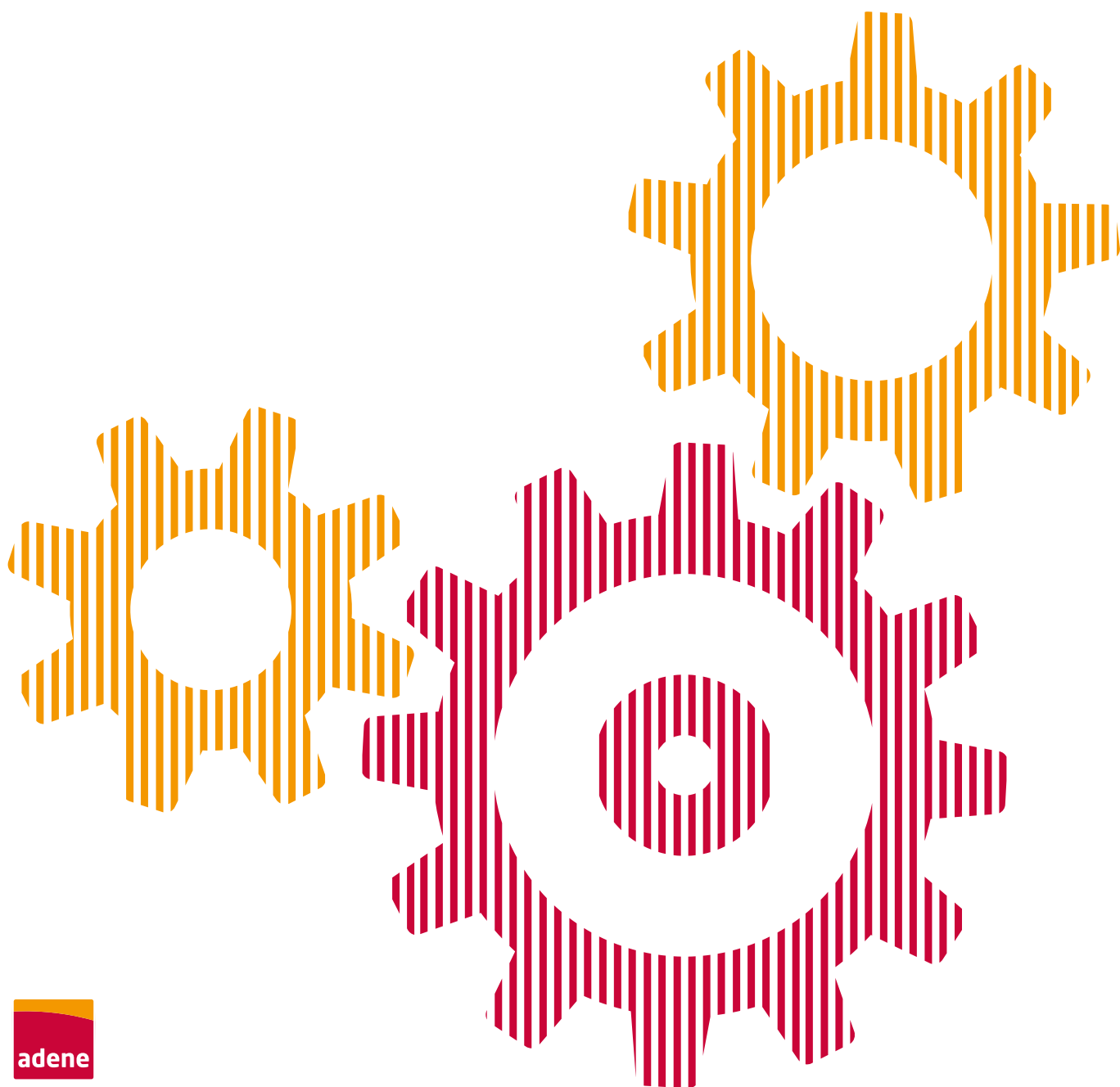


MANUAL DE

AUDITORIAS ENERGÉTICAS NA INDÚSTRIA



Agência para a Energia

PREFÁCIO

Com a alteração significativa dos processos industriais, a estrutura de custos da maioria das empresas fabris tem-se vindo a alterar e adaptar a um novo modelo onde prevalece a especialização, favorecendo o trabalho em rede e o outsourcing. Neste contexto, tendem a diminuir os custos internos de funcionamento e a aumentar as contratações externas de serviços. Tipicamente, as áreas privilegiadas para o outsourcing são as de recursos humanos, a financeira, a área estratégica, o marketing e as vendas, a parte administrativa, o apoio jurídico, e, mesmo, a produção e a logística.

A energia continua a constituir um custo interno das empresas, um custo variável com termos fixos, e a ser responsável por uma fatia considerável dessa estrutura de custos que, em alguns setores de atividade, pode mesmo chegar aos 50%. Esta perceção é fundamental para se perceber bem o papel das auditorias energéticas na indústria, a sua contribuição para o conhecimento real das necessidades de cada unidade de produção e do seu consumo, bem como das medidas concretas e aplicáveis a cada setor, sistema ou equipamento, de forma a tornar as indústrias menos dependentes da energia, mas sobretudo, mais competitivas.

A auditoria isoladamente já é uma ferramenta importante de diagnóstico, mas se for utilizada só desta maneira não esgota a potencialidade que encerra dentro de si. Por esta razão as auditorias vêm sempre, ou quase sempre, integradas num procedimento mais global que inclui também: 1) a existência de sistemas e equipamentos de medição e contagem; 2) a contabilidade e o registo dos consumos e respetivos custos, incluindo dos principais consumidores da empresa; 3) o diagnóstico ou a auditoria energética; 4) um plano de racionalização de consumos ou de implementação das medidas identificadas na auditoria; 5) o conhecimento e a capacidade de mobilizar os instrumentos financeiros e captar os investimentos necessários para operacionalizar as medidas; e, 6) verificação e monitorização contínua ou frequente que possa acompanhar o progresso da implementação das medidas e aferir o seu sucesso ou a necessidade da sua correção.

A auditoria pode e deve ser simplificada e tão automatizada quanto possível, passando para a esfera de responsabilidade das empresas a instalação de sistemas centralizados de gestão e sistemas específicos, sempre que se justifique, auditáveis ou sujeitos a acreditação, de forma a possibilitar, com recurso às novas tecnologias de TIC, o acompanhamento remoto do comportamento energético das unidades industriais, tanto pela própria empresa como pelos auditores externos. Isto permite, no futuro, reduzir os custos com medições e levantamento de dados. Apesar disto, continuo a defender a existência de uma área ou de um departamento técnico dentro da fábrica que se responsabilize e que conheça bem os sistemas e os consumidores de energia internos.

Nesta ótica, não posso deixar de saudar o lançamento deste Manual de Auditorias Energéticas na Indústria, pela sua oportunidade, em pleno ambiente de transição energética, e pela circunstância feliz de existirem, em simultâneo, um conjunto significativo de pessoas realmente preocupadas e atentas a este assunto.

João Correia Bernardo
Diretor Geral de Energia e Geologia

ÍNDICE

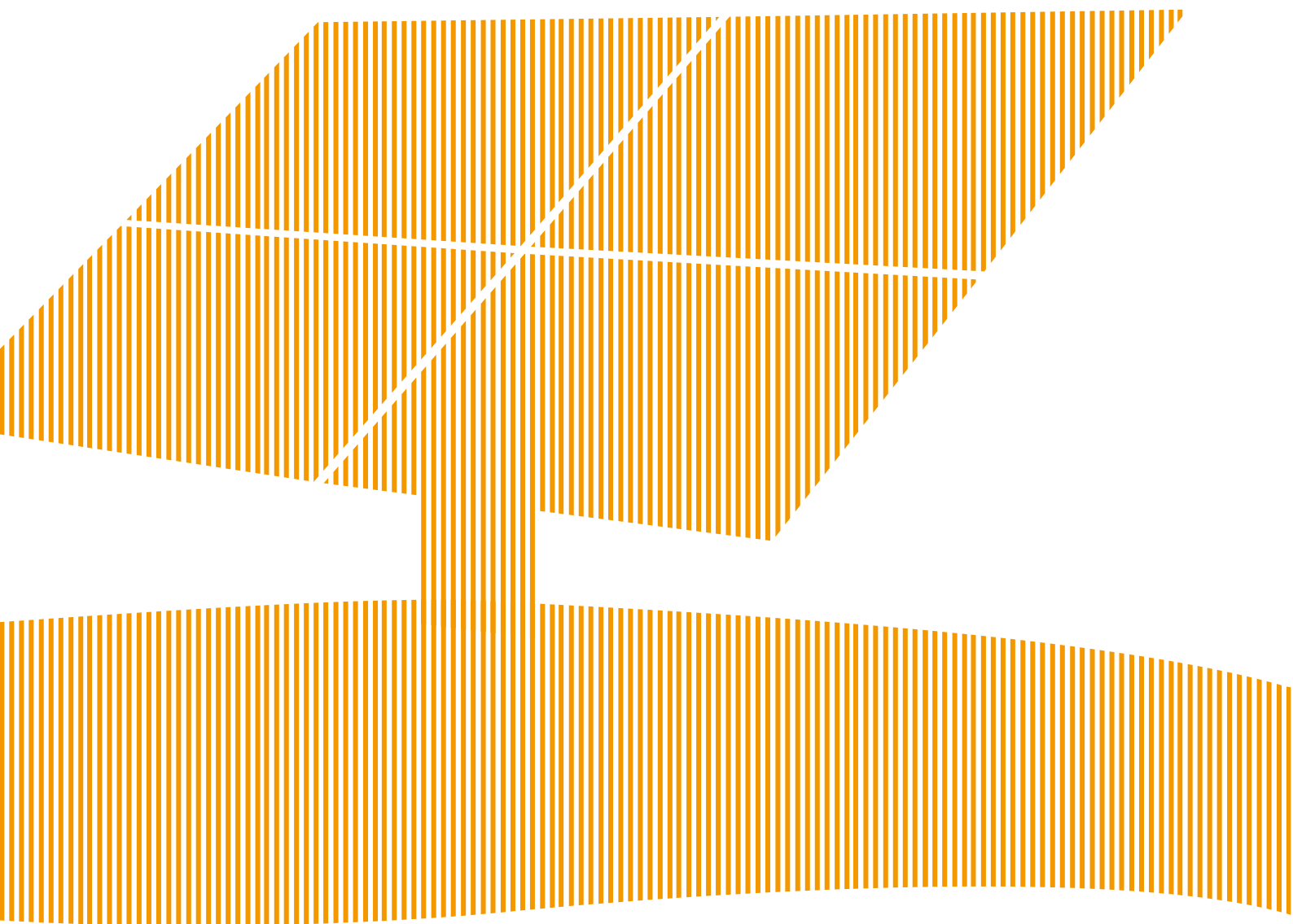
1. Introdução	6
2. Gestão de Energia e Auditoria Energética	48
3. Avaliação de Desempenho Energético	116
4. Oportunidades de Redução dos Consumos Energéticos nos Principais Setores de Atividade	318
5. Sistema Internacional de Unidades	404



A decorative graphic on the left side of the page. It consists of a vertical orange line that starts from a wavy, orange-hatched base at the bottom and extends upwards. The base is composed of several horizontal segments of varying heights, creating a stepped, wavy effect. The hatching is made of fine, parallel orange lines.

1.

Introdução



ÍNDICE

1. Introdução

1.1 Fundamentos de Energia	12
1.1.1 Definição de Energia	12
1.1.2 Formas de Energia	12
1.1.2.1 Combustíveis Líquidos	12
1.1.2.2 Combustíveis Sólidos	13
1.1.2.3 Combustíveis Gasosos	13
1.1.2.4 Energia Elétrica	14
1.1.3 Conservação de Energia	14
1.2 Conceitos Básicos de Energia Elétrica	16
1.2.1 Corrente Contínua	16
1.2.2 Corrente Alternada	16
1.2.3 Intensidade de Corrente	16
1.2.4 Tensão Elétrica	16
1.2.4.1 Resistência Elétrica	16
1.2.5 Lei de Ohm	16
1.2.6 Frequência	16
1.2.7 Potência Aparente	18
1.2.7.1 Potência Reativa	18
1.2.8 Potência Ativa	18
1.2.9 Fator de Potência	18
1.2.10 Energia	19
1.3 Fatura de Energia Elétrica	20
1.3.1 Parcelas numa fatura de energia	22
1.3.1.1 Potência Contratada	22
1.3.1.2 Potência em Horas de Ponta	22
1.3.1.3 Tarifa de Acesso às Redes	22
1.3.1.4 Tarifa de Energia	23
1.3.1.5 Tarifa de Comercialização	23
1.3.1.6 Energia Reativa	23
1.3.2 Períodos Horários	24
1.4 Conceitos Básicos de Energia Térmica	30
1.4.1 Temperatura	30
1.4.2 Pressão	30
1.4.3 Calor	31
1.4.4 Calor Específico	31
1.4.5 Calor Sensível	31
1.4.6 Mudança de Fase	32

1.4.7	Calor Latente	32
1.4.8	Humidade do ar	32
1.4.9	Humidade de determinado material ou substância no estado sólido	33
1.4.10	Conservação de Energia	33
1.4.11	Poder Calorífico	33
1.4.12	Transferência de calor	34
1.5	Fatura de Energia Térmica - Gás Natural	36
1.5.1	Tarifário de Energia Térmica: Gás Natural	37
1.5.1.1	Escalões Tarifários	37
1.5.1.2	Custo de Energia	38
1.5.1.3	Tarifa de Acesso às Redes	38
1.5.1.4	Taxa de Ocupação do Subsolo	39
1.6	Fator de Correção	40
1.6.1	Unidades & Conversões	40

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.3.1 Estrutura do preço de fornecimento de eletricidade no mercado liberalizado	20
Figura 1.5.1 Preço de fornecimento de gás natural no mercado regulado e no mercado liberalizado	36

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1.3.1 Tipologia de ciclos de contagem para efeitos de definição dos períodos horários	24
Tabela 1.3.2 Ciclo semanal para todos os fornecimentos em Portugal Continental em 2019	25
Tabela 1.3.3 Ciclo semanal opcional para MAT, AT e MT em Portugal Continental em 2019	26
Tabela 1.3.4 Ciclo diário opcional para BTE e BTN em Portugal Continental em 2019	27
Tabela 1.3.5 Ciclo diário transitório para AT e MT em Portugal Continental em 2019	27
Tabela 1.3.6 Ciclo diário para todos os fornecimentos na Região Autónoma dos Açores	28
Tabela 1.3.7 Ciclo diário opcional para MT e BTE na Região Autónoma dos Açores	28
Tabela 1.3.8 Ciclo diário para todos os fornecimentos na Região Autónoma da Madeira	29
Tabela 1.3.9 Ciclo diário opcional para AT, MT e BTE na Região Autónoma da Madeira	29
Tabela 1.5.1 . Identificação dos Escalões Nacionais de Consumo de Gás Natural	38
Tabela 1.6.1 Poderes Caloríficos Inferiores e Fatores de Emissão para Combustíveis	42

1.1

Fundamentos de Energia

1.1.1

DEFINIÇÃO DE ENERGIA

A Energia é uma grandeza física que se define, tradicionalmente, como a capacidade de produzir um trabalho, realizar uma ação ou movimento. E o Trabalho é a transferência de energia de uma forma para outra.

Em termos práticos, a energia é fundamental no nosso dia-a-dia: quando exercitamos os músculos, quando utilizamos a eletricidade ou os dispositivos mecânicos, como os automóveis.

Existem diversas formas de energia: elétrica, mecânica, nuclear, química e térmica.

1.1.2

FORMAS DE ENERGIA

Os combustíveis industriais na sua forma natural ou produzidos artificialmente podem encontrar-se no estado sólido, líquido ou gasoso.

A seleção do combustível mais adequado depende de vários fatores, tais como disponibilidade, armazenamento, manuseamento, poluição e custo do combustível.

O conhecimento das propriedades ajuda na seleção do combustível. As seguintes características, determinadas por testes de laboratório, são geralmente utilizadas para avaliar a natureza e a qualidade dos combustíveis.

1.1.2.1 Combustíveis Líquidos

Os combustíveis líquidos como o fuelóleo, o gasóleo, o querosene, as parafinas e os álcoois (como subprodutos) são frequentemente utilizados em aplicações industriais.

Como principais propriedades dos combustíveis líquidos destacam-se a densidade, a viscosidade, o poder calorífico, inferior e superior, os teores de enxofre, de água e de

sedimentos, o ponto de inflamação (“*flash point*”) e a toxicidade.

Os combustíveis líquidos são queimados em queimadores que os pulverizam e misturam com o ar. Quando se trata de combustíveis líquidos, muito viscosos à temperatura ambiente (como o fuelóleo), torna-se necessário aquecê-los previamente (a cerca de 70–80°C), para os tornar suficientemente fluidos e permitir, assim, a sua alimentação aos queimadores e sua pulverização.

| 1.1.2.2 Combustíveis Sólidos

Carvão, coque de petróleo, madeira, pó de cortiça e outros resíduos industriais sólidos são exemplos de combustíveis sólidos habitualmente consumidos em processo industriais.

As principais características dos combustíveis sólidos incluem o poder calorífico, o teor de humidade, os teores de cinzas, de matéria volátil e de carbono fixo e a granulometria.

Os combustíveis sólidos são queimados frequentemente em grelhas, com alimentação de combustível e descargas das cinzas, manuais ou automáticas. Quando pulverizados, os combustíveis sólidos queimam-se, por vezes, em câmaras específicas, que permitem a utilização duma vasta gama de combustíveis.

| 1.1.2.3 Combustíveis Gasosos

Os combustíveis gasosos são misturas de hidrocarbonetos gasosos com H_2 , CO , N_2 e outros gases em percentagem inferior.

Combustíveis gasosos como o gás natural, gases de petróleo liquefeitos (propano e butano, principalmente), acetileno, etc., são frequentemente encontrados em processos industriais. Outros exemplos de combustíveis deste tipo, menos utilizados, são o gás de alto-forno, o gás de coque e o gás de gasogénio (resultante da gaseificação de combustíveis sólidos, como por exemplo o coque e a antracite).

Os combustíveis gasosos são de utilização extremamente versátil, em particular nos aspetos de alimentação e controlo de combustão. Os riscos de explosão e incêndio são, no entanto, mais elevados que para os restantes combustíveis, devido a possíveis fugas.

Podem ser transportados em “*pipeline*” à pressão próxima da atmosférica, ou comprimidos (ou liquefeitos) em recipientes capazes de suportar elevadas pressões. O poder calorífico, a densidade, o limite de inflamabilidade, a temperatura

de ebulição à pressão atmosférica, o ponto de inflamação, o peso molecular, o calor de vaporização e o calor específico são as principais características dos combustíveis gasosos.

| 1.1.2.4 Energia Elétrica

A utilização de energia elétrica é indispensável ao funcionamento de qualquer unidade industrial e é muitas vezes indicativo da evolução do volume de produção.

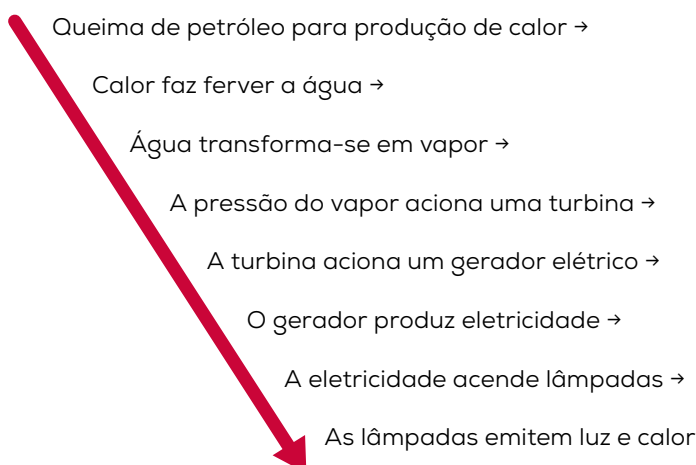
A sua produção poderá ser a partir de diferentes tecnologias e formas de energia primária (carvão, gás natural, fuelóleo, gasóleo, água, vento, sol, biomassa, resíduos). Em Portugal, paralelamente às antigas centrais térmicas e hídricas de grande dimensão, existem outras instalações produtoras de menor potência, no âmbito da cogeração ou da produção de origem renovável.

A produção de eletricidade tem por base dois regimes legais: produção em regime ordinário (PRO), relativa à produção de eletricidade através das fontes tradicionais não renováveis e em grandes centros electroprodutores hídricos; e produção em regime especial (PRE), relativa à cogeração e à produção elétrica a partir da utilização de fontes de energia renováveis.

1.1.3 CONSERVAÇÃO DE ENERGIA

A energia é parte ativa na rotina diária. Utilizamos energia em praticamente tudo que fazemos: a ver televisão, a ouvir música, para confeccionar alimentos, para trabalhar, para iluminar a casa e a cidade. Desta forma, é difícil imaginar passar um dia inteiro sem energia.

De seguida apresenta-se um exemplo clássico de transformação de diferentes tipos de energia em calor e energia elétrica.



Quanto maior é o número de etapas de conversão, menor é a eficiência energética global do sistema.

É importante referir que o conceito de **conservação de energia**, que muitas vezes aparece associado à utilização de energia na Indústria ou em qualquer outro setor de atividade, não significa redução da produção ou eliminação de serviços existentes, mas antes uma utilização mais eficiente das fontes de energia disponíveis.

1.2

Conceitos Básicos de Energia Elétrica

1.2.1

CORRENTE CONTÍNUA

A corrente contínua (DC) é o fluxo ordenado de elétrons numa direção (unidirecional).

Caracteriza-se por: ser polarizada (tem um polo negativo e outro positivo), a direção do fluxo de cargas negativas e positivas não se alterar com o tempo, a direção da corrente (direção do fluxo de cargas positivas) permanecer constante ao longo do tempo e a diferença de potencial (tensão) entre os dois pontos do circuito não alterar a polaridade com o tempo.

Este tipo de corrente é produzido por baterias de automóveis, baterias pequenas e pilhas.

1.2.2

CORRENTE ALTERNADA

A corrente alternada (CA) é uma corrente elétrica cujo sentido varia no tempo.

O sentido da corrente inverte periodicamente com o tempo e a tensão entre dois pontos do circuito altera a polaridade ao longo do tempo.

Em 50 ciclos CA a corrente inverte o sentido 100 vezes por segundo (duas vezes por ciclo).

A energia elétrica produzida por geradores é um exemplo deste tipo de corrente.

1.2.3

INTENSIDADE DE CORRENTE

O ampere (A) é a unidade de medida do Sistema Internacional de Unidades de

intensidade de corrente elétrica. É a intensidade de uma corrente que, mantida entre dois condutores paralelos, retilíneos, de comprimento infinito, seção circular desprezível e colocados a 1 metro de distância um do outro no vácuo, produz uma força especificada.

1.2.4 TENSÃO ELÉTRICA

O volt (V) é a unidade de tensão elétrica do Sistema Internacional de Unidades.

Tensão elétrica é a diferença de potencial elétrico entre dois pontos ou a diferença em energia elétrica potencial por unidade de carga elétrica entre dois pontos.

| 1.2.4.1 Resistência Elétrica

A resistência elétrica é a capacidade de um corpo reagir à passagem de corrente elétrica quando existe uma diferença de potencial.

A resistência elétrica é expressa em ohm (Ω) e pode ser determinada da seguinte forma:

$$\text{Resistência } (\Omega) = \frac{\text{Diferença de Potencial (V)}}{\text{Intensidade de Corrente (A)}}$$

Uma resistência submetida a uma tensão de um volt, na qual circula uma corrente de um ampere, possui o valor de 1 ohm.

1.2.5 LEI DE OHM

A lei de Ohm afirma que a razão entre a diferença de potencial e a intensidade da corrente é constante para condutores metálicos mantidos a temperatura constante.

1.2.6 FREQUÊNCIA

A frequência é a grandeza que indica o número de ocorrências por unidade de tempo. A unidade do Sistema Internacional de frequência é o hertz (Hz), que equivale a um ciclo por segundo.

1.2.7 POTÊNCIA APARENTE

A potência aparente, expressa em quilovolt-ampere (kVA), é a potência total fornecida pelo sistema e pode ser determinada pelas seguintes expressões:

$$\text{Circuito Monofásico: Potência Aparente (kW)} = \frac{\text{Tensão Simples} \times \text{Corrente}}{1\ 000}$$

$$\text{Circuito Trifásico: Potência Aparente (kVA)} = \frac{\sqrt{3} \times \text{Tensão Composta} \times \text{Corrente}}{1\ 000}$$

1.2.7.1 Potência Reativa

A potência reativa, expressa em quilovolt-ampere reativo (kVAr), é a potência consumida por reactâncias indutivas ou capacitivas no armazenamento de energia. Apesar de não produzir trabalho, é essencial para o funcionamento de motores e outros equipamentos.

Numa instalação industrial os principais responsáveis pelo consumo de energia reativa são motores elétricos, balastros, transformadores e fornos de indução.

1.2.8 POTÊNCIA ATIVA

A potência ativa é a potência consumida na realização de trabalho e expressa-se em quilowatt (kW).

$$\text{Circuito Monofásico: Potência Activa (kW)} = \frac{\text{Tensão Simples} \times \text{Corrente} \times \text{Factor de potência}}{1\ 000}$$

$$\text{Circuito Trifásico: Potência Activa (kW)} = \frac{\sqrt{3} \times \text{Tensão Simples} \times \text{Corrente} \times \text{Factor de potência}}{1\ 000}$$

1.2.9 FATOR DE POTÊNCIA

O fator de potência traduz a eficiência de um sistema na utilização da energia elétrica e define-se pelo quociente entre a potência ativa e a potência aparente.

$$\text{Factor de Potência (cos } \varphi) = \frac{\text{Potência Activa (kW)}}{\text{Potência Aparente (kVA)}}$$

O fator de potência é adimensional e pode variar entre 0 e 1. Se $\cos \varphi = 1$, toda a energia fornecida pela fonte é consumida pela carga, sendo o sistema eficiente. Quando $\cos \varphi = 0$, o fluxo de energia não realiza trabalho (potência reativa) sendo indesejável para a instalação.

A correção do fator de potência para valores próximos da unidade efetua-se com a instalação de baterias de condensadores.

1.2.10 ENERGIA

Energia é definida como “a capacidade de realizar trabalho”.

O quilowatt-hora (kWh) é a unidade de medida de energia normalmente utilizada. Um kWh é a quantidade de energia utilizada para alimentar uma carga com potência de um quilowatt pelo período de uma hora.

Exemplo: A monitorização de um motor elétrico trifásico permitiu concluir que a corrente média absorvida foi de 50 A apresentando um fator de potência de 0,90.

Determine o consumo elétrico horário deste equipamento.

$$\text{Consumo de Energia (kWh)} = \frac{\sqrt{3} \times \text{Tensão Composta (V)} \times \text{Corrente (A)} \times \text{Factor de potência}}{1\,000} \times \text{Horas funcionamento}$$

$$\text{Consumo de Energia} = \frac{\sqrt{3} \times 400 \times 50 \times 0,90}{1\,000} \times 1 = 31,2 \text{ kWh}$$

1.3

Fatura de Energia Elétrica

No geral, o preço de fornecimento de eletricidade numa fatura de energia elétrica pode ser dividida em 3 parcelas: a Tarifa de Acesso às Redes, a Energia e as Taxas e Impostos.

A Tarifa de Acesso às Redes diz respeito ao preço da utilização de infraestruturas desde a produção ao consumo, e inclui várias parcelas conforme se pode ver na Figura 1.3.1. Esta tarifa é regulada e aprovada pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (ERSE). Por outro lado, a parcela de Energia é definida pelo comercializador e inclui a Tarifa de Energia (aquisição de energia no mercado ibérico de eletricidade, MIBEL) e Tarifa de Comercialização, constituída pela margem do comercializador. As Taxas e Impostos são pagos ao Estado Português e incluem o Imposto Especial de Consumo (IEC) e o Imposto sobre o Valor Acrescentado (IVA). Adicionalmente, é cobrada a Taxa de Exploração para a Direção-Geral de Energia e Geologia (DGEG) e, em alguns casos, é cobrada a Contribuição Audiovisual (CAV).

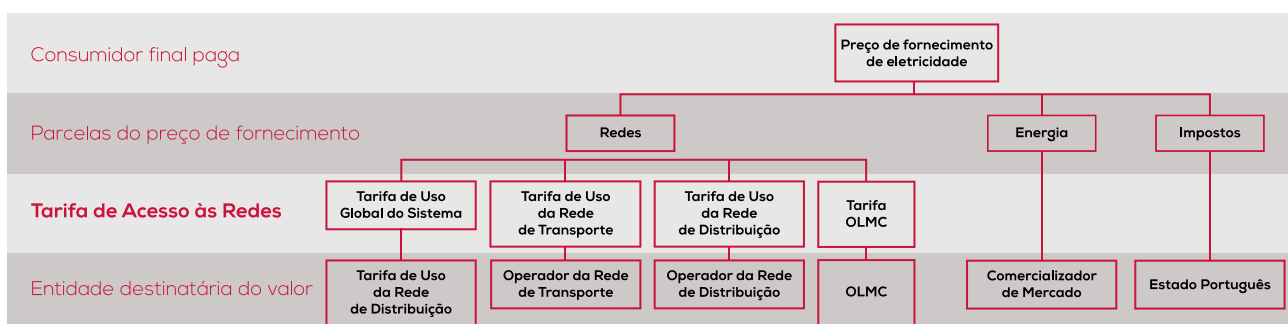


Figura 1.3.1 – Estrutura do preço de fornecimento de eletricidade no mercado liberalizado (Adaptado de [1])

Importa referir que a estrutura tarifária é igual no mercado livre e no regulado. No mercado regulado a tarifa é designada por tarifa regulada ou Tarifa de Venda a Clientes Finais sendo revista trimestralmente pela ERSE. No mercado livre, os comercializadores podem definir a parcela de Energia a contratar aos seus clientes razão pela qual as ofertas tarifárias são diferentes e dependentes do comercializador.

A informação e parcelas incluídas numa fatura de eletricidade diferem consoante os diferentes níveis de tensão relativas à distribuição de energia elétrica. Existem 5 níveis de tensão – Muita Alta Tensão (MTA), Alta Tensão (AT), Média Tensão (MT), Baixa Tensão Especial (BTE) e Baixa Tensão Normal (BTN).

Por exemplo: enquanto nos níveis de tensão MAT, AT, MT e BTE a fatura inclui a parcela da Potência dividida em Potência Contratada e Potência em Horas de Ponta, a Energia Ativa com preços diferenciados por trimestre e estrutura tetra-horária e a Energia Reativa (Indutiva e Capacitiva), o abastecimento em BTN não inclui a Potência em Horas de Ponta nem a divisão entre a Energia Ativa e Reativa.

Desta forma, a fatura de energia elétrica para os níveis de tensão MAT, AT, MT e BTE contém sempre a seguinte informação :

- Período de faturação;
- Condições, prazos e meios de pagamento;
- Potência Contratada (em kVA);
- Preço da Potência Contratada (em €/dia ou €/mês);
- Potência em Horas de Ponta (em kW);
- Preço de potência em horas de ponta (em €/dia ou €/mês);
- Quantidade de Energia Ativa consumida em Ponta, Cheia, Vazio Normal e Super Vazio (em kWh);
- Preço de energia ativa (em €/kWh) e o seu custo total (em €);
- Quantidade de energia para a tarifa de acesso às redes (em kWh);
- Preço da quantidade de energia da tarifa de acessos às redes (em €/kWh) e o seu custo total (em €);
- Quantidade de Energia Reativa (em kVArh);
- Preço de Energia Reativa Indutiva e Capacitiva (em €/kVArh);
- Imposto sobre Consumo de Eletricidade (em €/kWh);
- Contribuição audiovisual (em €);
- IVA (em €);
- O valor final a pagar pelo cliente (em €);
- Rotulagem de energia elétrica nomeadamente a contribuição de cada fonte de energia para o total de energia elétrica fornecida aos seus clientes no ano anterior e as emissões totais de CO₂ relativas à produção.

1.3.1

PARCELAS NUMA FATURA DE ENERGIA

1.3.1.1 Potência Contratada

É a potência que o comercializador disponibiliza ao cliente mediante os termos contratuais definidos.

Tendo em conta a potência licenciada e certificada da instalação, é escolhida pelo cliente tendo em conta o número e potência dos equipamentos elétricos instalados e o seu regime de funcionamento, em especial a simultaneidade.

1.3.1.2 Potência em Horas de Ponta

É a potência ativa média em horas de ponta durante o intervalo de tempo a que a fatura respeita.

A Potência em Horas de Ponta é definida pelo quociente entre a energia ativa fornecida em horas de ponta e o número de horas de ponta no intervalo de tempo a que a fatura respeita.

1.3.1.3 Tarifa de Acesso às Redes

A tarifa de acesso às redes é constituída pelas seguintes tarifas:

- **Tarifa de Uso Global do Sistema**, que integra os custos de interesse económico geral e política energética (CIEG) e é aplicada pelo operador de rede de transporte ao operador de rede de distribuição em MT e AT e aplicado pelos operadores de rede de distribuição na entrega aos clientes;
- **Tarifa de Uso da Rede de Transporte**, que constitui uma tarifa aplicada pelo operador de rede de transporte pela exploração, desenvolvimento e manutenção da rede de transporte;
- **Tarifa de Uso da Rede de Distribuição**, sendo uma tarifa para a atividade de distribuição de energia elétrica para a exploração, desenvolvimento e manutenção da rede de distribuição;
- **Tarifa de Operação Logística de Mudança de Comercializador (OLMC)**, para o custo da atividade de mudança de comercializador aprovado no Decreto-Lei n.º 38/2017, de 31 de março. Esta tarifa é composta por um preço de Potência Contratada.

Os comercializadores de eletricidade do mercado livre, faturam as tarifas de acesso às redes definidas pela Entidade Reguladora dos Serviços Energéticos (ERSE).

| 1.3.1.4 Tarifa de Energia

A tarifa de energia inclui o valor de aquisição de energia no Mercado Ibérico de Eletricidade pelo que é uma variável diferente em cada comercializador.

| 1.3.1.5 Tarifa de Comercialização

As tarifas de comercialização nos termos do Regulamento Tarifário são divididas pelos diferentes níveis de tensão e por tipo de fornecimento em BT, sendo a Tarifa de Comercialização AT/MT, Tarifa de Comercialização em BTE e Tarifa de Comercialização em BTN composta por um termo tarifário fixo (€/dia) e um termo variável da energia ativa (€/kWh).

Esta tarifa permite aos comercializadores aplicar os custos indiretos com a estrutura comercial, contratação, com o tratamento e disponibilização de dados, cobrança e gestão de cobranças e atendimento presencial e telefónico. É onde são recuperados os custos com, por exemplo, os sistemas informáticos, pessoal e funções de *back-office*.

Nas faturas de energia a tarifa de Energia e de Comercialização não se encontram separadas pelo que está incluído no termo fixo e variável.

Os clientes do mercado livre pagam a Tarifa de Acesso às Redes e negociam os preços de Energia e Comercialização com o comercializador pois estes preços são variáveis e dependem do comercializador.

| 1.3.1.6 Energia Reativa

Apenas há lugar a faturação de energia reativa nos fornecimentos em MAT, AT, MT e BTE.

A parcela de energia reativa numa fatura de energia elétrica está dividida em energia reativa indutiva e energia reativa capacitiva.

A energia reativa indutiva, por vezes designada de energia reativa consumida fora do vazio, é uma variável que deve ser utilizada na faturação do uso das redes nos períodos de fora de vazio, uma vez que a sua compensação possibilita a diminuição dos custos globais do sistema elétrico, quer ao nível da minimização das perdas de energia nos troços periféricos das redes, quer ao nível do seu sobredimensionamento. Enquanto que a energia reativa capacitiva, designada de energia reativa fornecida em vazio, a sua compensação por parte dos consumidores pode ser desejável nos períodos de vazio, uma vez que pode evitar sobretensões nos pontos de entrega.

1.3.2

PERÍODOS HORÁRIOS

Os preços por consumo de energia elétrica variam consoante as horas do dia e a utilização, bem como no período de verão e inverno.

O Regulamento Tarifário do Sector Elétrico considera os seguintes períodos tarifários:

- Períodos trimestrais:
 - Período I: de 1 de janeiro a 31 de março
 - Período II: de 1 de abril a 30 de junho
 - Período III: de 1 de julho a 30 de setembro
 - Período IV: de 1 de outubro a 31 de dezembro

- Períodos horários de entrega de energia elétrica:
 - Horas de Ponta
 - Horas Cheias
 - Horas de Vazio Normal
 - Horas de Super Vazio

Nas tabelas seguintes apresentam-se os períodos tarifários (ciclo diário e semanal) existentes em Portugal Continental e nas Regiões Autónomas dos Açores e Madeira.

Tabela 1.3.1 Tipologia de ciclos de contagem para efeitos de definição dos períodos horários
(Adaptado de [1])

Portugal Continental	Região Autónoma dos Açores	Região Autónoma da Madeira
Consumidores em MAT, AT e MT <ul style="list-style-type: none">- Ciclo semanal- Ciclo semanal opcional	Consumidores em MT e BTE <ul style="list-style-type: none">- Ciclo diário- Ciclo diário opcional	Consumidores em AT, MT e BTE <ul style="list-style-type: none">- Ciclo diário- Ciclo diário opcional
Consumidores em BTE e BTN <ul style="list-style-type: none">- Ciclo semanal- Ciclo diário	Consumidores em BTN <ul style="list-style-type: none">- Ciclo semanal- Ciclo diário	Consumidores em BTN <ul style="list-style-type: none">- Ciclo semanal- Ciclo diário

MAT - Muito Alta Tensão; AT - Alta Tensão; MT - Média Tensão; BTE - Baixa Tensão Especial; BTN - Baixa Tensão Normal

Tabela 1.3.2 Ciclo semanal para todos os fornecimentos em Portugal Continental em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclo semanal para todos os fornecimentos em Portugal Continental	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
De segunda-feira a sexta-feira	De segunda-feira a sexta-feira
Ponta: 09.30/12.00 h 18.30/21.00 h	Ponta: 09.15/12.15 h
Cheias: 07.00/09.30 h 12.00/18.30 h 21.00/24.00 h	Cheias: 07.00/09.15 h 12.15/24.00 h
Vazio Normal: 00.00/02.00 h 06.00/07.00 h	Vazio Normal: 00.00/02.00 h 06.00/07.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h
Sábado	Sábado
Cheias: 09.30/13.00 h 18.30/22.00 h	Cheias: 09.00/14.00 h 20.00/22.00 h
Vazio Normal: 00.00/02.00 h 06.00/09.30 h 13.00/18.30 h 22.00/24.00 h	Vazio Normal: 00.00/02.00 h 06.00/09.00 h 14.00/20.00 h 22.00/24.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h
Domingo	Domingo
Vazio Normal: 00.00/02.00 h 06.00/24.00 h	Vazio Normal: 00.00/02.00 h 06.00/24.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h

Tabela 1.3.3 Ciclo semanal opcional para MAT, AT e MT em Portugal Continental em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclos semanal opcional para MAT, AT e MT em Portugal Continental	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
De segunda-feira a sexta-feira	De segunda-feira a sexta-feira
Ponta: 17.00/22.00 h	Ponta: 14.00/17.00 h
Cheias: 00.00/00.30 h 07.30/17.00 h 22.00/24.00 h	Cheias: 00.00/00.30 h 07.30/14.00 h 17.00/24.00 h
Vazio normal: 00.30/02.00 h 06.00/07.30 h	Vazio Normal: 00.30/02.00 h 06.00/07.30 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h
Sábado	Sábado
Cheias: 10.30/12.30 h 17.30/22.30 h	Cheias: 10.00/13.30 h 19.30/23.00 h
Vazio Normal: 00.00/03.00 h 07.00/10.30 h 12.30/17.30 h 22.30/24.00 h	Vazio Normal: 00.00/03.30 h 07.30/10.00 h 13.30/19.30 h 23.00/24.00 h
Supervazio: 03.00/07.00 h	Supervazio: 03.30/07.30 h
Domingo	Domingo
Vazio Normal: 00.00/04.00 h 08.00/24.00 h	Vazio Normal: 00.00/04.00 h 08.00/24.00 h
Supervazio: 04.00/08.00 h	Supervazio: 04.00/08.00 h

Tabela 1.3.4 Ciclo diário opcional para BTE e BTN em Portugal Continental em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclo diário para BTE e BTN em Portugal Continental	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta: 09.00/10.30 h 18.00/20.30 h	Ponta: 10.30/13.00 h 19.30/21.00 h
Cheias: 08.00/09.00 h 10.30/18.00 h 20.30/22.00 h	Cheias: 08.00/10.30 h 13.00/19.30 h 21.00/22.00 h
Vazio Normal: 06.00/08.00 h 22.00/02.00 h	Vazio Normal: 06.00/08.00 h 22.00/02.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h

Tabela 1.3.5 Ciclo diário transitório para AT e MT em Portugal Continental em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclo diário para AT e MT em Portugal Continental	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta: 09.30/11.30 h 19.00/21.00 h	Ponta: 10.30/12.30 h 20.00/22.00 h
Cheias: 08.00/09.30 h 11.30/19.00 h 21.00/22.00 h	Cheias: 09.00/10.30 h 12.30/20.00 h 22.00/23.00 h
Vazio Normal: 22.00/02.00 h 06.00/08.00 h	Vazio Normal: 23.00/02.00 h 06.00/09.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h

Tabela 1.3.6 Ciclo diário para todos os fornecimentos na Região Autónoma dos Açores em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclo diário para todos os fornecimentos na RAA	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta: 09.30/11.00 h 17.30/20.00 h	Ponta: 09.00/11.30 h 19.30/21.00 h
Cheias: 08.00/09.30 h 11.00/17.30 h 20.00/22.00 h	Cheias: 08.00/09.00 h 11.30/19.30 h 21.00/22.00 h
Vazio Normal: 05.30/08.00 h 22.00/01.30 h	Vazio Normal: 05.30/08.00 h 22.00/01.30 h
Supervazio: 01.30/05.30 h	Supervazio: 01.30/05.30 h

Tabela 1.3.7 Ciclo diário opcional para MT e BTE na Região Autónoma dos Açores em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclo diário opcional para MT e BTE na RAA	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta: 17.00/21.00 h	Ponta: 09.00/11.30 h 19.30/21.00 h
Cheias: 08.00/17.00 h 21.00/22.00 h	Cheias: 08.00/09.00 h 11.30/19.30 h 21.00/22.00 h
Vazio Normal: 05.30/08.00 h 22.00/01.30 h	Vazio Normal: 05.30/08.00 h 22.00/01.30 h
Supervazio: 01.30/05.30 h	Supervazio: 01.30/05.30 h

Tabela 1.3.8 Ciclo diário para todos os fornecimentos na Região Autónoma da Madeira em 2019 (Adaptado de [1]).

Ciclo diário para todos os fornecimentos na RAM	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta: 10.30/12.00 h 18.30/21.00 h	Ponta: 10.30/13.00 h 20.30/22.00 h
Cheias: 09.00/10.30 h 12.00/18.30 h 21.00/23.00 h	Cheias: 09.00/10.30 h 13.00/20.30 h 22.00/23.00 h
Vazio Normal: 06.00/09.00 h 23.00/02.00 h	Vazio Normal: 06.00/09.00 h 23.00/02.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h

Tabela 1.3.9 Ciclo diário opcional para AT, MT e BTE na Região Autónoma da Madeira em 2019 (Fonte: adaptado de [1]).

Ciclo diário para AT, MT e BTE na RAM	
Período de hora legal de Inverno	Período de hora legal de Verão
Ponta: 18.00/22.00 h	Ponta: 10.30/13.00 h 20.30/22.00 h
Cheias: 09.00/18.00 h 22.00/23.00 h	Cheias: 09.00/10.30 h 13.00/20.30 h 22.00/23.00 h
Vazio Normal: 06.00/09.00 h 23.00/02.00 h	Vazio Normal: 06.00/09.00 h 23.00/02.00 h
Supervazio: 02.00/06.00 h	Supervazio: 02.00/06.00 h

O ajuste do tarifário de energia elétrica ao perfil de funcionamento da instalação industrial pode resultar em significativas reduções dos custos energéticos. Por vezes é possível transferir consumos de energia que se verificam em horas de ponta para períodos tarifários mais económicos como os períodos das horas cheias ou de vazio.

1.4

Conceitos Básicos de Energia Térmica

1.4.1 TEMPERATURA

Temperatura é a grandeza que define o estado térmico de uma substância ou sistema.

O calor é uma forma de energia e a temperatura é a medida dos seus efeitos térmicos. Isto significa que a temperatura de uma substância permite determinar o calor sensível da mesma.

A unidade de temperatura no Sistema Internacional de Unidades é o kelvin (K), contudo, a temperatura é muitas vezes medida em graus Celsius (°C).

Para converter uma temperatura (T_c) em °C, numa temperatura absoluta (T) em K, utiliza-se a seguinte relação:

$$T \text{ (K)} = T_c \text{ (}^\circ\text{C)} + 273,15$$

Na escala de Celsius, o ponto de fusão do gelo (0°C, em condições PTN) e o ponto de ebulição da água (100°C, em condições PTN) são utilizados para calibrar os termómetros.

1.4.2 PRESSÃO

Pressão é a grandeza que mede a ação de uma força exercida no exterior de um corpo por unidade de área.

No Sistema Internacional de Unidades, a pressão é medida em pascal (Pa), equivalente a N/m² (newton por metro quadrado). Existem outras unidades de medida de pressão, nomeadamente bar, atm, kgf/cm², psi e mmHg.

A pressão é um indicativo da energia armazenada num corpo ou substância. Por exemplo: vapor a alta pressão contém maior quantidade de energia do que a baixa pressão.

1.4.3 CALOR

Calor, que normalmente se denota pela letra Q, é um conceito fundamental para a compreensão das transferências de energia entre sistemas termodinâmicos. Podemos, pois, definir calor como a energia transferida através da fronteira de um sistema, resultante da diferença de temperatura entre o sistema e a sua vizinhança. Não é correto falar em calor de um sistema. Apenas podemos falar em calor quando há energia transferida entre sistemas resultante da diferença de temperatura. O calor é, então, uma forma de se alterar a energia interna de um sistema.

A unidade de medida do Sistema Internacional é o joule (J), no entanto, é frequente medir o calor em calorias (cal). Uma caloria corresponde a cerca de 4,186 joule.

1.4.4 CALOR ESPECÍFICO

O calor específico (C_p) é característico de uma substância e define a variação térmica dessa substância ao receber determinada quantidade de calor. Isto é, corresponde à quantidade de calor necessária para que 1 kg da substância sofra uma variação de 1°C na sua temperatura.

A unidade do Sistema Internacional é J/kg K, sendo frequente também utilizar-se cal/kg °C.

1.4.5 CALOR SENSÍVEL

O calor responsável pela variação de temperatura que um corpo, substância ou sistema registam quando sujeitos à ação de calor é designado por calor sensível (Q).

A quantidade de calor sensível fornecida a um corpo é diretamente proporcional à massa da substância (m), ao calor específico (C_p) e à variação de temperatura (ΔT), de acordo com a seguinte expressão:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T$$

1.4.6

MUDANÇA DE FASE

Todas as substâncias puras podem sofrer alterações do seu estado físico (sólido, líquido e gasoso). Estes processos de alteração de estado exigem que determinada quantidade de calor seja absorvida ou libertada.

1.4.7

CALOR LATENTE

O calor responsável pela alteração do estado físico de uma substância sem provocar alterações da temperatura é designado por calor latente (L) e expressa-se em J/kg (ou cal/kg).

Calor Latente de Fusão

O calor latente de fusão de uma substância é a quantidade de energia necessária para converter 1 kg de matéria sólida para o estado líquido.

Exemplo: Quando se fornece energia a um cubo de gelo, a temperatura mantém-se constante até que o mesmo derreta atingindo o estado líquido.

Calor Latente de Vaporização

O calor latente de vaporização de uma substância é a quantidade de calor necessária para converter 1 kg de substância do estado líquido para o estado gasoso, sem que ocorra variação de temperatura.

Exemplo: O aquecimento de água para produção de vapor.

Calor Latente de Condensação

calor latente de condensação é o calor libertado para passar uma substância do estado gasoso ao estado líquido.

Exemplo: O arrefecimento de vapor de água e a passagem ao estado líquido.

1.4.8

HUMIDADE DO AR

O ar que nos rodeia é uma mistura de vapor de água e ar seco. A humidade desse ar húmido traduz a quantidade de vapor de água existente no ar e pode ser expressa em duas formas:

Humidade Específica

A humidade específica, também designada por humidade absoluta, define-se como o quociente entre a massa de vapor contido no ar húmido e a massa de ar seco contida no mesmo ar húmido. Expressa-se em $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$.

Humidade Relativa

A humidade relativa relaciona a quantidade de água existente no ar e a quantidade máxima que poderia existir àquela temperatura (ponto de saturação). Define-se como o quociente entre a pressão parcial do vapor de água contido no ar húmido à temperatura T e a pressão parcial do vapor de água em ar saturado à mesma temperatura T (Nota: Esta pressão de vapor de saturação é obtida de tabelas termodinâmicas em função da temperatura).

Portanto, a humidade relativa indica o grau de saturação do ar e é expressa em percentagem (%).

1.4.9

HUMIDADE DE DETERMINADO MATERIAL OU SUBSTÂNCIA NO ESTADO SÓLIDO

De modo similar à definição de humidade absoluta do ar, também podemos definir a humidade de determinado material no estado sólido como a massa de água líquida existente em 1 kg de material. Esta humidade pode ser expressa em base seca (se for referida a 1 kg de material seco) ou em base húmida (se for referida a 1 kg de material húmido).

1.4.10

VISCOSIDADE

A viscosidade de um fluido é a propriedade física que caracteriza, a uma determinada temperatura, a sua resistência ao escoamento.

Quanto maior for a viscosidade de um fluido, menor será a velocidade de escoamento do mesmo. A viscosidade diminui com o aumento da temperatura do fluido.

1.4.11

PODER CALORÍFICO

O poder calorífico de um combustível define-se como a quantidade de energia

libertada na combustão completa de uma unidade de massa (1 kg) ou de volume (1 m₃) do combustível.

Para combustíveis sólidos e líquidos o poder calorífico expressa-se em kJ/kg ou kcal/kg. Para combustíveis gasosos é expresso em kJ/m³ ou kcal/m³.

Quando um combustível contendo hidrogénio é queimado, a água é um dos produtos de combustão. Esta água, ao condensar-se, liberta calor (calor latente de condensação). Conforme se considere ou não como calor libertado o calor latente de condensação da água formada (e da água existente no combustível), assim se definem 2 tipos de Poder Calorífico (PCS ou PCI).

Poder Calorífico Superior

O poder calorífico Superior (PCS) corresponde à quantidade de calor libertada na combustão completa da unidade de massa (ou de volume) do combustível, sendo os gases de combustão arrefecidos até uma temperatura de referência suficientemente baixa (15°C, por exemplo) que permite a condensação de todo o vapor de água.

Poder Calorífico Inferior

O poder calorífico inferior (PCI) define-se como o PCS, subtraindo a esse valor o correspondente ao calor latente de condensação da água formada durante a combustão e da água existente no combustível.

O interesse do conhecimento do poder calorífico dum combustível é óbvio: é um elemento fundamental para a quantificação energética dos sistemas utilizadores de combustível.

1.4.12

TRANSFERÊNCIA DE CALOR

Transferência de calor é a transição de energia térmica entre dois sistemas que se encontram a diferentes temperaturas.

O calor pode ser transferido de um corpo mais quente para outro a temperatura inferior através dos seguintes processos:

Condução

A condução (predominante nos sólidos) é o processo em que o calor se transmite sem transferência de massa, mas por estabelecimento de gradientes térmicos a nível molecular.

Depende da diferença de temperatura, das propriedades do material em causa e da área de contacto da superfície.

Os metais são um exemplo de bons condutores de calor.

Convecção

Convecção (predominante nos gases e líquidos) é o processo em que o calor se transmite por transferência de massa, motivada pelo movimento de fluidos.

Depende das propriedades térmicas do fluido, bem como das condições da superfície do corpo e outros fatores que afetam a capacidade de o fluido escoar.

Um exemplo de transferência de calor por convecção é o aquecimento de água numa panela através de placa de aquecimento.

Radiação

A radiação é o processo no qual o calor é emitido sob a forma de energia radiante, cujo comprimento de onda é função da temperatura da superfície do corpo emissor, normalmente superfícies de sólidos.

Um exemplo de transferência de energia por radiação é o calor cedido pelo sol.

Os dois primeiros processos de transmissão de calor – condução e convecção – devem-se a mecanismos denominados de difusão através de um meio material, em que se verificam gradientes térmicos.

No caso da radiação, a energia transmite-se através de ondas eletromagnéticas, não sendo, por isso, necessária a existência de um meio material para a sua propagação. As ondas eletromagnéticas propagam-se no espaço à velocidade da luz. Da energia transportada pelo processo de radiação ao incidir sobre um corpo, parte é absorvida pelo corpo, parte é refletida pela superfície do corpo e parte é transmitida através do corpo. A parte que é absorvida vai aumentar a energia interna do corpo.

1.5

Fatura de Energia Térmica - Gás Natural

A fatura relativa ao fornecimento de gás natural é composta pelas seguintes variáveis: Tarifa de Energia, Tarifas de Acesso à Rede e Tarifa de Comercialização.

Nos termos do Regulamento de Relações Comerciais, os preços dos fornecimentos de gás natural dos comercializadores aos seus clientes são acordados livremente entre ambas as partes. Os comercializadores incluem no seu preço uma parcela correspondente às Tarifas de Acesso às Redes.

As Tarifas de Acesso às Redes são definidas pela ERSE enquanto que o custo de Energia e de comercialização são componentes do preço que é livremente negociada entre o comercializador e os seus clientes.

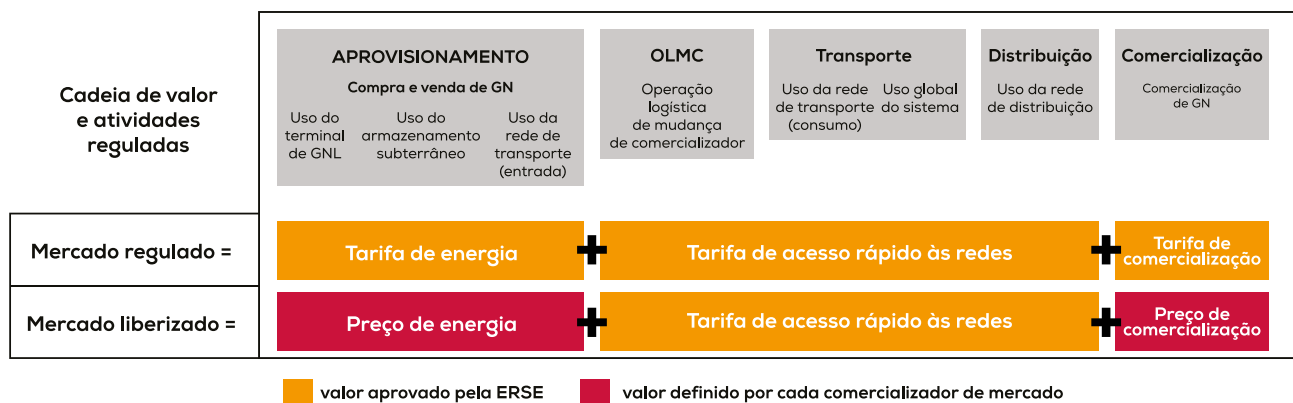


Figura 1.5.1 - Preço de fornecimento de gás natural no mercado regulado e no mercado liberalizado
(Adaptado de [2])

Na Figura 1.5.1 pode ver-se ao detalhe a decomposição da estrutura que inclui o custo numa fatura de gás natural.

Desta forma, numa fatura de gás natural encontra-se a seguinte informação:

- Período de faturação;
- Condições, prazos e meios de pagamento;
- Energia consumida (em m³ e em kWh);
- Fator de conversão (kWh/m³);
- Custo da capacidade utilizada (resultante do consumo verificado e do custo unitário do gás natural, normalmente referido a kWh);
- O valor relativa à tarifa de acesso às redes;
- Preço do termo tarifário fixo (em €/kWh);
- Taxa de Ocupação do Subsolo variável e fixa (em €/dia e €/kWh);
- Imposto Especial de Consumo de Gás Natural Combustível (em €/kWh);
- IVA (em €);
- Custo total a pagar pelo cliente (em €);
- Data ou datas preferenciais para comunicação de uma leitura por parte dos clientes com consumo inferior ou igual a 10 000 m³/ano;
- Rotulagem nomeadamente as fontes de energia primária utilizadas, emissões de CO₂ e outros gases com efeito estufa correspondente ao consumo da fatura.

É de salientar que, em relação ao consumo de gás, este é normalmente convertido para metros cúbicos em condições normais (m³ (n)), correspondentes a uma temperatura de 273,15 K (0°C) e a uma pressão de 101 325 Pa (1,01325 bar). Este volume, às condições normais, é depois convertido em kWh (normalmente na base PCS). É o fator de conversão, a que se fará referência mais detalhada adiante, que permite esta correspondência.

1.5.1

TARIFÁRIO DE ENERGIA TÉRMICA: GÁS NATURAL

1.5.1.1 Escalões Tarifários

Atualmente, os escalões tarifários do consumo de gás natural diferenciam-se de acordo com o volume consumido anualmente, mencionado na tabela seguinte. Os operadores das redes devem verificar anualmente o escalão do cliente com base no consumo verificado no ano anterior, onde a primeira verificação é efetuada 12 meses após a celebração do contrato.

Tabela 1.5.1 Identificação dos Escalões Nacionais de Consumo de Gás Natural (Adaptado de [3]).

Escalão Nacional	Consumo Gás Natural (m ³ /ano)
1	0 - 220
2	221 - 500
3	501 - 1 000
4	1 001 - 10 000

Caso o consumo anual de um escalão seja ultrapassado, o comercializador informa os seus clientes desta alteração. No caso de o consumo anual ultrapassar os 10 000 m³, os clientes são considerados não domésticos, ou industriais, sendo os contratos celebrados diretamente com os comercializadores.

| 1.5.1.2 Custo de Energia

O preço unitário do consumo de gás natural (referido a €/kWh) e o preço unitário do termo fixo (em €/dia) dependem do escalão que resulta do consumo do cliente.

O custo de energia é constituído pelo custo do termo variável e o custo do termo fixo. O custo do termo variável representa o custo sobre a energia consumida e é calculado através da multiplicação do preço unitário da energia pelo consumo de gás natural. Por outro lado, o custo unitário do termo fixo é calculado multiplicando o preço unitário do termo fixo e os dias resultantes do período de faturação.

| 1.5.1.3 Tarifa de Acesso às Redes

A tarifa de acesso às redes inclui as seguintes tarifas:

- **Tarifa de Uso Global do Sistema**, referente à gestão técnica global do sistema do operador de rede de transporte, ao desenvolvimento e recuperação dos desvios extraordinários com o custo de aquisição de gás natural em regime especial e desvios associados à aquisição em que difere o preço relativo ao consumo anual do cliente;
- **Tarifa de Uso da Rede de Distribuição**, relativamente aos custos de exploração, desenvolvimento e manutenção da Rede Nacional de Distribuição de Gás Natural (RNDGN);
- **Tarifa de Uso da Rede de Transporte**, aplicável pelo operador de rede de transporte nomeadamente os custos de exploração, desenvolvimento e manutenção das redes;

- **Tarifa de Operação Logística de Mudança de Comercializador**, para o custo da atividade de mudança de comercializador aprovado no Decreto-Lei n.º 38/2017, de 31 de março. O valor é composto pelos preços de capacidade utilizada.

| 1.5.1.4 Taxa de Ocupação do Subsolo

A Taxa de Ocupação do Subsolo é apresentada de forma destacada na fatura de gás natural com indicação do município a que se destina. Esta taxa é constituída por dois termos, um variável e outro fixo e que depende do Município em que se localiza a instalação.

1.6

Fator de Conversão

Dando cumprimento às diretrizes europeias, o consumo de gás natural anteriormente faturado em unidades de volume (m³) é atualmente faturado em unidades de energia (kWh).

O fator de conversão utilizado para transformar m³ em kWh de gás natural é calculado pela expressão:

$$\text{Fator de Conversão (m}^3 \text{ para kWh)} = \text{PCS} \times \text{Fct} \times \text{Fcp}$$

Em que:

PCS é o poder calorífico superior do Gás Natural (em unidades de kWh/m³ (n)). Valor correspondente à média aritmética dos valores de PCS mensais, relativos a todos os meses já concluídos e englobados no período de faturação.

Os valores de PCS mensais são determinados pela média aritmética dos valores de PCS diários correspondentes;

Fct é o fator de correção por temperatura calculado pela fórmula $\frac{273,15}{273,15 + T_{\text{gás}}}$, em que T_{gás} corresponde à temperatura média, em °C, da zona de distribuição;

Fcp é o fator de correção por pressão calculado pela fórmula $\frac{\text{Pr} + 1013,25}{1013,25}$, em que Pr é a pressão relativa de fornecimento em mbar.

1.6.1 UNIDADES & CONVERSÕES

São consideradas unidades de medida as grandezas físicas que servem de referência para determinadas medições.

O Sistema Internacional de Unidades é o conjunto de unidades de medida adotadas como padrão na maior parte dos países do mundo, existindo, contudo, algumas exceções.

Energia Primária: São consideradas energias primárias os recursos energéticos disponibilizados pela natureza como é o caso do petróleo, o gás natural, a energia solar, a energia eólica, a energia hídrica e a biomassa e exprimem-se, normalmente, em termos da massa equivalente de petróleo (tonelada equivalente de petróleo - tep).

É de salientar que há formas de energia primária (gás natural, lenha, etc.) que também podem ser disponibilizadas diretamente aos utilizadores, coincidindo nesses casos com a energia final.

- Para **combustíveis primários sólidos**, líquidos ou gasosos é usada a seguinte expressão que transforma o valor do poder calorífico inferior (PCI) do combustível de MJ/kg para tep/t:

$$\text{PCI (tep/t)} = \frac{\text{PCI (MJ/kg)}}{41,868}$$

Esta expressão considera a conversão termodinâmica de tep em MJ utilizada pela Agência Internacional da Energia (1 tep = 41 868 MJ).

Para efeitos do regulamento SGCIE – Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia, em vigor no nosso País, o Despacho n.º 17313/2008, de 26 de junho, procede à publicação dos fatores de conversão para tonelada equivalente de petróleo (tep) de teores em energia de combustíveis selecionados para utilização final, bem como dos respetivos fatores para cálculo da Intensidade Carbónica pela emissão de gases com efeito de estufa, referidos a quilograma de CO₂ equivalente (kg CO₂e).

Tabela 1.6.1 Poderes Caloríficos Inferiores e Fatores de Emissão para Combustíveis (Adaptado de [5]).

Combustível	PCI (MJ/kg)	PCI (tep/t)	FE (kg CO ₂ e/GJ)	FE (kg CO ₂ e/tep)
Antracite	26,7	0,638	98,2	4111,4
Betume / Alcatrão	40,2	0,960	80,6	3374,6
Biogasolina e Biodiesel	27	0,645	0,0	0,0
Briquetes de lignite	20	0,478	101,1	4232,9
Briquetes de turfa	16 - 16,8	0,382 - 0,401	105,9	4433,8
Carvão betuminoso	25,8	0,616	94,5	3956,5
Carvão sub-betuminoso	18,9	0,451	96	4019,3
Carvão vegetal	29,5	0,705	0,0	0,0
Combustível para motor (gasolina)	44 - 45	1,051 - 1,075	69,2	2897,3
Coque de Carvão	28,2	0,674	94,5	3956,5
Coque de forno / lignite ou gás	28,2 - 28,5	0,674 - 0,681	107	4479,9
Coque de Petróleo	31 - 32,5	0,740 - 0,776	97,5	4082,1
Etano	46,4	1,108	61,6	2579,1
Fuelóleo pesado	40 - 40,4	0,955 - 0,965	77,3	3236,4
Fuelóleo	41,2	0,984	77,3	3236,4
Gás de Alto Forno	2,5	0,060	259,4	10860,6
Gás de coqueria e de fábricas de Gás	38,7	0,924	44,7	1871,5
Gás de forno de acesaria a oxigénio	7,1	0,170	171,8	7192,9
Gás de petróleo liquefeito	46 - 47,3	1,099 - 1,130	63	2637,7
Gás de Refinaria	49,5	1,182	51,3	2147,8
Gás natural (superior a 93% de metano)	47,2 - 48	1,127 - 1,146	56,1	2348,8
Gás natural liquefeito	44,2 - 45,2	1,056 - 1,080	64,1	2683,7
Gás natural ^l	45,1	1,077	64,1	2683,7
Gases de aterro/ lamas de depuração e outros biogases	50,4	1,204	0,0	0,0
Gasóleo / Diesel	42,3 - 43,3	1,010 - 1,034	74	3098,2
Hulha	17,2 - 30,7	0,411 - 0,733	97,5	4082,1
Lignite castanha	5,6 - 10,5	0,134 - 0,251	101,1	4232,9
Lignite negra	10,0 - 21	0,239 - 0,502	101,1	4232,9
Lubrificantes, ceras parafínicas e outros produtos Petrolíferos	40,2	0,960	73,3	3068,9
Madeira / resíduos de Madeira	13,8 - 15,6	0,330 - 0,373	0,0	0,0

Combustível	PCI (MJ/kg)	PCI (tep/t)	FE (kg CO ₂ e/GJ)	FE (kg CO ₂ e/tep)
Matérias-primas para refinaria	43	1,027	73,3	3068,9
Metano	50	1,194	54,9	2298,6
Monóxido de Carbono	10,1	0,241	155,2	6497,9
Nafta química / Condensados de gasolina	44,5	1,063	73,3	3068,9
Óleo de xisto	38,1	0,910	73,3	3068,9
Óleos usados	40,2	0,960	73,3	3068,9
Orimulsão	27,5	0,657	76,9	3219,6
Outra biomassa primária sólida	11,6	0,277	0,0	0,0
Outros biocombustíveis Líquidos	27,4	0,654	0,0	0,0
Peletes / briquetes de madeira	16,8	0,401	0,0	0,0
Petróleo Bruto	42,3	1,010	73,3	3068,9
Querosene	43,8	1,046	71,8	3006,1
Resíduos Industriais	7,4 - 10,7	0,177 - 0,256	142,9	5982,9
Turfa	7,8 - 13,8	0,186 - 0,330	105,9	4433,8
Xisto betuminoso	8 - 9	0,191 - 0,215	106,6	4463,1

¹ Peso específico do Gás Natural é de 0,8404 kg/m³N

Em que:

PCI (MJ/kg) é o poder calorífico inferior do combustível, expresso em megajoule (MJ) por quilograma (kg);

PCI (tep/t) é o poder calorífico inferior do combustível expresso em tonelada equivalente de petróleo (tep) por tonelada (t);

FE (kg CO₂ e/GJ) é o fator de emissão de gases de efeito de estufa (ex: CO₂) expresso em quilogramas de CO₂ equivalentes por energia libertada pelo combustível em gigajoule (GJ);

FE (kg CO₂ e/tep) é o fator de emissão de gases de efeito de estufa expresso em quilogramas de CO₂ equivalentes por energia libertada pelo combustível em tonelada equivalente de petróleo (tep);

Para efeitos da contabilização da intensidade carbónica, por emissão dos gases com efeito de estufa, para outros combustíveis primários sólidos, líquidos e gasosos, deverão ser utilizados os valores de referência de fator de emissão (FE) de, respetivamente, 96, 73 e 59 kg CO₂e/GJ.

- Para a **energia elétrica** a conversão considera o rendimento médio das centrais termoelétricas que usam combustíveis fósseis. Nestes termos, a conversão de kWh de energia elétrica para tep é dada pela fórmula:

$$\text{Energia Elétrica (tep/kWh)} = \frac{86 \times 10^{-6}}{\eta_{\text{elétrico}}}$$

De acordo com o Anexo II da Diretiva 2006/32/CE, o valor de η elétrico é igual a 0,4, pelo que $1 \text{ kWh} = 215 \times 10^{-6} \text{ tep}$. Para efeitos da contabilização da intensidade carbónica por emissão de gases com efeito de estufa, também para o SGCIE, considera-se que o fator de emissão associado ao consumo de eletricidade é igual a $0,47 \text{ kg CO}_2\text{e/kWh}$, de acordo com o estabelecido na Portaria n.º 63/2008 de 21 de janeiro, 1.ª série.

- Para o **vapor**, e igualmente para efeitos do SGCIE e de acordo com o Despacho n.º 17313/2008, a conversão considera o rendimento térmico médio (η térmico) das caldeiras utilizadas atualmente na geração de vapor, sendo dada por:

$$\text{Energia do Vapor (tep/t)} = \frac{\text{Entalpia específica do Vapor (MJ/kg)}}{\eta_{\text{térmico}} \times 41,868}$$

Para efeitos da contabilização da intensidade carbónica por emissão de gases com efeito de estufa, considera-se que o fator de emissão associado ao consumo de vapor é:

$$\text{Factor de Emissão para consumo de vapor (kg CO}_2\text{e/GJ)} = \frac{65,05}{\eta_{\text{térmico}}}$$

Pelo Despacho n.º 17313/2008, o valor de η térmico para as caldeiras de geração de vapor é igual a 0,9, pelo que 1 GJ de vapor consumido = $72,3 \text{ kg CO}_2\text{e}$.

- Para **outros fluidos térmicos**, a conversão considera o rendimento térmico médio da unidade de produção, sendo dada por:

$$\text{Energia do Fluido (tep/t)} = \frac{\text{Calor útil (MJ/kg)}}{\eta_{\text{térmico}} \times 41,868}$$

O calor útil é definido como a diferença entre a energia térmica recebida do fornecedor e a devolvida.

Para efeitos da contabilização da intensidade carbónica por emissão de gases com efeito de estufa, considera-se que o fator de emissão associado ao consumo de fluido térmico é igual a:

$$\text{Factor de Emissão para consumo de fluido térmico (kg CO}_2\text{e/GJ)} = \frac{65,05}{\eta_{\text{térmico}}}$$

Para efeitos deste Despacho, o valor de η térmico para geradores de fluido térmico é igual a 0,9, pelo que 1 GJ de fluido térmico consumido = 72,3 kg CO₂e.

Energia Final

A energia final é a energia que é disponibilizada ao consumidor para ser convertida em energia útil. Em termos simplistas: é a energia fornecida aos consumidores, de um modo comercial ou não. Quando se trata de energias comerciais, estas apresentam-se geralmente sob a forma de energia elétrica, gás (sendo este canalizado, de garrafa ou a granel), e combustíveis líquidos (gasolina, gasóleo, fuelóleo, etc.). As energias não comerciais provêm normalmente de produtos vegetais, incluindo-se também a energia solar ou eólica e os pequenos aproveitamentos hidráulicos em instalações individuais.

A energia final resulta da transformação da energia primária. Nesta transformação existem perdas energéticas, pelo que o rendimento é inferior à unidade.

$$\text{Energia Primária} = \text{Energia Final} + \text{Perdas na Transformação}$$

Por exemplo: se uma central térmica a gás natural apresentar um rendimento de 95%, isto significa que por cada 100 unidades de gás natural consumido são produzidas 95 unidades de energia final.

A conversão de energia primária em energia final é calculada através da fórmula:

$$\text{Energia Final (kJ)} = \text{Energia Primária (kg)} \times \eta \times \text{PCI (kJ/kg)}$$

Energia Útil

A energia útil é a energia de que o consumidor dispõe depois da última conversão feita nos seus próprios equipamentos. A esta conversão está associado um coeficiente, designado por rendimento. O rendimento dos aparelhos consumidores é a relação entre a energia útil fornecida pelo aparelho e a energia final consumida.

Em suma, a energia útil é aquela que, em última análise, mais interessa ao consumidor para satisfação das suas necessidades.

A iluminação, por exemplo, é uma forma de energia útil. A eletricidade que proporcionou a conversão, efetuada na lâmpada, em luz, é a energia final deste uso. Note-se que para a mesma utilização, iluminação, também podemos usar outras formas de energia final, como o gás ou o petróleo, recorrendo para isso a outra tecnologia para as lâmpadas (neste caso, em desuso).

Outro exemplo é a força motriz (energia mecânica). Nos motores elétricos, a forma de energia final usada é a energia elétrica, enquanto nos motores térmicos podemos

ter uma variedade de energias finais: gasolina, gasóleo, gás natural, GPL, biogás, vapor, etc.

O aquecimento ambiente e a climatização (ou ainda AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) são outros exemplos de energia útil ou utilizações da energia.

REFERÊNCIAS

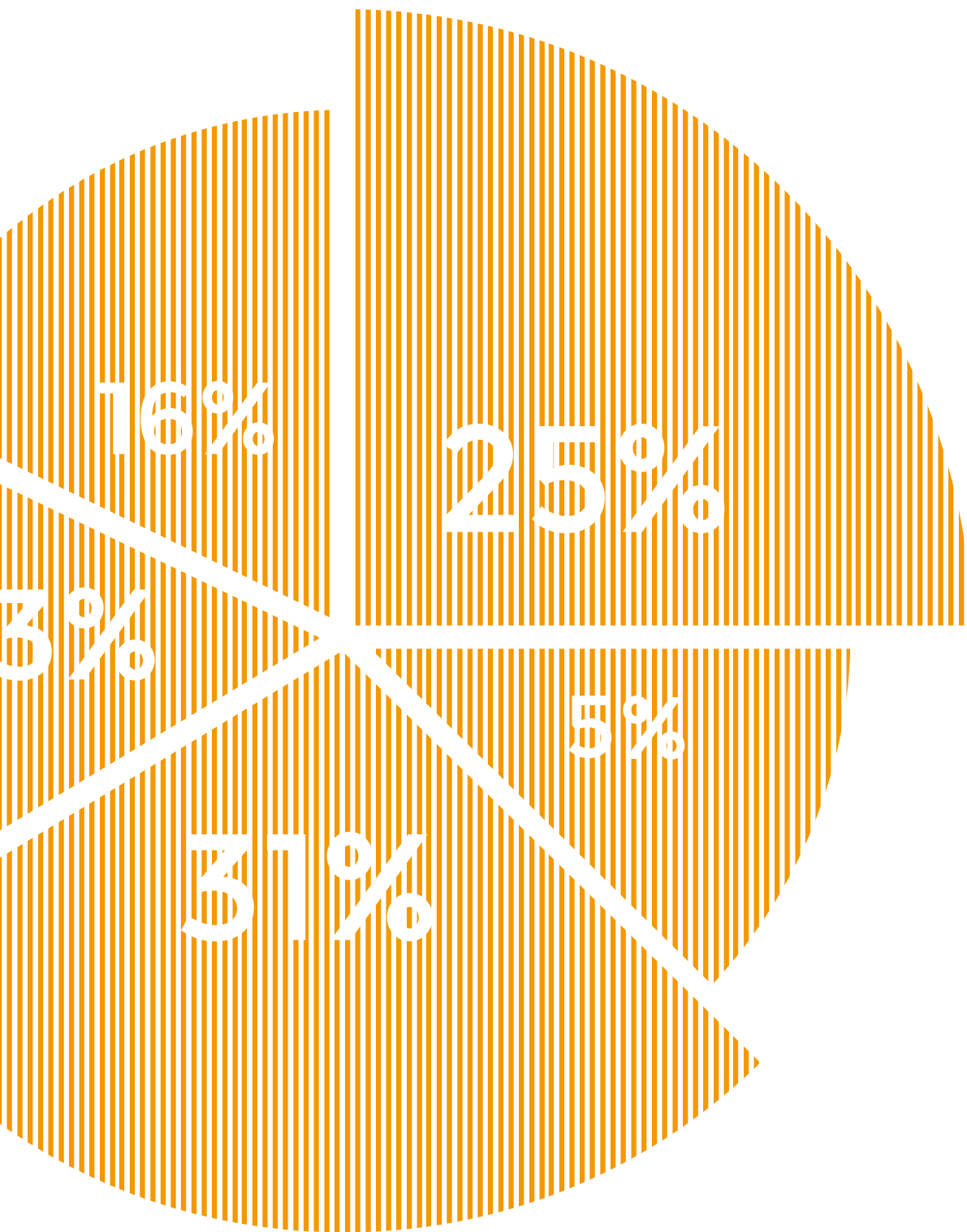
- [1] Estrutura Tarifária do Setor Elétrico em 2019, ERSE, Dezembro 2018.
- [2] Estrutura Tarifária no ano gás 2019-2020, ERSE.
- [3] Tarifas e preços de gás natural para o ano gás 2018-2019, ERSE, Junho 2018.
- [4] OLMC (<https://olmc.adene.pt/>), consultado a 11/06/2019.
- [5] Despacho N.º 17313/2008

2.

Gestão
de Energia
e Auditoria
Energética



2



ÍNDICE

2. Gestão de Energia e Auditoria Energética

2.1 Definição e Objetivo da Gestão de Energia	54
2.2 Auditoria Energética: Tipos e Metodologia	56
2.2.1 A necessidade de realização de uma Auditoria Energética	56
2.2.2 Tipos de Auditorias Energéticas	57
2.2.3 Metodologias de uma Auditoria Energética	58
2.3 Formato de Relatório de Auditoria Energética	62
2.4 Contabilidade Energética	64
2.5 Indicadores Energéticos (Consumo específico, Intensidade Energética e Carbónica)	68
2.6 Oportunidades de redução dos consumos energéticos	74
2.6.1 Medidas de Boa Gestão Energética	74
2.6.2 Melhoria da eficiência energética da instalação	75
2.6.3 Substituição de formas de energia	76
2.7 Equipamentos de Monitorização e Medição	82
2.7.1 Equipamentos de Auditoria Energética	82
2.7.2 Plano de Calibração	89
2.7.3 Monitorização	89
2.8 Balanços de Massa e Energia	94
2.8.1 Produção de Calor	94
2.8.2 Calor Associado a Gases e Humidade (Ar, Gases de Combustão)	96
2.8.3 Cálculo dos Caudais de Ar e de Gases de Combustão e das Respetivas Humidades	97
2.8.4 Calor Associado a Caudais Mássicos	98
2.8.5 Calor Associado a Vapor de Água e a Condensados	99
2.8.6 Perdas de Calor em Superfícies Quentes	99
2.8.7 Perdas de Calor em Superfícies de Água	101
2.8.8 Perdas de Calor Através de Isolamentos	101
2.8.9 Equações Básicas para a Determinação da Eficiência Térmica de Caldeiras pelo Método das Perdas	104
2.8.10 Balanço de Massa e Energia – Exemplo Prático	109



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.2.1 Etapas da auditoria energética	59
Figura 2.5.1 Correlação linear "Energia" versus "Produção"	70
Figura 2.5.2 Relação entre o consumo de energia e a produção, de um exemplo prático	71
Figura 2.5.3 Relação entre o consumo específico de energia e a produção	72
Figura 2.7.1 Exemplo de equipamentos de monitorização elétrica a) Analisador de energia; b) multímetro com pinça amperimétrica	82
Figura 2.7.2 Exemplo de equipamentos de análise de gases de combustão	84
Figura 2.7.3 Exemplo de equipamentos de higrómetros e termohigrómetro com sonda flexível	84
Figura 2.7.4 Exemplo de equipamentos de medição de temperatura: termómetro de contato, pirómetro e câmara termográfica	85
Figura 2.7.5 Exemplo de equipamentos tubo de Pitot e placa de orifício	86
Figura 2.7.6 Exemplo de equipamentos de anemómetros de turbina e ultrassónico	86
Figura 2.7.7 Corretor de volume instalado numa estação de redução de pressão de gás natural	87
Figura 2.7.8 Diagrama de carga geral de uma instalação industrial	90
Figura 2.7.9 Diagrama de carga do compressor de ar de uma instalação industrial	91
Figura 2.7.10 Variação do EER (Energy Efficiency Ratio) de um <i>chiller</i>	91
Figura 2.8.1 Perdas de calor em superfícies de água em condições de ar estacionário	101

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.4.1 Exemplo de uma tabela de contabilidade energética num determinado ano de referência (consumo de energia e dados de produção)	65
Tabela 2.4.2 Exemplo de uma tabela de contabilidade energética num determinado ano de referência (custo de energia e dados de produção)	65
Tabela 2.6.1 Dados para determinação das economias previstas com a conversão de caldeira a fuelóleo para gás natural	78
Tabela 2.6.2 Economias previstas com a conversão de caldeira a gás propano para gás natural	81
Tabela 2.7.1 Informação recolhida de dois contadores de gás natural	88
Tabela 2.8.1 Valores típicos de poder calorífico para alguns combustíveis	95
Tabela 2.8.2 Valores típicos de calor específico para alguns combustíveis	95
Tabela 2.8.3 Calor específico do gás seco	96
Tabela 2.8.4 Valores de "m H ₂ O" e "m ar seco"	97
Tabela 2.8.5 Calor específico de alguns materiais	98
Tabela 2.8.6 Emissividade da superfície de alguns materiais	100
Tabela 2.8.7 Fator de geometria de algumas superfícies	100
Tabela 2.8.8 Valores de K para alguns combustíveis	105
Tabela 2.8.9 Valores de CO ₂ teóricos nos gases de combustão para determinados combustíveis	106
Tabela 2.8.10 Quantidades de hidrogénio e água para alguns combustíveis	107
Tabela 2.8.11 Valores de K para alguns combustíveis	107
Tabela 2.8.12 Perdas à capacidade nominal para vários tipos de caldeiras	108

2.1

Definição e Objetivo da Gestão de Energia

O peso relativo da fatura energética nos custos de exploração duma instalação industrial nem sempre é o mais representativo quando comparado com o peso de outros fatores de produção, nomeadamente mão-de-obra e matérias-primas. Neste sentido, a gestão de energia é frequentemente negligenciada, facto que gera significativos desperdícios de energia, contribuindo para a redução da competitividade das empresas.

A otimização dos custos energéticos contribui positivamente nos resultados globais duma empresa. Efetivamente, por cada euro evitado nos consumos energéticos existe um ganho equivalente nos lucros dessa mesma empresa sem que para isso tenha havido necessidade de existirem custos com recursos humanos, fornecedores, etc.. Este impacto nos resultados finais duma empresa leva a que uma gestão energética cuidada e minuciosa seja fundamental na contribuição do aumento dos lucros dessa organização.

A utilização racional de energia é o instrumento fundamental para a redução da utilização de energia associada ao processo industrial. O conhecimento da forma como é utilizada a energia nas empresas, quer nas tecnologias de processo, quer nas tecnologias dos serviços auxiliares, é o primeiro passo para a identificação de potenciais medidas de utilização racional da energia.

A gestão de energia pode definir-se como uma estratégia para ajustar e otimizar o consumo de energia, utilizando sistemas e procedimentos adequados, de forma a reduzir as necessidades de energia por unidade de produção.

Os objetivos fundamentais da gestão de energia são:

- Atingir e manter uma ótima utilização da energia em toda a organização;
- Minimizar o custo e desperdício energético sem afetar a produção e a qualidade;
- Minimizar o impacto no meio ambiente.

Como qualquer outro fator de produção, a energia deve ser gerida contínua e eficazmente. Para tal, existem meios auxiliares que permitem realizar esta gestão, como são exemplo os contadores de energia elétrica, contadores de água, de vapor,

entre outros, que instalados nos principais sectores/equipamentos produtivos e auxiliares permitem conhecer e caracterizar as utilizações energéticas de uma instalação industrial.

Um Sistema de Gestão de Energia (SGE) tem como missão dar uma visão global e centralizada do estado de funcionamento de toda a instalação estabelecendo padrões de consumo e facilitando o conhecimento dos consumos específicos dos principais sectores/equipamentos. A experiência baseada em casos reais demonstra que a implementação destes sistemas conduz a economias significativas de energia. Contudo, é frequente encontrar instalações industriais que, na impossibilidade de instalar um SGE, optam por criar modelos de gestão com base nas leituras e registos manuais efetuados diariamente, semanalmente ou mensalmente.

2.2

Auditoria Energética: Tipos e Metodologia

A auditoria energética é a ferramenta inicial que o gestor de energia utiliza para conhecer os consumos de energia, a eficiência energética dos seus equipamentos e o potencial de melhoria nos consumos energéticos sem que a qualidade do produto final seja afetada, isto é, economizar energia através do uso mais eficiente da mesma.

Neste capítulo apresentam-se os diferentes motivos impulsionadores para a realização de uma auditoria energética, bem como as principais tipologias de auditorias energéticas existentes, face ao objetivo final pretendido. Por fim, caracterizam-se as etapas de uma metodologia de auditoria energética detalhada.

2.2.1

A NECESSIDADE DE REALIZAÇÃO DE UMA AUDITORIA ENERGÉTICA

O aumento significativo do preço dos combustíveis resultante dos choques petrolíferos e a preocupação de satisfazer as necessidades energéticas sem afetar negativamente o ambiente, têm tido grandes repercussões ao nível das economias dos países com maior dependência energética.

O conceito de Utilização Racional de Energia veio alterar decisivamente a forma de encarar a energia, demonstrando ser possível crescer sem aumentar os consumos ou afetar a qualidade da produção.

A auditoria energética é a ferramenta que permite identificar onde, como e quando, se consome energia numa instalação industrial, caracterizando os fluxos energéticos e esclarecendo como é transformada a energia e os custos associados.

A realização de uma avaliação energética inicial constitui requisito obrigatório para qualquer instalação que pretenda implementar um Sistema de Gestão de Energia (SGE) segundo a ISO 50 001. A ISO 50 001 consiste num documento normativo internacional com um conjunto de requisitos que permite às organizações implementarem um SGE baseado num compromisso de melhoria do seu desempenho energético.

Paralelamente, qualquer instalação pode realizar uma auditoria energética com o objetivo de promover a eficiência energética e otimizar o consumo de energia da instalação.

De uma forma genérica, a auditoria energética é a tradução de ideias em realidades de conservação, identificando soluções com viabilidade técnico-económica possíveis de implementar de modo a:

- Aumentar a eficiência energética;
- Reduzir o peso da fatura energética nos custos globais.

2.2.2

TIPOS DE AUDITORIAS ENERGÉTICAS

Dependendo das características da instalação consumidora de energia (sector, complexidade e dimensão), do fim a que se destina a auditoria energética e do potencial de redução dos custos (oportunidades de economias de energia encontradas), as auditorias energéticas podem ser classificadas em dois tipos:

- Auditoria energética preliminar;
- Auditoria energética detalhada.

Uma **auditoria energética preliminar** (ou auditoria simples ou diagnóstico energético, como também é vulgarmente designado) tem como finalidade fazer um diagnóstico ou avaliação da situação energética de uma instalação, consistindo numa simples observação visual para identificar falhas e numa recolha de dados suscetíveis de fornecer alguma informação sobre os consumos específicos de energia, eventualmente complementadas por algumas medições esporádicas em determinadas áreas da instalação.

Vantagens da auditoria preliminar:

- Não carece de planeamento detalhado;
- É realizada num curto período;
- Consiste num processo simples e com rápida resposta;
- É de custo reduzido.

Desvantagens da auditoria preliminar:

- Dificuldade em garantir a fiabilidade dos dados recolhidos;
- Dificuldade na avaliação da eficiência do processo;
- Dificuldade em estimar economias e estabelecer ações corretivas.

A **auditoria detalhada** consiste num levantamento aprofundado da situação energética, analisando-se as quantidades de energia utilizadas em cada uma das operações do processo de fabrico. Considera os efeitos interativos de todos os projetos, caracteriza o uso de energia de todos os equipamentos principais, inclui

cálculos de redução de custos de energia detalhados e apresenta um estudo simples técnico-económico de viabilidade de investimentos para a implementação das medidas identificadas.

Vantagens da auditoria detalhada:

- Há um maior controlo sobre a recolha de dados;
- Avalia a eficiência energética das instalações e equipamentos, bem como os processos produtivos e organizacionais;
- Monitoriza pontualmente e em contínuo os consumos energéticos com equipamentos adequados;
- Envolve mais recursos humanos.

Desvantagens da auditoria detalhada:

- Planeamento complexo;
- Custo elevado.

2.2.3

METODOLOGIAS DE UMA AUDITORIA ENERGÉTICA

O Gestor de Energia deve, em função do grau de complexidade e da dimensão da instalação consumidora de energia, escolher o método mais adequado e o nível de execução da auditoria energética.

De uma forma resumida, a realização de auditoria energética a uma instalação consumidora é a ferramenta que permite:

- Efetuar um levantamento e caracterização detalhados dos principais equipamentos consumidores de energia;
- Quantificar os consumos e custos energéticos por instalação e principais seções e/ou equipamentos;
- Efetuar uma inspeção visual dos equipamentos e/ou sistemas consumidores de energia, complementada pelas medições necessárias;
- Esclarecer como é transformada a energia e os seus custos;
- Obter diagramas de carga elétricos dos sistemas considerados grandes consumidores de energia elétrica;
- Determinar a eficiência energética de geradores de energia térmica;
- Verificar o estado das instalações de transporte e distribuição de energia;
- Verificar a existência do bom funcionamento dos aparelhos de controlo e regulação do equipamento de conversão e utilização de energia;
- Realizar balanços de massa e de energia aos principais equipamentos consumidores de energia térmica;
- Determinar consumos específicos de energia durante o período de realização da auditoria, para posterior comparação com os valores médios mensais e anuais e deteção de eventuais variações sazonais;
- Determinar os Indicadores Energéticos da instalação;

- Identificar e quantificar as possíveis áreas onde as economias de energia são variáveis, como resultado das situações encontradas/anomalias detetadas e medições efetuadas;
- Definir intervenções com viabilidade técnico-económica, conducentes ao aumento da eficiência energética e/ou à redução da fatura energética;
- Definir as linhas orientadoras para a implementação ou melhoria de um esquema operacional de Gestão de Energia.

O faseamento de uma auditoria energética depende do seu âmbito, assim como da dimensão e do tipo das instalações a auditar. Genericamente, a metodologia abrangente para a condução de uma auditoria energética é composta pelas seguintes etapas:

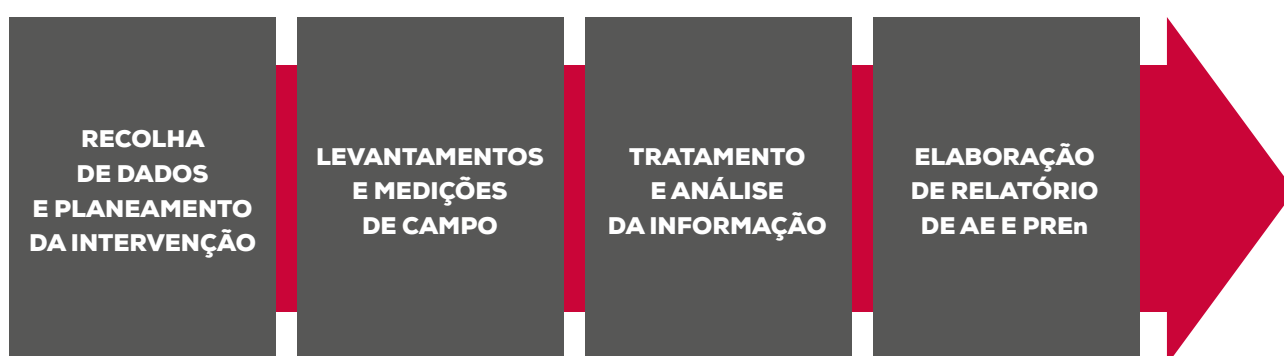


Figura 2.2.1 - Etapas da auditoria energética

Recolha de dados documentais e Planeamento da intervenção

O planeamento da intervenção constitui uma das etapas mais importantes do processo sendo fator determinante na qualidade do trabalho a desenvolver.

Para definir uma metodologia estruturada para a realização da auditoria energética completa é enviado um pedido de informação seguindo-se uma visita prévia às instalações.

Durante esta visita, que pode demorar cerca de um dia, a equipa auditora tem a oportunidade de conhecer as instalações, estabelecer objetivos, recolher a informação previamente solicitada, identificar os principais sectores/equipamentos consumidores de energia, definir o período de monitorização e identificar os pontos a monitorizar.

O pedido de informação deve reunir, pelo menos, a seguinte informação:

- Dados gerais da instalação;
- Descrição sucinta do processo produtivo;
- Dados de produção;

- Faturas mensais dos consumos de energia que façam parte do âmbito da auditoria energética;
- Horários de funcionamento;
- Características técnicas dos principais equipamentos (gerador de calor, compressor de ar, motores, bombas, ventiladores, entre outros);
- Esquemas da rede de distribuição de energia térmica.

Na realização de uma auditoria simples, normalmente, não é enviado um pedido de informação nem realizada a visita prévia às instalações. Nestes casos, a informação relativa aos consumos existentes é complementada com a informação relativa ao processo produtivo e linhas de produção que pode incluir as características do principal equipamento consumidor de energia e respetivas horas de funcionamento.

Levantamentos e Medições de Campo

O período de trabalho de campo de uma auditoria detalhada pode apresentar uma duração de uma a duas semanas ou até mais, dependendo da complexidade e da dimensão das instalações a auditar. Num diagnóstico energético, esta fase tem uma duração típica de 1 a 3 dias.

Na instalação industrial, os trabalhos de campo duma auditoria detalhada iniciam-se com a realização duma reunião com o gestor de energia (ou representante) onde a equipa auditora apresenta o plano de trabalhos e esclarece as dúvidas referentes ao pedido prévio de informação e aos dados que serão recolhidos.

Nesta fase é dedicada especial atenção ao processo produtivo e sistemas auxiliares (central térmica, central de ar comprimido, iluminação, entre outros), estabelecem-se os fluxos de energia (térmica e elétrica), identificam-se os principais equipamentos (características, regime de funcionamento, horas de funcionamento, etc.) e efetuam-se as monitorizações aos principais consumidores de energia e produção, de modo a realizar balanços energéticos e mássicos, a determinar rendimentos energéticos e construir o diagrama de carga global da instalação e dos principais sectores/consumidores de energia.

É importante realçar a necessidade de efetuar monitorizações em simultâneo, para que os valores obtidos possam ser analisados de forma coerente e sistemática. Outro aspeto que deverá ser tido em conta é a definição da fronteira do sistema, o objetivo das medições e os tempos de medição.

Os trabalhos de campo finalizam-se com a identificação de medidas de racionalização de consumos de energia e com a recolha da informação necessária para a determinação quantitativa das estimativas de economia.

Na realização de uma auditoria energética simples, os trabalhos de campo consistem na inspeção visual da instalação com o objetivo de identificar situações de deficiente utilização/gestão de energia e oportunidades de redução de consumos. São ainda recolhidas as informações necessárias para determinar o consumo específico da instalação, podendo realizar-se medições instantâneas de alguns equipamentos com o objetivo de quantificar potenciais medidas de melhoria.

Tratamento e Análise da informação e Elaboração de Relatório de AE e PREn

Efetuada o exame às condições de utilização de energia, a análise e o tratamento dos dados recolhidos permitem avaliar o desempenho energético da instalação.

No âmbito de uma auditoria energética, é elaborado um relatório de auditoria energética (relatório de AE) com o objetivo de apresentar ao Gestor de Energia (ou seu representante) toda a informação recolhida e analisada ao longo da auditoria de uma forma organizada e coerente.

Na análise detalhada é importante a determinação dos rendimentos energéticos dos principais equipamentos consumidores de energia, que deverão ser analisados sob um ponto de vista crítico e comparados com os equipamentos disponíveis no mercado que apresentem melhores desempenhos energéticos. De igual modo, é de extrema importância a análise detalhada do modo de operação no processo produtivo ou noutras atividades auxiliares, com a preocupação de se proceder a correções de práticas comportamentais. Com esta análise identificam-se possíveis alterações que conduzam a um incremento da eficiência energética, sem colocar em causa os níveis de atividade e a qualidade ou fiabilidade dos sistemas em análise.

Ao elaborar o relatório de AE, o auditor deverá ter presente a ideia de que a auditoria energética constitui o primeiro passo para a implementação de um processo contínuo de gestão de energia, apresentando num Plano de Racionalização de Energia (PREn) as medidas de eficiência energética que irão ser implementadas, ao longo dum cronograma de tempo limitado, e que permitam alcançar a melhoria do desempenho energético pretendido.

2.3

Formato de Relatório de Auditoria Energética

O sector de atividade, a complexidade e a dimensão da empresa auditada são fatores que afetam diretamente a estrutura do relatório de auditoria.

De uma forma genérica, um relatório de auditoria deve conter:

- Sumário executivo;
- Objetivos e enquadramento da auditoria energética;
- Identificação da instalação auditada;
- Contabilidade energética;
- Análise dos equipamentos de produção, distribuição e utilização de energia;
- Determinação de consumos específicos de energia por produto fabricado (bem como de outros indicadores de eficiência energética, tais como a intensidade energética e a intensidade carbónica) e a comparação com valores do ano de referência.

A estrutura típica de um Relatório de Auditoria Energética detalhada poderá seguir o seguinte modelo:

Sumário Executivo

1. Caracterização da Instalação

- 1.1. Identificação da Instalação
- 1.2. Resenha Histórica
- 1.3. Processo Produtivo
 - 1.3.1. Fluxograma do processo produtivo
 - 1.3.2. Descrição do processo produtivo
- 1.4. Matérias-primas e materiais reciclados
- 1.5. Frota de transportes

2. Histórico Energético e Produtivo da Instalação

- 2.1. Contabilidade Energética: Consumos e Custos de Energia
- 2.2. Produtos Finais
- 2.3. Peso Relativo da Fatura Energética nos Custos de Exploração

- 3. Análise do Período de Referência (últimos 12 meses ou último ano civil)**
 - 3.1. Consumos e Custos por Forma de Energia
 - 3.2. Cálculo e Análise da Evolução de Consumo Específico de Energia
 - 3.3. Relação entre o Consumo de Energia e a Produção (base mensal)
 - 3.4. Relação entre o Consumo Específico de Energia e a Produção (base mensal)
 - 3.5. Cálculo e Análise da Evolução de outros Indicadores de Eficiência Energética (Intensidade Energética e Intensidade Carbónica)
- 4. Distribuição dos Consumos Energéticos por Sector Produtivo e Serviços Auxiliares**
- 5. Análise dos Equipamentos Produtivos Principais Consumidores de Energia**
- 6. Serviços Auxiliares**
 - 6.1. Sector Eléctrico
 - 6.1.1. Alimentação e distribuição eléctrica
 - 6.1.2. Iluminação
 - 6.1.3. Produção e distribuição de ar comprimido
 - 6.1.4. Outros sistemas de motores eléctricos (força motriz em geral, sistemas de bombagem, sistemas de ventilação, sistemas frigoríficos, AVAC, ...)
 - 6.2. Sector Térmico
 - 6.2.1. Produção e distribuição de vapor
 - 6.2.2. Outros Serviços Auxiliares (envolvendo outros tipos de geradores de calor - água quente, termofluido e ar quente - e respectivas redes de distribuição de energia térmica)
- 7. Gestão de Energia**
- 8. Resumo das Potenciais Economias e Conclusões**
- 9. Anexos (se aplicável)**

2.4

Contabilidade Energética

Analisar os consumos energéticos duma instalação é fundamental para realizar a gestão de energia e implementar as medidas de racionalização de energia adequadas.

A contabilidade energética é a ferramenta que permite caracterizar, num período definido, os consumos e custos das diversas formas de energia consumidas e relacioná-los com a produção, determinando-se o consumo específico de energia. O desenvolvimento de um modelo de contabilidade energética consiste na criação de mapas-tipo que, rigorosamente preenchidos e analisados, permitem aferir o estado energético da instalação e dos equipamentos consumidores de energia.

O balanço energético da instalação efetua-se com base na análise das faturas das formas de energia consumidas ao longo de pelo menos um ano. Se a instalação dispuser de contagens parciais de energia, os dados obtidos devem constituir a base do modelo de contabilidade energética.

Quanto mais alargado for o período de análise das faturas, maior é a probabilidade de se obterem considerações importantes sobre o perfil de consumos e oportunidades de redução de energia, desde que o regime de funcionamento (produção) da instalação se mantenha idêntico.

Para efeitos de contabilidade energética é necessário converter para a mesma unidade os consumos e/ou produções de todas as formas de energia. A unidade utilizada para o efeito, no âmbito do SGCIE, é o tep – tonelada equivalente de petróleo.

A tabela seguinte apresenta um exemplo simples de um mapa de contabilidade energética utilizado com frequência na indústria.

Tabela 2.4.1 Exemplo de uma tabela de contabilidade energética num determinado ano de referência (consumo de energia e dados de produção).

Ano de Referência	Energia Elétrica [kgep]	Gás Natural [kgep]	Energia Total [kgep]	Produção [t]	Consumo Específico de Energia [kgep/t]
Janeiro	104 840	27 596	132 436	1 600,9	82,7
Fevereiro	118 648	47 583	166 231	2 011,2	82,7
Março	172 939	59 862	232 801	3 165,3	73,5
Abril	168 107	36 691	204 798	2 973,9	68,9
Maio	179 379	54 190	233 569	3 137,5	74,4
Junho	154 572	29 758	184 330	2 557,8	72,1
Julho	132 487	35 202	167 689	2 035,9	82,4
Agosto	77 263	21 302	98 565	1 272,6	77,5
Setembro	121 031	25 459	146 490	2 058,3	71,2
Outubro	171 756	51 517	223 273	2 858,1	78,1
Novembro	167 247	37 740	204 987	2 780,2	73,7
Dezembro	127 972	47 942	175 914	1 440,0	122,2
TOTAL	1 696 240	474 844	2 171 084	27 891,7	77,8

Tabela 2.4.2 Exemplo de uma tabela de contabilidade energética num determinado ano de referência (custo de energia e dados de produção).

Ano de Referência	Energia Elétrica [€]	Gás Natural [€]	Energia Total [€]	Produção [t]	Consumo Específico de Energia [€/t]
Janeiro	45 050,1	14 308,0	59 358,1	1 600,9	37,1
Fevereiro	50 753,7	24 999,9	75 753,6	2 011,2	37,7
Março	74 324,4	35 815,4	110 139,8	3 165,3	34,8
Abril	73 927,0	23 097,4	97 024,4	2 973,9	32,6
Maio	79 041,5	32 074,2	111 115,7	3 137,5	35,4
Junho	67 806,2	17 947,4	85 753,6	2 557,8	33,5
Julho	57 688,6	21 542,6	79 231,2	2 035,9	38,9
Agosto	33 731,4	12 713,9	46 445,3	1 272,6	36,5
Setembro	52 808,3	15 716,1	68 524,4	2 058,3	33,3
Outubro	72 954,8	31 859,7	104 814,5	2 858,1	36,7
Novembro	71 149,5	24 133,7	95 283,2	2 780,2	34,3
Dezembro	55 260,8	30 701,9	85 962,7	1 440,0	59,7
TOTAL	734 496,3	284 910,3	1 019 406,6	27 891,7	36,5

Combustíveis Fósseis

Existe uma gama variada de combustíveis disponíveis no mercado consumidos no setor industrial para a produção de energia térmica, destacando-se o fuelóleo, o gás propano, o gás natural, o gasóleo e a biomassa.

Estes combustíveis são adquiridos em unidade de massa (toneladas ou quilogramas) ou de volume (metros cúbicos normais ou litros).

Na seleção do combustível, de modo a obter a máxima eficiência energética e económica, devem ainda ter-se em consideração os seguintes aspetos:

- Custo;
- Disponibilidade do recurso junto do ponto de consumo;
- Qualidade de combustível (poder calorífico, contaminações, humidade, etc.);
- Repercussões ambientais;
- Segurança.

Energia Elétrica

Com a liberalização do mercado, os comercializadores de energia têm a possibilidade de negociar com os seus clientes o custo de cada componente de energia mensalmente faturada, com exceção das parcelas já pré-definidas inerentes ao custo de utilização de redes de transporte, imposto sobre os produtos petrolíferos e energéticos (ISP) e contribuição audiovisual.

Análise de Faturas de Energia Elétrica

A análise das faturas de energia elétrica permite avaliar a distribuição do consumo pelos diferentes períodos horários de entrega de energia (horas cheias, horas de pontas, horas de vazio e horas de super vazio) É ainda através da análise da fatura que se consegue recolher informação relativa à existência de encargos de energia reativa e da evolução da potência contratada e da potência em horas de ponta.

2.5

Indicadores Energéticos (Consumo Específico de Energia, Intensidades Energética e Carbónica)

As instalações industriais podem ser caracterizadas por vários indicadores de desempenho energético. Estes indicadores terão de permitir um acompanhamento da evolução da eficiência energética na instalação, bem como permitir aferir o impacto das medidas de eficiência energética implementadas.

A legislação em vigor impõe a determinação de três indicadores de eficiência energética para a instalação no período de referência (ano civil anterior à data da auditoria) e que são:

Intensidade Energética (IE):

É expressa em unidades de kgep/€, sendo determinada pelo quociente entre o consumo total de energia primária ("E" em unidades de kgep) e o Valor Acrescentado Bruto (VAB, em euros) das atividades empresariais diretamente ligadas a essas instalações industriais.

$$IE = \frac{E}{VAB}$$

Consumo Específico de Energia (CEE):

É expresso em unidades de kgep/unidade de produção, sendo determinado pela razão entre o consumo de energia primária ("E" em unidades de kgep) e a produção ("P" em unidades de produção). Este conceito é referido sempre a um determinado produto ou processo e tanto se poderá aplicar a toda a instalação, como apenas a uma secção produtiva ou setor.

Intensidade Carbónica (IC):

É expressa em unidades de t CO₂e/tep, sendo determinada pelo quociente entre o valor das emissões de gases de efeito de estufa resultantes da utilização das várias formas de energia no processo produtivo (em unidades de t CO₂e) e o respetivo consumo total de energia primária ("E" em unidades de tep).

$$IC = \frac{\text{Emissões}}{E}$$

No caso de instalações industriais, o cálculo do CEE é relativamente simples quando aquelas produzem apenas uma família de produto, ao passo que em instalações produtoras de várias tipologias de produto este cálculo pode tornar-se mais complexo. Neste último caso, tal como já foi referido, devem desagregar-se os consumos de energia por tipo de processo ou produto e, assim, calcular-se o consumo específico de energia para cada tipo de produto. Em ambos os casos, o valor de produção deve vir expresso em unidades consideradas típicas desse sector de atividade/produto fabricado, pelo que pode ser em toneladas, em metros quadrados, em hectolitros, horas-homem, etc., dependendo do produto.

Para o cálculo do CEE deve converter-se toda a energia consumida, inerente ao processo produtivo, para a mesma unidade energética (kWh, kJ, kcal, tep), assim como a produção em unidades equivalentes. Pode estabelecer-se este tipo de rácio em termos de consumo de energia total ou apenas referente a determinada fonte de energia, por exemplo, consumo de energia elétrica.

Através da posse dos dados mensais de consumo de energia e de produção, dois tipos de correlações gráficas devem ser estabelecidas, as quais poderão fornecer informação relevante sobre o desempenho energético da instalação.

Na primeira, utilizando um gráfico X-Y podem-se inscrever os valores mensais de produção P (eixo X) versus consumo de energia mensais E (eixo Y).

Usando os dados para obter a reta que melhor se adapta ao seu conjunto (pelo “método dos mínimos quadrados”), obtém-se uma equação do tipo:

$$E = E_0 + c \times P$$

A reta deverá então ser analisada para as alíneas seguintes:

(i) A ordenada na origem (E_0): na maioria dos casos este parâmetro representa a energia necessária para manter as perdas permanentes, isto é, a energia utilizada sob condições de produção nula. Esta energia não está diretamente relacionada com a produção, ou seja, está inerente aos consumos dos serviços auxiliares e/ou a perdas independentes da produção;

(ii) O declive (c): este parâmetro corresponde à energia necessária para a produção. Assim uma redução no valor de c corresponde a uma redução da quantidade de energia necessária para produzir uma determinada quantidade de produto;

(iii) A dispersão dos pontos que permitem a construção do gráfico, dada pelo coeficiente de correlação (R): este parâmetro é fundamental na análise da eficiência energética da instalação, uma vez que dá a indicação do potencial das economias de energia que podem ser obtidas por meio de um controlo mais rigoroso. Desde que os dados sejam fiáveis, valores baixos de R significam que o potencial de economia de energia é elevado, e valores elevados de R significam o inverso, ou seja, que o potencial de poupanças energéticas é reduzido. Poder-se-á desta forma afirmar que quanto mais próximo da unidade for o valor do coeficiente de correlação linear, mais fielmente a reta prevê o valor da energia consumida, para uma qualquer produção;

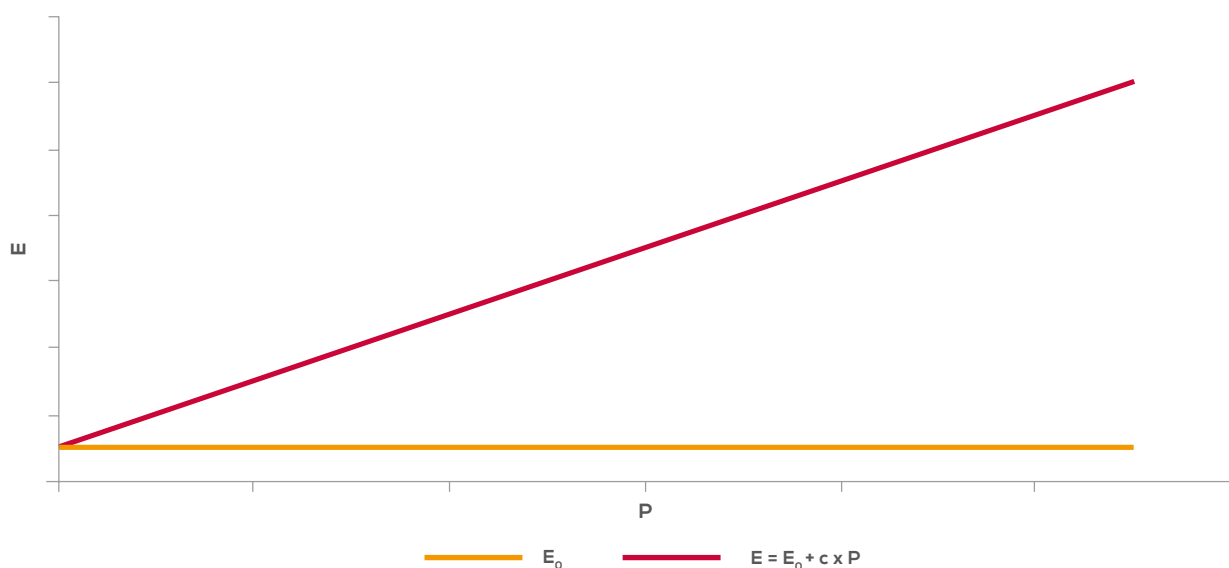


Figura 2.5.1 - Correlação linear “Energia” versus “Produção”

A segunda correlação de grande importância é a representação gráfica da variação do consumo específico de energia “CEE” com a produção “P”, igualmente numa base mensal, e que constitui um indicador complementar sobre a eficiência na utilização da energia.

É de referir que um ponto situado abaixo da curva representa um aumento de eficiência, e com a implementação de programas de conservação de energia, a entidade gestora da instalação deverá tentar baixar progressivamente a sua curva real em direção à curva ótima de funcionamento.

O consumo específico de energia será então:

$$CEE = \frac{E_0 + c \times P}{P} = \frac{E_0}{P} + c$$

É de salientar que as representações gráficas a que temos vindo a fazer referência poderão ser feitas quer em termos de instalação global, quer por principais secções ou equipamentos consumidores de energia, e em termos de energia total ou independentemente para cada forma de energia utilizada

Na figura seguinte apresentam-se, a título de exemplo, os pontos “consumo” vs “produção” e a correspondente reta, determinada pelo Método dos Mínimos Quadrados, a qual se baseia nos 12 pontos correspondentes a um período de 12 meses.

Apresenta-se também a equação desta reta e o quadrado do valor do coeficiente de correlação linear (R^2).

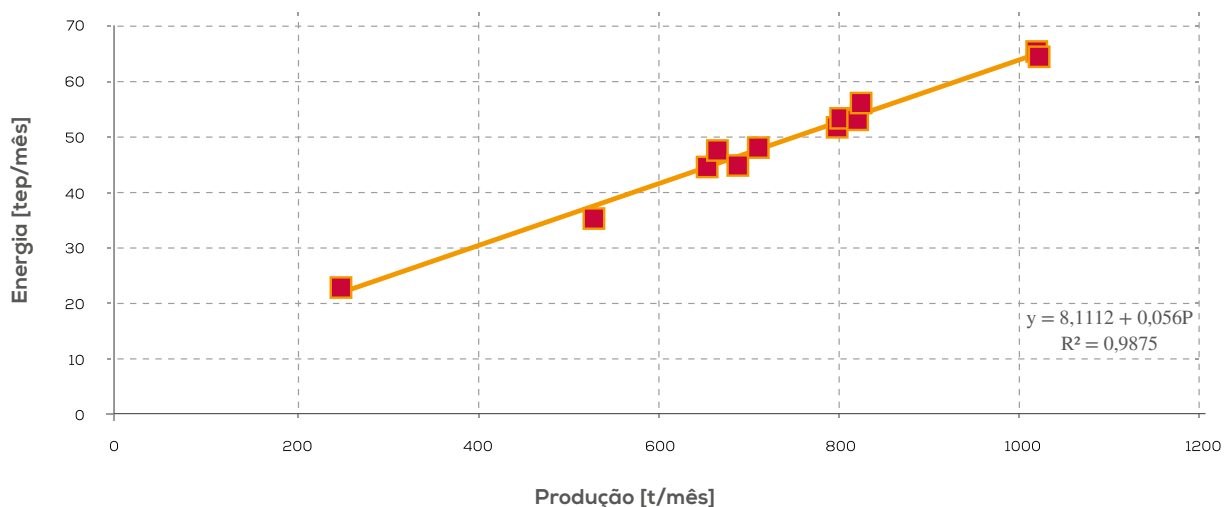


Figura 2.5.2 - Relação entre o consumo de energia e a produção, de um exemplo prático

O CEE é função da “produção” e será tanto menor quanto maior for aquela, uma vez que o aumento do volume de produção não é proporcional a um aumento equivalente do consumo de energia.

Na figura seguinte representam-se os pontos reais relativos ao “consumo específico de energia” vs “produção”, correspondentes ao mesmo período de 12 meses.

Apresenta-se também a curva resultante, cuja equação é do tipo:

$$CEE = \frac{E_0}{P} + c$$

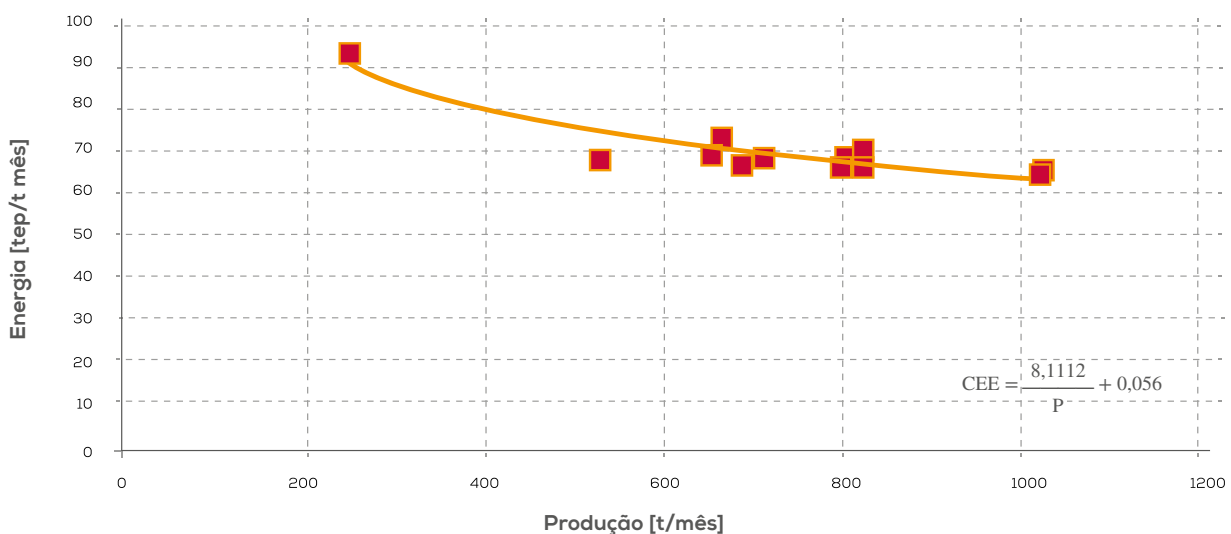


Figura 2.5.3 - Relação entre o consumo específico de energia e a produção

Como se verifica, o consumo específico de energia reduz-se com o aumento de produção, tendendo para valores constantes na gama das grandes produções, indiciando haver uma forte dependência do consumo específico de energia relativamente à produção.

É de salientar que em qualquer um dos dois tipos de gráficos atrás referidos (“consumo de energia” versus “produção” e “consumo específico de energia” versus “produção”), se, porventura, as representações gráficas obtidas não corresponderem ao esperado (uma reta e um ramo de hipérbole, respetivamente) isso é sintoma de anomalias verificadas e de potenciais desperdícios de energia.

2.6

Oportunidades de redução dos consumos energéticos

A conservação de energia é a forma encontrada de reduzir o consumo de energia e respetivos custos, sem qualquer diminuição da produção e sem afetar a qualidade do produto.

Este capítulo apresenta de forma sucinta, algumas das medidas com potencial de economia frequentemente encontradas na indústria.

2.6.1 MEDIDAS DE BOA GESTÃO ENERGÉTICA

São consideradas medidas de Boa Gestão Energética todas as medidas que, sem exigir investimentos ou com investimentos pouco significativos, traduzem uma economia de energia e aumentam a eficiência energética da instalação.

De seguida apresenta-se uma lista das medidas de economia de energia mais comuns, divididas por setor de aplicação e/ou forma de energia economizada.

Central de produção de vapor

- Otimização das condições de armazenagem e distribuição de combustível;
- Redução da temperatura do combustível no depósito de armazenamento;
- Otimização das condições de combustão (afinação do queimador);
- Limpeza das superfícies de transferência de calor;
- Tratamento adequado da água de alimentação e das purgas;
- Reparação de fugas de vapor;
- Manutenção/Reparação de isolamentos térmicos.

Rede de distribuição de vapor e recolha de condensados

- Inspeção, verificação e reparação de purgadores de vapor;
- Manutenção/Reparação dos isolamentos térmicos;

- Isolamento dos troços de tubagem e acessórios que não disponham de proteção térmica;
- Reparação de fugas de vapor.

Serviços Auxiliares

- Redução da pressão de serviço da central de produção ar comprimido;
- Reduzir/eliminar fugas de ar comprimido;
- Evitar o consumo de energia em períodos de standby ou paragem de equipamentos;
- Realização de ações de sensibilização para fomentar uma mudança de atitude, com vista a comportamentos mais sustentáveis;
- Desligar a iluminação desnecessária e utilização de controlos automáticos de iluminação;
- Efetuar regularmente a manutenção das lâmpadas;
- Desligar os sistemas de iluminação nos períodos de paragem;
- Otimização da utilização de iluminação natural;
- Estudo e avaliação dos contratos com as empresas distribuidoras de energia e eventual revisão;
- Controlo das faturas de energia;
- Registo das pontas de potência;
- Desfasamento dos maiores consumidores de energia sempre que possível;
- Otimização dos regimes de carga (programação das cargas ao longo do dia).

2.6.2

MELHORIA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DA INSTALAÇÃO

Nesta seção são resumidamente apresentadas medidas de utilização racional de energia aplicadas à generalidade das indústrias nacionais, agrupadas em função do âmbito de aplicação.

Central de vapor e Rede de distribuição de vapor e de recolha condensados

- Recuperação de calor dos gases de combustão para pré-aquecimento da água de alimentação à caldeira;
- Recuperação de calor dos gases de combustão para pré-aquecimento do ar de combustão;
- Isolamento térmico das tubagens de distribuição de vapor e recolha de condensados;
- Isolamento térmico de acessórios (válvulas e flanges);
- Recuperação de condensados para alimentação à caldeira;
- Recuperação de calor das purgas;

- Minimização de purgas da caldeira;
- Utilização de vapor *flash*.

Serviços Auxiliares

- Substituição de compressores de ar com regulação de funcionamento “carga-vazio” por compressores com variação de velocidade;
- Recuperação de calor dos compressores de ar para aquecimento ambiente;
- Recuperação de calor dos compressores de ar para produção de água quente para o processo produtivo;
- Redução da temperatura do ar de admissão ao compressor de ar;
- Substituição dos sistemas de iluminação convencionais por sistemas de iluminação mais eficientes;
- Substituição dos sistemas de motores convencionais por motores de alto rendimento;
- Instalação de variadores eletrónicos de velocidade;
- Instalação de baterias de condensadores para correção do fator de potência.

Outras Medidas

- Implementação de sistema de gestão de energia;
- Instalação de sistema solar térmico para produção de água quente sanitária;
- Instalação de sistema fotovoltaico;
- Implementação de unidade de cogeração ou centrais de trigeração.

2.6.3

SUBSTITUIÇÃO DE FORMAS DE ENERGIA

A produção de energia térmica é responsável por uma parcela importante dos consumos e custos energéticos na concretização dos processos industriais.

A seleção do combustível depende maioritariamente do custo dos combustíveis alternativos, mas também da possibilidade de reconversão e dos custos de substituição dos equipamentos existentes.

Uma medida de utilização racional de energia frequentemente encontrada na indústria é a conversão de caldeiras a fuelóleo ou gás propano para gás natural.

O gás natural apresenta-se como uma opção energética para o abastecimento de caldeiras industriais (existentes ou novas), quer pelas vantagens económicas (energia com menor custo por unidade de energia útil) quer pelas vantagens

tecnológicas do combustível.

Estima-se que, comparativamente com o fuelóleo, a utilização de gás natural como combustível de alimentação a caldeiras industriais, poderá contribuir com uma melhoria na ordem dos 3 % a 6 % no rendimento global destes equipamentos.

Os motivos principais para que tal melhoria seja alcançada atribuem-se a:

- Supressão do gasto energético no aquecimento em armazenamento e distribuição;
- Supressão do sistema de bombagem;
- Um melhor ajuste da relação ar/combustível. Com a utilização de fuelóleo o excesso de ar dificilmente poderá ser inferior a 15 %, com a utilização de gás natural facilmente se atingem 5-10 %;
- Redução das emissões de CO₂;
- Redução dos custos com a manutenção dos queimadores, da caldeira e dos equipamentos auxiliares.

O rendimento global na produção de calor é a principal vantagem do gás natural, ao recuperar o calor dos produtos de combustão que saem da caldeira para o aquecimento da água de alimentação à caldeira ou do ar de combustão ou ainda para a produção de água quente para utilizações do processo. Em termos gerais, o rendimento global é reforçado em 1 % por cada 30°C de arrefecimento dos produtos de combustão.

O potencial de recuperação de calor dos produtos da combustão do fuelóleo é normalmente limitado, uma vez que é necessário manter a sua temperatura acima dos 160-180°C (consoante o teor de enxofre do fuelóleo) para evitar condensações corrosivas. Com a utilização do gás natural, os produtos da combustão podem ceder calor até temperaturas muito inferiores, dado o seu teor de enxofre ser muito baixo.

De seguida apresenta-se um exemplo da determinação da economia expectável com a conversão de uma caldeira a fuelóleo para gás natural, com base nos dados apresentados na tabela 2.6.1.

Tabela 2.6.1 Dados para determinação das economias previstas com a conversão de caldeira a fuelóleo para gás natural.

Parâmetros	Valor	Unidade
Consumo de fuelóleo	5 000	[t]
	4 920	[tep]
Custo unitário do fuelóleo	575	[€/t]
Custo do fuelóleo	2 875 000	[€]
Rendimento	82	[%]
PCI do fuelóleo	41 200	[kJ/kg]
	0,984	[kgep/kg]
Custo unitário do gás natural	520	[€/t]
Rendimento	90	[%]
PCI do gás natural	45 100	[kJ/kg]
	1,077	[kgep/kg]
Peso específico do gás natural	0,8404	[kg/m ³ (n)]

Determinação do Consumo Energético de Fuelóleo:

Consumo energético de fuelóleo (kJ) = Consumo de fuelóleo (kg) × PCI do fuelóleo (kJ/kg)

$$\text{Consumo energético de fuelóleo} = (5\,000 \times 1\,000) \times 41\,200$$

$$\text{Consumo energético de fuelóleo} = 206\,000\,000\,000\text{ kJ} = 206\,000\text{ GJ}$$

Determinação da Energia Útil do Fuelóleo:

Energia útil do fuelóleo (GJ) = Consumo energético de fuelóleo (GJ) × Rendimento

$$\text{Energia útil do fuelóleo} = 206\,000 \times 0,82$$

$$\text{Energia útil do fuelóleo} = 168\,920\text{ GJ}$$

Determinação da Energia Útil do Gás Natural:

Energia útil do gás natural (GJ) = Energia útil do fuelóleo (GJ) = 168 920 GJ

Determinação do Consumo Energético Equivalente de Gás Natural:

$$\text{Energia útil do gás natural (GJ)} = \text{Consumo energético de gás natural (GJ)} \times \text{Rendimento}$$

$$168\,920 = \text{Consumo energético de gás natural} \times 0,90$$

$$\text{Consumo energético de gás natural} = 187\,689 \text{ GJ}$$

Determinação do Consumo Equivalente de Gás Natural:

$$\text{Consumo energético de gás natural (kJ)} = \text{Consumo de gás natural (kg)} \times \text{PCI do gás natural (kJ/kg)}$$

$$187\,689\,000\,000 = \text{Consumo de gás natural} \times 45\,100$$

$$\text{Consumo de gás natural} = 4\,161\,619 \text{ kg}$$

$$\text{Consumo de gás natural} = 4\,951\,950 \text{ m}^3 \text{ (n)}$$

$$\text{Consumo de gás natural} = 4\,482 \text{ tep}$$

Determinação do Custo Equivalente de Gás Natural:

$$\text{Custo de gás natural (€)} = \text{Consumo de gás natural (t)} \times \text{Custo unitário do gás natural (€/t)}$$

$$\text{Custo de gás natural} = 4\,161,619 \times 520$$

$$\text{Custo de gás natural} = 2\,164\,042 \text{ €}$$

Determinação das Economias:

$$\text{Economia (€)} = \text{Custo de fuelóleo (€)} - \text{Custo de gás natural (€)}$$

$$\text{Economia (€)} = 2\,875\,000 - 2\,164\,042$$

$$\text{Economia (€)} = 710\,958 \text{ €}$$

$$\text{Economia (tep)} = \text{Consumo de fuelóleo (tep)} - \text{Consumo de gás natural (tep)}$$

$$\text{Economia (tep)} = 4\,920 - 4\,482$$

$$\text{Economia (tep)} = 438 \text{ tep}$$

Determinação da % de Economias:

Custo

$$\% \text{ Economia} = \frac{\text{Economia (€)}}{\text{Custo do fuelóleo (€)}} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{710\,958}{2\,875\,000} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 24,7 \%$$

Energia

$$\% \text{ Economia} = \frac{(\text{Economia (tep)})}{(\text{Custo do fuelóleo (tep)})} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{(438)}{(4\,920)} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 8,9 \%$$

Como referido anteriormente, outra oportunidade de melhoria passível de implementação em centrais térmicas é a conversão do equipamento produtor de energia térmica de gás propano para gás natural.

A tabela 2.6.2 apresenta a economia expectável com a conversão deste equipamento, determinada com base no método anteriormente apresentado.

Tabela 2.6.2 Economias previstas com a conversão de caldeira a gás propano para gás natural.

Parâmetros	Valor	Unidade
Consumo de gás propano	269	[t]
	300	[tep]
Custo unitário do gás propano	800	[€/t]
Custo do gás propano	215 200	[€]
Rendimento com gás propano	89	[%]
PCI do gás propano	46 650	[kJ/kg]
	1,114	[kgep/kg]
Custo unitário do gás natural	520	[€/t]
Rendimento com gás natural	90	[%]
PCI do gás natural	45 100	[kJ/kg]
Consumo Energético de gás propano	12 549	[GJ]
Energia útil do gás propano	11 168	[GJ]
Energia útil do gás natural	11 168	[GJ]
Consumo Energético equivalente de gás natural	12 409	[GJ]
Consumo equivalente de gás natural	275 144	[kg]
	327 397	[m ³ (n)]
	296	[tep]
Custo equivalente de gás natural	143 080	[€]
Economia [€]	72 120	[€]
Economia [tep]	4	[tep]
	1,3	[%]

2.7

Equipamentos de Monitorização e Medição

Neste capítulo apresentam-se os principais equipamentos utilizados na realização das auditorias energéticas, bem como as necessidades da sua calibração e as metodologias de monitorização que se poderão adotar.

2.7.1 EQUIPAMENTOS DE AUDITORIA ENERGÉTICA

Para a realização de uma auditoria energética, independentemente do motivo da sua elaboração, são necessários equipamentos para a recolha de dados sobre o consumo energético de um equipamento ou de um conjunto de equipamentos produtivos ou dos serviços auxiliares.

Os equipamentos apresentados constituem apenas alguns exemplos das várias gamas de equipamentos existentes:

Equipamentos de Monitorização Elétrica

Um analisador de energia elétrica é um equipamento que permite medir um conjunto de parâmetros que definem um sistema elétrico. Existem vários tipos, cada um com o seu princípio de funcionamento, mas basicamente todos apresentam o mesmo resultado final. São equipamentos portáteis, fáceis de transportar devido às suas dimensões e peso e são de fácil utilização.



Figura 2.7.1 - Exemplo de equipamentos de monitorização elétrica. a) Analisador de energia; b) multímetro com pinça amperimétrica

Existem modelos de analisadores de energia elétrica que permitem registros dos valores instantâneos, médios e máximos em períodos definidos pelo operador, relativos às tensões, correntes, fatores de potência ($\cos \varphi$), potências ativas, reativas e aparentes, e consumos quer por fase quer entre fases, etc.

Em alguns modelos é também possível medir e analisar as distorções provocadas pelas harmônicas introduzidas por certas cargas na rede elétrica.

Os analisadores de energia elétrica são instrumentos que poderão servir de apoio ao gestor de energia, devido à informação por ele fornecida, permitindo tirar conclusões relativamente às grandezas elétricas, características de um circuito elétrico de uma instalação ou equipamento, como, por exemplo: o fator de potência, o diagrama de carga, o índice de carga dos transformadores, o equilíbrio entre fases, entre outros.

Cuidados a ter:

A utilização deste tipo de equipamento de medida exige que o utilizador obedeça às regras básicas de segurança no manuseamento de circuitos elétricos, como sejam:

- usar luvas protetoras para tensões superiores a 400 volts;
- usar calçado isolante;
- nas medições no interior do posto de transformação (PT) usar sempre o estrado ou tapete isolante;
- evitar fazer as montagens do equipamento de medida apoiado nas portas dos quadros elétricos;
- ter o cuidado de verificar se, por exemplo, o “fio de terra” não é usado como fio condutor de corrente;
- evitar, a todo o custo, curto-circuitos.

Outras medidas de ordem prática:

- verificar se, ao abrir um quadro elétrico de um equipamento, ele não desliga;
- verificar o aperto dos cabos elétricos que vão ser sujeitos a medição de corrente elétrica;
- verificar se a saída de um quadro geral corresponde, efetivamente, ao que se pretende medir.

Equipamento de Gases de Combustão

A análise de gases de combustão é utilizada como método de controlo de algumas variáveis e parâmetros de operação de geradores de calor, tais como: excesso de ar, emissões gasosas, caudal de gases (cálculo), rendimento de combustão, etc.

As condições ambientais severas a que poderão estar sujeitos estes equipamentos e a necessidade que funcionem sem ligação à corrente elétrica (230V), obriga à solicitação de elevados níveis de conhecimentos técnicos para a sua conceção.

Os analisadores de gases de combustão devem ser compactos, leves, de fácil transporte e de fácil utilização e ainda mais importante, os valores devem ser rapidamente medidos/determinados e com baixo consumo de energia.



Figura 2.7.2 - Exemplo de equipamentos de análise de gases de combustão

A análise deverá ser feita em vários regimes de funcionamento do equipamento a analisar, dando maior ênfase ao regime normal de funcionamento.

Medição de Humidade

A água é omnipresente no ambiente, nos materiais sólidos e mesmo nos líquidos. A presença de vapor de água no ar atmosférico tem uma influência sobre o comportamento de um elevado número de materiais ditos higroscópicos donde o teor de água depende diretamente da humidade contida no ar ambiente, como sejam os casos da madeira, do papel, das fibras têxteis, dos produtos alimentares, entre outros.

As constantes melhorias nos processos técnicos, na qualidade e no menor consumo de energia, requerem processos de medida precisos, estáveis.



Figura 2.7.3 - Exemplo de equipamentos de higrómetros e termohigrómetro com sonda flexível

Normalmente, para a determinação da humidade específica ou o ponto de orvalho do ar ou de um gás, ou outras variáveis associadas à medição da humidade relativa, é necessário consultar um diagrama de Mollier ou carta psicrométrica. No entanto, já existem equipamentos que contêm todos os parâmetros do diagrama de Mollier contidos em memória e, portanto, fornecem ao operador todos os dados instantaneamente.

Medição de Temperatura

A temperatura é a unidade física medida com mais regularidade, por diferentes métodos. A escolha do transdutor apropriado depende, basicamente, dos seguintes fatores: custo do sistema, a precisão requerida, o tempo de resposta e o alcance. De seguida, descrevem-se os transdutores mais comuns na indústria e os seus princípios básicos de funcionamento. Não são indicados aqui os diversos tipos e esquemas de indicação e transmissão dos sinais medidos.



Figura 2.7.4 - Exemplo de equipamentos de medição de temperatura: termómetro de contato, pirómetro e câmara termográfica

Medição de Caudais

Caudal mássico ou volumétrico é a quantidade de material em massa ou em volume que atravessa uma dada secção por unidade de tempo.

Medições diretas de caudal mássico de fluidos raramente são realizadas industrialmente, sendo, geralmente, inferidas, entre outras formas, a partir das medições de caudais volumétricos. Mesmo estes são, normalmente, inferidos através da medição do diferencial de pressão, da velocidade, da área, entre outras, devendo ainda ter em conta as propriedades do fluido, como densidade, viscosidade, etc..

Os caudalímetros mais vistos na indústria podem ser divididos em dois grupos:

Caudalímetros por diferencial de pressão

São instrumentos que fazem uso da queda de pressão provocada pela passagem do fluido, através de um dispositivo de geometria conhecida como parâmetro de medida. Essa queda de pressão é função do caudal que passa pelo dispositivo. Os seguintes fatores devem ser levados em conta na seleção dos caudalímetros por pressão diferencial: características do fluido, impurezas ou materiais em suspensão, viscosidade, incrustação, erosão, perda de carga possível, características da instalação, trecho reto da tubagem, precisão necessária, considerações económicas, etc..

São exemplos de equipamentos de medição de caudal por diferencial de pressão os tubos de Pitot, placa de orifício, tubo de Venturi e área variável.



Figura 2.7.5 - Exemplo de equipamentos tubo de Pitot e placa de orifício

Caudalímetros por velocidade

Estes instrumentos funcionam de modo linear ao volume do escoamento. Como neste caso não existe a premissa de que a queda de pressão no instrumento é proporcional ao quadrado da velocidade do escoamento, o intervalo é maior.

São exemplos de equipamentos de medição de caudal por velocidade anemómetros de turbina, anemómetro térmico, gerador de vórtices ("vortex") e ultrassónicos.



Figura 2.7.6. - Exemplo de equipamentos de anemómetros de turbina e ultrassónico

Correção do Volume Medido de Gases Combustíveis (PTN)

A medida de caudal obtida pelos caudalímetros apresentados anteriormente é quantificada a partir de elementos primários de medida que, instalados na tubagem, traduzem uma medida de caudal volumétrico instantâneo nas condições a que se encontra o fluido.

Este caudal volumétrico não nos proporciona, de facto, suficiente informação sobre a quantidade de fluido que realmente circula, uma vez que esta varia com as condições de pressão e temperatura bem como a sua composição química. Daí a necessidade de utilizar fatores de correção de caudal volumétrico para obter uma expressão exata do caudal que circula em cada instante.

Uma grandeza muito utilizada na medida de caudais de gases combustíveis é o Caudal Volumétrico Normal tendo como referência a pressão de 101 300 Pa (1,013 bar) e a temperatura de 0°C (condições PTN).

De acordo com a Lei dos Gases Perfeitos, o volume corrigido para condições PTN (pressão e temperatura normais) é determinado segundo a expressão:

$$V_n = V \times \frac{P}{P_0} \times \frac{T_0}{T} \times \frac{Z_0}{Z}$$

em que V_n é o caudal em $m^3 (n)/h$, sendo $P_0 = 101\,300$ Pa (1,013 bar), $T_0 = 273,15$ K e Z_0 o fator de compressibilidade a P_0 e T_0 , e a pressão (P) e a temperatura (T) em valores absolutos.

A seguir é dado um exemplo das diferentes variáveis obtidas em dois corretores de volume instalados numa estação de redução de pressão de gás natural.

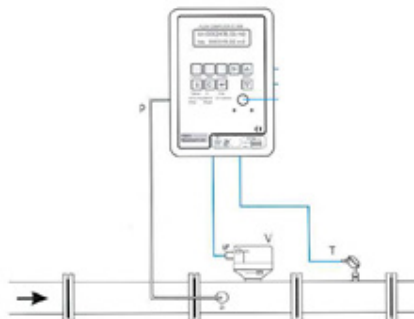


Figura 2.7.7 - Corretor de volume instalado numa estação de redução de pressão de gás natural

Correção do consumo de gás natural:

Equações:

$$V_n = V \times CF$$

$$CF = (p/p_n) \times ((T_n + T_0) / (T + T_0)) \times 1/K$$

$$K = Z/Z_n$$

Em que:

V_n - Volume corrigido para as condições de referência (PTN)

V - Volume lido (não corrigido)

C_F - Fator de correção

p - Pressão absoluta do gás

p_n - Pressão absoluta de referência (1,013 bar)

T - Temperatura do gás

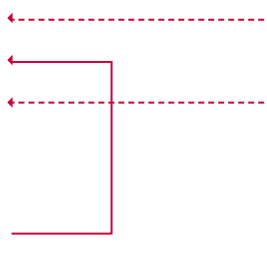
T_n - Temperatura de referência (0°C)

T_0 - Temperatura absoluta (273,15 K)

Z_n - Compressibilidade de referência do gás

Z - Compressibilidade do gás segundo p e T

K - Razão de compressibilidade



Informação recolhida de dois contadores de gás natural com correção da pressão e temperatura para as condições PTN:

Tabela 2.7.1 Informação recolhida de dois contadores de gás natural.

Grandeza	Cont. nº1	Cont. nº2	Unidades
CF - Fator de correção	17,2089	3,6892	-
Z_n - Compressibilidade de referência do gás	0,9969	0,9969	-
Z - Compressibilidade do gás segundo p e t	0,9562	0,9898	-
K - Razão de compressibilidade	0,9591	0,9928	-
q - Volume não corrigido	88,08	94,74	[m ³]
q_n - Volume corrigido segundo p e t	1 515,78	368,56	[m ³ (n)]
Press - Pressão absoluta do gás	17,791	3,858	[bar]
Temp - Temperatura do gás	17	11,17	[°C]
d - Densidade relativa do gás	0,6559	0,6559	-
V - Volume total não corrigido	22 960	56 097	[m ³]
V_n - Volume total corrigido	391 427	209 679	[m ³ (n)]
HS - PCS	42 293	42 293	[MJ/m ³ (n)]
CO₂ - Fração molar	0,26	0,26	[mol %]
H₂ - Fração molar	0	0	[mol %]

2.7.2

PLANO DE CALIBRAÇÃO

A calibração consiste num conjunto de operações que estabelecem, em condições especificadas, a relação entre valores de grandezas indicadas por um instrumento de medição ou sistema de medição, ou os valores representados por uma medida materializada, ou um material de referência e os correspondentes valores realizados por padrões.

A existência de um plano de calibração permite conhecer, para os instrumentos de medição utilizados, o período de calibração, responsabilidade da calibração, incerteza de medição, critérios de aceitação/rejeição, datas das próximas calibrações, entre outras informações.

Aquando da aquisição dos equipamentos de monitorização no âmbito dos trabalhos de auditoria energética, deve exigir-se um certificado de calibração, assim como o manual de utilização (em Português) dos aparelhos, no qual deverão constar as fórmulas de cálculo utilizadas pelo equipamento.

Periodicamente, os equipamentos devem ser enviados para laboratórios acreditados para calibração por forma a conhecer o erro associado às monitorizações efetuadas.

2.7.3

MONITORIZAÇÃO

Para otimizar a gestão energética numa indústria é necessário um sistema de recolha de informações que permita acompanhar, avaliar e controlar sistematicamente os diferentes fatores que influenciam o seu consumo energético, bem como recolher dados para a análise da viabilidade técnica de alguns projetos de redução do consumo de energia.

Para alcançar este objetivo é fundamental dotar as instalações de instrumentação adequada e dotar os seus técnicos de conhecimentos teóricos/práticos para a instalar, manter e utilizar de modo correto, no sentido de garantir medições precisas que efetivamente reflitam a realidade que se quer analisar.

No âmbito dos trabalhos inerentes às auditorias energéticas é frequente recorrer-se a equipamentos portáteis ou à análise dos dados recolhidos pela empresa industrial através dos equipamentos fixos já instalados, tendo em atenção os cuidados que se devem tomar ao fazer as medições, bem como a interpretação dos valores obtidos.

As monitorizações elétricas com recurso a equipamentos portáteis deverão ser efetuadas apenas por técnicos com formação adequada para instalar equipamentos

em quadros elétricos e, sempre que possível, com o quadro elétrico do equipamento que desejamos monitorizar desligado. Estes trabalhos deverão ser realizados sempre com equipamentos de proteção mínimos: luvas de proteção dielétrica de tensão adequada, viseira com proteção elétrica, tapete isolante ou banco isolante e roupa ignífuga.

Para efeitos de auditoria energética as monitorizações têm como objetivo a aquisição de informação *in situ*, num determinado período temporal, sobre as transferências de energia e massa pelas fronteiras do sistema global e/ou de subsistemas ou equipamentos relevantes sob o ponto de vista energético, assim como aquisição de informação relativa a ações comportamentais e processuais.

As monitorizações elétricas poderão ser realizadas em contínuo em vários pontos de consumo, permitindo obter diagramas de carga simultâneos e identificar oportunidades de racionalização do consumo de energia.

Os diagramas de carga deverão monitorizar uma variação de carga representativa do equipamento/sector que se pretende analisar. O período temporal de recolha desta informação poderá variar de acordo com o objetivo pretendido. Contudo, existem pontos de monitorização que deverão registar os consumos energéticos, no mínimo, durante 24 horas contínuas, como é o caso do consumo geral da instalação ou dos compressores de ar.

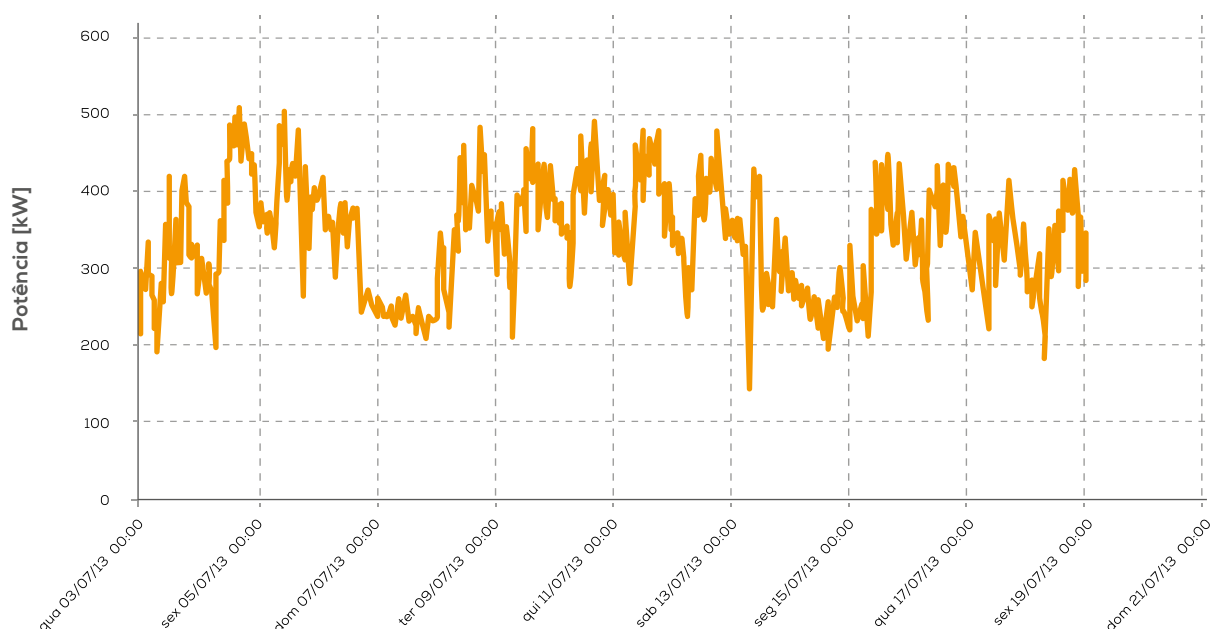


Figura 2.7.8 - Diagrama de carga geral de uma instalação industrial

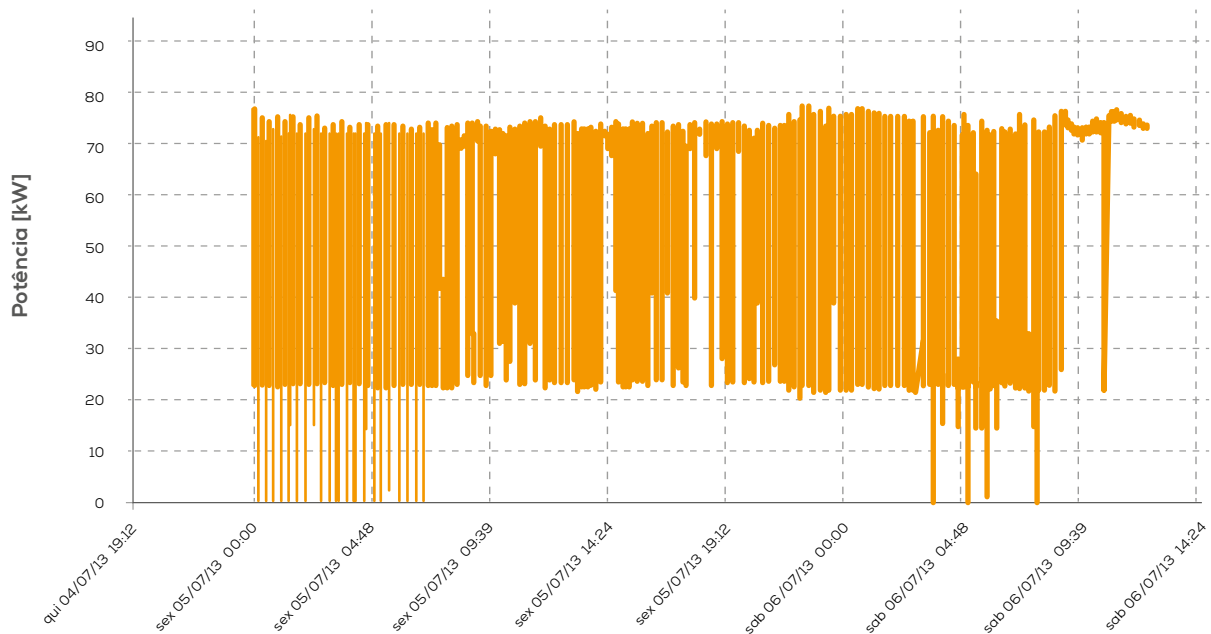


Figura 2.7.9 - Diagrama de carga do compressor de ar de uma instalação industrial

Durante a intervenção de campo duma auditoria energética é igualmente avaliada a eficiência energética dos geradores de calor, através de monitorizações pontuais de caudais e temperaturas, por forma a realizar o balanço de massa e energia destes equipamentos.

No caso da análise aos resultados de avaliação da eficiência energética dos sistemas de refrigeração deverá ter em atenção não só a variação das condições ambiente no momento da análise, mas também o histórico de variação destas condições ao longo do ano. Por vezes, justifica-se a determinação do rendimento destes equipamentos em mais do que uma estação do ano.

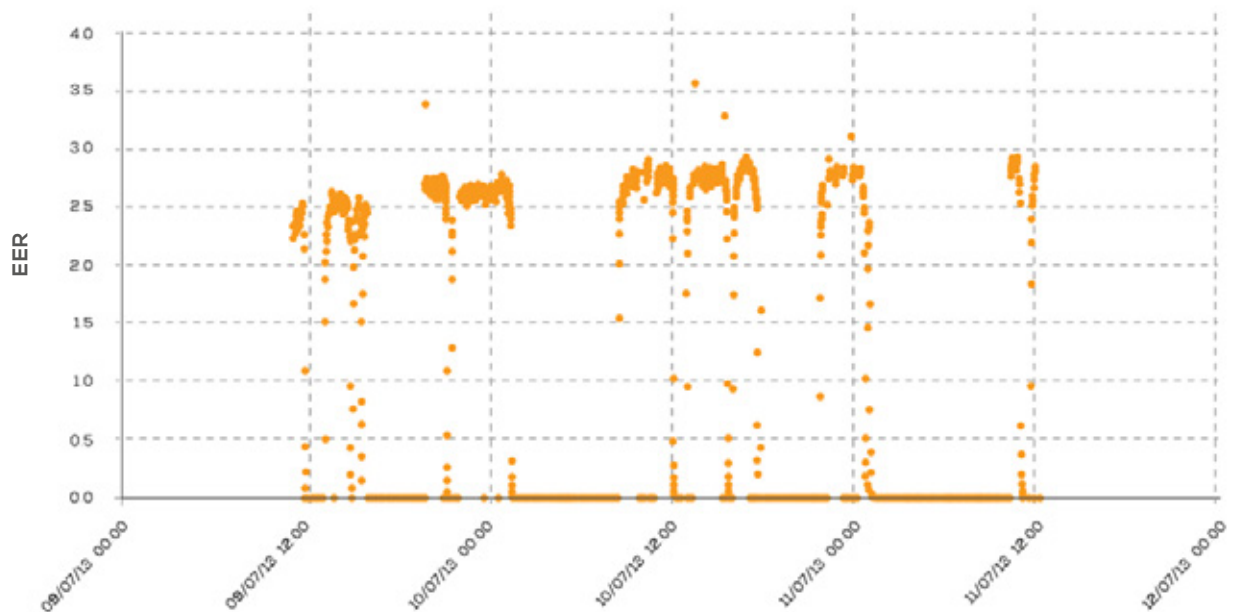


Figura 2.7.10 - Variação do EER (Energy Efficiency Ratio) de um chiller

As monitorizações no âmbito de uma auditoria energética não suportam apenas a caracterização energética da instalação, mas também apoiam a determinação das poupanças energéticas estimadas inerentes às medidas de utilização racional de energia propostas.

As economias energéticas poderão ser validadas após a implementação das medidas de eficiência energética, recorrendo-se a metodologias apropriadas para cada tipologia de medida. Segundo o Protocolo Internacional de Medição e Verificação de Performance (PIMVP), a economia de energia é determinada comparando-se o consumo monitorizado antes e depois da implementação de um programa de ações, fazendo-se os ajustes adequados às alterações nas condições da baseline de referência.

O PIMVP documenta termos comuns e métodos para avaliar o desempenho energético de projetos de eficiência. Estes métodos são apresentados com diferentes níveis de custo e exatidão, para determinar economias para toda a instalação ou para medidas individuais de racionalização de energia.

Na elaboração de um Plano de Medição e Verificação (Plano de M&V) devem considerar-se os princípios fundamentais de Medição & Verificação, devendo originar relatórios de economia verificáveis. Estes Planos de M&V deverão ser desenvolvidos especificamente para cada projeto por um profissional qualificado.

2.8

Balanços de Massa e Energia

Para se saber como se está a utilizar a energia, qual o rendimento dos diversos equipamentos e quais as perdas verificadas, é fundamental proceder a medições, as quais conduzirão ao conhecimento de determinadas grandezas que irão aferir a maior ou menor eficácia com que se utiliza energia.

A forma mais completa de ficar a conhecer um equipamento é efetuar um balanço mássico e energético.

Neste capítulo são apresentadas algumas equações básicas inerentes à realização de balanços mássicos e energéticos.

Refira-se que estas equações foram retiradas da coleção de Manuais de Conservação de Energia da Direção Geral de Energia, sendo aqueles bastante mais detalhados no que concerne à apresentação de valores típicos para algumas das variáveis destas equações, bem como na apresentação de curvas, gráficos e tabelas auxiliares.

Refira-se que nestas equações considera-se a temperatura de referência de 0°C.

2.8.1 PRODUÇÃO DE CALOR

Por Combustão

$$Q = M_c \times (PCS + C_{p_c} \times T_c)$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

M_c - Caudal do combustível (kg/h)

PCS - Poder calorífico superior do combustível (kJ/kg)

C_{p_c} - Calor específico do combustível (kJ/kg °C)

T_c - Temperatura do combustível (°C)

A utilização do PCS (poder calorífico superior) dos combustíveis torna mais simples os cálculos, uma vez que utilizando o PCI (poder calorífico inferior) temos de ter em conta que já foi descontado neste valor a entalpia de vaporização da água proveniente da reação de combustão e do teor de água existente no combustível.

Nas tabelas seguintes apresentam-se exemplos de valores típicos de poder calorífico e de calor específico para alguns combustíveis.

Tabela 2.8.1 Valores típicos de poder calorífico para alguns combustíveis.

Combustível	PCS [kJ/kg]	PCI [kJ/kg]
Fuelóleo	43 300	41 200
Gás natural	51 174	45 100
Propano	50 300	46 650
Gasóleo	45 700	42 800

Tabela 2.8.2 Valores típicos de calor específico para alguns combustíveis.

Combustível	Calor específico [kJ/kg °C]
Combustíveis líquidos	2,1
Propano líquido	2,5
Butano líquido	2,4
Gás natural	2,0
Carvão	1,3

Por Eletricidade

$$Q = P \times 3600$$

Em que:

Q - Potência térmica produzida pela eletricidade (kJ/h)

P - Potência elétrica dissipada em calor (kW)

Reações Químicas

$$Q = M_m \times H_r$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

M_m - Caudal mássico de material após reação (kg/h)

H_r - Calor irreversível da reação química (kJ/kg)

Quando se realizam processos térmicos com ocorrência de reações químicas, alguns materiais libertam calor (reações exotérmicas), enquanto outros absorvem calor (reações endotérmicas). Geralmente, o calor de reação representa apenas uma pequena parcela da energia total envolvida no processo, podendo, portanto, ser desprezado. Todavia, quando se conhece o calor da reação e se este tiver um valor significativo, então deve ser considerado no balanço térmico.

2.8.2

CALOR ASSOCIADO A GASES E HUMIDADE (AR, GASES DE COMBUSTÃO)

$$Q = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

M_g - Caudal de gás seco* (kg/h)

C_g - Calor específico do gás seco (kJ/kg °C)

Tabela 2.8.3 Calor específico do gás seco.

Gás seco	Calor específico [kJ/kg °C]
Ar	1,0
Gases de combustão com baixo excesso de ar	1,1

T_g - Temperatura do gás (°C)

W - Teor de humidade no gás ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gás seco}}$)

*Se este valor não for medido, ver método de cálculo no subcapítulo 2.8.3.

2.8.3

CÁLCULO DOS CAUDAIS DE AR E DE GASES DE COMBUSTÃO E DAS RESPECTIVAS HUMIDADES

Geralmente, o caudal mássico, a humidade relativa dos gases de combustão e o caudal de ar de combustão não são medidos, sendo determinados com base na composição dos gases (% O₂ ou CO₂) e nos dados de consumo do combustível seco.

O método de cálculo é o seguinte:

Determinar "m H₂O" e "m ar seco":

Os valores de "m H₂O" e "m ar seco" são obtidos da tabela que se segue:

Tabela 2.8.4 Valores de "m H₂O" e "m ar seco".

Combustível	Ar estequiométrico "m ar seco" [kg/kg combustível seco]	Água produzida na combustão de H ₂ "m H ₂ O" [kg/kg combustível seco]
Gasóleo	14,4	1,2
Fuelóleo	13,8	1,0
Propano	15,7	1,6
Gás natural	15,4	1,95
Serrim	5,8	0,5

Determinar o caudal mássico do ar seco de combustão:

$$\text{Ar seco/h} = (1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times \text{kg}_{\text{combustível seco}}/\text{h}$$

Obter o valor do excesso de ar (e) a partir de gráficos relativos à combustão de combustíveis industriais.

Determinar o caudal mássico dos gases secos de combustão:

$$\text{Gases secos/h} = [(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}] \times \text{kg}_{\text{combustível seco}}/\text{h}$$

Determinar a humidade dos gases de combustão:

$$W_{\text{gases}} = \frac{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times W_{\text{ar}} + a + m_{\text{H}_2\text{O}}}{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}}$$

Em que:

a - Teor de água no combustível ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$)

W_{ar} - Humidade no ar de combustão ($\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$)

Usando os valores obtidos, determinar o fluxo energético associado ao ar e gases de combustão (ver ponto 2.8.2).

2.8.4 CALOR ASSOCIADO A CAUDAIS MÁSSICOS

$$Q = M_m \times C_m \times T_m$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

M_m - Caudal mássico do material (kg/h)

C_m - Calor específico do material (kJ/kg °C)

T_m - Temperatura do material (°C)

Tabela 2.8.5 Calor específico de alguns materiais.

Material	Valores Típicos C_m [kJ/kg °C]
Água	4,18
Aço	0,50
Tijolo refratário	1,00
Betão	0,80
Lã de rocha	0,84
Cortiça	2,00
Termofluido	2,50
Argila	1,00
Vidro	1,20

2.8.5

CALOR ASSOCIADO A VAPOR DE ÁGUA E A CONDENSADOS

$$Q = M \times (H_a + f_v \times H_e)$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

M - Caudal mássico (kg/h)

H_a - Entalpia específica da água* (kJ/kg)

H_e - Entalpia específica de evaporação* (kJ/kg)

f_v - Fração de vapor de água em relação à massa total*

* Consultar tabelas de propriedades termodinâmicas do vapor

2.8.6

PERDAS DE CALOR EM SUPERFÍCIES QUENTES

$$Q = U \times A$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

U - Coeficiente de transferência de calor (U=U_r+U_c) (kJ/h m²)

A - Área de transmissão de calor (m²)

Por Radiação

$$U_r = 20,4 \times E \times \left[\left(\frac{T_0 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_r + 273}{100} \right)^4 \right]$$

Em que:

U_r - Coeficiente de transmissão de calor por radiação (kJ/h m²)

E - Emissividade da superfície

T₀ - Temperatura da superfície transmissora (°C)

T_r - Temperatura da superfície recetora (°C)

Tabela 2.8.6 Emissividade da superfície de alguns materiais.

Material	Valores Típicos E
Corpo negro (radiação perfeita)	1,0
Aço oxidado	0,4-0,7
Alumínio polido	0,1
Alumínio oxidado	0,2-0,3
Refratários	0,4-0,8
Aço pintado	0,8-0,9
Chamas	Valores Típicos E
Gás natural	0,25
Gasóleo	0,55
Fuelóleo	0,75
Carvão pulverizado	0,95
Propano	0,39
Butano	0,40

Por Convecção

$$U_c = B \times (T_0 - T_a)^{1,25}$$

Em que:

U_c - Coeficiente de transmissão de calor por convecção em regime turbulento, junto à estrutura do tubo

B - Fator de geometria

T_0 - Temperatura da superfície

T_a - Temperatura ambiente

Tabela 2.8.7 Fator de geometria de algumas superfícies.

Geometria	Valores Típicos B
Planos verticais e cilindros de grandes dimensões	5,22
Planos horizontais virados para cima	6,12
Cilindros horizontais	4,32

2.8.7

PERDAS DE CALOR EM SUPERFÍCIES DE ÁGUA

$$Q = R \times A$$

Em que:

Q- Potência térmica (kJ/h)

R- Perda de calor da água* (kJ/h m²)

A- Área superfície de água (m²)

*Obtida a partir do gráfico seguinte.

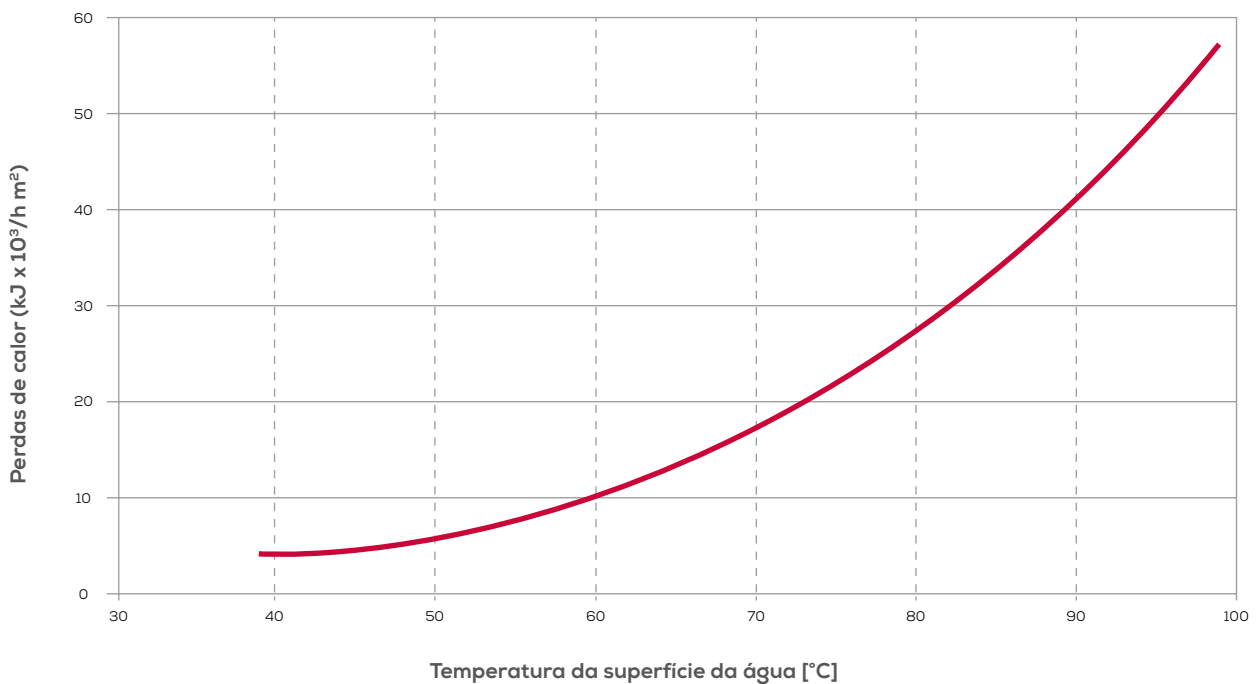


Figura 2.8.1 - Perdas de calor em superfícies de água em condições de ar estacionário

2.8.8

Perdas de Calor Através de Isolamentos

Isolamento de Múltiplas Camadas

$$Q = \frac{A \times (T_1 - T_a)}{ER}$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

A - Área da tubagem ou do equipamento sem isolamento (m²)

T₁ - Temperatura da tubagem ou do equipamento sem isolamento (°C)

T_a - Temperatura ambiente (°C)

ER - Resistência térmica total do isolamento (m² h °C/kJ)

Sendo:

$$ER = R_1 + R_2 + \dots + R_n + R_s$$

R₁ - Resistência térmica do isolamento na camada 1 (m² h °C/kJ)

·
·
·

R_n - Resistência térmica do isolamento na camada n (m² h °C/kJ)

R_s - Resistência térmica da superfície exterior em contacto com o ar (m² h °C/kJ)

Os valores da resistência térmica podem ser determinados a partir da seguinte relação:

Superfícies Planas

$$R_1 = \frac{L_1}{K_1} \quad R_2 = \frac{L_2}{K_2} \quad \dots \quad R_n = \frac{L_n}{K_n} \quad R_s = \frac{1}{U_s}$$

Tubagem Cilíndrica

$$R_1 = \frac{d_0}{2 K_1} \times \ln \left[\frac{d_1}{d_0} \right] \quad R_2 = \frac{d_0}{2 K_2} \times \ln \left[\frac{d_2}{d_1} \right] \quad \dots \quad R_n = \frac{d_0}{2 K_n} \times \ln \left[\frac{d_n}{d_{n-1}} \right] \quad R_s = \frac{d_0}{U_s \times d_s}$$

Em que:

L₁ - Espessura do isolamento na camada 1 (m)

L₂ - Espessura do isolamento na camada 2 (m)

·
·

·
 L_n - Espessura do isolamento na camada n (m)

K_1 - Condutividade térmica do isolamento na camada 1 (kJ/h m °C)

K_2 - Condutividade térmica do isolamento na camada 2 (kJ/h m °C)

·

·

·

K_n - Condutividade térmica do isolamento na camada n (kJ/h m °C)

d_0 - Diâmetro exterior da tubagem (m)

d_1 - Diâmetro exterior da camada 1 (m)

d_2 - Diâmetro exterior da camada 2 (m)

·

·

·

d_n - Diâmetro exterior da camada n (m)

d_s - Diâmetro exterior em contacto com o ar (m)

U_s - Coeficiente de transmissão de calor (radiação e convecção) do isolamento na superfície exterior em contacto com o ar * (kJ/h m °C)

*ver ponto 2.8.6

Isolamento de Camada Simples

$$Q = \frac{A \times (T_1 - T_a)}{R_1 + R_s}$$

Em que:

Q - Potência térmica (kJ/h)

A - Área da tubagem ou do equipamento sem isolamento (m²)

T_1 - Temperatura da tubagem ou do equipamento sem isolamento (°C)

T_a - Temperatura ambiente (°C)

R_1 - Resistência térmica do isolamento na camada 1 (m² h °C/kJ)

R_s - Resistência térmica da superfície exterior em contacto com o ar (m² h °C/kJ)

2.8.9

EQUAÇÕES BÁSICAS PARA A DETERMINAÇÃO DA EFICIÊNCIA TÉRMICA DE CALDEIRAS PELO MÉTODO DAS PERDAS

Este método e respetivas equações são aplicáveis a todos os tipos de caldeiras e combustíveis e baseia-se no poder calorífico inferior (PCI) do combustível.

Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes

$$P_{CV} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI}$$

Em que:

P_{CV} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%)

A - Fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

F_{ci} - Fração em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível

C_{cc} - Fração em peso do combustível nas cinzas volantes

PCI - Poder calorífico inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg)

Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo

$$P_{Cf} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI}$$

Em que:

P_{Cf} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%)

A - Fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)

F_{ci} - Fração em peso das cinzas de fundo em relação ao total de inertes do combustível

C_{cc} - Fração em peso do combustível nas cinzas de fundo

PCI - Poder calorífico inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg)

Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão

$$P_{GC} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times 1 - \left[\frac{P_{CV} + P_{Cf}}{100} \right]}{CO_2}$$

Em que:

P_{gc} - Perdas associadas ao calor sensível nos gases de combustão (%)

T_g - Temperatura gases de combustão à saída da caldeira (°C)

T_a - Temperatura ar de combustão à entrada da caldeira (°C)

P_{cv} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%)

P_{cf} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%)

CO_2 - Quantidade em volume de CO_2 presente nos gases de combustão (%)

K - Constante que depende do combustível utilizado (°C)

Valores de K para cálculos com base no PCI:

Tabela 2.8.8 Valores de K para alguns combustíveis.

Combustível	Valor de K
Carvão	0,65
Gasóleo	0,51
Fuelóleo	0,54
Propano	0,45
Gás natural	0,39

Os valores de K podem ser determinados para qualquer combustível através da fórmula seguinte:

$$K = \frac{255 C}{PCI}$$

Em que:

C - Quantidade em peso de carbono presente no combustível (nas condições de queima) (%)

PCI - Poder calorífico inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg)

Quando a análise dos gases de combustão inclui a medição de oxigénio (O_2) em vez de dióxido de carbono (CO_2), é possível calcular o teor de CO_2 da seguinte forma:

$$CO_2 = \left(1 - \frac{O_2}{21}\right) \times CO_{2t}$$

Em que:

CO_{2t} - Quantidade de CO_2 máxima teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero) (%)

Na tabela seguinte apresentam-se os valores de CO₂ teóricos nos gases de combustão para alguns combustíveis:

Tabela 2.8.9 Valores de CO₂ teóricos nos gases de combustão para determinados combustíveis.

Combustível	Valores de CO ₂ t nos gases secos [%]
Carvão	18,4
Bagaço	20,3
Fuelóleo	15,8
Gasóleo	15,5
Propano	13,8
Gás natural	11,9
Madeira	19,9

Em alternativa, para os combustíveis essencialmente constituídos por carbono e hidrogénio, pode utilizar-se a seguinte equação:

$$CO_{2,t} = \frac{\frac{C}{12} \times 100}{\frac{4,78 \times C}{12} + \frac{1,89 \times H}{2}}$$

Em que:

C - Quantidade em peso de carbono presente no combustível

H - Quantidade em peso de hidrogénio presente no combustível

Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O}) + 9H \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{PCI}$$

Em que:

P_{H₂O} - Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%)

m_{H₂O} - Quantidade em peso de humidade no combustível nas condições de queima (%)

H - Quantidade em peso de hidrogénio presente no combustível nas condições de queima (%)

T_a - Temperatura ar de combustão (°C)

T_g - Temperatura gases de combustão à saída da caldeira (°C)

PCI - Poder calorífico inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg)

Na tabela seguinte são apresentadas as quantidades de hidrogénio e água para alguns combustíveis.

Tabela 2.8.10 Quantidades de hidrogénio e água para alguns combustíveis.

Combustível	% de peso de Hidrogénio	% de peso de água
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Madeira	6,8	15,0
Carvão	4,0	7,0
Gasóleo	13,0	0,0
Fuelóleo	11,5	0,0
Propano	18,2	0,0
Gás natural	24,4	0,0

Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão

$$P_{CO} = \frac{K \times CO \times [1 - 0,01 \times (P_{CV} + P_{CF})]}{CO + CO_2}$$

Em que:

P_{CO} - Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão

P_{CV} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes

P_{CF} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo

CO - Monóxido de carbono nos gases de combustão

CO₂ - Dióxido de carbono nos gases de combustão

K - Constante que depende do combustível utilizado

Na tabela seguinte apresentam-se valores típicos de K para alguns combustíveis.

Tabela 2.8.11 Valores de K para alguns combustíveis.

Combustível	Valor de K
Carvão	63,0
Gasóleo	53,0
Fuelóleo	54,0
Propano	48,0
Gás natural	40,0

Perdas por Radiação, Convecção e outras perdas não-contabilizáveis nas caldeiras (P_r)

As perdas a seguir apresentadas, para os vários tipos de caldeiras, são consideradas corretas quando as caldeiras funcionam à capacidade máxima. No caso das caldeiras se encontrarem abaixo dos regimes máximos de operação, pode considerar-se que as perdas variam na proporcionalidade inversa da razão entre o consumo atual de combustível e o consumo a que se verifica à capacidade máxima.

Tabela 2.8.12 Perdas à capacidade nominal para vários tipos de caldeiras.

Tipo caldeira	Perdas à capacidade nominal [%]
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com potência igual ou acima de 5 MW	1,4
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com potência entre 2 e 5 MW	1,6
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com potência abaixo de 2 MW	2,0
Caldeiras de refratário, caldeiras de tubos de fumo com topo seco e caldeiras com soleira de refratário	3,0
Caldeiras de água quente em ferro fundido	4,5

Perdas associadas às purgas

(apenas aplicável a caldeiras de vapor)

$$P_p = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \times p \times (100 - EP)}{(T_p - T_{H_2O}) \times p + (100 - p) \times (660 - T_{H_2O})}$$

Em que:

P_p - Perdas associadas às purgas (%)

T_p - Temperatura das purgas, medida após qualquer recuperação de calor (°C)

T_{H_2O} - Temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada do economizador, no caso de existir) (°C)

p - Quantidade de purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor *flash*) (%)

EP - Somatório de todas as outras perdas referidas nas equações anteriores, isto é, perdas nos gases de combustão, cinzas, etc. (%)

Eficiência térmica com base no PCI

$$E = 100 - EP$$

Em que:

E - Eficiência térmica (%)

EP - Somatório de todas as outras perdas referidas nas equações anteriores (%)

Avaliação da eficiência térmica global de caldeiras

No ponto anterior foram definidas as equações básicas de cálculo da eficiência de caldeiras pelo método das perdas. No entanto, este método só é válido quando a caldeira estiver em operação. Na prática, a caldeira é desligada em diferentes situações, normalmente variando desde períodos curtos até toda uma noite.

Nestas condições, continuará a haver perdas de calor, resultantes da radiação e convecção das superfícies da caldeira e, no caso de não existirem registos na chaminé, o calor será também perdido, devido à passagem de ar através da caldeira.

Nestas situações, para a determinação da eficiência térmica global, é necessário utilizar o método descrito nos pontos 2.8.1 (Por combustão) e 2.8.5 do presente capítulo, e que se baseia na medição de fluxos energéticos de entrada e saída da caldeira. O fluxo à entrada deverá incluir o combustível utilizado nas caldeiras de reserva mantidas quentes, as quais não contribuem para a produção de calor útil.

2.8.10.

BALANÇO DE MASSA E ENERGIA – EXEMPLO PRÁTICO

Os balanços de massa/energia são instrumentos fundamentais no exame e avaliação das condições de utilização de energia de instalações industriais ou, mais especificamente, de determinado equipamento.

O acompanhamento sistemático e detalhado do equipamento nas suas diversas condições de operação, assim como a obtenção das suas principais características permitem:

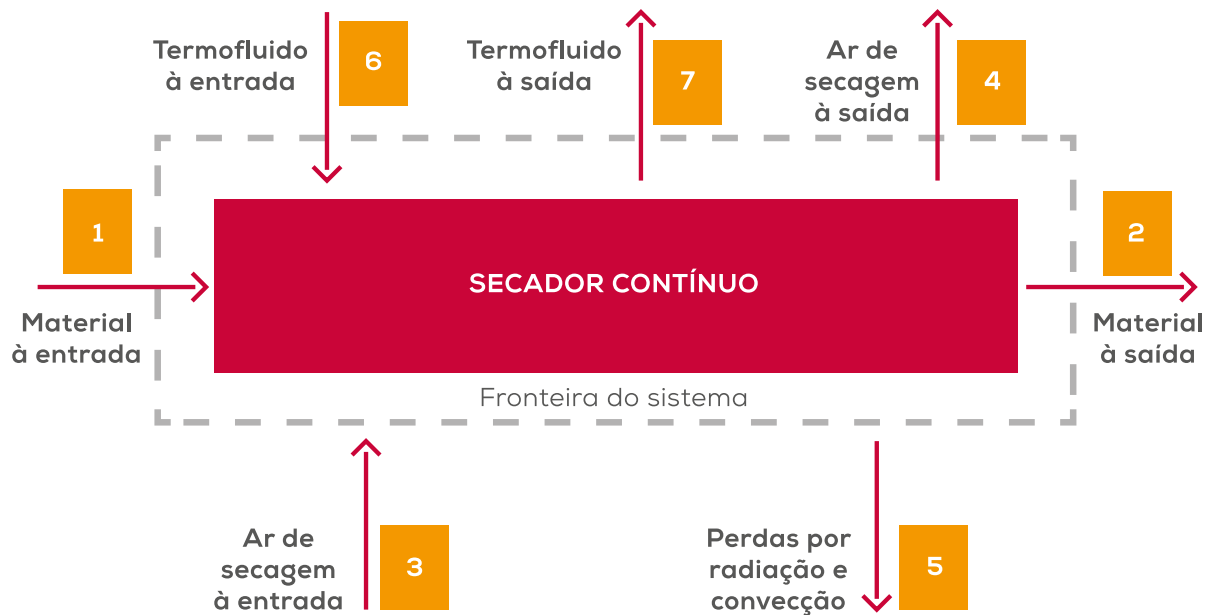
- Desenvolver, do ponto de vista energético, sensibilidade sobre um processo ou equipamento;
- Avaliar as diversas parcelas de energia com potencial de recuperação;
- Tomar decisões técnicas e económicas sobre alternativas possíveis de redução a utilização de energia.

O balanço que se apresenta, referente a um secador contínuo de tecido, está dividido em três fases.

1ª Fase: Elaboração do diagrama do equipamento e definição das grandezas a medir. No exemplo apresentado houve necessidade de se fazer medições incidentes nos seguintes pontos:

- Produto – medição do caudal de tecido húmido;
- Água do produto – medição de humidade;
- Áreas de transmissão de calor;
- Ar de secagem – medição do caudal e teor de humidade;
- Temperaturas - medição para todos os itens anteriores.

Diagrama do sistema:



Características do sistema:

- Operação – secagem e fixação num secador de tecido
- Produto - 980 kg/h de tecido algodão/poliéster (base seca)
- Meio de aquecimento – permutadores de calor ar/termofluido

Medição de dados de base:

Obtidos os valores característicos e efetuadas as medições das grandezas físicas do equipamento, estes poderão ser apresentados sob a forma de uma tabela, como no exemplo:

Corrente	Identificação	Caudal Seco [kg/h]	Caudal de água [kg/h]	Temperatura [°C]	Humidade [kg _{H₂O} /kg*]	Coefficiente de Transferência de calor [kJ/h m ² °C]	Calor Específico [kJ/kg °C]
1	Material à entrada	980	371	25	0,380	-	1,5
2	Material à saída	980	0	120	0,000	-	1,5
3	Ar de secagem à entrada	4 947	64	25	0,013	-	1,0
4	Ar de secagem à saída	4 947	435	110	0,088	-	1,0
5	Perdas por radiação e convecção	-	-	-	-	-	-
6	Termofluido à entrada	-	-	250	-	-	2,5
7	Termofluido à saída	-	-	220	-	-	2,5
Paredes laterais		-	-	45	-	46	-
Cobertura		-	-	50	-	58	-

* Ar seco

A temperatura ambiente é de 25°C.

Normalmente não estão instalados quaisquer medidores de caudal de termofluido e, assim, o caudal terá de ser calculado. No entanto, deve efetuar-se o balanço com base na medição de caudal sempre que possível.

2ª Fase: Conjugados os valores obtidos anteriormente, estes serão trabalhados através das equações básicas dos balanços de massa e energia, com a finalidade de se obterem as potências térmicas correspondentes aos caudais assinalados.

Cálculos:

Corrente 1 – Material à entrada

$$Q_1 = M_m \times C_m \times T_m$$

$$Q_1 = (980 \times 1,5 + 371 \times 4,18) \times 25 = 75\,520 \text{ kJ/h}$$

M_m - Caudal mássico do material (tecido + água)

T_m - Temperatura do material (tecido e água)

C_m - Calor específico (tecido e água)

$C_{H_2O} = 4,18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

$C_{\text{tecido}} = 1,5 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

Corrente 2 – Material à saída

$$Q_2 = (980 \times 1,5 + 0) \times 120 = 176\,400 \text{ kJ/h}$$

Corrente 3 – Ar de secagem à entrada

$$Q_3 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$Q_3 = 4\,947 \times [1 \times 25 + 0,013 (1,9 \times 25 + 2\,480)] = 286\,221 \text{ kJ/h}$$

M_g - Caudal de ar seco

C_g - Calor Específico do ar seco = $1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

T_g - Temperatura do ar

W - Teor de humidade do ar

Corrente 4 – Ar de secagem à saída

$$Q_4 = 4\,947 \times [1 \times 110 + 0,088 (1,9 \times 110 + 2\,480)] = 1\,714\,789 \text{ kJ/h}$$

Corrente 5 – Perdas por radiação e convecção

$$Q_5 = U \times A \times (T_o - T_a)$$

Paredes Laterais: $Q = 46 \times 100 \times (45 - 25) = 92\,000 \text{ kJ/h}$

Cobertura: $Q = 58 \times 63 \times (50 - 25) = 91\,350 \text{ kJ/h}$

Total: $Q_5 = 183\,350 \text{ kJ/h}$

T_o - Temperatura da superfície exterior

T_a - Temperatura ambiente

A - Área da transmissão de calor

U - Coeficiente de transmissão de calor

3ª Fase: Determinar o caudal de termofluido. Para calcular este caudal é utilizado um balanço global de energia:

Correntes 6 e 7 – Termofluido à entrada e à saída

$$Q_1 + Q_3 + Q_6 = Q_2 + Q_4 + Q_5 + Q_7$$

$$Q_6 - Q_7 = Q_2 + Q_4 + Q_5 - Q_1 - Q_3$$

$$Q_6 - Q_7 = 176\,400 + 1\,714\,789 + 183\,350 - 75\,520 - 286\,221 = 1\,712\,798 \text{ kJ/h}$$

Considerando que $C_{\text{termofluido}} = 2,5 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

$$Q_6 = M_m \times C_m \times T_m \text{ à entrada} = M_m \times 2,5 \times 250$$

$$Q_7 = M_m \times C_m \times T_m \text{ à saída} = M_m \times 2,5 \times 220$$

$$Q_6 - Q_7 = 2,5 \times M_m \times (250 - 220) = 1\,712\,798 \text{ kJ/h}$$

$$M_m = 22\,837 \text{ kJ/h}$$

Corrente 6 – Termofluido à entrada

$$Q_6 = 22\,837 \times 2,5 \times 250 = 14\,273\,125 \text{ kJ/h}$$

Corrente 7 – Termofluido à saída

$$Q_7 = 14\,273\,125 - 1\,712\,798 = 12\,560\,327 \text{ kJ/h}$$

Balanço de Massa/Energia do secador contínuo:

Efetuada os cálculos necessários para a determinação dos fluxos de energia, os resultados obtidos poderão ser apresentados sob a forma de tabela ou fluxograma de massa/energia.

Corrente	Identificação	Caudal [kg/h]				Potência Térmica [kJ/h]
		Passagem de ar			Passagem do Termofluido	
		Material	Água	Ar Seco		
1	Material à entrada	+ 980	+ 371	-	-	+ 75 520
2	Material à saída	- 980	0	-	-	-176 400
3	Ar de secagem à entrada	-	+ 64	+ 4 947	-	+ 286 221
4	Ar de secagem à saída	-	- 435	- 4 947	-	-1 714 788
5	Perdas por radiação e convecção	-	-	-	-	- 183 350
6	Termofluido à entrada	-	-	-	+ 22 837	+ 14 273 125
7	Termofluido à saída	-	-	-	- 22 837	- 12 560 328
	TOTAL	0	0	0	0	0

Fluxograma de massa/Energia do secador contínuo:

Combustível	% de peso de Hidrogénio	% de peso de água
2-1	Material	5,9
4-3	Ar de secagem	
	- humidade	58,9
	- ar seco	24,5
5	Perdas por radiação e convecção	10,7
7-6	Termofluido	100

100 % = 1 712 798 kJ/h (energia entrada no sistema através do termofluido)



Após a execução dos balanços de massa/energia, deve elaborar-se um relatório no qual serão expostas as anomalias detetadas no equipamento em questão. Neste caso, pode-se concluir o seguinte:

a) O teor de humidade no ar, à saída do secador, corresponde de 59 % a 88 %, dos valores que normalmente devem ser obtidos – 0,10 a 0,15 kg/kg de ar seco – e, sendo assim, há possibilidades de melhorar a situação. As medidas a adotar dependem das características de projeto do secador, mas deverá ser possível aumentar o teor de humidade através de:

- Redução do caudal de ar;
- Redução da temperatura do ar ou;
- Recirculação do ar no secador.

b) O processo global de secagem é razoavelmente eficiente, uma vez que consome 1 712 798 kJ de energia para evaporar 371 kg de água (4 617 kJ/kg), isto é, cerca de 1,8 vezes o valor teórico necessário;

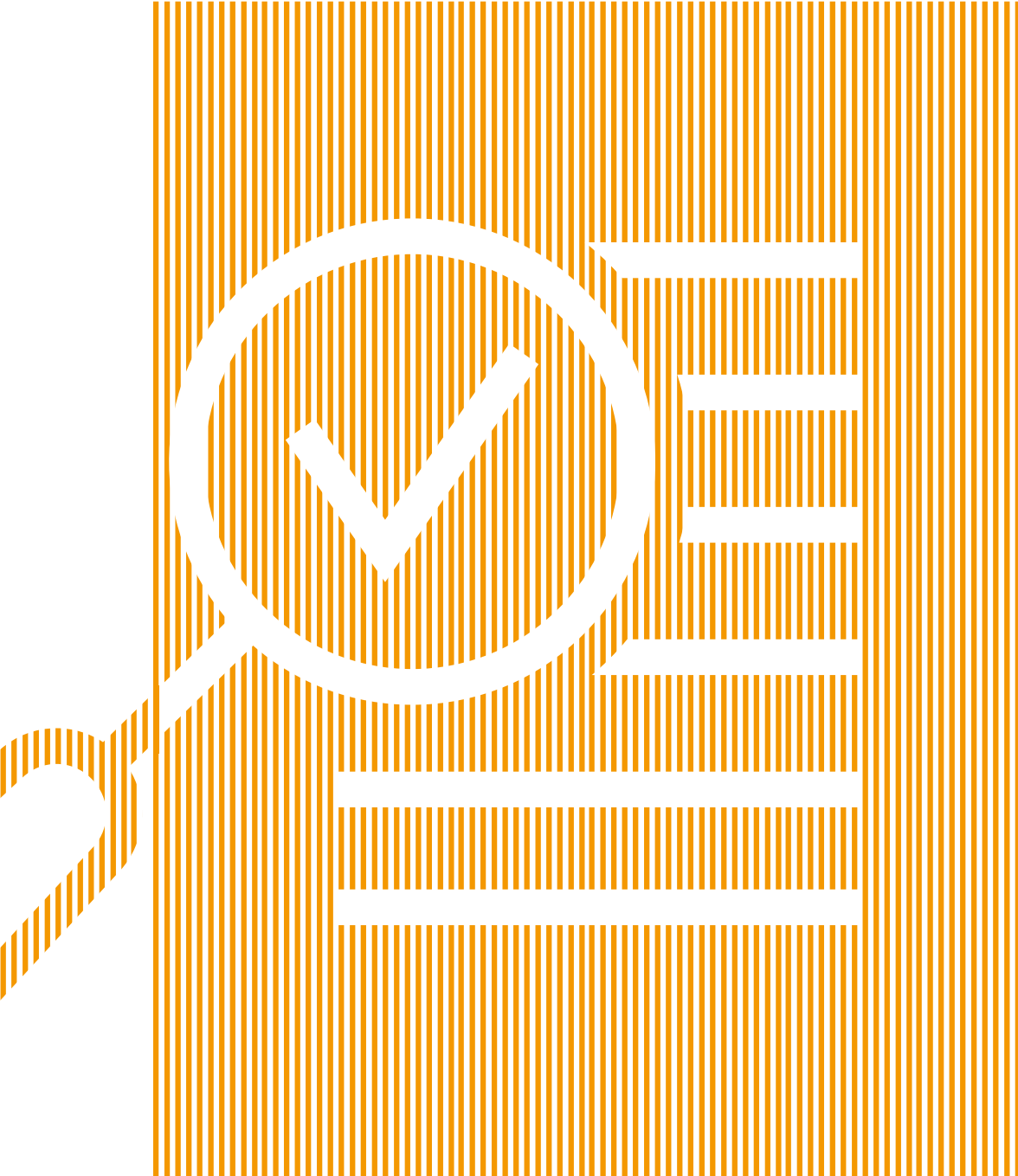
c) Neste exemplo, considerou-se que o secador funcionava à sua capacidade máxima. Se a taxa de produção baixar para 50 % desse valor, e se se mantiver o caudal de ar de secagem, então o consumo específico de energia do secador aumentará cerca de 50 %.

No exemplo apresentado, a execução dos balanços de massa/energia permitiu que fossem detetadas algumas deficiências no equipamento, cuja solução seria viável sem recorrer a grandes investimentos.

3.

Avaliação de Desempenho Energético





ÍNDICE

3. Avaliação de Desempenho Energético

3.1 Caldeiras (água quente, vapor, termofluido)	130
3.1.1 Definição	130
3.1.2 Tipos de Caldeiras	131
3.1.2.1 Caldeiras Piro-tubulares	131
3.1.2.2 Caldeiras Aquo-tubulares	131
3.1.2.3 Caldeiras de Termofluido	132
3.1.2.4 Caldeiras de Condensação	132
3.1.3 Eficiência de Caldeiras	133
3.1.3.1 Método Direto	134
3.1.3.2 Método das Perdas	134
3.1.4 Teor de sólidos dissolvidos na água de uma caldeira. Purgas contínuas	140
3.1.5 Aproveitamento do calor contido nos gases da combustão	144
3.1.6 Afinação do queimador	152
3.1.7 Substituição da Caldeira	158
3.2 Eficiência de Caldeiras	164
3.2.1 Purgadores	164
3.2.2 Recuperação de Condensados	167
3.2.3 Vapor <i>flash</i>	168
3.2.4 Fugas de vapor	170
3.2.5 Utilização de vapor	172
3.2.6 Isolamentos térmicos	172
3.2.7 Redução do trabalho realizado pelo vapor	178
3.3 Geradores de Ar Quente	180
3.4 Recuperação de Calor	196
3.4.1 Introdução	196
3.4.2 Classificação, Aplicação e Benefícios	200
3.4.3 Recuperação e Utilização de Calor Desperdiçado em Gases de Combustão	206
3.4.3.1 Aquecimento de água	208
3.4.3.2 Aquecimento de ar	208
3.4.4 Recuperação e Utilização do Calor Desperdiçado por Compressores	210
3.4.5 Integração de Processos	210
3.4.6 Recuperação e Utilização do Calor Produzido pelo Processo	213
3.5 Motores Elétricos e VEV's	218
3.5.1 Classificação dos motores elétricos	218
3.5.2 Condições de utilização dos motores elétricos	219
3.5.2.1 Tensão	219
3.5.2.2 Condições ambientais	221
3.5.2.3 Custos Energéticos	221

3.5.3	Eficiência dos motores elétricos	218
3.5.4	Substituição de motores <i>standard</i> por alto rendimento	227
3.5.4.1	Método de avaliação do rendimento dos motores	227
3.5.5	Variadores Eletrónicos de Velocidade	230
3.5.5.1	Vantagens dos VEV	231
3.5.5.2	Desvantagens dos VEV	231
3.5.6	Utilização de VEV	232
3.5.6.1	Estimativas de poupanças utilizando VEV	233
3.5.7	Síntese de medidas de economia de energia aplicáveis a sistemas de acionamentos de força motriz	235
3.6	Produção e Distribuição de Ar Comprimido	238
3.6.1	Tipos de Compressores	238
3.6.2	Sistemas de Tratamento de Ar Comprimido	239
3.6.3	Pressão de serviço	241
3.6.4	Oportunidades de melhoria na produção e utilização de ar comprimido	243
3.6.4.1	Produção e tratamento do ar comprimido	243
3.6.4.2	Redes de ar comprimido	247
3.6.4.3	Dispositivos de utilização final	253
3.6.4.4	Introdução de VEV	253
3.6.4.5	Recuperação de energia térmica	255
3.6.4.5.1	Recuperação da energia contida no ar de exaustão	256
3.6.4.5.2	Recuperação da energia contida no óleo/água de arrefecimento do motor	257
3.7	Sistemas de Refrigeração	260
3.7.1	Sistemas de Refrigeração Industrial	260
3.7.2	Ciclo Frigorífico	260
3.7.3	Elementos constituintes do circuito frigorífico	261
3.7.4	Eficiência dos Sistemas de Refrigeração	263
3.7.4.1	Medidas de eficiência energética nos sistemas de refrigeração	265
3.7.5	Torres de Arrefecimento	274
3.7.5.1	Torres de Arrefecimento Evaporativas	275
3.7.5.2	Torres de Arrefecimento Secas	276
3.7.6	Medidas de eficiência energética nas torres de arrefecimento	277
3.8	Sistemas de Bombagem e Ventilação	280
3.8.1	Bombas	280
3.8.1.1	Seleção das bombas	281
3.8.1.2	Eficiência das bombas	283
3.8.1.3	Válvula de estrangulamento vs variação de velocidade	284
3.8.1.4	Determinação da eficiência de uma bomba	286
3.8.1.5	Desempenho energético dos sistemas de bombagem	288

3.8.2	Sistemas de ventilação	293
3.8.2.1	Tipos de Ventiladores	293
3.8.2.2	Ponto de Funcionamento dos Ventiladores	297
3.8.2.3	Regulação de Velocidade dos Ventiladores	299
3.8.2.4	Oportunidades de Redução do Consumo Energético	299
3.9	Iluminação	304
3.9.1	Alguns Conceitos Luminotécnicos	304
3.9.2	Tipos de Iluminação	307
3.9.3	Projeto Eficiente de Iluminação	308
3.9.4	Oportunidades de redução do consumo energético	308
3.9.5	Outros aspetos para aumentar a eficiência energética na iluminação	315



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.1.1 Fluxograma das entradas e saídas de um Gerador de Vapor	134
Figura 3.1.2 Esquema do Balanço de Massa e Energia ao Gerador de Vapor	134
Figura 3.2.1 Tipos de Purgadores	165
Figura 3.2.2 Energia contida no vapor e no condensado à mesma pressão	167
Figura 3.2.3 Gráfico de perda de calor em tubagens com temperatura de 150°C	175
Figura 3.3.1 Metodologia para avaliação de desempenho de um gerador de ar quente	181
Figura 3.3.2 Diagrama de fluxos de um gerador de ar quente com aquecimento indireto	183
Figura 3.3.3 Diagrama de fluxos de um atomizador	188
Figura 3.3.4 Gráfico da combustão para combustíveis industriais	191
Figura 3.4.1 Classificação de permutadores de calor – processo de transferência de calor	202
Figura 3.4.2 Permutador de calor de contacto direto	203
Figura 3.4.3 Permutadores de calor de contacto indireto	204
Figura 3.4.4 Classificação de permutadores de calor – características de construção	204
Figura 3.4.5 Permutadores de calor tubulares	205
Figura 3.4.6 Permutadores de calor placas	206
Figura 3.4.7 Economia de energia com sistemas de recuperação de calor para pré-aquecer o ar de combustão	209
Figura 3.4.8 Esquema de um processo químico tipo: exemplo de aplicação	211
Figura 3.4.9 Exemplificação do ΔT_{\min}	212
Figura 3.4.10 Esquema de processo químico da Figura 3.4.8 com integração energética incorporada	213
Figura 3.4.11 Fluxograma do processo produtivo	214
Figura 3.5.1 Motor de indução em corte	218
Figura 3.5.2 Classificação dos motores elétricos	219

Figura 3.5.3 Potência desenvolvida por um motor de indução em função do desequilíbrio de tensões	220
Figura 3.5.4 Rendimento e fator de potência de um motor elétrico em função da percentagem de carga	222
Figura 3.5.5 Perdas num motor elétrico	223
Figura 3.5.6 Gráfico comparativo entre as várias classes de eficiência dos motores elétricos	225
Figura 3.5.7 Chapa de características de um motor	225
Figura 3.5.8 Linearização da curva Binário vs Velocidade	228
Figura 3.5.9 Potência requerida por uma bomba centrífuga com elevação para diferentes tipos de controlo de caudal	234
Figura 3.5.10 Potência mecânica requerida por um ventilador centrífugo para diferentes tipos de controlo de caudal	234
Figura 3.6.1 Tipos de compressores	239
Figura 3.6.2 Produção de ar comprimido	240
Figura 3.6.3 Determinação da perda de carga e diâmetro de uma rede de ar comprimido	242
Figura 3.6.4 Análise da percentagem de fugas de ar comprimido	249
Figura 3.6.5 Resultado das pesquisas de fugas ar comprimido	252
Figura 3.6.6 Custo do ciclo de vida de um compressor	253
Figura 3.6.7 Diagramas de carga dos compressores	255
Figura 3.6.8 Esquema da transferência de energia na compressão de ar	256
Figura 3.7.1 Esquema simplificado do ciclo frigorífico	261
Figura 3.7.2 Esquema simplificado de um sistema de produção de água fria	264
Figura 3.7.3 Esquema simplificado de uma Torre de Arrefecimento de contato direto, tiragem forçada	275
Figura 3.7.4 Esquema simplificado de uma Torre de Arrefecimento de contato indireto, tiragem induzida	276
Figura 3.7.5 Esquema simplificado de um Condensador a Ar	277

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 3.8.1 Corte de uma bomba centrífuga	280
Figura 3.8.2 Curva característica Altura vs. Caudal de uma bomba	281
Figura 3.8.3 Curva característica Potência absorvida vs. Caudal de uma bomba	282
Figura 3.8.4 Curva da carga mínima de sucção de uma bomba	282
Figura 3.8.5 Curva característica Altura monométrica vs. Caudal de uma bomba	284
Figura 3.8.6 Caso Pático 3 - Esquema de distribuição de água	291
Figura 3.8.7 Caso Pático 3 - Pontos de funcionamento antes e depois da alteração	292
Figura 3.8.8 Ventiladores Centrifugo e Axial	294
Figura 3.8.9 Pás de ventilador centrífugo: a - Curvadas para frente; b - radiais; c - Curvadas para trás	294
Figura 3.8.10 Tipo de ventilador axial: a - Propulsor; b - Tubo axial.30	294
Figura 3.8.11 Comparativo de curvas características de diferentes ventiladores para a mesma potência consumida	295
Figura 3.8.12 Zonas de trabalho para diferentes tipos de ventiladores centrífugos	297
Figura 3.8.13 Pontos de funcionamento de um ventilador	298
Figura 3.8.14 Esquema de um ventilador de aspiração de poeiras	300
Figura 3.9.1 Representação do fluxo luminoso	304
Figura 3.9.2 Representação da iluminância	305
Figura 3.9.3 Representação da intensidade luminosa	305
Figura 3.9.4 Representação da luminância	306
Figura 3.9.5 Temperatura de cor e relação com tecnologias de lâmpadas	306
Figura 3.9.6 Comparação da iluminância com campânulas de vapor de mercúrio e campânulas LED	310
Figura 3.9.7 Comparação da iluminância com luminárias com lâmpadas fluorescentes e luminárias LED	312

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1.1 Parâmetros de funcionamento da caldeira	135
Tabela 3.1.2 Balanço global de energia e rendimento da caldeira	137
Tabela 3.1.3 Parâmetros de funcionamento da caldeira	138
Tabela 3.1.4 Balanço global de energia e rendimento da caldeira	140
Tabela 3.1.5 Valores de TDS máximos admissíveis para alguns tipos de caldeiras	141
Tabela 3.1.6 Economia expectável com a introdução de controlo automático de TDS numa caldeira	143
Tabela 3.1.7 Percentagem de combustível economizado pela redução de 1% na taxa de purga	144
Tabela 3.1.8 Potencial de recuperação de calor dos gases de combustão	145
Tabela 3.1.9 Economia expectável com a implementação de economizador para recuperação de calor dos gases de combustão	146
Tabela 3.1.10 Parâmetros de funcionamento da caldeira	148
Tabela 3.1.11 Economia expectável com a instalação de economizador em gerador de vapor	151
Tabela 3.1.12 Ponto ótimo de funcionamento de uma instalação de combustão	154
Tabela 3.1.13 Resultados de funcionamento da caldeira durante a análise pontual dos gases de combustão	154
Tabela 3.1.14 Determinação do rendimento da caldeira – Método das Perdas	155
Tabela 3.1.15 Parâmetros da caldeira existente	159
Tabela 3.1.16 Parâmetros da caldeira nova	159
Tabela 3.1.17 Dados para determinação das economias previstas com a substituição de caldeira a gasóleo por uma outra a gás natural	159
Tabela 3.1.18 Síntese de economias associadas à substituição de caldeira a gasóleo por uma outra a gás natural	163

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.2.1 Economia expectável com a recuperação de vapor <i>flash</i>	167
Tabela 3.2.2 Economia expectável com a eliminação de fugas de vapor	169
Tabela 3.2.3 Levantamento das tubagens e acessórios que não se encontram termicamente isoladas	173
Tabela 3.2.4 Economia expectável com a aplicação de isolamentos térmicos	174
Tabela 3.3.1 Caracterização dos fluxos do processo - medições	181
Tabela 3.3.2 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas	182
Tabela 3.3.3 Caracterização dos fluxos do processo - medições	187
Tabela 3.3.4 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas	187
Tabela 3.4.1 Economia expectável com a recuperação da energia libertada pelos gases de combustão de um forno	196
Tabela 3.4.2 Determinação do caudal mássico de gases de combustão	197
Tabela 3.4.3 Recuperação de calor - Fonte e potencial de recuperação	199
Tabela 3.4.4 Economia expectável com a recuperação da energia libertada na reacção catalítica do amoníaco	213
Tabela 3.4.5 Economia expectável com a recuperação da energia dos gases de combustão numa râmola	213
Tabela 3.5.1 Características de um motor eléctrico para uma variação de 10% da tensão	218
Tabela 3.5.2 Corrente em vazio habitual para motores de indução	227
Tabela 3.5.3 Potência absorvida por uma bomba/ventilador em função da velocidade	231
Tabela 3.5.4 Medidas de economia de energia nos sistemas de acionamentos de força motriz	234
Tabela 3.6.1 Critérios gerais para seleção de compressores	237
Tabela 3.6.2 Variação da potência absorvida com a temperatura de aspiração	242
Tabela 3.6.3 Caudal de ar perdido em função do diâmetro do furo e da pressão (m ³ /min)	248

Tabela 3.6.4 Caudal de ar perdido e potência desperdiçada	248
Tabela 3.6.5 Economias estimadas com a instalação do compressor de velocidade variável	253
Tabela 3.6.6 Contributo para as economias de energia das várias medidas que se podem implementar em sistemas de ar comprimido	257
Tabela 3.7.1 Medições realizadas para determinação do COP	263
Tabela 3.7.2 Medidas de eficiência energética aplicáveis a produção de frio	264
Tabela 3.7.3 Medidas de eficiência energética aplicáveis à distribuição de frio	265
Tabela 3.7.4 Medidas de eficiência energética aplicáveis à utilização de frio	266
Tabela 3.7.5 Características do <i>chiller</i> existente	267
Tabela 3.7.6 Resultados da monitorização do <i>chiller</i> existente	267
Tabela 3.7.7 Características do <i>chiller</i> novo	268
Tabela 3.7.8 Resultados da monitorização do <i>chiller</i> novo	268
Tabela 3.7.9 Análise das economias anuais com a substituição do <i>chiller</i>	269
Tabela 3.7.10 Consumos e custos com AQS	270
Tabela 3.8.1 Variação dos pontos de funcionamento das bombas	283
Tabela 3.8.2 Caso Prático 3 - Situação atual e ponto dinamicamente semelhante	291
Tabela 3.8.3 Eficiência típicas de vários tipos de ventiladores	294
Tabela 3.8.4 Caso prático - Condições de funcionamento iniciais	298
Tabela 3.8.5 Caso prático - Economias	299
Tabela 3.9.1 Caracterização dos tipos de lâmpadas mais comuns	305
Tabela 3.9.2 Caracterização da iluminação existente e proposta - Caso 1	307

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.9.3 Economias previstas com a substituição da iluminação – Caso 1	309
Tabela 3.9.4 Caracterização da iluminação existente e proposta – Caso 2	310
Tabela 3.9.5 Economias previstas com a substituição da iluminação – Caso 2	311
Tabela 3.9.6 Caracterização da iluminação existente e proposta – Caso 3	312
Tabela 3.9.7 Economias previstas com o aproveitamento da luz natural – Caso 3	313



3.1

Caldeiras (água quente, vapor, termofluido)

3.1.1 DEFINIÇÃO

Uma caldeira é um equipamento em que os gases quentes provenientes da combustão de um combustível fornecem calor a um fluido a aquecer (e/ou a vaporizar), através das paredes metálicas que o envolvem.

Numa caldeira, denominação usual de gerador de calor, existe um local destinado à combustão (designado por câmara de combustão e onde se produzem os gases quentes que irão servir de fluido aquecedor) e outro local destinado à transmissão de calor - a caldeira propriamente dita.

Entre várias classificações possíveis, as caldeiras podem ser classificadas em função da fonte de energia utilizada ou do tipo de combustível utilizado (sólido, líquido ou gasoso), do tipo de fluido produzido (água quente, vapor, termofluido), do tipo de câmara de combustão que englobam (fornalha, tubo de fogo ou câmara de combustão tubular), entre outros.

O corpo do gerador é o local onde se dá a transferência de calor dos gases de combustão para o fluido a aquecer.

Para além dos componentes referidos do gerador, existem ainda outros equipamentos auxiliares que permitem melhorar e vigiar o bom funcionamento do gerador, como, por exemplo, as bombas de alimentação, as válvulas de segurança, o quadro de controlo e comando, diversos manómetros, pressostatos, economizadores, e muitos outros.

A caracterização de uma caldeira pode ser efetuada através dos seguintes parâmetros:

- Natureza do fluido a aquecer;
- Timbre (pressão máxima que não pode ser excedida durante o funcionamento do gerador) e pressão de serviço;
- Temperatura do fluido a aquecer;

- Combustível a queimar;
- Potência térmica a produzir;
- Superfície de aquecimento (toda a parte metálica que é banhada, por um lado, pelo fluido quente ou sujeita à radiação da chama e, por outro, pelo fluido a aquecer);
- Capacidade, que será o volume total de todas as partes internas da caldeira sujeitas a pressão;
- Rendimento térmico.

3.1.2

TIPOS DE CALDEIRAS

| 3.1.2.1 Caldeiras Piro-tubulares

Estas caldeiras são também designadas por caldeiras de tubos de fumo. Têm normalmente forma cilíndrica e encontram-se na posição horizontal. Dentro dos tubos passa o fluido quente, ou seja, os gases de combustão.

Estas caldeiras têm normalmente um grande volume de água no seu interior, sendo utilizadas em indústrias com grandes pedidos de ponta e cargas irregulares.

Este tipo de gerador ocupa um lugar importante nos diversos tipos de indústria, assim como no aquecimento ambiente de grandes edifícios de serviços, devido à sua aptidão para os mais diversos serviços, utilizando-se na produção de:

- Água quente (temperatura máxima de 110°C);
- Água sobreaquecida (com temperaturas acima dos 110°C e pressões de serviço superiores a 0,5 bar);
- Vapor saturado de baixa pressão (pressão de serviço até 0,5 bar);
- Vapor saturado ou sobreaquecido, com pressões máximas na ordem de 30 bar e temperaturas de sobreaquecimento máximas de 420°C).

| 3.1.2.2 Caldeiras Aquo-tubulares

Nas caldeiras aquo-tubulares (também designadas por caldeiras de tubos de água) a água que circula nos tubos irá ser aquecida até se tornar vapor saturado, água sobreaquecida ou mesmo vapor sobreaquecido. O fluido aquecedor circula pelo exterior das paredes ou feixes tubulares.

Este tipo de caldeira tem normalmente um custo mais oneroso em relação às caldeiras piro-tubulares, para o mesmo débito de vapor e pressão.

| 3.1.2.3 Caldeiras de Termofluido

As caldeiras de termofluido têm uma construção semelhante às caldeiras tubulares de uma só passagem, contudo elas não estão sujeitas a pressões elevadas como ocorre quando o fluido primário é a água.

Existem fundamentalmente dois tipos de caldeiras: as de serpentina, com câmara de combustão circular, e as de câmara de combustão retangular, de desenvolvimento horizontal.

Dado o campo de utilização do termofluido se situar entre os 250 e os 300°C, teremos temperaturas de saída de gases elevadas e, por isso, existem superfícies adicionais de transferência de calor além das constituídas pela câmara de combustão.

| 3.1.2.4 Caldeiras de Condensação

A implementação de sistemas de recuperação de energia deu origem ao aparecimento no mercado das designadas caldeiras de condensação. Estas caldeiras de eficiência térmica muito mais elevada do que as caldeiras convencionais estão direcionadas para potências relativamente moderadas (até 900 kW) e para produção de água quente até 95°C.

As caldeiras de condensação, para além do tubular normal, dispõem de um permutador gases/água antes da chaminé, onde se irá realizar o arrefecimento dos gases (acompanhado da condensação dos seus vapores) e o aquecimento da água, no seu trajeto de retorno à caldeira. A evacuação dos condensados dos vapores que se formam ao atravessar o permutador é efetuada por um dreno inferior, seguindo os gases para a respetiva chaminé.

Ao promover-se o arrefecimento e a conseqüente condensação do vapor de água contido nos gases (proveniente da combustão do hidrogénio e da humidade existente no combustível), aproveita-se não só a energia resultante da redução da sua temperatura, designada por calor sensível, mas também a libertação de energia associada à mudança de estado (de gasoso para líquido) do vapor de água, designada por calor latente.

3.1.3

EFICIÊNCIA DE CALDEIRAS

Podemos definir eficiência térmica ou rendimento térmico de uma caldeira como:

$$\eta = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Energia total entrada}} \times 100 (\%)$$

Assim, para o caso particular dum gerador de vapor, temos:

$$\eta = \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_c} \times 100 (\%)$$

em que $(Q_v - Q_{ag})$ corresponde à energia útil, dada pela diferença entre o calor total do vapor produzido e o calor sensível da água de alimentação, e como calor total de entrada temos a energia associada ao combustível (calor de combustão + calor sensível), podendo o calor de combustão vir referido ao Poder Calorífico Inferior (PCI) ou ao Poder Calorífico Superior (PCS) do combustível. Portanto, neste caso, o rendimento térmico da caldeira traduz a quantidade de calor libertado pelo combustível que é absorvido pela água para produzir vapor.

Torna-se necessário, em cada caso, precisar bem o modo como o rendimento está a ser definido e calculado, pois, caso contrário, podemos encontrar diferenças que resultam apenas de diferentes definições. Por exemplo, se no cálculo da energia útil apenas se considerar a energia do vapor, e/ou no cálculo da energia total entrada se entrar apenas com o calor de combustão do combustível (e podendo ser na base PCI ou na base PCS) ou se considerar todas as parcelas de "entradas" do balanço energético a esse equipamento, seremos conduzidos a valores diferentes dos obtidos pela forma explicada atrás.

Em qualquer central térmica industrial, é importante monitorizar a eficiência térmica das caldeiras, recorrendo-se, para o efeito, a balanços de massa e de energia.

A determinação da eficiência duma caldeira pode realizar-se através de dois métodos: método direto e método indireto.

3.1.3.1 Método Direto

A avaliação do rendimento do gerador de vapor através do método direto consiste na contabilização dos fluxos energéticos de entrada e de saída do equipamento e, fazendo uso da equação apresentada atrás, da definição de rendimento. Este é um método, ainda que simples, que pode não ser exequível por implicar medições de caudais e de temperaturas de diversos fluxos energéticos (vapor, água e combustível), que nem sempre são possíveis de realizar. Também, a aplicação da equação de rendimento tal como apresentada, por si só, não fornece informações sobre as principais perdas do sistema.

De seguida apresenta-se a metodologia de cálculo da eficiência de um gerador de vapor através da aplicação do método direto.

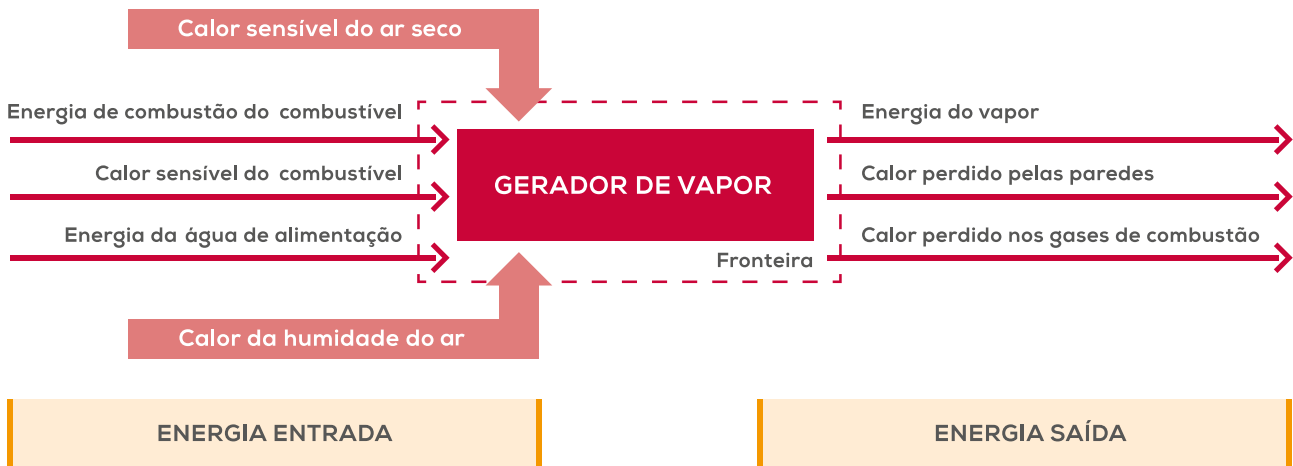


Figura 3.1.1 Fluxograma das entradas e saídas de um Gerador de Vapor

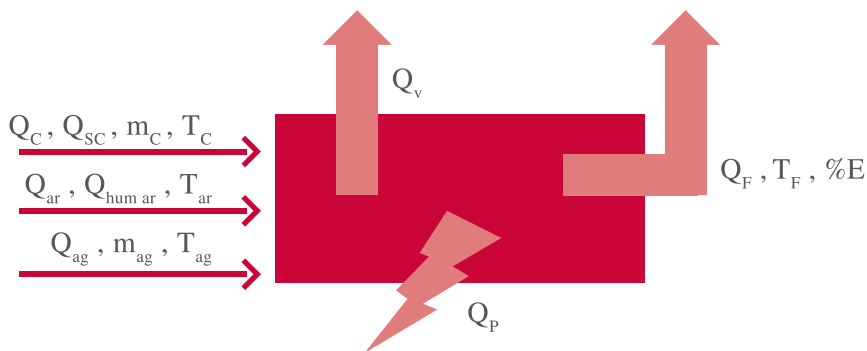


Figura 3.1.2 Esquema do Balanço de Massa e Energia ao Gerador de Vapor

Numa caldeira aquotubular, após uma hora de funcionamento à marcha máxima contínua, registaram-se os valores apresentados na tabela seguinte:

Tabela 3.1.1 Parâmetros de funcionamento da caldeira.

Parâmetro	Valor	Unidade
Temperatura ambiente	27	[°C]
Temperatura referência	27	[°C]
Temperatura combustível	118	[°C]
Temperatura entrada água	147	[°C]
Temp. gases de combustão - antes do economizador	330	[°C]
Temp. gases de combustão - após do economizador	210	[°C]
Caudal de fuelóleo	2 100	[kg/h]
PCI fuelóleo	40 570	[kJ/kg]
Calor Específico médio do combustível	2,1	[kJ/kg °C]
Calor específico médio do vapor de água	1,85	[kJ/kg °C]
Calor específico médio da água	4,186	[kJ/kg °C]
Vaporização horária	29 500	[kg/h]
Purga contínua	650	[kg/h]
Pressão de funcionamento	40	[bar]
Entalpia específica do vapor	3 092,8	[kJ/kg]
Teor de CO ₂	15	[%]
Teor de CO	0	[%]

De acordo com os dados apresentados na tabela anterior, a temperatura de referência (T_r) deste balanço energético é a temperatura ambiente, isto é, 27°C, ou seja, é em relação a esta temperatura que são calculadas as entalpias (ou “conteúdos energéticos”) de todos os fluxos em jogo (água, ar de combustão, combustível, vapor e gases de combustão). Chama-se a atenção de que as equações que se apresentam nos itens 2.8.1 a 2.8.6 do presente Manual, que também podem ser utilizadas em balanços energéticos como neste exemplo da Tabela 3.1, têm por base uma temperatura de referência igual a 0°C.

O rendimento energético do gerador de vapor determina-se, como já se viu, a partir da expressão:

$$\eta = \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_c} \times 100$$

com Q_c (energia total do combustível) = Q_{comb} (calor de combustão) + Q_{sc} (calor sensível do combustível)

Cálculo de Energias de Entrada:

Calor de combustão (Q_c)

$$Q_c = M_c \times \text{PCI} \Leftrightarrow Q_c = 2\,100 \times 40\,570 \Leftrightarrow Q_c = 85\,197\,000 \text{ kJ/h}$$

Calor sensível do combustível (Q_{sc})

$$Q_{sc} = M_c \times C_{p_c} \times (T_c - T_r) \Leftrightarrow Q_{sc} = 2\,100 \times 2,1 \times (118 - 27) \Leftrightarrow Q_{sc} = 401\,310 \text{ kJ/h}$$

Calor sensível do ar seco e calor sensível da humidade do ar

$$Q_{ar} = 0 \quad \text{porque} \quad T_{ar} = T_r$$

$$Q_{hum\ ar} = 0 \quad \text{porque} \quad T_{ar} = T_r$$

Energia associada à água de alimentação

No que concerne a determinação da energia associada à água de alimentação da caldeira, considera-se que o caudal mássico de água que é alimentado à caldeira é igual à soma dos caudais mássicos de vapor produzido e de purga. Esta parcela é dada por:

$$Q_{ag} = m_{ag} \times C_{p_{ag}} \times (T_{ag} - T_r) \Leftrightarrow Q_{ag} = (29\,500 + 650) \times 4,186 \times (147 - 27) \Leftrightarrow Q_{ag} = 15\,144\,948 \text{ kJ/h}$$

Cálculo de Energias de Saída:

Energia contida no vapor de água

$$Q_v = m_v \times h_v \Leftrightarrow Q_v = 29\,500 \times 3\,092,8 \Leftrightarrow Q_v = 91\,237\,600 \text{ kJ/h}$$

Rendimento energético

$$\eta = \frac{Q_v - Q_{ag}}{Q_c} \times 100 \Leftrightarrow \eta = \frac{91\,237\,600 - 15\,144\,948}{(85\,197\,000 + 401\,310)} \times 100 \Leftrightarrow \eta = 88,9\%$$

Tabela 3.1.2 Balanço global de energia e rendimento da caldeira.

Energia de Entrada		
Calor de combustão (QC)	85 197 000	[kJ/h]
Calor sensível do combustível (Qsc)	401 310	[kJ/h]
Calor sensível do ar seco (Qar)	0	[kJ/h]
Calor sensível da humidade do ar (Qhum ar)	0	[kJ/h]
Energia associada à água de alimentação (Qag)	15 144 948	[kJ/h]
Energia de Saída		
Energia contida no vapor de água (Qv)	91 237 600	[kJ/h]
Calor perdido nos gases de combustão (QF)	6 389 775	[kJ/h]
Perdas por inqueimados nos gases de combustão (QCO)	0	[%]
Rendimento Energético	88,9	[%]

3.1.3.2 Método das Perdas

A avaliação da eficiência de um gerador de vapor através do método indireto, ou método das perdas, consiste na contabilização das principais perdas existentes numa caldeira. Ainda que derivado da equação de definição de rendimento apresentada atrás, este método implica menos medições a efetuar e baseia-se nas equações apresentadas no módulo 2 deste Manual, no item 2.8.9. O rendimento é dado pela diferença entre 100 % e um somatório de perdas (em percentagem sobre a energia entrada).

De seguida apresenta-se a metodologia de cálculo da eficiência de um gerador de vapor de tubos de fumo e de 3 passagens através da aplicação do método das perdas, com base nos dados apresentados na tabela que se segue. Os cálculos têm por base as equações do item 2.8.9 deste Manual.

Tabela 3.1.3 Parâmetros de funcionamento da caldeira.

Parâmetro	Valor	Unidade
Temp. ambiente	25	[°C]
Temp. gases de combustão	250	[°C]
Caudal de "thick" fuelóleo	740	[kg/h]
PCI de "thick" fuelóleo	40 570	[kJ/kg]
Purga*	0	[%]
Teor de CO ₂ nos gases de combustão (chaminé)	11	[%]
Teor de CO nos gases de combustão (chaminé)	0	[%]

*Uma percentagem de purgas de 0 % significa que se considera aquelas como desprezáveis ou que não foram determinadas durante o ensaio de determinação do rendimento da caldeira.

O rendimento energético do gerador de vapor (em %) determina-se a partir da seguinte expressão:

$$E = 100 - EP$$

em que E = rendimento energético (ou eficiência térmica) e EP = somatório de todas as perdas (em %). As várias perdas que entram neste cálculo são determinadas pelas equações seguintes.

Cálculos:

Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{CV}) e nas cinzas de fundo (P_{Cf})

$$P_{CV} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \times 100$$

$$P_{Cf} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \times 100$$

$P_{CV} = 0$ e $P_{Cf} = 0$ porque o combustível é líquido

Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão

$$P_{GC} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times \left[1 - \frac{P_{cv} + P_{cf}}{100} \right]}{CO_2} \Leftrightarrow P_{GC} = \frac{0,54 \times (250 - 25) \times \left[1 - \frac{0 + 0}{100} \right]}{CO_2} \Leftrightarrow P_{GC} = 11,05\%$$

Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases secos de combustão

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{PCI}$$
$$\Leftrightarrow P_{H_2O} = \frac{(0 + 9 \times 11,5) \times (210 - 4,2 \times 25 + 2,1 \times 250)}{40570} \Leftrightarrow P_{H_2O} = 1,61\%$$

Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão

$$P_{CO} = \frac{K \times CO \times [1 - 0,01 \times (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2} \Leftrightarrow P_{CO} = 0$$

Perdas por Radiação, Convecção e outras perdas não-contabilizáveis nas caldeiras

$P_p = 1,4\%$ (de acordo com a potência da caldeira e considerando que esta funciona à capacidade nominal)

Perdas associadas às Purgas

$$P_{pp} = 0\%$$

Rendimento energético

$$E = 100 - EP \Leftrightarrow E = 100 - (0 + 0 + 11,05 + 1,61 + 0 + 1,4 + 0) \Leftrightarrow E = 85,9\%$$

Tabela 3.1.4 Balanço global de energia e rendimento da caldeira.

Balanço de Energia		
Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{CV})*	0	[kJ/h]
Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (P_{CF})*	0	[kJ/h]
Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (P_{GC})	11,05	[kJ/h]
Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (P_{H_2O})	1,61	[kJ/h]
Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (P_{CO})	0	[kJ/h]
Perdas por Radiação, Convecção e outras perdas não-contabilizáveis na caldeira (P_p)	1,4	[kJ/h]
Perdas associadas às Purgas (P_{pp})	0	[kJ/h]
Rendimento Energético	85,9	[%]

*Iguar a zero porque o combustível é líquido

3.1.4

TEOR DE SÓLIDOS DISSOLVIDOS NA ÁGUA DE UMA CALDEIRA. PURGAS CONTÍNUAS

Numa caldeira de vapor, à medida que se vai produzindo esse fluido quente, as impurezas e os sólidos dissolvidos e em suspensão existentes na água de alimentação e que não entrem em ebulição com o vapor vão permanecer no interior da caldeira. A adição contínua de água de reposição proporciona o aumento das concentrações destes sólidos até que se atinge um ponto a partir do qual o funcionamento do gerador de vapor deixa de ser satisfatório devido à formação de espumas, arrastamento de água para o vapor e conseqüente deposição de incrustações.

A purga de caldeiras é uma etapa determinante do tratamento de águas de caldeiras que tem como objetivo reduzir as impurezas da água consumida na caldeira sempre que existe recirculação. Esta operação, que pode ser periódica ou contínua, é essencial mesmo que tenha sido efetuado um bom tratamento externo da água, devendo, contudo, a sua minimização ser uma preocupação constante já que, se não existir um local para o aproveitamento do calor associado a essas purgas, esta operação contribui para um desperdício de energia.

A taxa de purga varia de caldeira para caldeira sendo frequente encontrar valores que variam entre 1 % e 25 % da água de alimentação da caldeira.

É importante referir que uma elevada concentração total de sólidos dissolvidos (TDS) vai originar o arrastamento de água e de impurezas, que causarão problemas na produção e na instalação no seu todo, nomeadamente o aparecimento de incrustações nos equipamentos utilizadores de vapor e a contaminação dos condensados.

E um valor baixo de TDS devido a purgas excessivas resultará em custos elevados de combustível e de produtos químicos para tratamento da água.

Desta forma, o ajuste da taxa de purga às reais necessidades de funcionamento de um gerador de vapor é condição indispensável para garantir que o vapor é produzido com a melhor qualidade e da forma mais eficiente.

Metodologia para determinar a taxa de purga

Para determinar a taxa de purga é necessário conhecer as seguintes características:

- O caudal de vapor produzido, em kg/h
- O valor de TDS recomendado para a água de alimentação à caldeira, em partes por milhão (ppm)
- O valor efetivo de TDS da água de alimentação, em ppm
- O valor de TDS da água de alimentação pode ser obtido através da medição da condutividade em unidades de $\mu\text{S}/\text{cm}$, que depois são convertidas para ppm através da seguinte expressão:

$$\mu\text{S}/\text{cm} \times 0,7 = \text{TDS (em ppm a } 25^{\circ}\text{C)}$$

A tabela seguinte apresenta os níveis máximos de TDS da água da caldeira admissíveis em alguns tipos de caldeiras. Contudo, para recomendações específicas, deve ser sempre consultado o fabricante do equipamento produtor de energia térmica.

Tabela 3.1.5 Valores de TDS máximos admissíveis para alguns tipos de caldeiras.

Tipo de caldeira	TDS máximo [ppm]
Lancashire	10 000
Caldeira de duas passagens	4 500
Caldeira de três passagens	3 000 - 3 500
Tubos de água de baixa pressão	2 000 - 3 000
Tubos de água de média pressão	1 500
Caldeiras de vaporização rápida	2 000 (em água de alimentação)

(Fonte: SpiraxSarco)

Conhecendo estas variáveis, a taxa de purga necessária pode ser determinada a partir das seguintes expressões:

$$\text{Taxa de Purga (\%)} = \frac{A \times 100}{B - A}$$

$$\text{Caudal de Purga (kg/h)} = \frac{A \times S}{B - A}$$

Em que:

A - Salinidade da água de alimentação (TDS em ppm)

B - Salinidade requerida na caldeira (TDS em ppm)

S - Produção de vapor (kg/h)

Potencial de economia

A purga contínua é o método mais eficaz para controlar a salinidade no interior da caldeira, sendo indispensável para manter a concentração total de sólidos dissolvidos na água da caldeira dentro dos limites de controlo e evitar os fenómenos anteriormente mencionados.

O nível de TDS na caldeira pode ser controlado manual ou automaticamente. O sistema de controlo automático de salinidade apresenta um elevado potencial de recuperação de calor contínuo da água da purga através do uso de equipamento adequado.

O controlador de salinidade regula a abertura da válvula de purga para que no interior da caldeira a salinidade se mantenha próxima do valor máximo admissível.

Exemplo prático

No âmbito da realização de uma auditoria energética à central térmica de uma instalação industrial realizou-se uma medição da condutividade da água de alimentação, tendo-se constatado um valor de 300 ppm sendo o valor médio de TDS no interior da caldeira de 2 000 ppm. O valor de TDS máximo admissível para a caldeira é de 3 000 ppm, o que constitui um valor bastante superior ao valor médio atual.

Se nesta caldeira se instalar um sistema automático de aproveitamento da purga contínua, regulando-se o controlador de abertura da válvula de purga para 2 900 ppm (valor próximo do valor máximo admissível no equipamento) é expectável reduzir a taxa de purga em cerca de 6 %, como mostra a tabela que se segue.

Tabela 3.1.6 Economia expectável com a introdução de controlo automático de TDS numa caldeira.

Parâmetros	Tipo de controlo		Unidades
	Manual	Automático	
TDS da água de alimentação à caldeira	300	300	[ppm]
TDS médio no interior da caldeira	2 000	2 900	[ppm]
TDS máximo admissível no interior da caldeira	3 000	3 000	[ppm]
Taxa de produção de vapor	100	100	[kg/h]
Caudal de purga	17,6	11,5	[kg/h]
Economia prevista	6,1		[kg/h]
	6,1		[%]

Cálculos:

Caudal de purga com controlo manual

$$\text{Caudal de Purga} = \frac{A \times S}{B - A} \Leftrightarrow \text{Caudal de Purga} = \frac{300 \times 100}{2\,000 - 300} \Leftrightarrow \text{Caudal de Purga} = 17,6 \text{ kg/h}$$

Caudal de purga com controlo automático

$$\text{Caudal de Purga} = \frac{A \times S}{B - A} \Leftrightarrow \text{Caudal de Purga} = \frac{300 \times 100}{2\,900 - 300} \Leftrightarrow \text{Caudal de Purga} = 11,5 \text{ kg/h}$$

Economia prevista

$$\text{Economia} = \text{Caudal de Purga (controlo manual)} - \text{Caudal de Purga (controlo automático)}$$

$$\text{Economia} = 17,6 - 11,5 \Leftrightarrow \text{Economia} = 6,1 \text{ kg/h}$$

$$\text{Economia} = \frac{6,1 \text{ kg/h}}{100 \text{ kg/h}} \Leftrightarrow \text{Economia} = 6,1\%$$

Por cada 1 % de purga que se reduz, a percentagem de combustível economizado, em função da pressão de serviço da caldeira, é a apresentada na tabela seguinte:

Tabela 3.1.7 Percentagem de combustível economizado pela redução de 1 % na taxa de purga.

Pressão da caldeira [bar]	% de combustível economizado por cada 1% de redução na purga [%]
7	0,19
10	0,21
17	0,25
25	0,28

(Fonte: SpiraxSarco)

3.1.5 APROVEITAMENTO DO CALOR CONTIDO NOS GASES DA COMBUSTÃO

Num sistema de combustão com uma eficiência energética teórica de 100 %, toda a energia libertada na queima do combustível seria transferida para o processo que se pretende alimentar. No entanto, tais sistemas não existem e na realidade, parte dessa energia é perdida para o meio envolvente através das paredes do gerador de calor e dos respetivos gases de combustão. [1]

Os gases de combustão de um gerador de vapor são normalmente libertados para a atmosfera a uma temperatura de cerca de 50°C a 100°C acima da temperatura de produção do vapor, mas na verdade não deveriam ultrapassar os 40-50°C. Esta condição também deve ser verificada para qualquer outro tipo de caldeira em relação à temperatura do fluido quente que está a ser produzido (água quente ou termofluido). Uma temperatura dos gases de combustão com um valor superior à "regra de ouro" atrás referida pode significar que há qualquer problema com o queimador, necessitando este de ser verificado / afinado, ou então que há necessidade de limpeza das superfícies de permuta de calor entre os gases de combustão e o fluido a aquecer na caldeira, podendo esse facto resultar de depósitos naquelas superfícies, sobretudo calcários (resultantes de um tratamento deficiente da água da caldeira) e fuligem (derivado de uma combustão não satisfatória).

Não havendo os problemas acima referidos, a redução da temperatura de saída dos gases de combustão deve na mesma ser procurada, na medida do possível, e se for viável sob o ponto de vista técnico-económico, porquanto aumenta a eficiência energética dos sistemas de combustão. Em termos gerais, o rendimento global é reforçado em 1 % por cada 20°C de arrefecimento dos produtos de combustão. [1]

De acordo com a literatura (“Energy Tips” do Departamento de Energia dos EUA), para geradores de vapor a gás natural com 15 % de excesso de ar e temperatura final de 120°C, pode considerar-se o potencial de recuperação de calor apresentado na tabela que se segue:

Tabela 3.1.8 Potencial de recuperação de calor dos gases de combustão.

Calor recuperável dos gases de combustão [GJ/h]				
Temperatura dos gases de combustão [°C]	Produção da Caldeira [GJ/h]			
	25	50	100	200
200	1,3	2,6	5,3	10,6
260	2,3	4,6	9,2	18,4
315	3,3	6,5	13,0	26,1

(Fonte: “Energy Tips” do Departamento de Energia dos EUA)

Exemplo prático 1

A central térmica de uma determinada instalação é constituída por uma caldeira a gás natural, destinada à produção de vapor a 10 bar, para utilização no processo. Verificou-se que a caldeira produz cerca de 20 000 kg/h, opera 8 400 h/ano e que a água (água de compensação e condensados) é alimentada à caldeira a uma temperatura de 50°C.

A análise pontual dos gases de combustão indica que a temperatura de saída dos gases é de 260°C, não existindo, atualmente, nenhum aproveitamento desta energia que é dissipada para o ambiente.

A instalação de um economizador vai permitir recuperar o calor excedentário dos gases de combustão para efetuar o pré-aquecimento da água de alimentação da caldeira.

A tabela seguinte apresenta a economia expectável com a implementação desta medida seguindo-se uma breve descrição do método de cálculo utilizado.

Tabela 3.1.9 Economia expectável com a implementação de economizador para recuperação de calor dos gases de combustão.

Parâmetro	Valor	Unidade
Produção de vapor	20 000	[kg/h]
Pressão de vapor	10	[bar]
Horas de funcionamento da caldeira	8 400	[h/ano]
Temperatura da água de alimentação à caldeira	50	[°C]
Temperatura dos gases de combustão	260	[°C]
Entalpia específica do vapor a 10 bar*	2 782	[kJ/kg]
Entalpia específica da água a 50°C*	210	[kJ/kg]
Custo do gás natural	4	[€/GJ]
Potência da caldeira	51 440 000	[kJ/h]
	51,4	[GJ/h]
Potencial de recuperação de calor	4,6	[GJ]
Economia Anual	38 640	[GJ/ano]
	922,7	[tep/ano]
	154 560	[€/ano]

* Valores retirados das tabelas de vapor

A potência da caldeira determina-se através da seguinte expressão:

$$Q = m_v \times (h_v - h_{ag})$$

Em que:

Q- Potência da caldeira (kJ/h)

m_v - Caudal de vapor (kg/h)

h_v - Entalpia específica do vapor (kJ/kg)

h_{ag} - Entalpia específica da água de alimentação à caldeira (kJ/kg)

$$Q = 20\,000 \times (2\,782 - 210) \Leftrightarrow Q = 51\,440\,000 \text{ kJ/h}$$

De acordo com a tabela 3.1.8, o potencial de recuperação de calor para uma caldeira com produção de cerca de 50 GJ/h com temperatura de 260°C nos gases de combustão é de 4,6 GJ/h. Desta forma a economia anual expectável é dada por:

$$\text{Economia} = (\text{GJ/ano}) = \text{Potencial de recuperação} \times \text{Horas de funcionamento/ano}$$

$$\text{Economia} = (\text{€/ano}) = \text{Economia (GJ/ano)} \times \text{Custo do gás natural (€/GJ)}$$

A colocação de um economizador apresenta viabilidade económica em caldeiras com temperatura de saída de gases superiores a 230°C. Esta medida conduz a um aumento da eficiência global da caldeira de 4 % e torna-se especialmente vantajosa se a produção de vapor exceder as 10 t/h. [1]

De salientar que, na maioria dos casos, a cada 1°C de incremento na temperatura da água de alimentação do gerador, com este tipo de equipamento, corresponde uma queda de aproximadamente 4°C na temperatura dos gases de combustão.

A propósito da recuperação de calor em caldeiras, não se deve falar apenas em economizadores para pré-aquecimento da água de alimentação de uma caldeira de vapor. Existem também outras possibilidades de recuperação de calor dos gases de combustão, nomeadamente a instalação de pré-aquecedores de ar para qualquer tipo de caldeira (vapor, água quente e termofluido), que, tipicamente, permite ganhos de rendimento da caldeira de 1-2 %, ou, até mesmo no caso do último tipo de caldeiras, para pré-aquecimento do termofluido.

De salientar que a rentabilidade económica ligada à utilização destes permutadores (não só dos pré-aquecedores de ar, mas também dos economizadores) deve ser analisada com cuidado, dado que esta depende, entre outros fatores, do nível de temperatura a que se encontram os gases da combustão, da potência do gerador e do seu regime de funcionamento. O pré-aquecimento do ar de combustão apresenta as seguintes duas vantagens principais:

- por cada 20°C de elevação da temperatura do ar de combustão economiza-se cerca de 0,50 % de fuelóleo e no caso de caldeiras a gás natural 0,44 % deste combustível;
- a entrada de ar quente melhora as condições de queima, o que permite por vezes trabalhar a mais baixos excessos de ar, o que também contribui para o aumento do rendimento. [2]

Por outro lado, é importante que a temperatura dos gases de combustão se mantenha sempre acima da temperatura do ponto de orvalho para se evitar condensações de água acidulada na instalação e na chaminé. Assim, para um combustível líquido como o fuelóleo, com um teor de enxofre não superior a 1 %, nunca se deve baixar a temperatura dos fumos para valores inferiores a 150°C. Convém, igualmente, salientar que a temperatura da água à entrada do economizador não deve ser demasiado baixa, para evitar a condensação dos fumos sobre os tubos, o que também provoca corrosões exteriores.

De salientar, igualmente, que, caso o fuelóleo tenha um teor de enxofre superior a 1 % (que é o valor máximo que a atual legislação permite), e que seja, por exemplo, da ordem dos 3 % como sucedia há uns anos atrás, o limite de temperatura até ao qual se pode baixar a temperatura dos fumos já não é os 150°C acima referidos, mas antes um valor superior, de cerca de 200°C. Estes problemas de corrosões

e limites de temperaturas dos fumos já não se colocam com combustíveis praticamente isentos em enxofre, como é o caso do gás natural e dos GPL, em que é possível baixar a temperatura dos gases de combustão até valores abaixo do ponto de orvalho da água sem causar problemas significativos de corrosão, sendo possível, inclusive, com determinados economizadores, aproveitar o calor latente de condensação do vapor de água contido nos fumos, pelo que é perfeitamente possível, com esses combustíveis, obter temperaturas de saída dos gases dos economizadores da ordem dos 65°C. [2]

Exemplo prático 2

O exemplo prático que se segue apresenta o estudo técnico-económico da instalação de um economizador numa caldeira de vapor.

Tabela 3.1.10 Parâmetros de funcionamento da caldeira.

Parâmetros	Valor (s/ economizador)	Valor (c/ economizador)	Unidades
Temperatura ambiente	24		[°C]
Consumo de gás natural	1 045		[t/ano]
Perdas nas Purgas	1		[%]
Custo unitário do gás natural	400		[€/t]
PCI do gás natural	45 100		[kJ/kg]
Teor de O ₂ nos gases de combustão	2,1		[%]
Teor de CO ₂ nos gases de combustão	10,5		[%]
Temperatura gases de combustão	255	180	[°C]

Os cálculos serão efetuados recorrendo às equações básicas para a determinação da eficiência térmica de uma caldeira de vapor apresentadas no módulo 2 deste manual.

Determinação das perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão:

$$P_{GC} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times \left[1 - \frac{P_{CV} + P_{CF}}{100} \right]}{CO_2}$$

Situação Atual – Sem economizador

Situação Futura – Com economizador

$$P_{GC} = \frac{0,395 \times (255 - 24)}{10,5}$$

$$P_{GC} = \frac{0,395 \times (180 - 24)}{10,5}$$

$$P_{GC} = 8,69\%$$

$$P_{GC} = 5,87\%$$

Determinação das perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases secos de combustão:

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_{fg})}{PCI}$$

Situação Atual – Sem economizador

Situação Futura – Com economizador

$$P_{H_2O} = \frac{(0 + 9 \times 21,6) \times (210 - 4,2 \times 24 + 2,1 \times 255)}{45\ 100}$$

$$P_{H_2O} = \frac{(0 + 9 \times 21,6) \times (210 - 4,2 \times 24 + 2,1 \times 180)}{45\ 100}$$

$$P_{H_2O} = 2,78\%$$

$$P_{H_2O} = 2,10\%$$

Determinação das perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão:

$$P_{CO} = \frac{K \times CO}{CO + CO_2}$$

Situação Atual – Sem economizador

Situação Futura – Com economizador

$$P_{CO} = \frac{35,5 \times 0}{0 + 10,5}$$

$$P_{CO} = \frac{40 \times 0}{0 + 10,5}$$

$$P_{CO} = 0\%$$

$$P_{CO} = 0\%$$

Determinação de perdas por Radiação, Convecção e outras perdas não-contabilizáveis nas caldeiras

Situação Atual – Sem economizador

$$P_p = 1,4\%$$

Situação Futura – Com economizador

$$P_p = 1,4\%$$

Determinação de Perdas associadas às Purgas

Situação Atual – Sem economizador

$$P_{pp} = 1\%$$

Situação Futura – Com economizador

$$P_{pp} = 1\%$$

Determinação do rendimento

$$E = 100 - EP$$

Situação Atual – Sem economizador

$$E = 100 - 8,69 - 2,78 - 1,4 - 1$$

$$E = 86,13\%$$

Situação Futura – Com economizador

$$E = 100 - 5,87 - 2,10 - 1,4 - 1$$

$$E = 89,63\%$$

Determinação da economia de gás natural (t/ano):

$$\text{Economia de gás natural} = \text{Consumo anual de gás natural} \times \frac{\text{Rendimento}_{\text{final}} - \text{Rendimento}_{\text{inicial}}}{\text{Rendimento}_{\text{final}}}$$

$$\text{Economia de gás natural} = 1\,045 \times \frac{89,63 - 86,13}{89,63}$$

$$\text{Economia de gás natural} = 40,8 \text{ t/ano}$$

Determinação da economia em gás natural (€):

Economia de gás natural = Economia anual de gás natural (t/ano) × Custo Unitário (€/t)

$$\text{Economia de gás natural} = 40,8 \times 400$$

$$\text{Economia de gás natural} = 16\,320 \text{ €/ano}$$

Determinação do período de retorno simples:

$$\text{Período de retorno simples} = \frac{\text{Investimento (€)}}{\text{Economia (€/ano)}}$$

$$\text{Período de retorno simples} = \frac{22\,000}{16\,320}$$

$$\text{Período de retorno simples} = 1,7 \text{ anos}$$

A tabela seguinte apresenta resumidamente a economia expectável associada à recuperação de calor dos gases de combustão num gerador de vapor a gás natural, por via da instalação de um economizador para pré-aquecimento da água de alimentação.

Tabela 3.1.11 Economia expectável com a instalação de economizador em gerador de vapor.

Parâmetros	Valor (s/ economizador)	Valor (c/ economizador)	Unidades
Perdas de calor sensível nos gases secos da combustão	8,69	5,87	[%]
Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão	2,78	2,10	[%]
Perdas de inqueimados nos gases de combustão	0,00	0,00	[%]
Perdas por radiação	1,40	1,40	[%]
Perdas nas purgas	1,00	1,00	[%]
Eficiência da combustão	88,53	92,03	[%]
Rendimento da caldeira	86,13	89,63	[%]
Economia de gás natural	40,8		[t/ano]
	16 320		€/ano]
Investimento	28 500		€]
Período de retorno simples	1,7		[anos]

3.1.6

AFINAÇÃO DO QUEIMADOR

Na maioria das instalações industriais a exploração dos geradores de calor não é a mais eficiente resultando em rendimentos térmicos mais baixos do que seria razoável, e tendo como consequência maiores consumos de energia e um incremento na emissão de poluentes atmosféricos.

A combustão incompleta ocorre quando a quantidade de comburente (oxigénio) não é suficiente para queimar todo o combustível, ou seja quando se tem um excesso de ar de combustão reduzido relativamente ao valor ótimo, havendo formação de monóxido de carbono (CO) e/ou o aparecimento nos gases de combustão de elementos não queimados, tais como o carbono, o hidrogénio e mesmo hidrocarbonetos (mais usual em combustíveis não gasosos) [1]. Estas ocorrências implicam perda de rendimento da caldeira, uma vez que estes elementos, não tendo sido queimados no interior da câmara de combustão, não libertam a sua energia, que acaba por se perder sob a forma de calor latente nos gases de combustão. Além disso, do carbono por queimar, só uma parte sai nos gases de combustão, depositando-se o resto nas paredes da câmara de combustão, formando uma camada isolante (fuligem) que dificulta a transmissão de calor entre os gases quentes e o fluido intermediário a aquecer.

A cor da chama fornece indicação acerca da velocidade de reação de combustão. A chama azul é característica de uma combustão completa e a chama amarela caracteriza uma combustão incompleta. Outra indicação da ocorrência de combustão incompleta é a formação de fuligem nos gases de exaustão que origina fumos negros. Por outro lado, se a caldeira funcionar com um grande excesso de ar de combustão origina um maior arrefecimento da câmara de combustão, perdendo-se calor no aquecimento do ar em excesso.

Logo, o ponto ótimo da regulação da combustão corresponde a uma solução de compromisso entre estes dois fatores. Assim, o excesso de ar deve ser o mínimo possível sem que apareçam nos gases de combustão CO ou carbono por queimar em quantidades significativas. Daqui resulta a necessidade da análise periódica dos gases de combustão a fim de se conseguir a regulação ótima. Esta análise consiste, geralmente, na determinação dos teores em O_2 (oxigénio) e/ou CO_2 (dióxido de carbono) e CO (monóxido de carbono) e das quantidades de carbono (apenas nos casos de combustíveis sólidos ou líquidos) existentes nos gases de combustão.

Para a determinação dos teores de O_2 , CO_2 e CO podem utilizar-se instrumentos de tipo muito diverso que vão desde o analisador descontínuo (ou portátil) que tanto pode medir apenas um destes gases como todos eles, até aos aparelhos automáticos de registo contínuo. Já no que concerne as partículas de carbono não queimado ou densidade dos fumos (fuligem produzida), a sua medição pode ser efetuada por um opacímetro de Bacharach, com o qual se obtém uma imagem qualitativa simples

das condições de combustão: os fumos podem ser comparados visualmente com padrões, procedendo previamente à remoção de uma quantidade de gases com uma bomba, através de um papel de filtro; e, a quantidade de fuligem depositada no filtro é então comparada com uma série de padrões de tonalidades diferentes, com escala de 0 a 9, em que o 0 corresponde a limpo e o 9 a negro, sendo que, numa combustão otimizada, esse parâmetro deverá ter um valor inferior a 3.

Se o valor ótimo de O_2 (ou CO_2) não pode ser obtido sem excessivo teor de CO , então o equipamento de queima deverá ser examinado para se detetarem avarias, distorções ou necessidade de limpeza.

O excesso de ar relativamente elevado necessário ao bom funcionamento de um gerador (e que é mais acentuado para determinados combustíveis, como os sólidos ou líquidos) advém do facto de a câmara de combustão ser de paredes frias, pelo que se torna necessário que todo o combustível seja queimado antes que os gases de combustão em contacto com as paredes frias da câmara arrefeçam até ao ponto da reação não poder continuar. Valores de excesso de ar superiores aos recomendados contribuem para o aumento da perda de energia nos fumos. Por exemplo: para uma caldeira a fuelóleo e outra a gás natural, ambas com os gases de combustão a uma temperatura de cerca de $220^\circ C$, por cada 10 % de redução no excesso de ar, o rendimento de cada uma delas aumenta, respetivamente, 0,6 % (fuelóleo) e quase 1 % (gás natural). Consoante o tipo de combustível queimado no gerador, assim varia o ponto ótimo de funcionamento, correspondente a um determinado excesso de ar de combustão, traduzido em certos valores dos teores dos gases acima referidos nos fumos.

Portanto, controlar o excesso de ar para um nível ótimo resulta sempre na redução das perdas de calor dos gases de combustão. Como regra geral, tem-se que uma redução de 1 % no excesso de ar (O_2) de combustão resulta na redução do consumo de combustível em 1 %. [1]

O excesso de ar pode ser minimizado através do ajuste proporcional do fluxo de ar em relação ao fluxo de combustível. O controlo do excesso de ar pode ser manual ou automático, dependendo da rapidez das flutuações da necessidade de calor. A medição *on-line* do teor de O_2 nos gases de combustão permite ter um melhor controlo do excesso de ar.

Contudo, a minimização do excesso de ar não deve ser exagerada, como já se referiu, e deve garantir que a queima do combustível decorra com pelo menos a quantidade de oxigénio necessária para a combustão completa. A tabela seguinte apresenta o ponto ótimo de funcionamento de uma instalação de combustão para os combustíveis mais frequentes na indústria.

Tabela 3.1.12 Ponto ótimo de funcionamento de uma instalação de combustão. [1]

Parâmetros	Combustível			
	Gás Natural	GPL	Fuelóleo	Lenha
Excesso de ar de combustão	5 - 10 %	5 - 10 %	15 - 20 %	15 - 50 %
Teor de CO ₂	11,4 - 10,9 %	13,1 - 12,6 %	13,7 - 13,2 %	17,5 - 13,3 %
Teor de O ₂	1,1 - 2,1 %	1,1 - 2,1 %	2,9 - 3,6 %	2,9 - 7,2 %
Teor de CO	0 %	0 %	0 %	0 %

Exemplo prático 1

Através da monitorização pontual efetuada aos gases de combustão de uma caldeira aquotubular com capacidade de 3 MW, que queima gás natural obtiveram-se os resultados apresentados na tabela seguinte.

Tabela 3.1.13 Resultados de funcionamento da caldeira durante a análise pontual dos gases de combustão.

Parâmetros	Unidade	Caldeira	Caldeira
Teor de O ₂	[%]	6,0	2,1
Teor de CO ₂	[%]	8,34	10,89
Teor de CO	[%]	0,004	0
Temperatura dos gases	[°C]	255	255
Caudal de combustível	[kg/h]	1,0	1,0
Potência nominal	[%]	100	100
Temperatura do combustível	[°C]	24,0	24,0
Temperatura do ar atmosférico	[°C]	24,0	24,0
Temperatura de referência	[°C]	0,0	0,0
Humidade do ar	[g/kg]	10	10
Temperatura da água à entrada	[°C]	60,0	60,0
Pressão absoluta do vapor	[bar]	11,0	11,0
Temperatura das purgas	[°C]	188,0	188,0
Quantidade de purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira	[%]	3,0	3,0

A aplicação do método das perdas permitiu determinar o rendimento da caldeira em 84,1 % verificando-se que a combustão ocorre com 40 % de excesso de ar, como mostra a tabela 3.1.14.

Na ausência de gráficos, utiliza-se a seguinte fórmula simplificada, para cálculo do excesso de ar:

$$\% \text{ Excesso de ar de combustão} = \frac{\%O_2}{21 - \%O_2} \times 100$$

em que % O₂ é o teor de oxigénio (em %) nos gases de combustão.

Tabela 3.1.14 Determinação do rendimento da caldeira – Método das Perdas.

Parâmetros	Unidade	Caldeira
Perdas de calor sensível nos gases secos da combustão	[%]	10,94
Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão	[%]	2,78
Perdas de inqueimados nos gases de combustão	[%]	0,02
Perdas por radiação	[%]	1,60
Perdas nas purgas	[%]	0,56
Eficiência da combustão	[%]	86,30
Rendimento da caldeira	[%]	84,11
Excesso de ar	[%]	40,00

A análise dos resultados permite concluir que o teor de oxigénio e a percentagem de excesso de ar apresentam-se bastante acima dos valores recomendados para este tipo de equipamento com este combustível (tabela 3.1.12), havendo uma penalização da eficiência da caldeira.

O ajuste do proporcional do fluxo de ar em relação ao fluxo de combustível, para valores de excesso de ar de cerca de 11 %, correspondente a um teor de oxigénio nos gases de combustão de cerca de 2,1 % possibilita um incremento da eficiência da caldeira (para 86,7 % e conseqüente redução do consumo de gás natural).

Sabendo que a caldeira consome anualmente cerca de 950 toneladas de gás natural cujo custo médio de compra é de 515 €/t, a economia resultante da afinação do queimador pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\text{Economia (€/ano)} = \text{Consumo de Gás Natural (t/ano)} \times \left(1 - \frac{\eta_{\text{atual}}}{\eta_{\text{previsto}}}\right) \times \text{Custo do Gás Natural (€/t)}$$

$$\text{Economia (€/ano)} = 950 \times \left(1 - \frac{84,1}{86,7}\right) \times 515 \Leftrightarrow \text{Economia} = 14\,672 \text{ €/ano}$$

Cálculos:

Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (P_{CV}) e nas cinzas de fundo (P_{Cf})

$$P_{CV} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI}$$

$$P_{Cf} = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI}$$

$$P_{CV} = 0 \quad \text{e} \quad P_{Cf} = 0$$

Situação Atual

$$P_{CV} = 0 \quad \text{e} \quad P_{Cf} = 0$$

Após Afinação

$$P_{CV} = 0 \quad \text{e} \quad P_{Cf} = 0$$

Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão

$$P_{GC} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times \left[1 - \frac{P_{CV} + P_{Cf}}{100} \right]}{CO_2}$$

Situação Atual

$$P_{GC} = \frac{0,395 \times (255 - 24) \times \left[1 - \frac{0 + 0}{100} \right]}{8,34}$$

$$P_{GC} = 10,94\%$$

Após Afinação

$$P_{GC} = \frac{0,395 \times (255 - 24) \times \left[1 - \frac{0 + 0}{100} \right]}{10,89}$$

$$P_{GC} = 8,38\%$$

Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases secos de combustão

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{PCI}$$

$$\Leftrightarrow P_{H_2O} = \frac{(0 + 9 \times 11,5) \times (210 - 4,2 \times 25 + 2,1 \times 250)}{40570} \Leftrightarrow P_{H_2O} = 1,61\%$$

Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão

$$P_{CO} = \frac{K \times CO \times [1 - 0,01 \times (P_{CV} + P_{CF})]}{CO + CO_2} \Leftrightarrow P_{CO} = 0$$

Situação Atual

$$P_{CO} = \frac{35,5 \times 0,004 \times [1 - 0,01 \times (0+0)]}{0,004 + 8,34}$$

$$P_{CO} = 0,022\%$$

Após Afinação

$$P_{CO} = \frac{35,5 \times 0,004 \times [1 - 0,01 \times (0+0)]}{0 + 10,89}$$

$$P_{CO} = 0,0\%$$

Perdas por Radiação, Convecção e outras perdas não-contabilizáveis nas caldeiras

$P_p = 1,6\%$ (de acordo com a potência da caldeira e considerando que esta funciona à capacidade nominal)

Perdas associadas às Purgas

$$P_p = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \times p \times (100 - EP)}{(T_p - T_{H_2O}) \times p + (100 - p) \times (660 - T_{H_2O})}$$

Situação Atual

$$P_p = \frac{(188,02 - 60) \times 3 \times (100 - 15,34)}{(188,02 - 60) \times 3 + (100 - 3) \times (660 - 60)}$$

$$P_p = 0,56\%$$

Após Afinação

$$P_p = \frac{(188,02 - 60) \times 3 \times (100 - 12,76)}{(188,02 - 60) \times 3 + (100 - 3) \times (660 - 60)}$$

$$P_p = 0,57\%$$

Rendimento energético

Situação Atual

$$E = 100 - (10,94 + 2,78 + 0,02 + 1,6 + 0,56)$$

$$E = 84,1\%$$

Após Afinação

$$E = 100 - (8,38 + 2,78 + 0,0 + 1,6 + 0,57)$$

$$E = 86,7\%$$

3.1.7 SUBSTITUIÇÃO DA CALDEIRA

A substituição de uma caldeira poderá justificar-se por fatores como os seguintes:

- Necessidades de ajuste da potência térmica de aquecimento face às necessidades reais atuais.
- Redução de custos através:
 - Da otimização do consumo por via:
 - Da melhoria do rendimento do equipamento;
 - Da alteração do tipo de combustível, em resultado do respetivo poder calorífico;
 - Da aquisição do combustível menos dispendioso, isto é, com:
 - Custo específico menor aquando da aquisição
 - Menores exigências de intervenção a nível de trabalhos de manutenção;
- Facilidade de entrega de combustível através de rede de distribuição, minimizando a necessidade de espaço para armazenagem;
- Disponibilidade do recurso energético.

O estudo de viabilidade de substituição de uma caldeira deverá examinar todas as implicações da disponibilidade de combustível a longo prazo e os planos de crescimento da unidade industrial. Nesta análise devem ser considerados todos os fatores financeiros e de engenharia.

Exemplo Prático

Uma empresa pretende substituir a sua caldeira para aquecimento de água quente, que consome gasóleo, por uma outra a gás natural para o mesmo fim.

A água quente é bombeada em circuito fechado, tendo como objetivo climatizar a nave fabril apenas nos meses do ano mais frios.

O circuito de água quente está igualmente preparado para suprimir as necessidades de aquecimento das águas sanitárias, atualmente aquecidas por outra fonte de energia.

Esta substituição implica um investimento envolvendo a execução dos seguintes trabalhos:

- Desativação da caldeira existente e transporte da mesma para uma sucata, saindo a mesma pela cobertura, por meio de grua.
- Fornecimento e montagem de uma nova caldeira de água quente, de 550 kW de potência térmica e com tripla passagem de gases, devidamente equipada com queimador do tipo modulante, para queima de gás natural.
- Execução de uma nova rede de gás natural, com tubagem de cobre de 2", incluindo acessórios, tais como: válvulas de fecho rápido, redutor de pressão e tubo flexível

metálico, entre o ramal existente e a nova caldeira.

- Fornecimento e montagem de uma nova chaminé construída em aço inox de 300 mm de diâmetro, com porta de inspeção.
- Ligações mecânica e elétrica da nova caldeira às redes existentes.
- Ensaio gerais de comissionamento.

Tabela 3.1.15 Parâmetros da caldeira existente.

Parâmetro	Caldeira
Tipo de Combustível	Gasóleo
Consumo Anual	60 000 L
Rendimento	83 %

Tabela 3.1.16 Parâmetros da caldeira nova.

Parâmetro	Caldeira
Tipo de Combustível	Gás natural
Rendimento de Catálogo	94 %
Investimento	30 000 €

O estudo técnico-económico da medida a implementar é apresentado nas tabelas seguintes, correspondendo o investimento a um orçamento de referência.

Tabela 3.1.17 Dados para determinação das economias previstas com a substituição de caldeira a gasóleo por uma outra a gás natural

Parâmetro	Valor	Unidade
Consumo anual de gasóleo	60 000	[L]
	51,2	[tep]
Custo unitário do gasóleo	0,888	[€/L]
Custo anual do gasóleo	53 259	[€]
Rendimento da caldeira a gasóleo	83,0	[%]
PCI do gasóleo	42 800	[kJ/kg]
	1,022	[kgep/kg]
Peso específico do gasóleo	0,835	[kg/L]
Custo unitário do gás natural	768,1	[€/t]
Rendimento da caldeira a gás natural	94,0	[%]
PCI do gás natural	45 100	[kJ/kg]
	1,077	[kgep/kg]
Peso específico do gás natural	0,8404	[kg/m ³ (n)]

Determinação do Consumo Energético de Gasóleo:

$$\text{Consumo energético de gasóleo (kJ/ano)} = \text{Consumo de gasóleo (kg/ano)} \times \text{PCI do gasóleo (kJ/kg)}$$

$$\text{Consumo energético de gasóleo} = (60\,000 \times 0,835) \times 42\,800$$

$$\text{Consumo energético de gasóleo} = 2\,144\,280\,000 \text{ kJ/ano} = 2\,144,3 \text{ GJ/ano}$$

Determinação da Energia Útil do Gasóleo:

$$\text{Energia útil do gasóleo (GJ/ano)} = \text{Consumo energético de gasóleo (GJ)} \times \text{Rendimento}$$

$$\text{Energia útil do gasóleo} = 2\,144,3 \times 0,83$$

$$\text{Energia útil do gasóleo} = 1\,779,8 \text{ GJ/ano}$$

Determinação da Energia Útil do Gás Natural:

$$\text{Energia útil do gás natural (GJ/ano)} = \text{Energia útil do gasóleo (GJ/ano)}$$

Determinação do Consumo Energético de Gás Natural:

$$\text{Energia útil do gás natural (GJ/ano)} = \text{Consumo energético de gás natural (GJ/ano)} \times \text{Rendimento}$$

$$1\,779,8 = \text{Consumo energético de gás natural} \times 0,94$$

$$\text{Consumo energético de gás natural} = 1\,893,4 \text{ GJ/ano}$$

Dado que o PCI do gás natural é igual a 45 100 kJ/kg e que 1 m³ (n) de gás natural corresponde a 0,8404 kg, tem-se que:

$$\text{Consumo energético de gás natural (kJ/ano)} = \text{Consumo de gás natural (kg)} \times \text{PCI do gás natural (kJ/kg)}$$

$$1\,893\,353\,617 = \text{Consumo de gás natural} \times 45\,100$$

$$\text{Consumo de gás natural} = 41\,981 \text{ kg/ano}$$

$$\text{Consumo de gás natural} = \left(\frac{41981}{0,8404} \right) = 49\,954 \text{ m}^3 \text{ (n)/ano}$$

$$\text{Consumo de gás natural} = 45,2 \text{ tep/ano}$$

Determinação do Custo Anual de Gás Natural:

$$\text{Custo de gás natural (€/ano)} = \text{Consumo de gás natural (t/ano)} \times \text{Custo unitário do gás natural (€/t)}$$

$$\text{Custo de gás natural} = 41,981 \times 768,1 = 32\,246 \text{ €/ano}$$

Determinação das Economias:

Economia de custos

$$\text{Economia (€/ano)} = \text{Custo de gasóleo (€/ano)} - \text{Custo de gás natural (€/ano)}$$

$$\text{Economia} = 53\,259 - 32\,246 = 21\,013 \text{ €/ano}$$

Economia de energia primária

$$\text{Economia (tep/ano)} = \text{Consumo de gasóleo (tep/ano)} - \text{Consumo de gás natural (tep/ano)}$$

$$\text{Economia} = 51,2 - 45,2 = 6,0 \text{ tep/ano}$$

Economia de energia final

$$\text{Economia (GJ/ano)} = \text{Consumo de gasóleo (GJ/ano)} - \text{Consumo de gás natural (GJ/ano)}$$

$$\text{Economia} = 2144,3 - 1893,4 = 250,9 \text{ GJ/ano}$$

Determinação da % de Economias:

Em termos de custos

$$\% \text{ Economia} = \frac{\text{Economia (€/ano)}}{\text{Custo do gasóleo (€/ano)}} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{21\,013}{53\,259} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 39,5 \%$$

Em termos de energia primária

$$\% \text{ Economia} = \frac{\text{Economia (tep/ano)}}{\text{Consumo de gásóleo (tep/ano)}} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{6,0}{51,2} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 11,7 \%$$

Em termos de energia final

$$\% \text{ Economia} = \frac{\text{Economia (GJ/ano)}}{\text{Consumo de gásóleo (GJ/ano)}} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{250,9}{2144,3} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 11,7 \%$$

Determinação do Período de Retorno Simples do Investimento:

$$\text{PRI} = \frac{\text{Investimento (€)}}{\text{Economia (€/ano)}}$$

$$\text{PRI} = \frac{30\ 000}{21\ 013}$$

$$\text{PRI} = 1,4 \text{ anos}$$

Com o investimento previsto, estima-se que a substituição da atual caldeira a gásóleo por uma a gás natural se traduza num retorno do investimento de cerca de 1,4 anos, permitindo poupanças na ordem dos 21 013 € anuais.

Na tabela seguinte apresenta-se a tabela resumo com as economias previstas com a substituição da atual caldeira a gásóleo por uma outra a gás natural.

Tabela 3.1.18 Síntese de economias associadas à substituição de caldeira a gasóleo por uma outra a gás natural.

Parâmetro	Valor	Unidade
Energia útil	1 780	[GJ/ano]
Consumo de gasóleo na caldeira existente	2 144	[GJ/ano]
	51,2	[tep/ano]
Custo de gasóleo na caldeira existente	53 259	[€/ano]
Consumo de gás natural na nova caldeira	1 893	[GJ/ano]
	45,2	[tep/ano]
Custo de gás natural na nova caldeira	32 246	[€/ano]
Economia de energia	250,9	[GJ/ano]
	11,7	[%]
Economia de energia	6,0	[tep/ano]
	11,7	[%]
Economia de custos	21 013	[€/ano]
	39,5	[%]
Investimento	30 000	[€]
PRI	1,4	[anos]

REFERÊNCIAS

[1] – ADENE, (2010), “Medidas de eficiência energética aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um enquadramento tecnológico sucinto”

[2] – ADENE, (2010), “Relatório final de ação de promoção de Eficiência Energética em caldeiras de vapor e de termofluido”

3.2

Redes de Distribuição de Fluidos Térmicos

A produção e distribuição de fluidos térmicos (vapor, água quente ou termofluido) é um serviço auxiliar presente na maioria das instalações industriais.

Sabendo que cerca de 40 % do total de energia consumida na indústria se destina à produção de vapor, a produção desta utilidade está frequentemente associada a uma má utilização de energia e conseqüente desperdício de combustível. Pelo seu caráter intensivo, mas também pelo aumento do preço dos combustíveis, é cada vez mais crítica a tarefa de melhorar a eficiência energética nesta aplicação. Desta forma, neste capítulo são apresentadas algumas medidas de redução de custos energéticos apresentando-se as metodologias para determinar a economia expeável com a implementação das mesmas.

3.2.1 PURGADORES

O vapor é um gás que se forma quando a água atinge temperaturas elevadas e sob altas pressões. Quando realiza o seu trabalho, isto é quando transfere o calor latente ao processo, o vapor condensa. Como o condensado não tem a capacidade de fazer o trabalho que o vapor realiza, deve ser rapidamente removido das linhas de distribuição ou permutadores de calor.

Um purgador de vapor é um tipo de válvula automática que drena o condensado a partir das linhas de distribuição de vapor ou de equipamentos processuais, sem descarregar o vapor. Desta forma é possível utilizar todo o calor latente do vapor, ainda no interior do equipamento utilizador.

A aplicação de purgadores de vapor na rede de distribuição de vapor tem como principais objetivos descarregar o condensado à medida que este se forma, evitar a passagem de vapor e descarregar ar e outros gases não condensáveis.

A figura seguinte apresenta os tipos de purgadores existentes.

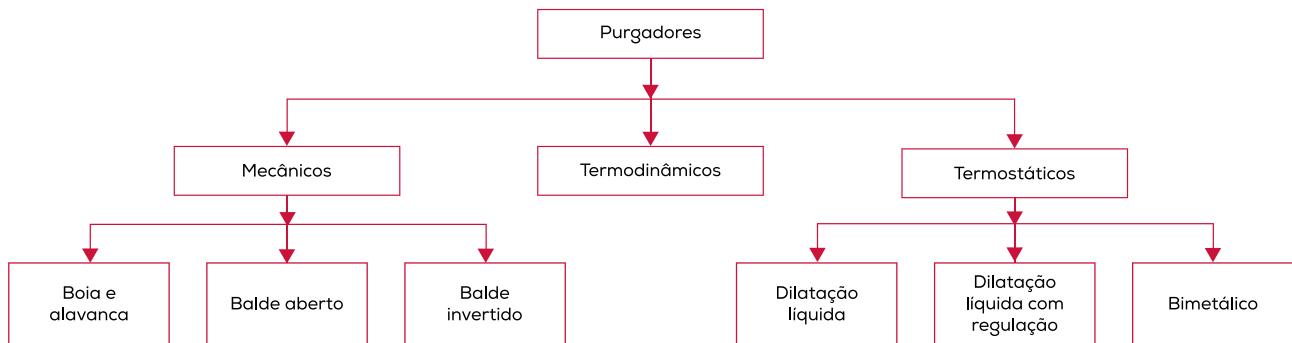


Figura 3.2.1 - Tipos de Purgadores

Em unidades industriais, é frequente encontrar-se problemas em purgadores, que podem ser causados por má instalação, por seleção errada do equipamento, mas, também, devido à existência de purgadores defeituosos.

A implementação de programas regulares de inspeção e manutenção dos purgadores de um sistema de vapor possibilita a obtenção de elevadas economias de energia. Os sistemas de vapor com frequência de inspeção superior a 3 anos possuem frequentemente um número elevado de purgadores defeituosos (até 30 % do número total) que conduzem a elevadas perdas de vapor. Em contrapartida, nos sistemas com programas de inspeção e manutenção regulares, os purgadores com fugas constituem normalmente menos de 5 % do número total.

Embora os purgadores tenham tempo de vida útil muito curtos, os custos associados à substituição de purgadores defeituosos é sempre muito inferior ao custo das perdas de vapor que ocorrem se tal não acontecer. [1]

Avaliação de desempenho

Tal como todos os equipamentos mecânicos, os purgadores estão sujeitos ao desgaste sendo necessário efetuar manutenção periódica, ou até mesmo proceder à sua reposição, em função do seu estado de operação.

Existem diferentes metodologias para verificar a condição de operação de um purgador de vapor e para verificar a existência de fugas nos purgadores de uma rede de vapor. De seguida apresenta-se de forma sucinta os métodos frequentemente aplicados na indústria:

1. Inspeção visual

Em algumas situações, a observação visual pode fornecer uma indicação clara relativamente à condição operacional de um purgador. A ausência de descargas de condensado ou a descarga de vapor são sinais visuais que permitem identificar a necessidade de reparação do purgador.

A inspeção visual é o primeiro passo na verificação das condições de funcionamento de um purgador. Contudo, esta não fornece um diagnóstico completo e é uma verificação limitada a sistemas com saída aberta. Em alguns casos, a instalação de um visor na saída do purgador pode ajudar na inspeção visual.

2. Tecnologia de ultrassons

A inspeção de purgadores através de ultrassons consiste na avaliação do som e vibração produzido pelo condensado quando flui através do purgador.

Conhecendo o tipo de purgador, a pressão de vapor e a aplicação do purgador e carga de condensado, é possível prever o tipo de som que deve ser emitido e assim avaliar a condição de operação do purgador.

A tecnologia de ultrassons é o método utilizado quando se pretende verificar se há passagem de vapor, uma vez que o som é significativamente diferente entre vapor e condensado. O vapor vivo ao fluir através do purgador produz um som alto e agudo enquanto o condensado emite um som mais baixo.

3. Termografia

A câmara termográfica é frequentemente utilizada para efetuar a medição da temperatura do purgador e das tubagens.

A temperatura do condensado na entrada do purgador deve ser próxima da do vapor saturado. Para que um purgador opere corretamente, a temperatura do purgador deve estar mais elevada do que a temperatura da tubagem de descarga de condensado.

A medição da temperatura permite verificar se o purgador está bloqueado ou se a sua capacidade é insuficiente. Contudo a aplicação desta metodologia para determinar se um purgador está a dar passagem de vapor pode resultar em conclusões erradas, visto que quando um condensado de alta pressão é alimentado a um sistema de menor pressão reevapora em forma de vapor flash. Desta forma, com a medição de temperatura não é possível distinguir entre passagem de vapor e descarga regular de condensado.

A avaliação de desempenho de um purgador deve indicar se o purgador funciona corretamente e, se não funcionar, deve indicar se o equipamento falhou na posição aberta ou na posição fechada. Quando os purgadores avariaram na posição aberta resultam na perda de vapor e da sua energia. Se o condensado não for devolvido, a água é também perdida incrementando os custos da central térmica. Se os purgadores avariaram na posição fechada, apesar de não se verificarem perdas de água e de energia, podem resultar em reduções significativas da capacidade de aquecimento e/ou causar danos nos equipamentos de aquecimento a vapor. [2]

3.2.2 RECUPERAÇÃO DE CONDENSADOS

Na maioria das instalações industriais que utilizam vapor, apenas é consumido o calor latente existente no vapor, antes deste condensar. Uma parcela significativa da energia contida no vapor abandona o processo sob a forma de água quente (condensado) que não deve ser desperdiçada. Além do potencial de recuperação de energia, o condensado apresenta uma característica importante já que se trata de uma quantidade significativa de água quimicamente tratada que pode, e deve, ser realimentada ao gerador de vapor. [3]

A figura que se segue compara a quantidade de energia presente num quilograma de vapor e de condensado para a mesma pressão.

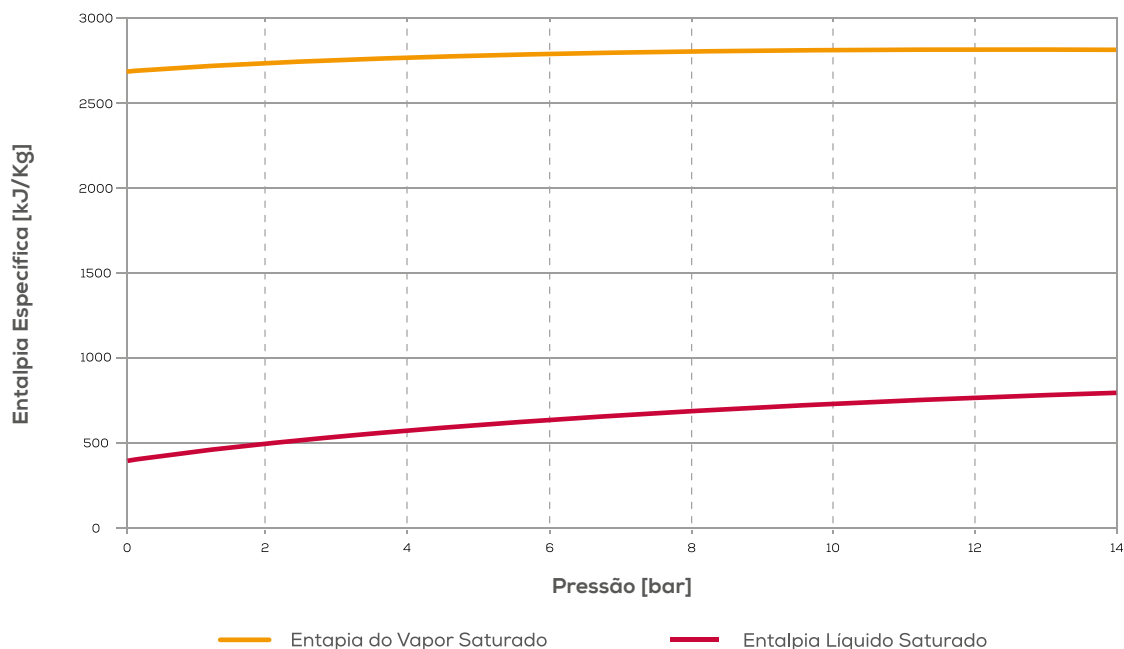


Figura 3.2.2 - Energia contida no vapor e no condensado à mesma pressão

A percentagem de energia do vapor contida no condensado pode variar entre 18 % (1 bar) e 30 % (14 bar), evidenciando a importância da implementação de sistemas de recuperação de condensado.

Benefícios da recuperação de condensados

O condensado é um recurso valioso e até a recuperação de pequenas quantidades é, frequentemente, economicamente justificável.

Ao alimentar a caldeira com o condensado recuperado, reduz-se não só o consumo de água na caldeira, mas também o consumo de combustível assim como os custos com químicos para tratamento de água. Estima-se que um incremento de 60°C na temperatura da água de alimentação à caldeira traduz uma economia de cerca de 1 % no consumo de combustível [2].

O condensado, por se tratar de água destilada praticamente isenta de sólidos totais dissolvidos, diminui a necessidade de purga, reduzindo substancialmente as perdas energéticas da caldeira.

3.2.3 VAPOR FLASH

O condensado é descarregado, através dos purgadores, de pressões altas para pressões inferiores. Uma parte do calor que provoca a reevaporação de parte do condensado é o que se chama vapor *flash*.

A recuperação de vapor flash representa uma economia de energia bastante superior à que se verifica com a simples recuperação de condensados, principalmente para condensados a alta pressão, porque o vapor *flash* destes condensados contém um valor energético muito elevado. Este vapor pode ser utilizado no desgaseificador e/ou no pré-aquecimento de ar. [1]

A recuperação de condensados a baixa temperatura também permite a obtenção de vapor flash que pode ser utilizado no aquecimento de componentes a temperaturas inferiores a 100°C, por exemplo, no aquecimento de água sanitária.

Em qualquer sistema de vapor que se pretenda maximizar a eficiência, o vapor reevaporado é separado do condensado e é utilizado a baixa pressão.

O vapor flash é tão valioso como o vapor produzido numa caldeira. Os motivos para o recuperar são, tal como a recuperação de condensados, económicos e ambientais.

A quantidade de vapor *flash* pode ser calculada através da seguinte expressão:

$$\% \text{ Vapor Flash} = \frac{H_{fP1} - H_{fP2}}{H_{fgP2}} \times 100$$

Em que:

% Vapor *Flash* – Quantidade de vapor *flash* [%]

H_{fP2} – Entalpia específica à pressão P2 [kJ/kg]

H_{fP1} – Entalpia específica à pressão P1 [kJ/kg]

H_{fgP2} – Calor latente do vapor saturado pressão P2 [kJ/kg]

Exemplo prático

Determine a economia de vapor resultante da recuperação de vapor *flash* de um condensado que entra no purgador a uma pressão manométrica de 7 bar e é libertado para a pressão atmosférica (1 bar (a)).

A tabela seguinte apresenta os dados de funcionamento da instalação e a economia expectável com a implementação de um sistema de recuperação de vapor *flash*.

Tabela 3.2.1 Economia expectável com a recuperação de vapor *flash*.

Parâmetro	Valor	Unidade
Entalpia específica da água a 8 bar (a)	721,1	[kJ/kg]
Entalpia específica da água a 1 bar (a)	417,5	[kJ/kg]
Calor latente a 1 bar	2 258	[kJ/kg]
Caudal de condensado	250	[kg/h]
Custo do vapor	40,5	[€/t]
Horas de funcionamento	8 736	[h/ano]
Vapor <i>Flash</i>	13,4	[%]
Economia	33,5	[kg/h]
	11 853	[€/ano]

Determinação da taxa de recuperação vapor *flash*:

$$\text{Taxa de recuperação de vapor } flash = \frac{\text{Entalpia específica (8 bar (a))} - \text{Entalpia específica (1 bar (a))}}{\text{Calor latente (1 bar (a))}}$$

$$\text{Taxa de recuperação de vapor } flash = \frac{721,1 - 417,5}{2 258} \times 100$$

$$\text{Taxa de recuperação de vapor } flash = 13,4 \% (0,134 \text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{condensado}})$$

Determinação da quantidade de vapor *flash* recuperado:

$$\text{Vapor } flash = \text{Taxa de recuperação de vapor } flash (\%) \times \text{Caudal de condensados (kg/h)}$$

$$\text{Vapor } flash = 0,134 \times 250$$

$$\text{Vapor } flash = 33,5 \text{ kg/h}$$

Determinação das economias:

Economia = Caudal de vapor recuperado (t/ano) × Custo unitário do vapor (€/t)

$$\text{Economia} = \left(\frac{33,5}{1\,000} \times 8\,736 \right) \times 40,5$$

$$\text{Economia} = 11\,853 \text{ €/ano}$$

3.2.4 FUGAS DE VAPOR

A utilização da energia térmica numa instalação industrial implica o seu transporte para os locais de utilização, sendo frequente o aparecimento de fugas devido ao desgaste e envelhecimento das redes de distribuição.

As fugas de vapor são muitas vezes ignoradas, no entanto, conduzem a desperdícios desnecessários de energia que representam encargos financeiros e ambientais.

Sendo uma das formas típicas de ineficiência energéticas, as fugas de vapor devem ser eliminadas de modo a assegurar a máxima eficiência da rede de distribuição de fluidos térmicos.

A quantificação das perdas de vapor depende do tamanho da fuga (diâmetro do orifício) mas podem revelar-se muito dispendiosas. O caudal de vapor perdido numa fuga para a atmosfera pode calcular-se através da seguinte equação:

$$Q_{\text{vapor}} = 0,413 \times P_v \times d^2$$

Em que:

Q_{vapor} - Caudal de vapor (kg/h)

d - Diâmetro do orifício (mm)

P_v - Pressão absoluta do vapor (bar)

No caso de fuga de vapor num purgador por deficiente funcionamento, usa-se a seguinte equação, se a contrapressão for superior a 58 % da pressão de vapor:

$$Q_{\text{vapor}} = 0,576 \times d^2 \times \sqrt{(P_v - \Delta P) \times \Delta P}$$

Em que:

Q_{vapor} - Caudal de vapor (kg/h)

P_v - Pressão absoluta (bar)

d - Diâmetro da fuga (mm)

ΔP - Diferença entre as pressões relativas do vapor e da contrapressão (bar)

Exemplo prático

Numa rede de distribuição de vapor à pressão absoluta de 8 bar, foram detetadas 2 fugas de vapor com 2,5 mm de diâmetro. Sabendo que o funcionamento anual da instalação é de 8 736 horas estima-se que o caudal anual de vapor perdido é de cerca de 360,8 toneladas correspondentes a 14 612 €, como mostra a tabela seguinte.

Tabela 3.2.2 Economia expetável com a eliminação de fugas de vapor

Parâmetro	Valor	Unidade
Pressão absoluta	8	[bar]
Número de fugas	2	[unidades]
Diâmetro da fuga	2,5	[mm]
Custo do vapor	40,5	[€/t]
Horas de funcionamento	8 736	[h/ano]
Caudal de vapor perdido	41,3	[kg/h]
Economia	360 797	[kg/ano]
	14 612	[€/ano]

Determinação do caudal de vapor perdido (por fuga):

$$Q_{\text{vapor}} = 0,413 \times P_v \times d^2$$

$$Q_{\text{vapor}} = 0,413 \times 8 \times 2,5^2$$

$$Q_{\text{vapor}} = 20,7 \text{ kg/h}$$

Determinação do caudal total de vapor perdido:

$$Q_{\text{vapor}} = Q_{\text{vapor}} (\text{por fuga}) \times \text{n}^\circ \text{ de fugas}$$

$$Q_{\text{vapor}} = 20,65 \times 2$$

$$Q_{\text{vapor}} = 41,3 \text{ kg/h}$$

Determinação das economias:

$$\text{Economia} = \text{Caudal de vapor perdido (t/ano)} \times \text{Custo unitário do vapor (€/t)}$$

$$\text{Economia} = \left(\frac{41,3}{1\,000} \times 8\,736 \right) \times 40,5$$

$$\text{Economia} = 14\,612 \text{ €/ano}$$

3.2.5

UTILIZAÇÃO DE VAPOR

Devido às suas características de excelente permuta de calor, o vapor é utilizado numa diversidade de indústrias como fluido de aquecimento.

Quando aplicado a um sistema de aquecimento indireto, apenas o calor latente do vapor é transferido no processo de aquecimento. O restante calor fica retido no condensado.

A análise das tabelas de vapor indica que enquanto a entalpia do vapor aumenta ligeiramente com o aumento da pressão, a entalpia de evaporação diminui com o aumento da pressão. Significa isto que quanto mais baixa for a pressão de vapor, menor será o consumo de vapor.

No entanto, também pelas tabelas de vapor sabe-se que quanto menor a pressão do vapor, menor será a sua temperatura. Uma vez que a temperatura é a “força motriz” para a transferência de calor, a uma pressão de vapor mais baixa, a taxa de transferência de calor é mais lenta, e o tempo de aquecimento maior.

Em equipamentos onde as perdas fixas são elevadas (como é o caso de cilindros de secagem), pode até haver um aumento no consumo de vapor quando se opera a pressões mais baixas, devido ao incremento do tempo de processamento. Há, no entanto, vários equipamentos onde a redução da pressão de vapor não afeta significativamente o processo produtivo conduzindo a reduções expressivas do consumo de vapor.

Existe, portanto, um limite para a redução da pressão de vapor que depende das características do equipamento consumidor de vapor e das necessidades específicas dos processos de aquecimento.

Na indústria, o vapor é normalmente gerado a pressões altas e é reduzido localmente para fornecer calor a cada utilizador do vapor. Por norma, isto é feito para minimizar o diâmetro das tubagens e, assim, reduzir os custos da distribuição de vapor.

3.2.6

ISOLAMENTOS TÉRMICOS

A necessidade de transportar os fluidos térmicos (água, vapor, óleo, etc.) desde a caldeira até aos seus utilizadores origina perdas nas tubagens, uma vez que a temperaturas superiores (ou inferiores à temperatura ambiente) existem perdas (ou ganhos) de calor.

Numa rede de distribuição de fluidos térmicos, a superfície dessas tubagens encontra-se a temperaturas elevadas, verificando-se perdas por radiação e convecção, que se traduzem num consumo de energia térmica que pode, e deve, ser evitado. Para reduzir estes efeitos são aplicados isolamentos térmicos sobre as superfícies de transferência de calor.

A utilização de isolamentos térmicos permite:

- Reduzir os consumos e custos energéticos, ao minimizar as perdas de calor;
- Controlar a condensação;
- Fazer a proteção aos equipamentos;
- Controlar as temperaturas do processo;
- Proteger contra o fogo;
- Servir de isolamento acústico. [1]

Numa rede de distribuição de vapor, água quente, termofluido e condensados, toda a tubagem e acessórios (válvulas e flanges) devem ser isolados termicamente e protegidos do ambiente. Um isolamento correto pode economizar até 10 % do combustível utilizado para gerar a energia térmica transportada pela tubagem. [1]

Deve ser implementada uma rotina de inspeção periódica do isolamento térmico da rede de distribuição de fluidos térmicos. Esta rotina deve dedicar especial atenção aos locais (equipamentos, tubagem, válvulas e flanges) que tenham sofrido recentemente manutenções ou reparações de modo a garantir a reposição/substituição imediata do isolamento.

Em instalações industriais é frequente encontrar tubagens, válvulas e flanges sem qualquer proteção térmica. Para calcular a economia resultante da aplicação de isolamento térmico é necessário caracterizar as tubagens e acessórios desprovidos de isolamento, sendo necessário recolher as seguintes informações no local:

- Identificação da linha;
- Identificação do fluido;
- Identificação do diâmetro da tubagem;
- Temperatura da linha;
- Comprimento, número de válvulas e número de flanges.

Para efeitos de cálculo de perdas térmicas em acessórios devem-se considerar as seguintes equivalências:

1 Válvula = 1,0 m linear para o mesmo diâmetro nominal (DN)

1 Flange = 0,5 m linear para o mesmo diâmetro nominal (DN)

Determinação da perda de calor por radiação térmica

A aplicação de isolamento na tubagem e acessórios da rede de distribuição conduz a significativas poupanças de combustível, que dependem da espessura do isolamento aplicado.

O custo de instalação aumenta com o aumento da espessura do isolamento. Verifica-se, contudo, que a quantidade de calor perdido diminui com o aumento da espessura do isolamento. Desta forma, é da máxima importância determinar a espessura económica do isolamento térmico que deve ser aplicado.

O material utilizado no isolamento térmico pode ser enquadrado na categoria pré-moldado rígido de fibras (inclui lã de rocha e lã de fibra). Estes materiais têm características distintas de condutividade térmica, podendo esta ser determinada pela equação [3]:

$$K = A \times t \times T$$

Em que:

K – Condutividade térmica (W/m² °C)

A – Área de transferência de calor (m²)

t – tempo (s)

T – Diferencial de temperatura (°C)

A condutividade térmica do isolamento varia com a variação da temperatura diferencial entre a superfície aquecida e a temperatura ambiente. Assim, a perda de calor pode ser determinada pela seguinte expressão [4]:

$$Q = \frac{(T_s - T_a) \times \pi}{\frac{1 \log_e}{2 \times K} \times \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{h_{so} \times d_2 \times 10^{-3}}}$$

Em que:

Q – Perda de calor (W/m)

T_s – Temperatura da superfície aquecida (°C)

T_a – Temperatura ambiente (°C)

K – Condutividade térmica do isolamento (W/m² °C)

d₁ – Diâmetro externo da tubagem (mm)

d₂ – Diâmetro externo do isolamento (mm)

h_{so} – Coeficiente de troca entre a superfície do isolamento e o ar (W/m² °C)

Na publicação da DGE “Economia de Energia, Volume 8, Dimensionamento correto do isolamento térmico” encontram-se gráficos da perda de calor que servem de apoio à determinação da economia expetável com a aplicação de isolamentos térmicos nas redes de distribuição de fluidos térmicos.

Exemplo prático

A análise efetuada à rede de distribuição de energia térmica de uma instalação industrial mostra que a mesma não se encontra termicamente isolada. Determine as economias expectáveis com a aplicação de isolamento térmico com espessura de 50 mm, nos seguintes locais:

Tabela 3.2.3 Levantamento das tubagens e acessórios que não se encontram termicamente isoladas.

Identificação da linha	DN	Nº de Válvulas	Nº de Flanges	Tubagem [m]	T [°C]
Central Térmica	80	2	0	0	150
	50	1	0	0	150
	10	6	0	0	150
Processo	80	1	0	0	150
	65	1	0	7	100
	65	0	0	7	75
	50	13	0	0	150
	25	2	0	0	150
	20	1	0	0	150
	20	6	0	31	100

1º Passo: Recorrendo aos gráficos de Perdas de Calor para as diferentes temperaturas, determinar as perdas de calor das tubagens sem isolamento e com isolamento de 50 mm de espessura.

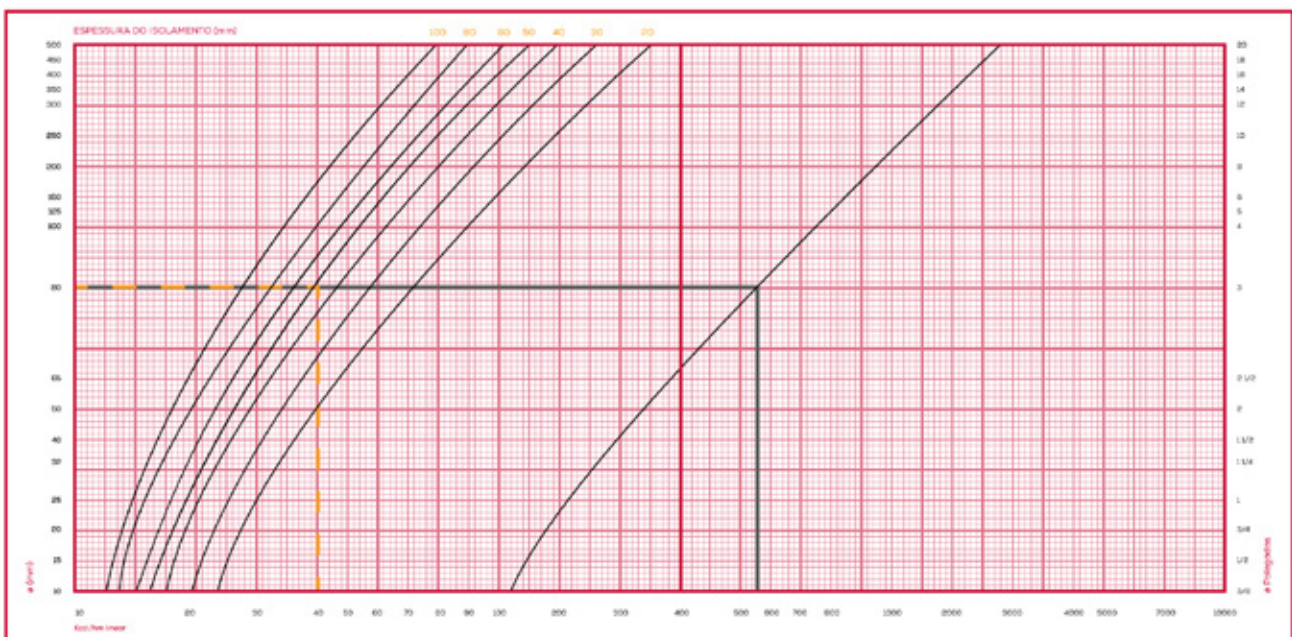


Figura 3.2.3 - Gráfico de perda de calor em tubagens com temperatura de 150°C (Adaptado de [4])

Efetuando o procedimento anterior para todos os locais identificados na tabela anterior é expectável economizar anualmente cerca de 72 295 kJ/h.

2º Passo: Determinar as economias de combustível e de custo e o período de retorno de investimento.

Tabela 3.2.4 Economia expectável com a aplicação de isolamentos térmicos

Parâmetro	Valor	Unidade
Rendimento da caldeira	90	[%]
Horas de funcionamento	3 840	[h]
PCI do gás natural	45 100	[kJ/kg]
	1,077	[kgep/kg]
Peso específico do gás natural	0,8404	[kg/m ³ (n)]
Custo unitário do gás natural	550	[€/t]
Economia expectável	72 295	[kJ/h]
	277,6	[GJ]
Economia anual	6,8	[t]
	7,3	[tep]
	3 740	[€]
Investimento	5 405	[€]
Período de Retorno	1,4	[anos]

Determinação da Energia Anual Recuperável:

$$\text{Energia} = \text{Energia (kJ/h)} \times \text{Horas de funcionamento (h)}$$

$$\text{Energia} = 72\,295 \times 3\,840$$

$$\text{Energia} = 277,6 \text{ GJ}$$

Determinação da Economia de Gás Natural:

$$\text{Economia gás natural} = \frac{\text{Energia (kJ)}}{\text{Rendimento} \times \text{PCI (kJ/kg)}}$$

$$\text{Economia gás natural} = \frac{277,6 \times 10^6}{0,90 \times 45\,100}$$

$$\text{Economia gás natural} = 6\,839,1 \text{ kg}$$

$$\text{Economia gás natural} = 6,8 \text{ t} = 8\,138 \text{ m}^3 \text{ (n)} = 7,3 \text{ tep}$$

Determinação da Economia de Gás Natural:

$$\text{Economia de gás natural (€)} = \text{Economia de gás natural (t)} \times \text{Custo unitário do gás natural (€/t)}$$

$$\text{Economia de gás natural} = 6,8 \times 550$$

$$\text{Economia de gás natural} = 3\,740 \text{ €}$$

Determinação do Período de Retorno do Investimento:

$$\text{PRI} = \frac{\text{Investimento (€)}}{\text{Economia (€)}}$$

$$\text{PRI} = \frac{5\,405}{3\,740}$$

$$\text{PRI} = 1,4 \text{ anos}$$

3.2.7

REDUÇÃO DO TRABALHO REALIZADO PELO VAPOR

Em instalações industriais é frequente encontrar etapas de secagem que utilizam o vapor como fluido de aquecimento.

De modo a reduzir os consumos de vapor e aumentar a eficiência do processo produtivo é aconselhável realizar, sempre que possível, a secagem preliminar por métodos mecânicos (por exemplo prensagem ou centrifugação). Desta forma a maior parte da água é removida do produto de forma mais económica sendo o vapor consumido para completar a etapa de secagem.

A economia de energia térmica resulta então dos seguintes fatores:

- Redução do tempo de operação de secagem;
- Redução do caudal horário de vapor necessário;
- Utilização de tecnologia mais eficiente;
- Minimização de desperdícios.

O vapor deve ser fornecido aos equipamentos consumidores o mais seco possível, para se conseguir uma maior eficiência do aquecimento. Devendo-se garantir, em qualquer utilização, que o vapor é consumido da forma mais eficiente.

Uma estufa que efetua a secagem do produto consome a mesma quantidade de vapor independentemente de estar total ou parcialmente carregada. Se for carregada com 50 % da sua capacidade é consumido o dobro do vapor, ou seja, é desperdiçado o dobro do combustível.

REFERÊNCIAS

[1] ADENE, (2010), "Medidas de Eficiência Energética aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um Enquadramento Tecnológico Sucinto"

[2] BEE-Bureau of Energy Efficiency, "Energy Efficiency in Thermal Utilities, Chapter 3 "Steam System"

[3] DGE, "Economia de Energia, Volume 4, Como otimizar a utilização do condensado", Areal Editores sob supervisão de Spirax Sarco – Equipamentos Industriais, Lda. – Portugal

[4] DGE, "Economia de Energia, Volume 8, Dimensionamento correcto do isolamento térmico", Areal Editores

3.3

Geradores de Ar Quente

Em unidades industriais é frequente encontrar geradores de ar quente associados aos processos de secagem, a estufas de pintura, sendo também frequentemente utilizados para promover o aquecimento de naves industriais.

Na indústria química é comum encontrar geradores que produzem ar quente para secar os produtos químicos em diferentes tipos de secadores. A secagem é das etapas que consome mais energia e que demora mais tempo no processo produtivo de indústrias químicas, dependendo a qualidade do produto final da qualidade da secagem. Outro tipo de indústria em que se encontra este tipo de equipamentos é na indústria cerâmica de pavimento e revestimento, em que, normalmente, os geradores de ar quente estão associados a atomizadores de pasta cerâmica.

O consumo de combustível de um gerador de ar quente típico, com capacidade de produção de 1794 kg/h de ar quente a 112°C para um secador de prateleiras, encontrado na indústria química, com capacidade de 200 prateleiras, é de cerca de 36 kg/h, sendo a eficiência da combustão de cerca de 37 %. [1]

O desempenho energético de um gerador de ar quente pode ser determinado seguindo a metodologia apresentada na Figura 3.3.1:

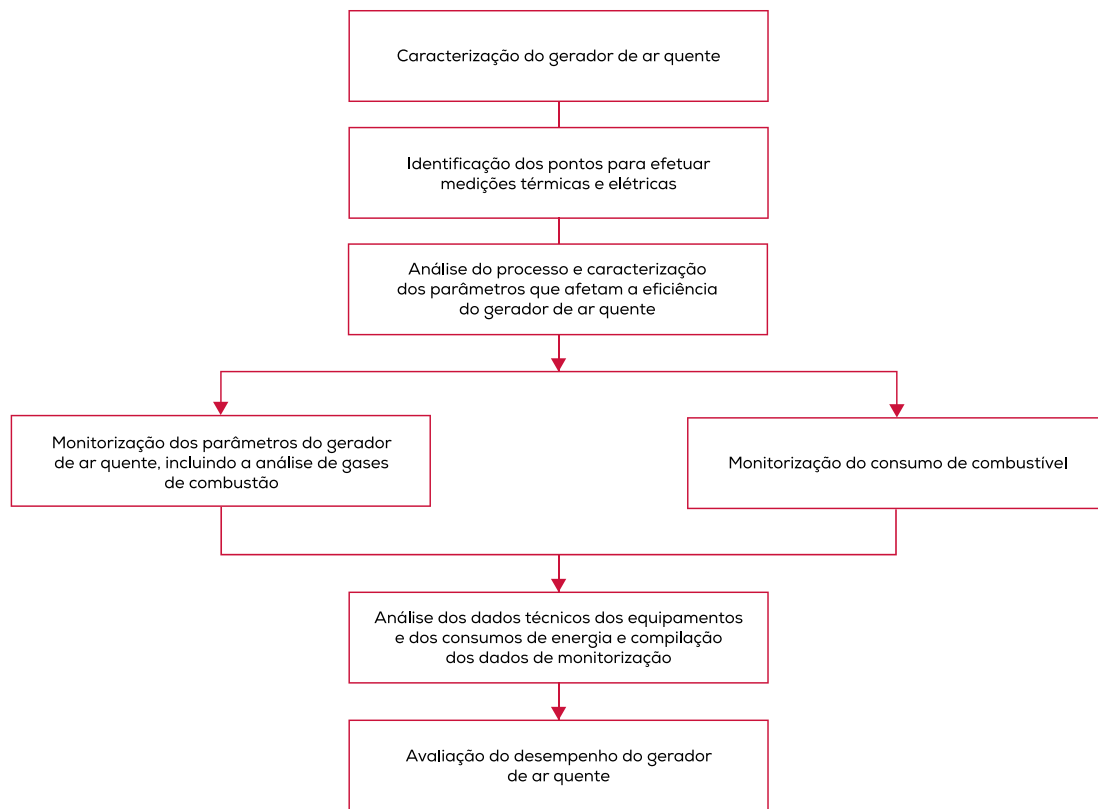


Figura 3.3.1 - Metodologia para avaliação de desempenho de um gerador de ar quente (Adaptado de [1])

O consumo de energia de um gerador de ar quente depende dos seguintes fatores:

- Temperatura de secagem que é condicionada pelo processo e pelas características do produto final;
- Condições climáticas;
- Condições de operação e de manutenção no gerador de ar quente;
- Combustível.

Os principais parâmetros de operação para melhorar o desempenho do gerador de ar quente são:

- Área de transferência de calor;
- Fluxo de ar;
- Temperatura dos gases de combustão;
- Tempo de contacto entre os gases de combustão e o ar;
- Sistema de combustão [1]

Classificação de Geradores de Ar Quente

Consoante o tipo de aplicação, os geradores de ar quente podem ser de tipo direto ou indireto, dependendo se o ar de secagem entra ou não em contacto com os gases de combustão.

Nos geradores de ar quente de aquecimento direto existe mistura do ar que alimenta o gerador com os gases de combustão. Este equipamento é constituído por uma unidade de controlo, um queimador e um ventilador centrífugo posicionado dentro de uma câmara de combustão.

Os geradores de ar quente de aquecimento indireto são compostos por uma câmara de combustão, um (ou mais) permutador de calor e um ventilador (centrífugo ou axial). O ar a ser aquecido circula dentro dos tubos sendo aquecido pelos gases de combustão que circulam na câmara.

Neste tipo de equipamentos é necessário garantir que o dimensionamento é o adequado para evitar o aquecimento excessivo dos tubos por causa da sua possível deterioração. [2]

Os geradores de ar quente são necessários para todos os equipamentos de secagem com exceção dos métodos naturais (secam ao sol ou à intempérie) podendo, portanto, ser aplicados a uma diversidade de equipamentos e produtos. Portanto, um gerador de ar quente é um aquecedor de ar, geralmente utilizado para complementar o ar quente recuperado de outros equipamentos e que depois é utilizado em secadores.

Os sistemas de combustão apresentados neste capítulo são equipamentos que produzem calor através da queima de combustíveis e o transferem para o processo industrial sob a forma de ar quente.

No que diz respeito às oportunidades de promoção da eficiência energética neste tipo de equipamentos, destacam-se a aplicação e inspeção periódica de isolamentos térmicos, o controlo da combustão através da análise dos gases de combustão (regulação do excesso de ar), a otimização de sistemas de controlo automático, a adequação da produção do gerador às necessidades processuais e a recuperação de calor residual.

Exemplo prático 1

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos da operação de secagem contínua de 3 250 kg/h (base seca) de telhas num secador. O ar de secagem é produzido num gerador de ar quente, com câmara de combustão, que consome madeira.

De seguida apresenta-se a análise realizada ao gerador de ar quente.

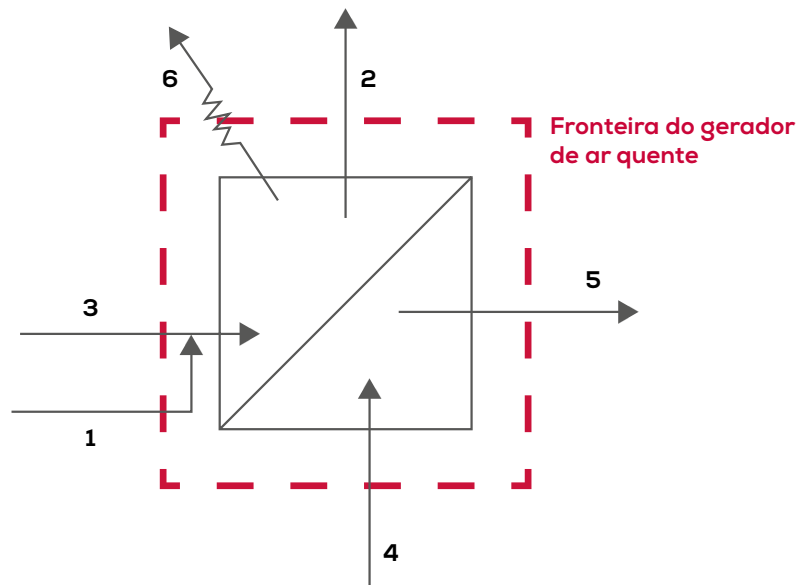


Figura 3.3.2 - Diagrama de fluxos de um gerador de ar quente com aquecimento indireto

A tabela seguinte apresenta os resultados das monitorizações efetuadas necessárias para realização dos balanços de massa e energia.

Tabela 3.3.1 Caracterização dos fluxos do processo - medições.

	Caraterização da corrente	Caudal	Temperatura	Humidade absoluta	Teor de O ₂
		[kg/h] (base seca)	[°C]	[g _{H₂O} /kg _{ar seco}]	[%]
1	Ar de combustão à entrada	-	25	15	-
2	Gases de combustão à saída	-	246	-	10,5
3	Combustível (madeira seca)*	490	25	-	-
4	Ar fresco à entrada	31 452	25	15	-
5	Ar quente à saída	-	170	-	-
6	Perdas por radiação, convecção e acerto do balanço	-	-	-	-

* Humidade = 0,95 kg_{H₂O}/kg_{comb. seco}

As propriedades físicas dos fluxos envolvidos são apresentadas na tabela que se segue.

Tabela 3.3.2 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas.

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico da água	4,18	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar seco	1,0	[kJ/kg °C]
PCS da madeira	18 000	[kJ/kg _{comb. seco}]
Ar estequiométrico para madeira	5,80	[kg/kg _{comb. seco}]
Calor específico da madeira seca	1,2	[kJ/kg °C]
Calor específico dos gases secos de combustão	1,1	[kJ/kg °C]

Recorrendo às equações básicas de balanços de Massa e Energia é possível determinar a potência térmica associada a cada corrente envolvida no processo e assim realizar os balanços energéticos ao gerador de ar quente, que se apresentam de seguida.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^{\circ}\text{C}$)

Item 1: Ar de combustão à entrada

Da Figura 3.3.4 obtém-se um excesso de ar (e) igual a 1,0 para 10,5 % de O_2 .

$$M_g = (1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times m_{\text{combustível seco}}$$

$$= (1 + 1) \times 5,8 \times 490 = 5\,684 \text{ kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$$

em que $m_{\text{ar seco}}$ = ar estequiométrico para madeira

$$Q_1 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 5\,684 \times [1,0 \times 25 + 0,015 (1,9 \times 25 + 2\,480)] = 357\,595 \text{ kJ/h}$$

Item 2: Gases de combustão à saída

$$M_g = [(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}] \times m_{\text{combustível}}$$

$$= [(1 + 1) \times 5,8 + 1 - 0,5] \times 490 = 5\,929 \text{ kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$$

Em que $m_{\text{H}_2\text{O}}$ = água produzida na combustão de H_2 da madeira igual a $0,5 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$

$$W_{\text{gases}} = \frac{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times W_{\text{ar}} + a + m_{\text{H}_2\text{O}}}{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}}$$

$$= \frac{(1 + 1) \times 5,8 \times 0,015 + 0,95 + 0,5}{(1 + 1) \times 5,8 + 1 - 0,5} = 0,134 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gases secos}}$$

Em que: a = teor de humidade no combustível (em $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$)

$$Q_2 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$

$$= 5 929 \times [1,1 \times 246 + 0,134 (1,9 \times 246 + 2 480)] = 3 949 810 \text{ kJ/h}$$

Item 3: Combustível

$$Q_3 = M_C \times (PCS + C_{p_{C \text{ seco}}} \times T_C) + 0,95 \times M_C \times C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \times T_C$$

$$= 490 \times [(18 000 + 1,2 \times 25) + 0,95 \times 490 \times 4,18 \times 25] = 8 883 345 \text{ kJ/h}$$

Em que:

PCS (madeira seca) = 18 000 kJ/kg

0,95 $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{madeira seca}}$ é o teor de água no combustível

Item 4: Ar fresco à entrada

$$Q_4 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$

$$= 31 452 \times [1,0 \times 25 + 0,015 (1,9 \times 25 + 2 480)] = 1 978 724 \text{ kJ/h}$$

Item 5: Ar quente à saída

$$Q_5 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$

$$= 31 452 \times [1,0 \times 170 + 0,015 (1,9 \times 170 + 2 480)] = 6 669 239 \text{ kJ/h}$$

Item 6: Perdas por radiação, convecção e acerto do balanço

$$Q_6 = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5$$

$$= 357 595 - 3 949 810 + 8 883 345 + 1 978 724 - 6 669 239 = 600 615 \text{ kJ/h}$$

Síntese de Balanços de Massa e de Energia ao Gerador de Ar Quente

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	
1. Ar de combustão	Ar seco	5 684,0
	Vapor de água	85,3
		5 769,3
3. Combustível	Madeira seca	490,0
	Água	465,5
		955,5
4. Ar fresco à entrada	Ar seco	31 452,0
	Vapor de água	471,8
		31 923,8
TOTAL		38 648,5

Saídas		
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	
2. Gases da combustão	Gases secos	5 929,0
	Vapor de água	795,8
		6 724,8
5. Ar quente à saída	Ar seco	31 452,0
	Vapor de água	471,8
		31 923,8
TOTAL		

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]
1. Ar de combustão	357 595	3,2%
3. Combustível	8 883 345	79,2%
4. Ar fresco à entrada	1 978 724	17,6%
TOTAL	11 219 664	100%

Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]
2. Gases da combustão	3 949 810	35,2%
5. Ar quente à saída	6 669 239	59,4%
6. Perdas por radiação, convecção e acerto do balanço	600 615	5,4%
TOTAL	11 219 664	100%

Conclusões / Comentários finais

A eficiência térmica do gerador de ar quente é igual a:

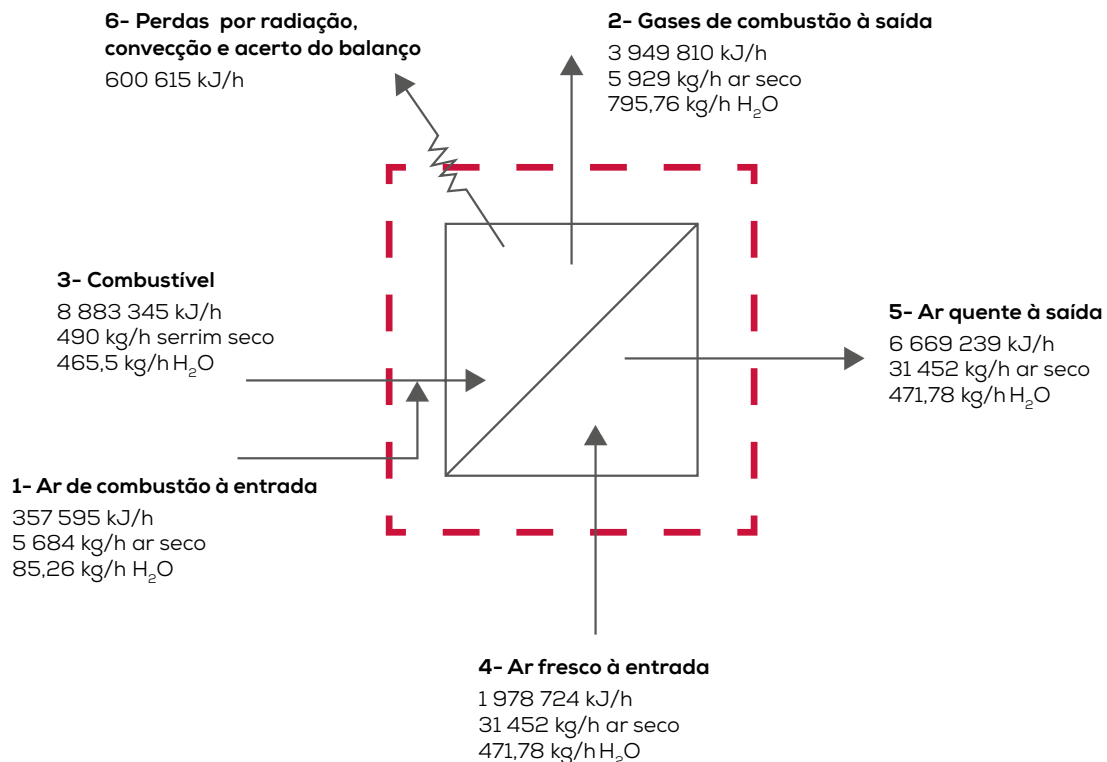
$$\frac{6\,669\,239 - 1\,978\,724}{8\,883\,345} \times 100 = 52,8 \%$$

Este valor é bastante baixo, sendo resultante da parcela elevada de calor perdida na chaminé. Uma parte importante das perdas na chaminé advém da entalpia do vapor de água que, se a madeira não for previamente seca, se verifica sempre.

O teor de oxigénio indica que está a ser usado cerca de 100 % de excesso de ar que, no caso de ser reduzido, se traduzirá num incremento da eficiência do gerador. No entanto, é sempre difícil obter valores baixos de excesso de ar na queima da madeira.

A temperatura dos gases de exaustão é de 246°C – valor relativamente elevado, quando comparado com a temperatura de 170°C do ar quente. Essa diferença é em parte devida ao excesso de ar utilizado, mas também pode ser resultante da existência de sujidade nas superfícies de aquecimento e/ou potência excessiva de queima em relação à potência nominal.

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos do gerador de ar quente analisado.



Exemplo prático 2

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos da operação de secagem de leite condensado para produção de leite em pó. O ar de secagem é produzido num aquecedor a fuelóleo, que mais não é do que um gerador de ar quente.

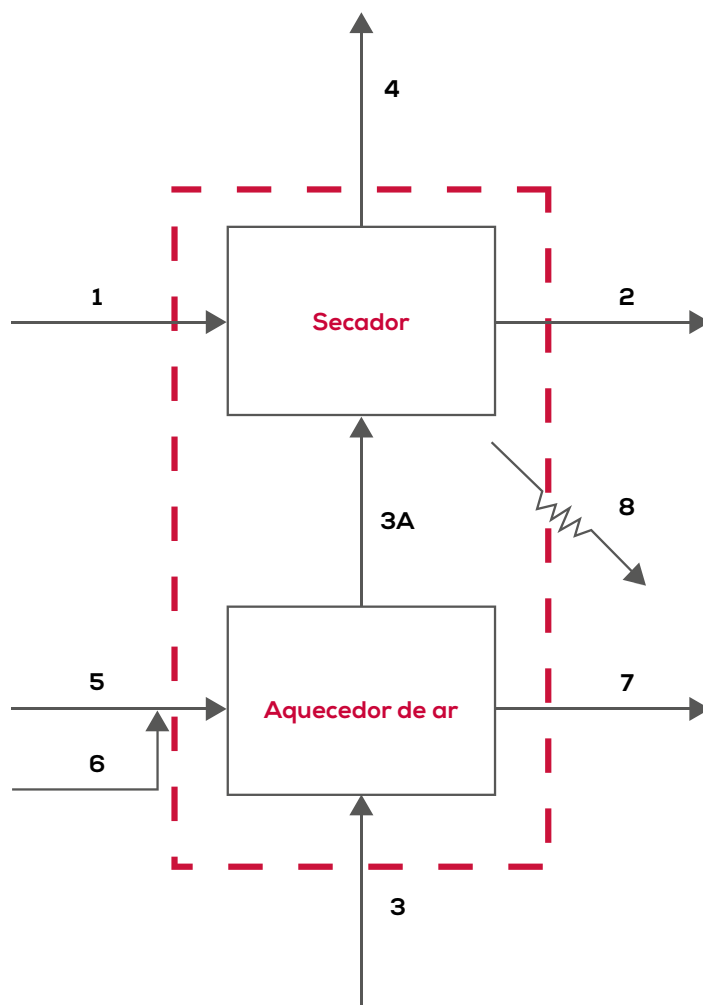


Figura 3.3.3 - Diagrama de fluxos de um atomizador

A tabela seguinte apresenta os resultados das monitorizações efetuadas necessárias para realização dos balanços de massa e energia.

Tabela 3.3.3 Caracterização dos fluxos do processo - medições.

Caraterização da corrente	Massa seca [kg/h]	Massa de água [kg/h]	Temperatura [°C]	Teor de água [kg/kg]
Leite condensado à entrada	960	1 040	40	0,52 ²
Leite em pó à saída	960	40	65	0,04 ²
Ar de secagem à entrada	26 000	338	30	0,013 ³
Ar de secagem à saída	26 000	1 338	90	0,052 ³
"Thick" fuelóleo à entrada	145	0	60	0 ³
Ar de combustão à entrada	2 630	34	30	0,013 ³
Gases de combustão à saída ¹	2 630	179	350	0,068 ³

¹ Teor de O₂=5,2 % ² Base húmida ³ Base seca

As propriedades físicas dos fluxos envolvidos são apresentadas na tabela que se segue.

Tabela 3.3.4 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas.

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico do leite	1,5	[kJ/kg °C]
Calor específico da água	4,18	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar	1,0	[kJ/kg °C]
PCS do Fuelóleo	42 600	[kJ/kg]
Calor específico do Fuelóleo	2,1	[kJ/kg °C]
Calor específico dos gases secos de combustão	1,1	[kJ/kg °C]

Para efetuar o balanço ao sistema é necessário determinar a energia fornecida ao secador pelo gerador de ar quente.

Recorrendo às equações básicas de balanços de Massa e Energia é possível determinar a potência térmica associada a cada corrente envolvida no processo e assim realizar os balanços energéticos ao aquecedor de ar e ao secador, que se apresentam de seguida.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^{\circ}\text{C}$)

Ainda que os fluxos 1 e 2 não estejam propriamente relacionados com a análise ao gerador de ar quente, apresenta-se o balanço a todo o sistema (gerador de ar quente + secador).

Item 1: Leite condensado à entrada

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_m \times C_m \times T_m \\ &= (960 \times 1,5 + 1\,040 \times 4,18) \times 40 = 231\,488 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 2: Leite condensado à saída

$$\begin{aligned} Q_2 &= M_m \times C_m \times T_m \\ &= (960 \times 1,5 + 40 \times 4,18) \times 65 = 104\,468 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 3: Ar de secagem à entrada

$$\begin{aligned} Q_3 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 26\,000 \times [1,0 \times 30 + 0,013 (1,9 \times 30 + 2\,480)] = 1\,637\,506 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 4: Ar de secagem à saída

$$\begin{aligned} Q_4 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 26\,000 \times [1,0 \times 90 + 0,052 (1,9 \times 90 + 2\,480)] = 5\,924\,152 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 5: Combustível

$$\begin{aligned} Q_5 &= M_c \times (PCS + C_{p_{c_{seco}}} \times T_c) \\ &= 145 \times (42\,600 + 2,1 \times 60) = 6\,195\,270 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Verificação dos caudais de ar e de gases de combustão com base na composição dos gases de combustão (ver ponto 2.8.2).

1º Passo: Para o "Thick" fuelóleo: $m_{\text{ar seco}} = 13,8 \text{ kg/kg}_{\text{combustível seco}}$
 $m_{\text{água}} = 1,0 \text{ kg/kg}_{\text{combustível seco}}$

2º Passo: Do gráfico da figura seguinte, o excesso de ar é igual a 0,31, com base no teor de O_2 de 5,2 % nos gases de combustão.

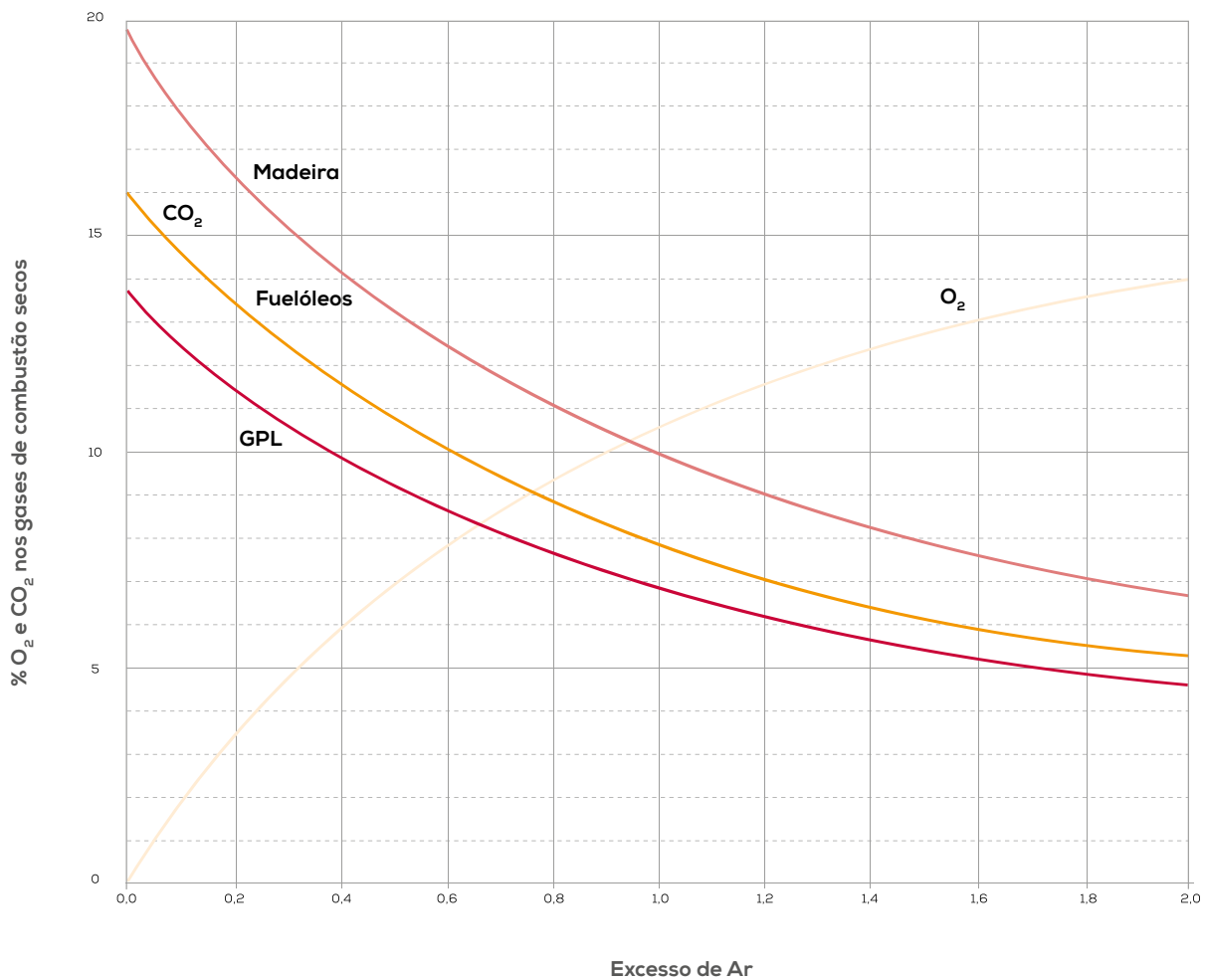


Figura 3.3.4 - Gráfico da combustão para combustíveis industriais

3º Passo:

$$\text{Ar seco/h} = (1 + 0,31) \times 13,8 \times 145 = 2\,621 \text{ kg/h}$$

$$\text{Gases secos/h} = [(1 + 0,31) \times 13,8 + 1 - 1] \times 145 = 2\,621 \text{ kg/h}$$

$$\text{Humidade nos gases} = \frac{(1 + 0,31) \times 13,8 \times 0,013 + 0 + 1}{(1 + 0,31) \times 13,8 + 1 - 1} = 0,068 \text{ kg/kg}_{\text{gases secos}}$$

	Calculado com base na % de O ₂	Medido	Média
Ar seco/h	2 621	2 630	2 626
Gases secos/h	2 621	2 630	2 626
Teor de humidade nos gases	0,068	0,068	0,068

Os resultados são semelhantes aos obtidos através de medições, sendo utilizada, nos cálculos seguintes, uma média desses valores.

Item 6: Ar de combustão

$$\begin{aligned} Q_6 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 2\,626 \times [1,0 \times 30 + 0,013 (1,9 \times 30 + 2\,480)] = 165\,388 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 7: Gases de combustão

$$\begin{aligned} Q_6 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 2\,626 \times [1,1 \times 350 + 0,068 (1,9 \times 350 + 2\,480)] = 1\,572\,606 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Síntese de Balanços de Massa e de Energia

BALANÇO MÁSSICO

Secador

Entradas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
1. Leite condensado à entrada	
Leite seco	960,0
Água	1040,0
	2 000,0
3. Ar à entrada do secador	
Ar seco	26 000,0
Vapor de água	338,0
	26 338,0
TOTAL	28 338,0

Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
2. Leite em pó à saída	
Leite seco	960,0
Água	40,0
	1 000,0
5. Ar de secagem à saída	
Ar seco	26 000,0
Vapor de água	1 338,0
	27 338,0
TOTAL	28 338,0

Aquecedor de ar

Entradas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
3. Ar de secagem à entrada	
Ar seco	26 000,0
Vapor de água	338,0
	26 338,0
5. Combustível à entrada	
	145,0
6. Ar à entrada do secador	
Ar seco	2 626,0
Vapor de água	34,0
	2 660,0
TOTAL	29 143,0

Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
2. Leite em pó à saída	
Leite seco	2 626,0
Água	179,0
	2 805,0
5. Ar de secagem à saída	
Ar seco	26 000,0
Vapor de água	338,0
	26 338,0
TOTAL	29 143,0

BALANÇO ENERGÉTICO

Secador e Aquecedor de ar

Entradas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]
1. Leite condensado à entrada	231 488	2,8
3. Ar de secagem à entrada	1 637 506	19,9
5. Combustível à entrada	6 195 270	75,3
6. Ar de combustão à entrada	165 388	2,0
TOTAL	8 229 652	100

Saídas		
Fluxo energético	Entalpia	[%]
2. Leite em pó à saída	104 468	1,3
4. Ar de secagem à saída	5 924 152	72,0
7. Gases de combustão à saída	1 572 606	19,1
8. Perdas de calor por radiação e convecção e outras perdas / Acerto do balanço	628 426	7,6
TOTAL	8 229 652	100

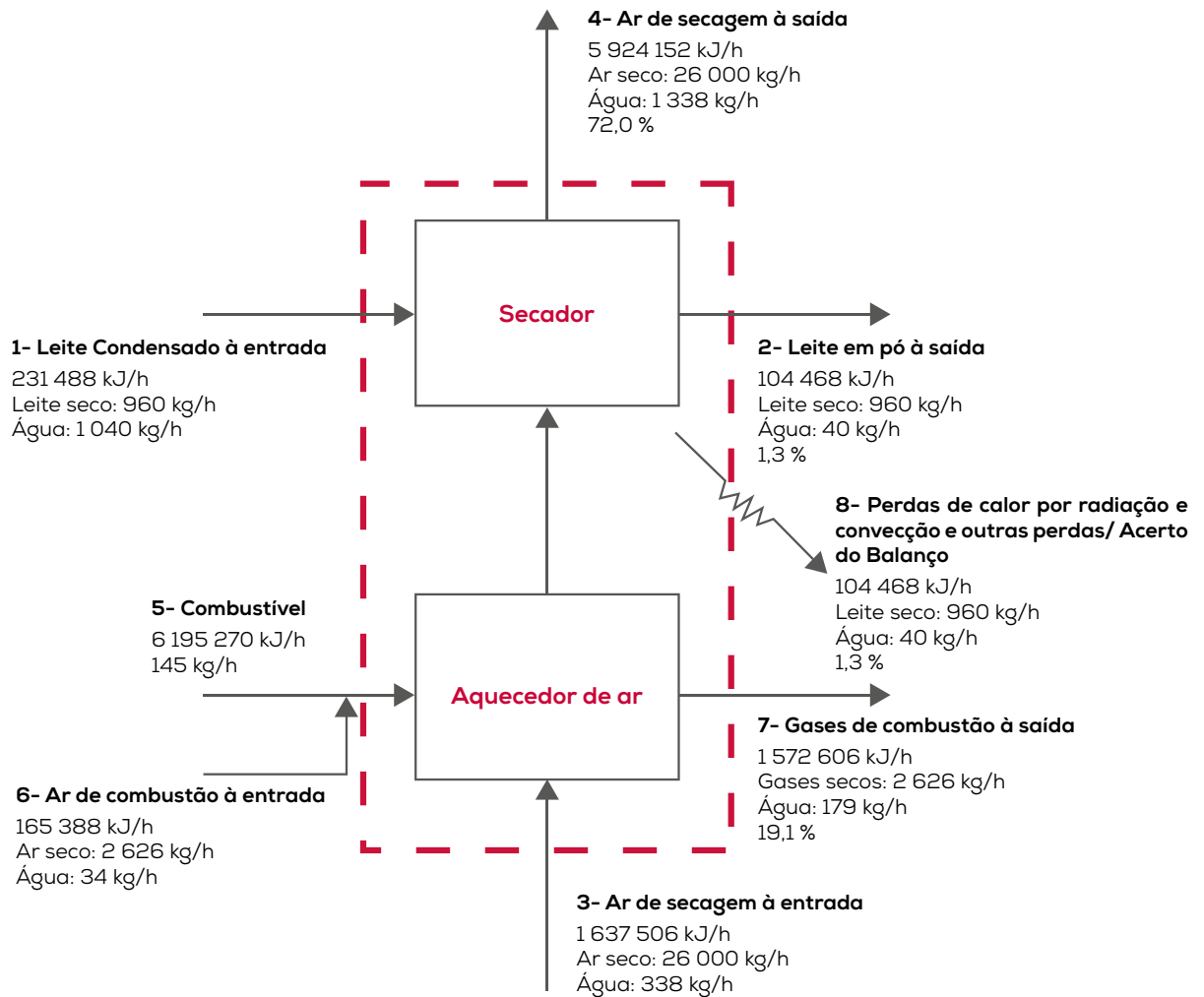
Conclusões / Comentários finais

a) Uma temperatura de 350°C nos gases de combustão, à saída do aquecedor de ar, é muito superior à que normalmente se verifica no ar de secagem (180-200°C). Isto poderá ser devido à existência de sujidade na superfície de aquecimento, à queima excessiva de combustível, ou, ainda, ao facto de o aquecedor não dispor de uma superfície de aquecimento adequada.

b) O processo de combustão no aquecedor de ar estava a funcionar com cerca de 33 % de excesso de ar, indicado pelo teor de 5,2 % de O₂. Este facto poderá ser também uma razão da obtenção de uma temperatura elevada nos gases de combustão. Com a redução do ar de combustão, de forma a obter-se, por exemplo, 3 % de O₂, conseguir-se-á uma redução de 2 % no consumo de combustível.

c) Cerca de 72 % do total de energia entrada no sistema é rejeitada no ar de secagem, que sai do secador com uma temperatura de 90°C. Esta temperatura pode sugerir a hipótese de recuperação de energia do ar de secagem. No entanto, levantam-se alguns problemas em proceder a essa recuperação, devido à existência de uma quantidade elevada de partículas de leite em pó (possivelmente de cerca de 6 %) no ar de exaustão. Para além da possibilidade de deposição nos equipamentos de permuta de calor, as partículas de leite em pó são extremamente corrosivas.

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos do gerador de ar quente analisado.



REFERÊNCIAS

[1] BEE-Bureau of Energy efficiency (2010), "Detailed Project Report on Energy Efficient Hot Air Generator (60.000 kCal/hr)"

[2] Portela, Rudolf Giovanni, "Sistemas de Aquecimento", Engenheiro Mecânico da Agromarau Ind. E com., Lda., The GSI Group Brasil, marau

[3] NIFES Consulting Engineers, "Manual de Conservação de Energia: Tijolos, Telhas e Refratários", elaborado para Ministério da Indústria e Energia e Direção Geral de Energia

[4] NIFES Consulting Engineers, "Manual de Conservação de Energia: Lacticínios", elaborado para Ministério da Indústria e Energia e Direção Geral de Energia

3.4

Recuperação de Calor

3.4.1 INTRODUÇÃO

O calor residual é um subproduto resultante de diversos processos industriais, ou seja, gerado no processo, por meio de combustão ou reação química exotérmica, e que é libertado para o ambiente, podendo existir potencial de aproveitamento energético.

A qualidade essencial do calor não é a quantidade, mas sim o seu "valor". A estratégia de como recuperar este calor depende em parte da temperatura do fluxo com o calor residual e da economia envolvida. Dependendo do processo, o calor pode ser reutilizado na secção de produção ou ser utilizado para aquecimento ambiente (escritórios, armazéns produtivos, entre outros).

Recuperar o calor residual significa não só economizar energia, mas também reduzir as emissões de CO₂. Com o aumento dos custos energéticos este tipo de recuperação torna-se num investimento rentável com período de retorno curto.

Os principais sistemas de combustão são: geradores de vapor, caldeiras de água quente, fornos de cozedura e calcinação e secadores [1].

Se algum deste calor residual for recuperado, uma quantidade considerável de combustível primário é economizada. A energia perdida nos gases residuais não pode ser totalmente recuperada. No entanto, grande parte do calor pode ser aproveitado e as perdas minimizadas adotando-se as seguintes medidas:

Perdas de calor - Qualidade

Dependendo da especificidade do processo, o calor residual pode ser rejeitado a temperaturas consideravelmente elevadas. Normalmente, quanto maior é a temperatura, maior será a qualidade e menor é o custo de recuperação de calor.

Em qualquer estudo de recuperação de calor, é absolutamente necessário que haja algum uso para o calor excedentário recuperado. Exemplos típicos de utilização são: o pré-aquecimento do ar de combustão, o aquecimento ou pré-aquecimento da água de alimentação à caldeira e o aquecimento de água do processo.

Perdas de calor - Quantidade

Em qualquer estudo de recuperação de calor é essencial determinar a quantidade de calor recuperável assim como a forma como pode ser utilizada.

De seguida apresenta-se um exemplo de como se determina a disponibilidade de recuperação de calor num processo industrial.

Num forno de tratamento térmico, os gases de combustão abandonam o forno a 900°C e com um caudal de 2 100 m³/h. Sabendo que é possível baixar a temperatura dos gases para 180°C, o calor total recuperável pode ser calculado como:

$$Q = V \times \rho \times C_p \times \Delta T$$

Em que:

Q - Calor recuperável (kJ/h)

V - Caudal volumétrico de gases de combustão do forno (m³/h)

ρ - massa específica dos gases de combustão (kg/m³)

ΔT - Diferença entre temperaturas (inicial e final) dos gases do forno na recuperação (°C)

C_p - calor específico dos gases de combustão = 1,1 kJ/kg °C

Com a instalação de um recuperador de calor, é possível recuperar cerca de 1 807 629 kJ/h que podem ser utilizados para pré-aquecer o ar de combustão.

A economia de combustível seria de 33 % (1 % de redução de combustível por cada 30°C de arrefecimento dos produtos de combustão). [2]

Determinação do calor recuperável

$$Q = V \times \rho \times C_p \times \Delta T$$

$$Q = 2\,100 \times 1,19 \times 1,1 \times (900 - 180)$$

$$Q = 1\,979\,208 \text{ kJ/h}$$

Determinação da economia de gás natural:

$$\text{Economia horária de combustível} = \frac{\text{Calor recuperável}}{\text{PCI gás natural}}$$

$$\text{Economia horária de combustível} = \frac{1\,979\,208}{45\,100}$$

$$\text{Economia horária de combustível} = 43,9 \text{ kg/h}$$

Economia anual de combustível = Economia de combustível (kg/(h) × horas de funcionamento (h/(ano)

$$\text{Economia anual de combustível} = 43,9 \times 5\,760$$

$$\text{Economia anual de combustível} = 252,8 \text{ t/ano}$$

Determinação da economia de gás natural (€)

Economia anual de combustível = Economia de combustível (t/(ano) × Custo unitário(€/t)

$$\text{Economia anual de combustível} = 252,8 \times 400$$

$$\text{Economia anual de combustível} = 101\,111 \text{ €/ano}$$

Tabela 3.4.1 Economia expectável com a recuperação da energia libertada pelos gases de combustão de um forno.

Parâmetros	Valor	Unidade
Caudal de gases	2 100	[m ³ (n)/h]
Massa específica dos gases	1,19	[kg/m ³]
Calor específico dos gases	1,1	[kJ/kg °C]
Temperatura dos gases à entrada do recuperador	900	[°C]
Temperatura dos gases à saída do recuperador	180	[°C]
Horas de funcionamento	5 760	[horas/ano]
Custo unitário do gás natural	400	[€/t]
PCI do gás natural	45 100	[kJ/kg]
Calor recuperável	1 979 208	[kJ/h]
Combustível economizado	43,9	[kg/h]
	252,8	[t/ano]
Economia	101 111	[€/ano]

Exemplo prático 1

No âmbito da realização de uma auditoria energética efetuou-se a medição dos gases de exaustão de um forno, por via de um tubo de Pitot do tipo S.

O exemplo que se segue apresenta os cálculos realizados para, através da pressão dada pelo dispositivo de célula elétrica de pressão diferencial, determinar o caudal mássico de gases.

A determinação da velocidade dos gases pode ser calculada através da seguinte equação:

$$\bar{v} = KC \sqrt{\frac{T_s \Delta P}{p_e M_s}}$$

Em que:

\bar{v} – Velocidade do gás (m/s)

K – Coeficiente do tubo de Pitot*

C – Constante igual a 129 (m/s) x (kg/kmol K)^{1/2}

M_s – Massa molar do gás (kg/kmol)

T_s – Temperatura média do gás (K)

ΔP – Diferença de pressão do tubo de Pitot

p_e – Pressão absoluta do gás (kPa)

*O coeficiente do tubo de Pitot tipo S é 0,84 e do tipo L é 1,00

Tabela 3.4.2 Determinação do caudal mássico de gases de combustão.

Parâmetros	Valor	Unidade
Diferença de pressão do tubo de Pitot	0,42345	[kPa]
Coeficiente do tubo de Pitot	0,84	-
Constante	129,0	[(m/s) x (kg/kmol K) ^{1/2}]
Massa molar dos gases	29	[kg/kmol]
Pressão absoluta dos gases	100	[kPa]
Temperatura média dos gases	357	[K]
Diâmetro da conduta	1	[m]
Massa específica dos gases	1,19	[kg/m ³]
Velocidade dos gases	24,74	[m/s]
Caudal de gases	19,43	[m ³ /s]
	23,12	[kg/s]

Determinação da velocidade dos gases:

$$\bar{v} = KC \sqrt{\frac{T_s \Delta P}{p_e M_s}}$$

$$\bar{v} = 0,84 \times 129 \sqrt{\frac{357 \times 0,42345}{100 \times 29}}$$

$$v = 24,74 \text{ m/s}$$

Determinação do caudal volumétrico de gases:

$$V = v \times \pi \times r^2$$

$$V = 24,74 \times \pi \times (1/2)^2$$

$$V = 19,43 \text{ m}^3/\text{s}$$

Determinação do caudal mássico de gases:

$$m = V \times \rho$$

$$m = 19,43 \times 1,19$$

$$m = 23,12 \text{ kg/s}$$

3.4.2 CLASSIFICAÇÃO, APLICAÇÃO E BENEFÍCIOS

A recuperação de calor perdido é um processo que utiliza tecnologias variadas para a recuperação e reutilização de calor rejeitado pelo processo. Esta energia térmica pode ser recuperada a partir de várias fontes, nomeadamente:

- Gases de combustão;
- Efluentes quentes ou frios;
- Ar de exaustão;
- Produtos quentes ou frios ou restos de produção;
- Água de arrefecimento e óleo hidráulico;
- Fontes termais naturais;
- Outras fontes.

As tecnologias mais comuns para a recuperação deste calor são:

- Permutadores de calor para fazer uso direto do calor no mesmo estado em que se encontra;
- Bombas de calor e recompressão de vapor, que transformam o calor de modo a gerar trabalho mais útil do que se este se encontrasse à temperatura inicial;
- Operações multi-estágio, tais como evaporadores de múltiplo efeito, expansão do vapor e combinações das técnicas acima mencionadas. [1]

Quando se estuda a possibilidade de recuperar o calor residual de um processo, é importante analisar todas as possibilidades e a qualidade (“valor”) do calor envolvido.

A tabela seguinte apresenta algumas fontes e o potencial de recuperação de energia associado.

Tabela 3.4.3 Recuperação de calor – Fonte e potencial de recuperação. [2]

N.º	Fonte	Potencial de recuperação
1	Calor dos gases de combustão	Quanto mais elevada for a temperatura, maior é o potencial de recuperação de calor.
2	Calor em fluxos de vapor	Quanto mais elevada for a temperatura, maior é o potencial de recuperação de calor. Quando condensado, também é possível recuperar o calor latente.
3	Perdas de calor por convecção e radiação	Baixo potencial. Quando recuperado pode ser utilizado no aquecimento ambiente ou para pré-aquecimento de ar.
4	Perdas de calor em água de arrefecimento	Baixo potencial. Ganhos úteis se o calor é trocado com água fresca.
5	Perdas de calor no fornecimento de água gelada	a) Elevado potencial, se pode ser utilizado para reduzir o funcionamento do sistema de refrigeração. b) Baixo potencial, se a unidade de refrigeração é usada como bomba de calor.
6	Calor armazenado nos produtos que saem do processo	O potencial de recuperação depende da temperatura.
7	Calor armazenado em efluentes líquidos e gasosos que saem do processo	Baixo potencial, se os efluentes estão contaminados.

As vantagens da instalação de sistemas de recuperação de calor podem ser classificadas em duas categorias: benefícios diretos e benefícios indiretos.

Benefícios Diretos

A recuperação de calor tem um efeito direto sobre a eficiência do processo. Isto reflete-se na redução do consumo e dos custos de utilidades e na redução do custo do processo.

Benefícios Indiretos

a) Redução da poluição: Um elevado número de gases tóxicos (como monóxido de carbono, gás ácido, entre outros) que são normalmente libertados para a atmosfera, se queimados em incineradores, permitem não só a recuperação de calor, mas também a redução dos níveis de poluição ambiental.

b) Redução do tamanho do equipamento: a recuperação de calor reduz o consumo de combustível, que conduz à redução do volume de gases de combustão produzidos. Isso resulta na redução da capacidade dos equipamentos de manuseamento de gases de combustão, tais como ventiladores, chaminés, queimadores, etc.

c) Redução do consumo de energia auxiliar: a redução da potência dos equipamentos resulta na redução do consumo de energia auxiliar de eletricidade, principalmente em bombas e ventiladores.

Classificação

Os permutadores de calor são equipamentos térmicos que promovem a transferência de calor entre dois ou mais fluidos. A classificação de permutadores pode realizar-se de diversas formas, em função do critério considerado. O esquema apresentado na figura seguinte apresenta a classificação de permutadores de calor de acordo com o processo de transferência de calor.

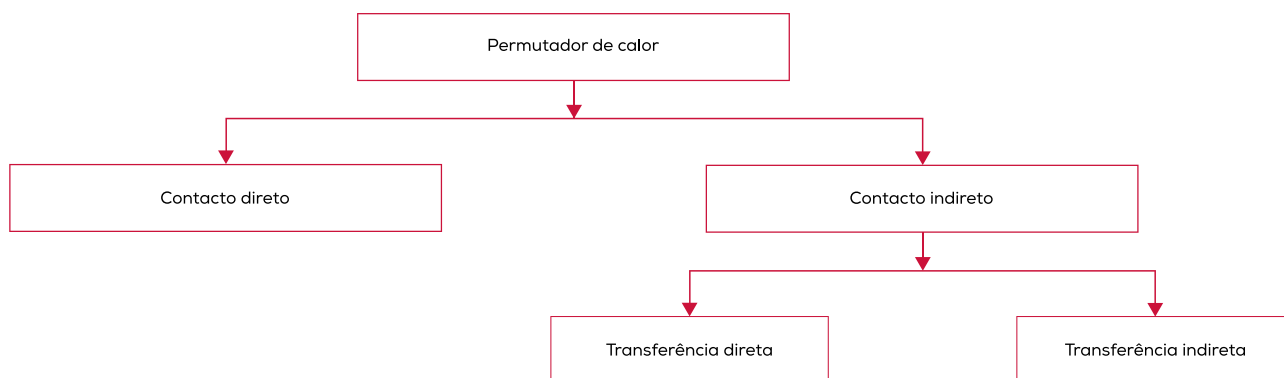


Figura 3.4.1 - Classificação de permutadores de calor – processo de transferência de calor

Nos **permutadores de contacto direto** existe contacto entre os fluidos entre os quais se permuta calor. As aplicações comuns deste tipo de permutadores envolvem a transferência de massa, além da transferência de calor. São exemplo as torres de refrigeração em que o ar e a água se separam, existindo transferência de massa das gotas de água para o ar húmido.

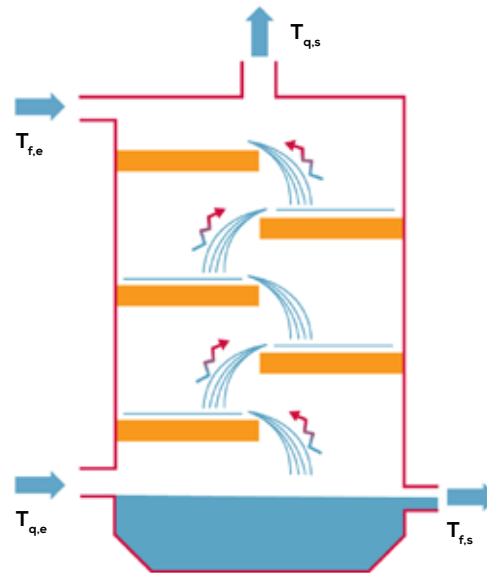


Figura 3.4.2 - Permutador de calor de contacto direto (Adaptado de [7])

Nos permutadores de **contacto indireto** a transferência pode ocorrer de forma direta ou através de um sistema intermediário de armazenamento/transporte. Nos permutadores de transferência direta os fluidos encontram-se em contacto com uma superfície sólida que os separa. Neste tipo, existe um fluxo de calor contínuo entre o fluido quente para o fluido frio, através da parede que os separa. Este permutador é designado por permutador de calor de recuperação, ou simplesmente por **recuperador**. Permutadores de placas, tubulares, de carcaça e tubos e de serpentina, são alguns exemplos de recuperadores de calor.

Na transferência de calor com um meio intermediário é usado um fluido ou uma matriz sólida que transporta energia entrando em contacto alternativamente com os fluidos quente e frio. Estes permutadores também são conhecidos como **regeneradores**. São exemplos deste tipo os permutadores utilizados em fornos e caldeiras para aquecer o ar para a combustão à custa dos produtos de combustão e os regeneradores nos ciclos de turbina de gás.

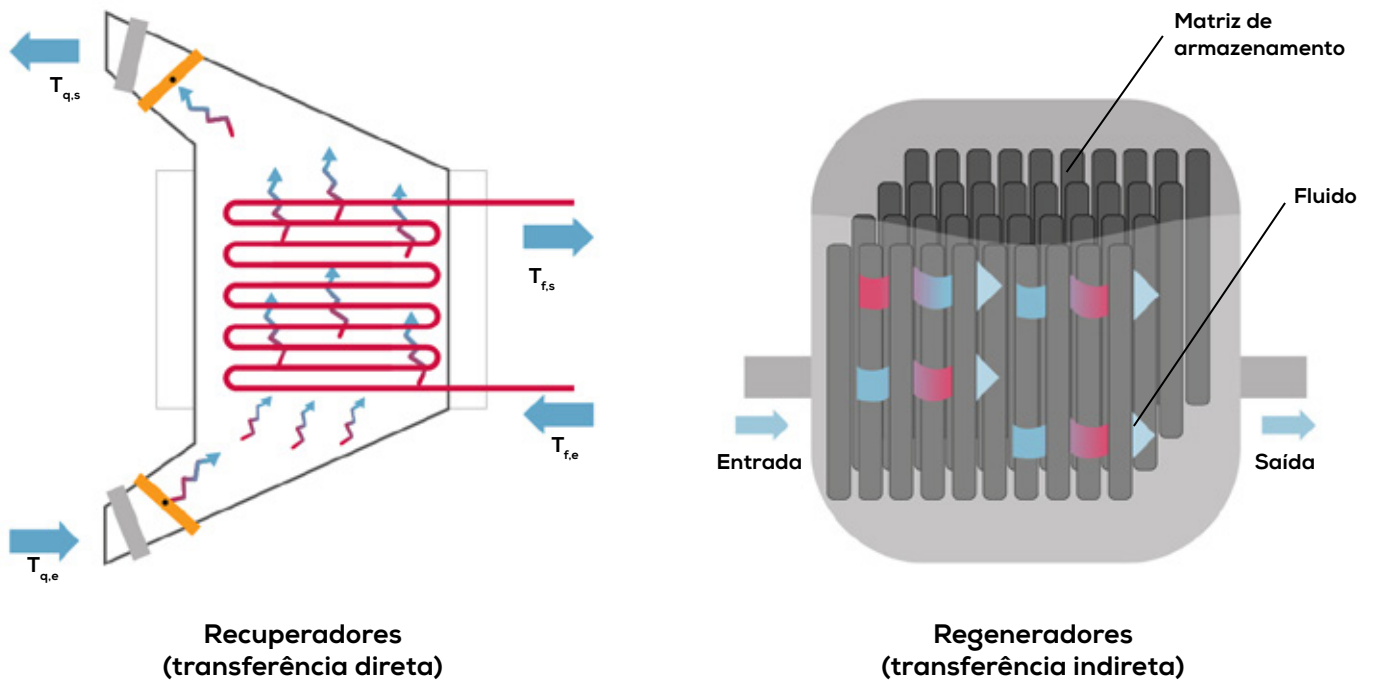


Figura 3.4.3 - Permutadores de calor de contacto indireto (Adaptado de [7])

Os regeneradores podem ser dinâmicos ou estáticos. Os estáticos não possuem partes móveis e consistem numa matriz através da qual passam alternadamente os fluidos quentes e frios.

O esquema apresentado na Figura 3.4.4 apresenta a classificação de permutadores de calor de acordo com as características de construção.

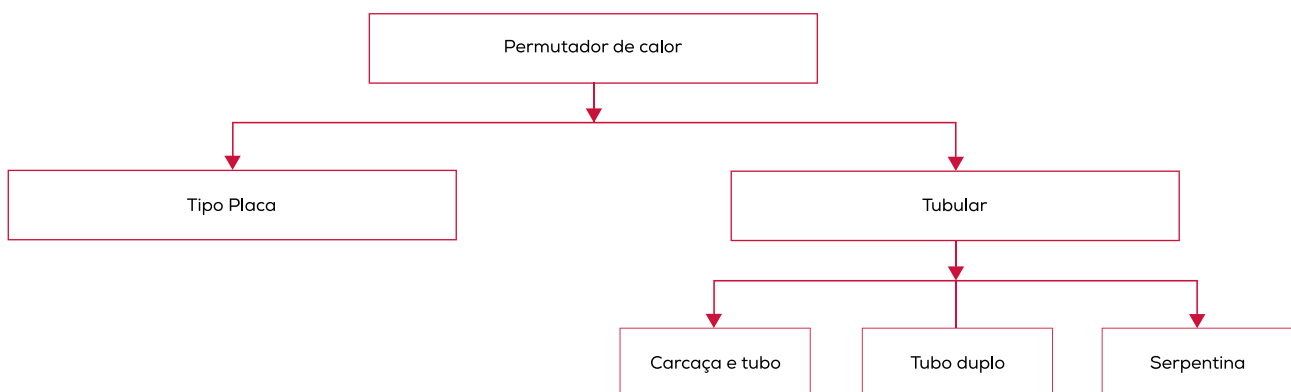
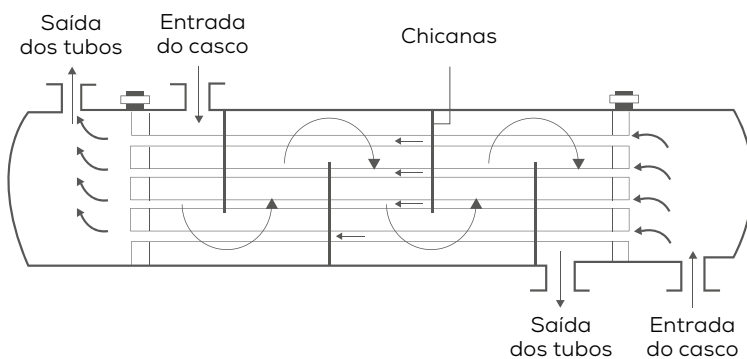


Figura 3.4.4 - Classificação de permutadores de calor – características de construção

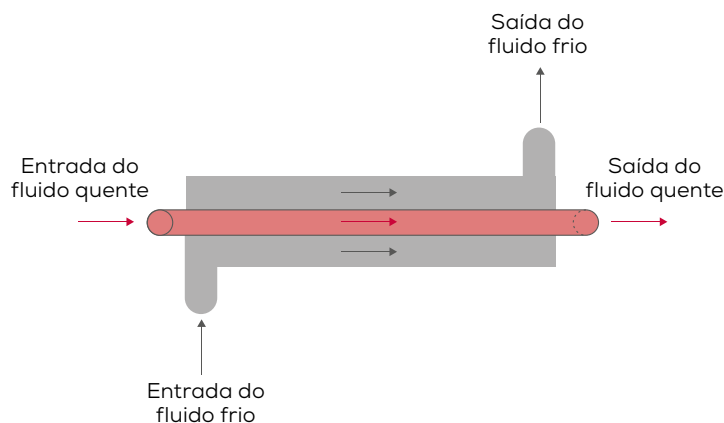
Os **permutadores de calor de fluxo tubular** são constituídos por um feixe de tubos circulares, no interior dos quais circula um fluido. O segundo fluido circula no corpo do permutador. São usados para aplicações de transferência de calor líquido/líquido (uma ou duas fases) e em aplicações de transferência de calor gás/gás, principalmente quando as pressões e/ou temperaturas operacionais são muito altas onde nenhum outro tipo de permutador pode operar. Estes permutadores podem ser classificados em carcaça e tubo, tubo duplo e de serpentina.

Permutador de calor – Carcaça e tubos



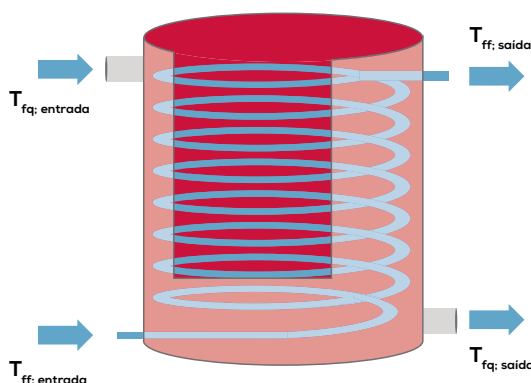
- É constituído por um feixe de tubos e uma carcaça;
- Um dos fluidos circula nos tubos e o outro no espaço entre a carcaça e os tubos;
- São os mais utilizados para quaisquer capacidades e condições operacionais;
- São normalmente utilizados para aplicações de alta pressão.

Permutador de calor – Tubo duplo



- É constituído por dois tubos concêntricos;
- Um dos fluidos circula no tubo interno e o outro pela parte anular entre tubos, em contra corrente;
- É talvez o mais simples dos tipos de permutadores pela fácil manutenção requerida;
- Usado geralmente em aplicações de pequenas capacidades.

Permutador de calor – Serpentina



- Consiste numa ou mais serpentinas de tubos circulares ordenados numa carcaça;
- A transferência de calor associada a um tubo espiral é superior à de um tubo duplo;
- A utilização de serpentinas permite acomodar uma grande superfície num determinado espaço;
- As expansões térmicas não são problemas mas a limpeza é problemática.

Figura 3.4.5 - Permutadores de calor tubulares (Adaptado de [7])

Outro tipo de permutador de calor é o permutador de calor de placas, que é normalmente construído com múltiplas placas planas ou com alguma ondulação. Estes permutadores têm áreas de superfície de transferência de calor grande e a configuração em placa pode ser mais eficaz, num determinado espaço, que o permutador de carcaça e tubos. O permutador de placas normalmente não suporta pressões muito altas, quando comparado com um permutador tubular equivalente.

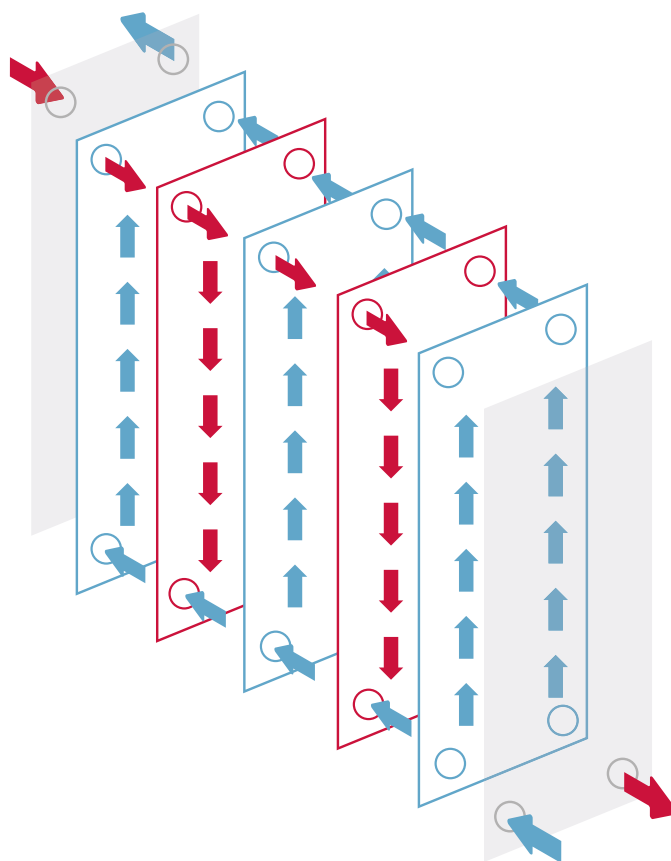


Figura 3.4.6 - Permutadores de calor placas (Adaptado de [7])

3.4.3

RECUPERAÇÃO E UTILIZAÇÃO DE CALOR DESPERDIÇADO EM GASES DE COMBUSTÃO

A redução da temperatura de saída dos gases de combustão é uma das maneiras de aumentar a eficiência energética dos sistemas de combustão. Em termos gerais, o rendimento global é reforçado em 1 % por cada 30°C de arrefecimento dos produtos de combustão.

Como referido anteriormente, é possível aproveitar esta fonte de energia para aquecer o ar de combustão ou a água de alimentação de uma caldeira. Os resultados obtidos com a instalação de permutadores ar/gases ou água/gases aconselham a utilização desta solução [3].

Mas pode também haver a possibilidade de recuperação de calor de gases de exaustão de fornos ou outros equipamentos térmicos, para pré-aquecimento de água (do processo, por exemplo), sem necessariamente aquela ter que ser de alimentação de um gerador de vapor. É mais frequente essa situação (ou até mesmo a produção de vapor), com calor residual de fornos, do que propriamente utilizar essa energia térmica em caldeiras.

| 3.4.3.1 Aquecimento de água

Em unidades industriais é frequente encontrar economizadores ou permutadores gases/água para pré-aquecimento da água de alimentação de geradores de vapor. Este é o método mais comum de implementação de um sistema de recuperação de calor dos gases de combustão, mas, normalmente, resulta de uma solução desse tipo na própria caldeira em que se aplica.

Este sistema consiste na instalação de um permutador, após o corpo de pressão que constitui o gerador propriamente dito, e que aproveitando o calor da exaustão vai aquecer a água alimentada ao gerador.

Quando se menciona a existência de um economizador, sem especificar, subentende-se que se trata de um permutador gases de combustão/água de alimentação. Estes são os mais frequentes visto serem mais económicos do que os aquecedores gases/ar, por serem mais pequenos, devido a um melhor coeficiente de transmissão de calor gases/água em comparação com o coeficiente de transmissão gases/ar. Convém não esquecer, no dimensionamento das bombas de água de alimentação, a perda de carga adicional resultante do permutador.

Com a instalação de um economizador gases de combustão/água de alimentação, consegue-se obter rendimentos na ordem dos 91 a 92 % com temperaturas de saída dos gases entre 200 e 180°C, o que corresponde a um incremento de rendimento da ordem dos 4 a 5 %, pelo menos [3].

De salientar que, em sistemas que utilizem combustíveis com elevado teor de enxofre, a temperatura de saída dos gases não deverá ser inferior a 200°C, dado o ponto de orvalho dos gases de combustão, e de modo a evitar problemas de corrosão dos equipamentos devido a condensações de água acidulada pela formação de ácido sulfúrico [1].

A exaustão de fornos e secadores também representa uma fonte importante de energia que, sempre que possível, deverá ser reutilizada.

Dependendo da temperatura, teor de humidade e grau de limpeza dos gases de exaustão daqueles equipamentos e também das exigências do utilizador selecionado, os gases de exaustão podem ser usados de forma direta ou indireta, através de permutadores de calor para aquecimento de água e/ou ar.

| 3.4.3.2 Aquecimento de ar

As elevadas temperaturas dos gases de exaustão em processos de alta temperatura, significam que a maior parte da energia utilizada no processo é desperdiçada.

O pré-aquecimento do ar de combustão é um dos métodos mais tradicionais para recuperar a energia dos gases de combustão de caldeiras, fornos, secadores e geradores de ar quente, água sobreaquecida ou fluido térmico.

Atualmente, muitos secadores usados na indústria cerâmica utilizam ar quente recuperado da zona de arrefecimento dos fornos. Este ar quente tem temperaturas relativamente baixas, o que significa que o calor recuperado tem que ser utilizado numa zona do processo que se encontre fisicamente perto do forno, de modo a que as perdas térmicas nas tubagens sejam minimizadas. Em todo o caso, é sempre necessário que as condutas que transportam o calor recuperado se encontrem isoladas. O funcionamento dos secadores deverá verificar-se em simultâneo com o dos fornos de onde é recuperada a energia térmica e as economias de energia verificam-se na operação de secagem.

A recuperação do excesso de calor existente na zona de arrefecimento de um forno e a sua utilização sob a forma de ar quente é um procedimento que pode ser aplicado a todos os subsectores da indústria cerâmica que usem secadores [1].

Em processos de alta temperatura, os gases saem do forno com temperaturas superiores a 1 000°C. Geralmente, os recuperadores, em função do material em que são fabricados, não suportam estas temperaturas dos gases, sendo os fumos misturados com ar frio antes de alimentarem o recuperador. Isto significa que o grande potencial dos gases aquecidos não é usado de forma eficiente. A maior parte da energia contida nos gases de exaustão é simplesmente perdida neste processo.

A Figura 3.4.7 mostra exemplos de economia de combustível através de várias técnicas de recuperação de calor para um forno alimentado a gás natural com temperatura dos fumos a 1 200°C.

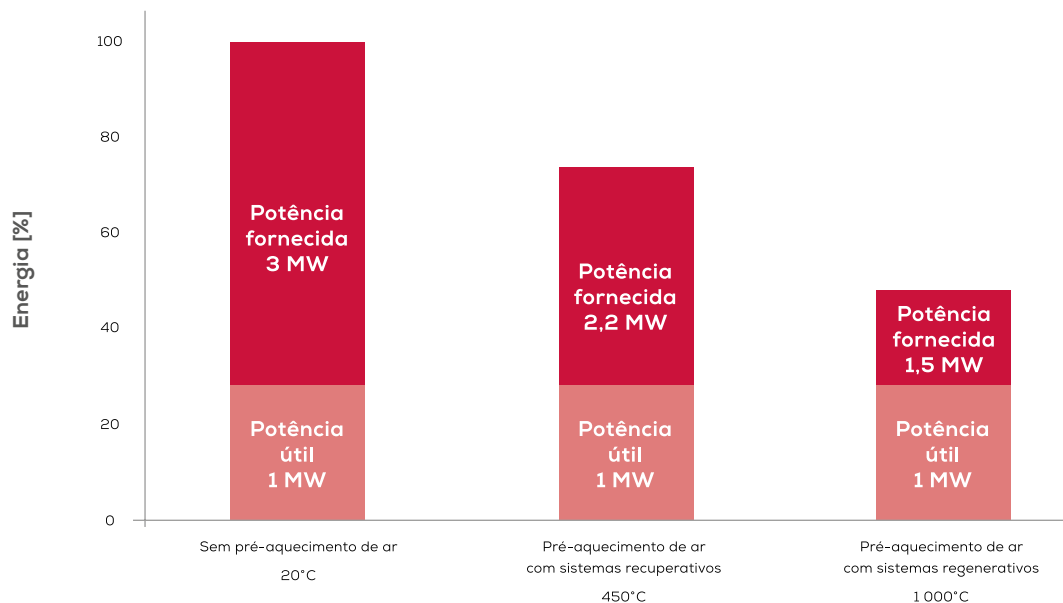


Figura 3.4.7 - Economia de energia com sistemas de recuperação de calor para pré-aquecer o ar de combustão (Adaptado de [5])

Para obter o volume de aquecimento de 1 MW no processo devem ser fornecidos cerca de 3 MW de energia através da combustão do gás natural sem o sistema de recuperação de calor. Com a instalação de um sistema com recuperação de calor, este valor reduz para cerca de 2,2 MW. Utilizando um sistema regenerativo, são necessários apenas 1,5 MW.

De acordo com o gráfico apresentado, a alteração de um sistema de recuperação de calor de um forno existente do tipo recuperativo para regenerativo, permitiria atingir uma economia adicional de até 30 % [5].

Se o combustível utilizado num gerador de calor permitir a redução da temperatura dos gases de combustão, para valores inferiores a 180°C sem existir perigo de condensação desses gases, é possível implementar as duas soluções descritas anteriormente, instalando-se um pré-aquecedor de ar de combustão (permutador gases de combustão/ar de combustão) e um economizador (permutador gases de combustão/água de alimentação).

Em centrais termoelétricas podemos encontrar estes dois tipos de recuperações, mas também podemos encontrá-los em caldeiras industriais, ainda que não seja muito frequente.

3.4.4

RECUPERAÇÃO E UTILIZAÇÃO DO CALOR DESPERDIÇADO POR COMPRESSORES

Quando se encontram em funcionamento, os compressores produzem calor que em muitas unidades industriais pode ser recuperado e utilizado em diversas aplicações.

O potencial de recuperação de calor da energia térmica produzida pelos compressores é elevado, dependendo, contudo, dos seguintes fatores:

- Tipo do compressor;
- Tipo, caudal e temperatura do fluido de arrefecimento do compressor (água, ar ou óleo);
- Existência de áreas a aquecer, caldeiras ou outros equipamentos consumidores de energia térmica;
- Tempo de funcionamento e fator de carga do compressor.

Os sistemas clássicos de recuperação baseiam-se, essencialmente, no aquecimento de ambientes confinados próximos, através de condutas de ar quente e, eventualmente, recorrendo a ventiladores de baixa pressão para compensar o aumento das perdas de carga adicionais introduzidas pelas condutas. As vantagens destas instalações residem na sua simplicidade e baixo custo, mas não permitem a acumulação de energia recuperada e, além disso, têm carácter sazonal [1].

No módulo 3.6 apresenta-se de forma detalhada a recuperação de energia contida no ar de exaustão e a recuperação da energia contida no circuito de refrigeração.

3.4.5

INTEGRAÇÃO DE PROCESSOS

A integração de processos tem como objetivo a otimização da utilização das utilidades exteriores (quentes e frias) ao processo, com base no balanço de energia do próprio processo.

Baseando-se em princípios científicos elementares, esta permite a otimização energética de um processo industrial, melhorando a eficiência ambiental através da recirculação mais adequada de subprodutos e efluentes do processo, e resultando em reduções substanciais de consumos e custos energéticos.

Uma estratégia bem estruturada para efetuar uma adequada aplicação da Integração Energética passa por quatro etapas essenciais:

- Recolha de dados/características sobre o processo e o sistema de utilidades;
- Determinação dos objetivos a alcançar de modo a maximizar o desempenho em vários aspetos;
- Construção de uma rede de permutadores de calor;
- Simplificação da rede proposta para diferentes cenários económicos [1].

O funcionamento de um processo industrial requer a inclusão de utilidades. Inserem-se neste grupo as utilidades quentes e frias que visam satisfazer as necessidades entálpicas do processo. As correntes processuais podem requerer aquecimento ou arrefecimento, pelo que se impõe uma troca entálpica. Quando se recorre exclusivamente a utilidades externas ao processo, o consumo de energia é maximizado.

A Figura 3.4.8 apresenta o esquema de um Exemplo de Aplicação, onde são evidenciadas as correntes sujeitas a integração e o recurso a utilidades exteriores ao processo [1].

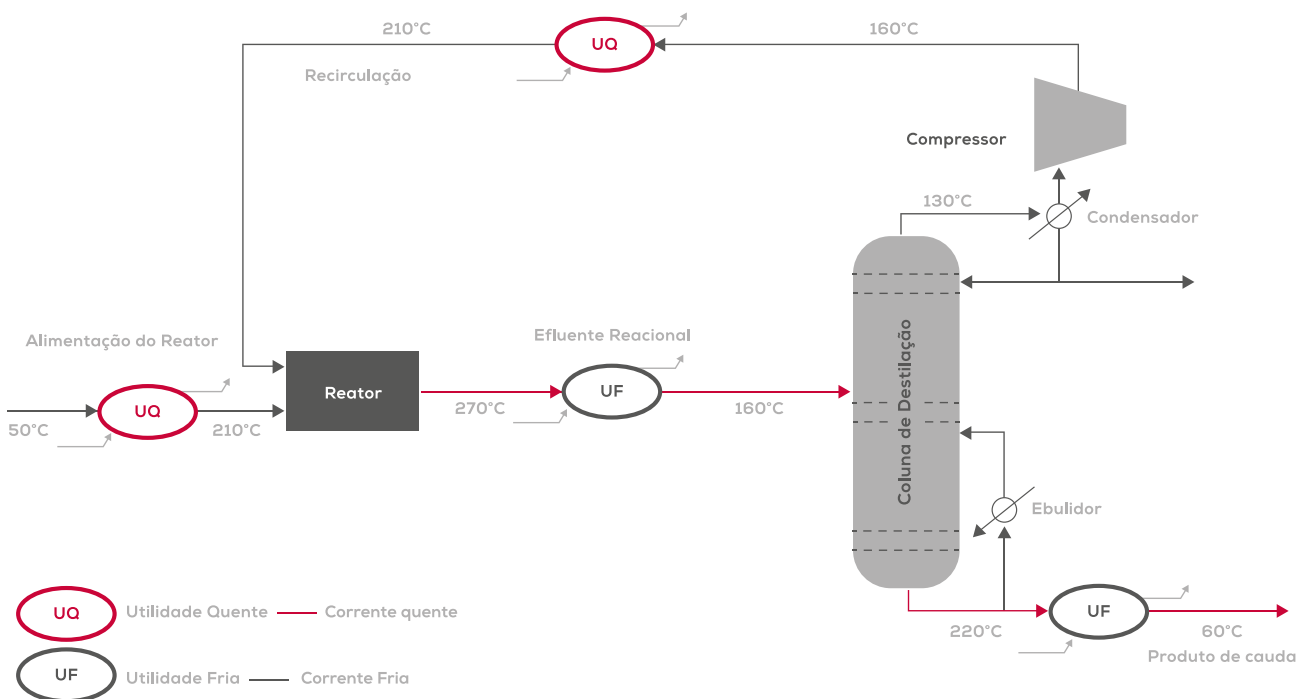


Figura 3.4.8 - Esquema de um processo químico tipo: exemplo de aplicação (Adaptado de [1])

Correntes Frias – Estas correntes recebem calor porque a sua temperatura necessita de aumentar e/ou porque sofrem uma mudança de estado por absorção de calor. Estas necessidades são satisfeitas por um fluido de aquecimento, geralmente, vapor de água.

Correntes Quentes – Estas correntes cedem calor porque a sua temperatura necessita de diminuir e/ou porque sofrem uma mudança de estado por libertação de calor. Estas necessidades são satisfeitas por um fluido de arrefecimento, geralmente, água de refrigeração.

Utilidades Externas – Fluidos exteriores ao processo que permutam diretamente com as respetivas correntes de forma a fornecer-lhes ou retirar-lhes calor. Podem

ser quentes (vapor de água, fluidos quentes, efluentes gasosos, gases de combustão, entre outros) ou frias (água de refrigeração, ar atmosférico, fluido de arrefecimento, entre outros).

ΔT_{\min} - Diferença mínima de temperatura atingida entre duas correntes que trocam calor. Num permutador de calor em contracorrente, os perfis de temperatura das correntes aproximam-se num dos extremos, como mostra a Figura 3.4.9.

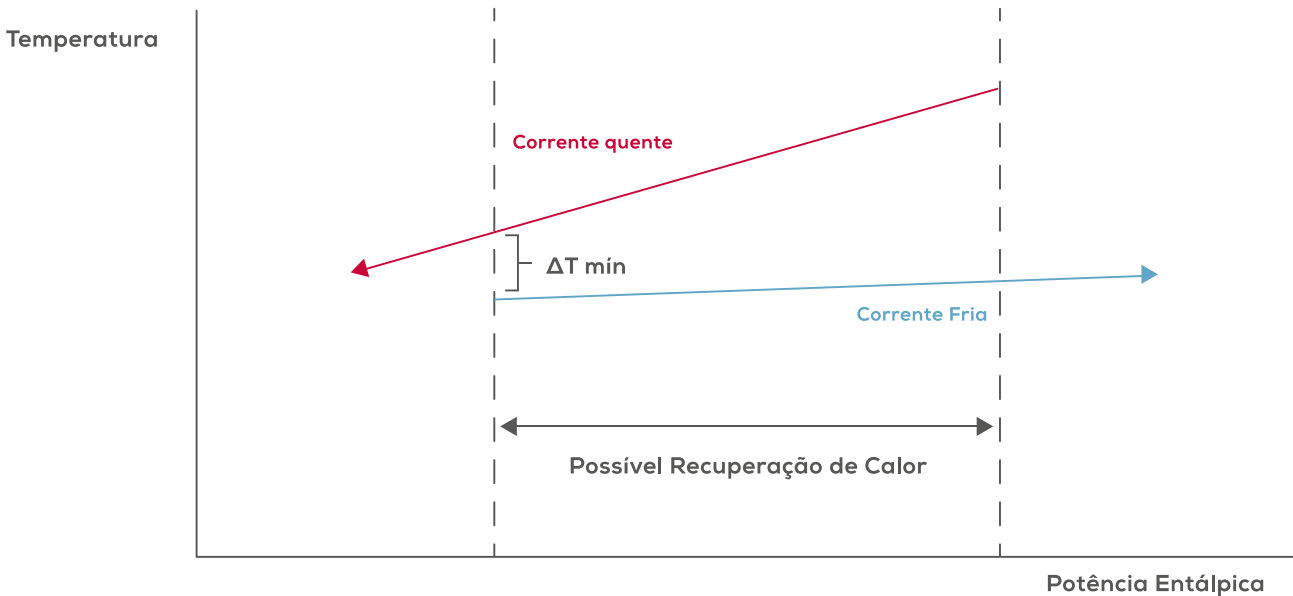


Figura 3.4.9 - Exemplificação do ΔT_{\min} (Adaptado de [1])

A integração energética permite reduzir o consumo de utilidades exteriores ao processo aproveitando os excessos entálpicos de correntes (correntes quentes) para fornecer a correntes com deficiência de energia (correntes frias). Assim, procede-se a uma troca de calor onde a diferença de temperaturas é a "força motriz". Após a análise de integração, as correntes com estas características deixam de permutar calor apenas com utilidades externas e passam a permutar também entre si. O processo apresentado na Figura 3.4.8 pode ser alvo de uma integração energética, daí resultando um novo diagrama do processo segundo o esquema da Figura 3.4.10 (correspondente a uma otimização e à situação de menor consumo energético).

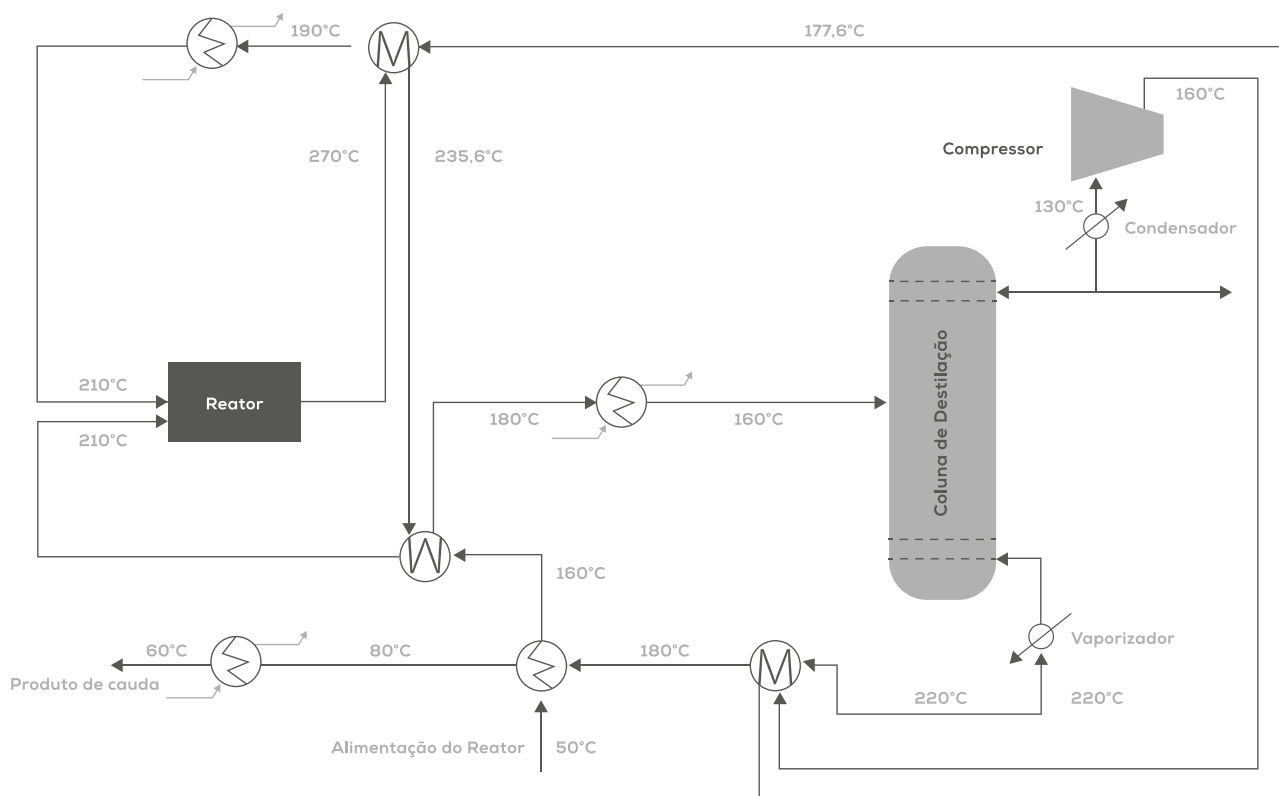


Figura 3.4.10 - Esquema de processo químico da Figura 3.4.8 com integração energética incorporada (Adaptado de [1])

Este processo apresenta sete permutadores de calor, em detrimento dos quatro apresentados na Figura 3.4.8. No entanto, o consumo total de energia reduz-se para 1,8 MWh. Os custos totais apresentam uma redução de 50 %.

3.4.6 RECUPERAÇÃO E UTILIZAÇÃO DO CALOR PRODUZIDO PELO PROCESSO

A maioria dos processos industriais resultam nos produtos finais desejados e em subprodutos, muitos dos quais apresentam elevado potencial energético.

É muito frequente, principalmente na indústria química, a ocorrência de reações químicas ao longo do processo produtivo. Todas as reações químicas libertam ou absorvem energia do ambiente, sendo denominadas por reações exotérmicas ou endotérmicas, respetivamente.

Uma reação exotérmica é uma reação química cuja energia é transferida de um meio interior para o meio exterior, assim aquecendo o ambiente. São exemplos a reação de queima de produtos inflamáveis, como álcool ou a gasolina ou a reação catalítica do amoníaco.

Exemplo prático 1

Uma empresa de produção e comercialização de ácido nítrico pelo processo de oxidação catalítica do amoníaco instalou uma caldeira para recuperação da energia libertada na reação exotérmica ($4 \text{ NH}_3 (\text{g}) + 5 \text{ O}_2 (\text{g}) \rightarrow 4 \text{ NO} (\text{g}) + 6 \text{ H}_2\text{O} (\text{g})$) que ocorre no processo de fabrico de ácido nítrico.

A figura seguinte apresenta o fluxograma do processo produtivo.

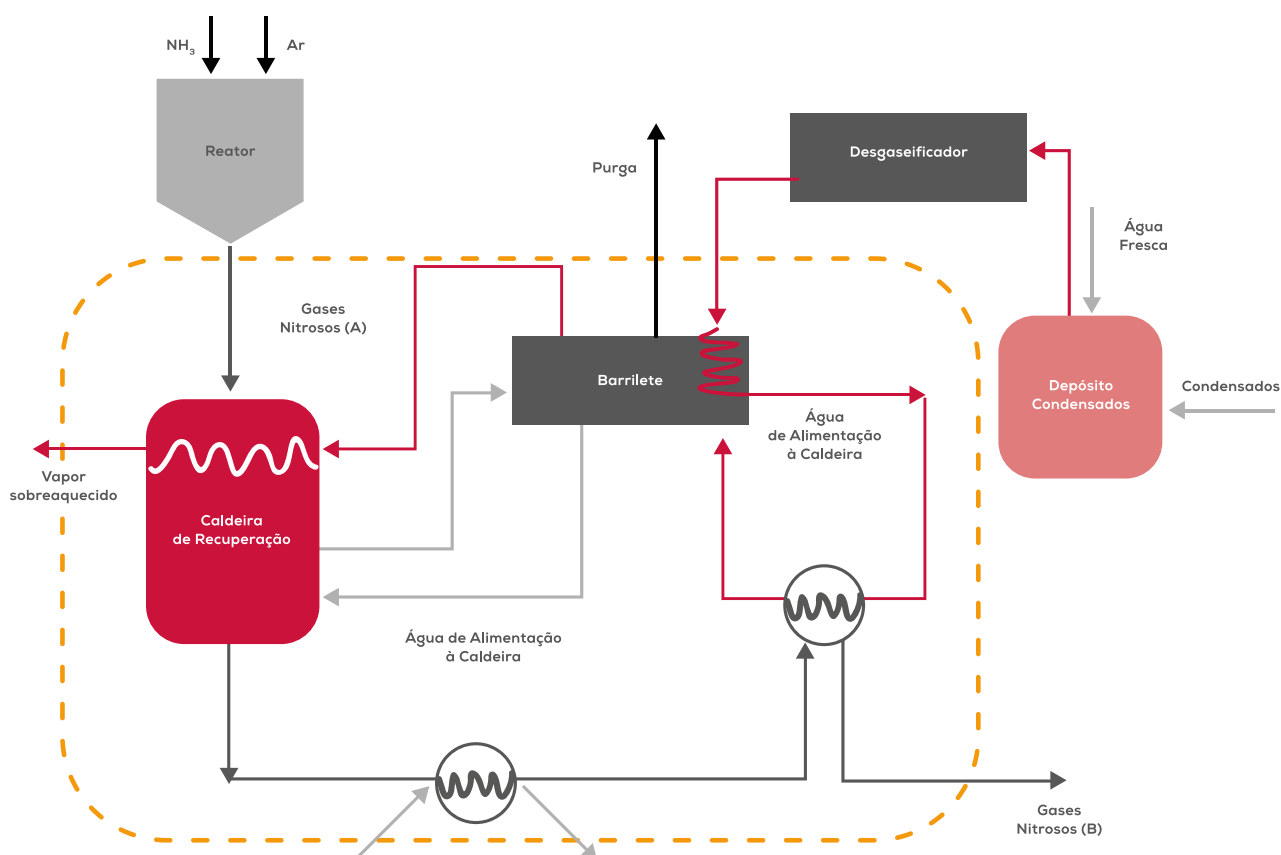


Figura 3.4.11 - Fluxograma do processo produtivo

A reação catalítica do amoníaco desenvolve grande quantidade de calor que é aproveitada numa caldeira de recuperação. Parte do vapor produzido é utilizado no acionamento da turbina do compressor de ar e o restante é exportado para a rede de distribuição de vapor da instalação industrial.

A recuperação desta energia vai reduzir as necessidades de produção de vapor na central térmica, conduzindo a uma redução significativa no consumo de gás natural, como se ilustra na tabela seguinte.

Tabela 3.4.4 Economia expeável com a recuperação da energia libertada na reação catalítica do amoníaco.

Parâmetros	Valor	Unidade
Caudal de Gases Nitrosos	54 670	[kg/h]
Temperatura dos gases nitrosos à saída do reator (A)	890	[°C]
Temperatura dos gases nitrosos à saída do sistema (B)	181	[°C]
Calor específico dos gases nitrosos	3,76	[kJ/kg.K]
Custo do Gás Natural	4,00	[€/GJ]
Potencial de recuperação de calor	145 610 592	[kJ/h]
	40 447	[kW]
Economia Anual	279 572 337	[GJ/ano]
	1 118 289 347	[€/ano]

Exemplo prático 2

A instalação de recuperadores de calor dos gases de exaustão para pré-aquecimento do ar de entrada em râmolas é uma medida comumente implementada na indústria têxtil. De seguida apresenta-se um caso prático da implementação de recuperador de calor na extração de uma râmola de acabamento de tecido.

A recuperação desta energia vai reduzir as necessidades de produção de energia térmica na alimentação da máquina, conduzindo a uma redução significativa no consumo de gás natural, como mostra a tabela seguinte.

Tabela 3.4.5 Economia expeável com a recuperação da energia dos gases de combustão numa râmola.

Parâmetros	Valor	Unidade
Consumo específico de Gás Natural sem recuperador de calor	0,013	[kg/m]
Consumo específico de Gás Natural com recuperador de calor	0,011	[kg/m]
Quantidade de tecido	21 127 523	[m]
Custo do Gás natural	540	[€/t]
Economia Anual	34,4	[t/ano]
	18 597,2	[€/ano]

De forma a quantificar a poupança desta medida determinou-se o consumo específico da râmola com base em consumos e produções históricas na situação anterior (sem recuperador de calor) e na situação atual (com recuperador de calor). Com base nessa análise verificou-se que o consumo específico da râmola foi reduzido em 12,5 %.

REFERÊNCIAS

- [1] ADENE, (2010), "Medidas de Eficiência Energética aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um Enquadramento Tecnológico Sucinto".
- [2] BEE-Bureau of Energy Efficiency, "Energy Efficiency in Thermal Utilities, Chapter 8 "Waste heat recovery".
- [3] Juanico, F.J.M, (1992), "Geradores de Calor", Ecemei, Lda., 1ª Edição.
- [4] Relvas S., Fernandes M. C., Matos H. A. Nunes C. P., (2002), "Integração de Processos – Uma metodologia de otimização energética e ambiental", PolarPress Lda. & Domínio Gráfico Lda., 1ª Edição.
- [5] Von Gersum, Dr. Ing. Sabine, "Eficiência de Energia em fornos de aquecimento – Recuperação de calor com queimadores Regenerativos de Chama Plana", publicado na HEAT PROCESSING, Edição 2/2011.
- [6] DGE, (1986), "Manual de conservação de energia – Porcelana e Cerâmica Fina", NIFES Consulting Engineers.
- [7] Bohorquez, Pror. Dr. Washington, "Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica".

3.5

Motores Eléctricos e VEV

Os motores eléctricos estão presentes em todos os setores de atividade da sociedade atual correspondendo, na Europa, a 70 % do consumo energético na indústria e a 33 % no setor dos serviços. Por este motivo, existe uma preocupação abrangente das entidades reguladoras e dos fabricantes no sentido de aumentar o rendimento destes motores, de modo a alcançar os objetivos globais de redução dos consumos energéticos e emissão de gases com efeito de estufa.

3.5.1 CLASSIFICAÇÃO DOS MOTORES ELÉTRICOS

Dos vários tipos de motores existentes, os de indução (ou assíncronos) correspondem a cerca de 90 % do total devido ao seu reduzido custo, elevada fiabilidade, rendimento aceitável, baixa manutenção e tempo de vida longo. Dentro destes, os mais utilizados são os do tipo rotor em gaiola de esquilo (ou em curto-circuito), de 2 ou 4 polos e de potência até 100 kW, embora sejam fabricados para potências muito mais elevadas e, inclusivamente, alimentados em média tensão, utilizados, por exemplo, nos moinhos de pedreiras e na bombagem de água de grandes estações elevatórias.

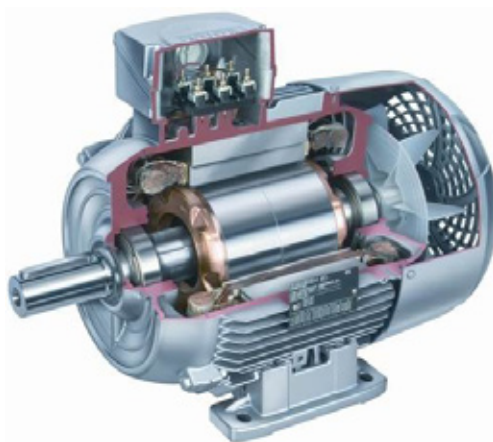


Figura 3.5.1 - Motor de indução em corte

Na figura seguinte apresenta-se uma classificação simples dos motores elétricos.

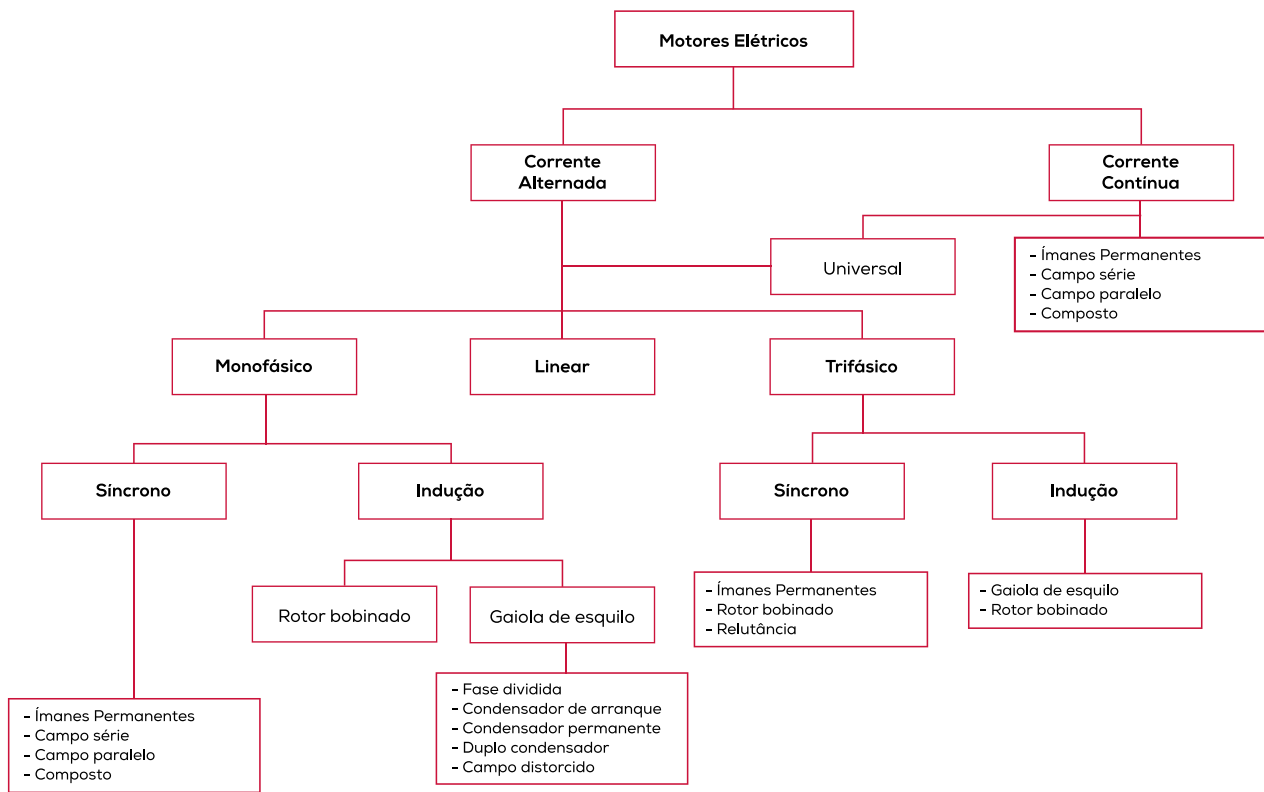


Figura 3.5.2 - Classificação dos motores elétricos

3.5.2 CONDIÇÕES DE UTILIZAÇÃO DOS MOTORES ELÉTRICOS

As condições de instalação e funcionamento dos motores elétricos devem ser alvo de análise cuidada já que algumas situações negativas devem ser evitadas.

3.5.2.1 Tensão

Os motores elétricos estão preparados para funcionar devidamente com variações de tensão de $\pm 10\%$ da tensão nominal, embora as suas características variem. Na tabela seguinte apresentam-se as características de um motor típico para uma variação de tensão de 10% .

Tabela 3.5.1 Características de um motor elétrico para uma variação de 10% da tensão (Adaptado de [1]).

Parâmetros	Tensão	
	110 %	90 %
Escorregamento	-17 %	+23 %
Rendimento	+1 %	-2 %
Fator de Potência	-3 %	+1 %
Corrente	-7 %	+11 %
Temperatura	+4 %	+7 %
Binário de Arranque	+21 %	-19 %
Corrente de Arranque	+10 %	-10 %

Outro fator a ter em conta é o desequilíbrio de tensão, que deve ser inferior a 1 % para um funcionamento correto dos motores. Um desequilíbrio entre fases de 3,5 % resulta numa subida de temperatura em 25 % e num aumento da intensidade de corrente na ordem de 6 a 10 vezes o valor do desequilíbrio de tensão.

O desequilíbrio de tensão pode ser medido recorrendo a equipamentos específicos (analisadores de energia) ou então calculado através de expressões matemáticas, como as que se apresentam de seguida:

$$DV\% = \frac{\text{Desvio máximo da Tensão média}}{\text{Tensão média}} \times 100$$

$$DV\% = \sqrt{\frac{6 \times (U_{12}^2 + U_{23}^2 + U_{31}^2)}{(U_{12} + U_{23} + U_{31})^2}} - 2 \times 100$$

A primeira equação está de acordo com as normas NEMA. A segunda equação está de acordo com a norma EN 50160.

Uma consequência do desequilíbrio de tensão é a menor potência desenvolvida pelos motores, conforme o exemplificado no gráfico seguinte:

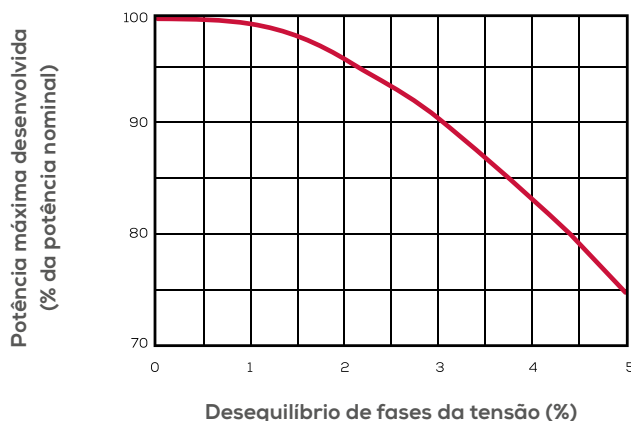


Figura 3.5.3 - Potência desenvolvida por um motor de indução em função do desequilíbrio de tensões (Adaptado de [2])

A frequência também deve ser vigiada uma vez que variações no seu valor conduzem a variações na velocidade dos motores. Atualmente, a frequência da rede de distribuição apresenta valores muito certos, com oscilações muito reduzidas em relação aos 50 Hz nominais, pelo que este não será um problema.

| 3.5.2.2 Condições ambientais

Os locais de instalação dos motores dependem muito do objetivo da sua utilização, variando desde locais limpos, arejados e de temperatura controlada até ambientes molhados, empoeirados, e de altas temperaturas. Estas condições fazem variar o comportamento dos motores (nomeadamente a temperatura de funcionamento e rendimento) e, portanto, devem pesar aquando da seleção dos motores.

As normas internacionais consideram condições ambientais normais as seguintes:

- Temperatura ambiente entre 0°C e 40°C; se for usado arrefecimento a água, a gama de temperaturas será de 10°C a 40°C;
- Altitude até 1000 m;
- Montagem em superfícies rígidas;
- Instalação em locais ou invólucros que não interfiram significativamente com a ventilação dos motores.

Devem ser seleccionados motores especiais quando as condições de utilização diferem das anteriores, como, por exemplo, locais classificados como ATEX (risco de explosão), locais sujeitos a vibrações intensas, locais submersíveis ou muito sujos.

| 3.5.2.3 Custos Energéticos

A escolha de um motor não deve considerar apenas o seu custo inicial, mas também o custo da manutenção e, principalmente, o da energia consumida ao longo do seu tempo de vida, que terá um valor muito superior aos outros dois fatores. Por este motivo, uma pequena diferença na eficiência de um motor pode significar uma importante economia ao longo dos anos.

É uma prática corrente na Indústria o sobredimensionamento de motores. As razões são várias, desde o receio de o motor não ser suficiente para as necessidades, à utilização de motores reaproveitados. É aceitável um ligeiro sobredimensionamento, na ordem dos 25 %, tendo em conta os seguintes motivos:

- Permitir aumentos na produção;
- Acomodar flutuações na carga e sobrecargas;
- Aumentar o tempo de vida do motor devido às temperaturas inferiores nos enrolamentos.

O fator de carga dos motores não deve ser inferior a 50 %, que é sinónimo de sobredimensionamento dos mesmos. Esta situação, ao ocorrer, implica um consumo energético mais elevado e um fator de potência e um rendimento mais baixos, ao mesmo tempo que o investimento inicial na compra de um motor mais potente que o necessário é mais elevado.

3.5.3 EFICIÊNCIA DOS MOTORES ELÉTRICOS

Há duas características que definem a eficiência da utilização da energia elétrica por parte dos motores: o seu rendimento, definido pelo quociente entre a energia mecânica disponibilizada no veio e a energia elétrica absorvida, e o fator de potência, que relaciona a potência ativa (kW) com a potência aparente (kVA). Quanto mais próximos da unidade forem estes dois fatores, melhor será a eficiência energética de uma determinada instalação.

Na figura seguinte pode ver-se a variação do fator de potência e do rendimento com a percentagem de carga de um motor. Verifica-se que o funcionamento dos motores abaixo da plena carga leva a uma diminuição acentuada do fator de potência e do rendimento, daí que seja importante dimensionar corretamente os motores em função das necessidades. Instalações com baixo fator de potência são um indicador da existência de motores sobredimensionados, a funcionar, portanto, abaixo da plena carga.

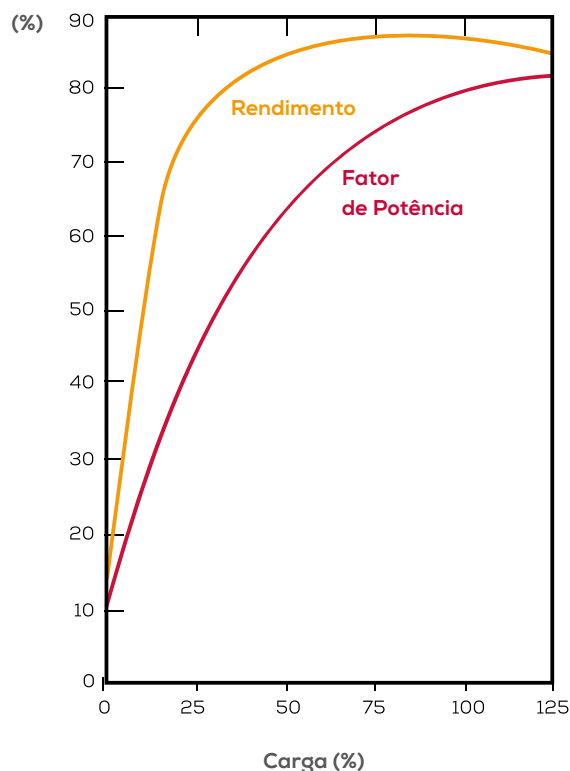


Figura 3.5.4 - Rendimento e fator de potência de um motor elétrico em função da percentagem de carga

A eficiência de um motor é determinada pelas perdas intrínsecas que apenas podem ser reduzidas com alterações na construção do motor. Estas perdas podem ser genericamente classificadas em dois tipos: perdas fixas – independentes da carga, e perdas variáveis – dependentes da carga de funcionamento do motor.

Perdas Fixas – Também designadas perdas no ferro, dependem da qualidade do material ferromagnético usado na construção, da frequência e da densidade do fluxo magnético. Incluem-se também as perdas por atrito e as perdas aerodinâmicas associadas com o ventilador de arrefecimento do motor.

Perdas Variáveis – São também designadas perdas no cobre ou perdas por efeito de Joule e acontecem nos enrolamentos do estator e nas barras do rotor. A resistência à passagem da corrente elétrica provoca aquecimento segundo a expressão $R \times I^2$, pelo que, quanto maior for a carga (logo a corrente absorvida), mais elevadas serão as perdas. A resistência elétrica dos materiais usados na construção do motor também influencia aquele valor.

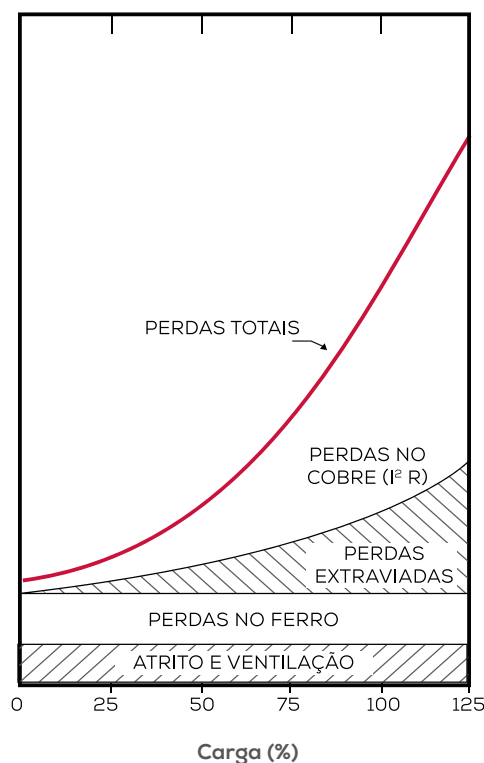


Figura 3.5.5 - Perdas num motor elétrico

Uma vez que o rendimento do motor é obtido através da expressão:

$$\eta = \frac{\text{Potência Mecânica}}{\text{Potência Elétrica}} = 1 - \frac{\text{Perdas}}{\text{Potência Elétrica}}$$

Motores com menos perdas terão obviamente melhor rendimento. De modo a conseguir este objetivo, os fabricantes de motores recorrem às seguintes técnicas construtivas:

- Aumento da secção dos condutores no estator: maior secção corresponde a menos resistência eléctrica;
- Aumento do comprimento do circuito magnético: uso de lâminas de chapa magnética mais finas e com materiais de melhores características (ciclo de histerese mais estreito e maior resistividade) para igualmente reduzir as perdas magnéticas;
- Redução da potência de ventilação (uma vez que as perdas do motor de alto rendimento são menores) e utilização de rolamentos com baixo atrito;
- Otimização do entreferro tendo em vista a sua redução;
- Melhoria do acabamento das superfícies para diminuir as correntes de magnetização necessárias e as perdas extraviadas.

Estas alterações fazem com que os motores de alto rendimento sejam mais volumosos e mais caros, na ordem de 25 % a 30 % mais que os motores standard. A diminuição da temperatura conseguida pela redução das perdas contribui também para o aumento do tempo de vida dos motores (por cada 10°C de elevação da temperatura a duração do isolamento reduz-se a metade).

Existem normas internacionais que estabelecem os métodos de avaliação do rendimento dos motores eléctricos (IEC60034-2-1 (2007), na Europa) e também a sua classificação tendo em conta este parâmetro (IEC60034-30 (2008)). Assim, foram definidas inicialmente 3 classes: EFF3, EFF2, EFF1 (do menos eficiente para o mais eficiente). Atualmente, e desde 2009, a designação das classes em vigor é:

- IE1 – rendimento standard (equivalente à anterior classe EFF2);
- IE2 – alto rendimento (equivalente à anterior classe EFF1);
- IE3 – rendimento premium;
- IE4 – rendimento super premium.

Na figura seguinte apresenta-se um gráfico comparativo entre as várias classes de eficiência para potências entre os 0,75 kW e 375 kW. Verifica-se que as diferenças de rendimento são mais notórias para as potências mais baixas, diminuindo a partir dos 30 kW, sensivelmente.

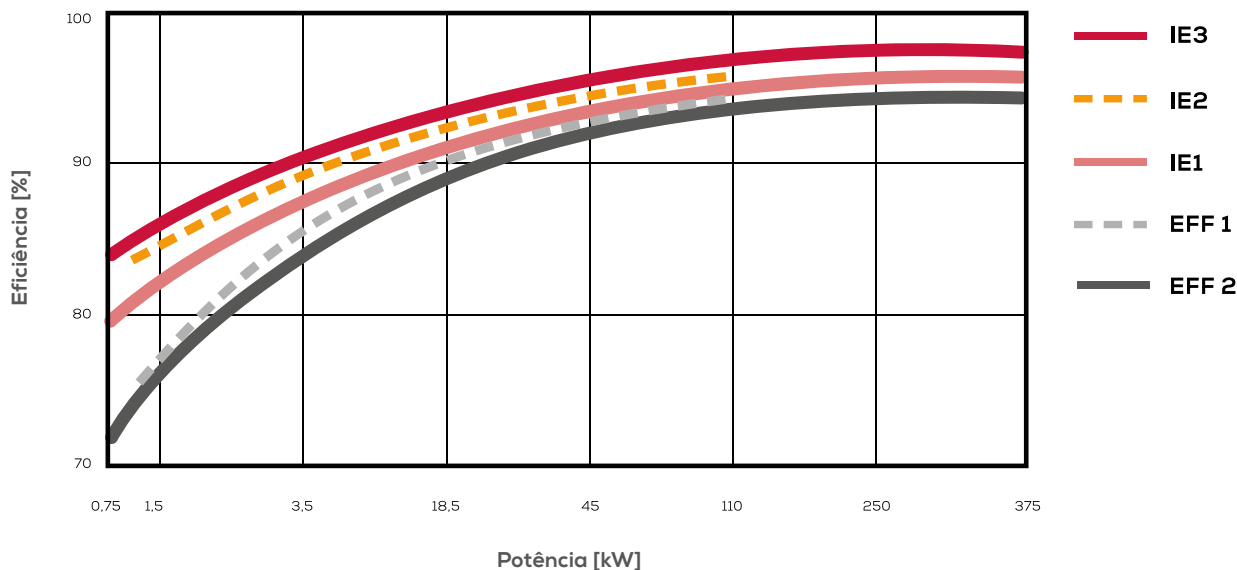


Figura 3.5.6 - Gráfico comparativo entre as várias classes de eficiência dos motores elétricos (Adaptado de [3])

Desde 2011 que todos os motores de indução trifásicos comercializados na União Europeia têm que ser da classe IE2 ou superior. Em janeiro de 2015, todos os motores entre 7,5 kW e 375 kW passaram a ter que ser de classe igual ou superior a IE3, ou IE2, desde que equipados com um variador de velocidade. A partir de janeiro de 2017, o requisito é alargado aos motores entre 0,75 kW e 375 kW, de acordo com a diretiva ErP (EC) 640/2009.

A classe e o rendimento deverão constar na chapa de características dos motores.

MOTOR										CE	
TYPE		TM 132S2-2 T3A		132S2-2		(H)		S1-100%		2014	IEC60034
SN				ThCl. F		IP55		IMB3		N.W.:52 KGS	
V	Δ / Y	Hz	min ⁻¹	kW	A	cosφ		IE3-90.1(100%)			
400/690	50	2930	7.5	13.4/7.7	0.9			90.2(75%)			
460/795	60	3520	9	13.4/7.7	0.9			89.1(50%)			
SP		SP		RU		US		BEARING DE-NDE:		6308-6208	
Energy Verified		C 224693		E 323353							

Figura 3.5.7 - Chapa de características de um motor

3.5.4

SUBSTITUIÇÃO DE MOTORES STANDARD POR ALTO RENDIMENTO

Como os motores elétricos são os principais consumidores de energia na Indústria, devem ser alvo de uma atenção constante às suas condições de utilização e funcionamento.

Dadas as diferenças de rendimento existentes entre os motores convencionais e os de alto rendimento ou premium, é uma prática cada vez mais corrente a substituição dos motores antigos existentes por outros tecnologicamente mais avançados e eficientes.

Esta substituição deve acontecer em primeiro lugar aquando da avaria de um motor, em que se deve ter em consideração o custo da reparação do motor antigo versus a aquisição de um motor novo, e nas situações de maior tempo de funcionamento anual. Torna-se mais difícil obter retornos de investimento interessantes em motores com um funcionamento abaixo das 2 000 horas/ano.

As economias expectáveis (em termos de energia ativa consumida) com o investimento em motores de alto rendimento podem ser determinadas através da seguinte expressão:

$$\text{Economia anual (€/ano)} = P_n \times CE \times N \times \left(\frac{1}{\eta_c} - \frac{1}{\eta_{AR}} \right) \times FC \times 100 \quad (1)$$

Em que:

P_n – Potência nominal indicada na chapa de características (kW)

CE – Custo da energia elétrica (€/kWh)

N – Horas de funcionamento por ano

η_c – Eficiência do motor convencional (%)

η_{AR} – Eficiência do motor de alto rendimento (%)

FC – Fator de Carga (quando este valor é desconhecido pode usar-se uma estimativa de 75%).

O período de retorno do investimento simples pode ser calculado pela diferença de custo entre um motor convencional (ou a sua reparação) e um motor de alto rendimento dividido pela economia gerada.

As economias podem ainda ser determinadas através de programas informáticos, facultados pela maioria dos fabricantes de motores onde, através da introdução de alguns dados, é feita uma simulação resultando numa estimativa das poupanças.

Há ainda que ter em conta que a opção por reparação/rebobinagem de motores tem consequências ao nível do rendimento desses motores. Existem estudos laboratoriais

que indicam que a reparação/rebobinagem dos motores conduz a reduções de 1 % a 4 % do seu rendimento. Por outro lado, a viabilidade e tempo entre falhas também será reduzida, assim como poderá haver alterações ao nível da curva binário/velocidade. Assim, o desempenho dos motores e de todo o sistema de força motriz que estes acionam, poderá ficar comprometido com esta operação.

A análise da substituição dos motores convencionais por motores de alto rendimento deve ser iniciada nas situações em que os motores são mais antigos e que apresentem maior número de horas de funcionamento anual. Regra geral, assume-se que poderá ser economicamente viável a substituição de um motor que apresente um funcionamento anual superior a 2000 horas, embora isso dependa muito das características e condições de funcionamento do mesmo (potência, percentagem de carga, idade, número de reparações/rebobinagens sofridas). Mesmo em situações de tempos de funcionamento inferiores, no caso de avarias de motores deve realizar-se um estudo simples de comparação entre os custos de investimento e economia de energia para dois casos: Reparação do motor existente versus aquisição de motor de alto rendimento novo. A determinação do período de retorno do investimento é feita através da seguinte equação:

$$PRI = \frac{\text{Investimento 1} - \text{Investimento 2}}{\text{Economia}}$$

Em que:

Investimento 1 – Custo da aquisição de um motor de alto rendimento novo (€);

Investimento 2 – Custo da reparação do motor existente (€);

Economia – Economias (€) geradas pela introdução do motor de alto rendimento (determinada em (1)).

Quanto menor for o PRI, mais vantajosa será a opção de aquisição de um motor novo com rendimento mais elevado.

| 3.5.4.1 Método de avaliação do rendimento dos motores

A determinação das economias energéticas (equação (1)) pressupõe que se conheçam os rendimentos do motor existente e do novo, assim como o fator de carga atual. O rendimento do motor novo em função do fator de carga será fácil de obter através da sua curva característica, fornecida pelo fabricante. Já para o motor existente será necessário realizar algumas medições de modo a encontrar a potência elétrica absorvida (medições realizadas através de um analisador de energia ou pinça multimétrica) e a potência mecânica útil que, dividida pela potência nominal do motor (indicada na chapa de características), resultará no fator de carga.

A maior dificuldade surge em determinar a potência útil do motor em funcionamento. Existem alguns métodos que se podem utilizar para calcular aquele valor que, ainda que utilizando algumas estimativas e pressupostos, permitem uma base fiável de resultados.

O método abordado baseia-se no facto de que a curva do binário versus rotação, dentro da região de funcionamento do motor, pode ser aproximada a uma reta (Figura 3.5.8). Assim, obtendo-se a rotação do motor pode-se obter o binário nas condições de funcionamento e a respetiva potência mecânica útil.

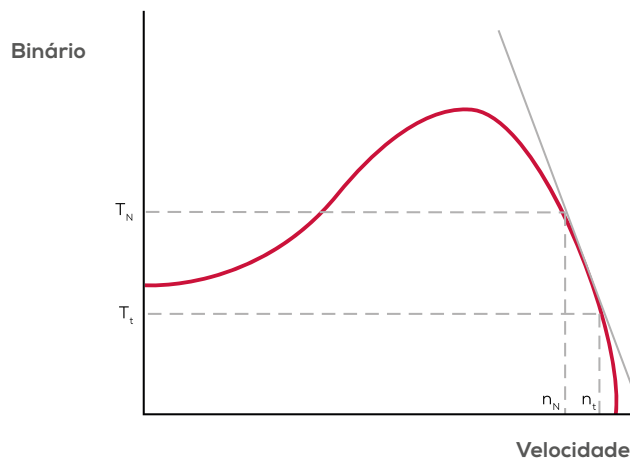


Figura 3.5.8 - Linearização da curva Binário vs Velocidade

O rendimento de um motor é dado pela equação $\eta = \frac{P_{\text{útil}}}{P_{\text{elétrica}}}$, sendo a $P_{\text{útil}}$ a potência desenvolvida no veio e a $P_{\text{elétrica}}$ a potência absorvida da rede. Esta potência pode ser medida através de um analisador de energia.

Para determinar a potência mecânica no veio é necessário saber a velocidade real de rotação do motor, que varia ligeiramente com a carga e, portanto, é diferente da velocidade nominal. Esta velocidade de rotação do veio pode ser medida utilizando um tacómetro ótico. Em alternativa, pode determinar-se a velocidade a partir dos valores de corrente absorvida pelo motor em vazio e à carga real, utilizando a seguinte equação:

$$n_t = n_s - \left(\frac{I_t - I_0}{I_N - I_0} \right) \times (n_s - n_N)$$

Em que:

n_t – Velocidade de trabalho (rpm)

n_s – Velocidade de sincronismo $\left(n_s = \frac{120 \times f}{n^\circ \text{ de polos}} \right)$, com $f = 50 \text{ Hz}$

n_N – Velocidade nominal (rpm)

I_t – Corrente absorvida (A)

I_o – Corrente em vazio (A)

I_N – Corrente nominal (A)

A corrente em vazio pode ser medida se houver condições para colocar o motor a funcionar em vazio (por exemplo, retirando as correias de transmissão) ou então pode obter-se o valor consultando o fabricante do motor. Em alternativa, podem usar-se os valores da tabela seguinte, obtidos numa determinada marca.

Tabela 3.5.2 Corrente em vazio habitual para motores de indução (Fonte: [5]).

Potência [cv]*	Corrente Nominal - I_n [A]	Corrente em Vazio - I_o [A]	$[I_o/I_n]$
1	3,00	1,9	0,633
5	14,13	6,8	0,481
10	26,50	14	0,528
15	39,93	17	0,426
20	52,30	21	0,402
25	64,80	26	0,401
30	76,75	30	0,391
40	100,36	36	0,359
50	123,05	42	0,341
60	145,02	52	0,359
75	179,22	54	0,301
100	240,67	80	0,332
125	303,36	106	0,349
150	358,71	110	0,307
175	422,91	125	0,296
200	481,28	160	0,332
250	601,60	200	0,332
300	710,61	216	0,304
350	828,18	240	0,290
400	933,77	224	0,240
450	1049,39	280	0,267
500	1165,99	300	0,257

* 1 cv = 0,736 kW

Sabendo-se a velocidade de rotação de trabalho do motor, pode-se determinar o binário e a potência através das seguintes expressões:

$$T_t = T_N \times \left(\frac{n_s - n_t}{n_s - n_N} \right)$$

$$T_N = \frac{P_N}{n_N}$$

$$P_t = T_t \times n_t$$

Em que:

T_t – Binário de trabalho

T_N – Binário nominal

P_N – Potência nominal

P_t – Potência de trabalho

Conhecendo-se a potência mecânica útil, pode-se, então, determinar o rendimento do motor e avaliar de uma forma mais fiável a sua substituição por outro de rendimento superior. Pode-se também calcular o fator de carga, avaliando se o motor está sobredimensionado ou não, através da expressão:

$$FC = \frac{P_t}{P_N}$$

De salientar que os motores raramente operam à carga nominal. Está mais do que demonstrado que na maioria dos casos os motores operam a cerca de 60 % da sua carga nominal. O rendimento dos motores de indução atinge o seu máximo tipicamente a 75 % da carga nominal e decresce suavemente até 50 % da carga nominal. Os motores de potência elevada podem operar com um rendimento aceitável até 30 % da carga nominal.

Um dimensionamento correto:

- melhora o rendimento energético, permitindo aos motores operarem com o rendimento nominal;
- pode reduzir as perdas na linha devido ao melhoramento do fator de potência;
- pode reduzir ligeiramente a velocidade de operação e, dessa forma, a potência consumida pelos ventiladores e pelas bombas.

3.5.5 VARIADORES ELETRÓNICOS DE VELOCIDADE

A aplicação de Variadores Eletrónicos de Velocidade (VEV) no controlo de motores é uma prática cada vez mais disseminada (e incentivada) quando se trata de obter melhorias no desempenho dos sistemas de força motriz e redução dos consumos energéticos. Estes equipamentos estão vocacionados para aplicação em sistemas onde haja variação de carga ao longo do tempo (exemplos típicos: bombas, ventiladores e compressores) e onde é necessário fazer o controlo de caudais

através de dispositivos de estrangulamento, tais como válvulas reguladoras de caudal ou pressão e dampers (que criam perdas de carga no sistema e conduzem a desperdícios de energia). No entanto, os VEVs também podem ser um meio para corrigir sobredimensionamentos excessivos de motores de indução (ainda que não deva ser esse o propósito de tal tecnologia), reduzindo a potência de saída sem diminuir o rendimento e o fator de potência da plena carga do motor.

| 3.5.5.1 Vantagens dos VEV

De um modo geral, as vantagens dos VEVs são as seguintes:

- Proporcionam economias de energia que podem ultrapassar os 50 %, embora usualmente sejam da ordem dos 20 % a 25 %;
- Realizam arranques e paragens suaves, eliminando as correntes de arranque elevadas, pelo que dispensam a aquisição de arrancadores suaves;
- Aumentam o fator de potência;
- Conduzem ao aumento da duração dos motores;
- Dão a possibilidade de *by-pass* em caso de falha;
- Proporcionam amplas gamas de velocidade, binário e potência;
- Introduzem melhorias no controlo do processo, na qualidade do produto e na produtividade das instalações;
- Permitem a redução das partes mecânicas, com a consequente vantagem em termos de manutenção;
- Incorporam vários sistemas de proteção dos motores (contra curto-circuitos, sobreintensidades, falta de fase, etc.), evitando a sua aquisição isoladamente;
- Apresentam rendimentos na ordem dos 95 % - 98 % à plena carga, os quais decrescem de forma pouco acentuada com a diminuição da carga.

| 3.5.5.2 Desvantagens dos VEV

Os VEVs apresentam também algumas desvantagens, nomeadamente as emissões de harmónicos para a rede pública e para o motor, as interferências eletromagnéticas com os outros dispositivos elétricos na vizinhança e o aumento da temperatura de funcionamento dos motores. Daí que a aplicação de VEVs em motores antigos e degradados possa tornar-se uma má opção.

No entanto, as desvantagens indicadas podem ser mitigadas através da utilização de cabos blindados, de filtros à entrada e à saída do VEV, entre outras medidas envolvendo a construção dos motores.

Em certos casos, os VEVs são já integrados na própria estrutura do motor, levando a uma redução do preço do sistema motor+VEV, à inexistência de cabos entre os dois equipamentos, a um tempo de instalação inferior, à perfeita adaptação do motor ao

VEV e, conseqüentemente, a um aumento do tempo de vida do isolamento do motor.

3.5.6 UTILIZAÇÃO DE VEV

Dependendo do tipo de motor ou aplicação, a utilização de VEV pode ser mais ou menos interessante, em termos de economia energética. As aplicações podem ser divididas nas seguintes situações:

Cargas de binário constante

Nesta situação, o binário é constante, independentemente da velocidade, sendo a potência diretamente proporcional à velocidade. As vantagens da aplicação de VEVs nestas situações residem no controlo preciso da velocidade de arranque e paragens controladas, sendo as economias energéticas apenas moderadas em baixas velocidades.

Os principais exemplos de cargas com binário constante são extrusoras, misturadores, bombas e compressores de deslocamento positivo e transportadores.

Cargas de potência constante

Nestes casos, o binário absorvido varia inversamente com a velocidade. À medida que a velocidade aumenta, o binário diminui e vice-versa, de modo a manter a potência constante. São exemplos típicos desta situação os tornos, os equipamentos de perfuração e as fresas.

A aplicação de VEVs não se traduz em economias significativas nestes casos.

Cargas de binário variável

Os exemplos típicos destas cargas são as bombas e os ventiladores centrífugos. Nestes casos, o binário varia com o quadrado da velocidade e a potência varia com o cubo da velocidade. Isto significa que, a 50 % da velocidade, a potência absorvida é aproximadamente um oitavo da potência máxima nominal. A utilização de VEV pode conduzir a importantes economias, já que mesmo pequenas reduções na velocidade levam a diminuições significativas na potência.

Os métodos convencionais para controlo de caudal em bombas e ventiladores são válvulas e dampers, que são sistemas pouco eficientes, uma vez que introduzem perdas no sistema, desperdiçando energia. Ao utilizar VEV, a redução de caudal é feita pela redução da velocidade do motor (a variação é praticamente proporcional), conduzindo a reduções importantes na potência. A tabela seguinte indica a relação

entre a velocidade das bombas/ventiladores e a potência absorvida.

Tabela 3.5.3 Potência absorvida por uma bomba/ventilador em função da velocidade (Fonte: [6]).

Velocidade da bomba/ventilador	Potência mecânica requerida
100%	100%
90%	73%
75%	42%
50%	13%

I 3.5.6.1 Estimativas de poupanças utilizando VEV

Nos sistemas de bombagem ou ventilação, a curva do sistema pode ser representada pela expressão

$$P = K \times Q^2$$

em que P é a pressão requerida para produzir um determinado caudal (Q), K é uma função do sistema e representa o atrito existente. As válvulas na tubagem ou *dampers* na saída do ventilador afetam o valor de K.

A aplicação de VEV nestes sistemas funciona segundo as seguintes leis:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{N_1}{N_2} \quad (1)$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(N_1)^2}{(N_2)^2} \quad (2)$$

$$\frac{Pot_1}{Pot_2} = \frac{(N_1)^3}{(N_2)^3} \quad (3)$$

Em que:

N - Velocidade (m/s)

Q - Caudal (m³/s)

P - Pressão (bar)

Pot - Potência (kW)

Quando as leis da pressão e do caudal são combinadas, o resultado é a fórmula da curva de pressão do sistema: $P = K \times N^2$. Então, a máquina irá seguir a curva do sistema com a mudança da velocidade.

Nas figuras seguintes podem observar-se as curvas da potência versus caudal para o caso de bombas e ventiladores centrífugos, comparando-se a potência requerida para os diferentes meios de controlo de caudal.

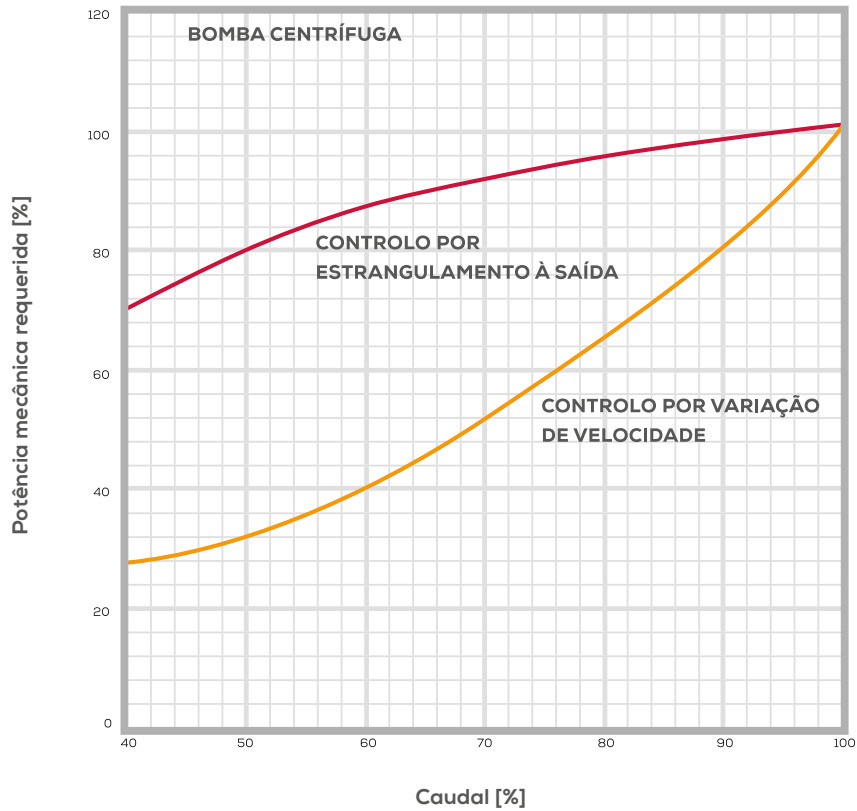


Figura 3.5.9 - Potência requerida por uma bomba centrífuga com elevação para diferentes tipos de controlo de caudal

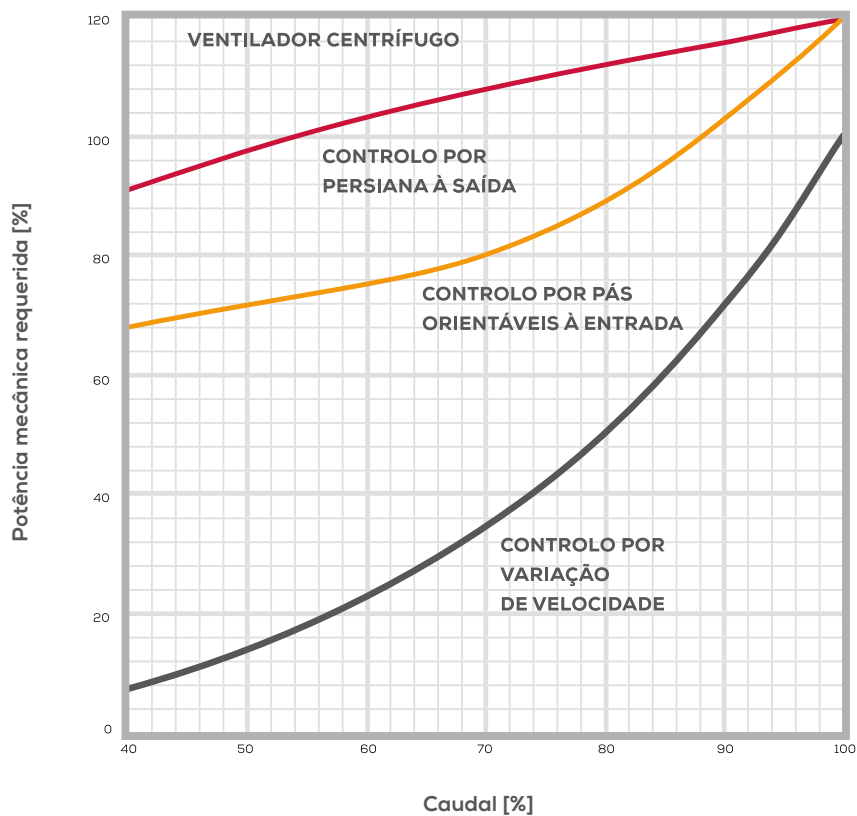


Figura 3.5.10 - Potência mecânica requerida por um ventilador centrífugo para diferentes tipos de controlo de caudal

A experiência tem demonstrado que, na prática, a potência requerida varia com o quadrado da velocidade, alterando a expressão (3) para $\frac{Pot_1}{Pot_2} = \frac{(N_1)^2}{(N_2)^2}$ pelo que, na maior parte das situações, se deve usar essa expressão, em vez da teórica. Assim, para 50 % do caudal a potência requerida será apenas 25 %.

3.5.7

SÍNTESE DE MEDIDAS DE ECONOMIA DE ENERGIA APLICÁVEIS A SISTEMAS DE ACIONAMENTOS DE FORÇA MOTRIZ

Nos itens anteriores já foram referidas algumas das medidas com possibilidades de aplicação nestes sistemas. O consumo de energia elétrica dos sistemas de força motriz é influenciado por muitos fatores, tais como:

- rendimento do motor;
- dimensionamento correto;
- controlo do motor: arranque/paragem e controlo de velocidade;
- qualidade da alimentação;
- sistema de transmissão mecânica;
- práticas de manutenção;
- rendimento do equipamento de uso final.

De forma a que se possa beneficiar do potencial de economias disponível, os utilizadores devem tentar otimizar todo o sistema de força motriz. Obviamente que a aplicabilidade de algumas medidas particulares e as economias de custos a que as mesmas podem conduzir dependem da dimensão e da natureza específica de operação dos sistemas. Só após a avaliação destes e das necessidades da instalação se pode determinar quais as medidas que são simultaneamente aplicáveis e rentáveis. Uma avaliação cuidada permitirá identificar as medidas que são aplicáveis aos sistemas de força motriz, devendo incluir uma estimativa das economias, do custo do investimento associado para a sua implementação, bem como do tempo de retorno do investimento.

A tabela seguinte sintetiza as medidas potenciais de poupança energética, que podem ser aplicadas aos sistemas de força motriz. Apesar dos valores de economias apresentados serem típicos, a aplicabilidade das medidas vai depender das características específicas da instalação.

Tabela 3.5.4 Medidas de economia de energia nos sistemas de acionamentos de força motriz (Fonte: [7]).

Medida de economia de energia em sistemas de acionamentos	Economias típicas
Instalação ou renovação do sistema	
Motores de elevado rendimento (EEM)	2 - 8%
Dimensionamento correto	1 - 3%
Reparação de elevada qualidade	0,5 - 2%
Variadores eletrónicos de velocidade (VEV)	10 - 50%
Transmissão/redutores de elevado rendimento	2 - 10%
Controlo da qualidade da alimentação	0,5 - 3%
Operação e manutenção (O&M) do sistema	
Lubrificação, ajustamento, afinação	1 - 5%

REFERÊNCIAS

[1] CEATI

[2] EDP

[3] KSB

[4] ABB

[5] Metodologia de Avaliação das Condições de Funcionamento dos Motores de Indução - Ciciane Chiovatto, Décio Bispo, Victor de Paula e Silva e Wellington Maycon Santos Bernardes.

[6] CEATI

[7] Motor Challenge Programme, European Commission Voluntary Programme

DOCUMENTAÇÃO DE APOIO

Humberto Jorge - Utilização eficiente de energia em motores (apresentação PowerPoint);

Anibal Traça de Almeida, Fernando J. T. E. Ferreira - Utilização Eficiente da Energia em Motores Eléctricos;

CEATI - Electric Motors, Energy Efficiency Reference Guide;

ADENE - Medidas de Eficiência Energética Aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um Enquadramento Sucinto;

Geomar M. Martins - Eficientização, Gestão e Diagnósticos da Energia Elétrica;

CEATI - Variable Frequency Drives, Energy Efficiency Reference Guide

3.6

Produção e Distribuição de Ar Comprimido

Cerca de 99 % das instalações industriais utilizam ar comprimido para satisfazer as necessidades do processo produtivo e de instrumentação. O ar comprimido é uma forma versátil, flexível e segura de transmitir energia e é utilizado em inúmeras aplicações, nomeadamente em acionamentos e controlos industriais, transporte pneumático, ejetores de fluidos, processos de produção de peças de vidro ou plástico, jato de areia, entre outros.

A produção de ar comprimido é um dos principais sistemas consumidores de energia, estimando-se que mais de 10 % da energia elétrica consumida numa indústria é utilizada na central de ar comprimido. Contudo, é frequente que cerca de 20 % desta energia seja perdida em fugas de ar, inerente à má utilização do ar comprimido ou à negligência da manutenção.

A diminuição dos custos energéticos da central de ar comprimido reflete-se diretamente na diminuição do custo de produção, aumentando a competitividade da empresa, pelo que se torna importante a otimização da sua exploração.

3.6.1

TIPOS DE COMPRESSORES

De acordo com o seu princípio de operação, os compressores podem ser classificados em dois tipos principais: compressores volumétricos e compressores dinâmicos.

Nos compressores volumétricos (ou de deslocamento positivo ou estáticos) o aumento de pressão é conseguido através da redução do volume ocupado pelo gás. Estes compressores são ainda classificados como Alternativos ou Rotativos.

Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua e, portanto, correspondem exatamente ao que se denomina, em termodinâmica, um volume de controlo. Os compressores dinâmicos podem ser classificados como centrífugos ou axiais.

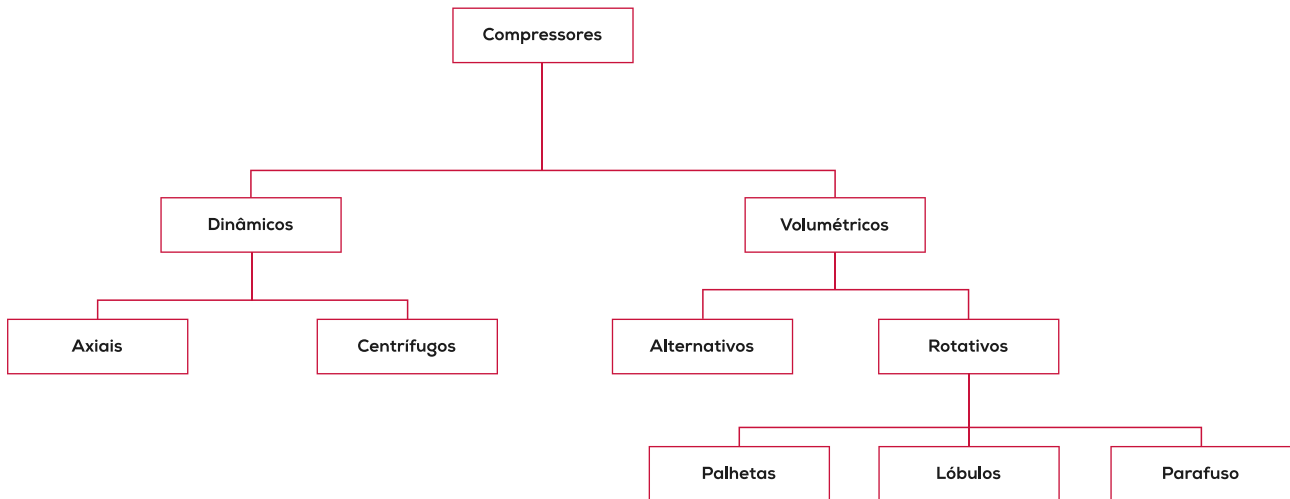


Figura 3.6.1 - Tipos de compressores

Na tabela seguinte apresentam-se os critérios gerais para a seleção de compressores.

Tabela 3.6.1 Critérios gerais para seleção de compressores (Fonte: [1]).

Tipo de Compressor	Capacidade [m ³ /h]		Pressão [bar]		
	De	Até	De	Até	
Blowers	100	30 000	0,1	1	
Alternativos	Um/Dois estágios	100	12 000	0,8	12
	Multi-estágio	100	12 000	12	700
Parafuso	Um estágio	100	2 400	0,8	13
	Dois estágios	100	2 200	0,8	24
Centrífugos	600	300 000	0,1	450	

3.6.2. SISTEMAS DE TRATAMENTO DE AR COMPRIMIDO

Dependendo da área de aplicação, o ar comprimido tem de ser seco, limpo ou até mesmo esterilizado, de modo a possuir a qualidade necessária.

A figura seguinte mostra um esquema típico de uma rede de ar comprimido, apresentando os seus principais componentes: compressor (1), central de controlo (2), filtro (3), secador (4), separador de condensados (5) e reservatório (6).

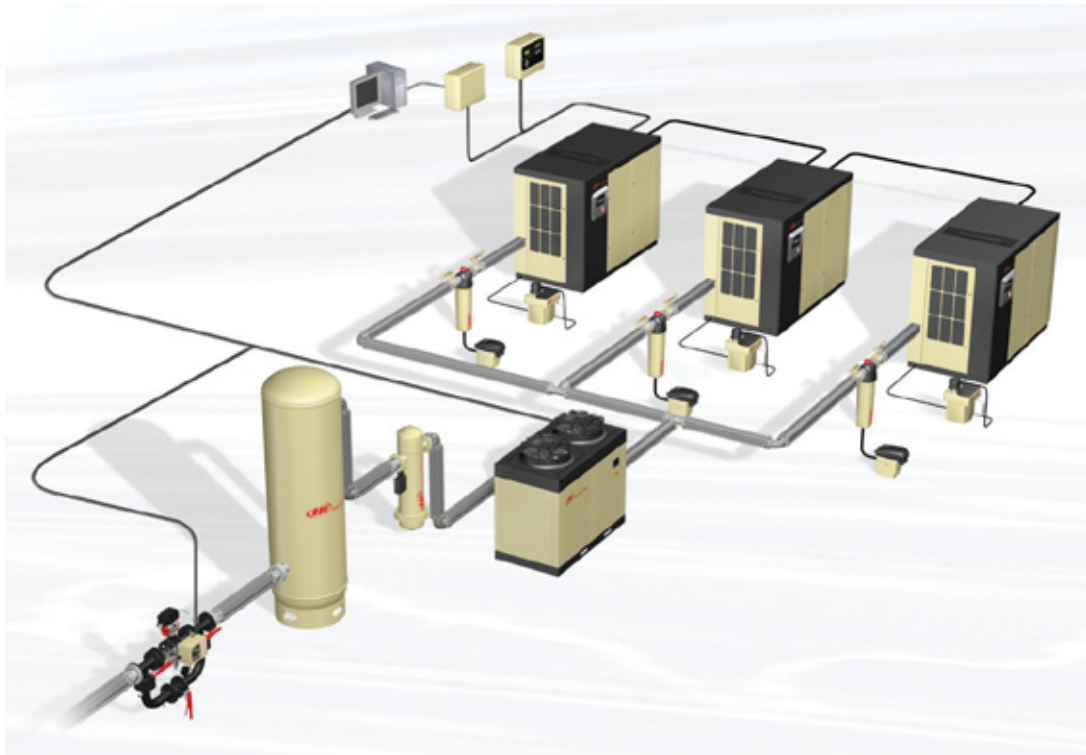


Figura 3.6.2 - Produção de ar comprimido (Fonte: [2])

O ar atmosférico admitido é uma mistura de gases que contém vapor de água. Os secadores têm como objetivo aumentar a qualidade do ar comprimido através da remoção deste vapor de água ao ar. Estes equipamentos podem-se classificar como:

- **Secadores de Refrigeração:** A secagem é obtida por arrefecimento do ar comprimido seguido de um reaquecimento.
As principais aplicações são a indústria alimentar, decapagem, ferramentas, prevenção contra corrosão das tubagens.
- **Secadores de Adsorção:** Secagem obtida pela passagem do ar comprimido através de uma torre carregada de material dissecante, poroso, com elevado poder de atração de moléculas de água.
As aplicações deste tipo são ar de instrumentação e pintura [3].

No compressor só é possível filtrar do ar a comprimir as partículas de sujidade maiores, pelo que grande parte das substâncias poluentes permanece no ar comprimido. Na maioria das aplicações é, por isso, necessário um tratamento cuidadoso do ar comprimido: o ar comprimido limpo garante um funcionamento sem problemas de máquinas pneumáticas e comandos, assim como uma longa vida útil das ferramentas pneumáticas. Além disso, a rede de ar comprimido e válvulas permanecem sem impurezas. Por conseguinte, o ar comprimido limpo reduz os custos de manutenção, reparação e, em parte, até de aquisição [4].

Os filtros podem ser classificados como:

- **Filtros Coalescentes – DD:** direcionados para utilizações de carácter geral, com fluxo do interior para o exterior, removem partículas até 1 μm e removem água líquida e óleo até 0,1 ppm.

- **Filtros Coalescentes – PD:** utilizados quando se pretende uma filtragem fina, removem partículas até 0,01 µm e removem água líquida e óleo até 0,01 ppm. O fluxo é do interior para o exterior.
- **Filtros de Partículas – DDp:** utilizados na filtragem de partículas secas até 1 µm. O fluxo é do exterior para o interior.
- **Filtros de Partículas – PDp:** utilizados na filtragem de partículas secas até 0,01 µm. O fluxo é do exterior para o interior.
- **Filtros de carvão ativado – QD:** utilizado para remoção de vapores de óleo até 0,003 ppm. O fluxo é do interior para o exterior. Tempo de vida útil do elemento filtrante ≤ 1000 h [3].

Para elevados consumos de ar comprimido torna-se mais rentável a utilização de compressores isentos de óleo. Durante o arrefecimento do ar comprimido, proveniente de compressores lubrificados, ocorre a formação de condensados que contêm óleo. Os separadores óleo/água são concebidos para separar este óleo e absorvê-lo em filtros, resultando daí condensados que satisfazem os requisitos da legislação ambiental [3].

3.6.3 PRESSÃO DE SERVIÇO

A pressão de serviço de uma instalação depende das necessidades dos equipamentos consumidores, devendo a seleção dos compressores ter em conta aquelas condições. Por outro lado, as características da rede de ar comprimido e as condições de utilização também influenciam a pressão de serviço destes equipamentos.

O dimensionamento das redes deve ser elaborado de modo a diminuir a perda de carga, limitando-a, idealmente, a um máximo de 0,3 bar. A perda de carga em tubos lineares é calculada através da seguinte expressão:

$$\Delta p = 1,6 \times 10^8 \times \frac{Q^{1,85} \times L}{d^5 \times p}$$

Em que:

Δp – queda de pressão (bar)

L – comprimento total (m)

p – pressão do sistema (bar)

Q – caudal (m³/s)

d – diâmetro interno da tubagem (mm)

Analisando a expressão anterior pode concluir-se que o comprimento e o diâmetro da tubagem têm uma importância fundamental na diminuição das perdas de carga.

Muitas redes de ar comprimido são dimensionadas para determinadas condições, não se precavendo os aumentos de consumo de ar ou de dimensão da própria rede, pelo que os diâmetros previstos inicialmente acabam por ser insuficientes para manter a perda de pressão no nível desejado.

Através da figura seguinte pode-se determinar a relação entre a perda de carga, o comprimento e diâmetro da tubagem, o consumo de ar e pressão da rede. É também possível verificar qual a perda de carga para uma situação existente ou determinar o diâmetro mínimo a selecionar na fase de projeto.

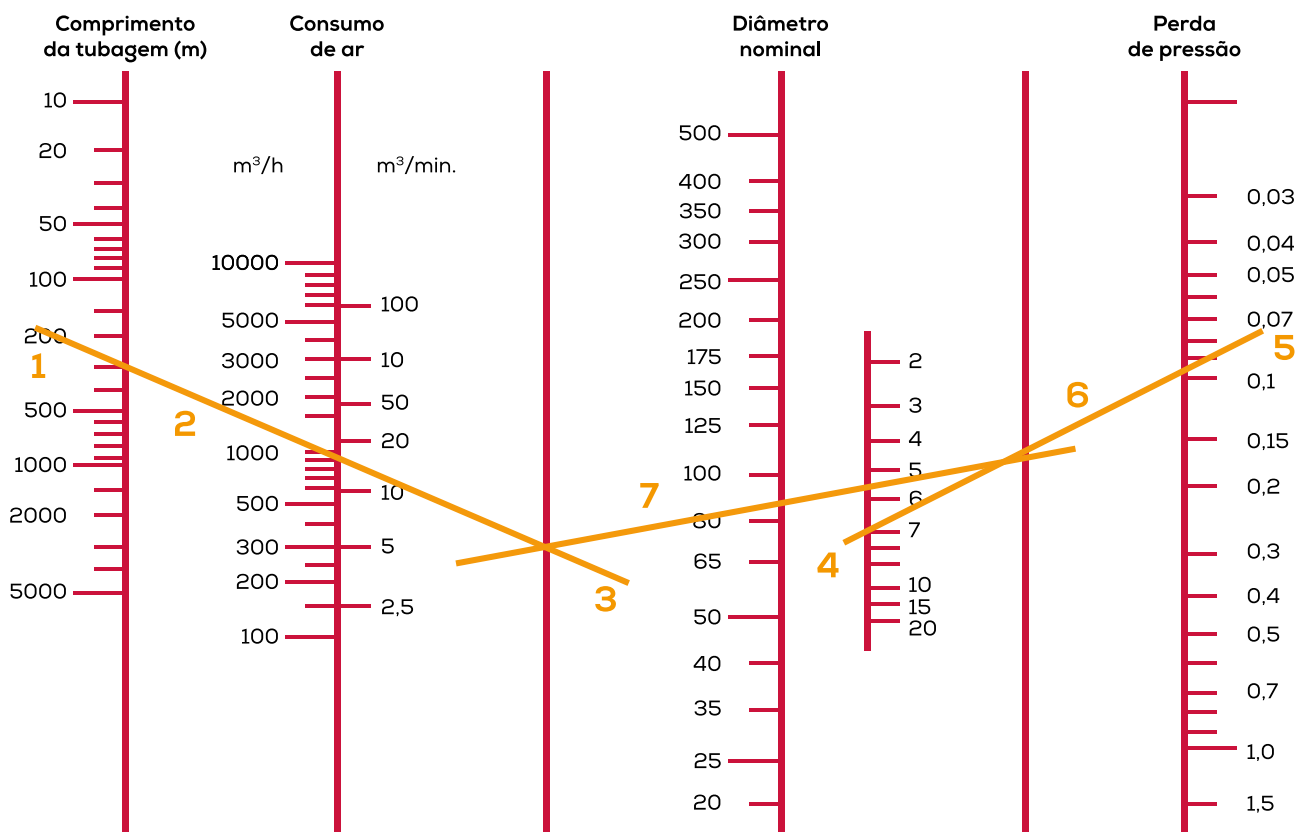


Figura 3.6.3 - Determinação da perda de carga e diâmetro de uma rede de ar comprimido

Conforme o tipo de utilização de ar comprimido, pode classificar-se a pressão de serviço nos seguintes intervalos:

- **Baixa Pressão (0,5 bar a 3,5 bar):** Transporte pneumático, indústria vidreira;
- **Pressão normal (7 bar a 10 bar):** Grande maioria das instalações;
- **Alta Pressão (12 bar a 14 bar):** Indústrias de pneus, plásticos e processos químicos.

Existem ainda outras situações muito específicas em que se usam pressões muito superiores, podendo atingir os 1000 bar.

As equivalências entre as várias unidades de pressão são as seguintes:

$$1 \text{ atm} = 1 \text{ bar} = 1 \text{ kgf/cm}^2 = 14,22 \text{ psi} = 1 \times 10^5 \text{ N/m}^2 = 100 \text{ kPa}$$

3.6.4

OPORTUNIDADES DE MELHORIA NA PRODUÇÃO E UTILIZAÇÃO DE AR COMPRIMIDO

O setor do ar comprimido, nas suas vertentes de produção e utilização, apresenta muitas oportunidades de melhoria da eficiência energética. Estas melhorias são aplicáveis segundo as seguintes áreas de intervenção:

1. Produção e tratamento do ar comprimido
2. Redes de ar comprimido
3. Dispositivos de utilização final
4. Projeto e operação do sistema global.

Nos capítulos seguintes indicam-se algumas medidas potenciais de economia de energia nos sistemas de ar comprimido. Evidentemente, a aplicabilidade de determinadas medidas e o alcance das economias de custos que as mesmas possibilitam dependem da dimensão e da natureza específica da instalação concreta de ar comprimido. Apenas uma avaliação do sistema e das necessidades da empresa/ instalação em questão pode determinar quais as medidas que são aplicáveis e proveitosas

3.6.4.1 Produção e tratamento do ar comprimido

Otimização da utilização do sistema: ajuste dos controles e regulação da pressão, desligar quando não utilizado.

Em centrais de produção de ar comprimido constituídas por dois ou mais compressores deve-se utilizar o controlo em cascata, em que cada compressor é ajustado para um ponto mínimo e um ponto máximo de operação diferenciado, funcionando depois em sequência de acordo com o nível de queda de pressão e consumo de ar do sistema. Nos períodos de paragem ou interrupção da produção deve evitar-se deixar os compressores ligados, podendo ser instalados relógios programáveis para garantir que não há esquecimentos.

Otimização da pressão do ar comprimido do sistema.

Acontece frequentemente a pressão de serviço ser superior à mínima necessária, o que leva a um consumo energético mais elevado do compressor. A redução de

pressão de trabalho em 1 bar pode traduzir-se numa economia de 6 % a 10 % no consumo energético do compressor, para pressões na ordem dos 6 a 7 bar. Em algumas instalações pode ser economicamente vantajosa a existência de mais do que um compressor, produzindo ar a pressões distintas, quando parte dos equipamentos necessitam de pressões de trabalho superiores, em vez de ter toda a rede a uma pressão mais elevada.

Redução da temperatura do ar de admissão, por alteração da captação de ar (embora garantindo uma ótima filtragem na tomada de ar).

O ar de admissão deve ser o mais frio possível, sendo de evitar que a captação seja feita no interior da sala onde está o compressor. Como indicação poderá dizer-se que, por cada 4°C de aumento na temperatura do ar de aspiração, o consumo de energia aumenta em 1 % para o mesmo volume de ar comprimido, e para cada 3°C de redução da temperatura do ar aspirado, verifica-se o aumento de 1 % da capacidade do compressor para o mesmo consumo.

Na tabela seguinte apresenta-se a relação de aumento ou diminuição da potência absorvida em função da temperatura do ar de aspiração nos compressores, para uma temperatura de referência de 21°C. Para temperaturas não indicadas pode determinar-se a variação da potência através de interpolação.

Tabela 3.6.2 Variação da potência absorvida com a temperatura de aspiração.

Temperatura do ar de aspiração [°C]	Variação na potência absorvida Temp. de referência: 21°C
-1	-7,5 %
4	-5,7 %
10	-3,8 %
16	1,9 %
21	0,0 %
27	1,9 %
32	3,8 %
38	5,7 %
43	7,6 %
49	9,5 %

Veja-se o seguinte exemplo:

Um compressor de 90 kW com variação de velocidade está instalado numa sala em que o ar de aspiração é captado neste espaço, e onde, por sua vez, também o ar quente do compressor é libertado. A temperatura média ambiente no interior da sala é de 32°C e o ar exterior apresenta uma temperatura média de 22°C. Tendo em conta que o compressor absorve uma potência média de 83,1 kW, a instalação de condutas para captação de ar fresco do exterior e encaminhamento do ar quente para o exterior permitiria uma economia de 3,5 % nos consumo elétricos ($T=22^{\circ}\text{C} \rightarrow 0,3\%$ de aumento da potência, determinado através de interpolação). Se considerarmos que o compressor funciona 16 horas/dia, de segunda a sexta durante 50 semanas/ano, as economias anuais resultariam em 11 579 kWh, correspondentes a cerca de 985 €, para um custo de 0,085 €/kWh.

Redução da perda de carga devido a sujidade no filtro de aspiração.

O ar atmosférico admitido pelo compressor contém várias impurezas, invisíveis a olho nu, entre as quais se destacam o vapor de água e partículas (pó), daí a necessidade da sua filtragem à entrada. Não havendo uma limpeza periódica do filtro primário, a sujidade acumula-se levando à colmatação do mesmo e provocando um aumento da perda de carga e, conseqüentemente, uma subida no consumo energético do compressor. Por cada 25 mbar de queda de pressão na aspiração, o rendimento global do compressor diminui em 2 %.

Modificação ou melhoria do sistema de controlo do compressor.

Nas centrais de ar comprimido compostas por vários compressores em funcionamento simultâneo, o controlo por cascata poderá não ser possível, dada a complexidade do sistema, pelo que a gestão do funcionamento dos compressores deve ser centralizada, de modo a otimizar a relação energia consumida vs. volume de ar produzido. Os compressores devem permitir a sua gestão, a receção e transmissão de dados para o controlador central.

Otimização das mudanças de filtros a jusante do compressor (em função da queda de pressão, etc.).

Sabendo que parte da perda de carga existente numa rede de distribuição é devida aos acessórios instalados, a manutenção adequada destes equipamentos permite o controlo da pressão junto dos consumidores nos níveis desejados. Um exemplo dessa manutenção é a limpeza periódica dos filtros de acordo com as especificações do fabricante, e observando o seu estado de conservação ao longo do tempo.

Filtragem e secagem do ar até aos requisitos mínimos do sistema (mediante a instalação de filtros/secadores pontuais para necessidades específicas).

Os equipamentos modernos que utilizam ar comprimido exigem que o mesmo seja cada vez mais limpo de impurezas, isento de água e até esterilizado, em certos casos, daí que a necessidade do tratamento de ar assuma cada vez mais importância. Existem outros benefícios com o tratamento adequado do ar:

- Aumento da vida útil dos equipamentos consumidores de ar comprimido;
- Melhoria na qualidade do produto final;
- Isenção de condensados, óleo e sujidade nas tubagens;
- Redução de problemas mecânicos por mau funcionamento, causado por essa sujidade;
- Redução de custos com a aquisição de dispositivos de recolha e eliminação de condensados das linhas;
- Redução dos tempos de paragem forçada, devido à manutenção corretiva;
- Redução de perdas de pressão na distribuição de ar, por reduzir o atrito à passagem do ar;
- Redução do consumo de energia, que está diretamente ligada à queda de pressão.

Aumento da capacidade do principal reservatório de ar comprimido.

A utilização de reservatórios de dimensão adequada proporciona um fornecimento de ar mais estável aos consumidores, compensando as flutuações e picos de consumo, sem quedas bruscas na pressão e reduzindo as oscilações desta (esta situação é mais notória na presença de compressores de pistão). Pode haver necessidade de instalação de vários reservatórios ao longo da instalação, principalmente junto aos grandes consumidores.

Uma regra prática para a determinação do volume do reservatório (VR) é a seguinte:

Para compressores de parafuso: $VR = \text{Capacidade do compressor} \div 3$

Para compressores de pistão: $VR = \text{Capacidade do compressor}$

Instalação de compressores novos com capacidade adequada às necessidades da instalação, menores consumos específicos, equipados com motores de alto rendimento e variação eletrónica de velocidade.

Muitas instalações possuem compressores antigos, deteriorados e mal dimensionados, que apresentam, por isso, consumos específicos (kWh/m^3) elevados. A aquisição de novos compressores, dotados das melhores tecnologias, representará um investimento inicial geralmente elevado, mas que poderá ser amortizado rapidamente através das economias energéticas conseguidas.

Na escolha do compressor, há que ter em consideração que os compressores com variação de velocidade não apresentam um rendimento constante na sua faixa de regulação, diminuindo para cargas inferiores. Em situações de consumos constantes pode ser mais vantajoso adquirir um compressor carga-vazio corretamente dimensionado para as necessidades, do que um compressor com variação de velocidade que funcione durante muito tempo a cargas mais reduzidas.

| 3.6.4.2 Redes de ar comprimido

As principais perdas de eficiência energética nos sistemas de distribuição de ar comprimido são devidas à queda de pressão entre o compressor e os pontos de consumo e as fugas de ar comprimido. Como regra geral, deve projetar-se a rede de distribuição de modo a que a queda de pressão entre a central de ar comprimido e os pontos de consumo não ultrapasse o limite recomendável de 0,3 bar ou 5 % da pressão de produção. No entanto, durante a vida útil de uma instalação ocorrem muitas alterações, incluindo a incorporação de novos pontos de consumo, com os seus consumos de ar específicos, fazendo com que o limite de perda de carga seja ultrapassado.

Redução das perdas de carga nos sistemas de ar comprimido.

Aquando do dimensionamento e execução da rede de ar comprimido deve ter-se em conta as eventuais mudanças nas necessidades de ar comprimido, havendo regras básicas que devem ser cumpridas:

- A rede deve ser o menos extensa possível e do tipo radial (circuito em anel fechado). Esta configuração reduz a queda de pressão e apresenta uma distribuição mais uniforme, no entanto dificulta a separação da humidade (o fluxo pode ser bidirecional em alguns casos);
- A rede deve apresentar uma inclinação (> 0,5 %) de modo a que a humidade condensada descaia num dos sentidos (devem existir purgadores nos pontos mais baixos);
- Os compressores devem ficar localizados o mais próximo possível dos consumidores de ar;
- Devem ser maximizados os diâmetros das tubagens e minimizados os comprimentos, curvas e tudo o que origine perdas de carga (existem tabelas que estabelecem a equivalência entre acessórios, como curvas, cotovelos, derivações, tubagem linear, etc.);
- Instalar reservatórios suplementares próximos dos grandes consumidores;
- Instalar válvulas de corte nos vários troços, de modo a poder isolar partes desativadas ou em manutenção;
- Utilizar tubagens em materiais com baixo atrito e resistentes à oxidação, tais como aço inoxidável, alumínio, plástico.

Indicam-se, de seguida, alguns valores de quedas de pressão admissíveis, que devem ser adotados de modo a garantir a eficiência dos sistemas:

- Perda máxima de pressão para o ponto mais afastado do compressor: 0,3 bar;
- Tubagens principais: 0,02 bar para cada 100 metros de tubo;
- Tubagens secundárias: 0,08 bar para cada 100 metros de tubo;
- Tubagens de acesso direto ao consumidor: 0,2 bar para cada 100 metros de tubo;
- Mangueiras de alimentação a equipamentos portáteis: 0,4 bar para cada 100 metros de mangueira.

As velocidades permitidas para o ar nas tubagens são:

- Tubagens principais: 6 a 8 m/s;
- Tubagens secundárias: 8 a 10 m/s;
- Mangueiras: 15 a 30 m/s.

Instituição de um programa regular de verificação de fugas de ar comprimido.

Um dos problemas mais comuns das redes de ar comprimido é a existência de fugas. Pode considerar-se que, em maior ou menor grau, as fugas de ar comprimido são inerentes a toda a rede, embora sejam mais comuns nos seguintes locais/equipamentos:

- Juntas, mangueiras, tubos e conexões;
- Engates rápidos;
- Filtros, reguladores e lubrificadores de linha;
- Drenos de condensados (devido à operação imprópria de válvulas solenoides e sujidade nas vedações);
- Juntas de tubos (problemas na soldagem);
- Válvulas de controlo e blocos manifold;
- Ferramentas pneumáticas (devido a falta ou problemas de manutenção);
- Flanges;
- Roscas mal vedadas;
- Pontos de uso desativados, mas ainda interligados à rede principal.

Uma parte importante da energia consumida pelos compressores é desperdiçada através das fugas, podendo atingir valores na ordem dos 30 % ou mais, dependendo da idade e estado de conservação da rede e do nível de manutenção existente.

É possível estimar a percentagem de fugas existente numa rede de ar comprimido através de uma análise simples ao regime de funcionamento de um compressor carga-vazio. Deve assegurar-se que no momento da análise não existe consumo de ar na instalação, pelo que este teste deve ser feito num período de paragem da produção. Tratando-se de um compressor carga-vazio e não havendo consumo de ar, o mesmo não deveria entrar em carga, funcionando apenas em vazio e parando ao fim de algum tempo. Se houver fugas de ar na rede, a pressão irá baixar e o compressor entrará em carga até repor a pressão no valor programado,

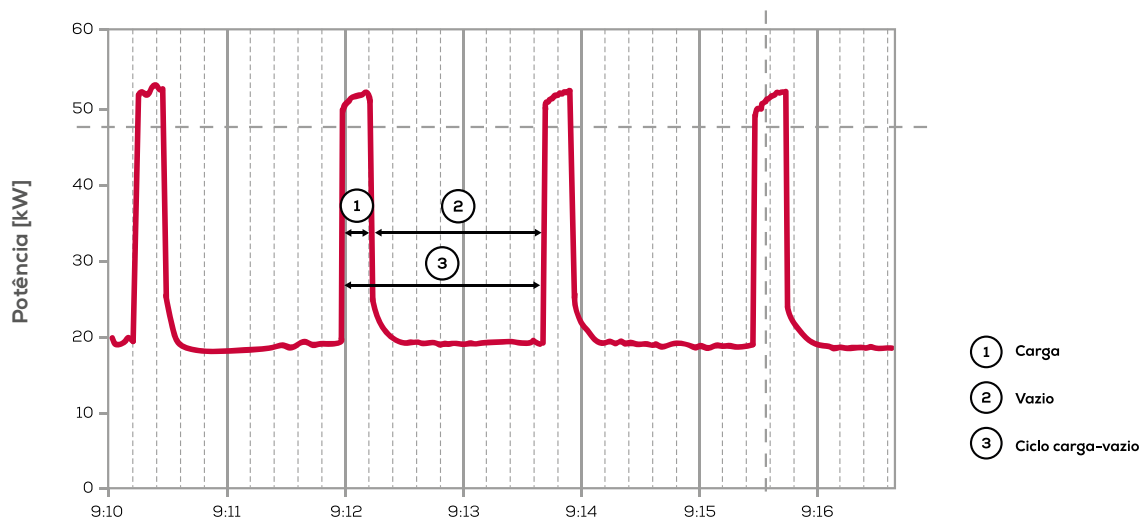
fazendo isto ciclicamente. A percentagem de fugas será determinada pelo quociente entre o tempo de funcionamento em carga e o tempo total do ciclo carga-vazio, durante o período de ensaio.

$$\% \text{ fugas} = \frac{t_{\text{carga}}}{t_{\text{carga}} + t_{\text{vazio}}}$$

Este rácio multiplicado pela capacidade do compressor (Débito de ar livre, d.a.l., ou FAD na terminologia anglo-saxónica), em m³/s, dá o caudal de fugas nessas unidades. Conhecendo o consumo específico do compressor (também conhecido por energia volúmica absorvida e definido como o quociente entre a potência absorvida no veio e o d.a.l. real, em kWh/m³), podemos ficar a saber a quanto essas fugas correspondem em termos de potência desperdiçada (kW).

O mesmo ensaio pode ser feito através de uma monitorização elétrica dos consumos do compressor, em que se vão obter dados relativos às potências absorvidas em carga e em vazio e o tempo de funcionamento em cada uma destas fases.

Na figura seguinte apresenta-se o resultado de uma destas medições, onde se observam os períodos de funcionamento em carga e vazio de um compressor. A análise dos dados recolhidos permitiu concluir que a percentagem de fugas da instalação em causa é de 15 %.



	Período 1	Período 2	Período 3	Média
T carga	00:00:15	00:00:15	00:00:16	00:00:15
T vazio	00:01:16	00:01:29	00:01:35	00:01:26
% Fugas	16,5%	14,4%	14,3%	15,0%

Figura 3.6.4 - Análise da percentagem de fugas de ar comprimido

O caudal de ar perdido é função da pressão e cresce com o aumento da pressão do sistema. O caudal de ar perdido é proporcional ao quadrado do diâmetro do furo. A tabela seguinte indica alguns valores do caudal de ar perdido (taxa de fugas) para diferentes pressões e furos de tamanhos aproximadamente equivalentes.

Tabela 3.6.3 Caudal de ar perdido em função do diâmetro do furo e da pressão (m³/min).

Pressão	Diâmetro do furo [mm]					
[bar]	0,4	0,8	1,6	3,2	6,4	9,6
4,8	0,008	0,033	0,132	0,527	2,107	4,752
5,5	0,009	0,036	0,148	0,588	2,353	5,302
6,2	0,01	0,041	0,162	0,654	2,605	5,851
6,9	0,011	0,044	0,179	0,714	2,857	6,429
8,6	0,014	0,055	0,217	0,868	3,461	7,802

Em muitas indústrias as fugas de ar comprimido são negligenciadas, considerando-se uma perda de tempo parar a instalação para as operações de verificação e correção das fugas. No entanto, as fugas podem atingir patamares importantes no consumo elétrico da instalação, tal como se exemplifica na tabela seguinte, em que se relaciona os tamanhos dos furos com o caudal de ar perdido e a potência desperdiçada.

Tabela 3.6.4 Caudal de ar perdido e potência desperdiçada.

Diâmetro do furo	Caudal da fuga (a 6 bar)	Potência de compensação necessária
[mm]	[m ³ /min]	[kW]
1	0,006	0,3
3	0,6	3,1
5	1,6	8,3
10	6,3	33
15	25,2	132

De maneira geral, os manuais de fabricantes informam que, de acordo com a idade e a conservação das redes, pode-se ter uma orientação quanto à percentagem de fugas existentes:

- Instalações até 7 anos de idade e em bom estado de conservação: não superior a 5 %;

- Instalações até 7 anos de idade e em estado precário: de 5 a 10 %;
- Instalações com idade entre 7 e 15 anos e em estado regular: de 10 % a 15 %;
- Instalações com idade entre 7 e 15 anos e em estado precário: de 15 % a 20 %;
- Instalações com idade superior a 15 anos e em estado precário: superior a 20 %.

Uma percentagem de fugas na ordem dos 5 % é aceitável, devendo as operações de manutenção assegurar que aquele valor não é ultrapassado.

Deteção de fugas de ar comprimido através de ultrassons

A eficiência energética nas instalações de produção e utilização de ar comprimido está diretamente ligada à maior ou menor quantidade de fugas existentes, pelo que se torna muito importante que o seu número seja controlado e mantido em valores aceitáveis, já que a sua eliminação completa é praticamente impossível. Muitas instalações industriais já fazem da pesquisa de fugas uma operação de manutenção regular, embora em muitos casos ainda se olhe para o ar comprimido como uma forma de energia menor e barata, desprezando-se a existência de fugas. A pesquisa e reparação de fugas é, usualmente, realizada nos períodos de paragem da produção, em que é possível ouvir as fugas maiores. A pesquisa através da deteção de ultrassons é, no entanto, o método mais eficaz de identificar as fugas de ar comprimido. Os ultrassons são gerados quando o ar comprimido, que circula nas tubagens a pressão elevada, aumenta a sua velocidade para compensar a queda de pressão gerada ao encontrar um orifício.

A pesquisa através da deteção de ultrassons apresenta as seguintes vantagens:

- Identifica a direção de origem do ultrassom (e da fuga);
- Deteta mesmo as fugas mais pequenas;
- Encontra as fugas em ambientes industriais ruidosos, podendo ser realizada, na maior parte das situações, durante o horário de laboração normal;
- Após a reparação das fugas, verifica se foram mesmo eliminadas ou não.

Exemplo prático

Uma empresa de fabrico de embalagens de cartão implementou um procedimento de pesquisa e correção de fugas de ar comprimido. Este procedimento foi iniciado em 2013, sendo realizadas pesquisas com uma periodicidade semestral, utilizando um equipamento de deteção de ultrassons. Na figura seguinte apresentam-se os resultados de cada uma das pesquisas realizadas, indicando-se a quantidade de fugas identificadas, o respetivo caudal de ar desperdiçado e a percentagem de fugas correspondente, em função da produção total de ar pelos compressores.

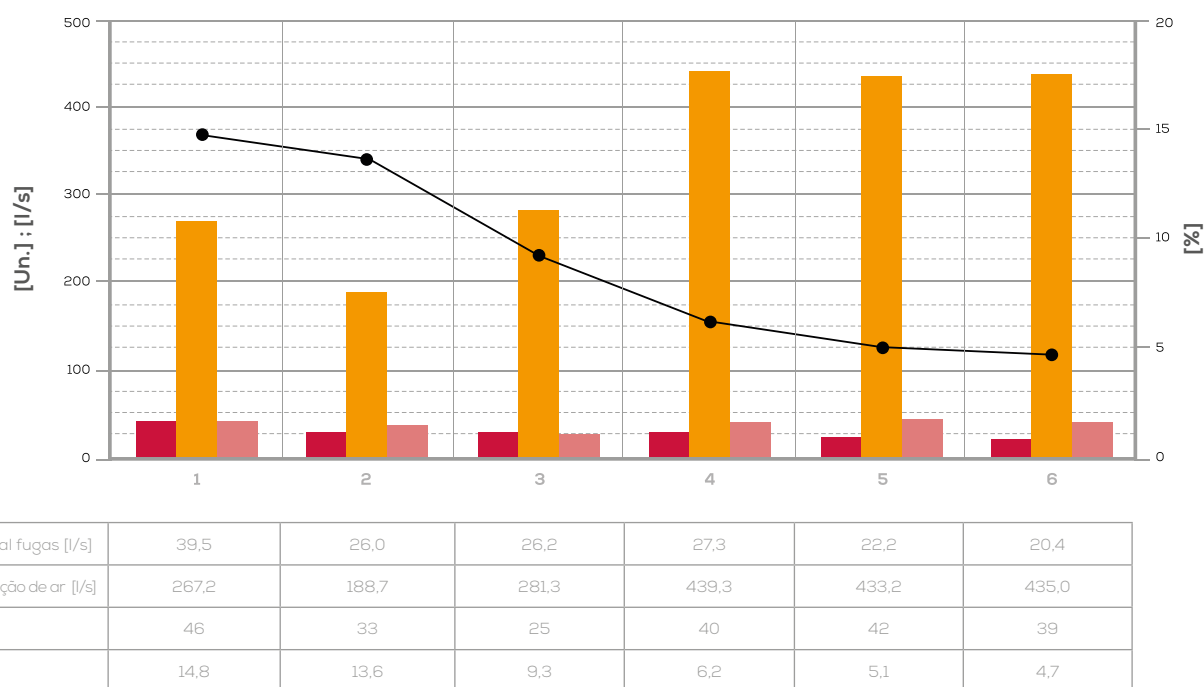


Figura 3.6.5 - Resultado das pesquisas de fugas de ar comprimido

Na análise da figura anterior constata-se que:

- A percentagem de ar desperdiçado relativamente à produção total baixou de cerca de 15 % para 5 %, o que significa que houve um procedimento efetivo de correção das fugas de ar comprimido (pelo menos das mais significativas);
- Houve um aumento na produção/consumo de ar comprimido na fábrica (o que aconteceu devido à expansão do sector produtivo e crescimento dos equipamentos consumidores);
- O caudal de fugas diminuiu ao longo das pesquisas realizadas embora menos que a percentagem. Isto deveu-se ao facto de as fugas mais graves terem sido reparadas, focando-se as pesquisas mais recentes nas fugas mais pequenas, parte das fugas identificadas são reincidentes, isto é, correspondem a fugas detetadas em pesquisas anteriores (e que não foram reparadas) e que existem sempre fugas novas a surgir. Estas razões justificam também a pequena variação no número de fugas detetadas ao longo das várias pesquisas realizadas.

A implementação deste procedimento nas operações de manutenção permite à empresa manter as fugas de ar comprimido numa percentagem aceitável, desde que se efetue a reparação das mesmas, tendo alcançado uma economia energética de cerca de 37 MWh, correspondentes a 3 170 €, nos 3 anos de duração do programa (de 2013 a 2015).

| 3.6.4.3 Dispositivos de utilização final

Antes de se atuar na produção de ar comprimido, deve-se avaliar as ações de melhoria na utilização final de ar comprimido e na sua distribuição. Assim, devem ser tomadas medidas no sentido de:

- Eliminar as utilizações não apropriadas de ar comprimido (como limpeza, por exemplo);
- Reparar ou substituir os equipamentos que apresentem fugas de ar;
- Desligar o ar comprimido quando as máquinas não estão em funcionamento, através de válvulas de corte automáticas na entrada de ar;
- Verificar (e otimizar) da necessidade de dispositivos específicos de regulação de pressão, filtros e secadores.

| 3.6.4.4 Introdução de VEV

O compressor de ar é o principal equipamento da instalação de ar comprimido, pelo que a sua seleção deve ser criteriosa. No ciclo de vida de um compressor, a repartição dos custos pode ser representada pela figura seguinte, em que o consumo energético pode significar cerca de 80 % do custo total, daí que qualquer otimização nesta vertente tenha um impacto positivo importante na eficiência global da instalação industrial.

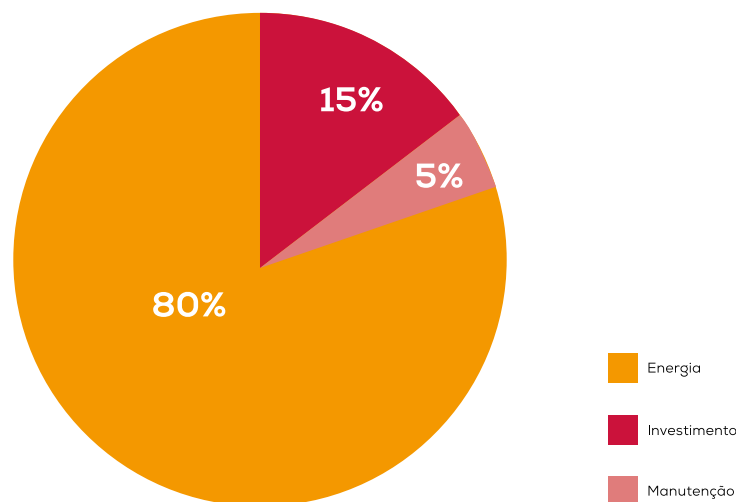


Figura 3.6.6 - Custo do ciclo de vida de um compressor (Adaptado de [3])

Na maioria das instalações industriais as necessidades de ar comprimido variam ao longo do tempo, devendo o compressor adaptar-se ao perfil de consumo real. Nos compressores tipo carga-vazio, a produção de ar é regulada pela entrada em modo “carga” do motor até a pressão atingir o patamar máximo definido, entrando em seguida em modo “vazio”, período em que não há pressurização da rede de ar comprimido até a pressão atingir o limite inferior de *set-point* definido, entrando posteriormente em carga novamente, e assim sucessivamente.

Este tipo de compressores apresenta uma eficiência energética baixa, sendo tanto mais reduzida quanto maior for o tempo de funcionamento em vazio. O consumo específico (kWh/m³) destes equipamentos acaba por ser mais elevado em situações em que o tempo de funcionamento em vazio é superior.

A opção por compressores dotados de variação eletrónica de velocidade torna-se mais vantajosa na grande maioria das situações, uma vez que estes equipamentos adaptam a velocidade de rotação do motor, ou seja, a produção de ar às necessidades de consumo de ar, eliminando assim o funcionamento em vazio do motor. Outra vantagem é a maior estabilidade na pressão da rede, uma vez que a regulação é mais fina.

A economia energética associada à substituição de um compressor carga-vazio por outro com velocidade variável pode atingir valores na ordem dos 30 %.

Exemplo prático

No decorrer de uma auditoria energética a uma instalação industrial, ocorreu a aquisição de um novo compressor equipado com variação eletrónica de velocidade, tendo sido possível monitorizar o consumo energético antes e depois do arranque do novo compressor. Na figura seguinte apresenta-se o perfil de funcionamento dos dois compressores, inicialmente do tipo carga-vazio e depois com velocidade variável. Partindo do pressuposto que, durante o período total de monitorização, não houve variação significativa no consumo de ar comprimido pela instalação, a economia média conseguida com a substituição do compressor existente foi de cerca de 32 %.

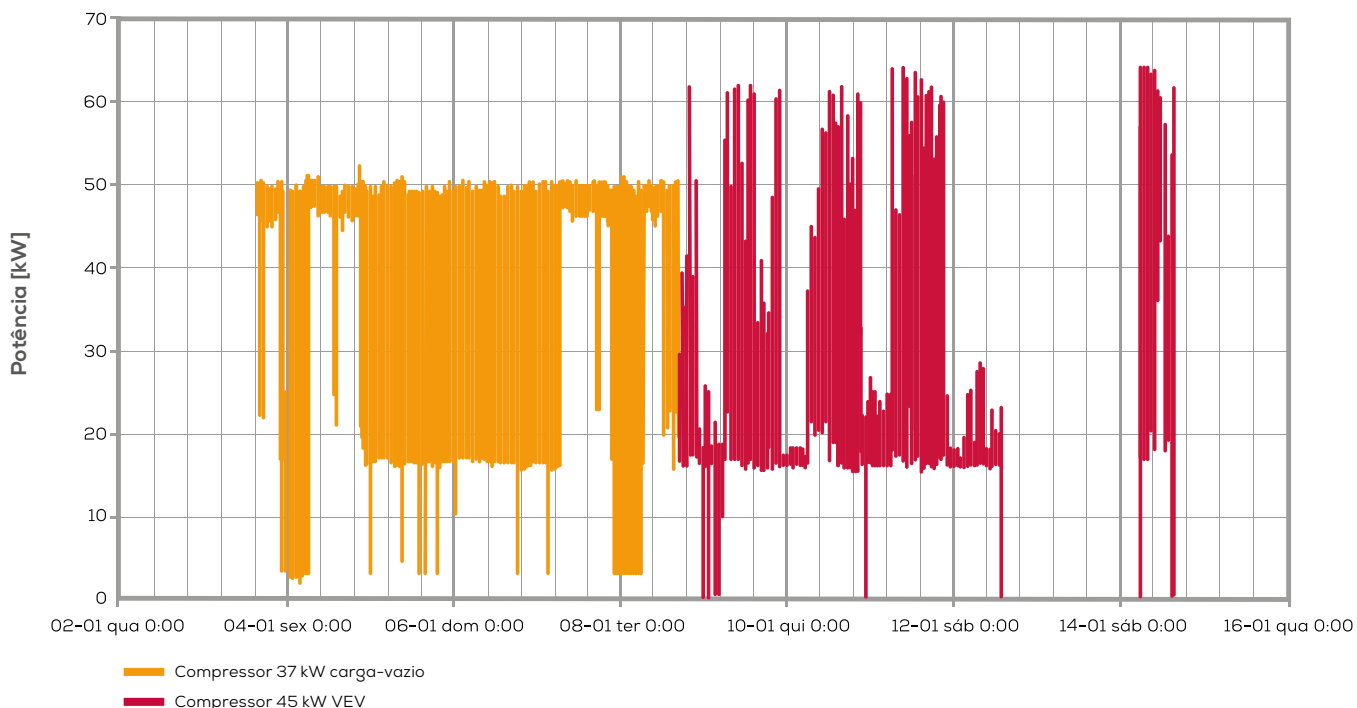


Figura 3.6.7 - Diagramas de carga dos compressores

Tabela 3.6.5 Economias estimadas com a instalação do compressor de velocidade variável.

Energia consumida [kWh/ano]		Economia	
Antes	Depois	[kWh/ano]	[%]
160 214	108 363	51 851	32,4

As economias indicadas podem ser confirmadas através de auditorias específicas à central de ar comprimido, em que se monitorizam, para além do consumo energético do compressor, o consumo de ar comprimido na instalação fabril. Desta forma, pode avaliar-se com mais fiabilidade o perfil de funcionamento dos compressores e determinar o seu consumo específico. Tendo-se a informação de consumo específico nominal do novo compressor, poderá calcular-se o consumo de energia futuro para fornecer o mesmo volume de ar.

3.6.4.5 Recuperação de energia térmica

A maior parte da energia elétrica absorvida pelo compressor é transformada em energia térmica no processo de compressão, podendo ser recuperada para várias finalidades. Na figura seguinte representam-se as percentagens aproximadas das perdas de energia neste processo.

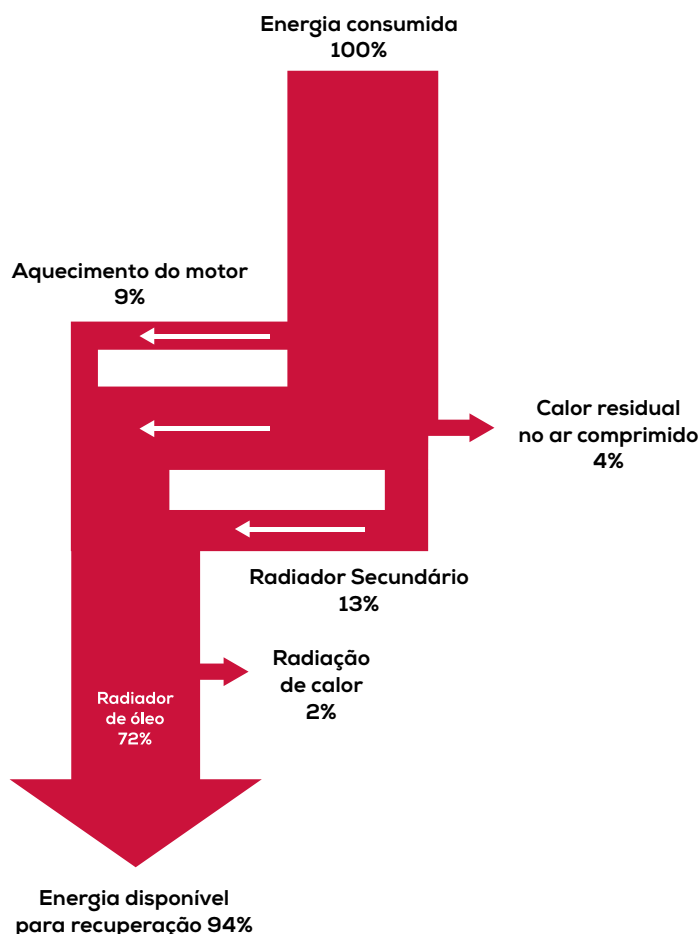


Figura 3.6.8 - Esquema da transferência de energia na compressão de ar

A energia disponível pode ser aproveitada para diversos fins, nomeadamente para aquecimento ambiente, aquecimento de água sanitária ou para o processo produtivo.

3.6.4.5.1 Recuperação da energia contida no ar de exaustão

O aquecimento ambiente das instalações industriais pode ser realizado através da utilização direta do ar quente libertado pelo compressor, se este for arrefecido a ar, sendo canalizado através de condutas para o interior das instalações. Nestes casos deve prever-se a hipótese de o ar quente ser libertado para o exterior nos meses quentes.

A desvantagem desta solução reside no facto de implicar que a central de ar comprimido esteja localizada próxima do local a aquecer, não sendo possível transportar o ar quente a grandes distâncias sem haver perdas significativas de temperatura. Por outro lado, deve haver o cuidado da conduta não criar um estrangulamento da área de exaustão do compressor, provocando um aumento do esforço do ventilador ou o aquecimento indesejável do motor. Pode ser necessária a instalação de um ventilador auxiliar na conduta de distribuição do ar quente.

Esta solução requer investimentos relativamente baixos e pode ser aplicada a qualquer tipo de compressor, embora os seus proveitos dependam da potência, nível de carga e horas de funcionamento da máquina.

3.6.5.2 Recuperação da energia contida no óleo/água de arrefecimento do motor

Nos compressores arrefecidos a óleo, ou nos isentos de óleo, a recuperação de calor pode ser feita através da instalação de permutadores nos circuitos de óleo ou água, que irão transmitir o calor para um circuito primário de água quente. Esta água poderá, por sua vez, ser utilizada para aquecimento ambiente através de radiadores de calor, para a produção de água quente sanitária utilizada em balneários ou cantinas, ou no próprio processo produtivo, destinando-se à alimentação de uma caldeira de produção de vapor, por exemplo.

Este sistema apresenta investimentos mais dispendiosos, no entanto é possível recuperar a energia durante todo o ano e permite a distribuição de água quente a maiores distâncias, inclusivamente entre edifícios, devendo haver o cuidado de isolar as tubagens.

A maior parte dos fabricantes de compressores possuem permutadores de calor que podem ser adaptados à maioria dos compressores já existentes, embora, no caso de compressores novos seja também possível adquirir estes equipamentos já com um permutador instalado de fábrica, tornando-se uma solução mais económica.

Exemplo prático

Uma empresa produtora de filmes plásticos possuía, na altura da auditoria energética, duas caldeiras a gás propano com acumulação destinadas à produção de água quente sanitária para utilização nos balneários, apresentando um consumo anual deste combustível na ordem das 6 t, representando um custo de cerca de 6 700 €. A central de ar comprimido era composta por dois compressores, o principal de 45 kW e o secundário de 37 kW, ambos com regulação carga-vazio. Uma das medidas de eficiência energética identificadas na auditoria foi a substituição de um dos compressores existentes por outro de velocidade variável, já equipado também com permutador para recuperação de energia. A empresa, que apresentava uma laboração contínua, optou pela aquisição de um compressor de 55 kW, com sistema de recuperação de calor. Após a entrada em funcionamento deste novo compressor e do sistema de aproveitamento da energia térmica recuperada, constituído por uma bomba de circulação, um outro permutador de placas (opção tomada para não haver hipótese de contacto entre a água do circuito primário e a água quente dos reservatórios) e um reservatório de 800 L, a empresa deixou de consumir gás

propano. As caldeiras existentes ficaram como apoio, aproveitando-se também a capacidade de acumulação das mesmas, embora nunca mais tenham sido utilizadas, uma vez que a energia recuperada disponível ultrapassa até as necessidades de água quente da empresa.

As medidas de eficiência energética mais importantes foram já referidas atrás, com particular destaque para as seguintes:

- Redução de fugas de ar comprimido;
- Melhor conceção e/ou operação do sistema (com recurso, se necessário, a melhores sistemas de controlo);
- Utilização de motores de velocidade adaptável (com recurso a variadores eletrónicos de velocidade);
- Recuperação de calor.

A tabela seguinte, resultante de um estudo patrocinado pela Comissão Europeia sobre o potencial de economia de energia em sistemas de ar comprimido na União Europeia e que pode perfeitamente ser transposta para a realidade do setor industrial em Portugal, ilustra bem o potencial significativo associado aos vários tipos de medidas que se podem implementar nestes sistemas. Esta tabela resume a contribuição potencial em termos de economias de energia das principais medidas técnicas referenciadas (valores típicos), sendo de salientar que os contributos das várias medidas não são cumulativos (isto é, se implementadas determinadas medidas, outras podem não ter possibilidade de aplicação).

As economias de energia são mais facilmente conseguidas a partir de uma correta conceção (na fase de projeto) dos sistemas e, portanto, aquando da instalação de raiz de um sistema novo, mas também são possíveis pela substituição dos principais componentes de um sistema existente. Além disso, ações relacionadas com a operação e manutenção, nomeadamente a manutenção regular de filtros e a deteção de fugas de ar comprimido, podem ser introduzidas em qualquer momento do ciclo de vida de um sistema de ar comprimido.

Tabela 3.6.6 - Contributo para as economias de energia das várias medidas que se podem implementar em sistemas de ar comprimido.

Medidas	% de aplicação ¹	% de ganhos ²	Contribuição potencial ³
Instalação ou renovação do sistema			
Melhoria dos acionamentos (motores de alto rendimento)	25	2	0,5%
Melhoria dos acionamentos (variadores eletrónicos de velocidade)	25	15	3,8%
Melhoria do compressor	30	7	2,1%
Utilização de sistemas de controlo sofisticados e precisos	20	12	2,4%
Recuperação de calor para outras utilizações	20	20	4,0%
Melhoria do sistema de arrefecimento, da secagem e da filtragem	10	5	0,5%
Conceção geral do sistema, incluindo sistemas de multi-pressão	50	9	4,5%
Redução de perdas de carga	50	3	1,5%
Otimização de dispositivos de utilização final, consumidores de ar comprimido	5	40	2,0%
Operação e manutenção do sistema			
Redução de fugas de ar comprimido	80	20	16,0%
Maior frequência na substituição de filtros	40	2	0,8%
TOTAL			32,9%

¹ % de sistemas em que a medida é aplicável e viável economicamente

² % de redução do consumo energético anual

³ Contribuição potencial = Aplicação x Economia

REFERÊNCIAS

[1] BEE-Bureau of Energy Efficiency, "Energy Efficiency in Electrical Utilities, Chapter 3 "Compressed air system"

[2] Contact-Cooled Rotary Screw Air Compressor, R-Series 90-160 kW/125-200 hp, 2010, Ingersoll Rand

[3] ADENE & Pinto D., (2009), "Curso de Gestão de Energia na Indústria, Ar Comprimido", Atlas Copco, edição Março 2009

[4] <http://www.kaeser.pt>, consultado em Junho de 2014

Documentação de apoio

PROCEL, "Manual Prático - Eficiência Energética em Sistemas de ar comprimido"

3.7

Sistemas de Refrigeração

Neste capítulo irão abordar-se os sistemas de produção de frio para utilização na vertente industrial (inerentes ao processo produtivo ou como um setor auxiliar à produção) e para climatização dos espaços.

3.7.1

SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL

A utilização de frio a nível industrial é muito variada, dependendo do tipo de utilização. Os casos mais comuns são no setor agroalimentar, no sector químico, na indústria de eletrónica, na indústria farmacêutica e na indústria de plásticos. O frio pode ser usado no processo produtivo ou como auxiliar no arrefecimento de equipamentos ou produtos, ou também na climatização (para conforto das pessoas ou como controlo de temperatura e humidade para melhoria da qualidade dos produtos).

A energia gasta com este serviço auxiliar poderá significar, assim, uma percentagem muito importante nos consumos globais das indústrias, podendo corresponder, até, ao principal consumidor. Daí que seja importante que seja dimensionado e explorado nas melhores condições possíveis, mantendo níveis de eficiência energética elevados.

3.7.2

CICLO FRIGORÍFICO

A produção de frio é feita através da remoção do calor de um espaço para o outro, havendo necessidade de utilização de energia para esta operação, geralmente a energia consumida pelo compressor.

Qualquer sistema de produção de frio é composto pelos mesmos constituintes, tal como se pode observar na figura seguinte. A complexidade dos sistemas vai aumentando consoante as dimensões e as necessidades das instalações e equipamentos.

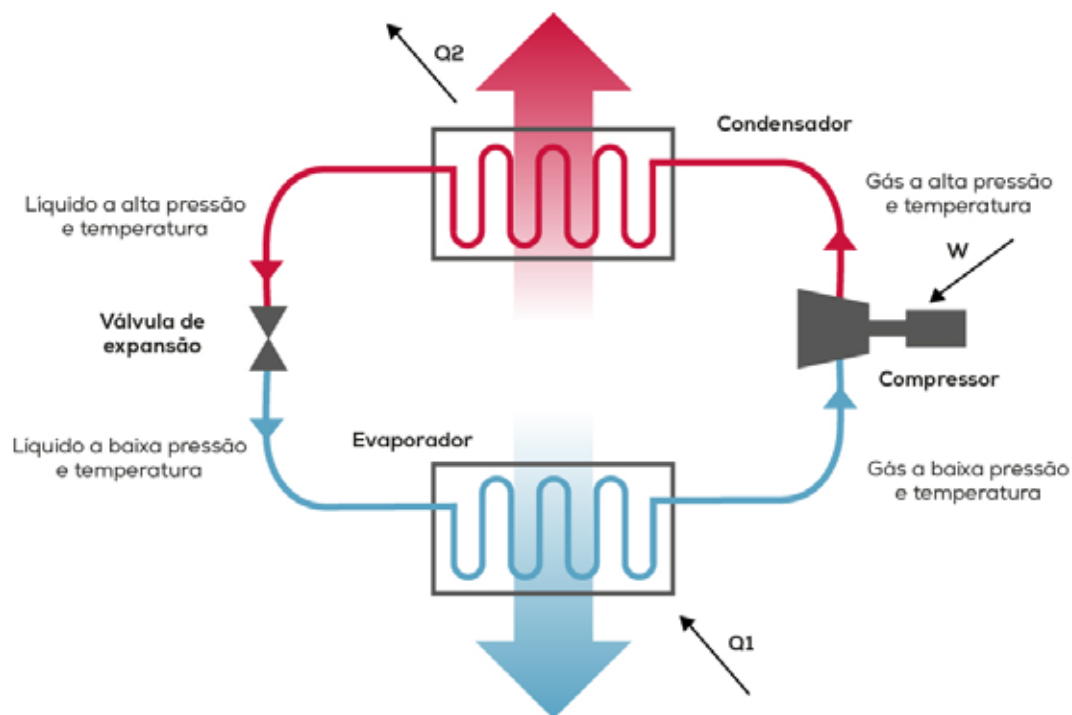


Figura 3.7.1 - Esquema simplificado do ciclo frigorífico (ciclo de compressão de vapor)

O arrefecimento do meio envolvente, que pode ser ar ou água, é realizado no evaporador através da evaporação de um fluido frigorígeno. Atualmente utilizam-se fluidos ecológicos que cumprem os requisitos ambientais de não destruírem a camada de ozono e diminuírem o efeito de estufa.

3.7.3 ELEMENTOS CONSTITUINTES DO CIRCUITO FRIGORÍFICO

O circuito frigorífico é constituído por quatro elementos principais e essenciais: Compressor, condensador (a ar ou a água), evaporador (permutando com ar, água ou outros fluidos) e válvula de expansão.

Compressor

Existem vários tipos de compressores, acionados invariavelmente por um motor, geralmente elétrico. Os compressores podem ser do tipo aberto em que o motor e o compressor são unidades separadas, semi-herméticos, em que o motor e o compressor estão na mesma carcaça, mas em câmaras separadas, ou herméticos, em que aqueles dois equipamentos estão no interior da mesma carcaça selada. Este último tipo é utilizado para potências frigoríficas mais baixas.

Quanto à tecnologia de compressão, os compressores podem ser dos seguintes tipos:

- **Rotativos:** um rotor aciona uma ou mais palhetas que, rodando vão criar vácuo e pressão contra as paredes da carcaça;
- **Alternativos, recíprocos ou de pistão:** a compressão é feita através de pistões dentro de cilindros em movimento alternado;
- **Scroll ou espiral:** o movimento de uma espiral móvel dentro de outra fixa provoca a compressão do fluido;
- **Parafuso:** a compressão é feita através de dois parafusos (macho e fêmea), um fixo e outro móvel;
- **Centrífugo:** o movimento a grande velocidade de um propulsor provoca o aumento de pressão do fluido. Podem existir vários estágios de compressão.

Nas indústrias são mais habituais os compressores do tipo Alternativo, Centrífugo, Parafuso e Espiral, embora isso dependa da gama de potência necessária. Na maior parte das situações são usados vários compressores mais pequenos em vez de uma unidade de maior potência para produzir a potência frigorífica necessária, de modo a assegurar uma melhor eficiência a cargas parciais. Isto acontece tanto em centrais de frio como em *chillers* destinados a climatização ou a refrigeração de água para um processo produtivo, por exemplo. Nas máquinas mais modernas a regulação da carga é feita através da variação da velocidade de rotação do motor elétrico do compressor.

Evaporador

O evaporador é um permutador onde o calor do ambiente (ar, água ou outro fluido) é retirado através da evaporação do fluido refrigerante.

Nos evaporadores em que a troca de calor é feita com o ar, o refrigerante passa através de tubos ou alhetas de cobre ou alumínio, existindo um ou mais ventiladores para forçar a passagem do ar.

Existem ainda outros evaporadores em que a troca de calor é feita com água ou outro fluido, através de permutadores de tubos ou placas.

Condensador

O condensador é também um permutador de calor, neste caso para transmitir calor do fluido refrigerante (na fase gasosa) para o ambiente através da sua condensação. A troca de calor pode acontecer de forma natural com o ar (sistemas de menor capacidade) ou por circulação forçada de ar através de ventiladores. Estes são designados condensadores a ar.

Nos condensadores a água, a troca de calor é feita em permutadores de tubos ou placas, ou ainda através de condensadores evaporativos do tipo torres de

arrefecimento. Este tipo de condensadores é mais eficiente que os anteriores, porque conseguem temperaturas de condensação mais baixas no fluido refrigerante, o que aumenta a eficiência do sistema.

3.7.4 EFICIÊNCIA DOS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

A eficiência de um sistema de refrigeração depende sempre da temperatura de funcionamento e das condições ambientais, embora a escolha dos componentes do sistema deva ter em conta as suas próprias eficiências individuais, bem como as características das cargas e condições de funcionamento.

O principal equipamento consumidor de energia é o motor elétrico, sendo a opção por motores de alto rendimento (IE3/IE4) um passo na direção do aumento da eficiência global do sistema. Mesmo em equipamentos existentes dever-se-á equacionar a sua substituição (no caso de compressores abertos).

A instalação de variadores eletrónicos de velocidade para regulação da potência dos compressores, ao invés do controlo on/off habitual, poderá tornar-se outra opção vantajosa na melhoria do desempenho energético do equipamento. Nos compressores alternativos com múltiplos cilindros, a regulação da potência é feita através da entrada ou saída de serviço dos vários cilindros.

Também os motores dos ventiladores do evaporador e do condensador, bem como as bombas de circulação de água influenciam substancialmente a eficiência global do sistema, principalmente nos grandes sistemas.

A eficiência de um sistema de refrigeração é dada pelo COP (*Coefficient of Performance*), que é dado pelo quociente entre a potência térmica fornecida e a potência elétrica absorvida pelo compressor.

$$\text{COP} = \frac{P_{\text{térmica}} \text{ [kW]}}{P_{\text{elétrica}} \text{ [kW]}}$$

O COP pode ser determinado a partir de medições realizadas nos sistemas existentes utilizando equipamentos de medição adequados, tais como analisadores de energia (monitorizam o consumo elétrico) e caudalímetros ultrassónicos (monitorizam o caudal e a temperatura de ida e retorno). Através da determinação do COP pode avaliar-se o desempenho do sistema em relação aos valores nominais de referência, embora se tenha que ter em conta as condições reais de funcionamento, que podem ser diferentes das nominais.

O valor do COP é influenciado por vários fatores, entre os quais as temperaturas no evaporador e no condensador, sendo que quanto mais elevada for a temperatura no evaporador e mais baixa no condensador, melhor será o COP. O aumento de 1°C na temperatura do fluido frigorífero no evaporador ou uma redução equivalente no condensador contribui para uma melhoria de 2 % a 4 % do COP.

Caso prático

Na figura seguinte representa-se uma central de refrigeração de água de arrefecimento de extrusoras, numa fábrica de produção de filmes plásticos. A central é composta por dois *chillers* idênticos de 930 kW de potência nominal, cada um constituído por dois circuitos de frio independentes e com possibilidade de funcionarem até uma percentagem de carga de 20 %. Os compressores são do tipo rotativo e os condensadores de tubos arrefecidos a água através de uma torre de arrefecimento. A água quente proveniente do processo é arrefecida nos evaporadores do tipo carcaça e tubo, existindo ainda dois tanques de acumulação de água fria.

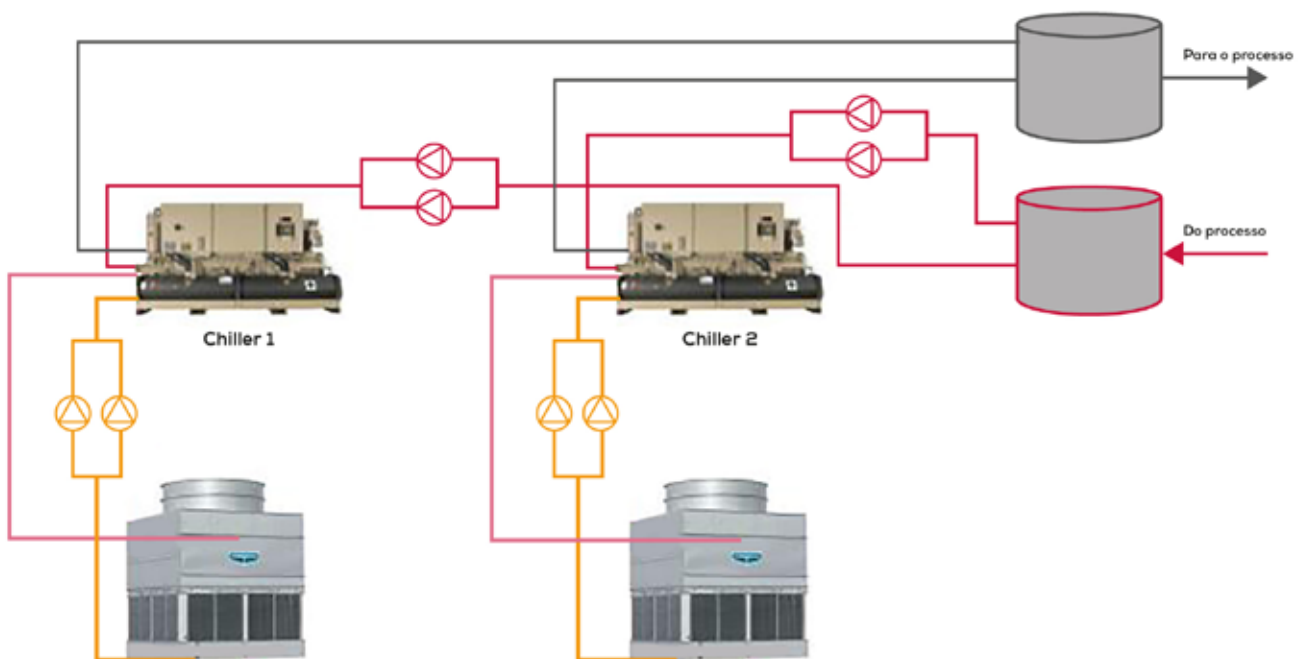


Figura 3.7.2 - Esquema simplificado de um sistema de produção de água fria

Na tabela seguinte apresentam-se os valores obtidos nas medições realizadas neste sistema para avaliar a eficiência dos *chillers*. A potência absorvida contempla apenas o consumo dos compressores, não incluindo as bombas de circulação de água (condensador e evaporador) nem os ventiladores das torres de arrefecimento.

Tabela 3.7.1 Medições realizadas para determinação do COP.

	Potência Elétrica	Temp. água saída evap.	Temp. água entrada evap.	Caudal no evap.	Temp. água saída cond.	Temp. água entrada cond.	Potência Térmica	COP
	[kW]	[°C]	[°C]	[m³/h]	[°C]	[°C]	[kW]	
Chiller 1	135,3	12,6	16,3	186,9	28,8	32,6	803,3	5,9
Chiller 2	83,4	13,7	15,9	211,6	28,4	31,4	540,8	6,5

| 3.7.4.1 Medidas de eficiência energética nos sistemas de refrigeração

Dado ser um sistema complexo, as oportunidades de melhoria da eficiência energética neste sector são muitas, podendo dividir-se na vertente de produção, distribuição e utilização de frio. Nas tabelas seguintes apresentam-se as principais medidas a considerar, embora se deva ter conta que nem todas são aplicáveis a todos os sistemas de frio.

Tabela 3.7.2 Medidas de eficiência energética aplicáveis a produção de frio.

	Medidas - Produção de frio	Descrição
Produção de frio	Aumentar a circulação de ar no evaporador e no condensador	Melhora a transferência de calor, possibilitando o aumento da temperatura de evaporação e a diminuição da temperatura de condensação
	Manter as superfícies de transferência de calor limpas	Melhora a transferência de calor nos evaporadores e condensadores
	Retirar ou ajustar para valores mínimos os reguladores de pressão	Permite que o sistema opere com as maiores pressões de evaporação possíveis
	Instalar separadores de óleo e dimensionar corretamente as linhas de sucção	Melhora a transferência de calor, possibilitando o aumento da temperatura de evaporação e a redução da temperatura de condensação
	Não instalar condensadores em locais sob a radiação solar direta ou próximos de fontes de calor	Diminui a temperatura de condensação
	Tratar quimicamente a água de condensação	Melhora a transferência de calor, evitando a formação de incrustações nas superfícies de troca térmica
	Remover periodicamente o ar e gases não condensáveis do interior do sistema	Reduz a pressão de condensação, aumentando a capacidade do compressor
	Optar por válvulas de expansão eletrônicas em vez de termostáticas	Permite uma redução da pressão de condensação e o super-aquecimento do refrigerante, melhorando a permuta de calor
	Utilização de condensadores arrefecidos a água ou evaporativos, em vez de arrefecidos a ar	Reduz a pressão e temperatura de condensação e, conseqüentemente, o consumo de energia global
	Evitar que a instalação funcione em cargas parciais	A eficiência dos compressores é maior quando funcionam próximos da carga máxima, pelo que devem ser selecionados com critério
	Utilizar compressores de parafuso com velocidade variável	São equipamentos mais eficientes quando em funcionamento em regimes de cargas parciais
	"Utilizar variação eletrônica de velocidade nos ventiladores dos condensadores e da torre de arrefecimento e/ou controlados por termóstato"	Adaptam a velocidade de rotação dos ventiladores consoante a pressão/temperatura de condensação, ou reduzem o período de funcionamento, diminuindo o consumo energético
	Montar um sistema de encravamento entre os ventiladores da torre, compressor e bomba de circulação	Reduz o consumo de energia ao evitar que o sistema de condensação funcione sem que o sistema necessite de frio
	Utilizar compressores com potências adequadas à reais necessidades, ou unidades com vários andares	Ao evitar compressores sobredimensionados garante-se o funcionamento em regimes de carga mais eficientes
Instalação de sistemas de recuperação de calor nos condensadores	O calor libertado nos condensadores poderá ser usado para aquecimento ambiente ou no processo produtivo, reduzindo o consumo de outras fontes de energia	
Utilização de bancos de gelo	Ao assegurar uma reserva de frio, permite minimizar a utilização dos compressores nas horas em que a eletricidade é mais cara, reduzindo os custos	

Tabela 3.7.3 Medidas de eficiência energética aplicáveis à distribuição de frio.

	Medidas - Distribuição de frio	Descrição
Distribuição	Isolar termicamente as tubagens e reservatórios	Reduz o ganho de calor nas linhas por onde circula o fluido refrigerante (ou outro fluido) a baixa temperatura.
	Controlar os níveis de fluido refrigerante no sistema, eliminando as fugas existentes	A redução da quantidade de fluido refrigerante provoca o aumento do consumo do compressor ao funcionar com níveis incorrectos de pressão de evaporação.
	Dimensionar corretamente as linhas de sucção	Evita perdas de carga excessivas e reduz a pressão de evaporação
	Dimensionar corretamente as linhas de descarga	Evita perdas de carga excessivas e reduz a relação de pressão sob a qual o compressor deve funcionar
	Trocar periodicamente os filtros secadores	Diminui a perda de pressão global no sistema
	Tratar quimicamente a água de condensação	Melhora a transferência de calor, evitando a formação de incrustações nas superfícies de troca térmica

Tabela 3.7.4 Medidas de eficiência energética aplicáveis à utilização de frio.

	Medidas - Utilização de frio	Descrição
Utilização	Garantir o isolamento eficaz das câmaras e outros equipamentos refrigerados	Reduz o ganho de calor por transmissão através das estruturas da câmara e/ou dos equipamentos
	Eliminar as fugas de ar nas câmaras frigoríficas	Reduz o ganho de calor por infiltração de ar e os ciclos de degelo
	Instalar cortinas plásticas (PVC) ou cortinas de ar nas portas das câmaras frigoríficas	
	Desligar os ventiladores dos evaporadores quando não estiverem sendo utilizados	Reduz o ganho de calor devido ao motor do ventilador e a energia consumida pelo próprio ventilador
	Utilizar ventiladores eficientes em conjunto com motores de alto rendimento para os evaporadores	A utilização de motores bem dimensionados e mais eficientes diminui o consumo energético e liberta menos calor no interior dos espaços refrigerados
	Controlar a velocidade de rotação dos motores dos ventiladores	Reduz o ganho de calor devido ao motor do ventilador e a energia consumida pelo próprio ventilador
	Utilizar iluminação eficiente, controlada automaticamente com a abertura das portas das câmaras	Reduz o ganho de calor devido ao sistema de iluminação e o seu próprio consumo de energia
	Instalar e/ou manter bem regulados os termóstatos das câmaras frigoríficas	Reduz a carga térmica da instalação, ao manter a temperatura adequada em cada câmara ou equipamento
	Desligar os equipamentos existentes no interior das câmaras quando não estiverem sendo utilizados	Reduz o ganho de calor devido aos equipamentos existentes no interior das câmaras e o seu próprio consumo de energia
	Otimizar os ciclos de descongelação e/ou instalar um controlo automático	Evita a redução da temperatura de evaporação por troca deficiente de calor e os ciclos de degelo prolongados
	Avaliar a utilização do gás quente da descarga do compressor para efetuar a descongelação dos evaporadores em vez de resistências elétricas	Reduz o consumo de energia elétrica
	Ajustar a temperatura de refrigeração para o mínimo possível, evitando temperaturas mais baixas que o necessário	Reduz o consumo energético do compressor
	Usar a técnica de "free-cooling"	Quando a temperatura ambiente exterior é mais baixa que a interior é possível retirar carga térmica aos edifícios apenas recorrendo aos sistemas de ventilação, dispensando a utilização do compressor, reduzindo o consumo energético

Caso Prático 1

Uma instalação fabril de produção de embalagens de plástico possuía um *chiller* para arrefecimento das várias máquinas de injeção de plástico existentes. O *chiller* era composto por 3 compressores alternativos de funcionamento alternado e um condensador a ar composto por 4 ventiladores para cada circuito. A produção de água gelada era feita para um circuito primário, existindo 2 bombas de circulação com 1,1 kW, de funcionamento alternado, dotadas de variação eletrónica de velocidade. Foi feita uma avaliação da eficiência energética deste sistema, apresentando-se nas tabelas seguintes as características do mesmo e os resultados obtidos.

Tabela 3.7.5 Características do *chiller* existente.

	Unidades	<i>Chiller</i> existente
Potência Nominal ¹	[kW]	123,3
Potência Elétrica ¹	[kW]	60,3
Fluido Frigorígeno	-	R404A
Tipo de Condensador	-	Ar
Set-Point Temperatura	[°C]	8

¹ Para uma temperatura de evaporação de -10°C e +30°C de condensação.

Tabela 3.7.6 Resultados da monitorização do *chiller* existente.

	Unidades	<i>Chiller</i> existente
Potência elétrica média	[kW]	30,0
Potência térmica média	[kW]	54,1
Temperatura de ida	[°C]	11,4
Temperatura de retorno	[°C]	13,8
ΔT	[°C]	2,4
Caudal	[m ³ /h]	16,4
Temperatura Ambiente	[°C]	19,3
COP médio	-	1,88

Dada a baixa eficiência energética do *chiller* existente, foi efetuado um estudo para substituição deste equipamento por outro mais recente e de COP mais elevado, que assegurasse as necessidades térmicas atuais e futuras da instalação. Foi selecionado um *chiller* do tipo condensador arrefecido a ar, equipado com 4 compressores tipo

espiral e 2 circuitos de refrigeração, o que permite um funcionamento em regimes de cargas parciais. As bombas do circuito primário foram substituídas por outras de 1,5 kW, mantendo-se o mesmo depósito. O circuito secundário, de circulação de água às máquinas do processo produtivo, manteve-se sem alterações. Na Tabela 3.7.7 apresentam-se as características do *chiller* selecionado. De modo a comprovar as economias expectáveis com esta substituição, realizaram-se novas medições das potências térmica e elétrica, apresentando-se na Tabela 3.7.8 os resultados obtidos.

Tabela 3.7.7 Características do *chiller* novo.

	Unidades	<i>Chiller</i> novo
Potência Nominal ¹	[kW]	163,85
Potência Elétrica ¹	[kW]	52,47
Fluido Frigorífero	-	R410A
Tipo de Condensador	-	Ar
Set-Point Temperatura	[°C]	8 - 10

¹ Para temperaturas de ida de 7°C e de 12°C de retorno.

Tabela 3.7.8 Resultados da monitorização do *chiller* novo.

	Unidades	<i>Chiller</i> novo
Potência elétrica média	[kW]	18,0
Potência térmica média	[kW]	89,8
Temperatura de ida ¹	[°C]	8,8
Temperatura de retorno	[°C]	11,1
ΔT	[°C]	2,3
Caudal	[m ³ /h]	33,2
Temperatura Ambiente	[°C]	20,1
COP médio	-	4,39

¹ O set-point da água gelada foi alterado de 8°C para 10°C, a meio da medição.

Analisando os dados registados nas duas medições verifica-se que a melhoria significativa do rendimento. A melhoria do comportamento do novo *chiller* permitiu até aumentar o *set-point* da água de refrigeração.

Na tabela seguinte faz-se a análise da economia energética anual estimada resultante da substituição do *chiller*, considerando um funcionamento de 6 720 horas/ano e um custo de energia elétrica de 0,11 €/kWh. Assume-se também que as necessidades térmicas do processo sejam idênticas para ambas as situações.

$$E_i = P_i \times \text{horas funcionamento} = 30 \times 6720 = 201\,600 \text{ kWh}$$

então

$$201\,600 \text{ kWh} \times 0,11\text{€/kWh} = 22\,176 \text{ €}$$

$$Q_i = E_i \times \text{COP}_i = 379\,008 \text{ kWh} = Q_f$$

$$E_f = 18 \times 6720 = 86\,334 \text{ kWh}$$

então

$$86\,334 \text{ kWh} \times 0,11\text{€/kWh} = 9\,497 \text{ €}$$

$$\text{Economia anual} = 22\,176 - 9\,497 = 12\,679 \text{ €}$$

$$\text{Período de Retorno} = \frac{54\,000}{12\,679} = 4,3 \text{ anos}$$

Tabela 3.7.9 Análise das economias anuais com a substituição do *chiller*.

	Unidades	<i>Chiller</i> existente	<i>Chiller</i> novo
Potência Elétrica	[kW]	30,0	18,0
Potência Térmica	[kW]	54,1	89,9
Consumo Elétrico Estimado	[kWh/ano]	201 600	86 334
Produção Térmica Estimada	[kWh/ano]	379 008	379 008
Custo Estimado	[€/ano]	22 176	9 497
Economia Estimada	[€/ano]	12 679	
Investimento	[€]	54 000	
Período de Retorno Simples	[anos]	4,3	

Caso Prático 2

Uma indústria do ramo alimentar possui uma central de frio para refrigerar 3 câmaras frigoríficas a uma temperatura de -2°C . A central é constituída por dois compressores alternativos de 41,2 kW de capacidade, com condensadores tubulares. O arrefecimento do fluido é feito através de água numa torre de arrefecimento aberta. A quantidade de calor rejeitado nos condensadores das centrais de frio é equivalente ao efeito de refrigeração adicionado da maior parte da energia absorvida pelos compressores, podendo este calor ser aproveitado. Através de medições realizadas obteve-se uma potência média de 31 kW dissipados na torre de arrefecimento, sendo

que a central funciona 24 h/dia, 365 dias/ano, admitindo-se uma taxa de utilização de 85 %.

Os balneários da empresa estão localizados num espaço anexo à central de frio e a água quente é produzida através de uma caldeira a gás natural, estimando-se um consumo diário de cerca de 4 m³/dia de água quente. Os consumos e custos anuais em água quente sanitária (AQS) estão indicados na Tabela 3.7.10, considerando o aquecimento daquele volume de água de 15°C até 40°C.

A energia necessária para produção de AQS foi determinada usando a seguinte fórmula:

$$Q = V \times m_{\text{água}} \times C_{p_{\text{água}}} \times \Delta T$$

Em que:

V – volume de água aquecido num dia (m³);

m_{água} – massa específica da água (1 000 kg/m³, a 0°C);

C_{p_{água}} – calor específico da água (4,182 kJ/kg K);

ΔT – diferença entre a temperatura da água.

$$Q = 4 \times 1\,000 \times 4,182 \times (40 - 15) = 418\,200 \text{ kJ}$$

Considerando que a caldeira existente possui um rendimento de 90 %, o consumo diário de gás natural para fornecer aquela energia é de 10,3 kg, usando um fator de conversão de 45,1 MJ/kg.

$$Q_{\text{GN}} = \frac{418\,200}{0,90} = 464\,667 \text{ kJ/dia}$$

então

$$\frac{464\,667}{\frac{1\,000}{45,1}} = 10,3 \text{ kJ/dia}$$

Como a utilização dos balneários é feita 5 dias/semanas e 50 semanas/ano, o consumo anual de gás natural será de 2,576 t, o que corresponderá a um custo total de 1674 €, considerando um custo unitário de 650 €/t.

Tabela 3.7.10 Consumos e custos com AQS.

Necessidades de AQS		Consumo de gás natural ¹			
[l/dia]	[kJ/dia]	[kJ/dia]	[kg/dia]	[t/ano]	[€/ano]
4 000	418 200	464 667	10,3	2,576	1 674

¹ Considerando um rendimento da caldeira de 0,90 e um custo de 650 €/t

Estudou-se a instalação de um sistema de recuperação do calor dissipado na torre de arrefecimento, de forma a minimizar o funcionamento da caldeira da central térmica dos balneários na produção de água quente para os banhos. O sistema a instalar contempla um permutador para recuperação do calor do gás, um variador nas bombas da torre de arrefecimento, assim como um depósito de acumulação com capacidade de 2000 L, sendo o investimento de 7 940 €.

Como a torre de arrefecimento dissipa 31 kW, a energia disponível diariamente para recuperação é de 632,4 kWh (usando o fator de utilização de 85 %) ou 2 276,4 MJ, o que é um valor bastante superior à energia utilizada no aquecimento de água, no entanto apenas será recuperada aquela que poderá ser usada, isto é, 464,7 MJ/dia.

$$Q_{\text{torre}} = 31 \times 24 \times 0,85 = 632,4 \text{ kWh} \rightarrow 632,4 \times \frac{3\,600}{1\,000} = 2\,276,6 \text{ MJ/dia}$$

Tendo em conta os gastos anuais com gás natural, o investimento necessário para implementar esta medida será recuperado em menos de 5 anos.

$$\text{PRI} = \frac{\text{Investimento}}{\text{Economia}} = \frac{7\,940}{1\,674} = 4,7 \text{ anos}$$

Caso Prático 3

O set-point de temperatura para 3 câmaras frigoríficas referidas no caso anterior é de -2°C , no entanto é admissível que a temperatura máxima possa atingir 1°C . Se se programar a central de frio para 0°C , haverá uma economia energética associada, devido ao menor esforço dos compressores. A energia economizada, em kcal/h, pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$Q = V \times \rho_{\text{ar}} \times C_{p_{\text{ar}}} \times \Delta T \quad (2)$$

Em que:

V – caudal dos ventiladores dos evaporadores;

ρ_{ar} – densidade do ar ($1,29 \text{ kg/m}^3$, a 0°C);

$C_{p_{\text{ar}}}$ – calor específico do ar ($0,24 \text{ kcal/kg }^{\circ}\text{C}$);

ΔT – diferença entre a temperatura recomendada e a temperatura medida na câmara.

As 3 câmaras possuem um total de 15 ventiladores de $500 \text{ m}^3/\text{h}$ cada e a capacidade térmica nominal dos dois compressores (Q_0) é de $70\,851 \text{ kcal/h}$.

$$Q_0 = 41,2 \times 2 \times 3\,600 = 296\,640 \text{ kJ/h} \rightarrow \frac{296\,640}{4,187} = 70\,848 \text{ kcal/h}$$

Em que:

$$1 \text{ cal} = 4,187 \text{ J}$$

Usando a expressão (2), a quantidade de calor retirado em excesso corresponderá a 4 644 kcal/h.

$$Q = 15 \times 500 \times 1,29 \times 0,24 \times (0 - (-2)) = 4\,644 \text{ kcal/h}$$

A potência unitária absorvida pelos compressores nas condições nominais é de 14,6 kW, consumindo diariamente 701 kWh.

$$\text{Consumo diário } (C_d) = 2 \times 14,6 \times 24 = 701 \text{ kWh}$$

O potencial de economia energética é dado pela expressão seguinte, que relaciona a energia desperdiçada com a capacidade nominal dos compressores em função do consumo elétrico diário.

$$\text{Economia diária } (E_d) = \frac{Q}{Q_0} \text{ [kWh/dia]}$$

Se considerarmos que o fator de utilização dos compressores é de 85 %, isto é, estão desligados 15 % do tempo, a economia diária será:

$$\text{Economia diária } (E_d) = \frac{Q}{Q_0} \times C_d \times 0,85 = \frac{4\,644}{70\,848} \times 701 \times 0,85 = 39 \text{ kWh/dia}$$

Anualmente, a economia associada a esta alteração totalizará 14 235 kWh e 1 210 € (para um custo de 0,085 €/kWh da energia elétrica e um funcionamento de 365 dias/ano).

3.7.5 TORRES DE ARREFECIMENTO

Muitas instalações industriais não carecem da produção de frio, mas existe a necessidade de libertar calor gerado nos processos. Um dos métodos mais utilizados é o recurso a torres de arrefecimento, cuja função é arrefecer água através da sua evaporação. Forçando o contacto da água quente com o ar frio e seco potencia-se

este processo de transferência de calor. Uma vez que parte da água se perde neste processo, há necessidade de um abastecimento permanente de água nova (ou de compensação) à torre. Na figura seguinte apresenta-se um esquema simplificado de uma torre de arrefecimento.

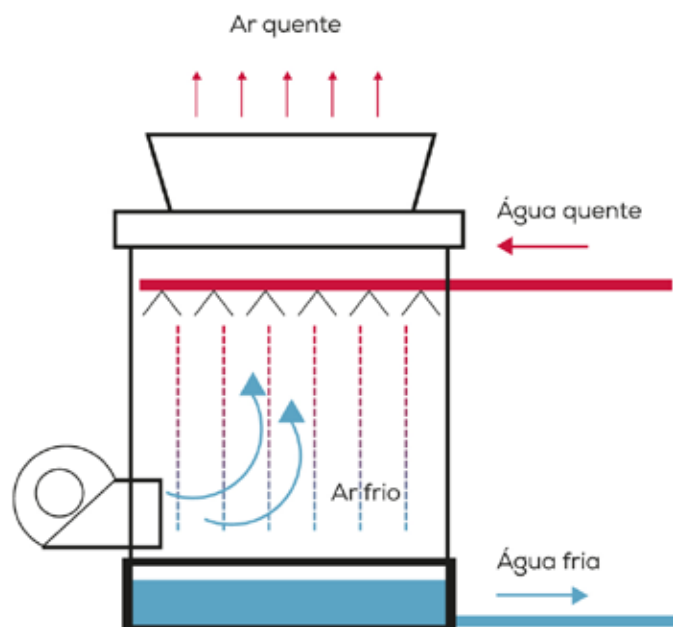


Figura 3.7.3 - Esquema simplificado de uma Torre de Arrefecimento de contacto direto, com tiragem forçada

As Torres de Arrefecimento podem ter várias classificações, embora nas instalações industriais sejam mais comuns as Evaporativas (tiragem natural, forçada ou induzida) e as Secas, do tipo sistemas de arrefecimento de líquido. As temperaturas do fluido a arrefecer situam-se normalmente na gama dos 32°C a 46°C.

| 3.7.5.1 Torres de Arrefecimento Evaporativas

As Torres de Arrefecimento Evaporativas serão, provavelmente, as mais comuns, embora obriguem à disponibilidade de água no local. Este tipo de torre pode ainda ser dividido em dois tipos: Contacto direto e contacto indireto. A Figura 3.7.3 representa uma torre do tipo de contacto direto, enquanto uma torre do tipo de contacto indireto é representada na figura seguinte.

A diferença entre estes dois tipos reside no facto de que no primeiro existe contacto direto ar-água, enquanto que no segundo o fluido a arrefecer circula dentro de uma serpentina, havendo outro circuito fechado de água de atomização que irá cair sobre a serpentina a arrefecer.

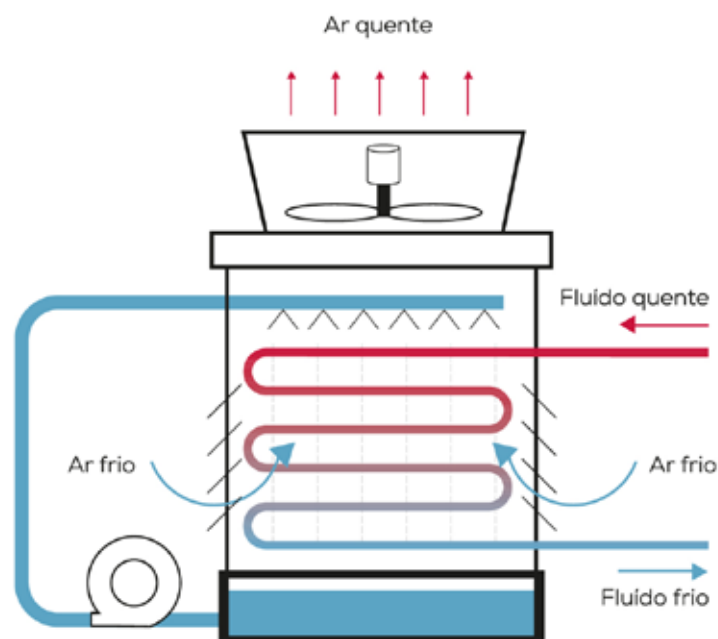


Figura 3.7.4 - Esquema simplificado de uma Torre de Arrefecimento de contacto indirecto, com tiragem induzida

As Torres de Arrefecimento de contacto indirecto têm a desvantagem de necessitarem de uma área de transferência de calor maior em relação às de circuito aberto, para além de implicarem a existência de uma bomba de circulação da água de atomização (consumo elétrico extra).

Por outro lado, garante-se que não há contacto entre o ar e a água a arrefecer, podem arrefecer-se outros tipos de fluido, e permitem o funcionamento sem recurso à água de atomização nos períodos mais frios. O consumo de água também é inferior por haver menos perdas para a atmosfera.

Dependendo ainda da posição do ventilador e conseqüente orientação do ar, as torres podem ser classificadas como de tiragem forçada (Figura 3.7.3), em que o ventilador (geralmente centrífugo) é posicionado lateralmente, forçando o ar a entrar, e as de tiragem induzida, em que o ventilador axial é colocado na parte superior da torre (Figura 3.7.4).

| 3.7.5.2 Torres de Arrefecimento Secas

Este tipo de torres de arrefecimento é mais adequado a locais com escassez de água, uma vez que usam apenas o ar para arrefecer água ou outro fluido.

De entre as Torres de Arrefecimento Secas, os Condensadores de Vapor são utilizados principalmente em centrais de produção de energia, onde são utilizadas

para condensar o vapor gerado e utilizado nas turbinas.

Os sistemas de arrefecimento de líquido são utilizados em sistemas relativamente pequenos em que o fluido a arrefecer circula em alhetas por onde o ar é forçado a atravessar, existindo um ou vários ventiladores. Na figura seguinte pode ver-se um esquema deste tipo de equipamento.

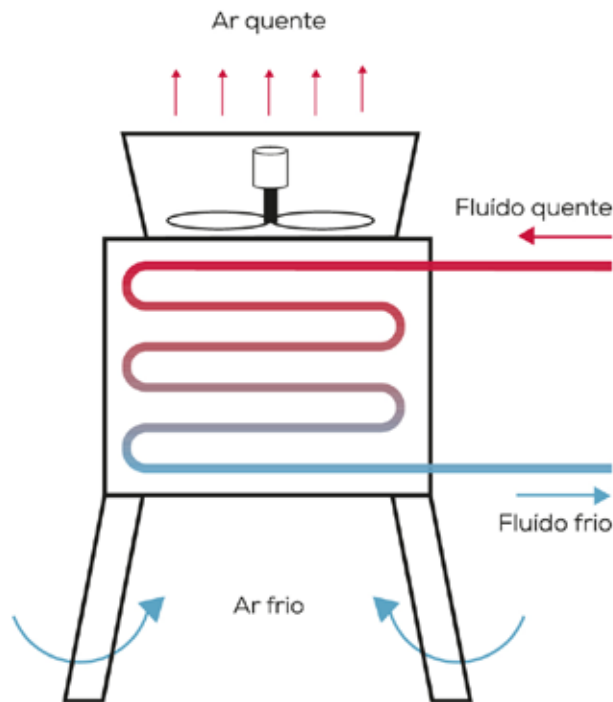


Figura 3.7.5 - Esquema simplificado de uma torre de arrefecimento do tipo seco

3.7.6

MEDIDAS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NAS TORRES DE ARREFECIMENTO

Existem algumas medidas de eficiência energética que devem ser tidas em conta aquando da instalação e/ou exploração das torres de arrefecimento, destacando-se as seguintes:

- Instalar as torres em locais arejados e afastadas de obstáculos, de modo a não criar impedimentos nos fluxos de ar de entrada ou saída;
- Verificar o correto posicionamento (ângulo) das pás dos ventiladores axiais e a tensão das correias de transmissão nos ventiladores centrífugos;
- Substituir as pás metálicas dos ventiladores existentes por outras mais leves e aerodinâmicas, construídas em plástico reforçado;
- Substituir os jatos de água de atomização por outros mais eficientes, no caso das torres de contracorrente;
- Otimizar o fluxo de ar consoante as necessidades reais de temperatura do

processo, instalando um variador eletrónico de velocidade no motor do ventilador e um controlador de temperatura;

- Instalar motores de alto rendimento no acionamento dos ventiladores, e/ou correias de transmissão eficientes entre o motor e o ventilador;
- Eliminar e prevenir o aparecimento de algas e incrustações nas paredes da base da torre e na superfície do enchimento (por onde a água flui por gravidade).

Caso Prático

Uma indústria de fabricação de sacos de plástico possui várias extrusoras, sendo necessário arrefecer um caudal de 99 m³/h de água de 32°C para 22°C. Foram instaladas duas torres de arrefecimento abertas, com ventiladores axiais de 7,5 kW e uma bomba de circulação de água com 9,2 kW. Atualmente funciona apenas uma torre de arrefecimento arrefecendo um caudal de 99 m³/h de 31°C para 25°C, para uma temperatura húmida do ar de 21°C. A potência térmica dissipada é Q₁=593 290 kcal/h, calculada de acordo com a seguinte expressão:

$$Q = V \times m_{\text{água}} \times C_{p_{\text{água}}} \times \Delta T$$

Em que:

V – caudal de água da bomba;

m_{água} – massa específica da água (1000 kg/m³, a 0°C);

C_{p_{água}} – calor específico da água (4,182 kJ/kg K);

ΔT – diferença entre a temperatura de saída e entrada da água na torre.

$$Q_1 = 99 \times 1\,000 \times 4,182 \times (31 - 25) = 2\,484\,108 \text{ kJ} \rightarrow \frac{2\,484\,108}{4,187} = 593\,290 \text{ kcal/h}$$

Nos meses mais frios, a temperatura ambiente é inferior e com a descida da temperatura húmida do ar a capacidade da torre aumenta. Para uma temperatura húmida do ar de 18°C e mantendo as mesmas condições de funcionamento do sistema, isto é, as mesmas temperaturas de entrada e saída de água, a capacidade da torre aumenta para Q₂= 785 301 kcal/h (ao permitir um caudal de 131 m³/h; dados do fabricante). A diferença de 191 771 kcal/h (223 kW) corresponderá ao potencial de energia que poderá ser economizada. Esta economia poderá ser alcançada através da instalação de variadores de velocidade na bomba de água, reduzindo o caudal e/ou no ventilador da torre, que irá permitir aumentar a temperatura da água de saída para o valor máximo recomendado (se o caudal de água se mantiver nos 99 m³/h em vez dos 131 m³/h, a temperatura da água de saída passará para os 23°C, mantendo uma potência térmica semelhante (Q₃). O controlo dos variadores será realizado através de uma sonda de temperatura na água fria.

$$Q_2 = 131 \times 1000 \times 4,182 \times (31 - 25) = 3\,288\,056 \text{ kJ} \rightarrow \frac{3\,288\,056}{4,187} = 785\,301 \text{ kcal/h}$$

$$Q_3 = 99 \times 1000 \times 4,182 \times (31 - 23) = 3\,312\,144 \text{ kJ} \rightarrow \frac{3\,312\,144}{4,187} = 791\,054 \text{ kcal/h}$$

$$Q_3 - Q_1 = 791\,054 - 593\,290 = 197\,764 \text{ kcal/h} \rightarrow 230 \text{ kW}$$

REFERÊNCIAS

[1] BEE (Bureau of Energy Efficiency) – Energy Efficiency in Electrical Utilities, 4. HVAC and Refrigeration System

[2] BEE (Bureau of Energy Efficiency) – Energy Efficiency in Electrical Utilities, 7. Cooling Towers

[3] BEE (Bureau of Energy Efficiency) – Best Practice Manual HVAC and Chillers

[4] PROCEL (Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética) – Manual Prático – Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração

[5] PROCEL (Centro Brasileiro de Informação de Eficiência Energética) – Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial

[6] Francisco Miguel Nunes Matos Sampaio (2010) – Projeto de uma Torre de Arrefecimento de 3 MW de Potência Térmica, Relatório do Projeto Final do MIEM (FEUP)

[7] Jorge Manuel Resende Vieira Facão (1999) – Comportamento Térmico de Torres de Arrefecimento Indiretas para Aplicação a Sistemas de Arrefecimento Ambiente (FEUP)

3.8

Sistemas de Bombagem e Ventilação

De toda a energia elétrica consumida na indústria em Portugal, mais de 70 % é devida a motores elétricos e, dentro destes, cerca de 22 % correspondem a sistemas de bombagem e 19 % a ventilação, onde se incluem sistemas de aspiração (ADENE). Estas percentagens evidenciam a importância que estes sistemas possuem, e a atenção que merecem ter no que respeita à avaliação das suas eficiências e oportunidades de redução de consumo energético que representam.

3.8.1 BOMBAS

As bombas podem ser, genericamente, classificadas como dinâmicas ou volumétricas, estas últimas também designadas de deslocamento positivo. Dentro das dinâmicas as mais comuns são as centrífugas, sendo que as volumétricas podem ser alternativas ou rotativas. Dada a sua disseminação na indústria, as centrífugas são as responsáveis pelo maior consumo de eletricidade nos sistemas de bombagem de água ou outros líquidos.

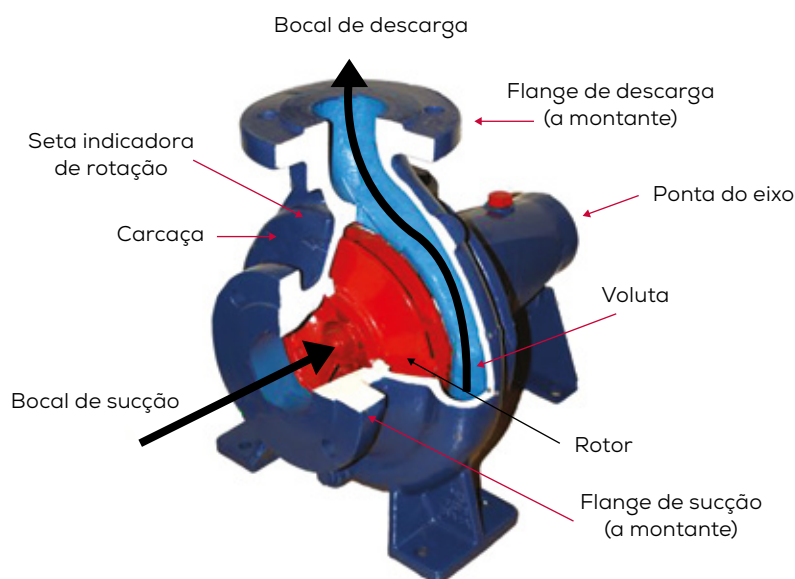


Figura 3.8.1 - Corte de uma bomba centrífuga (Adaptado de [1])

3.8.1.1 Seleção das bombas

A seleção de uma bomba para um determinado objetivo é suportada recorrendo a curvas fornecidas pelos fabricantes ou a *softwares* de cálculo. As curvas típicas para o dimensionamento de uma bomba são:

- Curva de Pressão (ou altura manométrica) *versus* Caudal
- Curva de Potência Absorvida *versus* Caudal
- Curva de Rendimento *versus* Caudal

Uma curva igualmente importante é a que indica a altura mínima de sucção da bomba (NPSH, na sigla inglesa) de modo a impedir a cavitação.

Nas figuras seguintes apresentam-se alguns exemplos destas curvas, neste caso para a bomba Etanorm-R 200-260 da KSB, para uma velocidade de rotação de 1450 rpm.

No exemplo da Figura 3.8.2 são apresentadas várias curvas, variando de acordo com o diâmetro do impulsor, e também o rendimento nos pontos ao longo das curvas. O ponto de funcionamento desta bomba dependeria da curva do sistema (representada a azul na Figura 3.8.2, por exemplo), obtida com base nas características e necessidades de uma dada instalação.

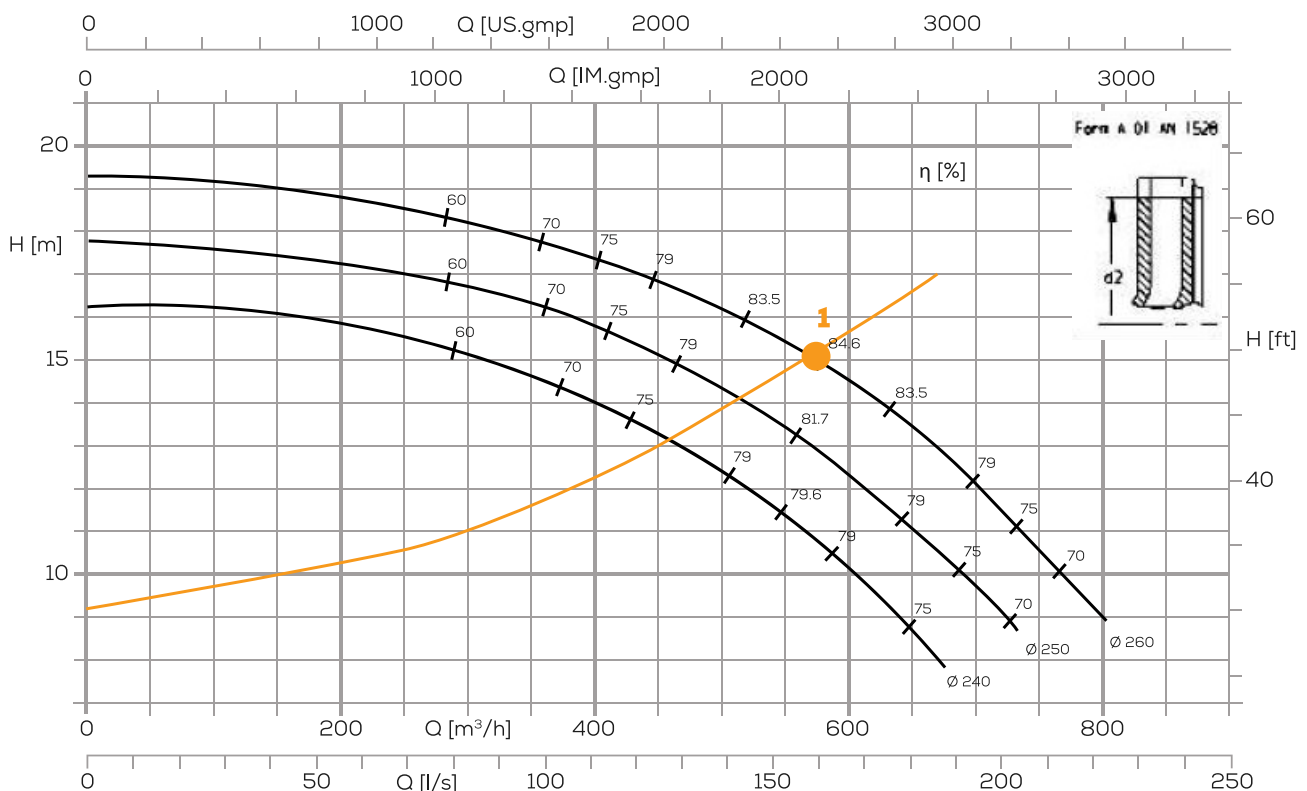


Figura 3.8.2 - Curva característica Altura manométrica vs. Caudal de uma bomba (Adaptado de [2])

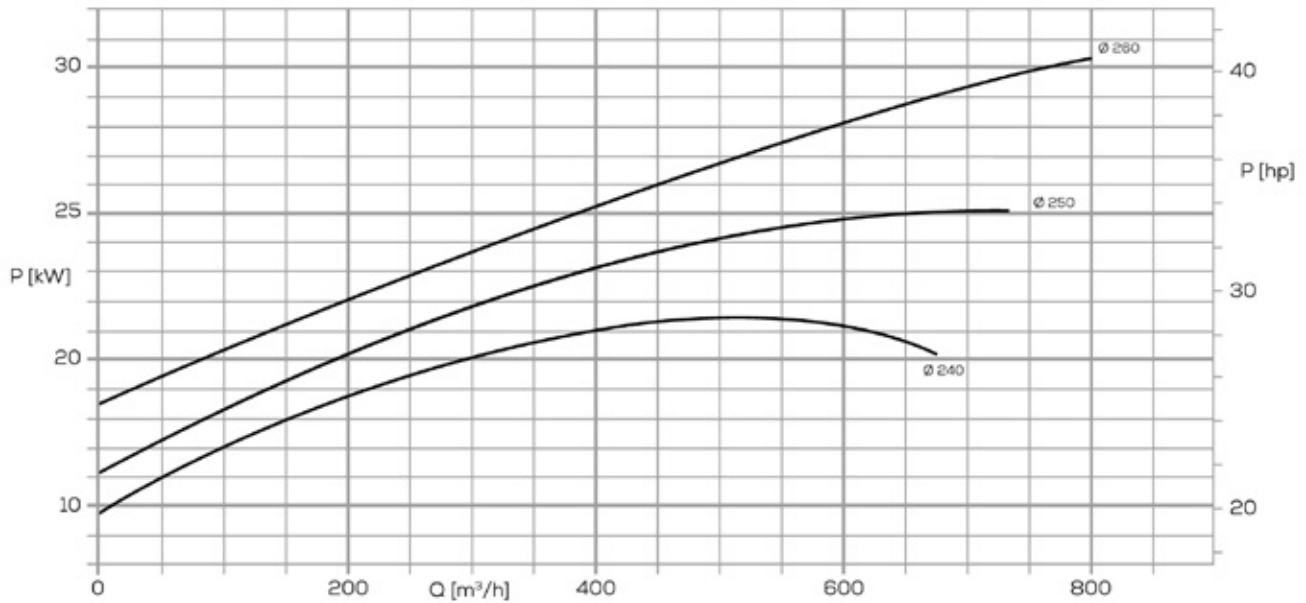


Figura 3.8.3 - Curva característica Potência Absorvida vs. Caudal de uma bomba (Adaptado de [2])

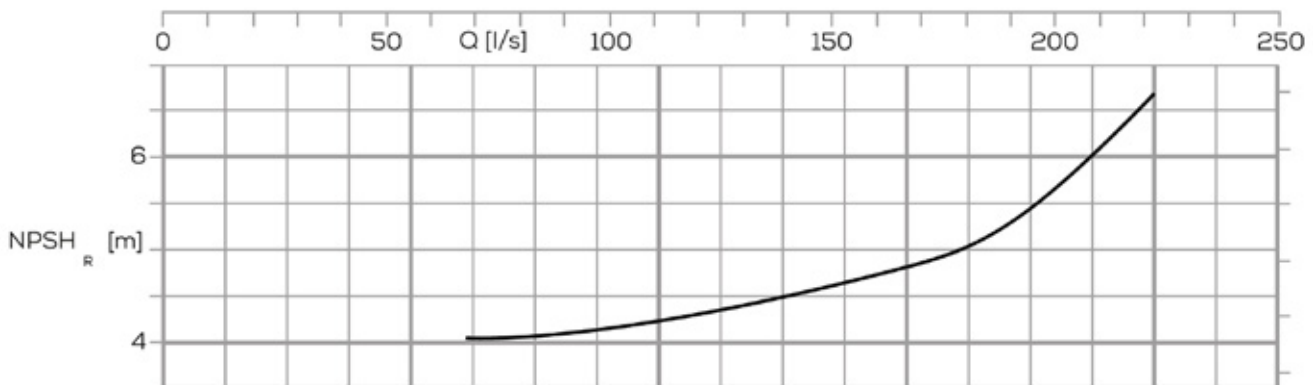


Figura 3.8.4 - Curva da carga mínima de sucção de uma bomba (Adaptado de [2])

A potência absorvida pela bomba (potência mecânica no veio e não a potência elétrica absorvida pelo motor) indicada nas curvas da Figura 3.8.3 pode ser calculada através da seguinte fórmula:

$$P_{\text{mec}} \text{ (W)} = \frac{Q \times H \times \rho g}{\eta_{\text{bomba}}} \quad (1)$$

Em que:

Q - caudal volumétrico de fluido (m³/s)

H - Perda de carga ou carga (altura manométrica) total a desenvolver (m)

ρg - peso específico do fluido (em N/m³) ou produto da massa específica do fluido (kg/m³) pela aceleração da gravidade (9,81 m/s²) (Nota: No caso da água, $\rho g = 9810 \text{ N/m}^3$). Também é usual adotar a letra grega gama, γ , para este produto ρg .

Para determinarmos a potência absorvida pelo motor elétrico divide-se a potência mecânica calculada pelo rendimento do motor.

A Figura 3.8.4 representa o NPSH requerido pela bomba em função do caudal, e indica a carga mínima (em metros) que deve existir no bucal da bomba de modo a impedir a cavitação da bomba.

| 3.8.1.2 Eficiência das bombas

A avaliação da eficiência das bombas é importante no sentido de se garantir a eficácia do sistema de bombagem assim como o menor consumo de energia possível. Daí a necessidade de manter as bombas a funcionar nos pontos de funcionamento ótimos, até porque muitas vezes as condições atuais não são as de projeto.

Através das expressões seguintes pode ver-se a relação do caudal, altura manométrica e potência com a variação da rotação e diâmetro do rotor, que são duas opções para alterar os pontos de funcionamento.

Variação da rotação (n):

$$\text{Caudal: } Q_f = \frac{n_f}{n} \times Q \quad (2)$$

$$\text{Altura manométrica: } H_f = \left(\frac{n_f}{n}\right)^2 \times H \quad (3)$$

$$\text{Potência: } P_f = \left(\frac{n_f}{n}\right)^3 \times P \quad (4)$$

Variação do diâmetro do rotor (d):

$$\text{Caudal: } Q_f = \frac{d_f}{d} \times Q$$

$$\text{Altura manométrica: } H_f = \left(\frac{d_f}{d}\right)^2 \times H$$

$$\text{Potência: } P_f = \left(\frac{d_f}{d}\right)^3 \times P$$

3.8.1.3 Válvula de estrangulamento vs. variação de velocidade

Em muitas situações, as condições de utilização do sistema variam e é necessário, por exemplo, um caudal inferior ao inicialmente previsto. Em muitos casos recorre-se a uma válvula para redução do caudal, o que vai criar um novo ponto de funcionamento (identificado a verde na Figura 3.8.5).

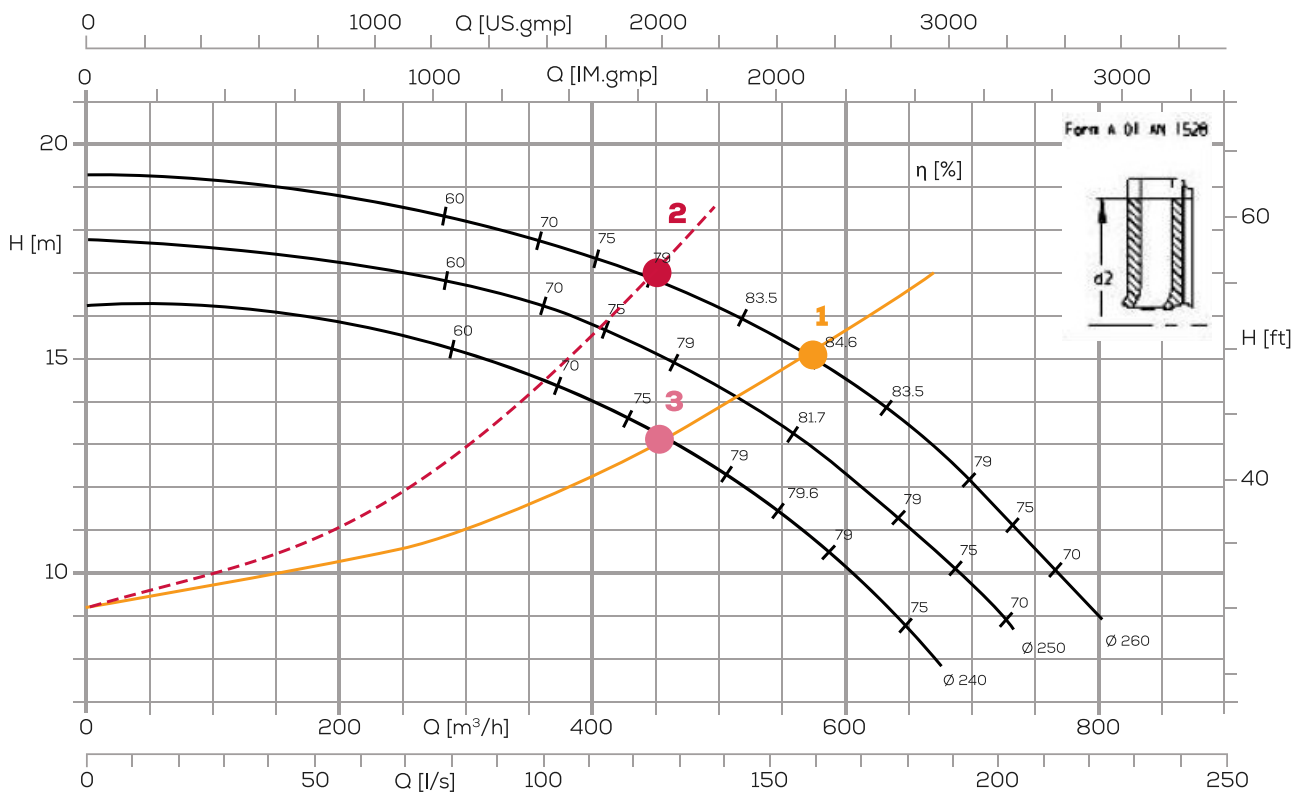


Figura 3.8.5 - Curva característica Altura manométrica vs. Caudal de uma bomba (Adaptado de [2])

Esta situação iria criar uma maior perda de carga, passando a altura manométrica para os 17 m em vez dos 15 m iniciais. A bomba passaria também a funcionar num ponto de eficiência mais baixa. A potência mecânica necessária para cada caso pode ser determinada utilizando a expressão (1) ou a partir do gráfico da Figura 3.8.3.

Na tabela seguinte apresentam-se os resultados para as situações descritas, concluindo-se que o ideal seria que a bomba passasse a funcionar no ponto 3 da curva original do sistema, com o caudal necessário e à altura de 13 m.

Tabela 3.8.1 Variação dos pontos de funcionamento das bombas.

		Pontos de funcionamento		
		1	2	3
H	[m]	15	17	13
Q	[m ³ /h]	575	450	450
η_{bomba}	[%]	84,6	79,0	77,0
P_{mec}	[kW]	27,8	26,4	20,7
Potência específica	[kW/m ³]	0,048	0,059	0,046
Pabs¹	[kW]	30,9	29,3	23,0
Consumo energia²	[kWh/ano]	192 618	182 954	143 540
Consumo específico	[kWh/m ³]	0,054	0,065	0,051
Custo anual³	[€/ano]	19 262 €	18 295 €	14 354 €
		- €	-966 €	-3 941 €

¹ Considerando um rendimento de 90 % do motor elétrico

² Considerando um funcionamento de 6240 h/ano

³ Considerando um custo de 0,10 €/kWh

A seleção do novo ponto de funcionamento pode ser conseguida com a substituição do rotor original por um de 240 mm (curva inferior do gráfico da Figura 3.8.5), ou então através da regulação da rotação do motor de acionamento da bomba, introduzindo um variador de velocidade. Desta forma também seria possível adaptar sempre o ponto de funcionamento da bomba às condições de utilização. Isto é particularmente importante quando existe variação de carga/caudal ao longo do tempo.

No exemplo acima pode ver-se que, mesmo a opção pelo estrangulamento da tubagem através de uma válvula, iria levar a uma diminuição do consumo energético anual, embora o consumo específico aumentasse. Esta situação nem sempre acontece, já que em muitos casos a alteração do ponto de funcionamento (aumento da carga) leva a um efetivo aumento do consumo e do respetivo custo.

Através da expressão (4) comprova-se a vantagem energética conseguida pela redução da velocidade dos motores, já que o dobro da velocidade implica um aumento de 8 vezes a potência consumida.

| 3.8.1.4 Determinação da eficiência de uma bomba

A determinação da eficiência de uma bomba em funcionamento pode ser feita obtendo os seguintes dados:

- **Caudal (Q):** Através da utilização de um caudalímetro ultrassónico podem obter-se várias informações, nomeadamente o caudal, o volume total e a velocidade do fluido;
- **Altura de sucção (h_s):** Pode ser obtida através da leitura do manómetro de pressão, se existir, convertido para metros ($1 \text{ kg/cm}^2 = 1 \text{ bar} = 10 \text{ m}$ de coluna de água). Não existindo manómetro, a altura de sucção será igual à diferença de altura medida entre o eixo da bomba e o nível superior da água;
- **Altura de descarga (h_d):** O valor é retirado da pressão indicada no manómetro instalado após a bomba;
- **Potência hidráulica (P_h):** Potência fornecida ao líquido para vencer a altura total, determinada através da seguinte expressão:

$$P_h [\text{kW}] = \frac{(Q \times (h_d - h_s) \times \rho \times g)}{1\,000}$$

Em que o caudal vem em m^3/s , ρ é a massa específica do fluido (kg/m^3) e g é a aceleração da gravidade ($9,81 \text{ m}/\text{s}^2$)

- **Potência elétrica (P_{abs}):** Potência elétrica absorvida pelo motor (kW), que pode ser medida utilizando um analisador de energia;
- **Potência mecânica (P_{mec}):** Potência mecânica transferida ao eixo da bomba, podendo ser calculada multiplicando a potência elétrica absorvida pelo rendimento do motor à carga existente.

$$P_{\text{mec}} [\text{kW}] = P_{\text{abs}} \times \eta_{\text{motor}}$$

- **Eficiência da bomba:** Obtém-se dividindo a potência hidráulica pela potência mecânica.

$$\eta_{\text{bomba}} = \frac{P_h}{P_{\text{mec}}}$$

Caso Prático 1

Uma instalação industrial possui uma torre de arrefecimento de água de vários processos industriais. Com o objetivo de determinar a eficiência da bomba de circulação desta água foram realizadas algumas medições e registados os seguintes parâmetros:

Caudal (Q) = 990 m³/h = 0,275 m³/s

Potência absorvida (P) = 77,2 kW

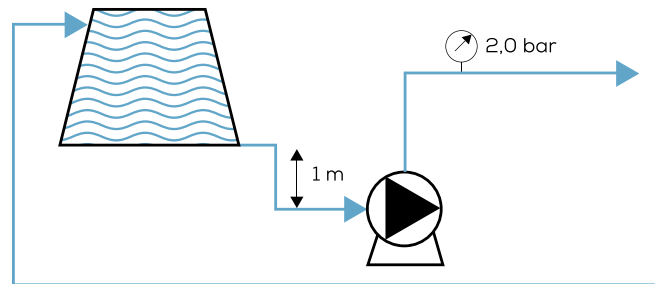
Altura de sucção (h_s) = 1 m

Altura de descarga (h_d) = 2,0 bar = 20 m

Rendimento do motor = 88%

Massa específica (ρ) = 1 000 kg/m³

Aceleração gravítica (g) = 9,81 m/s²



A potência hidráulica é determinada pela seguinte fórmula:

$$P_h \text{ [kW]} = \frac{Q \times (h_d - h_s) \times \rho \times g}{1\,000} = \frac{0,275 \times (20 - 1) \times 1\,000 \times 9,81}{1\,000} = 51,3 \text{ kW}$$

O rendimento do sistema motor-bomba é o seguinte:

$$\eta_{\text{motor-bomba}} = \frac{51,3}{77,2} \times 100\% = 66,4 \%$$

Dividindo o valor obtido pelo rendimento do motor, obtém-se o rendimento da bomba:

$$\eta_{\text{motor-bomba}} = \frac{66,4}{88} = 75,4 \%$$

Caso Prático 2

Na mesma instalação verificou-se que o sistema está sobredimensionado para as necessidades reais do processo, sendo possível reduzir o caudal em cerca de 25 % (para 750 m³/h). Esta redução de caudal poderá ser conseguida através da aplicação de um variador de velocidade no motor, reduzido a velocidade deste em 25 %, conforme a expressão (2). O novo ponto de funcionamento da bomba será distinto e, aplicando a expressão (3), a altura manométrica total será de 11 m. A nova potência absorvida será de 33,9 kW, de acordo com a expressão (4).

As novas condições de funcionamento são as seguintes:

$$\eta_f = \frac{Q_f}{Q_i} \times \eta_i = \frac{750}{990} \times 50 \text{ Hz} \cong 38 \text{ Hz}$$

$$Q_f = \frac{n_f}{n_i} \times Q_i = \frac{38}{50} \times 990 = 752,4 \text{ m}^3/\text{h} = 0,209 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_{Tf} = \frac{n_f}{n_i} \times H_{Ti} = \left(\frac{38}{50}\right)^2 \times 19 = 11 \text{ m}$$

$$P_f = \left(\frac{n_f}{n_i}\right)^3 \times P_i = \left(\frac{38}{50}\right)^3 \times 77,2 = 33,9 \text{ kW}$$

Tendo em conta que esta instalação funciona cerca de 6 000 horas por ano, a economia energética anual estimada (E_a) será:

$$P_{\text{red}} = P_f - P_i = 77,2 - 33,9 = 43,3 \text{ kW}$$

$$E_a = P_{\text{red}} \times \text{horas anuais} = 259\,800 \text{ kWh}$$

3.8.1.5 Desempenho energético dos sistemas de bombagem

Em muitas indústrias os sistemas de bombagem são consumidores energéticos importantes, pelo que devem ser alvo de atenção aquando da realização de auditorias energéticas nessas instalações. Existem alguns dados que, obrigatoriamente, devem ser recolhidos para caracterizar os sistemas de bombagem mais importantes:

- Dimensões (altura a que o fluido é elevado, comprimento, diâmetro e tipo do tubo, caudal);
- Função desses sistemas;
- Consumo elétrico de cada uma das bombas;
- Perfil de consumo: estimativa de variação diária/semanal (Nota: a obtenção de diagramas de carga elétricos poderá ser importante para a decisão de implementação de variadores eletrónicos de velocidade, se tal solução for viável, ou seja, se a bomba tiver um regime de carga variável);
- Tipo de controlo do sistema;
- Número de horas de funcionamento anual e conseqüente consumo energético;
- Problemas ou registos específicos de manutenção da bomba.

É de conhecimento geral a importância da aplicação de variadores eletrónicos de

velocidade (VEV) em cargas denominadas “quadráticas”, como as representadas pelos sistemas de bombagem, pelas economias de energia que podem proporcionar.

Outras vantagens inerentes a essa tecnologia traduzem-se em:

- Redução das pontas de potência, proporcionada pelos arranques suaves que o VEV permite efetuar no motor em questão;
- Prolongamento da duração do motor e da instalação mecânica (eliminação dos golpes de ariete na paragem das bombas);
- Melhoria do fator de potência, com reflexo no $\cos \varphi$ da instalação e conseqüente redução da energia reativa e, eventualmente, da correspondente parcela da fatura energética;
- Aumento da produtividade e melhoria na qualidade do produto;
- Diminuição da quantidade de componentes no sistema – o VEV possui diversos tipos de proteções para o motor (contra curto-circuitos, sobreintensidades, falta de fase, etc.) que deixam assim de ser necessários isoladamente.

Em seguida apresenta-se uma listagem de aspetos que se deve ter em atenção aquando da avaliação do desempenho energético de sistemas de bombagem, e conseqüentes recomendações de natureza genérica que podem contribuir para uma boa gestão de energia desses sistemas.

Aspetos relacionados com a operação e manutenção de bombas

- Uma excessiva manutenção de determinada bomba pode indicar:
 - Que essa bomba se encontra em cavitação, ou;
 - Que a bomba está envelhecida, com forte desgaste derivado da sua má utilização, ou;
 - Que a bomba é mal aplicada à operação atual.
- Variação de estrangulamento imposta: Bombas estranguladas para uma carga na sucção e com caudal constante significam excesso de capacidade; e, a queda de pressão através de uma válvula de controlo representa energia desperdiçada, que é proporcional à perda de pressão e ao caudal.
- Uma bomba com ruído, geralmente, indica cavitação, devido a um estrangulamento forte ou a um caudal excessivo. Válvulas de controlo ou de desvio de fluxo (*by-pass*) que provocam ruído frequentemente significam uma queda de pressão elevada, com o correspondente grande desperdício de energia.
- Alterações das condições de projeto: modificações nas condições de operação da instalação (ampliações, paragens, etc.) podem originar que bombas que antes eram bem aplicadas passem a operar com eficiência reduzida.
- Bombas sobredimensionadas: o sobredimensionamento provoca desperdício de energia, porque um maior caudal é bombeado a uma pressão superior à exigida.

Aspetos relacionados com o controlo

- Bombas com grandes variações de caudal ou pressão: quando os valores normais de caudais ou pressões são menos que 75 % dos seus valores máximos,

isso significa que está a ser desperdiçada energia, provavelmente devido a um estrangulamento excessivo, a grandes caudais de desvio (*by-pass*), ou ao funcionamento de bombas não necessárias.

- O desvio de caudal (por *by-pass*), quer por via de sistemas de controlo ou de orifícios de proteção de perdas de pressão, constitui um desperdício de energia.
- Um sistema com múltiplas bombas: a energia é usualmente desperdiçada por *by-pass* de capacidade em excesso, operação de bombas desnecessárias, manutenção de excesso de pressão, ou por se ter um grande incremento de caudal entre bombas.

Medidas de gestão de energia relacionadas com um adequado controlo e boa operação e manutenção

- Desligar bombas desnecessárias: esta medida óbvia de economia de energia, pode muitas das vezes ser realizada após uma redução significativa das necessidades da instalação em termos do fluido que está a ser bombeado. Se são utilizadas bombas sobredimensionadas porque as necessidades de caudal variam, o número de bombas em funcionamento pode ser automaticamente controlado através da instalação de sensores de pressão em uma ou mais bombas.
- Utilização de bombas em paralelo: o recurso a esta solução pode constituir uma alternativa aos variadores de velocidade, ao desvio de caudal (*by-pass*) ou ao controlo por estrangulamento por meio de válvulas. As economias derivam de uma ou mais bombas poderem ser desligadas em sistemas de reduzido caudal, enquanto que outras bombas podem funcionar com uma elevada eficiência. Pode recorrer-se a várias bombas de pequena capacidade quando a carga de bombagem é inferior a metade da capacidade máxima individual.
- Controlo por estrangulamento: controlar uma bomba centrífuga por estrangulamento na descarga conduz a desperdício de energia, como já foi referido atrás. O controlo por esta via é, contudo, geralmente menos penalizante em termos de desperdício de energia do que as outras duas alternativas muito comuns: sem controlo ou com controlo por *by-pass*. Portanto, o estrangulamento pode representar uma forma de economizar energia numa bomba (ver Caso Prático 3).
- Utilização de variadores de velocidade: os variadores de velocidade proporcionam as economias máximas ao ajustarem a velocidade da bomba em função dos requisitos variáveis de caudal do sistema, mas implicam um maior custo de investimento comparativamente aos outros métodos de controlo de capacidade.
- Substituição de bombas sobredimensionadas: bombas sobredimensionadas constituem a maior fonte de desperdício de energia neste tipo de sistemas. A sua substituição deve ser avaliada em relação a outros métodos possíveis para reduzir a capacidade, tais como a conservação ou a mudança de impulsores e o uso de controlo por meio de variação de velocidade.
- Recurso a bombas auxiliares de aumento de pressão (*boosters*): os requisitos energéticos do sistema global podem ser reduzidos através do uso de uma bomba auxiliar (*booster*) que proporcione um escoamento de alta pressão para

uma determinada aplicação e que permita ao resto do sistema funcionar a uma pressão mais baixa e a uma potência reduzida.

- Conservação ou modificação de impulsores: a conservação do bom estado dos impulsores de bombas centrífugas é o método mais económico para corrigir o sobredimensionamento de bombas. A carga na sucção pode ser reduzida em 10 % a 50 % através da limpeza ou alteração do diâmetro do impulsor da bomba, segundo as recomendações indicadas pelo fabricante.
- Reposição de folgas internas: esta medida deverá ser realizada se o desempenho se alterar significativamente. A capacidade e o rendimento da bomba diminuem à medida que as fugas internas aumentam devido a folgas excessivas entre componentes desgastados da bomba, tais como voluta, impulsor, casquilhos da garganta, anéis, etc..
- Aplicação de revestimentos na bomba: esta medida, se implementada em particular na voluta, reduzirá as perdas por atrito.

Caso Prático 3

Uma indústria possui um chiller para produção de água gelada para arrefecimento de vários processos produtivos. A situação existente era a seguinte: a água gelada proveniente dos consumidores (processo produtivo) é encaminhada para o coletor de retorno e de seguida é bombeada por uma das duas bombas deste sistema ($P=18,5$ kW), tendo dois possíveis destinos: 1) chiller e depois consumidores e 2) voltar ao coletor de retorno através de um *by-pass* existente.

Nas medições de caudal realizadas, verificou-se que, dos 134 m³/h bombeados pela bomba, 40 m³/h são encaminhados para o chiller e 94 m³/h passam pelo *by-pass*. Esta situação constitui um desperdício energético pois o caudal que passa pelo *by-pass* pode considerar-se um caudal não útil. Na figura seguinte apresenta-se um esquema do sistema de distribuição, onde são apresentadas as medições efetuadas.

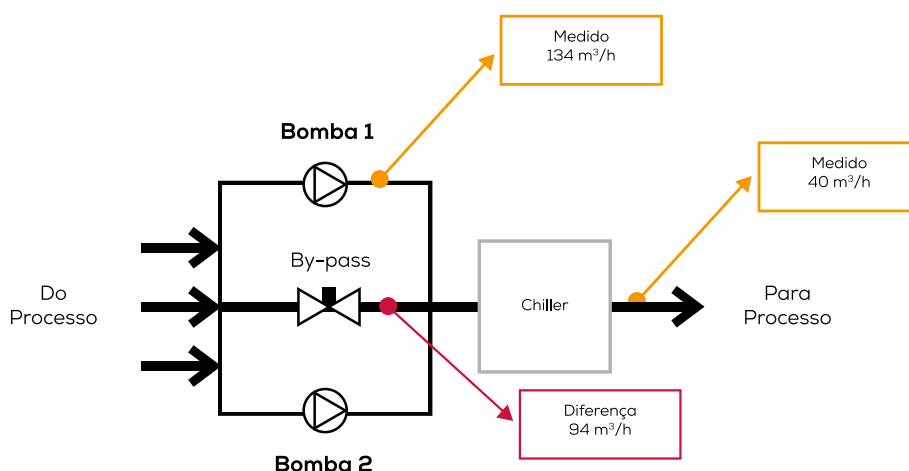


Figura 3.8.6 - Caso Prático 3 – Esquema de distribuição de água

Através da medição do caudal da bomba e da potência elétrica absorvida foi possível obter a altura manométrica, utilizando a curva característica de uma bomba semelhante (Figura 3.8.7), que resultou em 38,3 m.

O método ideal de eliminar este desperdício energético seria a instalação de um VEV na bomba de modo a reduzir o caudal bombeado para os 40 m³/h necessários ao processo, no entanto a opção por instalar uma válvula de controlado do caudal no troço comum, fechando o *by-pass*, também proporciona uma economia energética.

Na Figura 3.8.7 observa-se o novo ponto de funcionamento da bomba se reduzirmos o caudal para 40 m³/h, bem como o ponto dinamicamente semelhante (ponto em que a curva do sistema interceta a curva da bomba). Nesta situação, a potência absorvida pelo motor será de, aproximadamente, 11,5 kW, embora o rendimento da bomba e do conjunto motor-bomba diminua para 58 % e 53 %, respetivamente.

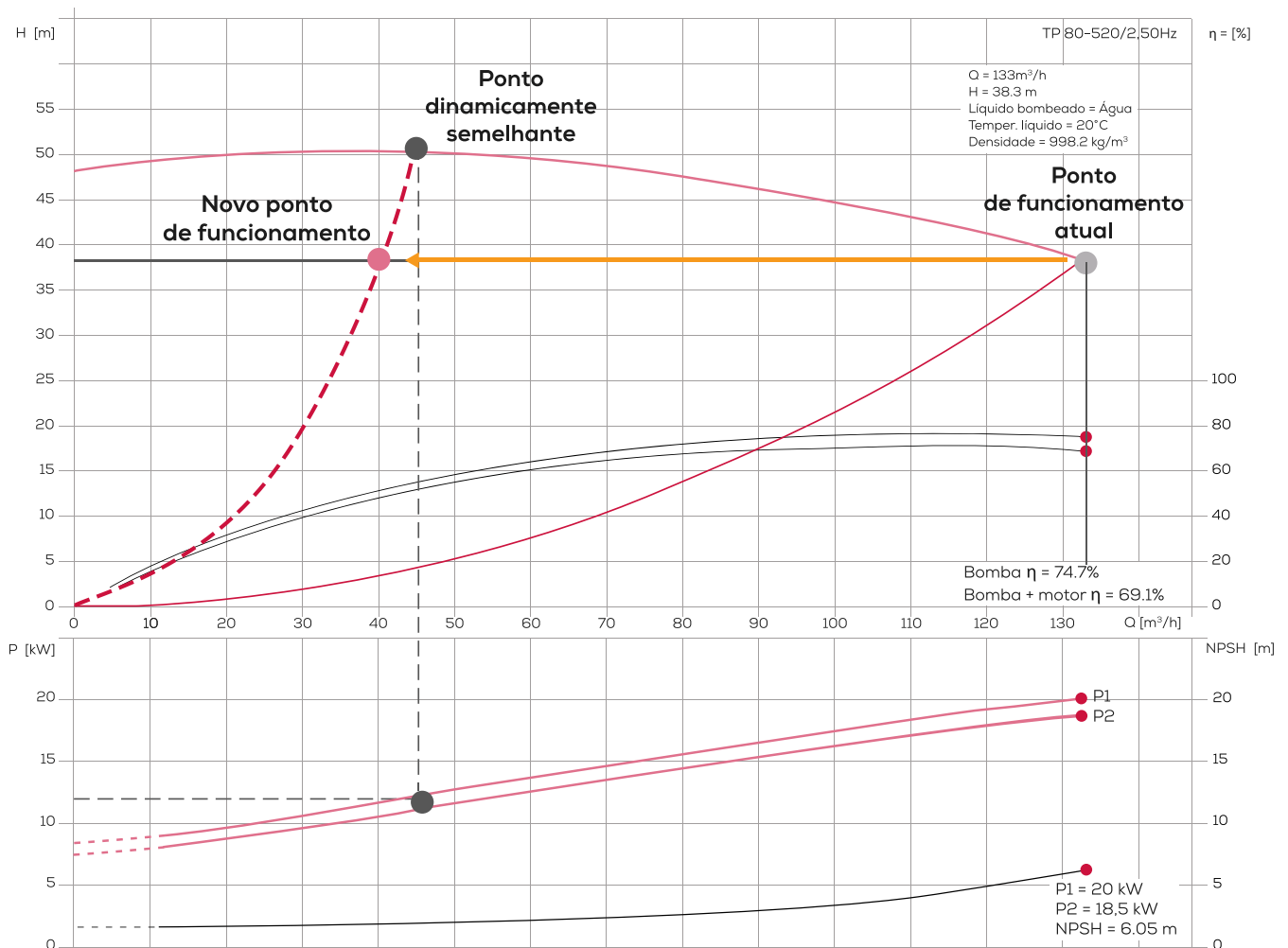


Figura 3.8.7 - Caso Prático 3 – Pontos de funcionamento antes e depois da alteração

Na tabela seguinte apresentam-se os dados do sistema, atuais e após a redução do caudal. Verifica-se que a colocação de uma válvula de controlo de caudal na tubagem permitirá uma redução de 8,9 kW na potência absorvida pelo motor, aproximando-se o caudal das necessidades do sistema.

Tabela 3.8.2 Caso prático 3 – Situação atual e ponto dinamicamente semelhante.

Situação atual		Ponto dinamicamente semelhante	
P_1 [kW]	20,4	P_1 [kW]	11,5
Q_1 [m ³ /h]	134,0	Q_1 [m ³ /h]	45,0
H [m]	38,3	H [m]	50,5

Se considerarmos que esta instalação funciona 3000 horas por ano e a eletricidade tem um custo de 0,85 €/kWh, a economia será:

$$E_a \text{ (kWh)} = P_{\text{red}} \times \text{horas anuais} = 8,9 \times 3\,000 = 26\,700 \text{ kWh}$$

$$E_a \text{ (€)} = 26\,700 \times 0,085 = 2\,270 \text{ €}$$

3.8.2 SISTEMAS DE VENTILAÇÃO

A utilização de ventiladores, para aspiração ou arrefecimento, é muito comum no panorama das indústrias em geral, representando cerca de 19 % do consumo de energia associado a motores elétricos.

O princípio de funcionamento dos ventiladores é semelhante ao das bombas centrífugas, sendo também máquinas que transferem energia a um fluido, neste caso gases, possuindo de igual modo curvas características que relacionam o caudal, a pressão e a potência.

3.8.2.1 Tipos de Ventiladores

Os ventiladores podem ser classificados, quanto à forma do rotor, em centrífugos e em axiais. Os ventiladores centrífugos são capazes de gerar pressões relativamente elevadas e são frequentemente usados na presença de poeiras ou humidade e em altas temperaturas, ao passo que os axiais são mais indicados para ambientes limpos, de baixa pressão e grandes caudais. Os ventiladores axiais provocam um ruído de funcionamento superior, o que também pode ser uma desvantagem em algumas

situações. Nos ventiladores centrífugos o fluxo de ar muda de direção num ângulo de 90° o que leva a uma redução da eficiência comparativamente aos ventiladores axiais.

Na figura seguinte apresentam-se exemplos de um ventilador centrífugo e outro axial.



Figura 3.8.8 - Ventiladores Centrífugo e Axial (Fonte: [3])

O formato das pás dos ventiladores centrífugos ou axiais pode variar, implicando variações nas curvas características e na eficiência. Nas figuras seguintes apresentam-se as formas mais comuns das pás nos ventiladores centrífugos:

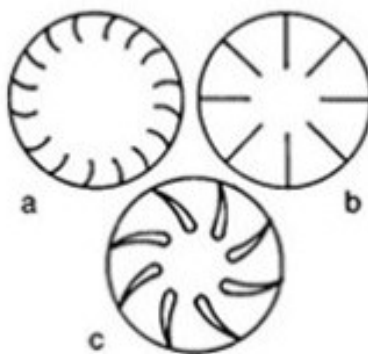


Figura 3.8.9 - Pás de ventilador centrífugo: a - Curvadas para frente; b - radiais; c - Curvadas para trás

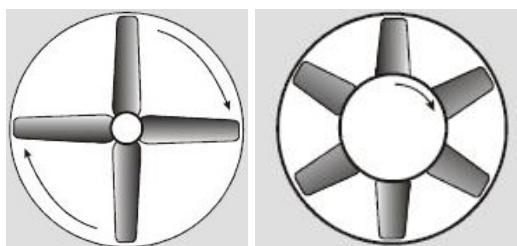


Figura 3.8.10 - Tipo de ventilador axial: a - Propulsor; b - Tubo axial

Consoante o tipo de ventilador e o formato das pás, as curvas características e a eficiência variam. Daí que a escolha do ventilador deva ser feita com cuidado, não sendo recomendável a utilização de qualquer ventilador em qualquer utilização.

Na figura seguinte apresentam-se algumas curvas pressão/caudal relativas a diferentes ventiladores e tipos de pás para a mesma potência absorvida.

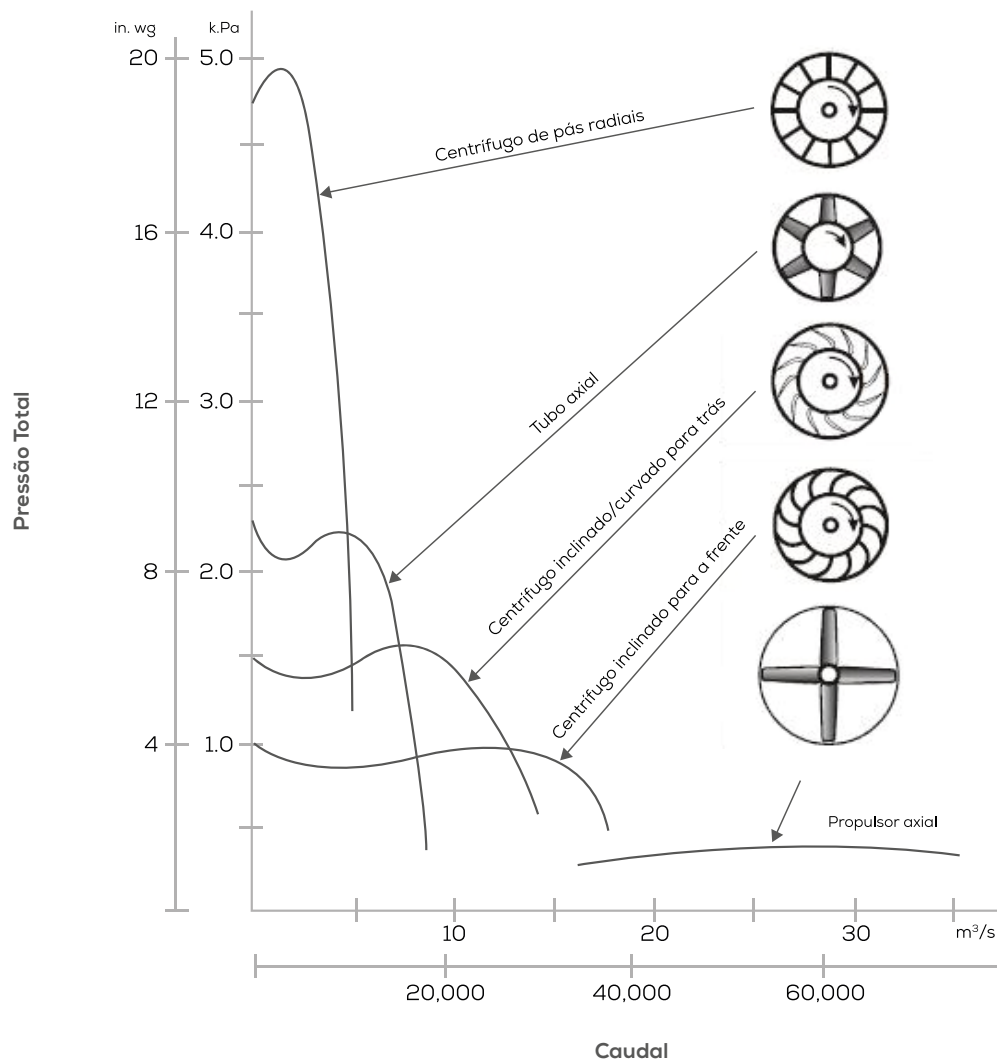
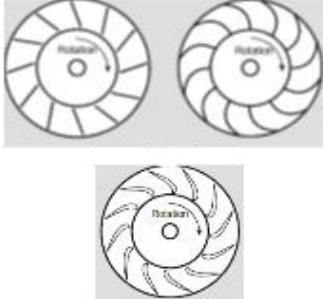



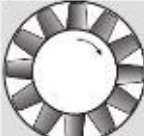

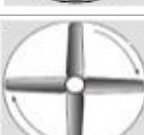


Figura 3.8.11 - Comparativo de curvas características de diferentes ventiladores para a mesma potência consumida (Adaptado de [4])

Na tabela seguinte apresentam-se as eficiências típicas de vários ventiladores, consoante o tipo e forma das pás.

Tabela 3.8.3 Eficiência típicas de vários tipos de ventiladores.

Tipo de ventilador		Gama de eficiência [%]
Centrífugo		
Aerodinâmico, inclinado/curvado para trás		79 - 87
Radial		60 - 70
Radial curvado		70 - 79
Inclinado para a frente		60 - 65
Axial		
Axial com alhetas		78 - 85
Tubo axial		67 - 72
Propulsor		45 - 50

Por outro lado, cada ventilador apresenta uma gama de trabalho recomendada que não deve ser ultrapassada. Esta zona de funcionamento é definida pelo fabricante e, se o ventilador funcionar fora da mesma, irá registar-se um aumento do consumo energético, piorando o rendimento, aumento do ruído e até fluxos intermitentes de ar no sentido inverso.

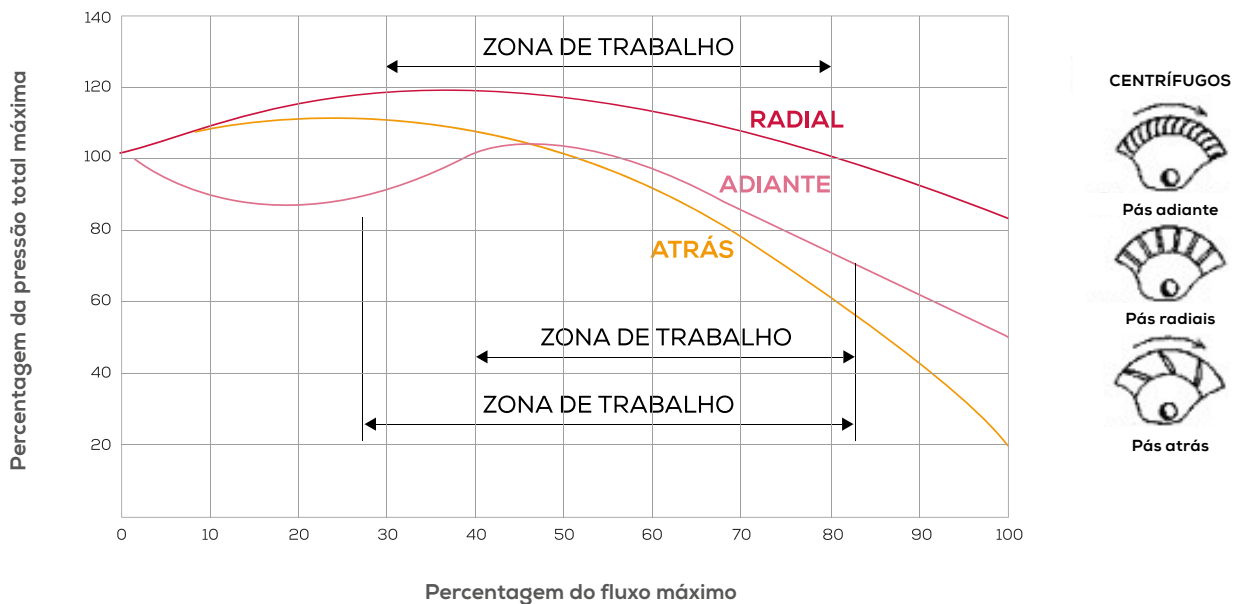


Figura 3.8.12 - Zonas de trabalho para diferentes tipos de ventiladores centrífugos (Adaptado de [3])

3.8.2.2 Ponto de Funcionamento dos Ventiladores

A escolha de um ventilador deve ser feita de acordo com as necessidades do sistema em termos de caudal e pressão. No entanto, em muitos casos, as necessidades variam ao longo do tempo ou consoante as condições de operação. Há, assim, que regular o fornecimento de ar pelo ventilador, o que é feito, em muitos casos, através do fecho ou abertura de válvulas instaladas nas condutas.

Na figura seguinte ilustra-se esta operação em que inicialmente o ventilador opera ao longo da curva referente à velocidade N_1 . O ponto de funcionamento depende da resistência do sistema, sendo inicialmente o ponto A, com um caudal Q_1 a uma pressão P_1 . Pretende-se reduzir o caudal de Q_1 para Q_2 , o que pode ser conseguido fechando parcialmente uma válvula na conduta, o que cria uma nova curva do sistema e um novo ponto de funcionamento do ventilador (B), em que a pressão resultante (P_2) é sempre superior à inicial.

Outra alternativa é reduzir a velocidade do ventilador de N_1 para N_2 , mantendo a válvula aberta. O ventilador irá funcionar no ponto C fornecendo o caudal Q_2

pretendido, mas a uma pressão P3, inferior à inicial. Este é um método mais eficiente de reduzir o caudal uma vez que necessita de menor potência, logo, menos energia é consumida.

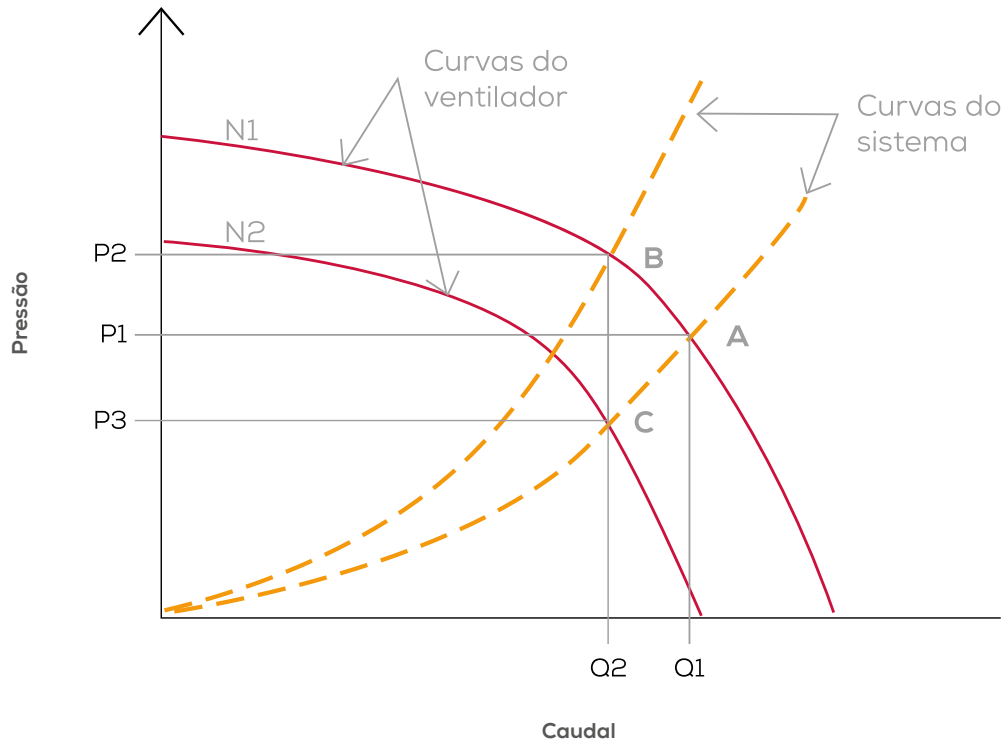


Figura 3.8.13 - Pontos de funcionamento de um ventilador

Assim, os ventiladores operam respeitando um conjunto de fórmulas que relacionam a potência, a pressão e o caudal com a velocidade.

Variando a rotação (n):

$$\text{Caudal: } Q_f = \frac{n_f}{n_i} \times Q_i \quad (1)$$

$$\text{Pressão: } P_f = \left(\frac{n_f}{n_i}\right)^2 \times P_i \quad (2)$$

$$\text{Potência: } P_f = \left(\frac{n_f}{n_i}\right)^3 \times P_i \quad (3)$$

Das fórmulas apresentadas pode concluir-se que o caudal é proporcional à velocidade, que a redução em 10 % da velocidade diminui em 19 % a pressão e em 27 % a potência (o aumento em 10 % da velocidade aumenta a pressão em 21 % e a potência em 33 %).

| 3.8.2.3 Regulação de Velocidade dos Ventiladores

Sendo a variação de velocidade do ventilador um método mais eficiente de regulação do caudal de ar do que o estrangulamento da conduta, a mesma pode ser feita recorrendo a vários métodos:

- Utilização de motores elétricos de duas ou três velocidades: é possível variar a velocidade de rotação através da utilização de motores com vários enrolamentos. A variação do número de polos (2, 4 ou 6) permite variar a velocidade desde a rotação nominal até metade ou um terço;
- Variando o diâmetro das polias nos sistemas de transmissão por correias, no caso em que o ventilador é acionado por um motor de uma velocidade. Este método permite uma variação da velocidade do ventilador, mas não do motor, e não permite uma variação frequente da velocidade, estando reservado para alterações permanentes na instalação. Por outro lado, ficando o motor a funcionar a uma percentagem de carga mais baixa isso terá como resultando um rendimento e um fator de potência mais baixos, diminuindo a eficiência do sistema;
- Utilização de um variador eletrónico de velocidade associado ao motor, regulando desta forma a velocidade do mesmo e, conseqüentemente, do ventilador, de uma forma linear e contínua, permitindo ajustar o fluxo de ar a qualquer necessidade.

| 3.8.2.4 Oportunidades de Redução do Consumo Energético

Existem várias oportunidades de redução do consumo energético nos sistemas de ventilação, enumerando-se abaixo as mais comuns:

- Substituição do ventilador no seu todo por outro mais eficiente, a par de uma manutenção frequente;
- Alteração do diâmetro das polias do ventilador/motor (limitado aos casos em que a transmissão é por correias);
- Substituição das correias trapezoidais comuns por correias síncronas ou trapezoidais de alta eficiência (limitado aos casos em que a transmissão é por correias);
- Utilização de motores de duas ou mais velocidades ou controlados por variadores eletrónicos de velocidade, neste caso em situações em que há grande variação de carga ao longo do tempo (controlo do caudal em função das necessidades);
- Minimização das necessidades de ventilação/Otimização do período de funcionamento do sistema de ventilação (p. ex., através da instalação de um temporizador programável);
- Substituição dos motores standard por outros de eficiência elevada (IE2 ou IE3);
- Substituição das pás metálicas ou de fibra de vidro por outras de plástico reforçado e com perfil aerodinâmico (no caso de ventiladores axiais);
- Redução da resistência do sistema e da perda de carga através da melhoria nas condutas (dar preferência a condutas circulares em vez de condutas retangulares).

Caso Prático 1

Uma instalação industrial possui um ventilador de aspiração de poeiras conforme o esquema seguinte.

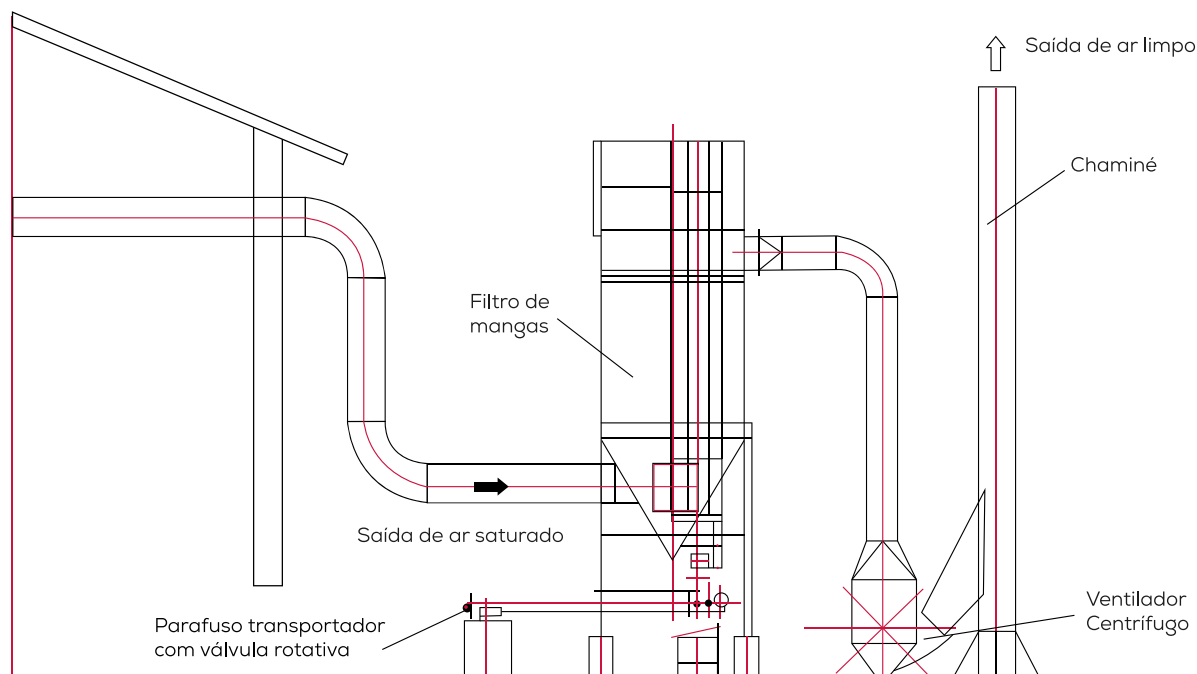


Figura 3.8.14 - Esquema de um ventilador de aspiração de poeiras (Adaptado de [5])

O ventilador em causa é do tipo centrífugo com pás radiais e funciona durante dois turnos, 5 dias por semana ao longo de todo o ano. Considerou-se que o rendimento do ventilador é de 50 % devido à idade e ao tipo de pás utilizadas.

$$\text{Pot. absorvida} = 27,7 \text{ kW}$$

$$\text{Tempo de funcionamento} = 16 \times 5 \times 52 = 4\,160 \text{ horas/ano}$$

$$\text{Consumo energético} = 27,7 \times 4\,160 = 115\,232 \text{ kWh/ano}$$

Tabela 3.8.4 Caso prático - Condições de funcionamento iniciais.

Potência Absorvida [kW]	Tempo de funcionamento [h/ano]	Energia consumida [kWh/ano]	η Ventilador
27,7	4 160	115 232	50%

Para este caso concreto recomendou-se a substituição do propulsor existente por outro radial com pás curvadas para a frente, que apresenta um rendimento superior (na ordem dos 70 %).

A nova potência absorvida pelo motor é determinada pela expressão:

$$P_f = \frac{\eta_i}{\eta_f} \times P_i \text{ (kW)} \iff P_f = \frac{0,5}{0,7} \times 27,7 = 19,8 \text{ kW}$$

Em que:

P_i - Potência absorvida inicial (kW)

P_f - Potência absorvida final (kW)

η_i - Rendimento do ventilador inicial

η_f - Rendimento do ventilador final

A energia economizada anualmente (E) seria:

$$E = (P_i - P_f) \times \text{tempo de funcionamento} = (27,7 - 19,8) \times 4160 = 32\,864 \text{ kWh/ano}$$

Na tabela seguinte apresentam-se as estimativas da nova potência absorvida e consumo energético, bem como as economias resultantes desta substituição. Considerou-se um preço de 0,085 €/kWh.

Tabela 3.8.5 Caso prático – Economias.

Situação proposta			Economias		
Potência Absorvida [kW]	Energia consumida [h/ano]	η Ventilador	[kW]	[kWh/ano]	[€/ano]
19,8	82 368	70%	7,9	32 864	2 793 €

Caso Prático 2

Uma indústria de componentes para automóveis possui vários postos individuais de soldadura, existindo um total de 8 sistemas de condutas e ventiladores para aspiração dos fumos gerados nestes postos. A fábrica labora 16 horas por dia, 5 dias por semana e 50 semanas por ano, embora no 2.º turno cerca de um terço dos postos de soldadura estão vazios.

Cada sistema de aspiração possui um ventilador de 5,5 kW, 2 890 rpm, com uma capacidade de aspiração de 2 700 m³/h, sem qualquer controlo de velocidade.

Realizaram-se medições da potência absorvida pelos motores dos ventiladores, tendo-se obtido um valor médio de 5,9 KW.

O consumo energético atual diário (E_i) neste sistema é:

$$E_i = 8 \times 5,9 \times 16 = 755 \text{ kWh/dia}$$

Dado o regime de funcionamento dos postos de soldadura, as necessidades de aspiração são inferiores no 2.º turno. Uma vez que os terminais das condutas de aspiração nos postos de soldadura estão sempre abertos e os motores não possuem controlo de velocidade, o caudal de aspiração é sempre constante ao longo do período total de laboração da fábrica, assim como a potência absorvida pelos motores.

Como medida de eficiência energética, foi estudada a implementação de registos automáticos em cada posto, sensores de pressão na conduta principal de cada sistema e variadores de velocidade nos motores dos ventiladores. Com estas alterações, o caudal de aspiração de cada ventilador será regulado em função da pressão na conduta principal. De cada vez que um registo é fechado ou aberto a pressão na conduta varia, dando ordem ao VEV para regular a velocidade de rotação do motor, reduzindo ou aumentando a mesma, para manter a pressão no valor normal programado. A redução de velocidade nos motores conduzirá a uma redução na potência absorvida, logo a uma economia energética.

Considerando que um terço dos postos estão encerrados durante 8 horas/dia, neste período o caudal poderá ser reduzido para cerca de dois terços do valor normal, pela via da redução da velocidade dos motores na mesma ordem de grandeza [conforme a expressão (1)]. O caudal inicial Q_i é de 21 600 m³/h (8 x 2 700 m³/h).

$$Q_f = \frac{n_f}{n_i} \times Q_i = \frac{\frac{2}{3} \times 2\,890}{2\,890} \times 21\,600 = 14\,400 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nestas condições, a potência absorvida pelos motores será muito inferior à registada à velocidade nominal. Assim, em cada motor, a potência absorvida a 2/3 da velocidade nominal P_f é calculada usando a expressão (3), em que P_i é a potência absorvida nas condições normais:

$$P_f = \left(\frac{n_f}{n_i}\right)^3 \times P_i = \left(\frac{\frac{2}{3} \times 2\,890}{2\,890}\right)^3 \times 5,9 = 1,7 \text{ kW}$$

O novo consumo energético diário (E_f) será o somatório da potência absorvida pelos 8 motores à velocidade normal durante 8 horas com a potência absorvida pelos mesmos motores a 2/3 da velocidade durante as restantes 8 horas, como se indica abaixo.

$$E_f = (8 \times 5,9 \times 8) + (8 \times 1,7 \times 8) = 486 \text{ kWh/dia}$$

Esta alteração resultará numa economia diária de 266 kWh. Em termos anuais a economia totalizará 66 500 kWh, correspondentes a 5 653 € (considerando um custo unitário de energia elétrica de 0,085 €).

$$E_{\text{anual}} = 266 \times 5 \times 50 = 66\,500 \text{ kWh} \rightarrow 66\,500 \times 0,085 = 5\,653 \text{ €}$$

O custo da instalação de 8 variadores de velocidade, 8 sensores de pressão para as condutas principais, e 48 registos automáticos nas condutas terminais dos postos de soldadura corresponde a um total de 15 280 €, o que faz com que o retorno do investimento seja alcançado ao fim de 2,7 anos.

$$\text{PRI (anos)} = \frac{\text{Investimento €}}{\text{Economia €}} = \frac{1\,5280}{5\,653} = 2,7 \text{ anos}$$

REFERÊNCIAS

- [1] G. M. Rodrigues, Wikipédia – Bomba centrífuga;
- [2] KSB – Ficha Técnica de uma bomba
- [3] Soler & Palau – Fichas Técnicas/Ventiladores
- [4] CEATI International – Fans and Blowers, Energy Efficiency Reference Guide
- [5] www.gwequipamentos.com.br

Bombas

Procel – Manual Prático Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento;

Procel – Eficiência Energética em sistemas de Bombeamento;

BEE (Bureau of Energy Efficiency) – Energy Efficiency in Electrical Utilities, 6. Pumps and Pumping Systems;

BEE (Bureau of Energy Efficiency) – 7. Energy Performance Assessment of Water Pumps;

João Batista de Azevedo Dutra – Eficiência Energética no Controle da Vazão em Sistemas de Bombeamento de Água – Uso de Válvula e Controle de Velocidade;

Ventiladores

BEE (Bureau of Energy Efficiency) – Energy Efficiency in Electrical Utilities, 5. Fans and Blowers

CEATI International – Fans and Blowers, Energy Efficiency Reference Guide;

Energy Efficiency Center, Oregon State University – Efficient Fan Blades (Recommendation template version 2013a);

Fernando Franca – Ventiladores: Conceitos Gerais, Classificação, Curvas Características e as ‘Leis dos Ventiladores’

Soler & Palau – Fichas Técnicas/Ventiladores;

MSPC – Ventiladores-Algumas considerações sobre rendimento;

3.9

Iluminação

Apesar de, na maior parte das indústrias, a importância da iluminação nos consumos energéticos globais não ser muito representativo, face a outros sectores grandes consumidores de energia, esta assume uma presença constante, isto é, não há nenhuma indústria que não possua variados sistemas de iluminação.

Em muitos casos, os sistemas de iluminação instalados estão ultrapassados, tanto ao nível dos equipamentos existentes (deteriorados, com baixo rendimento e sem manutenção), como das tecnologias utilizadas. Na verdade, há poucos sectores onde a evolução tecnológica tem sido tão rápida como na iluminação; pelo menos olhando para um passado muito recente, em que a eficiência tem aumentado substancialmente.

Assim, importa olhar para o sector da iluminação de uma forma atenta porque as oportunidades de melhoria estão quase sempre presentes.

3.9.1 ALGUNS CONCEITOS LUMINOTÉCNICOS

Importa apresentar algumas definições de conceitos luminotécnicos de modo a poder comparar as vantagens e desvantagens de cada tecnologia. Apresentam-se de seguida os mais comuns:

Fluxo luminoso (Φ): Quantidade de luz emitida por uma fonte luminosa a cada segundo. A unidade de medida é o lúmen (lm) e representa a eficiência energética de uma lâmpada quando relacionado com a potência absorvida por aquela (lm/W);

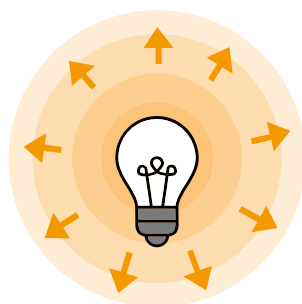


Figura 3.9.1 - Representação do fluxo luminoso (Adaptado de [1])

Iluminância (E): Representa a densidade luminosa num ponto, isto é, a quantidade de fluxo luminoso que chega a uma determinada área de superfície, e mede-se em lux (1 lux = 1 lm/m²); A iluminância pode ser medida recorrendo a um luxímetro. Existem níveis de iluminância recomendados (Normas) para cada local conforme as tarefas realizadas. A iluminância depende da distância entre a lâmpada e a superfície a iluminar, segundo a seguinte expressão:

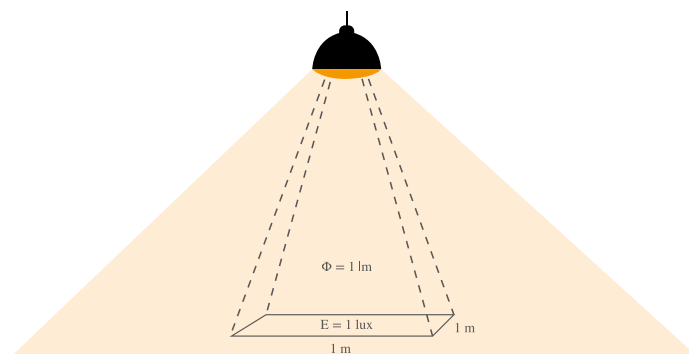


Figura 3.9.2 - Representação da iluminância (Adaptado de [2])

A iluminância depende da distância entre a lâmpada e a superfície a iluminar, segundo a seguinte expressão:

$$E = \frac{\Phi}{d^2}$$

Em que:

E – Iluminância em lux (lm/m²)

Φ – Fluxo luminoso em lm

d – distância em m

Intensidade luminosa (I): É o fluxo luminoso emitido numa determinada direção, num ângulo sólido Ω. A unidade de medida é a candela (cd).

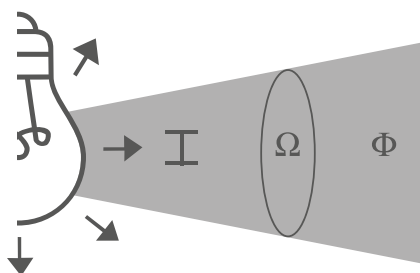


Figura 3.9.3 - Representação da intensidade luminosa (Adaptado de [2])

Luminância (L): É a intensidade luminosa refletida por uma superfície visível, e a unidade de medida é candela por metro quadrado (cd/m^2).

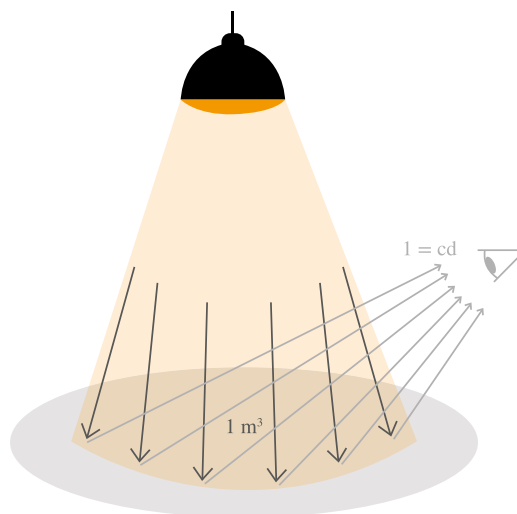


Figura 3.9.4 - Representação da luminância (Adaptado de [2])

Índice de Restituição de Cor (Ra): Representa o efeito que a luz tem na percepção de cor dos objetos pelo observador, mais ou menos próxima da real (à luz natural). Quanto mais elevado for este valor (no máximo 100), melhor é a restituição de cor, sendo que acima de 60 já se considera uma boa restituição de cor.

Temperatura de cor: Expressa a aparência de cor da luz emitida por uma fonte luminosa e é expressa em kelvin (K). Quanto mais elevada for a temperatura, mais clara é a tonalidade da luz emitida (luz fria) e vice-versa (luz quente). Esta informação é importante na altura de selecionar as lâmpadas a instalar num determinado local, sendo que as tonalidades quentes são mais relaxantes e as tonalidades frias mais estimulantes.



Figura 3.9.5 - Temperatura de cor e relação com tecnologias de lâmpadas (Adaptado de [3])

3.9.2 TIPOS DE ILUMINAÇÃO

Existem vários tipos de iluminação, podendo agrupar-se consoante a tecnologia utilizada nas lâmpadas. As características e eficiências energéticas variam bastante entre os vários tipos. No quadro seguinte caracterizam-se os tipos de lâmpadas mais comuns quanto à sua eficiência energética, restituição cromática e tempo de vida médio:

Tabela 3.9.1 Caracterização dos tipos de lâmpadas mais comuns.

Tipo de lâmpada	Eficiência luminosa [lm/W]	Índice de Restituição de Cor (IRC)	Tempo de vida útil médio [h]
Incandescentes			
Tradicionais	10 a 35	> 95	1 000 a 2 000
Halogéno			2 000 a 4 000
Descarga - Baixa Pressão			
Fluorescentes	40 a 100	60 a 90	6 000 a 20 000
Fluorescentes compactas	40 a 60	80 a 90	10 000
Vapor de sódio (BP)	100 a 200	n.a. (baixo)	18 000
Descarga - Alta Pressão			
Vapor de mercúrio	30 a 80	20 a 45	24 000
Iodetos metálicos	65 a 115	65 a 90	6 000 a 20 000
Vapor de sódio (AP)	85 a 150	20 a 30	24 000 a 80 000
Electroluminescentes			
LED	40 a 150	50 a 95	10 000 a 100 000

n.a. - Não aplicável

Não se indicam as gamas de temperatura de cor uma vez que são muito variadas dentro de algumas categorias, nomeadamente as fluorescentes e LED, enquanto noutras são unicamente quentes, tais como as incandescentes e vapor de sódio.

3.9.3

PROJETO EFICIENTE DE ILUMINAÇÃO

Um projeto eficiente de iluminação deve ter em conta os seguintes fatores:

- Níveis de iluminação adequados às tarefas a executar: estabelecer níveis adequados de iluminância de modo a contribuir para a produtividade e segurança dos utilizadores;
- Boa restituição de cor (importância depende também da utilização/local em causa);
- Economia de energia: selecionar a tecnologia mais eficiente disponível de modo a reduzir a potência instalada e o consumo energético;
- Facilidade e custos reduzidos de manutenção;
- Custo do sistema a implementar;
- Dar prioridade à iluminação localizada ao invés da iluminação generalizada;
- Maximizar o aproveitamento da iluminação natural.

Existem normas que definem os níveis de iluminação por local ou tarefa desempenhada, e que devem servir de base para a definição dos sistemas de iluminação a implementar. Há que ter em conta que níveis de iluminação demasiado elevados resultam em consumo energético extra desnecessário, encandeamento e desconforto visual, enquanto níveis inferiores aos recomendados provocam sonolência, maior probabilidade de erros e cansaço visual.

3.9.4

OPORTUNIDADES DE REDUÇÃO DO CONSUMO ENERGÉTICO

Como já foi referido, as oportunidades de melhoria da eficiência energética nos sistemas de iluminação existem em grande parte das instalações existentes.

Na altura de decidir sobre as medidas a tomar, há que avaliar se se justifica a execução de um projeto novo – implicando uma substituição geral da instalação e sistemas de iluminação existentes –, ou se se avança para uma substituição apenas das lâmpadas (habitualmente designado por reconversão ou *retrofitting*). O estado de conservação das luminárias pode não justificar o investimento numa simples troca de lâmpadas, sendo preferível a execução de uma instalação nova, incluindo, se necessário, uma reorganização dos circuitos com base num projeto luminotécnico. As intervenções devem iniciar-se pelos setores onde o tempo de funcionamento é maior, de modo a conseguir períodos de retorno do investimento mais favoráveis.

De seguida apresentam-se alguns exemplos de medidas de eficiência energética estudadas no setor da iluminação.

Caso 1: Substituição de campânulas com lâmpadas de vapor de mercúrio por campânulas LED

Uma instalação industrial possui um pavilhão em que a iluminação existente é constituída por campânulas com lâmpadas de vapor de mercúrio, apresentando um funcionamento de 6 240 horas por ano. Foi estudada a substituição destas luminárias por outras que utilizam a tecnologia LED, tendo sido, para o efeito realizada um estudo luminotécnico para avaliar a quantidade de luminárias a instalar de modo a obter uma iluminância média de 300 lux no plano de trabalho.

Na tabela seguinte caracteriza-se a iluminação existente e a proposta, apresentando-se os resultados estimados com esta substituição na Tabela 3.9.3.

Considerou-se um custo de 0,082 €/kWh e um preço de 450 € por campânula LED, excluindo mão-de-obra. Assumiu-se também um custo unitário de 14 € no caso das lâmpadas de vapor de mercúrio para cálculo dos custos com a substituição destas lâmpadas num horizonte de 8 anos, que é o tempo de vida útil expectável das luminárias LED propostas, face às horas de funcionamento da iluminação.

Tabela 3.9.2 Caracterização da iluminação existente e proposta – Caso 1.

Iluminação Existente		
Tipo		Vapor de Mercúrio
Potência da lâmpada	[W]	250
Perdas balastro	[W]	± 18
Fluxo luminoso	[lm]	13 000
Temperatura de cor	[K]	4 200
Vida útil média (20% falhas)	[h]	16 000
Eficiência energética	[lm/W]	48,5
Eficiência energética		
Tipo		LED
Potência da lâmpada	[W]	198
Fluxo luminoso	[lm]	20 500
Temperatura de cor	[K]	4 000
Vida útil média (70% fluxo)	[h]	50 000
Eficiência energética	[lm/W]	103,5



Na figura seguinte apresenta-se a distribuição da iluminância no setor em estudo, para a situação existente e simulada após a substituição pelas luminárias LED propostas.

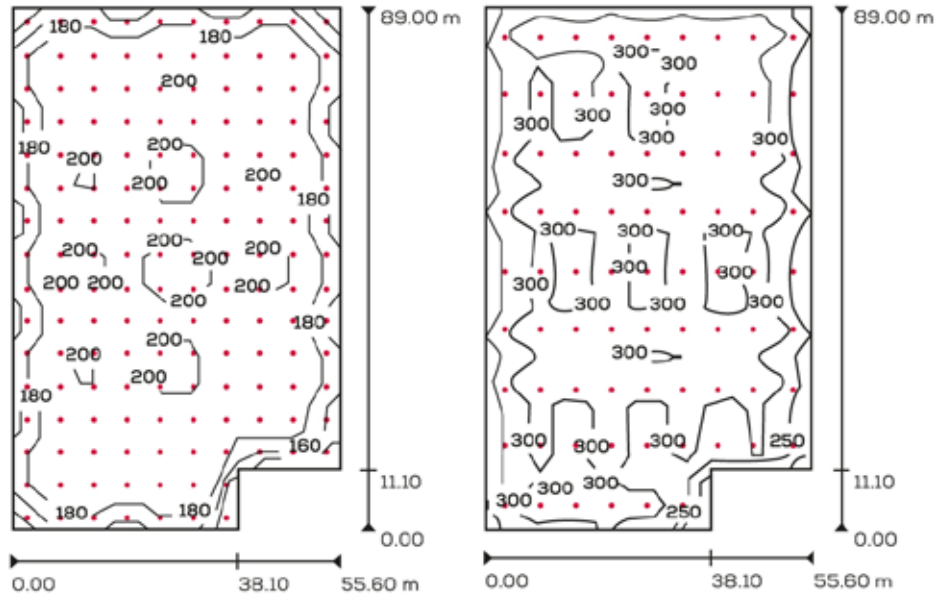


Figura 3.9.6 - Comparação da iluminância com campânulas de vapor de mercúrio e campânulas LED

Tabela 3.9.3 - Economias previstas com a substituição da iluminação – Caso 1

		Situação inicial	Situação final
Tipo		Vapor de Mercúrio	LED
Quantidade	[un.]	150	86
Pot. unitária instalada	[W]	268	198
		Situação Global	
Consumo Anual	[kWh]	250 848	106 255
Custo anual com energia	[€]	20 570	8 713
Custo anual de substituição das lâmpadas	[€]	6 563	-
Custo total	[€]	27 133	8 713
		Economias Estimadas	
Energia	[kWh]	144 593	
Custo	[€]	18 419	
Redução energética ¹	[%]	57,6	
Investimento	[€]	39 130	
Período de Retorno	[anos]	2,1	

¹ Quociente entre a economia energética e o consumo anual inicial.

Caso 2: Substituição de lâmpadas fluorescentes tubulares por lâmpadas LED

Outro setor da mesma empresa era iluminado através de luminárias duplas com lâmpadas fluorescentes e balastros ferromagnéticos. Dado o mau estado de conservação das luminárias a opção de substituição recaiu sobre a troca integral das luminárias por outras LED, ao invés da substituição apenas das lâmpadas fluorescentes por tubos LED.

Nas tabelas seguintes caracteriza-se a iluminação existente e a proposta, apresentando-se o resumo das economias estimadas com esta alteração. A quantidade e distribuição das luminárias LED a instalar foram calculadas através de um estudo luminotécnico.

Tabela 3.9.4 Caracterização da iluminação existente e proposta – Caso 2

Iluminação Existente		
Tipo		Fluorescente tubular
Potência da lâmpada	[W]	2 x 58
Perdas balastro	[W]	± 2 x 12
Fluxo luminoso	[lm]	4 600
Temperatura de cor	[K]	4 000
Vida útil média (20% falhas)	[h]	13 000
Eficiência energética	[lm/W]	66
Iluminação Proposta		
Tipo		LED
Potência da lâmpada	[W]	57
Fluxo luminoso	[lm]	6 000
Temperatura de cor	[K]	4 000
Vida útil média (70% fluxo)	[h]	40 000
Eficiência energética	[lm/W]	105



Na Figura 3.9.7 apresenta-se a distribuição da iluminância na situação atual, com luminárias equipadas com lâmpadas florescentes e prevista após a substituição pelas luminárias LED.

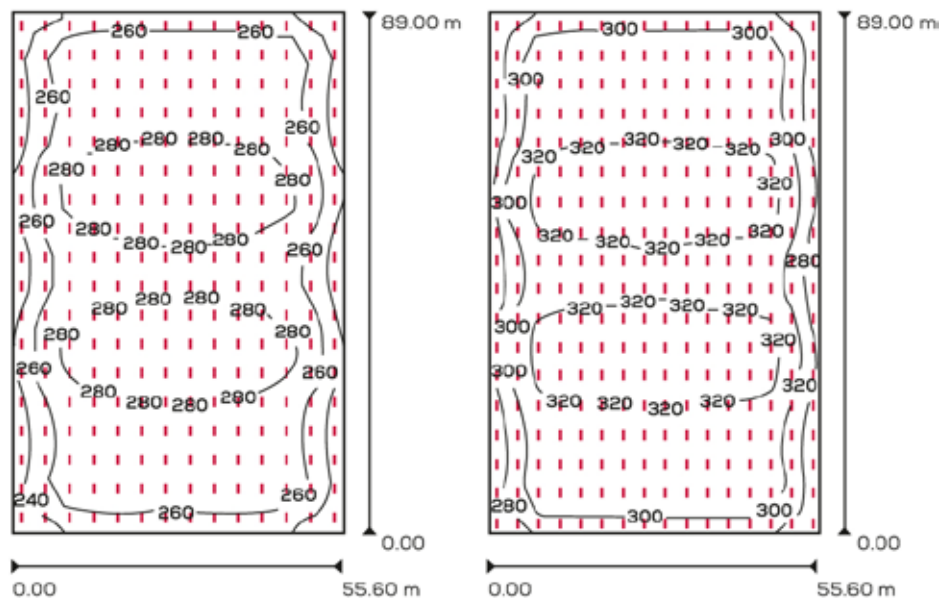


Figura 3.9.7 - Comparação da iluminância com luminárias com lâmpadas fluorescentes e luminárias LED

Tabela 3.9.5 - Economias previstas com a substituição da iluminação – Caso 2

		Situação inicial	Situação final
Tipo		Fluorescentes	LED
Quantidade	[un.]	250	288
Pot. unitária instalada	[W]	140	57
		Situação Global	
Consumo Anual	[kWh]	218 400	102 436
Custo anual com energia	[€]	17 909	8 400
Custo anual de substituição das lâmpadas	[€]	2 308	-
Custo total	[€]	20 217	8 400
		Economias Estimadas	
Energia	[kWh]	115 964	
Custo	[€]	11 817	
Redução energética	[%]	53,1	
Investimento	[€]	33 120	
Período de Retorno	[anos]	2,8	

Em alguns casos poderá compensar substituir apenas as lâmpadas tradicionais por equivalente LED, mantendo as mesmas luminárias. É habitual os fabricantes de lâmpadas LED indicarem as equivalências em LED para substituição das lâmpadas tradicionais, o que poderá servir de orientação para essas intervenções. De qualquer modo, recomenda-se a realização de simulações luminotécnicas através de programas informáticos apropriados para validar essas substituições ou então efetuar medições da iluminância antes e depois da substituição para verificar se os requisitos de iluminância para esses locais são salvaguardados.

Caso 3: Instalação de “tubos de luz” para aproveitamento da luz natural

Na mesma empresa do caso anterior, foi estudada a instalação de sistemas de captação de luz natural do tipo “tubos solares” num dos pavilhões, cuja iluminação respetiva era constituída por campânulas equipadas com lâmpadas de iodetos metálicos de 400 W.

Na tabela seguinte caracteriza-se a iluminação existente e a tecnologia proposta.

Tabela 3.9.6 Caracterização da iluminação existente e proposta – Caso 3

Iluminação Existente		
Tipo		Iodetos Metálicos
Potência da lâmpada	[W]	400
Perdas balastro	[W]	± 25
Fluxo luminoso	[lm]	≈ 30 000
Temperatura de cor	[K]	4 500
Vida útil média	[h]	20 000
Iluminação Proposta		
Tipo		Tubo Solar Ø750
Potência da lâmpada	[W]	-
Fluxo luminoso*	[lm]	max 30 000
Temperatura de cor	[K]	Luz natural
Vida útil média	[h]	-



* 30 000 lm num dia de céu limpo, 5 300 lm num dia de céu nublado.

Dado o tipo de trabalho realizado no pavilhão em causa, que não impunha grandes requisitos visuais, optou-se por estudar a instalação de tubos de luz de modo a evitar ou reduzir a utilização de luz artificial durante grande parte das horas do dia. O período de funcionamento da iluminação existente era de 24 horas por dia, de segunda a sexta-feira, e considerou-se que seria possível manter as campânulas desligadas em média durante 10 horas diárias, mantendo uma iluminância entre os 200 lux e os 300 lux. Na tabela seguinte resumem-se as condições existentes e as economias expectáveis. O investimento indicado, de cerca de 485 € por tubo solar, não inclui a montagem dos equipamentos, de modo a que esta solução seja comparável nas mesmas condições que as anteriores. Considerou-se também um custo da energia elétrica de 0,105 €/kWh, uma vez que as economias apenas se vão verificar nas horas cheias e de ponta.

Tabela 3.9.7 Economias previstas com o aproveitamento da luz natural – Caso 3

		Situação inicial	Situação final
Tipo		lodetos metálicos	Tubos Solares
Quantidade	[un.]	40	60
Pot. unitária instalada	[W]	425	0
		Resultados energéticos¹	
Potência	[kW]	17,0	0,0
Energia	[kWh/dia]	408,0	238,0
		Situação Global	
Consumo Anual	[kWh]	106 080	61 880
Custo anual com energia	[€]	11 138	6 497
Custo anual de substituição das lâmpadas ²	[€]	2 229	-
Custo total	[€]	13 367	6 497
		13 367	
Energia	[kWh]	44 200	
Custo	[€]	6 870	
Redução energética ³	[%]	41,7	
Investimento	[€]	29 125	
Período de Retorno	[anos]	4,2	

¹ O consumo indicado corresponde ao funcionamento da luz artificial durante as 14 horas restantes

² Num horizonte de 5 anos

³ Quociente entre a economia energética e o consumo anual inicial

3.9.5

OUTROS ASPETOS PARA AUMENTAR A EFICIÊNCIA ENERGÉTICA NA ILUMINAÇÃO

Existem ainda várias outras medidas para aumentar a eficiência energética nos sistemas de iluminação.

Estas podem passar pelo melhor controlo e/ou utilização da iluminação, tais como:

- **Utilização sensores de presença ou movimento nos locais de ocupação intermitente ou imprevisível:** esta solução pode gerar economias significativas, ao evitar que as lâmpadas permaneçam ligadas mais tempo do que o necessário, devido a esquecimento ou descuido dos utilizadores.

- **Utilização de sensores fotoelétricos e reguladores de fluxo:** pode ser utilizada no controlo de iluminação interior ou exterior. No caso da iluminação interior, justifica-se a sua utilização nos locais com grande presença de luz natural ou onde a sua ação se faz sentir de forma diferente no mesmo espaço (por exemplo, salas onde, junto às janelas, haja muita luz natural e nos locais mais interiores haja necessidade de luz artificial). Dependendo da quantidade de luz medida pelos sensores, os reguladores de fluxo fornecem mais, ou menos, potência às lâmpadas.

No caso da iluminação exterior, pode adotar-se um perfil de funcionamento conforme maior ou menor utilização. Por exemplo, na iluminação viária pode assegurar-se a potência total das lâmpadas num determinado horário, em que haja uma maior intensidade de tráfego automóvel ou pedonal, e depois reduzir-se o fluxo das lâmpadas para níveis mínimos.

Para qualquer um dos casos indicados, há que ter em conta que a regulação de fluxo apenas é possível para determinados tipos de lâmpadas (e, no caso das lâmpadas fluorescentes, quando utilizem balastros eletrónicos que permitam esta opção).

- **Manutenção das luminárias:** a utilização de luminárias com difusores e/ou refletores ineficientes diminui em muito a eficiência das lâmpadas, já que o fluxo emitido por estas se perde no difusor ou não é convenientemente refletido. Por outro lado, em ambientes empoeirados, as luminárias devem ser alvo de limpeza periódica, de modo a manter os níveis de fluxo originais.

- **Utilização de cores claras:** as paredes e tetos devem ser pintados de cores claras de modo a potenciar a reflexão da luz emitida pelas lâmpadas. Na tabela seguinte apresenta-se o fator de refletância a considerar.

Superfície	Refletância
Muito Clara	70%
Clara	50%
Média	30%
Escura	10%
Preta	0%

- **Setorização dos circuitos:** muitas vezes, a incorreta divisão dos circuitos implica desperdícios energéticos porque não é possível utilizar apenas as lâmpadas no local em utilização, obrigando a acender a totalidade das lâmpadas de um circuito. Também a alteração dos espaços em relação à utilização prevista pode levar a que algumas lâmpadas fiquem em locais desnecessários e onde o seu efeito é desperdiçado (isto acontece muitas vezes em armazéns, onde a mudança de layouts ou o aumento da dimensão das prateleiras vai obstruir a passagem da luz de algumas lâmpadas). Neste caso, deve-se desligar as lâmpadas em causa ou mudá-las de posição.

REFERÊNCIAS

[1] Prof2000

[2] OSRAM

[3] Climar

[4] CEATI International - Lighting, Energy Efficiency Reference Guide

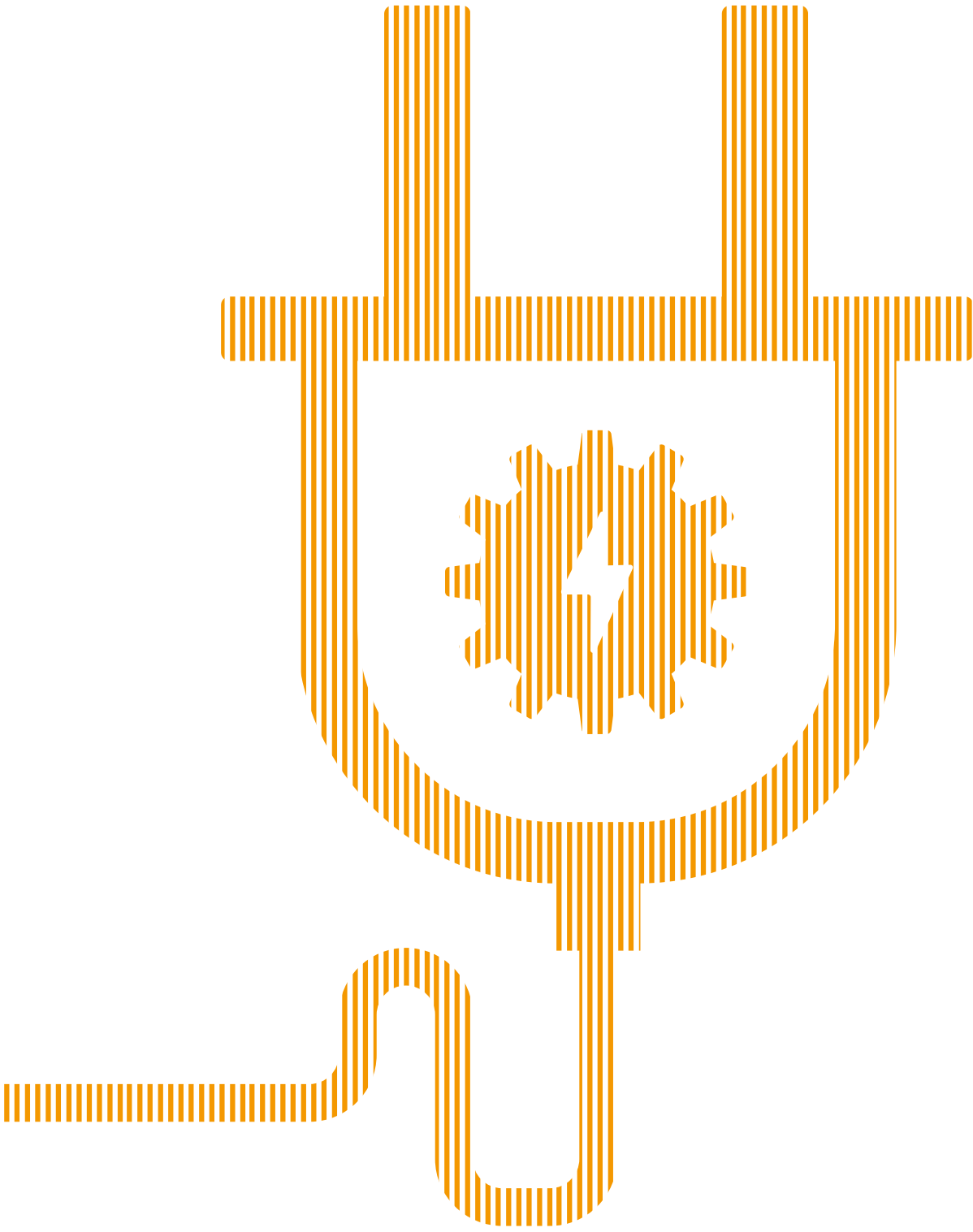
[5] Bureau of Energy Efficiency - 8. Lighting System

[6] Pierre Rodrigues, PROCEL - Manual de Iluminação Eficiente



4.

Oportunidades
de Redução
dos Consumos
Energéticos
nos Principais
Setores
de Atividade



ÍNDICE

4. Oportunidades de Redução dos Consumos Energéticos nos Principais Setores de Atividade

4.1 Têxtil	326
4.1.1 Balanço térmico a uma máquina descontínua de tingimento	326
4.1.2 Recuperação da água de arrefecimento dos tingimentos de fio e rama	334
4.1.3 Recuperação de calor de efluentes quentes da tinturaria com produção e acumulação de água quente a ser utilizada pelo processo, nas máquinas de tingimento	338
4.1.4 Otimização das condições de funcionamento de um secador de cilindros	343
4.1.5 Instalação de recuperadores de calor dos gases de extração das râmolas	347
4.2 Papel	352
4.2.1 Balanço energético de uma pré-secagem numa máquina de papel	352
4.2.2 Otimização das condições de operação da caneladora	358
4.2.3 Otimização de operação de secagem	360
4.3 Cerâmica	362
4.3.1 Balanço energético de um atomizador de uma empresa de pavimento e revestimento	362
4.3.2 Balanço energético a um forno de pavimento.....	373
4.3.3 Balanço energético a um secador	380
4.3.4 Balanço energético a um forno de tijolos	388
4.3.5 Balanço energético a um secador de telhas	394



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 4.1.1 Diagrama de fluxos do tingimento numa máquina de rolo	327
Figura 4.1.2 Caracterização das etapas ou fases do ciclo de tingimento	327
Figura 4.1.3 Diagrama de fluxos do tingimento de rama	334
Figura 4.1.4 Diagrama de fluxos do tingimento de fio	335
Figura 4.1.5 Esquema de princípio de sistema de recuperação de calor de efluentes quentes com produção e acumulação de água quente a ser utilizada pelo processo nas máquinas da tinturaria	342
Figura 4.1.6 Representação esquemática do sistema proposto de condutas de extração e permutador	347
Figura 4.2.1 Diagrama de fluxos da pré-secagem numa máquina de papel	353
Figura 4.2.2 Diagrama de fluxos da pré-secagem numa máquina de papel	356
Figura 4.3.1 Diagrama de fluxos da secagem por atomização de pasta numa indústria cerâmica	363
Figura 4.3.2 Diagrama de fluxos de forno de rolos numa indústria cerâmica	373
Figura 4.3.3 Diagrama de fluxos do forno	373
Figura 4.3.4 Diagrama de fluxos de secador contínuo de pavimentos de indústria cerâmica	379
Figura 4.3.5 Gráfico da combustão para combustíveis industriais	380
Figura 4.3.6 Diagrama de fluxos do secador	384
Figura 4.3.7 Diagrama de fluxos de um forno contínuo de vagonetas da indústria de tijolos	388
Figura 4.3.8 Diagrama de fluxos do forno	388
Figura 4.3.9 Diagrama de fluxos de um secador de telhas	394
Figura 4.3.10 Diagrama de fluxos do secador de telhas	395
Figura 4.3.11 Diagrama de fluxos do secador de telhas	402

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.1.1 Caracterização dos fluxos do tingimento em máquina de rolo	328
Tabela 4.1.2 Balanço de Massa da máquina de tingimento analisada	332
Tabela 4.1.3 Balanço de Energia da máquina de tingimento analisada	333
Tabela 4.1.4 Caracterização dos fluxos dos tingimentos de rama e de fio	336
Tabela 4.1.5 Economia expectável com a recuperação da água de arrefecimento dos tingimentos de fio e rama	338
Tabela 4.1.6 Caracterização das condições de funcionamento do secador de cilindros	343
Tabela 4.1.7 Economia expectável com a otimização das condições de funcionamento da secadora de cilindros	346
Tabela 4.1.8 Dados para determinação das economias previstas com a instalação de recuperadores de calor dos gases/ar de exaustão das râmolas	348
Tabela 4.1.9 Economia expectável com a instalação de recuperadores de calor dos gases de exaustão das râmolas	349
Tabela 4.2.1 Caracterização dos fluxos da pré-secagem numa máquina de papel	353
Tabela 4.2.2 Balanço de massa e energia numa máquina de papel	356
Tabela 4.2.3 Condições de operação da caneladora no período de auditoria	359
Tabela 4.2.4 Economia resultante da otimização das condições de operação da caneladora	360
Tabela 4.2.5 Economia resultante da otimização de operação de secagem	361
Tabela 4.3.1 Caracterização dos fluxos do processo - medições	363
Tabela 4.3.2 Caracterização dos fluxos do processo - propriedades físicas	364
Tabela 4.3.3 Caracterização dos fluxos do processo - medições	374
Tabela 4.3.4 Caracterização dos fluxos do processo - propriedades físicas	374
Tabela 4.3.5 Caracterização dos fluxos do processo - medições	381
Tabela 4.3.6 Caracterização dos fluxos do processo - propriedades físicas	381

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 4.3.7 Caracterização dos fluxos do processo – medições	389
Tabela 4.3.8 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas	389
Tabela 4.3.9 Caracterização dos fluxos do processo - medições.....	395
Tabela 4.3.10 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas	396



4.1

Têxtil

A indústria têxtil é um dos setores mais adequados para a implementação de sistemas de recuperação de calor. No geral, neste setor, o consumo de vapor é elevado e uniforme, apresentando a central térmica um número considerável de horas de funcionamento anual e tornando muito interessante a integração de processos.

O consumo de energia térmica em unidades de acabamento têxtil tem um peso significativo na contabilidade energética dessas instalações, podendo representar mais de 70 % do consumo global de energia. A energia térmica é consumida nas diferentes etapas do processo industrial (secagem, lavagem, entre outras) a diferentes temperaturas, podendo ser consumida de forma direta ou através de permutadores de calor.

De seguida apresentam-se, de forma sucinta, metodologias de estudo de medidas de melhoria frequentemente aplicáveis neste setor.

4.1.1

BALANÇO TÉRMICO A UMA MÁQUINA DESCONTÍNUA DE TINGIMENTO

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos da operação de tingimento numa máquina de rolo.

A operação consiste no tingimento de 200 kg de fio de poliéster (base seca) num volume de banho de 2600 litros de água. Como meio de aquecimento nas várias fases do ciclo em que há necessidade de elevar ou manter a temperatura do banho, utiliza-se vapor indireto a 5,5 bar (rel.). A temperatura ambiente é 25°C.

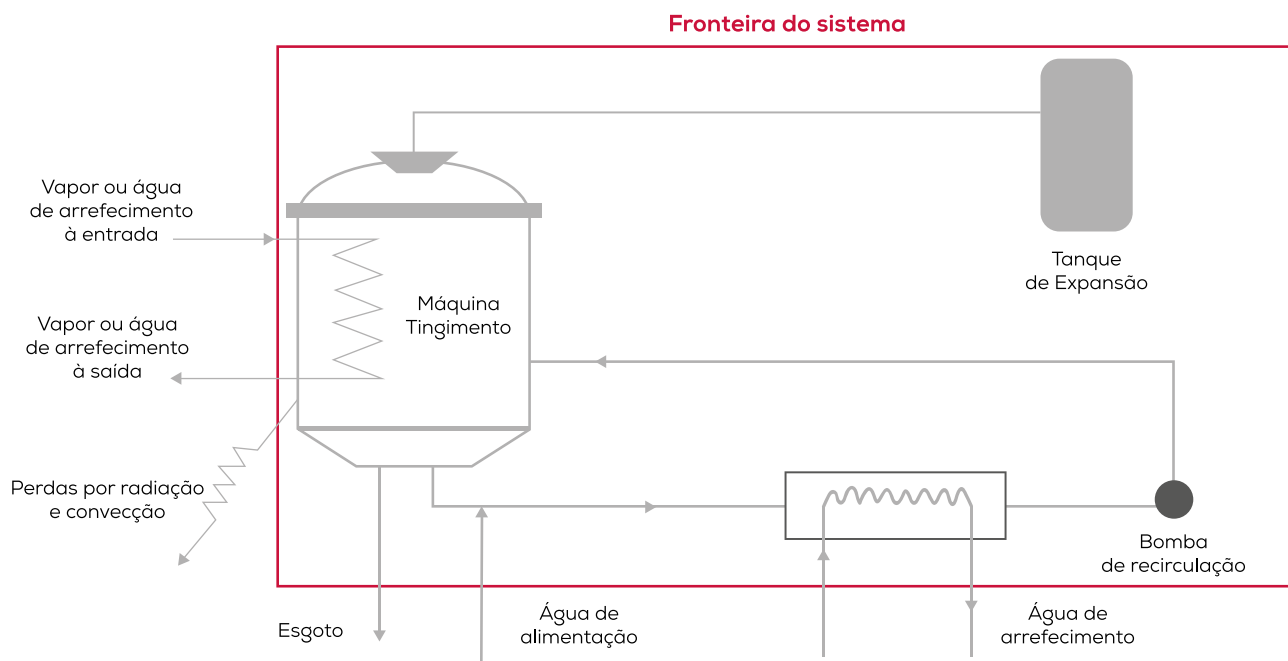


Figura 4.1.1 - Diagrama de fluxos do tingimento numa máquina de rolo

Para realizar um balanço mássico ou energético a este sistema é necessário conhecer todas as etapas do ciclo de tingimento e realizar medições de caudais e temperaturas, entre outras.

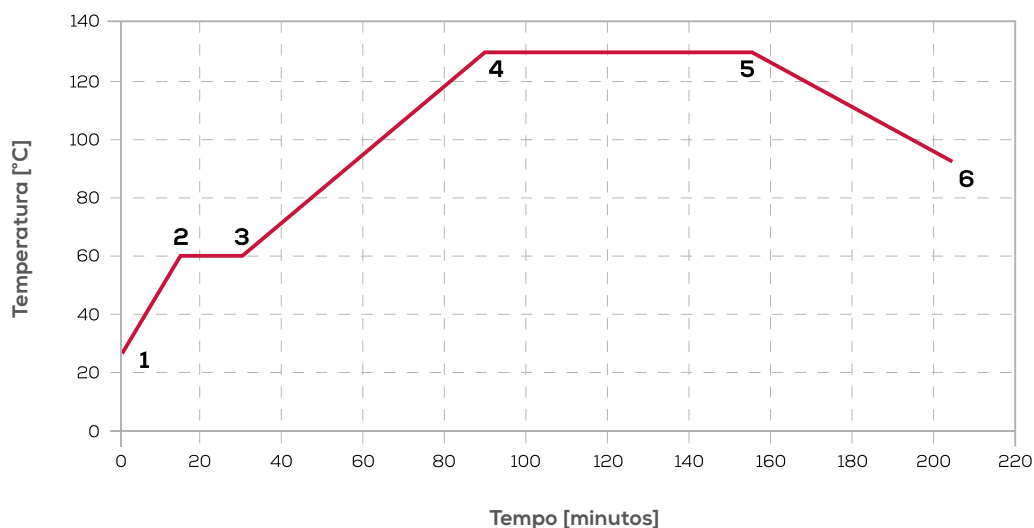


Figura 4.1.2 - Caracterização das etapas ou fases do ciclo de tingimento

Tabela 4.1.1 Caracterização dos fluxos do tingimento em máquina de rolo.

Caraterização da corrente		Fases										
		1	1 → 2	2	2 → 3	3	3 → 4	4	4 → 5	5	5 → 6	6
Vapor	Caudal [kg/ciclo]		160		-		365		22		-	-
	Pressão [bar]		5,5		-		5,5		5,5			
	Entalpia específica [kJ/kg]		2760				2760		2760			
Condensados	Caudal [kg/h]		160				365		22	22		
	Temperatura [°C]		70				100		130	130		
Banho de água	Volume [L/ciclo]	2600	-	2600	-	2600	-	2600	-	2600	-	2600
	Temperatura [°C]	27	-	60	-	60	-	130	-	130	-	92
	Calor Específico [kJ/kg °C]	4,18										
Fio	Caudal [kg/ciclo]	200	-	200	-	200	-	200	-	200	-	200
	Temperatura [°C]	25	-	60	-	60	-	130	-	130	-	92
	Calor Específico [kJ/kg °C]	1,5										
Água de arrefecimento	Caudal [kg/ciclo]	-	-		-		-		-		1930	-
	Temperatura inicial [°C]										25	
	Temperatura final [°C]	-	-		-		-		-		75	-
Sistema	Massa de aço [kg]	700										
	Temperatura [°C]	25		60		60		130				92
	Calor Específico [kJ/kg °C]	0,48										

Outros dados: A = 8,8 m², coeficiente de radiação e convecção= 62,7 kJ/m² °C] e potência da bomba de recirculação = 5,1 kW

Como estamos perante um processo descontínuo, ou seja, constituído por várias fases, ao efetuar-se o balanço energético, tem que se calcular a energia associada a cada uma das fases, tendo em conta os intervalos de tempo ou duração das mesmas. Neste caso, torna-se necessário converter os valores horários, dados por algumas das equações apresentadas no capítulo 2.8, para os intervalos de tempo relativos a cada fase. Relembramos aqui as equações necessárias. Recorrendo às equações que se apresentam de seguida, é possível determinar a energia requerida em cada uma das fases do tingimento e realizar o balanço de energia que se sintetiza na tabela 4.1.3.

Fase 1-2: Aquecimento até 60°C (t₁=0 min.; t₂= 15 min.)

Energia interna do sistema no instante t₁

$$Q = M_M \times C_{p_M} \times T_M$$

$$\text{Água: } Q_{\text{água}} = 2\,600 \times 4,18 \times 27 \Leftrightarrow Q_{\text{água}} = 293\,440 \text{ kJ}$$

$$\text{Fio: } Q_{\text{fio}} = 200 \times 1,5 \times 25 \Leftrightarrow Q_{\text{fio}} = 7\,500 \text{ kJ}$$

$$\text{Sistema: } Q_{\text{sistema}} = 700 \times 0,48 \times 25 \Leftrightarrow Q_{\text{sistema}} = 8\,400 \text{ kJ}$$

$$\text{Total: } Q_{\text{total}} = Q_{\text{água}} + Q_{\text{fio}} + Q_{\text{sistema}} \Leftrightarrow Q_{\text{total}} = 309\,340 \text{ kJ}$$

Vapor

$$Q = M_v \times H_v \Leftrightarrow Q = 160 \times 2\,760 \Leftrightarrow Q = 441\,600 \text{ kJ}$$

Condensados

$$Q = M_M \times C_{p_M} \times T_M \Leftrightarrow Q = 160 \times 4,18 \times 70 \Leftrightarrow Q = 46\,816 \text{ kJ}$$

Perdas por radiação e convecção

$$Q = U \times A \times (T_0 - T_a) \times \frac{(t_2 - t_1)}{60} \Leftrightarrow Q = 62,7 \times 8,8 \times \left(\frac{60 + 27}{2} - 25 \right) \times \left(\frac{15 - 0}{60} \right) \Leftrightarrow Q = 2\,550 \text{ kJ}$$

Bomba

$$Q = P \times 3600 \times \frac{(t_2 - t_1)}{60} \Leftrightarrow Q = 5,1 \times 3600 \times \left(\frac{15 - 0}{2} \right) \Leftrightarrow Q = 4\,590 \text{ kJ}$$

Energia interna do sistema no instante t₂

$$Q = M_M \times C_{p_M} \times T_M$$

$$\text{Água: } Q_{\text{água}} = 2\,600 \times 4,18 \times 60 \Leftrightarrow Q_{\text{água}} = 652\,080 \text{ kJ}$$

$$\text{Fio: } Q_{\text{fio}} = 200 \times 1,5 \times 60 \Leftrightarrow Q_{\text{fio}} = 18\,000 \text{ kJ}$$

$$\text{Sistema: } Q_{\text{sistema}} = 700 \times 0,48 \times 60 \Leftrightarrow Q_{\text{sistema}} = 20\,160 \text{ kJ}$$

$$\text{Total: } Q_{\text{total}} = Q_{\text{água}} + Q_{\text{fio}} + Q_{\text{sistema}} \Leftrightarrow Q_{\text{total}} = 690\,240 \text{ kJ ou } 11\,504 \text{ kJ/}^\circ\text{C}$$

A fim de facilitar os cálculos em situações semelhantes, utilizar-se-á a seguinte expressão:

$$Q = 11\,504 \times T_M$$

Fase 2-3: Conservação a 60°C (t₂ = 15 min.; t₃ = 30 min.)

Perdas por radiação e convecção

$$Q = 62,7 \times 8,8 \times (60 - 25) \times \left(\frac{30 - 15}{60}\right) \Leftrightarrow Q = 4\,830 \text{ kJ}$$

Bomba

$$Q = 5,1 \times 3600 \times \left(\frac{30 - 15}{60}\right) \Leftrightarrow Q = 4\,590 \text{ kJ}$$

Energia interna do sistema no instante t₃

$$Q = 11\,504 \times 60 \Leftrightarrow Q = 690\,240 \text{ kJ}$$

Fase 3-4: Aquecimento até 130°C (t₃ = 30 min.; t₄ = 90 min.)

Vapor

$$Q = 365 \times 2\,760 \Leftrightarrow Q = 1\,007\,400 \text{ kJ}$$

Condensados

$$Q = 365 \times 4,18 \times 100 \Leftrightarrow Q = 152\,570 \text{ kJ}$$

Perdas por radiação e convecção

$$Q = 62,7 \times 8,8 \times \left(\frac{60 + 130}{2} - 25\right) \times \frac{(90 - 30)}{60} \Leftrightarrow Q = 38\,620 \text{ kJ}$$

Bomba

$$Q = 5,1 \times 3600 \times \frac{(90 - 30)}{60} \Leftrightarrow Q = 18\,360 \text{ kJ}$$

Energia interna do sistema no instante t_4

$$Q = 11\,504 \times 130 \Leftrightarrow Q = 1\,495\,520 \text{ kJ}$$

Fase 4-5: Conservação a 130°C ($t_4=90$ min.; $t_5= 156$ min.)

Vapor

$$Q = 22 \times 2\,760 \Leftrightarrow Q = 60\,720 \text{ kJ}$$

Condensados

$$Q = 22 \times 4,18 \times 135 \Leftrightarrow Q = 12\,415 \text{ kJ}$$

Perdas por radiação e convecção

$$Q = 62,7 \times 8,8 \times (130 - 25) \times \frac{(156 - 90)}{60} \Leftrightarrow Q = 63\,730 \text{ kJ}$$

Bomba

$$Q = 5,1 \times 3\,600 \times \frac{(156 - 90)}{60} \Leftrightarrow Q = 20\,200 \text{ kJ}$$

Energia interna do sistema no instante t_5

$$Q = 11\,504 \times 130 \Leftrightarrow Q = 1\,495\,520 \text{ kJ}$$

Fase 5-6: Arrefecimento até 92°C (t₅=156 min.; t₆= 205 min.)

Água de arrefecimento

$$Q = M_M \times C_{p_M} \times (T_{M \text{ saída}} - T_{M \text{ entrada}}) \Leftrightarrow Q = 1\,930 \times 4,18 \times (75 - 25) \Leftrightarrow Q = 403\,370 \text{ kJ}$$

Perdas por radiação e convecção

$$Q = 62,7 \times 8,8 \times \left(\frac{130 + 92}{2} - 25 \right) \times \frac{(205 - 156)}{60} \Leftrightarrow Q = 38\,750 \text{ kJ}$$

Bomba

$$Q = 5,1 \times 3\,600 \times \frac{(205 - 156)}{60} \Leftrightarrow Q = 14\,990 \text{ kJ}$$

Energia interna do sistema no instante t₆

$$Q = 11\,504 \times 92 \Leftrightarrow Q = 1\,058\,370 \text{ kJ}$$

Balanço de Massa

Tabela 4.1.2 Balanço de Massa da máquina de tingimento analisada.

Balanço de Massa	Fases						
	1	1 → 2	2 → 3	3 → 4	4 → 5	5 → 6	6
Vapor	-	+160 / 5,5 bar	-	+365 / 5,5 bar	+22 / 5,5 bar	-	-
Condensados	-	-160 / 70°C	-	-365 / 100°C	-22 / 135°C	-	-
Balanço	-	0	-	0	0	-	-
Banho de água	+2 600 / 27°C	0	0	0	0	0	-2600 / 92°C
Balanço	+2 600	+2 600	+2 600	+2 600	+2 600	+2 600	0
Fio	+200 / 25°C	0	0	0	0	0	-200 / 92°C
Balanço	+200	+200	+200	+200	+200	+200	0
Água de arrefecimento	-	-	-	-	-	+1 930 / 25°C	-
						-1 930 / 75°C	
Balanço	-	-	-	-	-	0	-

Balanço de Energia

Tabela 4.1.3 Balanço de Energia da máquina de tingimento analisada.

Balanço de Energia	Fases				
	1 → 2	2 → 3	3 → 4	4 → 5	5 → 6
Energia inicial	+ 309 340	+ 690 240	+ 690 240	+ 1 495 520	+ 1 495 520
Energia final	+ 690 240	+ 690 240	+ 1 495 520	+ 1 495 520	+ 1 058 370
Varição da energia interna do sistema	+ 380 900	0	+ 805 280	0	- 437 150
Vapor	+ 441 600	-	+ 1 007 400	+ 60 720	-
Condensados	- 46 816	-	-152 570	- 12 415	-
Água de arrefecimento	-	-	-	-	- 403 370
Perdas por radiação e convecção	- 2 550	- 4 830	-38 620	- 63 730	- 38 750
Bomba	+ 4 590	+ 4 590	+ 18 360	+20 200	+ 14 990
Perdas não-contabilizáveis e outras perdas para anular o balanço	- 15 924	+ 240	-29 290	- 4 775	-10 020
TOTAL	+380 900	0	+ 805 280	0	-437 150
Entrada de energia no sistema	446 190	-	1 025 760	80 920	-
Energia útil kJ=100%	85,3%	-	78,5%	0,0%	-
Condensados	10,5%	-	14,9%	15,3%	-
Perdas por radiação e convecção	0,6%	-	3,8%	78,8%	-
Perdas não-contabilizáveis e outras perdas para anular o balanço	3,6%	-	2,8%	5,9%	-

Comentários sobre os resultados obtidos:

- As perdas por radiação e convecção podem considerar-se aceitáveis. A elevada percentagem de perdas obtida na Fase 4→5 está relacionada com o facto da energia entrada no sistema nesta fase ter sido muito baixa. As perdas totais por radiação e convecção nas Fases de 1 a 5 correspondem, apenas, a 7,1 % do total de energia entrada no sistema.
- Na Fase 5→6, 1 930 kg de água não contaminada, a 75°C, estão disponíveis para recuperação de calor, através de um permutador, ou para reutilização direta.
- Na Fase 6, obtêm-se 2 600 kg de água a 92°C, com uma quantidade de calor equivalente a 46 % do total de energia que entrou no sistema. A água está contaminada, mas é possível recuperar o calor com um permutador apropriado.
- A maior parte do calor rejeitado nos condensados será recuperado, se estes forem recirculados para reutilização como água de alimentação da caldeira de vapor.
- Se esta máquina estivesse a funcionar a cerca de 50 % da capacidade, o consumo específico de energia seria sensivelmente o dobro, já que a componente

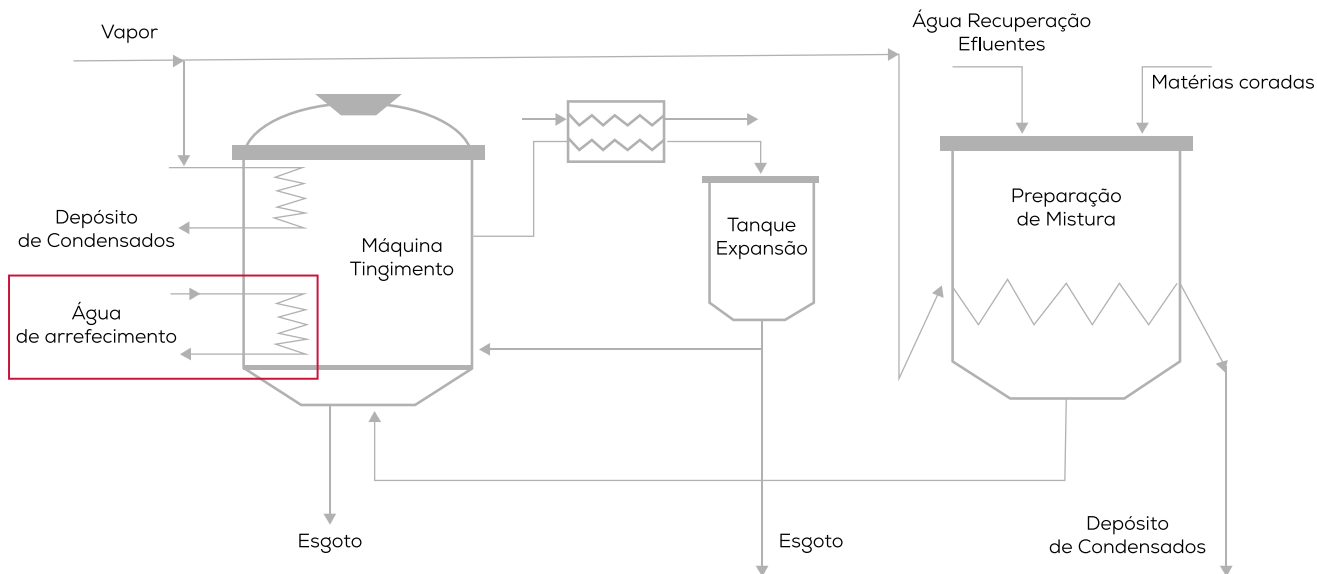


Figura 4.1.4 - Diagrama de fluxos do tingimento de fio

Para otimizar este processo, a empresa auditada implementou um sistema para recuperação de calor dos efluentes (águas residuais) com temperatura elevada, das máquinas de tingimento de fio e das máquinas de lavagem. Relativamente ao aproveitamento da água, deve garantir-se a sua qualidade à entrada do processo, razão pela qual a água contaminada ou “água suja” é encaminhada na totalidade para o reservatório no exterior, seguindo depois para a ETAR.

Contudo, é possível otimizar o consumo de água nesta etapa, pela reutilização da água quente limpa resultante do arrefecimento das máquinas de tingimento.

Da implementação desta medida, resulta não só o aproveitamento e reutilização de água quente, mas também a redução do consumo de energia associado à captação da mesma, assim como a redução do custo associado ao tratamento na ETAR.

Para desenvolver a medida é necessário monitorizar o caudal e a temperatura da água fria ao longo de cada ciclo de tingimento.

A tabela seguinte apresenta os resultados das monitorizações realizadas e o regime de funcionamento considerado na determinação da economia resultante da recuperação da água de arrefecimento dos tingimentos de fio e rama.

Tabela 4.1.4 Caracterização dos fluxos dos tingimentos de rama e de fio.

Parâmetro	Unidades	Tingimento de Fio	Tingimento de Rama
Consumo de água de arrefecimento	[m³/h]	2,6	0,4
Temperatura entrada da água arref.	[°C]	15,0	15,0
Temperatura saída da água arref.	[°C]	52,3	50,4
Calor específico da água	[kJ/kg °C]	4,18	
Massa volúmica da água	[kg/m³]	1 000	
Regime de funcionamento	[h/ano]	4 000	
Rendimento de produção e distribuição de vapor	[%]	80	
PCI do Gás natural	[kJ/kg]	45 100	
Custo do Gás natural	[€/t]	550	

Determinação da potência térmica recuperável

Tingimento de Fio

$$Q = M_m \times C_m \times T_m$$

$$Q = (2,6 \times 1\,000) \times 4,18 \times (52,3 - 15)$$

$$Q = 405\,376 \text{ kJ/h}$$

Tingimento de Rama

$$Q = M_m \times C_m \times T_m$$

$$Q = (0,4 \times 1\,000) \times 4,18 \times (50,4 - 15)$$

$$Q = 59\,189 \text{ kJ/h}$$

Determinação da energia recuperável

Tingimento de Fio

$$Q = \text{potência térmica} \times \text{horas de funcionamento}$$

$$Q = 405\,376 \times 4\,000$$

$$Q = 1\,621\,504\,000 \text{ kJ/ano}$$

Tingimento de Rama

$$Q = \text{potência térmica} \times \text{horas de funcionamento}$$

$$Q = 59\,189 \times 4\,000$$

$$Q = 236\,756\,000 \text{ kJ/ano}$$

Determinação da economia de combustível (kg/ano)

Tingimento de Fio

$$\text{Economia de gás natural} = \frac{\text{Energia recuperável}}{\text{Rendimento} \times \text{PCI}}$$

$$\text{Economia de gás natural} = \frac{1\,621\,504\,000}{0,8 \times 45\,100}$$

$$\text{Economia de gás natural} = 44\,942 \text{ kg/ano}$$

Tingimento de Rama

$$\text{Economia de gás natural} = \frac{\text{Energia recuperável}}{\text{Rendimento} \times \text{PCI}}$$

$$\text{Economia de gás natural} = \frac{236\,756\,000}{0,8 \times 45\,100}$$

$$\text{Economia de gás natural} = 6\,562 \text{ kg/ano}$$

Determinação da economia de combustível (€/ano)

Tingimento de Fio

$$\text{Economia GN} = \text{Economia GN} \times \text{Custo unitário}$$

$$\text{Economia GN} = \frac{44\,942}{1\,000} \times 550$$

$$\text{Economia GN} = 24\,781 \text{ €/ano}$$

Tingimento de Rama

$$\text{Economia GN} = \text{Economia GN} \times \text{Custo unitário}$$

$$\text{Economia GN} = \frac{6\,562}{1\,000} \times 550$$

$$\text{Economia GN} = 3\,609 \text{ €/ano}$$

Determinação do período de retorno

$$\text{Período de retorno} = \frac{\text{Investimento}}{\text{Economia}}$$

$$\text{Período de retorno} = \frac{56\,750}{24\,781 + 3\,609}$$

$$\text{Período de retorno} = 2,0 \text{ anos}$$

Na tabela seguinte apresenta-se resumidamente a economia expectável com a recuperação da água de arrefecimento dos tingimentos de fio e de rama.

Tabela 4.1.5 Economia expectável com a recuperação da água de arrefecimento dos tingimentos de fio e rama.

Parâmetro	Unidades	Tingimento de Fio	Tingimento de Rama
Economia	[kJ/h]	405 376	59 189
	[kJ/ano]	1 621 504 000	236 756 000
	[kg GN/ano]	44 942	6 562
	[€/ano]	24 718	3 609
Investimento	[€]	56 750	
Período de retorno	[anos]	2,0	

O valor de investimento considera a instalação de um novo depósito para recolha da água quente recuperada das máquinas de tingimento de fio e de rama e de tubagens para condução dessa água das máquinas em questão até ao depósito e a colocação de contadores de água nas referidas tubagens.

4.1.3

RECUPERAÇÃO DE CALOR DE EFLUENTES QUENTES DA TINTURARIA COM PRODUÇÃO E ACUMULAÇÃO DE ÁGUA QUENTE A SER UTILIZADA PELO PROCESSO, NAS MÁQUINAS DE TINGIMENTO

O exemplo apresentado anteriormente considera a recuperação de água de arrefecimento dos tingimentos. Contudo, não é apenas água limpa que é suscetível de recuperação de calor nesta indústria. Também podem ser recuperados efluentes “sujos” (que de outro modo seguiriam para o esgoto) para uma recuperação de calor similar.

De seguida apresenta-se um sistema de recuperação de calor dos efluentes quentes da tinturaria com produção e acumulação de água quente a ser utilizada pelo processo, nas máquinas de tingimento.

Não havendo registos da produção por máquina e por processo, mas apenas valores globais de produção da tinturaria, foi feito, no período de auditoria, e durante duas semanas, um registo por máquina e por processo da produção e número de ciclos realizados.

No final do período de monitorização verificou-se que:

- O valor da produção foi de 124,1 toneladas;
- O período de monitorização é representativo da produção anual que, no ano anterior à auditoria, foi de cerca de 3 057 toneladas:

$$(124,1 \times 2) \text{ t/mês} \times 11 \text{ meses/ano} = 3\,126 \text{ t/ano}$$

- O caudal médio horário dos efluentes quentes ($T > 45^\circ\text{C}$) é de 30 500 L/h;
- A temperatura média dos referidos efluentes quentes, à saída das máquinas, é de 64°C ;
- O caudal médio horário das necessidades de água quente para o processo é de 37 500 L/h;
- O caudal médio horário das disponibilidades atualmente existentes em água pré-aquecida, proveniente do sistema de refrigeração dos jets, é de 15 500 L/h;
- A temperatura média da água (quente) de arrefecimento dos jets no acumulador de água quente existente é de 39°C .

Cálculos:

Face a estes valores, e tendo em conta as disponibilidades de água pré-aquecida existentes, o sistema de recuperação a instalar apenas exigirá o aquecimento de um caudal de 22 000 L/h a uma temperatura média de 53°C , o que permitirá dispor de 37 500 L/h de água quente a cerca de 47°C para o processo, ou seja:

Determinação do caudal:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{\text{processo}} &= \dot{q}_{\text{disponibilidades jets}} + \dot{q}_{\text{sistema a instalar}} \Leftrightarrow 37\,500 = 15\,500 + \dot{q}_{\text{sistema a instalar}} \\ &\Leftrightarrow \dot{q}_{\text{sistema a instalar}} = 22\,000 \text{ L/h} \end{aligned}$$

Determinação da temperatura:

$$\begin{aligned} (\dot{q} \times T)_{\text{processo}} &= (\dot{q} \times T)_{\text{disponibilidades jets}} + (\dot{q} \times T)_{\text{sistema a instalar}} \\ \Leftrightarrow 37\,500 \times T_{\text{processo}} &= 15\,500 \times 39 + 22\,000 \times 53 \Leftrightarrow T_{\text{processo}} = 47^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Atribuindo ao sistema de recuperação um rendimento médio global da ordem dos 85 % e para a atividade da tinturaria cerca de 6 000 horas/ano, obter-se-á a recuperação de calor de:

$$\begin{aligned} Q &= \left[\frac{(m \times C_p \times \Delta T)_{\text{água limpa}}}{\eta} \right] \text{ efl. qtes} \times \eta \Leftrightarrow Q = \frac{22\,000 \times 4,186 \times (53 - 12) \times 6\,000 \times 0,85}{0,85 \times 10^6} \\ &\Leftrightarrow Q = 22\,655 \text{ GJ/ano} \end{aligned}$$

Considerando um rendimento da produção e distribuição de vapor também de 85 %, a recuperação deste calor traduz-se na seguinte economia de combustível (fuelóleo):

$$\text{Economia de fuelóleo (t/ano)} = \frac{\text{Energia recuperável}}{\text{Rendimento} \times \text{PCI}} \Leftrightarrow \text{Economia de fuelóleo} = \frac{22\,655}{0,85 \times 40,57}$$

$$\Leftrightarrow \text{Economia de fuelóleo} = 656,9 \text{ t/ano}$$

$$\text{Economia de fuelóleo (tep/ano)} = 656,9 \text{ t/ano} \times 0,984 \text{ tep/t} \Leftrightarrow \text{Economia de fuelóleo} = 646,4 \text{ tep/ano}$$

$$\text{Economia de fuelóleo (€/ano)} = \text{Economia de fuelóleo (t/ano)} \times \text{Custo unitário (€/t)}$$

$$\Leftrightarrow \text{Economia de fuelóleo} = 656,9 \times 250 = 164\,225 \text{ €/ano}$$

A instalação de recuperação de calor terá um consumo elétrico associado, derivado da bombagem dos efluentes quentes do depósito para o permutador de calor, do funcionamento do filtro rotativo e da recirculação da água limpa pelo permutador. Atendendo às potências dos motores das bombas envolvidas e ao seu período de funcionamento expectável, esse consumo elétrico adicional é estimado no valor que se indica a seguir:

$$Q = 6,2 \text{ kW} \times 6\,000 \text{ h} \times 0,75 \Leftrightarrow Q = 27\,900 \text{ kWh/ano}$$

$$Q = 27\,900 \text{ kWh/ano} \times 0,215 \times 10^{-3} \text{ tep/kWh} \Leftrightarrow Q = 6,0 \text{ tep/ano}$$

$$\text{Custo de energia elétrica (€/ano)} = \text{Consumo de energia elétrica (kWh/ano)} \times \text{Custo unitário (€/kWh)}$$

$$\Leftrightarrow \text{Consumo de energia elétrica} = 27\,900 \times 0,09 = 2\,511 \text{ €/ano}$$

Pelo exposto, as economias totais de energia e de custos associadas a esta medida de recuperação de calor serão, respetivamente:

$$\text{Economia total} = \text{Economia de fuelóleo} - \text{Consumo de energia elétrica}$$

$$\text{Economia de energia} = 656,9 - 6,0 = 650,9 \text{ tep/ano}$$

$$\text{Economia de custos} = 164\,225 - 2\,511 = 161\,714 \text{ €/ano}$$

Descrição, caracterização e dimensionamento dos principais equipamentos e respetivos esquemas de implantação:

Como já foi referido, através de registos das produções foi possível determinar que o caudal médio dos efluentes quentes é de 30 500 L/h a uma temperatura média de 64°C (à saídas das máquinas), e que é necessário um caudal de 37 500 L/h de água quente para o processo, a uma temperatura de 47°C. Como a tinturaria já dispõe de um sistema de recolha e acumulação de água quente proveniente dos permutadores de arrefecimento dos banhos dos jets, de onde se obtém um caudal médio de 15 500 L/h a uma temperatura média de 39°C, isto significa que o caudal médio de água quente que é necessário ser produzido pelo sistema a instalar é de apenas 22 000 L/h.

O dimensionamento dos vários equipamentos do sistema de produção e acumulação de água quente, a partir da recuperação de calor dos efluentes quentes, foi efetuado tendo em conta previsíveis aumentos de produção da tinturaria com o inerente aumento do caudal de efluentes quentes e também a substituição de algumas máquinas com relações de banho elevadas, por sua vez conducente a reduções no caudal de efluentes.

O sistema projetado, cujo esquema de principio se apresenta na figura seguinte, que visa a recuperação de calor dos efluentes quentes para o aquecimento da água a ser consumida no processo, inclui:

- A execução de uma nova rede de efluentes quentes, passando a rede existente a ser utilizada para os efluentes frios;
- A instalação de válvulas de 3 vias e de comando termostático, uma por máquina, na saída do esgoto de fundo das máquinas, que encaminharão os efluentes de temperatura superior a 45°C para a nova rede a ser executada e os efluentes de temperatura inferior para a rede existente.
- A instalação de um filtro de alta eficiência que efetuará a remoção das fibras têxteis e outros resíduos dos efluentes quentes. Prevê-se a utilização de um filtro rotativo, tipo parkwood, que será instalado no depósito de recolha dos efluentes quentes, o que garantirá que a água recolhida aí se encontre em boas condições para ser circulada pela bomba de transferência e pelo permutador.
- A construção de um depósito de recolha dos efluentes quentes com a capacidade de 36 000 L.
- A execução de 2 *trop-pleins* (ou dispositivos de descarga), um para o filtro e outro para o depósito de efluentes quentes.
- Um grupo eletrobomba vertical imerso ou submersível para a circulação, através do permutador, de 35 000 L/h de efluentes quentes a uma temperatura máxima de 90°C.
- A utilização de um permutador que arrefecendo os efluentes quentes de 60°C para 30°C permita o aquecimento de 25 300 L/h de água limpa de 12°C para 53°C.

- Um grupo eletrobomba para a circulação de 25 300 L/h de água limpa pelo secundário do permutador.
- A instalação de um reservatório de água quente com capacidade para 32 000 L que recolherá a água quente produzida pelo sistema de recuperação de calor. Este depósito será interligado ao depósito de água quente existente, de recolha da água de arrefecimento dos jets.
- Um grupo eletrobomba de alimentação de água quente à fábrica, que funcionará em paralelo com o grupo existente.
- A instalação elétrica completa para todo o fornecimento, incluindo um quadro elétrico para a instalação de recuperação.
- A execução de obras de construção civil.

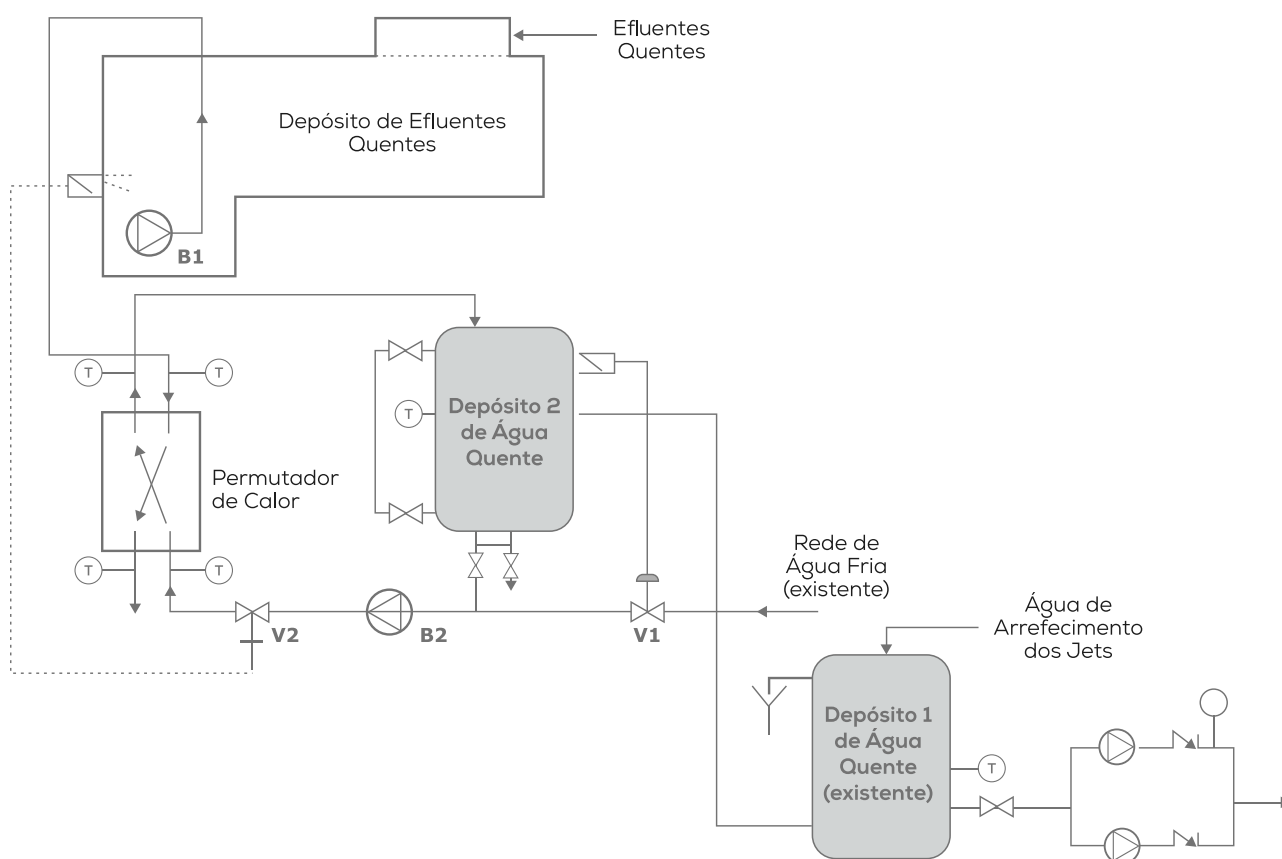


Figura 4.1.5 - Esquema de princípio de sistema de recuperação de calor de efluentes quentes com produção e acumulação de água quente a ser utilizada pelo processo nas máquinas da tinturaria

4.1.4

OTIMIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO DE UM SECADOR DE CILINDROS

A calandragem é um processo em que o tecido passa entre cilindros, sendo espremido a alta pressão e alta temperatura, com o objetivo de obter um maior brilho e uma maior flexibilidade.

De seguida apresentam-se algumas metodologias que permitem economizar energia em secadores de cilindros:

- Aumentar a velocidade de secagem: manter as superfícies de aquecimento limpas, efetuar uma pré-secagem mecânica, evitar o excesso de secagem e usar a pressão de vapor máxima admissível.
- Aumentar a eficiência térmica: eliminar todas as fugas de vapor vivo, aplicar isolamentos térmicos nas extremidades dos cilindros e utilizar o máximo de superfície de secagem disponível.

No âmbito da realização de auditoria energética a uma empresa têxtil verificou-se a existência de um secador com 17 cilindros, cada um com 0,56 m de diâmetro e 2,26 m de comprimento. A análise efetuada a este equipamento permitiu concluir que as extremidades dos cilindros não se encontravam isoladas termicamente, existiam fugas de vapor e havia períodos de paragem da máquina (com consumo de vapor). Na sequência dessa análise foi avaliado o desempenho do secador de cilindros nas condições referidas.

Em resultado da auditoria efetuada, foram implementadas as seguintes medidas de melhoria: aplicação de isolamentos térmicos nas extremidades dos cilindros, redução dos períodos de paragem da máquina e eliminação das fugas de vapor. Posteriormente repetiu-se a avaliação do desempenho do secador de modo a determinar as economias resultantes da otimização do funcionamento desse equipamento.

Na tabela seguinte caracterizam-se as condições de funcionamento do secador de cilindros nos cenários estudados.

Tabela 4.1.6 Caracterização das condições de funcionamento do secador de cilindros.

Cenário A	Cenário B
Tecido com 0,69 m de largura e com um peso de cerca de 0,1322 kg/m.	Tecido com 0,69 m de largura e com um peso de cerca de 0,1322 kg/m.
Objectivo: reduzir o teor de humidade de 85,5 % para 6,5 %.	Objectivo: reduzir o teor de humidade de 85,5 % para 6,5 %.
	Medidas de melhoria implementadas: - Aplicação de isolamentos térmicos nas extremidades dos cilindros - Redução do período de paragem da máquina (Eliminação do consumo de vapor com a máquina em <i>stand-by</i>); - Eliminação de fugas de vapor.

Cálculos:

Determinação da produção da máquina

Produção (m) = velocidade da máquina (m/min) × tempo (min/ciclo) × nº de passagens do tecido

Produção (kg) = Produção (m) × densidade linear (kg/m)

$$\text{Produção (kg/h)} = \frac{\text{Produção (kg)}}{\text{tempo do ciclo (h/ciclo)}}$$

Cenário A

$$\text{Produção (m)} = 40,8 \times 150 \times 2 = 12\,240 \text{ m}$$

$$\text{Produção (kg)} = 12\,240 \times 0,1322 = 1\,618,1 \text{ kg}$$

$$\text{Produção (kg/h)} = \frac{1\,618,1}{(150 + 30) / 60} = 539,4 \text{ kg/h}$$

Cenário B

$$\text{Produção (m)} = 40,8 \times 180 \times 2 = 14\,688 \text{ m}$$

$$\text{Produção (kg)} = 14\,688 \times 0,1322 = 1\,941,8 \text{ kg}$$

$$\text{Produção (kg/h)} = \frac{1\,941,8}{180 / 60} = 647,3 \text{ kg/h}$$

De salientar que para o Cenário A se considera que cada ciclo tem a duração de 180 minutos, sendo 150 minutos em funcionamento e 30 minutos em paragem. No Cenário B, não se considera qualquer paragem no ciclo.

Determinação do consumo específico de vapor

$$\text{Consumo específico de vapor} = \frac{\text{Consumo vapor}}{\text{Produção}}$$

Cenário A

$$\text{Consumo específico de vapor} = \frac{840}{539,4}$$

$$\text{Consumo específico de vapor} = 1,557 \text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{produto}}$$

Cenário B

$$\text{Consumo específico de vapor} = \frac{763}{647,3}$$

$$\text{Consumo específico de vapor} = 1,179 \text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{produto}}$$

Determinação da economia de vapor

$$\text{Economia de vapor} = \text{Consumo Vapor}_{\text{Cenário A}} - \text{Consumo Vapor}_{\text{Cenário B}}$$

$$\text{Economia de vapor} = (\text{Consumo específico} \times \text{Produção})_{\text{Cenário A}} - (\text{Consumo específico} \times \text{Produção})_{\text{Cenário B}}$$

$$\text{Economia de vapor} = (1,557 \times 1\,618,1) - (1,179 \times 1\,941,8)$$

$$\text{Economia de vapor} = 231 \text{ kg/ciclo}$$

$$\text{Economia de vapor} = 77 \text{ kg/h}$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{\text{Consumo Específico Vapor}_{\text{Cenário A}} - \text{Consumo Específico Vapor}_{\text{Cenário B}}}{\text{Consumo Específico Vapor}_{\text{Cenário A}}} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{1,557 - 1,179}{1,557} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 24\%$$

A tabela seguinte apresenta de forma resumida o desempenho energético do secador de cilindros antes e após a implementação das medidas de otimização do funcionamento da máquina.

Tabela 4.1.7 Economia expectável com a otimização das condições de funcionamento da secadora de cilindros.
(Fonte [1])

Parâmetro	Unidades	Cenário A	Cenário B
Tempo de funcionamento da máquina	[minutos/ciclo]	150	180
Tempo de paragem da máquina*	[minutos/ciclo]	30	0
Passagem do tecido no secador	[nº vezes/ciclo]	2	2
Funcionamento da máquina em produção	[%]	83,3	100
Velocidade da máquina	[m/min]	40,8	40,8
Produção	[m/ciclo]	12 240	14 688
	[kg/ciclo]	1 618,1	1 941,8
	[kg/h]	539,4	647,3
Pressão de vapor	[bar]	2,0	2,0
Consumo médio de vapor**	[kg/h]	840,0	763,0
Consumo específico de vapor	[kg _{vapor} /kg _{produto}]	1,557	1,179
Economia de vapor	[%]	-	24%
	[kg/ciclo]		231,0

* Máquina parada mas com consumo de vapor

** Medido pelo contador existente

Comentários:

- Na implementação das medidas foi dada prioridade à eliminação das fugas de vapor vivo existentes.
- A produtividade da máquina influencia o consumo específico de energia.
- Existe potencial para reduzir ainda mais o consumo de vapor no secador, através da redução do teor de humidade no tecido à entrada para 70 % ou 60 %.

4.1.5

INSTALAÇÃO DE RECUPERADORES DE CALOR DOS GASES DE EXTRAÇÃO DAS RÂMOLAS

Uma medida frequentemente implementada no setor têxtil consiste na recuperação de calor dos gases de extração das râmolas para aquecimento de água para o processo ou do ar de alimentação desses equipamentos. No exemplo que se apresenta, a recuperação de calor é para aquecimento de água do processo. O meio de aquecimento do ar de secagem é o gás natural.

Para o aproveitamento do calor das extrações das râmolas propõe-se a implementação de um permutador ar-água. Através de um sistema de condutas a instalar, os gases das extrações de três râmolas serão conduzidos para um permutador, que irá transferir o calor destes gases para o aquecimento de água.

Na figura seguinte apresenta-se uma representação esquemática do sistema proposto.

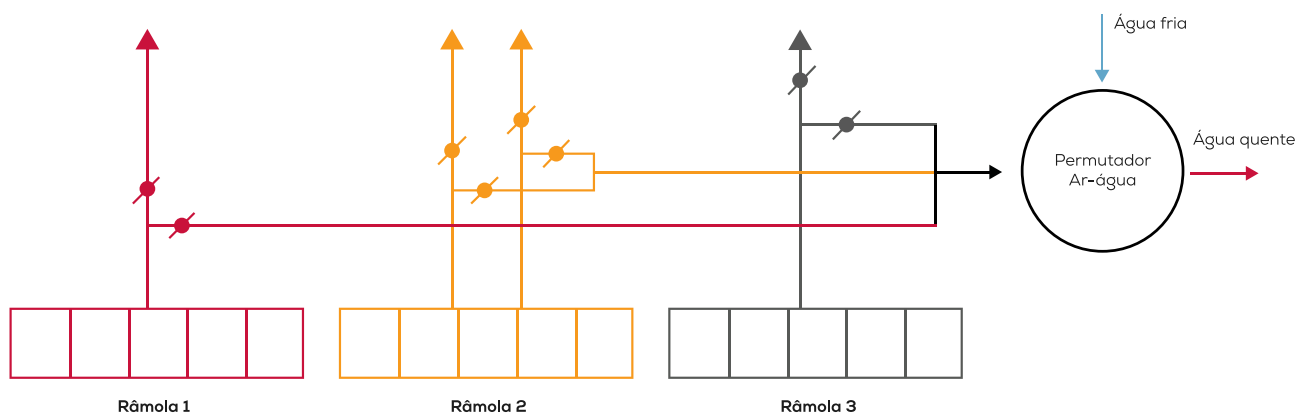


Figura 4.1.6 - Representação esquemática do sistema proposto de condutas de extração e permutador

Para o estudo desta medida de melhoria é necessário monitorizar o caudal de gases/ar de extração das râmolas e determinar a sua temperatura.

Determinando a potência térmica disponível para aproveitamento, calcula-se o caudal de água que pode ser aquecido até aos 100°C.

Na tabela seguinte resumem-se as condições previstas de funcionamento deste sistema e o número de horas de funcionamento consideradas para o cálculo da poupança anual.

Tabela 4.1.8 Dados para determinação das economias previstas com a instalação de recuperadores de calor dos gases/ar de exaustão das râmolas.

Parâmetro	Unidades	Tingimento de Fio
Caudal de ar	[kg/h]	225
Calor específico do ar	[kJ/kg°C]	1,0
Temperatura do ar de exaustão	[°C]	180
Temperatura do ar ambiente	[°C]	25
Calor específico da água	[kJ/kg °C]	4,186
Temperatura entrada água fria	[°C]	15
Temperatura saída água fria	[°C]	95
Regime de funcionamento	[h/ano]	8 736
Rendimento da produção e distribuição de vapor	[%]	80
Rendimento do permutador gás-água	[%]	90
PCI do Gás natural	[kJ/kg]	45 100
Custo do Gás natural	[€/t]	550

Cálculos:

Determinação da potência térmica disponível

$$Q = M_g \times C_g \times (T_g - T_{ar}) \Leftrightarrow Q = 225 \times 1,0 \times (180 - 25) \Leftrightarrow Q = 34\,875 \text{ kJ/h}$$

(fazendo a aproximação simplificada de se considerar a exaustão das râmolas equivalente a ar)

Determinação da energia térmica recuperável

$$Q = \text{potência térmica} \times \text{funcionamento anual} \times \text{rendimento do permutador} \Leftrightarrow Q = 34\,875 \times 8\,736 \times 0,90$$

$$\Leftrightarrow Q = 274\,201\,200 \text{ kJ/ano}$$

Determinação da economia de gás natural, correspondente ao que deixa de ser necessário consumir em vapor para produção de água quente do processo:

$$\text{Economia horária de combustível} = \frac{\text{Calor recuperável}}{\text{Rendimento} \times \text{PCI gás natural}}$$

$$\text{Economia horária de combustível} = \frac{274\,201\,200}{0,80 \times 45\,100} = 7\,600 \text{ kg/ano}$$

Determinação da economia de gás natural (€):

$$\text{Economia anual de combustível} = \text{Economia de combustível (t/ano)} \times \text{Custo unitário (€/t)}$$

$$\text{Economia anual de combustível} = 7\,600 \times 550 = 4\,180 \text{ €/ano}$$

Determinação do caudal de água a aquecer de 15°C para 60°C:

$$Q = M_{\text{ag}} \times C_{\text{ag}} \times (T_{\text{s}_{\text{ag}}} - T_{\text{e}_{\text{ag}}}) \Leftrightarrow 34\,875 = M_{\text{ag}} \times 4,186 \times (100 - 15)$$

$$\Leftrightarrow M_{\text{ag}} = 98 \text{ kg/h} \Leftrightarrow M_{\text{ag}} = 0,098 \text{ m}^3/\text{h}$$

Tabela 4.1.9 Economia exetável com a instalação de recuperadores de calor dos gases de exaustão das râmolas.

Parâmetro	Unidades	Tingimento de Fio
Potência Térmica	[kJ/h]	34 875
Economia	[kJ/h]	34 875
	[kJ/ano]	274 201 200
	[kg GN/ano]	7 600
	[€/ano]	4 180
Temperatura entrada da água	[°C]	15
Temperatura saída da água	[°C]	100
Caudal de água a aquecer	[kg/h]	98,0
	[m³/h]	0,098
Investimento	[€]	56 000
Período de retorno	[anos]	13,4

Com a implementação deste sistema prevê-se que seja possível aquecer 98,0 dm³/h de água dos 15°C até 100°C.

No módulo 2.8 do presente Manual é apresentado um exemplo do balanço térmico a um secador contínuo de tecido, que mais não é do que uma râmola. Por esta razão o referido balanço não foi incluído neste módulo.

REFERÊNCIAS

[1] Devkl Energy Consultancy Pvt. Ltd. (2006), "Dryers", prepared for Bureau of Energy Efficiency and Indian Renewable Energy Development Agency.

[2] NIFES Consulting Engineers, "Manual de Conservação de Energia: Algodão e Fibras Sintéticas, elaborado para Ministério da Indústria e Energia e Direção Geral de Energia

4.2

Papel

A indústria da pasta e papel é extremamente competitiva: as instalações industriais procuram produzir mais com os recursos e custos mínimos, procurando todas as oportunidades para aumentar a competitividade num universo cada vez mais digital.

A produção de papel é altamente consumidora de energia elétrica, energia térmica e água. Com os aumentos progressivos dos custos de energia, das matérias-primas e da mão-de-obra, a implementação e desenvolvimento de medidas de conservação de energia é determinante para o futuro das indústrias papeleiras.

De seguida apresentam-se, de forma sucinta metodologias de estudo de medidas de melhoria frequentemente aplicáveis neste sector.

4.2.1

BALANÇO ENERGÉTICO DE UMA PRÉ-SECAGEM NUMA MÁQUINA DE PAPEL

A produção de papel é dividida em quatro etapas básicas: formação, prensagem (remoção mecânica de água), secagem evaporativa e acabamentos. Destas quatro etapas, a etapa mais intensiva em energia é a secagem. A folha de papel atravessa uma série de cilindros que são aquecidos com vapor.

A figura que se segue apresenta o diagrama de fluxos energéticos de uma pré-secagem numa máquina de papel que consome energia térmica no aquecimento dos cilindros e no aquecimento do ar desde a temperatura ambiente até 100°C.

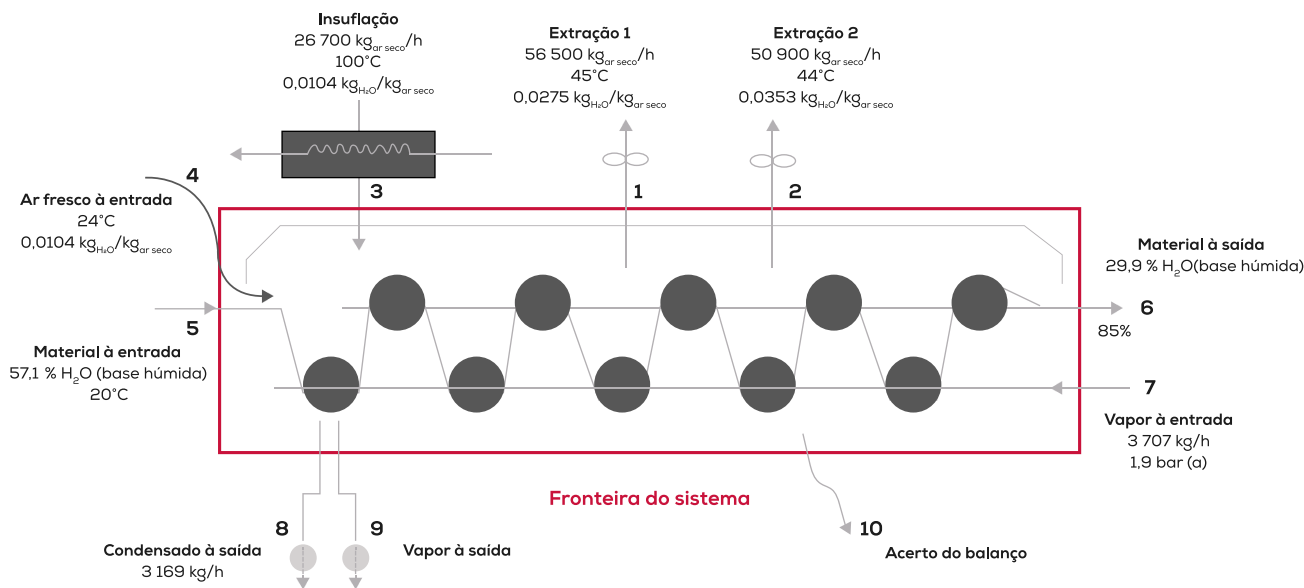


Figura 4.2.1 - Diagrama de fluxos da pré-secagem numa máquina de papel

Caraterísticas do sistema:

Produto: 2 740 kg/h de papel para escrita

Produção na bobina: 2 740 kg/h de papel com 5 % de humidade (base húmida)

Para realizar o balanço a este equipamento é necessário realizar medições de caudais, temperaturas e humidades. Os dados resultantes destas medições apresentam-se na tabela seguinte.

Tabela 4.2.1 Caracterização dos fluxos da pré-secagem numa máquina de papel.

Caraterização da corrente	Caudal	Teor de água	Caudal de água	Temperatura	Calor Específico	
	[kg/h]	[kg/kg]	[kg/h]	[°C]	[kJ/kg °C]	
1	Extração de ar 1	56 500	0,0275	1 554	45	1,0
2	Extração de ar 2	50 900	0,0353	1 797	44	1,0
3	Insuflação de ar	26 700	0,0104	278	100	1,0
4	Ar fresco	26 700	0,0104	839	24	1,0
5	Material à entrada	2 603	0,571	3 465	20	1,5
6	Material à saída	2 603	0,299	1 110	85	1,5
7	Vapor à entrada	3 707	-	-	118,8 ^{a)}	-
8	Condensado à saída	3 169	-	-	118,8	-
9	Vapor à saída	538	-	-	118,8	-

a) Temperatura do vapor saturado à pressão absoluta de 1,9 bar.

Recorrendo às equações inerentes à realização de balanços energéticos (apresentadas no módulo 2.8 deste manual) é possível determinar a potência térmica de cada uma das correntes do processo.

Item 1: Extração de ar 1

$$Q_1 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$Q_1 = 56\,500 \times [1 \times 45 + 0,0275 \times (1,9 \times 45 + 2\,480)] \Leftrightarrow Q_1 = 6\,528\,646 \text{ kJ/h}$$

Item 2: Extração de ar 2

$$Q_2 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$Q_2 = 50\,900 \times [1 \times 44 + 0,0353 \times (1,9 \times 44 + 2\,480)] \Leftrightarrow Q_2 = 6\,845\,800 \text{ kJ/h}$$

Item 3: Insuflação de ar 3

$$Q_3 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$Q_3 = 26\,700 \times [1 \times 100 + 0,0104 \times (1,9 \times 100 + 2\,480)] \Leftrightarrow Q_3 = 3\,411\,406 \text{ kJ/h}$$

Item 4: Ar fresco

Para acertar o balanço de ar seco:

$$M_g = 56\,500 + 50\,900 - 26\,700 = 80\,700 \text{ kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$$

$$Q_4 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$Q_4 = 80\,700 \times [1 \times 24 + 0,0104 \times (1,9 \times 24 + 2\,480)] \Leftrightarrow Q_4 = 4\,056\,486 \text{ kJ/h}$$

Item 5: Material à entrada

A produção na base seca é $2\,740 \times (1 - 0,05) = 2\,603 \text{ kg}_{\text{material seco}}/\text{h}$

A quantidade de água presente no papel é $\frac{2\,603}{\frac{1}{0,571} - 1} = 3\,465 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$

$$Q_5 = M_m \times C_m \times T_m + M_{\text{H}_2\text{O}} \times C_{\text{H}_2\text{O}} \times T_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$Q_5 = 2\,603 \times 1,5 \times 20 + 3\,465 \times 4,18 \times 20 \Leftrightarrow Q_5 = 367\,764 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$C_m = 1,5 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ é o calor específico do papel seco

Item 6: Material à saída

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{2\,603}{\frac{1}{0,571} - 1} = 1\,110 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{h}$$

$$Q_6 = M_m \times C_m \times T_m + M_{\text{H}_2\text{O}} \times C_{\text{H}_2\text{O}} \times T_{\text{H}_2\text{O}}$$

$$Q_6 = 2\,603 \times 1,5 \times 85 + 1\,110 \times 4,18 \times 85 \iff Q_6 = 726\,266 \text{ kJ/h}$$

Item 7: Vapor à entrada

$$Q_7 = M_v \times H_v$$

$$Q_7 = 3\,707 \times 2\,704,5 \iff Q_7 = 10\,025\,581 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$H_v = 2\,704,5 \text{ kJ/kg}$ é a entalpia específica do vapor a 1,9 bar (a) e $118,8^\circ\text{C}$

Item 8: Condensado à saída

$$Q_8 = M_c \times C_{\text{H}_2\text{O}} \times T_{\text{vapor}}$$

$$Q_8 = 3\,169 \times 4,18 \times 118,8 \iff Q_8 = 1\,573\,675 \text{ kJ/h}$$

Item 9: Vapor à saída

$$Q_9 = M_v \times H_v$$

$$Q_9 = 538 \times 2\,704,5 \iff Q_9 = 1\,455\,021 \text{ kJ/h}$$

Item 10: Acerto do balanço

$$Q_{10} = Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_7 - Q_1 - Q_2 - Q_6 - Q_8 - Q_9$$

$$Q_{10} = 3\,411\,406 + 4\,056\,486 + 367\,764 + 10\,025\,581 - 6\,528\,646 - 6\,845\,800 - 726\,266 - 1\,573\,675 - 1\,455\,021$$

$$Q_{10} = 731\,829 \text{ kJ/h}$$

Efetuada os cálculos necessários para determinação das potências térmicas, os resultados obtidos poderão ser apresentados sob a forma de tabela ou fluxograma de massa/energia.

Tabela 4.2.2 Balanço de massa e energia numa máquina de papel.

Caraterização da corrente	Caudal [kg/h]				Potência Térmica
	Material Seco	Água	Ar seco	Vapor e Condensado	[kJ/h]
1	-	-1 554	- 56 500	-	- 6 528 646
2	-	- 1 797	- 50 900	-	- 6 845 800
3	-	+ 278	+ 26 700	-	+ 3 411 406
4	-	+ 839	+ 80 700	-	+ 4 056 486
5	+ 2 603	+ 3 465	-	-	+ 367 764
6	- 2 603	- 1 110	-	-	- 726 266
7	-	-	-	+ 3 707	+ 10 025 581
8	-	-	-	- 3 169	- 1 573 675
9	-	-	-	- 538	- 1 455 021
10	0	- 121	0	0	- 731 829

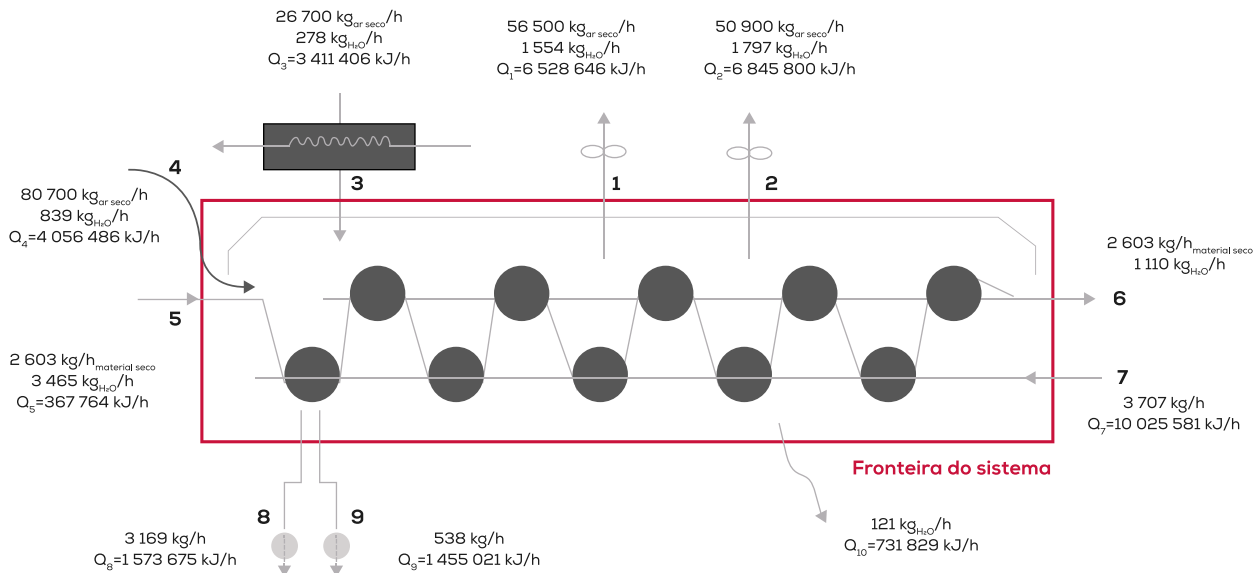


Figura 4.2.2 - Diagrama de fluxos da pré-secagem numa máquina de papel

Refira-se que é consumida energia térmica em dois pontos no sistema de pré-secagem da máquina de papel:

- no aquecimento do ar desde a temperatura ambiente até 100°C
- no aquecimento dos cilindros

No primeiro caso, o balanço energético é o seguinte:

$$Q_{T1} = Q_3 - Q_0$$

$$Q_{T1} = 3\,411\,406 - 26\,700 \times [1 \times 24 + 0,0104 \times (1,9 \times 24 + 2\,480)] \Leftrightarrow Q_{T1} = 2\,069\,297 \text{ kJ/h}$$

Em relação ao aquecimento dos cilindros:

$$Q_{T2} = Q_7 - (Q_8 + Q_9)$$

$$Q_{T2} = 10\,025\,581 - (1\,573\,675 + 1\,455\,021) \Leftrightarrow Q_{T2} = 6\,996\,885$$

A – Consumo específico de energia por tonelada de água evaporada

$$C = \frac{Q_{T1} + Q_{T2}}{M_{\text{H}_2\text{O}_6} - M_{\text{H}_2\text{O}_5}}$$

$$C = \frac{2\,069 + 6\,997}{3\,465 - 1\,110} \Leftrightarrow C = 3,85 \text{ GJ/t}_{\text{água evaporada}}$$

B – Cálculo da transferência de calor do cilindro para o papel

B.1 – Perdas nos topos dos cilindros

$$Q = U \times A \times (T_0 - T_a)$$

$$Q = 108 \times 47,8 \times (110 - 30) \Leftrightarrow Q = 413\,000 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$U = 108 \text{ kJ/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ é um valor típico para superfícies verticais em rotação

$A = 47,8 \text{ m}^2$ é a área total dos topos dos cilindros

$T_0 = 110^\circ\text{C}$ é a temperatura dos cilindros

$T_a = 30^\circ\text{C}$ é a temperatura ambiente

B.2 – Energia dissipada pelas superfícies cilíndricas

$$Q_{sc} = Q_{T2} - Q$$

$$Q_{sc} = 6\,996\,885 - 413\,000 \Leftrightarrow Q_{sc} = 6\,583\,885 \text{ kJ/h}$$

Em relação ao equipamento analisado, uma forma de apurar eventuais economias de energia, é comparar o atual consumo específico de energia (energia por unidade de água evaporada) com um valor homólogo de referência.

4.2.2

OTIMIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DA CANELADORA

A prancha de cartão canelado é produzida na máquina de canelar. Esta operação está dividida em duas zonas, a zona húmida onde há consumo de vapor e a zona seca onde apenas há consumo de energia elétrica.

Os vários tipos de papel entram nos diferentes grupos de canelar, de acordo com o tipo e qualidade do produto pretendido, formando-se as caneladuras de papel. Estas caneladuras passam na coladora onde são coladas e compactadas, sendo depois encaminhadas para a zona de secagem.

A otimização das condições de operação da caneladora consiste na redução da quantidade de cola a aplicar ao produto. A implementação desta medida origina um decréscimo do período de secagem, aumentando a velocidade da máquina e, conseqüentemente, a produtividade da mesma. Este procedimento permite ainda a redução da pressão de funcionamento das caldeiras em 1 bar ou até mais, (dependendo das características do produto e da própria caneladora), resultado da diminuição do consumo de vapor na zona húmida da caneladora.

Desta forma deve ser sempre estudada a possibilidade de reduzir a quantidade de cola a aplicar ao produto e a possibilidade de reduzir a pressão de vapor sem comprometer a qualidade do produto desejada.

Na tabela seguinte apresentam-se os dados de consumo de vapor (14 bar) e produção de cartão registados ao longo dos 11 meses que antecederam a auditoria (Cenário A).

No decorrer da auditoria a empresa implementou um sistema de controlo da pressão de vapor na caneladora através da variação da velocidade da máquina (Cenário B), tendo-se registado, durante 12 dias, o consumo de vapor na caneladora e respetiva produção.

A tabela seguinte apresenta as condições de operação da caneladora nos dois cenários apresentados.

Tabela 4.2.3 Condições de operação da caneladora no período de auditoria.

Parâmetro	Cenário A	Cenário B	Unidade
Produção de cartão	32 745	1 925	[t]
Consumo de vapor	12 162 486	600 044	[kg]

Cálculos:

Determinação do consumo específico da caneladora no período de auditoria (Cenário A)

$$C = \frac{\text{Consumo de vapor}}{\text{Produção de cartão}}$$

Cenário A

Cenário B

$$C = \frac{12\,162\,486}{32\,745} \Leftrightarrow C = 371,4 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{t}_{\text{cartão}} \quad C = \frac{600\,044}{1\,925} \Leftrightarrow C = 311,8 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{t}_{\text{cartão}}$$

Determinação da economia de vapor

$$\text{Economia de vapor} = \text{Consumo Vapor}_{\text{Cenário A}} - \text{Consumo Vapor}_{\text{Cenário B}}$$

$$\text{Economia de vapor} = 371,4 - 311,8 \Leftrightarrow \text{Economia de vapor} = 59,6 \text{ kg}_{\text{vapor}}/\text{t}_{\text{cartão}}$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{\text{Consumo Específico Vapor}_{\text{Cenário A}} - \text{Consumo Específico Vapor}_{\text{Cenário B}}}{\text{Consumo Específico Vapor}_{\text{Cenário A}}} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = \frac{371,4 - 311,8}{371,4} \times 100$$

$$\% \text{ Economia} = 16 \%$$

A tabela seguinte apresenta de forma resumida o desempenho energético da caneladora antes (Cenário A) e após a implementação da medida de otimização do funcionamento da máquina (Cenário B).

Tabela 4.2.4 Economia resultante da otimização das condições de operação da caneladora.

Parâmetro	Cenário A	Cenário B	Unidade
Produção de cartão	32 745	1 925	[t]
Consumo de vapor	12 162 486	600 044	[kg]
Consumo específico de vapor	371,4	311,8	[kg _{vapor} /t _{cartão}]
Economia de Vapor	59,6		[kg _{vapor} /t _{cartão}]
	16		[%]

A implementação desta medida resultou na redução do consumo específico de vapor por este equipamento de 59,6 kg vapor por tonelada de cartão produzida.

4.2.3 OTIMIZAÇÃO DE OPERAÇÃO DE SECAGEM

A operação de secagem é um dos principais consumidores de vapor em qualquer instalação industrial.

A secagem por impulso é uma tecnologia que melhora a remoção mecânica de água do papel, reduzindo a quantidade de água que tem que ser removida no processo de secagem propriamente dita.

Algumas vantagens da utilização da secagem por impulso são o aumento da produtividade e a produção de papel mais fino, suave e resistente do que o obtido pelo processo convencional de secagem. [1]

A tabela seguinte apresenta de forma resumida o desempenho energético da máquina de papel antes (Cenário A) e após a incorporação de secador por impulso na máquina (Cenário B).

Tabela 4.2.5 Economia resultante da otimização de operação de secagem.

Parâmetro	Cenário A	Cenário B	Unidade
Produção de papel	50 000	50 000	[t]
Consumo de vapor	10 568	9 536	[kg]
Consumo específico de vapor	211,4	190,7	[kg _{vapor} /t _{cartão}]
Economia de Vapor	20,6		[kg _{vapor} /t _{cartão}]
	9,8		[%]

A implementação desta medida resultou na redução do consumo específico de vapor neste equipamento de 20,6 kg vapor por tonelada de papel produzido, representando uma redução de 9,8 % do consumo de vapor no processo de secagem.

REFERÊNCIAS

[1] ADENE, (2010), "Medidas de Eficiência Energética aplicáveis à Indústria Portuguesa: Um Enquadramento Tecnológico Sucinto"

[2] CCE – Centro para a Conservação de Energia, "Manual do Gestor de Energia, Capítulo 6, Balanços Energéticos"

[3] Devkl Energy Consultancy Pvt. Ltd. (2006), "Dryers", prepared for Bureau of Energy Efficiency and Indian Renewable Energy Development Agency.

4.3

Cerâmica

De seguida apresentam-se, de forma sucinta, metodologias de estudo de medidas de melhoria frequentemente aplicáveis neste setor. Salienta-se que a indústria cerâmica é constituída pelos seguintes segmentos produtivos: cerâmica utilitária (louça de mesa), cerâmica artística (louça decorativa), cerâmica técnica (produtos refratários e novas cerâmicas) e cerâmica de construção (louça sanitária, azulejos, mosaicos, ladrilhos e produtos de cerâmica estrutural – tijolos, abobadilhas, telhas, tubos de saneamento e acessórios).

Todos os produtos, à exceção dos de cerâmica estrutural e de alguns de cerâmica técnica, são também vulgarmente conhecidos como pertencendo ao subsetor industrial de Cerâmica de Barro Branco (por estes produtos utilizarem como matérias-primas, de uma forma geral, pastas brancas). As exceções apontadas incluem-se no subsetor industrial conhecido por Cerâmica de Barro Vermelho (designação que deriva de aqueles produtos utilizarem, de uma forma geral, pastas vermelhas como matérias-primas).

Apresentaremos aqui alguns exemplos de balanços energéticos aos principais equipamentos produtivos de alguns destes subsectores e de medidas que podem resultar dos mesmos, particularmente naqueles com maior expressão na indústria cerâmica (pelo número de unidades fabris existentes, volume de negócios associado, número de trabalhadores que empregam e expressão dos consumos energéticos), como é o caso do segmento de pavimentos e revestimentos (também designado de produtos de cerâmica de acabamentos, pertencente ao subsetor de Cerâmica de Barro Branco e onde se inclui o fabrico de mosaicos, ladrilhos e azulejos) e do segmento de tijolos, abobadilhas e telhas (habitualmente designados de produtos de cerâmica estrutural, pertencentes ao subsetor de Cerâmica de Barro Vermelho).

4.3.1.

BALANÇO ENERGÉTICO DE UM ATOMIZADOR DE UMA EMPRESA DE PAVIMENTO E REVESTIMENTO

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos da operação de secagem por atomização de pasta cerâmica (barbotina) numa unidade fabril de produção de pavimento e revestimento, em que o meio de aquecimento da referida pasta é

constituído pelos gases quentes produzidos num gerador de ar quente com queima de fuelóleo.

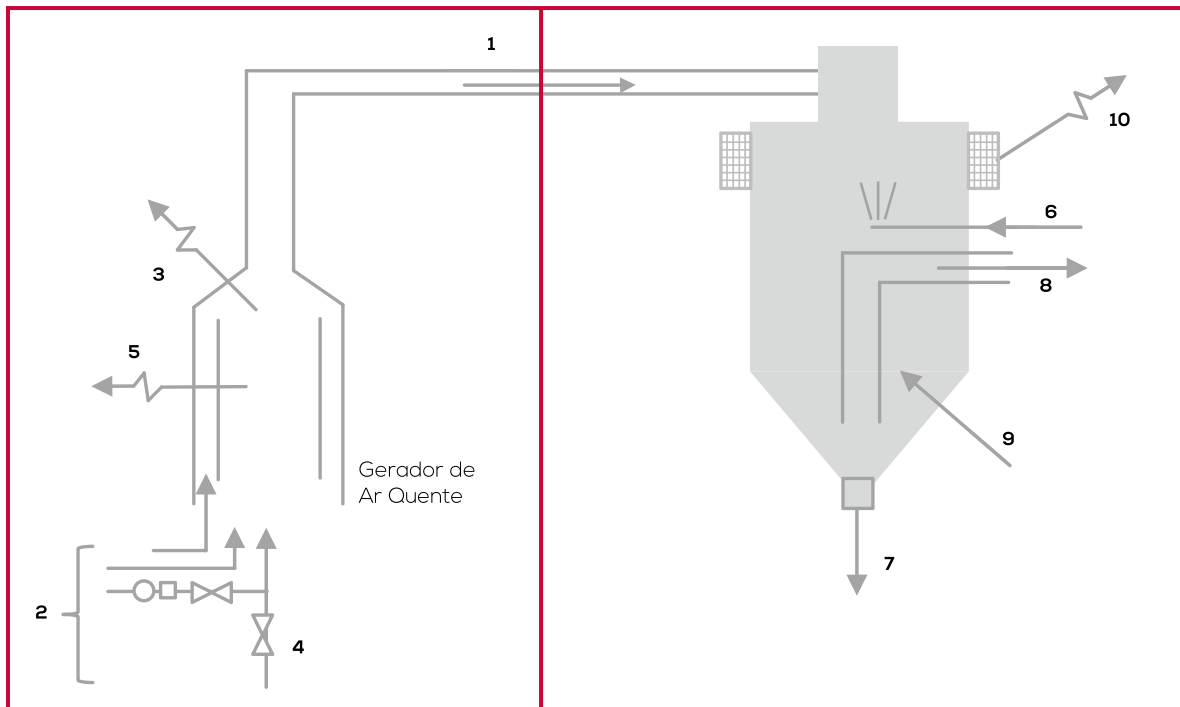


Figura 4.3.1 - Diagrama de fluxos da secagem por atomização de pasta numa indústria cerâmica

Para realizar o balanço a este equipamento é necessário conhecer o material dos equipamentos (neste caso, alumínio oxidado) e realizar medições de caudais, temperaturas e conhecer as propriedades físicas dos fluxos envolvidos, como mostram as tabelas seguintes.

Tabela 4.3.1 Caracterização dos fluxos do processo - medições.

Caraterização da corrente	Equipamento	Caudal [kg/h]	Temperatura [°C]	Teor de O ₂ [%]	Teor de H ₂ O [%]	Humidade absoluta [kg _{H₂O} /kg _{ar seco}]	Dimensões [m]	
1	Gerador de Ar Quente	-	625	16,1	-	-	-	
2		-	40	-	-	0,008	-	
3		Perdas de calor por radiação e convecção	-	Sup. Verticais = 94	-	-	-	Ø = 1,5
				Fundo = 300		-		h = 5
4		Combustível ("Thick" Fuelóleo)	220	100	-	-	-	-
5	Outras perdas	-	-	-	-	-	-	
1	Atomizador	-	625	16,1	-	-	-	
6		Entrada de pasta	6 411	40	-	-	-	-
7		Saída de pó atomizado	-	50	-	7	-	-
8		Saída de gases de secagem (chaminé)	-	108	17,7	-	-	-
9		Entradas de ar	-	40	-	-	0,008	-
10		Perdas de calor por radiação e convecção	-	-	-	-	-	-

Tabela 4.3.2 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas.

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico dos gases de combustão	1,1	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar seco	1,0	[kJ/kg °C]
Emissividade do alumínio oxidado	0,3	-
Fator de geometria (vertical)	5,2	-
Fator de geometria (fundo)	4,32	-
PCS do "Thick" Fuelóleo	42 600	[kJ/kg]
Calor específico do "Thick" Fuelóleo	2,1	[kJ/kg °C]
Calor específico do produto seco	1,1	[kJ/kg °C]
Calor específico da água	4,18	[kJ/kg °C]
Teor de humidade no pó obtido	7,00	[%]

Caracterizadas as diferentes correntes do processo e recorrendo às equações básicas apresentadas no módulo 2.8 é possível obter os Balanços de Massa e de Energia deste sistema.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^{\circ}\text{C}$)

Balanços de massa e de energia ao Gerador de Ar Quente

Item 1: Gases quentes

O excesso de ar de combustão é dado por:

$$e = \frac{\% \text{O}_2}{21 - \% \text{O}_2} = \frac{16,1}{21 - 16,1} = 3,2857$$

O caudal de gases quentes pode ser determinado pela equação:

$$\begin{aligned} M_{\text{gases secos de combustão}} &= [(1 + e \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}})] \times M_{\text{combustível seco}} \\ &= [(1 + 3,2857) \times 13,8 + 1 - 1,0] \times 220 = 13\,011,4 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

Em que:

$m_{\text{ar seco}} = 13,8$ e é a razão de ar estequiométrico para a combustão de "thick" fuelóleo, em $\text{kg}_{\text{ar}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$.

$m_{\text{H}_2\text{O}} = 1,0$ e é a água produzida pela combustão de H_2 , em $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$, quando o combustível é "thick" fuelóleo.

A humidade absoluta dos gases de combustão pode ser calculada pela equação:

$$\begin{aligned} W_{\text{gases}} &= \frac{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times W_{\text{ar}} + a + m_{\text{H}_2\text{O}}}{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}} = \frac{(1 + 3,2857) \times 13,8 \times 0,008 + 0 + 1,0}{(1 + 3,2857) \times 13,8 + 1 - 1,0} \\ &= 0,0249 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gases secos}} \end{aligned}$$

Em que:

$W_{\text{ar}} = 0,008 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ é a humidade absoluta do ar de combustão.

$a = 0 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$ é o teor de humidade presente no combustível.

Com todos estes dados já se pode calcular a energia associada aos gases quentes que saem do gerador de ar quente e que são alimentados ao atomizador. O seu cálculo é dado por:

$$\begin{aligned} Q_1 &= M_g \times [Cp_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)] \\ &= 13 011,4 \times [1,1 \times 625 + 0,0249 \times (1,9 \times 625 + 2 480)] = \\ &= 10 133 548 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Em que:

$Cp_g = 1,1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ para os gases de combustão

Item 2: Ar de combustão e de diluição

O caudal de ar seco de combustão utilizado no gerador de ar quente é dado pela equação:

$$\begin{aligned} M_{\text{ar seco}} &= (1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times M_{\text{comb.seco}} \\ &= (1 + 3,2857) \times 13,8 \times 220 = 13 011,4 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

A energia associada a este ar será calculada através da equação:

$$\begin{aligned} Q_2 &= M_{\text{ar seco}} \times [(Cp_{\text{ar seco}} \times T) + W_{\text{ar}} (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 13\,011,4 \times [1,0 \times 40 + 0,008 \times (1,9 \times 40 + 2\,480)] = \\ &= 786\,513 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 3: Perdas de calor por radiação e convecção do Gerador de Ar Quente

$$Q_3 = U \times A \times (T_s - T_a) \quad \text{com} \quad U = U_r + U_c$$

- Superfícies verticais

Radiação

$$\begin{aligned} U_r &= \frac{20,4 \times E}{T_s - T_a} \times \left[\left(\frac{T_s + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right] = \\ U_r &= \frac{20,4 \times 0,3}{94 - 40} \times \left[\left(\frac{94 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{40 + 273}{100} \right)^4 \right] = 9,682 \text{ kJ/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C} \end{aligned}$$

Em que:

E = 0,3 é a emissividade do alumínio oxidado

Convecção

$$U_c = B \times (T_s - T_a)^{0,25} = 5,2 \times (94 - 40)^{0,25} = 14,096 \text{ kJ/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Em que:

B = 5,2 é o fator de geometria

Logo,

$$U = U_r + U_c = 23,778 \text{ kJ/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

pelo que

$$\begin{aligned} Q_{3,1} &= U \times A \times (T_s - T_a) = 23,778 \times (\pi \times D \times L) \times (T_s - T_a) = \\ &= 23,778 \times (\pi \times 1,5 \times 5) \times (94 - 40) = 30\,254 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

- Fundo

Radiação

$$\begin{aligned}U_r &= \frac{20,4 \times E}{T_s - T_a} \times \left[\left(\frac{T_s + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_a + 273}{100} \right)^4 \right] = \\ &= \frac{20,4 \times 0,3}{300 - 40} \times \left[\left(\frac{300 + 273}{100} \right)^4 - \left(\frac{40 + 273}{100} \right)^4 \right] = 23,115 \text{ kJ/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}$$

Convecção

$$U_c = B \times (T_s - T_a)^{0,25} = 4,32 \times (300 - 40)^{0,25} = 17,347 \text{ kJ/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Em que:

B = 4,32 é o fator de geometria

Logo,

$$U = U_r + U_c = 40,462 \text{ kJ / h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

pelo que

$$\begin{aligned}Q_{3,2} &= U \times A \times (T_s - T_a) = 40,462 \times (\pi \times (D/2)^2) \times (T_s - T_a) = \\ &= 40,462 \times (\pi \times (0,75)^2) \times (300 - 40) = 18\,591 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

Portanto,

$$\begin{aligned}\text{Perdas de calor totais por radiação e convecção (sup. lat. e fundo)} &= Q_3 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow Q_3 &= Q_{3,1} + Q_{3,2} = 30\,254 + 18\,591 = 48\,845 \text{ kJ/h}\end{aligned}$$

Item 4: Combustível

$$Q_4 = M_c \times (PCS + c_{p_c} \times T_c) = 220 \times (42\,600 + 2,1 \times 100) = 9\,418\,200 \text{ kJ/h}$$

Em que:

PCS = 42 600 kJ/kg é o Poder Calorífico Superior do "thick" fuelóleo a 0°C

c_{p_c} = 2,1 kJ/kg °C é o calor específico do combustível

T_c = 100°C é a temperatura do combustível

Item 5: Diferença para acerto do balanço ao Gerador de Ar Quente

$$Q_2 + Q_4 = Q_1 + Q_3 + Q_5$$

$$\Leftrightarrow Q_5 = Q_2 + Q_4 - Q_1 - Q_3 = 786\,513 + 9\,418\,200 - 10\,133\,548 - 48\,845 = 22\,320 \text{ kJ/h}$$

(NOTA: Este valor representa apenas 0,22 % do total da energia entrada (ou saída) do Gerador de Ar Quente, o que constitui um Erro de Fecho do Balanço Energético bastante aceitável)

Balanços de massa e de energia ao Atomizador propriamente dito

Item 6: Entrada de pasta

O caudal volumétrico de pasta e o seu peso específico são, respetivamente:

$$4\,245,7 \text{ l/h (caudal) e } 1,51 \text{ kg/l (peso específico)}$$

Isto implica que o caudal mássico de pasta seja dado por:

$$M = 4\,245,7 \times 1,51 = 6\,411 \text{ kg/h}$$

Atendendo a que existe a seguinte relação entre os pesos específicos da pasta (ou barbotina), da argila (ou pó seco) e da água:

$$1,51 \times \frac{dM}{2,67} + 1,51 \times \frac{(1 - dM)}{1} = 1 \quad \therefore dM = 0,540$$

Em que:

dM é a fração de massa seca de pasta

2,67 é o peso específico do pó seco (sólidos da pasta), em unidades de kg/l

podemos efetuar os seguintes cálculos:

$$\text{Caudal de material seco (sólidos) na pasta} = M_{\text{mat. seco}} = 6\,411 \times 0,540 = 3\,461,9 \text{ kg/h}$$

$$\text{Caudal de água na pasta} = M_{\text{H}_2\text{O}} = 6\,411 \times (1 - 0,540) = 2\,949,1 \text{ kg/h}$$

Portanto, a energia associada à pasta que é alimentada ao atomizador será dada por:

$$Q_6 = 3\,461,9 \times 1,1 \times 40 + 2\,949,1 \times 4,18 \times 40 = 645\,413 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$C_{p_{\text{mat. seco}}} = 1,1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ = calor específico do material seco

$C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = 4,18 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ = calor específico da água (no estado líquido)

Item 7: Saída do material (pó atomizado)

$$M_{\text{mat. seco}} = \text{valor calculado atrás} = 3\,461,9 \text{ kg/h}$$

Como o teor de humidade no pó obtido é de 7 %, então

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{3\,461,9}{0,93} \times 0,07 = 260,6 \text{ kg/h}$$

e

$$Q_7 = 3\,461,9 \times 1,1 \times 50 + 260,6 \times 4,18 \times 50 = 244\,870 \text{ kJ/h}$$

Item 8: Saída dos gases de secagem

$$\text{Excesso de ar (valor que se determina a partir da \%O}_2 \text{ medida nestes gases)} = \frac{17,7}{21 - 17,7} = 5,364$$

$$\begin{aligned} \text{Caudal de água evaporada na operação de secagem por atomização} &= M_{\text{H}_2\text{O evap.}} = M_{\text{H}_2\text{O } 6} - M_{\text{H}_2\text{O } 7} = \\ &= 2\,949,1 - 260,6 = 2\,688,5 \text{ kg/h} \end{aligned}$$

$$\text{Humidade absoluta dos gases} = W_{\text{gases}} = \frac{(1 + 5,364) \times 13,8 \times 0,008 + 0 + 1,0 + (2\,688,5/220)}{(1 + 5,364) \times 13,8 + 1 - 1,0} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow W_{\text{gases}} = 0,158 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gases secos}}$$

$$M_{\text{gases secos}} = [(1 + 5,364) \times 13,8 + 1 - 1,0] \times 220 = 19\,320 \text{ kg/h}$$

$$Q_8 = 19\,320 \times [1,1 \times 108 + 0,158 \times (1,9 \times 108 + 2\,480)] = 10\,491\,950 \text{ kJ/h}$$

Item 9: Entradas de ar

$$M_9 = M_8 - M_1 = 19\,320 - 13\,011,4 = 6\,308,6 \text{ kg/h}$$

$$Q_9 = 6\,308,6 \times [1 \times 40 + 0,008 \times (1,9 \times 40 + 2\,480)] = 381\,342 \text{ kJ/h}$$

Item 10: Perdas de calor por radiação e convecção e Erros

$$\text{Valor estimado: } Q_{10} = Q_1 + Q_6 + Q_9 - (Q_7 + Q_8) = 423\,483 \text{ kJ/h}$$

Os Quadros seguintes sintetizam os balanços de massa e de energia apresentados.

Síntese de Balanços de Massa e de Energia ao Gerador de Ar Quente

(i) Gerador de Ar Quente

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
2. Ar de combustão e diluição		1. Gases quentes	
Ar seco	13 011,4	Ar seco	13 011,4
Vapor de água	104,1	Vapor de água	324,1
	13 115,5		13 335,5
4. Combustível	220	TOTAL	13 335,5
TOTAL	13 335,5		

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]
2. Ar de combustão e diluição	786 513	7,7	1. Gases quentes	10 133 548	99,3
4. Combustível	9 418 200	92,3	3. Perdas por radiação e convecção	48 845	0,5
TOTAL	10 204 713	100	5. Outras perdas para anular o balanço	22 320	0,2
			TOTAL	10 204 713	100

(ii) Atomizador

BALANÇO MÁSSICO

Entradas			Saídas		
Fluxo mássico		Caudal [kg/h]	Fluxo mássico		Caudal [kg/h]
1. Gases quentes	Ar seco	13 011,4	7. Saída de material (pó atom.)	Material seco	3 461,9
	Vapor de água	324,1		Água	260,6
		13 335,5			3 722,5
6. Pasta	Material Seco	3 461,9	8. Gases de secagem	Gases secos	19 320,0
	Água	2 949,1		Vapor de água	3 052,6
		6 411,0			22 372,6
9. Entrada de ar	Ar seco	6 308,6	Erro de fecho do balanço	Água	10,5
	Vapor de água	50,5			10,5
		6 359,1			
TOTAL		26 105,6	TOTAL		26 105,6

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]
1. Gases quentes	10 133 548	90,8	7. Saída de material (pó atomizado)	244 870	2,2
6. Pasta	645 413	5,8	8. Gases de secagem	10 491 950	94,0
9. Entrada de ar	381 342	3,4	Perdas por radiação e convecção e outras para anular o balanço	423 483	3,8
TOTAL	11 160 303	100	TOTAL	11 160 303	100

Conclusões / Comentários finais

a) O consumo específico de energia do atomizador por kg de água evaporada é igual a:

$$\frac{9\,418,200 \text{ MJ/h}}{2\,688,5 \text{ kg/h}} = 3,50 \text{ MJ/kg} = 3,50 \text{ GJ/t}$$

valor que pode ser considerado bom.

O consumo específico de energia por kg de produto seco é igual a:

$$\frac{9\,418,200 \text{ MJ/h}}{3\,461,9 \text{ kg/h}} = 2,72 \text{ MJ/kg} = 2,72 \text{ GJ/t}$$

valor que pode ser considerado elevado.

b) A pasta (ou barbotina) alimentada ao atomizador é uma mistura de sólidos e de água, sendo esta última utilizada como meio de transporte. O produto final é um pó fino e seco, sendo a água evaporada no atomizador.

A densidade da pasta (barbotina) tem uma grande influência no consumo específico, já que a um valor baixo de densidade corresponde um elevado teor de água para um dado peso de produto seco. Com o aumento da densidade da barbotina, consegue-se aumentar a quantidade de sólidos processados para, virtualmente, o mesmo consumo de energia.

Neste caso, a densidade da pasta é de 1,51 e, se esta for aumentada para 1,6, por exemplo, isso significa que se pode aumentar de cerca de 27 % o peso do produto para a mesma quantidade de água evaporada, isto é, sem alterar significativamente a energia consumida. A percentagem atrás referida é calculada a partir da seguinte equação:

$$\left[\frac{(d_{B2} - 1)}{(d_{B1} - 1)} \right] \times \left[\frac{(d_A - d_{B1})}{(d_A - d_{B2})} \right]$$

Em que:

d_{B1} - densidade inicial da barbotina

d_{B2} - densidade final da barbotina

d_A - densidade da argila

e substituindo valores para o exemplo considerado, ter-se-ia:

$$\left[\frac{(1,6 - 1)}{(1,51 - 1)} \right] \times \left[\frac{(2,67 - 1,51)}{(2,67 - 1,6)} \right] = 1,275$$

c) É impossível evitar as entradas de ar em equipamentos deste tipo e com estas dimensões. Contudo, neste caso, as entradas de ar representam cerca de 30 % do ar (gases) que sai do atomizador e, por isso, devem ser melhoradas as condições de estanquicidade existentes. Se efetuado um novo balanço térmico ao mesmo atomizador, mas com melhores condições de estanquicidade, com densidade da pasta de 1,6 e com elevação da temperatura dos gases, a fim de compensar

a quantidade adicional de água a evaporar, nessa nova situação, verifica-se uma ligeira melhoria do consumo específico de energia por kg de água evaporada (3,34 GJ/t) e uma melhoria apreciável do consumo específico por kg de produto seco (1,98 GJ/t), isto é, cerca de 70 % do valor inicialmente obtido.

O Diagrama de Fluxos seguinte ilustra essa situação de melhoria descrita.

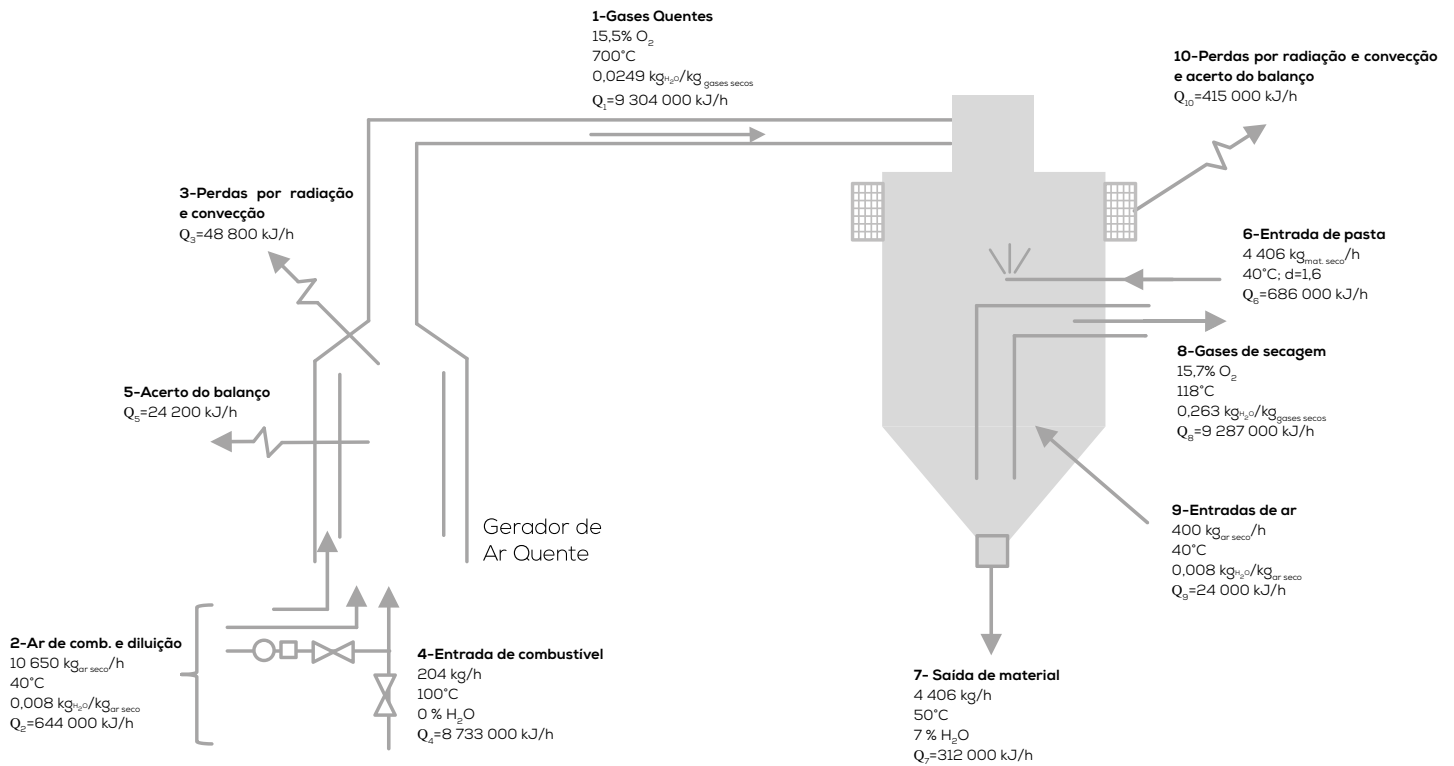


Figura 4.3.2 - Diagrama de fluxos

4.3.2. BALANÇO ENERGÉTICO A UM FORNO DE PAVIMENTO

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos de um forno de rolos, do tipo monoestrato e com queima de gás propano, instalado numa indústria cerâmica que produz pavimentos.

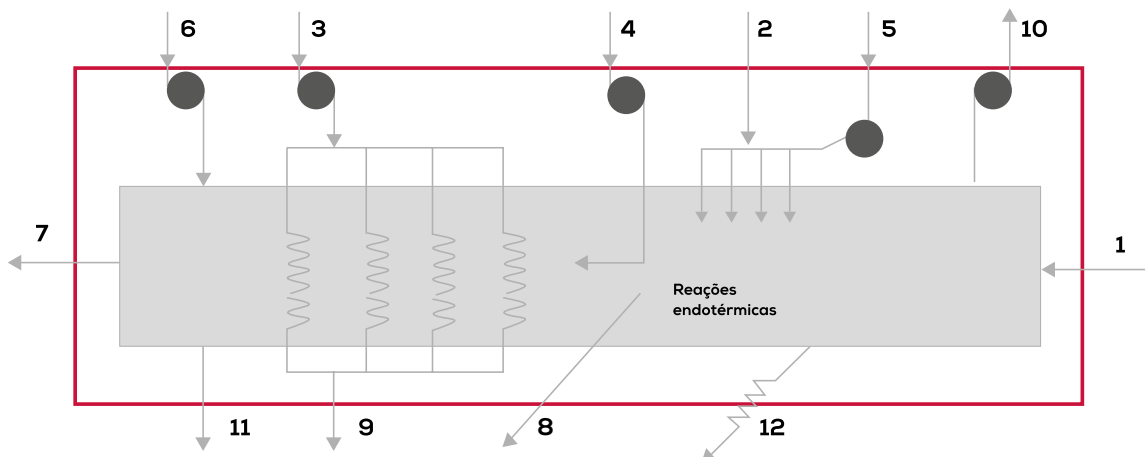


Figura 4.3.3 - Diagrama de fluxos de forno de rolos numa indústria cerâmica

Para realizar o balanço a este equipamento é necessário realizar medições de caudais, temperaturas e conhecer as propriedades físicas dos fluxos envolvidos, como mostram as tabelas seguintes.

Tabela 4.3.3 Caracterização dos fluxos do processo – medições.

Caraterização da corrente		Caudal [kg/h]	Temperatura [°C]		Humidade absoluta [kg _{H₂O} /kg _{ar seco}]
1	Entrada de material	1 602	20		-
2	Propano	86	40		-
3	Ar de arrefecimento indireto (entrada)	2 092	36		0,008
4	Ar de arrefecimento direto (entrada)	1 870	43,5		0,008
5	Ar de Combustão	1 048	46,2		0,008
6	Ar de arrefecimento final (entrada)	2 170	36		0,008
7	Saída de material	1 490	59		-
8	Reações Endotérmicas	-	-		-
9	Ar de arrefecimento indireto (saída)	933	131,4		0,008
10	Gases de exaustão	5 768	207	term. seco	-
			52	term. húmido	-
11	Ar de arrefecimento final (saída)	2 170	65		0,008
12	Perdas por radiação e convecção	-	-		-

Tabela 4.3.4 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas.

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico do material	0,96	[kJ/kg °C]
PCS do Propano	50 300	[kJ/kg]
Calor específico do Propano	2,5	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar seco	1,0	[kJ/kg °C]
Calor relativo a reações químicas irreversíveis	780	[kJ/kg]
Calor específico dos gases de combustão	1,1	[kJ/kg °C]

Caracterizadas as diferentes correntes do processo e, uma vez mais, recorrendo às equações básicas do módulo 2.8, obtêm-se os Balanços de Massa e de Energia deste sistema.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^{\circ}\text{C}$)

Item 1: Entrada de material

$$Q_1 = M_m \times C_m \times T_m = 1\,602 \times 0,96 \times 20 = 30\,758 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$$C_{material} = 0,96 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$$

Item 2: Propano

$$Q_2 = M_C \times (\text{PCS} + C_{p_C} \times T_C) = 86 \times (50\,300 + 2,5 \times 40) = 4\,334\,400 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$$\text{PCS} = 50\,300 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{p_C} = 2,5 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C}$$

Item 3: Ar de arrefecimento indireto

$$\begin{aligned} Q_3 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 2\,092 \times [1 \times 36 + 0,008 (1,9 \times 36 + 2\,480)] = 117\,962 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Em que:

$$C_g = 1 \text{ kJ/kg }^{\circ}\text{C} \text{ (calor específico do ar seco)}$$

Item 4: Ar de arrefecimento direto

$$\begin{aligned} Q_4 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 1\,870 \times [1 \times 43,5 + 0,008 (1,9 \times 43,5 + 2\,480)] = 119\,682 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 5: Ar de combustão

$$\begin{aligned} Q_5 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 1\,048 \times [1 \times 46,2 + 0,008 (1,9 \times 46,2 + 2\,480)] = 69\,946 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 6: Ar de arrefecimento final

$$\begin{aligned} Q_6 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 2\,170 \times [1 \times 36 + 0,008 (1,9 \times 36 + 2\,480)] = 122\,360 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 7: Saída de material

$$Q_7 = M_m \times C_m \times T_m = 1\,490 \times 0,96 \times 59 = 84\,394 \text{ kJ/h}$$

Item 8: Calor de reação

$$Q_8 = M_m \times H_r = 1\,490 \times 780 = 1\,162\,200 \text{ kJ/h}$$

Em que:

780 kJ/kg é o calor relativo a reações químicas irreversíveis.

Item 9: Ar de arrefecimento indireto

$$\begin{aligned} Q_9 &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 933 \times [1 \times 131,4 + 0,008 (1,9 \times 131,4 + 2\,480)] = 142\,970 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 10: Gases da chaminé

$$\begin{aligned} Q_{10} &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 5\,768 \times [1,1 \times 207 + 0,035 (1,9 \times 207 + 2\,480)] = 1\,893\,435 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Em que:

$C_g = 1,1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$ (calor específico dos gases secos)

$W = 0,035 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gases secos}}$ (humidade absoluta do ar a 207°C e 52°C, respetivamente temperaturas de termómetro seco e húmido – este valor é obtido a partir de uma carta psicrométrica, com esses dois valores de temperatura, fazendo-se a aproximação de que os gases em questão são praticamente ar)

Item 11: Ar de arrefecimento final

$$\begin{aligned} Q_{11} &= M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ &= 2\,170 \times [1 \times 65 + 0,008 (1,9 \times 65 + 2\,480)] = 186\,247 \text{ kJ/h} \end{aligned}$$

Item 12: Perdas de calor por radiação e convecção

$$Q_{12} = 875\,000 \text{ kJ/h}$$

Este valor corresponde ao somatório das perdas de calor que ocorrem nas diferentes superfícies do forno, calculadas com base nas equações apresentadas no módulo 2.8 e nas temperaturas medidas que, neste caso, oscilaram entre 32°C e 145°C.

As tabelas seguintes sintetizam os balanços de massa e de energia apresentados.

Síntese de Balanços de Massa e de Energia

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
1. Entrada de material	1602,0	7. Saída de material	1 490,0
2. Propano	86,0	9. Ar de arrefecimento indireto	
3. Ar de arrefecimento indireto		Ar seco	933,0
Ar seco	2 092,0	Vapor de água	7,5
Vapor de água	16,7		940,5
	2 108,7	10. Gases da chaminé	
4. Ar de arrefecimento direto		Ar seco	5 768,0
Ar seco	1 870,0	Vapor de água	201,9
Vapor de água	15,0		5 969,9
	1 885,0	11. Ar de arrefecimento final	
5. Ar de combustão		Ar seco	2 170,0
Ar seco	1 048,0	Vapor de água	17,4
Vapor de água	8,4		2 187,4
	1 056,4		
6. Ar de arrefecimento final		Perdas ao fogo de material	112,0
Ar seco	2 170,0		
Vapor de água	17,4		
	2 187,4		
Erros e acerto de balanço mássico			
Ar seco e outros	1 742,6		
Vapor de água	31,7		
	1 774,3		
TOTAL	10 699,7	TOTAL	10 699,7

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	[%]
1. Entrada de material	30 758	0,6	7. Saída de material	84 394	1,8
2. Propano	4 334 400	90,4	8. Calor de reacção	1 162 200	24,2
3. Ar de arrefecimento indireto	117 962	2,5	9. Ar de arrefecimento indireto	142 970	3,0
4. Ar de arrefecimento direto	119 682	2,5	10. Gases da chaminé	1 893 435	39,5
5. Ar de combustão	69 946	1,5	11. Ar de arrefecimento final	186 247	3,9
6. Ar de arrefecimento final	122 360	2,6	12. Perdas por radiação e convecção	875 000	18,2
			Erros e outras perdas para acerto do balanço energético	450 862	9,4
TOTAL	4 795 108	100	TOTAL	4 795 108	100

Conclusões / Comentários finais

a) O consumo específico de energia do forno vem:

$$\frac{4\,334\,400}{1\,490} = 2909 \text{ kJ/kg}_{\text{material seco}} = 2,91 \text{ MJ/kg de material seco}$$

Este consumo específico é bastante baixo, estando diretamente relacionado com o tipo de forno utilizado (monoestrato).

b) Os gases da chaminé, em conjunto com o ar de arrefecimento, representam uma quantidade considerável de energia que poderá ser utilizada em vários secadores.

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos do forno analisado.

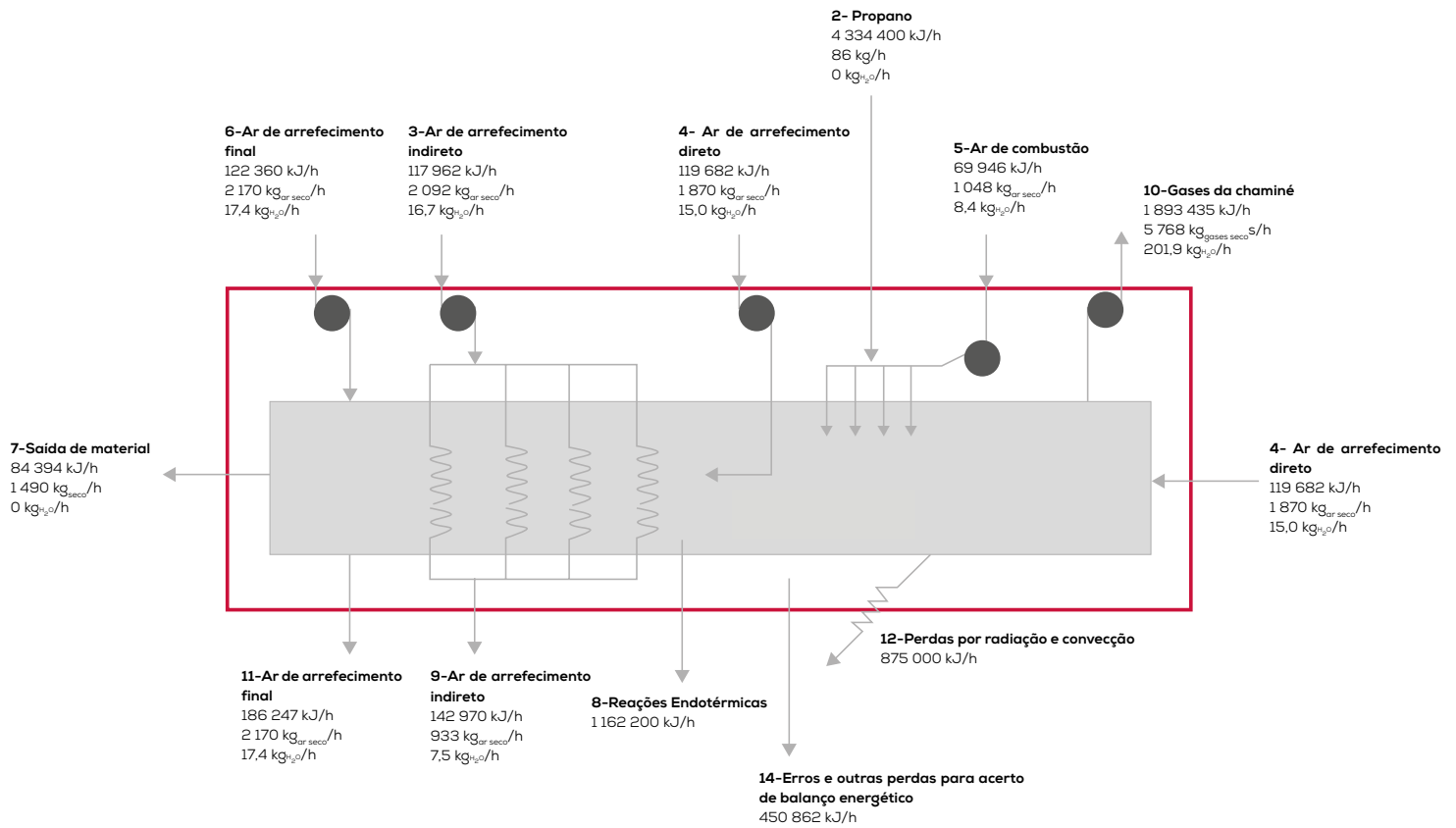


Figura 4.3.4 - Diagrama de fluxos do forno

4.3.3. BALANÇO ENERGÉTICO A UM SECADOR

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos de um secador rápido contínuo instalado numa indústria cerâmica que produz pavimentos.

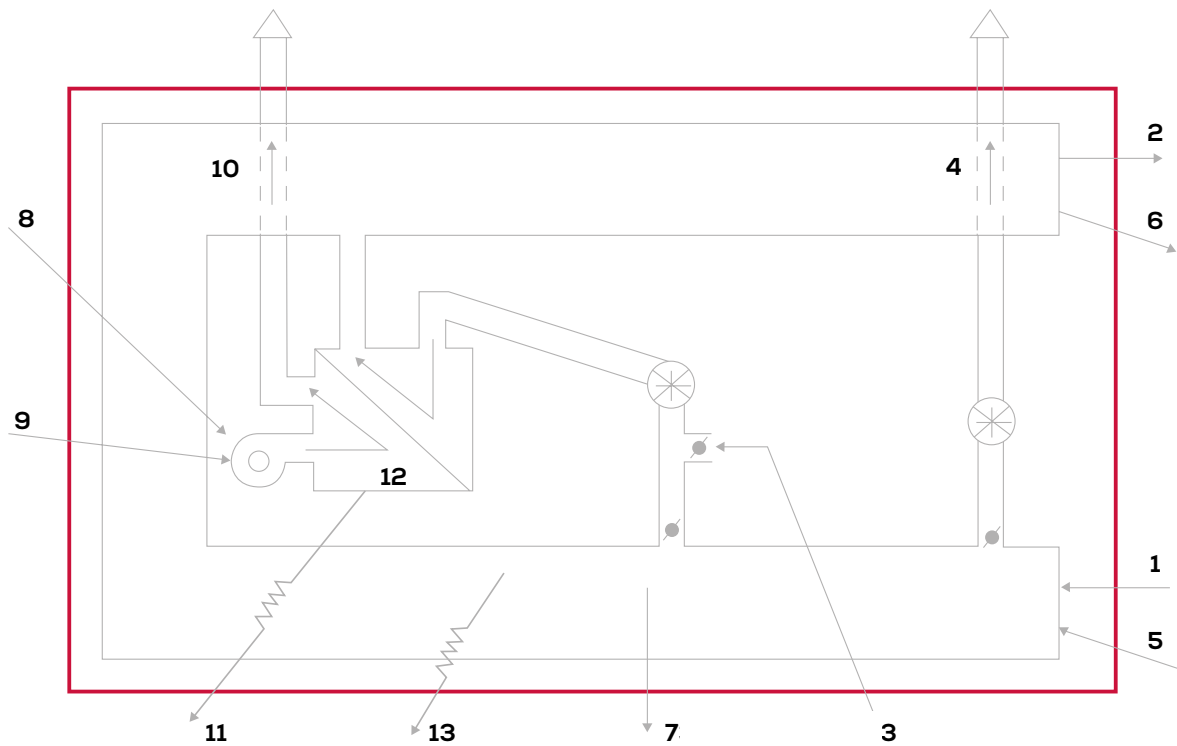


Figura 4.3.5 - Diagrama de fluxos de secador contínuo de pavimentos de indústria cerâmica

A tabela seguinte apresenta os resultados das monitorizações efetuadas necessárias para realização dos balanços de massa e energia.

Tabela 4.3.5 Caracterização dos fluxos do processo – medições.

Caraterização da corrente		Caudal		Temperatura	Teor de Humidade	Humidade absoluta	Teor de O ₂
		[kg/h]	[m ² /h]	[°C]	[%]	[kg _{H₂O} /kg _{ar seco}]	[%]
1	Entrada de material*	-	160	36	7	-	-
2	Saída de material*	-	-	96	3,5	-	-
3	Ar fresco	11 815	-	36	-	0,0125	-
4	Exaustão do secador	17 849	-	48	-	0,0157	-
5	Entradas de ar	10 568	-	36	-	0,0125	-
6	Fugas de ar	1198	-	64	-	0,023	-
7	Fugas de ar para acerto do balanço	-	-	-	-	-	-
8	Combustível ("Thick" fuelóleo)	28,5	-	100	-	-	-
9	Ar de combustão	-	-	36	-	0,0125	-
10	Gases de exaustão	-	-	200	-	-	9,5
11	Perdas do gerador de ar quente	-	-	-	-	-	-
12	Energia fornecida pelo gerador de ar quente	-	-	-	-	-	-
13	Perdas por radiação e convecção	-	-	-	-	-	-

* Material: 18 kg/m²

As propriedades físicas dos fluxos envolvidos são apresentadas na tabela que se segue.

Tabela 4.3.6 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas .

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico do material	1,10	[kJ/kg °C]
Calor específico da água	4,18	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar seco	1,0	[kJ/kg °C]
PCS do "Thick" fuelóleo	42 600	[kJ/kg]
Calor específico do "Thick" fuelóleo	2,1	[kJ/kg °C]
Ar estequiométrico "Thick" fuelóleo	13,8	[kJ/kg _{comb.seco}]
Água produzida na combustão "Thick" fuelóleo	1,0	[kJ/kg _{comb.seco}]
Calor específico dos gases de combustão	1,1	[kJ/kg °C]
Perdas por radiação e convecção	18 000	[kJ/h]

Para efetuar o balanço ao secador contínuo é necessário determinar a energia fornecida ao secador pelo gerador de ar quente.

Recorrendo às equações básicas de Balanços de Massa e Energia é possível determinar a potência térmica associada a cada corrente envolvida neste processo e assim efetuar os balanços energéticos ao gerador de ar quente e ao secador, como se apresenta de seguida.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^\circ\text{C}$)

Item 1: Entrada de material

$$M_m = 160 \times 18 = 2\,880 \text{ kg/h}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 0,07 \times 2\,880 = 201,6 \text{ kg/h}$$

$$M_{\text{material seco}} = 2\,880 - 201,6 = 2\,678,4 \text{ kg/h}$$

$$Q_1 = M_m \times C_m \times T_m = \\ = (2\,678,4 \times 1,1 + 201,6 \times 4,18) \times 36 = 136\,401 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$$C_{\text{material}} = 1,1 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$$

$$C_{\text{água}} = 4,18 \text{ kJ/kg }^\circ\text{C}$$

Item 2: Saída de material

$$M_{m2} = M_{m1} = 2\,678,4 \text{ kg}_{\text{mat.seco}}/\text{h}$$

$$M_{\text{H}_2\text{O}} = 2\,678,4 \times 1,035 \times 0,035 = 97,0 \text{ kg/h}$$

$$Q_2 = M_m \times C_m \times T_m = (2\,678,4 \times 1,1 + 97,0 \times 4,18) \times 96 = 321\,763 \text{ kJ/h}$$

Item 3: Ar fresco

$$Q_3 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ = 11\,815 \times [1 \times 36 + 0,0125 (1,9 \times 36 + 2\,480)] = 801\,707 \text{ kJ/h}$$

Item 4: Exaustão do secador

$$Q_4 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)] \\ = 17\,849 \times [1 \times 48 + 0,0157 (1,9 \times 48 + 2\,480)] = 1\,577\,278 \text{ kJ/h}$$

Item 5: Entradas de ar

$$Q_5 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 10\,568 \times [1 \times 36 + 0,0125 (1,9 \times 36 + 2\,480)] = 717\,092 \text{ kJ/h}$$

Item 6: Fugas de ar

$$Q_6 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 1\,198 \times [1 \times 64 + 0,023 (1,9 \times 64 + 2\,480)] = 148\,356 \text{ kJ/h}$$

Item 7: Fugas de ar para acerto do balanço

$$M_3 - M_4 + M_5 - M_6 + M_7 = 0 \therefore M_7 = -3\,336 \text{ kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$$

$$Q_7 = M_g \times h_g \iff Q_7 = 3\,336 \times 109 \iff Q_7 = 363\,624 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$h_g = 109 \text{ kJ/kg}$ é a entalpia específica média do ar e $23 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar seco}}$ é a quantidade média de água no ar (valor estimado)

Item 8: Combustível

$$Q_8 = M_c \times (PCS + C_{p_c} \times T_c) = 28,5 \times (42\,600 + 2,1 \times 100) = 1\,220\,085 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$PCS = 42\,600 \text{ kJ/kg}$

$C_{p_c} = 2,1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

Item 9: Ar de combustão

$\% \text{O}_2 = 9,5 \%$ $\therefore e = 0,8$ de acordo com o gráfico da figura seguinte.

A figura seguinte apresenta o gráfico da combustão para combustíveis industriais consultado para determinar o excesso de ar de combustão do gerador de ar quente e assim caracterizar energeticamente a corrente 9 do fluxo energético do processo em estudo.

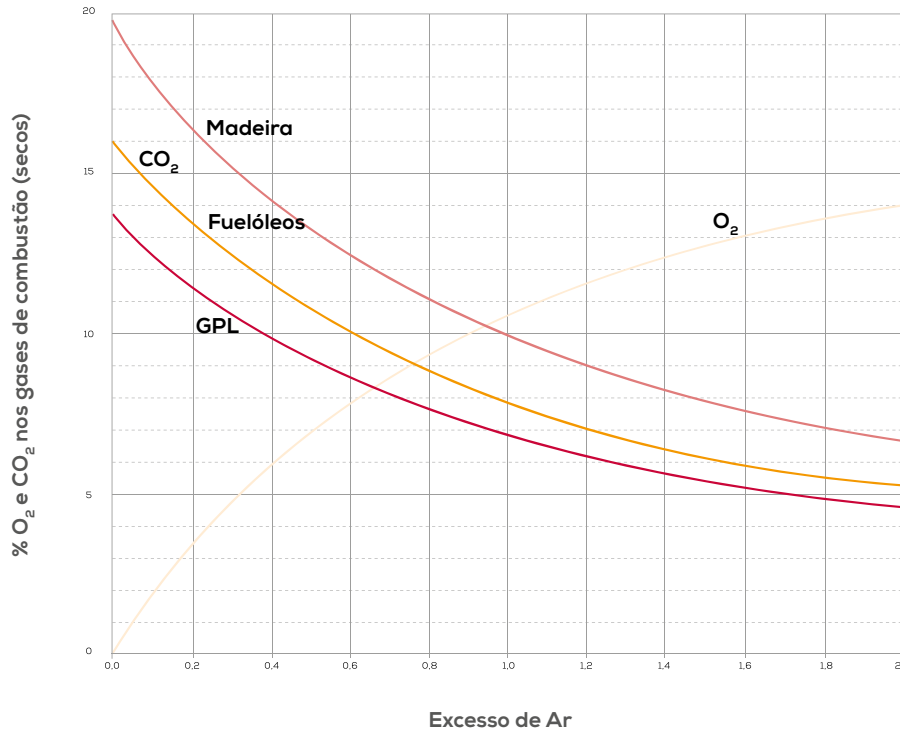


Figura 4.3.6 - Gráfico da combustão para combustíveis industriais

A propósito deste parâmetro (e) importa referir que pode igualmente ser determinado a partir da equação apresentada no exemplo do balanço ao atomizador (no cálculo referente ao Item 1 - Gases quentes).

$$M_{\text{ar seco}} = (1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times \text{kg}_{\text{combustível seco}} / \text{h}$$

$$M_{\text{ar seco}} = (1 + 0,8) \times 13,8 \times 28,5 = 707,9 \text{ kg}_{\text{ar seco}} / \text{h}$$

Em que:

$m_{\text{ar seco}} = 13,8 \text{ kg/kg}$ combustível seco é a razão estequiométrica para a queima de "thick" fuelóleo

$$Q_9 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$

$$= 707,9 \times [1 \times 36 + 0,0125 (1,9 \times 36 + 2 480)] = 48 035 \text{ kJ/h}$$

Item 10: Gases de combustão

$$M_{\text{gases secos}} = [(1+e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}] \times \text{kg}_{\text{combustível seco}} / \text{h}$$

$$M_{\text{gases secos}} = [(1 + 0,8) \times 13,8 + 1 - 1] \times 28,5 = 707,9 \text{ kg}_{\text{gases combustão secos}} / \text{h}$$

Em que:

$m_{H_2O} = 1,0 \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_{\text{comb. seco}}$ (água produzida pela combustão de H_2 do "thick" fuelóleo)

$$W_{\text{gases}} = \frac{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times W_{\text{ar}} + a + m_{H_2O}}{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{H_2O}}$$

$$W_{\text{gases}} = \frac{(1 + 0,8) \times 13,8 \times 0,0125 + 0 + 1}{(1 + 0,8) \times 13,8 + 1 - 1} = 0,0527 \text{ kg}_{H_2O}/\text{kg}_{\text{gases secos de combustão}}$$

$$Q_{10} = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$\Leftrightarrow Q_{10} = 707,9 \times [1,1 \times 200 + 0,0527 (1,9 \times 200 + 2\,480)] = 262\,434 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$C_g = 1,1 \text{ kJ/kg } ^\circ\text{C}$

Item 11: Perdas do gerador de ar quente

$$Q_{11} = 18\,000 \text{ kJ/h (valor estimado)}$$

Item 12: Energia fornecida pelo gerador de ar quente

$$Q_{12} = Q_8 + Q_9 - Q_{10} - Q_{11} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow Q_{12} = 1\,220\,085 + 48\,035 - 262\,434 - 18\,000 = 987\,686 \text{ kJ/h}$$

As tabelas seguintes sintetizam os balanços de massa e de energia apresentados.

Síntese de Balanços de Massa e de Energia

(i) Gerador de Ar Quente

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
8. Combustível	28,5	10. Gases da combustão	
9. Ar de combustão		Ar seco	707,9
Ar seco	707,9	Vapor de água	37,3
Vapor de água	8,8		745,2
	716,7		
TOTAL	745,2	TOTAL	745,2

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%
8. Combustível	1 220 085	96,2	10. Gases da combustão	262 434	20,7
9. Ar de combustão	48 035	3,8	11. Perdas do gerador de ar quente	18 000	1,4
TOTAL	1 268 120	100	12. Energia fornecida pelo gerador de ar quente	987 686	77,9
			TOTAL	1 268 120	100

(ii) Secador

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
1. Entrada de material		2. Saída de material	
Material seco	2 678,4	Material seco	2 678,4
Água	201,6	Água	97,0
3. Ar fresco		4. Exaustão do secador	
Ar seco	11 815	Ar seco	17 849
Vapor de água	147,7	Vapor de água	280,2
	11 962,7		18 129,2
5. Entradas de ar		6. Fugas de ar	
Ar seco	10 568,0	Ar seco	1 198
Vapor de água	132,1	Vapor de água	27,6
	10 700,1		1 225,6
		7. Fugas de ar para acerto do balanço	
		Ar seco	3 336
		Vapor de água	76,6
			3 412,6
TOTAL	25 542,8	TOTAL	25 542,8

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%
1. Entrada de material	136 401	5,2	2. Saída de material	321 763	12,2
3. Ar fresco	801 707	30,3	4. Exaustão do secador	1 577 278	59,7
5. Entradas de ar	717 092	27,1	6. Fugas de ar	148 356	5,6
12. Energia fornecida pelo gerador de ar quente	987 686	37,4	7. Fugas de ar para acerto do balanço	363 624	13,8
			13. Perdas por radiação e conv. e acerto do balanço	231 865	8,8
TOTAL	2 642 886	100	TOTAL	2 642 886	100

Conclusões / Comentários finais

a) O consumo específico de energia, em kJ/kg de água evaporada é igual a:

$$\frac{1\ 220\ 085}{104,6} = 11\ 664\ \text{kJ/kg}_{\text{H}_2\text{O}}$$

o que constitui um valor demasiado elevado para um secador. Tudo o que exceda 4000-5000 kJ/kg água evaporada num equipamento destes é demasiado.

b) A eficiência do gerador de ar quente pode ser aumentada através da redução do excesso de ar de 80 % para 20 %, da qual resultará a diminuição da temperatura dos gases de combustão de cerca de 25°C (de 200°C para 175°C). Além disso, devem ser inspecionadas as superfícies de aquecimento do gerador de ar quente para verificar se requerem limpeza.

A diminuição da temperatura dos gases de combustão traduzir-se-á na redução do consumo específico que passará a ser igual:

$$\frac{1\ 152\ 516}{104,6} = 11\ 018\ \text{kJ/kg}_{\text{H}_2\text{O}}$$

o que representa uma economia de 5,5 %.

c) O valor calculado das fugas de ar para acerto do balanço de massa do secador representa apenas o somatório das fugas de ar do sistema nos dois sentidos. Significa isto que uma parte importante da energia compreendida no item 13 deverá ser acrescentada ao item 7, para se obterem as perdas reais resultantes de fugas de ar. Dado que essas perdas correspondem a cerca de metade do calor total fornecido ao sistema, torna-se essencial melhorar a estanquicidade do secador.

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos do secador analisado.

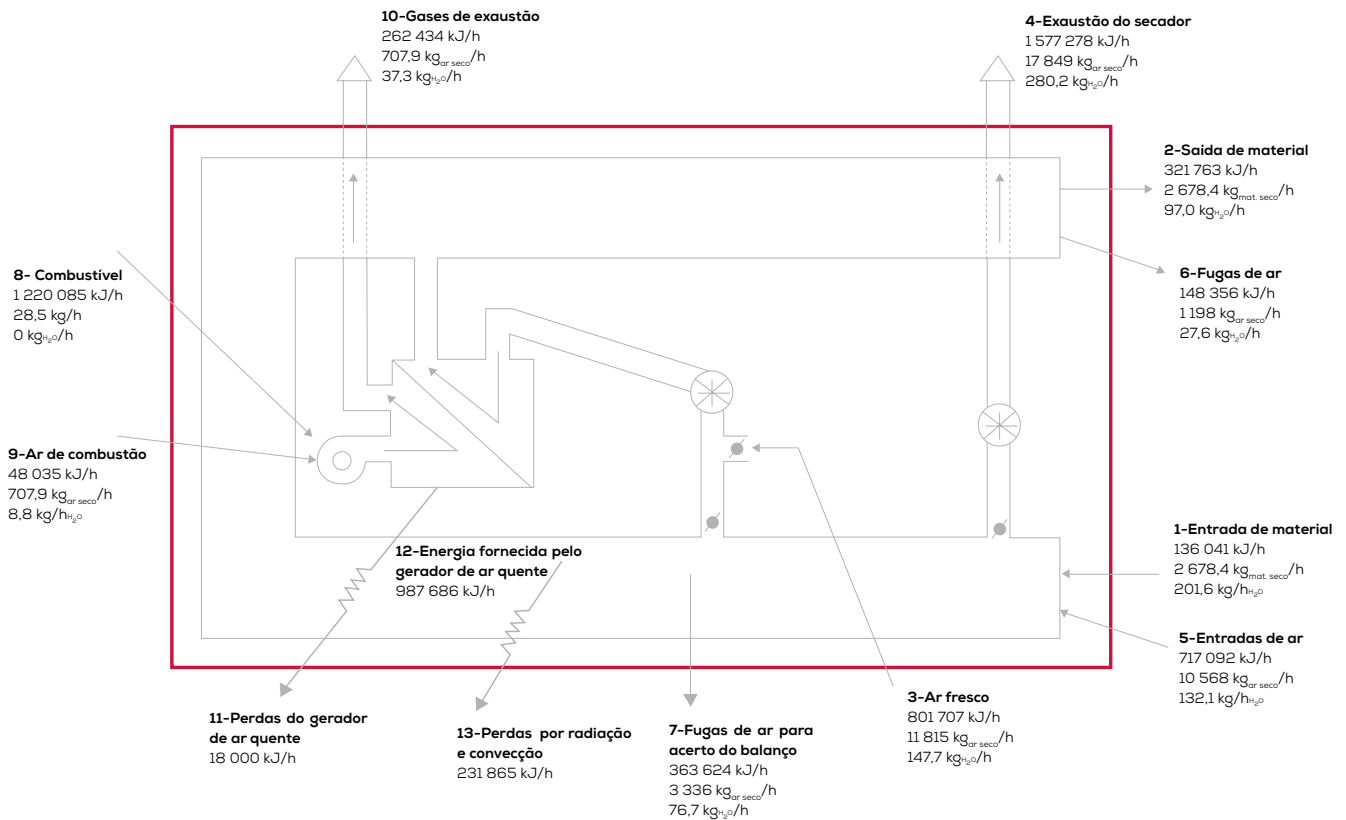


Figura 4.3.7 - Diagrama de fluxos do secador

4.3.4. BALANÇO ENERGÉTICO A UM FORNO DE TIJOLOS

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos de um forno contínuo de vagonetas instalado numa indústria de tijolos.

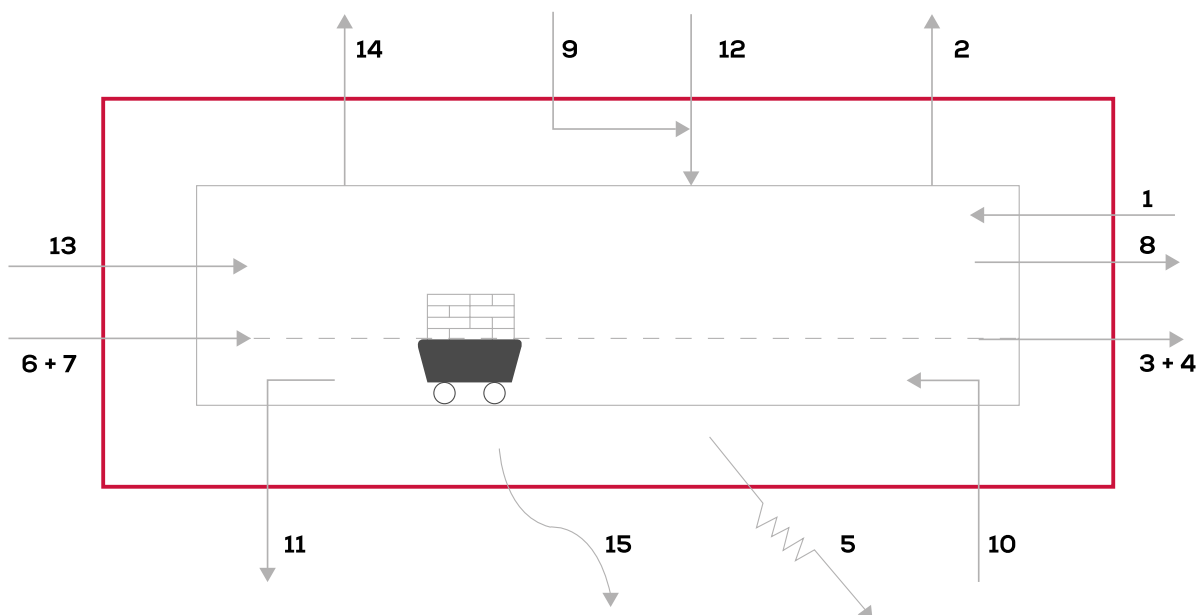


Figura 4.3.8 - Diagrama de fluxos de um forno contínuo de vagonetas da indústria de tijolos

A tabela seguinte apresenta os resultados das monitorizações efetuadas necessárias para realização dos balanços de massa e energia.

Tabela 4.3.7 Caracterização dos fluxos do processo – medições.

Caraterização da corrente		Caudal	Temperatura	Teor de Humidade	Humidade absoluta
		[kg/h] (base seca)	[°C]	[%]	[kg _{H₂O} /kg _{ar seco}]
1	Ar de arrefecimento à entrada	2 700	25	-	10
2	Ar de arrefecimento à saída	1 400	350	-	10
3	Tijolos à saída	-	60	-	-
4	Vagonetas à saída	-	200*	-	-
5	Perdas por radiação e convecção	-	-	-	-
6	Tijolos à entrada	900	25	8	-
7	Vagonetas à entrada	1 500	60	-	-
8	Calor de reação	-	-	-	-
9	Ar de combustão à entrada	200	25	-	10
10	Ar de arrefecimento das vagonetas à entrada	3 400	25	-	10
11	Ar de arrefecimento das vagonetas à saída	2 600	115	-	12
12	Combustível (serrim seco)	130	25	25	-
13	Entradas de ar na alimentação de material	600	25	-	10
14	Gases de combustão à saída	2 600	95 (term. seco) 52 (term. hum)	-	-
15	Acerto do balanço	-	-	-	-

* Média das temperaturas de superfície do refratário das vagonetas.

As propriedades físicas dos fluxos envolvidos são apresentadas na tabela que se segue.

Tabela 4.3.8 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas.

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico dos materiais cerâmicos	1,0	[kJ/kg °C]
Calor específico da água	4,18	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar seco	1,0	[kJ/kg °C]
PCS do serrim	18 000	[kJ/kg]
Calor específico do serrim	1,2	[kJ/kg °C]
Calor específico dos gases secos de combustão	1,1	[kJ/kg °C]
Calor relativo a reações químicas nos tijolos	230	[kJ/kg]

Recorrendo às equações básicas de balanços de Massa e Energia é possível determinar a potência térmica associada a cada corrente envolvida neste processo e assim efetuar os balanços energéticos ao forno, como se apresenta de seguida.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^{\circ}\text{C}$)

Item 1: Ar de arrefecimento à entrada

$$Q_1 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 2\,700 \times [1,0 \times 25 + 0,010 (1,9 \times 25 + 2\,480)] = 135\,742 \text{ kJ/h}$$

Item 2: Ar de arrefecimento à saída

$$Q_2 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$Q_2 = 1\,400 \times [1,0 \times 350 + 0,010 (1,9 \times 350 + 2\,480)] \Leftrightarrow Q_2 = 534\,030 \text{ kJ/h}$$

Item 3 e Item 4: Material à saída

$$Q = M_m \times C_m \times T_m$$

Tijolos: $Q_3 = 900 \times 1,0 \times 60 = 54\,000 \text{ kJ/h}$

Vagonetas: $Q_4 = 1\,500 \times 1,0 \times 200 = 300\,000 \text{ kJ/h}$

Item 5: Perdas de calor por radiação e convecção

$$Q_5 = 540\,000 \text{ kJ/h}$$

Este valor foi calculado com base nas equações apresentadas no ponto 2.8.6 e nas medições de temperatura efetuadas nas paredes do forno.

Item 6 e Item 7: Material à entrada

$$Q = M_m \times C_m \times T_m$$

Tijolos: $Q_6 = 900 \times 1,0 \times 25 + (0,08 \times 900) \times 4,18 \times 25 = 30\,024 \text{ kJ/h}$

Em que:

0,08 é o teor de humidade nos tijolos em $\text{kg}_{\text{água}}/\text{kg}_{\text{material seco}}$

$$\text{Vagonetas: } Q_7 = 1\,500 \times 1 \times 60 = 90\,000 \text{ kJ/h}$$

Item 8: Calor de reação

$$Q_8 = M_m \times H_r = 900 \times 230 = 207\,000 \text{ kJ/h}$$

Item 9: Ar de combustão à entrada

$$Q_9 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$
$$Q_9 = 200 \times [1,0 \times 25 + 0,010 (1,9 \times 25 + 2 480)] = 10 055 \text{ kJ/h}$$

Item 10: Ar de arrefecimento das vagonetas à entrada

$$Q_{10} = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$
$$Q_{10} = 3 400 \times [1,0 \times 25 + 0,010 (1,9 \times 25 + 2 480)] = 170 935 \text{ kJ/h}$$

Item 11: Ar de arrefecimento das vagonetas à saída

$$Q_{11} = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$
$$Q_{11} = 2 600 \times [1,0 \times 115 + 0,012 (1,9 \times 115 + 2 480)] = 383 193 \text{ kJ/h}$$

Item 12: Combustível

$$Q_{12} = M_c \times (PCS + C_{p_c} \times T_c)$$
$$Q_{12} = 130 \times [(18 000 + 1,2 \times 25) + 0,25 \times 4,18 \times 25] = 2 347 296 \text{ kJ/h}$$

Item 13: Entradas de ar na alimentação de material

$$Q_{13} = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$
$$Q_{13} = 600 \times [1,0 \times 25 + 0,010 (1,9 \times 25 + 2 480)] = 30 165 \text{ kJ/h}$$

Item 14: Gases de combustão à saída

$$Q_{14} = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2 480)]$$
$$Q_{14} = 2 600 \times [1,1 \times 95 + 0,0735 (1,9 \times 95 + 2 480)] \iff Q_{14} = 780 122 \text{ kJ/h}$$

Em que:

$W=0,0735 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{gases secos}}$ (obtida numa carta psicométrica), com base nos valores de temperatura de termómetro seco (95°C) e de termómetro húmido (52°C).

As tabelas seguintes sintetizam os balanços de massa e de energia apresentados.

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
1. Ar de arrefecimento à entrada		2. Ar de arrefecimento à saída	
Ar seco	2 700	Ar seco	1 400
Vapor de água	27,0	Vapor de água	14,0
	2 727,0		1 414,0
6. Tijolos à entrada		3. Tijolos à saída	
Material seco	900	Material seco	900
Água	72,0	Água	0,0
	972,0		900,0
7. Vagonetas à entrada	1 500	4. Vagonetas à saída	1 500
9. Ar de combustão à entrada		11. Ar de arrefecimento das vagonetas à saída	
Ar seco	200	Ar seco	2 600
Vapor de água	2,0	Vapor de água	31,2
	202,0		2 631,2
10. Ar de arrefecimento das vagonetas à entrada		14. Gases de combustão à saída	
Ar seco	3 400	Gases secos	2 600
Vapor de água	34,0	Vapor de água	191,1
	3 434,0		2 791,1
12. Combustível		15. Acerto do balanço	
Serrim (material seco)	130	Ar seco	365
Vapor de água	32,5	Vapor de água	2,2
	162,5		
13. Entradas de ar			367,2
Ar seco	600		
Vapor de água	6,0		
	606,0		
TOTAL	9 603,5	TOTAL	9 603,5

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%
1. Ar de arrefecimento à entrada	135 742	4,8	2. Ar de arrefecimento à saída	534 030	19,0
6. Tijolos à entrada	30 024	1,1	3. Tijolos à saída	54 000	1,9
7. Vagonetas à entrada	90 000	3,2	4. Vagonetas à saída	300 000	10,7
9. Ar de combustão à entrada	10 055	0,4	5. Perdas por radiação e convecção	540 000	19,2
10. Ar de arrefecimento das vagonetas à entrada	170 935	6,1	8. Calor de reacção	207 000	7,4
12. Combustível	2 347 296	83,4	11. Ar de arrefecimento das vagonetas à saída	383 193	13,6
13. Entradas de ar	30 165	1,1	14. Gases de combustão à saída	780 122	27,7
TOTAL	2 814 217	100	15. Acerto do balanço	15 872	0,6
			TOTAL	2 814 217	100

Conclusões / Comentários finais

a) O consumo específico de energia, em kJ/kg, é igual a:

$$\frac{2\,347\,296}{900} = 2\,608 \text{ kJ (PCS)/kg}$$

ou

$$\frac{130 \times 16\,140}{900} = 2\,330 \text{ kJ (PCI)/kg}$$

b) O balanço de energia apresentado mostra que cerca de 23 % da energia fornecida pelo combustível é perdida por radiação e convecção, através das paredes do forno. Este valor é muito superior ao que se obtém, geralmente, em geradores de vapor e de fluido térmico (perdas de 1 a 3 %). Todavia, a razão entre a superfície exterior dos fornos e a energia fornecida é cerca de 20 a 40 vezes superior à que se verifica numa caldeira. Não esquecendo este facto, sugere-se, no entanto, o estudo do isolamento existente no forno, perspetivando, eventualmente, a sua substituição, aquando da remodelação do forno.

c) Foram identificados dois pontos principais de entrada de ar no forno, sendo um deles na alimentação de material (item 13) e o outro através das vedações das vagonetas (item 10-11). Esses caudais de ar frio devem ser reduzidos tanto quanto possível, já que têm um efeito negativo no consumo de combustível.

d) A energia contida no ar de arrefecimento das vagonetas e do material representa 26 % do total de energia fornecida pelo combustível. No entanto, sendo limpo e relativamente seco, este ar quente pode ser reutilizado num secador e, assim sendo, a sua energia é parcialmente recuperada.

e) O calor de reação, cerca de 10 %, sendo significativo, deve ser considerado nos balanços térmicos do forno.

f) Embora seja típico num forno com queima de madeira um consumo específico de 2 608 kJ/kg, este valor pode ser reduzido, dando atenção especial às perdas por radiação, entradas de ar, etc..

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos do forno em análise.

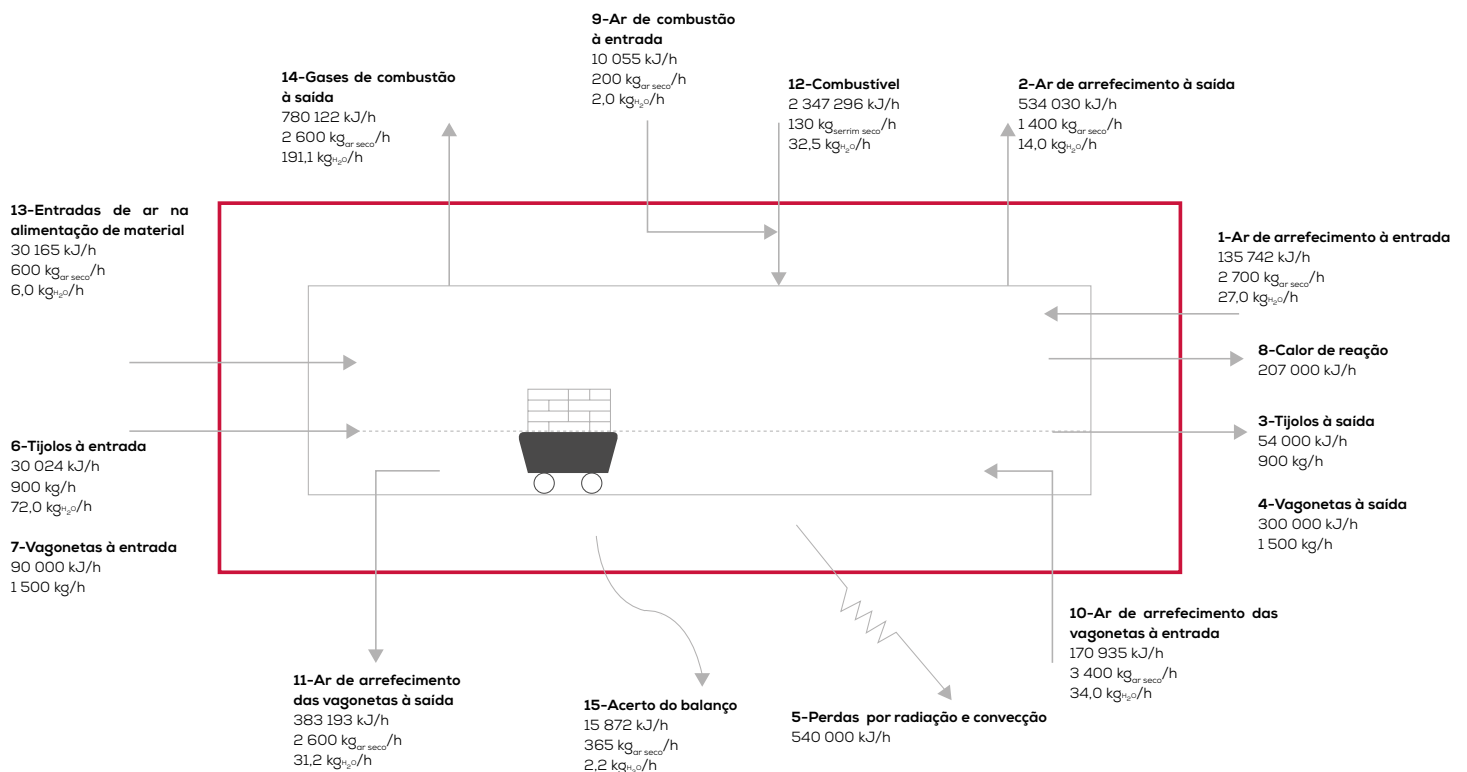


Figura 4.3.9 - Diagrama de fluxos do forno

4.3.5. BALANÇO ENERGÉTICO A UM SECADOR DE TELHAS

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos da operação de secagem contínua de 3 250 kg/h (base seca) de telhas num secador. O ar de secagem é produzido num gerador de ar quente, com câmara de combustão, que consome madeira.

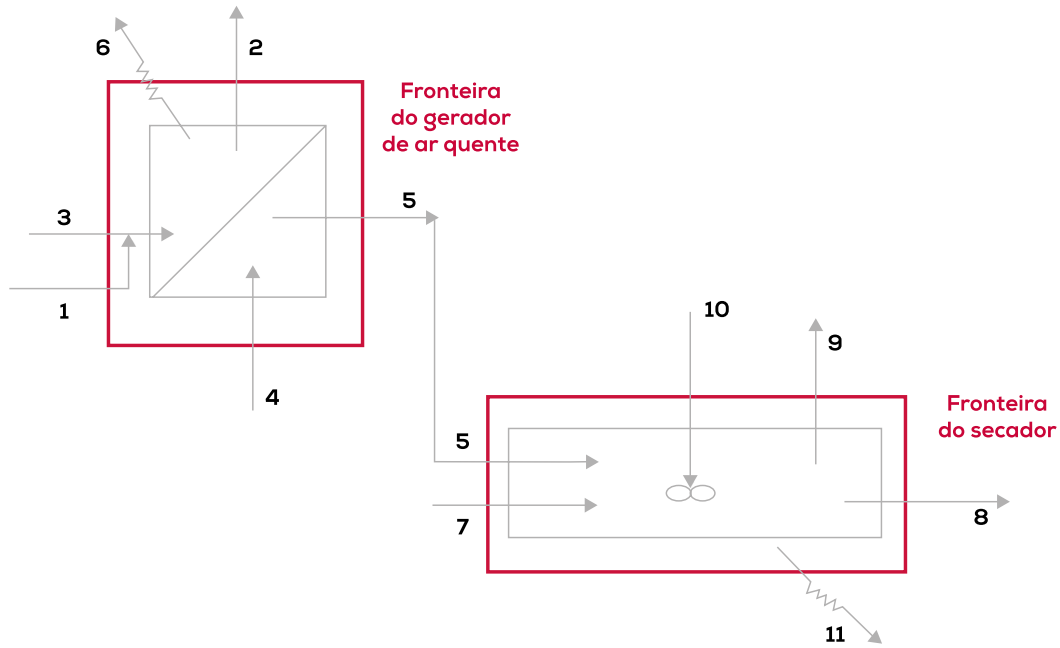


Figura 4.3.10 - Diagrama de fluxos de um secador de telhas

A tabela seguinte apresenta os resultados das monitorizações efetuadas necessárias para realização dos balanços de massa e energia.

Tabela 4.3.9 Caracterização dos fluxos do processo - medições.

	Caraterização da corrente	Caudal	Temperatura	Humidade absoluta	Teor de O ₂
		[kg/h] (base seca)	[°C]	[kg _{H₂O} /kg _{ar seco}]	[%]
1	Ar de combustão à entrada	-	25	15	-
2	Gases de combustão à saída	-	246	-	10,5
3	Combustível (madeira seca) ¹	490	25	-	-
4	Ar fresco à entrada	31 452	25	15	-
5	Ar quente à saída	-	170	-	-
6	Perdas por radiação, convecção e acerto do balanço	-	-	-	-
7	Material à entrada ²	3 250	25	-	-
8	Material à saída ³	3 250	48	-	-
9	Exaustão	36 045	80	0,031	-
10	Energia elétrica para os ventiladores ⁴	-	-	-	-
11	Perdas por radiação e convecção	-	-	-	-
12	Acerto do balanço	-	-	-	-

¹ Humidade= 0,95 kg_{H₂O}/kg_{comb. seco} / ² Humidade= 0,23 kg_{H₂O}/kg_{material seco}

³ Humidade= 0,05 kg_{H₂O}/kg_{material seco} / ⁴ Potência em ventiladores= 216 kW

As propriedades físicas dos fluxos envolvidos são apresentadas na tabela que se segue.

Tabela 4.3.10 Caracterização dos fluxos do processo – propriedades físicas.

Identificação	Valor	Unidade
Calor específico das telhas	1,0	[kJ/kg °C]
Calor específico da água	4,18	[kJ/kg °C]
Calor específico do ar seco	1,0	[kJ/kg °C]
PCS da madeira	18 000	[kJ/kg _{comb. seco}]
Ar estequiométrico para madeira	5,80	[kJ/kg _{comb. seco}]
Calor específico da madeira seca	1,2	[kJ/kg °C]
Calor específico dos gases secos de combustão	1,1	[kJ/kg °C]

Para efetuar o balanço ao secador de telhas é necessário determinar a energia fornecida ao secador pelo gerador de ar quente.

Recorrendo às equações básicas de Balanços de Massa e Energia é possível determinar a potência térmica associada a cada corrente envolvida no processo e assim realizar os balanços energéticos ao gerador de ar quente e ao secador, que se apresentam de seguida.

Cálculos (na base do PCS do combustível e com $T_{ref} = 0^\circ\text{C}$)

Balanço ao gerador de ar quente

Item 1: Ar de combustão à entrada

Da Figura 4.3.6 obtém-se um excesso de ar (e) igual a 1,0 para 10,5 % de O_2 .

$$M_g = (1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times m_{\text{combustível seco}}$$

$$= (1 + 1) \times 5,8 \times 490 = 5\,684 \text{ kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$$

Em que:

$m_{\text{ar seco}}$ = ar estequiométrico para madeira

$$Q_1 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 5\,684 \times [1,0 \times 25 + 0,015 (1,9 \times 25 + 2\,480)] = 357\,595 \text{ kJ/h}$$

Item 2: Gases de combustão à saída

$$M_g = [(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}] \times m_{\text{combustível}}$$

$$= [(1 + 1) \times 5,8 + 1 - 0,5] \times 490 = 5\,929 \text{ kg}_{\text{ar seco}}/\text{h}$$

Em que:

$m_{\text{H}_2\text{O}}$ = água produzida na combustão de H_2 da madeira = $0,5 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$

$$W_{\text{gases}} = \frac{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} \times W_{\text{ar}} + a + m_{\text{H}_2\text{O}}}{(1 + e) \times m_{\text{ar seco}} + 1 - m_{\text{H}_2\text{O}}}$$

$$= \frac{(1 + 1) \times 5,8 \times 0,015 + 0,95 + 0,5}{(1 + 1) \times 5,8 + 1 - 0,5} = 0,134 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$$

Em que:

a = teor de humidade no combustível (em $\text{kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{combustível seco}}$)

$$Q_2 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 5\,929 \times [1,1 \times 246 + 0,134 (1,9 \times 246 + 2\,480)] = 3\,949\,810 \text{ kJ/h}$$

Item 3: Combustível

$$Q_3 = M_C \times (PCS + C_{p_{\text{C seco}}} \times T_C) + 0,95 \times M_C \times C_{p_{\text{H}_2\text{O}}} \times T_C$$

$$= 490 \times [(18\,000 + 1,2 \times 25) + 0,95 \times 490 \times 4,18 \times 25] = 8\,883\,345 \text{ kJ/h}$$

Em que:

PCS (madeira seca) = $18\,000 \text{ kJ/kg}$

$0,95 \text{ kg}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{madeira seca}}$ é o teor de água no combustível

Item 4: Ar fresco à entrada

$$Q_4 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 31\,452 \times [1,0 \times 25 + 0,015 (1,9 \times 25 + 2\,480)] = 1\,978\,724 \text{ kJ/h}$$

Item 5: Ar quente à saída

$$Q_5 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$

$$= 31\,452 \times [1,0 \times 170 + 0,015 (1,9 \times 170 + 2\,480)] = 6\,669\,239 \text{ kJ/h}$$

Item 6: Perdas por radiação, convecção e acerto do balanço

$$Q_6 = Q_1 - Q_2 + Q_3 + Q_4 - Q_5$$

$$= 357\,595 - 3\,949\,810 + 8\,883\,345 + 1\,978\,724 - 6\,669\,239 = 600\,615 \text{ kJ/h}$$

Balanço ao secador

Item 7: Material à entrada

$$Q_7 = M_m \times C_m \times T_m$$
$$= 3\,250 \times (1 + 0,23 \times 4,18) \times 25 = 159\,364 \text{ kJ/h}$$

Em que:

0,23 kg_{H₂O}/kg_{massa seca} é o teor de água nas telhas

Item 8: Material à saída

$$Q_8 = M_m \times C_m \times T_m$$
$$= 3\,250 \times (1 + 0,05 \times 4,18) \times 48 = 188\,604 \text{ kJ/h}$$

Em que:

0,05 kg_{H₂O}/kg_{massa seca} é o teor de água nas telhas

Nota: Água evaporada = (0,23-0,05) x 3 250 = 585 kg_{H₂O}/h

Item 9: Exaustão

$$Q_9 = M_g \times [C_g \times T_g + W (1,9 \times T_g + 2\,480)]$$
$$= 36\,045 \times [1,0 \times 80 + 0,031 (1,9 \times 80 + 2\,480)] = 5\,824\,584 \text{ kJ/h}$$

Item 10: Energia elétrica para os ventiladores de ar

$$Q_{10} = P \times 3\,600$$
$$= 216 \times 3\,600 = 777\,600 \text{ kJ/h}$$

Item 11: Perdas de calor por radiação e convecção

$$Q_{11} = 1\,198\,238 \text{ kJ/h}$$

(valor calculado com base em medições da temperatura nas paredes do secador e nas equações do ponto 2.8.6 deste manual)

As tabelas seguintes sintetizam os balanços de massa e de energia apresentados.

Síntese de Balanços de Massa e de Energia

(i) Gerador de Ar Quente

BALANÇO MÁSSICO

Entradas			Saídas		
Fluxo mássico		Caudal [kg/h]	Fluxo mássico		Caudal [kg/h]
1. Ar de combustão	Ar seco	5 684,0	2. Gases da combustão	Gases secos	5 929,0
	Vapor de água	85,3		Vapor de água	795,8
		5 769,3			6 724,8
3. Combustível	Madeira seca	490,0	5. Ar quente à saída	Ar seco	31 452,0
	Água	465,5		Vapor de água	471,8
		955,5			31 923,8
4. Ar fresco à entrada	Ar seco	31 452,0			
	Vapor de água	471,8			
		31 923,8			
TOTAL		38 648,5	TOTAL		38 648,5

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%
1. Ar de combustão	357 595	3,2	2. Gases da combustão	3 949 810	35,2
3. Combustível	8 883 345	79,2	5. Ar quente à saída	6 669 239	59,4
4. Ar fresco à entrada	1 978 724	17,6	6. Perdas por radiação, convecção e acerto do balanço	600 615	5,4
TOTAL	11 219 664	100	TOTAL	11 219 664	100

(ii) Secador

BALANÇO MÁSSICO

Entradas		Saídas	
Fluxo mássico	Caudal [kg/h]	Fluxo mássico	Caudal [kg/h]
5. Ar quente à entrada	Ar seco	8. Material à saída	Material seco
	Vapor de água		Água
	31 425,0		3 250,0
	471,8		162,5
	31 923,8		3 412,5
7. Material à entrada	Material seco	9. Exaustão	Ar seco
	Água		Vapor de água
	3 250,0		36 045,0
	747,5		1 117,4
	3 997,5		
12. Acerto do balanço	Ar seco		37 162,4
	Vapor de água		
	4 593,0		
	60,6		
	4 653,6		
TOTAL	40 574,9	TOTAL	40 574,9

BALANÇO ENERGÉTICO

Entradas			Saídas		
Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%	Fluxo energético	Entalpia [kJ/h]	%
5. Ar quente à entrada	6 669 239	87,7	8. Material à saída	188 604	2,5
7. Material à entrada	159 364	2,1	9. Exaustão	5 824 584	76,6
10. Energia elétrica	777 600	10,2	11. Perdas por radiação e convecção	1 198 238	15,8
			12. Acerto do balanço	394 777	5,2
TOTAL	7 606 203	100	TOTAL	7 606 203	100

Conclusões / Comentários finais

a) A eficiência térmica do gerador de ar quente é igual a:

$$\frac{6\,669\,239 - 1\,978\,724}{8\,883\,345} \times 100 = 52,8\%$$

Este valor é bastante baixo, sendo resultante da parcela elevada de calor perdida na chaminé. Uma parte importante das perdas na chaminé advém da entalpia do vapor de água que, se a madeira não for previamente seca, se verifica sempre.

O teor de oxigénio indica que está a ser usado um excesso de ar de cerca de 100 % que, no caso de ser reduzido, se traduzirá num incremento da eficiência do gerador. No entanto, é sempre difícil obter valores baixos de excesso de ar na queima da madeira.

A temperatura dos gases de exaustão é de 246°C, valor relativamente elevado, quando comparado com a temperatura de 170°C do ar quente. Essa diferença é em parte devida ao excesso de ar utilizado, mas também pode ser resultante da existência de sujidade nas superfícies de aquecimento e/ou potência excessiva de queima em relação à potência nominal.

b) O consumo específico de energia do secador, em kJ/kg de água evaporada, é igual a:

$$\frac{4\,690\,515 + 777\,600}{585} = 9\,347 \text{ kJ/kg}_{\text{água evaporada}}$$

Este valor é cerca de 3,7 vezes superior ao calor teórico necessário para evaporar 1 kg de água. A temperatura na exaustão do secador (80°C) é demasiado baixa. Assim, devem ser melhoradas as condições de recirculação de ar no secador e, por exemplo, se a humidade relativa do ar na exaustão for aumentada para 35 %, para o mesmo consumo de calor, consegue-se remover cerca de 60 % mais água (ou um menor consumo de calor para a mesma quantidade de água evaporada).

A figura seguinte apresenta o diagrama de fluxos do secador de telhas analisado.

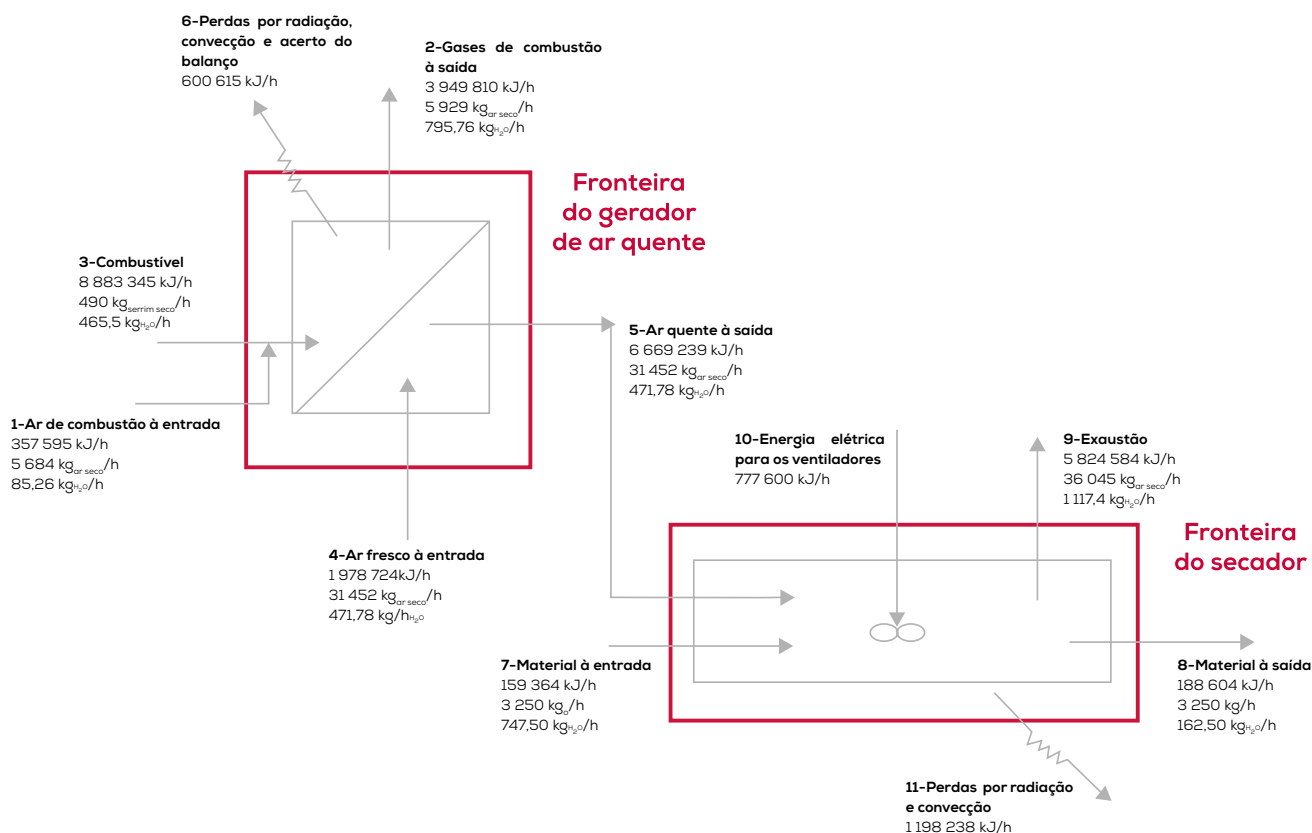


Figura 4.3.11 - Diagrama de fluxos do secador de telhas

REFERÊNCIAS

CEE – Centro para a Conservação de Energia, “Manual do Gestor de Energia, Capítulo 6, Balanços Energéticos”

ADENE – Agência para a Energia, “Curso de Gestão de Energia na Indústria - Informação complementar relacionada com o tema “Auditorias Energéticas””

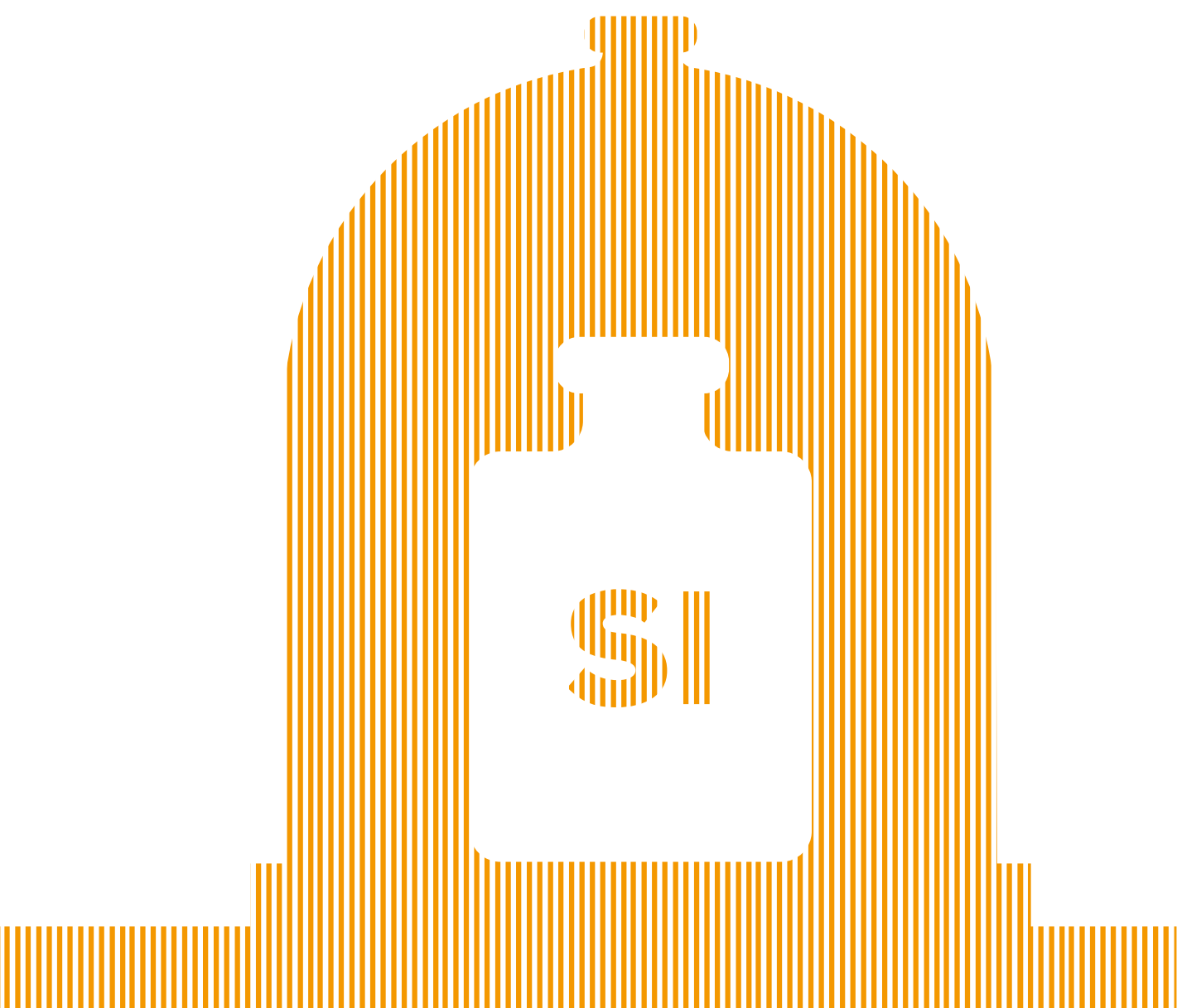
NIFES Consulting Engineers, “Manual de Conservação de Energia: Porcelana e Cerâmica Fina”, elaborado para Ministério da Indústria e Energia e Direção Geral de Energia

NIFES Consulting Engineers, “Manual de Conservação de Energia: Tijolos, Telhas e Refratários”, elaborado para Ministério da Indústria e Energia e Direção Geral de Energia

5.

Sistema Internacional de Unidades





ÍNDICE

5. Sistema Internacional de Unidades

5.1	Conceitos e utilização	408
5.1.1	Introdução	408
5.1.2	Unidades do SI	409
5.1.3	Prefixos dos Múltiplos e Submúltiplos das unidades	413
5.1.4	Portarias	414
5.1.4.1	Portaria nº 17 052	414
5.1.4.2	Portaria nº 17 053	415
5.1.4.3	Decreto-Lei 128/2010	415
5.1.5	Recomendações gerais relativas a unidades	416
5.1.5.1	Impressão e escrita de nomes e símbolos de unidades. Recomendações	416
5.1.5.1.1	Nomes de unidades	416
5.1.5.2	Símbolos das unidades	417
5.1.6	Unidade coerente para grandezas adimensionais	419
5.1.7	Produto e quociente de unidades	419
5.1.8	Utilização dos símbolos das unidades em gráficos e tabelas	420
5.1.9	Recomendações gerais relativas aos números	423
5.1.9.1	Impressão e escrita de números	423
5.1.10	Sinal decimal. Uso e recomendações	425
5.1.11	Multiplicação e divisão de números. Recomendações	425

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 5.1.1 Grandezas e Unidades de base do SI	409
Tabela 5.1.2 Unidades SI suplementares	410
Tabela 5.1.3 Unidades SI derivadas	410
Tabela 5.1.4 Unidades SI derivadas com nomes e símbolos especiais	411
Tabela 5.1.5 Exemplos de unidades derivadas do SI cujo nome e símbolo contêm unidades derivadas do SI com nomes e símbolos especiais.	412
Tabela 5.1.6 Prefixos dos múltiplos e submúltiplos das unidades	413
Tabela 5.1.7 Prefixos dos múltiplos e submúltiplos das unidades	413

5.1

Conceitos e utilização

5.1.1 INTRODUÇÃO

A necessidade de medir é muito antiga e remonta à origem das civilizações. Durante muito tempo, as unidades de medida eram definidas de maneira arbitrária, variando em cada região e de país para país, dificultando as transações comerciais e o intercâmbio científico entre eles. Surge assim a necessidade de realizar uma padronização, definindo unidades para cada grandeza.

Em 1789, numa tentativa de resolver o problema, o Governo Republicano Francês pediu à Academia de Ciências de França que criasse um sistema de medidas baseado numa "constante natural". Com as medições efetuadas ao "meridiano terrestre" entre Dunquerque e Barcelona por Delambre e Méchain, foi criado o Sistema Métrico Decimal, que adotou, inicialmente, três unidades base de medida: o metro, o litro e o quilograma.

Em 20 de maio de 1875 um tratado internacional conhecido como Convention du Mètre (Convenção do Metro) foi assinado por 17 Estados. Este tratado estabeleceu as seguintes organizações para conduzir as atividades internacionais em matéria de um sistema uniforme de medidas:

- **Conférence Générale des Poids et Mesures (CGPM)**, uma conferência intergovernamental de delegados oficiais dos países membros e da autoridade suprema para todas as ações;
- **Comité international des Poids et Mesures (CIPM)**, composta por cientistas e metrologistas, que prepara e executa as decisões da CGPM e é responsável pela supervisão do Bureau Internacional de Pesos e Medidas;
- **Bureau International des Poids et Mesures (BIPM)**, um laboratório permanente e centro mundial da metrologia científica, as atividades que incluem o estabelecimento de normas de base e as escalas das quantidades de capital físico e manutenção dos padrões protótipo internacional.

Com o passar do tempo outras unidades foram adicionadas ao Sistema Internacional nas posteriores CGPM: ampere (corrente elétrica) em 1946, kelvin (temperatura absoluta) e candela (luminosidade) em 1954 e mol (quantidade de matéria) em 1971.

Em 1960, o sistema métrico decimal foi designado Sistema Internacional de unidades (SI). O SI foi adotado globalmente por praticamente todos os países. As três exceções são Myanmar, Libéria e os Estados Unidos. O Reino Unido adotou oficialmente o SI, mas sem a intenção de substituir inteiramente o seu próprio sistema usual de medidas.

5.1.2 UNIDADES SI

Definiram-se sete grandezas físicas como unidades de base ou fundamentais. As sete unidades de base do SI, apresentadas na tabela seguinte, fornecem as referências que permitem definir todas as unidades de medida do Sistema Internacional.

Tabela 5.1.1 Unidades de base do SI.

Grandeza	Unidade	Símbolo	Definição da unidade de base
Comprimento	metro	m	O metro é o comprimento do trajeto da luz, no vácuo, no tempo de $1/299\,792\,458$ do segundo. (17ª CGPM, 1983, Resolução nº 1)
Massa	quilograma	kg	O quilograma é a unidade de massa. É igual à massa do protótipo internacional do quilograma. (3ª CGPM, 1901, p. 70 das atas)
Tempo	segundo	s	O segundo é a duração de $9\,192\,631\,770$ períodos da radiação da transição entre os dois níveis hiperfinos do estado fundamental do átomo de césio 133. (13ª CGPM, 1967/68, Resolução nº 1)
Corrente elétrica	ampere	A	O ampere é a intensidade de uma corrente constante que, mantida em dois condutores paralelos, retilíneos, de comprimento infinito, de secção circular desprezável e colocados à distância de 1 m do outro no vácuo, produz uma força de 2×10^{-7} newton por metro de comprimento. (9ª CGPM, 1948, Resolução nº 2)
Temperatura termodinâmica	kelvin	K	O kelvin, unidade de temperatura termodinâmica é a fracção $1/273,16$ da temperatura termodinâmica do ponto triplo da água. (13ª CGPM, 1967/68, Resolução nº 4) e (23ª CGPM, 2007, Resolução nº 10)
Quantidade de matéria	mole	mol	A mole é a quantidade de matéria de um sistema que contém tantas entidades elementares quanto os átomos que existem em 0,012 kg de carbono 12. (14ª CGPM, 1971, Resolução nº 3)
Intensidade luminosa	candela	cd	A candela é a intensidade luminosa, numa dada direção, de uma fonte que emite uma radiação monocromática de frequência de 540×10^{12} Hz e cuja intensidade energética nessa direção é de $1/683$ watt por esterradiano. (16ª CGPM, 1979, Resolução nº 3)

As unidades básicas do SI, posto que dimensionalmente axiomáticas, são dimensionalmente independentes entre si.

As unidades de ângulo, radiano e esterradiano, foram consideradas até 1995 como sendo unidades suplementares. A 20ª CGPM (outubro de 1995) decidiu eliminar a classe de unidades suplementares passando a considerar estas como unidades derivadas.

Tabela 5.1.2 Unidades SI suplementares.

Grandeza	Unidade	Símbolo	Definição da unidade de base
ângulo plano	radiano	rad	O radiano é o ângulo plano compreendido entre dois raios de um círculo que, na circunferência, intersejam um arco de comprimento igual ao comprimento do raio desse círculo. (11ª CGPM, 1960, Resolução nº 12)
ângulo sólido	esterradiano	sr	O esterradiano é o ângulo sólido de um cone que, tendo o vértice no centro de uma esfera, interseca na superfície desta uma área igual à de um quadrado cujo lado tem um comprimento igual ao do raio da esfera. (11ª CGPM, 1960, Resolução nº 12)

As unidades derivadas coerentes das unidades SI de base são dadas por expressões algébricas sob a forma de produtos de potência das unidades SI de base com um fator numérico igual a 1.

Tabela 5.1.3 Unidades SI derivadas.

Grandeza	Unidade	Símbolo
Superfície	metro quadrado	m ²
Volume	metro cúbico	m ³
Velocidade	metro por segundo	m/s
Aceleração	metro por segundo quadrado	m/s ²
Numero de onda	por metro	m ⁻¹
Massa volúmica	quilograma por metro cúbico	kg/m ³
Volume mássico	metro cúbico por quilograma	m ³ /kg
Densidade de corrente	ampere por metro quadrado	A/m ²
Campo magnético	ampere por metro	A/m
Concentração (de quantidade de matéria)	mole por metro cúbico	mol/m ³
Luminância luminosa	candela por metro quadrado	cd/m ²
Índice de refração	(o número) um	^(a) 1
Permeabilidade relativa	(o número) um	^(a) 1

^(a) De um modo geral, não se utiliza o símbolo "1" com um valor numérico.

Os nomes especiais e os símbolos particulares atribuídos a determinadas unidades derivadas permitem exprimir numa forma condensada unidades frequentemente utilizadas.

Tabela 5.1.4 Unidades SI derivadas com nomes e símbolos especiais.

Grandeza	Unidade	Símbolo	Expressão em outras unidades SI	Expressão em unidades SI de base
Frequência	hertz	Hz		s^{-1}
Força	newton	N		$m \cdot kg \cdot s^{-2}$
Pressão, tensão	pascal	Pa	N/m^2	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
Energia, trabalho, quantidade de calor	joule	J	$N \cdot m$	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
Potência	watt	W	J/s	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
Carga elétrica, quantidade de eletricidade	coulomb	C		$s \cdot A$
Diferença de potencial elétrico, força eletromotriz	volt	V	W/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
Capacidade elétrica	farad	F	C/V	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^2$
Resistência elétrica	ohm	Ω	V/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-2}$
Condutância elétrica	siemens	S	A/V	$m^{-2} \cdot kg^{-1} \cdot s^3 \cdot A^2$
Fluxo de indução magnética, fluxo magnético	weber	Wb	$V \cdot s$	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$
Indução magnética, densidade de fluxo magnético	tesla	T	Wb/m^2	$kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-1}$
Indutância	henry	H	Wb/A	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$
Temperatura Celsius	grau Celsius	$^{\circ}C$		K
Fluxo luminoso	lúmen	lm	$cd \cdot sr$	cd
Iluminância	lux	lx	lm/m^2	$m^{-2} \cdot cd$
Atividade de um radionucleído	becquerel	Bq		s^{-1}
Dose absorvida, energia mássica, kerma	gray	Gy	J/kg	$m^2 \cdot s^{-2}$
Equivalente de dose, equivalente de dose ambiental, equivalente de dose direcional, equivalente de dose individual	sievert	Sv	J/kg	$m^2 \cdot s^{-2}$
Atividade catalítica	katal	kat		$s^{-1} \cdot mol$

Tabela 5.1.5 Exemplos de unidades derivadas do SI cujo nome e símbolo contêm unidades derivadas do SI com nomes e símbolos especiais.

Grandeza	Unidade	Símbolo	Expressão em unidades SI de base
Viscosidade dinâmica	pascal segundo	Pa · s	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-1}$
Momento de força	newton metro	N · m	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2}$
Tensão superficial	newton por metro	N/m	$kg \cdot s^{-2}$
Velocidade angular	radiano por segundo	rad/s	$m \cdot m^{-1} \cdot s^{-1} = s^{-1}$
Aceleração angular	radiano por segundo quadrado	rad/s ²	$m \cdot m^{-1} \cdot s^{-2} = s^{-2}$
Densidade de fluxo térmico, irradiância	watt por metro quadrado	W/m ²	$kg \cdot s^{-3}$
Capacidade térmica, entropia	joule por kelvin	J/K	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$
Capacidade térmica mássica, entropia mássica	joule por quilograma kelvin	J/(kg · K)	$m^2 \cdot s^{-2} \cdot K^{-1}$
Energia mássica	joule por quilograma	J/kg	$m^2 \cdot s^{-2}$
Condutividade térmica	watt por metro kelvin	W/(m · K)	$m \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot K^{-1}$
Energia volúmica	joule por metro cúbico	J/m ³	$m^{-1} \cdot kg \cdot s^{-2}$
Campo elétrico	volt por metro	V/m	$m \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$
Densidade de carga elétrica, carga elétrica volúmica	coulomb por metro cúbico	C/m ³	$m^{-3} \cdot s \cdot A$
Densidade de carga superficial, carga elétrica superficial	coulomb por metro quadrado	C/m ²	$m^{-2} \cdot s \cdot A$
Densidade de fluxo elétrico, deslocamento elétrico	coulomb por metro quadrado	C/m ²	$m^{-2} \cdot s \cdot A$
Permitividade	farad por metro	F/m	$m^{-3} \cdot kg^{-1} \cdot s^4 \cdot A^2$
Permeabilidade	henry por metro	H/m	$m \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot A^{-2}$
Energia molar	joule por mole	J/mol	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot mol^{-1}$
Entropia molar, capacidade térmica molar	joule por mole kelvin	J/(mol · K)	$m^2 \cdot kg \cdot s^{-2} \cdot K^{-1} \cdot mol^{-1}$
Exposição (raios X e Y)	coulomb por quilograma	C/kg	$kg^{-1} \cdot s \cdot A$
Débito de dose absorvida	gray por segundo	Gy/s	$m^2 \cdot s^{-3}$
Intensidade energética	watt por esterradiano	W/sr	$m^4 \cdot m^{-2} \cdot kg \cdot s^{-3} = m^2 \cdot kg \cdot s^{-3}$
Radiância	watt por metro quadrado esterradiano	W/(m ² · sr)	$m^2 \cdot m^{-2} \cdot kg \cdot s^{-3} = kg \cdot s^{-3}$

5.1.3

PREFIXOS DOS MÚLTIPLOS E SUBMÚLTIPLOS DAS UNIDADES

Os prefixos do SI permitem escrever quantidades sem o uso da notação científica, de maneira mais clara para quem trabalha numa determinada faixa de valores.

Tabela 5.1.6 Prefixos dos múltiplos e submúltiplos das unidades.

Múltiplos			Submúltiplos		
Prefixo	Símbolo	Potência	Prefixo	Símbolo	Potência
yotta	Y	10^{24}	deci	d	10^{-1}
zetta	Z	10^{21}	centi	c	10^{-2}
exa	E	10^{18}	mili	m	10^{-3}
peta	P	10^{15}	micro	μ	10^{-6}
tera	T	10^{12}	nano	n	10^{-9}
giga	G	10^9	pico	p	10^{-12}
mega	M	10^6	femto	f	10^{-15}
quilo	k	10^3	atto	a	10^{-18}
hecto	h	10^2	zepto	z	10^{-21}
deca	da	10^1	yocto	y	10^{-24}

Alguns múltiplos decimais com nomes especiais são autorizados, conforme indicado na tabela seguinte:

Tabela 5.1.7 Prefixos dos múltiplos e submúltiplos das unidades.

Grandeza	Unidade	Símbolo	Valor
Volume	litro	l, L ^(a)	1 l = 1 dm ³ = 10 ⁻³ m ³
Massa	tonelada	t	1 t = 1 Mg = 10 ³ kg
Pressão e tensão	bar	bar	1 bar = 10 ⁵ Pa

^(a) Os dois símbolos "l" e "L" podem ser usados para a unidade litro, foram adotados respectivamente pelo CIPM de 1879 e pela Resolução nº 6 da 16ª CGPM de 1979.

5.1.4

PORTARIAS E DECRETO-LEI

| 5.1.4.1 Portaria nº 17 052

A introdução do sistema métrico decimal em Portugal, a partir de 1852, levou à tradução de livros franceses sobre a matéria e à inclusão nos livros de aritméticos portugueses das normas francesas da numeração falada.

Em França a designação das unidades de diferentes ordens a partir de um milhão mudava sempre que a unidade se multiplicava por mil. Assim, a palavra “bilião” correspondia a mil milhões, a palavra “trilião” a mil biliões, etc.

Esta numeração falada foi adotada nos Estados Unidos, na Itália e na Bélgica.

No nosso sistema tradicional, análogo ao britânico, espanhol, holandês e alemão, as designações só mudavam quando era necessário introduzir uma palavra nova, isto é, de milhão em milhão. Assim, em Portugal a palavra “bilião” designava um milhão de milhões (conto de conto); um trilião, um milhão de biliões, etc.

Há cerca de um século que existem em Portugal as duas formas de dizer: a clássica, que é a racional, e a norma francesa.

Como não era corrente o emprego de grandes números, a divergência aparecia no campo puramente académico. Porém, a desvalorização de certas moedas, os números alcançados pela produção económica, as distâncias interplanetárias ou estelares trouxeram confusão, patente todos os dias na imprensa e até em publicações oficiais.

As divergências sobre a nomenclatura dos grandes números existentes entre diversos países impuseram a adoção de uma regra internacional.

O assunto foi debatido em organismos científicos e submetido à 9ª Conferência Internacional de Pesos e Medidas, que adotou por unanimidade a chamada regra N, segundo a qual a potência 6N de 10 é designada por Nlião. Adotou-se, assim, internacionalmente a nomenclatura tradicional portuguesa.

A resolução internacional constitui a norma portuguesa definitiva NP-18, aprovada pela Portaria nº 14 608, do Ministério da Economia, publicada no Diário do Governo, 1ª série, de 11 de novembro de 1953.

Nestas condições:

Manda o Governo da República Portuguesa, pelo Ministro da Educação Nacional,

que no ensino da numeração falada e nos livros didáticos se adote a nomenclatura internacional da regra N, idêntica à nomenclatura tradicional portuguesa, segundo a qual um milhão é 10^6 , um bilião é um milhão de milhões, ou seja 10^{12} , um trilião é 10^{18} , um quadrilião é 10^{24} e assim sucessivamente.

| 5.1.4.2 Portaria nº 17 053

Pela portaria n.º 6409, do Ministério do Comércio e Comunicações, publicada no Diário do Governo, 1ª série, de 11 de outubro de 1929, foram publicados os símbolos e notações das grandezas elétricas adotados pela Comissão Eletrotécnica Internacional.

Nessa portaria fazia-se referência a algumas notações e regras matemáticas, e à escrita dos números, assunto discutido em diversas reuniões internacionais, por forma a estabelecer regras universais que evitem dúvidas de interpretação.

Por sua vez, a IX Conferência Internacional de Pesos e Medidas votou sobre o mesmo assunto uma série de resoluções, que motivaram a norma portuguesa definitiva NP-9, aprovada pela Portaria nº 14 739, do Ministério da Economia, publicada no Diário do Governo de 4 de fevereiro de 1954.

Nestas condições:

Manda o Governo da República Portuguesa, pelo Ministro da Educação Nacional, que no ensino da numeração escrita e nos livros didáticos só seja permitida na escrita dos números, como sinal gráfico (além dos próprios algarismos), a vírgula, para separar a parte inteira da parte decimal.

Não será, portanto, permitido o emprego de pontos ou quaisquer traços para separar grupos de três algarismos com vista à facilidade de leitura.

Para tal fim, nos grandes números poderão os grupos de três algarismos ser separados por um espaço em branco.

| 5.1.4.3 Decreto-Lei 128/2010

O diploma tem seis artigos que alteram e revogam artigos do Decreto-Lei n.º 238/94 e os decretos-lei e retificações publicados em 1995 e 2002. São definidas regras disciplinadoras da utilização do SI e é publicado um novo anexo que mantém o essencial do anexo do Decreto-Lei n.º 238/94, mas tem cinco pontos de que convém assinalar correspondentes a atualizações significativas ao decreto-lei de 1994:

- Em primeiro lugar, o decreto-lei permite a continuidade da utilização de indicações

suplementares sem prazo definido;

- Em segundo lugar, procede-se à inclusão das decisões das CGPM relativas à eliminação da classe de unidades suplementares SI, como uma classe separada;
- Em terceiro lugar, procede-se à interpretação das unidades «radiano» e «esterradiano» como unidades SI sem dimensão;
- Em quarto lugar, procede-se à introdução da unidade de medida do SI “katal” para expressar a atividade catalítica;
- Em quinto lugar, procede-se à introdução de uma nota sobre a definição do «kelvin» para eliminar uma das maiores fontes da variação observada entre realizações do ponto triplo da água.

5.1.5

RECOMENDAÇÕES GERAIS RELATIVAS A UNIDADES

5.1.5.1 Impressão e escrita de nomes e símbolos de unidades. Recomendações

5.1.5.1.1 Nomes de unidades

Os nomes das unidades escrevem-se com caracteres minúsculos, mesmo que derivem de nomes de cientistas.

Exemplo:

Correto metro, segundo, ampere, watt, hertz

Incorreto Metro, Segundo, Ampere, Watt, Hertz

Exceção: O grau Celsius, que pode ser utilizado no SI para exprimir diferenças ou intervalos de temperatura, escreve-se com C maiúsculo.

Os nomes das unidades, contrariamente ao que acontece com os símbolos, podem variar com os idiomas. Assim, por exemplo, os autores espanhóis escrevem ampério e ohmio relativamente às unidades ampere e ohm.

Em Portugal os nomes das unidades que derivam de nomes de cientistas seguem a grafia original¹. Consequentemente é inadmissível o uso de formas aportuguesadas, como por exemplo:

“ampério”, “vátio”, “óhmio”, etc., em vez de

“ampere”, “watt”, “ohm”, etc., respetivamente.

Os nomes das unidades que não derivam de nomes de cientistas seguem a grafia portuguesa.

Exemplos: metro, quilograma, radiano, esterradiano

Os nomes das unidade admitem plural². Apresentam-se de seguida alguns exemplos do critério que, segundo o BIPM, deve ser adotado, quando os nomes das unidades são escritos por extenso.

Correto		Incorreto	
0,47	metro	0,47	metros
1,99	joule	1,99	joules
2	miliamperes	2	miliampere
8×10^{-4}	segundo	8×10^{-4}	segundos
5,2	metros por segundo	5,2	metro por segundo

| 5.1.5.2 Símbolos das unidades

Os símbolos das unidades, quando impressos, são escritos em caracteres redondos (direitos)^{3,4} e, em geral, minúsculos. No entanto, se o nome da unidade deriva de um nome próprio tal como por exemplo:

Alessandro **Volta**, André **Ampère**, Blaise **Pascal**, Isaac **Newton**, etc...

a primeira letra do símbolo será maiúscula.

Exemplos de símbolos de unidades⁵:

m (metro), s (segundo), W (watt), N (newton), Pa (pascal).

¹ Norma portuguesa NP-172, de 1986. Há, em alguns casos, alterações de acentuação (ex.: ampere).

² BIPM (*Bureau International des Poids e Mesures*). O nome de uma unidade só passa ao plural a partir de dois (inclusive).

³ Quaisquer que sejam os caracteres utilizados no contexto.

⁴ Cf. 9ª CGPM, Resolução 7. Não se devem empregar caracteres itálicos (exemplos s, W, Pa, N) como símbolos de unidades. Evitam-se, desta forma, quaisquer confusões entre símbolos de grandezas e símbolos de unidades.

Exemplo: m é o símbolo de uma grandeza (massa); m é o símbolo de uma unidade (metro).

⁵ Recomendações CEI.

Os símbolos das unidades são invariáveis, mesmo que se refiram ao plural e não são seguidos de ponto, exceto no caso da pontuação normal (ponto final), pois um símbolo não é uma abreviatura. Exemplos:

Deve escrever-se 12 m e não 12 m., nem 12 ms, nem 12 mts.

Deve escrever-se 6 V e não 6 V. nem 6 Vs.

Não se deve, pois, pretender formar o plural do símbolo de uma unidade acrescentando-lhe um s, ou qualquer outra modificação.

Sempre que existam símbolos internacionais (Símbolos SI) para as unidades com que se trabalha, devem utilizar-se estes e não outros.

Os símbolos das unidades devem ser colocados após o valor numérico completo das grandezas correspondentes, deixando espaço⁵ entre o valor numérico e o símbolo da unidade.

Note-se que, quando se utiliza um prefixo, o conjunto formado pelo símbolo do prefixo e pelo símbolo da unidade constitui um novo símbolo inseparável cuja escrita e impressão seguem as normas gerais relativas a símbolos de unidades.

É incorreto acrescentar, ao símbolo de uma unidade, quaisquer símbolos adicionais que informem sobre a natureza particular da grandeza. Tais informações devem, se for necessário, ser acrescentadas ao símbolo da grandeza⁵.

Exemplo: pretendendo-se representar a potência elétrica de 20 kW, deve escrever-se

$$P_e = 20 \text{ kW} \text{ e não } P = 20 \text{ kW}_e$$

Não se devem, também, colocar abreviaturas após o símbolo de uma unidade.

Exemplo: especificando corrente alterna, c.a.⁶, ou corrente contínua c.c.

Correto a.c. 240 V ou ~ 240 V

Incorreto 240 V a.c.

A representação ~ 240 V tem a vantagem adicional de ser independente de qualquer idioma.

⁵ Recomendações CEI.

⁶ As indicações c.a. e c.c. são abreviaturas. Como tal, dependem do idioma em que se exprimem. Na língua inglesa seria a.c. e d.c. abreviaturas de "alternating current" e "direct current", respetivamente.

5.1.6

UNIDADE COERENTE PARA GRANDEZAS ADIMENSIONAIS

A unidade coerente, para qualquer grandeza sem dimensão, é o número 1 (um). Quando se exprime o valor de uma grandeza que esteja nestas condições, a unidade (1) não é, em geral, escrita de forma explícita.

Exemplo:

Densidade relativa $d = 1,45 \times 1 = 1,45$

Coefficiente de atrito estático $\mu = 0,40 \times 1 = 0,40$

5.1.7

PRODUTO E QUOCIENTE DE UNIDADES

As regras clássicas de multiplicação e de divisão algébricas aplicam-se ao produto e quociente de símbolos de unidades. A multiplicação deve ser indicada por um espaço ou por um ponto a meia altura (\cdot) de modo a evitar que alguns prefixos sejam interpretados como símbolo de unidade.

O produto de duas unidades c e d pode ser representado por uma das notações seguintes:

$$c \cdot d \text{ ou } c \ d, \text{ mas não por } cd$$

Exemplo: $J \cdot s$ ou $J \ s$, mas não por Js

A notação cd , sem espaço, é desaconselhada porque pode dar origem a erros de interpretação. Assim, escrevendo por exemplo mN , para indicar metro x newton, também poderia ler-se milinewton. Por esta razão, para indicar o produto de unidades, deve sempre deixar-se um espaço em branco entre os símbolos destas, no texto dactilografado, e meio espaço no texto impresso.

A divisão é indicada por uma linha horizontal, por uma barra oblíqua (/) ou por expoente negativo.

O quociente de duas unidades c e d pode ser representado por uma das notações seguintes:

$$c/d, \frac{c}{d} \text{ ou } c \cdot d^{-1}$$

Exemplo: m/s , $\frac{m}{s}$, $m \cdot s^{-1}$ ou $m \ s^{-1}$, mas não por ms^{-1}

Nunca se deve utilizar, na mesma linha, mais que uma barra oblíqua (/), a menos

que sejam utilizados parêntesis para eliminar qualquer ambiguidade. Em casos complicados deve utilizar-se expoentes negativos ou parêntesis.

Exemplos:

Correto	Incorreto
$m \cdot s^{-2}$ ou $(m/s)/s$ ou m/s^2	$m/s/s$
$J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}$ ou $J/kg \cdot K$ ou $(J/kg)/K$	$J/kg/K$
$m \cdot kg \cdot s^{-3} \cdot A^{-1}$ ou $m \cdot kg/(s^3 \cdot A)$	$m \cdot kg/s^3/A$

5.1.8 UTILIZAÇÃO DOS SÍMBOLOS DAS UNIDADES EM GRÁFICOS E TABELAS

De uma forma geral, uma grandeza G exprime-se como

$$G = \{G\} \cdot [G]$$

onde G é o símbolo da grandeza e $\{G\}$ é o valor numérico dessa grandeza expresso na unidade $[G]$. Consequentemente, pode dizer-se que o valor de uma grandeza física é igual ao produto de um valor numérico (um número puro) pela correspondente unidade:

$$\text{grandeza física} = \text{valor numérico} \times \text{unidade} \quad ^7$$

Assim, por exemplo, o comprimento de onda de uma das riscas espectrais do sódio é $\lambda = 5,986 \times 10^{-7} \text{ m}$, onde λ é o símbolo da grandeza física (comprimento de onda); m é o símbolo da unidade (metro); e $5,986 \times 10^{-7}$ é o valor numérico do comprimento de onda, expresso em metros.

Nestas condições, genericamente, o valor numérico $\{G\}$ é dado por $G/[G]$.

Exemplos:

$\lambda = 5,986 \times 10^{-7} \text{ m}$	\Rightarrow	$5,986 \times 10^{-7} = \lambda/m$
$t = 12 \text{ s}$	\Rightarrow	$12 = t/s$
$v = 4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$	\Rightarrow	$4 = v/m \cdot \text{s}^{-1}$
$T = 700 \text{ K}$	\Rightarrow	$700 = T/K$

⁷ A definição de uma grandeza física, e o símbolo utilizado para a representar, não devem implicar uma escolha particular de unidade. Exemplo:

Definição incorreta: "A massa volúmica ρ define-se pela relação $\rho = m/V$, onde m representa a massa em kg e V o volume em m^3 ".

Definição correta: "A massa volúmica ρ define-se pela relação $\rho = m/V$, onde m representa a massa e V o volume".

É este quociente, do símbolo da grandeza física em questão pelo símbolo da unidade utilizada, que, por representar um número puro, deverá colocar-se junto a cada um dos eixos, nas representações gráficas; no topo de cada uma das colunas, numa tabela de valores numéricos.

Assim, ao indicar, numa representação gráfica (ou numa tabela), os valores numéricos das grandezas envolvidas, expressas nas correspondentes unidades, deverá adotar-se o procedimento seguinte:

1. Indicar a grandeza a que se refere cada eixo (ou cada coluna), e a unidade utilizada, de acordo com os exemplos anteriores, i. e.:

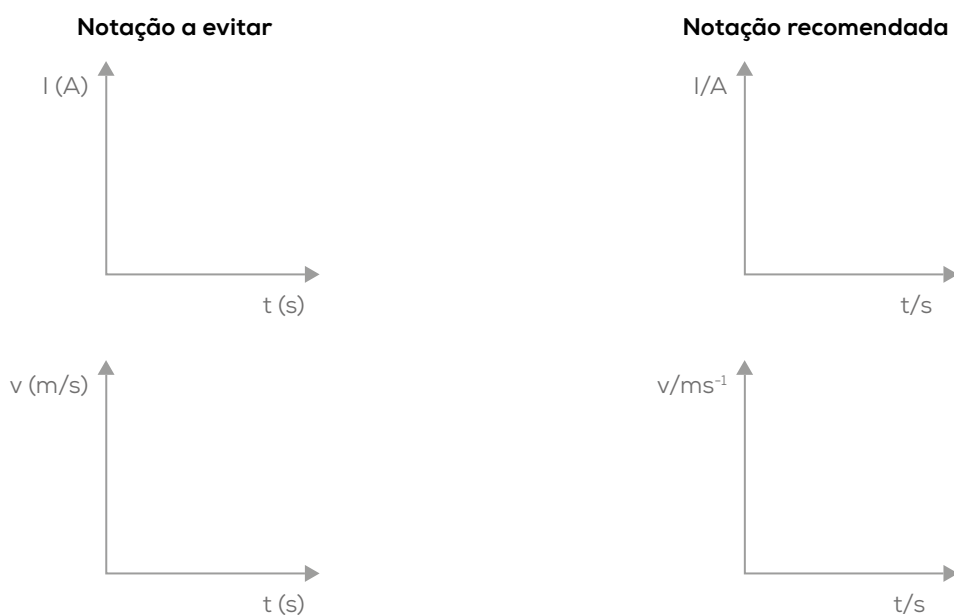
$$t/s, v/m \cdot s^{-1}, P/W$$

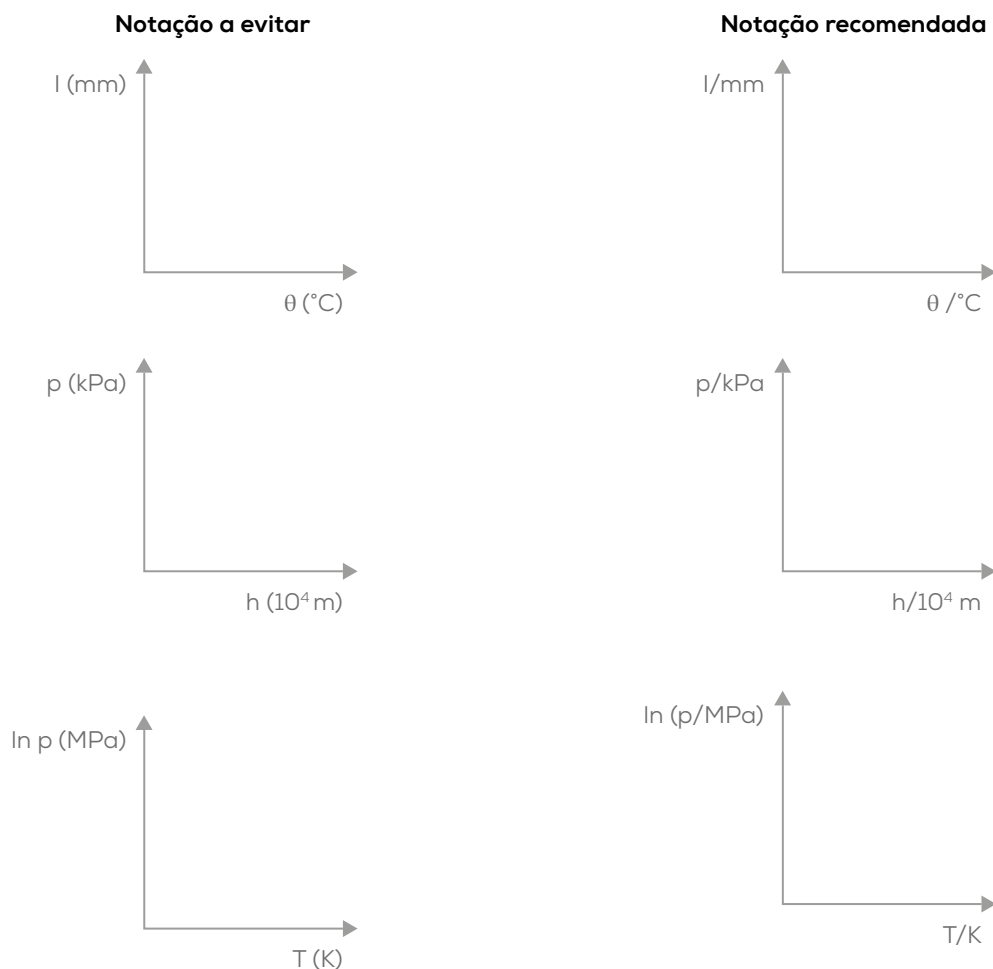
Podem, igualmente, empregar-se prefixos SI, assim como funções dos quocientes referidos (que são números puros). Exemplos:

$$p/\text{MPa}, \ln(p/\text{MPa})$$

2. Evitar indicações como $t(s)$, $v(m \cdot s^{-1})$ ou t, s e $v, m \cdot s^{-1}$ pois, de acordo com as regras usuais, não têm leitura possível ou prestam-se a confusões [$t(s)$ significa $t \times s$].

Exemplos de representações gráficas:



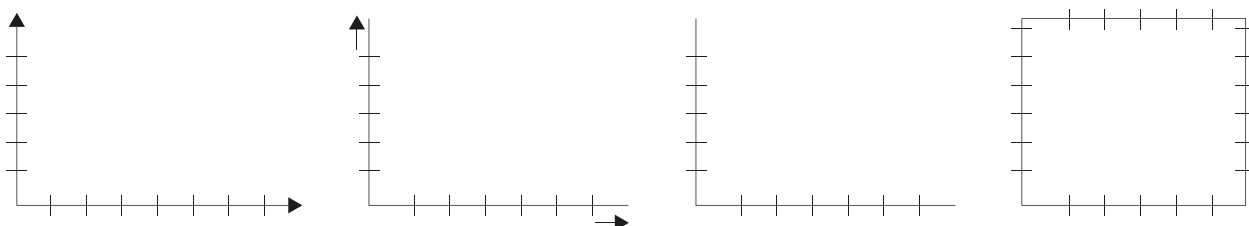


Nota: Se o símbolo da própria unidade já inclui uma barra (/), deverá recorrer-se ao uso de expoentes negativos para evitar indicações com duas ou mais barras. Assim, por exemplo, deve escrever-se

$$a/m \cdot s^{-2} \text{ em vez de } a/m/s^2$$

em casos complicados deverão utilizar-se parêntesis para eliminar qualquer ambiguidade.

Na representação de gráficos não há recomendações específicas relativamente ao uso (ou não uso) de setas junto dos eixos, ou sobre estes. São, conseqüentemente, admissíveis representações tais como:



Estes exemplos ilustram apenas a representação dos eixos; é óbvio que as grandezas (e as unidades utilizadas) deverão ser, em cada caso concreto, devidamente indicadas.

As coordenadas, cartesianas, de espaço (x , y , z), bem como a indicação dos eixos correspondentes, escrevem-se com caracteres itálicos.

Exemplos de indicação de grandezas e unidades em tabelas:

MASSA VOLÚMICA DA ÁGUA A DIFERENTES TEMPERATURAS

$\theta/^\circ\text{C}$	$\rho/\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$	$\theta/^\circ\text{C}$	$\rho/\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$	$\theta/^\circ\text{C}$	$\rho/\text{g} \cdot \text{cm}^{-3}$
0	0,999 84	9	0,999 78	18	0,998 59
1	0,999 90	10	0,999 70	19	0,998 40
2	0,999 94	11	0,999 60	20	0,998 20
3	0,999 96	12	0,999 59	21	0,997 99
4	0,999 97	13	0,999 37	22	0,997 77
5	0,999 96	14	0,999 24	23	0,997 54
6	0,999 94	15	0,999 10	24	0,997 30
7	0,999 90	16	0,998 94	25	0,997 04
8	0,999 85	17	0,998 77	26	0,996 78

PROPRIEDADES DE UMA DADA MASSA DE DIÓXIDO DE CARBONO

$\theta/^\circ\text{C}$	T/K	$10^3 \text{ K}/T$	p/MPa	$\ln(p/\text{MPa})$
-56,60	216,55	4,617 9	0,518 0	-0,657 8
0,00	273,15	3,661 0	3,485 3	1,248 5
31,04	304,19	3,287 4	7,382	1,999 0

5.1.9

RECOMENDAÇÕES GERAIS RELATIVAS AOS NÚMEROS

5.1.9.1 Impressão e escrita de números

Os números devem ser impressos em caracteres diretos, mesmo quando figurem como índices (superiores ou inferiores).⁸

⁸ Esta recomendação abrange os valores numéricos de grandezas físicas e os números utilizados nas fórmulas, nos índices, nos expoentes, etc.; deve escrever-se $m = 4,0 \text{ kg}$ e não $m = 4,0 \text{ kg}$. Estão fora do âmbito desta recomendação os números utilizados nos restantes contextos (numeração de páginas, de parágrafos, etc.); neste caso podem empregar-se, se necessário, caracteres itálicos.

Para facilitar a leitura dos números que contenham muitos algarismos, estes números podem ser escritos de tal modo que os algarismos fiquem separados em grupos de 3 (três) a contar do sinal decimal, para a esquerda e para a direita.

Os conjuntos de algarismos devem ser separados por um pequeno espaço, mas nunca por uma vírgula, por um ponto ou por qualquer outro sinal.

Exceção: A separação dos algarismos em grupos de 3, para a esquerda e para a direita do sinal decimal, não é aplicável à parte inteira ou à parte decimal no caso de as mesmas serem formadas só por quatro algarismos, exceto quando os números são escritos em colunas (cf. norma portuguesa NP-9 de 1960).

Exemplos:

Recomendado	Desaconselhado
0,000 14	0,00014
18 497,604 25	18497,60425
32 403	32403
1 423 297,26	1423297,26

Recomendado	1245	8,8524	0,0214
Desaconselhado	1 245	8,852 4	0,021 4

No entanto, ao efetuar a adição:

$$\begin{array}{r}
 5\ 321 \\
 1\ 465,005\ 35 \\
 +\ 3\ 679,002\ 1 \\
 \hline
 10\ 465,007\ 45
 \end{array}$$

ou num quadro de valores (números escritos em coluna) deverá deixar-se espaço entre os grupos de 3 algarismos, ainda que a parte inteira (ou a parte decimal) de alguns desses números só contenha 4 algarismos.

5.1.10 SINAL DECIMAL. USO E RECOMENDAÇÕES

O sinal decimal preferido é uma vírgula, sobre a linha. Em alguns países utiliza-se o ponto como sinal decimal, caso em que este deve estar sobre a linha.

Se o valor absoluto de um número for inferior à unidade deverá colocar-se um zero antes do sinal decimal, mesmo para o caso em que se empregue o ponto.

Exemplos:

Correto	Incorreto
0,0027	,0027
0,93	,93

5.1.11 MULTIPLICAÇÃO E DIVISÃO DE NÚMEROS. RECOMENDAÇÕES

O sinal de multiplicação entre números é uma cruz (x), notação preferencial, ou um ponto a meia altura.

Exemplo: 3×6 ou $3 \cdot 6$ e não 3.6

Para evitar ambiguidades e erros de interpretação, recomenda-se o seguinte:

- Se se utiliza o ponto a meia altura como sinal de multiplicação, deve, então, empregar-se necessariamente uma vírgula como sinal decimal.
- Se se utiliza um ponto sobre a linha como sinal decimal (o que não é recomendado em Portugal, cf. NP-9) deve então empregar-se uma cruz (x) como sinal de multiplicação.

Recomenda-se o uso da cruz (x) para indicar a multiplicação entre números.

O produto de um número por uma grandeza física "a", ou por uma unidade "u", pode ser representado, respetivamente, por uma das seguintes notações:

$$2,43 a \text{ ou } 2,43 \times a \text{ e } 4,7 u \text{ ou } 4,7 \times u$$

REFERÊNCIAS

[1] Almeida, Guilherme de (2002), "Sistema Internacional de Unidades (SI) – Grandezas e Unidades Físicas terminologia, símbolos e recomendações", Plátano Editora

[2] Sousa, Carlos (2011), "A Metrologia em Laboratório Fabril", ISEP

[3] Decreto-Lei nº 128/2010, de 3 de dezembro, Sistema de Unidades de Medida Legais para todo o território português



FICHA TÉCNICA

Título

Manual de Auditorias Energéticas na Indústria

Edição

ADENE – Agência para a Energia

Autoria

ISQ - Instituto de Soldadura e Qualidade

Data

junho de 2019

ISBN

978-972-8646-74-5

Para mais informações contactar:

ADENE - Agência para a Energia
Av. 5 de Outubro, 208 – 2º andar
1050 – 065 Lisboa, Portugal

geral@adene.pt

www.adene.pt

Design: CIRCLE

Todos os direitos reservados.

Publicação gratuita



Coordenador

Autor



Agência para a Energia