

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica  
Equipada com Motores de Combustão Interna  
Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual**

**Alexandre Persuhn Morawski**

**Vitória, Fevereiro de 2016**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica  
Equipada com Motores de Combustão Interna  
Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual**

Autor: **Alexandre Persuhn Morawski**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Vitória, Fevereiro de 2016

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica  
Equipada com Motores de Combustão Interna  
Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual**

Autor: **Alexandre Persuhn Morawski**

Orientador: **Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

Co-Orientador: **Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Curso: **Mestrado em Engenharia Mecânica**

Área de Concentração: **Ciências Mecânicas**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Vitória, Fevereiro de 2016

E.S - Brasil

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO**  
**CENTRO TECNOLÓGICO**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**

**Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica  
Equipada com Motores de Combustão Interna  
Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual**

**Autor: Alexandre Persuhn Morawski**

**Orientador: Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos**

**Co-Orientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli**

Composição da banca examinadora:

**Prof. Dr. José Carlos Escobar Palacio - UNIFEI**

**Prof. Dr. Márcio Ferreira Martins - UFES**

**Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, Co-Orientador – UFES**

**Prof. Dr. José Joaquim Conceição Soares Santos, Orientador - UFES**

## **Dedicatória**

*Aos meus familiares e amigos que estiveram comigo durante este trabalho.*

## **Agradecimentos**

Aos meus pais Alexandre Morawski e Cristina Persuhn por serem os principais responsáveis por quem eu sou. A minha namorada Raissa Fidelii por todo seu apoio e companheirismo nas horas mais difíceis.

Aos meus orientadores José Joaquim Conceição Soares Santos e João Luiz Marcon Donatelli por todo o apoio e suporte proporcionado no desenvolvimento deste trabalho.

Ao Departamento de Engenharia Mecânica da UFES por toda a base necessária a minha formação, e a FAPES pela oportunidade e apoio financeiro.

*“O verdadeiro desafio é batalhar e ser otimista quando tudo está dando errado”*

Caio Pessagno

## Resumo

**MORAWSKI, A. P. (2016)**, Avaliação da Repotenciação de uma Termelétrica Equipada com Motores de Combustão Interna Diesel por Meio da Recuperação de Calor Residual, Vitória, 99p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo.

O atual cenário do sistema elétrico brasileiro tem levado ao despacho de usinas termelétricas originalmente planejadas para dar segurança ao sistema e que não deveriam operar continuamente. Estas usinas foram projetadas como plantas simples de baixo custo inicial e eficiência, não aproveitando de forma eficaz os rejeitos térmicos. Usinas com esse perfil, gerando quantidades significativas de energia, constituem uma oportunidade de desenvolvimento de um estudo para melhor compreender a situação destas usinas, visando obter melhores eficiências energéticas e maior potência líquida produzida. Em termelétricas com motores de combustão interna, uma grande quantidade de calor é rejeitada através da água de resfriamento e também dos gases de exaustão. Devido a este fato, um sistema térmico de recuperação de calor pode ser projetado para ser acoplado à termelétrica, visando aumentar a potência produzida com o mesmo consumo de combustível. São possíveis varias alternativas de configurações para a recuperação do calor rejeitado, desde ciclo combinado, que é a mais conhecida, até as tecnologias mais avançadas, como ciclo Rankine Orgânico (ORC), ciclo Kalina e ciclo de refrigeração por absorção visando resfriar o ar de admissão do motor. Neste trabalho são avaliadas as alternativas de repotenciação de termelétricas equipadas com motores de combustão interna, por meio da recuperação do calor perdido. Utilizando de análises e balanços termodinâmicos, é definida qual dessas alternativas apresenta um maior aumento na potência líquida produzida e na eficiência da termelétrica, tendo a UTE Viana como estudo de caso.

### *Palavras-chave*

Repotenciação; Análise Termodinâmica; Termelétrica; Motores Diesel; Recuperação de Calor

## **Abstract**

**MORAWSKI, A. P. (2016)**, Repowering Evaluation of a Diesel Internal Combustion Engine Thermoelectric Plant by Waste Heat Recovery, Vitória, 99p. M.Sc. Thesis – Technological Center, Federal University of Espírito Santo.

The current scenario of the Brazilian electricity system has led to the dispatch of thermoelectric plants originally planned to give security to the system and should not operate constantly. These plants were designed as low initial cost simple plants with low efficiency, not recovering effectively the waste heat. Plants with this profile, generating significant amounts of energy, consist in an opportunity to develop a study to better understand the situation of these plants in order to obtain the best energy efficiencies and higher net power output. In diesel engine thermoelectric plants, a significant amount of heat is wasted through cooling water and exhaust gas. Due this fact, a heat recovering system could be designed and attached to the thermoelectric plant, aiming increase the net electric power production with the same fuel consumption. Several WHR alternatives are possible, from Combine Cycle, that is the most usual, to more advanced technologies, as Organic Rankine Cycle (ORC), Kalina Cycle and Absorption Cycle aiming intake air cooling. In this work the repowering alternatives for diesel internal combustion engine thermoelectric plants are evaluated, through the recovery of waste heat. By analysis and thermodynamics balances, is defined which of these alternatives produces a bigger net power and efficiency increase, taking UTE Viana as a case study.

### ***Keywords***

Repowering; Thermodynamic Analysis; Thermoelectric Plant; Diesel Engines; Waste Heat Recovery

# Sumário

<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	iii
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	v
<b>Capítulo 1 INTRODUÇÃO</b> .....	7
<b>1.1. Motivação e Justificativa</b> .....	8
<b>1.2. Objetivos e Alcances</b> .....	10
<b>1.3. Estrutura da Dissertação</b> .....	10
<b>Capítulo 2 ALTERNATIVAS PARA APROVEITAMENTO DE CALOR</b> .....	12
<b>2.1. Ciclo Rankine Orgânico (ORC)</b> .....	13
<b>2.2. Ciclo Kalina</b> .....	21
<b>2.3. Ciclo de Refrigeração por Absorção</b> .....	28
<b>2.4. Ciclos Combinados</b> .....	32
<b>Capítulo 3 DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMELÉTRICA ESTUDADA</b> .....	38
<b>3.1. Motor</b> .....	38
<b>3.2. Gerador</b> .....	42
<b>3.3. Sistemas Auxiliares</b> .....	42
<b>3.3.1. Sistema de Óleo Combustível</b> .....	44
<b>3.3.2. Sistema de Óleo Lubrificante</b> .....	44
<b>3.3.3. Sistema de Admissão de Ar</b> .....	45
<b>3.3.4. Sistema de Exaustão de Gases</b> .....	46
<b>3.3.5. Sistema de Água de Resfriamento</b> .....	48
<b>3.4. Especificação do Calor Recuperável</b> .....	50
<b>3.5. Composição dos Gases de Exaustão</b> .....	52
<b>3.6. Influência das Condições Ambientais do Ar na Potência Produzida e no Consumo Específico</b> .....	54
<b>3.6.1. Correção da Potência</b> .....	55
<b>3.6.2. Correção do Consumo Específico</b> .....	57
<b>Capítulo 4 AVALIAÇÃO DAS ALTERNATIVAS DE REPOTENCIAÇÃO</b> .....	59
<b>4.1. Resfriamento do Ar de Admissão Do Motor</b> .....	59
<b>4.1.1. Especificação do Sistema de Resfriamento</b> .....	59
<b>4.1.2. Avaliação do Resfriamento do Ar de Admissão</b> .....	62
<b>4.2. Ciclo Combinado</b> .....	66
<b>4.2.1. Calor Disponível nos Gases de Exaustão</b> .....	66
<b>4.2.2. Modelagem do Ciclo Combinado</b> .....	67
<b>4.3. Ciclo Rankine Orgânico e Ciclo Kalina</b> .....	71

4.3.1. Desempenho do Ciclo Kalina.....	73
4.3.2. Desempenho do Ciclo Rankine Orgânico .....	76
4.3.3. Recuperação de Calor da Água de Resfriamento dos Motores Diesel .....	77
<b>Capítulo 5 ANÁLISE TERMODINÂMICA DAS ALTERNATIVAS DE REPOTENCIAÇÃO .....</b>	<b>79</b>
5.1. Análise Termodinâmica do Motor .....	79
5.2. Análise Termodinâmica do Resfriamento do Ar de Admissão no Motor ..	81
5.3. Análise Termodinâmica do Ciclo Combinado .....	84
5.3.1. Ciclo Combinado sem Utilização da Água de Resfriamento .....	84
5.3.2. Ciclo Combinado com Utilização da Água de Resfriamento .....	86
5.4. Análise Termodinâmica do Ciclo Kalina.....	89
5.5. Análise Termodinâmica do Ciclo Rankine Orgânico .....	91
5.5.1. Análise Termodinâmica do ORC Utilizando os Gases de Exaustão	92
5.5.2. Análise Termodinâmica do ORC Utilizando a Água de Resfriamento .....	94
5.6. Comentários Gerais .....	96
<b>Capítulo 6 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>99</b>
6.1. Síntese .....	99
6.2. Contribuições .....	100
6.3. Sugestões .....	101
<b>REFERÊNCIAS .....</b>	<b>102</b>
<b>APÊNDICE .....</b>	<b>110</b>
<b>A. Modelagem Termodinâmica.....</b>	<b>110</b>
<b>B. Modelagem Utilizada por Bombarda <i>et al.</i>, 2010 .....</b>	<b>113</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Fluxo de Energia em um MCI .....	8
Figura 2.1- Fluxos de Calor em um MCI .....	12
Figura 2.2 - Potenciais Energéticos das Fluxos de Calor de um MCI .....	13
Figura 2.3 - Componentes do Ciclo Rankine Orgânico .....	14
Figura 2.4 - Tipos de Fluidos de Trabalho.....	15
Figura 2.5 - Fluido Puro e Mistura Zeotrópica .....	16
Figura 2.6 - Transferência de Calor para Ciclos Subcríticos e Supercríticos .....	17
Figura 2.7 - ORC em cascata. ....	20
Figura 2.8 - Comportamento da Mistura Amônia-Água a 550 kPa .....	22
Figura 2.9 - Perfis de Temperatura para os Ciclos Kalina e Rankine .....	23
Figura 2.10 - Curvas T-s para os Ciclos Rankine (esquerda) e Kalina (direita) .....	23
Figura 2.11 - Planta de Ciclo Kalina.....	24
Figura 2.12 - Curvas de Saturação para Mistura Amônia-Água .....	25
Figura 2.13 - Ciclo de Refrigeração por Absorção .....	29
Figura 2.14 - Chiller Movido a Gases de Exaustão .....	30
Figura 2.15 - Ciclo Rankine Simples .....	32
Figura 2.16 - Planta de Recuperação de Calor de um MCI Utilizando Ciclo Rankine..	34
Figura 2.17 - Sistema de Ciclo Combinado da Honda.....	35
Figura 2.18 - Exemplo de uma Planta Flexicycle .....	36
Figura 2.19 - Termelétrica PlainsEnd.....	36
Figura 3.1 - Motor W20V32.....	39
Figura 3.2 - Representação Esquemática do Motor W20V32 Dentro da Casa de Máquinas.....	39
Figura 3.3 - Visão Geral dos Equipamentos Auxiliares e Subsistemas do Motor. ....	43
Figura 3.4 - Esquema do Sistema de Lubrificação.....	45
Figura 3.5 - Representação Esquemática do Sistema de Admissão de Ar.....	46
Figura 3.6 - Representação Esquemática do Sistema de Exaustão de Gases.....	47
Figura 3.7 - Esquema do Sistema de Resfriamento.....	49
Figura 3.8 - Representação da UG. ....	51
Figura 3.9 - (a) Influência da Temperatura do Ar na Potência de Saída do Motor. (b) Influência da Umidade Relativa do Ar na Potência de Saída do Motor. ....	56
Figura 3.10 - Influência da Temperatura do Ar no Consumo Específico do Motor.....	58
Figura 4.1 - (a) Definição de Fator de By-Pass. (b) Volume de Controle da Serpentina. ....	60
Figura 4.2 - Parâmetros da Serpentina em Função do Fator de By-Pass. ....	61
Figura 4.3 - Avaliação do Resfriamento do Ar na Potência Líquida [letras (a) (c) e (e)] e no Consumo Específico [letras (b) (d) e (f)].....	65
Figura 4.4 - Modelo do Ciclo Combinado.....	67
Figura 4.5 - Sistema de Recuperação de Calor [Bombarda <i>et al.</i> (2010)] .....	72
Figura 4.6 - Planta Kalina Adotada por Bombarda <i>et al.</i> (2010) .....	73
Figura 4.7 - Planta ORC Adotada por Bombarda <i>et al.</i> (2010) .....	76
Figura 4.8 - PowerBox de Aspa Bruk .....	78
Figura 5.1 - Balanço Energético do Motor.....	80
Figura 5.2 - Balanço Exergético do Motor.....	81
Figura 5.3 - Balanço Exergético da Caldeira de Recuperação.....	83
Figura 5.4 - Balanço Energético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento. ....	84
Figura 5.5 - Balanço Exergético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento. ....	85

Figura 5.6 - Balanço Energético do Ciclo Combinado com Água de Resfriamento. ....	87
Figura 5.7 - Balanço Exergético do Ciclo Combinado com Água de Resfriamento. ....	88
Figura 5.8 - Balanço Energético do Ciclo Kalina. ....	90
Figura 5.9 - Balanço Exergético do Ciclo Kalina. ....	91
Figura 5.10 - Balanço Energético do ORC Utilizando Gases de Exaustão. ....	92
Figura 5.11 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Gases de Exaustão. ....	93
Figura 5.12 - Balanço Energético do ORC Utilizando Água de Resfriamento. ....	94
Figura 5.13 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Água de Resfriamento. ....	95
Figura 5.14 - Comparativo da Potência Líquida Adicional por Motor das Alternativas. ....	96
Figura 5.15 - Comparativo das Eficiências dos Ciclos. ....	97
Figura 5.16 - Comparativo das Eficiências Globais da Planta. ....	97
Figura B.1 - Esquema da Planta Geotérmica Húsavík. ....	114

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Resumo das Características do Ciclo Rankine Orgânico .....	17
Tabela 2.2 - Resumo das Características do Ciclo Kalina.....	26
Tabela 2.3 - Resumo das Características do Ciclo de Refrigeração por Absorção .....	30
Tabela 2.4 - Resumo das Características do Ciclo Rankine.....	34
Tabela 3.1 - Parâmetros de Desempenho do Motor W20V32 nas Condições ISO.....	40
Tabela 3.2 - Balanço de Energia do Motor W20V32 Operando no Modo Alta Eficiência. .....	41
Tabela 3.3 - Balanço de Energia do Motor W20V32 Operando no Modo Baixa Emissão.....	41
Tabela 3.4 - Valores Médios de Eficiência do Gerador. ....	42
Tabela 3.5 - Parâmetros do Sistema de Admissão de Ar.....	46
Tabela 3.6 - Dados do Sistema de Exaustão de Gases.....	47
Tabela 3.7 - Parâmetros Operacionais do Circuito de Água no Radiador. ....	50
Tabela 3.8 - Parâmetros dos Gases de Exaustão.....	50
Tabela 3.9 - Parâmetros da Água Antes dos Radiadores. ....	51
Tabela 3.10 - Composição Mássica Média do Diesel.....	52
Tabela 3.11 - Composição Mássica Calculada do Combustível.....	53
Tabela 3.12 - Composição Molar Calculada do Combustível.....	53
Tabela 3.13 - Composição Molar do Ar Atmosférico em Base Seca. ....	53
Tabela 3.14 - Composição Molar do Ar Atmosférico.....	54
Tabela 3.15 - Composição Molar dos Gases de Exaustão.....	54
Tabela 3.16 - Condições Padrão de Referência Segundo a NBR ISO 3046-1. ....	54
Tabela 3.17 - Parâmetros do Motor. ....	55
Tabela 3.18 - Correção do Consumo Específico.....	57
Tabela 4.1 - Condições Ambientais para Avaliação da Alternativa de Resfriamento do Ar.....	59
Tabela 4.2 - Valores Obtidos da Especificação do Sistema de Refrigeração. ....	61
Tabela 4.3 - Avaliação do Impacto do Resfriamento do Ar de Admissão do Motor. ....	63
Tabela 4.4 - Calor Disponível dos Gases de Exaustão. ....	67
Tabela 4.5 – Ponto Pré-Estabelecidos do Ciclo Combinado. ....	68
Tabela 4.6 - Parâmetros dos Equipamentos do Ciclo Combinado. ....	68
Tabela 4.7 - Parâmetros do Ciclo Combinado Utilizando Água de Resfriamento. ....	69
Tabela 4.8 - Fluxos do Ciclo Combinado Utilizando Água de Resfriamento. ....	69
Tabela 4.9 - Parâmetros do Ciclo Combinado sem a Água de Resfriamento.....	70
Tabela 4.10 - Fluxos do Ciclo Combinado Utilizando Água de Resfriamento.....	71
Tabela 4.11 - Composição Molar dos Gases de Exaustão [Bombarda <i>et al.</i> (2010)]....	72
Tabela 4.12 - Parâmetros Utilizados por Bombarda <i>et al.</i> (2010) para os Gases de Exaustão.....	73
Tabela 4.13 - Parâmetros Utilizados por Bombarda <i>et al.</i> (2010) para a Planta Kalina. .....	74
Tabela 4.14 - Parâmetros Utilizados por Bombarda <i>et al.</i> (2010) para os Trocadores de Calor.....	74
Tabela 4.15 – Resultados da Otimização da Planta Kalina por Bombarda <i>et al.</i> (2010). .....	75
Tabela 4.16 – Resultados da Otimização da Planta ORC por Bombarda <i>et al.</i> (2010). .....	76

Tabela 4.17 - Resultados do Opcon PowerBox para Aproveitamento da Água de Resfriamento do Motor. ....	78
Tabela 5.1 - Balanço Energético do Motor. ....	79
Tabela 5.2 - Balanço Exergético do Motor. ....	80
Tabela 5.3 - Parâmetros do Resfriamento do Ar de Admissão (ISO). ....	82
Tabela 5.4 - Balanço Exergético da Caldeira Utilizada por Gava e Rodrigues (2014). ....	83
Tabela 5.5 - Balanço Energético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento. ....	84
Tabela 5.6 - Balanço Exergético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento. ....	85
Tabela 5.7 - Balanço Energético do Ciclo Combinado com Água de Resfriamento. ....	86
Tabela 5.8 - Balanço Exergético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento. ....	88
Tabela 5.9 - Balanço Energético do Ciclo Kalina. ....	89
Tabela 5.10 - Balanço Exergético do Ciclo Kalina. ....	90
Tabela 5.11 - Balanço Energético do ORC Utilizando Gases de Exaustão. ....	92
Tabela 5.12 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Gases de Exaustão. ....	93
Tabela 5.13 - Balanço Energético do ORC Utilizando Água de Resfriamento. ....	94
Tabela 5.14 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Água de Resfriamento; ....	95
Tabela A.1 - Coeficientes do Polinômio do Calor Específico dos Gases de Exaustão. ....	110
Tabela A.2 - Exergia Química Padrão. ....	112

# Capítulo 1

## INTRODUÇÃO

Devido ao aumento dos preços dos combustíveis e a crescente conscientização ambiental, repotenciação por meio da recuperação de resíduos térmicos surge como uma alternativa bastante atrativa e economicamente viável para aumentar a potência produzida, eficiência energética e ambiental de termelétricas.

Repotenciação é definida segundo Stenzel *et. al.* (1997) como uma importante alternativa para alcançar melhorias nos sistemas e na geração de termelétricas. Entre as possibilidades estão: redução do consumo específico e/ou custos; redução das emissões; aumentar a capacidade de geração através da opção mais viável. Stenzel *et al.* (1997) ainda fornece uma metodologia para a repotenciação por meio de passos: Primeiramente são definidos os objetivos da repotenciação; em seguida são levantadas informações e restrições da planta; são identificadas as tecnologias candidatas para a repotenciação e finalmente é selecionada a melhor opção.

Recuperação de resíduos térmicos ou WHR (do inglês *waste heat recovery*) tem como objetivo utilizar o calor que normalmente é descartado para a atmosfera por um sistema térmico, para transformá-lo em uma forma útil de energia. Entre seus benefícios estão: energia adicional livre de CO<sub>2</sub>, aumento da eficiência do processo e economia de combustível.

De acordo com Santos (2005), os motores de combustão interna (MCI) são muito utilizados em pequenas centrais termelétricas acionando um gerador para gerar eletricidade. O MCI pode ser definido como uma máquina térmica motora que gera potência de eixo a partir do calor liberado na combustão que acontece no interior dos seus cilindros. Como toda máquina térmica ele rejeita calor ao ambiente.

Os motores de combustão interna são máquinas térmicas com ótimas oportunidades de recuperação de resíduos térmicos. Em um MCI uma grande parte da energia do combustível é desperdiçada na forma de calor, devido a limitações termodinâmicas e

técnicas. Aproximadamente um terço da energia do combustível é convertido em energia mecânica (TAHANI *et al.*, 2013).

Segundo Domingues (2011), a energia restante é toda dissipada para o ambiente na forma de resíduo térmico através dos gases de escape, sistema de resfriamento, sistema de lubrificação e por radiação e convecção do motor. Um fluxo de energia em um MCI pode ser visto na Figura 1.1.

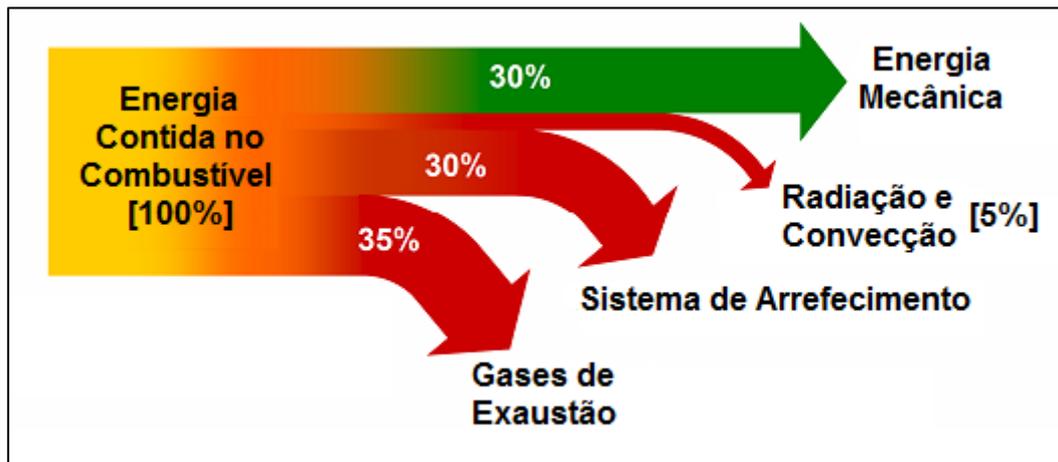


Figura 1.1 - Fluxo de Energia em um MCI  
Fonte: Toom *et al.* (2008), *apud* Domingues (2011)

Porém, vale ressaltar que a eficiência de um motor varia em função do seu tamanho e de suas características. Atualmente já existem grandes motores com eficiência energética próxima dos 50%.

Cientistas e engenheiros têm feito muitas pesquisas bem sucedidas com intuito de melhorar a eficiência térmica de motores, incluindo turbo alimentação, tipos de misturas na combustão, etc. No entanto, entre todas as tecnologias de economia de energia estudadas, recuperação do resíduo térmico dos motores é considerada uma das técnicas mais efetivas (JADHAO E THOMBARE, 2013).

## 1.1. Motivação e Justificativa

Este trabalho é um estudo preliminar visando a proposta de um projeto de pesquisa através da Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) intitulado como “Modelagem, Simulação e Otimização Termoeconômica das Alternativas de Repotenciação de Termelétricas com Motores de Combustão Interna Através da Recuperação do Calor Perdido”.

Este trabalho possui como motivação o atual cenário do sistema elétrico brasileiro, o qual tem levado ao despacho de usinas termelétricas originalmente planejadas para dar segurança ao sistema e que não deveriam operar continuamente. Estas usinas foram projetadas como plantas simples de baixo custo inicial e eficiência, não aproveitando de forma eficaz os rejeitos térmicos. Usinas com esse perfil, gerando quantidades significativas de energia, constituem uma oportunidade de desenvolvimento de um estudo para melhor compreender a situação destas usinas, visando obter melhores eficiências energéticas e maior potência líquida produzida. Este fato proporciona uma motivação científica, pois são necessários estudos e análises para determinar como aproveitar ao máximo os rejeitos térmicos visando à máxima produção de potência adicional.

A justificativa deste trabalho está relacionada ao fato de que em termelétricas com motores de combustão interna, uma grande quantidade de calor é rejeitada através da água de resfriamento e também dos gases de exaustão. Devido a este fato, um sistema de repotenciação por meio da recuperação de calor pode ser projetado para ser acoplado à termelétrica, visando aumentar a potência produzida com o mesmo consumo de combustível. São possíveis varias alternativas de configurações para repotenciação por meio da recuperação do calor rejeitado, desde ciclo combinado, que é a mais conhecida, até as tecnologias mais avançadas, como ciclo Rankine Orgânico (ORC), ciclo Kalina e ciclo de refrigeração por absorção visando resfriar o ar de admissão do motor. Estas alternativas tecnológicas de recuperação de calor nos motores de combustão interna para a produção de eletricidade encontram-se detalhadas no Capítulo 2.

É válido também ressaltar o incentivo dado pelo Governo Federal para realização de investimentos em pesquisa, desenvolvimento e eficiência energética por parte das empresas concessionárias, permissionárias e autorizados do setor de energia elétrica por meio da Lei 9.991 de julho de 2000, com base no Art. 2º. A Lei reza que as concessionárias de geração e empresas autorizadas à produção independente de energia elétrica ficam obrigadas a aplicar, anualmente, o montante de, no mínimo, 1% de sua receita operacional líquida em pesquisa e desenvolvimento do setor elétrico, excluindo-se, por isenção, as empresas que gerem energia exclusivamente a partir de instalações eólica, solar, biomassa, pequenas centrais hidrelétricas e cogeração.

## **1.2. Objetivos e Alcances**

O objetivo deste trabalho é fazer um levantamento e avaliar do ponto de vista termodinâmico alternativas de repotenciação das termelétricas equipadas com motores de combustão interna, por meio da recuperação do calor perdido, e definir qual dessas alternativas apresenta um maior ganho de potência e eficiência, tendo a UTE Viana como estudo de caso. Porém, não são analisados aspectos econômicos. São realizadas as modelagens das alternativas de repotenciação, com exceção das alternativas Ciclo Rankine Orgânico e Ciclo Kalina as quais foram utilizadas modelagens já existentes, como será explicado no Capítulo 4.

Este trabalho servirá de subsídio para um futuro projeto e possível tese de doutorado, na qual será realizada a modelagem de uma superestrutura contemplando todas as alternativas de sistemas de recuperação de calor acoplados a usina termelétrica com motores de combustão interna. Esta superestrutura será utilizada para realizar uma otimização de projeto mediante as condições de contorno existentes. Esta otimização servirá para definir a estrutura mais viável do ponto de vista termoeconômico.

## **1.3. Estrutura da Dissertação**

Além deste capítulo introdutório onde foram apresentadas motivação, justificativa, objetivo e alcance deste trabalho, esta dissertação conta com cinco outros capítulos que integram o corpo deste trabalho. Além desses capítulos, há ainda as Referências Bibliográficas e o Apêndice.

No Capítulo 2 é feita a revisão bibliográfica no que diz respeito às Alternativas para Recuperação de Calor.

No Capítulo 3 é feita a descrição detalhada dos principais equipamentos e sistemas operacionais que fazem parte da central termelétrica utilizada para se realizar o estudo de caso proposto neste trabalho.

No Capítulo 4 são realizados estudos de caso com cada uma das alternativas de recuperação de calor propostas, com o objetivo de estudar a repotenciação dos motores da UTE Viana com cada alternativa.

No Capítulo 5 serão analisados os resultados obtidos nos estudos de caso, através de balanços energéticos e exergéticos com o objetivo de determinar tanto a potência produzida, como as eficiências e irreversibilidades de cada alternativa.

No Capítulo 6 será feito o fechamento do trabalho com as considerações finais e sugestões para os trabalhos futuros.

No Apêndice são detalhados os cálculos das modelagens termodinâmicas realizadas neste trabalho, assim como a modelagem utilizada por Bombarda *et al.* (2010).

## Capítulo 2

### ALTERNATIVAS PARA APROVEITAMENTO DE CALOR

De acordo com Domingues (2011), a otimização dos MCI visando uma melhoria da eficiência global de conversão energética, exige a avaliação dos possíveis potenciais para recuperação dessa energia térmica desperdiçada. A Figura 2.1 indica os principais fluxos de calor com potencial para aproveitamento térmico em um MCI turbo alimentado.

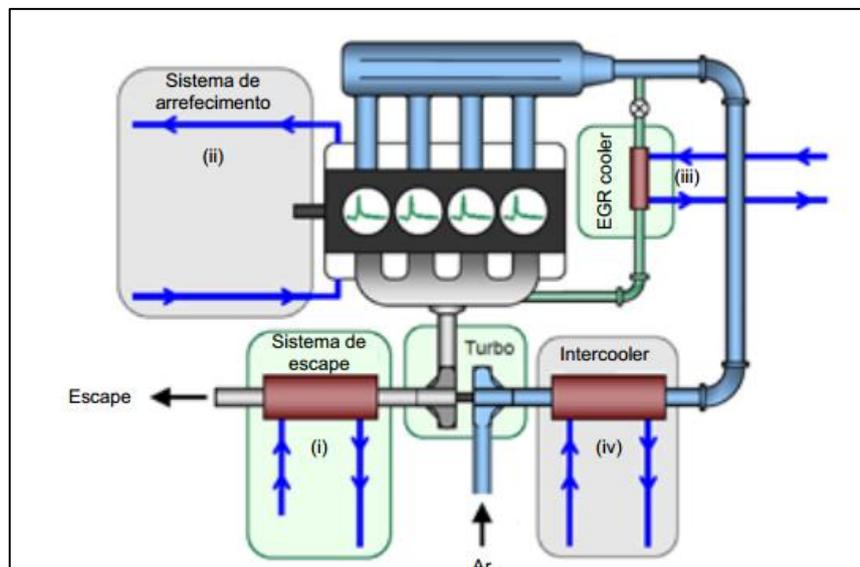


Figura 2.1- Fluxos de Calor em um MCI

Fonte: Barreiro e Santos (2010), *apud* Domingues (2011)

- i. Calor oriundo dos gases de exaustão;
- ii. Calor oriundo do óleo e da água de resfriamento do motor;
- iii. Calor oriundo dos gases recirculados no motor, quando há essa configuração (EGR do inglês *Exhaust Gas Recirculation*);
- iv. Calor oriundo do resfriamento do ar de admissão do motor, pós-compressão, comumente chamado de intercooler.

O potencial de cada fluxo de calor pode ser ilustrado no exemplo abaixo (Figura 2.2) para um motor da General Eletric (FREY, 2009).

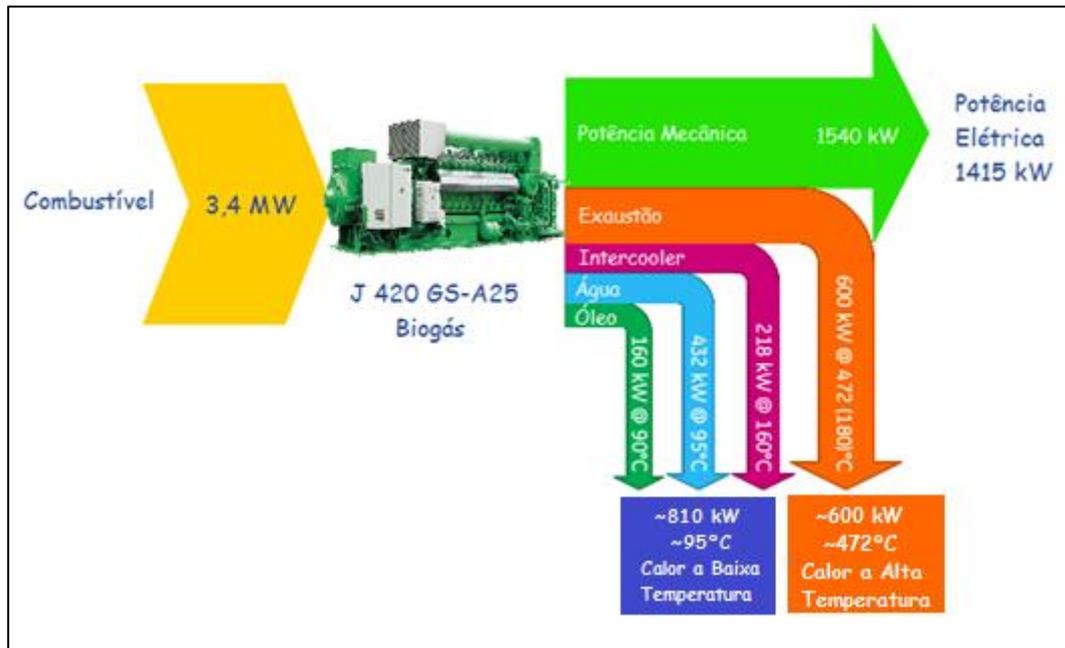


Figura 2.2 - Potenciais Energéticos das Fluxos de Calor de um MCI  
 Fonte: Adaptado de Frey (2009)

Como pode ser visto na Figura 2.2 os fluxos de calor podem ser dividida em duas principais fontes, uma de baixa temperatura e outra de alta temperatura. Portanto para otimizar a recuperação dos resíduos térmicos seria ideal adotar uma solução que consiga aproveitar ambas fontes de calor.

Entre as possíveis opções de recuperação de resíduo térmico de motores de combustão interna para aumento da potência e eficiência se encontram: ciclo Rankine Orgânico, ciclo Kalina, ciclo de refrigeração por absorção (resfriar o ar de admissão) e ciclo combinado.

## 2.1. Ciclo Rankine Orgânico (ORC)

Conceitualmente, o ciclo Rankine Orgânico é similar ao ciclo Rankine. Baseia-se na vaporização de um líquido à alta pressão, o qual é então expandido a uma baixa pressão gerando trabalho mecânico. O ciclo é fechado através da condensação do vapor a baixa pressão e bombeamento do líquido condensado de volta para alta pressão. Portanto, o ORC envolve os mesmos componentes que um ciclo Rankine simples: evaporador, expansor, condensador e bomba (Figura 2.3). No entanto, o fluido de trabalho é um composto orgânico caracterizado por uma temperatura de ebulição mais baixa que da água, o qual permite geração de potência através de fontes de calor de temperatura mais

baixa que o Rankine convencional. E além de possibilitar a recuperação de calor em fontes de baixas temperaturas, a tecnologia ORC permite uma interessante alternativa: um sistema ORC pode ser usado, com poucas modificações, em conjunto com várias fontes de calor de diferentes temperaturas (QUOILIN *et al.*, 2013).

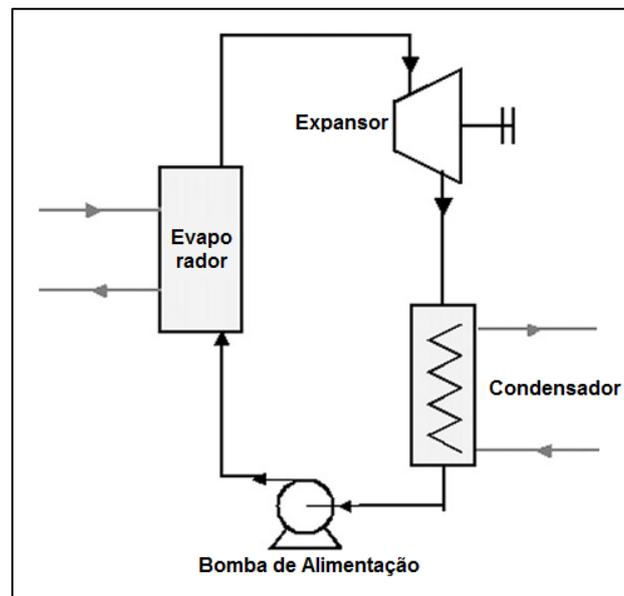


Figura 2.3 - Componentes do Ciclo Rankine Orgânico  
Fonte: Adaptado de Quoilin *et al.* (2013)

Os fluidos de trabalho utilizados são classificados segundo a inclinação da linha de vapor saturado, em diagramas T-s, em três grupos: Fluidos úmidos com a inclinação positiva, fluidos secos com a inclinação negativa e fluidos isentrópicos com uma linha de vapor saturado aproximadamente vertical (Figura 2.4). Os fluidos úmidos geram gotículas nos estágios finais do expansor e requerem superaquecimento para evitar danos ao expansor, enquanto fluidos secos são superaquecidos até mesmo depois da expansão. Para fluidos isentrópicos, o vapor saturado permanece nesta condição e gotículas não são formadas durante a expansão (ROY *et al.*, 2010, *apud* TAHANI *et al.*, 2013).

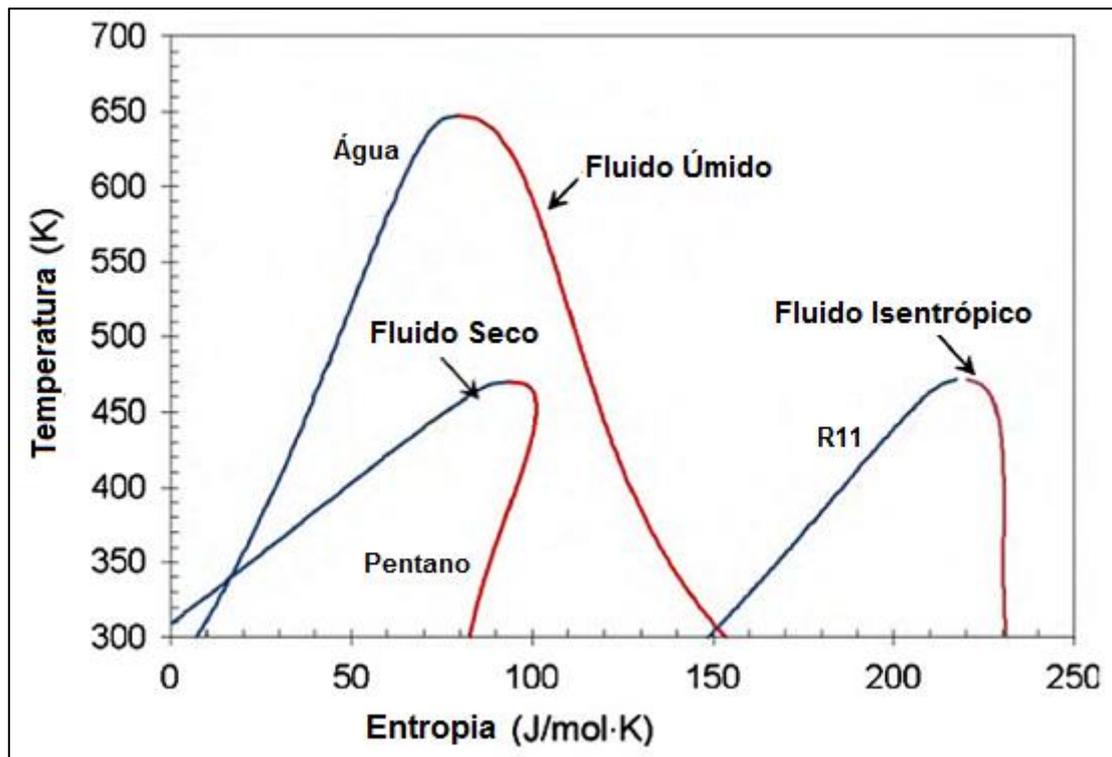


Figura 2.4 - Tipos de Fluidos de Trabalho  
 Fonte: Adaptado de Saidur *et al.* (2012)

Segundo Quoilin *et al.* (2013), fluidos isentrópicos e secos são preferíveis em ciclos ORC pelo fato de não ser necessário superaquecer o fluido para evitar formação de gotículas na expansão e consequente erosão do expensor, procedimento comum nos ciclos Rankine a vapor. Outra diferença em relação ao ciclo Rankine a vapor é que a diferença de entropia entre líquido saturado e vapor saturado é muito menor para fluidos orgânicos. Assim, a entalpia da vaporização é menor. Portanto, para igualar a potência térmica no evaporador, o fluido orgânico necessita de uma vazão mássica muito maior que para a água, levando a um maior consumo da bomba. No entanto, o ORC trabalha com uma pressão de evaporação bem menor que a de um ciclo Rankine a vapor, e pressões mais altas levam a maiores investimentos e maior complexidade.

Exemplos de fluidos utilizados em ORC's são: Tolueno, butano, pentano, benzeno, amônia, fluidos refrigerantes, óleos de silicone, entre outros. Entre as principais características necessárias à esses fluidos estão: desempenho termodinâmico, estabilidade química, impacto ambiental, disponibilidade e custos. De acordo com Quoilin *et al.* (2013), apesar da multiplicidade de estudos sobre fluidos de trabalho, nenhum dos fluidos estudados foi identificado como fluido ótimo para ORC. Cada aplicação tem um fluido que possui melhor desempenho.

Até recentemente, foram consideradas principalmente substâncias puras para fluidos de trabalho como meio de funcionamento das instalações de ORC. No entanto, provavelmente o maior defeito de um fluido puro é o fato de que a evaporação e a condensação ocorrem a temperatura constante. Como resultado, os perfis de temperatura da fonte de calor e do sorvedouro de calor não podem ser muito aproximados pelos perfis de temperatura do fluido na mudança de fase no evaporador e condensador, levando a grandes irreversibilidades. O uso de misturas de componentes adequadamente escolhidas pode resolver este problema (Figura 2.5). Misturas zeotrópicas caracterizam-se por mudanças de fase não isotérmicas a pressão constante. Esses fluidos são excelentes candidatos para aproximar os perfis de temperatura e com isso reduzir as irreversibilidades, promovendo um melhor desempenho do ciclo. O potencial de misturas zeotrópicas já vem sendo explorado em aplicações de criogenia (CHYS *et al.*, 2012).

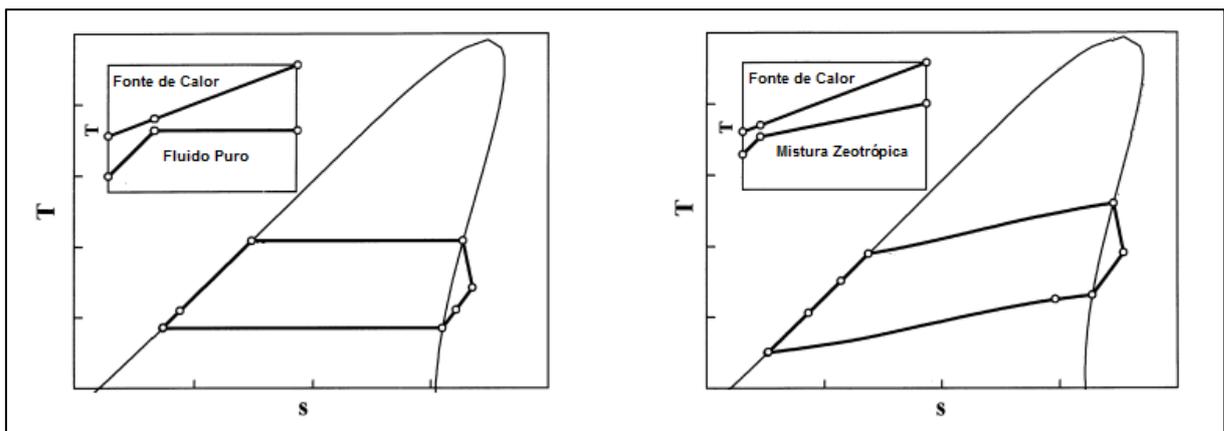


Figura 2.5 - Fluido Puro e Mistura Zeotrópica  
Fonte: Adaptado de Gianfranco e Paliano (1998)

Fluidos de trabalho com temperatura e pressão crítica relativamente baixa podem ser comprimidos diretamente a suas pressões supercríticas e aquecidos para seu estado supercrítico antes da expansão para obter uma melhor adequação térmica com a fonte de calor. Por exemplo, gases de exaustão e água de resfriamento de MCI são fontes de calor que mudam de temperatura quando trocam calor. O processo de aquecimento de um ORC supercrítico não passa por uma região distinta de duas fases como um ciclo Rankine convencional, obtendo assim uma melhor adequação térmica na caldeira com menores irreversibilidades (Figura 2.6). Esta configuração está se tornando uma nova tendência devido a suas vantagens na eficiência térmica e simplicidade na configuração

(CHEN, 2011). Segundo Wei *et. al.* (2011) a eficiência do ORC aumenta com o aumento na pressão de circulação, e o ORC supercrítico é uma boa escolha para recuperação de calor.

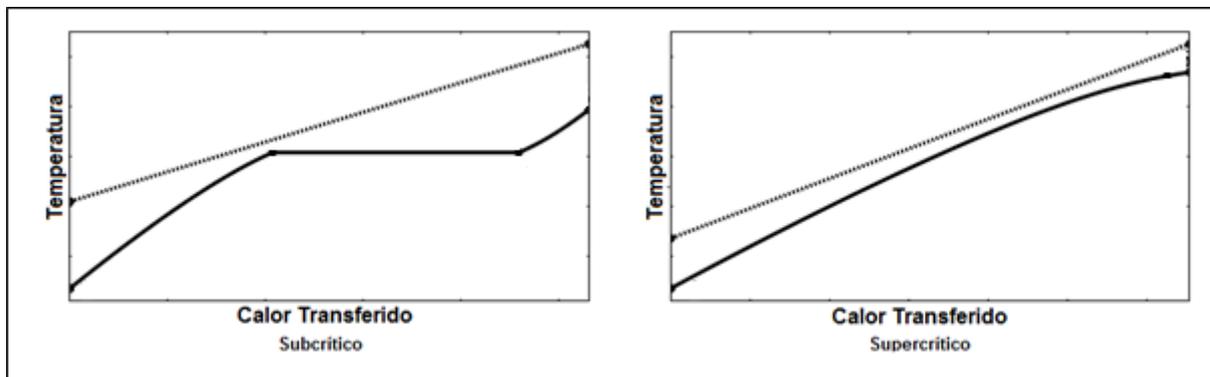


Figura 2.6 - Transferência de Calor para Ciclos Subcríticos e Supercríticos  
Fonte: Adaptado de Walraven *et al.* (2012)

Fluidos orgânicos são caros e podem ser inflamáveis, tóxicos e ter valores elevados de potencial de dano à camada de ozônio e potencial para aquecimento global. Portanto, é importante garantir a estanqueidade total do ciclo (QUOILIN *et al.*, 2013).

Na Tabela 2.1 são listadas as vantagens e desvantagens de utilizar o ORC para recuperação de resíduos térmicos.

Tabela 2.1 - Resumo das Características do Ciclo Rankine Orgânico

Vantagens	Desvantagens
Não precisa superaquecimento.	Custo maior do fluido de trabalho (em relação à água).
Planta mais simples.	Consumo mais alto da bomba.
Níveis de pressão mais baixos.	Pior estabilidade do fluido (em relação à água).
Manutenção mais simples.	Eficiência menor que o ciclo Rankine a vapor.
Não necessita tratamento do fluido	
Mais compacto.	

O dimensionamento de sistemas ORC requer decisões sobre a configuração da planta e o fluido de trabalho utilizado. Assim como no ciclo Rankine convencional, são possíveis várias configurações como ciclos regenerativos, ciclos supercríticos, ciclos

com mais de um nível de pressão. Apesar de haver uma vasta literatura neste tópico, regras gerais ainda estão longe de ser alcançadas. Segundo Amicabile *et al.* (2015) o desempenho, tamanho e custo de plantas ORC estão extremamente ligados ao tipo de fluido de trabalho e à máxima pressão do ciclo. Portanto a escolha destas variáveis e sua influência no desempenho devem ser consideradas para uma otimização adequada da planta.

Vivian *et al.* (2015) demonstram que a diferença entre a temperatura da fonte quente e a temperatura crítica do fluido desempenham um importante papel na escolha do fluido de trabalho, pois este assume diferentes valores ótimos dependendo da configuração do sistema. Seus resultados mostram que essa diferença entre a temperatura da fonte quente e a temperatura crítica do fluido é extremamente importante para prever as condições ótimas para todas as configurações de ORC, independente da temperatura de entrada da fonte quente.

Entre ciclos bottoming de calor a baixa temperatura, o ORC é até agora o mais comercialmente desenvolvido. É mais simples e economicamente mais viável do que o ciclo Rankine a vapor (PAANU *et al.*, 2012). De acordo com Quoilin *et al.* (2013), o conceito de acoplar um ciclo Rankine (orgânico ou não) a um MCI não é novo e seus primeiros desenvolvimentos técnicos apareceram depois da crise energética de 1970. Além disso, o mercado de ORC está crescendo rapidamente. Desde a instalação de sua primeira planta comercial em 1970, houve um crescimento quase exponencial em sua utilização.

O desempenho de projetos recentes de ORC é bastante interessante. Um sistema projetado pela BMW denominado *Turbosteamer* teve uma redução de consumo de combustível anunciada de 17%.

Bombarda *et al.* (2010) estudaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado utilizando uma planta de ORC. Os resultados apresentaram um aumento da potência de 18% e uma eficiência de ciclo de 21,5%.

Um projeto da Triogen em Roses farm Olij na Holanda utilizou os gases de exaustão de um motor de 2 MW para gerar 150 kW em um ORC.

Outro projeto de OCR da Turboden utilizou os gases de exaustão de em um motor biodiesel para aumentar a potência elétrica produzida em 10%.

Dados divulgados pela GE mostraram o aumento da potência produzida com a utilização de ORC: Um motor de 1,5 MW com aumento de 140 kW e outro de 3 MW com aumento de 370 kW de potência produzida

Alguns estudos recentes indicam que o uso de hidrocarbonetos para recuperação de calor residual de motores de combustão interna apresenta bons resultados. Uma desvantagem óbvia destes hidrocarbonetos com fluido de trabalho é sua inflamabilidade e explosividade. No entanto, pode ser adicionado retardantes a esses hidrocarbonetos suprimindo a inflamabilidade e ainda formando uma mistura zeotrópica. (SONG E GU, 2015).

Song e Gu (2015) estudaram o uso de misturas de hidrocarbonetos e retardantes como fluido de trabalho do ORC para recuperar calor residual de MCI. Os resultados mostraram um aumento na potência produzida de 13,3% em relação ao uso do hidrocarboneto puro.

Amicabile *et al.* (2015) visando compreender a otimização de ORC, estudaram quatro tipos de configurações para recuperar calor residual de um motor diesel: 1) Ciclo subcrítico sem recuperador, 2) Ciclo subcrítico com recuperador, 3) Ciclo supercrítico sem recuperador, e 4) Ciclo supercrítico com recuperador. As configurações foram estudadas com 3 fluidos de trabalho distintos. Os resultados mostraram que o melhor desempenho é dada pela configuração supercrítica regenerativa utilizando o fluido etanol.

Soffiato *et al.* (2015) estudaram o aproveitamento de parte do calor residual da água de resfriamento do motor, do óleo do motor e do resfriamento do ar de admissão através de um sistema ORC. Foram estudadas três configurações de ORC: Simples, regenerativa e ORC com dois níveis de pressão. Os resultados mostram que a máxima potência produzida é com a configuração de dois níveis de pressão, quase dobrando a potência produzida pela configuração simples e regenerativa.

Braimakis *et al.* (2015) estudaram o potencial de melhoria da eficiência do ORC utilizando misturas zeotrópicas e pressões supercríticas. Seus resultados mostram que comparado com o ORC subcrítico, o ORC supercrítico pode levar a aumentos da eficiência exérgica de até 18%, para o caso estudado utilizando propano. A utilização de misturas zeotrópicas melhora a eficiência tanto nos casos subcríticos como nos

supercríticos, chegando a um aumento de 60% na eficiência exergética para o caso supercrítico utilizando a mistura ciclopentano – propano.

Recentemente, ciclos ORC em cascata tem sido muito estudados na recuperação de calor residual de MCI (Figura 2.7). Nesta configuração o ciclo de alta temperatura (HT) recupera o calor dos gases de exaustão, enquanto o ciclo de baixa temperatura recupera o calor da água de resfriamento do motor em conjunto com o calor rejeitado pelo ciclo HT (SONG E GU, 2015).

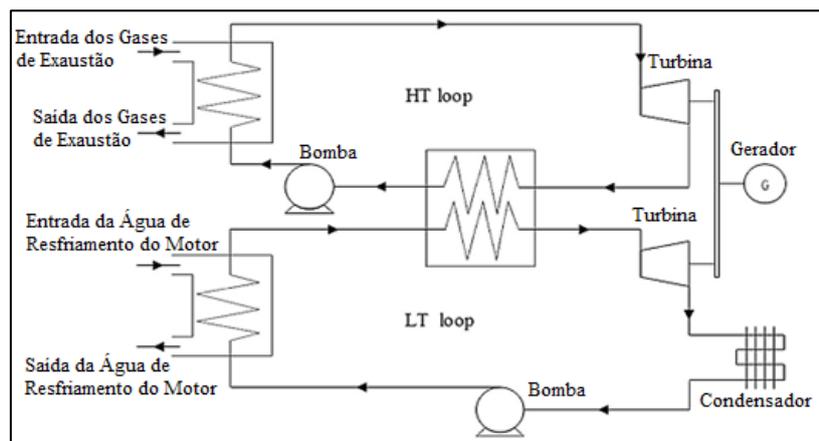


Figura 2.7 - ORC em cascata.  
Fonte: Adaptado de Song e Gu, 2015.

Song e Gu (2015) estudaram a utilização de um ORC em cascata para recuperar calor residual de um MCI. Os resultados mostraram um aumento na potência produzida em 11,2%.

Shu *et al.* (2015) estudaram a utilização de um ORC supercrítico em cascata para recuperar o calor residual dos gases de exaustão, água de resfriamento e ar de admissão de um motor diesel. Os resultados mostram um aumento na máxima potência produzida de 15,7% e um aumento máximo da eficiência exergética de 38,7%.

## 2.2. Ciclo Kalina

Segundo Korobitsyn (1998), o ciclo Rankine tem uma séria desvantagem em aplicações de *bottoming* devido à temperatura de vaporização constante. A fim de substituir o Ciclo Rankine utilizado anteriormente como um sistema de energia de ciclo combinado, bem como para a geração de eletricidade a partir de recursos de calor de baixa temperatura, Alexander I. Kalina desenhou um novo ciclo de energia em que amônia e água são utilizados como fluido de trabalho (KALINA, 1984).

O ciclo Kalina é basicamente um ciclo Rankine modificado, ou melhor, um ciclo por absorção invertido (VALDIMARSSON, 2003), que foi desenvolvido visando reduzir as irreversibilidades encontradas quando uma substância pura é usada como fluido de trabalho. De acordo com Mlcak (1996), a mistura amônia-água tem muitas características diferentes que água pura ou amônia pura. A mistura dos dois fluidos se comporta como um fluido totalmente novo. Há quatro diferenças primárias:

- Uma mistura amônia-água tem temperaturas de evaporação e condensação variáveis, ao contrário da amônia ou água pura;
- As propriedades termo físicas da amônia-água podem ser alteradas mudando a concentração de amônia na solução, enquanto as propriedades da amônia ou água pura são fixas;
- A mistura amônia-água tem propriedades que causam a temperatura do fluido misturado aumentar ou diminuir sem a mudança no conteúdo energético;
- Soluções de amônia-água possuem temperaturas de congelamento muito baixas em comparação com as da água.

A essência do ciclo Kalina aproveita a vantagem da característica da solução amônia-água, a qualquer pressão, evaporar ou condensar a temperatura variável. Amônia tem uma baixa temperatura de evaporação e condensação comparada com a água. Portanto, amônia em uma mistura com água é o componente mais volátil. Isso significa que quando uma solução líquida é aquecida, principalmente amônia irá evaporar primeiro. De modo análogo, quando o vapor da solução é resfriado, principalmente a água irá condensar primeiro. Esta característica pode ser ilustrada na Figura 2.8.

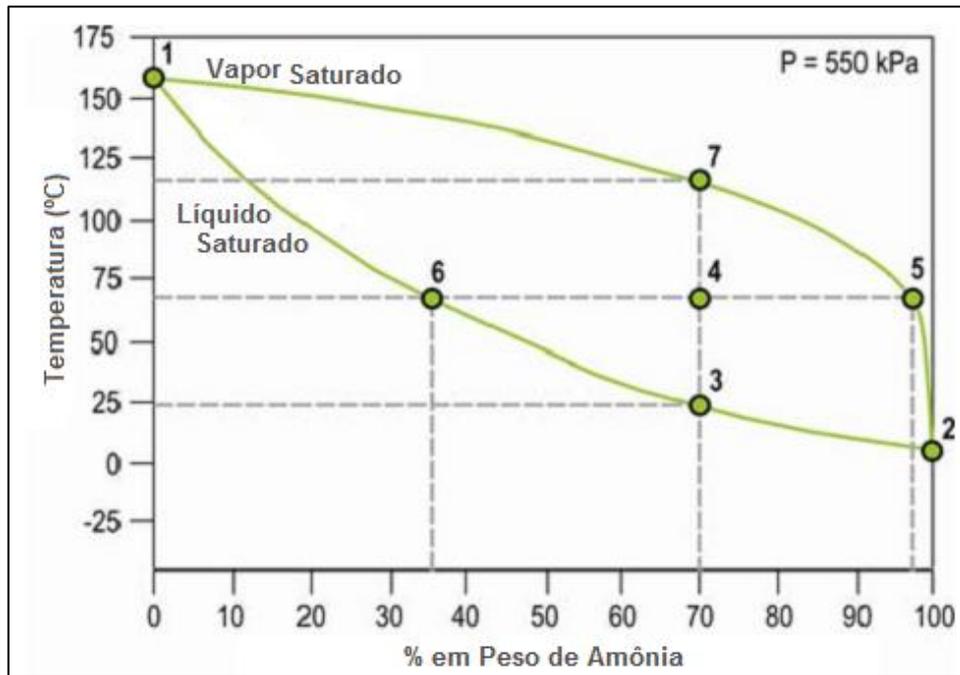


Figura 2.8 - Comportamento da Mistura Amônia-Água a 550 kPa  
Fonte: Adaptado de Mlcak (1996)

Os pontos 1 e 2 são respectivamente os pontos de saturação da água e da amônia pura. A curva inferior no gráfico é a curva de líquido saturado, ou seja, as temperaturas de evaporação para as diferentes concentrações da solução. A curva superior é a curva de vapor saturado, ou seja, as temperaturas de condensação para as diferentes concentrações da solução. Por exemplo, uma solução com 70% de amônia ao ser aquecida, começa a evaporar no ponto 3. Conforme o calor continua a ser aplicado, a temperatura aumenta e mais da mistura é evaporada. No ponto 4 o vapor tem a concentração do ponto 5, ou seja, 97% de amônia. Já o líquido tem a concentração do ponto 6, 36% de amônia. No ponto 7 a solução se encontra na forma de vapor.

Na maioria das vezes a fonte de calor é limitada, ou seja, conforme há a troca térmica a temperatura da fonte de calor diminui. Os gases de exaustão de MCI não são exceção. Segundo Zhang *et al.* (2015) a maior vantagem na eficiência do ciclo Kalina é dada nos processos de aproveitamento e rejeição de calor, por meio da característica da mistura amônia água evaporar e condensar a uma temperatura variável. Quando a mistura de amônia e água é aquecida, a amônia, mais volátil, tende a evaporar primeiro do que a água pura. Na medida em que a concentração de amônia na mistura diminui, sua temperatura de saturação aumenta, proporcionando uma melhor adequação com a fonte de calor (gases de exaustão, por exemplo) do que a evaporação de temperatura constante

de uma substância pura (água / vapor). Isto permite reduzir as irreversibilidades termodinâmicas da troca térmica (Figura 2.9) e os efeitos do pinch point no evaporador.

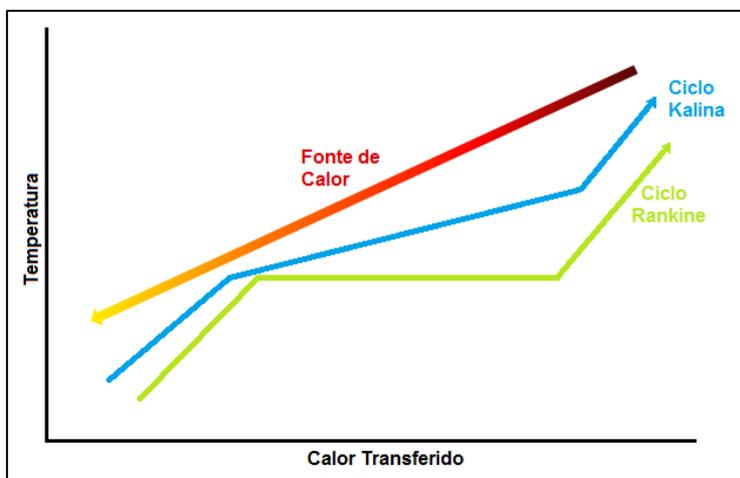


Figura 2.9 - Perfis de Temperatura para os Ciclos Kalina e Rankine

Ainda de acordo com Mlcak (1996), para diminuir esse impasse os projetistas de ciclos Rankine para aplicações *bottoming* utilizam dois ou mais níveis de pressão para absorver o calor da fonte quente. No entanto, isso aumenta a complexidade e o custo da planta, enquanto que para o ciclo Kalina isso não é necessário.

Segundo Paanu *et. al.* (2012), o ciclo Kalina pode produzir de 10 a 30% mais potência que um ciclo Rankine a vapor. Um dos motivos é o aumento da temperatura média termodinâmica de adição de calor e a redução da temperatura média termodinâmica de rejeição de calor do ciclo Kalina em relação a um ciclo Rankine (Figura 2.10).

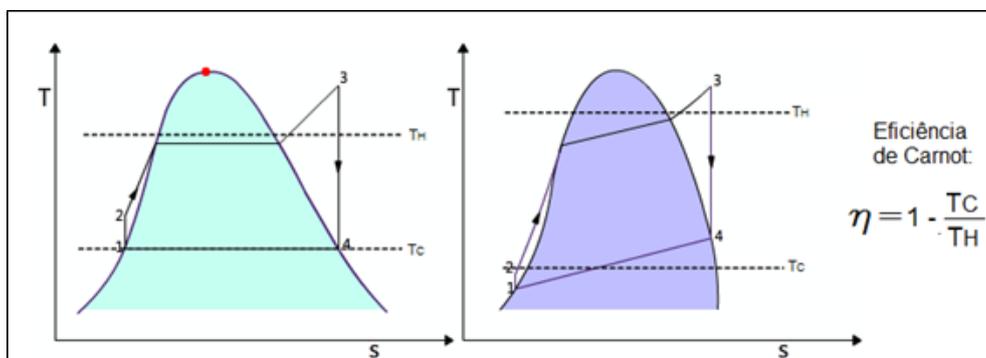


Figura 2.10 - Curvas T-s para os Ciclos Rankine (esquerda) e Kalina (direita)

Fonte: Modificado de Learn Engineering

Segundo Korobitsyn (1998), um ciclo Kalina básico é composto de um gerador de vapor para recuperar o calor, uma turbina de vapor-amônia e um subsistema de destilação e condensação. De acordo com He *et al.* (2011) a diferença entre o ciclo Rankine e o ciclo Kalina esta na presença de um separador no subsistema de destilação e condensação, o qual permite que sejam formadas correntes de fluidos de trabalho com diferentes concentrações de amônia Na Figura 2.11 é possível visualizar uma planta simples com ciclo Kalina.

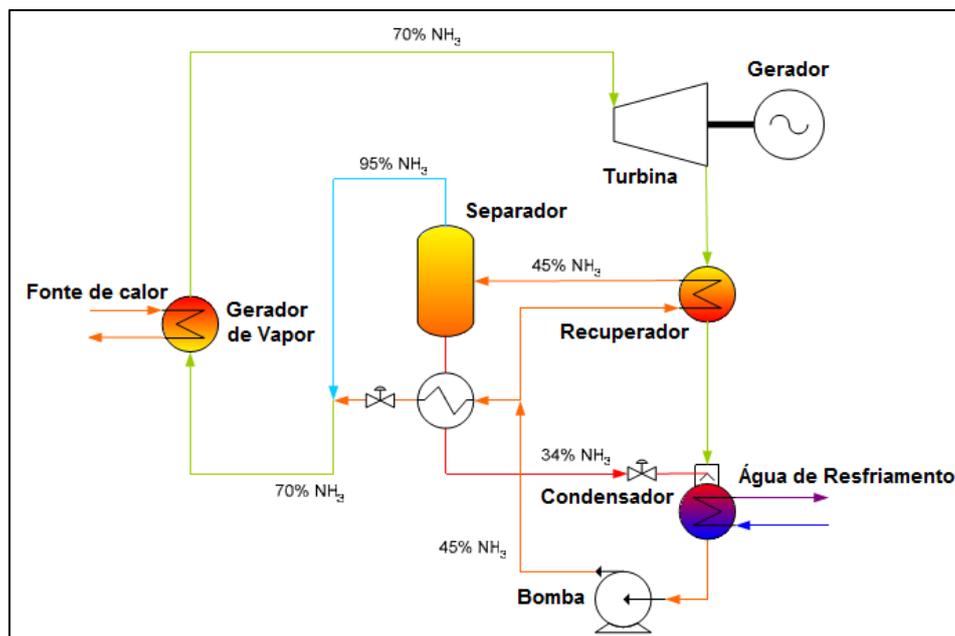


Figura 2.11 - Planta de Ciclo Kalina  
Fonte: Adaptado de Mlcak (1996)

Segundo Zhang *et al.* (2012) a presença do separador introduz um grau de liberdade a mais que o ciclo Rankine, que é a concentração de amônia na mistura. Portanto, o desempenho termodinâmico do ciclo Kalina será afetado fortemente pela fração da amônia na mistura e pelos parâmetros dos equipamentos que compõe o ciclo.

A mistura amônia-água tem uma temperatura significativamente maior na saída da turbina do que o vapor d'água. Isto tende a aumentar a temperatura média de rejeição de calor, e com isso diminuir a eficiência do ciclo se o fluido fosse diretamente para o condensador. A solução é aproveitar esse calor residual para pré-aquecer o fluido após a condensação, através do recuperador. No condensador como a condensação da solução ocorre à temperatura variável, o aumento da temperatura da água de condensação pode ser maior do que no ciclo Rankine, isto resulta em menores vazões da água e como

consequência menores sistemas de condensação (torres de resfriamento, bombas, tubulações) (MLCAK, 1996).

Na maioria dos casos o ciclo Kalina utiliza uma mistura rica em amônia na expansão (por volta de 70%), mas se observarmos a Figura 2.8 essa mistura possui uma temperatura de condensação muito baixa (21°C a uma pressão de 550 kPa). Isto significa que seria necessário fornecer uma água de resfriamento a uma temperatura extremamente baixa, o que não é viável. Segundo Mclak (1996), adicionar à mistura uma solução pobre em amônia antes da condensação irá aumentar a temperatura de condensação e resolver o problema. Isto é feito através do separador como pode ser visto na Figura 2.11. Além disso, para uma mesma temperatura de condensação, ao deixar a mistura mais pobre em amônia o resultado são temperaturas e pressões na saída da turbina menores, gerando mais potência (Figura 2.12). É possível também mudar a composição do fluido para otimizar a eficiência da planta quando a fonte de calor muda de temperatura.

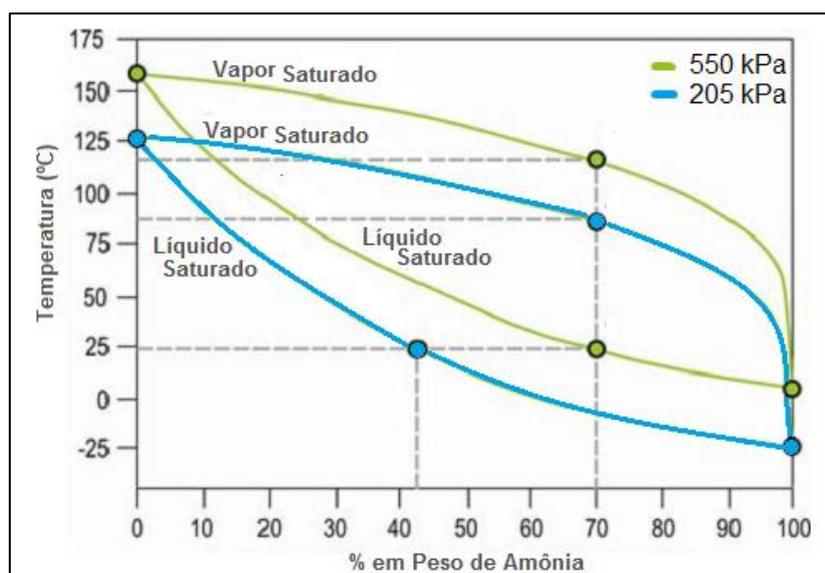


Figura 2.12 - Curvas de Saturação para Mistura Amônia-Água  
Fonte: Modificado de Mlcak (1996)

Como as massas moleculares da água e da amônia são similares, turbinas convencionais podem ser usadas. Também não há necessidade de materiais especiais para a mistura amônia-água. Outra característica do ciclo Kalina é a baixa temperatura de congelamento do fluido. Quanto mais baixa a temperatura de rejeição de calor maior o potencial de trabalho (exergia) da fonte quente. Os ciclos Rankine a vapor não podem se beneficiar disto quando o sorvedouro de calor está baixo de 5°C, para evitar o congelamento do fluido. No entanto, o ciclo Kalina pode. Como a solução amônia-água

possui temperaturas de congelamento muito baixas é possível condensar o fluido a temperaturas negativas com auxílio de um sistema de refrigeração (MLCAK, 1996).

De acordo com Bombarda *et al.* (2010) para obter uma alta eficiência termodinâmica, o ciclo Kalina requer uma pressão máxima muito alta. Seus estudos mostraram, por exemplo, que o ciclo Kalina requer uma pressão máxima de 100 bar para ter desempenho semelhante a um ciclo Rankine Orgânico com pressão máxima de 10 bar.

A principal preocupação para a aplicação do ciclo Kalina na engenharia incide nas características ambientais e de segurança da mistura amônia-água (Zhang *et al.*, 2012). No entanto, de acordo com Renz e Engelhard (2006), a amônia não apresenta potencial de dano à camada de ozônio e potencial para aquecimento global. Mesmo a amônia sendo tóxica é fácil de detectá-la em níveis seguros de concentração e, além disso, há muito *know-how* em manipular a substância devido a sua ampla utilização em ciclos de refrigeração por absorção.

Uma desvantagem está relacionada com a corrosividade de amônia. Impurezas presentes na amônia líquida como ar ou dióxido de carbono podem causar trincas de corrosão sob tensão em aço doce, além da amônia ser altamente corrosiva para o cobre e zinco (CHEN, 2011).

Na Tabela 2.2 são listadas as vantagens e desvantagens de utilizar o ciclo Kalina para recuperação de resíduos térmicos.

Tabela 2.2 - Resumo das Características do Ciclo Kalina

Vantagens	Desvantagens
Maior eficiência que o ciclo Rankine.	Planta mais complexa em relação ao ORC.
Mudança de fase à temperatura variável.	Corrosividade da amônia com presença de impurezas.
Menor complexidade das plantas em relação ao ciclo Rankine.	Não é tão difundido quanto o ORC.
Adaptação do fluido de trabalho.	
Vazão necessária menor em relação ao ORC.	
Utiliza componentes tradicionais.	

Apesar de não haver tantas plantas quanto o ciclo Rankine Orgânico, há várias aplicações bem sucedidas.

Uma planta de demonstração em Canoga Park na Califórnia produz 6,5 MW de potência elétrica a partir de gases de exaustão de uma turbina a gás.

Sumitomo Metals utiliza resíduos térmicos de uma planta siderúrgica em Tóquio para gerar 3,5 MW de potência elétrica.

DG Khan utiliza gases e ar quente de uma fornalha para gerar 8,6 MW de potência elétrica em Khaipur no Paquistão.

Na Islândia funciona a primeira planta geotérmica com ciclo Kalina. Ela gera 2 MW de eletricidade suprimindo 80% da demanda energética da cidade onde se encontra.

Jonsson e Yan (2001) estudaram o aproveitamento de calor residual de motores diesel Wartsilä 18V46GD por meio do ciclo Kalina. Eles compararam o aproveitamento apenas dos gases de exaustão com o aproveitamento de todas as fontes de calor residual. Além disso, estudaram também diferentes configurações do ciclo Kalina. Para um ciclo simples o aproveitamento apenas dos gases resultou em um aumento da eficiência global em 9,0%, em quanto o aproveitamento de todas as fontes resultou em um aumento da eficiência global em 14,7%. Para um ciclo mais complexo utilizando trocadores de calor duplos e triplos, o aproveitamento apenas dos gases resultou em um aumento da eficiência global em 10,4%, em quanto o aproveitamento de todas as fontes resultou em um aumento da eficiência global em 15,6%.

Bombarda *et al.* (2010) estudaram o aproveitamento dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado utilizando uma planta Kalina. Os resultados apresentaram um aumento da potência de 18% e uma eficiência de ciclo de 19,7%.

He *et al.* (2011) estudaram a utilização de um ciclo Kalina para o aproveitamento da água de resfriamento do bloco de um motor. Os resultados apresentaram uma eficiência termodinâmica do ciclo Kalina de 14,1% aproveitando o calor da água de resfriamento.

Guo *et al.* (2015) estudaram uma configuração do ciclo Kalina com dois níveis de pressão para recuperação de calor residual. O segundo evaporador aproveita calor não utilizado no primeiro evaporador, na forma cascata. Os resultados mostraram que essa configuração apresentou uma eficiência de recuperação de 27%, o que representa um aumento na eficiência de 17% comparado ao ciclo Kalina simples.

### 2.3. Ciclo de Refrigeração por Absorção

De acordo com Moran e Shapiro (2011), os ciclos de refrigeração por absorção possuem algumas características em comum com os ciclos de compressão de vapor, mas diferenciam-se em dois detalhes importantes:

- Natureza do processo de compressão: em vez de se comprimir o vapor entre o evaporador e o condensador, o refrigerante de um sistema por absorção é absorvido por uma substância secundária, chamada absorvente, de modo a formar uma solução líquida. Essa solução líquida é, em seguida, bombeada para uma pressão mais elevada. Como o volume específico médio da solução líquida é muito menor que o do vapor do refrigerante, uma quantidade significativamente menor de trabalho é requerida. Consequentemente, sistemas de refrigeração por absorção têm a vantagem de necessitar de uma menor potência de acionamento em comparação com os sistemas de compressão de vapor.
- Força Motriz: a outra principal diferença entre sistemas por absorção e de compressão de vapor é que algum mecanismo deve ser introduzido nos sistemas por absorção para a retirada do vapor de refrigerante da solução líquida antes que o refrigerante entre no condensador. Isso envolve uma transferência de calor de uma fonte que esteja a uma temperatura relativamente alta. O vapor d'água ou o calor rejeitado que seria descarregado para as vizinhanças sem qualquer uso é financeiramente atrativo para esse propósito.

Os principais componentes podem ser vistos na Figura 2.13. O refrigerante circula pelo condensador, válvula de expansão e evaporador como em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. No entanto, o compressor é substituído pelo absorvedor, bomba e gerador. No absorvedor o vapor de refrigerante é absorvido pela substância secundária em uma reação exotérmica. A solução forte é então bombeada para o gerador de vapor, onde por meio de uma fonte externa de calor, o vapor do refrigerante é extraído da solução. Os dois principais fluidos utilizados são Amônia-Água e Água-Brometo de Lítio.

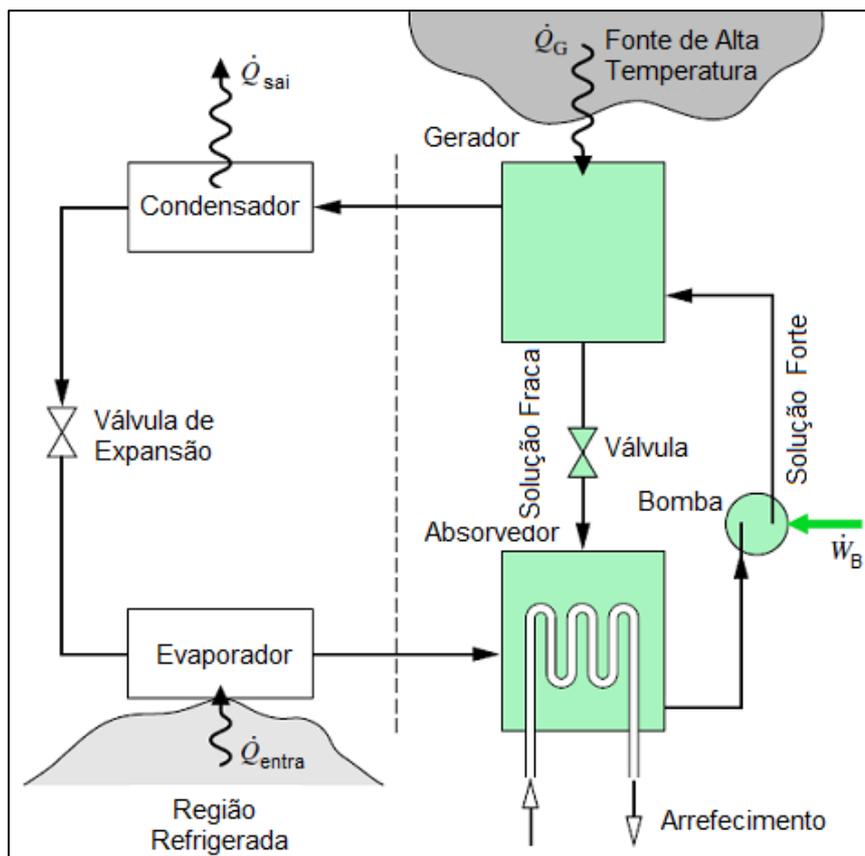


Figura 2.13 - Ciclo de Refrigeração por Absorção  
 Fonte: Adaptado de Moran e Shapiro (2011)

A compressão do ar de admissão é um conhecido método de aumentar o desempenho de motores. Esta compressão é acompanhada por um aumento na temperatura, que depende da razão de pressão, da eficiência do compressor e de suas perdas. Para evitar carga térmica excessiva do motor, é necessário resfriar o ar de admissão (*intercoolers*) (MOSTAFAVI E AGNEW, 1995).

O princípio para o aumento da potência utilizando sistemas de refrigeração por absorção é o resfriamento do ar de admissão do motor utilizando a energia (ou o calor) rejeitada pelo próprio motor de combustão interna. Resfriar o ar de admissão o torna mais denso (menor volume específico) e, assim, opera com uma maior quantidade mássica de ar, gerando uma maior potência de eixo no motor, e por consequência uma maior eficiência deste motor.

Segundo Hlavňa *et. al.* (2011), o resfriamento do ar de admissão do motor além de aumentar a potência de saída, diminui os danos ambientais e diminui a máxima temperatura do ciclo, diminuindo assim a carga térmica nos componentes.

Os ciclos de refrigeração por absorção podem operar em várias fontes de calor e isto é ideal para aplicações de recuperação de resíduos térmicos (TALBI; AGNEW, 2002).

O resfriamento do ar de admissão para aumentar a potência é muito comum em plantas que utilizam turbina a gás (motor rotativo de combustão interna). Pode ser utilizada uma caldeira de recuperação para gerar vapor para fornecer calor para os chillers por absorção que resfriam o ar. Em plantas que utilizam MCI este artifício não é muito difundido. No entanto, os exemplos de utilização em conjunto de MCI e sistemas de refrigeração por absorção (chillers) são muito encontrados na indústria, principalmente nas plantas de trigerção (produção de potência elétrica, calor e capacidade de refrigeração). Além do uso de vapor, é possível fornecer calor para os chillers diretamente com os gases de exaustão (Figura 2.14) ou com a água quente do resfriamento.

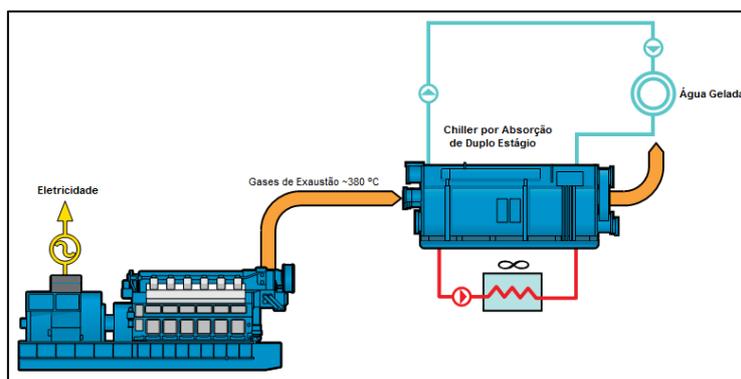


Figura 2.14 - Chiller Movido a Gases de Exaustão  
Fonte: Adaptado de Catálogo da Wärtsilä

Na Tabela 2.3 são listadas as vantagens e desvantagens de utilizar o ciclo de refrigeração por absorção para recuperação de resíduos térmicos.

Tabela 2.3 - Resumo das Características do Ciclo de Refrigeração por Absorção

Vantagens	Desvantagens
Diminui a carga térmica nos componentes do motor.	Não é muito utilizado em motores quanto em turbinas a gás.
Diminui os danos ambientais.	Corrosividade da amônia com presença de impurezas (se utilizada).
Tecnologia há muito tempo implantada na indústria.	
Aumento da potência de saída sem necessidade de expensor/gerador.	
Substitui o sistema de resfriamento.	

O aeroporto de Barajas na Espanha utiliza seis motores Wärtsilä 18V32DF gerando uma potência elétrica de 33 MW e aproveita o calor através *chillers* gerando 18 MW de potencial para refrigeração.

O aeroporto de Linate na Itália utiliza três motores Wärtsilä 20V34SG gerando uma potência elétrica de 24 MW e aproveita o calor por meio de *chillers* gerando 17 MW de potencial para refrigeração.

A AMD em Dresden na Alemanha utiliza oito motores Caterpillar produzindo 31 MW de potência elétrica e 20 MW de potencial de refrigeração por meio de *chillers* por absorção aproveitando os resíduos térmicos.

Talbi e Agnew (2002) estudaram a utilização de um ciclo de refrigeração por absorção para recuperar o calor dos gases de exaustão de um motor diesel turboalimentado e resfriar o ar de admissão do motor. Os resultados mostraram que resfriando o ar de admissão antes e após a compressão gerou um aumento de 8% da potência útil e ainda um potencial de condicionamento de ar.

Salviano e Modesto (2011) estudaram a combinação de um ciclo de refrigeração por absorção com um motor diesel turbo alimentado. Os resultados mostraram que a energia térmica contida na água de resfriamento do motor é suficiente para acionar um sistema de refrigeração por absorção para resfriar o ar pós-compressão a níveis convencionais.

Bouazzaoui *et. al.* (2008) estudaram a utilização de *chillers* de duplo efeito para aproveitar o calor proveniente da água de resfriamento do bloco do motor e dos gases de exaustão. Os resultados demonstraram uma maior capacidade de refrigeração do que se fosse utilizado um *chillers* de simples efeito.

Kadunic *et. al.* (2014) realizaram um estudo baseado no projeto Abgaswärmenutzung II da empresa Heat2Cool, no qual analisava o aumento da eficiência de um motor turbo alimentado resfriando o ar de admissão através de um sistema de refrigeração que utiliza os gases de exaustão. Entre os resultados mostrou-se um aumento da eficiência em 13% e uma redução no consumo de combustível de até 10,5%.

## 2.4. Ciclos Combinados

De acordo com Moran e Shapiro (2011), um ciclo combinado acopla dois ciclos de potência de tal modo que a energia descarregada através do calor de um dos ciclos é usada parcialmente como energia fornecida a outro ciclo.

O ciclo Rankine a vapor de água é um ciclo de potência utilizado em inúmeras aplicações de ciclo combinado para gerar potência elétrica juntamente com turbinas a gás. Geralmente esta combinação é feita usando um sistema de ciclo a gás (Otto, Diesel ou Brayton) e um sistema de ciclo a vapor (geralmente Rankine convencional), mas recentemente, ORC e Kalina são também alternativas para isso. É composto basicamente de quatro componentes: bomba, trocador de calor (caldeira), turbina/gerador e condensador (Figura 2.15).

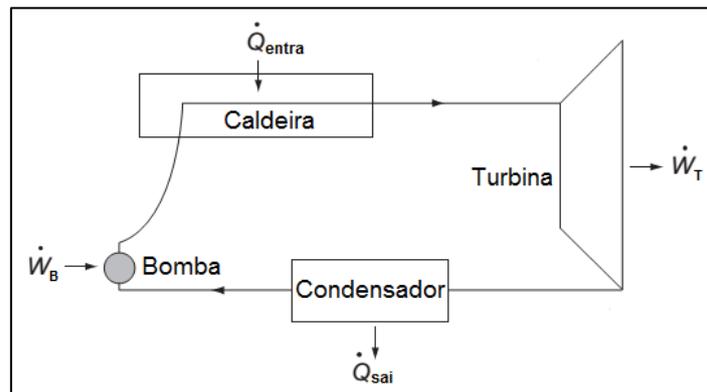


Figura 2.15 - Ciclo Rankine Simples  
Fonte: Adaptado de Domingues *et al.* (2013)

A bomba alimenta fluido de trabalho para a caldeira, onde o fluido é aquecido e vaporizado, removendo calor da fonte externa. O fluido deixa a caldeira no estado de vapor saturado ou superaquecido. O vapor de alta entalpia é então expandido na turbina, a qual está acoplada a um gerador que gera potência elétrica. Após a expansão, o fluido de trabalho entra no condensador onde é condensado, fechando o ciclo (DOMINGUES *et al.*, 2013).

A água é utilizada como fluido de trabalho na maioria dos sistemas de potência utilizando ciclo Rankine por ser abundante e de baixo custo, não tóxica, quimicamente estável e relativamente não corrosiva. Além disso, a água apresenta uma variação de entalpia específica relativamente elevada quando se vaporiza as pressões comumente encontradas no gerador de vapor. Isto tende a limitar a vazão mássica necessária para uma potência de saída desejada de uma planta. As propriedades da água líquida e do

vapor d'água também são tais que as relações BWR (relação entre o trabalho de entrada da bomba e trabalho desenvolvido pela turbina) são tipicamente bem pequenas (MORAN; SHAPIRO, 2011). No entanto, para baixas temperaturas (abaixo de 370° C), é bastante difícil usar a água como o fluido de trabalho (RODRÍGUEZ, 2013).

Esta alternativa é mais utilizada e difundida combinando turbinas a gás e turbinas a vapor de água em plantas de geração termelétrica, devido às altas temperaturas e vazões dos gases de exaustão de turbinas a gás, temperaturas essas geralmente maiores que 600°C. Porém, os gases de exaustão de motores alternativos (Otto e Diesel) possuem temperatura entre 300-500°C e, portanto, esse calor pode ser também recuperado em uma caldeira recuperativa. No entanto, os MCI liberam uma vazão menor de gases de exaustão comparados com as turbinas a gás, pois não necessitam uma vazão considerável de ar para resfriamento: o excesso de ar é geralmente 30-40%, comparado com 200-350% para turbinas a gás. Além disso, o desempenho do ciclo Rankine rapidamente cai com a diminuição da temperatura dos gases de exaustão (Paanu *et al.*, 2012). Porém segundo Korobitsyn (1998), para níveis de média temperatura o vapor d'água ainda é o fluido mais indicado devido suas propriedades.

Gewald *et al.* (2012) modelaram um ciclo Rankine mais avançado para recuperar calor dos gases de exaustão de um motor Diesel (Figura 2.16). O calor dos gases de exaustão é recuperado em uma caldeira de recuperação. Com o calor de baixa temperatura dos gases é produzido vapor saturado para desaerar a água de alimentação. Esse vapor produzido também pré-aquece a água de alimentação e posteriormente é fornecido ao estágio de baixa da turbina. O condensado é pré-aquecido pela água de resfriamento do motor no pré-aquecedor I. A água pré-aquecida passa então pelo economizador, evaporador e superaquecedor, todos em contra corrente com os gases de exaustão, e o vapor superaquecido resultante é fornecido para a turbina que aciona o gerador para gerar potência elétrica.

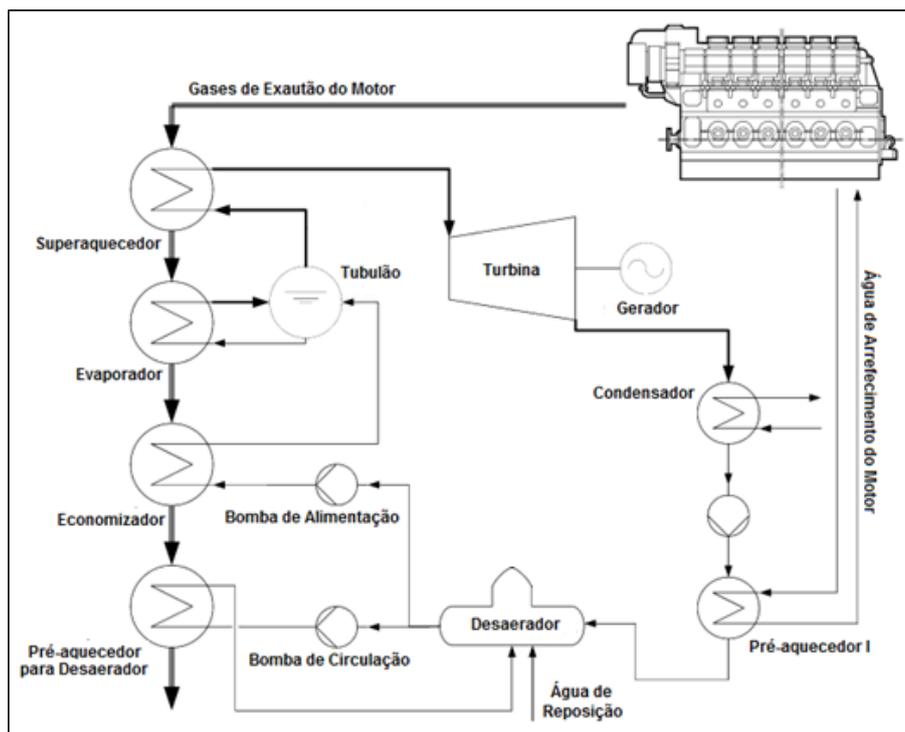


Figura 2.16 - Planta de Recuperação de Calor de um MCI Utilizando Ciclo Rankine  
Fonte: Modificado de Gewald *et al.* (2012)

Na Tabela 2.4 são listadas as vantagens e desvantagens de utilizar o ciclo Rankine a vapor para recuperação de resíduos térmicos.

Tabela 2.4 - Resumo das Características do Ciclo Rankine

Vantagens	Desvantagens
Fluido de trabalho barato e abundante.	Baixa eficiência para temperaturas baixas.
Fluido de trabalho sem dano ambiental.	Necessita tratamento do fluido de trabalho.
Tecnologia difundida e bem conhecida.	Necessita superaquecimento.
Baixo consumo da bomba (baixo BWR).	Grande irreversibilidade nas trocas térmicas.
Alta entalpia de vaporização do fluido.	

Domingues *et al.* (2013) realizaram uma análise termodinâmica com água, R-123 e R-245fa para aplicações de recuperação térmica de gases de exaustão de veículos. Os resultados revelaram vantagem em utilizar água como fluido de trabalho.

Uma aplicação de ciclo combinado em motores de automóveis híbridos foi estudada pela empresa japonesa Honda (Figura 2.17). O sistema projetado mostrou uma

eficiência térmica máxima do ciclo Rankine de 13%. A 100 km/h, isso resulta em uma potência de saída do ciclo de saída de 2,5 kW (para uma potência de motor de 19.2 kW) e representa um aumento da eficiência térmica do motor de 28,9% para 32,7% (QUOILIN *et al.*, 2013).

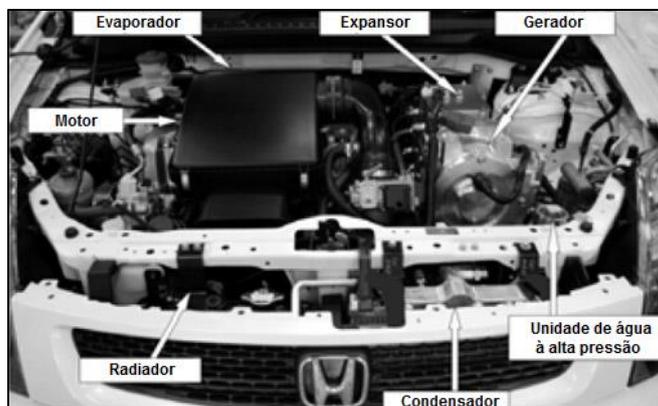


Figura 2.17 - Sistema de Ciclo Combinado da Honda.

Fonte: Adaptado de Quiolin *et al.*, 2013.

Wärtsilä é uma empresa Finlandesa de soluções em ciclos de potência que utiliza ciclos combinados com MCI denominada Flexicycle<sup>TM</sup>. Segundo a Wärtsilä uma termoelétrica Flexicycle é uma usina de ciclo combinado com características únicas, com base em motores a gás ou duplo-combustível Wärtsilä. Devido ao fato de motores de combustão interna converterem mais energia do combustível em trabalho mecânico, eles têm maior eficiência de ciclo simples, com uma média perto de 50%. Os gases de exaustão de MCI tem temperatura em torno de 360°C, temperatura muito mais baixa do que a dos gases de uma turbina a gás. Devido às baixas temperaturas de gás de exaustão, as caldeiras recuperativas projetadas para plantas com MCI são muito mais simples, gerando vapor em apenas um nível de pressão (aproximadamente 15 bar). A adição da turbina a vapor adiciona cerca de 20% à eficiência da usina Flexicycle. Um exemplo de planta Flexicycle pode ser vista na Figura 2.18.

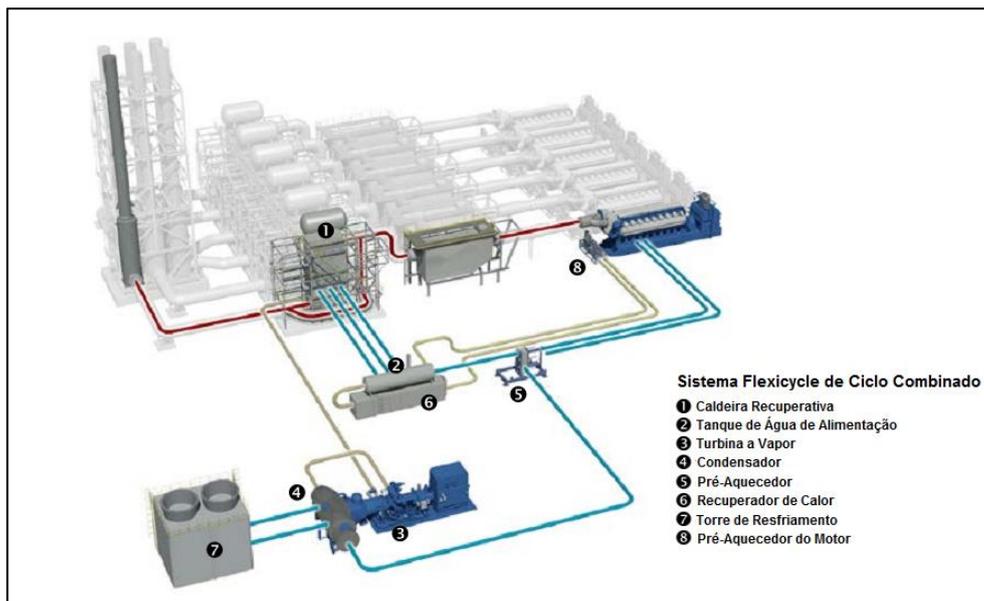


Figura 2.18 - Exemplo de uma Planta Flexicycle  
 Fonte: Modificado do Catálogo da Wärtsilä

As plantas combinam as vantagens de alta eficiência de ciclo simples e a modularidade dos vários mecanismos de fornecimento da turbina de vapor. A turbina a vapor pode ser executada com apenas 25% dos motores a plena carga, ou 50% dos motores na meia carga. Para uma usina de doze motores de cerca de 200 MW, isso significa que apenas três dos motores precisam estar operando para produzir vapor suficiente para acionar a turbina a vapor. O resultado é uma usina muito eficiente que mantém a agilidade operacional de uma usina de energia com base em motores de ciclo simples. Exemplos de termoelétricas Flexicycle são: PlainsEnd (Figura 2.18) nos Estados Unidos gerando 230 MW; Aliaga na Turquia gerando 270 MW; Quisqueya na República Dominicana gerando 430 MW.



Figura 2.19 - Termelétrica PlainsEnd  
 Fonte: Catálogo da Wärtsilä

Outra possibilidade de repotenciação é a utilização de uma turbina a gás acoplada ao motor, para aproveitar a energia cinética dos gases de exaustão. Esta configuração não

será abordada neste trabalho. Nesta alternativa uma turbina é adicionada após a turbina do turbocompressor para aproveitar a energia remanescente dos gases de exaustão. O grande problema de adicionar esta turbina é a contra pressão que resulta nos cilindros. Segundo Aghaali e Ångström (2015) isto dificulta a exaustão dos gases, o que implica em um trabalho maior gasto pelo motor.

Devido a grande contrapressão causada ao usar esta alternativa, ela não foi contemplada neste trabalho. Além disso, as outras técnicas de recuperação de calor podem recuperar calor de todas as fontes de um motor, enquanto a adição da turbina a gás aproveita somente o calor dos gases de exaustão. (Dolz *et al.*, 2012; Serrano *et al.*, 2012)

O efeito da contra pressão nos cilindros tem sido investigado por alguns autores (Hield, 2011; Galindo *et al.*, 2010; Callahan *et al.*, 2010). Foi concluído que quanto maior a contra pressão nos cilindros, maior o trabalho necessário para o motor realizar a exaustão. Em termos gerais, a adição da turbina na exaustão do motor tem um efeito negativo na potência líquida produzida pelo motor. No entanto, considerando todo o sistema, há um aumento na potência produzida devido ao trabalho gerado pela turbina. (Hountalas e Mavropoulos, 2010).

Um estudo realizado por Callahan *et al.* (2010) comparou a geração adicional de potência nesta turbina a gás com a consequente perda de potência de eixo de um motor diesel de 345 kW. Os resultados mostraram que para cargas menores há uma diminuição da potência líquida do sistema como um todo, uma vez que a geração na turbina a gás é menor que a perda no motor. Com o aumento da carga do motor, uma maior potência é produzida pela turbina a gás. Mas, para 100% da carga já há um aumento de 2,5% na potência líquida produzida.

## Capítulo 3

### DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMELÉTRICA ESTUDADA

Este capítulo será destinado a descrever a central termelétrica utilizada como estudo de caso, dando ênfase às fontes de calor com potencial para serem recuperadas. Essa planta foi fundada em 2007 pela Wärtsilä com o intuito de construir, operar e explorar uma planta de geração termelétrica de energia a partir de unidades motogeradoras, ciclo Diesel, a óleo combustível de baixa viscosidade e baixo teor de enxofre - OCB1.

A central termelétrica dispõe de 20 unidades motogeradoras (UG's) constituídas por motores alternativos Wärtsilä W20V32 de 9.000 kW e geradores trifásicos síncronos AvK Cummins modelo DIG 167g/10, 13,8 kV - 10.913 kVA. Cada motor é configurado para produzir 8.730 kW de potência elétrica totalizando uma capacidade instalada de 174,6 MW. A planta conta ainda com cinco caldeiras de recuperação de calor e duas caldeiras auxiliares para fornecimento de vapor demandado nos processos de aquecimento e pré-aquecimento em determinados subsistemas da planta.

A seguir serão descritos sucintamente os subsistemas associados ao motor e os seus devidos processos.

#### 3.1. Motor

O Wärtsilä W20V32 (Figura 3.1) é um motor turbo alimentado com resfriamento pós-compressão (intercooled), ciclo Diesel de quatro tempos com injeção direta de combustível. A partida do motor é feita com ar comprimido a uma pressão mínima de 15 bar e máxima de 30 bar. A nomenclatura se dá pelo número de cilindro (20), pelo diâmetro dos cilindros (320 mm) e pela montagem em “V” dos mesmos. O curso de cada cilindro é de 400 mm o que representa um volume deslocado de 32,17 litros a cada ciclo. O bloco do motor é fundido em uma peça única.

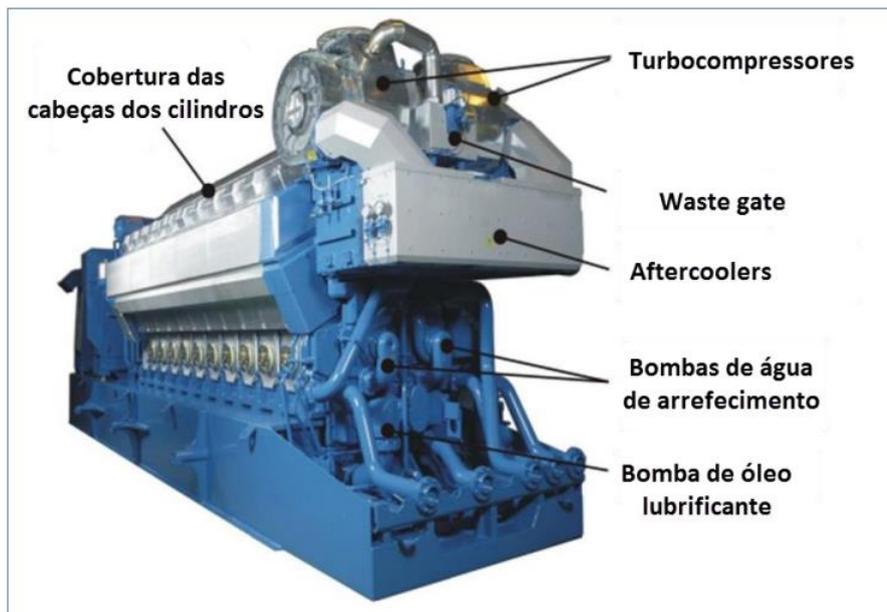


Figura 3.1 - Motor W20V32  
Fonte: Wärtsilä (2009a).

O motor está acoplado ao gerador sobre um mesmo “skid”, esse conjunto completo apresenta 12535 mm de comprimento, 3670 mm de altura, 4333 mm de largura e um peso total de 136.337 kg. A armação é montada de forma flexível sobre uma fundação utilizando molas de aço. Toda armação é montada, nivelada e alinhada de fábrica. Os motores são alinhados lado a lado dentro da casa de máquinas. O sistema de resfriamento da casa de máquinas é feito com auxílio de exaustores e ventiladores. A Figura 3.2 exhibe esquematicamente a montagem do motogerador dentro da casa de máquinas.

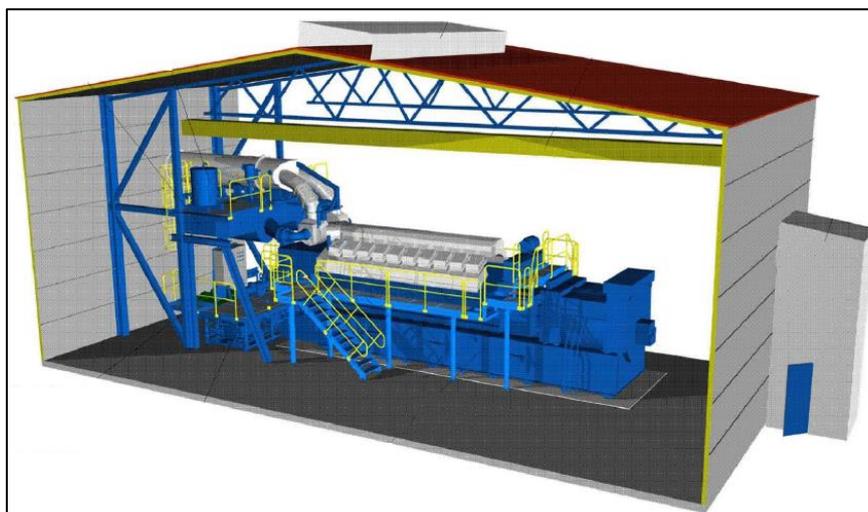


Figura 3.2 - Representação Esquemática do Motor W20V32 Dentro da Casa de Máquinas.  
Fonte: Wärtsilä (2009a).

O sistema de resfriamento dos motores é feito através de água desmineralizada e aditivada em circuito fechado. O sistema de lubrificação conta com uma bomba de parafuso acionada diretamente pelo motor, um filtro de óleo automático e um filtro de óleo centrífugo. Os gases de exaustão podem ou não passar totalmente pelas caldeiras de recuperação antes de serem lançados na atmosfera por meio das chaminés. O sistema de injeção de combustível conta com 4 válvulas por cilindro, duas de admissão e duas de exaustão. Os motores foram projetados com uma bomba de injeção para cada cilindro. Cada bomba injetora está equipada com um cilindro de parada de emergência acoplado a um sistema eletropneumático de proteção contra excesso de velocidade.

Esse tipo de motor permite trabalhar em dois modos de operação distintos, um de alta eficiência energética e o outro minimizando a emissão de poluentes. O sistema de fechamento variável da válvula de admissão de combustível oferece a flexibilidade de antecipar o fechamento da válvula de admissão sob condições de carga elevada para níveis mais baixos de emissão de  $\text{NO}_x$  e de consumo de combustível. No que tange ao desempenho dessas máquinas a Tabela 3.1 fornece informação a cerca de alguns parâmetros do motor, informados pelo fabricante, conforme condições estabelecidas pela ISO 3046-1.

Tabela 3.1 - Parâmetros de Desempenho do Motor W20V32 nas Condições ISO.

Rotação (Hz / RPM)	60 / 720	
Emissão de $\text{NO}_x$ (ppm)	710	970
Consumo Específico (g/kWh)	189	183
Velocidade Média do Pistão (m/s)	9,6	
Pressão Média Efetiva (bar)	23,3	
Potência de Eixo (kW)	9000	
Potência Elétrica (kW)	8730	
Heat Rate (kJ/kWh)	8071	7818
Eficiência Elétrica (%)	44,6	46

Fonte: Wärtsilä (2009a).

Já as Tabelas 3.2 e 3.3 apresentam os balanços de energia característicos do W20V32 conforme o modo de operação ao qual a máquina está configurada para operar, alta eficiência ou baixa emissão.

Tabela 3.2 - Balanço de Energia do Motor W20V32 Operando no Modo Alta Eficiência.

Carga (%)	100	90	75	50
Potência de Eixo (kW)	9000	8100	6575	4500
Bloco do Motor (kW)	1333	1167	1000	817
Circuito HT (kW)	1417	1076	583	225
Circuito LT (kW)	1250	1117	908	770
Resfriador de Óleo (kW)	1067	1033	917	867
Gases de Exaustão (kW)	5600	5183	4590	3305
Radiação (kW)	225	225	225	225
Vazão Gases de Exaustão (kg/s)	16,7	15,3	13,1	8,9
Temperatura de Gases de Exaustão (°C)	345	348	360	380

Fonte: Wärtsilä (2009a).

Tabela 3.3 - Balanço de Energia do Motor W20V32 Operando no Modo Baixa Emissão.

Carga (%)	100	90	75	50
Potência de Eixo (kW)	9000	8100	6575	4500
Bloco do Motor (kW)	1333	1217	1033	850
Circuito HT (kW)	1517	1150	617	217
Circuito LT (kW)	1350	1183	925	762
Resfriador de Óleo (kW)	1117	1050	933	900
Gases de Exaustão (kW)	5874	5443	4813	3467
Radiação (kW)	225	225	225	225
Vazão Gases de Exaustão (kg/s)	17,5	16,1	13,7	9,3
Temperatura de Gases de Exaustão (°C)	345	348	360	380

Fonte: Wärtsilä (2009a).

## 3.2. Gerador

As unidades motogeradoras são compostas por motores W20V32 e seus respectivos geradores. A potência disponibilizada no eixo do motor é convertida em energia elétrica no gerador, e em seguida passa pelos elevadores de tensão para então ser enviada à linha de transmissão. O projeto dos geradores foi desenvolvido focando a otimização da eficiência e a alta estabilidade de operação, bem como uma maior vida útil. Seu design mecânico foi concebido de forma a propiciar um alto grau de flexibilidade na sua utilização em termos de aplicação e tipos de encapsulamento.

Um parâmetro importantíssimo na descrição do gerador é a curva de eficiência deste equipamento. O comportamento da eficiência do gerador é definido a partir dos valores médios obtidos pela análise dos protocolos de teste de comissionamentos de cada uma das unidades geradoras, protocolos estes que são assinados pelo fabricante. Assume-se que a eficiência do gerador não é afetada pelas condições ambientais nem pelo tipo de combustível que está sendo utilizado. A Tabela 3.4 mostra os resultados que caracterizam a eficiência do gerador.

Tabela 3.4 - Valores Médios de Eficiência do Gerador.

Potência de Eixo (kW)	Potência Elétrica (kW)	Eficiência do Gerador (%)
9000	8822	98,02
6750	6606	97,87
4500	4374	97,20
2250	2152	95,66

Fonte: Wärtsilä (2009b).

## 3.3. Sistemas Auxiliares

Nesse item serão descritos os sistemas auxiliares dos motores da usina termelétrica. Na prática o funcionamento da planta é complexo, pois envolve a operação conjunta dos sistemas de óleo combustível, óleo lubrificante, admissão de ar e exaustão de gases, água de resfriamento e recuperação de calor. O que torna a descrição da planta inviável de ser realizada analisando todos eles de uma única vez.

Não faz parte do objetivo desse capítulo descrever, rigorosamente, todos os componentes de cada um desses sistemas. Alguns componentes terão suas características técnicas e/ou operacionais omitidas, sem prejuízo à compreensão da operação da planta, pois não estão diretamente correlacionadas aos fins de aproveitamento de calor que o trabalho, como um todo, se propõe a realizar. A Figura 3.3 mostra uma visão geral dos equipamentos auxiliares do motor.

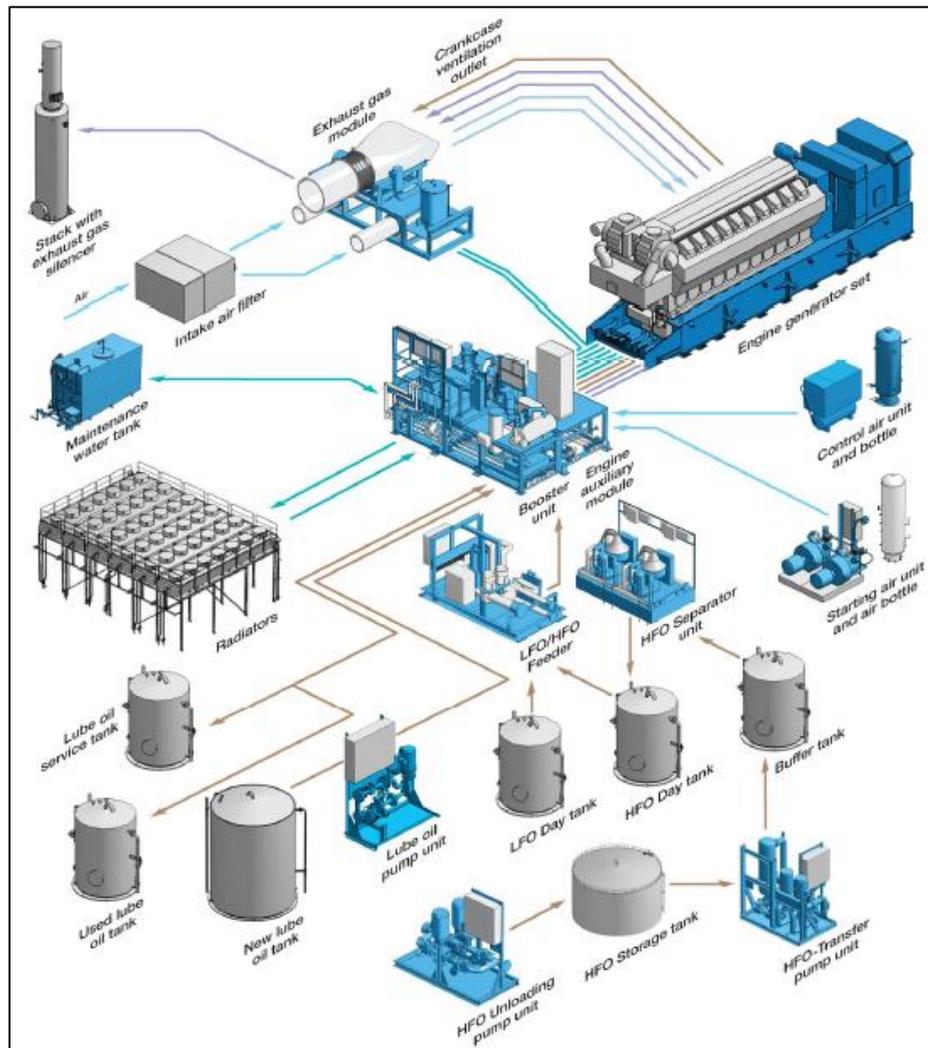


Figura 3.3 - Visão Geral dos Equipamentos Auxiliares e Subsistemas do Motor.

Fonte: Wärtsilä (2009a)

Os equipamentos auxiliares são agrupados em subsistemas do motogerador. No caso dos motores W20V32 cinco subsistemas são destacados, são eles:

- Sistema de Óleo Combustível;
- Sistema de Óleo Lubrificante;

- Sistema de Admissão de Ar
- Sistema de Exaustão de Gases;
- Sistema de Resfriamento;

### **3.3.1. Sistema de Óleo Combustível**

O combustível utilizado na usina termelétrica é o óleo combustível OCB-1. O óleo combustível OCB-1 é um óleo residual de alta viscosidade, obtido a partir do refino do petróleo ou através da mistura de destilados pesados com óleos residuais de refinaria. O OCB-1 é largamente utilizado como combustível pela indústria, de um modo geral em equipamentos destinados à geração de calor, tais como: fornos, caldeiras e secadores ou diretamente em equipamentos destinados a produzir trabalho a partir de uma fonte térmica, como é o caso de um motor de combustão interna.

É necessário produzir vapor para realizar o aquecimento do óleo combustível, até atingir uma viscosidade ideal, para ser injetado nos cilindros do motor. Para tanto, estão presentes na planta da central termelétrica duas caldeiras auxiliares e cinco caldeiras de recuperação de calor que aproveitam a energia residual disponível nos gases de exaustão de 25% dos motores para a geração de vapor. Para a partida da planta, a usina conta também, com estoque de óleo diesel utilizado como combustível para as caldeiras auxiliares de aquecimento de óleo combustível. Em emergência, o diesel pode, ainda, ser utilizado como uma reserva adicional para a manutenção da geração em operação por algumas horas. Tão logo o regime de operação esteja estável as caldeiras auxiliares são desativadas e entram em operação as caldeiras de recuperação.

### **3.3.2. Sistema de Óleo Lubrificante**

O sistema de óleo lubrificante além de desempenhar o seu papel intrínseco de lubrificação dos componentes mecânicos, atua como fluido de resfriamento em determinadas regiões do motor. E com isso, se torna uma fonte de calor de baixa temperatura com potencial de aproveitamento.

O sistema de óleo lubrificante inclui tanques de armazenamento de óleo novo e usado, bombas para o enchimento e esvaziamento dos tanques e bombas para circulação do lubrificante pelo motor. O óleo lubrificante é circulado por uma bomba de engrenagens, a aproximadamente 4 bar para os rolamentos principais e parcialmente para as saias do pistão, e, finalmente, é jateado na coroa do pistão para efeito de resfriamento. O óleo

também é conduzido para outros pontos, como rolamentos da árvore de cames e turbocompressores.

O resfriamento do óleo lubrificante é feito com água em um trocador de calor de baixa temperatura (resfriador de óleo lubrificante - LOC). Este trocador de calor é um dos pontos onde serão analisadas as alternativas de recuperação de calor. O tanque de óleo novo armazena lubrificante para mudança de óleo no circuito ou para reposição de óleo consumido. O tanque de óleo usado armazena lubrificante para descarga enquanto o tanque de serviço armazena óleo lubrificante, temporariamente, para reutilização.

Um esquema do sistema de lubrificação pode ser visto na Figura 3.4:

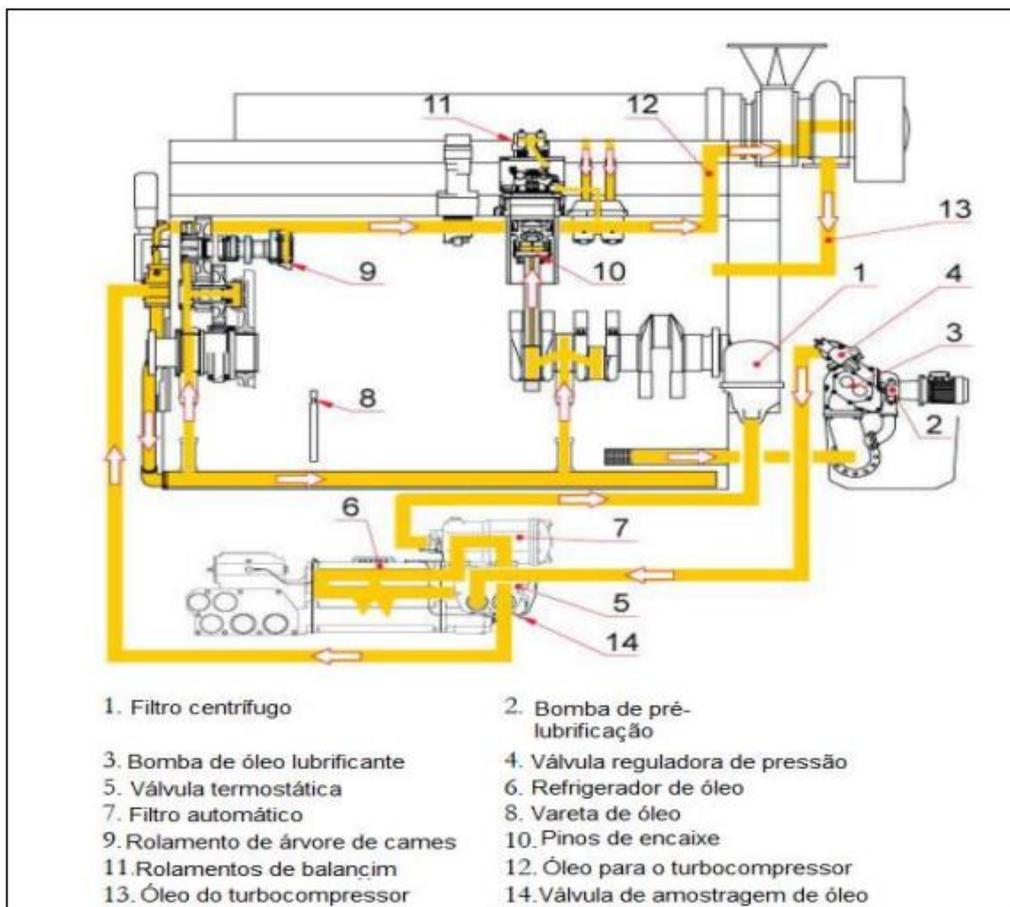


Figura 3.4 - Esquema do Sistema de Lubrificação.

Fonte: Modificado de Wärtsilä (2009)

### 3.3.3. Sistema de Admissão de Ar

O sistema de admissão de ar de combustão é composto por um filtro de admissão, silenciadores, compressores, válvulas de by-pass e resfriadores de ar. Na entrada o ar passa pelos filtros de admissão e em seguida pelo silenciador, logo após o ar é

comprimido pelos compressores e posteriormente resfriado, a água, no resfriador de alta temperatura e baixa temperatura (HT e LT). Estes circuitos de água de resfriamento são fontes de calor com potencial de recuperação, e serão analisadas mais detalhadamente no Item Sistema de Resfriamento. Por fim o fluxo de ar é direcionado para o coletor de ar do motor de onde será injetado nos cilindros. O esquema e os parâmetros do sistema de admissão de ar podem ser vistos na Figura 3.5 e na Tabela 3.5.

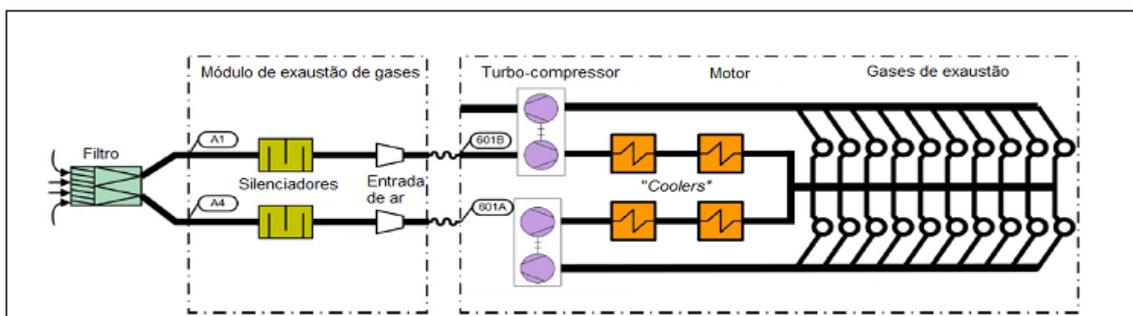


Figura 3.5 - Representação Esquemática do Sistema de Admissão de Ar.

Fonte: Wärtsilä (2009a).

Tabela 3.5 - Parâmetros do Sistema de Admissão de Ar.

Parâmetro	Valor
Fluxo de ar a 100% de carga (kg/s)	16,2
Temperatura de entrada no turbocompressor (°C)	35
Temperatura antes do aftercooler (°C)	215
Temperatura depois do aftercooler (°C)	55

Fonte: Wärtsilä (2009a).

Há também um sistema de admissão de ar para resfriamento da casa de máquinas e resfriamento do gerador. Nesses casos a entrada de ar se dá dos dois lados da casa de máquinas, após passar pelo filtro o ar é jogado na casa de máquinas e sua exaustão se dá pelo telhado na instalação. Os dois casos aqui exemplificados não serão detalhados, visto que o objetivo desse item é analisar o sistema de admissão de ar de combustão.

### 3.3.4. Sistema de Exaustão de Gases

O sistema de exaustão de gases começa a ser analisado após a saída de gases dos cilindros do motor. Esse sistema compreende o coletor de gases, turbinas, damper da

caldeira de recuperação de calor (nas unidades geradoras que tiverem caldeira de recuperação), silenciador de gases, chaminé e dreno. Esse sistema está representado na Figura 3.6.

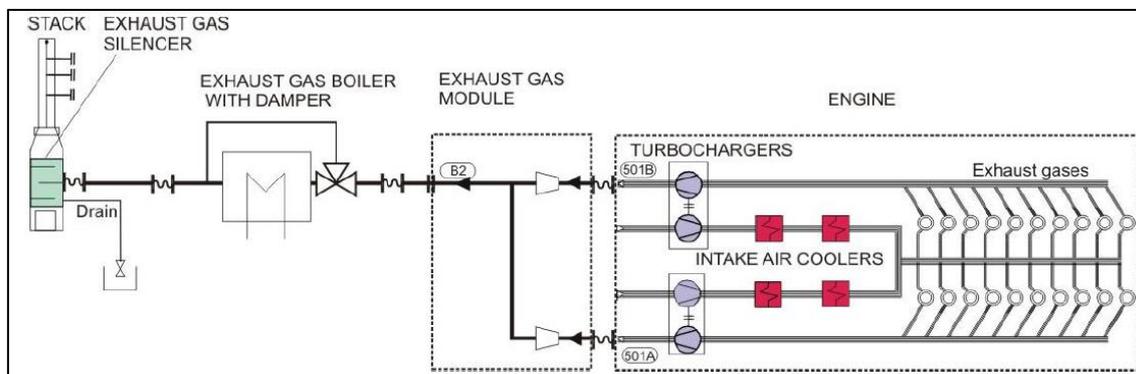


Figura 3.6 - Representação Esquemática do Sistema de Exaustão de Gases.  
Fonte: Wärtsilä (2009a).

Cada motor possui dois turbocompressores, um em cada banco da extremidade livre. A energia dos gases de exaustão é utilizada para acionar a turbina, essa por sua vez aciona o compressor que é responsável pelo suplemento do ar de sobre alimentação na pressão adequada ao motor, aumentando a eficiência. Dados relevantes desse sistema podem ser vistos na Tabela 3.6.

Tabela 3.6 - Dados do Sistema de Exaustão de Gases.

Parâmetro	Valor
Vazão a 100% de carga (kg/s)	16,7
Vazão a 75% de carga (kg/s)	13,1
Vazão a 50% de carga (kg/s)	8,9
Temperatura após o turbocompressor a 100% de carga (°C)	345
Temperatura após o turbocompressor a 75% de carga (°C)	360
Temperatura após o turbocompressor a 50% de carga (°C)	380

Fonte: Wärtsilä (2009a).

O sistema de exaustão de gases também compreende outros subsistemas como, por exemplo, o controle de emissão de poluentes ( $\text{NO}_x$ ) e as caldeiras de recuperação de

calor. A análise de emissão de poluentes não faz parte do escopo desse trabalho, portanto não será aqui descrita. As caldeiras de recuperação, como foi dito anteriormente, aproveitam os gases de apenas 25% dos motores. No entanto, as cinco caldeiras atendem a demanda das 20 unidades motogeradoras presentes na planta. Na central termelétrica os conjuntos que contém caldeira de recuperação são as unidades geradoras 01, 05, 06, 15 e 16.

As outras unidades geradoras, que não possuem caldeira de recuperação, liberam os gases de exaustão a uma temperatura de aproximadamente 350°C (Tabela 3.6). Esta é a principal fonte de calor com potencial para ser recuperada. No entanto, é necessário salientar que há uma temperatura crítica de resfriamento dos gases de exaustão, que é intimamente relacionada ao teor de enxofre no combustível. Se os gases forem resfriados a uma temperatura inferior poderá ocorrer formação de H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>. Geralmente essa temperatura gira em torno de 180°C no caso do óleo pesado.

### **3.3.5. Sistema de Água de Resfriamento**

O sistema de resfriamento das unidades motogeradoras é feito através de em circuito fechado de baixa temperatura (circuito LT) e um de alta temperatura (circuito HT), apresentando baixíssimo consumo durante a operação. O fluido utilizado é água desmineralizada e aditivada. Os dois circuitos estão equipados com válvulas termostáticas para controle desse sistema. A seguir serão descritos os principais equipamentos e funcionamento dos circuitos LT e HT.

- **Circuito de alta temperatura (HT)**

O circuito HT é responsável pelo resfriamento do bloco do motor, isso inclui os cilindros e os cabeçotes dos cilindros. Uma bomba centrífuga faz com que a água seja conduzida para as bancadas A e B onde estão posicionados os cilindros e daí para as peças de união das cabeças de onde é obrigada a fluir em volta dos bicos e das sedes das válvulas de escape. Finalmente, o fluxo de água é conduzido para o coletor múltiplo e em seguida é direcionado para uma válvula termostática responsável por manter a temperatura da água na saída do bloco do motor no patamar correto, por meio de recirculação. Nesse caso essa temperatura é de 96°C. Esse controle de temperatura é importante, pois impede que o bloco do motor fique sujeito a choques térmicos, dada a diferença de temperatura entre os fluxos de água de resfriamento de entrada e saída. Essa é a máxima temperatura do circuito de água de resfriamento, e portanto, a saída do

motor é um ponto do circuito de resfriamento com grande potencial para recuperação de calor.

- **Circuito de baixa temperatura (LT)**

O circuito de baixa temperatura é composto pelos dois trocadores de calor do ar de combustão e o trocador de calor do óleo lubrificante. Uma bomba semelhante àquela do circuito HT bombeia água pelo circuito. A água é bombeada para o trocador de calor do ar de combustão de baixa temperatura, em seguida vai para o trocador de calor de óleo lubrificante e finalmente retorna para o trocador de calor de ar de alta temperatura. A temperatura do circuito é comanda por uma válvula termostática que, por meio de recirculação, controla a temperatura da água na entrada do trocador de calor de ar de baixa temperatura em função do ponto de orvalho do ar para as condições, pressão e temperatura, em que ele se encontra no coletor de ar do motor. O objetivo é evitar a formação de condensado na saída do trocador de calor, o que pode ocasionar danos devido aos processos de corrosão ou mesmo o arraste de água para dentro dos cilindros.

O calor removido pelos circuitos HT e LT deve ser dissipado através um sistema de resfriamento a fim de permitir o fechamento do circuito. No caso da central termelétrica o método adotado, em função das condições ambientais, disponibilidade de água, requisitos ambientais, etc. é o uso de um banco de radiadores. Sendo que cada UG conta com dois radiadores. Um esquema do sistema de resfriamento pode ser visto na Figura 3.7.

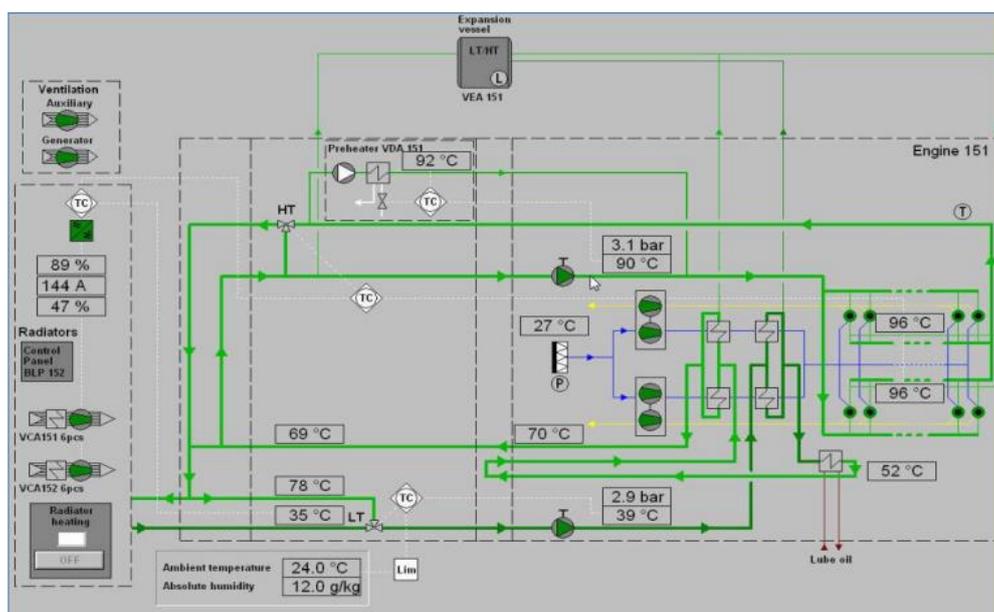


Figura 3.7 - Esquema do Sistema de Resfriamento.  
Fonte: Valiati e Junior (2013).

Imediatamente antes de a água entrar no banco de radiadores, há o encontro dos dois circuitos (HT e LT) e é onde o fluxo apresenta seu maior potencial energético. Alguns parâmetros de projeto dos radiadores podem ser vistos na Tabela 3.7.

Tabela 3.7 - Parâmetros Operacionais do Circuito de Água no Radiador.

Dados do Circuito de Água no Radiador		
Parâmetro	Valor	Unidade
Vazão	100	m <sup>3</sup> /h
Vazão por radiador	50	m <sup>3</sup> /h
Queda de pressão	0,4	Bar
Temperatura de entrada	78,4	°C
Temperatura de saída	41,4	°C

Fonte: Fincoil (2008).

### 3.4. Especificação do Calor Recuperável

Como foi mencionado anteriormente neste capítulo, as fontes de calor com potencial para serem recuperadas são os gases de exaustão e a água de resfriamento dos motores.

Os gases de exaustão são provenientes de 15 unidades geradoras (UG,s), pois nas outras cinco os gases são aproveitados pelas caldeiras de recuperação. Como havia sido visto na Tabela 3.6 operando com 100% da carga, os gases de exaustão de um motor apresentam os parâmetros apresentados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8 - Parâmetros dos Gases de Exaustão

Parâmetro	Valor
Vazão mássica (kg/s)	16,7
Temperatura (°C)	345

Fonte: Wärtsilä (2009a).

A água de resfriamento, ao contrário dos gases de exaustão, pode ser aproveitada das 20 UG,s. Como foi visto anteriormente, esta água é utilizada no resfriamento do motor, do

óleo lubrificante e do ar de admissão do motor. A proposta deste trabalho é analisar o aproveitamento do calor disponível da água de resfriamento imediatamente antes da água entrar no banco de radiadores. Como foi visto neste ponto há a junção dos circuitos HT e LT e, portanto, um maior potencial energético. O parâmetro da água de resfriamento imediatamente antes de passar no radiador pode ser revisto na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Parâmetros da Água Antes dos Radiadores.

Parâmetro	Valor
Vazão mássica (m <sup>3</sup> /h)	100
Temperatura (°C)	78,4

Fonte: Fincoil (2008).

Nos próximos capítulos serão realizados estudos de caso com cada uma das alternativas de repotenciação apresentadas no Capítulo 2, com objetivo de determinar a alternativa que proporciona um maior aumento na potência líquida produzida e na eficiência da termelétrica. Na Figura 3.8 pode ser visto uma representação de uma UG no software Thermoflex, que é um programa computacional para modelagem e simulação de ciclos térmicos, que vem sendo desenvolvido pela empresa Thermoflow™. Os pontos que serão analisados o aproveitamento do calor estão destacados através das setas.

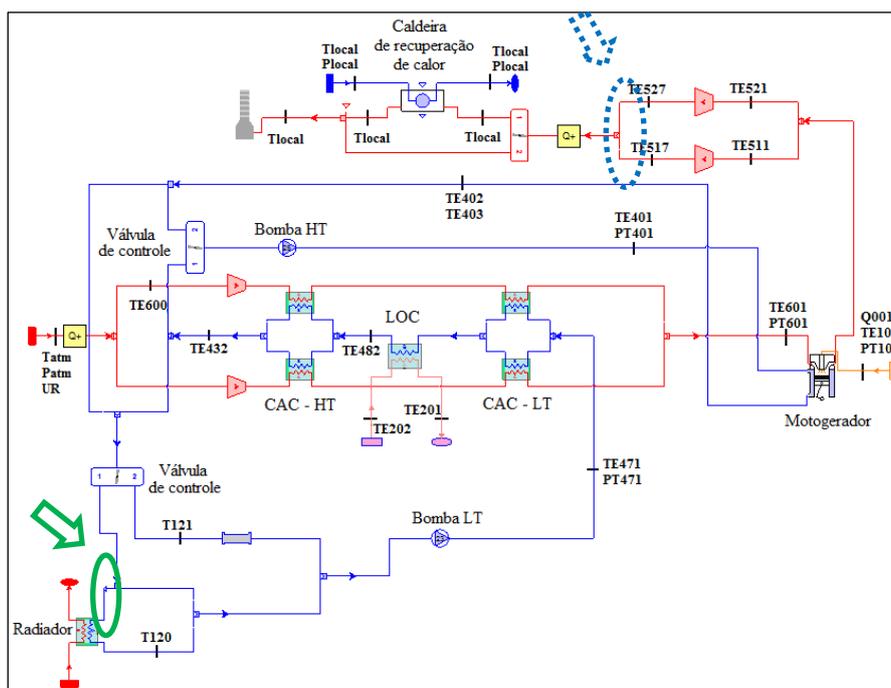


Figura 3.8 - Representação da UG.  
Fonte: Modificado de Ribeiro (2014).

O circuito em azul é o da água de resfriamento. Ela sai do radiador, é bombeada pela Bomba LT através dos trocadores de calor do ar de admissão (CAC) e do óleo lubrificante (LOC). Em seguida é bombeada pela Bomba HT para dentro do bloco do motor. Por fim passa novamente pelo radiador para então recomeçar o circuito. O circuito em vermelho é o do ar de admissão e gases de exaustão. O ar é admitido, passa pelos filtros e é comprimido pelos compressores (que são acoplados às turbinas). Em seguida o ar é resfriado por meio dos trocadores de calor (CAC) e então entra nos cilindros em conjunto com o óleo combustível. Os gases de exaustão resultantes ao saírem do motor, passam pelas turbinas (acopladas aos compressores) e por fim são rejeitados ao ambiente. Nas UG's em que há caldeiras de recuperação, os gases após passarem pelas turbinas, trocam calor na caldeira de recuperação para depois serem rejeitados ao ambiente.

Para os gases de exaustão será estudado o aproveitamento logo após passarem pelas turbinas (em linha pontilhada na Figura 3.8), e para a água de resfriamento será estudado o aproveitamento imediatamente antes do radiador (em linha contínua na Figura 3.8).

### 3.5. Composição dos Gases de Exaustão

Para ser possível determinar a composição dos gases de exaustão é fundamental definir a priori a composição do combustível e do ar atmosférico. O único dado disponível do combustível é o seu PCI, e o fato de ser um combustível de baixo teor de enxofre (OCB1). Segundo Lora e Nascimento (2004) pode-se determinar o PCI do combustível a partir da sua composição mássica através da Equação (3.1). Neste trabalho é utilizada a Equação (3.1) para fazer o inverso, obter a composição mássica a partir do PCI.

$$PCI = 0,3578 \cdot x_C + 1,1357 \cdot x_H - 108,85 \cdot (x_O - x_S) - 25,12 \cdot x_W \quad (3.1)$$

O cálculo da composição é realizado com auxílio do Solver do software Microsoft Excel, tendo como ponto de partida uma composição média do diesel (Tabela 3.10) obtida de Lora e Nascimento (2004).

Tabela 3.10 - Composição Mássica Média do Diesel.

Carbono (%)	Hidrogênio (%)	Oxigênio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
86,31	10,86	0,78	2,05	100,00

Fonte: Lora e Nascimento (2004).

Através do Solver é possível encontrar um valor para uma equação em uma célula, chamada célula objetivo. Neste caso a equação utilizada na célula objetivo é a Equação (3.1). O Solver resolve o problema utilizando um conjunto de células chamadas variáveis de decisão. Neste problema as variáveis de decisão são as composições de cada elemento do combustível. Além de um ponto de partida e do resultado final (PCI) é necessário adotar restrições para que o problema tenha convergência. O Solver ajusta os valores das células variáveis de decisão, satisfazendo as restrições, para produzir o resultado desejado para a célula objetivo. Como foi visto, o combustível de projeto é um diesel de baixo teor de enxofre. Portanto uma das restrições utilizadas no Solver é que a fração mássica de enxofre seja menor ou igual a um. Outra restrição é adotada através da análise de valores médios de composição do diesel contidos em Lora e Nascimento (2004). Em todos os exemplos a fração mássica de oxigênio se encontrava na faixa de  $0 \leq x_o \leq 1$ . E por último a restrição de que a soma dos elementos seja 100%. A composição mássica do combustível calculada se encontra na Tabela 3.11.

Tabela 3.11 - Composição Mássica Calculada do Combustível.

Carbono (%)	Hidrogênio (%)	Oxigênio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
87,47	10,77	0,76	1,00	100,00

Embora a Equação (3.1) seja em função da composição mássica, para o equacionamento da reação de combustão é ideal a sua composição molar. A composição molar calculada do combustível utilizado nos motores pode ser vista na Tabela 3.12.

Tabela 3.12 - Composição Molar Calculada do Combustível.

Carbono (%)	Hidrogênio (%)	Oxigênio (%)	Enxofre (%)	Total (%)
40,35	59,22	0,26	0,17	100,00

A composição do ar atmosférico em base seca é obtida de Moran e Shapiro (2011) e pode ser vista na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 - Composição Molar do Ar Atmosférico em Base Seca.

Nitrogênio (%)	Oxigênio (%)	Argônio (%)	Dióxido de Carbono (%)	Total (%)
78,09	20,95	0,93	0,03	100,00

Para as condições ISO (25°C, 1 atm e 30% de UR) a composição molar do ar atmosférico incluindo a umidade do ar é calculada e se encontra na Tabela 3.14.

Tabela 3.14 - Composição Molar do Ar Atmosférico.

N <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	H <sub>2</sub> O (%)	Ar (%)	CO <sub>2</sub> (%)	Total (%)
77,35	20,75	0,95	0,92	0,03	100,00

De posse das composições molares do combustível e do ar atmosférico é realizado o equacionamento da combustão através da Equação (3.2), onde os coeficientes  $a$  e  $b$  são coeficientes de conversão de massa para mol. Como foi visto, para uma vazão de gases de 16,7 kg/s, há a reação de 16,2 kg/s de ar atmosférico e 0,5 kg/s de combustível. A composição molar dos gases obtida é dada na Tabela 3.15.

$$0,5.a.(x_C.C + x_H.H + x_O.O + x_S.S) \quad (3.2)$$

$$+16,2.b.(x_{N_2}.N_2 + x_{O_2}.O_2 + x_{H_2O}.H_2O + x_{Ar}.Ar + x_{CO_2}.CO_2)$$

$$\Rightarrow c.CO_2 + d.H_2O + e.N_2 + f.O_2 + g.Ar + h.SO_2$$

Tabela 3.15 - Composição Molar dos Gases de Exaustão.

CO <sub>2</sub> (%)	H <sub>2</sub> O (%)	N <sub>2</sub> (%)	O <sub>2</sub> (%)	Ar (%)	SO <sub>2</sub> (%)
6,36	5,58	75,53	11,60	0,90	0,03

### 3.6. Influência das Condições Ambientais do Ar na Potência Produzida e no Consumo Específico

Para avaliar a influência das condições ambientais do ar na potência produzida e no consumo específico são utilizadas as metodologias propostas pela ISO 15550 e NBR ISO 3046-1. Estas normas propõem ajustes para potência e consumo específico nominal em função das condições ambientes. Para isso são utilizadas as condições-padrão de referência da Tabela 3.16.

Tabela 3.16 - Condições Padrão de Referência Segundo a NBR ISO 3046-1.

Parâmetro	Simbologia	Valor
Pressão Barométrica Total (kPa)	$P_r$	100
Temperatura do Ar (K)	$T_r$	298
Umidade Relativa (%)	$\phi_r$	30
Temperatura do Fluido de Resfriamento do Ar (K)	$T_{cr}$	298

### 3.6.1. Correção da Potência

Segundo a ISO 15550, quando for requerido que o motor seja operado em condições diferentes da condição-padrão de referência, a potência é corrigida através das Equações (3.3) a (3.6):

$$P_{Nominal} = \alpha \cdot P_{Corrigida} \quad [kW] \quad (3.3)$$

$$\alpha = (f_a)^{f_m} \quad (3.4)$$

$$f_a = \left( \frac{p_r - \phi_r \cdot p_{sr}}{p_x - \phi_x \cdot p_{sx}} \right)^{0,7} \cdot \left( \frac{T_x}{T_r} \right)^{0,7} \quad (3.5)$$

$$f_m = 0,036 \cdot q_c - 1,14, \quad \text{se } 37,2 \leq q_c \leq 65 \quad (3.6)$$

$$f_m = 0,2, \quad \text{se } q_c < 37,2$$

$$f_m = 1,2, \quad \text{se } q_c > 65$$

O subscrito  $x$  indica que é o parâmetro fora da referência. O parâmetro  $\alpha$  é denominado fator ajuste de potência. O parâmetro  $f_a$  é o fator do ambiente, dependente das condições ambientais. O parâmetro  $f_m$  é o fator do motor, dependente das características do motor e da regulação de combustível. Já o parâmetro  $q_c$  é a entrega de combustível específica, dada pela Equação (3.7).

$$q_c = \frac{120000 \cdot \dot{m}_{comb}}{v_H \cdot n \cdot r_r} \quad (3.7)$$

Onde  $\dot{m}_{comb}$  é a vazão mássica de combustível em (g/s),  $v_H$  é o volume deslocado total do motor em (l),  $n$  é a rotação do motor em (RPM) e  $r_r$  é a razão de pressões no compressor. Os valores destes parâmetros são vistos na Tabela 3.17.

Tabela 3.17 - Parâmetros do Motor.

Parâmetros	Valor
$\dot{m}_{comb}$ (g/s)	500
$v_H$ (l)	39,17
$n$ (RPM)	720
$r_r$	4,44

A Equação (3.3) corrige a potência de eixo do motor. No entanto, é necessário avaliar a variação da potência elétrica gerada. Para isto é utilizada a Equação (3.8) que representa a curva do gerador elétrico.

$$P_{ele} = 1,94709 \cdot 10^{-6} \cdot (P_{eixo})^2 + 0,9646095 \cdot P_{eixo} - 9,085714 \text{ [kW]} \quad (3.8)$$

Observando as Equações (3.3) a (3.5) se pode notar que a potência corrigida varia em função principalmente da pressão atmosférica, temperatura e umidade relativa do ar. Em Vitória, que se localiza ao nível do mar, a variação da pressão em relação à referência é desprezível. No entanto, a temperatura e umidade relativa do ar variam em relação a referência. Para analisar somente a influência da temperatura do ar de admissão na potência produzida pelo motor, é fixado o valor da umidade relativa na condição de referência (30%) e a temperatura do ar é variada dentro da faixa de 10 a 40°C. De modo análogo, para analisar somente a influência da umidade relativa do ar de admissão na potência produzida pelo motor, é fixado o valor da temperatura do ar na condição de referência (25°C) e a umidade relativa do ar é variada dentro da faixa de 30 a 90%. Os resultados podem ser vistos na Figura 3.9.

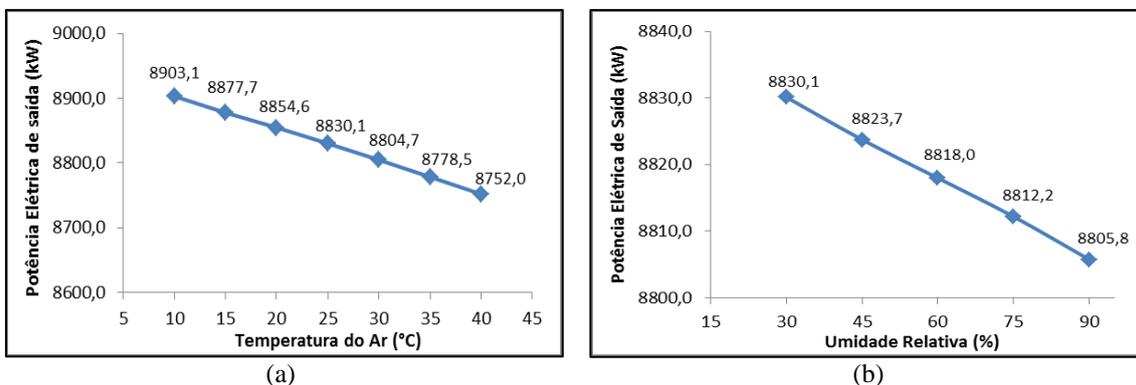


Figura 3.9 - (a) Influência da Temperatura do Ar na Potência de Saída do Motor. (b) Influência da Umidade Relativa do Ar na Potência de Saída do Motor.

Percebe-se pela Figura 3.9a que o motor operando fora das condições ISO apresenta variações na potência de saída, porém não são variações muito significativas. O motor operando com uma temperatura do ar de 40°C apresenta uma perda de potência de 78 kW em relação a condição ISO. Se nesta mesma condição de 40°C, for resfriado o ar até 10°C, o aumento resultante de potência elétrica produzida chega a 151 kW. Para a umidade relativa a variação é menor. Por exemplo, o motor operando com 90% de umidade relativa do ar apresenta uma perda de 24,3 kW em relação a condição ISO. Estes dados apenas, não são suficientes para justificar a necessidade do resfriamento do ar. É necessário avaliar o ganho de potência líquida, com a instalação do sistema de

refrigeração para determinar o potencial de aumento de potência produzida que o resfriamento do ar de entrada acarreta.

### 3.6.2. Correção do Consumo Específico

De modo análogo à correção da potência, a NBR ISO 3046-1 afirma que quando for requerido que o motor seja operado em condições diferentes da condição padrão de referência, o consumo específico deve ser corrigido através das Equações (3.9) a (3.12):

$$CE_{Corrigido} = \beta \cdot \frac{PCI_{ISO}}{PCI_{Real}} \cdot CE_{Nominal} \quad [g/kWh] \quad (3.9)$$

$$\beta = k/\alpha \quad (3.10)$$

$$k = \left(\frac{p_x}{p_{ra}}\right)^{0,7} \cdot \left(\frac{T_{ra}}{T_r}\right)^{1,2} \quad (3.11)$$

$$\alpha = k - 0,7 \cdot (1 - k) \cdot \left(\frac{1}{\eta_{mec}} - 1\right) \quad (3.12)$$

Onde o parâmetro  $\beta$  é chamado de fator de ajuste do consumo específico de combustível. Os parâmetros  $P_{ra}$  e  $T_{ra}$  são as pressões e temperaturas de referência substitutas. Os parâmetros utilizados podem ser vistos na Tabela 3.18.

Tabela 3.18 - Correção do Consumo Específico.

Parâmetro	Valor
$P_{ra}$ (bar)	1,0
$T_{ra}$ (K)	298
$\eta_{mec}$	0,8
$PCI_{ISO}$ (kJ/kg)	42700
$PCI_{Real}$ (kJ/kg)	40785

Observando as Equações (3.9) a (3.12) nota-se que o consumo específico, ao contrário da potência, não é função da umidade relativa. Portanto podemos analisar somente a influência da temperatura no consumo específico. O resultado pode ser visto na Figura 3.10.

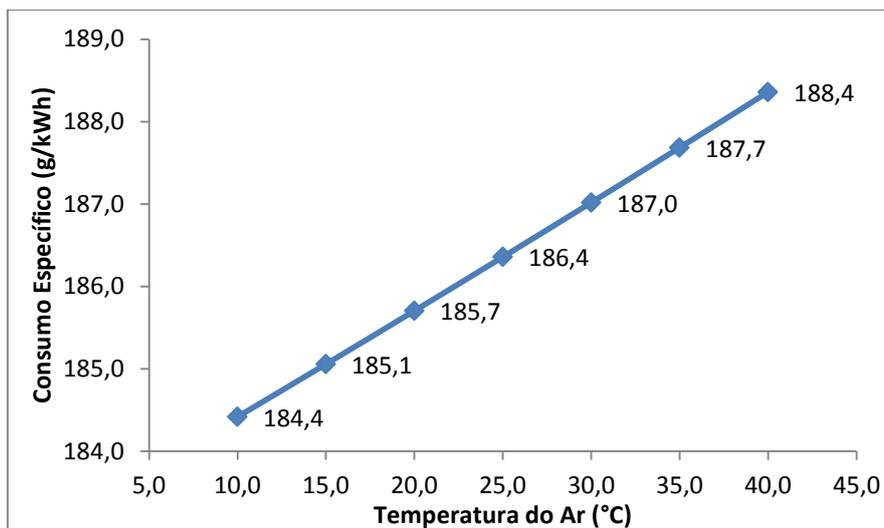


Figura 3.10 - Influência da Temperatura do Ar no Consumo Específico do Motor.

Observando a Figura 3.10 nota-se que conforme a temperatura aumenta, o consumo específico aumenta de forma análoga ao comportamento da potência.

## Capítulo 4

### AVALIAÇÃO DAS ALTERNATIVAS DE REPOTENCIAÇÃO

Neste capítulo são avaliadas as alternativas de repotenciação por meio da recuperação de calor propostas no Capítulo 2. Todas as alternativas são modeladas ou adaptadas as condições e parâmetros existentes na UTE Viana.

#### 4.1. Resfriamento do Ar de Admissão Do Motor

Gava e Rodrigues (2014) modelaram o motor da termelétrica estudada e analisaram o aproveitamento do calor contido nos gases de exaustão e na água de resfriamento da camisa do cilindro através de chillers por absorção para gerar capacidade de refrigeração. Seus resultados mostraram que o aproveitamento do calor de um motor é capaz de produzir água gelada a 7°C em uma quantidade suficiente para resfriar o ar de admissão de até seis motores. Portanto é admitido neste trabalho, que o aproveitamento do calor do motor através de chillers produz água gelada suficiente para o ar de admissão até 15°C.

##### 4.1.1. Especificação do Sistema de Resfriamento

Para esta alternativa ser avaliada são consideradas três condições ambientais que servem de parâmetro comparativo. A primeira condição é a extrema. Seus parâmetros foram obtidos na norma NBR 16401-1, para as condições extremas anuais de Vitória. A segunda condição é a condição de referência ISO. A terceira condição é a condição média. Seus parâmetros foram obtidos de Goulart *et al.* (1998), para as condições médias anuais de Vitória. Estes parâmetros se encontram na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Condições Ambientais para Avaliação da Alternativa de Resfriamento do Ar.

Condições Ambientais	Temperatura (°C)	Umidade Relativa (%)
Extrema	36,8	64
Isso	25	30
Média	23,6	83

O aproveitamento do calor de um motor é suficiente para produzir água gelada em quantidade muito superior do que a necessária para resfriar o ar de admissão até 15°C. No entanto, para garantir que o ar de admissão seja resfriado até a condição desejada de 15°C para qualquer condição ambiente, o dimensionamento do sistema de refrigeração deve ser realizado para as condições extremas. O parâmetro principal é o calor retirado do ar para cada motor. A soma desse calor para todos os motores fornecerá a carga térmica que os chillers terão que suprir, além de possibilitar alocar os custos a cada motor. Outro parâmetro de projeto importante é o fator de by-pass ( $b$ ) da serpentina. Este parâmetro permite prever o estado termodinâmico do ar na saída da serpentina de resfriamento. É considerado que uma parcela do ar entra em equilíbrio térmico com a serpentina e outra parcela do ar não sofre resfriamento algum (não entra em contato com a serpentina), sendo chamado de ar de by-pass. O fator de by-pass, que depende das características da serpentina, é então definido pela Equação (4.1). O modelo e seu respectivo volume de controle podem ser vistos na Figura 4.1.

$$b = \frac{\dot{m}_{ar\ de\ by\ pass}}{\dot{m}_{ar}} = \frac{T_2 - T_d}{T_1 - T_d} \quad (4.1)$$

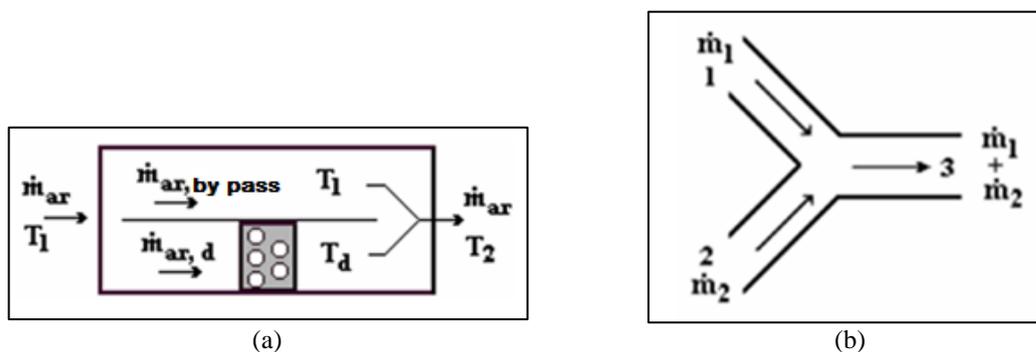


Figura 4.1 - (a) Definição de Fator de By-Pass. (b) Volume de Controle da Serpentina.  
Fonte: Venturini (201?)

Aplicando um balanço de energia e massa no volume de controle são obtidas as Equações (4.2) e (4.3).

$$\dot{m}_{ar,1} \cdot h_1 + \dot{m}_{ar,2} \cdot h_2 = (\dot{m}_{ar,1} + \dot{m}_{ar,2}) \cdot h_3 \quad (4.2)$$

$$\dot{m}_{ar,1} \cdot w_1 + \dot{m}_{ar,2} \cdot w_2 = (\dot{m}_{ar,1} + \dot{m}_{ar,2}) \cdot w_3 \quad (4.3)$$

Onde  $h$  é a entalpia e  $w$  a umidade absoluta. Para se determinar a capacidade de refrigeração necessária, deve-se obter a quantidade de calor que será retirada do ar. Isto pode ser determinado através das Equações (4.4) e (4.5).

$$\dot{m}_{H2O} = \dot{m}_{ar}(w_{ent} - w_{sai}) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_{ar}(h_{ent} - h_{sai}) - \dot{m}_{H2O} \cdot h_{H2O} \quad (4.5)$$

Onde o índice *H2O* representa o condensado que se forma na serpentina. Para calcular o fator de by-pass e o calor retirado do ar são modeladas as Equações de (4.1) a (4.5) no software EES, que é um programa de resolução de Equações e que possui um banco de dados de propriedades termo físicas. Os valores obtidos se encontram na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Valores Obtidos da Especificação do Sistema de Refrigeração.

Parâmetro	Valor
Fator de By-Pass	0,2
Calor Retirado do Ar (TR)	274,1

Com o valor de fator de by-pass, a serpentina é selecionada através da Figura 4.2.

Número de Filas	Velocidade Frontal (m/s)			
	1,5	2,0	2,5	3,0
	Fatores de bypass			
1	0,61	0,63	0,65	0,67
2	0,38	0,40	0,42	0,43
3	0,23	0,25	0,27	0,29
4	0,14	0,16	0,18	0,20
5	0,09	0,10	0,11	0,12
6	0,05	0,06	0,07	0,08
7	0,03	0,04	0,05	0,06
8	0,02	0,02	0,03	0,04

Diâmetro exterior do tubo = 16 mm  
315 aletas onduladas por metro linear  
Relação superfície externa/interna = 12,3

Figura 4.2 - Parâmetros da Serpentina em Função do Fator de By-Pass.  
Fonte: Venturini (201?)

Portanto a serpentina de resfriamento do ar de cada motor deve ter 4 fileiras com uma velocidade frontal de 3 m/s e um fator de by-pass de 0,2. O calor retirado do ar dos vinte motores totaliza 5482 TR. Os chillers necessitam suprir esta demanda. Como este sistema é projetado para as condições extremas, ele é capaz de refrigerar o ar até 15°C em qualquer condição anual.

#### 4.1.2. Avaliação do Resfriamento do Ar de Admissão

Como foi visto no Item 4.1.1, neste trabalho são consideradas três condições ambientais que servem como parâmetro comparativo (Tabela 4.1). Para cada condição são calculadas duas possibilidades de resfriamento do ar, a primeira até a temperatura de orvalho ambiente, e a segunda até a temperatura desejada de 15°C. Para calcular a potência e o consumo específico corrigidos resultantes do resfriamento do ar de admissão são utilizadas as Equações (3.3) a (3.12) como foi visto no Capítulo 3.

No entanto, a potência elétrica corrigida para as condições do ar resfriado não é a potência líquida disponível. Os chillers e sua respectiva torre de resfriamento consomem parte desta potência elétrica adicional, sendo este consumo diretamente ligado ao tipo de chiller e sua capacidade de refrigeração. Bachetti (2012) validou as equações de um modelo referente a um sistema de cogeração de um centro de pesquisa visando avaliar e aplicar uma otimização operacional. Este centro de pesquisa aproveita o calor contido na água de resfriamento e no calor dos gases de exaustão de um motor de combustão interna para gerar água gelada através de chiller a água quente e chiller a vapor. Bachetti (2012) validou as Equações (4.6) a (4.11) que correlacionam a potência elétrica consumida pelos chillers em função da capacidade de refrigeração disponibilizada. Além disso, ele validou a Equação (4.12) que fornece a potência elétrica consumida pela torre de resfriamento em função do calor dissipado pelos chillers.

- Chiller a Água Quente:

$$P_{CHAQ} = 18 \cdot \frac{\text{Capacidade de Refrigeração}}{550} \quad [kW] \quad (4.6)$$

$$\dot{Q}_{CHAQ} = \frac{\alpha \cdot \text{Capacidade de Refrigeração}}{COP_{CHAQ}} \quad [kW] \quad (4.7)$$

Sendo:

$$\alpha = 3,5168 \quad e \quad COP_{CHAQ} = 0,65$$

$$\dot{Q}_{CHAQ}^{DISS} = (3,5168 \cdot \text{Capacidade de Refrigeração}) + \dot{Q}_{CHAQ} \quad [kW] \quad (4.8)$$

Onde  $P_{CHAQ}$  é a potência elétrica consumida pelo chiller a água quente,  $\dot{Q}_{CHAQ}$  é o calor utilizado pelo chiller e  $\dot{Q}_{CHAQ}^{DISS}$  o calor dissipado pelo chiller através da torre de resfriamento.

- Chiller a Vapor:

$$P_{CHV} = 35 \cdot \frac{\text{Capacidade de Refrigeração}}{690} \quad [kW] \quad (4.9)$$

$$\dot{Q}_{CHV} = \frac{\alpha \cdot \text{Capacidade de Refrigeração}}{COP_{CHV}} \quad [kW] \quad (4.10)$$

Sendo:

$$\alpha = 3,5168 \quad e \quad COP_{CHV} = 1,22$$

$$\dot{Q}_{CHV}^{DISS} = (3,5168 \cdot \text{Capacidade de Refrigeração}) + \dot{Q}_{CHV} \quad [kW] \quad (4.11)$$

Onde  $P_{CHV}$  é a potência elétrica consumida pelo chiller a vapor,  $\dot{Q}_{CHV}$  é o calor utilizado pelo chiller a vapor e  $\dot{Q}_{CHV}^{DISS}$  é o calor dissipado pelo chiller a vapor através da torre de resfriamento.

- Torre de Resfriamento:

$$P_{TR} = 5,28 \cdot 10^{-2} \cdot (\dot{Q}_{CHV}^{DISS} + \dot{Q}_{CHAQ}^{DISS}) \quad [kW] \quad (4.12)$$

Onde  $P_{TR}$  é a potência elétrica consumida pela torre de resfriamento para dissipar o calor rejeitado pelos chillers. Gava e Rodrigues (2014) observaram que a capacidade de refrigeração total é fornecida pelos chillers na proporção de 73% pelo chiller a vapor e 27% pelo chiller a água quente. Essa proporção é utilizada para determinar a potência elétrica consumida por cada chiller. Os resultados do resfriamento do ar podem ser vistos na Figura 4.3 e na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Avaliação do Impacto do Resfriamento do Ar de Admissão do Motor.

Parâmetros	Condição Extrema		
	Sem Resfriamento	Resfriamento até a Temperatura de Orvalho	Resfriamento até a Temperatura Desejada
T (°C)	36,8	28,9	15
$P_{Elét.Corrigida}$ (kW)	8742,5	8774,5	8863,6
Consumo da Torre (kW)	-	16,0	115,1
$P_{Elét.Líquida}$ (kW)	8742,5	8758,5	8748,5
Variação (kW)	-	16,0	6,0
$CE_{Corrigido}$ (g/kWh)	187,9	186,9	185,1
Variação (%)	-	0,5	1,5

Tabela 4.3 - Avaliação do Impacto do Resfriamento do Ar de Admissão do Motor (continuação).

Condição de Referência			
Parâmetros	Sem Resfriamento	Resfriamento até a Temperatura de Orvalho	Resfriamento até a Temperatura Desejada
T (°C)	25,0	NA	15
$P_{Elét.Corrigida}$ (kW)	8830,1	NA	8878,4
Consumo da Torre (kW)	-	NA	19,1
$P_{Elét.Líquida}$ (kW)	8830,1	NA	8859,3
Variação (kW)	-	NA	29,2
$CE_{Corrigido}$ (g/kWh)	186,4	NA	185,1
Variação (%)	-	NA	0,7
Condição Média			
Parâmetros	Sem Resfriamento	Resfriamento até a Temperatura de Orvalho	Resfriamento até a Temperatura Desejada
T (°C)	23,6	20,5	15
$P_{Elét..Corrigida}$ (kW)	8816,9	8832,0	8863,6
Consumo da Torre (kW)	-	6,3	53,1
$P_{Elét.Líquida}$ (kW)	8816,9	8825,7	8810,5
Variação (kW)	-	8,8	-6,4
$CE_{Corrigido}$ (g/kWh)	186,2	185,8	185,1
Variação (%)	-	0,2	0,6

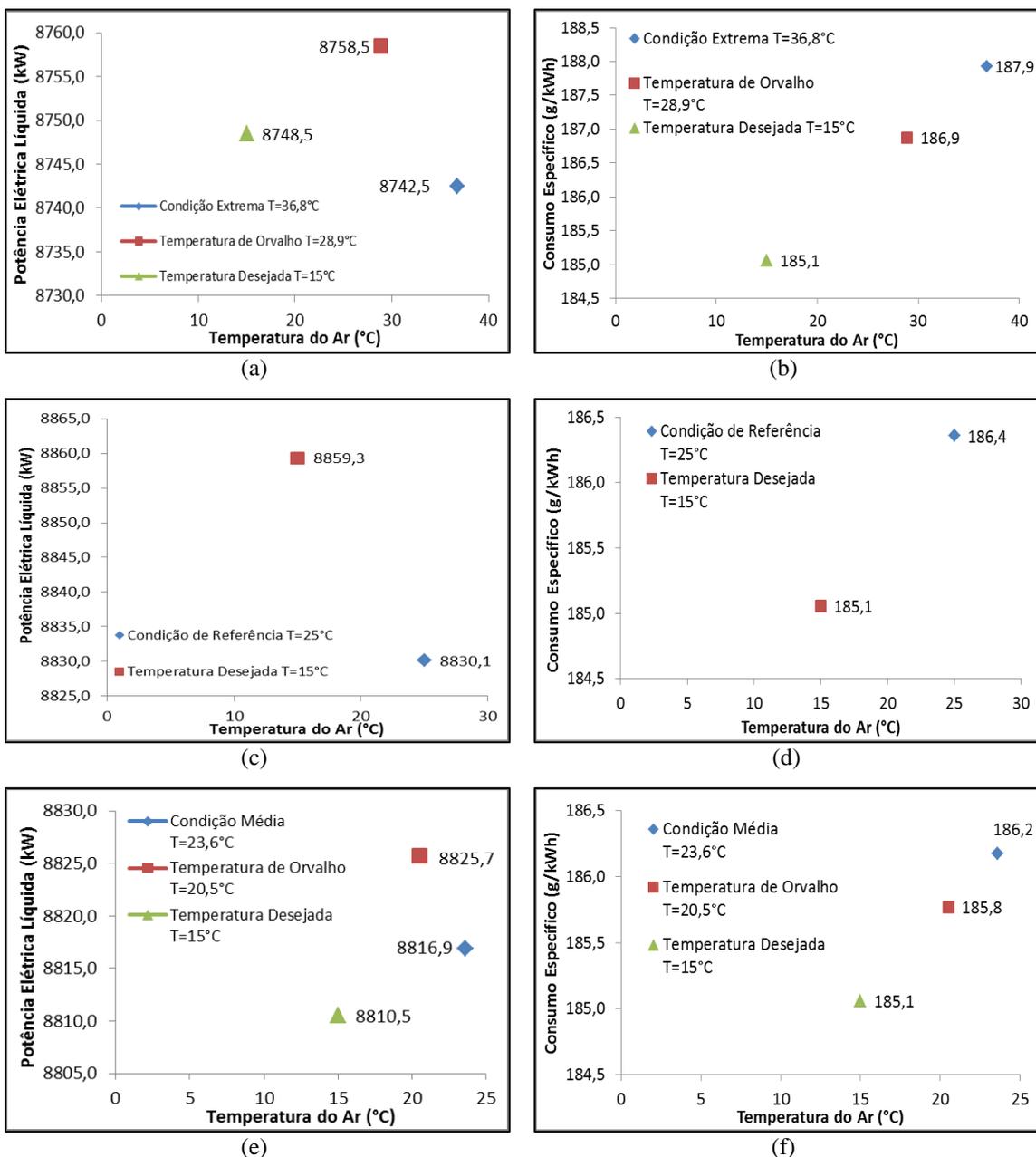


Figura 4.3 - Avaliação do Resfriamento do Ar na Potência Líquida [letras (a) (c) e (e)] e no Consumo Específico [letras (b) (d) e (f)]

Observando os resultados podemos perceber que o resfriamento até a temperatura de desejada não proporciona resultados muito relevantes. Na condição ambiental extrema, o resfriamento até a temperatura desejada aumenta a potência em apenas 6 kW (aumento de 0,07% da potência nominal), e reduz o consumo específico em apenas 1,5%. A condição de referência ISO é a que apresenta o melhor resultado de repotenciação para o resfriamento até a temperatura desejada, mas mesmo assim é um resultado pouco expressivo. Um aumento na potência de 29,2 kW (aumento de 0,33% da potência nominal). Já o consumo específico tem uma redução de 0,7%, menor que

para o caso extremo. Para a condição média o resultado do resfriamento até a temperatura desejada é uma redução de 6,4 kW na potência produzida. Isto acontece porque para essas condições o ganho de potência elétrica produzida pelo resfriamento até a temperatura desejada é inferior à potência elétrica consumida pelo sistema de resfriamento.

O resfriamento até a temperatura de orvalho também não apresenta resultados expressivos. Para a condição extrema há um aumento na potência de 16,0 kW (aumento de 0,2% da potência nominal), e uma redução no consumo específico de 0,5%. Na condição de referência ISO, a temperatura de orvalho é inferior à temperatura desejada de 15°C, portanto nesta condição não se aplica (NA) o resfriamento até a temperatura de orvalho. Na condição média anual de Vitória, o resfriamento até a temperatura de orvalho acarreta em um aumento na potência de 8,8 kW (aumento de 0,1% da potência nominal), e uma redução no consumo específico de apenas 0,2%.

Apesar do resfriamento do ar de admissão do motor não apresentar resultados satisfatórios em termos de potência adicional produzida, deve-se ressaltar que mesmo resfriando o ar sobra uma grande quantidade de água gelada. Esta água gelada pode ser utilizada para substituir o sistema atual de ar condicionado da planta, ou então borrifada nos radiadores para melhorar a troca térmica e assim reduzir o consumo de potência auxiliar dos ventiladores. Há ainda o fato da redução do consumo específico. Mesmo que essa redução seja pequena em termos de g/kWh, a economia de combustível utilizada pode se tornar relevante.

## **4.2. Ciclo Combinado**

Para modelar o ciclo combinado e determinar o aumento da potência elétrica produzida é necessário primeiramente especificar o calor que pode ser aproveitado dos gases de exaustão do motor. Na Tabela 3.6 foi dada a vazão mássica e a temperatura dos gases e na Tabela 3.16 foi determinada a composição dos gases.

### **4.2.1. Calor Disponível nos Gases de Exaustão**

O calor aproveitado dos gases de exaustão depende da variação de temperatura que é permitida na caldeira de recuperação. Foi visto no Capítulo 3 que os gases de exaustão saem do motor a 345°C, porém não é possível aproveitar todo o potencial destes gases e levá-los até a temperatura ambiente. Devido à presença de enxofre no combustível, há

uma temperatura mínima permitida dos gases de exaustão para evitar a formação de  $H_2SO_4$ , altamente corrosivo. Dados referentes de ciclos combinados da própria Wärtsilä determinam uma temperatura mínima dos gases de exaustão de  $186^\circ\text{C}$ , e é essa temperatura que é adotada neste trabalho. O calor disponível nos gases de exaustão é calculado por meio da metodologia explicitada no Apêndice A. O calor que pode ser aproveitado dos gases de exaustão na faixa de temperatura de  $345^\circ\text{C}$  a  $186^\circ\text{C}$  pode ser visto na Tabela 4.4.

Tabela 4.4 - Calor Disponível dos Gases de Exaustão.

Calor Disponível dos Gases de Exaustão ( $345^\circ - 186^\circ\text{C}$ )	
$\dot{Q}_{Gases}$ (kW)	2870,1

#### 4.2.2. Modelagem do Ciclo Combinado

A modelagem do ciclo combinado é baseada nos parâmetros e configurações de outros ciclos combinados implantados em conjunto com motores Wärtsilä. Na Figura 4.4 é possível visualizar a configuração utilizada neste modelo de ciclo combinado. Neste trabalho são analisadas duas possibilidades desta configuração. A primeira utilizando a água de resfriamento do motor (pontos 10 e 11) para pré-aquecer o fluido de trabalho. Já na segunda não é utilizada a água de resfriamento do motor, ou seja, não existe o pré-aquecedor 1 do modelo da Figura 4.4.

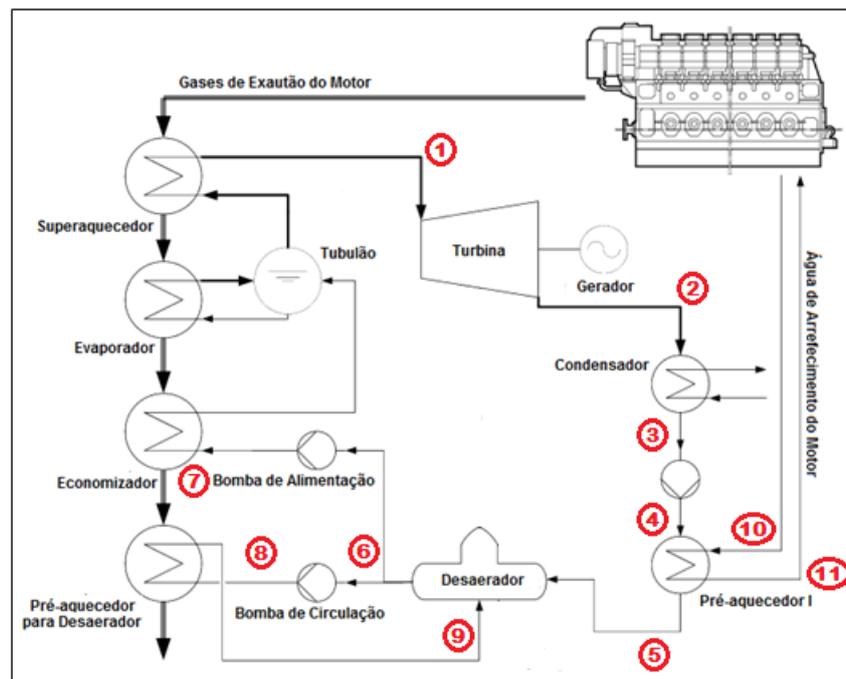


Figura 4.4 - Modelo do Ciclo Combinado  
Fonte: Modificado de Gewald *et al.* (2012)

A modelagem parte de alguns pontos pré-estabelecidos utilizados em ciclos combinados de motores Wärtsilä com a mesma faixa de temperatura dos gases de exaustão. Os pontos pré-estabelecidos e seus estados se encontram na Tabela 4.5. Conhecendo o modelo do ciclo, é preciso definir as eficiências dos equipamentos utilizados. Segundo Santos (2009) utilizam-se eficiências de equipamentos similares no mercado. Esses parâmetros se encontram na Tabela 4.6.

Tabela 4.5 – Ponto Pré-Estabelecidos do Ciclo Combinado.

Ciclo	P (bar)	T (°C)	Comentário
Ponto 1	11,5	315,0	Vapor Super Aquecido
Ponto 2	0,1	45,0	Título de 95%
Ponto 3	0,1	45,0	Líquido Saturado
Ponto 6	4,2	145,0	Líquido Saturado
Ponto 9	4,2	164,9	Vapor Saturado

Tabela 4.6 - Parâmetros dos Equipamentos do Ciclo Combinado.

Parâmetros	Valor
Eficiência do Gerador (%)	95
Eficiência dos Motores Elétricos (%)	90
Eficiência Isentrópica das Bombas (%)	85
Efetividade do Pré Aquecedor 1 (%)	90

Outro parâmetro importante é o título de vapor na saída da turbina. Este valor não pode ser muito baixo, pois as gotículas formadas na expansão dos estágios finais da turbina podem danificar o expensor. Portanto, neste trabalho foi fixado um valor de título de 95%. Os parâmetros do ciclo combinado utilizando a água de resfriamento para cada ponto mostrado na Figura 4.4 são apresentados na Tabela 4.7.

Tabela 4.7 - Parâmetros do Ciclo Combinado Utilizando Água de Resfriamento.

Ciclo	P (bar)	T (°C)	H (kJ/kg)
Ponto 1	11,5	315,0	3080,1
Ponto 2	0,1	45,0	2462,7
Ponto 3	0,1	45,0	188,4
Ponto 4	4,2	45,0	188,9
Ponto 5	4,2	75,1	314,6
Ponto 6	4,2	145,0	610,6
Ponto 7	14,6	145,2	612,0
Ponto 8	7,0	145,0	611,0
Ponto 9	7,0	164,9	2762,7
Ponto 10	2,6	78,4	328,5
Ponto 11	2,6	59,6	249,7

Com o estado de cada ponto do ciclo definido, são calculados os fluxos do ciclo combinado através de balanço de massa e balanço de energia nos equipamentos. A Tabela 4.8 apresenta os fluxos calculados para o ciclo combinado utilizando água de resfriamento:

Tabela 4.8 - Fluxos do Ciclo Combinado Utilizando Água de Resfriamento.

Fluxos do Ciclo Combinado	
Vazão Mássica do Ciclo (kg/s)	1,04
Potência de Eixo da Turbina (kW)	641,01
Potência Elétrica Gerada (kW)	608,96
Potência Consumida pelas Bombas (kW)	1,93
Calor Dissipado pelo Condensador (kW)	2361,53
Potência Elétrica Consumida pela Torre de Resfriamento (kW)	124,69
Potência Elétrica Líquida Produzida (kW)	482,12

Analisando os resultados percebe-se que a utilização do ciclo combinado com a utilização da água de resfriamento acarreta em um aumento na potência elétrica produzida de 482,12 kW por motor. Considerando a potência ISO de 8830 kW isto corresponde um aumento de 5,5% na potência elétrica produzida, o que está dentro da faixa esperada para ciclos combinados com motores de combustão interna. Como foi visto no Capítulo 3, dos 20 motores na termelétrica, 15 estão disponíveis para o aproveitamento dos gases de exaustão. Para estes 15 motores o aumento de potência elétrica produzida da termelétrica, implantando o ciclo combinado, é de 7,2 MW.

De modo análogo, os parâmetros do ciclo combinado sem a utilização da água de resfriamento para cada ponto mostrado na Figura 4.4 são apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Parâmetros do Ciclo Combinado sem a Água de Resfriamento.

Ciclo	P (bar)	T (°C)	H (kJ/kg)
Ponto 1	11,5	315,0	3080,1
Ponto 2	0,1	45,0	2462,7
Ponto 3	0,1	45,0	188,4
Ponto 4	4,2	45,0	188,9
Ponto 6	4,2	145,0	610,6
Ponto 7	14,6	145,2	612,0
Ponto 8	7,0	145,0	611,0
Ponto 9	7,0	164,9	2762,7

Com o estado de cada ponto do ciclo definido, são calculados novamente os fluxos do ciclo combinado através de balanço de massa e balanço de energia nos equipamentos. A Tabela 4.10 apresenta os fluxos calculados para o ciclo combinado sem a utilização da água de resfriamento. Os resultados mostram que a não utilização da água de resfriamento no ciclo combinado implica em uma potência elétrica produzida de 461,14 kW, ou seja uma redução de 21 kW. Considerando a potência ISO de 8830 kW isto corresponde a um aumento de 5,2% na potência elétrica produzida. Para os 15 motores com gases de exaustão disponível, o aumento de potência elétrica produzida da termelétrica é de 6,9 MW.

Tabela 4.10 - Fluxos do Ciclo Combinado Utilizando Água de Resfriamento.

Fluxos do Ciclo Combinado	
Vazão Mássica do Ciclo (kg/s)	0,99
Potência de Eixo da Turbina (kW)	613,14
Potência Elétrica Gerada (kW)	582,48
Potência Consumida pelas Bombas (kW)	1,87
Calor Dissipado pelo Condensador (kW)	2258,85
Potência Elétrica Consumida pela Torre de Resfriamento (kW)	119,27
Potência Elétrica Líquida Produzida (kW)	461,14

### 4.3. Ciclo Rankine Orgânico e Ciclo Kalina

A partir do fato que na indústria e na área de geração de energia é conveniente e até mesmo necessário o aproveitamento de calor de uma fonte de calor sensível, Bombarda *et al.* (2010) em seu trabalho “Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina e ORC cycles” analisa e compara a utilização do ciclo Kalina e do ciclo Rankine Orgânico para a recuperação de calor dos gases de exaustão de um motor diesel turbo alimentado visando à geração termelétrica (repotenciação). Neste trabalho Bombarda *et al.* (2010) utilizam o motor Wartsila 20V32, que é exatamente o mesmo motor estudado neste presente trabalho. Portanto suas análises e comparações entre os ciclos podem ser incorporadas neste item. No apêndice B é detalhado como Bombarda *et al.* (2010) realizaram as modelagem que são adaptadas neste trabalho.

A escolha pelos ciclos se deve, segundo Bombarda *et al.* (2010), ao fato de o ORC ser uma ideia antiga e que já foi provada ser uma ferramenta viável para a recuperação de calor sensível na geração elétrica ao longo dos anos. No ORC uma seleção apropriada do fluido de trabalho, de acordo com o nível de temperatura e patamar de potência, permite um melhor aproveitamento da fonte de calor. Bombarda *et al.* (2010) utilizam o hexametildisiloxano ( $C_6H_{18}OSi_2$ ) como fluido de trabalho para o ORC em seu trabalho. Já a escolha do ciclo Kalina é devido ao uso de misturas zeotrópicas que vem sendo proposto por muitos autores nos últimos anos, com o intuito de diminuir as

irreversibilidades na troca térmica. E exatamente neste contexto que o ciclo Kalina foi proposto, reduzir as irreversibilidades na troca térmica através da redução da diferença média de temperatura logarítmica da fonte quente e do fluido de trabalho.

De acordo com Bombarda *et al.* (2010) visando realizar uma comparação termodinâmica mais fácil entre os ciclos Kalina e ORC, foi considerado recuperar o calor apenas dos gases de exaustão, o qual representa a maior parte da energia com potencial de recuperação. O esquema do sistema se encontra na Figura 4.5, onde os gases de exaustão de dois motores diesel idênticos o trocador de calor do ciclo de recuperação de calor. O calor disponível na água de resfriamento será estudado separadamente no Item 4.6.

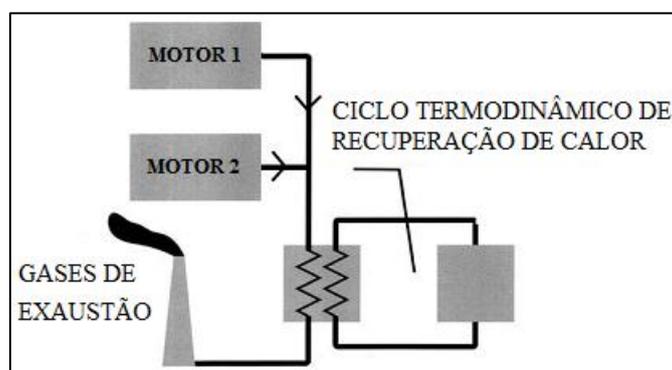


Figura 4.5 - Sistema de Recuperação de Calor [Bombarda *et al.* (2010)]  
Fonte: Adaptado de Bombarda *et al.* (2010)

Como foi comentado no início do item, cada motor de combustão interna é um motor diesel Wartsila 20V32, com uma potência elétrica nominal de 8900 kW a 750 rpm e uma eficiência elétrica de 46%, idênticos aos motores da termelétrica estudada. Bombarda *et al.* (2010) forneceu ainda a composição molar dos gases de exaustão (Tabela 4.11).

Tabela 4.11 - Composição Molar dos Gases de Exaustão [Bombarda *et al.*(2010)].

$CO_2$ (%)	$H_2O$ (%)	$N_2$ (%)	$O_2$ (%)	Ar (%)	$SO_2$ (%)
5,9	6,7	74,6	11,7	1,1	-

Bombarda *et al.* (2010) considera uma troca direta entre os gases de exaustão e o fluido de trabalho. Como não considera dióxido de enxofre na composição dos gases, não utiliza uma temperatura mínima crítica para o resfriamento, e sim a temperatura

ambiente de 25°C. Na Tabela 4.12 se encontram os parâmetros dos gases de exaustão utilizados.

Tabela 4.12 - Parâmetros Utilizados por Bombarda *et al.* (2010) para os Gases de Exaustão.

Parâmetros dos Gases de Exaustão [Bombarda <i>et al.</i> (2010)]	
Temperatura na Saída do Motor [°C]	346
Vazão [kg/s]	17,5
Calor Disponível [kW]	5730

### 4.3.1. Desempenho do Ciclo Kalina

Bombarda *et al.* (2010) utiliza uma planta adequada para recuperação de calor de altas temperaturas (Figura 4.6).

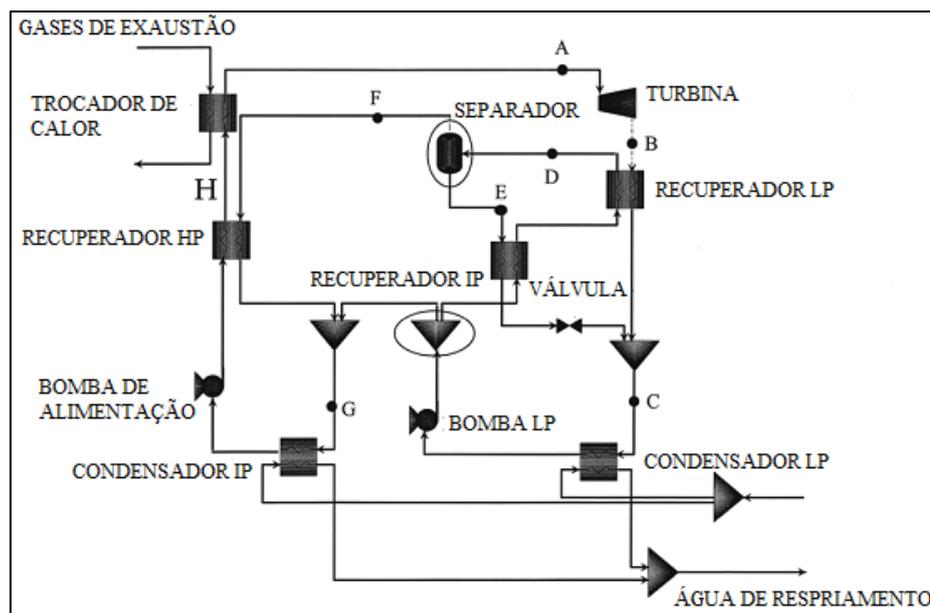


Figura 4.6 - Planta Kalina Adotada por Bombarda *et al.* (2010)

Fonte: Adaptado de Bombarda *et al.* (2010)

Para calcular o desempenho da planta utilizada, Bombarda *et al.* (2010) pré-definem alguns parâmetros utilizando valores típicos. Além disso, as quedas de pressão através dos trocadores de calor são desprezadas. Na Tabela 4.13 estão listados estes os parâmetros.

Tabela 4.13 - Parâmetros Utilizados por Bombarda *et al.* (2010) para a Planta Kalina.

Parâmetros da Planta Kalina	
Eficiência Mecânica da Bomba	0,7
Eficiência Isentrópica da Turbina	0,75
Eficiência do Gerador	0,96
Eficiência do Motor Elétrico	0,95
Temperatura de Entrada da Água no Condensador [°C]	25
Temperatura de Saída da Água no Condensador [°C]	35

Fonte: Bombarda *et al.* (2010).

Para os trocadores de calor, Bombarda *et al.* (2010) adotam valores de diferença média logarítmica de temperatura (LMTD) para realizar os cálculos. Esses valores se encontram na Tabela 4.14.

Tabela 4.14 - Parâmetros Utilizados por Bombarda *et al.* (2010) para os Trocadores de Calor.

LMTD dos Trocadores de Calor [°C]	
Trocador de Calor	50
Recuperador LP	15
Recuperador IP	10
Recuperador HP	10
Absorvedor	10
Condensador	10

Fonte: Bombarda *et al.* (2010).

Com base nestes parâmetros adotados, Bombarda *et al.* (2010) realizam uma otimização termodinâmica, visando a máxima potência líquida, para definir a pressão do separador, a pressão de condensação e a fração molar de amônia nos processos de mudança de fase. Segundo Bombarda *et al.* (2010) o resultado da otimização leva a pressões de evaporação muito elevadas. Devido a limitações de materiais e custos, foi determinado um limite para a pressão de evaporação de 100 bar. Quanto menor a pressão do separador, maior a potência líquida. Portanto, Bombarda *et al.* (2010) admitem uma pressão do separador de 10 bar. Através dessas duas pressões, os valores das frações

molares de amônia foram otimizadas. Os resultados obtidos da otimização da planta Kalina se encontram na Tabela 4.15. A eficiência termodinâmica do ciclo é de 19,7%, com uma potência elétrica líquida de 1615 kW (807 kW para um motor apenas), resfriando os gases de exaustão até 127,7 °C.

Tabela 4.15 – Resultados da Otimização da Planta Kalina por Bombarda *et al.* (2010).

Resultados do Ciclo Kalina		
Máxima Pressão [bar]		100
Mínima Pressão [bar]		5,94
Temperatura de Saída dos Gases [°C]		127,7
Potência Ele. Líquida [kW]		1615
Eficiência do Ciclo [%]		19,7
Eficiência da Recuperação [%]		17,5
	Fração de Amônia [%]	Vazão Mássica [kg/s]
Entrada na Turbina	78,6	4,34
Líquido após o Separador	32,0	2,64
Entrada do Condensador LP	61,3	6,97
Vapor após o Separador	94,9	2,21
	Fluxo de Calor [kW]	UA [kW/K]
Trocador de Calor	8207	164,1
Recuperador LP	3574	238
Recuperador IP	761	76,1
Recuperador HP	900	90,8
Condensador LP	4210	421,0
Condensador IP	2309	230,9

### 4.3.2. Desempenho do Ciclo Rankine Orgânico

A planta utilizada para o ORC se encontra na Figura 4.7. Todos os parâmetros de trocadores de calor e equipamentos adotados para o ciclo Kalina nas Tabelas 4.16 e 4.17 são mantidos para o ORC.

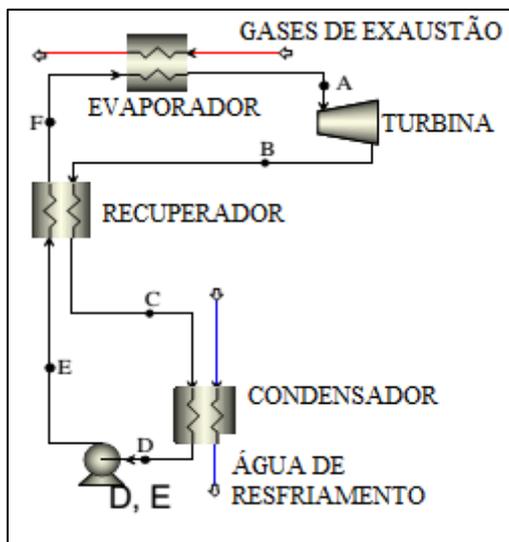


Figura 4.7 - Planta ORC Adotada por Bombarda *et al.* (2010)  
Fonte: Adaptado de Bombarda *et al.* (2010)

De acordo com Bombarda *et al.* (2010), considerando os parâmetros adotados, a planta de ORC só tem a pressão de evaporação como variável a ser otimizada. Para esta planta o resultado da otimização fornece uma pressão de evaporação de 9,7 bar e uma pressão de condensação de 0,12 bar. Os resultados obtidos da otimização da planta ORC se encontram na Tabela 4.16.

Tabela 4.16 – Resultados da Otimização da Planta ORC por Bombarda *et al.* (2010).

Resultados do Ciclo ORC	
Máxima Pressão [bar]	9,74
Mínima Pressão [bar]	0,12
Temperatura de Saída dos Gases [°C]	148,4
Potência Ele. Líquida [kW]	1603
Eficiência do Ciclo [%]	21,5
Eficiência da Recuperação [%]	17,3

Tabela 4.16 – Resultados da Otimização da Planta ORC por Bombarda *et al.* (2010) (continuação).

	Fluxo de Calor [kW]	UA [kW/K]
Trocador de Calor	7445	148,9
Recuperador	4444	296,3
Condensador	5771	577,1

A eficiência termodinâmica do ciclo é de 21,5%, com uma potência elétrica líquida produzida de 1603 kW (802 kW para um motor apenas), resfriando os gases de exaustão até 148,4 °C.

### 4.3.3. Recuperação de Calor da Água de Resfriamento dos Motores Diesel

O aproveitamento exclusivamente do calor contido na água de resfriamento para produção de potência não é muito usual, pois a água quente é uma fonte de baixa exergia. Utilizar um ciclo Rankine a vapor alimentado somente pela água de resfriamento não seria possível. No entanto, é possível a produção de potência através do aproveitamento de água quente utilizando um ciclo Rankine Orgânico. Como foi visto no Capítulo 2, o fluido de trabalho do ORC é um composto orgânico caracterizado por uma temperatura de ebulição mais baixa que da água, o qual permite geração de potência através de fontes de calor de baixa temperatura.

Existem empresas que produzem plantas ORC para aproveitamento exclusivo de água quente. A Opcon Energy Systems é uma empresa de soluções em energia que possui um produto chamado Opcon PowerBox. Trata-se de uma pequena planta de ORC capaz de produzir potência através de água quente. Na Figura 4.8 esta representado um PowerBox implantado na planta industrial Aspa Bruk na Suécia. O PowerBox aproveita o calor da água quente na faixa de 76-81°C com uma vazão de 340m<sup>3</sup>/h para gerar uma potência líquida de 580 kW. A água de resfriamento, proveniente de um lago, entra no condensador a uma faixa de 2-21°C e sai com um acréscimo de 8°C.

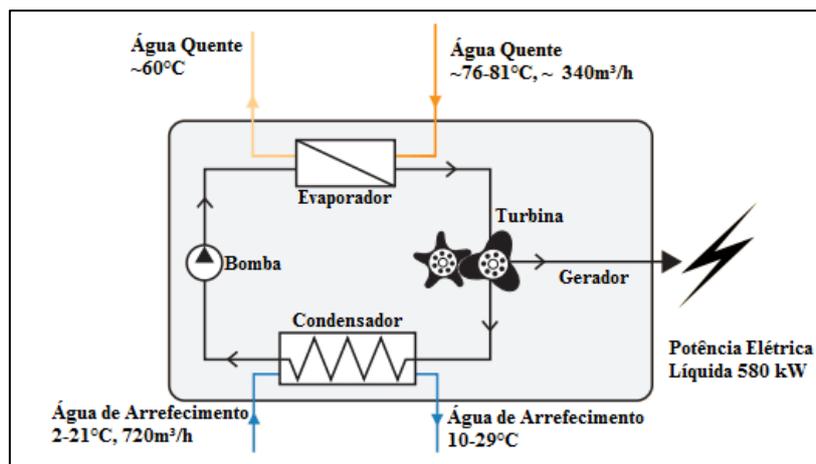


Figura 4.8 - PowerBox de Aspa Bruk  
 Fonte: Adaptado de Catálogo da Opcon

Esta planta comercial utiliza água quente na mesma faixa de temperatura da água de resfriamento do motor (78°C) para geração de potência, e portanto pode ser estudado a sua aplicação para aproveitamento de calor da água de resfriamento. No entanto existem diferenças entre a planta da Figura 6.5 e as condições para o aproveitamento da água do motor. Uma diferença é a vazão volumétrica da fonte quente. Enquanto na planta Aspa Bruk é 340 m³/h, a água de resfriamento do motor é de 100 m³/h. Esta diferença pode ser facilmente resolvida através de uma correção proporcional. A outra diferença é o fato de o PowerBox da Aspa Bruk utilizar água de um rio como fonte fria. Na termelétrica estudada não é possível a utilização de água de rio para fonte fria. Logo deve ser adaptada uma torre de resfriamento, e sua correspondente potência elétrica deve ser descontada da potência líquida. Para isto, é utilizada a mesma metodologia utilizada para as torres de resfriamento do ciclo combinado. Na Tabela 4.17 estão apresentados os resultados para o PowerBox adaptado ao motor.

Tabela 4.17 - Resultados do Opcon PowerBox para Aproveitamento da Água de Resfriamento do Motor.

Resultados do Opcon PowerBox	
Potência Gerada [kW]	170,6
Consumo da Torre de Resfriamento [kW]	105,5
Potência Ele. Líquida [kW]	65,1

Logo, utilizando o Opcon PowerBox é gerado 65 kW de potência elétrica adicional apenas utilizando a água de resfriamento do motor.

## Capítulo 5

### ANÁLISE TERMODINÂMICA DAS ALTERNATIVAS DE REPOTENCIAÇÃO

Neste capítulo serão realizadas análises termodinâmicas com as alternativas de repotenciação apresentadas nos capítulos anteriores. Estas análises serão realizadas em base energética e em base exergética visando dar mais subsídios para determinar a alternativa de repotenciação mais indicada, através da análise de potência adicional produzida, eficiências, perdas, irreversibilidades e para avaliar as oportunidades de melhoria no aproveitamento do calor. As modelagens utilizadas para os cálculos se encontram no Apêndice A.

#### 5.1. Análise Termodinâmica do Motor

Antes de analisar as alternativas de repotenciação é imprescindível a análise termodinâmica do motor utilizado nos estudos de caso. As suas características nominais já foram explicitadas no Capítulo 3. O objetivo deste item é destacar o potencial termodinâmico para aproveitamento que o motor dispõe. Para isso é realizado um balanço energético e exergético no motor. Na Tabela 5.1 e na Figura 5.1 está representado o balanço energético.

Tabela 5.1 - Balanço Energético do Motor.

Parâmetro	Valor
Energia Fornecida pelo Combustível (kW)	20392,5
Potência Elétrica Produzida (kW)	8730,0
Energia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	5676,7
Energia Perdida pelo Radiador (kW)	4267,7
Potência de Atrito do Gerador (kW)	169,8
Perdas Internas (kW)	1548,3

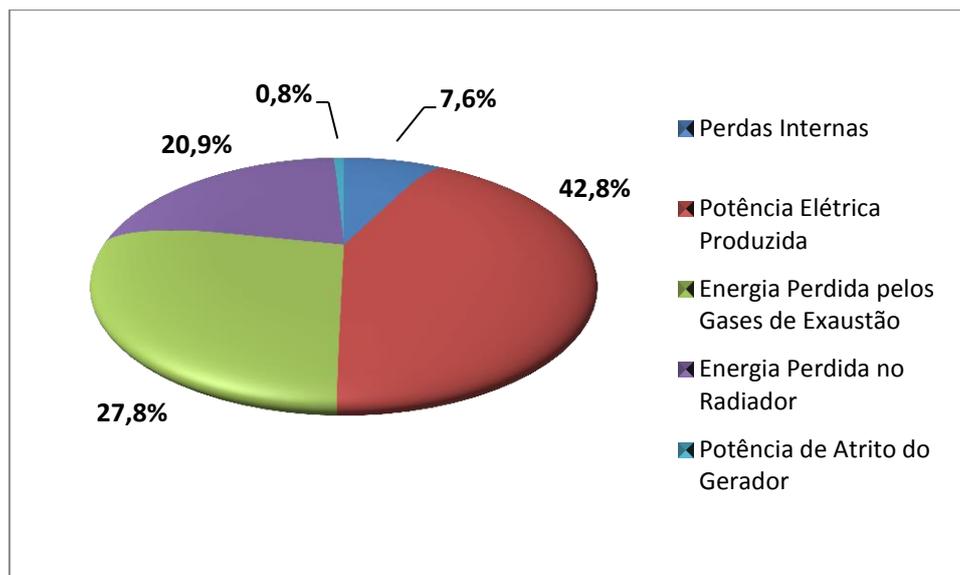


Figura 5.1 - Balanço Energético do Motor.

Analisando os resultados do balanço energético nota-se que os valores estão próximos daqueles que foram apresentados no Capítulo 3. A eficiência do motor é de 42,8%. O potencial de energia para aproveitamento é de 48,7% da energia fornecida inicialmente pelo combustível, ou 9,9 MW (5676,7 kW dos gases e 4267,7 kW da água de resfriamento). Estes valores demonstram o grande potencial de melhoria que existe na produção de potência adicional e aumento de eficiência. Na Tabela 5.2 e na Figura 5.2 está representado o balanço exergético.

Tabela 5.2 - Balanço Exergético do Motor.

Parâmetro	Valor
Exergia Fornecida pelo Combustível (kW)	21689,6
Potência Elétrica Produzida (kW)	8730,0
Exergia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	2420,9
Exergia Perdida pelo Radiador (kW)	443,5
Potência de Atrito do Gerador (kW)	169,8
Exergia Destruída (kW)	9925,4

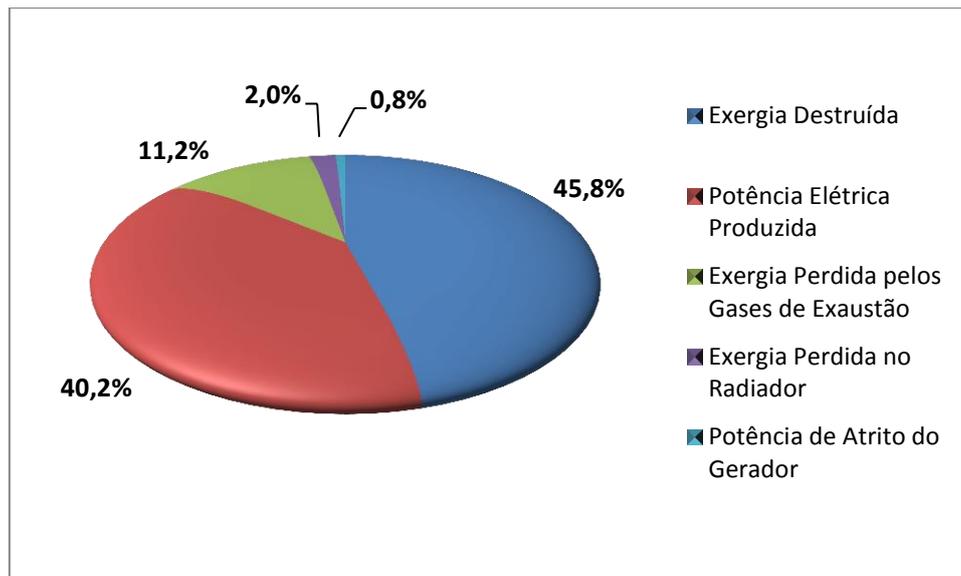


Figura 5.2 - Balanço Exergético do Motor.

Através do balanço exergético percebe-se que a eficiência exergética é de 40,2%, bem próxima da eficiência energética. O potencial exergético para aproveitamento é de 13,2%, ou 2,8 MW (2420,9 kW dos gases de exaustão e 443,5 kW da água de resfriamento). Portanto há uma grande diferença entre a energia disponível para aproveitamento (9,9 MW) e a exergia disponível. Isto se deve principalmente ao fato de parte desta energia estar na forma de água quente, que é uma fonte de baixa exergia. No entanto, mesmo que o potencial exergético para aproveitamento seja menor do que a energia disponível, ainda assim é um excelente potencial a ser aproveitado pelas alternativas de repotenciação e justifica os estudos propostos neste trabalho. Os resultados mostram que 45,8% da exergia disponível no combustível é destruída no motor. Este fato se deve principalmente à combustão, que é um processo com grandes irreversibilidades.

## 5.2. Análise Termodinâmica do Resfriamento do Ar de Admissão no Motor

Esta alternativa de repotenciação, ao contrário das outras, não é um ciclo de potência. Ela produz potência adicional indiretamente através do resfriamento do ar de admissão, o que acarreta em uma potência adicional produzida pelo próprio motor. Portanto, não é possível realizar uma análise termodinâmica do ciclo através de eficiências e balanços como foi proposto. Logo neste item será analisado o quanto de potência adicional esta

alternativa produz, o quanto ela aproveita a energia disponível e as irreversibilidades geradas entre o calor rejeitado e os chillers.

Como foi visto no Capítulo 4, os resultados obtidos com a utilização desta alternativa não foram satisfatórios. O melhor dos casos estudados foi o resfriamento do ar atmosférico na condição ISO (25°C, 1 atm e 30% de UR). Portanto, este caso que será utilizado para a comparação entre as alternativas. Na Tabela 5.3 estão apresentados os resultados para este caso.

Tabela 5.3 - Parâmetros do Resfriamento do Ar de Admissão (ISO).

Parâmetro	Valor
Potência Elétrica Adicional Produzida (kW)	48,3
Capacidade de Refrigeração Necessária (TR)	45,4
Potência Elétrica Consumida (kW)	19,1
Potência Elétrica Líquida Adicional (kW)	29,2

Os resultados mostram que no melhor dos cenários é gerado apenas 29,2 kW (0,3% da potência nominal do motor) de potência elétrica adicional por motor. Analisando a capacidade de refrigeração necessária (45,4 TR) e a capacidade de refrigeração calculada por Gava e Rodrigues (2014) (917,7 TR) percebe-se para este cenário, o aproveitamento do calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento de apenas um motor seria suficiente para resfriar o ar de admissão dos 20 motores da termoelétrica.

Um fato que deve ser analisado é a destruição de exergia no processo de geração de vapor para acionar o chiller a vapor. Como já foi relatado neste trabalho, utilizar os gases de exaustão indiretamente, através da geração de vapor, ao invés de utilizar os gases diretamente é uma grande fonte de irreversibilidade. Na Tabela 5.4 e na Figura 5.3 é apresentado o balanço exergético da caldeira de recuperação utilizada por Gava e Rodrigues (2014) para gerar o vapor que aciona o chiller a vapor.

Tabela 5.4 - Balanço Exergético da Caldeira Utilizada por Gava e Rodrigues (2014)

Parâmetro	Valor
Exergia Disponível nos Gases (kW)	2420,9
Exergia do Condensado	17,7
Exergia Perdida nos Gases (kW)	1136,1
Exergia do Vapor (kW)	633,6
Exergia Destruída	689,5

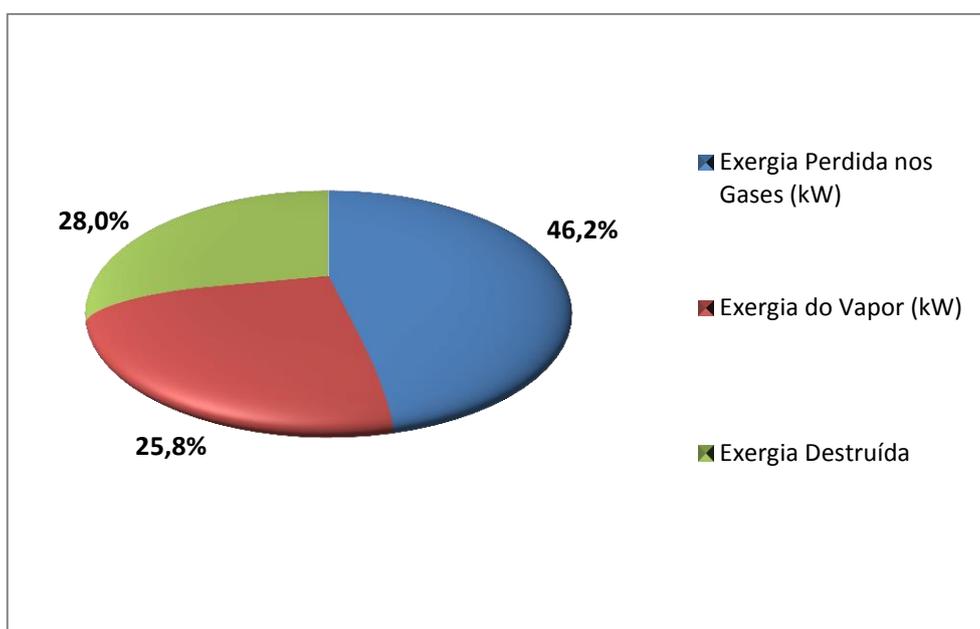


Figura 5.3 - Balanço Exergético da Caldeira de Recuperação.

Portanto, ao utilizar os gases indiretamente através de uma caldeira de recuperação, 28% da exergia disponível (698,5 kW) é destruída, além de 46,2% perdido nos gases. Ao passo que se fosse utilizado um chiller acionado diretamente pelos gases de exaustão, essa irreversibilidade adicional não estaria presente. Outro fato a ser ressaltado é que de toda exergia disponível nos gases, esta alternativa só aproveita 25,8%, e o resultado final deste aproveitamento é um aumento na potência de apenas 0,3%, no melhor dos cenários.

### 5.3. Análise Termodinâmica do Ciclo Combinado

Esta alternativa de repotenciação, estudada no Capítulo 4, é separada em duas alternativas distintas. A primeira é através da utilização apenas dos gases de exaustão. Enquanto a segunda é através da utilização dos gases de exaustão e da água de resfriamento do motor. Portanto, a análise termodinâmica será realizada separadamente para cada caso.

#### 5.3.1. Ciclo Combinado sem Utilização da Água de Resfriamento

Esta alternativa de repotenciação foi estudada no Capítulo 4 e se baseia na utilização de um ciclo Rankine a vapor, aproveitando o calor contido nos gases de exaustão através de uma caldeira de recuperação. O calor contido na água de resfriamento do motor não é utilizado nesta alternativa. O balanço energético desta alternativa está apresentado na Tabela 5.5 e na Figura 5.4.

Tabela 5.5 - Balanço Energético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento.

Parâmetro	Valor
Energia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	5676,7
Potência Elétrica Produzida (kW)	461,1
Energia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	2806,8
Energia Perdida no Condensador (kW)	2258,9
Perdas Internas (kW)	149,9

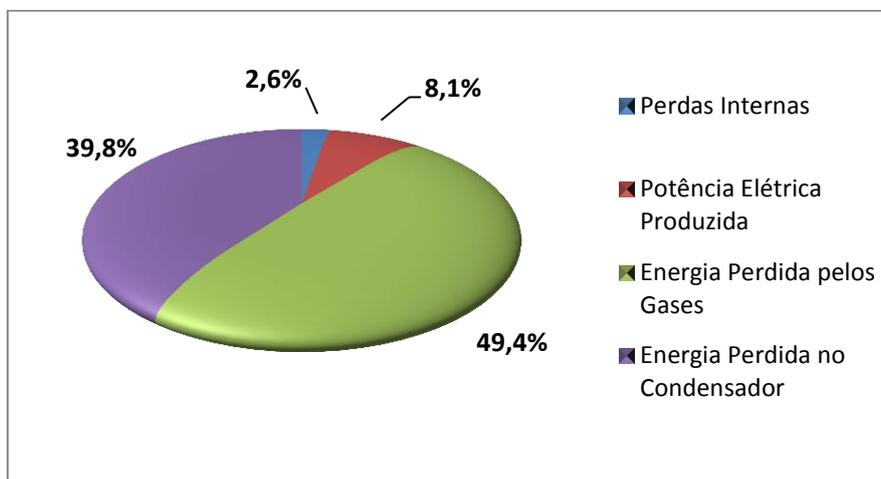


Figura 5.4 - Balanço Energético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento.

Esta alternativa de repotenciação aproveita 50,6% dos 5676,7 kW disponíveis nos gases de exaustão. Os outros 49,4% são perdidos através dos próprios gases de exaustão que saem da caldeira de recuperação. Isto é devido principalmente à limitação da temperatura de saída dos gases, para evitar a formação de condensado com presença de enxofre, como foi explicado no Capítulo 4. Portanto dos 5,7 MW disponíveis nos gases de exaustão do motor 461,1 kW são convertidos em potência elétrica líquida, o que representa uma eficiência energética de 8,1%. Os resultados também mostram que uma grande parcela (39,8%) da energia disponível é perdida através do condensador. Na Tabela 5.6 e na Figura 5.5 está representado o balanço exergetico.

Tabela 5.6 - Balanço Exergetico do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento.

Parâmetro	Valor
Exergia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	2420,9
Potência Elétrica Produzida (kW)	461,1
Exergia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	1149,5
Exergia Perdida no Condensador (kW)	37,1
Exergia Destruída (kW)	773,2

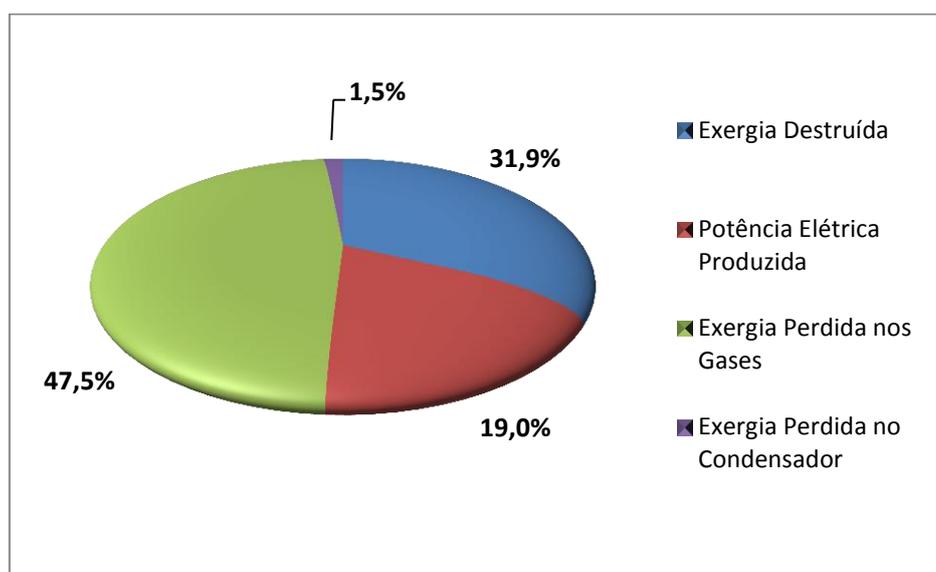


Figura 5.5 - Balanço Exergetico do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento.

Analisando os resultados do balanço exergético é possível confirmar que grande parte da exergia disponível nos gases (47,5%) é perdida. Apesar de que 39,8% da energia disponível nos gases é perdida no condensador, em termos exergéticos é perdido apenas 1,5% ou 37 kW. Esta discrepância é devido ao fato de que a grande quantidade de energia perdida está na forma de água quente a baixa temperatura, a qual possui uma exergia muito pequena. A exergia disponível nos gases é de 2420,9 kW e a potência elétrica produzida é de 461,1 kW, o que representa uma eficiência exergética de 19%. Um dado relevante dos resultados é o fato de que menos de 3% da energia dos gases é perdida internamente, porém 31,9% da exergia é destruída através de irreversibilidades.

### 5.3.2. Ciclo Combinado com Utilização da Água de Resfriamento

Esta alternativa de repotenciação se baseia na utilização de um ciclo Rankine a vapor alimentado pelo calor contido nos gases de exaustão e na água de resfriamento do motor. O balanço energético desta alternativa está apresentado na Tabela 5.7 e na Figura 5.6.

Tabela 5.7 - Balanço Energético do Ciclo Combinado com Água de Resfriamento.

Parâmetro	Valor
Energia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	5676,7
Energia Disponível na Água de Resfriamento (kW)	4267,6
Potência Elétrica Produzida (kW)	482,1
Energia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	2806,8
Energia Perdida pela Água de Resfriamento (kW)	2099,2
Energia Perdida no Condensador (kW)	2361,5
Perdas Internas (kW)	2194,7

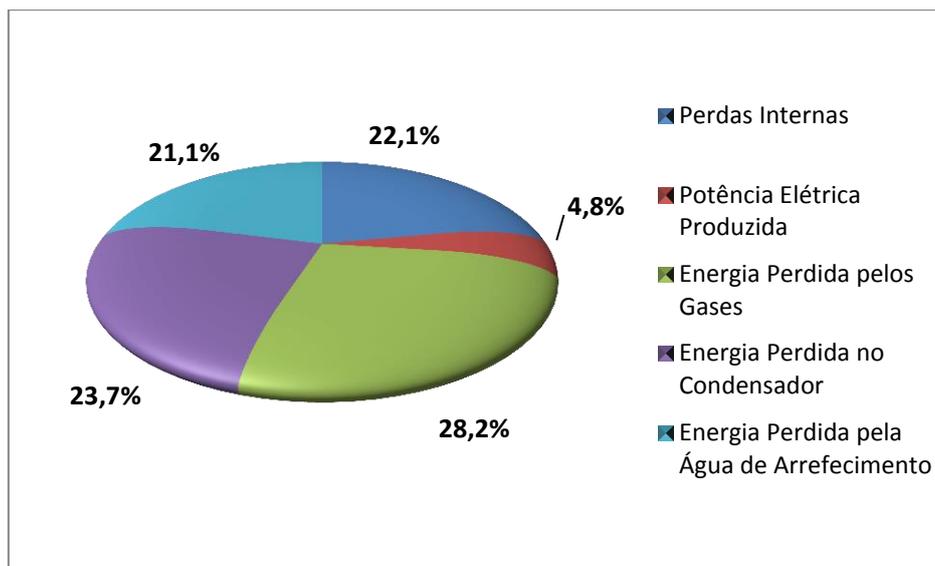


Figura 5.6 - Balanço Energético do Ciclo Combinado com Água de Resfriamento.

Com a utilização da água de resfriamento a energia disponível aumenta para 9,9 MW (5676,7 kW dos gases e 4267,6 kW da água de resfriamento). A potência elétrica produzida também aumenta para 482,1 kW, o que representa uma eficiência energética de 4,8%. A eficiência energética nesta alternativa tem uma queda significativa em relação ao ciclo combinado sem água de resfriamento (8,1%). Isto se deve à grande quantidade de energia fornecida na forma de água quente, que é uma fonte energética pouco eficiente para a geração de potência elétrica.

Analisando o balanço energético nota-se que uma grande parcela de energia é perdida através dos gases de exaustão e do condensador, pelo mesmo motivo explicitado no Item 5.3.1. Nesta alternativa 21,1% da energia disponível é perdida através da própria água de resfriamento. Isto se deve ao fato de não ser possível utilizar toda a energia disponível na água devido aos parâmetros estabelecidos no ciclo. Ao contrário da alternativa sem utilização da água de resfriamento em que as perdas internas são inferiores a 3%, nesta alternativa as perdas internas são de 22,1%, ou 2194,7 kW. Na Tabela 5.8 e na Figura 5.7 está representado o balanço exergético.

Tabela 5.8 - Balanço Exergético do Ciclo Combinado sem Água de Resfriamento.

Parâmetro	Valor
Exergia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	2420,9
Exergia Disponível na Água de Resfriamento (kW)	443,5
Potência Elétrica Produzida (kW)	482,1
Exergia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	1149,5
Exergia Perdida pela Água de Resfriamento (kW)	165,0
Exergia Perdida no Condensador (kW)	38,8
Exergia Destruída (kW)	1029,0

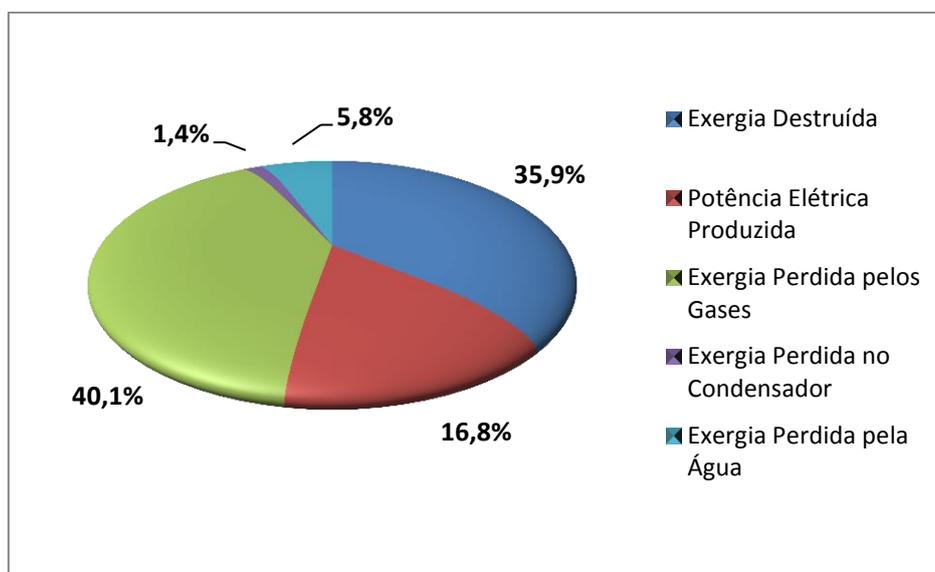


Figura 5.7 - Balanço Exergético do Ciclo Combinado com Água de Resfriamento.

Analogamente ao ciclo combinado sem água de resfriamento, uma grande parcela da exergia disponível é perdida pelos gases de exaustão, nesta alternativa 40,1%. A exergia perdida no condensador é extremamente baixa (1,4%) semelhante ao caso anterior. O balanço energético apresenta uma grande perda através da água de resfriamento. Em termos exergéticos esta perda é de 5,8%, devido à dificuldade de aproveitamento ao máximo da água quente. A eficiência exergética para esta alternativa é de 16,8%, um pouco inferior ao caso anterior devido à utilização de água quente para geração de potência. A exergia destruída, como era de se esperar, aumenta para 35,9% devido à introdução de irreversibilidades adicionais.

## 5.4. Análise Termodinâmica do Ciclo Kalina

Esta alternativa de repotenciação foi estudada no Capítulo 4, onde foi realizada uma revisão do artigo “Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina e ORC cycles” de Bombarda *et al.* (2010). Optou-se por realizar esta revisão, pois os motores utilizados nos estudos deste artigo são idênticos ao da termoelétrica estudada. Para a análise termodinâmica são feitas algumas adaptações nos resultados obtidos por Bombarda *et al.* (2010). Todos os fluxos são proporcionalmente reduzidos devido a vazão de gases de exaustão no artigo ser de 17,5 kg/s e na termoelétrica estudada a vazão é de 16,7 kg/s. Os estudos realizados no artigo utilizam os gases de dois motores, portanto os resultados aqui expressos são adaptados para os gases de apenas um motor. E por último, no artigo o calor retirado do ciclo no condensador é dissipado através de um fluxo de água proveniente de um rio. Como na termoelétrica estudada isto não é possível, o calor é dissipado através de uma torre de resfriamento que consome uma potência elétrica. Este é o mesmo método utilizado nos cálculos do ciclo combinado, e desta forma possibilita uma comparação mais justa entre as alternativas. O calor contido na água de resfriamento do motor não é utilizado nesta alternativa. Na Tabela 5.9 e na Figura 5.8 está representado o balanço energético.

Tabela 5.9 - Balanço Energético do Ciclo Kalina.

Parâmetro	Valor
Energia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	5676,7
Potência Elétrica Produzida (kW)	606,3
Energia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	1779,2
Energia Perdida no Condensador (kW)	3110,5
Perdas Internas (kW)	180,7

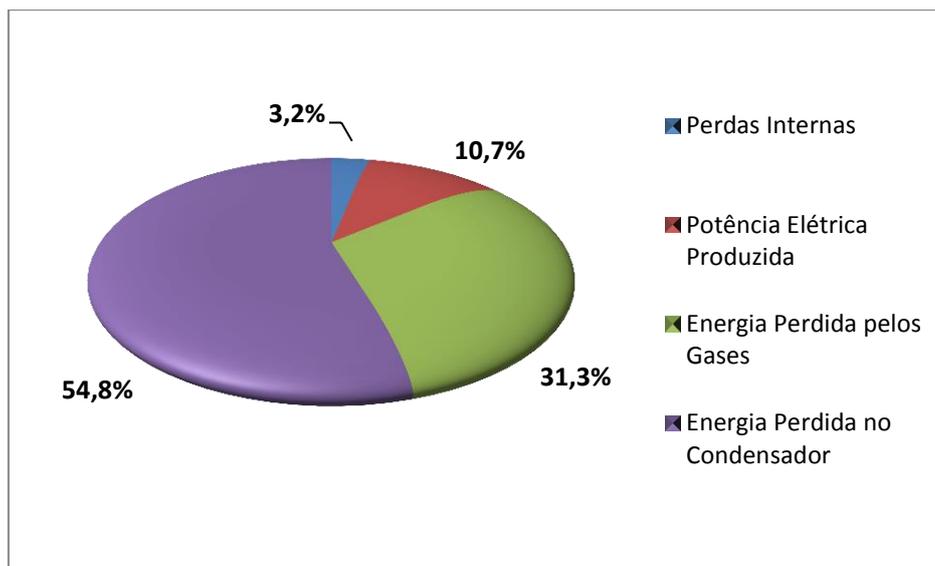


Figura 5.8 - Balanço Energético do Ciclo Kalina.

Da mesma forma que nas alternativas anteriores uma parcela significativa da energia disponível é perdida através dos gases de exaustão, neste caso 1779,2 kW ou 31,3%. A potência produzida pelo ciclo Kalina é maior, 606,3 kW representando uma eficiência energética de 10,7%. Novamente uma grande quantidade de energia é perdida no condensador (3110,5 kW ou 54,8% da energia disponível). As perdas internas contabilizam 3,2% da energia disponível nos gases. Comparado ao ciclo combinado sem utilização da água de resfriamento (2,6%) estas perdas são ligeiramente maiores. Isto se deve ao fato da planta do ciclo Kalina ser mais complexa e maiores perdas se tornam inerentes. O balanço exergético está apresentado na Tabela 5.10 e na Figura 5.9.

Tabela 5.10 - Balanço Exergético do Ciclo Kalina.

Parâmetro	Valor
Exergia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	2420,9
Potência Elétrica Produzida (kW)	606,3
Exergia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	835,3
Exergia Perdida no Condensador (kW)	51,1
Exergia Destruída (kW)	928,2

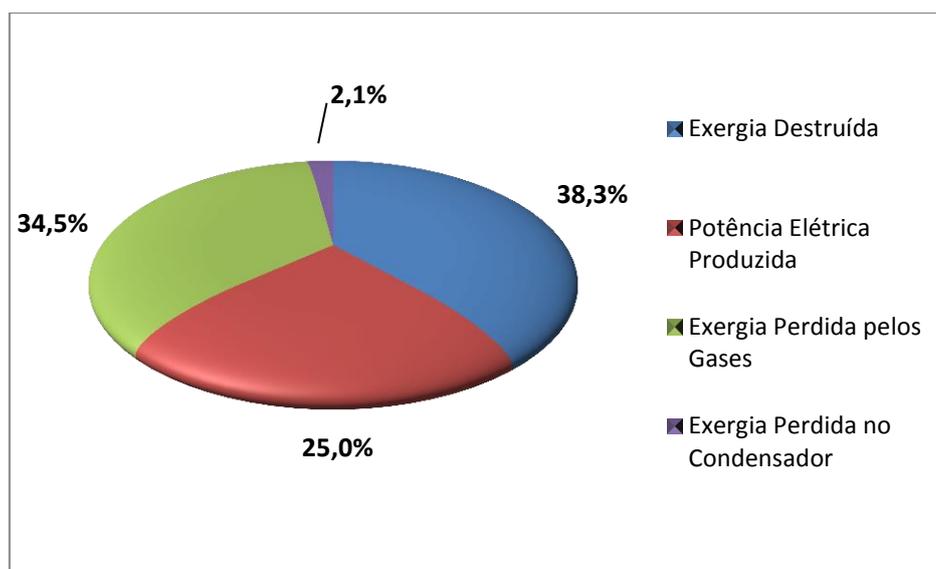


Figura 5.9 - Balanço Exergético do Ciclo Kalina.

Analisando os resultados nota-se que novamente grande parte da exergia disponível é perdida através dos gases de exaustão, 34,5% no caso do ciclo Kalina. A eficiência exergética para o ciclo Kalina é de 25%, superior aos 19% do ciclo combinado sem água de resfriamento. Igualmente às outras alternativas, a exergia perdida através do condensador é extremamente baixa, 2,1% neste caso. É importante destacar que mesmo esta alternativa apresentando uma eficiência exergética maior que as anteriores, a parcela de exergia destruída é também superior, 38,3% ou 928,2 kW. Isto se deve a maior complexidade da planta do ciclo Kalina, o que leva ao aumento de irreversibilidades.

## 5.5. Análise Termodinâmica do Ciclo Rankine Orgânico

De modo análogo ao ciclo Kalina, esta alternativa foi estudada no Capítulo 4, onde foi realizada uma revisão do artigo “Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina e ORC cycles” de Bombarda *et al.* (2010). As mesmas adaptações realizadas nos resultados do ciclo Kalina são realizadas para o ORC. O calor contido na água de resfriamento do motor não é utilizado em conjunto com o calor dos gases para alimentar uma mesma planta de ORC. Como foi visto no Capítulo 4, o calor da água de resfriamento é utilizado para alimentar outra planta de ORC, baseada no produto comercial Powerbox da empresa OPCON. Os resultados são analisados separadamente.

### 5.5.1. Análise Termodinâmica do ORC Utilizando os Gases de Exaustão

Os resultados do ORC alimentado somente pelos gases de exaustão são os resultados que devem ser comparados com as outras alternativas estudadas, pois é utilizada a mesma fonte de energia. O balanço energético é apresentado na Tabela 5.11 e na Figura 5.10.

Tabela 5.11 - Balanço Energético do ORC Utilizando Gases de Exaustão.

Parâmetro	Valor
Energia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	5676,7
Potência Elétrica Produzida (kW)	619,5
Energia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	2142,6
Energia Perdida no Condensador (kW)	2753,6
Perdas Internas (kW)	161,1

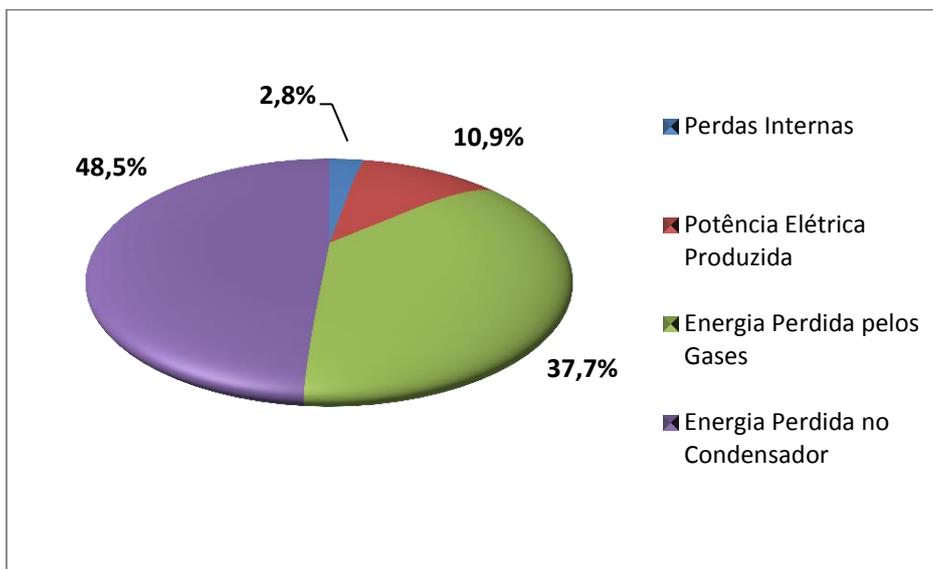


Figura 5.10 - Balanço Energético do ORC Utilizando Gases de Exaustão.

Semelhante às outras alternativas uma parcela significativa da energia disponível é perdida através dos gases de exaustão. No caso do ORC são 2142,6 kW ou 37,7% da energia disponível. Como já foi explicado, esta perda é inerente ao processo de aproveitamento, devido a existência de uma temperatura mínima dos gases para evitar a

formação de  $H_2SO_4$ . A potência produzida é de 619,5 kW, a maior das alternativas estudadas, e representa uma eficiência energética de 10,9% (ligeiramente maior que os 10,7% do ciclo Kalina). A energia perdida no condensador é 48,5% da energia disponível, e está na mesma faixa que as outras alternativas apresentaram. As perdas internas são 161,1 kW, ou 2,8% da energia disponível, inferiores as perdas internas do ciclo Kalina. O balanço exergético está apresentado na Tabela 5.12 e na Figura 5.11.

Tabela 5.12 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Gases de Exaustão.

Parâmetro	Valor
Exergia Disponível nos Gases de Exaustão (kW)	2420,9
Potência Elétrica Produzida (kW)	619,5
Exergia Perdida pelos Gases de Exaustão (kW)	935,2
Exergia Perdida no Condensador (kW)	45,2
Exergia Destruída (kW)	821,0

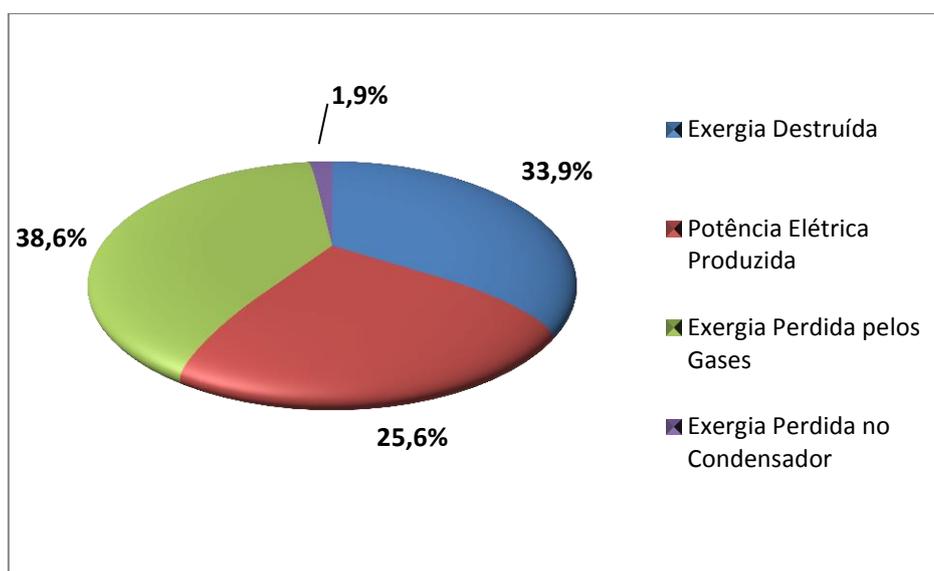


Figura 5.11 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Gases de Exaustão.

A exergia perdida pelos gases é semelhante as outras alternativas, 38,6% ou 935,2 kW. A eficiência exergética é de 25,6%, a maior eficiência exergética das alternativas de reotênciamento estudadas. A exergia destruída é de 821 kW ou 33,9% da exergia disponível, sendo superior apenas da exergia destruída do ciclo combinado sem água de

resfriamento (773,2 kW). A exergia perdida no condensador é de 45,2 W ou 1,9%, e está na mesma faixa das outras alternativas.

### 5.5.2. Análise Termodinâmica do ORC Utilizando a Água de Resfriamento

Esta alternativa, ao contrário das anteriores, utiliza somente o calor oriundo da água de resfriamento do motor. Portanto, pode ser utilizada em conjunto com alguma outra alternativa para um maior aproveitamento da energia disponível, com exceção do ciclo combinado com água de resfriamento. De modo análogo ao ciclo Kalina e ORC, o calor perdido no condensador é dissipado através de uma torre de resfriamento cujo consumo é descontado da potência produzida. O balanço energético está representado na Tabela 5.13 e na Figura 5.12.

Tabela 5.13 - Balanço Energético do ORC Utilizando Água de Resfriamento.

Parâmetro	Valor
Energia Disponível na Água de Resfriamento (kW)	4267,6
Potência Elétrica Produzida (kW)	65,1
Energia Perdida pela Água de Resfriamento (kW)	2177,0
Energia Perdida no Condensador (kW)	1997,6
Perdas Internas (kW)	27,9

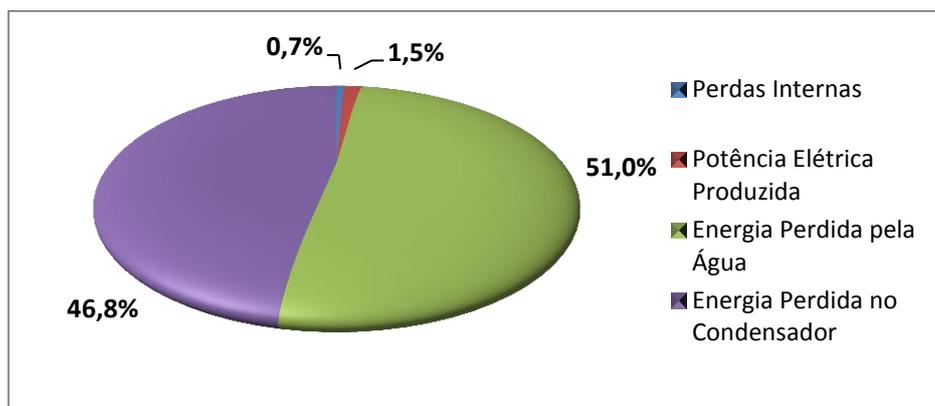


Figura 5.12 - Balanço Energético do ORC Utilizando Água de Resfriamento.

Analisando os resultados do balanço energético percebe-se que grande parcela, 51%, da energia disponível na água de resfriamento não é utilizada. Assim como em todas as

alternativas, uma parcela significativa da energia disponível é perdida através do condensador, neste caso 46,8%. A potência produzida é de 65,1 kW, acarretando em uma eficiência energética muito baixa de 1,5%. Porém esta eficiência é esperada, pois está sendo produzida potência elétrica a partir de uma fonte de baixa exergia (água quente), como já foi explicado no Item 5.1. As perdas internas são de 27,9 kW o que representa apenas 0,7% da energia disponível. O balanço exergético está apresentado na Tabela 5.14 e na Figura 5.13.

Tabela 5.14 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Água de Resfriamento;

Parâmetro	Valor
Exergia Disponível na Água de Resfriamento (kW)	443,5
Potência Elétrica Produzida (kW)	65,1
Exergia Perdida pela Água de Resfriamento (kW)	171,3
Exergia Perdida no Condensador (kW)	39,3
Exergia Destruída (kW)	167,7

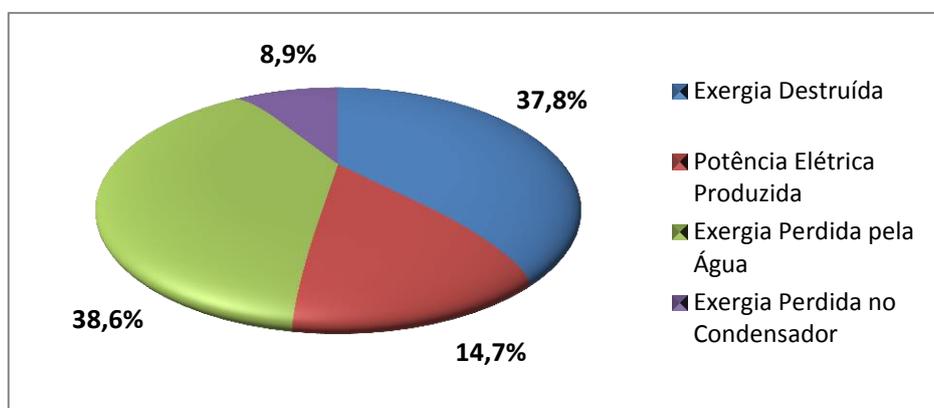


Figura 5.13 - Balanço Exergético do ORC Utilizando Água de Resfriamento.

Os resultados mostram que apesar da eficiência energética desta alternativa ser 1,5%, a eficiência exergética é de 14,7%, semelhante à eficiência exergética do ciclo combinado com água de resfriamento. Uma grande parcela (38,6%) da exergia disponível na água não é utilizada. Em termos de exergia destruída, esta alternativa é a segunda que mais destrói exergia com 37,8% (proporcionalmente à energia disponível). Esta atrás apenas do ciclo Kalina com 38,3% de exergia destruída. A exergia perdida pelo condensador,

apesar de ser percentualmente maior que a das outras alternativas (8,9%), em termos de grandeza está na mesma faixa das outras alternativas com 39,3 kW.

## 5.6. Comentários Gerais

Para sintetizar as análises termodinâmicas realizadas neste capítulo, os principais resultados são comparados nas Figuras 5.14 a 5.16. Nestas figuras a alternativa Ciclo Combinado com a Utilização de Água de Resfriamento estará abreviada por CCA, a alternativa Ciclo Combinado sem a Utilização de Água de Resfriamento estará abreviada por CC, alternativa Ciclo Kalina estará abreviada por KA, alternativa Ciclo Rankine Orgânico estará abreviada por ORC, a alternativa do Opcon PowerBox estará abreviada por PB e a combinação da alternativa ORC com a PB (aproveitamento dos gases e da água por meio do Ciclo Rankine Orgânico) estará abreviado por ORCA.

Na Figura 5.14 esta apresentada a potência líquida adicional produzida, por motor, para cada alternativa proposta de repotenciação por meio da recuperação do calor residual.

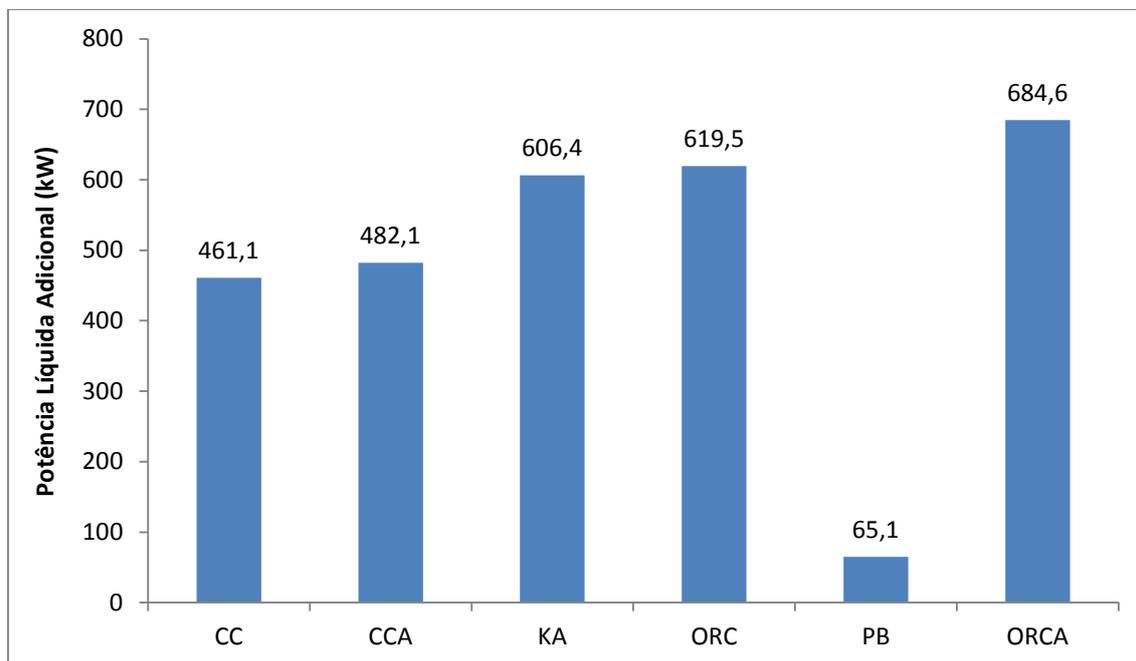


Figura 5.14 - Comparativo da Potência Líquida Adicional por Motor das Alternativas

Na Figura 5.15 são apresentadas as eficiências energéticas e eficiências exergéticas das alternativas, analisadas por motor. Na Figura 5.16 são apresentadas as eficiências

globais da planta com a implementação da alternativa em questão. A metodologia de cálculo destas eficiências se encontra no Apêndice A.

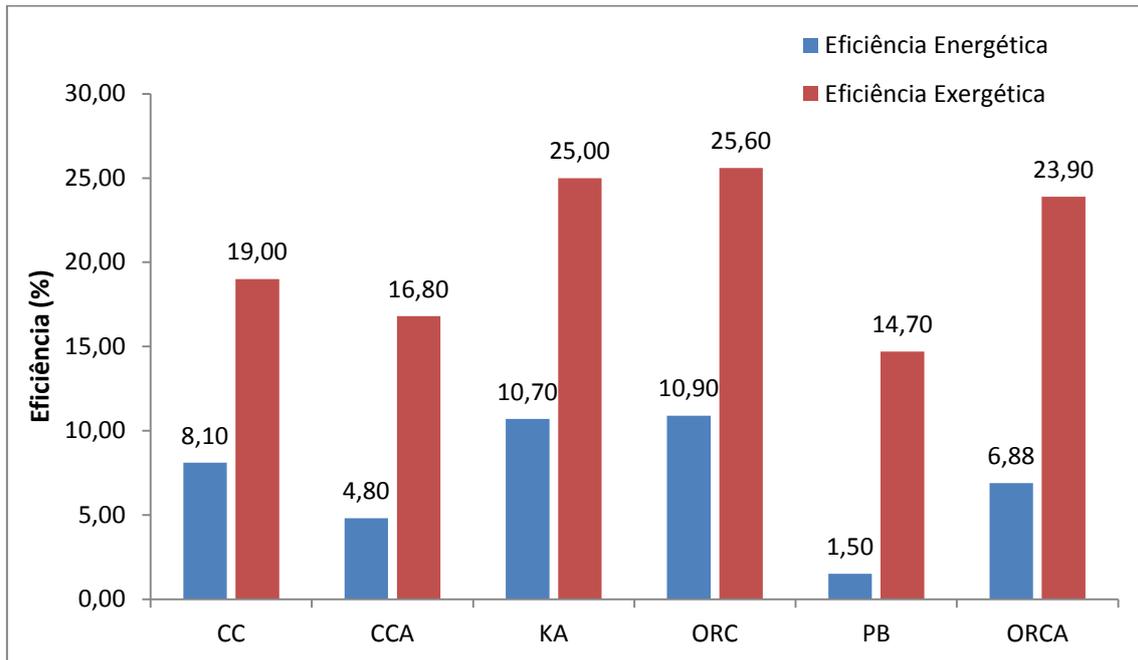


Figura 5.15 - Comparativo das Eficiências dos Ciclos

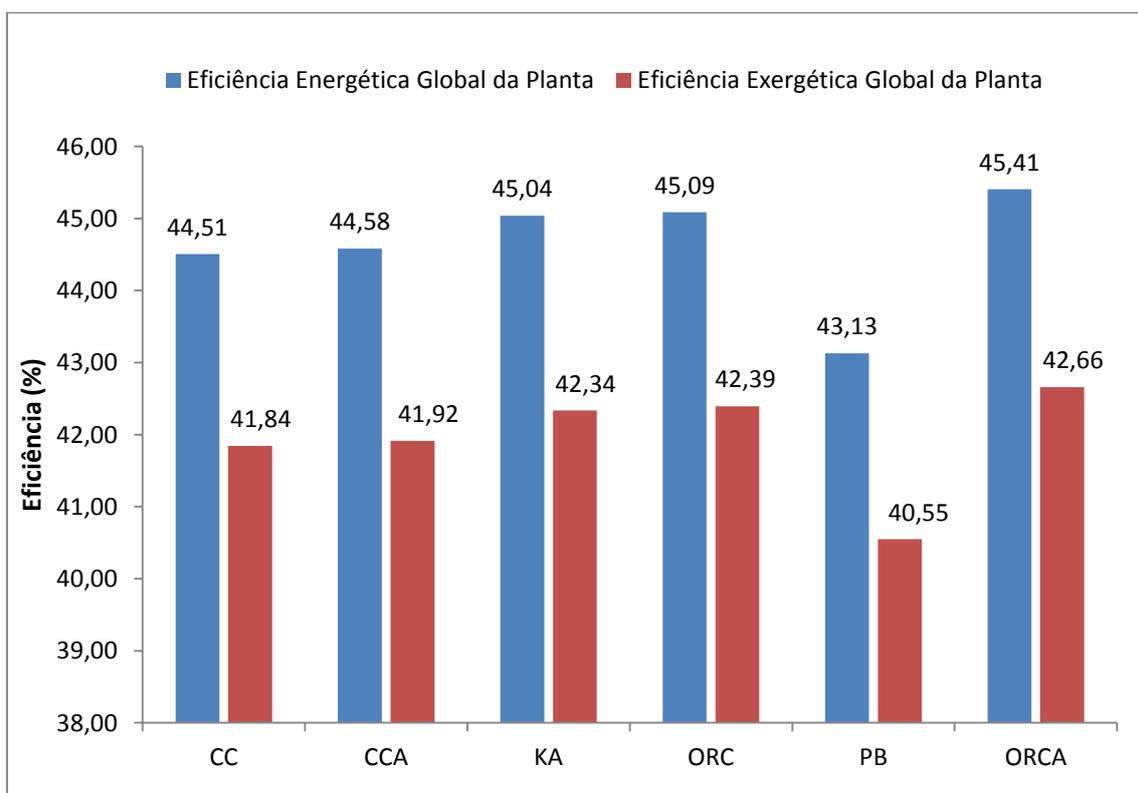


Figura 5.16 - Comparativo das Eficiências Globais da Planta

Analisando as Figuras 5.14 a 5.16 percebe-se que isoladamente o Ciclo Rankine Orgânico é a melhor alternativa do ponto de vista termodinâmico. O ORC apresenta a

maior potência produzida, a melhor eficiência energética, a melhor eficiência exérgica e é a segunda alternativa que menos destrói exergia. No entanto, combinação do Ciclo Rankine Orgânico para recuperação do calor dos gases e do ORC da Opcon PowerBox para recuperação do calor da água de arrefecimento (ORCA) proporciona a solução que apresenta a maior potência líquida adicional e as melhores eficiências globais da planta, mesmo que não apresente as melhores eficiências do ciclo.

No entanto, deve-se ressaltar que estas análises são do ponto de vista termodinâmico. Portanto há a necessidade de uma avaliação econômica das alternativas. Não é levada em conta também, a economia de energia utilizada para resfriamento da água encontrada nas alternativas que aproveitam o calor da água de resfriamento.

Uma otimização de uma superestrutura contemplando todas as alternativas de repotenciação apresentadas neste trabalho servirá para realizar as análises remanescentes.

## Capítulo 6

### CONSIDERAÇÕES FINAIS

Além de apresentar de forma sintetizada e qualitativa os principais resultados obtidos (síntese), este capítulo trás as principais contribuições desta dissertação e ainda algumas sugestões que podem ser levadas em conta para trabalhos futuros que venham a contribuir para o enriquecimento do tema.

#### 6.1. Síntese

Esta dissertação de mestrado teve como objetivo propor e avaliar alternativas de repotenciação das termelétricas equipadas com motores de combustão interna, através da recuperação do calor perdido. Este objetivo foi atingido. No Capítulo 2 foi feito um levantamento bibliográfico com alternativas de recuperação de calor. Foi proposto como alternativa o Ciclo Rankine a Vapor, o Ciclo Rankine Orgânico, o Ciclo Kalina e o Resfriamento do ar de Admissão do Motor. Para cada alternativa proposta foi relatado seus conceitos, suas vantagens e desvantagens e suas aplicações na área de recuperação de calor, principalmente de motores de combustão interna. Cada alternativa apresentou potencial para ser utilizada na recuperação de resíduo térmico de motores de combustão interna com o intuito de repotenciação.

Este trabalho teve também como objetivo definir qual dessas alternativas propostas apresenta um maior ganho de potência e eficiência, tendo a UTE Viana como estudo de caso. Este objetivo também foi atingido. Primeiramente foi feito um levantamento das características e condições de contorno das unidades geradoras da UTE Viana no Capítulo 3. No Capítulo 4 foram realizados estudos de caso aplicando as alternativas de repotenciação propostas aos motores da UTE Viana para determinar a potência adicional gerada para cada alternativa. No Capítulo 5 foram realizados balanços energéticos e exergéticos do motor e de cada alternativa proposta. Estas análises mostraram que das quatro alternativas propostas, o Ciclo Rankine Orgânico foi a que apresentou melhores resultados. Aproveitando apenas o calor dos gases de exaustão disponível dos 15 motores é possível gerar 9,3 MW, o que representa um aumento da potência produzida pela UTE Viana de 5,3% sem uso de combustível adicional. O ORC apresentou também a melhor eficiência energética com 10,9% e a melhor eficiência

exergética com 25,6%. Comparando com as outras alternativas isoladamente, é a alternativa que acarreta nas melhores eficiências globais da planta com 45,1% em termos energéticos e 42,4% em termos exergéticos. Em termos de exergia destruída o ORC é a segunda alternativa que destrói menos exergia com 33,9%, perdendo apenas para o Ciclo Combinado sem Utilização de Água de Resfriamento com 31,9%.

Para o aproveitamento do calor da água de resfriamento do motor o Opcon PowerBox se mostrou uma alternativa muito atrativa. Com uma eficiência exergética de 14,7% sua aplicação no aproveitamento da água de resfriamento dos 20 motores é capaz de produzir 1,3 MW. Ou seja, é capaz de aumentar a potência produzida em 0,75% apenas aproveitando o calor contido na água de resfriamento. Além de reduzir a potência de acionamento dos ventiladores utilizados nos radiadores, pois parte da energia que é dissipada nos radiadores já será aproveitada pelo Opcon PowerBox.

Para o máximo aproveitamento do calor disponível dos motores, ou seja aproveitamento do calor dos gases de exaustão e da água de resfriamento, a combinação do Ciclo Rankine Orgânico (para aproveitamento dos gases de exaustão) e do Opcon ORC PowerBox (para aproveitamento da água de resfriamento) é a que apresenta a melhor solução para repotenciação visando a máxima potência produzida. Esta combinação é capaz de gerar uma potência elétrica adicional de 10,6 MW, ou um aumento de 6,1% da potência produzida pela UTE Viana, sem queima adicional de combustível. Isto equivale a um motor extra na termelétrica com 120% da capacidade dos motores atuais, sem consumo adicional de combustível. O acoplamento desta alternativa combinada resulta nas maiores eficiências globais da planta, com 45,41% em termos energéticos (atualmente é de 42,8%) e 42,66% em termos exergéticos (atualmente é de 40,2%). Porém, vale ressaltar que estas análises não levam em consideração aspectos econômicos.

## **6.2. Contribuições**

Este trabalho serviu para evidenciar o potencial para aproveitamento de calor e repotenciação de termelétricas equipadas com motores diesel, principalmente a UTE Viana. Sendo assim, a utilização de alternativas de repotenciação pode resultar em um aumento substancial na potência elétrica produzida de uma termelétrica sem uso adicional de combustível, ou então em uma redução de consumo de combustível para a mesma potência.

### **6.3. Sugestões**

Para trabalhos futuros pode-se propor o mesmo estudo para outras alternativas de aproveitamento de calor, como por exemplo ciclo combinado com turbina a gás (aproveitar a energia cinética dos gases) como citado no Capítulo 2, e então comparar com os resultados obtidos neste trabalho. Pode-se também utilizar softwares comerciais para modelar a UTE Viana em conjunto com as alternativas de repotenciação estudadas para confirmação dos resultados obtidos neste trabalho.

Uma outra proposta seria a realização de um estudo termoeconômico comparando a UTE Viana atual e com a implantação da repotenciação proposta neste trabalho.

Como foi dito, este trabalho servirá de subsidio para um futuro projeto e possível tese de doutorado, na qual será realizada a modelagem de uma superestrutura contemplando todas as alternativas de sistemas de recuperação de calor acoplados a usina termelétrica com motores de combustão interna. Esta superestrutura será utilizada para realizar uma otimização de projeto mediante as condições de contorno existentes. Esta otimização servirá para definir a estrutura mais viável do ponto de vista termoeconômico.

## REFERÊNCIAS

- 1 AGHAALI, H.; ÅNGSTRÖM, H. **A review of turbocompounding as a waste heat recovery system for internal combustion engines.** Renewable and Sustainable Energy Reviews 49 (2015) 813–824.
- 2 AMICABILE S.; LEE J.; KUM, D. **A comprehensive design methodology of organic Rankine cycles for the waste heat recovery of automotive heavy-duty diesel engines.** Applied Thermal Engineering 87 (2015) 574-585.
- 3 BACHETTI, A. **Avaliação e Validação da Modelagem de um Sistema de Cogeração Visando uma Posterior Aplicação da Otimização Operacional.** Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, 2012.
- 4 BOMBARDA, P.; INVERNIZZI, C. M.; PIETRA, C. **Heat recovery from Diesel engines: A thermodynamic comparison between Kalina and ORC cycles.** Applied Thermal Engineering 30, 212–219, 2010.
- 5 BOUAZZAQUI, S.; FERREIRA, C. I.; LANGRECK, J.; GERRITSEN, J. **Absorption Resorption Cycle for Heat Recovery of Diesel Engines Exhaust and Jacket Heat.** International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 911, 2008.
- 6 BRAIMAKIS, K.; PREIßINGE, M.; BRÜGGEMANN, D.; KARELLAS, S.; PANOPOULOS, K. **Low grade waste heat recovery with subcritical and supercritical Organic Rankine Cycle based on natural refrigerants and their binary mixtures.** Energy 88 (2015) 80 – 92.
- 7 CALLAHAN T.; BRANYON, D.; FORSTER, A.; ROSS, M.; SIMPSON, D. **Effectiveness of mechanical turbo compounding in a modern. Heavy-duty diesel engine.** Int. J. Automotive Engineering, 2010; 3:69–73 20124031.
- 8 CHEN, H. **Converting Low-Grade Heat into Electrical Power.** 2011. Disponível em: <<http://www.eng.usf.edu/~%20hchen4/index.htm>>. Acesso em 2014.

- 9 CHYS, M.; VAN DEN BROEK, M.; VANSLAMBRBROUCK, B.; DE PAEPE, M. **Potential of zeotropic mixtures as working fluids in organic Rankine cycles**. Energy 44 pp. 623-632, 2012.
- 10 DOLZ, V.; NOVELLA, R.; GARCÍA, A.; SÁNCHEZ, J. **HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system**. Part 1: study and analysis of the waste heat energy. Applied Thermal Engineering 2012; 36:269–78.
- 11 DOMINGUES, A. **Avaliação do potencial de aproveitamento da energia contida nos gases de escape de automóveis**. Dissertação de Mestrado. Universidade Técnica de Lisboa, 2011.
- 12 DOMINGUES, A.; SANTOS H.; COSTA, M. **Analysis of vehicle exhaust waste heat recovery potential using a Rankine cycle**. Energy, Volume 49, Pages 71-85, 2013.
- 13 FREY, T. **Organic Rankine Cycles for Waste Heat Recovery**. NASA/C3P - International Workshop on Environment and Alternative Energy, 2009.
- 14 GALINDO, J.; SERRANO, J.; CLIMENT, H.; VARNIER, O. **Impact of two-stage turbocharging architectures on pumping losses of automotive engines based on an analytical model**. Energy Conversion Manag., 2010. 0196-8904 51(10):1958–69.
- 15 GAVA, E.; RODRIGUES, L. **Modelagem e Simulação de um Sistema para Recuperação do Calor de um Motor Alternativo de Combustão Interna Visando o Condicionamento de Ar**. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, 2014.
- 16 GEWALD, D.; KARELLAS, S.; SCHUSTER, A. SPLIETHOFF, H. **Integrated system approach for increase of engine combined cycle efficiency**. Energy Conversion and Management 60, pp. 36-44, 2012.
- 17 GIANFRANCO, A.; PALIANO, P. **Multicomponent working fluids for organic Rankine cycles (ORCs)**. Energy Vol. 23, No. 6, pp. 449-463, 1998.
- 18 GOULART, S; LAMBERTS, R; FIRMINO, S. **Dados climáticos para projeto e avaliação energética de edificações para 14 cidades**

- brasileiras** – 2. Ed. – Florianópolis: Núcleo de Pesquisa em Construção/UFSC, 345 p, 1998.
- 19 GUO, Z.; ZHANG, Z.; CHEN, Y.; WU, J.; DONG, C. **Dual-pressure vaporization Kalina cycle for cascade reclaiming heat resource for power generation.** Energy Conversion and Management 106 (2015) 557–565.
- 20 HE, M.; ZHANG, X.; ZENG, K.; GAO, K. **A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine.** Energy 2011;36:6821–9.
- 21 HIELD, P. **The effect of back pressure on the operation of a diesel engine.** Technical report DSTO-TR-2531, 2011. Australia: Defence Science and Technology Organisation.
- 22 HLAVŇA, V. KOVALČIK, A.; KRAKOVSKY, J.; LABUDA, R. **The influence of intensity of charge air intercooling on diesel engine gas.** Journal of KONES Powertrain and Transport, Vol. 18, No. 2, 2011.
- 23 HOUNTALAS, D.; MAVROPOULOS, G. **Potential for improving HD diesel truck engine fuel consumption using exhaust heat recovery techniques.** In: Meng Joo Er (Ed.), New Trends in Technologies: Devices, Computer, Communication and Industrial Systems Chapter 17, 2010 pp. 313-340.
- 24 INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. **ISO 15550 Internal combustion engines – Determination and method for the measurement of engine power – General requirements.** 5ª edição. Suíça, 2002.
- 25 INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - ISO. **ISO 3046-1 Reciprocating internal combustion engines – Performance – Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods – Additional requirements for engines for general use.** 5ª edição, Suíça, 2002.

- 26 JADHAO, J.; THOMBARE, D. **Review on Exhaust Gas Heat Recovery for I.C. Engine.** International Journal of Engineering and Innovative Technology. Volume 2, Issue 12, June 2013.
- 27 JONNISON, M.; YAN, J. **Ammonia–water bottoming cycles: a comparison between gas engines and gas diesel engines as prime movers.** Energy 2001;26:31–44.
- 28 KADUNIC, S.; SCHERER, F.; BAAR, R. **Increased gasoline engine efficiency due to charge air cooling through an exhaust heat driven cooling system.** MTZ, Volume 75, pp. 58 - 60, 2014.
- 29 KALINA, A.; **Combined-cycle system with novel bottoming cycle.** ASME Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 1984;106:737–42.
- 30 KOROBITSYN, M. **New and advanced energy conversion technologies. Analysis of cogeneration combined and integrated cycles.** Tese de Doutorado. Universidade de Twente, 1998.
- 31 LEARN ENGINEERING. **Kalina Cycle Power Plant.** Disponível em: <<http://www.learnengineering.org/2013/01/kalina-cycle-power-plant.html>>. Acesso em 2014.
- 32 LORA, E.; NASCIMENTO, M. **Geração Termelétrica Planejamento, Projeto e Operação Volume 1.** [S.l.]: Editora Interciência, 2004
- 33 LOZANO, M. A.; VALERO, A. **Determinacion de la exergia para sustancias de interes industrial.** In: ETSII. UNIVERSIDAD DE ZARAGOZA. Departamento de Termodinámica y Fisicoquímica. [S.l.], 1986.
- 34 MLCÁK, H. **An Introduction to the Kalina Cycle.** PWR- Vol. 30, Proceedings of the International Joint Power Generation Conference, 1996.
- 35 MORAN, M.; SHAPIRO H. **Princípios de termodinâmica para engenharia.** 6ª Edição. Editora LTC, 2011.
- 36 MOSTAFAVI, M.; AGNEW, B. **Thermodynamic analysis of combined diesel engine and absorption unit-turbocharged engine with intercooling.** Applied Thermal Engineering Vol. 16, Nos 8/9, pp. 733-740, 1996.

- 37 OPCON. Disponível em <http://opconenergysystem.com/en/opcon-powerbox-orc/the-orc-system-in-opcon-powerbox/>>. Acesso em 2015.
- 38 PAANU, T.; NIEMI, S.; RANTANEN, P. **Waste Heat Recovery: Bottoming Cycle Alternatives**. Proceedings of the University of Vaasa, Reports 175. Universidade de Vaasa, 2012.
- 39 QUOILIN, S.; VAN DEN BROEK, M.; DECLAYE, S.; DEWALLEF, P. LEMORT, V. **Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 22, pp. 168-186, 2012.
- 40 RENZ, M.; ENGELHARD, M. **The New Generation Kalina Cycle**. Electricity Generation from Enhanced Geothermal Systems Conference. França, 2006.
- 41 RIBEIRO, C. C.; VALIATI, A. S.; SANTOS, J. J. C. S.; DONATELLI, J. L. M.; CUNHA, C. C. M.; SENA, C. J. . **A Definição do Estado de Referência Para o Desenvolvimento de um Sistema de Monitoração e Diagnóstico Termodinâmico de uma Central Termelétrica com Motores de Combustão Interna a Óleo**. CONEM 2014 - VIII Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 2014, Uberlândia - MG. Anais do CONEM 2014, 2014.
- 42 RODRÍGUEZ, C. **Estudo das Opções Tecnológicas para a Geração de Eletricidade a partir de Fontes Geotérmicas Melhoradas de Baixa Temperatura**. Qualificação de Doutorado. Universidade Federal de Itajubá, 2013.
- 43 SAIDUR, R.; RAZAEI, M.; MUZAMMIL, W. K.; HASSAN, M. H.; PARIA, S.; HASANUZZAMAN, M. **Technologies to recover exhaust heat from internal combustion engines**. Renewable and Sustainable Energy Reviews 16, 2012.
- 44 SALVIANO, L.; MODESTO, M. **Simulation of the coupled between an absorption refrigeration system (H<sub>2</sub>O-NH<sub>3</sub>) and a turbo-charged diesel engine**. 21<sup>st</sup> Brazilian Congress of Mechanical Engineering October 24-28. Brasil, 2011.

- 45 SANTOS, J.J.C.S. **Avaliação Exergoeconômica das Tecnologias para a Produção Combinada de Eletricidade e Água Dessalinizada.** Dissertação de Mestrado. Itajubá, 2005.
- 46 SANTOS, J.J.C.S. **Aplicação da Neguentropia na Modelagem Termoeconômica de Sistemas.** Tese de Doutorado. Itajubá, 2009.
- 47 SERRANO, J.; DOLZ, V.; NOVELLA, R.; GARCÍA, A. **HD Diesel engine equipped with a bottoming Rankine cycle as a waste heat recovery system.** Part 2: Evaluation of alternative solutions. *Applied Thermal Engineering* 2012; 36:279–87.
- 48 SHU, G.; YU, G.; TIAN, H.; WEI, H.; LIANG, X.; HUANG, Z. **Multi-approach evaluations of a cascade-Organic Rankine Cycle (C-ORC) system driven by diesel engine waste heat: Part A – Thermodynamic evaluations.** *Energy Conversion and Management* 108 (2016) 579–595.
- 49 SOFFIATO, M.; FRANGOPOULOS, C.; MANENTE, G.; RECH, S.; LAZZARETTO, A. **Design optimization of ORC systems for waste heat recovery on board a LNG carrier.** *Energy Conversion and Management* 92 (2015) 523–534.
- 50 SONG, J.; GU, C. **Parametric analysis of a dual loop Organic Rankine Cycle (ORC) system for engine waste heat recovery.** *Energy Conversion and Management* 105 (2015) 995–1005.
- 51 SONG, J.; GU, C. **Analysis of ORC (Organic Rankine Cycle) systems with pure hydrocarbons and mixtures of hydrocarbon and retardant for engine waste heat recovery.** *Applied Thermal Engineering* 89 (2015) 693-702.
- 52 STENZEL, W.; SOPOCY, D.; PACE, S. **Repowering Existing Fossil Steam Plants.** Dallas, TX: Power-Gen International, 1997.
- 53 TAHANI, M.; JAVAN, S.; BIGLIARI, M. **A Comprehensive Study on Waste Heat Recovery from Internal Combustion Engines Using Organic Rankine Cycle.** *Thermal Science: Year 2013, Vol. 17, No. 2*, pp. 611-624.
- 54 TALBI, M.; AGNEW, B. **Energy recovery from diesel engine exhaust gases for performance enhancement and air conditioning.** *Applied Thermal Engineering*, Volume 22, Issue 6, Pages 693-702, April 2002.

- 55 UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPIRITO SANTO. Biblioteca Central. **Normalização de referências: NBR 6023:2002**. Vitória, ES: A biblioteca, 2006.
- 56 UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPIRITO SANTO. Biblioteca Central. **Normalização e apresentação de trabalhos científicos e acadêmicos**. Vitória, ES: A biblioteca, 2006.
- 57 VALDIMARSSON, P. **ORC and Kalina Analysis and Experience**. Lecture material, 2003.
- 58 VALIATI, A.; JUNIOR O. **Modelagem e Simulação da Usina Termoelétrica de Viana Visando Diagnóstico Termodinâmico**. Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Centro Tecnológico, Universidade Federal do Espírito Santo, 2013.
- 59 VENTURINI, O. **Sistemas de Ar Condicionado**. Universidade Federal de Itajubá, 201?.
- 60 VERDA, V. **Thermoeconomic Anlysis and Diagnosis of Energy Utility Systems** – From Diagnosis to Prognosis. Int. J. Thermodynamics, Vol. 7, n. 2, pp. 73-83, 2004.
- 61 VIVIAN J.; MANENTE G.; LAZZARETTO A. **A general framework to select working fluid and configuration of ORCs for low-to-medium temperature heat sources**. Applied Energy 156 (2015) 727–746.
- 62 WALRAVEN, D.; LAENEN, B.; D’HAESELEER, W. **Comparison of Thermodynamic Cycles for Electricity Production from Low-Temperature Geothermal Heat Sources**. Energy and Environment, 2012.
- 63 WÄRTSILÄ. Disponível em: < <http://www.wartsila.com/en/Home>>. Acesso em 2014.
- 64 WÄRTSILÄ (2009a). Protocolos de teste das Unidades Motogeradoras.
- 65 WÄRTSILÄ (2009b). Wärtsila 32 Power Plants Product Guide. Bock’s Office, Finland.

- 66 WEI, M.; FANG, J.; MA, C. **Waste heat recovery from heavy-duty diesel engine exhaust gases by medium temperature ORC system.** *Sci China Tech Sci*, 2011.
- 67 ZHANG, X.; HE, M.; ZHANG, Y. **A review of research on the Kalina cycle.** *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 16 (7) (2012), pp. 5309–5318.

# APÊNDICE

## A. Modelagem Termodinâmica

Neste item são explicitadas as modelagens termodinâmicas e equações utilizadas nos cálculos realizados nos Capítulos 4 e 5.

### Modelagem Energética

O cálculo da energia da água de resfriamento é realizado através da modelagem de fluido real. A Equação A.1 representa a energia de um fluxo de fluido real.

$$\dot{Q} = \dot{m}(h - h_0) \quad [kW] \quad (A.1)$$

Sendo  $\dot{m}$  a vazão mássica do fluido,  $h$  a entalpia do fluxo que é função da temperatura e pressão do fluxo e  $h_0$  a entalpia de referência que é função da temperatura e pressão do ambiente de referência. Já para o cálculo da energia dos gases de exaustão é utilizada a modelagem de mistura de gases ideais. A Equação A.2 representa a energia de uma mistura de gases ideais.

$$\dot{Q}_{Gases} = \frac{\dot{m}_{Gases}}{\sum_{i=1}^n x_i \cdot M_i} \sum_{i=1}^n x_i \int c_p dT \quad [kW] \quad (A.2)$$

Onde o calor específico a pressão constante  $c_p$  é uma função polinomial da temperatura e seus coeficientes são obtidos de Lozano e Valero (1986) e se encontram na Tabela A.1.

Tabela A.1 - Coeficientes do Polinômio do Calor Específico dos Gases de Exaustão.

Elementos	$c_p = A + B.T + C.T^2 + D.T^3 \quad (kcal/kmol.K)$			
	A	B.10 <sup>2</sup>	C.10 <sup>5</sup>	D.10 <sup>9</sup>
CO <sub>2</sub>	5,316	1,4285	-0,8362	1,784
H <sub>2</sub> O	7,7	0,04594	0,2521	-0,8587
N <sub>2</sub>	6,903	-0,03753	0,193	-0,6861
O <sub>2</sub>	6,085	0,3631	-0,1709	0,3133
Ar	4,964*	0	0	0
SO <sub>2</sub>	6,157	1,384	-0,9103	2,057

Obs: \*(Verda *et al.*, 2004)

A energia contida no combustível (Equação A.3) é função do seu poder calorífico inferior (PCI) e da sua vazão mássica.

$$\dot{Q}_{Comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \quad [kW] \quad (A.3)$$

A eficiência energética do ciclo e a eficiência energética global da planta (motor em conjunto com a alternativa) são dadas pelas Equações A.4 e A.5.

$$\eta_{energética} = \frac{\text{Potência Líquida do Ciclo}}{\text{Calor Disponível}} \quad (A.4)$$

$$\eta_{energética}^{global} = \frac{\text{Potência Líquida do Ciclo} + \text{Potência Líquida do Motor}}{\text{Calor do Combustível}} \quad (A.5)$$

## Modelo Exergético

Exergia de um fluxo é o máximo trabalho possível que este fluxo pode gerar ao passar por um processo reversível desde o estado se encontra até o estado de referência. Segundo Lozano e Valero (1986) o estado de referência é definido pelas condições do ambiente local, dadas pela temperatura ambiente ( $T_0$ ) e pela pressão ambiente ( $p_0$ ). Desprezando efeitos cinéticos e gravitacionais, a exergia de um fluxo ( $E$ ) é definida, segundo a Equação A.6, através da soma da sua parcela química ( $E^Q$ ) e física ( $E^F$ ).

$$E = E^Q + E^F \quad [kW] \quad (A.6)$$

A exergia do fluxo de água de resfriamento do motor é calculada utilizando o modelo de fluido real. Sua parcela química é nula, pois a água não reage quimicamente ao passar pelos processos, não alterando sua composição química. Portanto a exergia do fluxo de água de resfriamento do motor (Equação A.7) é dada inteiramente pela sua parcela física, sendo  $s$  e  $s_0$  a entropia do fluxo de água no estado que se encontra e no estado de referência respectivamente.

$$E_{Água} = \dot{m}[(h - h_0) - T_0(s - s_0)] \quad [kW] \quad (A.7)$$

A exergia do fluxo de gases de exaustão do motor é calculada utilizando o modelo de mistura de gases ideais. A sua parcela da exergia química já não é mais nula, pois o ar atmosférico reage com o combustível para formar os gases de exaustão. A exergia

química de uma mistura de gases depende da composição desses gases. Neste trabalho existe uma parcela de SO<sub>2</sub> nos gases de exaustão, e este elemento não está presente nos ar atmosférico. Quando um elemento dos gases não está presente no ar atmosférico, a exergia química dos gases ( $E_{Gases}^Q$ ) é dada pela Equação A.8 com base na exergia química padrão ( $e^0$ ) de cada elemento  $i$ , da constante universal dos gases ( $R$ ) e da temperatura de referência ( $T_0$ ).

$$E_{Gases}^Q = \frac{\dot{m}_{Gases}}{\sum_{i=1}^n x_i \cdot M_i} \sum_{i=1}^n x_i \cdot [e_i^0 + R \cdot T_0 \cdot \ln(x_i)] \quad [kW] \quad (A.8)$$

A exergia química padrão dos componentes dos gases de exaustão foi obtida da tabela apresentada em Kotas (1985) e pode ser vista na Tabela A.2.

Tabela A.2 - Exergia Química Padrão	
Elemento	$e^0$ (kJ/kmol)
CO <sub>2</sub>	20140
H <sub>2</sub> O	11710
N <sub>2</sub>	690
Argônio	11690
O <sub>2</sub>	3970
SO <sub>2</sub>	303500

Fonte: Kotas (1985)

A parcela física da exergia do fluxo dos gases ( $E_{Gases}^F$ ) é dada pela Equação A.9 como função da temperatura dos gases ( $T$ ), pressão ( $p$ ) e da função polinomial do calor específico a pressão constante  $c_p$ , cujos coeficientes se encontram na Tabela A.1.

$$E_{Gases}^F = \frac{\dot{m}_{Gases}}{\sum_{i=1}^n x_i \cdot M_i} \left[ \sum_{i=1}^n x_i \int c_p \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) dT + RT_0 \ln\left(\frac{p}{p_0}\right) \right] \quad [kW] \quad (A.9)$$

A exergia do combustível é calculada como função do seu poder calorífico inferior (PCI) assim como a energia. É introduzido, no entanto, um fator  $\beta$  (Equação A.11)

função das frações mássicas dos componentes segundo Kotas (2012). A Equação A.10 representa a exergia do fluxo de combustível.

$$E_{Comb} = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \cdot \beta \quad [kW] \quad (A.10)$$

$$\beta = 1,0401 + 0,1728 \frac{x_H}{x_C} + 0,0432 \frac{x_O}{x_C} + 0,2169 \frac{x_S}{x_C} \left( 1 - 2,06828 \frac{x_H}{x_C} \right) \quad (A.11)$$

A eficiência exergética do ciclo e a eficiência exergética global da planta (motor em conjunto com a alternativa) são dadas pelas Equações A.12 e A.13.

$$\eta_{exergética} = \frac{\text{Potência Líquida do Ciclo}}{\text{Exergia do Calor Disponível}} \quad (A.4)$$

$$\eta_{exergética}^{global} = \frac{\text{Potência Líquida do Ciclo} + \text{Potência Líquida do Motor}}{\text{Exergia do Combustível}} \quad (A.5)$$

## B. Modelagem Utilizada por Bombarda *et al.*, 2010

Bombarda *et al.* (2010) realizaram as análises termodinâmicas dos ciclos através do software comercial Aspen Plus, da empresa Aspen Tech. Para calcular as propriedades dos fluidos Bombarda *et al.* (2010) utilizaram a equação de estado de Peng-Robinson (Equação B.1), disponível no banco de dados do software.

$$p = \frac{RT}{v-b} - \frac{a}{v(v+b) + b(v-b)} \quad (B.1)$$

Onde,

$$b = \sum_{i=1}^N x_i b_i \quad (B.2)$$

$$b_i = 0,07780 \frac{R \cdot T_{cr,i}}{p_{cr,i}} \quad (B.3)$$

$$a = \sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j \sqrt{a_i a_j} (1 - k_{ij}) \quad (B.4)$$

$$a_i = \alpha_i(T) \cdot 0,45724 \frac{R^2 T_{cr,i}^2}{p_{cr,i}} \quad (B.5)$$

$$\alpha_i(T) = [1 - m_i (1 - \sqrt{T_{r,i}})]^2 \quad (B.6)$$

$$m_i = 0,37464 + 1,54226 \cdot \omega_i - 0,26992 \cdot \omega_i^2 \quad (B.7)$$

$$\omega_i = -\log p_{r,sat} - 1 \quad \text{para } T_r = 0,7 \quad (B.8)$$

Para a mistura amônia-água  $N=2$ ,  $k_{11} = k_{22} = 0,0$ ,  $k_{12} = k_{21} = -0,2589$ . Para o hexametildisiloxano  $N=1$ ,  $k_{11} = 0,0$  e  $x_1 = 1,0$ . Os parâmetros críticos e fatores acêntricos utilizados por Bombarda *et al.* (2010) se encontram na Tabela B.1.

Tabela B.1-Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos Utilizados em Bombarda et al. (2010).

Propriedades Termodinâmicas dos Fluidos Considerados			
	Amônia	Hexametildisiloxano	Água
Temperatura Crítica $T_{cr}$ [°C]	133,7	245,6	374,2
Pressão Crítica $p_{cr}$ [bar]	116,0	19,14	221,0
Temperatura Normal de Evaporação [°C]	-33,3	100,5	100,0
Fator Acêntrico <sup>a</sup>	0,2526	0,4152	0,3449

<sup>a</sup>  $\omega_i = -\log p_{r,sat} - 1,0$  para  $T_r = 0,7$

Para validar o modelo utilizado Bombarda *et al.* (2010) testaram preliminarmente na planta geotérmica Húsavik, a primeira planta geotérmica operando com ciclo Kalina. Na Figura B.1 está representado o ciclo e alguns parâmetros.

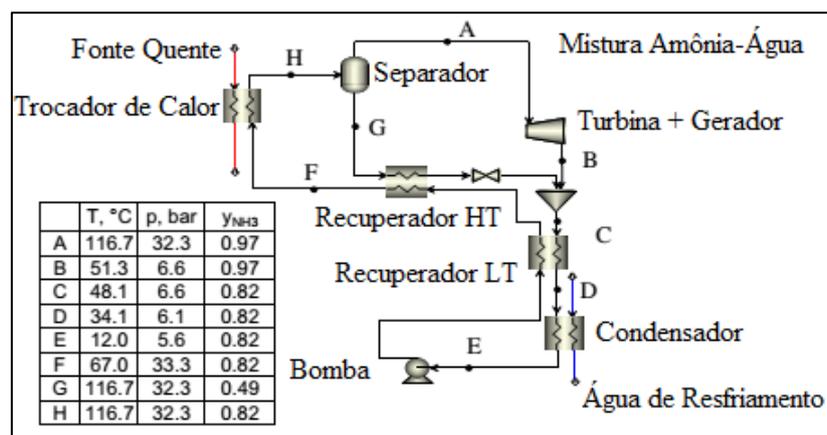


Figura B.1 - Esquema da Planta Geotérmica Húsavik  
Fonte - Adaptado de Bombarda *et al.* (2010)

Segundo Bombarda *et al.* (2010) assumindo dados típicos de projeto foram comparados os resultados obtidos pelo software, com os dados reais da planta. No separador a fração de amônia no fluxo de vapor e de líquido calculada foi de 97% e 49,3%, enquanto os

valores reais relatados são de 95% e 50%. O trabalho bruto da turbina calculado foi de 1823 kW que equivale exatamente ao mesmo valor real relatado. E o consumo da bomba foi de 132 kW enquanto o valor real declarado é de 134 kW.