



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Caracterização de uma máquina térmica de Rankine para microcogeração

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Characterization of a thermal Rankine engine for micro-cogeneration

Autor

Hugo Filipe Oliveira Lopes

Orientador

Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro

Júri

Presidente Professor Doutor Jorge Campos da Silva André
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Vogal Professor Doutor Ricardo António Lopes Mendes
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Orientador Professor Doutor José Manuel Baranda Moreira da Silva Ribeiro
Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Setembro, 2016

“O sucesso nasce do querer, da determinação e persistência em se chegar a um objectivo. Mesmo não atingindo o alvo, quem busca e vence obstáculos, no mínimo fará coisas admiráveis.”

José de Alencar

Agradecimentos

No fim deste percurso é importante poder mostrar o nosso apreço por quem fez com que isto fosse possível desta maneira. Com maior ou menor influência para que este sonho fosse possível, foram várias as pessoas que me apoiaram mesmo sem saber. A essas pessoas queria deixar aqui uma pequena palavra de agradecimento.

Aos meus pais, porque sem eles nada disto seria possível de atingir, e porque sempre me apoiaram em todas as decisões...

À minha namorada, por me apoiar em todos os momentos complicados, por fazer com que as coisas fossem mais fáceis de atingir...

Aos meus amigos, pelas horas de diversão, pelos momentos complicados passados juntos, por serem isso mesmo, amigos...

À minha família mais chegada, por acreditarem sempre em mim, por estarem nos momentos importantes da minha vida...

Aos orientadores Professor Ricardo Mendes e Professor José Manuel Baranda Ribeiro por me terem ajudado com os seus conhecimentos...

Ao João Pereira e Márcio Santos por estarem sempre disponíveis para qualquer dúvida, por terem dado o seu contributo para que este trabalho fosse realizado...

À cidade de Coimbra por ter sido a melhor escolha que eu fiz, por ter sido o local onde aprendi mais a todos os níveis...

Resumo

O presente trabalho estuda as principais características de funcionamento de uma máquina térmica de Rankine para microcogeração. A caracterização da máquina tem como objectivo principal determinar os valores das eficiências e potências do Ciclo Orgânico de Rankine. Além disso, também se determinam os valores das eficiências e potências de cogeração. O fluido utilizado nos ensaios foi o fluido orgânico R245fa. A caracterização da máquina térmica de Rankine foi realizada em três fases. Na primeira fase foi variada a gama de grau de sobreaquecimento do fluido na fase gasosa do ciclo, mantendo sempre os outros parâmetros constantes, à excepção da rotação da bomba. Nesta primeira fase também se varia a potência do queimador. Numa segunda fase varia-se o caudal de água da rede que passa no condensador, ou seja, para onde se transfere a potência térmica do ciclo. Numa terceira e última fase, fez-se a variação da rotação da turbina. Cada variação ocorreu à volta de um ponto central definido.

Fez-se ainda uma análise mais detalhada à tecnologia do Ciclo de Rankine e Ciclo Orgânico de Rankine através de pesquisas bibliográficas, análise de artigos e simulação de um ciclo com o programa EES.

Palavras-chave: Ciclo de Rankine, Ciclo Orgânico de Rankine, microcogeração, cogeração, máquina térmica de Rankine, R245fa.

Abstract

This paper studies the main operating characteristics of a thermal Rankine engine for micro-cogeneration. The characterization of the heat engine aims to determine the values of efficiency and power around the ORC system. Moreover, it also determines the values of the efficiencies and power of cogeneration. The fluid used in the tests was the R245fa organic fluid. The characterization of the thermal Rankine engine was made in three phases. The first phase consists of vary the range of the superheating degree of the fluid in the gaseous phase of the cycle, while keeping the other parameters constant, except for the pump rotation. In this first phase also varies the power of the burner. In a second phase the network water flow passing through the condenser is varied. In a third and final phase, the turbine speed rotation was varied. Each variation occurs around a central point.

It was also made a more detailed analysis of the Rankine Cycle and ORC technology through literature searches, analysis of articles and simulation of a Rankine cycle with EES program.

Keywords Rankine Cycle, ORC (Organic Rankine Cycle), micro-cogeneration, cogeneration, thermal Rankine engine, R245fa.

Índice

Índice de Figuras	xi
Índice de Tabelas	xv
Simbologia e Siglas	xvii
Simbologia.....	xvii
Siglas	xix
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Objectivos e definições principais	1
1.2.1. Cogeração	2
1.2.2. Microcogeração	6
2. Tecnologia – Ciclo de Rankine	8
2.1. Ciclo de Carnot	8
2.2. Funcionamento do ciclo de Rankine.....	9
2.3. Diagrama Temperatura-Entropia	10
2.4. Diferenças entre um ciclo ideal de Rankine e um ciclo real de Rankine.....	11
2.5. Principais equações do ciclo de Rankine	12
2.6. Análise às técnicas de aumento da eficiência do ciclo	15
2.6.1. Redução da pressão do condensador	16
2.6.2. Sobreaquecimento do vapor	17
2.6.3. Aumento da pressão da caldeira com parâmetros subcríticos	19
2.6.4. Aumento da pressão da caldeira com parâmetros supercríticos	20
2.7. Arquitecturas do ciclo de Rankine.....	22
2.7.1. Reaquecimento no ciclo de Rankine	22
2.7.2. Regeneração no ciclo de Rankine.....	24
2.8. Ciclo Orgânico de Rankine.....	29
2.8.1. Análise da eficiência a um sistema ORC.....	30
2.8.2. Diferenças entre o ciclo de Rankine e o ciclo ORC	33
2.8.3. Aplicações do ciclo ORC	36
2.8.4. Selecção do fluido de trabalho para um ciclo ORC.....	38
3. Caracterização da máquina térmica de rankine	41
3.1. Descrição da máquina térmica	41
3.2. Condições dos ensaios	42
3.3. Realização dos ensaios.....	44
3.4. Limitações e simplificações.....	46
3.5. Equações do ciclo ORC e da microcogeração	48
3.5.1. Ciclo Orgânico de Rankine.....	48
3.5.2. Microcogeração	50
4. Análise de resultados	52
4.1. Análise do ciclo ORC	52

4.1.1.	Eficiências e potências do ciclo ORC	52
4.1.2.	Comparação das eficiências e potências envolvidas no ciclo ORC	67
4.2.	Análise à microcogeração.....	70
4.2.1.	Eficiência eléctrica de cogeração	70
4.2.2.	Eficiência térmica de cogeração.....	73
4.2.3.	Eficiência de cogeração.....	77
4.2.4.	Heat to Power Ratio	79
4.2.5.	Comparação das eficiências e potências envolvidas na microcogeração.....	80
5.	Conclusões	83
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS		86
ANEXO A.....		90
ANEXO B		98
ANEXO C		100
APÊNDICE A		102
APÊNDICE B		104
APÊNDICE C		110
APÊNDICE D		114

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Princípio de cogeração [6].	3
Figura 1.2. Capacidade instalada de cogeração na EU em 2013 [6]..	3
Figura 1.3. Combustíveis utilizados em cogeração na EU em 2013 [6]..	4
Figura 1.4. Electricidade total produzida em cogeração e percentagem da cogeração na totalidade da electricidade produzida [6]..	5
Figura 2.1. Dois exemplos do ciclo de Carnot em diagrama T-s [10].....	8
Figura 2.2. Esquema simples da tecnologia de Rankine.	9
Figura 2.3. Diagrama Temperatura-Entropia e curvas características [14].....	11
Figura 2.4. Diferença entre ciclo ideal e ciclo real (adaptado da fonte [16]).	12
Figura 2.5. Efeitos no ciclo – Redução da pressão do condensador [18].....	16
Figura 2.6. Efeitos no ciclo – Sobreaquecimento do vapor [18].	18
Figura 2.7. Efeitos no ciclo – Aumento da pressão da caldeira com parâmetros subcríticos [18]	19
Figura 2.8. Efeitos no ciclo – Aumento da pressão da caldeira com parâmetros supercríticos [17].....	21
Figura 2.9. Efeitos no ciclo – Reaquecimento [19].....	23
Figura 2.10. Efeitos no ciclo - Regeneração com aquecimento directo [19].....	25
Figura 2.11. Efeitos no ciclo – Regeneração com aquecimento indirecto [22].....	27
Figura 2.12. Sistema ORC com regeneração [23].....	30
Figura 2.13. Eficiências com influência da temperatura de evaporação – ciclo saturado [24]..	31
Figura 2.14. Eficiências com influência da temperatura de evaporação – ciclo sobreaquecido [24].	31
Figura 2.15. Eficiências com influência da temperatura de evaporação – ciclo supercrítico [24].	32
Figura 2.16. Curvas de vários fluidos em comparação com a água em diagrama T-s [47]..	34
Figura 2.17. Aplicações do ciclo ORC em percentagem da capacidade instalada [30].	37
Figura 3.1. Esquema ilustrativo da instalação estudada (programa Cycle-Tempo).....	42
Figura 3.2. Verificação da pequena diferença de potência com a queda de pressão (programa EES).	47
Figura 4.1. Eficiência térmica do ciclo ORC – primeira fase.....	52

Figura 4.2. Potência eléctrica – primeira fase	53
Figura 4.3. Potência térmica fornecida ao ciclo com alteração da potência do queimador. 53	53
Figura 4.4. Eficiência térmica do ciclo ORC – segunda fase.....	54
Figura 4.5. Potência eléctrica – segunda fase.....	54
Figura 4.6. Eficiência térmica do ciclo ORC – terceira fase.....	55
Figura 4.7. Potência eléctrica – terceira fase.....	55
Figura 4.8. Eficiência térmica e potência eléctrica com variação da razão de pressões... ..	56
Figura 4.9. Eficiência térmica e potência eléctrica com variação da razão de pressões – artigo [35].....	56
Figura 4.10. Eficiência líquida do ciclo ORC – primeira fase.	57
Figura 4.11. Potências do ciclo – primeira fase.	58
Figura 4.12. Eficiência líquida do ciclo ORC – segunda fase.....	59
Figura 4.13. Potências do ciclo – segunda fase.....	59
Figura 4.14. Eficiência líquida do ciclo ORC – terceira fase.....	60
Figura 4.15. Potências do ciclo – terceira fase.	60
Figura 4.16. Eficiências envolvidas no ciclo com variação do calor transferido.....	61
Figura 4.17. Potência consumida pela bomba com variação do calor fornecido ao ciclo..	61
Figura 4.18. Eficiências envolvidas no ciclo com variação do calor transferido – artigo [35].....	62
Figura 4.19. Temperatura à entrada da turbina com variação da potência térmica fornecida ao ciclo.	62
Figura 4.20. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da potência térmica fornecida ao ciclo.....	63
Figura 4.21. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da potência térmica fornecida ao ciclo – artigo [35].....	64
Figura 4.22. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da razão de pressões.....	64
Figura 4.23. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da razão de pressões – artigo [35].....	65
Figura 4.24. Comparação entre a potência real extraída do ciclo e a potência ideal extraída do ciclo	66
Figura 4.25. Eficiência de conversão da potência eléctrica por parte da turbina.....	66
Figura 4.26. Ciclo ORC no diagrama T-s para o ponto 8 (programa EES)....	69
Figura 4.27. Eficiência eléctrica de cogeração – primeira fase.....	70
Figura 4.28. Potência eléctrica de cogeração – primeira fase.	71
Figura 4.29. Eficiência eléctrica de cogeração – segunda fase..	71

Figura 4.30. Eficiência eléctrica de cogeração – terceira fase.....	72
Figura 4.31. Eficiência térmica de cogeração – primeira fase.....	73
Figura 4.32. Comparação entre a potência térmica ideal e real – primeira fase	73
Figura 4.33. Eficiência de conversão de potência no condensador – primeira fase	74
Figura 4.34. Temperatura do fluido à entrada do condensador condensador – primeira fase	74
Figura 4.35. Eficiência térmica de cogeração – segunda fase.....	75
Figura 4.36. Potência térmica de cogeração – segunda fase..	75
Figura 4.37. Eficiência térmica de cogeração – terceira fase..	76
Figura 4.38. Potência térmica de cogeração – terceira fase.....	76
Figura 4.39. Eficiência de cogeração – primeira fase.....	77
Figura 4.40. Eficiência de cogeração – segunda fase.	78
Figura 4.41. Eficiência de cogeração – terceira fase.	78
Figura 4.42. Heat to Power Ratio com a variação da eficiência de cogeração.....	79
Figura 4.43. Valores das eficiências em cogeração – artigo [36].....	81
Figura A1.1. Esquema ilustrativo da micro-turbina [38].....	91
Figura A1.2. Processos do motor Stirling Alpha [39].....	92
Figura A1.3. Princípio das pilhas de combustível [43].	93
Figura A1.4. Ciclo do motor Otto [45].....	95
Figura A1.5. Esquema do ciclo Diesel [45].....	96
Figura B1.1. Condições de funcionamento do ciclo (adaptado de [35])... ..	98
Figura C1.1. Condições de funcionamento do ciclo [24].....	100
Figura C1.2. Simplificações adoptadas no sistema de microcogeração [24].. ..	100
Figura A2.1. Sistema convencional de produção de energia (adaptado de [46]).... ..	102
Figura A2.2. Sistema de cogeração em produção de energia (adaptado de [46]).	102
Figura A2.3. Comparação entre as eficiências (adaptado de [46]).....	103
Figura B2.1. Ciclo ORC em diagrama T-s (programa EES).	104
Figura B2.2. Pormenor da compressão da bomba (programa EES).....	105
Figura B2.3. Pormenor da expansão da turbina (programa EES).....	106
Figura B2.4. Pormenor da rejeição de calor (programa EES).....	106
Figura B2.5. Pormenor da transferência de calor (programa EES).....	107
Figura B2.6. Pormenor da perda de pressão na tubagem entre o evaporador e a turbina (programa EES).....	107
Figura B2.7. . Pormenor da diminuição de temperatura na tubagem entre o condensador e a turbina (programa EES).....	108

Figura D2.1. Compressão na bomba – Ponto 8.....	114
Figura D2.2. Expansão na turbina – Ponto 8.....	115
Figura D2.3. Queda de pressão na caldeira – Ponto 8.....	115
Figura D2.4. Queda de pressão no condensador – Ponto 8.....	116

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Análise energética ao ciclo ideal.	13
Tabela 2.2. Análise energética ao ciclo real	14
Tabela 2.3. Análise energética ao ciclo com reaquecimento.....	21
Tabela 2.4. Análise energética ao ciclo com regeneração com aquecimento directo	24
Tabela 2.5. Análise energética ao ciclo com regeneração com aquecimento indirecto.	26
Tabela 2.6. Diferenças entre a regeneração com aquecimento directo e indirecto (adaptado da fonte [25]).....	26
Tabela 3.1. Condições de ensaio da primeira fase.....	43
Tabela 3.2. Condições de ensaio da segunda fase	43
Tabela 3.3. Condições de ensaio da terceira fase.	44
Tabela 4.1. Comparação entre as eficiências dos pontos 1 a 5 de ensaio no ciclo ORC.....	67
Tabela 4.2. Comparação entre as eficiências dos pontos 6 a 10 de ensaio no ciclo ORC...	67
Tabela 4.3. Comparação entre as potências dos pontos 1 a 5 de ensaio no ciclo ORC.....	67
Tabela 4.4. Comparação entre as potências dos pontos 6 a 10 de ensaio no ciclo ORC.....	68
Tabela 4.5. Comparação entre as eficiências dos pontos 1 a 5 de ensaio em microcogeração.	80
Tabela 4.6. Comparação entre as eficiências dos pontos 6 a 10 de ensaio em microcogeração	80
Tabela 4.7. Comparação entre as potências dos pontos 1 a 5 de ensaio em microcogeração.	80
Tabela 4.8. Comparação entre as potências dos pontos 6 a 10 de ensaio em microcogeração.	80
Tabela 4.9. Eficiência térmica de cogeração com uso da potência térmica ideal.....	82
Tabela C2.1. Condições de funcionamento – Ponto 1.....	110
Tabela C2.2. Condições de funcionamento – Ponto 2	110
Tabela C2.3. Condições de funcionamento – Ponto 3.....	110
Tabela C2.4. Condições de funcionamento – Ponto 4.....	111
Tabela C2.5. Condições de funcionamento – Ponto 5.....	111
Tabela C2.6. Condições de funcionamento – Ponto 6.....	111
Tabela C2.7. Condições de funcionamento – Ponto 7.....	111
Tabela C2.8. Condições de funcionamento – Ponto 8.....	112

Tabela C2.9. Condições de funcionamento – Ponto 9.	112
Tabela C2.10. Condições de funcionamento – Ponto 10.	112

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

$(1 - y)$ – Fracção mássica de vapor que sai no final da expansão na turbina para ciclos com regeneração [kg]

c_p – Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]

c_v – Calor latente de vaporização [kJ/kg]

h - Entalpia específica [kJ/kg]

HPR - (Heat to Power Ratio) Razão entre o calor extraído e a potência extraída em cogeração

\dot{m} – Caudal mássico do fluido [kg/s]

\dot{m}_w – Caudal mássico da água [kg/s]

\dot{M}_q – Massa de gás natural [kg/s]

M_m – Binário do veio do servomotor [N.m]

N_t – Velocidade de rotação da turbina [rpm]

N_b – Velocidade de rotação da bomba [rpm]

p – Pressão do fluido [kPa]

P_b – Potência ideal da bomba [W]

P_{b_real} – Potência real da bomba [W]

P_{ciclo} – Potência líquida do ciclo [W]

P_e – Potência eléctrica extraída da máquina térmica de Rankine [W]

P_{eb} – Potência eléctrica consumida pela bomba [W]

P_{entra} – Potência que entra no ciclo [W]

P_{idealc} – Potência ideal extraída do condensador [kW]

P_{idealt} – Potência ideal extraída da turbina [W]

P_{ORC} – Potência líquida do ciclo orgânico de Rankine [W]

P_q – Potência do queimador [kWt]

P_{sai} – Potência que sai do ciclo [W]

P_t – Potência ideal da turbina [W]

$P_{t,real}$ – Potência real da turbina [W]

$P_{t,total}$ – Potência total por parte das turbinas [W]

P_{tentra} – Potência térmica fornecida ao ciclo [kW]

P_{tsai} – Potência térmica fornecida à água da rede [kW]

Q_{entra} – Calor que entra no ciclo [kJ]

$Q_{primário}$ – Calor que entra no ciclo pelo evaporador [kJ]

$Q_{reaquecimento}$ – Calor que entra no ciclo pelo reaquecimento [kJ]

Q_{sai} – Calor que sai do ciclo pelo condensador [kJ]

s – Entropia específica [kJ/kg.K]

T – Temperatura [°C]

$T_{Caldeira}$ – Temperatura média da caldeira [°C]

$T_{Condensador}$ – Temperatura média do condensador [°C]

T_{in} – Temperatura de entrada no condensador da água [°C]

T_{out} – Temperatura de saída no condensador da água [°C]

W_b – Trabalho ideal da bomba [kJ]

$W_{b,alta}$ – Trabalho da bomba de alta pressão [kJ]

$W_{b,baixa}$ – Trabalho da bomba de baixa pressão [kJ]

W_t – Trabalho ideal da turbina [kJ]

$W_{t,alta}$ – Trabalho da turbina de alta pressão [kJ]

$W_{t,baixa}$ – Trabalho da turbina de baixa pressão [kJ]

x – Título (quantidade de vapor na mistura)

y – Fracção mássica de vapor que sai a meio da expansão na turbina para pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira [kg]

ΔT_2 – Grau de sobreaquecimento [°C]

η_{bomba} – Eficiência isentrópica da bomba

η_{cc} – Eficiência de conversão da potência no condensador

-
- η_{CHP} – Eficiência de cogeração
 η_{ct} – Eficiência de conversão da potência na turbina
 η_{eCHP} – Eficiência eléctrica de cogeração
 η_{IR} – Eficiência de um ciclo termodinâmico
 η_{ORC} – Eficiência líquida do ciclo
 η_t – Eficiência térmica do ciclo
 η_{tCHP} – Eficiência térmica de cogeração
 η_{tORC} – Eficiência termodinâmica do ciclo
 η_{turb} – Eficiência isentrópica da turbina
 ω – Rotação do veio do servomotor [rad/s]

Siglas

CHP – (Combined Heat and Power) Cogeração

EU – (European Union) União Europeia

ORC – (Organic Rankine Cycle) Ciclo Orgânico de Rankine

WWF – World Wild Fund for Nature

ODP – (Ozone Depletion Potential) Potencial de depleção da camada de ozono

GWP – (Global Warming Potential) Potencial de aquecimento por efeito de estufa

EES – Engineering Equation Solver

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

Hoje em dia cada vez mais existe um consumo maior de energia por parte da população mundial. Isto não tem só a ver com o crescimento da população, mas também com a melhoria do nível de vida da população mundial. A população dos países desenvolvidos procura o maior conforto possível sem pensar muito nas consequências que isso traz. Já ninguém consegue imaginar a vida sem internet, computador, telefones, televisões, sistemas de aquecimento, transportes, entre muitas outras coisas. Houve um crescimento brutal no que diz respeito ao consumo de energia por parte da população mundial. Os países menos desenvolvidos procuram também ter uma vida minimamente confortável e o facto de a população ser mais numerosa que a população dos países desenvolvidos faz com que o consumo cresça rapidamente.

Segundo a WWF¹, a população mundial consome num ano o que a terra demoraria a produzir num ano e meio, ou seja, está-se a consumir 50% a mais dos recursos disponíveis na terra, o que não é sustentável. Outra afirmação por parte desta entidade é que se todo o mundo consumisse como um americano médio, necessitaríamos de quatro planetas para nos sustentar. Uma das soluções propostas por esta entidade é a redução do consumo de combustíveis fósseis e substituição por energias renováveis [1].

A instalação de sistemas de microgeração pode ser uma solução viável para este problema citado. Graças à descentralização de produção de energia e em certos casos utilização de energias renováveis, a microgeração é um conceito importante a desenvolver.

1.2. Objectivos e definições principais

O principal objectivo desta dissertação é caracterizar mediante as condições de ensaio, uma máquina térmica de Rankine. Neste caso um sistema de microgeração com

¹ WWF (World Wide Fund for Nature) – “é uma organização não-governamental internacional que actua nas áreas da conservação, investigação e recuperação ambiental” [2].

aplicação da tecnologia do ciclo orgânico de Rankine. Isto é, conseguir perceber em que condições é que a máquina extrai as melhores potências e eficiências. Outro objectivo é perceber bem a tecnologia do ciclo de Rankine para avaliar o seu desempenho num sistema de microcogeração. Sendo assim passa-se a definir primeiramente a cogeração e a microcogeração.

1.2.1. Cogeração

Segundo a Net Industries [3], no início do século XX, a máquina a vapor era a principal tecnologia de produção de energia mecânica. Com o desenvolvimento de uma produção eléctrica controlada, chegou-se à conclusão que muitas centrais pequenas de produção de vapor para processos industriais poderiam produzir electricidade e consumi-la. Portanto, começaram a adaptar as pequenas centrais de produção de vapor de maneira a produzir electricidade além do vapor. Essas pequenas centrais de produção de vapor eram basicamente máquinas a vapor onde tinham acoplado a um eixo fixo um gerador eléctrico.

Provavelmente, a central de Pearl Street Station, projectada por Thomas Edison, foi talvez a primeira aplicação deste princípio, com início das operações em 1882 na cidade de Nova Iorque. Esta central produzia electricidade para a iluminação pública, e o vapor era utilizado por indústrias e edifícios nas proximidades [4].

Com isto podemos definir o que é a cogeração. De acordo com o Dec. Lei nº 68-A/2015 de 30 de Abril, a cogeração é “...a produção simultânea, num processo integrado, de energia térmica e de energia eléctrica e, ou se for o caso, mecânica.” O princípio fundamental da cogeração é maximizar os benefícios de sistemas associados à produção de energia térmica e eléctrica. Isto é, quando se aplica o sistema de cogeração está-se a aproveitar energia que seria perdida, e como consequência obtêm-se eficiências muito mais elevadas do que a produção separada de energia eléctrica e energia térmica [6].

Na Figura 1.1 está esquematizado o princípio da cogeração, ou seja, através de um combustível com variadas possibilidades de selecção, produzir-se-á calor e energia eléctrica, utilizando as mais variadas tecnologias no processo de cogeração, como turbinas a vapor, turbinas a gás, motor de combustão interna ou pilhas de combustível, por exemplo.

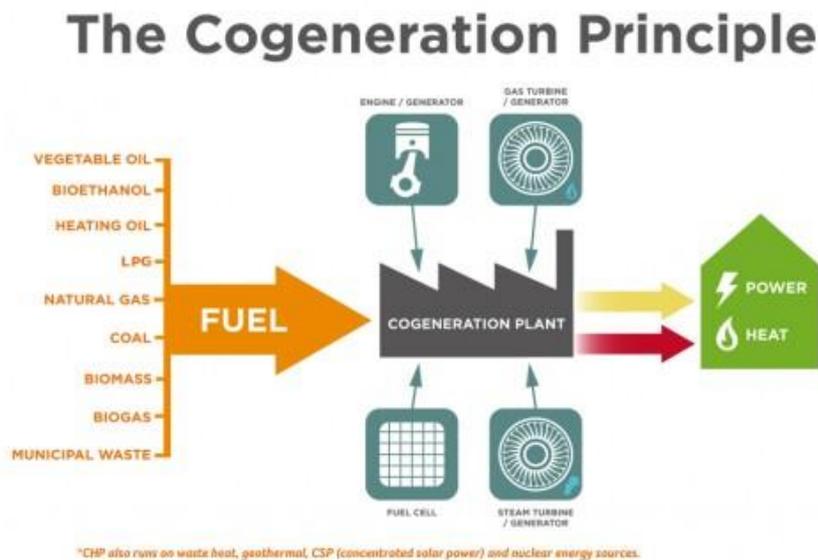


Figura 1.1. Princípio de cogeração [6].

Em termos de capacidade instalada de cogeração na EU em 2013, a Alemanha destaca-se largamente dos outros países, sendo que tem uma capacidade de cogeração de calor de 73GW e de cogeração eléctrica de 27GW. Significa que há um grande investimento na Alemanha em termos de cogeração. Já em Portugal os valores são bastante inferiores, tendo uma capacidade instalada de cogeração térmica e eléctrica inferiores a 10GW, o que demonstra ser uma oportunidade para desenvolver a cogeração em Portugal (ver Figura 1.2).

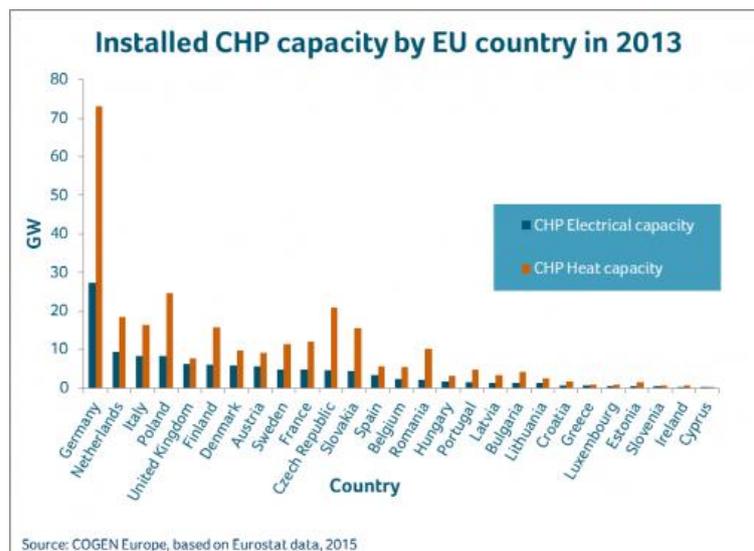


Figura 1.2. Capacidade instalada de cogeração na EU em 2013 [6].

No que diz respeito à utilização de combustíveis na cogeração em 2013, a Alemanha volta a destacar-se, desta vez com a Itália, sendo que a quantidade de energia fóssil sólida, como o carvão, que a Alemanha usa, é a diferença de energia total importada entre os dois países, ou seja, a Itália praticamente não importa energia fóssil sólida para a cogeração. Portugal apresenta uma importação bastante menor de energia para a cogeração, uma vez que também tem menos sistemas de cogeração, mas destaca-se pela positiva em termos de utilização de energias renováveis, sendo que representam quase metade da energia total importada para a cogeração (ver Figura 1.3).

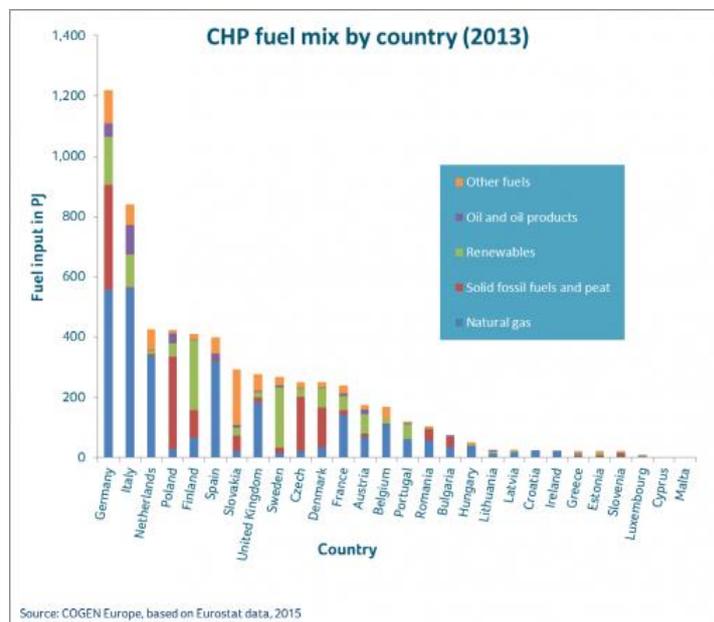


Figura 1.3. Combustíveis utilizados em cogeração na EU em 2013 [6].

A geração de electricidade através da cogeração também varia de país para país, voltando novamente a destacar-se a Alemanha como quem produz mais electricidade através da cogeração. No entanto, essa produção eléctrica representa apenas 12% da electricidade total produzida no país, o que mostra o poder da Alemanha nos mercados energéticos. Por outro lado, a Eslováquia apresenta cerca de 23TWh de electricidade produzida em 2013, o que é um valor muito inferior ao da Alemanha que é cerca de 79TWh. O destaque para a Eslováquia é devido à percentagem que representa a electricidade produzida através da cogeração na produção total de electricidade deste mesmo país, que é de 78%. Portugal tem uma produção eléctrica através da cogeração um pouco superior a 10TWh, sendo que representa na produção total de energia eléctrica cerca de 15% (ver Figura 1.4).

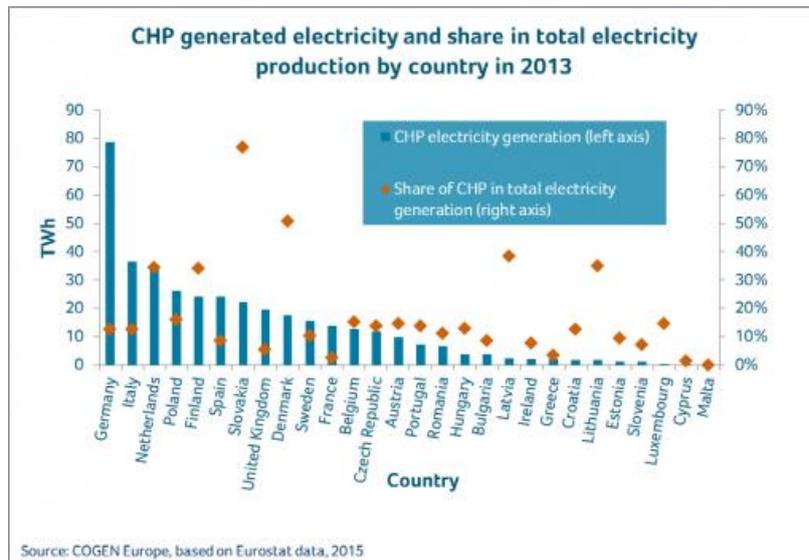


Figura 1.4. Electricidade total produzida em cogeração e percentagem da cogeração na totalidade da electricidade produzida [6].

A COGEN Europa [6] é uma associação europeia para a promoção da cogeração, e esta define como benefícios para os consumidores da cogeração os seguintes pontos:

- Aumento da eficiência de conversão e de uso da energia. A cogeração é a forma mais eficiente de produção de energia (ver em apêndice A);

- Menores emissões para o meio ambiente, em particular o CO₂, o principal gás de efeito de estufa. A cogeração é a única grande solução para atingir as metas de Kyoto² ;

- Grande poupança a nível de custos decorrentes de valores menores de facturas associadas à electricidade, providenciando competitividade adicional para os utilizadores industriais e comerciais, e oferecendo calor acessível para utilizadores domésticos;

- Uma oportunidade de mudar para formas descentralizadas de produção de energia, onde as instalações são projectadas para encontrar as necessidades dos consumidores locais, providenciando uma elevada eficiência, evitando perdas na transmissão e aumentando a flexibilidade do sistema utilizado;

- Melhoramento do local e da segurança geral no abastecimento de energia – produção local através da cogeração pode reduzir o risco dos consumidores serem deixados sem o acesso à electricidade e aquecimento. Além disso, a reduzida necessidade de

² O protocolo de Kyoto foi o primeiro acordo entre as nações para impor reduções país por país nas emissões de gases de efeito estufa [7].

combustível resultante da cogeração, reduz a dependência da importação – ajudando a enfrentar o desafio fundamental para o futuro energético na Europa;

-Uma oportunidade para melhorar a diversidade de instalações de produção energética, e providenciar competição na produção. A cogeração mostra ser um dos mais importantes veículos para a promoção da liberalização do mercado de energia;

-Aumento do emprego – um número de estudos, tal como em Kim, G. et al [48], chegaram à conclusão que o desenvolvimento de sistemas de cogeração é um gerador de emprego

Estas vantagens são mais que suficientes para a instalação de mais sistemas de cogeração em várias áreas, mediante um estudo de viabilidade.

1.2.2. Microcogeração

De acordo com o Dec. Lei nº 68-A/2015 de 30 de Abril, a microcogeração refere-se à “...cogeração de pequena dimensão cuja potência instalada máxima seja inferior a 50kW.” A COGEN define do mesmo modo a microcogeração considerando ser a produção de calor e energia eléctrica em pequena escala para edifícios comerciais e públicos, apartamentos ou casas unifamiliares, sendo que para a sua classificação em microcogeração, a instalação deverá ter uma potência eléctrica produzida inferior a 50kWe, como definido na legislação da EU. A legislação referida é igual para todos os países da EU. Com a capacidade de atingir eficiências globais acima de 85%, as unidades de microcogeração procuram atender às necessidades de aquecimento dos espaços e de águas sanitárias, enquanto produz electricidade para uso local ou fornecimento na rede eléctrica [8].

Os sectores residenciais e comerciais são actualmente responsáveis por 40% do consumo de energia final e 36% das emissões totais de carbono na EU, segundo a COGEN Europe [8]. Para a União Europeia atingir os seus objectivos climáticos e energéticos acordados para 2020 [9], uma diminuição das emissões de CO₂ e de consumo de energia são necessários. Um dos maiores obstáculos de ultrapassar para essas diminuições é a tendência de aumento de procura de energia eléctrica para o futuro. Com a microcogeração poder-se-á conseguir responder ao aumento da procura de electricidade, e ao mesmo tempo diminuir as emissões, devido à descentralização da produção de energia e para os casos em que se utilizam energias renováveis. Importa referir que a maioria das instalações de

microcogeração não utiliza fontes renováveis, embora possa ser seriamente importante começar a haver mais instalações de microcogeração a partir de energias renováveis, devido ao problema em causa das emissões.

As vantagens da microcogeração são descritas abaixo pela COGEN Europe:

-A microcogeração permite o fornecimento de calor e electricidade a partir de uma única fonte de energia;

-O facto de haver uma redução de electricidade importada, e por vezes até venda da electricidade produzida em excesso para a rede eléctrica, faz com que haja uma poupança económica a nível da aquisição de energia eléctrica para os utilizadores destas unidades, embora haja um aumento do consumo de combustível, o que é um factor fundamental a ter em conta para a implementação destas unidades;

-A segurança no fornecimento de energia é melhor, uma vez que existe redução da dependência da produção de energia centralizada.

-A microcogeração também permite que seja utilizado gás de maneira mais eficiente;

-As emissões de carbono são reduzidas pela geração de electricidade no mesmo sítio onde é usada – evitando as perdas no sistema associadas à central de produção de energia.

Para além destas vantagens a microcogeração pode bem ser a chave certa para a União Europeia cumprir os seus objectivos energéticos de competitividade, sustentabilidade e segurança no fornecimento de energia, como foi referido anteriormente.

Uma vez que o principal objectivo da tese é o estudo de uma instalação de microcogeração, é importante referir as várias tecnologias aplicadas às unidades de microcogeração. Sendo assim essas tecnologias encontram-se descritas em anexo A, uma vez que é uma informação contemplativa do conceito microcogeração.

2. TECNOLOGIA – CICLO DE RANKINE

Uma vez que o sistema de microcogeração onde se realizou os ensaios é baseado no Ciclo Orgânico de Rankine, é de elevada importância abordar este assunto com maior ênfase. Assim começa-se por analisar o Ciclo de Rankine, uma vez que a principal diferença entre o Ciclo Orgânico de Rankine e o Ciclo de Rankine é o fluido de trabalho. Para o caso do Ciclo de Rankine o fluido de trabalho é a água, e para o caso do Ciclo Orgânico de Rankine o fluido de trabalho é um fluido orgânico, com características termodinâmicas que permitem que sejam utilizadas fontes de energia de baixa temperatura e conseqüente produção de pequenas potências, o que faz com que este ciclo seja aplicado em unidades de microcogeração.

2.1. Ciclo de Carnot

Sabe-se que o ciclo de Carnot é o ciclo termodinâmico mais eficiente a operar entre dois limites específicos de temperatura [10]. Este ciclo consiste em duas transformações adiabáticas alternadas com duas transformações isotérmicas, sendo estas transformações reversíveis, isto é, o fluido consegue voltar ao estado inicial à transformação, com as mesmas propriedades [11]. Na Figura 2.1 retrace-se dois gráficos Temperatura-Entropia com esse mesmo ciclo, de forma a comparar posteriormente com o ciclo de Rankine.

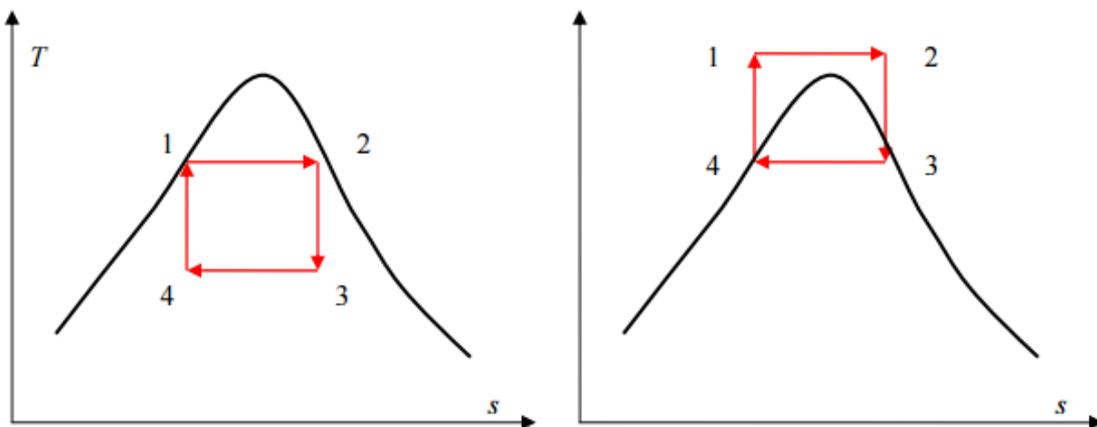


Figura 2.1. Dois exemplos do ciclo de Carnot em diagrama T-s [10].

O ciclo de Carnot acaba por não ser um modelo viável para o ciclo de potência de vapor uma vez que [10]:

- A turbina lida com vapor com baixo título³, o que causará erosão e desgaste nas pás das turbinas;

- É impraticável conceber um compressor que trabalhe em duas fases;

- É difícil controlar o processo de condensação que coincida no fim com precisão no ponto 4 do diagrama do lado direito da Figura 2.1.

Outros fundamentos incluem: compressão isentrópica para pressões extremamente elevadas e transferência de calor isotérmica a pressões variadas. Por isso, o ciclo de Carnot não consegue ser aplicado em dispositivos reais e não é um modelo realista para ciclos de potência de vapor.

2.2. Funcionamento do ciclo de Rankine

O ciclo de Rankine é o ciclo ideal para centrais eléctricas a vapor. O ciclo de Rankine é um ciclo operativo fundamental para todas as centrais que produzem energia onde um fluido de trabalho, neste caso a água, é continuamente evaporado e condensado. A selecção do fluido de trabalho depende principalmente do intervalo de temperaturas disponíveis, para os ciclos orgânicos. Mais à frente se irá abordar a selecção dos fluidos, para estes mesmos ciclos.

Na Figura 2.2, encontra-se idealizado um esquema do ciclo de Rankine.

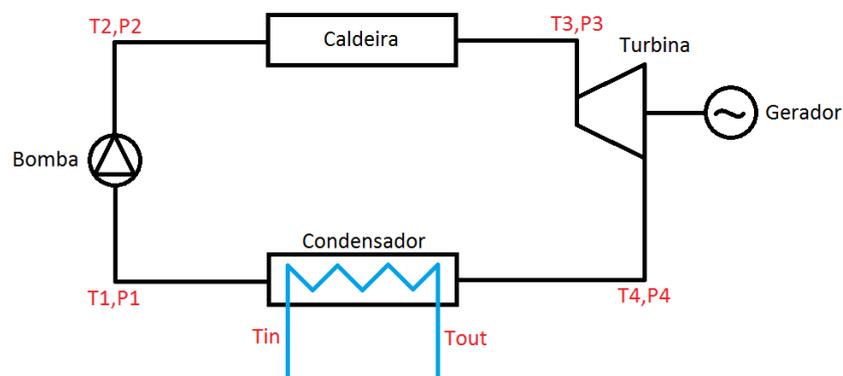


Figura 2.2. Esquema simples da tecnologia de Rankine.

³ Título – quantidade de vapor presente na mistura bifásica de uma substância [12]

O ciclo ideal de Rankine opera nos seguintes passos, com auxílio da Figura 2.2, [13]:

1-2 Compressão isentrópica. A pressão dos condensados é aumentada na bomba. Devido ao baixo volume específico dos líquidos, o trabalho da bomba é relativamente pequeno e muitas vezes desprezado nos cálculos termodinâmicos.

2-3 Transferência de calor isobárica. Líquido a alta pressão entra na caldeira vindo da bomba e é aquecido até à temperatura de saturação de líquido. Para além disso, a adição de energia provoca a evaporação do líquido até estar completamente convertido em vapor saturado.

3-4 Expansão isentrópica. O vapor é expandido na turbina, produzindo assim trabalho que pode ser convertido em electricidade. Na prática, a expansão é limitada pela temperatura de arrefecimento média e pela erosão das pás da turbina (cavitação), pela entrada de líquido na corrente de vapor, devido ao processo se mover para a região bifásica. O título de vapor que sai deve ser maior que 90%.

4-5 Rejeição de calor isobárica. A mistura bifásica que sai da turbina é condensada a baixa pressão, normalmente num condensador de superfície utilizando água arrefecida. Em condensadores bem projectados e bem preservados, a pressão do vapor é bem menor que a pressão atmosférica, aproximando a pressão de saturação do fluido de trabalho à temperatura da água de arrefecimento.

2.3. Diagrama Temperatura-Entropia

Vai-se agora proceder a uma breve explicação do diagrama Temperatura-Entropia Específica, pois a análise do ciclo de Rankine vai incidir sobre este diagrama.

Este diagrama e outros diagramas de propriedades termodinâmicas são úteis para apresentar a relação entre as propriedades termodinâmicas e também para visualizar os processos que ocorrem num determinado componente ou num ciclo termodinâmico, por exemplo o ciclo de Rankine. Estes diagramas caracterizam-se por apresentarem três regiões distintas [14]:

-Região de líquido – a região à esquerda da linha do líquido saturado ($x=0$);

-Região líquido-vapor – a região compreendida entre a linha de líquido saturado ($x=0$) e a linha de vapor saturado ($x=1$). Nesta região os diagramas apresentam linhas de título constante;

-Região de vapor sobreaquecido – a região à direita da linha do vapor saturado ($x=1$).

Na Figura 2.3 podem ser observadas essas regiões. Também se observam as linhas de entalpia constante e pressão constante, assim como o título na região bifásica como referido anteriormente. O ponto crítico corresponde à temperatura máxima a que o líquido e o gás, de uma substância pura, podem coexistir, sendo diferente para cada substância.

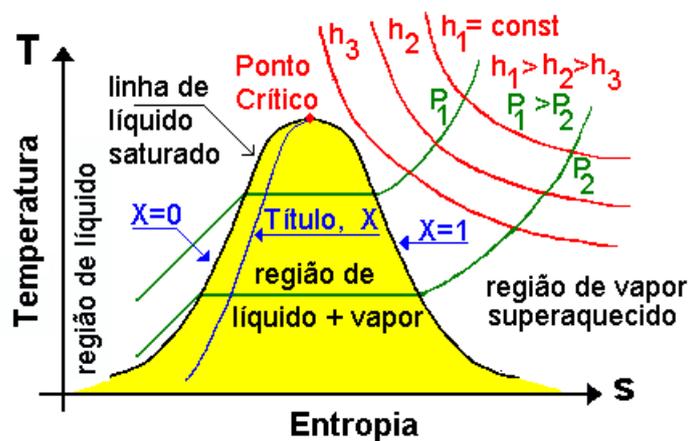


Figura 2.3. Diagrama Temperatura-Entropia e curvas características [14].

2.4. Diferenças entre um ciclo ideal de Rankine e um ciclo real de Rankine

As diferenças entre um ciclo real e ideal são devidas, principalmente, às irreversibilidades presentes nos processos, o que origina uma menor eficiência desses processos em comparação com o ciclo ideal. As principais causas de irreversibilidades são [15]:

-Perdas por atrito – O atrito do fluido origina perdas de pressão na caldeira, no condensador e nas tubagens entre os componentes.

-Perdas de calor – Perda de calor do vapor para o ambiente quando este circula nos componentes.

-Irreversibilidades na bomba e na turbina – Existe variação da entropia na entrada e saída da bomba e turbina. O que ocasiona um aumento ou diminuição da entropia.

Outros factores de irreversibilidade:

- Subarrefecimento de condensados no condensador;
- Fugas de vapor;
- Fugas de ar no condensador.

Na Figura 2.4 está representado um gráfico com as diferenças entre um ciclo real e ideal de Rankine.

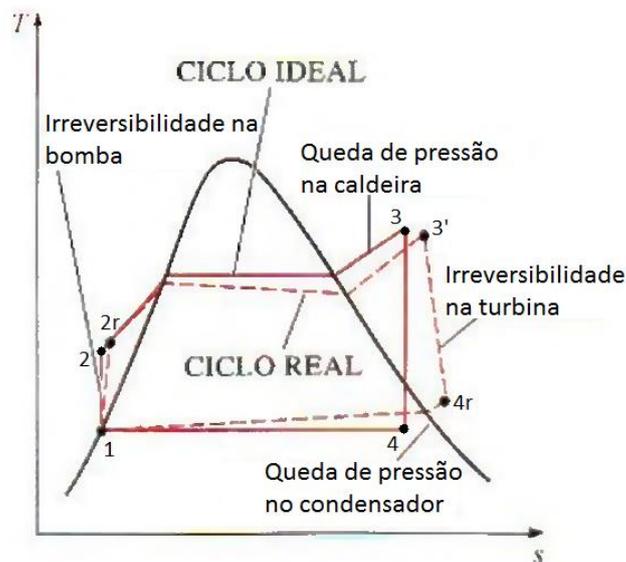


Figura 2.4. Diferença entre ciclo ideal e ciclo real (adaptado da fonte [16]).

Em apêndice B encontra-se um exemplo de ciclo real com pormenores sobre as irreversibilidades e quedas de pressão. Os gráficos com o ciclo foram obtidos através do programa EES.

2.5. Principais equações do ciclo de Rankine

Para melhor entender as eficiências e a energia no ciclo de Rankine é importante definir algumas equações que regem este ciclo. Dito isto, vai-se de seguida descrever as equações mais importantes na análise do ciclo de Rankine. Nota: Nas equações os números adoptados são correspondentes ao gráfico da Figura 2.4.

-Potência ideal da turbina

$$P_t = \dot{m} \times (h_3 - h_4) \quad (2.1)$$

-Potência ideal da bomba

$$P_b = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2.2)$$

-Potência líquida do ciclo orgânico de Rankine

$$P_{ciclo} = \dot{W}_t - \dot{W}_b = \dot{m} \times [(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)] \quad (2.3)$$

-Potência térmica fornecida ao ciclo através da caldeira

$$P_{entra} = \dot{m} \times (h_3 - h_2) \quad (2.4)$$

-Eficiência líquida do ciclo – pode ser expresso como a potência líquida do ciclo a dividir pela potência térmica fornecida ao ciclo

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ciclo}}{P_{entra}} \quad (2.5)$$

-Eficiência isentrópica da turbina – é a razão entre a potência real que sai da turbina e a potência ideal que sai da turbina

$$\eta_{turb} = \frac{P_{t_real}}{P_t} = \frac{h_3 - h_{4r}}{h_3 - h_4} \quad (2.6)$$

-Eficiência isentrópica da bomba – é a razão entre a potência ideal que entra na bomba e a potência real que entra na bomba.

$$\eta_{bomba} = \frac{P_b}{P_{b_real}} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2r} - h_1} \quad (2.7)$$

-Eficiência de um ciclo termodinâmico –

$$\eta_{IR} = 1 - \frac{T_{Condensador}}{T_{Caldeira}} \quad (2.8)$$

Posto isto, vai-se proceder a uma análise energética do ciclo real e ideal de Rankine. Primeiramente analisa-se a energia em jogo no ciclo ideal.

Tabela 2.1. Análise energética ao ciclo ideal

Componente	Calor	Trabalho
Bomba de alimentação	$Q = 0$	$W_b = h_2 - h_1$
Caldeira	$Q_{entra} = h_3 - h_2$	$W = 0$
Turbina	$Q = 0$	$W_t = h_3 - h_4$
Condensador	$Q_{sai} = h_4 - h_1$	$W = 0$

Eficiência do ciclo ideal de Rankine:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ciclo}}{P_{entra}} = \frac{(h_3 - h_4) - (h_2 - h_1)}{(h_3 - h_2)} \quad (2.9)$$

Uma vez feita a análise energética ao ciclo ideal, proceder-se-á à análise energética do ciclo real de Rankine.

Tabela 2.2. Análise energética ao ciclo real

Componente	Calor	Trabalho
Bomba de alimentação	$Q = 0$	$W_b = h_{2r} - h_1$
Caldeira	$Q_{entra} = h_{3'} - h_{2r}$	$W = 0$
Turbina	$Q = 0$	$W_t = h_{3'} - h_{4r}$
Condensador	$Q_{sai} = h_{4r} - h_1$	$W = 0$

Eficiência do ciclo real de Rankine:

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ciclo}}{P_{entra}} = \frac{(h_3 - h_{4r}) - (h_{2r} - h_1)}{(h_3 - h_{2r})} \quad (2.10)$$

2.6. Análise às técnicas de aumento da eficiência do ciclo

A optimização de qualquer tecnologia é imprescindível, uma vez que poupanças de combustível e redução de emissões são fundamentais para atingir os objectivos de 2020. Também devido à poupança económica que a optimização acarreta permite que uma determinada tecnologia seja competitiva no mercado.

Através da alteração das condições de funcionamento do ciclo de Rankine consegue-se aumentar a eficiência desse mesmo ciclo e assim uma optimização da tecnologia. As técnicas de aumento da eficiência térmica do ciclo de Rankine são [17]:

- Diminuindo a temperatura média à qual o calor é rejeitado a partir do fluido de trabalho (vapor) no condensador. Baixando a pressão do condensador;

- Aumentando a temperatura a que a energia é fornecida ao ciclo, de forma a aumentar o trabalho produzido pela turbina em maior quantidade do que o aumento do calor fornecido ao ciclo.

2.6.1. Redução da pressão do condensador

O vapor sai da turbina e entra no condensador como uma mistura saturada igual à pressão correspondente do vapor no condensador. Reduzindo a pressão do condensador consegue-se um aumento do trabalho extraído da turbina, expandindo o mais possível o vapor na turbina [17]. De facto, ao reduzir-se a pressão do condensador, também se reduz a temperatura do ciclo termodinâmico, o que melhora a eficiência do ciclo.

Recorrendo ao diagrama Temperatura-Entropia e equações (2.5) e (2.11) pode-se entender melhor o aumento de trabalho da turbina e consequente aumento de eficiência.

$$P_t \uparrow \uparrow ; P_b \uparrow \quad (2.11)$$

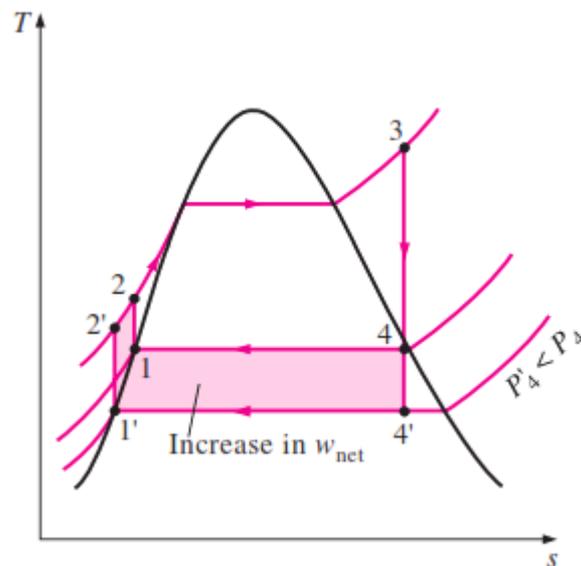


Figura 2.5. Efeitos no ciclo – redução da pressão do condensador [18].

Efeitos positivos da redução da pressão do condensador

Para explorar as vantagens de uma maior eficiência do ciclo de Rankine, este tem de trabalhar a uma pressão reduzida geralmente abaixo da pressão atmosférica. Porém o limite de redução da pressão no condensador é definido pela temperatura da água de arrefecimento correspondendo à pressão de saturação. No diagrama de Temperatura-

Entropia da Figura 2.5 é visível o aumento de trabalho extraído da turbina através da redução da pressão do condensador do ponto P4 para P4'.

Efeitos negativos da redução de pressão do condensador

O facto de reduzir-se a pressão no condensador não traz apenas efeitos positivos. De seguida mostram-se os efeitos negativos de reduzir a pressão no condensador:

-A diminuição da pressão no condensador leva a que o trabalho da bomba seja maior para poder atingir a pressão da caldeira.

-Com uma diminuição da pressão no condensador, a possibilidade de uma mistura bifásica com baixo título no final da expansão na turbina é uma realidade. A diminuição do título de vapor não é aconselhável, pois leva a que haja uma diminuição da eficiência da turbina e ocorrência de erosão nas pás da turbina (cavitação).

Efeitos globais no ciclo da redução de pressão do condensador

No global os efeitos são mais positivos do que negativos, desde que o aumento de transferência de calor na caldeira esteja dentro certos limites, mas o aumento do trabalho extraído do ciclo é principalmente devido à diminuição da pressão do condensador. Também o título de vapor a seguir à turbina não deve ser menor que 88-90% [17].

2.6.2. Sobreaquecimento do vapor

O sobreaquecimento significa aumentar a temperatura da água para além da temperatura de saturação de vapor. É o fenómeno em que calor é transferido ao vapor para o sobreaquecer mantendo a pressão da caldeira constante.

A área a sombreado no diagrama da Figura 2.6 mostra claramente o aumento do trabalho extraído do ciclo devido ao aumento do sobreaquecimento do vapor. O aumento de calor transferido em forma de energia sai do ciclo como trabalho, isto é, o aumento do trabalho extraído da turbina supera o calor adicionado e rejeitado no ciclo. A eficiência do ciclo de Rankine aumenta devido ao aumento da temperatura de vapor [17]. Observando as equações (2.5) e (2.12), nota-se um aumento da eficiência.

$$P_t \uparrow \uparrow$$

(2.12)

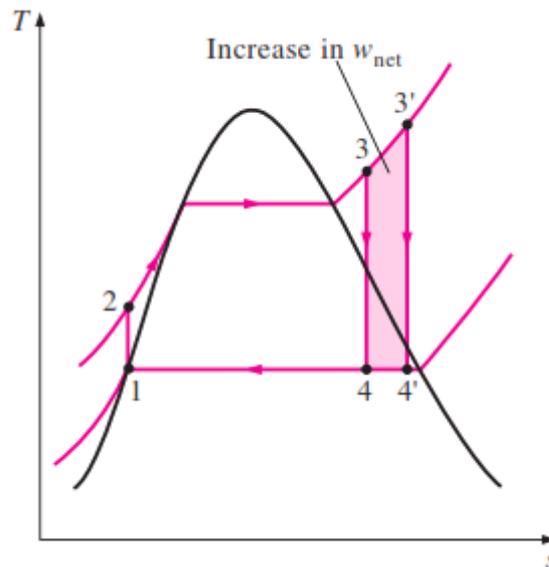


Figura 2.6. Efeitos no ciclo – sobreaquecimento do vapor [18].

Efeitos positivos do aumento da temperatura de vapor

Um efeito desejável do aumento da temperatura de vapor é que o título de vapor presente à saída da turbina aumenta. Este efeito é bem visível do ponto 4 para o 4'.

A eficiência termodinâmica do ciclo de Rankine depende da temperatura média a que é fornecido o calor ao ciclo e da temperatura a que é retirado o calor do ciclo. Quanto maior a primeira temperatura e menor a segunda temperatura, maior é a eficiência do ciclo. Com o aumento do sobreaquecimento do vapor maior é temperatura média a que o calor entra no ciclo.

Efeitos negativos do aumento da temperatura de vapor

O aumento da temperatura de vapor resulta num pequeno aumento do calor transferido para o ciclo. Há um limite para o vapor poder ser sobreaquecido e utilizado no ciclo. Esse limite está directamente relacionado com a resistência do metal da caldeira a altas temperaturas e viabilidade económica para obter essa resistência.

Hoje em dia unidades de produção de energia trabalhando em condições supercríticas atingem temperaturas à entrada da turbina na ordem de 620°C. A decisão de um aumento da temperatura de vapor pode ser criteriosamente tomada depois de uma avaliação de relação custo-implicações.

Efeitos globais no ciclo do aumento da temperatura de vapor

No global os efeitos também são mais positivos do que negativos, uma vez que o ganho do trabalho extraído na turbina ultrapassa o aumento do calor transferido na caldeira e pequeno aumento do calor rejeitado no condensador. Portanto é sempre benéfico aumentar a temperatura de vapor depois de fazer uma avaliação à segurança e viabilidade económica do feito [17].

2.6.3. Aumento da pressão da caldeira com parâmetros subcríticos

Outra maneira de aumentar a eficiência do ciclo de Rankine é aumentando a pressão de trabalho da caldeira e desta forma estando relacionada com a temperatura de ebulição no interior da caldeira. O facto de a temperatura média do fornecimento de calor ao ciclo aumentar, faz com que a eficiência do ciclo aumenta [17].

No diagrama Temperatura-Entropia podem ser observados os efeitos do aumento da pressão na caldeira dentro do ciclo de Rankine.

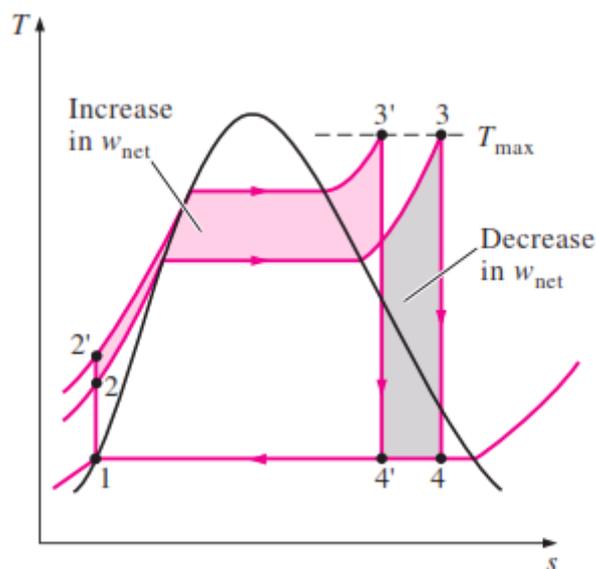


Figura 2.7. Efeitos no ciclo – Aumento da pressão da caldeira com parâmetros subcríticos [18].

Devido a esse aumento de pressão na caldeira, o ciclo de Rankine desloca-se ligeiramente para a esquerda no diagrama. Com isto podemos tirar várias conclusões observando a Figura 2.7:

-Um aumento substancial do trabalho do ciclo devido ao aumento do calor que entra no ciclo;

$$P_{ciclo} = P_{entra} - P_{sai} \quad (2.13)$$

$$P_{entra} \uparrow\uparrow \quad (2.14)$$

-Com o ciclo a deslocar-se ligeiramente para a esquerda o trabalho do ciclo diminui;

-Redução no calor rejeitado para a água arrefecida no condensador.

$$P_{ciclo} = P_{entra} - P_{sai} \quad (2.12)$$

$$P_{sai} \downarrow \quad (2.15)$$

O trabalho do ciclo aumenta, aumentando assim também a eficiência do ciclo de Rankine [17].

2.6.4. Aumento da pressão da caldeira com parâmetros supercríticos

De maneira a aumentar a eficiência térmica do ciclo de Rankine, uma pressão supercrítica é utilizada em geradores a vapor dos tempos que correm. Quando os geradores a vapor trabalham acima de 22.06MPa estes são chamados de geradores a vapor supercríticos e a central de energia é chamada de central de produção de energia

supercrítica. Devido às suas elevadas pressões de trabalho, estas centrais são conhecidas por terem grandes eficiências [17].

Na figura 2.8 observa-se o ciclo de Rankine que apresenta uma temperatura média de fornecimento de calor ao ciclo muito maior do que em condições subcríticas. Desta forma a eficiência térmica do ciclo é maior, podendo verificar-se nas equações (2.5) e (2.16).

$$P_t \uparrow \uparrow \quad (2.12)$$

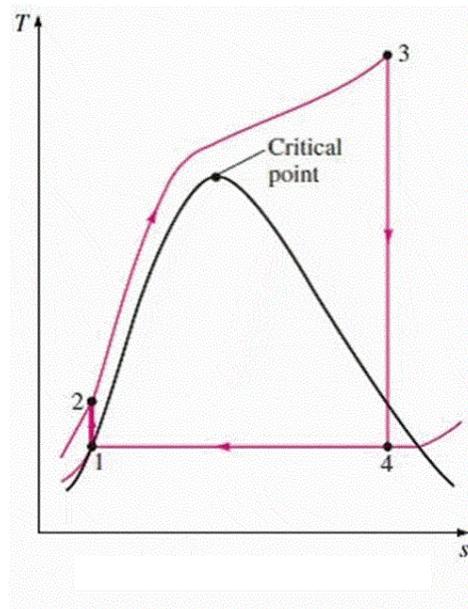


Figura 2.8. Efeitos no ciclo – Aumento da pressão da caldeira com parâmetros supercríticos (adaptado de [17]).

2.7. Arquitecturas do ciclo de Rankine

2.7.1. Reaquecimento no ciclo de Rankine

O reaquecimento no ciclo de Rankine serve para tirar partido do aumento da eficiência do ciclo com uma pressão maior na caldeira sem comprometer o título de vapor à saída do último estágio da turbina.

Uma maior eficiência é possível com o ciclo de reaquecimento sem comprometer a percentagem de vapor à saída da turbina, graças à expansão do vapor na turbina em dois estágios com reaquecimento entre eles.

Uma forma de diminuir a percentagem de líquido na mistura bifásica é sobreaquecendo o vapor para uma maior temperatura antes de entrar na turbina, mas existe um limite acima do qual o material da caldeira não permite lidar com temperatura acima de 620°C. Centrais de produção de energia supercríticas estão trabalhando com vapor à entrada da turbina a cerca de 593°C.

O ciclo de reaquecimento difere do ciclo de Rankine nos seguintes aspectos:

A expansão do vapor na turbina no ciclo de reaquecimento ocorre em dois estágios. No primeiro estágio o vapor expande numa turbina de alta pressão e o vapor que foi expandido nesta primeira turbina é direccionada para a caldeira para reaquecimento do mesmo a pressão constante. O vapor que sai do reaquecimento na caldeira é direccionado para uma segunda turbina de baixa pressão (mais baixa pressão que a primeira). Nesta turbina ocorre a expansão final do vapor, encaminhando o vapor para o condensador posteriormente [17].

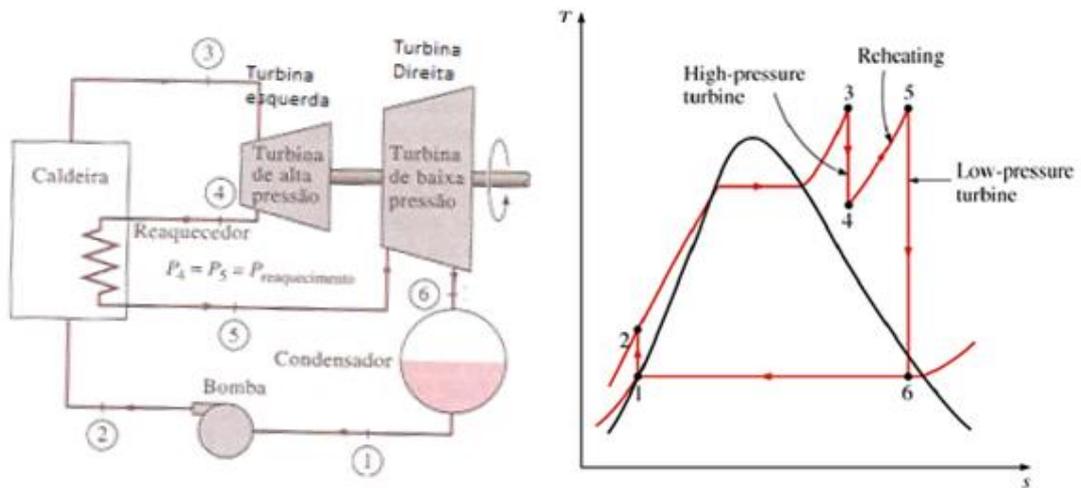


Figura 2.9. Efeitos no ciclo – Reaquecimento (Adaptado de [19] e [49]).

Análise energética do ciclo de reaquecimento

$$Q_{entra} = Q_{primário} + Q_{reaquecimento} \quad (2.16)$$

$$W_t = W_{t,alta} + W_{t,baixa} \quad (2.17)$$

Tabela 2.3. Análise energética ao ciclo com reaquecimento

Componente	Calor	Trabalho
Bomba de alimentação	$Q = 0$	$W_b = h_2 - h_1$
Caldeira	$Q_{entra} = (h_3 - h_2) + (h_5 - h_4)$	$W = 0$
Turbina alta pressão	$Q = 0$	$W_{t,alta} = h_3 - h_4$
Turbina baixa pressão	$Q = 0$	$W_{t,baixa} = h_5 - h_6$
Condensador	$Q_{sai} = h_6 - h_1$	$W = 0$

Adoptando um ciclo de reaquecimento a eficiência do ciclo sobe cerca de 4 a 5%.

Teoricamente ao aumentar-se o número de estágios de reaquecimento, o número de expansões em turbinas também aumenta, sendo necessária uma maior temperatura do calor que é fornecido ao ciclo, e assim aumentando a eficiência do ciclo. Mas um reaquecimento com mais do que um estágio não é viável, uma vez que foi experienciado que aplicando dois ciclos de reaquecimento, a eficiência é aumentada para um valor inferior a 2,5% em relação à aplicação de um só ciclo de reaquecimento. É muito importante haver sempre um equilíbrio entre custos e eficiências [17].

2.7.2. Regeneração no ciclo de Rankine

Esta é outra maneira de aumentar a eficiência do ciclo de Rankine. Essa maneira consiste em fazer entrar o fluido de trabalho na caldeira já com uma temperatura elevada, uma vez que a temperatura a que o fluido de trabalho se encontra à saída da bomba é muito baixa. Se o fluido de trabalho pudesse entrar com uma temperatura superior na caldeira, a eficiência do ciclo seria aumentada uma vez que a potência de aquecimento teria de ser muito menor. Assim menos energia é necessária para realizar o mesmo trabalho.

A regeneração é uma solução para responder ao problema da temperatura do fluido de trabalho ser muito baixo à entrada da caldeira. Basicamente, este processo consiste no pré-aquecimento do fluido de trabalho antes de entrar na caldeira.

Uma maneira convencional de fazer a regeneração numa central de energia é extraindo uma parte do vapor que está a ser expandido na turbina. Este vapor é utilizado para aquecer o fluido de trabalho e o dispositivo onde ocorre chama-se de regenerador.

A regeneração melhora a eficiência do ciclo, aquecendo o fluido de trabalho antes de entrar na caldeira.

A regeneração é normalmente utilizada em instalações onde a eficiência e poupança de combustível são importantes [20].

Um regenerador é basicamente um permutador de calor, onde o calor é transferido ao fluido de trabalho pela parcial parte de vapor expandido na turbina para aquecer o próprio. O aquecimento do fluido de trabalho pode ser feito por [20]:

-Aquecimento directo (num tanque) – Aquecimento directo do fluido de trabalho é realizado num tanque ou depósito.

-Aquecimento indirecto (tubos tipo permutador de calor) – Aquecimento indirecto do fluido de trabalho é realizado em tubos tipo permutador de calor (vapor e líquido).

2.7.2.1. Regeneração com aquecimento directo

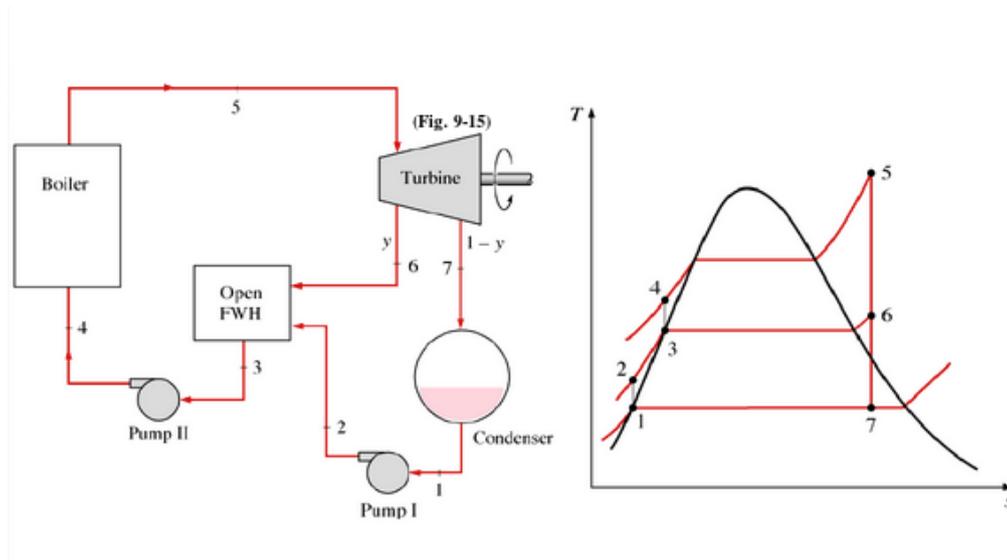


Figura 2.10. Efeitos no ciclo – Regeneração com aquecimento directo [19].

Analisando a Figura 2.10, num ciclo de Rankine regenerativo o vapor entra na turbina à pressão da caldeira em (5). Depois de entrar na turbina o vapor expande isentropicamente na turbina até uma pressão intermédia em (6) onde uma parte é extraída. No ponto (6) a parte de vapor extraída é encaminhada para o regenerador enquanto o resto do vapor na turbina continua a expandir até ao fim, isto é, até atingir a pressão do condensador em (7). O condensado no condensador está à temperatura de saturação correspondente à pressão do condensador em (7). O condensado abandona o condensador como líquido saturado em (1). O condensado em (1) entra no regenerador aberto vindo da bomba, onde entra em contacto directo com o vapor extraído da turbina em (6). A mistura deixa o regenerador aberto como líquido saturado correspondente à pressão de aquecimento em (3). A segunda bomba ajuda o fluido de trabalho a chegar à pressão da caldeira em (4), onde muda o seu estado de líquido para vapor e é sobreaquecido para as condições de entrada da turbina.

Para uma análise energética é importante saber os caudais mássicos envolvidos em cada estado, uma vez que influenciam a potência que entra ou sai.

Para cada quilograma de vapor que sai da caldeira, uma parte (y)kg expande parcialmente na turbina até (6) e é extraída para o regenerador. A restante quantidade de vapor ($1-y$)kg é expandida até à pressão do condensador [20].

Se a caldeira gera 1 kg de vapor, então ($1-y$)kg de vapor entra no condensador. Uma análise energética pode ser feita:

$$W_b = W_{b,baixa} + W_{b,alta} \tag{2.18}$$

$$y = \frac{m_6}{m_5} \tag{2.19}$$

Tabela 2.4. Análise energética ao ciclo com regeneração com aquecimento directo.

Componente	Calor	Trabalho
Bomba baixa pressão	$Q = 0$	$W_{b,baixa} = (1 - y)(h_2 - h_1)$
Bomba alta pressão	$Q = 0$	$W_{b,alta} = h_4 - h_3$
Caldeira	$Q_{entra} = h_5 - h_4$	$W = 0$
Turbina	$Q = 0$	$W_t = (h_5 - h_6) + (1 - y)(h_6 - h_7)$
Condensador	$Q_{sai} = (1 - y)(h_7 - h_1)$	$W = 0$

Mais uma vez a adopção de vários regeneradores é teoricamente favorável, mas antes de proceder a estas mudanças convém fazer sempre uma análise de custo-benefício.

2.7.2.2. Regeneração com aquecimento indirecto

O ciclo de Rankine com regenerador de aquecimento indirecto tem os seus benefícios e é o ciclo mais comum utilizado nas centrais de produção de energia. No regenerador de aquecimento indirecto, vapor é extraído parcialmente da turbina e troca calor para o fluido vindo do condensador através de tubos, ou seja, o vapor passa pelos tubos enquanto o líquido à volta é aquecido. Não existe contacto directo nesta troca de

calor, e o vapor e líquido encontram-se deste modo a pressões diferentes. Na Figura 2.11 pode-se observar isso mesmo no diagrama com auxílio do esquema simplificado.

O ideal na aplicação do regenerador com aquecimento indirecto é que haja aquecimento do fluido de trabalho para a temperatura de saturação da extracção de vapor para o aquecimento.

Mas numa instalação real de operação deste sistema a temperatura máxima que o fluido de trabalho consegue atingir é ligeiramente inferior à temperatura de saturação do vapor que o aquece. A razão disto acontecer é devido ao gradiente de temperatura ser insuficiente para uma eficiência e efectividade do calor transferido.

O vapor que vai aquecer o fluido de trabalho vai condensar, sendo depois pressurizado à pressão do fluido de alimentação. Uma vez que ambos os líquidos se encontram à mesma pressão, eles são misturados numa câmara diminuindo um pouco a temperatura do fluido de trabalho. Após este processo, o líquido segue para a caldeira como num ciclo de Rankine simples. Para melhor compreensão do que foi dito, a Figura 2.11 é de grande utilidade [21].

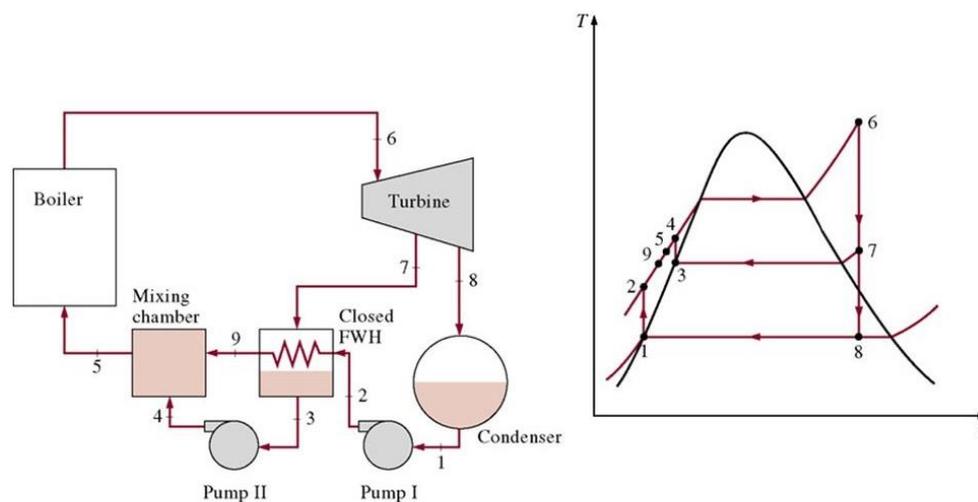


Figura 2.11. Efeitos no ciclo – Regeneração com aquecimento indirecto [22].

A análise energética deste ciclo é semelhante ao ciclo com regenerador aberto.

Adoptando o mesmo método da análise energética do ciclo de regeneração com aquecimento directo, utilizando os mesmos índices de caudais tem-se:

$$W_b = W_{b,baixa} + W_{b,alta} \quad (2.18)$$

$$y = \frac{m_7}{m_6} \quad (2.20)$$

Tabela 2.5. Análise energética ao ciclo com regeneração com aquecimento indirecto.

Componente	Calor	Trabalho
Bomba baixa pressão	$Q = 0$	$W_{b,baixa} = (1 - y)(h_2 - h_1)$
Bomba alta pressão	$Q = 0$	$W_{b,alta} = y(h_4 - h_3)$
Caldeira	$Q_{entra} = h_6 - h_5$	$W = 0$
Turbina	$Q = 0$	$W_t = (h_6 - h_7) + (1 - y)(h_7 - h_8)$
Condensador	$Q_{sai} = (1 - y)(h_8 - h_1)$	$W = 0$

2.7.2.3. Diferenças entre regeneração com aquecimento directo e indirecto

Tabela 2.6. Diferenças entre a regeneração com aquecimento directo e indirecto (adaptado de [21]).

Regeneração com aquecimento directo	Regeneração com aquecimento indirecto
Aberto e simples	Desenho da instalação mais complexa
Boas características de transferência de calor	Menos efectividade na transferência de calor
Mistura directa do calor entre o vapor extraído e o fluido de trabalho num depósito a pressão constante	Mistura indirecta do calor entre o fluido de trabalho e o vapor extraído através de um permutador de tubos
Uma bomba é necessária para pressurizar o fluido de trabalho e ocorrer a mistura directa	Não requer uma bomba para pressurizar o fluido de trabalho, uma vez que a mistura é indirecta e pode haver transferência de calor com diferentes pressões
Requer uma área maior	Requer uma área menor
Menos dispendioso	Mais dispendioso

Na Tabela 2.6 encontram-se designadas algumas diferenças entre a regeneração com aquecimento directo e regeneração com aquecimento indirecto.

Hoje em dia as centrais combinam no seu ciclo estes dois tipos de regeneração para maximizar a eficiência térmica do ciclo.

2.8. Ciclo Orgânico de Rankine

Através da consulta de vários artigos, a regeneração é uma técnica bastante utilizada em ciclos ORC, uma vez que aumenta a eficiência do ciclo. A aplicação destes regeneradores em ciclos ORC é feita quase sempre da mesma maneira. Em praticamente todos os artigos consultados para familiarização dos ciclos ORC, estes tinham regeneração, sendo que todos aplicavam o regenerador à saída da turbina para passagem dos tubos quentes e à saída da bomba para passagem dos tubos frios. Isto é, o regenerador é um permutador de calor de tubos, onde a troca de calor ocorre indirectamente, sem mistura dos fluidos. Na Figura 2.12 pode ser visto um esquema simples com aplicação de regeneração num ciclo ORC. O fluido “mais quente” que sai da turbina vai transferir calor ao fluido “mais frio” que sai da bomba, antes de entrar na caldeira. Como já explicado anteriormente, o facto de necessitar de uma menor potência para atingir as condições de entrada na turbina faz com que a eficiência do ciclo seja aumentada. Pode-se observar isso através das equações (2.5) e (2.22)

$$\dot{Q}_{entra} \downarrow; \eta_{ORC} \uparrow \quad (2.22)$$

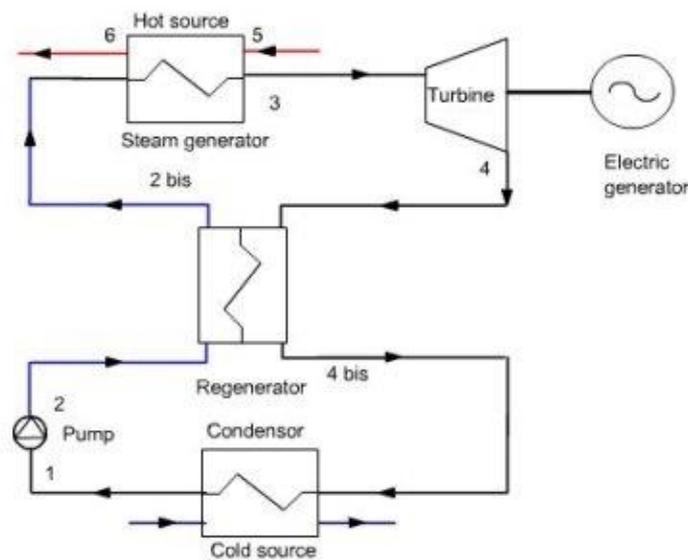


Figura 2.12. Sistema ORC com regeneração [23].

2.8.1. Análise da eficiência a um sistema ORC

Foi feita uma análise a um artigo de Algeri, A. e Morrone, P. [24], onde se demonstra os resultados obtidos nas eficiências do ciclo ORC, de acordo com o que foi dito anteriormente. Este artigo faz uma análise técnico-económica a um sistema de microcogeração com tecnologia ORC, embora aqui se dê apenas ênfase à parte técnica. As propriedades termodinâmicas nas condições desejadas, foram obtidas através do programa REFPROP. O fluido de trabalho utilizado nesta análise foi o decano.

2.8.1.1. Condições analisadas

Foi modelado através do programa, três situações diferentes, nomeadamente as condições de ciclo saturado, condições de ciclo sobreaquecido e condições de ciclo supercrítico. Para ambas as condições de operação foram analisadas as eficiências com e sem regenerador. Em anexo C encontram-se os dados com as condições de operação e valores assumidos para análise energética.

2.8.1.2. Resultados

Ciclo saturado

Num ciclo saturado a implementação de um regenerador aumenta entre 2.5 a 10% as eficiências de cogeração e líquida do ciclo, sendo que com o aumento da temperatura de evaporação esse aumento das eficiências é mais significativo (ver Figura

2.13). A variação da temperatura de evaporação é feita até um valor ligeiramente inferior à temperatura crítica do ciclo, uma vez que se trata de um ciclo saturado.

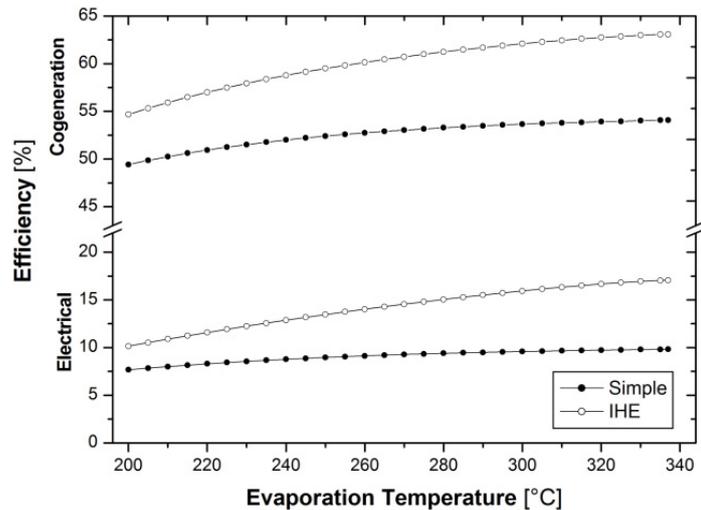


Figura 2.13. Eficiências com influência da temperatura de evaporação – ciclo saturado [24].

Ciclo sobreaquecido

Num ciclo sobreaquecido as eficiências tendem a diminuir com o aumento da temperatura máxima a que o fluido entra na turbina (ver Figura 2.14). Isto acontece porque há um maior aumento da potência térmica fornecida ao ciclo do que a potência extraída da turbina, o que faz diminuir a eficiência líquida do ciclo. Por outro lado, ao proceder-se à implementação do regenerador as eficiências são cerca de 5 a 12.5% maiores, e com o aumento da temperatura máxima as eficiências também aumentam com o regenerador.

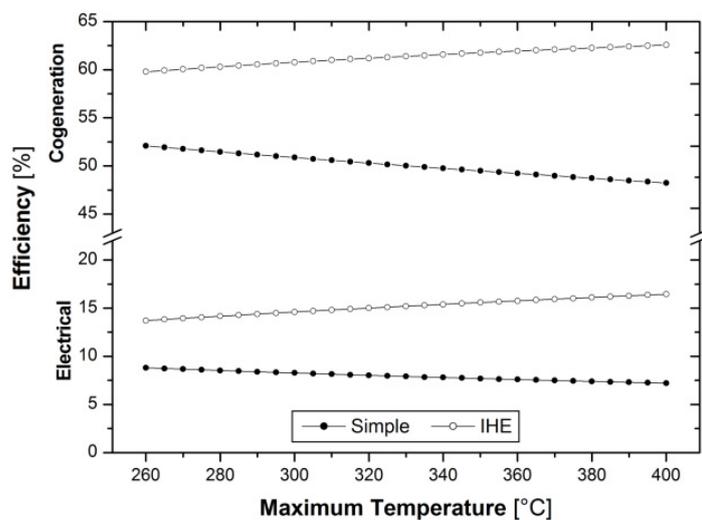


Figura 2.14. Eficiências com influência da temperatura de evaporação – ciclo sobreaquecido [24].

Ciclo supercrítico

Num ciclo supercrítico observa-se na Figura 2.15 que as eficiências não sofrem grandes variações com o aumento da temperatura máxima a que o fluido entra na turbina. Nota-se uma ligeira diminuição da eficiência na ausência do regenerador e um ligeiro aumento na presença do regenerador. O facto de o ciclo ter um regenerador implica que haja um aumento 7.5 e 10%. A variação da temperatura máxima é feita entre a temperatura crítica e a temperatura máxima considerada a que a caldeira funciona.

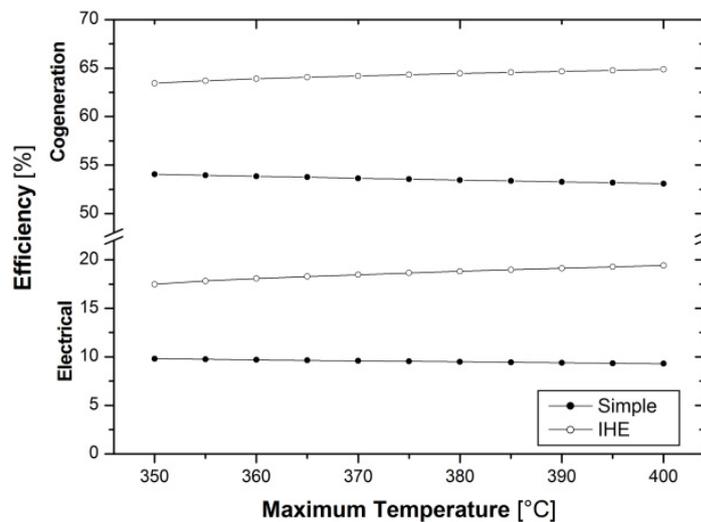


Figura 2.15. Eficiências com influência da temperatura de evaporação – ciclo supercrítico [24].

Com esta análise podemos concluir que o ciclo ORC atinge as suas eficiências máximas para ciclos supercríticos com implementação de um regenerador, conseguindo atingir 65% de eficiência de cogeração e 20% de eficiência eléctrica. Obviamente que estes valores podem variar consoante o fluido seleccionado. Uma vez que esta não é uma aplicação real, os valores reais de uma instalação com estas características serão um pouco diferentes devido às perdas não serem constantes com a variação das condições de operação.

2.8.2. Diferenças entre o ciclo de Rankine e o ciclo ORC

A elevada temperatura do ciclo de Rankine a vapor é bem conhecido no campo de produção de energia. Um aumento da procura de eficiência energética tem levado ao interesse de sistemas de recuperação de calor e outras fontes de calor de baixa temperatura, que criou a necessidade de um dispositivo que possa converter o excedentes e baixas temperaturas de fontes de calor em energia eléctrica. A produção de electricidade através de fontes térmicas com baixas temperaturas tem vindo a ser possível graças à utilização de fluidos orgânicos, turbinas de condução eléctrica e outros expansores com o mesmo princípio do ciclo de vapor [25]. Geralmente o ciclo de vapor de Rankine não é empregado em fontes de baixa temperatura porque em comparação com um fluido orgânico a água necessita de uma maior potência térmica para mudar de fase, enquanto que o fluido orgânico necessita de uma menor potência térmica fornecida ao ciclo. Isto significa maior eficiência do ciclo para o caso do fluido orgânico. Além desta razão, existem outras enunciadas nas diferenças entre os dois ciclos.

Existem vários factores que diferem o ciclo de Rankine do ciclo ORC, sendo que essas diferenças são importantes porque o objectivo de implementação dos ciclos é diferente.

2.8.2.1. O ponto normal de ebulição e o diagrama Temperatura-Entropia

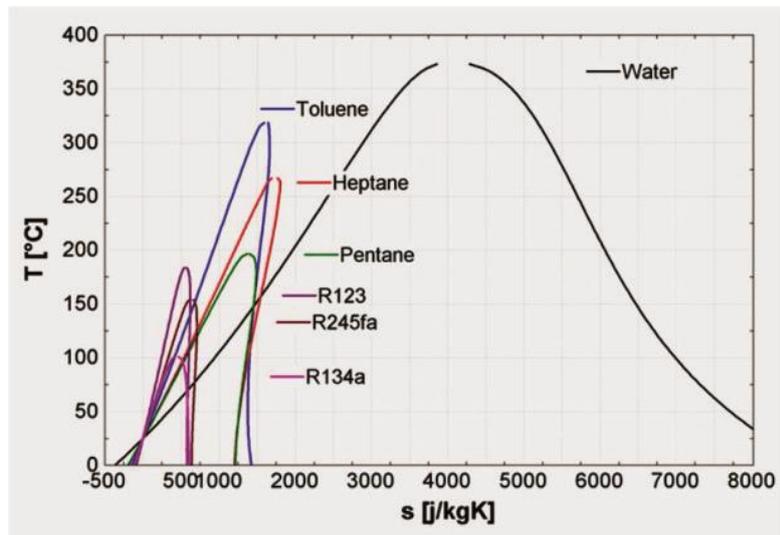


Figura 2.16. Curvas de vários fluidos em comparação com a água em diagrama T-s [47].

A grande maioria dos fluidos orgânicos tem um ponto normal de ebulição⁴ menor que a água. Isto faz com que não seja necessária uma fonte de calor com temperatura elevada, ao contrário da água que necessita de uma elevada temperatura da fonte de calor para evaporar. Por isso mesmo este ciclo é aplicado a sistemas de produção de energia com baixas potências.

Em relação ao diagrama T-s, o ciclo dos fluidos orgânicos apresenta grandes diferenças comparativamente ao ciclo da água. Isto pode ser observado na Figura 2.16. O declive da curva de vapor saturado para os fluidos orgânicos pode ser negativo, positivo e infinito. No caso da água o declive é negativo. O facto de um fluido orgânico apresentar um declive da curva de saturação de vapor positivo ou infinito, é uma vantagem para a turbina. Uma vez que durante a expansão do vapor, não haverá percentagem de líquido no fluido, o que evita o aparecimento do fenómeno da cavitação e consequente degradação da turbina. Além disso, não haverá necessidade de sobreaquecimento do vapor para evitar este fenómeno, e poder-se-á utilizar um evaporador mais pequeno e barato para o efeito. Na Figura 2.16, ainda se pode observar a diferença de entropia entre a linha de líquido saturado e a linha de vapor saturado, tendo os fluidos orgânicos uma menor variação de entropia entre as linhas de saturação. Isto significa que a água necessita de uma quantidade maior de energia térmica para mudar de fase, mas também consegue transferir mais energia

⁴ Temperatura de ebulição de uma substância a uma determinada pressão [27]

térmica por kg de água. Isto é, tem um maior calor específico de vaporização. Isto implica que a água necessita de um menor caudal mássico para absorver a mesma potência térmica aplicada a um fluido orgânico. Para o ciclo ORC haverá necessidade de um maior caudal mássico o que implica um maior consumo da bomba e utilização de tubagens com diâmetros maiores, para compensar as perdas de pressão. Também os componentes serão maiores devido ao maior caudal mássico e haverá mais perdas de pressão nesses componentes.

Alguns fluidos orgânicos apresentam temperaturas de congelamento muito baixas e isso evita que o problema do congelamento no condensador aconteça, mesmo estando o ambiente a uma temperatura baixa [26].

2.8.2.2. Arquitectura do ciclo

O ciclo mais simples está representado na Figura 2.2, mas tal como nos ciclos de vapor, um desenho mais complexo pode ser usado, baseado na regeneração e reaquecimento. Na Figura 2.12 está representado o ciclo com regeneração [23]. Existem variadíssimos desenhos dos ciclos, a que estes podem trabalhar para atingir um determinado objectivo. Podem ser consultados várias arquitecturas em [28].

A maior densidade que os fluidos orgânicos têm como característica é um factor fundamental para o dimensionamento dos componentes presentes no ciclo, o qual é altamente dependente do caudal volúmico. Densidades elevadas implicam volumes específicos menores, caudais volúnicos menores e consequentemente dimensões pequenas dos componentes [26].

Os fluidos orgânicos possuem um caudal volúmico elevado à saída da turbina comparando com o resto do ciclo. Isto faz com que o regenerador e o condensador sejam maiores na maioria dos sistemas ORC.

Um sistema ORC pode utilizar caldeiras com uma só passagem do fluido, uma vez que a diferença entre as densidades do vapor e líquido é pequena, para o fluido operador. Assim a utilização de cilindros de caldeira e a necessidade de recircular o fluido são evitadas.

A razão de pressões e a queda de entalpia na turbina são muito elevadas no caso de ciclo de vapor. Em consequência disso mesmo, turbinas com vários estágios de expansão são aplicadas nestes ciclos. Nos ciclos ORC a queda de entalpia é muito menor e portanto, um único estágio ou poucos estágios de expansão na turbina devem ser

suficientes, o que reduz os custos [29]. Isto acontece em aplicações comuns de cada ciclo, pois para o caso de terem temperaturas máximas e mínimas do ciclo iguais, isso já não acontece.

Um grande problema típico do ciclo de vapor é a formação de bolhas nas pás da turbina, e consequentes cavidades, este fenómeno designa-se por cavitação. Para evitar isso, já foi referido atrás, recorre-se ao sobreaquecimento do vapor. Enquanto num ciclo de vapor poderá haver até três permutadores de calor para pré-aquecimento, evaporação e sobreaquecimento, o ciclo ORC terá apenas um ou dois destes permutadores. Obviamente está-se a referir aos casos comuns, pois dependendo do objectivo da máquina térmica poderá ter mais ou menos permutadores. Se ambos os ciclos trabalharem na mesma gama de temperaturas, provavelmente o número de permutadores é o mesmo. É também importante referir que nos ciclos ORC o fluido utilizado é maioritariamente isentrópico ou seco, o que evita a necessidade de sobreaquecimento. Ou seja, a expansão pode começar na linha de vapor saturado e terminar como vapor sobreaquecido.

Quando a temperatura à saída da turbina é menor que a temperatura à saída da bomba, não faz sentido colocar um regenerador [26].

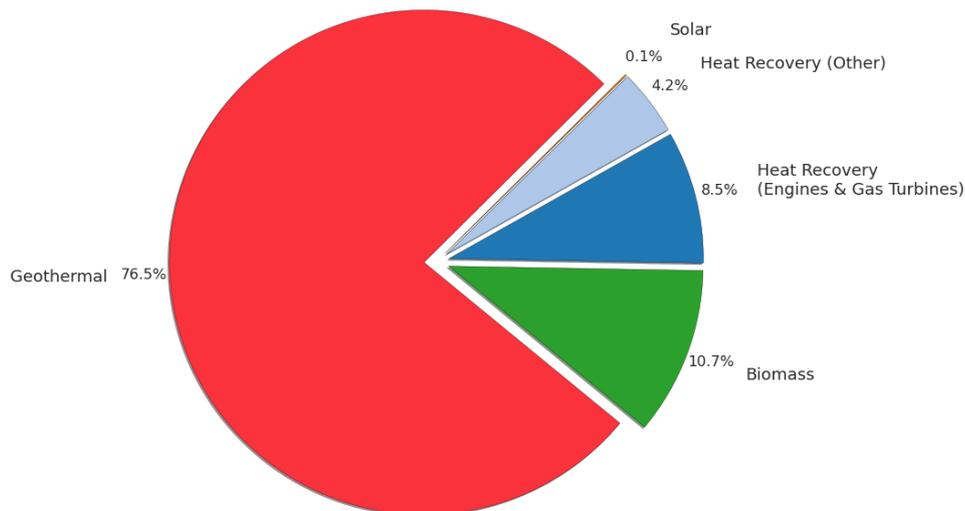
2.8.2.3. Aspectos ambientais e de segurança

A água como fluido de trabalho é “amiga” do ambiente, não é inflamável, não é tóxica, não é um potencial da destruição da camada de ozono e não é um potencial do aquecimento global. Muitos dos fluidos orgânicos têm um impacto negativo no efeito de estufa e na destruição da camada de ozono. Além disso, conseguem ser inflamáveis e tóxicos. Pouco seguros e prejudiciais para o meio-ambiente são caracterizados alguns fluidos orgânicos também [26].

2.8.3. Aplicações do ciclo ORC

Os ciclos ORC têm as suas aplicações de conversão de energia térmica em energia eléctrica através de fontes de calor renováveis como a energia geotérmica, a biomassa e energia solar. Mas também a fonte de calor pode vir do aproveitamento de calor de processos industriais ou de centrais térmicas.

Na Figura 2.17 pode-se observar o contributo das diversas aplicações para os ciclos ORC para a capacidade instalada total no mundo.



Installed capacity - Market share - Last update : January 21th, 2016

Figura 2.17. Aplicações do ciclo ORC em percentagem da capacidade instalada [30].

Conclui-se que até Janeiro de 2016, a energia geotérmica é a aplicação utilizada em ciclos ORC com 76.5% da capacidade instalada no mundo. Segue-se a biomassa com 10.7% e o aproveitamento de calor motores e turbinas com 8.5%, e o aproveitamento de calor de outros processos com 4.2%. Já a energia solar tem uma aplicação insignificante nos ciclos ORC [30].

2.8.3.1. Energia geotérmica

As fontes geotérmicas são uma das mais seguras e estáveis fontes renováveis na produção de electricidade. O uso directo da energia geotérmica teve um crescimento em massa de 45% desde 2010, com uma capacidade instalada a chegar aos 70.330MWth, espalhada por 82 países [31].

2.8.3.2. Biomassa

Em pequenas instalações a biomassa, o ciclo ORC é a escolha ideal devido à sua elevada eficiência, disponibilidade e capacidade de controlo da carga aplicada através do fornecimento de combustível [31]. Apesar da fonte de energia a biomassa ser obtida através da sua combustão, esta traz vantagens a nível das emissões em relação aos combustíveis fósseis. As instalações a biomassa em ciclos ORC são eficientes se forem utilizadas em processos de cogeração [26].

2.8.3.3. Recuperação de calor nos processos industriais e centrais térmicas

O sector industrial representa um terço da energia total consumida na sociedade. Devido à ineficiência em torno dos 20 a 50% desta energia, eventualmente, o calor dos gases de escape pode ser aproveitado para uma produção de energia mais eficiente, através de sistemas de aproveitamento do calor dos gases de escape.

A procura na recuperação de calor está a crescer continuamente com o compromisso da indústria em reduzir o consumo de energia, os custos operacionais e as emissões de carbono [31].

Nas centrais térmicas o calor aproveitado provém dos gases de exaustão dos motores e turbinas a gás envolvidas na produção de energia.

2.8.3.4. Energia solar

O ciclo orgânico de Rankine é apropriado na conversão de energia térmica, proveniente dos painéis solares, em electricidade através de um ciclo termodinâmico com um nível elevado de eficiência. Utilizar um ciclo ORC numa aplicação solar térmica é uma solução de custo eficiente para os clientes [31].

2.8.4. Selecção do fluido de trabalho para um ciclo ORC

Embora o sistema de microcogeração estudado nesta dissertação tenha o seu fluido de trabalho, R245fa, é importante referir que a escolha de um fluido para operar num ciclo ORC não é aleatória.

Felizmente, existem vários estudos feitos à volta da selecção do fluido de trabalho, o que permite haver melhores eficiências. Segundo [32] pode-se através desses vários estudos retirar factores importantes na altura de seleccionar um fluido de trabalho. Estes factores a ter em conta estão descritos em seguida:

-Desempenho termodinâmico: A potência extraída e eficiência devem ser máximas para uma dada temperatura de entrada e saída do ciclo. O desempenho termodinâmico depende das várias propriedades termodinâmicas associadas ao fluido de trabalho, tais como, o ponto crítico, o calor específico, densidade, etc. Não é prático estudar cada uma das propriedades do fluido individualmente, sendo mais sensato simular o ciclo com um modelo termodinâmico e comparar a eficiência do ciclo e potência extraída para cada fluido.

-Curva de saturação de vapor positiva ou isentrópica. Por exemplo, uma curva de saturação de vapor negativa, como é o caso da água, existe o problema da entrada de líquido no final da expansão. Este problema é corrigido com o sobreaquecimento do vapor. Já para os fluidos com curvas positivas, este problema não acontece e podem ser usados recuperadores de calor à saída da turbina para aumentar a eficiência.

-Elevada densidade de vapor: Este parâmetro é de elevada importância, em particular para os fluidos que apresentam baixa pressão de condensação. Uma densidade baixa leva a um caudal volúmico maior: as perdas de pressão nos permutadores de calor aumentam, e o tamanho da turbina deve ser aumentado. Isto tem um impacto negativo no custo do sistema.

-Viscosidade baixa: Para manter baixas perdas por atrito e o coeficiente de transferência de calor elevado nos permutadores de calor, é necessário que o fluido tenha uma viscosidade baixa na fase de líquido e de vapor.

-Condutividade elevada: Necessária para obter um coeficiente de transferência de calor elevado.

-Pressão de evaporação aceitável: Como já foi dito para os ciclos de Rankine de vapor, uma pressão elevada, típica destes ciclos, leva a um maior investimento e aumento da complexidade.

-Pressão no condensador maior que a pressão atmosférica para evitar infiltrações e assim diminuir a eficiência do ciclo.

-Temperatura altamente estável: Ao contrário da água, os fluidos orgânicos estão sujeitos a deteriorações e decomposições a altas temperaturas. A temperatura máxima da fonte de calor é limitada pela estabilidade química do fluido de trabalho.

-O ponto de fusão deve ser menor que a menor temperatura ambiente ao longo do ano para evitar o congelamento do fluido de trabalho.

-Elevado nível de segurança. A segurança integra dois parâmetros principais: a toxicidade e inflamabilidade.

-Baixo potencial de depleção da camada de ozono (PDO): O potencial de depleção da camada de ozono é medido em comparação com o PDO do R11, definido como a unidade.

-Baixo potencial de aquecimento por efeito de estufa (PAE): O potencial de aquecimento por efeito de estufa é medido em comparação com o PAE do CO₂, definido como a unidade.

-Boa disponibilidade e baixo custo: Os fluidos que já estão a ser utilizados em refrigeração ou na indústria química são facilmente obtidos e têm custos mais efectivos.

3. CARACTERIZAÇÃO DA MÁQUINA TÉRMICA DE RANKINE

3.1. Descrição da máquina térmica

A máquina térmica de Rankine estudada utiliza o fluido orgânico R245fa, uma vez que tem como características a não inflamabilidade e baixa toxicidade, e além disso adequa-se às condições termodinâmicas em que o sistema trabalha. Visto que esta máquina produz electricidade e calor a baixas potências, esta é uma máquina de microcogeração. Sendo uma máquina de Rankine, esta tem como componentes principais uma bomba, uma caldeira, uma turbina e um condensador. A bomba pressuriza o fluido para as condições de entrada na caldeira, a caldeira introduz calor no ciclo e muda a fase do fluido de líquido para vapor, a turbina expande o fluido e produz trabalho que posteriormente é transformado em electricidade, e o condensador transmite calor para fora do ciclo e o fluido muda de fase de vapor para líquido.

A caldeira é uma caldeira de condensação cujo combustível é gás natural. As caldeiras tradicionais utilizam apenas o calor produzido pelos gases de combustão, enquanto as caldeiras de condensação aproveitam além disso, o calor dos gases de escape para pré-aquecer o fluido, condensando esses gases, ou seja, aproveita o calor latente e as perdas pela chaminé são menores [33]. O gás natural é canalizado, e é gasto consoante a potência exigida à caldeira para a queima dos gases. Os gases saem por uma chaminé e são expulsos com a ajuda de um ventilador.

O condensador é um permutador de placas que troca calor através das placas. Estes permutadores possuem pequenos espaços entre as placas com pequenos relevos que permitem que haja a troca de calor [34]. O condensador troca calor para água da rede que está ligada ao condensador.

A bomba possui um sistema de *bypass* apenas utilizado quando se arrefece o fluido de trabalho da máquina no fim de trabalhar, pois não convém que o fluido atinja temperaturas críticas, isto porque no processo de paragem da máquina a caldeira apesar de estar desligada, ainda continua a transferir potência térmica ao fluido de trabalho.

A turbina também possui um sistema de *bypass* para situações em que as condições de entrada na turbina não foram atingidas, no início do trabalho e no fim. A turbina está ligada a um servomotor que funciona neste caso como um gerador, dissipando a electricidade em resistências.

Em todo o sistema estão vários termopares que medem as pressões e temperaturas, assim como também existem válvulas para o caso do *bypass* e caudalímetros para medição dos caudais. Na Figura 3.1 está um esquema ilustrativo da instalação estudada.

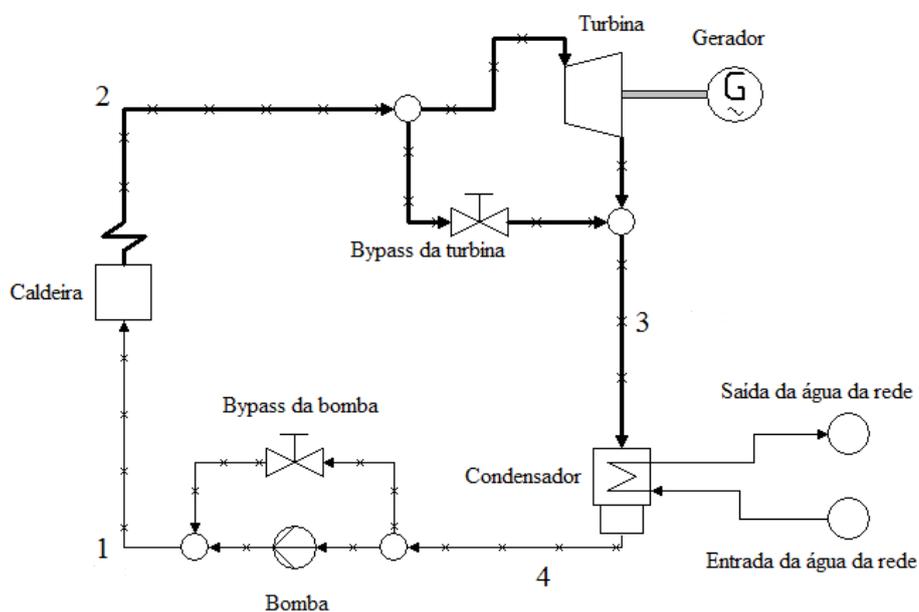


Figura 3.1. Esquema ilustrativo da instalação estudada (programa Cycle-Tempo).

3.2. Condições dos ensaios

Os ensaios realizados para a caracterização da máquina térmica foram divididos em três fases. Primeiramente definiu-se um ponto central, variando as condições à volta desse ponto e assim obtendo mais pontos de análise.

Sendo o ponto central a referência para a variação das condições de funcionamento da turbina, este encontra-se na primeira fase. Nesta primeira fase, variou-se a potência do queimador e o grau de sobreaquecimento, mantendo constantes a rotação da turbina e o caudal de água da rede que passa no condensador. Esta variação foi feita com uma diferença de 2kW para a potência do queimador. No grau de sobreaquecimento foram analisadas duas condições de sobreaquecimento, uma em que a gama varia à volta dos

18°C e 20°C, e outra em que o grau de sobreaquecimento varia à volta dos 36°C e 40°C. Como se pode ver na Tabela 3.1 a variação ocorreu à volta do ponto central onde a potência do queimador é de 16kW. De notar ainda que os valores do sobreaquecimento não são fáceis de igualar para um valor exacto, uma vez que variam consoante o valor de diferentes variáveis.

Tabela 3.1. Condições de ensaio da primeira fase.

	Gama de funcionamento:	Fase nº1 (ponto central):
Bomba	[500-2500] rpm	$\Delta T_2 = 18^\circ\text{C} \wedge 40^\circ\text{C}$
Queimador	[10-35] kWt	$\dot{P}_q = [14 - 18]kW$, incremento de 2kW
Turbina	[1750-2750] rpm	$N_t = 2250rpm$
Caudal de água do cliente	[0,05-0,15] kg/s	$\dot{m}_w = 0,08kg/s$

Na segunda fase dos ensaios, a partir do ponto central da primeira fase, variou-se o caudal de água do cliente, ou seja, o caudal de água da rede. Esta variação foi feita com diferença de 0,02kg/s de caudal. Portanto, mantiveram-se o grau de sobreaquecimento, a potência do queimador e a rotação da turbina constantes. Nesta fase o grau de sobreaquecimento manteve-se na gama de menor grau (ver Tabela 3.2).

Tabela 3.2. Condições de ensaio da segunda fase.

	Gama de funcionamento:	Fase nº2:
Bomba	[500-2500] rpm	$\Delta T_2 = 18^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}$
Queimador	[10-35] kWt	$\dot{P}_q = 16kW$
Turbina	[1750-2750] rpm	$N_t = 2250rpm$
Caudal de água do cliente	[0,05-0,15] kg/s	$\dot{m}_w = 0,06kg/s \wedge 0,1kg/s$

Na terceira e última fase, o grau de sobreaquecimento, a potência do queimador, e o caudal de água do cliente mantiveram-se constantes, variando a rotação da turbina. A partir do ponto central a rotação da turbina variou em 250rpm à volta do valor do ponto central (ver Tabela 3.3).

Tabela 3.3. Condições de ensaio da segunda fase.

	Gama de funcionamento:	Fase nº3:
Bomba	[500-2500] rpm	$\Delta T_2 = 18^\circ\text{C} - 20^\circ\text{C}$
Queimador	[10-35] kWt	$\dot{P}_q = 16\text{kW}$
Turbina	[1750-2750] rpm	$N_t = 2000\text{rpm} \wedge$ 2500rpm
Caudal de água do cliente	[0,05-0,15] kg/s	$\dot{m}_w = 0,08\text{kg/s}$

Com isto foram retirados um total de dez pontos para análise da máquina térmica. Na primeira fase obteve-se seis pontos de condições de funcionamento da instalação. Na segunda fase retirou-se dois pontos de funcionamento, o mesmo acontecendo para a terceira fase.

3.3. Realização dos ensaios

Uma vez que para conseguir as condições de funcionamento dos vários pontos é necessário que os parâmetros se mantenham constantes, teve que se ir alterando as variáveis até conseguir chegar às condições desejadas. Uma vez estando os valores constantes pode-se retirar o ponto, deixando que para isso estejam decorridos 600 segundos, ou seja 10 minutos para finalmente fazer-se uma média desses valores. Os valores não são totalmente constantes, havendo pequenas variações que não interferem com o objectivo de estudo. Em apêndice C, pode-se verificar as médias dos valores retirados em cada ponto, assim como os desvios-padrão para verificar se os valores são realmente constantes.

A realização dos ensaios procedeu-se da seguinte forma para o arranque da máquina térmica:

1. Inicialmente liga-se a máquina térmica à corrente assim como o computador que recebe os dados das condições de funcionamento. No computador, através de um programa desenvolvido em Labview, consegue-se ligar os dispositivos da máquina térmica e controlar os seus valores.

2. Depois procede-se à abertura da torneira da água da rede, assim como a torneira do gás. O ventilador também é ligado para expulsar os gases mal a caldeira começa a combustão.

3. Agora já se está em condições de ligar a caldeira através do programa.

4. Quando o fluido atingir cerca de 100°C na caldeira, liga-se a bomba para circular o fluido no ciclo, ainda com a torneira da turbina fechada. Nesta fase só existe aquecimento da água do cliente, isto é, como uma caldeira doméstica para aquecimento de águas sanitárias.

5. Quando se atinge um grau de sobreaquecimento de segurança, cerca de 50°C, a válvula da turbina é aberta ao mesmo tempo que se aumenta a rotação da turbina para os valores dos ensaios. Esta é a fase mais complicada de operar, uma vez que é necessária uma certa rapidez nos processos e que sejam coincidentes. É necessário um grau de sobreaquecimento de tal grau uma vez que aberta a válvula e aumentada a rotação da turbina, o grau de sobreaquecimento vai diminuir bruscamente para valores muito próximos de condições favoráveis à cavitação na turbina.

6. Uma vez controlados os valores do sobreaquecimento, ajusta-se os valores de entrada para as condições definidas nos ensaios, ou seja, para os valores definidos nas fases explicadas anteriormente. Essencialmente, essas condições eram atingidas alterando as rotações da turbina, da bomba e a potência do queimador. Obviamente que estes processos são demorados e é necessária uma certa habilidade com a máquina térmica.

7. Por fim, atingidas as condições de ensaio é necessário que estas se mantenham estáveis, e assim durante cerca de dez minutos a máquina fica a trabalhar nessas condições. Este processo de arranque da máquina até a realização dos ensaios é mais complicado e demorado em relação à paragem da máquina.

A fase de paragem da máquina térmica realizou-se do seguinte modo:

1. Após a realização dos ensaios, primeiramente fecha-se a válvula da turbina e diminui-se a sua rotação. Nesta fase a máquina volta a funcionar como uma caldeira doméstica.

2. Depois, a caldeira é desligada, estando esta a uma temperatura elevada.

3. Para fazer diminuir a temperatura da caldeira faz-se circular o fluido, alternando a passagem do fluido pela bomba e pelo *bypass* da bomba quando é desligada. Isto é, o fluido quando está a circular com a bomba ligada diminui a temperatura da

caldeira, quando o fluido está parado abrindo a válvula do *bypass*, o fluido perde calor mais eficazmente pelo condensador. Mas tem que se voltar a ligar a bomba porque o fluido na caldeira está a atingir temperaturas muito elevadas ainda. Este processo é repetido até a temperatura da caldeira chegar a cerca de 200°C, chegando a estar a 400°C durante os ensaios, mas não é conveniente deixar a caldeira a estas temperaturas pois com o fluido parado há tendência para aumentar as temperaturas e atingir condições não seguras.

4. Uma vez desligados os dispositivos da máquina térmica, fecha-se as torneiras do gás e da água da rede, assim como o ventilador. Por fim os dados estão registados e pode-se desligar o computador e a máquina da corrente.

3.4. Limitações e simplificações

Durante a realização dos ensaios existiram várias limitações e situações não desejáveis típicas do ramo da investigação. Uma das limitações foi manter o caudal de água do cliente constante. Uma vez que os ensaios tinham sido programados para se realizarem durante o dia, chegou-se à conclusão que tal não poderia acontecer porque havia muita variação do caudal da água da rede. Bastava abrir-se uma torneira da casa de banho que o caudal alterava logo na máquina. Por isso mesmo, os ensaios foram realizados à noite para haver um caudal da água da rede constante durante os ensaios.

Uma outra limitação foi o facto de o sensor da pressão à saída da caldeira não estar a ser lido, sendo que o programa adoptava o valor da pressão à saída caldeira igual à entrada da caldeira. Para isso considerou-se que havia uma pequena perda de pressão de 15kPa entre a entrada e saída da caldeira, valor retirado na fase em que a turbina estava desligada no início dos ensaios e quando já havia estabilidade nos valores. Este valor foi adoptado para todas as condições dos ensaios, sabendo, porém, que variam na realidade com as condições de ensaio, mas que pode ser desprezável devido à pequena influência. Na Figura 3.2 pode-se verificar que a potência transferida ao fluido só varia na ordem das duas casas decimais, o que vem justificar o que foi dito à influência da perda de pressão na caldeira. “Q” representa a potência transferida ao fluido sem perda de pressão, “Q2” representa a potência transferida ao fluido com perda de pressão de 15KPa, “mf” representa o caudal que passa na caldeira, “P1” e “T1” representam respectivamente a pressão e temperatura à entrada da caldeira, “P2” e “T2” representam respectivamente a

pressão e temperatura à saída da caldeira, “h1” e “h2” representam respectivamente as entalpias à entrada e saída da caldeira, “P21” e “h21” representam respectivamente a pressão à saída da caldeira com perda de pressão e a entalpia à saída da caldeira com perda de pressão.

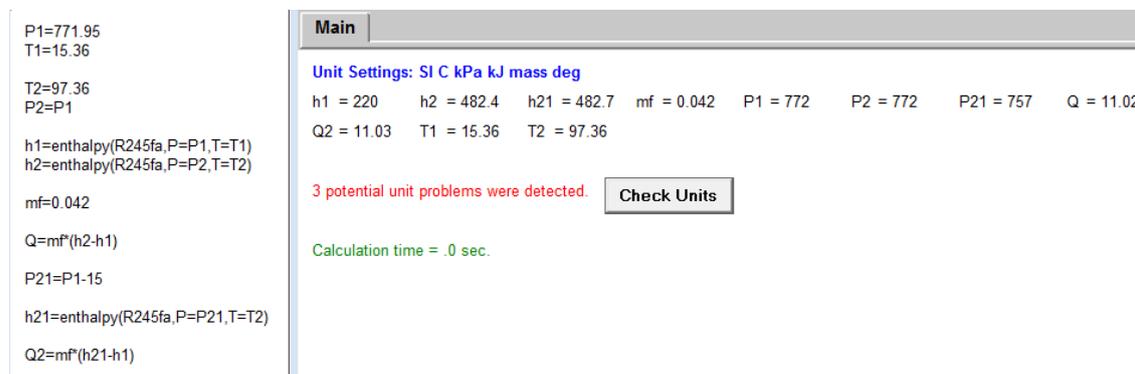


Figura 3.2. Verificação da pequena diferença de potência com a queda de pressão (programa EES).

Ao longo do ensaio também ocorreram vários inconvenientes que levaram à repetição dos ensaios. Uma vez que se queria estabilidade na saída dos resultados, isso requer o seu tempo, e logo no primeiro ensaio houve uma má medição devido aos valores de saída estarem a estabilizar ainda. Mais à frente aconteceu o mesmo, devido a pensar-se que os valores estariam estáveis, fez-se a medição, mas de facto havia ainda alterações nos valores de saída.

Um outro problema verificado nos ensaios foi o servomotor ter ido abaixo, ou seja, desligou-se devido à potência ter passado o limite da capacidade do servomotor. De facto, o servomotor apresenta uma limitação de potência muito acima da atingida nos ensaios, só que neste caso está a funcionar como um gerador, ou seja, funciona de maneira inversa. A sua limitação é cerca de 1kW a funcionar como gerador, embora quando parou nos ensaios não era a situação mais crítica, mas já estava a funcionar a algumas horas seguidas.

Outro inconveniente que aconteceu durante os ensaios foi o facto de ao fim de várias horas o programa ter parado, ou seja, teve que se reiniciar o programa para controlar a máquina térmica. Este problema pode ter acontecido devido às várias horas de funcionamento seguido do programa e computador. Embora depois de solucionado este problema ter-se conseguido realizar mais dois ensaios.

Inicialmente pensava-se que os ensaios que poderiam dar mais problemas seriam os que variassem o caudal de água do cliente. De facto, teve-se que realizar os

ensaios à noite para evitar problemas com a variação de caudal, mas estes ensaios não criaram grandes problemas. Apareceram problemas e inconvenientes em situações não previstas e não aconteceram inconvenientes noutras situações que seriam de prever.

No tratamento de dados fez-se uma média dos valores medidos nos dez minutos dos ensaios, com posterior desvio-padrão desses valores para verificar a estabilidade das condições de funcionamento da máquina.

Outra simplificação que se fez foi considerar que a potência transmitida ao veio do servomotor era igual à potência eléctrica dissipada nas resistências, ou seja, considerou-se que a conversão de energia mecânica em energia eléctrica tem uma eficiência de 100%.

Existem outras limitações associadas à máquina como o sobreaquecimento máximo ser 150°C e a pressão no ciclo ser inferior a 14bar, só que não houve inconvenientes com estas limitações. A medição feita pelos termopares e sensores de pressão é feita no exterior dos tubos o que pode levar a erros de medição, embora de pouca importância.

3.5. Equações do ciclo ORC e da microcogeração

3.5.1. Ciclo Orgânico de Rankine

Potência eléctrica extraída do ciclo –

$$P_e = M_m \times \omega. \quad (3.1)$$

Onde M_m é o binário do veio do servomotor e ω é a velocidade de rotação do mesmo veio.

Potência eléctrica consumida pela bomba –

$$P_{eb} = (h_4 - h_1) \times \dot{m} \quad (3.2)$$

Onde h_4 é a entalpia à entrada da bomba, h_1 é a entalpia à saída da bomba e \dot{m} é o caudal mássico na bomba.

Potência ideal extraída da turbina –

$$P_{idealt} = (h_2 - h_3) \times \dot{m} \quad (3.3)$$

Onde h_3 é a entalpia à saída da turbina, h_2 é a entalpia à entrada da turbina e \dot{m} é o caudal mássico na turbina.

Potência eléctrica líquida do ciclo –

$$P_{ORC} = P_e - P_{eb} \quad (3.4)$$

Potência térmica fornecida ao ciclo –

$$P_{tentra} = (h_2 - h_1) \times \dot{m} \quad (3.5)$$

Onde h_2 é a entalpia à saída do evaporador, h_1 é a entalpia à entrada do evaporador e \dot{m} é o caudal mássico na caldeira.

Eficiência térmica do ciclo –

$$\eta_t = \frac{P_e}{P_{tentra}} \quad (3.6)$$

Eficiência líquida do ciclo –

$$\eta_{ORC} = \frac{P_{ORC}}{P_{tentra}} \quad (3.7)$$

Eficiência termodinâmica do ciclo –

$$\eta_{tORC} = \frac{P_{ideal} - P_b}{P_{tentra}} \quad (3.8)$$

Eficiência isentrópica da turbina –

$$\eta_{turb} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h'_3} \quad (3.9)$$

Onde h_2 é a entalpia à entrada da turbina, h_3 é a entalpia à saída da turbina e h'_3 é a entalpia à saída da turbina se o processo fosse isentrópico.

Eficiência de conversão da potência na turbina –

$$\eta_{ct} = \frac{P_e}{P_{idealt}} \quad (3.10)$$

3.5.2. Microcogeração

Potência eléctrica –

$$P_e = M_m \times \omega \quad (3.1)$$

Potência térmica –

$$P_{tsai} = \dot{m}_w \times cp \times (T_{out} - T_{in}) \quad (3.11)$$

Onde \dot{m}_w é o caudal mássico de água da rede que passa no condensador, cp é o calor específico da água, T_{out} é a temperatura de saída da água no condensador e T_{in} é a temperatura de entrada da água no condensador.

Potência ideal extraída no condensador-

$$P_{idealc} = (h_3 - h_4) \times \dot{m} \quad (3.12)$$

Onde h_3 é a entalpia à entrada do condensador, h_4 é a entalpia à saída do condensador e \dot{m} é o caudal mássico no condensador.

Potência do queimador –

$$P_q = \dot{M}_q \times cv \quad (3.13)$$

Onde \dot{M}_q é a taxa de consumo de gás natural e cv é o valor calorífico do gás natural

Eficiência eléctrica de cogeração –

$$\eta_{eCHP} = \frac{P_e}{\dot{P}_q} \quad (3.14)$$

Eficiência térmica de cogeração –

$$\eta_{tCHP} = \frac{P_{tsai}}{\dot{P}_q} \quad (3.15)$$

Eficiência de cogeração –

$$\eta_{CHP} = \frac{P_e + P_{tsai}}{\dot{P}_q} \quad (3.16)$$

Heat to Power Ratio –

$$HPR = \frac{P_{tsai}}{P_e} \quad (3.17)$$

Eficiência de conversão da potência no condensador –

$$\eta_{cc} = \frac{P_{tsai}}{P_{idealc}} \quad (3.18)$$

4. ANÁLISE DE RESULTADOS

Uma vez os ensaios realizados, procede-se de seguida à análise através de gráficos e comparações dos resultados. Primeiramente, faz-se uma análise às eficiências e potências no que diz respeito ao ciclo orgânico de Rankine. Depois analisa-se esses mesmos factores para a microcogeração. Ao longo das análises faz-se uma comparação de alguns resultados com sistemas já estudados.

4.1. Análise do ciclo ORC

4.1.1. Eficiências e potências do ciclo ORC

4.1.1.1. Variação do grau de sobreaquecimento e da potência do queimador

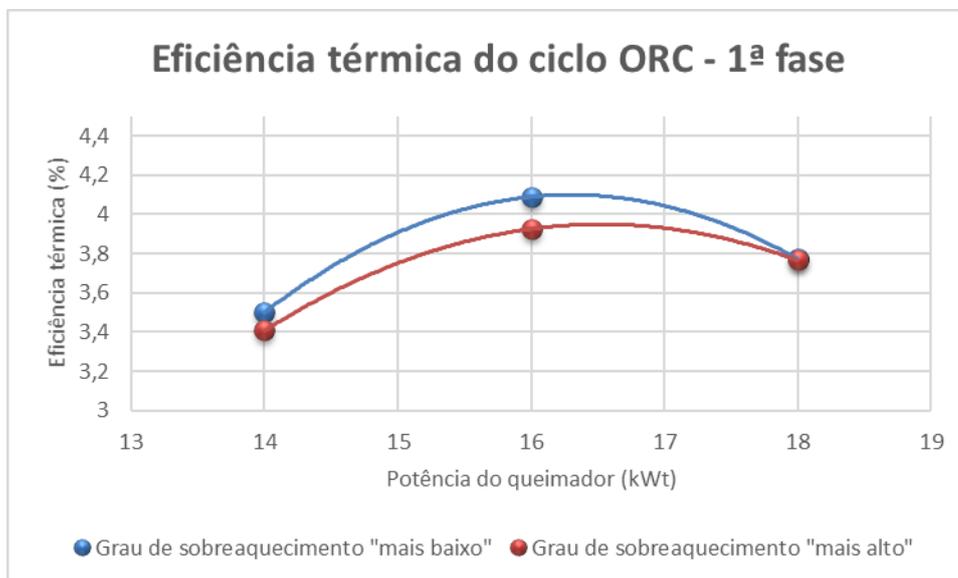


Figura 4.1. Eficiência térmica do ciclo ORC – primeira fase.

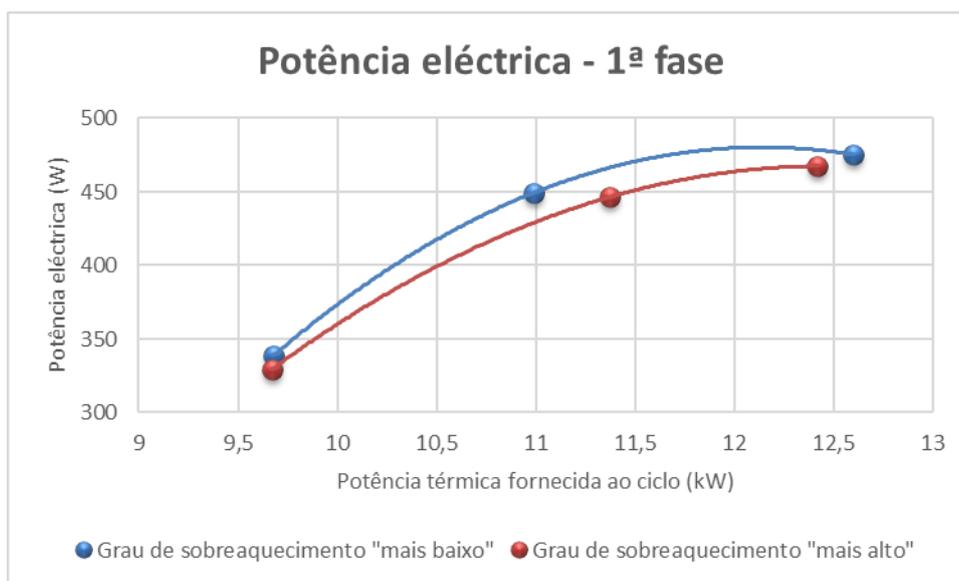


Figura 4.2. Potência eléctrica – primeira fase.

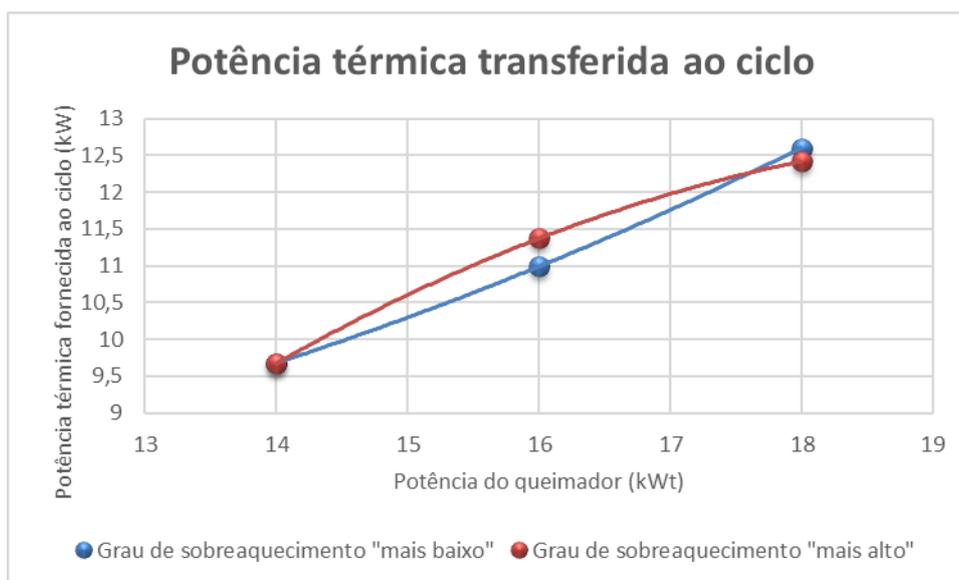


Figura 4.3. Potência térmica fornecida ao ciclo com alteração da potência do queimador.

Observa-se no gráfico da Figura 4.1 que o ciclo apresenta maiores eficiências térmicas para uma gama de grau de sobreaquecimento “mais baixo”. Em ambas as potências do queimador a eficiência térmica do ciclo ORC é menor com grau de sobreaquecimento “mais alto”. Como se pode ver na Figura 4.3, com o aumento da potência do queimador, maior é a potência térmica fornecida ao ciclo, o que supostamente faria diminuir a eficiência térmica do ciclo, ao analisarmos a equação (3.6). Isto não acontece, pois, o existe um aumento da potência eléctrica produzida, embora não seja linear com o aumento da potência térmica fornecida ao ciclo, como se pode ver na Figura

4.2. Pode-se verificar que para esta gama de potências do queimador estudada, o ciclo apresenta um ponto otimizado em 16kW em termos de eficiência térmica do ciclo ORC.

4.1.1.2. Variação do caudal de água da rede

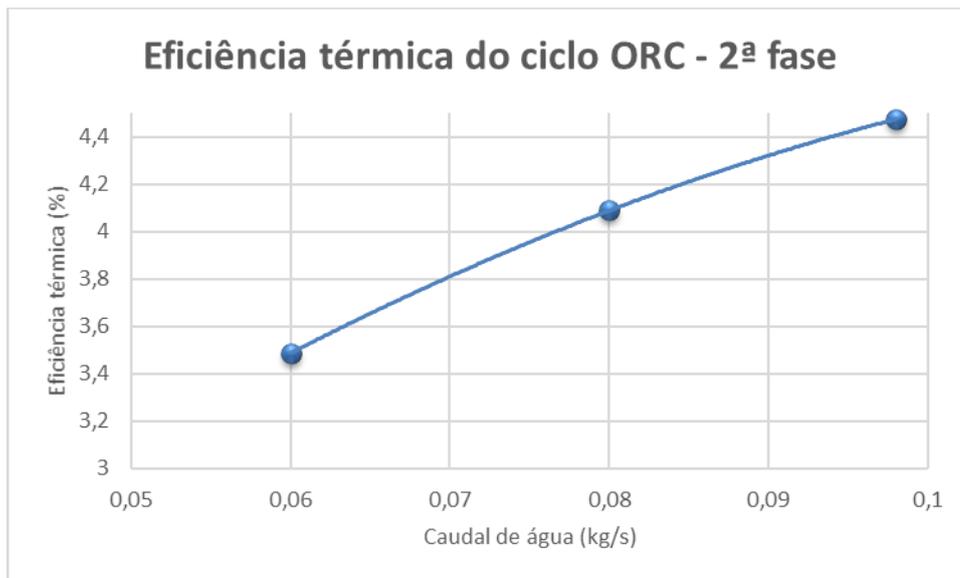


Figura 4.4. Eficiência térmica do ciclo ORC – segunda fase.

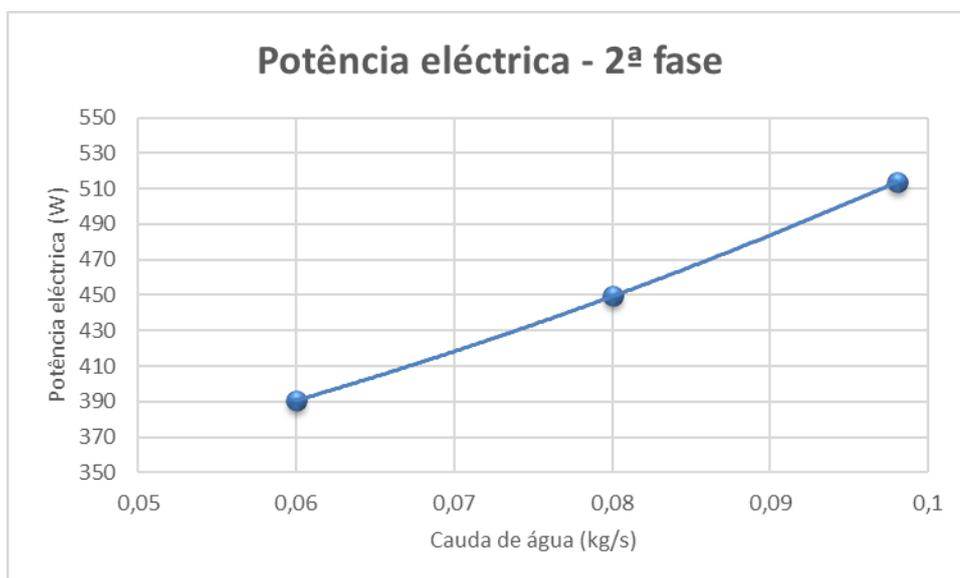


Figura 4.5. Potência eléctrica – segunda fase.

A Figura 4.4 mostra o gráfico da eficiência térmica do ciclo em função do caudal de água da rede que passa no condensador. Pode-se desde já afirmar que para esta gama de caudais de água, a eficiência térmica aumenta conforme o aumento do caudal de água. Isto acontece devido ao grande aumento da potência eléctrica produzida (ver Figura

4.5). Esse aumento da potência acontece porque o aumento do caudal nesta gama, faz com que a temperatura de condensação seja mais baixa e assim a expansão na turbina é também maior. Isto vem justificar o aumento perpendicular da eficiência térmica do ciclo, uma vez que a potência térmica fornecida ao ciclo não varia muito.

4.1.1.3. Variação da rotação da turbina

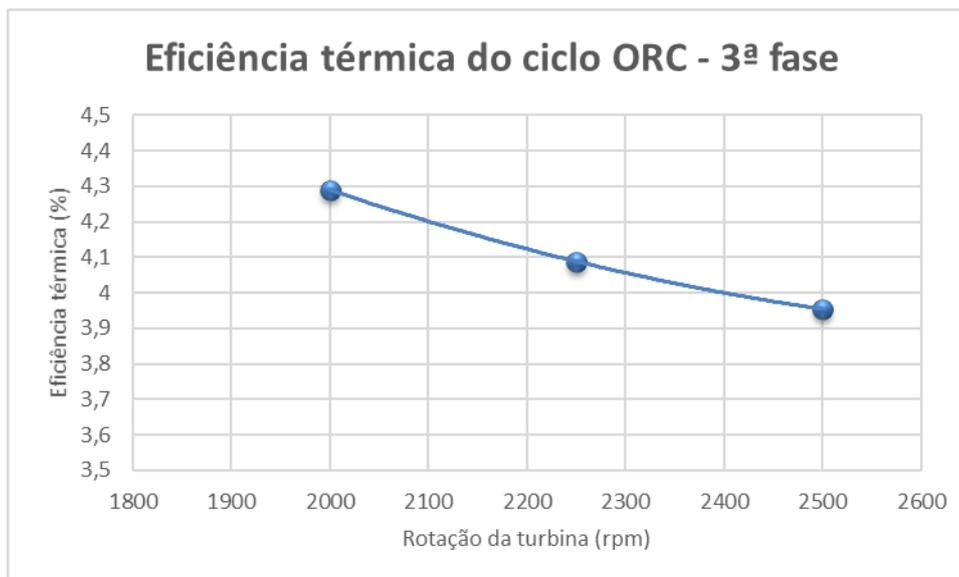


Figura 4.6. Eficiência térmica do ciclo ORC – terceira fase.

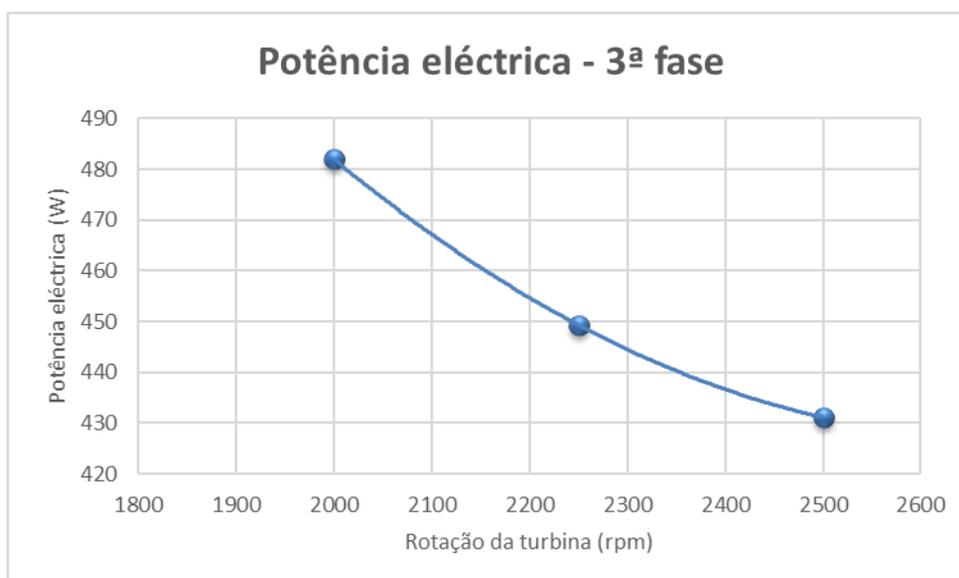


Figura 4.7. Potência eléctrica – terceira fase.

A Figura 4.6 mostra-nos que com o aumento da rotação da turbina, a eficiência térmica do ciclo tem tendência para diminuir. Isto também acontece porque a potência eléctrica é maior para a rotação mais baixa, como se verifica na Figura 4.7. Mais uma vez a

potência térmica fornecida ao ciclo varia pouco com a variação da rotação da turbina, o que acaba por mostrar o porquê da eficiência térmica diminuir.

4.1.1.4. Comparação com a eficiência térmica do ciclo ORC

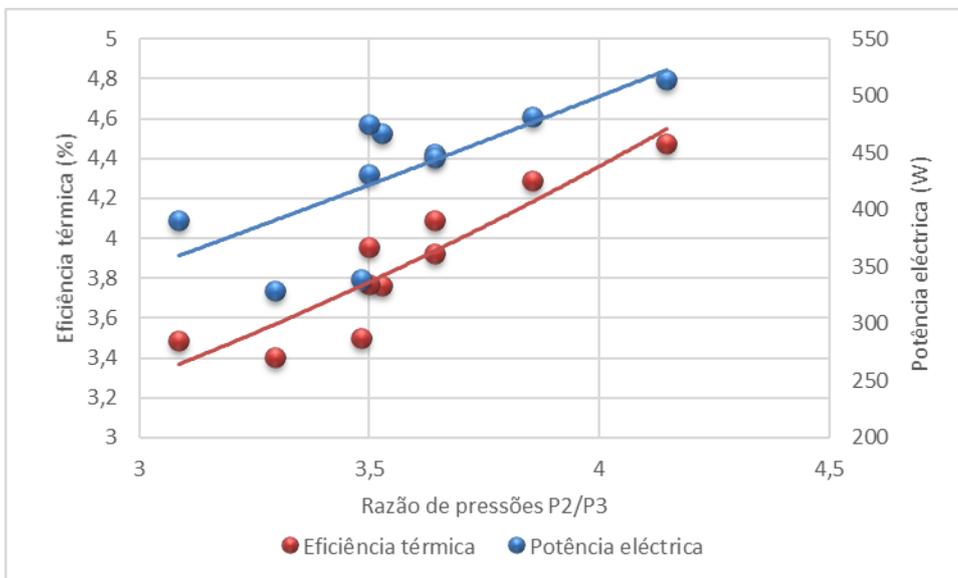


Figura 4.8. Eficiência térmica do ciclo ORC e potência eléctrica com variação da razão de pressões.

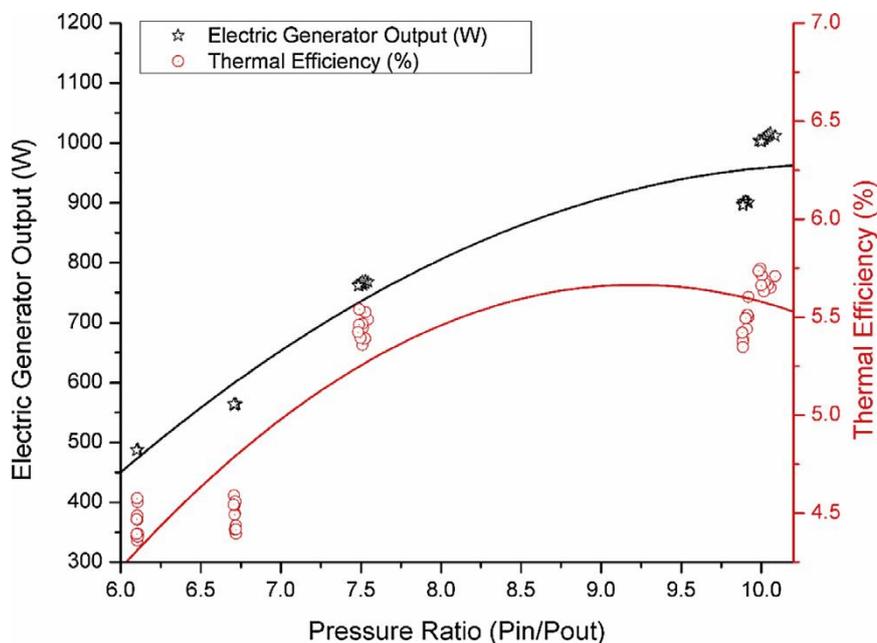


Figura 4.9. Eficiência térmica do ciclo ORC e potência eléctrica com variação da razão de pressões – artigo [35].

Uma vez que a eficiência térmica do ciclo depende da potência eléctrica extraída do ciclo, fez-se uma análise comparativa entre estas duas variáveis. Verifica-se na Figura 4.8, um comportamento semelhante das curvas traçadas pelos pontos das duas

variáveis, neste caso com o aumento da razão de pressões à entrada e saída da turbina, há uma tendência de aumento das duas variáveis mencionadas na figura. Era um comportamento de prever, uma vez que uma maior razão de pressões significa um maior trabalho extraído da turbina e conseqüente maior potência eléctrica e eficiência térmica do ciclo. Pode-se verificar através da Figura 4.9 que os valores dos ensaios têm credibilidade, pois apresentam o mesmo comportamento com a variação das mesmas variáveis. Repare-se que nos ensaios obtiveram-se potências e eficiências menores do que se observa na Figura 4.9. Isto tem a ver com as condições em que ocorreram os ensaios e as perdas associadas ao sistema. Além disso a razão de pressões também é diferente. Neste caso o estudo [35] incidiu em analisar as condições de ensaio quando a potência extraída era de 1000W, 900W e 600W.

4.1.1.5. Variação do grau de sobreaquecimento e da potência do queimador

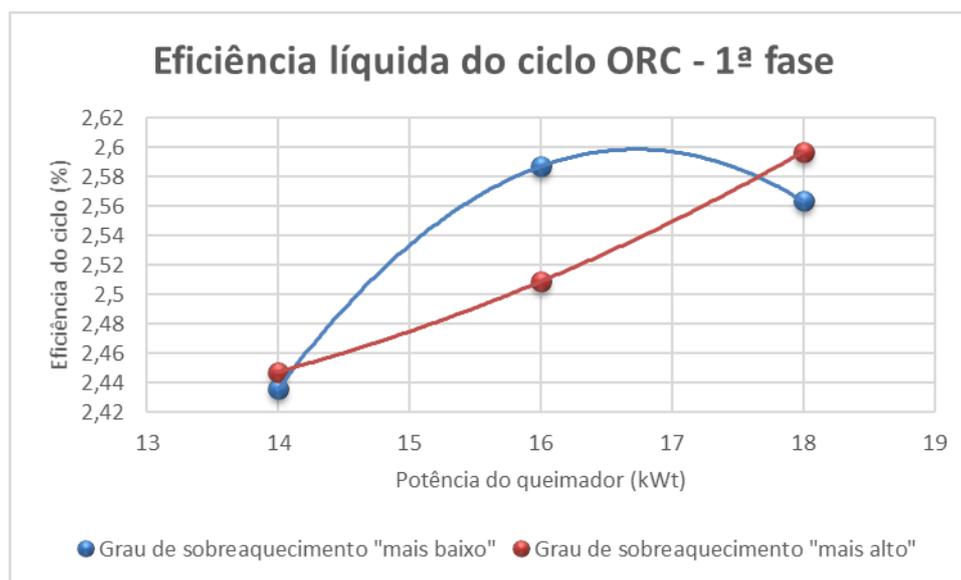


Figura 4.10. Eficiência líquida do ciclo ORC – primeira fase.

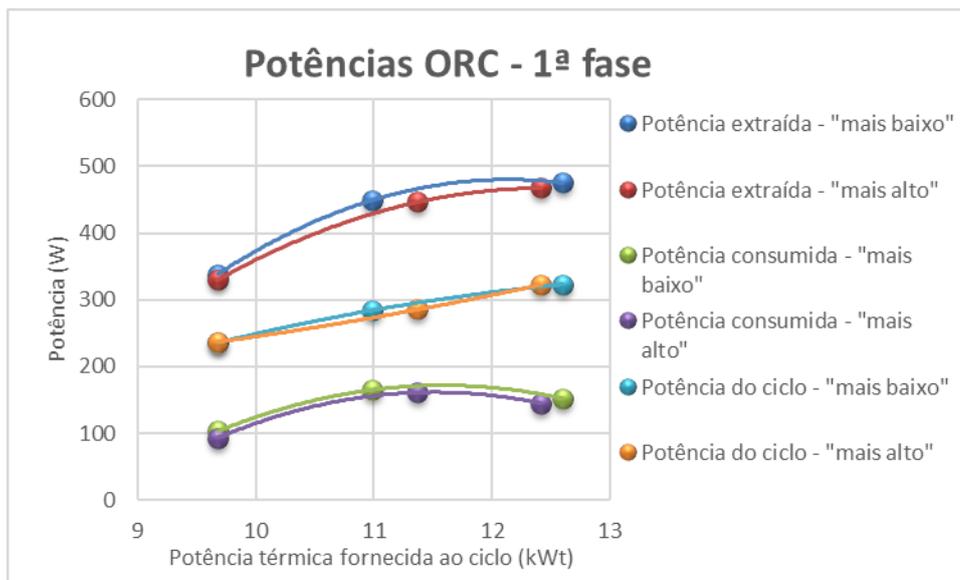


Figura 4.11. Potências do ciclo ORC – primeira fase.

Na Figura 4.10 está representado o gráfico da eficiência líquida do ciclo em função da potência do queimador nas duas gamas de grau de sobreaquecimento. Na gama de grau de sobreaquecimento “mais baixo” a curva apresenta um comportamento típico de pico de otimização para esta gama de valores. Neste caso para 16kWt de potência apresenta-se a maior eficiência líquida do ciclo. O mesmo já não acontece na gama de grau de sobreaquecimento “mais alto”, apresentando a curva um comportamento de tendência em aumentar a eficiência líquida do ciclo consoante aumenta a potência do queimador. Analisando as curvas da Figura 4.11, a potência líquida do ciclo vai aumentando com o aumento da potência térmica fornecida ao ciclo, uma vez que o aumento da potência real extraída não é acompanhado de um aumento do mesmo valor por parte da potência consumida pela bomba, aliás para 18kW de potência do queimador até diminui a potência consumida. Apesar disso, não se verifica um aumento de eficiência líquida do ciclo com o aumento da potência do queimador para a gama de grau de sobreaquecimento “mais baixo”. Isto é justificado pelo aumento da potência líquida do ciclo não ser constante com o aumento da potência térmica fornecida ao ciclo, como se verifica na Figura 4.11. Em condições de sobreaquecimento “mais baixo” de 16kWt de potência do queimador para 18kWt, para um pequeno aumento de potência líquida do ciclo, há um maior aumento da potência térmica fornecida, daí o comportamento da curva de eficiência líquida do ciclo nestas condições. À semelhança do comportamento das curvas de eficiência térmica

referido anteriormente. Já para as condições de grau de sobreaquecimento “mais alto” é favorável o aumento da potência do queimador.

4.1.1.6. Variação do caudal de água da rede

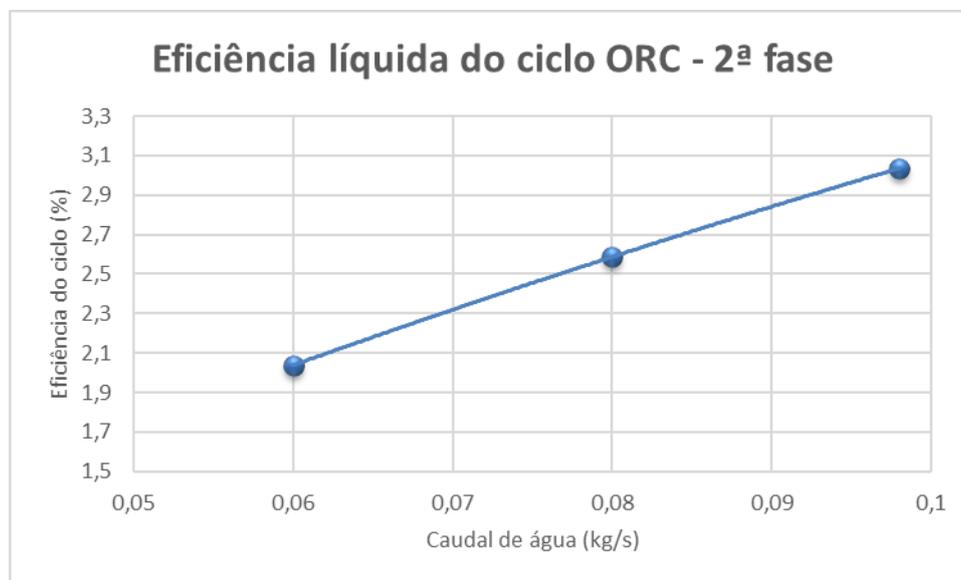


Figura 4.12. Eficiência líquida do ciclo ORC – segunda fase.

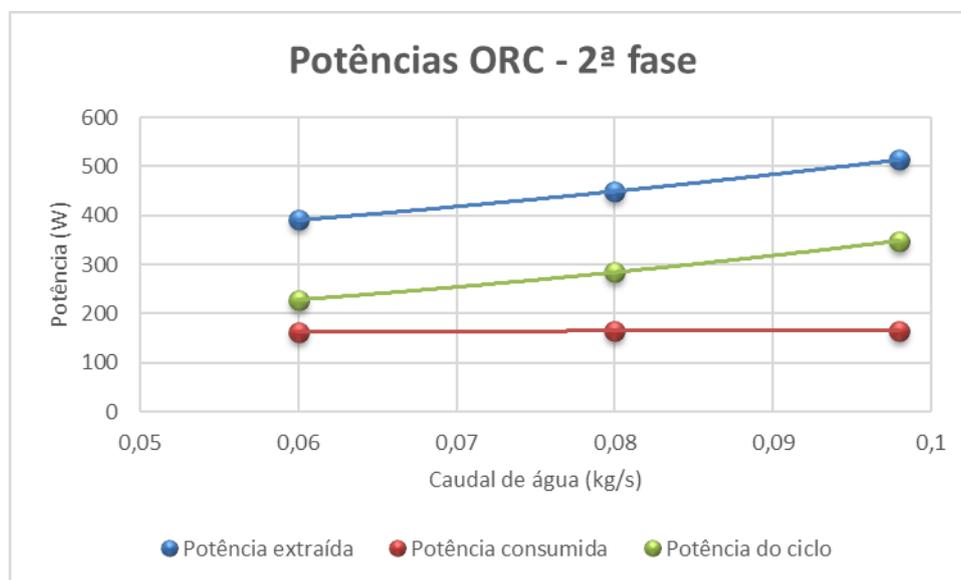


Figura 4.13. Potências do ciclo ORC – segunda fase.

À semelhança da eficiência térmica do ciclo, a eficiência líquida do ciclo aumenta consoante aumenta o caudal de água da rede que passa no condensador. Na Figura 4.12 pode-se verificar o que foi dito. Nesta situação a variação da potência fornecida ao ciclo é quase insignificante. Portanto, observando a Figura 4.13, é claro o aumento da

eficiência líquida do ciclo. Verifica-se ainda que a potência consumida pela bomba foi praticamente constante.

4.1.1.7. Variação da rotação da turbina

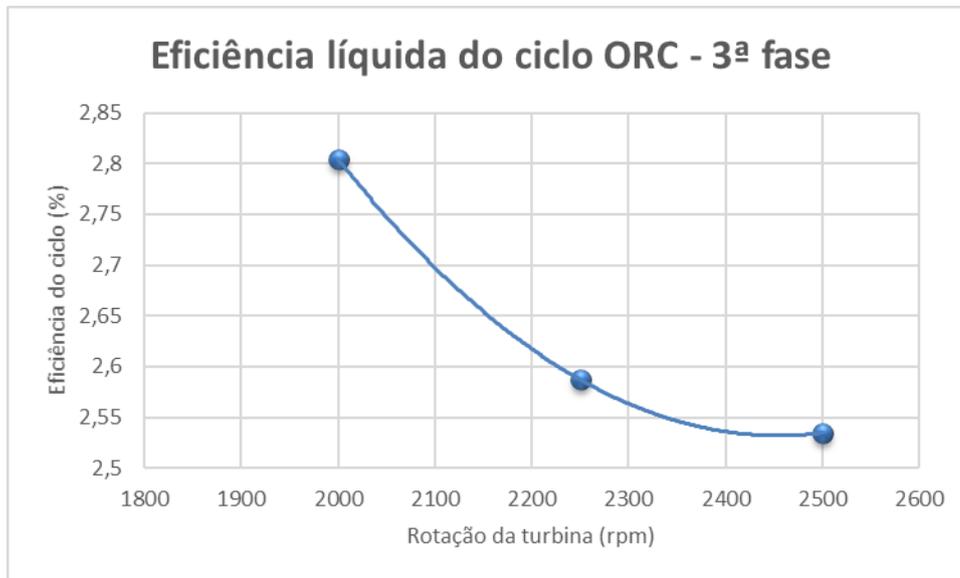


Figura 4.14. Eficiência líquida do ciclo ORC – terceira fase.

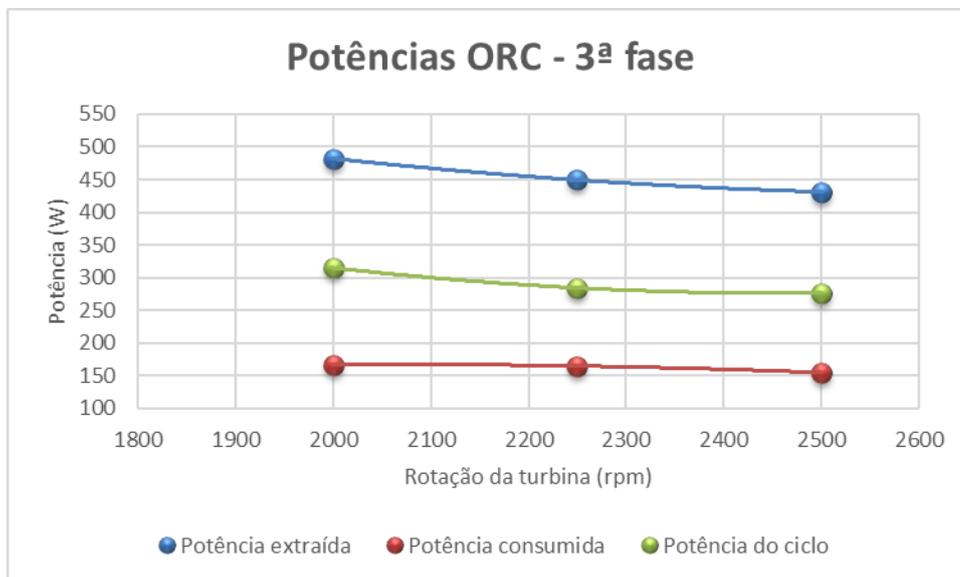


Figura 4.15. Potências do ciclo ORC – terceira fase.

Na Figura 4.14 há uma diminuição da eficiência líquida do ciclo conforme aumenta a rotação da turbina. Isto pode ser justificado devido à potência líquida do ciclo diminuir com o aumento de rotação da turbina, e a potência térmica fornecida ao ciclo variar pouco. O facto de a eficiência diminuir menos de 2250rpm da turbina para 2500rpm

tem a ver com a ligeira diminuição da potência consumida pela bomba, reflectida numa menor diminuição de potência líquida do ciclo, como se pode ver na Figura 4.15.

4.1.1.8. Comparação das eficiências envolvidas no ciclo

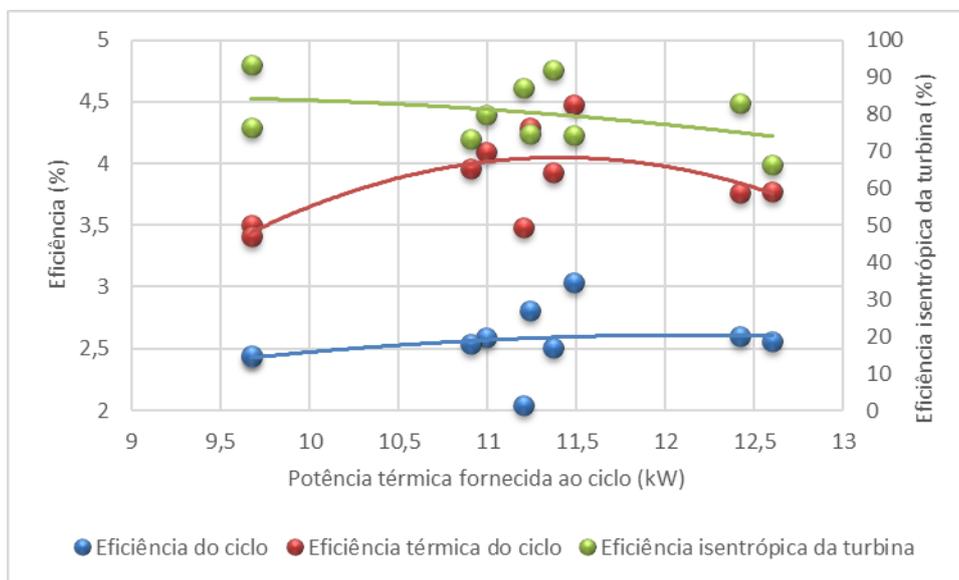


Figura 4.16. Eficiências envolvidas no ciclo com variação da potência térmica fornecida ao ciclo.

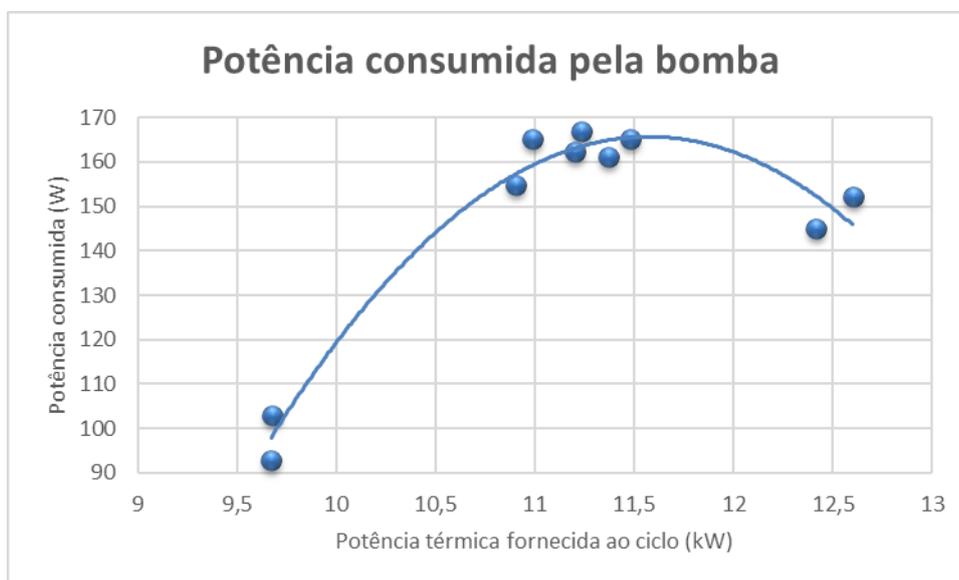


Figura 4.17. Potência consumida pela bomba com variação da potência térmica fornecida ao ciclo.

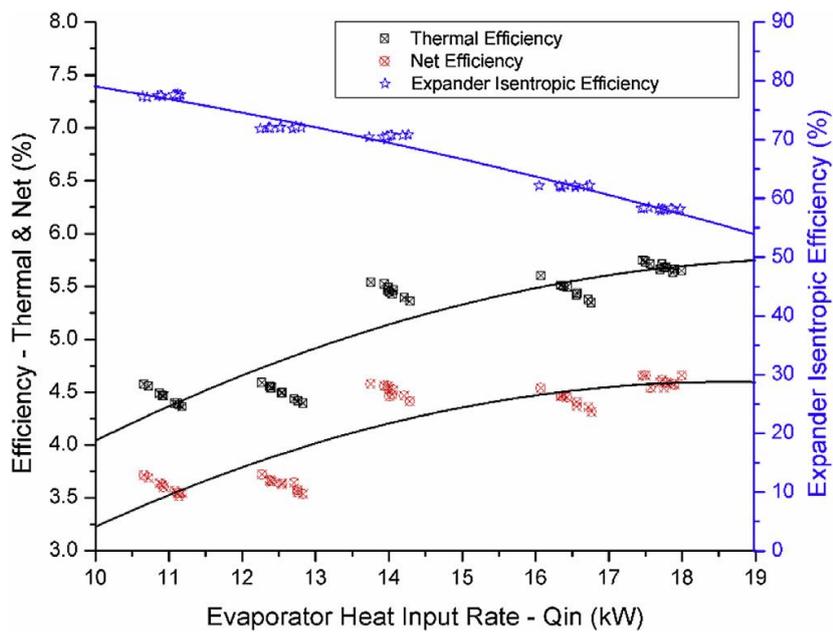


Figura 4.18. Eficiências envolvidas no ciclo com variação da potência fornecida ao ciclo – artigo [35].

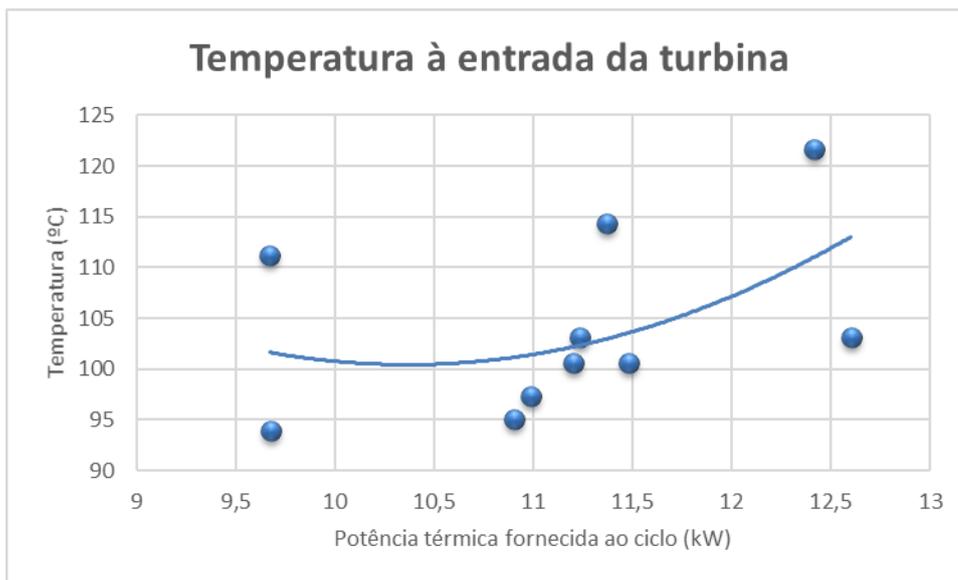


Figura 4.19. Temperatura à entrada da turbina com variação da potência térmica fornecida ao ciclo.

No gráfico da Figura 4.16 estão representadas a eficiência térmica do ciclo e a eficiência líquida do ciclo. Repare-se num comportamento semelhante dos pontos entre as duas eficiências, embora as curvas não tenham um comportamento igual. Isto é devido ao consumo de potência eléctrica por parte da bomba, como se pode ver na Figura 4.17. A potência consumida pela bomba foi maior em 16kW de potência do queimador, sendo menor para 18kW e significativamente menor para 14kW. Repare-se que a eficiência isentrópica da turbina diminui à medida que aumenta a potência térmica fornecida ao ciclo.

Isto acontece porque a temperatura à entrada da turbina é maior para uma potência térmica fornecida ao ciclo maior, ou seja, com uma temperatura maior, haverá maior variação de entropia, pois existe perdas na turbina, uma vez que a diferença de temperatura entre a turbina e o ambiente é maior (ver Figura 4.19). Segundo [35], a eficiência térmica do ciclo e a eficiência líquida do ciclo atingem um máximo com o aumento da potência térmica fornecida ao ciclo, uma vez que a eficiência térmica do ciclo a partir de certa altura diminui com o aumento da potência térmica fornecida. Ou seja, o facto da eficiência isentrópica da turbina diminuir com o aumento da potência térmica fornecida faz com que a eficiência térmica do ciclo e eficiência líquida do ciclo cheguem a uma fase em que não aumentam mais com o aumento da potência térmica fornecida ao ciclo. A Figura 4.18 vem comprovar a credibilidade dos resultados obtidos, pois as curvas acabaram por ter o comportamento esperado com o aumento da potência térmica fornecida ao ciclo.

4.1.1.9. Comparações da potência eléctrica líquida do ciclo e potência eléctrica extraída

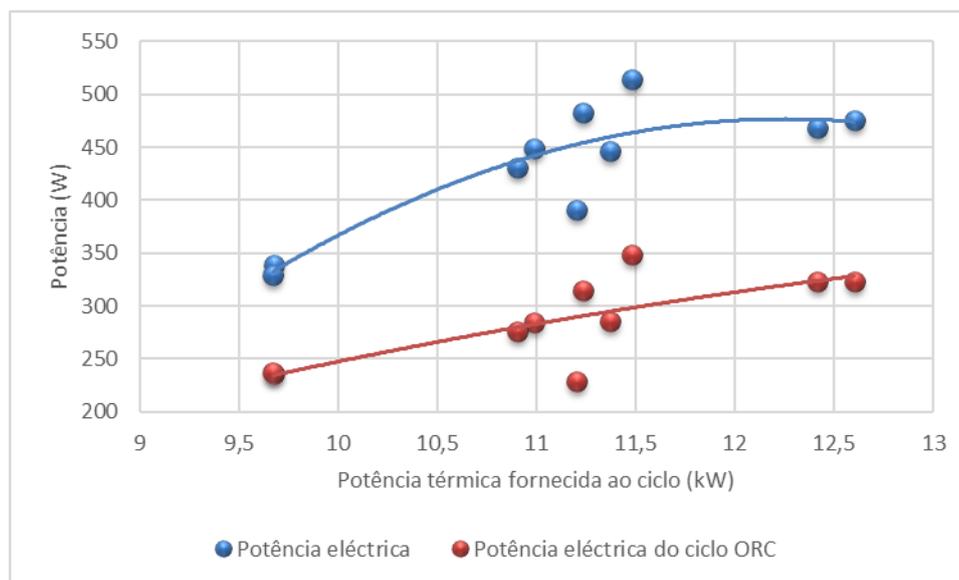


Figura 4.20. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da potência térmica fornecida ao ciclo.

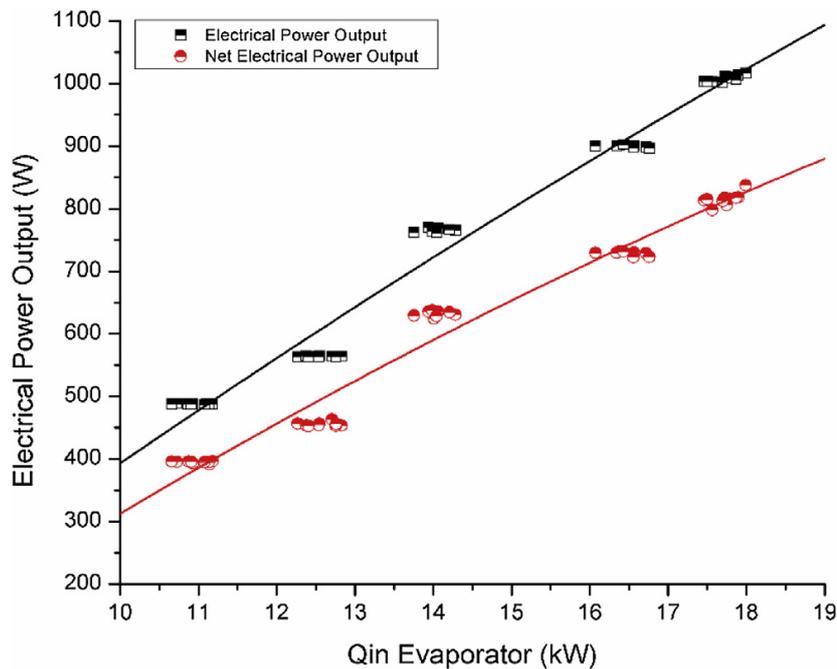


Figura 4.21. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da potência térmica fornecida ao ciclo – artigo [35].

A Figura 4.20 retracts a influência da potência com o aumento do calor transferido ao ciclo. Aqui há uma clara influência positiva da potência térmica fornecida ao ciclo em termos de aumento das potências analisadas. Isto pode ser mais uma vez confirmado com uma análise comparativa com a Figura 4.21. A diferença entre estas duas potências é apenas a subtracção da potência consumida pela bomba à potência eléctrica real extraída.

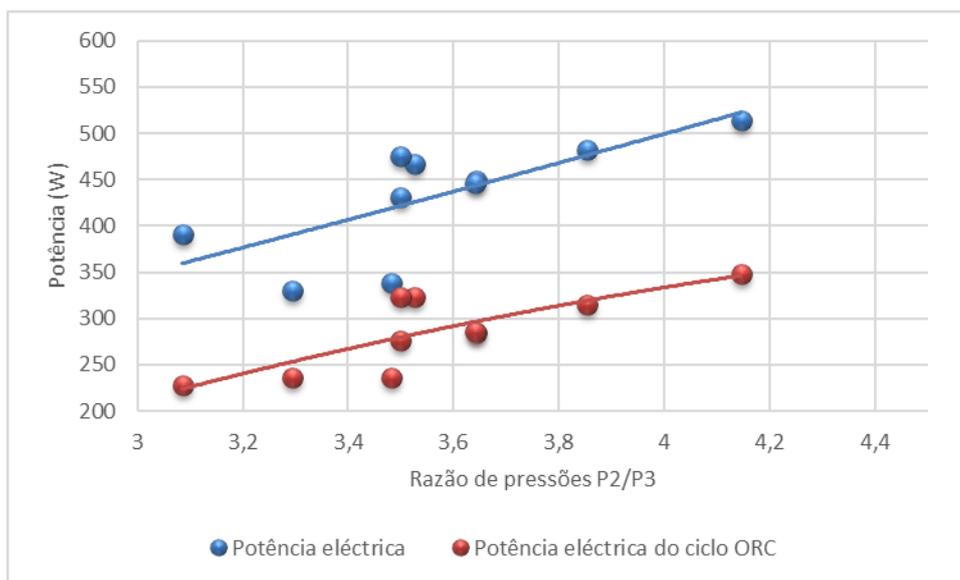


Figura 4.22. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da razão de pressões.

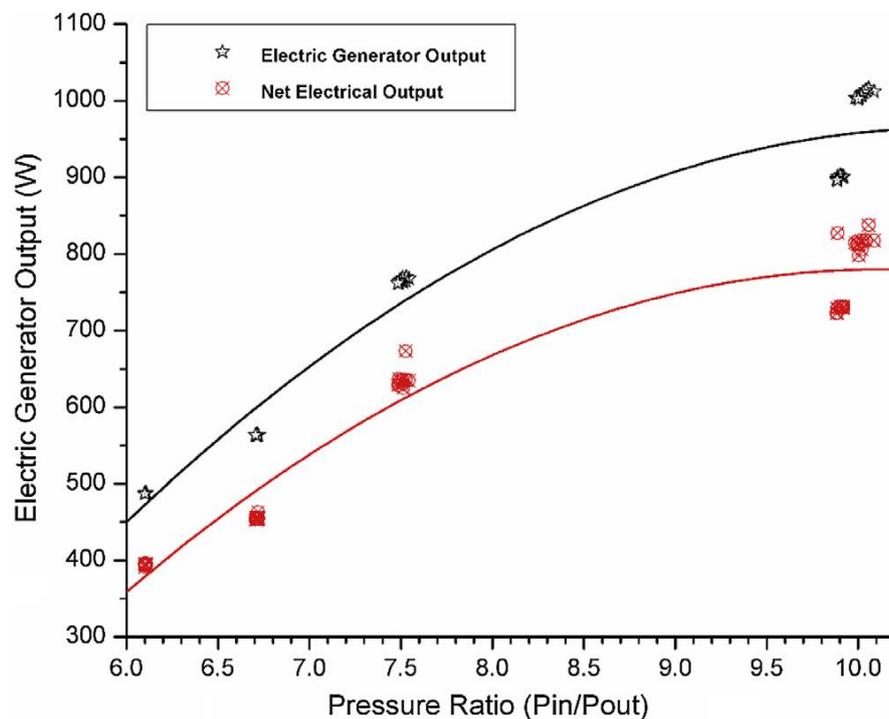


Figura 4.23. Potência eléctrica líquida do ciclo e potência extraída do ciclo com variação da razão de pressões – artigo [35].

A Figura 4.22 mostra a variação das potências eléctricas extraídas e líquidas do ciclo em função da razão de pressões. Como era de esperar o aumento da razão de pressões traduz-se num aumento da potência extraída da turbina. A turbina irá realizar mais trabalho se a diferença de pressões for maior, ou seja, produz uma maior potência. Mais uma vez consegue-se comparar os resultados obtidos nos ensaios com resultados do artigo escolhido para comparação dos gráficos [35], e a Figura 4.23 apresenta o mesmo comportamento no que diz respeito às curvas obtidas.

4.1.1.10. Comparação entre a potência real extraída do ciclo e a potência ideal extraída do ciclo

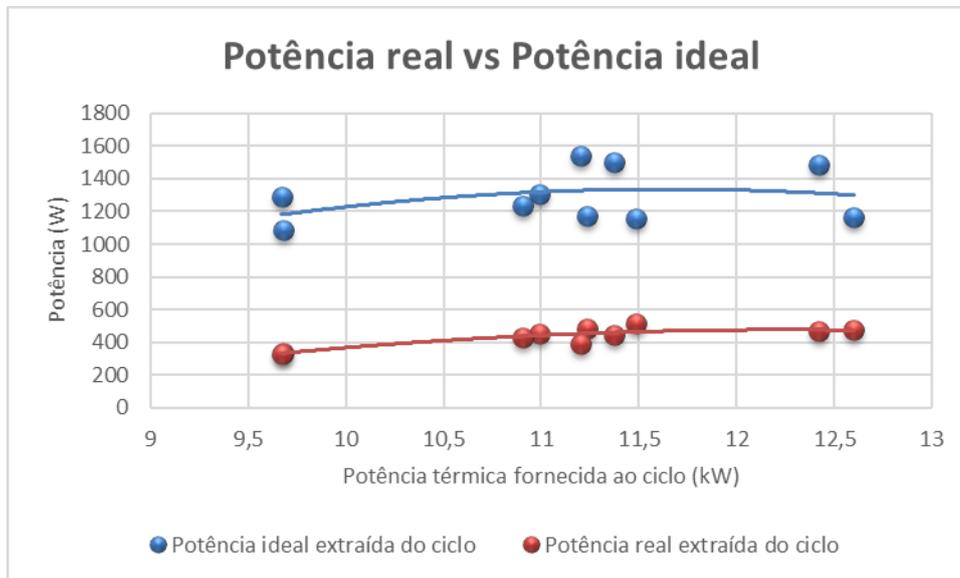


Figura 4.24. Comparação entre a potência real extraída do ciclo e a potência ideal extraída do ciclo.

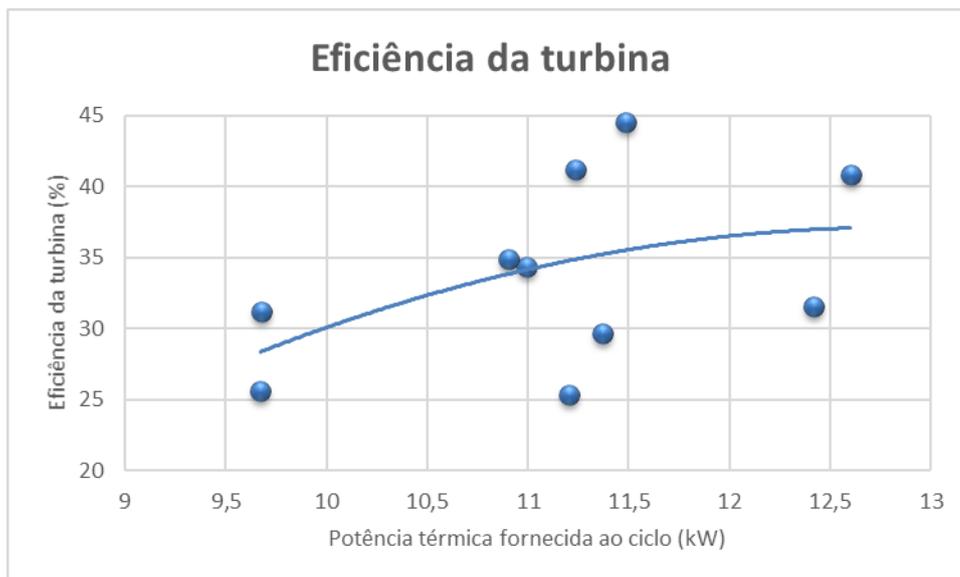


Figura 4.25. Eficiência de conversão da potência eléctrica por parte da turbina.

Na Figura 4.24 nota-se a grande discrepância entre a potência ideal que seria extraída do ciclo e a potência realmente extraída do ciclo. Uma vez que a eficiência de conversão de potência da turbina é igual à potência real a dividir pela potência ideal, este parâmetro é apresentado na Figura 4.25. Pode-se observar que a eficiência de conversão da potência da turbina é muito baixa, o que não permite produzir maiores potências reais

extraídas e melhores eficiências líquidas do ciclo. Talvez a turbina deva ser trocada na máquina térmica.

4.1.2. Comparação das eficiências e potências envolvidas no ciclo ORC

Tabela 4.1. Comparação entre as eficiências dos pontos 1 a 5 de ensaio no ciclo ORC.

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Eficiência térmica ORC (%)	4,088537	3,925152	4,289761	3,954257	3,764688
Eficiência termodinâmica (%)	10,40703	11,80218	8,934651	9,907273	10,76778
Eficiência líquida ORC (%)	2,587111	2,508906	2,804228	2,534722	2,597114
Eficiência da turbina (%)	34,33306	29,69455	41,1678	34,91061	31,54233

Tabela 4.2. Comparação entre as eficiências dos pontos 6 a 10 de ensaio no ciclo ORC.

	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
Eficiência térmica ORC (%)	3,771512	3,499885	3,406445	3,486609	4,474613
Eficiência termodinâmica (%)	8,037521	10,15237	12,34201	12,29333	8,604178
Eficiência líquida ORC (%)	2,563358	2,435942	2,447608	2,03861	3,035655
Eficiência da turbina (%)	40,79217	31,20351	25,61075	25,37316	44,55394

Tabela 4.3. Comparação entre as potências dos pontos 1 a 5 de ensaio no ciclo ORC.

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Potência eléctrica extraída (W)	449,3123	446,3016	482,0065	431,1547	467,4921
Potência ideal extraída (W)	1308,687	1502,975	1170,834	1235,025	1482,11
Potência eléctrica líquida (W)	284,3122	285,2702	315,0889	276,3749	322,5048
Potência eléctrica da bomba (W)	165,0001	161,0314	166,9176	154,7798	144,9873

Tabela 4.4. Comparação entre as potências dos pontos 6 a 10 de ensaio no ciclo ORC.

	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
Potência eléctrica extraída (W)	475,2399	338,7044	329,4595	390,5706	513,8351
Potência ideal extraída (W)	1165,027	1085,469	1286,411	1539,306	1153,288
Potência eléctrica líquida (W)	323,0031	235,7404	236,7241	228,3654	348,5946
Potência eléctrica da bomba (W)	152,2368	102,964	92,73538	162,2052	165,2405

As Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4 apresentam a amarelo o valor máximo de cada parâmetro e a verde o valor mínimo de cada parâmetro, na comparação dos pontos de ensaio. As condições de funcionamento dos pontos de ensaio podem ser consultadas em Apêndice C. Como se pode verificar nas Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, o ponto mais favorável que atingiu as melhores eficiências e potências foi o ponto 10. Este ponto foi o que permitiu tirar mais proveito no ciclo orgânico de Rankine com uma eficiência líquida do ciclo de 4.47% e uma potência extraída de 513.84W. O ponto 10 é o ponto cuja variação em relação ao ponto central foi feita ao nível do caudal de água da rede, sendo que um caudal de água da rede maior é favorável nesta gama de valores.

O ponto 8 por outro lado foi o que teoricamente atingiu a melhor eficiência líquida do ciclo, ou seja, a eficiência termodinâmica do ciclo. Mas devido à baixa eficiência da turbina isso não acontece. No gráfico da Figura 4.25 pode-se verificar que a eficiência da conversão de potência da turbina tem tendência para aumentar com o aumento da potência fornecida ao ciclo. No ponto 8 acontece que a potência fornecida ao ciclo foi baixa e por isso apresenta uma eficiência da turbina tão baixa. Pode-se verificar que devido a eficiência baixa da turbina, o ponto 8 passa a ser o que tem a menor eficiência térmica do ciclo e potência eléctrica extraída. Mesmo assim o ponto menos favorável em termos de eficiência líquida do ciclo é o ponto 9 que também apresenta baixa eficiência de conversão de potência da turbina. Apesar da proximidade de valores de potência eléctrica extraída entre o ponto 8 e 9, o ponto 8 foi o que teve o menor consumo eléctrico por parte da bomba, portanto, apresenta melhor eficiência do ciclo que o ponto 9.

O ponto 6 foi o que apresentou menor eficiência termodinâmica do ciclo embora o ponto 7 tenha sido o que apresentou a menor potência ideal extraída.

De referir ainda que o ponto 3 atingiu o máximo consumo da bomba com 166.92W.

Uma vez que o ponto 8 foi o que apresentou a melhor eficiência termodinâmica do ciclo, apresenta-se em baixo na Figura 5.1 o gráfico do Ciclo Orgânico de Rankine desse mesmo ponto. Os gráficos foram obtidos no programa EES.

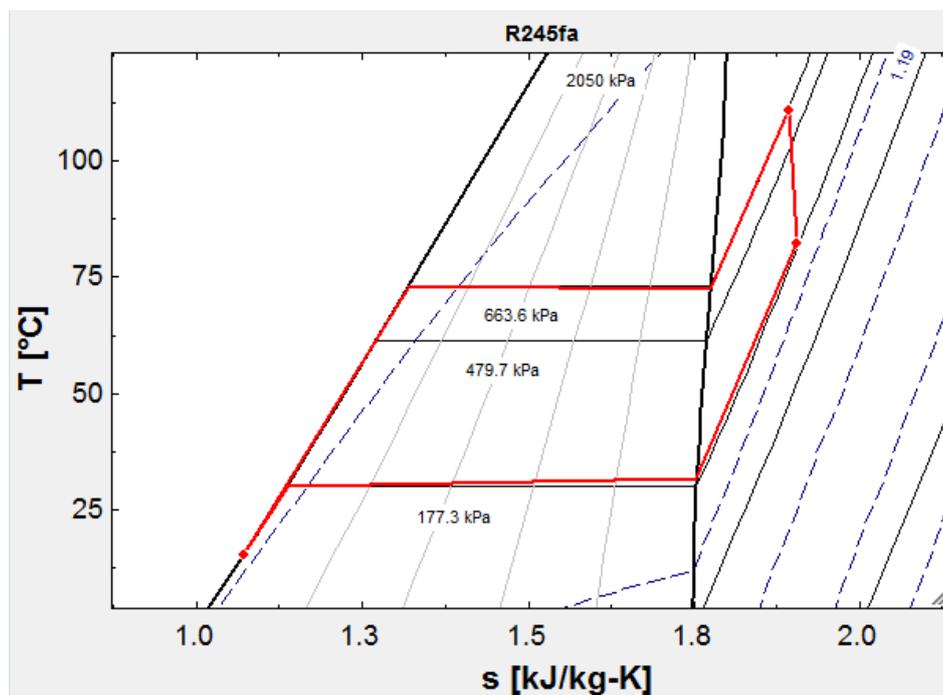


Figura 4.26. Ciclo ORC no diagrama T-s para o ponto 8 (programa EES).

Em apêndice D estão os pormenores do gráfico da Figura 5.1, nomeadamente a compressão da bomba, a expansão da turbina e as perdas de pressão na caldeira e condensador.

4.2. Análise à microcogeração

Na microcogeração foram analisadas as eficiências envolvidas neste processo para as três fases estudadas. Uma vez que a máquina térmica foi desenvolvida com o objectivo de entender melhor a tecnologia ORC, os valores obtidos apresentam eficiências muito mais baixas do que uma máquina térmica desenvolvida para produzir uma elevada potência eléctrica ou potência térmica. No final desta secção comparam-se os valores para verificar essa diferença.

4.2.1. Eficiência eléctrica de cogeração

4.2.1.1. Variação do grau de sobreaquecimento e da potência do queimador

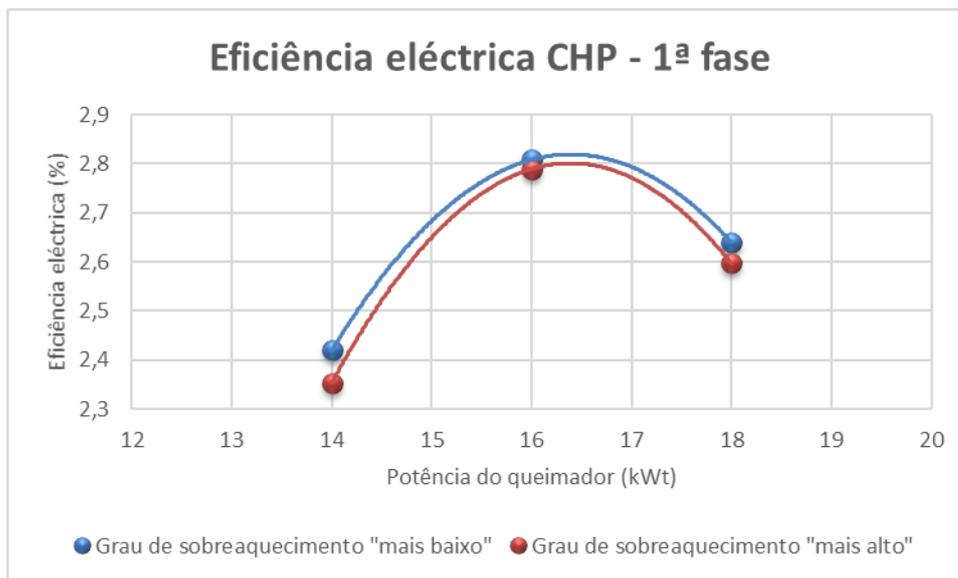


Figura 4.27. Eficiência eléctrica de cogeração – primeira fase.

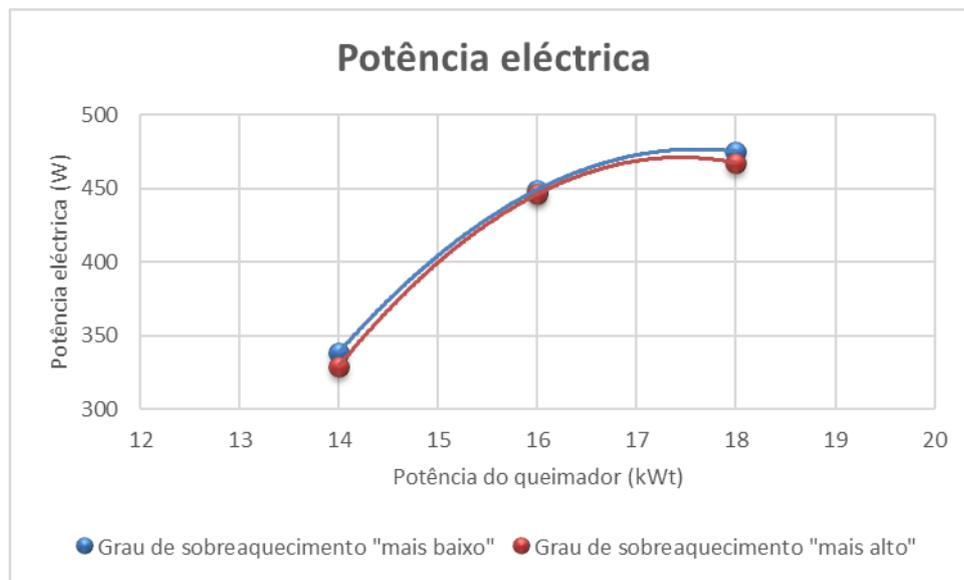


Figura 4.28. Potência eléctrica de cogeração – primeira fase.

Na Figura 4.26 pode-se verificar que a máquina térmica trabalha, dentro desta gama de potências, com uma eficiência otimizada em 16kWt de potência do queimador. Entende-se também o porquê da diminuição da eficiência eléctrica CHP, uma vez que na Figura 4.27, observa-se uma não linearidade do aumento da potência eléctrica com o aumento da potência do queimador. De notar ainda que o grau de sobreaquecimento “mais baixo” atingiu maiores eficiências, devido a ter também maiores potências.

4.2.1.2. Variação do caudal de água da rede

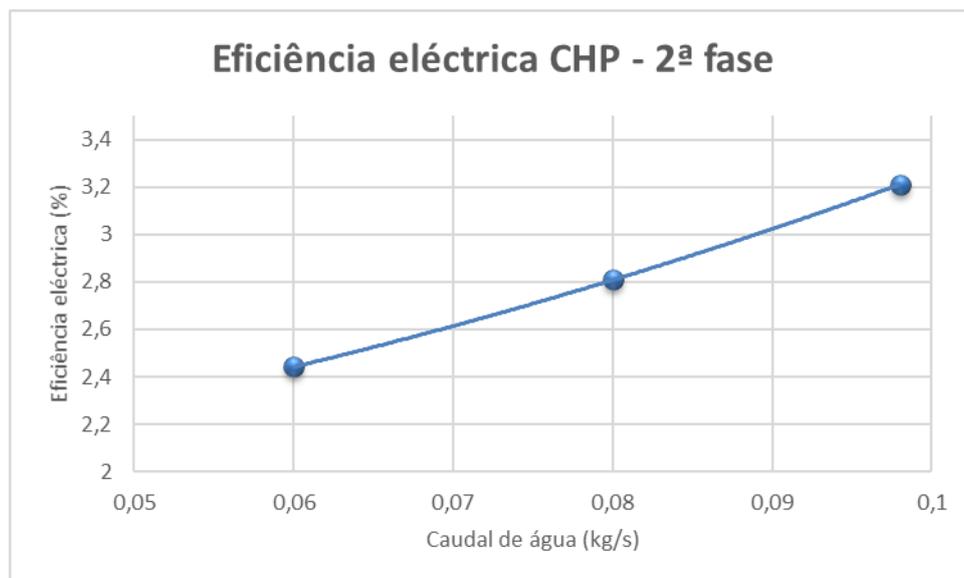


Figura 4.29. Eficiência eléctrica de cogeração – segunda fase.

Com o aumento do caudal de água da rede observa-se um aumento da eficiência eléctrica (ver Figura 4.28). Esse aumento é praticamente constante, ou seja, a curva apresenta um declive praticamente constante. Na Figura 4.5 da análise do ciclo, percebe-se o porquê desse aumento constante, visto a potência eléctrica aumentar com a potência do queimador a não variar.

4.2.1.3. Variação da rotação da turbina

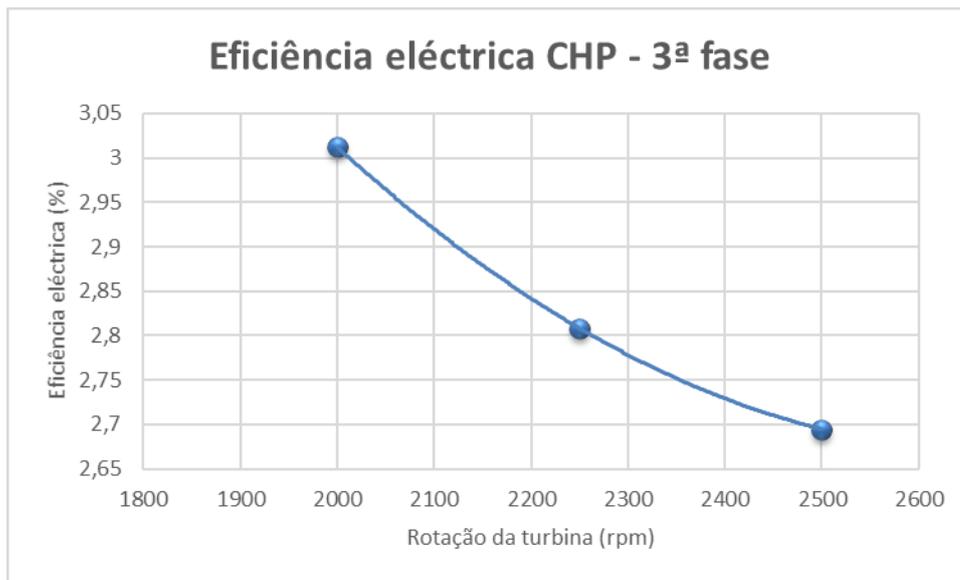


Figura 4.30. Eficiência eléctrica de cogeração – terceira fase.

Na 3ª fase uma análise análoga à 2ª fase pode ser feita, embora de maneira inversa. Neste caso a eficiência eléctrica diminui à medida que aumenta a rotação da turbina, como pode ser observado na Figura 4.29. Na Figura 4.7 repara-se num comportamento semelhante da potência eléctrica com a alteração da rotação da turbina.

4.2.2. Eficiência térmica de cogeração

4.2.2.1. Variação do grau de sobreaquecimento e da potência do queimador

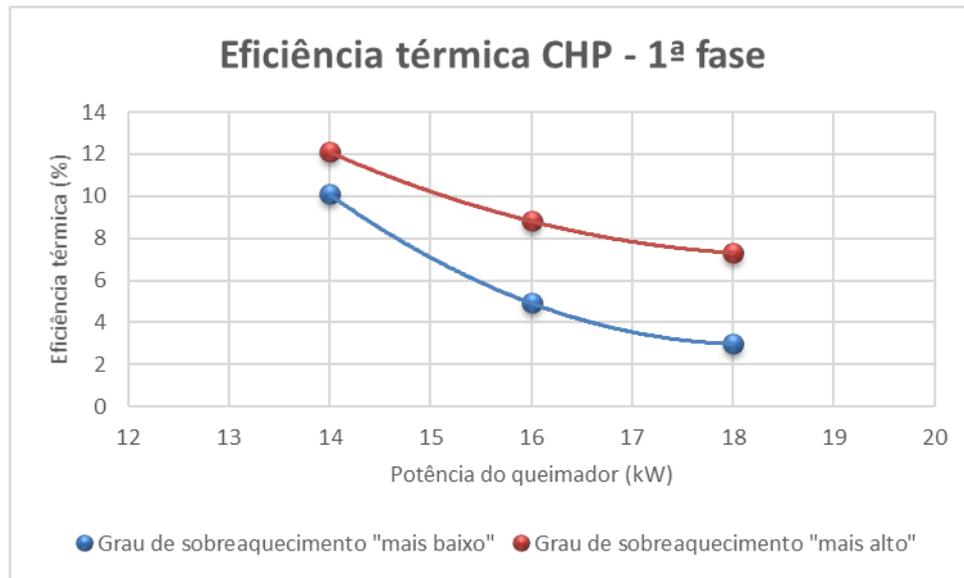


Figura 4.31. Eficiência térmica de cogeração – primeira fase.

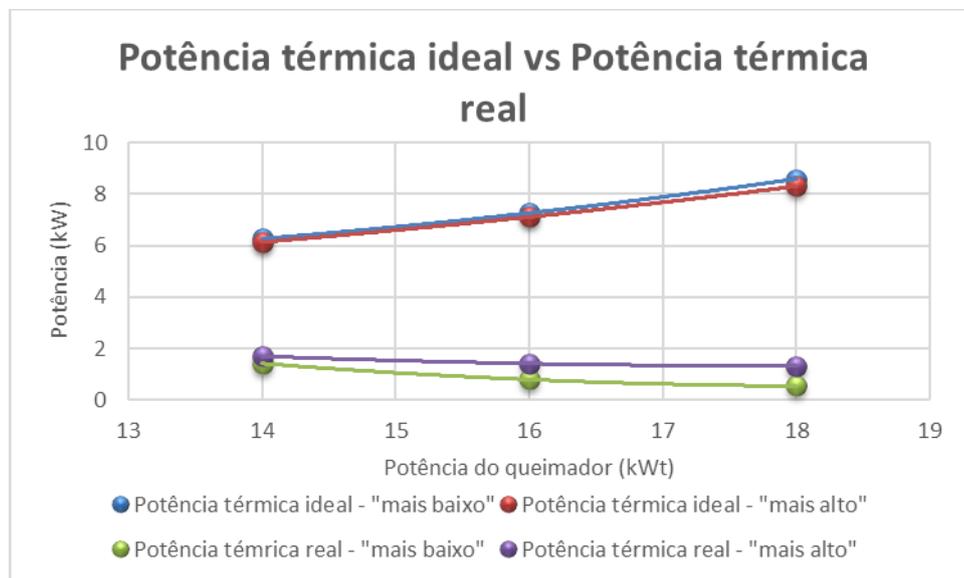


Figura 4.32. Comparação entre a potência térmica ideal e real – primeira fase.

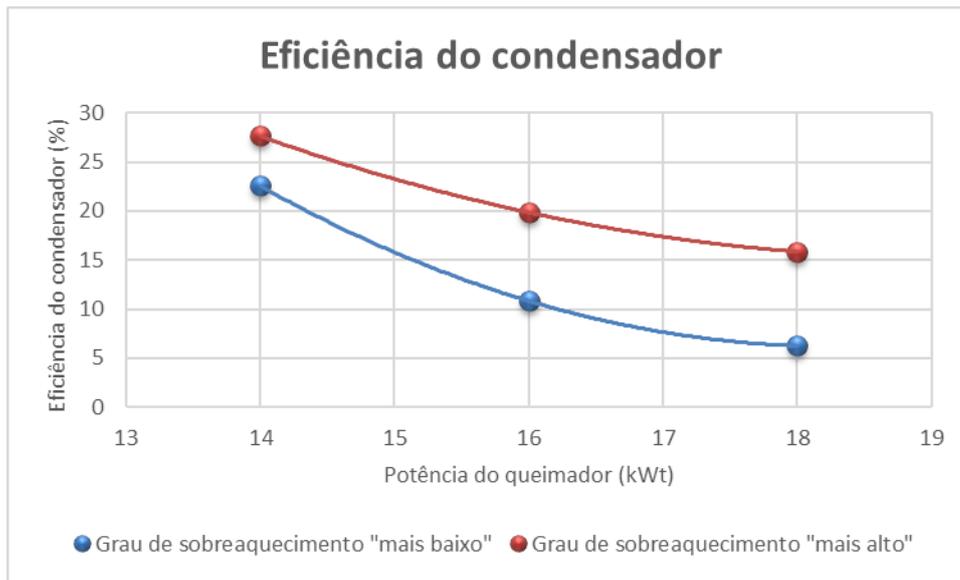


Figura 4.33. Eficiência de conversão de potência no condensador – primeira fase.

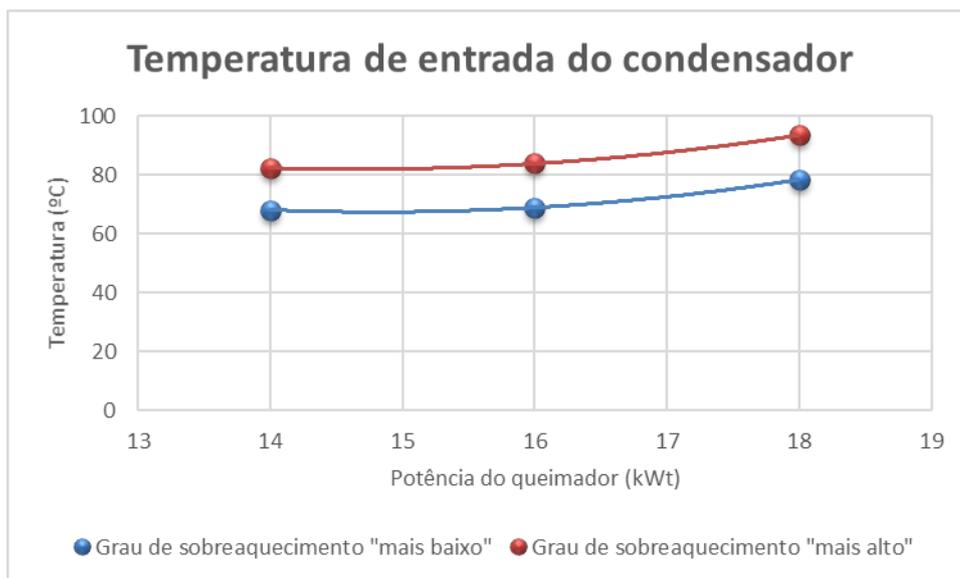


Figura 4.34. Caudal de fluido que passa no condensador – primeira fase.

Como se pode observar na Figura 4.30, a eficiência térmica é maior para uma potência do queimador menor. Isto porque a potência térmica real transmitida à água da rede é maior para uma potência do queimador menor. Esta diminuição da potência térmica real acontece, pois, o condensador apresenta uma eficiência de conversão mais baixa para uma potência do queimador mais alta (ver Figura 4.32). Pode-se reparar na Figura 4.31 que a potência ideal cresce com o aumento da potência do queimador, uma vez que há mais potência térmica fornecida ao ciclo, e conseqüentemente, mais potência térmica para

fornecer à água da rede. Para um grau de sobreaquecimento “mais baixo” a potência térmica foi mais baixa do que para um grau de sobreaquecimento “mais alto”. Este comportamento tem a ver com a temperatura a que entra o fluido no condensador, sendo maior para um grau de sobreaquecimento “mais alto” (ver Figura 4.33).

4.2.2.2. Variação do caudal de água da rede

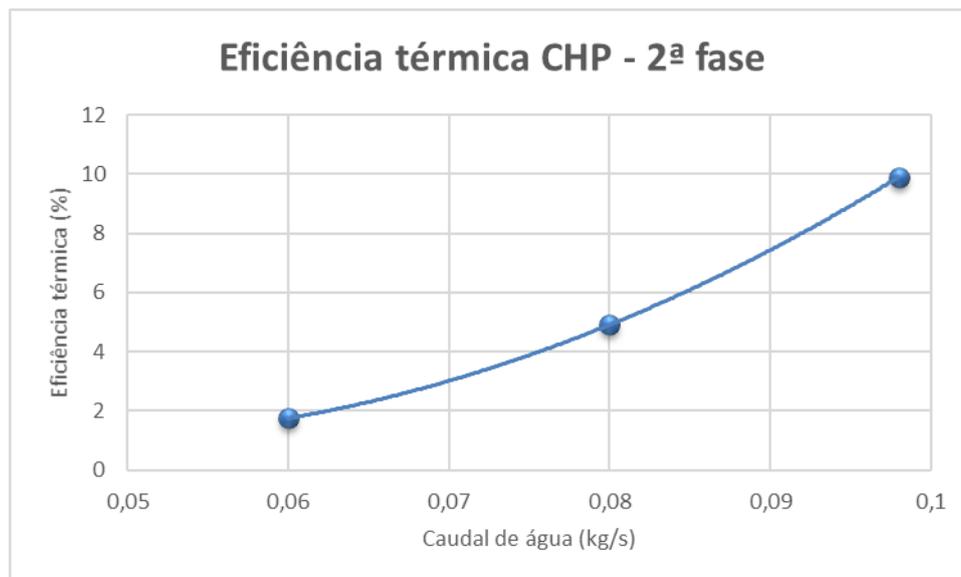


Figura 4.35. Eficiência térmica de cogeração – segunda fase.

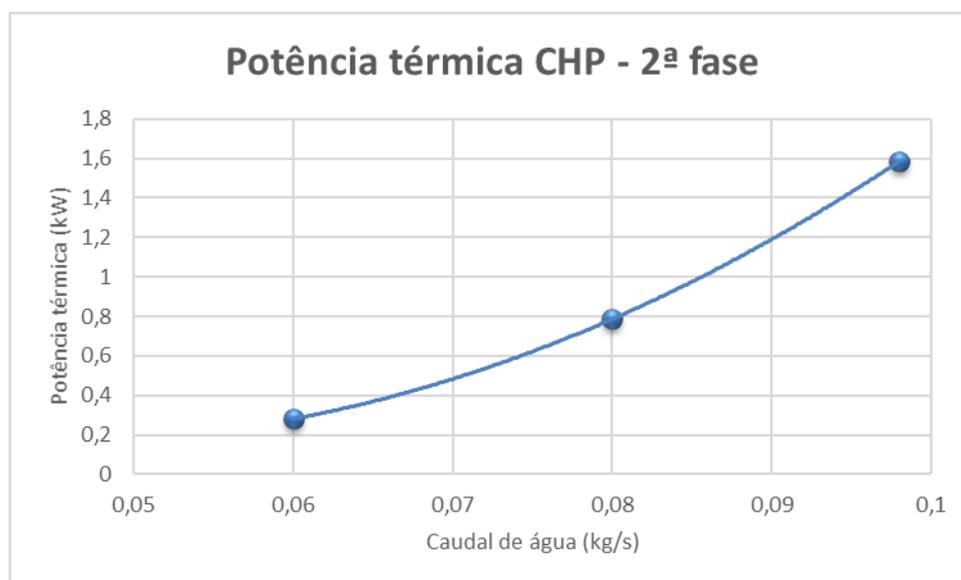


Figura 4.36. Potência térmica de cogeração – segunda fase.

Como se pode observar na Figura 4.34 a eficiência térmica do processo de cogeração aumenta à medida que o caudal de água do cliente é aumentado. Isto pode ser justificado através da Figura 4.35, onde a potência térmica de cogeração aumenta com o

caudal também. Como a potência do queimador é constante nesta fase, o aumento da potência térmica de cogeração é directamente proporcional à eficiência térmica de cogeração.

4.2.2.3. Variação da rotação da turbina

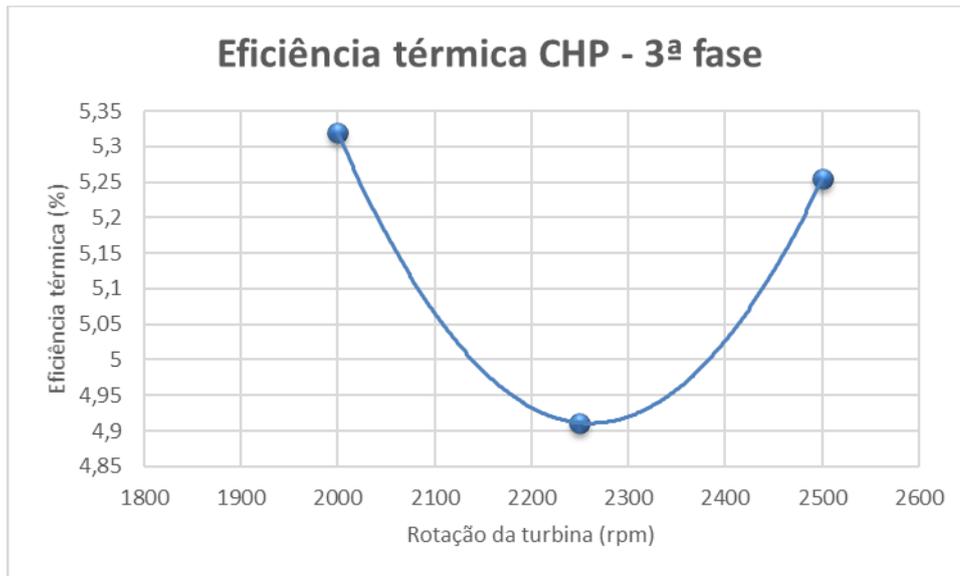


Figura 4.37. Eficiência térmica de cogeração – terceira fase.

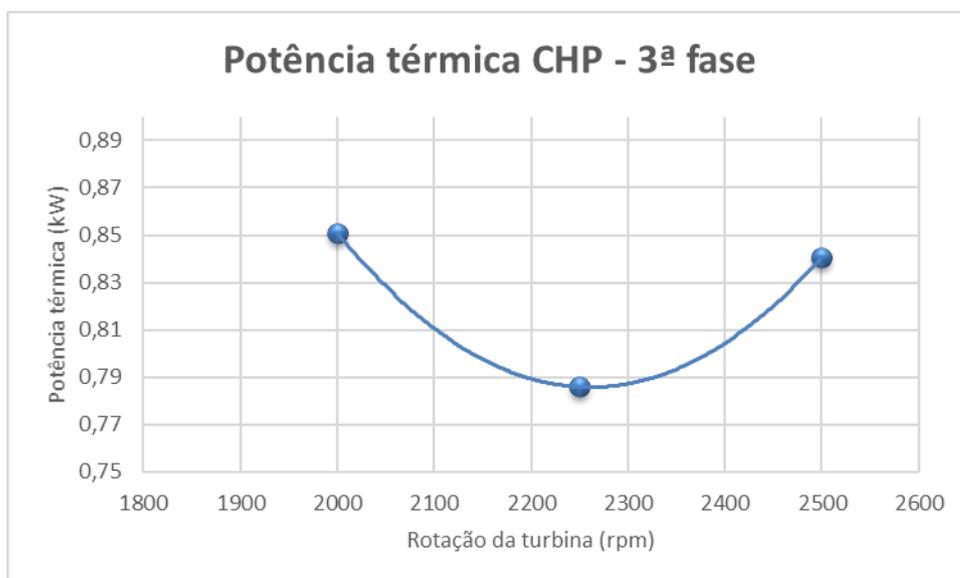


Figura 4.38. Potência térmica de cogeração – terceira fase.

De maneira análoga a eficiência é directamente proporcional à potência térmica de cogeração, e uma vez que a potência do queimador não varia nesta fase, o comportamento das curvas é semelhante, como se vê nas Figuras 4.36 e 4.37. Nesta gama de rotações estudada, a rotação intermédia é a menos eficiente, sendo a rotação mais baixa

a que apresenta melhores resultados em termos de eficiência. Embora aqui as eficiências não variem com uma grande significância em relação à variação do caudal de água por exemplo.

4.2.3. Eficiência de cogeração

4.2.3.1. Variação do grau de sobreaquecimento e da potência do queimador

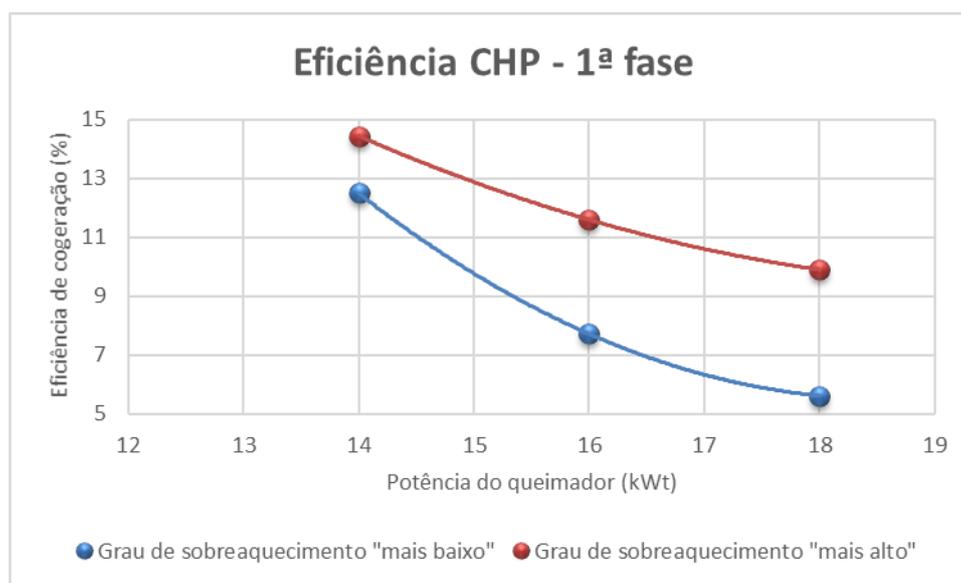


Figura 4.39. Eficiência de cogeração – primeira fase.

A eficiência de cogeração foi definida anteriormente como a soma da eficiência térmica de cogeração e a eficiência eléctrica de cogeração. Portanto, o comportamento das curvas de eficiência de cogeração tem uma influência directa nas eficiências já referidas. Na Figura 4.38 observa-se que a eficiência de cogeração diminui à medida que aumenta a potência do queimador. Este comportamento deve-se muito à eficiência térmica de cogeração que varia em valores percentuais superiores e diferenças maiores. Como se viu na Figura 4.30, a eficiência térmica de cogeração diminuí à medida que aumenta a potência do queimador, o que vem justificar a variação da eficiência de cogeração com a potência do queimador. Ainda se pode referir que para um grau de sobreaquecimento “mais alto” consegue-se uma eficiência de cogeração maior, tal como na eficiência térmica de cogeração.

4.2.3.2. Variação do caudal de água da rede

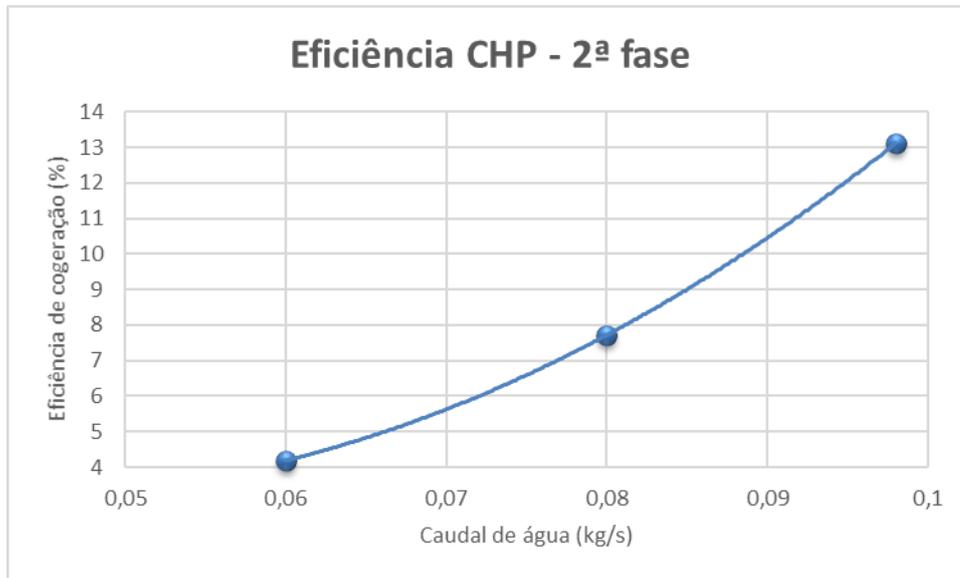


Figura 4.40. Eficiência de cogeração – segunda fase.

Nesta fase é onde se atinge a maior eficiência de cogeração, sendo que a variação do caudal de água tem grande influência, nesta gama de valores, no que diz respeito à eficiência de cogeração. Nesta fase a eficiência aumenta com o aumento do caudal de água (ver Figura 4.39). Analisando a eficiência térmica e eléctrica de cogeração nas Figuras 4.28 e 4.34 verifica-se um aumento destes parâmetros com o aumento do caudal de água, o que vem justificar o comportamento da curva de eficiência de cogeração.

4.2.3.3. Variação da rotação da turbina

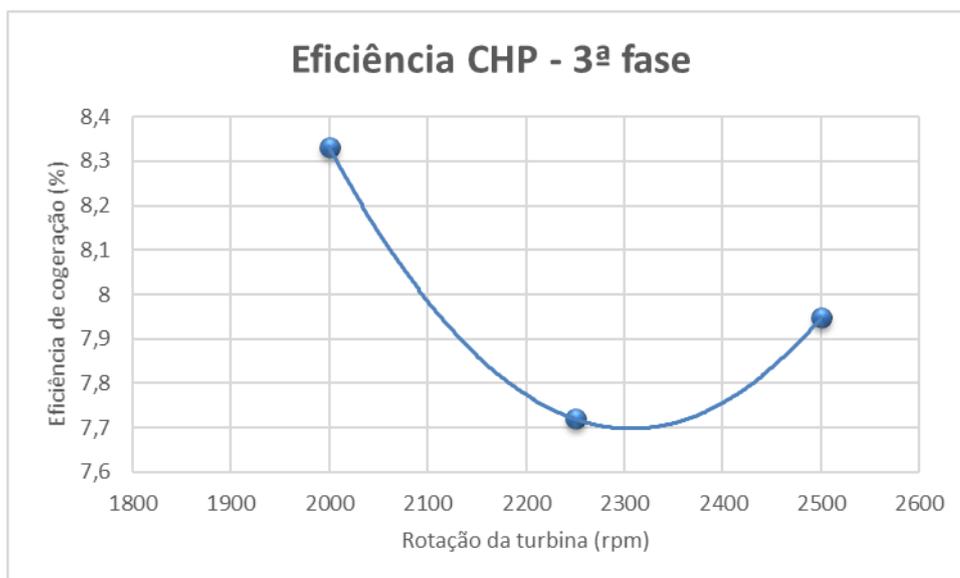


Figura 4.41. Eficiência de cogeração – terceira fase.

Na Figura 4.40 pode-se verificar um comportamento semelhante da curva de eficiência de cogeração em relação à curva de eficiência térmica de cogeração na Figura 4.36. Uma vez que a eficiência térmica de cogeração apresenta maiores valores do que a eficiência eléctrica de cogeração, é normal este comportamento por parte da eficiência de cogeração. Portanto de maneira análoga, dentro desta gama de valores da rotação da turbina, a máquina térmica apresenta o pior valor para 2250rpm sendo a eficiência melhor em 2000rpm.

4.2.4. Heat to Power Ratio

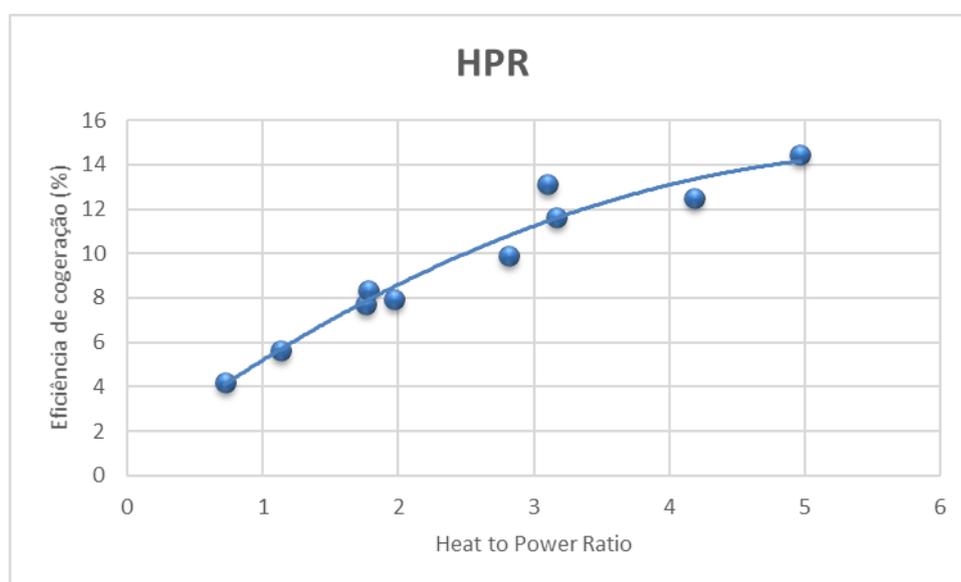


Figura 4.42. Heat to Power Ratio com a variação da eficiência de cogeração.

Outro parâmetro interessante definido nas equações do ciclo é o HPR. Analisando a Figura 4.42, pode-se reparar numa clara tendência de aumento da eficiência de cogeração com o aumento do HPR. Uma vez que o HPR é definido como a potência térmica fornecida à água da rede a dividir pela potência eléctrica extraída da máquina, e a eficiência de cogeração depende directamente destes dois parâmetros, é normal haver uma relação entres os dois parâmetros da Figura 4.42. Repare-se que a eficiência de cogeração dependia fortemente da potência térmica fornecida à água da rede, portanto, quanto maior a potência térmica, maior a eficiência de cogeração e maior o HPR.

4.2.5. Comparação das eficiências e potências envolvidas na microcogeração

Tabela 4.5. Comparação entre as eficiências dos pontos 1 a 5 de ensaio em microcogeração.

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Eficiência eléctrica CHP (%)	2,808202	2,7789385	3,012541	2,694717	2,597178
Eficiência térmica (%)	4,911317	8,809676	5,319243	5,253937	7,301147
Eficiência CHP (%)	7,719519	11,59906	8,331784	7,948654	9,898325
Eficiência do condensador (%)	10,82403	19,838111	11,71522	11,43325	15,83856

Tabela 4.6. Comparação entre as eficiências dos pontos 6 a 10 de ensaio em microcogeração.

	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
Eficiência eléctrica CHP (%)	2,640222	2,419317	2,353282	2,441066	3,211469
Eficiência térmica (%)	2,978092	10,08028	12,09091	1,748708	9,904655
Eficiência CHP (%)	5,618314	12,4996	14,44419	4,189774	13,11612
Eficiência do condensador (%)	6,244242	22,53663	27,61571	3,882202	22,11093

Tabela 4.7. Comparação entre as potências dos pontos 1 a 5 de ensaio em microcogeração.

	Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
Potência eléctrica CHP (W)	449,3123	446,3016	482,0065	431,1547	467,4921
Potência térmica CHP (kW)	0,785811	1,409548	0,851078	0,840629	1,314206
Potência total CHP (kW)	1,235123	1,85585	1,333085	1,271785	1,781699
Potência ideal condensador (kW)	7,259873	7,105254	7,264726	7,3525	8,297508

Tabela 4.8. Comparação entre as potências dos pontos 6 a 10 de ensaio em microcogeração.

	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
Potência eléctrica CHP (W)	475,2399	338,7044	329,4595	390,5706	513,8351
Potência térmica CHP (kW)	0,536056	1,41124	1,692728	0,279793	1,584745
Potência total CHP (kW)	1,011296	1,749944	2,022187	0,670364	2,09858
Potência ideal condensador (kW)	8,584814	6,261979	6,129582	7,207076	7,167245

Nas Tabelas 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8, a amarelo estão assinalados os valores máximos de cada parâmetro e a verde os valores mínimos dos mesmos. As condições de funcionamento dos pontos de ensaio estão em Apêndice C. Nas Tabelas 4.5, 4.6, 4.7 e 4.8, estão as várias eficiências e potências associadas à cogeração dos pontos de ensaio. Em termos de cogeração o ponto 9 apresenta-se como o menos favorável, uma vez que tem os valores mínimos em quase todos os parâmetros. Apenas na eficiência eléctrica, na potência eléctrica e na potência ideal do condensador este ponto não apresenta piores resultados do que os outros pontos. O ponto 9 é o ponto onde se diminuiu o caudal de água da rede em relação ao ponto central.

Com pouca diferença na eficiência e potência eléctrica em relação ao ponto 9, o ponto 8 foi o que apresentou piores resultados nestes três parâmetros. Mas por outro lado apresentou os melhores resultados nos restantes parâmetros, exceptuando a potência total de cogeração. Ou seja, este ponto apresenta bons resultados em termos térmicos mas maus resultados em termos eléctricos. O ponto 8 difere do ponto central na gama de grau de sobreaquecimento e na potência do queimador, sendo o grau de sobreaquecimento “mais alto” e a potência do queimador mais baixa.

O ponto que apresenta os melhores resultados em termos eléctricos é o ponto 10. Embora não seja o que apresenta a melhor eficiência de cogeração, devido ao ponto 8 apresentar elevada potência térmica, apresenta bons resultados na cogeração. Tendo também uma potência térmica elevada e eficiência de cogeração. Este é o ponto que em termos gerais apresenta os melhores resultados. Repare-se que este ponto é a variação do ponto central no que diz respeito ao caudal de água da rede para um valor superior.

Ainda destaque para o ponto 6 que foi o que apresentou a maior potência ideal do condensador, ou seja, a maior potência ideal fornecida à água da rede.

Test cases: electric loads	1: 17 50 W bulbs	2: 18 50 W bulbs	3: 19 50 W bulbs	4: 15 50 W bulbs + 8 20 W bulbs	5: 16 50 W bulbs + 8 20 W bulbs	6: 19 50 W bulbs + 8 20W bulbs
Electricity generation eff. %	1.40	1.40	1.38	1.41	1.39	1.34
Thermal efficiency %	76.63	76.63	76.05	77.28	76.06	76.56
Biomass CHP efficiency %	78.03	78.03	77.43	78.69	77.45	77.91

Figura 4.43. Valores das eficiências em cogeração – artigo [36].

Comparando com os resultados obtidos no artigo [36], pode-se verificar na Figura 4.44 que os valores da eficiência eléctrica estão próximos destes, até são mais altos. Isto porque a potência eléctrica, como se pode verificar ronda o valor de 1kW, mas a potência do queimador é de 50kW. Já para a eficiência térmica, o facto de a potência do queimador ser de 50kW e da instalação possuir um regenerador e um sobreaquecedor,

ajuda a que se atinjam estes valores elevados de eficiência térmica. Para além disso, o fluido de trabalho não é o mesmo, tendo sido escolhido o HFE7000 neste artigo. Outro facto é que os valores da potência térmica real fornecida à água da rede são muito baixos, uma vez que a potência térmica ideal apresenta valores muito mais elevados. Ou seja, o condensador apresenta baixa eficiência de conversão transmissão de potência. Se os valores escolhidos para a eficiência térmica de cogeração fossem com a potência térmica ideal, os valores da eficiência seriam consideravelmente mais elevados (ver Tabela 4.9).

Tabela 4.9. Eficiência térmica de cogeração com uso da potência térmica ideal.

Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5
45,3742%	44,4078%	45,4045%	45,9531%	46,0973%
Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8	Ponto 9	Ponto 10
47,6934%	44,7284%	43,7827%	45,0442%	44,7953%

5. CONCLUSÕES

Embora se tenha chegado a algumas conclusões ao longo da análise feita, vão ser aqui resumidas as conclusões para uma melhor compreensão.

Primeiramente, os objectivos do trabalho foram atingidos, mesmo que para isso se tenha optado por algumas simplificações. Com maior ou menor dificuldade conseguiu-se retirar os valores das eficiências e potências da máquina térmica de Rankine. Agora consegue-se saber as condições para que a máquina trabalhe de maneira a nos dar maior potência eléctrica ou térmica, e principalmente melhores eficiências. De notar que só se pode afirmar que a máquina térmica tem um determinado comportamento com alteração de alguns parâmetros, dentro dessa gama a que os parâmetros variam. É claro que um comportamento em que é notório um crescimento constante dos valores da eficiência por exemplo, pode-se afirmar que a máquina tem uma tendência de aumento de eficiência com o aumento de um determinado parâmetro, mas sempre próximo da gama de valores do parâmetro.

Em relação aos comportamentos da máquina térmica, pode-se afirmar as seguintes conclusões:

1. Em termos de eficiência térmica do ciclo, não há um claro comportamento de aumento ou diminuição dessa eficiência no que diz respeito ao aumento da potência do queimador, uma vez que se atinge um máximo em 16kW. Agora pode-se afirmar que para um grau de sobreaquecimento “mais baixo” a eficiência é aumentada em relação às mesmas condições e um grau de sobreaquecimento “mais alto”. Com o aumento do caudal de água da rede, nota-se um crescimento significativo da eficiência térmica em relação à alteração de outros parâmetros. Já com o aumento da rotação da turbina a eficiência térmica diminui, embora seja muito pequena a percentagem.

2. No que diz respeito à eficiência líquida do ciclo, o comportamento das curvas de grau de sobreaquecimento “mais baixo” e “mais alto” diferem. O primeiro tem o mesmo comportamento de máximo atingido em 16kW como na eficiência térmica do ciclo, o segundo apresenta um crescimento exponencial. Estes comportamentos são justificados pela variação da potência térmica fornecida ao ciclo e pela potência consumida pela

bomba. A eficiência líquida do ciclo tem uma clara tendência de aumentar com o aumento do caudal de água da rede. Com o aumento da rotação da turbina, a tendência já é para diminuir em termos de eficiência do ciclo, isto embora diminua menos de 2250rpm para 2500rpm do que de 2000rpm para 2250rpm.

3. Em termos de microcogeração o desempenho da máquina térmica também foi estudado. Em termos de eficiência eléctrica CHP o comportamento das curvas foi igual à eficiência térmica do ciclo, uma vez que o único valor que difere entre elas é que na eficiência térmica do ciclo entra o valor do calor fornecido ao ciclo, e na eficiência eléctrica CHP entra a potência do queimador. Como o calor fornecido ao ciclo varia linearmente com a potência do queimador, este comportamento das curvas é perfeitamente compreensível. Portanto, em todas as variações dos parâmetros as curvas de eficiência eléctrica CHP apresentam o mesmo comportamento que as curvas de eficiência térmica do ciclo.

4. Com o aumento da potência térmica do queimador há uma diminuição clara da eficiência térmica CHP. A máquina apresentou melhores eficiências para um grau de sobreaquecimento “mais alto” do que para um grau de sobreaquecimento “mais baixo”, isto devido às temperaturas serem mais elevadas à entrada do condensador. Com o aumento do caudal de água da rede a eficiência teve tendência para aumentar significativamente. Já na variação da velocidade da rotação da turbina, embora tenha havido uma variação pequena em termos percentuais da eficiência térmica CHP, existe um mínimo em 2250rpm. Neste caso não se pode afirmar um comportamento claro por parte da eficiência térmica CHP com a variação da rotação da turbina.

5. No que diz respeito à eficiência de cogeração as curvas apresentam uma clara influência por parte da eficiência térmica CHP, uma vez que é bem maior do que a eficiência eléctrica CHP. Portanto o comportamento das curvas da eficiência de cogeração é em tudo semelhante às curvas de eficiência térmica CHP. Alterando apenas os valores percentuais, pois a eficiência de cogeração é a soma da eficiência térmica CHP e eficiência eléctrica CHP.

Em suma, é favorável aumentar o caudal de água da rede, além disso, foi o parâmetro que em termos percentuais mais alterou as eficiências. Nesta gama de valores não é favorável aumentar a rotação da turbina para um melhor desempenho do ciclo. Em termos de alteração da potência do queimador pode ser favorável o seu aumento ou não,

uma vez que altera o calor fornecido ao ciclo e as potências envolvidas no ciclo de maneira desigual, ou seja, não existe uma relação de proporcionalidade entre estes factores. Para a diferença de grau de sobreaquecimento, pode-se dizer que o seu aumento é favorável quando queremos principalmente extrair potência térmica, já para potência eléctrica acontece o contrário, é mais favorável ter um grau de sobreaquecimento “mais baixo”. Um aumento do calor fornecido ao ciclo é favorável para uma melhor eficiência da turbina, embora a turbina apresente eficiências muito baixas, portanto, a potência ideal extraída é muito diferente da potência eléctrica realmente extraída.

Esta análise experimental permite também avaliar se os componentes da máquina térmica estão em bom estado de manutenção. Neste caso, talvez se devesse melhorar este aspecto, embora o principal objectivo da máquina é realizar experiências académicas e não produzir efectivamente energia.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. Notícias Terra (15 de Maio de 2012), “Necessitamos de outra Terra para manter padrão consumo, diz WWF”. Acedido em 25 de Junho de 2016, em: <https://www.terra.com.br/>.
2. Wikipédia, a enciclopédia livre (2016), “World Wide Fund fo Nature”. Acedido em 25 de Junho de 2016, em: https://pt.wikipedia.org/wiki/World_Wide_Fund_for_Nature.
3. Net Industries (2016), “Cogeneration – History of Cogeneration”. Acedido em 25 de Junho de 2016, em: <http://science.jrank.org/pages/1572/Cogeneration-History-cogeneration.html>.
4. U.S. Department of Energy Northwest CHP Technical Assistance Partnerships (2013), “History of CHP Development in the US”. Acedido em 25 de Junho de 2016, em: <http://northwestchptap.org/AboutCleanEnergy/CombinedHeatandPowerCHP/HistoryofCHP.aspx>.
5. Decreto-Lei n.º 68-A/2015 de 30 de Abril. “Diário da República, 1.ª série – N.º 84”. Ministério do ambiente, ordenamento do território e energia. Lisboa.
6. COGEN Europe (2016), “What is cogeneration?”. Acedido em 27 de Junho de 2016, em: http://www.cogeneurope.eu/what-is-cogeneration_19.html.
7. United Nations Framework Convention on Climate Change (2014), “Kyoto Protocol”. Acedido em 27 de Junho de 2016, em: http://unfccc.int/kyoto_protocol/items/2830.php.
8. COGEN Europe (Julho de 2014), “Micro-CHP – A cost-effective solution to save energy, reduce GHG emissions and partner with intermitente renewables”. Acedido em 27 de Junho de 2016, em: http://www.cogeneurope.eu/micro-chp_269.html.
9. Europa 2020, Comissão Europeia (22 de Junho de 2015), “Objectivos da estratégia Europa 2020”. Acedido em 27 de Junho de 2016, em: http://ec.europa.eu/europe2020/europe-2020-in-a-nutshell/targets/index_pt.htm.
10. Bahrami, M. (2011), “Vapor Power Cycles”. ENSC (S 11). Simon Fraser University. Acedido em 15 de Julho de 2016, em: <http://www.sfu.ca/~mbahrami/ENSC%20461/Notes/Vapor%20Power%20Cycles.pdf>.
11. Petrin, Natália (28 de Fevereiro de 2015), “Ciclo de Carnot”. Estudo prático. Acedido em 15 de Julho de 2016, em: <http://www.estudopratico.com.br/ciclo-de-carnot-rendimento-objetivo-e-funcionamento/>.
12. Wikipédia, a enciclopédia livre (27 de Março de 2016), “Título (termodinâmica)”. Acedido em 15 de Julho de 2016, em: [https://pt.wikipedia.org/wiki/T%C3%ADtulo_\(termodin%C3%A2mica\)](https://pt.wikipedia.org/wiki/T%C3%ADtulo_(termodin%C3%A2mica)).
13. Muller-Steinhagen e Gottfried, H. M. (7 de Fevereiro de 2011), “RANKINE CYCLE”. Thermopedia. A-to-Z Guide to Thermodynamics, Heat & Mass

- Transfer, and Fluids Engineering. Acedido a 18 de Julho de 2016, em: <http://www.thermopedia.com/content/1072/>.
14. Santoro, A. (Março de 2011), “Diagrama de propriedades termodinâmicas”. UNISANTA. Acedido em 18 de Julho de 2016, em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAAFBBwAA/diagrama-propriedades-termodinamicas-notas-aula-prof-santoro>.
 15. Eng. Gómez, C. (2009), “Ciclo de Rankine”. Universidad Nacional Experimental Francisco de Miranda. Acedido em 18 de Julho de 2016, em: <https://conversionenergiaunefm.files.wordpress.com/2009/05/guia-ciclo-rankine-iii-09.pdf>.
 16. Xavier, A. R., Ernesto, H. T., Gerardo, R. G. C. e Hugo, R. G. V. “Termodinâmica Ciclo Rankine”. Universidad Politécnica de Querétaro. Acedido em 18 de Julho de 2016, em: <https://www.emaze.com/@ALTCFIZ/Ciclo-Rankine-Termodin%C3%A1mica>.
 17. Electrical4u, “Rankine Cycle Efficiency Improvement Techniques”. Acedido em 19 de Julho de 2016, em: <http://www.electrical4u.com/rankine-cycle-efficiency-improvement-techniques/>.
 18. Sounak Bhattacharjee, “Vapour & Combined Power Cycle”. Acedido em 19 de Julho de 2016, em: <http://sounak4u.weebly.com/vapour--combined-power-cycle.html>.
 19. UniStudy Guides (19 de Junho de 2013), “Power Plant Analysis (Vapour Cycles)”. Acedido em 21 de Julho de 2016, em: [http://www.unistudyguides.com/wiki/Power_Plant_Analysis_\(Vapour_Cycles\)](http://www.unistudyguides.com/wiki/Power_Plant_Analysis_(Vapour_Cycles)).
 20. Electrical4u, “Rankine Cycle and Regenerative Feed Heating”. Acedido em 19 de Julho de 2016, em: <http://www.electrical4u.com/rankine-cycle-and-re-generative-feed-heating/>.
 21. Electrical4u, “Rankine Cycle for Closed Feed Water Heaters and Rankine Cycle Cogeneration”. Acedido em 19 de Julho de 2016, em: <http://www.electrical4u.com/rankine-cycle-for-closed-feed-water-heaters-and-cogeneration/>.
 22. PM Wood-Adams (2006), “Vapour cycles 3”. Concordia University. Acedido em 21 de Julho de 2016, em: <http://users.encs.concordia.ca/~woodadam/MECH351/Vapour%20cycles%203.pdf>.
 23. Gicquel, R. “Organic Rankine Cycles (ORC)”. Mines ParisTech. Acedido em 24 de Julho de 2016, em: <http://diren.s.mines-paristech.fr/Sites/Thopt/en/co/cycles-orc.html>.
 24. Algieri, A. e Morrone, P. (2013), “Techno-economic analysis of biomass-fired ORC systems for single-family combined heat and power (CHP) applications”. Department of Mechanical, Energy and Management Engineering University of Calabria. Arcavacata di Rende. Italy: Elsevier.
 25. Rycroft, M. (11 de Abril de 2016), “Organic Rankine cycle and waste heat recovery”.

- EE Publishers. Acedido em 1 de Agosto de 2016, em: <http://www.ee.co.za/article/organic-rankine-cycle-waste-heat-recovery.html>.
26. Nouman, J. (2012), “Comparative studies and analyses of working fluids for Organic Rankine Cycles – ORC”. Master of Science Thesis EGI-2012-086MSC. Division of Thermodynamics and Refrigeration. KTH School of Industrial Engineering and Management. Stockholm.
27. Silva, A., “Pontos de Fusão e Ebulição”. InfoEscola. Acedido em 2 de Agosto de 2016, em: <http://www.infoescola.com/fisico-quimica/pontos-de-fusao-e-ebulicao/>.
28. Lecompte, S., et al (Julho de 2015), “Review of organic Rankine cycle (ORC) architectures for waste heat recovery”. ResearchGate. Acedido em 2 de Agosto de 2016, em: https://www.researchgate.net/publication/274580301_Review_of_organic_Rankin_e_cycle_ORC_architectures_for_waste_heat_recovery.
29. Hattiangadi, A. (2013), “Working Fluid Design for Organic Rankine Cycle (ORC) Systems”. For the degree of Master of Science in Sustainable Energy Technology at Delft University of Technology.
30. Tartière, T. (2015), “ORC Market : A World Overview”. RC World Map. Acedido em 8 de Agosto de 2016, em: <http://orc-world-map.org/analysis.html>.
31. EXERGY: <http://exergy-orc.com/applications>.
32. Quoilin, S., et al (Julho de 2012), “Working fluid selection and operating maps for Organic Rankine Cycle expansion machines”. University of Liège, Thermodynamics Laboratory. Belgium.
33. ThermoWatt: http://www.thermowatt.pt/o_que_e_uma_caldeira_de_condensacao.pdf.
34. Azevedo, J. (2005), “4.3 Permutadores de Placas”. Apontamentos de Permutadores de Calor – Equipamentos térmicos 2005. Acedido em 15 de Junho de 2016, em: <https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/3779571249512/Permutadores2B.pdf>.
35. Muhammad, U., et al (2015), “Design and experimental investigation of a 1kW organic Rankine cycle system using R245fa as working fluid for low-grade waste heat recovery from steam”. Energy Conversion and Management. Elsevier.
36. Qiu, G., et al (2012), “Experimental investigation of a biomass-fired ORC-based micro-CHP for domestic applications”. Fuel. Elsevier.
37. Loureiro, M. (2001), “Tecnologias de Micro-Geração e Sistemas Periféricos – Tecnologias de Micro-Geração”. CEEETA. Acedido em 21 de Junho de 2016, em: <http://www.marioloureiro.net/conhecimentotecnico.htm>.
38. First Control Systems AB: <http://www.firstcontrol.se/html/turbec.html>.
39. França, A. e Caseiro, L. (2008), “Cogeração e Trigeração”. Trabalho no âmbito da cadeira Planeamento e Produção de electricidade. Acedido em 21 de Junho de

- 2016, em: <http://www.marioloureiro.net/tecnica/co-trigeracao/Trigeracao.pdf>.
40. Rocha, T. (14 de Abril de 2016), “Cogeração – Tecnologias da Micro-cogeração”. Voltimum. Acedido em 21 de Junho de 2016, em: <http://www.voltimum.pt/artigos/artigos-tecnicos/cogeracao-tecnologias-de-micro-cogeracao-5a-parte>.
41. Pereira, F., “Motor de Stirling” Acedido em 22 de Junho de 2016, em: <https://sites.google.com/site/motordestirling/motor-de-stirling/classificacao-dos-motores>.
42. Dos Santos, F. e Dos Santos, F., “Células de Combustível”. Instituto Politécnico de Viseu. Acedido em 22 de Junho de 2016, em: <http://www.ipv.pt/millenum/Millenum29/21.pdf>.
43. Faria, C., “Célula a Combustível”. InfoEscola. Acedido em 22 de Junho de 2016, em: <http://www.infoescola.com/eletroquimica/celula-a-combustivel/>.
44. Rocha, T. (14 de Abril de 2016), “Cogeração – Tecnologias de Cogeração”. Voltimum. Acedido em 23 de Junho de 2016, em: <http://www.voltimum.pt/artigos/artigos-tecnicos/cogeracao-tecnologias-de-cogeracao-4a-parte>.
45. Lemes, P. H., “Ciclos Térmicos”. Pontifícia Universidade Católica do Paraná. Ebah. Acedido em 23 de Junho de 2016, em: <http://www.ebah.com.br/content/ABAAABbGcAD/ciclos>.
46. Fabres, J. P. (Fevereiro de 2014), “Desenvolvimento de uma ferramenta para análise de viabilidade técnica-económica da implantação de sistemas de cogeração”. Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica da Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título Engenheiro.
47. Quoilin, S., et al (2013), “Techno-economic survey of Organic Rankine Cycle (ORC) systems”. Elsevier.
48. Kim, G. et al (2013), “The Statewide Job Generation Impacts of Expanding Industrial CHP”. Georgia Institute of Technology. Acedido em 15 de Agosto de 2016, em: http://aceee.org/files/proceedings/2013/data/papers/2_182.pdf.
49. Onzi, C. L.(26 de Julho de 2015), “Dimensionamento de uma turbina a vapor”. Blog Engenharia do Onzi. Acedido em 15 de Agosto de 2016, em: <https://onzicristian.blogspot.pt/2015/07/dimensionamento-de-uma-turbina-vapor.html>.

ANEXO A

As unidades de microcogeração podem ser auxiliadas por vários tipos de tecnologia, nomeadamente, micro-turbinas, motores Stirling, pilhas de combustível, Ciclo Orgânico de Rankine e pequenos motores de combustão interna. No corpo do trabalho está abordada a tecnologia de Ciclo Orgânico de Rankine com mais profundidade visto ser a tecnologia utilizada na máquina térmica experimental.

Micro-turbinas a gás

Micro-turbina refere-se a um sistema de dimensões reduzidas, sendo que a potência total disponível é inferior a 250kW. A micro-turbina é um sistema composto por vários componentes, nomeadamente, um compressor, uma câmara de combustão, uma turbina e um gerador eléctrico.

Esta tecnologia geralmente tem como principal função produzir electricidade, mas quando são adaptadas um sistema de microcogeração, aproveitam o calor dos gases de exaustão. O funcionamento da micro-turbina procede-se da seguinte maneira, tendo em conta um só andar de expansão na maioria dos casos. O ar novo admitido é conduzido ao compressor, onde a sua pressão é elevada. De maneira a aumentar o rendimento da micro-turbina, usualmente integra-se um recuperador de calor (regenerador) no sistema, permitindo assim aproveitar o calor dos gases de escape para aquecer o ar novo antes de entrar na câmara de combustão [37]. Isto é, o ar novo passa pelo compressor, é comprimido e posteriormente aquecido no recuperador de calor, e por fim mistura-se na câmara de combustão com os gases de combustão, fazendo com que melhor a eficiência de combustão devido ao pré-aquecimento do ar. O calor libertado na combustão eleva a temperatura e conseqüentemente a pressão da mistura ar-combustível. Essa mistura passa pela turbina e expande, passando pelo recuperador de calor, onde vai aquecer o ar novo. No processo de expansão da turbina esta transmite movimento de rotação ao veio, accionando o compressor e gerador [37]. A Figura A1.1 ajuda a entender melhor os processos.

A micro-turbina quando está a funcionar em cogeração, é-lhe adicionada um permutador de calor de forma a tirar partido da temperatura elevada dos gases de escape.

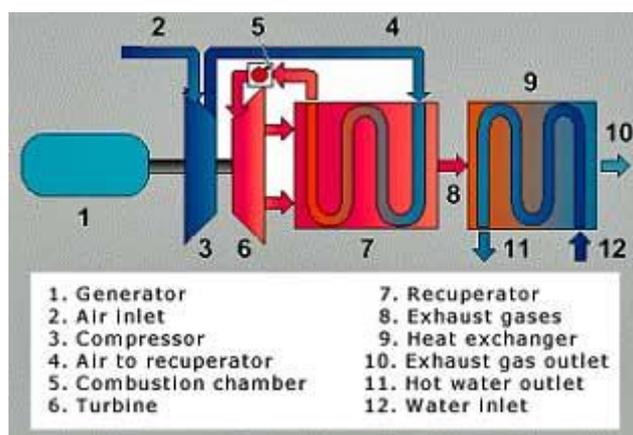


Figura A1.1. Esquema ilustrativo da micro-turbina [38].

Motores Stirling

Os motores Stirling têm esta designação pois foi desenvolvido pelo Reverendo escocês Robert Stirling em 1816 com o auxílio do seu irmão engenheiro [39]. No seu esquema simplificado o motor Stirling usa dois cilindros, onde um deles é aquecido por uma fonte externa e o outro é arrefecido também por uma fonte externa. Por essa razão são designados de motores de combustão externa. As duas câmaras onde se situa o gás do ciclo (câmaras dos cilindros) estão ligadas entre si por um canal, e os pistões também estão ligados entre si por um veio de manivelas, o que determina os seus movimentos [40]. Este tipo de motor funciona com um ciclo termodinâmico com quatro fases, as quais são, a compressão isotérmica (temperatura constante), aquecimento isocórico (volume constante), expansão isotérmica e arrefecimento isocórico [39]. Geralmente o gás utilizado é o ar, nos modelos mais simples, mas para versões de alta potência e rendimento utiliza-se hélio ou hidrogénio, devido às suas propriedades termofísicas.

Existem três tipos de configurações do motor Stirling:

- Alfa: com cilindros em V;
- Beta: com êmbolos coaxiais num mesmo cilindro;
- Gama: com cilindros em linha.

O modo de funcionamento do motor Stirling pode ser consultado em seguida, referindo-se à configuração Alfa.

A Figura A1.2 ilustra as quatro fases do funcionamento deste motor, que se descrevem mais detalhadamente, de seguida [41]:

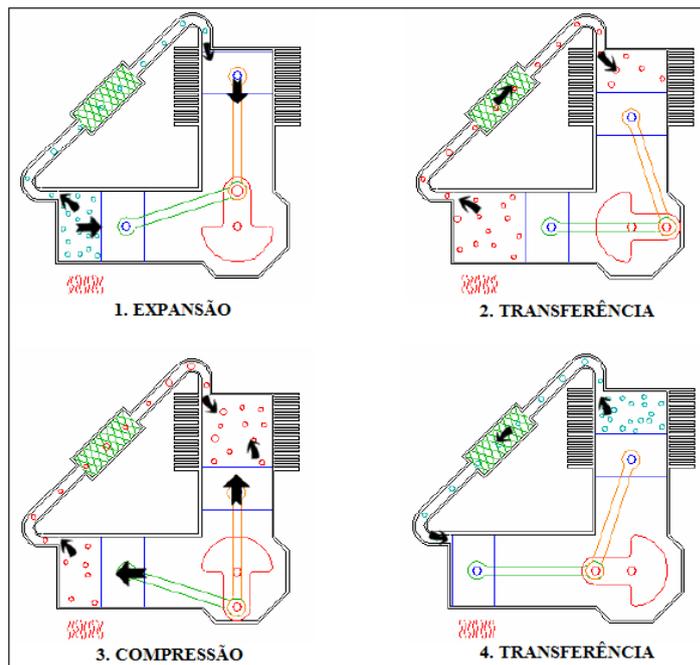


Figura A1.2. Processos do motor Stirling Alpha [39]

Pilhas de combustível

Uma pilha de combustível é um conjunto de células de combustível dispostas em série. Uma célula de combustível define-se como um dispositivo electroquímico que transforma continuamente a energia química da reacção em energia eléctrica, e também algum calor, se lhe for fornecido o combustível e o oxidante. O combustível é o hidrogénio e o oxidante é o oxigénio [42].

O hidrogénio pode ser obtido de várias fontes, como por exemplo, na electrólise da água, gás natural, propano, metanol, ou outros derivados do petróleo, ou seja, qualquer carboneto. Por outro lado, o oxigénio é retirado do ar, mas pode também ser obtido pela electrólise da água [39].

Segundo [42], uma célula de combustível é constituída por dois eléctrodos, tendo entre esses dois eléctrodos um electrólito. O que este electrólito faz é permitir que os iões (H^+ , OH^- , O_2^- , etc) atravessem-no de maneira a que passem de um eléctrodo para o outro.

Exteriormente existe uma ligação eléctrica entre os eléctrodos, onde se encontra a carga. O ânodo é alimentado pelo combustível e o cátodo é alimentado pelo oxidante. Na Figura A1.3 está representado um exemplo em que o combustível é o hidrogénio molecular.

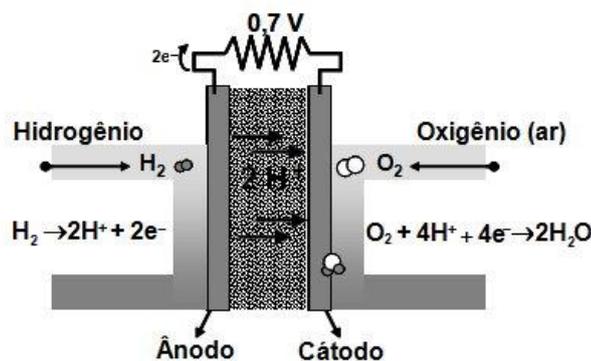


Figura A1.3. Princípio das pilhas de combustível [43]

Os electrões libertados na separação das moléculas de hidrogénio, no ânodo, são captados e conduzidos por um circuito eléctrico até ao cátodo, originando uma corrente eléctrica contínua. Os protões que atravessarão o electrólito até ao cátodo vão associar-se às moléculas de oxigénio formando água. Neste processo existe libertação de calor que pode ser aproveitado em microcogeração.

A reacção global é: $2\text{H}_2 + \text{O}_2 > 2\text{H}_2\text{O}$

Existem vários tipos de células de combustível, as quais são:

- AFC: Alkaline Fuel Cell;
- PEFC/PEMFC: Polymer Electrolyte Fuel Cell/Proton Exchange Membrane Fuel Cell;
- PAFC: Phosphoric Acid Fuel Cell;
- MCFC: Molten Carbonate Fuel Cell;
- SOFC: Solid Oxid Fuel Cell.

A utilização desta tecnologia em sistemas de microcogeração ainda está numa fase emergente sendo que as pilhas de combustível têm um custo elevado, mas por outro lado se o combustível for apenas o hidrogénio molecular do ar, consegue-se com que haja zero emissões de GEE (gases com efeito de estufa).

A electricidade é produzida em modo contínuo como se viu anteriormente, e o calor produzido a partir da reacção que ocorre no cátodo.

Motores de combustão interna

Esta tecnologia é conhecida pela sua aplicação em automóveis, mas também pode ser utilizada em sistemas de cogeração, neste caso microcogeração. A produção de calor e electricidade através desta tecnologia é conseguida através do acoplamento de um gerador ao motor no caso da electricidade, e através dos gases de exaustão para o aproveitamento do calor. Estes motores podem ser subdivididos em duas categorias:

- Motores Otto
- Motores Diesel

Motores Otto

Têm esta designação devido ao engenheiro alemão Nikolaus Otto que construiu um motor que opera com o ciclo que vai ser descrito mais adiante. A câmara de combustão destes motores contém um cilindro, uma válvula de escape, uma válvula de admissão e uma vela de ignição. Dentro do cilindro move-se um pistão acoplado à biela e esta articula com a cambota. Isto faz com que a cambota transforme o movimento rectilíneo do conjunto pistão-biela num movimento rotativo. O combustível utilizado pode ser gasolina, álcool, gás natural, bioetanol ou biogás [44].

O ciclo do motor Otto a quatro tempos é descrito da seguinte maneira [45]:

Tempo de admissão – A válvula de admissão é aberta enquanto a outra válvula de escape se mantém fechada. Isto faz com que o pistão passe do PMS⁵ para o PMI⁶, rodando a cambota de meia volta.

Tempo de compressão – A válvula de admissão é fechada ficando o cilindro cheio com a mistura gasosa. O pistão é impulsionado para o PMS através do veio de manivelas, comprimindo a mistura gasosa. A cambota completa uma volta.

Tempo de explosão ou ignição – Uma vez que o pistão atingiu o PMS, a mistura gasosa que está comprimida é inflamada devido a uma faísca provocada pela vela, e dá-se a ignição ou explosão. Essa explosão causa uma expansão na mistura gasosa, ou seja, um aumento de pressão. Esse aumento de pressão empurra o pistão para baixo até ao PMI. Esse movimento causa a rotação da cambota dando uma volta e meia. No tempo de explosão é quando se cria a força necessária para fazer rodar o eixo do motor.

⁵ PMS – Ponto Morto Superior [45]

⁶ PMI – Ponto Morto Inferior [45]

Tempo de exaustão ou escape – O cilindro encontra-se agora cheio de gases resultantes da combustão da mistura, e é nessa altura que abre a válvula de escape. O pistão devido ao veio de manivelas volta a subir até ao PMS. Sendo assim os gases são expulsos através da válvula de escape e a cambota completa duas voltas, voltando a válvula de escape a fechar.

Após isso o ciclo está em condições de se repetir. Na Figura A1.4 pode ser observado o ciclo.

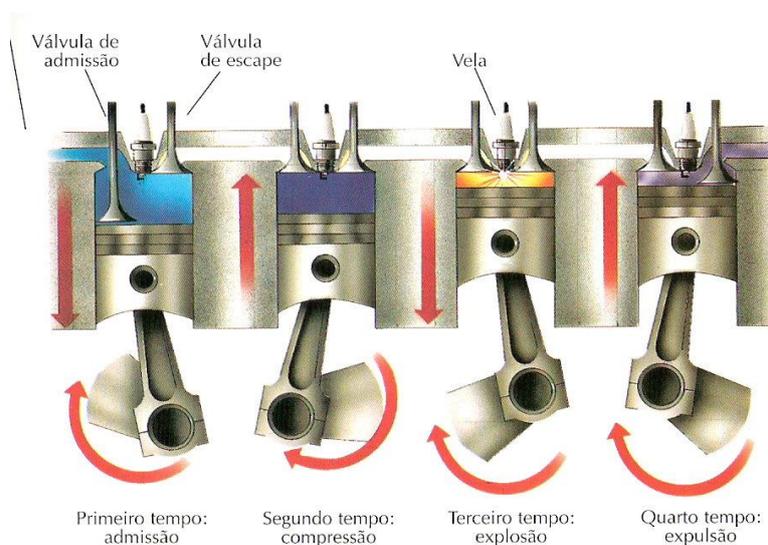


Figura A1.4. Ciclo do motor Otto [45]

Motores Diesel

Esta tecnologia adopta esta designação também pelo facto de o seu desenvolvimento ter sido feito por um engenheiro alemão chamado Rudolf Diesel, em 1894. O que difere do motor Otto é que não há necessidade de um circuito eléctrico para proceder à ignição. Ou seja, o combustível é queimado devido ao calor libertado quando a mistura é comprimida a uma taxa elevada. O combustível empregue neste motor é o gasóleo, o óleo Diesel e o biodiesel.

O ciclo do motor Diesel a dois tempos é descrito da seguinte maneira [45]:

-O pistão encontra-se no PMI onde as válvulas de admissão e de escape estão abertas. O ar é empurrado para dentro do cilindro através de uma bomba, cuja designação é bomba de lavagem, expulsando os gases queimados. Depois fecha-se a válvula de escape e

o ar ficar retido no cilindro. O pistão vai deslocar-se do PMS para o PMS comprimindo o ar existente.

-Antes de o pistão chegar ao PMS ocorre a injeção de combustível, que com a mistura dos gases, a compressão dos mesmos e o conseqüente aumento de temperatura, dá-se a combustão da mistura de gases. O pistão devido à expansão da mistura desloca-se do PMS para o PMI, havendo sempre injeção de combustível até atingir o PMI.

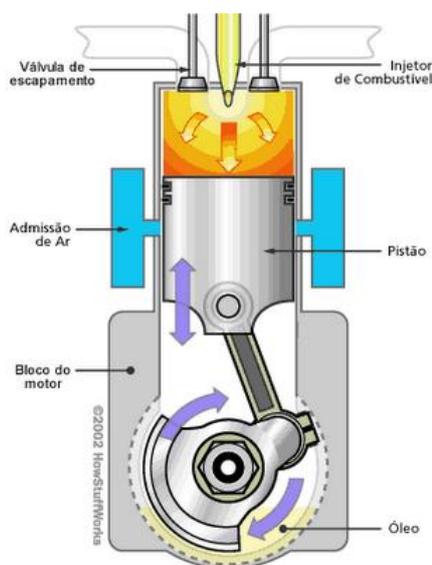


Figura A1.5. Esquema do ciclo Diesel [45]

ANEXO B

Component location	1000 W generator output		
	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)
Evaporator inlet (R245fa)	8.8	12.09	211.7
Evaporator outlet (R245fa)	132.6	12.01	516.2
Expander inlet	127.3	11.97	509.9
Expander outlet	84.4	1.12	480.7
Condenser inlet (R245fa)	71.2	1.12	467.8
Condenser outlet (R245fa)	8.0	1.13	210.3
Evaporator inlet (Steam)	135.4	3.07	2728.4
Evaporator outlet (Steam)	12.0	2.88	50.7
Condenser inlet (Chilled water)	4.9	1.32	20.7
Condenser outlet (Chilled water)	7.2	1.29	30.4

Figura B1.1. Condições de funcionamento do ciclo (adaptado de [35]).

ANEXO C

Table 1. Operative conditions and ORC configurations.

Critical conditions		
Critical temperature	[°C]	344.55
Critical pressure	[bar]	21.03
Saturated cycle conditions		
Condensation temperature	[°C]	100
Condensation pressure	[bar]	0.10
Evaporation temperature	[°C]	200 ÷ 337
Evaporation pressure	[bar]	1.87 ÷ 18.96
Superheated cycle conditions		
Condensation temperature	[°C]	100
Condensation pressure	[bar]	0.10
Evaporation temperature	[°C]	250
Evaporation pressure	[bar]	5.04
Maximum temperature	[°C]	260 ÷ 400
Transcritical cycle conditions		
Condensation temperature	[°C]	100
Condensation pressure	[bar]	0.10
Maximum pressure ^a	[bar]	21.66
Maximum temperature	[°C]	350 ÷ 400

^aSupercritical pressure.

Figura C1.1. Condições de funcionamento do ciclo [24].

Table 2. Main assumptions for the energetic analysis.

Expander isentropic efficiency, η_i	[%]	70
Pump isentropic efficiency, η_p	[%]	60
Internal heat exchanger efficiency, η_{IHE}	[%]	95
Internal heat exchange temperature difference, ΔT	[°C]	10
Boiler and thermal oil circuit efficiency, η_{bc}	[%]	85
Electro-mechanical efficiency, η_{em}	[%]	90
Thermal reference efficiency, $\eta_{th,ref}$	[%]	86
Electric reference efficiency, $\eta_{el,ref}$	[%]	33
Biomass lower heating value (dry basis), H_i	[MJ/kg]	18
Biomass humidity, ϕ	[%]	10

Figura C1.2. Simplificações adoptadas no sistema de microcogeração [24].

APÊNDICE A

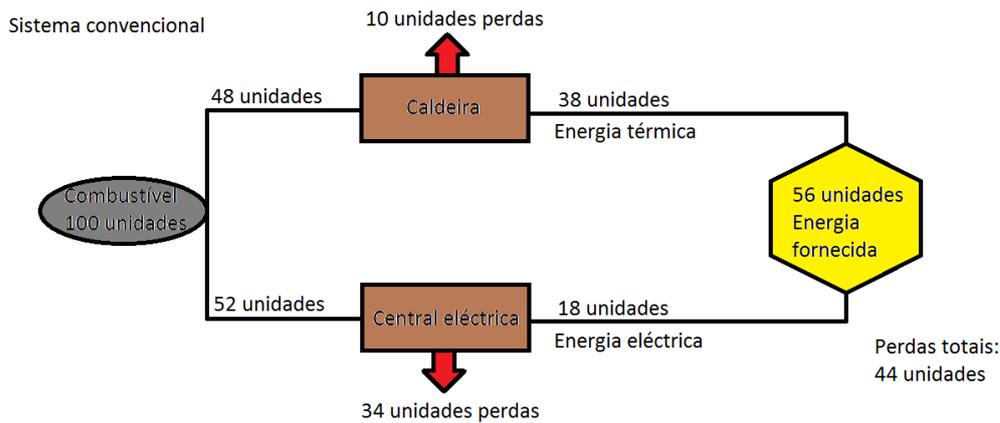


Figura A2.1. Sistema convencional de produção de energia (adaptado de [46]).

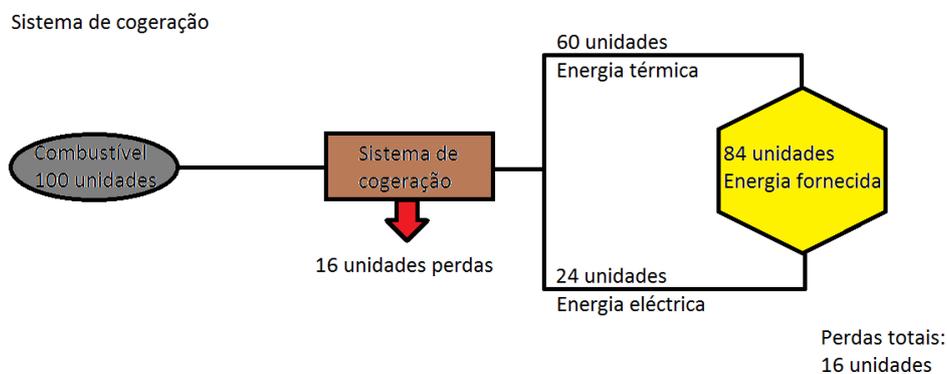


Figura A2.2. Sistema de cogeração em produção de energia (adaptado de [46]).

Através da análise das Figuras A2.1 e A2.2 percebe-se bem o aproveitamento energético por parte de um sistema convencional e de um sistema de cogeração. Neste exemplo, um sistema convencional de produção energética, a partir de 100 unidades de combustível consegue aproveitar 56 unidades de energia final. Já num sistema de cogeração consegue-se um melhor aproveitamento, neste caso em 100 unidades iniciais aproveita-se 84 finais.

Na Figura A2.3 está resumido em termos de eficiência global o que foi citado anteriormente, sendo a eficiência em cogeração superior do que a eficiência num sistema convencional.

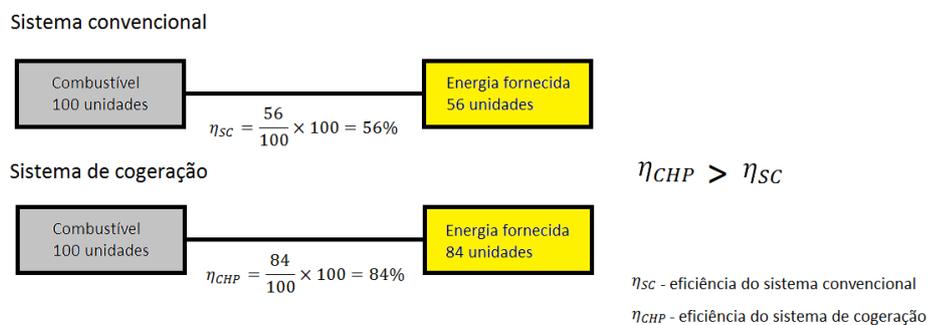


Figura A2.3. Comparação entre as eficiências (adaptado de [46]).

APÊNDICE B

Através dos dados em anexo B, relativos ao artigo [44], fez-se o desenho do Ciclo Orgânico de Rankine para 1kW de potência eléctrica extraída.

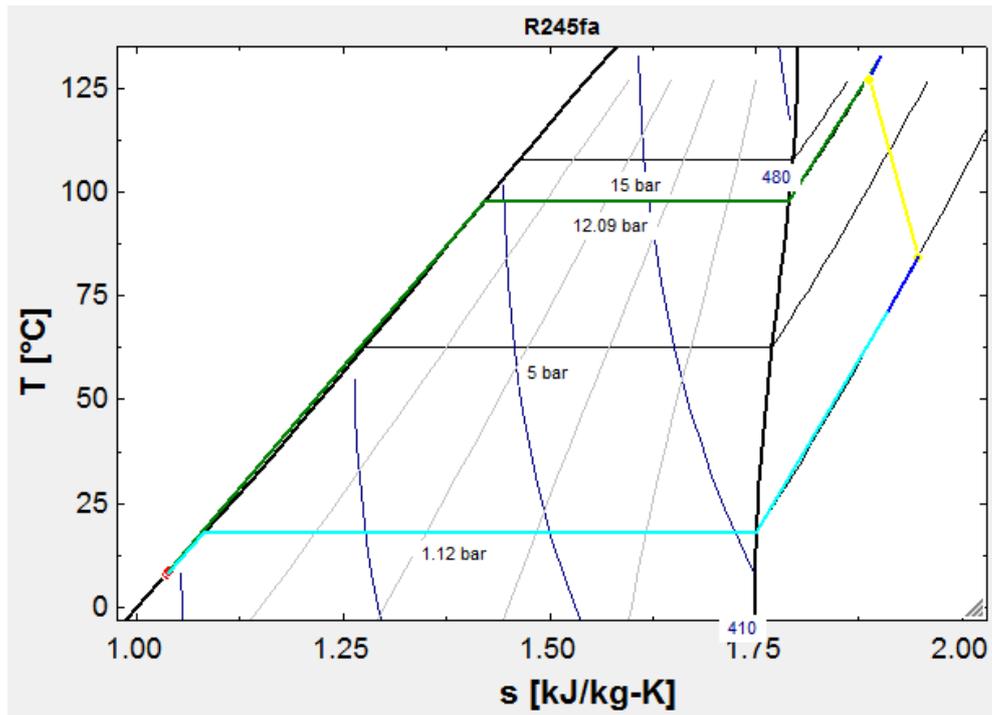


Figura B2.1. Ciclo ORC em diagrama T-s (programa EES).

Repare-se na Figura B2.1 que, a verde está representada a fase em que o fluido passa no evaporador, a amarelo na turbina, a azul claro no condensador e a vermelho na bomba. As linhas a azul-escuro retraceiam a passagem nos tubos entre o evaporador e a turbina, e entre a turbina e o condensador. Isto foi possível uma vez que havias sensores à entrada e saída da turbina, do evaporador e do condensador.

Na Figura B2.2 mostra-se a pressurização do líquido graças à bomba. Nota-se a compressão não é isentrópica e que o trabalho é muito menor que o da turbina como se observa na Figura B2.3. A turbina também mostra que a expansão não é isentrópica, isto é, tanto o processo de compressão e expansão são irreversíveis.

Na Figura B2.4 está representada a diferença de pressão, neste caso até houve um aumento de pressão, embora pouco significativo e pode ser devido a erros de medição. Mas isto acontece pois, a pressão do fluido está próxima da pressão atmosférica e a pressão

da água que passa no condensador é um pouco mais elevada que a pressão do fluido. Isto vem mostrar que é favorável manter o condensador a uma pressão baixa.

Na Figura B2.5 encontra-se a perda de pressão no evaporador, embora baixa, esta perda é normal devido à elevada pressão a que se encontra o fluido de trabalho.

Nas Figuras B2.6 e B2.7 mostram-se as perdas entre a turbina e os componentes vizinhos. Obviamente existe uma perda de pressão maior entre o evaporador e a turbina, devido às elevadas pressões em jogo. Entre a turbina e o condensador não há perda de pressão significativa, apenas diminuição da temperatura, ou seja, perdas térmicas.

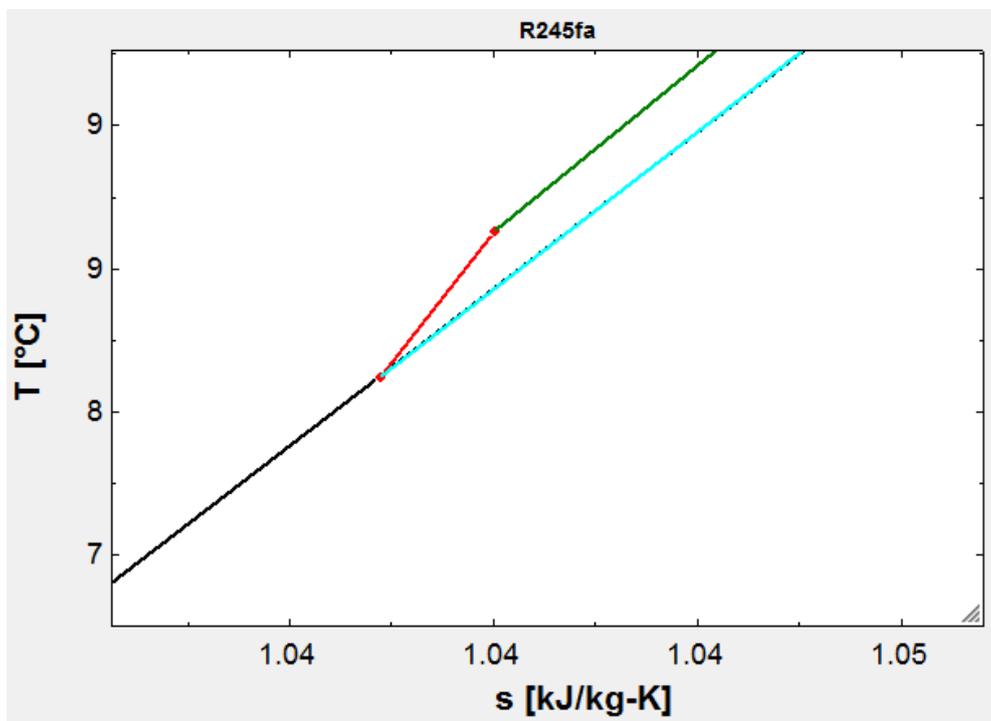


Figura B2.2. Pormenor da compressão da bomba (programa EES).

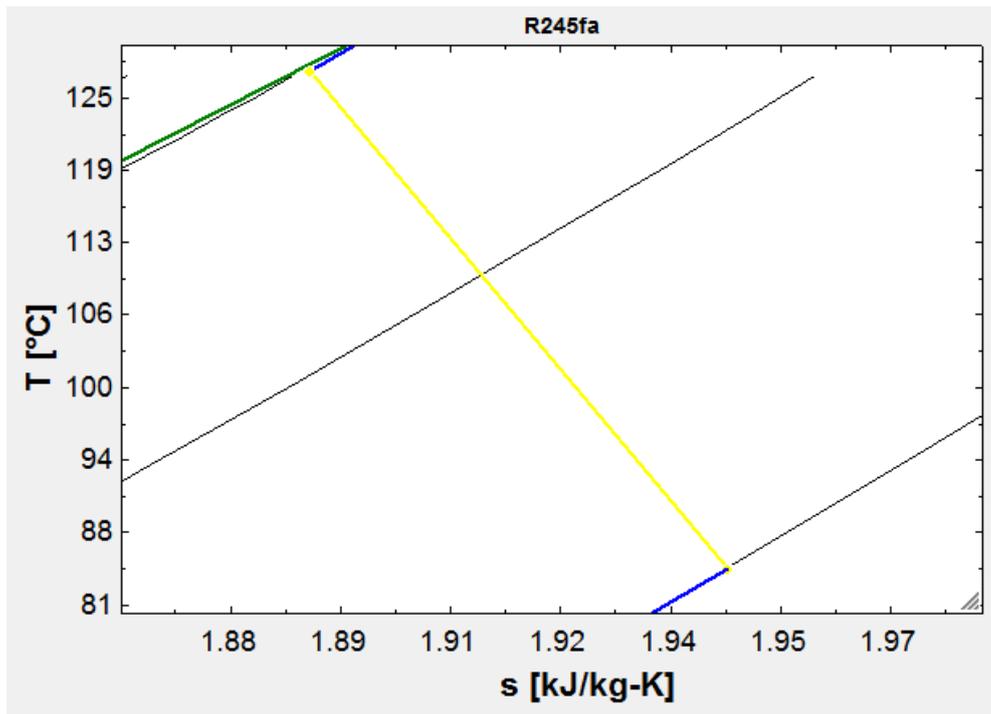


Figura B2.3. Pormenor da expansão da turbina (programa EES).

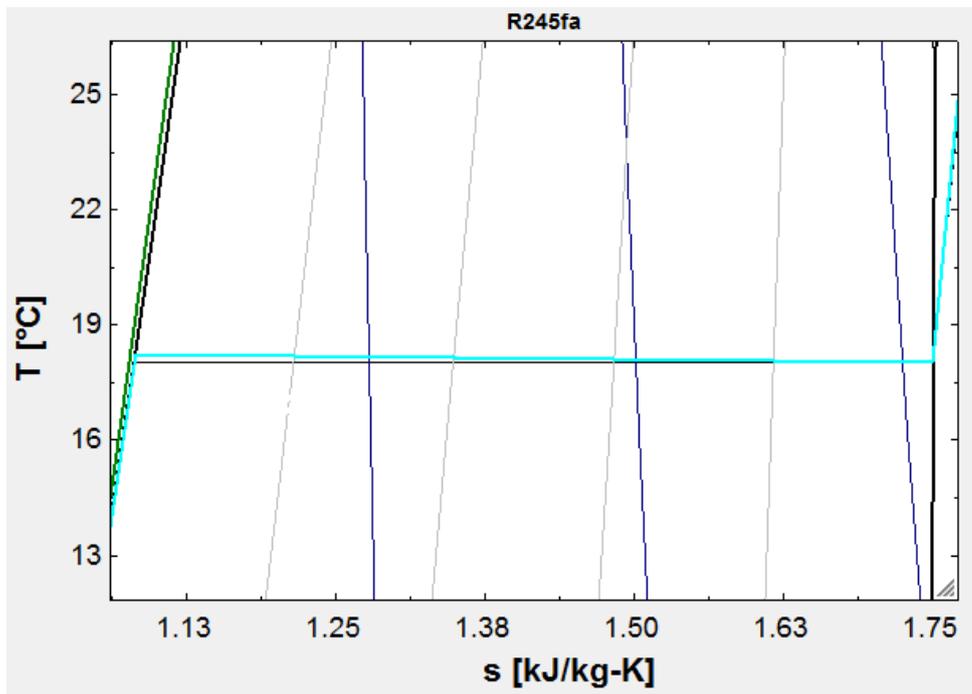


Figura B2.4. Pormenor da rejeição de calor (programa EES).

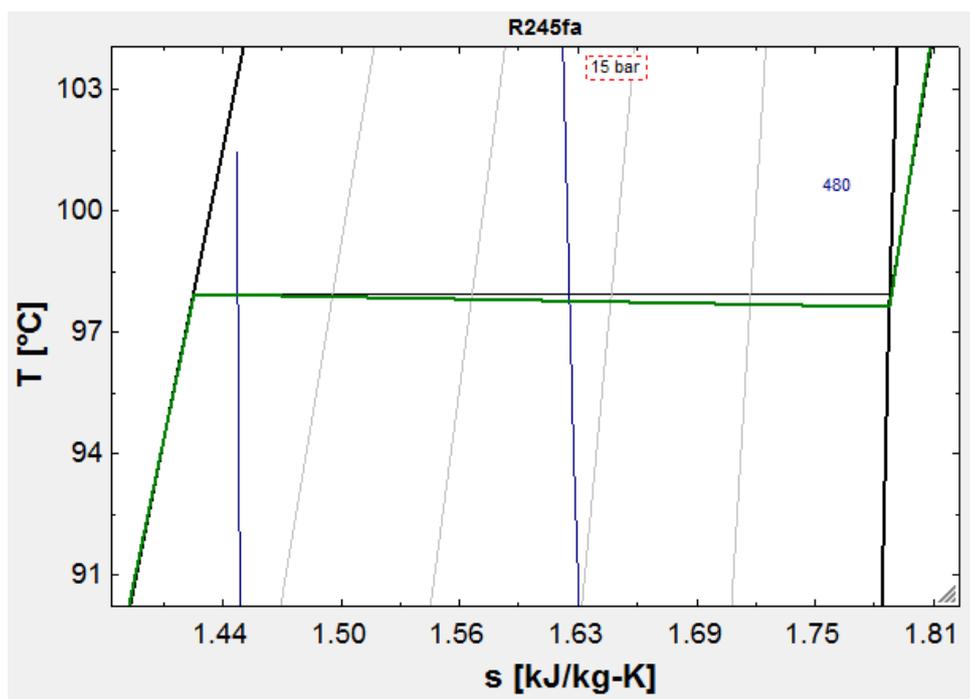


Figura B2.5. Pormenor da transferência de calor (programa EES).

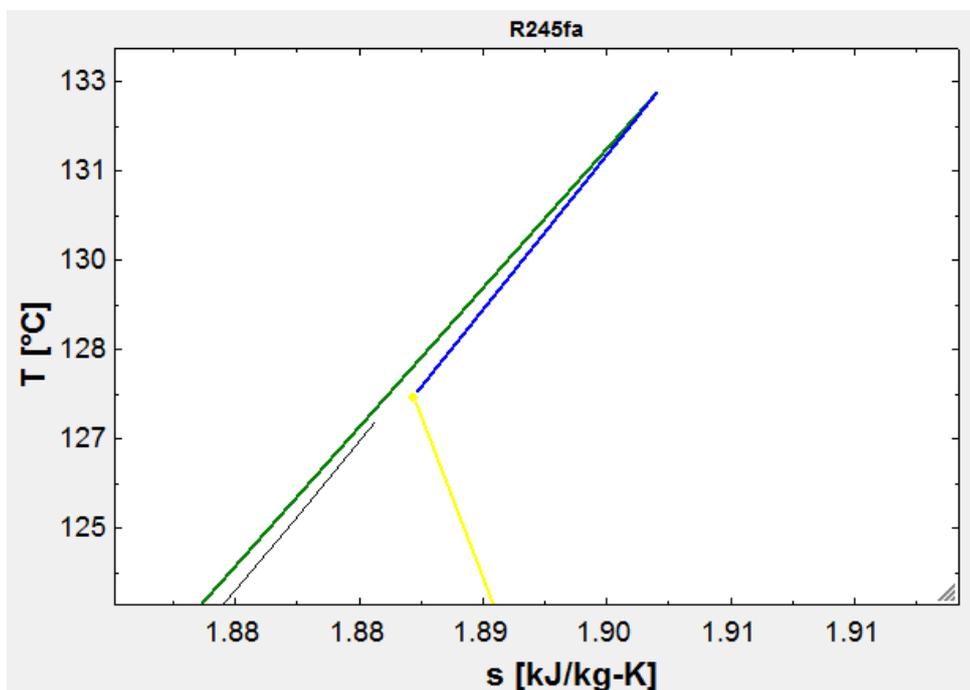


Figura B2.6. Pormenor da perda de pressão na tubagem entre o evaporador e a turbina (programa EES).

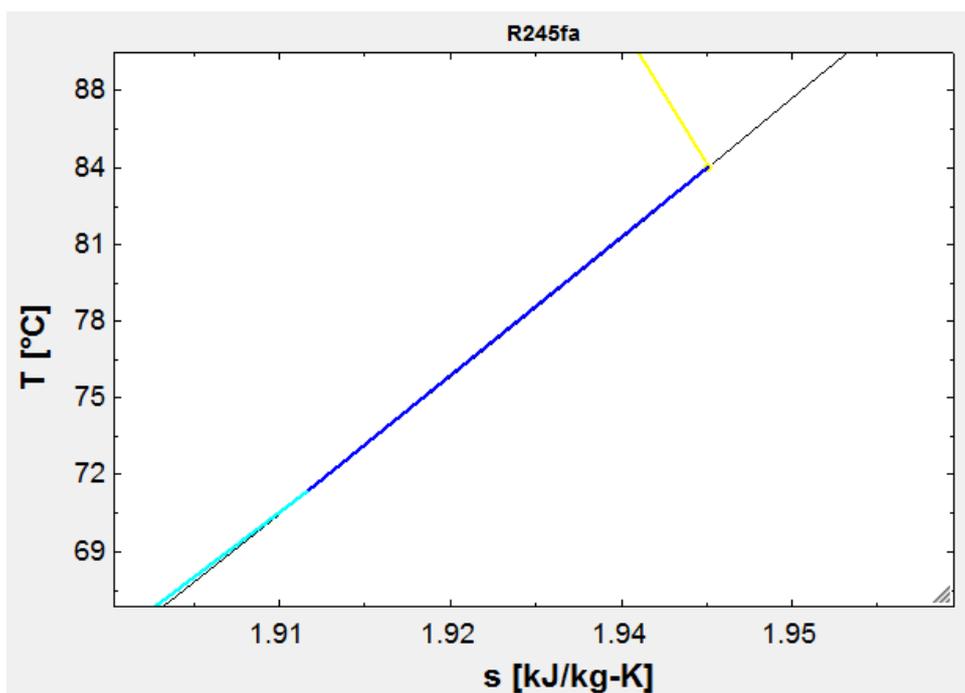


Figura B2.7. Pormenor da diminuição de temperatura na tubagem entre o condensador e a turbina (programa EES)

APÊNDICE C

Tabela C2.1. Condições de funcionamento – Ponto 1.

Ponto 1	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,3589	771,938	97,3578	756,938	68,8772	207,825	18,0636	196,824
D-P	0,00613	3,04067	0,28709	3,04067	0,09271	0,46849	0,03372	0,46708
	$\dot{P}_q (kW)$	$\Delta T2 (°C)$	$N_t (rpm)$	$N_b (rpm)$	$\dot{m}_w (\frac{kg}{s})$			
	16	18	2250	620	0,08			

Tabela C2.2. Condições de funcionamento – Ponto 2.

Ponto 2	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,3375	752,751	114,2924	737,751	83,7568	202,584	16,1055	190,175
D-P	0,00418	2,87034	0,13402	2,87034	0,41345	0,57627	0,01013	0,53509
	$\dot{P}_q (kW)$	$\Delta T2 (°C)$	$N_t (rpm)$	$N_b (rpm)$	$\dot{m}_w (\frac{kg}{s})$			
	16	36,2	2250	590	0,08			

Tabela C2.3. Condições de funcionamento – Ponto 3.

Ponto 3	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,3115	803,643	103,0508	788,643	74,9784	204,641	17,757	192,953
D-P	0,00485	3,05576	0,32973	3,05576	0,09366	1,05593	0,03293	0,57702
	$\dot{P}_q (kW)$	$\Delta T2 (°C)$	$N_t (rpm)$	$N_b (rpm)$	$\dot{m}_w (\frac{kg}{s})$			
	16	22	2000	620	0,08			

Tabela C2.4. Condições de funcionamento – Ponto 4.

Ponto 4	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,3529	747,091	95,0712	732,091	69,0238	209,269	17,945	198,086
D-P	0,00885	2,84156	0,18912	2,84156	0,36902	1,07262	0,02892	0,56173
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	16	17,6	2500	620	0,08			

Tabela C2.5. Condições de funcionamento – Ponto 5.

Ponto 5	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,366	801,088	121,692	786,087	93,4771	222,896	16,6087	206,572
D-P	0,00179	2,88519	0,30503	2,88519	0,27686	0,53101	0,02079	0,53028
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	18	41,4	2250	640	0,08			

Tabela C2.6. Condições de funcionamento – Ponto 6.

Ponto 6	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,3642	818,947	103,0611	803,9467	78,3367	229,714	18,993	214,581
D-P	0,00543	3,21037	0,21249	3,21037	0,48304	0,37224	0,02764	0,35784
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	18	22,3	2250	720	0,08			

Tabela C2.7. Condições de funcionamento – Ponto 7.

Ponto 7	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,5665	679,005	93,9134	664,005	68,0825	190,709	16,3046	181,778
D-P	0,01072	2,88388	0,26278	2,88388	0,09813	0,41903	0,02429	0,46324
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	14	20	2250	530	0,08			

Tabela C2.8. Condições de funcionamento – Ponto 8.

Ponto 8	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,6133	663,575	111,149	648,575	82,3321	187,453	15,4881	177,298
D-P	0,0432	2,78372	0,39534	2,78372	0,38813	0,35793	0,03367	0,35085
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	14	38	2250	480	0,08			

Tabela C2.9. Condições de funcionamento – Ponto 9.

Ponto 9	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,377	784,363	100,6461	769,363	74,0241	249,326	19,3978	239,004
D-P	0,01029	3,15999	1,09316	3,15999	0,3281	1,22258	0,14031	1,2228
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	16	21,3	2250	625	0,06			

Tabela C2.10. Condições de funcionamento – Ponto 10.

Ponto 10	T1(°C)	P1(kPa)	T2(°C)	P2(kPa)	T3(°C)	P3(kPa)	T4(°C)	P4(kPa)
Média	15,3525	777,618	100,6543	762,618	71,3939	183,946	17,1543	171,436
D-P	0,0031	3,01438	0,40781	3,01438	0,27469	0,50949	0,06781	0,48616
	$\dot{P}_q(kW)$	$\Delta T2(^{\circ}C)$	$N_t(rpm)$	$N_b(rpm)$	$\dot{m}_w(\frac{kg}{s})$			
	16	21	2250	645	0,098			

Nota: As numerações das temperaturas e pressões são alusivas aos pontos assinalados na Figura 3.1.

APÊNDICE D

Na Figura D2.1 está representada a compressão do fluido na bomba. Nota-se que o trabalho é muito pequeno em comparação com o gráfico da expansão da turbina na Figura D2.2. A compressão é praticamente isentrópica. O facto de a curva ter este comportamento é porque os sensores estão sujeitos a erros de medição e a medição não é feita logo à entrada ou à saída dos componentes. A expansão na turbina nota-se que não é isentrópica, o que mostra a sua irreversibilidade.

Nas Figuras D2.3 e D2.4 estão identificadas as perdas de pressão na caldeira e no condensador, o que vem mostrar a diferença para um ciclo ideal de Rankine.

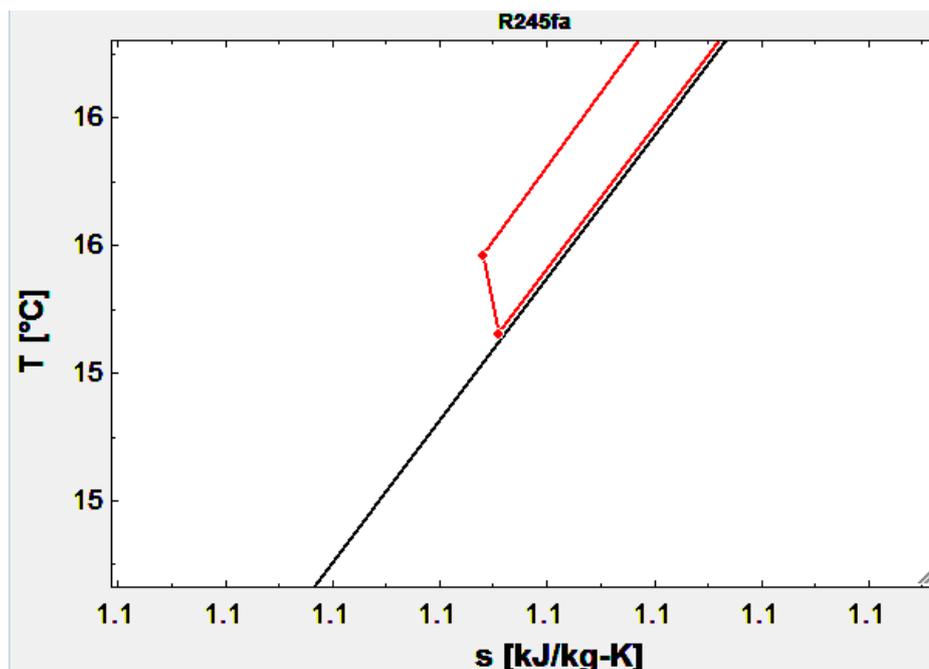


Figura D2.1. Compressão na bomba – Ponto 8.

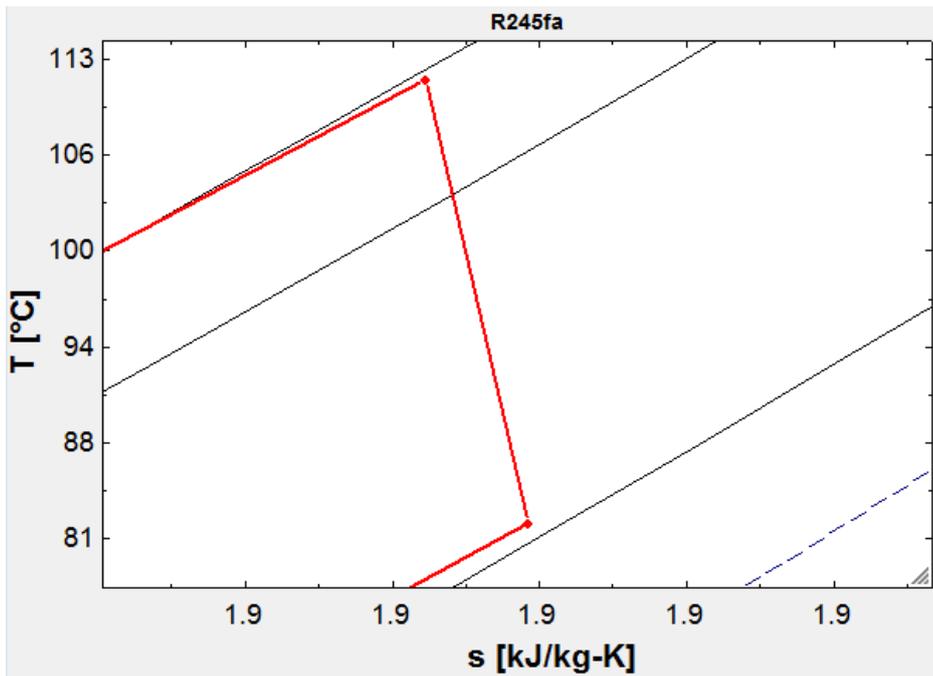


Figura D2.2. Expansão na turbina – Ponto 8.

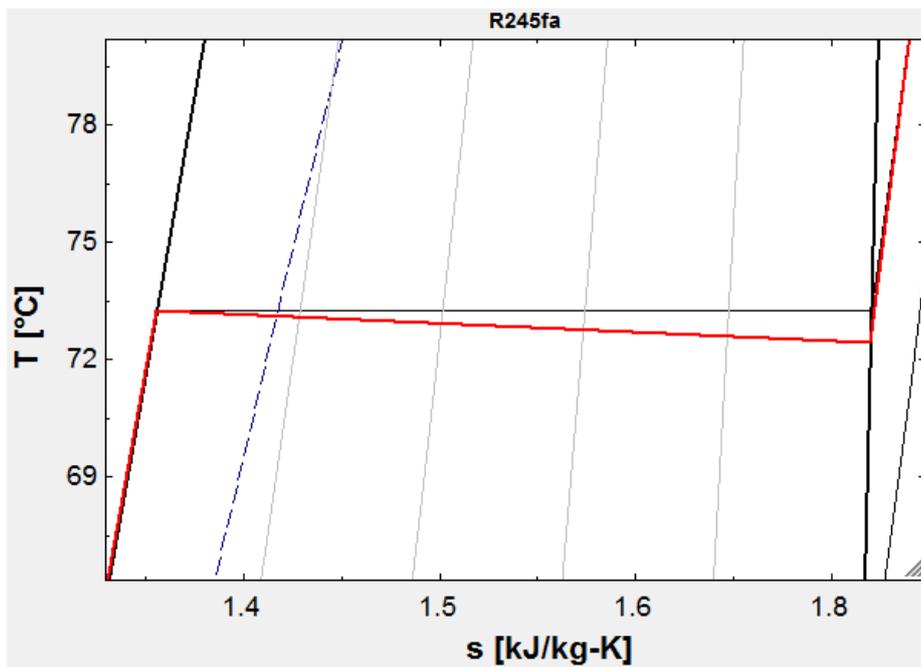


Figura D2.3. Queda de pressão na caldeira – Ponto 8.

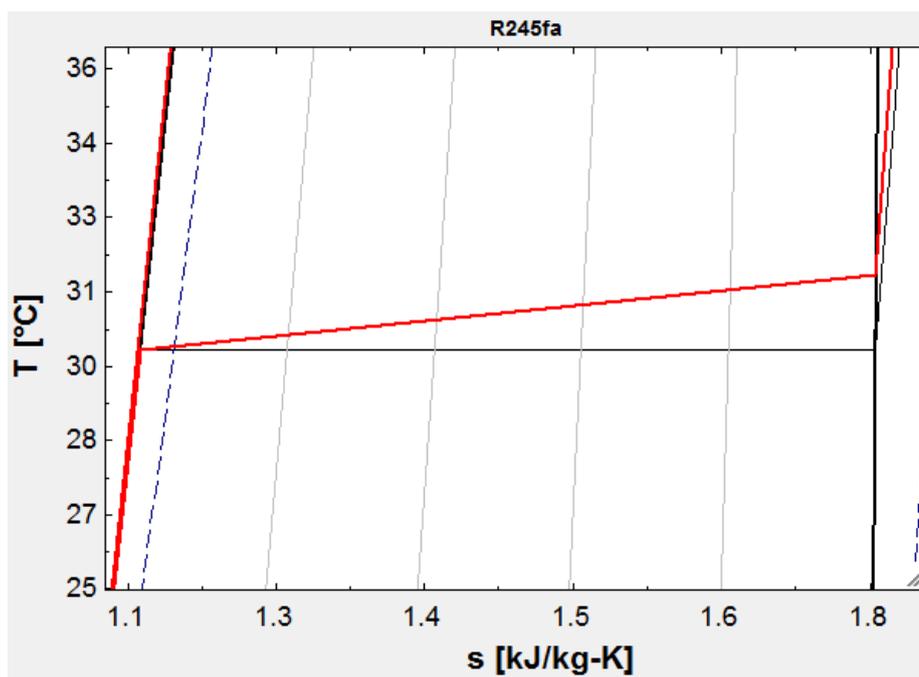


Figura D2.4. Queda de pressão no condensador – Ponto 8.