

Métodos Expeditos Indirectos de Análise de Eficiência de Equipamentos de Produção de Energia Térmica, nomeadamente Chillers

Carlos Miguel Rodrigues de Lemos

Relatório de Dissertação do MIEM

Orientador FEUP: Prof. José Luís Alexandre

Orientador Politecnico di Torino: Prof. Marco Masoero



Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Abril 2011

*Aos meus pais e á minha irmã,
Por todo o acreditar e pelo apoio incondicional*

*Á minha namorada,
Pela paciência e suporte*

Resumo

Os chillers são equipamentos térmicos utilizados em grande escala na produção de água refrigerada que é usada em sistemas de climatização de edifícios. Dado que o seu consumo energético tem um grande peso nos consumos globais de energia dos edifícios, torna-se premente avaliar a sua eficiência de modo a aferir as condições de funcionamento e possibilitar a certificação energética à luz da directiva europeia *EPBD Recast*. Tendo como objectivos a análise de eficiência, diagnóstico e previsão de comportamento, pretende-se desenvolver uma metodologia que consiga abranger todas estas necessidades.

O presente trabalho tem como objectivo o desenvolvimento de uma metodologia de diagnóstico energético de baixo custo, de modo a ser uma alternativa a equipamentos já existentes no mercado e que por sua vez são dispendiosos. A metodologia proposta é caracterizada pela junção de dois modelos de análise a chillers mais frequentes. Um método de análise utilizado é do tipo interno e baseia-se na análise do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor, onde o objectivo é obter valores de eficiência e avaliar o funcionamento dos seus diversos elementos constituintes. A outra análise, dita externa, tem como objectivo prever o comportamento do equipamento para diferentes níveis de carga e de condições climáticas através de um modelo de previsão seleccionado, o qual é aplicado a sistemas com condensação a água. Para tal, foi necessário um levantamento e medição de grandezas físicas dos equipamentos (pressão, temperatura, caudal, etc.) em vários pontos do ciclo de refrigeração, e do seu meio envolvente, através de instrumentos de medição expeditos, tais como sensores de temperatura superficial/ambiente, sensores de pressão dos fluidos (pressostatos) e medidores de caudal (caudalímetros volumétricos, electromagnéticos, etc.).

Actualmente encontra-se no mercado um equipamento (Climacheck[®]) que pretende avaliar o comportamento de chillers através do método interno, tendo como desvantagem o elevado custo e, ao mesmo tempo, não permite efectuar uma análise do tipo de previsão externa do equipamento. No sentido de encontrar alternativas mais económicas, foi desenvolvida uma metodologia onde os resultados obtidos são comparados com os deste equipamento, onde se assume que o mesmo será utilizado como referência em toda a análise do presente trabalho.

O estudo consiste na aplicação de uma metodologia a um caso experimental, em laboratório, e dois casos reais em edifícios distintos. Sabendo-se, no entanto, que o teste laboratorial servirá para calibração do modelo a aplicar nos dois casos reais.

Os resultados obtidos pela metodologia proposta demonstraram que é possível obterem-se valores para a eficiência e parâmetros internos do ciclo frigorífico, com bastante precisão, sendo ainda possível elaborar, em simultâneo, um diagnóstico de funcionamento dos equipamentos. A previsão do desempenho dos sistemas mostrou que neste campo torna-se difícil a aplicação de um modelo que seja transversal a todos os tipos de compressores. Tornou-se, ainda, evidente que o comportamento de cada família de compressores é bastante específico e que é necessário um método para cada família/tipo de compressor, de forma a conseguir uma correcta caracterização do funcionamento do chiller em questão

Abstract

Chillers are thermal equipments used on a large scale in the production of chilled water that is used in buildings HVAC systems. Since its energy consumption has great weight in the global energy consumption of buildings, is becoming more important to evaluate its efficiency in order to evaluate the operating conditions and allow the energy certification in light of the European Directive EPBD Recast. With the objectives of efficiency analysis, diagnosis and behavior prediction, it's intended to develop a methodology that embraces all these needs.

The aim of the present work is to develop a low cost energy diagnostic methodology in order to be an alternative to the existing expensive devices on the market. The proposed methodology is characterized by the joint of two frequently used analysis models of chillers. One model of analysis used is the internal type and its procedure is based on the analysis of the thermodynamic cycle of refrigeration by vapor compression, where the aim is to obtain efficiency values and evaluate the performance of its various components. The other analysis, the so called external, aims to predict the behavior of the equipment for different load levels and weather conditions through a selected forecasting model, which is applied to systems with condensation by water. To this end, it was needed a survey and measurement of physical quantities (pressure, temperature, flow, etc.) at various points of refrigeration cycle, and their environment through expedient measuring instruments, such as temperature sensors surface/environment, fluid pressure sensors and flow meters (volumetric flowmeters, electromagnetic, etc.).

Currently on the market can be found a device (Climacheck[®]) that is able to evaluate chillers' performance using the internal method, with the disadvantage of the high cost and at the same time, it doesn't allow to make an external prediction type analysis of the equipment. In order to find more economic alternatives, a methodology was developed where the results are compared with this equipment, which is assumed that will be used as reference throughout the analysis in this work.

The study consists of an experimental methodology application to a laboratory case and two real cases in separate buildings. Knowing, however, that the laboratory test will be used to calibrate the model that will be applied in the two real cases.

The results obtained by the proposed methodology showed that it is possible to obtain values for efficiency and internal parameters of the refrigeration cycle, quite accurately, and can still produce, simultaneously, a diagnosis of operating equipment. In the field of systems performance prediction it was showed that it's difficult to apply a model that cuts across all types of compressors. It became also evident that the behavior of each compressor's family is very specific and it's needed a method for each family/compressor type, in order to achieve a correct characterization of the operation of the chiller in question.

Agradecimentos

Agradeço ao Professor José Luís Alexandre pelo apoio na elaboração, desenvolvimento e execução deste projecto e por tê-lo tornado possível.

Ao Professor Marco Masoero e ao Doutorando Jacopo Toniolo pela disponibilidade e ajuda no *Politecnico di Torino*.

A todos os elementos do *Dipartimento di Energetica* que em algum momento contactei e sempre se disponibilizaram em ajudar.

À minha família por todo o apoio á distância consequente da deslocação.

Aos colegas de curso que durante todo este percurso partilharam comigo os desafios, as dificuldades e as conquistas.

Índice

1. Introdução	1
1.1 Introdução e objectivos do projecto	1
1.2 Contextualização	2
1.3 Enquadramento legal	7
1.4 Ciclo de refrigeração	8
1.4.1 Elementos constituintes	8
1.4.2 Análise teórica de uma máquina frigorífica	10
1.4.3 Análise do ciclo real	12
1.4.4 Eficiência energética numa máquina frigorífica	14
2. Revisão bibliográfica	16
2.1 Método de simulação	16
2.2 Métodos semi-empíricos experimentais	19
2.2.1 Método interno	19
2.2.1.1 Climacheck	20
2.2.2 Modelos de análise externa	22
2.2.2.1 Modelo externo clássico	22
2.2.2.2 Modelo de regressão linear simples (SL model)	23
2.2.2.3 Modelo de regressão bi-quadrático (BQ model)	23
2.2.2.4 Modelo de regressão polinomial multi-variável (MP model)	24
2.2.2.5 Modelo simplificado de Lee (LS model)	24
2.2.2.6 Modelo simplificado	24
2.2.2.7 Modelo dependente da temperatura	25
3. Metodologia de análise de chillers	28
3.1 Descrição	28
3.2 Implementação experimental em banca	31
3.2.1 Descrição	31
3.2.2 Análise de incerteza	36
3.2.3 Resultados	37
3.2.3.1 Análise pelo modelo de previsão externo	38
3.2.3.2 Análise pelo método interno	42

3.2.3.3	Comparação de resultados	45
3.2.3.4	Análise geral do grupo frigorífico.....	49
4.	Casos de estudo	50
4.1	Preparação técnica	50
4.2	Edifício Moncalieri.....	52
4.2.1	Climacheck	56
4.2.2	Análise pelo método interno.....	57
4.2.3	Análise pelo modelo de previsão externo.....	61
4.2.4	Comparação de resultados.....	63
4.2.5	Análise do sistema.....	67
4.3	Turbocor Politecnico	68
4.3.1	Climacheck	71
4.3.2	Análise pelo método interno.....	72
4.3.3	Análise pelo modelo de previsão externo.....	77
4.3.4	Comparação de resultados.....	79
4.3.5	Análise do sistema.....	83
5.	Conclusões e perspectivas futuras	84
5.1	Conclusões.....	84
5.2	Perspectivas de trabalhos futuros.....	85
6.	Referências e bibliografia	87
ANEXO A: Equipamento de medição.....		89
ANEXO B: Esquema de ligação ao datalogger.....		94
ANEXO C: Chiller-Bomba de calor SIMEG		95
ANEXO D: Medições Climacheck - Chiller-Bomba de calor SIMEG.....		96
ANEXO E: Resultados Climacheck - Chiller-Bomba de calor SIMEG		97
ANEXO F: Chiller MTA.....		98
ANEXO G: Térmografia Chiller MTA		100
ANEXO H: Medições Climacheck – Chiller MTA		104
ANEXO I: Resultados Climacheck – Chiller MTA		105

Índice de figuras

Figura 1 - Área arrefecida (Mm^2) na Europa. [1]	2
Figura 2 - Distribuição de sistemas AC expressos em termos de área nova arrefecida em edifícios da EU em 1998. [1].....	3
Figura 3 - Distribuição das percentagens por país de sistemas <i>central air conditioning</i> (CAC) - área arrefecida na UE em 1998. [1]	3
Figura 4 - Distribuição de área arrefecida por tipo de sistema AC em edifícios não residenciais na UE em 1999-2000. [1].....	4
Figura 5 - Distribuição de consumos energéticos. [4]	7
Figura 6 - Esquema do ciclo de refrigeração de compressão a vapor. [8].....	8
Figura 7 - Tipos de compressores. [27]	9
Figura 8 - Elementos base constituintes de uma máquina térmica que efectua o ciclo de refrigeração. No sentido horário, partindo do canto superior esquerdo: condensador a ar, compressor do tipo parafuso (screw), evaporador de placas e válvula de expansão. [9]	9
Figura 9 - Funcionamento de uma máquina frigorífica. [7].....	10
Figura 10 - Ciclo de refrigeração teórico ideal. [8]	11
Figura 11 - Ilustração do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. [8].....	11
Figura 12 - Esquema das grandezas presentes num escoamento. [10]	11
Figura 13 - Ciclo de refrigeração real. [11]	12
Figura 14 - Representação do ciclo de refrigeração real. [8]	13
Figura 15 - Diagrama de simulação do sistema com $T_{wi}=20^\circ\text{C}$ e $T_{amb}=35^\circ\text{C}$. [13]	18
Figura 16 - Exemplo da aplicação do método de simulação e as respectivas iterações convergindo para os resultados finais. [13]	18
Figura 17 - Exemplo de resultados obtidos para diferentes valores de entrada da temperatura da água (T_{wi}). [13]	18
Figura 18 - Esquema do balanço energético no compressor. [11].....	19
Figura 19 – Equipamento típico do sistema de medição. [17]	21
Figura 20 – Representação do sistema e sensores num processo standard. [17]	21
Figura 21 - Esquema do circuito de refrigeração incluindo circuitos de água no evaporador e no condensador. [20]	25
Figura 22 – Exemplo da obtenção dos coeficientes A_1 e A_0 através de uma regressão linear. [36]	27
Figura 23 - Exemplo da previsão do COP de um chiller. [36]	27
Figura 24 - Esquema de princípio do modelo.....	30
Figura 25 - Esquema do sistema em análise. [21]	32
Figura 26 - Sistema de refrigeração laboratorial (vista frontal).	32
Figura 27 - Sistema de refrigeração laboratorial (vista lateral).....	33
Figura 28 - Painel com indicadores digitais de temperaturas e pressões.	33
Figura 29 - Compressor volumétrico.	33
Figura 30 - Compressor volumétrico e condensador a água.....	34
Figura 31 - Condensador a água.	34
Figura 32 - Evaporador a água.....	35

Figura 33 - Válvula de expansão.	35
Figura 34 - PT100. [22].	35
Figura 35 - Termopar tipo T. [23]	35
Figura 36 - Sensores de pressão da Eliwell. [24]	36
Figura 37- Transdutor de caudal. [25]	36
Figura 38 - Esquema do processo de análise em laboratório.	36
Figura 39 - Esquema do processo de análise.....	50
Figura 40 - Medidor de corrente eléctrica. [17]	51
Figura 41 - PT1000 [17].	51
Figura 42 - Sensores de pressão. [17].	51
Figura 43 - Esquema funcional do chiller.	52
Figura 44 - Vista interior do chiller (2).	53
Figura 45 - Vista interior do chiller (1).	53
Figura 46 - Climacheck com os sensores.	53
Figura 47 - Vista exterior do equipamento.....	53
Figura 48 - Condensador.	54
Figura 49 - Vista principal do compressor.	54
Figura 50 - Quadro eléctrico com sensores instalados.....	54
Figura 51 - Válvula de expansão.	54
Figura 52 - Aplicação dos sensores de pressão.	55
Figura 53 - Sensor de temperatura do lado da alta pressão.	55
Figura 54 - Sensor de pressão.....	55
Figura 55 - Sensor de temperatura no lado da baixa pressão.....	55
Figura 56 - Tubo com isolamento retirado e lixado.	56
Figura 57 - Sensor de temperatura com massa térmica.	56
Figura 58 - Características do chiller. [25]	68
Figura 59 – Esquema de princípio do sistema.	69
Figura 60 - Vista geral do chiller.	70
Figura 61 - Compressor Turbocor da DANFOSS do tipo centrífugo.....	70
Figura 62 - Válvulas de expansão.	70
Figura 63 - Condensador e evaporador da ALFA LAVAL.	70
Figura 64 - Remoção do isolamento e lixagem para colocação de sensores.	71
Figura 65 - Instalação dos sensores de temperatura.	71
Figura 66 – Climacheck instalado.	71
Figura 67 - Quadro eléctrico com sensores instalados.....	71

Índice de tabelas

Tabela 1 - Sistemas de refrigeração usados a nível mundial. [3]	6
Tabela 2 - Sensores utilizados no caso de banca.....	35
Tabela 3 - Coeficientes obtidos.	40
Tabela 4 - Incertezas das entalpias.....	42
Tabela 5 - Sensores usados nos casos de campo.	51
Tabela 6 - Características do chiller.....	52
Tabela 7 - Incertezas das entalpias.....	57
Tabela 8 - Tabela de coeficientes.	62
Tabela 9 – Características do sistema.	68
Tabela 10 - Incertezas das entalpias.....	73
Tabela 11 - Tabela de coeficientes – Turbocor.....	78

Índice de gráficos

Gráfico 1 - Variação do COP em função da capacidade nominal. [2].....	4
Gráfico 2 - Comparação da eficiência isentrópica dos vários tipos de compressores em função das razões de pressão. [27].....	13
Gráfico 3 - Evolução do COP com a diferença de temperaturas entre o condensador e o evaporador. [12].....	15
Gráfico 4 - Evolução das temperaturas e caudal.....	38
Gráfico 5 - Evolução das potências térmica e eléctrica.....	39
Gráfico 6 - Regressão para obtenção do coeficiente A_2	39
Gráfico 7 - Regressão para obtenção do coeficiente A_1 e A_0	40
Gráfico 8 - Medições das variáveis.....	40
Gráfico 9 – EER previsto pelo modelo.....	41
Gráfico 10 - Influência da temperatura da água á entrada do condensador no valor do EER.....	41
Gráfico 11 - Medições das temperaturas e pressões.....	42
Gráfico 12 - Representação do ciclo num diagrama de <i>Mollier</i> (pressão vs entalpia).....	43
Gráfico 13 - Evolução da eficiência isentrópica.....	44
Gráfico 14 - Evolução do EER interno.....	44
Gráfico 15 - Graus de subarrefecimento e sobreaquecimento.....	45
Gráfico 16 - EER dos diversos métodos.....	45
Gráfico 17 - Potência térmica obtida pelos diversos métodos.....	46
Gráfico 18 - Caudal de água no evaporador.....	47
Gráfico 19 - Ajustamento do EER com a potência térmica.....	48
Gráfico 20 - Diferença do EER modelo/Climacheck num intervalo $\pm 10\%$	48
Gráfico 21 - Medições das temperaturas e pressões do compressor 1.....	57
Gráfico 22 - Representação do ciclo num diagrama de <i>Mollier</i> (pressão vs entalpia).....	58
Gráfico 23 - Potências de alimentação dos compressores e respectivas eficiências isentrópicas.....	59
Gráfico 24 - EER e razões de pressão dos circuitos.....	59
Gráfico 25 - Graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos dos compressores 1 e 2.....	60
Gráfico 26 - Potência térmica.....	60
Gráfico 27 - Medições externas.....	61
Gráfico 28 - Evolução do caudal de água no evaporador.....	61
Gráfico 29 - Coeficiente A_2 - Moncalieri.....	62
Gráfico 30 - Coeficientes A_1 e A_0 – Moncalieri.....	62
Gráfico 31 - Influência da variação da temperatura da água á entrada do condensador no valor do EER.....	63
Gráfico 32 - Comparação das eficiências obtidas.....	63
Gráfico 33 - Comparação dos valores do EER.....	64
Gráfico 34 – Comparação da potência térmica.....	64
Gráfico 35 – Comparação dos graus de sobreaquecimento e subarrefecimento do circuito do compressor 1 (C1).....	65

Gráfico 36 - Comparação dos graus de sobreaquecimento e subarrefecimento do circuito do compressor 2 (C2).	65
Gráfico 37- Previsão do andamento do EER com a diminuição da carga segundo o modelo do método externo.	66
Gráfico 38 - Comparação do EER Climacheck com EER do método para um intervalo de erro $\pm 10\%$	66
Gráfico 39 - Medições relativas ao circuito do compressor 1.	72
Gráfico 40 - Medições relativas ao circuito do compressor 2.	72
Gráfico 41 - Representação do ciclo num diagrama de <i>Mollier</i> (pressão vs entalpia).	74
Gráfico 42 - Potências de alimentação dos compressores e respectivas eficiências isentrópicas.	75
Gráfico 43 - EER e razões de pressão dos circuitos.	75
Gráfico 44 - Graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos dos compressores 1 e 2.	76
Gráfico 45 - Potência térmica.	76
Gráfico 46 - Medições externas.	77
Gráfico 47 - Evolução do caudal de água no evaporador.	77
Gráfico 48 - Coeficiente A_2 – Turbocor.	78
Gráfico 49 - Coeficientes A_1 e A_0 – Turbocor.	78
Gráfico 50 - Influência da variação da temperatura da água á entrada do condensador no valor do EER.	79
Gráfico 51 - Comparação das eficiências.	80
Gráfico 52 - Comparação dos valores do EER.	80
Gráfico 53 – Comparação da potência térmica.	81
Gráfico 54 – Comparação do EER com a diminuição da carga segundo o modelo num intervalo de erro $\pm 10\%$	82
Gráfico 55 - Previsão do andamento do EER com a diminuição da carga segundo o modelo.	82

Nomenclatura

Caracteres Romanos

Símbolo	Descrição da variável	Unidades
A	Coeficiente obtido por regressão linear	[-]
b	Constante das rectas de ajuste das regressões lineares	[kW]
c	Coeficiente obtido por regressão	[-]
c_p	Calor específico a pressão constante	[kJ/kg.K]
d	Coeficiente obtido por regressão	[-]
f	Factor de perdas térmicas do compressor	[%]
F	Capacidade por unidade de diferença de temperatura	[kW/K]
G	Factor de proporcionalidade	[kW/K]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Entalpia	[kJ/kg]
J	Incerteza da grandeza física j	[-]
j	Grandeza física genérica	[-]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[kg/s]
m	Declive das rectas de ajuste das regressões lineares	[kW/K]
p	Pressão	[bar]
$\dot{Q}$	Potência térmica	[kW]
q	Taxa de perdas térmicas internas	[kW]
S	Entropia	[kJ/kg.K]
T	Temperatura	[°C]
$\dot{W}$	Trabalho	[kW]
U	Energia interna	[kW]
X	Abcissa da recta de ajuste da regressão linear para obtenção de A_2	[-]
X'	Abcissa da recta de ajuste da regressão linear para obtenção de A_1 e A_0	[K]
x	Variável medida experimentalmente	[-]
Y	Ordenada da recta de ajuste da regressão linear para obtenção de A_2	[kW]
Y'	Ordenada da recta de ajuste da regressão linear linear para obtenção de A_1 e A_0	[kW]
$\dot{v}$	Caudal volúmico	[m ³ /h]
v	Velocidade	[m/s]
z	Altura	[m]

Caracteres Gregos

Símbolo	Descrição da variável	Unidades
α	Coeficiente obtido por regressão	[-]
β	Coeficiente obtido por regressão	[-]
η	Eficiência	[%]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
δ	Variação na medição	[-]

Subscritos

Símbolo	Descrição
amb	Relativo às condições ambientes
c	Relativo à condensação, condensador
$cond_{in}$	Relativo à entrada do condensador
$cond_{out}$	Relativo à saída do condensador
H	Relativo à fonte quente
i	Relativo ao instante final
is	Relativo a isentrópico
L	Relativo à fonte fria
$loss$	Relativo a perdas
ff	Fluido frigorigéneo
e	Relativo à evaporação, evaporador
$evap_{in}$	Relativo à entrada do evaporador
$evap_{out}$	Relativo à saída do evaporador
o	Relativo ao instante inicial
wi	Relativo à entrada de água

Abreviações

Símbolo	Descrição
<i>ASHRAE</i>	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers</i>
<i>COP</i>	<i>Coefficient of performance</i>
<i>DGEG</i>	Direcção Geral da Energia e Geologia
<i>DOE</i>	<i>Department of Energy - USA</i>
<i>EER</i>	<i>Energy efficiency ratio</i>

1. Introdução

1.1 Introdução e objectivos do projecto

A evolução socioeconómica europeia conduziu a uma utilização massificada de sistemas de climatização, passando a ser, progressivamente, o sistema fundamental para o aumento do conforto nos edifícios. O consumo energético dos edifícios representam cerca de 40% do consumo total energia primária, tornando-se este sector uma área importante e com elevado potencial de poupança energética à custa do aumento da eficiência dos seus sistemas e, em simultâneo, da redução das necessidades energéticas dos edifícios.

No contexto de um desenvolvimento sustentável torna-se indispensável a implementação de auditorias energéticas a todos os níveis nos edifícios de serviços climatizados. É neste sentido, e de acordo com a directiva europeia, que se desenvolve este trabalho, sendo que o objecto de estudo incida apenas na análise de chillers. Procura-se, então, criar uma metodologia expedita de análise de eficiência energética de chillers que seja passível de aplicação à generalidade destes sistemas e com resultados minimamente fidedignos.

Partindo então de equipamento de medida disponíveis no mercado (industrial) e de baixo custo, pretende-se efectuar medições das grandezas físicas que permitam a avaliação de desempenho e, uma estimativa (previsão), de comportamento do chiller em novas condições de funcionamento. Os resultados obtidos deste modo serão comparados/analísados com os obtidos, para as mesmas condições, por equipamentos sofisticados de última geração. Desta forma, pretende-se encontrar alternativas de medição de eficiência de chillers de baixo custo e elevada eficiência.

A metodologia de análise proposta baseia-se num híbrido de dois métodos existentes e mais frequentes, obtendo assim o máximo partido de cada um deles. Ao efectuar uma análise interna é possível caracterizar, de forma detalhada, o ciclo de refrigeração por compressão a vapor, obtendo-se deste modo valores da sua eficiência (EER) e outras características intrínsecas, que se tornam importantes para avaliar o seu bom desempenho energético, tais como os graus de sobreaquecimento e subarrefecimento. Desta forma, é possível avaliar o funcionamento dos vários elementos constituintes do chiller, podendo-se assim sugerir ajustes (por exemplo na válvula de expansão) para que o sistema em questão opere nas melhores condições de modo a atingirem os valores de eficiência mais elevados.

A análise externa parte da selecção de um modelo de previsão para chillers com condensação a água e um conjunto de modelos existentes na literatura. Estes modelos podem-se dividir em modelos matemáticos analíticos e modelos semi-empíricos experimentais. Os critérios de escolha do modelo mais adequado passam pela procura de um erro e incertezas com valores reduzidos, que represente fácil e de forma célere aplicação e reduzido números de pontos de análise, i.e. de grandezas físicas a medir. Os resultados obtidos são comparados com o equipamento Climacheck, considerado actualmente como um dos mais fiáveis do mercado, que produz resultados fidedignos para este tipo de sistemas/equipamentos.

Inicialmente a aplicação da metodologia efectuou-se a um caso experimental de laboratório, seguindo-se a sua aplicação a dois casos reais em edifícios distintos. No caso de laboratório, o sistema é constituído por um chiller de baixa potência com compressor do tipo alternativo e as condições experimentais são controladas. Neste caso o objectivo é estudar a aplicabilidade da metodologia e apurar as suas limitações. Uma vez validada, em laboratório, a

metodologia será aplicada a dois casos reais com dois chillers diferentes, quer em termos de tipologia de compressor quer em termos de potência. O primeiro é constituído por um compressor alternativo de baixa potência e o segundo por dois compressores centrífugos de elevada potência. Assim, espera-se verificar a universalidade da metodologia quando aplicada aos diversos tipos de chillers com condensação a água.

Uma das grandes metas que se pretende atingir, num futuro próximo, é que este tipo de metodologias sejam implementadas em sistemas de gestão de equipamentos de climatização em edifícios, podendo monitorizar constantemente o funcionamento de um chiller, conhecendo-se assim valores instantâneos do EER, analisar o funcionamento dos seus elementos constituintes. Simultaneamente será possível, através da aplicação do modelo de previsão, saber se o chiller se está a desviar da sua performance prevista para dadas condições climáticas e nível de carga. Desta forma, é possível equacionar a necessidade de acções de manutenção/reparação, evitando consumos energéticos excessivos e, simultaneamente, aumentar a longevidade do equipamento, mantendo-o em perfeito estado de funcionamento e operacionalidade.

1.2 Contextualização

Os diversos sistemas de ar condicionado e climatização utilizam vários tipos de sistemas e equipamentos produtores/transformadores de energia térmica. Entre os diversos equipamentos disponibilizados pelos fabricantes encontram-se as máquinas de produção de água refrigerada, vulgo chillers. A utilização deste tipo de equipamentos tem sofrido um aumento ao longo das últimas décadas. Isto acontece devido à maior exigência, por um lado, do sector industrial onde o controlo térmico dos processos e armazenagem de produtos têm requisitos mais restritos. Por outro lado, o sector terciário tem tido também maiores exigências em relação ao controlo das condições interiores dos edifícios de modo a proporcionar maior conforto aos ocupantes. A estes efeitos adiciona-se o crescente uso domestico deste tipo de equipamentos. Acrescenta

Na análise dos dados disponibilizados pelo estudo *EECCAC* [1] efectuado para a Comissão Europeia é possível verificar a tendência de crescimento de área edificada climatizada (arrefecida) na Europa e o peso de cada tipo de sistemas ao longo desta evolução.

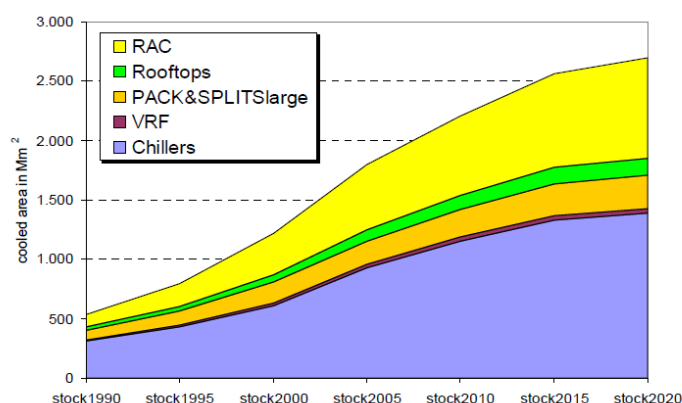


Figura 1 - Área arrefecida (Mm²) na Europa. [1]

Além do crescimento resultante das condições sócio-económicas na Europa é necessário também ter em conta a substituição dos equipamentos que foram instalados os anos anteriores e que neste momento possuem uma tecnologia obsoleta e desempenho energético muito fraco. É devido a este crescimento que o consumo de energia eléctrica, em alguns países desenvolvidos, afecto à refrigeração e arrefecimento é superior a 15% do consumo global [1].

No caso de Portugal, ainda que tendo um peso residual no panorama europeu, figura (3), estes sistemas têm tido um forte crescimento devido em grande parte à disponibilidade da tecnologia a preços cada vez mais atractivos e chegando assim a um maior público.

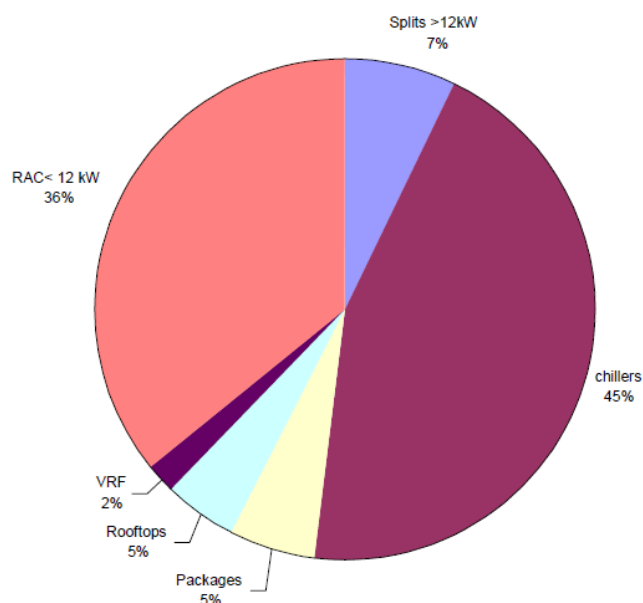


Figura 2 - Distribuição de sistemas AC expressos em termos de área nova arrefecida em edifícios da EU em 1998. [1]

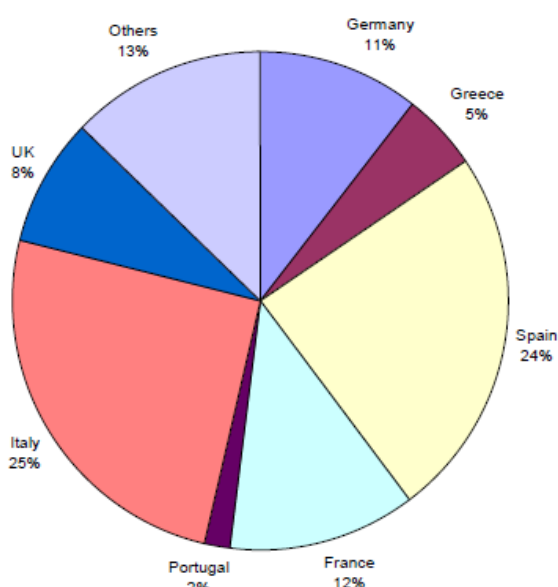


Figura 3 - Distribuição das percentagens por país de sistemas *central air conditioning* (CAC) - área arrefecida na UE em 1998. [1]

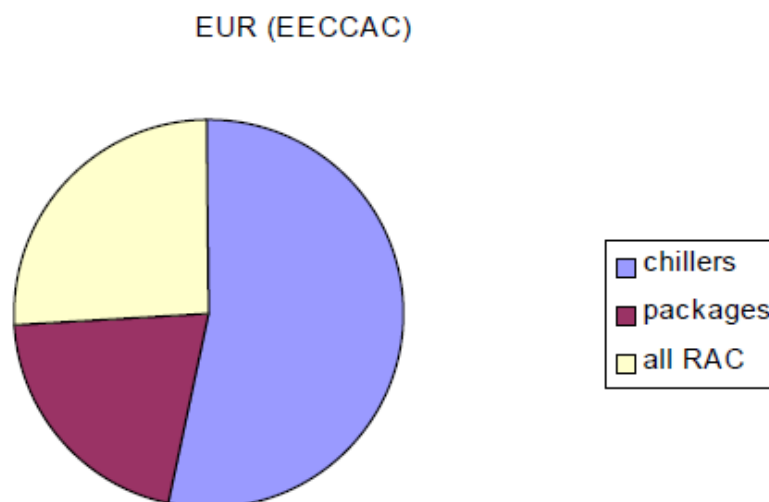


Figura 4 - Distribuição de área arrefecida por tipo de sistema AC em edifícios não residenciais na UE em 1999-2000. [1]

A variedade de sistemas utilizados para arrefecer os edifícios não residenciais é patente na figura (4) onde os chillers apresentam uma fatia significativa, ou seja equipamentos que normalmente estão associados a grandes sistemas.

O mercado ainda se encontra longe da saturação, pelo que se prevê um contínuo aumento da instalação de sistemas de climatização, embora tenham sido efectuados grandes esforços, a nível de construção moderna, de modo a que os edifícios necessitem cada vez menos de energia para climatização.

Estima-se que os sectores imobiliários e terciários (residencial e serviços) sejam responsáveis por cerca de 40% do consumo final de energia na UE. Este número pode aumentar se os equipamentos não se encontrarem em perfeitas condições de funcionamento. Resultados recentes de inspecções na Suécia mostram que 87% das instalações diagnosticadas não funcionavam correctamente. A perda de energia eléctrica devido à ineficiência de funcionamento dos equipamentos foi estimada em 20% do seu valor nominal. Se se assumir que os resultados se podem estender a todos os sistemas de refrigeração e ar condicionado na UE, essas perdas podem representar 58 TWh/ano. [2]

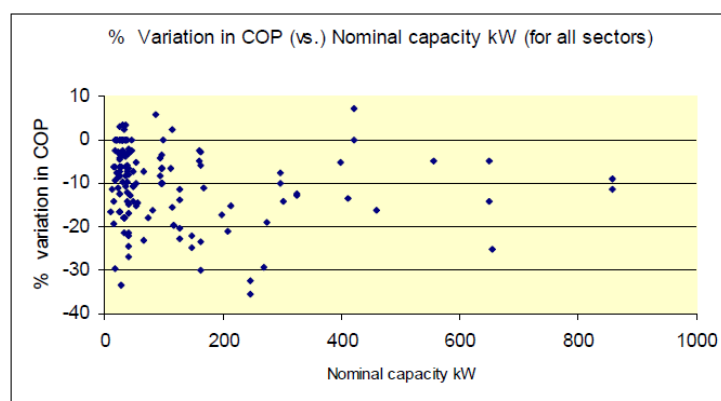


Gráfico 1 - Variação do COP em função da capacidade nominal. [2]

O sector dos *equipamentos de frio* ainda é dominado pelos sistemas que adoptam a tecnologia de compressão a vapor nos seus equipamentos, que utiliza energia eléctrica como principal “fonte de energia”. Esta tendência verificar-se-á no futuro, durante pelo menos as próximas duas décadas, tendo em conta as novas tecnologias emergentes. O impacto no consumo energético das novas tecnologias no mercado irá acontecer muito lentamente pois contrapõe com a posição dominante de sistemas de compressão a vapor, que seguramente dentro de 25 anos ainda estão a operar no mercado. Hoje em dia os sistemas de compressão a vapor são, na maior parte das aplicações, os mais eficientes a nível energético do que outras soluções. Espera-se um desenvolvimento das tecnologias consideradas alternativas, de onde se destacam, as tecnologias de absorção e adsorção, refrigeração solar, arrefecimento dessecante e refrigeração magnética. [3]

O elevado consumo energético no sector de refrigeração faz com que este seja um importante contribuinte para o aquecimento global. Indirectamente através de emissões de gases que provocam o efeito de estufa (GES) consequentes da produção de electricidade, através de fontes convencionais mas também directamente através do efeito de alguns tipos de fluidos frigorigéneos. A implementação de vários protocolos internacionais, nas duas últimas décadas, fez com que este sector implementasse medidas ambientais e de consumo energético mais eficientes de modo a reduzir o impacto ambiental. O protocolo de Montreal, sendo o marco inicial de mudança neste sector, através da implementação do uso de substâncias amigas do ambiente em detrimento das nocivas para a camada de ozono mostrou a intenção de mudança na filosofia de todas as partes envolvidas nesta área. [3]

Dado que é bem visível a dimensão e o peso deste sector na economia e no ambiente, a tabela seguinte apresenta estimativa do número de unidades por sector:

Commercial and Industrial Refrigeration	Air-conditioning	Heat Pumps (including reversible Air-conditioning)
Commercial Supermarkets 0.117million units Condensing Units 2.8 million units Stand alone display cabinets 10 million units Miscellaneous 13,25 million units	Air-conditioning (air-cooled) Duct free packaged & 89 million units split systems Ducted split systems 55 million units	Residential 110 million units
Food Industry Bulk Milk coolers 5 million units Industrial refrigeration 300 million m ³	Commercial unitary Systems 16 million units	Commercial & Institutional applications 15 million units
Transport Marine Containers 0.41 million units Reefer ships 1,088 ships Refrigerated rail cars 0.08 million units Road transport 1 million units Merchant Marine 30,000 ships Buses and coaches 0.32 million units Liquefied gas tankers 71 units	Air-conditioning (water chillers) 8.56 million units	Industrial 0.03 million units
	Mobile Air-conditioning (Pass. and Com. Vehicles) 380 million units	

Tabela 1 - Sistemas de refrigeração usados a nível mundial. [3]

Torna-se, então, premente a análise e avaliação de desempenho destes sistemas, sendo possível efectuar alteração na sua configuração de modo a serem mais eficientes.

1.3 Enquadramento

A procura de sistemas mais eficientes tem-se intensificado nos últimos anos devido à maior consciencialização para a racionalização da energia como recurso escasso. Os edifícios têm um papel importante no consumo energético tal como demonstrado pelos dados da Direcção Geral da Energia e Geologia (DGEG) e teve como resultado um conjunto de acções políticas e económicas no sentido de reduzir esse efeito, isto é, reduzir o consumo energético no sector dos serviços e habitação.

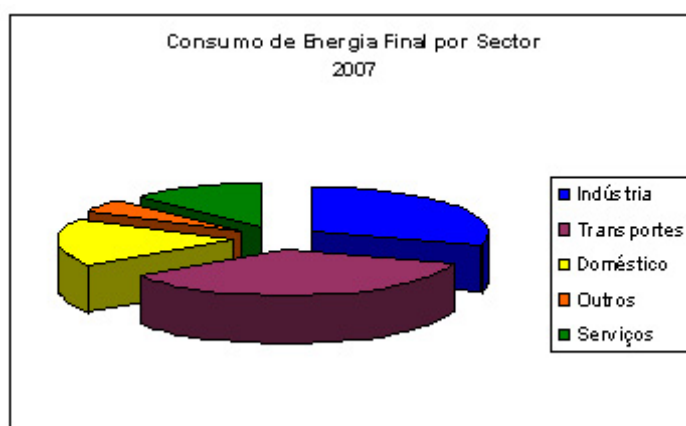


Figura 5 - Distribuição de consumos energéticos. [4]

A nível da UE houve uma resposta a estas questões segundo a directiva *Energy Performance of Buildings Directive* (EPBD), Directiva 2002/91/CE de 16 de Dezembro de 2002, a qual foi revista recentemente, *EPBD Recast*, e que será implementada ao nível de cada estado membro em breve. Esta directiva define metas para o consumo e racionalização de energia, onde artigo 9 da EPBD [5] realça a necessidade para inspecções regulares de sistemas de ar condicionado com uma capacidade superior a 12 kW. Para o efeito é requerido um técnico independente que faça uma auditoria/inspecção a nível da eficiência do sistema e que sugira melhorias, possíveis substituições ou soluções alternativas. Também é requerido ao técnico que compare o dimensionamento do equipamento a nível de potência instalada com os requisitos energéticos de arrefecimento do edifício. A directiva deixou espaço aos estados membros da UE para decidirem o modo e a frequência destas inspecções que naturalmente estarão dependentes da potência do equipamento.

"EPBD Recast, Article 15: Member States shall lay down the necessary measures to establish a regular inspection of the accessible parts of air-conditioning systems of an effective rated output of more than 12 kW. The inspection shall include an assessment of the air-conditioning efficiency and the sizing compared to the cooling requirements of the building. The assessment of the sizing does not have to be repeated as long as no changes were made to this air-conditioning system or as regards the cooling requirements of the building in the meantime."

[6]

Em Portugal a directiva (EPBD) foi transposta para 3 Decretos-Lei, entre os quais o nº 79/2006 de 4 de Abril – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE). Para acompanhar a implementação da directiva, esta faz-se acompanhar por normas. Por exemplo na parte dos sistemas mecânicos existem normas na UE, tais como a PrEN 1736 referente a uma exigência de *standardização* dos vários componentes, certificação da classificação de eficiência energética (programas da *Eurovent Certification*) e acreditação profissional (para instaladores e responsáveis pela manutenção).

1.4 Ciclo de refrigeração

1.4.1 Elementos constituintes

Para a realização deste ciclo são necessários 4 elementos base: compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, figura (8). Na prática é possível ter estes elementos em diferentes quantidades e ainda outros dispositivos auxiliares, tais como depósitos de inércia, válvulas auxiliares, filtros, etc.

O condensador pode ser do tipo fluido frigorigéneo – ar onde o calor é rejeitado para o ar através de convecção forçada por intermédio de ventiladores, ou do tipo fluido frigorigéneo – água onde pode ser usado um reservatório térmico (fonte térmica) natural, tais como rios e lagos ou poderá ter um equipamento auxiliar do tipo torre de arrefecimento. É ainda possível e recomenda-se, quando viável, a recuperação de calor, ou seja, o calor rejeitado pelo chiller segue para outros circuitos paralelos e com o uso de equipamentos do tipo *Templifier*TM é possível por exemplo o aquecimento de águas quentes sanitárias (AQS).

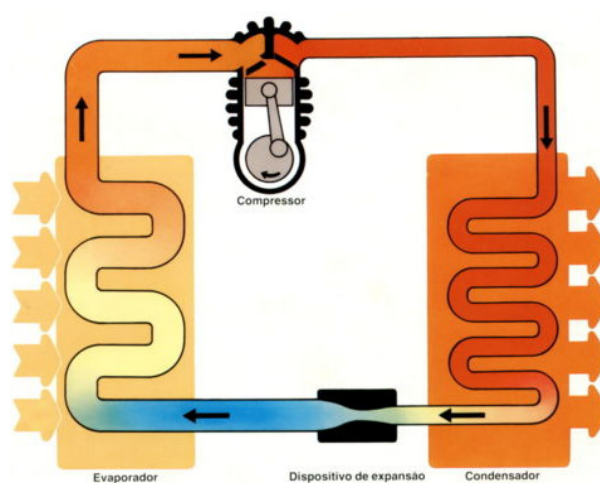


Figura 6 - Esquema do ciclo de refrigeração de compressão a vapor. [8]

O compressor é de todos os elementos o que pode ter configurações mais diversas, figura (7), e que são determinadas pelo dimensionamento do sistema e devido a certos requisitos específicos como por exemplo o nível sonoro ou o atravancamento.

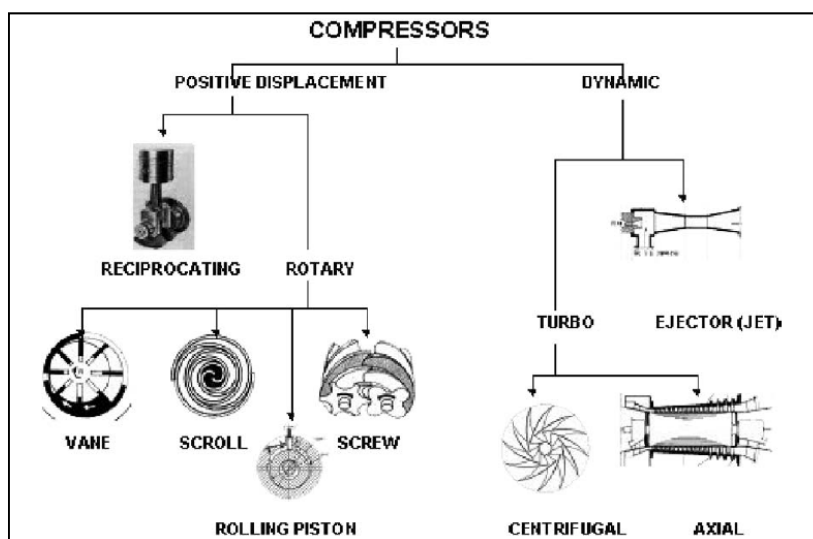


Figura 7 - Tipos de compressores. [27]

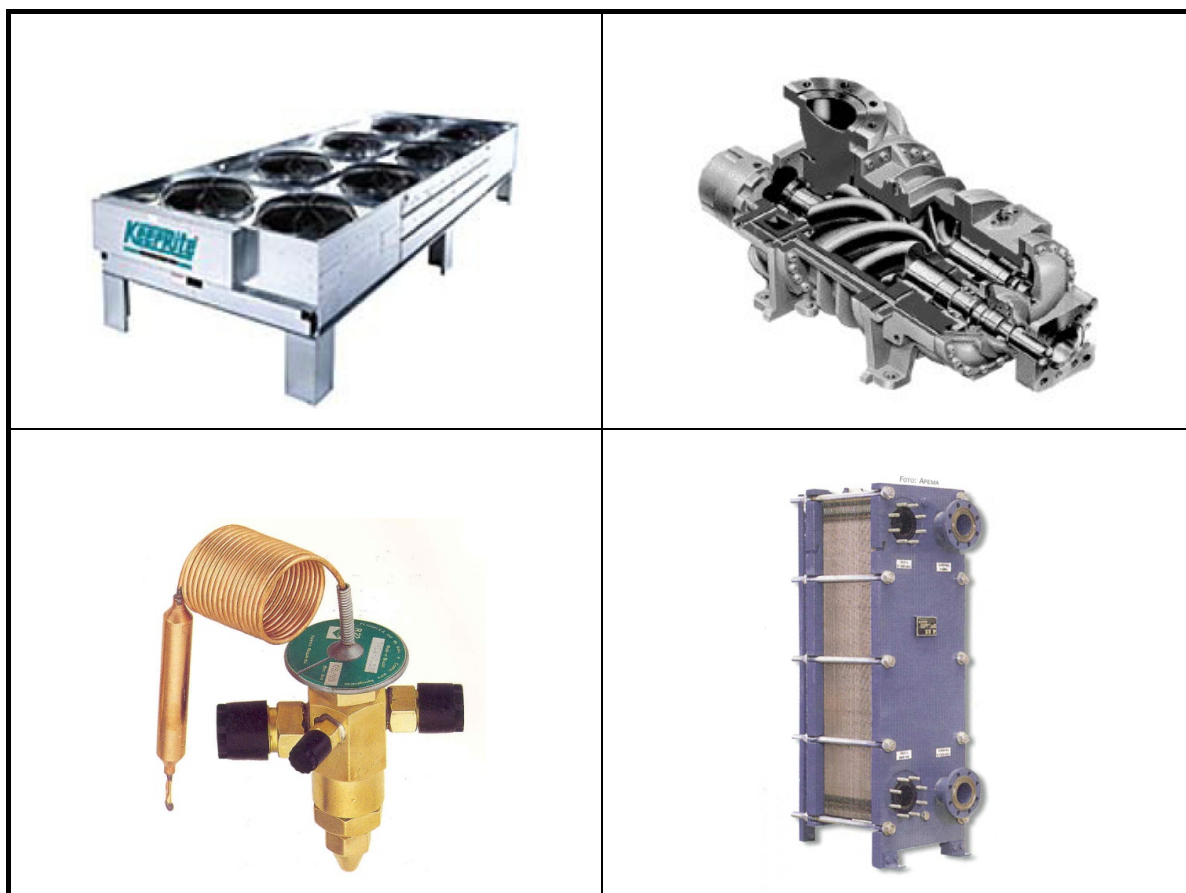


Figura 8 - Elementos base constituintes de uma máquina térmica que efectua o ciclo de refrigeração. No sentido horário, partindo do canto superior esquerdo: condensador a ar, compressor do tipo parafuso (screw), evaporador de placas e válvula de expansão. [9]

1.4.2 Análise teórica de uma máquina frigorífica

Uma máquina frigorífica faz uso do ciclo inverso de uma máquina térmica, ou seja, tem como resultado a absorção de uma quantidade de calor a baixa temperatura e a sua cedência a uma temperatura mais elevada, usando para tal energia sob a forma de trabalho, figura (9).

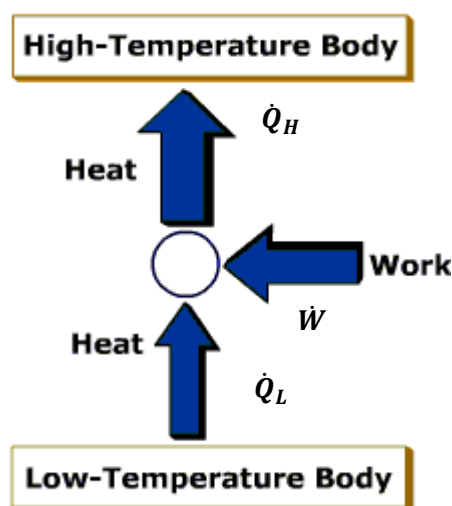


Figura 9 - Funcionamento de uma máquina frigorífica. [7]

Observando o ciclo teórico ideal, figura (10), e percorrendo os vários elementos do chiller, figura (11), pode-se acompanhar as transformações do fluido frigorigéneo nos vários dispositivos.

Neste ciclo observa-se que o fluido frigorigéneo no estado de vapor saturado (1) é comprimido aumentando a sua energia interna (2). Após a compressão e o vapor estando no estado de vapor sobreaquecido entra no condensador onde rejeita calor, isobáricamente, para a fonte quente com mudança de fase (condensação) até ao ponto de líquido saturado (3). Saindo do condensador o fluido atravessa a válvula de expansão onde diminui a sua pressão e temperatura adiabaticamente e sem realização de trabalho, passando para o estado de vapor húmido (4) seguindo para o evaporador onde recebe calor da fonte fria isobáricamente até ao ponto de vapor saturado (1), chegando ao compressor e fechando assim o ciclo.

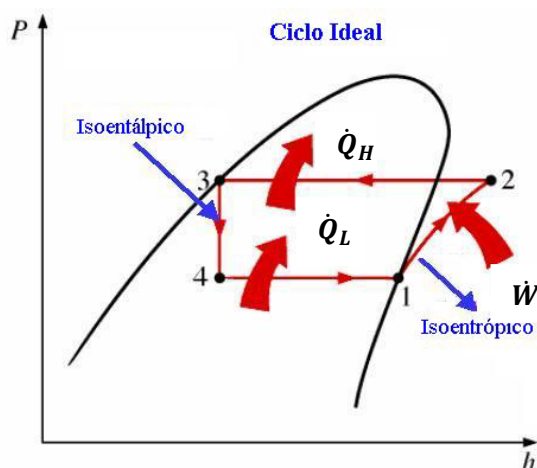


Figura 11 - Ciclo de refrigeração teórico ideal. [8]

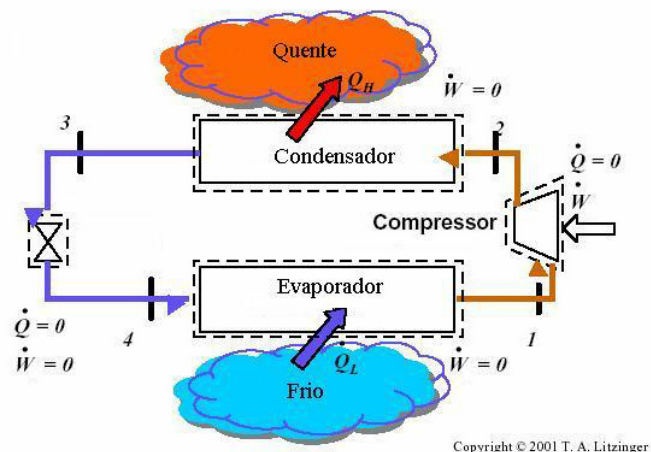


Figura 10- Ilustração do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. [8]

Analisando o ciclo ideal e aplicando o princípio da conservação de energia a um escoamento de um fluido em regime permanente:

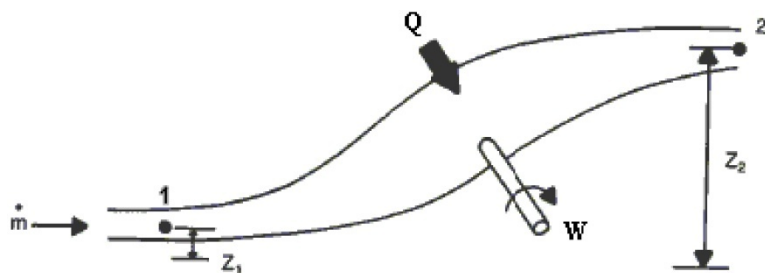


Figura 12 - Esquema das grandezas presentes num escoamento. [10]

$$\dot{Q} + \dot{m}_{in} \left(h_1 + \frac{v_1^2}{2} + z_1 \cdot g \right) = \dot{W} + \dot{m}_{out} \left(h_2 + \frac{v_2^2}{2} + z_2 \cdot g \right) \quad (1)$$

E princípio da conservação de massa:

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (2)$$

Tendo em conta a aplicação do **princípio de Carnot**:

“Nenhuma máquina térmica que opere entre uma dada fonte quente e uma dada fonte fria pode ter rendimento superior ao de uma máquina de *Carnot*. Todas as máquinas de *Carnot* que operem entre essas duas fontes terão o mesmo rendimento”.

Assim o EER de *Carnot* terá o valor:

$$EER_{Carnot} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{Q}_H - \dot{Q}_L} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (3)$$

Onde:

$$\frac{\dot{Q}_H}{\dot{Q}_L} = \frac{T_1}{T_2} \quad (4)$$

$$\frac{\dot{Q}_L + \dot{W}}{\dot{Q}_L} = \frac{T_1}{T_2} \quad (5)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_L \left(\frac{T_1}{T_2} - 1 \right) \quad (6)$$

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L \quad (7)$$

O valor do EER tem como limite teórico o valor de *Carnot*:

$$EER = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}} \leq \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (8)$$

1.4.3 Análise do ciclo real

O ciclo real apresenta-se ligeiramente diferente do teórico em grande parte resultante dos fenômenos irreversíveis. O fluido frigorígeno no estado de vapor sobreaquecido (4) é comprimido aumentando a sua energia interna com variação da sua entropia. Após a compressão e o vapor estando no estado vapor sobreaquecido entra no condensador onde rejeita o calor para uma fonte quente com uma ligeira diminuição da pressão e mudança de fase (condensação) até ao ponto de líquido comprimido (5). Saindo do condensador o fluido atravessa a válvula de expansão onde diminui a sua pressão e temperatura de forma adiabática e sem realização de trabalho, passando para o estado de vapor húmido (6). No evaporador, o fluido frigorígeno recebe calor da fonte fria com ligeira variação da pressão, até ao ponto de vapor sobreaquecido (4), fechando assim o ciclo termodinâmico.

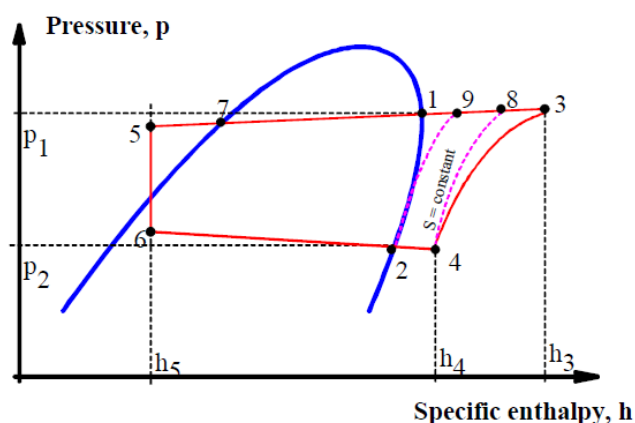


Figura 13 - Ciclo de refrigeração real. [11]

Num sistema real é necessário garantir-se que o processo de compressão seja efectuado com compressão seca, ou seja, nos pontos 3 e 4 que correspondem a vapor sobreaquecido. Em compressores de deslocamento linear ou de pistão, o líquido que se deposita nas paredes do cilindro diminuem a eficiência da lubrificação e como consequência poderá danificar o compressor. Nas condições reais deve ser, sempre, garantido que a compressão se faz na zona de vapor seco.

Em termos de eficiência isentrópica, esta define-se como a razão entre o trabalho de compressão isentrópico e o trabalho de compressão real:

$$\eta_{is} = \frac{(h_8 - h_4)}{(h_3 - h_4)} \quad (9)$$

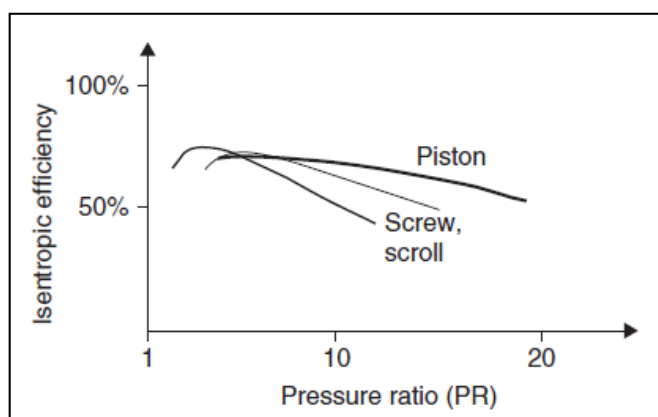


Gráfico 2 - Comparação da eficiência isentrópica dos vários tipos de compressores em função das razões de pressão. [27]

Outros aspectos a ter em conta na análise de um ciclo real de refrigeração de compressão a vapor são os graus de subarrefecimento (*subcooling*) e de sobreaquecimento (*superheat*).

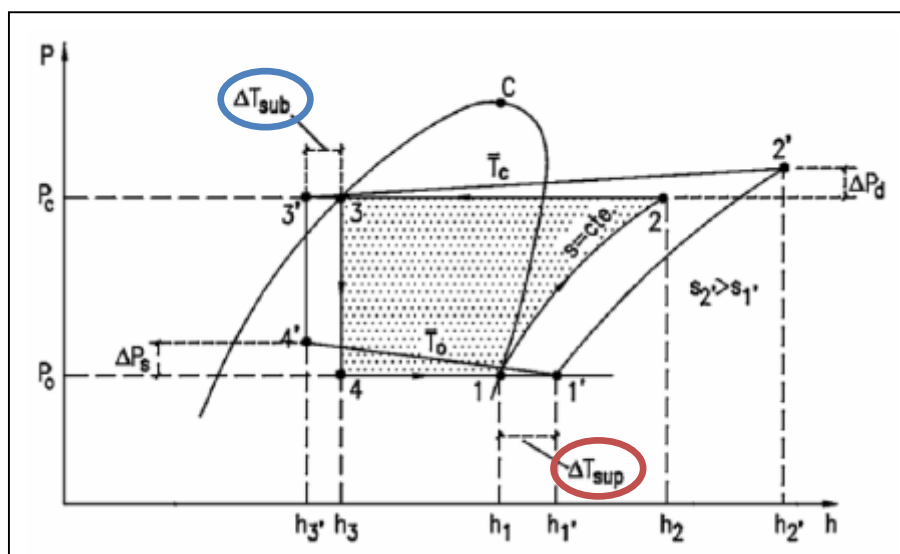


Figura 14 - Representação do ciclo de refrigeração real. [8]

Os graus de sobreaquecimento permitem obter informação da diferença de temperatura do fluido à entrada do compressor em relação à temperatura de vapor saturado à mesma pressão. O grau de sobreaquecimento é importante para a longevidade do compressor e como tal o fluido deverá estar no estado de vapor sobreaquecido à entrada do mesmo de modo a não o danificar. Por outro lado também não deverá ser demasiado elevado uma vez que afecta o desempenho do evaporador. A melhor solução é um compromisso entre as duas partes de modo a maximizar o desempenho dos dois elementos. A experiência demonstra que valores típicos variam num intervalo de 4 a 6 K [33].

Os graus de subarrefecimento dão a informação da diferença de temperatura do fluido à saída do condensador em relação à temperatura do líquido saturado à mesma pressão. Esta variável pode ter um efeito dramático na capacidade de um sistema de refrigeração podendo aumentar a capacidade do fluido frigorígeno de absorver calor durante o estágio de evaporação com a mesma potência consumida pelo compressor.

A obtenção dos graus de sobreaquecimento e subarrefecimento são obtidos através da diferença de temperaturas medidas e as temperaturas de saturação relativas às pressões à entrada e saída do compressor. Na prática pode suceder que a mudança de fase não é completa, estando assim presente vapor húmido na entrada do compressor. Tendo em conta que os sensores usados na medição das temperaturas têm um erro implícito, pode suceder que a temperatura medida em conjunto com a pressão indiquem que o fluido à entrada do compressor seja líquido comprimido, o que não é verdade, o que sucede é que estando na temperatura de mudança de fase à pressão medida, e havendo um pequeno erro de leitura faz com que o ponto se desvie para a zona de líquido comprimido. Dai que nos gráficos apresentados com resultados por vezes apareçam graus de sobreaquecimento negativos, o que não é verdade, significa apenas que o fluido está no estado de vapor húmido à entrada do compressor, ou seja graus de sobreaquecimento nulos.

1.4.4 Eficiência energética numa máquina frigorífica

O ciclo de refrigeração por compressão a vapor, tal como os outros ciclos termodinâmicos é influenciado pelas perdas devido a irreversibilidades internas e externas. É impossível fazer funcionar uma máquina qualquer que seja com partes móveis sem existir fricção e diferenças de temperaturas em permutadores de calor, tendo como resultado perdas de energia e aumento da entropia. É possível através de medições avaliar onde se encontram as maiores perdas, sejam no compressor, devido às diferenças de temperatura, em tubagens, elementos auxiliares, etc.

De uma forma geral a temperatura é talvez a maior condicionante de todo o processo, pois desempenha um papel fundamental na eficiência dos sistemas de refrigeração por compressão a vapor. A temperatura de condensação deve ser sempre mantida o mais baixo possível e a temperatura de evaporação deve ser mantida o mais alto possível, dependendo do

tipo de aplicação, de modo a obter-se a melhor eficiência possível, o que nem sempre é fácil dado as condições de funcionamento destes equipamentos, sendo muitas das vezes exactamente o contrário que ocorre.

O gráfico (3) apresenta uma relação do tipo esquemática da evolução do COP em relação às diferentes temperaturas envolvidas no processo.

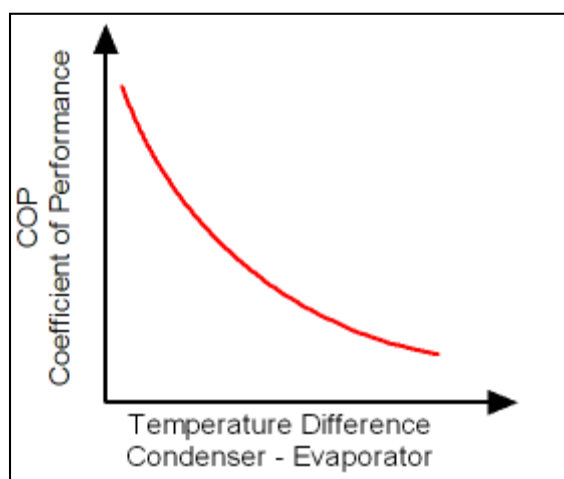


Gráfico 3 - Evolução do COP com a diferença de temperaturas entre o condensador e o evaporador. [12]

Deve haver um diferencial de temperaturas entre fluido frigorigéneo e os fluidos secundários no condensador e evaporador de modo a existir transferência de calor entre os fluidos. Esta diferença de temperatura deve ser mantida o mais baixo possível, aumentando assim a eficiência energética do sistema. Neste contexto, o dimensionamento correcto dos permutadores de calor têm uma grande importância para a alteração da eficiência energética de todo o sistema.

As perdas devido ao mau dimensionamento e falta de manutenção têm também um peso elevado. Normalmente os sistemas têm uma inspecção quase inexistente, ou seja apenas acontece quando o sistema pára ou quando não debita a potência térmica necessária. De uma forma geral não há uma cultura de manutenção preventiva, o que deveria ser fomentada para se obter maior eficiência.

De modo a avaliar o desempenho dos chillers são apresentados métodos de análise partindo de grandezas físicas destes equipamentos. Os métodos expostos serão apresentados segundo a sua tipologia.

2. Revisão bibliográfica

Análises de performance são desde o aparecimento destes equipamentos (chillers) metodologias em constante desenvolvimento. Existem por isso vários tipos de análises que se podem dividir em dois grandes grupos de metodologias, a análise matemática analítica e os métodos semi-empíricos experimentais.

O método analítico aqui apresentado é baseado em modelos matemáticos que usando valores de catálogo e conjuntos de pontos experimentais fornecidos pelos fabricantes e aplicados às equações da termodinâmica obtém valores de eficiência através de simulação numérica.

Dentro dos métodos semi-empíricos experimentais existem dois subgrupos, os modelos que analisam internamente o sistema através do mapeamento do ciclo termodinâmico de refrigeração e os modelos externos, que fazem uso apenas das medições das variáveis de entrada e saída do sistema para efectuar uma previsão da eficiência do equipamento.

2.1 Método de simulação

O método da simulação é um método que resulta na solução simultânea das equações que representam a performance de todos os elementos do sistema, das equações de conservação de massa e de energia. É um método numérico e como tal requer várias iterações que podem não convergir. Nestes casos é necessário usar novos valores iniciais (*trial*). A simulação do sistema é efectuada em regime permanente e faz uso apenas de equações algébricas dado que as grandezas físicas são consideradas constantes ao longo do tempo. Este método é aplicado matematicamente fazendo uso da técnica da substituição sucessiva, que é uma das mais simples para solução simultânea de equações. Assim, uma escolha da forma das equações matemáticas pode ser a seguinte:

$$\dot{Q}_e = c_1 + c_2 T_e + c_3 T_e^2 + c_4 T_c + c_5 T_c^2 + c_6 T_e T_c + c_7 T_e^2 T_c + c_8 T_e T_c^2 + c_9 T_e^2 T_c^2 \quad (10)$$

$$P_e = d_1 + d_2 T_e + d_3 T_e^2 + d_4 T_c + d_5 T_c^2 + d_6 T_e T_c + d_7 T_e^2 T_c + d_8 T_e T_c^2 + d_9 T_e^2 T_c^2 \quad (11)$$

As constantes das equações anteriores são determinadas através regressões lineares usando o método dos mínimos quadrados usando valores disponibilizados pelos fabricantes ou obtidos através de medições.

Relacionando a potência térmica de refrigeração com a potência térmica no condensador e com a potência eléctrica fornecida ao compressor:

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_e + P_e \quad (12)$$

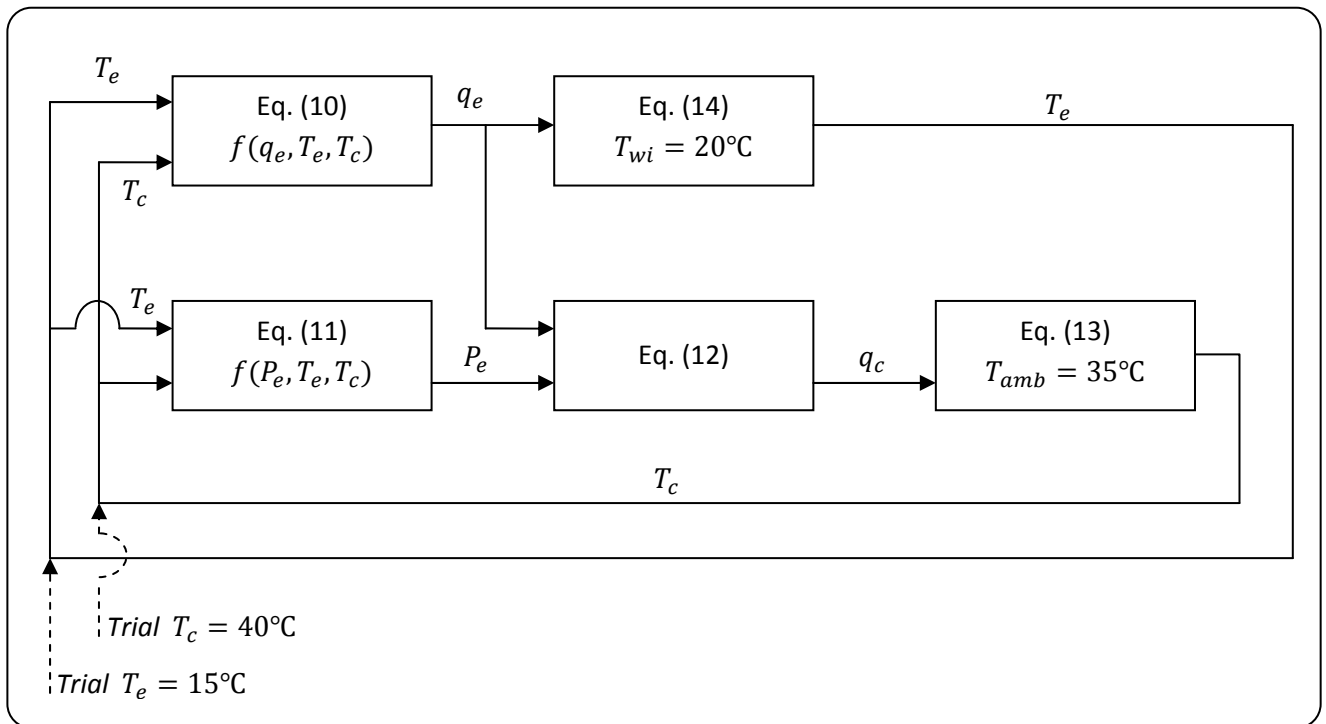
A potência térmica no condensador por ser definida como:

$$\dot{Q}_c = F(T_c - T_{amb}) \quad (13)$$

A potência térmica no evaporador por ser definida como:

$$\dot{Q}_e = G(T_{wi} - T_e) \quad (14)$$

Aplicando então as equações anteriores neste método de simulação com a técnica da substituição sucessiva e seguindo os passos da figura (15), efectuam-se as iterações necessárias a uma convergência. Este método implementado em meios computacionais usando métodos numéricos torna-se bastante expedito.

Figura 15 - Diagrama de simulação do sistema com $T_{wi}=20^{\circ}\text{C}$ e $T_{amb}=35^{\circ}\text{C}$. [13]

$t_e, ^{\circ}\text{C}$	$t_c, ^{\circ}\text{C}$	q_e, kW	P, kW	q_c, kW
15.0†	40.0†	158.0	26.2	184.2
4.6	54.6	87.6	31.8	119.4
10.0	47.7	120.4	31.0	151.4
7.3	51.1	103.5	31.8	135.3
8.7	49.4	111.8	31.5	143.3
8.0	50.3	107.7	31.6	140.3
8.3	49.8	109.7	31.6	140.8
8.2	50.0	108.7	31.6	140.3
8.2	49.9	109.2	31.6	140.8
8.2	50.0	109.0	31.6	140.6
8.2	50.0	109.1	31.6	140.7
8.2	50.0	109.0	31.6	140.6
† Trial				

Figura 16 - Exemplo da aplicação do método de simulação e as respectivas iterações convergindo para os resultados finais. [13]

Ambient temperature = 35°C					
$t_{wi}, ^{\circ}\text{C}$	$t_e, ^{\circ}\text{C}$	$t_c, ^{\circ}\text{C}$	q_e, kW	P, kW	q_c, kW
25	12.1	51.7	123.3	33.4	156.7
20	8.2	50.0	109.0	31.6	140.6
15	4.3	48.4	95.6	29.8	125.4
10	0.4	46.8	83.1	28.0	111.1

Figura 17 - Exemplo de resultados obtidos para diferentes valores de entrada da temperatura da água (T_{wi}). [13]

Tendo estes valores finais torna-se fácil calcular o EER, podendo-se estudar a influência das diferentes temperaturas na eficiência do chiller.

2.2 Métodos semi-empíricos experimentais

Os métodos semi-empíricos experimentais foram desenvolvidos de forma a serem expeditos na obtenção dos valores da eficiência e simplificando a análise de equipamentos em campo. Estes métodos dividem-se em dois tipos, os métodos internos e os externos. Os métodos internos efectuem a análise do equipamento a partir de medições e análise do ciclo interno de refrigeração. Os métodos externos apresentados efectuem uma previsão do comportamento a nível da eficiência do chiller apenas com medições das variáveis externas do equipamento ou com valores destas mesmas grandezas físicas disponibilizadas pelos fabricantes.

Sabendo-se *a priori* das dificuldades que existem nas medições em campo, pois nem sempre é possível efectuar medições em todos os pontos do ciclo interno e pontos externos da água nos evaporadores e condensadores, estes métodos fazem uso de um número de pontos mínimos necessários na obtenção de resultados de cada um.

2.2.1 Método interno

O método interno, segundo a norma NT VVS 116 [16], inicia no mapeamento do ciclo de refrigeração interno do equipamento, sendo possível depois observar num diagrama p vs h (pressão vs entalpia). Os balanços são efectuados a cada componente do ciclo de forma detalhada dando assim origem ao próprio nome do método de análise.

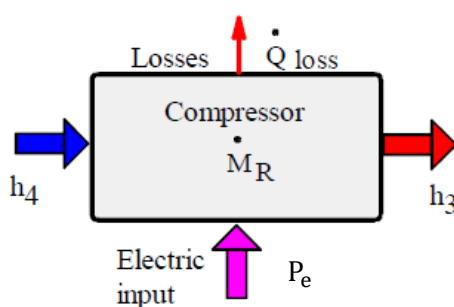


Figura 18 - Esquema do balanço energético no compressor. [11]

A partir da medição da potência eléctrica de alimentação, temperaturas do fluido frigorigéneo à entrada e saída do compressor (vapor sobreaquecido), à saída do condensador (líquido comprimido) e pressões à entrada e saída do compressor e tecendo algumas considerações pode-se chegar ao valor do EER. Considera-se então que a expansão na válvula (5-6) é isentálpica e que as perdas de pressão no condensador (3-5) e no evaporador (6-4) podem ser

desprezadas. Assumindo também que toda a potência fornecida ao compressor a menos de uma fracção f (*fracção da potência eléctrica que é perdida em calor para a vizinhança pelo compressor*) é usada para elevar a entalpia do fluido frigorigéneo e desta forma é possível efectuar um balanço energético a partir do qual se pode obter o EER:

$$EER = \frac{(h_4 - h_5)}{(h_3 - h_4)} \cdot (1 - f) \quad (15)$$

A determinação de incerteza [11] foi analisada em laboratório e em medições de campo. O grau de incerteza da eficiência do método interno verificado foi reduzido. A validação do modelo em campo, comparando o modelo interno com o externo mostrou que o EER determinado pelo método interno obteve sempre um valor dentro de um intervalo $\pm 15\%$ do EER obtido pelo modelo externo.

2.2.1.1 Climacheck[®]

Este equipamento permite a aplicação do método anteriormente descrito (segundo a norma NT VVS 116 [16]). Fazendo uso da equação (15) e das propriedades do fluido frigorigéneo obtidas com base nas condições físicas do fluido determinadas experimentalmente. Tirando partido de um software específico, é devolvido ao utilizador os valores indicativos da performance do chiller. Ou seja, este sistema apenas requer a própria instalação dos sensores, sendo os cálculos efectuados pelas rotinas e subrotinas do software, tratando-se de um “pacote” integrado de análise de chillers.

Este sistema não necessita de conhecer o valor do caudal de fluido frigorigéneo que circula na instalação uma vez que o obtém a partir equação (16):

$$\dot{m}_{ff} = \frac{P_e(1-f)}{h_3 - h_4} \quad (16)$$

A principal limitação deste método está associada ao facto f , factor de perdas térmicas do compressor, que é estimado com base em valores experimentais. Após medições no terreno observou-se que na maioria dos compressores este valor situa-se entre os 3% e os 15% [2]. A incerteza global deste método, tendo em conta a incerteza dos sensores é da ordem dos 5% do EER e 7% em termos de potência térmica. [2]

Este é actualmente um processo eficaz de aferir o bom ou mau funcionamento de um chiller, tendo como inconveniente um preço elevado. É usado com sucesso há mais de 20 anos, principalmente nos países nórdicos. Dependendo da solução técnica, o sistema pode ser usado para a inspecção periódica das instalações, bem como para a monitorização contínua.



Figura 19 – Equipamento típico do sistema de medição. [17]

Na última geração o sistema pode ser integrado com o sistema de monitorização e gestão geral do edifício para a instalação de ar condicionado, cumprindo as exigências da directiva europeia.

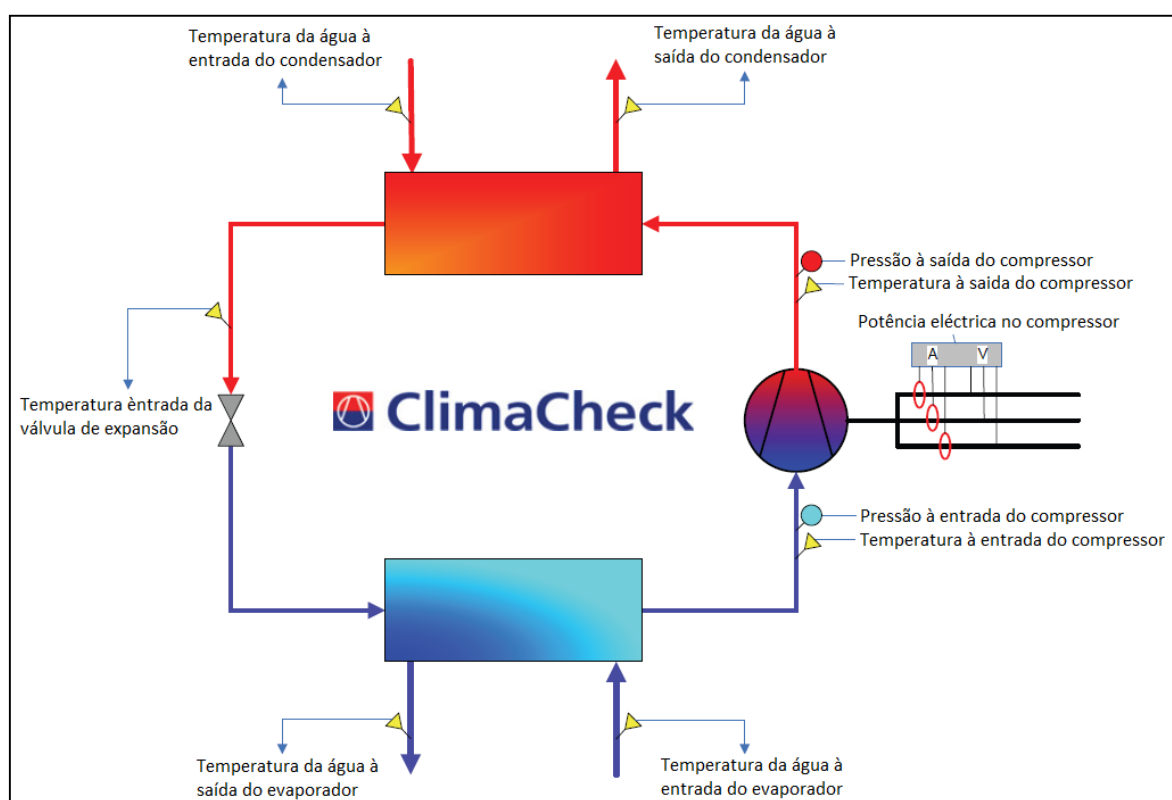


Figura 20 – Representação do sistema e sensores num processo standard. [17]

O método de análise é baseado na medição de duas pressões, sete temperaturas e na potência de alimentação, figura (20), com o qual é possível estabelecer relações entre os diferentes parâmetros relevantes de operação do sistema, incluindo:

- Potência térmica
- EER
- Rendimento isentrópico do compressor
- Graus de sobreaquecimento
- Graus de subarrefecimento

Face aos objectivos do trabalho, este equipamento e os resultados da análise dos sistemas serão utilizados como valores de referência para análise com os resultados obtidos pelo modelo desenvolvido e apresentado neste trabalho.

2.2.2 Modelos de análise externa

Os modelos de análise externa apresentados são relativos apenas a chillers com condensação a água, já que os modelos para condensação a ar têm uma formulação diferente, e foram desenvolvidos como métodos de previsão da eficiência. Para tal são usados coeficientes obtidos através de regressões lineares pelo método dos mínimos quadrados e os dados necessários para a sua obtenção são provenientes dos fabricantes e de medições em campo. Cada modelo faz uso de um número diferente de grandezas físicas e coeficientes. Em termos de necessidade de número pontos de medição não existe um número fixo, apenas se observa que quantos mais pontos e sob diversas condições melhor serão ajustadas as regressões. É também muito importante que estes pontos de medição sejam obtidos em regime permanente pois caso contrário não são representativos. Este requisito é o mais difícil de cumprir, pois em campo é difícil de obter o funcionamento do chiller neste regime.

2.2.2.1 Modelo externo clássico

O método externo, NT VVS 076 [15], é baseado no balanço global de energia, ou seja, de um lado é medida a potência eléctrica absorvida (P_e), do outro são medidas as temperaturas de entrada e saída da água e o seu respectivo caudal.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{v} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_o - T_i) \quad (17)$$

Através da equação (17) é possível obter o calor retirado da água no evaporador ($\dot{Q}_e$). Partindo desta potência térmica e com o valor da potência eléctrica fornecida à máquina podemos obter o rácio de eficiência energética (EER), equação (18):

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{P_e} \quad (18)$$

O facto de se medir um conjunto de grandezas físicas resulta num conjunto de erros de medição, ou seja, incerteza. Experiências em laboratório [11] demonstraram ser possível obter resultados com uma incerteza próxima dos 1-2%, isto com equipamentos de alta precisão. No que diz respeito às medições em campo tal precisão não é possível e no máximo esperam-se incertezas nunca inferiores a 5% (c.f. NT VVS 076 [15] level 1). Estas limitações são resultantes da dificuldade da obtenção de condições estáveis, e a dificuldade de calibrar grandes medidores de caudal.

2.2.2.2 Modelo de regressão linear simples (SL model)

Este modelo [18] é um simples modelo empírico para previsão do EER de chillers onde os coeficientes usados não têm qualquer interpretação física. O modelo assenta na potência térmica de refrigeração, a temperatura de entrada da água no evaporador e a temperatura de entrada da água no condensador. São necessários três coeficientes obtidos por regressões lineares. A função tem a seguinte forma:

$$EER = \beta_1 \dot{Q}_e + \beta_2 T_{evap_in} + \beta_3 T_{cond_in} \quad (19)$$

2.2.2.3 Modelo de regressão bi-quadrático (BQ model)

Este modelo [18] tem apenas duas variáveis independentes, a potência térmica do chiller e a temperatura de entrada da água no condensador. Utiliza constantes sem qualquer significado físico, sendo determinados com base em dados dos fabricantes. Este modelo foi originalmente desenvolvido para determinar a potência eléctrica de alimentação do compressor para vários tipos de chillers (centrifugo, *screw* e alternativo) e apresenta boa precisão nos resultados. A equação (28) apresenta a relação entre as duas variáveis independentes e o EER:

$$\frac{1}{EER} = \beta_0 + \beta_1 \frac{1}{\dot{Q}_e} + \beta_2 \dot{Q}_e + \beta_3 \frac{T_{cond_in}}{\dot{Q}_e} + \beta_4 \frac{T_{cond_in}^2}{\dot{Q}_e} + \beta_5 T_{cond_in} + \beta_6 \dot{Q}_e T_{cond_in} + \beta_7 T_{cond_in}^2 + \beta_8 \dot{Q}_e T_{cond_in}^2 \quad (20)$$

2.2.2.4 Modelo de regressão polinomial multi-variável (MP model)

Este modelo [18] é bastante semelhante ao anterior onde utiliza a temperatura de entrada da água no evaporador como variável adicional e o número de coeficientes obtidos por regressões é de 10. Neste modelo empírico os coeficientes obtidos não têm relevância física. Foi usado pelo *software* do DEO (*Department of Energy*, EUA) para servir de modelo de previsão da performance de chillers com condensação a água em que a equação (29) representa a evolução do EER em função das diferentes variáveis:

$$EER = \beta_0 + \beta_1 \dot{Q}_e + \beta_2 T_{evap_in} + \beta_3 T_{cond_in} + \beta_4 \dot{Q}_e^2 + \beta_5 T_{evap_in}^2 + \beta_6 T_{cond_in}^2 + \beta_7 \dot{Q}_e T_{evap_in} + \beta_8 \dot{Q}_e T_{cond_in} + \beta_9 T_{evap_in} T_{cond_in} \quad (21)$$

2.2.2.5 Modelo simplificado de Lee (LS model)

Modelo [18] desenvolvido com base na primeira e na segunda lei da termodinâmica e no método NTU- ϵ de permutadores de calor, para prever a performance de chillers com compressores do tipo *screw* sob diferentes condições de funcionamento. Este modelo é semelhante ao modelo proposto por *Gordon* [19], já que contempla também três coeficientes com significado físico e três variáveis de entrada. O modelo tem a seguinte forma:

$$\frac{1}{EER} = -1 + \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_in}} \right) + \left(\frac{-\beta_1 + \beta_2 \cdot T_{cond_in} - \beta_3 \cdot \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_in}} \right)}{\dot{Q}_e} \right) \quad (22)$$

2.2.2.6 Modelo simplificado

O modelo simples [19] foi desenvolvido com base numa relação linear entre a eficiência ($1/EER$) e o efeito frigorífico ($1/\dot{Q}_e$) com uma dispersão sobre a linha devido a variações na temperatura da água do evaporador e condensador. A relação implica a existência de dois coeficientes c_0 e c_1 que são obtidos através dos dados de performance com base em regressões lineares que caracterizam as irreversibilidades do chiller em questão. Após a obtenção destes coeficientes este modelo prevê o EER em função da carga do evaporador, equação (23).

$$\frac{1}{EER} = -1 + \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \right) + \left(\frac{1}{\dot{Q}_e} \right) \cdot \left(\frac{q_e \cdot T_{cond_in}}{T_{evap_out}} - q_c \right) + f_{HX} \quad (23)$$

O modelo requer a medição da carga do chiller (caudal de água no evaporador, temperaturas de entrada e saída da água no evaporador) e a potência eléctrica de alimentação. Variações na temperatura da água à entrada do evaporador e à saída do condensador não são consideradas. Este modelo é aplicável a sistemas com controlo constante de temperatura no evaporador e no condensador, sistemas com controlo de limite de temperaturas do evaporador e condensador, quaisquer sistemas onde as temperaturas do evaporador e do condensador são função da carga do chiller.

2.2.2.7 Modelo dependente da temperatura

O modelo dependente da temperatura [20] define as perdas nos permutadores de calor do evaporador e do condensador como funções da temperatura da água à saída do evaporador e à entrada do condensador. Este modelo tem em conta a rejeição de calor para um circuito de água.

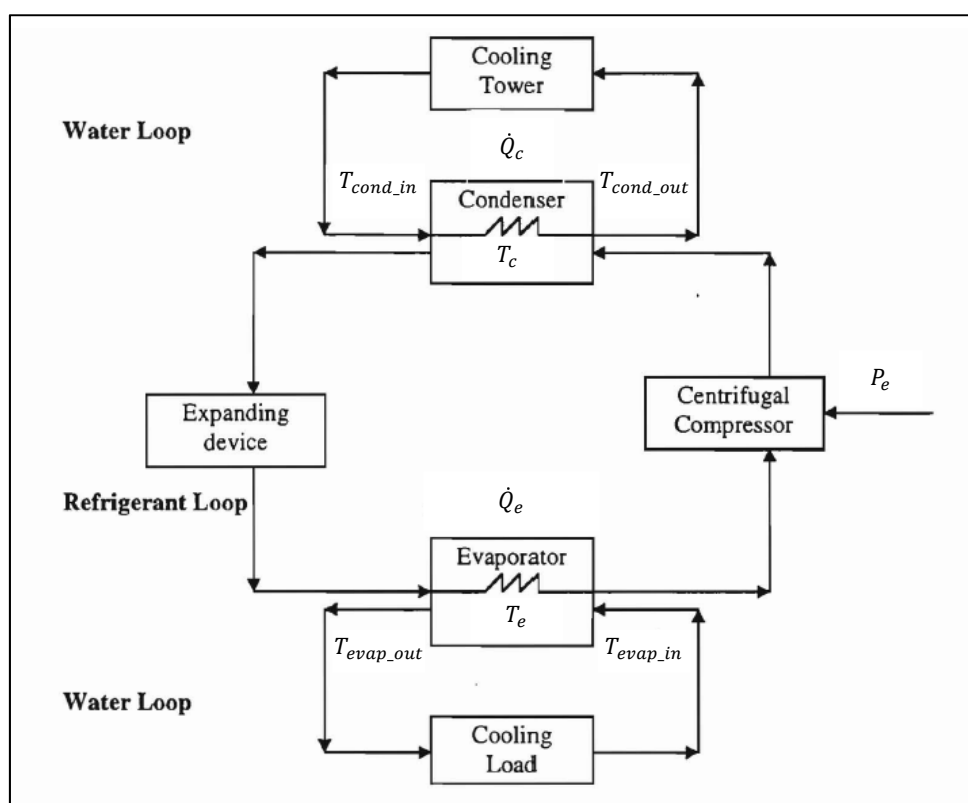


Figura 21 - Esquema do circuito de refrigeração incluindo circuitos de água no evaporador e no condensador. [20]

A equação resultante tem três coeficientes (A_0 , A_1 , A_2) que substituem os termos das perdas internas no modelo simplificado (q_e e q_c). O termo $(1/EER)$ é função da carga do evaporador, temperatura de saída do evaporador e de entrada no condensador. Os três coeficientes referidos, A_0 , A_1 , e A_2 são obtidos através dos dados de performance usando

regressões lineares e caracterizam as irreversibilidades do respectivo chiller, tendo como significado físico perdas de calor no evaporador e no condensador. Após a obtenção dos coeficientes o modelo prevê o EER do sistema dentro de intervalo largo de condições de funcionamento. A equação (24) mostra a forma do modelo:

$$\frac{1}{EER} = -1 + \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \right) + \left(\frac{-A_0 + A_1 \cdot T_{cond_in} - A_2 \cdot \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \right)}{\dot{Q}_e} \right) \quad (24)$$

São necessárias as medições da carga do chiller (caudal de água no evaporador, temperaturas de entrada e saída da água no evaporador), a potência eléctrica de alimentação e a temperatura da água à entrada do condensador.

A obtenção dos coeficientes faz-se através dos dados obtidos experimentalmente ou fornecidos pelos fabricantes. Representado graficamente α vs $(T_{cond_in}/T_{evap_out})$, é possível observar vários pontos com os quais se efectua a regressão linear obtendo a recta representativa da mesma. O declive da recta indica o valor do coeficiente A_2 .

$$\alpha = \left(\frac{1}{EER} + 1 - \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \right) \right) \dot{Q}_e \quad (25)$$

$$Y = mX + b \quad (26)$$

$$Y = \alpha \quad (27)$$

$$X = \frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \quad (28)$$

$$m = -A_2 \quad (29)$$

$$b = -A_0 + A_1 T_{cond_in} \quad (30)$$

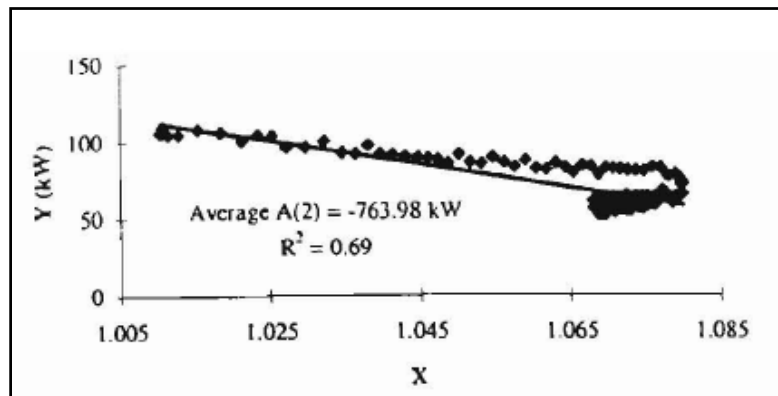


Figura 21- Exemplo da obtenção do coeficiente A_2 através da regressão linear. [36]

Representado graficamente β vs T_{cond_in} , usando o valor de A_2 previamente calculado, resulta uma linha recta.

$$\beta = \left(\frac{1}{EER} + 1 - \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \right) \right) \dot{Q}_e + A_2 \left(\frac{T_{cond_in}}{T_{evap_out}} \right) \quad (31)$$

$$Y' = mX' + b \quad (32)$$

$$Y' = \beta \quad (33)$$

$$X' = T_{cond_in} \quad (34)$$

$$m = A_1 \quad (35)$$

$$b = -A_0 \quad (36)$$

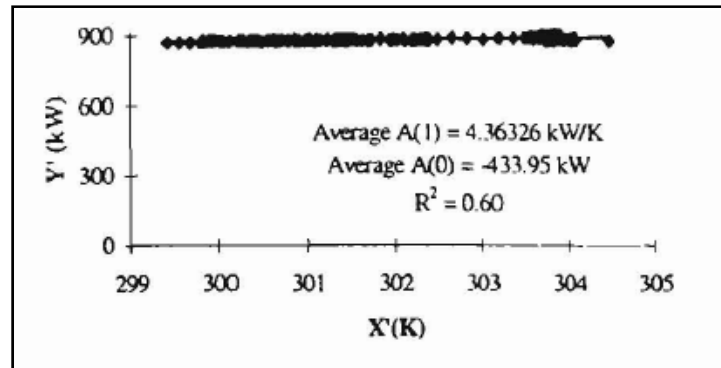


Figura 22 – Exemplo da obtenção dos coeficientes A_1 e A_0 através de uma regressão linear. [36]

O declive da recta da regressão indica o valor do coeficiente A_1 e a intercepção com o eixo das ordenadas indica o valor do coeficiente A_0 .

Após estes cálculos usa-se a equação (24) para prever o valor do EER, podendo-se observar a relação $(1/COP \text{ vs } 1/\dot{Q}_e)$:

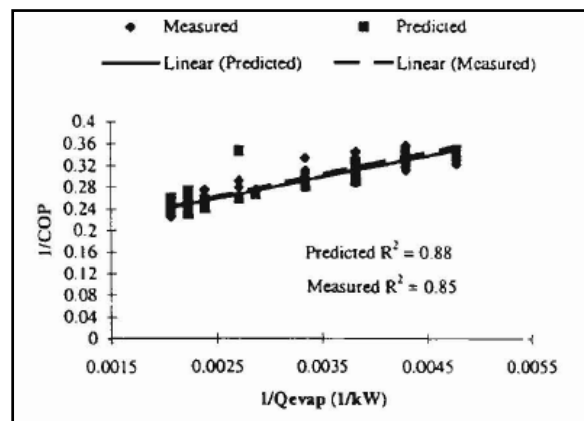


Figura 23 - Exemplo da previsão do COP de um chiller. [36]

O modelo foi utilizado e validado no projecto da *ASHRAE* [19] e é um dos modelos recomendados pela mesma associação, *ASHRAE - Guideline 14*.

3. Metodologia de análise de chillers

3.1 Descrição

A metodologia desenvolvida visa a aplicação de dois métodos de modo a tirar o máximo partido da análise ao chiller. São aplicados um método interno e um externo. O método interno implementado será segundo a norma NT VVS 116 [16], a qual faz a análise do ciclo de refrigeração. A sua aplicação implica a medição de três temperaturas, duas pressões e a potência eléctrica de alimentação do compressor.

Pontos internos e grandezas a efectuar medições:

- Temperatura à entrada do compressor
- Temperatura à saída do compressor
- Temperatura à saída do condensador
- Pressão à entrada do compressor
- Pressão à saída do compressor
- Potência eléctrica de alimentação do compressor

Com estas grandezas físicas e sabendo qual é o fluido frigorigéneo que circula no circuito obtêm-se as respectivas entalpias e calcula-se a eficiência (EER), o rendimento isentrópico do compressor, os graus de sobreaquecimento e subarrefecimento e a potência térmica. Com este método também se obtém o caudal de água no evaporador que é necessário para a aplicação do método de previsão externo e por vezes não é possível medir, estando assim a metodologia precavida nestes casos.

As perdas, tidas em conta neste método como o factor f , são obtidas através de uma estimativa das perdas térmicas do compressor e da eficiência eléctrica do motor de accionamento do mesmo [41]. As perdas térmicas são em média cerca de 7% da potência eléctrica fornecida [16] e os valores da eficiência eléctrica do motor variam consoante a sua potência, estando disponíveis na respectiva bibliografia [33].

São tidas certas considerações de modo a simplificar a análise sem que se perca veracidade de resultados. Na prática existem quedas de pressão nos permutadores de calor e nas tubagens que nesta análise vão ser ignoradas dadas a ordem de grandeza ser muito inferior às diferenças de pressão no compressor e na válvula de expansão. Assim sendo considera-se $p_3 \approx p_1 \approx p_5$ e $p_4 \approx p_2 \approx p_6$, figura (13).

É necessário que os sensores sejam posicionados correctamente, que o fluido frigorigéneo após o condensador esteja devidamente subarrefecido e que o vapor no compressor seja vapor seco, ou seja, vapor sobreaquecido. Assim é necessário verificar sempre as especificações do sistema de refrigeração e o funcionamento dos diversos componentes, tais como válvulas reversíveis, separadores de líquido, tubagens de elevado comprimento, injeção de líquido no

compressor, arrefecimento do óleo, etc. É importante verificar a credibilidade dos valores calculados para a determinação da eficiência do compressor.

A aplicação da segunda parte da metodologia, onde se procura uma previsão do comportamento da eficiência do chiller, é efectuada aplicando o modelo semi-empírico externo, dependente da temperatura [36]. Foi seleccionado este modelo pois necessita de poucas grandezas físicas medidas, são necessários apenas três coeficientes obtidos por regressões que têm significado físico, representando as perdas/irreversibilidades no respectivo equipamento e segundo vários estudos [18, 19, 36] é um modelo com um erro reduzido e como tal é aconselhado por várias entidades, entre as quais a ASHRAE [19].

Este método requer a medição de três temperaturas, um caudal e a potência eléctrica. Pontos externos e grandezas a efectuar medições:

- Caudal de água no evaporador
- Temperatura da água à entrada do evaporador
- Temperatura da água à saída do evaporador
- Temperatura da água à entrada do condensador
- Potência eléctrica de alimentação do compressor

Seguindo a aplicação do modelo, já demonstrado, é efectuada uma previsão do EER do chiller sob diferentes condições. Na sua implementação nos casos de estudo será avaliada a influência da variação da temperatura da água do condensador no valor do EER. Também é avaliada a influência da percentagem de carga na eficiência, obtendo-se um gráfico *EER vs Q*. Em cada caso de estudo (um caso de banca e dois casos de campo) são efectuadas as medições necessárias a obter os respectivos coeficientes das regressões, pois estes são característicos de cada chiller e assim em cada análise dever-se-á obter os respectivos coeficientes. Não existe à partida um número fixo de pontos de medição, mas quanto maior o número e sob diferentes condições melhor será a obtenção dos coeficientes e consequentemente a análise. Estas medições serão efectuadas durante um período onde se tentará obter valores em que o chiller esteja funcionando em regime permanente. A qualidade das regressões é avaliada pelo valor de R^2 que deve ser o mais elevado possível representando assim o regime permanente de funcionamento.

Os equipamentos necessários à implementação da metodologia composta pela análise interna e pelo modelo de previsão externo são:

- Sensores de temperatura
- Transdutores de pressão
- Transdutores de caudal
- Transdutores de potência eléctrica
- *Datalogger*

Os resultados finais são comparados com os resultados do Climacheck de modo a avaliar o erro da metodologia.

A figura (24) ilustra os passos, as variáveis a analisar e os resultados de cada método.

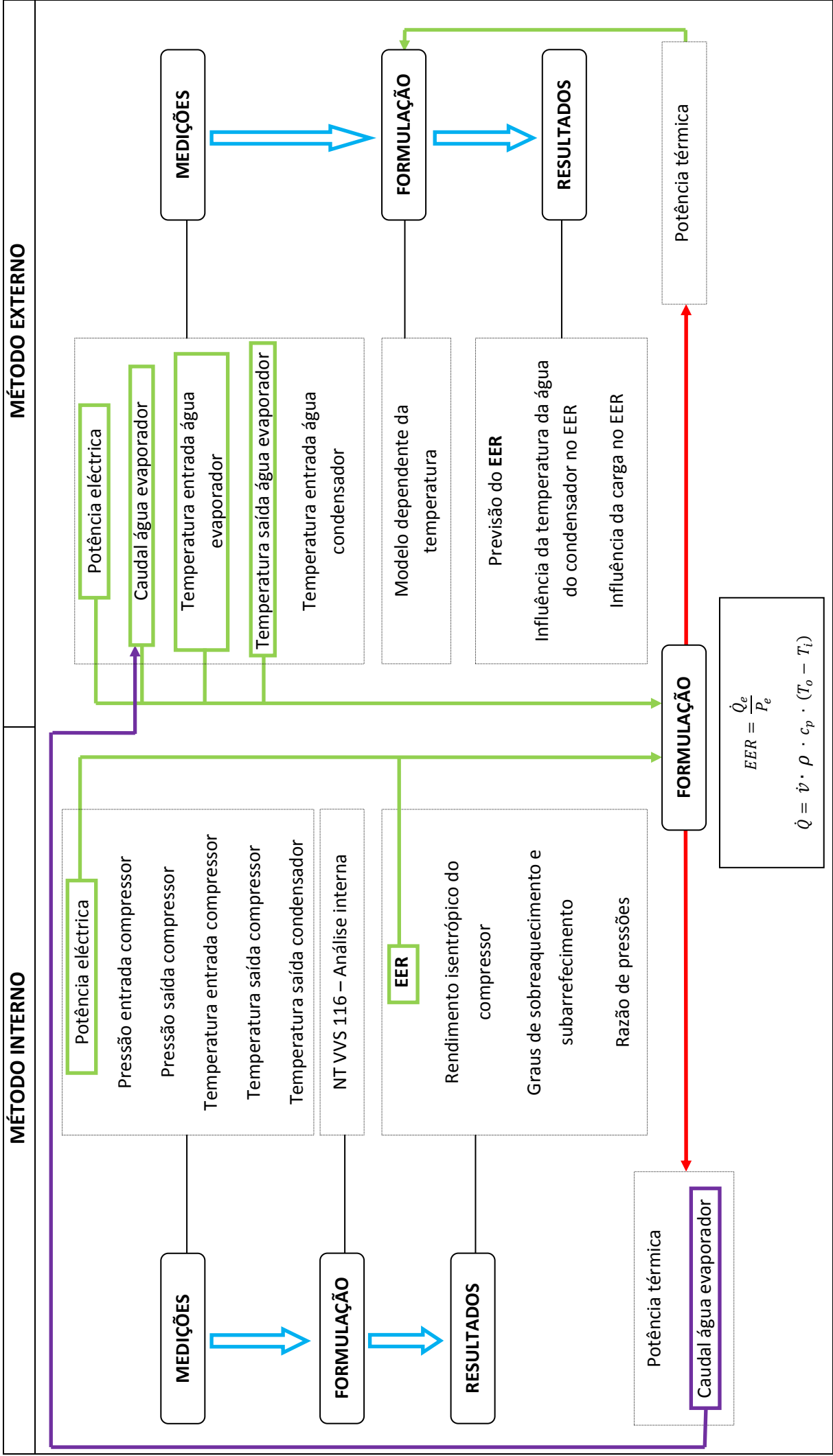


Figura 24 - Esquema de princípio do modelo.

Como se pode observar na figura (24), onde está mapeada a metodologia, a análise inicia-se na medição das grandezas físicas indicadas. Seguindo-se a parte da formulação onde são aplicados todos os princípios indicados por cada análise (interna/previsão externa). É nesta fase que se calculam os coeficientes A_0 , A_1 e A_2 que se são necessários para a obtenção da previsão do EER pelo método externo e as entalpias necessárias à análise interna. Por fim usando as propriedades e os coeficientes calculadas anteriormente a partir das medições aplicam-se as fórmulas relativas a cada um e obtêm-se os resultados. É possível que esta metodologia funcione em anel, pois como é visível, se não for possível medir a potência térmica ou o caudal de água no evaporador (necessário no método externo de previsão) este pode-se obter através da análise interna.

3.2 Implementação experimental em banca

Esta análise experimental em banca de um pequeno chiller tem como objectivo verificar a aplicabilidade da metodologia e observar as limitações antes de efectuar as análises dos casos de campo. Neste caso experimental as condições estavam controladas de modo a efectuar uma análise em que o chiller operasse em regime permanente.

3.2.1 Descrição

A implementação do modelo de análise foi efectuada num grupo frigorígeno do DENER (*Dipartimento di Energetica*) do Polito (*Politecnico di Torino*). O grupo frigorífico é constituído por um circuito fechado, no qual o fluido frigorígeno R134a circula e efectua um conjunto transformações através do ciclo frigorífico termodinâmico de compressão a vapor. O sistema é constituído por um compressor volumétrico alternativo, condensador a água, válvula de expansão e evaporador a água. A carga térmica é criada através de uma resistência eléctrica variável (do tipo potenciómetro) inserida no depósito de água de abastecimento do evaporador que através de um termóstato acoplado que mantém a temperatura da água constante. A água do condensador provém de um circuito secundário.

O sistema já tem instalado transdutores de pressão e temperatura que estão ligados a um *datalogger* centralizado e ao mesmo tempo ao painel digital onde se podem observar em tempo real as diferentes variáveis. As grandezas físicas medidas são as temperaturas, nos diversos pontos do ciclo termodinâmico, pressões à entrada e saída do compressor, temperaturas de entrada e saída da água no condensador e no evaporador e potência eléctrica de alimentação do

compressor. As temperaturas são medidas com termopares e termoresistências, as pressões através de transdutores de pressão, os fluxos de água com medidores de fluxo do tipo turbina.

Foram efectuadas medidas para vários valores de carga térmica (variando o potenciómetro).

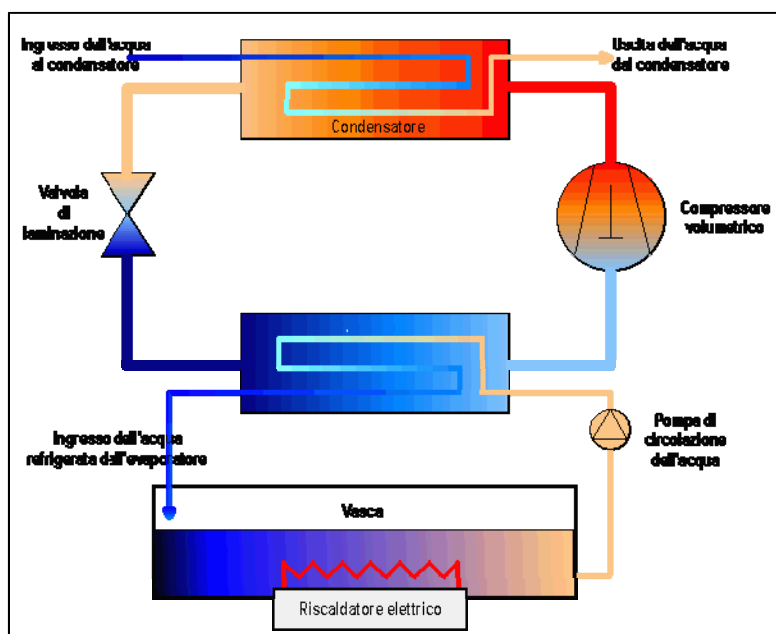


Figura 25 - Esquema do sistema em análise. [21]

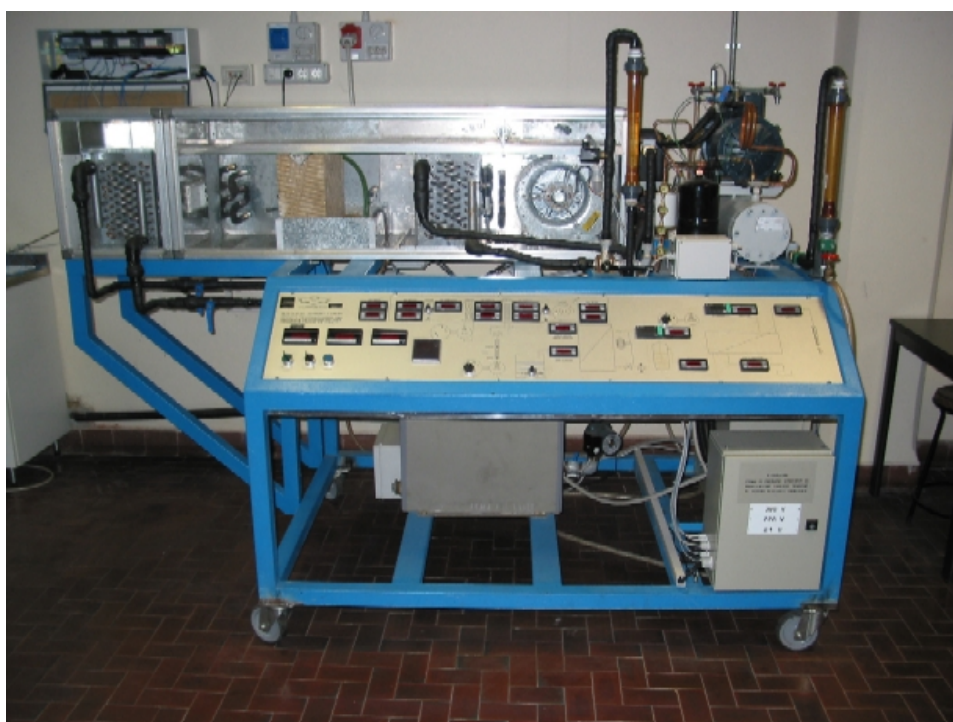


Figura 26 - Sistema de refrigeração laboratorial (vista frontal).



Figura 27 - Sistema de refrigeração laboratorial (vista lateral).



Figura 28 - Pannel com indicadores digitais de temperaturas e pressões.



Figura 29 - Compressor volumétrico.

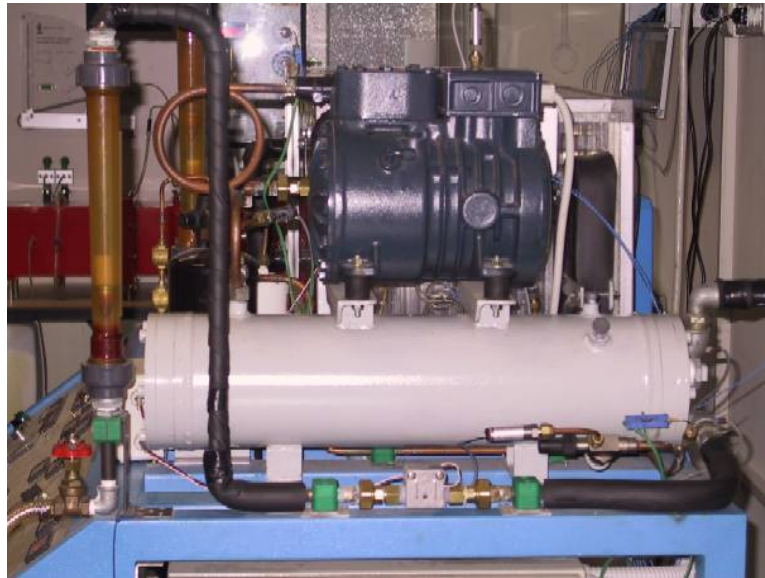


Figura 30 - Compressor volumétrico e condensador a água.

O compressor é do tipo alternativo, semi-hermético do fabricante DORIN[®], modelo H40 CC.



Figura 31 - Condensador a água.

O condensador é da marca ALFA LAVAL[®], modelo CRS 3.

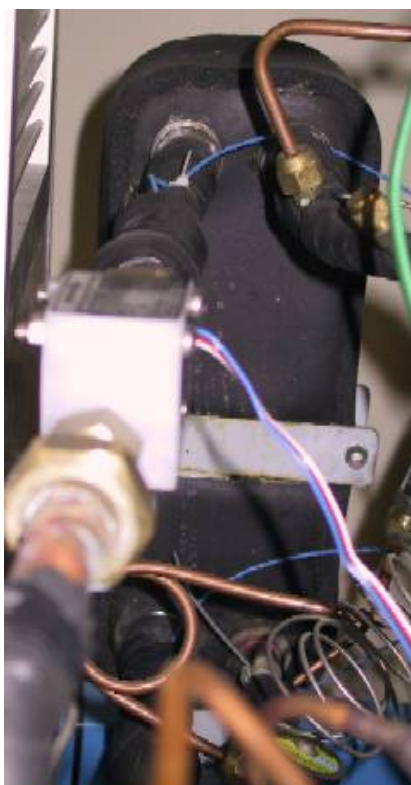


Figura 32 - Evaporador a água.



Figura 33 - Válvula de expansão.

Os sensores instalados usados neste caso de banca (sensores já instalados de base) foram os seguintes:

	Temperatura (circuito interno)	Temperatura (circuitos de água)	Pressão	Caudal	Potência elétrica
Descrição	Termopares do tipo T	Termoresistência PT 100	Transdutor de pressão (Eliwell - EWPA 007/030)	Transdutor de caudal volumétrico (Aichi Tokei Denki Co. - ND10-TATAAA)	Transdutor de potência
Gama de funcionamento	-180 a 370 °C	-20 a +80 °C	0 a 7/30 bar	1 a 10 L/min	(não disponível)
Erro máximo	$\pm 1\text{ }^{\circ}\text{C}$ ou $\pm 0,75\%$ em fim de escala	$\pm 0,1\%$ em fim de escala	$\pm 2\%$ em fim de escala	$\pm 2\%$ em fim de escala	$\pm 2\%$ em fim de escala

Tabela 2 - Sensores utilizados no caso de banca.



Figura 34 - PT100. [22]



Figura 35 - Termopar tipo T. [23]



Figura 36 - Sensores de pressão da Eliwell. [24]



Figura 37- Transdutor de caudal. [25]

Após a aquisição de dados via *datalogger* foi efectuada a análise seguindo a metodologia apresentada tendo em conta a análise interna e externa. Os resultados via Climacheck foram obtidos a partir das mesmas medições registadas no *datalogger*. É possível observar-se de seguida um esquema ilustrativo do processo.

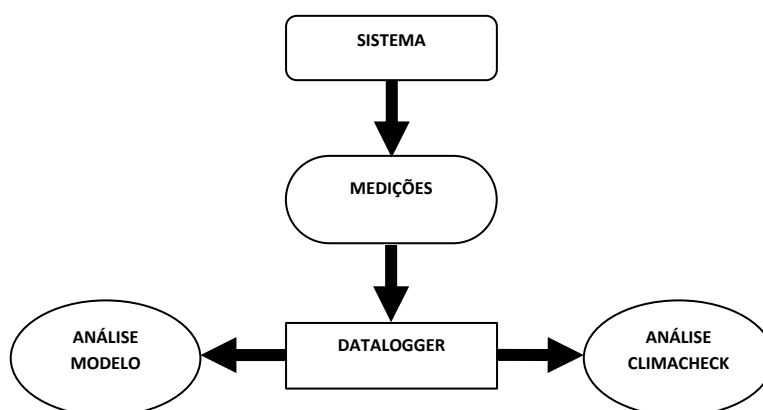


Figura 38 - Esquema do processo de análise em laboratório.

3.2.2 Análise de incerteza

A incerteza na previsão do EER de um chiller depende de uma grande variedade de factores. Sendo necessária a definição de vários conceitos, tais como:

Erro – diferença entre o valor medido ou obtido e valor real.

Incerteza – Indicador do grau de confiança num resultado calculado.

Entre os vários tipos e fontes de incerteza podemos encontrar:

Calibração ou erros sistemáticos da instrumentação associados à instalação dos sensores.

Precisão ou aleatoriedade de erros associados ao ruído presente na instrumentação com vários processos a serem medidos simultaneamente.

Incerteza presente nas regressões, que são funções do número de amostragens e da sua distribuição em toda a dimensão do espectro das cargas e da validação do modelo testado em laboratório.

A avaliação do erro relativo aos valores calculados de eficiência isentrópica e coeficiente de performance e demais variáveis intermédias obtidas a partir das medições segue a seguinte metodologia:

Uma qualquer grandeza J , calculada em função de diversas variáveis x medidas experimentalmente:

$$J = j(x_1, x_2, \dots, x_n) \quad (37)$$

Estabelecendo, por intermédio de uma série de Taylor, uma relação entre as variações na medição, δx_1 , e as alterações que ela provoca sobre o valor J :

$$\delta J = \left(\frac{\partial j}{\partial x_1} \right) \delta x_1 + \dots + \left(\frac{\partial j}{\partial x_n} \right) \delta x_n \quad (38)$$

Desta forma define-se a incerteza de J como a soma do quadrado dos erros:

$$J = \sqrt{\left(\frac{\partial j}{\partial x_1} \right)^2 \delta x_1^2 + \dots + \left(\frac{\partial j}{\partial x_n} \right)^2 \delta x_n^2} \quad (39)$$

3.2.3 Resultados

Após as medições efectuadas e registadas no *datalogger* os cálculos necessários foram efectuados utilizando vários softwares, o *Microsoft Excel 2007*, o *EES (Engineering Equation Solver) v8.596*. Foram usados como apoio outros softwares, o *CoolPack v1.46 (add-in do EES)* e o *Refrigeration Utilities v2.85*. Foram também usados *add-in's* para o *Excel* de modo a obterem-se as propriedades dos fluidos necessárias.

As medições foram todas efectuadas na mesma janela temporal e após os cálculos observaram-se e compararam-se resultados.

As medições têm um intervalo temporal de 10 segundos entre cada ponto recolhido.

As análises e comparações de resultados que se fizeram foram as seguintes:

- Comparação do EER via modelo de análise interno com EER Climacheck.
- Comparação do EER modelo de previsão externo, EER via modelo de análise interno, EER Climacheck.
- Influência da temperatura da água à entrada do condensador no valor do EER.
- Caudal de água no evaporador obtido por medições comparado com o mesmo obtido via análise interna.
- Comparação da carga térmica medida externamente com a mesma via modelo de análise interna e via Climacheck.
- Graus de subarrefecimento e sobreaquecimento.

3.2.3.1 Análise pelo modelo de previsão externo

Cálculo coeficientes

Partindo então das medições, que podem-se observar nos seguintes gráficos, e seguindo a metodologia e princípios do **método externo – modelo dependente da temperatura**, começou-se por obter os coeficientes A_2 , A_1 e A_0 através das respectivas regressões lineares.

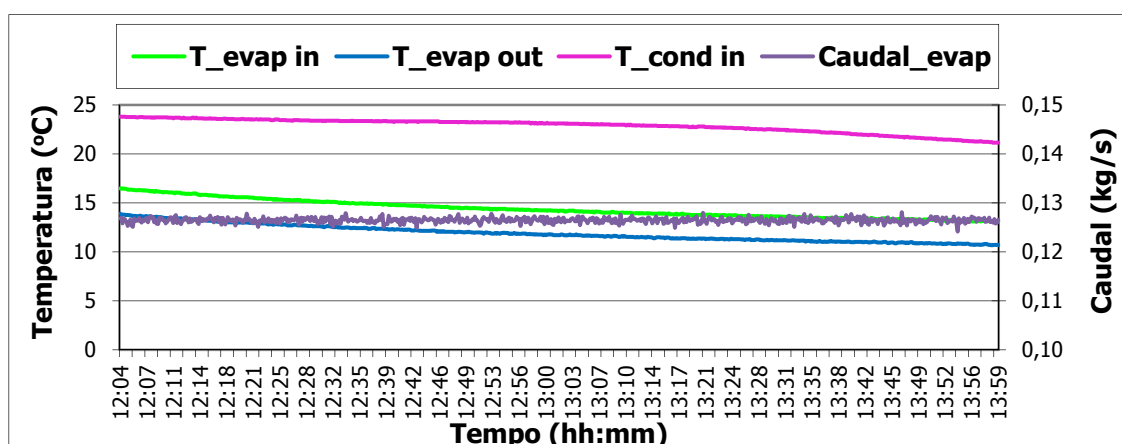


Gráfico 4 - Evolução das temperaturas e caudal.

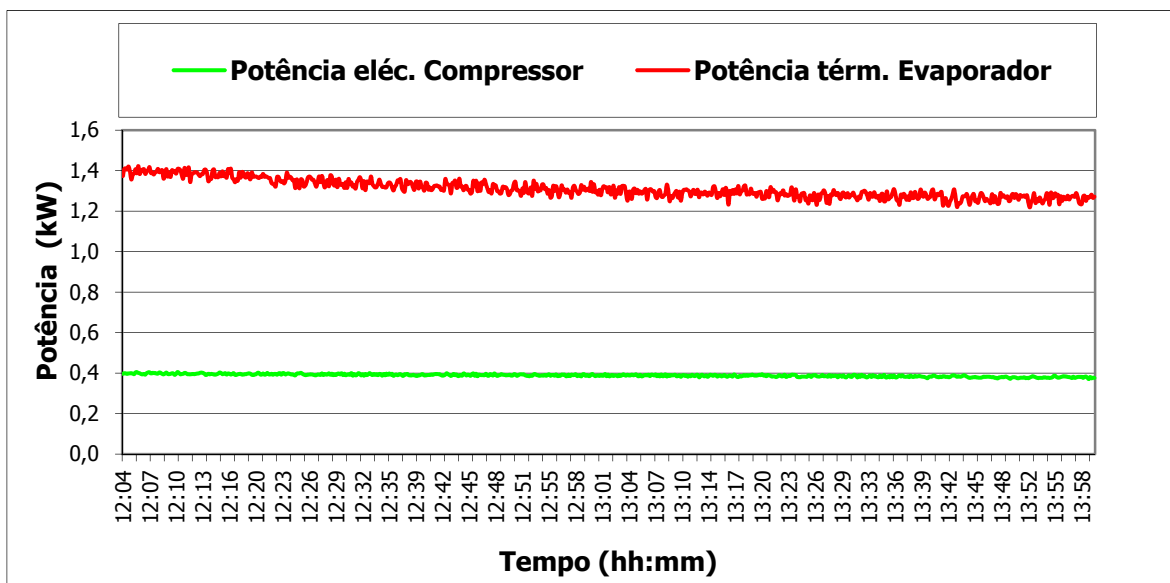
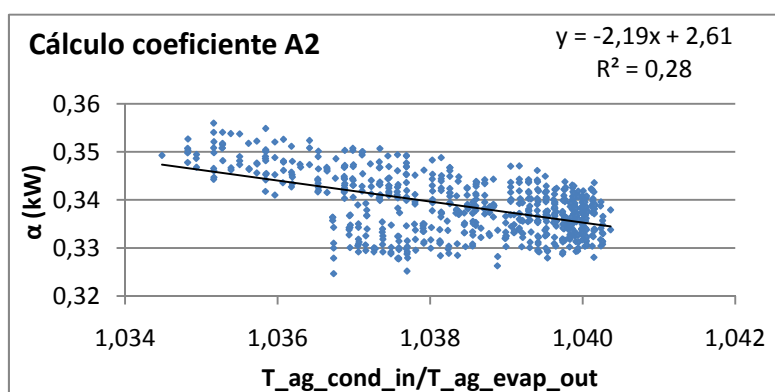


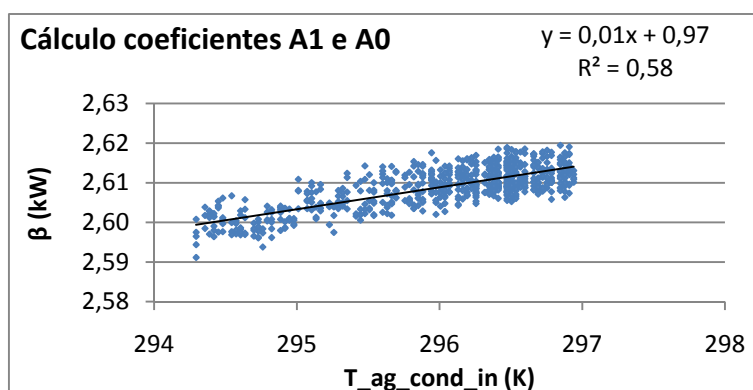
Gráfico 5 - Evolução das potências térmica e eléctrica.

Partindo então das medições, usando valores desde o instante inicial (12:04) até às 14:00, efectuaram-se as regressões lineares necessárias para obter o modelo. Depois efectuaram-se as previsões de resultados para um outro momento com medições.

O valor de A_2 obtém-se através do declive da regressão linear e tem um valor de 2,1862.

Gráfico 6 - Regressão para obtenção do coeficiente A_2

Os valores de A_1 e A_0 obtêm-se também através da regressão linear e A_1 representa o declive, com um valor de 0,0055, e A_0 é o ponto de intersecção da recta de regressão com o eixo das ordenadas e tem um valor de -0,9696.

Gráfico 7 - Regressão para obtenção do coeficiente A₁ e A₀

Coeficiente	Valor
A ₀	-0,9696
A ₁	0,0055
A ₂	2,1862

Tabela 3 - Coeficientes obtidos.

Nas regressões lineares não foram considerados valores que continham picos de tensão, pois introduziam erros. As regressões efectuadas apresentam um valor de R^2 um pouco baixo tendo sido o melhor ajuste que foi possível de efectuar.

Aplicação do modelo

Num outro momento efectuaram-se de novo medições e compararam-se os valores do EER medido com os valores previstos pelo modelo usando os coeficientes atrás calculados.

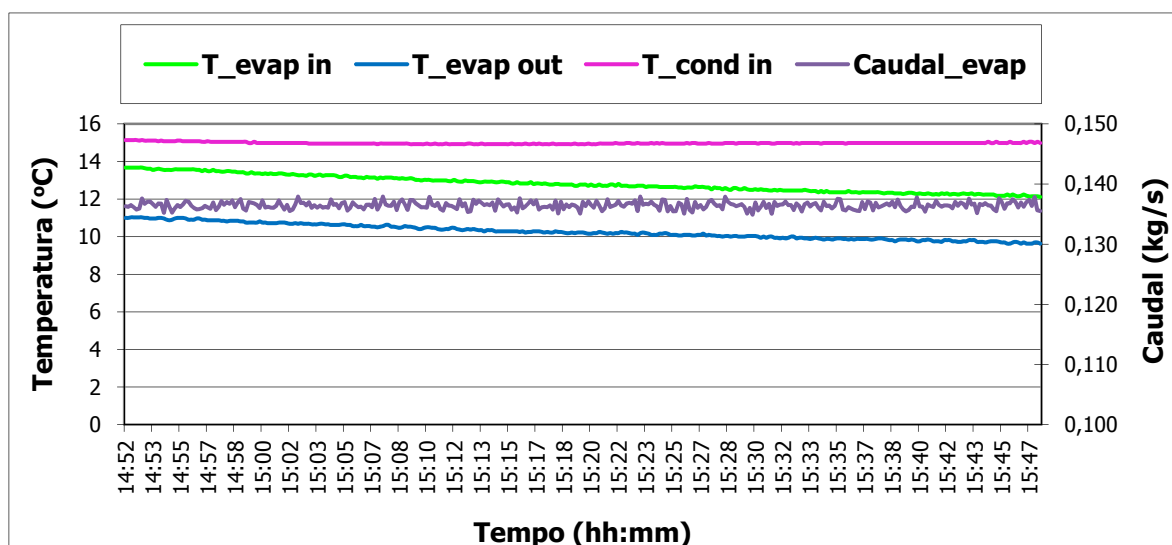


Gráfico 8 - Medições das variáveis.

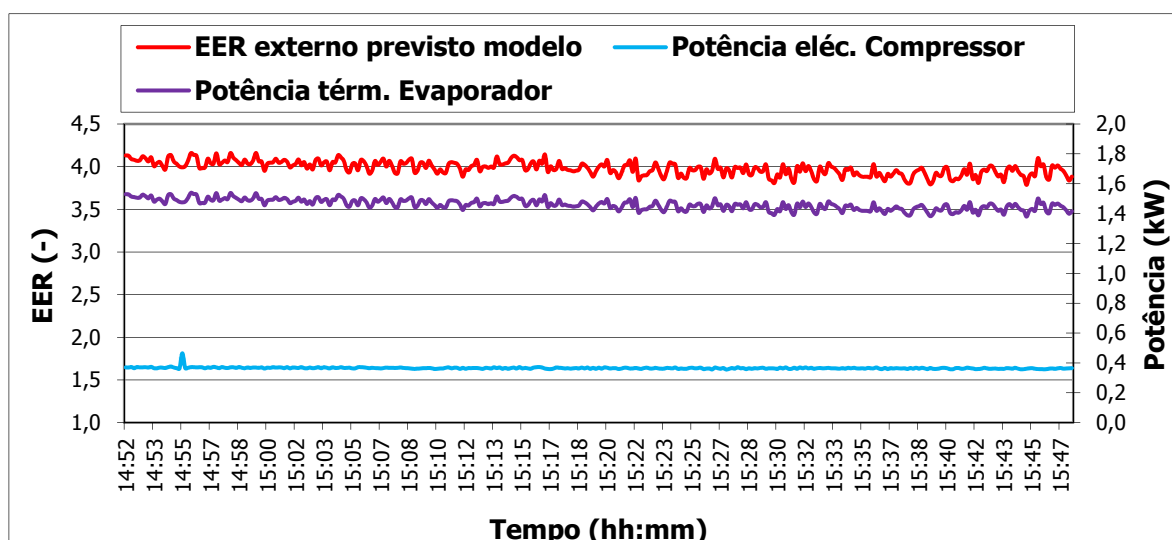


Gráfico 9 – EER previsto pelo modelo.

EER médio previsto pelo modelo: $3,98 \pm 0,09$

Nota: O ponto das 14:55 não foi considerado pois representa um pico de tensão.

Partindo do modelo e variando a temperatura de entrada da água no condensador, podemos observar a sua influência:

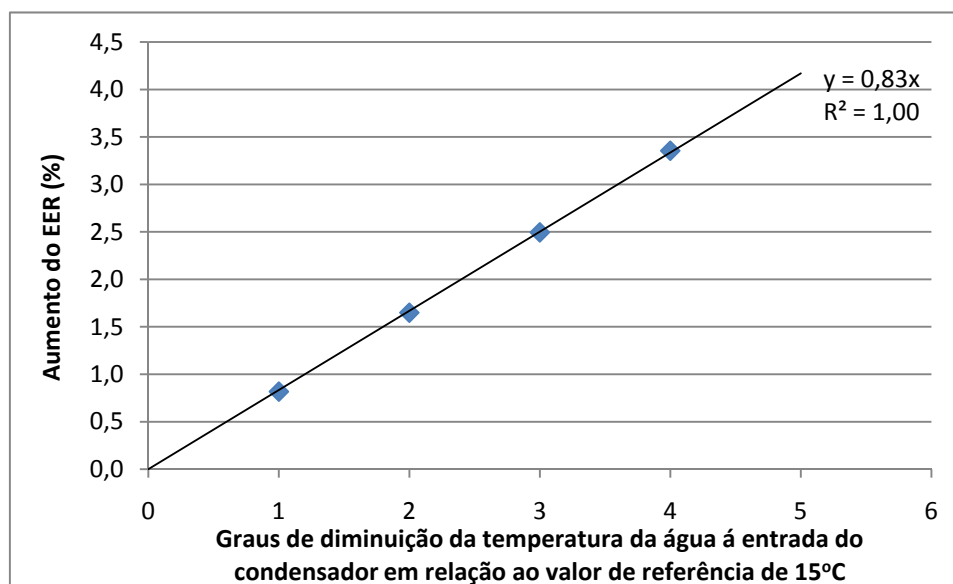


Gráfico 10 - Influência da temperatura da água á entrada do condensador no valor do EER.

Como esperado é visível que diminuindo a temperatura da água na entrada do condensador o EER aumenta. Do gráfico (10) podemos quantificar a variação do EER com a variação desta temperatura. Caso a temperatura da água seja mais baixa no Inverno o EER será mais elevado que no Verão.

3.2.3.2 Análise pelo método interno

Obtiveram-se as seguintes medições das temperaturas, pressões nos pontos internos do ciclo de refrigeração:

Consideram-se os seguintes pontos:

#1 – entrada do compressor

#2 – saída do compressor

#3 – saída condensador

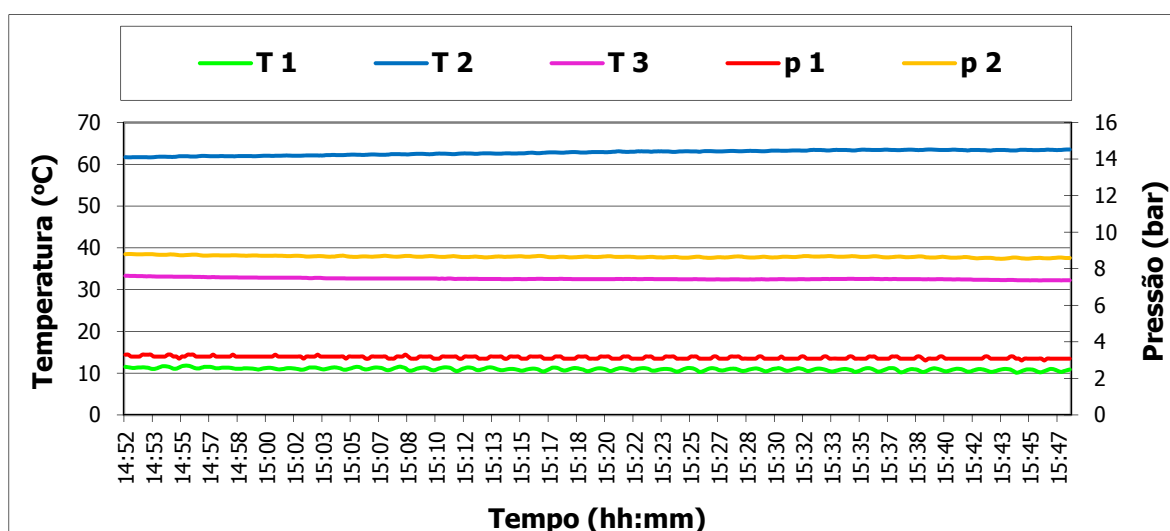


Gráfico 11 - Medições das temperaturas e pressões.

A partir destas grandezas físicas obtiveram-se as respectivas entalpias.

As incertezas das entalpias devido aos erros provenientes dos instrumentos de medição são as seguintes:

h1	h2	h3
±0,9 kJ/kg	±1,1 kJ/kg	±1,5 kJ/kg

Tabela 4 - Incertezas das entalpias.

Em termos de eficiência térmica do compressor [16] e eficiência eléctrica do motor [33] consideraram-se os seguintes valores, que são valores típicos para este tipo de equipamentos e já foram devidamente estudados e comprovados. [41]

Perdas térmicas do compressor: 7%.

Eficiência eléctrica do motor: 95%.

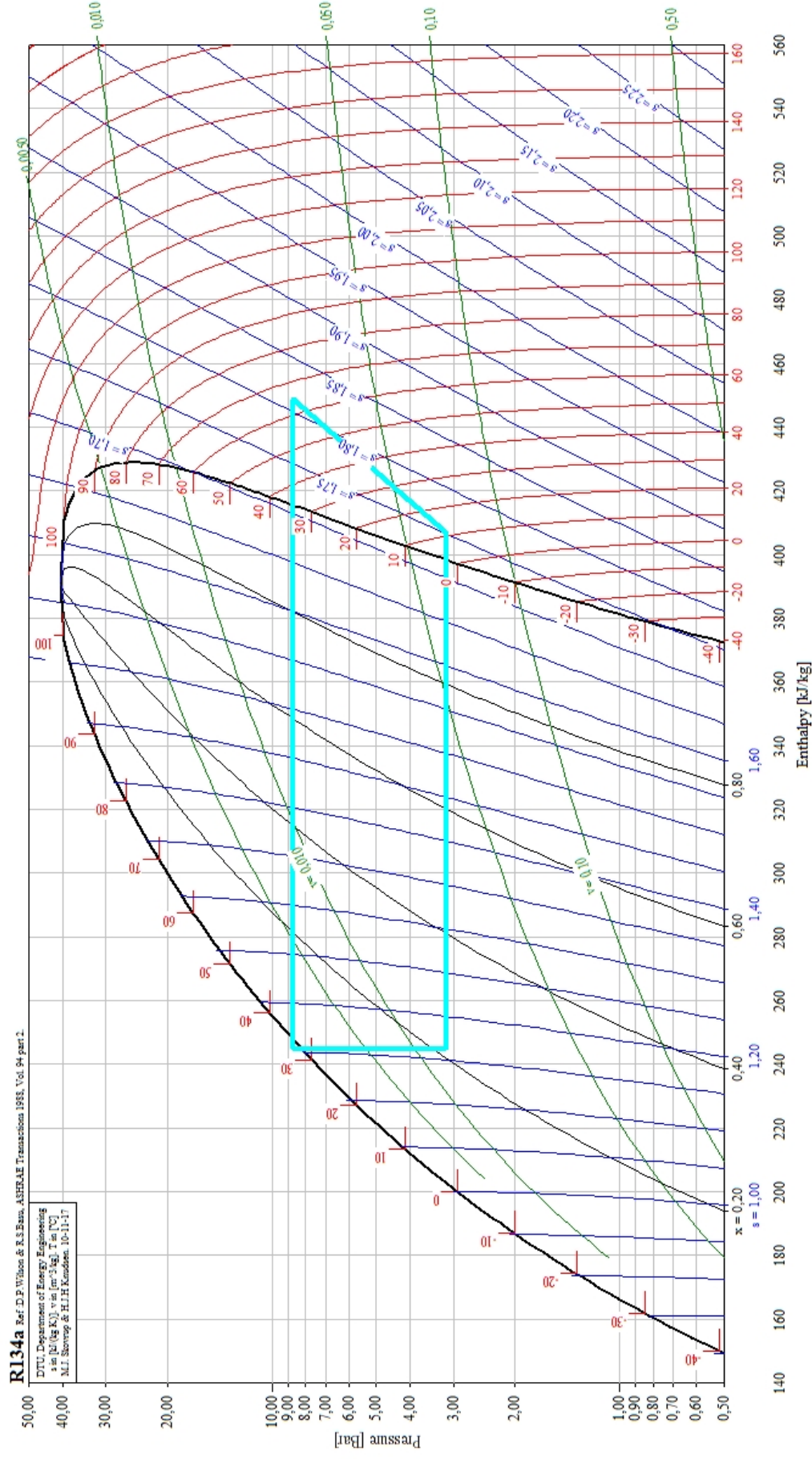


Gráfico 12 - Representação do ciclo num diagrama de Mollier (pressão vs entalpia).

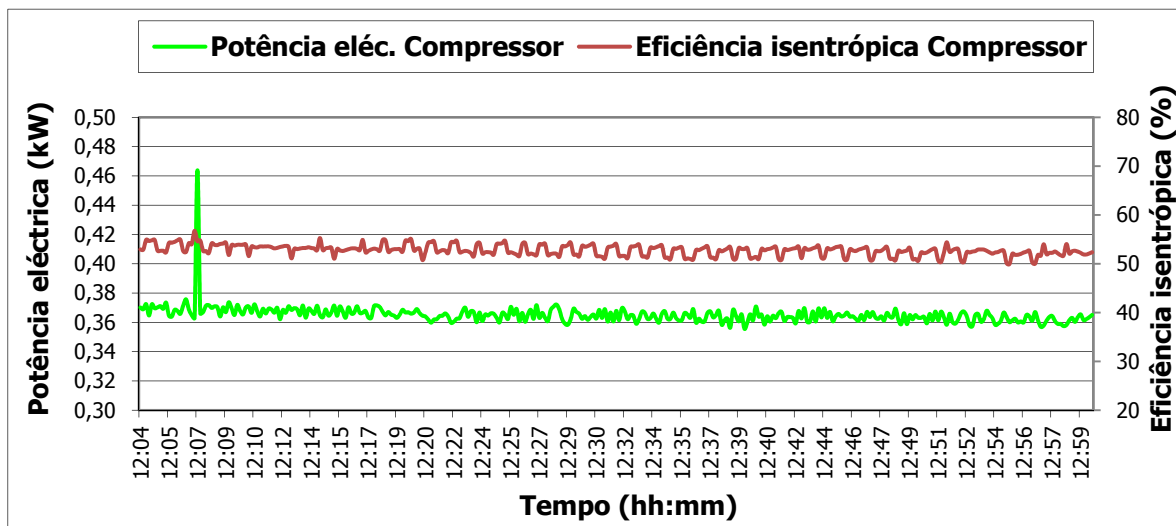


Gráfico 13 - Evolução da eficiência isentrópica.

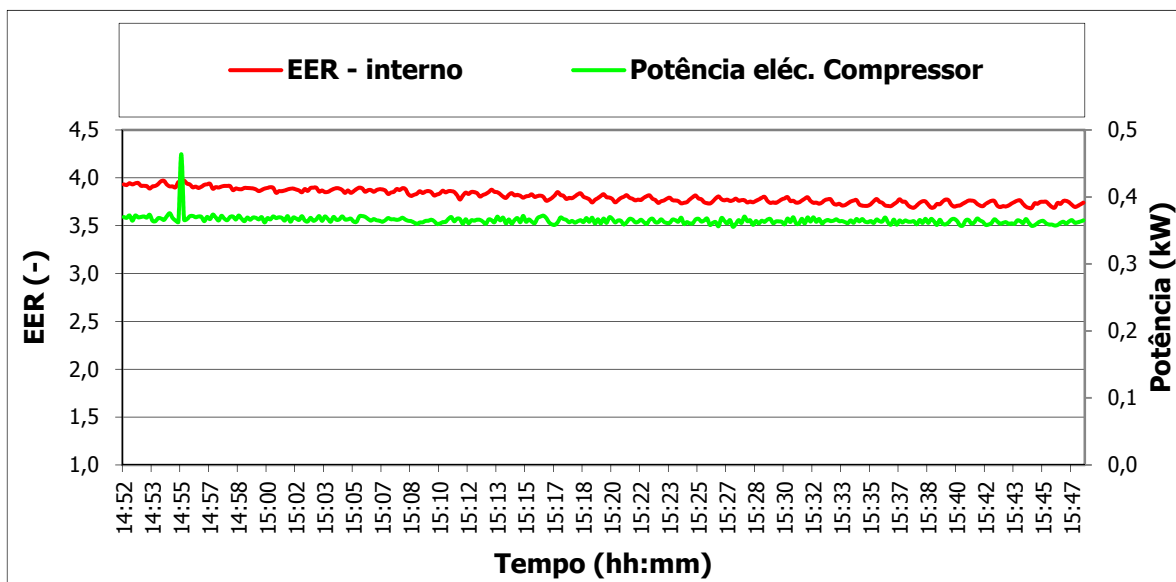


Gráfico 14 - Evolução do EER interno

EER interno médio: $3,81 \pm 0,17$

Também é possível observar a evolução dos graus de subarrefecimento e sobreaquecimento do sistema:

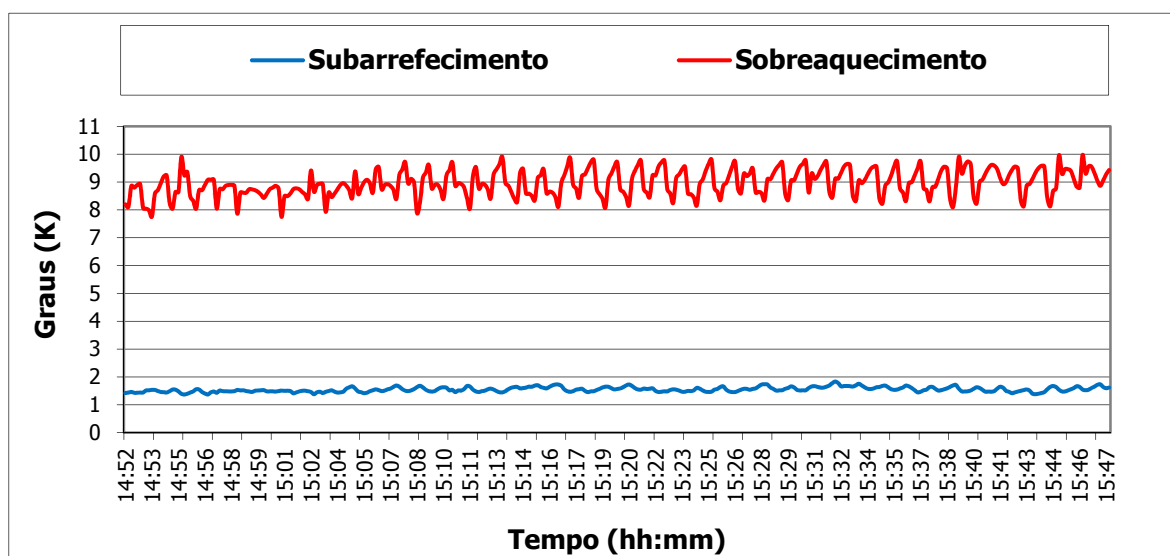


Gráfico 15 - Graus de subarrefecimento e sobreaquecimento.

3.2.3.3 Comparação de resultados

De seguida são efectuadas comparações de resultados referentes ao intervalo temporal em que se realizou a previsão de resultados, cruzando os valores da análise interna, da previsão do modelo externo e os resultados de referência do Climacheck.

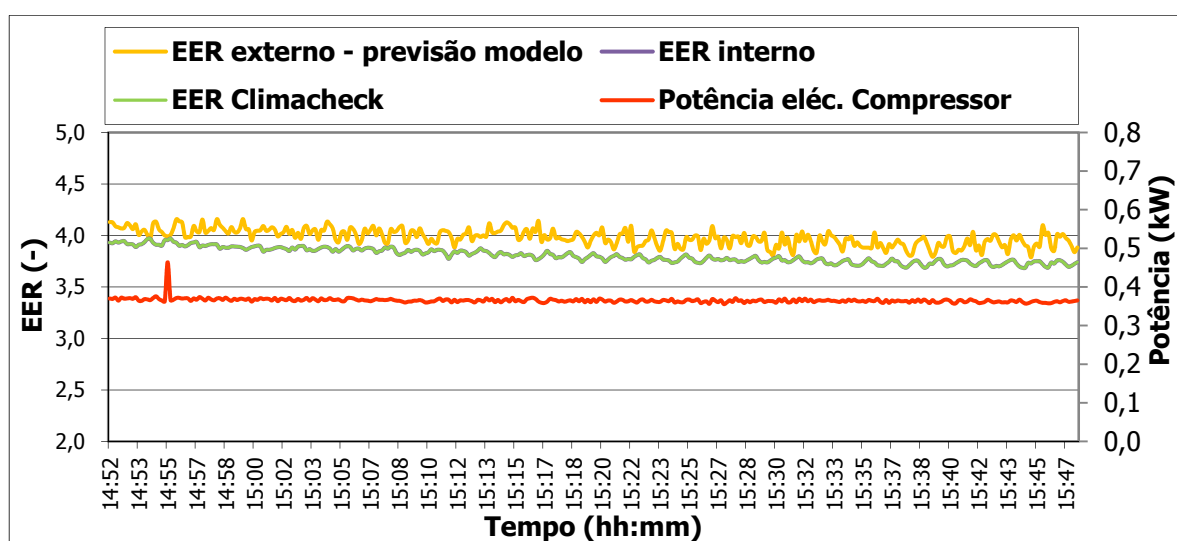


Gráfico 16 - EER dos diversos métodos

EER externo modelo médio: $3,98 \pm 0,09$

Erro máximo: 2,9%

Erro médio: 0,9%

EER interno médio: $3,81 \pm 0,17$

EER Climacheck médio: $3,81 \pm 0,19$

O EER obtido pela análise interna e o EER do Climacheck são muito próximos o que indica que é possível uma boa aproximação na análise segundo a respectiva metodologia. A incerteza do EER devido aos erros implícitos dos instrumentos de medição também apresenta um valor baixo e consequentemente o EER e a sua incerteza estão dentro de um intervalo aceitável para a análise da eficiência do chiller. O modelo de previsão externa obteve valores com um erro máximo de 2,9% com uma incerteza de $\pm 0,09$ para a previsão do EER, indicando que também este método apresenta valores muito próximos dos de referência do Climacheck com uma baixa incerteza.

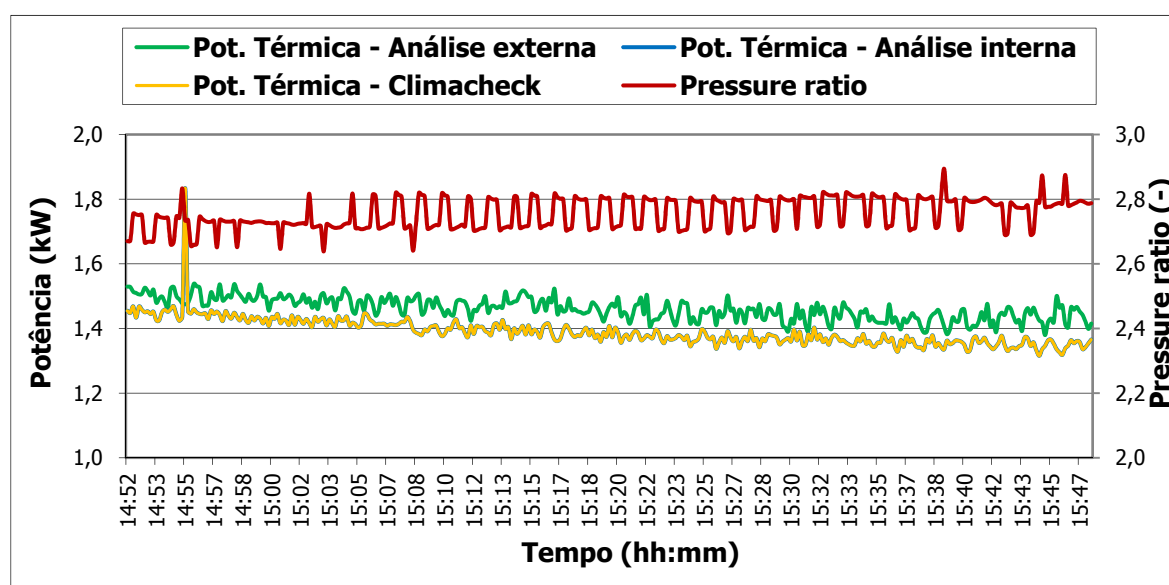


Gráfico 17 - Potência térmica obtida pelos diversos métodos.

De novo os valores obtidos através do Climacheck e do método interno a nível de potência térmica são idênticos, tendo um erro quase nulo. Comparando os valores do Climacheck com os do método externo, observa-se que também são próximos, tendo um erro médio de 5,3%. Ambos os métodos têm uma incerteza reduzida e consequentemente inferindo validade e boa capacidade de análise dos resultados.

Potência térmica média via método externo: $1,46 \pm 0,05$ [kW]

Potência térmica média via método interno: $1,39 \pm 0,07$ [kW]

Potência térmica média via Climacheck: $1,39 \pm 0,10$ [kW]

Por fim pode-se também fazer uma comparação entre o caudal de água no evaporador, medido e utilizado no método externo e o mesmo caudal calculado através do método interno e Climacheck usando para isso as temperaturas de entrada e saída da água no evaporador e a potência térmica.

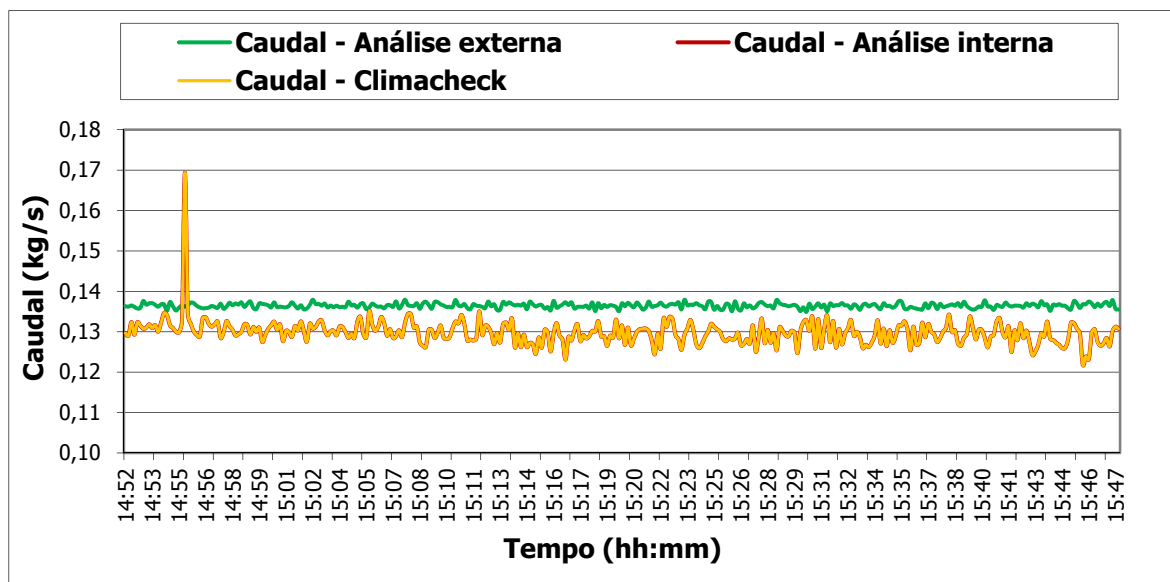


Gráfico 18 - Caudal de água no evaporador.

Caudal médio via método externo (medido): $0,136 \pm 0,003$ [kg/s].

Caudal médio via método interno (calculado): $0,130 \pm 0,006$ [kg/s].

Erro médio: 5,3%

Os valores obtidos para o caudal via método interno e Climacheck, obtidos através de cálculo, apresentam valores muito próximos enquanto que o caudal obtido pelas medições segundo o método externo e usando um caudalímetro volumétrico apresenta uma diferença média de cerca de 5%. Embora a diferença esteja dentro de um intervalo aceitável pode-se explicar esta diferença devido à dificuldade de medição desta grandeza física, sendo que normalmente é a que tem maior erro.

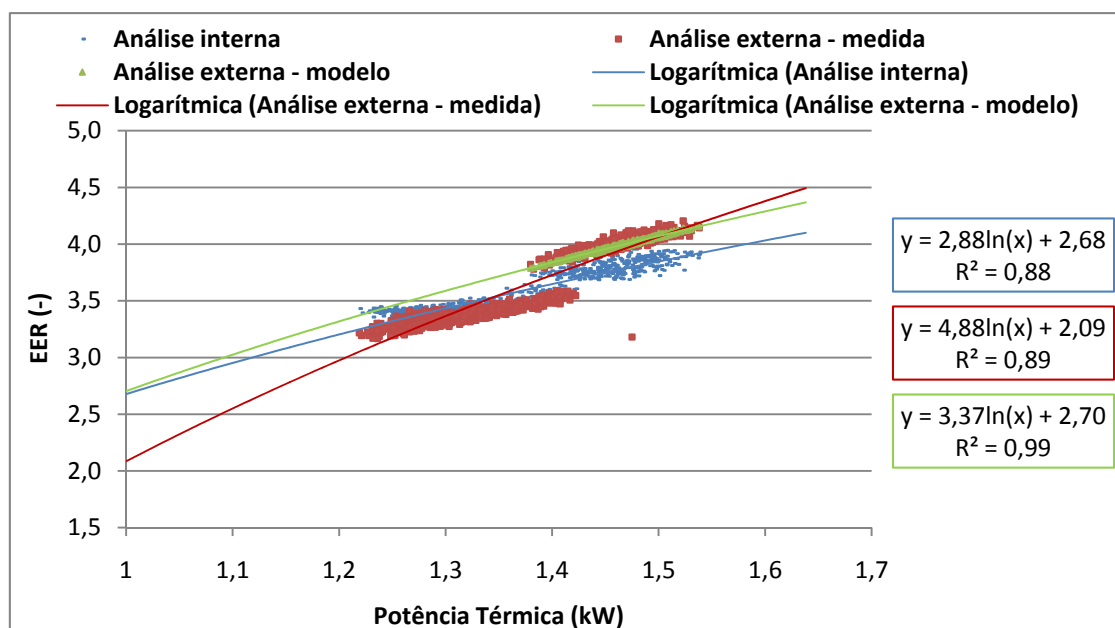
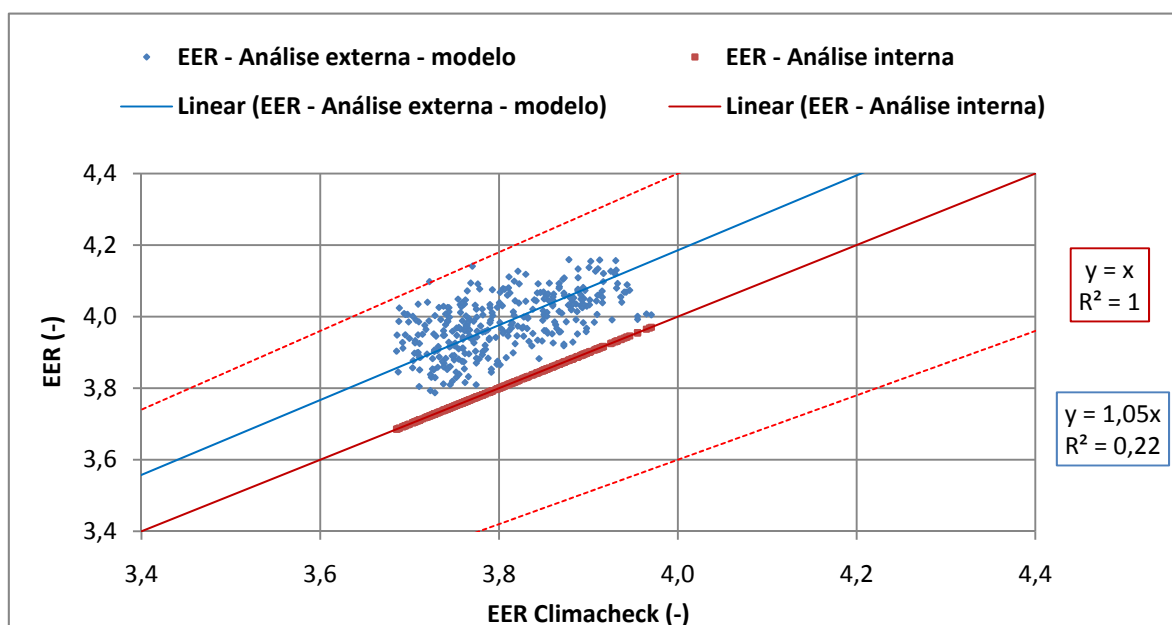


Gráfico 19 - Ajustamento do EER com a potência térmica.

Os resultados mostram que o nível da carga tem mais peso na performance que a temperatura da água no condensador. É também de referir que os valores obtidos pelo modelo utilizado na análise externa se aproximam bastante dos resultados obtidos via análise interna.

Fazendo uma comparação dos valores do EER obtidos vários métodos, pode-se observar o seguinte:

Gráfico 20 - Diferença do EER modelo/Climacheck num intervalo $\pm 10\%$.

Os resultados previstos pelo modelo externo obtêm valores muito próximos dos do Climacheck, estando todos os resultados dentro de um intervalo de $\pm 10\%$. Os resultados do modelo externo de previsão têm valores que em média um pouco superior (5%) à análise interna.

Por outro lado, como esperado, os resultados via análise interna estão extremamente próximos dos do Climacheck. Pode-se validar esta análise com a metodologia aplicada pois os resultados a nível do EER com o método interno e com a previsão pelo método externo estão dentro de um intervalo aceitável para análise.

3.2.3.4 Análise geral do grupo frigorífico

Observando e analisando todos os dados recolhidos e resultados obtidos, podem-se tirar as seguintes conclusões:

1 – Em termos de eficiência isentrópica do compressor, esta apresenta um valor um pouco baixo mas aceitável ($\pm 55\%$), o que indica que estará a funcionar em relativas boas condições, embora um valor acima dos 70% fosse o indicado [27].

2 – Os graus de subarrefecimento deveriam subir para 4-6 graus o que teria como consequência um funcionamento bastante melhor do evaporador.

3 – A diferença de temperatura entra a saída de água do evaporador ($\pm 10\text{ }^{\circ}\text{C}$) e a temperatura de evaporação do fluido frigorigénico ($\pm 2\text{ }^{\circ}\text{C}$) é relativamente boa, embora o ideal seria uma diferença de 3 a 5 K. Isto pode-se explicar devido aos 8 graus de sobreaquecimento, baixando este valor ter-se-ia um desempenho melhor pois a temperatura de evaporação seria superior, além de a temperatura com o presente valor arrisca a que haja um possível congelamento da água no evaporador.

4 – Em relação à diferença de temperaturas entre a saída de água do condensador e fluido frigorigénico no condensador, esta apresenta um valor médio de 5 K o que é um valor que indica que terá um bom funcionamento.

5 – Observando os valores do EER estes apresentam-se bastante satisfatórios para o tipo de sistema.

6 – Como observado na análise externa e usando a previsão do modelo, verifica-se que o EER aumenta com a diminuição da temperatura de entrada da água no condensador. Caso seja exequível e economicamente viável deverá ser efectuado o ajuste na temperatura da água no condensador.

7 – Segundo o modelo de análise externa também se verificou a diminuição do EER para menores cargas térmicas no evaporador. Assim aconselha-se que o equipamento funcione, se possível, com valores razoáveis de carga, embora o sistema até tenha valores de performance bons.

4. Casos de estudo

4.1 Preparação técnica

Nos casos de estudo de campo usaram-se sensores diferentes do caso de banca. Dado que era impossível usarem-se os mesmos optou-se por usar os do Climacheck, que pouco diferem dos anteriores já que são sensores tipo e que se podem encontrar facilmente no mercado. Outra das razões para usar os sensores do Climacheck é que deste modo não é necessária a dupla instalação de sensores. Assim, as medições foram efectuadas com os sensores referidos e registadas no *datalogger* do Climacheck. De seguida efectuaram-se os cálculos através do modelo desenvolvido, fazendo a importação das medições do *datalogger* para uma folha *Excel*. Por fim compararam-se resultados.

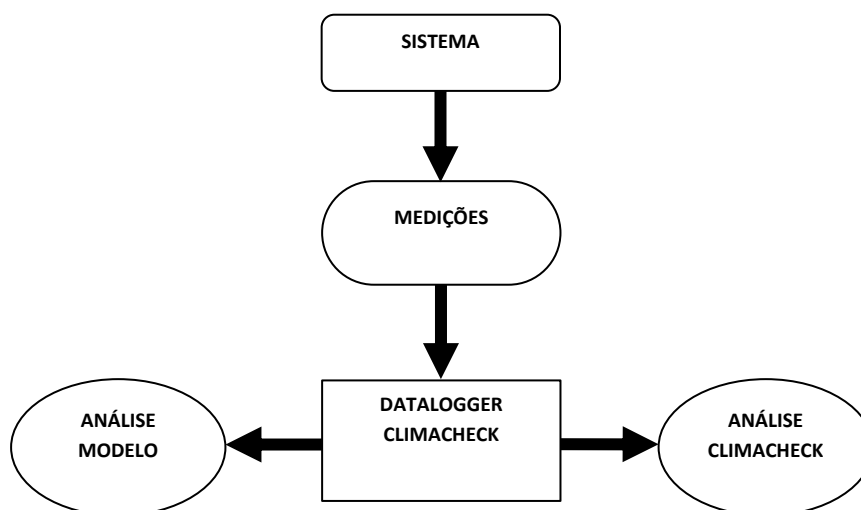


Figura 39 - Esquema do processo de análise.

Na medição de temperaturas foram usadas termoresistências montadas na superfície da tubagem após a remoção do isolamento nos locais onde estava presente. Houve o cuidado de aplicar os sensores sempre que possível o mais próximo dos elementos do grupo frigorífico.

Os sensores instalados usados nos casos práticos de campo foram os seguintes:

	Temperatura	Pressão	Potência eléctrica
Descrição	Termoresistência PT 1000, class A	Transdutores de pressão do tipo piezoresistivo	Transdutor de potência
Gama de funcionamento	-50 a +150 °C	0 a 10/35 bar	Clamp Model M1 100A/1ª (corrente)
Erro máximo	$\pm 0,15 + 0,002 T $, [°C]	$\pm 1\%$ em fim de escala	$\pm 2\%$ em fim de escala

Tabela 5 - Sensores usados nos casos de campo.

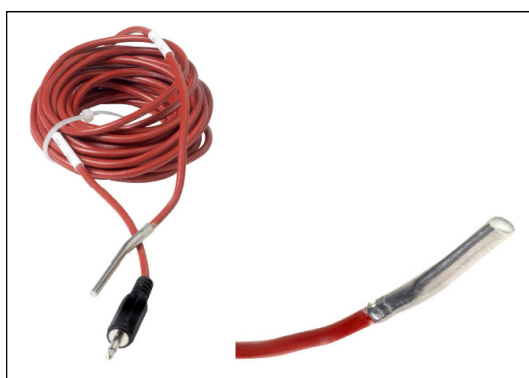


Figura 41 - PT1000 [17]



Figura 40 - Medidor de corrente eléctrica. [17]



Figura 42 - Sensores de pressão. [17]

4.2 Edifício Moncalieri

O chiller em análise está inserido no sistema de climatização do edifício com um volume climatizado de cerca de 7500m³ e uma superfície externa de 4500m². A água refrigerada produzida é encaminhada para unidades terminais do tipo *fan-coil*.

O equipamento é um chiller-bomba de calor do tipo água-água com as seguintes características (características mais detalhadas em anexo):

Marca	SIMEG
Modelo	SG 20
Potência eléctrica [kW]	2 x 6
Potência térmica de frio [kW]	51
EER (-)	4,25
Número de compressores	2
Refrigerante	R407c

Tabela 6 - Características do chiller.

O sistema é constituído por dois compressores herméticos (designados por C1 e C2) ligados a um condensador e um evaporador.

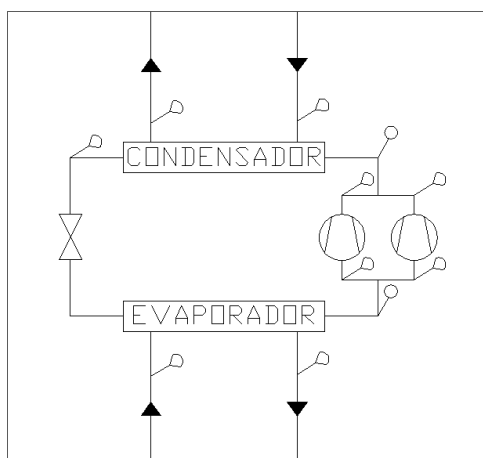


Figura 43 - Esquema funcional do chiller.

Devido á tipologia do equipamento e dos acessórios não foi possível efectuar a medição do caudal de água de alimentação do evaporador. Esta situação, que já era prevista pelo modelo implicou que o caudal de água do evaporador fosse obtido, não por medições mas sim através de cálculos partindo dos dados da análise interna, como demonstrado no esquema da metodologia, figura (24).

De seguida observa-se o chiller com os vários componentes e sensores instalados:



Figura 45 - Vista interior do chiller (1).



Figura 44 - Vista interior do chiller (2).

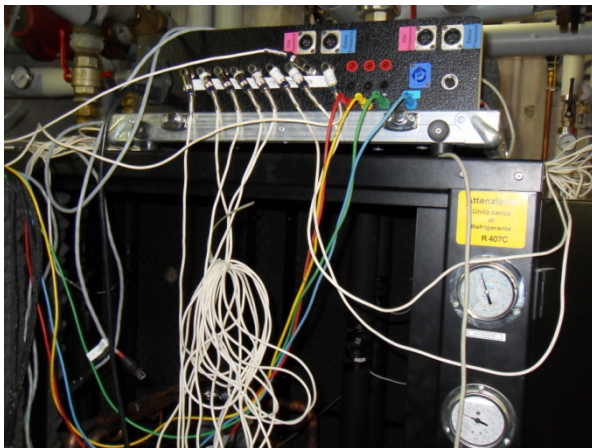


Figura 46 - Climacheck com os sensores.

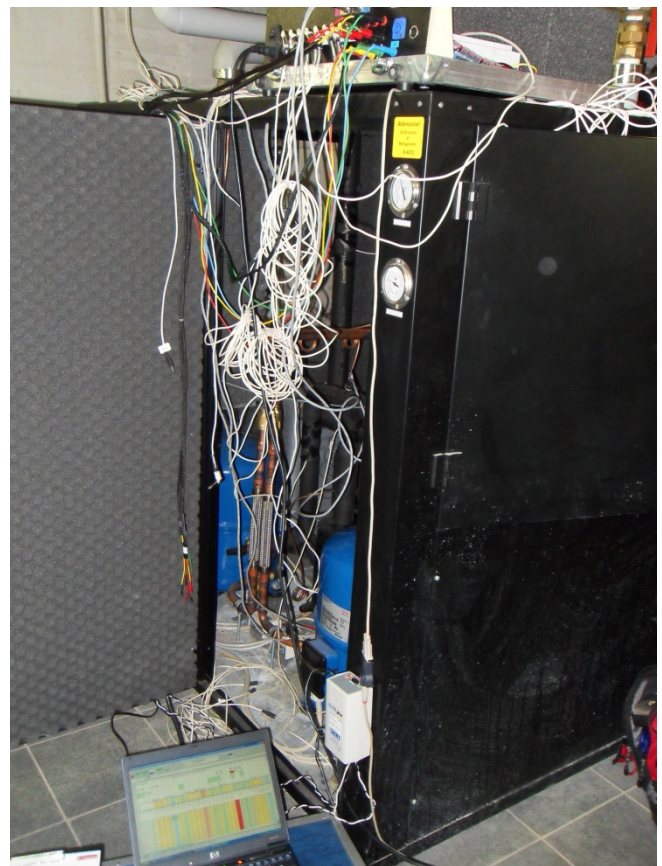


Figura 47 - Vista exterior do equipamento.



Figura 48 - Condensador.



Figura 51 - Válvula de expansão.

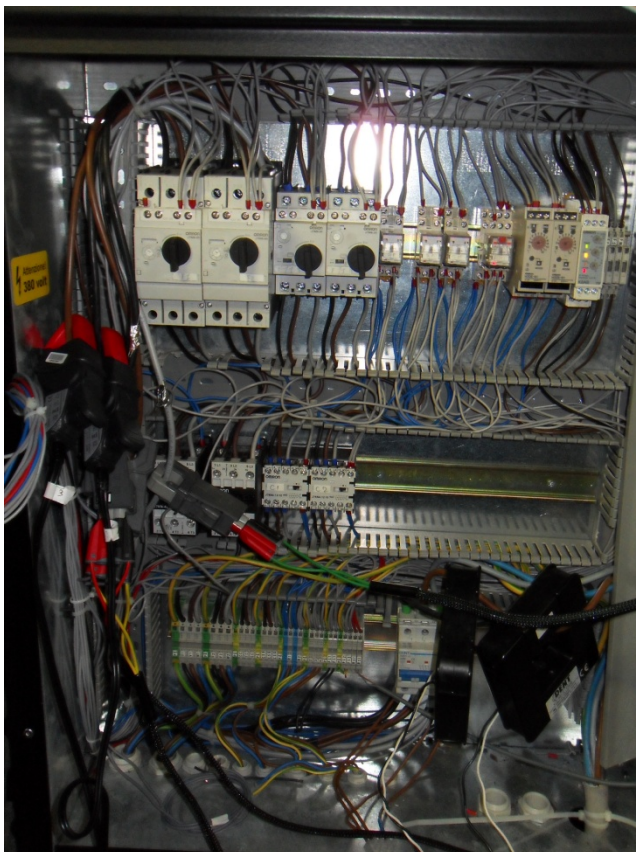


Figura 50 - Quadro eléctrico com sensores instalados.



Figura 49 - Vista principal do compressor.



Figura 52 - Aplicação dos sensores de pressão.



Figura 53 - Sensor de temperatura do lado da alta pressão.



Figura 54 - Sensor de pressão.

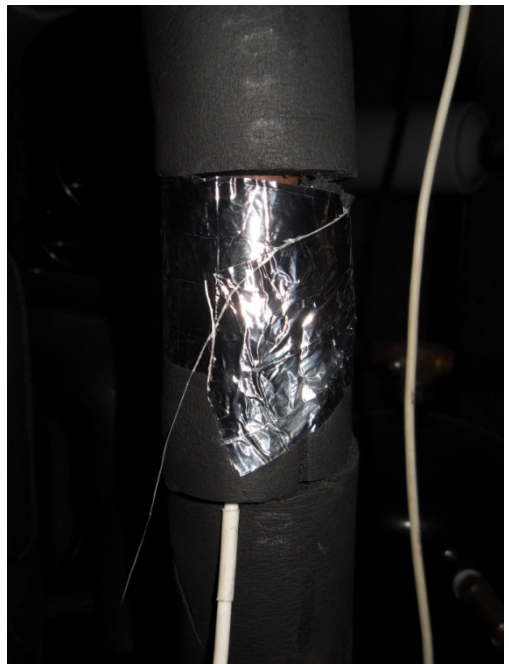


Figura 55 - Sensor de temperatura no lado da baixa pressão.



Figura 57 - Sensor de temperatura com massa térmica.



Figura 56 - Tubo com isolamento retirado e lixado.

As medições foram efectuadas com um intervalo temporal de 5 segundos.

A análise de resultados foi a seguinte:

- Comparação do EER via modelo de análise interna com EER Climacheck.
- Comparação da carga térmica via modelo de análise interna e via Climacheck.
- Graus de subarrefecimento e sobreaquecimento obtidos pelo método interno e pelo Climacheck.
- Previsão do comportamento do EER com variações da carga e da temperatura de entrada da água no condensador.

4.2.1 Climacheck

As medições e resultados decorrentes do Climacheck são apresentados em gráficos em anexo.

4.2.2 Análise pelo método interno

Obtiveram-se as seguintes medições das temperaturas e pressões nos pontos internos do ciclo de refrigeração:

Consideram-se os seguintes pontos:

#1 – entrada do compressor

#2 – saída do compressor

#3 – saída condensador

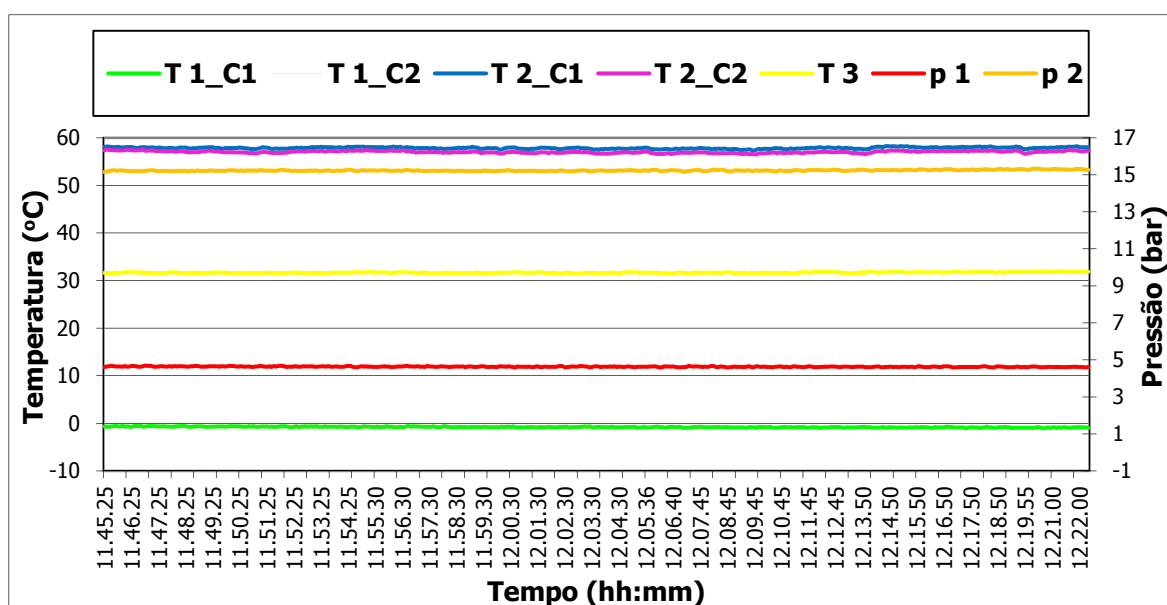


Gráfico 21 - Medições das temperaturas e pressões do compressor 1.

A partir destas grandezas físicas obtiveram-se as respectivas entalpias.

As incertezas das entalpias devido aos erros provenientes dos instrumentos de medição são as seguintes:

Circuito 1			Circuito 2		
h1	h2	h3	h1	h2	h3
$\pm 0,2$ kJ/kg	$\pm 0,6$ kJ/kg	$\pm 0,8$ kJ/kg	$\pm 0,2$ kJ/kg	$\pm 0,6$ kJ/kg	$\pm 0,8$ kJ/kg

Tabela 7 - Incertezas das entalpias.

Em termos de eficiência térmica do compressor [16] e eficiência eléctrica do motor [33] consideraram-se os seguintes valores, que são valores típicos para este tipo de equipamentos e já foram devidamente estudados e comprovados. [41]

Perdas térmicas do compressor: 7%.

Eficiência eléctrica do motor: 98%.



Pode-se então observar as potências eléctricas de alimentação e as respectivas eficiências isentrópicas dos respectivos compressores:

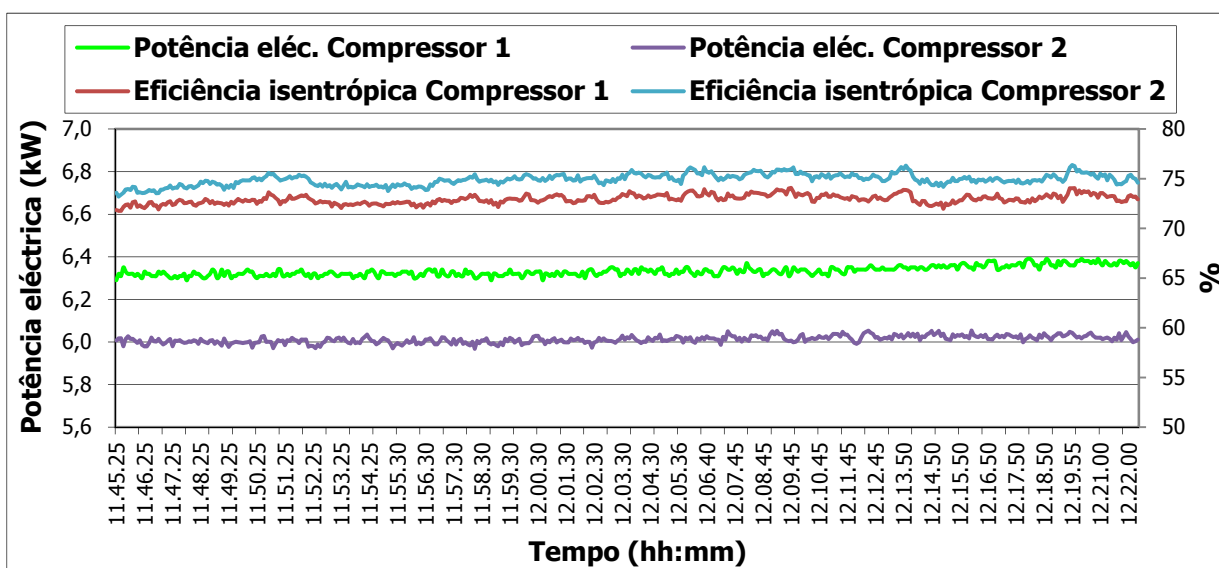


Gráfico 23 - Potências de alimentação dos compressores e respectivas eficiências isentrópicas.

Em relação ao EER também se pode comparar valores dos dois circuitos e a as suas respectivas razões de pressão:

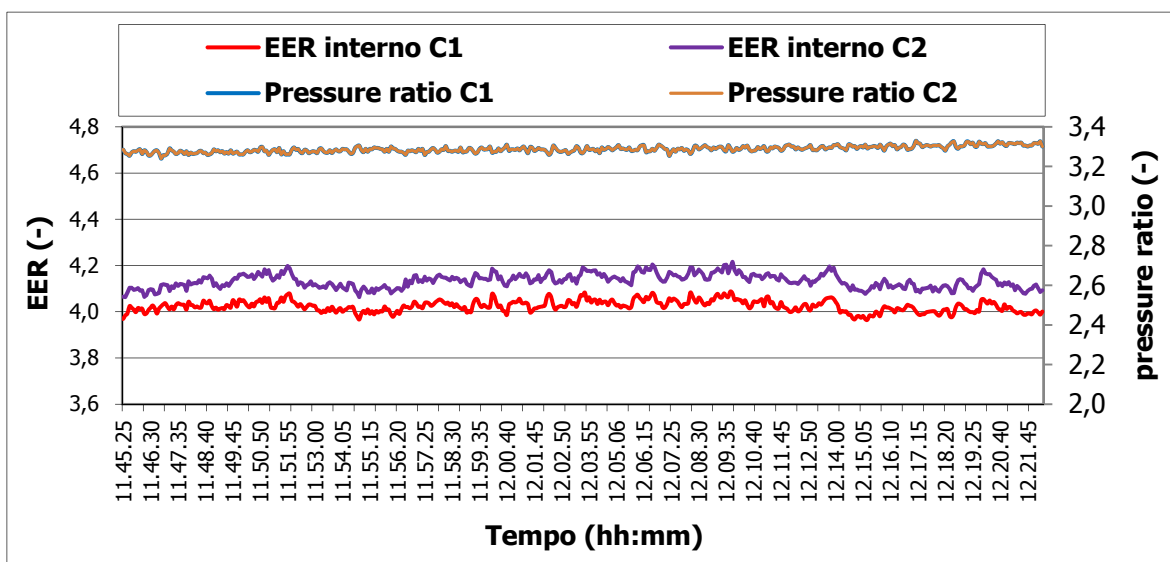


Gráfico 24 - EER e razões de pressão dos circuitos.

EER médio compressor 1 (C1) via método interno: $4,03 \pm 0,07$

EER médio compressor 2 (C2) via método interno: $4,13 \pm 0,07$

De seguida observa-se os graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos:

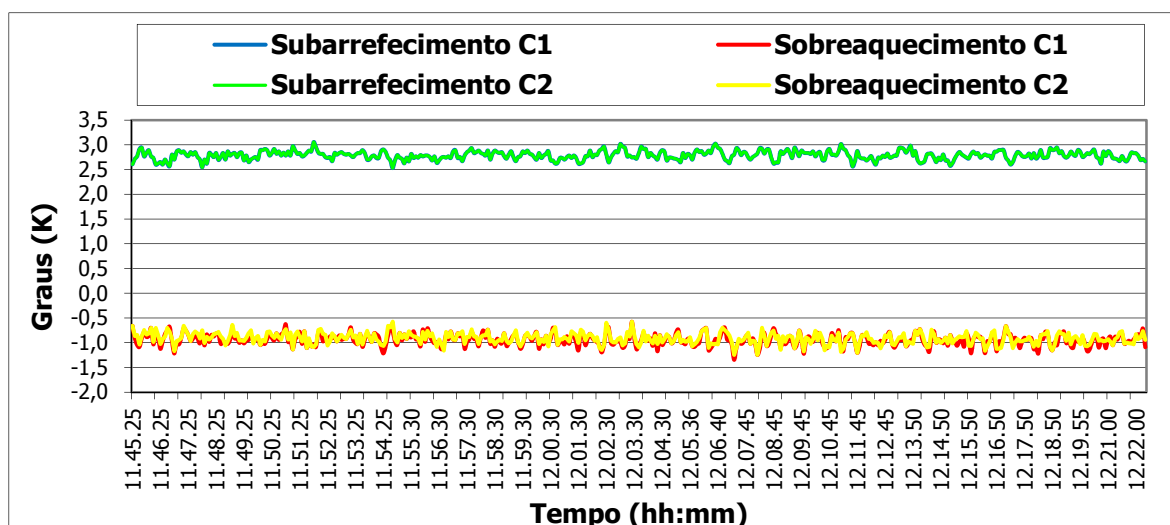


Gráfico 25 - Graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos dos compressores 1 e 2.

Os graus de sobreaquecimento e subarrefecimento são muito próximos nos dois circuitos, tendo os seguintes valores médios:

Graus de subarrefecimento: 2,8 K.

Graus de sobreaquecimento: -0,9 K.

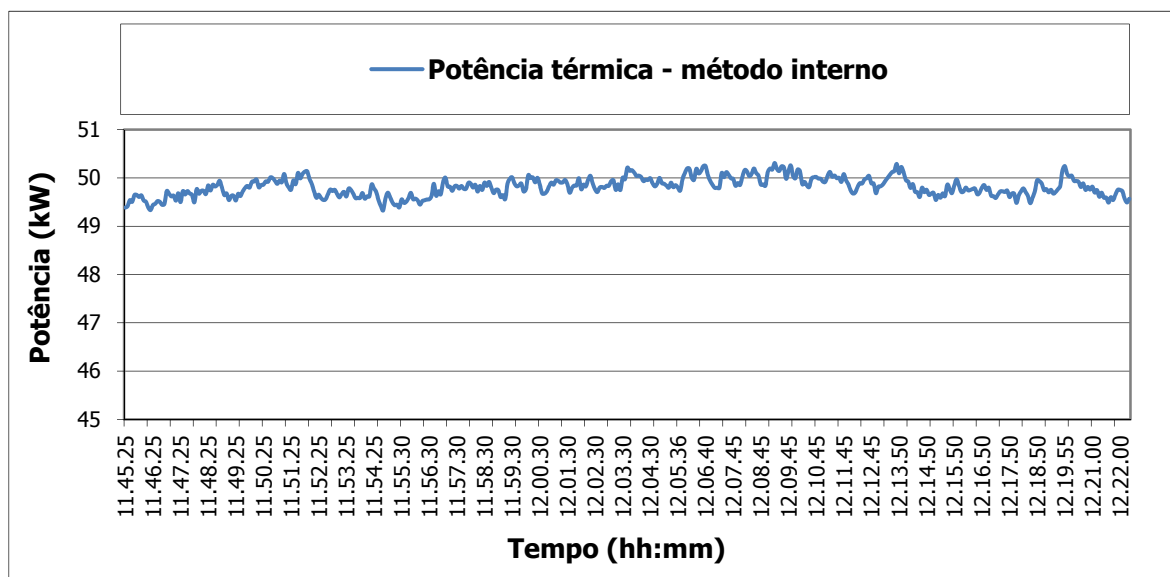


Gráfico 26 - Potência térmica.

Potência térmica média via método interno: $49,8 \pm 1,4$ [kW]

4.2.3 Análise pelo modelo de previsão externo

A análise externa no presente caso esteve limitada em termos de confirmação de previsões de resultados para o EER. Apenas foi possível uma recolha de dados do chiller, sendo que será apresentada na mesma a previsão de EER para cargas diferentes, embora estas careçam de medição *in loco* de modo a confirmarem-se valores.

De seguida são apresentadas as medições externas, considerando as temperaturas no evaporador e no condensador:

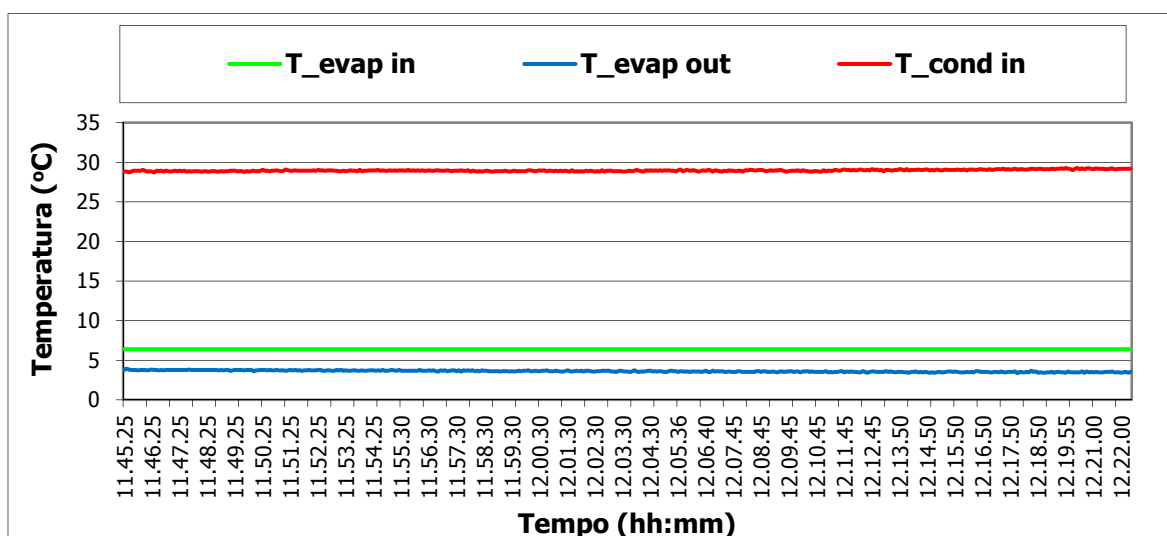


Gráfico 27 - Medições externas.

Como já referido não foi possível efectuar a medição do caudal de água no evaporador, assim este foi obtido partindo da potência térmica obtida pela análise interna e usando as temperaturas no evaporador. Assim pode-se observar a evolução do valor do caudal de água no evaporador:

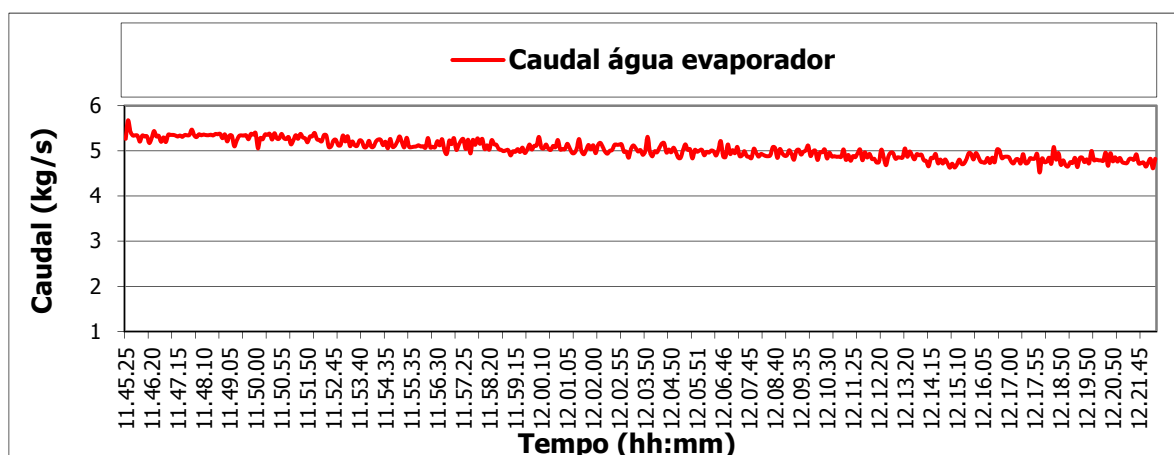


Gráfico 28 - Evolução do caudal de água no evaporador.

Caudal médio: $5,03 \pm 0,14$ [kg/s]

Cálculo coeficientes

Os coeficientes A_0 , A_1 , A_2 , obtidos pelas regressões lineares foram os seguintes:

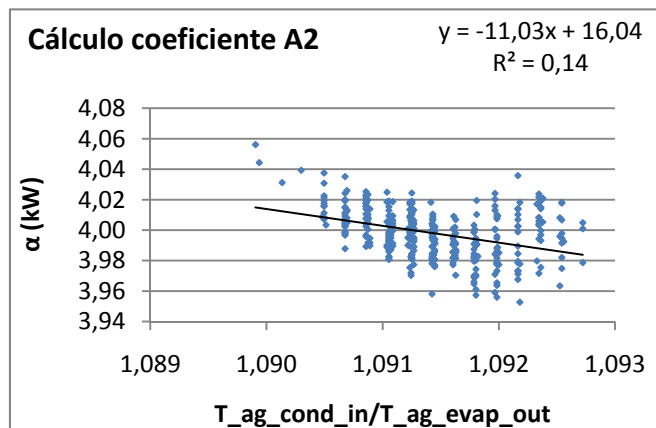


Gráfico 29 - Coeficiente A_2 - Moncalieri.

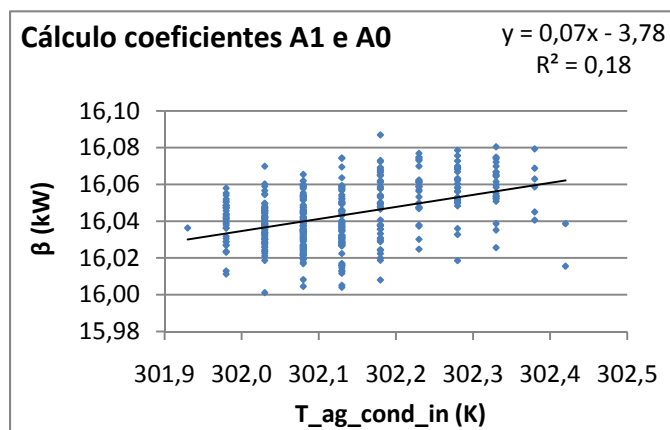


Gráfico 30 - Coeficientes A_1 e A_0 – Moncalieri.

Os valores do coeficiente de correlação (R^2) são baixos, o que reflecte uma distribuição mais aleatória dos resultados. Embora estes valores infiram um erro maior nos resultados finais, é com eles que serão efectuados os cálculos.

Coeficiente	Valor
A_0	3,77886
A_1	0,0656
A_2	11,0342

Tabela 8 - Tabela de coeficientes.

Estudando a influência da variação da temperatura de entrada da água no condensador obtêm-se os seguintes resultados:

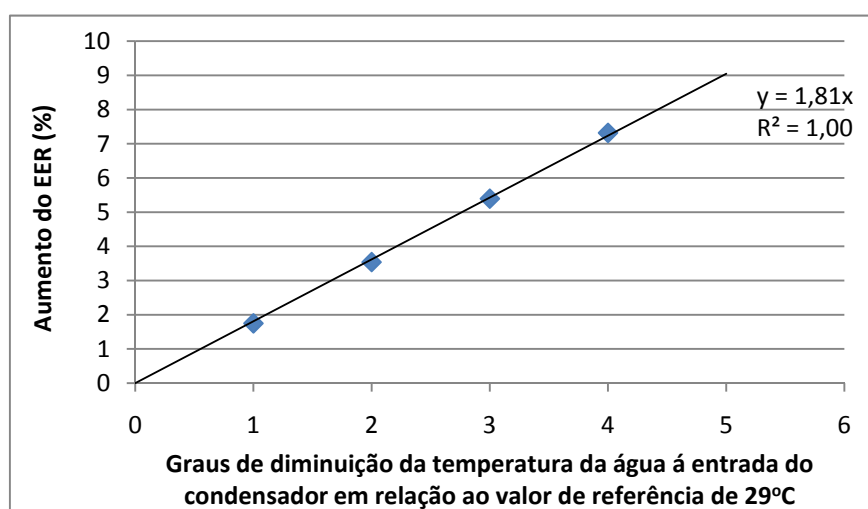


Gráfico 31 - Influência da variação da temperatura da água á entrada do condensador no valor do EER.

Observa-se que diminuindo a temperatura de entrada de água no condensador o EER aumentará como de acordo com os princípios teóricos. A grandeza de variação, ou seja, a influência de cada grau de diminuição da temperatura na percentagem de aumento do EER carece de verificação pois a água do condensador manteve uma temperatura constante, de modo que não foi possível verificar esta previsão. De realçar que o EER obtido já se encontrava no valor máximo indicado pelo fabricante, ainda assim é possível obter um EER superior diminuindo a temperatura da água no condensador.

4.2.4 Comparação de resultados

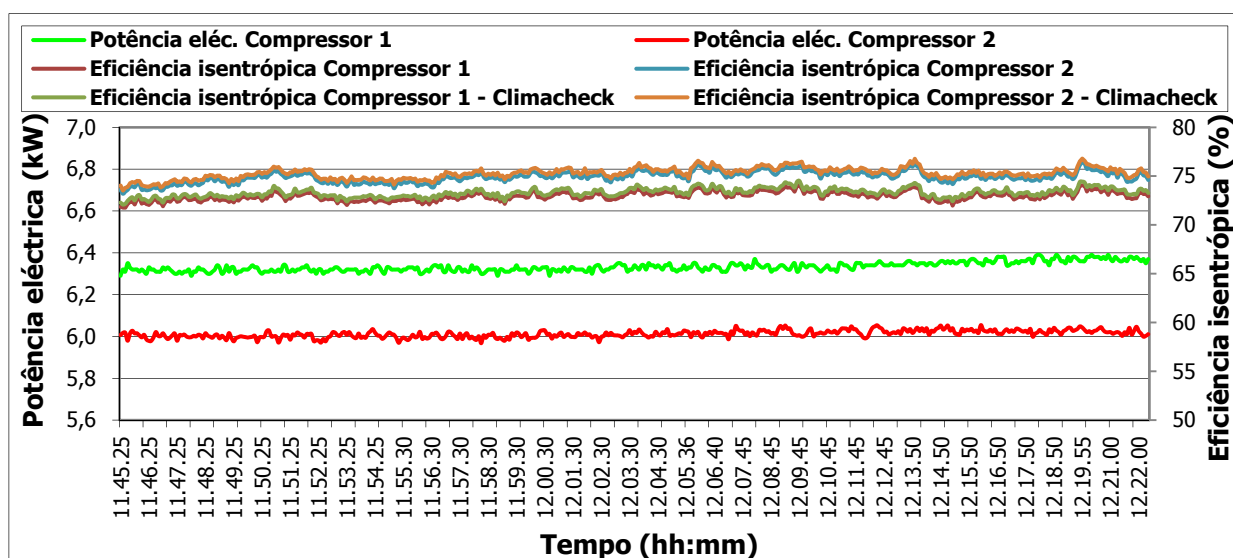


Gráfico 32 - Comparação das eficiências obtidas.

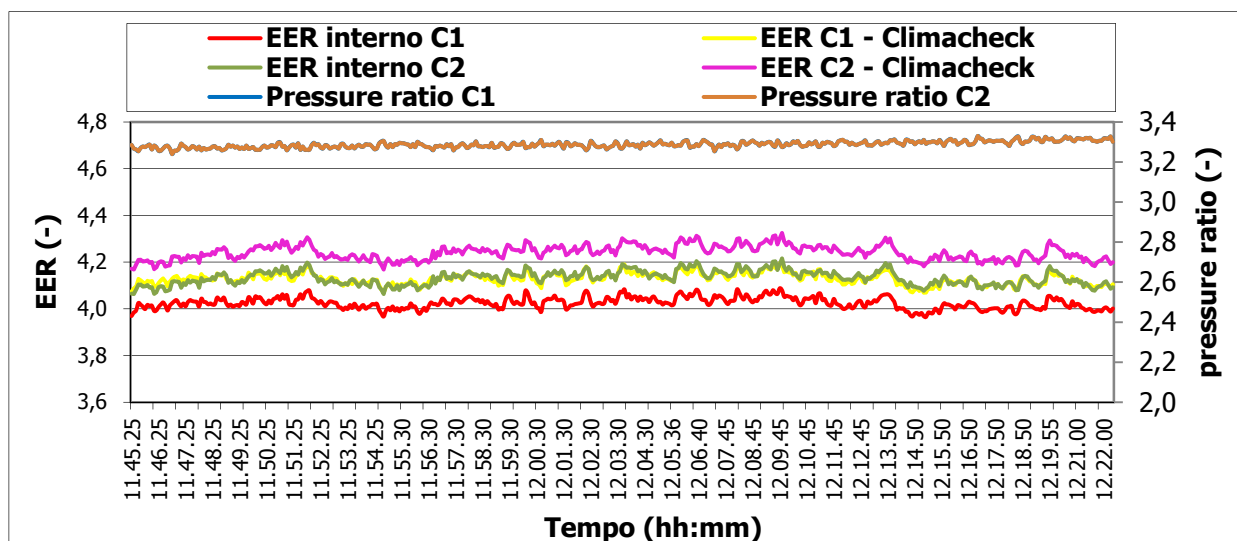


Gráfico 33 - Comparação dos valores do EER.

EER médio compressor 1 (C1) via método interno: $4,03 \pm 0,07$

EER médio compressor 1 (C1) via Climacheck: $4,13 \pm 0,21$

EER médio compressor 2 (C2) via método interno: $4,13 \pm 0,07$

EER médio compressor 2 (C2) via Climacheck: $4,24 \pm 0,21$

Erro máximo: 2,6%

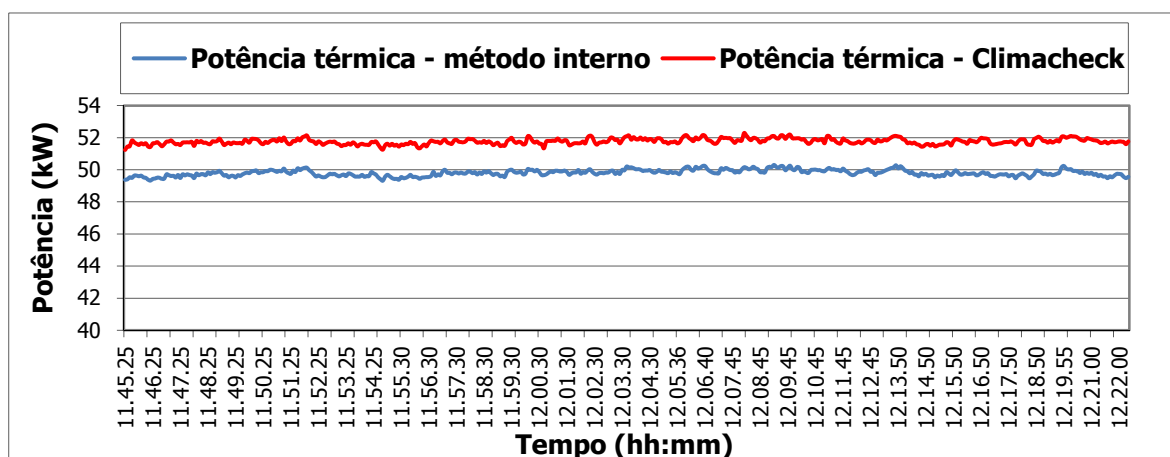


Gráfico 34 - Comparação da potência térmica.

Potência térmica média via método interno: $49,8 \pm 1,4$ [kW]

Potência térmica média via Climacheck: $51,8 \pm 2,6$ [kW]

Erro máximo: 4,5%

Os valores do EER e potência térmica obtidos pelos dois métodos são bastante semelhantes ainda que os do Climacheck sejam um pouco superiores. No andamento expresso nos gráficos observa-se que as evoluções são similares. Isto pode ser explicado pela definição do nível de perdas térmicas e eficiência eléctrica do motor que no caso do Climacheck tenham sido definidos com um valor superior.

De seguida observa-se os graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos:

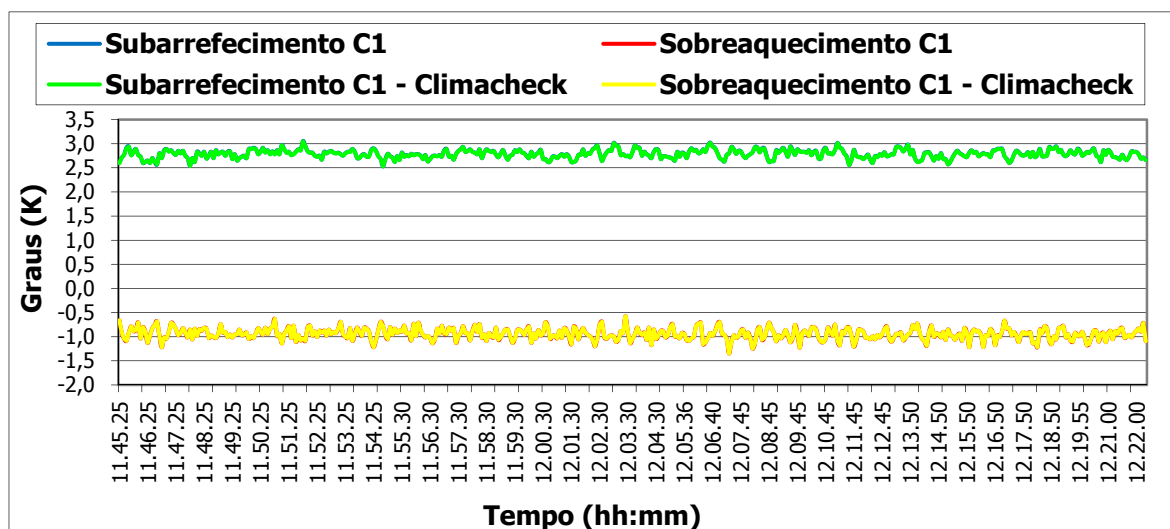


Gráfico 35 – Comparação dos graus de sobreaquecimento e subarrefecimento do circuito do compressor 1 (C1).

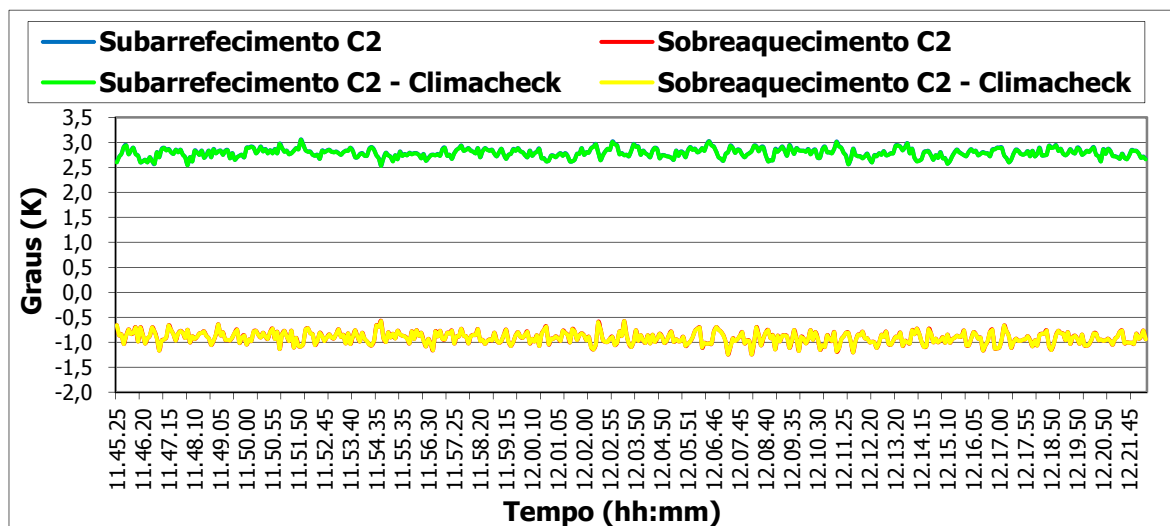


Gráfico 36 - Comparação dos graus de sobreaquecimento e subarrefecimento do circuito do compressor 2 (C2).

A diferença destas grandezas obtidas pelo método interno e pelo Climacheck são mínimas podendo ser consideradas próximas de zero.

Graus de subarrefecimento 2,8 K.

Graus de sobreaquecimento -0,9 K.

Apesar do gráfico (36) indicar valores negativos para os graus de sobreaquecimento, na verdade significa que estes são nulos (zona de vapor húmido), como explicado no capítulo 1.4.3. Não existem graus de sobreaquecimento negativos, os valores devem-se ao erro implícito dos equipamentos de medição.

Fixando então as temperaturas e fazendo variar a carga, obtêm-se os seguintes valores do EER previstos pelo modelo externo:

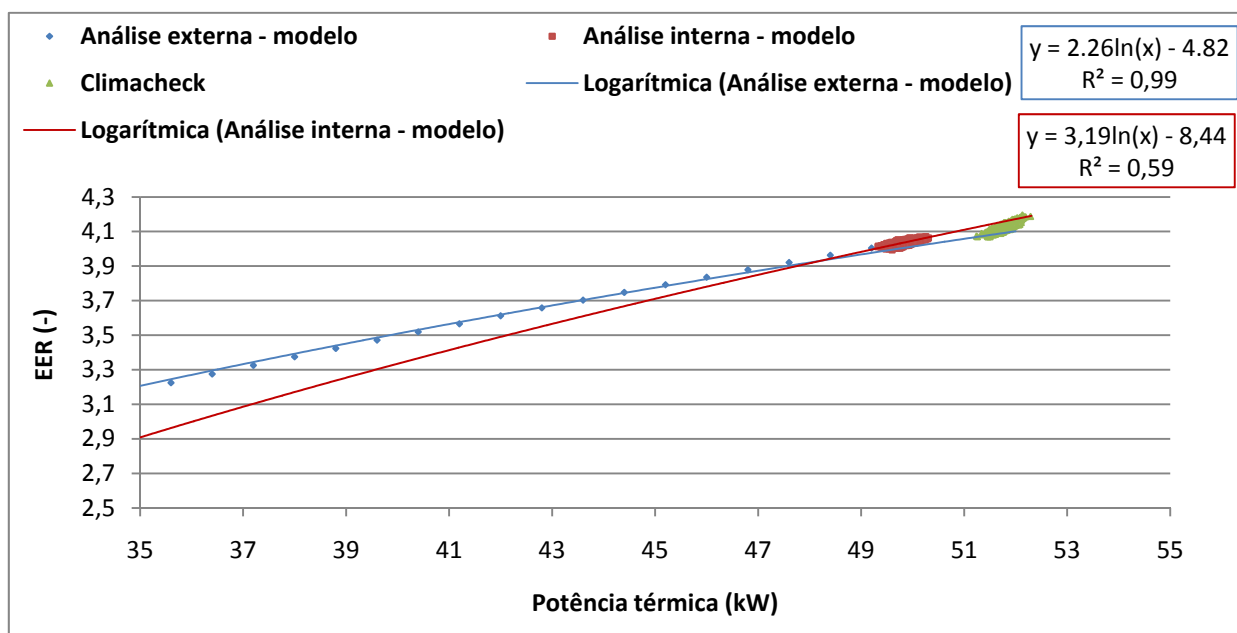


Gráfico 37- Previsão do andamento do EER com a diminuição da carga segundo o modelo do método externo.

Nesta análise não foi possível validar o modelo de previsão do EER via análise externa porque as medições efectuadas *in loco* apenas registaram valores para um intervalo pequeno das potências térmicas/EER. Assim efectuou-se uma regressão para a análise interna de modo a ter-se uma ideia da evolução destas duas variáveis, gráfico (37).

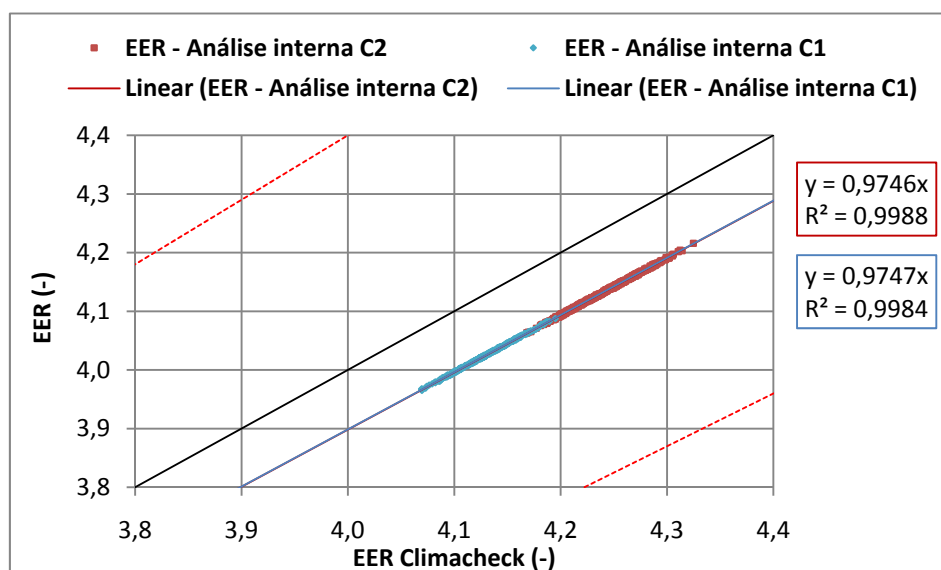


Gráfico 38 - Comparação do EER Climacheck com EER do método para um intervalo de erro $\pm 10\%$

Avaliando os resultados pode-se observar que os valores do EER obtidos pelo método interno se desviam um pouco dos resultados do Climacheck, embora o erro seja baixo na ordem dos 3%. O erro é linear o que torna a análise mais fácil, podendo afirmar-se que este método é fiável e com resultados muito próximo dos resultados de referência do Climacheck.

4.2.5 Análise do sistema

Observando e analisando todos os dados recolhidos e resultados obtidos, podem-se tirar as seguintes conclusões:

1 – Em termos de eficiência isentrópica dos compressores, estes apresentam valores bastante bons (cerca de 75%) [27], o que indica que estarão a funcionar em boas condições.

2 – Os graus de sobreaquecimento são inexistentes (fluido em mudança de fase), pelo que estará a entrar vapor húmido nos compressores danificando-os. Será necessário ajustar a válvula de expansão de modo a subir a temperatura no evaporador a fim de assegurar que o fluido frigorigéneo estará no estado de vapor sobreaquecido na entrada dos compressores.

3 – A temperatura de evaporação do fluido frigorigéneo no evaporador é demasiado baixa (cerca de -2 °C), isto poderá provocar o congelamento da água no evaporador provocando danos no equipamento. É aconselhável regular a válvula de expansão para uma temperatura de +3 °C evitando assim a possível congelação da água e ficando ainda abaixo da temperatura de saída da água do evaporador.

4 – O *set-point* deverá ser ajustado devido às razões apresentadas anteriormente e de realçar também que neste momento se encontra com valores de temperaturas no evaporador (4-6) abaixo de projecto (7-12).

5 – Em relação á diferença de temperaturas entre a saída de água do condensador e fluido frigorigéneo no condensador, esta apresenta um valor médio de 4 K o que é um valor que indica que terá um bom funcionamento.

6 – Observando os valores do EER estes apresentam-se bastante bons, coincidindo com os valores do fabricante para a carga nominal.

4.3 Turbocor Politecnico

O chiller em estudo produz água refrigerada num edifício de serviços que alimenta terminais do tipo *fan-coil* e baterias de frio em Unidades de Tratamento de Ar (UTA's).

O equipamento é um chiller de condensação a água com as seguintes características (características mais detalhadas em anexo):

A água de abastecimento do condensador é proveniente de um poço.

Marca	MTA
Modelo	AQ-TC 220
Potência eléctrica [kW]	137
Potência térmica de frio [kW]	600
EER (-)	4,39
Número de compressores	2
Refrigerante	R134a

Tabela 9 – Características do sistema.



Figura 58 - Características do chiller. [25]

O chiller é constituído pelos seguintes elementos:

Dois compressores DANFOSS, modelo TURBOCOR - TT300

Evaporador ALFA LAVAL, modelo DED 715

Condensador ALFA LAVAL, modelo CDEW-E640

Duas válvulas de expansão ARCO CONTROLS, modelo EX8-M21

Chiller composto por dois circuitos em paralelo (designados por C1 e C2), com um condensador e um evaporador:

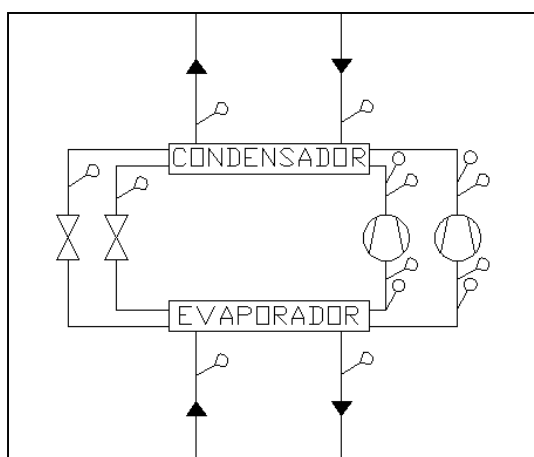


Figura 59 – Esquema de princípio do sistema.

Estão disponíveis em anexo fotos obtidas com uma câmara térmica de modo a localizar pontos com possíveis perdas térmicas.

Este chiller, com compressor do tipo centrífugo, segundo a curva de performance (ver anexo) tem um rendimento superior em carga parcial. Esta característica é o oposto dos chillers típicos em que o EER diminui com a diminuição da carga.

Assim este caso prático torna-se importante já que se pode testar a aplicação do modelo externo de previsão também para este tipo de equipamento.

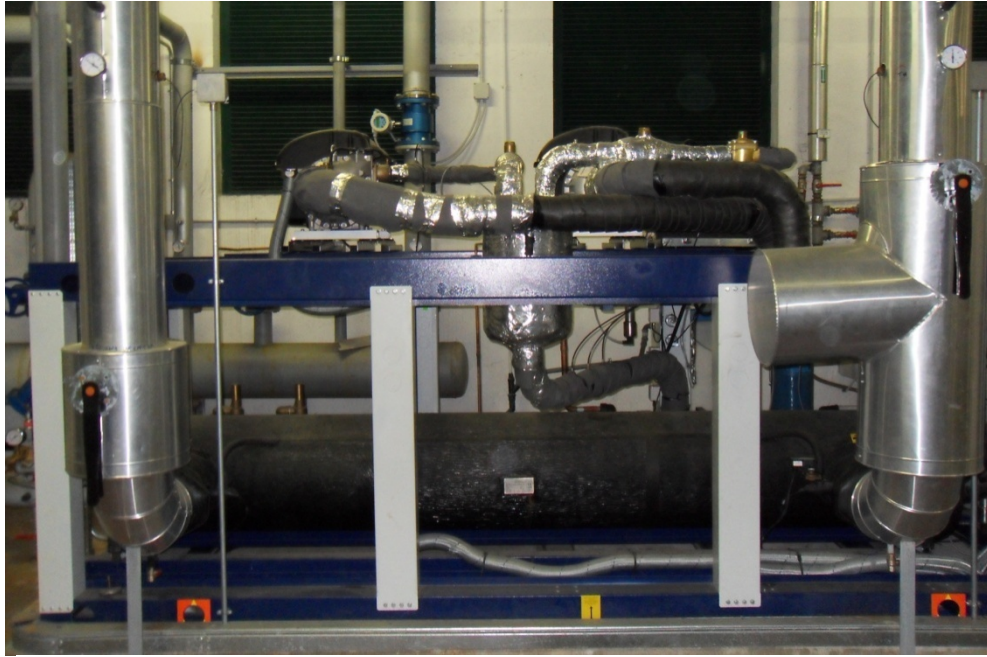


Figura 60 - Vista geral do chiller.

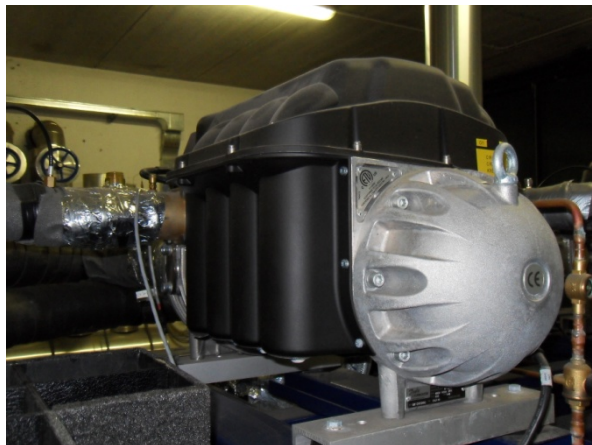


Figura 61 - Compressor Turbocor da DANFOSS do tipo centrífugo.



Figura 63 - Condensador e evaporador da ALFA LAVAL.



Figura 62 - Válvulas de expansão.



Figura 65 - Instalação dos sensores de temperatura.



Figura 64 - Remoção do isolamento e lixagem para colocação de sensores.

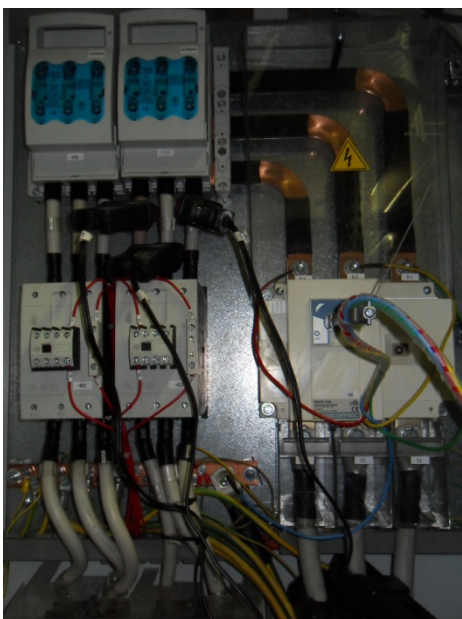


Figura 67 - Quadro eléctrico com sensores instalados.

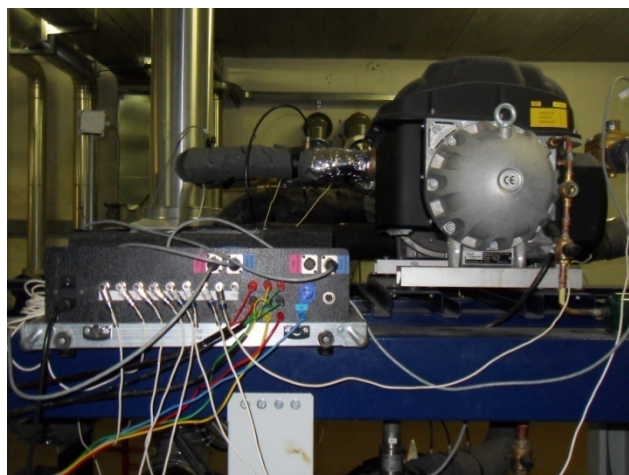


Figura 66 – Climacheck instalado.

4.3.1 Climacheck

As medições e resultados decorrentes do Climacheck são apresentados em gráficos em anexo.

4.3.2 Análise pelo método interno

Obtiveram-se as seguintes medições das temperaturas e pressões nos pontos internos do ciclo de refrigeração:

Consideram-se os seguintes pontos:

#1 – entrada do compressor

#2 – saída do compressor

#3 – saída condensador

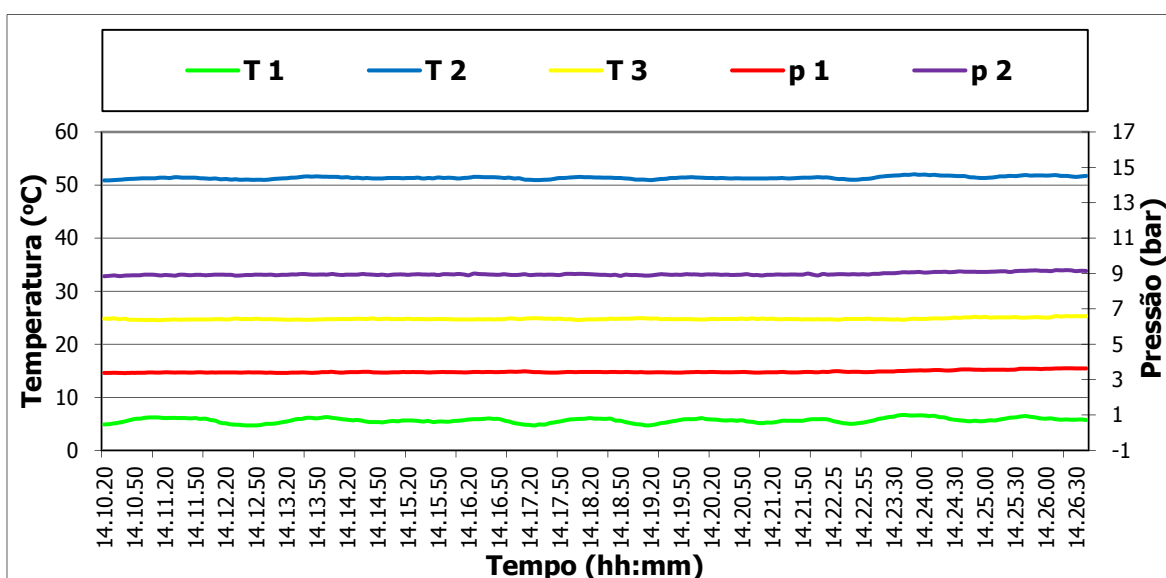


Gráfico 39 - Medições relativas ao circuito do compressor 1.

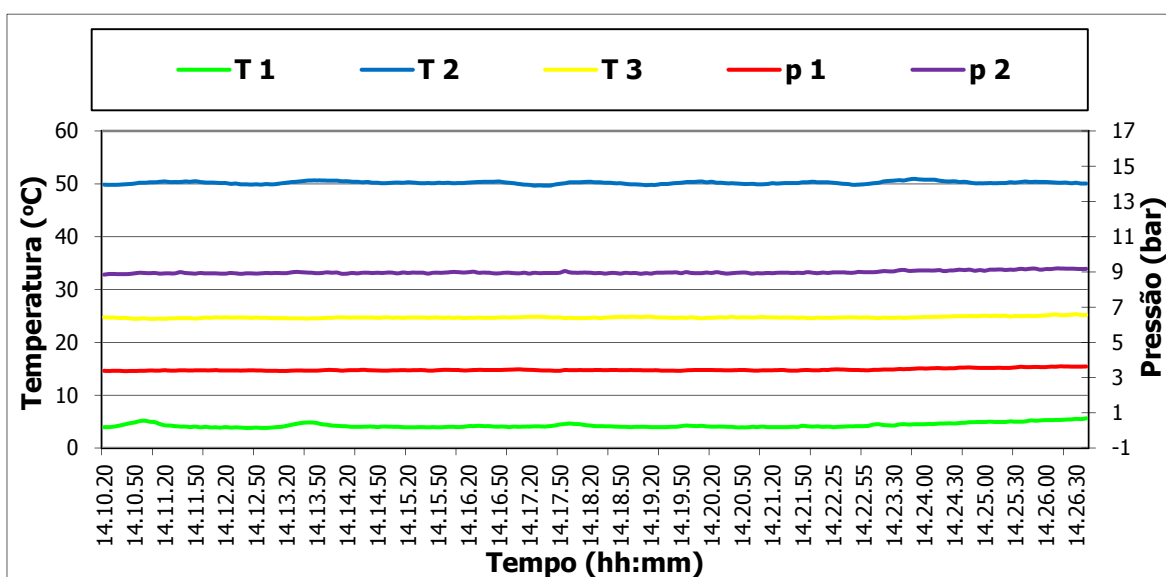


Gráfico 40 - Medições relativas ao circuito do compressor 2.

A partir destas grandezas físicas obtiveram-se as respectivas entalpias.

As incertezas das entalpias devido aos erros provenientes dos instrumentos de medição são as seguintes:

Circuito 1			Circuito 2		
h1	h2	h3	h1	h2	h3
$\pm 0,5$ kJ/kg	$\pm 0,6$ kJ/kg	$\pm 0,7$ kJ/kg	$\pm 0,5$ kJ/kg	$\pm 0,6$ kJ/kg	$\pm 0,7$ kJ/kg

Tabela 10 - Incertezas das entalpias

Em termos de eficiência térmica do compressor [16] e eficiência eléctrica do motor [33] consideraram-se os seguintes valores, que são valores típicos para este tipo de equipamentos e já foram devidamente estudados e comprovados. [41]

Perdas térmicas do compressor: 7%.

Eficiência eléctrica do motor: 98%.

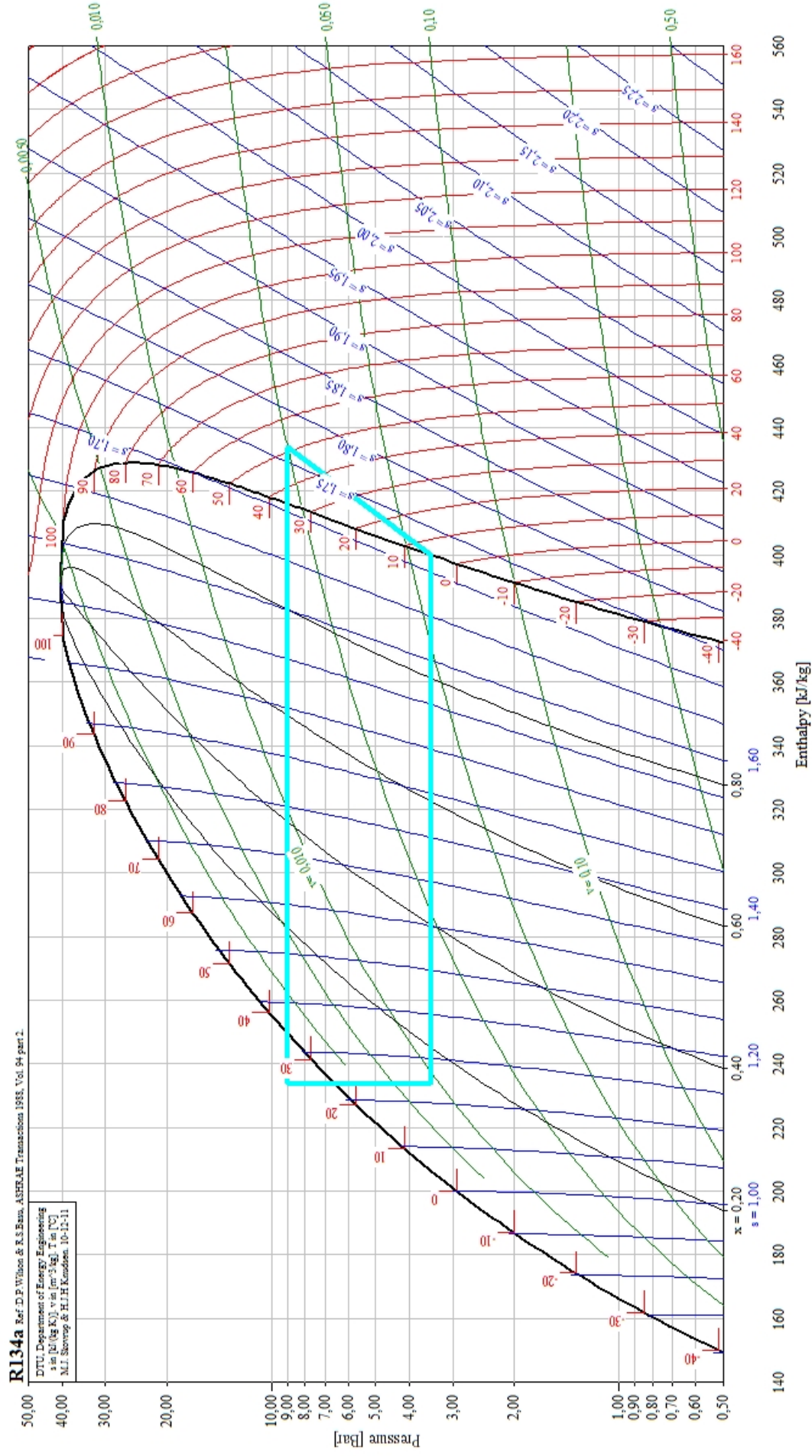
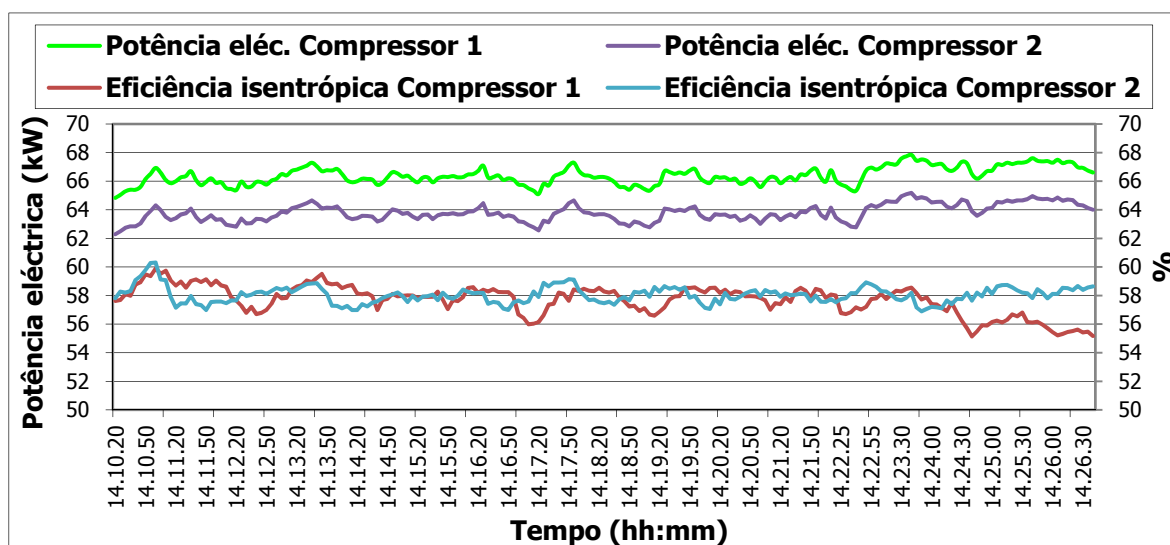
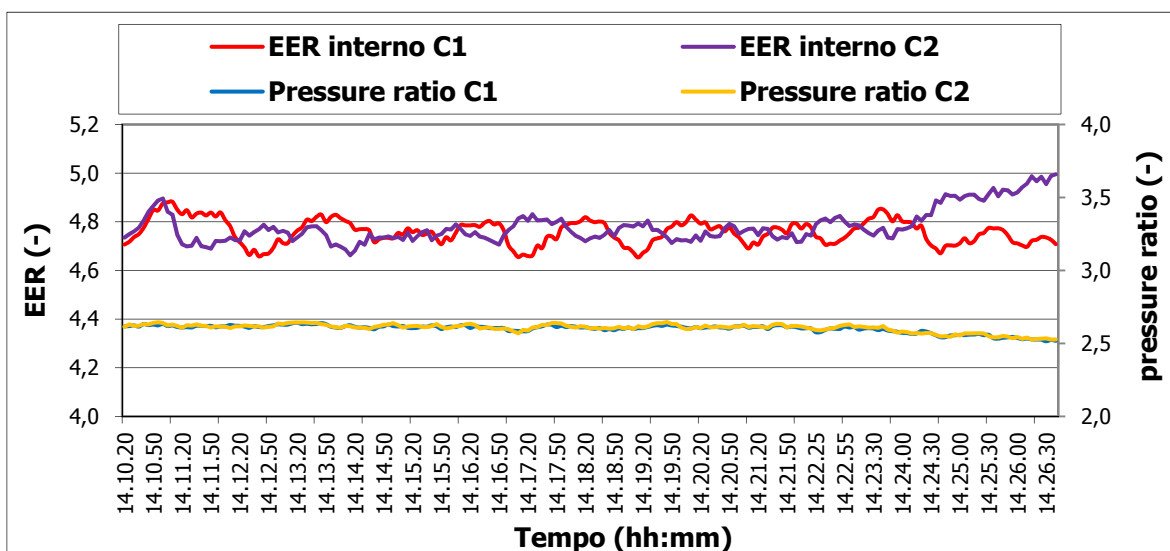


Gráfico 41 - Representação do ciclo num diagrama de Mollier (pressão vs entalpia).

Pode-se então observar as potências eléctricas de alimentação e as respectivas eficiências isentrópicas dos respectivos compressores:



Em relação ao EER também se pode comparar valores dos dois circuitos e a as suas respectivas razões de pressão:



EER médio circuito 1 (C1) via método interno: $4,76 \pm 0,12$

EER médio circuito 2 (C2) via método interno: $4,78 \pm 0,10$

De seguida observa-se os graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos:

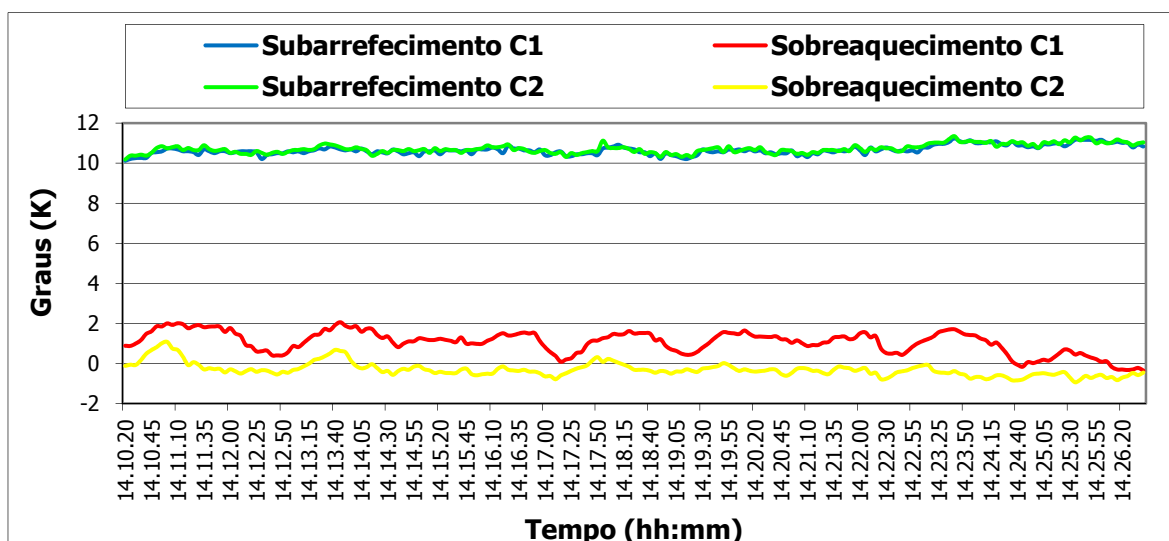


Gráfico 44 - Graus de sobreaquecimento e subarrefecimento dos circuitos dos compressores 1 e 2.

Os graus de subarrefecimento são muito próximos nos dois circuitos, enquanto que os graus de sobreaquecimento já são diferentes, tendo os seguintes valores médios:

Graus de subarrefecimento: 10,7 K.

Graus de sobreaquecimento circuito 1 (C1): 1,1 K.

Graus de sobreaquecimento circuito 2 (C2): -0,3 K.

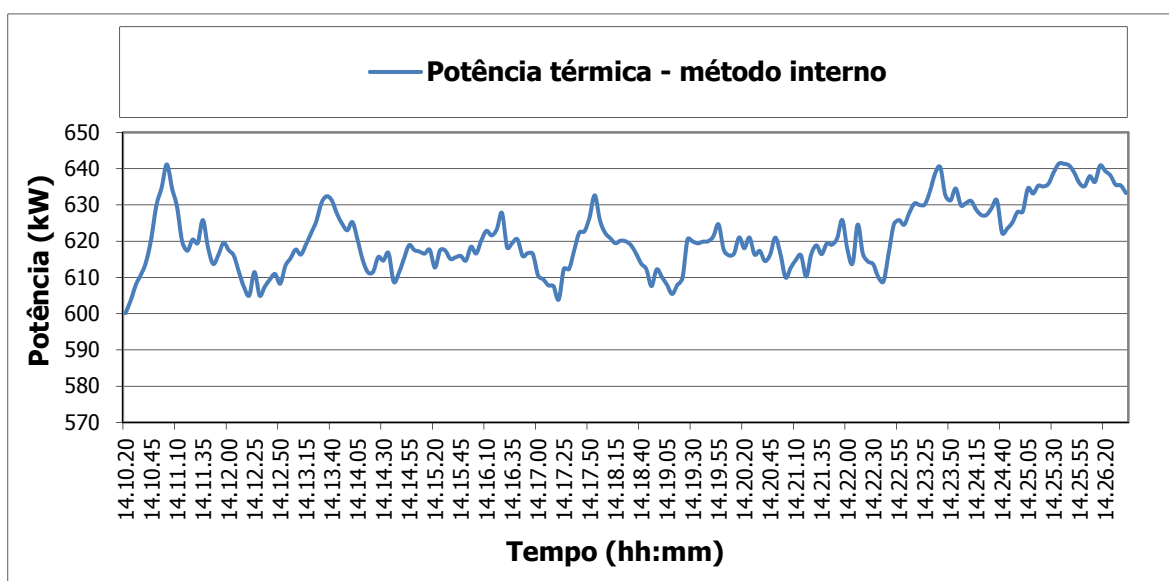


Gráfico 45 - Potência térmica.

Potência térmica média via método interno: 621±19 [kW]

4.3.3 Análise pelo modelo de previsão externo

De seguida são apresentadas as medições externas, considerando as temperaturas no evaporador e no condensador:

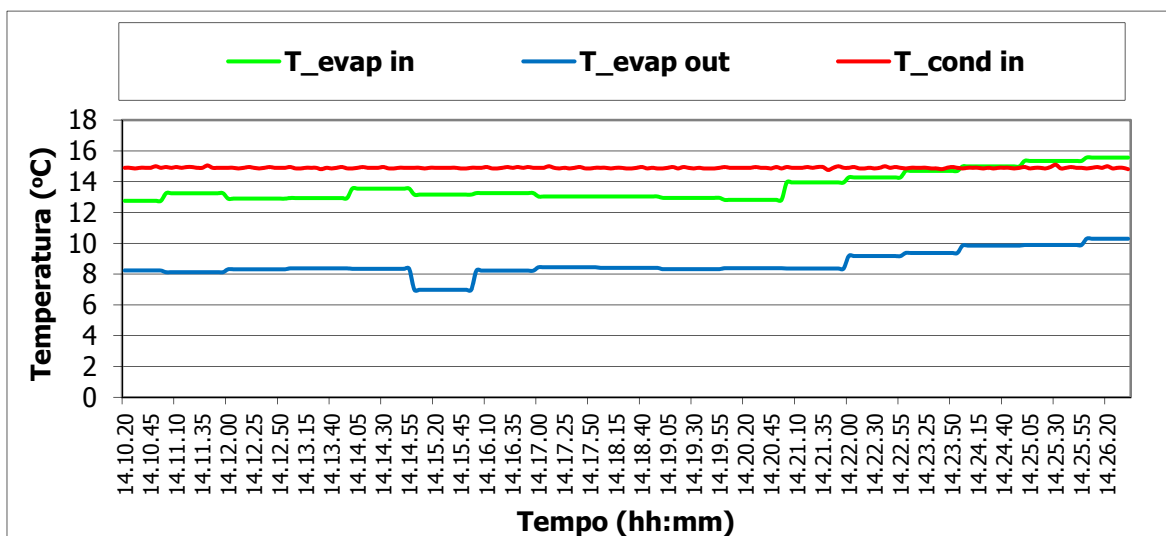


Gráfico 46 - Medições externas.

Não foi possível efectuar a medição do caudal de água no evaporador, assim este foi obtido partindo da potência térmica obtida pela análise interna e usando as temperaturas no evaporador. Assim pode-se observar a evolução do valor do caudal de água no evaporador:

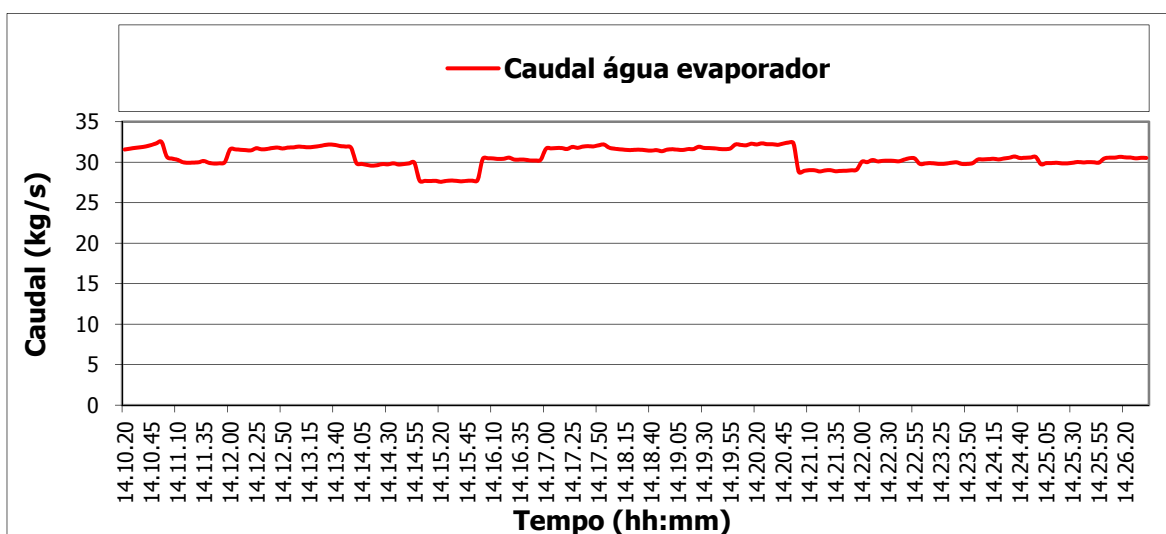


Gráfico 47 - Evolução do caudal de água no evaporador.

Caudal médio: $30,6 \pm 1,0$ [kg/s]

Cálculo coeficientes

Os coeficientes A_0 , A_1 , A_2 , obtidos pelas regressões lineares foram os seguintes:

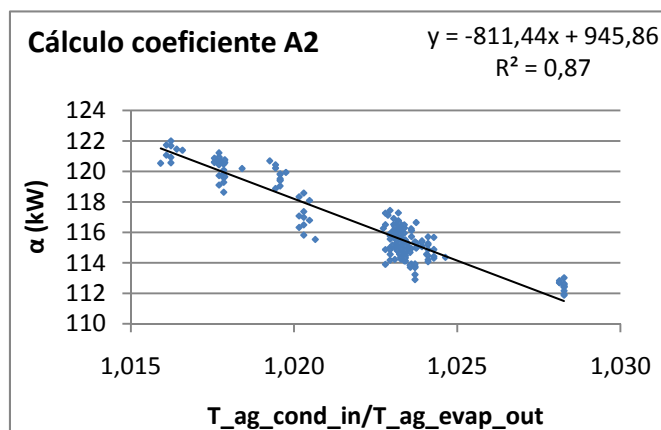


Gráfico 48 - Coeficiente A_2 – Turbocor.

A regressão linear para obtenção de A_2 apresenta um valor de R^2 elevado o que sugere uma boa aproximação.

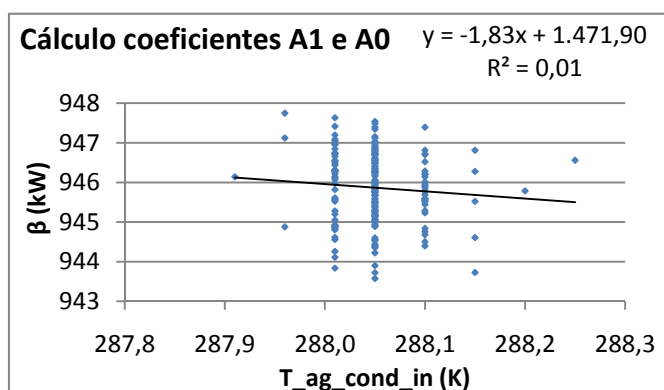


Gráfico 49 - Coeficientes A_1 e A_0 – Turbocor.

O valor do coeficiente de correlação (R^2) é extremamente baixo para a regressão relativa aos coeficientes A_1 e A_0 , o que reflecte uma distribuição muito aleatória dos resultados. Isto implica uma grande incerteza nos resultados da previsão, que irão ser avaliados através da comparação com os do Climacheck.

Coeficiente	Valor
A_0	-1471,9
A_1	-1,8262
A_2	811,44

Tabela 11 - Tabela de coeficientes – Turbocor

Estudando a influência da variação da temperatura de entrada da água no condensador obtêm-se os seguintes resultados:

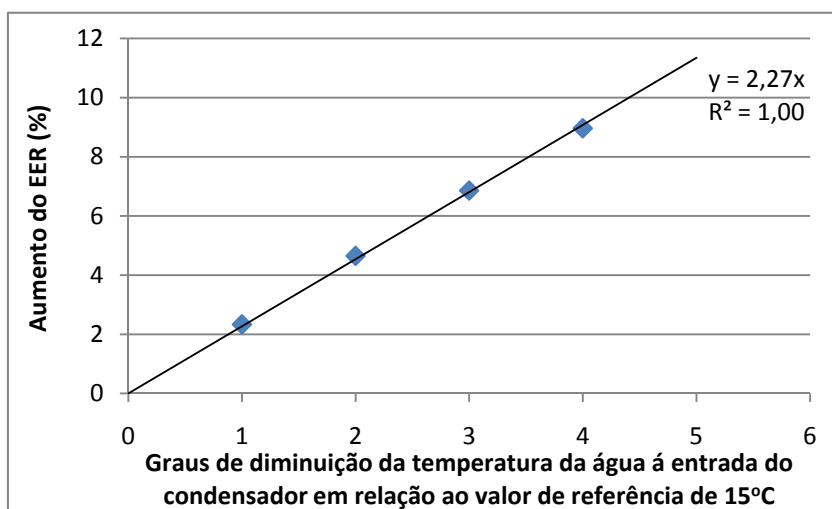


Gráfico 50 - Influência da variação da temperatura da água á entrada do condensador no valor do EER.

Observa-se que diminuindo a temperatura de entrada de água no condensador o EER aumentará como esperado, podendo-se ter uma ideia da ordem de grandeza da influência da diminuição de cada grau na percentagem de aumento do EER.

Esta previsão não pode ser comprovada em campo já que a água no condensador manteve sempre um valor constante. Assim ficam aqui apenas valores indicativos da possível alteração da performance.

4.3.4 Comparação de resultados

De seguida são efectuadas comparações de resultados referentes ao intervalo temporal em que se realizou a previsão de resultados, cruzando os valores da análise interna, da previsão do modelo externo e os resultados de referência do Climacheck.

Nesta análise não são diferenciados valores para o compressor 1 e para o compressor 2 dado que para além serem muito próximos torna-se também mais simples a comparação com os outros resultados.

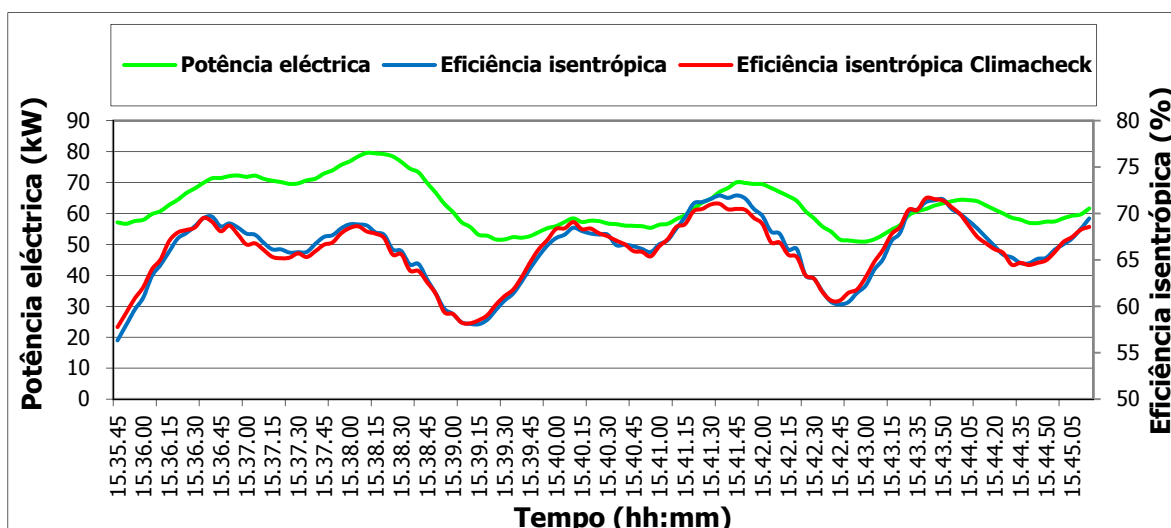


Gráfico 51 - Comparação das eficiências.

Os valores de eficiência isentrópica obtidos por ambos os métodos apresentam andamentos e valores muito semelhantes, validando a sua análise, embora o regime transiente do chiller influencie também a eficiência, como observado pelo registo ondulante dos resultados.

Em relação ao EER podem-se observar os seguintes resultados:

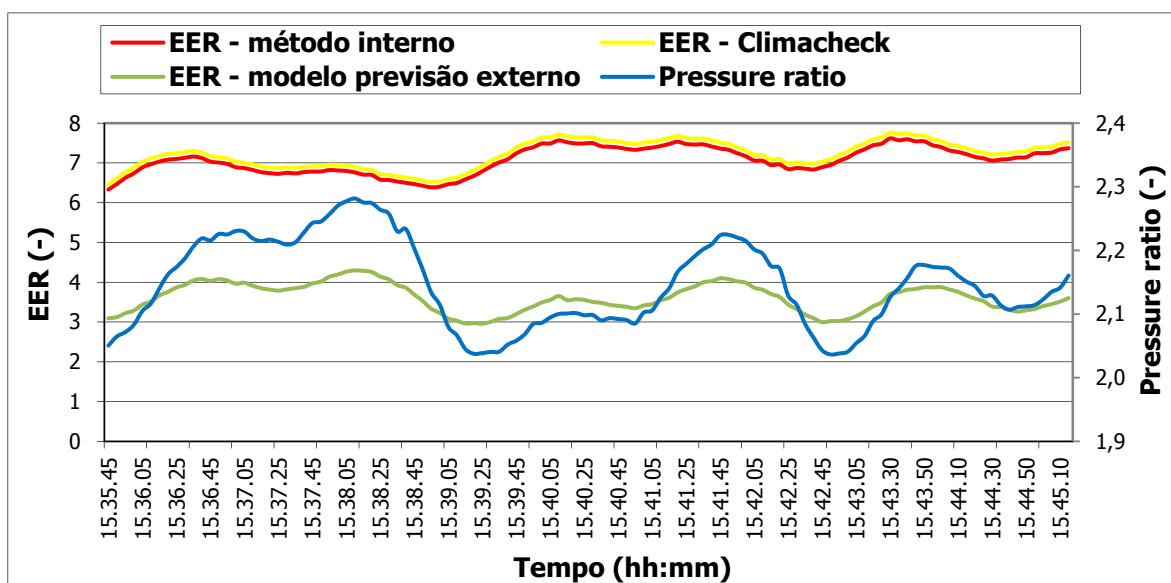


Gráfico 52 - Comparação dos valores do EER.

EER médio via método interno: $7,07 \pm 0,26$

EER médio via Climacheck: $7,21 \pm 0,36$

EER médio via modelo previsão externo: $3,61 \pm 0,20$

Como se pode observar os valores do EER via método interno e via Climacheck são bastante próximos, com erro máximo de 2%. Por outro lado os resultados do modelo externo de previsão são completamente desviados do valor medido. Esta diferença pode ser explicada por um lado pelo fraco ajuste na obtenção dos coeficientes A_1 e A_0 , devido ao regime transiente, mas por outro lado pelo facto do modelo semi-empírico dependente da temperatura estar ajustado a compressores com comportamento de EER típico, ou seja, com a diminuição da carga o EER também diminui. Por isto pode-se afirmar que este modelo de previsão externo não está bem adaptado a este tipo de compressores

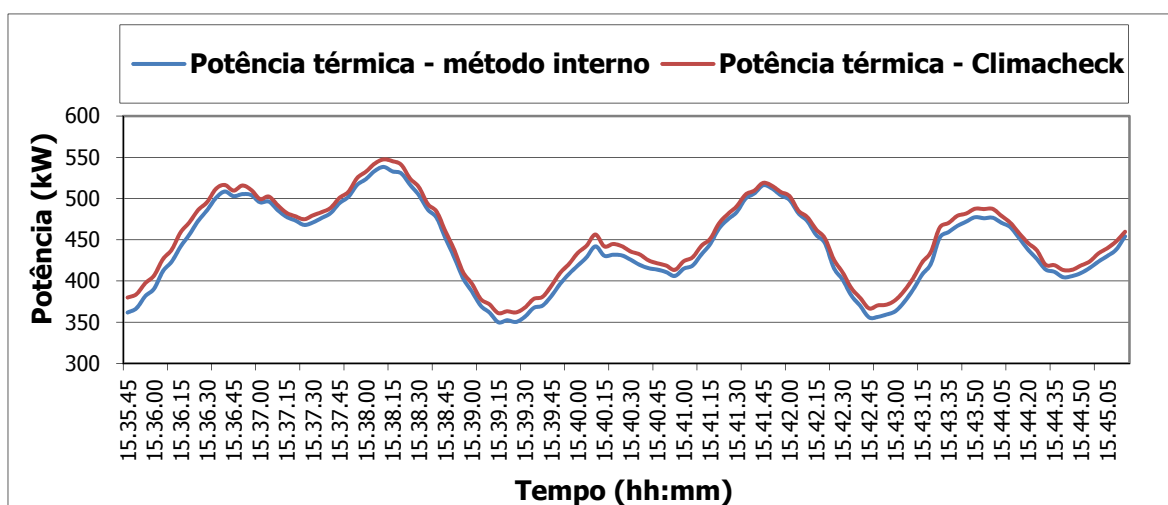


Gráfico 53 – Comparação da potência térmica.

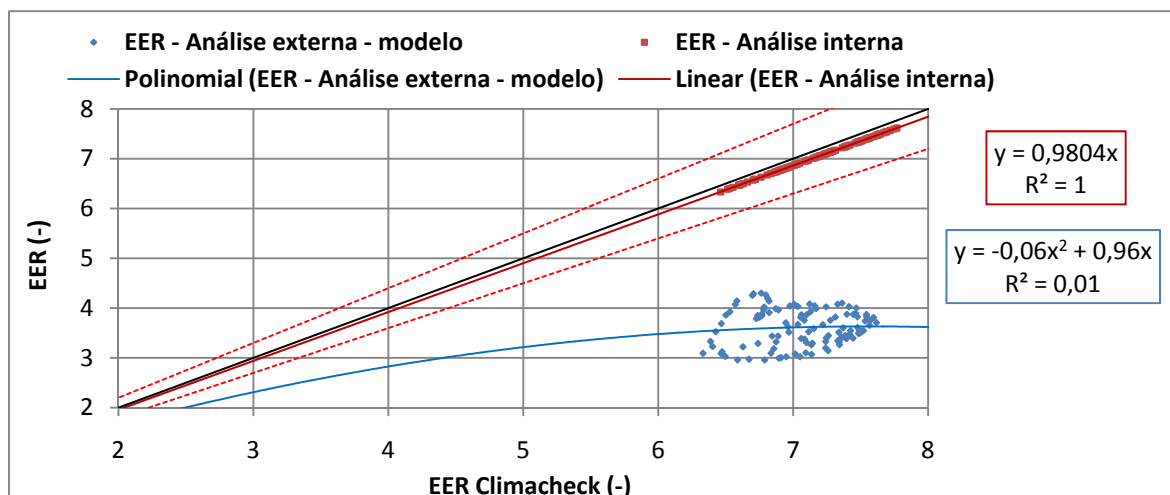
Como é visível a potência térmica varia bastante no intervalo temporal de análise, assim não se apresentam valores médios de potências, apenas se mostram erros e incertezas entre as duas análises:

Erro máximo: 4,8%

Incerteza Climacheck: $\pm 5\%$ [kW]

Incerteza máxima do método interno: ± 20 [kW]

Esta análise reporta resultados onde o regime é transiente em vez de permanente tornando a implementação do modelo de previsão externo mais difícil e com erros superiores.

Gráfico 54 – Comparação do EER com a diminuição da carga segundo o modelo num intervalo de erro $\pm 10\%$.

É possível observar no gráfico (54) que a análise via método interno tem valores muito próximos dos resultados do Climacheck, tendo um erro de cerca de 2% do EER. Por outro lado é possível também observar que o modelo de previsão do método externo falhou no prognóstico dos valores do EER. Os resultados afastam-se muito dos valores do Climacheck. Como já expressei, isto poderá dever-se ao facto dos compressores terem um comportamento da eficiência diferente dos compressores típicos limitando assim a aplicação do modelo.

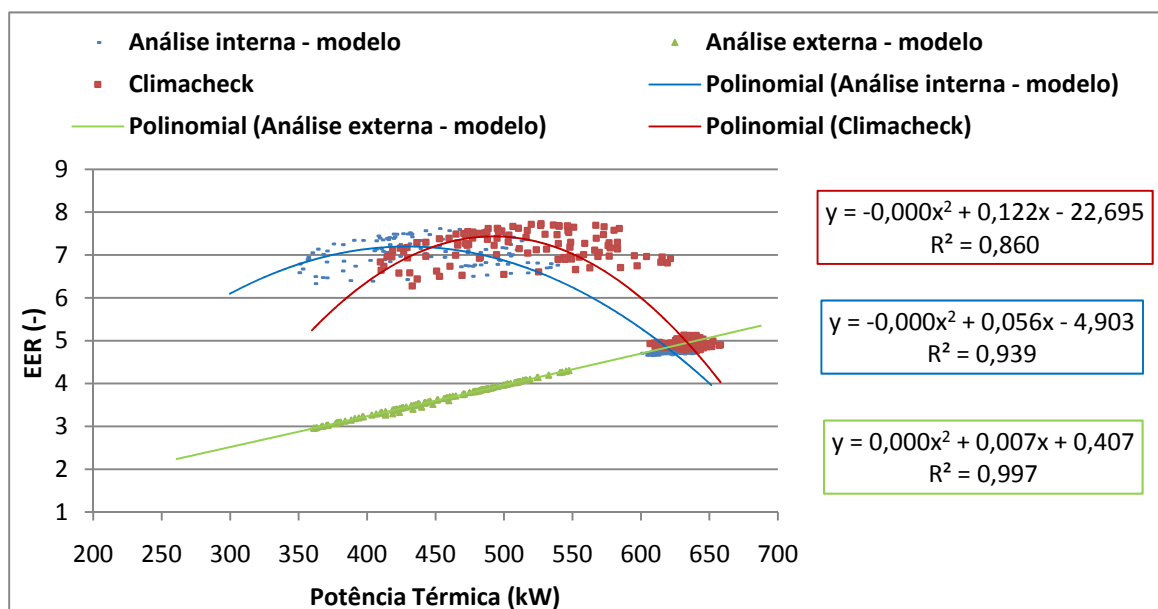


Gráfico 55 - Previsão do andamento do EER com a diminuição da carga segundo o modelo.

Comparando as regressões polinomiais resultantes das análises pode-se afirmar que a análise via método interno resulta numa regressão com um andamento próximo do Climacheck e com um valor do coeficiente de correlação (R^2) superior. Confirmando o aumento do EER a par do

aumento da carga parcial. Já a análise pelo modelo externo de previsão tem resultados completamente errados.

Desta análise pode-se então concluir que o modelo interno de análise continua a obter resultados próximos dos do Climacheck. Por sua vez o modelo externo de previsão falhou, o que tudo indica devido à tipologia do compressor, que sendo centrífugo (tipo *Turbocor*) tem melhor eficiência à medida que a potência parcial aumenta. Fica assim evidenciado que este modelo de previsão não é adequado a este tipo de compressores.

4.3.5 Análise do sistema

Observando e analisando todos os dados recolhidos e resultados obtidos, podem-se tirar as seguintes conclusões:

1 – Em termos de eficiência isentrópica dos compressores, estes apresentam valores um pouco baixos. Ambos os compressores funcionando a carga nominal apresentam valores na ordem dos 60 %. Passando para carga parcial vê-se que estes valores oscilam entre os 60 e os 70 %. Assim conclui-se que esta eficiência aumenta à medida que o nível de carga diminui. Analisando globalmente os compressores pode-se afirmar que os níveis de eficiência isentrópica são baixos [27]. Observando as imagens recolhidas por termografia (ver anexos) apercebe-se que existem perdas de calor no compressor que poderiam-se evitar isolando melhor o equipamento.

2 - Os graus de sobreaquecimento calculados são negativos (-0,3 K) no compressor 2. Como já explicado (capítulo 1.4.3) isto não é verdade pois não existe sobreaquecimento negativo. Este valor deve-se ao facto do fluido estar na zona de transição de vapor húmido (sobreaquecimento nulo) e como tal a diferença deve-se ao erro dos instrumentos de medição. No compressor 1 os graus de sobreaquecimento são positivos embora baixos (cerca de 1,1 K). É necessário ajustar a válvula de expansão de modo a subir um pouco a temperatura no evaporador a fim de se assegurar a entrada de vapor seco no compressor, idealmente com 4 a 5 K de sobreaquecimento.

3 - Observando apenas a temperatura de evaporação do fluido frigorigéneo no evaporador conclui-se que esta tem um valor adequado (cerca de 4 a 6 °C). Mas eventualmente terá de se alterar pelas razões já evidenciadas no ponto 2.

4 – Os valores do EER apresentam-se bastante bons, considerando a tipologia do chiller e coincidindo com os valores do fabricante. De realçar que para compressores do tipo centrífugo o EER aumenta a par do aumento da carga parcial o que também se verificou.

5. Conclusões e perspectivas futuras

5.1 Conclusões

A eficiência e os consumos energéticos dos equipamentos térmicos actualmente são determinantes tendo em conta toda a conjuntura económica e ambiental que hoje em dia vivemos. Assim o propósito do presente trabalho foi atingido no modo em que o estudo de métodos de análise de eficiência de chillers foi aprofundado e obteve-se uma metodologia capaz de efectuar uma análise interna do chiller, avaliando individualmente cada componente em relação ao seu desempenho e a sua influência na eficiência do chiller. Foi também possível aplicar o método de previsão externo onde se estudou a previsibilidade do comportamento do chiller sob diversas condições de funcionamento usando para isso um modelo matemático semi-empírico.

A análise interna revelou-se muito importante e facilmente exequível pois para além da obtenção dos valores de eficiência, possibilitou o diagnóstico do ciclo interno de refrigeração e a caracterização do funcionamento de cada um dos seus elementos. Os resultados desta análise são muito semelhantes aos de referência do Climacheck (com um erro máximo de 3%), concluindo-se que é possível atingir elevados patamares de confiança e validade de resultados a baixo custo. Considerando que em análises de campo obter-se um erro de 3% é muito baixo e quase desprezável, demonstra-se a fiabilidade do método. Por outro lado, analisando as características de funcionamento de um chiller, tais como os graus sobreaquecimento e subarrefecimento e eficiência isentrópica do compressor é possível detectar/prevenir um mau funcionamento/falha de algum elemento, sugerir ajustamentos de modo a melhorar a eficiência do equipamento e evitar situações que poderão levar à avaria do mesmo.

A nível do método de previsão externo foi possível observar a dificuldade de obter coeficientes com bons ajustamentos, pois não é fácil obter medições com um regime permanente de funcionamento do chiller. Assim com os resultados que foram possíveis de obter conseguiu-se efectuar uma previsão do comportamento do chiller a nível da eficiência para vários níveis de carga e temperaturas no condensador. Estas previsões mostraram-se fidedignas no primeiro caso (Moncalieri) de campo, onde o chiller estava equipado com um compressor alternativo hermético mas no segundo caso de campo em que o chiller estava equipado com compressores centrífugos (Turbocor) as previsões para carga parcial (EER igual a 3,6) mostraram-se desenquadradas com os resultados medidos (EER igual a 7,2). Este modelo de previsão mostra-se muito dependente do tipo de compressor, sendo necessária a sua adaptação a cada tipo (especialmente aos compressores centrífugos). De um modo geral esta metodologia prova-se importante para aferir o bom ou mau funcionamento, efectuar a melhor escolha na parte de projecto para o equipamento funcionar nas suas melhores condições e a nível da gestão integrado num sistema de gestão energética dos edifícios. Neste ultimo ponto, se o chiller funcionar fora das condições esperadas para dadas condições de carga e temperaturas, previamente estudadas, já se tem a indicação de que algo no equipamento não estará a funcionar de modo devido.

Aplicando esta metodologia e efectuando uma monitorização constante dos parâmetros de eficiência e dos parâmetros relativos ao ciclo interno de refrigeração do chiller e integrada num sistema de gestão energética de um edifício pode-se desenvolver todo um sistema de controlo em tempo real do sistema e inclusive antecipar qualquer deficiência no funcionamento do mesmo se este se afastar das condições previstas pelo modelo de previsão.

5.2 Perspectivas de trabalhos futuros

Após o desenvolvimento da presente metodologia de análise observaram-se todas as suas virtudes em função dos resultados obtidos e conclui-se que existem ainda aperfeiçoamentos que podem ser desenvolvidos com o intuito de tornar a análise mais eficaz.

Observando a parte da metodologia aplicada à análise interna do chiller, que obteve resultados muito satisfatórios propõe-se a possibilidade da aquisição de dados via online de modo a ter-se um registo quase imediato da eficiência do chiller e da performance dos seus elementos. Esta possibilidade é muito aliciante pois dá o poder a um técnico especializado na manutenção destes equipamentos de controlar vários sistemas em simultâneo, tendo apenas a obrigação de se deslocar a posto caso exista uma falha detectada pelo sistema.

Da parte do modelo de previsão externo nota-se a necessidade de desenvolver e adaptar o modelo matemático a cada tipologia de compressores instalados nos chillers. Conforme os resultados, vê-se que para um compressor alternativo, mais comum no mercado, a obtenção dos coeficientes levou a uma previsão de comportamento energético muito próxima do real. No caso dos compressores centrífugos do segundo caso de campo, os coeficientes, além de uma regressão pouco ajustada, levaram a uma previsão de comportamento desenquadrada da realidade. Isto leva a crer que é necessário adaptar o modelo matemático a cada tipo de compressores de modo a chegar a um compromisso onde os resultados são satisfatórios. Assim propõe-se um estudo a nível dos fabricantes, onde seja possível de modo expedito, ajustar o modelo matemático e os seus respectivos coeficientes de modo a que seja também uma mais-valia do ponto de vista comercial. É deste modo possível fornecer ao cliente uma ferramenta que possibilita controlar o bom funcionamento do equipamento sabendo à partida a sua resposta a diferentes condições externas e níveis de carga.

A metodologia desenvolvida mostra como é evidente a necessidade da complementaridade da análise interna ao método de previsão externo. Juntando assim as suas mais-valias, como já indicado, propõem-se o desenvolvimento de um sistema de monitorização ajustada aos sistemas de gestão energética de edifícios. Todo este controlo, possível em tempo real, da eficiência do chiller e da performance dos seus elementos mais a valia de poder prever o seu comportamento e deste modo saber o intervalo de resposta do seu funcionamento ao dispor de um sistema de gestão por controlo numérico dá ao responsável humano pelo sistema um grande poder de análise, controlo de falhas ou funcionamento fora das condições óptimas

elevando assim o controlo energético e menor desperdício, melhorando o ambiente e poupando capital.

6. Referências e bibliografia

- [1] J. Adnot, "Energy Efficiency and certification of Central Air Conditioners (EECCAC)," D.G. Transportation-Energy (DGTREN) of the Comission of the E.U., ParisAbril 2003.
- [2] K. Berglof, "Performance inspection saves energy in air-conditioning, refrigeration and heat pump systems," *ClimaCheck Sweeden AB*, p. 5.
- [3] J. A. M. Prakash, "Energy optimisation through improved onsite analysing methods in refrigeration," Master Thesis, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology (KTH), Stockholm, 2006.
- [4] *Direcção Geral de Energia e Geologia*. Disponível em: <http://www.dgge.pt/>
- [5] *Directiva 2002/91/EC, EPBD - Energy Performance of Buildings Directive*, do Parlamento Europeu e do Concelho sobre performance energética de edifícios, 16 de Dezembro de 2002.
- [6] *Directiva 2010/31/EU, EPBD Recast - Energy Performance of Buildings Directive*, do Parlamento Europeu e do Concelho sobre performance energética de edifícios, 19 de Maio de 2010.
- [7] *Wiki do IF-SC Campus São José*. Disponível em: http://wiki.sj.cefetsc.edu.br/wiki/index.php/PERGUNTAS_E_RESPOSTAS
- [8] F. França, "Controle térmico de ambientes," Universidade Estadual de Campinas (Unicamp), 2008
- [9] Elementos constituintes de um ciclo de refrigeração, Wikipédia. Disponível em: <http://www.wikipedia.pt>
- [10] N. Mesquita, "Resumo da teoria de refrigeração," Documento de projecto, FEUP, 2008
- [11] P. O. Fahlén, "Field measurements," ed. The Swedish National Testing and Research Institute (SP), p. 14, Suécia.
- [12] Coefficient of Performance. Disponível em: http://www.engineeringtoolbox.com/heat-pump-efficiency-ratings-d_1117.html
- [13] Stoecker W.F., Jones J.W.; "Refrigeration and air conditioning", 2ª edição, Auckland: McGraw-HillBook Company, 1982.
- [14] "Refrigeration and heat pump equipment: general conditions for field testing and presentation of performance (NT VVS 115)," ed. Nordisk Innovations Center, p. 19, 1997, Noruega.
- [15] "Large heat pumps: field testing and presentation of performance (NT VVS 076)," ed. Nordisk Innovations Center, p. 26, 1989, Noruega.
- [16] "Refrigeration and heat pump equipment: check-ups and performance data inferred from measurements under field conditions in the refrigerant system (NT VVS 116)," ed. Nordisk Innovations Center, p. 13, 1997, Noruega.
- [17] ClimaCheck Sweden AB. Disponível em: <http://www.climacheck.com/>
- [18] L. W. C. Lee Tzong-Shing, "An evaluation of empirically based models for predicting energy performance of vapor-compression water chillers," ELSEVIER - Applied Energy, p. 8, 2010.
- [19] M. K. Michael J. Brandemuehl, J. Phelan, "Methodology Development to Measure In-Situ Chiller, Fan, and Pump Performance – Final Report for ASHRAE research project RP-827" Joint Center for Energy Management, Boulder, Colorado, USA, Março 1996.
- [20] M. C. Irene E. Figueroa, Mario A. Medina, Darin W. Nutter, "Predicing improved chiller performance through thermodynamic modeling," p. 9, 1997.

- [21] Disponível em: <http://enelab.polito.it/>
- [22] PT 100. Disponível em: <http://www.carel.coma>
- [23] Termopar T. Disponível em: <http://www.pirometriaecnica.com>
- [24] Sensor pressão. Disponível em: <http://www.eliwell.eu>
- [25] Transdutor de caudal. Disponível em: <https://www.aichitokei.co.jp>
- [26] Chillers MTA. Disponível em: <http://www.mta-it.com/>
- [27] G.F.Hundy, A.R. Trott, T.C. Welch; “Refrigeration and Air Conditioning” 4ª edição, B|H
- [28] ASHRAE - American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, HVAC Fundamentals Handbook, 1997.
- [29] Júnior Luís; Introdução a Máquinas Térmicas – Refrigeração, Disponível em: <http://www.martinelli.eng.br/ebooks.htm>, 2009.
- [30] International Institute of Refrigeration, Refrigeration Report, 2002.
- [31] Decreto-Lei nº 79/2006 de 4 de Abril de 2006 – Regulamento dos Sistemas de Climatização em Edifícios (RSECE)
- [32] Bory Daniela, Analysis and simulation of defects of operation for air conditioning audit, PhD thesis, l’Ecole des Mines de Paris, 2008.
- [33] Berglöf Klas; Methods and potential for performance validation of air conditioning, refrigeration and heat pump systems, The Institute of Refrigeration, 2004.
- [34] Ng K.C., Chua H.T., Ong W., Lee S.S., Gordon J.M., Diagnostics and optimization of reciprocating chillers: theory and experiment. Appl Therm Eng 1996;17(3):263–76.
- [35] Gordon J.M., Ng K.C., Chua H.T., Centrifugal chillers: thermodynamic modeling and a diagnostic case study. Int. J. Refrig. 1995;18(4): 253–7.
- [36] E. Figueroa Irene, A. Medina Mario, Cathey Marc, W. Nutter Darin, Modification and validation of a universal thermodynamic chiller model used to evaluate the performance of a water-cooled centrifugal chillers, 1998.
- [37] Clito Afonso, Apontamentos da disciplina de Termodinâmica II, FEUP.
- [38] P. Fahlén, Performance audits of heat pumps – procedures and uncertainties, Sweden, 2005.
- [39] Campilho Aurélio, Instrumentação Electrónica. Métodos e Técnicas de Medição, Porto: FEUP edições, 2000.
- [40] EN 14511 - Air conditioners, liquid chilling packages and heat pumps with electrically driven compressors for space heating and cooling.
- [41] <http://www.arch.hku.hk/research/beer/cop-elec/elec.htm#4>, eficiência eléctrica de motores.
- [42] <http://www.eurovent-certification.com>
- [43] <http://www.refrigeracao.net>
- [44] <http://www.alephzero.co.uk/ref/index.htm>
- [45] <http://www.ior.org.uk>
- [46] <http://www.adene.pt>

ANEXO A: Equipamento de medição



Specifications for ClimaCheck Pt1000 temperature sensors



ClimaCheck has developed a sensor specifically designed to be suitable for surface mounting on refrigeration systems and at the same time being able to sustain the rough handling associated with repeated attachment and dismounting.

Specifications

Sensor	Pt1000 DIN class A , $\pm$ Limits deviations in $^{\circ}\text{C}$ (K), $0.15 + 0.002 \cdot t $
Approved temp. range	-50 to 150°C
Sealing	Sensor is submersible and sealed to eliminate risk for condensation.
Cable material	Silicone rubber (KA2X0.14-STN002)
Resistance of 5 m cable	1.32 Ohms/ $+0.35^{\circ}\text{C}$ (Preconfigured in PA Pro)
Resistance of 10 m twin cable.	1.32 Ohms/ $+0.35^{\circ}\text{C}$ when using all leads (Preconfigured in PA Pro)

Part no. 300 100	5 m cable with 3.5 mm tele plug (mobile case).
Part no. 300 200	5 m cable with free leads (fixed installations).
Part no. 300 225	10 m twin cable with 3.5 mm tele plug (mobile case).
Part no. 300 220	10 m twin cable with four free leads (fixed installations).
Part no. 300 502	10 m with round 150x3 mm sensor, 3.5 mm tele plug.
Part no. 300 501	10 m with round 150x3 mm sensor, four free leads.
Part no. 300 205	5 m with round 25x5 mm sensor, 3.5 mm tele plug.

ClimaCheck Sweden AB, Nysätravägen 24, S-131 33 Nacka, Sweden
+46 8 55 61 55 75, info@climacheck.com, www.climacheck.com

X:

none

Specifications are subject to change without notice EM24 DIN DS 280409

1



ClimaCheck Piezoresistive Pressure Transmitters with Schrader opener and Teflon seal



These piezoresistive pressure transmitter-heads are produced on an automatic brazing line, making possible the mass production of high quality pressure transmitters at acceptable cost.

This new technology allows the crevice-free construction of the pressure port without using internal seals or O-rings. All parts are of stainless steel (AISI 316 L). The header with the silicon pressure sensor and the glass feed-through pins are welded to the steel insert underneath the oil filling.

Transmitter:	10 Bar	35 Bar	50 Bar	150 Bar
Part no.	200 200 (1-5 V) 200 205 (4-20 mA)	200 100 (1-5 V) 200 105 (4-20 mA)	200 300 (1-5 V)	200 400 (1-5 V)
Pressure range:	0-10 bar(g)	0-35 bar(g)	0-50 bar(g)	0-150 bar(g)
Reference:	Sealed gauge			
Supply Voltage:	8 - 28 V DC			
Output:	1 to 5 V DC or 4 to 20 mA DC depending on model			
Accuracy:	<1% FS @ 0...50°C			
Connection:	7/16"-20 UNF with schrader depressor			
Cable connection:	Packard Plug			
IP Protection:	IP65			
Weight:	60 gram			
Height (ex. Cont.)	50 mm			

Electrical connection (Standard 1-5 V output)

On 4-20 mA the Ground (green) lead is not required. Connect +8-28 VDC to brown lead and Signal to white lead.

Conn.	3-Wire	Cable
1	GND	green
2	+OUT	white
3	+VCC	brown
4 (E)		

Cables with Packard Plug connectors

Part no. 200 101 – 2 meters with free leads
 Part no. 200 102 – 2 meters with DIN 5D plug
 Part no. 200 104 – 10 meters with free leads
 Part no. 200 107 – 10 meters with DIN 5D plug

Other accessories

Part no. 200 103 – 3 meters extension cable DIN 5D plugs
 Part no. 200 910 – Angled adapter 1/4" Female - 1/4" Male
 Part no. 200 911 – Angled adapter 5/16" Female - 1/4" Male
 Part no. 200 900 – Replacement Teflon seals, 10 units

www.climacheck.com

Energy Management Energy Analyzer Type EM24 DIN



- Dupline communication capability (DP option)
- Application adaptable display and programming procedure (Easyprog function)
- Easy connections management
- Certified according to MID Directive, Annex "B" "Type examination" relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003), see option "P" below
- Certified according to MID Directive, Annex "B" + Annex "F" for legal metrology relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003), see option "PF" below.

Product Description

Three-phase energy analyzer with built-in configuration joystick and LCD data displaying; particularly indicated for active and reactive energy metering and for cost allocation. Housing for DIN-rail mounting with IP50 (front) protection degree. Direct connection up to 65A and by means of external current and potential transformers.

Moreover the meter can be provided with digital outputs that can be either for pulse proportional to the active and reactive energy being measured or for alarm outputs. In alternative the RS485 communication port and 3 digital inputs or Dupline port and 3 digital inputs are available as an option.

Type Selection

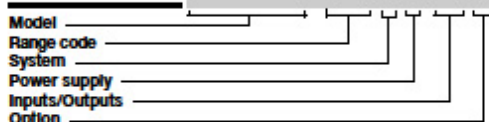
Range codes	System	Inputs/Outputs	Power supply
AV5: 400V _{LL} AC - 1/5 (10)A (CT connection) (*) V _{LN} : 160 V to 480V _{LN} V _L : 277 V to 830V _L	1: 1-phase, 2-wire; 3-phase, 3-wire; 3-phase, 4-wire balanced load (**)	XX: none (*) O2: dual open collector type (dual pulse or one pulse + one alarm or dual alarm) (*)	X: Self power supply (See "Power supply specifications") (*) L: 18 to 60VAC/DC (48 to 62Hz) (**)
AV6: 208V _{LL} AC - 1/5(10)A (VT/PT and CT connections) (*) V _{LN} : 40V to 144V _{LN} V _L : 70V to 250V _L	3: balanced and unbalanced load: 3-phase, 4-wire; 3-phase, 3-wire; 2-phase, 3-wire; 1-phase, 2-wire (*)	R2: dual relay type (functions as per "O2") (**)(*) XS: RS485 port (**) IS: 3 digital inputs for tariff selection or Gas/water/ remote heating metering plus RS485 port (*)	D: 115/230 VAC (48 to 62Hz) (*) Note: "L" and "D" power supplies only for AV5 and AV6 inputs; "X" power supply only for AV0, AV2 and AV9 inputs.
AV0: 208V _{LL} AC - 10(65)A (direct connection) (**) V _{LN} : 96V to 144V _{LN} V _L : 166V to 250V _L	Options	DP: Dupline port plus 3 digital inputs for Gas / water / remote heating metering (**)	
AV2: 400V _{LL} AC 10(65)A (direct connection) (**) V _{LN} : 113V to 285V _{LN} V _L : 198V to 480V _L	P: Certified according to MID Directive, Annex "B" "Type examination" relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003) (*)		
AV9: 400V _{LL} AC - 10(65)A (direct connection) (*) V _{LN} : 184V to 276V _{LN} V _L : 318V to 480V _L	PF: Certified according to MID Directive, Annex "B" + Annex "F" for legal metrology relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003) (**)	(*) as standard. (**) on request. (*) not available if the range code is "AV2". (**) available if the range code is either "AV2" or "AV5".	
	X: none		

Specifications are subject to change without notice EM24 DIN DS 280409



- Class 1 (kWh) according to EN62053-21
- Class B (kWh) according to EN50470-3
- Class 2 (kvarh) according to EN62053-23
- Accuracy ± 0.5 RDG (current/voltage)
- Energy analyzer
- Instantaneous variables readout: 4 DGT
- Energies/gas/water readout: 7+1 DGT
- System variables: VLL, VLN, Admd max, VA, VAdmd, VAdmd max, W, Wdmd, Wdmd max, var, PF, Hz, Phase-sequence.
- Single phase variables: VLL, VLN, A, VA, W, var, PF
- Energy measurements: total and partial kWh and kvarh or based on 4 different tariffs; single phase measurements
- Gas, cold water, hot water, kWh remote heating measurements
- Hour counter (6+2 DGT)
- TRMS measurements of distorted sine waves (voltages/currents)
- Self power supply (AV0-AV2-AV9 inputs)
- Auxiliary power supply (AV5-AV6 inputs)
- 3 digital inputs for tariff selection, DMD synch or gas/water (hot-cold) and remote heating metering (on request)
- 2 digital outputs for pulses or for alarms or as a mix of them (on request)
- Dimensions: 4-DIN modules
- Protection degree (front): IP50
- RS485 serial output (on request) (MODBUS-RTU), IFC SCADA compatibility

How to order EM24 DIN AV5 3 X O2 X





Clamp Model M1 100A / 1A

Equipment according to IEC 1010 - 1

SAFETY WARNING: This note must be read in full. Any operations on live conductors can be dangerous. The operator is expected to be fully aware of all necessary electrical safety regulations and procedures. Safe operation is this responsibility. It is up to the user to ensure that the equipment is at all times in its original safe conditions.

ELECTRICAL DATA

Primary rate current	: 100A
Measuring range	: 0.1A to 300A
Output signal	: 1A = 10mA
Ratio	: 100 / 1
Accuracy	: 2% from 0.1 IN to 1.2 IN
Max error	: 3% (of reading value)
Load internal	: 0.5 Ohms
Load external mini	: 0.1 to 0.5 Ohms
Measurement power	: Take care to keep the conventional direction P1 = S1 rear of the arrows.
Accuracy at 2000 Hz	: 100A at 2%
Phase difference at 2000Hz	: 2 Degrees
Frequency range	: 40Hz to 5 000 Hz
Protection class	: III according to IEC 1010-1
Dielectric strength	: 3 KV 50 Hz 1 min
Temperature range	: -10° to + 50° C
Nude conductor	: Phase / Ground 30 Volts eff.
Insulated conductor	: No limit
"Opening" cable	: 15 x 17 mm
Weight	: 115 g
Dimensions (mm)	: 97x 43 x 23 mm
Output connection	: Safety sockets for 4 mm
Output optional	: Cable 2 m - D01
Colour	: Grey

ELECTRICAL TEST DIAGRAM

Primary A	Error %	Phase error degrees	Technical Remarks
0.5	-0.3		
1	-1.8	2.5	Tests carrying
5	-1.3		
10	-0.9	to	at
25	-0.4		
100	-0.7	3.5	50 Hz and 0.3 Ohms
200	-1.1		

Measurements are carried out with digital instrument, models 1.200 000 digits class 0.2

TOLEKA AB FENIX VÄG 28 134 43 GUSTAVSBEREG Tel. (08) 570 349 00 Fax. (08) 570 349 22

Energy Management Energy Analyzer Type EM24 DIN



- Dupline communication capability (DP option)
- Application adaptable display and programming procedure (Easyprog function)
- Easy connections management
- Certified according to MID Directive, Annex "B" "Type examination" relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003), see option "P" below
- Certified according to MID Directive, Annex "B" + Annex "F" for legal metrology relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003), see option "PF" below.

Product Description

Three-phase energy analyzer with built-in configuration joystick and LCD data displaying; particularly indicated for active and reactive energy metering and for cost allocation. Housing for DIN-rail mounting with IP50 (front) protection degree. Direct connection up to 65A and by means of external current and potential transformers.

Moreover the meter can be provided with digital outputs that can be either for pulse proportional to the active and reactive energy being measured or for alarm outputs. In alternative the RS485 communication port and 3 digital inputs or Dupline port and 3 digital inputs are available as an option.

Type Selection

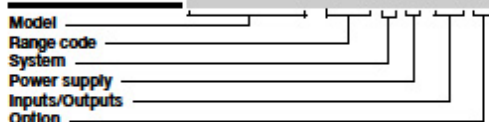
Range codes	System	Inputs/Outputs	Power supply
AV5: 400V _{LL} AC - 1/5 (10)A (CT connection) (*) V _{LN} : 160 V to 480V _{LN} V _L : 277 V to 830V _L	1: 1-phase, 2-wire; 3-phase, 3-wire; 3-phase, 4-wire balanced load (**)	XX: none (*) O2: dual open collector type (dual pulse or one pulse + one alarm or dual alarm) (*)	X: Self power supply (See "Power supply specifications") (*) L: 18 to 60VAC/DC (48 to 62Hz) (**)
AV6: 208V _{LL} AC - 1/5(10)A (VT/PT and CT connections) (*) V _{LN} : 40V to 144V _{LN} V _L : 70V to 250V _L	3: balanced and unbalanced load: 3-phase, 4-wire; 3-phase, 3-wire; 2-phase, 3-wire; 1-phase, 2-wire (*)	R2: dual relay type (functions as per "O2") (**)(*) XS: RS485 port (**) IS: 3 digital inputs for tariff selection or Gas/water/ remote heating metering plus RS485 port (*)	D: 115/230 VAC (48 to 62Hz) (*) Note: "L" and "D" power supplies only for AV5 and AV6 inputs; "X" power supply only for AV0, AV2 and AV9 inputs.
AV0: 208V _{LL} AC - 10(65)A (direct connection) (**) V _{LN} : 96V to 144V _{LN} V _L : 166V to 250V _L	Options	DP: Dupline port plus 3 digital inputs for Gas / water / remote heating metering (**)	
AV2: 400V _{LL} AC 10(65)A (direct connection) (**) V _{LN} : 113V to 285V _{LN} V _L : 198V to 480V _L	P: Certified according to MID Directive, Annex "B" "Type examination" relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003) (*)		
AV9: 400V _{LL} AC - 10(65)A (direct connection) (*) V _{LN} : 184V to 276V _{LN} V _L : 318V to 480V _L	PF: Certified according to MID Directive, Annex "B" + Annex "F" for legal metrology relevant to active electrical energy meters (see Annex MI-003) (**)		
	X: none		

Specifications are subject to change without notice EM24 DIN DS 280409

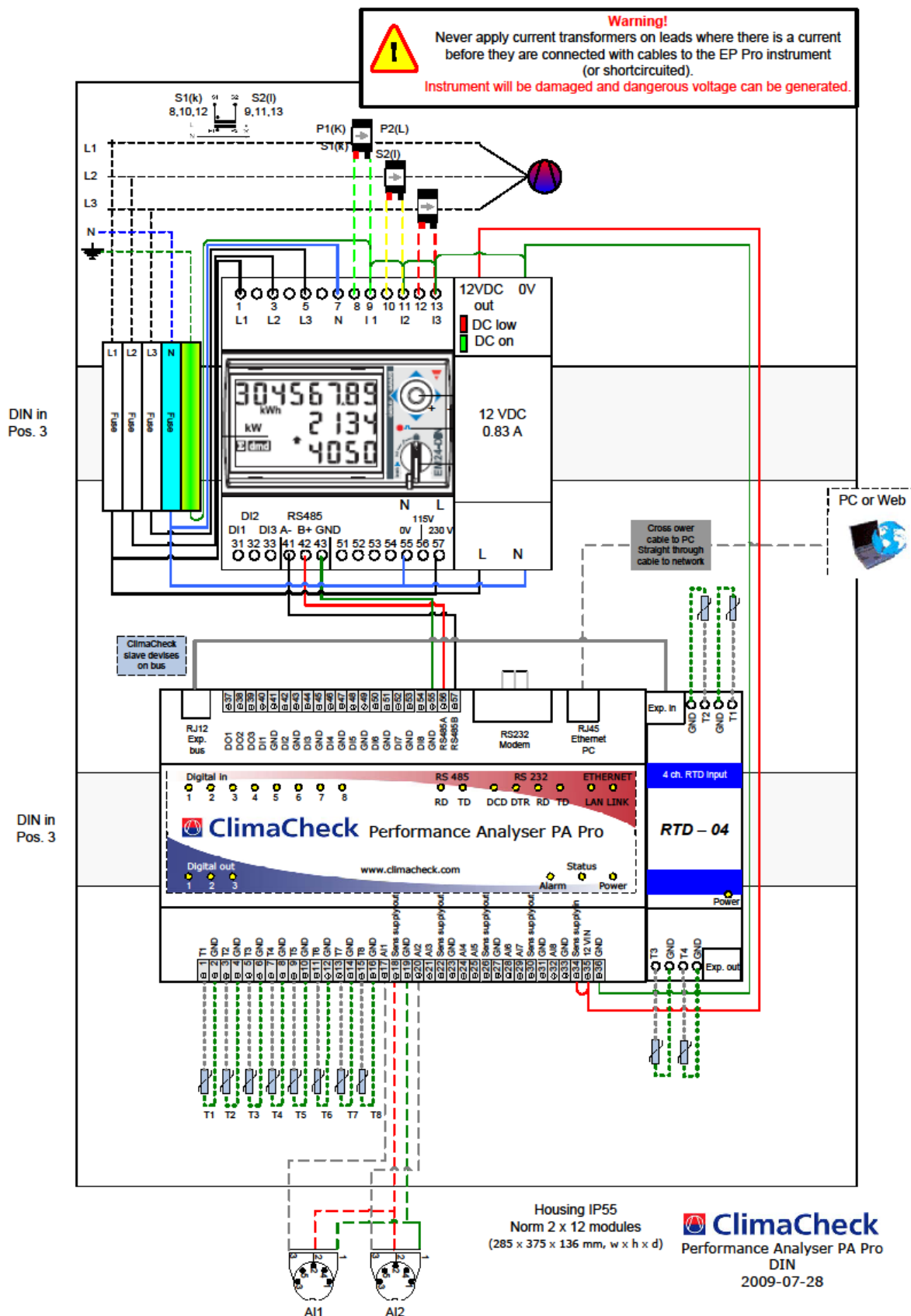


- Class 1 (kWh) according to EN62053-21
- Class B (kWh) according to EN50470-3
- Class 2 (kvarh) according to EN62053-23
- Accuracy ± 0.5 RDG (current/voltage)
- Energy analyzer
- Instantaneous variables readout: 4 DGT
- Energies/gas/water readout: 7+1 DGT
- System variables: VLL, VLN, Admd max, VA, VAdmd, VAdmd max, W, Wdmd, Wdmd max, var, PF, Hz, Phase-sequence.
- Single phase variables: VLL, VLN, A, VA, W, var, PF
- Energy measurements: total and partial kWh and kvarh or based on 4 different tariffs; single phase measurements
- Gas, cold water, hot water, kWh remote heating measurements
- Hour counter (6+2 DGT)
- TRMS measurements of distorted sine waves (voltages/currents)
- Self power supply (AV0-AV2-AV9 inputs)
- Auxiliary power supply (AV5-AV6 inputs)
- 3 digital inputs for tariff selection, DMD synch or gas/water (hot-cold) and remote heating metering (on request)
- 2 digital outputs for pulses or for alarms or as a mix of them (on request)
- Dimensions: 4-DIN modules
- Protection degree (front): IP50
- RS485 serial output (on request) (MODBUS-RTU), IFC SCADA compatibility

How to order EM24 DIN AV5 3 X O2 X



ANEXO B: Esquema de ligação ao datalogger



ANEXO C: Chiller-Bomba de calor SIMEG

Pompe di Calore Acqua-Acqua

Energ.Art.^{Srl}

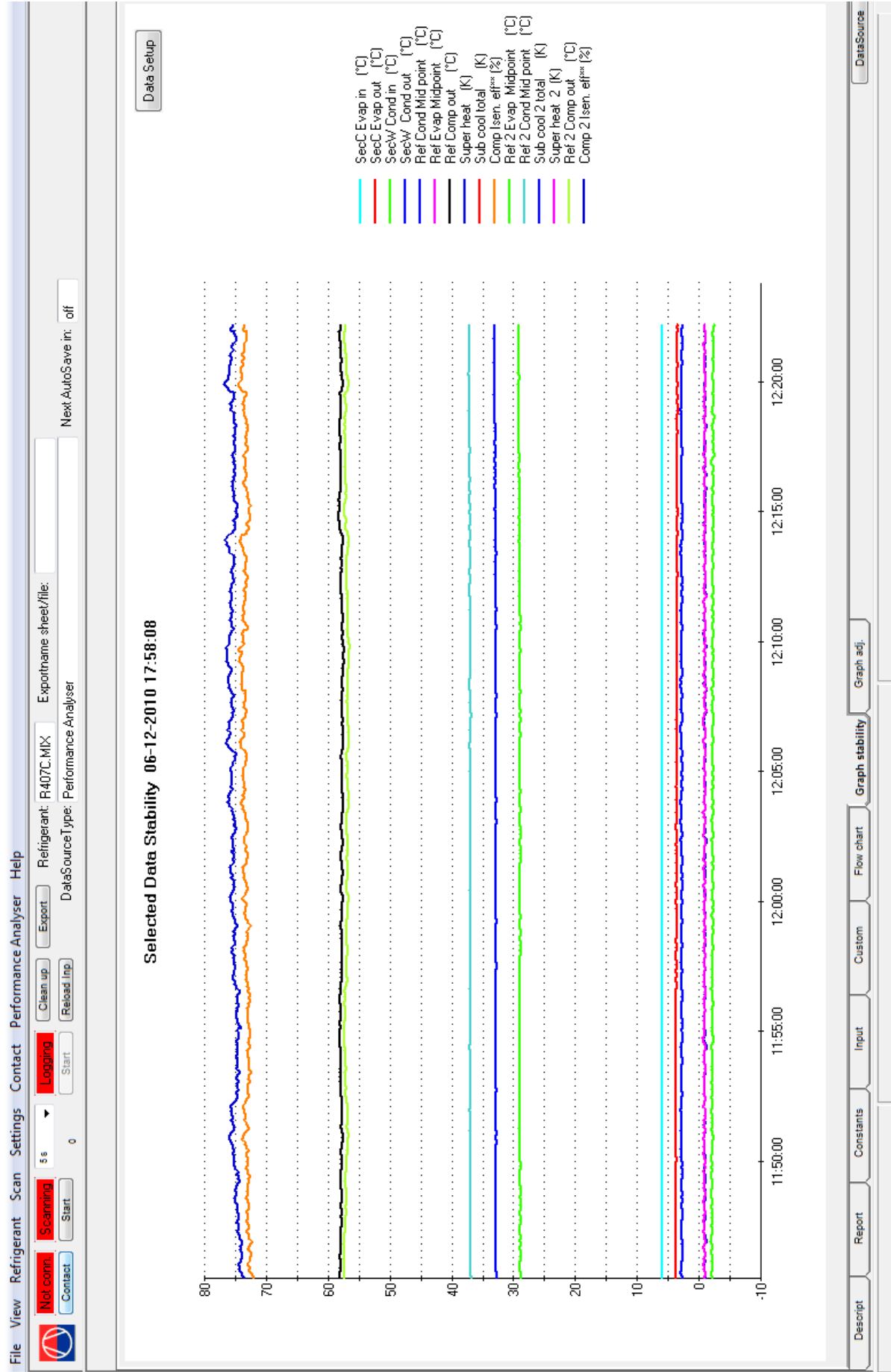
ACQUA-ACQUA W/W	SG 5	SG 6	SG 8	SG 10	SG 12	SG 16	SG 20	SG 24	SG 32	SG 48
Mandata riscaldamento °C	35	35	35	35	35	35	35	35	35	35
Polenza termica resa Kw	18,4	20,7	26	29	39	48	58	77	93	140
Polenza assorbita in Kw	3,8	4,4	5,4	6,4	8,7	9,8	2 x 9,8	2 x 8,7	2 x 9,8	3 x 9,8
C.O.P.	4,84	4,7	4,81	4,53	4,44	4,89	4,53	4,42	4,74	4,76
Mandata riscaldamento °C	45	45	45	45	45	45	45	45	45	45
Polenza termica resa Kw	14	17,1	20	23	31,9	36	48,3	65,3	73,6	104
Polenza assorbita in Kw	3,7	4,3	5,3	6,2	8,7	9,5	2 x 6,2	2 x 8,5	2 x 9,5	3 x 9,5
C.O.P.	3,78	3,97	3,77	3,7	3,66	3,78	3,89	3,84	3,87	3,64
Mandata condizionamento °C	18	18	18	18	18	18	18	18	18	18
Polenza frigorifera in Kw	18	20,5	25,5	32	45	52	64	87	104	153
Polenza assorbita in Kw	3,6	4,88	5,3	6,1	8,3	9,2	2 x 6,1	2 x 8,3	2 x 9,2	3 x 9,2
EER	5	4,62	4,81	5,24	5,42	5,65	5,24	5,24	5,65	5,54
Mandata condizionamento °C	7	7	7	7	7	7	7	7	7	7
Polenza frigorifera in Kw	14,5	19	22	25	34	38	51	70	77	109
Polenza assorbita in Kw	3,5	4,8	5,2	6	8,3	9	2 x 6	2 x 8,3	2 x 9	3 x 9
EER	4,14	3,95	4,23	4,16	4,09	4,22	4,25	4,21	4,27	4,03
Assorbimento (Amp)	6,1	7,2	9	11,5	14,5	17	2 x 11,5	2 x 14,5	2 x 17	3 x 17
Corrente di spunto (Amp)	45	58	63	78,5	105	130	2 x 78,5	2 x 105	2 x 130	3 x 130
Interruttore esterno di protezione (Amp)	16	18	20	25	30	35	50	60	70	100
Tipo compressore	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico	Ermelico
N° compressori	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3
Gradini di capacità	1	1	1	1	1	1	2	2	2	3
Portata scambiatore clima ad acqua in mc/h	4	4,2	5	5,5	6	7	2 x 5,5	2 x 6	2 x 7	3 x 7
Perdita di carico scambiatore clima ad acqua in bar	0,4	0,4	0,5	0,5	0,66	0,7	2 x 0,5	2 x 0,66	2 x 0,7	3 x 0,7
Portata scambiatore sanitario e pozzo in mc/h	4,2	4,4	5,3	5,8	6,3	7,3	2 x 5,8	2 x 6,3	2 x 7,3	3 x 7,3
Perdita di carico scamb. sanitario e pozzo in bar	0,5	0,5	0,6	0,6	0,7	0,76	2 x 0,6	2 x 0,7	2 x 0,76	3 x 0,76
N° scambiatori ad acqua	3	3	3	3	3	3	6	6	6	9
Circolatore suggerito (Grundfoss o equivalente)	TP 32-80	TP 32-120	TP 40-120	TP 40-120	TP 40-200	TP 65-120	TP 40-120	TP 40-200	TP 65-120	TP 65-120
N° circolatori suggeriti	3	3	3	3	3	3	6	6	6	9
Sezione cavo di alimentazione in mmq	4	4	4	6	6	10	2 x 6	2 x 6	2 x 10	3 x 10
Alimentazione circuiti ausiliari in volt	220	220	220	220	220	220	220	220	220	220
Alimentazione elettrica 380 v /3 ph/50hz	3 PH + N	3PH + N	3 PH + N	3 PH + N	3 PH + N	3 PH + N	3 PH + N	3 PH + N	3 PH + N	3 PH + N
Sezione attacchi idraulici in pollici	1"1/4	1"1/4	1"1/4	1"1/2	1"1/2	1"1/2	2 x 1"1/2	2 x 1"1/2	2 x 1"1/2	3 x 1"1/2
Refrigerante R 407c Kg	12	15	18	21	25	28	2 x 21	2 x 25	2 x 28	3 x 28
Pressione sonora in dB	36	37	37	39	39	41	41	41	41	43
Dimensioni unità L x P x H in mm	800 x 1000 x 1600			1600 x 1000 x 1600			2300 x 1000 x 1600			

Rese termiche e frigorifere con acqua di pozzo a +10°C.
Pressione sonora rilevata a 5 mt in campo libero.

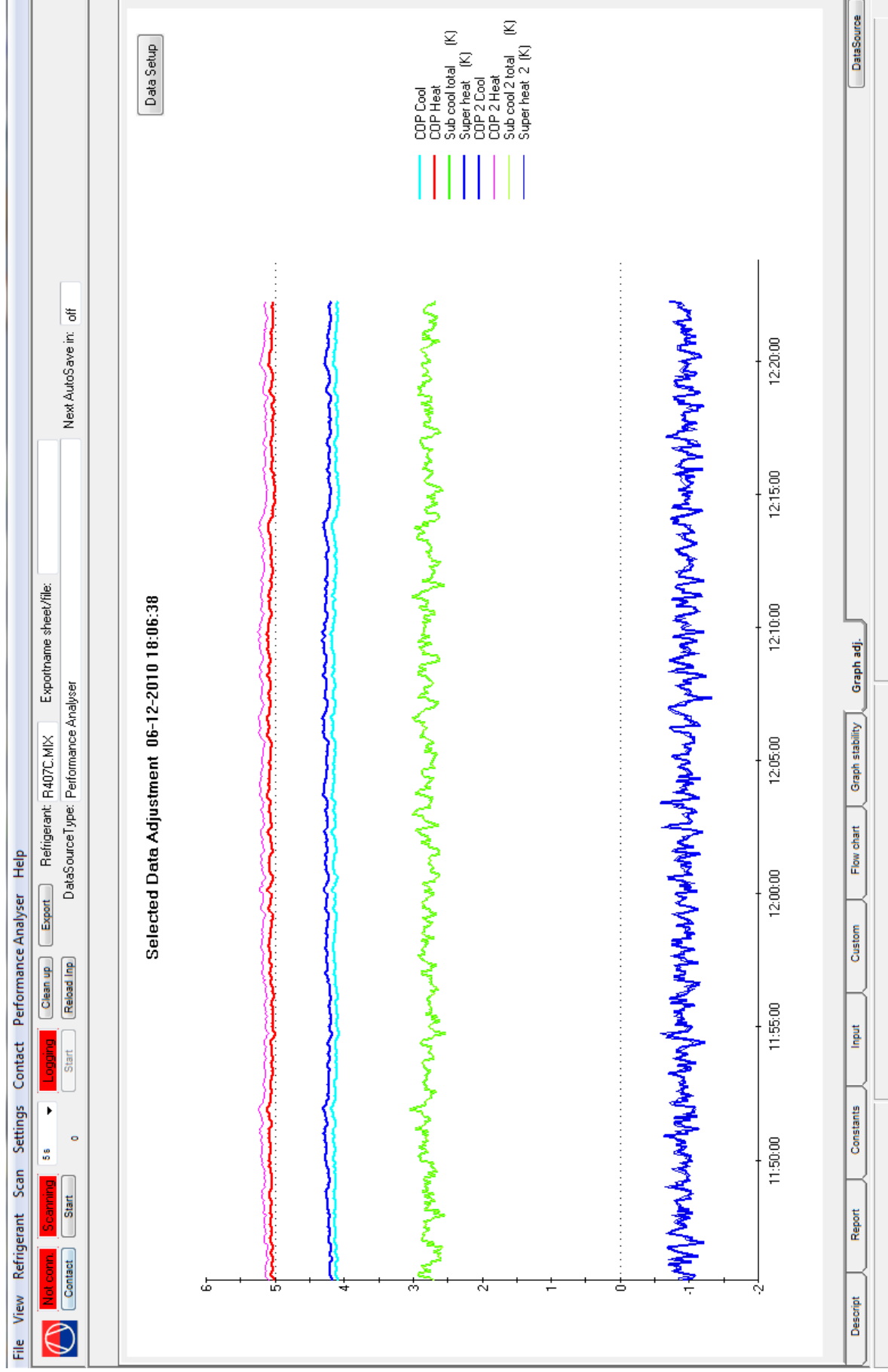


È UN MARCHIO REGISTRATO DI Energ.Art. Srl

ANEXO D: Medições Climacheck - Chiller-Bomba de calor SIMEG



ANEXO E: Resultados Climacheck - Chiller-Bomba de calor SIMEG



ANEXO F: Chiller MTA



Cooling, conditioning, purifying.

Model AQ TC	110	220	330	440	
Tower water					
Cooling capacity	kW	300	600	900	1200
Absorbed power	kW	68,3	137	205	273
ESEER	-	7,92	8,09	8,25	8,41
IPLV	-	8,06	8,21	8,38	8,59
Well water					
Cooling capacity	kW	300	600	900	1200
Absorbed power	kW	58,6	117	176	234
Power supply	V/Ph/Hz	400±10%/3/50			
Circuit / Compressors	Nº	1/1	1/2	1/3	1/4
Sound pressure level	dB(A)	65	67	68	69
Depth	mm	3260	4200	4645	4645
Width	mm	995	1500	1700	1700
Height	mm	1626	2193	2275	2275
Installed weight	Kg	1555	3611	4933	6118

All data refers to standard units at the following nominal conditions:

Tower water: Chiller: evaporator water inlet/outlet temperature 12-7 °C, condenser water inlet/outlet temperature 30-35 °C.

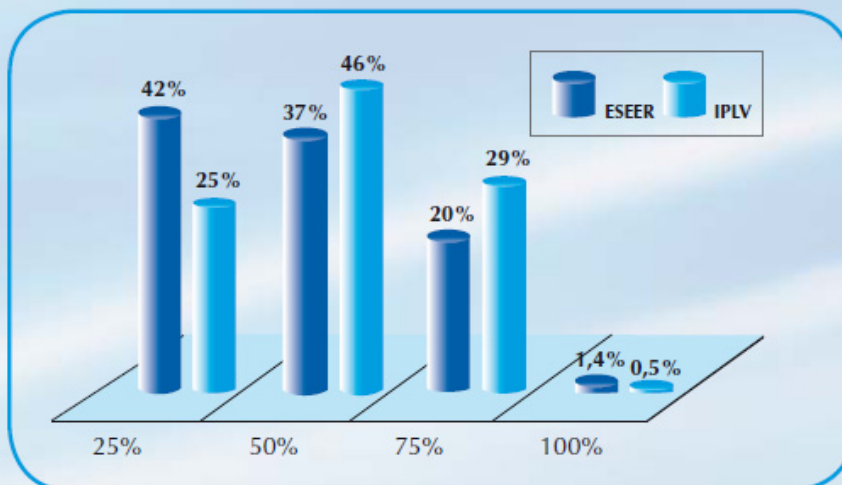
Well water: Chiller: evaporator water inlet/outlet temperature 12-7 °C, condenser water inlet/outlet temperature 15-30 °C

Sound pressure level in hemispherical field at 10 m from condenser side and 1.6 m from ground. Values with tolerance ± 2 dB.
The sound levels refer to operation of the unit under full load in nominal conditions.



PARTIAL LOADS

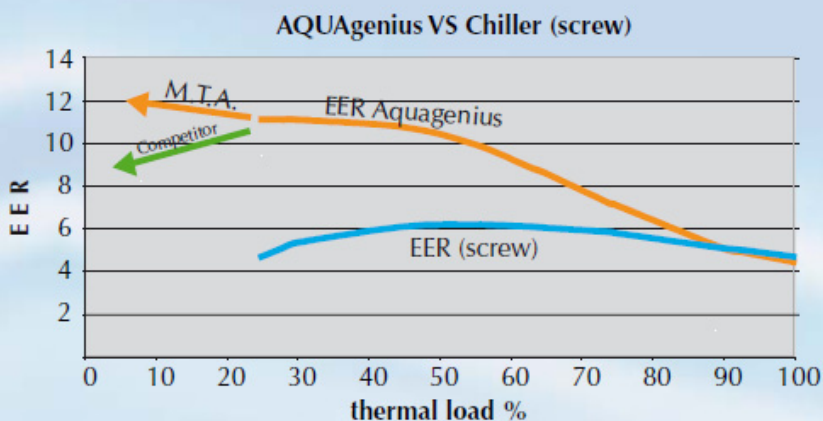
ESEER and IPLV operating time percentages



The standardised IPLV and ESEER indices establish the average weighted efficiency of a chiller and provides insight – in a more accurate manner than the EER value – into the relationship between the useful effect (energy removed from the rooms) and the energy expended (electrical power consumption) of an air conditioning unit throughout an entire season of operation.

The graphs show the importance of operation at partial load from the energy standpoint.

MULTISCROLL SOLUTION

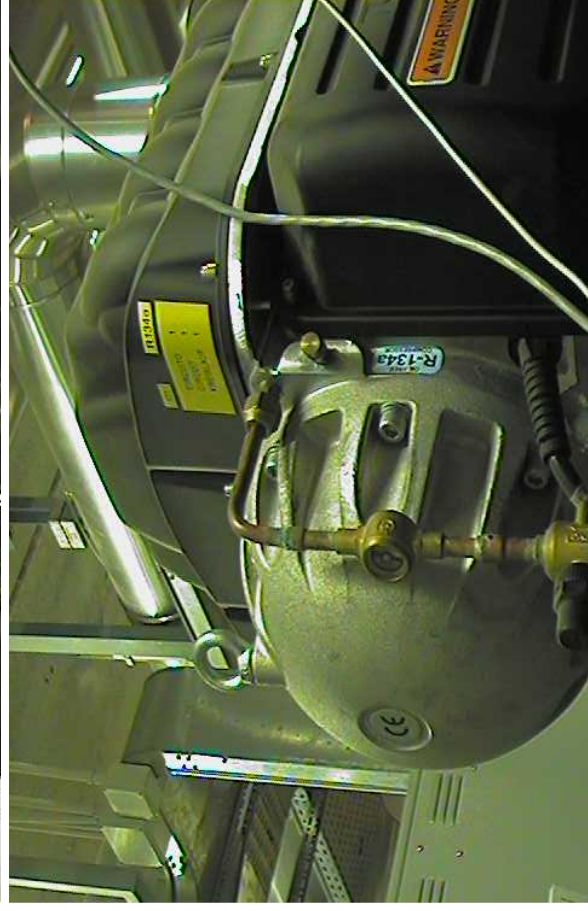
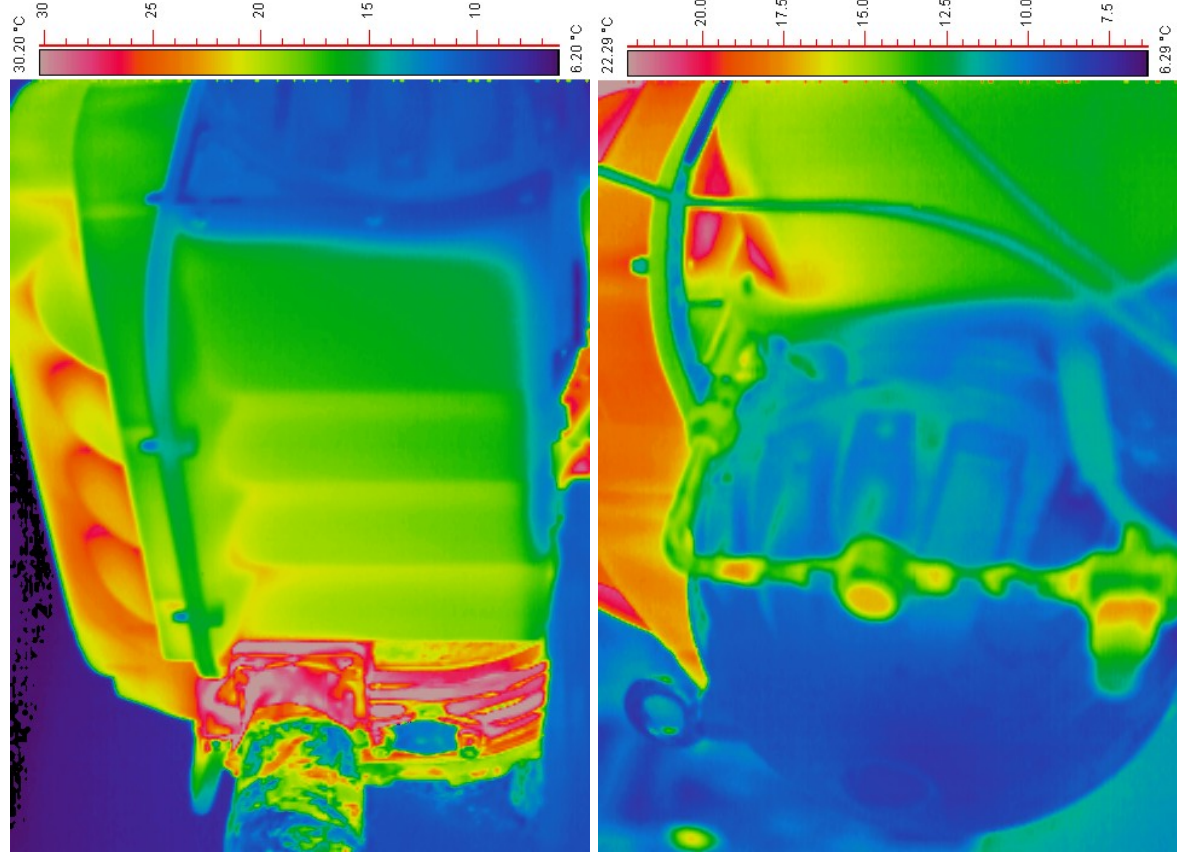


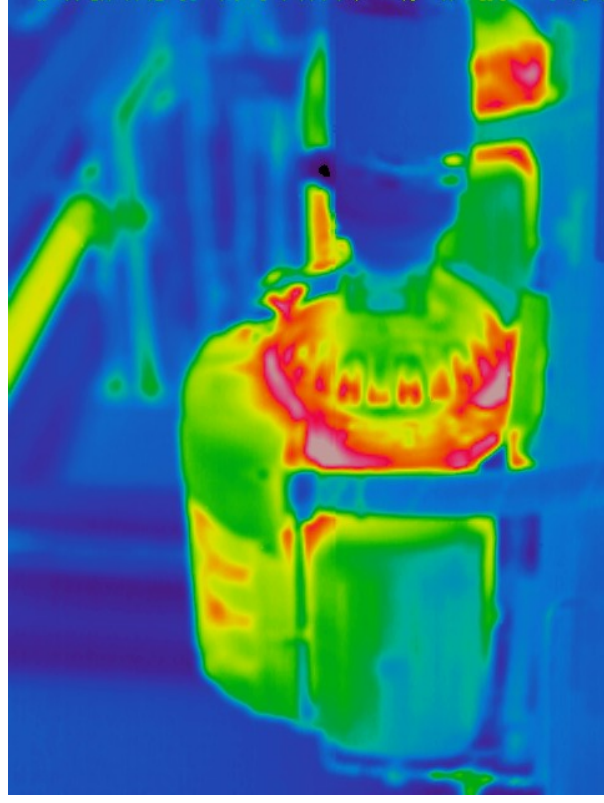
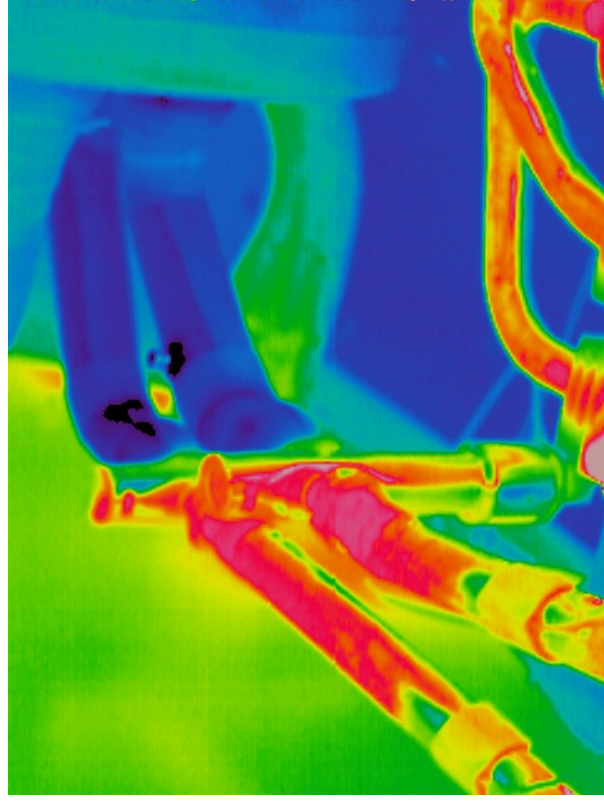
City: Milan – Application: offices air conditioning.

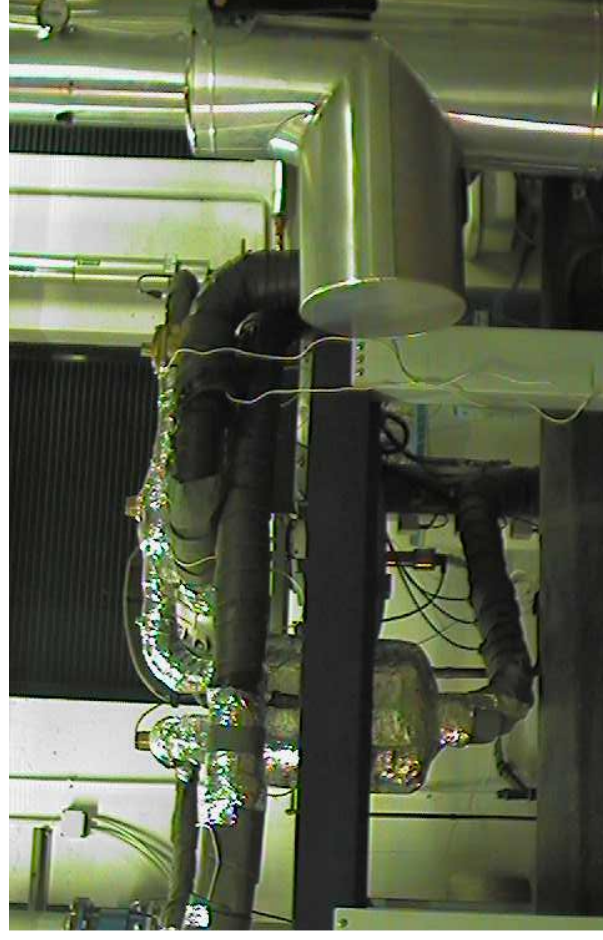
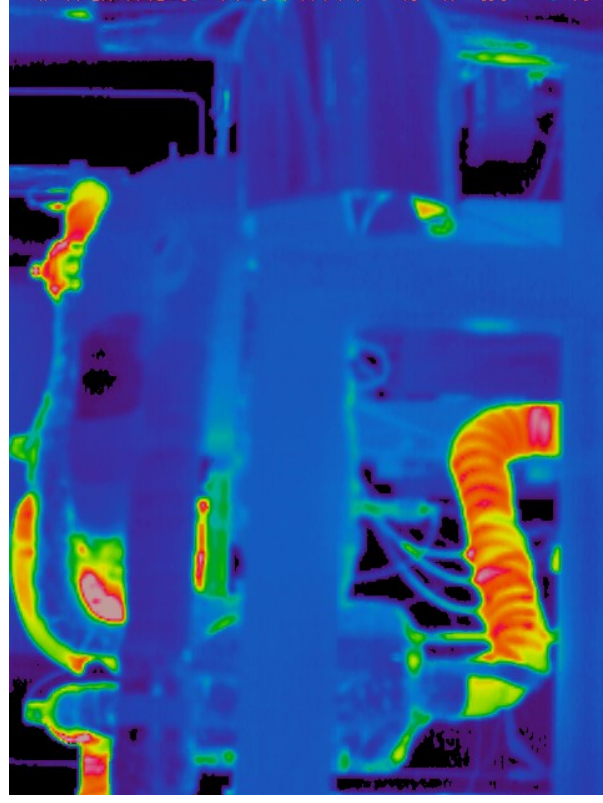
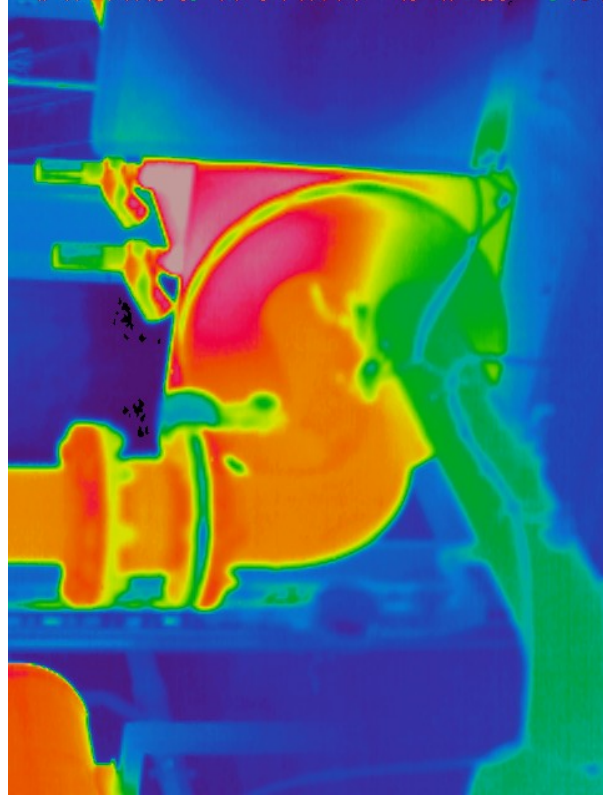
Thermal load is 30% of the chiller's nominal capacity for more than the 50% of the total working time.

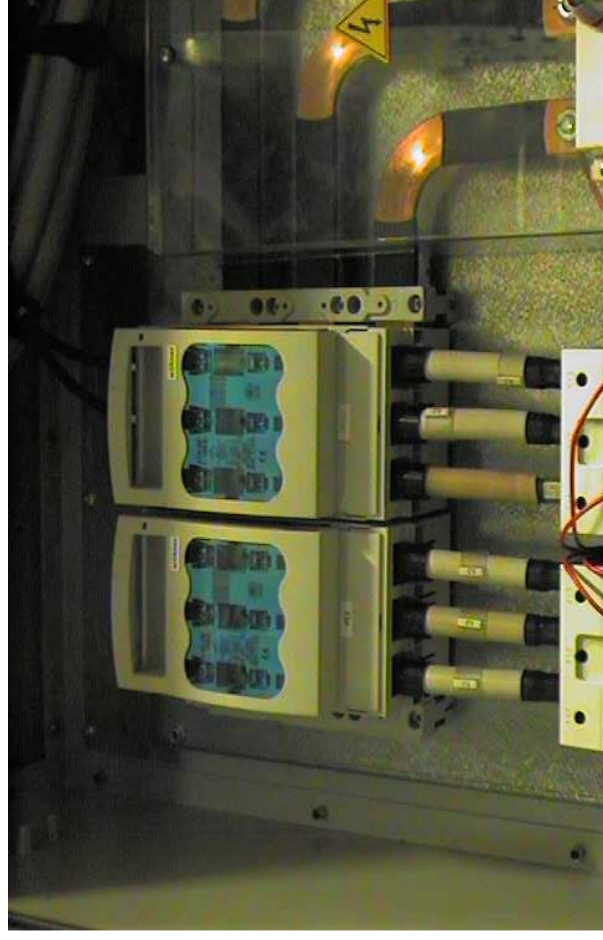
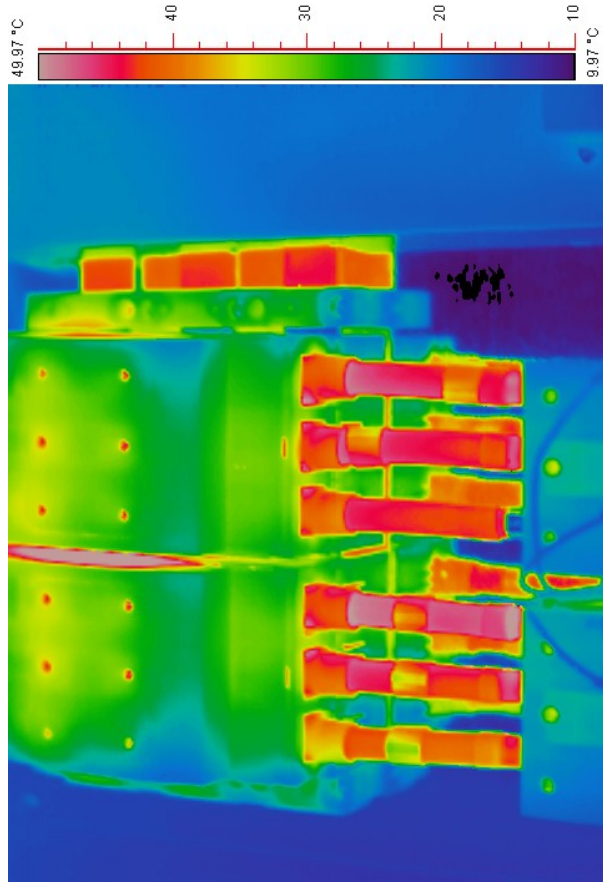
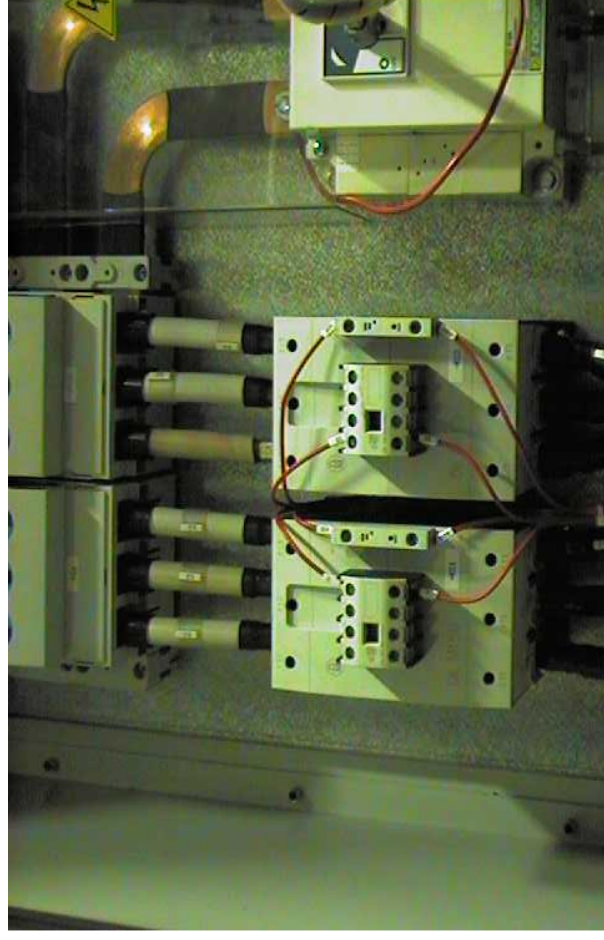
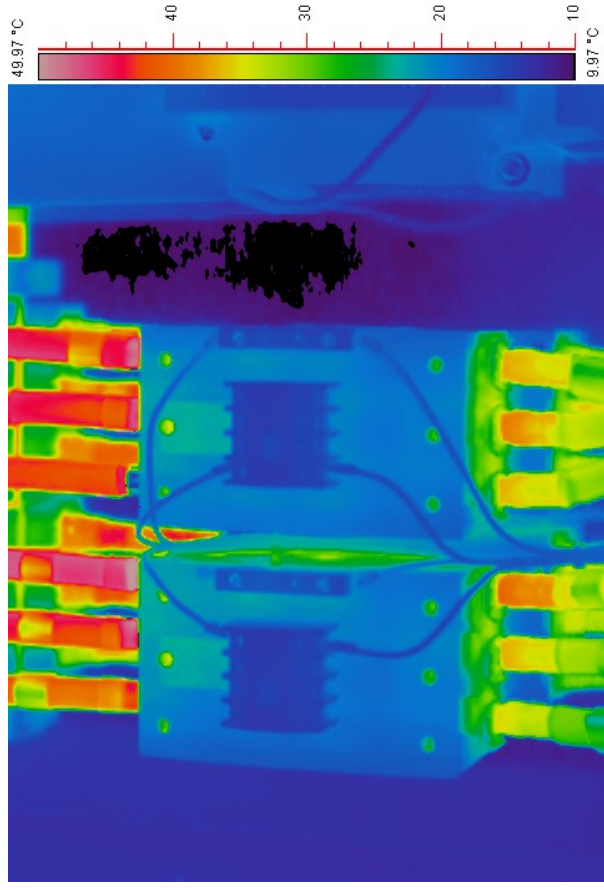
- Units fitted with several compressors in parallel maximize their EER also at partial loads, which represent more than the 50 % of the unit's total working time.
- EER is lower on units fitted with centrifugal compressors installed on independent circuits.

ANEXO G: Térmografia Chiller MTA

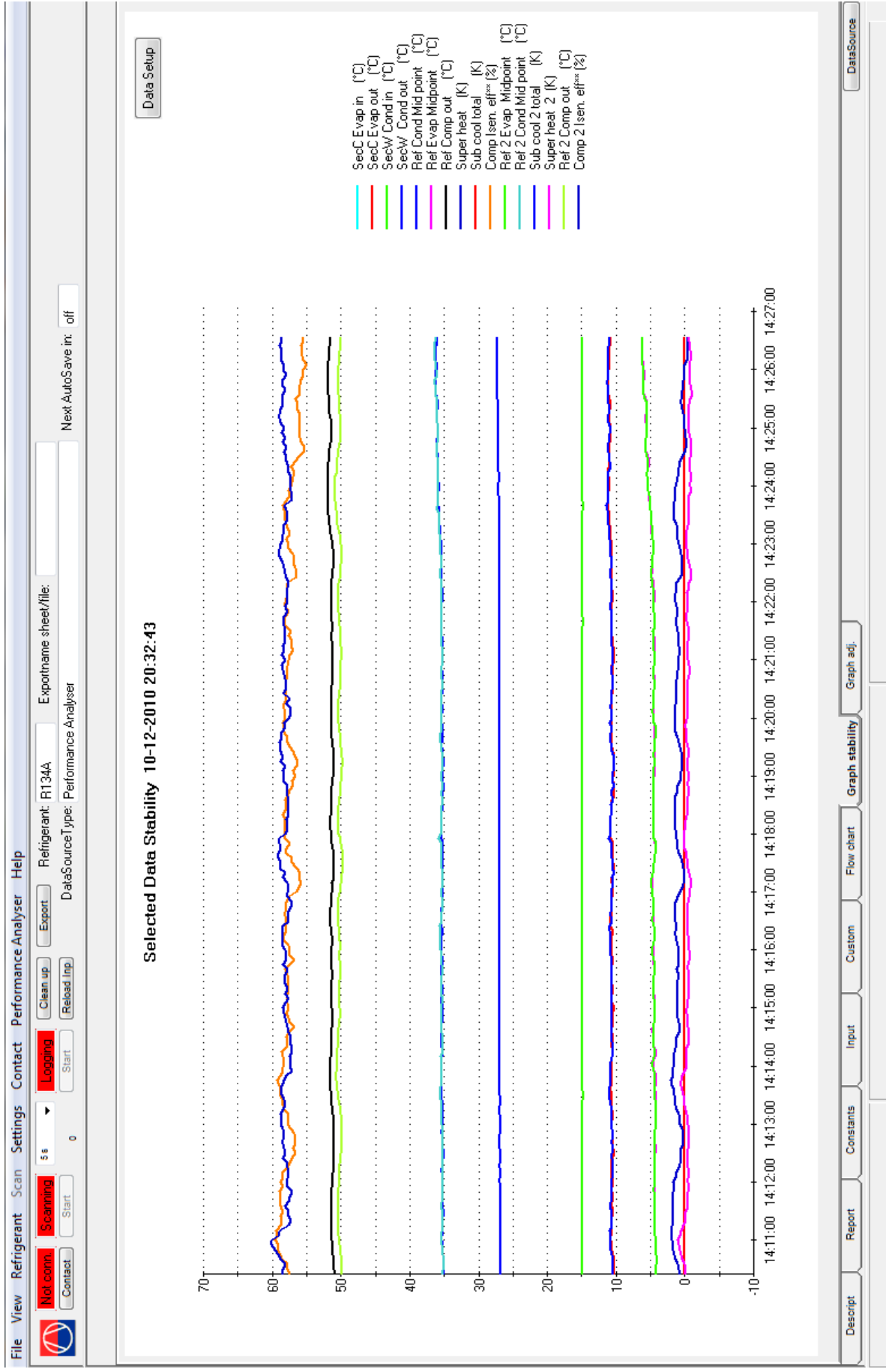








ANEXO H: Medições Climacheck – Chiller MTA



ANEXO I: Resultados Climacheck – Chiller MTA

