



FACULDADE DE ENGENHARIA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA ELÉTRICA
TRABALHO DE LICENCIATURA

**ESTUDO DA POSSIBILIDADE DE INTEGRAÇÃO DE UM
SISTEMA DE COGERAÇÃO NA CENTRAL TERMOELÉTRICA
DE MAPUTO (CTM)**

Autor:

Paruque, Belizarda Júlio Paruque

Supervisor:

Engº José Manuel Chissico

Maputo, Dezembro de 2024



FACULDADE DE ENGENHARIA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA ELÉTRICA
TRABALHO DE LICENCIATURA

**ESTUDO DA POSSIBILIDADE DE INTEGRAÇÃO DE UM
SISTEMA DE COGERAÇÃO NA CENTRAL TERMOELÉTRICA
DE MAPUTO (CTM)**

Autor:

Paruque, Belizarda Júlio Paruque

Supervisor:

Eng^o José Manuel Chissico

Maputo, Dezembro de 2024

Paruque, Belizarda Júlio Paruque

Trabalho de Licenciatura

***ESTUDO DA POSSIBILIDADE DE INTEGRAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO
NA CENTRAL TERMOELÉTRICA DE MAPUTO (CTM)***

Trabalho apresentado ao Departamento de Engenharia Eletrotécnica, Faculdade de Engenharia, Universidade Eduardo Mondlane, como parte dos requisitos para a obtenção de grau de licenciatura, no curso de Engenharia Eléctrica.

Supervisor: Engº José Manuel Chissico

Maputo, Dezembro de 2024



FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELETROTÉCNICA
LICENCIATURA EM ENGENHARIA ELÉTRICA

TERMO DE RELATÓRIO DE ENTREGA DE TRABALHO DE LICENCIATURA

Declaro que a estudante Belizarda Júlio Paruque entregou no dia 17/12/2024 as 3 cópias do relatório do seu Trabalho de Licenciatura com referência: 2024ELTLD07.

Intitulado: **Estudo da possibilidade de integração de um sistema de cogeração na Central Termoelétrica de Maputo.**

Maputo, 17 de Dezembro de 2024

A chefe da Secretaria

(Arlete Chiconela)

DECLARAÇÃO DE HONRA

Eu Belizarda Júlio Paruque, estudante do 5º nível do curso de Engenharia Elétrica na Faculdade de Engenharia da Universidade Eduardo Mondlane, declaro por minha honra que este trabalho é da minha autoria, sendo fruto dos conhecimentos adquiridos ao longo da minha formação, investigação pessoal e da orientação do supervisor. O conteúdo deste trabalho é original e todos os documentos consultados estão devidamente identificados na bibliografia.

Maputo, Dezembro de 2024

(Belizarda Júlio Paruque)

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho primeiramente à DEUS, aos meus Pais (Anastância Macuácuá e Júlio Paruque), meus irmãos, principalmente a minha caçula Juviana, a minha sobrinha Liliana, amigos e colegas e a todos que direta ou indiretamente me incentivaram a fazer esse projeto.

AGRADECIMENTOS

Quero agradecer a Deus, pela criação, redenção, vida, saúde e pelas todas as bênçãos que tem derramado dia após dia na minha vida, pois foi pela graça que consegui concluir esse projeto.

Gratidão aos meus pais (Júlio e Anastácia), pelo amor incondicional, apoio, prontidão em me ajudar tanto financeira como emocionalmente e aos meus irmãos/primos pela motivação de cada dia.

Gratidão sem medida ao meu supervisor, Eng^o José Manuel Chissico, por tomar este projeto como se fosse seu, me ajudando em tudo que fosse necessário, pelo conhecimento para mim partilhado, apoio incondicional, conselhos construtivos, direcionamento na escolha de melhores ferramentas para a concretização deste trabalho, atenção dispensada e principalmente pela paciência, a ele o meu muito obrigado.

Gratidão aos meus amigos (Roberto, Vivaldo, Belchior, Elves, Generosa e Deocleciana) e meus colegas em geral que me ajudaram durante a minha formação. Também aos meus docentes pela preparação, formação, informação e conselhos partilhados durante a formação, que contribuirão para o sucesso na carreira profissional.

EPÍGRAFE

"Adquire sabedoria, adquiere inteligência, e não te esqueças nem te apartes das palavras da boca do Senhor. A sabedoria é a coisa principal; adquira, pois, a sabedoria, emprega tudo o que possuis na aquisição de entendimento."
Provérbios 4: 5,7.

RESUMO

Nos dias atuais, a necessidade de uma produção de energia mais eficiente tem se tornado a maior preocupação dos engenheiros elétricos. O aquecimento global tem se tornado um objeto de estudo em diversas áreas com vista a diminuir os impactos causados ao meio ambiente pela poluição desmedida do mesmo, através de quantidades excessivas de libertação dos gases de efeito de estufa. A CTM é uma central de produção de energia elétrica, baseada no ciclo combinado que foi desenhada como forma de melhoramento da eficiência da central convencionada que havia sido instalada no mesmo local geográfico. Com a nova central, a eficiência foi melhorada e consequentemente diminui-se o impacto ambiental, devido ao consumo considerável de quantidade de energia bruta. O presente, visa propor um estudo de possibilidade de integrar-se um sistema de recuperação de calor perdido com vista a aumentar a eficiência global da central, diminuir o impacto ambiental e consequentemente aumentar a economia da central. Para o efeito, far-se-á a breve revisão da literatura sobre ciclos termodinâmicos e cogeração de energia. Em seguida, com os dados levantados na central, ferramentas dadas pelo supervisor e obtidas durante as aulas de formação e ajuda de softwares de Microsoft Excel, ASPEN HYSYS, ASPEN EDR e PowerPoint, serão efetuados os cálculos das eficiências turbinas a gás, a vapor e a global que deu 52% e energia térmica perdida no condensador estimado no valor de 57480 kW. Em seguida, faz-se a descrição da demanda térmica (CDM, potencial cliente), dimensionamento de trocador de calor, tubos e bomba para o transporte. Em seguida, calcula-se a poupança da energia primária, que deu 20% e a eficiência global que subiu dos 52% para 80% e rendimento eléctrico equivalente de 0,76. No final, fez-se a análise de viabilidade técnica, económica e ambiental e constatou-se que é altamente viável com tempo de retorno de 10 meses, e redução de 100704960kgCO₂/ano (na CTM) e 171198432kgCO₂/ano (na CDM) de emissão de CO₂ e cerca de 56MW térmicos recuperados.

Palavras-chaves: *CTM, Cogeração, Ciclo combinado*

ABSTRACT

Nowadays, the need for more efficient energy production has become the biggest concern for electrical engineers. Global warming has become an object of study in several areas with a view to reducing the impacts caused to the environment by its excessive pollution, through excessive amounts of greenhouse gas release. CTM is an electrical energy production plant, based on the combined cycle, which was designed as a way of improving the efficiency of the agreed plant that had been installed in the same geographic location. With the new plant, efficiency was improved and consequently the environmental impact was reduced, due to the considerable consumption of raw energy. This aims to propose a study of the possibility of integrating a lost heat recovery system with a view to increasing the overall efficiency of the plant, reducing the environmental impact and consequently increasing the plant's economy. To this end, a brief review of the literature on thermodynamic cycles and energy cogeneration will be made. Then, with the data collected at the center, tools given by the supervisor and obtained during the training classes and help from Microsoft Excel, ASPEN HYSYS, ASPEN EDR and PowerPoint software, calculations of the efficiencies of gas, steam and the global one which gave 52% and thermal energy lost in the capacitor estimated at a value of 57480 kW. Next, the thermal demand is described (CDM, potential customer), sizing of the heat exchanger, pipes and pump for transport. Next, the primary energy savings were calculated, which amounted to 20% and the overall efficiency which rose from 52% to 80% and an equivalent electrical yield of 0.76. In the end, a technical, economic and environmental feasibility analysis was carried out and it was found that it is highly viable with a payback time of 10 months, and a reduction of 100704960kgCO₂/year and 171198432kgCO₂/year in CO₂ in CDM emissions and 56MW thermal.

Keywords: *CTM, Combined heat and power, Combined cycle*

Sumário

DEDICATÓRIA.....	ii
AGRADECIMENTOS	iii
EPÍGRAFE	iv
RESUMO.....	v
ABSTRACT	vi
LISTA DE ABREVIATURAS	xiv
LISTA DE SÍMBOLOS.....	xiv
CAPÍTULO I.....	1
1 INTRODUÇÃO	1
1.1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA	2
1.1.2 JUSTIFICATIVA.....	2
1.1.3 OBJECTIVOS	3
1.1.3.1 Objectivo geral	3
1.1.3.2 Objectivos específicos.....	3
1.1.4 METODOLOGIA	3
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO.....	6
2 REVISÃO DA LITERATURA	8
2.1 HISTÓRICO DE COGERAÇÃO	8
2.2 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS	11
2.2.1 Leis da termodinâmica.....	11
2.2.1.1 Primeira lei de termodinâmica	13
2.2.1.2 Segunda lei de termodinâmica.....	15
2.2.2 Ciclos termodinâmicos.....	15
2.2.2.1 Ciclo de Rankine	15

2.2.2.2	Ciclo de Brayton	17
2.3	COGERAÇÃO	18
2.3.1	Tipos de sistemas de cogeração	18
2.3.1.1	Cogeração do tipo topping	19
2.3.1.2	Cogeração do tipo Bottoming	20
2.3.2	Tecnologias usadas na cogeração	21
2.3.2.1	Turbina a Vapor.....	22
2.3.2.1.1	Turbina a vapor de contrapressão	24
2.3.2.1.2	Turbina a vapor do tipo Condensação	26
2.3.2.2	Turbina a gás	27
2.3.2.3	Ciclo combinado de sistema de cogeração baseado numa turbina a gás e a vapor	29
3	CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)	32
3.1	DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)	32
3.1.1	Princípio de Funcionamento da Central Termoeléctrica de Maputo (CTM)	36
3.1.2	Cálculo da eficiência da central	37
3.1.2.1	Para turbinas a gás:	37
3.1.2.2	Para turbina a vapor:.....	39
3.2	CARACTERIZAÇÃO DA DEMANDA DE ENERGIA TÉRMICA.	40
3.2.1	Potenciais consumidores de energia térmica	40
3.2.1.1	Consumo de Energia Térmica na Empresa Cerveja de Moçambique (CDM)	41
3.2.1.1.1	Processos Térmicos na Produção de Cerveja em Moçambique....	41
3.2.1.1.2	Sistema de Produção de calor na CDM (Caldeiras de vapor a carvão mineral)	42
3.2.1.1.3	Impacto de fornecimento de energia térmica recuperada na CTM à CDM	43

3.3	SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO.	44
3.3.1	Dimensionamento do Trocador de calor	44
3.3.1.1	Coeficiente global de transferência de calor.....	45
3.3.1.2	Balço global de energia	46
3.3.1.3	Diferença de Temperatura Média Logarítmica	46
3.3.2	Dimensionamento das tubulações para o transporte de energia térmica para CDM	47
3.3.3	Dimensionamento da bomba de pressão	50
3.3.4	Definição do ponto óptimo para a integração do trocador de calor.....	50
3.4	AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE SISTEMA DE COGERAÇÃO DE CICLO COMBINADO	51
3.4.1	Condições mínimas necessárias para instalação de sistema de cogeração	51
3.4.2	Eficiência global	53
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	55
4.1	CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DA CENTRAL.....	55
4.1.1	Eficiência das turbinas a gás	55
4.1.1.1	Cálculo teórico.....	55
4.1.1.2	Cálculo experimental.....	57
4.1.2	Potência da turbina a vapor	59
4.1.2.1	Cálculo teórico.....	60
4.1.2.2	Cálculo experimental	61
4.1.3	Eficiência do ciclo combinado	62
4.1.3.1	Cálculo teórico.....	62
4.1.3.2	Cálculo experimental	63
4.1.4	Comparação entre os parâmetros essenciais do projecto/teóricos e experimentais	63

4.2	RESULTADOS DE DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE COGERAÇÃO	64
4.2.1	Resultados do dimensionamento de trocador de calor	64
4.2.2	Resultados do dimensionamento de tubulações	65
4.2.3	Resultados do dimensionamento de bomba de pressão	66
4.3	RESULTADOS DE CÁLCULO DA EFICIÊNCIA	67
4.4	ANÁLISE TÉCNICO-ECONÓMICA E AMBIENTAL	67
4.5	COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DA CENTRAL ANTES E DEPOIS DE COGERAÇÃO	70
4.5.1	Eficiência da central antes e depois da cogeração	70
4.5.2	Emissão de CO ₂ antes e depois da cogeração	71
4.5.1	Economia da Energia Primária antes e depois da cogeração	71
5	RECOMENDAÇÕES E CONCLUSÕES	72
6	BIBLIOGRAFIA	73
6.1	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	73
6.2	OUTRA BIBLIOGRAFIA CONSULTADA	75

Lista de Figuras

Figura 1: Panorama de Cogeração no mundo (Fonte: LUIZ, 2013).	9
Figura 2: Transferência de energia em forma de calor, devido a diferença de temperaturas. (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição, p.60).	12
Figura 3: Trabalho de um eixo (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição).	13
Figura 4: Diagrama T-S de ciclo de Rankine baseado em 4 processos (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição).	16
Figura 5: Diagrama P-V de ciclo de Rankine baseado em 4 processos (Fonte: VAN, 5ª edição).	16
Figura 6: Processos de ciclo de Brayton (Fonte: VAN, 5ª edição).	17
Figura 7: Planta de conceito geral de um sistema de cogeração (Fonte: O Autor).	18
Figura 8: Faixa típica de temperaturas para os sistemas de cogeração em Topping e Bottoming. (Fonte: BARJA, 2006).	19

Figura 9: Sistema de cogeração do tipo topping (Fonte: NOGUEIRA ET ALL, 2004 apud LUIZ DE QUEIROZ,2013).	20
Figura 10: Sistema de cogeração do tipo bottoming (Fonte: NOGUEIRA ET ALL, 2004 apud LUIZ DE QUEIROZ,2013).	21
Figura 11: Turbina a vapor de cogeração. (Fonte: Wikipedia).	23
Figura 12: Sistema de cogeração baseado na turbina a vapor (Fonte: Barbosa, 2009).	24
Figura 13: Turbina a vapor de contrapressão sem extrações (Fonte: IREDA, 2006). ...	25
Figura 14: Turbina a vapor de contrapressão com extrações (Fonte: BUILDINGS, 2020).	26
Figura 15: Turbina a vapor de condensação com extrações (Fonte: IREDA, 2006).	27
Figura 16: Sistema de cogeração baseado numa turbina a gás (Fonte: BARBOSA, 2009).	28
Figura 17: Diagrama de ciclo combinado de turbina a gás e a vapor com cogeração. (Fonte: BUILDINGS, 2020).	31
Figura 18: Central Termoelétrica de Maputo em diagrama de blocos (Fonte: Autor). .	35
Figura 19: Diagrama da CTM (Fonte: Autor)	37
Figura 20: Tabela de cálculo implícito de rácio de eletricidade/calor. (Fonte: BARBOSA, 2009).	52
Figura 21: Fluxograma para avaliação de sistema de cogeração (Fonte: o Autor).	54
Figura 22: Resultados de dimensionamento de trocador de calor (Fonte: ASPEN HYSYS).	65
Figura 23: Resultados de dimensionamento da bomba de pressão.	66

Lista de Equações

Equação 1: Quantidade de calor transferida durante um processo (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição).....	12
Equação 2: Equação de trabalho (Fonte: Gordon 4ª edição).	12
Equação 3: Variação da energia total do sistema (Fonte: O autor)	13
Equação 4: Variação da massa total no volume de controle (Fonte: O autor).....	14
Equação 5: Taxa de variação da energia (Fonte: PARIZZI, 2020).	14

Equação 6: Eficiência energética dos ciclos baseada na primeira lei da termodinâmica (Fonte: PARIZZI, 2020)	14
Equação 7: Potência do Compressor	37
Equação 8: Potência da turbina.....	38
Equação 9: Potência do gerador	38
Equação 10: A eficiência da turbina a gás	38
Equação 11: O calor fornecido na câmara de combustão	38
Equação 12: Consumo específico do combustível	38
Equação 13: Fluxo do gás após a câmara de combustão	38
Equação 14: Balanço do calor na câmara de combustão	38
Equação 15: Fornecimento de calor à caldeira	39
Equação 16: Potência da Turbina ($\text{kg/s} \cdot \text{kJ/kg} = \text{kW}$).....	39
Equação 17: Eficiência Isotrópica da turbina.....	39
Equação 18: Eficiência do ciclo de vapor	39
Equação 19: Eficiência da caldeira.....	39
Equação 20: Equação de coeficiente global de transferência de calor.	45
Equação 21: Equação de Balanço global de energia.	46
Equação 22: Equação de Diferença de Temperatura Média Logarítmica.	47
Equação 23: Cálculo da carga térmica.....	47
Equação 24: Vazão Volumétrica	47
Equação 25: Número de Reynolds.....	48
Equação 26: Factor de atrito	48
Equação 27: Perda de carga total	49
Equação 28: potência perdida ao longo do transporte	49
Equação 29: Perda de pressão	49
Equação 30: Altura manométrica	50
Equação 31: Potência da bomba.....	50
Equação 32: Cálculo de eletricidade de cogeração de alta eficiência	51
Equação 33: Equação de cálculo da poupança de energia primária.....	52
Equação 34: Equação do cálculo do rendimento elétrico equivalente.....	53
Equação 35: Equação de cálculo de eficiência global da central de cogeração.....	53
Equação 36: Taxa de transferência de calor	65

Lista de Tabelas

Tabela 1: Resultados dos parâmetros do fluxo da turbina 1 a gás	58
Tabela 2: Resultados dos parâmetros do fluxo da turbina 1 a gás	58
Tabela 3: Resultados de parâmetros de gases de exaustão após a caldeira	59
Tabela 4: Resultados de energia consumida/produzida na turbina a gás 1	59
Tabela 5: Resultados de Potência consumida/produzida na turbina a gás 2	59
Tabela 6: Resultados da simulação da turbina a vapor desde a bomba até ao trocador de calor.....	61
Tabela 7: Resultados da simulação da turbina a vapor desde a entrada do vapor na turbina até ao condensador	62
Tabela 8: Resultados de Potência consumida/produzida na turbina a	62
Tabela 9: Eficiência do ciclo combinado.....	63
Tabela 10: Comparação entre resultados teóricos e simulados no Aspen Hysys	63
Tabela 11: Resultados de dimensionamento das tubulações	66

Lista de Gráficos

Gráfico 1: Gráfico comparativo da eficiência do antes e depois da cogeração na CTM	70
Gráfico 2: Gráfico comparativo da emissão de CO ₂ do antes e depois da cogeração na CTM.....	71
Gráfico 3: Gráfico comparativo da economia da energia primária do antes e depois da cogeração na CTM	71

LISTA DE ABREVIATURAS

CTM – Central Termoelétrica de Maputo

GE – General Electric

GTG – Gas Turbine Generator

HRSG – Heat Recovery Steam Generator

CHP – Combined Heat and Power

ACC – Air Cooled Condenser

LISTA DE SÍMBOLOS

W – Trabalho produzido

$E_{t\ ent}$ – Energia total de entrada

$E_{t\ sai}$ – Energia total de saída

ΔE_t – Variação de energia total

$m_{t\ ent}$ – Massa total de entrada

$m_{t\ sai}$ – Massa total de saída

Δm_t – Variação de massa total

$\frac{dE}{dt}$ – Taxa de variação da energia;

Q_{vc} – Taxa de transferência de calor para dentro ou para fora da fronteira

W_{vc} – Taxa de realização de trabalho para dentro ou para fora da fronteira

h_s e h_e – Entalpias específicas na saída e entrada da fronteira

V_s e V_e – Velocidades das correntes de saída e entrada da fronteira

Z_s e Z_e – Posições das moléculas

Q - Taxa de transferência de calor

U - Coeficiente global de transferência de calor

A - Área de troca térmica

ΔT_{ml} - Diferença média de temperatura logarítmica entre os fluidos

Q_q e Q_f – Taxas de transferência das fontes quente e fria;

m_q e m_f – Taxas de escoamento de massa dos fluidos quente e frio, respetivamente

Cp_q e Cp_f – Calores específicos dos fluidos quente e frio, respetivamente

T_{qe} e T_{qs} – Temperaturas das fontes quente de entrada e saída, respetivamente

T_{fs} e T_{fs} – Temperaturas da fonte quente de entrada e saída, respetivamente

E_{CHP} – Energia elétrica do sistema de Cogeração;

H_{CHP} – Energia térmica do sistema de Cogeração;

C – Rácio de eletricidade/calor.

$\eta_{t,CHP}$ – Eficiência térmica do processo de cogeração

$\eta_{t,ref}$ – Valor de referência para a produção de energia térmica separada

$\eta_{e,CHP}$ – Eficiência elétrica do processo de cogeração

$\eta_{e,ref}$ – Valor de referência para a produção de energia elétrica separada

REE – Rendimento Elétrico Equivalente

η_e – Eficiência da geração elétrica separada

PCI – Poder calorífico inferior consumido na cogeração

η_T – Eficiência global

V - Vazão volumétrica (m^3/s);

$\dot{m}$ – Vazão mássica (kg/s);

ρ – Densidade do fluído (kg/m^3)

v – Velocidade do fluído (m/s);

D – Diâmetro do tubo (m);

μ – Viscosidade do fluído.

h_f – Perda de carga (m);

f – Factor de atrito;

L – Comprimento dos todos (m);

D – Diâmetro dos tubos (m);

v – Velocidade do escoamento do fluído (m/s);

g – Aceleração de gravidade (9,81 m/s²).

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO

A electricidade nas comunidades, desde os tempos remotos, tem sido uma necessidade diária, pois, ela é indispensável para o desenvolvimento das sociedades. Com o avanço da tecnologia, ela está cada vez mais presente; e é notada a sua necessidade até mesmo nas comunidades menos desenvolvidas pela facilidade que tem trazido na realização das tarefas nas mesmas. Contudo, a produção de energia eléctrica tem-se acentuado muito devido ao aumento exponencial da demanda da energia eléctrica. Porém, essa produção da energia eléctrica nem sempre é feita de forma limpa, dependendo da sua fonte primária, prejudicando assim o meio ambiente. Como resultado, a busca pelas soluções mais eficientes e sustentáveis tem-se tornado o assunto vigente nas mesas redondas, seminários, webinars e/ou projectos académicos nos departamentos da Engenharia Eléctrica. Face aos problemas ambientais provocados pela emissão do dióxido de carbono durante a produção da energia eléctrica através de combustíveis fósseis, que resulta num aquecimento global, os engenheiros eléctricos, os ambientalistas e o mundo em geral, têm procurado formas de reduzir o impacto ambiental provocado por esses gases.

Na produção de energia eléctrica a partir de combustíveis fósseis (gás natural) à base de máquinas convencionais a eficiência é baixa. Como forma de aumentar a exploração da energia primária nas centrais térmicas (Moçambique, concretamente na CTM) apostou-se em ciclos combinados (turbinas a gás e a vapor). Porém, devido a perda significativa de energia em forma de energia térmica (uma parte ínfima nas máquinas e nas condutas: por condução, convecção e radiação; outra grande parte no condensador, durante a condensação do vapor; e nos gases expelidos após a saída da caldeira), a eficiência da central continua baixa (sendo um pouco mais que a metade, 50-60%). Com isto, os engenheiros eléctricos têm procurado formas de maximizar a eficiência dessas centrais produtoras de energia eléctrica (com vista a atender as necessidades dos clientes e aumentar a economia), sem poluição considerada do meio ambiente. O projeto tem como objectivo, estudar a possibilidade de integrar um sistema de cogeração de energia à CTM, que fará a recuperação dessa energia térmica para o

consumo próprio e fornecimento às instituições e/ou empresas próximas, com vista a aumentar a eficiência da central, aumentando assim a economia da mesma, e reduzir o impacto ambiental provocada pelos gases expelidos e grande quantidade de energia primária não aproveitada no condensador.

1.1.1 FORMULAÇÃO DO PROBLEMA

A produção de energia eléctrica na CTM atinge eficiência compreendida entre (50 a 60) % da energia do combustível fóssil devido as perdas (maioritariamente em forma de energia térmica durante a condensação do vapor e expulsão de gases), o que faz com que, ainda que a tenham melhorado ao trocar as máquinas convencionais que tinham uma eficiência de 35%, não esteja num **ponto ótimo**. Apesar de, a produção de energia eléctrica a partir de gás natural, ser menos poluente ao meio ambiente que outros combustíveis fósseis (fontes não renováveis), o impacto que provoca pela emissão do dióxido de carbono, é de vigente preocupação. **A emissão acentuada desses gases na atmosfera, intensifica o efeito de estufa**, provocando o aquecimento global e, consequentemente, provoca alterações climáticas. Dada a situação supracitada, **como pode-se elevar a eficiência global da central (maximizar os lucros) e reduzir o impacto ambiental?**

1.1.2 JUSTIFICATIVA

Com a possibilidade de integrar-se um sistema de cogeração na CTM, grande parte da energia térmica despendida nos gases expelidos e no fluído de trabalho, durante a condensação, pode ser reaproveitado para o consumo próprio e fornecer às instituições e/ou indústrias próximas à central, aumentando assim, a eficiência da central e, consequentemente, os lucros da mesma, contribuindo assim para o interesse comum que é de minimização da poluição ambiental provocada pela emissão constante de grandes quantidades de gases que aumentam o efeito de estufa; a quantidade desses gases libertos está directamente associada à quantidade de energia primária transformada.

1.1.3 OBJECTIVOS

1.1.3.1 Objectivo geral

- Estudar a possibilidade de integração de um sistema de cogeração à Central Termoelétrica de Maputo.

1.1.3.2 Objectivos específicos

- Fazer a recolha dos dados do funcionamento atual da central, incluindo a sua eficiência;
- Dimensionar um sistema de cogeração para a central;
- Avaliar a eficiência e o impacto ambiental do novo sistema;
- Analisar a viabilidade económica do sistema.

1.1.4 METODOLOGIA

Segundo Azevedo (2020) “a **Metodologia** é o estudo de como resolver um problema ou de como realizar uma pesquisa científica visando à solução de um problema.” Portanto, a metodologia compreende uma vasta gama de métodos, procedimentos e técnicas que conduzirão a pesquisa científica à resolução do problema de forma eficiente e adequada. A seguir, encontram-se alistados todos os métodos, procedimentos e técnicas da metodologia que conduzirão o desenvolvimento deste projecto:

➤ Quanto ao tipo da pesquisa:

A pesquisa será predominantemente exploratória e descritiva, com um componente analítico. A abordagem **exploratória** permitirá uma melhor compreensão do tema e a identificação das variáveis relevantes. A abordagem **descritiva** será utilizada para caracterizar a situação atual da central termoelétrica e os aspectos técnicos e económicos da cogeração. A **análise dos dados coletados** permitirá avaliar a viabilidade da implementação do sistema.

➤ Quanto à natureza de pesquisa

Esse estudo exige uma abordagem metodológica robusta que combine tanto métodos quantitativos quanto qualitativos. Essa combinação permite uma análise aprofundada e abrangente, considerando tanto os aspectos numéricos e objectivos quanto os fatores subjetivos e contextuais do projeto.

Metodologias Quantitativas

As metodologias quantitativas fornecem dados numéricos precisos e mensuráveis, permitindo uma análise objetiva e comparativa. As principais metodologias quantitativas que serão aplicadas neste estudo incluem:

- **Análise de custo-benefício:** Avaliar-se-ão os custos de investimento, operação e manutenção do sistema de cogeração, comparando-os com os benefícios econômicos esperados, como a venda de energia térmica e aumento da eficiência energética.
- **Análise do valor actual líquido (VAL):** Calcular-se-á o valor atual de todos os fluxos de caixa futuros do projecto, permitindo uma avaliação da viabilidade financeira a longo prazo.
- **Taxa interna de retorno (TIR):** Determinar-se-á a taxa de desconto que torna o VAL igual a zero, indicando a rentabilidade do investimento.
- **Simulação:** Utilizar-se-ão modelos matemáticos e químicos no software Aspen Hysys para simular o desempenho do sistema de cogeração em um cenário e dimensionar o trocador de calor, a bomba de pressão e as tubulações necessárias para transportar a energia térmica até ao processo industrial (CDM), permitindo a apresentação de valores mais precisos.
- **Análise de ciclo de vida (ACV):** Avaliar-se-á os impactos ambientais do sistema de cogeração ao longo do seu ciclo de vida, desde a implementação do sistema até a disposição final do tempo de vida útil.

Metodologias Qualitativas

As metodologias qualitativas permitem uma compreensão mais profunda dos aspectos subjetivos e contextuais do projeto, fornecendo informações ricas e detalhadas sobre as percepções, opiniões e experiências das pessoas envolvidas. As principais metodologias qualitativas que serão aplicadas neste estudo incluem:

- **Entrevistas:** Conversas individuais ou em grupo com gestores, técnicos, operadores e outros stakeholders da CTM e CDM para coletar informações sobre suas necessidades, expectativas e opiniões sobre a implementação do sistema de cogeração.
- **Observação:** Observação direta das operações da CTM para identificar oportunidades de melhoria e os desafios a serem superados.
- **Análise de documentos:** Análise de documentos internos da CTM, como o desenho da central, para identificar informações relevantes para o projeto.
- **Estudo de caso:** Análise da central, como a sua configuração e a sua eficiência, para identificar as melhores práticas que podem ser aplicadas e os desafios a serem enfrentados.

➤ **Escolha do Objeto de Estudo**

Estudo de caso: O objeto de estudo será a Central Termoelétrica de Maputo, com foco na avaliação da possibilidade de integração de um sistema de cogeração. A escolha desta central justifica-se por sua importância para o sistema elétrico moçambicano e pelo potencial de melhoria da eficiência energética e redução de impactos ambientais através da cogeração.

➤ **Técnica de Coleta de Dados**

Serão utilizadas as seguintes técnicas de coleta de dados:

- **Revisão bibliográfica:** Revisão de literatura científica, relatórios técnicos e estudos de caso sobre cogeração.
- **Análise documental:** Análise de documentos da central termoelétrica, como configuração da central e outros documentos que serão julgados essenciais para a concretização do projecto.
- **Entrevistas:** Entrevistas com especialistas em energia, engenheiros da central termoelétrica e representantes de empresas fornecedoras de equipamentos para cogeração.

- **Simulações:** Utilização de softwares de simulação para modelar e dimensionar os equipamentos necessários para o sistema de cogeração integrado à central termoeletrica.

➤ **Técnica de Análise de Dados**

Os dados coletados serão analisados utilizando as seguintes técnicas:

- **Análise comparativa:** Comparação dos resultados obtidos com os dados da literatura e com os resultados de estudos de caso similares.
- **Análise de viabilidade técnico-econômica:** Avaliação da viabilidade técnica e econômica da implementação do sistema de cogeração, considerando os custos de investimento, os custos operacionais e os benefícios econômicos esperados.
- **Triangulação:** Combinação de diferentes fontes de dados (quantitativas e qualitativas) para confirmar ou refutar os resultados.

1.2 **ESTRUTURA DO TRABALHO**

O presente projeto estará subdividido em 4 capítulos principais e subcapítulo:

O primeiro capítulo é compreendido por introdução, formulação do problema, justificativa, objetivos, metodologia e o presente subcapítulo. Conforme viu-se anteriormente.

O segundo capítulo está destinado à revisão da literatura, referente à cogeração, onde far-se-á uma breve apresentação dos conceitos fundamentais que serão usados como ferramentas para o desenvolvimento do projeto. Nesta ordem, partir-se-á de um breve historial de cogeração no mundo, fundamentos termodinâmicos (onde far-se-á a apresentação as leis da termodinâmica, ciclos termodinâmicos de Rankine, Brayton e combinado Rankine-Brayton), cogeração que também subdivide-se em três subcapítulos cujo primeiro será destinado ao dimensionamento de um sistema de cogeração, o segundo para a análise de eficiência energética e o último para a análise do impacto

ambiental de sistemas de cogeração em comparação com os sistemas de produção única de energia elétrica.

O terceiro capítulo será destinado ao memorial descritivo e justificativo onde fará-se a apresentação da configuração do atual ciclo da central, avaliação da atual eficiência da central, dimensionamento do sistema de cogeração e reavaliação da eficiência com o novo sistema, análise tecno-económico e ambiental.

O quarto capítulo será dedicado aos resultados e discussões do cálculo de eficiência sem e com o sistema de cogeração, quantidades e dimensões dos equipamentos integrados, avaliação de avaliação tecno-económico e ambiental.

O quinto capítulo será dedicado às conclusões e recomendações.

CAPÍTULO II

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 HISTÓRICO DE COGERAÇÃO

A história da cogeração teve início na Europa durante o século XIX, com a invenção e utilização de geradores de eletricidade concebidos por Michael Faraday em 1831.

A principal forma de reaproveitamento do calor gerado a partir da queima do carvão e petróleo consistia em investir nos sistemas de calefação e aquecimento de água das cidades e vilas operárias em volta das indústrias, ainda que resultasse em grande perda de calor durante a transmissão de calor através da tubulação.

Tito (1993) assinala que este modelo de geração de energia foi largamente utilizado na Europa e Estados Unidos até meados da década de 1940, sendo que no país americano chegou a representar 50% do total de energia gerada. Os sistemas elétricos nacionais interconectados e ao alcance da demanda, fornecedores de uma energia mais barata, todavia produzida em escala crescente, de forma segura e com qualidade emergiram no panorama energético mundial durante a década de 50 do século XX e foram tidos segundo Nogueira & Martins (1997) como responsáveis pelo desuso e consequente redução da participação da cogeração na matriz energética mundial.

O quadro perdurou inclusive quando eclodiu o 1º choque do petróleo na década 70, à medida que expectativas de preços crescentes cobrados pelos barris do petróleo motivados pela redução da oferta asiática fomentaram políticas para conservação de energia reduzindo o consumo de derivados de petróleo e, como efeito, secularizando a produção de energia por cogeração, à época muito atrelada a usinas termoeletricas.

O início da alteração no rumo da história energética mundial deu-se na década de 1980, motivado não unicamente por questões económicas, mas também por

questões ambientais. No plano económico deveu-se a reestruturação da indústria petrolífera que desencadeou em aumento significativo da produção de petróleo e, assim, reduziu os preços cobrados pelos barris determinando o fim da escassez do referido recurso enfrentado desde o início dos anos 70.

No plano ambiental, o movimento ambientalista emergente desde a década de 1960 tem-se ramificado em todas as classes sociais e em diversas organizações operantes na esfera política, económica, social, cultural e também na pesquisa, inserindo decisivamente a vigência por mudanças no modo de vida capitalista, sobretudo em relação ao consumo desmedido dos recursos naturais e à poluição/destruição dos ecossistemas terrestres. Ganha força, então, uma política energética que busca a diversificação da matriz e o aumento da participação das denominadas fontes alternativas de energia, fato que propiciou a reabilitação da produção descentralizada de energia, sobretudo da cogeração (NOGUEIRA & MARTINS, P.03,1997).

Ademais, a crescente oferta de gás natural motivou o desenvolvimento dos sistemas de cogeração ao estimular a conservação e aumentar a eficiência global do sistema (Oliveira, 1995 apud Nogueira e Martins, P.03,1997).

A imagem abaixo diz respeito aos países que aderiram a cogeração no ano de 2009.

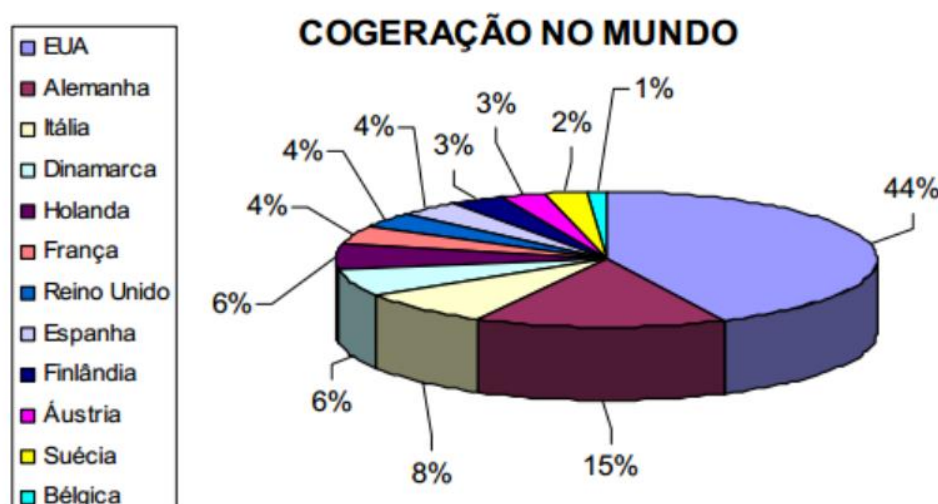


Figura 1: Panorama de Cogeração no mundo (Fonte: LUIZ, 2013).

Cogeração Atualmente

Tecnologia: Atualmente, a cogeração utiliza uma variedade de tecnologias, incluindo turbinas a gás, motores de combustão interna, ciclos combinados e células a combustível. Essas tecnologias permitem a produção simultânea de eletricidade e calor com alta eficiência.

Aplicações: A cogeração é aplicada em diversos setores, como indústrias, hospitais, universidades, edifícios comerciais e residenciais, e sistemas de aquecimento distrital.

Vantagens

A cogeração oferece diversos benefícios, incluindo:

- Maior eficiência energética e redução do consumo de combustível;
- Redução das emissões de gases de efeito estufa e outros poluentes;
- Maior segurança energética e redução da dependência de fontes externas de energia;
- Economia de custos para os usuários.

Desafios: A cogeração também enfrenta desafios, como:

- Altos custos de investimento inicial;
- Complexidade do projeto e operação do sistema;
- Necessidade de infraestrutura de distribuição de calor para sistemas de aquecimento distrital;
- Barreiras regulatórias e políticas em alguns países.

Perspectivas Futuras:

Crescimento Contínuo: Espera-se que a cogeração continue a crescer em todo o mundo, impulsionada pela busca por maior eficiência energética, redução de emissões e segurança no fornecimento de energia.

Integração com Energias Renováveis: A cogeração pode ser integrada com fontes de energia renováveis, como a biomassa e a energia solar térmica, para aumentar ainda mais a sustentabilidade do sistema.

Tecnologias Emergentes: Novas tecnologias, como células a combustível de óxido sólido e micro-cogeração, podem ampliar as aplicações e os benefícios da cogeração no futuro.

Políticas de Incentivo: Políticas governamentais de incentivo à cogeração, como tarifas de energia diferenciadas e créditos de carbono, podem acelerar sua adoção em diversos países.

2.2 FUNDAMENTOS TERMODINÂMICOS

As leis da termodinâmica, ciclos termodinâmicos de Rankine, Brayton e combinado Rankine-Brayton, são fundamentais para explicar o princípio de funcionamento de uma Central Termoelétrica de turbinas a gás e a vapor. Neste tópico, será dado um breve resumo de princípios acima descritos.

2.2.1 Leis da termodinâmica

As leis da termodinâmica explicam os processos envolvidos nos ciclos termodinâmicos. As duas leis da termodinâmica são complementares, pelo que devem ser igualmente satisfeitas para que um sistema termodinâmico ocorra. Antes de enunciar as leis da termodinâmica, duas grandezas envolvidas nessas leis, pelas quais a energia pode ser transferida de um sistema para o outro, serão rapidamente explicadas.

Calor

Segundo (ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição) Calor é definido como a transferência de energia de dois sistemas distintos devido a diferença de temperatura. Pode-se dizer que uma interação de energia é calor quando há diferença de temperatura entre os sistemas em análise.

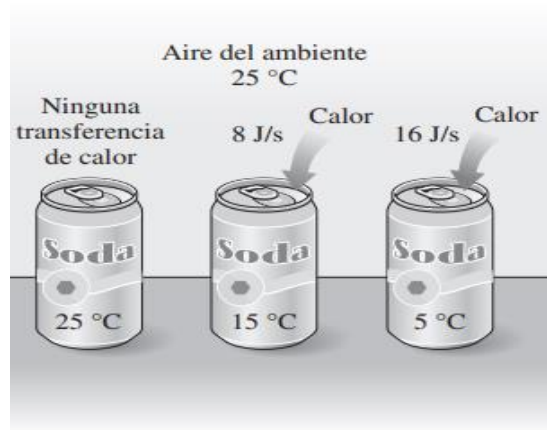


Figura 2: Transferência de energia em forma de calor, devido a diferença de temperaturas.

(Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição, p.60).

A quantidade de calor transferida durante um processo pode variar em função de tempo. Portanto, quando isso ocorre, a quantidade de calor transferida é dada pela seguinte expressão:

$$Q = \int_{t_1}^{t_2} \dot{Q} dt$$

Equação 1: Quantidade de calor transferida durante um processo (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição).

Trabalho

O trabalho é usualmente definido como uma força F agindo através de um deslocamento x , sendo este deslocamento na direção da força. (GORDON, 4ª edição).

$$W = \int_1^2 F dx$$

Equação 2: Equação de trabalho (Fonte: Gordon 4ª edição).

Para Wylen (4ª edição) um sistema realiza trabalho se o único efeito sobre o meio (tudo externo ao sistema) puder ser o levantamento de um peso.

Barja e Michael (7ª edição) acrescentam dizendo que trabalho também é uma interação de energia, portanto, se um sistema não transfere energia de um sistema

ao outro em forma de calor, então deve ser em forma de trabalho. Especificamente, trabalho é processo de transferência de energia relacionada com uma força que atua ao longo de uma distância, podendo ser um movimento de translação ou de rotação.

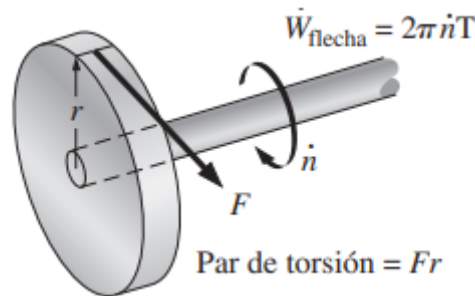


Figura 3: Trabalho de um eixo (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição).

2.2.1.1 Primeira lei de termodinâmica

A primeira lei de termodinâmica baseia-se nas leis de conservação de energia e de massa.

Lei de conservação de energia estabelece que: *Na natureza a energia não se cria nem se perde, mas transforma-se.*

Segundo (ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição) o princípio da conservação de energia pode ser expresso como: “A *variação líquida (aumento ou diminuição) da energia total durante um processo é igual à diferença entre a energia total que entra e a energia total que sai do sistema durante esse processo.*”

$$E_{t \text{ ent}} - E_{t \text{ sai}} = \Delta E_t$$

Equação 3: Variação da energia total do sistema (Fonte: O autor)

Princípio de conservação de massa

O **princípio de conservação de massa** aplicado a um volume de controle pode ser expresso como: “A *transferência líquida de massa para ou de um volume de*

controle durante um intervalo de tempo Δt é igual à variação líquida (aumento ou diminuição) da massa total dentro do volume de controle durante Δt . (ÇENGEL & MICHAEL, 7ª edição).”

$$m_{t\ ent} - m_{t\ sai} = \Delta m_t$$

Equação 4: Variação da massa total no volume de controle (Fonte: O autor).

Para um sistema cuja fronteira seja permeável, propiciando a entrada e saída de massa do volume de controle, a Primeira Lei da Termodinâmica na forma diferencial é apresentada na equação 5.

$$\frac{dE}{dt} = Q_{vc} - W_{vc} + \sum \left(h_e + \frac{V_e^2}{2} + gZ_e \right) m_e - \sum \left(h_s + \frac{V_s^2}{2} + gZ_s \right) m_s$$

Equação 5: Taxa de variação da energia (Fonte: PARIZZI, 2020).

Onde:

$\frac{dE}{dt}$ —é a taxa de variação da energia;

Q_{vc} — é a taxa de transferência de calor para dentro ou para fora da fronteira;

W_{vc} — é a taxa de realização de trabalho para dentro ou para fora da fronteira;

h_s e h_e — são as entalpias específicas na saída e entrada da fronteira;

V_s e V_e — são as velocidades das correntes de saída e entrada da fronteira;

Z_s e Z_e — são as posições das moléculas.

A eficiência energética dos ciclos, η , é definida pela razão entre a potência líquida obtida, W_{liq} , e a entrada de calor do ciclo, Q_{ent} é dada por:

$$\eta = \frac{W_{liq}}{Q_{ent}}$$

Equação 6: Eficiência energética dos ciclos baseada na primeira lei da termodinâmica (Fonte: PARIZZI, 2020)

2.2.1.2 Segunda lei de termodinâmica

A segunda lei de termodinâmica foi introduzida por Clausius e Kelvin a partir das ideias de Carnot sobre máquinas térmicas e processos cíclicos. Por isso, os seus enunciados referem-se à operação destes.

O enunciado de Kelvin diz que nenhum processo é possível cujo único resultado seja a conversão de calor, extraído de um reservatório térmico em trabalho. Ou seja, não é possível que uma máquina térmica converta todo o calor recebido em trabalho. (OLIVEIRA, 2005).

O enunciado de Clausius diz que nenhum processo é possível cujo único resultado seja a transferência de calor de um corpo mais frio para um mais quente. Ou seja, não é possível construir uma máquina refrigeradora sem consumo de trabalho. (OLIVEIRA, 2005).

Os dois enunciados são equivalentes, ou seja, a violação de um implica a violação direta do outro.

2.2.2 Ciclos termodinâmicos

Um Ciclo termodinâmico se define como um percurso que parte de um estado inicial, passando por vários efeitos termodinâmicos até um estado final cujo resultado final é exatamente igual ao estado inicial do sistema. A produção de energia elétrica à base de combustíveis fósseis usa ciclos termodinâmicos, dentre os quais destacam-se para as centrais a vapor e a gás: Rankine e Brayton ou combinação de ambos.

2.2.2.1 Ciclo de Rankine

De acordo com (WYLEN, 2003 apud BRUNO, 2018) o Ciclo Rankine é um ciclo termodinâmico ideal para centrais termelétricas a vapor, que funciona basicamente convertendo calor em trabalho. O calor é fornecido por uma caldeira, e o trabalho útil é gerado a partir do giro de eixo de uma turbina.

Este ciclo é utilizado em usinas de geração elétrica a partir da queima de combustíveis fósseis para que se obtenha calor, partindo do princípio que quanto maior a temperatura, melhor a produção de energia. (BRUNO, 2018).

O ciclo de Rankine baseia-se em 4 processos que ocorrem permanente, como ilustram as figuras 4 e 5:

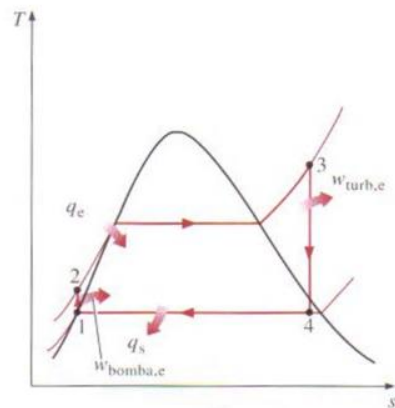


Figura 4: Diagrama T-S de ciclo de Rankine baseado em 4 processos (Fonte: ÇENGEL e MICHAEL, 7ª edição).

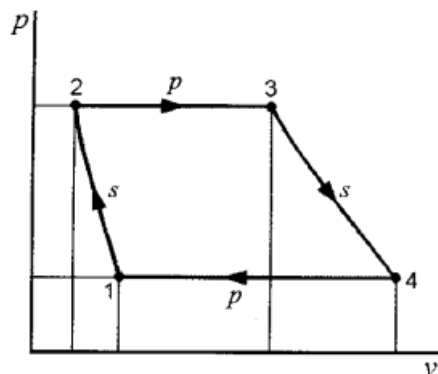


Figura 5: Diagrama P-V de ciclo de Rankine baseado em 4 processos (Fonte: VAN, 5ª edição).

- **1-2:** Compressão isentrópica na bomba;
- **2-3:** Fornecimento de calor a pressão constante na caldeira;
- **3-4:** Expansão isentrópica na turbina;
- **4-1:** Rejeição de calor a pressão constante no condensador.

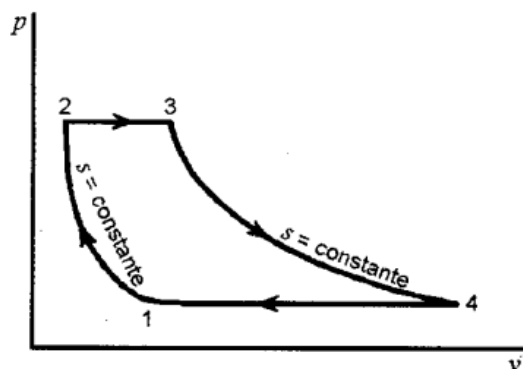
2.2.2.2 Ciclo de Brayton

O ciclo Brayton é um ciclo termodinâmico ideal para centrais termelétricas que operam com conjuntos a gás no qual descreve variações do estado (pressão e temperatura) dos gases. Em seu modelo teórico são levadas em conta algumas hipóteses que servem como condições iniciais, como: O fluido de trabalho deve ser o mesmo durante o ciclo, todos os processos são ideais (sem perdas) e o ciclo opera em regime permanente. (MATOS, 2018).

O ciclo é constituído por quatro processos em regime permanente, vide as figuras 7 a) e 7 b).

- **1-2:** Compressão isentrópica no compressor;
- **2-3:** Fornecimento de calor isobaricamente na câmara de combustão;
- **3-4:** Expansão isentrópica na turbina;
- **4-1:** Rejeição de calor no condensador.

a) Diagrama P-V



b) Diagrama T-S

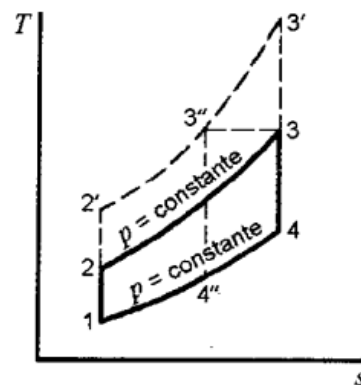


Figura 6: Processos de ciclo de Brayton (Fonte: VAN, 5ª edição).

2.3 COGERAÇÃO

Cogeração é definido como produção combinada de eletricidade e energia térmica útil (vapor ou processo de calor) em uma operação, porém utilizando combustível mais efetivamente que se os produtos desejados fossem produzidos separadamente. (ELHANAN, 2006). JOSÉ (2015) acrescenta dizendo que a **cogeração** é a utilização racional dos combustíveis fósseis (e outros) através do reaproveitamento de parte da energia térmica, normalmente desperdiçada por equipamentos ou sistemas de geração de energia termoeleétrica.

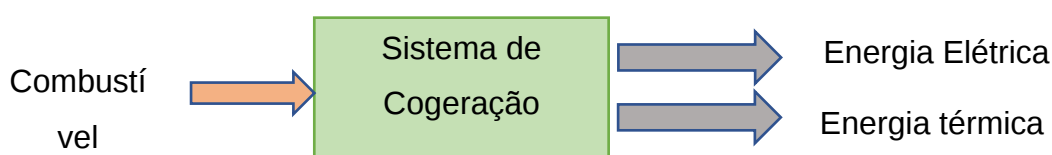


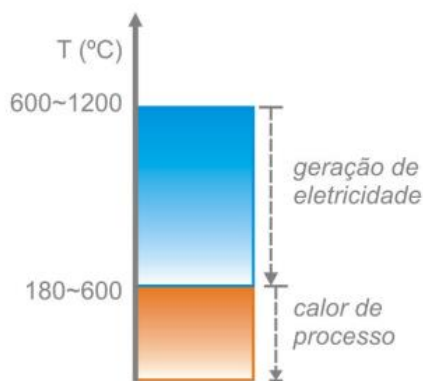
Figura 7: Planta de conceito geral de um sistema de cogeração (Fonte: O Autor).

O sistema de cogeração é fundamental nos processos industriais, pois além da racionalidade energética, obedece também à racionalidade econômica e ambiental.

2.3.1 Tipos de sistemas de cogeração

Segundo Gabriel (2006) A aplicação da cogeração é convencionada de duas formas, em função da sequência relativa da geração de energia eletromecânica para a térmica: geração anterior de energia eletromecânica (topping) e geração posterior de energia eletromecânica (bottoming). Conforme ilustram as figuras 3 a) e b).

a) *Topping*



b) *Bottoming*

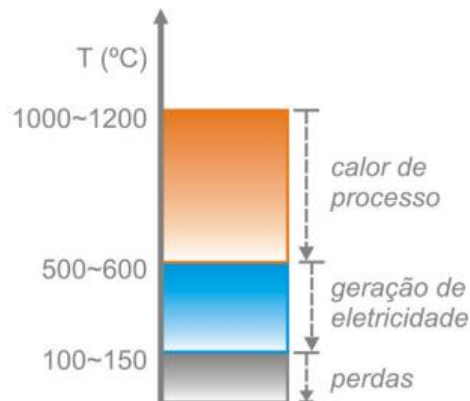


Figura 8: Faixa típica de temperaturas para os sistemas de cogeração em *Topping* e *Bottoming*.
(Fonte: BARJA, 2006).

- **Topping:** da energia disponibilizada pelo combustível, o primeiro aproveitamento se dá para a geração eletromecânica (altas temperaturas), e em seguida para o aproveitamento de calor útil. (BARJA, 2006);
- **Bottoming:** da energia disponibilizada pelo combustível, o primeiro aproveitamento se dá para o aproveitamento de calor útil (altas temperaturas), e em seguida para a geração eletromecânica. (BARJA, 2006).

2.3.1.1 Cogeração do tipo topping

Neste ciclo, ocorre primeiro a produção de energia elétrica através dos gases de combustão a uma temperatura mais elevada, seguida da utilização da energia residual em forma de calor para o processo. Da energia disponibilizada pelo combustível, o primeiro aproveitamento se dá para a geração de energia eletromecânica (altas temperaturas), e em seguida para o aproveitamento de calor útil. (LUIZ DE QUEIROZ, 2013).

A utilização de calor nas indústrias, é habitual na faixa entre 120 e 200°C, temperatura típica para os processos de secagem, cozimento, evaporação, etc.; já a geração de energia elétrica trabalha em níveis mais elevados de temperatura, entre 40 e 950°C. (BARJA, 2006).

Sabendo que a temperatura de rejeição da geração termoelétrica encontra-se mais elevada que a temperatura encontrada nos processos industriais é racional que se pense num sistema de cogeração do tipo topping, onde o calor utilizado pelo processo industrial é aproveitado do rejeito da geração elétrica. (BARJA, 2006).



Figura 9: Sistema de cogeração do tipo topping (Fonte: NOGUEIRA ET ALL, 2004 apud LUIZ DE QUEIROZ, 2013).

Este tipo de sistema de cogeração é o que melhor responde às necessidades desse projeto, dado que o objetivo principal é de geração de energia, secundando, portanto a geração de energia térmica como um meio de reaproveitamento de calor rejeitado na geração elétrica.

2.3.1.2 Cogeração do tipo Bottoming

O ciclo Bottoming consiste em gerar inicialmente energia térmica em um processo e em seguida utilizar o calor residual para gerar energia elétrica/mecânica. Da energia disponibilizada pelo combustível, o primeiro aproveitamento se dá para o aproveitamento de calor útil a elevadas temperaturas, e em seguida para a geração de energia eletromecânica. (LUIZ DE QUEIROZ, 2013).

Esses sistemas são de utilização restrita, uma vez que o calor rejeitado pelos processos industriais se encontra em níveis de temperatura geralmente insuficientes para o seu emprego na produção de energia eletromecânica. Alguns processos industriais (siderúrgicas, fornos cerâmicos, cimenteiras, refinarias de petróleo) operam em altas temperaturas, entre 1000-1200°C.

Após o processo, os gases de exaustão ainda encontram-se a temperaturas elevadas (500-600°C). Ao invés de descartá-lo diretamente na atmosfera, este calor residual pode ser direcionado a um trocador de calor, para produção de vapor que alimentará uma turbina a vapor. Desta forma, a energia contida no combustível pode ser mais bem aproveitada, com o uso inicial em uma carga elétrica e na sequência a produção de eletricidade no ciclo de bottoming. No entanto, este tipo de cogeração apresenta, em geral, rendimentos eletromecânicos inferiores aos encontrados no tipo topping, que trabalham com temperaturas mais elevadas obtidas da queima direta de combustíveis. (BARJA, 2006).



Figura 10: Sistema de cogeração do tipo bottoming (Fonte: NOGUEIRA ET ALL, 2004 apud LUIZ DE QUEIROZ, 2013).

2.3.2 Tecnologias usadas na cogeração

Existem várias tecnologias que podem ser usadas para a prática de cogeração, desde simples turbinas a vapor acopladas a caldeiras convencionais, até sistemas mais complexos como utilização de gaseificadores em conjunto com turbinas a gás. O nome das tecnologias usadas em centrais de cogeração recebe os respectivos nomes de acordo com os constituintes que usam, o tipo de combustíveis que consomem, os arranjos que efetuam para adaptar os recursos existentes às centrais e algumas modificações de maneira a elevar a eficiência global.

Existem tecnologias modernas mais usadas nos sistemas de cogeração conforme serão descritas a posterior:

- Turbina de Vapor (ciclo de Rankine);
- Turbina a gás (ciclo de Brayton);
- Ciclo Combinado;

- Motor alternativo de Combustão Interna (ciclo Diesel ou Otto);
- Microturbinas;
- Células/Pilhas de combustível;
- Motores stirling;
- Unidades Produtoras de água refrigerada (“Chillers”).

2.3.2.1 Turbina a Vapor

A turbina a vapor funciona segundo o ciclo de Rankine, conforme destacou-se anteriormente, podendo apresentar dois tipos de configurações dependendo da sua pressão de saída.

- **Contrapressão** – na qual o vapor sai da turbina a uma pressão superior à atmosférica permitindo obter vapor a uma temperatura com múltiplas aplicações e alimenta um processo industrial;
- **Condensação** – na qual o vapor sai da turbina a pressões inferiores à pressão para um condensador.

As turbinas a vapor são as unidades de cogeração mais utilizadas. O seu princípio de funcionamento é baseado na expansão do vapor dentro da turbina. O vapor superaquecido em alta pressão de 60 bar (podendo chegar até 100 bar) é gerado em caldeiras de energia, que gera energia mecânica por meio da expansão na turbina a vapor, a qual encontra-se ligada através do seu eixo a um gerador para gerar energia elétrica.

Cerca de 75% da energia térmica é centralizada e fornecida aos consumidores de calor por usinas termoeletricas e caldeiras. Esta produção e fornecimento centralizados de eletricidade e calor reduzem os gastos de consumo de combustíveis, reduzindo as quantidades de contaminantes na atmosfera. (BUILDINGS, 2020).

Quando são utilizadas turbinas a vapor de cogeração de pequena e média pressão, apenas 7-20% da energia do combustível é convertida em energia elétrica.

Uma grande porção de energia é convertida em calor (vapor). A potência da turbina a vapor varia entre 500 kW a 500 MW. (BUILDINGS, 2020).

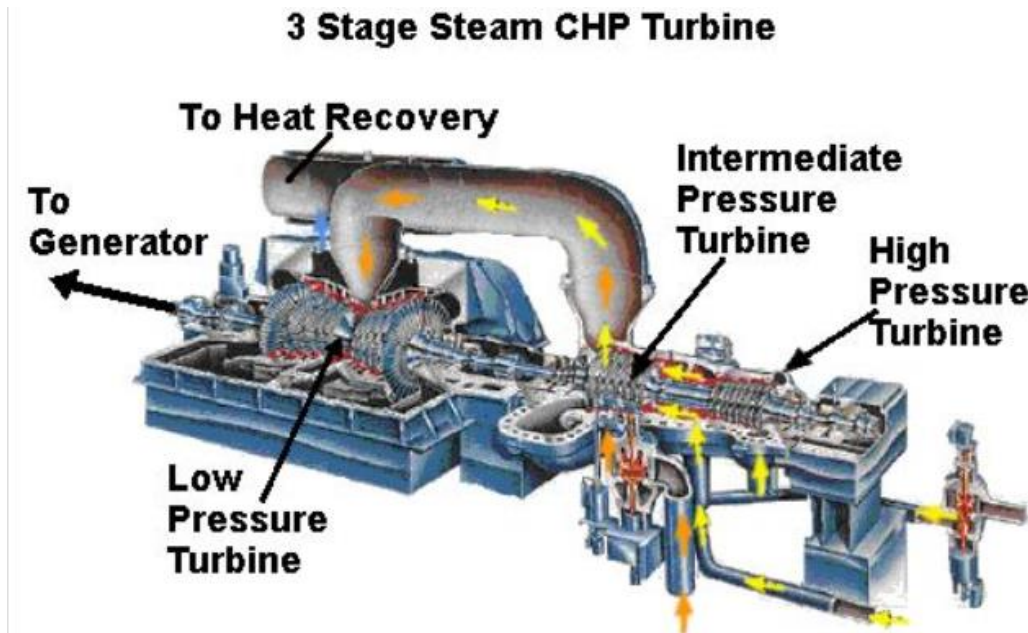


Figura 11: Turbina a vapor de cogeração. (Fonte: Wikipedia).

Vantagens

- Tecnologia madura;
- Ampla gama de capacidades;
- Versatilidade do combustível;
- Capacidade de fornecer vapor a alta pressão e/ou pressão atmosférica.

Desvantagens

- Elevada inércia das instalações de vapor pelo que o arranque é lento;
- Baixo rendimento elétrico;
- Baixa eficiência a carga parcial.

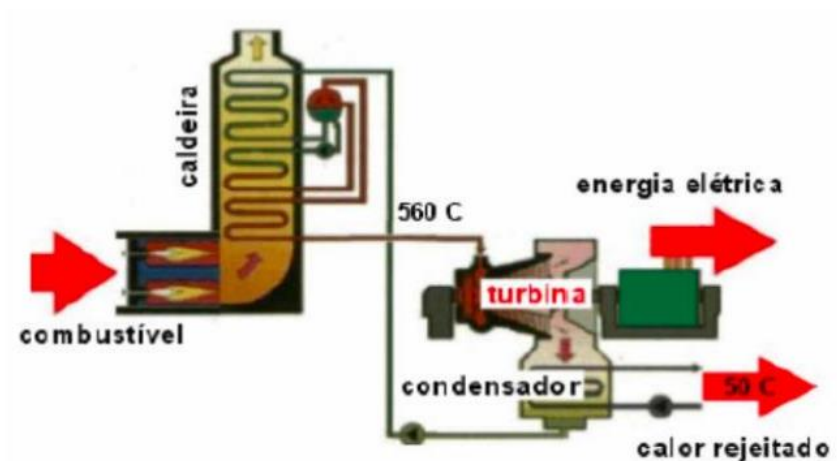


Figura 12: Sistema de cogeração baseado na turbina a vapor (Fonte: Barbosa, 2009).

2.3.2.1.1 Turbina a vapor de contrapressão

Este tipo de turbina não contém um condensador na sua planta, ou seja, o condensador, na planta de Rankine, é substituído por um processo industrial que consome a energia térmica. Após a passagem pelo processo industrial e pelo desaerador, o fluido é devolvido ao ciclo normal, que é redirecionado à caldeira através de uma bomba de água.

A potência elétrica alcançada por estas turbinas depende da demanda de produção ou das necessidades de vapor do sistema de aquecimento e pode variar de acordo com as necessidades. Portanto, uma turbina de pré-pressão geralmente opera em paralelo com turbinas de condensação ou com uma rede elétrica, que cobrem a deficiência de energia elétrica. (BUILDINGS, 2020).

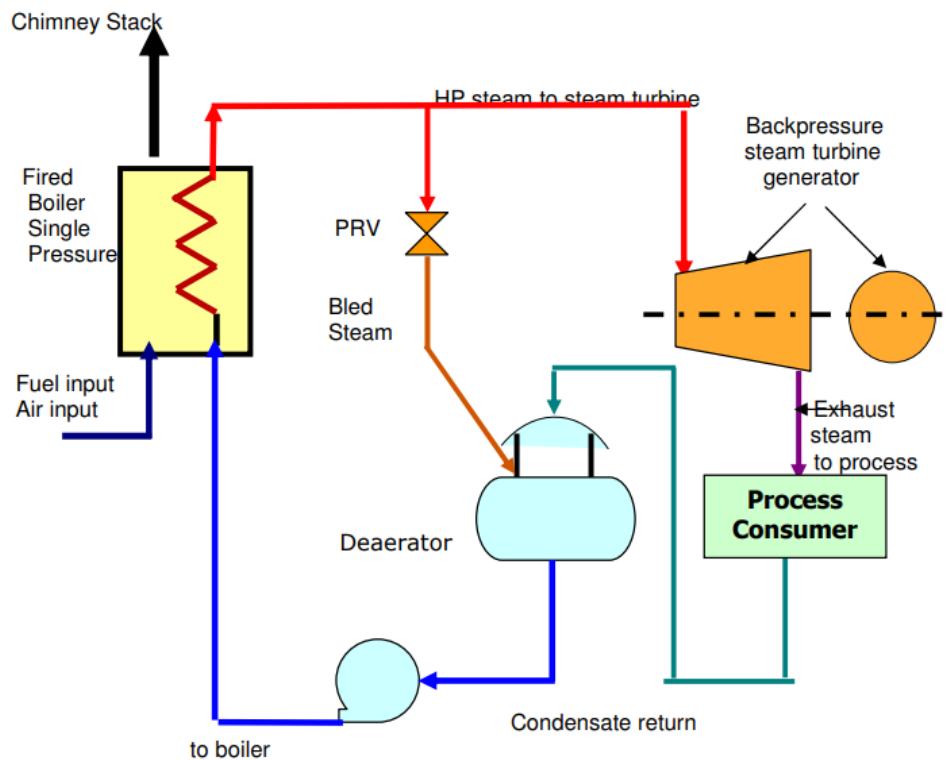


Figura 13: Turbina a vapor de contrapressão sem extrações (Fonte: IREDA, 2006).

A turbina a vapor de contrapressão pode apresentar extrações intermediárias/finais no seu ciclo dependendo das necessidades do vapor de aquecimento e da demanda do calor útil.

O vapor assim extraído pode ser fornecido ao consumidor do processo ou para aquecer a água de alimentação antes de entrar na caldeira. Como visto acima, a energia térmica rejeitada da turbina a vapor é usada de forma mais eficiente para atender às necessidades de energia térmica daquele processo químico específico, adotando um sistema de cogeração baseado em turbina a vapor sem condensação. A eficiência global de cerca de 80-85% é alcançada neste tipo de configuração de planta. (IREDA, 2006).

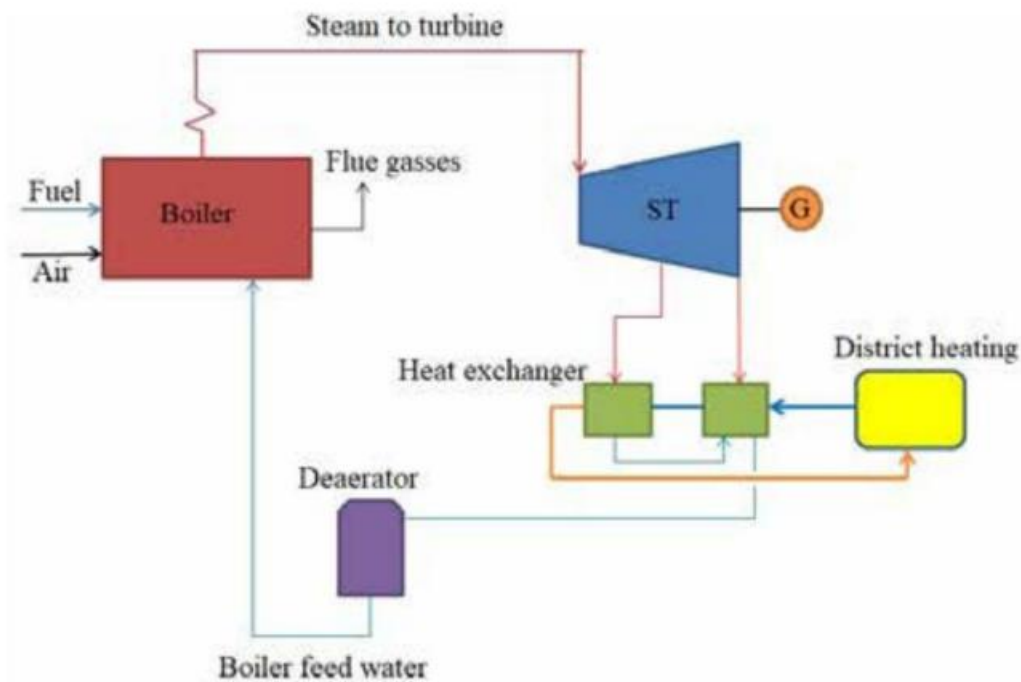


Figura 14: Turbina a vapor de contrapressão com extrações (Fonte: BUILDINGS, 2020).

2.3.2.1.2 Turbina a vapor do tipo Condensação

As turbinas pré-pressurizadas/de contrapressão produzem apenas uma quantidade exata de energia elétrica, que depende da quantidade de vapor produzido, da quantidade de calor fornecido; e outra parte da energia elétrica é produzida em turbinas de condensação. (BUILDINGS, 2020).

A turbina de condensação tem como objetivo maximizar a quantidade máxima de calor do vapor e convertê-lo em trabalho mecânico. O vapor produzido na turbina é redirecionado para o condensador, que é sustentado por vácuo.

Essas turbinas podem ser sem ou com extrações intermédias com vista a maximizar o rendimento total. Neste último, o vapor de alta pressão é produzido numa caldeira e alimenta uma turbina para produção de eletricidade. A turbina está desenhada de tal maneira que haja vapor suficiente na saída para alimentar um processo industrial. Tipicamente este tipo de sistemas produz cinco vezes mais energia térmica do que elétrica pelo que deve ser utilizado em centrais térmicas considerando a eletricidade como subproduto. (BUILDINGS, 2020).

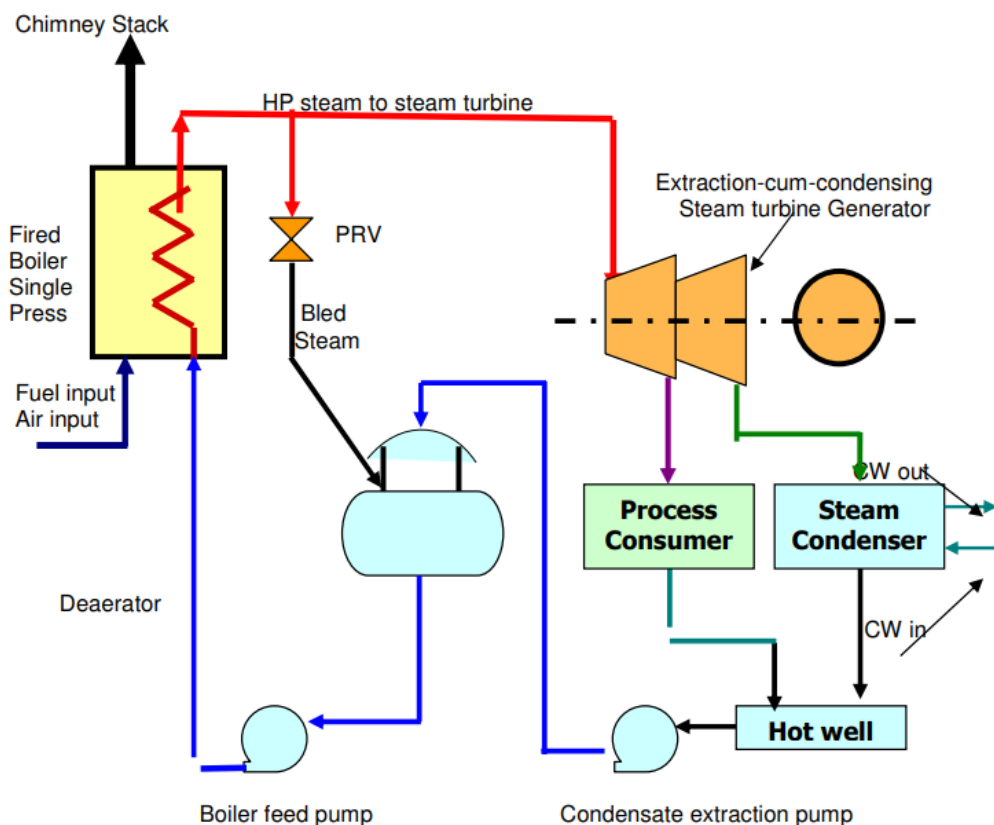


Figura 15: Turbina a vapor de condensação com extrações (Fonte: IREDA, 2006).

2.3.2.2 Turbina a gás

“As turbinas a gás são frequentemente utilizadas em instalações de cogeração de larga escala devido à sua elevada fiabilidade e gama de potência grande. A turbina a gás funciona de acordo com o ciclo de Brayton com a saída dos gases de escape a uma temperatura considerável de cerca de 540°C.” (ALCÂNTARA, 2012).

Uma central de cogeração com turbina a gás é basicamente composta por um sistema de admissão de ar, sistema de compressor de ar, uma câmara de combustão, uma turbina e por fim um sistema de exaustão.

O funcionamento deste tipo de central cogeneradora começa por admitir o ar atmosférico através do sistema de admissão de ar, orientando esse ar para o compressor onde este é comprimido a alta pressão e de seguida o ar é

direcionado para a câmara de combustão onde este é misturado com o combustível que a unidade de cogeração usa. Depois de se dar a mistura esta é queimada e os gases de combustão resultantes da queima são dirigidos para a turbina onde se expandem extraíndo assim a sua energia intrínseca, esta expansão na turbina aciona um gerador elétrico. Os gases resultantes do processo ainda podem ser aproveitados para um processo em que seja necessário calor, ou frio usando a trigeriação. (BARBOSA, 2009).

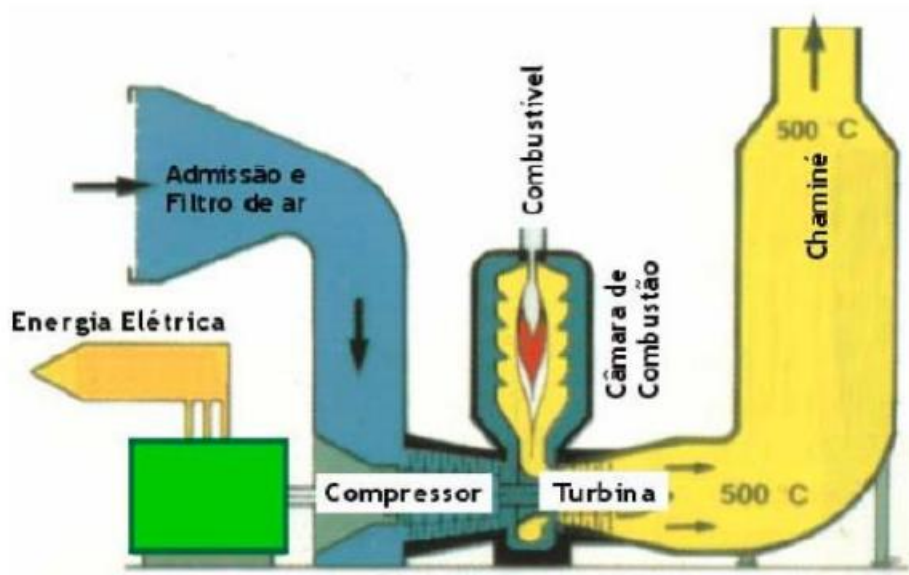


Figura 16: Sistema de cogeração baseado numa turbina a gás (Fonte: BARBOSA, 2009).

Este tipo de turbina apresenta uma elevada eficiência, na ordem dos 75%. O processo de cogeração com turbinas a gás oferece vantagens como uma simples manutenção, elevada eficiência, baixa poluição ambiental em relação a outras tecnologias, não existe a necessidade de vigilância permanente, disponibiliza energia térmica a altas temperaturas (500-600°C), um tempo de arranque pequeno, baixo nível de vibrações, proporciona às instalações uma grande flexibilidade o que é importante devido às necessidades de calor nos processos instáveis. Tem como desvantagens um número limitado de tipo de combustíveis, necessidade de utilizar dispositivos anti-poeira, anti-corrosão nas paragens mais prolongadas e o tempo de vida da turbina é reduzido em relação às outras tecnologias. (BARBOSA, 2009).

2.3.2.3 Ciclo combinado de sistema de cogeração baseado numa turbina a gás e a vapor

O princípio de funcionamento é o seguinte: a pressão do combustível antes da câmara de combustão não deve ser inferior a 20 bar (2,0 MPa). Para injeção de combustível na câmara de combustão, quando a pressão estiver abaixo de 20 bar, o compressor é necessário para comprimir o ar, se houver queima de óleo combustível líquido – a bomba é utilizada. (BUILDINGS, 2020).

O ar necessário para a combustão entra no compressor através de aberturas especiais da turbina a gás. Antes de o ar entrar no compressor, ele deve ser purificado com filtros. (BUILDINGS, 2020).

No inverno, quando fornecido à turbina a gás, o ar deve ser aquecido para evitar a formação de gelo na entrada. O aquecimento do ar pode ser empregado em sistemas de lubrificação de baixos parâmetros através da instalação de sistemas recuperadores de calor. Isso levaria a uma maior eficiência da usina. Uma vez que o ar entra no compressor, ele é comprimido em vários estágios e sua temperatura aumenta cerca de 400°C. (BUILDINGS, 2020).

Ao queimar a mistura combustível e ar na câmara de combustão, são obtidos produtos de combustão, cuja temperatura é de cerca de 1200°C. Quanto maior a temperatura dos produtos de combustão, maior a eficiência da turbina a gás. A temperatura dos produtos de combustão é limitada, uma vez que em altas temperaturas, os óxidos de nitrogénio (NOx) e as propriedades mecânicas dos componentes da turbina a gás se deterioram. (BUILDINGS, 2020).

Os produtos da combustão se expandem em uma turbina de vários estágios. A energia mecânica produzida durante este processo é utilizada para girar o compressor e o gerador. Na saída existente da turbina a gás, a temperatura dos produtos de combustão atinge cerca de 500-600°C. (BUILDINGS, 2020).

Os produtos da combustão caem na caldeira de vapor, onde ainda podem ser aquecidos adicionalmente pela queima do combustível até 1000°C. Como os produtos da combustão ainda contêm cerca de 15% de oxigénio, o ar para a combustão é suficiente. (BUILDINGS, 2020).

A água, fornecida para a produção de vapor, é comprimida alimentando bombas até a pressão necessária. No utilizador de caldeira a vapor, a água é aquecida em vários estágios pelos produtos de combustão que saem da turbina a gás. O vapor é separado da água no tambor superior e a água não evaporada é recirculada no sistema – que retorna ao tambor. O vapor nos superaquecedores a vapor é superaquecido a 400-600°C e fornecido à turbina a vapor. O vapor, expandindo-se a uma velocidade de ~ 700 km/h na turbina, retorna para as pás da turbina, nas quais a energia cinética do vapor é convertida em energia mecânica de rotação e, assim, gira o eixo e gira o gerador de eletricidade, respetivamente. O vapor parcialmente expandido, através de orifícios de drenagem de vapor dedicados, pode ser direcionado aos usuários ou a um permutador de calor, no qual o vapor libera o seu calor para aquecer a água de admissão térmica. O vapor do último grau da turbina é redirecionado para o condensador da turbina, onde é condensado. (BUILDINGS, 2020).

O condensado é limpo, desaerado e fornecido por bombas de volta à caldeira.

A turbina a vapor é regulada alterando os parâmetros de vapor da caldeira a vapor, cujo modo de operação está diretamente relacionado à temperatura dos produtos de combustão expelidos pela turbina a gás. Outra forma – a turbina pode ser ajustada contra o acelerador situado, alterando a pressão do vapor de entrada. Os vapores resfriados da caldeira são emitidos para o meio ambiente. Para que o processo tecnológico seja eficaz, a temperatura dos produtos de combustão deve atingir 70°C. (BUILDINGS, 2020).

Do ponto de vista económico, este tipo de sistema de cogeração só pode ser aplicado a uma grande procura de eletricidade.

A eficiência elétrica da turbina a gás, no ciclo combinado, pode chegar a 60%, enquanto a eficiência global da usina – 92,5%. Ao aumentar a capacidade elétrica da central de cogeração, aumenta também a eficiência elétrica e global do sistema. (BUILDINGS, 2020).

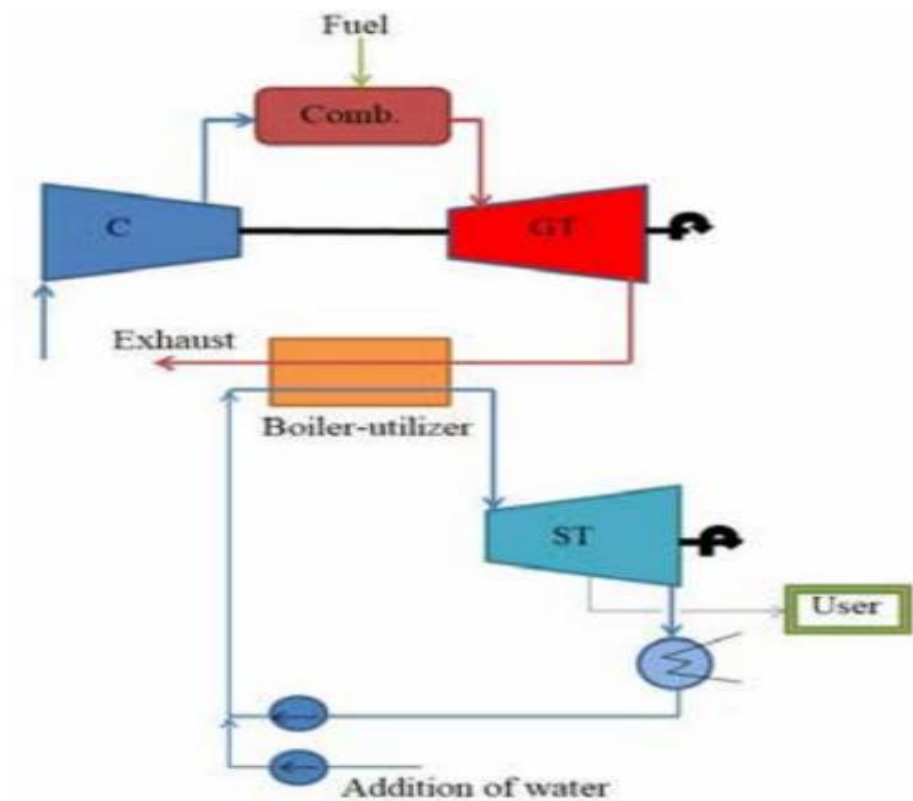


Figura 17: Diagrama de ciclo combinado de turbina a gás e a vapor com cogeração. (Fonte: BUILDINGS, 2020).

Este é o diagrama ideal para o projeto em questão. A CTM é uma central cujo objetivo principal é a produção de energia elétrica, e a sua eficiência elétrica está na ordem de (50 a 60) %, pelo que se torna interessante usar este modelo, sob o ponto de vista de aumentar a eficiência total da central.

CAPÍTULO III

3 **CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)**

3.1 **DESCRIÇÃO DA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)**

A central termoelétrica de Maputo é uma central de ciclo combinado de 106MW que produz energia eléctrica a base de gás natural. Esta central tem por objectivo melhorar a qualidade e fiabilidade de energia eléctrica na região sul do país, em particular as cidades de Maputo e Matola.

Elementos principais que compõem a Central Termoelétrica de Maputo (CTM)

A CTM é composta principalmente por:

- ✓ Sistema de recepção e tratamento do gás natural;
- ✓ Duas (2) Turbinas a gás de 40MW cada, denominadas GTG1-1 e GTG1-2 ligadas às respectivas caldeiras de recuperação de calor de gases de escape e geração de vapor;
- ✓ Uma (1) Turbina a vapor de 26 MW denominada STG;
- ✓ Um (1) Condensador refrigerado a ar denominado ACC;
- ✓ Uma (1) subestação de elevação de tensão de 11/66KV e;
- ✓ Edifícios de escritórios e sala de controle denominada CCR.

Gerador eléctrico

O eixo da turbina tanto a gás como a vapor, é conectado ao gerador eléctrico da marca BRUSH através de uma caixa redutora de velocidade, onde a velocidade de rotação da turbina é reduzida a uma de rotação correspondente a uma frequência de geração de 50Hz de um gerador síncrono de 4 polos.

Os geradores eléctricos geram uma tensão eléctrica de 11KV, a qual é posteriormente elevada para 66KV através de transformadores da subestação de 11/66KV da CTM. A tensão de 66KV, é transportada através de torres de alta tensão para as cidades de Maputo e Matola.

Subestação eléctrica de 11/66kv

A subestação da CTM é constituída por dois (2) transformadores elevadores de 11/66KV.

Planta de gás

O gás natural utilizado pelas turbinas a gás da CTM proveniente das regiões de Pande e Temane da província de Inhambane, é fornecido pela empresa Matola Gas Company (MGC).

O processo de produção de energia eléctrica através do gás natural na CTM começa na planta de gás. Esta planta de gás é constituída por equipamentos responsáveis pelo tratamento do gás natural até que este atinja a condição de aceitação (pressão e temperaturas adequadas) para o arranque das turbinas a gás.

A planta de gás é constituída pelos seguintes equipamentos:

- ❖ **Fuel Gas Metering Skid** – medidor do fluxo de gás, este medidor mede o fluxo do gás que passa pela tubulação;
- ❖ **Dois (2) Fuel Gas Scrubber** – são purificadores de gás responsáveis por remover objectos estranhos para a operação normal da planta;
- ❖ **Fuel Gas Filter/ Separator** – são do tipo mult-estágio de alta eficiência projectado para remover 99.9% das partículas líquidas para 0.3 microns de tamanho;
- ❖ **Dew Point Heater** – a função do Dew Point Heater é aquecer o gás até que este atinja requisitos de temperatura para as duas turbinas a gás;
- ❖ **Fuel Gas Pressure Regulation;**
- ❖ **Fuel Gas Compressor (1-1, 1-2, 1-3);**
- ❖ **Buffer Tank;**
- ❖ **Fuel Gas Analyser.**

Turbina a gás LM6000

O modelo de turbinas a gás usado para a produção de energia na CTM é o modelo LM6000. Turbina a gás LM6000 é uma máquina térmica a gás estacionária que foi desenvolvida pela General Electric (GE), sendo derivada da família dos motores a jato CF6.

A Turbina a gás LM6000 possui eixo duplo concêntrico, podendo accionar o gerador tanto na parte frontal como na parte traseira do rotor. A máquina pode ser

dividida em dois sectores, o de baixa pressão (LP) e o de alta pressão (HP), a baixa pressão consiste no compressor de baixa pressão (LPC) que é accionada pela turbina de baixa pressão (LPT), o LPC e o LPT possuem 5 estágios e o compressor tem uma razão de cerca de 2,4:1. O núcleo HP é constituído pelo compressor de alta pressão (HPC), o qual é integrado por 14 estágios de compressão. O núcleo é composto também pela turbina de alta pressão (HPT) que possui 2 estágios accionando assim o HPC.

A turbina a gás apresenta também um conjunto de aletas fixas de admissão variável (VIGV), além de utilizar válvulas de derivação variáveis (VBV), para regular a passagem de fluxo de ar em marcha lenta e baixa potencia. A configuração do combustor da LM6000 é anular, apresentando 30 bocais de injeção de combustível.

Compressor do ar

O sistema de ar comprimido tem como principal função produzir e distribuir ar comprimido e seco para toda a planta. O ar é usado para accionar válvulas de controlo e dos dispositivos pneumáticos associados a cada sistema da planta. Além da função acima descrita, o sistema de ar comprimido tem como função secundária, fornecer ar de serviço para limpeza, operação de ferramentas pneumáticas e outras funções de manutenção.

O sistema de Ar comprimido consiste em dois (2) compressores de Ar responsáveis por comprimir o ar da atmosfera, dois (2) receptores de Ar comprimido responsáveis por armazenar o ar comprimido e dois secadores de ar responsáveis por tirar a humidade do ar comprimido.

Sistema de vapor

O sistema de vapor LP e HP começa nas válvulas de isolamento no final dos HRSGs LP e HP e termina na entrada da turbina a vapor.

Este sistema fornece o vapor aquecido LP e HP gerado pelas caldeiras de recuperação de calor (HRSG 1-1 e HRSG 1-2) para duas tubulações de vapor principais (uma (1) LP comum e uma (1) HP comum). A função deste sistema é combinar e entregar das caldeiras de recuperação de calor (HRSGs) para a turbina a vapor.

O vapor superaquecido é também equipado com a linha de bypass para o condensador a ar, Air Cooled Condenser (ACC), através de um sistema de bypass LP e HP da turbina a vapor.

O sistema de bypass tem as seguintes funções:

- ❖ Para ignorar a turbina e direccionar o vapor directamente para o ACC para a operação segura no caso de a turbina a vapor ser accionada;
- ❖ Conduzir o fluxo do vapor dos HRSGs directamente para o ACC até que a pressão e temperatura do vapor atinjam a condição de aceitação para a turbina a vapor durante a sua partida;
- ❖ Controlar a pressão do vapor para o desligamento seguro da turbina a vapor em caso do desligamento normal desta e;
- ❖ Para controlar a pressão do motor a montante da entrada da turbina no caso de que a pressão do vapor na saída dos HRSGs detectada pelos transmissores de pressão seja alta.

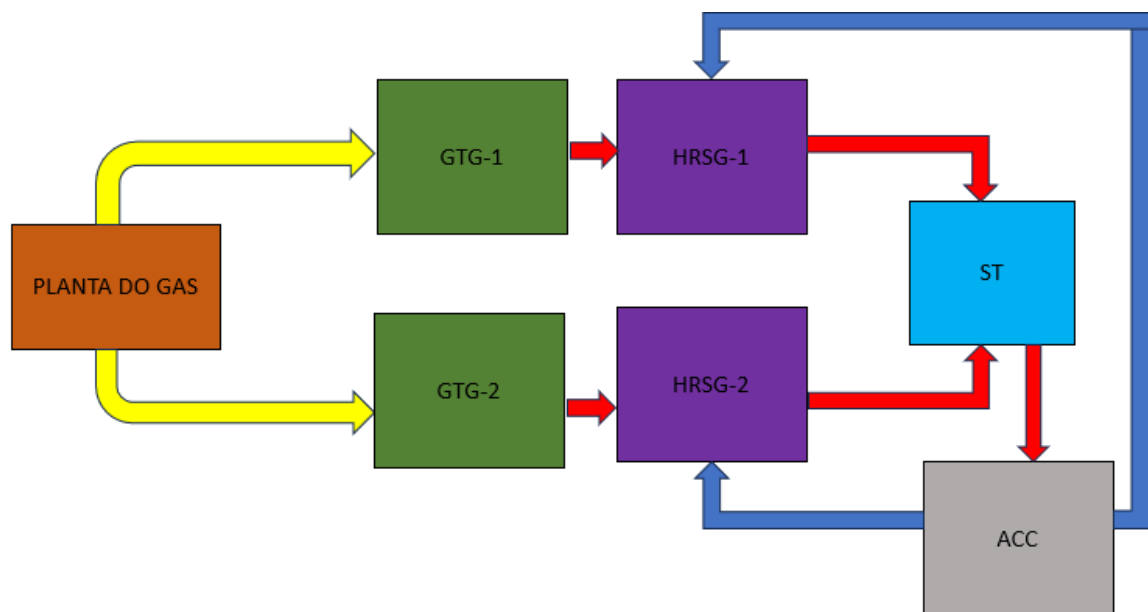


Figura 18: Central Termoelétrica de Maputo em diagrama de blocos (Fonte: Autor).

3.1.1 Princípio de Funcionamento da Central Termoelétrica de Maputo (CTM)

A CTM é baseada no ciclo combinado, composto por duas turbinas a gás, com capacidade de geração de 40 MW cada e uma turbina a vapor com capacidade de 26 MW, como fora dito antes:

O gás antes de entrar na câmara de combustão deve ser limpo através de filtros, com uma pressão inferior a 4.2 MPa, havendo a necessidade, liga-se um compressor para aumentá-la e consequentemente a sua temperatura. A temperatura não deve ser inferior a 55°C, caso ela seja inferior e a pressão estiver dentro da pré-estabelecida, os aquecedores (Dew Point Heaters) são ligados. Com a ajuda de uma válvula controla-se o nível de pressão a entrar na câmara de combustão dependendo da demanda elétrica.

O ar antes de entrar no compressor é limpo, em seguida entra no compressor a uma pressão de 100.4 kPa e temperatura ambiente (a média é de 28°C), caso a temperatura seja muito superior, os injetores de água são ligados para humedecer o ar. Sai do compressor a uma temperatura de 400°C e pressão de 2.2MPa.

Na câmara de combustão a mistura gás e ar é queimada e sai a uma pressão de 2200 kPa e temperatura de 1068°C.

Os gases de exaustão saem da turbina a uma pressão de 0.98 kPa e temperatura de 500°C e são dirigidas à caldeira da turbina a vapor, para a produção de calor e saem a mesma pressão com temperatura de 100°C.

Na turbina a vapor um fluído de massa de água de 80t/h entra na caldeira a temperatura ambiente 28°C e sai como vapor da caldeira a uma temperatura de 445°C, a pressão de 4.1 MPa. Sai da turbina a uma temperatura de 53°C e pressão de 14.5 kPa, a parte líquida vai direto à bomba e o vapor para o condensador, onde é feita a condensação a ar, através de 6 ventiladores e de seguida passa por uma bomba que direciona ao tanque de armazenamento de água. Um vapor parcialmente expandido na turbina, é extraído a uma pressão de 0.3 MPa e temperatura de 182°C e é direcionado

The diagram illustrates a gas turbine engine system with two parallel engines and a complex heat recovery and fuel system. The system components and flow are as follows:

- DPH (Distribuidor de Pressão Hidráulica):** A blue rectangular component at the bottom left that receives **Fuel Gas** input.
- Compressor (Com):** Two blue trapezoidal components, each receiving air (**Ar**) from the atmosphere. The top compressor has a red valve symbol on its inlet line.
- Combustion Chamber (Camara de comb):** Two orange rectangular components, each receiving compressed air from a compressor and fuel from the DPH.
- Turbine (Turbl):** Two grey trapezoidal components, each receiving exhaust from a combustion chamber and driving a generator (**G1** and **G2**).
- Caldeira 1 and Caldeira 2:** Two brown rectangular heat exchangers. Caldeira 1 receives exhaust from Turbl 1, and Caldeira 2 receives exhaust from Turbl 2. Both are connected to a central mixing tank.
- Heat Recovery and Fuel System:** A complex network of pipes and valves involving:
 - Caldeira 1:** Exhausts to a mixing tank (6) and preheats water (5) for Caldeira 2.
 - Caldeira 2:** Exhausts to a mixing tank (13) and preheats water (12) for Caldeira 1.
 - Mixing Tank:** A purple circular component that receives exhaust from both Caldeiras and feeds into a pump (11).
 - Pump (11):** A green circular component that pumps fuel to a control valve (10) and a storage tank (Tanque).
 - Control Valve (10):** A red semi-circular component that regulates fuel flow to the storage tank.
 - Storage Tank (Tanque):** A green rectangular component that stores fuel.
 - Control System (Con d.):** A yellow circular component with a valve symbol, receiving signals from the generators and the pump, and controlling the fuel flow to the combustion chambers.
 - Valves and Pipes:** Various pipes (black, red, yellow) and valves (green circles, red semi-circles) manage the flow of air, fuel, and exhaust throughout the system.

3.1.2 Cálculo da eficiência da central

3.1.2.1 Para turbinas a gás:

$$P_c = m_{air} \times (h_2 - h_1)$$

Potência da turbina:

$$P_T = (h_3 - h_4) \times m_{gas}$$

Equação 8: Potência da turbina

Potência do gerador:

$$P_{GT} = \eta_G \times (\eta_T \times P_T - P_c)$$

Equação 9: Potência do gerador

A eficiência é dada por:

$$\eta_G = \frac{P_{GT}}{m_{Fuel} \times PCI} \times 100\%$$

Equação 10: A eficiência da turbina a gás

O calor fornecido na câmara de combustão é:

$$Q_{FUEL} = m_{fuel} \cdot LHV$$

Equação 11: O calor fornecido na câmara de combustão

O consumo específico do combustível, β , é definido como:

$$\beta = \frac{m_{fuel}}{m_{air}} [kg_{fuel} / kg_{air}]$$

Equação 12: Consumo específico do combustível

Fluxo do gás após a câmara de combustão:

$$m_{gas} = m_{air} + m_{fuel} = (1 + \beta) \cdot m_{air}$$

Equação 13: Fluxo do gás após a câmara de combustão

Balanco do calor na câmara de combustão:

$$m_{air} \cdot h_2 + m_{fuel} \cdot LHV = (1 + \beta) \cdot m_{air} \cdot h_3$$

Equação 14: Balanço do calor na câmara de combustão

Entalpias:

$$h_1 = h_{1,AIR}$$

$$h_2 = h_{2,AIR}$$

$$h_3 = h_{3,AIR} + x \cdot DHT_3$$

$$h_4 = h_{4,AIR} + x \cdot DH_{t4}$$

3.1.2.2 Para turbina a vapor:

Fornecimento de calor (kg/s · kJ/kg = kW):

$$Q_{Boiler} = m_{H_2O} \times (h_3 - h_2)$$

Equação 15: Fornecimento de calor à caldeira

Potência da Turbina (kg/s · kJ/kg = kW):

$$P_T = m_{H_2O} \times (h_3 - h_4)$$

Equação 16: Potência da Turbina (kg/s · kJ/kg = kW)

Eficiência Isotrópica da turbina:

$$\eta_{is} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}}$$

Equação 17: Eficiência Isotrópica da turbina

Eficiência do ciclo de vapor:

$$\eta_{ciclo} = \frac{P_T - P_P}{Q_{fuel}}$$

Equação 18: Eficiência do ciclo de vapor

Eficiência da caldeira:

$$\eta_{boiler} = \frac{Q_{boiler}}{Q_{fuel}}$$

Equação 19: Eficiência da caldeira

A potência total e a eficiência global do ciclo combinado dão-se pela combinação de ambas turbinas.

3.2 CARACTERIZAÇÃO DA DEMANDA DE ENERGIA TÉRMICA.

3.2.1 *Potenciais consumidores de energia térmica*

São muitos os processos que necessitam de calor a uma determinada temperatura. A cogeração pode ser aplicada no sector industrial, sector primário e no sector terciário. Dentro do sector industrial a cogeração pode ser aplicada na pasta e papel, têxtil, madeiras e refinarias de petróleo. No sector primário pode ser aplicado em aquecimento de estufas, secagem de madeira e produção de etanol, e por fim no sector terciário em hospitais, centros comerciais, piscinas, centros de lazer e edifícios de escritórios. Segundo Barbosa (2009) “para aplicar a cogeração nos sítios anteriormente referidos deve-se fazer um estudo que englobe a disponibilidade e preço do combustível a ser usado, uma análise da atual situação energética, estimativa das necessidades futuras, uma análise técnica e económica bem com a quantidade necessário de calor.”

A necessidade de calor segundo a (CogenEurope apud BARBOSA, 2009) pode ser divididas de acordo com os seguintes pontos:

- Processos de baixa temperatura (abaixo de 100°C) para água quente para uso doméstico, condicionamento de ar e secagem de produtos agrícolas;
- Processos de média temperatura (100-300°C) para produção de açúcar, indústrias de papel e celulose, têxtil, química. Neste tipo de processos o calor geralmente é usado sob forma de vapor;
- Processos de alta temperatura (300-700°C) para indústrias químicas que necessitem de uma maior temperatura do que no caso anterior;
- Processos de muito alta temperatura (maiores que 700°C) para indústrias siderúrgicas, de cerâmica e de cimento.

A demanda elétrica na CTM é variável, na hora do pico a central fornece a sua capacidade máxima, porém, durante o dia as turbinas funcionam abaixo da sua capacidade máxima, o que reduz a eficiência da central durante esse período. As empresas CDM, Coca-cola, Maeva e outras, são empresas que consomem energia térmica constantemente. Assim, com uma válvula de controle de pressão na turbina a vapor, pode-se alimentar o processo térmico industrial de forma a maximizar a eficiência da central.

3.2.1.1 Consumo de Energia Térmica na Empresa Cerveja de Moçambique (CDM)

3.2.1.1.1 Processos Térmicos na Produção de Cerveja em Moçambique

A produção de cerveja, um dos pilares da indústria cervejeira moçambicana, envolve uma série de processos térmicos cruciais para a obtenção de uma bebida. A seguir explorar-se-ão os principais processos térmicos envolvidos:

a. Maltagem

- **Secagem:** O grão de cevada germinado (malte) passa por um processo de secagem em fornos, onde a temperatura e o tempo de secagem são controlados para desenvolver os sabores desejados.
- **Torrefacção:** Alguns maltes são torrados em temperaturas mais altas, conferindo cores mais escuras e sabores mais complexos à cerveja.

b. Mosturação

- **Maceração:** O malte moído é misturado com água quente em um processo chamado maceração. A temperatura da água e o tempo de repouso influenciam a extração de açúcares, proteínas e enzimas do malte, que são essenciais para a fermentação.
- **Cozimento:** O mosto (líquido resultante da maceração) é fervido para esterilização, coagulação de proteínas e isomerização dos ácidos alfa do lúpulo, conferindo amargor e aroma à cerveja.

c. Fermentação

- **Fermentação Primária:** A levedura é adicionada ao mosto resfriado, iniciando a fermentação alcoólica. Durante esse processo, a levedura transforma os açúcares em álcool e dióxido de carbono, liberando calor. A temperatura é controlada para otimizar a atividade da levedura.
- **Fermentação Secundária (Maturação):** Após a fermentação principal, a cerveja é transferida para outro tanque para maturação. Durante esse período, a levedura continua a trabalhar, refinando o sabor e limpando a cerveja.

d. Embalagem

- **Pasteurização:** Antes do engarrafamento ou enlatamento, a cerveja pode passar por um processo de pasteurização, que consiste em aquecer a cerveja a uma temperatura elevada por um curto período para inativar microrganismos e garantir maior vida útil.
- **Filtração:** A filtração remove as leveduras e outras partículas em suspensão, deixando a cerveja límpida.

3.2.1.1.2 Sistema de Produção de calor na CDM (Caldeiras de vapor a carvão mineral)

A CDM usa as caldeiras de carvão mineral para a produção do vapor. Uma caldeira a vapor a carvão mineral funciona transformando a energia térmica proveniente da combustão do carvão em energia mecânica na forma de vapor. Esse vapor, sob alta pressão, é então utilizado para diversas finalidades dentro da cervejaria. Com o avanço da tecnologia e a crescente preocupação com o meio ambiente, as caldeiras a carvão é eminente substituí-las por sistemas mais modernos e eficientes (caldeiras a gás ou eléctricas e sistemas de cogeração). As principais razões para essa substituição entre outras incluem a:

❖ **Eficiência energética:**

- Caldeiras a gás e eléctricas oferecem maior eficiência, reduzindo os custos de operação;
- Sistemas de cogeração que aumentam a eficiência das centrais, fazendo um máximo aproveitamento da energia do combustível.

❖ **Redução da poluição:**

- A combustão de gases naturais, a utilização de eletricidade gerada a partir de fontes renováveis e sistemas de cogeração causam menos danos ao meio ambiente.

Componentes Principais de um sistema de produção de calor com base nas caldeiras de vapor a carvão mineral

- **Fornalha:** Local onde o carvão é queimado, gerando calor;
- **Tubos:** Conduzem a água que será transformada em vapor;
- **Tambor:** Contém a água e o vapor gerado;

- Grelhas: Suportam o carvão e permitem a passagem do ar para a combustão;
- Chaminé: Dissipa os gases da combustão.

3.2.1.1.3 Impacto de fornecimento de energia térmica recuperada na CTM à CDM (cerca de 9km de distância)

A implementação de uma central de cogeração na CTM, fornecendo à uma indústria cervejeira (CDM), limitando a produção nas caldeiras da CDM e aumentando a eficiência da central, traria uma série de impactos significativos e benéficos para ambas empresas.

Impactos Positivos

Eficiência Energética

- **Redução do consumo de combustível:** A cogeração permite aproveitar o calor residual da geração de energia elétrica para atender às demandas térmicas da indústria, diminuindo a necessidade de combustíveis fósseis na indústria.
- **Aumento da eficiência global:** A cogeração oferece um rendimento energético superior ao de sistemas convencionais, pois aproveita a energia de forma mais elevada.

Redução de Custos

- **Menor consumo de combustível:** A diminuição do consumo de combustível na CDM resulta em menores custos operacionais.
- **Redução de custos para aquisição de energia térmica:** A compra de energia térmica recuperada na CTM, pode reduzir significativamente os custos de produção de cerveja.

Redução de Emissões

- **Menor emissão de gases de efeito estufa:** A diminuição do consumo de combustíveis fósseis nas caldeiras e o aproveitamento máximo da energia emitida ao meio ambiente para outros fins leva a uma redução significativa das emissões de CO₂ e outros poluentes atmosféricos.

3.3 SELEÇÃO E DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA DE COGERAÇÃO.

A seleção do sistema de cogeração depende de demanda das energias (elétrica e térmica). Para esse projecto fica limitada pelo tipo de tecnologia usada na central. Dada a configuração da central que é do ciclo combinado e considerando que o objectivo do projecto não é de alterar toda a tecnologia existente na central, o sistema de cogeração a ser usado deverá também ser do ciclo combinado. As turbinas a vapor de um ciclo combinado podem ser de: pré-pressão/contrapressão ou de condensação; A CTM usa a de condensação, portanto a sua modificação pode acarretar mais custos, além de limitação de pressão que é mais baixa nessas turbinas, por que manter o mesmo mostra-se mais viável. Na tecnologia escolhida, integrar-se-ão os equipamentos para o sistema de recuperação de calor e alimentação do processo industrial.

Para a recuperação de energia térmica e fornecimento da mesma CDM são os seguintes equipamentos principais: **Trocador de calor** a ser integrado no layout da central, e **as tubulações** de 2x9km para o transporte da mesma.

Há que considerar que o vapor sai da turbina como vapor saturado, pois a pressão de saturação da água/vapor à uma temperatura de 53,43 graus celsius é de 14,69 kPa, vide a tabela do anexo A2-5, pelo que há riscos de cavitação nas tubulações durante o transporte impactando significativamente a eficiência do sistema, além de apresentar uma densidade extremamente baixa ($\sim 0,09 \text{ kg/m}^3$) que desencadeia em diâmetro de tubulações de transportes maiores. Portanto, existe a possibilidade de integrar-se uma **bomba de pressão** para minimizar as perdas de carga por pressão e tornar o sistema mais eficiente.

3.3.1 Dimensionamento do Trocador de calor

O dimensionamento do trocador de calor começa com a escolha do mesmo para garantir seu melhor desempenho, eficácia e eficiência. Portanto, os trocadores de calor classificam-se de acordo com:

- a) **A disposição de escoamento** que podem ser em: **corrente paralela** (quando os fluídos quente e frio têm a mesma direcção e mesmo sentido), **contracorrente**

(quando os fluídos quente e frio têm a mesma direcção e sentidos contrários) e **cruzado** (quando os fluídos quente e frio têm direcções diferentes);

- b) **O processo de transferência de calor** que podem ser de: **Contacto directo** (quando há transferência de massa) e **contacto indirecto** (quando a troca de calor ocorre na superfície do trocador e não há transferência de massa); e
- c) **O tipo de construção** que podem ser: **casco e tubo, tubo duplo, do tipo serpentina e de placa**.

O Trocador de calor de casco e tubos oferece uma área de transferência de calor maior, além da sua eficiência que é maior, também não há um limite em termos de pressão de transferência quanto os trocadores de placa. Sendo assim, é o mais ideal para atender as necessidades do estudo em causa.

Para dimensionar um trocador de calor de casco e tubo, existem algumas equações que devem ser tomadas em consideração, as quais serão descritas logo a seguir:

3.3.1.1 Coeficiente global de transferência de calor

Um trocador de calor envolve escoamento de dois tipos de fluidos que ficam separados por uma parede sólida. Como o calor é transmitido do quente para o frio, ocorre a transferência por convecção do fluido quente para a parede, através da parede ocorre a transferência por condução, finalizando com a transferência de calor da parede para o outro fluido, por convecção novamente.

O coeficiente global de transferência de calor é uma sistematização das diferentes resistências térmicas equivalentes que existem num processo de troca de calor entre duas correntes de fluidos, sendo a sua equação fundamental para o dimensionamento:

$$Q = UA\Delta T_{ml}$$

Equação 20: Equação de coeficiente global de transferência de calor.

Onde:

- Q é a taxa de transferência de calor (W);
- U é o coeficiente global de transferência de calor (W/m².K);
- A é a área de troca térmica (m²);
- ΔT_{ml} é a diferença média de temperatura logarítmica entre os fluidos (°C);

3.3.1.2 Balanço global de energia

O balanço global de energia baseia-se na primeira lei da termodinâmica, ou seja, a taxa de transferência de calor de uma fonte quente e a taxa de transferência de calor da fonte fria, devem ser iguais:

$$Q_q = m_q C p_q (T_{qe} - T_{qs}) = Q_f = m_f C p_f (T_{fs} - T_{fe})$$

Equação 21: Equação de Balanço global de energia.

Onde:

- Q_q e Q_f – são taxas de transferência;
- m_q e m_f – são taxas de escoamento de massa dos fluidos quente e frio, respetivamente;
- $C p_q$ e $C p_f$ – são calores específicos dos fluidos quente e frio, respetivamente;
- T_{qe} e T_{qs} – são temperaturas das fontes quente de entrada e saída, respetivamente;
- T_{fs} e T_{fe} – são temperaturas das fontes quente de entrada e saída, respetivamente.

3.3.1.3 Diferença de Temperatura Média Logarítmica

Segundo Incropera (7^a edição) “A diferença de temperatura média logarítmica, geralmente conhecida por LMTD, é a forma adequada para utilização na análise de trocadores de calor, onde se conhece as temperaturas de entrada e de saída, ou pode-

se estipular as temperaturas de saída desejadas”. Não faz nenhuma diferença em quais extremidades é designada a entrada ou a saída. O seu valor é dado pela equação:

$$T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{(T_{qs} - T_{fs}) - (T_{qe} - T_{fe})}{\ln\left(\frac{T_{qs} - T_{fs}}{T_{qe} - T_{fe}}\right)}$$

Equação 22: Equação de Diferença de Temperatura Média Logarítmica.

3.3.2 Dimensionamento das tubulações para o transporte de energia térmica para CDM

O dimensionamento de tubulações para o transporte de energia térmica com água envolve várias etapas. Essas etapas abrangem desde a definição do fluxo térmico até a seleção do material da tubulação.

1. Cálculo da carga térmica

O cálculo de carga térmica baseia-se no balanço global de energia onde a taxa de transferência de calor da fonte quente deverá ser fornecida à fonte fria:

$$Q = m_f c p_f (T_{fs} - T_{fe})$$

Equação 23: Cálculo da carga térmica

2. Determinação de vazão volumétrica

A vazão volumétrica de um fluido é pela razão da vazão mássica pela densidade do mesmo:

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Equação 24: Vazão Volumétrica

Onde:

- V- é a vazão volumétrica (m³/s);
- $\dot{m}$ – é a vazão mássica (kg/s);

- ρ – é a densidade do fluido (kg/m³)

3. Determinação do número de Reynolds

O número de Reynolds (Re) é uma grandeza adimensional usada para determinar o regime de escoamento de um fluido dentro de uma tubulação ou canal. Ele é calculado pela fórmula:

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu}$$

Equação 25: Número de Reynolds

Onde:

- v – É a velocidade do fluido (m/s);
- D – É o diâmetro do tubo (m);
- μ – É a viscosidade do fluido.

O Regime é considerado laminar ($Re < 2300$), *caracterizado por linhas de corrente suaves e movimento altamente ordenado*, Regime Turbulento ($Re > 4000$), caracterizado pelas *flutuações* de velocidade e pelo *movimento altamente desordenado*, e Regime de Transição ($2300 < Re < 4000$).

4. Factor de atrito (f)

O fator de atrito (baseado no diagrama de Moody) no escoamento turbulento e totalmente desenvolvido em um tubo depende do número de Reynolds e da rugosidade relativa (ε/D), que é a razão entre a altura média da rugosidade do tubo e o diâmetro do tubo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Equação 26: Factor de atrito

5. Perda de carga total

Segundo Çengel & Cimbala “A perda de carga representa a altura adicional à qual o fluido precisa ser elevado por uma bomba para superar as perdas por atrito do tubo. A perda de carga é causada pela viscosidade e está relacionada diretamente à

tensão de cisalhamento na parede.” A perda de carga (h_f) é calculada com a equação de Darcy-Weisbach:

$$h_f = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g}$$

Equação 27: Perda de carga total

Onde:

- h_f – Perda de carga (m);
- f – Factor de atrito;
- L – Comprimento dos todos (m);
- D – Diâmetro dos tubos (m);
- v – Velocidade do escoamento do fluído (m/s);
- g – Aceleração de gravidade (9,81 m/s²).

Para determinar a **potência perdida** ao longo do transporte devido às perdas de carga na tubulação, usamos a seguinte relação entre a perda de carga (h_f) e a potência hidráulica dissipada (P_p):

$$P_p = mgh_f$$

Equação 28: potência perdida ao longo do transporte

6. Perda de pressão

Segundo Çengel & Cimbala “Uma quantidade de interesse para a análise do escoamento do tubo é a *queda de pressão* ΔP_L (Pa) uma vez que ela está diretamente relacionada aos requisitos de potência do ventilador ou da bomba para manter o escoamento”. A queda de pressão deve-se aos efeitos viscosos, portanto, quanto mais viscoso o fluído for, maior será a queda de pressão:

$$P_i - P_f = \Delta P_L = \rho gh_f$$

Equação 29: Perda de pressão

3.3.3 Dimensionamento da bomba de pressão

O dimensionamento da bomba de pressão está directamente ligado ao dimensionamento das tubulações de transporte, pelo que as equações que são comuns não serão repetidas:

1) Altura Manométrica Total (H_{mt})

A altura manométrica total é dada pela soma de altura manométrica causada pela variação de pressão na bomba ($\Delta P_b = P_{out} - P_{in}$) e perda de carga ao longo do transporte (h_f):

$$H_{mt} = \frac{\Delta P_b}{\rho g} + h_f$$

Equação 30: Altura manométrica

2) Potência da bomba P_b (w)

A potência mecânica que precisa ser fornecida pela bomba ao fluido para uma vazão especificada é determinada por (ÇENGEL & CIMBALA):

$$P_b = \frac{mgH_{mt}}{\eta}$$

Equação 31: Potência da bomba

Onde: η – é a eficiência da bomba (50%-85%)

3.3.4 Definição do ponto óptimo para a integração do trocador de calor

O ponto mais eficiente para inserir o recuperador é após a turbina. O vapor saturado, que já realizou trabalho na turbina, ainda possui um alto potencial térmico. O condensador tem a função de remover o calor latente para o meio ambiente, fazendo com mais energia térmica seja libertada ao meio ambiente aumentando assim os impactos ambientais. A substituição do mesmo por um sistema igualmente eficiente na remoção do calor e proporcionar um reaproveitamento traria mais vantagens como:

Aumento da Eficiência Global: Ao aproveitar o calor que seria dissipado no condensador, aumenta-se a eficiência geral do sistema, pois mais energia da fonte quente será utilizada de forma útil.

Redução da Necessidade de Refrigeração: A troca de calor com a demanda térmica reduz a necessidade de sistemas de refrigeração no condensador, o que pode levar a economia de energia necessária para alimentar os ventiladores.

3.4 AVALIAÇÃO DA EFICIÊNCIA DE SISTEMA DE COGERAÇÃO DE CICLO COMBINADO

3.4.1 Condições mínimas necessárias para instalação de sistema de cogeração

“A eletricidade produzida em cogeração será considerada igual à produção de eletricidade anual total da unidade medida à saída dos geradores principais quando as unidades são do tipo turbinas de gás em ciclo combinado com recuperação de calor e turbinas de condensação com extração de vapor com uma eficiência global anual de pelo menos 80%. Para as outras tecnologias a eletricidade é considerada totalmente CHP se pelo menos a eficiência global anual seja superior ou igual 75%”. (BARBOSA, 2009).

Caso as unidades de cogeração não atinjam os limites de eficiência anual respectivos para cada tecnologia, referidos anteriormente, a eletricidade de cogeração de elevada eficiência pode ser calculada da seguinte maneira:

$$E_{CHP} = H_{CHP} \times C$$

Equação 32: Cálculo de eletricidade de cogeração de alta eficiência

Onde:

- E_{CHP} — é a energia elétrica do sistema de Cogeração;
- H_{CHP} — é a energia térmica do sistema de Cogeração;
- C — é o rácio de eletricidade/calor.

O cálculo de eletricidade de cogeração deve basear-se o rácio efetivo de eletricidade/calor. Caso o rácio não seja conhecido deve usar-se o rácio eletricidade/calor da seguinte tabela de acordo com a tecnologia em utilização.

Tipo de unidade	Rácio implícito electricidade/calor, C
Turbinas de gás em ciclo combinado com recuperação de calor	0,95
Turbinas a vapor de contrapressão	0,45
Turbinas de condensação com extracção de vapor	0,45
Turbinas de gás com recuperação de calor	0,55
Motores de combustão interna	0,75

Figura 20: Tabela de cálculo implícito de rácio de electricidade/calor. (Fonte: BARBOSA, 2009).

Poupança de energia primária

Segundo (Barbosa, 2009) “para a unidade cogeneradora ser considerada de alta eficiência a poupança de energia primária tem que ser superior a 10%”. O seu cálculo efetua-se pela seguinte fórmula:

$$PEP = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{t,CHP}}{\eta_{t,ref}} + \frac{\eta_{e,CHP}}{\eta_{e,ref}}}$$

Equação 33: Equação de cálculo da poupança de energia primária

Onde:

- $\eta_{t,CHP}$ – é a eficiência térmica do processo definida como a razão da produção anual de calor útil pelo combustível consumido por ano;
- $\eta_{t,ref}$ – Valor de referência para a produção de energia térmica separada, que toma o valor de 90%;
- $\eta_{e,CHP}$ – é a eficiência elétrica do processo definida como a razão da produção anual de calor útil pelo combustível consumido por ano;
- $\eta_{e,ref}$ – Valor de referência para a produção de energia elétrica separada, que toma o valor de 55%.

Rendimento Elétrico Equivalente (REE)

O rendimento elétrico equivalente deve ser superior a um valor de referência de produção de electricidade, de tal modo que a eficiência do processo de cogeração seja superior à da produção separada de energia. O mínimo valor é de 55% (CASTRO, 2009).

$$REE = \frac{P_T}{m_{fuel} \times PCI - \frac{Q_T}{\eta_{t,ref}}} \geq \eta_e$$

Equação 34: Equação do cálculo do rendimento elétrico equivalente.

Onde:

- REE – Rendimento Elétrico Equivalente;
- η_e – é a eficiência da geração elétrica separada;
- PCI – é o poder calorífico inferior consumido na cogeração.

3.4.2 Eficiência global

A eficiência global de sistema de cogeração depende da energia total produzida e a consumida, ou seja, ela definida por razão da soma de energia elétrica e térmica pelo poder de combustível inferior:

$$\eta_{CHP} = \frac{P_T + Q_T}{P_{Entrada}} \times 100\%$$

Equação 35: Equação de cálculo de eficiência global da central de cogeração.

Etapas para avaliar a possibilidade de implementação de sistema de cogeração

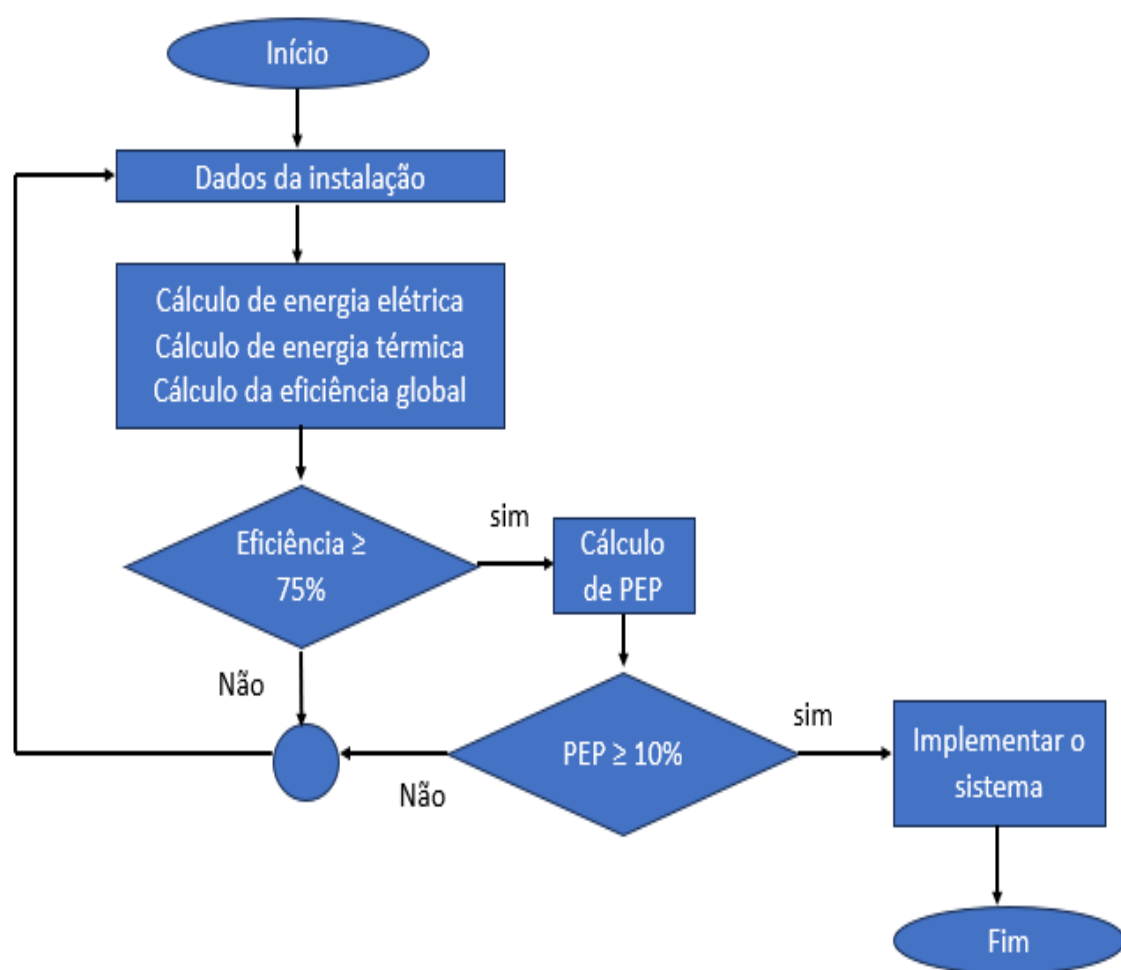


Figura 21: Fluxograma para avaliação de sistema de cogeração (Fonte: o Autor).

CAPÍTULO IV

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após ter-se feito uma memória descritiva e justificativa de todo o sistema, desde a descrição da central (CTM), seu princípio de funcionamento, descrição da demanda térmica, avaliação da eficiência do actual, selecção e dimensionamento do sistema de cogeração até à análise da viabilidade tecno-económico e ambiental, serão apresentados os resultados obtidos manual e experimentalmente no simulador, com vista a apresentar a complementaridade de ambas ferramentas e apresentar os resultados dos parâmetros envolvidos até ao mínimo detalhe, como pode-se observar a seguir:

4.1 CÁLCULO DA EFICIÊNCIA DA CENTRAL

O cálculo da eficiência de uma central térmica baseia-se nos dois princípios da termodinâmica referidos anteriormente. Para a avaliação da eficiência da central, começar-se-á por avaliar a eficiência das turbinas a gás e, em seguida, a da turbina a vapor.

4.1.1 Eficiência das turbinas a gás

4.1.1.1 Cálculo teórico

Tratando-se de duas turbinas iguais, é suficiente determinar a potência de uma e multiplicar por 2, que corresponderá a potência total das turbinas a gás.

Dados da central

$$\text{Heat rate} = 6890 \text{ kJ/kWh}; \text{ PCI} = 47000 \text{ kJ/kg}$$

$$T1ar = 28^{\circ}C; P1ar = 1 atm = 1.004 bar; m_{air} = 130kg/s$$

$$T2ar = 400^{\circ}C; P2ar = 2.2 MPa = 22 bar; P2fuel = 4.2 MPa = 42 bar$$

$$P3gas = 2200 kPa = 22 bar; T3gas = 1068^{\circ}C$$

$$T4 = 476^{\circ}C; P4 = 0.98kPa; h_5 = 100.6 kJ/kg$$

$$\eta_G = 0.97; \eta_m = 0.98$$

Com os dados acima descritos, vai-se às tabelas em anexo e lê-se as entalpias de ar puro ($x=0$) em cada ponto:

$$h1(28^{\circ}C, x = 0) = 28.08 kJ/kg$$

$$h2(400^{\circ}C, x = 0) = 411.1 kJ/kg$$

$$h3, air (1068^{\circ}C, x = 0) = 1172,6 kJ/kg; DH3 = 112,6 kJ/kg$$

A partir do balanço de energia na camara de combustão tem-se que o consumo específico do combustível é:

$$\beta = \frac{h_{3,Air} - h_{2,air}}{PCI - h_{3,Air} - DH_3(1 + f)} = 0.02$$

Onde f é o rácio estequiométrico ar para combustível em (kg air/kg fuel). Para combustíveis leves, $f = 14.52$.

Com o consumo específico do combustível, pode-se determinar a massa do combustível e do gás:

$$\frac{m_{fuel}}{m_{air}} = (\beta); m_{fuel} = 2.16 \frac{kg}{s}; m_{gas} = m_{air} + m_{fuel} = 132,17 \frac{kg}{s}$$

Em seguida, calcula-se o conteúdo do gás:

$$x = (1 + f) \times \frac{\beta}{1 + \beta} = 0.26$$

$$h3 = (h3, air + xDH3) = 1202,28 kJ/kg$$

$$h4, air (476^{\circ}C, x = 0) = 492,6 \frac{kJ}{kg}; DH_4 = 39,2 kJ/kg$$

$$h4 = (h4, air + xDH4) = 502,93 kJ/kg$$

Com esses dados calculados, pode-se determinar o trabalho consumido pelo compressor e o realizado pela turbina:

$$P_c = m_{air} \times (h_2 - h_1) = 49792,60 \text{ kw}$$

$$P_T = (h_3 - h_4) \times m_{gas} = 92432,49 \text{ kW}$$

$$P_{GT} = \eta_G \times (\eta_T \times P_T - P_c) = 39567,50 \text{ kW}$$

A eficiência é dada por:

$$\eta_G = \frac{P_{GT}}{m_{Fuel} \times PCI} \times 100\% = 38,80\%$$

Para as duas turbinas a potência será duplicada porque são iguais:

$$P_{GT} = 2 \times 39567,50 = 79135,01 \text{ kw}$$

$$E \text{ a potencia de entrada total é: } P_{Entrada} = 2 \times m_{Fuel} \times PCI = 203980 \text{ kW}$$

4.1.1.2 Cálculo experimental

O Aspen HYSYS é um software de simulação de processos amplamente utilizado na indústria de petróleo, gás, química e petroquímica. Ele permite aos engenheiros modelar, simular e otimizar processos químicos complexos, desde a fase de projeto até a operação de plantas industriais. Ele permite a criação de modelos matemáticos detalhados de processos químicos, incluindo reatores, colunas de destilação, trocadores de calor e outros equipamentos; a simulação do comportamento do processo em diferentes condições operacionais, permitindo a análise de cenários e a otimização de parâmetros; o dimensionamento de equipamentos, cálculo de taxas de transferência de massa e energia, e avaliação da viabilidade técnica e econômica de novos processos; e a otimização de processos: Busca de condições operacionais ótimas para maximizar a produção, minimizar custos e reduzir o consumo de energia. Ele também apresenta ampla biblioteca de componentes: Inclui uma vasta gama de

componentes químicos puros e misturas, além de modelos termodinâmicos para descrever o comportamento de diferentes fases.

Com ajuda desse software, fez-se o desenho da central, vide o apêndice 1 & 2, a simulação dos dados fornecidos no campo de estudo e obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 1: Resultados dos parâmetros do fluxo da turbina 1 a gás

Parâmetros	Unit	AC-1+	CA-1	NG-1	CG-1	COMB-GAS1	Exha-Gas1
Fraccao de vapor	%	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1
Temperatura	C	28,00	400,00	50,00	55,00	1 068,63	475,98
Pressao	kPa	101,13	217,65	4 001,32	4 209,43	217,65	0,98
Fluxo Molar	kgmole/h	16 096,90	16 096,90	481,33	481,33	16 578,24	16 578,24
Fluxo Massico	kg/h	464 400,00	464 400,00	7 722,00	7 722,00	472 120,56	472 120,56
Fluxo de volume liquido	barrel/day	81 039,81	81 039,81	3 893,45	3 893,45	83 450,05	83 450,05
Fluxo de calor	kJ/h	355,28	50 799,53	-9 976,40	-9 953,45	40 846,08	-52 565,70

Tabela 2: Resultados dos parâmetros do fluxo da turbina 1 a gás

Parâmetros	Unit	AC-1+	CA-1	NG-1	CG-1	COMB-GAS1	Exha-Gas1
Fraccao de vapor	%	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1
Temperatura	C	28,00	400,00	50,00	55,00	1 068,63	475,98
Pressao	kPa	101,13	217,65	4 001,32	4 209,43	217,65	0,98
Fluxo Molar	kgmole/h	16 096,90	16 096,90	481,33	481,33	16 578,24	16 578,24
Fluxo Massico	kg/h	464 400,00	464 400,00	7 722,00	7 722,00	472 120,56	472 120,56
Fluxo de volume líquido	barrel/day	81 039,81	81 039,81	3 893,45	3 893,45	83 450,05	83 450,05
Fluxo de calor	kJ/h	355,28	50 799,53	-9 976,40	-9 953,45	40 846,08	-52 565,70

Tabela 3: Resultados de parâmetros de gases de exaustão após a caldeira

Parâmetros	Unit	Exha-Gas-Out1	Exha-Gas-out2
Fracção de vapor	%	1,00	1,00
Temperatura	C	186,00	186,88
Pressão	kPa	0,98	0,98
Fluxo Molar	kgmole/h	16 578,24	16 578,24
Fluxo Mássico	kg/h	472 120,56	472 120,56
Fluxo de volume líquido	barrel/day	83 450,05	83 450,05
Fluxo de calor	kJ/h	- 94913,4585	- 94789,084

Tabela 4: Resultados de energia consumida/produzida na turbina a gás 1

Parâmetros	Unit	Q-AC1	Q-NGC1	Q-GT1	PGT-1
Fluxo de calor	kJ/h	181 752 259,59	95 531,88	334 402 983,18	
Potência Produzida/Consumida	kW	50 444,25	22,94	93 411,78	39 844,06

Tabela 5: Resultados de Potência consumida/produzida na turbina a gás 2

Parâmetros	Unit	Q-AC-2	Q-NGC-2	Q-GT2	PGT-2
Fluxo de calor	kJ/h	181 752 259,59	95 531,88	334 419 292,66	
Potência Produzida/Consumida	kW	50 444,25	22,94	93 411,78	39 844,06

4.1.2 Potência da turbina a vapor

Dados da central

$$m_{agua} = 80t/h = 33.33kg/s; T_y = 182^{\circ}C; P_y = 3 bar; P_6 = 41 bar; T_6 = 475^{\circ}C;$$

$$P_7 = 0.145 bar; T_7 = 53,43^{\circ}C; \eta_{is} = 0.8; C_p = 4.18 kJ/kg^{\circ}C$$

4.1.2.1 Cálculo teórico

No anexo A2-5, tem o gráfico da expansão do vapor na turbina a vapor, dado por entalpia em função da entropia. Com os valores de temperatura e pressão no ponto 6, pode-se ler os valores de entalpias do vapor na entrada da turbina, entalpia isentrópica na saída da turbina:

$$h_6 = 3325 \frac{kJ}{kg}; h_{7is} = 2225 \frac{kJ}{kg}$$

Com esses valores pode-se calcular a entalpia real na saída da turbina:

$$h_7 = h_6 - \eta_{is} \times (h_6 - h_{7is}) = 2445 kJ/kg$$

Com esse valor e a pressão no condensador, traça-se a linha de expansão real. Com a pressão da extração do vapor e a linha de expansão, lê-se o valor da entalpia da massa extraída. Considerando que sai do pré-aquecedor como água líquida saturada, na tabela lê-se:

$$h_y = 2840 kJ/kg; h'_y = 561.5 kJ/kg$$

Ignorando o trabalho das bombas, a entalpia na saída do condensador é a mesma com a de entrada no pré-aquecedor. Na tabela de água líquida saturada a pressão de 0.145 bar:

$$h_8 = 223,706 kJ/kg$$

Na entrada da caldeira, a água é líquida a uma temperatura do vapor extraído:

$$h_{13} = C_p \times \Delta T = 760.76 kJ/kg$$

Baseando-se na primeira lei da termodinâmica, pode-se calcular a massa extraída e em seguida a potência elétrica gerada:

$$m_{agua} \times h_8 + m_y \times h_y = m_y \times h'_y + m_{agua} \times h_{13}$$

$$m_y = 7,647 \text{ kg/s}$$

A potência elétrica gerada no primeiro estágio é:

$$P_{ST11} = m_{agua} \times (h_6 - h_y) = 16165,05 \text{ kW}$$

A potência elétrica gerada no segundo estágio é:

$$P_{ST12} = (m_{agua} - m_y) \times (h_y - h_7) = 10144,79 \text{ kW}$$

A potência elétrica total gerada na turbina a vapor é:

$$P_{ST} = m_{agua} \times (h_6 - h_y) + (m_{agua} - m_y) \times (h_y - h_7) = 26309,84 \text{ kW}$$

$$P_{ST} = \eta_T \times \eta_G \times P_{ST} = 25786,27 \text{ kW}$$

A potência térmica despendida no condensador é:

$$Q_8 = (m_{agua} - m_y) \times (h_7 - h_8) = 57049,49 \text{ kW}$$

4.1.2.2 Cálculo experimental

Tabela 6: Resultados da simulação da turbina a vapor desde a bomba até ao trocador de calor

Parametros	Unit	Water	Water-Sat	Water-Sat1	Water-Sat2-	Steam-1	Steam-2
Fracção de vapor	%	0,00	0,00	0,00	0,00	1,00	1,00
Temperatura	C	28,00	182,00	182,00	182,00	445,00	445,00
Pressão	kPa	101,13	4 100,00	4 100,00	4 100,00	4 100,00	4 100,00
Fluxo Molar	kgmole/h	6 660,41	6 660,41	3 330,21	3 330,21	3 330,21	3 330,21
Fluxo Mássico	kg/h	119 988,00	119 988,00	59 994,00	59 994,00	59 994,00	59 994,00
Fluxo de volume líquido	barrel/day	18 149,36	18 149,36	9 074,68	9 074,68	9 074,68	9 074,68
Fluxo de calor	kJ/h	-529 109,74	-506 198,25	-253 099,13	-253 099,13	-210 873,13	-210 873,13

Tabela 7: Resultados da simulação da turbina a vapor desde a entrada do vapor na turbina até ao condensador

Parametros	Unit	Steam	Steam-11	Steam-12	my-1	Water-	Water-1	my-1'	Steam-Sat
Fracção de vapor	%	1,00	1,00	1,00	1,00	0,00	0,00	0,00	0,93
Temperatura	C	445,00	182,00	182,00	182,00	53,43	28,35	-26,99	53,43
Pressão	kPa	4 100,00	304,13	304,13	304,13	14,50	4 100,00	304,13	14,50
Fluxo Molar	kgmole/h	6 660,41	6 660,41	5 135,18	1 525,23	5 135,18	6 660,41	1 525,23	5 135,18
Fluxo Mássico	kg/h	119 988,00	119 988,00	92 510,75	27 477,25	92 510,75	119 988,00	27 477,25	92 510,75
Fluxo de volume líquido	barrel/day	18 149,36	18 149,36	13 993,16	4 156,20	13 993,16	18 149,36	4 156,20	13 993,16
Fluxo de calor	kJ/h	-421 746,25	-437 759,05	-337 512,23	-100 246,82	-405 124,13	-528 932,92	-122 981,50	-347 641,07

Na saída do condensador, pode-se observar claramente que o vapor é saturado, começa a condensar-se antes mesmo do condensador, com um teor de 0,07% de água líquida.

Tabela 8: Resultados de Potência consumida/produzida na turbina a

Parâmetros	Unit	Q-Pump	ST-11	ST-2	Q-Condenser	PST
Fluxo de calor	kJ/h	650 249,96	61 716 713,51	43 182 674,23	200 227 788,32	
Potência Produzida/Consumida	kW	176,81	16 012,80	10 128,84	57 483,07	25 448,13

4.1.3 Eficiência do ciclo combinado

4.1.3.1 Cálculo teórico

Pode-se então, calcular-se a eficiência da turbina:

$$P_T = P_{GT1} + P_{GT2} + P_{ST} = 105,01\text{MW}$$

$$n_{Gel} = \frac{P_{GT1} + P_{GT2} + P_{ST}}{m_{fuel} \times 2 \times PCI} \times 100\% = 51,44\%$$

4.1.3.2 Cálculo experimental

Tabela 9: Eficiência do ciclo combinado

Ciclo combinado		
Potência total do ciclo	MW	105,14
Eficiência de cada turbina a gás	%	39,52
Eficiência da turbina a vapor	%	60,26
Eficiência do ciclo	%	51,44

4.1.4 *Comparação entre os parâmetros essenciais do projecto/teóricos e experimentais*

Feitos os cálculos teóricos e simulados no software aspen hysys serão comparados e calculados os desvios percentuais.

Tabela 10: Comparação entre resultados teóricos e simulados no Aspen Hysys

Parâmetros	Projecto/teórico	Simulado	Desvio percentual (%)
Potencia de GT (kW)	39 567,50	39 844,06	0,70
Potencia de ST (kW)	25 786,27	25 448,13	1,31

Q-Condensador (kW)	57 049,49	57 483,07	0,76
Potencia total do ciclo (MW)	104,92	105,14	0,20
Eficiência de cada turbina a gás (%)	38,80	39,52	1,87
Eficiência do ciclo (%)	51,44	51,54	0,20

Observando a tabela, pode-se perceber que o erro relativo percentual é menor que 5%, pelo que pode-se aceitar os resultados. Os erros entre ambos resultados, deve-se às simplificações feitas no cálculo teórico com a perspectiva de facilitar os cálculos, também há riscos de cometer-se erros paralaxe durante a leitura de gráficos e tabelas.

4.2 RESULTADOS DE DIMENSIONAMENTO DE SISTEMA DE COGERAÇÃO

4.2.1 Resultados do dimensionamento de trocador de calor

Para o dimensionamento do trocador de calor, baseou-se nas equações mencionadas no capítulo 3.3.1, e com ajuda do simulador ASPEN HYSYS, calculou-se outros parâmetros. No condensador, são despendidos 57,483 MW conforme foi calculado no primeiro subcapítulo deste capítulo, essa mesma energia deverá ser fornecida à CDM. Portanto, o dimensionamento do trocador de calor começa com o dimensionamento de fluxo de massa de fluido de transferência de calor e a determinação do LMTD.

Cálculo de fluxo de massa do fluido de transferência de calor

O primeiro passo é determinar o fluxo mássico do fluido refrigerante do trocador do calor (fluido de transferência de calor), e ele baseia-se na equação de transferência de calor (28) referenciada no balanço de energia, deve se considerar a temperatura de entrada e de saída do fluido frio (28°C a 1 atm e 50°C), considera-se também que o fluido será água líquida pelo que o calor específico é de 4,18 kJ/kg:

$$Q = mC_p\Delta T$$

Equação 36: Taxa de transferência de calor

$$m = 625,09 \text{ kg/s}$$

Tendo definido e calculado os parâmetros do fluido frio, simulou-se no Aspen HYSYS (EDR) e obteve-se os seguintes resultados:

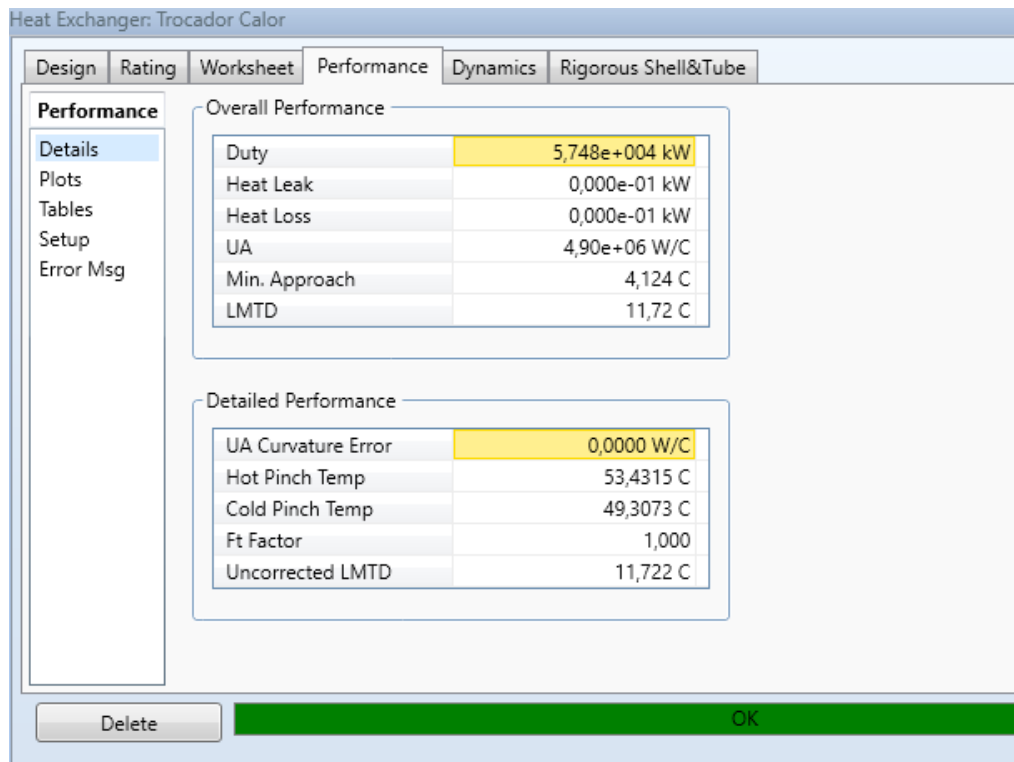


Figura 22: Resultados de dimensionamento de trocador de calor (Fonte: ASPEN HYSYS).

Para o cálculo da área de troca térmica usa-se a equação (20) deste projecto. Com base no LMTD e escolha de U (6000 W/m²*K) seleccionado com base no anexo 1, pode-se então determinar a área:

$$A = 817,41 \text{ m}^2$$

4.2.2 Resultados do dimensionamento de tubulações

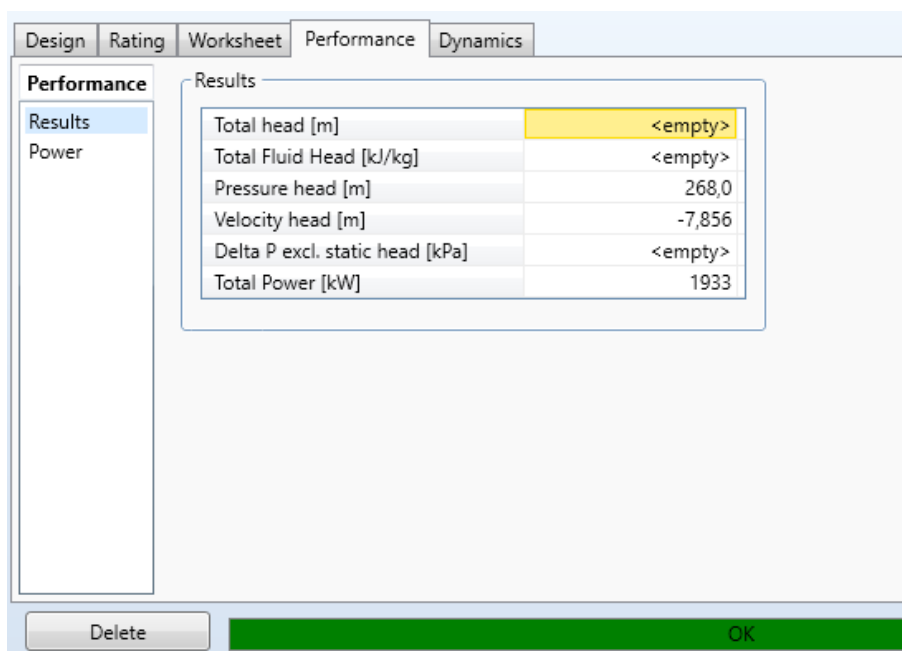
Tabela 11: Resultados de dimensionamento das tubulações

Dimensionamento das tubulações							
m (kg/s)	V(m ³ /s)	D (mm)	Re	f	hf (m)	Pf (kPa)	Pp (kW)
625,090	0,633	200,000	528,000	0,020	182,700	929, 220	1120,34

Conforme a tabela do anexo A3-16, pode-se escolher o tubo com diâmetro externo de 219 mm, com designação XS, 80, 80S, espessura 12,7 mm e 193,7mm de diâmetro interno para tubo de Aço-Inoxidável, que apresenta alta resistência à corrosão. Para o dimensionamento do diâmetro das tubulações, escolheu-se a velocidade de 2m/s (típica para transporte de calor através de água nas instalações comerciais e industriais).

4.2.3 Resultados do dimensionamento de bomba de pressão

Conforme foi descrito anteriormente, a bomba de pressão deve compensar as perdas de pressão e fornecer ao cliente a pressão necessária (9 bar), pelo que se dimensionou uma bomba de pressão que forneça 27 bar na saída. No aspen hysys, dimensionou-se a bomba e obteve-se os seguintes resultados ($H_{mb}=268$ m e $P_b=1933$ kW com eficiência de 85%).



Performance Results	
Total head [m]	<empty>
Total Fluid Head [kJ/kg]	<empty>
Pressure head [m]	268,0
Velocity head [m]	-7,856
Delta P excl. static head [kPa]	<empty>
Total Power [kW]	1933

Figura 23: Resultados de dimensionamento da bomba de pressão.

4.3 RESULTADOS DE CÁLCULO DA EFICIÊNCIA

No subcapítulo anterior calculou-se a geração elétrica e a térmica. Com esses dados pode-se calcular a eficiência do sistema de cogeração:

$$\eta_{CHP} = \frac{P_T + Q_T}{P_{Entrada}} \times 100\% = 80,09\%$$

A primeira condição para a aplicação de cogeração no ciclo combinado foi satisfeita.

Agora, pode-se calcular a poupança da energia primária:

$$PEP = 1 - \frac{1}{\frac{\eta_{t,CHP}}{\eta_{t,ref}} + \frac{\eta_{e,CHP}}{\eta_{e,ref}}} = 0,2063 = 20,63\%$$

Segunda condição também satisfeita.

Rendimento Elétrico Equivalente (REE)

$$REE = \frac{P_T}{m_{fuel} \times PCI - \frac{Q_T}{\eta_{t,ref}}} = 0,76 > 0,55$$

Terceira condição também satisfeita.

4.4 ANÁLISE TÉCNICO-ECONÓMICA E AMBIENTAL.

De acordo com os cálculos feitos, todas as condições foram satisfeitas, a perda de carga durante o transporte é razoável, portanto o projecto é tecnicamente viável.

Análise económica

Investimento inicial (I_0)

1) Custo do trocador de calor:

Custo do trocador = Capacidade térmica x custo de trocador USD/kw = 5.748.000 USD

Os trocadores variam de 100-200 USD para trocadores de caso-tubo de materiais com resistência à corrosão.

2) Custo dos tubos:

Peso/massa dos tubos (aço-Inox, densidade = 7.850 kg/m³, espessura = 12,7 mm)

O volume total do tubo escolhido é de $V = \pi \left(\left(\frac{D_{ex}}{2} \right)^2 - \left(\frac{D_{in}}{2} \right)^2 \right) \times 18000 = 107,44 m^3$

$$m_{tubo} = V \times \rho = 842995,8 \text{ kg}$$

Custo dos tubos = $m_{tubo} \times 5 \text{ USD/kg} = 4.214.979 \text{ USD}$.

3) **Custo da bomba** = $P_b \times 500 \text{ USD/kw} = 966.500 \text{ USD}$

$$I_0 = \text{custo de trocador} + \text{custo dos tubo} + \text{custo da bomba} + \text{mão-de-obra} + \text{contigências } 5\% = 14.208.322,7 \text{ USD}$$

Custo operacional

I. Consumo da bomba

$$E_b = P_b \times 8760h = 16933080 \text{ kWh}$$

$$C_{operacional} = E_b \times \frac{0,136 \text{ USD}}{\text{kWh}} = \frac{2.302.898,88 \text{ USD}}{\text{ano}}$$

Benefício anual

- **Benefício bruto (B_{bruto})**

$$B_{bruto} = (QT - P_p) \times 8760h \times \frac{0,04USD}{kWh} = 19.748.424,86 \text{ USD}$$

- **Benefício líquido anual**

$$B_{liquido} = B_{bruto} - C_{operacional} = 17.445.525,98 \text{ USD}$$

Cálculo de Indicadores económicos

- **Valor Actual Líquido (VAL)**

$$VAL = \sum_{i=1}^{20} \frac{B_{liquido}}{(1+t)^i} - I_0 = 134.315.274,40 \text{ USD}$$

t – Taxa de desconto (10%)

- **Taxa Interna de Rendibilidade (TIR)**

$$VAL = \sum_{i=1}^{20} \frac{B_{liquido}}{(1+TIR)^i} - I_0 = 0$$

TIR = 122,78%

- **Período de retorno Pay-back (PB)**

$$PB = \frac{I_0}{B_{liquido}} = 0,84 \text{ anos} = 10 \text{ meses}$$

O projecto é altamente viável.

Análise ambiental

Redução de emissões de CO₂:

Emissões reduzidas na CTM= Qrecuperada x 8760hx0,2kg CO₂/ano
=100704960kgCO₂/ano.

Emissões reduzidas na CDM= Qrecuperada x 8760hx0,34kg CO₂/ano
=171198432kgCO₂/ano.

0,34kg CO₂/ano- factor de emissão de CO₂ para carvão.

O projecto propõe uma redução de gases tanto na CTM quanto na CDM, isso porque além de evitar a combustão de grandes quantidades de combustíveis fósseis na CDM, evita-se a libertação de calor na CTM, que aumenta o efeito de estufa.

4.5 COMPARAÇÃO DO DESEMPENHO DA CENTRAL ANTES E DEPOIS DE COGERAÇÃO

4.5.1 Eficiência da central antes e depois da cogeração

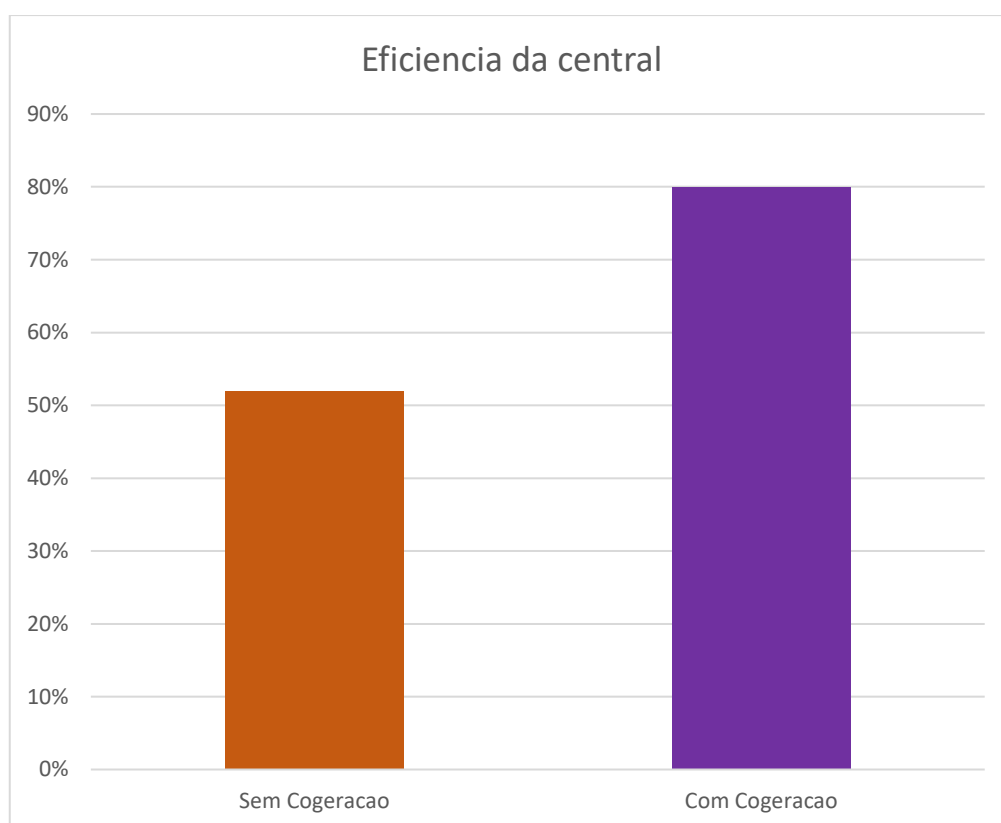


Gráfico 1: Gráfico comparativo da eficiência do antes e depois da cogeração na CTM

4.5.2 Emissão de CO2 antes e depois da cogeração

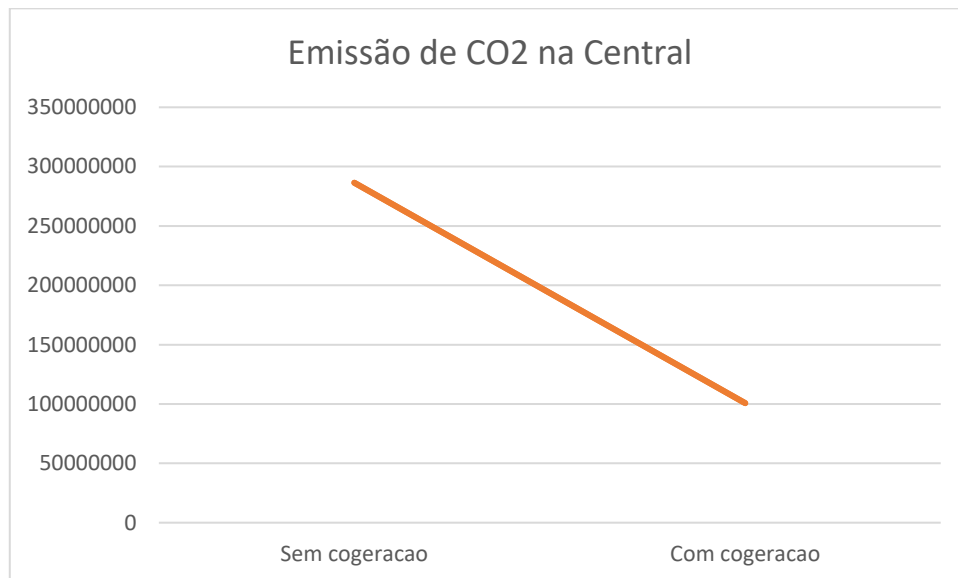


Gráfico 2: Gráfico comparativo da emissão de CO2 do antes e depois da cogeração na CTM

4.5.1 Economia da Energia Primária antes e depois da cogeração

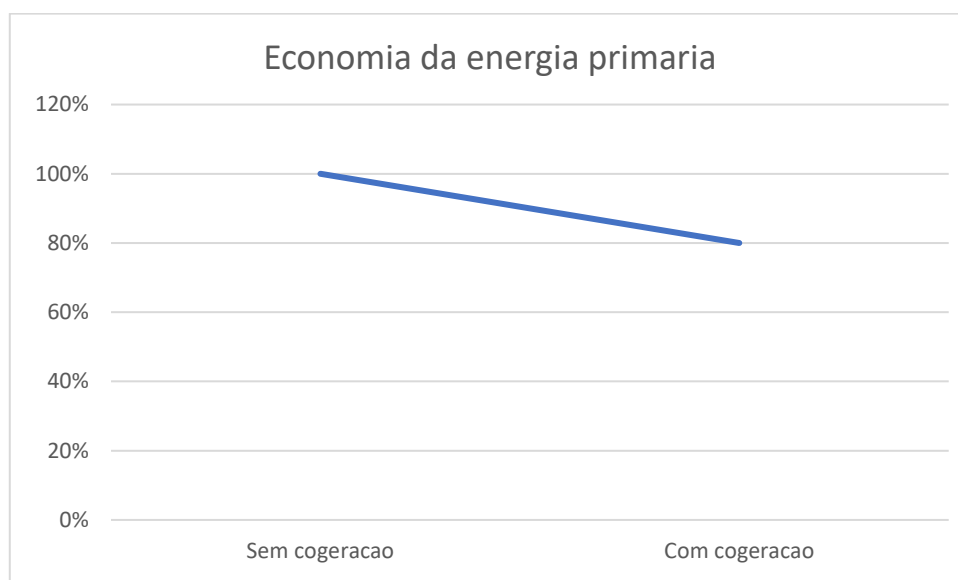


Gráfico 3: Gráfico comparativo da economia da energia primária do antes e depois da cogeração na CTM

5 RECOMENDAÇÕES E CONCLUSÕES

A CTM é uma central de ciclo combinado bem desenhada, com uma eficiência acima da média para ciclos combinados. A libertação de quantidades de CO₂ depende de quantidade de energia (em forma de calor) libertada para o meio ambiente, ou seja, quanto menor for a quantidade de energia libertada na natureza, menor será a quantidade de toneladas de CO₂ libertos para o meio ambiente. Muita energia, durante a produção de energia elétrica a base de combustíveis fósseis, é libertada em forma de energia térmica nos gases expelidos e no condensador durante a condensação. Porém, há outras perdas térmicas por condução nas condutas do ciclo. A aplicação do sistema de cogeração faz a recuperação do calor perdido, principalmente no condensador e, aumenta assim, a eficiência global da central, que significa mais consumo da energia primária e diminuição de libertação de CO₂ (cerca de 100704960kgCO₂/ano). Durante a realização do trabalho, constatou-se que no condensador 57480kW são libertos para a natureza, dos quais, com o dimensionamento de equipamentos de alta qualidade, foi possível recuperar cerca de 56 MW (aumentando a eficiência da central em 28%) para fornecer à um processo industrial CDM, a qual usa caldeiras a carvão para a produção do vapor, o que acarreta em emissão de grandes quantidades de gases de efeito de estufa (cerca de 171198432kgCO₂/ano). Tendo feito a análise de viabilidade técnica, económica e ambiental, constatou-se que o projecto é altamente viável com um tempo de retorno de investimento inicial de 10 meses. Portanto, o objectivo desta monografia foi perfeitamente atingido.

Recomendações

- Recomenda-se a implementação deste projecto na CTM, com vista a usufruir todos os benefícios propostos no mesmo;
- Para trabalhos futuros recomenda-se, estudar-se a possibilidade de se avaliar o impacto de aumento da demanda térmica durante a hora base, onde a demanda elétrica é fraca, para aumentar a eficiência que é baixa nesse momento (49%).

6 **BIBLIOGRAFIA**

6.1 **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

AFMAN et al. **The Future of Cogeneration and Heat Supply to Industry and Greenhouse Horticulture.**

ARAUJO, Arthur. **Modelagem Transiente do Armazenamento Térmico em sistemas.**

BARBOSA, José. **Cálculo de Electricidade de Cogeração de Alta Eficiência.** 2009

BARJA, Gabriel. **A Cogeração e sua Inserção ao Sistema Elétrico.** 2006.

CSP. 2017

BEFS. CHP Cogeneration.

BUENO, Felipe. **Dimensionamento de um trocador de calor de três seções tipo tubo aletado e avaliação de sua eficiência na instalação de um equipamento de pavimentação.** 2021.

BLUNDELL, Stephen e BLUNDELL, Katherine. **Concepts in Thermal Physics.** 2nd Edition.

CASTRO, Rui M.G. **Introdução à Cogeração.** 2^a edição. 2009.

Çengel, Yunes e BOLES, Michael. **Termodinâmica.** 7^a edición.

Devki Energy Consultancy Pvt. Ltd. **Cogeneration.**

ELHANAN, Abd Elmonim. **COGENERATION OF ELECTRICITY AND COOLING BY GAS TURBINES.** 2006.

INCROPERA, Frank. DEWITT, David. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa.** 7^a edição.

JUNIOR, Marcos. **Sistemas de Cogeração para Pequenas e Médias Empresas do Setor Terciário.** Salvador. 2019.

JRC SCIENCE FOR POLICY REPORT. **Case study on the impact of cogeneration and thermal storage on the flexibility of the power system.** 2017.

MATOS, Bruno Henrique dos Santos. **Projeto de cogeração: estudo de caso para aplicação de uma fábrica cafeeira.** 2018

MORAN, et al. **Introduction to Thermal Systems Engineering.** Thermodynamics, Fluid Mechanics and Heat Transfer.

MOREIRA, José. **Cogeração e Aplicações.**

MCMILLAN, Coli net al. **Generation and use of Thermal Energy in the U.S. Industrial Sector and Opportunities to Reduce its Carbon Emissions.** 2016.

OLIVEIRA, Mário. **Termodinâmica.** 2005.

POTTER, Mercl e SOMERTON, Craig. **Thermodynamics for Engineers.**

QUEIROZ, Luiz. **Cogeração.** Piracicaba. 2013.

SANTOS, Joubert. **Projeto de Planta de Geração de Potência com Ciclo Combinado Brayton-Rankine.** Rio de Janeiro. 2016.

SILVA, Tatiane. **Dimensionamento de trocadores de calor para recuperação de calor residual em sistema ORC de uma FPSO.** Itajubá. 2016.

TELLES, Pedro. **Tubulações Industriais Cálculo.** 9ª Edição.

WYLEN, Gordon. **Fundamentos de Termodinâmica Clássica.** 5ª edição.

ZEMANSKY, Mark e DITTMAN, Richard. **Heat and Thermodynamics.** 7th edition.

Gas turbine cogeneration system for energy conservation and better power supply security.

An Overview of Technology Options and Approaches for Promotion. **Productive Use of Thermal Energy.**

Manual Técnico Tigre. Orientações Técnicas sobre Instalações Hidráulicas Prediais

6.2 OUTRA BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

ALCÂNTARA, Alexandre Bernardo de Seabra Geada de Figueiredo. **Avaliação Económica e Energética do Dimensionamento de Centrais de Cogeração e Trigeração.** 2012

ALMEIDA, Victor da Silva. **Proposta de Alternativa de Sistemas de Cogeração como Fator de Redução de Custo no Consumo de Energia no Hospital Alpha.** 2016

ANDRADE, Damiana Tomeria. **Análise Energética de um Sistema de Cogeração Aplicado à Indústria de Rodas de Liga Leve.** 2017

BATISTA, Tiago Chaves. **Desenvolvimento de um Programa para Dimensionamento de Redes de Termofluido.** 2011

BELTRAM, Lucas. **Simulação Computacional do Desempenho Energético de uma Edificação Comercial.** 2015

Best Practice Manual. **Cogeneration.**

BSTT. **Isolamento Térmico**

CALAMOTE DE ALMEIDA, Luís Miguel. **Simulação de padrões de consumo/produção de eletricidade e vapor num complexo industrial – Caso de estudo.**

GIZ. **Cogeneration & Trigeneration – How to Produce Energy Efficiently.**

HAUSZ, Walter. **Thermal Energy Storage and Transport.**

SANTOS, Fernanda Gonçalves. **Cálculo Mecânico de um Trocador de Calor do Tipo Casco e Tubo (Shell and tube).** 2019

MORAN, Michael. **Fundamentals of Engineering Thermodynamics.** 5th Edition.

NICOLA, Marcelo Dalvi. VIEIRA, Marcos Fernando Neto. **Projeto Mecânico e Construção de Vaso de Pressão: Estudo do Caso Serviço com Sulfeto de Hidrogênio.**

APÊNDICES & ANEXOS

APÊNDICE-1: PLANTA DA CTM SEM E COM COGERAÇÃO RESPECTIVAMENTE

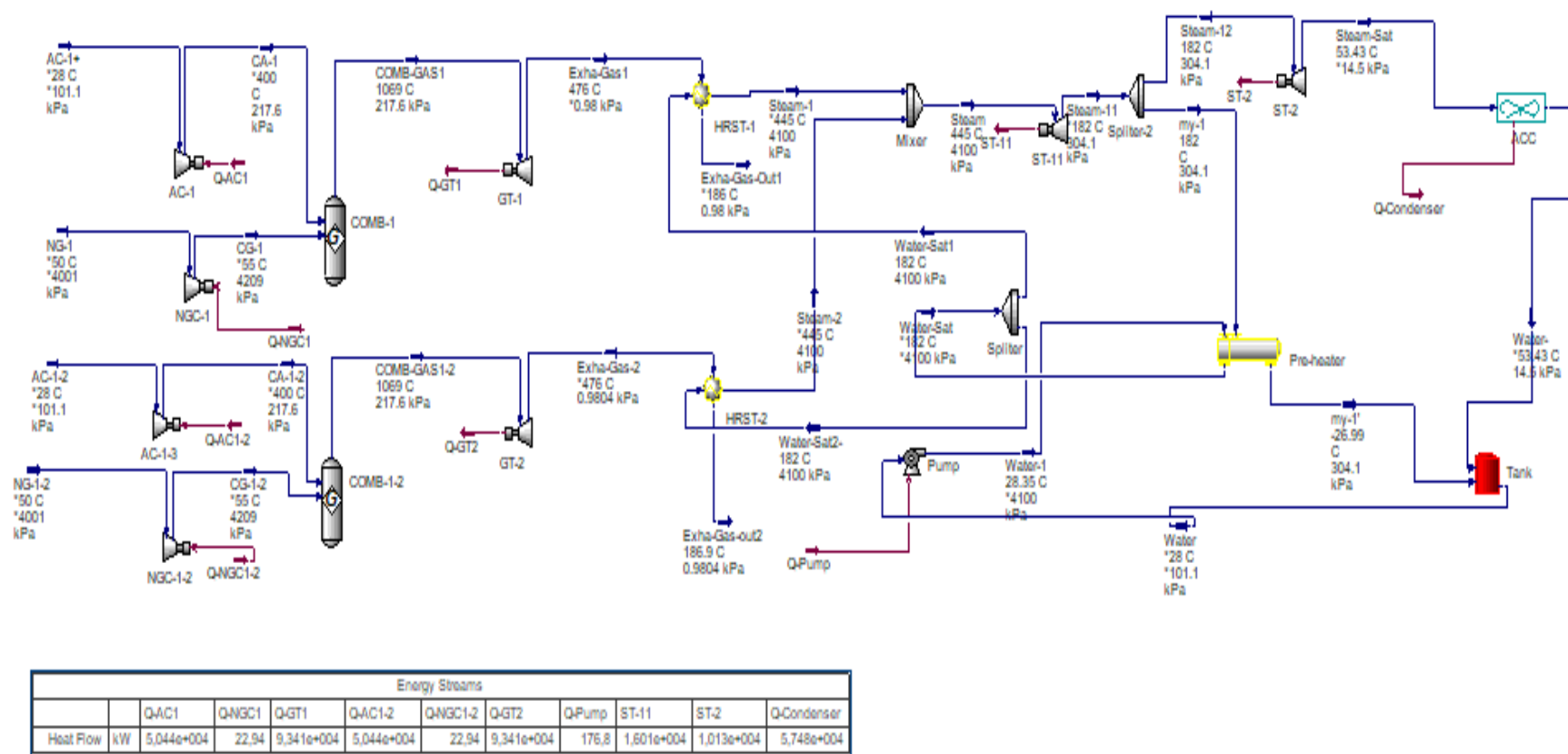


Ilustração A1-1: Diagrama da central sem cogeração simulada no ASPEN HYSYS

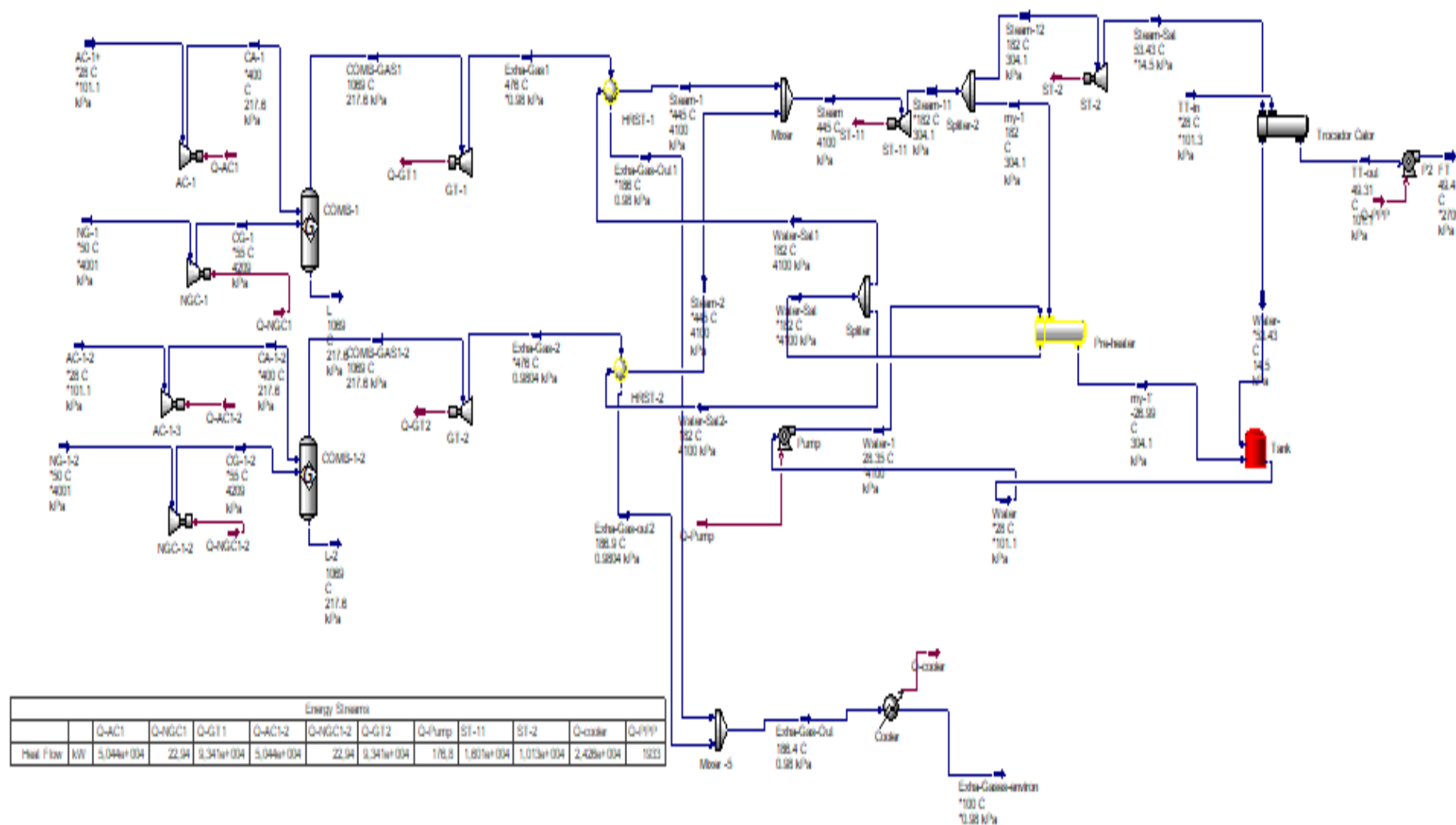


Ilustração A1-2: Diagrama da central com cogeração simulada no ASPEN HYSYS

Anexo 1: Coeficiente global de transferência para trocador de calor casco-tubo

Fluidos de processo	U (W/m ² .K)
Água-água	850 – 1700
Água-óleo	100 – 350
Água-gasolina ou querosene	300 – 1000
Aquecedores de água de alimentação	1000 – 8500
Vapor-óleo combustível leve	200 – 400
Vapor-óleo combustível pesado	50 – 200
Condensador de vapor	1000 – 6000
Condensador de freon (resfriado à água)	300 – 1000
Condensador de amônia (resfriado à água)	800 – 1400
Condensadores de álcool (resfriados à água)	250 – 700
Gás-gás	10 – 40
Água-ar em tubos aletados (água nos tubos)	30 – 60 (p/ superfície do lado do ar)
	400 – 850 (p/ superfície do lado da água)
Vapor-ar em tubos aletados (vapor nos tubos)	30 – 300 (p/ superfície do lado do ar)
	400 – 4000 (p/ superfície do lado do vapor)

Figura A1-3: Tabela de Coeficiente global de transferência para trocador de calor casco-tubo (Fonte: Çengel & Cimbala).

Anexo 2: Diagramas e tabelas de entalpias para turbinas a vapor e a gás

Enthalpy-entropy diagram (h-s) for steam

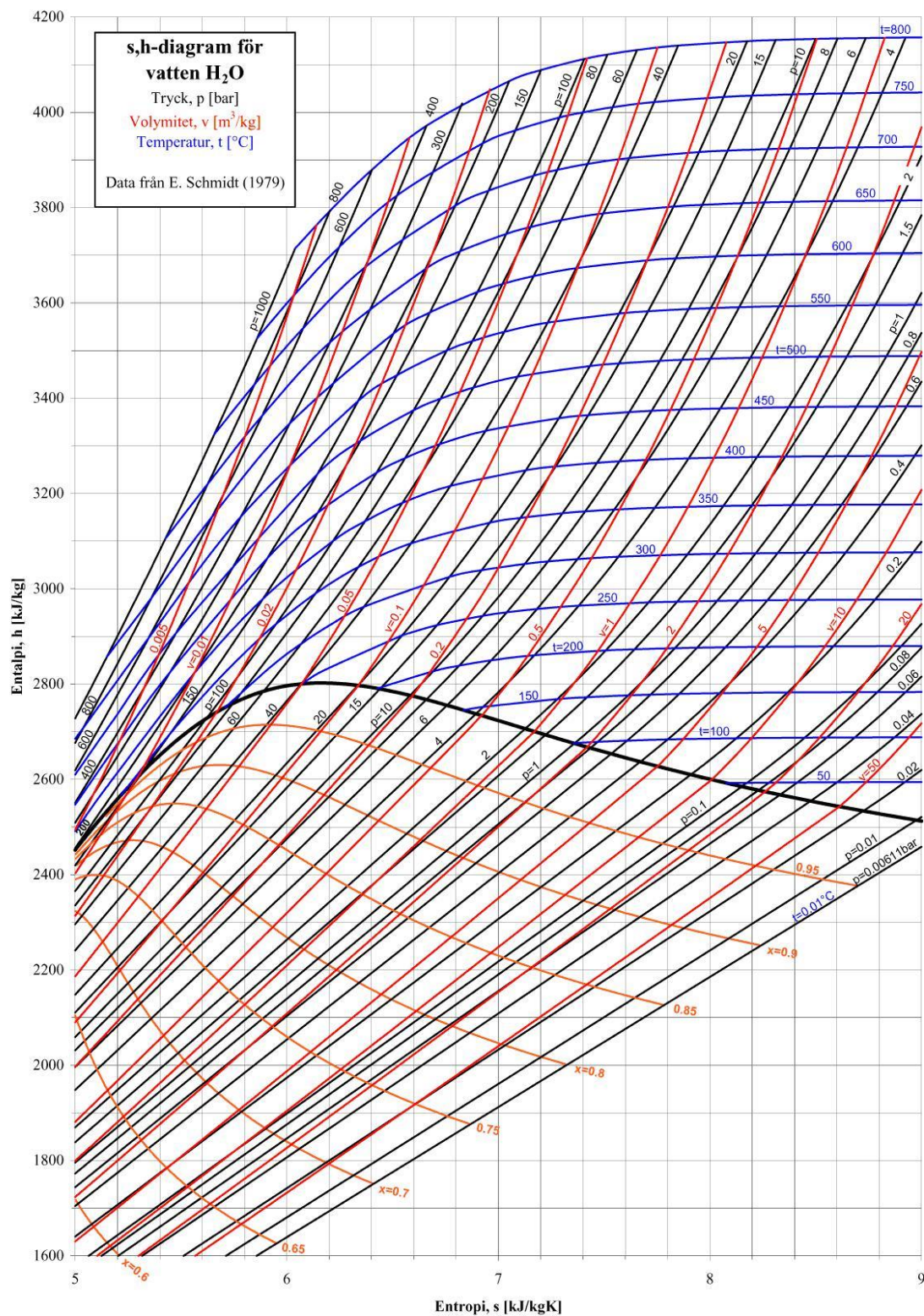


Figura A2-5: Diagrama para vapor

Enthalpies and heat of vaporization of saturated water and steam as function of Pressure

Tabela A2-6: Entalpias de vapor saturado e água saturada

Pressure (bar)	Temperature (°C)	Enthalpy Saturated Liquid Water (kJ/kg)	Enthalpy Saturated Steam (kJ/kg)	Heat of vaporization (kJ/kg)
0.01	6.14	29.7	2520.5	2490.8
0.02	16.86	70.8	2532.3	2461.5
0.03	23.90	100.2	2544.1	2443.9
0.04	28.79	120.7	2552.1	2431.4
0.05	32.82	137.5	2559.9	2422.4
0.06	36.12	151.3	2565.8	2414.5
0.07	38.81	162.6	2571.0	2408.4
0.08	41.19	172.5	2575.5	2403.0
0.09	43.41	181.8	2579.5	2397.7
0.10	45.49	190.5	2583.1	2392.6
0.12	49.34	206.6	2589.4	2382.8
0.14	52.47	219.7	2594.9	2375.2
0.16	55.22	231.2	2599.8	2368.6
0.18	57.76	241.8	2604.1	2362.3
0.20	60.03	251.3	2608.0	2356.7
0.22	62.09	259.9	2611.6	2351.7
0.24	64.04	268.1	2614.9	2346.8
0.26	65.83	275.6	2618.0	2342.4
0.28	67.50	282.6	2620.8	2338.2
0.30	69.09	289.2	2623.5	2334.3
0.32	70.59	295.5	2626.1	2330.6
0.34	71.99	301.4	2628.5	2327.1
0.36	73.34	307.1	2630.8	2323.7
0.38	74.63	312.5	2632.9	2320.4
0.40	75.86	317.6	2635.0	2317.4
0.42	77.03	322.5	2637.0	2314.5
0.44	78.17	327.3	2638.9	2311.6
0.46	79.26	331.9	2640.7	2308.8

0.48	80.31	336.3	2642.5	2306.2
0.50	81.33	340.6	2644.1	2303.5
0.55	83.72	350.6	2648.1	2297.5
0.60	85.93	359.9	2651.8	2291.9
0.65	88.00	368.6	2655.2	2286.6
0.70	89.94	376.8	2658.3	2281.5
0.75	91.77	384.5	2661.3	2276.8
0.80	93.50	391.7	2664.1	2272.4
0.85	95.14	398.6	2666.7	2268.1
0.90	96.70	405.2	2669.2	2264.0
0.95	98.19	411.5	2671.6	2260.1
1.00	99.62	417.5	2673.8	2256.3
1.10	102.27	428.7	2678.1	2249.4
1.20	104.74	439.2	2682.0	2242.8
1.30	107.07	449.0	2685.6	2236.6
1.40	109.28	458.3	2688.9	2230.6
1.50	111.37	467.2	2692.0	2224.8
1.60	113.30	475.4	2695.0	2219.6
1.70	115.14	483.2	2697.8	2214.6
1.80	116.91	490.7	2700.4	2209.7
1.90	118.60	497.9	2702.9	2205.0
2.00	120.23	504.8	2705.2	2200.4
2.10	121.77	511.3	2707.5	2196.2
2.20	123.26	517.6	2709.6	2192.0
2.30	124.69	523.8	2711.7	2187.9
2.40	126.08	529.7	2713.6	2183.9
2.50	127.43	535.4	2715.5	2180.1
2.60	128.72	540.9	2717.4	2176.5
2.70	129.98	546.3	2719.1	2172.8
2.80	131.20	551.5	2720.8	2169.3
2.90	132.39	556.6	2722.4	2165.8
3.00	133.54	561.5	2724.0	2162.5
3.20	135.75	571.0	2727.0	2156.0
3.40	137.86	580.0	2729.8	2149.8

3.60	139.87	588.6	2732.4	2143.8
3.80	141.79	596.9	2734.9	2138.0
4.00	143.63	604.8	2737.3	2132.5
4.20	145.40	612.4	2739.5	2127.1
4.40	147.10	619.7	2741.7	2122.0
4.60	148.74	626.8	2743.7	2116.9
4.80	150.32	633.6	2745.6	2112.0
5.00	151.86	640.2	2747.5	2107.3
5.50	155.48	655.9	2751.8	2095.9
6.00	158.85	670.5	2755.7	2085.2
6.50	162.01	684.2	2759.2	2075.0
7.00	164.97	697.2	2762.4	2065.2
7.50	167.78	709.4	2765.3	2055.9
8.00	170.43	721.0	2768.0	2047.0
8.50	172.96	732.1	2770.5	2038.4
9.00	175.38	742.7	2772.9	2030.2
9.50	177.69	752.9	2775.0	2022.1
10.00	179.91	762.7	2777.0	2014.3
10.50	182.04	772.1	2778.9	2006.8
11.00	184.09	781.2	2780.6	1999.4
11.50	186.07	790.0	2782.3	1992.3
12.00	187.99	798.5	2783.8	1985.3
12.50	189.84	806.7	2785.2	1978.5
13.00	191.63	814.7	2786.6	1971.9
13.50	193.38	822.5	2787.8	1965.3
14.00	195.07	830.1	2789.0	1958.9
14.50	196.71	837.5	2790.1	1952.6
15.00	198.32	844.7	2791.2	1946.5
15.50	199.88	851.7	2792.2	1940.5
16.00	201.40	858.6	2793.1	1934.5
16.50	202.88	865.3	2794.0	1928.7
17.00	204.34	871.8	2794.8	1923.0
17.50	205.75	878.3	2795.6	1917.3
18.00	207.14	884.6	2796.3	1911.7

18.50	208.50	890.7	2797.0	1906.3
19.00	209.83	896.8	2797.6	1900.8
19.50	211.13	902.7	2798.2	1895.5
20.00	212.41	908.6	2798.7	1890.1
21.00	214.89	919.9	2799.7	1879.8
22.00	217.28	930.9	2800.6	1869.7
23.00	219.59	941.6	2801.3	1859.7
24.00	221.82	951.9	2802.0	1850.1
25.00	223.98	961.9	2802.5	1840.6
26.00	226.08	971.7	2802.9	1831.2
27.00	228.11	981.2	2803.2	1822.0
28.00	230.09	990.4	2803.5	1813.1
29.00	232.01	999.5	2803.7	1804.2
30.00	233.88	1008.3	2803.8	1795.5
31.00	235.71	1016.9	2803.8	1786.9
32.00	237.49	1025.4	2803.7	1778.3
33.00	239.23	1033.6	2803.6	1770.0
34.00	240.93	1041.7	2803.5	1761.8
35.00	242.59	1049.7	2803.2	1753.5
36.00	244.21	1057.5	2803.0	1745.5
37.00	245.80	1065.1	2802.6	1737.5
38.00	247.36	1072.6	2802.3	1729.7
39.00	248.89	1080.0	2801.9	1721.9
40.00	250.38	1087.3	2801.4	1714.1
41.00	251.85	1094.5	2800.9	1706.4
42.00	253.29	1101.5	2800.4	1698.9
43.00	254.71	1108.4	2799.8	1691.4
44.00	256.10	1115.2	2799.2	1684.0
45.00	257.47	1122.0	2798.5	1676.5
46.00	258.81	1128.6	2797.8	1669.2
47.00	260.13	1135.2	2797.1	1661.9
48.00	261.43	1141.6	2796.3	1654.7
49.00	262.71	1148.0	2795.5	1647.5
50.00	263.97	1154.3	2794.7	1640.4

52.00	266.43	1166.7	2793.0	1626.3
54.00	268.82	1178.8	2791.1	1612.3
56.00	271.15	1190.6	2789.2	1598.6
58.00	273.41	1202.1	2787.1	1585.0
60.00	275.61	1213.5	2785.0	1571.5
62.00	277.76	1224.6	2782.7	1558.1
64.00	279.86	1235.5	2780.4	1544.9
66.00	281.90	1246.2	2777.9	1531.7
68.00	283.90	1256.8	2775.4	1518.6
70.00	285.86	1267.1	2772.8	1505.7
72.00	287.77	1277.3	2770.2	1492.9
74.00	289.64	1287.4	2767.4	1480.0
76.00	291.48	1297.3	2764.6	1467.3
78.00	293.28	1307.1	2761.7	1454.6
80.00	295.04	1316.7	2758.7	1442.0
82.00	296.77	1326.3	2755.7	1429.4
84.00	298.46	1335.7	2752.5	1416.8
86.00	300.13	1345.0	2749.3	1404.3
88.00	301.77	1354.2	2746.1	1391.9
90.00	303.37	1363.3	2742.8	1379.5
92.00	304.96	1372.3	2739.4	1367.1
94.00	306.51	1381.2	2735.9	1354.7
96.00	308.04	1390.0	2732.4	1342.4
98.00	309.55	1398.8	2728.8	1330.0
100.00	311.03	1407.5	2725.1	1317.6
105.00	314.63	1428.9	2715.6	1286.7
110.00	318.11	1449.9	2705.7	1255.8
115.00	321.46	1470.5	2695.3	1224.8
120.00	324.70	1490.9	2684.6	1193.7
125.00	327.84	1511.1	2673.3	1162.2
130.00	330.88	1531.1	2661.5	1130.4
135.00	333.83	1550.9	2649.3	1098.4
140.00	336.69	1570.7	2636.5	1065.8
145.00	339.48	1590.4	2623.1	1032.7

150.00	342.18	1610.0	2609.1	999.1
155.00	344.82	1629.8	2594.4	964.6
160.00	347.38	1649.6	2579.0	929.4
165.00	349.88	1669.7	2562.8	893.1
170.00	352.32	1689.9	2545.7	855.8
175.00	354.70	1710.6	2527.5	816.9
180.00	357.02	1731.7	2508.1	776.4
185.00	359.29	1753.5	2487.4	733.9
190.00	361.51	1776.1	2464.9	688.8
195.00	363.67	1799.9	2440.2	640.3
200.00	365.78	1825.4	2412.5	587.1
205.00	367.85	1853.5	2380.8	527.3
210.00	369.86	1886.0	2342.4	456.4
215.00	371.83	1927.7	2291.0	363.3
220.00	373.74	2010.0	2190.2	180.2

Ratio of specific heats (isentropic exponent)

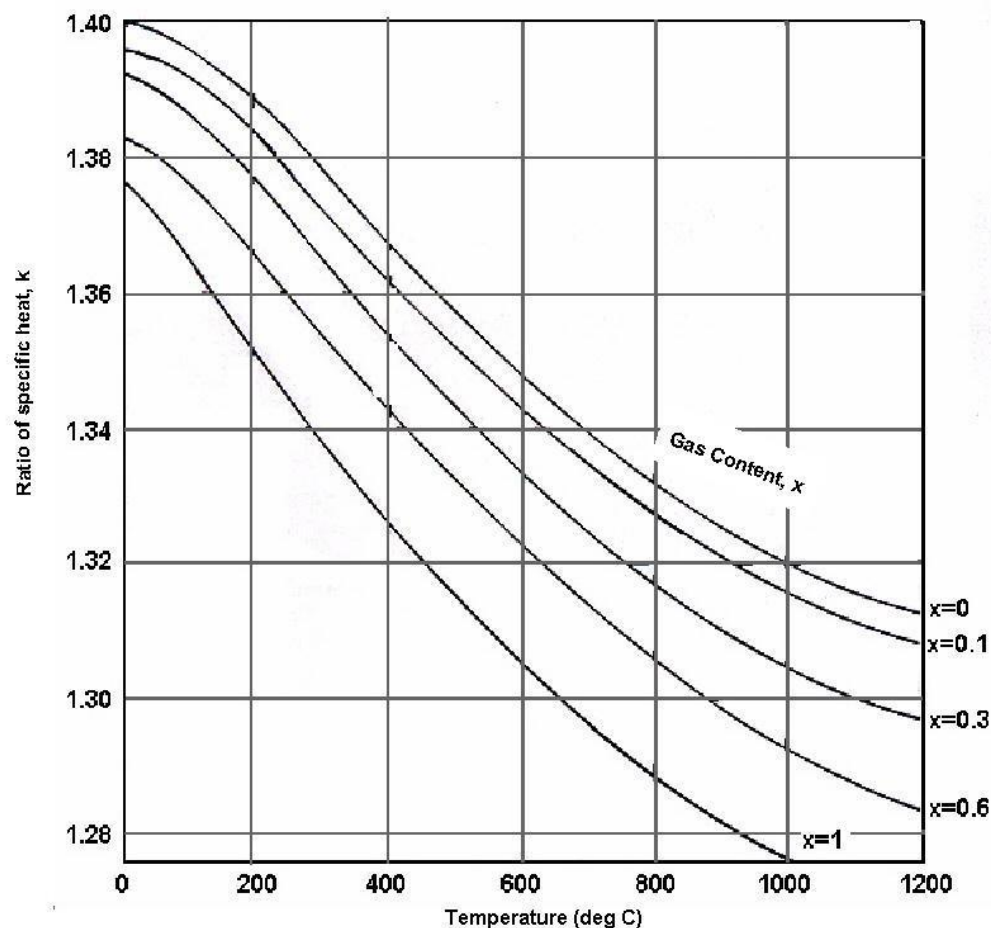


Figura A2-11: Rácio de conteúdo de gás

Tabela A2-12: Entalpia para o ar e gases da combustão de combustíveis leves from light oil firing como uma função da temperatura

Temperatura (°C)	Enthalpy for air, h_{AIR} , (kJ/kg) $x=0$	Dh (kJ/kg)	310 320 330	316 326,5 337	22,7 23,6 24,5
10	10	0,5	340	347,5	25,4
20	20,1	1	350	358	26,4
30	30,1	1,6	360	368,6	27,3
40	40,2	2,1	370	379,2	28,3
50	50,2	2,7	380	389,8	29,2
60	60,3	3,3	390	400,4	30,2
70	70,3	3,9	400	411,1	31,2
80	80,4	4,6	410	421,8	32,2
90	90,5	5,2	420	432,5	33,1
100	100,6	5,9	430	443,2	34,1
110	110,7	6,6	440	454	35,1
120	120,8	7,3	450	464,8	36,2
130	130,9	8	460	475,6	37,2
140	141,1	8,7	470	486,4	38,2
150	151,2	9,4	480	497,2	39,2
160	161,4	10,2	490	508,1	40,3
170	171,6	10,9	500	519	41,3
180	181,8	11,7	510	529,9	42,4
190	192	12,5	520	540,9	43,4
200	202,2	13,3	530	551,8	44,5
210	212,5	14,1	540	562,8	45,6
220	222,7	14,9	550	573,9	46,7
230	233	15,7	560	584,9	47,8
240	243,3	16,6	570	596	48,9
250	253,6	17,4	580	607	50
260	264	18,3	590	618,1	51,1

270	274,3	19,1	600	629,3	52,2
280	284,7	20			
290	295,1	20,9			
300	305,6	21,8			

620	651,6	54,5	1140	1256,2	122,4
630	662,8	55,6	1150	1268,2	123,8
640	674	56,7	1160	1280,2	125,3
650	685,2	57,9	1170	1292,2	126,8
660	696,5	59,1	1180	1304,2	128,2
670	707,7	60,2	1190	1316,2	129,7
680	719	61,4	1200	1328,3	131,2
690	730,3	62,6	1210	1340,3	132,7
700	741,7	63,8	1220	1352,4	134,2
710	753	65	1230	1364,4	135,7
720	764,4	66,2	1240	1376,5	137,2
730	775,8	67,4	1250	1388,6	138,7
740	787,2	68,6	1260	1400,7	140,2
750	798,6	69,8	1270	1412,8	141,7
760	810	71	1280	1424,9	143,2
770	821,5	72,3	1290	1437	144,8
780	833	73,5			
790	844,5	74,8			
800	856	76			
810	867,5	77,3			
Temperatur e (°C)	Enthalpy for air, h_{AIR} (kJ/kg) x=0	Dh (kJ/kg)			
820	879,1	78,6			
830	890,6	79,8			

840	902,2	81,1
850	913,8	82,4
860	925,4	83,7
870	937	85
880	948,7	86,3
890	960,3	87,6
900	972	89
910	983,7	90,3
920	995,4	91,6
930	1007,1	93
940	1018,9	94,3
950	1030,6	95,6
960	1042,4	97
970	1054,1	98,4
980	1065,9	99,7
990	1077,7	101,1
1000	1089,5	102,5
1010	1101,4	103,9
1020	1113,2	105,3
1030	1125,1	106,7
1040	1136,9	108,1
1050	1148,8	109,5
1060	1160,7	110,9
1070	1172,6	112,3
1080	1184,5	113,7
1090	1196,4	115,2
1100	1208,3	116,6
1110	1220,3	118
1120	1232,2	119,5
1130	1244,2	120,9

5. TUBOS DE AÇO - DIMENSÕES NORMALIZADAS

5.1. Tubos de Acordo com as Normas ANSI B.36.10 e B.36.19 (v. Nota 1)

Dimensões normalizadas e principais características físicas para os diâmetros e espessuras mais usuais dos tubos de aço, de acordo com as normas ANSI B.36.10 (para tubos de aço-carbono e aços de baixa liga), e ANSI B.36.19 (para tubos de aços inoxidáveis)
(V. Nota na página 19)

Figura A3-16: Tabela de tubos de Aço

Diâmetro nominal (pol.) - Diâmetro externo (mm) (v. Nota 5)	Designação de espessura (v. Nota 3)	Espessura de Parede (mm) (v. Nota 4)	Diâmetro interno (mm)	Área de secção livre (cm ²)	Área de secção de metal (cm ²)	Superfície externa (m ² /m)	Peso aprox. (kg/m)		Seção transversal		
							Tubo vazio (v. Nota 6)	Conteúdo de água (v. Nota 7)	Momento de inércia (cm ⁴)	Momento resistente (cm ³)	Raio de giração (cm)
1/4 - 13,7	10S Std.40,40S XS.80,80S	1,65 2,23 3,02	10,4 9,2 7,7	0,85 0,67 0,46	0,62 0,81 1,01	0,043 ↓	0,49 0,62 0,79	0,085 0,067 0,046	0,116 0,138 0,157	0,169 0,202 0,229	0,430 0,413 0,393
3/8 - 17,1	10S Std.40,40S XS.80,80S	1,85 2,31 3,20	13,8 12,5 10,7	1,50 1,23 0,91	0,81 1,08 1,40	0,054 ↓	0,63 0,84 1,10	0,150 0,123 0,090	0,236 0,304 0,359	0,285 0,354 0,419	0,551 0,531 0,506
1/2 - 21	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	2,77 3,73 4,75 7,47	15,8 13,8 11,8 6,4	1,96 1,51 1,10 0,32	1,61 2,06 2,47 3,52	0,071 ↓	0,42 1,62 1,94 2,55	0,20 0,15 0,11 0,03	0,71 0,84 0,92 1,01	0,67 0,78 0,86 0,95	0,66 0,64 0,61 0,56
3/4 - 27	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	2,87 3,91 5,54 7,82	20,9 18,8 15,6 11,0	3,44 2,79 1,91 0,95	2,15 2,80 3,68 4,63	0,083 ↓	1,68 2,19 2,88 3,63	0,34 0,28 0,19 0,10	1,54 1,86 2,19 2,41	1,16 1,40 1,65 1,81	0,85 0,82 0,77 0,72
1 - 33	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	2,87 4,55 6,35 9,09	26,6 24,3 20,7 15,2	5,57 4,64 3,37 1,82	3,19 4,12 5,39 6,94	0,105 ↓	2,50 3,23 4,23 5,44	0,56 0,46 0,34 0,18	2,64 4,40 5,21 5,85	2,18 2,63 3,12 3,50	1,07 1,03 0,98 0,92
1 1/4 - 42	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	3,56 4,85 6,35 9,70	35,0 32,5 29,4 22,7	9,65 8,28 6,82 4,07	4,32 5,68 7,14 9,90	0,132 ↓	3,38 4,46 5,60 7,76	0,96 0,83 0,68 0,41	8,11 10,06 11,82 14,19	3,85 4,77 5,61 6,74	1,37 1,33 1,29 1,20
1 1/2 - 48	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	3,68 5,08 7,14 10,16	40,8 38,1 33,9 27,9	13,1 11,4 9,07 6,13	5,15 6,89 9,22 12,2	0,151 ↓	4,04 5,40 7,23 9,53	1,31 1,14 0,91 0,61	12,90 16,27 20,10 23,64	5,34 6,75 8,33 9,80	1,58 1,54 1,48 1,39
2 - 60	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	3,91 5,54 8,71 11,07	52,5 49,2 42,9 38,2	21,7 19,0 14,4 11,4	6,93 9,53 14,1 17,1	0,196 ↓	5,44 7,47 11,08 13,44	2,17 1,90 1,44 1,14	27,72 36,13 48,41 54,61	9,20 11,98 16,05 18,10	2,00 1,95 1,85 1,79
2 1/2 - 73	Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	5,16 7,01 9,52 14,0	62,7 59,0 54,0 44,9	30,9 27,3 22,9 15,9	11,0 14,5 19,0 26,0	0,235 ↓	8,62 11,40 14,89 20,39	3,09 2,73 2,29 1,59	63,68 80,12 97,94 119,5	17,44 21,95 26,83 32,75	2,41 2,35 2,27 2,14
3 - 89	10S Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	3,05 5,48 7,62 11,1 15,2	82,8 77,9 73,6 66,7 58,4	53,9 47,7 42,6 34,9 26,8	8,22 14,4 19,5 27,2 35,3	0,282 ↓	6,44 11,28 15,25 21,31 27,65	5,39 4,77 4,26 3,49 2,68	75,84 125,70 162,33 209,36 249,32	17,06 28,26 36,48 47,14 56,22	3,04 2,96 2,89 2,78 2,66
4 - 114	10S Std.40,40S XS.80,80S 160 XXS	3,05 6,02 8,56 13,5 17,1	108,2 102,3 97,2 87,3 80,1	91,9 82,1 74,2 59,9 50,3	10,6 20,4 28,4 42,7 52,3	0,361 ↓	8,35 16,06 22,29 33,49 40,98	9,19 8,21 7,42 5,99 5,03	164,83 300,93 399,99 552,34 636,42	28,88 52,61 69,99 96,70 111,29	3,93 3,84 3,75 3,60 3,49
6 - 168	10S Std.40,40S XS.80,80S 120 160 XXS	3,40 7,11 10,97 14,3 18,2 21,9	161,4 154,0 146,3 139,7 131,8 124,4	204,5 186,4 168,2 153,4 136,4 121,5	17,6 36,0 54,2 69,0 86,0 100,9	0,535 ↓	13,82 28,23 42,51 54,15 67,41 79,10	20,45 18,64 16,82 15,34 13,64 12,15	599,37 1.171,3 1.685,7 2.064,5 2.455,8 2.759,6	71,30 139,32 200,45 245,52 291,91 328,29	5,83 5,70 5,58 5,47 5,34 5,23
8 - 219	10S Std.40,40S 60 XS.80,80S 120 XXS	3,76 8,18 10,3 12,7 18,2 22,2 23,0	211,5 202,7 198,4 193,7 182,6 174,6 173,1	351,6 322,6 309,1 294,8 261,9 239,4 235,5	25,4 54,2 67,6 82,3 115,1 137,4 141,7	0,692 ↓	19,93 42,48 53,03 64,56 90,22 107,8 111,1	35,16 32,26 30,91 29,48 26,19 23,94 23,55	1.473,4 3.017,7 3.696,1 4.399,5 5.852,2 6.742,9 6.905,3	134,56 275,52 337,31 401,88 534,31 616,26 631,02	7,62 7,46 7,39 7,31 7,13 7,00 6,98

Diâmetro nominal (pol.) Diâmetro externo (mm) (v. Nota 5)	Designação de espessura (v. Nota 3)	Espessura de Parede (mm) (v. Nota 4)	Diâmetro interno (mm)	Área de secção livre (cm²)	Área de secção de metal (cm²)	Superfície externa (m²/m)	Peso aprox. (kg/m)		Seção transversal		
							Tubo vazio (v. Nota 6)	Conteúdo de água (v. Nota 7)	Momento de inércia (cm⁴)	Momento resistente (cm³)	Raio de giração (cm)
10	5S	3,40	266,2	556,8	29,2	0,858	22,54	55,68	2.651,4	194,22	9,53
	10S	4,19	264,7	550,3	35,4		27,83	55,03	3.200,8	234,38	9,50
	Std. 40, 40S	9,27	254,5	509,1	76,8		60,23	50,91	6.692,9	490,06	9,32
	XS. 60, 80S	12,7	247,6	481,9	103,9		81,45	48,19	8.824,1	645,77	9,22
	80	15,1	242,9	463,2	122,1		95,72	46,32	10.193	747,38	9,14
273	120	21,4	230,2	416,1	169,3	↓	132,7	41,61	13.486	988,32	8,94
	160	28,6	215,9	365,8	219,4		172,1	36,58	16.607	1.217,8	8,71
12	5S	4,19	315,5	782,0	42,1	1,018	29,11	78,20	5.377,7	332,23	11,30
	10S	4,57	314,7	778,1	45,9		36,00	77,81	5.848,0	361,07	11,28
	20	6,35	311,1	760,7	63,5		49,70	76,07	7.987,5	493,34	11,23
	Std. 30	9,52	304,8	729,6	94,1		73,74	72,96	11.875	717,88	11,13
	40, 40S	10,3	303,2	722,0	101,5		79,65	72,20	12.487	771,97	11,10
324	XS. 80S	12,7	298,4	699,4	124,1	↓	97,34	69,94	15.067	929,31	11,00
	60	14,3	295,3	685,2	138,8		108,8	68,52	16.691	1.029,3	10,95
	80	17,4	288,9	655,5	168,0		131,7	65,55	19.771	1.221,1	10,85
	120	25,4	273,0	585,8	238,1		186,7	58,58	26.722	1.650,5	10,59
14	10	6,35	342,9	923,3	69,7	1,118	54,62	92,33	10.630	598,24	12,34
	Std. 30	9,52	336,5	889,7	103,5		81,20	88,97	15.525	873,59	12,24
	40	11,1	333,4	872,9	120,1		94,29	87,29	17.856	1.003,1	12,19
	XS	12,7	330,2	856,2	136,8		107,3	85,62	20.145	1.132,5	12,14
	60	15,1	325,5	832,3	161,2		126,3	83,23	23.392	1.316,1	12,04
356	80	19,0	317,5	791,7	201,3	↓	157,9	79,17	28.595	1.609,5	11,91
	100	23,8	308,0	745,2	248,4		194,5	74,52	34.339	1.930,7	11,76
16	10	6,35	393,7	1.217,5	79,8	1,277	62,57	121,7	15.983	786,72	14,15
	Std. 30	9,52	387,3	1.178,1	118,8		93,12	117,8	23.392	1.152,2	14,05
	XS. 40	12,7	381,0	1.140,1	157,1		123,2	114,0	30.468	1.499,7	13,92
	60	16,6	373,1	1.093,0	203,9		159,9	109,3	38.834	1.911,1	13,79
	80	21,4	363,6	1.038,1	258,7		203,0	103,8	48.158	2.370,0	13,64
406	100	26,2	354,0	984,6	312,9	↓	245,3	98,46	56.815	2.796,1	13,46
18	10	6,35	444,5	1.551,7	89,9	1,436	70,52	155,2	22.851	999,79	15,95
	Std. 20	9,52	438,1	1.507,8	133,9		105,0	150,8	33.589	1.468,5	15,82
	XS	12,7	431,8	1.464,6	177,4		139,0	146,5	43.829	1.917,6	15,72
	40	14,3	428,6	1.443,3	198,7		155,9	144,3	48.782	2.133,9	15,67
	60	19,0	419,1	1.379,4	261,9		205,6	137,9	63.059	2.758,4	15,49
457	80	23,8	409,6	1.317,5	323,9	↓	254,1	131,7	76.337	3.340,3	15,34
	100	29,4	398,5	1.247,2	394,8		309,4	124,7	90.738	3.969,7	15,16
20	10	6,35	495,3	1.926,6	100,1	1,597	78,46	192,7	31.509	1.240,7	17,73
	Std. 20	9,52	488,9	1.877,5	149,2		116,9	187,7	46.368	1.825,8	17,63
	XS. 30	12,7	482,6	1.829,1	197,4		154,9	182,9	60.645	2.388,0	17,53
	40	15,1	477,9	1.793,6	233,5		182,9	179,4	70.926	2.792,9	17,42
	60	20,6	468,7	1.711,1	315,5		247,6	171,1	93.943	3.699,2	17,25
508	80	26,2	455,6	1.630,4	396,1	↓	310,8	163,0	115.379	4.543,3	17,07
	100	32,5	442,9	1.540,7	485,8		381,1	154,1	138.188	5.441,5	16,84
24	10	6,35	596,9	2.800,2	120,3	1,914	94,35	280,0	54.776	1.796,3	21,34
	Std. 20	9,52	590,5	2.742,1	179,5		140,8	274,2	80.873	2.482,8	21,21
	XS	12,7	584,2	2.677,6	238,1		186,7	267,8	106.139	2.653,5	21,11
	40	17,4	574,7	2.593,7	324,5		254,7	259,4	142.351	4.674,4	20,96
	60	24,6	560,4	2.464,6	451,6		354,3	246,5	193.547	6.359,3	20,70
610	80	30,9	547,7	2.355,0	562,6	↓	440,9	235,5	236.002	7.752,5	20,50
	100	38,9	531,8	2.219,5	697,5		546,7	221,9	285.118	9.358,7	20,22
30	10	7,92	746,1	4.374,4	187,7	2,393	147,2	437,4	133.609	3.507,5	26,67
	20	12,7	736,6	4.264,8	298,7		234,4	426,5	209.779	5.507,0	26,49
	30	15,9	730,2	4.187,3	371,6		291,8	418,7	258.895	6.801,8	26,39

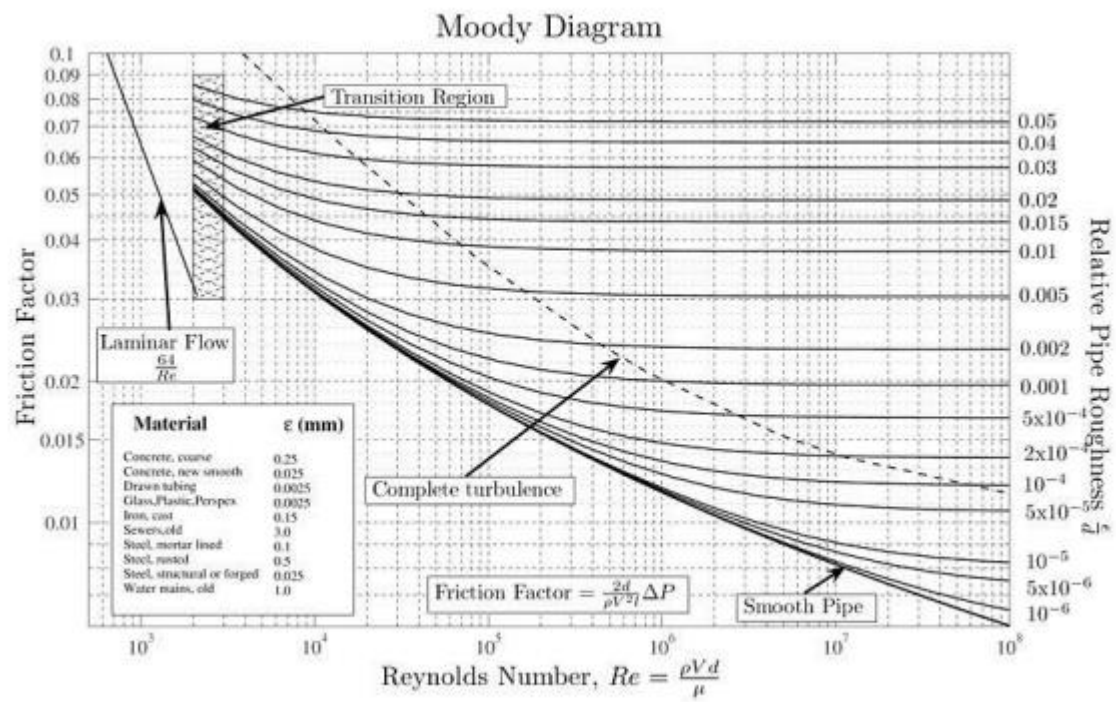


Figura A3-18: Diagrama de Moody (Fonte: Wikipedia)

Anexo 4: Diagrama da central fornecida pela CTM

Anexo 5: F1 - Guia De Avaliação Do Relatório Escrito

Anexo 6: F2 – Guia De Avaliação Da Apresentação Oral E Defesa

Anexo 7: F3 - Ficha De Avaliação Global



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELECTROTÉCNICA

F1 - GUIA DE AVALIAÇÃO DO RELATÓRIO ESCRITO

Nome do estudante: Paruque, Belizarda Júlio

Referência do tema: 2024ELTLD07

Data: 19/02/24

Título do tema: ESTUDO DE POSSIBILIDADE DE INTEGRAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO NA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)

1. Resumo					
1.1. Apresentação dos pontos chaves no resumo (clareza, organização, correlação com o apresentado)	1	2	3	4	5
Secção 1 subtotal (max: 5)					

2. Organização (estrutura) e explanação										
2.1. Objectivos	1	2	3	4	5					
2.2. Introdução, antecedentes e pesquisa bibliográfica	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2.3. Metodologias	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2.4. Resultados, sua análise e discussão	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2.5. Conclusões e aplicação dos resultados (recomendações)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Secção 2 subtotal (max: 45)										

3. Argumentação

3. 1. Criatividade e originalidade	1	2	3	4	5					
3.2. Rigor	1	2	3	4	5					
3.3. Análise crítica, evidência e lógica	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
3.4. Relação objectivos/ métodos/resultados/conclusões	1	2	3	4	5					
3.5. Relevância	1	2	3	4	5					
Secção 3 subtotal (max: 30)										

4. Apresentação e estilo da escrita

4.1. Legibilidade e organização	1	2	3	4	5
4.2. Ilustração e qualidade das figuras e tabelas	1	2	3	4	5
4.3. Estilo da escrita (fluência do texto, uso da língua e gramática)	1	2	3	4	5
4.4. Fontes bibliográficas (citação correcta, referências, etc)	1	2	3	4	5
Secção 4 subtotal (max: 20)					

Total de pontos (max: 100)	
---------------------------------------	--

Nota (=Total*0,2)	
--------------------------	--

Nota: Quando exista a componente gráfica (desenhos técnicos), a nota acima é multiplicada por 0,8 cabendo os restantes 20% do peso à referida parte gráfica.



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELECTROTÉCNICA

F2 – GUIA DE AVALIAÇÃO DA APRESENTAÇÃO ORAL E DEFESA

Nome do estudante: Paruque, Belizarda Júlio

Referência do tema: 2024ELTLD07

Data: 19/02/24

Título do tema: ESTUDO DE POSSIBILIDADE DE INTEGRAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO NA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)

1. Introdução										
1.1. Apresentação dos pontos chaves na introdução (Contexto e importância do trabalho)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Secção 1 subtotal (max: 10)										

2. Organização e explanação										
2.1. Objectivos	1	2	3							
2.3. Metodologia	1	2	3	4						
2.4. Resultados, sua análise e discussão	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2.5. Conclusões e aplicação dos resultados (recomendações)	1	2	3	4	5	6	7	8		
Secção 2 subtotal (max: 25)										

3. Estilo da apresentação

3. 1. Uso efectivo do tempo	1	2	3	4	5					
3.2. Clareza, tom, vivacidade e entusiasmo	1	2	3	4	5					
3.3. Uso e qualidade dos audio-visuais	1	2	3	4	5					
Secção 3 subtotal (max: 15)										

4. Defesa										
4.1. Exactidão nas respostas	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4.2. Domínio dos conceitos	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4.3. Confiança e domínio do trabalho realizado	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4.4. Domínio do significado e aplicação dos resultados	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
4.5. Segurança nas intervenções	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Secção 3 subtotal (max: 50)										

Total de pontos (max: 100)		Nota (=Total*0,2)	
-----------------------------------	--	--------------------------	--



UNIVERSIDADE EDUARDO MONDLANE
FACULDADE DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELECTROTÉCNICA

F3 - FICHA DE AVALIAÇÃO GLOBAL

Nome do estudante: Paruque, Belizarda Júlio

Referência do tema: 2024ELTLD07

Data: 19/02/24

Título do tema: ESTUDO DE POSSIBILIDADE DE INTEGRAÇÃO DE UM SISTEMA DE COGERAÇÃO NA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE MAPUTO (CTM)

AVALIADOR	NOTA OBTIDA	PESO (%)
Relatório escrito (F1)	N1=	A= 60
Apresentação e defesa do trabalho (F2)	N2=	B= 40

CLASSIFICAÇÃO FINAL $= (N1 \cdot A + N2 \cdot B) / 100$	
---	--

OS MEMBROS DO JURI:

O Presidente	
O Oponente	
Os Supervisores	

