODRÍGUEZ, 2010), como na Figura 10 a seguir.



Figura 10 – Usina Solar no Deserto de Mojavet (Califórnia-EUA)

Dai, Wang e Gao (2009) afirmam que fontes energéticas como as citadas acima são classificadas como de baixo grau energético, porém ainda assim permitem a redução do uso

de combustíveis fósseis e conseqüentemente de problemas relacionados ao meio ambiente. Além disso, atenta para o menor desempenho da recuperação de calores residuais de baixa temperatura do ciclo a vapor convencional, sendo o ORC detentor de diversas vantagens como operar com sistemas de tamanho reduzido, redução de emissões de CO, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub> e outros poluentes, e sua maior vantagem, justamente a recuperação destes calores residuais específicos.

Dai, Wang e Gao (2009) realizaram ainda um estudo da performance do modelo ORC com dez fluidos de trabalho, dentre eles amônia e a própria água, avaliados sob a mesma condição térmica combustível. Dentre os avaliados, aquele que se mostrou mais eficiente foi o fluido R236ea, sendo que, de maneira contrária, a água teve o pior desempenho.

A aplicação do Ciclo de Rankine como no emprego da energia solar é muito utilizada. Torres e Rodríguez (2010) avaliaram a relação dos fluidos térmicos selecionados, para o ciclo em questão, com a área dos espelhos coletores por unidade de potência mecânica produzida.

Utilizando a mesma tecnologia ORC, Kalina (2011) considerou a melhoria da eficiência de sistemas que utilizam queima de biomassa e motores de combustão interna vinculados para geração de energia elétrica. A inserção de um ciclo alimentado por um fluido térmico em *bottoming*, reutilizando o calor residual que para o ciclo motor seria descartado, foi a alternativa proposta e resultou em valores de 23,6% a 28,3% em termos de eficiência de geração de energia elétrica.

## 4.2 Fluidos Térmicos

A escolha do fluido a ser utilizado no ciclo é de extrema importância. Segundo Liu, Shao e Li (2011) o fluido de trabalho precisa possuir características desejáveis como temperatura de saturação apropriada, baixas pressão e temperatura crítica, volume específico reduzido, baixa viscosidade e tensão superficial, elevada condutividade térmica, estabilidade térmica adequada, não possuir propriedades corrosivas e tóxicas, ser compatível com o material de construção da turbina além de se adequar às regulamentações ambientais.

Drescher e Brüggemann (2007) da mesma forma enumeram como importantes critérios de análise para a seleção do fluido as propriedades termodinâmicas, a estabilidade do fluido e a compatibilidade com materiais em contato, segurança, saúde e aspectos ambientais, além de disponibilidade e custo.

A análise inicial fica a cargo da curva de saturação dos fluidos que possui três características marcantes com relação à inclinação. Segundo Chen, Goswami e Stefanakos (2010), a inclinação da curva de saturação do fluido de trabalho no diagrama temperatura *versus* entropia (T-s) pode ser negativa (*negative*), positiva (*positive*) ou vertical (*vertical*), sendo os fluidos respectivamente conhecidos como *wet*, *dry* e *isentropic fluids*. Outra possível nomenclatura para a curva de saturação é apresentada por Saleh et al. (2007) que estabelece o forma das curvas como *bell-shaped* ou *overhanging*.

Essas diferentes características afetam diretamente na aplicabilidade do fluido, operação e eficiência do ciclo (LIU; SHAO; LI, 2011).

A seguir uma abordagem individual será realizada apresentando as principais influências dos fluidos no ciclo.

#### 4.2.1 Linha de Saturação Negativa ou *Bell-shaped* (*Wet fluids*)

Curvas de saturação negativa são caracterizadas pelo aumento da entropia com a redução de temperatura possuindo a baixas temperaturas uma região bifásica mais extensa quando comparada a temperaturas mais elevadas, Figura 12. Durante o processo de expansão na turbina do fluido de trabalho (3 - 4), estando o ponto de entrada da turbina sobre a linha vapor de saturado, a expansão poderá resultar uma mistura líquido-vapor que é danosa às palhetas da turbina. Essa condição pode ser observada na Figura 11 abaixo.

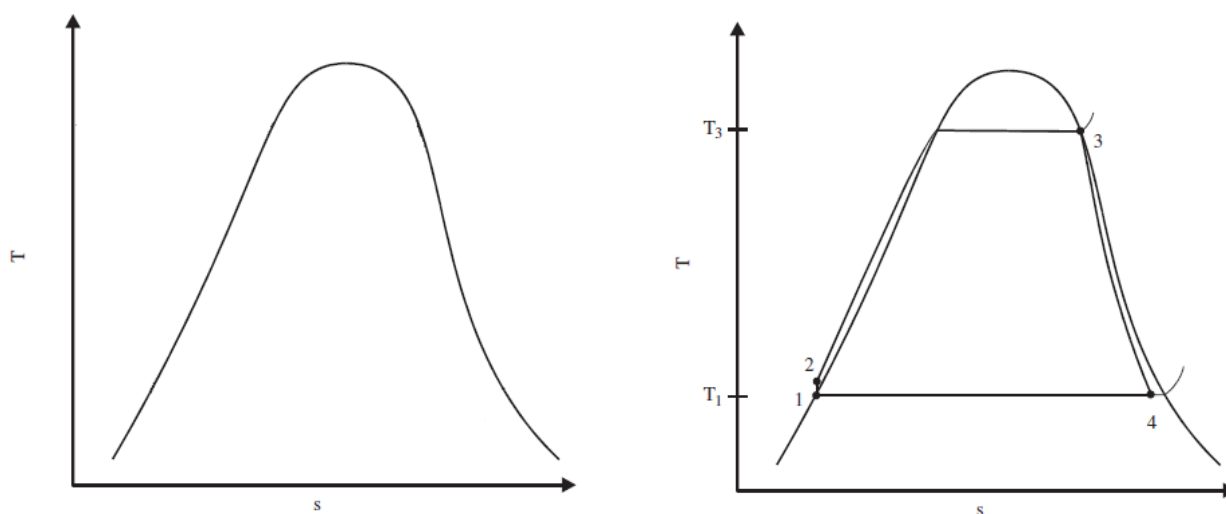


Figura 11 – Diagrama T-s (saturação negativa) e Ciclo sem superaquecimento (SALEH et al., 2007, adaptado)

Saleh et al. (2007) afirmam que partindo do mesmo ponto de entrada da turbina proposto acima, existem casos em que o fluido oriundo da expansão será completamente encontrado na região de superaquecimento.

Como alternativa para evitar a presença do fluido bifásico e também melhoria do rendimento do térmico do sistema, Saleh et al. (2007) apresenta o recurso do superaquecimento do fluido antes da entrada da turbina o qual eleva a condição de entropia e garante uma expansão isenta de fase líquida. Na Figura 12 é possível observar o processo de expansão (3-4) fora da região líquido-vapor.

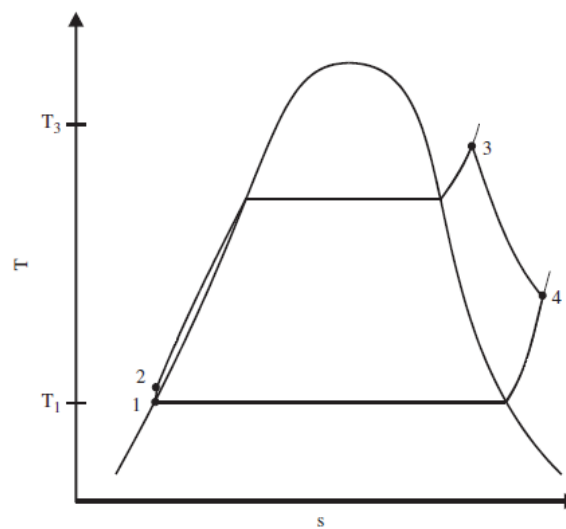


Figura 12 – Diagrama T-s (saturação negativa) com Superaquecimento (SALEH et al., 2007, adaptado)

É importante notar que diferente do que ocorre na expansão da Figura 11, que não possui um sistema de superaquecimento, as temperaturas  $T_1$  e  $T_4$  acima estão distantes entre si. A condição em ambos os casos representa o processo de retorno do fluido até a condição prévia ao bombeamento. Essa isobárica no processo que utiliza o sistema de superaquecimento, Figura 12, possui um potencial entálpico armazenado que pode ser aproveitado.

Saleh et al. (2007) utiliza um trocador de calor na saída da turbina para recuperar esse potencial e entregá-lo ao fluido que é bombeado para o interior da caldeira.

O processo fica então da seguinte forma, o fluido é superaquecido para atingir uma condição de expansão adequada (3), expande na turbina até uma condição (4) de mesma pressão que o processo pré-bombeamento (1), porém com um potencial a ser utilizado. Um trocador então é inserido para recuperar esse calor, sendo as entradas e saídas desses sistemas

representadas por (4-4a) e (2-2a) no esquema proposto por Saleh et al. (2007) e mostrado a seguir na Figura 13.

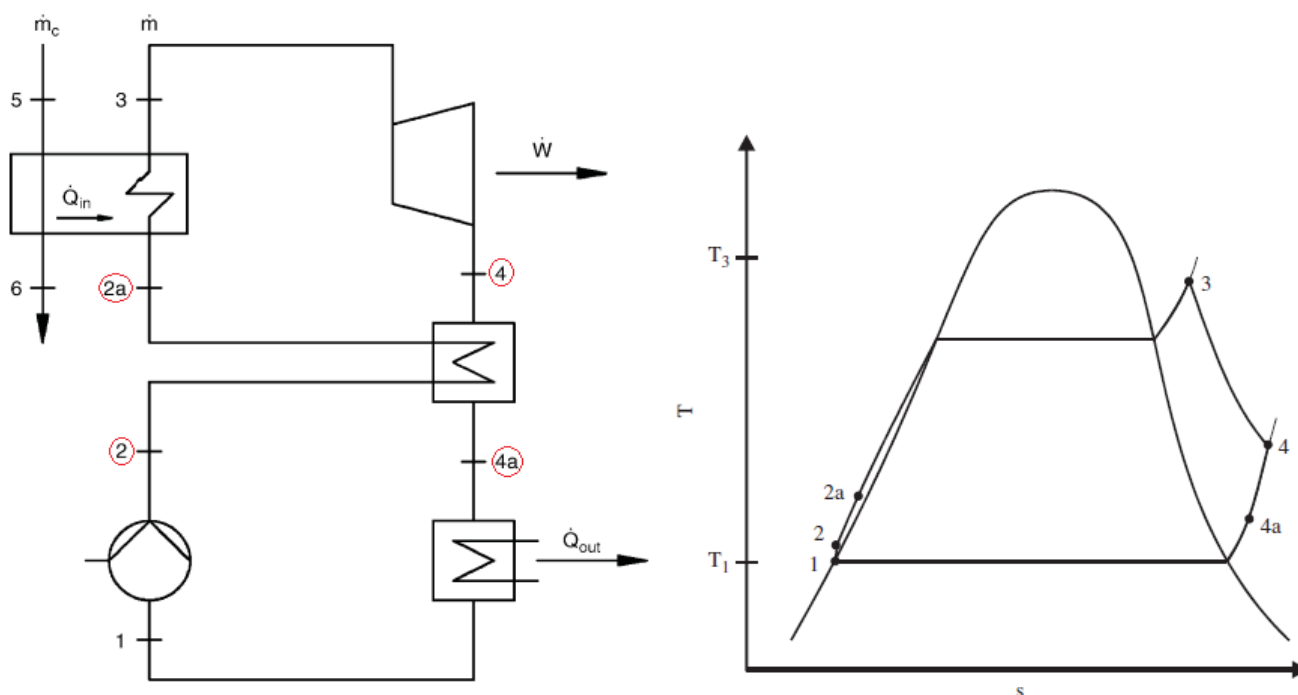


Figura 13 – Arranjo com a inserção de um recuperador de calor e seu Diagrama T-s (SALEH et al., 2007, adaptado)

Essa análise realizada anteriormente permitiu compreender de que forma o aumento do título do fluido através do superaquecimento auxilia na operação reduzindo possíveis problemas com a presença de fase líquida na expansão no interior da turbina. Segundo Sonntag, Borgnakke e van Wylen (2003), a redução do título na saída da turbina ocasionará uma diminuição da eficiência da turbina e sendo este aumento maior que 10% a erosão das palhetas se tornará um problema significativo.

Como dito anteriormente o superaquecimento irá causar um aumento da eficiência térmica do ciclo e para compreender de que forma isso ocorre é imprescindível conhecer de como o rendimento é obtido e suas influências diretas.

#### 4.2.1.1 Rendimento Térmico ou Termodinâmico do Ciclo de Rankine

Utilizando como referência o ciclo da Figura 8 e os quatro processos existentes é possível estabelecer o rendimento, com base nos estados termodinâmicos encontrados.

Sontag, Borgnakke e Wylen (2003) afirmam que desprezando as variações de energia cinética e potencial, as transferências de calor e o trabalho mecânico podem ser avaliados pelo diagrama T-s.

O rendimento térmico ou termodinâmico pode então ser definido como a relação entre a potência líquida e o fluxo térmico fornecido ao fluido na caldeira pelo combustível. O trabalho líquido é obtido pela diferença entre a potência mecânica gerada na turbina e a potência mecânica consumida na bomba.

$$\eta_{TÉRMICO} = \frac{\dot{W}_{líq}}{\dot{Q}_{cald}} = \frac{\dot{W}_{turbina} - \dot{W}_{bomba}}{\dot{Q}_{cald}} \quad (56)$$

$$\eta_{TÉRMICO} = \frac{\dot{m}_3(h_4 - h_3) - \dot{m}_1(h_2 - h_1)}{\dot{m}_c PCI} \quad (57)$$

#### 4.2.1.2 Influência do Superaquecimento no Rendimento Térmico

Na Figura 14 abaixo, está representado um ciclo Rankine com superaquecimento (1-2-3'-4'-1) juntamente com um segundo ciclo em que o recurso não foi utilizado (1-2-3-4-1). Pode-se observar claramente o aumento do trabalho líquido correspondente à área (3-3'-4'-4-3) e também o aumento do calor que foi transferido na caldeira (3-3'-b'-b-3).

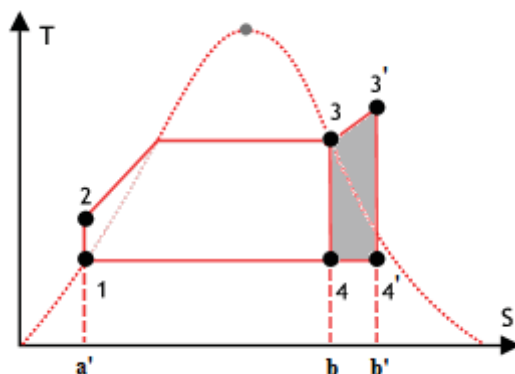


Figura 14 – Aumento do Trabalho líquido e do Calor transferido devido ao Superaquecimento (SOARES, s.d.)

Segundo Sontag, Borgnakke e van Wylen (2003), como a relação entre estas duas últimas áreas é maior do que o restante do ciclo evidencia-se um aumento do rendimento para as pressões dadas. Esse aumento da eficiência pode ainda ser explicado pelo aumento da temperatura média em que o calor é transferido para o vapor.

#### 4.2.2 Linha de Saturação Positiva ou *Overhanging (Dry fluids)*

Curvas de saturação positiva apresentam após o ponto crítico um comportamento de redução do valor da entropia em relação à variação da temperatura. É possível observar na Figura 15 que essa inversão dá-se logo após a curva alcançar o ponto crítico.

Ainda na Figura 15 é possível observar a utilização de um fluido com tais características em um ciclo de Rankine, sendo que o processo de expansão na turbina (3-4) que parte da saturação do vapor, diferentemente do que ocorre para saturações negativas, cai diretamente na região superaquecida. Isso se mostra uma vantagem já que pode operar com temperaturas mais reduzidas e possuir ao mesmo tempo uma expansão isenta da presença de fase líquida.

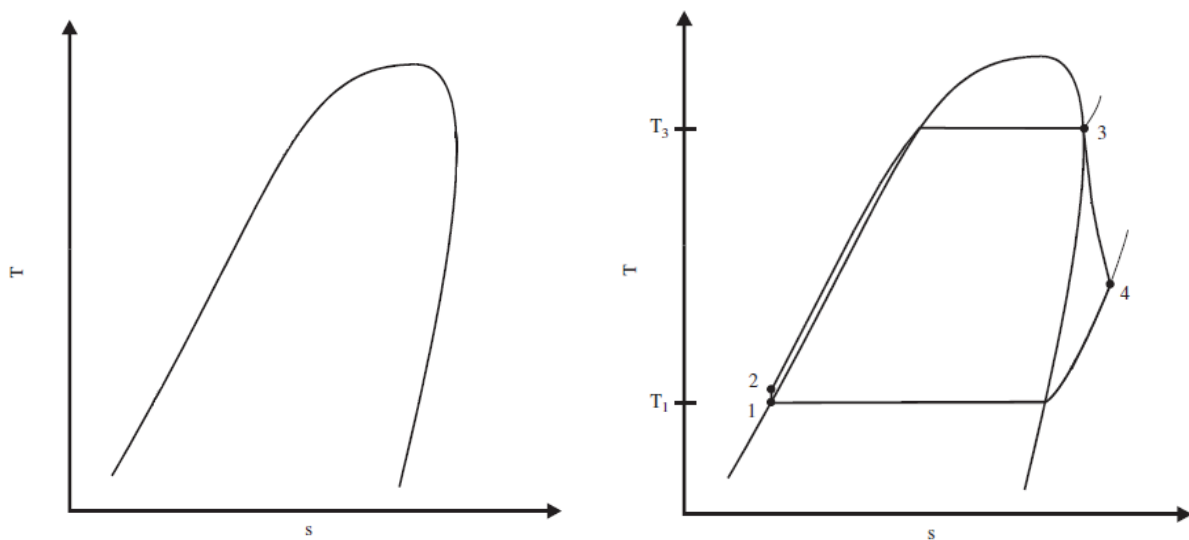


Figura 15 – Diagrama T-s (saturação positiva) e Ciclo sem superaquecimento (SALEH et al., 2007, adaptado)

Assim como na saturação negativa é possível implementar sistemas de recuperação de calor caso exista um calor residual passível de reaproveitamento. A Figura a seguir apresenta os pontos relativos à entrada e saída do recuperados (2-2a) e (4-4a).



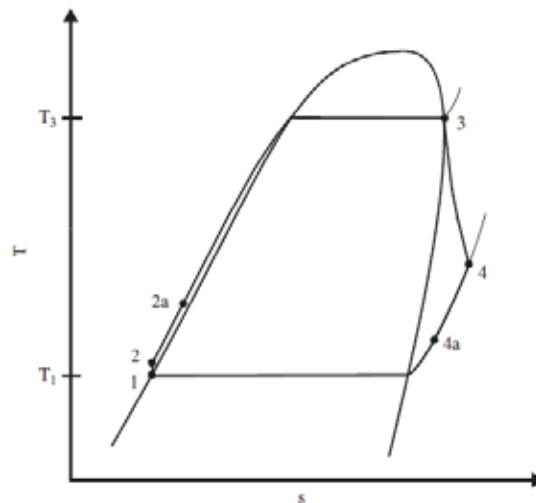


Figura 16 – Diagrama T-s (saturação positiva) exibindo os pontos de atuação de um recuperador de calor (SALEH et al., 2007)

Cabe ainda lembrar ser possível elevar o ponto de entrada da turbina (3) para regiões de superaquecimento com o intuito de obter uma maior eficiência do ciclo, ou até mesmo garantir a isenção de líquido na expansão.

#### 4.2.3 Linha de Saturação Isentrópica (*Isentropic fluids*)

Linhas de saturação de comportamento isentrópico possuem, como o próprio nome indica um comportamento de mesma entropia aproximado após o ponto crítico, Figura 17.

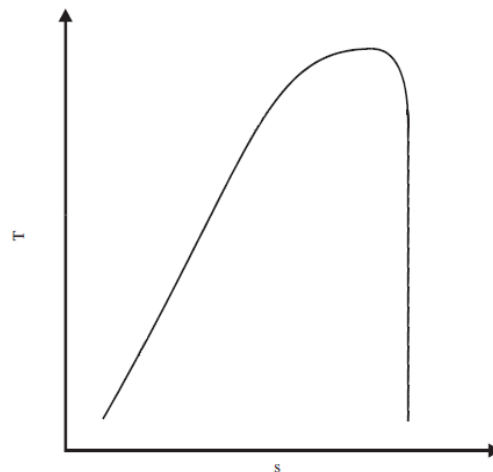


Figura 17 – Diagrama T-s (saturação isentrópica) (SALEH et al., 2007, adaptado)

As características de operação são próximas às de saturação negativa sendo possível utilizar superaquecimento para recuperação de calor e melhoria da eficiência.

## 5 MÉTODO

A partir da definição da potencial qualitativo e quantitativo da biomassa e compreender o método de aplicação do Ciclo de Rankine Orgânico e seus fluidos, será utilizado o software Engineering Equation Solver – EES (licença acadêmica) para simulação do ciclo e suas condições de operações.

O software EES possui uma plataforma de fácil programação, utilizando uma lógica de definição de variáveis simples que permite equacionamentos e a inserção funções pré-estabelecidas e diretamente ligadas às tabelas termodinâmicas. O software possui uma plataforma com equipamentos pré-definidos como caldeiras, bombas, trocadores de calor, dentre outros, além de uma biblioteca com diversos tipos de fluidos.

A etapa a seguir então é realizar uma análise dos fluidos disponíveis no software e dos que foram apresentados nas bibliografias consultadas. Segundo Drescher e Brüggemann (2007), um dos fluidos de trabalho amplamente utilizados para sistemas de queima de biomassa é o *Octamethyltrisiloxane* (OMTS). Esse fluido especificamente não consta na biblioteca de fluidos do software EES, o que inviabilizou seu emprego especificamente neste trabalho.

A partir de um levantamento acerca dos fluidos mais empregados, observou-se que R134a e R227ea apresentaram forte recorrência na literatura, motivo pelo qual foram escolhidos para a presente análise.

Para sua caracterização termodinâmica, na Tabela 18 são apresentadas algumas características importantes destes fluidos, segundo Saleh et al. (2007), Karellas e Schuster (2008).

Tabela 18 – Dados dos fluidos escolhidos (SALEH et al., 2007 e KARELLAS; SCHUSTER, 2008)

Fluido	Saturação	T <sub>crit</sub> (°C)	P <sub>crit</sub> (MPa)	T <sub>sat</sub> [1 bar] (°C)	P <sub>sat</sub> [20°C] (MPa)
R134a	negativa	101,03	4,0	-27,1	5,7
R227ea	positiva	101,74	2,9	-16,5	3,9

Nas Figuras 18 e 19 é possível observar as características da saturação através dos Diagramas T-s do R227ea e do R134a.

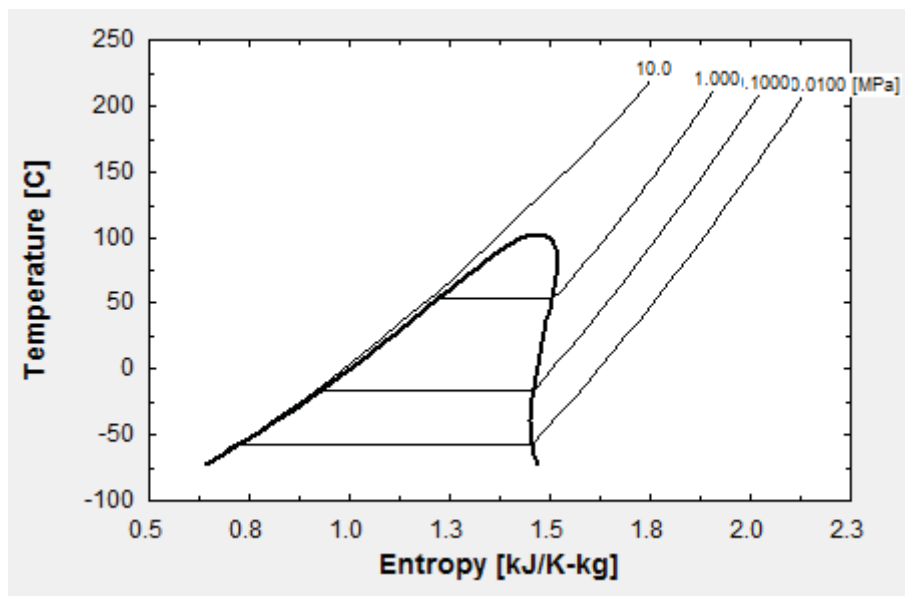


Figura 18 – Diagrama T-s do Fluido R227ea (Soft. REFPROP 6.01)

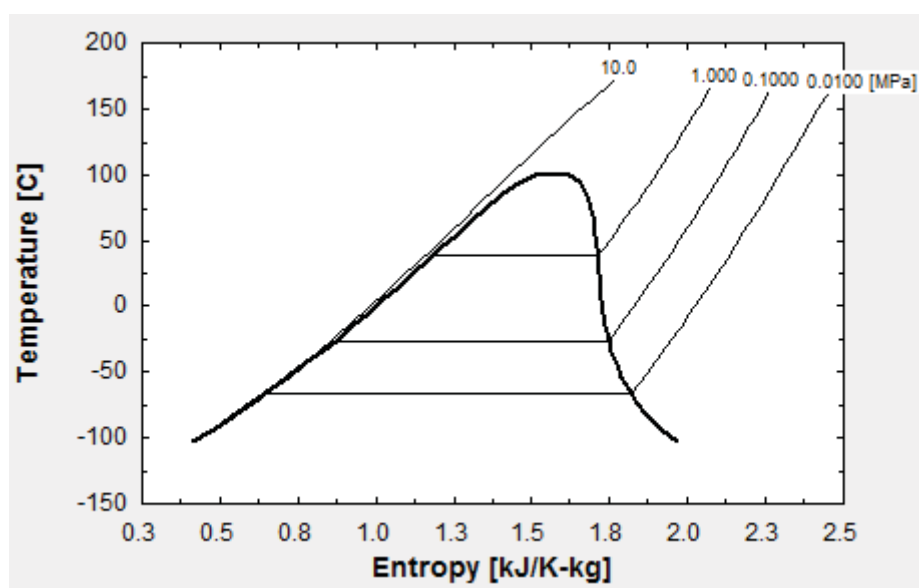


Figura 19 – Diagrama T-s do Fluido R134a (Soft. REFPROP 6.01)

## 5.1 Modelagem

O início da avaliação do ciclo é exatamente definir quais e como os equipamentos serão dispostos. Na Figura 20 está o ciclo estabelecido, composto por um superaquecedor (sup), uma turbina, um recuperador de calor (hx, trocador de calor), condensador e uma bomba de recirculação. Além dos pontos de 1 a 6, tem-se as indicações da vazão mássico ( $m_c$ ) do combustível, no caso, a biomassa, além do vazão do fluido de trabalho ( $m$ ).

Essa disposição foi escolhida por ser utilizada com frequência em ciclos desta natureza, tais como apresentado por Torres e Rodríguez (2010) para um ciclo de Rankine orgânico solar; por Dai, Wang e Gao (2009) para sistemas diversos; por Kalina (2011) para recuperação de calor dos gases de exaustão de motores de combustão interna; por Bombarda, Invernizzi e Pietra (2010) para sistemas de recuperação de calor de motores diesel; por Schuster et al. (2009) em sistemas de recuperação de calor, dentre outros.

O recuperador de calor existente permite reaproveitar parte da energia ainda presente no fluido após a expansão na turbina, atentando para o fato de se estabelecer as condições adequadas de entrada e saída do trocador garantindo assim que as condições da Segunda Lei da Termodinâmica sejam utilizadas a favor do processo.

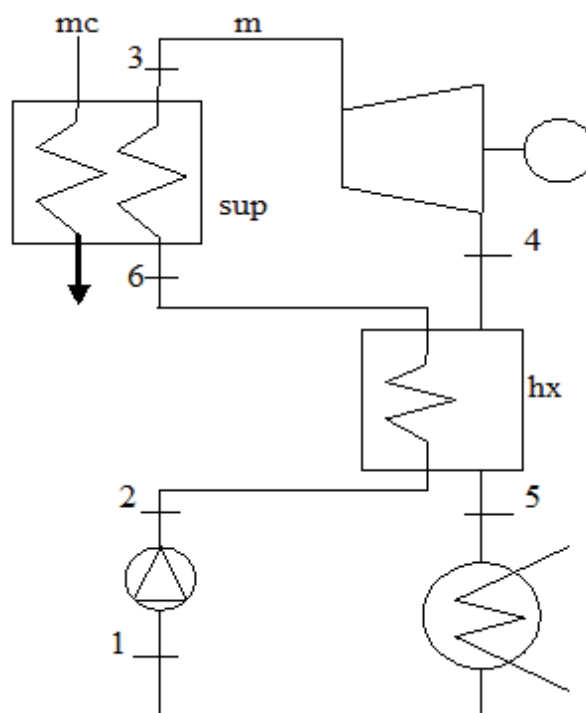


Figura 20 – Arranjo do Ciclo (Soft. EES)

Definidos os valores do poder calorífico do combustível e da vazão mássica da biomassa (3.6.1), os fluidos a serem utilizados e o arranjo do ciclo, parte-se então para o estabelecimento de condições iniciais do processo.

No ponto 1 a temperatura de condensação é estabelecida por Dai, Wang e Gao (2009) como a menor temperatura do ciclo sendo 25[°C]. Saleh et al. (2007), por sua vez, utilizam

em seus cálculos o valor de 30[°C], sendo Schuster et al. (2009) mais abrangente e afirmando que tais valores podem variar de 30 a 90 [°C] a observar as condições do fluido de trabalho.

Optou-se pelo valor de  $T_1=40[°C]$  devido aos trabalhos consultados se originarem de localidades mais frias do que o Brasil, como é o caso de Garching (Alemanha), Xi'an (China) e Wien (Austria), e as condições ambientais mesmo que um pouco mais severas facilitam o processo de condensação na torre de resfriamento. A condição do título nesse ponto foi considerada zero, ou seja, líquido saturado ( $x=0$ ).

Para o ponto 2, pós-bombeamento, segundo Gozdur e Nowak (2005) a temperatura não apresenta aumento de temperatura, porém neste estudo foi estabelecido um aumento de 0,5[°C] considerando ao menos o atrito do fluido com as pás da bomba. A pressão no ponto 2 é definida a partir da pressão do vapor vivo na saída do superaquecedor  $P_3$ , considerando apenas as quedas de pressão tanto no recuperador como no superaquecedor. Foi considerada uma redução de pressão de 15% em cada um desses equipamentos (BEJAN; TSATSARONIS; MORAN, 1996).

Da mesma maneira que a anterior, a pressão na saída do recuperador/entrada do superaquecedor,  $P_6$  é consequência de  $P_3$  que será definida logo adiante. O segundo estado necessário para a definição das propriedades termodinâmicas no ponto 6 será obtido pela conservação da energia no superaquecedor.

As condições da saída do superaquecedor/entrada da turbina, ponto 3, foram baseadas no estudo realizado por Saleh et al. (2009) em que foram estabelecidas algumas condições para um grupo diverso de fluidos. Os fluidos R227ea e R134a aqui apresentados tiveram estabelecidas como pressão máxima do sistema o valor de 2000 [kPa], ambas abaixo de  $P_c$ . Considerou-se então este valor como o da pressão imediatamente após a saída da bomba, portanto  $P_2$ , sendo  $P_6$  e  $P_3$  obtidas a partir da mesma. A temperatura  $T_3$  foi também adotada baseada tanto no diagrama T-s de ambos os fluidos assim como nos dados utilizados por Saleh et al. (2009).

A condição na saída da turbina pode ser definida admitindo as pressões  $P_4$ ,  $P_5$  e  $P_1$  como as mesmas, desconsiderando pequenas perdas. Os perfis das curvas de saturação dos fluidos selecionados em conjunto com as condições de temperatura e pressão de entrada da turbina resultarão após a expansão em pontos nas condições 4 e 5, superaquecidos.

Deve existir entre a temperatura de entrada do líquido saturado (lado frio)  $T_2$  e a saída do vapor (lado quente)  $T_5$  uma diferença de temperatura da ordem de 5 [°C] segundo Dai,

Wang e Gao (2009), sendo este valor então considerado. Já o valor de  $T_4$  apresenta valores da ordem de 5 a 10[°C] para os fluidos em questão, porém nas simulações realizadas o valor que mais se adequou foi da ordem de 25 [°C].

Os valores de entalpia e entropia serão calculados com os dois estados de cada ponto disponível. É necessário, porém calcular o valor da entalpia do ponto 6 e da vazão do fluido de trabalho no ciclo, para isso foram estabelecidos dois volumes de controles, sendo o primeiro no superaquecedor e o segundo no recuperador obtendo:

$$h_6 - h_2 = (h_4 - h_5)\eta_{hx} \quad (58)$$

O valor do rendimento do recuperador ( $\eta_{hx}$ ) foi assumido igual a 0,85.

A vazão do fluido é calculada por:

$$m_c \cdot PCI \cdot \eta_{sup} = m \cdot (h_3 - h_6) \quad (59)$$

O valor do rendimento do superaquecedor ( $\eta_{sup}$ ) foi assumido igual a 0,85.

A partir de todos estes valores é possível calcular a potência gerada na turbina, a consumida na bomba e o rendimento térmico do ciclo e o rendimento isentrópico da turbina.

$$W_{TV} = m \cdot (h_3 - h_4) \quad (60)$$

$$W_B = m \cdot (h_2 - h_1) \quad (61)$$

$$\eta_T = \frac{W_{TV} - W_B}{m_c \cdot PCI} \quad (62)$$

$$\eta_{isoTV} = \frac{W_{TV}}{W_{isoTV}} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_7} \quad (63)$$

A entalpia  $h_7$  foi definida como a entalpia do ponto 4 isentrópica do ponto 3.

## 5.2 Resultados

Reforçando o método e explicitando o recurso utilizado, é possível observar, na Figura 21, a janela de programação para o fluido R227ea, e em seguida, na Figura 22, a tabela gerada com os dados de todos os pontos para o mesmo caso.

Foram realizadas simulações para ambos os fluidos selecionados na literatura, porém apenas o R227ea apresentou resultados pertinentes, sendo que o R134a ficou fora das faixas termodinâmicas e tecnológicas.

Na Tabela 19 estão os dados que resumem os resultados para o fluido R227ea para os três cenários propostos de queima, 24, 8 e 3 horas. As potências geradas na turbina foram respectivamente de 265,7 [kW], 800,3 [kW] e 2134 [kW].

O cenário 1, de queima ininterrupta, já é utilizado e se mostra mais adequado para localidades onde, além da geração elétrica, o potencial térmico de aquecimento pode ser utilizado no período noturno, como em cidades com inverno rigoroso.

Devido ao Brasil não se enquadrar nessas circunstâncias, a queima para o período de 8 horas no cenário 2 se mostra mais adequado, sendo que o potencial térmico pode ser aplicado em sistemas de refrigeração por absorção, atendendo à demanda energética no período de maior consumo, bastando para tanto alguns ajustes nas temperaturas de fornecimento térmico ao gerador do sistema de refrigeração por absorção. O cenário 3 tem um foco específico para operação nos horários de pico e pode ser uma alternativa interessante se o detentor da biomassa e/ou empreendedor do ciclo Rankine orgânico buscar reduzir os custos elétricos da demanda contratada com a empresa concessionária de energia elétrica.

Equations Window

"Organic Rankine Cycle - workfluid R227e - Marcelo Campanhã Vicentini"

"Thermodynamics Properties"

```

mc= 0,37 [kg/s]                : PCI=11729 [kJ/kg]
eta_hx= 0,85
x[1]= 0                        : T[1]=40 [C]
P[2]= P[3]/0,85^2             : T[2]=T[1]+0,5 [C]
P[6]= P[3]/0,85
P[3]= 1445[kPa]              : T[3]=90[C]

P[4]=P[5]                     : T[4]=T[5] + 26[C]
                               : T[5]=T[2] + 5[C]

P[5]=Pressure(R227ea,T=T[1];x=x[1])
h[1]=Enthalpy(R227ea,T=T[1];x=x[1]) : s[1]=Entropy(R227ea,T=T[1];x=x[1])
h[2]=Enthalpy(R227ea,P=P[2];T=T[2])
h[3]=Enthalpy(R227ea,T=T[3];P=P[3]) : s[3]=Entropy(R227ea,T=T[3];P=P[3])
h[4]=Enthalpy(R227ea,P=P[4];s=s[4]) : s[4]=Entropy(R227ea,P=P[4];T=T[4])
h[7]=Enthalpy(R227ea,P=P[4];s=s[3])
h[5]=Enthalpy(R227ea,P=P[5];T=T[5]) : s[5]=Entropy(R227ea,P=P[5];T=T[5])

"Control Volume and Energy Balance"
(h[6]-h[2])=(h[4]-h[5])*eta_hx      {calculates h[6]}
mc*PCI*eta_hx=m*(h[3]-h[6])        {calculates m}
W_tv=m*(h[3]-h[7])*eta_tv
W_tv=m*(h[3]-h[4])
W_b=m*(h[2]-h[1])
eta_t=(W_tv-W_b)/(mc*PCI)

```

X Line: 11 Char: 1 Wrap: On Insert Caps Lock: Off SI C kPa kJ mass deg Warnings: On Un

Figura 21 – Janela de Programação – *Workfluid R227ea* (Soft. EES)

Arrays Table

Main

Sort	1 $P_i$ [kPa]	2 $T_i$ [C]	3 $h_i$ [kJ/kg]	4 $s_i$ [kJ/kg-K]	5 $x_i$
[1]		40	66,69	0,2337	0
[2]	2000	40,5	67,19		
[3]	1445	90	207,4	0,6458	
[4]	700,3	71,5	198,8	0,6508	
[5]	700,3	45,5	174,2	0,5766	
[6]	1700		88,09		
[7]			197,1		

Figura 22 – Valores Termodinâmicos Calculados – *Workfluid R227ea* (Soft. EES)



Tabela 19 – Resultados Finais

Fluido	$m_c$ [kg/s]	$W_{TV}$ [kW]	$W_B$ [kW]	$\eta_T$	$\eta_{isoTV}$	$m$ [kg/s]
R227ea	0,3700	265,7	15,25	0,0577	0,8337	30,92
	1,1145	800,3	45,94	0,0577	0,8337	93,12
	2,9720	2134,0	122,50	0,0577	0,8337	248,30

Comparativamente com os valores de Saleh et al. (2009), os valores do cenário 2 para o R227ea, condição de  $m_c=1,1145$ [kg/s], se aproximaram quanto ao fluxo do fluido de trabalho, sendo os valores da literatura de 81,52 [kg/s]; porém, naquele mesmo estudo, a geração foi de 1[MW], sendo o valor aqui encontrado de aproximadamente 0,8 [MW].

O aumento significativo de fluido de trabalho neste caso específico ocorre devido ao estabelecimento de uma condição fixa no ponto 3, de temperatura e pressão, sendo que com o aumento da oferta energética na entrada e a impossibilidade de variação das propriedades termodinâmicas na saída o aumento da vazão é necessário para garantir a troca térmica.

A partir dos valores simulados foi obtido o rendimento de 5,77% para o R227ea. Utilizando este fluido, o rendimento ficou um pouco abaixo da faixa estabelecida por Schuster et al. (2009), de 6 a 17%, sendo que Liu, Shao e Li (2011) afirmam que a máxima eficiência para um ciclo de Rankine orgânico é de 16,6%. O valor encontrado por Saleh et al. para o R227ea foi de 9,2%, porém não foi utilizada a recuperação de calor como no presente caso.

A título de comparação, uma planta que opera com o fluido OMTS na Alemanha, em Stuttgart, produz cerca de 950 [kW] para um fluxo térmico de 8000 [kW], obtendo um rendimento de 12% (ERHART et al, 2011). O fluido utilizado neste estudo, portanto, se mostra viável para potências menores apresentando um rendimento 50% menos do que o observado uma planta operacional.

O objetivo do presente estudo foi realizar a análise técnica de um ciclo ORC para o aproveitamento energético da casca de arroz disponível na região de Guaratinguetá, não se realizando a avaliação econômica relativa à presente proposta.

## 6 CONCLUSÃO

O estudo apresentou o potencial regional do Vale do Paraíba para a produção e o fornecimento de casca de arroz, sendo que se verificou a real condição da aplicação desta casca para geração térmica de baixa temperatura. A disponibilidade da casca de arroz foi comparada a de resíduos de madeira de eucalipto de uma empresa da região e análises mostraram que a quantidade de madeira era termicamente insignificante em uma mistura de biomassas. Esse resultado levou ao cálculo do poder calorífico inferior da casca de arroz a ser utilizado nos cálculos de combustão, sendo o PCI igual a 11729 [kJ/kg.K].

Após a apresentação do ciclo termodinâmico escolhido para análise, Ciclo Rankine Orgânico ou ORC, verificou-se os fluidos mais recorrentes na literatura e se estes constavam na biblioteca de fluidos do software de simulação escolhido, o Engineering Equation Solver – EES. O fluido que se mostrou mais adequado foi o *Octamethyltrisiloxane* (OMTS), porém ele não constava no software para simulação. Dessa forma outros foram escolhidos, o R227ea e o R134a.

Com estes fluidos foram realizadas as simulações devidas e apenas o R227ea se enquadrou nas faixas termodinâmicas e tecnológicas adequadas apresentando uma geração de potência na turbina da ordem de 265 [kW] para um fluxo térmico de entrada de 4350 [kW], apresentando assim um rendimento térmico de cerca de 6%.

Os resultados obtidos permitem concluir que a substituição do fluido utilizado no presente estudo, o R227ea, por outros fluidos mais adequados podem representar ganhos significativos em termos de capacidade de geração, o que deve influenciar diretamente na atratividade econômica da instalação.

Sugere-se, a título de continuidade do presente projeto:

- a construção de biblioteca de funções para cálculo do *Octamethyltrisiloxane* (OMTS) no software EES, de modo a possibilitar a análise do mesmo estudo a partir desse fluido;
- a avaliação do potencial econômico do projeto para o R227ea em comparação com o que se poderia obter com o *Octamethyltrisiloxane* (OMTS).

## 7 REFERÊNCIAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil / Agência Nacional de Energia Elétrica**. – Brasília: ANEEL, 2008. 236p.

ARMESTO, L. et al. Combustion behavior of rice husk in a bubbling fluidized bed. **Biomass and Energy**, n.23, p.171-179. 2002.

BEJAN, A.; TSATSARONIS, G.; MORAN, M. **Thermal design and optimization**. New York: Wiley Interscience, 1996. 540p.

BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C, M.; PIETRA, C. Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles. **Applied Thermal Engineering**, n.30, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431109002518>>. Acesso em: 22 set. 2011.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia. **Plano Nacional de Energia 2030 / Ministério de Minas e Energia ; colaboração Empresa de Pesquisa Energética**. – Brasília: MME: EPE, 2007. 248p.

BROWN, S.; ECKERT, V. German lawmakers back nuclear power exit by 2022. **Reuters**, Berlim, 30 jun. 2011. Disponível em: <<http://www.reuters.com/article/2011/06/30/us-germany-nuclear-idUSTRE75T1SA20110630>>. Acesso em: 06 jul. 2011.

CHEN, H.; GOSWAMI, D. Y.; STEFANAKOS, E. K. A review of thermodynamic cycles and working fluids for the conversion of low-grade heat. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n.14, p.3059-3067. 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032110001863>>. Acesso em: 26 nov. 2011.

COORDENADORIA DE ASSISTÊNCIA TÉCNICA INTEGRAL – CATI. **Levantamento Censitário das Unidades de Produção Agropecuária do Estado de São Paulo – Projeto LUPA**. – 2007/08. Disponível em: <<http://www.cati.sp.gov.br/projetolupa/>>. Acesso em: 07 jul. 2011.

COORDENADORIA DE ASSISTÊNCIA TÉCNICA INTEGRAL – CATI. **Mapa de Culturas - Levantamento Censitário das Unidades de Produção Agropecuária do Estado de São Paulo – Projeto LUPA**. – 2007/08. Disponível em:

<<http://www.cati.sp.gov.br/projetolupa/mapaculturas/Arroz.php>>. Acesso em 07/07/2011.

CONAB, COMPANHIA NACIONAL DE ABASTECIMENTO. **Acompanhamento de Safra Brasileira: grãos, décimo levantamento.** – Brasília: CONAB, 2011. 45p.

DAI, Y.; WANG, J.; GAO L. Parametric optimization study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, n.50, 2009. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890408004342>>. Acesso em: 28 out. 2011.

DAFICO, D. de A. **Método de Produção de Cinza de Casca de Arroz para Utilização em Concretos de Alto Desempenho.** São Paulo, 2008

DAI, Y.; WANG, J.; GAO L. Parametric optimization study of organic Rankine cycle (ORC) for low grade waste heat recovery. **Energy Conversion and Management**, n.50, 2009. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890408004342>>. Acesso em: 28 out. 2011.

DELLA, V. P.; KÜHN, I.; HOTZA D. Caracterização da Cinza da Casca de Arroz para Uso como Matéria Prima na Fabricação de Refratários de Sílica. **Química Nova**, Florianópolis, v. 24, n. 6, 778-782, mai. 2001.

DEMPSEY, J.; EWING, J. Germany, in Reversal, Will Close Nuclear Plants by 2022. **The New York Times – Europe**, Berlim, 30 mai. 2011. Disponível em: <<http://www.nytimes.com/2011/05/31/world/europe/31germany.html>>. Acesso em: 06 jul. 2011.

DRESCHER, U.; BRÜGGEMANN, D. Fluid Selection for the Organic Rankine Cycle (ORC) in biomass power and heat plants. **Applied Thermal Engineering**, n.27, 2007. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431106001475>>. Acesso em: 28 out. 2011.

ERHART, T.; EICKER, U.; INFELD, D. **Part-load characteristics of Organic-Rankine-Cycles.** 2nd European Conference on Polygeneration – 30th March-1st April, 2011–Tarragona, Spain.

EMPRESA BRASILEIRA DE PESQUISA AGROPECUÁRIA. **Influência da Umidade no Poder Calorífico Superior da Madeira.** – Colombo: EMBRAPA, 2008.3p.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA . **Balço Energético Nacional 2010: Ano Base 2009 / Empresa de Pesquisa Energética**. – Rio de Janeiro: EPE, 2010. 276p.

FOLLETO, Edson Luiz et al. Aplicabilidade das Cinzas da Casca de Arroz. **Química Nova**, Santa Maria, v. 28, n. 6, 1055-1060, ago. 2005.

GLASSMAN, I.; YETTER, R. A. **Combustion**. 4. ed. Boston: Academic Press, c2008. 773p.

GOZDUR, A. B.; NOWAK, W. Energetic and Comparative analysis of natural and synthetic refrigerants in application to low temperature Clausius–Rankine cycle. **Energy**, n.32, 2007.

Disponível em:

<<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544206002039>>. Acesso em: 10 dez. 2011.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Estatística da Produção Agrícola / Fundação Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística**. – Rio de Janeiro: IBGE, 06/2011. 72p.

INSTITUTO BRASILEIRO DE GEOGRAFIA E ESTATÍSTICA. **Levantamento Sistemático de Produção Agrícola: Pesquisa mensal de previsão e acompanhamento de safras agrícolas no ano civil / Fundação Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística**. – Rio de Janeiro: IBGE, 05/2011. 82p.

KALINA, J. Integrated biomass gasification combined cycle distributed generation plant with reciprocating gas engine and ORC. **Applied Thermal Engineering**, n.31, 2011. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431111002602>>. Acesso em: 28 out. 2011.

LIU, H.; SHAO, Y.; LI, J. A biomass-fired micro-scale CHP system with organic Rankine cycle (ORC) – Thermodynamic modeling studies. **Biomass & Bioenergy**, n.35, 2011. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0961953411003497>>. Acesso em: 06 nov. 2011.

MAYER, F. D. et al. Viabilidade de Geração de Energia através da Casca de Arroz: Um Estudo de Caso. In: ENCONTRO NACIONAL DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO, 27, 2007, Foz do Iguaçu. **Anais eletrônicos...** Foz do Iguaçu, PR, 2007. Disponível em: <[http://www.abepro.org.br/biblioteca/ENEGEP2007\\_TR650480\\_0004.pdf](http://www.abepro.org.br/biblioteca/ENEGEP2007_TR650480_0004.pdf)>. Acesso em: 06 jul. 2007.

PEREIRA, A. F. M. et. al. **Pesquisa e Análise de Riscos Ambientais Associados ao Processo de Beneficiamento de Arroz**. Universidade Federal de Goiás – UFG. Goiânia, 2009. 27p.

SALEH, Bahaa et al.. Working fluids for low-temperature organic Rankine cycles. **Energy**, n.32, p.1210-1221. 2007. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544206001812>>. Acesso em: 19 nov. 2011.

SCHUSTER, A. et al.. Energetic and Economic investigation of Organic Rankine Cycle applications. **Applied Thermal Engineering**, n.29, 2009. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431108003645>>. Acesso em: 22 set. 2011.

SINGH, R; MAHESHWARI, R. C.; OJHA, T. P. Development of a Husk Fired Furnace. **Journal of Agricultural Engineering Research**, Kharagpur, n. 25, p.109-120. 1980.

SOARES, M. **Termodinâmica V-40**: Introdução Ciclo Rankine. Disponível em: <<http://www.mspc.eng.br/termo/termo0540.shtml>> , Acesso em: 29 out. 2011.

SONNTAG, R. E.; BORGNAKKE, C.; WYLEN, G. J. V. **Fundamentos da Termodinâmica**. 6. ed. traduzida. São Paulo: Edgard Blücher, 2003. 577p.

SOUZA, R. C. R. et. al. Carbonização da Casca de Arroz (*Oriza Sativa*) para Uso Energético. In: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA AGRÍCOLA, 36, 2007, Bonito. **Anais eletrônicos...** Bonito, MS, 2007. Disponível em: <<http://cdeam.ufam.edu.br/artigos/resumo%20expandido%20arroz.pdf>>. Acesso em: 15 mai. 2011.

SOUZA, Z. J. de; AZEVEDO P. F. de. O Mercado de Crédito de Carbono: as características dos *first-movers* e implicações para o agro negócio. In: CONGRESSO DA SOCIEDADE BRASILEIRA DE SOCIOLOGIA E ECONOMIA RURAL, 43, 2005, Ribeirão Preto. **Anais eletrônicos...** Ribeirão Preto, SP, 2005. Disponível em: <<http://www.sober.org.br/palestra/2/972.pdf>>. Acesso em: 25 jul. 2011.

TORRES, A. M. D.; RODRÍGUEZ, L. G. Analysis and optimization of the low-temperature solar organic Rankine cycle (ORC). **Energy Conversion and Management**, n.51, 2010. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890410002347>>. Acesso em: 22 set. 2011.

U.S. ENERGY INFORMATION ADMINISTRATION. **International Energy Outlook 2010**  
– Washington, DC: U.S./EIA, 2010. 327p.

VIEIRA, A. C. **Gaseificação de briquetes de casca de eucalipto**. 82 f. Dissertação  
(Mestrado) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2005.