

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA
RAMO OPTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA QUÍMICA



Sistema de Torre de Refrigeração

João Celso Rosa da Vinha
Outubro de 2010

Orientador: Engenheiros Luís Silva e Carlos Assis

INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO

MESTRADO EM ENGENHARIA QUÍMICA
RAMO OPTIMIZAÇÃO ENERGÉTICA NA INDÚSTRIA QUÍMICA



Sistema de Torre de Refrigeração

João Celso Rosa da Vinha
Outubro de 2010

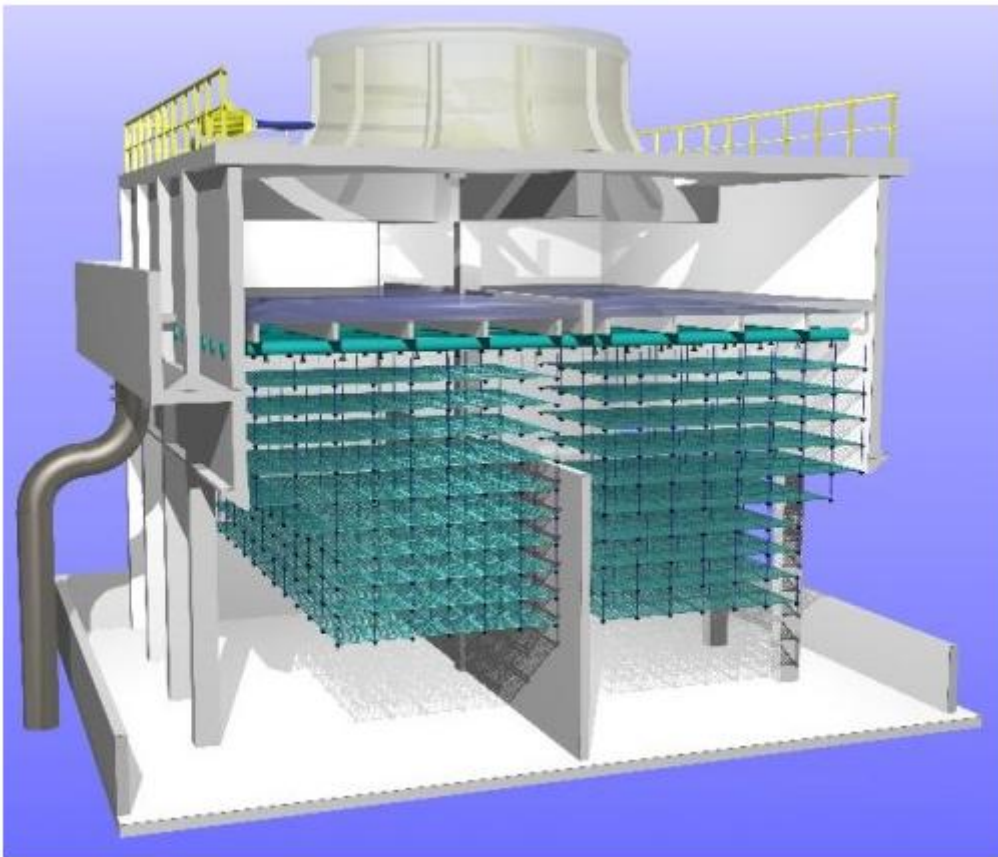
Orientação: Engenheiros Luís Silva e Carlos Assis

Dow Portugal

Fábrica de Produção de PMDI

TESE de Mestrado em Engenharia Química

Optimização de Sistema de Torre de Refrigeração



**Módulo de Torre de Arrefecimento propriedade de Hamon Technology.
Fonte://www.hamon.com/cooling-systems/md_induced_concrete.php#.
Acedido em 23-07-2010**

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar destaco o Director Engenheiro Eduardo Gadea pela oportunidade que me proporcionou à realização deste trabalho académico. Cito como referência a plataforma profissional da DOW Portugal que, além de me garantir os rendimentos do meu trabalho, como colaborador, é em si mesma uma escola de vida e de conhecimento, permitindo aos colaboradores crescer como seres humanos e como profissionais.

Em segundo lugar assinalo a atitude e o profissionalismo do Engenheiro José Luís Figueiredo que, com a sua experiência e responsabilidade, abriu as portas da produção onde se desenvolveu este trabalho gratificante.

Há também a justa referência ao meu orientador na Empresa, Engenheiro Victor Rodrigues, que de forma voluntária quis, mais uma vez, colocar os seus conhecimentos de Engenharia ao serviço da comunidade académica por meu intermédio e para a minha valorização. Por parte do ISEP é imperioso realçar o trabalho do Engenheiro Luís Silva que, com a sua capacidade, sensibilidade e conhecimento me orientou nos momentos chave, não esquecendo o Engenheiro Carlos Assis que marcou presença sempre que foi necessário.

Como enquadramento geral, não posso deixar de fazer referência a todos os colaboradores da empresa Dow Portugal, que sempre que foram interpelados deram o seu melhor, sendo justo reconhecer a forma e a riqueza com que conseguem transmitir as suas experiências.

Não esqueço os colegas da universidade e fundamentalmente a família que também foram parceiros neste projecto. Este documento apenas reflecte a expressão técnica do percurso efectuado, mas ficou certamente a parte emocional e humana reservada para os círculos de intimidade onde a ciência e tecnologia fazem a pausa do ritmo normal.

RESUMO

Uma vez chegado o momento de elaborar uma tese para a conclusão do segundo ciclo de estudos em Engenharia Química, a escolha dentro das opções disponíveis, foi por um lado o contexto laboral, onde me insiro, como trabalhador estudante e por outro lado um tema relacionado com água. Surge então, como oportunidade de trabalho a avaliação do desempenho de uma Torre de Arrefecimento.

Os objectivos foram definidos, após formação da equipa de suporte e concepção, no local onde se desenvolveu o trabalho.

A motivação base deste trabalho foi responder às seguintes perguntas: Terá a Torre de Arrefecimento capacidade para remover toda a carga térmica, à máxima capacidade, na época de Verão? Em caso negativo, que medidas poderão ser tomadas?

Inicialmente inventariaram-se os aspectos relevantes e formularam-se as hipóteses no sentido de responder às questões levantadas. Considerou-se a necessidade de avaliar a torre de arrefecimento e toda a rede de permuta de calor do sistema, face ao aumento de carga do caudal térmico devido à expansão da fábrica.

A variável mais importante da torre de arrefecimento (TA), temperatura de termómetro húmido, foi redefinida com recurso aos melhores dados disponíveis, aplicando-se a análise clássica recomendada (Cheremisinoff *et al.*, 1989). O valor atribuído para a temperatura de termómetro húmido foi de 22 °C.

A exploração e estratégia para alcançar os objectivos passaram por medições tão rigorosas quanto possível, pela análise da literatura especializada, bem como da utilização do simulador Aspen Plus e da folha de cálculo Excel. Os modelos teóricos foram verificados com as ferramentas computacionais, confrontados com a realidade e suportados pela experiência de recursos humanos tanto internos como externos.

A metodologia seguida passou pelo doseamento teórico/prático, orientado para os resultados. Dada a diversidade das fontes de informação e variedade de ferramentas optou-se por apresentar as unidades em Sistema Internacional (SI) e *Inch Pound Second* (IPS).

Fez-se toda a verificação dos cálculos de projecto, construíram-se as curvas de desempenho, determinou-se a capacidade e eficiência da TA, avaliaram-se os requisitos hidráulicos, bem como imposições operatórias como a necessidade da água de arrefecimento deixar a torre a 26 °C.

A resposta às perguntas inicialmente formuladas indica que a TA actual não tem capacidade para remover toda a carga térmica (35 MW) quando a fábrica opera à máxima capacidade e quando a temperatura de bolbo húmido sobe para valores iguais ou superiores

a 22 °C. Assim, não é possível manter a temperatura da água de fornecimento a 26 °C sem reduzir a produção. As propostas sem custos de investimento passam por reduzir a razão L/G e neste caso diminuir o caudal de L porque o aumento de caudal G requer investimento. Numa análise “retrofit” procura-se rearranjar a rede de permutadores de calor de forma a diminuir o caudal de água de arrefecimento procurando substituir arranjos em paralelo por série. Como reforço fazer a purga na corrente de retorno e manter uma manutenção geral preventiva de acordo com as melhores técnicas disponíveis (BAT’s) (Hensey, John C., 2006).

As propostas mais eficazes e versáteis mas que requerem investimento são as seguintes: substituir o enchimento por um de maior desempenho, aplicar extractores com maior capacidade e melhorar área de retenção de gotículas.

Este estudo foi levado a cabo com os recursos existentes, cujas limitações experimentadas, aconselham a testes mais rigorosos, com equipamento específico e dedicado. Existem no mercado empresas certificadas e especializadas que executam testes, de modo a diminuir a variabilidade, aumentando a exactidão de acordo com as normas internacionais ASME PTC-23 e ATC-105 (Hensey, John C., 2006).

Neste tipo de equipamento de desempenho térmico em que a ciência e a tecnologia estão já bem estabelecidas, não encontra, no entanto, resultados totalmente conclusivos, por isto é importante seguir as referências existentes. Por ser também um mercado muito competitivo e de grande valor acrescentado, a informação especializada, as inovações e o desenvolvimento técnico estão protegidos no sentido de manter a vantagem competitiva de quem as detém.

Palavras-Chave:

Impulsor, força impulsadora, integração, optimização, reutilização, redução, compromisso, racionalização, inovação, benefício, penalização, diagrama simplificado, torre de arrefecimento, temperatura de termómetro húmido ou molhado, temperatura de termómetro seco, extractor, salto térmico, aproximação, curva de saturação, ar, declive, linha de operação, entalpia, fornecimento, retorno, enchimento, eliminador de gotículas, especificação, projecto, desempenho, previsto, parâmetro, característica, estudo, dimensões, número de unidades de transferência, literatura, sistema hidráulico, conclusão, investimento, custo, exigência, potência, caudal mássico

Abstract

Since I had a task to submit a thesis to get the second cycle of Chemical Engineer Degree, the option between available opportunities was: first to do it in my workplace and second to find a theme related with water. To fulfill these two conditions the Cooling Tower water system was chosen. The general aim of the work was the reevaluation of the existing project in a retrofit situation.

The objectives defined after conceptualization were: Preparation of the index flow sheet, material and energy balance of the total system, hydraulic assessment of total network, assessment of pumping system in place and Cooling Tower capacity and efficiency evaluation.

At the beginning, all the previous work done was analysis of described objectives where hypotheses were formulated to face the question: will the cooling tower remove the increased heat load after revamping the plant, in summer time? In case of negative answer which proposals are suggested?

The more important variable that defines the project like this one is the wet bulb temperature that was redefined with the best available data and proper method applied for these cases. The value of 22 °C is the actual setting number for wet bulb temperature. The exploration and strategy to achieve the objectives were by measurement as stringed as possible, by analysis of specialized literature and use of simulator Aspen Plus and Excel spreadsheets.

The theoretical model was verified by the computational tools and the internal human resources experiences as well as external were not forgotten.

The methodology used was a mixture of theoretical/trial and error approaches for oriented results. Because of the diversified sources of information and variety of tools used, it was decided to work with the two main unit systems: International System (SI) and Inch Pound Second system (IPS). Project recalculation and verification was made, both built up performance curves and capacity and efficiency analysis. Operation parameters and hydraulic services were reassessed and 26 °C water supply temperature confirmed.

The answer to the previous question is: The actual Cooling Tower doesn't remove the total heat (35 MW) load in Summer time. In periods when wet bulb temperature equals or surpasses 22 °C the TA needs to reduce heat load with consequent production reduction in order to maintain the cold water temperature at 26 °C, otherwise we will expect greater values according to simulators and practice tests. The second answer is: As demonstrated, it is possible to increase the TA performance with less L/G and as a complementary action

change a cold blowdown by a hot one without investment. As a general recommendation preventive maintenance with best practices is the key (Hensey, John C.,2006).

The most effective proposals but that require investment are: Replace filling with one with best performance, apply extractors with greater capacity and improve the drift eliminator.

The tower performance was determined with existing resources whose limitations require more precise tests with specified equipment technology available in the market, which will permit good accuracy according with international ATC 105 and CTR 23 standards.

Key Words

Impeller, driving force, integration, optimization, reutilization, reduction retrofit, commitment, rationalization, innovation, benefit, penalty, Index flow sheet, Cooling Tower, wet bulb temperature, dry bulb temperature, extractor, range, approach, saturation curve, air, temperature, slope, operating line, enthalpy, supply, return, fill, drift eliminator; design specification, performance, predicted, parameter, study, dimension, number of transfer units, velocity, hydraulic system, conclusion, conclusive, investment, cost, demand, power, mass-flow.

ÍNDICE

INTRODUÇÃO	1
2 INTRODUÇÃO TEÓRICA AOS PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DE TORRES DE ARREFECIMENTO	3
2.1 A MISTURA: AR, VAPOR DE ÁGUA	4
2.2 FUNDAMENTOS BÁSICOS DE TRANSFERÊNCIA DE MASSA E CALOR	5
2.3 TEORIA DE MERKEL	5
2.4 BALANÇO DE ENERGIA	9
3 AVALIAÇÃO DA TORRE DE ARREFECIMENTO	13
3.1 DEFINIÇÃO DO BOLBO HÚMIDO PARA O LOCAL DA INSTALAÇÃO	13
3.2 TECNOLOGIA INSTALADA	17
3.3 CIRCUITOS HIDRÁULICOS E QUALIDADE DA ÁGUA	18
3.4 VARIÁVEIS DA INSTALAÇÃO E SEU REGISTO HISTÓRICO	20
3.5 DETERMINAÇÃO DO DESEMPENHO DA TA	22
3.6 AVALIAÇÃO DE FLEXIBILIDADE, CAPACIDADE E EFICIÊNCIA DA TA.	31
3.7 ESTIMATIVA DE PERDAS DE PRODUÇÃO EM FUNÇÃO DO BOLBO HÚMIDO	33
4 DIMENSIONAMENTO DE TORRE DO MESMO TIPO	35
4.1 EQUIPAMENTO EXISTENTE NO MERCADO	35
4.2 PROCEDIMENTO DE PROJECTO	37
4.3 TEMPERATURA DO AR DE SAÍDA (T_2)	37
4.4 FLUXO DE ÁGUA	39
4.5 DIMENSÕES DE TORRE	39
4.5.1 CONSUMO DE ÁGUA	40
4.6 POTÊNCIA REQUERIDA PARA BOMBAGEM E EXTRACÇÃO DE AR	40
4.6.1 POTÊNCIA DA BOMBA	41
4.6.2 POTÊNCIA DO EXTRACTOR	41
4.6.3 ESTIMATIVA DE CUSTOS	42
4.7 CÁLCULOS DO DIMENSIONAMENTO DA TA	43
4.7.1 ESTIMATIVA DA TEMPERATURA DE SAÍDA, L/G E CT	43
4.7.2 DETERMINAÇÃO DO FLUXO	44
4.7.3 ALTURA DA TORRE	44
4.7.4 CÁLCULO DA ÁREA DA BASE E VOLUME	44
4.7.5 CÁLCULO DA ESTIMATIVA DA POTÊNCIA DE BOMBAGEM	45
4.7.6 ESTIMATIVA DA POTÊNCIA DO EXTRACTOR	45
4.7.7 ESTIMAR CUSTOS DE CONSTRUÇÃO	45
4.7.8 ESTIMAR O CONSUMO DE ÁGUA	46
4.8 COMPARAÇÃO COM A TA INSTALADA	46
5 PROPOSTAS DE MELHORIA	47

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO	49
BIBLIOGRAFIA	50
ANEXOS	52
ANEXO A1	52
ANEXO A2	52
ANEXO A3	53
ANEXO A4	53
ANEXO A5	54
ANEXO A6	54
ANEXO A7	55
ANEXO A8	55
ANEXO A9	56
ANEXO A10	56
ANEXO A11	57
ANEXO B	58
ANEXO C	59

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 3. 1 - DADOS METEOROLÓGICOS LOCAIS.....	16
TABELA 3. 2 - ÁGUA DE COMPENSAÇÃO E DE RECIRCULAÇÃO DA TA.....	20
TABELA 3. 3 - DADOS DA SIMULAÇÃO A 100% DE CAUDAL.....	25
TABELA 3. 4 - DADOS DA SIMULAÇÃO A 90% DE CAUDAL.....	26
TABELA 3. 5 - DADOS DA SIMULAÇÃO A 110% DE CAUDAL.....	27
TABELA 3. 6 - DADOS DA SIMULAÇÃO A 80% DE CAUDAL.....	28
TABELA 3.7- COMPARAÇÃO DA POTÊNCIA DISPONÍVEL EM CADA CONDIÇÃO.....	28

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2. 1 - ESQUEMA DE TORRE DE ARREFECIMENTO.....	3
FIGURA 2. 2- FOLHA DE CÁLCULO EXCEL PARA SIMULAÇÃO E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS.....	8
FIGURA 2.3- GRÁFICO DAS CURVAS DE CARGA E CURVA CARACTERÍSTICA DA CTI.....	8
FIGURA 2.4- DIAGRAMA DA FORÇA IMPULSIONADORA.....	10
FIGURA 2. 5 - GRÁFICO DAS ENTALPIAS DE UMA TA.....	11
FIGURA 2. 6 - GRÁFICO DE ENTALPIAS COM CURVA DE DESIGN DA TA.....	11
FIGURA 3. 1 - GRÁFICO DA DISTRIBUIÇÃO DA TEMPERATURA DE TERMÓMETRO HÚMIDO (°C).....	15
FIGURA 3. 2 - AMOSTRAGEM DA EVOLUÇÃO DA TEMPERATURA DAS CORRENTES E SUA DIFERENÇA.....	21
FIGURA 3. 3 - LEITURA EM LINHA DE TODOS OS PARÂMETROS DISPONÍVEIS.....	22
FIGURA 3. 4 - DADOS DA CURVA DESIGN.....	23
FIGURA 3. 5 - CURVA DE DESEMPENHO PARA 100% DE CAUDAL.....	25
FIGURA 3. 6 - CURVA DE DESEMPENHO PARA 90% DE CAUDAL.....	26
FIGURA 3. 7 - CURVA DE DESEMPENHO PARA 110% DE CAUDAL.....	27
FIGURA 3. 8 -CURVA DE DESEMPENHO PARA 80% DE CAUDAL.....	28
FIGURA 3.9 - REGISTO HISTÓRICO DO MÁXIMO DE CARGA TÉRMICA.....	30
FIGURA 3. 10 - TESTE DE DIMINUIÇÃO DE CAUDAL.....	32
FIGURA 4. 1 - CORRELAÇÃO DA TEMPERATURA MÉDIA DA ÁGUA VERSUS T2.....	38

LISTA DE ABREVIATURAS, SIGLAS E SÍMBOLOS

- a – Área específica de transferência (m^2/m^3 ou ft^2/ft^3)
- A_p – Aproximação ($^{\circ}C$ ou $^{\circ}F$)
- B – Área da secção recta da base (m^2 ou ft^2)
- B_d – Purga ($lb\ H_2O/h$ ou $kg\ H_2O/h$)
- C – Constante
- C_p – Capacidade específica da água ($Btu/lb^{\circ}F$ ou $kJ/kg\ ^{\circ}C$)
- D – Perda de água por arrastamento ($lb\ H_2O/h$ ou kg/h)
- E – Evaporação ($lb\ H_2O/h$ ou kg/h)
- F – Caudal de ar actual (ACFM ou m^3/h)
- G – Caudal mássico de ar ($lb\ ar/h$ ou $kg\ ar/h$)
- h – Entalpia do ar ($Btu/lb\ ar\ seco$ ou $kJ/kg\ ar\ seco$)
- H – Humidade absoluta ($lb\ H_2O/lb$ de ar seco ou $kg\ H_2O/kg$ de ar seco)
- H_r – Humidade relativa (moles H_2O no ar/moles de H_2O ar saturado)
- H_p – Altura da bomba (ft ou m)
- K – Coeficiente de transferência de massa do lado do ar ($lb\ ar/h.ft^2$ ou $kg\ ar/h.m^2$)
- K_a – Constante volumétrica de transferência de massa do lado do ar ($lb\ ar/h.ft^3_{ench}$ ou $kg\ ar/h.m^3_{ench}$)
- $\frac{Ka\bar{V}}{\bar{L}}$ – Característica da Torre ($kg\ ar/kg\ H_2O$ ou $lb\ ar/lb\ H_2O$)
- L – Caudal mássico de água ($lb\ H_2O/h$ ou $kg\ H_2O/h$)
- \bar{L} – Fluxo mássico ($lb\ H_2O/h.ft^2_B$ ou $kg\ H_2O/h.m^2$)
- $\frac{L}{G}$ – Quociente do caudal mássico de água por caudal mássico de ar ($lb\ H_2O/lb\ ar$ ou $kg\ H_2O/kg$ de ar)
- M – Água de compensação ($lb\ H_2O/h$ ou $kg\ H_2O/h$)
- P – Potência (hp ou kW)
- Q – Calor a trocar (Btu/h ou kW)
- R – Salto térmico (t_1-t_2 , $^{\circ}F$ ou $^{\circ}C$)
- T – Temperatura do ar ($^{\circ}F$ ou $^{\circ}C$)
- t – Temperatura da água ($^{\circ}F$ ou $^{\circ}C$)
- CT – Característica da torre $\frac{Ka\bar{V}}{\bar{L}}$ ($kg\ ar/kg\ H_2O$ ou $lb\ ar/lb\ H_2O$)
- V – Volume total de enchimento (ft^3_{ench} ou m^3_{ench})

\bar{v}	– Volume específico do enchimento ($\text{ft}^3_{\text{ench}}/\text{ft}^2_{\text{B}}$ ou $\text{m}^3/\text{m}^2_{\text{B}}$)
Z	– Altura do enchimento (ft ou m)
η	– Eficiência
ρ	– Massa volúmica (lb/ft^3 ou kg/m^3)
\$	– Dólar
calc	– Valor Calculado
des	– <i>Design</i>
ench	– Volume de Enchimento
Ext	– Extractor
mist	– Mistura de ar e vapor de água
op	– Operação
Pp	– Potência Bomba (kW)
as	– Ar saturado com água
TA	– Torre de Arrefecimento
TB	– Área de Transferência
w	– Vapor de água
wb	– Bolbo húmido
1	– Condições de entrada
2	– Condições de Saída
h_w	– Entalpia do ar no estado de saturação
h_a	– Entalpia do ar nas condições de entrada
W_x	– Fração de vapor de água
CTI	– Cooling Technology Institute
ASME	– American Society of Mechanical Engineers
ATC-105	– Acceptance Test Code for Water Cooling Tower
PTC-23	– Power Test Code for Atmospheric Water Cooling Equipment
AFF	– Água fria de fornecimento
AQR	– Água quente de retorno
Ton	– Toneladas por dia

INTRODUÇÃO

A optimização do sistema da torre de arrefecimento (TA), que inclui a malha de todos os circuitos a esta ligada, é a base do trabalho aqui realizado. Numa primeira fase inventariaram-se as diversas partes do conjunto, numa segunda fase estudou-se o seu comportamento face às diversas perturbações possíveis numa base temporal representativa e, finalmente, definiu-se o modelo com o qual foi possível identificar as oportunidades de melhoria face à realidade existente. Esta abordagem teve sempre presente a integração do conjunto e a certeza de que qualquer intervenção numa parte, por exemplo em TA, implica consequências no restante sistema.

Um projecto deverá ser sempre uma oportunidade de melhoria em relação à situação inicial e quando se perspectivam ganhos de produtividade por eliminação de estrangulamentos, a motivação e o engenho aparecem com maior naturalidade.

Quando se começou esta missão não havia informação, nem clara evidência da matéria, que teria de ser apreendida para dominar os fenómenos envolvidos numa torre de arrefecimento do tipo induzido, pelo que os primeiros passos foram a contextualização, o planeamento e a definição de objectivos. Dos objectivos gerais que se passa a enunciar: elaboração do diagrama simplificado do sistema completo; elaboração do balanço material e energético do sistema de arrefecimento; avaliação do sistema hidráulico de toda a rede de água de refrigeração; avaliação do sistema de bombagem existente; avaliação da capacidade e eficiência da torre de refrigeração, extraíram-se uma outra grande quantidade de actividades que se desenvolveram ao longo do tempo e resultam agora neste trabalho final.

As torres de arrefecimento (TA) são uma tecnologia utilizada desde que se começou a desenvolver as unidades industriais e que, fruto da sua actividade, precisavam de libertar o excedente de energia gerada de forma eficiente, a custos competitivos, respeitando os crescentes requisitos ambientais. As indústrias com processos químicos exotérmicos, as centrais termoeléctricas e as centrais de energia atómica são os principais utilizadores deste equipamento. O sistema objecto de estudo é um processo químico exotérmico que se classifica de médio salto térmico, diferença entre t_1 e t_2 , se situar entre 5.5 e 14 °C. Fazem também parte deste grupo as instalações de potência ou seja as centrais térmicas.

Este trabalho é a contribuição para a avaliação tanto do desempenho como da capacidade e eficiência do sistema da TA, objecto de estudo que está em funcionamento desde a sua construção em 1979. A imagem apresentada na página de título é a

representação de uma das três células que compõem a TA numa versão actual da empresa responsável pela construção e montagem do equipamento há 30 anos.

Segundo Kim, Jin-Kuk *et al.*, 2001, o desempenho de todo o sistema pode ser melhorado, intervindo em todos os componentes, como seja a alteração da configuração dos ramos em paralelo para configuração em série parcial ou total, mediante aplicação dos conceitos de análise *pinch* com reutilização das correntes. Estas alterações carecem de ensaios rigorosos tanto com recurso a simuladores como a ensaios reais, porque tudo está interligado e as alterações de caudais provocam alteração no coeficiente global de transferência de calor e é preciso avaliar a nova dinâmica, prever outras implicações tais como o potencial de corrosão, o incremento de incrustações e, sobretudo, a queda de pressão na rede de água de arrefecimento sem esquecer, obviamente, a capacidade para realizar o serviço requerido. Aplicar um enchimento mais eficiente ou aumentar o caudal de ar são outras opções. Estas últimas intervenções possíveis requerem investimentos que se podem revelar viáveis em função do retorno previsto.

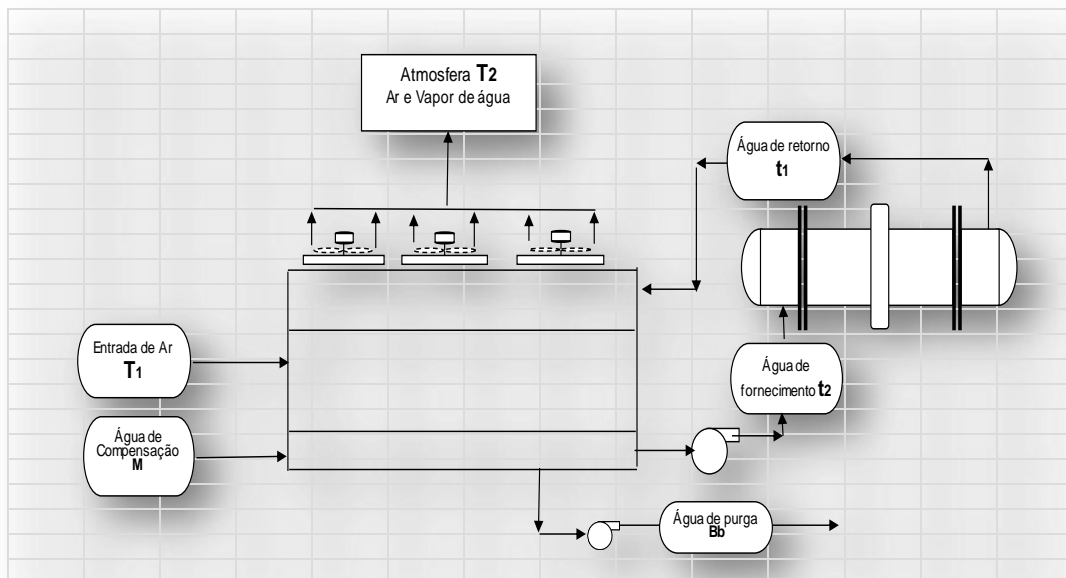
Nas oportunidades de trabalho futuro inclui-se o teste de desempenho certificado, a validação das propostas apresentadas com ensaios reais nas condições de *design* e o estudo do *pinch* energético.

2 INTRODUÇÃO TEÓRICA AOS PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO DE TORRES DE ARREFECIMENTO

O sistema de unidades adoptado neste capítulo é maioritariamente o inglês tanto pela esmagadora maioria da bibliografia consultada a utilizar como pelo facto da empresa Dow Chemical ter origens americanas e toda a informação de base se encontrar em inglês sendo o sistema IPS (Inch, Pound, Second) mais utilizado. Os resultados principais também estão apresentados no Sistema Internacional (SI).

Neste capítulo apresenta-se o fundamental sobre os fenómenos de arrefecimento ar / água em contacto directo. A principal preocupação foi descrever o melhor conhecimento existente recorrendo à literatura de referência especializada e aos conteúdos disponíveis em linha de fontes insuspeitas. A figura 2.1 revela o esquema simplificado de uma torre do tipo induzido que ajuda à compreensão do modelo teórico aqui apresentado, bem como à orientação dos capítulos seguintes, por conter a definição das variáveis principais.

Figura 2. 1 - Esquema de Torre de Arrefecimento



2.1 A mistura: ar, vapor de água

A psicometria é o capítulo da termodinâmica que trata os fenómenos da mistura de gases com líquidos. O comportamento dos gases e suas propriedades em contextos específicos, ou seja, com fronteiras definidas, uma vez analisados à luz deste conhecimento permitem avaliar, planejar e dimensionar equipamento como as torres de arrefecimento que cumprem uma decisiva missão em diversos processos.

O ar atmosférico contém vários compostos entre os quais vapor de água, azoto como o mais abundante (79%), seguido do oxigénio (21%) e os outros compostos a que normalmente se chamam vestígias. Designa-se ar seco em termos físicos ao ar livre de vapor de água e dos outros contaminantes, ficando a sua constituição reduzida ao oxigénio e ao azoto. O peso molecular aparente da mistura ar seco é de 28,96 com base na massa do átomo do isótopo Carbono 12. Assim, considera-se a mistura de ar e vapor de água como uma mistura binária.

A quantidade de vapor de água na mistura varia de zero (ar seco) até a um máximo que depende da temperatura e da pressão. O máximo referido corresponde ao estado de saturação que é um estado de equilíbrio da mistura na fase gasosa e a condensação do vapor que se considera puro na fase líquida. A temperatura e a pressão barométrica do ar atmosférico variam tanto com a altitude, como com a localização geográfica e, particularmente, com as condições do tempo.

Ao quociente da massa de vapor de água com a massa do ar seco chama-se humidade absoluta ($\text{Kg H}_2\text{O/Kg ar seco}$) e é equivalente à fracção mássica de vapor de água no ar em base seca. A humidade específica é o quociente entre a massa de vapor de água e a massa da mistura total. A humidade de saturação é o quociente entre a massa de vapor de água e a massa de ar seco às condições de saturação à mesma temperatura e pressão. A humidade relativa é, por exemplo, o quociente entre a humidade absoluta e a humidade de saturação.

A entalpia da mistura, ar e vapor de água, é a soma das entalpias parciais à respectiva temperatura e pressão.

As cartas psicométricas ou gráficos de humidade contêm diversas propriedades da mistura ar água e são uma representação compacta de uma infinidade de valores de várias propriedades físicas. A mais comum destas cartas é a carta à pressão de uma atmosfera da mistura ar-água. Uma das propriedades importantes no dimensionamento de equipamento é o volume húmido em $\text{m}^3/\text{kg ar seco}$, cujo inverso dá a informação da densidade do ar em função da temperatura e humidade absoluta.

2.2 Fundamentos básicos de transferência de massa e calor

Desde o princípio do século XX muitas foram as teorias apresentadas para descrever os fenómenos de transporte que têm lugar nas torres de arrefecimento que funcionam como equipamentos atmosféricos.

As TA funcionam como um permutador de calor aberto onde ar e água contactam directamente. Ainda não há um método preciso e exacto para determinar a área de contacto entre a fase gasosa e a líquida. Assim sendo, o factor “K”, quociente de transferência de calor, (Daeil Aqua Co., 2003) não pode ser determinado directamente por testes ou por teorias conhecidas de transferência de calor. O processo ainda se torna mais complexo com a transferência da massa.

Com o desenvolvimento e aperfeiçoamento da tecnologia é, no entanto, possível, fazer testes aos equipamentos específicos à escala laboratorial e posteriormente realizar a transposição para a escala industrial com dimensionamentos já rigorosos, usando as teorias aceites e comprovadas. Actualmente, além de se prever o desempenho para as condições de projecto, também é possível saber aproximadamente a resposta para condições operatórias diferentes das definidas em projecto.

A maior parte dos modelos foram elaborados com recurso à teoria da gota, na tentativa de correlacionar a eficiência de arrefecimento e número de unidades de transferência. Contudo todos os modelos se revelaram imperfeitos.

2.3 Teoria de Merkel

Tudo indica que, segundo as referências na literatura, as teorias para descrever o funcionamento das torres de arrefecimento, se tenham desenvolvido antes de 1925 mas é, no entanto, nesse ano que Merkel surge com uma publicação (Daeil Aqua Co., 2003) que incorpora os fenómenos de transferência de massa e transferência de calor num único modelo. Esta inovação da época foi a transposição da barreira que os anteriores cientistas tais como Fitzeral, Moss crop, Coffey & Home, Robinson e Walker não conseguiram ultrapassar em estudos anteriores ainda segundo Daeil Aqua Co., 2003.

Frederick Merkel, de nacionalidade Alemã, baseou a sua teoria nas diferenças de potencial das correntes enquanto trabalhava na faculdade técnica “College of Dresden”. Merkel morreu pouco tempo depois de ter publicado o seu artigo científico sobre as torres de arrefecimento e o seu trabalho, na época, só teve projecção praticamente dentro da Alemanha.

Na Universidade da Califórnia durante alguns anos decorreram estudos e pesquisas nesta área sob a direcção do prof. L.K.M. Boelter. Desta dinâmica Nottage, estudante de estudos avançados dessa universidade, comprometeu-se a desenvolver o seu projecto de investigação precisamente no arrefecimento de água recorrendo à torre em sistema aberto.

Na actividade inicial de pesquisa de literatura encontrou referências a Merkel e, ao observar o seu conteúdo, de imediato reconheceu-lhe a importância, pelo que partilhou o entusiasmo com os outros membros da equipa Manson e London.

Merkel desenvolveu a teoria da torre de arrefecimento considerando a evaporação de uma pequena quantidade de água e o calor sensível transferido entre o ar e a água em contra corrente. A teoria baseia-se na transferência de massa e de energia do seio da água para uma *interface* e depois da *interface* para o ar envolvente. Os caudais passam estas duas fronteiras, oferecendo cada uma delas resistência à sua passagem, resultando daqui gradientes em temperatura, de humidade e consequentemente de entalpia.

Merkel demonstrou que o calor total transferido é directamente proporcional à diferença entre a entalpia do ar saturado, à temperatura da água, e a entalpia do ar no ponto imediatamente antes do contacto com a água. A expressão que traduz o calor transferido é a seguinte:

$$Q = K.B. (h_w - h_a) \quad (2.1)$$

onde:

Q = Calor total transferido em (Btu/h)

K = Fluxo global de transferência de calor (lb/h.ft²)

B = Área de transferência de calor (ft²)

B = a.V, sendo a área de transferência por unidade de volume da torre. (ft²/ft³) e V representa o volume efectivo da torre.

h_a – é a entalpia da mistura ar/vapor de água, nas condições de termómetro húmido, Btu/lb ar seco.

h_w – é a entalpia da mistura ar/vapor de água à temperatura da mistura na saída, Btu/lb ar seco.

A temperatura da água e a entalpia do ar vai-se alterando ao longo do enchimento e a relação de Merkel só pode ser aplicada a uma pequena parte da área de transferência de calor dB.

$$dQ = d [K.B. (h_w - h_a)] = K. (h_w - h_a).dB \quad (2.2)$$

O caudal de transferência de calor do lado da água é $Q = C_p.L.R$, com C_p simbolizando a capacidade calorífica de água, L o caudal mássico da água e R a diferença entre as temperaturas da água de retorno e da água de fornecimento, (t_1-t_2).

Então, $dQ = d [Cp.L. (t_1 - t_2)] = Cp.L.dt$, e ainda, o calor de transferência do lado do ar é dado por $Q = G.(h_{a2} - h_{a1})$, onde G é o caudal mássico do ar logo, $dQ = d[G.(h_{a2} - h_{a1})] = G.dh_a$. Assim, eliminando dQ de ambas as relações, $K.(h_w - h_a).dB = G.dh_a$ e $K.(h_w - h_a).dB = Cp.L.dt$, são estabelecidas as expressões e estas podem ser reordenadas tal como se segue:

$$K.dB = \frac{G}{(h_w - h_a)} . dh_a \quad (2.3) \quad \text{ou} \quad \frac{K.dB}{L} = \frac{Cp}{(h_w - h_a)} . dt \quad (2.4)$$

Por integração:
$$\frac{K.B}{L} = \frac{KaV}{L} = \frac{G}{L} \int_{h_{a1}}^{h_{a2}} \frac{dh}{(h_w - h_a)} \quad (2.5)$$

$$\frac{K.B}{L} = \frac{KaV}{L} = Cp \int_{t_1}^{t_2} \frac{dt}{h_w - h_a} \quad (2.6)$$

Esta equação básica de transferência de calor pode ser integrada pelo método numérico de Daeil Aqua Co., 2003 que, para um dado integral, usa valores de y a determinados valores de x com um intervalo de a até b avaliado $\int_a^b y dx$ numericamente. A soma destes valores de y multiplicados por uma constante vezes o intervalo $(b - a)$ dá o desejado valor do integral. Na forma de quatro pontos os valores de y seleccionados são os seguintes: 0,102073(0.1); 0,406204(0.4); 0,593796 8(0.6) e 0,897327 (0.9) do intervalo $(b - a)$.

Para a determinação de $\frac{KaV}{L}$ utilizou-se uma folha de cálculo Excel desenvolvida por Daeil Aqua Co, de livre acesso:

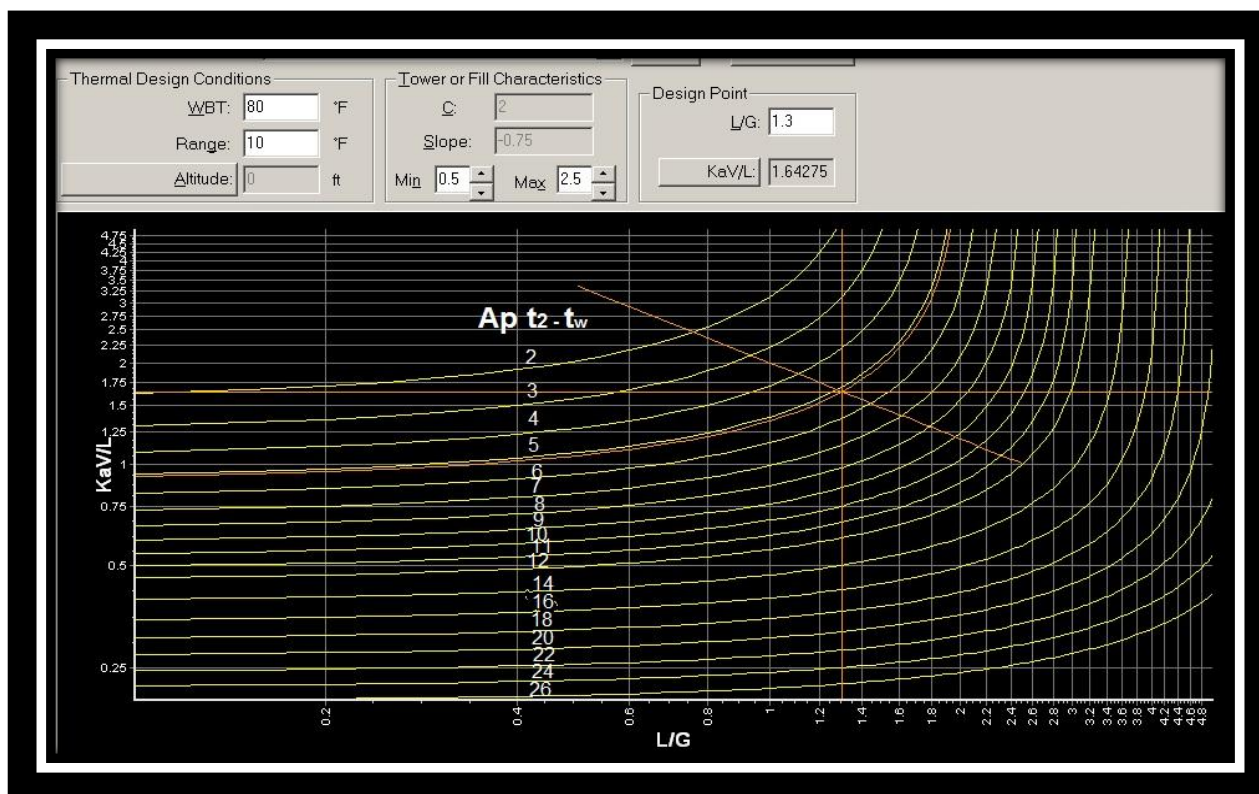
(<http://myhome.hanafos.com/~ciok/english/thermal/thermallisteng.html>10/05/2004), que foi testada com outras ferramentas de cálculo, tais como: Toolkit Demo da CTI e cálculo manual tendo-se provado a sua exactidão, o que evita os cálculos demorados e repetitivos.

A folha de cálculo Excel cuja interface gráfica se apresenta na figura 2.2, foi extensivamente utilizada neste trabalho por ser intuitiva e estar desenhada para simular uma TA em função da curva de *design* normalmente fornecida pelo fabricante. Os parâmetros descritos na coluna da esquerda, entrada de dados, são suficientes para prever t_1 e t_2 em determinada condição de operação diferente da de *design*.

Figura 2. 2- Folha de cálculo Excel para simulação e determinação dos parâmetros

ENTRADA DE DADOS		CALCULO DE KaV/L COM CURVA DE DESIGN			
Parametros de entrada	DADOS		Lado água	Lado do ar	1/(hw-ha)
1. Design L/G	1.3000	0.1	45.8188	38.4618	0.13592
2. Design t1 (°F)	91.40	0.4	49.5405	42.5685	0.14343
3. Design t2 (°F)	80.87	0.6	52.1887	45.3063	0.14530
4. twb (°F)	73.40	0.9	56.4335	49.4130	0.14244
5. Declive curva caract.	-0.650				0.56709
6. Altitude	0				
		CALCULO DE KaV/L EM PONTO ESPECIFICO			
			Lado da água	Lado do ar	1/(hw-ha)
7. Design salto termico (°F)	10.53	0.1	44.3624	36.8341	0.13283
8. Design Aproximação(°F)	7.47	0.4	47.9663	40.9408	0.14234
9. Design KaV/L	1.4929	0.6	50.5298	43.6786	0.14596
10. C da curva característica	1.7705	0.9	54.6371	47.7853	0.14595
11. Novo L/G	1.3000			1.4928	0.56707
12. Novo salto térmico (°F)	10.53	Aproximação (°F)		7.964	
13. Novo twb(°F)	71.60	Temperatura de água de fornecimento (°F)			79.56
14. Novo KaV/L	1.4929	Temperatura de água de retorno (°F)			90.09

Figura 2.3- Gráfico das curvas de carga e curva característica da CTI



Cooling Technology Institute é uma das entidades de referência a nível mundial para as TA que comercializa a ferramenta Tollkit apresentada na figura 2.3 estando preparada para responder a quase todos os aspectos importantes para a definição de projectos e sua avaliação. A imagem dá uma visão aproximada das potencialidades do programa, mas como se trata de uma demonstração dedicada ao ensino, está muito limitada na flexibilidade das variáveis, daí se apresentar como exemplo para a verificação em casos em que os parâmetros, por coincidência, ficam dentro dos limites citados ou para divulgar as suas potencialidades como ferramenta de excelência. Nesta figura temos o cálculo das curvas de carga e curva característica em função de L/G , t_{wb} e R . As curvas de carga têm a forma horizontal no início e evoluem para uma exponencial com o aumento de L/G , a curva característica é a única com declive negativo. O número que aparece associado a cada curva de carga em °F, representa a aproximação da temperatura de água de fornecimento, t_2 , à temperatura de bolbo húmido, A_p , e aqui pode aferir-se da dificuldade que existe em arrefecer uma certa quantidade de água quando a A_p é baixa. O exemplo que se apresenta na figura 2.3 corresponde a uma aproximação de 5 °F para uma razão L/G de 1,3 permitindo a leitura de 1,64 para o KaV/L . Se por outro lado se pretender dimensionar o projecto para apenas 10 °F de aproximação, mantendo todas as outras condições, nomeadamente L/G o valor de KaV/L baixa para 0,75 o que significa que é muito mais fácil de realizar o arrefecimento. Normalmente também se chama ao número adimensional KaV/L ou número de unidades de transferência (NTU) uma medida do grau de dificuldade em realizar a operação pretendida. A análise efectuada está relacionada com a força impulsionadora que será tanto maior quanto maior for o A_p . Outro aspecto importante a considerar é o facto da relação do A_p com a força impulsionadora não ser proporcional, como se verá nos gráficos 2.4, 2.5 e 2.6 das entalpias.

As publicações técnicas da CTI, como o denominado Blue Book, têm um grande número de gráficos que estimam KaV/L para uma grande quantidade de condições de *design* em diferentes projectos.

2.4 Balanço de Energia

A partir do princípio de conservação de energia pode-se escrever:

$$\text{Calor (1)} = \text{Calor (2)}$$

Ou

$$\text{Calor na água (1)} + \text{Calor no ar (1)} = \text{Calor na água (2)} + \text{Calor no ar (2)}$$

o qual, substituindo cada parcela pelas propriedades intensivas mais relevantes, permite chegar à expressão seguinte :

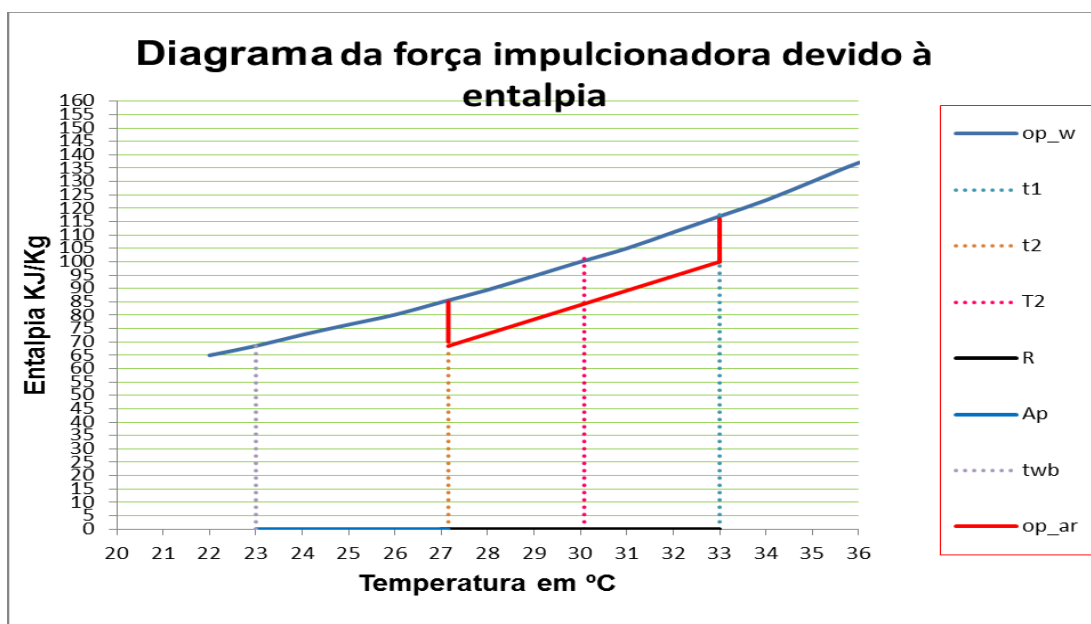
$$C_p \cdot L_1 \cdot t_1 + G \cdot h_{a1} = C_p \cdot L_2 \cdot t_2 + G \cdot h_{a2} \quad (2.7)$$

A diferença entre L_1 e L_2 , entrada e saída do caudal de água, são as perdas de água devido à evaporação no contacto directo com o ar. Esta perda por evaporação é o resultado da diferença no vapor de água contida entre o ar que sai e o ar que entra na torre de arrefecimento. As perdas por evaporação são expressas por $G \cdot (w_{x2} - w_{x1})$ e é igual a $L_1 - L_2$, então $L_1 = L_2 + G \cdot (w_{x2} - w_{x1})$. A relação de $C_p \cdot L_1 \cdot (t_1 - t_2) = G \cdot (h_{a2} - h_{a1})$ é estabelecida e assim pode ser expressa como $C_p \cdot L \cdot (t_1 - t_2) = G \cdot (h_{a2} - h_{a1})$. Desta forma a entalpia do ar de saída $h_{a2} = h_{a1} + C_p \cdot \frac{L}{G} \cdot (t_1 - t_2)$ é obtida. O valor da entalpia do ar à saída é o dado pela equação (2.8) e o termo $t_1 - t_2$ é a variável salto térmico (R).

$$h_{a2} = h_{a1} + \frac{L}{G} \cdot R \quad (2.8)$$

Os gráficos apresentados nas figuras 2.4 a 2.6 são a representação da força impulsionadora de um determinado conjunto de variáveis que tanto podem ser uma curva característica como um ponto de operação. A área delimitada pela linha azul, curva de operação da água e pela linha vermelha, linha de operação do ar, traduzem a grandeza da capacidade da TA. Quanto maior for o R e quanto mais deslocado para temperaturas altas, ou seja para a direita, se encontrar maior será a quantidade Q que a respectiva TA consegue processar. O Ap está referenciado na abcissa com traço azul enquanto o R está na continuação com traço a preto.

Figura 2.4- Diagrama da Força Impulsionadora



Na figura 2.5 é notória a maior amplitude da base, ou seja o R é de 10 °C enquanto na figura 2.6 temos 6 °C. Como veremos na secção 3.5 este factor tem muita influência na capacidade de processar Q logo na sua Potência.

Figura 2. 5 - Gráfico das Entalpias de uma TA

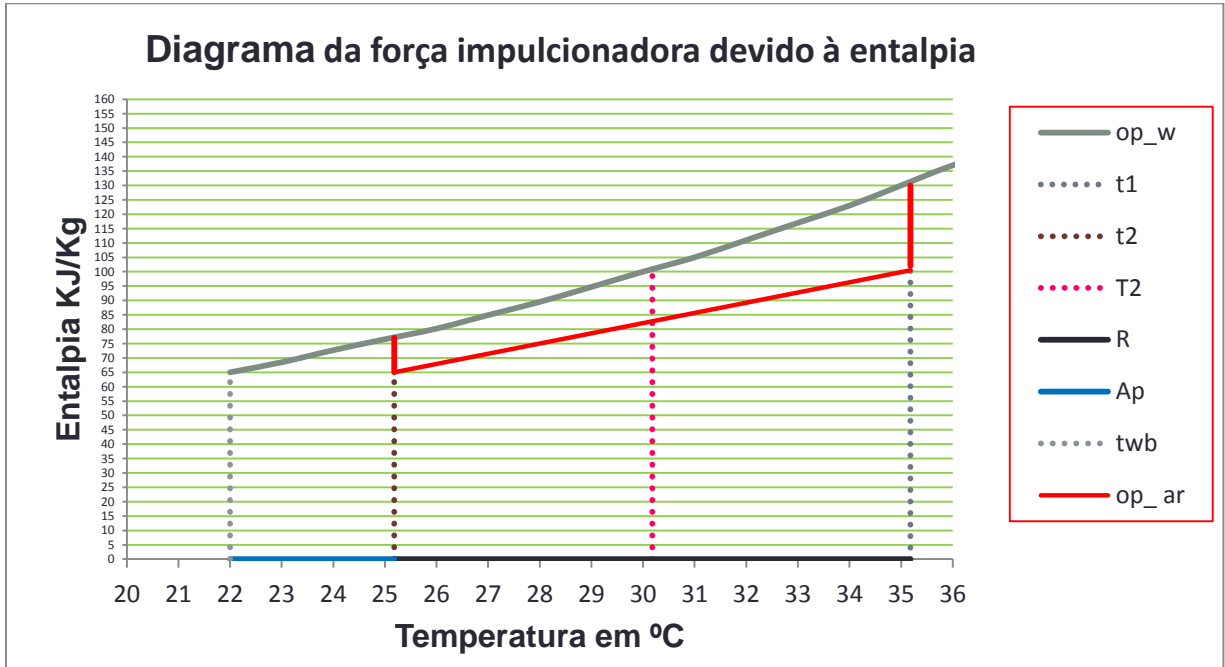
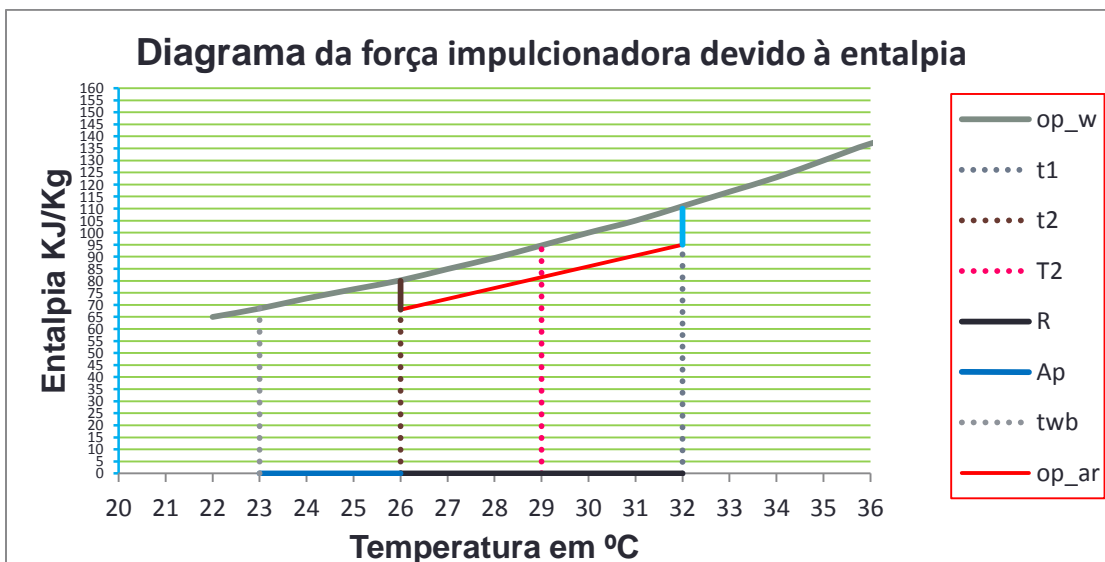


Figura 2. 6 - Gráfico de entalpias com curva de design da TA



3 Avaliação da Torre de Arrefecimento

As secções aqui descritas têm a função de, passo a passo, alcançar todos os aspectos da instalação. A primeira começa com a definição de temperatura de bolbo húmido passando pela análise de desempenho da TA e cálculo de perdas de produção face a constrangimentos na remoção de calor na TA. A estratégia foi construir um modelo que responda bem à gama de temperaturas críticas ou próximas do pior cenário e daí tirar os resultados para aplicar os métodos de avaliação.

3.1 Definição do bolbo húmido para o local da instalação

A figura 3.1 apresenta a temperatura de bolbo húmido (t_{wb}), para o concelho de Estarreja, obtido após a resolução da equação exemplificada em Treybal, Robert E., 1981. Após definição do processo foi necessário criar uma folha de cálculo Excel e automatizar a resolução com recurso a uma macro devido ao extenso número de variáveis a tratar. Durante um ano e tendo como base a hora temos 8760 linhas de dados com as diversas variáveis. A fonte dos dados históricos foi o modelo Anos Meteorológicos Representativos (Aguiar, 2010).

Este modelo define os dados humidade e temperatura, entre outros, numa base de registos horários. O modelo, para o caso de Estarreja, apoia-se nos dados das estações de medição de Aveiro e AM1–Ovar. Este parâmetro é definido como a temperatura a que o ar pode ser arrefecido adiabaticamente até à saturação por adição de vapor de água. Teoricamente é a mínima temperatura a que se consegue arrefecer água pelo método evaporativo.

Anos Meteorológicos Representativos (TRY – Typical Reference Years) é a denominação que se atribui ao conjunto de dados preparados para o uso em equipamentos de desempenho térmico.

Em Portugal, a base dos dados do modelo é a climatologia de 1951 a 1980 publicada pelo Instituto de Meteorologia e Geofísica, sendo a última versão da mesma, de 2004. Esta informação foi obtida junto do Director da Unidade de Análise Energética e Alterações Climáticas do Laboratório Nacional de Energia e Geologia (Ricardo Aguiar).

A literatura, nomeadamente a publicação Hensey, John C., 2006, refere que para o caso das TA, a medição dos dados meteorológicos deve fazer-se o mais próximo possível

das entradas de ar (t_1) e a montante dos ventos dominantes. Perante o exposto houve necessidade de recorrer, por um lado a dados mais recentes e por outro a medições locais que melhor fundamentassem o valor de t_{wb} .

Os dados mais recentes, até Setembro de 2010, foram obtidos em AM1–Ovar após um pedido formal que foi deferido pela hierarquia militar competente. Os referidos dados têm a leitura de bolbo húmido de 3 em 3 horas das 6:00 até às 18:00 no período de Verão. Neste período há 5 leituras por dia enquanto nos restantes períodos do ano há menos uma leitura por dia.

Da Universidade de Aveiro obtiveram-se dados de 2004 a 2005 sem o valor directo de t_{wb} como é o caso dos dados dos Anos Meteorológicos Representativos em que foi necessário elaborar a fórmula para o cálculo para assim obter o t_{wb} a partir da temperatura do ar e humidade relativa.

Há algumas evidências que levam a formular a hipótese de que Estarreja é um local típico de micro clima, embora, só por si, as características dos locais onde foram realizadas as leituras que serviram de referência ao concelho de Estarreja sejam muito diferentes. Tanto Aveiro como AM1–Ovar estão próximos da beira mar e a influência deste factor na temperatura e humidade são consideráveis.

Da análise dos dados de AM1–Ovar verificou-se que de 2000 a 2010 apenas em 0,1% das horas o t_{wb} foi superior a 22°C, considerando que nos períodos horários não observados a probabilidade de t_{wb} ser superior a 22°C é praticamente nula. Os dados de Aveiro têm leituras consecutivas de 10 em 10 minutos pelo que a sua análise foi efectuada com a fórmula desenvolvida para o cálculo do t_{wb} a partir da humidade relativa e temperatura. Da análise dos dois anos disponíveis obtiveram-se resultados semelhantes ao gráfico da figura 3.1, ou seja, relativa aos dados dos Anos Meteorológicos Representativos onde se observa que a probabilidade de t_{wb} ser superior a 19,5 °C é menor do que 5 % das horas. Localmente, para que melhor se pudesse definir um t_{wb} , foi necessário realizar leituras, observar estudos anteriores e verificar a existência de projectos semelhantes nas empresas vizinhas.

Junto à TA foram efectuadas leituras de t_{wb} com termómetro de mercúrio calibrado envolvido com tecido de algodão, molhado com água destilada.

O procedimento usado é referência para a calibração de equipamentos de leitura directa ou automática. Paralelamente e com maior frequência foram feitas leituras, com aparelho electrónico portátil, de humidade e temperatura sendo obtida o t_{wb} com carta psicométrica. Na empresa consultou-se um estudo de 2007, efectuada pela empresa Esindus que indica 22 °C como o valor provável mais adequado. Nas empresas vizinhas houve oportunidade de se observar a especificação de uma TA cujo t_{wb} de projecto é de 23

°C. A comparação das leituras feitas com o aparelho electrónico e com o termómetro de mercúrio não apresentam diferenças significativas como se pode ver na tabela 3.1 seguidamente explanada.

Localmente como está exposto na tabela 3.1 foram feitas algumas medições de forma aleatória de 28-06-2010 a 1-09-2010 e outras de forma a coincidir com medições que se realizaram em testes específicos para este trabalho. No Período de 25 a 31-07-2010 foi inclusivamente possível ter o sistema da TA a funcionar sem carga térmica o que permitiu registar em linha a temperatura do t_{wb} em contínuo e comparar com os outros valores medidos. Na tabela estes pontos aparecem com *.

O registo histórico dos dados está no anexo A7. Segundo Cheremisinoff, *et al.*, 1989, quando uma TA se encontra na situação descrita, no equilíbrio a temperatura de t_2 tenderá para t_{wb} ou seja A_p tenderá para zero. Como o equilíbrio é muito difícil de se obter na prática e há também a considerar erros de vária ordem os valores registados foram observados como mais uma referência.

Perante o exposto definimos 22 °C para t_{wb} para o local da instalação objecto de avaliação, sendo este valor arbitrado em função dos seguintes critérios:

- A probabilidade deste valor ser ultrapassado deverá ser inferior a 5 % do tempo, com base nos resultados histórico dos últimos 10 anos.
- Junto das entradas da TA dever-se-á incrementar um grau, como segurança, no valor do t_{wb} em relação ao valor ambiente.
- Os dados locais que constam da tabela 3.1 têm observações superiores a 23 °C e 13 % de leituras iguais ou superiores a 22 °C, mas num período dos mais quentes do ano. Esta informação justifica o aumento de cerca de 2,5 °C em relação à informação estatística do gráfico 3.1.
- Foram ponderadas todas as fontes credíveis e consultados especialistas em climatologia.

Figura 3. 1 - Gráfico da distribuição da temperatura de termómetro húmido (°C)

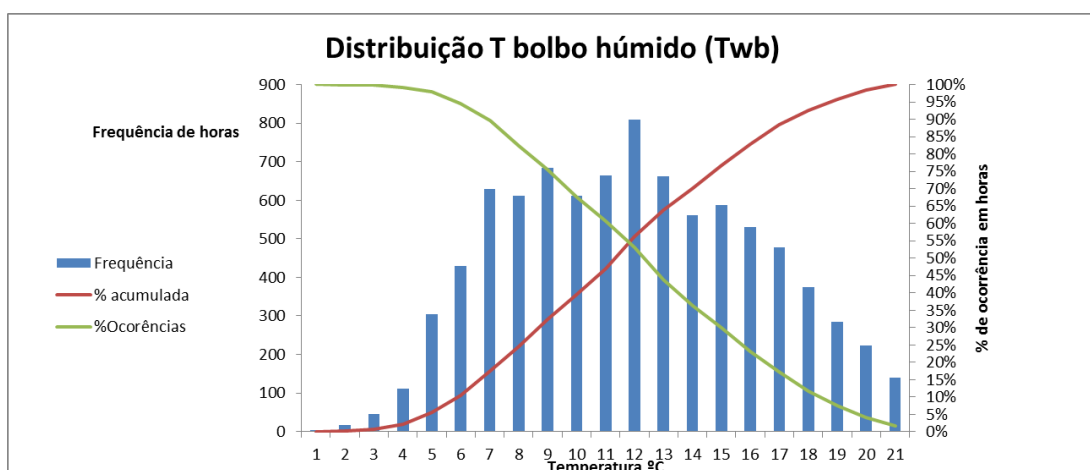


Tabela 3. 1- Dados meteorológicos locais

Dados lidos directamente no local da instalação					
Data	Hora	% Hr	T ₁ °C	t _{wb} °C directo	t _{wb} °C gráfico
28-06-2010	18h00	56,0	28,6	22,0	22,0
28-06-2010	16h00	60,0	28,0		22,0
29-07-2010	08h30	85,0	19,8		18,0
29-07-2010	11h30	56,0	27,6		21,0
30-07-2010	17h00	68,0	24,4		20,0
30-07-2010	17h00	57,0	28,3		21,0
30-07-2010	13h40	64,0	26,6	22,5	22,5
01-07-2010	13h00	61,0	24,2	21,0	21,0
01-07-2010	09h30	73,0	21,8	18,5	18,5
05-07-2010	10h20	75,0	27,0	23,2	23,5
05-07-2010	12h10	55,0	30,0	23,0	22,8
05-07-2010	13h20	48,0	31,5	23,5	23,5
05-07-2010	13h50	52,0	30,5	23,0	22,7
06-07-2010	09h00	58,0	26,2	21,0	20,5
06-07-2010	11h20	54,0	31,5	24,0	24,0
06-07-2010	17h00	35,0	32,0	22,0	21,5
07-07-2010	16h00	45,0	30,8	22,0	22,0
14-07-2010	11h00	53,0	24,6		20,0
14-07-2010	13h30	47,0	25,4	18,5	18,0
14-07-2010	17h00	47,0	24,4		17,0
15-07-2010	11h00	46,0	24,2		17,0
15-07-2010	13h30	46,0	24,6		17,5
15-07-2010	17h00	49,0	24,2		17,0
16-07-2010	11h00	72,0	24,6		20,5
16-07-2010	13h30	61,0	26,6		21,0
16-07-2010	17h00	47,0	25,8		18,5
19-07-2010	11h00	60,0	24,7		19,0
19-07-2010	13h30	59,0	25,5	20,0	20,0
19-07-2010	17h00	60,0	24,8		19,0
20-07-2010	11h00	61,0	24,5		19,1
20-07-2010	13h30	59,0	24,8		19,0
20-07-2010	17h00	55,0	23,4		17,5
21-07-2010	11h00	55,0	24,1		18,5
21-07-2010	13h30	52,0	24,5		19,5
21-07-2010	17h00	52,0	23,6		17,5
22-07-2010	11h00	55,0	23,0		17,0
22-07-2010	13h30	50,0	24,2		17,0
22-07-2010	17h00	56,0	22,5	17,0	16,5
23-07-2010	11h00	50,0	24,5		19,0
23-07-2010	13h30	47,0	27,0		19,0
23-07-2010	17h00	40,0	26,5		17,5
25-07-2010	17h00	56,9	28,1	*21,0	21,0
26-07-2010	11h00	50,0	30,0		22,0
26-07-2010	13h30	47,0	35,0	23,3	25,0
26-07-2010	17h00	40,0	35,0	*22,5	23,0
27-07-2010	11h00	33,0	31,0		19,8
27-07-2010	13h30	29,0	36,0	*22,5	22,0
27-07-2010	17h00	33,0	33,0		20,3
28-07-2010	17h00	29,0	30,6	*22,5	22,5
29-07-2010	11h00	57,0	27,3		21,5
29-07-2010	13h30	55,0	30,0		22,5
29-07-2010	17h00	50,0	29,9		22,0
26-08-2010	08H00	92,0	19,5		18,8
26-08-2010	12H00	82,0	23,0		20,5
26-08-2010	17H00	63,0	26,0		20,5
27-08-2010	11H00	79,0	23,0		20,2
27-08-2010	12H30	71,0	24,0		20,0
27-08-2010	14H30	64,0	24,4		19,6
27-08-2010	16H30	58,0	24,3		18,2
30-08-2010	15H00	53,0	27,0		20,0
30-08-2010	16H00	47,0	27,0		19,0
30-08-2010	13H40	31,0	32,5		20,0
30-08-2010	17H00	31,0	31,5		20,5
31-08-2010	14H30	28,0	31,5		18,9
31-08-2010	16H25	39,5	30,0		20,0
01-09-2010	09H30	69,0	23,3		19,3
01-09-2010	12H30	60,0	25,7		20,2
01-09-2010	15H00	60,0	25,4		19,6

* Dados lidos com termómetro e comparado com TA sem carga

3.2 Tecnologia Instalada

A figura 2.1 mostra o esquema da instalação do sistema TA que é composto por uma estrutura rectangular com 13,7 metros de largura por 38 metros de comprimento e 17 metros de altura, sistema de bombagem e rede de permutadores.

Na figura da página de título pode-se observar facilmente todo o equipamento que compõe cada célula sendo que a TA local é composta por três unidades. Cada célula, começando pela base até ao topo, é composta pela bacia de recolha de água, comum às três células, com 500 metros cúbicos de capacidade. As entradas de ar começam no topo da bacia até ao início do enchimento e apenas existem sobre o comprimento da estrutura e numa altura longitudinal de 3,6 metros. O enchimento está instalado logo a seguir às entradas de ar numa configuração tipo grelha com 4,8 metros de altura. Na parte superior do enchimento encontram-se os distribuidores de água que têm ligação ao mesmo nível com os colectores de água de retorno. No plano seguinte encontram-se os eliminadores de gotículas que são a base da câmara que antecede a chaminé do extractor. Cada componente aqui descrito obedece a rigorosos cálculos de Engenharia e faz toda a diferença no desempenho da TA. Neste trabalho foi dada ênfase aos elementos que directamente contribuem para as trocas de calor como sejam: Enchimento, caudais de água, caudais de ar, sistemas de bombagem e rede de permutadores.

O calor não necessário ao processo, quer tenha sido fornecido através do vapor de água, quer se tenha gerado em reacções químicas, tem de ser removido e dissipado para a atmosfera.

O meio usado para remover o referido calor é a água, designada, para este efeito, como água de arrefecimento, que por sua vez o perde para a atmosfera na TA (sistema de arrefecimento aberto) com os caudais de ar em contra corrente com a água. De um modo geral, a água fria é alimentada ao equipamento a arrefecer através das bombas e retorna à torre mais quente. A frase anterior é pertinente porque poderão acontecer situações, como por exemplo numa paragem, como foi o caso de 25 a 31 de Julho, em que a TA aquece a água. Quando o t_{wb} sobe a força motriz dá-se no sentido inverso, logo a água de retorno será mais fria do que a de fornecimento. No gráfico do Anexo A7 pode observar-se esta inversão de função.

O circuito de água de refrigeração é composto pelas bombas P-01 A/B/C, movidas a motor eléctrico, pelas bombas P-01 D/E, movidas a motor eléctrico e com alternativa para motor *diesel*, que entra em funcionamento com o abaixamento da pressão no colector de fornecimento.

A água do sistema, previamente arrefecida na TA, é bombeada pelas 3 bombas P-01 A/B/C para o colector, de onde é distribuída para os diversos utilizadores, regressando à torre pelo colector de retorno. Os dois colectores, de fornecimento e retorno, estão ligados nos topos por linhas de 1½" , munidas de válvulas manuais. Estas ligações garantem um caudal mínimo de segurança às bombas. As bombas são centrífugas com potência de 261 KW cada. Em situação de funcionamento normal da fábrica, cada bomba, tipo 300DS452 e 450 mm de impulsor, debita um caudal de cerca de 1583 m³/h, com uma pressão de descarga de 4,1 bar sendo o valor médio de pressão no colector de fornecimento, registado em linha, de 3,6 bar que corresponde à medição da pressão a uma altura com desnível de 8 metros.

Os extractores são três, um por célula, e podem funcionar a duas velocidades. Estes são do tipo STORK PFT3 com potência de 75/60 kW e intensidade da corrente 136/114 amperes, consoante a velocidade.

A tensão é de 380 volts para a rede eléctrica e a velocidade da rotação dos motores é de 1479 rpm para os extractores e 1460 rpm para as bombas com as unidades em rotações por minuto.

A rede de permutadores e outros equipamentos de desempenho térmico é apresentada na forma de diagrama simplificado no Anexo B juntamente com os restantes componentes do sistema. O somatório do serviço de todos os equipamentos que contribuem como clientes da TA é próximo dos 35.00 Mega Watts (MW) de potência. Estão incluídos os equipamentos que estão temporariamente fora de serviço identificados com as linhas das correntes a tracejado no respectivo diagrama. Neste diagrama também estão representados equipamentos desactivados e para este caso também as caixas estão a tracejado.

A rede está configurada na sua generalidade em paralelo, não havendo, até ao momento, casos em que o conceito de configuração em série tenha sido aplicado. A alteração de uma configuração em paralelo por uma em série é sugerido como potencial oportunidade para estudo futuro.

3.3 Circuitos Hidráulicos e qualidade da água

Os circuitos hidráulicos foram avaliados tanto em termos de capacidade para suportar caudais e respectivas perdas como em termos de pressão mínima para garantir que a água chegue a todos os pontos mais elevados sem problemas. A água usada nos circuitos hidráulicos mereceu atenção pois o bom comportamento da tubagem e mesmo a eficiência das trocas de calor também dependem da qualidade da água usada.

O quadro geral com dados do circuito hidráulico está no Anexo C. Este quadro apresenta as referências do equipamento, diâmetro das tubagens, caudal máximo e prováveis caudais por diminuição de caudal máximo, temperaturas de entrada e saída, altura média dos equipamentos e potência de cada um deles.

Os circuitos hidráulicos foram ensaiados com quatro bombas, cujo caudal foi medido e calculado em função da pressão no único ponto conhecido. O caudal máximo que foi possível registar e medir é de 5100 m³/h para a pressão de 4.4 bar. Este evento está registado no anexo A7, para os dias 20 e 26 de Julho.

A pressão mínima de operação é verificada quando a válvula controladora de temperatura abre para não deixar a mesma cair abaixo dos 20 °C. Com uma pressão de 3 bar no colector de fornecimento há 35,6 metros de coluna de água que garantem a passagem pelos pontos mais altos. O alarme de pressão baixa está fixado a 2,5 bar ou seja 25,5 metros de coluna de água. Os pontos mais altos estão a 15 metros do solo como se pode verificar no Anexo C.

Em locais estratégicos do sistema hidráulico foram medidos os caudais com o equipamento Transport PT878. Este é um medidor de caudal não intrusivo que funciona por ultra-sons. Nos pontos onde há informação da pressão os resultados foram comparados com boa correlação.

Balanco de massa à água de arrefecimento na instalação:

$$\begin{aligned}L_1 &= L_2 + M & M &= B_d + E + D \\4750 \cdot 995 &= 1,04 \cdot 10^7 = L_2 + M \\B_d &= 20\% \text{ de } E \\E &= 0,1\% \cdot R \text{ de } L_1 \text{ (}^\circ\text{F)} \\D &= 0,2\% \text{ de } L_1 \\R &\text{ em } ^\circ\text{F} \\M &= (0,0012 \cdot R + 0,002) \cdot L \\&= (0,0012 \cdot 10,6 + 0,002) \cdot 1,04 \cdot 10^7 \\&= 153088 \text{ lb/h} = 69440 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

A água de compensação neste cálculo é de 69440 kg/h cujo valor é coincidente com os dados históricos nos momentos em que t_{wb} se aproxima de 22 °C.

A qualidade da água de compensação e de recirculação da TA estão na tabela 3.2. É com as duas caracterizações que se calcula o ciclo de concentrações que serve de guia para os caudais de purga. Uma das formas de determinar o nº de concentrações é fazer o quociente das condutividades ou, em alternativa, determinar os sólidos dissolvidos totais e

consequentemente calcular também o quociente que será sempre com os dados da água de recirculação em numerador e água de compensação em denominador. Foram experimentados os dois métodos com resultados idênticos. O número de concentrações está entre 5 e 6.

Tabela 3. 2 - Água de compensação e de recirculação da TA

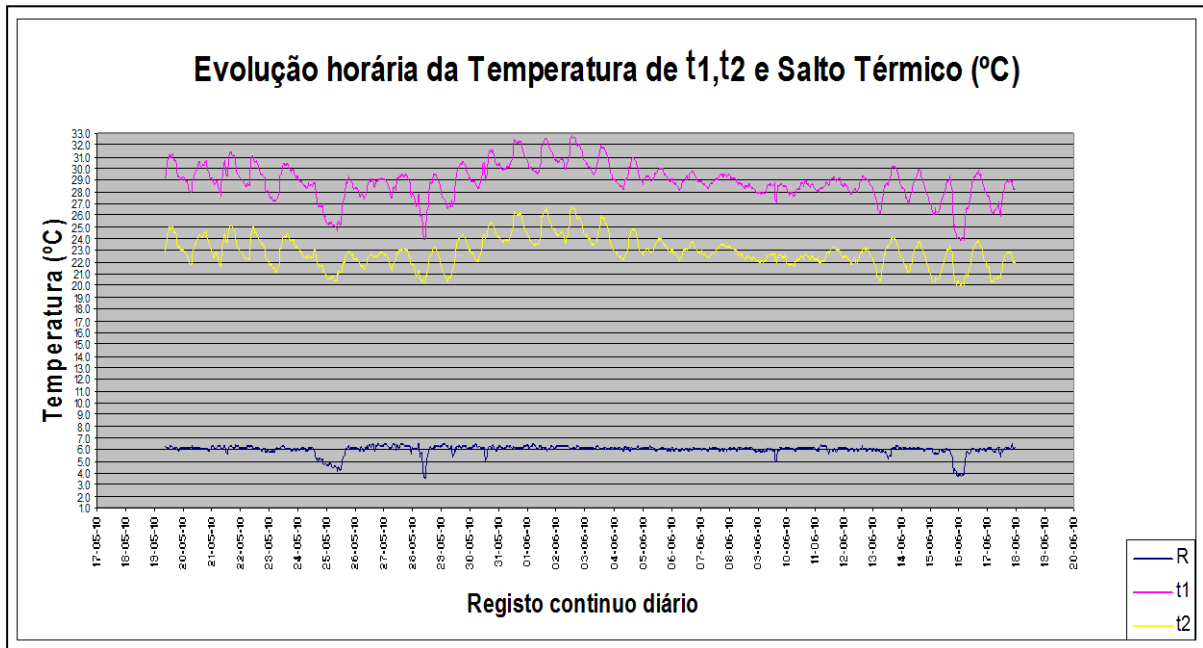
Caracterização	Água de compensação	Água de recirculação
Parâmetro	Valor	Valor
pH	7.2	8.0
Ferro (ppm Fe)	0.2	1.0
Sílica (ppm SiO ₂)	8.8	60
Sulfatos (ppm CaCO ₃)	29	400
Cálcio (ppm CaCO ₃)	36	85
Cloretos (ppm Cl ⁻)	100	500
Nitratos (ppm NO ⁻)	10	50
Dureza total (ppm CaCO ₃)	56	100
Bicarbonato (ppm CaCO ₃)	47	150
Condutividade (uS/cm)	360	2000
Fosfatos (ppm PO ³⁻)	2.2	30
Turbidez (NTU)	3.0	2

3.4 Variáveis da instalação e seu registo histórico

Toda a fábrica está equipada com um sistema de controlo comandado a partir da sala de controlo. Deste sistema de controlo existem variáveis medidas em linha que ficam registadas por um tempo definido e que são uma preciosa ajuda tanto na operação em tempo real como na investigação de eventos que desta forma normalmente são compreendidos sem margem para dúvidas. Outra grande vantagem dos registos históricos é servirem de base para a execução de projectos ou optimização de processos.

O sistema TA tem registos em linha para a temperatura de fornecimento t_2 , temperatura de retorno t_1 , pressão no colector de fornecimento, caudal de água de compensação M e caudal mássico de produção que para esta avaliação é o melhor indicador para a carga térmica. Na figura 3.2 está o registo de t_1 e t_2 e a respectiva diferença que nos fornece o salto térmico R.

Figura 3. 2 - Amostragem da evolução da temperatura das correntes e sua diferença

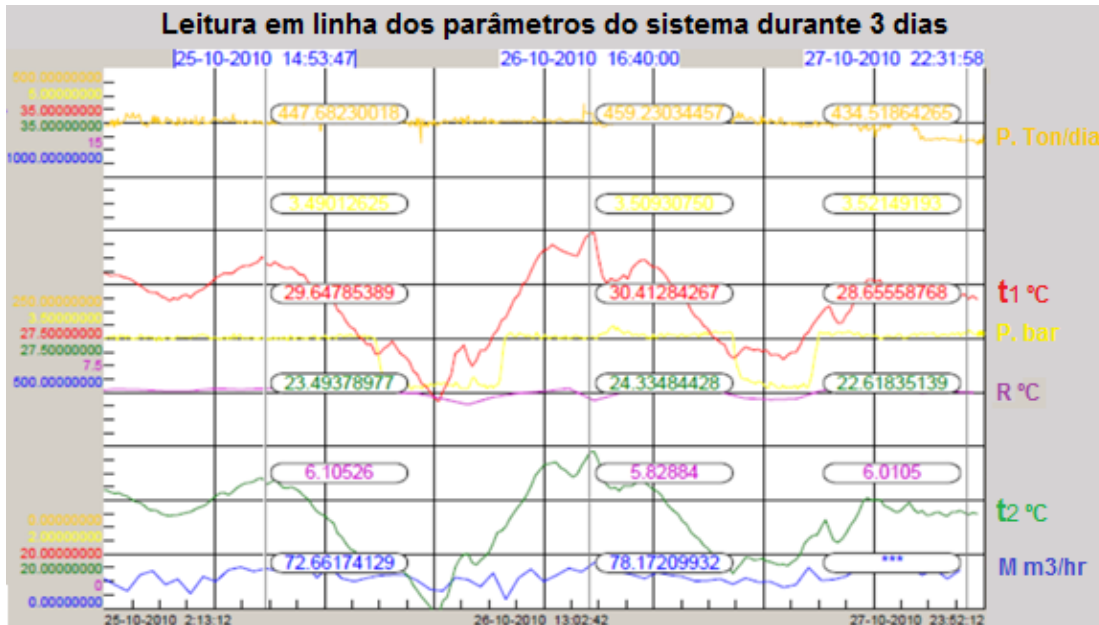


A análise dos dados normalmente é feita recorrendo a uma base temporal geral e depois de identificados os pontos de interesse pormenoriza-se com os gráficos que melhor descrevem os pontos pretendidos. Na figura 3.3 apresenta-se as variáveis de três dias, considerada esta uma base média que, para o sistema em análise, é já uma fiel fonte de informação. Este gráfico é o modelo que será usado em todos os gráficos dos parâmetros em linha, podendo apenas mudar o tempo das abcissas (base) ou então uma ou outra escala. Todos os gráficos têm divisões de 10 intervalos nas ordenadas e 32 intervalos nas abcissas. Na coluna da esquerda estão definidas as escalas e nem sempre começam em zero. Do lado direito está a legenda na direcção da linha que lhe dá origem e da mesma cor. Neste gráfico e de cima para baixo temos a cor ouro a produção, a linha vermelha representa a água de retorno, a linha amarela a pressão no colector de fornecimento, a roxo o salto térmico, a verde a água de fornecimento e por último a água de compensação a azul.

Nos dias representados, como a produção esteve estável, as variações são devidas às condições climáticas e aqui podemos ver objectivamente a subida da t_{wb} e a consequente subida tanto de t_1 como t_2 o que no mês de Outubro é normalmente correspondente ao meio-dia. Por outro lado, temos durante a noite o abaixamento de t_1 e t_2 , ainda outro aspecto importante, a pressão baixa em degrau que representa a abertura da válvula controlada por temperatura e que evita a descida da mesma para os tais valores inferiores a 20 °C. Como a válvula desvia parte da corrente da água de retorno para a bacia da TA, há menos altura. Logo, a pressão desce fazendo, por sua vez, aumentar o caudal de 160 m³/h em relação à referência de 4750 m³/h, que, como veremos seguidamente, também

contribuiria para arrefecer menos a água se esta passasse toda na TA. Todavia, a maior contribuição é a da água de retorno que, ao distribuir-se por toda a bacia, tempera a água fria que passou pelo enchimento, que entretanto chega ainda mais fria por aumento da capacidade de arrefecimento, devido à diminuição de L/G.

Figura 3. 3 - Leitura em linha de todos os parâmetros disponíveis

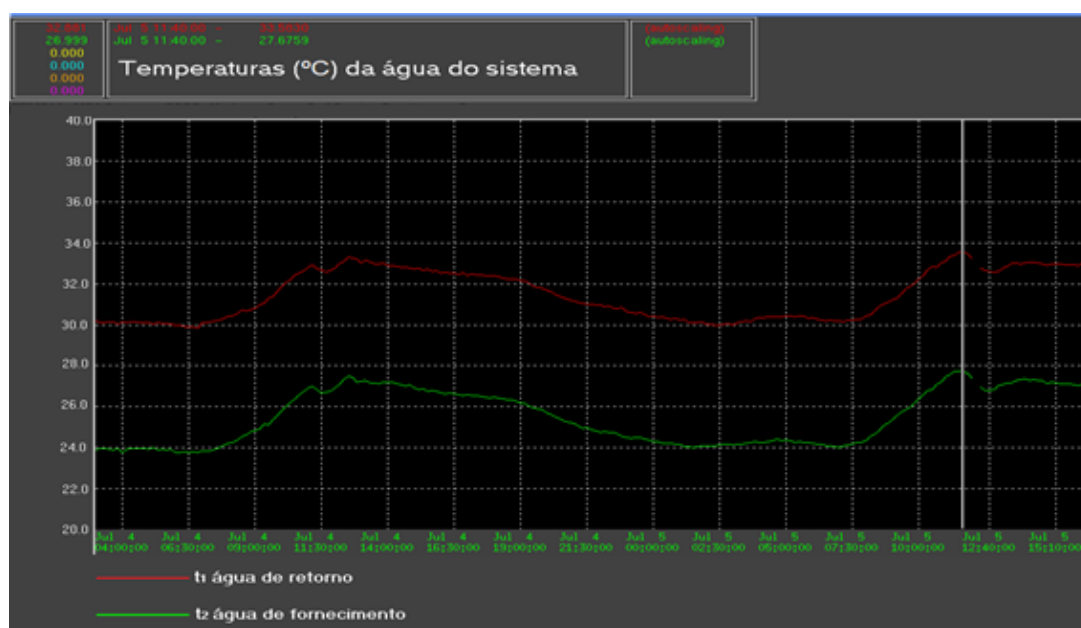


3.5 Determinação do desempenho da TA

Previsões de desempenho em função de t_{wb} , R e L_2

Todas as variáveis estão interligadas na realidade e nesta análise também, mas para melhor compreensão e funcionalidade do modelo fixaram-se determinadas variáveis para funcionar como parâmetros e deixou-se t_2 como variável dependente, assim como a capacidade de processamento de calor, neste caso remoção do mesmo do sistema.

Figura 3. 4 - Dados da curva *design*



Este capítulo é uma das partes fundamentais deste trabalho, como tal, foi aqui que se investiu mais atenção e tempo.

O primeiro passo foi determinar a curva de design para a partir daqui desenvolver o modelo que permitiu obter os resultados. Segundo Daeil Aqua Co., 2003, quando não temos disponível os dados do fabricante, como é o caso, podemos estabelecer a curva a partir de medições no local da instalação. Assim no dia 5 de Julho pelas 13:40 horas fizeram-se as medições que permitiram determinar a curva após o cálculo dos respectivos parâmetros. O declive da curva característica foi fixado em -0.65, valor médio que, segundo vários autores, se situa entre -.5 e -0.8, e o valor de C calculado após linearizar a equação

$$\frac{KaV}{L} = C \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-M} \quad (3.1)$$

Do cálculo apresentado na figura 2.2 obteve-se o valor de 1,7705 para C e $\frac{KaV}{L} = 1,4929$ tomando a equação 3.1 a seguinte forma:

$$\frac{KaV}{L} = 1,4929 = 1,7705 \cdot \left(\frac{L}{G}\right)^{-0,65}.$$

A curva apresentada foi usada no simulador e permitiu construir os gráficos e tabelas que nos fornecem o melhor conhecimento possível do desempenho da torre em função de alterações de caudal, carga térmica e t_{wb} , de acordo com critérios bem definidos e normas

instituídas como se passa a descrever segundo Hensey, John C., 2006: Para avaliar o desempenho de uma TA de forma precisa é necessário efectuar testes. A validade dos testes é influenciada por muitas variáveis, umas controláveis outras não. Normalmente é impossível realizar os testes numa específica condição de operação. No entanto estão definidos os limites pelas entidades de referência como sejam a ASME (American Society of Mechanical Engineers) com a norma PTC-23 ou a CTI (Cooling Technology Institute) com a norma ATC-105.

A norma ASME “Power test Code for Atmospheric Water Cooling Equipment” e a norma CTI “Acceptance Test Code for Water Cooling Equipment” contêm todos os detalhes para a preparação dos testes, instrumentação aceitável e tratamento dos dados recolhidos. Uma condição essencial reportada em ambas as normas é de aplicar os testes somente quando a operação da TA bem como as condições atmosféricas estiverem estáveis. Obter dados representativos da realidade é a parte mais difícil dos testes. As duas normas estabelecem que a capacidade térmica de uma TA é o rácio entre o caudal mássico em circulação e previsto pelos fabricantes da mesma. A norma CTI contém em alternativa, para a avaliação térmica das TA, a confrontação da curva característica com dados teóricos básicos.

Na preparação para o teste da TA deve-se providenciar as seguintes condições:

1. O sistema de distribuição da água deve estar limpo, equilibrado e regulado.
2. O enchimento deve estar completamente livre de materiais estranhos.
3. O eliminador de gotículas deverá estar limpo e em bom estado.
4. A localização dos instrumentos deve reflectir o melhor possível a realidade das variáveis a medir.
5. Todas as variáveis deverão ser ajustadas aos limites impostos pelas normas.

Os dados para os testes incluem as seguintes medições:

- O caudal de água de recirculação
- Temperatura da água de fornecimento
- Temperatura da água de retorno
- Medição da temperatura de termómetro húmido
- Potência do extractor (ventilador)

As condições de operação durante o teste deverão manter-se em relação aos valores de projecto do caudal de água entre $\pm 10\%$, salto térmico entre $\pm 20\%$, carga de calor entre $\pm 20\%$ e t_{wb} entre $\pm 10\%$.

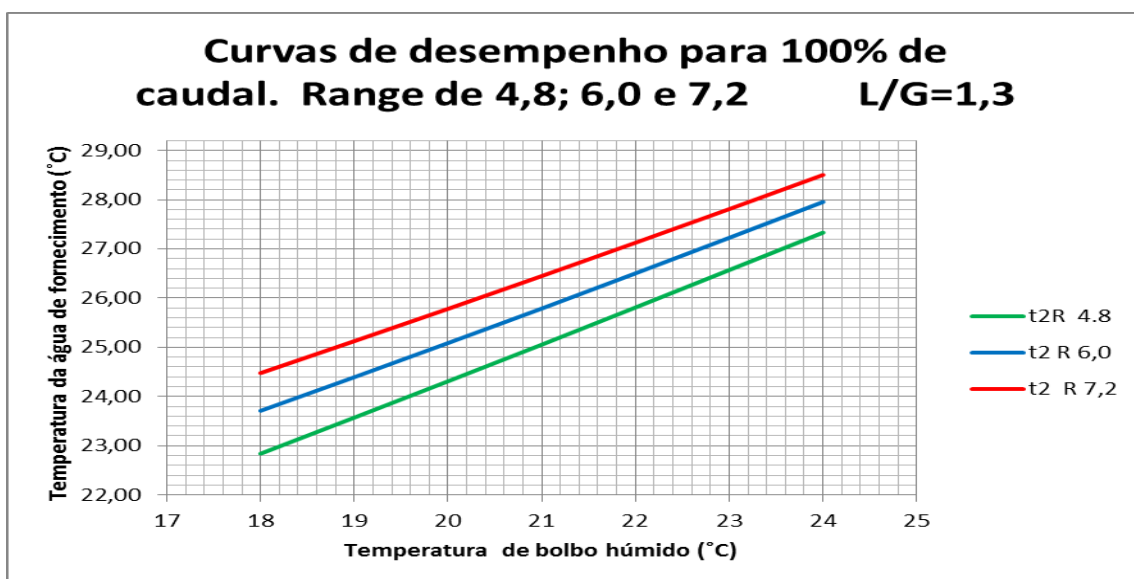
As condições aqui referidas foram tidas em linha de conta nos testes efectuados com as obrigatórias limitações de equipamentos e experiência na actividade.

Nas tabelas e gráficos seguintes estão os resultados que deram origem aos gráficos de desempenho da TA. Os valores das variáveis foram obtidos a partir das condições da curva de *design* com as respectivas margens recomendadas. A variável t_{wb} está explorada em maior % para baixo da referência de 22 °C por ser mais realista e não prejudicar a recomendação, embora se reconheça o aumento do erro. A ASME difere da CTI ao recomendar para t_{wb} intervalos mais curtos para valores superiores.

Tabela 3. 3 - Dados da Simulação a 100% de caudal

CURVAS DE DESEMPENHO DA TA PARA 100% DE CAUDAL 4750 m3/hr (L/G =1,3)																							
RANGE		ÁGUA DE FORNECIMENTO (t_2) EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE TERMOMETRO HÚMIDO																					
		t_2, t_{wb} e Ap			t_2, t_{wb} e Ap			t_2, t_{wb} e Ap			t_2, t_{wb} e Ap			t_2, t_{wb} e Ap			t_2, t_{wb} e Ap						
°C	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	
18,0	64,4	Ap	19,0	66,2	Ap	20,0	68,0	Ap	21,0	69,8	Ap	22,0	71,6	Ap	23,0	73,4	Ap	24,0	75,2	Ap			
4,80	8,64	22,84	73,11	8,71	23,57	74,43	8,22	24,31	75,76	7,76	25,06	77,10	7,30	25,81	78,46	6,86	26,57	79,83	6,40	27,33	81,20	6,02	
6,00	10,80	23,71	74,68	10,28	24,39	75,91	9,71	25,09	77,16	9,16	25,79	78,43	8,63	26,51	79,71	8,11	27,23	81,01	7,61	27,96	82,32	7,12	
7,20	12,96	24,48	76,06	11,66	25,13	77,23	11,03	25,78	78,41	10,41	26,45	79,61	9,81	27,13	80,83	9,20	27,81	82,06	8,66	28,51	83,31	8,11	
$t_{1,4,8}$		27,64	81,75		28,37	83,07		29,11	84,40		29,86	85,74		30,61	87,10		31,37	88,47		32,14	89,86		
$t_{1,6,0}$		29,71	85,48		30,39	86,71		31,09	87,96		31,79	89,23		32,51	90,51		33,23	91,81		33,96	93,12		
$t_{1,7,2}$		31,68	89,02		32,33	90,19		32,98	91,37		33,65	92,57		34,33	93,79		35,01	95,02		35,71	96,27		

Figura 3. 5 - Curva de desempenho para 100% de caudal



A curva representada na figura 3.5 é a imagem que melhor se aproxima da realidade actual da instalação. Fazendo leituras em função da temperatura de bolbo húmido para um qualquer dia em concreto em que se conhece o valor dessa variável a uma determinada hora podemos ler a respectiva temperatura da água de fornecimento e confirmar com os dados históricos. É preciso ter em atenção a carga térmica nesse momento e conjugar com o R aproximado.

Tabela 3. 4 - Dados da simulação a 90% de caudal

CURVAS DE DESEMPENHO DA TA PARA 90% DE CAUDAL 4275 m3/hr (L/G =1,17)																						
RANGE		ÁGUA DE FORNECIMENTO (t ₂) EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE TERMOMETRO HÚMIDO																				
		t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap		
°C	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F
°C	°F	18,0	64,4	Ap	19,0	66,2	Ap	20,0	68,0	Ap	21,0	69,8	Ap	22,0	71,6	Ap	23,0	73,4	Ap	24,0	75,2	Ap
4,80	8,64	22,28	72,10	7,24	23,04	73,48	7,28	23,81	74,85	6,85	24,57	76,23	6,43	25,34	77,62	6,02	26,13	79,03	5,63	26,92	80,45	5,25
6,00	10,80	23,08	73,54	9,14	23,78	74,81	8,61	24,51	76,11	8,11	25,23	77,41	7,61	25,97	78,74	7,14	26,71	80,07	6,67	27,46	81,43	6,23
7,20	12,96	23,77	74,79	10,39	24,44	76,00	9,80	25,13	77,23	9,23	25,82	78,47	8,68	26,52	79,73	8,14	27,23	81,01	7,61	27,95	82,31	7,11
t ₁ :4,8		27,09	80,76		27,84	82,12		28,61	83,49		29,37	84,87		30,14	86,26		30,93	87,67		31,72	89,09	
t ₁ :6,0		29,08	84,34		29,78	85,61		30,51	86,91		31,23	88,21		31,97	89,54		32,71	90,87		33,46	92,23	
t ₁ :7,2		30,97	87,75		31,64	88,96		32,33	90,19		33,02	91,43		33,72	92,69		34,43	93,97		35,15	95,27	

Como os gráficos das figuras 3.5 e 3.6 têm a mesma escala, é notório na figura 3.6 um posicionamento das curvas para valores inferiores de t₂ em comparação com as curvas da figura 3.5. O processamento térmico apenas se pode comparar com os cálculos da Tabela 3.7.

Figura 3. 6 - Curva de desempenho para 90% de caudal

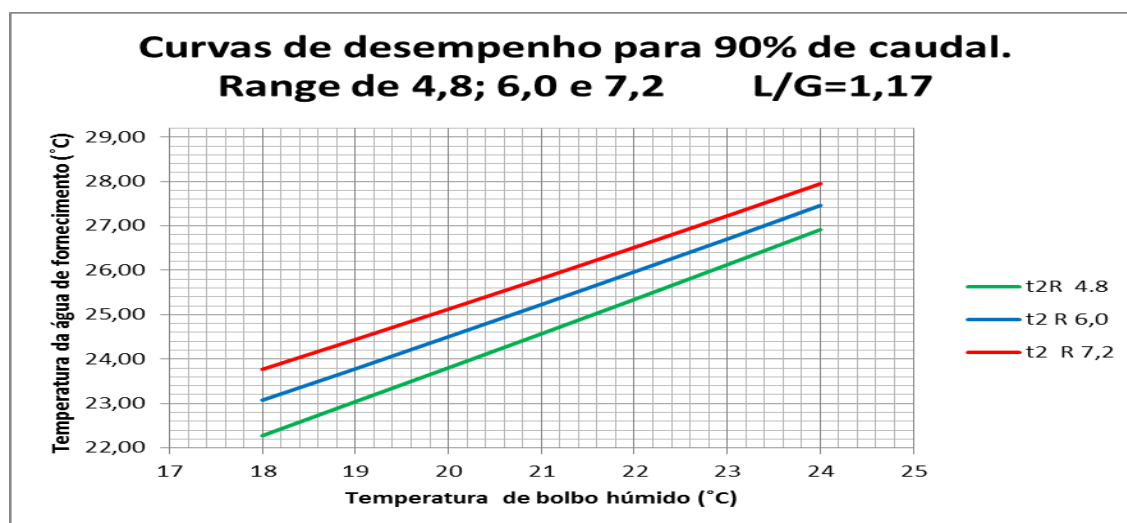
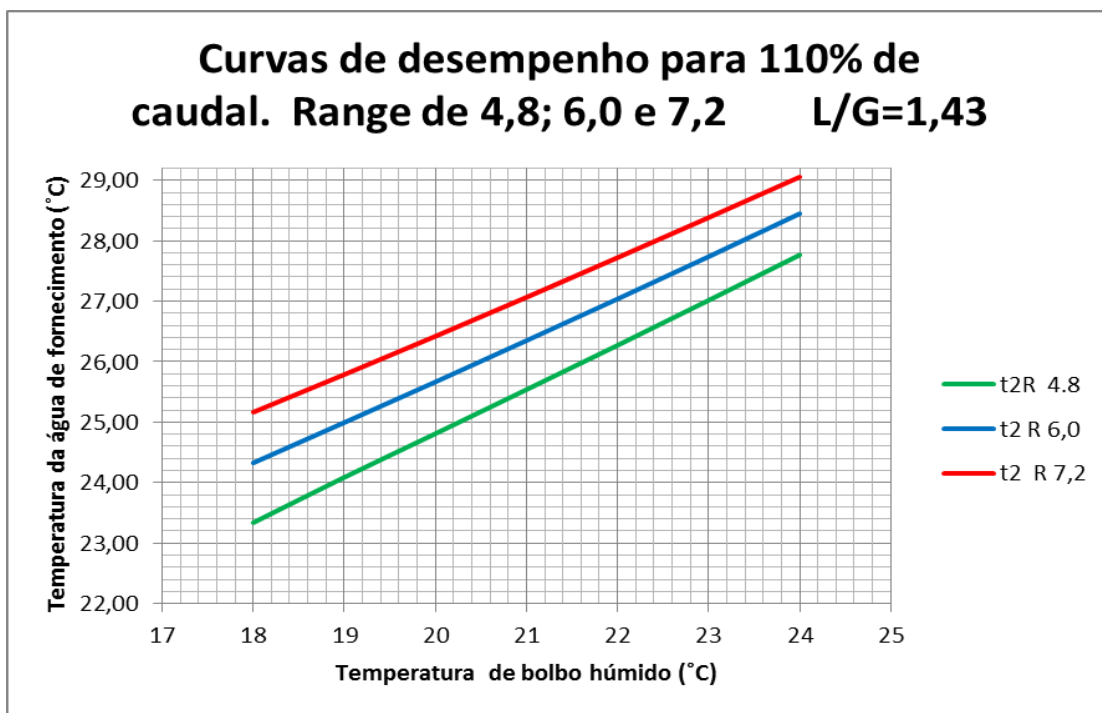


Tabela 3. 5 - Dados da simulação a 110% de caudal

CURVAS DE DESEMPENHO DA TA PARA 110 % DE CAUDAL 5225 m3/hr (L/G =1,43)																							
RANGE		ÁGUA DE FORNECIMENTO (t ₂) EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE TERMOMETRO HÚMIDO																					
		t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap						
°C	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	
°C	°F	18	64,4	Ap	19	66,2	Ap	20	68	Ap	21	69,8	Ap	22	71,6	Ap	23	73,4	Ap	24	75,2	Ap	
4,80	8,64	23,34	74,01	9,68	24,09	75,36	9,16	24,81	76,66	8,66	25,54	77,97	8,17	26,27	79,29	7,69	27,02	80,63	7,23	27,77	81,98	6,78	
6,00	10,80	24,33	75,79	11,39	24,99	76,99	10,79	25,67	78,20	10,20	26,35	79,43	9,63	27,04	80,67	9,07	27,74	81,93	8,53	28,45	83,21	8,01	
7,20	12,96	25,17	77,30	12,90	25,79	78,42	12,22	26,42	79,56	11,56	27,07	80,72	10,92	27,72	81,90	10,30	28,38	83,09	9,69	29,06	84,30	9,10	
t ₁ :4,8		28,18	82,72		28,89	84,00		28,50	83,30		30,34	86,61		31,07	87,93		31,82	89,27		32,57	90,62		
t ₁ :6,0		30,33	86,59		30,99	87,79		31,67	89,00		32,35	90,23		33,04	91,47		33,74	92,73		34,45	94,01		
t ₁ :7,2		32,37	90,26		32,99	91,38		33,62	92,52		34,27	93,68		34,92	94,86		35,58	96,05		36,26	97,26		

Figura 3. 7 - Curva de Desempenho para 110% de caudal



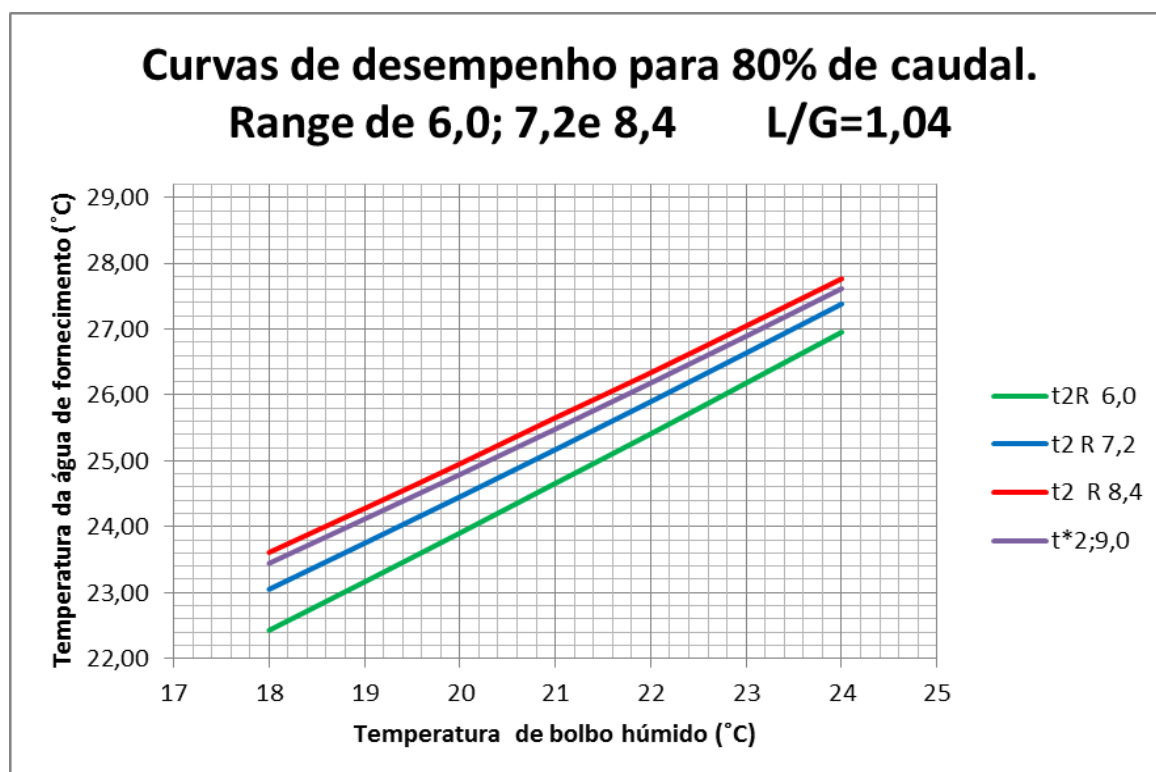
Na figura 3.7 para caudal a 110%, nota-se o inverso do que foi dito em relação à figura 3.6. Com t_{wb} a 22 °C só o caudal de calor (Q) correspondente a R=4,8 °C cumprirá o requisito dos 26 °C de t₂, que é a temperatura requerida pelo processo.

Tabela 3. 6 - Dados da simulação a 80% de caudal

CURVAS DE DESEMPENHO DA TA PARA 80% DE CAUDAL 3800 m3/hr (L/G =1,04)																									
RANGE		ÁGUA DE FORNECIMENTO (t ₂) EM FUNÇÃO DA TEMPERATURA DE TERMOMETRO HÚMIDO																							
		t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap			t ₂ , t _{wb} e Ap					
°C	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F	°C	°F	°F			
6,00	10,80	22,43	72,37	7,97	23,16	73,69	7,49	23,91	75,03	7,03	24,66	76,38	7,03	25,41	77,74	6,15	26,18	79,13	5,73	26,96	80,52	5,32			
7,20	12,96	23,05	73,49	9,09	23,75	74,75	8,55	24,46	76,02	8,02	25,17	77,31	7,51	25,90	78,62	7,02	26,64	79,95	6,55	27,38	81,29	6,09			
8,40	15,12	23,61	74,49	10,09	24,28	75,70	9,50	24,96	76,92	8,92	25,66	78,18	8,36	26,34	79,41	7,81	27,05	80,69	7,29	27,77	81,98	6,78			
9*,0	16,20	23,44	74,20	9,80	24,12	75,41	9,21	24,79	76,63	8,63	25,48	77,87	8,07	26,18	79,13	7,53	26,89	80,41	7,01	27,62	81,71	6,50			
t ₁ ;6,0		28,43	83,17		29,16	84,49		29,91	85,83		30,91	87,63		31,41	88,54		32,18	89,93		32,96	91,32				
t ₁ ;7,2		30,25	86,45		30,95	87,71		31,66	88,98		32,37	90,27		33,10	91,58		33,84	92,91		34,58	94,25				
t ₁ ;8,4		32,01	89,61		32,68	90,82		33,36	92,04		34,04	93,28		34,74	94,53		35,45	95,81		36,17	97,10				
t* ₁ ;9,0		32,44	90,40		33,12	91,61		33,79	92,83		34,47	94,04		35,18	95,33		35,89	96,61		36,62	97,91				

* Caudal de 3560 m3/hr LG= 0,975

Figura 3. 8 –Curva de desempenho para 80% de caudal



Foi incluído no trabalho a simulação para 80% do valor de caudal de projecto para explorar a hipótese de usar duas bombas em vez de três no sistema. Esta hipótese a ser validada representaria a grande oportunidade de ganho energético. No limite simulou-se a operação da TA com um L/G de 0,975; R=9,2 e caudal de água de 3650 m³/h em que a t_{wb}

do ar é de 22 °C produziria água de fornecimento, t_2 , a 26,2 °C, com capacidade de processamento de 37 MW. Como se pode ver na tabela 3.7, este é o valor mais alto calculado, que corresponde à maior força impulsionadora.

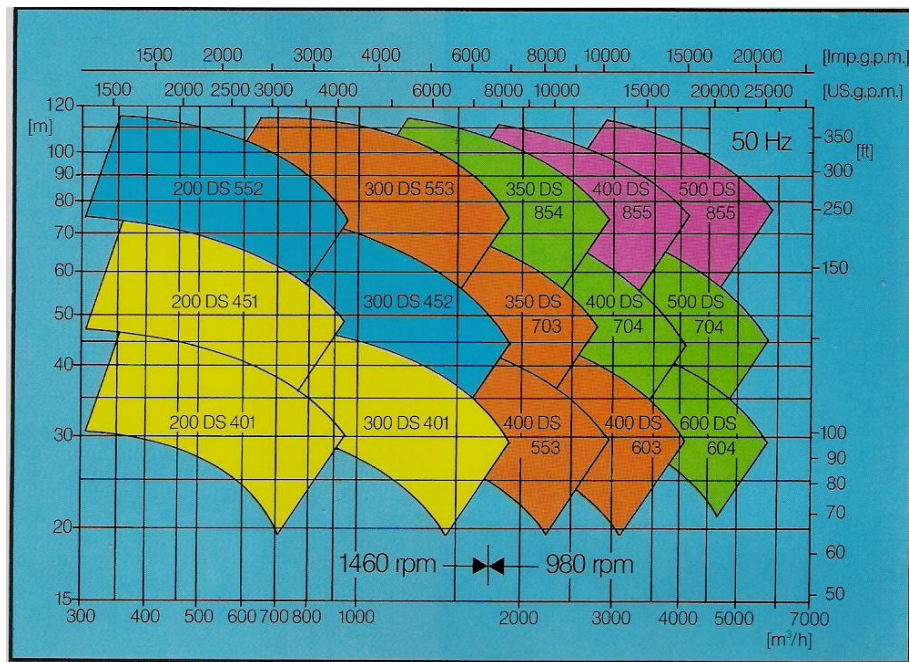
Tabela – 3.7 Comparação da potência disponível em cada condição

Potência das várias condições de desempenho até 26,0 °C e 26,5 °C		
Função da % dos caudais $Q = L_2 \cdot C_p \cdot R / 3600$		
	$t_2 = 26 \text{ °C}$ MW	$t_2 = 26,5$ MW
Q(100%)	28.5	32.9
Q(90%)	29.6	35.6
Q(110%)	27.2	30.8
Q(80%)	32.5	37.8
Q(75%)	37 (26,2 °C)	

A tabela 3.7 tem informação muito importante para definir o óptimo de funcionamento. Começando pela última linha pode-se observar que se a fábrica conseguir trabalhar com um caudal de 75% obteríamos uma temperatura de fornecimento de 26,2 °C e a maior capacidade de processamento para a temperatura ainda dentro da tolerância da instalação. Nas linhas seguintes vê-se a diminuição da capacidade com o aumento de caudal ou seja aumento de L/G mantendo G constante, tanto para 26 °C como para 26,5 °C, sendo esta última temperatura o limite da tolerância.

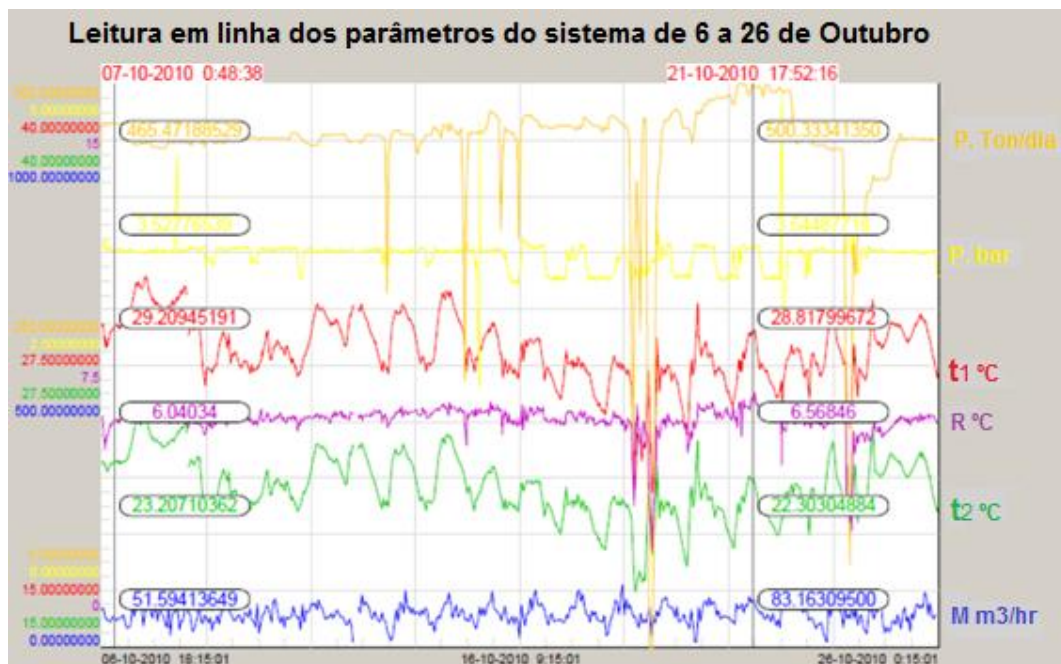
Como se tem demonstrado o caudal L é a variável que maior flexibilidade permite na operação do sistema e também é uma das variáveis que maior influência tem no comportamento de todo o conjunto. Um dos elementos principais é a bombagem, cuja análise se efectua seguidamente.

Figura 3.9 - Curvas das Bombas centrífugas



A figura 3.9 apresenta as várias gamas de curvas características de um conjunto de bombas, sendo o impulsor referente às bombas em serviço neste equipamento a 300 DS 452. Verifica-se que há margem para aumentar a pressão (altura da bomba) com o impulsor 300 DS 553 para a mesma capacidade.

Figura 3.9 - Registo histórico do máximo de carga térmica



Como ainda não estava evidenciada a carga térmica que é necessária remover do processo, a figura 3.9 apresenta um ponto em 21-10-2010 em que a carga térmica R registou um valor médio máximo de 6,5 °C. Assim:

$$Q = L_2 \cdot Cp \cdot R / 3600 \quad Q = \frac{4750 \cdot 995 \cdot 6,5 \cdot 4,18}{3600} = 35,67 \text{ MW}$$

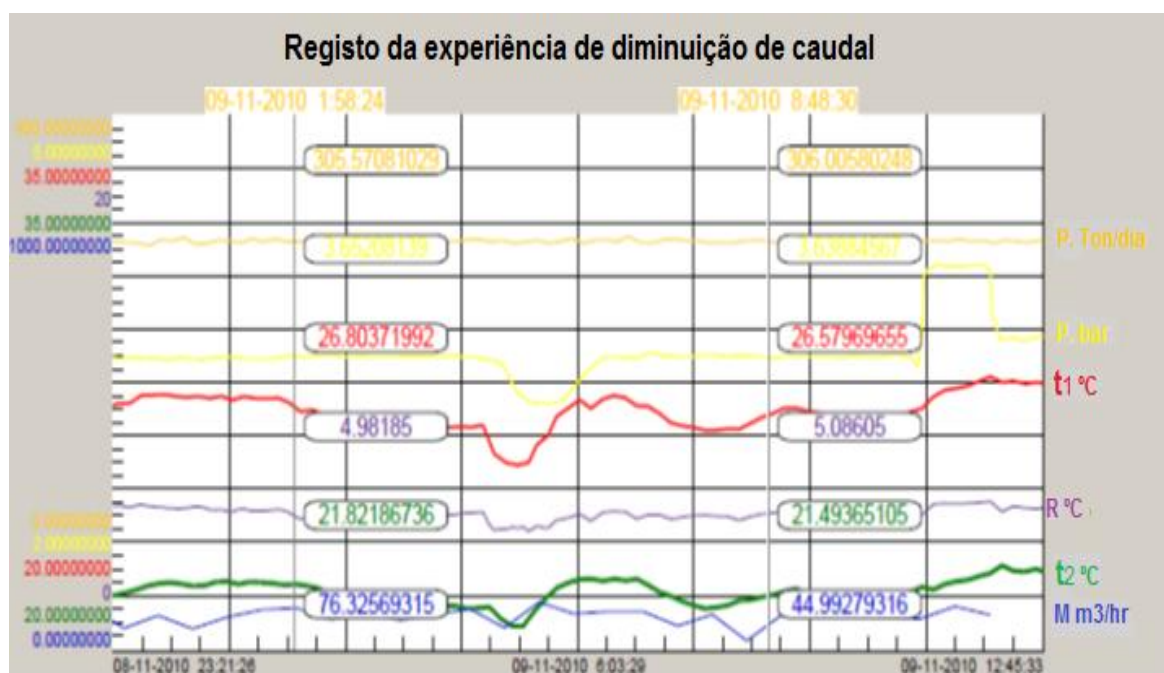
$$\text{Com } R = 6,0 \text{ °C} \quad Q = \frac{4750 \cdot 995 \cdot 6,0 \cdot 4,18}{3600} = 32,9 \text{ MW}$$

Verifica-se que para uma produção de 470 ton/dia, o calor trocado na TA é de 35 MW, sendo este valor conservador e garante uma margem de segurança adequada.

3.6 Avaliação de flexibilidade, capacidade e eficiência da TA.

A figura 3.10 é o registo de um ensaio real no sistema com a TA a funcionar com dois extractores a baixa velocidade e o terceiro a alta velocidade. Pretendeu-se observar o comportamento do sistema a uma perturbação de diminuição de 10% do caudal de projecto. A resposta à perturbação foi no sentido do teoricamente esperado. A TA nas condições de operação do momento manifestou pouca sensibilidade às alterações. Com a diminuição do caudal correspondente ao degrau positivo na pressão mostrou que, passados sete minutos, o tempo de ciclo, a temperatura de t_2 diminuiu e o salto térmico e t_1 aumentaram. Não houve nenhuma perturbação no sistema processual que debita o calor para a rede de permutadores. A flexibilidade ou facilidade de alteração das variáveis, neste caso caudal, é exequível e permite funcionar nos regimes que se revelarem óptimos para determinadas condições operatórias e ambientais sem dificuldade de operação.

Figura 3. 10 - Teste de diminuição de caudal



Teste de Capacidade

Com a informação de Hensey, John C., 2006 sobre os testes de capacidade e usando os nomogramas disponibilizados pelo mesmo autor para vários t_{wb} e em função de A_p e R pode-se ler um factor que multiplicado pelos caudais nos permite obter as capacidades actual e de *design*. A % de capacidade da TA é calculada a partir da seguinte razão:

$$Capacidade da TA = \frac{Capacidade usada no ponto}{Capacidade de design} \cdot 100$$

Como o caudal que deu origem à curva de *design* é igual ao dos pontos de leitura em 99% dos casos observados então a capacidade é apenas o rácio dos factores. A mesma aproximação se fará para os extractores. Assim, consoante o t_{wb} , a TA poderá apresentar as seguintes capacidades: 21.1 °C = 121%, 23 °C = 100%, 15.6 °C = 125%

Eficiência da TA

Segundo Teixeira, *et al.*, 1997, a eficiência é obtida pela expressão:

$$\eta_{des} = \frac{R}{t_1 - t_{wb}} \cdot 100 \quad (3.2)$$

Com esta equação obtemos duas eficiências, uma relativa às condições de *design* e outra relativamente às condições no momento de leitura, cujo desvio às condições de projecto é dado pelo rácio destas duas eficiências.

$$\eta_{\text{ponto}} = \frac{R}{t1 - t_{wb}} \cdot 100 \quad (3.3) \quad \eta = \frac{\eta_{\text{ponto}}}{\eta_{\text{des}}} \cdot 100 \quad (3.4)$$

Assim, concretizando:

$$\eta_{\text{des}} = \frac{6}{33.3 - 23} \cdot 100 = 60 \quad \eta_{\text{ponto}} = \frac{6}{32.3 - 22} \cdot 100 = 58 \quad \eta = \frac{58}{60} \cdot 100 = 97\%$$

3.7 Estimativa de perdas de produção em função do bolbo húmido

Pese embora a intenção de garantir a produção num processo controlado e optimizado conduzindo a zero imprevistos e uma vez que não se pode prever com a precisão desejada a evolução do t_{wb} , é no entanto possível definir estratégias que minimizem a necessidade de reduzir a produção sempre que t_{wb} seja igual ou superior a 22 °C. Perante a estatística apresentada em 3.1 não há muitas dúvidas de que num ano deveremos ter menos de 438 horas com temperaturas superiores a 22 °C. O facto é que uma redução de produção em 40 toneladas por hora durante 400 horas representará 16000 toneladas de perda de produção. Uma das boas soluções para ultrapassar este constrangimento é ter cenários preparados e testados para que, se o t_{wb} do ar for elevado, haja forma de ultrapassar o momento a custos controlados, mantendo a produção na sua máxima capacidade. A purga de água Bd na água de retorno em vez de ser na água de fornecimento pode ser uma medida de remediação, bem como os ensaios da fábrica para a máxima eficiência do sistema TA. Pode-se fazer ensaios em segurança com o tempo frio impondo as temperaturas nas condições dos piores cenários bastando para tal controlar o ar de entrada manipulando os extractores. Desta forma poder-se-á observar melhor as implicações nos permutadores de calor do processo à diminuição ou aumento de caudal.

A temperatura de 26°C na água de fornecimento é muito crítica, na medida em que limita a capacidade de arrefecimento das correntes do processo obrigando a diminuir a produção de PMDI.

4 DIMENSIONAMENTO DE TORRE DO MESMO TIPO

No terceiro capítulo fez-se a avaliação pormenorizada da torre existente, o seu circuito hidráulico e respectivo sistema de bombagem, os balanços de massa e energia recorrendo aos registos históricos dos parâmetros bem como medições locais. A última parte apontará as conclusões e sugestões de melhoria ao sistema em funcionamento. Neste capítulo será projectada uma instalação para cumprir o pretendido serviço de eliminar 35,0 MW de carga térmica excedente, de acordo com as melhores recomendações apresentadas na literatura (Perry, R. H., Green, D.W, 1997, entre outras), com o objectivo de se comparar com a TA existente.

O dimensionamento de uma torre para o serviço citado, tendo como parâmetros definidos os caudais, tanto de ar como de água, condicionados pelo equipamento disponível e rede existente é o ponto de partida. Os critérios de projecto são os seguidos por Leeper, Stephen A., 1981 que nos dá o dimensionamento optimizado do ponto de vista económico e de desempenho.

4.1 Equipamento Existente no Mercado

Existem vários tipos de TA. As TA de contacto directo podem ser de circulação natural ou mecânica. A TA de circulação de ar por meios mecânicos pode ser do tipo forçado ou induzido. O caudal de ar e da água podem ser em contra corrente, corrente cruzada ou ambas as situações.

O principal tipo de TA construído após os anos 70 é de circulação mecânica do tipo induzido. No estudo prático do terceiro capítulo, todo o trabalho versa este tipo de equipamento, pelo que, será o adoptado para este projecto mas também com garantia de ser a melhor configuração para este tipo de enquadramento.

Como apresentado nas bases teóricas, a psicometria é a ciência para a análise de transferência de calor nas TA. A transferência de calor na TA resulta de duas contribuições fundamentais: Transferência de calor sensível da água para o ar e transferência de calor devido ao calor latente de vaporização da água. Ambas as contribuições operam nas superfícies dos filmes envolventes. O calor total transferido é a soma das duas parcelas.

O calor transferido nas superfícies dos filmes é igual ao calor transferido no seio dos fluidos. Como foi demonstrado no capítulo 2, após o desenvolvimento do modelo de transferência de massa e calor em TA, obtém-se a equação de Merkel:

$$\frac{Ka\bar{V}}{\bar{L}Cp} = \int_{t_1}^{t_2} \frac{dT}{h_w - h_a} \quad (4.1)$$

Uma apresentação completa da derivação da equação é apresentada em (Kern, D. Q. 1950). A força impulsionadora na equação de Merkel Δh é a diferença entre a entalpia do ar saturado à temperatura da água e a entalpia do ar de entrada.

$$\Delta h = h_w - h_a. \quad (4.2)$$

Não se pode dizer com rigor que a força impulsionadora na TA seja a diferença das entalpias. A força impulsionadora na TA é de facto a diferença na pressão de vapor de água, entre a interface do lado do gás e da água.

A equação de Merkel é apresentada de forma diferente consoante a fonte bibliográfica. Antes de usar esta equação é preciso ter cuidado com as unidades requeridas para K. Como foi definido, K é uma constante de transferência do lado do ar. Outros autores consideram o K a constante de transferência do lado da água ou o coeficiente de transferência de calor por convecção. Também o Cp é frequentemente omitido pelo facto do seu valor, nas unidades inglesas, ser 1 Btu/(lb.°F). As unidades de Cp não podem ser ignoradas e por maioria de razão no SI onde Cp é 4,18 kJ/kg. °C.

A transferência de massa em função do enchimento da coluna é descrita pelo Ka, constante volumétrica de transferência de massa. A transferência de calor e massa têm lugar na superfície de enchimento molhado e na superfície das gotas. Obter o resultado da área de transferência específica a é muito difícil, então Ka surge vulgarmente como uma única constante. Ka é a medida do caudal mássico através do limite dos filmes por unidade de volume do enchimento.

Os vendedores de TA e de enchimentos não determinam os valores de Ka. No entanto os valores de Ka podem ser determinados por cálculo directo em cada TA específica. Cálculos a 16 TA a operar normalmente mostram que os valores de Ka se enquadram entre 64 e 140 com um valor médio de $95 \pm 35 \text{ Kg ar/h.m}^3_{\text{ench}}$. Outra estatística sobre o Ka realizada pela companhia Marley Cooling Towers apresenta uma gama de valores entre 49 e 152 com um valor médio de $100 \pm 30 \text{ Kg ar/h.m}^3_{\text{ench}}$. Para enchimentos convencionais de TA o valor de 100 para Ka é genericamente aceitável quando não se

conhece o valor exacto como no caso presente. Ka não é exactamente uma constante mas uma função complexa de diversas variáveis de operação.

Dimensionar em pormenor uma TA é um processo interactivo. Uma vez definidas as principais condições de operação o desempenho da TA é testada a várias temperaturas de saída de ar. Estes ensaios são comparados para obter um óptimo. A optimização requer compromissos entre os custos de operação e custo de construção.

4.2 Procedimento de Projecto

Começamos por definir a temperatura de retorno t_1 e o caudal de água de circulação. A temperatura da água de fornecimento t_2 é especificada a partir da diferença entre água de entrada t_1 e da água de saída, t_2 , ou seja a partir do salto térmico R. A temperatura de termómetro húmido t_{wb} é definida de tal modo que apenas seja excedida em 5% do tempo como % máxima, sendo o ideal, do ponto de vista da operação, menor do que 5% e do ponto de vista dos custos superior a este valor, já que diminui o investimento. A diferença entre t_{wb} e a água t_2 é a chamada aproximação Ap , t_{wb} é teoricamente o valor limite a que se pode arrefecer a água. Normalmente as TA's são dimensionadas para aproximações de 7 a 15 °F. Aproximações de 5 °F são muito raras e dispendiosas por já se encontrarem num nível de desempenho que requer uma área muito grande para realizar a operação de arrefecimento. Nos dias de hoje com enchimentos do tipo filme, de elevada performance, já se conseguem equipamentos com o Ap abaixo dos 5 °F ou 3 °C mas este cenário não será tratado por se afastar do objectivo que é manter um paralelo com a TA existente.

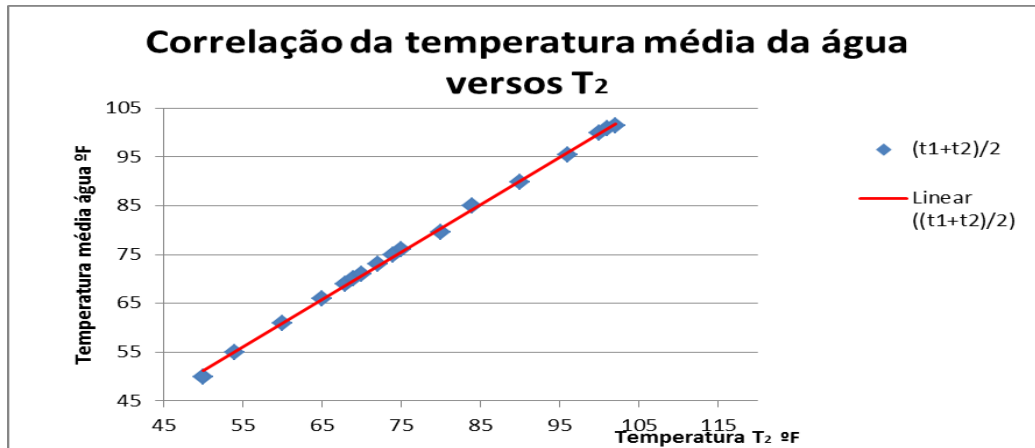
4.3 Temperatura do ar de saída (T_2)

Para um dado conjunto de variáveis de Perry, R. H., Green, D.W, 1997 projecto existe um valor da temperatura de saída que tem relação com as temperaturas da água. O valor óptimo de *design* resulta no mínimo do custo total como soma do custo de operação e custos de construção. Uma boa estimativa para o T_2 óptimo consiste na média entre a temperatura de retorno e alimentação da água:

$$T_2 = \frac{t_1+t_2}{2} \quad (4.2)$$

Apresenta-se na figura 4.1 um gráfico retirado de Leeper, Stephen A., 1981 que mostra a aproximação.

Figura 4. 1 - Correlação da temperatura média da água versus T₂



Esta aproximação para a temperatura de saída do ar, T₂ pode ser usada como primeira estimativa para um *design* detalhado ou pode ser considerada como um ótimo, de acordo com regras aceitas com base na experiência. Nas leituras de campo efectuadas a correlação foi confirmada.

Quando esta aproximação é usada, o caudal máximo de ar estará no intervalo de ± 10% do ideal na maior parte dos casos.

A água é evaporada durante o processo de arrefecimento. Por cada 10 °F (5,5 °C) de descida na temperatura da água aproximadamente 1% do caudal de água é evaporada. Por este motivo e ainda devido ao arrastamento de gotas por parte do ar, L não é exactamente constante ao longo da torre. Mas apesar disto o caudal de água é considerado constante devido ao pequeno valor que se perde quando comparado com o seu caudal.

$$\frac{L}{G} = \frac{h_2 - h_1}{C_p (t_1 - t_2)} \quad (4.3)$$

O ar de saída está normalmente saturado à temperatura de saída. As entalpias de saída e entrada do ar são lidas na carta psicrométrica. Assim especificando as temperaturas da água o quociente L/G fica determinado conforme se pode verificar pela equação 4.3.

4.4 Fluxo de água

A quantidade de água (\bar{L}) fluxo mássico é o valor recomendado por unidade de secção recta, área da base B, quanto menor este valor menor o Ap que se consegue mas mais uma vez é necessário manter compromissos com o investimento. Através das experiências com vários tipos de enchimento, foram determinados valores óptimos de fluxos em função do valor de t_{wb} , R e Ap. Para TA de difícil operação, isto é com aproximações inferiores a 5 °F ou R elevados, é necessário um fluxo mais baixo, caso contrário não se conseguirá a temperatura pretendida.

Na literatura são apresentados métodos gráficos para determinar o fluxo ideal. Os fluxos mássicos determinados por estes métodos são consistentes mas são mais baixos do que os fluxos usados nos modernos enchimentos. Neste projecto não usaremos os máximos recomendados por Teixeira, *et al.*, 1997 que aponta para o valor de 2.7 kg/m².s (4 gal/ft².min). O valor máximo retirado dos métodos gráficos ou através de monografias (Perry, R. H., Green, D.W, 1997) é de 3 gal/ft².min o que estima uma altura da torre já significativa. Métodos expeditos para determinar o valor de Ka ainda não existem mas o valor de Ka (100 kg/m³.h) determinado com recurso à estatística é um valor característico dos enchimentos de 2ª geração, o que justificou a sua adopção neste trabalho.

4.5 Dimensões de Torre

A requerida altura do enchimento Z é igual ao volume por unidade de área \bar{V} e é determinado a partir da curva característica.

$$Z = \bar{V} = NTU * \frac{\bar{L}}{Ka} \quad (4.5)$$

$$\text{A base necessária, área de secção recta é } B = L / \bar{L} \quad (4.6)$$

Um grande fluxo de água resulta numa TA mais pequena e naturalmente uma área também mais pequena mas uma altura elevada. Assim ter-se-á de encontrar o melhor compromisso. O volume do enchimento é calculado de acordo com: $V = B \times Z$ (4.7)

4.5.1 Consumo de água

As TA de contacto directo consomem água de três formas: O caudal por evaporação, o mais significativo, com temperaturas próximas da curva de design, é aproximadamente 1,0% do caudal de água circulante por cada 10 °F de salto térmico; O arrastamento (D) refere-se à quantidade de água que é arrastada pelo caudal de ar sob a forma de gotículas sendo o seu caudal médio de 0,2% do caudal circulante. Como a água se evapora, a circulação de sais e sólidos aumenta com o decorrer do tempo. Por este motivo, é necessário purgar água(B_d) para remover água do sistema e assim evitar o aumento da mineralização acima dos valores definidos no projecto. A purga é definida como uma percentagem do caudal de evaporação e depende directamente das quantidades de sólidos/iões presentes na água circulante e na água de compensação. A purga é usualmente cerca de 20% do caudal de evaporação. Assim, o caudal de água consumida é o seguinte:

$$\begin{aligned}M &= E + D + B_d \\E &= 0,001. R. L \\D &= 0,002. L \\B_d &= 0,2.E \\M &= (0,0012. R + 0,002) L \quad (4.8)\end{aligned}$$

O caudal de evaporação também pode ser determinado pelo balanço à volta da corrente de ar:

$$E = (H_2 - H_1). G$$

Então segue:

$$M = 1,2.G.(H_2 - H_1) + 0,002 L.$$

Este segundo método de determinação do caudal de evaporação é mais preciso do que o primeiro, mas o primeiro é mais prático porque envolve menos variáveis.

4.6 Potência requerida para bombagem e extracção de ar

É nestes dois equipamentos que há maior consumo de energia, logo deverá haver o máximo cuidado no dimensionamento.

4.6.1 Potência da bomba

A expressão 4.9 permite determinar a potência da bomba requerida para um serviço normal.

$$P_p = \frac{L \cdot H_p}{1,98 \cdot 10^6 \cdot \eta} \quad (4.9)$$

A altura H_p é difícil de determinar. Têm sido propostos diversos valores mas, como guia, a que melhor responde perante casos reais é a expressão: $H_p = Z + 20$. Esta é uma boa estimativa mas para sistemas com uma vasta rede há ferramentas tais como os simuladores Aspen ou outros que estimam valores exactos.

4.6.2 Potência do Extractor

A potência requerida para o extractor é determinada ou estimada recorrendo ao volume da mistura de ar/água deslocado pelo extractor.

Para uma TA de ar forçado, o volume de ar usado nos cálculos é o de entrada F_1 , enquanto que nas TA de ar induzido o volume de ar usado é o de saída F_2 , normalmente saturado. Assume-se que por cada 8000 ft³/min turbinados é necessário 1 hp. A potência do extractor é aproximada pela seguinte fórmula:

$$P_F = \frac{F}{8000} \quad (4.10)$$

onde:

P_F = Potência do extractor (h_p)

F = Caudal volumétrico do ar

$$F = \frac{17 H_t}{60 \rho_{\text{mist}, t}} G \quad (4.11)$$

H_t = humidade do ar à temperatura definida

G = Caudal mássico de ar (lb/h)

$\rho_{\text{mist}, t}$ – Massa específica da mistura (lb/ft³)

$$\rho_{mist, t} = \frac{(1 + H_t) (\rho_{w, t} \cdot \rho_{ar, t})}{(\rho_{w, t} + \rho_{a, t})}$$

$$\begin{aligned} \rho_{a, t} &= \text{Massa específica do ar (lb/ft}^3\text{)} \\ &= \frac{42,6439}{t+460} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_{w, t} &= \text{Massa específica do vapor de água (lb/ft}^3\text{) à temperatura, t, definida} \\ &= \frac{26,6525}{H_t (t+460)} \end{aligned}$$

As fórmulas para os cálculos de $\rho_{a,t}$ e $\rho_{w,t}$ são derivadas das fórmulas dos gases perfeitos. A admissão de 1hp /8000 acfm (actual cubic feet per minute) é consistente com dados pesquisados por diversos autores.

4.6.3 Estimativa de custos

A formula 4.12 estima os custos para a construção de uma TA

$$\$_{1967} = \frac{Q}{C \cdot A + 39,2 \cdot R - 586} \quad (4.12)$$

Em que: $\$_{1967}$ representa o custo em 1967.

Q = potência calorífica total (Btu/hr)

R = Salto térmico

Ap = aproximação

com C a calcular-se da seguinte forma:

$$C = \frac{279}{1 + 0,0335 (85 - t_{wb})^{1,143}}$$

Há outras formas de determinar os custos nomeadamente com recurso ao valor do NTU, mas de aplicação mais restrita.

Para actualizar os custos para 2010 tem de se multiplicar o resultado por $1,08^{43}$ ou seja, um factor de 27,4 sobre os custos calculados.

4.7 Cálculos do dimensionamento da TA

Parâmetros a ser considerados:

- Arrefecer $1,04 \cdot 10^7$ lb/h de água = 4726250 kg/h;
- t_1 da água de retorno = $32,4 \text{ }^\circ\text{C} = 90,28 \text{ }^\circ\text{F}$
- t_2 da água de fornecimento = $26 \text{ }^\circ\text{C} = 78,8 \text{ }^\circ\text{F}$
- Carga de calor em potência $35,0 \text{ MW} = 1,194 \cdot 10^8 \text{ Btu/h}$
- $T_{wb} = 22 \text{ }^\circ\text{C} = 71,6 \text{ }^\circ\text{F}$

Calcular-se-á a estimativa de consumo de água, potência requerida e os custos de construção. Considera-se K_a igual a 100.

Determinação do R:

$$Q = m \cdot C_p \cdot R \quad (4.13)$$

$$1,194 \cdot 10^8 = 1,04 \cdot 10^7 \cdot 1 \cdot R$$

$$R = 11,48 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\rho = 995 \text{ Kg/m}^3 = 62,12 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$$

$$L = 4,73 \frac{10^6 \text{ Kg}}{\text{h}} = 1,04 \cdot 10^7 \frac{\text{lb}}{\text{h}}$$

$$C_p = 4,18 \text{ KJ/ Kg.K} = 1 \text{ Btu/}^\circ\text{F.lb}$$

4.7.1 Estimativa da temperatura de saída, L/G e CT

$$T_2 = \frac{t_1 + t_2}{2} = \frac{90,28 \text{ }^\circ\text{F} + 78,8 \text{ }^\circ\text{F}}{2} = 84,5 \text{ }^\circ\text{F} = 29,2 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$h_2(84,54 \text{ }^\circ\text{F})_{\text{sat}} = 48,4 \text{ Btu/lb}_{\text{ar seco}}$$

$$h_1(71,6 \text{ }^\circ\text{F})_{\text{wb}} = 35,5 \text{ Btu/lb}_{\text{ar seco}}$$

$$\frac{L}{G} = \frac{h_2 - h_1}{C_p \cdot (t_1 - t_2)} = \frac{48,4 - 35,5}{1,0 \cdot (90,28 - 78,8)} = 1,12$$

Pelo método de Tchebyshev (Capítulo 2) = 1,6447 = NTU

4.7.2 Determinação do fluxo

Vendo nas figuras da referência Perry, R. H., Green, D.W, 1997, temos 3,0 gal/ft².min, que é o máximo destes nomogramas mas seguindo a orientação tratada em 4.4 utiliza-se 2,0 kg/m².s que é um valor intermédio para o intervalo recomendado de [1.8 a 2.7] kg/m².s.

4.7.3 Altura da Torre

$$Z = \left(\frac{K_a \bar{V}}{\bar{L}} \right)_{\text{cal}} \times \frac{\bar{L}}{K_a} = \frac{1,6447 \cdot 1475}{100} \text{ ft}$$

$$Z = 24,25 \text{ ft} = 7,4 \text{ m}$$

4.7.4 Cálculo da área da base e volume

$$L = 20914 \text{ gal/min}$$

$$\bar{L} = 3 \text{ gal/ft}^2 \cdot \text{min}$$

$$\frac{L}{\bar{L}} = \frac{20914}{3} = 6971,3 \text{ ft}_b^2 = 648 \text{ m}^2$$

$$\begin{aligned} V = B \cdot Z &= 6971,3 \times 24,25 = 169055 \text{ ft}^3 \\ &= 4787,1 \text{ m}^3_{\text{enchimento}} \end{aligned}$$

4.7.5 Cálculo da estimativa da potência de bombagem

$$H_p = Z + 10 = 34,25 \text{ ft}$$

$$L = 1,04 \cdot 10^7 \text{ lb/hr}$$

$$P_p = \frac{L \cdot H_p}{1,98 \times 10^6 \times \eta} = \frac{1,04 \times 10^7 \times 34,25}{(1,98 \times 10^6) \cdot 0,85} = 211,65 \text{ hp} = 158 \text{ kw}$$

4.7.6 Estimativa da potência do extractor

$$T_2 = 84.5 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$\rho_{a, t} = \frac{42,6439}{84,54 + 460} = 0,07831 \text{ lb/ft}^3$$

$$F = 2.21 \cdot 10^6 \text{ ft}^3/\text{min} \text{ (valor fixo dos extractores actuais)}$$

$$P_F = 2.21 \cdot 10^6 / 8000 = 276.2 \text{ hp} = 206 \text{ KW} / 3 = 68.7 \text{ KW}$$

4.7.7 Estimar custos de construção

$$A_p = 7.6$$

$$R = 11.48$$

$$Q = 1,194 \cdot 10^8 \text{ Btu/hr}$$

$$\$_{1967} = \frac{Q}{C \cdot A_p + 39.2 \cdot R - 586}$$

$$C = \frac{279}{1 + 0,0335 (85 - t_{wb})^{1,143}} = \frac{279}{1 + 0,0335 \cdot (85 - 71.6)^{1,143}} = 169$$

$$\$_{1967} = \frac{1,194 \cdot 10^8}{169.7,6 + 39.2 \cdot 11,48 - 586} = 103969 \cdot 27,4 = 2,85 \cdot 10^6 \text{ Dólares, aproximadamente dois milhões de euros.}$$

4.7.8 Estimar o consumo de água

$$\begin{aligned}M &= (0,0012R + 0,002).L \\ &= (0,0012 \cdot 11,48 + 0,002) \cdot 1,04 \cdot 10^7 \\ &= 164070 \text{ lbs/h} = 74420 \text{ kg/h}\end{aligned}$$

4.8 Comparação com a TA instalada

Da observação dos resultados as diferenças mais significativas são a área da secção recta que tem o valor de $6971,3 \text{ ft}_b^2 = 648 \text{ m}^2$ e a torre instalada que tem $5115 \text{ ft}^2 = 475 \text{ m}^2$, o que equivale a dizer que segundo este dimensionamento precisaríamos de mais uma célula para haver equivalência.

Quanto à altura do enchimento chegou-se ao valor de $Z = 24,25 \text{ ft} = 7,4 \text{ m}$ o que é superior em 54 % em relação às dimensões de $z=15.74 \text{ ft} = 4.8 \text{ m}$ existentes no local.

As comparações efectuadas resultam na semelhança entre o consumo de água e a potência dos extractores, pois quanto aos outros factores, ou não há base para comparar, por não haver dados de comparação, ou por ser diferente a integração.

Do exposto ficou claro que precisaríamos de maior volume de transferência de calor para tratar a carga térmica existente nos períodos de menor força impulsadora, ou de piores cenários.

5 PROPOSTAS DE MELHORIA

A principal melhoria que se pode implementar é operar com o menor caudal possível, que o sistema possa suportar. No limite, haverá possibilidade de funcionar com duas bombas, o que representa um ganho energético significativo. Parar uma bomba durante um ano, representa mais de 200000 Euros e meio ano mais de 100000 euros, o que seria uma boa economia além da preservação do equipamento. Sugere-se ensaiar a hipótese de salto térmico de 9.2 °C e caudal de 3650 m³/hr com duas bombas no período frio, aumentando a pressão se necessário. Sugere-se, ainda, proceder à purga em L₁ sempre que a razão custo benefício o justifique e planejar paragens prolongadas para períodos em que a probabilidade de t_{wb} ser >22 °C seja a mais elevada. Se nada for feito e como está provado, tanto com os dados históricos como com o dimensionamento além das simulações, haverá perda de produção quando t_{wb} for igual ou ultrapassar os 22 °C.

As propostas com investimento passam por acrescentar mais uma célula às já existentes, ou então melhor a estrutura actual com materiais de última geração, o que se afigura como o mais viável.

6 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

O diagrama simplificado foi executado incluindo todos os componentes do sistema TA, como primeiro objectivo. O balanço material e energético foi calculado nas diversas partes do trabalho. A avaliação hidráulica foi elaborada sem a simulação de *Aspen* mas o funcionamento geral foi avaliado, não tendo sido encontrados pontos críticos. A altura máxima de alguns componentes é de 15 metros, havendo pressão suficiente nas bombas para fazer chegar a água a todos os pontos. As bombas têm bom desempenho e estão de acordo com a curva específica do fabricante, havendo oportunidade para aumentar a pressão com alteração de impulsor.

A capacidade e eficiência da TA foram determinadas com o resultado de 121% para a capacidade com t_{wb} de 21.1 °C. A eficiência determinada foi de 97%.

A proposta para operação da TA de forma otimizada vai no sentido de usar o menor L/G possível, fazer purga na água de retorno quando conveniente e programar trabalhos prolongados nos períodos com probabilidade de t_{wb} ser o mais elevado.

As propostas com investimento são as seguintes: Diminuir L/G por aumento de G com substituição dos ventiladores por outros de maior capacidade, mudar para enchimento de tipo filme com maior capacidade e reduzir as perdas por arrastamento com novas estruturas.

Para trabalho futuro propõe-se o teste de desempenho acreditado, simulações da malha completa em *Aspen* ou outro simulador e estudo no conceito *pinch* e configuração em série segundo Kim, *et al.*, 2001.

BIBLIOGRAFIA

Aguiar, Ricardo. 2004. *Procedimentos de Construção de anos Meteorológicos Representativos para o RSECE*. INETI: Departamento de Energias Renováveis.

Baker, Donald, R., Shryock.

Cheremisinoff, Nicholas P. et Cheremisinoff, Paul N., 1989. *Cooling Towers – Selection, Design and Practice*. Scitech Publishers, Inc., New Jersey, 263pp. ISBN: 0-925-76002-1

Cooling Water Institute

Daeil Aqua Co., 2003. *Cooling Tower Thermal Design Manual*. Seul. (Versão PDF do documento descarregada em 27 de Julho de 2010)

Fulkerson, Robert. 2008. *Cross Cooling Tower Performance Calculations*. Houston: Cooling Technology Institute. TP08-04. (Versão PDF do documento descarregada em 15 de Julho 2010)

Global Spec. *Cooling Towers: Design and Operation Considerations*

GPSA - Engineering Data Book (12th Ed) Twelfth Edition — FPS 2004. ENGINEERING DATA BOOK. FPS VERSION Volumes I & II Sections 1-26

Hensey, John C., 2006. *Cooling Tower Fundamentals*. 2.^aed. SPX Cooling Technologies, Inc.

Kern, D. Q. 1950. *Process Heat Transfer*. Mcgraw Hill Book. New York, D.Q. Kern Associates. 563-623 pp. ISBN: 0-07-085353-3

Kim, Jin-Kuk, Smith, Robin. 2001. *Cooling Water System Design*. Manchester, UK: Pergamon. 0009-2509/01/\$. (versão PDF do documento descarregada em Outubro de 2010).

Leeper, Stephen A., 1981. *Wet Cooling Towers: Rule-of-Thumb Design and Simulation*. Master in Energies. U.S. Department of Energy. Idaho. 24pp.

Livi, Celso P., 2004. *Fundamentos de Fenómenos de Transporte*. LTC Editora, Rio de Janeiro,

Perry, R. H., Green, D.W, 1997. *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. 7^a ed. McGraw-Hill, New York. ISBN: 0-07-049841-5

Stanford, W. et Hill, G. B., 1972. *Cooling Towers – Principals and Practice*. Carter Industrial Products Limited, England. ISBN902738003

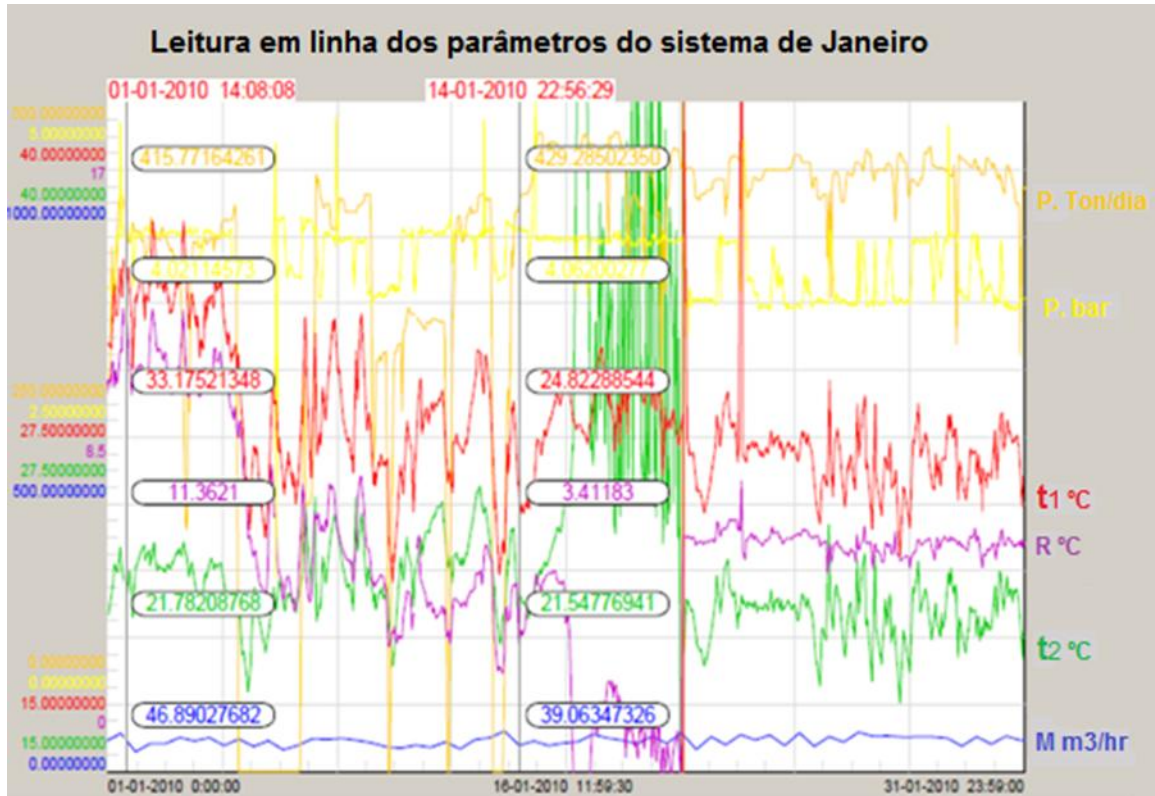
Teixeira, Francisco José Conceição *et al*, 1997. *Tratamento de Águas de Arrefecimento*. Politema, IPP, Porto, 116pp. ISBN: 972-95914-9-0

Treybal, Robert E., 1981. *Mass-Transfer Operations*. McGraw-Hill International Book Company, Auckland Bogotá Guatemala Hamburg... Tokio. ISBN: 0-07-066615-6

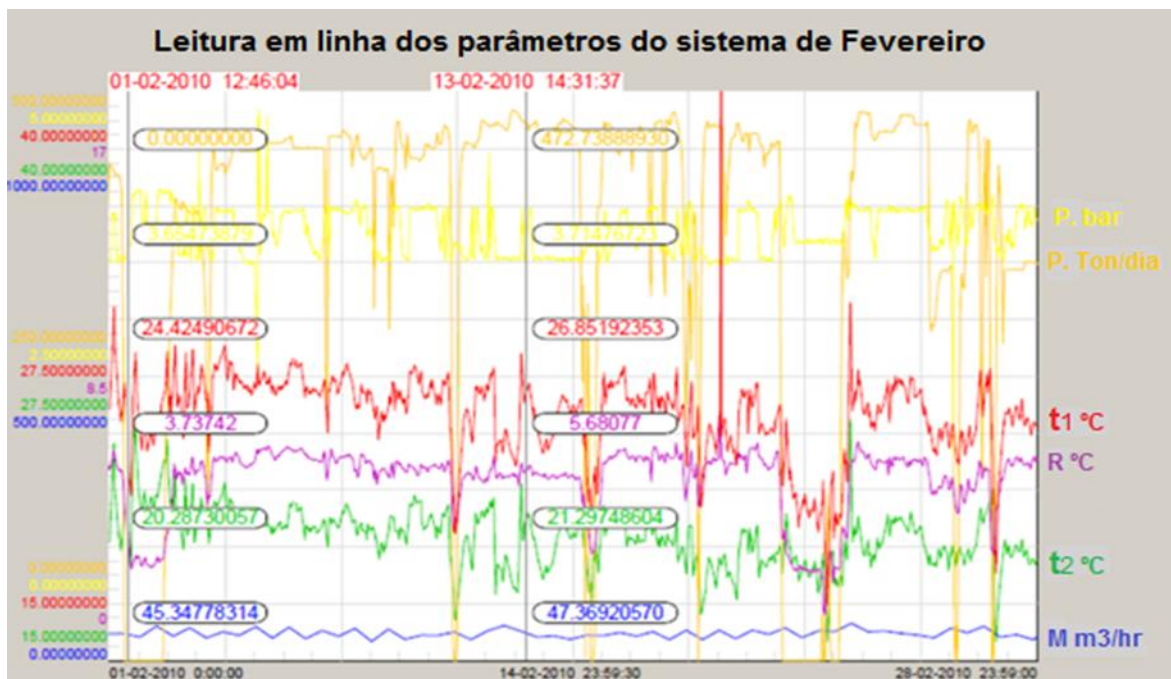
Wet Cooling Towers: Rule of Thumb Design and Selection

ANEXOS

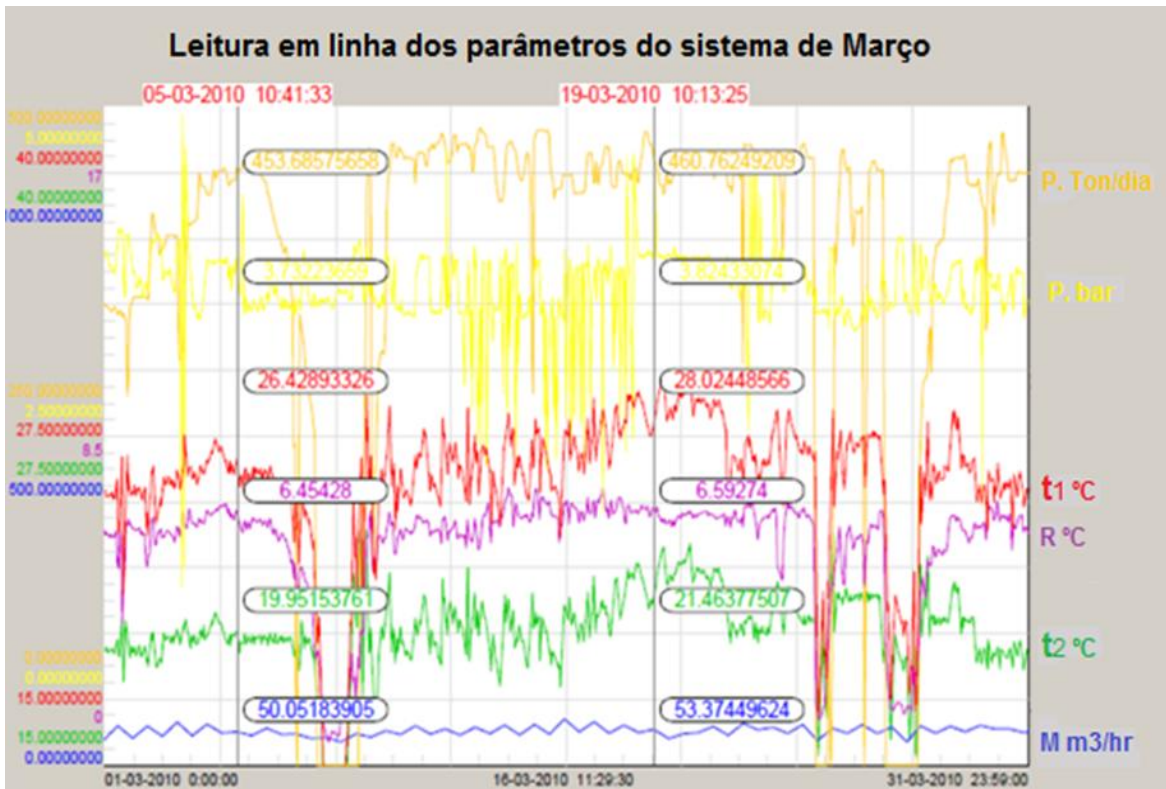
Anexo A1



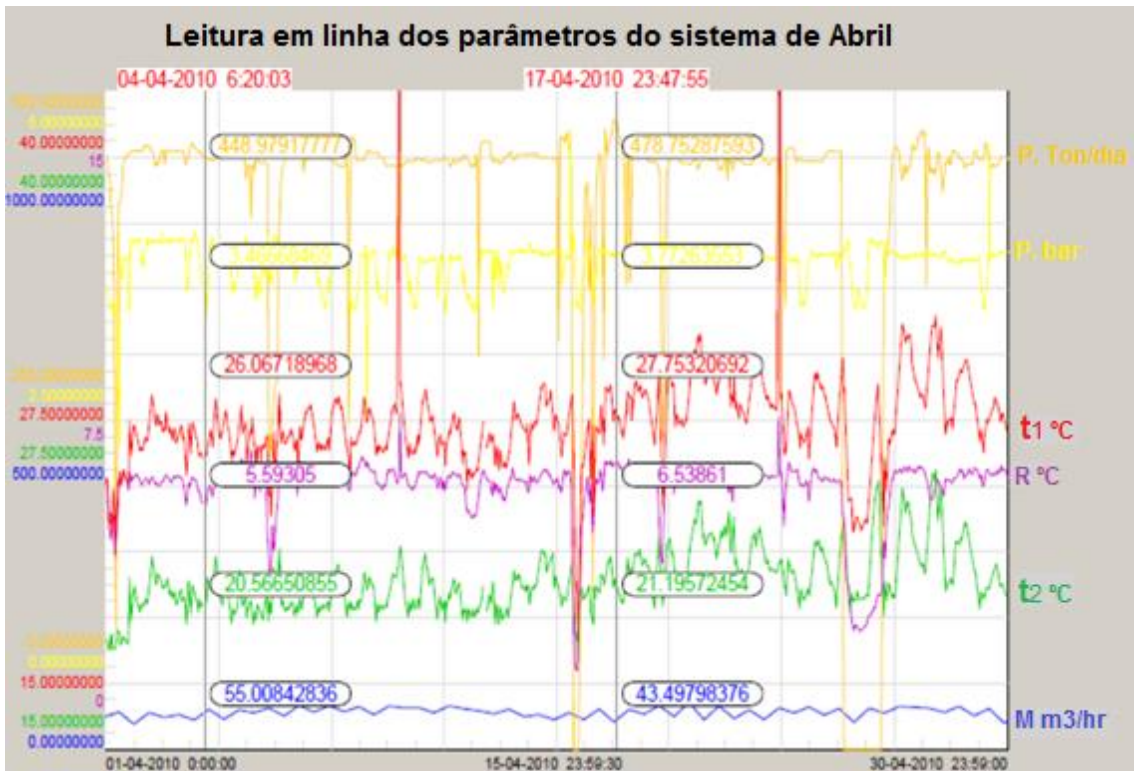
Anexo A2



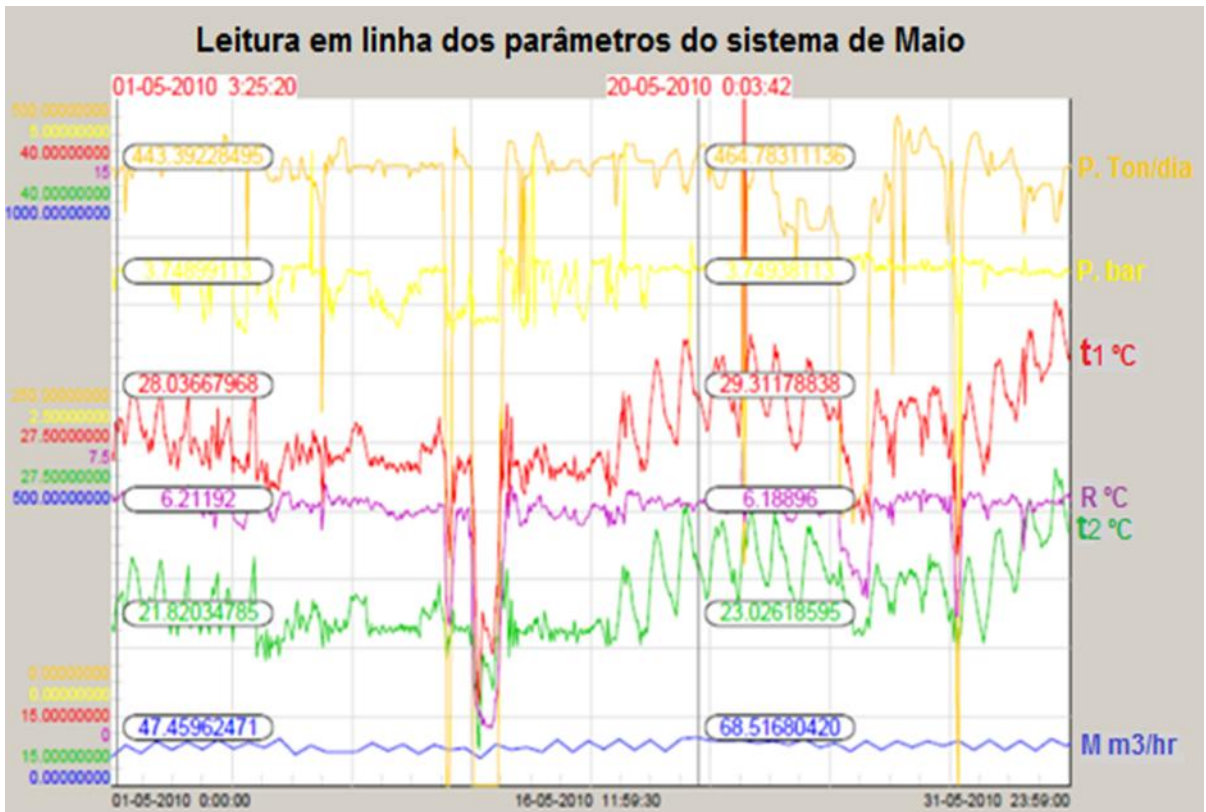
Anexo A3



Anexo A4



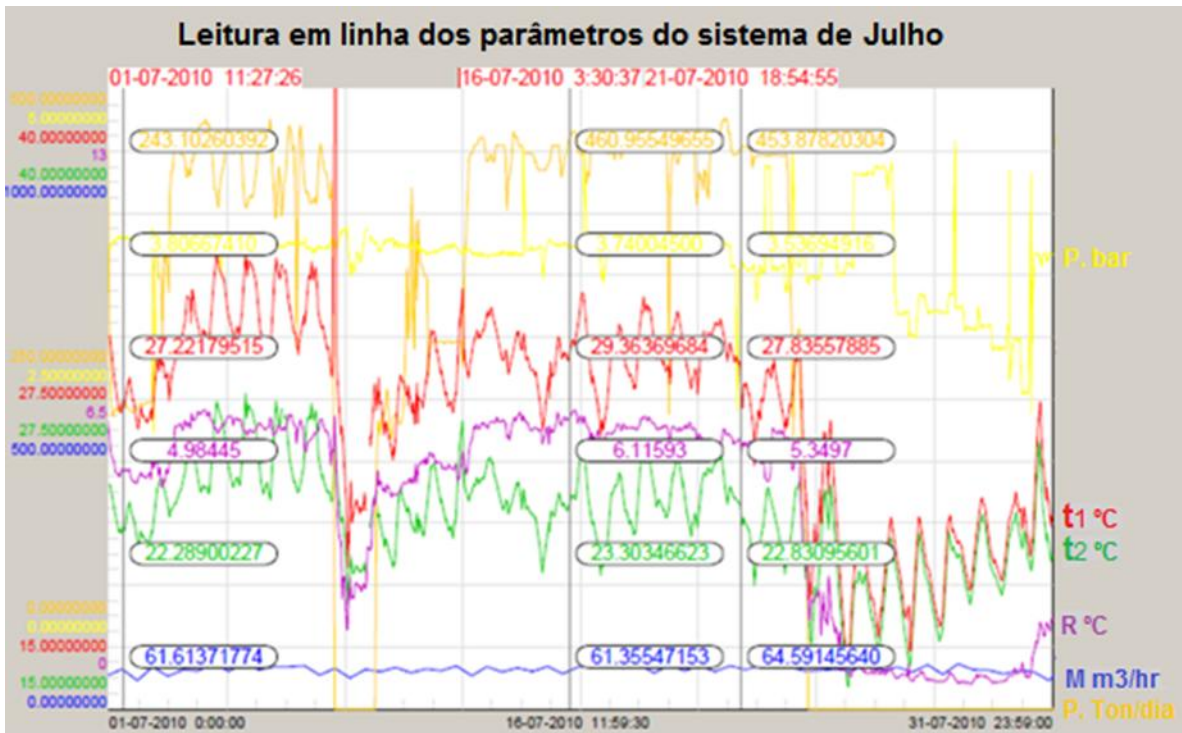
Anexo A5



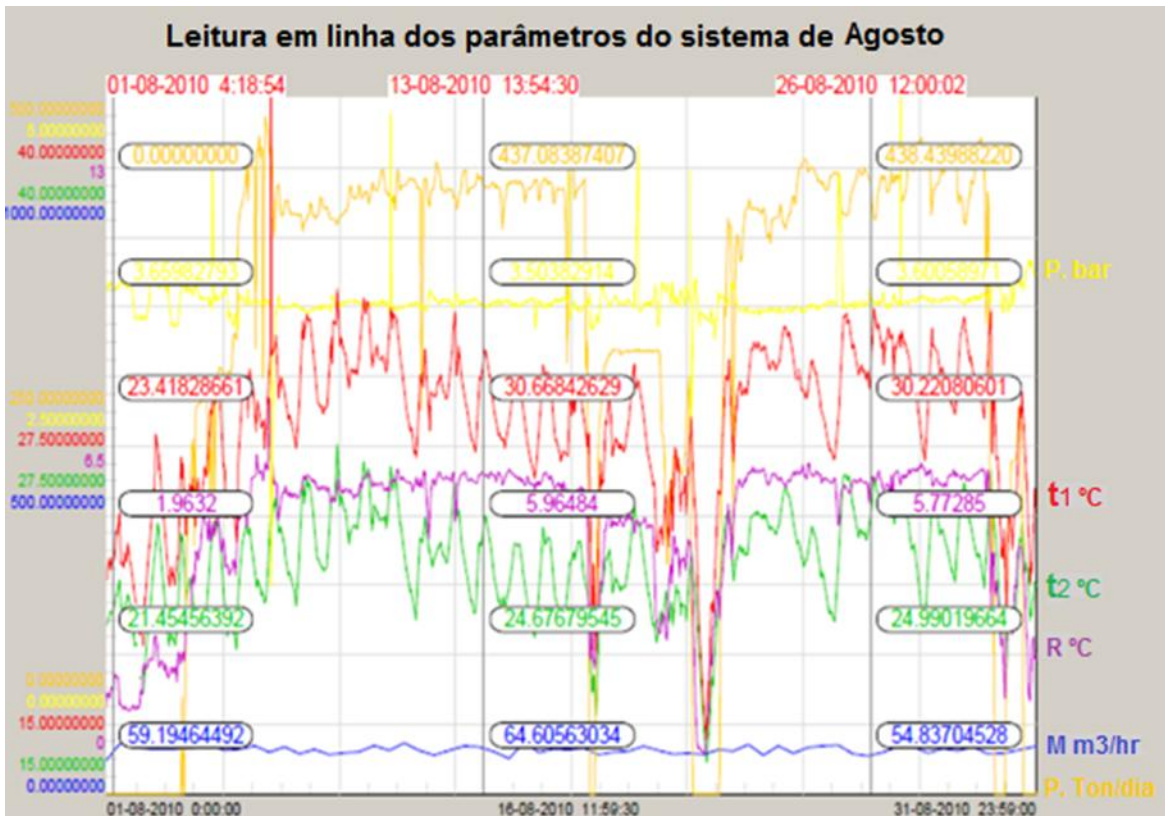
Anexo A6



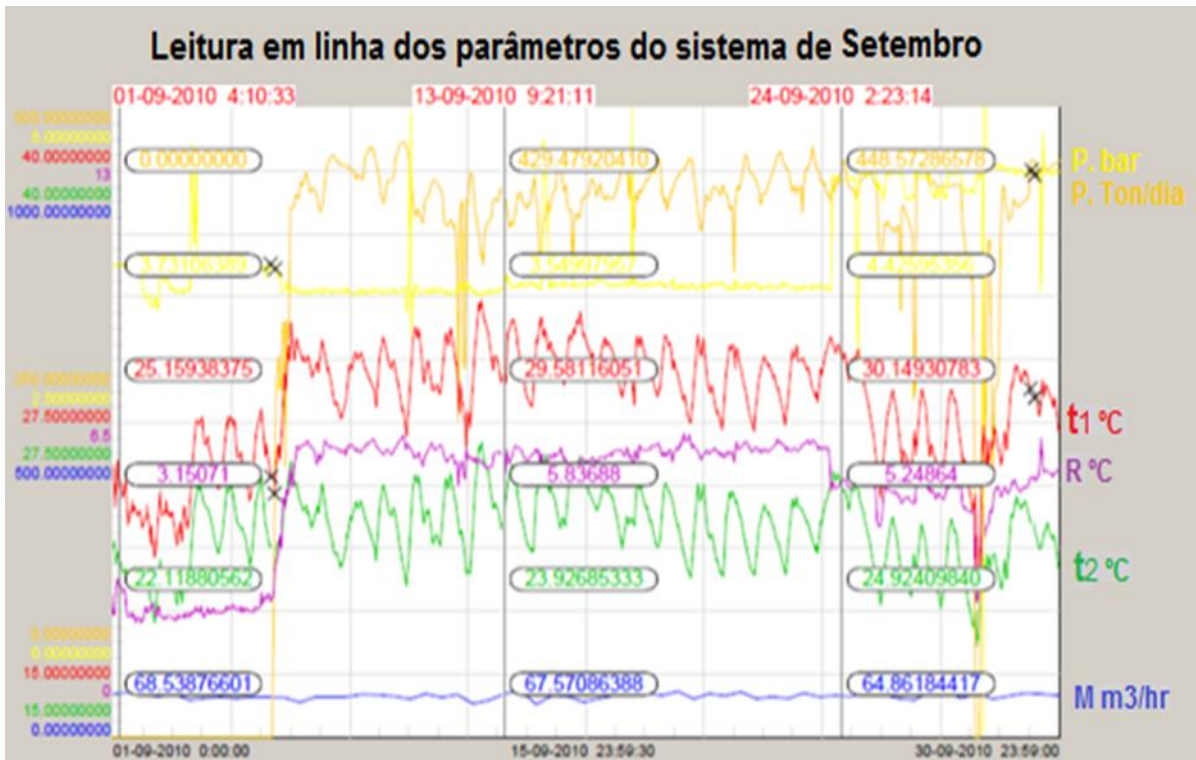
Anexo A7



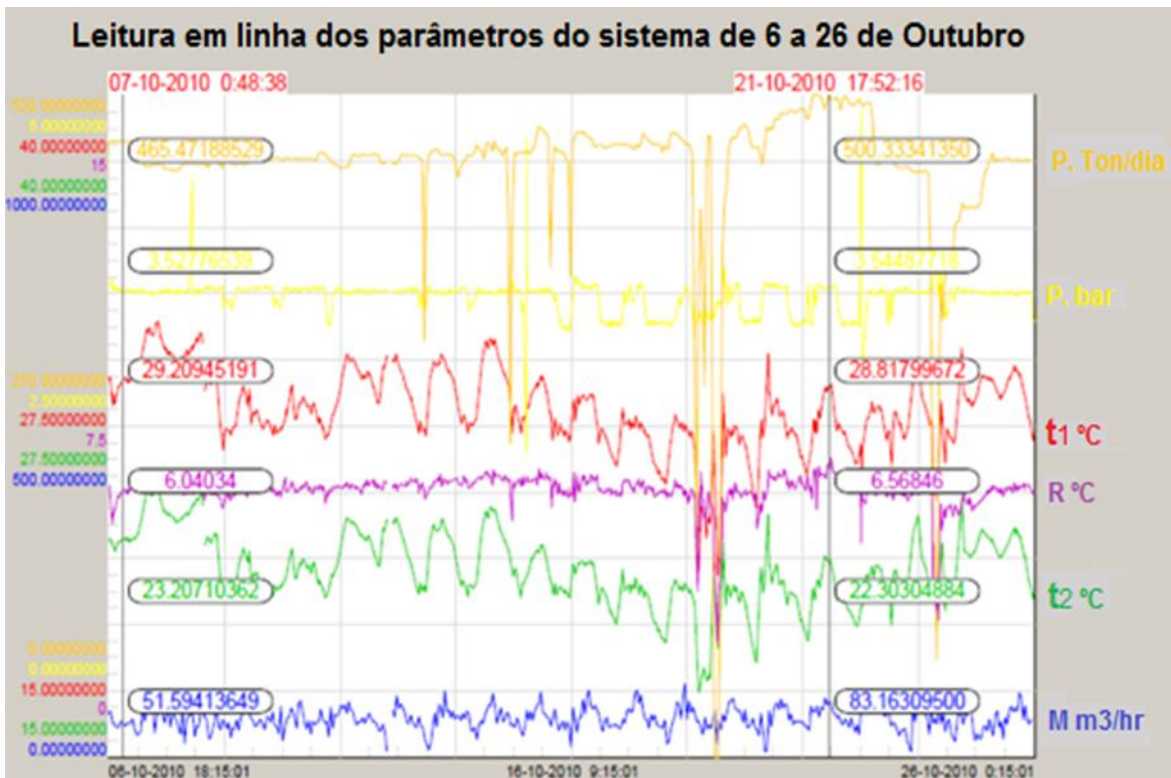
Anexo A8



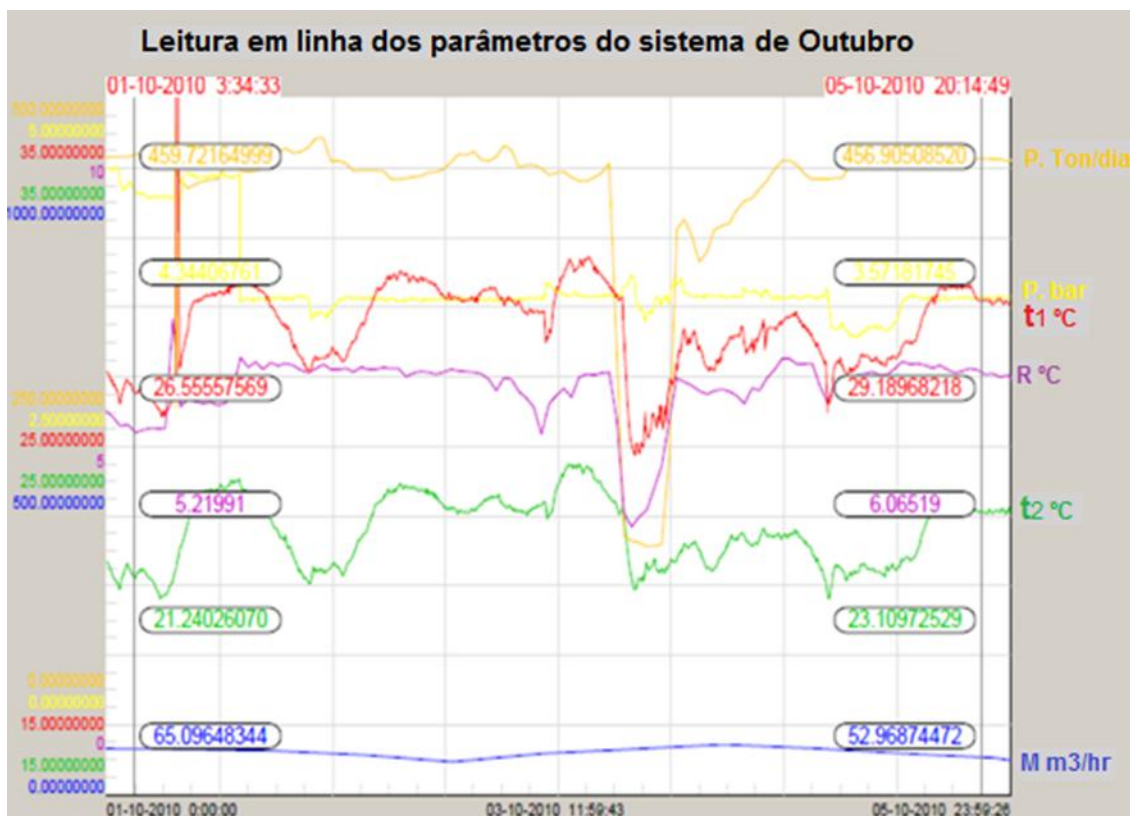
Anexo A9



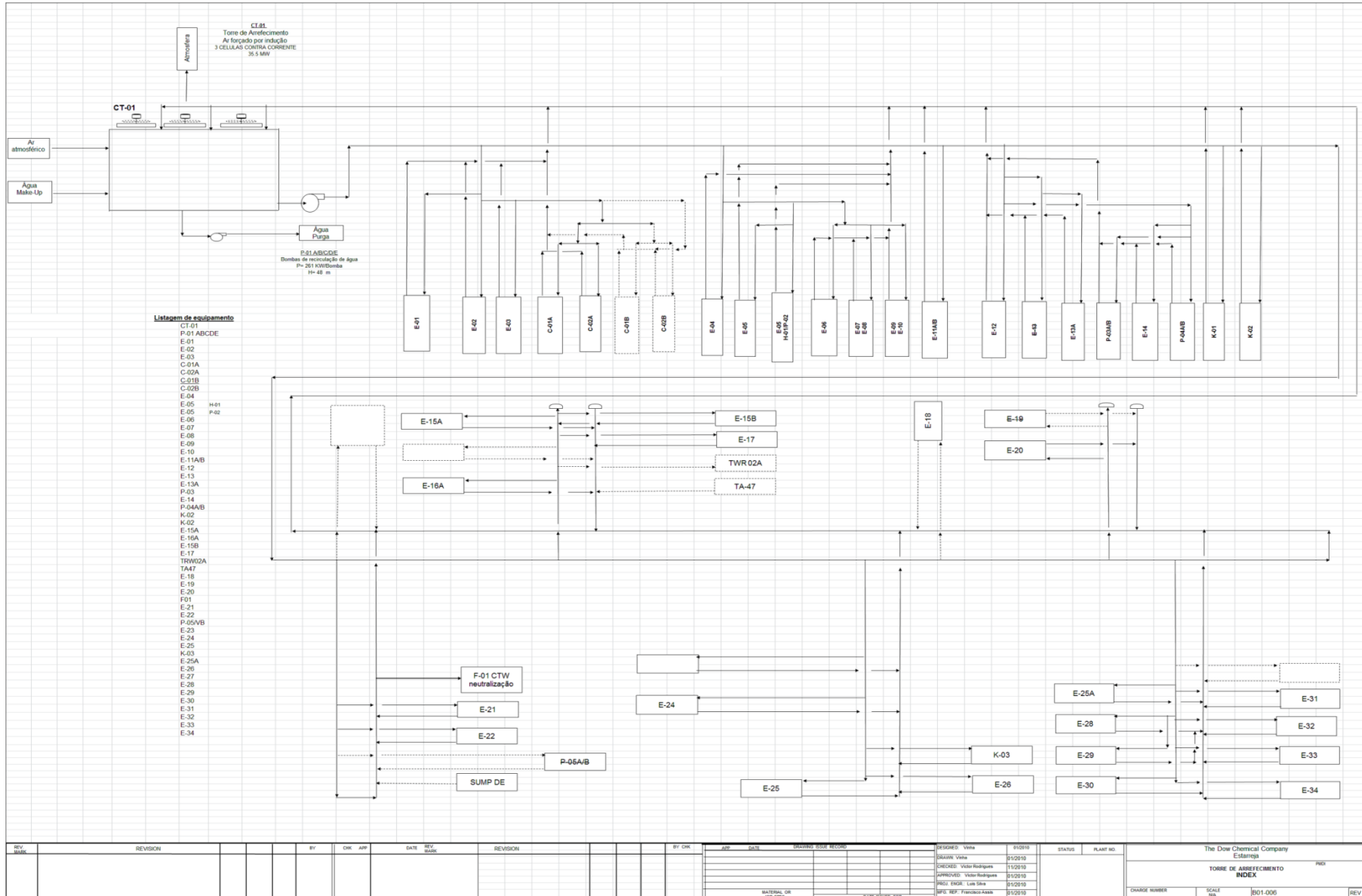
Anexo A10



Anexo A11



Anexo B



REV. NO.	REVISION	BY	CHK	APP	DATE	REV. NO.	REVISION	BY	CHK	APP	DATE	DESIGNED	DATE	STATUS	PLANT NO.	CHARGE NUMBER	SCALE	REV 0
												DESIGNED: Vitor	01/2010					
												DRAWN: Vitor	01/2010					
												CHECKED: Vitor Rodrigues	01/2010					
												DIRECTOR: Vitor Rodrigues	01/2010					
												REV. ENGR: Luis Silva	01/2010					
												SPC. REP: Francisco Assis	01/2010					

The Dow Chemical Company
Estarreja
TORRE DE ARREFECIMENTO
INDEX
CHARGE NUMBER: 001-006
SCALE: 1/1
REV 0

Anexo C

Ref.	Carga	TAG ENTRADA	Max.	Design	90% de Design	Altura entrada	Altura saída	Delta T °C	Perda carga	TAG SAIDA	
CT-01	Potencia kW	4-DOO-01-15 AQR-2113A/D-1X-30	Caudal Mássico Kg/h	Caudal Mássico Kg/h	Caudal Mássico Kg/h	Metros	Metros		DP Bar	AQR-35D-1X-24 CT-01	
P-01 ABCDE	260/cada	AFF-58D-1X-24 E D C B A								AFF-56D-1X-16 AFF-55D-1X-16 AFF-54D-1X-16 AFF-53D-1X-16 AFF-52D-1X-16	
E-01	1	AFF-2090A-2-1X	11478	9565	8609	5.11	5.01	0.1	0.22	AQR-2089A-2-1X	
E-02	0	AFF-2091A-8-1X	238846	199038	179135	4.71	-0.56	0	0.86	AQR-2092A-8-1X	
E-03	0	AFF-2279A-8-PU86	148709	123924	111532	5.71		0	0.46	AQR-2280A-8-PU86	
C-01A	5500	AFF-2105A-8-1X	119583	99653	89687	1.58	4.1	8.3	0.34	AQR-2101A-8-1X	
C-02A	856	AFF-2103A-8-1X	88780	73983	66585	1.58	4.1	8.3	0.34	AQR-2100A-8-1X	
C-01B	0	AFF-2107A-6-1X	88780	73983	66585	6.08	8.68	0	0.34	AQR-2099A-6-1X	
C-02B	0	AFF-2104A-6-1X	88780	73983	66585	6.08	8.68	0	0.34	AQR-2102A-6-1X	
E-04	449	AFF-2062A-6-1X	128838	107365	96629	-1.32	0.13	5.3	0.43	AQR-2063A-6-1X	
E-05A H-01	180	AFF-2071A-6-1X	44271	36893	33203	-1.8	2.79	3.5	0.06	AQR-2072A-6-1X	
E-05 P-02	1440		165280	137733	123960	-1.8		7.5	0.14		
E-06	415	AFF-2079A-4-1X	89311	0	0	11.93	14.88	4.0	0.30	AQR-2080A-4-1X	
E-07	0	AFF-2081A-3-1X		0	0	11.39					AQR-2084A-3-1X
E-08	0	AFF-2081A-3-1X		74426	66983		14.63				AQR-2084A-3-1X
E-09	0	AFF-2085A-3-1X		0	0	11.39					AQR-2088A-3-1X
E-10	0	AFF-2085A-3-1X		0	0		14.63				AQR-2088A-3-1X
E-11A/B	11386	AFF-2257A-20-1X	1456830	1214025	1092623	0.59	0.59	6.6	0.25	AQR-2258A-20-1X	
E-12	656	AFF-2177A-8-1X	366692	305577	275019	14.13	18.52	1.6	0.57	AQR-2176A-8-1X	
E-13A	1	AFF-2251A-3-1X	60198	50165	45149			0	0.86	AQR-2252A-3-1X	
P-03A/B	0	AFF-2109A-1 ½-1X		0	0	-1.12	-0.47			AQR-2108A-1 ½-1X	
E-14	1492	AFF-2052A-3-1X	55725	46438	41794	-1.74	-1.35	29.9	0.34	AQR-2053A-3-1X	
P-04A/B	0			0	0						
K-02	1300	AFF-2128A-10-1X	349713	291428	262285	-1.69	0.79	3.2	0.65	AQR-2129A-10-1X	
K-03	700	AFF-2287A-6-PU86	100430	83692	75323	0.75		6.0	0.50	AQR-2288A-6-PU86	
E-15A	857	AFF-2265A-6-1X	245911	204926	184433	3.83	-0.53	3.0	0.6	AQR-2266A-6-1X	
E-16A	381	AFF-2281A-6-PU86	109326	91105	81995	-1.60		3.0	0.63	AQR-2282A-6-PU86	

E-15B	714	AFF-2004A-6-1X	222095	185079	166571	4.09		3.0	0.62	AQR-2007A-6-1X
E-17	1798		193472	161227	145104	0.0		8.0	0.6	AQR-2001A-6-1X
TRW02A	0	AFF-2000A-6-1X		0	0	3.85				
TA47	0			0	0					
E-18	0	AFF-2017A-1 ½-1X		0	0	-1.13	-1.12			AQR-2018A-1 ½-1X
E-20	1892	AFF-2267A-6-1X	116335	96946	87251	-3.85	-0.87	14.0	0.4	AQR-2268A-6-1X
F-01CTW	0	AFF-2117A-4-PU86	6400	5333	4800	0.09		0		
E-21	2	AFF-2165A-3/4-1X	1722	1435	1292	-0.58	-0.59	1.0	0.11	AQR-2166A-3/4-1X
E-22	2	AFF-2145A-3/4-1X	1722	1435	1292	0.58	-0.89	1.0	0.11	AQR-2144A-3/4-1X
E-23	55.4	AFF-2283A-2-PU86	11039	9199	8279		7.06	4.3	038	AQR-2284A-2-PU86
E-24	59	AFF-2038A-1 ½-PU86	11465	9554	8599			4.4	0.39	AQR-2039A-1 ½-PU86
E-25	210	AFF-2180A-4-1X	18077	15064	13558	-0.97	-0.76	10.0	0.18	AQR-2181A-4-1X
K-03	0	AFF-2153A-3/4-1X	12999	10833	9749	-0.85	-1.41	0		AQR-2154A-3/4-1X
E-25A	1122	AFF-2034A-10-1X	87014	72512	65261	7.86		11.1	0.10	AQR-2035A-10-1X
E-26	151	AFF-2025A-2-1X	12999	10833	9749	-1.97	-1.43	4.0	0.10	AQR-2026A-2-1X
E-28	2192	AFF-2036A-6-1X	194530	162108	145898	-4.48		9.7	0.10	AQR-2037A-6-1X
E-29	171	AFF-2032A-4-1X	54519	45433	40889	-2.82		2.7	0.02	AQR-2033A-4-1X
E-30	2946	AFF-2023A-6-1X	228470	190392	171353	11.25		11.1	0.8	AQR-2024A-6-1X
E-31	0	AFF-2227A-6-1X	131025	109188	98269	13.63		0	0.10	AQR-2228A-6-1X
E-32	58	AFF-2255A-2-1X	4993	4161	3745	13.18		10.0	0.10	AQR-2256A-2-1X
E-33	137	AFF-2227A-6-1X	131038	109198	98279	13.65		9.0	0.10	AQR-2228A-6-1X
E-34	1015	AFF-2030A-8-1X	323609	269674	242707	1.3		2.7	0.61	AQR-2031A-8-1X