

**Avaliação do Impacto Energético do Ar Novo em Salas de
Operações
FEUP/RGA**

Alberto Rui Lima

Relatório do Projecto Final / Dissertação do MIEM

Orientador na RGA: Engenheiro Luis Graça

Orientador na FEUP: Prof. José Luis Alexandre



FEUP

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

Julho de 2011

Aos meus Pais,

*É com o coração a transbordar de alegria
que vos ofereço esta primeira página.
Ela traduz o agradecimento mais sincero
e o amor mais puro que um filho grato
pode dedicar a seus Pais.*

Resumo

Dadas as preocupações actuais de redução do consumo de energia, associadas à possibilidade da utilização de recirculação de ar nas salas de operações, resulta a necessidade de se aferir o impacto da utilização de diferentes taxas de renovação do ar na climatização deste tipo de espaços. Quando se trata de instalações hospitalares e mais particularmente de uma sala de operações, a qualidade do ar é um factor de elevada importância, dada a natureza do espaço e o cuidado necessário com os vários intervenientes, incluindo os profissionais envolvidos e os pacientes, nomeadamente os imunodeprimidos e/ou com feridas cirúrgicas. Tratando-se de um espaço singular inserido num edifício de grandes dimensões, poder-se-ia pensar que o peso do AVAC não seria significativo, quer energeticamente, quer economicamente. No entanto, ao tratar-se de um espaço com funcionamento contínuo dos equipamentos de AVAC, e com requisitos interiores de elevada exigência, os ganhos verificados ao longo de um ano podem ser significativos. Este estudo, tem como objectivo verificar e essencialmente quantificar o potencial de poupança energética associado a soluções com recirculação de ar nestes espaços, tendo como referência uma instalação que utiliza 100% de ar novo (situação mais frequente em Portugal neste tipo de espaços).

Este trabalho, pretende determinar a taxa de renovação do ar optimizada, em diferentes climas, para além do desenvolvimento de optimizações baseadas numa gestão dinâmica da taxa de ar novo hora a hora. Pretende-se ainda verificar os benefícios de um cenário especial de funcionamento dos equipamentos, fora dos períodos de actividade da sala de operações, através da diminuição do caudal de insuflação, mantendo sempre condições higiénicas mínimas, imprescindíveis numa sala de operações. Para o efeito, foi analisado o consumo energético do AVAC de uma sala de operações genérica para diferentes localizações, nomeadamente Porto e Lisboa, por serem as cidades Portuguesas que possuem a maior quantidade de unidades hospitalares e Faro, Beja, Covilhã e Angra do Heroísmo, por representarem a diversidade de clima em território nacional. A referida análise foi efectuada através de um método de cálculo simplificado, com base em folhas de cálculo, com o objectivo de criar uma ferramenta de cálculo de fácil utilização, expedita, e que servisse de apoio ao projecto, sem necessidade de qualificação técnica específica em *software* de simulação detalhada. Este método simplificado foi validado por comparação de resultados obtidos através de uma simulação dinâmica mais detalhada com um *software* certificado pela norma ASHRAE 140-2004.

Os resultados demonstram que existe um potencial de poupança energética, como expectável, resultante do recurso à recirculação de ar com uma taxa de renovação do ar otimizada, variando entre 33% (para o caso de Angra do Heroísmo) e 71,6% (para o caso da Covilhã), quando se trata de salas de fluxo laminar (onde o critério de dimensionamento dos caudais a movimentar é definido pelo caudal de ar mínimo necessário ao correcto funcionamento deste elemento, que por sua vez tem dimensões impostas pelas normas), e entre 27,1% e 61,7% (para as mesmas localizações, respectivamente), em salas sem tecto de fluxo laminar (onde o critério de dimensionamento do caudal de ar é de 20 rph, segundo a ACSS). Observou-se que a proporção óptima de ar novo superior aos mínimos exigidos pela regulamentação existente, podendo ascender ao dobro do valor imposto, dependendo do clima em questão. Depois de realizadas as optimizações ao nível da gestão dinâmica da taxa de renovação de ar e da configuração dos equipamentos para o horário fora do período de funcionamento, os resultados revelam que a poupança energética em salas de operações sem tecto de fluxo laminar, ascende a um valor máximo de 74%, podendo atingir valores na ordem dos 82,6% no caso de se tratar de uma sala de operações com recurso a fluxo laminar.

Abstract

Current concerns for reducing energy consumption, associated with the development of solutions that allow stronger air purification, have resulted in the need to understand the impact of different percentages of outside air flow in HVAC systems. When it comes to surgery rooms in hospital facilities this issue reaches out a major importance. This study regards the work done to verify and quantify the energy savings related to the air recirculation, as well as determining the optimal percentage of fresh air, in HVAC solutions for this kind of facilities. It also shows the possibilities of optimizations, developed through a dynamic management of the percentage of fresh air (hourly) and through a standby equipment configuration (reduced air flow) in non-operating periods, while maintaining the required indoor air quality conditions.

The energy consumption was analyzed, for a typical operating room in several cities across Portugal, including Porto and Lisbon, which have the larger population density, and Faro, Beja, Covilhã and Angra do Heroísmo, for their representative role in Portuguese climate variety. This analysis was accomplished by a simplified method, developed in a worksheet form, in order to intentionally avoid the use of complex energy simulation software. Nevertheless, this method has been validated by comparing the energetic consumptions with accredited results from energy simulations.

It was found that the energy saving possibilities, when using air recirculation, were between 33,1% and 71,8% in laminar flow rooms and between 17,9% and 47,4% in simple operation rooms. Also, the results show that when resorting to air recirculation, the ideal proportion of fresh air doesn't correspond to the minimum recommended by the regulations, and may ascend to twice the fresh air flow, depending on the geographic location of the operation room. Also, management optimizations have revealed energy saving possibilities in standard operations rooms up to 60%, ascending to 78% in laminar flow rooms.

Nomenclatura

V	velocidade	m/s
v	volume específico	m ³ /kg
ρ	massa volúmica	kg/m ³
p	pressão	Pa
p_v	pressão do vapor	Pa
p_{vs}	pressão do vapor saturado	Pa
Δp	perda de carga	Pa
g	aceleração da gravidade	m/s ²
z	altura	m
T	temperatura	K
t	temperatura	°C
t_{po}	temperatura do ponto de orvalho	°C
A	Área	m ²
h	entalpia específica	KJ/kg
ω	humidade absoluta	g _{vapor} /kg _{ar seco}
H_{rel}	humidade relativa	%
\dot{Q}	potência calorífera	W
\dot{W}	potência de trabalho	W
\dot{m}	caudal mássico	kg/s
P_{vent}	potência do ventilador	W
η_f	eficiência de filtragem	%
η_{vent}	eficiência do ventilador	%
\dot{V}_{ins}	caudal volúmico de insuflação	m ³ /h
$\dot{V}_{mín,ar novo}$	caudal volúmico mínimo de ar novo	m ³ /h

$\dot{V}_{m\acute{a}x,ar\ novo}$	caudal volúmico máximo de ar novo	m ³ /h
V_{ins}	velocidade de insuflação	m/s

Agradecimentos

Quero transmitir o mais profundo agradecimento a toda a minha família, em especial aos meus pais e irmão, pelo apoio transmitido ao longo da minha vida académica.

Ao Professor José Luís Alexandre agradeço a oportunidade concedida para a realização deste trabalho, bem como toda orientação concedida.

Ao Engenheiro Luís Graça, expresso a minha enorme gratidão, por todo o empenho e paciência demonstrados ao longo da orientação deste projecto, indispensável para manter uma linha orientadora consistente.

Ao Engenheiro João Sousa, agradeço a paciência e o tempo, nem sempre fácil de conceder.

Agradeço a toda a equipa de Engenheiros da secção de AVAC da Empresa Rodrigues Gomes & Associados, pelo acolhimento e disponibilidade demonstrada.

Aos meus Amigos, um muito obrigado por fazerem parte da minha vida, pelo companheirismo e por todos os momentos difíceis que me ajudaram a superar ao longo de todos estes anos.

À minha namorada, um obrigado especial pela compreensão, concedida ao longo do meu percurso académico e pelo apoio constante em todos os momentos.

Índice

Resumo	v
Abstract.....	vii
Nomenclatura.....	ix
Índice de Figuras	xvii
Índice de tabelas	xix
Índice de gráficos.....	xxi
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento e objectivos do projecto.....	1
1.2. Organização e Temas Abordados	2
1.3. Empresa RGA	3
2. Elementos de enquadramento e condições específicas do equipamento AVAC.....	4
2.1. AVAC num bloco operatório.....	4
2.2. Tipificação arquitectónica dos blocos operatórios.....	4
2.3. Classificação dos espaços de um bloco operatório.....	6
2.4. Caracterização das unidades de tratamento de ar (UTA) de um edifício hospitalar segundo as recomendações Portuguesas.....	9
2.5. Requisitos das unidades de tratamento de ar de uma sala de operações (UTA higiénicas).....	10
2.6. Requisitos da instalação AVAC de um bloco operatório	10
2.7. Tipificação dos equipamentos de filtragem e difusão numa sala de operações... 14	
2.7.1. Filtros de Ar	14
2.7.2. Tectos de fluxo laminar.....	18
2.8. Boas práticas de projecto	21
3. Análise dos casos de estudo	23
3.1. Apresentação do caso de estudo	23
3.2. Sistema AVAC	23
3.3. Pressupostos no cálculo do consumo energético	25
3.4. Evoluções na unidade de tratamento de ar.....	30
3.5. Método de cálculo do consumo energético.....	32
4. Estudos de sensibilidade do consumo energético.....	35
4.1. Análise detalhada para uma sala de operações no Porto	35
4.1.1. Variação da humidade relativa interior	35

4.1.2. Variação da temperatura interior.....	45
4.1.3. Variação do caudal de insuflação.....	49
4.2. Análise de uma sala de operações nas várias cidades consideradas	51
4.2.1. Variação da humidade relativa.....	51
4.2.2. Variação da temperatura interior.....	55
4.2.3. Variação do Caudal de insuflação	56
5. Optimização do consumo energético.....	58
5.1. Princípio de funcionamento	58
5.2. Considerações psicrométricas.....	59
5.3. Metodologia de análise	61
5.4. Ventilador de Extracção.....	61
5.5. Apresentação e análise dos resultados da optimização do consumo energético..	62
5.5.1. Regime de funcionamento contínuo.....	62
5.5.2. Standby Nocturno.....	63
6. Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros	66
6.1. Conclusões	66
6.2. Trabalhos Futuros	68
7. Referências e Bibliografia	69
8. ANEXOS	72
ANEXO A: Baterias.....	72
ANEXO B: Humidificadores	74
ANEXO C: Ventiladores	75
ANEXO D: Determinação da potência necessária para os ventiladores.....	77
ANEXO E: Equações Psicrométricas	78
ANEXO F: Frequência dos regimes de funcionamento da UTA nas várias cidades abordadas para 20°C de temperatura interior (8100 m ³ /h).....	81
ANEXO G: Consumos de energia primária da caldeira para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m ³ /h).....	89
ANEXO H: Consumos de vapor no humidificador para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m ³ /h).....	99
ANEXO I: Consumos de energia primária do chiller para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m ³ /h).....	109
ANEXO J: Consumos de energia primária do humidificador para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m ³ /h).....	119

ANEXO K: Consumos totais de energia primária para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m ³ /h)	129
ANEXO L: Custos totais para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m ³ /h)	139
ANEXO M: Soluções construtivas de um bloco operatório	149
ANEXO N: Requisitos das unidades de tratamento de ar de uma sala de operações (UTA higiénicas)	152

Índice de Figuras

Figura 1 – Esquema de admissão de ar com pleno comum.....	11
Figura 2 - Admissão de ar directa na UTA.....	11
Figura 3 - Esquema exemplificativo dos diferenciais de pressão numa sala de operações	11
Figura 4 - Filtros planos de classe G3 e G4.....	16
Figura 5 - Filtros de bolsas de classe F7 a F9.....	17
Figura 6 - Filtros absolutos de classe H14.....	17
Figura 7 - Tecto de fluxo laminar (Hospital Privado da Boavista)	18
Figura 8 – Tecto completo de fluxo laminar	19
Figura 9 - Tecto parcial de fluxo laminar	19
Figura 10 - Cortina estabilizadora (France air)	20
Figura 11 - Tecto de fluxo laminar com cortina de ar	20
Figura 12 - Zona protegida pelo tecto de fluxo laminar	21
Figura 13 - Intensidade luminosa numa sala de operações	22
Figura 14 - Instalação AVAC numa sala de operações com recirculação.....	24
Figura 15 – Esquema de unidade de tratamento de ar considerada.....	24
Figura 16 - Unidade de tratamento de ar de uma sala de operações no Porto (HPP).....	25
Figura 17 - Perfil de utilização da sala de operações em estudo	26
Figura 18 - Esquema do percurso do ar.....	30
Figura 19 - Evolução psicrométrica do ar com aquecimento e humedificação	31
Figura 20 - Evolução psicrométrica do ar com arrefecimento e humedificação.....	31
Figura 21 - Evolução psicrométrica do ar com desumidificação	32
Figura 22 - Fluxograma do modelo de cálculo.....	34
Figura 23 – Optimização do regime de desumidificação	59
Figura 24 - Optimização no regime de arrefecimento com humedificação	60
Figura 25 - Optimização em regime de aquecimento com humedificação	61

Índice de tabelas

Tabela 1 - Compartimentos de um bloco operatório	5
Tabela 2 - Classificação de <i>cleanrooms</i> segundo a norma ISO 14644-1	7
Tabela 3 - Comparação da classificação de <i>cleanrooms</i> , segundo várias normas	8
Tabela 4 - Equivalência entre as normas NF S 90-351 e ISO 14644-1	9
Tabela 5 - Soluções a adoptar nas salas de operações	12
Tabela 6 - Classificação da eficácia de filtros a ar	15
Tabela 7 - Classificação da eficácia de filtros a ar de muito alta eficácia (HEPA)	15
Tabela 8 - Requisitos de iluminação na sala de operações	21
Tabela 9 - Cargas térmicas internas numa sala de operações típica	22
Tabela 10 - Localizações geográficas consideradas para o estudo	23
Tabela 11 - Caudais considerados no cálculo do consumo energético	25
Tabela 12 - Caudal mínimos de ar novo	25
Tabela 13 - Cenários de funcionamento da sala de operações	26
Tabela 14 - Resumo das cargas térmicas internas com a sala em funcionamento	27
Tabela 15 - Resumo das cargas térmicas internas com a sala em limpeza e preparação	27
Tabela 16 - Características do ventilador de insuflação	28
Tabela 17 - Valores médios de eficiência dos motores disponíveis no mercado	29
Tabela 18 - Custos das fontes de energia	29
Tabela 19 - Valores de referência do RCCTE	33
Tabela 20 - Comparação do caudal óptimo e regulamentar de ar novo no Porto	36
Tabela 21 - Potencial máximo de poupança em relação à utilização de 100% de ar novo	36
Tabela 22 - Comparação entre o caudal óptimo na cidade do Porto e o mínimo regulamentar imposto pela ACSS	49
Tabela 23 - Potencial de poupança numa sala sem tecto de fluxo laminar no Porto em relação à solução de 100% de ar novo	50
Tabela 24 - Caudais óptimos de ar novo nas várias cidades consideradas	53
Tabela 25 - Potencial de poupança energética e respectivas reduções de custos nas diferentes cidades	54
Tabela 26 - Comparação de custos em função da temperatura interior desejada	56
Tabela 27 - Comparação dos caudais óptimos e mínimos regulamentares de ar novo numa sala sem tecto de fluxo laminar nas várias cidades	57

Tabela 28 - Potencial máximo de poupança energética e redução de custos inerentes para as diferentes cidades em salas sem tecto de fluxo laminar	57
Tabela 29 - Caudais mínimos de ar novo considerados na optimização	58
Tabela 30 - Poupança energética e redução de custos, e emissões de CO ₂ numa sala com tecto de fluxo laminar de 3x3m em regime de funcionamento contínuo	62
Tabela 31 - Poupança energética e redução de custos e emissões de CO ₂ numa sala sem tecto de fluxo laminar em regime de funcionamento contínuo	63
Tabela 32 - Caudais de insuflação em função do horário para os diferentes tipos de salas de operações	64
Tabela 33 - Poupança energética e redução de custos e emissões de CO ₂ numa sala com tecto de fluxo laminar de 3x3m com standby nocturno.....	64
Tabela 34 - Poupança energética e redução de custos e emissões de CO ₂ numa sala sem tecto de fluxo laminar com standby nocturno	64
Tabela 35 - Potenciais de poupança numa sala de grande cirurgia	68
Tabela 36 - Potenciais de poupança numa sala sem tecto de fluxo laminar.....	68

Índice de gráficos

Gráfico 1 - Evolução da perda de carga vs caudal de extracção	29
Gráfico 2 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo no Porto	36
Gráfico 3 - Frequência em regime de arrefecimento com humedificação por ano (Porto)	37
Gráfico 4 – Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano (Porto).....	37
Gráfico 5 - Frequência em regime de aquecimento com humedificação por ano (Porto)	38
Gráfico 6 - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano (Porto)	38
Gráfico 7 - Energia primária consumida pela caldeira no regime de aquecimento com humedificação (Porto).....	39
Gráfico 8 - Energia primária consumida pelo humidificador (Porto)	39
Gráfico 10 - Energia primária consumida pela caldeira no reaquecimento do ar em regime de arrefecimento com desumidificação (Porto).....	40
Gráfico 9 - Energia primária consumida pelo <i>chiller</i> no regime de arrefecimento com desumidificação (Porto).....	40
Gráfico 11 - Energia primária consumida pelo <i>chiller</i> no regime de aquecimento com desumidificação (Porto).....	41
Gráfico 12 - Energia primária consumida pela caldeira no reaquecimento do ar em regime de aquecimento com desumidificação (Porto)	42
Gráfico 13 - Comparação dos consumos energéticos do humidificador (Porto).....	42
Gráfico 14 - Comparação dos consumos de energia primária do <i>chiller</i> em regime de desumidificação (Porto).....	43
Gráfico 15 - Comparação dos consumos de energia primária da caldeira no reaquecimento do ar (Porto)	43
Gráfico 16 - Desagregação de consumos em função do caudal de ar novo para 20°C e 60% de humidade relativa (Porto).....	44
Gráfico 17 - Comparação dos consumos de electricidade e gás (Porto)	45
Gráfico 18 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 18 °C (Porto).....	45
Gráfico 19 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 19 °C (Porto).....	46
Gráfico 20 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 20 °C (Porto).....	46

Gráfico 21 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 21 °C (Porto).....	46
Gráfico 22 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 22 °C (Porto).....	47
Gráfico 23 - Desagregação de consumos de energia primária para uma temperatura interior de 18 °C (Porto).....	48
Gráfico 24 - Desagregação de consumos de energia primária para uma temperatura interior de 22 °C (Porto).....	48
Gráfico 25 - Consumos de energia primária em função da proporção de caudal de ar novo numa sala sem tecto de fluxo laminar (Porto).....	50
Gráfico 26 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Lisboa.....	51
Gráfico 27 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Faro.....	51
Gráfico 28 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Beja.....	52
Gráfico 29 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Angra do Heroísmo.....	52
Gráfico 30 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo na Covilhã.....	52
Gráfico 31 - Potencial de poupança anual de energia primária em função da localização geográfica.....	54
Gráfico 32 - Energia primária consumida em função da temperatura interior desejada	55
Gráfico 33 - Desagregação de consumos de energia primária em função da localização e temperatura interior.....	55
Gráfico 34 - Eficiência do ventilador em função do caudal.....	61

1. Introdução

1.1. Enquadramento e objectivos do projecto

A qualidade do ar em ambientes hospitalares afecta a saúde e o conforto de todos os pacientes e profissionais envolvidos. Particularmente, nas salas de operações, existem preocupações adicionais, dada a natureza do espaço e o cuidado necessário com os pacientes, de modo a evitar o surgimento de infecções durante as intervenções cirúrgicas, nomeadamente nos imunodeprimidos e doentes com feridas cirúrgicas.

Actualmente, as normas nacionais e internacionais impõem taxas de renovação mínimas, o que permite a existência de duas correntes de projecto AVAC nas salas de operações. Uma em que é utilizado 100% de ar novo, fortemente implementada, e considerada por isso, neste trabalho, como a solução convencional, e que é essencialmente baseada na pureza do ar a insuflar. A outra corrente baseia-se na utilização de uma taxa de renovação do ar mínima, com recurso à recirculação do ar. No presente trabalho serão abordados dois tipos de salas, nomeadamente, salas de operações com tecto de fluxo laminar e salas de operações sem tecto de fluxo laminar, dado que a ACSS, exige condições de insuflação diferentes, dependendo do tipo de cirurgia a realizar.

Dado o presente contexto energético, as preocupações actuais de redução do consumo de energia, representam um tema actual, resultando daí a necessidade de se aferir formas de poupar energia, nomeadamente em edifícios de elevado consumo. Geralmente, os estudos efectuados em salas de operações têm-se centrado essencialmente na qualidade do ar interior, sem ter em conta o consumo energético para manter as exigentes condições requeridas. O presente estudo, procura avaliar o consumo energético actual numa instalação AVAC convencional e compará-lo com soluções que conduzam a uma poupança de energia através de diferentes taxas de renovação do ar. Na procura de se atingir o objectivo proposto, é apresentado um estudo que pretende comprovar e, acima de tudo, quantificar a poupança de energia associada a soluções com recirculação de ar. Para o efeito, este trabalho pretende determinar a taxa de renovação do ar óptima, em diferentes climas, para além do desenvolvimento de optimizações baseadas numa gestão dinâmica da taxa de recirculação hora a hora. Pretende-se ainda verificar os benefícios de um cenário especial de funcionamento dos equipamentos fora dos períodos de actividade da sala de operações com um caudal de

insuflação mais baixo, mantendo sempre as condições higiénicas, imprescindíveis numa sala de operações.

1.2. Organização e Temas Abordados

Apresenta-se aqui os capítulos segundo os quais se organiza esta dissertação.

Capítulo 2

Neste capítulo é efectuada uma tipificação das questões arquitectónicas de um bloco operativo assim como das soluções construtivas recomendadas pela regulamentação existente em Portugal. Apresenta-se neste capítulo o conceito e classificação de *cleanrooms*, assim como a classificação existente para as salas de operações. São igualmente abordadas as especificações técnicas impostas pelas recomendações técnicas da ACSS, e uma descrição das denominadas UTA¹ higiénicas. É também efectuada uma análise e comparação das principais normas nacionais e internacionais, para enquadrar os requisitos efectivos das instalações AVAC².

Capítulo 3

Neste capítulo é apresentado o caso de estudo onde se define o espaço a climatizar assim como as cidades analisadas e os parâmetros considerados. É também apresentado o modelo matemático desenvolvido.

Capítulo 4

Neste capítulo o caso prático é testado em diversas simulações efectuadas através do modelo desenvolvido para um caudal fixo no tempo. Após as devidas simulações, são retirados e discutidos os consumos energéticos obtidos.

Capítulo 5

Neste capítulo é apresentado o modelo de optimização adoptado. Efectua-se aqui as simulações necessárias para recolher e analisar os consumos energéticos que daqui resultam.

Capítulo 6

Após obtenção dos resultados e discussão dos mesmos, são retiradas as devidas conclusões e apresentadas algumas sugestões para trabalho futuro.

¹ Unidade de tratamento de ar

² Aquecimento, ventilação e ar condicionado

1.3. Empresa RGA

A empresa RODRIGUES GOMES & ASSOCIADOS - CONSULTORES DE ENGENHARIA, S.A., (RGA) tem por finalidade a elaboração de projectos de instalações especiais (instalações de ar condicionado, aquecimento e ventilação, instalações eléctricas e de telecomunicações, de segurança activa e passiva, de produção de energia eléctrica, de gestão técnica, de elevadores, de escadas e tapetes rolantes, de gás, de ar comprimido, de gases especiais). Áreas como auditorias energéticas e verificação da regulamentação sobre edifícios nos diversos aspectos interdisciplinares atrás referidos, também são contemplados por esta empresa. Tem como principais objectivos a prestação de serviços de alta qualidade técnico/científica e de serviços respeitando os cronogramas estabelecidos com os diferentes promotores em termos de tempo e investimento. O investimento contínuo na área descrita, tem permitido a formação de equipas altamente motivadas e dotadas dos meios técnicos necessários, sendo assim capazes de desenvolverem nos tempos adequados um trabalho com elevada capacidade técnico/profissional. No sentido de otimizar os seus recursos, a empresa está organizada em equipas de projecto, responsáveis pela elaboração dos mesmos, que constituem unidades autónomas de tamanho, versatilidade e capacidade adequada à dimensão dos trabalhos atribuídos. Possui no portfólio intervenções em hospitais, escolas, aeroportos, complexos desportivos, edifícios e espaços comerciais, edifícios de habitação, edifícios de lazer e cultura, edifícios de escritórios, edifícios de ensino, edifícios bancários e edifícios de hotelaria.

Endereço electrónico: www.rga.pt

E-mail: rga.geral@rga.pt

Morada: Rua Brito Capelo 1023, 4450-077 Matosinhos

Telefone / Fax: 351 226 171 897 / 351 226 101 267



2. Elementos de enquadramento e condições específicas do equipamento AVAC

O bom funcionamento de um bloco operatório, no qual se inserem as salas de operações, obriga a cumprir requisitos de higiene e qualidade do ar interior muito exigentes. Tratando-se de instalações especiais, torna-se, por isso importante perceber quais as normas e directivas que regulamentam as exigências técnicas e arquitectónicas de blocos operatórios. Assim, será de seguida resumido uma tipificação arquitectónica deste tipo de espaços, a classificação de salas brancas, para além dos requisitos e condições específicas de funcionamento da instalação AVAC.

2.1. AVAC num bloco operatório

As instalações de AVAC de um bloco operatório apresentam como principal função manter a qualidade do ar, através do controlo e confinação de infecções e gases prejudiciais, de forma a proteger pacientes, pessoal médico e funcionários do hospital. No entanto, tal como acontece noutra tipo de espaços, pretende-se também manter condições ambientais confortáveis através do controlo da temperatura, movimento do ar, humidade relativa, ruídos e odores indesejáveis [1].

Os sistemas de AVAC, têm como principais objectivos [2]:

- Renovar o ar ambiente, introduzindo ar novo, de forma a limitar principalmente os níveis de gases nocivos e partículas indesejadas, prejudiciais à saúde;
- O controlo da humidade do ar ambiente, equilibrando as cargas latentes, seja por humidificação ou por desumidificação;
- O controlo da temperatura interior do ar ambiente, equilibrando as cargas internas sensíveis, retirando ou introduzindo energia térmica ao local.

2.2. Tipificação arquitectónica dos blocos operatórios

Nesta secção é apresentada a organização típica de um bloco operatório dos hospitais portugueses, assim como os requisitos necessários, tendo em conta as directivas da ACSS [3].

Compartimentos típicos de um bloco operatório

Na tabela 1 são apresentados os principais compartimentos existentes num bloco operatório típico.

Tabela 1 - Compartimentos de um bloco operatório [3]

Designação	Função do compartimento	Área útil (mínima) m ²	Largura (mínima) m	Observações
Área de acolhimento				
Recepção ³	Secretaria com atendimento de público	-	-	-
Vestiário de doentes	Para doentes da cirurgia de ambulatório, com instalação sanitária e cacifos	10 + 4	-	2 no mínimo
Área logística				
Sala de lavagem, desinfecção e esterilização	Apoio às salas de operações, com tina de lavagem e esterilizador do tipo “flush”	-	-	-
Sala de sujos e despejos	Para arrumação temporária de sacos de roupa suja e de resíduos e despejos	4	-	-
Sala de desinfecção	Para lavagem e desinfecção de material de uso clínico	3	-	-
Zona de lavagem ou desinfecção de camas e tampos	-	-	-	-
Área técnica de cirurgia				
Gabinete de consulta	Avaliação pré-operatória de doentes	12	2,6	-
Transfer	Transferência do doente da zona externa para a zona interna e vice-versa	-	-	-
Zona de desinfecção do pessoal	Lavagem e desinfecção pré-operatória	3	-	normalmente uma área aberta contígua à sala de operações
Sala de anestesia	Indução anestésica	-	-	pode ser comum a 2 salas
Sala de operações	-	36	5,5	mínimo 1
Área técnica de recuperação				
Unidade de cuidados pós-anestésicos	Recuperação pós-operatória e controlo de doentes	12/cama	2,6	-

³ Compartimentos a utilizar quando o bloco operatório for também utilizado para cirurgia de ambulatório.

Designação	Função do compartimento	Área útil (mínima) m ²	Largura (mínima) m	Observações
Sala de sujos e despejos	Para arrumação temporária de roupa suja e de resíduos, despejos e máquina de eliminação de arrastadeiras descartáveis.	4	-	-

Soluções construtivas do bloco operatório

Segundo as ET⁴ 06/2008 da ACSS⁵ [4], existem alguns requisitos devido à necessidade de limpeza e assepsia de uma sala de operações, nomeadamente no que respeita aos pavimentos e paredes interiores, tectos, etc. Estes requisitos encontram-se descritos em detalhe no anexo M.

Tipificação arquitectónica de uma sala de operações

Uma sala de operação caracteriza-se tipicamente, no que respeita à sua arquitectura, pelos seguintes pontos [3]:

- Área de pelo menos 36 m² e que tipicamente não excedem os 50 m²;
- Largura mínima de 5,5 m;
- Inexistência de paredes, janelas ou qualquer outro tipo de contacto directo com a envolvente exterior do edifício hospitalar;
- Os cantos da sala deverão ser arredondados, para não acumular sujidades e permitir uma limpeza fácil e eficaz;
- Existem normalmente duas portas com abertura por meio de um botão de comando, uma de acesso do pessoal médico proveniente da sala de desinfeção e outra de acesso do doente, vindo da sala de anestesia. As portas devem garantir a estanquidade e características de assepsia inerentes às suas funções;
- Presença de um transfer de material, para possibilitar a entrada de material vindo do exterior da sala, e que poderá funcionar como “guichet” ou armário de passagem.

2.3. Classificação dos espaços de um bloco operatório

O conceito de sala branca, no qual se insere a sala de operações, é definido como uma área de ambiente controlado em que a quantidade de aerossóis é estritamente controlada. Outros factores poderão igualmente ser monitorizados, para que se

⁴ Especificações técnicas

⁵ Administração Central dos Serviços de Saúde

mantenham dentro dos limites impostos e/ou necessários ao bom funcionamento do próprio espaço [5].

Classificação de salas brancas (Cleanrooms)

Em Portugal, não existe nenhuma norma que apresente uma classificação de *cleanrooms*. No entanto, existem normas internacionais que o fazem e que se apresentam de seguida:

- ISO 14644-1 1999
- German VDI 2083 1990
- France AFNOR 1989
- British BS 5295 1989
- US Federal Std 209E 1992
- EEC CGMP 1989
- Japan JIS B 9920 1989

A norma ISO 14644-1:1999, classifica as salas brancas, mediante o tamanho das partículas e respectiva concentração volumétrica no espaço em questão, conforme a tabela 2.

Tabela 2 - Classificação de *cleanrooms* segundo a norma ISO 14644-1

Classificação	Concentração de partículas/m ³					
	≥0,1 μm	≥0,2 μm	≥0,3 μm	≥0,5 μm	≥1,0 μm	≥5,0 μm
ISO 1	10	2	-	-	-	-
ISO 2	100	24	10	4	-	-
ISO 3	1.000	237	102	35	8	-
ISO 4	10.000	2.370	1.020	352	83	-
ISO 5	100.000	23.700	10.200	3.520	832	29
ISO 6	1.000.000	237.000	102.000	35.200	8.320	293
ISO 7	-	-	-	352.000	83.200	2.930
ISO 8	-	-	-	3.520.000	832.000	29.300
ISO 9	-	-	-	35.200.000	8.320.000	283.000

Na tabela 3 está apresentada uma comparação entre as várias normas enunciadas anteriormente [6].

Tabela 3 - Comparação da classificação de *cleanrooms*, segundo várias normas

Partículas /m ³ (≥0,5 μm)	ISO 14644-1 1999	US 209E 1992	EEC CG MP 1989	France AFNOR 1989	German y VDI 2083 1989	Britain BS 5295 1989	Japan JIS B 9920 1989
1	-	-	-	-	-	-	-
3,5	2	-	-	-	0	-	2
10	-	M 1	-	-	-	-	-
35	3	M 1.5	-	-	1	-	3
100	-	M 2	-	-	-	-	-
353	4	M 2.5	-	-	2	-	4
1000	-	M 3	-	-	-	-	-
3530	5	M 3.5	A + B	4000	3	E or F	5
10.000	-	M 4	-	-	-	-	-
35.300	6	M 4.5	-	-	4	G ou H	6
100.000	-	M 5	-	-	-	-	-
353.000	7	M 5.5	C	400.000	5	J	7
1.000.000	-	M 6	-	-	-	-	-
3.530.000	8	M 6.5	D	4.000.000	6	K	8
10.000.000	-	M 7	-	-	-	-	-
100.000.000	9	M 7.5	-	40.000.000	-	L	9

De referir que esta comparação é apenas uma abordagem com o objectivo de situar a legislação de cada país, pois na prática a norma mais utilizada em Portugal é a ISO 14644-1. Porém, e apesar dos cuidados necessários nos blocos operatórios terem estas normas em conta, existem outras preocupações relacionadas com as instalações em questão, nomeadamente o controlo do perigo de contaminação, e não tanto a quantidade das partículas.

A directiva alemã, VDI 2167 apresenta uma classificação específica de salas de blocos operatórios, referindo 3 classes [7]:

- Classe 1a – salas com elevadíssimos requisitos no que concerne à baixa concentração de germes no ar. São os casos das salas de operação altamente assépticas, onde se realizam por exemplo operações endoprostéticas.
- Classe 1b – Salas cujos requisitos relativos à baixa concentração de germes no ar variam entre o elevado e o moderado, como por exemplo as salas de operação para intervenções viscerais.
- Classe 2 – São todas as salas hospitalares que não se incluem nas classes 1a e 1b, que servem propósitos médicos sem elevados padrões quanto à concentração de germes no ar. Este tipo de salas poderão estar dentro ou fora do departamento cirúrgico.

Existe também a norma Francesa, NF S 90-351, que insere um novo conceito que consiste em zonas de risco. Por definição, uma zona de risco de biocontaminação é um local definido e delimitado onde as pessoas são especialmente vulneráveis às partículas

activas ou inertes. Assim, enunciam-se 4 níveis de zonas de risco em função do risco de infecção [8]:

- Zona de risco 1 – risco nulo
- Zona de risco 2 – risco de infecção médio
- Zona de risco 3 – risco de infecção elevado
- Zona de risco 4 – risco de infecção muito elevado

Em Portugal, é usual considerar as salas de operações, uma zona de risco 3 ou 4. Na Tabela 4 está apresentada a equivalência entre a norma Francesa NF S 90-351 e a Norma ISO 14644-1.

Tabela 4 - Equivalência entre as normas NF S 90-351 e ISO 14644-1

Zona de risco	Classe ISO
1	ISO 5
2	ISO 7
3	ISO 8
4	Locais não especificados

2.4. Caracterização das unidades de tratamento de ar (UTA) de um edifício hospitalar segundo as recomendações Portuguesas

Segundo as especificações técnicas para instalações de AVAC, ET 06/2008 da ACSS, todas as UTA de um edifício hospitalar devem cumprir os seguintes requisitos mínimos:

- Ficarem alojadas nos pisos técnicos, não sendo aceites situações de montagem em tecto falso;
- Serem de funcionamento a 4 tubos;
- Módulo de entrada de ar novo, com registo, eventualmente motorizado;
- Módulo de mistura (no caso de existência de recirculação);
- Módulo de pré-filtragem (mínimo F5);
- Módulo de arrefecimento e separador de gotas (com tabuleiro de aço inox e sifão que permita a desinfecção eficaz dos condensados);
- Módulo de aquecimento;
- Módulo de humidificação (salas de operação, recobro, cuidados intensivos, etc.), incluindo tabuleiro de aço inox e sifão que permita a desinfecção eficaz dos condensados, óculo e iluminação a 24V;
- Módulo de ventilação (com óculo e iluminação a 24V);
- Atenuador de ruído (dependendo do projecto de acústica);

- Módulo de filtragem (mínimo F7 a F9), com pressostatos diferenciais, com ligação ao sistema de gestão centralizada;
- Ser privilegiada a inclusão dum módulo de recuperação de energia sensível nas UTA, sendo obrigatória a inclusão deste módulo em todas as unidades em que o caudal de ar novo exceda 13000 m³/h;
- No caso do caudal de ar a insuflar ser superior a 10000 m³/h, a UTA deve ter que permitir a possibilidade de arrefecimento gratuito (*Free-Cooling*).

2.5. Requisitos das unidades de tratamento de ar de uma sala de operações (UTA higiénicas)

Apesar de não ter sido encontrada qualquer recomendação nacional nesse sentido, para o tratamento de ar de uma sala de operações, é usual recorrer a uma UTA, habitualmente designada por higiénica, dados os elevados requisitos de qualidade do ar interior no espaço a climatizar. Este tipo de UTA tem que verificar os requisitos impostos pela norma DIN 1946-4, DIN EN 1886 e pela directiva VDI 6022-1. Todos os requisitos encontram-se detalhados e disponíveis para consulta no anexo N.

2.6. Requisitos da instalação AVAC de um bloco operatório

Segundo as ET 06/2008 da ACSS, a ventilação forçada deve ser efectuada por ventiladores localizados no piso técnico, sempre que possível, e preparados para ligação ao sistema de gestão técnica centralizada. É importante ter em conta que as respectivas rejeições devem ser feitas para a fachada oposta à da admissão de ar e afastada de locais de passagem ou permanência de público, janelas ou portas [4]. Devem igualmente ser previstos sistemas independentes de extracção de zonas “sujas” e “limpas” e, dentro destas, por serviço [4].

Admissão e tratamento de ar novo

Segundo as ET 06/2008 da ACSS, a admissão de ar novo deve ser feita directamente pela UTA, tratado, e encaminhado pela rede de condutas. A admissão deverá ser o mais possível centralizada, recorrendo a plenos de ar em alvenaria de tijolo rebocado, conforme esquematizado na figura 1 e com acabamentos que impeçam a acumulação de poeiras e/ou fungos. Por sua vez, os plenos deverão ser visitáveis para limpeza e manutenção (através de porta estanque). No entanto, nem sempre é possível a existência destes plenos, nomeadamente por questões arquitectónicas, pelo que, sempre que a unidade de tratamento de ar não possa efectuar a admissão de ar no pleno comum, a admissão será directa do exterior, conforme ilustrado na figura 2, prevendo-se neste caso mais um módulo de filtragem inicial (mínimo G3), associado à própria unidade, muito embora seja prática corrente serem colocados filtros G4 [4].

A admissão de ar exterior deve ser, no mínimo a 3m de altura do solo, cobertura ou pavimento, com uma velocidade de passagem máxima, nos pré-filtros, de 2,5 m/s [4], [9].

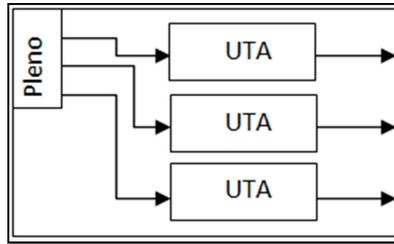


Figura 1 – Esquema de admissão de ar com pleno comum

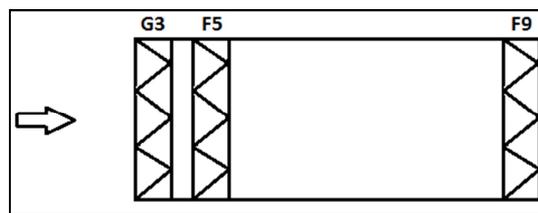


Figura 2 - Admissão de ar directa na UTA

Diferenças de pressão num bloco operatório

Outra das características da ventilação é a possibilidade de se estabelecer sobrepressões e/ou subpressões, apenas à custa dos caudais nominais de ar em jogo. Assim, segundo as várias directivas e normas encontradas, as zonas “limpas” devem estar sempre em sobrepressão, relativamente às zonas adjacentes, acontecendo o inverso no caso das zonas sujas. No caso específico das salas de operações, estas devem estar em sobrepressão, em relação ao espaços adjacentes, sendo que esses espaços deverão, por sua vez estar em sobrepressão em relação aos restantes locais do bloco. Mais ainda, no seu todo, o bloco operatório deve estar sobrepressurizado em relação aos serviços adjacentes [4], [9], [10], [11].

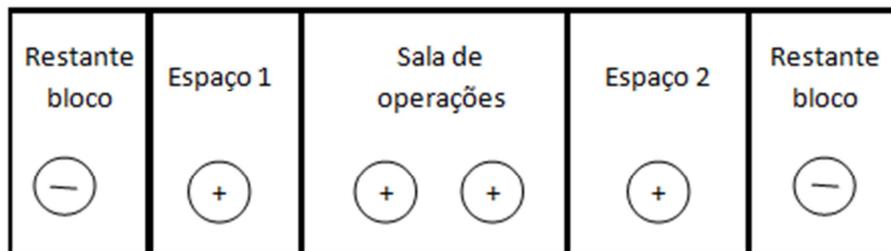


Figura 3 - Esquema exemplificativo dos diferenciais de pressão numa sala de operações

A sobrepressão a considerar deverá ser correspondente a um caudal de 20 m³/h.m de perímetro de entradas [4].

Parâmetros de ventilação da sala de operações

Apesar das recomendações Portuguesas não mencionarem, é aconselhável que a ventilação efectuada numa sala de operações apresente alguns princípios de funcionamento, nomeadamente:

- Insuflação - segundo a directiva VDI 2167 é importante garantir que durante a operação, a temperatura de insuflação não ultrapassa nunca a temperatura da sala.
- Extracção deverá ser efectuada, preferencialmente, perto do chão, sendo importante manter a estabilidade da velocidade do ar desde a insuflação até à extracção. É aconselhável o uso de cortinas que protejam e encaminhem o fluxo até mais próximo do paciente. Em Portugal, é comum existir uma grelha de extracção em cada canto da sala, junto ao tecto para além da grelha de extracção baixa.
- Recirculação - segundo a mesma directiva a recirculação é sempre aceite, com excepção dos casos em que a extracção está contaminada. A contaminação cruzada entre salas de operação deverá ser evitada a todo o custo.

As salas de operações apresentam algumas exigências, cujos critérios variam de país para país. Estão apresentadas algumas referências na tabela 5, onde podem ser comparadas várias normas e directivas.

Tabela 5 - Soluções a adoptar nas salas de operações

Fonte	Temp (°C)	HR (%)	rph/caudal mínimo (ar novo)	Caudal mínimo (total)	Recirculação	Eficiência de Filtragem (%)
ET 06/2008 (Portugal)	20-24	60	100 m ³ /h.p (min. de 600 m ³ /h.p)	20 rph	aceite	G3/F7/H14
DIN 1946-4 (Alemanha)	22-26	50-60	1200 m ³ /h	20 rph	aceite	-/-/99,97
NFS90-351 (França)	20-25	40-60	-	-	-	70-80/80-90/99,95
HTM 03-01 (Inglaterra)	18-25	-	25 rph	-	aceite	-/-/H10
ASHRAE Applications (EUA)	20-24	30-60	4 rph	20 rph	aceite	25/90/99,97
NBR 7256 RDC N50 (Brasil)	19-24	45-60	15 rph	25 rph	aceite	75-84/70-89/99,97
ASHRAE 170P (EUA)	17-27	45-55	5 rph	25 rph	aceite	40-50/99,97
AIA (EUA)	20-23	30-60	3 rph	15 rph	aceite	-/-/90
OMS	-	-	-	20-25 rph	-	-/-/99,97
TD 2423/86 TD 2425/86 (Grécia)	18-24	50-60	-	70-85 (m ³ /h)	aceite	-
UNE100713 (Espanha)	-	-	-	-	não aceite	70-80/>99,95/99,995

No que respeita ao caudal mínimo total, os valores exigidos variam, geralmente entre 20 e 25 rph, o que poderá parecer um valor exagerado, face a outras instalações fora do âmbito das salas de operações. Porém, são necessárias, pelo menos esta quantidade de renovações para garantir a boa qualidade do ar numa sala de operações, podendo ascender às 60 rph numa sala de operações com tecto de fluxo laminar. Garante-se, no entanto velocidades baixas de insuflação.

É igualmente importante referir, que apesar do limite de temperaturas estipulado pelas especificações técnicas da ACSS, ser entre os 20 °C e os 24 °C, é corrente a utilização de temperaturas entre os 18°C e os 19°C⁶, por questões de diminuição da propagação de bactérias e infecções, para além de questões fisiológicas, como por exemplo a diminuição do consumo de oxigénio e da dilatação de artérias. No entanto, o uso destes valores de temperatura só devem prevalecer nas situações em que não comprometa o conforto do paciente, nomeadamente em intervenções pediátricas, devido à maior sensibilidade a temperaturas baixas, por parte das crianças [12]. Segundo o estudo efectuado por *Balaras, Dascalaki, e Gaglia*, as temperaturas preferidas pelo *staff* médico diferem, conforme a especialidade em questão. Assim, os cirurgiões preferem uma temperatura entre os 18°C e os 19°C, os enfermeiros sentem-se mais confortáveis entre os 22°C e os 24,5°C e os anestesistas entre os 23°C e os 24°C. Quanto ao paciente, dada a sua actividade metabólica baixa durante a intervenção cirúrgica, os valores de conforto apontam para temperaturas entre os 24 e os 26°C [12].

Finalmente, uma referência à radiação térmica assimétrica, resultante das luzes cirúrgicas, que origina desconforto térmico. Estas, poderão causar assimetrias térmicas na ordem dos 6 a 7 °C em relação à mesa de cirurgia e 10 a 12 °C em relação ao chão, independentemente da temperatura do ar interior [12].

A humidade relativa deverá ser mantida em níveis aceitáveis, dada a sua relevância em relação à higiene do espaço e conforto térmico. Valores elevados de humidade relativa, favorecem o desenvolvimento e transferência de bactérias, que podem ser facilmente aero-transportadas nas moléculas de água, para além de causarem desconforto térmico. Os ambientes muito secos, também não são desejáveis, dado que potenciam a possibilidade de coagulação do sangue, que obviamente é indesejável, durante uma intervenção cirúrgica. Dada a forte presença de equipamentos eléctricos, valores baixos de humidade relativa, poderão causar problemas associados com electricidade estática, nas superfícies do equipamento médico, que no extremo poderá inclusivamente constituir um risco de incêndio, uma vez que poderão existir gases inflamáveis na sala de operações [12].

Conforme podemos verificar na tabela 5 os valores extremos de humidade relativa aconselhada são entre 30 e 60%, mas dados os motivos enunciados anteriormente, a maioria das normas e directivas aconselham valores mais próximos de 60%. No caso de Portugal, o valor de humidade relativa proposta é fixo, pelo que apesar de não fazer menção, deverá referir-se a um valor máximo e não a um requisito fixo.

⁶ Informação cedida pelos responsáveis da manutenção do hospital Privado da Boavista no Porto e do hospital da Luz em Lisboa.

As renovações de ar na sala de operações, representa um parâmetro de grande importância, no controlo da qualidade do ar interior do espaço em questão. As recomendações mais vulgares situam-se entre as 20 e as 25 rph, sendo que no caso de Portugal, o caudal de ar novo mínimo será de 600 m³/h ou 100 m³/h.p.

2.7. Tipificação dos equipamentos de filtragem e difusão numa sala de operações

Nesta secção efectua-se uma abordagem focada na filtragem e nos tectos de fluxo laminar utilizados na climatização de uma sala de operações.

2.7.1. Filtros de Ar

Os filtros de ar são dispositivos destinados a garantir a retenção das impurezas sólidas, líquidas ou gasosas contidas no ar atmosférico. Estas impurezas são formadas por partículas de diferentes origens e dimensões, compreendidas entre 0,001 e 500 µm, misturadas e dispersas no ar. A captação das partículas sólidas ou líquidas pode efectuar-se através de diversos métodos físicos, enquanto as partículas gasosas são captadas por absorção química e/ou física.

Os filtros dividem-se em:

- Filtros para poeiras ordinárias e finas;
- Filtros para poeiras ultra-finas (filtros absolutos).

A retenção é determinada pela razão entre a massa de partículas retidas e a massa de partículas incidentes. A medida efectua-se a partir da concentração em poeiras do ar não filtrado a montante (g_b) e a concentração de poeiras filtrada a jusante (g_p), sendo o rendimento de filtragem obtido através da equação seguinte [13]:

$$\eta_f = \frac{g_b - g_p}{g_b} \times 100 \text{ em } \%$$

É sempre necessário ter em conta que, qualquer que seja o tipo de filtro, o seu grau de retenção não é constante, mas essencialmente variável. No caso dos filtros mecânicos o rendimento de filtragem aumenta com a sujidade, consequência da filtragem complementar devido à poeira retida. O rendimento de um filtro, nas condições reais de funcionamento, não corresponde verdadeiramente àquele medido no banco de ensaios, devido ao facto das poeiras do ar exterior serem variáveis e imprevisíveis [13], [14]. Na tabela 6, podemos ver as classificações dos filtros, com base nas suas capacidades de retenção [14].

Tabela 6 - Classificação da eficácia de filtros a ar

Classe de filtro	Retenção Gravimétrica média A_m (%) ¹	Eficácia Opacimétrica média E_m (%) ²	Classificação segundo a norma EN 779	Tipo de Filtros
EU1	$A_m < 65$		G1	Grossos
EU2	$65 \leq A_m < 80$		G2	
EU3	$80 \leq A_m < 90$		G3	
EU4	$90 \leq A_m$		G4	
EU5		$40 \leq E_m < 60$	F5	Finos
EU6		$60 \leq E_m < 80$	F6	
EU7		$80 \leq E_m < 90$	F7	
EU8		$90 \leq E_m < 95$	F8	
EU9		$95 \leq E_m$	F9	

1 - No teste Gravimétrico, a retenção média ponderada é calculada a partir dos valores encontrados em diferentes etapas da colmatagem até uma perda de carga final de 250 Pa [Trox].

2 - No teste Opacimétrico, a eficácia média ponderada é calculada a partir dos valores encontrados em diferentes etapas da colmatagem até uma perda de carga final de 450 Pa [Trox].

Relativamente aos filtros absolutos ou de muito alta eficiência, estes são testados de acordo com a Norma EN 1822-4. O procedimento, consiste no método de contagem de partículas, utilizando aerossóis líquidos com diferentes tamanhos de partículas, com ênfase para as partículas de dimensão mais penetrante, compreendidas entre 0,1 e 0,2 μm , designado por MPPS⁷ [15]. Na tabela 7 está resumida a classificação de filtros HEPA⁸.

Tabela 7 - Classificação da eficácia de filtros a ar de muito alta eficácia (HEPA) [15]

Classe de filtro	Classificação segundo a norma EN 1822	Eficiência (%)	Perda de carga de colmatagem (Pa)
EU10	H10	$95 \leq \eta < 99,9$	450
EU11	H11	$99,9 \leq \eta < 99,97$	450
EU12	H12	$99,97 \leq \eta < 99,99$	600
EU13	H13	$99,99 \leq \eta < 99,999$	600
EU14	H14	$99,999 \leq \eta$	

⁷ Most Penetrating Particle Size

⁸ High Efficiency Particulate Air

Filtros típicos numa instalação AVAC de uma sala de operações

Existem variadíssimos tipos de filtros no mercado, sendo que neste capítulo serão apresentados apenas aqueles que mais frequentemente se encontram numa UTA associada a uma sala de operações.

Filtros de Fibras

O meio filtrante deste tipo de filtros, onde existem numerosos modelos, é realizado através de um emaranhado de fibras de diferentes naturezas: lã de vidro, sintéticas, naturais, etc.. Os diferentes modelos de filtros com fibras, disponíveis no mercado, são concebidos em função da sua previsível aplicação, mas devem sempre corresponder a duas exigências [13]:

- durabilidade elevada;
- baixa perda de carga.

Para conciliar estes critérios prevê-se a maior superfície possível de filtragem numa mesma moldura. É mais espesso e de menor perda de carga o emaranhado de fibras dos filtros destinados a poeiras ordinárias ou a poeiras finas, que nos filtros destinados a poeiras ultra-finas ou filtros absolutos.

Na unidade de tratamento do ar, de uma sala de operações, é normalmente utilizado um filtro maleável, sintético ondulado, inseridos numa moldura em aço galvanizado, inoxidável ou alumínio, típicos da classe G3 e G4 (Figura 4), como pré-filtros dos filtros de mais elevada eficácia e com uma eficiência de 85%.



Figura 4 - Filtros planos de classe G3 e G4

Os filtros, qualquer que seja a sua classe, comportam em quase todos os casos uma manta em fibras sintéticas ou em fibra de vidro. A velocidade de passagem do ar deve ser aproximadamente $2,5 \text{ m.s}^{-1}$ em relação à superfície frontal e $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ em relação à superfície filtrante. Os filtros de sacos não são regeneráveis, mas a sua durabilidade de serviço é elevada [13].

Filtros Compactos

É um filtro feito de materiais resistentes à corrosão, constituído por elementos em papel de fibra de vidro, com separadores termoplásticos, colocados numa armação de poliestireno, típico da classe F7 a F9 [8]. Estão ilustrados alguns exemplos na Figura 5.

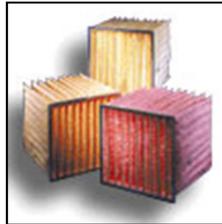


Figura 5 - Filtros de bolsas de classe F7 a F9

Filtros Absolutos

Sempre que se deseje um poder de retenção muito elevado utilizam-se filtros absolutos com muita alta eficácia, também designadas de filtros HEPA ou ULPA⁹, capazes de reter partículas ínfimas em suspensão, em particular as bactérias, os vírus, etc. Estes constituem o último elemento numa cadeia de filtragem quando o filtro de poeiras ultra-finas não é suficiente, aplicando-se nas salas de operações, nomeadamente os de classificação H14 (Figura 6).

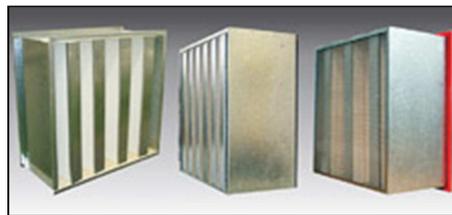


Figura 6 - Filtros absolutos de classe H14

O meio filtrante deste tipo de filtros, com alguns modelos diferentes, é realizado normalmente em papel de fibra de vidro, inserido numa armação em madeira, aço ou alumínio. A velocidade de passagem do ar deve ser baixa, não superior a $1,5 \text{ m.s}^{-1}$, sendo que estes filtros não são regeneráveis. O estancamento do filtro na sua estrutura deve ser total.

É absolutamente necessário prever, antes destes filtros, pré-filtros para reter poeiras ordinárias e finas, de modo a não originar uma colmatagem precoce. Estes filtros devem ser instalados no local (filtros terminais), servindo de difusores do ar tratado no espaço a climatizar. O sistema de integração dos filtros absolutos deve garantir um estancamento perfeito e permitir que se efectue controlos da perda de carga no local [8].

⁹ Ultra Low Particle Air

2.7.2. Tectos de fluxo laminar

A distribuição de ar é, geralmente, muito exigente numa sala de operações. Num edifício de escritórios a instalação de AVAC é projectada para introduzir ar no espaço que seja capaz de atingir e uniformizar as condições de conforto desejadas. Contudo, este tipo de sistema não é adequado, nem suficiente no caso de se tratar de uma sala de operações, dado que para além de ser necessário manter o conforto dentro do espaço, o que comanda o processo é a necessidade garantir o controlo de infecções.

A climatização com recurso a um sistema do tipo fluxo laminar (figura 7), tem por objectivo, precisamente um maior controlo sobre a migração de bactérias e microrganismos para a zona sensível que possam provocar algum tipo de infecção no paciente, utilizando para o efeito velocidades de insuflação baixas.



Figura 7 - Tecto de fluxo laminar (Hospital Privado da Boavista)

Em estudos efectuados, concluiu-se que para que o efeito do tecto fosse eficaz, a velocidade mínima de insuflação é de $0,19 \text{ m.s}^{-1}$, e o diferencial de temperatura na insuflação de $0,5\text{K}$ (sempre negativo) [16], sendo que o tecto deverá abranger não só o paciente, mas também toda a equipa médica e mesa de instrumentos [4].

Apesar do princípio de funcionamento se manter, existem, diferentes soluções de difusão laminar a considerar, e que se abordam de seguida.

Tecto completo de fluxo laminar

Neste tipo de solução, o tecto difusor preenche completamente o tecto da sala de operações. Apesar de teoricamente, esta ser uma solução eficaz, é geralmente excluída, pelo facto de exigir caudais de ar elevadíssimos, o que implica custos exagerados em termos energéticos.

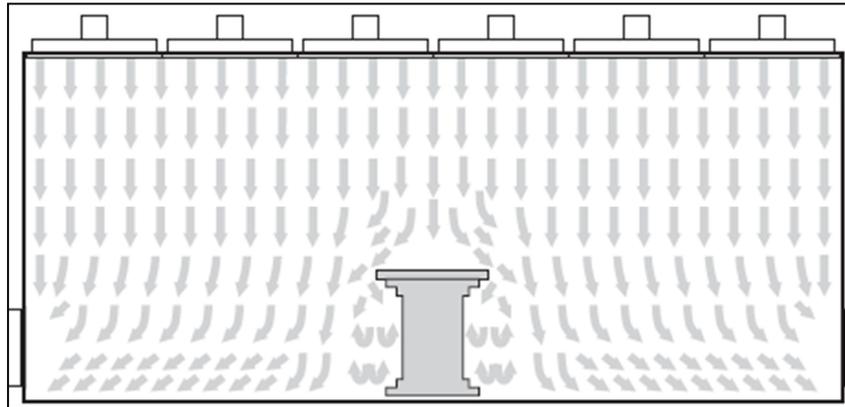


Figura 8 – Tecto completo de fluxo laminar

Tecto parcial de fluxo laminar

Neste caso, o tecto difusor apenas preenche uma área parcial do tecto da sala de operações, tendo normalmente cortinas físicas para direccionar o fluxo.

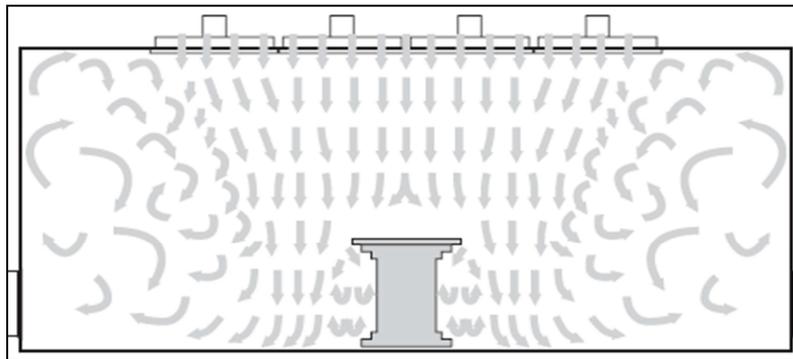


Figura 9 - Tecto parcial de fluxo laminar

Este tipo de instalação, representa a situação mais corrente, sendo que poderá funcionar com 100% de ar novo, ou com recirculação. Esta, por sua vez poderá ser localizada (mistura efectuada no próprio tecto difusor), ou com mistura na UTA.

Reduzindo a área abrangida pelo fluxo unidireccional laminar à zona da equipa médica e do paciente, o caudal de ar necessário reduz drasticamente. Segundo as recomendações da AWMF (Associação das Sociedades Científicas de Medicina na Alemanha) os tectos de fluxo laminar deverão ter as seguintes características [17]:

- os difusores deverão ter uma área de 3m x 3m;
- a velocidade de insuflação deverá ser de 0,25 m/s;
- os difusores deverão cobrir não só a mesa de operações mas também a equipa médica e a mesa de instrumentos;
- A filtragem terminal deverá ser pelo menos H13 (HEPA);
- O valor de concentração de partículas deverá ser de 4.000 l/m³, sendo o valor limite de 10.000 l/m³;

- O valor de concentração de microrganismos deverá ser de 4 UFC/m³, não podendo exceder as 10 UFC/m³.

De notar que é essencial o uso de cortinas estabilizadoras, que segundo a norma DIN 1946-4 deverão estar a 2,10 m acima do nível do solo, para que o fluxo seja eficazmente direccionado para a zona protegida conforme podemos observar na figura 10. Esta é a solução mais divulgada pelos fabricantes e frequentemente implementada nos hospitais nacionais.

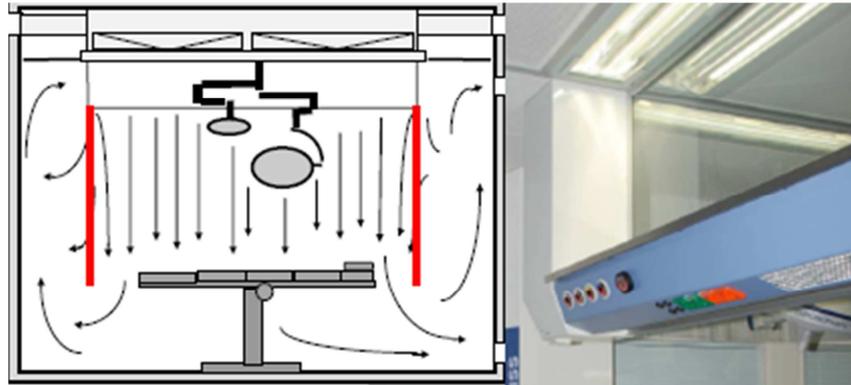


Figura 10 - Cortina estabilizadora (France air)

Tecto de fluxo laminar com cortina de ar

Este tipo de solução segue o mesmo princípio do anterior, com a particularidade de integrar quatro difusores verticais, de modo a criar uma barreira que auxilie a manter o fluxo unidireccional na zona que se pretende proteger. Na Figura 11 está ilustrado um esquema para melhor visualização.

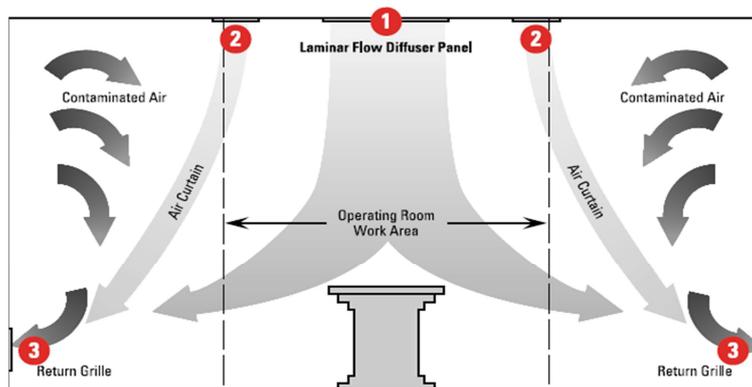


Figura 11 - Tecto de fluxo laminar com cortina de ar

2.8. Boas práticas de projecto

Apesar da quantidade de regras e normas existentes na área do presente trabalho, têm-se vindo a desenvolver, ao longo dos anos algumas boas práticas, que obviamente estarão sempre em linha com as respectivas normas. Apresentam-se de seguida algumas das boas práticas de projecto utilizadas.

Dimensões do difusor

O difusor deverá ter dimensão suficiente para proteger toda a equipa médica e mesa de instrumentos, para além do paciente. Segundo a ET 06/2008, o tecto difusor deverá pelo menos 3,6 x 2,4m, enquanto a norma DIN 1946-4 exige 3 X 3m.

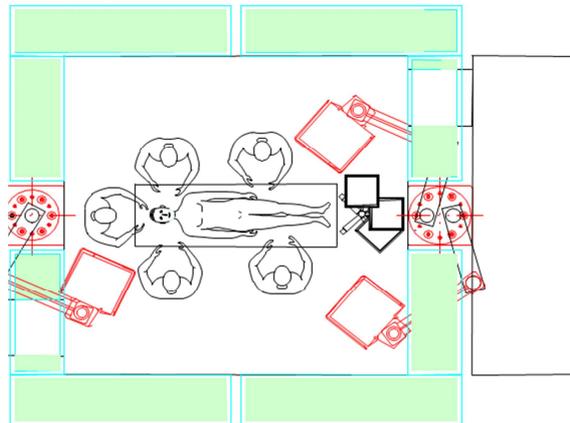


Figura 12 - Zona protegida pelo tecto de fluxo laminar

Requisitos de iluminação

Tipicamente, a instalação de iluminação está dentro da zona protegida da sala de operações. Segundo a norma DIN EN 12464-1 a iluminação deverá obedecer aos requisitos de luminosidade apresentados na tabela 8.

Tabela 8 - Requisitos de iluminação na sala de operações

Tipo de iluminação	DIN EN 12464
Iluminação geral da sala	1000 lux
Iluminação da zona de operação	≈2000 lux
Iluminação do campo operatório (foco cirúrgico)	> 100.000 lux

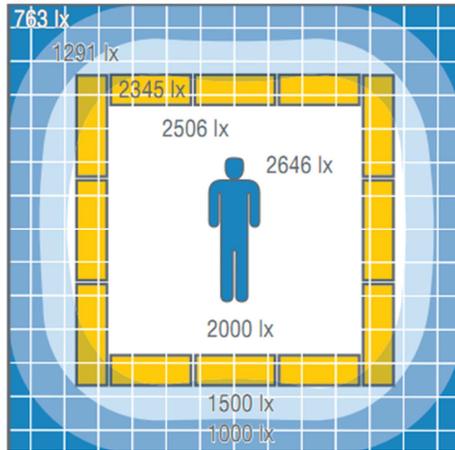


Figura 13 - Intensidade luminosa numa sala de operações

Insuflação

No que respeita à insuflação é comum a utilização de velocidades de insuflação entre os 0,2 e os 0,25 m/s com um diferencial de temperaturas entre 0,5K e 4K, sendo que a temperatura de insuflação, deverá ser sempre inferior à temperatura interior.

Cargas térmicas internas

As cargas térmicas internas de uma sala de operações são originadas apenas por alguns equipamentos essenciais à intervenção cirúrgica, o paciente e os recursos humanos intervenientes. Na tabela 9 estão apresentadas as cargas térmicas vulgarmente utilizadas em projecto.

Tabela 9 - Cargas térmicas internas numa sala de operações típica

Elemento	Potência libertada (W)
Equipa médica	100 W/pessoa
Paciente	60 W
Iluminação geral	500 W
Foco cirúrgico (2x)	400 W/foco
Monitor	650 W
Equipamento de anestesia	650 W

3. Análise dos casos de estudo

Neste capítulo é apresentado o caso de estudo assim como todos os pressupostos considerados para aferir o consumo energético de uma sala de operações típica. Para tal, foram consideradas várias localizações geográficas, nomeadamente as duas cidades Portuguesas com maior número de unidades hospitalares e outras que representam climas típicos em território nacional e que se encontram na tabela 10. Os perfis climatológicos considerados foram gerados pelo *software* “*SOLTERM*”.

Tabela 10 - Localizações geográficas consideradas para o estudo

Localização geográfica
Porto
Lisboa
Faro
Beja
Angra do Heroísmo
Covilhã

3.1. Apresentação do caso de estudo

Para a realização deste trabalho foi considerada uma sala de operações tipificada, cujas características consideradas tiveram por base as especificações técnicas da ACSS e projectos já realizados. Foi considerada uma sala com uma área de 45 m² e com um pé direito de 3 m, implicando desta forma um volume total de ar a tratar de 135 m³. Serão abordados dois tipos de salas de operações, nomeadamente, salas com tecto de fluxo laminar (onde o critério de dimensionamento dos caudais a movimentar é definido pelo caudal) e sem tecto de fluxo laminar (onde o critério de dimensionamento do caudal de ar é de 20 rph) [4].

3.2. Sistema AVAC

Para a realização deste estudo foi considerada uma UTA com recirculação, conforme esquema da Figura 14.

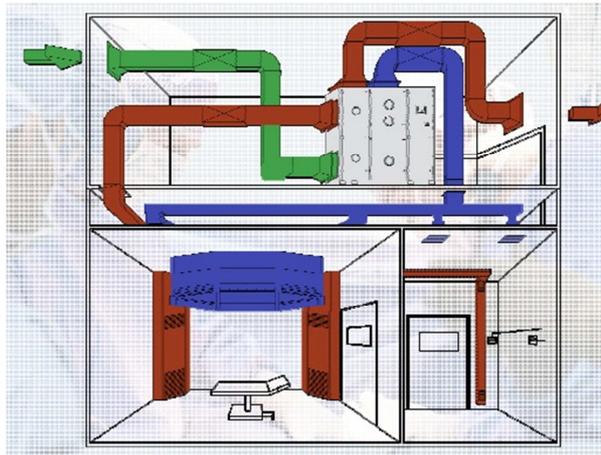


Figura 14 - Instalação AVAC numa sala de operações com recirculação

O

aquecimento e arrefecimento serão garantidos por uma bateria de aquecimento alimentada por uma caldeira a gás e por uma bateria de arrefecimento alimentada por um chiller, conforme exigências das especificações técnicas da ACSS. A humedificação será efectuada através de um humidificador eléctrico com capacidade de produção de vapor, com tabuleiro em aço inox e com sifão de ligação ao esgoto [4].

Os ventiladores são do tipo centrífugo de dupla entrada accionados por motores dotados de variadores de velocidade e com classificação de eficiência EFF2. As velocidades nunca serão superiores a 1500 rpm e a transmissão destes aos ventiladores é efectuada por acoplamento directo. No que respeita à extracção foi considerado um ventilador dedicado. É considerada também uma secção de atenuação acústica e por fim considera-se uma secção de filtragem final constituída por filtros de saco F9 [4].

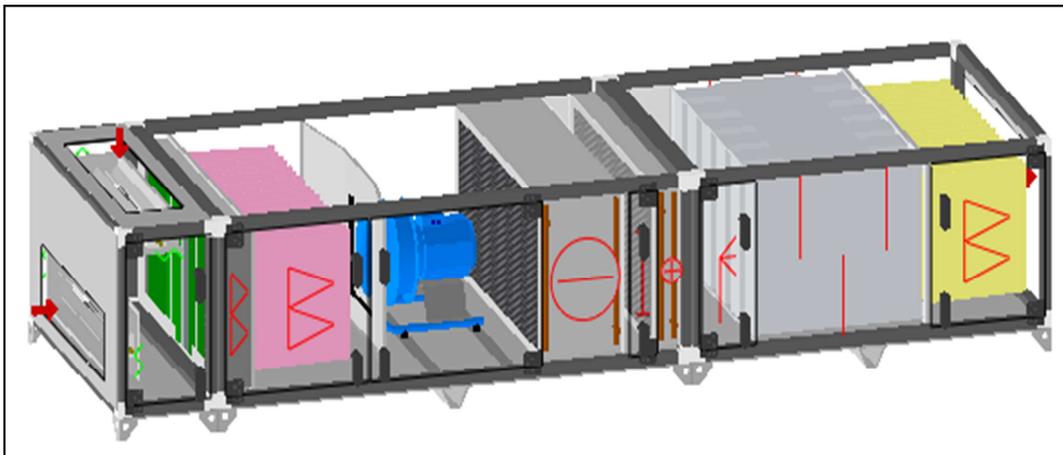


Figura 15 – Esquema de unidade de tratamento de ar considerada



Figura 16 - Unidade de tratamento de ar de uma sala de operações no Porto (HPP)

3.3. Pressupostos no cálculo do consumo energético

Caudal de ar de insuflação

Os caudais considerados foram calculados conforme se indica na tabela 11.

Tabela 11 - Caudais considerados no cálculo do consumo energético

Tipo de sala de operações	Tipo de difusor	Princípio de cálculo	Caudal [m ³ /h]
Sala com tecto de fluxo laminar	Tecto de fluxo laminar	$\dot{V}_{ins} = V_{ins} \times A_{tecto} \times 3600$	8100
Sala sem tecto de fluxo laminar	Difusores de baixa velocidade	20 rph	2700

Caudal de ar novo

De forma a ir de encontro às práticas correntes de projecto, foram consideradas taxas de renovação de ar constantes para o ano inteiro. Assim, foram analisados várias taxas de renovação desde 0% a 100% de ar novo, tendo sempre em conta o caudal mínimos exigido, que se encontra na tabela 12.

Tabela 12 - Caudal mínimos de ar novo

ET	Caudais mínimos de ar novo
ET 06/2008	600 [m ³ /h] ou 100 [m ³ /h.pessoa]

Caudal de fugas

De acordo com as recomendações da ACSS deve ser considerado um caudal de fugas de 20m³/h.m. Sendo assim, e tendo em conta a arquitectura típica de uma sala de operações, foi considerado um caudal de fugas de 500 m³/h. De notar que este valor inclui 100 m³/h previstos para eventuais fugas que possam existir na própria construção do edifício.

Perfil de utilização

Considera-se que na situação habitual, uma sala de operações realiza intervenções cirúrgicas agendadas, e possui um horário de funcionamento previamente estabelecido das 8h às 22h. Foram então previstos três cenários de funcionamento, conforme a tabela 13.

Tabela 13 - Cenários de funcionamento da sala de operações

Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
Sala de operações encerrada	Sala de operações em limpeza e preparação	Sala de operações em funcionamento

Tendo por base o caso do Hospital da Luz¹⁰, situado em Lisboa, a UTA deverá funcionar em contínuo. Assume-se que a duração média de uma intervenção cirúrgica é de aproximadamente 2 horas, e que o período de limpeza e preparação da sala de operações é de sensivelmente 1 hora. Foi então, definido o seguinte perfil de utilização, que se apresenta na figura 17, com base nos cenários de funcionamento da tabela anterior.

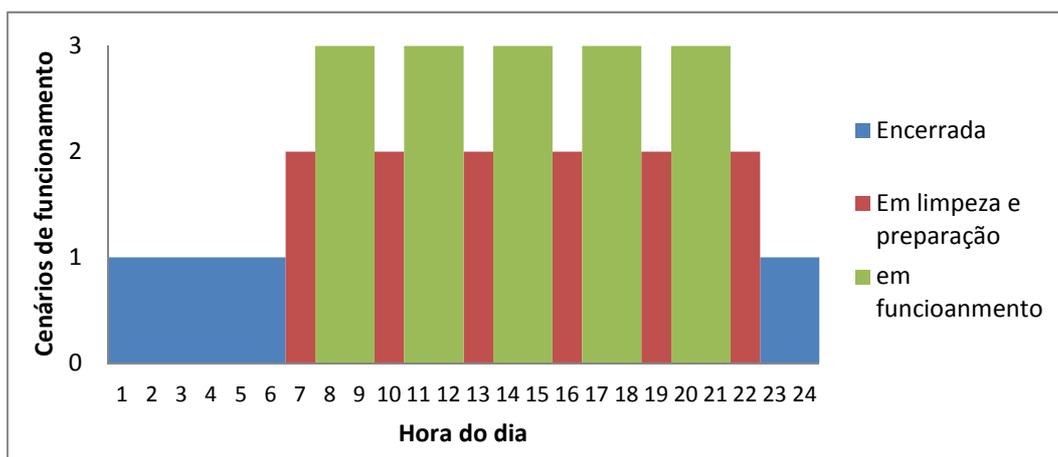


Figura 17 - Perfil de utilização da sala de operações em estudo

Cargas térmicas internas

Teve-se em conta que habitualmente as salas de operações dos hospitais não possuem paredes exteriores, anulando assim o efeito da envolvente. Também o efeito de inércia foi considerado desprezável, dado que a climatização das salas de operação funciona 24h por dia durante todo o ano.

As cargas internas consideradas tiveram por base as boas práticas de projecto, no que respeita aos equipamentos comuns e respectivas potências típicas, conforme apresentado no capítulo 0 deste trabalho. Já no que respeita às cargas provocadas pelos indivíduos presentes na sala, foi tido em conta níveis de actividade, referidos pela ASHRAE [18].

¹⁰ Dados fornecidos pelo responsável da manutenção do hospital da Luz

Foram então consideradas diferentes cargas térmicas para o cenário de funcionamento 2 e 3, cujos valores se encontram resumidos nas tabelas 14 e 15.

Tabela 14 - Resumo das cargas térmicas internas com a sala em funcionamento

Cargas térmicas com a sala em funcionamento			
Elementos dissipadores de calor	Quant.	Carga sensível (W)	Carga latente (W)
Equipa médica	5	300	200
Paciente	1	36	24
Iluminação geral	-	500	-
Foco cirúrgico	2	800	-
Monitor	1	650	-
Equipamento de anestesia	1	650	-
Total		2936	224

Tabela 15 - Resumo das cargas térmicas internas com a sala em limpeza e preparação

Cargas térmicas com a sala em limpeza e preparação			
Elementos dissipadores de calor	Quant.	Carga sensível (W)	Carga latente (W/unid)
Equipa de limpeza	2	192	128
Iluminação geral	-	500	-
Total		692	128

No caso de a sala estar encerrada (cenário de funcionamento 1), considerou-se uma carga interna residual de 100W, devido a alguns equipamentos que necessitem de permanecer ligados.

Condições interiores

Tal como já foi referido anteriormente, as equipas médicas têm preferência por operar a temperaturas inferiores, relativamente às recomendadas pela ACSS ou pela DIN 1946-4 [12]. Sendo assim, foi considerado um espectro de temperaturas entre os 18°C e os 22°C, dado que na realidade não são habitualmente utilizados parâmetros de temperatura fora deste intervalo.

No que concerne à humidade relativa na sala de operações, os valores deverão estar entre os 40 e os 60%, de forma a respeitar os limites recomendados pelas principais normas.

Controlo de humidade

No caso de as necessidades serem de desumidificação, o controlo é efectuado através da bateria de frio que permite arrefecer o ar até ao ponto de condensação. Foi estimada, através de um *software* de selecção de equipamentos AVAC, uma humidade relativa de aproximadamente 93%, à saída da bateria de arrefecimento, dado o factor de *bypass* na

mesma. Neste caso, o ar terá que ser de seguida reaquecido para se atingir as condições de insuflação desejadas.

Para garantir os requisitos de humidificação, considera-se um humidificador a vapor. Tem-se em conta o aumento de temperatura que ocorre devido à injeção de vapor que se encontra a 130 °C no momento em que entra em contacto com o ar que circula na UTA. As expressões consideradas encontram-se disponíveis no anexo E.

Dimensionamento dos ventiladores

Considera-se para o dimensionamento dos ventiladores um Δp de 600Pa, exterior à UTA, sendo que destes, 400Pa são resultantes da perda de carga no filtro H14 (com 50% de colmatção). O restante Δp foi considerado para redes de condutas e perdas de carga nos componentes da UTA. Todos os ventiladores serão do tipo *Plug* de alta eficiência.

O caudal que passa no ventilador de insuflação é sempre o mesmo, independentemente da percentagem de ar novo considerada, logo a potência deste ventilador será sempre a mesma. Na tabela 16 estão os dados dos ventiladores referentes aos dois tipos de salas de operações (com e sem tecto de fluxo laminar), obtidos através de um *software* de selecção de equipamentos.

Tabela 16 - Características do ventilador de insuflação

Modelo	GEA ER45C-4DZ.G7.1R-PAA33	GEA ER28C-2DZ.C7.1R-PAA33
Caudal [m³/h]	8100	2700
Eficiência total [%]	65,3	61,2
Potência nominal [kW]	5,1	1,7

Já no que respeita ao caudal de extracção, este é variável, uma vez que depende da quantidade de ar novo que se está a insuflar no espaço. Sendo assim, e uma vez que não seria viável seleccionar um ventilador para cada caudal de ar novo utilizado na simulação, foi considerado para efeitos de cálculo uma aproximação teórica da potência necessária, fundamentada pela equação de Bernoulli, que se apresenta de seguida e cuja demonstração se encontra no anexo D.

$$P_{vent} = \frac{Q * \Delta p}{\eta_{vent}}$$

Também a perda de carga varia em função do caudal, o que torna necessário perceber qual a evolução deste parâmetro.

No gráfico 1 podemos observar a evolução da perda de carga em função do caudal de extracção, cujos dados foram obtidos através do *software* de selecção já referido. No caso de a UTA estar numa situação com 100% de ar novo, o caudal de extracção será

máximo, implicando também uma perda de carga máxima. A perda de carga apresenta uma evolução segundo a seguinte relação:

$$\Delta p = 0,226 * Q^2 + 21,41 * Q + 284,48$$

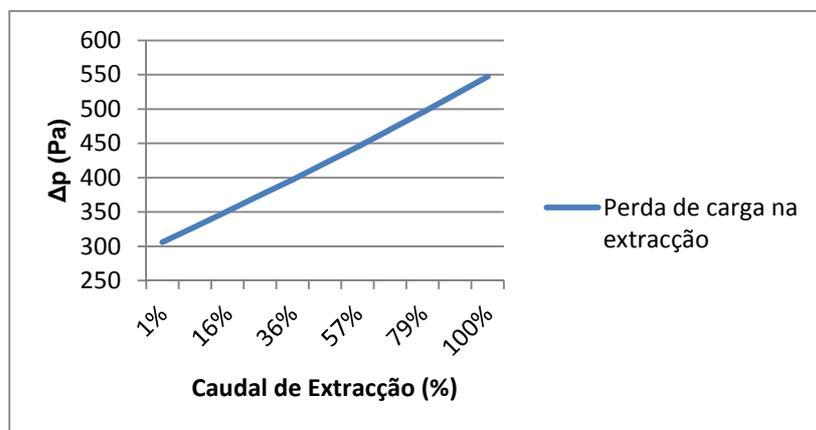


Gráfico 1 - Evolução da perda de carga vs caudal de extracção

Outro parâmetro que sofre variação é a eficiência do ventilador. Contudo, nesta primeira fase, considera-se constante, conforme dados do *software* de selecção e que se apresentam na tabela 14, dado que o caudal de ar novo é constante e consequentemente o de extracção não varia ao longo do ano. Como tal, numa situação de projecto será sempre possível seleccionar um ventilador que garanta as condições óptimas de trabalho para o caudal projectado. Será, no entanto abordado posteriormente, no capítulo 5 do presente trabalho, a variação da eficiência em função do caudal.

Tabela 17 - Valores médios de eficiência dos motores disponíveis no mercado

Valores típicos de eficiência nos motores de alta eficiência	
Eficiência mecânica	75%
Eficiência eléctrica	80%
Eficiência total	60%

Preços de energia considerados

Foram considerados os valores disponíveis para consulta nos sites de fornecedores e distribuidores de energia. No caso da electricidade apresenta-se um valor médio ponderado, tendo em conta as diferentes tarifas horárias. Apresentam-se na tabela 18 os valores considerados.

Tabela 18 - Custos das fontes de energia

Electricidade	0,11 €/kWh
Gás	0,029289 €/kWh

3.4. Evoluções na unidade de tratamento de ar

Tal como já foi referido anteriormente, o sistema AVAC seleccionado para climatizar a sala de operações consiste numa unidade de tratamento de ar, que por sua vez apresenta vários componentes conforme ilustrado na figura 18.

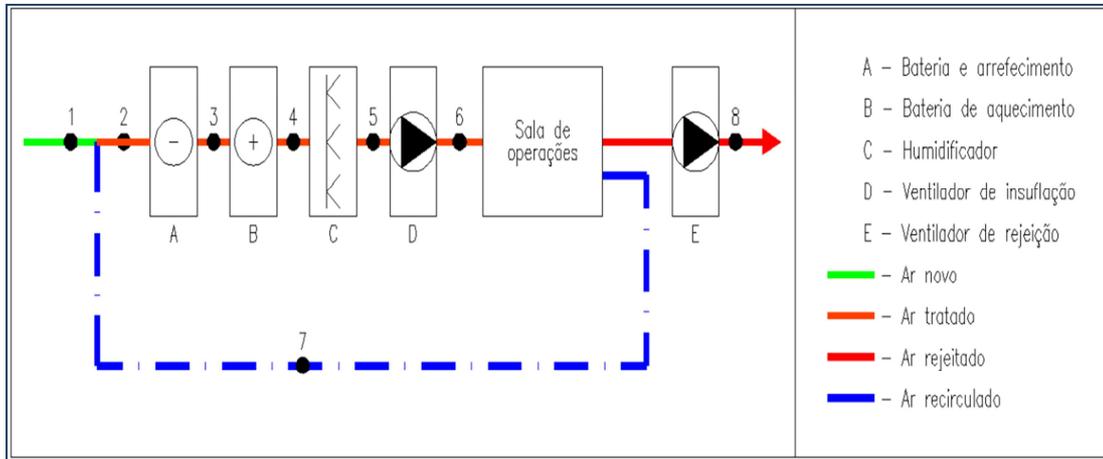


Figura 18 - Esquema do percurso do ar

Conforme se pode observar na figura anterior, a unidade de tratamento de ar está preparada para responder a qualquer solicitação, no que respeita ao tratamento do ar a insuflar (temperatura e humidade), tendo em conta, as diferentes condições exteriores.

Sempre que o ar resultante da mistura, entre o caudal de recirculação e o ar novo, apresentar uma humidade absoluta inferior à necessária no caudal de insuflação, poderá acontecer uma de duas situações:

- Aquecimento com humidificação
- Arrefecimento com humidificação

No caso de aquecimento com humidificação, considera-se que o ar apenas vai sofrer alterações das suas propriedades quando entrar em contacto com a bateria de aquecimento, e posteriormente na passagem pelo humidificador onde irá aumentar a sua humidade absoluta e também sofrer um aquecimento sensível, devido ao diferencial de temperaturas entre o ar e o vapor, que foi considerado a uma temperatura de 130 °C, no momento da injeção no caudal de ar. No ventilador, existe um aquecimento sensível, devido à potência dissipada pelo motor do mesmo.

Quando estamos na presença de um arrefecimento com humidificação, o ar resultante da mistura baixa a temperatura, quando em contacto com a bateria de arrefecimento até ao ponto 3, de forma a compensar o aumento de temperatura, devido à injeção de vapor e à potência dissipada pelo motor. Neste caso, a bateria de aquecimento não se encontra em funcionamento.

As evoluções mencionadas estão ilustradas nas figuras 19 e 20, em que os valores de temperatura e humidade são meramente exemplificativos.

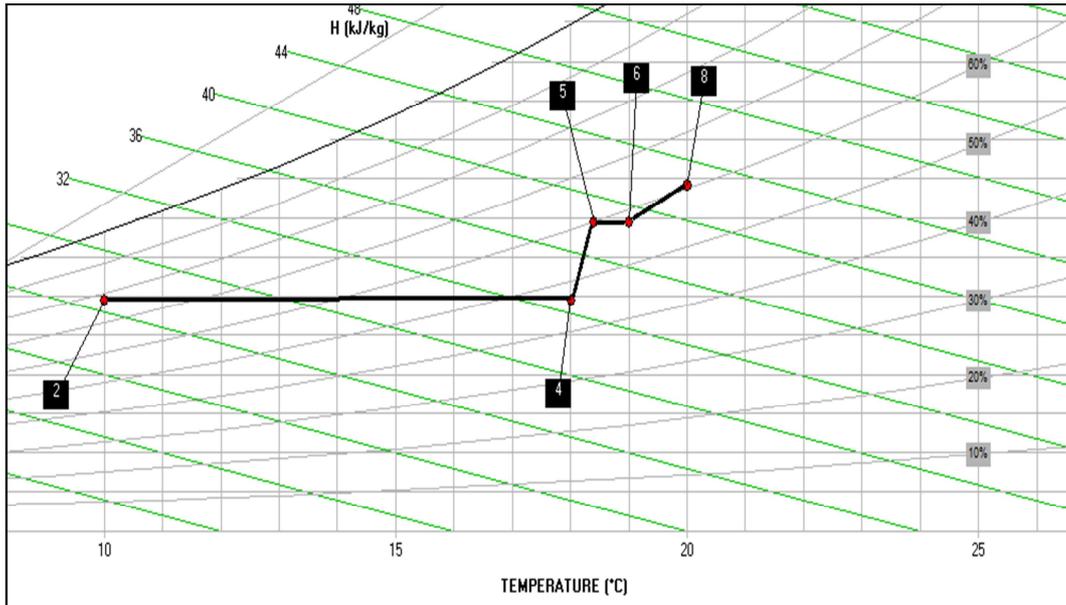


Figura 19 - Evolução psicrométrica do ar com aquecimento e humidificação

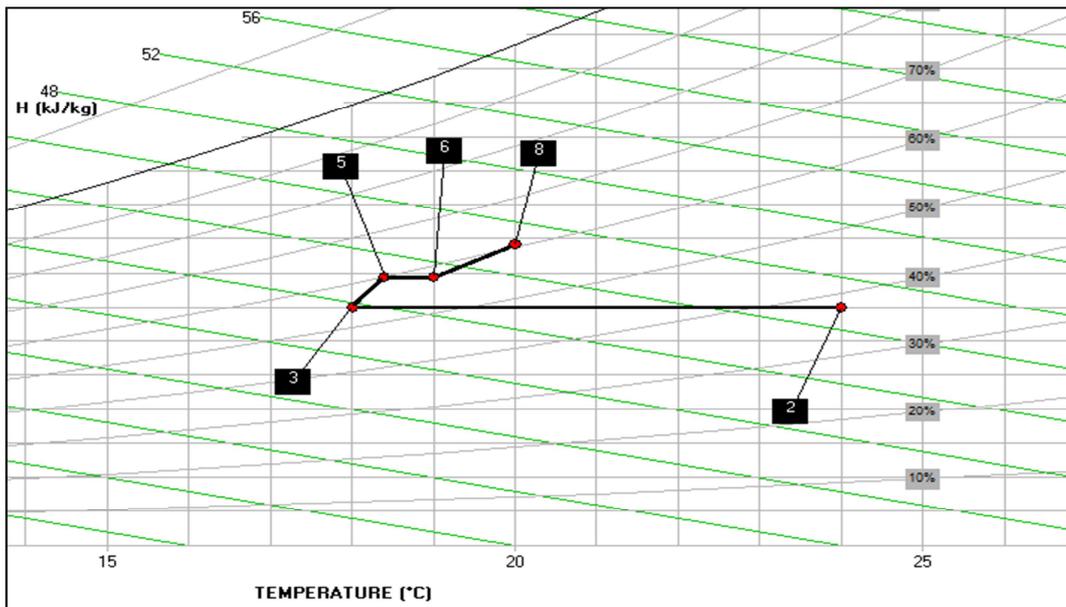


Figura 20 - Evolução psicrométrica do ar com arrefecimento e humidificação

Já no caso da humidade absoluta da mistura ser superior à de insuflação, verifica-se a necessidade de retirar humidade ao ar, sendo também possíveis duas situações (figura 21):

- Aquecimento com desumidificação;
- Arrefecimento com desumidificação.

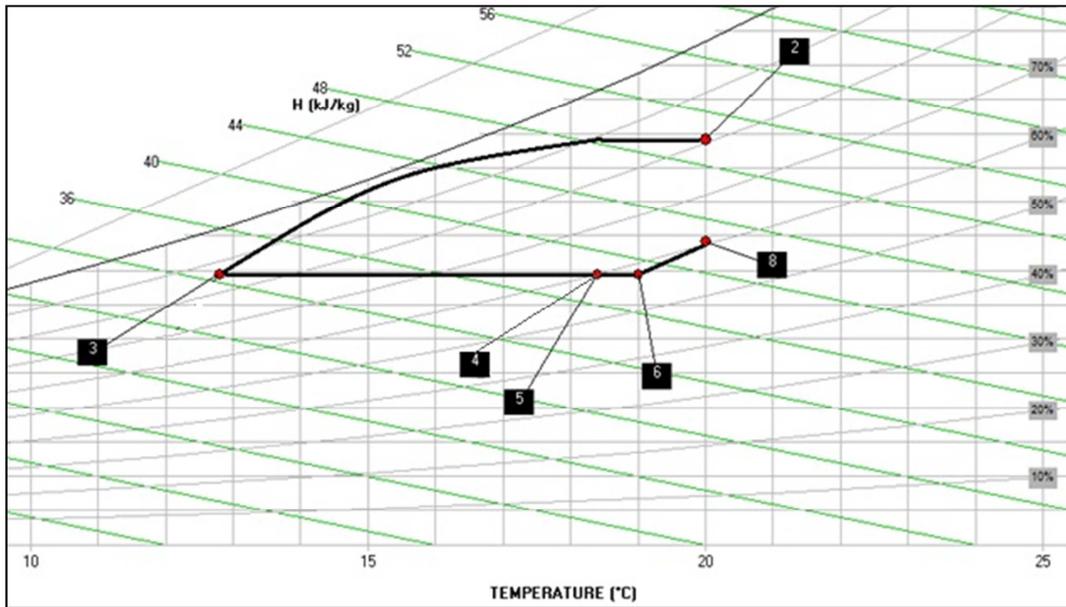


Figura 21 - Evolução psicrométrica do ar com desumidificação

No cenário em que existe necessidade de desumidificação do ar, o princípio de funcionamento da UTA será igual, independentemente de ser em regime de aquecimento ou arrefecimento, variando apenas os requisitos de potência da bateria de frio. Neste cenário, o objectivo da bateria de frio é de atingir a temperatura de saturação de humidade do ar da mistura de forma a este condensar, baixando assim a sua humidade absoluta até ao valor desejado de insuflação, para depois receber um reaquecimento sensível na bateria de aquecimento.

De notar que teoricamente a temperatura em 3 seria a temperatura de orvalho do ar. Porém, devido ao factor de contacto da própria bateria, nem todo o ar contacta directamente com esta, justificando assim o facto da humidade relativa ser inferior a 100%.

3.5. Método de cálculo do consumo energético

Para a obtenção dos consumos energéticos do AVAC na sala de operações considerada, recorreu-se um modelo matemático em folhas de cálculo, desenvolvido para o efeito no decorrer deste trabalho com base nas equações propostas por Wilhem [19], e que se encontram disponíveis para consulta no anexo E.

Na figura 22 está ilustrado um fluxograma que representa o processo de cálculo das entalpias necessárias para a determinação das potências necessárias e respectivos consumos energéticos.

Foi incluído um módulo que permitisse o cálculo da energia primária necessária no ano inteiro para satisfazer as necessidades de climatização da sala de operações. Para o efeito, teve-se em conta os valores indicados na tabela 19, que são retirados da regulamentação do Sistema Nacional de Certificação Energética (SCE).

Tabela 19 - Valores de referência do RCCTE¹¹

Valores de referência do RCCTE	
Factor de conversão para a electricidade	0,29
Factor de conversão para combustíveis gasosos	0,086
Eficiência dos <i>chillers</i>	3
Eficiência das caldeiras	0,87

O objectivo deste modelo foi calcular o consumo energético do sistema AVAC da sala de operações. O cálculo é efectuado hora a hora, durante um ano inteiro, tendo em conta diferentes temperaturas e humidades relativas interiores, taxas de renovação de ar, caudais de insuflação e diferentes climas de forma a permitir a comparação de gastos energéticos, considerando diferentes zonas geográficas.

¹¹ Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios

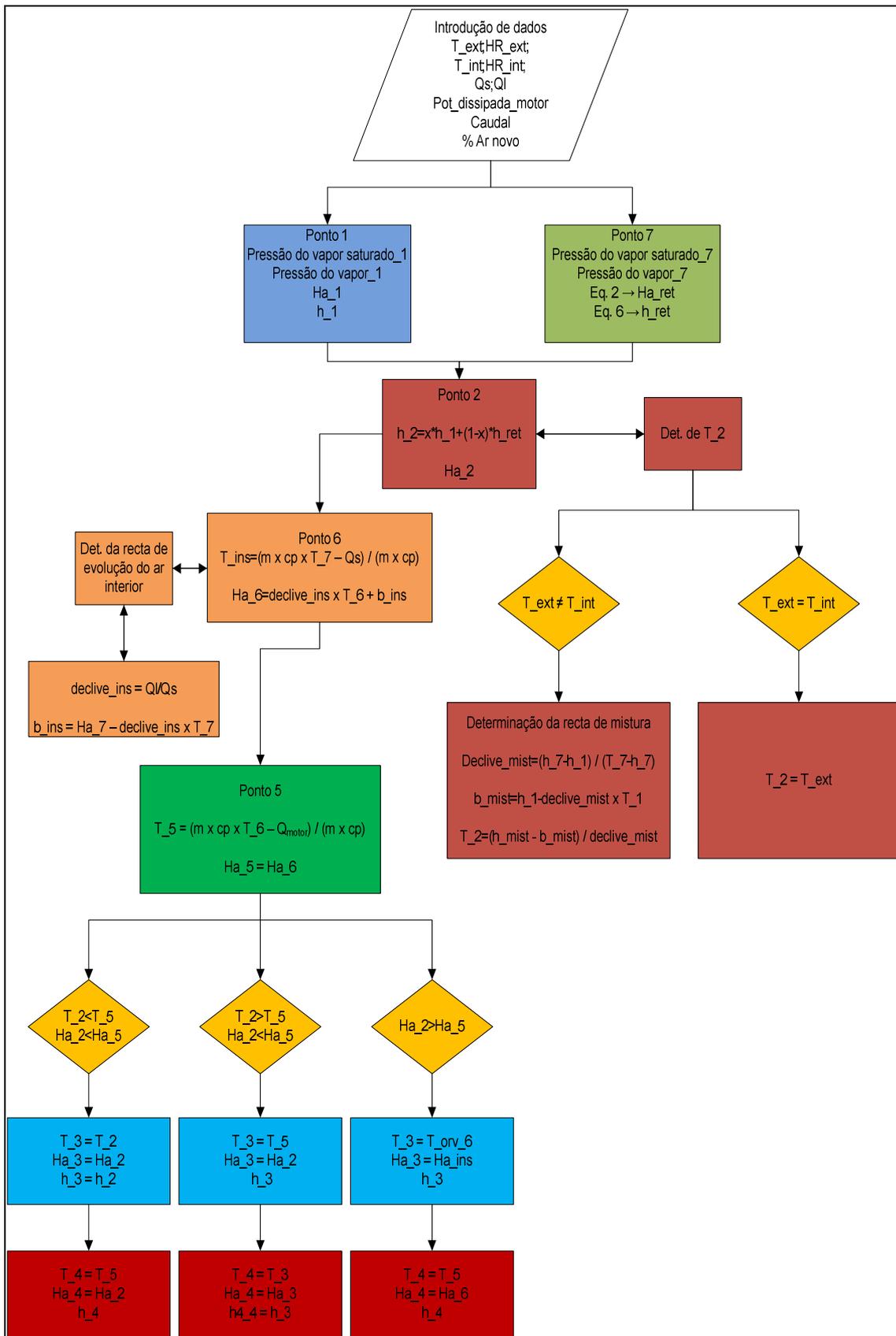


Figura 22 - Fluxograma do modelo de cálculo

4. Estudos de sensibilidade do consumo energético

Apesar das normas existentes permitirem recirculação de ar, é muito frequente encontrar situações em que as salas de operações funcionam com recurso a 100% de ar novo.

Neste capítulo apresenta-se os resultados do estudo efectuado, comparando os consumos energéticos de uma instalação AVAC que apenas trata ar novo *versus* uma instalação que permite o uso de recirculação de ar, tendo em conta diversas percentagens de ar novo no caudal de insuflação. É assim possível perceber, através da evolução do consumo, qual a percentagem de ar novo que mais favorece a poupança energética, conforme a localização geográfica da sala de operações. É também considerada a variação de humidade relativa do espaço, temperatura interior e caudal de insuflação de modo a ter em conta diferentes parametrizações do equipamento.

Neste capítulo, o consumo anual energético tem sempre por base uma taxa de ar novo constante e as melhorias de consumo são comparadas com a situação de referência, que utiliza 100% de ar novo. Posteriormente, no capítulo 5 deste trabalho serão apresentadas optimizações dos consumos de modo a perceber o potencial de diminuição dos mesmos.

Para uma melhor compreensão será apresentada uma análise mais detalhada para a cidade do Porto. No que respeita às restantes localizações geográficas consideradas, serão apresentados os resultados obtidos, sendo que todos os detalhes estão disponíveis nos anexos F a L.

4.1. Análise detalhada para uma sala de operações no Porto

4.1.1. Variação da humidade relativa interior

Considera-se uma temperatura interior constante de 20°C, dado ser o valor mais baixo recomendado pela ACSS, e as equipas médicas preferirem as temperaturas mais baixas. É considerado o caudal calculado anteriormente para um tecto de fluxo laminar de 3x3m, cujo valor é de 8100 m³/h.

No gráfico 2 está ilustrado o consumo energético anual do sistema de climatização da sala de operações, para várias humidades relativas interiores em função da percentagem de ar novo utilizado.

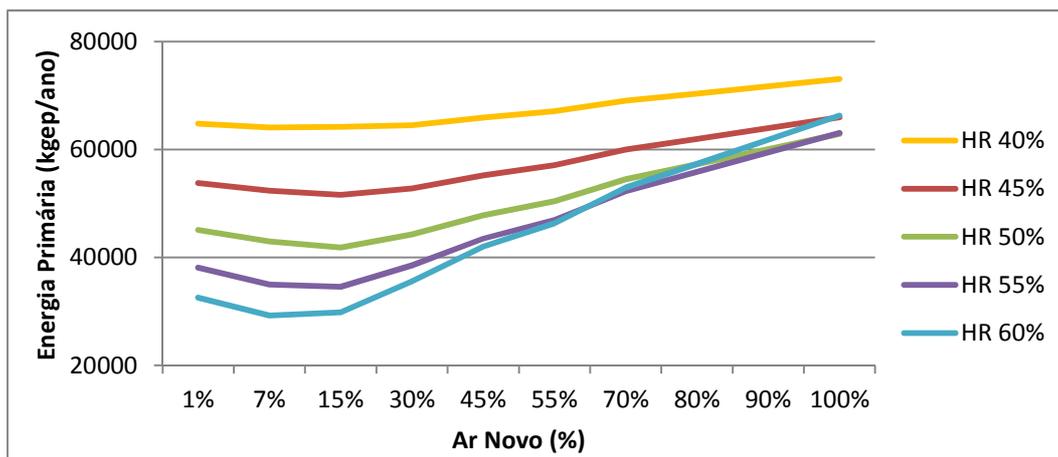


Gráfico 2 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo no Porto

Con

forme espectável, é possível observar no gráfico anterior que, de facto, a utilização de uma solução com recirculação é francamente mais económica, quando comparada com a situação de 100% de ar novo, atingindo a poupança máxima, no caso de se utilizar a taxa óptima de ar novo, que por sua vez se indica na tabela 20.

Tabela 20 - Comparação do caudal óptimo e regulamentar de ar novo no Porto

Cidade	Caudal óptimo de ar novo [m ³ /h]	Taxa de ar novo óptima [%]	Caudal mínimo regulamentar [m ³ /h]	Taxa de ar novo mínima [%]
Porto	810	10	600	7,4

Verifica-se igualmente que, quando se utiliza 100% de ar novo, a influência da humidade relativa interior perde relevância, dado que a tendência é de convergência de consumos. Já no caso de uma solução com recirculação de ar, torna-se necessário ter em atenção o valor de humidade relativa no interior da sala de operações, uma vez que, existe um diferencial significativo nos consumos energéticos inerentes, nomeadamente entre os valores extremos. Verifica-se então que, comparando os consumos relativos à utilização de 40% e 60% de humidade relativa verifica-se que este último é significativamente mais vantajoso.

Tabela 21 - Potencial máximo de poupança em relação à utilização de 100% de ar novo

Cidade	Poupança energética		Redução de custos	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]	[€/ano]	[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Porto	37090	56,2	13760	69659	67,8

Na tabela 21 apresentam-se os valores de poupança obtidos, em custos anuais, energia primária e redução de emissões de CO₂ (calculados de acordo com o despacho n.º 17313/2008). Verifica-se então, que o potencial de poupança a nível energético atinge um valor na ordem dos 37000 kgep/ano, o que representa uma poupança de 56,2%, mediante a utilização de um caudal de 810 m³/h de ar novo e 60% de humidade relativa. Esta poupança energética implica uma diminuição de custos na ordem dos 13760 euros/ano e uma redução de 67,8% das emissões de CO₂ para a atmosfera, quando comparado com o cenário de referência (100% de ar novo).

Por outro lado, os benefícios resultantes da utilização de um caudal óptimo de ar novo, quando comparados com a utilização do caudal mínimo regulamentar, não são significativos (cerca de 1%), pelo que poder-se-á considerar que não é incorrecto, para este caso a calibração da máquina para o valor de 600 m³/h. Porém, é importante relembrar que o facto de se utilizar o mínimo de ar novo possível, não é necessariamente mais vantajoso, sendo por isso aconselhável para cada caso verificar qual o valor óptimo de forma a perceber as respectivas consequências.

De seguida, com o intuito de explicar as diferenças de consumo energético, analisa-se quais as frequências de cada regime de funcionamento de uma UTA, em função das condições desejadas de humidade no interior da sala de operações.

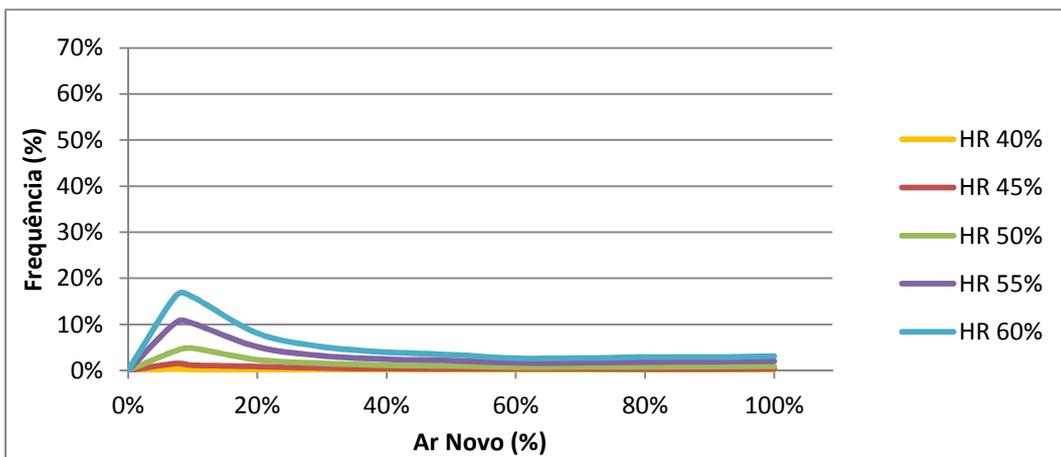


Gráfico 3 - Frequência em regime de arrefecimento com humidificação por ano (Porto)

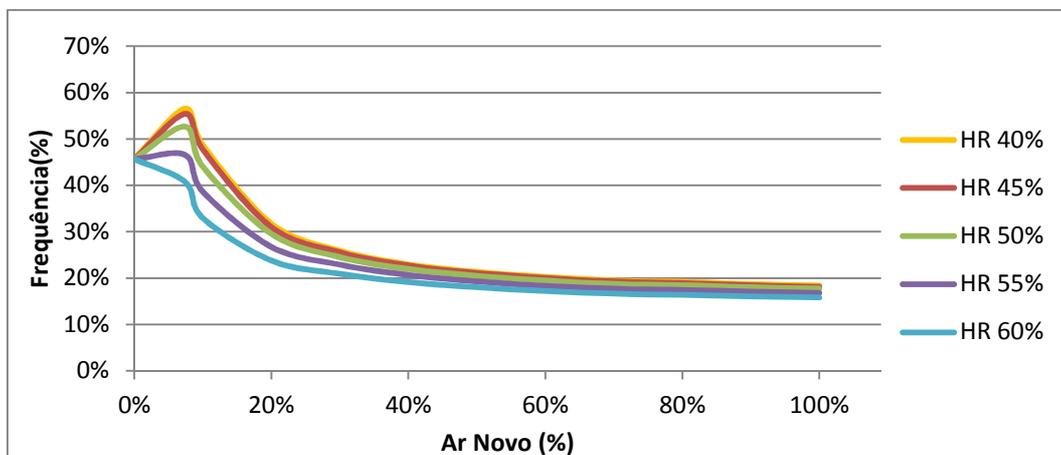


Gráfico 4 - Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano (Porto)

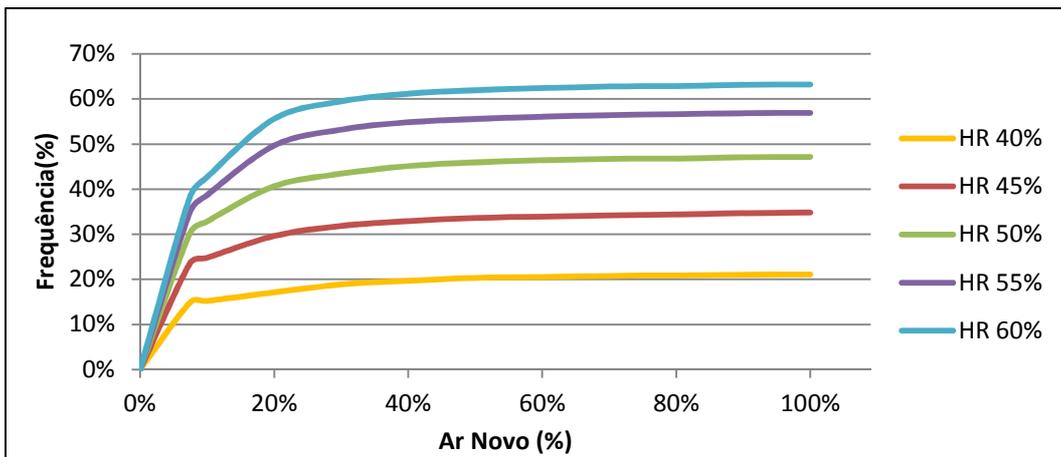


Gráfico 5 - Frequência em regime de aquecimento com humidificação por ano (Porto)

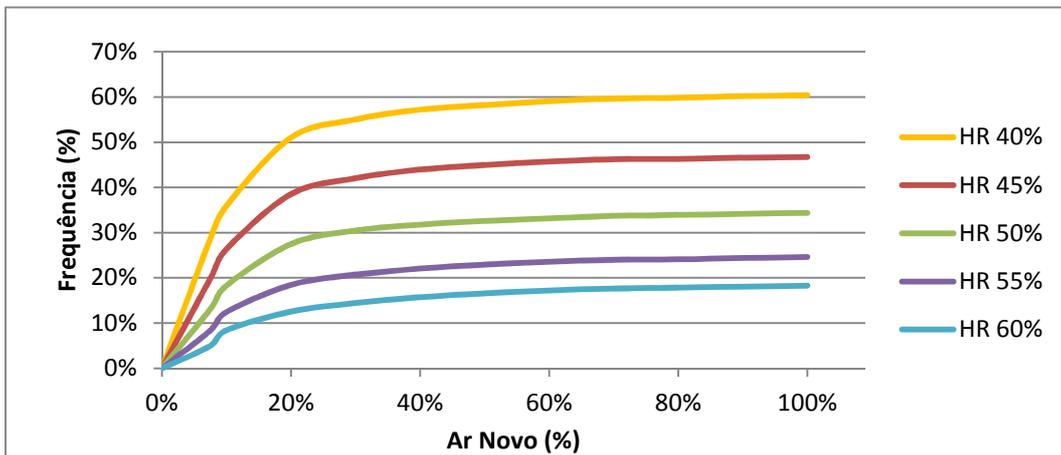


Gráfico 6 - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano (Porto)

Comparando o gráfico 3 com o gráfico 5, verifica-se claramente que as necessidades de humidificação são maioritariamente em regime de aquecimento, dado que o Porto apresenta um clima frio e humidade absoluta baixa. Este facto, força as máquinas a aquecer o ar e posteriormente compensar, através de um humidificador, o facto da humidade relativa baixar à medida que a temperatura do ar aumenta.

No gráfico 4 e gráfico 6 é possível verificar que, quanto menor for a humidade relativa desejada no interior, mais tempo a UTA estará em regime de desumidificação, conforme seria de prever. Porém, o tempo que a máquina actua em regime de arrefecimento com desumidificação diminui, à medida que o caudal de ar novo aumenta, ao contrário do que se passa com o aquecimento com desumidificação. Mais uma vez, este fenómeno deve-se ao clima que se verifica no Porto.

Efectua-se de seguida uma análise dos consumos energéticos dos diferentes componentes, tendo em conta o regime de funcionamento da unidade de tratamento de ar. Desta forma será possível explicar as diferenças no que respeita aos consumos energéticos correspondentes aos parâmetros desejados de humidade relativa interior.

Regime de humedificação

Os consumos energéticos em regime de arrefecimento com humedificação são desprezáveis, dado que representam um valor muito baixo no total de energia consumida para climatizar o espaço. Quando existe necessidade de aquecer e humedificar o ar, é visível através do gráfico 7 que a relação entre caudal de ar novo e a energia necessária para a bateria de aquecimento é praticamente linear, para qualquer valor de humidade relativa no interior. É também observável que, quanto mais alta for a humidade relativa interior, maior será o consumo energético.

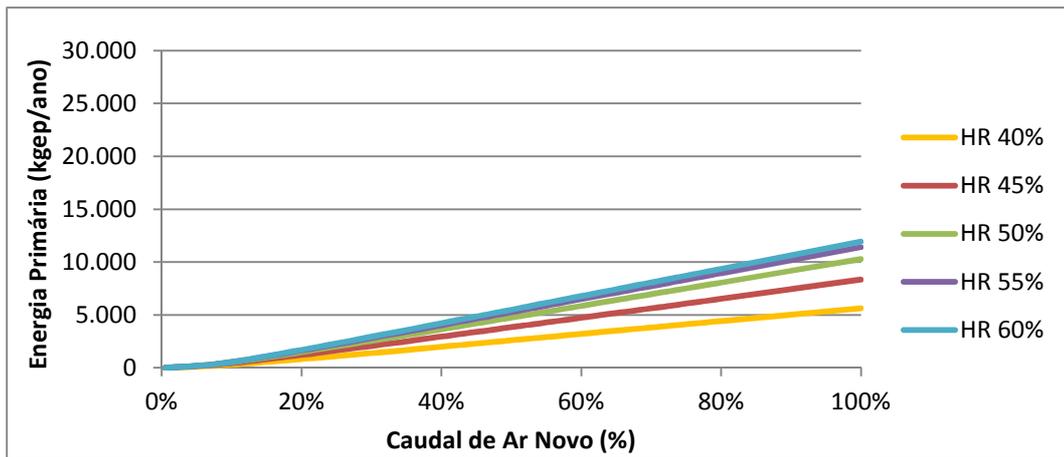


Gráfico 7 - Energia primária consumida pela caldeira no regime de aquecimento com humedificação (Porto)

No gráfico 8 está representado o consumo do humidificador. Comparando com o gráfico anterior, verifica-se que o consumo energético para satisfazer as necessidades de humedificação é claramente superior ao consumo para satisfazer as necessidades de aquecimento, no caso de se parametrizar a humidade relativa interior para valores acima de 50%. Esta diferença chega a representar mais do dobro da energia necessária (60% HR), ao contrário do que acontece para valores de humidade relativa inferiores a 50%, em que o consumo do humidificador é menor quando comparado com a bateria de aquecimento (40% HR).

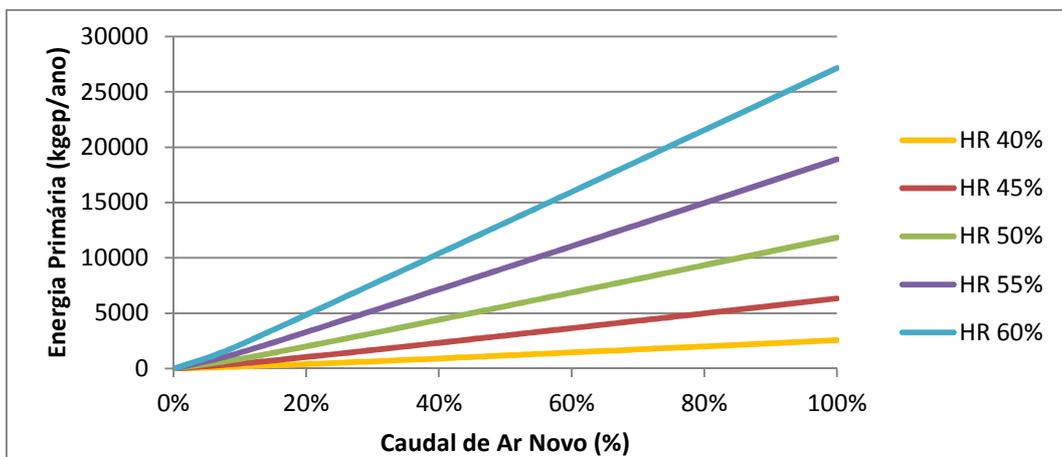


Gráfico 8 - Energia primária consumida pelo humidificador (Porto)

Focando agora os casos extremos, a explicação para os consumos apresentados anteriormente, resume-se ao facto de que para o caso de 60% de humidade relativa, a frequência anual em que a UTA funciona em regime de humedificação varia entre 59% e 66%, para o caudal óptimo de ar novo e 100% de ar novo, respectivamente. Neste caso, o humidificador assume um papel preponderante nos consumos finais. Já no caso da humidade relativa interior ser de 40%, o peso deste consumo diminui drasticamente, dado que a frequência anual do regime de humedificação varia entre 15% e 21% para o caudal óptimo e 100% de ar novo, respectivamente.

Regime de desumidificação

Arrefecimento com desumidificação

Nos gráficos seguintes apresenta-se os consumos energéticos necessários para satisfazer as necessidades em regime de arrefecimento com desumidificação. No gráfico 10 está ilustrada a energia necessária para alimentar o chiller e no gráfico 9 a energia correspondente à bateria de aquecimento, que possibilita o reaquecimento do ar após a passagem pela bateria de arrefecimento.

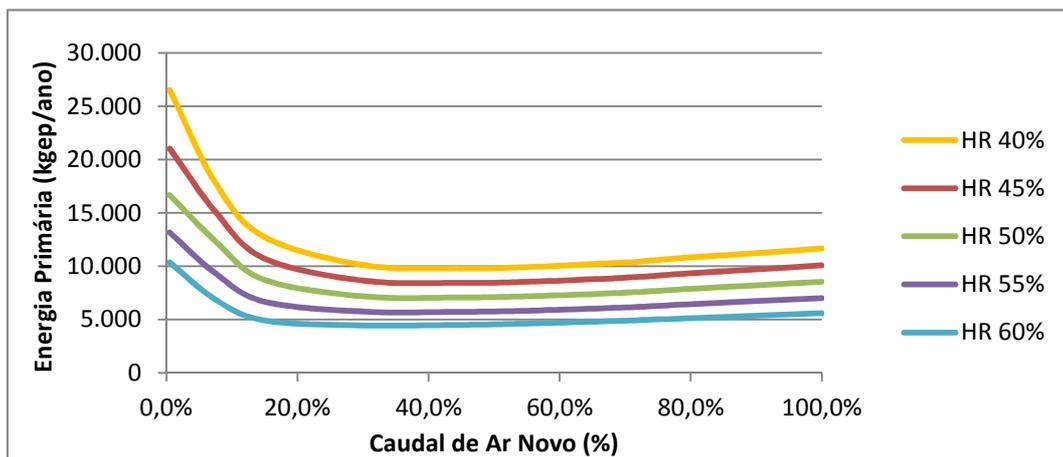


Gráfico 10 - Energia primária consumida pelo *chiller* no regime de arrefecimento com desumidificação (Porto)

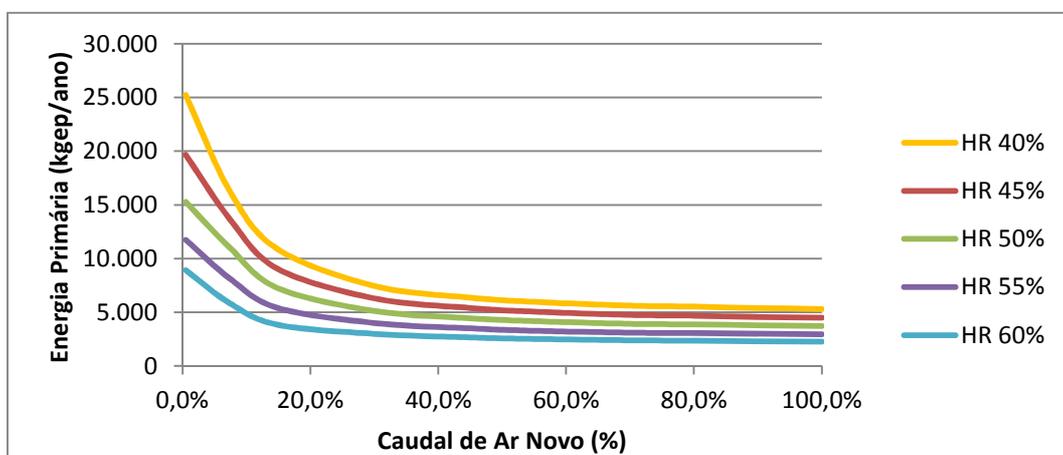


Gráfico 9 - Energia primária consumida pela caldeira no reaquecimento do ar em regime de arrefecimento com desumidificação (Porto)

Os consumos energéticos por parte do *chiller*, quando em regime de arrefecimento com desumidificação são superiores para caudais de ar novo mais baixos, para qualquer nível de humidade relativa. O motivo pelo qual isto acontece está somente relacionado com o número de horas que a máquina actua neste regime durante um ano, conforme apresentado no gráfico 4.

Convém referir que, como seria de esperar, os consumos do *chiller* são mais elevados para níveis de humidade relativa mais baixos, pois exige uma potência superior de arrefecimento para a desumidificação.

No que respeita ao reaquecimento, a potência é constante, uma vez que teoricamente, as condições em que o ar sai da bateria de frio são sempre as mesmas, para uma determinada humidade relativa interior. No entanto os consumos energéticos variam em função do tempo que a UTA tem que actuar no regime em questão.

Aquecimento com desumidificação

Apresentam-se agora nos gráfico 11 e gráfico 12 os consumos energéticos correspondentes ao *chiller* e à caldeira, respectivamente, quando em regime de aquecimento com desumidificação. Neste caso, a relação entre o caudal de ar novo e os consumos energéticos é inversa à descrita para o regime anterior, mas devido aos mesmos factores, que como foi mencionado estão relacionados com o tempo que a UTA trabalha no regime em questão ao longo de um ano. Por outro lado, as diferenças de necessidades energéticas para os vários valores de humidade relativa interior estão relacionadas com as necessidades de potência no *chiller*, que como espectável aumentam à medida que se pretende valores de humidade mais baixos.

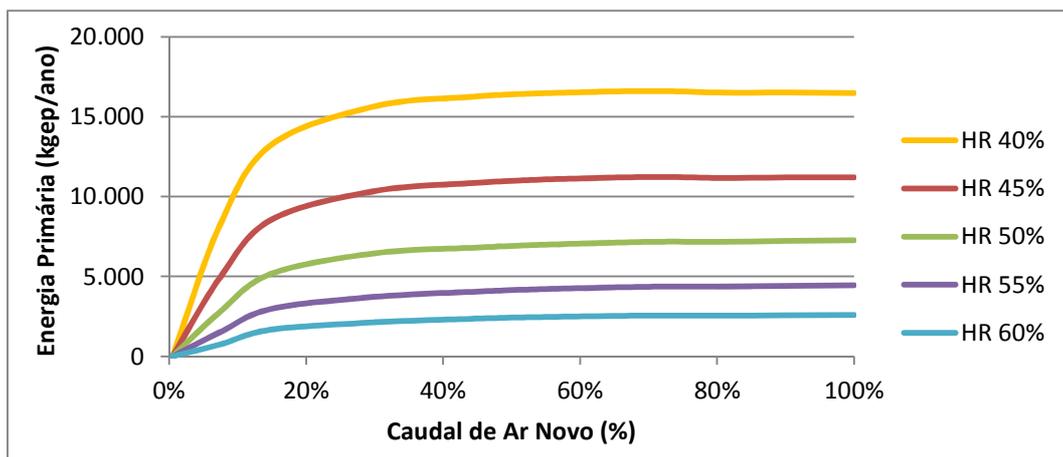


Gráfico 11 - Energia primária consumida pelo *chiller* no regime de aquecimento com desumidificação (Porto)

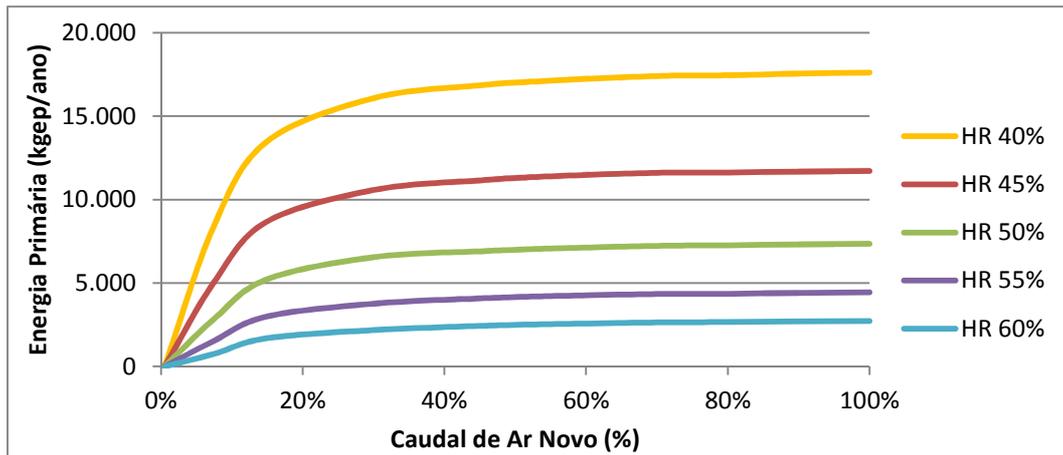


Gráfico 12 - Energia primária consumida pela caldeira no reaquecimento do ar em regime de aquecimento com desumidificação (Porto)

Comparação de consumos energéticos

Fazendo agora uma análise conjunta de todos os consumos energéticos abordados, é possível justificar o facto de ser energeticamente mais favorável a utilização de humidades relativas mais altas.

Inicie-se esta análise pelos consumos correspondentes ao humidificador. Estes são constantemente superiores para 60% de humidade relativa interior. Porém, para valores de ar novo baixos, nomeadamente para a proporção ideal, o seu peso relativo ronda apenas os 20% da energia total, e como tal a sua influência não é preponderante. Já no caso de se optar por uma solução de 100% de ar novo, a influência deste componente nos consumos finais sobe significativamente, representando cerca de 41% dos consumos totais.

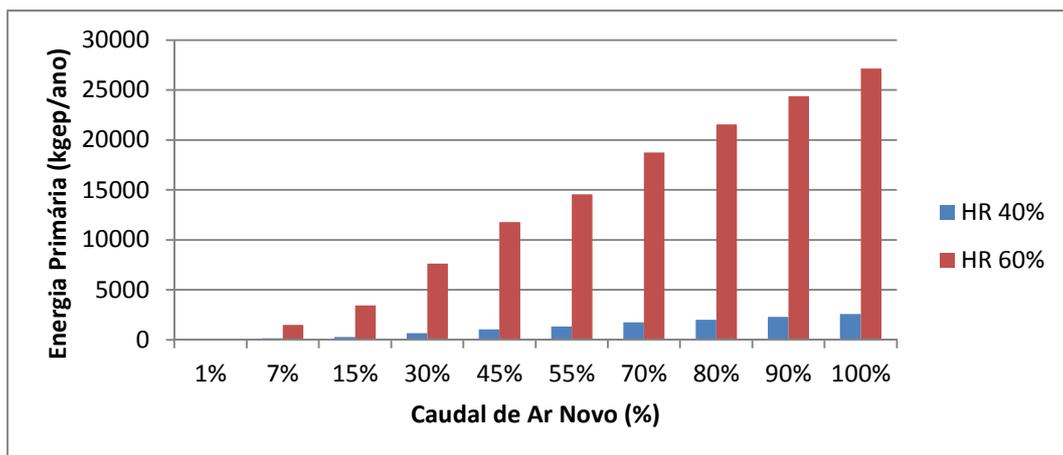


Gráfico 13 - Comparação dos consumos energéticos do humidificador (Porto)

Nos gráficos seguintes estão representados os consumos correspondentes ao “chiller” para satisfazer as necessidades de desumidificação e da caldeira para o respectivo reaquecimento do ar, onde se pode observar que, a parametrização da humidade relativa interior para valores mais altos implica consumos energéticos claramente inferiores, sendo aqui que de facto se faz a diferença, compensando a diferença dos consumos

verificados no humidificador e originando menos gastos energéticos totais para parâmetros de humidade mais altos.

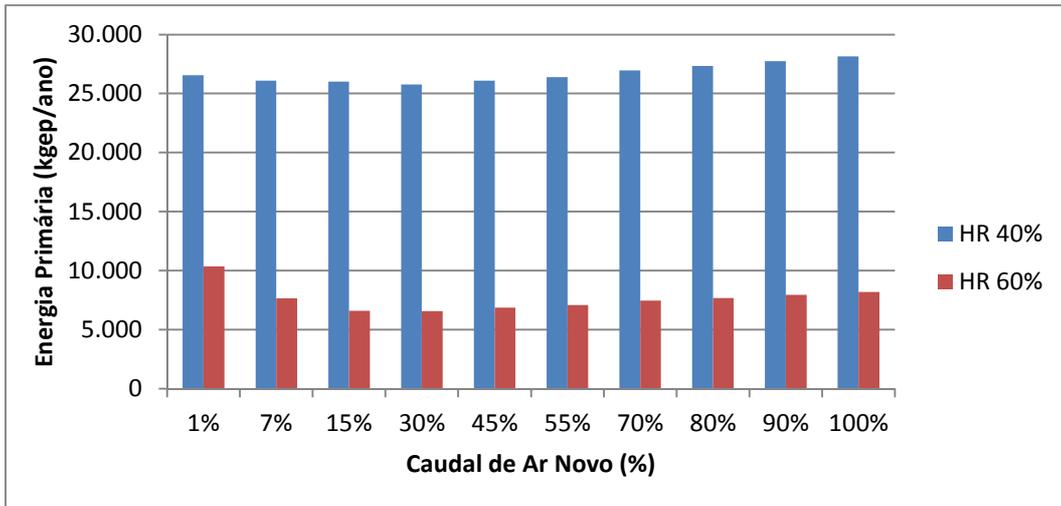


Gráfico 14 - Comparação dos consumos de energia primária do chiller em regime de desumidificação (Porto)

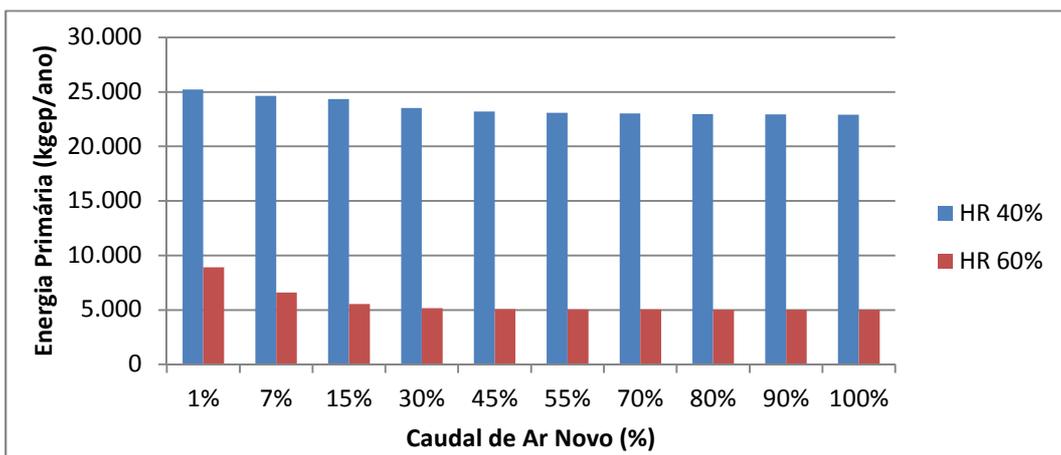


Gráfico 15 - Comparação dos consumos de energia primária da caldeira no reaquecimento do ar (Porto)

Desagregação de consumos

Por último é importante perceber o peso de cada componente no âmbito geral do consumo energético. Para o efeito desagrega-se agora os consumos para a situação de temperatura interior de 20°C e 60% de humidade relativa.

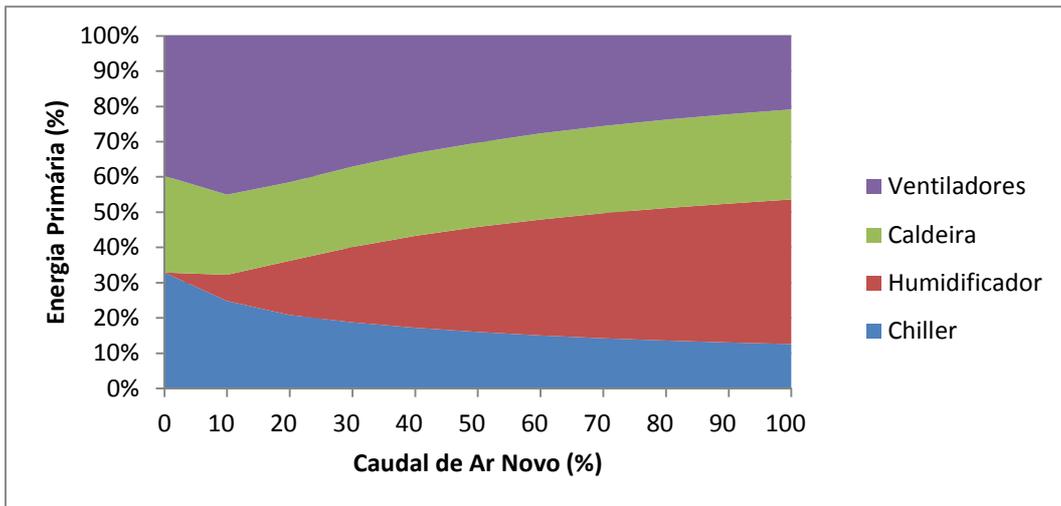


Gráfico 16 - Desagregação de consumos em função do caudal de ar novo para 20°C e 60% de humidade relativa (Porto)

No gráfico 16 é apresentada a desagregação de consumos, tendo em conta os vários componentes da UTA. Verifica-se que os consumos dos ventiladores representam um peso muito significativo para percentagens baixas de ar novo, diminuindo este peso à medida que o caudal de ar novo aumenta. Note-se que os consumos energéticos dos ventiladores não variam muito com a percentagem de ar recirculado, o que inevitavelmente implica um aumento do consumo global.

O humidificador representa um consumo energético muito baixo, para o caudais de ar novo próximos do óptimo. No entanto, à medida que se baixa a recirculação de ar, os consumos deste componente aumenta muito, nomeadamente na situação de 100% de ar novo, em que os consumos energéticos do humidificador representam, aproximadamente, o consumo total energético da instalação com uma percentagem de ar novo óptima.

Quanto às necessidades energéticas da bateria de aquecimento, estas mantêm sensivelmente a mesma proporção, uma vez que, à medida que se aumenta a proporção de ar novo, diminui a necessidade de reaquecimento associada ao regime de desumidificação, mas aumenta a necessidade de aquecimento do ar, pelo facto do ar exterior no Porto ter habitualmente temperaturas baixas.

Por diminuírem as necessidades de desumidificação, também o peso dos consumos do *chiller* diminui, sendo aquele que menos peso representa, na situação de 100% de ar novo.

No gráfico 17 apresenta-se a desagregação de consumos de electricidade e gás. A electricidade assume um papel preponderante e praticamente constante, para qualquer caudal de ar novo. Este facto vem reforçar aquilo que foi dito anteriormente, ou seja, que a proporção de necessidades energéticas da bateria de aquecimento tendem a manter-se para qualquer caudal de ar novo, uma vez que, é o único componente a utilizar gás como combustível.

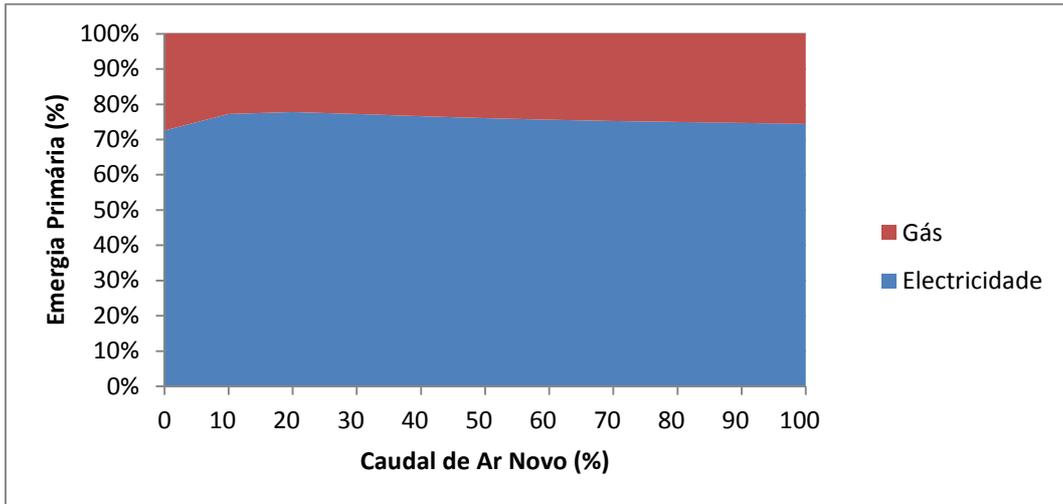


Gráfico 17 - Comparação dos consumos de electricidade e gás (Porto)

4.1.2. Variação da temperatura interior

Com a realização desta análise pretende-se avaliar a influência que a temperatura interior tem nos consumos de energia, tendo em conta a humidade relativa interior seleccionada. Os valores de temperatura seleccionados, têm por base as preferências dos médicos e enfermeiros já mencionadas anteriormente. O intervalo de temperaturas considerado foi então entre 18 e 22°C, uma vez que a utilização de valores de temperatura fora deste intervalo não são comuns.

Nos gráficos 18 a 22 apresenta-se, uma comparação de consumos energéticos para diferentes temperaturas, tendo em conta várias humidades interiores, em função do caudal de ar novo.

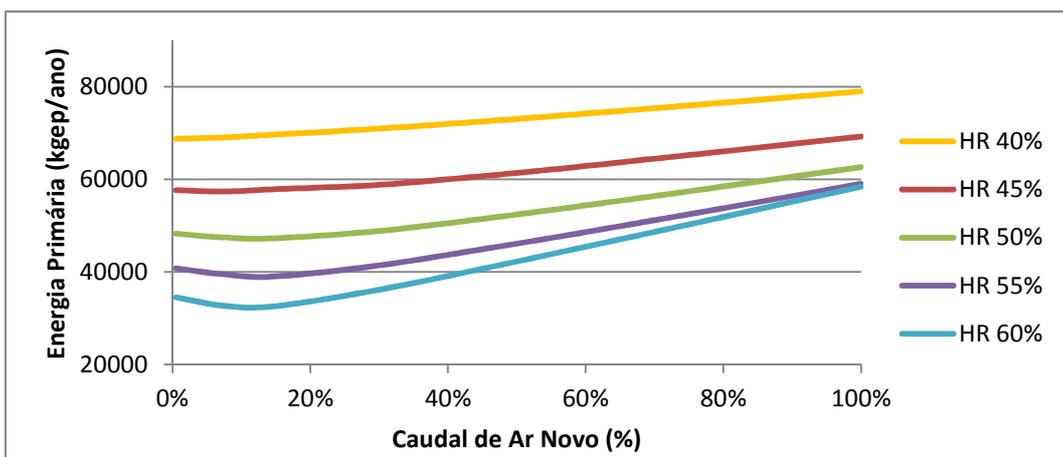


Gráfico 18 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 18 °C (Porto)

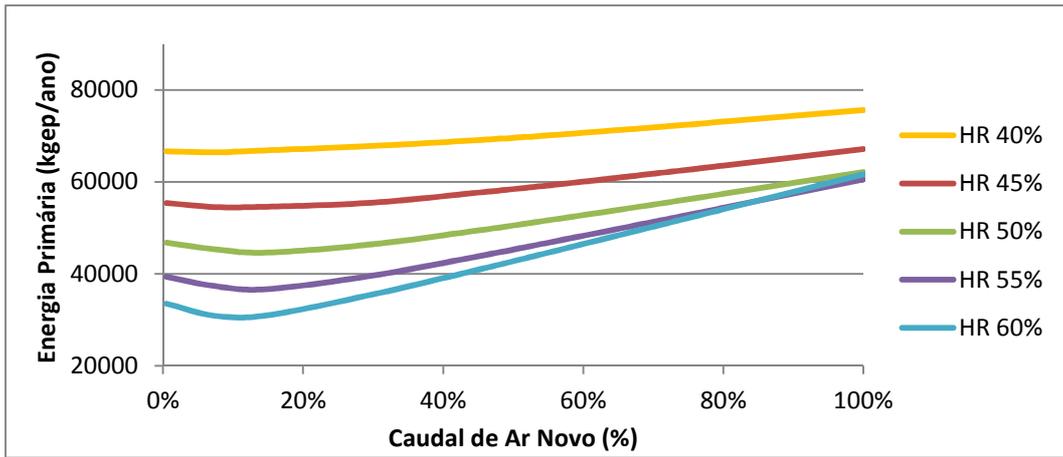


Gráfico 19 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 19 °C (Porto)

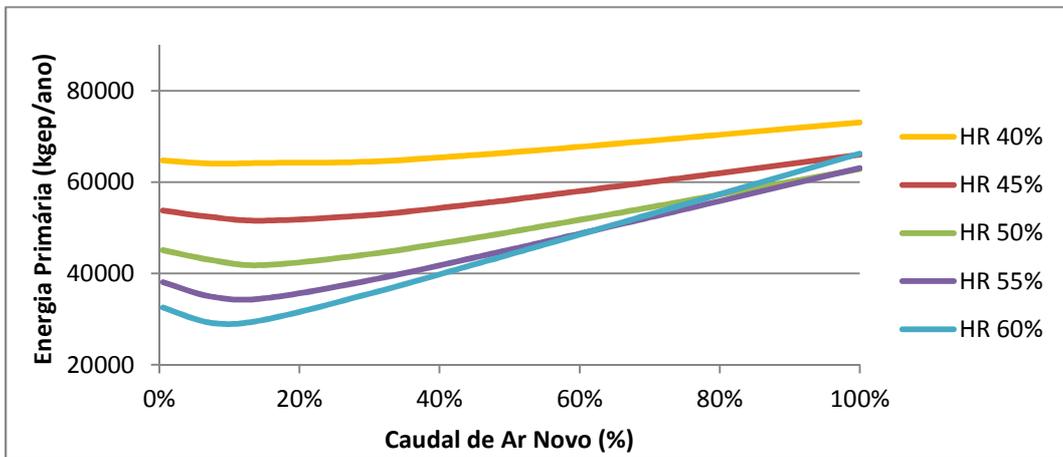


Gráfico 20 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 20 °C (Porto)

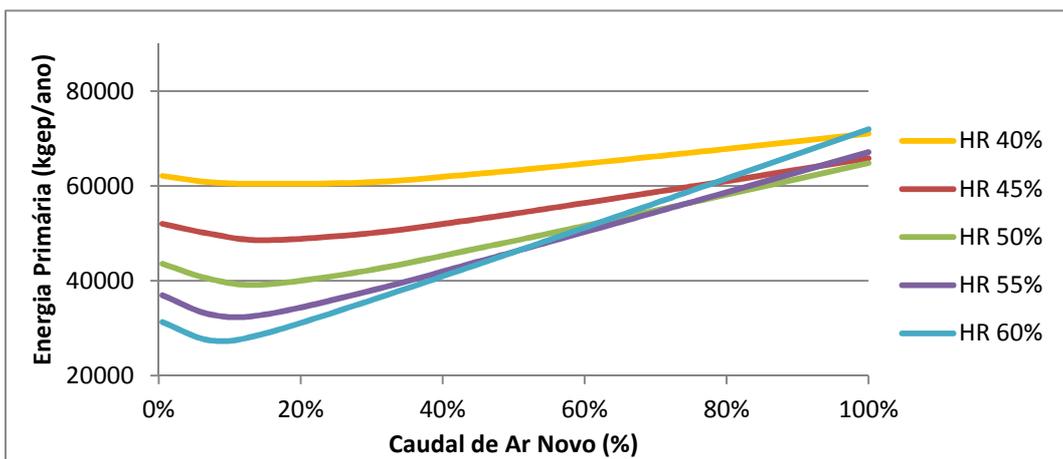


Gráfico 21 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 21 °C (Porto)

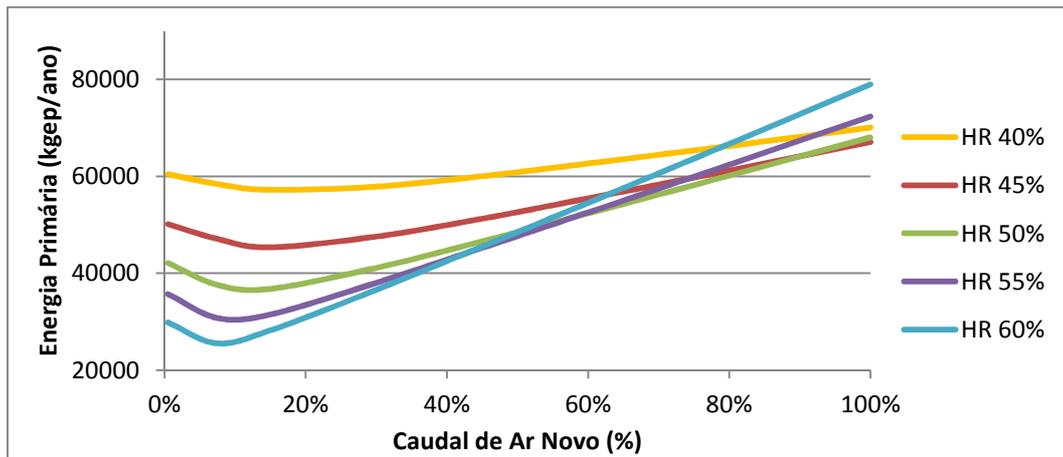


Gráfico 22 - Consumo de energia primária em função do caudal de ar novo à temperatura interior de 22 °C (Porto)

Observa-se nos gráficos anteriores, que à medida que se aumenta a temperatura interior o consumo energético global apresenta reacções distintas.

Para uma proporção baixa de ar novo, os consumos tendem a ser mais elevados para temperaturas mais baixas. Este facto é justificado pela energia necessária para a desumidificação e reaquecimento do ar, dado que quanto mais baixa a temperatura, menor será a humidade absoluta, para manter o valor de humidade relativa. À medida que se aumenta a percentagem de ar novo, a tendência inverte-se e torna-se substancialmente mais dispendioso utilizar temperaturas altas, em que o grande responsável por esta evolução nos consumos energéticos é o humidificador, nomeadamente para níveis de humidade relativa interior a partir de 50%. Recorrendo à psicrometria, isto acontece porque para uma determinada humidade relativa, a humidade absoluta respectiva aumenta em conformidade com a temperatura, exigindo portanto maior injeção de vapor no caudal de ar.

Os valores mais vantajosos, em termos energéticos, para qualquer temperatura, são sempre para parâmetros de humidade relativa alta e uma percentagem de ar novo óptima. Porém, verifica-se que há uma clara tendência para os consumos necessários, para manter a sala com níveis de humidade altos, só serem compensatórios até uma determinada percentagem de ar novo, cujo valor vai diminuindo à medida que se parametriza a temperatura interior para valores mais elevados.

No entanto, dado que o consumo mínimo de energia acontece para taxas de ar novo muito abaixo dos 77%, que corresponde ao ponto em que para o pior caso, a utilização de humidades relativas mais altas implica consumos superiores (temperatura interior de 22 °C), recomenda-se a parametrização para os 60% de humidade relativa, no caso de salas de operações com sistema de recirculação. No caso de ser uma sala em que o caudal de insuflação é 100% de ar novo, o nível de humidade relativa interior recomendado depende muito da temperatura interior desejada.

Porém, é curioso verificar que a taxa óptima de ar novo no caudal de insuflação se mantém praticamente constante, para as diferentes temperaturas e humidades relativas interiores, com variações na ordem de +/- 0,5% em relação aos valores calculados para 20 °C e 60% de humidade relativa interior, concluindo-se que a temperatura interior não influencia significativamente a percentagem óptima do caudal de ar novo.

Dado que, a evolução é progressiva, apresenta-se nos gráficos 23 e 24, a desagregação de energia consumida, pelos vários componentes, para os valores extremos do intervalo de temperaturas considerado, mantendo a humidade relativa interior nos 60%.

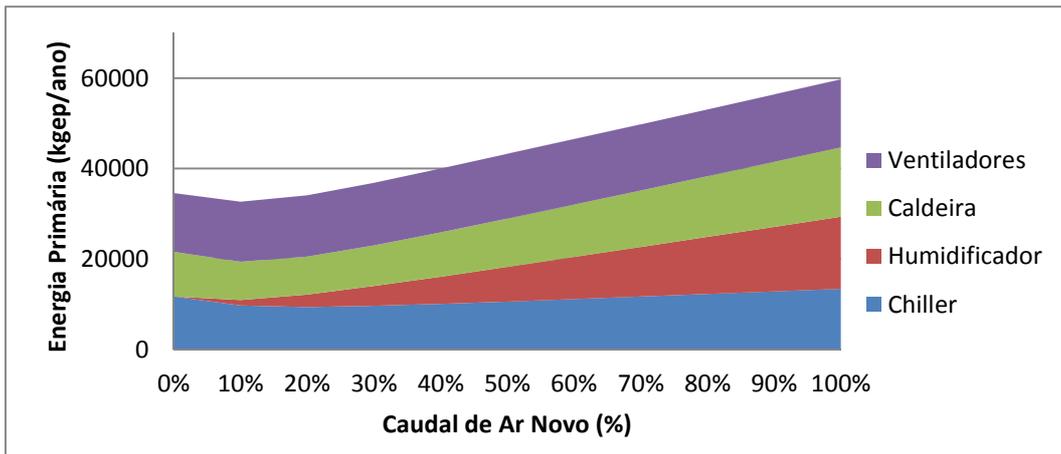


Gráfico 23 - Desagregação de consumos de energia primária para uma temperatura interior de 18 °C (Porto)

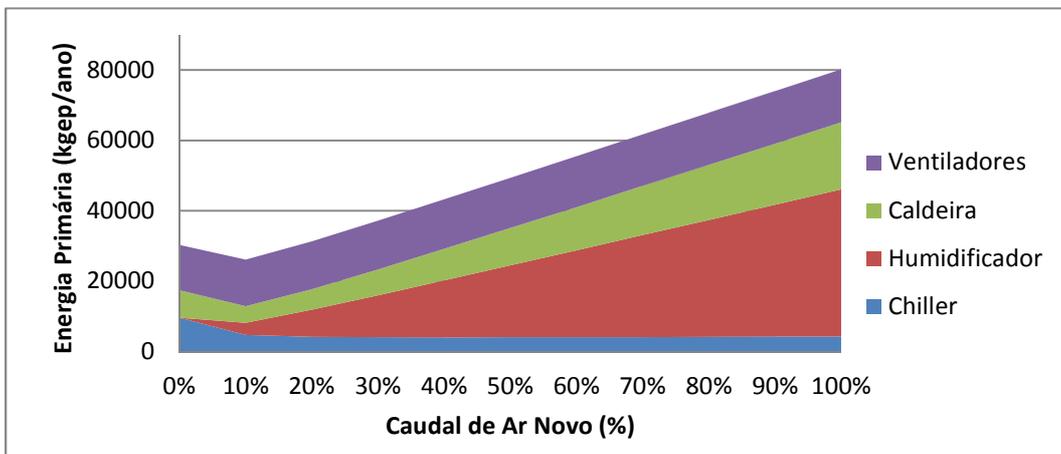


Gráfico 24 - Desagregação de consumos de energia primária para uma temperatura interior de 22 °C (Porto)

Analisando os gráficos mencionados, verifica-se que o aumento de energia consumida por parte do humidificador, à medida que se aumenta a temperatura interior, é muito significativo, reforçando o que já havia sido referido. Relembrando o diagrama psicrométrico do ar, torna-se mais fácil perceber este aumento pelo facto de que para manter uma qualquer humidade relativa, o aumento de temperatura desejada no interior da sala de operações, implica um aumento da humidade absoluta na insuflação, tornando-se este factor cada vez mais preponderante à medida que a humidade relativa desejada no interior aumenta, dado que o salto de uma linha de humidade relativa para a

imediatamente acima implica um aumento substancial do vapor a injectar no caudal de insuflação.

4.1.3. Variação do caudal de insuflação

Tendo em conta que nem todas as salas de operações exigem um tecto de fluxo laminar, é agora efectuada uma análise à influência da utilização de caudais de insuflação mais baixos. Considerando as características típicas de arquitectura já mencionadas e as 20 rph exigidas pela ACSS, o caudal a insuflar neste tipo de salas é calculado da seguinte forma:

$$\dot{V}_{ins} = A_{sala} * P\acute{e} \text{ direito}_{sala} * rph = 45 * 3 * 20 = 2700 \left[m^3/h \right]$$

Considera-se condições interiores de 20 °C e 60% de humidade relativa.

Iniciando a análise pela proporção de caudal de ar novo mínimo óptimo, apresenta-se na tabela 22 a comparação entre o caudal óptimo na cidade do Porto e o mínimo regulamentar imposto pela ACSS.

Tabela 22 - Comparação entre o caudal óptimo na cidade do Porto e o mínimo regulamentar imposto pela ACSS

Cidade	Caudal óptimo de ar novo [m ³ /h]	Taxa de ar novo óptima [%]	Caudal mínimo regulamentar [m ³ /h]	Taxa de ar novo mínima [%]
Porto	270	10	600	22,2

Verifica-se que a tendência é para que a taxa de ar novo óptima se mantenha nos valores já mencionados para as salas de operações com tecto de fluxo laminar. No entanto, note-se que o caudal mínimo exigido pela ACSS é de 600m³/h, o que em termos percentuais representa 22,2% do caudal total, logo será esta a taxa mínima de ar novo a insuflar na sala.

Na perspectiva de perceber qual o potencial de poupança energética apresentam-se de seguida os consumos energéticos inerentes à unidade de tratamento de ar.

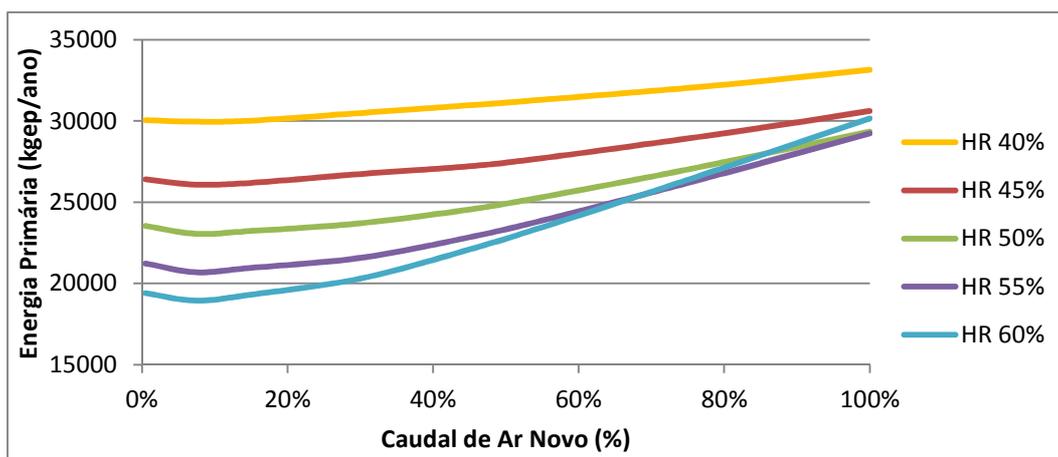


Gráfico 25 - Consumos de energia primária em função da proporção de caudal de ar novo numa sala sem tecto de fluxo laminar (Porto)

Observa-se através do gráfico anterior que o comportamento energético do sistema de climatização da sala sem fluxo laminar é semelhante ao das salas de fluxo laminar, com a diferença de que os potenciais de poupança apresentam-se mais suaves, como seria expectável. Apresenta-se na tabela 23 o potencial de poupança energética e consequente redução de custos e emissões de CO₂.

Tabela 23 - Potencial de poupança numa sala sem tecto de fluxo laminar no Porto em relação à solução de 100% de ar novo

Cidade	Poupança energética		Redução de custos [€/ano]	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]		[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Porto	10477	47,6	3664	19484	62,2

4.2. Análise de uma sala de operações nas várias cidades consideradas

A análise efectuada aos restantes climas considerados neste trabalho é realizada conjuntamente, tendo em conta os mesmos estudos de sensibilidade realizados para a cidade do Porto. A informação detalhada encontra-se disponível em anexo para consulta (anexos F a L).

4.2.1. Variação da humidade relativa

De forma a conhecer o âmbito geral dos gastos energéticos de uma sala de operações com um tecto de fluxo laminar de 3x3m, efectua-se de seguida uma comparação do consumo de energia primária nas várias cidades consideradas, tendo por base uma temperatura constante de 20 °C.

Apresenta-se nos gráficos seguintes a influência da humidade relativa interior no consumo energético, em função do caudal de ar novo.

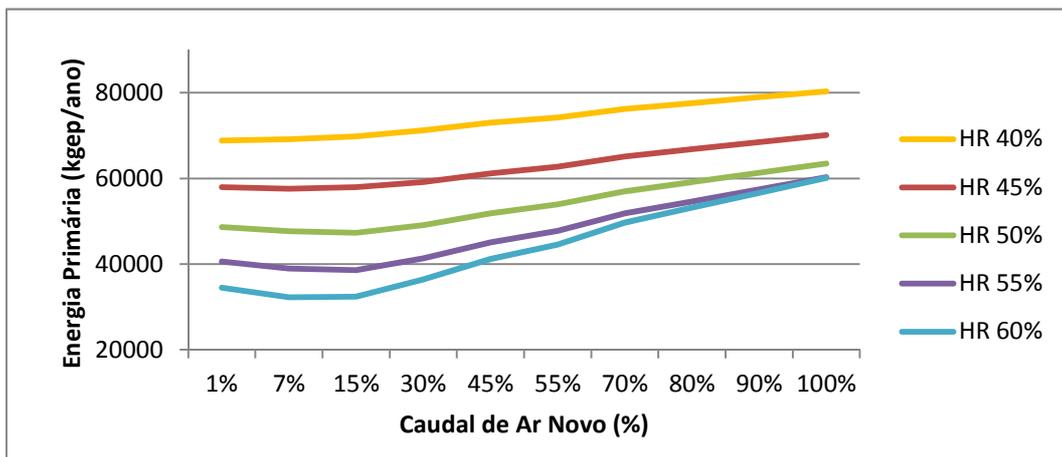


Gráfico 26 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Lisboa

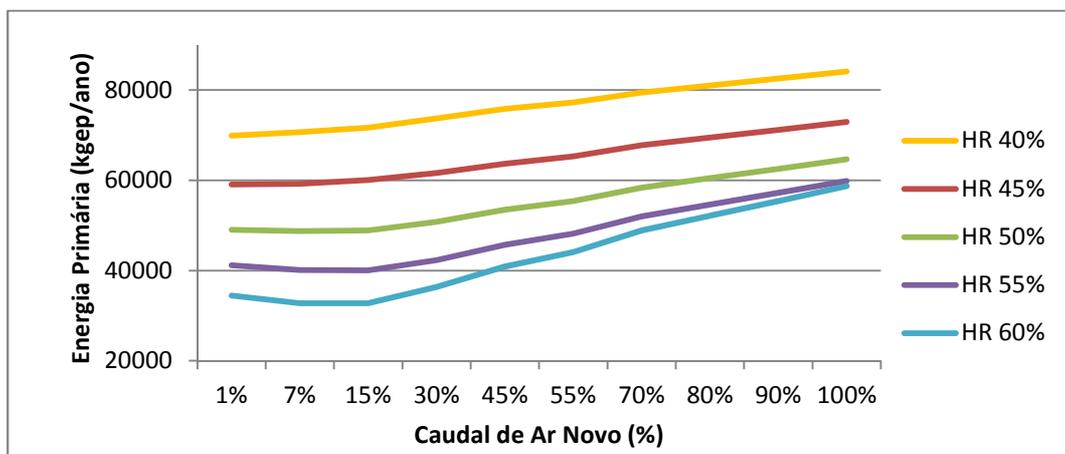


Gráfico 27 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Faro

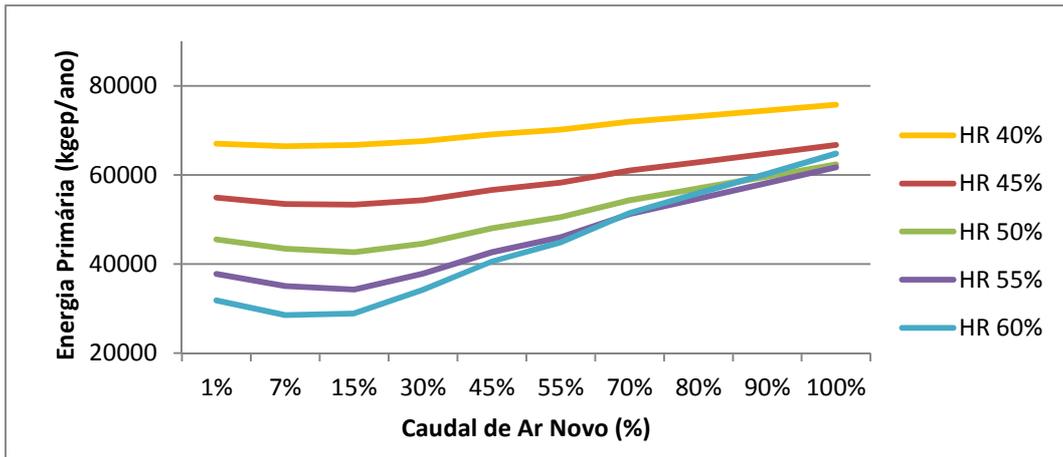


Gráfico 28 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Beja

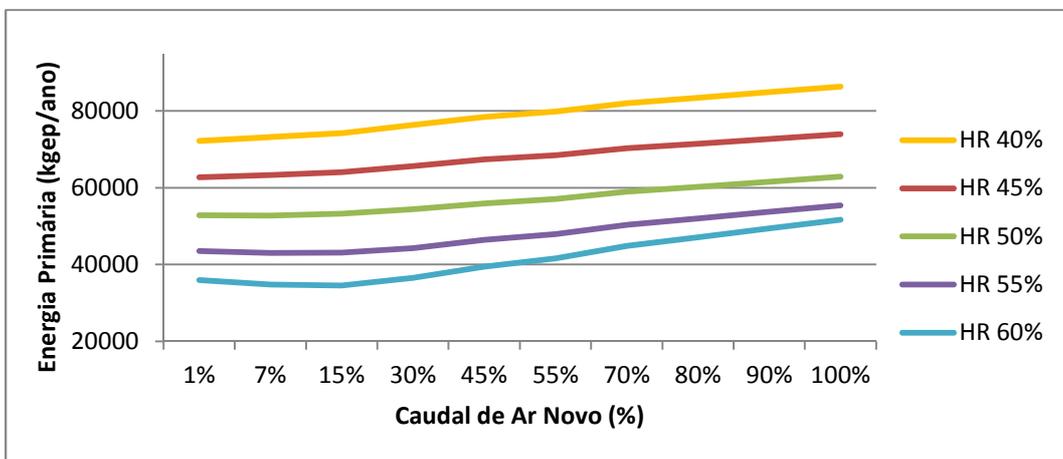


Gráfico 29 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo em Angra do Heroísmo

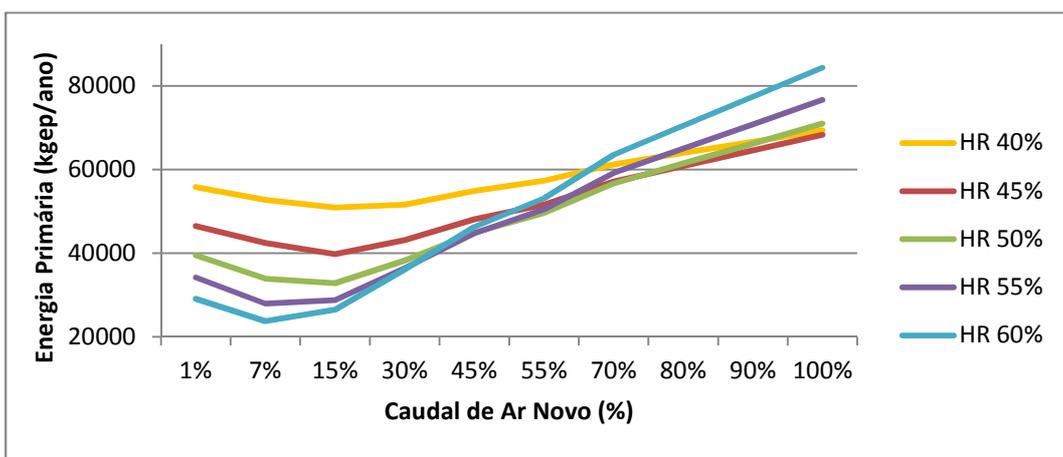


Gráfico 30 - Influência da humidade relativa interior no consumo energético anual em função do ar novo na Covilhã

Tendo em conta uma humidade relativa interior de 60% apresentam-se na tabela 24 os caudais óptimos de ar novo para as várias cidades consideradas neste estudo.

Tabela 24 - Caudais óptimos de ar novo nas várias cidades consideradas

Cidade	Caudal óptimo de ar novo [m³/h]	Taxa de ar novo óptima [%]	Caudal mínimo regulamentar [m³/h]	Taxa de ar novo mínima [%]
Lisboa	810	10	600	7,4
Faro	1055	13		
Beja	810	10		
A. do Heroísmo	1215	15		
Covilhã	650	8		

Na tabela 24 podemos observar que os caudais óptimos de ar novo (para 60% de humidade relativa) são sempre superiores aos mínimos recomendados pela ACSS, sendo que o aumento recomendado pode variar entre 8% e 102%, em relação ao mínimo regulamentar.

Observando agora os gráficos apresentados anteriormente (gráficos 26 a 30) e a tabela 24, é notório que para qualquer condição de humidade interior desejada para a sala de operações, independentemente da localização, a utilização de 100% de ar novo implica um gasto energético muito elevado quando comparado com o uso de recirculação. Esta é portanto, uma solução que não apresenta argumentos válidos no panorama energético actual, face às condições de filtragem existentes e que permitem a utilização da referida recirculação de ar.

Conclui-se também, que mediante o uso adequado de recirculação de ar, tal como acontece para a cidade do Porto, é vantajosa a parametrização da humidade relativa interior para o valor máximo permitido pela regulamentação vigente (60%), uma vez que, apresenta sistematicamente consumos energéticos mais baixos, independentemente da sua localização.

Outro facto que se observa é que em alguns climas (Lisboa, Faro e Angra do Heroísmo), ao contrário do que acontece na cidade do Porto, existem divergências significativas no caso de não se utilizar recirculação. Isto acontece devido ao facto dos consumos dos vários componentes não variarem muito a sua percentagem no consumo global.

Porém, existem localizações, nomeadamente em Beja e Covilhã, em que tal como sucede no Porto, os consumos energéticos no caso de 100% de ar novo são piores para manter a sala com 60% de humidade relativa, quando comparado com níveis mais baixos de humidade. Nestes casos recomenda-se a parametrização das máquinas para 40% de humidade relativa interior.

Na tabela 25 apresenta-se a poupança energética óptima, através do uso de recirculação, assim como a redução de custos e emissões de CO₂ consequente, para as cidades consideradas neste estudo.

Tabela 25 - Potencial de poupança energética e respectivas reduções de custos nas diferentes cidades

Cidade	Poupança energética		Redução de custos	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]	[€/ano]	[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Lisboa	27950	46,5	10347	39591	43,7
Faro	25878	44,1	9607	40629	46,7
Beja	36409	56,3	13502	31188	32
Angra do Heroísmo	17047	33	6312	30603	40,5
Covilhã	60382	71,6	22323	112457	83,8

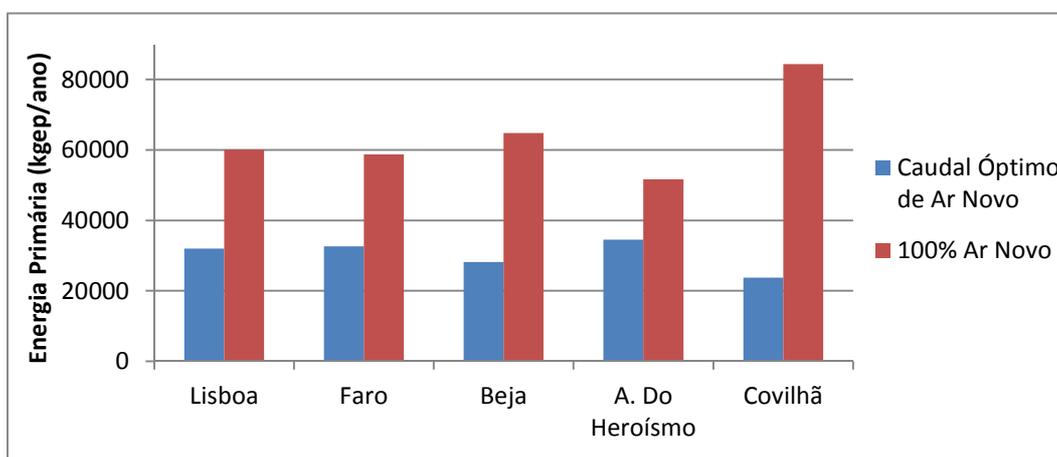


Gráfico 31 - Potencial de poupança anual de energia primária em função da localização

Conforme podemos verificar, a poupança energética anual mínima verificada foi de 33%, quando comparada com os consumos de um sistema de climatização que utilize 100% de ar novo, podendo atingir valores na ordem do 72%. Fica de facto comprovado que facilmente se recupera o investimento na remodelação de uma sala de operações com tecto de fluxo laminar, no sentido de possibilitar a recirculação de ar, independentemente da sua localização. Também a redução de emissões de CO₂ é significativa, variando entre 32 e 83,8%

4.2.2. Variação da temperatura interior

Tal como foi referido para a cidade do Porto, a temperatura interior desejada tem influência nos consumos energéticos respectivos, podendo as diferenças serem mais ou menos evidentes. No gráfico 32 está apresentada uma comparação de consumos para as várias cidades, tendo em conta as temperaturas extremas do intervalo considerado, ou seja para 18 e 22 °C. Foi considerada uma humidade relativa de 60% no interior e os caudais óptimos de cada cidade de forma a comparar as situações mais favoráveis para cada cidade.

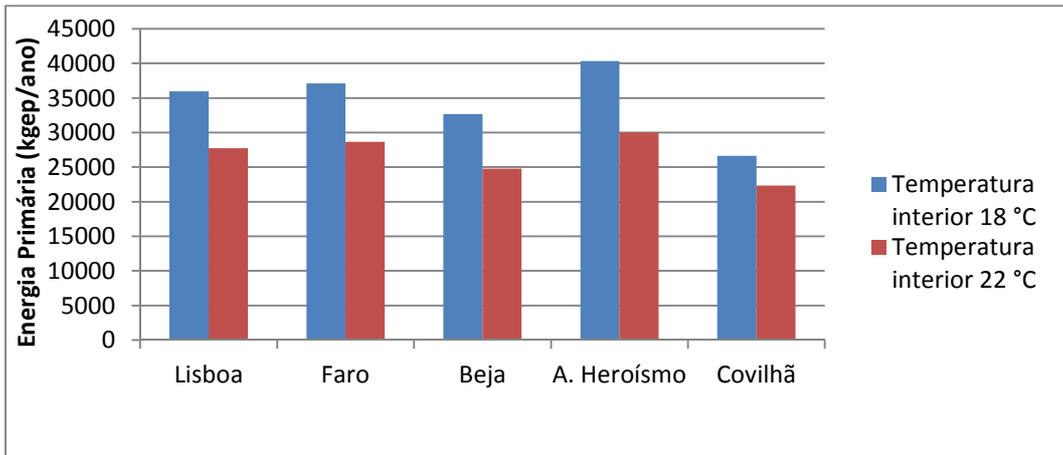


Gráfico 32 - Energia primária consumida em função da temperatura interior desejada

Conforme se pode observar pelo gráfico anterior, para todas as cidades, sem exceção, o consumo energético é superior para manter temperaturas mais baixas. A explicação para este facto apresenta-se no gráfico 33.

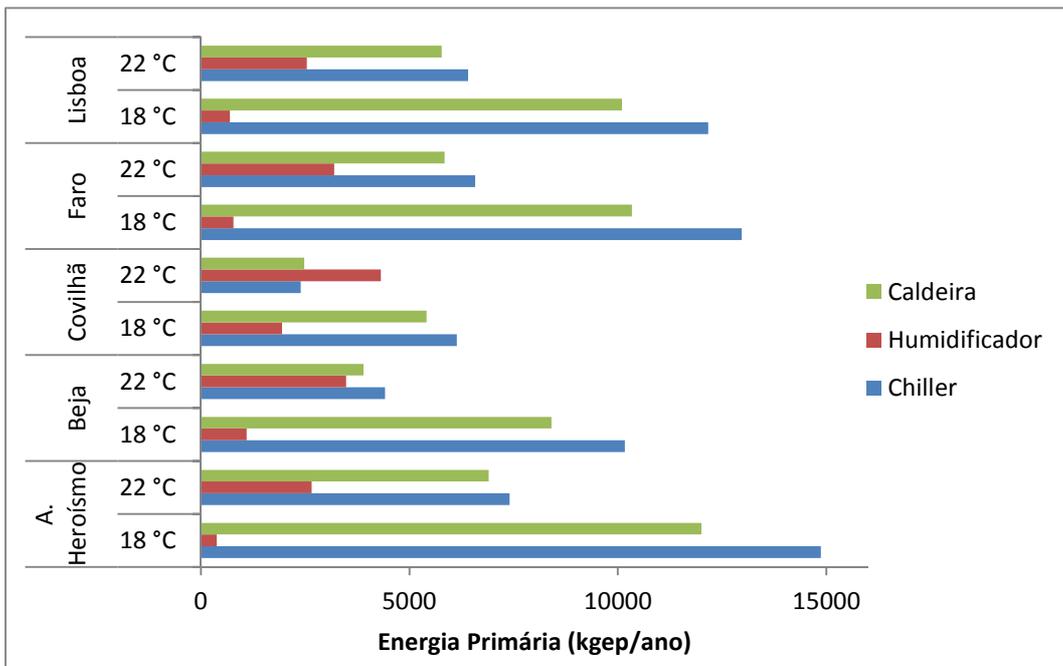


Gráfico 33 - Desagregação de consumos de energia primária em função da localização e temperatura interior

No gráfico anterior é facilmente observável que, tal como já foi apresentado no caso da cidade do Porto, para temperaturas mais altas no interior o humidificador apresenta consumos superiores. No entanto, é nas temperaturas baixas que os consumos globais são mais elevados, facto que está relacionado com a necessidade de maiores consumos de energia inerentes ao processo de desumidificação e respectivo reaquecimento, justificando assim o aumento de consumo do *chiller* e da caldeira.

Fazendo agora uma análise aos custos financeiros propriamente ditos, apresenta-se na tabela 26 a diferença de custos entre a temperatura mínima e máxima considerada neste capítulo.

Tabela 26 - Comparação de custos em função da temperatura interior desejada

	Lisboa	Faro	Beja	Angra do Heroísmo	Covilhã
	Euros/ano				
Temperatura interior 18 °C	35971	37122	32674	40311	26639
Temperatura interior 22 °C	27738	28650	24805	30012	22334
Diferença de custos	22,9%	22,8%	24,1%	25,5%	16,2%

Conclui-se que para manter uma temperatura de 18°C, existe um custo adicional que poderá variar entre 16,2% e 25,5% dependendo da localização geográfica do espaço.

No caso de se optar por uma solução sem recirculação, terá que se ter em conta a localização do hospital, dado que cada caso apresenta evoluções diferentes. Porém, existe uma tendência comum para um aumento dos consumos no caso dos níveis de humidade relativa de 55-60% e uma diminuição daqueles no caso de se parametrizar a humidade relativa interior para 40-45%. Tal como foi referido, terá sempre que se ter em conta a cidade, uma vez que existem casos em que, para a solução de 100% de ar novo os consumos com 60% de humidade são mais altos do que para 40%, e outros em que apesar de existir uma tendência, no sentido de aumentar os consumos, essa subida não é suficiente para ultrapassar os consumos correspondentes ao nível de humidade relativa de 40%, conforme se pode verificar nos gráficos do anexo L.

4.2.3. Variação do Caudal de insuflação

Tal como efectuado para o Porto inicia-se a análise pela percentagem de caudal de ar novo óptimo, para uma sala sem tecto de fluxo laminar, parametrizada para 20°C e 60% de humidade relativa e cujos requisitos exigem um caudal capaz de proporcionar 20rph. O caudal será idêntico ao considerado para a cidade do Porto, ou seja, 2700 m³/h. Apresenta-se na tabela 27 os caudais óptimos de ar novo correspondentes a cada cidade considerada.

Tabela 27 - Comparação dos caudais óptimos e mínimos regulamentares de ar novo numa sala sem tecto de fluxo laminar nas várias cidades

Cidade	Caudal óptimo de ar novo [m ³ /h]	Taxa de ar novo óptima [%]	Caudal mínimo regulamentar [m ³ /h]	Taxa de ar novo mínima [%]
Lisboa	270	10	600	22,2
Faro	350	13		
Beja	270	10		
A. do Heroísmo	405	15		
Covilhã	215	8		

Verifica-se que no caso de caudais de insuflação baixos a taxa de ar novo óptima tende a manter os valores já mencionados para o tecto de fluxo laminar, tal como acontecia para o Porto, pelo que se pode concluir que o caudal não afecta significativamente a percentagem óptima de ar novo no caudal de insuflação. No entanto, para o caso específico do caudal considerado para salas sem fluxo laminar, a percentagem mínima de ar novo é de 22,2%, logo será este o valor considerado na análise que se segue.

De seguida, apresenta-se na tabela 28 o potencial de poupança que está associado à utilização de recirculação no tratamento do ar, nas várias localizações geográficas consideradas.

Tabela 28 - Potencial máximo de poupança energética e redução de custos inerentes para as diferentes cidades em salas sem tecto de fluxo laminar

Cidade	Poupança energética		Redução de custos [€/ano]	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]		[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Lisboa	7451	39,2	2785	13537	48,9
Faro	6981	37,3	2618	12419	46,3
Beja	9790	47,5	3665	17718	58,9
A. do Heroísmo	4447	27,1	1663	7882	34,5
Covilhã	16498	61,7	6344	30674	73,7

5. Optimização do consumo energético

A situação normal de projecto é de estipular uma taxa de ar novo constante conforme se apresentou no capítulo 4. No sentido de minimizar os consumos energéticos e consequentemente os custos associados, desenvolve-se agora uma análise que consiste num controlo dinâmico da taxa de ar novo em função das condições exteriores, de modo a conseguir o ponto de mistura mais favorável e dessa forma baixar os consumos de energia associados ao tratamento de ar. Serão analisados dois regimes de funcionamento, nomeadamente em regime contínuo, em que o caudal de insuflação se mantém constante e um regime de *standby* nocturno, em que o caudal de insuflação é reduzido durante os períodos de paragem de actividade da sala de operações.

As propostas de optimização pretendem sugerir soluções que sejam passíveis de implementar em edifícios existentes, bem como em projectos de novos edifícios, sem introduzirem um custo significativo de investimento ou remodelações físicas, o que impediria a sua aplicação em edifícios existentes.

5.1. Princípio de funcionamento

Dependendo do regime de funcionamento da unidade de tratamento de ar, a percentagem de ar novo no caudal de insuflação varia ao longo do tempo, num intervalo entre 0 e 100%. Porém, de forma a cumprir as recomendações da ACSS, será sempre tido em conta o caudal mínimo regulamentar de ar novo (tabela 29).

Tabela 29 - Caudais mínimos de ar novo considerados na optimização

Tipo de sala de operações	Caudal de insuflação [m ³ /h]	Caudal mínimo regulamentar [m ³ /h]	Proporção em relação ao caudal de insuflação [%]
Sala com tecto de fluxo laminar (3x3m)	8100	600	7,4
Sala sem tecto de fluxo laminar	2700		22,2

5.2. Considerações psicrométricas

De seguida estão expostas as considerações psicrométricas, nas quais o processo de optimização se baseia. Todos os pontos representados nesta análise, estão em conformidade com os ilustrados na figura 18.

Desumidificação

No caso de a UTA estar em regime de desumidificação, ou seja, em qualquer situação em que o ar exterior possua valores de humidade absoluta superiores ao ponto 5, podem acontecer duas situações distintas. Para melhor entendimento observe-se a figura 23, onde é possível verificar que, se o ponto que representa o ar exterior estiver na zona A, a entalpia será superior à do ar de retorno, pelo que será vantajoso utilizar a menor percentagem de ar novo possível. Este procedimento irá permitir a diminuição da potência de arrefecimento necessária para a desumidificação.

Já na eventualidade de o ar exterior apresentar características que se enquadrem na zona B, então passa-se a ter o extremo oposto em que é mais benéfico o uso de 100% de ar novo, dado que a linha que separa as duas zonas apresenta uma entalpia constante, e como tal, qualquer ponto que esteja abaixo da mesma terá sempre uma entalpia menor em relação ao ponto de retorno.

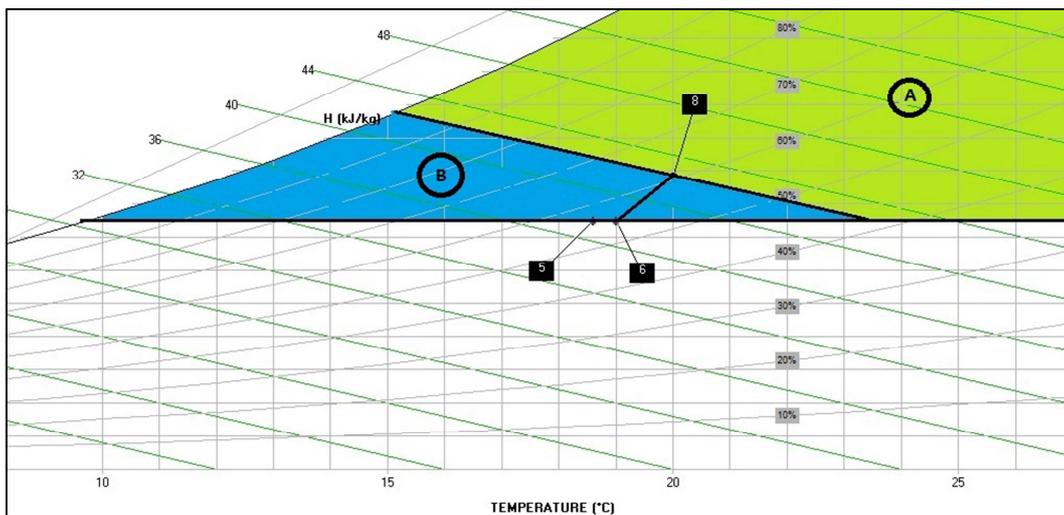


Figura 23 – Optimização do regime de desumidificação

Arrefecimento com humificação

Na situação em que o ponto exterior esteja a uma temperatura superior e com humidade absoluta mais baixa em relação ao ponto 5, o sistema encontra-se em regime de arrefecimento com humificação. É, para este caso, necessário dividir a área de funcionamento deste regime em duas zonas, conforme ilustrado na figura 24.

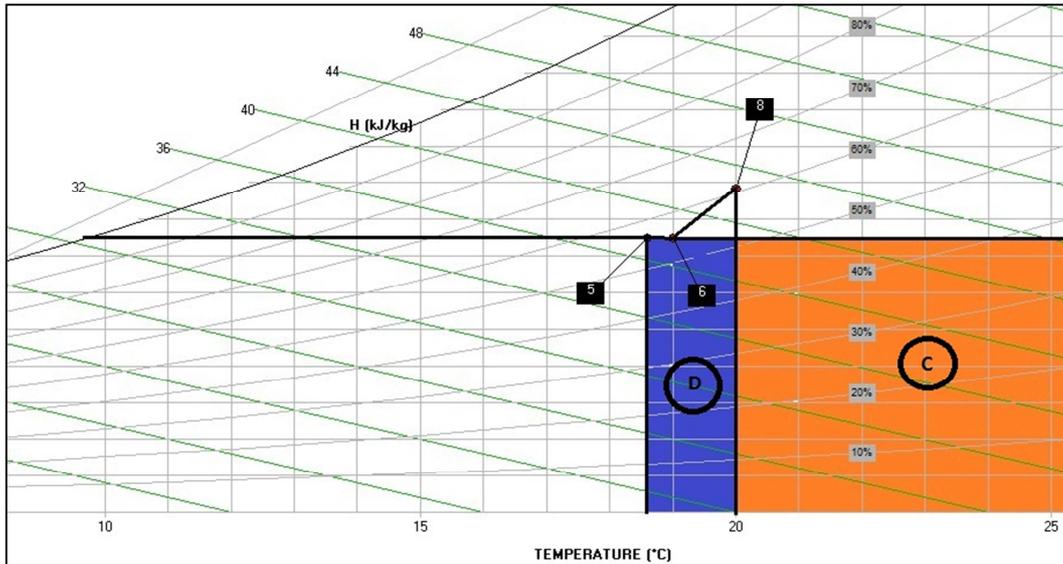


Figura 24 - Optimização no regime de arrefecimento com humidificação

Ao observar a figura anterior, verifica-se que no caso do ar exterior se enquadrar na zona C, será preferível determinar qual a proporção de ar novo ideal de modo a que a mistura apresente valores de humidade absoluta, de tal modo que não seja necessário o humidificador entrar em funcionamento, e como tal seja apenas necessário o funcionamento do *chiller* de modo a arrefecer o ar da mistura até ao ponto 5.

Se por outro lado, as condições do ar exterior estiverem compreendidos na zona D, então terá sempre que se avaliar qual a situação mais económica, entre arrefecer e humidificar de seguida (100% de ar novo), ou determinar o caudal de ar novo ideal de modo a igualar a humidade absoluta do ponto 5 e tal como na situação anterior apenas ser necessário o funcionamento do *chiller* para arrefecimento do ar.

Aquecimento com humidificação

Resta, portanto, a situação em que o ar exterior necessita de ser aquecido e humidificado para atingir as propriedades desejadas de insuflação. Na figura 25 estão ilustradas duas zonas onde as propriedades do ar exterior poderão estar incluídas, para o caso do regime em questão. Se estiver compreendido na zona a azul a linha de mistura irá cruzar a linha da humidade absoluta do ponto de insuflação, ponto esse que será o que menos consumo energético necessita, dado que para além de não necessitar da acção do humidificador, aproxima também o ponto de mistura do ponto 5, exigindo assim menos potência na caldeira e conseqüente menor consumo de energia por parte da mesma.

No que respeita a condições do ar exterior que se enquadrem na zona a vermelho, a situação mais vantajosa será misturar o ar novo com o de retorno, de tal modo que face às condições do caudal de mistura, apenas necessite de humidificação. Nesta situação não existe necessidade de funcionamento por parte da caldeira, dado que o objectivo é que a mistura tenha uma temperatura um pouco mais baixa do que no ponto 5 de modo a que com o aquecimento do ar inerente à injeção de vapor no humidificador o ar saia deste nas condições pretendidas.

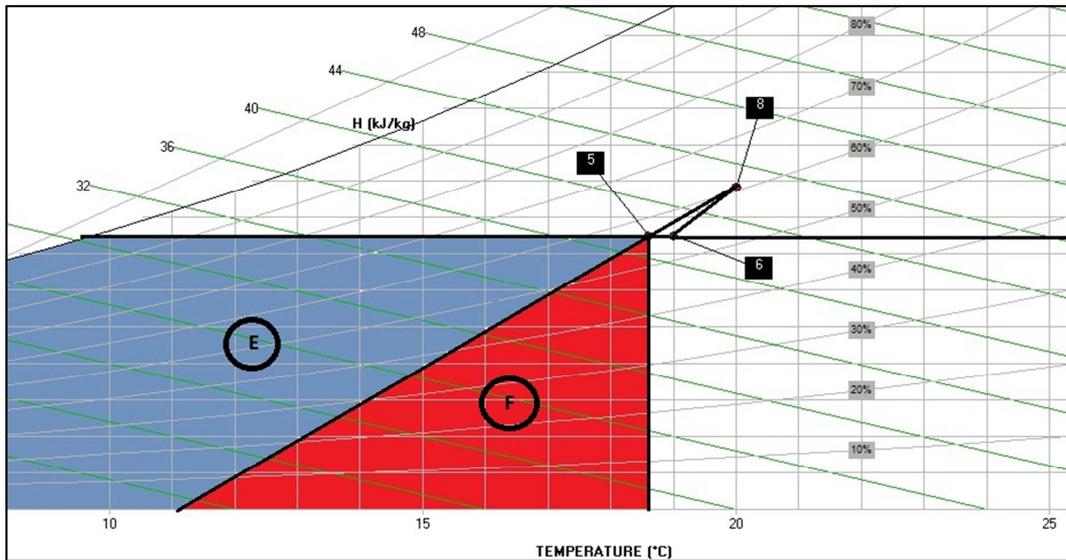


Figura 25 - Optimização em regime de aquecimento com humidificação

Verifica-se que em nenhuma das situações anteriores há um aumento das exigências térmicas dos componentes da unidade, o que leva a concluir que será possível esta optimização com os equipamentos existentes (de projecto).

5.3. Metodologia de análise

A metodologia utilizada para a realização da análise apresentada no presente capítulo, consiste na optimização da taxa de ar novo com vista à redução do consumo energético em cada intervalo de tempo. Os cálculos foram baseados em folhas de cálculo, fazendo variar a percentagem de ar novo, hora a hora, durante um ano inteiro.

5.4. Ventilador de Extracção

Tal como já foi referido anteriormente, a perda de carga, nos filtros e na conduta, varia em função do caudal. Porém, agora que o caudal varia ao longo do tempo, existe um factor acrescido que está relacionado com a variação da eficiência do ventilador em função do caudal de ar novo, que por sua vez implica uma variação do caudal de extracção. A variação da eficiência encontra-se ilustrada no gráfico 34.

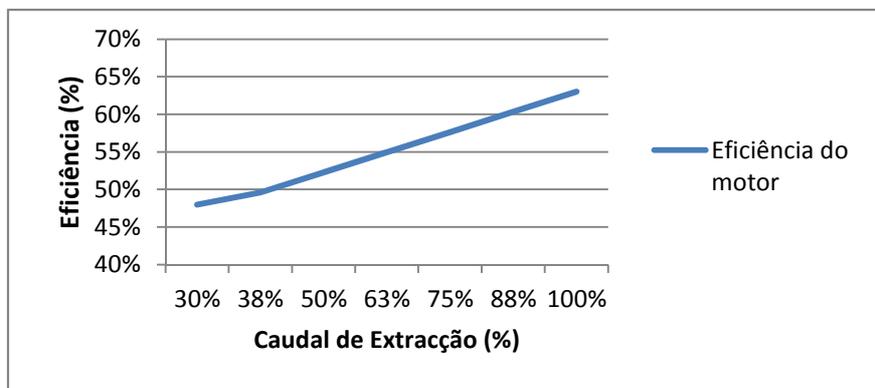


Gráfico 34 - Eficiência do ventilador em função do caudal

No gráfico 34, observa-se a evolução da eficiência em função do caudal de extracção, cujos dados foram obtidos através de uma ferramenta de selecção de equipamentos [20]. O ventilador foi dimensionado para o caudal máximo, sendo que a sua eficiência baixa, à medida que o caudal diminui.

A simulação tem em conta uma limitação física habitual nos variadores de frequência, que reside na sua incapacidade de trabalhar abaixo de 15 Hz. Para efeitos deste trabalho considerou-se uma variação proporcional linear entre a frequência e o caudal do ventilador, o que neste caso se traduz num caudal mínimo de 30% do caudal máximo do ventilador. Trata-se de uma simplificação assumida neste trabalho, que não considera a curva real de funcionamento do equipamento, nem os efeitos da variação da perda de carga com o caudal e acessórios.

Como tal, de forma a garantir o caudal mínimo regulamentar, o caudal máximo possível de ar novo fica limitado pela seguinte expressão:

$$\dot{V}_{m\acute{a}x,ar\ novo} = \frac{\dot{V}_{min,ar\ novo}}{0,3}$$

5.5. Apresentação e análise dos resultados da optimização do consumo energético

Neste capítulo apresentam-se os resultados obtidos no processo de optimização, comparando os consumos energéticos com a situação de referência. A análise é efectuada tendo por base condições interiores de 20°C, 60% de humidade relativa interior.

5.5.1. Regime de funcionamento contínuo

Apresenta-se de seguida nas tabelas 30 e 31 as melhorias nos consumos energéticos e respectivas reduções de custos e emissões de CO₂ para a atmosfera, com base na optimização desenvolvida, para as salas com e sem tecto de fluxo, respectivamente. Nesta análise considera-se que as máquinas funcionam em regime contínuo. As melhorias apresentadas, são comparadas com a situação de referência.

Tabela 30 - Poupança energética e redução de custos, e emissões de CO₂ numa sala com tecto de fluxo laminar de 3x3m em regime de funcionamento contínuo

Cidade	Poupança energética com optimização		Redução de custos	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]	[€/ano]	[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Porto	39857	60,2	14674	47050	63,5
Lisboa	30835	51,3	11392	57323	63,3
Faro	28797	49,1	10672	52618	60,5
Beja	37447	60,8	14562	68640	70,5
A. Do Heroísmo	20361	39,4	7520	37614	49,9
Covilhã	69636	74,1	23057	117280	87,4

Tabela 31 - Poupança energética e redução de custos e emissões de CO₂ numa sala sem tecto de fluxo laminar em regime de funcionamento contínuo

Cidade	Poupança energética com optimização		Redução de custos	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]	[€/ano]	[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Porto	10345	49,6	3807	19918	63,6
Lisboa	7934	41,7	2930	14979	54,2
Faro	7331	39,2	2717	13642	50,9
Beja	10411	50,5	3857	19421	64,6
A. Do Heroísmo	4911	30	1815	9288	40,6
Covilhã	16574	61,9	6122	31381	75,4

As diminuições de consumo para uma sala com tecto de fluxo laminar podem atingir os 74,1%. Já no caso de uma sala sem tecto de fluxo laminar, observa-se que o potencial de poupança apresenta um valor máximo de 61,9%.

A poupança em termos de custos possibilita uma melhor percepção das consequências directas desta optimização. Assim, a redução de custos numa sala de operações, com a implementação de uma gestão dinâmica de ar novo pode ascender aos 23000 euros, numa sala com tecto de fluxo laminar e 6100 euros no caso de se tratar de uma sala sem tecto de fluxo laminar.

5.5.2. Standby Nocturno

Conforme foi mencionado oportunamente, considera-se que a sala de operações em estudo possui um perfil de utilização previamente definido (figura 17). Sendo assim, e uma vez que o espaço em análise não se encontra em funcionamento cerca de 54% do ano, fará sentido, que se diminua o caudal de insuflação, durante estes períodos, de modo a possibilitar um menor consumo de energia.

Porém, é considerado que poderá existir uma utilização de urgência, e como tal as condições de serviço têm que ser garantidas a todo o momento, nomeadamente as condições higrométricas e a sobrepressão do espaço, de modo a manter as exigências higiénicas do espaço.

As condições interiores da sala de operações, para a realização estudo de sensibilidade, serão novamente de 20°C e 60% de humidade relativa. Os caudais de insuflação em regime de funcionamento, dos dois tipos de sala de operações também se mantêm. No período em que a sala não se encontra em funcionamento, deparamo-nos com a limitação do variador de frequência apenas permitir diminuir o caudal para 30% do caudal de serviço. Apresenta-se na tabela 32 os caudais de insuflação nas salas de operações tendo em conta o horário de funcionamento. Foi considerado, nos cálculos, a diminuição de eficiência do ventilador, devido à redução de caudal assim como as limitações impostas pelos variadores de frequência.

Tabela 32 - Caudais de insuflação em função do horário para os diferentes tipos de salas de operações

Tipo de Sala	Caudal de insuflação de serviço [m ³ /h]	Caudal de insuflação em standby [m ³ /h]
Com tecto de fluxo laminar	8100	2430
Sem tecto de fluxo laminar	2700	730

Na tabela 33 apresenta-se a poupança energética possível para cada cidade, se o sistema estiver em standby durante os períodos em que não se encontra em funcionamento. Tal como anteriormente, a comparação que aqui se apresenta é com a situação de referência. Verifica-se que, sem excepção, em todas as localizações em estudo é possível melhorar substancialmente os consumos energéticos na climatização da sala de operações com tecto de fluxo laminar. Esta melhoria representa um potencial de poupança entre 56,5 e 82,6%, o que se traduz numa redução de custos entre 10788 e 25753 euros por sala com tecto de fluxo laminar.

Tabela 33 - Poupança energética e redução de custos e emissões de CO₂ numa sala com tecto de fluxo laminar de 3x3m com standby nocturno

Cidade	Poupança energética com standby		Redução de custos [€/ano]	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]		[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Porto	18471	72,1	17595	62266	64,6
Lisboa	39553	65,9	14625	74445	65,9
Faro	37593	64,1	13933	69555	63,8
Beja	47317	73,1	17533	82197	68,6
A. Do Heroísmo	29177	56,5	10788	54931	56,1
Covilhã	181242	82,6	25753	131010	83,6

Na

tabela 34, estão resumidos os resultados obtidos para uma sala sem recurso a fluxo laminar, tendo em conta todas as cidades consideradas.

Tabela 34 - Poupança energética e redução de custos e emissões de CO₂ numa sala sem tecto de fluxo laminar com standby nocturno

Cidade	Poupança energética com standby		Redução de custos [€/ano]	Redução de emissão de CO ₂	
	[kgep/ano]	[%]		[kgCO ₂ e/ano]	[%]
Porto	13449	65,7	5062	25543	65,9
Lisboa	11140	58,5	4118	20925	59,6
Faro	10578	56,5	3921	19642	57,3
Beja	13429	65,2	4978	24938	66,5
A. Do Heroísmo	8107	49,5	3000	15199	50,2
Covilhã	19762	73,9	7310	37134	75,7

Ainda que com uma dimensão menor, os resultados demonstram que mesmo com caudais inferiores, continua a ser claramente vantajoso, colocar um variador de frequência no ventilador de insuflação, de modo a baixar o caudal de insuflação, durante as horas de paragem da sala de operações sem tecto de fluxo laminar.

6. Conclusões e perspectivas de trabalhos futuros

6.1. Conclusões

Com o estudo efectuado observa-se que, conforme espectável, os sistemas de AVAC das salas de operações com 100% de ar novo, originam consumos energéticos muito superiores, em relação aos sistemas com recirculação.

Por outro lado, quando se recorre à recirculação do ar é necessário ter em conta alguns parâmetros para que se possa tirar o máximo de proveito da mesma. Um dos parâmetros a ter em conta é a percentagem de ar novo na insuflação óptima, geralmente superior ao mínimo regulamentar, podendo inclusive ser o dobro deste, dependendo da localização geográfica em que o espaço a climatizar se situa.

Outro parâmetro, cujo controlo é de extrema importância, é a humidade relativa presente na sala de operações. Esta, segundo os regulamentos existentes, poderá variar entre 40 e 60%. Porém, a selecção do nível de humidade relativa interior influencia de forma bem clara o consumo de energia necessário, para manter as condições interiores desejadas. Conclui-se com este estudo que, desde que a taxa de ar novo seja óptima, será sempre benéfico parametrizar as condições interiores para níveis de humidade relativa o mais alto possível, ou seja 60%. No entanto, se a solução adoptada for de 100% de ar novo, os consumos energéticos tendem a convergir, podendo mesmo suceder uma inversão no que respeita aos mesmos, isto é, em determinados climas, poderá ser mais vantajoso regular a humidade relativa interior para 40% no caso da sala de operações não recorrer a qualquer tipo de recirculação do ar.

Outro factor a considerar é a temperatura interior de funcionamento. Por razões de segurança do próprio paciente, é normal a utilização de temperaturas abaixo do recomendado pela ACSS. Assim, verifica-se que, no caso de se recorrer à recirculação do ar, com a respectiva percentagem ideal de ar novo, será invariavelmente mais dispendioso manter a sala no limite de temperatura inferior (18°C), independentemente do clima. Contudo, no caso de se tratar 100% de ar novo, esta situação já não se verifica. Neste caso, o consumo energético está dependente não só da temperatura mas também da humidade relativa interior desejada, a saber:

- se a sala for parametrizada para 40-45% de humidade relativa, em qualquer cidade, à medida que a temperatura de funcionamento aumenta, os consumos energéticos diminuem;

- se a humidade relativa da sala estiver regulada para 55-60%, verifica-se que o aumento da temperatura interior é acompanhado por um aumento no consumo energético, podendo mesmo ultrapassar significativamente os consumos energéticos para uma sala com a humidade relativa no limite inferior. Este facto depende apenas do clima em que o edifício se insere.

Foi também estudada a influência do caudal de insuflação no consumo energético da sala de operações. Verificou-se que este não afecta significativamente a taxa óptima de ar novo, variando esta em +/- 0,5%. Quanto às poupanças conseguidas através da recirculação, com uma taxa óptima e constante de ar novo, em salas de operações sem tecto de fluxo laminar, conclui-se que os benefícios são menores, ainda que significativos, variando entre 27,1 e 47,4% em relação ao consumo energético correspondente à situação de 100% de ar novo. Já no caso de se tratar de uma sala de fluxo laminar, em que os caudais são consideravelmente superiores, as poupanças energéticas variam entre 33 e 71,6%. Conclui-se, conforme previsto, que à medida que se aumenta o caudal de insuflação as melhorias conseguidas no consumo energético são superiores.

Após se ter estudado o que acontece numa situação de projecto comum, isto é, em que a taxa de ar novo é constante, foi desenvolvida uma optimização dos consumos energéticos, baseada em considerações psicrométricas e num controlo dinâmico da percentagem de ar novo, hora a hora durante todo o ano. Com esta nova solução, é possível incrementar a poupança conseguida relativamente a uma taxa constante de ar novo, nomeadamente nas salas de fluxo laminar, onde a poupança varia agora entre 39,4 e 74,1%. No caso de se tratar de uma sala sem tecto de fluxo laminar, o potencial de poupança diminui, conforme expectável, variando entre 30 e 61,9%.

Tendo em conta o horário de utilização habitual, de uma sala de operações, verificou-se que a mesma não se encontra em funcionamento mais de metade do ano, devido às paragens nocturnas e fins-de-semana. Sendo assim, faz sentido que se adopte um regime de funcionamento adequado para este horário, tendo sempre o cuidado de manter as condições adequadas da qualidade do ar interior. Efectuou-se então uma nova optimização em que o caudal de insuflação é reduzido para valores que garantem condições mínimas de funcionamento e que correspondem ao limite inferior de funcionamento do ventilador.

Considerando a redução do caudal em períodos fora do horário de funcionamento da sala de operações, em conjunto com uma gestão dinâmica da taxa de ar novo, verifica-se que, numa sala de fluxo laminar a poupança energética total poderá ascender a 82,6% no caso mais favorável e 56,5% no pior caso, sempre em relação à situação de referência com utilização de 100% de ar novo. Conclui-se portanto que, no mínimo, será possível baixar os consumos energéticos para cerca de metade, para o caso de uma sala de operações com tecto de fluxo laminar.

No caso de se tratar de uma sala sem tecto de fluxo laminar, é possível agora melhorar os consumos energéticos, incrementando a poupança energética para valores que variam entre os 49,5 e 73,9%.

Nas tabelas 35 e 36 estão resumidos os resultados obtidos no que respeita ao potencial de poupança em salas com e sem tecto de fluxo laminar, respectivamente.

Tabela 35 - Potenciais de poupança numa sala de grande cirurgia

	Potencial de poupança com taxa de ar novo óptima constante (%)	Potencial de poupança com gestão dinâmica + <i>standby</i> (%)
Porto	56,2	72,1
Lisboa	46,5	65,9
Faro	44,1	64,1
Beja	56,3	73,1
Angra do Heroísmo	33	56,5
Covilhã	71,6	82,6

Tabela 36 - Potenciais de poupança numa sala sem tecto de fluxo laminar

	Potencial de poupança com taxa de ar novo óptima constante (%)	Potencial de poupança com gestão dinâmica + <i>standby</i> (%)
Porto	47,6	65,7
Lisboa	39,2	58,5
Faro	37,3	56,5
Beja	47,5	65,2
Angra do Heroísmo	27,1	49,5
Covilhã	61,7	73,9

6.2. Trabalhos Futuros

Como sugestão para trabalhos futuros, seria interessante efectuar esta análise não apenas para as salas de operações, mas também para todas as UTA do hospital similares (recobros, UCPA, cuidados intensivos, unidade de queimados, etc.), de forma a otimizar a climatização destes espaços.

No que respeita às limitações impostas pelos variadores de frequência dos ventiladores, seria interessante encontrar soluções que permitam reduzir ainda mais o caudal movimentado nas salas de operações, pois, no caso das salas com fluxo laminar, o valor mínimo resultante ainda corresponde a 18 rph, o que aumentaria ainda mais o potencial da poupança.

7. Referências e Bibliografia

- [1] U.S. Department of Health and Human Services, *Recommendations of CDC and the Healthcare Infection Control*. Atalanta: Centers for Disease Control and Prevention (CDC), 2003.
- [2] *ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment (SI)*., 2008.
- [3] IP ACSS - Administração Central do Sistema de Saúde, *Recomendações e Especificações Técnicas do Edifício Hospitalar.*: Ministério da Saúde , 2010.
- [4] IP ACSS - Administração Central do Sistema de Saúde, *ET 06/2008, Especificações Técnicas para Instalações de AVAC.*: Ministério da Saúde.
- [5] *ISO 14644 - Part 1, Clean rooms and associated controlled environments.*, (ISO 14644-1:1999).
- [6] M., Hensen, J., Loomans, M. & Forejt, L. Melhado, *Review of operating ventilation standards*. Praga: STP - Society of Environmental Engineering, 2006.
- [7] *VDI 2167 - Part 1, Building services in hospitals (VDI ventilation code of practice)*., (VDI 2167-1:2007).
- [8] *France air, Soluções de Aerólica & Climatização - Catálogo geral.*, 2007/2008.
- [9] *DIN 1946 - part4, Ventilation and air conditioning - VAC systems in buildings and rooms used in the health care sector.*, (DIN 1946-4:2008).
- [10] *ASHRAE Handbook - Applications.*, 2007.
- [11] *ASHRAE S91, HVAC Design Manual for Hospitals and Clinics.*: ASHRAE, 2003.
- [12] Balaras, Dascalaki, and Gaglia, *HVAC and indoor thermal conditions in hospital operating rooms.*, 2006.
- [13] Recknagel, Sprenger, and Honman, *Manuel pratique du génie climatique, 2^a Edição.*: PYC Édition, 1986.
- [14] *EN 779, Particulate air filters for general ventilation - Determination of the filtration performance.*, (EN 779:2002).

- [15] Trox Technik, *Air filter test method for testing high efficiency particulate filters.*, 2010.
- [16] Hartung and Kugler, *Perturbations affecting the performance of laminar flow in operating Theatres - 15th Congress on Health Care Engineering.*, 1998.
- [17] AWMF (Associação das Sociedades Científicas de Medicina na Alemanha). [Online]. www.awmf.org
- [18] ASHRAE standard 55 - *Thermal environmental conditions for human occupancy.*, (ASHRAE standard 55:2004).
- [19] G. Silva M. Jesus, *Programa para estimativa das propriedades psicrométricas.*: Revista Brasileira de Produtos Agroindustriais, 2002.
- [20] GEA Air Treatment, Lplus software, 2010.
- [21] Luis Roriz, *Climatização, 2ª Edição.*: Orion, 2007.
- [22] BS 5720, *Mechanical Ventilation and Air Conditioning in Buildings.*, (BS 5720:1979).
- [23] VDI 6022 - *Part 1, Hygiene requirements for ventilation and air-conditioning systems and units.*, (VDI 6022-1:2006).
- [24] ABNT NBR 7256, *Tratamento de ar em estabelecimentos assistenciais de saúde - Requisitos para projeto e execução das instalações.*, (NBR 7256:2005).
- [25] Carvalho, Batista, and Vieira, *Análise Pós-ocupação numa Unidade de Centro Cirúrgico.*: IV Seminário de Engenharia Clínica - ABDEH, 2004.
- [26] Paul Ninomura, *New ventilation guidelines for health-care facilities.*: ASHRAE Journal, June, 2001.
- [27] George Sze, *Hospital HVAC Design: A challenge for IAQ, Energy Recovery and System Reliability.*: ASHRAE Journal, July-September, 2002.
- [28] ASHRAE Handbook - *Fundamentals (SI).*, 2009.
- [29] *Hydronic - Air Handling Units - Catálogo.*, 2007.
- [30] IP ACSS - Administração Central do Sistema de Saúde, *Documento de trabalho de 23/01/2009.*
- [31] DIN EN 12464 - *Light and lighting – Lighting of work places, Part 1: Indoor work places.*, (12464-1:2002).
- [32] Chow and Yang, *Ventilation performance in the operating theatre against airborne infection: numerical study on an ultra-clean system.*, 2002.
- [33] *Health Technical Memorandum 03-01: Specialised ventilation for healthcare premises. Part A - Design and installation.*, (HTM 03-01:2007).

- [34] *DIN 4799. Heating, ventilation and air conditioning—testing of air distributions systems serving operating theatres.*, (DIN 4799:1990).
- [35] *ASHRAE standard 62.1, Ventilation for acceptable indoor quality.*, (ASHRAE standard 62.1:2004).
- [36] *ASHRAE standard 140-2004, Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs.*, (ASHRAE standard 140:2004).

8. ANEXOS

ANEXO A: Baterias

Baterias de aquecimento do ar

A finalidade de uma bateria de aquecimento, no tratamento do ar, é fornecer a temperatura pretendida, para o bom funcionamento de um sistema de climatização. Uma bateria de aquecimento pode ser utilizada simplesmente em aquecimento, quando a mistura do ar é aquecida uma só vez numa só bateria, ou em reaquecimento quando, depois de ter sido submetido a outros tratamentos (eventual pré-aquecimento), a mistura do ar tem de passar numa segunda bateria de aquecimento para garantir a temperatura pretendida [13].



Figura 1.A - Exemplo de uma bateria de

Bateria de arrefecimento

Estas são muito semelhantes às baterias de aquecimento, mas funcionam com água refrigerada forçada. Pode-se utilizar sem nenhuma contra-indicação um permutador de calor previsto funcionar com água quente como bateria de arrefecimento do ar, fazendo circular água refrigerada em vez de água quente. Nos casos em que se dispõe de pressão suficiente pode-se optar por uma velocidade de passagem da água nos tubos mais elevada do que na água quente [13]. Para se obter um certo grau de arrefecimento é

necessário dispor de diversas fileiras de fiadas de tubos, lado a lado. A água refrigerada circula em contra fluxo e em correntes cruzadas em relação ao ar de uma fiada à outra.

ANEXO B: Humidificadores

São designados por humidificadores de pulverização, os equipamentos em que o ar está em contacto directo com a água, havendo permuta de calor e transferência de massa [13]. Consoante a temperatura da água é possível obter diversas modificações de estado, sendo a mais comum a humificação e o arrefecimento. No caso das salas de operação, o interesse é apenas o controlo de humidade relativa.

Existem duas principais categorias de humidificadores:

- Com pulverização por pressão de água;
- De superfície.

Nos humidificadores com pulverização de água, esta é pulverizada por meio de injectores, produzindo uma névoa densa de gotículas atravessadas por uma corrente do ar, normalmente a velocidades compreendidas entre 2 e 3 m.s⁻¹. A câmara de pulverização compreende um reservatório e uma caixa, normalmente em chapa de aço, ou em material plástico, bem como uma rampa de pulverização e uma electrobomba [13].

A pulverização da água a partir de injectores em latão, material plástico ou em aço especial efectua-se no sentido da corrente do ar ou em contracorrente (contra fluxo). Se o interesse estiver na humificação do ar, como é o caso das salas de operações, prevêem-se pequenas relações de água/ar. Para evitar que o ar não arraste as partículas de água é introduzido um separador de gotas à saída do lavador, que separam as partículas de água, contidas no ar, por efeito de choque. Por vezes, é também se instalado a montante do humidificador outro separador de gotas (equilibrador da corrente do ar) para impedir projecções de partículas no exterior, quando a corrente de ar não é uniforme. Dado que a função específica que o humidificador desempenha nas salas de operação, a água do mesmo pode circular em circuito fechado [13]. Para isso a electrobomba aspira a água do reservatório e envia-a aos injectores pelas rampas de pulverização, mencionadas anteriormente. Torna-se então necessário instalar um filtro eficaz na aspiração, para retenção das impurezas da água, pois os injectores são muito sensíveis às impurezas e colmatam-se facilmente.

Do ponto de vista higiénico, é necessário ter em conta a possível transmissão de germes, uma vez que a água do reservatório é um lugar privilegiado de multiplicação dos microrganismos. É portanto muito importante lavar e desinfectar regularmente o lavador.

Nas instalações de climatização, a humificação do ar deve fazer-se preferencialmente através de um humidificador de pulverização em vez de um humidificador a vapor, por razões de poupança de energia. No entanto, no caso das salas de operações, é imposto que os humidificadores sejam de vapor, invalidando a possibilidade de qualquer outro tipo.

ANEXO C: Ventiladores

Um ventilador é uma turbo-máquina que recebe energia mecânica e a utiliza com o apoio de uma ou várias rodas com pás, de forma a manter um escoamento contínuo de ar ou de um gás, que o atravessa.

Existem três tipos principais de ventiladores, a saber [13]:

- Centrífugos - São ventiladores onde o ar entra na roda com uma velocidade essencialmente axial e sai numa direcção sensivelmente paralela a um plano radial.
- Helicoidais - São ventiladores onde o ar entra na roda e sai sensivelmente ao longo das superfícies cilíndricas coaxiais ao ventilador. A um ventilador helicoidal com duas rodas dispostas em série, e rodando em sentido contrário, chama-se ventilador contra rotativo. Se um ventilador helicoidal é concebido especialmente para rodar num ou noutro sentido, designa-se por ventilador helicoidal reversível, independentemente do facto das características serem ou não idênticas em ambos sentidos. Os ventiladores helicoidais tem pás com um perfil em forma de hélice, mas por vezes são designados de axiais, pelo facto do perfil da pá ter a forma de uma asa de avião.
- Tangenciais - São ventiladores onde a trajectória do fluído na roda é essencialmente normal ao eixo, tanto à entrada como à saída da roda (na sua zona periférica).

Existe, ainda, um tipo de ventilador intermédio, dito hélico-centrífugo, no qual a trajectória do fluído na roda é intermediária entre a relativa aos ventiladores centrífugos e a referente aos ventiladores helicoidais.

No caso da UTA da sala de operações, os ventiladores utilizados são tipicamente os centrífugos.

Classificação dos Ventiladores Centrífugos

Quanto ao aumento da pressão, que os ventiladores provocam, podem ser de [13]:

- Baixa pressão, Δp entre 0 e 720 Pa;
- Média pressão, Δp entre 720 e 3.600 Pa;
- Alta pressão, Δp entre 3.600 e 30.000 Pa.

Quanto à disposição das pás, tem-se [13]:

- Ventiladores em que a roda é equipada com várias pás na sua periferia;
- Ventiladores em que a roda é equipada de um número restrito de pás perfiladas ou simples, como o caso das rodas das electrobombas.

Quanto à forma das pás, tem-se [13]:

- Pás com extremidade direita, com ângulo $\beta = 90^\circ$;
- Pás inclinadas para a frente, a acção, com ângulo $\beta > 90^\circ$;
- Pás inclinadas para trás, a reacção, com ângulo $\beta < 90^\circ$.

Quanto à aplicação, há ventiladores para gases quentes, poeiras abrasivas, transporte pneumático, etc.

Seleção do Ventilador Centrífugo

Existem diversas possibilidades de selecção de um ventilador para a mesma potência. Esta faz--se, regra geral, em função do nível sonoro, do preço, da alimentação, da forma e características, das dimensões, da segurança do funcionamento e do rendimento, encontrando-se todos estes dados indicados nos catálogos dos diferentes fabricantes.

Nas instalações de climatização o problema do ruído é frequentemente determinante. Uma velocidade de descarga baixa nem sempre significa um ruído correspondente reduzido. Contudo, nos casos dos ventiladores em descarga livre, esta velocidade deverá ser baixa para minimizar a perda de pressão dinâmica. Os valores das velocidades de descarga podem ser [13]:

- Baixas, quando $v < 10 \text{ m.s-1}$;
- Médias, quando $10 < v < 15 \text{ m.s-1}$;
- Altas, quando $v > 15 \text{ m.s-1}$.

Ventiladores típicos de uma UTA associados a uma sala de operações

Os ventiladores que integram as unidades de tratamento de ar de uma sala de operações, Figura , apresentam tipicamente as seguintes características:

- Serão em geral centrífugos de dupla entrada, de funcionamento silencioso;
- Trabalham numa zona de elevada eficiência;
- As suas turbinas, possuem palhetas em alumínio ou em chapa de aço galvanizada;
- A transmissão do motor ao ventilador é normalmente feita por acoplamento directo;
- O conjunto motor-ventilador encontra-se encerrado numa caixa, com acesso ao interior, formada painéis em dupla parede de chapa de aço termolacado, com isolamento térmico e acústico intermédio;
- A caixa referida no ponto anterior, bem como os seus suportes e ferragens, possuirão pintura anti-corrosão e à intempérie;
- Possuem velocidade variável em função da pressão.



Figura 1.C - Exemplo de um ventilador utilizado em salas de operações

ANEXO D: Determinação da potência necessária para os ventiladores

Tomando por base a equação da energia com perdas de carga,

$$\frac{\rho_1 V_1^2}{2} + p_1 + g\rho_1 z_1 = \frac{\rho_2 V_2^2}{2} + p_2 + g\rho_2 z_2 + \Delta p_{1-2}$$

E considerando que a velocidade do ar é igual à entrada e à saída do ventilador, obtêm-se a perda de carga que o ventilador terá que vencer, desprezando a diferença de alturas.

$$\Delta p_{1-2} = p_1 - p_2$$

Multiplicando agora pelo caudal que passa no ventilador e dividindo pela eficiência total do mesmo, têm-se a potência necessária para este equipamento.

$$P_{vent} = \frac{Q * \Delta p}{\eta_{vent}}$$

ANEXO E: Equações Psicrométricas

Para a determinação das diferentes propriedades psicrométricas do ar, foram utilizadas várias equações, as quais se indicam de seguida [19].

Pressão de vapor saturado

$$\ln(p_{vs}) = -\frac{7511,52}{T} + 89,63121 + 0,02399897 \cdot T - 1,1654551 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 1,2810336 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 + 2,0998405 \cdot 10^{-11} \cdot T^4 - 12,150799 \cdot \ln(T)$$

$$p/ \quad 273,16 \leq T \leq 393,16$$

Humidade absoluta

$$\omega = 0,62198 \times \frac{p_v}{p - p_v}$$

$$p/ \quad 223,15 \leq T \leq 383,15$$

Humidade relativa

$$H_{rel} = \frac{p_v}{p_{vs}}$$

Temperatura do ponto de orvalho

$$t_{po} = 6,983 + 14,38 \cdot \ln(p_v) + 1,0790 \cdot (\ln(p_{vs}))^2$$

$$p/ \quad 0 \leq t \leq 50$$

Volume específico

$$v = \frac{R \cdot T}{p} \times (1 + 1,6078 \cdot \omega)$$

Entalpia

$$h = 1,006 \cdot t + \omega \cdot (2501 + 1,775 \cdot t)$$

$$p/ \quad -50 \leq t \leq 110$$

Potência

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} \Delta h$$

ou no caso de não existir transferência de massa:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m} c_p \Delta T$$

No que respeita ao ganho de temperatura do ar, devido ao vapor injectado pelo humidificador, torna-se necessário fazer um balanço energético, conforme se demonstra de seguida.

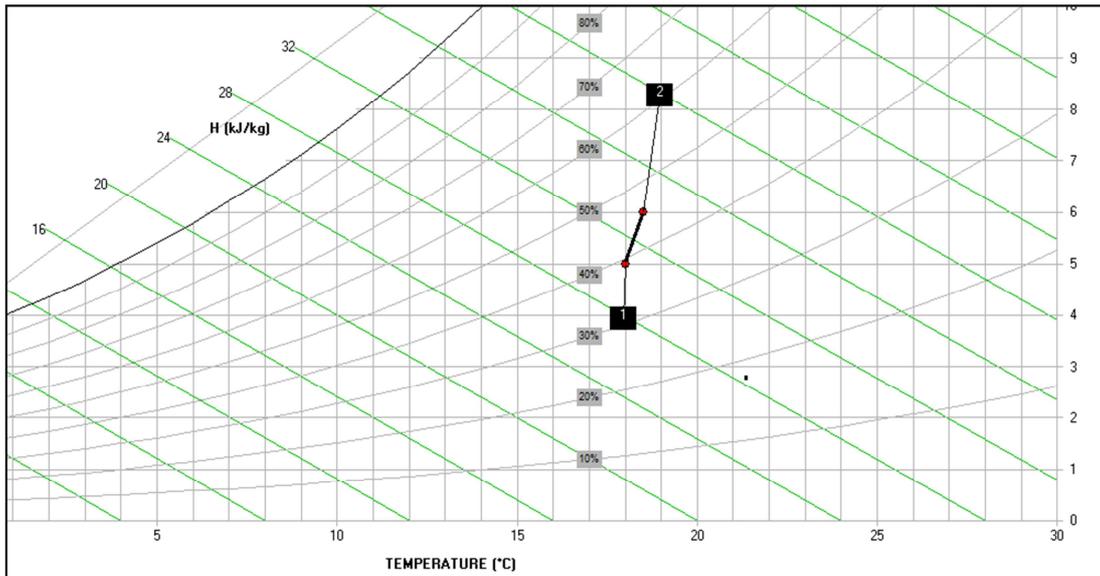


Figura 1.E - Evolução do ar no módulo da UTA com injeção de vapor

Balço mssico para o ar seco:

$$\dot{m}_{ar1} = \dot{m}_{ar2} = \dot{m}_{ar}$$

Balço mssico para a gua:

$$\dot{m}_{w1} = \dot{m}_{w2} + \dot{m}_{vap} \Leftrightarrow \frac{\dot{m}_{vap}}{\dot{m}_{ar}} = \omega_1 - \omega_2$$

Fazendo agora um balço energtico ao mldulo do humidificador, temos:

$$\dot{m}_{ar1} \cdot h_1 + \dot{m}_{vap} \cdot h_{vap} = \dot{m}_{ar2} \cdot h_2 \Leftrightarrow h_1 = (\omega_1 - \omega_2)h_{vap} + h_2$$

Por fim   possvel obter a temperatura do ar na entrada do mldulo de humidificao,

$$T_1 = \frac{h_1 - 2501 \times \omega_1}{1,006 + 1,775 \times \omega_1}$$

ANEXO F – Frequência dos regimes de funcionamento da UTA nas várias cidades abordadas para 20°C de temperatura interior (8100 m³/h)

LISBOA

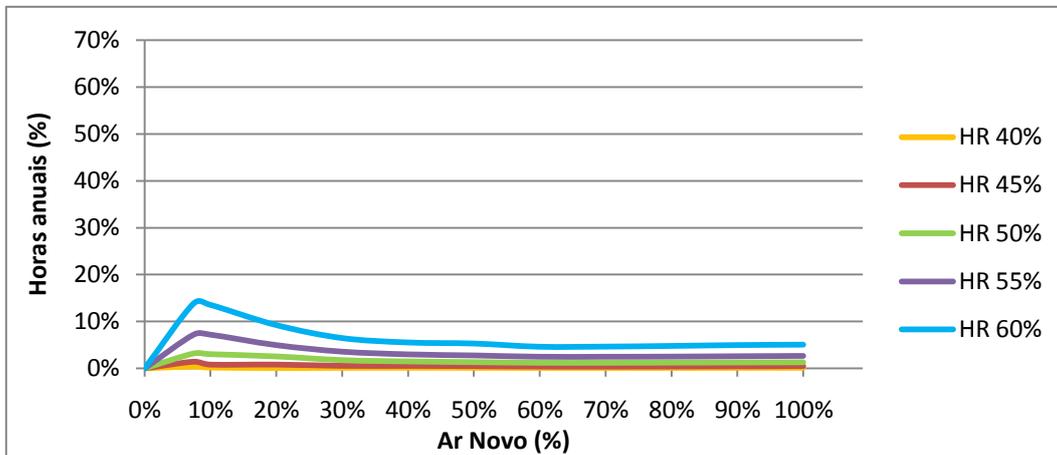


Gráfico 1.F - Frequência em regime de arrefecimento com humidificação por ano em Lisboa

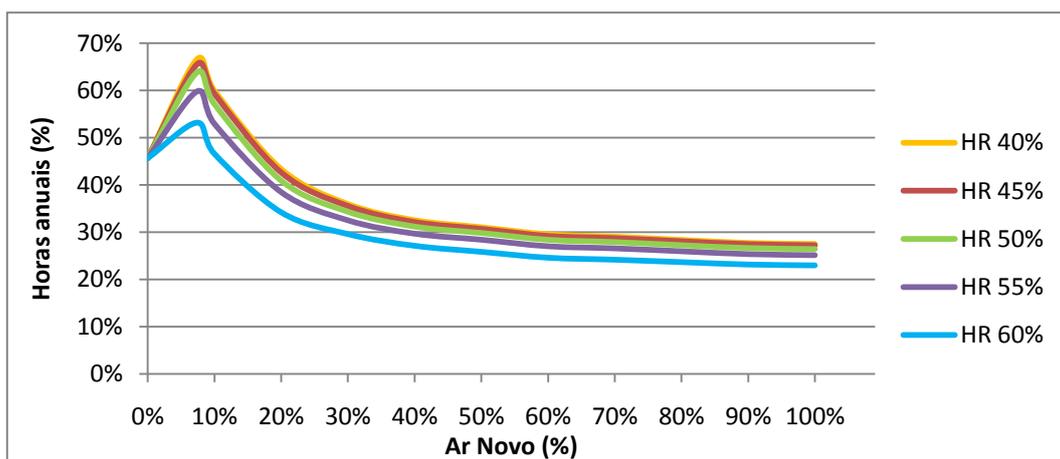


Gráfico 2.F - Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano em Lisboa

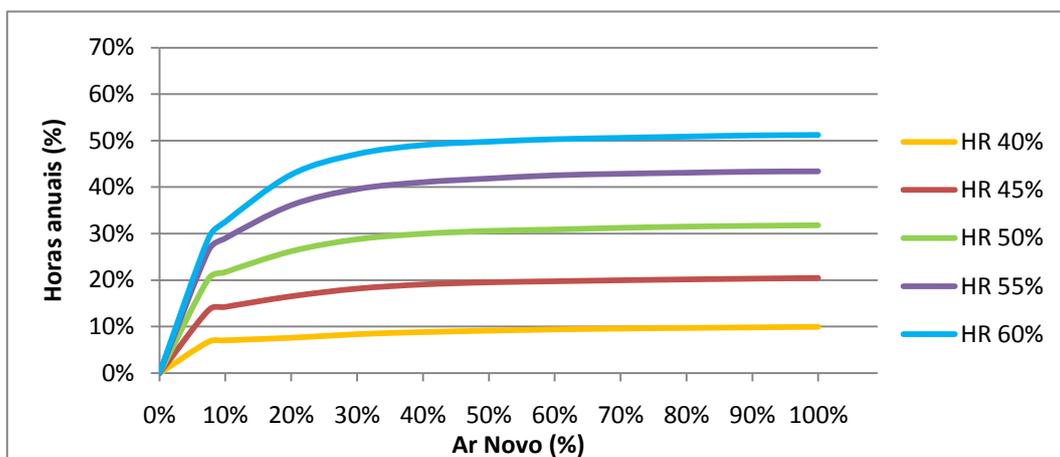


Gráfico 3.F - Frequência em regime de aquecimento com humidificação por ano em Lisboa

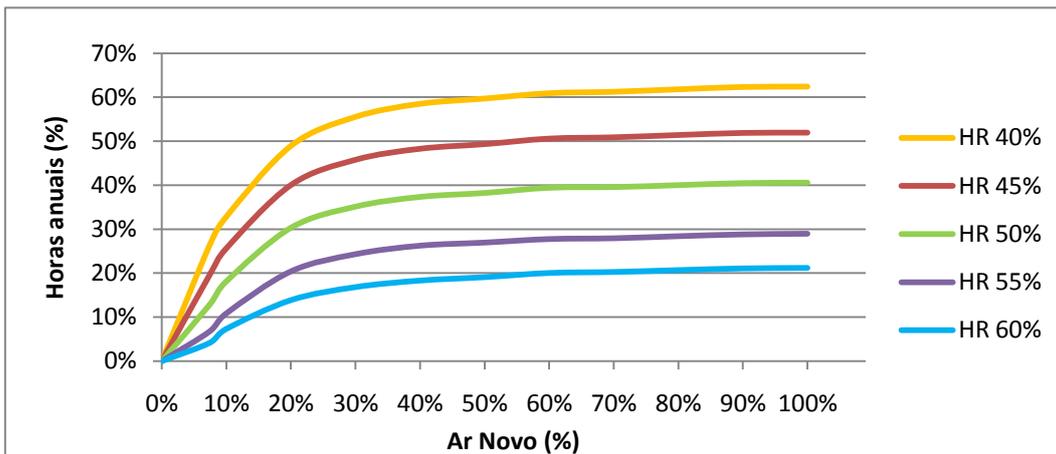


Gráfico 4.F - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano em Lisboa

FARO

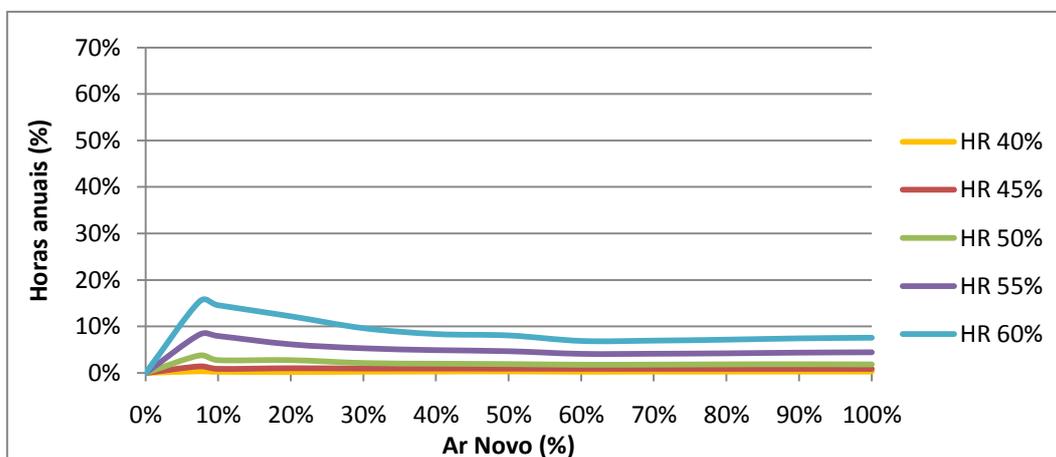


Gráfico 5.F - Frequência em regime de arrefecimento com humedificação por ano em Faro

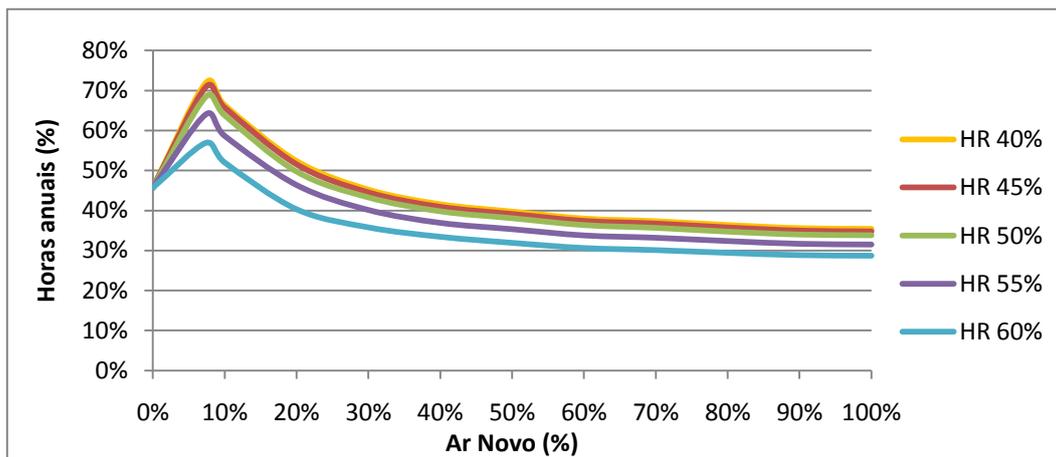


Gráfico 6.F - Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano em Faro

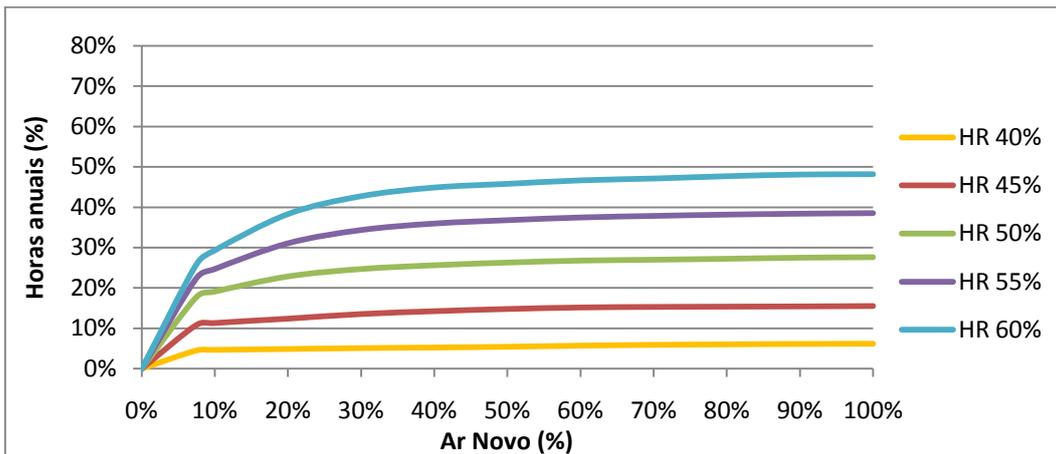


Gráfico 7.F - Frequência em regime de aquecimento com humidificação por ano em Faro

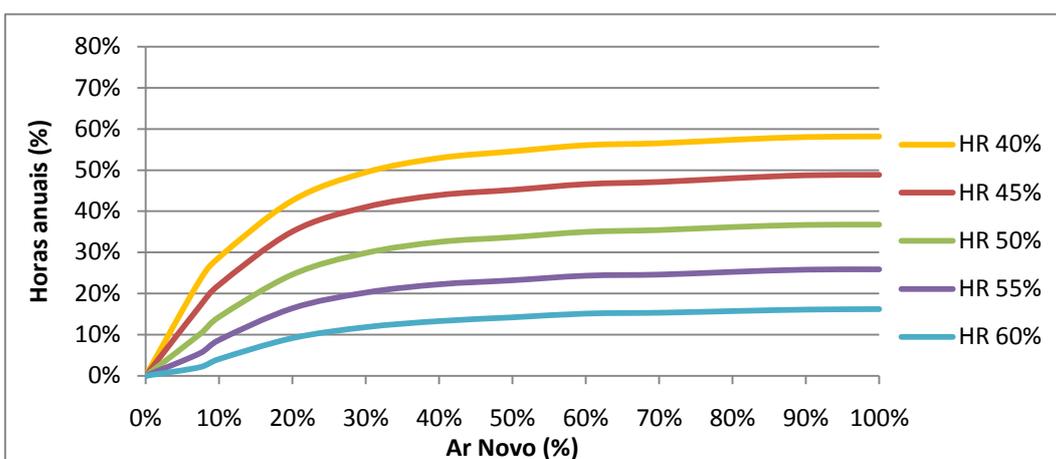


Gráfico 8.F - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano em Faro

BEJA

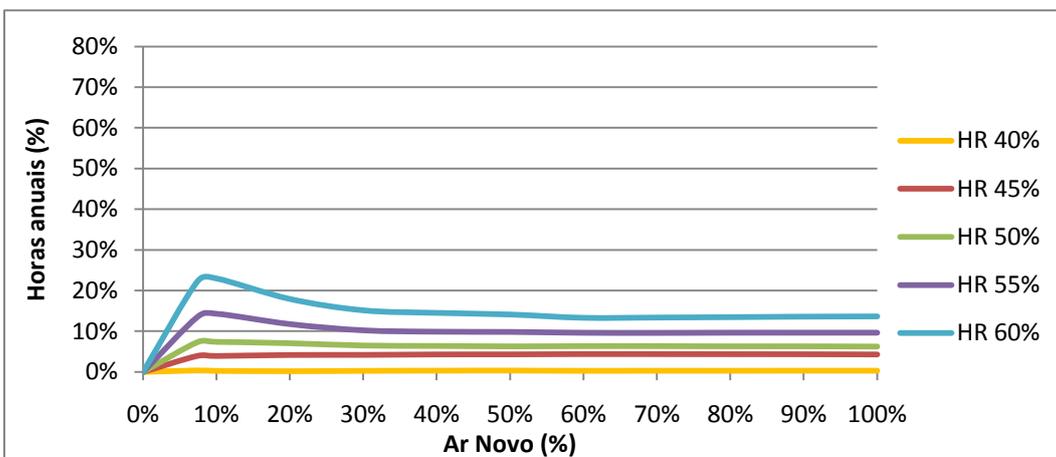


Gráfico 9.F - Frequência em regime de arrefecimento com humidificação por ano em Beja

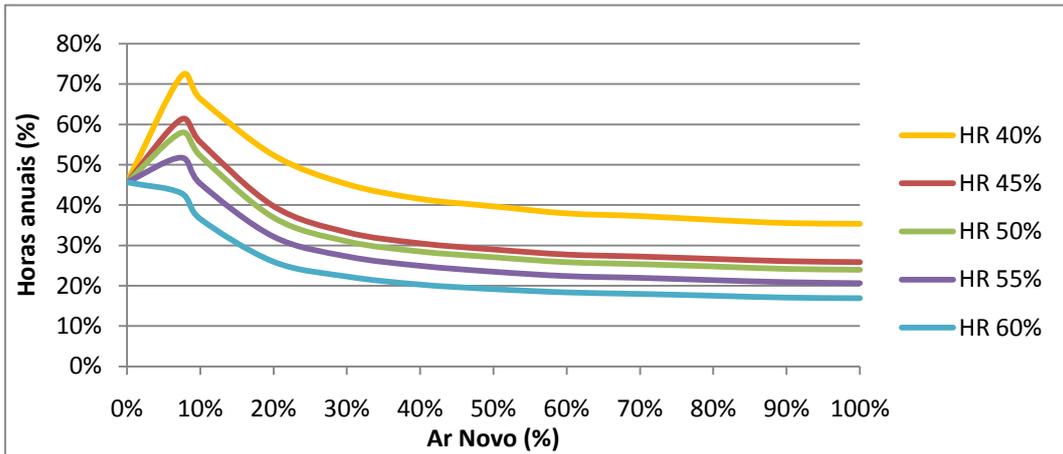


Gráfico 10.F - Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano em Beja

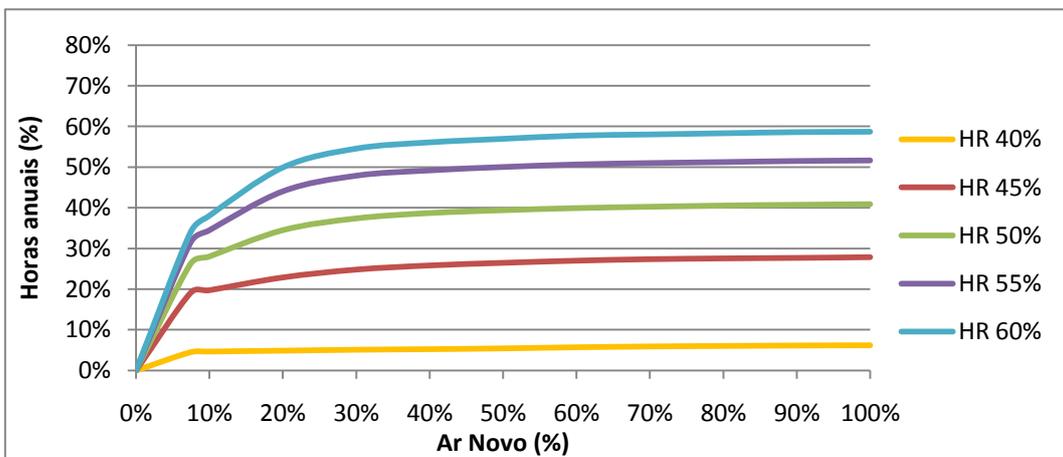


Gráfico 11.F - Frequência em regime de aquecimento com humidificação por ano em Beja

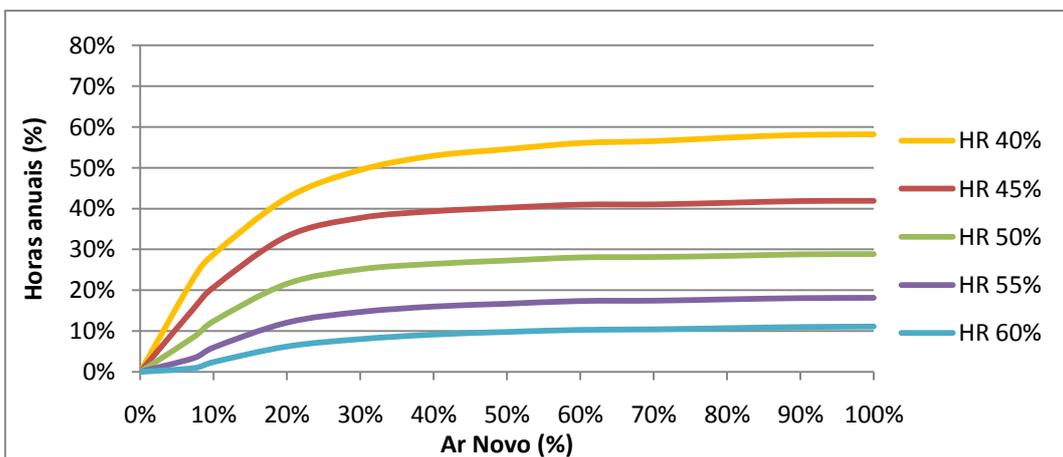


Gráfico 12.F - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano em Beja

Angra do Heroísmo

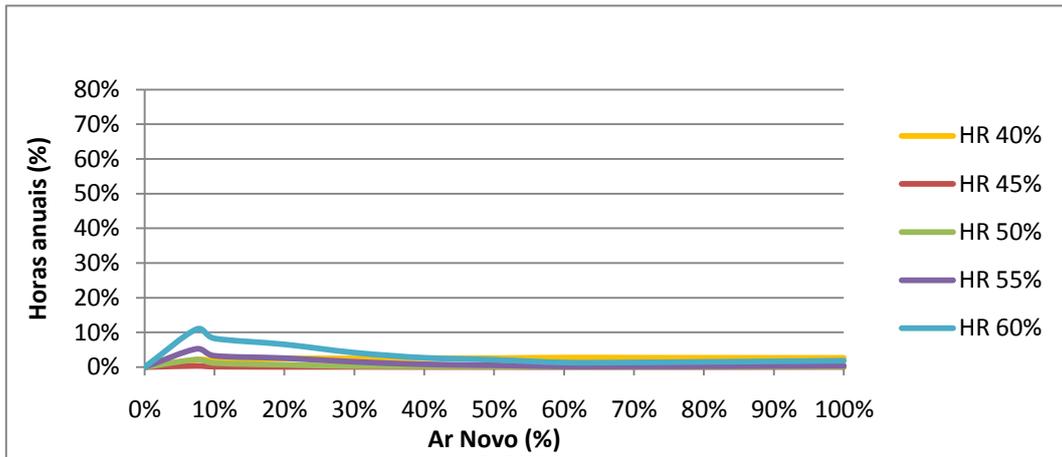


Gráfico 13.F - Frequência em regime de arrefecimento com humidificação por ano em Angra do Heroísmo

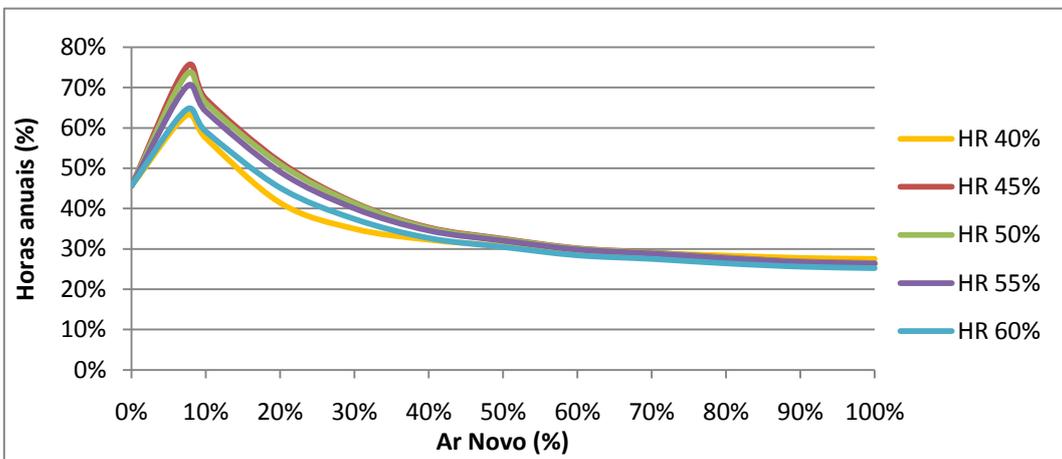


Gráfico 14.F - Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano em Angra do Heroísmo

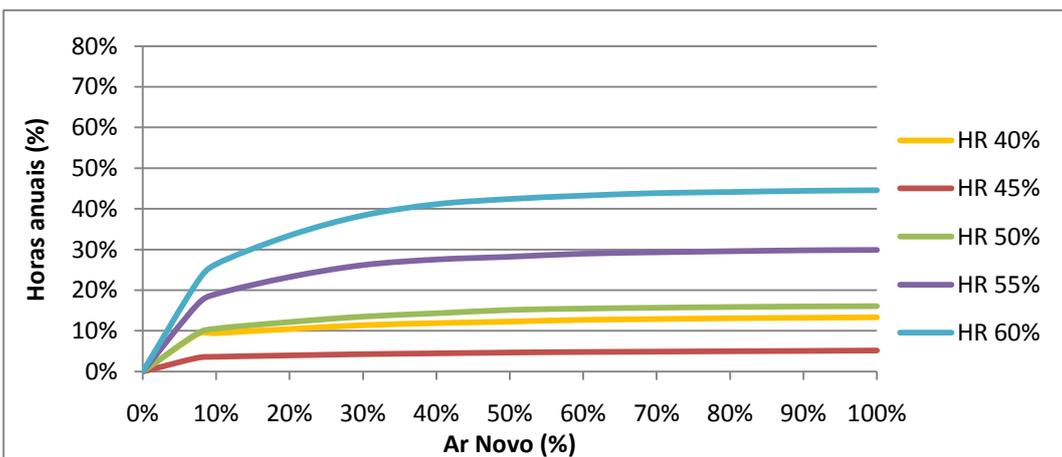


Gráfico 15.F - Frequência em regime de aquecimento com humidificação por ano em Angra do Heroísmo

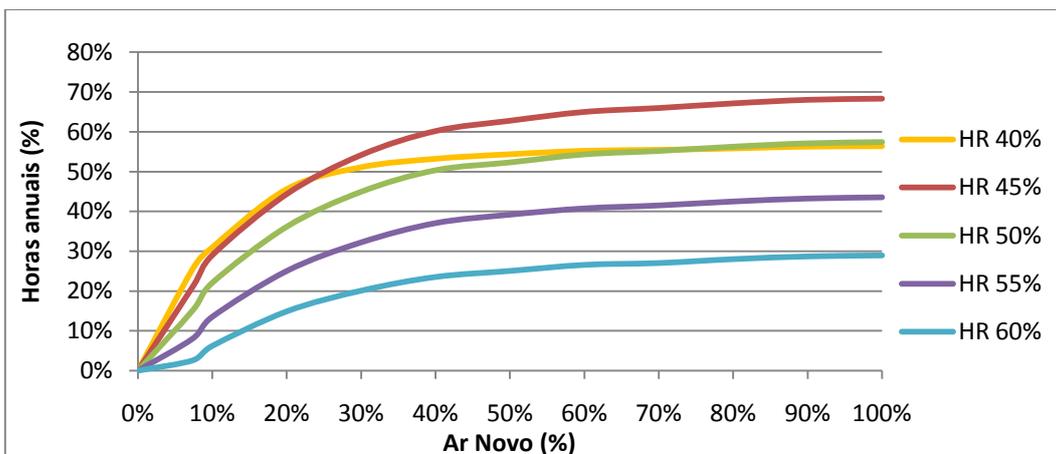


Gráfico 16.F - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano em Angra do Heroísmo

COVILHÃ

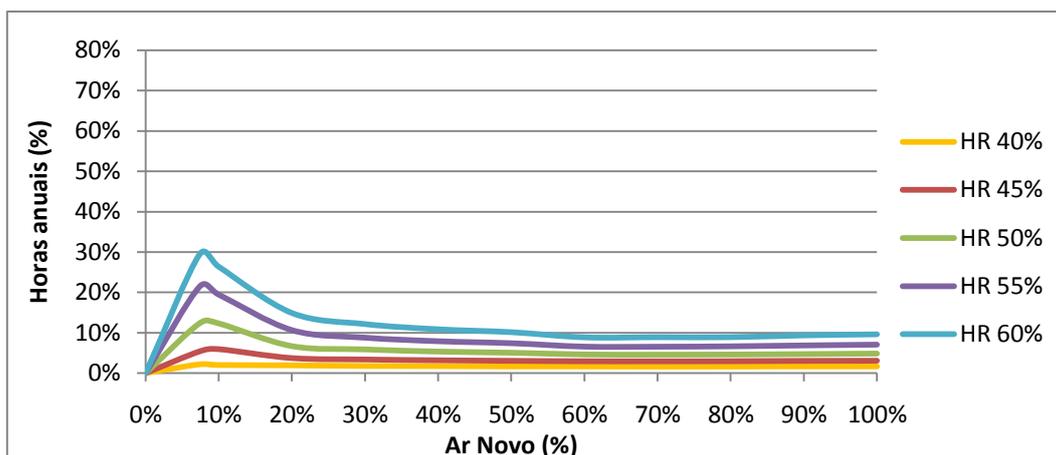


Gráfico 17.F - Frequência em regime de arrefecimento com humidificação por ano na Covilhã

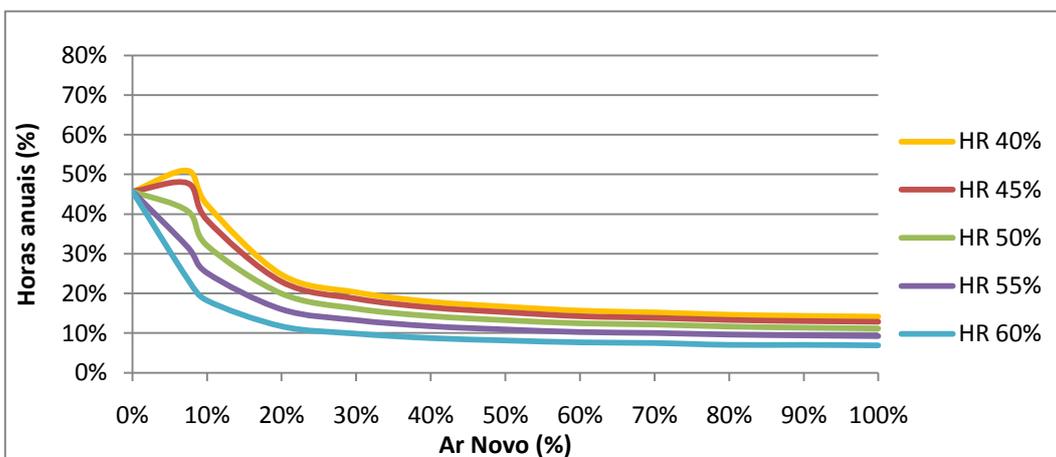


Gráfico 18.F - Frequência em regime de arrefecimento com desumidificação por ano na Covilhã

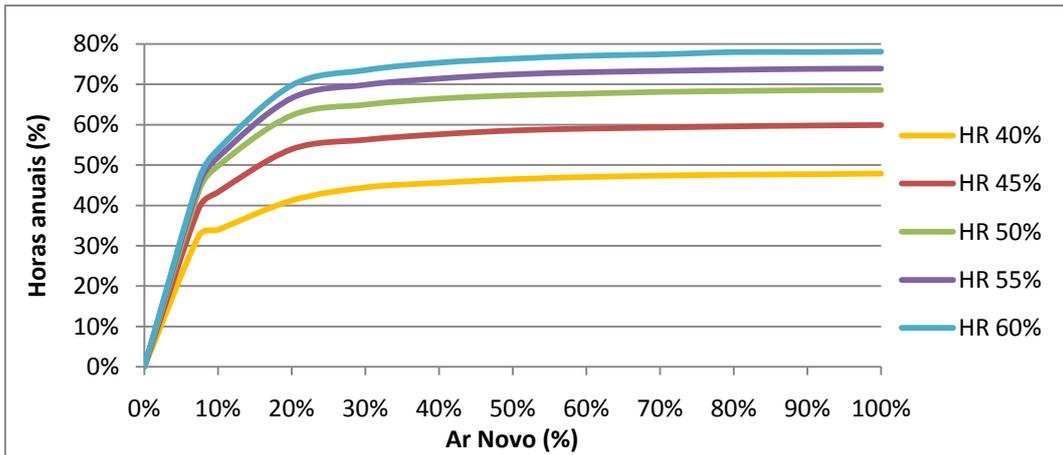


Gráfico 19.F - Frequência em regime de aquecimento com humidificação por ano na Covilhã

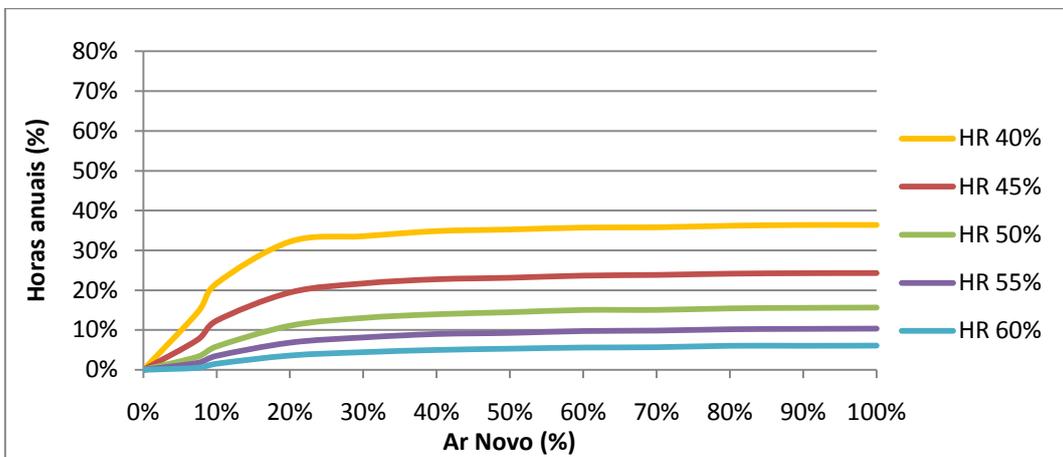


Gráfico 20.F - Frequência em regime de aquecimento com desumidificação por ano na Covilhã

ANEXO G - Consumos de energia primária da caldeira para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m³/h)

PORTO

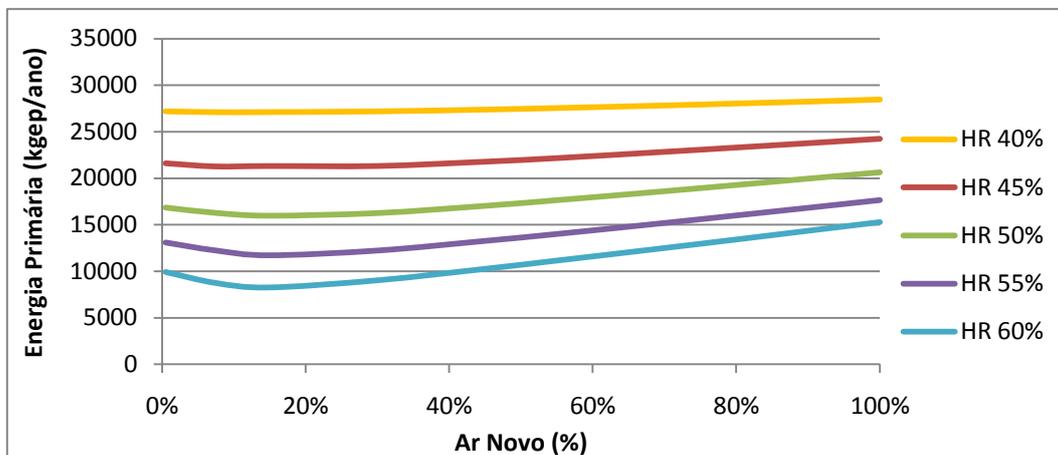


Gráfico 1.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 18°C no Porto em função do ar novo

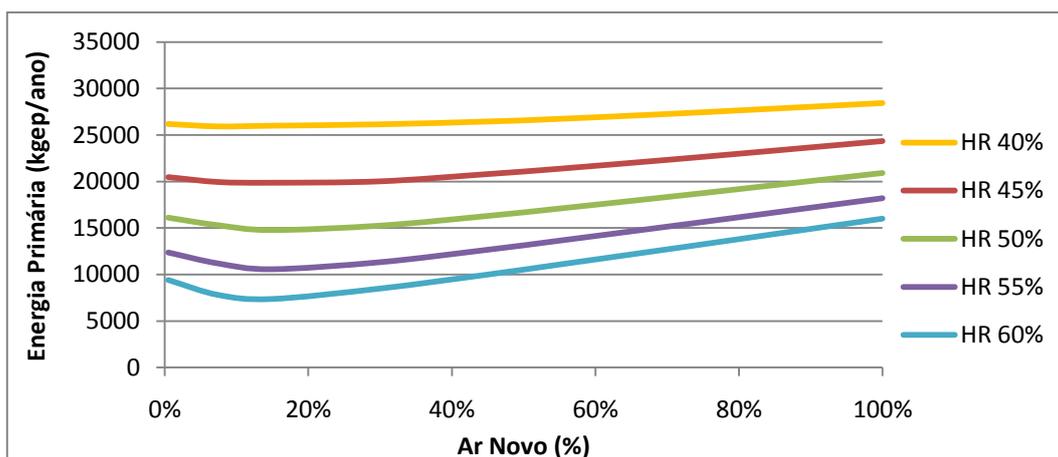


Gráfico 2.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 19°C no Porto em função do ar novo

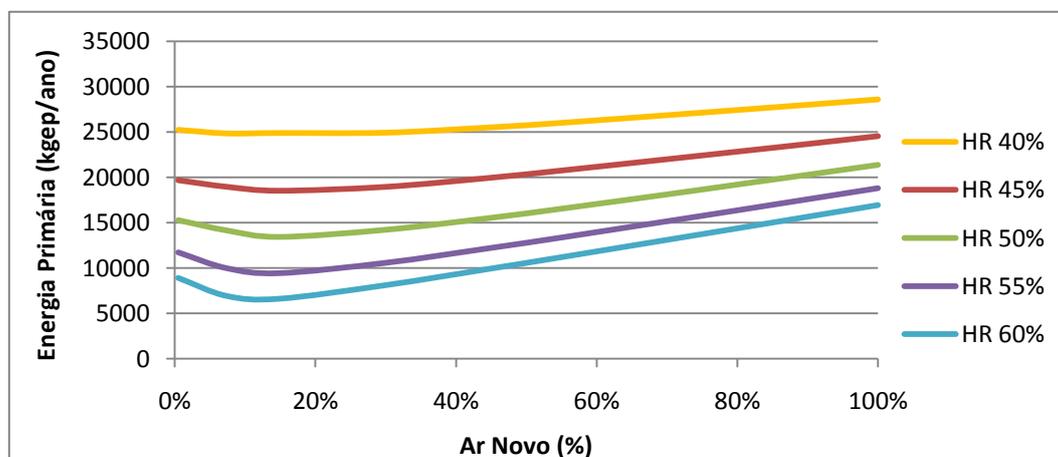


Gráfico 3.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 20°C no Porto em função do ar novo

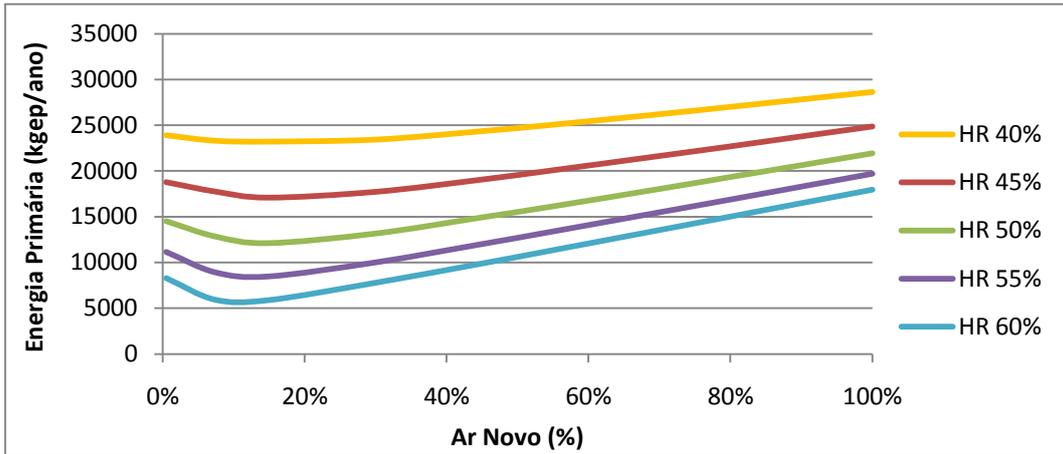


Gráfico 4.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 21°C no Porto em função do ar novo

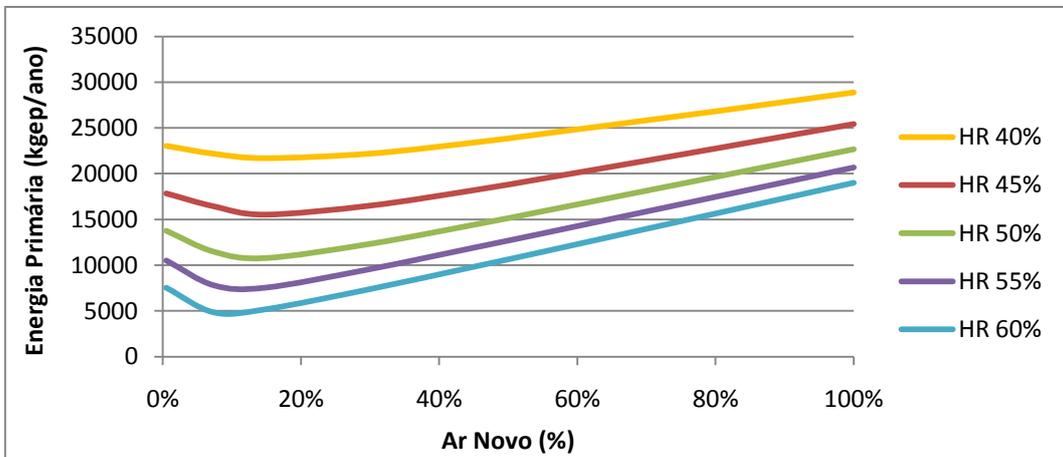


Gráfico 5.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 22°C no Porto em função do ar novo

LISBOA

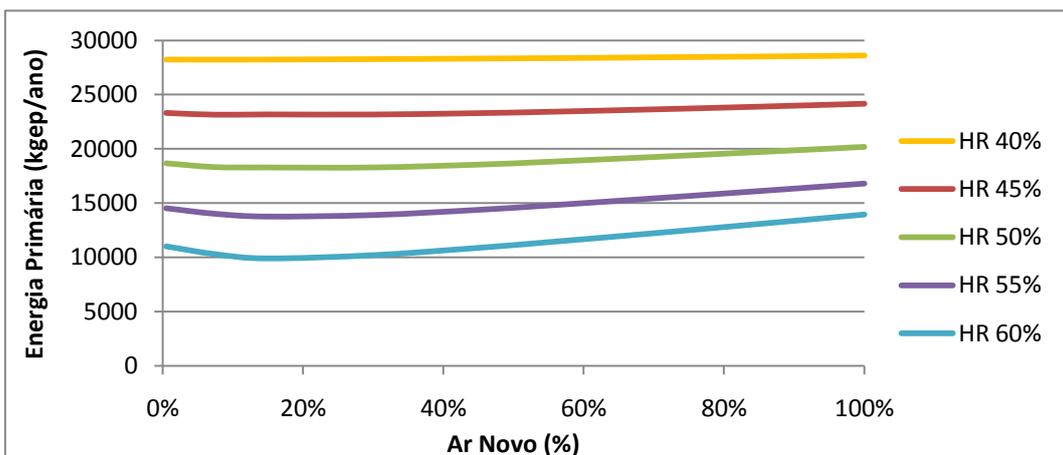


Gráfico 6.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 18°C em Lisboa em função do ar novo

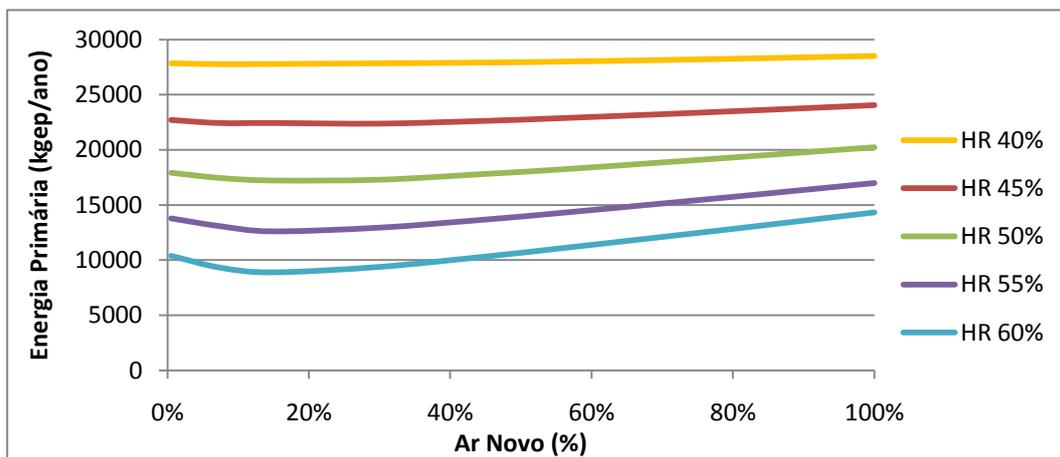


Gráfico 7.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 19°C em Lisboa em função do ar novo

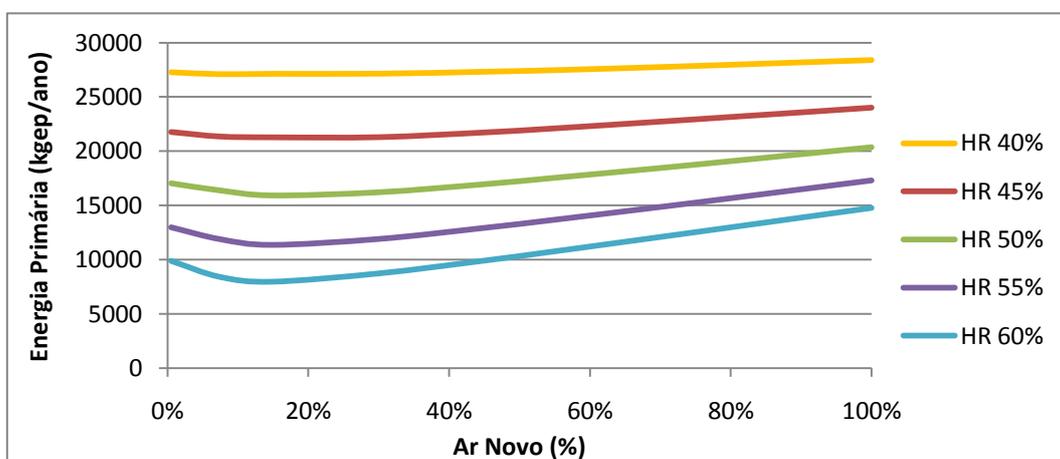


Gráfico 8.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 20°C em Lisboa em função do ar novo

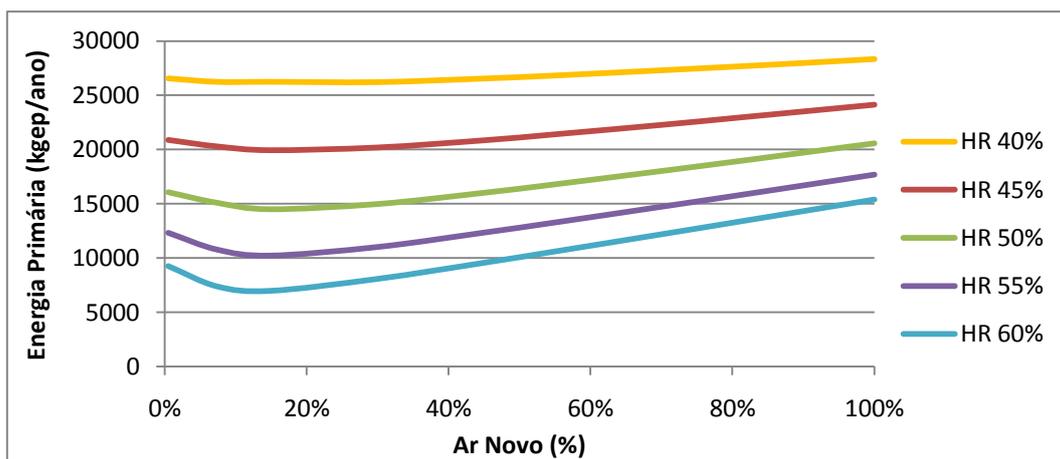


Gráfico 9.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 21°C em Lisboa em função do ar novo

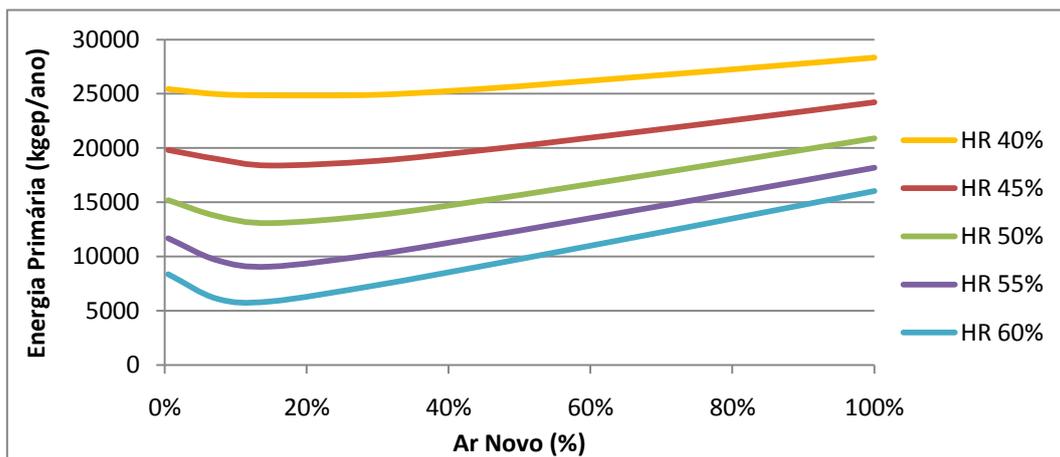


Gráfico 10.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 22°C em Lisboa em função do ar novo

FARO

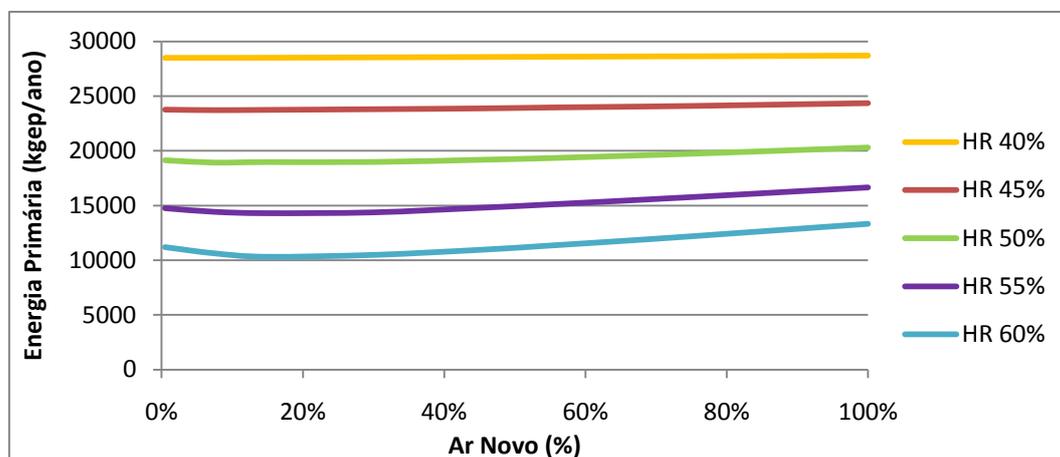


Gráfico 11.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 18°C em Faro em função do ar novo

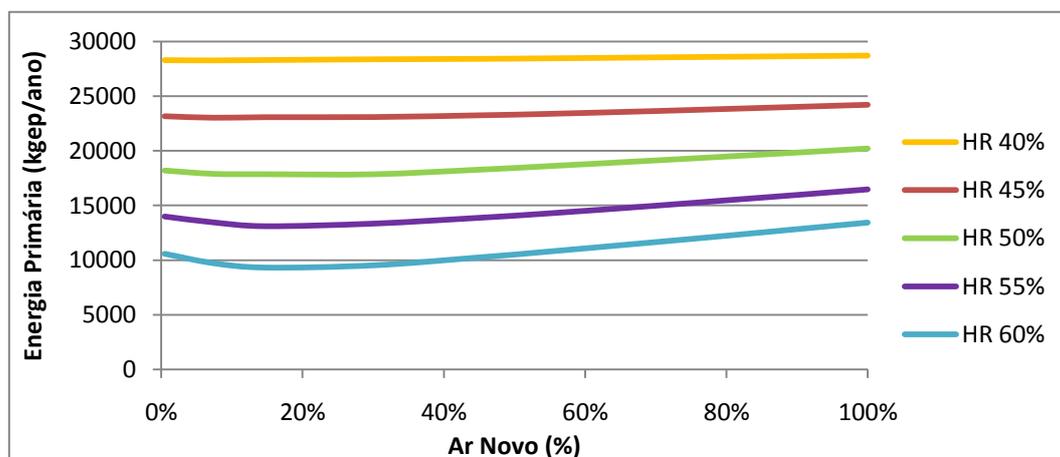


Gráfico 12.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 19°C em Faro em função do ar novo

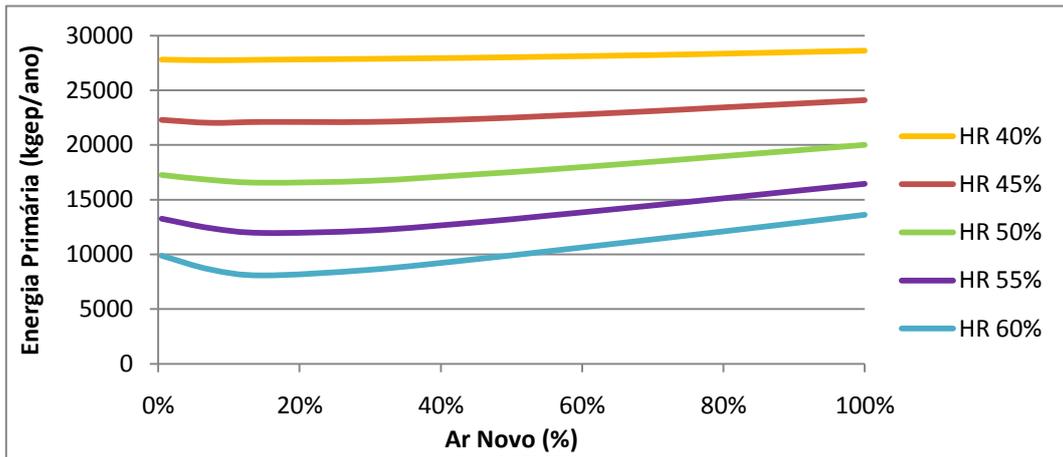


Gráfico 13.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 20°C em Faro em função do ar novo

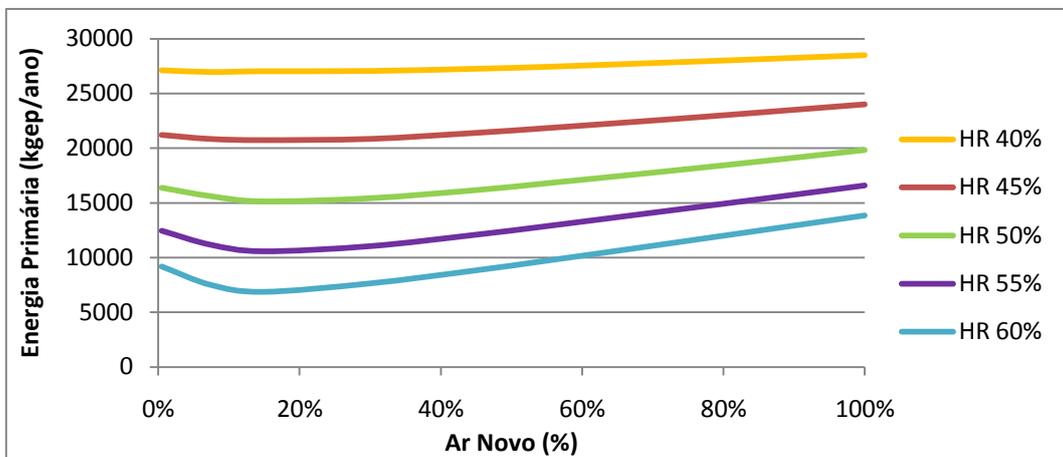


Gráfico 14.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 21°C em Faro em função do ar novo

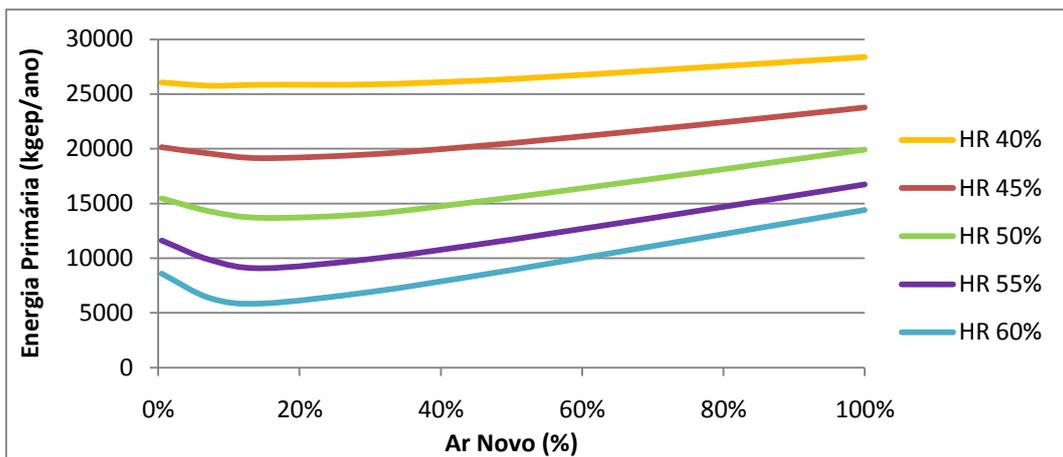


Gráfico 15.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 22°C em Faro em função do ar novo

BEJA

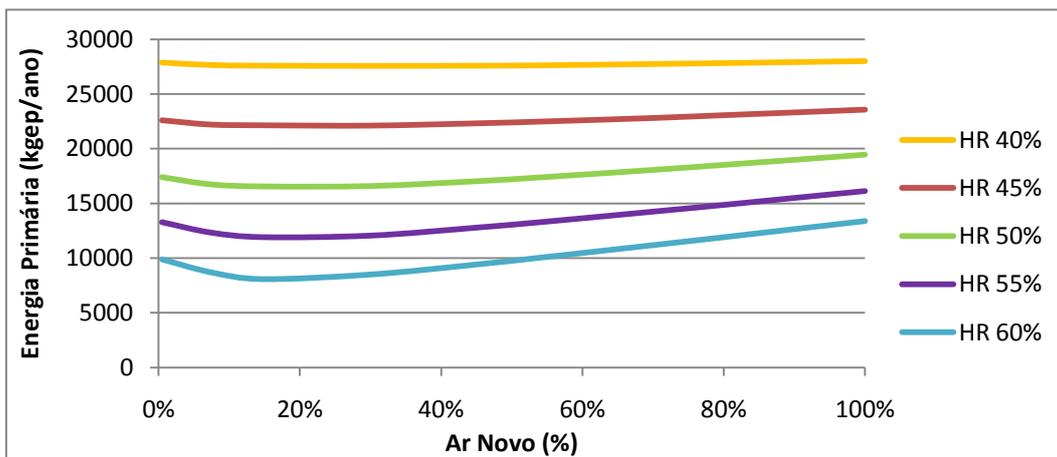


Gráfico 16.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 18°C em Beja em função do ar novo

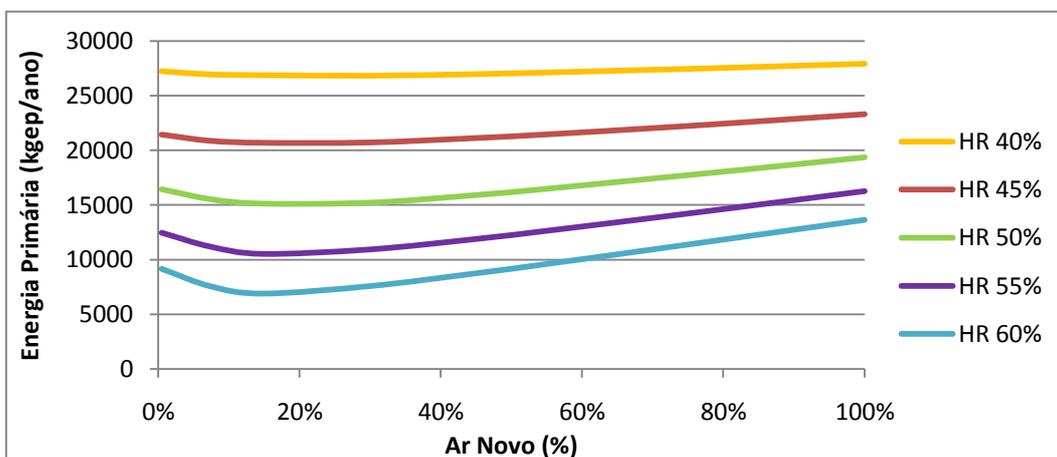


Gráfico 17.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 19°C em Beja em função do ar novo

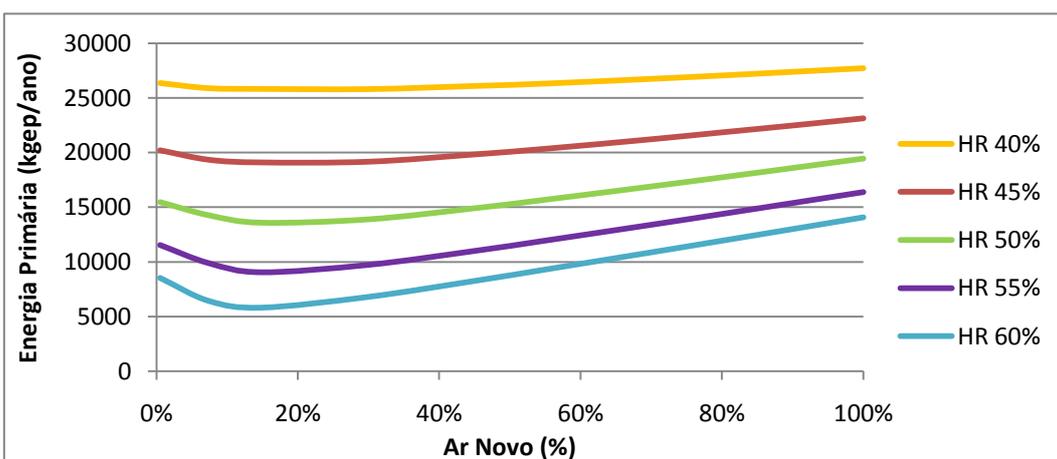


Gráfico 18.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 20°C em Beja em função do ar novo

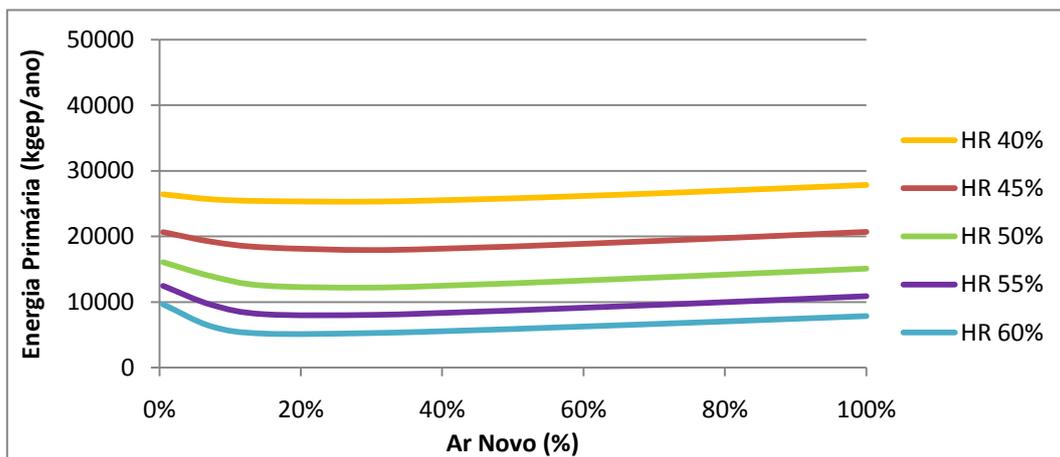


Gráfico 19.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 21°C em Beja em função do ar novo

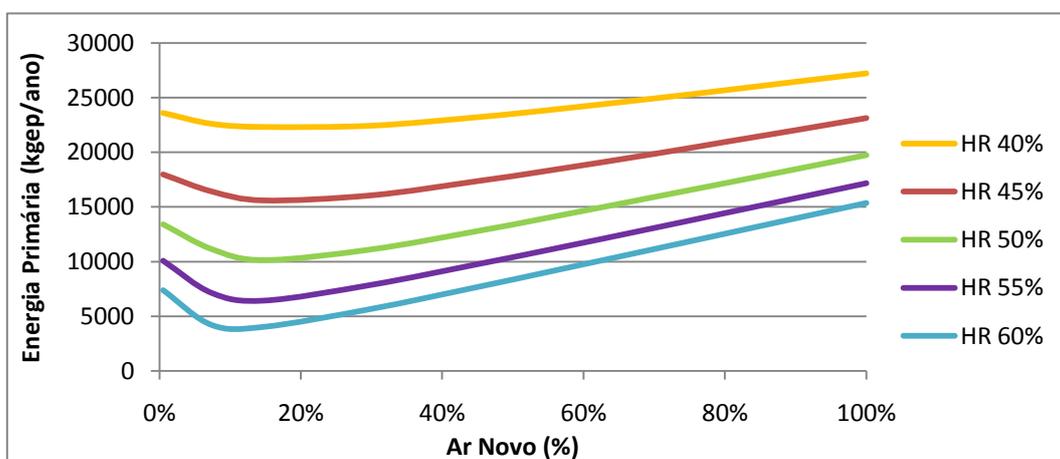


Gráfico 20.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 22°C em Beja em função do ar novo

Angra do Heroísmo

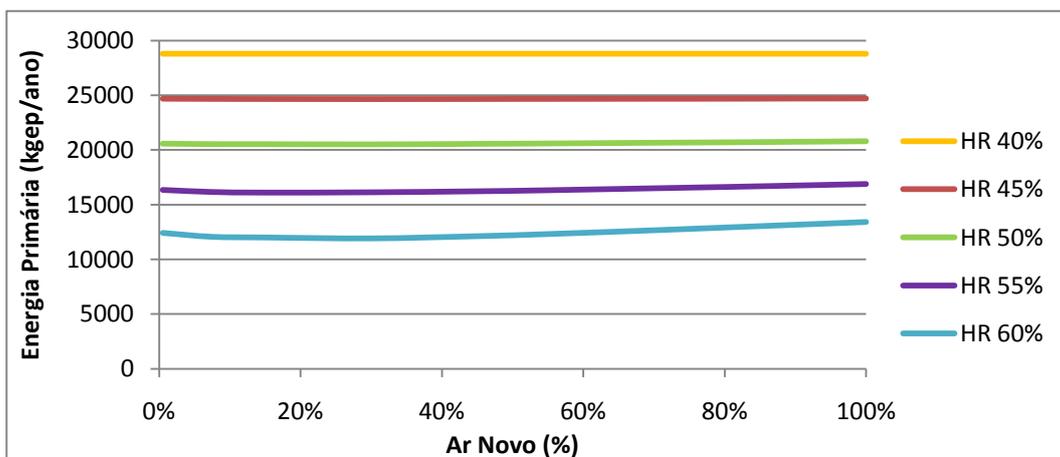


Gráfico 21.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 18°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

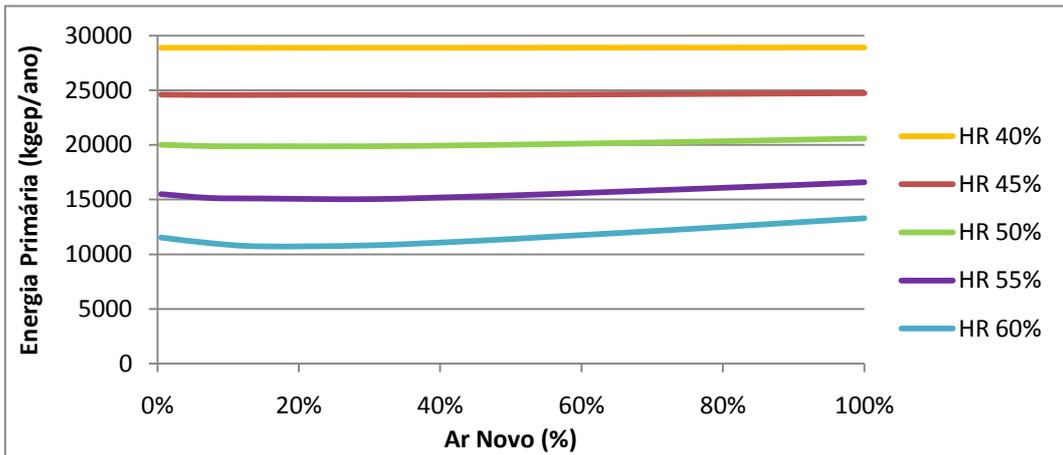


Gráfico 22.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 19°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

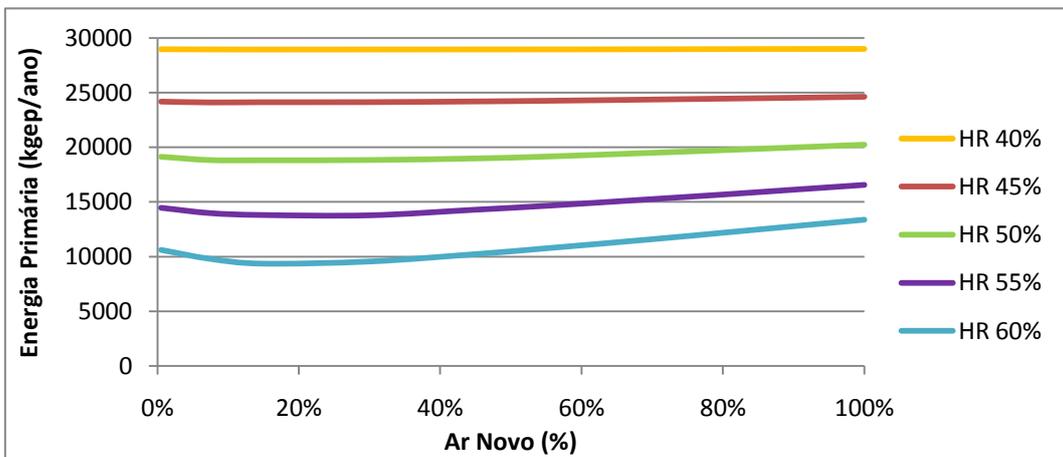


Gráfico 23.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 20°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

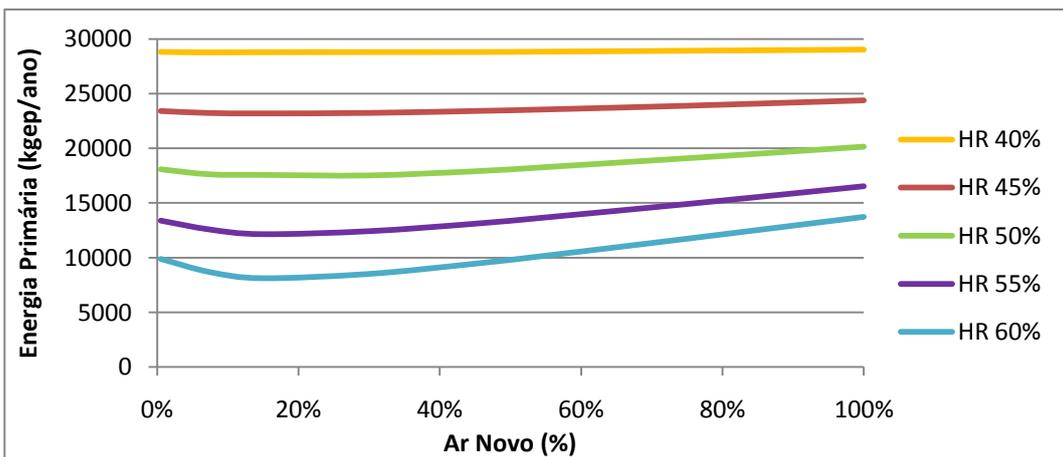


Gráfico 24.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 21°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

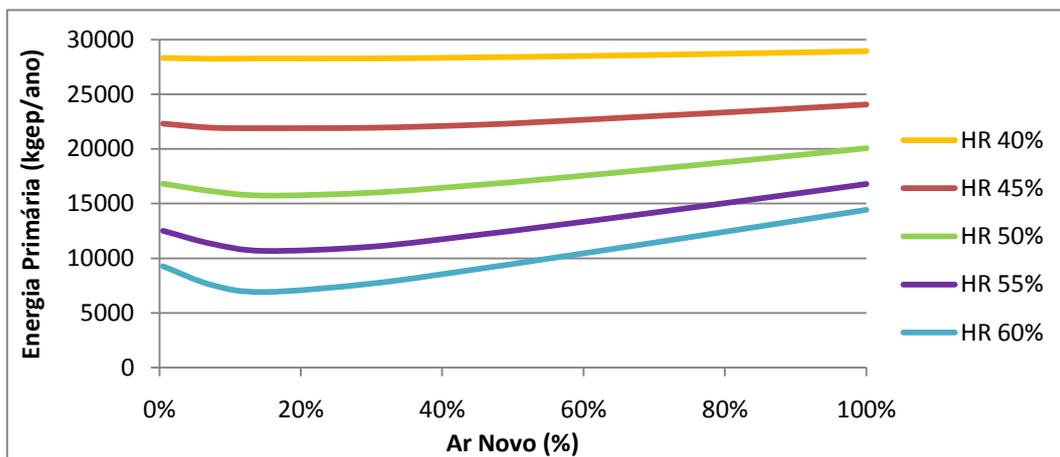


Gráfico 25.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 22°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

Covilhã

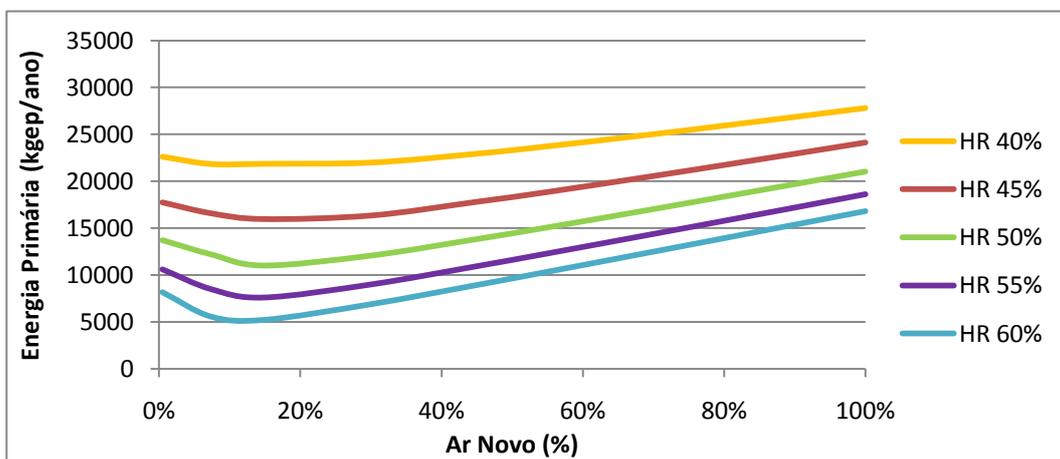


Gráfico 26.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 18°C na Covilhã em função do ar novo

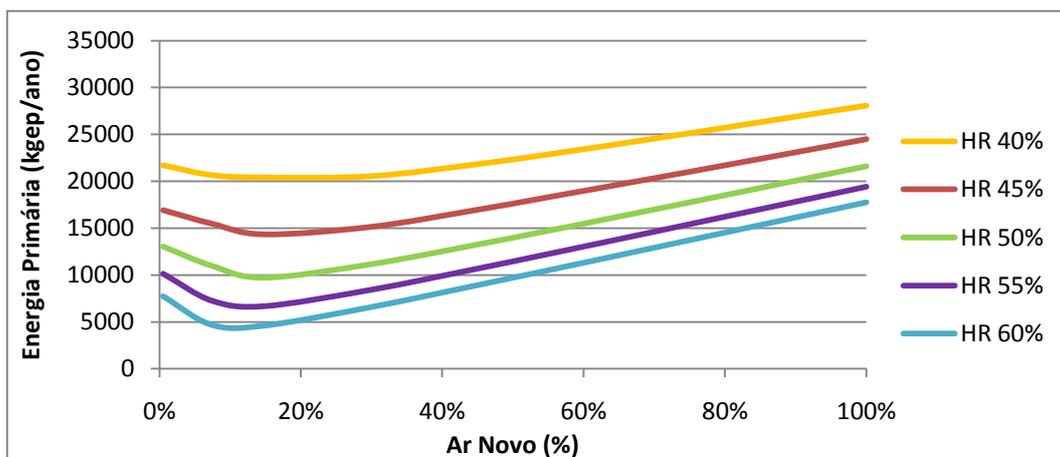


Gráfico 27.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 19°C na Covilhã em função do ar novo

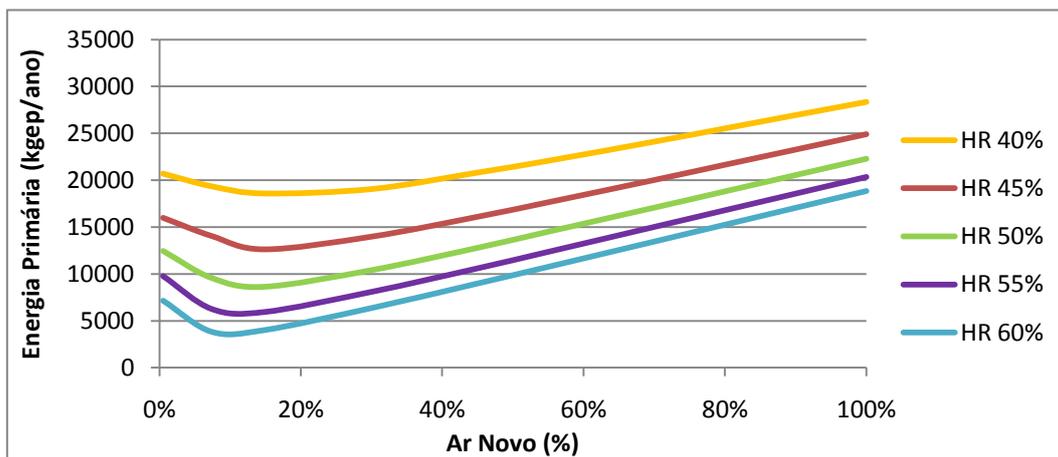


Gráfico 28.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 20°C na Covilhã em função do ar novo

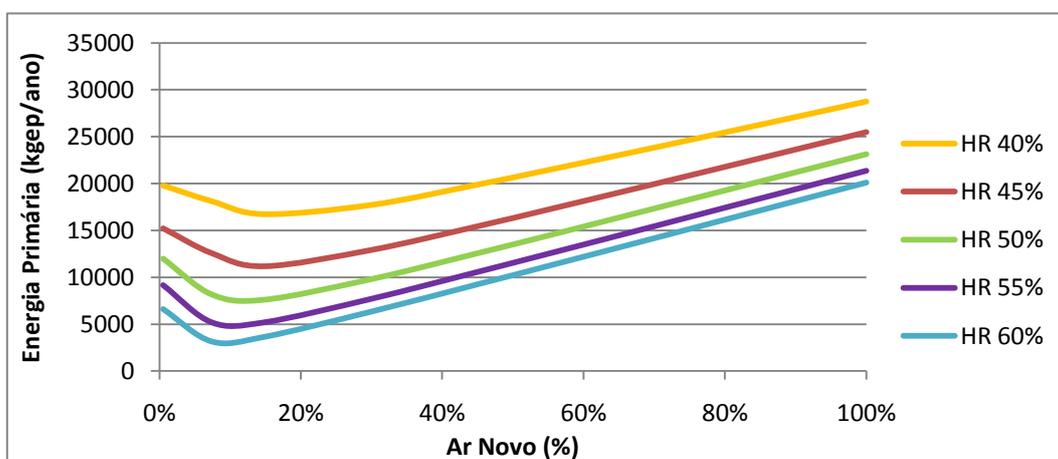


Gráfico 29.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 21°C na Covilhã em função do ar novo

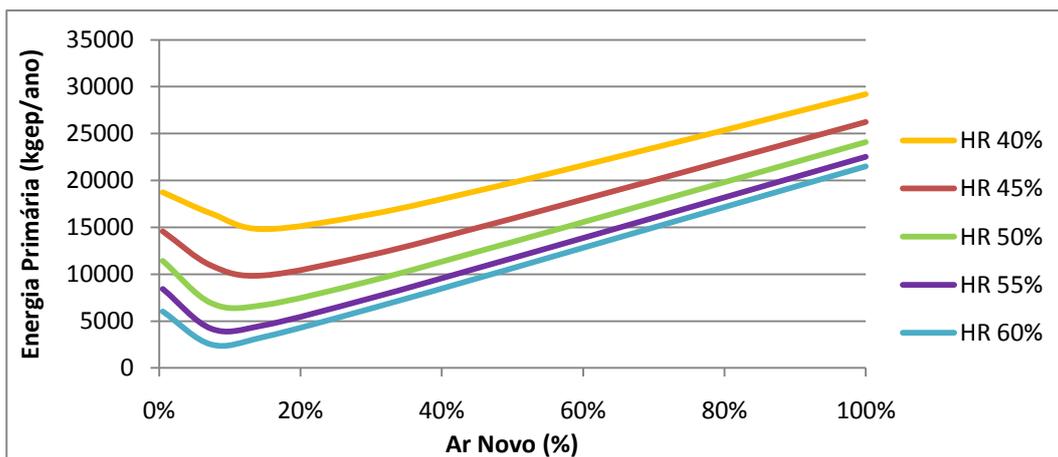


Gráfico 30.G - Consumo energético da caldeira para uma temperatura interior de 22°C na Covilhã em função do ar novo

ANEXO H - Consumos de vapor no humidificador para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m³/h)

PORTO

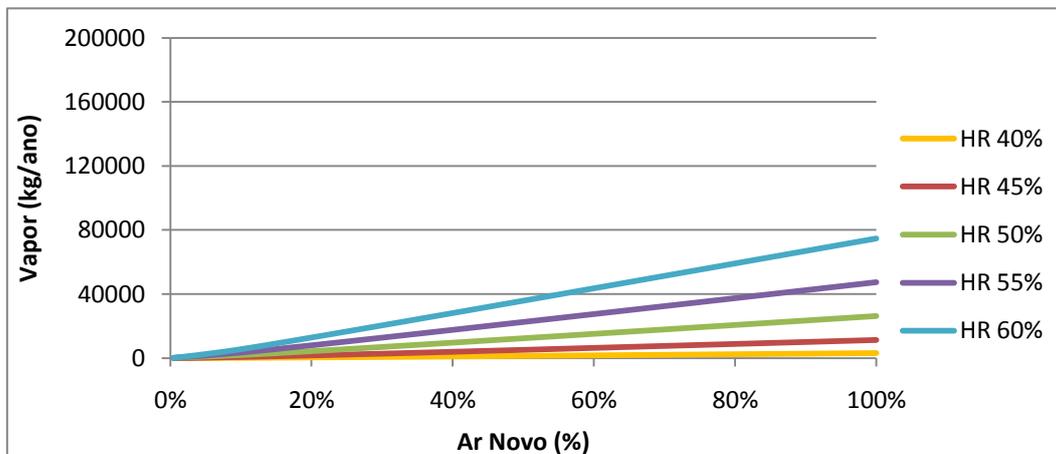


Gráfico 1.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 18°C no Porto em função do ar novo

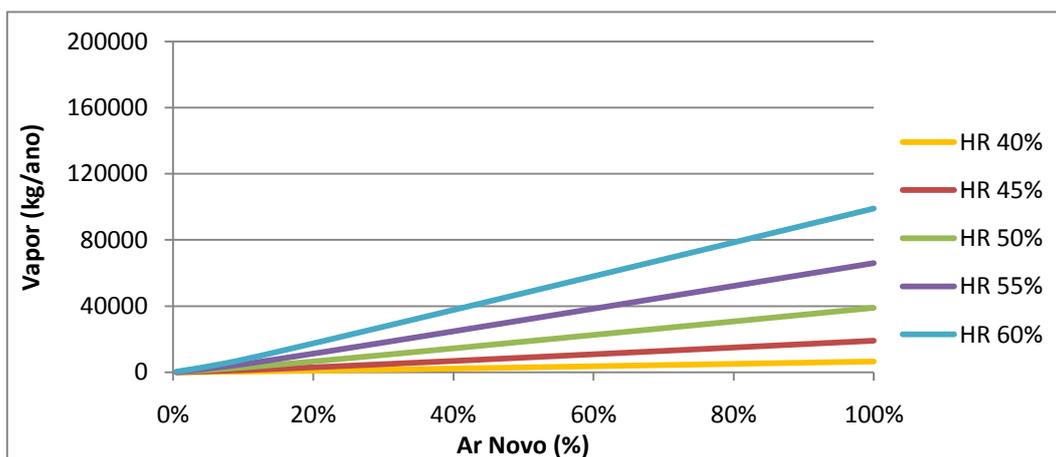


Gráfico 2.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 19°C no Porto em função do ar novo

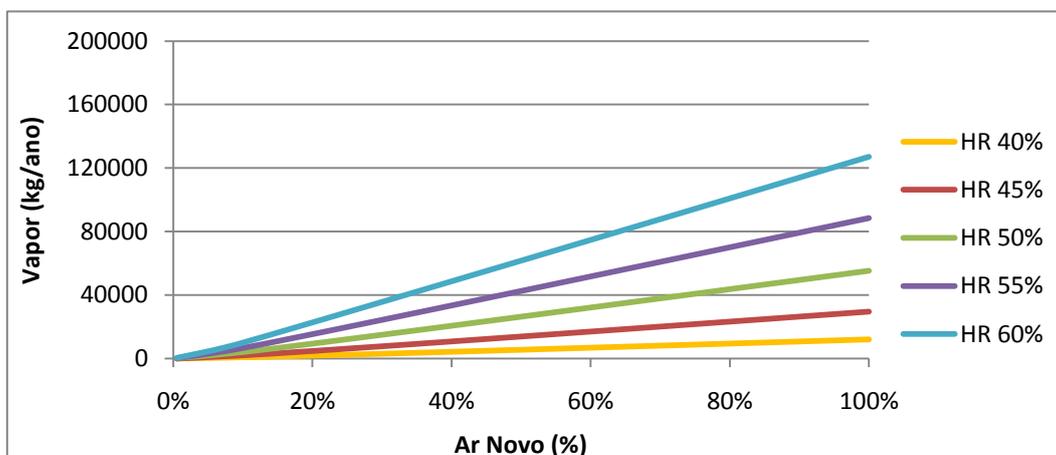


Gráfico 3.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 20°C no Porto em função do ar novo

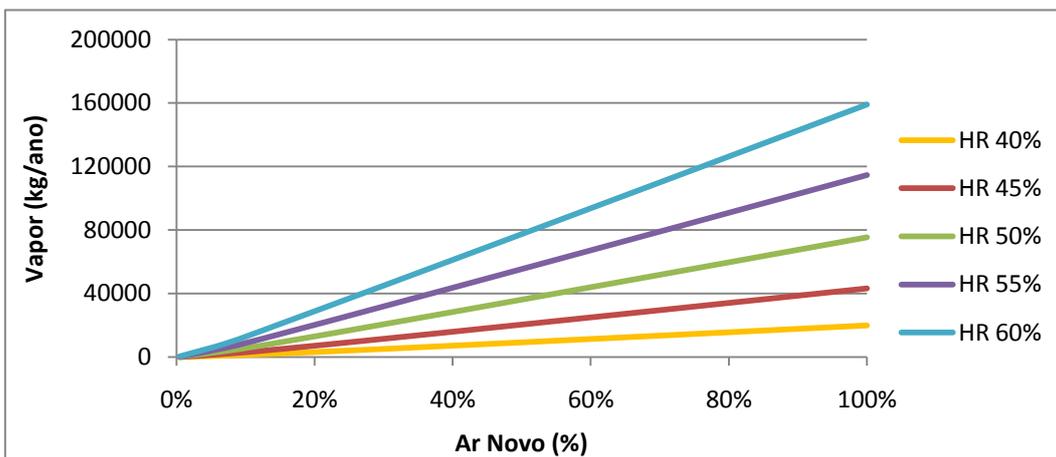


Gráfico 4.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 21°C no Porto em função do ar novo

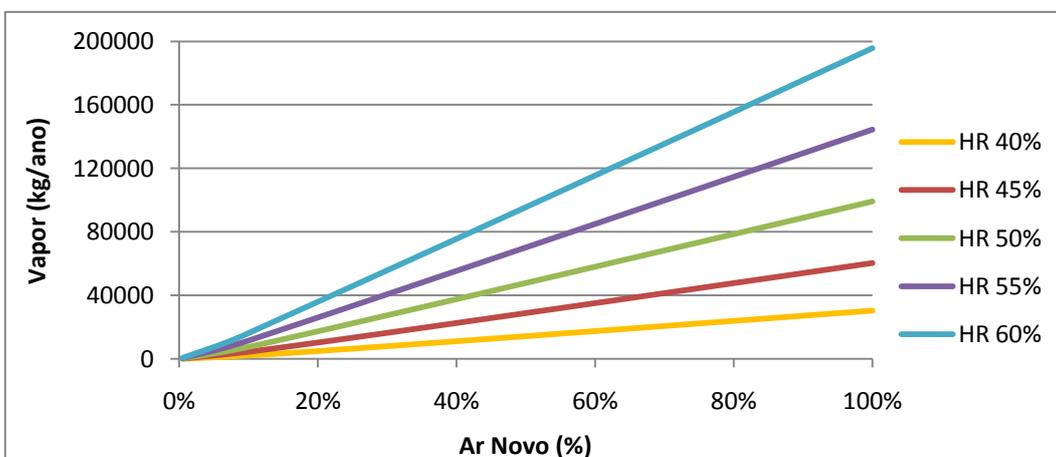


Gráfico 5.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 22°C no Porto em função do ar novo

LISBOA

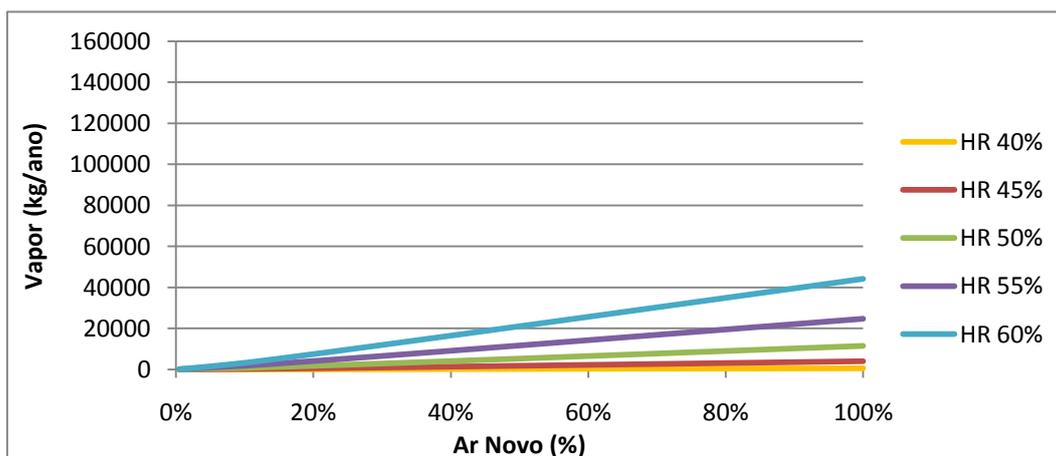


Gráfico 6.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Lisboa em função do ar novo

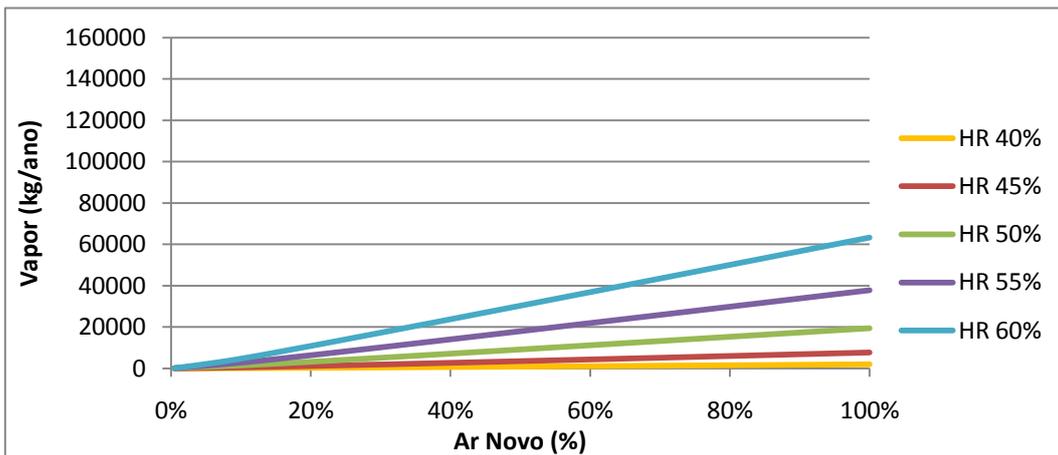


Gráfico 7.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Lisboa em função do ar novo

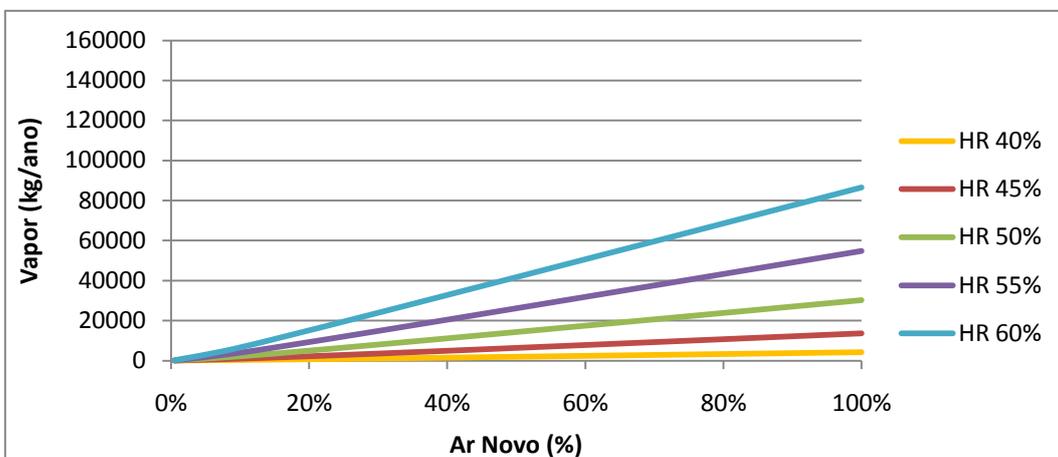


Gráfico 8.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Lisboa em função do ar novo

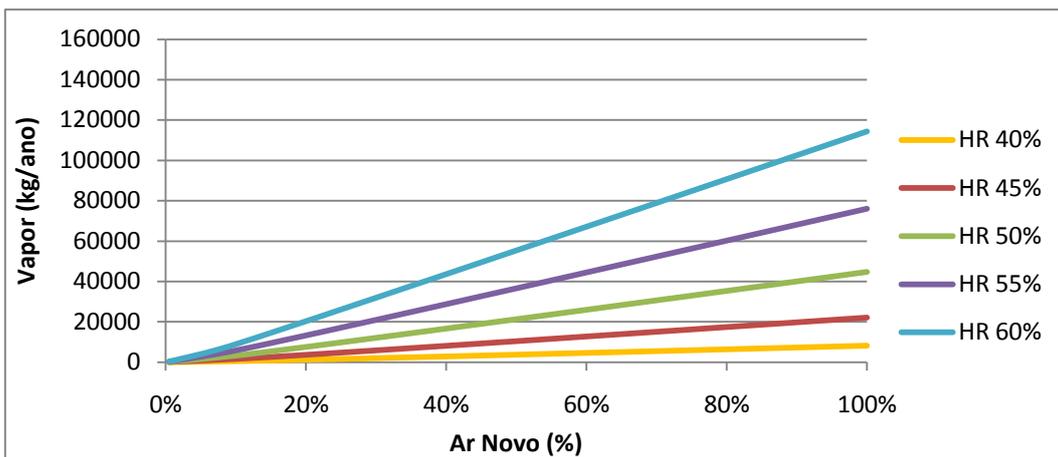


Gráfico 9.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Lisboa em função do ar novo

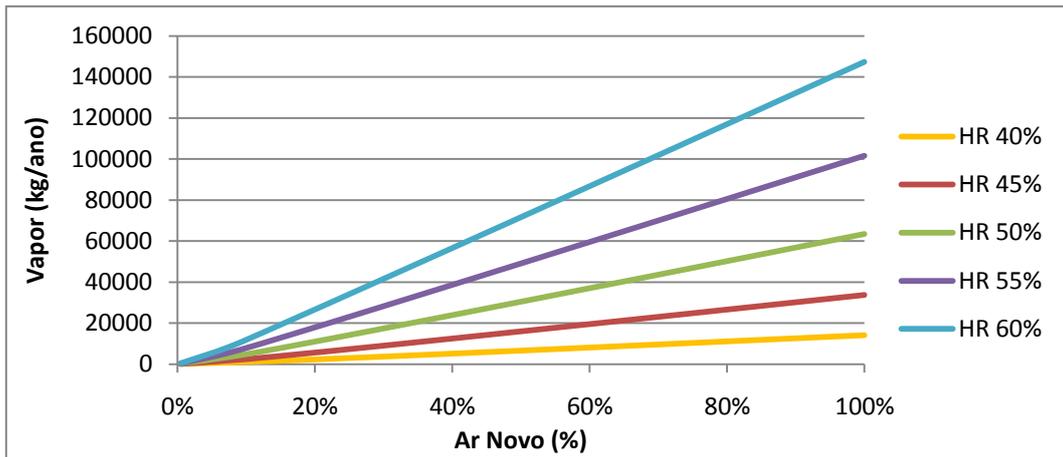


Gráfico 10.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Lisboa em função do ar novo

FARO

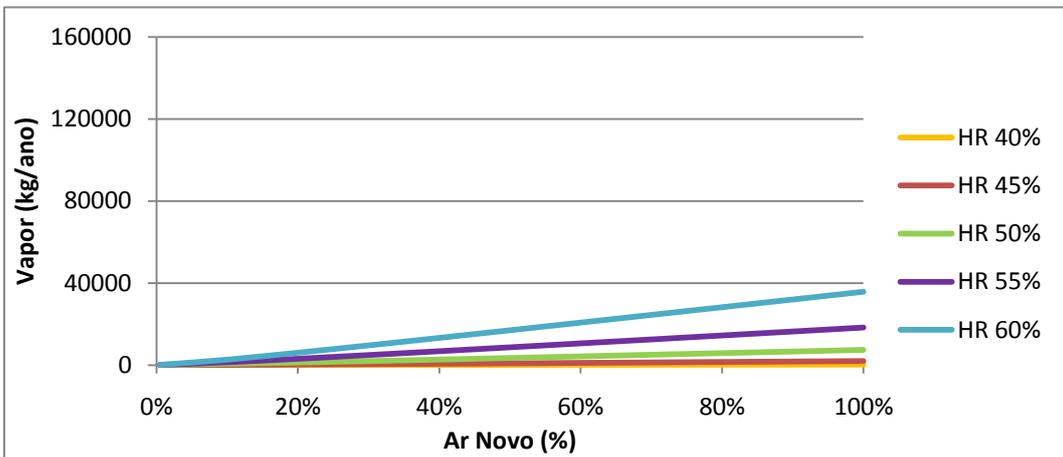


Gráfico 11.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Faro em função do ar novo

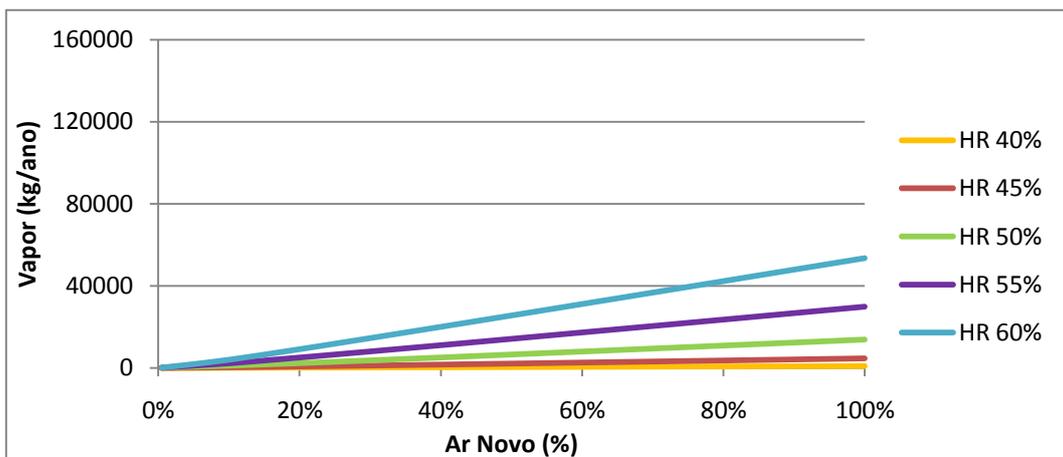


Gráfico 12.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Faro em função do ar novo

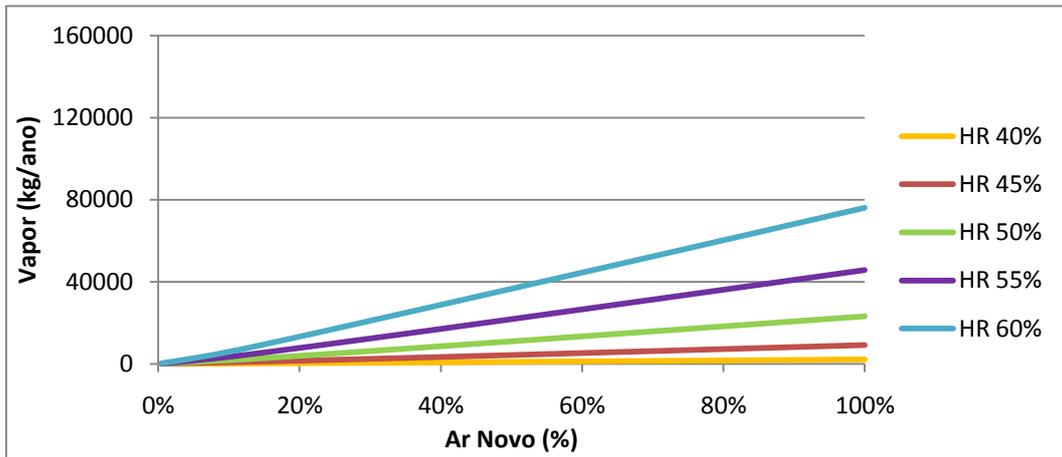


Gráfico 13.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Faro em função do ar novo

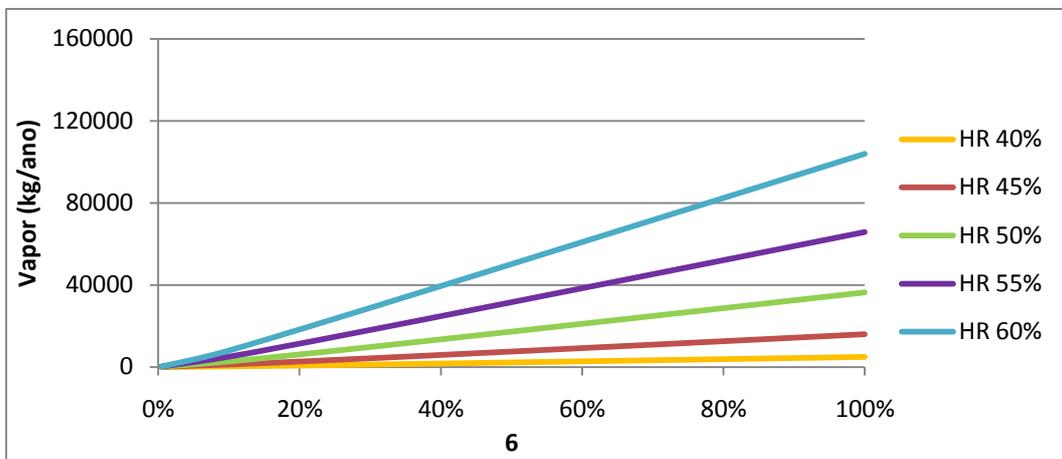


Gráfico 14.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Faro em função do ar novo

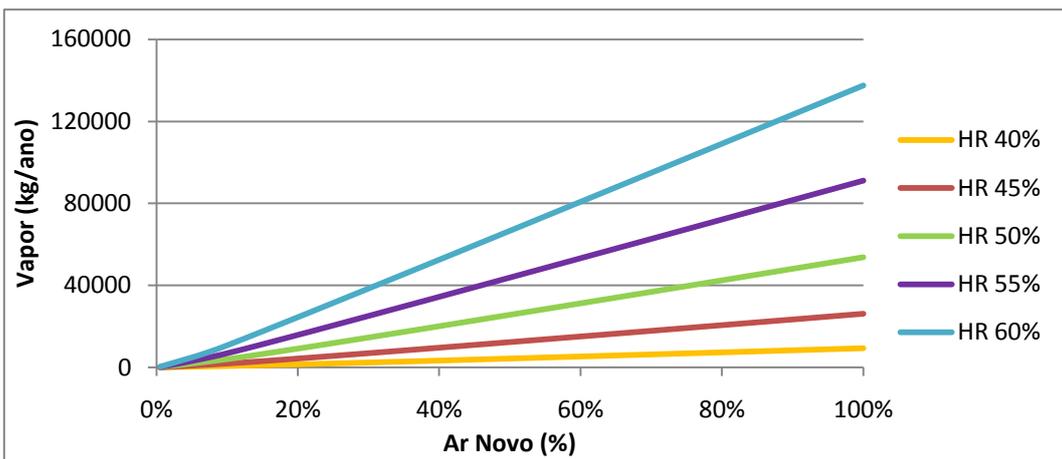


Gráfico 15.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Faro em função do ar novo

BEJA

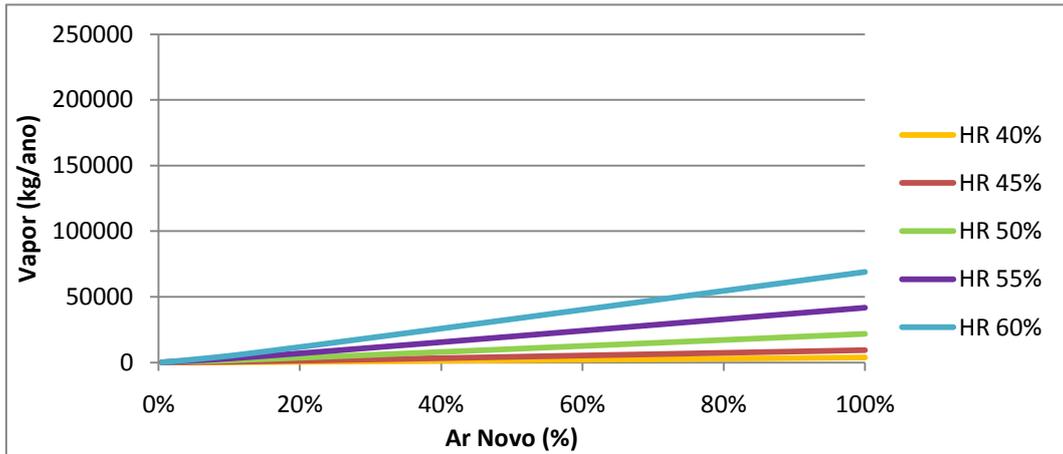


Gráfico 16.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Beja em função do ar novo

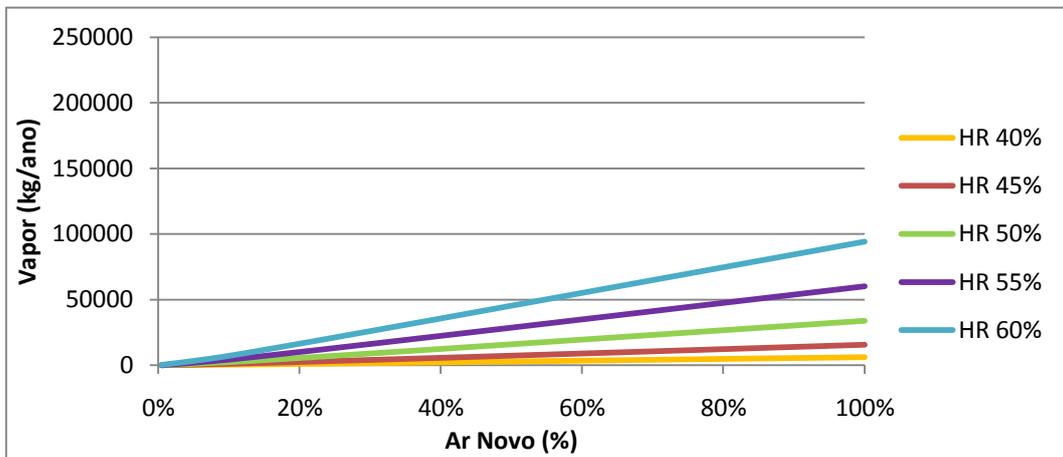


Gráfico 17.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Beja em função do ar novo

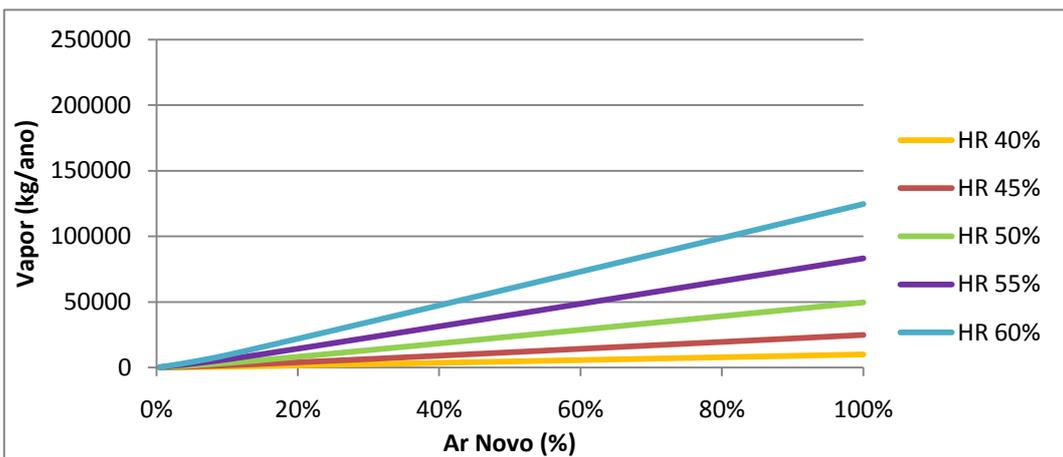


Gráfico 18.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Beja em função do ar novo

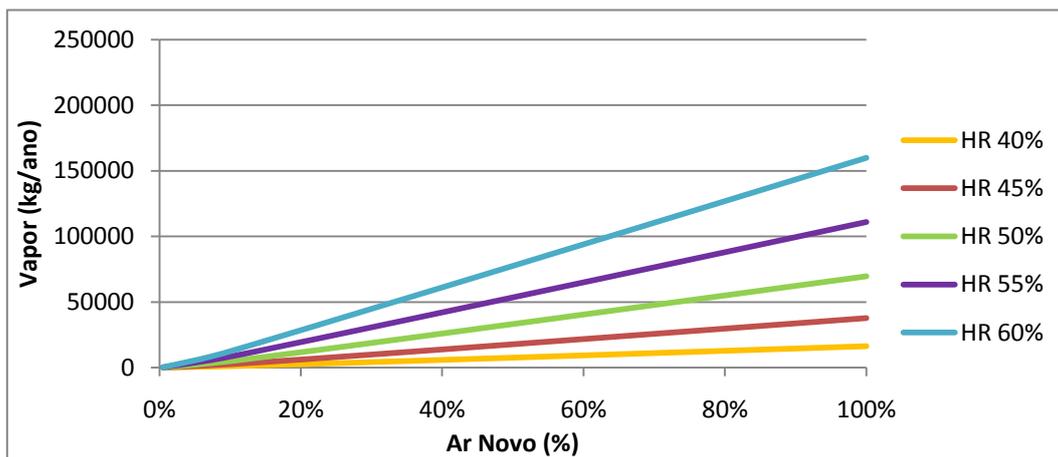


Gráfico 19.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Beja em função do ar novo

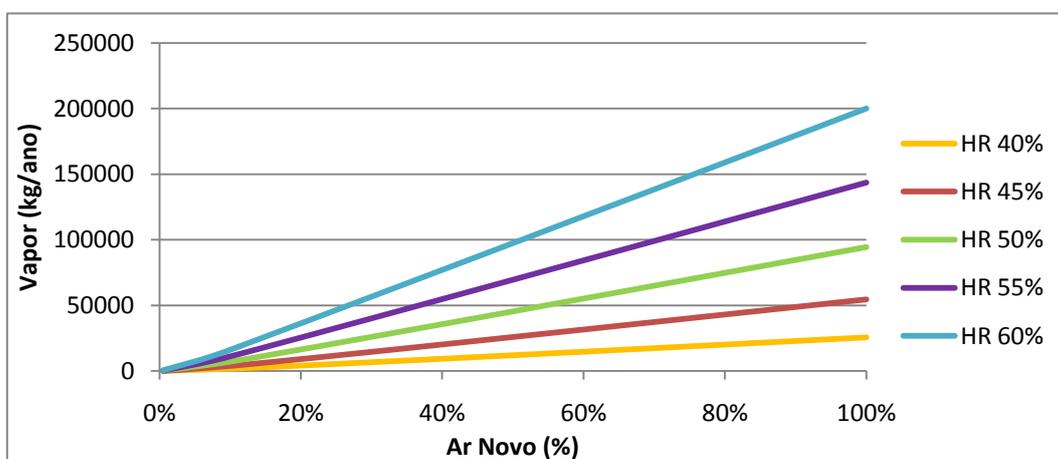


Gráfico 20.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Beja em função do ar novo

Angra do Heroísmo

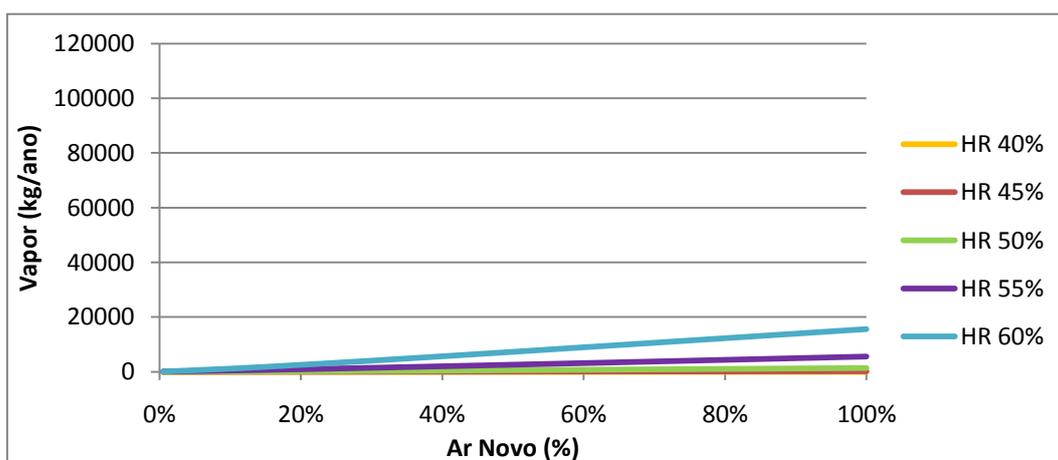


Gráfico 21.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

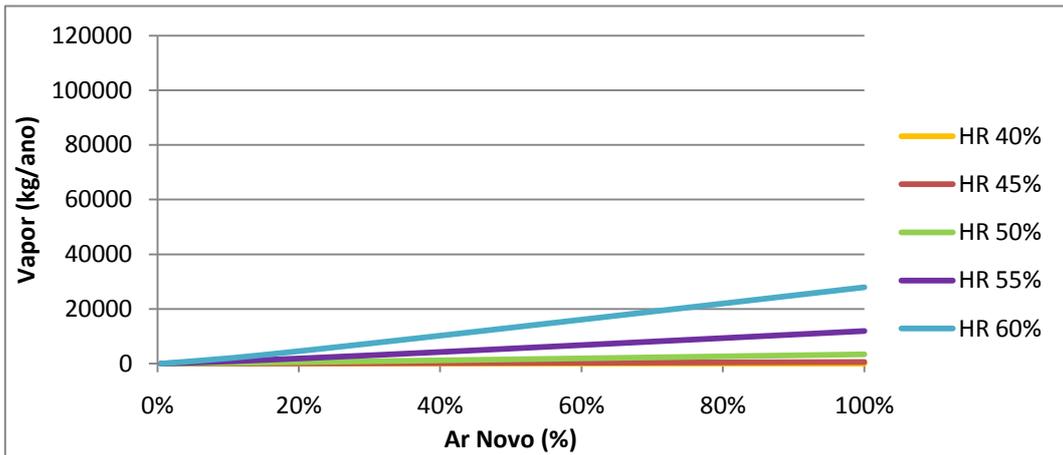


Gráfico 22.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

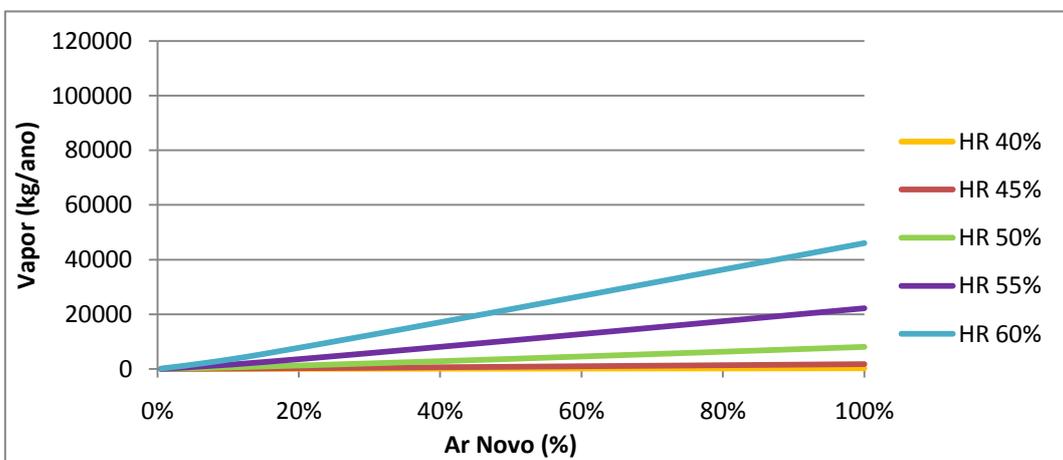


Gráfico 23.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

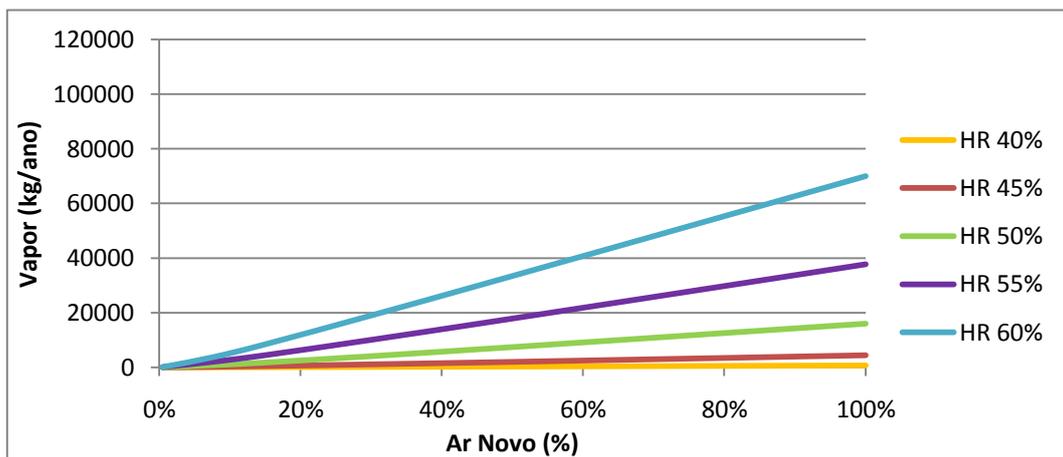


Gráfico 24.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

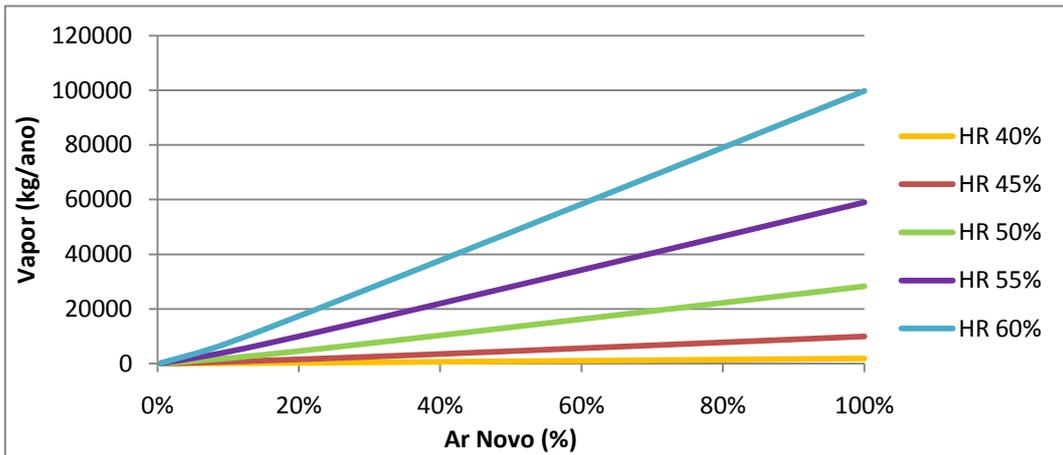


Gráfico 25.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

Covilhã

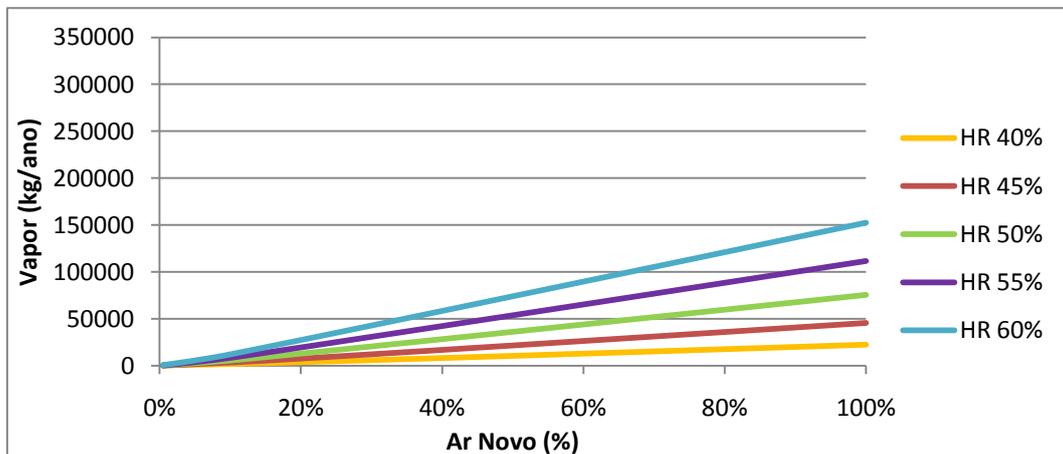


Gráfico 26.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 18°C na Covilhã em função do ar novo

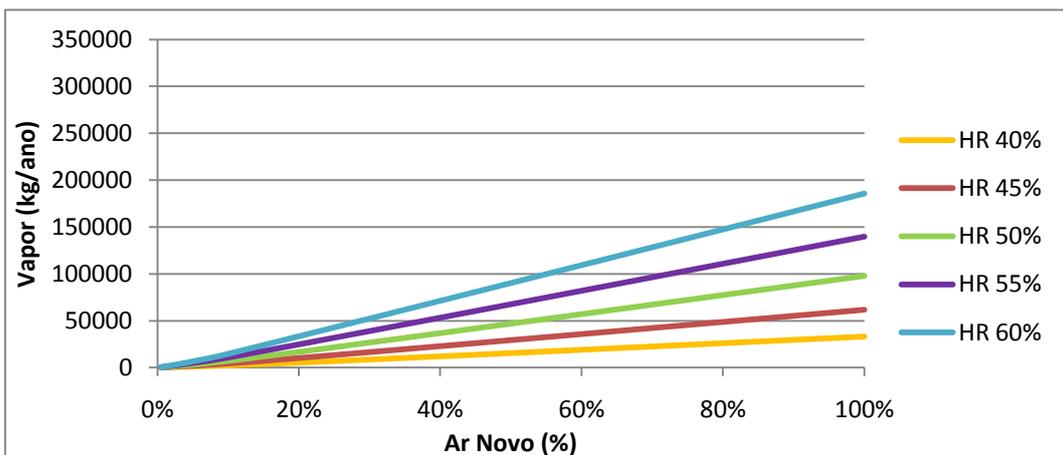


Gráfico 27.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 19°C na Covilhã em função do ar novo

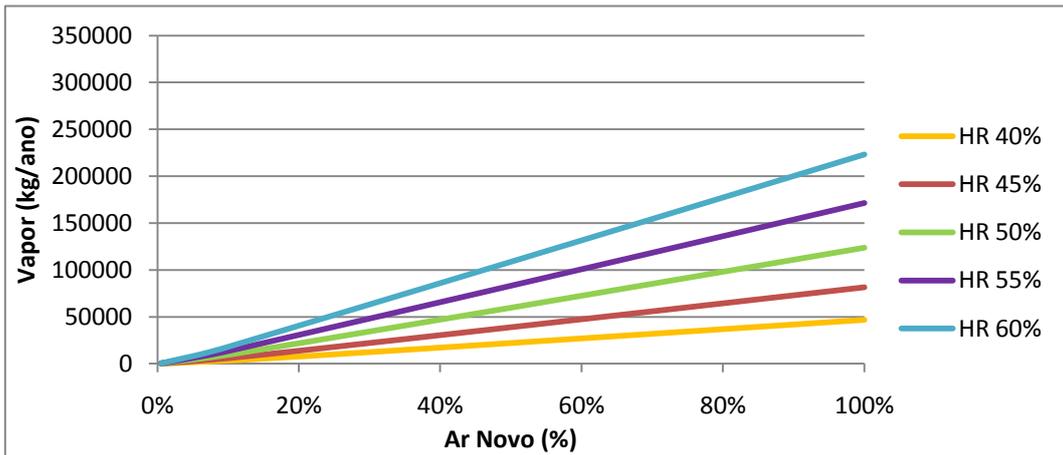


Gráfico 28.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 20°C na Covilhã em função do ar novo

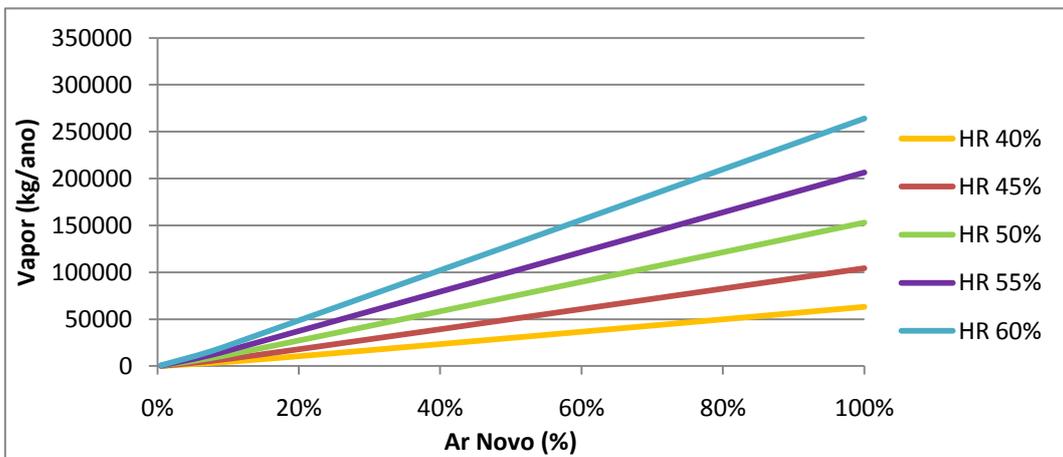


Gráfico 29.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 21°C na Covilhã em função do ar novo

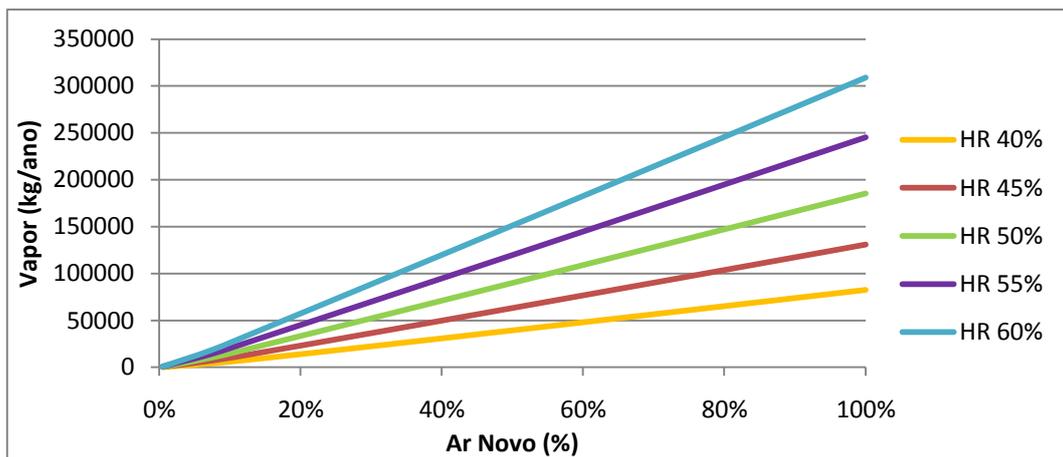


Gráfico 30.H - Consumo de vapor no humidificador para uma temperatura interior de 22°C na Covilhã em função do ar novo

ANEXO I - Consumos de energia primária do chiller para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m³/h)

PORTO

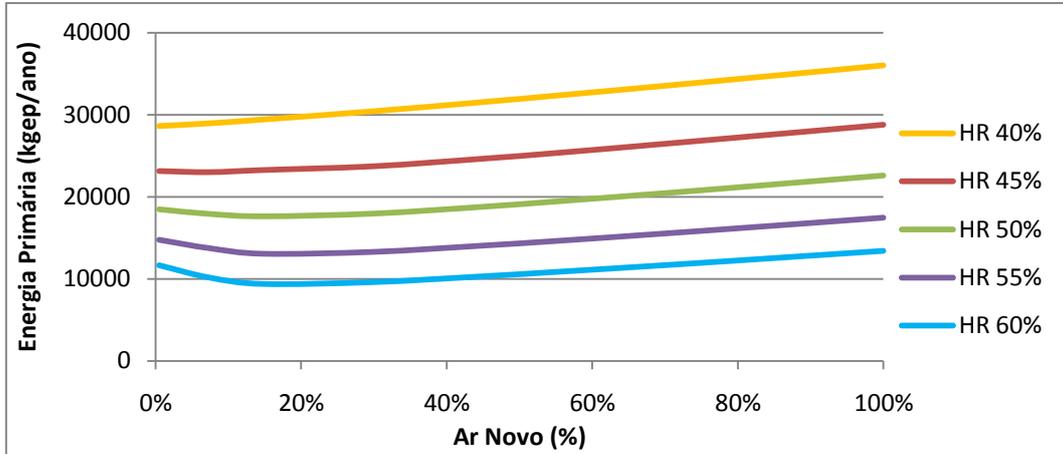


Gráfico 1.1 - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 18°C no Porto em função do ar novo

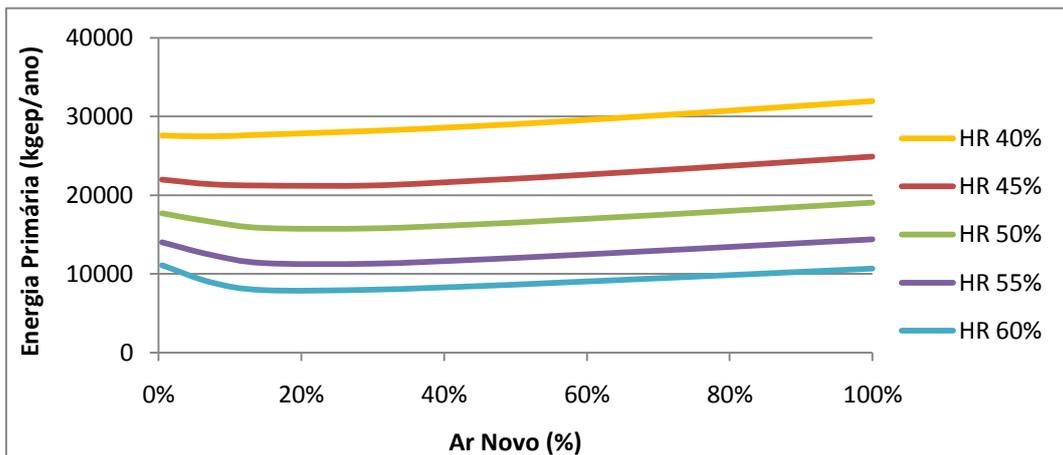


Gráfico 2.1 - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 19°C no Porto em função do ar novo

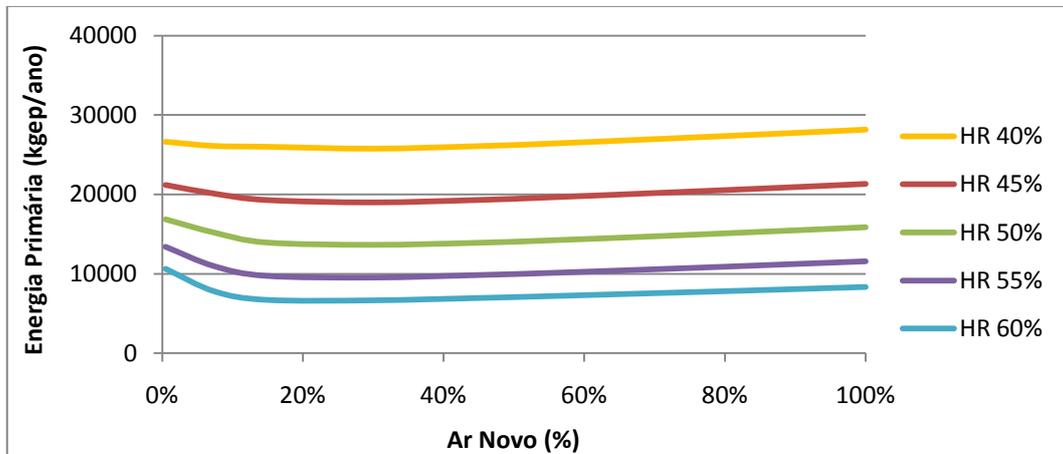


Gráfico 3.1 - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 20°C no Porto em função do ar novo

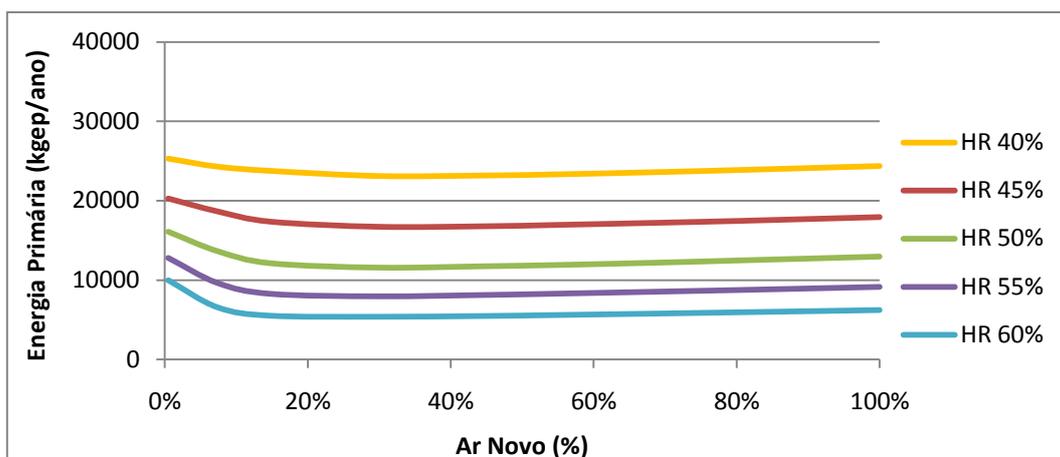


Gráfico 4.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 21°C no Porto em função do ar novo

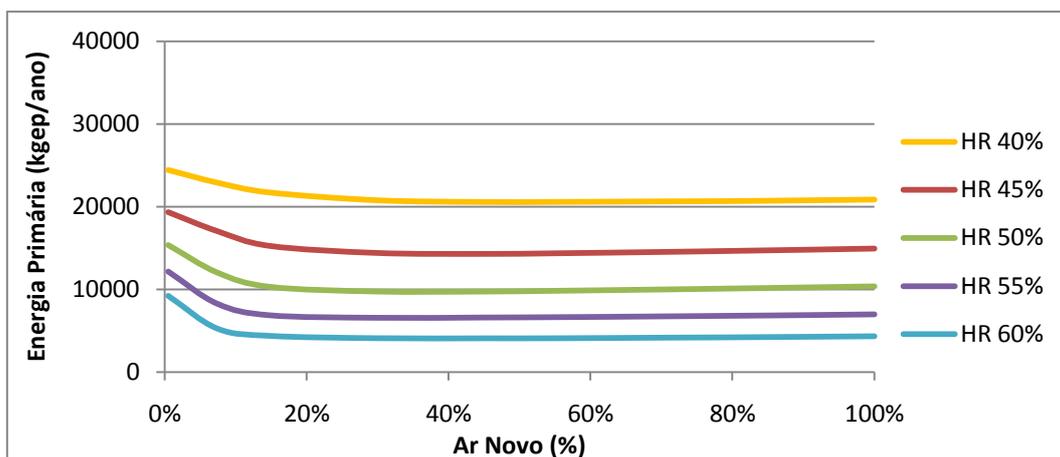


Gráfico 5.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 22°C no Porto em função do ar novo

LISBOA

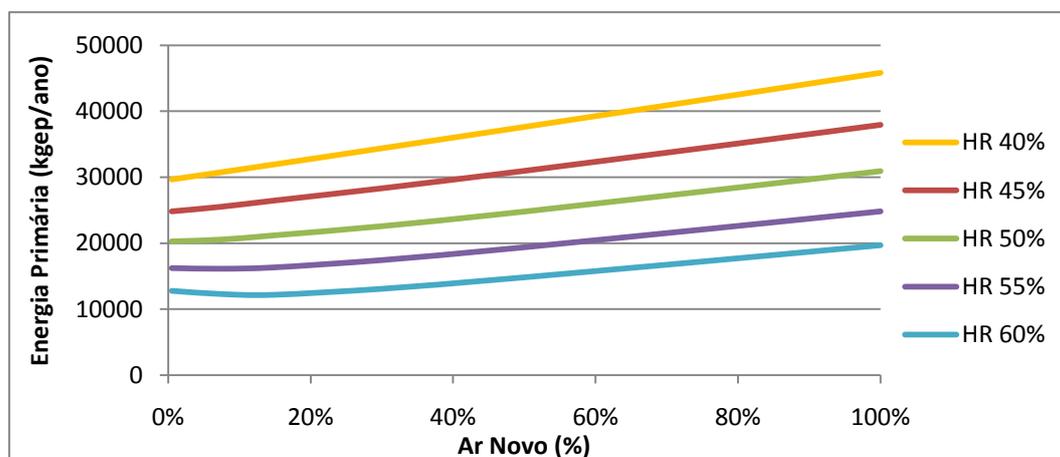


Gráfico 6.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 18°C em Lisboa em função do ar novo

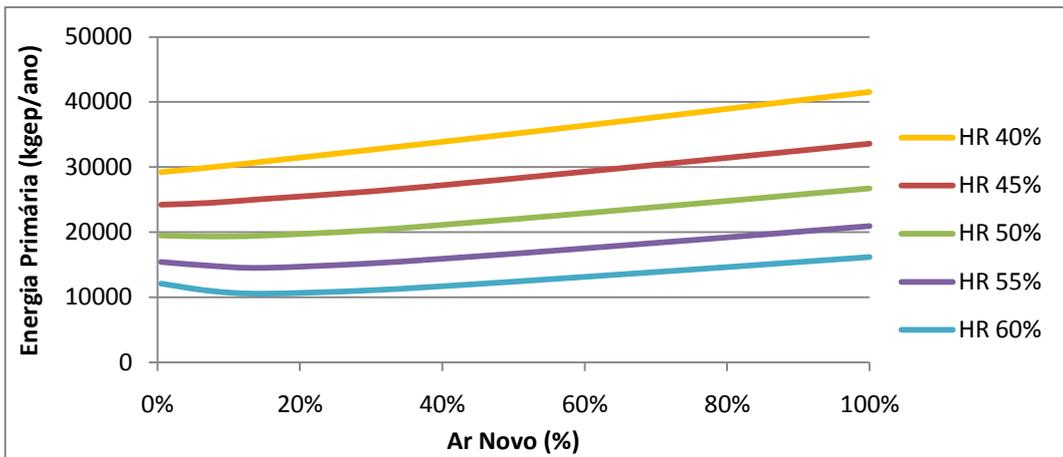


Gráfico 7.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 19°C em Lisboa em função do ar novo

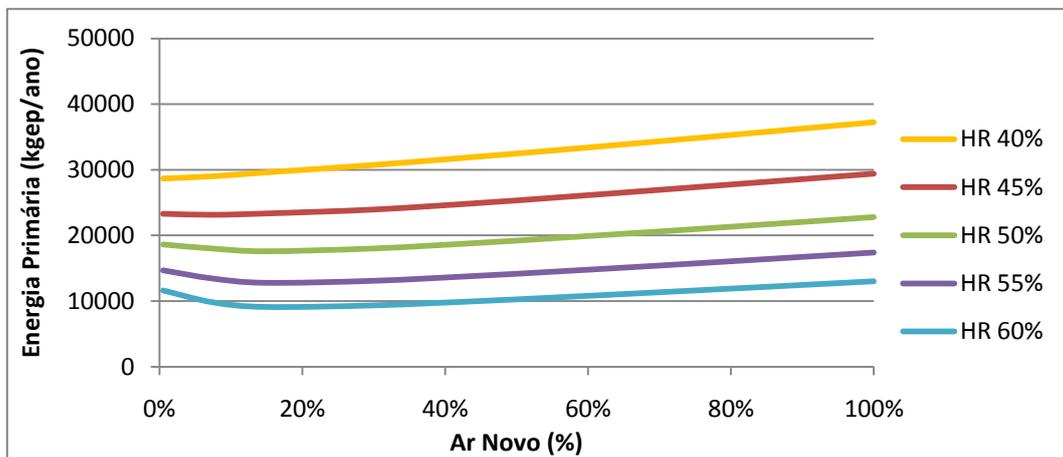


Gráfico 8.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 20°C em Lisboa em função do ar novo

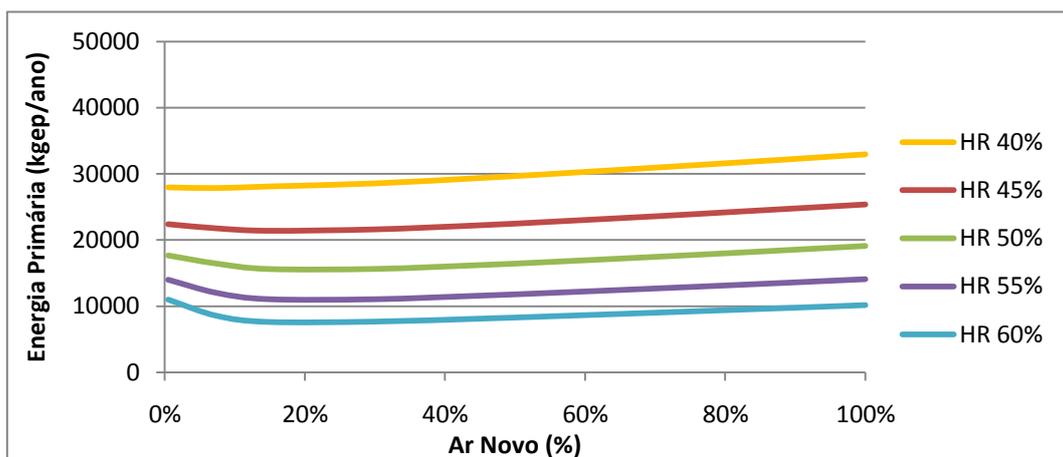


Gráfico 9.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 21°C em Lisboa em função do ar novo

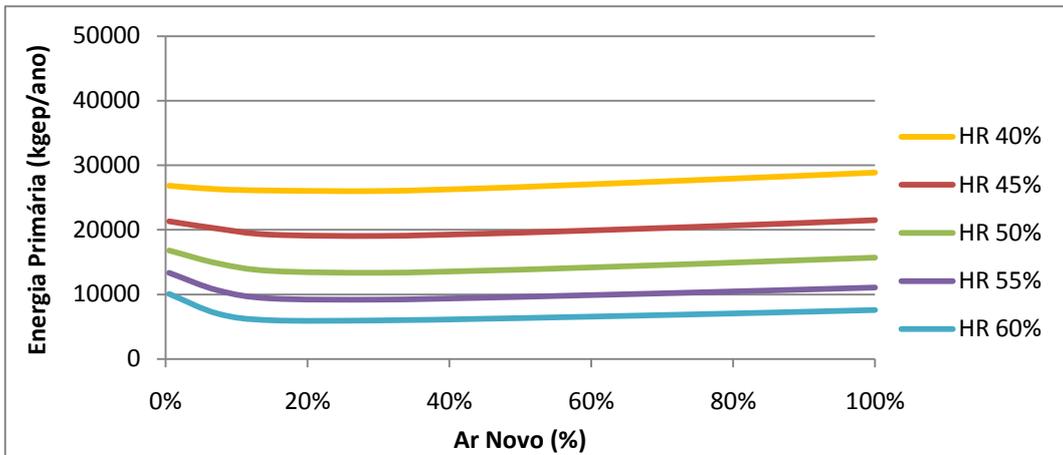


Gráfico 10.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 22°C em Lisboa em função do ar novo

FARO

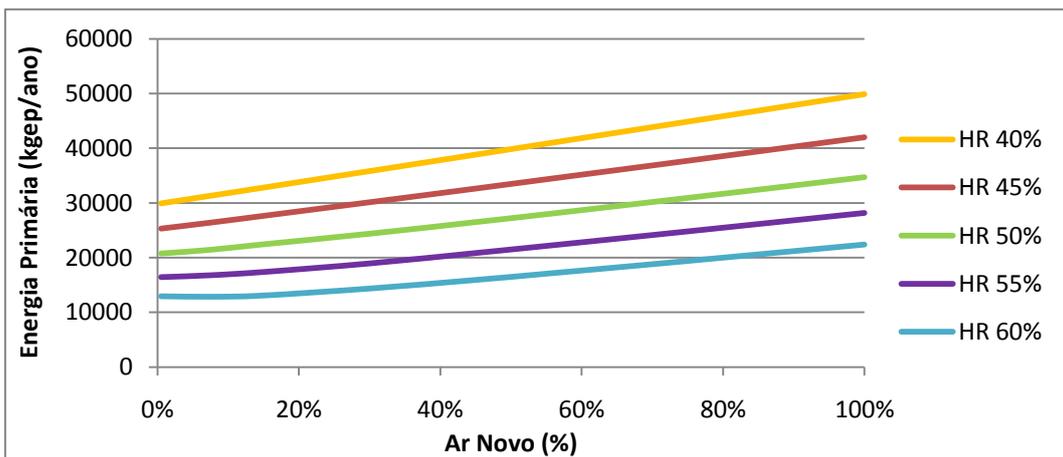


Gráfico 11.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 18°C em Faro em função do ar novo

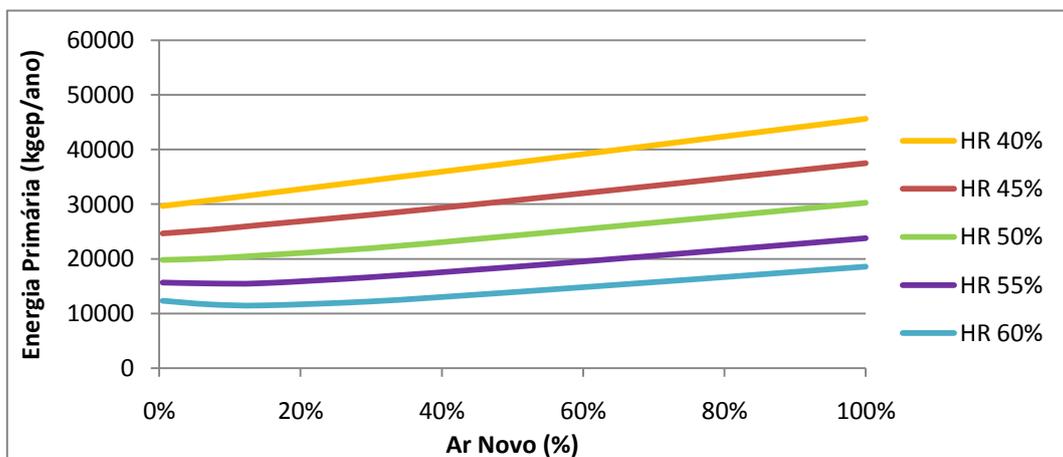


Gráfico 12.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 19°C em Faro em função do ar novo

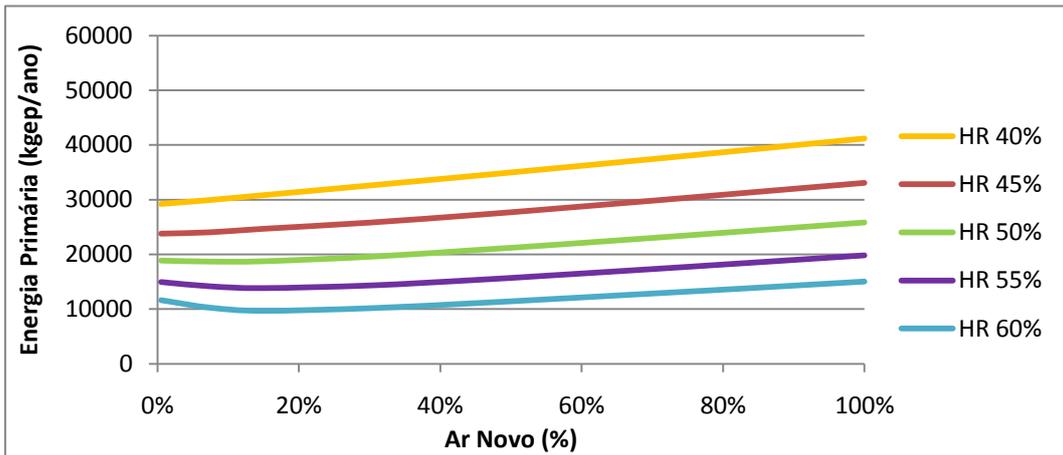


Gráfico 13.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 20°C em Faro em função do ar novo

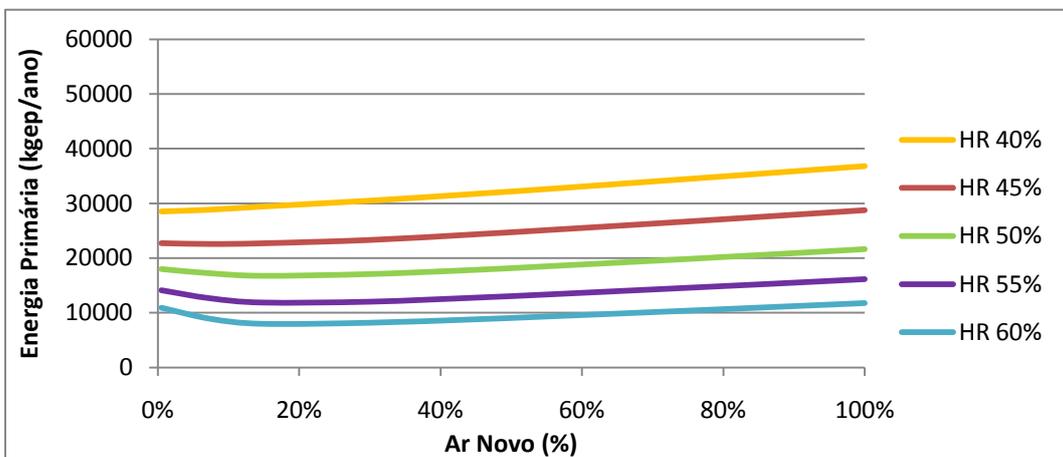


Gráfico 14.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 21°C em Faro em função do ar novo

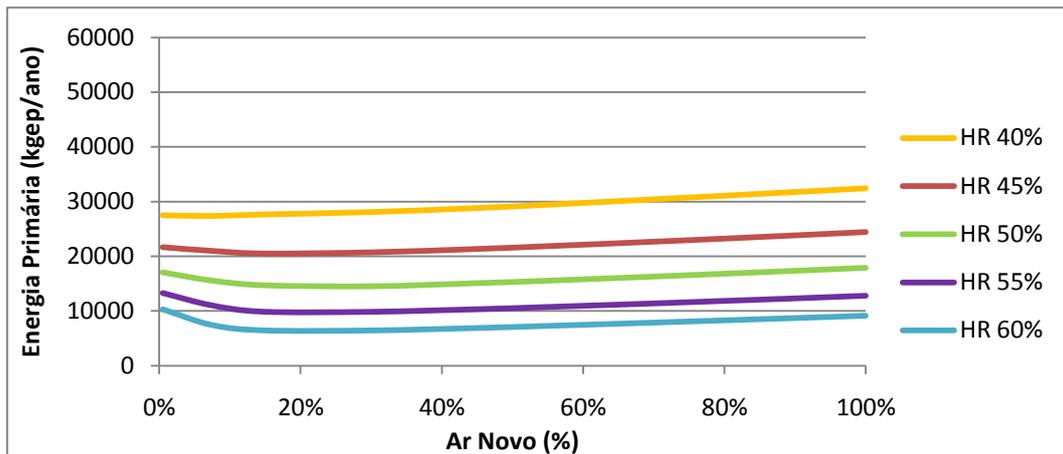


Gráfico 15.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 22°C em Faro em função do ar novo

BEJA

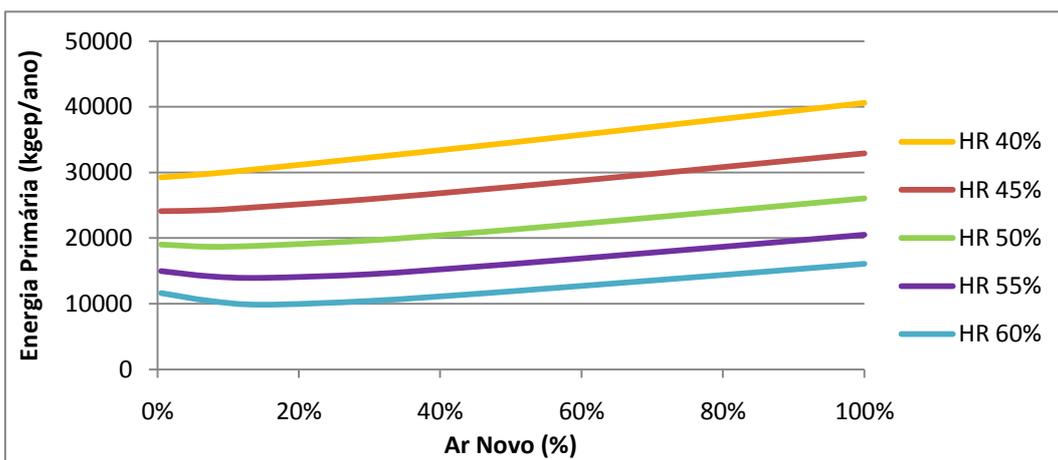


Gráfico 16.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 18°C em Beja em função do ar novo

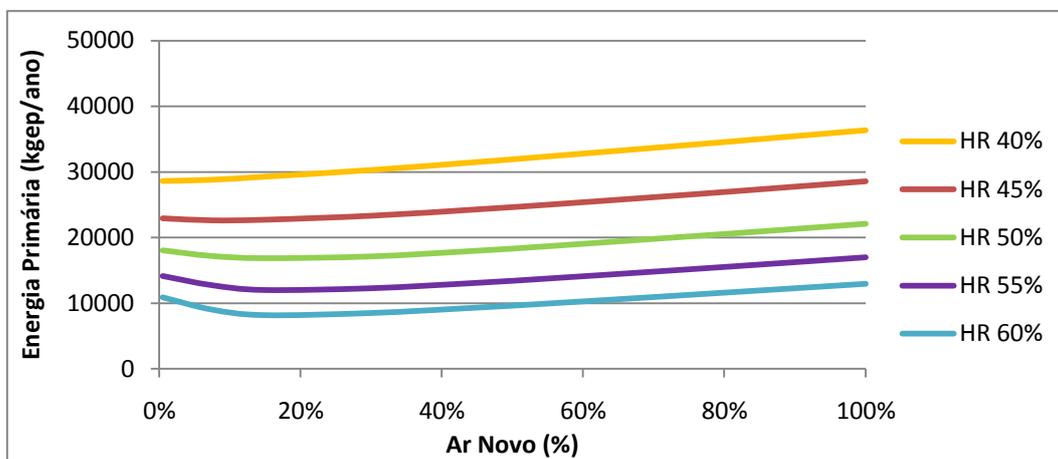


Gráfico 17.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 19°C em Beja em função do ar novo

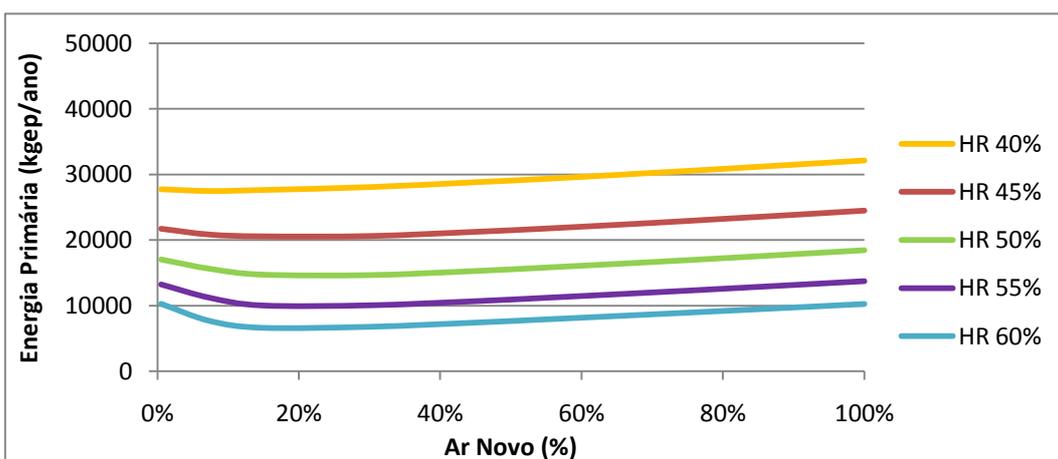


Gráfico 18.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 20°C em Beja em função do ar novo

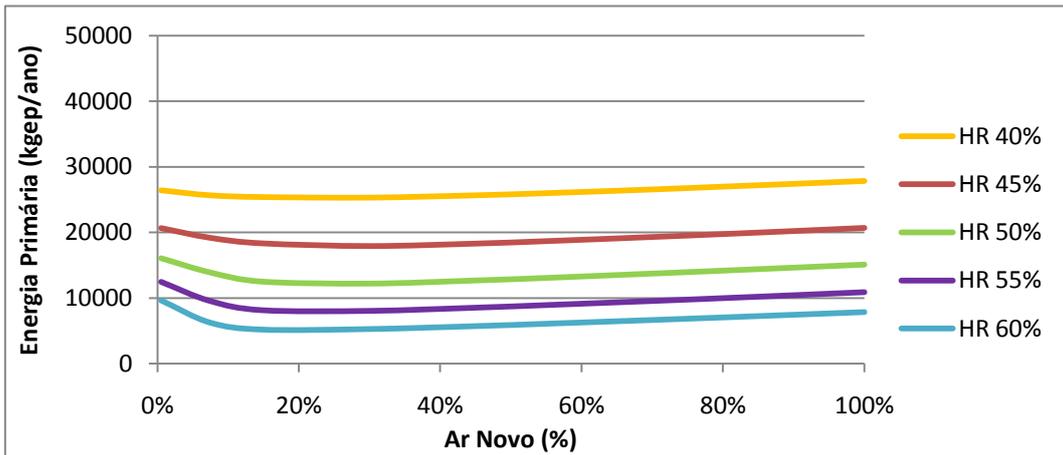


Gráfico 19.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 21°C em Beja em função do ar novo

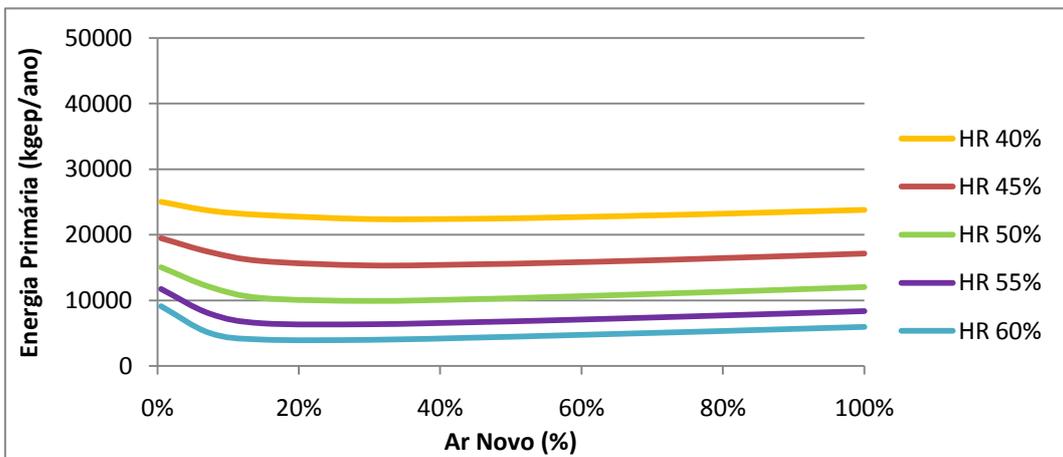


Gráfico 20.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 22°C em Beja em função do ar novo

Angra do Heroísmo

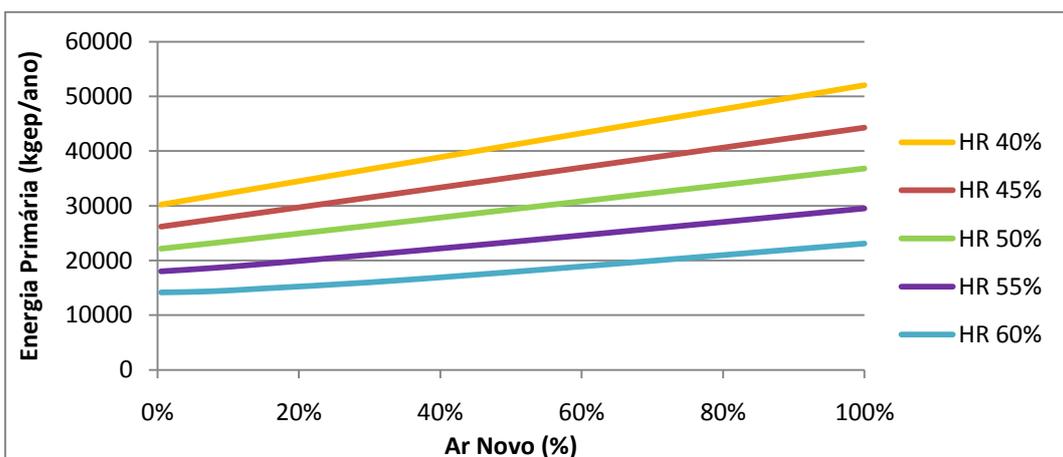


Gráfico 21.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 18°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

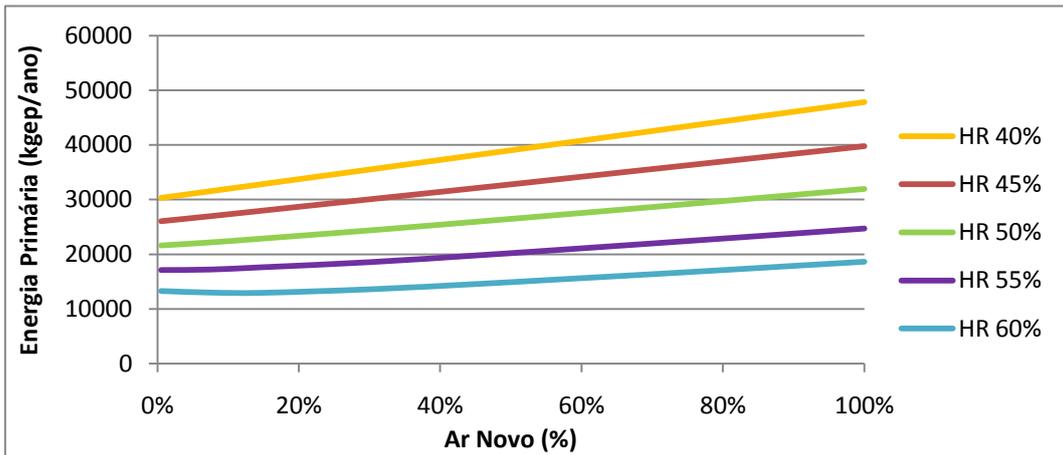


Gráfico 22.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 19°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

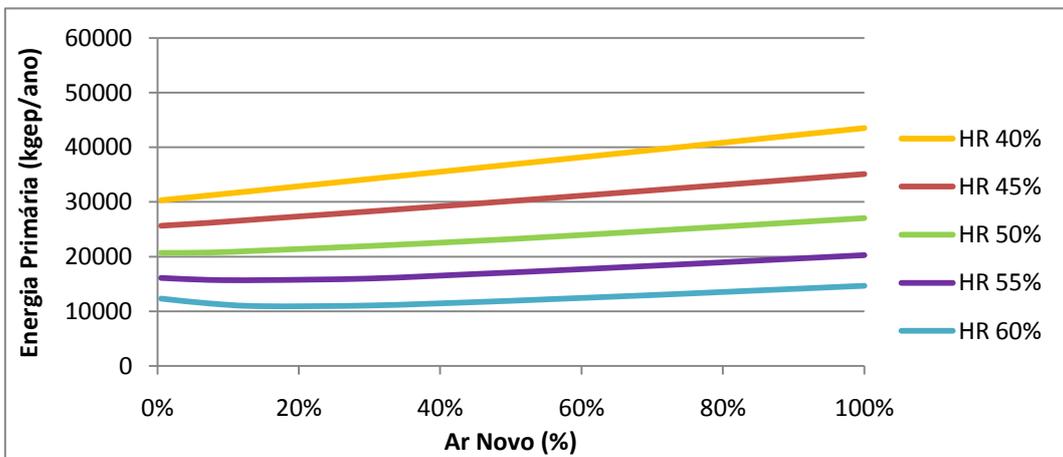


Gráfico 23.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 20°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

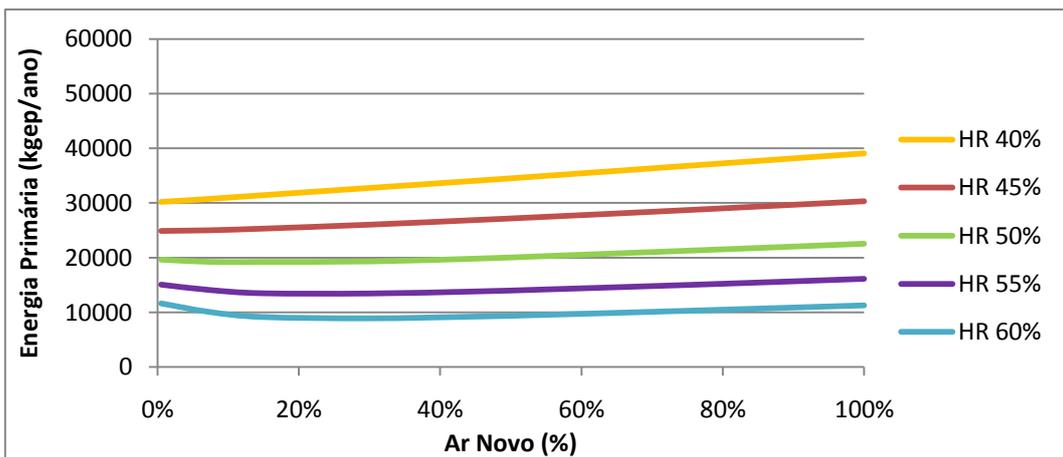


Gráfico 24.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 21°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

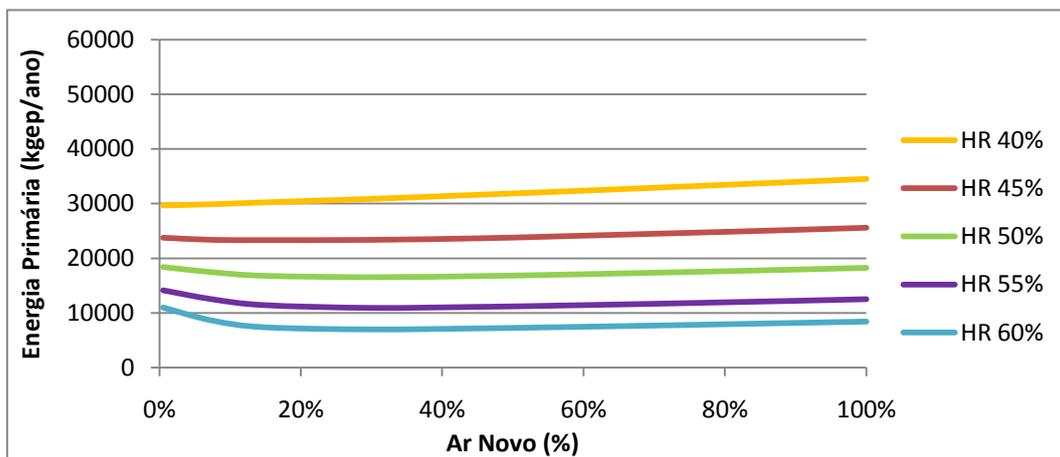


Gráfico 25.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 22°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

Covilhã

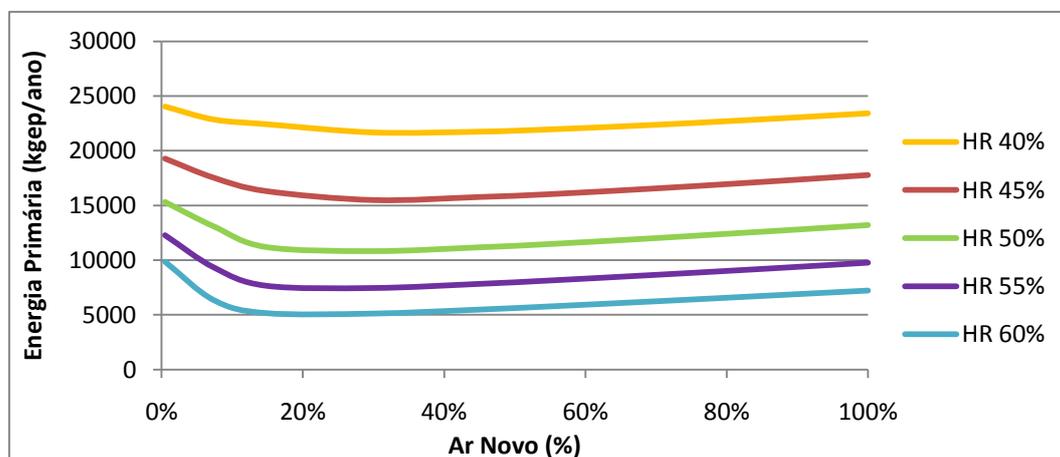


Gráfico 26.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 18°C na Covilhã em função do ar novo

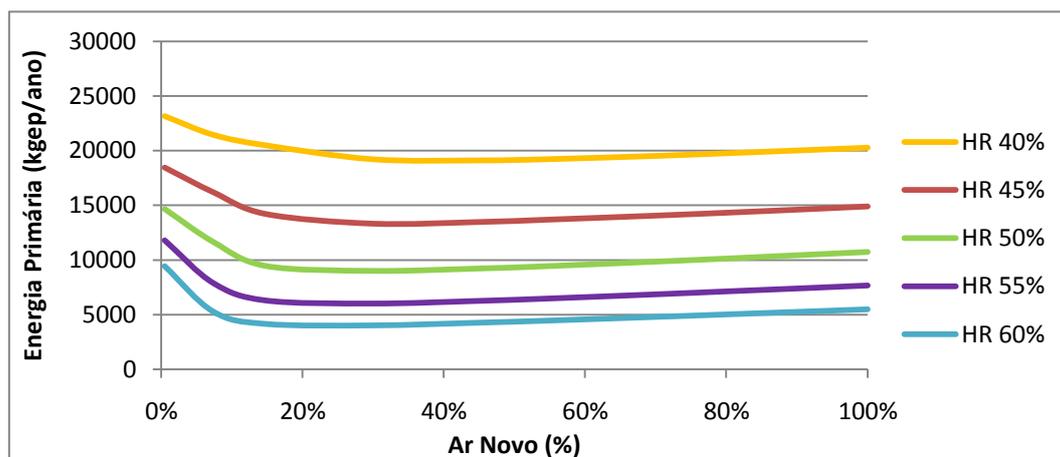


Gráfico 27.I - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 19°C na Covilhã em função do ar novo

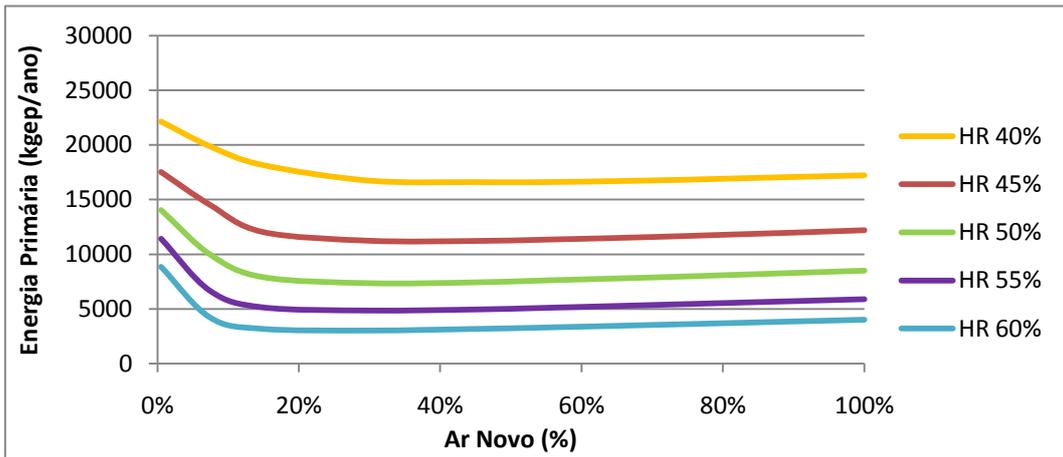


Gráfico 28.1 - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 20°C na Covilhã em função do ar novo

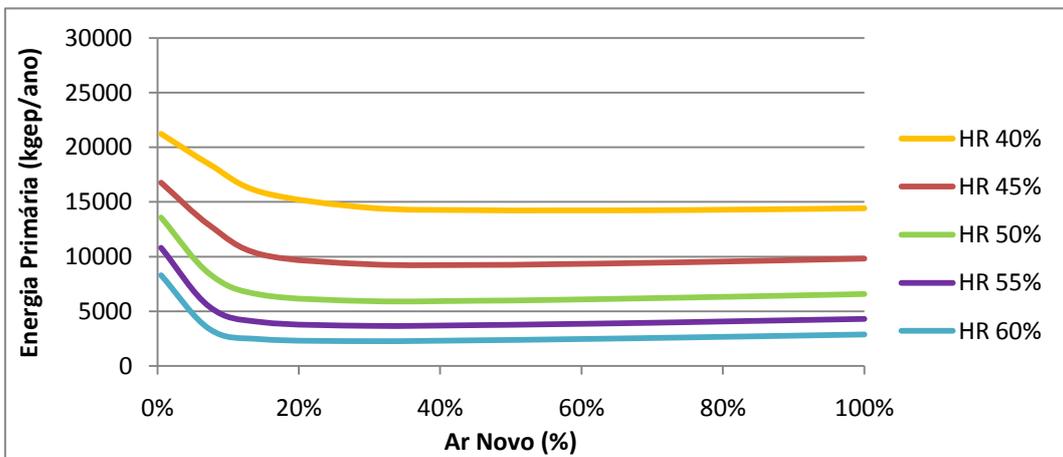


Gráfico 29.1 - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 21°C na Covilhã em função do ar novo

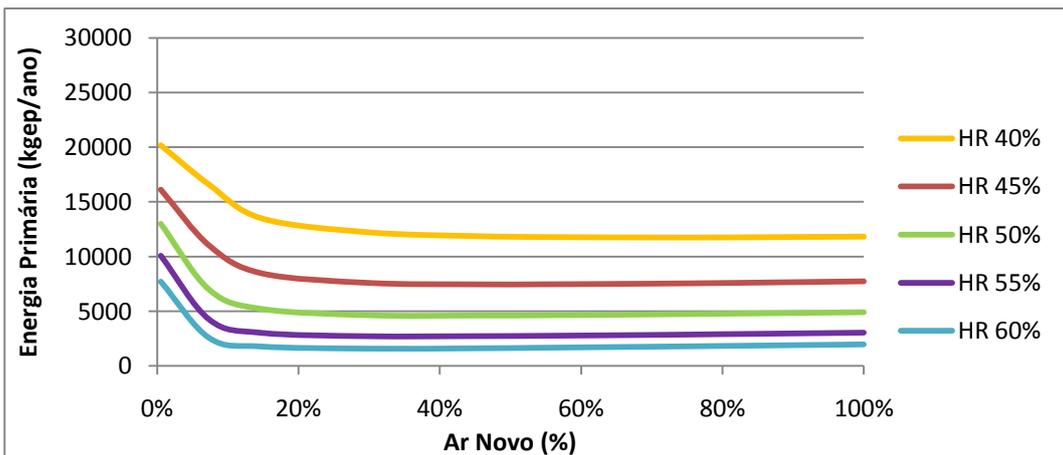


Gráfico 30.1 - Consumo energético do chiller para uma temperatura interior de 22°C na Covilhã em função do ar novo

ANEXO J : Consumos de energia primária do humidificador para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m³/h)

PORTO

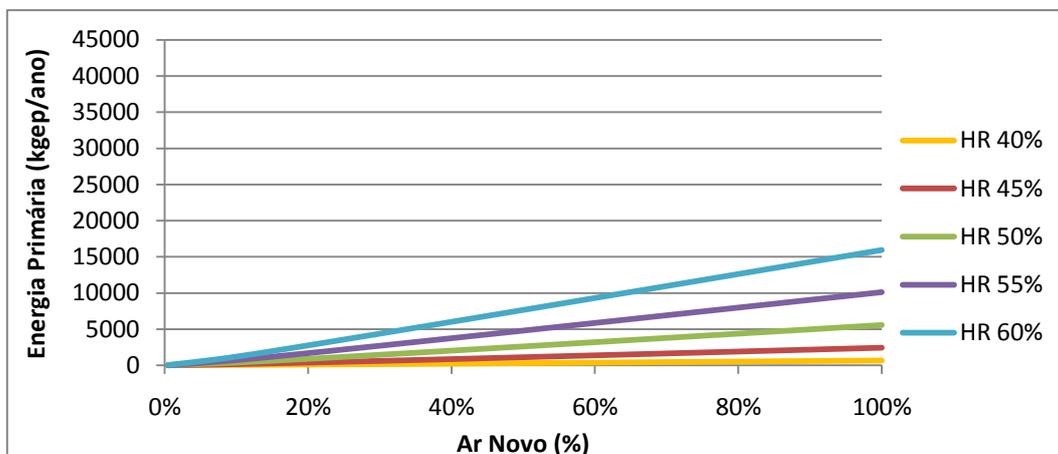


Gráfico 1.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 18°C no Porto em função do ar novo

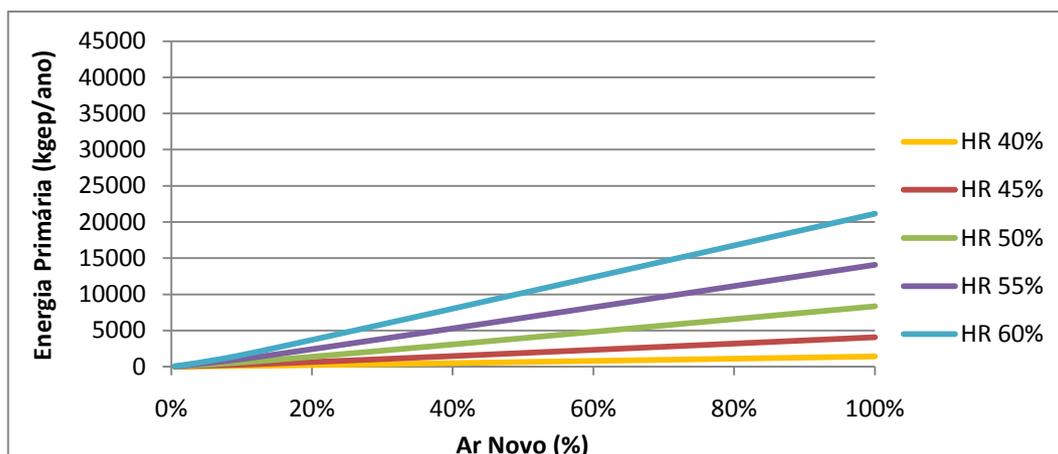


Gráfico 2.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 19°C no Porto em função do ar novo

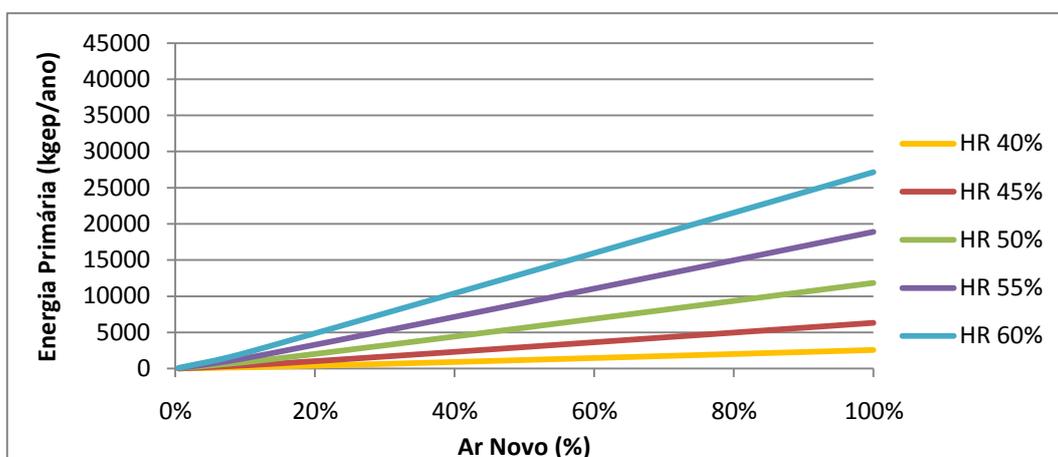


Gráfico 3.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 20°C no Porto em função do ar novo

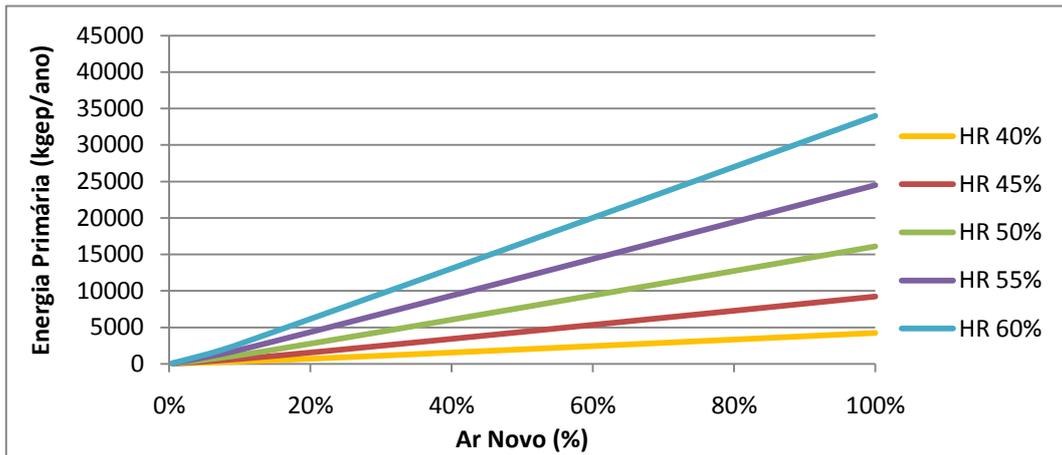


Gráfico 4.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 21°C no Porto em função do ar novo

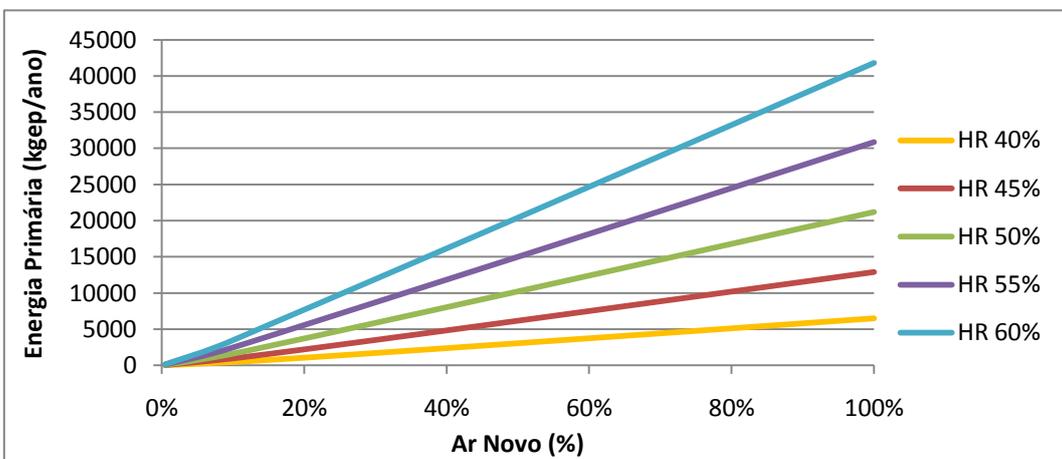


Gráfico 5.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 22°C no Porto em função do ar novo

LISBOA

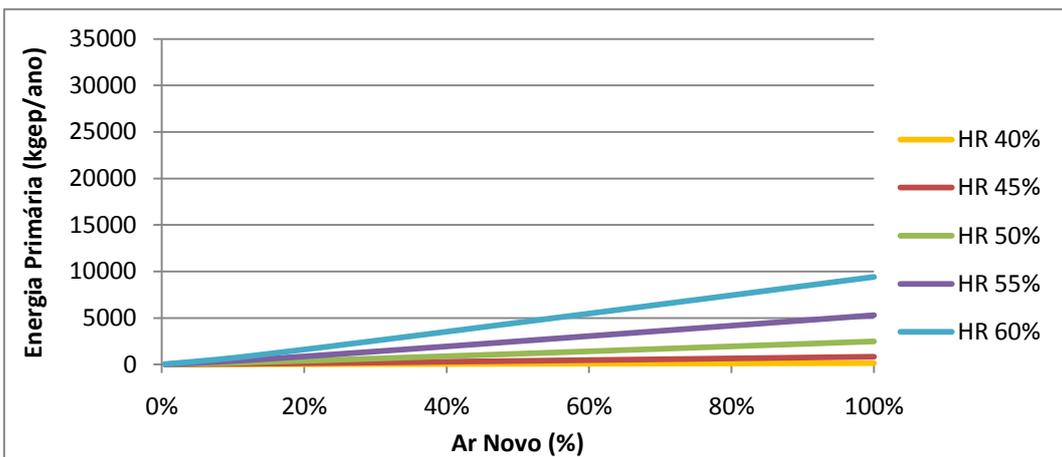


Gráfico 6.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Lisboa em função do ar novo

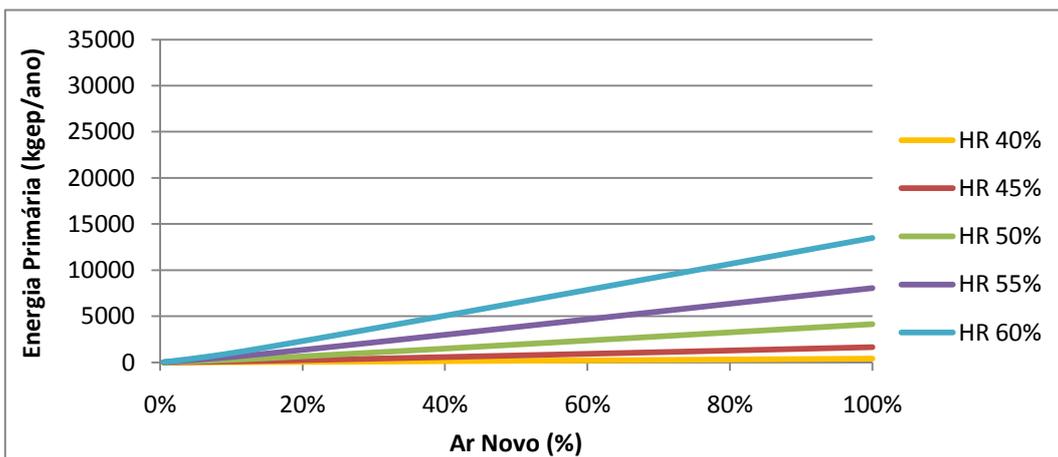


Gráfico 7.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Lisboa em função do ar novo

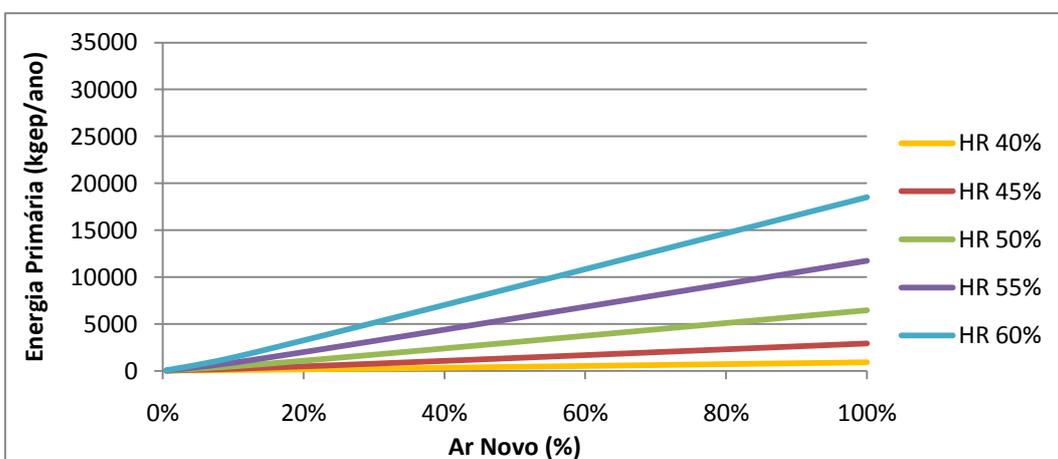


Gráfico 8.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Lisboa em função do ar novo

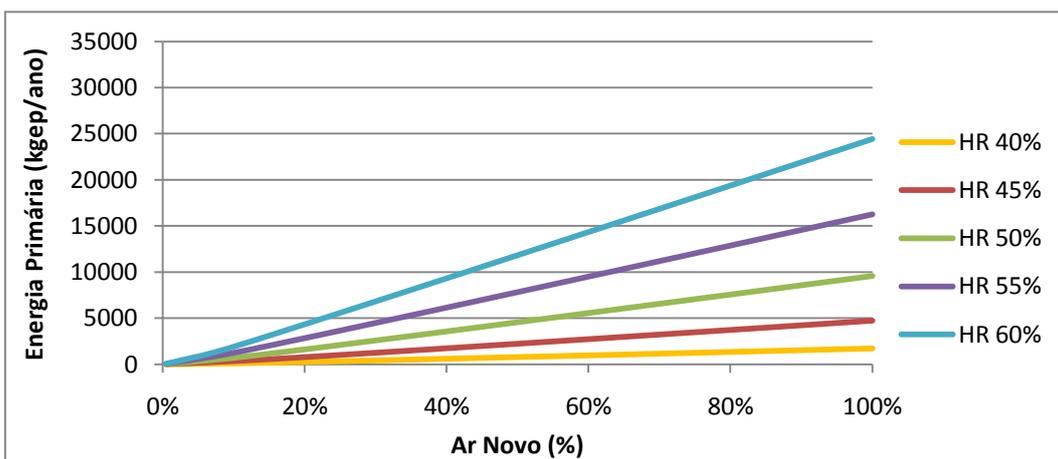


Gráfico 9.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Lisboa em função do ar novo

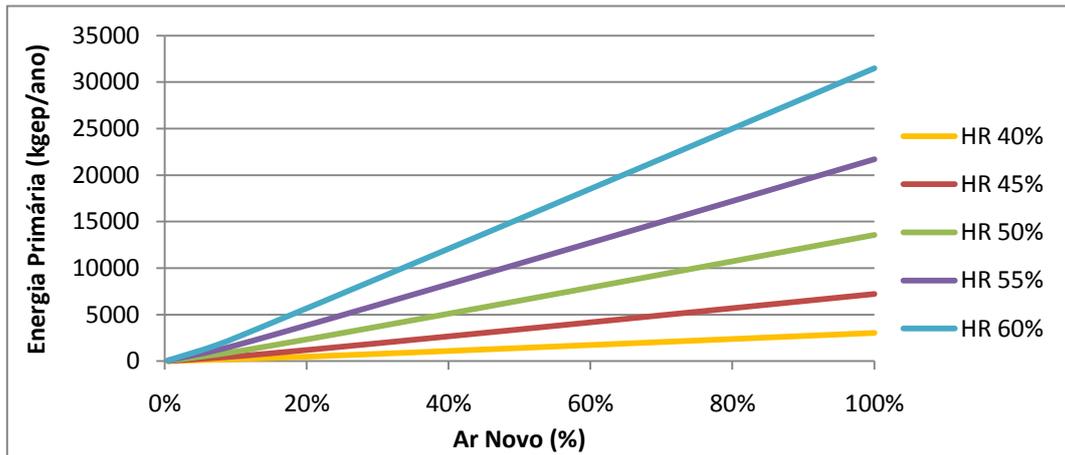


Gráfico 10.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Lisboa em função do ar novo

FARO

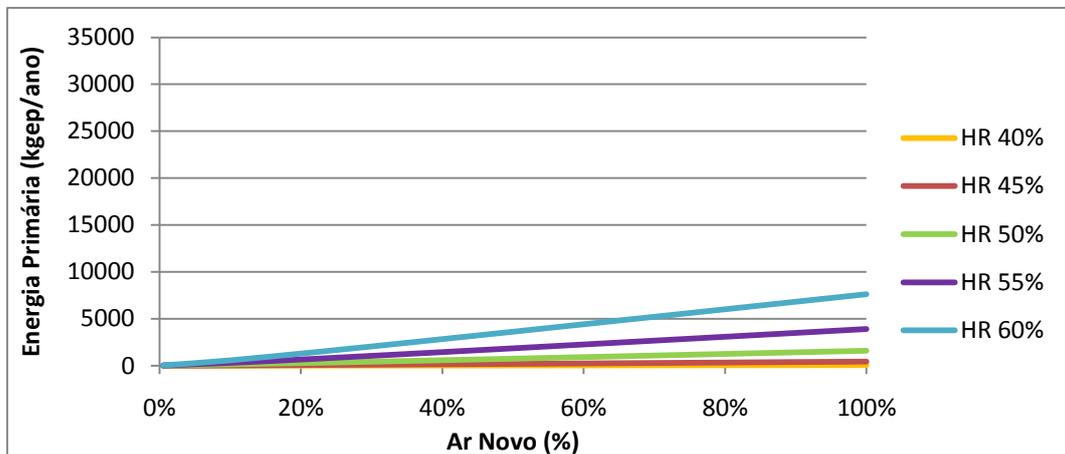


Gráfico 11.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Faro em função do ar novo

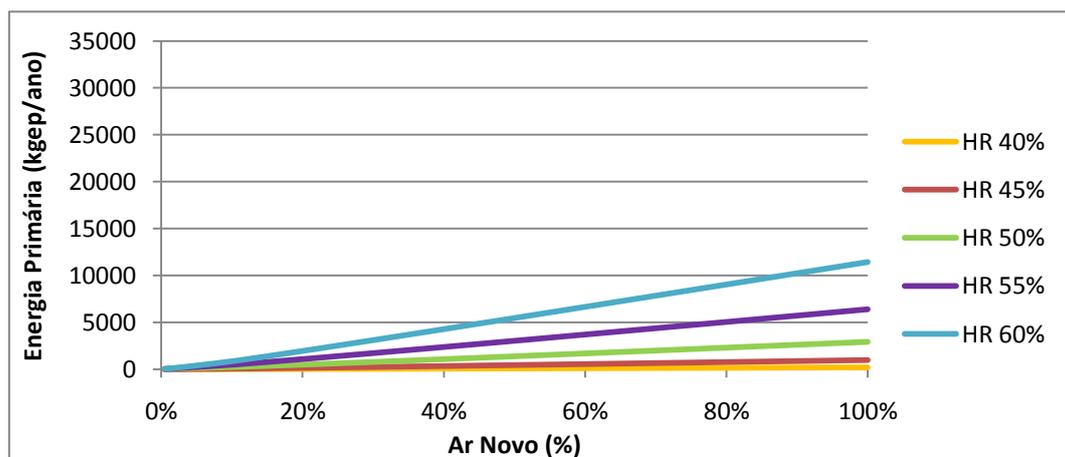


Gráfico 12.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Faro em função do ar novo

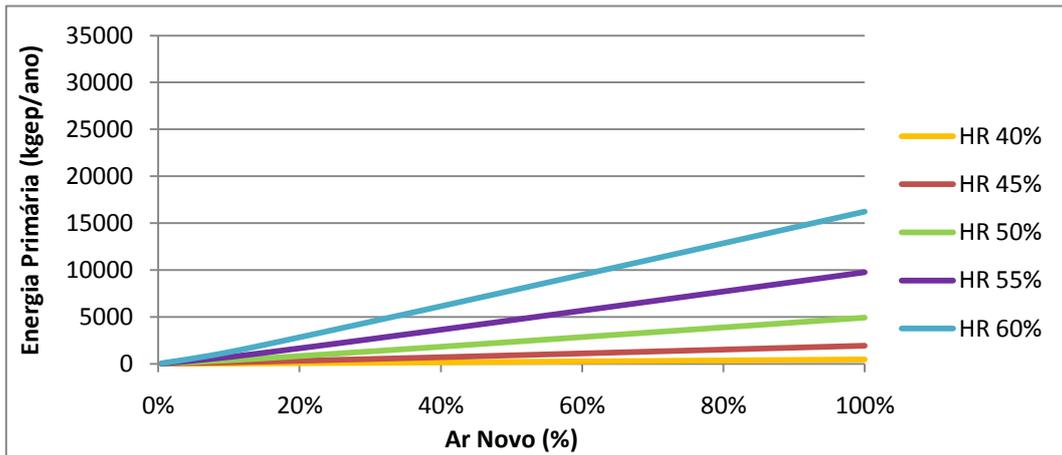


Gráfico 13.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Faro em função do ar novo

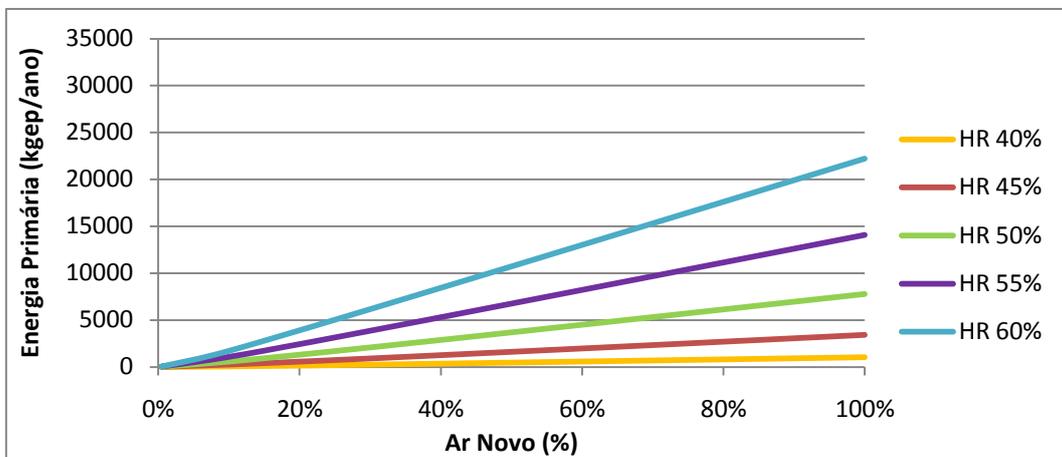


Gráfico 14.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Faro em função do ar novo

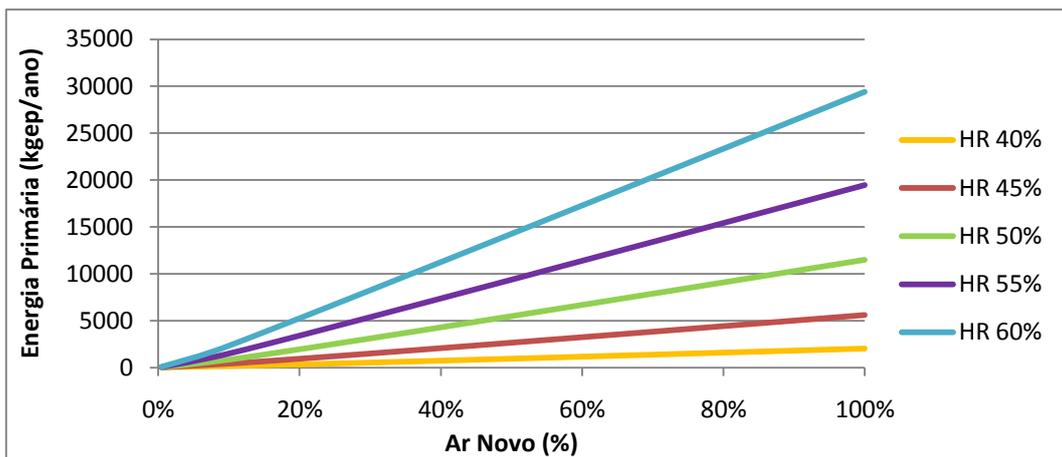


Gráfico 15.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Faro em função do ar novo

BEJA

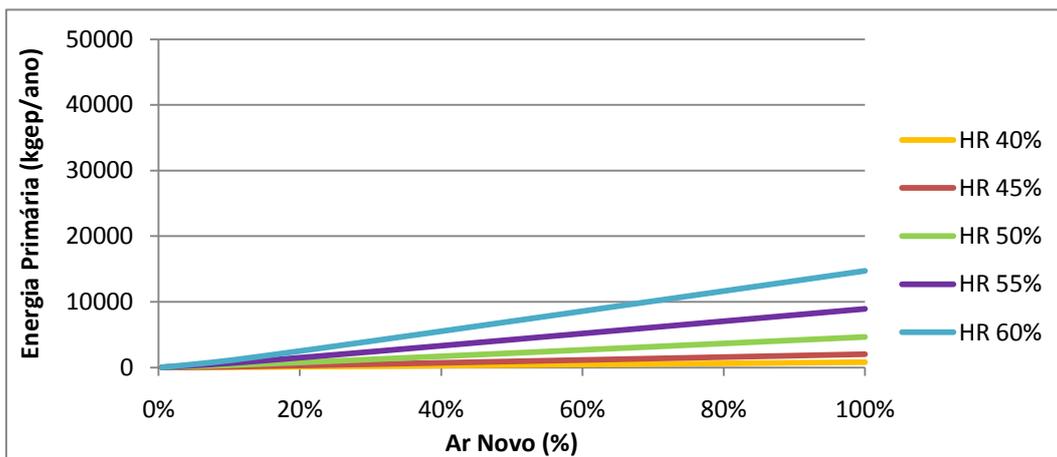


Gráfico 16.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Beja em função do ar novo

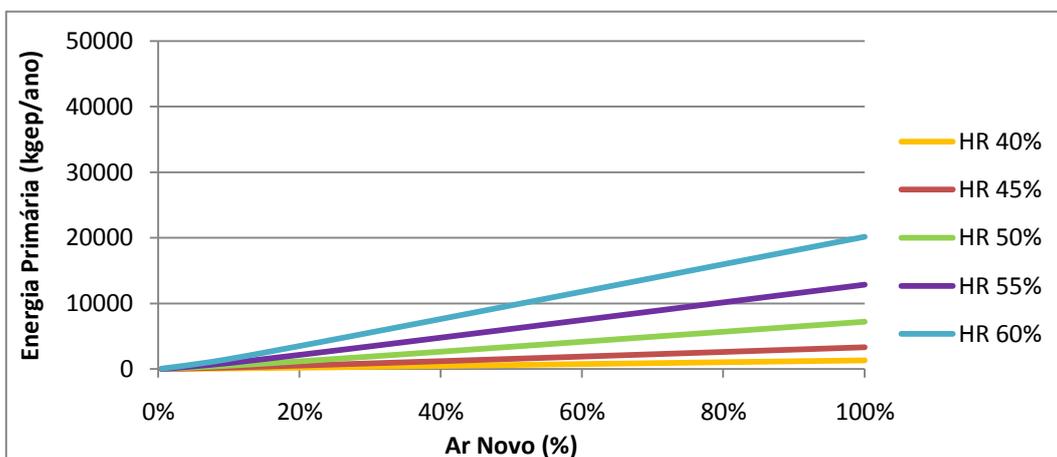


Gráfico 17.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Beja em função do ar novo

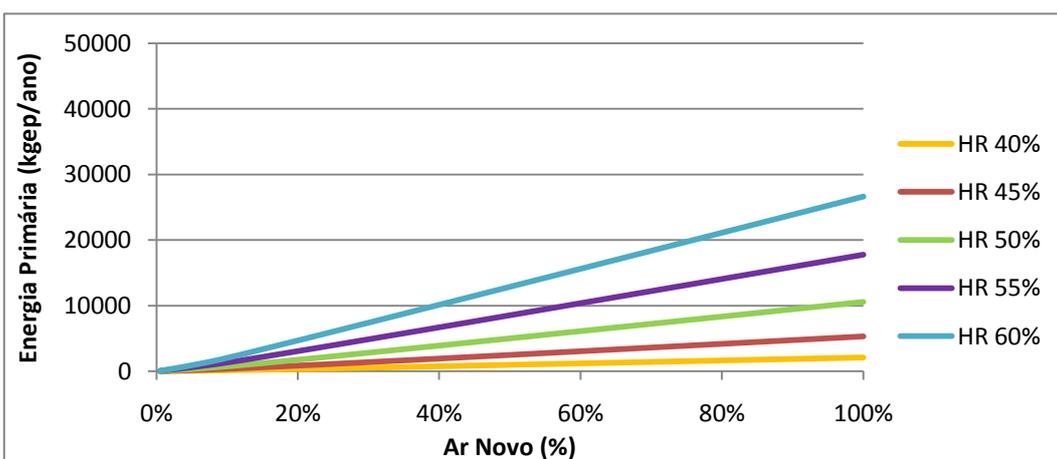


Gráfico 18.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Beja em função do ar novo

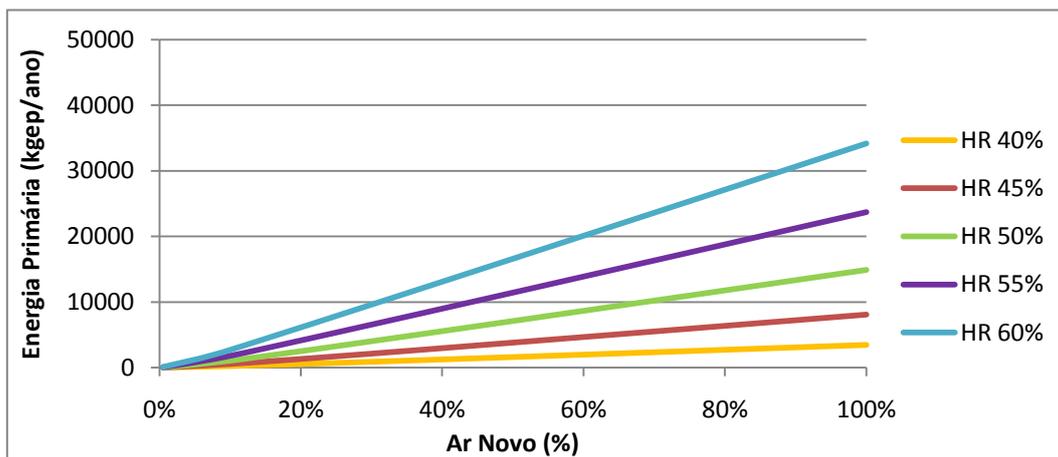


Gráfico 19.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Beja em função do ar novo

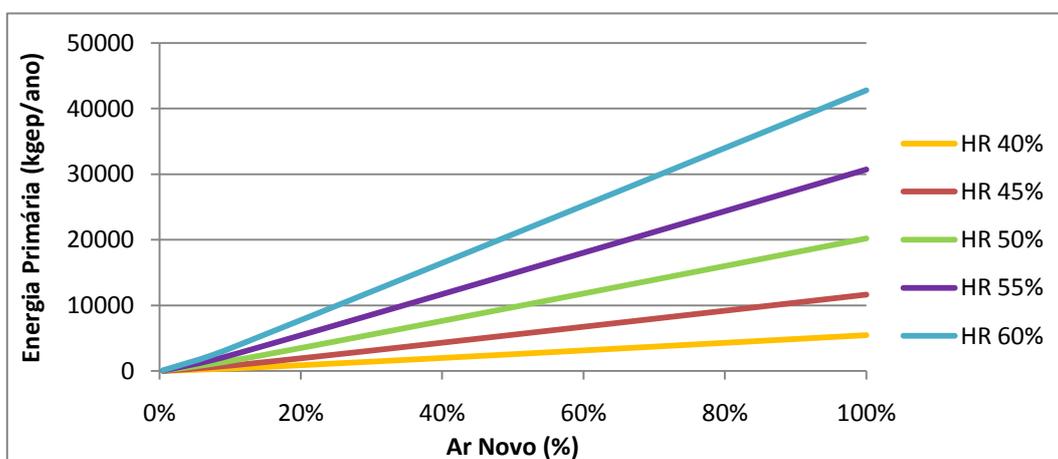


Gráfico 20.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Beja em função do ar novo

Angra do Heroísmo

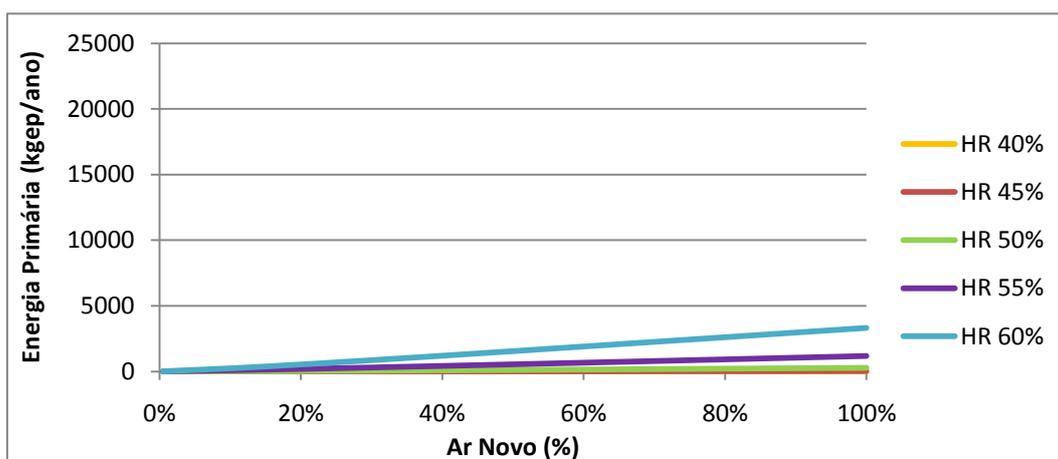


Gráfico 21.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 18°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

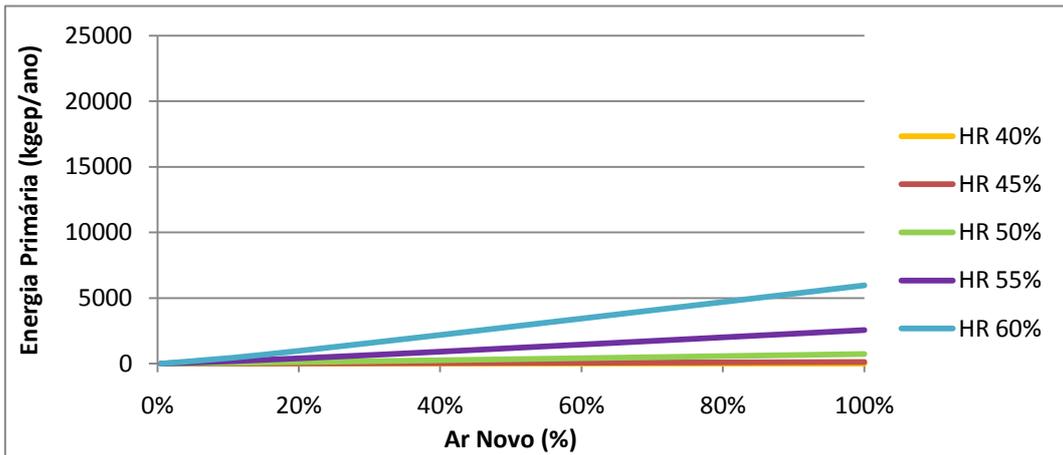


Gráfico 22.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 19°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

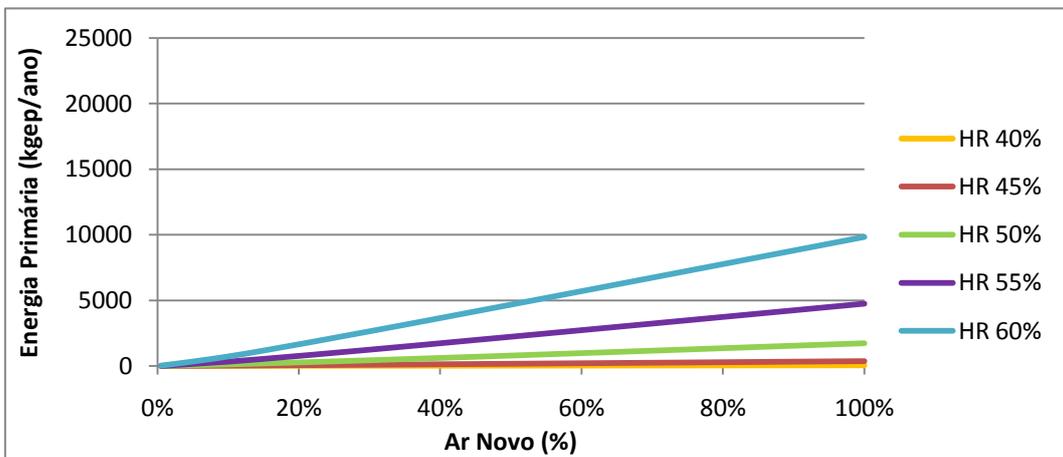


Gráfico 23.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 20°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

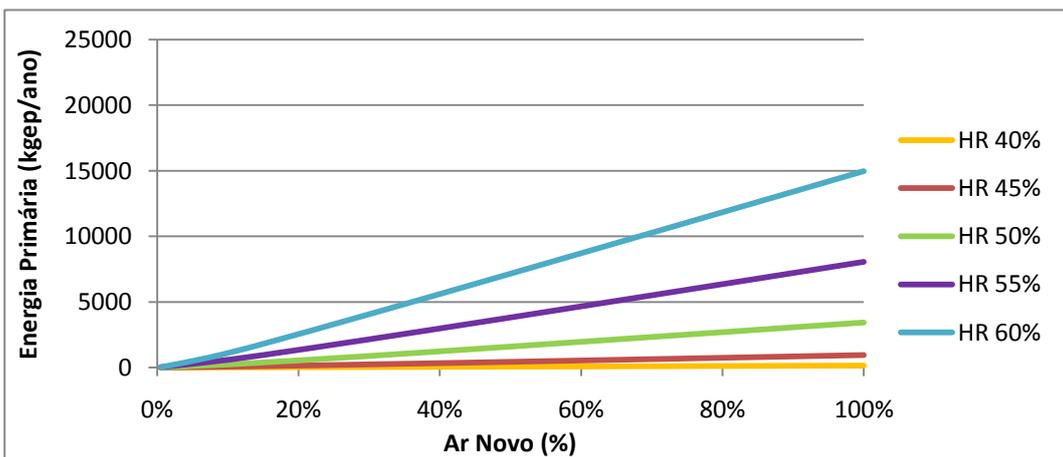


Gráfico 24.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 21°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

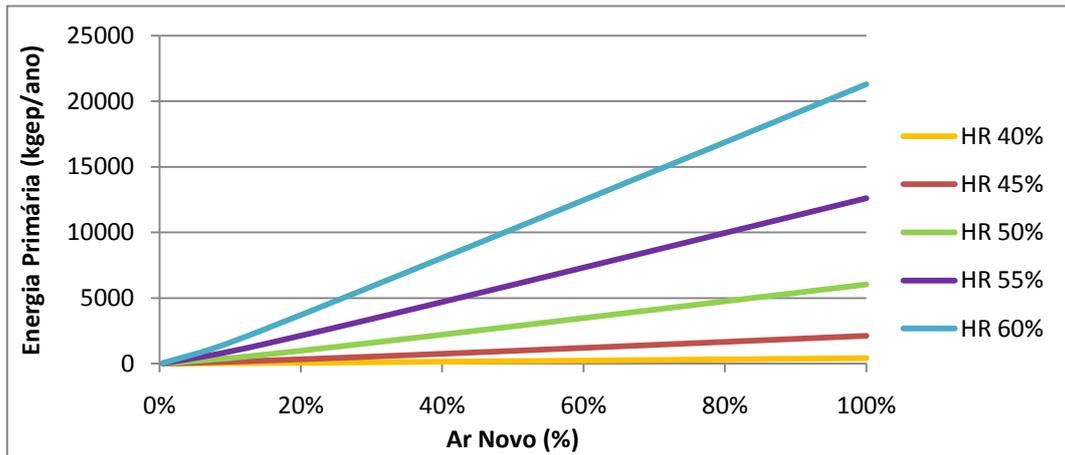


Gráfico 25.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 22°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

Covilhã

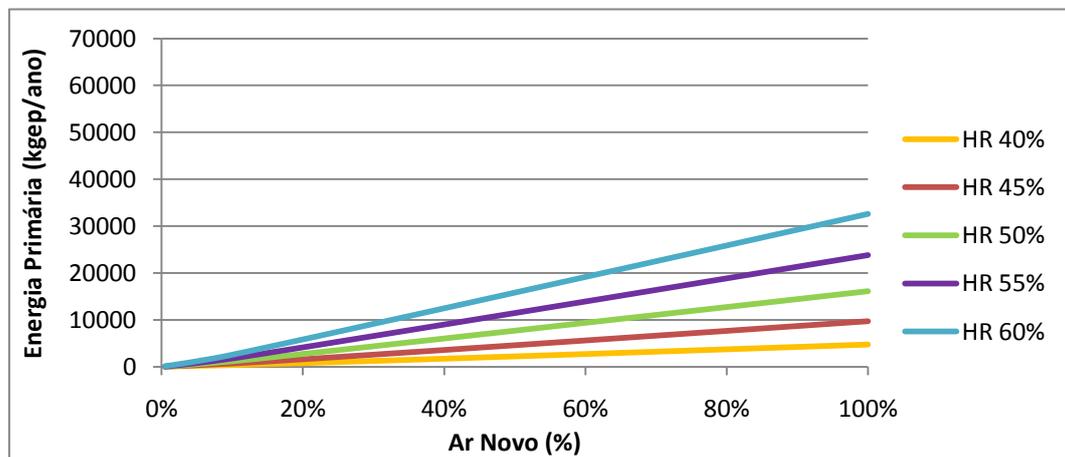


Gráfico 26.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 18°C na Covilhã em função do ar novo

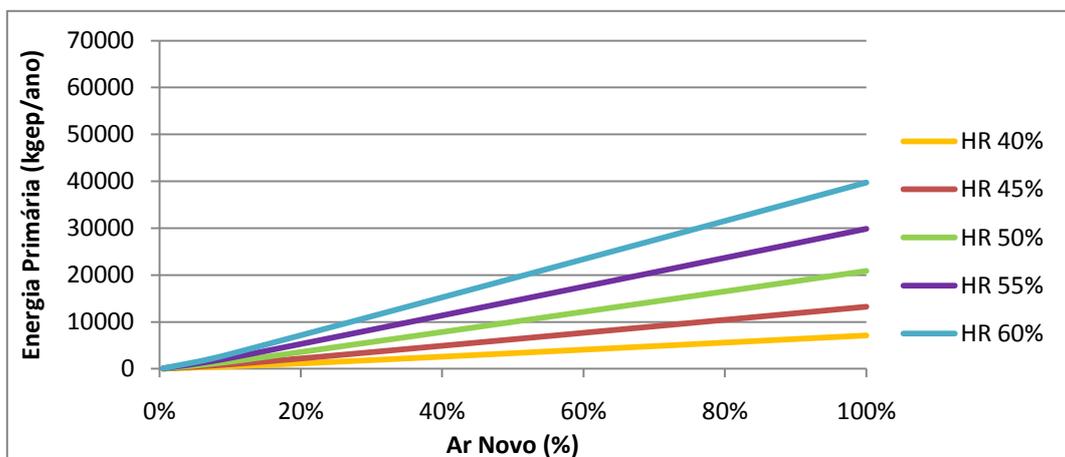


Gráfico 27.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 19°C na Covilhã em função do ar novo

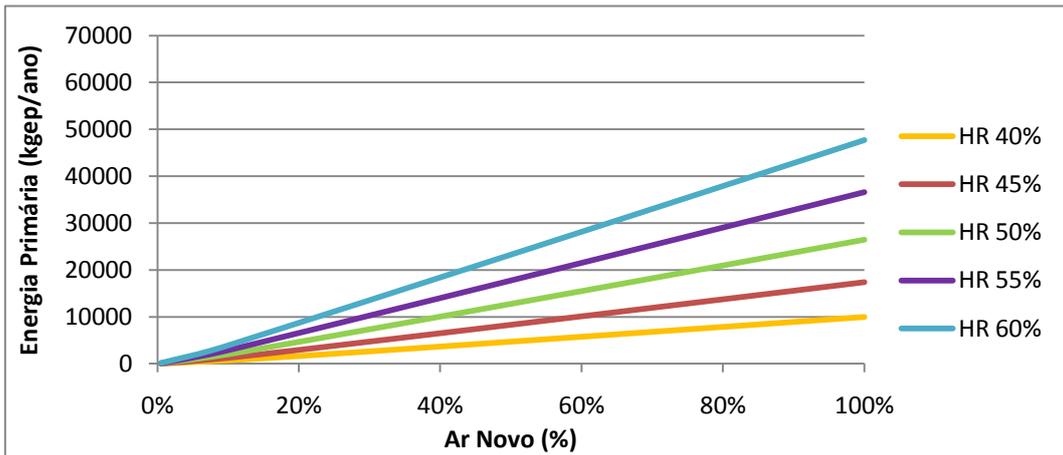


Gráfico 28.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 20°C na Covilhã em função do ar novo

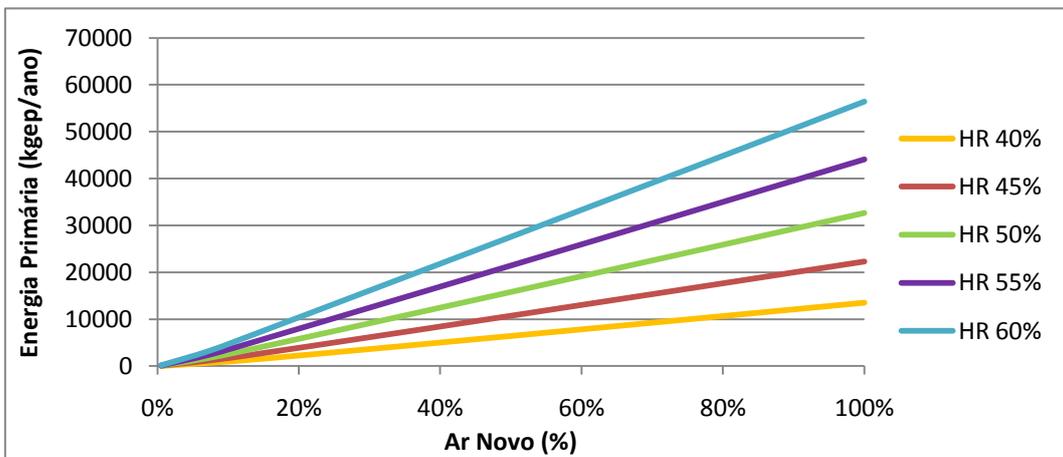


Gráfico 29.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 21°C na Covilhã em função do ar novo

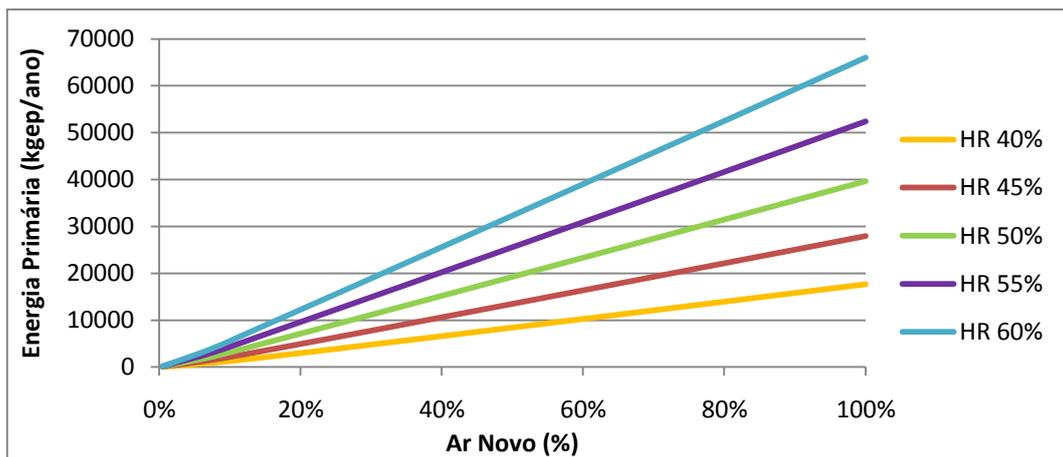


Gráfico 30.J - Consumo energético do humidificador para uma temperatura interior de 22°C na Covilhã em função do ar novo

ANEXO K: Consumos totais de energia primária para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m³/h)

PORTO

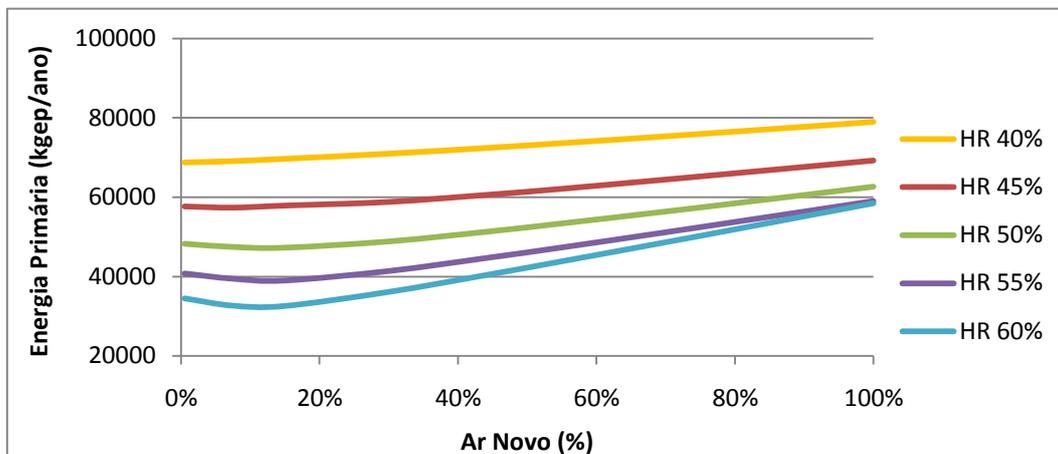


Gráfico 1.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 18°C no Porto em função do ar novo

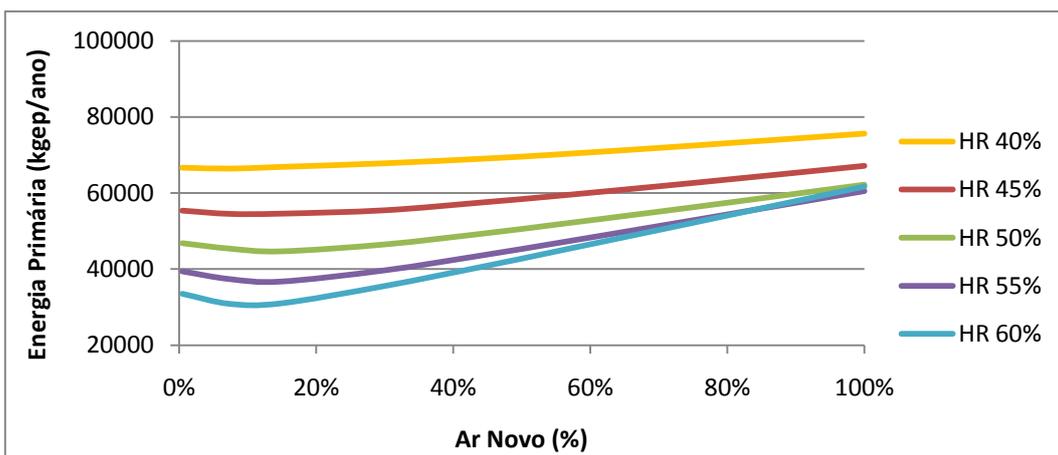


Gráfico 2.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 19°C no Porto em função do ar novo

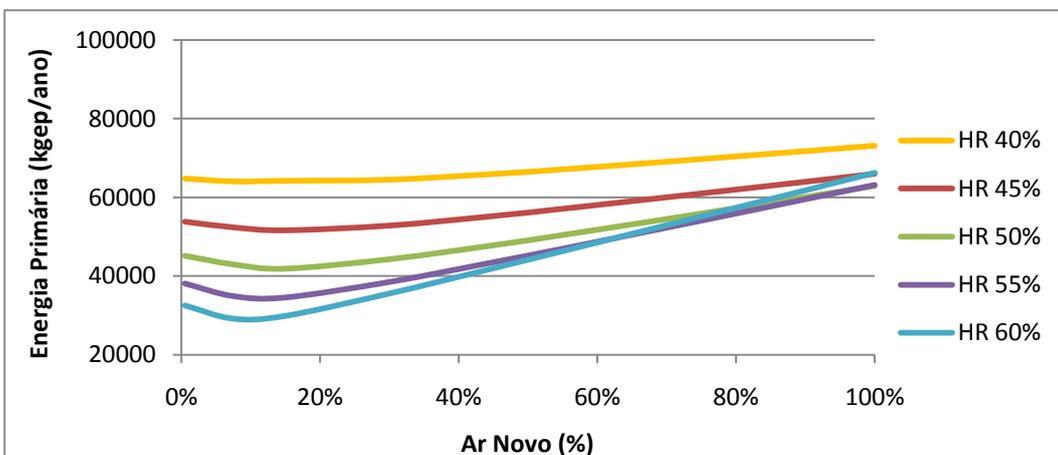


Gráfico 3.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 20°C no Porto em função do ar novo

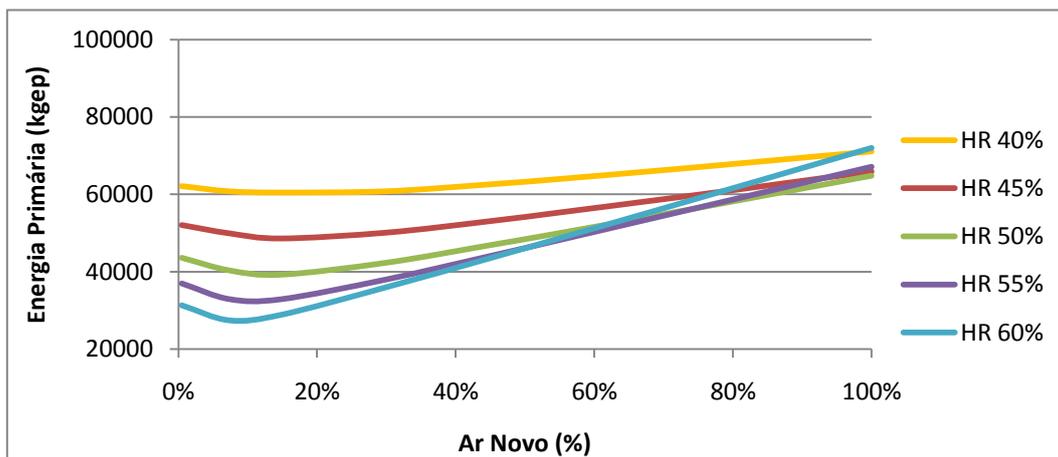


Gráfico 4.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 21°C no Porto em função do ar novo

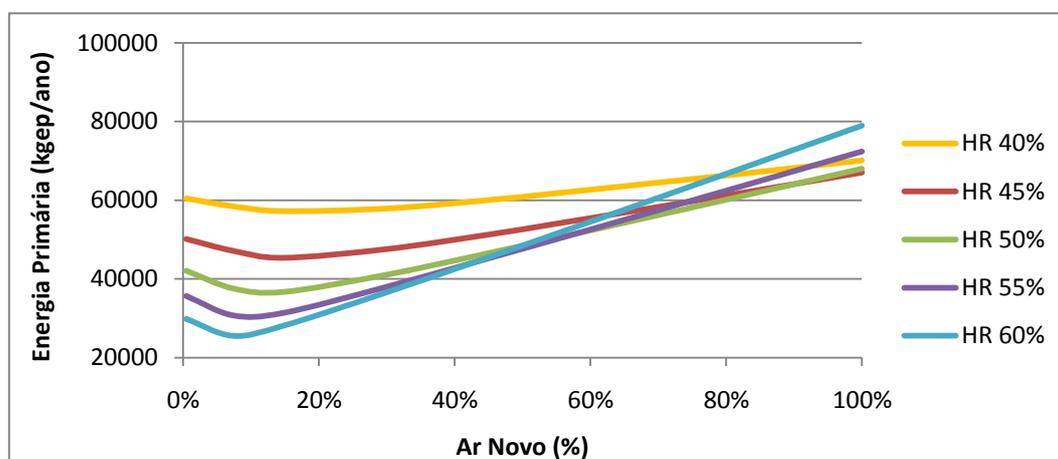


Gráfico 5.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 22°C no Porto em função do ar novo

LISBOA

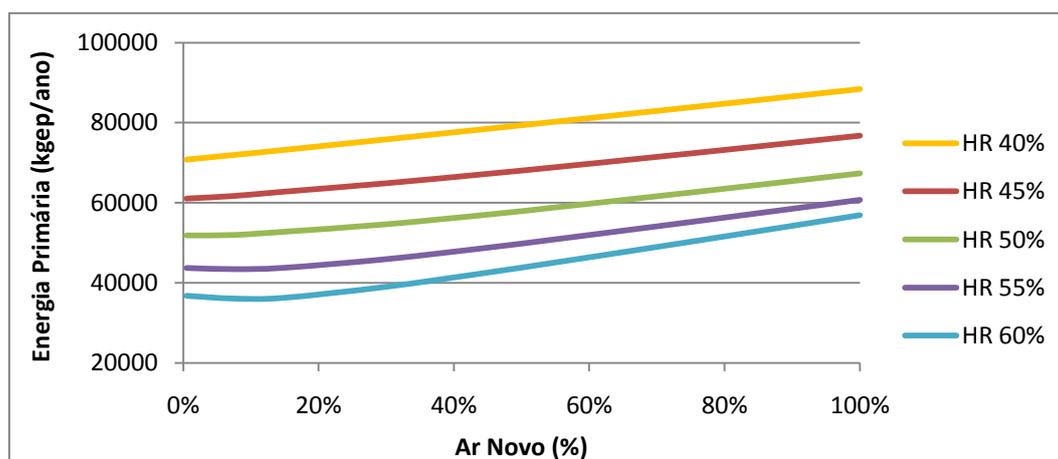


Gráfico 6.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 18°C em Lisboa em função do ar novo

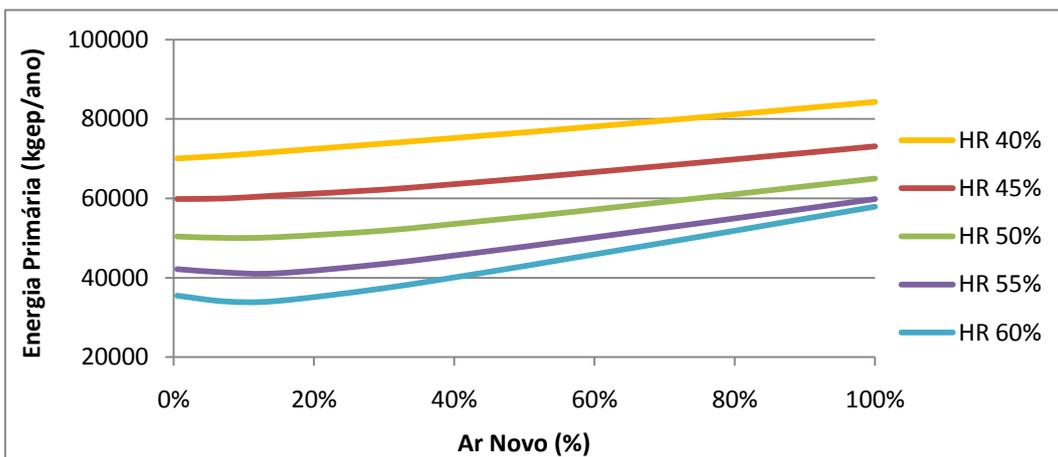


Gráfico 7.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 19°C em Lisboa em função do ar novo

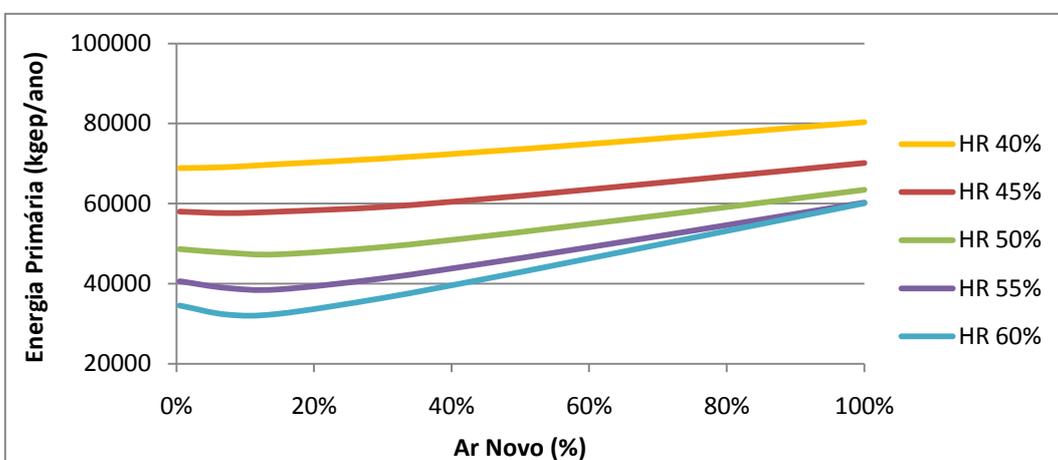


Gráfico 8.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 20°C em Lisboa em função do ar novo

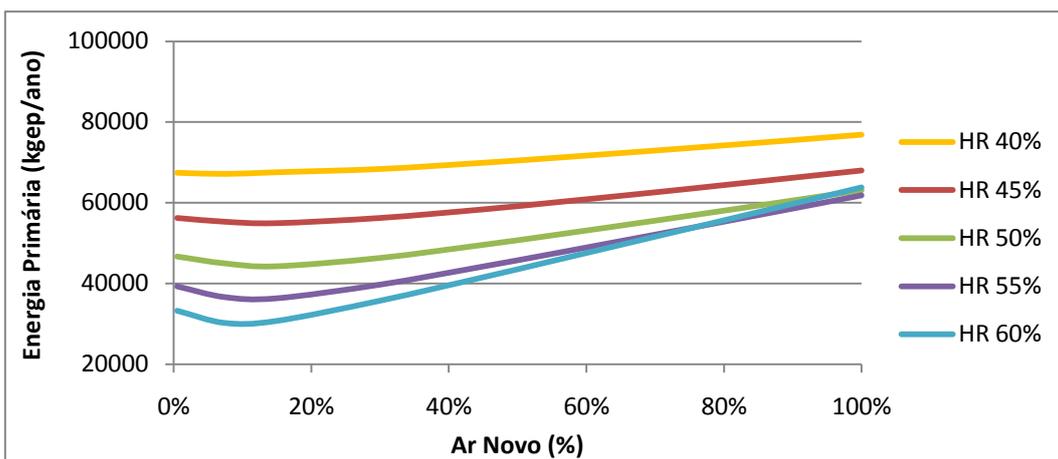


Gráfico 9.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 21°C em Lisboa em função do ar novo

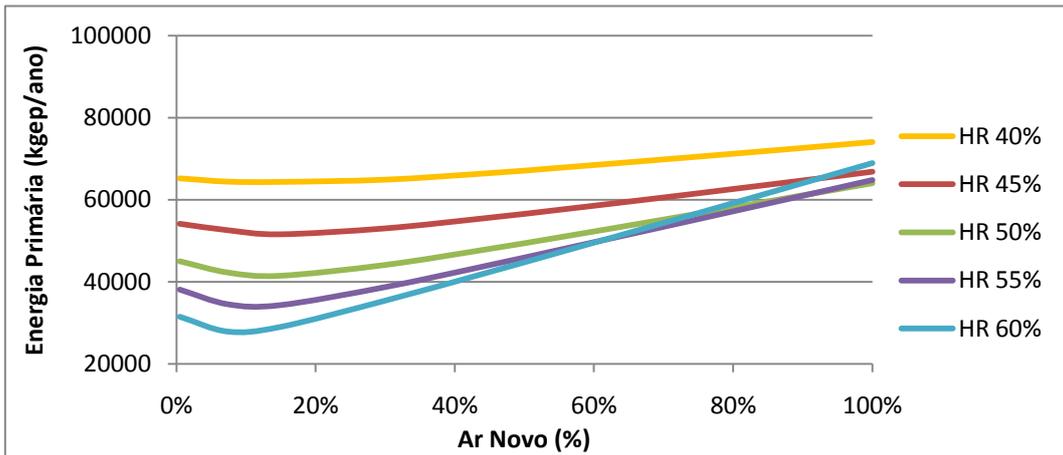


Gráfico 10.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 22°C em Lisboa em função do ar novo

FARO

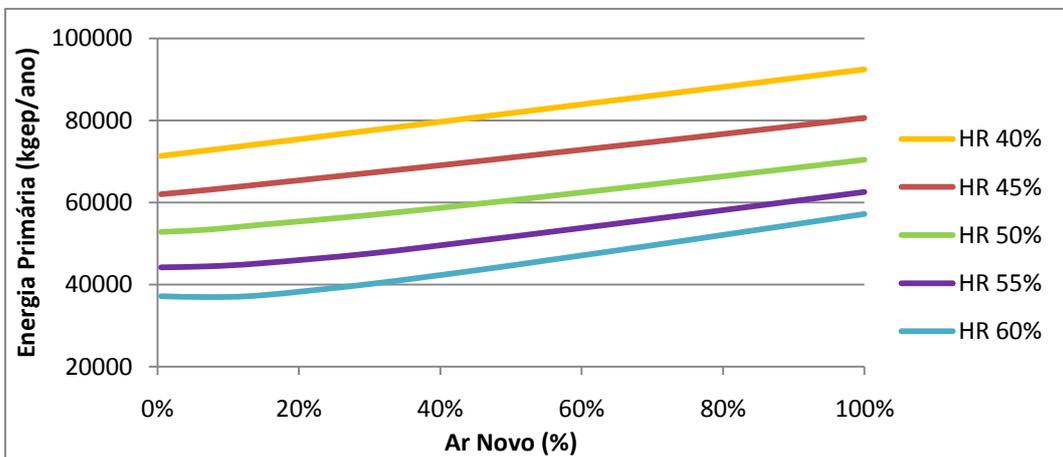


Gráfico 11.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 18°C em Faro em função do ar novo

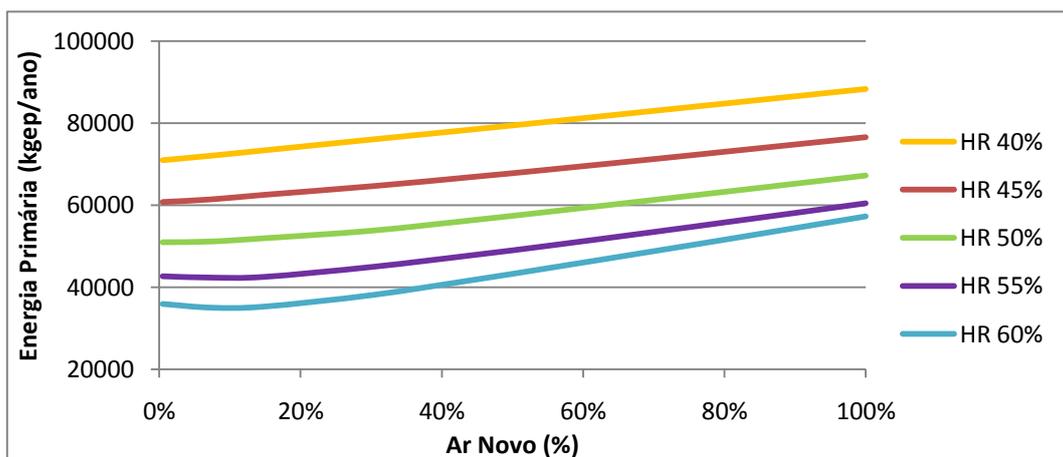


Gráfico 12.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 19°C em Faro em função do ar novo

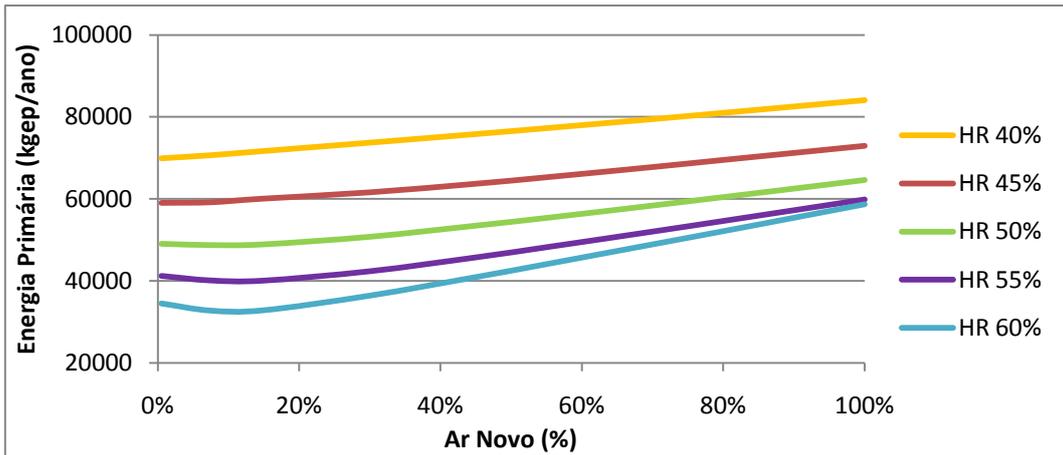


Gráfico 13.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 20°C em Faro em função do ar novo

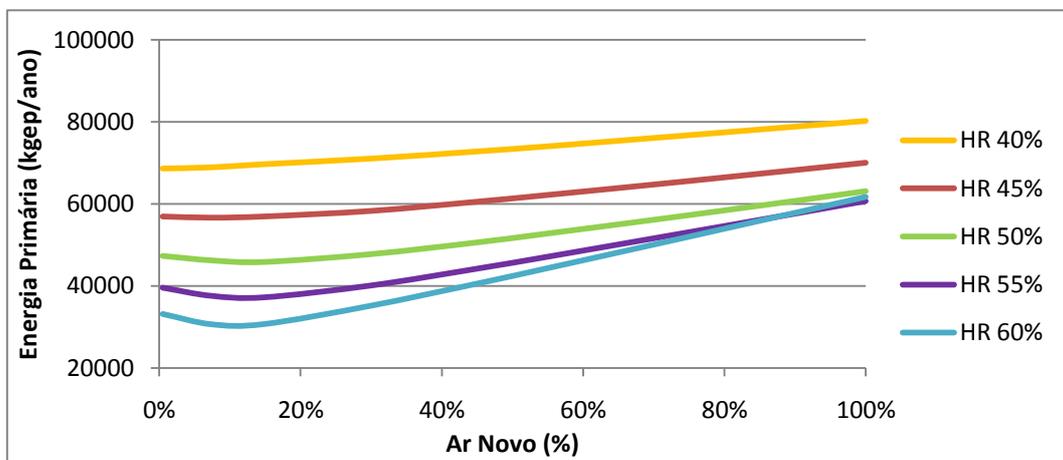


Gráfico 14.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 21°C em Faro em função do ar novo

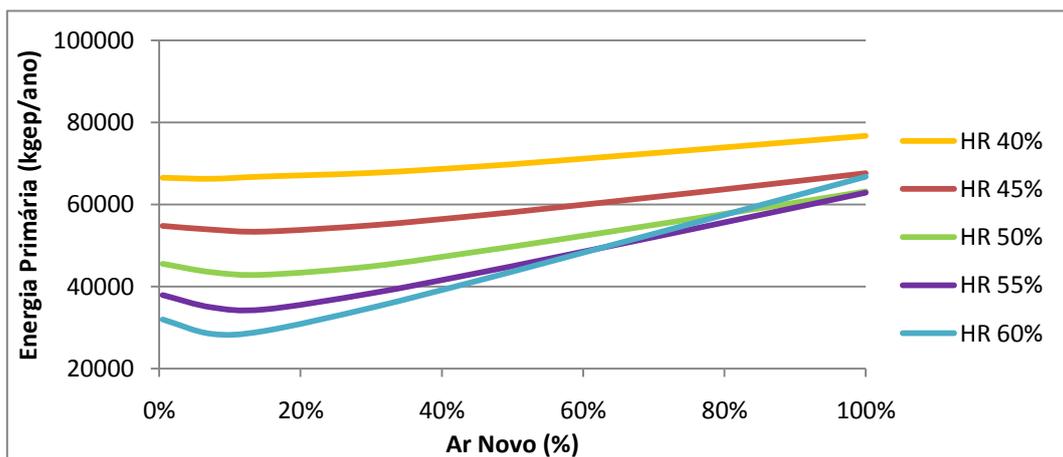


Gráfico 15.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 22°C em Faro em função do ar novo

BEJA

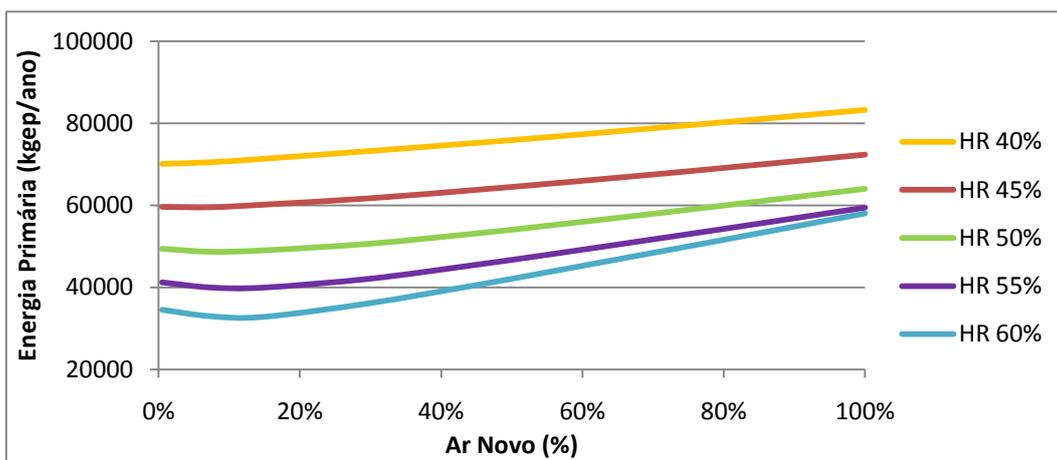


Gráfico 16.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 18°C em Beja em função do ar novo

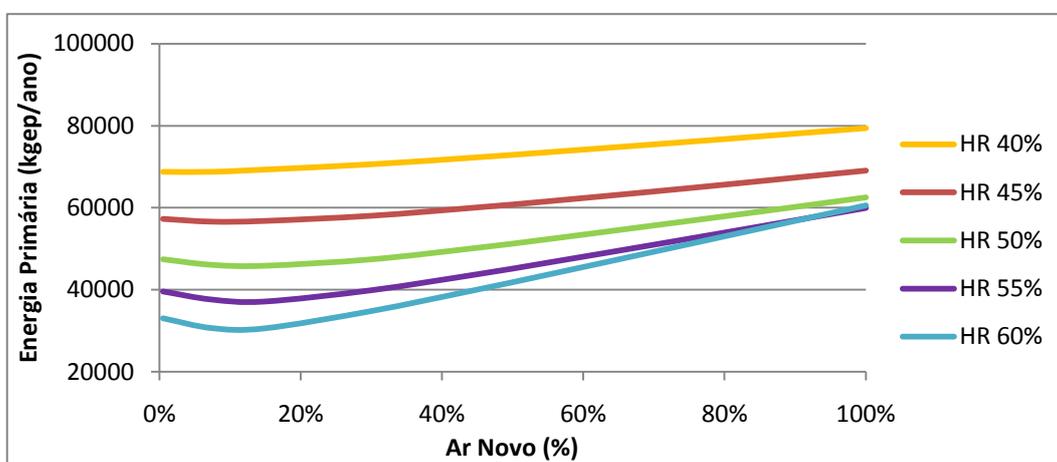


Gráfico 17.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 19°C em Beja em função do ar novo

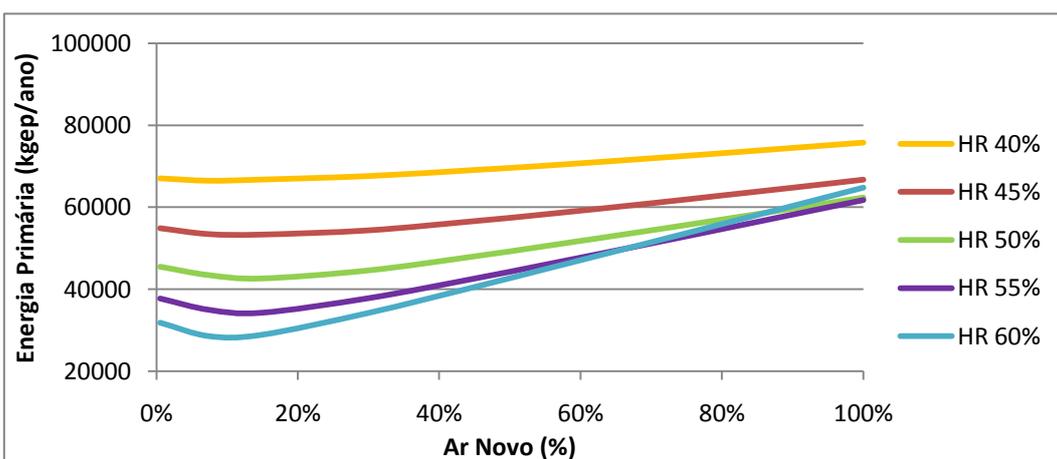


Gráfico 18.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 20°C em Beja em função do ar novo

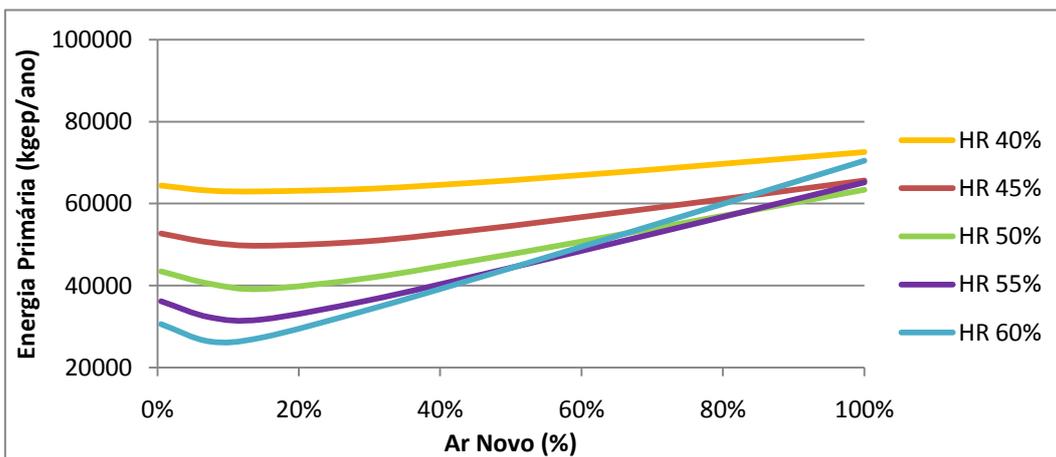


Gráfico 19.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 21°C em Beja em função do ar novo

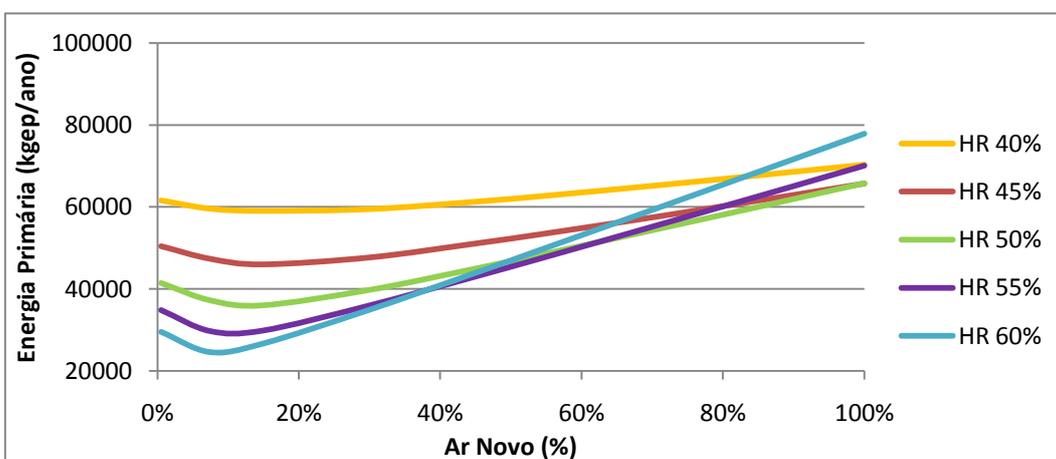


Gráfico 20.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 22°C em Beja em função do ar novo

Angra do Heroísmo

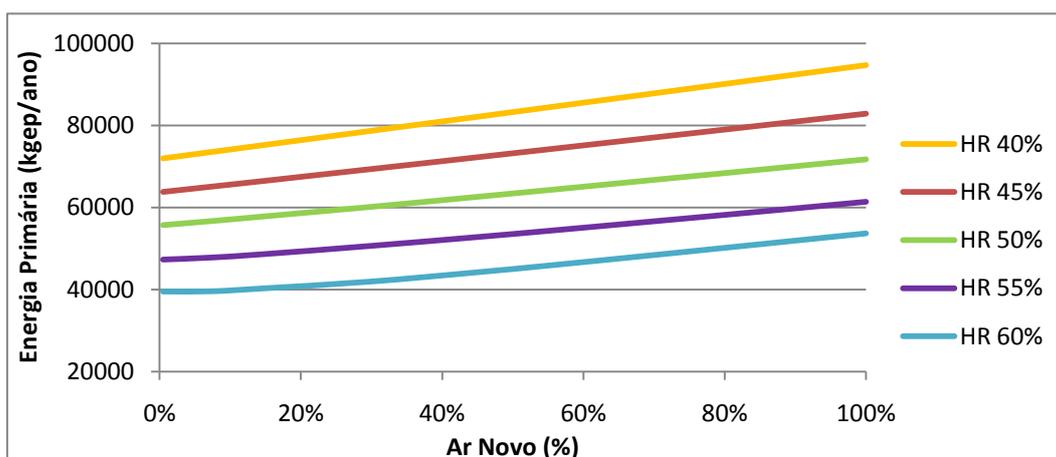


Gráfico 21.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 18°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

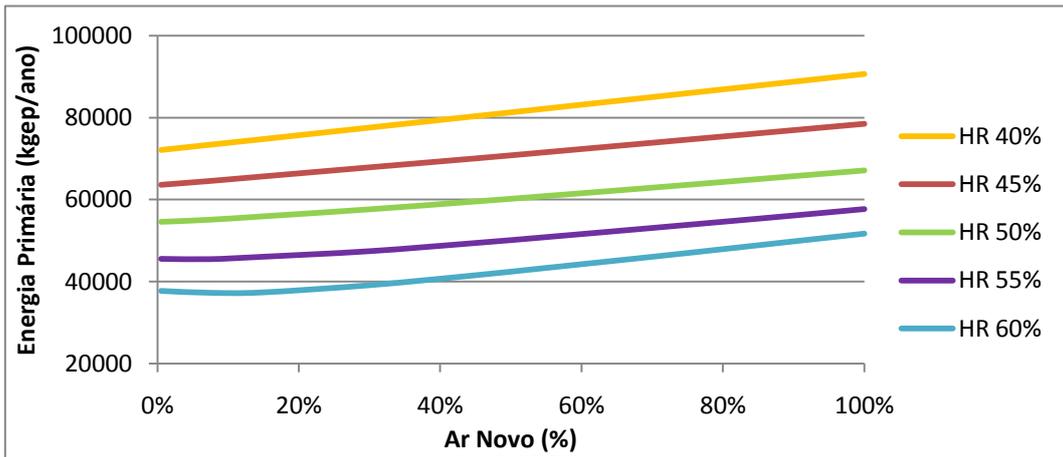


Gráfico 22.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 19°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

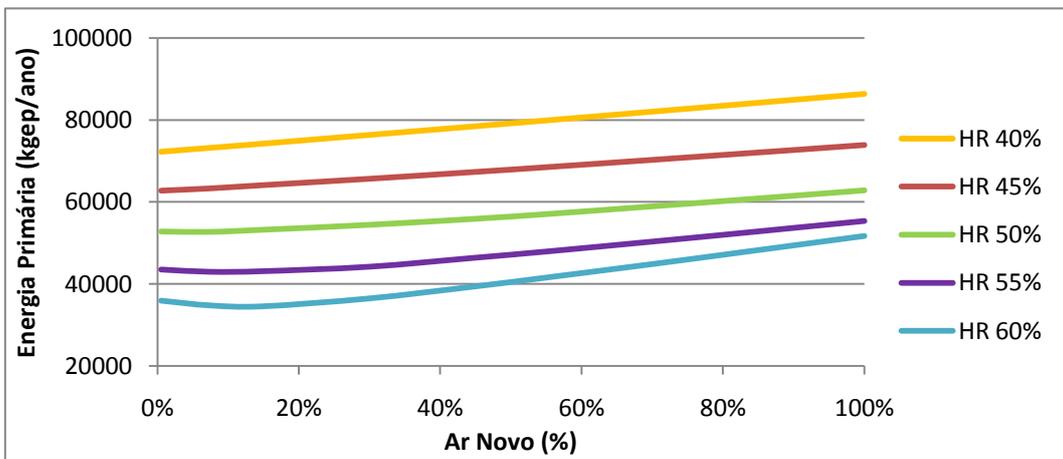


Gráfico 23.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 20°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

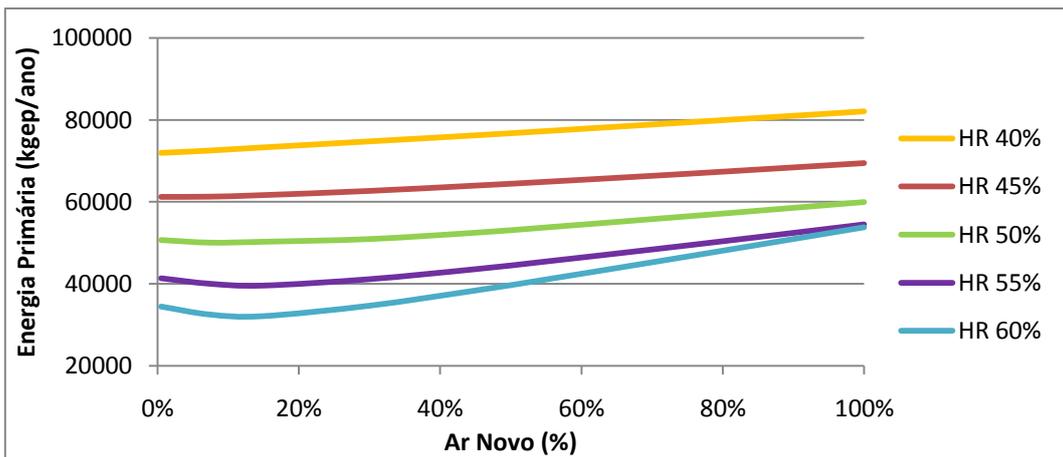


Gráfico 24.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 21°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

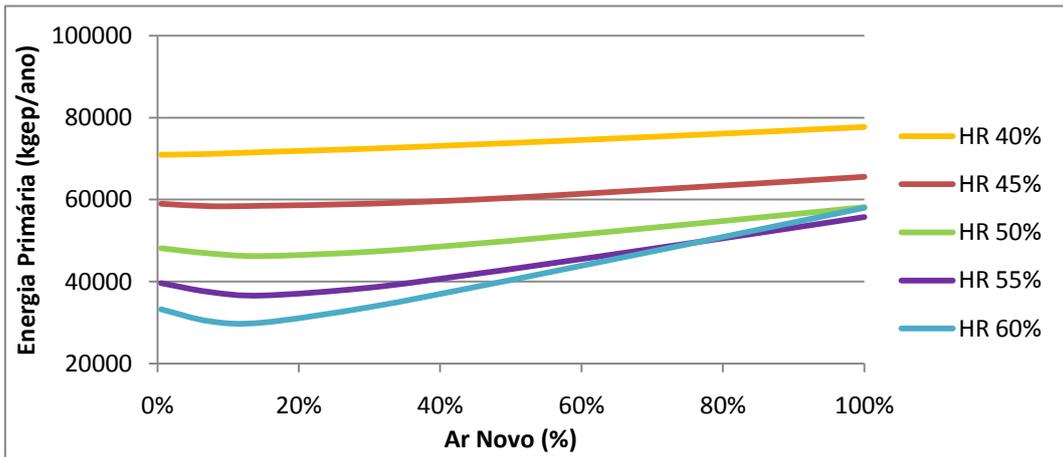


Gráfico 25.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 22°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

Covilhã

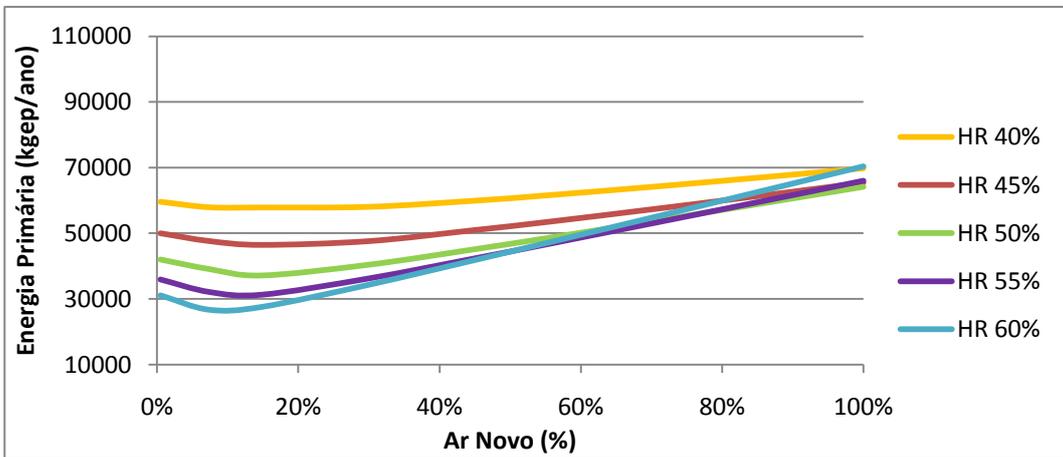


Gráfico 26.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 18°C na Covilhã em função do ar novo

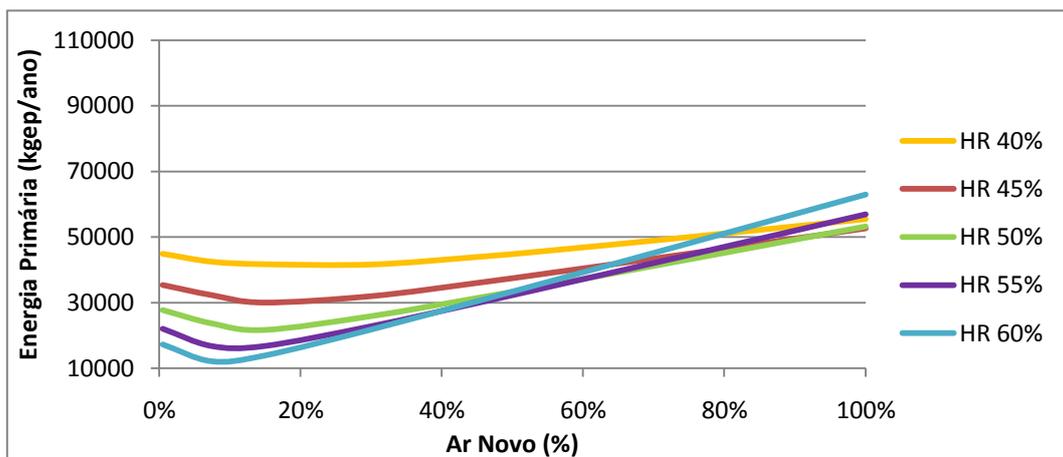


Gráfico 27.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 19°C na Covilhã em função do ar novo

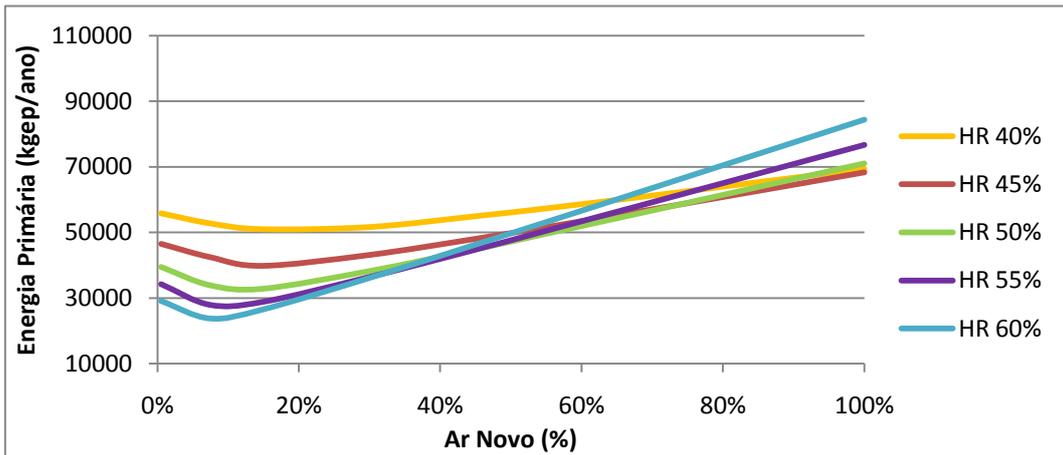


Gráfico 28.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 20°C na Covilhã em função do ar novo

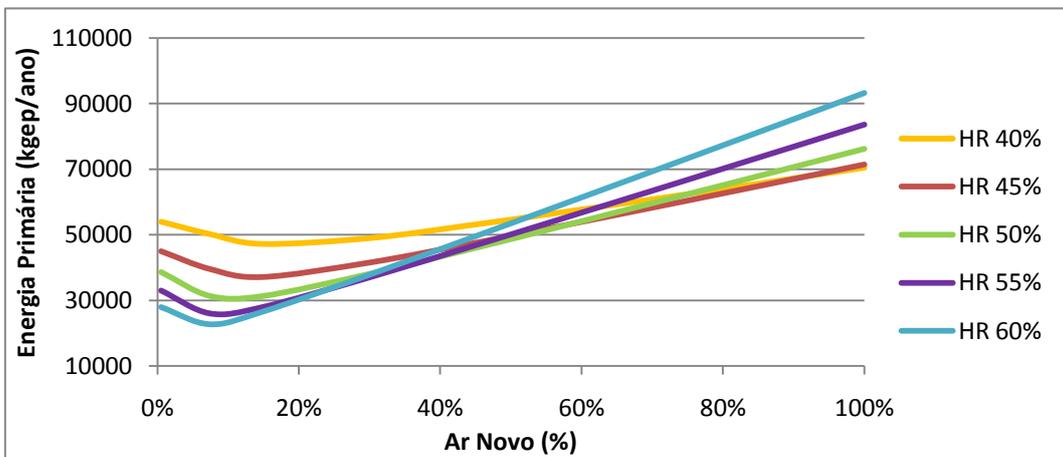


Gráfico 29.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 21°C na Covilhã em função do ar novo

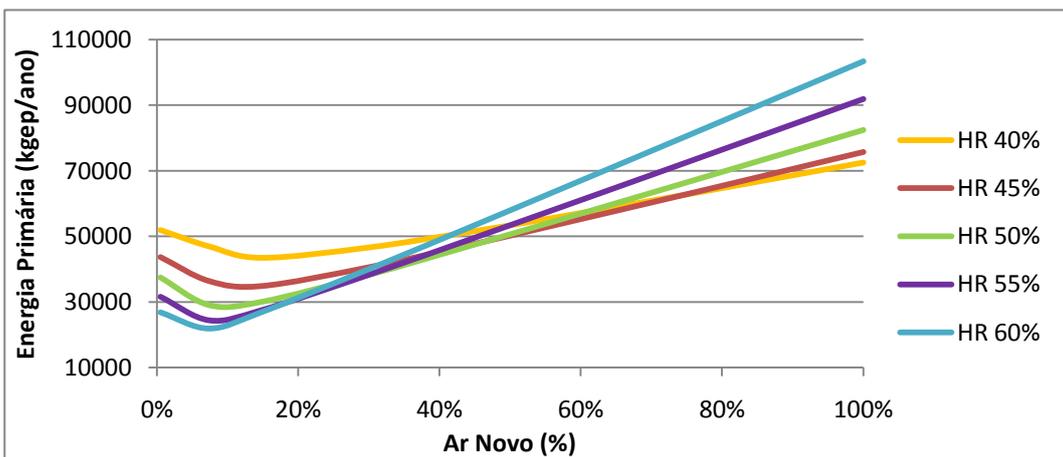


Gráfico 30.K - Consumo energético total para uma temperatura interior de 22°C na Covilhã em função do ar novo

ANEXO L: Custos totais para várias temperaturas interiores em função do ar novo (8100 m³/h)

PORTO

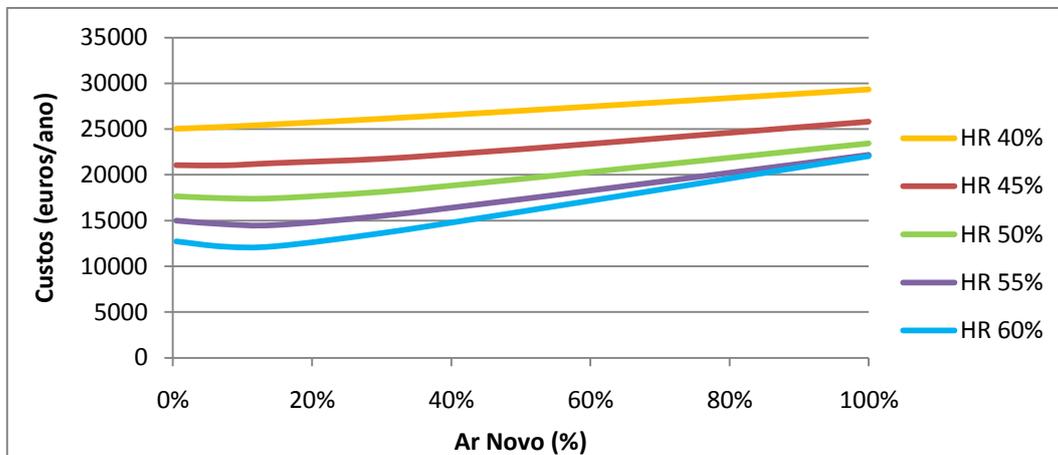


Gráfico 1.L - Custos totais para uma temperatura interior de 18°C no Porto em função do ar novo

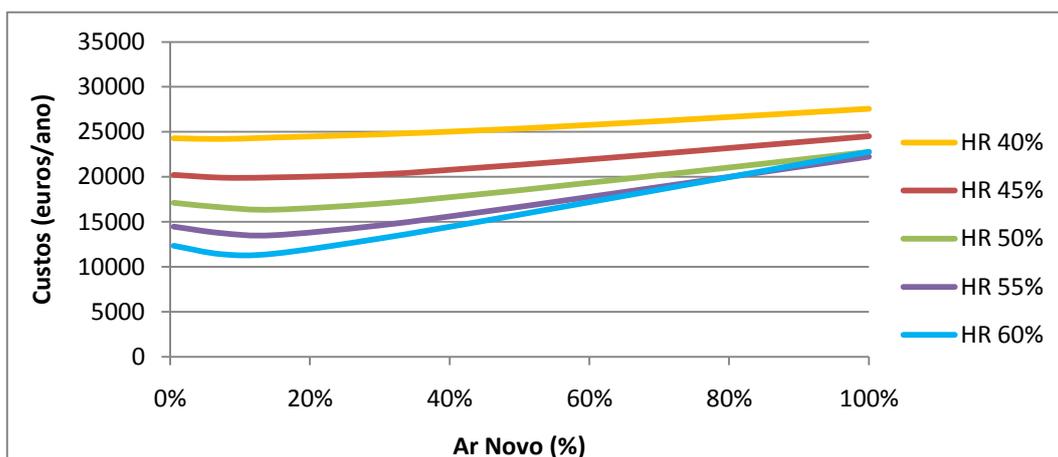


Gráfico 2.L - Custos totais para uma temperatura interior de 19°C no Porto em função do ar novo

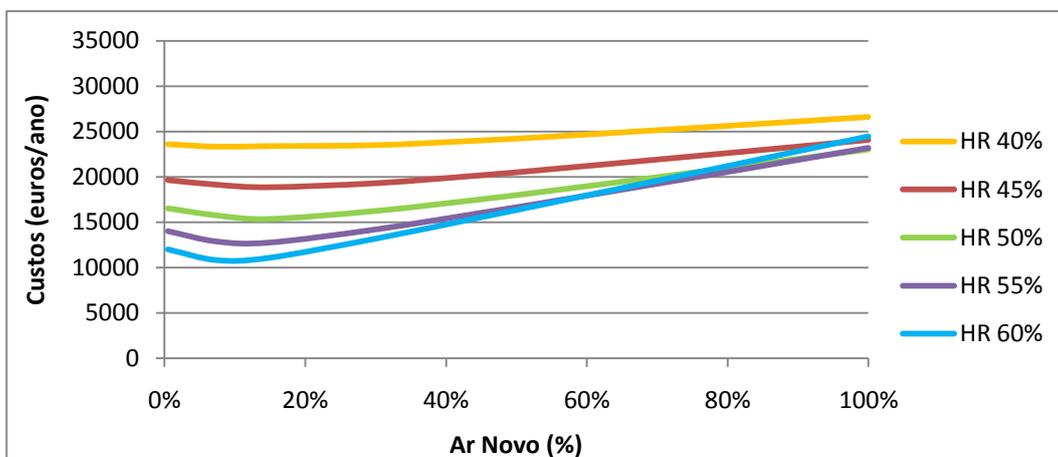


Gráfico 3.L - Custos totais para uma temperatura interior de 20°C no Porto em função do ar novo

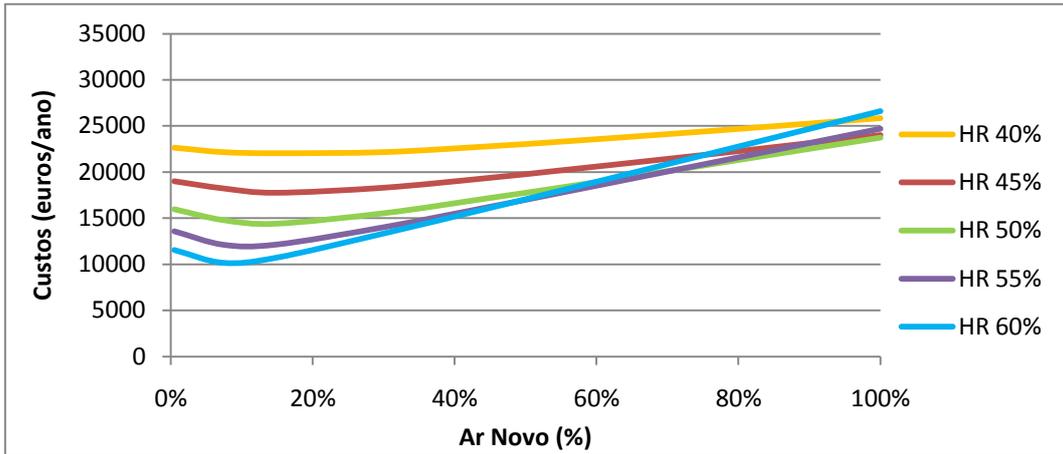


Gráfico 4.L - Custos totais para uma temperatura interior de 21°C no Porto em função do ar novo

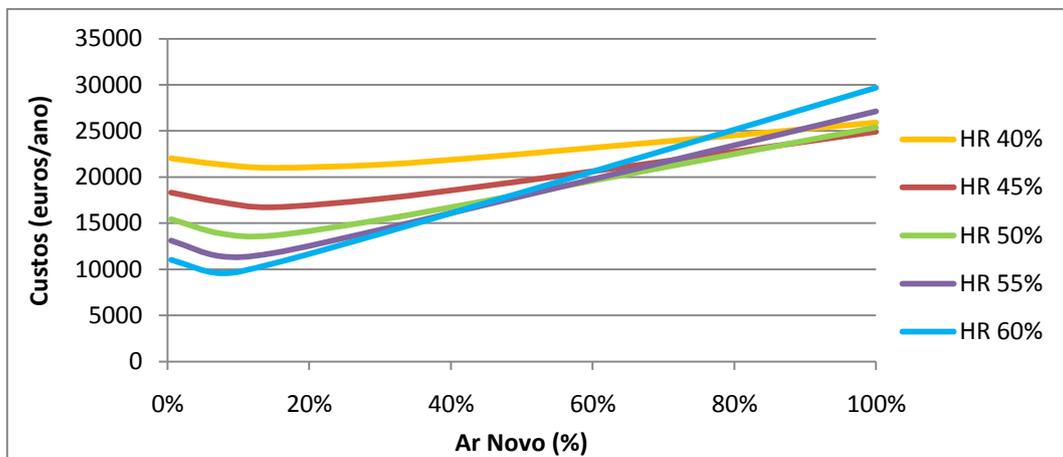


Gráfico 5.L - Custos totais para uma temperatura interior de 22°C no Porto em função do ar novo

LISBOA

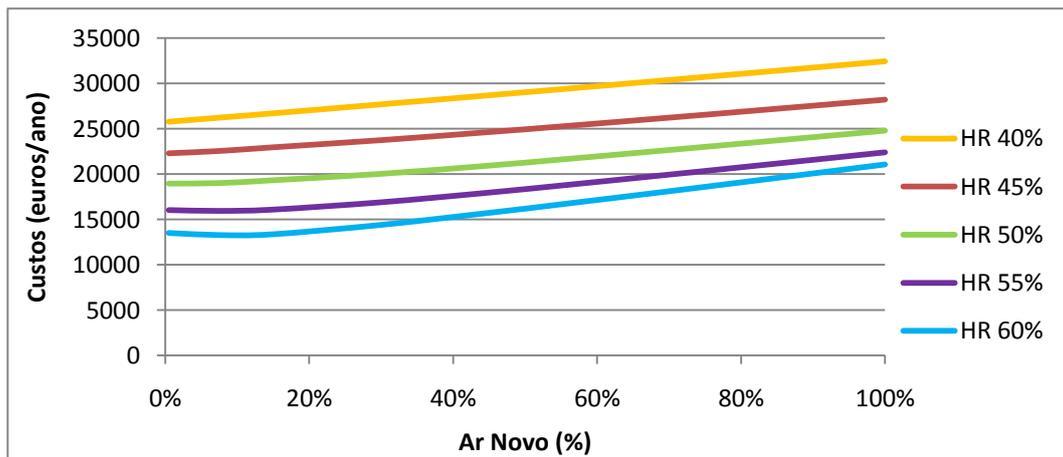


Gráfico 6.L - Custos totais para uma temperatura interior de 18°C em Lisboa em função do ar novo

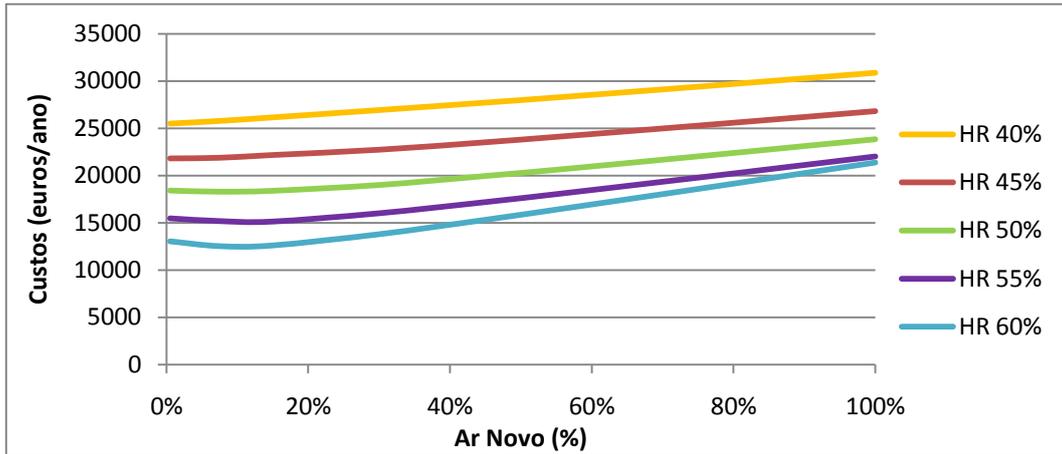


Gráfico 7.L - Custos totais para uma temperatura interior de 19°C em Lisboa em função do ar novo

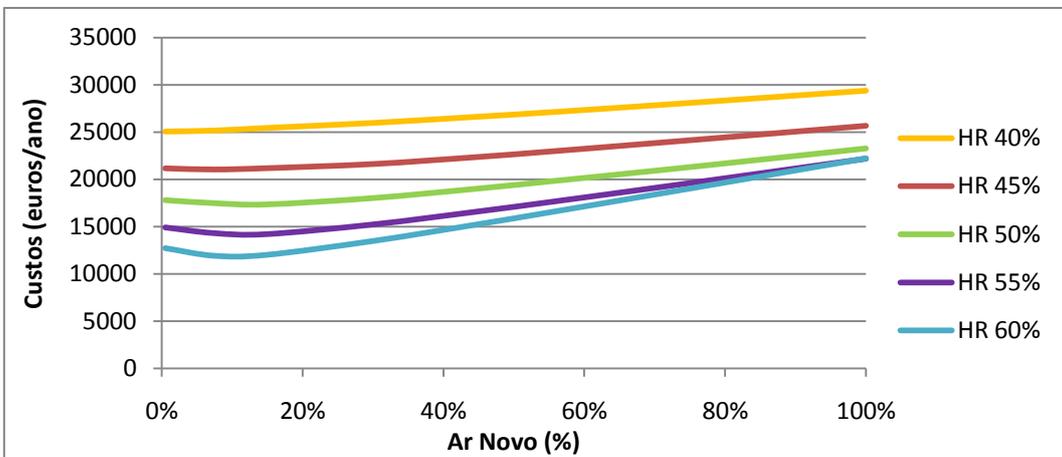


Gráfico 8.L - Custos totais para uma temperatura interior de 20°C em Lisboa em função do ar novo

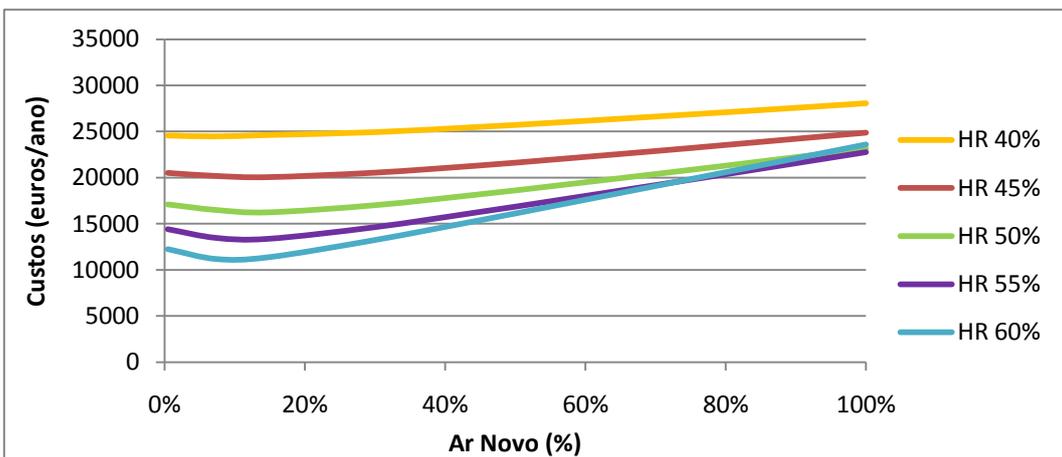


Gráfico 9.L - Custos totais para uma temperatura interior de 21°C em Lisboa em função do ar novo

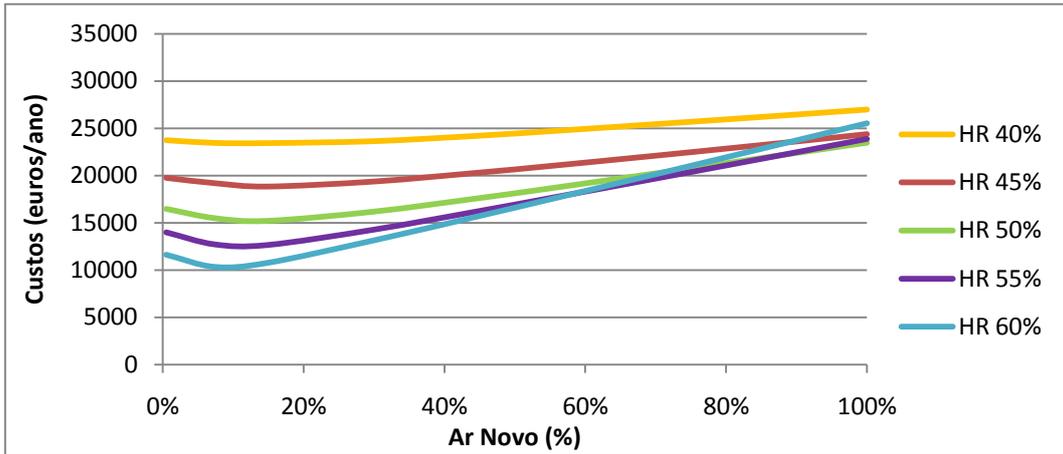


Gráfico 10.L - Custos totais para uma temperatura interior de 22°C em Lisboa em função do ar novo

FARO

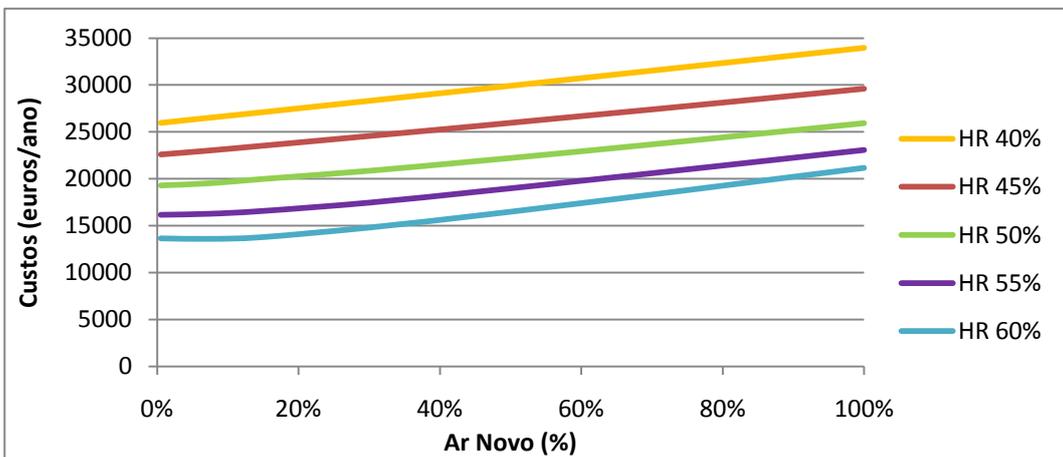


Gráfico 11.L - Custos totais para uma temperatura interior de 18°C em Faro em função do ar novo

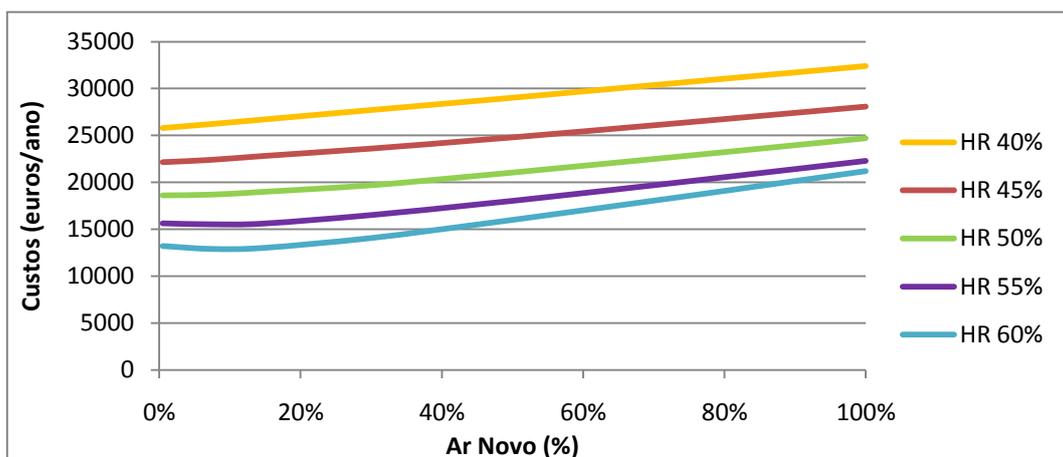


Gráfico 12.L - Custos totais para uma temperatura interior de 19°C em Faro em função do ar novo

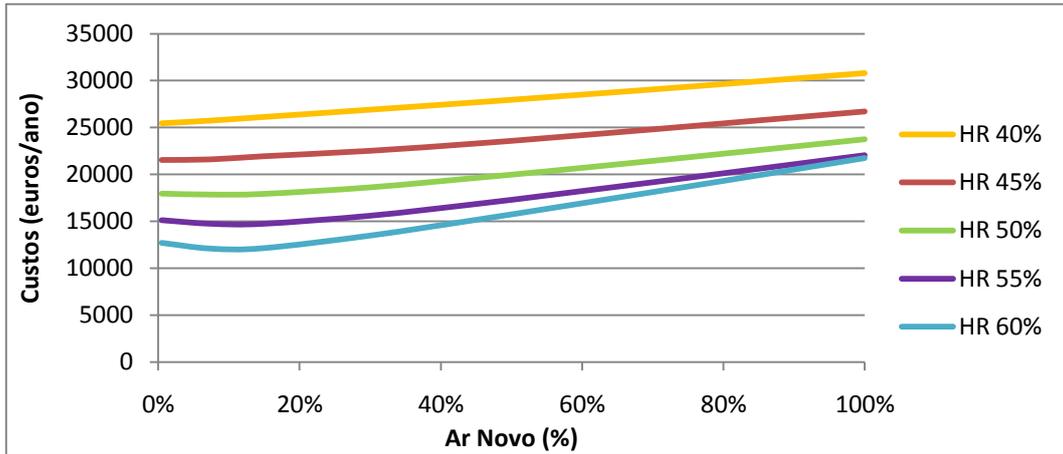


Gráfico 13.L - Custos totais para uma temperatura interior de 20°C em Faro em função do ar novo

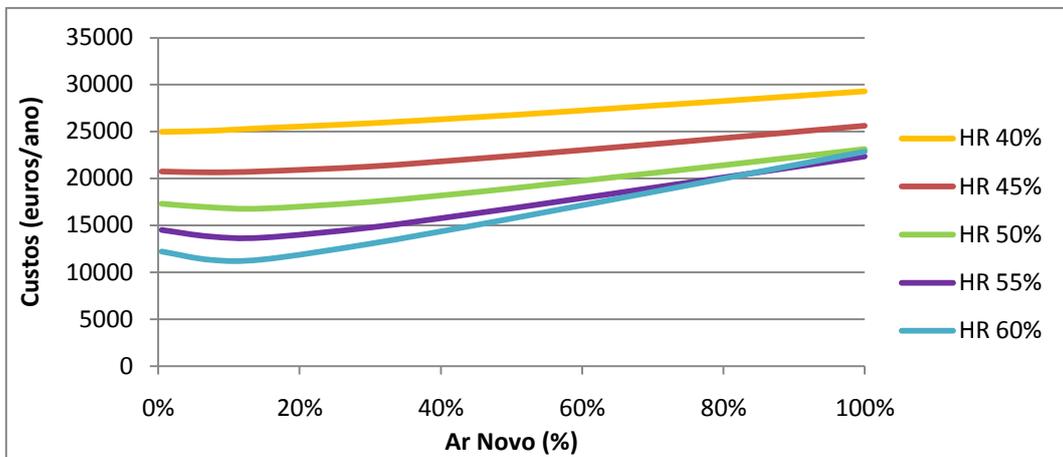


Gráfico 14.L - Custos totais para uma temperatura interior de 21°C em Faro em função do ar novo

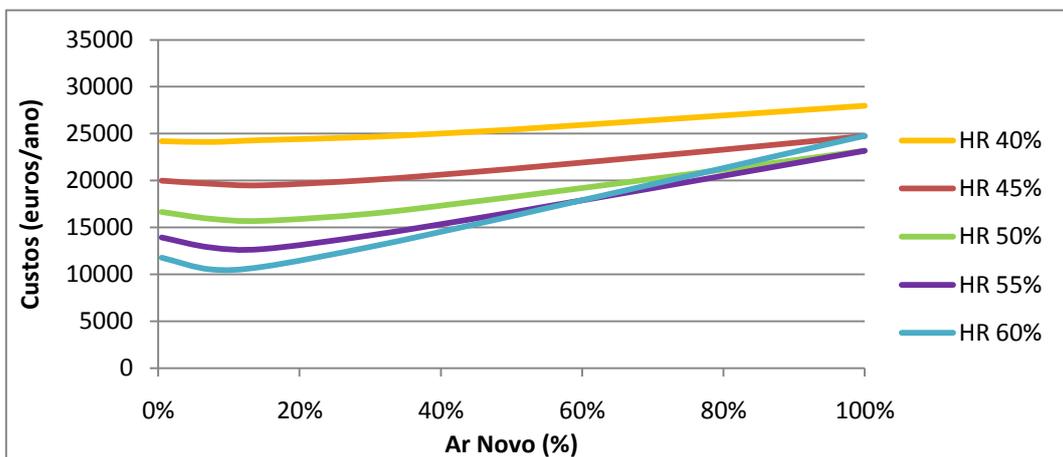


Gráfico 15.L - Custos totais para uma temperatura interior de 22°C em Faro em função do ar novo

Beja

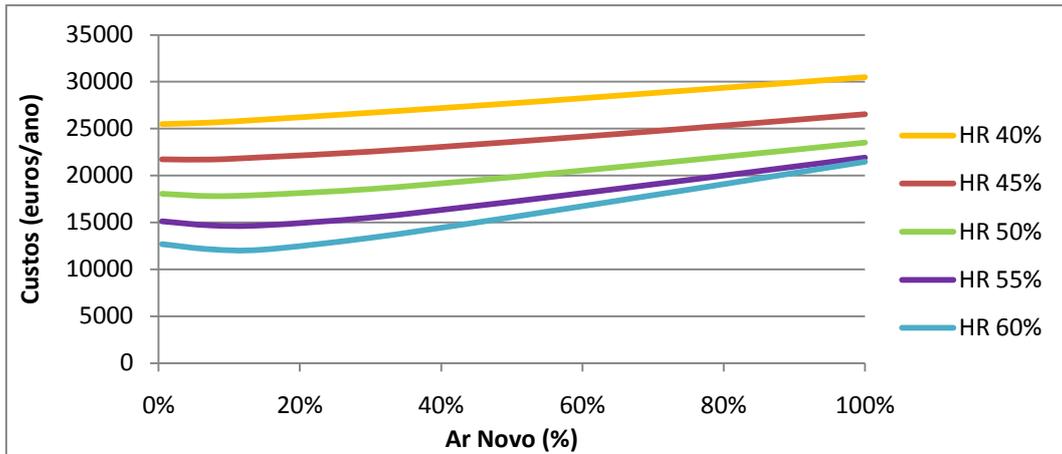


Gráfico 16.L - Custos totais para uma temperatura interior de 18°C em Beja em função do ar novo

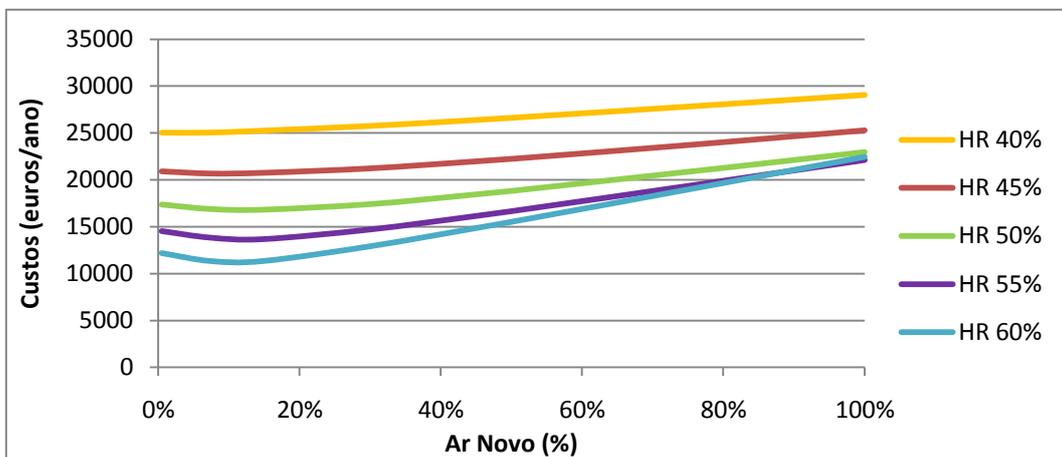


Gráfico 17.L - Custos totais para uma temperatura interior de 19°C em Beja em função do ar novo

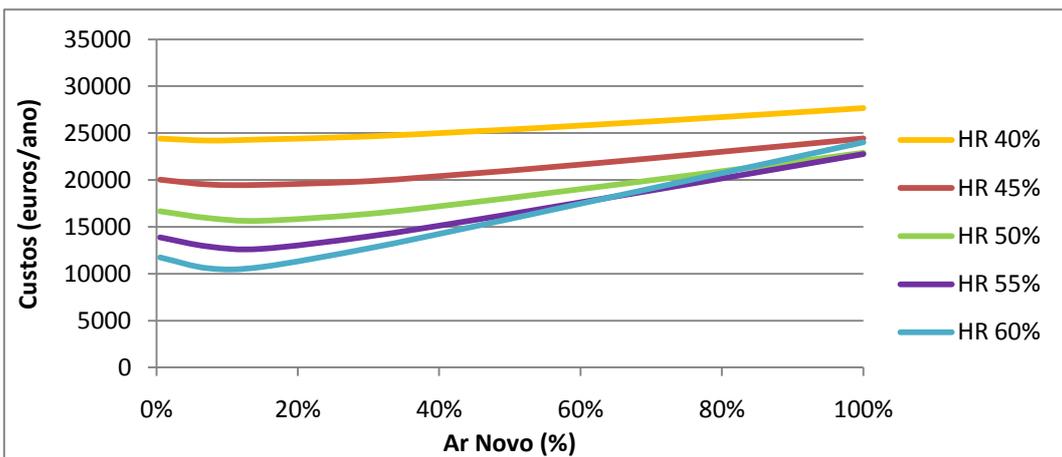


Gráfico 18.L - Custos totais para uma temperatura interior de 20°C em Beja em função do ar novo

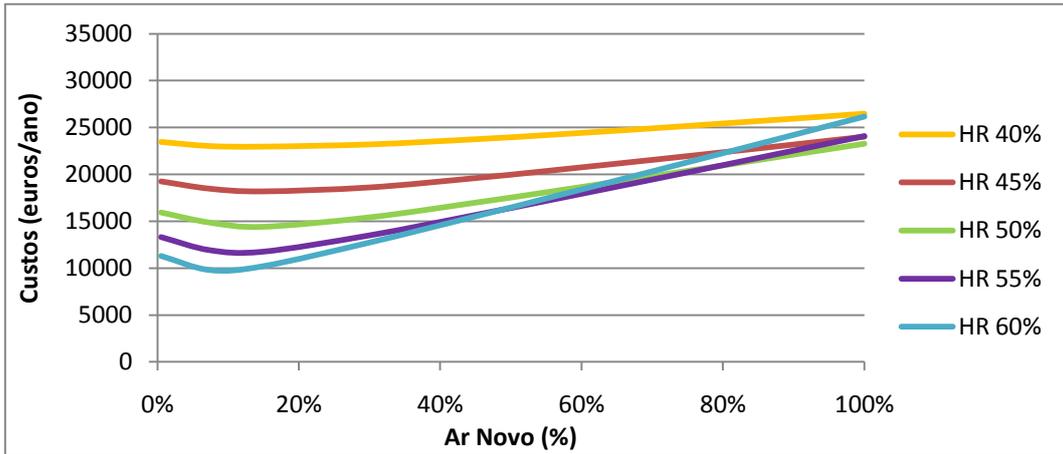


Gráfico 19.L - Custos totais para uma temperatura interior de 21°C em Beja em função do ar novo

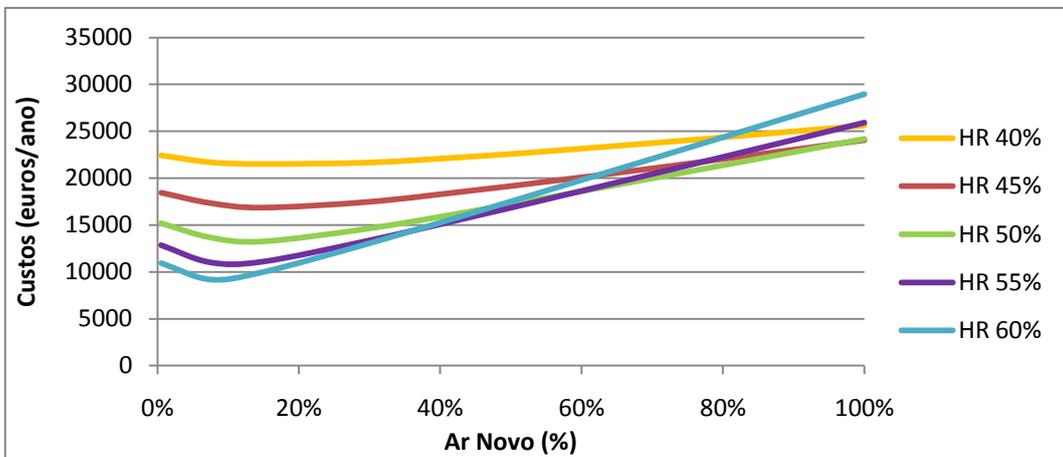


Gráfico 20.L - Custos totais para uma temperatura interior de 22°C em Beja em função do ar novo

Angra do Heroísmo

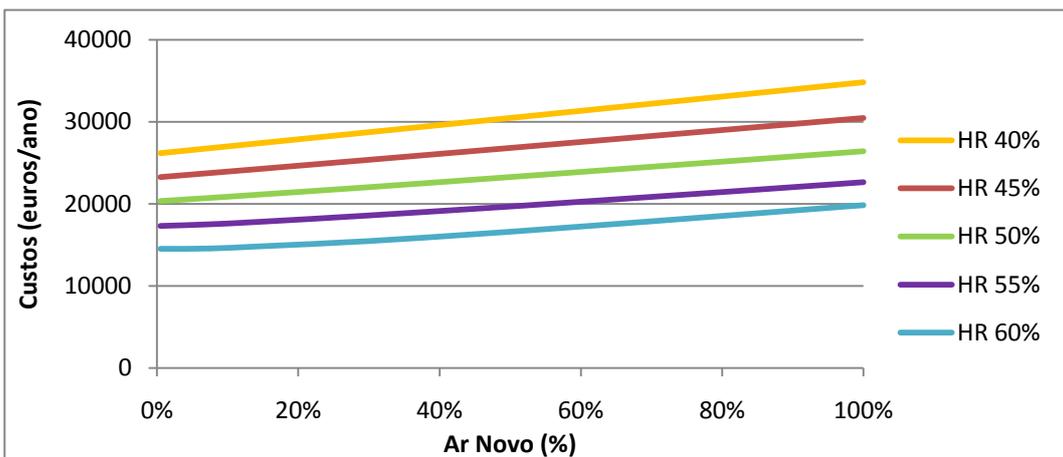


Gráfico 21.L - Custos totais para uma temperatura interior de 18°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

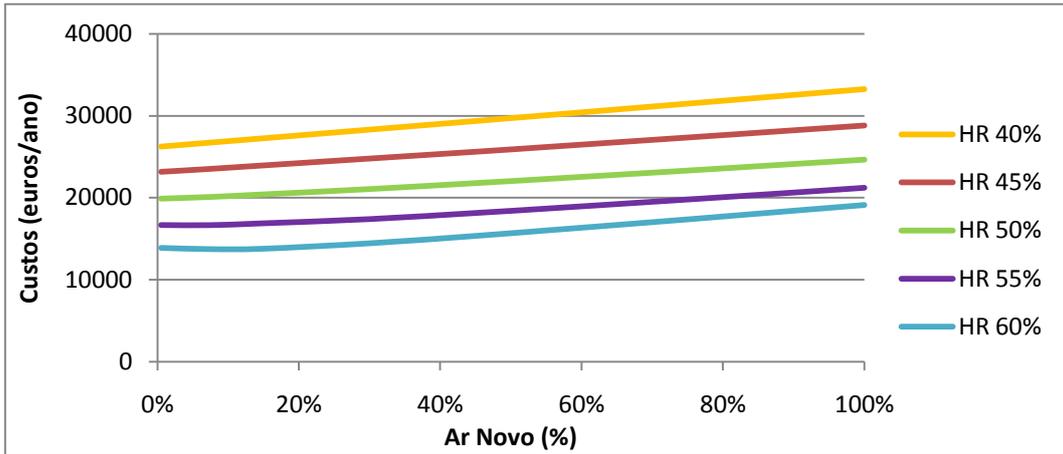


Gráfico 22.L - Custos totais para uma temperatura interior de 19°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

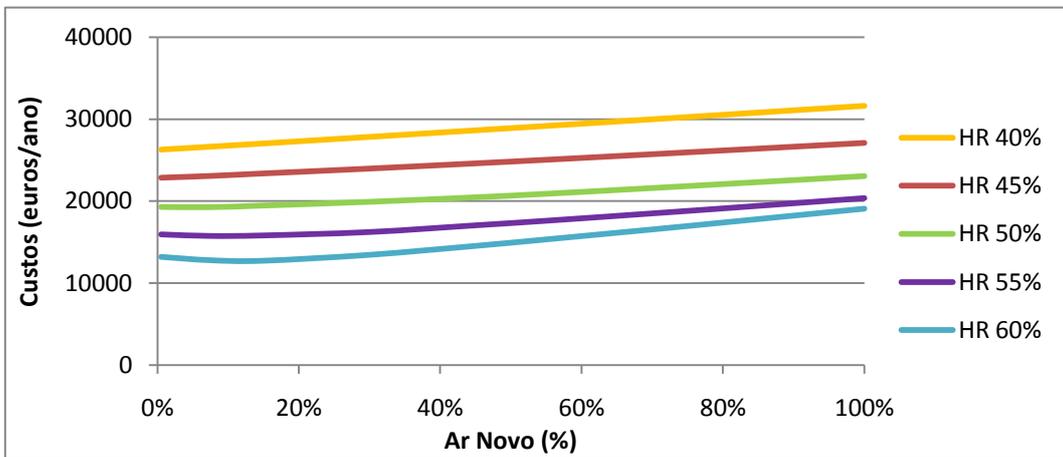


Gráfico 23.L - Custos totais para uma temperatura interior de 20°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

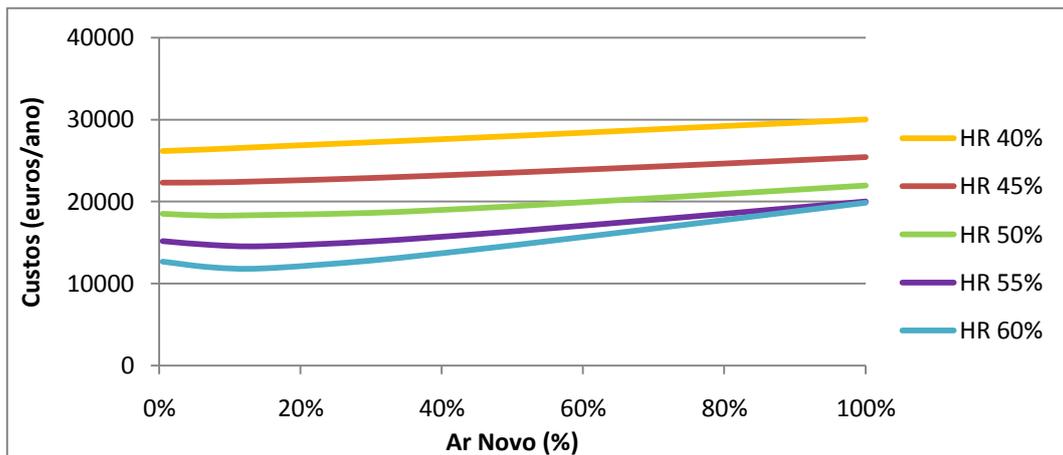


Gráfico 24.L - Custos totais para uma temperatura interior de 21°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

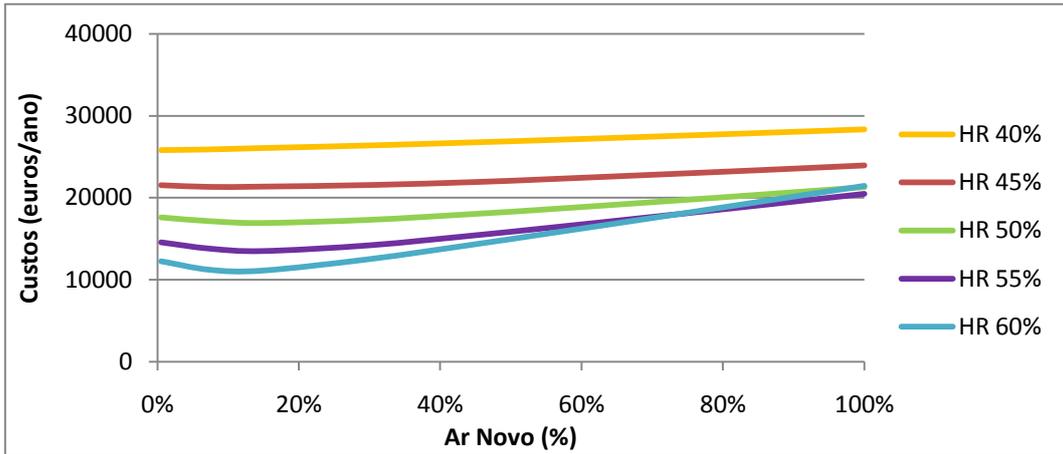


Gráfico 25.L - Custos totais para uma temperatura interior de 22°C em Angra do Heroísmo em função do ar novo

Covilhã

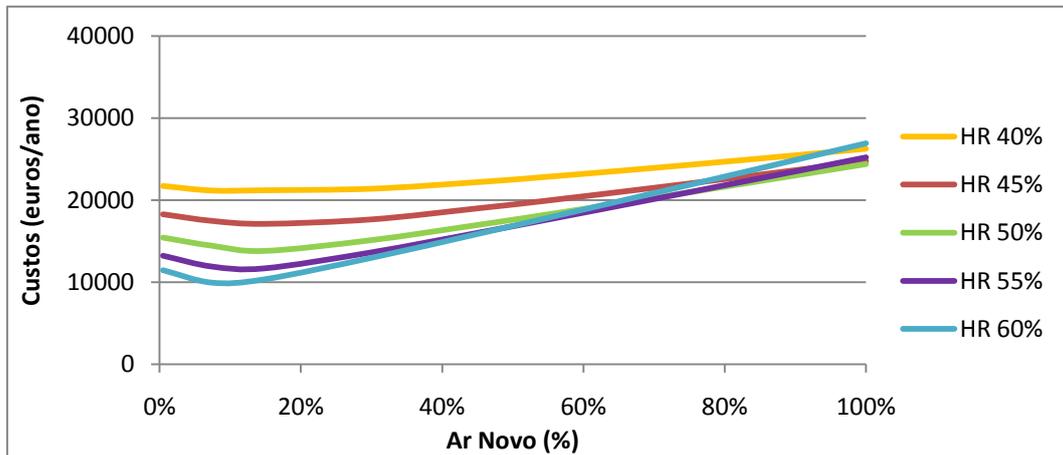


Gráfico 26.L - Custos totais para uma temperatura interior de 18°C na Covilhã em função do ar novo

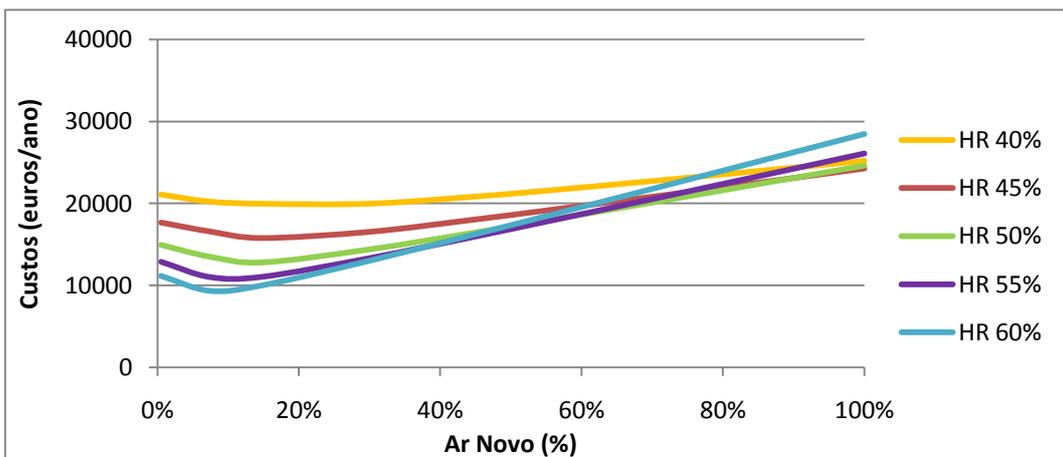


Gráfico 27.L - Custos totais para uma temperatura interior de 19°C na Covilhã em função do ar novo

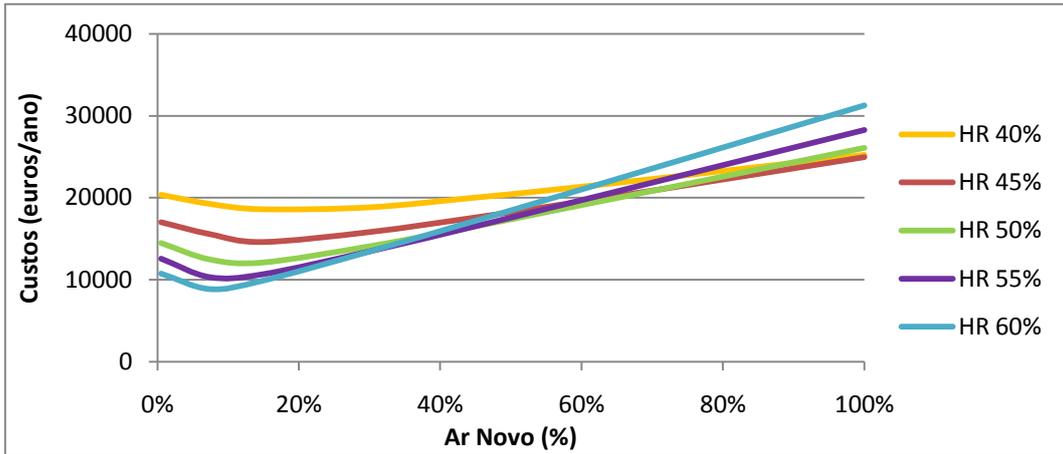


Gráfico 28.L - Custos totais para uma temperatura interior de 20°C na Covilhã em função do ar novo

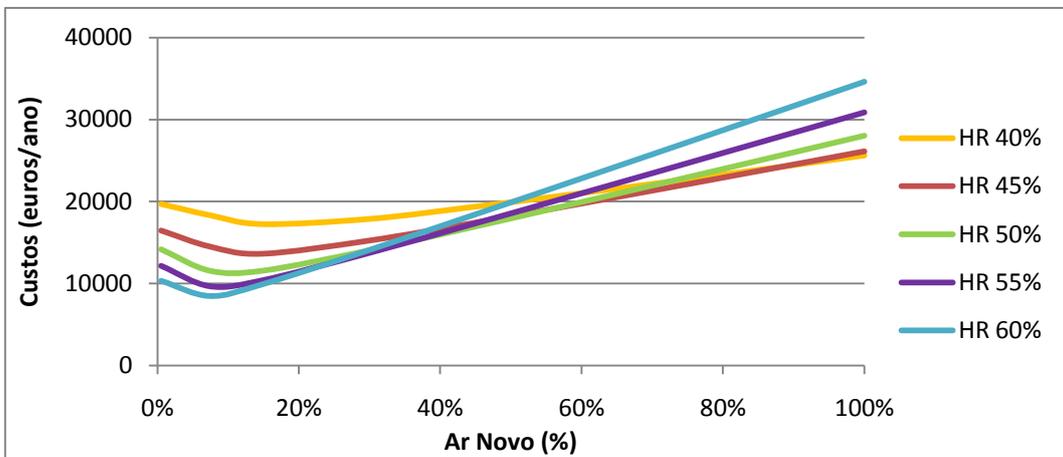


Gráfico 29.L - Custos totais para uma temperatura interior de 21°C na Covilhã em função do ar novo

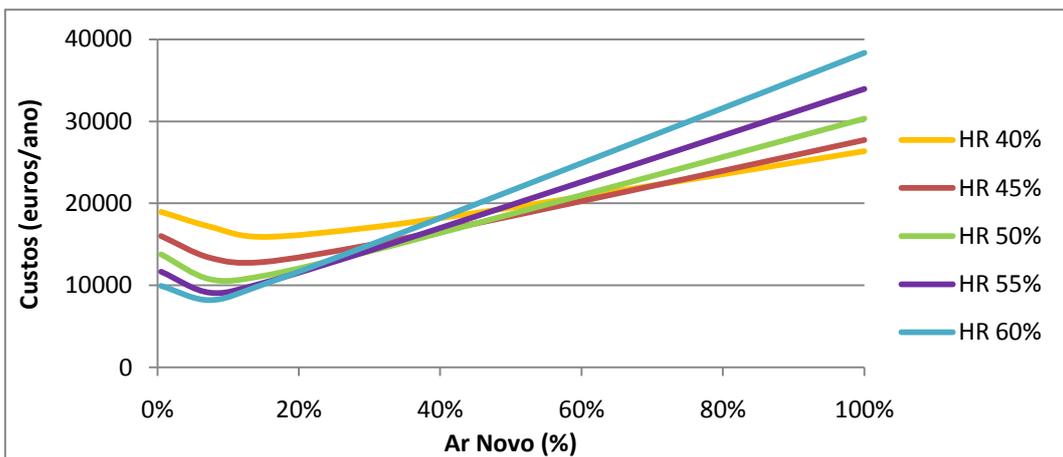


Gráfico 30.L - Custos totais para uma temperatura interior de 22°C na Covilhã em função do ar novo

ANEXO M: Soluções construtivas de um bloco operatório

Pavimentos interiores

Nos pavimentos interiores não podem existir juntas de dilatação a atravessar compartimentos em que é exigido ambiente estéril ou de elevada assepsia, nem em instalações sanitárias ou em áreas susceptíveis de ocorrência de derrames de substâncias perigosas. Podem, no entanto, atravessar circulações, desde que correctamente protegidas com sistema apropriado que não prejudique nem dificulte a circulação de equipamentos rodados.

Em especial, nas zonas onde se exige maior assepsia, os revestimentos de piso devem ser contínuos, evitando-se as juntas entre peças. Nestes mesmos locais os rodapés devem ser do mesmo material do pavimento, ligando-se em “meia cana” para maior facilidade de limpeza, conforme ilustrado na Figura .



Figura 1.N - Rodapé de uma sala de operações

Os materiais a aplicar em pavimentos interiores devem:

- Obedecer à classificação UPEC (conforme ITE29 – LNEC 1991) para edifícios hospitalares ou outra equivalente e de igual importância, sempre que se trate de revestimentos delgados de pisos;
- Garantir em conjunto com o sistema associado de pavimentos, características anti-estáticas, com resistência compreendida entre 50 KOhm e 100 MOhm, satisfazendo a norma ISO 2882, depois de medida conforme a norma ISO 2878, nos compartimentos, onde permaneçam ou circulem doentes, do bloco operatório, cirurgia ambulatória, cuidados intensivos e em outras áreas que requeiram esta especificidade.

Paredes interiores

O revestimento das paredes interiores deve:

- ter acabamento adequado às exigências funcionais dos compartimentos a que respeitam, nomeadamente quanto à possibilidade de limpeza, conforto tátil e resistência mecânica ao desgaste e aos agentes químicos;
- Não se permite a utilização de revestimentos de paredes interiores que por características da respectiva superfície de acabamento, juntas, natureza dos materiais ou outros aspectos não garantam a capacidade de assepsia;
- Não se permite a utilização de betão aparente;
- Todas as paredes interiores em alvenaria devem ser rebocadas, mesmo as que ficam nos vãos dos tectos falsos, sempre que estes sejam visitáveis ou não selados.

Tectos

Os elementos de tecto devem:

- Ter acabamento que permita uma fácil limpeza e evite a formação de fungos ou bactérias;
- Não permitir a criação, libertação ou passagem de poeiras ou partículas nos compartimentos onde haja necessidade de assepsia ou limpeza;
- Incorporar as instalações técnicas (iluminação, grelhagens, entre outras) quando existam, sem juntas, frestas ou ressalto susceptíveis de acumular poeiras ou sujidades, quando em compartimentos que assim o exijam;
- Ter resistência ao fogo devidamente certificada, de acordo com o compartimento onde se integram.

Tectos falsos

Os tectos falsos e sistemas de montagem associados devem:

- Permitir um acesso fácil às instalações técnicas, localizadas acima do tecto falso, por desmontagem e remontagem dos seus elementos sem deterioração dos mesmos;
- Assegurar um número mínimo de pontos de acesso às instalações;
- Permitir uma fácil limpeza
- Considerar a articulação entre soluções de iluminação e outro tipo de instalações e iluminação e equipamentos especiais, de forma a evitar situações propícias à acumulação de sujidade ou recurso a manutenção e limpeza complexas;

- Ser constituídos por materiais que não desagreguem, não provoquem desprendimento de poeiras nem libertem produtos tóxicos durante a combustão ou provoquem reacções alérgicas;
- Privilegiar a ausência de juntas, em áreas e compartimentos onde haja necessidade de assepsia;
- Quando tiverem componentes metálicos, garantir que os mesmos sejam resistentes à corrosão;
- Ser resistentes à humidade, mantendo-se inalteráveis e sem manchas, mesmo no caso de infiltrações;
- Incorporar as instalações técnicas (iluminação, grelhagens, entre outras) quando existam, sem juntas, frestas ou ressaltos susceptíveis de acumular poeiras ou sujidades, em compartimentos que assim o exijam.

ANEXO N: Requisitos das unidades de tratamento de ar de uma sala de operações (UTA higiénicas)

Gerais

Os requisitos gerais das UTA higiénicas são os enunciados de seguida:

- Todos os materiais constituintes da unidade, do lado da insuflação deverão ser inócuos, não produtores de substâncias nocivas, nem meio de crescimento de microrganismos.
- A envolvente da unidade deverá ser resistente a desinfetantes e à corrosão.
- Os componentes em contacto com a corrente de ar deverão ser, no mínimo revestidos com galvanização zincada.
- A base, elementos deslizantes em calhas e elementos que contactem com condensados deverão ser resistentes à corrosão, construção em liga de alumínio e magnésio ou aço inox.
- Deverão ser evitadas as superfícies quinadas, de modo a facilitar a limpeza.

Mecânicos da carcaça da unidade

As características mecânicas da carcaça do equipamento deverão ser, segundo a DIN EN 1886 as unidades deverão garantir:

- Estabilidade mecânica D2
- Fugas pela envolvente L2
- Bypass máximo aos filtros 0.5% do caudal nominal
- Perdas térmicas da envolvente T3
- Factor de ponte térmica TB3

Admissão de ar

A secção de admissão tem como requisito:

- Quando instalada no exterior deverá ter protecção à intempérie.

Tabuleiros e Sifões

Já no que respeita aos tabuleiros e sifões, foram encontrados os seguintes requisitos:

- Deverão ser resistentes à corrosão e desinfetantes, em liga de alumínio e magnésio ou aço inox, obrigatórios para os seguintes componentes:
 - Secção de admissão
 - Arrefecimento
 - Humidificação/desumidificação
 - Recuperação de calor (de ambos os lados)

- Os condensados devem ser completamente evacuados, sendo o tabuleiro desenhado de forma especial.
- O diâmetro do sifão deverá ser no mínimo 40mm.
- Drenos com diferentes pressões devem ter sifões individuais.

Registos

Apresenta-se de seguida as características exigidas para os registos:

- As unidades deverão ser equipadas com registos multi-lâminas para exterior na admissão, rejeição, extracção e insuflação. Em relação às fugas os registos deverão ser, pelo menos classe 2, segundo a norma DIN EN 1751. Para unidades exteriores os registos deverão ficar no interior da mesma.

Filtros

As propriedades dos filtros utilizados devem cumprir aos seguintes requisitos:

- Deverão ser fáceis de montar, substituir e manter.
- Deverá existir uma porta de inspecção.
- Não deverão ser atingidas temperaturas de condensação perto dos filtros.

Recuperadores

- Devem ter um desenho que permita a fácil limpeza e manutenção.
- Para permutadores resistentes à corrosão devem ser usados:
 - Alumínio para as alhetas;
 - Cobre para os tubos;
 - Cobre ou aço galvanizado para o colector.

Baterias de arrefecimento

- As velocidades devem ser menores que 2,5 m/s de forma a evitar o uso de separador de gotas. O aro deve ser resistentes à corrosão, em alumínio e magnésio ou aço inox e a serpentina de cobre.

Separador de gotas

- Evita que gotas produzidas pelos humidificadores ou baterias de arrefecimento progridam no sistema. Podem estar instalados a montante do segundo estágio de filtragem.
- Deverão ser resistentes à corrosão, laváveis e removíveis para manutenção.

Ventilador

- Todo o módulo de ventilação, incluindo a turbina e a base deverão ser protegidos contra a corrosão, através de um processo de galvanização e pintura.
- Devem ser facilmente acessíveis para inspeção e manutenção.

Humidificadores

- Segundo a VDI 6022, os humidificadores deverão ser dimensionados de modo a que, em conjunto com as baterias de pré-aquecimento e aquecimento, não provoquem uma humidade relativa superior a 90%.
- Sendo uma zona húmida, só poderão ser construídos com materiais resistentes à corrosão e que não promovam o crescimento de elementos bacteriológicos.
- Não deverão ser instalados imediatamente antes de filtros ou atenuadores de som.
- Só são permitidos humidificadores a vapor.

Atenuadores

- Deverão estar a montante do segundo estágio de filtração.
- Não deverá estar imediatamente a jusante de nenhum produtor de gotas.
- Deverão ser à prova de abrasão, hidrófobos e não desagregantes.

Equipamento de monitorização

- Vidros de inspeção com diâmetro de 150mm, iluminação interna pelo menos para ventilador, filtros e humidificador.
- Leitura de pressão diferencial para os estágios de filtração (individual).
- Mostrador do caudal de ar na UTA ou no sistema de controlo.
- Set-point e valores limites visíveis.