Departamento
de Engenharia Mecânica

Aumento da Produção de Energia de uma Turbina de Vapor numa Central Termoeléctrica

Relatório de projecto apresentado para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Autor
Rúben Dinis Gonçalves Ferreira
Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Orientador
Prof. Adjunto António Manuel de Morais Grade
Instituto Superior de Engenharia de Coimbra

Coimbra, agosto 2016

Aos meus Pais

Dinis e Luísa

AGRADECIMENTOS

O desenvolvimento do presente trabalho foi completado com a contribuição de diversas pessoas, de uma forma mais ou menos directa, a quem o autor gostaria de expressar a sua gratidão por todo o apoio prestado e reconhecimento.

Pelo envolvimento e presença, um agradecimento em especial,

Ao Professor Mestre António de Manuel Morais Grade, orientador científico do autor, pela ajuda e acompanhamento na realização do projecto e pela sua amizade e confiança;

Ao Eng. Paulo Ramos, Chefe da Central Termoeléctrica da Vitória – EEM, pela disponibilidade manifestada e pelo fornecimento de fontes essenciais para a elaboração deste trabalho;

Ao Eng. Pedro, Eng. Vítor, Eng. Sérgio, Eng. César e Eng. André, da Central Termoeléctrica da Vitória – EEM, pelo apoio e transmissão de conhecimentos indispensáveis sobre os sistemas térmicos, seu respectivo funcionamento e sugestões;

À EEM, Empresa de Electricidade da Madeira, e seus profissionais, pelo interesse demonstrado no projecto proposto e pela liberdade facultada para a realização do mesmo.

Ao Instituto Superior de Engenharia de Coimbra, respectivamente, a todos os docentes pela transmissão de conhecimentos e amizades no meu percurso académico.

Numa nota mais pessoal,

De carácter mais importante, um agradecimento de coração aos meus pais, Dinis e Luísa, cujo amor, apoio incondicional e orientação durante os momentos altos e baixos, possibilitaram-me chegar a este patamar;

Um agradecimento final à família e amigos, cuja presença revelou-se igualmente indispensável.

RESUMO

Um dos obstáculos cada vez mais comuns na evolução do ser humano é satisfazer as necessidades energéticas para as suas actividades do quotidiano. A água, sendo um dos compostos mais abundantes do planeta e, portanto, de fácil obtenção, é um recurso regularmente utilizado na forma de vapor em vários tipos de indústrias para efeitos de aquecimento, produção de energia eléctrica e outros processos.

Este projecto apresenta uma intervenção no espaço de uma central termoeléctrica com um intuito de aumentar o fornecimento de vapor ao sistema para uma produção adicional de energia eléctrica.

O vapor sobreaquecido, no seu estado termodinâmico, possui alto conteúdo de energia por unidade de massa. Mesmo no caso do vapor saturado as relações de temperatura e pressão de saturação permitem a sua utilização como fonte de calor a temperaturas médias com pressões de trabalho toleráveis. Contudo, os equipamentos e sistemas térmicos que utilizam este recurso nem sempre estão dotados, tecnicamente, para um aproveitamento máximo de energia dos diversos processos e é neste aspecto que o presente trabalho intervém.

Apesar da existência actual de equipamentos como solução para este tipo de problemas, este trabalho focar-se-á no processo prático de análise, dimensionamento e instalação dos sistemas necessários para o aumento de produção de energia eléctrica de uma turbina de vapor, desde o circuito de fluidos à recuperação de calor, e a sua coexistência na infra-estrutura da central termoeléctrica.

Palavras-chave:

Vapor, Energia, Dimensionamento, Recuperação

ABSTRACT

One of the increasingly common obstacles in the evolution of mankind is the need to meet the energy requirements for their everyday activities. Water, being one of the earth most abundant compounds and, therefore, easy to obtain, is regularly used as steam in several industries for the purpose of heating, power generation and other processes.

This project presents an intervention within a power station with the purpose of increasing the system steam supply for an additional electricity production.

Superheated steam, in its thermodynamic state, has high energy content per mass unit. Even in saturated state its temperature and saturation pressure relationship allows it as a heat source at average temperatures for wide industrial use with tolerable working pressures. However, some equipment and thermal systems that use this resource are not always suitable, technically, to take full exploitation of the energy of the various processes, and it's in this context that the present work is included.

Despite the current existence of equipment as a solution to such problems, this work will focus on the practical analysis process, design and installation of the systems needed for an increase on production power in a steam turbine from the fluid circuit to the heat recovery, and their coexistence in the power plant infrastructure.

Keywords:

Steam, Energy, Sizing, Recovery

ÍNDICE GERAL

Agradecimentos v
Resumo vii
Abstract ix
Índice geral xi
Índice de figuras xiii
Índice de quadros xv
Simbologia xvii
Abreviaturas xix

1 INTRODUÇÃO 1
2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXISTENTE 3
2.1 A TURBINA DE VAPOR 8
2.2 A TURBINA A GÁS 11
2.2.1 Combustível Operacional 14
2.2.2 Análise Térmica do Processo de Combustão 17

3 SISTEMA A IMPLEMENTAR PARA O AUMENTO DA PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉCTRICA 21
3.1 Esquema Geral Simplificado do Projecto 22
3.2 Recolha de Dados 23
3.3 Considerações de Projecto e Instalação Geral 25

4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA A IMPLEMENTAR 27
4.1 Dimensionamento do Circuito de Condensados 27
4.1.1 Dimensionamento do Tubo 28
4.1.2 Selecção da Bomba Hidráulica 31
4.1.3 Avaliação da Segurança de Trabalho da Bomba 33
4.1.4 Acessórios do Grupo Hidráulico 36
4.1.5 Dimensionamento do Isolamento para a Linha de Condensado 38
4.2 Balanço Térmico da Caldeira de Recuperação 41
4.3 Dimensionamento do Circuito de Vapor Sobreaquecido 48
4.3.1 Dimensionamento do Tubo 48

4.3.2 Purgadores de Vapor na Linha de Vapor 50
4.3.3 Dimensionamento do Isolamento para a Linha 60
4.4 Flexibilidade da Tubagem 61
4.5 Local de Instalação da Caldeira de Recuperação 66

5 REAVALIAÇÃO ENERGÉTICA DA TURBINA A VAPOR 68
6 AVALIAÇÃO DO RENDIMENTO DO CICLO COMBINADO 72
7 INFORMAÇÕES TÉCNICAS ADICIONAIS 77
7.1 Estudo Económico 80

8 CONCLUSÕES 84

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 86
ANEXOS 88

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 Grupo gerador 3
Figura 2.2 Terminal do gás natural 4
Figura 2.3 Diagrama de vapor baseado num ciclo de *Rankine* (Çengel e Boles, 2006) 5
Figura 2.4 Caldeiras de recuperação de calor 5
Figura 2.5 Colector principal de vapor 6
Figura 2.6 Tanque de alimentação de condensados 7
Figura 2.7 Turbina de vapor DRESSER-RAND 8
Figura 2.8 Condensador e sistemas auxiliares de bombas 9
Figura 2.9 Turbina a gás TURBOMACH 11
Figura 2.10 Percentagem vol. característica do O_2 e CO_2 nos gases de combustão 20
Figura 3.1 Localização dos sectores principais da central 21
Figura 3.2 Circuito de água/vapor da central incluindo o actual 22
Figura 3.3 Sala de controlo 23
Figura 3.4 Trajecto existente dos tubos na central (CTV3 – EEM) 25
Figura 4.1 Desenho isométrico da linha de condensado 27
Figura 4.2 Curva característica da bomba hidráulica 35
Figura 4.3 Desenho isométrico do grupo hidráulico e acessórios 36
Figura 4.4 Zona de instalação do grupo hidráulico 37
Figura 4.5 Esquema dos dados para o isolamento do circuito de condensado 38
Figura 4.6 Esquema das resistências térmicas do tubo 39
Figura 4.7 Caldeira-tipo da CTV3 e para projecto 42
Figura 4.8 Representação exemplificada da caldeira com ciclo fechado 43
Figura 4.9 Desenho isométrico da linha de vapor 48
Figura 4.10 Acumulação de condensado na parte inferior dos tubos (TLV) 50
Figura 4.11 Acumulação de condensado antes das válvulas (TLV) 50
Figura 4.12 Suporte dos tubos na acumulação de condensado (TLV) 51
Figura 4.13 Purga de ar e condensado nos extremos da linha de vapor (TLV) 51
Figura 4.14 Zonas recomendadas à instalação dos purgadores de vapor 52
Figura 4.15 Instalação incorrecta da bolsa de recolha do condensado (TLV) 53
Figura 4.16 Dimensões recomendadas para a bolsa do condensado (Spirax Sarco) 53
Figura 4.17 Valores típicos de condensado gerado no arranque (Spirax Sarco) 54
Figura 4.18 Valores típicos de condensado gerado em serviço (Spirax Sarco) 54
Figura 4.19 Tubos envolvidos na purga do condensado (Spirax Sarco) 55
Figura 4.20 Linha comum de retorno do condensado (adaptado de Spirax Sarco) 57
Figura 4.21 Desenho isométrico da linha comum do retorno do condensado 58
Figura 4.22 Instalação vertical *vs* horizontal do purgador de vapor (TLV) 59
Figura 4.23 Esquema dos dados para o isolamento do circuito de vapor 60
Figura 4.24 Exemplo de ancoragens e guias instalados 61
Figura 4.25 Espaçamento recomendado entre suportes (ASME B31.3) 65
Figura 4.26 Isometria do trajecto dos suportes de projecto 65
Figura 4.27 Área disponível para a instalação da caldeira 66
Figura 4.28 Alocação da caldeira de projecto 67
Figura 4.29 Configurações alternativas para instalação da caldeira 67

Figura 5.1 Esquema mecânico do colector de vapor 68
Figura 6.1 Ciclo de Brayton ideal e real (Çengel e Boles, 2006) 72
Figura 6.2 Ciclo de Rankine regenerativo ideal (Çengel e Boles, 2006)..... 74
Figura 6.3 Ciclo combinado típico (Çengel e Boles, 2006)..... 75
Figura 6.4 Esquema do volume de controlo na caldeira..... 76
Figura 7.1 Zonas sujeitas a uma intervenção civil..... 78
Figura 7.2 Suporte móvel de carga variável 79

ÍNDICE DE QUADROS

Quadro 2.1 Características nominais da turbina de vapor 10
Quadro 2.2 Características nominais da turbina a gás 13
Quadro 2.3 Combustíveis líquidos indicados para utilização na turbina a gás 14
Quadro 2.4 Representação de cadeias de hidrocarbonetos fraccionados 15
Quadro 2.5 Propriedades do combustível operacional 17
Quadro 2.6 Características atmosféricas do local (IPMA) 17
Quadro 2.7 Composição do ar atmosférico em termos molares e ponderais 18
Quadro 2.8 Coeficientes de combustão do diesel para análise mássica 18
Quadro 2.9 Produtos de combustão mássicos para percentagem de excesso de ar nulo 19
Quadro 2.10 Sumário dos resultados de combustão para o excesso de ar actual 19
Quadro 2.11 Sumário dos produtos de combustão do diesel 20
Quadro 3.1 Legenda da Figura 3.2 22
Quadro 3.2 Resumo dos dados recolhidos para o projecto 24
Quadro 4.1 Resumo do tubo de aço sem soldadura adoptado 29
Quadro 4.2 Dados gerais para o dimensionamento do circuito de condensados 29
Quadro 4.3 Resumo dos cálculos do dimensionamento do circuito de condensados 30
Quadro 4.4 Comparação económica da bomba seleccionada vs alternativa 32
Quadro 4.5 Taxa de Calor e Espessura 40
Quadro 4.6 Legenda do circuito com os estágios da caldeira 43
Quadro 4.7 Calor específico médio dos gases de combustão 46
Quadro 4.8 Temperatura dos gases na passagem pelas caldeiras existentes 47
Quadro 4.9 Valores obtidos do dimensionamento térmico da caldeira 47
Quadro 4.10 Taxa de calor e espessura do isolamento do circuito para o colector 60
Quadro 4.11 Trajectos analisados na flexibilidade do tubo 63
Quadro 4.12 Factor K para cálculo das tensões máximas 63
Quadro 4.13 Tensões máximas nas formas do traçado de vapor 64
Quadro 5.1 Possíveis cenários para produção de energia eléctrica 71
Quadro 6.1 Temperaturas e entalpias no ciclo de Brayton ideal 72
Quadro 6.2 Estados termodinâmicos no ciclo de Rankine 74
Quadro 7.1 Custos de implementação da obra de ampliação 81
Quadro 7.2 Cenários de produção no estudo de viabilidade 81
Quadro 7.3 Receita anual estimada para a produção relativa aos cenários 82
Quadro 7.4 Custos variáveis anuais para o funcionamento da central de cogeração 82
Quadro 7.5 Resultados do estudo económico 83

SIMBOLOGIA

A	Área de secção	$[m^2]$
d	Diâmetro interior do tubo	$[m]$
d_r	Densidade relativa do combustível	
$\dot{E}_e$	Energia total entrando no sistema	$[kJ]$
$\dot{E}_s$	Energia total saindo do sistema	$[kJ]$
g	Constante da aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
H_i	Altura manométrica da curva da instalação	$[m]$
H_0	Diferença de nível e de pressão estática	$[m.c.H_2O]$
h_i	Entalpia específica dos fluidos	$[kJ/kg]$
h_o	Coeficiente de convecção térmica do ar atmosférico	$[W/m^2 \cdot K]$
K	Coeficiente de perda de carga localizada em acessório	
K_T	Coef. global de perda de carga, em função da pressão dinâmica	
K'	Coef. global de perda de carga, em função do caudal	
k	Coeficiente de condutibilidade térmica do material	$[W/m \cdot K]$
L	Comprimento do tubo do circuito de vapor	$[m]$
l	Comprimento do tubo do circuito de aspiração/compressão	$[m]$
$\dot{m}_{comb}$	Caudal mássico de combustível	$[kg/s]$
$\dot{m}_{gases}$	Caudal mássico de gases de combustão	$[kg/s]$
PCI	Poder calorífico inferior	$[kJ/kg]$
PCS	Poder calorífico superior	$[kJ/kg]$
$P_t, \dot{Q}_{GS}$	Potência térmica total	$[kW]$
P_u	Potência térmica útil	$[kW]$
$\dot{Q}$	Caudal volúmico	$[m^3/h]$
$\dot{Q}_{VC}$	Taxa líquida de calor no volume de controlo	$[kW]$
q	Calor de processo	$[kJ/kg]$
q'	Taxa de calor por unidade de comprimento	$[W/m]$
Re	Número de Reynolds	
R'	Resistência térmica no tubo	$[m^2 \cdot K/W]$
r	Raio interior e exterior do tubo, raio do isolamento	$[m]$
T	Temperatura absoluta	$[K]$
$T_{s,o}$	Temperatura de superfície da folha de alumínio	$[K]$
T_{viz}	Temperatura de superfície da vizinhança	$[K]$
$T_{\infty,i}$	Temperatura interna do fluido em escoamento	$[K]$
$T_{\infty,o}$	Temperatura de vizinhança do ar atmosférico	$[K]$
u	Velocidade média de escoamento do fluido	$[m/s]$
$\dot{W}_{VC,i}$	Taxa líquida de trabalho no volume de controlo, equipamentos	$[kW]$
y	Razão entre caudais mássicos do ciclo combinado	
Z	Distância vertical a um ponto de referência	$[m]$
Δp	Perda de carga no tubo de vapor	$[bar]$
ΔT, θ	Variação de temperatura, temperatura	[°C]
Δx_{isol}	Espessura do isolamento térmico	$[mm]$

ε	Constante de emissividade da superfície	
ε_i	Rugosidade absoluta do interior do tubo	$[mm]$
ε/d	Rugosidade relativa	$[mm]$
η	Rendimento térmico da caldeira	[%]
λ	Coeficiente de atrito	
μ	Viscosidade dinâmica	$[N \cdot s/m^2]$
ρ	Massa volúmica	$[kg/m^3]$
σ	Constante de Stefan-Boltzmann	$[W/m^2 \cdot K^4]$
v_g	Volume específico do vapor sobreaquecido	$[m^3/kg]$

ABREVIATURAS

ASTM	*American Society for Testing and Materials*
BTN	Baixa Tensão Normal
CO	Monóxido de Carbono
CTV	Central Térmica da Vitória
DN	Dimensão Nominal ou Diâmetro Nominal
EEM	Empresa de Electricidade da Madeira
GN	Gás Natural
GPL	Gás de Petróleo Liquefeito
HFO	*Heavy Fuel Oil*
HRSG	*Heat Recovery Steam Generator*
IUPAC	*International Union of Pure and Applied Chemistry*
IPMA	Instituto Português do Mar e da Atmosfera
IVA	Imposto sobre o Valor Acrescentado
LFO	*Light Fuel Oil*
NOx	Óxidos de Azoto
NPS	*Nominal Pipe Size*
NPSH	*Net Positive Suction Head*
PPM	Partes por milhão
RAM	Região Autónoma da Madeira
RSI	Retorno Sobre o Investimento
TIR	Taxa Interna de Retorno
TMA	Taxa Mínima de Atractividade
VAL	Valor Actual Líquido

1 INTRODUÇÃO

A Central Termoeléctrica da Vitória, localizada no concelho do Funchal, distrito da Madeira, é constituída por três naves industriais, a nave I, a sul, com os 6 grupos instalados mais antigos, e a nave II, a norte, albergando outros 9 grupos, que realizou uma ampliação do sector energético com a construção da nave III, inaugurada a 25 de Maio de 2011, vindo a proporcionar um reforço, em 55,7 MW, da capacidade do sistema electroprodutor da ilha da Madeira, através da instalação de três grupos motor – alternador e de um grupo turbina de vapor – alternador, este último integrado num sistema de recuperação de energia dos motores de combustão alternativos.

A implementação do projecto relativo à ampliação da Central Térmica da Vitória – Nave III resultou da necessidade de garantir os meios de produção indispensáveis à satisfação da crescente procura de energia eléctrica, tendo em consideração as características de imprevisibilidade e de intermitência de produção dos sistemas de energia renovável existentes, hídricos e eólicos, bem como da exigência em cumprir critérios adequados de segurança de abastecimento e de reserva girante, aliada à inevitabilidade de colocação fora de serviço de alguns grupos mais antigos da nave I.

O presente relatório descreve o projecto realizado para a obtenção de um aumento da produção de energia na central, pela turbina de vapor localizada na nave III, com recurso à recuperação de calor de uma turbina a gás, instalada em 2004, como unidade isolada, ao lado da nave II.

O espaço industrial da nave III aproveita uma parte importante da energia térmica dos gases de exaustão dos motores para a produção de vapor em três caldeiras de recuperação, e sua subsequente utilização num grupo turbina de vapor – alternador para a produção de energia eléctrica. Contudo, actualmente, o fornecimento máximo de vapor sobreaquecido ao grupo turbina de vapor – alternador é insuficiente para a turbina atingir a potência máxima que esta é capaz de disponibilizar.

O projecto consiste na recuperação de calor da turbina a gás para obtenção do vapor adicional a ser inserido no colector principal do circuito de vapor, melhorando assim o rendimento da central e obtendo um valor de energia eléctrica superior.

O projecto inclui os circuitos de condensado e de vapor sobreaquecido para ligação à nova caldeira de recuperação a instalar e ao colector principal do sistema de recuperação de calor da nave mais recente fechando assim o circuito. Portanto, com a intervenção mencionada neste trabalho, a turbina a gás passará a fazer parte de um ciclo combinado *gás-vapor* aumentando assim a eficiência global do sistema.

Assim sendo, foi necessário definir, por etapas, os equipamentos e possíveis informações a retirar destes.

Na análise do circuito global de vapor e da turbina de vapor,

- Analisar todos os parâmetros disponíveis (caudal volúmico, caudal mássico, temperaturas, entalpias, pressões, potências, velocidades, outras propriedades termodinâmicas);
- Analisar diâmetros das tubagens e isolamento (propriedades dos materiais);
- Analisar a possível recuperação (análise energética).

O segundo equipamento de interesse será a análise da turbina a gás,

- Dimensões as ligações de admissão e escape da turbina e possíveis adaptações;
- Características da turbina (caudal volúmico, caudal mássico, temperaturas, entalpias, pressões, potências, velocidades, combustíveis admissíveis);
- Análise de combustão (obtenção de % excesso de ar, CO, CO2, óxidos de enxofre e cinzas);
- Análise do tipo de combustível em utilização.

Outro aspecto em ter em conta para a instalação do circuito hidráulico foi a consulta das plantas e diagramas disponíveis da central e dos equipamentos de interesse, e com isso,

- Análise do ordenamento das redes existentes de tubagens e identificação dos circuitos de fluidos de acordo com as possibilidades disponíveis;
- Elaboração de esquemas e plantas (ou modelação) em autocad, solidworks ou outro *software* equivalente.

Em termos de cálculo, proceder aos dimensionamentos passíveis de serem realizados,

- Balanço térmico da caldeira;
- Dimensionamento do circuito hidráulico (linha de condensado de alimentação à caldeira);
- Dimensionamento do grupo hidráulico com os respectivos acessórios e outros possíveis equipamentos;
- Linha de vapor e sistema de recuperação de condensado.

E para conclusão,

- A análise energética final do sistema a implementar;
- O estudo económico simples do investimento.

2 DESCRIÇÃO DO SISTEMA EXISTENTE

O reaproveitamento energético é comum na indústria termoeléctrica onde existe uma necessidade de recuperar energias térmicas em processos específicos em que a produção de electricidade é o objectivo principal.

A nave III da Central Termoeléctrica da Vitória foi dotada de um grupo gerador constituído por três motores Wärtsilä modelo 18V50DF especificando um débito de 17,1 MWe com três alternadores ABB trifásicos acoplados directamente à unidade motora.

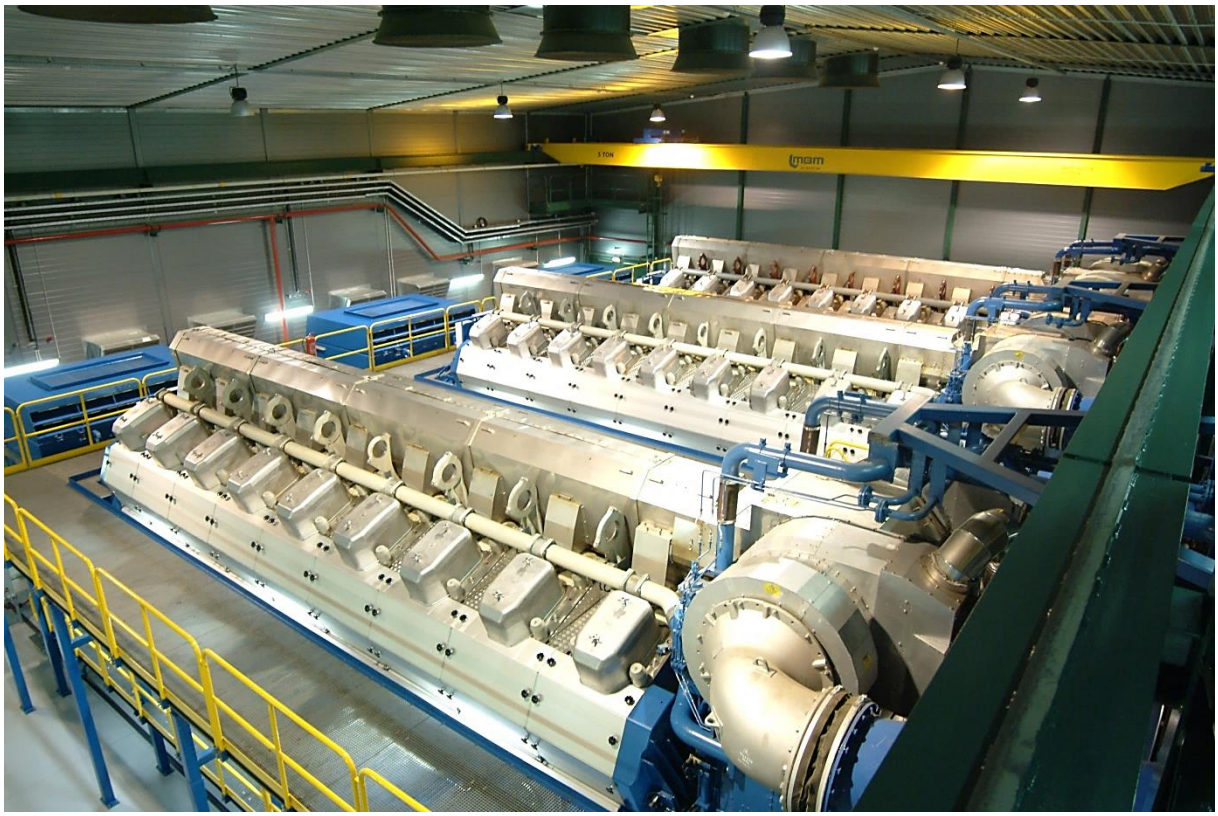


Figura 2.1 Grupo gerador

A produção de energia eléctrica baseada unicamente neste equipamento funciona através um ciclo termodinâmico simples de acordo com o tipo de combustível operativo no motor.

De acordo com o sistema duplo de combustível, este equipamento opera segundo um ciclo *Otto* para gás natural e segundo um ciclo *Diesel* para combustíveis LFO e HFO. À data da construção e início de operação da nave III os motores trabalhavam a combustível diesel pesado. Contudo, no ano de 2014, com o acabamento do terminal de gás natural e da rede de distribuição, o grupo gerador passou efectivamente a funcionar com este recurso como era inicialmente previsto no projecto.

Figura 2.2 Terminal do gás natural

Segundo os ciclos termodinâmicos e a implementação prática deste tipo de máquinas alternativas de combustão, o rendimento global demonstra-se sempre reduzido, consequência, da grande carga térmica que é dissipada, pelos gases de exaustão para a atmosfera e pela água de arrefecimento dos motores, com referência ainda à inércia térmica do material e à existência de atrito entre os componentes móveis e fixos que constituem o motor de combustão interna.

A recuperação de energia implementada na construção da nave III consiste no reaproveitamento do calor perdido, de alto valor energético, pelos gases de combustão do grupo gerador anteriormente mencionado através de um ciclo *Rankine* cuja representação simplificada é indicada na Figura 2.3.

O diagrama[1] reproduz tipicamente o ciclo de vapor que uma central termoeléctrica utiliza para a produção de energia eléctrica, sendo que no caso da CTV3, q_e é o calor fornecido pelos gases de combustão dos motores às caldeiras, $w_{turb,s}$ o trabalho produzido pela turbina, q_s o calor dissipado no condensador e $w_{bomba,e}$ o trabalho fornecido pelas bombas ao fluido de trabalho neste ciclo.

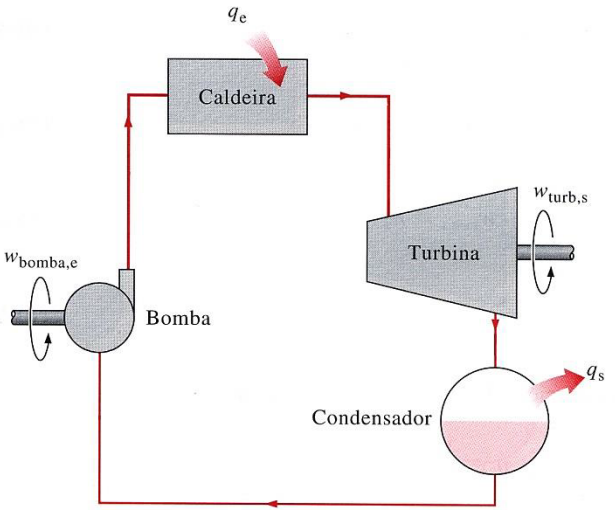


Figura 2.3 Diagrama de vapor baseado num ciclo de *Rankine* (Çengel e Boles, 2006)

Adjacentemente à casa das máquinas motoras foram instalados três caldeiras de recuperação de calor, cada uma com ligação directa individual a um motor de combustão.

Figura 2.4 Caldeiras de recuperação de calor

[1] Diagrama de vapor simplificado, não apresenta sistemas auxiliares.

Com os motores a funcionar a gás natural cada caldeira consegue atingir uma produção de 8370 kg/h de vapor sobreaquecido a uma temperatura de 345 ºC e uma pressão de trabalho de 10 bar_{rel}.

As caldeiras existentes dispõem de três estágios de recuperação térmica, nomeadamente economizadores para o pré-aquecimento da água de alimentação, de evaporadores como unidade de permuta principal e de sobreaquecedores para a elevação da temperatura do vapor à saída.

O caudal do vapor sobreaquecido é dirigido para uma unidade colectora de 10 bar_{rel} cuja função é servir os diferentes consumidores da CTV3. Este colector serve os sistemas auxiliares das caldeiras de recuperação, assiste no aquecimento do tanque de alimentação de condensados situado no exterior, alimenta a turbina a vapor que se encontra instalada num anexo adjacente à casa das máquinas e ainda reencaminha parte do vapor para outro colector a 6 bar_{rel} com fim de alimentar outros sistemas auxiliares da central.

Figura 2.5 Colector principal de vapor

Seguindo o diagrama de vapor, o vapor sobreaquecido é encaminhado para o interior do anexo, onde a turbina de vapor se encontra instalada, sendo processado por esta para a obtenção de energia eléctrica mediante um alternador acoplado de 4680 kW.

Após o processamento na turbina, este é recolhido num condensador onde condensa a 38,81 ℃ e 0,07 bar_{rel} sendo depois transportado para um depósito de condensados (tanque de alimentação às caldeiras) no exterior que se mantém aquecido à temperatura de 115 ℃ com vapor proveniente do colector principal. O condensado é reenviado para as caldeiras de recuperação, estabelecendo novamente o ciclo do vapor na nave III.

Figura 2.6 Tanque de alimentação de condensados

Note-se que o condensado presente no condensador é sujeito a algumas recuperações de calor por equipamentos suplementares antes de ser transportado para o tanque de alimentação exterior. O presente capítulo foi elaborado para dar ao leitor uma percepção rápida do tipo de cogeração existente nesta zona da central pela divulgação dos principais equipamentos intervenientes neste processo industrial, pelo que não representa, a instalação completa da CTV3 nem o seu processo completo de recuperação de calor.

O subcapítulo 2.1 detalha de forma mais clara a turbina de vapor instalada pelo que não foi figurada nem pormenorizada nesta secção. No subcapítulo 3.1 está representado um esquema simplificado do circuito de vapor incluindo as alterações que são o objectivo deste projecto que será de interesse ao leitor.

2.1 A TURBINA DE VAPOR

Este capítulo apresenta uma breve descrição da turbina que está instalada, os seus componentes principais e as características nominais de desempenho da própria.

A turbina de vapor instalada na nave III é uma turbina multi-estágio da empresa DRESSER-RAND.

Este equipamento é do tipo de impulsão de um só cilindro, andares múltiplos e fluxo simples. O vapor, ao deixar a última fileira de palhetas, passa pela tubuladura de exaustão para o condensador.

A turbina, de velocidade relativamente alta, acciona um alternador por meio de engrenagens helicoidais temperadas e rectificadas. A turbina e a caixa de engrenagens são montadas numa estrutura de apoio de elementos de aço soldados, parte da qual serve também como reservatório de óleo. O alternador está montado sobre um plinto de betão.

A turbina e a caixa de engrenagens também estão montadas numa base de betão. Para acomodar a expansão diferencial e manter o engate correcto dos dentes das engrenagens em todas as condições de trabalho, estão montados acoplamentos flexíveis entre o rotor da turbina e o veio do pinhão da caixa de engrenagens e entre o veio da engrenagem e o alternador.

Figura 2.7 Turbina de vapor DRESSER-RAND

Outros acessórios de equipamentos que são essenciais ao funcionamento da turbina estão montados sobre a placa de base da unidade ou junto a ela. Estas peças incluem:

- **Sistema de Controlo** – Incluindo o cilindro do relé de óleo e as válvulas reguladoras que vão ser controladas pelo regulador.
- **Dispositivos de Segurança e de Protecção** – Incluindo disjuntores e válvulas de disparo.
- **O Sistema de Lubrificação** – Incluindo o arrefecedor, filtro de óleo de tubagens, filtro de controlo de óleo, válvulas reguladoras de pressão, acumulador, bombas de óleo principal e auxiliar e bombas auxiliares de controlo de óleo.
- **Sistema de Empanques e Vedantes** – Para evitar a fuga de vapor e de óleo na sala da turbina e assim melhorar o ambiente para habitação.
- **Instrumentação** – Incluindo transmissores de pressão, sensores de temperatura e detectores de vibração necessários para dar indicações locais e remotas de todos os dados operacionais conforme especificados pela entidade.
- **Sistema de Arranque Auxiliar** – Para manter os rotores em rotação durante períodos de aquecimento e de arrefecimento.

O condensador de corpo cilíndrico encontra-se instalado numa elevação adjacente com ligação por meio do tubo de saída colectora do vapor processado na turbina. Possui uma capacidade de $26632\ kg/h$ para a recolha e condensação de vapor. O anexo à casa das máquinas ainda é dotado de bombas de vácuo, bombas do condensado e bombas do sistema de arrefecimento que auxiliam no funcionamento do condensador.

Figura 2.8 Condensador e sistemas auxiliares de bombas

A turbina de vapor em questão, actualmente, não está a ser usada no seu potencial máximo para o qual o fabricante a dimensionou e por este motivo, é a unidade principal deste trabalho para a qual se pretende reintroduzir um caudal de vapor adicional permitindo assim a obtenção de uma potência eléctrica nos terminais do alternador, correspondente a um valor mais aproximado da potência nominal indicada pela DRESSER-RAND.

O Quadro 2.1 apresenta as características nominais da turbina de vapor segundo as informações presentes no manual da turbomáquina.

Quadro 2.1 Características nominais da turbina de vapor

CARACTERÍSTICAS DA TURBINA DE VAPOR		
Descrição	**Valor**	**Unidade**
Velocidade de disparo eléctrico da turbina	1500	*rpm*
Velocidade de disparo mecânico da turbina	7283 – 7614	*rpm*
Faixa de velocidade crítica da turbina	2000 – 4000	*rpm*
Pressão de entrada	11	*bar*
Temperatura à entrada	345 (Varia)	*ºC*
Pressão de exaustão	0,07	*bar*
Potência nominal	4680, nos terminais do gerador	*kW*
Velocidade normal da turbina	4680	*rpm*
Velocidade normal do gerador	6621	*rpm*
Fluxo de sangragem	1242	*kg/h*
Caudal mássico de vapor para potência máxima	25000	*kg/h*
Direcção da rotação da turbina	Esq., vista do lado do vapor	–
Andares da turbina	9	–

É importante referir que os dados exibidos na tabela anterior não representam os valores actuais de funcionamento do grupo turbina – alternador, mas sim os dados do fabricante. Actualmente, segundo o regime de trabalho na CTV3 com utilização do GN, é possível obter na turbina a vapor uma produção de energia eléctrica na ordem dos 2,5 a 3 MW. Os dados úteis de funcionamento para o trabalho encontram-se no subcapítulo 3.2 juntamente com a análise da forma como foram obtidos.

2.2 A TURBINA A GÁS

A máquina térmica que se encontra instalada como unidade isolada (no exterior das naves) é o turbogerador que se encontra sem aproveitamento energético e que será um dos principais objectivos deste trabalho.

Este equipamento é uma turbina a gás TITAN 130 de 14,3 MW da TURBOMACH projectada para o serviço industrial em aplicações de geração de energia eléctrica. É uma turbina de três etapas de um só eixo, de fluxo axial, composta por pleno de entrada de ar, um compressor de 14 etapas equipado de pás fixas e variáveis, difusor de ar, câmara de combustão anular, difusor de gases de escape e ligação de gases de escape.

Estes componentes principais mantêm-se alinhados de forma precisa mediante flanges de centragem com superfícies guia que estão aparafusadas entre si. A turbina acciona o compressor, o redutor e o equipamento auxiliar impulsionado desde a extremidade frontal da turbina, utilizando o rotor do compressor como eixo de saída.

O acesso ao compressor é realizado retirando um dos lados da carcaça do mesmo, que está dividida verticalmente pelo meio. Depois de retirar uma das metades da carcaça do compressor, as 14 etapas do rotor e do estator ficam visíveis para a sua inspecção, limpeza ou substituição.

Figura 2.9 Turbina a gás TURBOMACH

Lista-se a seguir algumas outras peças do equipamento que são essenciais ao funcionamento da turbina:

- **Conjunto de compressor** – Com 14 etapas, de fluxo axial incorporando entrada de ar, pás variáveis do compressor, carcaça do compressor, difusor, alojamento de suporte da chumaceira do compressor e rotor do compressor;

- **Sistema SoLoNOx** – Sistema de combustão seca de pré-mistura pobre para o controlo do NOx, desenhado para conseguir níveis baixos de NOx e CO sem injecção de água;

- **Conjunto Turbina e Câmara de Combustão** – Inclui a carcaça de suporte da chumaceira do rotor da turbina, a câmara de combustão, o conjunto do rotor da turbina que acciona o compressor e alternador, o difusor de escape da turbina e a ligação dos gases de escape;

- **Base da Turbina** – O suporte conta com molas de carga, pernos de ajuste e separadores, que além de servir para montagem anti-vibração posterior, também permitem realizar ajustes verticais e horizontais para o alinhamento da turbina na sua montagem;

- **Sistema de Arranque** – O sistema de arranque da turbina é composto por dois motores accionados por um controlo de velocidade variável;

- **Sistema Duplo de Combustível** – Inclui o funcionamento com as especificações para sistema de combustível de gás natural e para sistema de combustível líquido. Arranque alternado e mudança de combustível em condições de carga;

O Quadro 2.2 na página seguinte apresenta as especificações da turbina a gás fornecidas pelo fabricante e não representa os valores de funcionamento actuais deste equipamento para a geração de energia eléctrica na Central Termoeléctrica da Vitória. No subcapítulo 2.2.1 menciona-se que os valores reais de funcionamento diferem devido ao tipo de combustível a ser utilizado.

Quadro 2.2 Características nominais da turbina a gás

ESPECIFICAÇÕES DA TURBINA A GÁS	
Fabricante do Turbogerador: SOLAR	
Modelo:	TITAN 130 – T-19501S Axial
Potência no eixo excluindo o redutor de velocidade, em serviço contínuo e condições ISO:	14.777 kW (GN)
Tipo:	Ciclo aberto, eixo simples cold-end drive
Compressor:	14 Etapas
Relação de compressão:	16:1
Câmara de combustão:	SoLoNOx com câmara anelar com 14 injectores de combustível
Turbina:	3 Etapas, primeira etapa refrigerada por ar
Chumaceiras:	Lisas a patins oscilantes
Tipo de combustível:	GN ou combustível líquido de acordo com as respectivas especificações normativas
Velocidade de rotação da turbina:	11.215 rpm
Consumo de combustível em condições ISO:	40.714 kJ/s
Caudal de entrada de ar à turbina em condições ISO:	48,94 kg/s
Temperatura de gases de escape:	484 ºC em condições ISO
Caudal de gases de escape:	49,74 kg/s em condições ISO
Revestimentos de protecção	
Compressor, pá de etapa "0", estáticos:	Alumínio inorgânico
Compressor, espaçadores do tambor do rotor:	Alumínio inorgânico
Turbina	
Etapas 1 e 2 tubagens e pás:	Metalizado por difusão de metais preciosos

2.2.1 Combustível Operacional

Esclarece-se o leitor que a designação de *Turbina a Gás* pode ser erroneamente associada ao combustível que este equipamento utiliza, situação representativa deste equipamento na CTV. A palavra gás, refere-se ao fluido de trabalho da turbina que, neste caso, é a mistura de gases resultante da combustão, uma vez que o combustível pode ser gasoso, como o gás natural (GN), gás de petróleo liquefeito (GPL), ou líquido, como querosene, diesel e até mesmo óleos mais pesados.

As especificações do combustível, indicadas pelo fabricante para este turbogerador estão representadas no Quadro 2.3.

Quadro 2.3 Combustíveis líquidos indicados para utilização na turbina a gás

COMBUSTÍVEIS APROPRIADOS AO SISTEMA	
Grau Comercial	**Combustível**
Graus 1 e 2	Fuelóleo (ASTM), segundo especificação SOLAR ES 9-98[2]
Graus 1 e 2	Gasóleo (ASTM)
JP 4, JP 5 ou equivalente	Querosene

Apesar de o equipamento estar munido de um sistema duplo de combustível, como referido no capítulo anterior, os valores de funcionamento variam pelo facto de o único combustível operacional a funcionar naquela unidade ser o gasóleo e não o gás natural. Actualmente a turbina a gás está dependente deste recurso devido a:

- Impossibilidade da exploração do GN como fonte de combustível à data da instalação do equipamento;
- Inexistência de infra-estruturas adequadas ao transporte e fornecimento deste recurso naquela unidade.

O combustível operacional é o diesel 2-D e as propriedades e métodos de ensaio do mesmo podem ser consultadas no ANEXO I do presente trabalho.

O diesel é controlado pelo norma ASTM D975-97 que descreve um número limitado de propriedades que os combustíveis diesel devem cumprir. Estes requerimentos são baseados nos desempenhos específicos, relacionados com o combustível, para um motor diesel. As especificações são descritas a seguir como sete graus comerciais de diesel, mas só se mencionará os propostos pelo Quadro 2.3.

- **Grau N.º 1–D e baixa percentagem de enxofre 1–D:** Um combustível destilado leve para aplicações que requerem um combustível de maior volatilidade, como rápidas flutuações de carga e velocidade em veículos pesados de diversas categorias. A especificação desta qualidade de combustível para motores diesel sobrepõe-se com

[2] http://www.docin.com/p-712730508.html

querosene e combustível de avião, em que os três são comumente produzidos a partir da mesma base. Um grande uso para o combustível diesel de grau Nº. 1–D é misturá-lo com grau Nº. 2–D durante o inverno para proporcionar melhores propriedades de fluxo a frio. As categorias do grau 1 são descritas como S15, S500 e S5000, representando a concentração de enxofre em ppm.

- **Grau N.º 2–D e baixa percentagem de enxofre 2–D:** Um combustível destilado médio para aplicações que não necessitam de um combustível de alta volatilidade. Aplicações típicas são comuns em motores de alta velocidade que operam a plena carga sob períodos prolongados. As categorias do grau 2 são descritas como S15, S500 e S5000, representando a concentração de enxofre em ppm.

Para a análise térmica da turbina a gás, torna-se conveniente realizar um estudo sobre a forma como o processo de combustão ocorre com estes combustíveis e assim, para o cálculo térmico da combustão foi necessário definir a estrutura molecular do combustível.

A estrutura molecular do diesel começa a ser definida na sua refinação fraccionada a partir do petróleo, onde os componentes com vários pontos de ebulição evaporam e são separados sequencialmente em cadeias de carbono leves (cadeia mais curta) e em cadeias mais pesadas (cadeia mais longa) (Chung, 2005). E como tal, na literatura existem várias versões da estrutura média deste carburante.

Assim, o Quadro 2.4, segundo o autor atrás mencionado, apresenta os componentes mais comuns processados numa refinaria.

Quadro 2.4 Representação de cadeias de hidrocarbonetos fraccionados

COMPONENTES FRACCIONADOS	
Estrutura Molecular	**Descrição**
CH_4	Gás Metano
C_2H_6	Gás Etano, utilização comum como matéria-prima para fabrico de petroquímicos e plásticos
C_3H_8	Gás Propano
C_4H_{10}	Gás Butano
C_6H_{14}	n-Hexano (nafta), utilizado como solvente
C_8H_{18}	Gasolina
$C_{12}H_{26}$	Querosene, utilizado como combustível de avião
$C_{16}H_{34}$	Combustível diesel, diesel de aquecimento, combustível para centrais termoeléctricas
$C_{36}H_{74}$	Óleo lubrificante no estado sólido à temperatura ambiente, regularmente separado em produtos mais leves
$C_{80}H_{162}$	Alcatrão e ceras usadas para fabrico de asfalto e igualmente em coque

Segundo uma fonte alternativa o diesel ou gasóleo é um combustível derivado do petróleo, constituído basicamente por hidrocarbonetos, os quais são compostos principalmente por átomos de carbono, hidrogénio, enxofre, azoto e oxigénio. A fórmula molecular geral do diesel é $C_{16}H_{34}$. O diesel é um produto inflamável, tóxico, volátil, límpido. Isento de compostos em suspensão e com um odor forte e característico (Mota, 2004).

Apesar de, na indústria, ser utilizada esta molécula para efeitos de cálculo de combustão, o "ASHRAE (2009) – Fundamentals", no capítulo de combustão e combustíveis, sugere uma solução mais elegante para se determinar a composição elementar de um determinado combustível líquido.

Segundo a mesma fonte, para combustíveis destilados de grau 1-D e 2-D, a determinação aproximada do conteúdo de hidrogénio pode ser conseguida por,

$$H\% = 26 - (15 \cdot d_r) \tag{1}$$

em que a densidade relativa do combustível d_r é dada por,

$$d_r = \frac{\rho_{comb|15℃}}{\rho_{água|15℃}} = \frac{0{,}8425}{0{,}9991} = 0{,}8433 \tag{2}$$

obtendo-se um correspondente conteúdo de hidrogénio de $13{,}35\%$.

No próximo subcapítulo, será possível reunir as informações necessárias à determinação da composição elementar do combustível pela análise das propriedades do mesmo.

2.2.2 Análise Térmica do Processo de Combustão

Para calcular a energia térmica existente nos gases de escape da turbina a gás é necessário conhecer os constituintes do combustível cuja informação fornecida pela CTV encontra-se resumida no Quadro 2.5.

Quadro 2.5 Propriedades do combustível operacional

Descrição	Valor	Unidades
Poder Calorífico Superior (PCS)	45,915	MJ/kg
Sódio	$< 2{,}8$	mg/kg
Ponto de Fluxão (CFPP)	-9	℃
Massa Volúmica (15℃)	0,8425	kg/dm^3
Água	0,006	$\%(v/v)$
Cinzas	$< 0{,}001$	$\%(m/m)$
Enxofre Total	46,1	mg/kg
Ponto de Inflamação	72	℃
Viscosidade a (40℃)	2,925	cSt

Por questões informativas, o valor do enxofre e do sódio presente para uma amostra de 100 kg de combustível tem os seguintes valores percentuais,

- Enxofre $(S) = 46{,}1 \left[\frac{mg}{kg\ comb.}\right] = 0{,}0461 \left[\frac{kg}{100\ kg\ comb.}\right] = 0{,}0461\%$;
- Sódio $(Na) = 2{,}8 \left[\frac{mg}{kg\ comb.}\right] = 0{,}0028 \left[\frac{kg}{100\ kg\ comb.}\right] = 0{,}0028\%$;

O valor percentual da água é igualmente muito baixo. Estes constituintes não serão considerados no processo de combustão por se apresentarem com valores residuais e pouco significativos para o que se pretende, além de que no caso do sódio só contribui na formação de inertes. Considera-se então a molécula do diesel constituída elementarmente por,

- $86{,}65\%$ de Carbono e $13{,}35\%$ de Hidrogénio

Os valores do Quadro 2.6 foram adoptados, segundo uma média prevista pelo IPMA, para as condições atmosféricas da localização geográfica da CTV que devem ser igualmente considerados.

Quadro 2.6 Características atmosféricas do local (IPMA)

Descrição	Valor	Unidade
Temperatura bolbo seco	20	℃
Humidade relativa	70	%
Pressão local	101,325	kPa

Para existir uma combustão completa, todos os elementos combustíveis (Carbono, Hidrogénio e Enxofre) têm que combinar com todo o oxigénio que podem utilizar. Este processo sem excesso de ar denomina-se de combustão estequiométrica no qual participa todo o oxigénio teoricamente necessário para a reacção na proporção dada pela equação química acertada.

Considerando a reacção química para um hidrocarboneto genérico:

$$C_m H_n + \left(m + \frac{n}{4}\right) O_2 \rightarrow mCO_2 + \frac{n}{2} H_2O + calor \quad (3)$$

Uma vez que a reacção exotérmica realiza-se com ar atmosférico e não somente com oxigénio puro, teremos que considerar a composição simplificada do ar atmosférico, representado no Quadro 2.7, para o nosso cálculo.

Quadro 2.7 Composição do ar atmosférico em termos molares e ponderais

COMPOSIÇÃO DO AR ATMOSFÉRICO		
Molécula	% Volumétrica	% Ponderal
O_2	21	23,15
N_2	79	76,85

Podemos determinar os coeficientes estequiométricos de combustão necessários para o resto dos cálculos resolvendo as equações químicas do diesel para as diferentes composições do combustível.

Para valores mássicos, a equação toma a forma,

$$C + 2{,}66(O_2 + 3{,}320N_2) \rightarrow 3{,}66CO_2 + 8{,}83N_2 + calor \quad (4)$$

$$H_2 + 7{,}92(O_2 + 3{,}320N_2) \rightarrow 8{,}92H_2O + 26{,}29N_2 + calor \quad (5)$$

- Com ar seco teórico de 11,49 kg e 34,21 kg respectivamente.

Em resumo, os coeficientes são representados no Quadro 2.8 para a molécula do diesel.

Quadro 2.8 Coeficientes de combustão do diesel para análise mássica

Constituinte	**[kg/kg de Combustível]**					
	O_2	Ar Seco	CO_2	SO_2	H_2O	N_2
Carbono	2,66	11,49	3,66	—	—	8,83
Hidrogénio	7,92	34,21	—	—	8,92	26,29

O Quadro 2.9 apresenta o resultado dos gases de combustão da análise estequiométrica do gasóleo numa amostra de 100 kg de combustível para uma percentagem de excesso de ar nula.

Quadro 2.9 Produtos de combustão mássicos para percentagem de excesso de ar nulo

Produtos de combustão húmidos [$kg/100\ kg\ combustível$]	
Constituinte	Valor
CO_2	317,14
H_2O	133,90
N_2	1116,09
O_2	0,00
Total	1567,13

Os dados dos ensaios[3] fornecidos pela central estabelecem os seguintes valores de percentagem volumétrica dos gases de combustão na chaminé com incertezas de $\pm 0{,}7$ e $\pm 0{,}3$ respectivamente,

- $\%\ O_2 = 16{,}9$
- $\%\ CO_2 = 2{,}7$

O valor do excesso de ar que está a ser utilizado por esta turbomáquina pode ser determinado aproximadamente pelo valor médio volumétrico percentual do oxigénio e encontra-se disposto no Quadro 2.10. Na Figura 2.10 representa-se o comportamento das curvas volumétricas do O_2 e do CO_2 para diferentes excessos de ar.

Quadro 2.10 Sumário dos resultados de combustão para o excesso de ar actual

Resultado final em [kg/100 kg combustível] e [%] Volumétrica	
Excesso de ar correspondente	400%
Ar seco	7261,56
Ar húmido	7335,63
Produtos de combustão húmidos	7435,63
$\%\ CO_2$	2,90%
$\%\ O_2$	16,92%
$\%\ N_2$	80,18%

[3] Encontra-se no ANEXO IV informações mais detalhadas.

E o respectivo comportamento das curvas de oxigénio e dióxido de carbono nos gases de combustão,

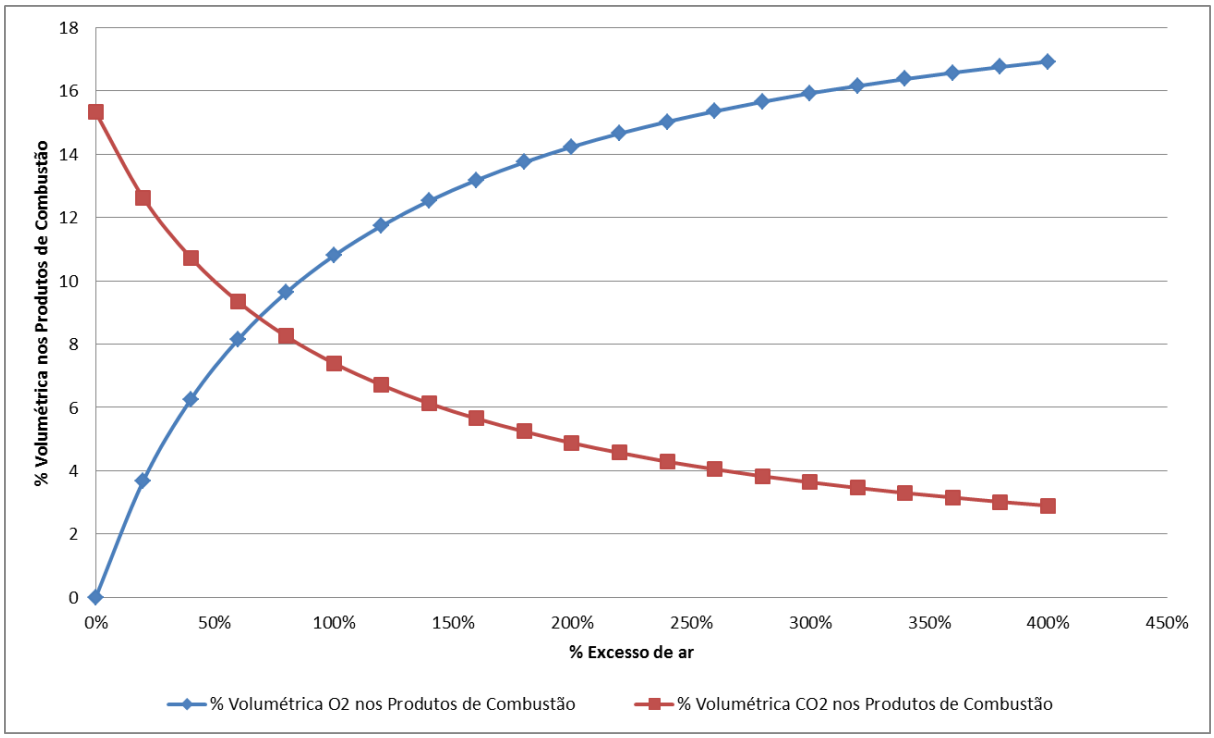


Figura 2.10 Percentagem vol. característica do O_2 e CO_2 nos gases de combustão

Com a determinação do excesso de ar actualmente operacional na turbina a gás, o Quadro 2.11 apresenta os valores dos produtos de combustão para a o excesso de ar calculado.

Quadro 2.11 Sumário dos produtos de combustão do diesel

Excesso de ar de 400% para uma composição mássica	
Componente	[kg/100 kg combustível]
CO_2	317,14
H_2O	193,15
N_2	5580,46
O_2	1344,88

3 SISTEMA A IMPLEMENTAR PARA O AUMENTO DA PRODUÇÃO DE ENERGIA ELÉCTRICA

Como previamente referido no capítulo 1, a turbina de gás é um equipamento que está localizado isolado das restantes naves I e II actuando como um grupo, em grande parte do tempo, para solicitações elevadas na rede eléctrica da RAM e como um grupo de emergência.

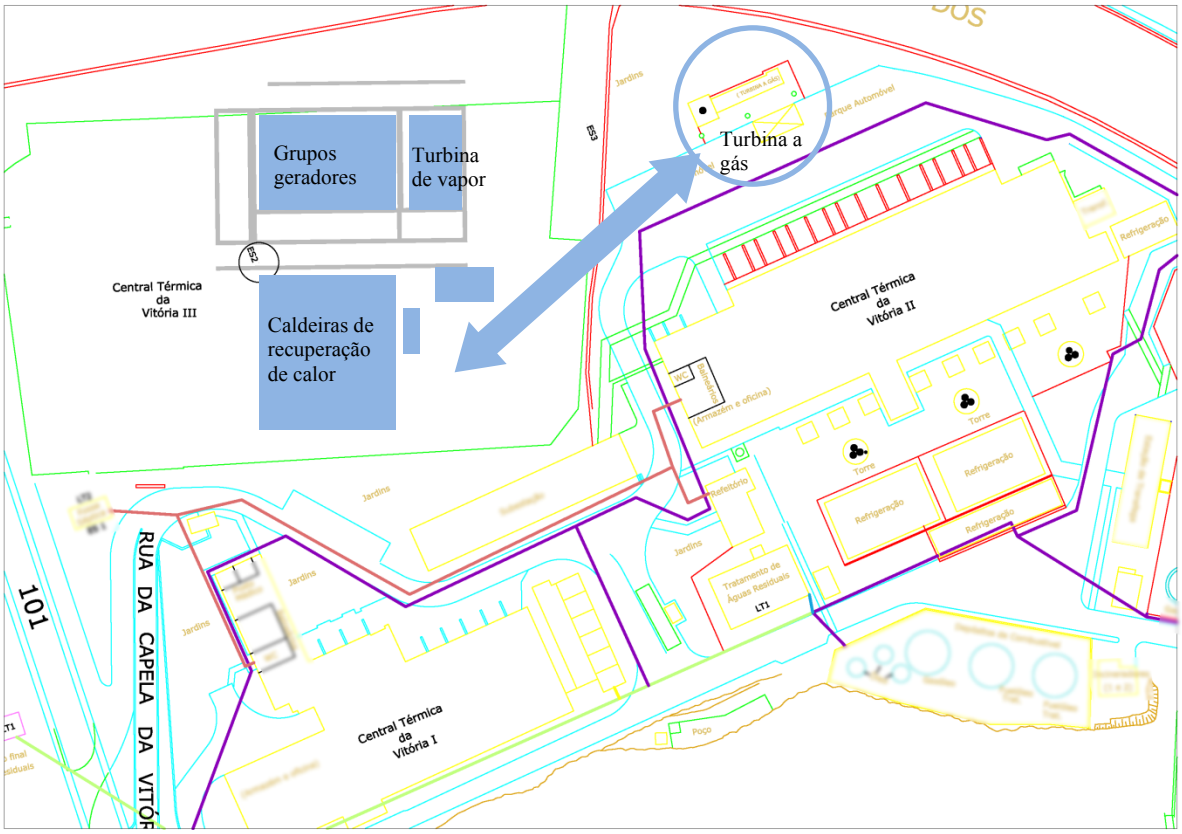


Figura 3.1 Localização dos sectores principais da central[4]

De modo a se criar uma infraestrutura para que fosse possível a conjugação entre este equipamento e o sistema de cogeração da nave III, foi necessário a consulta das plantas topográficas da central disponíveis assim como das plantas das várias instalações face à diferença geográfica que cada uma destas áreas apresentava.

O projecto inclui a construção de uma linha de condensados e de uma linha de vapor sobreaquecido representados a cores na Figura 3.2, que farão a ligação à caldeira de recuperação para definir o ciclo fechado. A figura em questão é exemplificativa.

[4] Algum conteúdo sensível foi ocultado por motivos de segurança.

3.1 Esquema Geral Simplificado do Projecto

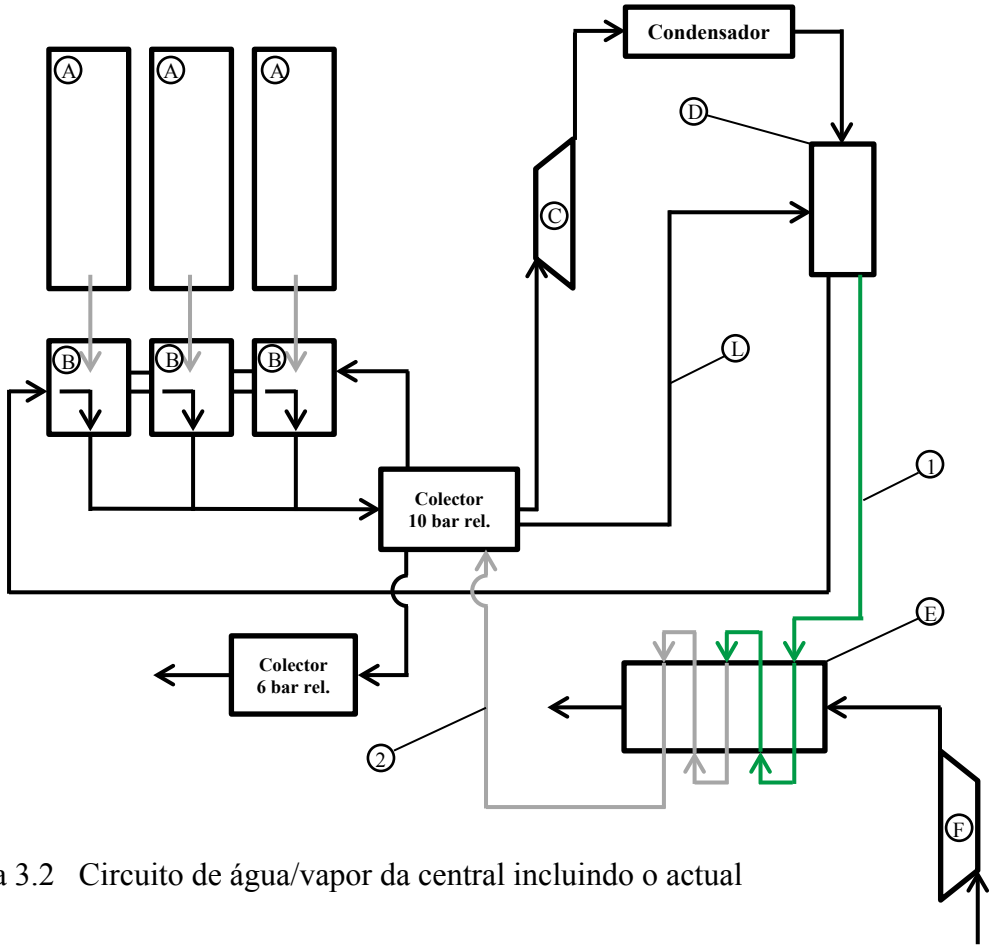


Figura 3.2 Circuito de água/vapor da central incluindo o actual

Quadro 3.1 Legenda da Figura 3.2

LEGENDA	
Símbolo	**Descrição**
A	Motores de combustão interna
B	Caldeiras de recuperação de calor
C	Turbina de vapor
D	Depósito de condensados / Tanque de alimentação às caldeiras
E	Caldeira de recuperação de calor (a instalar)
F	Turbina a gás
1	Linha de condensados. Sentido de entrada na caldeira.
2	Linha de vapor sobreaquecido. Sentido de saída da caldeira.
L	Circuito de aquecimento do tanque de alimentação

O novo sistema de ciclo combinado contará então com uma caldeira de recuperação de calor semelhante às existentes, por uma linha de condensado, uma linha de vapor sobreaquecido, uma linha de condensado de purga (não representado na figura), um grupo hidráulico, suportes verticais e ainda os acessórios indispensáveis ao funcionamento. O subcapítulo 3.3 detalha os pormenores relativos à planificação do projecto que devem ser tidos em conta.

3.2 Recolha de Dados

A recolha das informações sobre as condições de funcionamento de cada equipamento é proveniente da sala de controlo onde é possível, pelos painéis de operador, monitorizar em tempo real os dados adquiridos por meio da instrumentação industrial presente nas máquinas e equipamentos constituintes da nave III.

Figura 3.3 Sala de controlo

Os registos da produção de energia, consumos e informações mais detalhadas são armazenados num banco de dados por um período de vários meses pelo que a sua consulta é relevante no sentido de se obter valores consoante os períodos de funcionamento da nave e a variação do desempenho da CTV3 nesses períodos. A consulta dos manuais de fabricante das máquinas também foi igualmente fulcral para o conhecimento dos limites de funcionamento das mesmas.

O Quadro 3.2 resume os dados estudados para a realização do projecto e representam os valores mais comuns de actividade naqueles terminais.

Quadro 3.2 Resumo dos dados recolhidos para o projecto

DADOS DE PROJECTO			
ESPECIFICAÇÃO	**OPERAÇÃO**	**FABRICANTE**	**UNIDADES**
Caldeiras de recuperação de calor			
Produção de vapor por caldeira	Variável	8370	*kg/h*
Temperatura do vapor à saída do barrilete	345	360	*ºC*
Pressão de trabalho	11	13	*bar abs*
Temperatura dos gases de combustão à entrada da caldeira (HFO/GN)	(430 | 450)	—	*ºC*
Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (HFO/GN)	(175 | 195)	—	*ºC*
Caudal volúmico de gases em passagem por caldeira	60 000	—	m^3/h
Colector principal de vapor			
Pressão de trabalho	10	13	*bar abs*
Temperatura do vapor à entrada	345	360	*ºC*
Diâmetro da ligação de reserva	DN25 → DN150		*mm*
Turbina a vapor			
Pressão de entrada	11	11	*bar abs*
Temperatura à entrada	345 (varia)	—	*ºC*
Pressão de exaustão	0,07	—	*bar abs*
Potência nominal nos terminais do gerador	2500 - 3000	4680	*kW*
Caudal mássico para potência nominal	Variável	25000	*kg/h*
Condensador			
Capacidade de recolha e condensação	—	26632	*kg/h*
Temperatura que o condensado permanece	38 - 40	—	*ºC*
Tanque de alimentação			
Pressão relativa	1,5	—	*bar abs*
Temperatura condensado	115	135	*ºC*
Temperatura de aquecimento ao tanque	137	—	*ºC*
Turbina a gás			
Potência no eixo excluindo caixa redutora	—	14,777	*kW*
Tipo de combustível	Diesel	GN, HFO, Diesel, Querosene	—
Consumo de combustível	—	40,714 (GN)	*kJ/s*
Temperatura média de gases de escape[5]	464	482 (GN)	*ºC*
Caudal médio efectivo de gases de escape[5]	304 903	—	m^3/h
Velocidade média de escoamento[5]	22,3	—	*m/s*
Pressão absoluta no interior da conduta[5]	1016	—	*hPa*

O diâmetro da ligação de reserva no colector principal de vapor foi especificado na tabela por se referir ao único *input* disponível de ligação ao colector de vapor. O *input* existente, nomeadamente, um DN 25, constitui um obstáculo no dimensionamento do tubo para a linha de vapor. Os tubos actuais das caldeiras para a entrega de vapor no colector são DN 150 para o caudal à carga máxima que cada uma é capaz de produzir, e segundo as considerações elaboradas no balanço térmico da caldeira, será necessário considerar um diâmetro análogo pelo que será necessário optar por outra alternativa.

[5] Dados médios de ensaio para carga a 100%

3.3 Considerações de Projecto e Instalação Geral

Esta secção menciona as considerações ponderadas para a realização do projecto, em termos termodinâmicos assim como em termos construtivos face ao levantamento das oposições no estudo das imediações da CTV3 para a instalação dos dois circuitos e respectivos suportes. Perante a presença de obstáculos ou dados inadquiríveis foi necessário tomar decisões que remota nos seguintes aspectos:

Ordenamento dos circuitos de condensado e vapor

- Na linha de aspiração do condensado as duas primeiras curvas deverão ser de raio longo;
- Na linha de aspiração do condensado, o tubo a montante da bomba hidráulica deverá ser instalado com um declive ligeiro;
- Os circuitos de condensado e vapor deverão seguir pelo trajecto estrutural de suportes, que correntemente são utilizados para o suporte dos sistemas de tubagens existentes;
- Os tubos deverão ser instalados na parte superior dos perfis o mais à esquerda possível (parte interior do trajecto);
- Os tubos deverão ser suportados pelos perfis existentes até à primeira curva de 50º ao pé do tanque de condensados (localizado junto ao tanque de água tratada);

Figura 3.4 Trajecto[6] existente dos tubos na central (CTV3 – EEM)

[6] A planta (e trajecto) ilustrada não representa a configuração final da obra da CTV3. Versão para exposição. Algum conteúdo sensível foi ocultado por questões de segurança.

- No trajecto adjacente ao muro, no sentido à turbina a gás, é recomendado uma reabilitação do muro para a instalação de perfis verticais até à aproximação da escada de acesso do patamar da CTV2 à CTV3. Recomenda-se um espaçamento entre perfis superior comparado ao dos perfis existentes (ver subcapítulo 4.4);
- Na escada de acesso o tubo de condensados deverá ser suportado e orientado por uma guia montada na parte inferior da estrutura metálica da escada;
- Na continuidade do trajecto, é recomendado fazer outra reabilitação do muro existente para a instalação de perfis curtos no topo deste, guiando o resto do circuito até à caldeira que ficará instalada em frente da turbina a gás;
- Em toda a zona do circuito que os tubos se cruzem ou com uma distância reduzida de componentes eléctricos (nomeadamente cabos) deverá ser instalado coberturas em placa em cima da calha com a finalidade de guarnecer estes componentes;
- Após a instalação do isolamento térmico, identificar visualmente na superfície da folha de alumínio, o sentido de deslocamento do fluido (identificação no mínimo em 3 zonas do trajecto, o início da linha, a metade do trajecto, no terminal da linha).

Bomba hidráulica e acessórios de segurança

- O dimensionamento da bomba hidráulica para o fornecimento de condensado deverá ser projectada custo-eficiente para o regime de trabalho exigido;
- A instalação de válvulas e acessórios adicionais devem promover um funcionamento eficiente e seguro do grupo hidráulico e tanque de alimentação;
- É aconselhável o grupo hidráulico ser protegido exteriormente por uma infraestrutura metálica do tipo chapa vincada e prensada.

Considerações diversas

Olhando para o dimensionamento dos tubos, é importante ter uma análise crítica no seu cálculo. O correcto dimensionamento da instalação resultará em custos mínimos do material, a instalação e, mais importante, o funcionamento pleno do sistema sem sobrecarregar equipamentos em termos energéticos.

- Para o transporte dos fluidos, utiliza-se tubos de aço laminado a quente de ponta esquadrejada (lisa) para uso com uniões com flange sobreposta para determinadas zonas do circuito;
- Deverá ser ponderado tubos de extremidade chanfrada para uso com soldadura de topo.

4 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA A IMPLEMENTAR

4.1 Dimensionamento do Circuito de Condensados

O circuito de condensados, que faz a sua ligação ao tanque de alimentação e fornecerá a caldeira de recuperação de calor a ser instalada na proximidade da turbina a gás, apresenta uma complexidade mais pormenorizada que a de circuito de vapor. Devido à elevação do tanque dos condensados em referência ao solo, a tubagem terá dois troços distintos separados pela bomba hidráulica e respectivos acessórios de segurança. Fazendo a ligação do tanque até ao nível do solo, a tubagem será de aspiração negativa (inundada) com determinadas características, e por conseguinte, da bomba hidráulica até à caldeira a tubagem será de compressão e munida de características dissemelhantes.

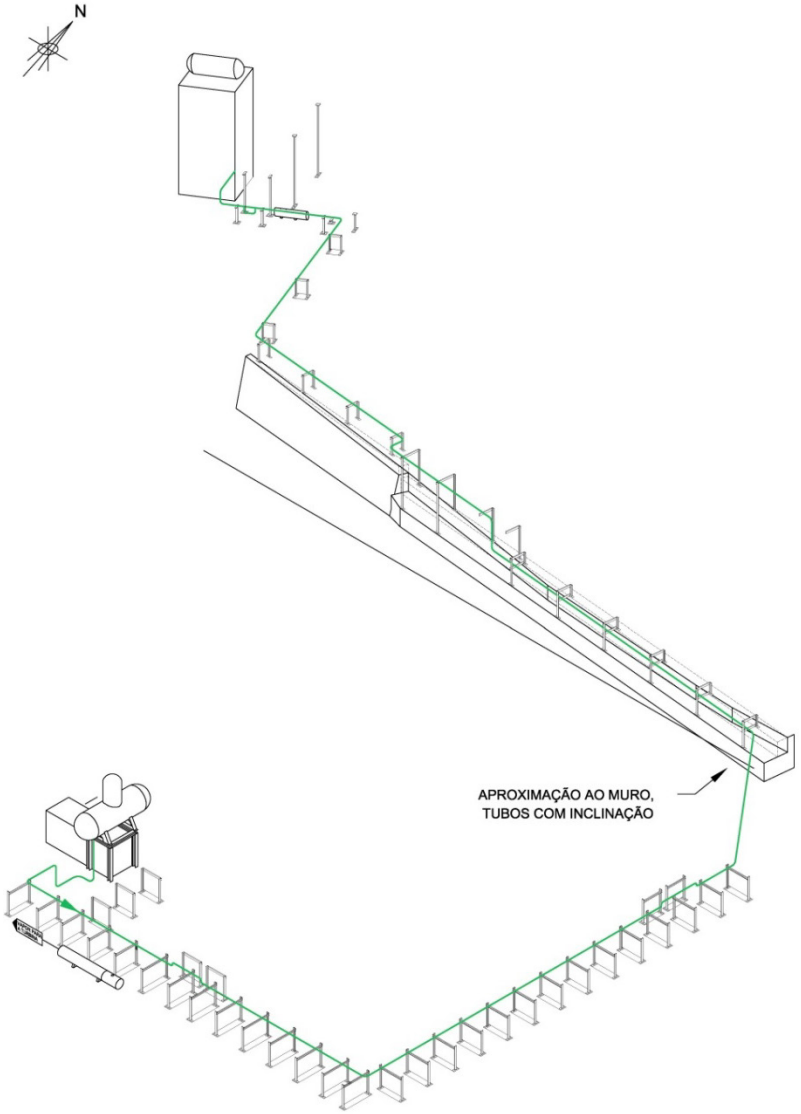


Figura 4.1 Desenho isométrico da linha de condensado

4.1.1 Dimensionamento do Tubo

Previamente mencionado, para uma instalação hidráulica com características diferentes a montante e a jusante da bomba centrífuga, é necessário definir os diâmetros normalizados com que se vai trabalhar, as velocidades de trabalho e os acessórios que devem ser instalados para o bom funcionamento desta.

Recorre-se ao catálogo do fabricante GRUPO ALMESA para uma orientação relativa à categoria do tubo de aço sugerido para este projecto, nomeadamente, tubo de aço sem soldadura P195GH segundo a norma europeia EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175).

Foi definido um valor de caudal de $8{,}37\ m^3/h$ a ser utilizado pelo circuito e considerou-se, segundo "Devki Energy Consultancy - *Fluid Piping Systems*", as seguintes velocidades de escoamento.

- Linha de Aspiração: $0{,}5\ m/s$
- Linha de Compressão: $1\ m/s$

A determinação dos diâmetros é definida pela equação da continuidade do caudal volúmico,

$$\dot{Q} = u \cdot A \tag{6}$$

Que, segundo uma velocidade admitida, determinou-se o diâmetro interior por,

$$d = \sqrt{\frac{4}{u \cdot \pi} \cdot \dot{Q}} \tag{7}$$

Segundo os cálculos efectuados considerou-se os seguintes dados para cada troço,

Para a linha de Aspiração,

- Velocidade admitida: $0{,}5\ m/s$
- Diâmetro interior calculado: $76{,}9\ mm$
- Adopta-se tubo comercial: $DN\ 80$ → Diâmetro interior: 82,5 mm
- Velocidade corrigida: $0{,}43\ m/s$

Para a linha de Compressão,

- Velocidade admitida: $1\ m/s$
- Diâmetro interior calculado: $54{,}4\ mm$
- Adopta-se tubo comercial: $DN\ 50$ → Diâmetro interior: 54,5 mm
- Velocidade corrigida: $\cong 1\ m/s$

Em que as características estão apresentadas no Quadro 4.1, e os tubos com uma composição química de teores máximos. 0,13% C; 0,35% Si; 0,70% Mn; 0,025% P; 0,020% S; 0,30% Cr; 0,040% Ti; 0,08% Mo; 0,30% Ni; 0,30% Cu.

Quadro 4.1 Resumo do tubo de aço sem soldadura adoptado

Tubo de aço sem soldadura	**Dimensão Comercial**	**Diâmetro Exterior (mm)**	**Diâmetro interior (mm)**	**Espessura (mm)**	**Massa Linear (kg/m)**	**R_m - Tensão de rotura (MPa)**
Aspiração	DN 80	88,9	82,5	3,2	6,81	130
Compressão	DN 50	60,3	54,5	2,9	4,14	130

Com o dimensionamento básico realizado, prossegue-se ao dimensionamento crítico do circuito, nomeadamente, à análise de perdas de carga, acessórios, comprimentos e alturas a serem vencidas pela bomba centrífuga escolhida no subcapítulo 4.1.2.

Com os detalhes do Quadro 4.2, prossegue-se à determinação da curva característica da instalação que será fundamental na escolha da máquina hidráulica.

Quadro 4.2 Dados gerais para o dimensionamento do circuito de condensados

	Aspiração			**Compressão**		
Dados	**Descrição**	**#**	**Valor**	**Descrição**	**#**	**Valor**
D. int. (mm)	—	—	82,5	—	—	54,5
Comprimento Tubagem (m)	Comprimento total	—	~ 6,98	Comprimento total	—	~ 161
K - Perdas de carga localizadas	Curva 90º raio longo	2	0,3	Curva 90º	20	0,9
	Válvula seccionamento	1	0,05	Curva 33º (30º)	1	0,31
	Válvula seccionamento	1	0,05	Curva 51º (50º)	1	0,48
	Redução Excêntrica	1	0,15	Curva 63º (60º)	1	0,6
				Ampliação Concêntrica	2	0,15
				Redução Excêntrica	1	0,15
				Válvula Retenção	2	2
				Válvula seccionamento	2	0,05
ε_i - Rugosidade (mm)	Tubo s/soldadura	—	0,15	Tubo s/soldadura	—	0,15
Características do condensado	Temperatura, $T_{máx}$ (ºC)	—	120	Temperatura, $T_{máx}$ (ºC)	—	120
	Massa volúmica, $\rho\ [kg/m^3]$(120ºC)	—	943,1	Massa volúmica, $\rho\ [kg/m^3]$	—	943,1
	Viscosidade absoluta, $\mu\ [N \cdot s/m^2]$(100ºC)	—	0,000282	Viscosidade absoluta, $\mu\ [N \cdot s/m^2]$(100ºC)	—	0,000282

A pressão manométrica do tanque de alimentação situa-se a 0,5 bar rel. (operacional) e do barrilete da caldeira de projecto a 10,5 bar rel. (operacional).

A curva característica da instalação é então dada por,

$$H_i = H_0 + K' \cdot \dot{Q}^2 \tag{8}$$

Com,

$$H_0 = desnível\ entre\ tanques + \Delta pressão\ estática \tag{9}$$

Por onde $(K' \cdot \dot{Q}^2)$ representa a perda de carga a vencer com K'_{total} determinado por,

$$K'_{total} = K'_{Asp} \cdot \dot{Q}^2 + K'_{Comp} \cdot \dot{Q}^2 \tag{10}$$

E onde o coeficiente global de perda de carga, em função do caudal K' é definido por,

$$K' = \frac{8 \cdot K_T}{\pi^2 \cdot d^4 \cdot g} \tag{11}$$

E o coeficiente global de perda de carga, em função da pressão dinâmica K_T é formalizado por,

$$K_T = \frac{\lambda \cdot l}{d} + \sum K \tag{12}$$

E por conseguinte, os seguintes resultados,

Quadro 4.3 Resumo dos cálculos do dimensionamento do circuito de condensados

	Aspiração	**Compressão**
$\boldsymbol{\sum K}$	0,8	23,94
$\boldsymbol{u_{fluido}}$	0,43	1
$\boldsymbol{Re}$	$1{,}19 \cdot 10^5$	$1{,}82 \cdot 10^5$
$\boldsymbol{\varepsilon/D}$	0,001818	0,002752
$\boldsymbol{\lambda}$	0,0250	0,0270
$\boldsymbol{K_T}$	2,92	103,70
$\boldsymbol{K'}$	5208,21	971212,21

Pelo que o Número de Reynolds é facultado por,

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot d}{\mu} \tag{13}$$

E o coeficiente de atrito λ é retirado segundo a fórmula proposta por Moody para regime turbulento,

$$\lambda = 0{,}0055 \cdot \left[1 + \left(20000 \cdot \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re}\right)^{1/3}\right] \quad (14)$$

4.1.2 Selecção da Bomba Hidráulica

A curva característica da instalação será dada segundo,

$$H_i = H_0 + (K'_{Asp} + K'_{Comp}) \cdot \dot{Q}^2 \quad (15)$$

E para a instalação em questão, segundo o caudal volúmico de $8{,}37\ m^3/h$ obteve-se uma altura manométrica $H_i = 116{,}23 \equiv 120\ m.c.a$ ($\cong 11{,}8\ bar$) que deverá ser vencida pela selecção correcta da bomba hidráulica. Admite-se ainda à soma, $29\ m.c.a$ ($\cong 2{,}89\ bar$) representativo do estágio do economizador da caldeira de recuperação.

Recorreu-se ao catálogo interactivo de dimensionamento WebCAPS da Grundfos para a escolha da bomba adequada para as solicitações calculadas.

Como tal, para os seguintes parâmetros introduzidos no programa,

- **Aplicação:** Caldeiras
- **Subaplicação:** Alimentação a caldeiras
- **Caudal volumétrico:** $8{,}37\ m^3/h$
- **Altura manométrica:** $149\ m.c.a$
- **Temperatura máxima/operacional do fluido:** 120 ℃ / 115 ℃
- **Bomba tipo:** Centrífuga multicelular em linha (orientação vertical)

Segundo estes factores e coordenadas $(H_i, \dot{Q})$ o software de dimensionamento recomenda o modelo CR 5-36 A-FGJ-A-E-HQQE. Contudo para esta máquina, o valor de NPSH_r é indesejável e o ponto de funcionamento situa-se no final da curva o que poderá ser problemático. Olhando para a questão da segurança, admitiu-se um $H_i = 177\ m.c.a.$ e pelo programa de dimensionamento da Grundfos, foi sugerido o modelo **CR 10-22 A-FJ-A-E-HQQE** que terá um funcionamento mais seguro e estável e cujas características podem ser consultadas no ANEXO VIII do trabalho.

A máquina hidráulica seleccionada possui altura manométrica nominal de $181\ m$ e máxima de $225\ m$, um caudal máximo de $10\ m^3/h$ e uma operação de $25\ bar$ a 120 ℃. As características representadas satisfazem plenamente as exigidas, principalmente na pressão de trabalho disponibilizado a jusante da bomba para vencer todas as perdas de carga ao longo da linha, que no presente caso exigia um mínimo de $14{,}6\ bar$.

Após a determinação da altura manométrica, ponderou-se quais os factores económicos que poderiam influenciar a selecção do equipamento hidráulico.

Os factores de desempenho, manutenção, custo de aquisição e custo de operação são parâmetros determinantes para uma dada instalação. Estes pormenores são igualmente influenciáveis para o tipo de aplicação em objectivo e na possibilidade de existir orçamento e estrutura interna para satisfazer as propostas do projecto.

Segundo a informação disponibilizada pela Grundfos,

A bomba seleccionada **CR 10-22 A-FJ-A-E-HQQE**, possui um custo unitário 7153,61 € (valor de mercado actual) para um motor eléctrico de 7,5 kW com um consumo de 27288 kWa/h[7] considerando um tempo operação de 5900 h/a.

Alternativamente poder-se-ia optar pela instalação de duas bombas em série, de modelo inferior, mas que com as suas alturas manométricas combinadas pudessem satisfazer o H_i prévio. Seleccionou-se o modelo CR 10-9 A-AN-A-E-HQQE de,

- $H_{i\,máx} = 91{,}8\ m.c.a$;
- $\dot{Q}_{máx} = 10\ m^3/h$;
- $p = 16\ bar\ a$ 120 ℃.

de custo unitário 4287,95 € para um motor eléctrico de 3 kW com um consumo de 15360 kWh/a[8] considerando identicamente um tempo operação de 5900 h/a.

Para aplicações industriais, a alimentação de condensados a caldeiras é uma tarefa que exige um funcionamento permanente e eficaz das unidades de bombeamento, impondo assim, a necessidade de instalação de uma unidade em *standby* como medida de prevenção à paragem ou avaria imprevista da unidade principal.

Quadro 4.4 Comparação económica da bomba seleccionada vs alternativa

Modelo	CR 10-22 A-FJ-A-E-HQQE		CR 10-9 A-AN-A-E-HQQE	
Configuração da instalação	*Linha*	*Paralelo (req.)*	*Linha (Série)*	*Paralelo (req.)*
Custo unitário [€]	7153,61	14607,22	8575,9	17121,8
Potência [*kW*]	7,5	15	6	12
Consumo anual [*kWh/a*]	27288	—	30720	—

Fazendo a análise ao Quadro 4.4, o modelo seleccionado acaba por ser economicamente mais viável, nomeadamente, por custo individual e no respectivo consumo anual. É igualmente vantajoso, em termos de manutenção (2 bombas *versus* 4 bombas). Atendendo à reduzida área disponível para instalação deste grupo, o facto de se seleccionar só duas bombas em paralelo reforça a escolha como sendo a mais apropriada.

[7] Consumos estimados para 100% carga da bomba em horário laboral.

4.1.3 Avaliação da Segurança de Trabalho da Bomba

Um factor determinante na fiabilidade da instalação hidráulica resume-se à segurança de trabalho da bomba relativamente ao fenómeno de cavitação neste tipo de instalações.

O surgimento da cavitação tem predominância na diferença de pressões originada pela transferência de energia mecânica por parte da bomba ao fluido. O aumento da pressão do fluido a jusante do impulsor induz a inevitável queda de pressão localizada neste acessório imediatamente do lado da entrada do rotor, promovendo assim a queda de pressão do fluido até atingir um valor mínimo. Se a pressão absoluta naquele ponto cair abaixo da pressão de vapor do líquido para a dada temperatura de trabalho, haverá a formação de bolhas de vapor resultando em efeitos destrutivos (colapso das bolhas), nomeadamente, ruído, vibrações e fractura do impulsor ou degradamento da área de superfície interna do tubo, ou seja, na falha global daquele equipamento.

Para este tipo de bombas operar eficazmente, é exigido que sejam alimentadas por líquidos livres de vapor na linha de aspiração, uma vez que aumento na temperatura e a diminuição na pressão induzem à vaporização.

Para evitar este fenómeno, a bomba necessita de um valor quantificado de energia na linha de aspiração, conhecido como a altura de aspiração positiva, frequentemente representado na literatura por NPSH (Net Positive Suction Head) que se subdivide em requerido (NPSH_r) e em disponível (NPSH_d).

O NPSH_r é um termo fornecido pelo fabricante da bomba, e portanto, apresenta valores obtidos experimentalmente para determinadas condições em ocorre a cavitação. Expõe então, o valor mínimo de energia do líquido requerido pela bomba para o seu funcionamento interno de modo a que não desenvolva condições de cavitação.

O NPSH_d é um termo que é obtido segundo a instalação de projecto, tendo em conta as pressões estática e dinâmica, a cota de instalação da bomba e ainda as perdas de carga na linha de aspiração. Representa a energia disponível que o líquido possui à entrada da bomba.

Assegura-se a inexistência de cavitação na zona de aspiração da bomba segundo,

$$\mathrm{NPSH}_d \geq \mathrm{NPSH}_r + 0{,}60 \tag{16}$$

Sendo os 0,6 o coeficiente de segurança correntemente utilizado na prática. Este valor pode deixar de ser introduzido na relação caso o fabricante da bomba forneça indicações contrárias de sobredimensionamento.

A altura de aspiração disponível é obtida segundo o cálculo,

$$\mathrm{NPSH}_d = \frac{p_{atm}}{\gamma} - e_s - \Delta H_{asp} - \frac{p_v}{\gamma} \tag{17}$$

A fórmula apresentada expõe o caso mais comum para uma estação elevatória com aspiração atmosférica acima da linha de superfície. Como o caso prático deste projecto representa o transporte de fluido entre dois compartimentos pressurizados, recorrendo a uma bomba inundada, o cálculo toma a forma,

$$\mathrm{NPSH}_d = \frac{p_{abs}}{\gamma} + e_s - \Delta H_{asp} - \frac{p_v}{\gamma} \tag{18}$$

O efeito de cavitação será menos provável pela aspiração negativa, contudo não deve ser menosprezado as restantes variáveis.

Para os seguintes factores,

- $\rho_{condensado}(T = 115℃) = 947{,}1\ kg/m^3$
- $p_v(T = 115℃) = 169180\ Pa$
- $p_{abs} = p_{man} + p_{atm} = 151325\ Pa$
  - $p_{man} = 0{,}5\ [bar] = 50000\ Pa$
  - $p_{atm}(nível\ do\ mar) = 101325\ Pa$
- $e_s = 4{,}48\ m$
- $\Delta H_{asp} = K_T \cdot \frac{u^2}{2g} = 0{,}0275\ m.c.a$

Tem-se então na linha de aspiração um valor de,

$$\mathrm{NPSH}_d = 2{,}53\ m.c.a$$

Por consulta da Figura 4.2, para as coordenadas $(H_i, \dot{Q})$ de projecto, é possível retirar o valor da altura de aspiração crítica necessária à determinação da análise de segurança de operação desta máquina.

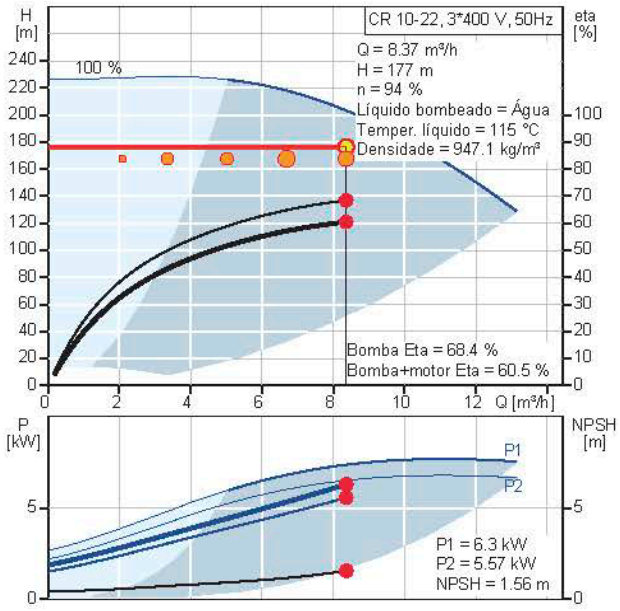


Figura 4.2 Curva característica da bomba hidráulica

Obteve-se um valor de energia mínimo exigido para o seu funcionamento de,

$$\mathrm{NPSH}_r = 1{,}56\ m.c.a$$

Conclui-se que,

$$2{,}53\ (\mathrm{NPSH}_d) > 1{,}56\ (\mathrm{NPSH}_r) + 0{,}60$$

Pelo que a bomba hidráulica não trabalhará em cavitação.

É possível observar que o valor calculado de NPSH_d é relativamente superior ao valor mínimo de energia requerido do líquido já contabilizado com o valor de segurança de 0,6 que é prática comum se considerar no dimensionamento de um sistema deste tipo. A bomba está, portanto, dotada de condições e apta para um funcionamento normal.

Observe-se que os produtos comercializados pela Grundfos são projectados com um coeficiente de segurança pré-determinado, neste caso sendo de 1 para esta máquina hidráulica, e consoante as aplicações para os quais estas bombas são seleccionadas, são construídas com materiais que vão de encontro às solicitações exigidas segundo cada campo de aplicação.

Apesar de a referida bomba funcionar com uma folga tolerável de energia de $2{,}53\ m.c.a$, a operação de trabalho no limiar da cavitação neste tipo de bombas é típico de aplicações para alimentação a caldeiras, uma vez que o grande obstáculo apresentado são as altas temperaturas do condensado e a sua respectiva pressão de vapor que constituem o maior desafio quando se tenta assegurar um elevado NPSH_d.

4.1.4 Acessórios do Grupo Hidráulico

A fiabilidade da bomba hidráulica dependerá dos acessórios que lhe antecedem e procedem dotando assim o funcionamento seguro da máquina. A montante deverá ser instalado:

- Um filtro (opcional);
- Duas válvulas de seccionamento (de macho);
- Dois redutores excêntricos;
- Dois manómetros de pressão (opcional).

A jusante deverá ser equipado os seguintes elementos:

- Dois manómetros de pressão;
- Duas ampliações concêntricas;
- Uma válvula de retenção (de esfera);
- Uma válvula de seccionamento (de macho);
- Uma junta de expansão.

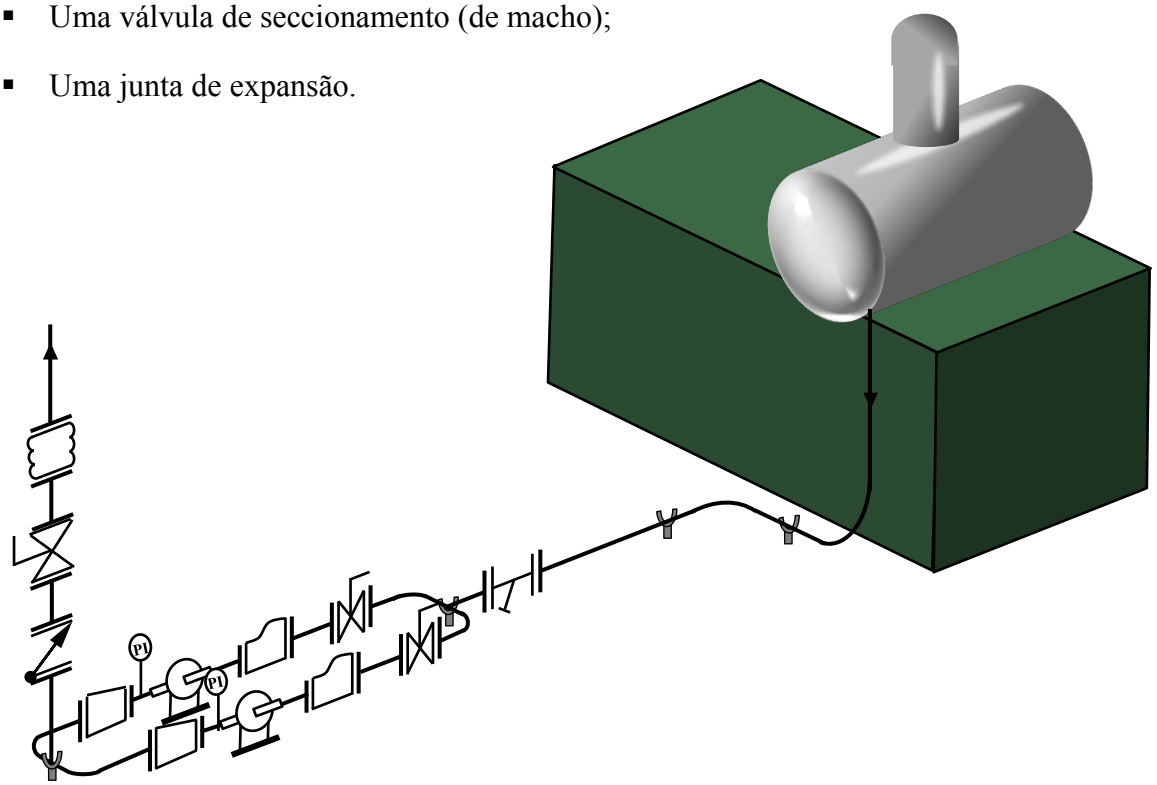


Figura 4.3 Desenho isométrico do grupo hidráulico e acessórios

O desenho da linha de aspiração desde a saída do tanque e as duas curvas de raio longo foram assim definidos por motivos de obstrução e acesso quando se analisou a possível zona

de instalação. A Figura 4.4 demonstra o espaço reduzido disponível para se adaptar o projecto em questão onde foi ponderado a melhor zona de instalação, sem perturbação ao acesso aos equipamentos adjacentes incluindo a escada de acesso ao topo do tanque de alimentação.

Deverá ser tomado ainda em consideração os seguintes aspectos:

- As ligações do grupo deverão ser feitas por tubos flangeados para a manutenção e acomodação simplificado de cada acessório;
- Os suportes que guiam o tubo à entrada da máquina hidráulica, devem apresentar uma leve inclinação até ao *input* desta;
- Neste conjunto para além do isolamento térmico que será acoplado, a construção de uma infraestrutura em seu redor (ou da zona) seria um factor determinante para a protecção destes componentes.

Figura 4.4 Zona de instalação do grupo hidráulico

4.1.5 Dimensionamento do Isolamento para a Linha de Condensado

O isolamento térmico dos circuitos hidráulicos numa central termoeléctrica utilizando materiais adequados, dificulta a dissipação do calor de um corpo de forma eficiente devido à sua natureza de elevada resistência térmica. Classificamos o calor como a energia, ou carga térmica, armazenada num determinado objecto, podendo também ser definido como energia de passagem de um corpo para outro devido ao diferencial de temperaturas. A transferência de calor pode ocorrer na forma condutiva, convectiva ou por radiação e conhecendo a forma como este fenómeno se processa é útil para se fazer o dimensionamento correcto e reduzir o fluxo de calor indesejado na envolvente.

Os dados relevantes para este projecto encontram-se ilustrados na figura 4.5 e são empregados na determinação da espessura mínima de isolamento necessária e a perda de calor correspondente por unidade de comprimento de tubo. Observe-se que as temperaturas encontram-se em graus Celsius mas serão empregues em graus Kelvin.

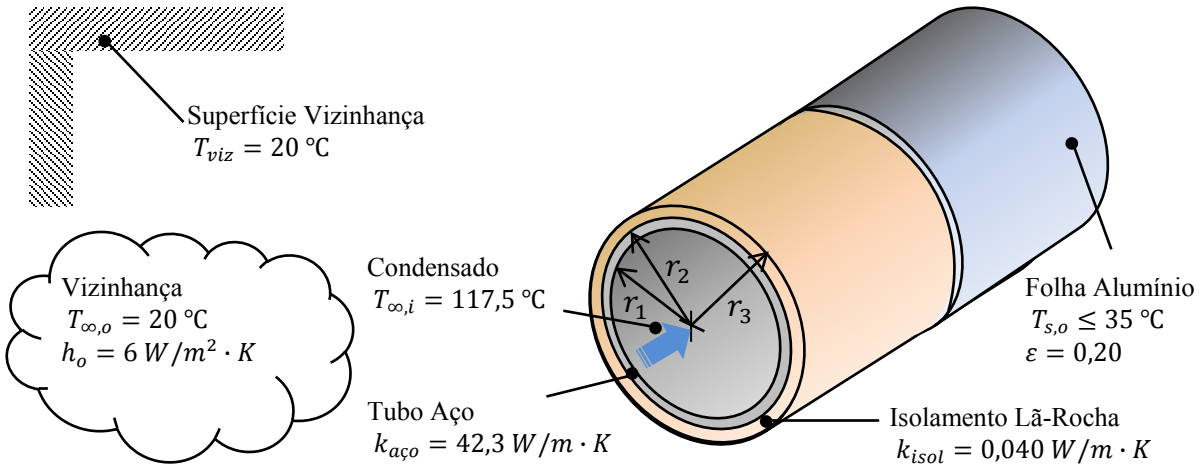


Figura 4.5 Esquema dos dados para o isolamento do circuito de condensado

Para o desenvolvimento dos cálculos, é necessário admitir algumas considerações essenciais para o ambiente envolto. Acolhe-se assim que se trabalha,

- Estado estacionário;
- Condução radial unidimensional;
- A resistência de contacto no interface dos materiais é desprezável;
- A resistência da convecção do lado do condensado é desprezável $(T_{\infty,i} = T_{s,i})$;
- A resistência de condução da folha de alumínio é desprezável;
- Propriedades constantes;
- Vizinhança grande;
- Temperaturas em Kelvin;
- Aspiração → $r_1 = 0{,}041$; $r_2 = 0{,}044$;
- Compressão → $r_1 = 0{,}027$; $r_2 = 0{,}030$.

Numa primeira análise para se determinar a espessura do isolamento, deverá ser realizado um balanço de energia à superfície externa, onde existe em paralelo a taxa de calor por convecção e radiação (ilustrado na figura 4.6) em que a taxa de calor total é dado por:

$$q' = q'_{conv,o} + q'_{rad} \tag{19}$$

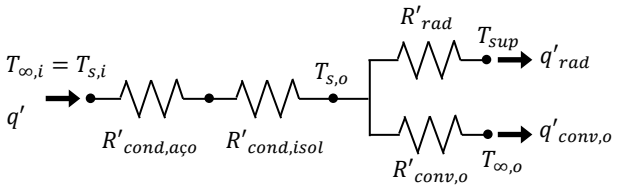


Figura 4.6 Esquema das resistências térmicas do tubo

Com,

$$q'_{conv,o} = 2\pi r_3 h_o\left(T_{s,o} - T_{\infty,o}\right) \tag{20}$$

E,

$$q'_{rad} = 2\pi r_3 \varepsilon\sigma\left(T_{s,o}^4 - T_{viz}^4\right) \tag{21}$$

E ainda,

$$q' = \frac{2\pi\left(T_{s,i} - T_{s,o}\right)}{\left(R'_{cond,aço} + R'_{cond,isol}\right)} \tag{22}$$

Em que as resistências térmicas do tubo e isolante térmico são determinadas por,

$$R'_{cond,aço} = \frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi k_{aço}} \tag{23}$$

E,

$$R'_{cond,isol} = \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi k_{isol}} \tag{24}$$

Consegue-se determinar o valor de r_3 efectuando um balanço energético,

$$\frac{2\pi\left(T_{s,i} - T_{s,o}\right)}{\frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{aço}} + \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{isol}}} = 2\pi r_3\left[h_o\left(T_{s,o} - T_{\infty,o}\right) + \varepsilon\sigma\left(T_{s,o}^4 - T_{viz}^4\right)\right] \tag{25}$$

Onde o valor da espessura de isolamento será determinado por,

$$\Delta x_{isol} = r_3 - r_2 \tag{26}$$

E em que a taxa de calor perdida por metro é adquirida com recurso a,

$$q' = \frac{2\pi\left(T_{s,i} - T_{s,o}\right)}{\frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{aço}} + \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{isol}}} \tag{27}$$

No Quadro 4.5 encontra-se resumido os valores calculados.

Quadro 4.5 Taxa de Calor e Espessura do Isolamento do Circuito de Condensado

Circuito	q' $[W/m]$	Δx_{isol} $[mm]$	q' $total$ $[W]$
Aspiração	55,9	38	390
Compressão	45	45	7245

4.2 Balanço Térmico da Caldeira de Recuperação

A cogeração da nave III baseia-se no ciclo de vapor *Rankine* com reaproveitamento dos gases de combustão do ciclo *Diesel* dos motores (actualmente a funcionar em ciclo *Otto*).

A turbina a gás, instalada como equipamento isolado e sem reaproveitamento energético funciona segundo um ciclo de potência *Brayton* simples.

A alteração que se pretende no projecto será conjugar o tradicional ciclo de potência de turbina a gás com o ciclo de vapor, concebendo assim o denominado de ciclo combinado de gás-vapor (ou habitualmente conhecido como ciclo combinado).

Devido às temperaturas elevadas a que se gera calor nos ciclos a gás, o ciclo de *Brayton* tem um excelente potencial para atingir eficiências térmicas elevadas, contudo para estas temperaturas elevadas à saída da turbina existe uma penalização do rendimento da mesma, pelo elevado potencial energético desperdiçado. É possível realizar alterações ao ciclo de *Brayton*, tal como o adaptar para um ciclo regenerativo, mas de alguma forma sempre de maneira limitada e com uma intervenção invasiva no equipamento, algo que este trabalho não se foca.

Por este fundamento faz todo o sentido sugerir o aproveitamento do calor proveniente dos gases de escape de uma turbina a gás noutro tipo de aplicação. O ciclo combinado tira partido das elevadas temperaturas dos gases de escape da turbina a gás, para produzir vapor numa caldeira de recuperação, que pode ter ou não, queima adicional de combustível. Segundo (Çengel e Boles, 2006), uma das grandes virtudes do ciclo combinado é o facto de ter uma eficiência térmica superior à de qualquer um dos ciclos que o constituem, quando executados individualmente. Para além do alto índice de eficiência energética as centrais de ciclo combinado reúnem as melhores condições para satisfazer os requisitos exigidos para a protecção e conservação do ambiente.

Estas caldeiras de recuperação de calor, conhecidas em inglês como HRSG (*heat recovery steam generator*) geralmente não possuem queimadores, contudo podem ser adicionados queimadores quando se pretende a obtenção de elevadas temperaturas de vapor ou quando se pretende ter uma caldeira mais versátil. Este tipo de caldeiras podem ser utilizadas para produzir água quente ou vapor sobreaquecido.

O vapor eventualmente produzido será utilizado para alimentar a turbina de vapor ou ser directamente utilizado num outro processo industrial. Um aspecto importante neste tipo de caldeiras salienta-se por serem elementos do tipo modular, permitindo a existência de diversas configurações de construção, adequando-se ao espaço e ao capital de investimento disponível.

Para o caso específico deste trabalho, o projecto da caldeira será de dimensionamento térmico considerando os aspectos construtivos e comportamento termodinâmico das caldeiras existentes. Seria inexequível realizar dimensionamentos construtivos de uma caldeira

completa, incluindo acessórios, componentes interiores, bancos de tubos, válvulas, materiais e comportamentos termodinâmicos. Este tipo de projecto personalizado comportaria um valor elevado orçamental para a construção, instalação e manutenção assim como um compromisso bastante elevado de trabalho.

A Figura 4.7 mostra a caldeira-tipo adquirida pela EEM para a cogeração projectada na CTV3.

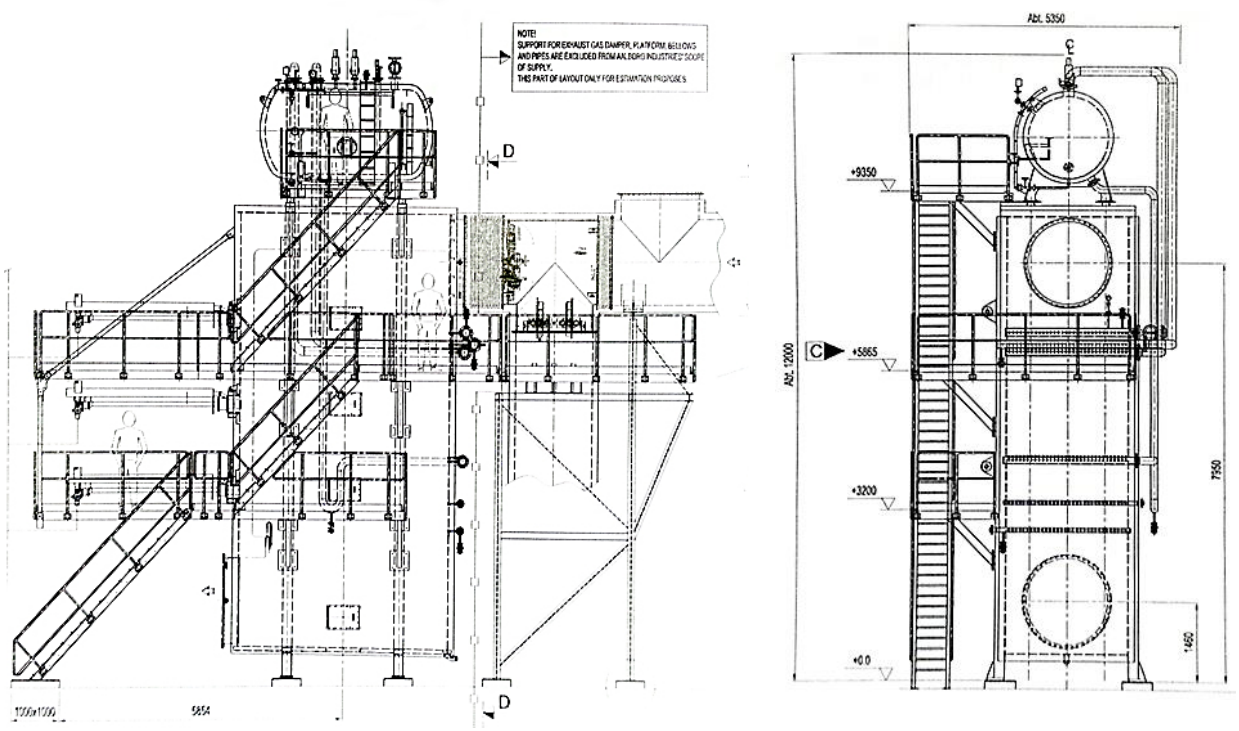


Figura 4.7 Caldeira-tipo da CTV3 e para projecto

A caldeira de recuperação de calor é de disposição construtiva vertical de 12 metros por 5,35 metros de largura e 10,35 metros de comprimento (incluindo os sopradores de fuligem e escadas de acesso). Funciona com recurso à energia dos gases de combustão sem queima adicional de combustível caracterizada por ser de operação contínua e com regime de *bypass* para cumprimentos de manutenção e segurança.

Esta caldeira é composta por três estágios de permuta de calor, nomeadamente, por um economizador, evaporador e sobreaquecedor onde a água tem uma circulação natural sem recurso a bombas de circulação até à sua mudança de fase.

A Figura 4.8 dispõe o esquema que definirá o ciclo fechado com a instalação desta caldeira ao pé da turbina a gás.

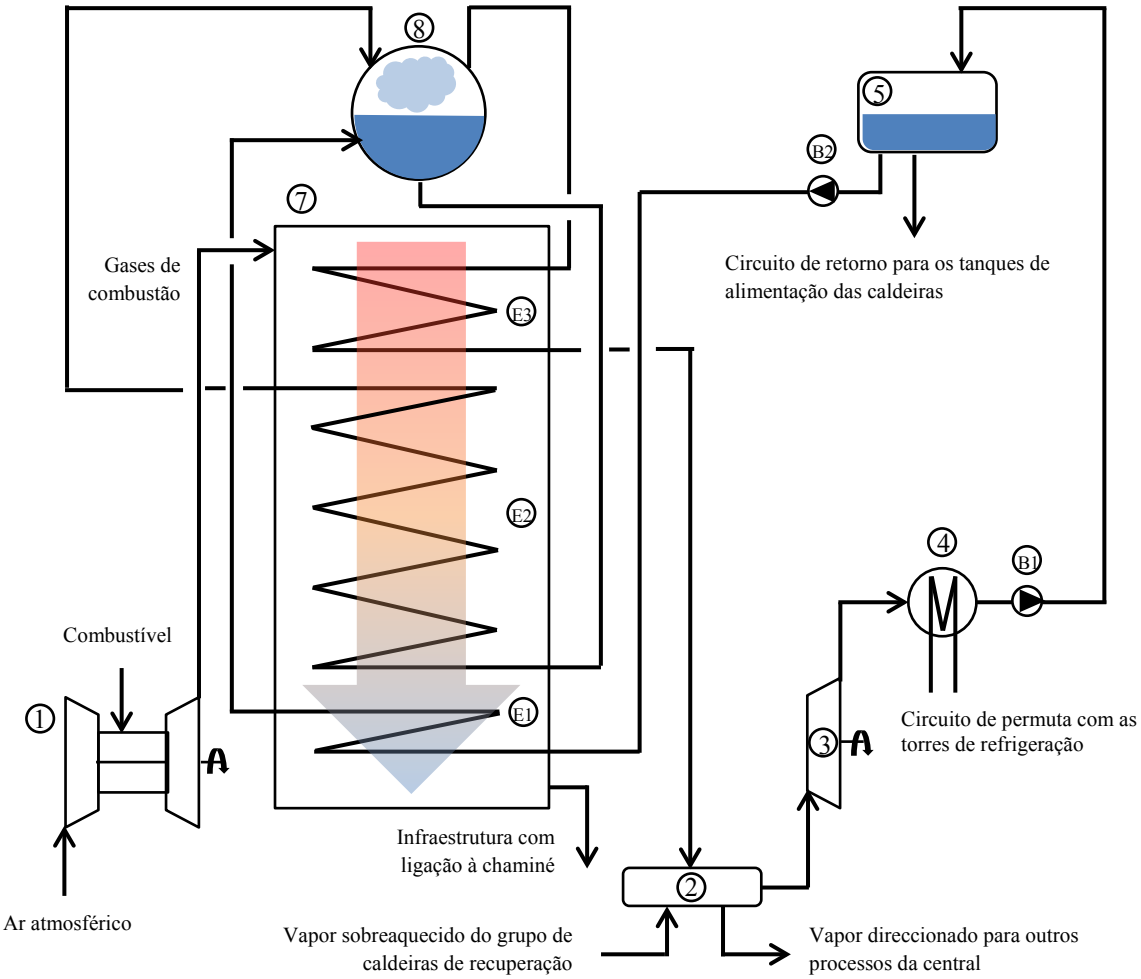


Figura 4.8 Representação exemplificada da caldeira com ciclo fechado

Quadro 4.6 Legenda do circuito com os estágios da caldeira

LEGENDA	
Designação	**Descrição**
1	Turbina a gás
2	Colector de vapor principal
3	Turbina de vapor
4	Condensador
5	Tanque de alimentação às caldeiras
7	Caldeira de recuperação de três estágios
8	Barrilete
B1	Bomba hidráulica de extracção
B2	Bomba hidráulica de alimentação
E1	1º Estágio (Visto do lado de entrada do condensado) – Economizador
E2	2º Estágio (Visto do lado de entrada do condensado) – Evaporador
E3	3º Estágio (Visto do lado de entrada do condensado) – Sobreaquecedor

As caldeiras devem ser projectadas com uma relação de compromisso entre o custo de investimento, representado pelas características construtivas e dimensões dos bancos de tubos e equipamentos adicionais, e do custo operacional, representado pela prestação térmica global deste equipamento. A caldeira em questão será baseada numa das actualmente existentes.

Em termos técnicos, o dimensionamento térmico de uma caldeira é executado de modo idêntico como para qualquer outro equipamento térmico, caracterizando-se pela potência térmica útil produzida.

Denomina-se de potência térmica total (P_t) ao conjunto dos seguintes *inputs* térmicos,

- A potência correspondente ao poder calorífico do combustível disponível;
- A potência correspondente ao calor sensível do combustível à entrada da caldeira;
- A potência correspondente à energia do ar à entrada da caleira;

Contudo, o calor disponível pode ser somente associado ao PCI do combustível e à temperatura do ar na entrada da câmara quando exista um aquecedor de ar, uma vez que os restantes factores são normalmente desprezíveis e pode-se assumir o valor assim obtido sem erros consideráveis (Baskákov, 1985).

A potência térmica transferida para a geração de vapor, denominada de potência térmica útil (P_u) pode ser obtida a partir da seguinte expressão,

$$P_u = P_t - perdas\ térmicas \tag{28}$$

Em que estas perdas de calor podem ser representadas por,

- Perdas na exaustão dos gases de combustão tanto maiores quanto maior a temperatura dos gases e o excesso de ar;
- Perdas devido à combustão incompleta causadas pelo excesso de ar insuficiente ou nulo, não aplicável ao caso;
- Perdas por condução, convecção e radiação;
- Perdas por purgas.

Podendo o rendimento da caldeira ser descrito em percentagem como,

$$\eta = 100 - \sum perdas\ térmicas \tag{29}$$

Ou na forma mais comum,

$$\eta = \frac{P_u}{P_t} \cdot 100 \tag{30}$$

Relativamente à geração de vapor, o caudal de vapor pode ser obtido a partir do cálculo da energia transferida entre os gases de combustão e a água para mudança de fase. Como tal, a potência térmica útil resulta do produto do caudal de vapor da caldeira pela diferença de entalpias entre o vapor gerado e a água, representando assim, o calor absorvido pelo condensado para a sua conversão no estado de vapor.

$$P_u = \dot{m}_{água} \cdot \left(h_{vapor} - h_{água}\right) \tag{31}$$

E a potência térmica total aproximada à entrada (P_t),

$$P_t = \dot{m}_{comb} \cdot PCI \tag{32}$$

Onde o caudal de combustível consumido pela turbina a gás é obtido pela potência da turbina e o seu rendimento.

A fórmula anteriormente apresentada para o cálculo da potência total à entrada, refere-se ao caso mais frequente para caldeiras combustão interna para as quais existe a queima de combustível no próprio equipamento.

Relativamente a uma caldeira de recuperação, a potência térmica total disponibilizada à entrada só pode ser quantificada pela potência térmica dos gases de combustão emitidos pela turbina a gás.

O cálculo de interesse para a situação corrente baseia-se essencialmente no calor disponível na saída da chaminé da turbina a gás, pelo que a potência térmica transferida na caldeira pode ser determinada segundo,

$$\dot{Q}_{GS} = \left(\dot{m}_{O_2} \cdot cp_{O_2} + \dot{m}_{CO_2} \cdot cp_{CO_2} + \dot{m}_{N_2} \cdot cp_{N_2} + \dot{m}_{H_2O} \cdot cp_{H_2O}\right) \cdot (tg_e - tg_s) \tag{33}$$

Sendo tg_e a temperatura dos gases à entrada da caldeira e tg_s o valor após a passagem na caldeira. O Quadro 4.7 resume os valores obtidos dos gases de combustão com excesso de ar segundo o Quadro 2.11 cruzados para o cálculo conjunto com o calor específico médio de cada gás, para a temperatura média obtida, e o caudal mássico individual de cada gás.

Quadro 4.7 Calor específico médio dos gases de combustão

CALOR ESPECÍFICO E CAUDAL MÁSSICO NOS GASES DE COMBUSTÃO					
$Gás_i$	$Gás\ de\ combustão$			$Caudal\ Combustível\ \dot{m}\ [kg/s]$	Caudal $gás\ \dot{m}_i\ [kg/s]$
	$Calor\ específico\ \overline{cp}_i\ [kJ/kg \cdot ℃]\ \overline{T} = 255\ ℃$	$\frac{kg_i}{100\ kg\ comb.}$	$\frac{kg_i}{kg\ comb.}$		
CO_2	0,892	317,14	3,1714	0,958	3,04
H_2O	2,032	193,15	1,9315		1,85
N_2	1,0409	5580,46	55,8046		53,46
O_2	0,9273	1344,88	13,4488		12,90

Existe ainda outras fontes de desperdício energético, nomeadamente:

- Perda térmica por condução, convecção e radiação pelo envolvente;
- Perdas por purgas (não aplicável ao caso);
- Perdas associadas à temperatura das cinzas;
- Perdas associadas ao combustível não convertido, presente nas cinzas.

O cálculo da perda pelos três meios de transmissão de calor revela-se um processo complexo e de difícil obtenção pelo que é geralmente admitido uma perda entre 3 a 5% da potência total disponível.

O calor perdido pelas purgas na caldeira, por depender essencialmente da qualidade da água disponível é variável, mas varia normalmente entre 1 a 3%.

Relativamente às restantes perdas, estas serão desprezáveis pelo facto de a turbina a gás trabalhar com um excesso de ar muito elevado propício à combustão completa do combustível, e como tal, pela capacidade muito reduzida de produção de fuligem.

Em conclusão, a potência útil aproveitada na caldeira de recuperação de calor é aproximadamente mensurada por,

$$P_u = \dot{Q}_{GS} - 5\%\ \text{Perdas de calor} \tag{34}$$

Uma vez requerido que o dimensionamento térmico da caldeira seja feito com base numa das caldeiras já existentes, será necessário retirar alguns valores das actuais. Resume-se os dados já apresentados no Quadro 3.2 que representa as temperaturas dos gases de combustão na passagem pelas caldeiras.

Quadro 4.8 Temperatura dos gases na passagem pelas caldeiras existentes

TEMPERATURAS DOS GASES DE COMBUSTÃO NAS CALDEIRAS				
Descrição	**Ciclo Diesel (HFO)**	**Ciclo Otto (GN)**	**ΔT entre combustíveis**	**Unidade**
Temperatura à entrada da caldeira	430	450	20	*ºC*
Temperatura à saída da caldeira	175	195	20	
Variação de temperatura ΔT	255	255	—	

Como a turbina a gás está a trabalhar a *Diesel*, considerar-se-á a diferença de temperaturas à entrada e saída pelo ciclo *Diesel* nas caldeiras (apesar desta consideração, observa-se que os gases do ciclo *Otto* apresentam igualmente o mesmo ΔT).

Este ΔT representa a energia perdida nos gases de combustão para a geração de vapor na caldeira representando a energia total consumida nos três estágios, nomeadamente, economizador, evaporador e sobreaquecedor.

Segundo esta ponderação, a obtenção do valor do caudal mássico de vapor sobreaquecido pode ser adquirido segundo a expressão (31) mediante um volume de controlo ao sistema sendo ainda afectado pela temperatura do condensado à chegada à caldeira (pré-economizador) e para a obtenção das condições requeridas de vapor sobreaquecido à saída da caldeira até ao ponto de entrega no colector principal.

Em resumo, o Quadro 4.9 apresenta o resultados dos cálculos térmicos mencionados ao longo do capítulo,

Quadro 4.9 Valores obtidos do dimensionamento térmico da caldeira

RESULTADOS DO DIMENSIONAMENTO TÉRMICO DA CALDEIRA			
Variável	**Valor**	**Unidade**	**Comentário**
$\dot{m}_{comb}$	0,958	*kg/s*	Caudal de combustível Diesel a ser injectado na turbina a gás
P_t	18,89	*MW*	Potência térmica total introduzida na caldeira (pela turbina a gás)
P_u	17,94	*MW*	Potência térmica útil disponível na caldeira
$\dot{m}_{vapor}$	6,71	*kg/s*	Caudal mássico de vapor produzido à saída da caldeira
η	≅ 95	*%*	Rendimento térmico da caldeira

4.3 Dimensionamento do Circuito de Vapor Sobreaquecido

4.3.1 Dimensionamento do Tubo

A linha final de vapor é representada por $161\,metros$ de um tubo DN 150 a transportar um caudal mássico de $6{,}71\ kg/s$ de vapor sobreaquecido a 345 ℃ e $10\ barg$.

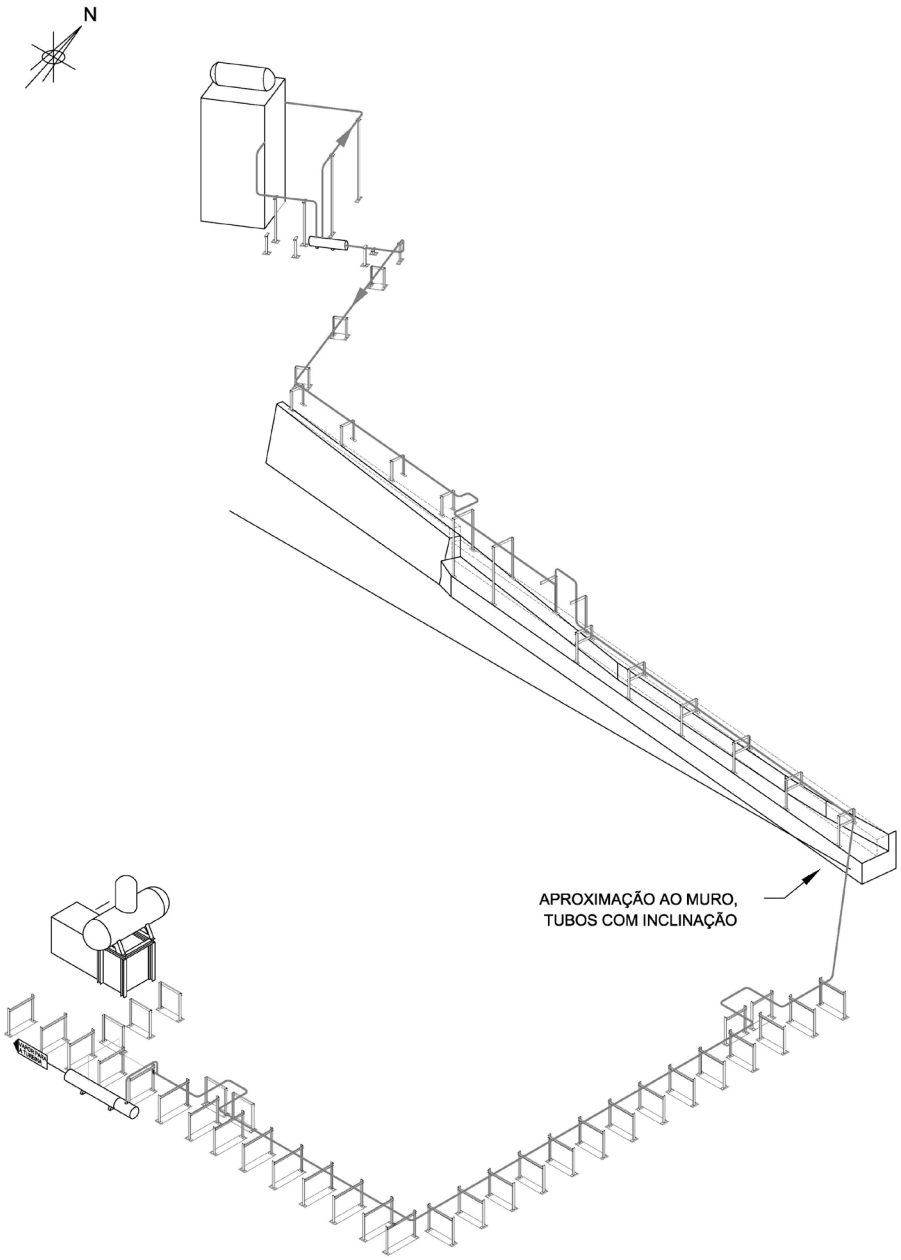


Figura 4.9 Desenho isométrico da linha de vapor

Devido ao comprimento considerável da linha, a entrega do vapor ao colector principal da CTV3 será feita a uma pressão inferior, que segundo a bibliografia "*Spirax Sarco - The Steam and Condensate Loop*", pode ser determinada para um comprimento até 200 metros de tubo,

$$\Delta p = \frac{L \cdot v_g \cdot \dot{m}^2}{0{,}08 \cdot D^5} \tag{35}$$

Considerando L o comprimento total, v_g o volume específico do vapor às condições termodinâmicas iniciais, o caudal mássico $\dot{m}$ de vapor gerado e D o diâmetro (interior) do tubo,

$$\Delta p = \frac{161 \cdot 0{,}244373 \cdot 24156^2}{0{,}08 \cdot 159{,}35^5} = 2{,}8\ [bar]$$

Segundo as características anteriormente descritas, a linha possui uma velocidade de escoamento de $85\ m/s$, e uma perda de carga de $2{,}8\ bar$, valores que estão largamente fora do campo de valores recomendados para o vapor no estado sobreaquecido. Para aquela quantidade significativa de caudal, a mudança para um tubo DN 200 reduziria ambos os parâmetros referidos anteriormente.

A velocidade suficientemente alta gerada pelo vapor sobreaquecido para este tipo de aplicação industrial exige cuidados no seu transporte, pela possibilidade de ocorrer numa dada área da secção transversal, a acumulação de condensado promovendo o transporte propenso de gotículas de água que são um factor destrutivo e a base do fenómeno do golpe de ariete, induzindo potenciais estragos na linha, acessórios e equipamento. Deverá ser igualmente considerado a ocorrência de bloqueios de ar nos extremos das linhas.

A linha será consistente no fornecimento adequado e seguro de vapor para o equipamento de destino, nomeadamente, à turbina a vapor. O teor de vapor deverá ser de uma qualidade propícia ao funcionamento seguro da turbina pelo que só poderá ser alcançado mediante a remoção eficiente do condensado, num curto espaço de tempo, por meio de purgadores de vapor instalados em zonas de acumulação, adequadas à descarga do condensado originado no transporte rectilíneo.

Regra geral, para comprimentos consideráveis, é recomendado a instalação de purgadores de vapor a cada 30 a 50 metros de trajecto rectilíneo com excepção de casos mais específicos onde esta distância não é cumprida ou fora destes consoante as mudanças de direcção mais críticas.

Seguidamente descreve-se os outros pontos essenciais à purga da linha numa dada instalação, as zonas de intervenção no projecto actual, assim como, a linha comum do retorno do condensado gerado no arranque e operação contínua da caldeira.

4.3.2 Purgadores de Vapor na Linha de Vapor

A informação contida neste subcapítulo é apoiada pela bibliografia "*Tubulações Industriais", "Spirax Sarco - The Steam and Condensate Loop" e* com recurso a imagens exemplificativas de "*Trouble Less Valve"* (TLV).

Complementando a localização em trajectos rectos, a instalação destes acessórios devem seguir regras práticas para garantir o seu funcionamento em pleno, como a seguir se indica, para outras situações que exigem igualmente atenção.

- **Na parte inferior de tubos verticais**

Para mudanças geométricas, esta localização é propícia à acumulação do condensado que se arrasta pelo escoamento descendente do vapor ou pelo condensado não arrastado por efeito da força gravitacional no escoamento ascendente do vapor que irá acumular na mesma zona.

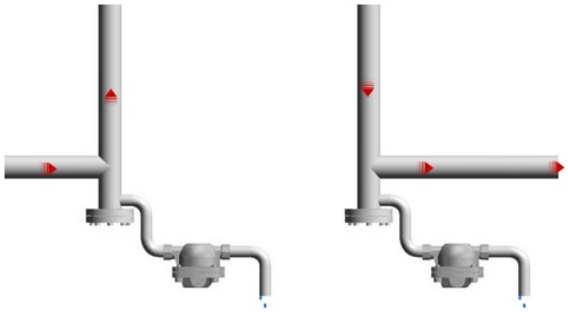


Figura 4.10 Acumulação de condensado na parte inferior dos tubos (TLV)

- **Antes das válvulas redutoras de pressão, válvulas de controlo e válvulas manuais fechadas por um determinado tempo**

Com a instalação do purgador a montante, previne-se a redução da erosão da base da válvula ocasionado pela presença do condensado estagnado e ainda a remoção do mesmo quando se encontra parado durante a operação ou fecho das válvulas redutoras de pressão. Previne-se igualmente a remoção do depósito de condensado originado pelos períodos de tempo que a válvula permanecer fechada para se evitar um arrastamento das gotículas de água quando este segmento de circuito se tornar novamente operacional. Este não é um caso aplicável ao projecto, mas poderá se concretizar caso, futuramente, pretenda-se fazer uma ligação à CTV2 recorrendo primeiro a um estágio redutor de pressão.

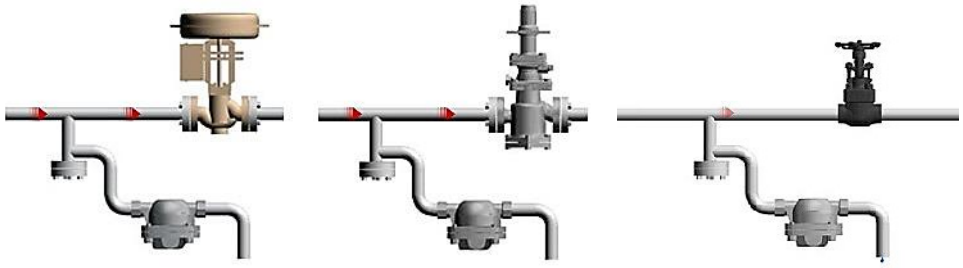


Figura 4.11 Acumulação de condensado antes das válvulas (TLV)

Considerando os cenários previamente referidos, é igualmente importante, referir que as seguintes situações não devem ser negligenciadas.

- **Suporte adequado e declive da linha de vapor e retorno do condensado**

Os suportes das tubagens devem construídos de forma espaçada, equidistante e com resistência mecânica apropriada para suster o próprio peso dos tubos incluindo o fluido de trabalho, dos acessórios instalados e quaisquer materiais adicionais. A Figura 4.12 demonstra os casos de risco.

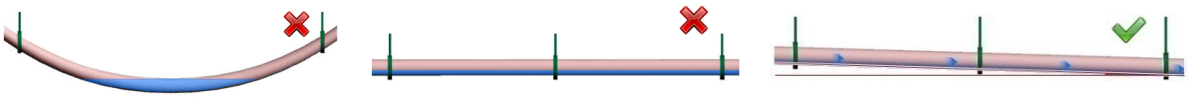


Figura 4.12 Suporte dos tubos na acumulação de condensado (TLV)

A instalação da linha com um pequeno grau de inclinação, normalmente 1:100 ou 1:70, direcciona o condensado produzido para uma zona propícia à purga e deve ser ponderado o seu tipo de instalação para comprimentos rectos e longos de linhas de vapor e retorno do condensado.

- **Remoção do ar acumulado e do condensado no final da linha de vapor**

Consoante os regimes de funcionamento e a variabilidade do consumo da rede eléctrica, a caldeira poderá ser parada permanecendo outros grupos em funcionamento. Assim, para efeitos de manutenção ou para a pré-operação da caldeira de recuperação, a linha de vapor encontra-se com ar no seu interior pelo que é necessário a sua remoção.

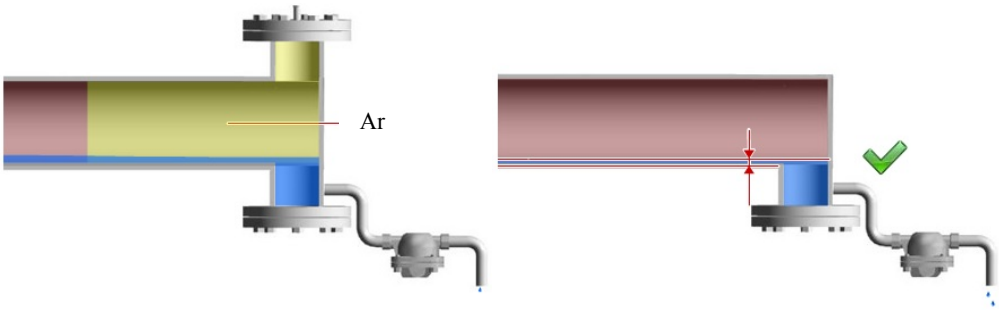


Figura 4.13 Purga de ar e condensado nos extremos da linha de vapor (TLV)

É regra comum, instalar-se uma purga do ar para evitar a retenção dentro das tubagens e deverá ser igualmente instalado uma bolsa de condensado para o purgador de vapor no extremo da linha.

Localizações propícias à instalação do purgador

Em resumo, a instalação dos grupos de purga devem ser analisadas para,

- Troços rectos de 30 – 50 metros;
- Mudanças de direcção bruscas do tubo;
- Antes de válvulas instaladas na linha;

Com apoio da Figura 4.14 é possível verificar que a instalação dos dois primeiros purgadores foi seleccionada dentro do intervalo mencionado, o primeiro servindo um tubo vertical e o segundo após o tubo inclinado e antes da curva projectada em "U" recolhendo o condensado que possivelmente escorrerá com uma determinada velocidade evitando-se possíveis erosões na parede do tubo na curva. O terceiro acessório situa-se pouco além dos recomendáveis 50 metros, mas serve a extremidade da linha, juntamente com um purgador de ar, que garantirá a entrega de vapor seco ao colector.

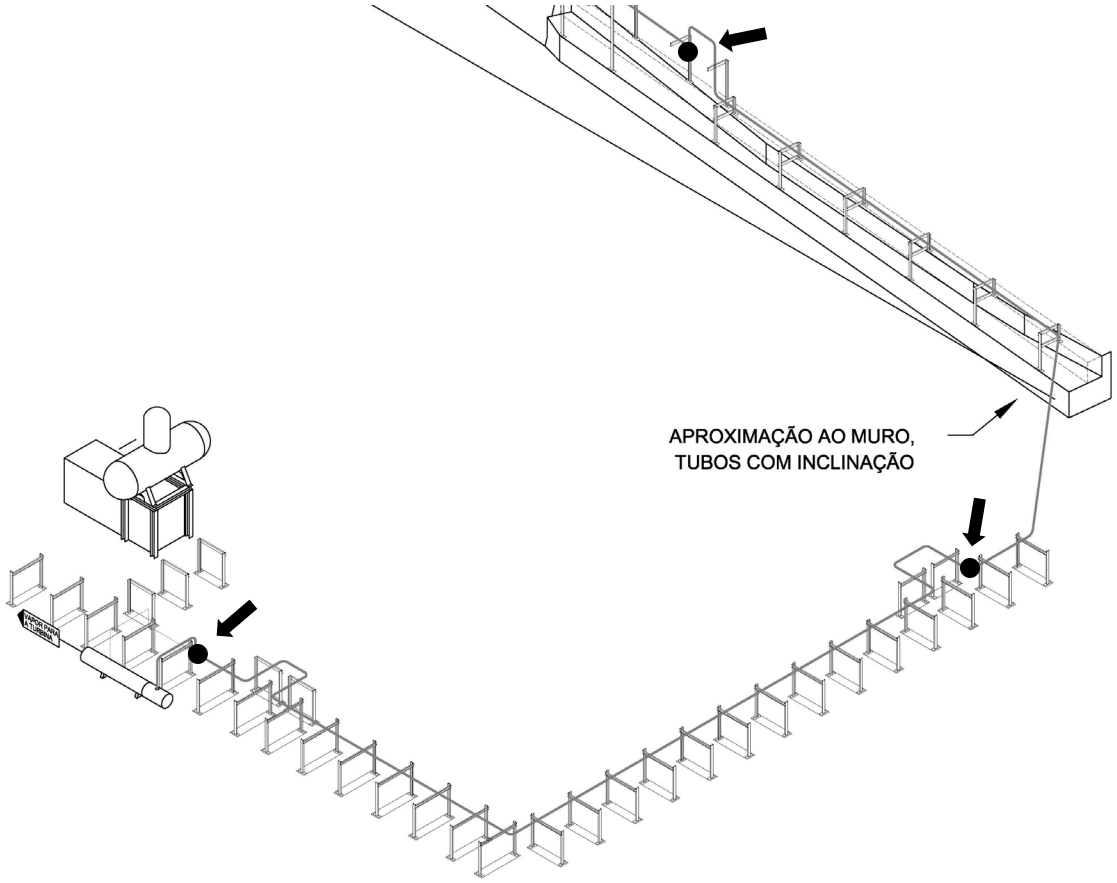


Figura 4.14 Zonas recomendadas à instalação dos purgadores de vapor

A recolha do condensado gerado na linha de vapor é realizada por uma bolsa dimensionada apropriadamente para o efeito e, cuja instalação deverá ser satisfeita de acordo com alguns requerimentos.

- **Configuração da geometria da bolsa de recolha do condensado**

A importância do correcto dimensionamento da bolsa está em conformidade com a eficácia requerida para a remoção rápida e e ficaz. O desempenho é função do diâmetro do tubo da linha de vapor, da quantidade de condensado presente e da velocidade do vapor presente naquela área de secção transversal.

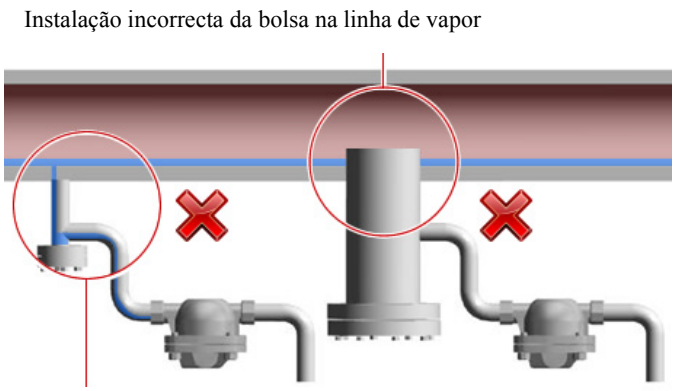


Figura 4.15 Instalação incorrecta da bolsa de recolha do condensado (TLV)

A utilização de um diâmetro adequado é imperativo para uma eliminação garantida do fluido. A Figura 4.15 apresenta um caso específico de projecto incorrecto da bolsa não conseguindo responder à quantidade de condensado necessária a ser recolhida e um caso de uma instalação incorrecta e invasiva capaz de concentrar naquela área uma quantidade indesejável de condensado.

Mains diameter - D	Pocket diameter - d_1	Pocket depth - d_2
Up to 100 mm nb	$d_1 = D$	Minimum d_2 = 100 mm
125 - 200 mm nb	d_1 = 100 mm	Minimum d_2 = 150 mm
250 mm and above	$d_1 \geq D/2$	Minimum $d_2 = D$

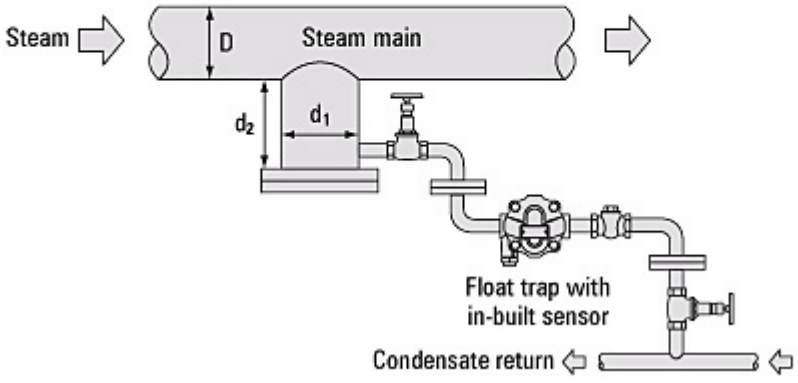


Figura 4.16 Dimensões recomendadas para a bolsa do condensado (Spirax Sarco)

No dimensionamento da bolsa para uma dada situação de projecto, deve ser considerado o volume de condensado possível ser recolhido continuamente ou ciclicamente e o volume de armazenamento de detritos mediante a distância das válvulas mais próximas, prioritariamente de funcionamento interrompido e ainda a localização da ligação de entrada para o purgador de vapor.

A linha de vapor em questão, de $DN\ 150$, por consulta dos valores recomendados, utilizará um diâmetro de bolsa de $100\ mm$ com uma profundidade mínima de $150\ mm$.

A quantidade de condensado a ser removido é avaliado em dois campos, nomeadamente, em operação de arranque do sistema e em processo contínuo.

O arranque do sistema é o processo mais crítico que procede a um pré-aquecimento da linha de vapor até à temperatura de operação. O facto de a linha incrementar desde a sua temperatura ambiente até à sua elevação térmica necessária, a taxa média de condensação na linha tem predisposição para valores superiores relativamente ao processo contínuo. Spirax Sarco expressa, segundo a Figura 4.17, os valores típicos em kg/h de condensado formado no arranque de uma dada instalação e na Figura 4.18 os valores típico em serviço contínuo.

Steam pressure	Steam main size (mm)													
bar g	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
1	5	9	11	16	22	28	44	60	79	94	123	155	182	254
2	6	10	13	19	25	33	49	69	92	108	142	179	210	296
3	7	11	14	20	25	36	54	79	101	120	156	197	232	324
4	8	12	16	22	30	39	59	83	110	131	170	215	254	353
5	8	13	17	24	33	42	63	70	119	142	185	233	275	382
6	9	13	18	25	34	43	66	93	124	147	198	242	285	396
7	9	14	18	26	35	45	68	97	128	151	197	250	294	410
8	9	14	19	27	37	47	71	101	134	158	207	261	307	428
9	10	15	20	28	38	50	74	105	139	164	216	272	320	436
10	10	16	20	29	40	51	77	109	144	171	224	282	332	463
12	10	17	22	31	42	54	84	115	152	180	236	298	350	488
14	11	17	23	32	44	57	85	120	160	189	247	311	366	510

Figura 4.17 Valores típicos de condensado gerado no arranque (Spirax Sarco)

Steam pressure	Steam main size (mm)													
bar g	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600
1	5	5	7	9	10	13	16	19	23	25	28	31	35	41
2	5	6	8	10	12	14	18	22	26	28	32	35	39	46
3	6	7	9	11	14	16	20	25	30	32	37	40	45	54
4	7	9	10	12	16	18	23	28	33	37	42	46	51	61
5	7	9	11	13	17	20	24	30	36	40	46	49	55	66
6	8	10	11	14	18	21	26	33	39	43	49	53	59	71
7	8	10	12	15	19	23	28	35	42	46	52	56	63	76
8	9	11	14	16	20	24	30	37	44	49	57	61	68	82
9	9	11	14	17	21	25	32	39	47	52	60	64	72	88
10	10	12	15	17	21	25	33	41	49	54	62	67	75	90
12	11	13	16	18	23	26	36	45	53	59	67	73	81	97
14	12	14	17	20	26	30	39	49	58	64	73	79	93	106

Figura 4.18 Valores típicos de condensado gerado em serviço (Spirax Sarco)

Os valores figurados foram obtidos em função de cada 50 metros de tubo de Schedule 40 ($esp. 7{,}112\ mm$) para uma temperatura ambiente de 20 ℃ e uma eficiência de isolamento em 80%.

Para o caso prático foi admitido, adoptando os valores anteriores, para uma pressão de vapor de 10 bar_{rel} e um diâmetro de 150 mm, a seguinte quantidade de condensado gerado no sistema:

- Arranque (pré-aquecimento): 51 kg/h
- Serviço contínuo: 25 kg/h

As restantes linhas do processo de purga, segundo a Figura 4.19, terão ainda de ser dimensionadas segundo a pressão da linha principal de vapor e do tanque de condensados.

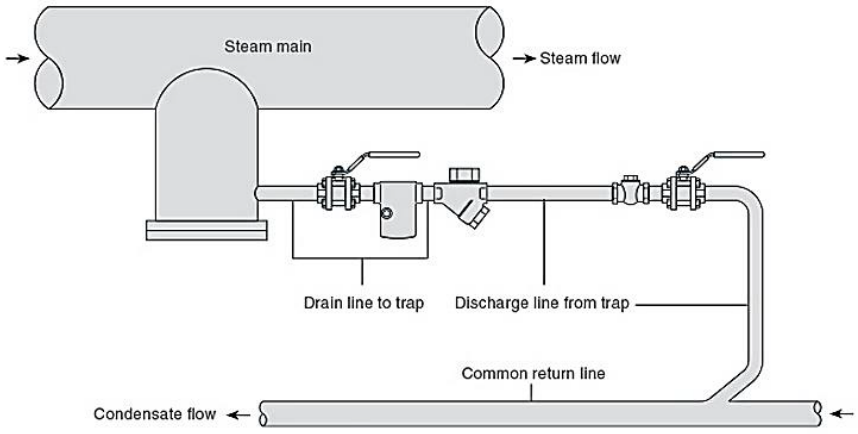


Figura 4.19 Tubos envolvidos na purga do condensado (Spirax Sarco)

Linha de extracção

Esta linha transportará o condensado da bolsa para o conjunto de acessórios de purga e como tal terá de ser projectada.

Segundo o ANEXO XI da Spirax Sarco, considerando que será instalado 3 grupos de purga na linha de vapor distanciados entre 40 – 50 metros.

Como o trabalho em questão relaciona-se com um projecto de um sistema destes em que não se tem a certeza dos valores reais de condensado gerado (apenas valores aproximados), é recomendado que o purgador seja dimensionado para 3 vezes o valor de extracção em condições contínuas, e como tal, se a linha de extracção for projectada para a dimensão do purgador, a linha deverá satisfazer as condições de arranque e de serviço mínimo.

Segundo a informação divulgada, a quantidade de caudal a ser retirado será,

- Serviço contínuo: $3 \times 25\ kg/h = 75\ kg/h$

É seleccionado um tubo **DN 15** ($\emptyset_{ext}$: 21,3 mm; esp: 2,6 mm) considerando um tubo de comprimento inferior a 10 metros com capacidade para extracção máxima de 75 kg/h contínuo e uma variação de pressão de 20 Pa/m.

Linha de descarga

A localização deste tubo, após os acessórios de purga, transportará tanto condensado como vapor *flash* à mesma temperatura e pressão em que a mistura de líquido e vapor terão as características de vapor e água em proporção à sua quantidade individual.

O aparecimento do fenómeno de vapor flash, deve-se à variação intensa da pressão existente na linha de vapor e na extracção do condensado para o tanque de alimentação às caldeiras e como tal deve ser quantificado e tido em conta na consequente selecção da linha comum de retorno do condensado.

A proporção de vapor *flash* formado na linha de descarga é calculada segundo,

$$\frac{hf_{p1} - hf_{p2}}{hfg_{p2}} \cdot 100 \tag{36}$$

Sendo p_1 a pressão na linha de vapor e p_2 a pressão no tanque de condensados.

Obtém-se, segundo,

- $p_1 = 10{,}5\ bar\ g \rightarrow\ h_f = 790{,}2\ kJ/kg$
- $p_2 = 0{,}5\ bar\ g \rightarrow\ h_f = 468{,}3\ kJ/kg\ ;\ h_{fg} = 2225{,}5\ kJ/kg$

A proporção gerada de 14,47% de vapor *flash* permanecendo os restantes 85,43% do condensado no respectivo estado físico de líquido saturado.

Para a escolha do tubo comercial deve-se ter em atenção que a linha comum de retorno do condensado deverá ascender aproximadamente 6,8 metros ($0{,}67\ bar$) juntando-se ao valor de $0{,}5\ bar$, correspondendo assim, a um valor $1{,}17\ bar$ de contrapressão.

O tubo seleccionado segundo o ANEXO XII da Spirax Sarco deverá ser igualmente um DN 15, diâmetro comercial superior aconselhado por a linha comum de retorno do condensado ser de característica ascendente. Contudo, como esta linha transporta condensado e vapor flash, a escolha de um tubo **DN 20** seria aconselhável para redução da velocidade do vapor e de contrapressão de modo a se evitar o fenómeno de golpe de ariete.

Linha comum de retorno do condensado

Como referido anteriormente e acompanhando a Figura 4.20, apesar de as linhas de descarga terem sentido descendente e serem do tipo "não inundadas", a sua selecção foi recomendada para o diâmetro comercial comum uma vez que a linha comum de retorno é do tipo ascendente e "inundada".

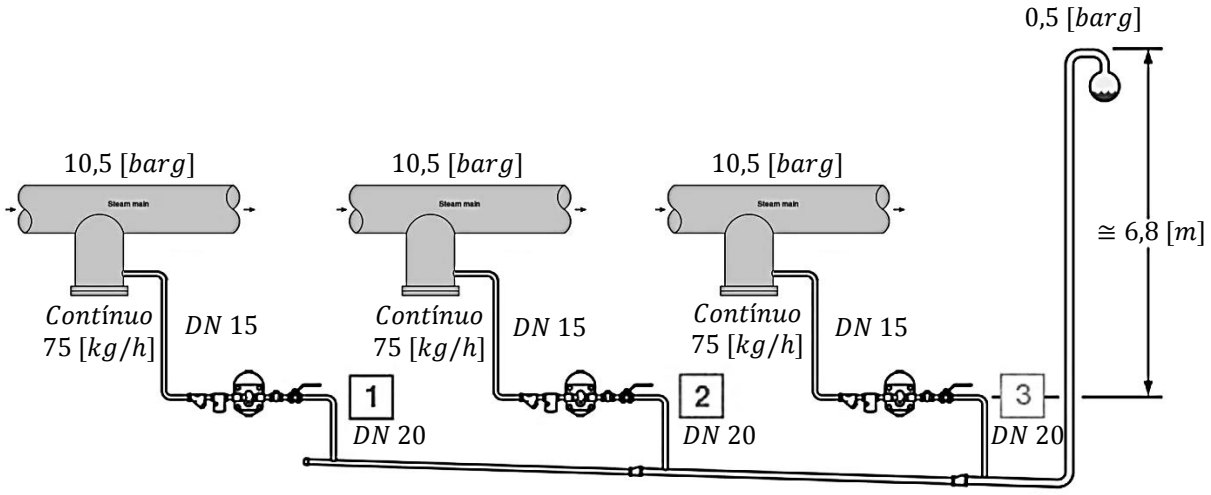


Figura 4.20 Linha comum de retorno do condensado (adaptado de Spirax Sarco)

A selecção do tubo comum para cada troço é calculada segundo a raiz quadrada da soma dos quadrados de cada dimensão do tubo de descarga. Assim sendo, para,

- **Troço 1–2**: igual à linha de descarga em 1, ou seja, tubo **DN 20**;
- **Troço 2–3**: $\sqrt{20^2 + 20^2} = 28{,}3\ mm$, selecciona-se um tubo **DN 32**;
- **Troço 3–Destino**: $\sqrt{28{,}3^2 + 20^2} = 34{,}41\ mm$, selecciona-se um tubo **DN 40**.

Esta linha deverá propender uma inclinação aconselhável de 1:100 e não ser inundada.

Num sistema de cogeração é igualmente necessário adquirir um equipamento que recolha a quantidade de condensado e vapor flash formado no processo de purga ao longo da linha. Com apoio do gráfico no ANEXO XIII, é possível seleccionar um tanque de vapor flash da gama FV6 para as condições de saída no purgador, pelo condensado total previsto a ser recolhido e ainda pela pressão desejada no terminal.

Como não se tem um propósito final para o vapor flash este deverá ser descarregado para um tanque de descarga, ou menos desejável, para a atmosfera.

A linha comum de retorno do condensado deverá ser instalada suficientemente baixa de modo a dar espaço à instalação dos grupos de purga levando em conta a altura da linha de vapor face ao solo. A linha de retorno foi projectada para ter um percurso pela lateral (interior da curva) dos perfis de suporte existentes, decisão tomada, pelo facto de se desconhecer espacialmente a localização dos tubos a meio dos suportes.

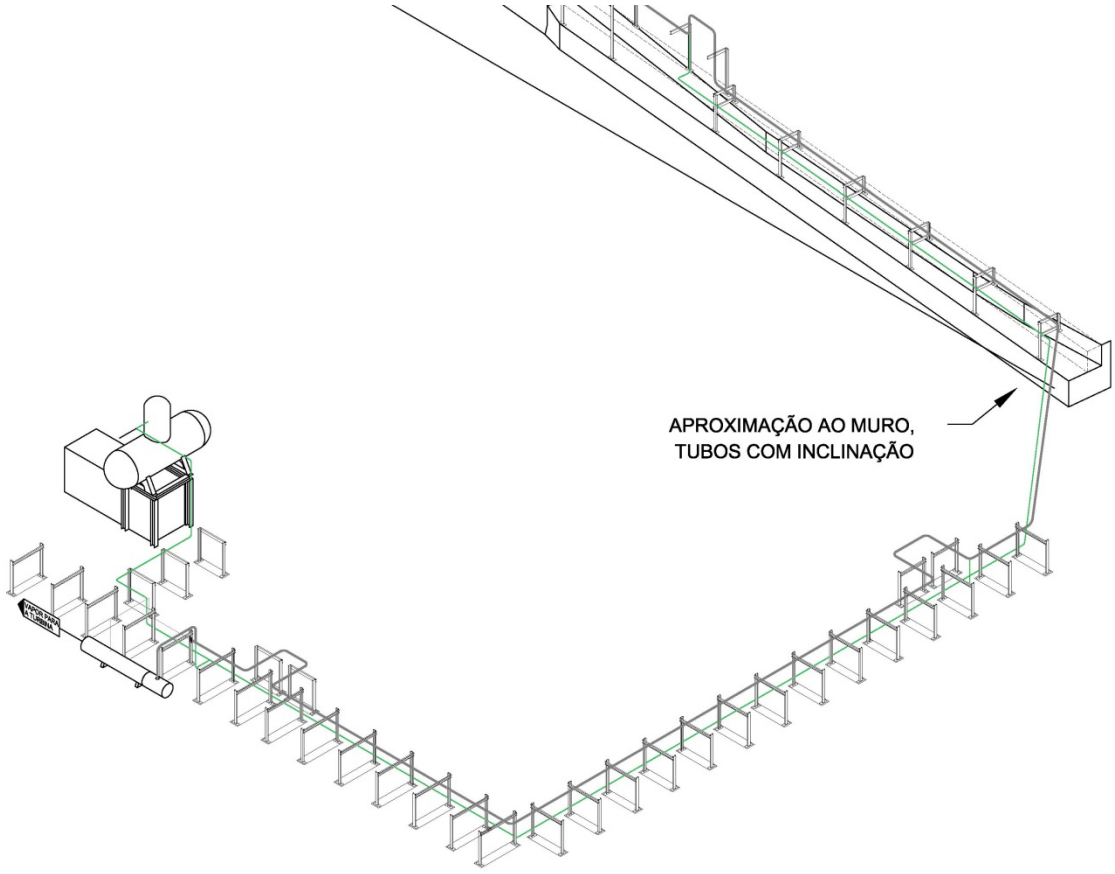


Figura 4.21 Desenho isométrico da linha comum do retorno do condensado

No final da linha, o tubo assentará superiormente pelos suportes que são utilizados para o apoio e orientação da tubagem das torres de arrefecimento orientando-se em seguida ao tanque de condensados/alimentação às caldeiras conectando-se ao tubo de retorno de condensado proveniente da sala das máquinas, que faz a sua ligação ao desgasificador.

A exacta localização da instalação dos grupos de purga não foi detalhada neste trabalho, como previamente descrito, devido ao desconhecimento do espaço disponível entre os tubos existentes. Apesar deste factor, um conjunto de factores deve ser considerado na dada ocasião para a respectiva acomodação dos acessórios.

A opção de se instalar perto da linha ou do solo dá a liberdade de escolha da orientação da instalação do purgador de vapor conjuntamente com os restantes acessórios.

As desvantagens associadas a cada uma das orientações poderão ser facilmente contornadas ao adquirir ou estabelecer um acesso fácil e definitivo para controlo e manutenção dos elementos e pelo uso de isolamento térmico para reduzir a permuta de calor, contudo é aconselhável o tubo de extracção ser o mais curto possível.

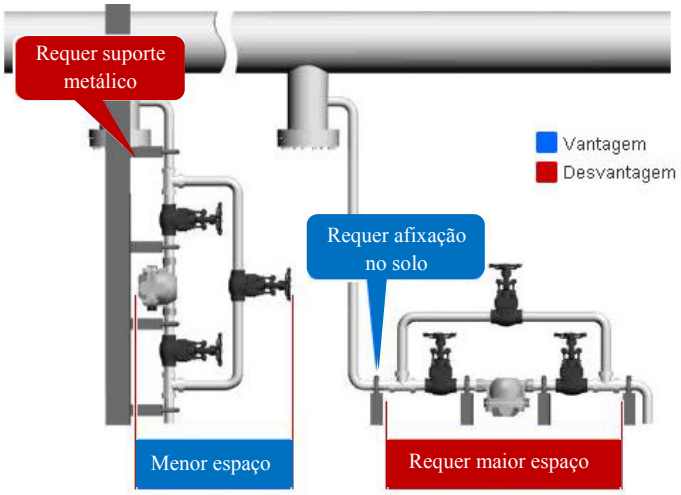


Figura 4.22 Instalação vertical *vs* horizontal do purgador de vapor (TLV)

Condicionalmente, a instalação vertical dificultará o acesso para a manutenção e requisitará um suporte metálico para uma ancoragem segura para o caso de uma possível intervenção. A instalação horizontal revela-se exactamente o oposto, ocupando mais espaço e com uma afixação no solo de fácil acesso. A escolha deverá ser realizada pertinentemente para o espaço com melhor acesso disponível.

O purgador aconselhável é do tipo termodinâmico, uma vez que as taxas de condensação associadas às linhas principais de vapor são relativamente pequenas, um purgador desta categoria de baixa capacidade será o mais adequado. Motiva-se a sua selecção ainda pelas seguintes razões:

- Construção robusta;
- Tempo de vida operacional extensa;
- Eficiente em operação para condições adversas exteriores;
- Resistente ao golpe de aríete;
- Manutenção ocasional.

Uma consequência adveniente da sua instalação relaciona-se como nível de ruído realizado durante a descarga. Para localizações cujo nível de ruído é necessário ser reduzido (que não é o caso) a instalação de um difusor após o purgador resolveria o problema.

4.3.3 Dimensionamento do Isolamento para a Linha

Em semelhança ao subcapítulo 4.1.5 do circuito de condensados, com modificação do estado físico do fluido em escoamento, da temperatura interior deste e do diâmetro do tubo.

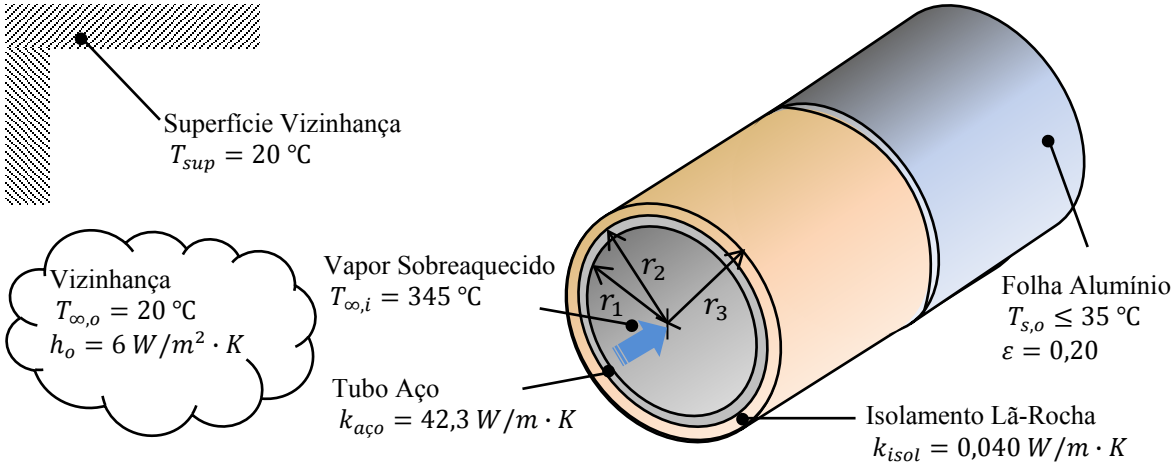


Figura 4.23 Esquema dos dados para o isolamento do circuito de vapor

Com, $r_1 = 0{,}080$; $r_2 = 0{,}084$

Recorrendo novamente a,

$$\frac{2\pi\left(T_{s,i} - T_{s,o}\right)}{\frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{aço}} + \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{isol}}} = 2\pi r_3\left[h_o\left(T_{s,o} - T_{\infty,o}\right) + \varepsilon\sigma\left(T_{s,o}^4 - T_{sup}^4\right)\right]$$

E à espessura do isolamento dada por,

$$t_{isol} = r_3 - r_2$$

E a perda de calor por metro,

$$q' = \frac{2\pi\left(T_{s,i} - T_{s,o}\right)}{\frac{ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{k_{aço}} + \frac{ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{k_{isol}}}$$

Obtem-se os seguintes resultados para este circuito,

Quadro 4.10 Taxa de calor e espessura do isolamento do circuito para o colector

	q' $[W/m]$	Δx_{isol} $[mm]$	q' $total$ $[W]$
Retorno ao Colector	112,5	82,45	18000

4.4 Flexibilidade da Tubagem

O problema mais corrente em sistemas térmicos e de distribuição das linhas de vapor e linhas de fluidos de alta carga energética, está associado à expansão térmica que os materiais sofrem perante o gradiente de temperaturas inerentes às paragens periódicas dos processos ou regimes de trabalho variáveis. Contudo, é possível controlar os efeitos da dilatação térmica, principalmente nos trajectos de tubagem, segundo os seguintes meios:

- Projectar o percurso do tubo afastando-se da orientação sempre recta, por meio de variação angular no espaço, de maneira que o tubo fique com a flexibilidade própria, capaz de absorver as dilatações;
- Pelo uso de elementos deformáveis intercalados na tubagem, de maneira a absorverem as dilatações ocorridas, nomeadamente com recurso a juntas de expansão;
- Realizando um pré-tensionamento, introduzindo tensões iniciais opostas às tensões geradas pelas dilatações térmicas.

Segundo a bibliografia "Tubulações Industriais – Capítulo 4", existem casos que dispensam de um estudo de flexibilidade comparando-se a trajectos semelhantes de linhas de vapor para características geométricas de tubo e temperaturas semelhantes. Apesar de se considerar que a linha de vapor terá que percorrer, parcialmente, um percurso já existente de tubos através de um conjunto estrutural de perfis já montados, realizou-se o estudo de flexibilidade para algumas formas.

A linha eleva a sua flexibilidade com quatro variações de trajecto da linha em forma de "U", dois na zona dos perfis de projecto e os restantes na área dos perfis existentes

Aconselha-se ainda, a instalar uma junta de expansão no início do circuito de compressão (Figura 4.3) de condensados.

É igualmente importante referir que será montado por cada posição de perfil de suporte, um guia para cada um dos tubos, devendo-se apenas evitar a montagem na proximidade de variação de direcção do tubo.

Figura 4.24 Exemplo de ancoragens e guias instalados

A chaminé da turbina a gás também deverá ser munida de uma junta de expansão quando for realizada a intervenção de ligação da conduta ao bocal da HRSG. Segundo a Figura 4.28, é possível observar que a ligação simples em "L", ficaria directamente ancorada aos extremos, promovendo uma situação indesejável em flexibilidade caso não exista um elemento deformável.

Segundo a bibliografia previamente referida, o cálculo da flexibilidade foi elaborado com base na norma ANSI/ASME B.31 que estabelece que o *valor das tensões existentes na linha são obtidas com recurso ao módulo de elasticidade correspondente ao valor mínimo de temperatura do ciclo térmico*.

Contudo, o método de determinação é limitado por certas restrições, pelo que só é válido, segundo citado,

- *Para todos os lados que sejam rectos e paralelos a uma das três direcções ortogonais;*
- *A todos os lados que façam ângulos rectos entre si;*
- *A todos os troços constituídos pelo mesmo material e mesma dimensão nominal e ainda;*
- *Na presença de dois pontos de ancoragem na extremidade do desenho da tubagem e sem restrições intermediárias.*

Representa um método de verificação pelo que os valores apresentados são geralmente superiores aos reais, resultado da não avaliação das deformações existentes nos ângulos e do efeito da torção existente nos sistemas tridimensionais. A preparação para o cálculo de flexibilidade reúne os seguintes dados,

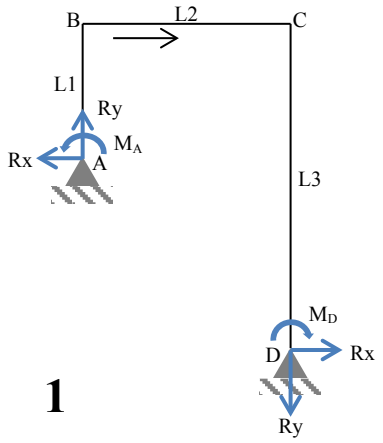
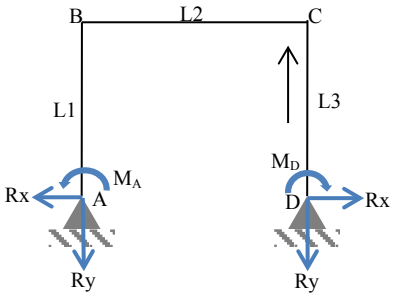
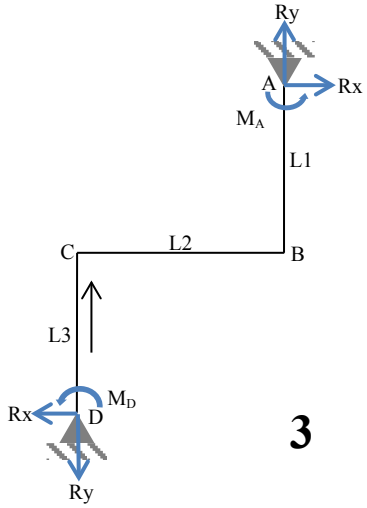
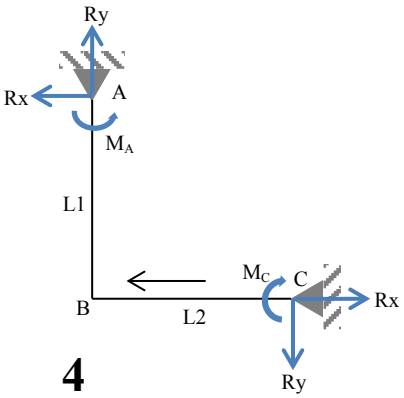
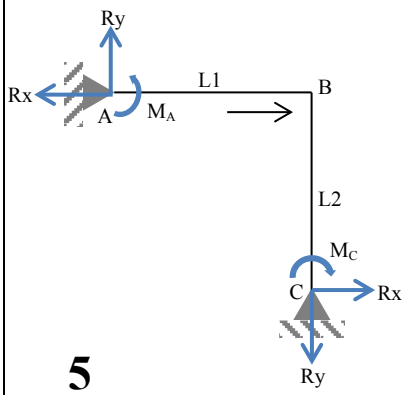
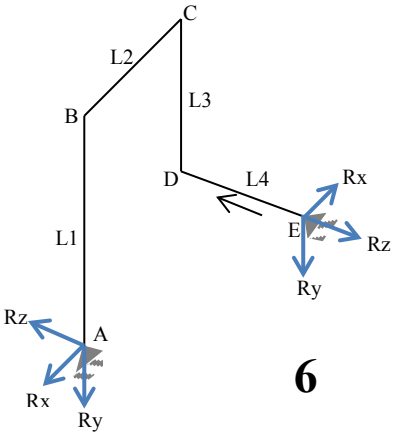
- **Tipo tubo:** DN 150 Liso, DIN 2448
- **Material tubo:** Aço-carbono
- **Norma:** EN10255
- **Temperatura de projecto:** 360℃
- **Dilatação unitária:** $e = 4{,}75\ mm/m$ (retirado do ANEXO XIV)
- **Módulo de elasticidade:** (retirado do ANEXO XV)
  - Para 360℃, $E_h = 1{,}65 \cdot 10^5\ MPa$
  - Para 20℃, $E_c = 1{,}87 \cdot 10^5\ MPa$
- **Diâmetro externo:** 165,1 mm
- **Massa:** 19,8 kg/m
- **Momento de Inércia:**

$$I_{CM} = \frac{1}{2} \cdot M \cdot (R_1^2 + R_2^2) = 1309{,}03\ cm^4 \tag{37}$$

- **Tensão admissível:** Segundo EN10255, $\sigma_{ADM} = 320 - 520\ MPa$[8]

[8] Os valores utilizados pertencem a uma classe de um tubo diferente considerado em cálculos prévios. Para validar os dados dos cálculos, sugere-se para a linha de vapor, o tubo de aço sem soldadura de classe 20CrMoV13-5-5 segundo norma EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175) (570 MPa).

Quadro 4.11 Trajectos analisados na flexibilidade do tubo

Forma bidimensional em "U"	Forma bidimensional em "U"	Forma bidimensional em "Z"
 **1**	 **2**	 **3**
Forma bidimensional em "L"	**Forma bidimensional em "L"**	**Forma tridimensional**
 **4**	 **5**	 **6**

Quadro 4.12 Factor K para cálculo das tensões máximas

#	Descrição	Factor K
1	Constante para cálculo da tensão	$K = \frac{3 \cdot E_c \cdot D \cdot e}{10^6}$
2		
3		
4		
5		
6		$Kx = \frac{3 \cdot E_c \cdot D \cdot \Delta x}{10^6 \cdot (\sum Ly^3 + \sum Lz^3)}$ $Ky = \frac{3 \cdot E_c \cdot D \cdot \Delta y}{10^6 \cdot (\sum Lx^3 + \sum Lz^3)}$ $Kz = \frac{3 \cdot E_c \cdot D \cdot \Delta z}{10^6 \cdot (\sum Lx^3 + \sum Ly^3)}$

Quadro 4.13 Tensões máximas nas formas do traçado de vapor

Descrição	#	Lados	Valor	Unidade
Tensões máximas	1	$S_1 = K \cdot \frac{L_2 \cdot L_1}{L_3^3 + L_1^3}$	32,95	MPa
		$S_2 = K \cdot \frac{L_3 - L_1}{L_2^2}$	233,67	
		$S_3 = K \cdot \frac{L_2 \cdot L_3}{L_3^3 + L_1^3}$	82,38	
	2	S_1 (igual ao #1)	79	
		S_2 (igual ao #1)	0	
		S_3 (igual ao #1)	79	
	3	S_1 (igual ao #1)	287,3	
		$S_2 = K \cdot \frac{L_1 + L_3}{L_2^2}$	493,47	
		S_3 (igual ao #1)	254,23	
	4	$S_1 = K \cdot \frac{L_2}{L_1^2}$	135,57	
		$S_2 = K \cdot \frac{L_1}{L_2^2}$	307,46	
	5	S_1 (igual ao #4)	37,47	
		S_2 (igual ao #4)	6189,96	
	6	$S_1 x = Kx \cdot L_1$	171,36	
		$S_2 y = Ky \cdot L_2$	144,8	
		$S_3 x = Kx \cdot L_3$	95,20	
		$S_4 x = Kx \cdot L_4$	162,8	

Considerando que para o sistema ter flexibilidade a seguinte relação tem que ser verificada,

$$S < \sigma_{ADM} \tag{38}$$

Verifica-se que o caso #3 e #5 revelam pelo menos uma situação crítica num dos lados da linha, pelo que a sua alteração é necessária. Como o método é conservador, e baseia-se na determinação pela ancoragem dos extremos, instalada no perfil de suporte mais imediato à forma, a sua substituição por guias promoverá uma flexibilidade, em geral, mais segura no traçado total de vapor; contudo, foi realizado uma alteração do desenho pelo lado da segurança.

O espaçamento entre os suportes verticais para os tubos, normalmente, requer identicamente uma análise de flexibilidade principalmente nas zonas com maior densidade de tubos, atendendo às diferentes características dos materiais, isolamentos e o próprio fluido, cujo conjunto induzirá diferentes pesos, ou seja, tensões no suporte transversal.

Como o novo percurso de suportes acolherá três tubos em metade do trajecto e dois no restante, limitou-se o espaçamento entre perfis segundo as recomendações da norma *ASME B31.3*, que institui os seguintes valores.

Nominal Pipe Size NPS	Water Service ft.	Steam, Gas, or Air Service ft.
1	7	9
2	10	13
3	12	15
4	14	17
6	17	21
8	19	24
12	23	30
16	27	35
20	30	39
24	32	42

Figura 4.25 Espaçamento recomendado entre suportes (ASME B31.3)

Considerando um NPS de 1 e 6, correspondendo a DN25 e DN150 respectivamente, estabelece que para o tubo de condensado (considerando aproximado a um DN 25) uma distância máxima recomendada de 2,2 metros (7 ft.) e para o tubo de vapor (DN 150) um máximo de 6,4 metros (21 ft.).

O critério não especifica as características geométricas dos perfis utilizados para os suportes para os quais estes valores se baseiam, pelo que tudo indica, serem medidas médias utilizadas no campo industrial.

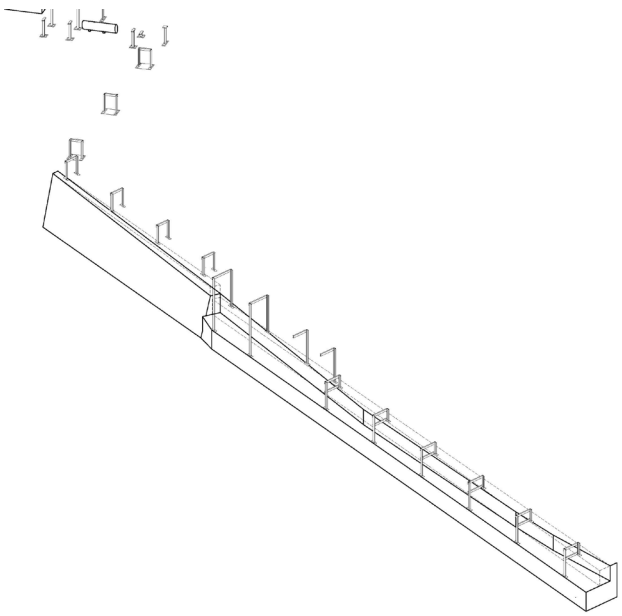


Figura 4.26 Isometria do trajecto dos suportes de projecto

O espaço entre os perfis de projecto abrangem a medida para a linha de vapor, com valores máximos de 4,6 metros, não abrangido contudo, a recomendação para a linha de condensado. Esta questão pode ser solucionada ao construir suportes intermédios.

4.5 Local de Instalação da Caldeira de Recuperação

A fase inicial do projecto consistia na análise dos processos térmicos que revelavam um desperdício energético e nas possíveis soluções de aproveitamento com executável reaplicação industrial. A turbina a gás foi o equipamento seleccionado para uma intervenção de recuperação por meio de uma HRSG cuja área disponível de instalação representava outro aspecto a ser examinado.

À data da instalação da turbina a gás não foi planeado concretizar uma aplicação de cogeração com ligação à CTV2 permanecendo deste modo, um equipamento térmico com rendimentos reduzidos operando sempre a alto regimes, contudo, contribuidor como uma das principais fontes energéticas na capacidade do sistema electroprodutor da Região Autónoma da Madeira em situações de emergência como paragens súbitas de algum grupo gerador.

Figura 4.27 Área disponível para a instalação da caldeira

No ano de 2011 a construção da central de cogeração foi projectada no espaço adjacente ao posto de comando e primeira nave de máquinas da Central Térmica da Vitória, contudo sem planeamento para ligação e reaproveitamento energético da turbina a gás.

A CTV3 encontra-se separada por um desnível de 3 metros, da zona de instalação da turbina a gás (situada nas proximidades da CTV2) cuja comunicação é garantida por uma escada de acesso ou pela passagem rodoviária. O equipamento da turbina a gás, encontra-se instalado com uma orientação dissemelhante relativamente aos equipamentos da nave III, pelo que foi necessário realizar um planeamento mais cuidadoso da instalação da caldeira, do conjunto de condutas e da estrutura da chaminé tendo em conta o ordenamento do território naquele espaço. Por consulta da Figura 4.28, é possível verificar a melhor configuração avaliada para a montagem do equipamento naquele local.

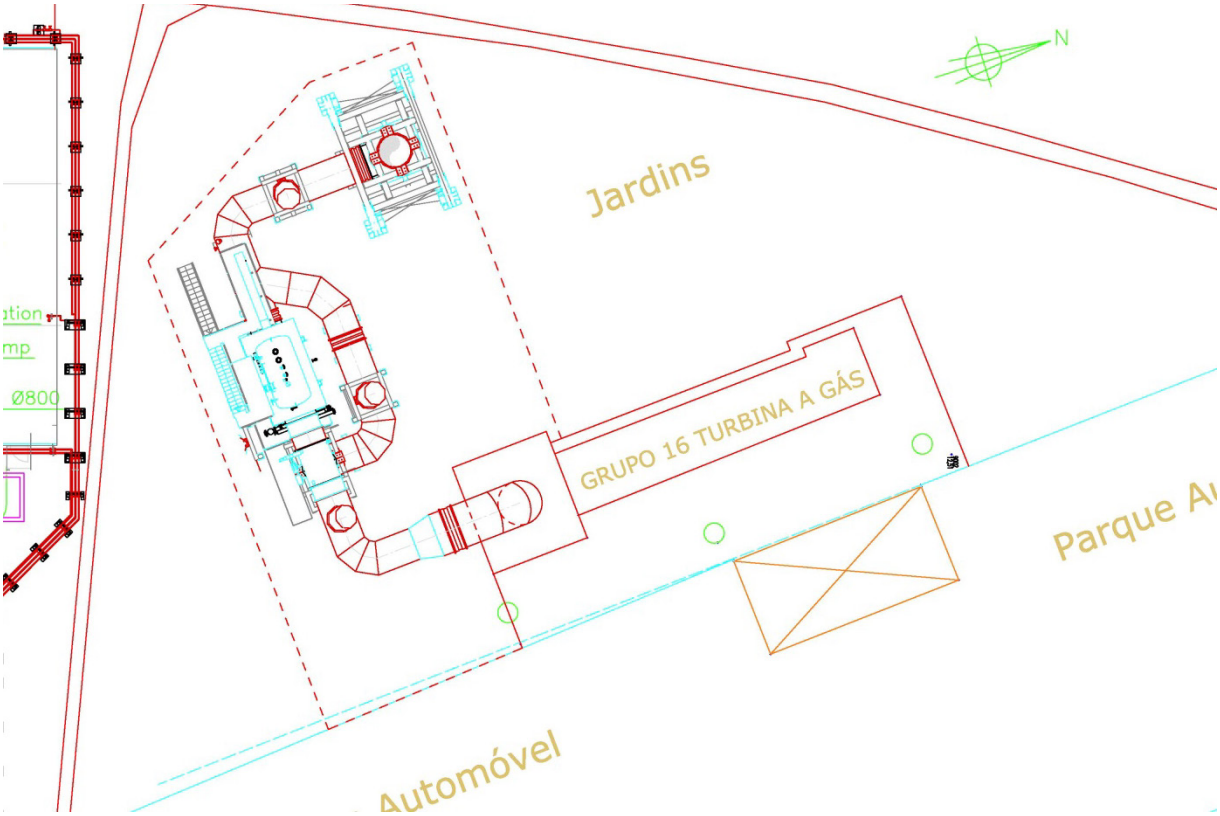


Figura 4.28 Alocação da caldeira de projecto

O espaço envolvente da turbina a gás mune-se de um solo tratado, relvado, limitado por um conjunto de plantação e variedade de árvores envolvendo a área num ambiente discreto e seguro. A montagem da caldeira nesta extensão deverá envolver um estudo da composição do solo com intuito de se certificar a possibilidade da construção de pavimento de betão armado, característica indispensável como garantia de uma base sólida para o suporte das referidas estruturas e estabilidade durante o funcionamento. Ponderou-se ainda, segundo a Figura 4.29, duas outras configurações que acabaram por ser excluídas devido à localização da chaminé ao pé das entradas de insuflação do ar atmosférico na turbina a gás e o segundo caso pelo comprimento excessivo do tubo de ligação caldeira – turbina.

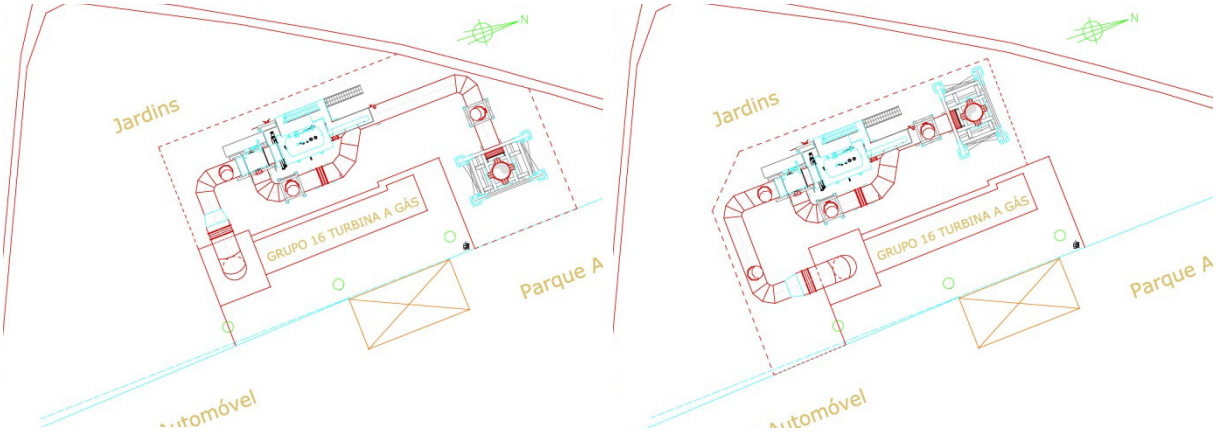


Figura 4.29 Configurações alternativas para instalação da caldeira

5 REAVALIAÇÃO ENERGÉTICA DA TURBINA A VAPOR

Com a determinação do caudal produzido na caldeira de recuperação existe a necessidade de executar uma reavaliação energética na turbina a vapor, objectivamente, para alcançar o valor energético adicional que esta poderá gerar nos terminais do gerador a que está directamente acoplado.

As características termodinâmicas do fluido final são adquiridas na mistura que ocorre no colector de vapor de $10\ bar_{rel}$ que é dirigido à posteriori para o bocal de entrada da turbina.

As propriedades da mistura final têm de ser quantificadas perante um balanço mássico e energético naquela unidade.

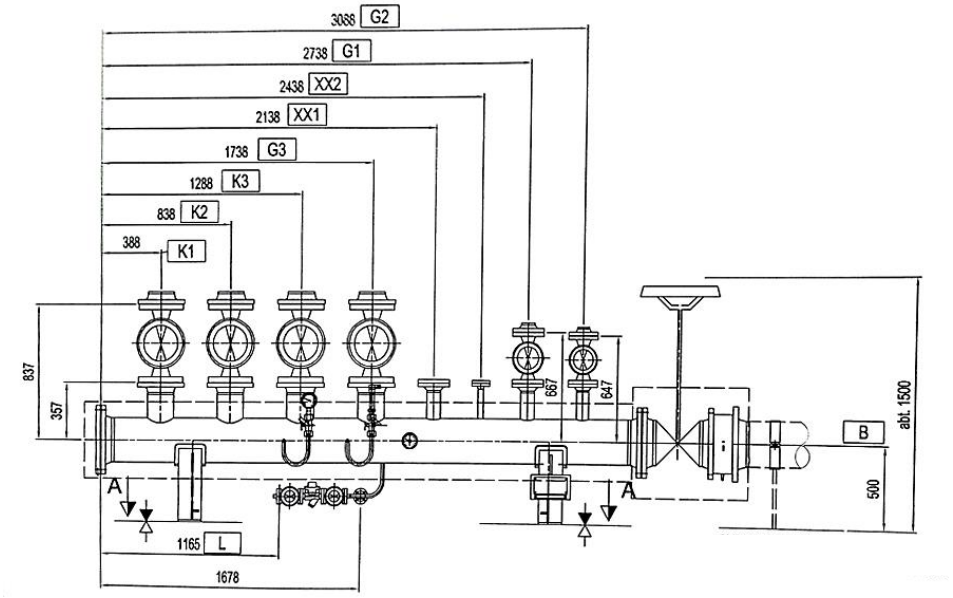


Figura 5.1 Esquema mecânico do colector de vapor

O colector recebe três entradas de vapor provenientes das caldeiras, designados pelos *inputs* K1, K2 e K3, permanecendo o *output* G3 de serviço aos sopradores de fuligem para as respectivas caldeiras. G1 realiza o aquecimento do tanque de alimentação às caldeiras e G2 o pré-aquecimento da linha de vapor e fornecimento de vapor, por meio de uma redução de pressão a um outro colector, à CTV1 e CTV2. Os rótulos XX1 (actualmente a ser utilizada) e XX2 são atribuídos às ligações suplentes, das quais a XX2 seria a opção a ser utilizada para a ligação da linha de vapor que foi projectada. Como o diâmetro do tubo da linha de vapor é um DN150 é aconselhável reabilitar a ligação ao colector "extra" que se encontra conectado anteriormente.

Para o balanço do caudal de vapor disponível à turbina, é importante estabelecer um valor estável que se possa quantificar. Muitas das entradas e saídas referidas não foi possível estabelecer valores concretos devido à natureza operacional dos sistemas que o colector serve, sendo a maioria utilizado para arranque/preparação e fornecimento temporário de vapor.

Os grupos geradores da CTV1 tinham capacidade reduzida de produção de vapor pelo que recorriam do vapor na CTV3. Actualmente a nave I entrou em descomissionamento e a quantificação de caudal de vapor para esta será considerada nula.

O vapor que é servido à CTV2 é periódico e de recurso reduzido, exigência que é mediada consoante a carga eléctrica da rede e igualmente determinado pelos actuais grupos geradores a funcionarem nas respectivas horas de maior consumo. Os grupos são capazes de produção própria de vapor, contudo, só recorrem ao vapor da CTV3 quando existe um número reduzido de grupos a funcionar na nave II. O balanço de caudal de vapor para aquela área será igualmente desprezada pelo seu uso reduzido e temporário.

Com a entrada da CTV3 a funcionar a gás natural em 2014, o depósito de cinzas dentro das caldeiras foi reduzido substancialmente e subsequentemente, a operação dos sopradores de fuligem para a sua limpeza é agendada um ou dois dias semanalmente durante um curto espaço de tempo. A saída desta quantidade de vapor também não será tida em conta.

O caudal de vapor disponibilizado para aquecimento do tanque de alimentação às caldeiras é igualmente reduzido e não será contabilizado no valor final.

Por motivos internos da central, o fornecimento actual de vapor das caldeiras de recuperação está ser operado apenas por dois grupos (a GN) a $70-80\%$ da carga, permanecendo o resto destinado à reserva girante. Resume-se então, para:

- Caldeira de projecto a 100% da carga, $\dot{m} = 6{,}71\ kg/s$

Admite-se então as condições termodinâmicas à saída da turbina,

- $\dot{m} = 6{,}71\ kg/s$;
- $\theta = 38{,}81$ ℃;
- $p = 0{,}07\ bar$.

Considera-se a turbina a vapor como um equipamento adiabático funcionando em estado estacionário numa expansão isentrópica. Como existe um bocal de entrada, uma extracção e um bocal de saída, o caudal caracteriza-se $\dot{m}_2 = \dot{m}_1 + \dot{m}_{ext}$ sem variações ao longo do tempo. Como estamos a tratar a turbina como um volume de controlo, o balanço de energia é expresso na forma,

$$\dot{E}_e = \dot{E}_s \tag{39}$$

Ainda, com base na equação geral da Primeira Lei da Termodinâmica, a variação da energia potencial e cinética será desprezável, obtendo-se a potência da turbina de vapor por,

$$\dot{W}_{T,real} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_{ext}) + (\dot{m} - \dot{m}_{ext}) \cdot (h_{ext} - h_2) \tag{40}$$

Para uma dada altura do dia, tendo em atenção as condições de funcionamento dos grupos e a capacidade da rede eléctrica, foi indicado um valor aproximado de $2160\ kg/h$ de vapor extraído da turbina, directamente para o tanque de alimentação da central e como tal para um cálculo mais realista este deverá ser deduzido do caudal à entrada da turbina.

Para a produção de vapor da caldeira de projecto, $6{,}71 \cdot 3600 = 24156\ kg/h$

- Vapor introduzido na turbina: $(\dot{m} - \dot{m}_{ext})\ 24156 - 2160\ =\ 21996\ kg/h$

A potência da turbina de vapor será,

$$\dot{W}_{T,real} = \frac{21996 \cdot (3147{,}54 - 2410)}{3600} = 4506{,}4\ kW$$

Ou seja, consegue-se obter $4{,}51\ MW$. Este valor, contudo, não é a quantidade energética injectada na rede uma vez que o valor útil será o indicado nos terminais do gerador acoplado à turbina. A potência será quantitativamente inferior devido à perda pelo próprio sistema de transmissão e influenciado pelo próprio rendimento do gerador. Relacionando os três equipamentos anteriores, a energia final produzida será mesurada por,

$$\dot{W}_{G,design} = \dot{W}_{T,real} \cdot \eta_{Gerador} \cdot \eta_{Transmissão} \tag{41}$$

Não foi encontrado um valor técnico do rendimento da transmissão, contudo para os valores máximos que o gerador e a turbina foram projectados, é possível fazer uma aproximação. Assim sendo,

- $\dot{W}_{G,real} = 4959\ kW$ — Para o ponto que foi projectado com uma eficiência de 97%;
- $\dot{W}_{T,real} = 4506{,}4\ kW$ — Para o caudal da caldeira de projecto a 100% de carga;
- $\eta_{Transmissão} = 0.958 \cong 96\%$

Aplicando a fórmula à potência obtida para o caudal da caldeira de projecto consegue-se retirar,

$$\dot{W}_{G,real} = 4506{,}4 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}96 = 4196{,}4 = 4{,}20\ MW$$

Consegue-se então aplicar o valor obtido para possíveis cenários de produção de energia eléctrica recorrendo à conjugação das caldeiras existentes com a caldeira de projecto.

Em resumo,

Quadro 5.1 Possíveis cenários para produção de energia eléctrica

Descrição	Tipo de caldeira	#	Carga [%]	Vapor total produzido [kg/h]	Vapor total aproveitado [kg/h]	Potência na turbina a vapor [MW]	Potência no gerador [MW]
Cenário 1	Existente	3	100	25110	22950	4,68	4,36
	Projecto	–	–	–			
Cenário 2	Existente	2	70	11718	22840	4,68	4,36
	Projecto	1	55	13282			
Cenário 3	Existente	1	30	2511	24507	5,02	4,67
	Projecto	1	100	24156			

Considerando o caso 2 como o cenário de maior probabilidade em que os motores existentes não estão em plena carga de funcionamento devido a solicitações da reserva girante, consegue-se obter a máxima produção de energia eléctrica na turbina a vapor activando a turbina a gás para produzir os restantes 58,15% de vapor necessários para alcançar no gerador a energia eléctrica indicada no Quadro 5.1.

Relativamente ao 3º cenário, o facto de meter a turbina a gás a trabalhar em plena carga com a caldeira de recuperação, é possível desligar um a dois motores de combustão interna caso a produção seja sustentável apenas com a turbina a vapor e a turbina a gás em funcionamento.

Isto pode ser uma solução futura para produção temporária de electricidade caso algum dos motores necessite de alguma intervenção correctiva.

6 AVALIAÇÃO DO RENDIMENTO DO CICLO COMBINADO

O rendimento do sistema que se pretende implementar conjuga o desempenho termodinâmico da turbina a gás e da caldeira de recuperação de calor. Atendendo ao ciclo de Brayton, não foi possível encontrar os dados técnicos para os rendimentos do compressor e da turbina e do sistema de transmissão. Como tal, arbitrou-se,

- Eficiência do compressor: $\eta_C = 85\%$
- Eficiência da turbina: $\eta_T = 93\%$

Relativamente à eficiência do gerador, admitiu-se o valor de 35,2% segundo o panfleto da SOLAR para a turbina a gás TITAN gama 130.

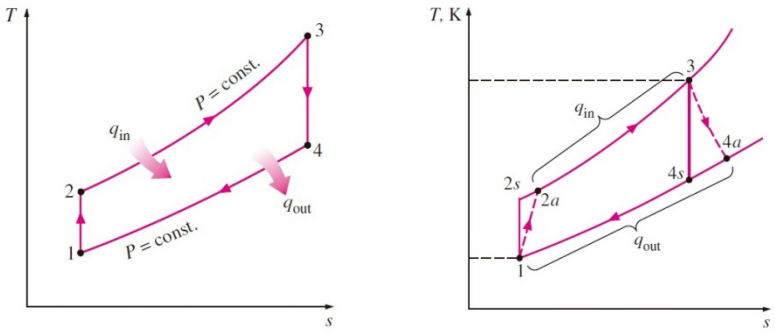


Figura 6.1 Ciclo de Brayton ideal e real (Çengel e Boles, 2006)

Assim sendo, para os seguintes dados,

- Temperatura do ar à entrada do compressor: $23\ ℃ + 273{,}15 = 296{,}15\ K$
- Temperatura do gás à entrada da turbina: $760\ ℃ + 273{,}15 = 1033{,}15\ K$
- Relação de compressão: $16{:}\,1$

Obteve-se os seguintes resultados dispostos no Quadro 6.1 por consulta das tabelas termodinâmicas e pela relação de compressão.

Quadro 6.1 Temperaturas e entalpias no ciclo de Brayton ideal

ESTADOS TERMODINÂMICOS CICLO BRAYTON			
Processo	**Variável**	**Valor**	**Unidade**
Compressão isentrópica	T_1	296,15	K
	h_1	296,33	kJ/kg
	T_2	644,6	K
	h_1	654,11	kJ/kg
Expansão isentrópica	T_3	1033,15	K
	h_3	1083,99	kJ/kg
	T_4	494,87	K
	h_4	497,75	kJ/kg

O trabalho de entrada para o compressor e o trabalho debitado pela turbina é calculado pela diferença de entalpias obtendo-se,

- $W_{C,e} = 357{,}78\ kJ/kg$
- $W_{T,s} = 586{,}24\ kJ/kg$

Conseguindo-se um rendimento térmico segundo,

$$\eta_t = \frac{W_{líq}}{q_e} \tag{42}$$

Em que,

- $q_e = h_3 - h_2 = 429{,}88\ kJ/kg$
- $W_{líq} = W_{T,s} - W_{C,e} = 228{,}46\ kJ/kg$

Alcançando um rendimento térmico ideal de 53% em que 61% do trabalho realizado pela turbina é para accionar o compressor.

Como não se pode tratar uma máquina real com um ciclo ideal, os valores de rendimento térmico e de trabalho do compressor e da turbina tomam valores mais reduzidos. Os valores acertados para o trabalho das partes móveis da turbina serão,

- $W_{C,e\,real} = 357{,}78 \,/\, 0{,}85 = 447{,}23\ kJ/kg$
- $W_{T,s\,real} = 586{,}24 \cdot 0{,}93 = 498{,}30\ kJ/kg$

E para os restantes dados de interesse,

- $h_{2a} = 743{,}56\ kJ/kg\ ;\ T_{2a} = 728\ K$
- $q_e = h_3 - h_{2a} = 340{,}43\ kJ/kg$
- $W_{líq} = W_{T,s\,real} - W_{C,e\,real} = 124{,}28\ kJ/kg$

Obtendo-se um rendimento térmico real de 36% aproveitado para a geração de energia eléctrica com os restantes 64% representados pelos gases de combustão que serão utilizados em cogeração com a caldeira de recuperação. Com o reajuste dos cálculos, o trabalho realizado pela turbina para accionar o compressor alcança os 77%.

A Figura 6.2 representa o ciclo de Rankine aproximado ao presente na central para o qual o cálculo do rendimento se baseará.

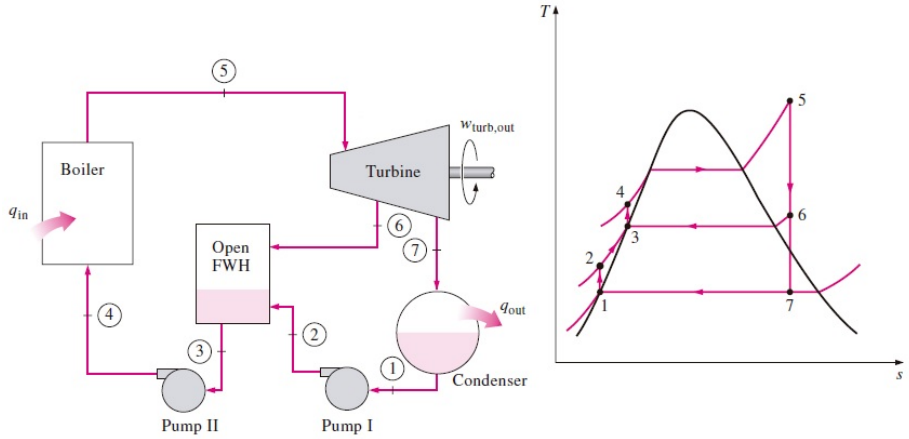


Figura 6.2 Ciclo de Rankine regenerativo ideal (Çengel e Boles, 2006)

Para cada ponto do sistema, resume-se os estados termodinâmicos adquiridos.

Quadro 6.2 Estados termodinâmicos no ciclo de Rankine

DADOS TERMODINÂMICOS CICLO RANKINE				
Ponto	**Descrição**	**Variável**	**Valor**	**Unidade**
1	Saída condensador	h_1	162,55	kJ/kg
2	Bomba alim. tanque cond.	h_2	166,4	
3	Tanque de cond. aberto	h_3	467,13	
4	Bomba alim. projecto	h_4	468,91	
5	Caldeira do projecto	h_5	3145,4	
6	Extracção turbina a vapor	h_6	3145,4	
7	Saída da turbina a vapor	h_7	2234,15	

Recorrendo à fracção de vapor extraído da turbina dado por,

$$y = \frac{h_3 - h_2}{h_2 - h_6} \tag{43}$$

E pelo respectivo calor introduzido na caldeira e removido no condensador,

$$q_e = h_5 - h_4 = 2677{,}5\ kJ/kg$$

$$q_s = (1 - y) \cdot (h_7 - h_1) = 1862{,}5\ kJ/kg$$

$$W_{liq} = q_e - q_s = 815\ kJ/kg$$

Em que o rendimento térmico é dado por,

$$\eta_t = 1 - \frac{q_s}{q_e} \tag{44}$$

Obtendo-se um rendimento térmico no valor de 30% para o ciclo de Rankine considerando a caldeira de projecto.

Após o cálculo dos rendimentos individuais que complementam o ciclo combinado, dispõe-se então os dados necessários para sumarizar o comportamento que terá a implementação deste sistema.

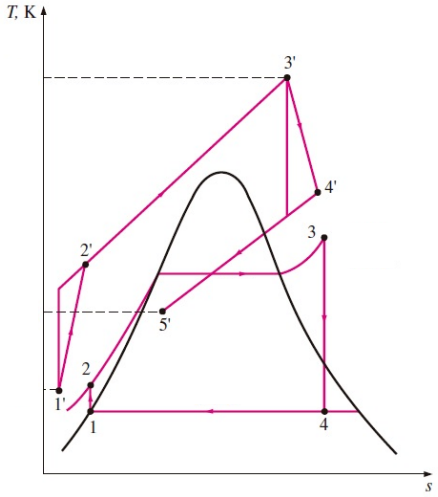


Figura 6.3 Ciclo combinado típico (Çengel e Boles, 2006)

Com o valor do rendimento do ciclo de Brayton, considerando a produção $1\ kW$ proveniente da combustão na câmara de combustão retira-se um aproveitamento eléctrico de $0{,}36\ kW$ com os restantes $0{,}64\ kW$ a serem dissipados nos gases de combustão da turbina a gás.

Para o ciclo combinado estes $0{,}64\ kW$ serão convertidos segundo o rendimento de transformação do ciclo de Rankine pelo qual este ciclo de vapor produzirá,

- $30\% \cdot 0{,}64\ kW = 0{,}192\ kW$ úteis.

A produção eléctrica do ciclo combinado será determinada segundo as somas individuais do aproveitamento eléctrico útil de cada ciclo. Conclui-se que,

- $0{,}36\ kW_{Brayton} + 0{,}192\ kW_{Rankine} = 0{,}552\ kW_{Combinado}$

Com o ciclo combinado a adquirir um rendimento de $55{,}2\%$ demonstrando efectivamente que a implementação de um sistema de cogeração beneficia económica e ambientalmente apenas com o processo de combustão num dos equipamentos e a consequente recuperação térmica para uma produção adicional de energia eléctrica.

Acompanhando a Figura 6.4 é possível determinar a razão entre o caudal mássico dos gases e do vapor,

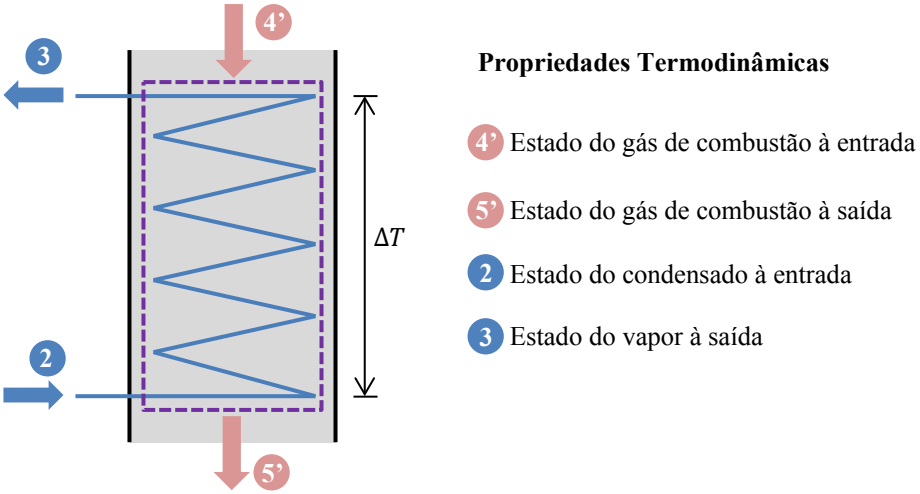


Figura 6.4 Esquema do volume de controlo na caldeira

O valor de ΔT é função da configuração e instalação dos bancos de tubos de permuta, assim como o sentido de escoamento dos gases no interior destes e foi considerado segundo a informação constante no Quadro 4.8.

Recorrendo à equação geral da Primeira Lei da Termodinâmica, para regime permanente,

$$\dot{Q}_{VC} + \sum \dot{m}_e \cdot \left(g \cdot Z_e + \frac{v_e^2}{2} + h_e \right) = \dot{W}_{VC} + \sum \dot{m}_s \cdot \left(g \cdot Z_s + \frac{v_s^2}{2} + h_s \right) \quad (45)$$

Simplificando o processo como adiabático e sem consumo de trabalho revê-se,

$$\dot{m}_{gás} \cdot (h_{4,} - h_{5,}) = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_3 - h_2) \quad (46)$$

Obtém-se a relação entre os caudais,

$$\frac{\dot{m}_{vapor}}{\dot{m}_{gás}} = y = 0{,}090 \quad (47)$$

E a produção de trabalho por [kg] de gás de combustão,

$$W_{líq} = W_{líq,gás} + y \cdot W_{líq,vapor} = 124{,}5\ kJ/kg_{gás} \quad (48)$$

Concluindo que um $1\,kg$ de gases fornecerá $124{,}5\,kJ$ de trabalho aquecendo $0{,}090\,kg$ de vapor desde o seu estado líquido ao estado final de vapor sobreaquecido na transferência de calor ΔT verificada na passagem pela caldeira.

7 INFORMAÇÕES TÉCNICAS ADICIONAIS

Este capítulo resume de forma simplificada, determinados temas relativos a pormenores de instalação, segurança, eficiência ou em falta, que não foram discutidos no desenvolvimento do relatório.

Grupo Hidráulico

- As bombas devem ser instaladas numa base fundada conforme indica o manual do fabricante;
- O comprimento da linha de aspiração que aloja as válvulas de seccionamento deve ser devidamente suportado e aprovisionado com um ligeiro declive;
- Apesar de não ter sido indicado, seria aconselhável instalar uma válvula de seccionamento à saída do tanque de alimentação que faz a ligação com a linha de aspiração;
- O dimensionamento do grupo foi realizado para operar livre de cavitação contudo, para condições imprevistas recomenda-se algumas soluções para minimizar ou terminar os efeitos:
    - Variar a altura da instalação da bomba para um valor inferior, e segundo o ponto seguinte,
    - O trajecto da linha de aspiração deverá ser o mais curto possível ao tanque de alimentação sem adicionar mudanças de direcção ao já projectado;
    - Selecção de um tubo com um valor inferior do factor de atrito.
- Utilização de materiais com boas características mecânicas, nomeadamente com boa resistência à erosão: não evita a cavitação, mas reduz drasticamente a erosão do impulsor, evitando os problemas daí resultantes;
- As bombas devem ficar associadas ao sistema de detecção de óleo e sistema que controla o retorno da água de alimentação ao tanque de alimentação às caldeiras, relativamente à quantidade disponível de condensado, a fim de se ter sempre um caudal mínimo disponível para servir a caldeira.

Isolamento Térmico da Tubagem

- O valor de convecção foi um valor admitido para as condições de temperatura do ar na vizinhança;
- Não foi incluído o cálculo do isolamento para os grupos de purga.

Purga de Condensado

- Alternativamente às bolsas de descargas, caso o espaço para instalar seja demasiado reduzido na 2ª e 3ª zona de purga, é aconselhável instalar um separador de vapor na própria linha;

- É necessário ter atenção na selecção do purgador quanto à orientação que é desejada para a sua instalação. Consoante o modelo, alguns purgadores instalados verticalmente têm tendência para ter uma vida útil mais reduzida.

Caldeira

- A alocação da caldeira e a configuração do tubo da chaminé foi estabelecida tendo em conta a proximidade da ribeira e área circundante, o espaço disponível para a disposição ser perpendicular à orientação da turbina a gás e ao cuidado de manter os gases de combustão da chaminé fora do alcance das câmaras de entrada de ar da turbina a gás.

Válvula de Três Vias

- A válvula de três vias é controlada directamente pelo sistema de regulação de pressão, sendo a pressão medida directamente do barrilete, e como tal, os valores desta variação de regulação e os valores da regulação de pressão devem ser cruzados com os dados de funcionamento da turbina a gás por motivos de controlo, *feedback* e segurança.

Linha Comum de Retorno do Condensado

- A linha que redirecciona o conteúdo de condensado purgado e vapor flash deverá ser munida com uma válvula anti-retorno no final do trajecto, antes da ligação com a linha de condensados (proveniente dos permutadores de calor dentro do anexo do grupo de geradores da CTV3) de ligação ao tanque de alimentação.

Suportes Verticais

Acompanhando as imagens,

Figura 7.1 Zonas sujeitas a uma intervenção civil

- À esquerda, o trajecto existente de suportes não foi considerado para utilização. No seu comprimento existe determinados perfis que se encontram serrados e sem o suporte superior, servindo somente um conjunto de tubos na parte inferior e a calha de fios eléctricos. A altura dos perfis nesta zona é inferior à dos perfis nos dois primeiros trajectos, motivo adicional para não serem considerados por se querer evitar pontos baixos na hipotética passagem da linha de vapor;

- O muro adjacente, como referido previamente no subcapítulo 3.3, deverá ser alvo de uma reabilitação relativamente ao desnível que este apresenta e à direcção que este toma não mantendo a sua geometria longitudinalmente;
- A flora existente e os dois candeeiros de rua devem ser removidos ou transferidos para manter o espaço livre, limpo e de fácil inspecção;
- A imagem intermédia ilustra a escada de acesso CTV2-CTV3 para a qual a linha de vapor deverá tomar uma forma superior em "U" e a linha de condensado um trajecto recto inferior à passagem da escada;
- Recomenda-se a instalação de um guia na infraestrutura para a linha de condensados tal como representado para os restantes tubos;
- Deve-se considerar a instalação de um perfil adicional ao pé das escadas no patamar da CTV2 para acomodação de um suporte móvel de carga variável servindo a linha de vapor;

Figura 7.2 Suporte móvel de carga variável

- De acordo com a imagem à direita, será necessário continuar a reabilitação do muro tanto pelo desnível e direcção apresentada, assim como pela existência das pedras laminadas.

7.1 Estudo Económico

É fundamental numa análise final do trabalho, estabelecer as estimativas dos custos de implementação e operação de um projecto desta natureza.

Os custos de implementação reportam o investimento que é necessário realizar para a concepção e construção do projecto cujas características foram sendo determinadas ao longo do trabalho.

Os custos estão directamente ligados aos serviços de engenharia, que incluem a fase de projecto (engenharia básica e de detalhe, parte dela já realizada no presente trabalho), à construção e ao comissionamento. A construção inclui a obra de âmbito civil, mecânica, eléctrica, em que se pode resumir nos seguintes investimentos:

- Obra civil;
- Infra-estrutura;
- Aquisição e concessão de terrenos (não existirá custos associados);
- Órgãos e equipamento mecânico;
- Equipamento eléctrico, instrumentação e equipamento de controlo;
- Aprovisionamento de materiais;
- Construção e montagem;
- Direcção e supervisão de obra;
- Início de operação;
- Engenharia.

Existem investimentos cuja estimativa se torna bastante difícil de se prever, uma vez que alguns dados não são facilmente calculáveis, nomeadamente, o terreno de implantação (relativamente ao estudo do solo e ao tipo de intervenção que será necessário) de acordo com as infra-estruturas existentes na área.

Na presente conjectura poder-se-á considerar que os aspectos relacionados com o terreno inspira mais cuidados, tendo em conta as características geográficas ao pé da ribeira. De qualquer forma, interessa referir que nos principais investimentos que o projecto incidirá, apresenta-se como uma projecção global de custos partindo de valores conhecidos em obras similares (adaptado do relatório do IST) da RAM.

A amortização dos itens do projecto poderia ser possível, pressupondo inicialmente, que dependeria de um conjunto de aspectos económicos onde se inclui o esquema de financiamento das infra-estruturas e dentro deste campo, a inclusão de empréstimos e respectivos juros, e ainda dos benefícios fiscais e subsídios comunitários com que o projecto poderia ser complementado. Como objectivar os aspectos previamente referidos tornou-se uma tarefa não alcançável, esta participação não será implementada no estudo económico.

Estima-se segundo o Quadro 7.1, que para a dimensão do projecto em questão, os valores sugeridos estejam num intervalo aceitável.

Quadro 7.1 Custos de implementação da obra de ampliação

CUSTO DA OPERAÇÃO E AQUISIÇÃO		
Denominação	**Descrição**	**Valor Estimado [€][9]**
Obra Civil	Movimentação de terras	15.000
	Fundação de betão	35.000
	Maciços para instalação de equipamento	5.000
	Reabilitação dos muros	10.000
	Pavimentação	10.000
	Estruturas metálicas de suporte, encobrimento e protecção	3.000
	Mão-de-obra (construção e montagem e logística)	56.000
Obra Mecânica e Eléctrica	Caldeira de recuperação	4.000.000
	Colector de vapor	1.200
	Válvula de 3 vias motorizada	1.600
	Chaminé e estrutura de apoio	7.500
	Bomba hidráulica (2 unidades)	14.607,22
	Tubos e acessórios hidráulicos	10.000
	Guias e juntas de expansão	700
	Equipamentos eléctricos, instrumentação e equipamento de controlo	15.000
	Soldadura qualificada	3.500
	Mão-de-obra (construção, montagem e logística)	56.000
Supervisão da Obra	Direcção de supervisão e Fiscalização do processo civil e mecânico	70.000
Engenharia e Operação	Acompanhamento técnico pré-operação e fase de ensaios dos equipamentos	52.500
TOTAL estimado		4.333.607,22

Os valores monetários representam o custo fixo da obra de cogeração pelo que só é aplicado no ano zero (ano de construção, ou até à sua finalização) e abatido no seu funcionamento durante a vida útil da instalação.

Em continuação do estudo do investimento, considerou-se quatro cenários distintos para além do regime de funcionamento actual da turbina a gás.

Quadro 7.2 Cenários de produção no estudo de viabilidade

CENÁRIOS CONSIDERADOS NO ESTUDO ECONÓMICO				
Cenários	**Combustível**	**Tempo de Funcionamento**	**Horas Func. Anual [h]**	**Produção Eléctrica [anual] Estimada [kW]**
Caso 1 (actual)	Diesel 2D	8 h/mês	96	1.032.236,16
Caso 2	Diesel 2D	8 h/dia	2928	31.483.202,88
Caso 3	Diesel 2D	4 h/dia excl. fins de semana	1048	11.268.578,08
Caso 4	GN	8 h/dia	2928	34.412.418,56
Caso 5	GN	4 h/dia excl. fins de semana	1048	12.317.793,76

[9] Valores adaptados de obras similares da RAM (Relatório IST) não representando os valores reais do projecto de cogeração.

Considerando as tarifas de electricidade para o ano de 2015 disponibilizadas *online* pelo site da EEM para a RAM, considerou-se para uma família de 4 elementos, um contracto de electricidade em BTN para uma potência instalada de $6{,}9\ kVa$ à tarifa simples de $0{,}1609\ €/kWh$, um consumo mensal de $150\ kW/mês$.

Resume-se no Quadro 7.3 para a produção eléctrica indicada anteriormente, quantas famílias são fornecidas com energia eléctrica assim como as receitas esperadas no consumo da electricidade.

Quadro 7.3 Receita anual estimada para a produção relativa aos cenários

RECEITA ANUAL ESTIMADA		
Cenários	**Amostra de famílias**	**Receita anual estimada [€]**
	1	494,40
Caso 1	573	283.455,59
Caso 2	17490	8.647.270,08
Caso 3	6260	3.095.049,77
Caso 4	19117	9.451.538,19
Caso 5	6842	3.382.868,79

Os valores da receita são calculados, para além da tarifa por kWh consumido, pelo custo associado à potência contratada, imposto especial de consumo, taxa de exploração e ao IVA a 22%.

A recolha dos dados finais para o estudo, relaciona-se com os custos variáveis para o funcionamento anual da instalação. Respectivamente pelo,

- Custo do combustível;
- Transporte/logística do combustível;
- Operação e controlo;
- Reposição de água perdida no processo de purga;
- Inspecção/manutenção da turbina a gás e da caldeira de recuperação.

Representa-se então, os valores totais para o funcionamento do sistema de cogeração.

Quadro 7.4 Custos variáveis anuais para o funcionamento da central de cogeração

CUSTOS VARIÁVEIS	
Cenários	**Custos Variáveis Estimados [€]**
Caso 1	251.171,10
Caso 2	7.387.841,00
Caso 3	2.650.221,50
Caso 4	5.623.701,50
Caso 5	2.018.801,50

Os valores tabelados não incluem o consumo de amónia para o tratamento dos gases de combustão para os cenários com utilização do *diesel* ou do consumo do grupo hidráulico durante o ano (para todos os cenários).

O cálculo do estudo do económico pode ser consultado no ANEXO XVI. Dos cinco cenários admitidos para o estudo, apenas três são viáveis ao investimento. Nomeadamente,

Quadro 7.5 Resultados do estudo económico

CENÁRIOS VIÁVEIS À CONSTRUÇÃO DO PROJECTO							
Cenários	**VAL [€]**	**TIR [%]**	**RSI [%] (ano retorno)**	**RSI [%] (vida útil)**	**Tempo de retorno descontado**		
					Ano	**Mês**	**Dia**
Caso 2	7.098.280,97	29,01	10,71	163,80	4	5	7
Caso 4	30.411.819,57	88,33	53,30	701,77	1	3	7
Caso 5	8.048.086,18	31,44	19,32	185,71	4	—	4

O indicador económico VAL (positivo) representa a fiabilidade de um investimento, pois indica que o projecto cobrirá tanto o investimento inicial, bem como a renumeração mínima exigida pelo investidor gerando ainda um excedente financeiro. A renumeração exigida é representada pelo TMA ou Taxa Mínima de Atractividade que o investidor exige num dado projecto. Esta taxa é influenciada por vários factores internos da empresa pelo qual não é possível determinar, mas que, para o caso prático do estudo, considerou-se como sendo de 10%.

O TIR não é usado para a análise da fiabilidade do projecto, mas é recorrido como um indicador percentual mostrando a taxa de juros máxima para o qual o projecto se irá pagar num determinado período de tempo. Regra geral, se a seguinte condição $TIR > TMA$ se verificar, é equivalente dizer que o investimento é economicamente atractivo.

Relativamente ao RSI, este representa percentualmente o retorno sobre o investimento realizado. Para o caso 2, o TIR no ano de retorno do investimento foi de 29,01% em relação aos 88,33% e 31,44% dos restantes casos. A variabilidade do TIR no ano de retorno é influenciada fortemente pela variação monetária no fluxo de caixa consoante os anos, pelo que este indicador é representado mais regularmente pela vida útil do projecto. Para o estudo em questão, considerou-se uma vida útil de 25 anos para a central de cogeração, e como tal, pode-se afirmar para o caso 2, o retorno foi 163,80% maior que o investimento, e para os casos 4 e 5 os retornos de 701,77% e 185,71% maiores que os seus investimentos individuais, sendo estes últimos dois cenários mais aliciantes, comprovando economicamente, que a utilização do GN como combustível é de facto mais competitivo. Note-se que os custos variáveis foram considerados constantes pelos 25 anos o que não é o mais realista apesar de ter-se calculado a variação do valor da moeda no tempo, pois tanto poderá haver custos mais reduzidos num período ou uma inflação dos preços. Tudo dependerá do regime de produção na CTV III, da variabilidade do preço dos combustíveis, do TMA desejado e ainda dos custos internos da CTV.

8 CONCLUSÕES

Síntese do projecto

O desenvolvimento do trabalho revelou-se um desafio interessante de integração com a infraestrutura existente, expondo pormenores técnicos necessários à instalação e ao bom funcionamento do novo sistema a implementar. O trabalho na sua íntegra abrangeu os temas propostos nos capítulos iniciais, entre por breve referência, a selecção correcta do grupo hidráulico, acessórios de funcionamento e segurança, de tubos de condução de fluido, cálculos térmicos e de eficiência e ordenamento do futuro espaço para a instalação do equipamento. Espera-se futuramente, que o presente trabalho sirva de referência e apoio à construção do projecto caso seja dado parecer positivo a este investimento.

Viabilidade do projecto

A elaboração do estudo económico torna-se um capítulo fundamental num trabalho de projecto de engenharia com possibilidade e interesse de ser implementado. Dos cenários considerados para a produção de energia eléctrica, três cenários possuem uma base fiável de investimento, nomeadamente um dos cenários com combustível *diesel* e os restantes a gás natural. Considerando que o *turndown ratio* em centrais do tipo de cogeração de ciclo combinado é fraco devido à necessidade de a turbina rotacionar a uma velocidade sincronizada com a frequência eléctrica, só é prático operar este ciclo para plena carga fornecendo a quantidade base de vapor à central durante um determinado período de tempo de modo a que haja interesse económico. Estabelece-se então, para um retorno do investimento inferior a cinco anos, para uma produção a *diesel*, a necessidade de funcionamento por um período estimado 2928 horas por ano.

Projecções futuras de viabilidade para os casos menos favoráveis

A análise inicial dos equipamentos revelou-se um tema instrutivo e de certa forma, de alguma apreensão retido pelo conhecimento que a turbina a gás funcionava a grandes quantidades de excesso de ar o que poderia se tornar um problema no desenvolvimento do trabalho. Considerando os casos inviáveis, um aumento de produção de vapor corresponderia efectivamente a uma redução do tempo de horas de produção e ao seu custo associado. Atendendo às regras de segurança de operação nas caldeiras, aconselhar-se-ia, para melhorar os casos negativos, a instalação de uma caldeira de maior capacidade, ou alternativamente, a utilização do gás natural como combustível operativo.

Propostas futuras

O investimento proposto é positivamente mais aliciante quando endereçado à utilização do gás natural na turbina a gás. À data de 2014, a obra de introdução de gás natural na ilha da Madeira foi remetida apenas para o fornecimento à nave III para os três grupos geradores e como tal, não foi planeado uma linha para o fornecimento à turbina a gás uma vez que esta unidade foi sempre considerada como um grupo de emergência com uso reduzido. O autor aconselha futuramente a construção desta infraestrutura, pois representa um factor determinante na ponderação administrativa relativamente ao investimento no projecto de cogeração que se sugere no presente trabalho. A introdução do gás natural beneficiaria identicamente um impacto significativo na produção daquela unidade, uma contribuição ambiental respondendo positivamente às metas estabelecidas internacionalmente e ainda uma redução no custo do investimento respectivamente à dispensabilidade da instalação de um sistema de tratamento de gases de combustão com recurso à amónia tal como é requerido para os combustíveis mais pesados. Seria igualmente interessante avaliar aproveitamentos alternativos da geração de vapor da caldeira para outros destinos, nomeadamente, para a CTV2 ou sistemas auxiliares.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE (2009), *Fundamentals - Combustion and Fuels*;

ASME B31.3 (2010). *Process Piping Code*. The American Society of Mechanical Engineers USA.

ASTM (2007). *Standard Specification for Diesel Fuel Oils*. D975, American Society for Testing and Materials, USA.

Baskákov, A.P., (1985) *Termotecnia*;

Chung, L. (2005), *Vault Career Guide to the Energy Industry*, Pág. 30;

Çengel, Y. A., Boles M. A. (2006), *Thermodynamics An Engineering Approach*, 5 th Ed;

Consultancy, Devki Energy (2006), *Fluid Piping Systems;*

EN 10255 (2004). *European Standard for Non-alloy Steel Tubes suitable for Welding or Threading*.

Gomes, A. (2013), *Recuperação de Energia Térmica de Motores de Combustão Interna numa Central Termoeléctrica,* ISEC - IPC;

Incropera, P. Frank, DeWitt, P. David (2003), *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th Ed;

IST, Instituto Superior Técnico (2004), *Análise Técnico-Económica da Introdução do Gás Natural na Ilha da Madeira*;

Manual técnico da turbina a vapor DRESSER-RAND e da turbina a gás TURBOMACH.

Mota, S. (2004), *SCR – Seminário sobre Refinação, Produtos Energéticos e Combustíveis Líquidos*, Galpenergia;

Relatório de Contas da Empresa de Electricidade da Madeira (2010 e 2013).

Starr, F. (April 2003), *Background to the design of HRSG Systems and implications for CCGT Plant Cycling*, in OMMI, Vol. 2, Issue 1;

Tarifa de Venda de Electricidade a Clientes Finais na Região Autónoma da Madeira (2015).

Telles, S., Carlos, P., Ribeiro, A. (2003), *Tubulações Industriais*, Volumes 1 e 2;

- Referência de sítio da Internet:

COMERCIAL DE TUBOS E ACESSÓRIOS, Lda., *http://www.cta.pt/catalogo.html*. Tubos sem Soldadura DIN 2448.

GRUPO PINTO & CRUZ. Catálogo de Condução e Controlo de Fluidos. *http://www.pintocruz.pt/fotos/produtos/tp2014.01.021_01_tuboscan_122903854554ad4b9c26538.pdf*

SOLAR ES 9-98. *http://www.docin.com/p-712730508.html*. Especificação para o Fuelóleo Turbina a Gás.

SPIRAX SARCO, THE STEAM AND CONDENSATE LOOP. *http://www.spiraxsarco.com/Resources*.

TROUBLE LESS VALVE (TLV). *http://www.tlv.com/global/TI/*. Empresa internacional especializada na área da engenharia do vapor.

ANEXOS

S15, No. 2-D S500, and No. 2-D S5000, Test Method D 56 may be used as an alternate with the same limits, provided the flash point is below 93°C and the viscosity is below 5.5 mm^2/s at 40°C. This test method will give slightly lower values. In cases of dispute, Test Methods D 93 shall be used as the referee method. Test Method D 56 can not be used as the alternate method for Grade No. 4-D because its minimum viscosity limit is 5.5 mm^2/s at 40°C.

5.1.2 *Cloud Point*—Test Method D 2500. For all fuel grades in Table 1, the automatic Test Methods D 5771, D 5772, or D 5773 can be used as alternates with the same limits. Test Method D 3117 can also be used since it is closely related to Test Method D 2500. In case of dispute, Test Method D 2500 shall be the referee method.

5.1.3 *Water and Sediment*—Test Method D 2709 is used for fuel Grades No. 1-D S15, No. 1-D S500, No. 1-D S5000, No. 2-D S15, No. 2-D S500, and No. 2-D S5000. Test Method D 1796 is used for Grade No. 4-D.

5.1.4 *Carbon Residue*—Test Method D 524 is used for fuel Grades No. 1-D S15, No. 1-D S500, No. 1-D S5000, No. 2-D

TABLE 1 Detailed Requirements for Diesel Fuel Oils[A]

Property	ASTM Test Method[B]	Grade						
		No. 1-D S15	No. 1-D S500[C]	No. 1-D S5000[D]	No. 2-D S15	No. 2-D S500[C,E]	No. 2-D S5000[D,E]	No. 4-D[D]
Flash Point, °C, min.	D 93	38	38	38	52[E]	52[E]	52[E]	55
Water and Sediment, % vol, max	D 2709	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	0.05	...
	D 1796	...	...	...	...	...	...	0.50
Distillation: one of the following requirements shall be met:								
1. Physical Distillation	D 86							
Distillation Temperature, °C 90 % , % vol recovered								
min		...	...	...	282[E]	282[E]	282[E]	...
max		288	288	288	338	338	338	...
2. Simulated Distillation	D 2887							
Distillation Temperature, °C 90 %, % vol recovered								
min						300[E]	300[E]	
max			304	304		356	356	
Kinematic Viscosity, mm^2/S at 40°C	D 445							
min		1.3	1.3	1.3	1.9[E]	1.9[E]	1.9[E]	5.5
max	...	2.4	2.4	2.4	4.1	4.1	4.1	24.0
Ash % mass, max	D 482	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.10
Sulfur, ppm (µg/g)[F] max	D 5453	15	...	...	15	...	...	...
% mass, max	D 2622[G]	...	0.05	...	...	0.05	...	...
% mass, max	D 129	...	...	0.50	...	...	0.50	2.00
Copper strip corrosion rating max 3 h at 50°C	D 130	No. 3	No. 3	No. 3	No. 3	No. 3	No. 3	...
Cetane number, min[H]	D 613	40[I]	40[I]	40[I]	40[I]	40[I]	40[I]	30[I]
One of the following properties must be met:								
(1) Cetane index, min.	D 976–80[G]	40	40	...	40	40	...	...
(2) Aromaticity, % vol, max	D 1319[G]	35	35	...	35	35	...	...
Operability Requirements								
Cloud point, °C, max	D 2500	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	[J]	...
or								
LTFT/CFPP, °C, max	D 4539/ D 6371							
Ramsbottom carbon residue on 10 % distillation residue, % mass, max	D 524	0.15	0.15	0.15	0.35	0.35	0.35	...
Lubricity, HFRR @ 60°C, micron, max	D 6079	520	520	520	520	520	520	...

[A] To meet special operating conditions, modifications of individual limiting requirements may be agreed upon between purchaser, seller, and manufacturer.

[B] The test methods indicated are the approved referee methods. Other acceptable methods are indicated in 5.1.

[C] Under United States regulations, if Grades No. 1–D S500 or No. 2–D S500 are sold for tax exempt purposes then, at or beyond terminal storage tanks, they are required by 26 CFR Part 48 to contain the dye Solvent Red 164 at a concentration spectrally equivalent to 3.9 lb per thousand barrels of the solid dye standard Solvent Red 26, or the tax must be collected.

[D] Under United States regulations, Grades No.1–D S5000, No. 2–D S5000, and No. 4–D are required by 40 CFR Part 80 to contain a sufficient amount of the dye Solvent Red 164 so its presence is visually apparent. At or beyond terminal storage tanks, they are required by 26 CFR Part 48 to contain the dye Solvent Red 164 at a concentration spectrally equivalent to 3.9 lb per thousand barrels of the solid dye standard Solvent Red 26.

[E] When a cloud point less than –12°C is specified, as can occur during cold months, it is permitted and normal blending practice to combine Grades No. 1 and No. 2 to meet the low temperature requirements. In that case, the minimum flash point shall be 38°C, the minimum viscosity at 40°C shall be 1.7 mm^2/s, and the minimum 90 % recovered temperature shall be waived.

[F] Other sulfur limits can apply in selected areas in the United States and in other countries.

[G] These test methods are specified in 40 CFR Part 80.

[H] Where cetane number by Test Method D 613 is not available, Test Method D 4737 can be used as an approximation.

[I] Low ambient temperatures as well as engine operation at high altitudes may require the use of fuels with higher cetane ratings.

[J] It is unrealistic to specify low temperature properties that will ensure satisfactory operation at all ambient conditions. In general, cloud point (or wax appearance point) Low Temperature Flow Test, and Cold Filter Plugging Point Test may be used as an estimate of operating temperature limits for Grades No. 1–D S500; No. 2–D S500; and No. 1–D S5000 and No. 2–D S5000 diesel fuel oils. However, satisfactory operation below the cloud point (or wax appearance point) may be achieved depending on equipment design, operating conditions, and the use of flow-improver additives as described in X5.1.2. Appropriate low temperature operability properties should be agreed upon between the fuel supplier and purchaser for the intended use and expected ambient temperatures. Test Methods D 4539 and D 6371 may be especially useful to estimate vehicle low temperature operability limits when flow improvers are used. Due to fuel delivery system, engine design, and test method differences, low temperature operability tests may not provide the same degree of protection in various vehicle operating classes. Tenth percentile minimum air temperatures for U.S. locations are provided in Appendix X5 as a means of estimating expected regional temperatures. The tenth percentile minimum air temperatures may be used to estimate expected regional target temperatures for use with Test Methods D 2500, D 4539, and D 6371. Refer to X5.1.3 for further general guidance on test application.

ANEXO I — Classe de combustível Diesel

galp ARL energia

NARIA DE SINES
ORATÓRIO

IPAC acreditação L0190 Ensaios

Relatório de Ensaios

Nº. DE SERIE: 5998/08
DATA DE EMISSÃO: 05/09/2008
DATA DE RECEPÇÃO: 02/09/2008

equisitado Por: CLC - Comp. Log. de Comb.
ıdereço: Madeira
oduto: Gasóleo — Número de Lote:
. Amostragem: LB-0999/08 — Data de Colheita:
igem: Cliente E.E.M CTV TK07

Nº Interno	LOC.	Método	Componente	Unidades	Resultado	Data
626704	MEIO	ASTM D240-02R07	Poder Calorífico Superior	Kcal/Kg	10967.0	05/09/2008
626704	MEIO	ASTM D240-02R07	Poder Calorífico Superior	MJ/Kg	45.915	05/09/2008
626704	MEIO	ASTM D5863-00aR05	Sódio (Mét.B)	mg/Kg	<2.8	03/09/2008
626704	MEIO	EN 116:97Ac99	CFPP	ºC	-9	04/09/2008
626704	MEIO	EN 14078:03 *	Teor em FAME	%(v/v)	1.3	02/09/2008
626704	MEIO	EN ISO 12185:96TC01	Massa Volumica a 15oC	Kg/dm3	0.8425	04/09/2008
626704	MEIO	ENISO 12937:00	AGUA	%(m/m)	0.006	04/09/2008
626704	MEIO	EN ISO 2160:95	Corrosão à Lâmina de Cobre (3H a 50ºC)		1a	04/09/2008
626704	MEIO	EN ISO 6245:02	Cinzas	%(m/m)	<0.001	05/09/2008
626704	MEIO	ISO 12156-1:06	Lubrificidade	micrometer	282	03/09/2008
626704	MEIO	ISO 20846:04(E) *	Enxofre Total	mg/Kg	46.1	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 2719:02	Ponto de Inflamação (Proc.A)	ºC	72.0	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3104:94TC97	Viscosidade a 40 ºC	cSt	2.925	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	10% Recuperado	ºC	214.8	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	50% Recuperado	ºC	274.4	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	90% Recuperado	ºC	339.3	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	95% Recuperado	ºC	356.8	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	% Rec. 250ºC	%(v/v)	32.0	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	% Rec. 350ºC	%(v/v)	93.4	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	% Rec. 360ºC	%(v/v)	95.6	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 3405:00	% Evap. 360ºC	%(v/v)	95.6	04/09/2008
626704	MEIO	ISO 5165:98	Número de Cetano		50.0	04/09/2008

O IPAC é signatário dos acordos de reconhecimento mútuo da EA para calibrações, ensaios, certificações e inspecções.
Os resultados referem-se exclusivamente aos items ensaiados. A amostragem é da responsabilidade do requisitante dos ensaios.
Este relatório de ensaios só pode ser reproduzido na íntegra, salvo autorização expressa do Laboratório.
Documento integralmente gerado informaticamente, pelo sistema SMW ™da LabSystems, certificado de acordo com a norma ISO9001.

OBSERVAÇÕES: * - Método não acreditado

Amostra com o Nº Selo 019754.
SP-518/08
Amostra chegou ao Lab em 01/09/08 às 17H30.

ANEXO II — Características do combustível Diesel

RELATÓRIO DE ENSAIO N.º 5298, CÓD. MLM-GR16

8. CARACTERÍSTICAS DA FONTE

- INFORMAÇÕES FORNECIDAS POR EMPRESA DE ELECTRICIDADE DA MADEIRA, S.A.- CENTRAL TÉRMICA DA VITÓRIA

GRUPO 16		
CÓD. INTERNO	ALTURA (m)	COMBUSTÍVEL
Não tem	15	Gasóleo
POTÊNCIA TÉRMICA NOMINAL / USADA (MWt)	CAPACIDADE NOMINAL / USADA (MWe)	EQUIPAMENTOS DE REDUÇÃO
13 / Não fornecida	Não fornecidas / 12,5	Não existentes
DESCRIÇÃO DO PROCESSO ASSOCIADO: Produção de energia eléctrica (Instalação de co-geração). Funcionamento contínuo.		

- INFORMAÇÕES DETERMINADAS PELA SONDAR, LDA

CÓD. FONTE	SECÇÃO DE AMOSTRAGEM (CHAMINÉ)		Nº DE PONTOS DE AMOSTRAGEM (EN 15259:2007)	Nº DE TOMAS DE AMOSTRAGEM EXISTENTES	CUMPRIMENTO DA LOCALIZAÇÃO DA SECÇÃO DE AMOSTRAGEM	
MLM-GR16	DIÂMETRO (cm)	220	8+9	1	NP 2167:2007	Sim
	ÁREA (m^2)	3,80				Não x

9. DESVIOS ÀS NORMAS, JUSTIFICAÇÕES E CONSEQUÊNCIAS

O DIÂMETRO INTERNO DA SECÇÃO DE AMOSTRAGEM DA FONTE FIXA É DE 220 cm. PARA CHAMINÉS COM ESTE DIÂMETRO, A NORMA EN15259: 2007 ESTIPULA A EXISTÊNCIA DE DUAS TOMAS DE AMOSTRAGEM DESFASADAS DE 90º.

UMA VEZ QUE A FONTE FIXA POSSUI UMA ÚNICA TOMA DE AMOSTRAGEM, NÃO É POSSÍVEL EFECTUAR O VARRIMENTO DA SECÇÃO DE AMOSTRAGEM DE ACORDO COM AS EXIGÊNCIAS DA NORMA, O QUE PODERÁ TER IMPLICAÇÕES AO NÍVEL DOS CAUDAIS MÁSSICO E VOLÚMICO, BEM COMO AO NÍVEL DA DETERMINAÇÃO DAS CONCENTRAÇÕES DOS PARÂMETROS MONITORIZADOS.

10. RESULTADOS

OS RESULTADOS APRESENTADOS FORAM CORRIGIDOS PARA AS CONDIÇÕES NORMAIS DE PRESSÃO E TEMPERATURA DEFINIDAS NO ARTIGO 4º, ALINEA N, DECRETO-LEI N.º 78/2004 DE 3 DE ABRIL. SÃO ELAS:

- PRESSÃO NORMAL: 760 MMHG (101.3 KPA).
- TEMPERATURA NORMAL: 0 ºC (273.15 K).

OS VALORES DETERMINADOS, CONSTANTES NESTE RELATÓRIO, SÃO REPRESENTATIVOS DA CONCENTRAÇÃO DOS POLUENTES EM CAUSA, PARA O PERÍODO DE TEMPO EM QUE SE REALIZOU A AMOSTRAGEM.

A INCERTEZA EXPANDIDA APRESENTADA ESTÁ EXPRESSA PELA INCERTEZA-PADRÃO MULTIPLICADA PELO FACTOR K=2, O QUAL PARA UMA DISTRIBUIÇÃO NORMAL CORRESPONDE A UMA PROBABILIDADE DE, APROXIMADAMENTE, 95%. A INCERTEZA FOI CALCULADA DE ACORDO COM O DOCUMENTO "GUIDE TO THE EXPRESSION OF UNCERTAINTY IN MEASUREMENT".

ANEXO III — Análise quantitativa dos gases de combustão da turbina a gás (1/2)

RELATÓRIO DE ENSAIO N.º 5298, CÓD. MLM-GR16

11. APRESENTAÇÃO DE RESULTADOS

- CARACTERÍSTICAS DE ESCOAMENTO NA CONDUTA:

ENSAIO	GRUPO 16	INCERTEZA
PRESSÃO ABSOLUTA NO INTERIOR DA CONDUTA (hPa)	1016	±6
TEMPERATURA MÉDIA DOS GASES (°C)	464	±27
TEMPERATURA MÉDIA DOS GASES (K)	737	±27
MASSA MOLECULAR DOS GASES EM BASE HÚMIDA (g/mol)	28,6	±0,4
VELOCIDADE DO ESCOAMENTO (m/s)	22,3	±0,3
CAUDAL EFECTIVO (m^3/h)	304903	$\pm 18\times10^3$
CAUDAL VOLÚMICO SECO (Nm^3/h, ar seco)	107063	$\pm 74\times10^2$

- RESULTADOS DO ENSAIO – PARÂMETROS SOLICITADOS:

ENSAIO	GRUPO 16	VLE		INCERTEZA
		[1]	[2]	
H_2O (%)	4,9	-	-	±0,5
O_2 (%)	16,9	-	-	±0,7
CO_2 (%)	2,7	-	-	±0,3
CO (mg/Nm^3, gás seco)	52,8	-	-	±5,3
CO (mg/Nm^3, gás seco, 8%O_2)	167,7	1000	-	$\pm 3,3\times10^1$
CO (mg/Nm^3, gás seco, 15%O_2)	77,4	-	-	$\pm 1,5\times10^1$
NO_x expressos em NO_2 (mg/Nm^3, gás seco)	118,1	-	-	$\pm 1,2\times10^1$
NO_x expressos em NO_2 (mg/Nm^3, gás seco, 8%O_2)	375,2	1421	-	$\pm 7,4\times10^1$
NO_x expressos em NO_2 (mg/Nm^3, gás seco, 15%O_2)	173,1	-	550	$\pm 3,4\times10^1$
SO_2 (mg/Nm^3, gás seco)	6,0	-	-	±0,6
SO_2 (mg/Nm^3, gás seco, 8%O_2)	18,9	2700	-	±3,7
SO_2 (mg/Nm^3, gás seco, 15%O_2)	8,7	-	600	±1,7
PARTÍCULAS (mg/Nm^3, gás seco)	17,6	-	-	±1,2
PARTÍCULAS (mg/Nm^3, gás seco, 8%O_2)	56,0	300 [3]	-	$\pm 1,0\times10^1$
PARTÍCULAS (mg/Nm^3, gás seco, 15%O_2)	25,8	-	75 [4]	±4,8
ISOCINETISMO (%)	≅100			

ANEXO IV — Análise quantitativa dos gases de combustão da turbina a gás (2/2)

ANEXO V — Cálculos dos produtos de combustão na turbina a gás

Componente	PRODUTOS DE COMBUSTÃO HÚMIDOS EM [KG / 100 KG COMBUSTÍVEL] PARA AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR																				
	0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	140%	160%	180%	200%	220%	240%	260%	280%	300%	320%	340%	360%	380%	400%
CO_2	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14	317,14
H_2O	133,90	136,86	139,82	142,78	145,75	148,71	151,67	154,63	157,60	160,56	163,52	166,49	169,45	172,41	175,37	178,34	181,30	184,26	187,22	190,19	193,15
N_2	1116,09	1339,31	1562,53	1785,75	2008,96	2232,18	2455,40	2678,62	2901,84	3125,05	3348,27	3571,49	3794,71	4017,93	4241,15	4464,36	4687,58	4910,80	5134,02	5357,24	5580,46
O_2	0,00	67,24	134,49	201,73	268,98	336,22	403,47	470,71	537,95	605,20	672,44	739,69	806,93	874,17	941,42	1008,66	1075,91	1143,15	1210,40	1277,64	1344,88
Totais	1567,13	1860,55	2153,98	2447,40	2740,83	3034,25	3327,68	3621,10	3914,53	4207,95	4501,38	4794,80	5088,23	5381,65	5675,08	5968,50	6261,93	6555,35	6848,78	7142,20	7435,63

Componente	PRODUTOS DE COMBUSTÃO HÚMIDOS EM [KMOL / 100 KG COMBUSTÍVEL] PARA AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR																					Mi
	0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	140%	160%	180%	200%	220%	240%	260%	280%	300%	320%	340%	360%	380%	400%	[kg/kmol]
CO_2	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	44,01
H_2O	7,430	7,595	7,759	7,924	8,088	8,252	8,417	8,581	8,746	8,910	9,075	9,239	9,403	9,568	9,732	9,897	10,061	10,225	10,390	10,554	10,719	18,02
N_2	39,832	47,798	55,765	63,731	71,697	79,664	87,630	95,597	103,563	111,529	119,496	127,462	135,429	143,395	151,361	159,328	167,294	175,261	183,227	191,193	199,160	28,02
O_2	0,000	2,101	4,203	6,304	8,406	10,507	12,608	14,710	16,811	18,912	21,014	23,115	25,217	27,318	29,419	31,521	33,622	35,723	37,825	39,926	42,028	32,00
Totais	54,47	64,70	74,93	85,16	95,40	105,63	115,86	126,09	136,33	146,56	156,79	167,02	177,25	187,49	197,72	207,95	218,18	228,42	238,65	248,88	259,11	—

Componente	PRODUTOS DE COMBUSTÃO SECOS EM [KMOL / 100 KG COMBUSTÍVEL] PARA AS VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR																					Mi
	0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	140%	160%	180%	200%	220%	240%	260%	280%	300%	320%	340%	360%	380%	400%	[kg/kmol]
CO_2	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	7,206	44,01
N_2	39,832	47,798	55,765	63,731	71,697	79,664	87,630	95,597	103,563	111,529	119,496	127,462	135,429	143,395	151,361	159,328	167,294	175,261	183,227	191,193	199,160	28,02
O_2	0,00	2,10	4,20	6,30	8,41	10,51	12,61	14,71	16,81	18,91	21,01	23,12	25,22	27,32	29,42	31,52	33,62	35,72	37,82	39,93	42,03	32,00
Totais	47,04	57,11	67,17	77,24	87,31	97,38	107,44	117,51	127,58	137,65	147,72	157,78	167,85	177,92	187,99	198,05	208,12	218,19	228,26	238,33	248,39	—

Componente	RESULTADOS FINAIS EM [KG/100 KG COMBUSTÍVEL] e [%] PARA VÁRIAS % DE EXCESSO DE AR																				
	0%	20%	40%	60%	80%	100%	120%	140%	160%	180%	200%	220%	240%	260%	280%	300%	320%	340%	360%	380%	400%
Ar seco	1452,31	1742,77	2033,24	2323,70	2614,16	2904,62	3195,09	3485,55	3776,01	4066,47	4356,94	4647,40	4937,86	5228,32	5518,79	5809,25	6099,71	6390,17	6680,64	6971,10	7261,56
Ar húmido	1467,13	1760,55	2053,98	2347,40	2640,83	2934,25	3227,68	3521,10	3814,53	4107,95	4401,38	4694,80	4988,23	5281,65	5575,08	5868,50	6161,93	6455,35	6748,78	7042,20	7335,63
Prod. comb. húmidos	1567,13	1860,55	2153,98	2447,40	2740,83	3034,25	3327,68	3621,10	3914,53	4207,95	4501,38	4794,80	5088,23	5381,65	5675,08	5968,50	6261,93	6555,35	6848,78	7142,20	7435,63
CO_2 [%]	15,32%	12,62%	10,73%	9,33%	8,25%	7,40%	6,71%	6,13%	5,65%	5,24%	4,88%	4,57%	4,29%	4,05%	3,83%	3,64%	3,46%	3,30%	3,16%	3,02%	2,90%
O2 [%]	0,00%	3,68%	6,26%	8,16%	9,63%	10,79%	11,73%	12,52%	13,18%	13,74%	14,23%	14,65%	15,02%	15,35%	15,65%	15,92%	16,15%	16,37%	16,57%	16,75%	16,92%
N2 [%]	84,68%	83,70%	83,02%	82,51%	82,12%	81,81%	81,56%	81,35%	81,17%	81,03%	80,90%	80,78%	80,68%	80,60%	80,52%	80,45%	80,38%	80,32%	80,27%	80,22%	80,18%

MO T - 006 24.04.03 / Pag. 1 / 1	**Misure Potenza** Power Measurement / Leistungsmessung / Mesure de Puissance	**TURBOMACH SA** **Riazzino**

Nome commessa: . MADEIRA Project Name / Projektname / Nom du projet	**Numero commessa:** 759 Project Number / Projektnummer / Numéro du projet

S/N Turbina : 0135 L		M1	M2	M3	M4	M5	
Tempo Time / Zeit / Temps	[hh:mm]	16:50	17:05	17:20	17:35	17:50	
Ore Turbina Turbine Hours / Turbinenstunden / Heures Turbine	[h]	65	65	65	65	66	65
Temperatura entrata aria Air intake temperature / Lufttemperatur Eingang / Temperature entrée aire	[°C]	23,1	23,2	26,3	24,1	23,5	24,04
Pressione atmosferica Site atm. pressure / Barometrischer Luftdruck / Pression atmosphérique	[mBar]	1022,2	1023,3	1022,2	1023,3	1023,8	1022,9
Depressione entrata aria Compressore Air intake under pressure / Druckabfall Lufteingang / Dépression entrée aire	[mmH$_2$O]	84,1	84,6	84,5	84,1	83,6	84,2
Contropressione scarico turbina Exhaust over pressure / Abgasgegendruck / Contrepression echappement	[mmH$_2$O]	30	30	30	30	30	30
Potenza strumento certificato * Power at calibrated instrument / Leistung nach geeichtem Gerät / Puissance à l'instrument calibré (NOT CORRECT)	[MWh]	490,81	490,53	496,30	499,11	501,86	11,05
Potenza con contatore energia Power at energy counter / Leistung nach Energiezähler / Compteur d'energie (CORRECT)	[KWh]	560769	563862	566954	570032	573102	12333
Carburante Fuel / Brennstoff / Combustible	LIQUID FUEL						
Consumo 1 Consumption / Verbrauch / Consumation	[l]	6619	7558	8497	9433	10368	3749
Consumo 2 Consumption / Verbrauch / Consumation	[m^3]						
Δ Consumo Δ Consumption / Δ Verbrauch / Δ Consumation	[m^3]						

Misure effettuate con presenza del cliente Il Cliente:

ANEXO VI — Ensaio da turbina a gás (1/2)

Gas fuel fired hours	0.0 ---
Liquid fuel fired hours	65.0 ---
Start Counter	34.0 ---
Shutdown Counter	11.0 ---
ACTIVE POWER (3710 ACM)	12383.0 kW
ACTIV ENERGY	560769.0 KWh
REACTIV ENERGY	260966.0 KVAR
Compressor Inlet air temperature (T1)	23.1 °C
Compensated T5 average	760.1 °C
T7 average used for control	476.7 °C
Turbine Speed used for control	100.0 % rpm
Inlet air filter differential pressure	84.1 mmH2O
Outside ambient pressure (P0)	1022.2 mbar
Compressor outlet air pressure (PCD)	15.6 bar
IGV corrected feedback	100.8 %
BV FB corrected	1.0 % open
Main Liquid valve corrected FB	67.3 %
Main Liquid valve corrected FB	67.3 %
Liquid Pilot/main fuel ratio	25.0 %
Final control fuel demand	41052.0 kW
Turbine casing vibration (flame vibration)	1.2 mm/s R

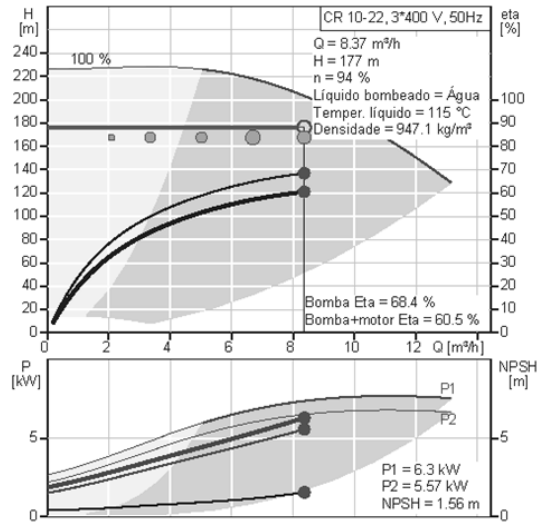
© TURBOMACH SA Industrial Energy System, CH-6595 Riazzino (Switzerland)

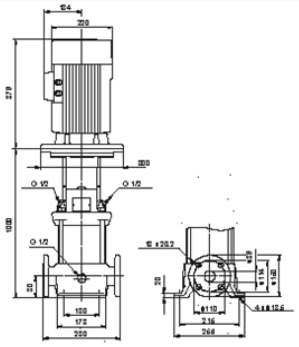
ANEXO VII — Ensaio da turbina a gás (2/2)

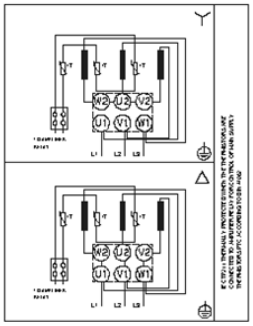
GRUNDFOS

Criado por: -
Telefone: -
Fax: -
Data: -

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	CR 10-22 A-FJ-A-E-HQQE
Posição	
Código::	96501225
Número EAN::	5700396217857
Técnicos:	
Velocidade para características da bomba:	2919 rpm
Caudal nominal:	10 m³/h
Altura manométrica nominal:	181 m
Altura manométrica máxima:	225 m
Impulsores:	22
Empanque:	HQQE
Homologações na chapa de características:	CE,TR
Tolerância da curva:	ISO9906:2012 3B
Modelo:	CR 10
Estágios:	22
Versão da bomba:	A
Modelo:	A
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido
	EN-JL1030
	ASTM A48-30 B
Impulsor:	Aço inoxidável
	DIN W.-Nr. 1.4301
	AISI 304
Código do material:	A
Código para a borracha:	E
Instalação:	
Temperatura ambiente máxima:	60 °C
Pressão máx. à temp. indicada:	25 bar / 120 °C
	25 bar / -20 °C
Flange padrão:	DIN
Código da ligação:	FJ
Ligação à tubagem:	DN 40
Estágio da pressão:	PN 25
Tamanho da flange para o motor:	FF265
Líquido:	
Gama de temperatura do líquido:	-20 .. 120 °C
Viscosidade cinemática:	1 mm²/seg
Car. eléctricas:	
Tipo de motor:	132SB
Classe de eficiência IE:	IE3
Número de pólos:	2
Potência nominal - P2:	7.5 kW
Potência (P2) requerida pela bomba:	7.5 kW
	7.5 kW
Frequência da rede:	50 Hz
Tensão nominal:	3 x 380-415 D/660-690 Y V
Corrente nominal:	14,4-14,0/8,30-8,10 A
Corrente de arranque:	780-910 %
Cos phi - factor de potência:	0,88-0,82
Velocidade nominal:	2910-2920 rpm
Eficiência:	IE3 90,1%
Eficiência do motor com carga total:	90,1-90,4 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga:	90,8 %
Eficiência do motor a 1/2 carga:	90,8 %
Classe de protecção (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting





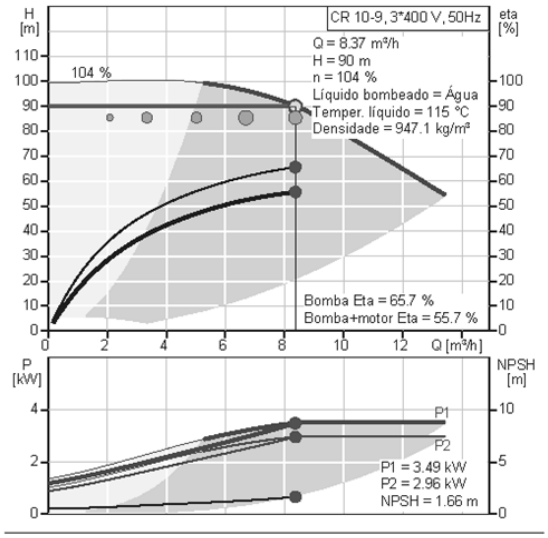


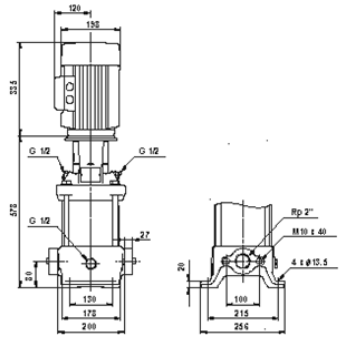
ANEXO VIII — Bomba para instalação unitária

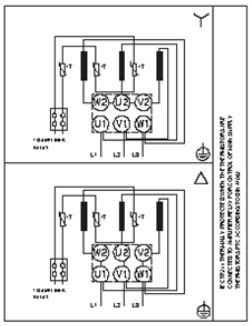
GRUNDFOS

Criado por: -
Telefone: -
Fax: -
Data: -

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	CR 10-9 A-AN-A-E-HQQE
Posição	
Código::	96527391
Número EAN::	5700397060865
Técnicos:	
Velocidade para características da bomba:	2902 rpm
Caudal nominal:	10 m³/h
Altura manométrica nominal:	72.3 m
Altura manométrica máxima:	91.8 m
Impulsores:	09
Empanque:	HQQE
Homologações na chapa de características:	CE,TR
Tolerância da curva:	ISO9906:2012 3B
Modelo:	CR 10
Estágios:	9
Versão da bomba:	A
Modelo:	A
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido
	EN-JL1030
	ASTM A48-30 B
Impulsor:	Aço inoxidável
	DIN W.-Nr. 1.4301
	AISI 304
Código do material:	A
Código para a borracha:	E
Instalação:	
Temperatura ambiente máxima:	60 °C
Pressão máx. à temp. indicada:	16 bar / 120 °C
	16 bar / -20 °C
Flange padrão:	OVAL
Código da ligação:	AN
Ligação à tubagem:	Rp 2
Tamanho da flange para o motor:	FT130
Líquido:	
Gama de temperatura do líquido:	-20 .. 120 °C
Viscosidade cinemática:	1 mm²/seg
Car. eléctricas:	
Tipo de motor:	100LC
Classe de eficiência IE:	IE3
Número de pólos:	2
Potência nominal - P2:	3 kW
Potência (P2) requerida pela bomba:	3 kW
	3 kW
Frequência da rede:	50 Hz
Tensão nominal:	3 x 220-240 D/380-415 Y V
Corrente nominal:	11,0/6,30 A
Corrente de arranque:	840-920 %
Cos phi - factor de potência:	0,87-0,82
Velocidade nominal:	2900-2920 rpm
Eficiência:	IE3 87,1%
Eficiência do motor com carga total:	87,1 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga:	88,0 %
Eficiência do motor a 1/2 carga:	87,7 %
Classe de protecção (IEC 34-5):	55 Dust/Jetting
Classe de isolamento (IEC 85):	F
Protecção do motor:	PTC





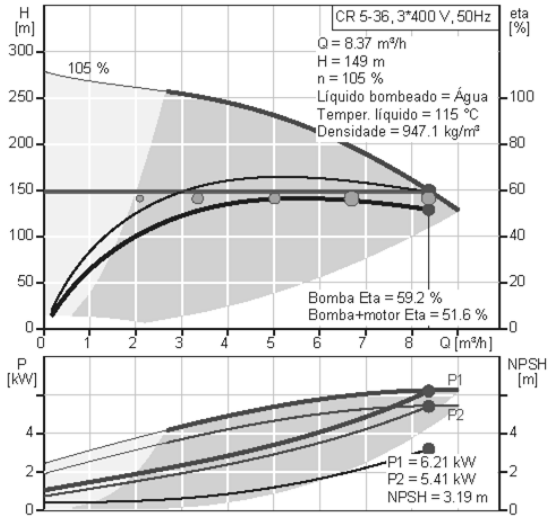


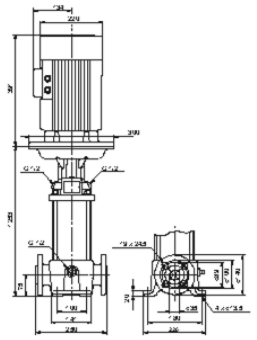
ANEXO IX — Bomba para instalação em série

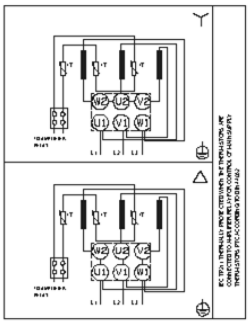
GRUNDFOS

Criado por: -
Telefone: -
Fax: -
Data: -

Descrição	Valor
Inf. geral:	
Designação do produto:	CR 5-36 A-FGJ-A-E-HQQE
Posição	
Código::	96513394
Número EAN::	5700396639581
Técnicos:	
Velocidade para características da bomba:	2919 rpm
Caudal nominal:	5.8 m³/h
Altura manométrica nominal:	189 m
Altura manométrica máxima:	248 m
Impulsores:	36
Empanque:	HQQE
Homologações na chapa de características:	CE,TR
Tolerância da curva:	ISO9906:2012 3B
Modelo:	CR 5
Estágios:	36
Versão da bomba:	A
Modelo:	A
Materiais:	
Corpo da bomba:	Ferro fundido
	EN-JL1030
	ASTM A48-30 B
Impulsor:	Aço inoxidável
	DIN W.-Nr. 1.4301
	AISI 304
Código do material:	A
Código para a borracha:	E
Instalação:	
Temperatura ambiente máxima:	60 °C
Pressão máx. à temp. indicada:	25 bar / 120 °C
	25 bar / -20 °C
Flange padrão:	DIN
Código da ligação:	FGJ
Ligação à tubagem:	DN 25 / DN 32
Estágio da pressão:	PN 16 / PN 25
Tamanho da flange para o motor:	FF265
Líquido:	
Gama de temperatura do líquido:	-20 .. 120 °C
Viscosidade cinemática:	1 mm²/seg
Car. eléctricas:	
Tipo de motor:	132SC
Classe de eficiência IE:	IE3
Número de pólos:	2
Potência nominal - P2:	5.5 kW
Potência (P2) requerida pela bomba:	5.5 kW
	5.5 kW
Frequência da rede:	50 Hz
Tensão nominal:	3 x 380-415 D V
Corrente nominal:	11 A
Corrente de arranque:	1080-1180 %
Cos phi - factor de potência:	0,87-0,82
Velocidade nominal:	2920-2940 rpm
Eficiência:	IE3 89,2%
Eficiência do motor com carga total:	89,2 %
Eficiência do motor a 3/4 de carga:	90,0 %
Eficiência do motor a 1/2 carga:	89,6 %



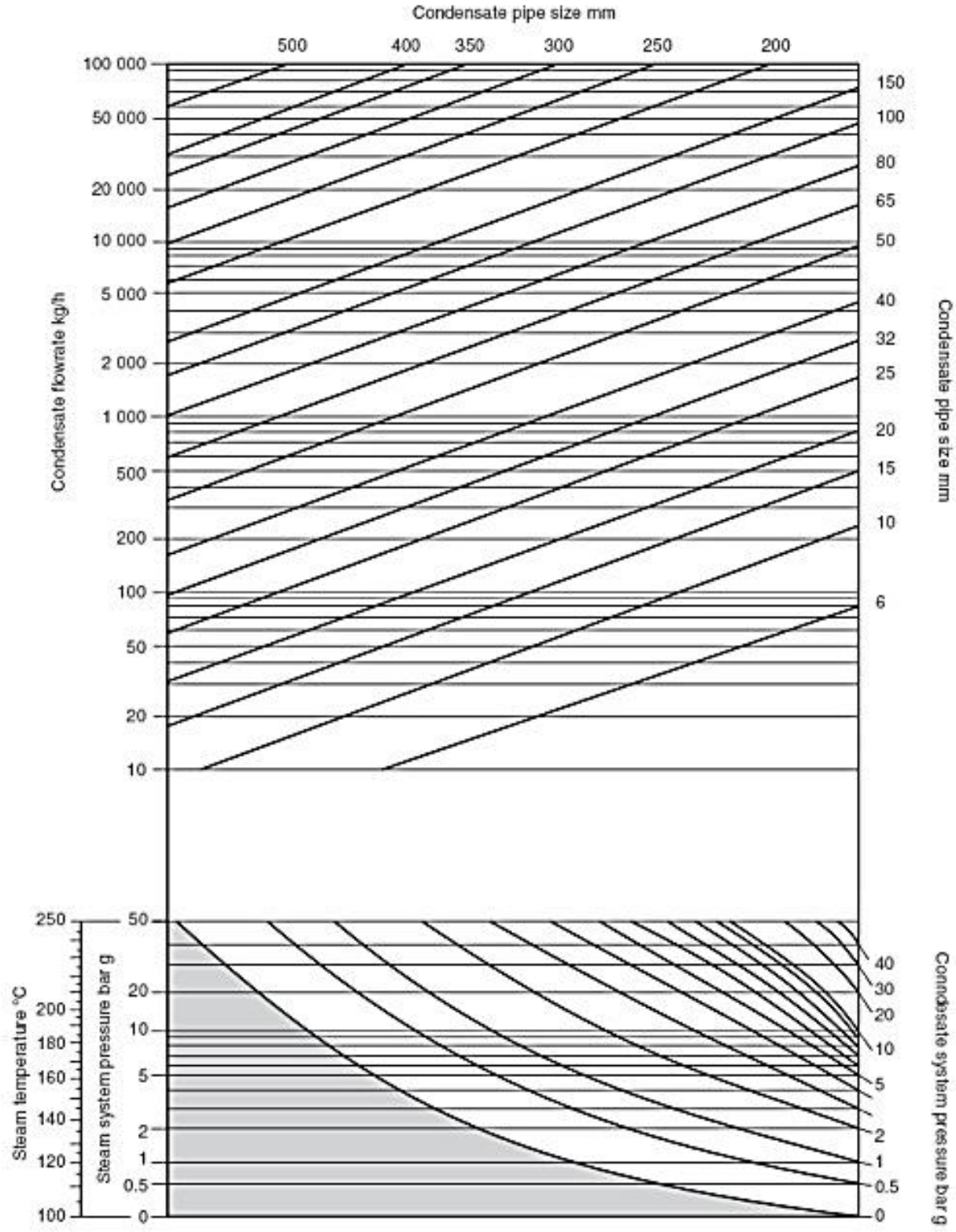




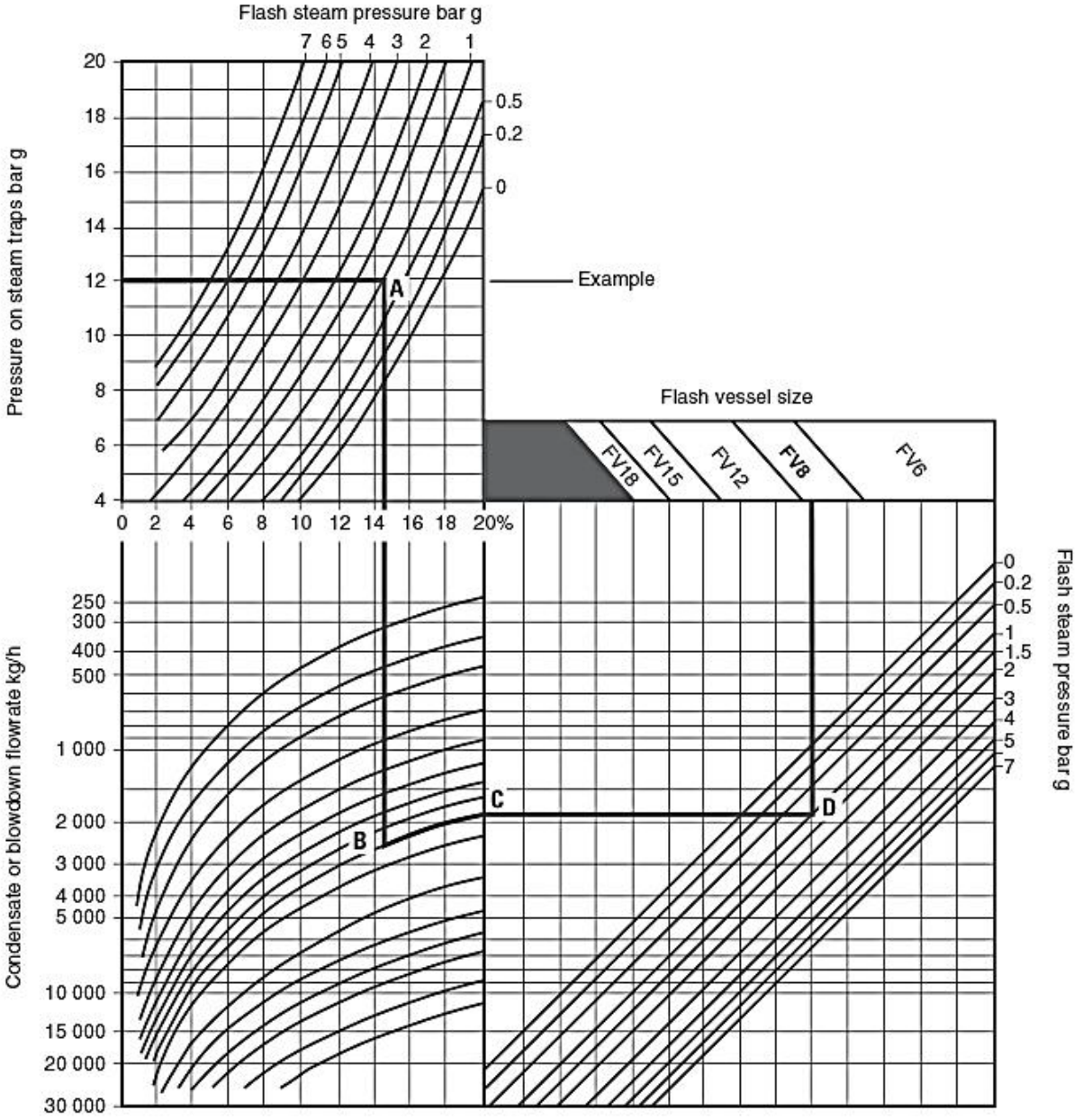
ANEXO X — Bomba desconsiderada

Flowrate		kg/h									
Pipe size Ø		15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	
Pa/m	mbar/m	<0.15 m/s			0.15 m/s					0.3 m/s	
10.0	0.100	50	119	223	490	756	1 447	2 966	4 644	9 432	
12.5	0.125	58	133	252	554	853	1 634	3 348	5 220	10 656	
15.0	0.150	65	151	277	616	943	1 807	3 708	5 760	11 736	
17.5	0.175	68	162	302	670	1 026	1 966	4 032	6 264	12 744	
20.0	0.200	76	176	328	720	1 105	2 113	4 320	6 732	13 680	
22.5	0.225	79	187	349	770	1 177	2 254	4 608	7 164	14 580	0.5 m/s
25.0	0.250	83	198	371	814	1 249	2 387	4 860	7 596	15 408	
27.5	0.275	90	209	389	857	1 314	2 513	5 112	7 992	16 200	
30.0	0.300	94	220	410	900	1 379	2 632	5 364	8 352	16 956	
32.5	0.325	97	230	428	940	1 440	2 747	5 616	8 712	17 712	
35.0	0.350	101	241	446	979	1 498	2 858	5 832	9 072	18 432	
37.5	0.375	104	248	464	1 015	1 555	2 966	6 048	9 396	19 116	
40.0	0.400	112	259	479	1 051	1 609	3 071	6 264	9 720	19 764	
42.5	0.425	115	266	497	1 087	1 663	3 175	6 480	10 044	20 412	
45.0	0.450	119	277	511	1 123	1 717	3 272	6 660	10 368	21 024	
47.5	0.475	122	284	526	1 156	1 768	3 370	6 876	10 656	21 636	
50.0	0.500	126	292	540	1 188	1 814	3 463	7 056	10 944	22 212	
52.5	0.525	130	299	558	1 220	1 865	3 553	7 236	11 232	22 788	
55.0	0.550	130	306	572	1 249	1 912	3 636	7 416	11 520	23 364	
57.5	0.575	133	317	583	1 282	1 958	3 744	7 596	11 808	23 904	
60.0	0.600	137	324	598	1 310	2 002	3 816	7 776	12 060	24 444	
62.5	0.625	140	331	612	1 339	2 048	3 888	7 920	12 312	24 984	
65.0	0.650	144	338	626	1 368	2 092	3 996	8 100	12 600	25 488	
67.5	0.675	148	346	637	1 397	2 131	4 068	8 280	12 852	25 992	
70.0	0.700	151	353	652	1 422	2 174	4 140	8 424	13 068	26 496	
72.5	0.725	151	356	662	1 451	2 218	4 212	8 568	13 320	27 000	
75.0	0.750	155	364	677	1 476	2 257	4 284	8 748	13 572	27 468	
77.5	0.775	158	371	688	1 505	2 297	4 356	8 892	13 788	27 972	
80.0	0.800	162	378	698	1 530	2 336	4 464	9 036	14 040	28 440	1 m/s
82.5	0.825	166	385	709	1 555	2 372	4 536	9 180	14 256	28 872	
85.0	0.850	166	389	724	1 580	2 412	4 608	9 324	14 472	29 340	
87.5	0.875	169	396	734	1 606	2 448	4 680	9 468	14 724	29 772	
90.0	0.900	173	403	745	1 627	2 488	4 716	9 612	14 940	30 240	
92.5	0.925	176	407	756	1 652	2 524	4 788	9 756	15 156	30 672	
95.0	0.950	176	414	767	1 678	2 560	4 860	9 900	15 372	31 104	
97.5	0.975	180	421	778	1 699	2 596	4 932	10 044	15 552	31 500	
100.0	1.000	184	425	788	1 724	2 632	5 004	10 152	15 768	31 932	
120.0	1.200	202	472	871	1 897	2 898	5 508	11 196	17 352	35 100	
140.0	1.400	220	511	943	2 059	3 143	5 976	12 132	18 792	38 160	
160.0	1.600	234	547	1 015	2 210	3 373	6 408	12 996	20 160	40 680	
180.0	1.800	252	583	1 080	2 354	3 589	6 804	13 824	21 420	43 200	1.5 m/s
200.0	2.000	266	619	1 141	2 488	3 780	7 200	14 580	22 644	45 720	
220.0	2.200	281	652	1 202	2 617	3 996	7 560	15 336	23 760	47 880	
240.0	2.400	288	680	1 256	2 740	4 176	7 920	16 056	24 876	50 400	
260.0	2.600	306	713	1 310	2 855	4 356	8 244	16 740	25 920	52 200	
280.0	2.800	317	742	1 364	2 970	4 536	8 568	17 388	26 928	54 360	
300.0	3.000	331	767	1 415	3 078	4 680	8 892	18 000	27 900	56 160	

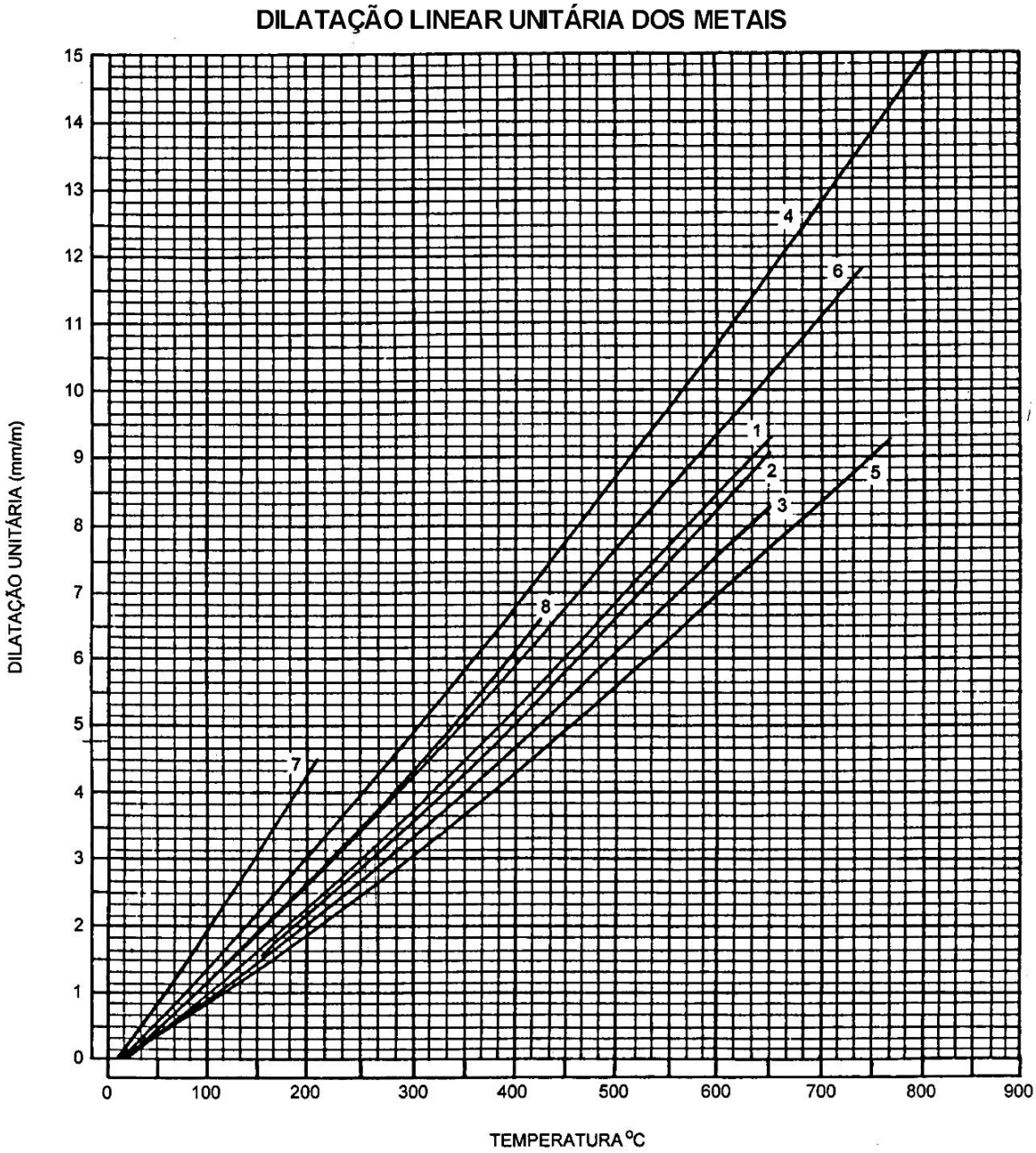
ANEXO XI — Caudal mássico em tubos de aço (Spirax Sarco)



ANEXO XII — Gráfico de selecção do tubo para condensado (Spirax Sarco)



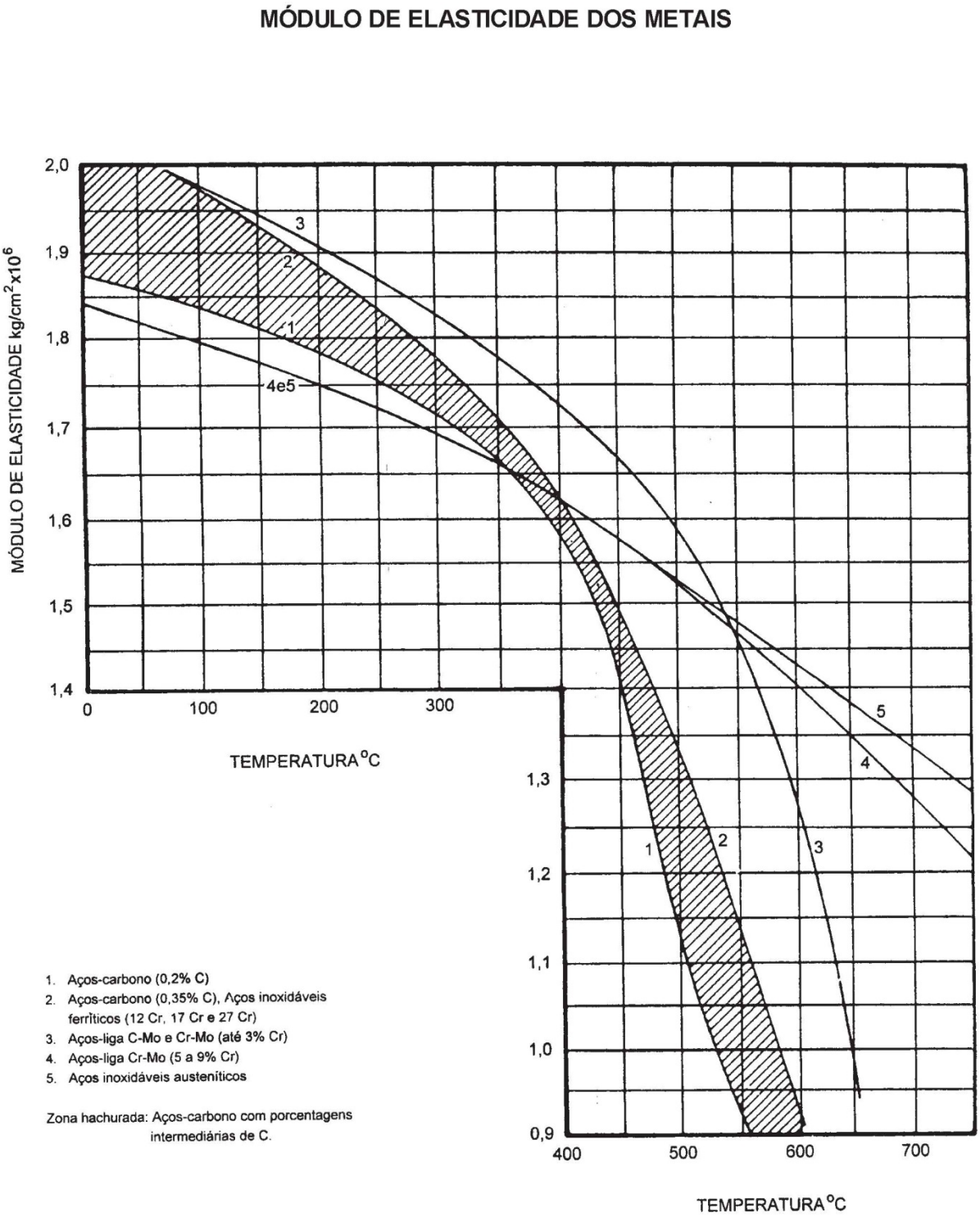
ANEXO XIII — Gráfico de selecção do tubo do tanque flash (Spirax Sarco)



MATERIAIS:

1- AÇO CARBONO; AÇOS-LIGA C-1/2 Mo e 1/2 Cr-1/2Mo
2- AÇOS-LIGA 1 a 3 Cr-1/2 Mo
3- AÇOS-LIGA 4 a 10 Cr- 1/2 a 1 Mo
4- AÇOS INOXIDÁVEIS AUSTENÍTICOS 16 a 18 Cr-8 a 10 Ni
5- AÇOS INOXIDÁVEIS FERRÍTICOS 12, 17 E 27 Cr
6- COBRE
7- ALUMÍNIO
8- METAL MONEL

ANEXO XIV — Dilatação unitária dos metais (Tubulações Industriais)



ANEXO XV — Módulo de elasticidade dos metais (Tubulações Industriais)

Caso 2 — Diesel 2D (2928 h/ano)

	Ano	0	1	2	3	4	5	6
Estimativa	**Investimento /receitas**	**-4.333.607,22**	8.647.270,08	8.647.270,08	8.647.270,08	8.647.270,08	8.647.270,08	8.647.270,08
	Custos Variáveis		7.387.841,00	7.387.841,00	7.387.841,00	7.387.841,00	7.387.841,00	7.387.841,00
Fluxo de Caixa	Final	-4.333.607,22	1.259.429,08	1.259.429,08	1.259.429,08	1.259.429,08	1.259.429,08	1.259.429,08
	Acumulado	-4.333.607,22	-3.074.178,14	-1.814.749,05	-555.319,97	704.109,12	1.963.538,20	3.222.967,28
	Descontado	-4.333.607,22	1.144.935,53	1.040.850,48	946.227,71	860.207,01	782.006,37	710.914,88
	Descontado Acumulado	-4.333.607,22	-3.188.671,69	-2.147.821,21	-1.201.593,50	-341.386,48	440.619,89	1.151.534,77

TMA	10,00%	ao ano
Indicadores Económicos		
VAL*	7.098.280,97 €	Viável
TIR	29,01%	Viável
RSI - Ano Ret.	10,17%	Aceitável
RSI - Vida útil	163,80%	Aceitável

Caso 4 — GN (2928 h/ano)

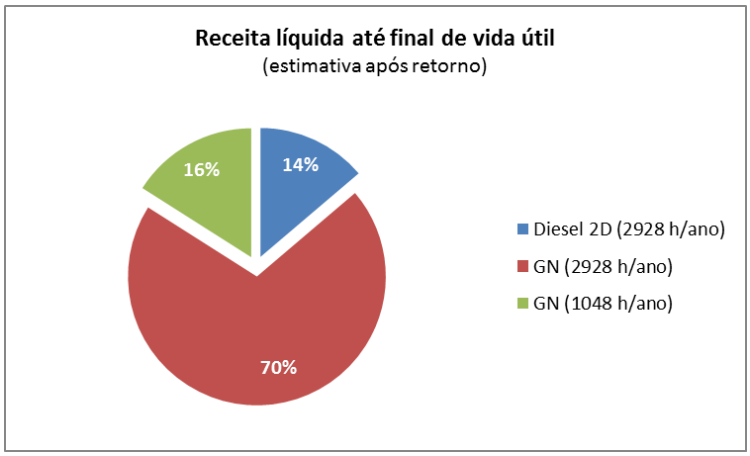
	Ano	0	1	2	3	4	5	6
Estimativa	**Investimento /receitas**	**-4.333.607,22**	9.451.538,19	9.451.538,19	9.451.538,19	9.451.538,19	9.451.538,19	9.451.538,19
	Custos Variáveis		5.623.701,50	5.623.701,50	5.623.701,50	5.623.701,50	5.623.701,50	5.623.701,50
Fluxo de Caixa	Final	-4.333.607,22	3.827.836,69	3.827.836,69	3.827.836,69	3.827.836,69	3.827.836,69	3.827.836,69
	Acumulado	-4.333.607,22	-505.770,53	3.322.066,15	7.149.902,84	10.977.739,53	14.805.576,21	18.633.412,90
	Descontado	-4.333.607,22	3.479.851,53	3.163.501,39	2.875.910,36	2.614.463,96	2.376.785,42	2.160.714,02
	Descontado Acumulado	-4.333.607,22	- 853.755,69	2.309.745,71	5.185.656,06	7.800.120,03	10.176.905,45	12.337.619,46

TMA	10,00%	ao ano
Indicadores Económicos		
VAL*	30.411.819,57 €	Viável
TIR	88,33%	Viável
RSI - Ano Ret.	53,30%	Aceitável
RSI - Vida útil	701,77%	Aceitável

Caso 5 — GN (1048 h/ano)

	Ano	0	1	2	3	4	5	6
Estimativa	**Investimento /receitas**	**-4.333.607,22**	3.382.868,79	3.382.868,79	3.382.868,79	3.382.868,79	3.382.868,79	3.382.868,79
	Custos Variáveis		2.018.801,50	2.018.801,50	2.018.801,50	2.018.801,50	2.018.801,50	2.018.801,50
Fluxo de Caixa	Final	-4.333.607,22	1.364.067,29	1.364.067,29	1.364.067,29	1.364.067,29	1.364.067,29	1.364.067,29
	Acumulado	-4.333.607,22	-2.969.539,93	-1.605.472,63	-241.405,34	1.122.661,95	2.486.729,24	3.850.796,54
	Descontado	-4.333.607,22	1.240.061,18	1.127.328,34	1.024.843,95	931.676,31	846.978,47	769.980,43
	Descontado Acumulado	-4.333.607,22	-3.093.546,04	- 1.966.217,70	- 941.373,76	- 9.697,44	837.281,03	1.607.261,45

TMA	10,00%	ao ano
Indicadores Económicos		
VAL*	8.048.086,18 €	Viável
TIR	31,44%	Viável
RSI - Ano Ret.	19,32%	Aceitável
RSI - Vida útil	185,71%	Aceitável



Nota: só foi exposto os resultados até ao sétimo ano.

ANEXO XVI — Estudo económico dos casos viáveis

Tubo acero al carbono EN (DIN)

Tubos de acero sin soldadura EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175). Composición química

EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175)

Composición química en % en masa

Designación del acero		C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo	Ni	Al_{tot}	Cu	Nb	Ti	V	Cr+Cu	Otros
Simbólica	Numérica				máx.	máx									+Mo+Ni	
P195GH	1.0348	≤ 0,13	≤ 0,35	≤ 0,70	0,025	0,020	≤ 0,30	≤ 0,08	≤ 0,30	≥ 0,020	≤ 0,30	≤ 0,010	0,040	≤ 0,02	≤ 0,70	–
P235GH	1.0345	≤ 0,16	≤ 0,35	≤ 1,20	0,025	0,020	≤ 0,30	≤ 0,08	≤ 0,30	≥ 0,020	≤ 0,30	≤ 0,010	0,040	≤ 0,02	≤ 0,70	–
P265GH	1.0425	≤ 0,20	≤ 0,040	≤ 1,40	0,025	0,020	≤ 0,30	≤ 0,08	≤ 0,30	≥ 0,020	≤ 0,30	≤ 0,010	0,040	≤ 0,02	≤ 0,70	–
20MnNb6	1.0471	≤ 0,22	0,15 a 0,35	1,00 a 1,50	0,025	0,020	–	–	–	≤ 0,060	≤ 0,30	0,015 a 0,10	–	–	–	–
16Mo3	1.5415	0,12 a 0,20[a]	≤ 0,35	0,40 a 0,90	0,025	0,020	≤ 0,30	0,25 a 0,35	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	–	–	–
8MoB5-4	1.5450	0,06 a 0,10	0,10 a 0,35	0,60 a 0,80	0,025	0,020	≤ 0,20	0,40 a 0,50	–	≤ 0,060	≤ 0,30	–	0,060	–	–	B=0,002 a 0,006
14MoV63	1.7715	0,10 a 0,15	0,15 a 0,35	0,40 a 0,70	0,025	0,020	0,30 a 0,60	0,50 a 0,70	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	0,22 a 0,28	–	–
10CrMo5-5	1.7338	≤ 0,15	0,50 a 1,00	0,30 a 0,60	0,025	0,020	1,00 a 1,50	0,45 a 0,65	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	–	–	–
13CrMo4-5	1.7335	0,10 a 0,17[a]	≤ 0,35	0,40 a 0,70	0,025	0,020	0,70 a 1,15	0,40 a 0,60	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	–	–	–
10CrMo9-10	1.7380	0,08 a 0,14	≤ 0,50	0,30 a 0,70	0,025	0,020	2,00 a 2,50	0,90 a 1,10	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	.	–	–
11CrMo9-10	1.7383	0,08 a 0,15	≤ 0,50	0,40 a 0,80	0,025	0,020	2,00 a 2,50	0,90 a 1,10	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	.	–	–
25CrMo4	1.7218	0,22 a 0,29	≤ 0,40	0,60 a 0,90	0,025	0,020	0,90 a 1,20	0,15 a 0,30	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	–	–	–
20CrMoV13-5-5	1.7779	0,17 a 0,23	0,15 a 0,35	0,30 a 0,50	0,025	0,020	3,00 a 3,30	0,50 a 0,60	≤ 0,30	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	0,45 a 0,55	–	–
15NiCuMoNb5-6-4	1.6368	≤ 0,17	0,25 a 0,50	0,80 a 1,20	0,025	0,020	≤ 0,30	0,25 a 0,50	1,00 a 1,30	≤ 0,050	0,50 a 0,80	0,015 a 0,045	–	–	–	–
X11CrMo5+I X11CrMo5+NT1 X11CrMo5+NT2	1.7362+I 1.7362+NT1 1.7362+NT2	0,08 a 0,15	0,15 a 0,50	0,30 a 0,60	0,025	0,020	4,00 a 6,00	0,45 a 0,65		≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	–	–	–
X11CrMo9-1+I X11CrMo9-1+NT	1.7386+I 1.7386+NT	0,08 a 0,15	0,25 a 1,00	0,30 a 0,60	0,025	0,020	8,00 a 10,00	0,90 a 1,10		≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	–	–	–
X10CrMoVNb9-1	1.4903	0,08 a 0,12	0,20 a 0,50	0,30 a 0,60	0,020	0,010	8,00 a 9,50	0,85 a 1,05	≤ 0,40	≤ 0,040	≤ 0,30	0,06 a 0,10	–	0,18 a 0,25	–	N=0,030 a 0,070
X20CrMoV11-1	1.4922	0,17 a 0,23	0,15 a 0,50	≤ 1,00	0,025	0,020	10,00 a 12,50	0,80 a 1,20	0,30 a 0,80	≤ 0,040	≤ 0,30	–	–	0,25 a 0,35	–	–

ANEXO XVII — Catálogo Almesa (1/3)

GRUPO ALMESA

Tubo acero al carbono EN (DIN)

Tubos de acero sin soldadura EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175). Características mecánicas

EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175)

Características mecánicas

Designación del acero		Ensayo de tracción			
Simbólica	Numérica	Límite elástico superior R_{eH} o $R_{p0,2}$ mín. para un espesor de pared T mín.			
		T ≤ 16	16 ≤ T < 40	40 ≤ T < 60	60 ≤ T ≤ 100
		MPa*	MPa*	MPa*	MPa*
P195GH	1.0348	195	–	–	–
P235GH	1.0345	235	225	215	–
P265GH	1.0425	265	255	245	–
20MnNb6	1.0471	355	345	335	–
16Mo3	1.5415	280	270	260	–
8MoB5-4	1.5450	400	–	–	–
14MoV6-3	1.7715	320	320	310	–
10CrMo5-5	1.7338	275	275	265	–
13CrMo4-5	1.7335	290	290	280	–
10CrMo9-10	1.7380	280	280	270	–
11CrMo9-10	1.7383	355	355	355	–
25CrMo4	1.7218	345	345	345	–
20CrMoV13-5-5	1.7779	590	590	590	–
15NiCuMoNb5-6-4	1.6368	440	440	440	440[e]
X11CrMo5+I	1.7362+I	175	175	175	175
X11CrMo5+NT1	1.7362+NT1	280	280	280	280
X11CrMo5+NT2	1.7362+NT2	390	390	390	390
X11CrMo9-1+I	1.7386+I	210	210	210	–
X11CrMo9-1+NT	1.7386+NT	390	390	390	–
X10CrMoVNb9-1	1.4903	450	450	450	450
X20CrMoV11-1	1.4922	490	490	490	490

a l= longitudinal t=transversal
b A verificar cuando se ha(n) especificado la(s) opción(es) 4 y/o 5, salvo cuando aplica la nota f.
c Opción: Debe verificarse la energía de rotura
d Opción: Debe verificarse la energía de rotura longitudinal
b Para espesores de pared 60 mm < T ≤ 80 mm
f El ensayo de flexión por choque es obligatorio para espesores de pared T ≥ 16 mm
* 1MPa= 1N/mm²

ANEXO XVIII — Catálogo Almesa (2/3)

Tubo acero al carbono EN (DIN)

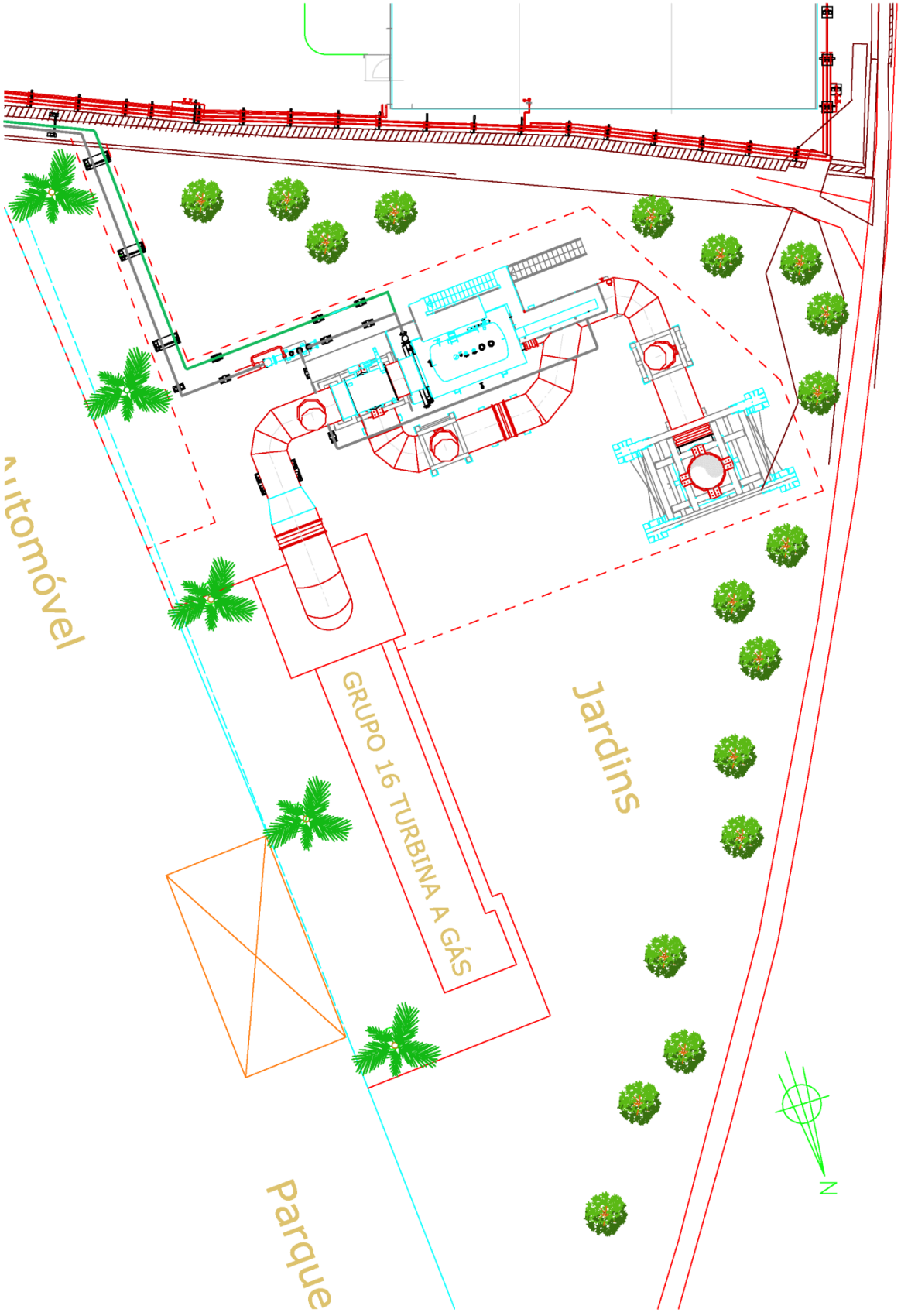
Tubos de acero sin soldadura EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175). Variación del límite elástico con la temperatura

EN 10216-2 (DIN 2448/DIN 17175)

Valores mínimos del límite elástico convencional $R_p0,2$ a temperatura elevada

Designación del acero		Espesor de pared mm	Límite elástico convencional Rp0,2 (Mpa) mínimo a la temperatura de (ºC)			
Simbólica	Numérica		100	150	200	250
P195GH	1.0348	≤ 16	175	165	150	130
P235GH	1.0345	≤ 60	198	187	170	150
P265GH	1.0425	≤ 60	226	213	192	171
20MnNb6	1.0471	≤ 60	312	292	264	241
16Mo3	1.5415	≤ 60	243	237	224	205
8MoB5-4	1.5450	≤ 16	368	368	368	368
14MoV6-3	1.7715	≤ 60	282	276	267	241
10CrMo5-5	1.7338	≤ 60	240	228	219	208
13CrMo4-5	1.7335	≤ 60	264	253	245	236
10CrMo9-10	1.7380	≤ 60	249	241	234	224
11CrMo9-10	1.7383	≤ 60	323	312	304	296
25CrMo4	1.7218	≤ 60	–	315	305	295
20CrMoV13-5-5	1.7779	≤ 60	–	575	570	560
15NiCuMoNb5-6-4	1.6368	≤ 80	422	412	402	392
X11CrMo5+I	1.7362+I	≤ 100	156	150	148	147
X11CrMo5+NT1	1.7362+NT1	≤ 100	245	237	230	223
X11CrMo5+NT2	1.7362+NT2	≤ 100	366	350	334	332
X11CrMo9-1+I	1.7386+I	≤ 60	187	186	178	177
X11CrMo9-1+NT	1.7386+NT	≤ 60	363	348	334	330
X10CrMoVNb9-1	1.4903	≤ 100	410	395	380	370
X20CrMoV11-1	1.4922	≤ 100	–	–	430	415

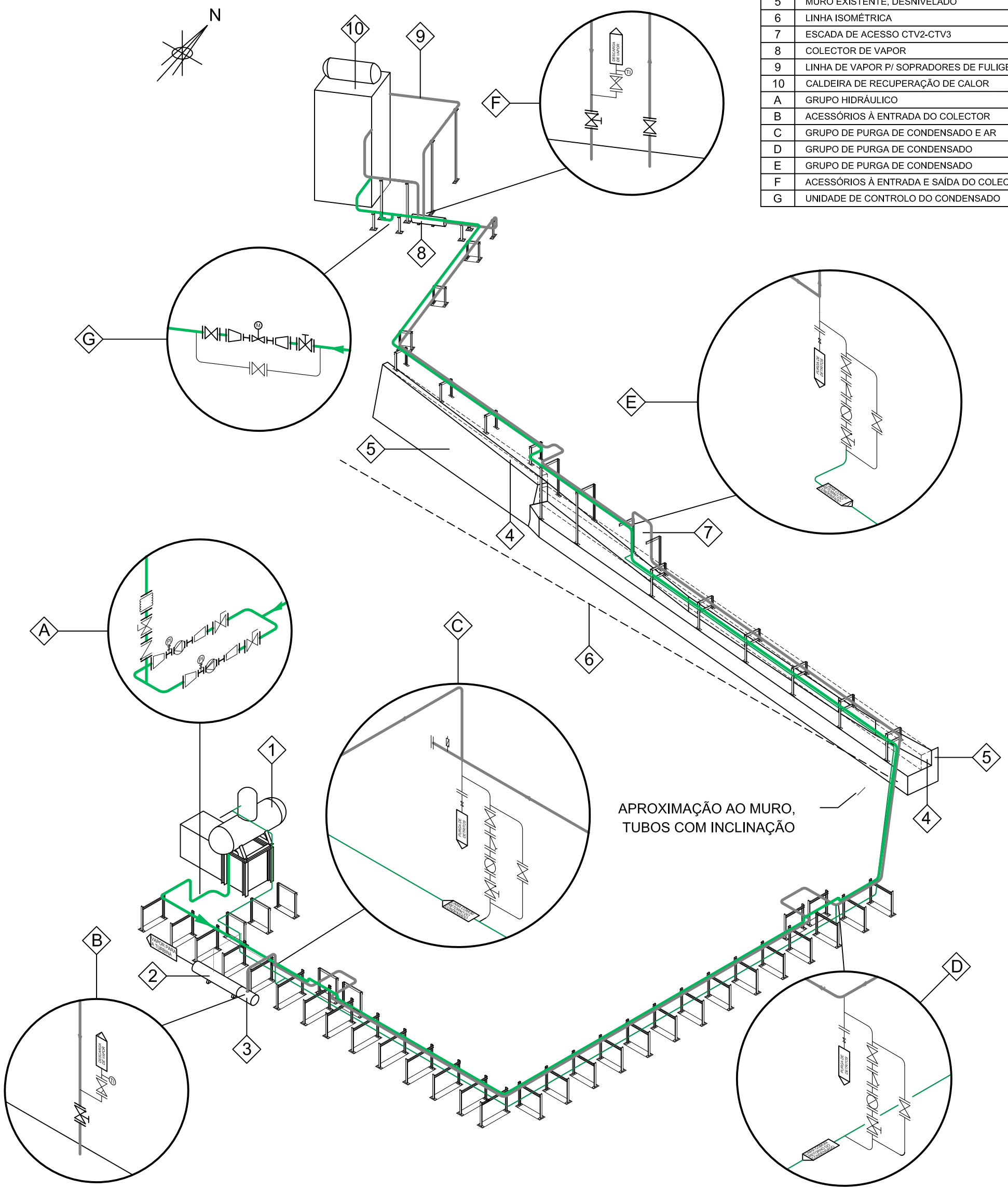
ANEXO XIX — Catálogo Almesa (3/3)



ANEXO XX — Planta da caldeira com a turbina a gás e respectiva tubagem

LINHA DE VAPOR E LINHA COMUM DO RETORNO DO CONDENSADO DEVEM SER INSTALADAS COM A INCLINAÇÃO DESCENDENTE DE 1:100

Pos.	LEGENDA
	L. DE CONDENSADO; L. COMUM RETORNO COND.
	LINHA DE VAPOR
1	TANQUE DE ALIMENTAÇÃO ÀS CALDEIRAS
2	COLECTOR DE VAPOR PRINCIPAL
3	ZONA EXTRA COLECTORA A SER REABILITADA
4	CONSTRUÇÃO RECOMENDADA DO MURO
5	MURO EXISTENTE, DESNIVELADO
6	LINHA ISOMÉTRICA
7	ESCADA DE ACESSO CTV2-CTV3
8	COLECTOR DE VAPOR
9	LINHA DE VAPOR P/ SOPRADORES DE FULIGEM
10	CALDEIRA DE RECUPERAÇÃO DE CALOR
A	GRUPO HIDRÁULICO
B	ACESSÓRIOS À ENTRADA DO COLECTOR
C	GRUPO DE PURGA DE CONDENSADO E AR
D	GRUPO DE PURGA DE CONDENSADO
E	GRUPO DE PURGA DE CONDENSADO
F	ACESSÓRIOS À ENTRADA E SAÍDA DO COLECTOR
G	UNIDADE DE CONTROLO DO CONDENSADO



CIRCUITO COM PROPORÇÃO REAL. SEM ANOTAÇÕES.

Responsável:	Desenho: Rúben Ferreira	Instalação Hidráulica e respectiva Linha de água, vapor e acessórios	Data: ____/____/____	Nome Ficheiro: Isométrico_geral

Este desenho é propriedade do autor, no âmbito do projecto realizado para a Central Térmica da Vitória, com o apoio da Empresa de Electricidade da Madeira - EEM. Não é permitido a sua réplica, comunicação ou transmissão de dados a terceiros sem o consentimento do mesmo.

ISOMETRIA DO PROJECTO DE COGERAÇÃO

DESENHO N.º:	Escala --	Folha 1/1