



JOÃO MIGUEL FELIZ BERNARDO

Licenciatura em Ciências de Engenharia Mecânica

EFICIÊNCIA DA VENTILAÇÃO NATURAL EM EDIFÍCIOS

MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

Universidade NOVA de Lisboa
Setembro, 2023

EFICIÊNCIA DA VENTILAÇÃO NATURAL EM EDIFÍCIOS

JOÃO MIGUEL FELIZ BERNARDO

Licenciatura em Ciências de Engenharia Mecânica

Orientador: José Fernando de Almeida Dias

Professor Associado, Faculdade de Ciências e Tecnologias da Universidade Nova de Lisboa

Júri

Presidente: Rui Fernando dos Santos Pereira Martins

Professor Associado, FCT-NOVA

Arguentes: José Manuel Paixão Conde

Professor Auxiliar, FCT-NOVA

José Fernando de Almeida Dias

Professor Associado Aposentado, FCT-NOVA

Eficiência da Ventilação Natural em Edifícios

Copyright © João Miguel Feliz Bernardo, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Dedicado à minha família e amigos.

AGRADECIMENTOS

Gostaria, em primeiro lugar, de agradecer ao meu orientador, Professor José Fernando de Almeida Dias, por tudo o que marcou o acompanhar desta dissertação. Também ao Professor Rui Martins, pela grande ajuda no início deste processo, quero deixar um forte obrigado.

Em seguida, um agradecimento especial à minha família, desde os meus pais aos meus irmãos, não só no que concerne ao decorrer da realização da tese, mas em geral, no que diz respeito a todas as etapas da minha vida, o que tornou possível concluir esta meta. Pai, Mãe, André, Bea, a Vocês, o meu maior obrigado.

Uma palavra carregada de carinho também para os meus avós por se terem tornado referências e pilares essenciais ao longo de todo o meu crescimento que culmina no terminar desta dissertação.

Um obrigado sentido também à família que escolhi ao longo de todas as etapas, académicas ou não, aos meus amigos e colegas, todos eles marcaram o caminho que tracei até aqui. Um obrigado especial à Inês de Almeida que acompanhou todo este longo processo bem de perto.

A todos os que, direta ou indiretamente, ajudaram a tornar possível este objetivo, um obrigado muito sentido.

*«Scientists investigate that which already is;
Engineers create that which has never been.» (Albert
Einstein)*

RESUMO

O atual consumo energético e de recursos e à velocidade a que este é feito tem constituído um dos principais problemas e ameaças que o ser humano enfrenta a nível global. Deste modo, o foco no desenvolvimento da renovação natural de recursos a um ritmo que possibilite a sua reutilização e a procura por soluções mais sustentáveis tem vindo a aumentar, com o recurso a energias renováveis a assumir um papel fulcral neste desenvolvimento.

Segundo Allard et al, [3], os edifícios, tanto na sua fase de construção como na fase de operação, têm sido apontados como grandes responsáveis por problemas ambientais, sendo necessário reduzir os gastos energéticos e simultaneamente maximizar o proveito de recursos naturais. Deste modo, o interesse pela ventilação natural em edifícios públicos tem vindo a aumentar significativamente com o objetivo de minimizar o consumo de energia não renovável.

Assim, o objetivo passa por implementar um ventilador de modo a regular a qualidade de ar interior, garantindo que sem cumpra o número mínimo de renovações de ar por hora, e produzir energia elétrica quando se registam maiores intensidades de vento.

Após análise do caso de estudo, conclui-se que a aplicação do mesmo ventilador, num ginásio desportivo sem piscina, origina um consumo de 2,051 kWh e um ganho energético de 12,011 kWh, o que resulta num balanço positivo de 9,960 kWh ganhos por ano.

Palavras-chave: Impacto Global, Energias Renováveis, Ventilação Natural, Aproveitamento Energético

ABSTRACT

The current consumption of energy and resources and the speed at which is done has constituted one of the main problems and threats that human beings face on a global level. Therefore, the focus on developing the natural renewal of resources at a pace that enables their reuse and the search for more sustainable solutions has been increasing, with the use of renewable energy playing a central role in this development.

According to Allard et al, [3], buildings, both in their construction and operation phases, have been identified as largely responsible for environmental problems, making it necessary to reduce energy costs and simultaneously maximize the use of natural resources. Therefore, interest in natural ventilation in public buildings has increased significantly with the aim of minimizing the consumption of non-renewable energy.

Consequently, the goal is to implement a fan in order to regulate indoor air quality, ensuring that the minimum number of air renovations per hour is met, and to produce electrical energy when there are bigger wind intensities.

After analyzing the case study, it is concluded that the application of the same fan, in a sports gym without a swimming pool, results in a consumption of 2,051 kWh and an energy gain of 12,011 kWh, which results in a positive balance of 9,960 kWh gained per year.

Keywords: Global Impact, Renewable Energies, Natural Ventilation, Energetic Production

ÍNDICE

Índice de Figuras	xvii
Siglas	xxiii
Símbolos	xxv
1 Introdução	1
1.1 Motivação e Objetivo	1
1.2 Metodologia	2
1.3 Caso de Estudo	2
1.4 Estrutura da dissertação	3
2 Ventilação Natural	5
2.1 Ventilação Natural	5
2.2 Princípios	6
2.3 Estratégias	9
3 Modelo Simplificado da Ventilação Natural	11
3.1 Equações do modelo simplificado da ventilação natural	11
3.1.1 Pressão causada pelo vento	12
3.1.2 Impulsão térmica	12
3.1.3 Equação da continuidade	12
3.1.4 Equações de Bernoulli adaptadas	13
3.1.5 Equação da energia	13
3.1.6 Equação de estado para um gás	14
4 Modulação do ventilador inverso	15
4.1 Construção da curva característica do ventilador	15
4.2 Construção da curva característica do ventilador inverso	18
4.3 Alterações ao programa Vent3	23

5	Casos de Estudo e Resultados	25
5.1	Caso 1 – paredes adiabáticas com e sem geração de calor – modelo simplificado	25
5.2	Descrição da geometria do espaço de estudo	30
5.3	Condições interiores do espaço de estudo	31
5.4	Caso 2 - Ventilação natural (sem ação do ventilador)	32
5.5	Caso 3 - Aplicação do ventilador com funcionamento a velocidade de rotação constante	33
5.6	Caso 4 - Aplicação do ventilador a velocidade mínima para garantir ventilação adequada	36
5.7	Caso 5 - Aplicação do ventilador em modo inverso a velocidade máxima para garantir ventilação adequada	39
5.8	Aproveitamento energético e distribuição de ventos - Loures	41
5.9	Resultados	43
6	Conclusão	47
6.1	Conclusão	47
6.2	Perspetivas Futuras	48
	Bibliografia	51
	Apêndices	
A	Alterações realizadas no código NONLIN	53
	Anexos	
I	Ficha Técnica do Ventilador	55

ÍNDICE DE FIGURAS

2.1	Ilustração da camada limite em diferentes locais: grande cidade, pequena urbanização e espaço livre de atritos. [12]	7
2.2	Fluxos de ar criados devido à diferença de temperatura entre o espaço interno e externo de uma habitação [12]	7
2.3	Distribuição da pressão em torno de uma habitação simples [1]	8
2.4	Modelo experimental para o cálculo do coeficiente de pressão recorrendo a um tubo de Pitot	8
2.5	Representação do fluxo de ar em situações de ventilação cruzadas [1]	9
2.6	Representação do fluxo de ar devido ao efeito chaminé [1]	10
4.1	Curvas características do ventilador “VENT EF 314/I 9A/A”, retiradas do seu catálogo [18]	15
4.2	Regressão linear resultante dos pontos extrapolados das curvas características do ventilador	16
4.3	Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador com velocidade de rotação de 4750 rpm	17
4.4	Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador para diferentes velocidades de rotação	18
4.5	Efeito da velocidade nas curvas características do funcionamento de uma turbomáquina a funcionar como bomba ou turbina [5]	19
4.6	Características do funcionamento de uma bomba a velocidade constante [5]	20
4.7	Ampliação da zona referente ao ventilador normal e inverso da figura 4.6, com distâncias em pixeis demarcadas	21
4.8	Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador inverso com velocidade de rotação de 4750 rpm	22
4.9	Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador inverso para diferentes velocidades de rotação	22
4.10	Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador e do ventilador inverso para a velocidade de rotação de 4750 rpm	23

5.1	Esquemático do edifício em estudo sem chaminé	26
5.2	Velocidade do ar na abertura 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no espaço 1	27
5.3	Variação de pressão no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço	27
5.4	Variação de densidade no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço	28
5.5	Variação de temperatura no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço	28
5.6	Número de renovações por hora no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço	29
5.7	Variação do coeficiente de pressão no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço	29
5.8	Esquemático do edifício em estudo com chaminé	30
5.9	Perfil de velocidade do vento incidente no edifício em estudo	31
5.10	Número de Renovações de ar Por Hora (NRPH) no espaço 1 em função da velocidade do vento utilizando ventilação natural e representação da linha referente ao NRPH mínimo para uma ventilação adequada	33
5.11	Velocidade do ar na abertura 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 4750 rpm	34
5.12	NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 4750 rpm	34
5.13	Velocidade do ar na abertura 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 467 rpm	35
5.14	NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 467 rpm	36
5.15	Velocidade mínima a que o ventilador deve funcionar de forma a garantir o NRPH mínimo do espaço 1	37
5.16	NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação mínima	38
5.17	Velocidade média do vento na abertura 1 em função da velocidade do vento, U_0 , recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação mínima	38
5.18	Velocidade mínima e máxima, para modo normal e inverso, de forma a garantir o NRPH mínimo do espaço 1 e aproveitando-se o máximo de energia	39
5.19	NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar em modo ótimo, gráfico 5.18	40

5.20	Velocidade média do vento na abertura 1 em função da velocidade do vento, utilizando um ventilador a funcionar em modo ótimo, gráfico 5.18	40
5.21	Mapas médios simulados dos fatores de escala referentes à distribuição de Weibull para velocidade do vento - 10 m [2]	42
5.22	Distribuição de Weibull para a zona de estudo, Loures - 10 m	42
5.23	Diferença de pressão entre os espaços 1 e 2 gerada pelo funcionamento do ventilador nos vários modos em função da velocidade do vento incidente no edifício	43
5.24	Potência consumida e produzida pelo funcionamento do ventilador em função do vento incidente no edifício, considerando-se o rendimento como 100% .	44
5.25	Potência consumida e produzida pelo funcionamento do ventilador em função do vento incidente no edifício, considerando-se o rendimento máximo obtido pelo ventilador em casos reais	45
5.26	Gastos, ganhos e balanço energético gerado pela aplicação do ventilador no caso de estudo para um período de tempo de 1 ano	46
A.1	Alteração das condições no código NONLIN para o caso de ser utilizado o ventilador	53
A.2	Alteração das condições no código NONLIN para o caso de ser utilizado o ventilador inverso	54

SIGLAS

CFD Computational Fluid Dynamics

Na(i) Número de aberturas no espaço interno i

NESP Número de espaços internos

NRPH Número de Renovações de ar Por Hora

PAT *Pump As Turbine*

RSECE Regulamento dos Sistemas Energéticos e de Climatização dos Edifícios

SÍMBOLOS

A	Área [m^2]
A_k	Área da abertura k [m^2]
A_p	Área da parede p [m^2]
B_k	Pressão causada pela impulsão térmica na abertura k [Pa]
c	Fator de escala - Weibull
C_p	Coeficiente de pressão
cp_0	Calor específico do ar [J/kg.K]
D	Diâmetro [m]
ΔP	Diferença de pressão entre o espaço 1 e 2 [Pa]
$\Delta \rho_i$	Variação da massa volúmica no espaço i [kg/m ³]
F	Força [N]
g	Aceleração gravítica [m/s^2]
H	Altura [m]
H_k	Diferença entre a cota média de referência e a cota média da abertura k [m]
h_p	Coeficiente global de transmissão de calor [$W/m^2.K$]
k	Fator de forma - Weibull
k_i	Número de aberturas do espaço interno i
l_i	Número de paredes no espaço interno i
N	Número de incógnitas do problema

P	Pressão [Pa]
P_i	Pressão no interior do espaço i [Pa]
P_k	Pressão causada pelo vento no exterior da abertura k [Pa]
Pot	Potência [W]
$\dot{Q}_i$	Calor gerado no espaço interno i [W]
Q_v	Caudal Volúmico [m^3/s]
ρ_0	Massa volúmica do ar exterior [kg/m^3]
T_0	Temperatura do espaço exterior [K]
T_i	Temperatura no interior do espaço i [K]
T_i^*	Temperatura no interior do espaço comunicante com o espaço i através da abertura k [K]
U_0	Velocidade do vento [m/s]
U_k	Velocidade média do vento na abertura k [m/s]
v	Velocidade do ar que atravessa o ventilador [m/s]
ω	Velocidade de rotação [rpm]
ξ	Coeficiente de perda de carga
ξ_k	Coeficiente de perda de carga na abertura k

INTRODUÇÃO

1.1 Motivação e Objetivo

Um dos principais problemas atuais nos países desenvolvidos, mais especificamente nas respectivas cidades, está associado ao consumo energético e de recursos e à velocidade a que este é feito. A dificuldade na renovação natural de recursos a um ritmo que possibilite a sua reutilização origina assim problemas como é o caso da dissipação de energia, resíduos e níveis de poluição bastante elevados e acima daquilo que o planeta suporta [8].

Os edifícios, tanto na sua fase de construção como na fase de operação, têm sido apontados como grandes responsáveis por problemas ambientais. Nesse sentido, vários estudos e pesquisas têm vindo a ser desenvolvidos no âmbito de reduzir os gastos energéticos e simultaneamente maximizar o proveito de recursos naturais através de novas tecnologias disponíveis ou mesmo através de melhorias na conceção do design do edifício [15].

De modo a obtermos um edifício energeticamente eficiente, devemos ter em atenção o desempenho térmico da envolvente do edifício e a consequente utilização de técnicas de aquecimento e iluminação apropriadas, e simultaneamente garantir a qualidade do ar e o conforto térmico no interior do edifício [3].

Os fenómenos ambientais, mais especificamente o aquecimento global, têm obtido cada vez mais foco, consequência da preocupação global que representam, o que resultou no aumento do interesse e da popularidade dos edifícios naturalmente ventilados e veio, consequentemente, incentivar a um novo crescimento no recurso à ventilação natural nos edifícios. Deste modo, a ventilação natural em edifícios públicos tem vindo a aumentar significativamente com o objetivo de minimizar o consumo de energia não renovável, sendo uma medida que se tem mostrado eficiente no que concerne ao aumento da qualidade do ar interior e à redução do consumo energético [13].

Assim, o objetivo da presente dissertação remete para a análise da capacidade energética da ventilação natural de um edifício tendo em consideração certos requisitos obrigatórios como a qualidade do ar no interior do mesmo, por exemplo.

1.2 Metodologia

A presente análise apresenta pelo menos dois caminhos possíveis de modo a obter os resultados desejados. A primeira possibilidade passaria pelo recurso a um programa de Computational Fluid Dynamics (CFD), sendo que o mesmo, através de métodos de discretização como são exemplo o método das diferenças finitas e dos volumes finitos, procederia à resolução das equações de Navier-Stokes para obtenção da respetiva simulação numérica dos escoamentos de ventilação nos espaços em estudo. Contudo, limitações a nível de tempo e de memória requerida pelo computador faz com que este método se revele inexequível para o presente estudo pelo que se optou por uma outra possibilidade.

O segundo método possível, com necessidades menores de tempo e memória, assenta no recurso a um modelo simplificado. Este, por sua vez, utiliza as equações de continuidade, quantidade de movimento e da energia, e por via de um modelo numérico tendo em conta alguns dados empíricos previamente obtidos como coeficientes de pressão relativos à ação do vento no espaço em estudo e coeficientes de perda de carga referentes às aberturas, de modo a obter parâmetros importantes da ventilação. Assim, torna-se possível o estudo rápido do escoamento através da análise das variáveis obtidas como a temperatura, a pressão, a massa volúmica, a velocidade nas aberturas de cada espaço e, consequentemente, o número de renovações de ar no interior dos mesmos.

A escolha deste método permite, com facilidade, alterações de variáveis como a geometria do edifício, as condições exteriores do mesmo ou até as componentes de ventilação. Assim, a análise comparativa de distintas situações torna-se rápida e exequível, o que acarreta grandes benefícios para o presente estudo. Deve, contudo, realçar-se que apesar de se obter uma aproximação suficientemente precisa do comportamento da ventilação no edifício, este método não apresenta resultados tão exatos como o método com recurso a CFD.

Para a realização deste trabalho é importante a análise de alguns estudos anteriores de casos aproximados ao presente como: “Wind action and temperature difference effects on the ventilation rate of a two-storey building communicating with the outsider environment by a chimney” [7] e “Estudo do comportamento de um edifício de habitação sujeito a ventilação natural” [16].

1.3 Caso de Estudo

O presente estudo tem como objetivo analisar a eficiência da ventilação natural na renovação do ar dentro de um edifício, promovendo, consequentemente, poupança energética.

A geometria do edifício a ser estudado varia dependendo do caso de estudo, uma vez que alguns dos mesmos deveriam apresentar apenas ventilação natural, enquanto que outros implicam a adição de um ventilador. Assim, de forma geral, utilizou-se para os casos de estudo um edifício com 3 m de altura e com uma base quadrangular com 10 m

de lado, apresentando de forma geral 2 aberturas para passagem de ar, sendo uma numa das paredes laterais e outra localizada no teto do edifício. No caso da presença de um ventilador, foi adicionada uma chaminé por cima do mesmo de forma a identificar as variações que ocorreriam neste espaço pós-ventilador. Foram realizados diversos ensaios de casos tutoriais de modo a perceber as consequências da alteração de certas variáveis como o calor gerado ou até a velocidade do vento. Através da variação destes dados é possível verificar a obtenção de diferentes perfis com variações de temperaturas e renovações de ar significativamente distintas.

De modo a simplificar o método de análise, consideram-se as paredes como adiabáticas, sendo que todas as trocas de calor entre espaços sejam efetuadas através das aberturas dos mesmos.

1.4 Estrutura da dissertação

A presente dissertação está dividida em 6 capítulos. No primeiro capítulo enquadram-se as motivações e os objetivos para a realização deste estudo bem como a metodologia proposta para a obtenção dos resultados.

No segundo capítulo é realizada uma breve explicação teórica sobre a ventilação natural, as suas vantagens e desvantagens e estratégias mais comuns para o seu aproveitamento.

No terceiro capítulo será exposto o modelo simplificado da ventilação natural, indispensável para a compreensão e análise dos resultados obtidos através do programa facultado.

No quarto capítulo será apresentada a escolha e modulação do ventilador a utilizar e respetivo ventilador inverso.

O quinto capítulo será dedicado ao caso de estudo, mais concretamente á análise de problemas e soluções para o mesmo aquando da variação de certos parâmetros.

Finalmente, o sexto e último capítulo será reservado para a análise e comentários aos resultados obtidos e respetivas conclusões do estudo.

VENTILAÇÃO NATURAL

2.1 Ventilação Natural

A crescente preocupação com as questões ambientais e com o aquecimento global tem impulsionado cada vez mais a utilização da ventilação natural nas construções e, conseqüentemente, o aprofundar de estudos sobre este mesmo tema. Oferecendo iguais, ou muitas vezes melhores condições a nível da qualidade do ar e temperatura ambiente, a ventilação natural possibilita ainda reduzir os gastos energéticos associados a um edifício, tornando-se deste modo um método muito utilizado nos dias de hoje.

De modo a garantir a qualidade do ar e o conforto térmico necessário no interior de um espaço, estipulou-se um valor mínimo de renovações de ar que deve ser cumprido e que depende de variáveis como o tipo de atividade praticada no interior do espaço, o número de ocupantes e parâmetros associados à qualidade do ar como a dissipação de humidades e/ou contaminantes, condições de temperatura, etc.

Segundo Allard et al. [3], quando este valor não é respeitado corre-se o risco do aparecimento de maus odores, humidade relativa e bolor, e outras partículas nocivas, originando desconforto térmico e perigos para a saúde, tornando-se assim um critério bastante importante de respeitar no momento de projetar um espaço ou edifício. Considerando todos os aspetos associados ao cumprimento do valor mínimo de renovações de ar por hora, a deslocação do ar no interior do espaço assume especial importância, podendo a mesma ser obtida através de ventilação natural, anteriormente mencionada, de ventilação mecânica, recorrendo à insuflação e extração do ar através de sistemas mecânicos como ventiladores, ou ainda recorrendo a um sistema híbrido onde ambos os métodos são utilizados.

A ventilação natural é consequência das diferenças de pressão originadas pela ação do vento nas paredes exteriores do espaço, resultando na deslocação de massas de ar entre duas aberturas de um espaço. Deste modo, deve existir uma preocupação acrescida com temas como a localização do edifício, a sua arquitetura, a exposição à luz solar, o comportamento do vento, entre outros, devendo os edifícios ser projetados de modo a obter o melhor aproveitamento possível no que concerne a estes fatores.

O recurso a certos equipamentos/estratégias na conceção do edifício pode ainda ajudar na promoção da ventilação natural, sendo que esta muitas vezes se torna insuficiente para garantir a taxa mínima de renovação do ar, fazendo com que seja necessário recorrer à ventilação mecânica. A ventilação natural está associada a benefícios como o menor consumo de energia, maior durabilidade, menor custo de aquisição de equipamentos mecânicos e consequentemente menor custo associados à manutenção dos mesmos e redução de ruídos, por exemplo. Por outro lado, apresenta-se como uma estratégia diretamente relacionada com as condições do vento e consequentes diferenças de pressão, pelo que está dependente de condições externas difíceis de prever e controlar.

2.2 Princípios

A ventilação natural, só por si, torna-se muitas vezes suficiente para garantir a renovação de ar no interior de um espaço, contudo, devido à sua dependência direta com as condições meteorológicas, apresenta-se também bastante propícia a oscilações que podem comprometer o cumprimento do número mínimo estipulado de renovações de ar por hora dentro de um espaço. Assim sendo, deve-se denotar especial importância a certos fatores que influenciam a ação do vento como a direção e intensidade do mesmo, a arquitetura do edifício, a sua aerodinâmica e a localização do mesmo e respetiva rugosidade da zona envolvente.

As diferenças de pressão na atmosfera fazem com que o ar se desloque, causando deste modo o vento. De modo a melhor compreender o comportamento do vento junto à superfície torna-se necessário analisar a teoria da camada limite, zona baixa da troposfera junto ao solo - até 1 km de altura aproximadamente, valor que pode variar - onde a velocidade do vento sofre o efeito do atrito. Posto isto, a localização do edifício assume bastante importância para o estudo visto que os obstáculos que o vento encontra junto ao solo influenciam diretamente a ventilação natural, sendo consequentemente mais afetada em zonas com mais obstáculos, sofrendo uma redução da sua velocidade. A presença de nuvens, fluxos de calor e certas propriedades do solo, entre outros fatores, contribuem ainda para a definição do perfil da camada limite em cada momento e local específico.

A figura 2.1 representa uma ilustração da camada limite em diferentes locais: grande cidade, pequena urbanização e espaço livre de atritos.

Como visto anteriormente, a ventilação natural é resultado da diferença de pressões entre dois locais, podendo esta ser originada pela ação do vento, por diferenças de temperatura, ou ainda por ambos os processos em simultâneo. O vento, resultado das diferenças de pressão na atmosfera, ao encontrar a parede de um edifício sofre uma redução de velocidade. Esta redução de velocidade provoca na parede incidente um aumento de pressão e uma consequente diminuição da mesma pressão na parede oposta, promovendo assim condições propícias à deslocação do fluxo de ar do exterior para o interior do edifício na parede onde o vento incide e o oposto na parede contrária, obtendo-se assim circulação de ar entre o interior e o exterior do espaço.

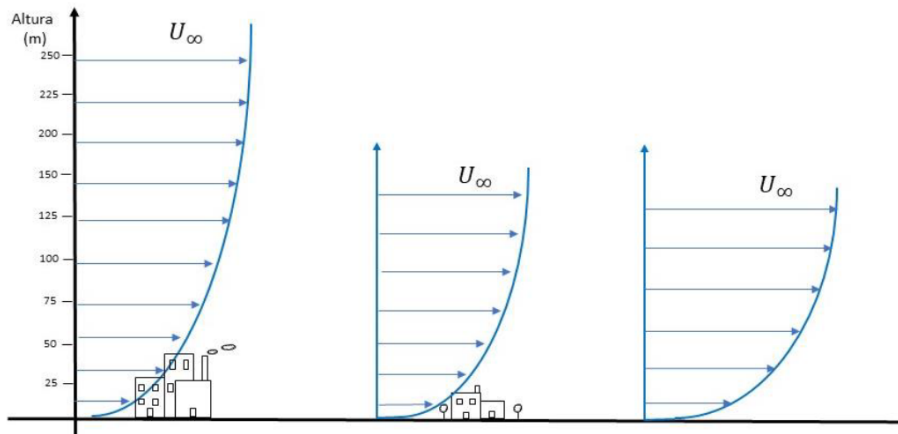


Figura 2.1: Ilustração da camada limite em diferentes locais: grande cidade, pequena urbanização e espaço livre de atritos. [12]

Por outro lado, as variações de temperatura entre o interior e o exterior provocam também diferenças de pressão que resultam em fluxos de ar das zonas de maior para as zonas de menor pressão, fenómeno conhecido por impulsão térmica. O ar exterior, com temperatura inferior e consequentemente mais denso, entra no espaço e “obriga” o ar interior, mais quente e por sinal menos denso, a ascender e procurar uma saída para a zona exterior de menor pressão, incitando a criação de fluxos de ar, como verificado na figura 2.2.

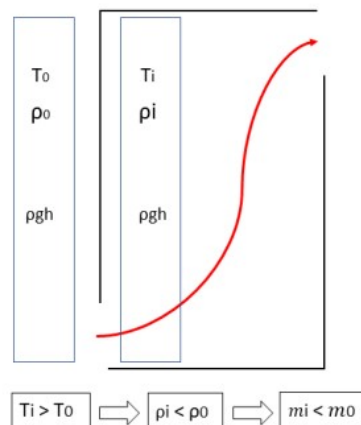


Figura 2.2: Fluxos de ar criados devido à diferença de temperatura entre o espaço interno e externo de uma habitação [12]

Por norma, a ação do vento e as diferenças de temperatura são fenómenos que acontecem em simultâneo, sendo que o seu correto aproveitamento origina uma maior diferença de pressão e consequentemente maior e melhor rendimento da ventilação natural. De modo a que esta diferença de pressão possa ser medida surge o conceito de C_p . O coeficiente de pressão referido remete para a associação dos coeficientes de pressão interior e exterior e ajuda a definir o efeito causado pelo vento quando este incide no edifício, em todas as suas fachadas. O valor local de C_p é obtido experimentalmente em ensaios

aerodinâmicos no modelo da construção e depende das características da camada limite atmosférica, da geometria do espaço e da orientação do vento, sendo o seu valor positivo na parede onde o vento incide, barlavento, e negativo na parede oposta, sotavento, bem como em todas as outras paredes que constituem o espaço. Tal efeito pode ser descrito e observado na figura 2.3.

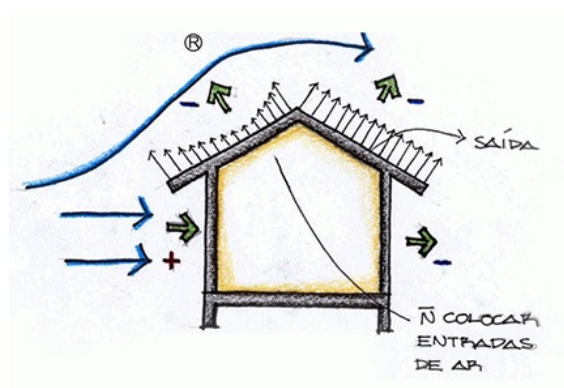


Figura 2.3: Distribuição da pressão em torno de uma habitação simples [1]

O cálculo dos coeficientes de pressão faz-se experimentalmente, na maioria das vezes com recurso a túneis de vento. Um método utilizado para o cálculo do valor de C_p nas várias paredes de um espaço passa por obter, com recurso a um tubo de Pitot, os valores de pressão estática nas paredes do edifício (pressão calculada através de tomadas de ar – pequenos orifícios – presentes nessas mesmas paredes), bem como o valor da pressão atmosférica a 10 metros de altura. O valor de C_p , em cada ponto de tomada de ar, é dado pela diferença entre a pressão calculada nesse exato ponto e o valor de pressão atmosférica, no exterior, a 10 metros de altura. Na figura seguinte é possível observar o método acima descrito para uma habitação simples.

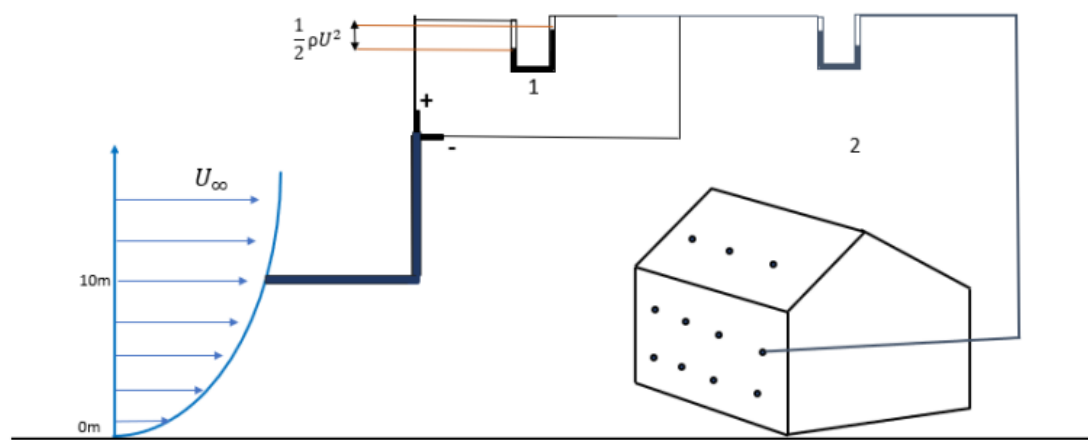


Figura 2.4: Modelo experimental para o cálculo do coeficiente de pressão recorrendo a um tubo de Pitot

2.3 Estratégias

No presente subcapítulo são apresentadas as estratégias mais comuns na ventilação natural, sendo elas a ventilação cruzada e o efeito chaminé.

No que concerne à ventilação cruzada, a diferença de pressões entre o exterior e interior do edifício fará com que o fluxo de ar entre e saia do espaço através de aberturas para o exterior, podendo estas ser portas, janelas, aberturas de ventilação, etc. A circulação do ar no interior do espaço está diretamente relacionada com as aberturas para o exterior, sendo que estas devem estar corretamente projetadas (corretamente dimensionadas, procurando a menor perda de carga associada, localizadas em paredes opostas do espaço e com diferentes alturas) de modo a que se obtenha a maior renovação de ar possível. O recurso a divisões mais abertas e com menos obstáculos que provoquem resistência ao fluxo de ar proporciona a cobertura de um maior volume do espaço por parte do mesmo.

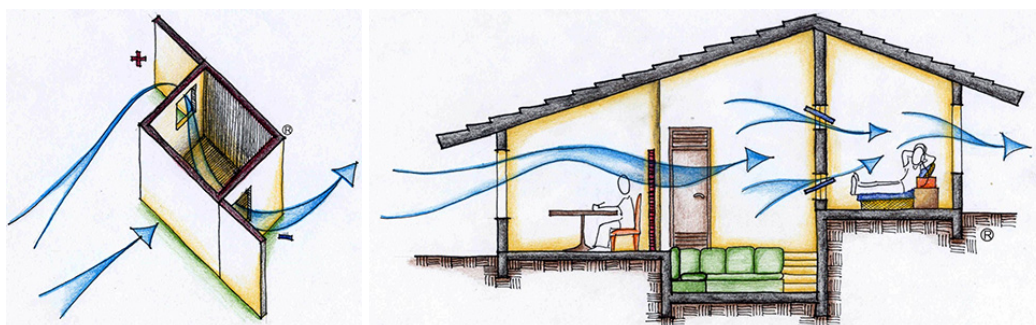


Figura 2.5: Representação do fluxo de ar em situações de ventilação cruzadas [1]

Por outro lado, um método também bastante utilizado na ventilação natural é o efeito chaminé, consequência dos fluxos de ar resultado das variações de temperatura que provocam um aumento ou diminuição da densidade do ar. Deste modo, o ar menos denso, isto é, mais quente, tende a subir provocando assim fluxos de ar, pelo que chaminés colocadas a uma cota superior no espaço facilitam a ventilação natural. A localização destas chaminés ajuda ainda ao aumento das variações de pressão devido à diferença de cotas, o que, como visto anteriormente, promove também a ventilação. Em alguns casos recorre-se ainda ao aquecimento do interior da chaminé através de aquecimento próprio ou, naturalmente, com paredes de vidro que permitem a entrada dos raios solares. Este recurso faz com que a maior diferença de temperaturas origine um maior fluxo de ar como desejado.

A boa correlação entre os vários métodos utilizados para promover a ventilação natural é crucial. Uma má utilização de um ou mais métodos em simultâneo pode resultar em baixas taxas de circulação de ar, oposto ao desejado.

Contudo, a ventilação natural, consequência da sua dependência de fatores incertos como o vento, nem sempre satisfaz as condições mínimas necessárias no que concerne ao respeito pelo número mínimo de renovações de ar por hora. Nestes casos, torna-se imprescindível o recurso à ventilação mecânica de modo a aumentar a insuflação/extração

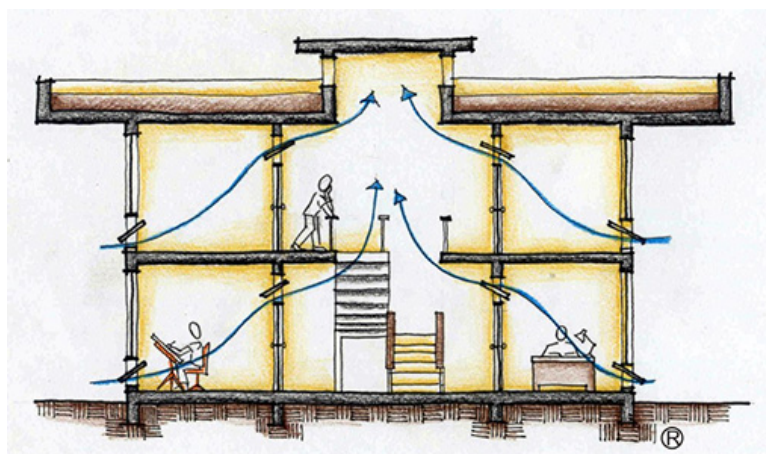


Figura 2.6: Representação do fluxo de ar devido ao efeito chaminé [1]

de ar do exterior para o interior do espaço e o contrário, respetivamente, garantindo assim uma maior taxa de circulação de ar. Esta maior taxa de circulação de ar pode ser garantida, por exemplo, através da aplicação de mecanismos como um ventilador de modo a controlar o fluxo de ar que entra e sai do edifício.

MODELO SIMPLIFICADO DA VENTILAÇÃO NATURAL

Neste capítulo é descrita toda a fundamentação teórica relativa ao programa utilizado, *Vent3*, em linguagem Matlab, o qual utiliza um modelo analítico simplificado para a ventilação natural, permitindo assim simular o fluxo de ar num edifício, obtendo-se as características do sistema estudado. Este programa, ou versões anteriores ao mesmo, foi utilizado em diversos trabalhos anteriores, sendo este capítulo sustentado por estes, os quais se apresentam referenciados na bibliografia [14, 10, 16, 7, 12].

De forma a ser possível utilizar este programa é necessário um ficheiro que apresente as características geométricas do edifício, tais como as dimensões dos vários espaços internos e localização das várias aberturas que estes apresentem, as características térmicas, considerando-se o calor gerado em cada um dos espaços, as características do vento atmosférico incidente e características específicas das várias aberturas, como coeficientes de perda de carga ou tipo de abertura. Com este ficheiro é então possível simular as condições especificadas, sendo calculada uma aproximação aos valores de velocidade do ar nas aberturas, bem como de pressão, massa volúmica e temperatura de cada um dos espaços internos do edifício.

Uma vez que o programa original criava um ficheiro referente a uma única simulação e que na presente dissertação foi necessário um grande número de simulações, foram realizadas algumas adaptações simples ao programa de forma a otimizar o processo de obtenção dos vários resultados.

3.1 Equações do modelo simplificado da ventilação natural

Neste subcapítulo são descritas as várias equações utilizadas pelo programa de forma a simular de que modo ocorre a ventilação no edifício.

Desta forma, inicialmente, é calculado o número de incógnitas do problema, N , através da equação 3.1, a qual considera o Número de espaços internos (NESP), existindo 3 incógnitas por espaço, referentes às variações de pressão, massa volúmica e temperatura

do espaço, e ainda uma incógnita por cada uma das aberturas existentes em cada espaço, referentes à velocidade do ar que atravessa cada uma destas aberturas.

$$N = \sum_{i=1}^{NESP} (Na(i) + 3) \quad (3.1)$$

3.1.1 Pressão causada pelo vento

A pressão causada pelo vento nas aberturas exteriores pode ser calculada através da equação 3.2, onde P_k representa a pressão causada pelo vento na abertura k , C_p representa o coeficiente de pressão, ρ_0 a massa volúmica do ar e U_0 a velocidade média do vento.

De notar que o valor de C_p é normalmente obtido de forma experimental para uma determinada direção do vento.

$$P_k = C_p \frac{1}{2} \rho_0 U_0^2 \quad (3.2)$$

3.1.2 Impulsão térmica

No caso de existir uma diferença de temperatura entre o espaço interno e o espaço externo, ou entre dois espaços internos contíguos, é necessário entrar em conta com a impulsão térmica. A pressão originada pela impulsão térmica pode ser calculada pela equação 3.3, onde B_k representa a pressão na abertura k , $\Delta\rho_i$ a variação de massa volúmica no espaço i , H_k a diferença entre a cota média de referência e a cota média da abertura k e g a aceleração gravítica.

$$B_k = -\Delta\rho_i H_k g \quad (3.3)$$

3.1.3 Equação da continuidade

A equação da continuidade define que o volume de ar que entra num espaço deve ser igual ao volume que sai, o que pode ser visto como a existência de uma variação nula no volume de ar, ou seja, a soma dos caudais de ar de todas as aberturas do espaço deve ser nula, tal como definido pela equação 3.4. Nesta, k_i representa o número total de aberturas no espaço i , U_k representa a velocidade média de ar que passa na abertura e A_k a área da mesma.

$$\sum_{k=1}^{k_i} U_k A_k = 0 \quad (3.4)$$

Nesta equação, U_k apresenta um valor positivo quando o ar se desloca para o interior do espaço, tomando um valor negativo para o caso oposto.

3.1.4 Equações de Bernoulli adaptadas

As equações de Bernoulli foram adaptadas neste método a cada tipo de abertura, permitindo assim o cálculo das velocidades em cada uma das aberturas. De notar que na presente dissertação apenas se utiliza aberturas simples, como portas ou janelas, tendo-se considerado também a chaminé como um espaço cilíndrico com duas aberturas simples, uma interna e uma externa, de forma a ser possível substituir a abertura interna por um ventilador, tornando possível a comparação de valores. Assim as equações de Bernoulli adaptadas para aberturas simples podem ser descritas pela equação 3.5.

$$(\Delta\rho_i H_k - \Delta\rho_i^* H_k^*)g + (P_i^* - P_i) - \xi_k \frac{1}{2} \rho_0 U_k |U_k| = 0 \quad (3.5)$$

Nesta equação, o parâmetro $\Delta\rho_i$ representa a variação da massa volúmica no espaço i , H_k a diferença entre a cota média de referência do espaço i e a cota média da abertura k , g a aceleração gravítica, P_i a pressão no interior do espaço i , ξ_k o coeficiente de perda de carga da abertura k , ρ_0 a massa volúmica do ar exterior e U_k a velocidade média do vento na abertura k . O índice $*$ é utilizado para indicar os valores referentes ao espaço em comunicação com o espaço i , pela abertura k .

3.1.5 Equação da energia

A equação da energia entra em consideração com o calor gerado no interior do espaço, $\dot{Q}_i$, bem como a energia de convecção devido ao fluxo de ar e a transmissão de calor que ocorre através das paredes e cobertura do espaço por processo de condução, uma vez que os espaços adjacentes podem não se apresentar à mesma temperatura. Assim, a equação da energia pode ser expressa pela equação 3.6.

$$\dot{Q}_i + \sum_{k=1}^{k_i} \rho_0 c p_0 U_k A_k T^+ + \sum_{p=1}^{l_i} h_p A_p (T_i - T_i^{**}) = 0 \quad (3.6)$$

Nesta equação, o índice $**$ refere-se ao espaço contíguo ao espaço em estudo, i , sendo estes espaços separados por uma parede ou cobertura. $\dot{Q}_i$ expressa o calor gerado no espaço interno i . Em termos da energia de convecção devido ao fluxo do ar, k_i expressa o número total de aberturas neste espaço, ρ_0 a massa volúmica do ar exterior, $c p_0$ o calor específico do ar, U_k a velocidade média do vento na abertura k , A_k a área desta abertura e por fim T^+ toma o valor de T_i quando U_k toma valores negativos ou T_i^* caso contrário, onde o índice $*$ se refere ao espaço em comunicação com o espaço i através da abertura k e T_i se refere à temperatura do espaço i . Já em termos de transmissão de energia por condução, o parâmetro h_p refere-se ao coeficiente global de transmissão de calor e A_p à área da parede.

3.1.6 Equação de estado para um gás

Por fim, neste método de aproximação, o ar é considerado um gás perfeito, incompressível mas dilatável, sendo que a equação de estado $P = \rho RT$ é descrita para cada espaço interno pela equação 3.7.

$$\frac{\Delta\rho_i}{\rho_0} + \frac{(T_i - T_0)}{T_0} = 0 \quad (3.7)$$

Nesta equação, $\Delta\rho_i$ representa a variação da massa volúmica no espaço i , ρ_0 a massa volúmica do ar exterior e T_i e T_0 as temperaturas do espaço interior i e exterior, respetivamente.

MODULAÇÃO DO VENTILADOR INVERSO

4.1 Construção da curva característica do ventilador

Com o intuito de entender o funcionamento do ventilador, verificando as necessidades da sua utilização quanto aos casos em estudo, foi então necessário definir qual o ventilador a utilizar e construir as respectivas curvas características de funcionamento.

Desta forma, considerou-se a utilização do ventilador “VENT EF 314/I 9A/A”, devido à já existência de estudos relacionados com o mesmo e devido às suas pequenas dimensões, suficientes para os casos em estudo. Foi então utilizada a curva de funcionamento observada na figura 4.1, analisando apenas a zona representada, a qual foi obtida no catálogo referente à série de ventiladores em questão [18].

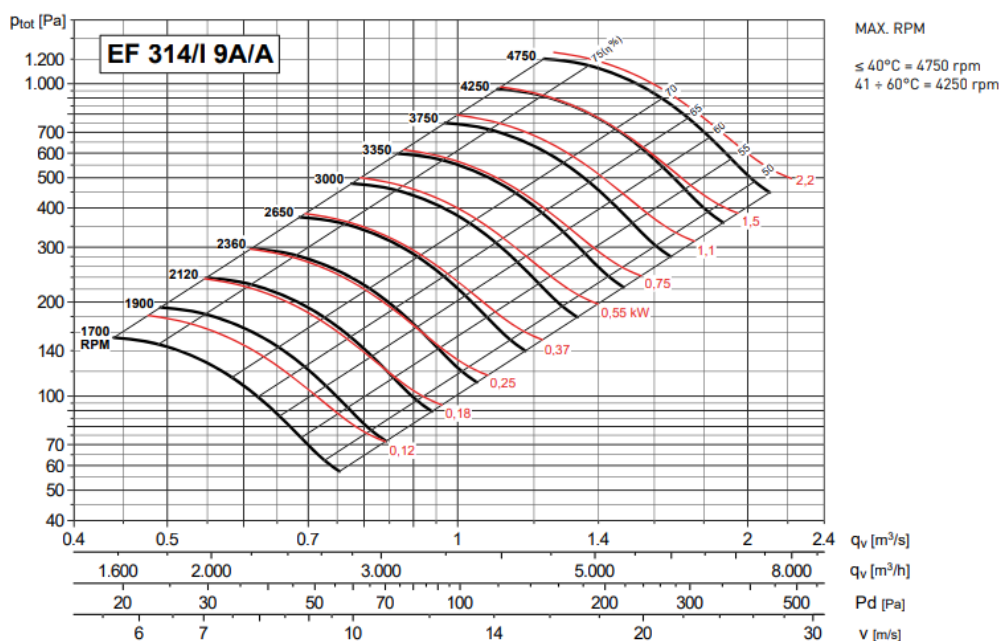


Figura 4.1: Curvas caraterísticas do ventilador “VENT EF 314/I 9A/A”, retiradas do seu catálogo [18]

Analisando assim a figura 4.1, verificamos que a mesma se aproxima a um comportamento parabólico. Desta forma, considerou-se assim como uma boa aproximação a obtenção de uma equação de segundo grau, cujo coeficiente do índice ímpar é nulo, ou seja uma equação do tipo $y = ax^2 + b$.

Para tal, recorreu-se ao software Excel. Foi então escolhida a curva referente à velocidade de 4750 rpm, velocidade máxima a que a máquina pode operar, e obtida uma série de 5 pontos do tipo (q_v, P) , onde Q_v representa o caudal volúmico e P a diferença de pressão gerada, de forma a conseguir-se uma aproximação relativamente sensível. Com o intuito de se obter uma equação de segundo grau par, foi utilizado um método auxiliar, tendo-se realizado uma regressão linear entres os pontos com abcissa igual ao quadrado de Q_v e de ordenada a P . Assim, a reta final torna-se do tipo $y = ax + b$, ou seja, $P = a Q_v^2 + b$. Na figura 4.2 observa-se então os pontos utilizados, bem como o resultado desta aproximação.

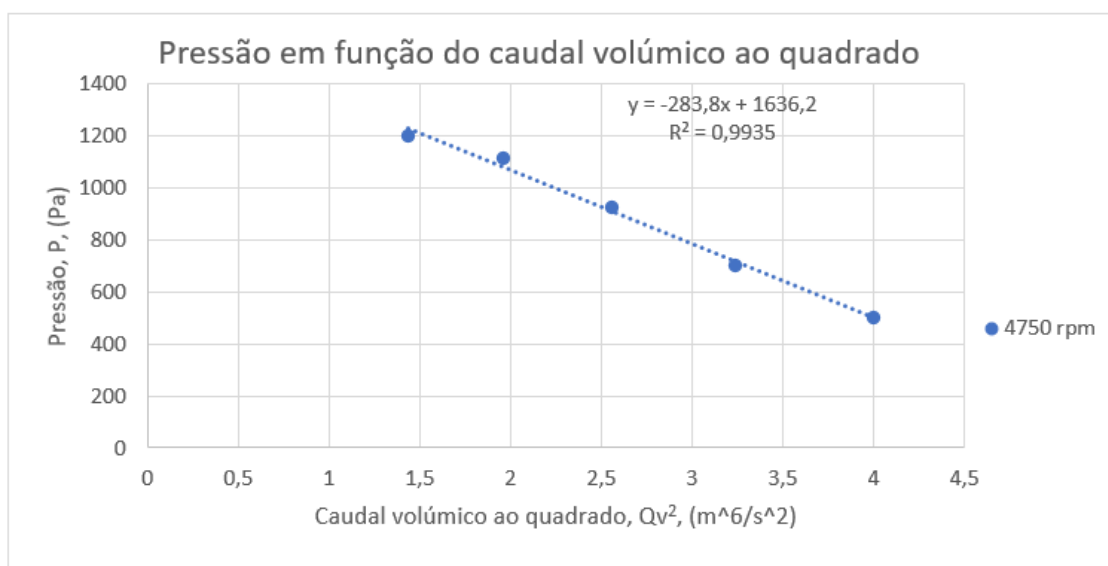


Figura 4.2: Regressão linear resultante dos pontos extrapolados das curvas características do ventilador

Resultou assim deste método, a curva característica representada pela equação 4.1, a qual apresentou um elevado coeficiente de correlação, mostrando uma aproximação relativamente precisa.

$$P = -283,8 Q_v^2 + 1636,2 \quad (4.1)$$

Uma vez que é sabido o diâmetro do ventilador em estudo, sendo este de 0,315 m, segundo a sua ficha técnica, e sabendo que este apresenta um formato circular, podemos calcular que a sua área, A , toma um valor de aproximadamente $0,0779 \text{ m}^2$. Tendo em conta que o caudal volume pode ser descrito em função da velocidade do vento que atravessa o ventilador, v , pela expressão $Q_v = vA$, é possível reescrever a equação 4.1, sob a forma da equação 4.2.

4.1. CONSTRUÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DO VENTILADOR

$$P = -1,72 v^2 + 1636,2 \quad (4.2)$$

É assim apresentada esta curva característica do ventilador, aproximada e considerando uma velocidade de rotação de 4750 rpm, em função da velocidade do vento que o atravessa, v , na figura 4.3

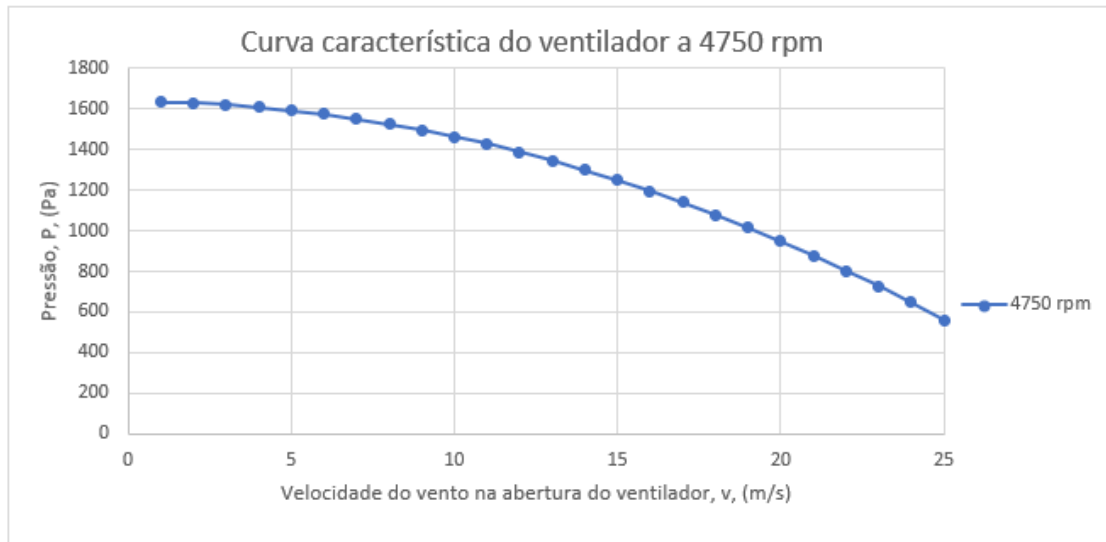


Figura 4.3: Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador com velocidade de rotação de 4750 rpm

No entanto, esta curva característica descreve apenas o funcionamento do ventilador à sua velocidade de rotação máxima, não sendo esta a única velocidade a que o ventilador funciona e tornando-se necessário realizar uma análise dimensional à curva resultante. Desta forma, torna-se necessário encontrar relações entre a pressão sentida e entre as velocidades do vento que atravessa dois ventiladores iguais, a funcionar a diferentes velocidades de rotação.

Pela teoria de semelhança de turbomáquinas, conseguimos obter então as seguintes relações:

Coefficiente de altura

$$\frac{gH_1}{\omega_1^2 D^2} = \frac{gH_2}{\omega_2^2 D^2} \Leftrightarrow H_2 = H_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \Leftrightarrow P_2 = P_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (4.3)$$

Coefficiente de Caudal

$$\frac{Q_{v1}}{\omega_1 D^3} = \frac{Q_{v2}}{\omega_2 D^3} \Leftrightarrow Q_{v2} = Q_{v1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \Leftrightarrow v_2 = v_1 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right) \quad (4.4)$$

Onde se considerou o índice 1 como referente a um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação por definir e o índice 2 como referente ao ventilador a funcionar a

uma velocidade de 4750 rpm, a variável ω refere-se à velocidade de rotação e a variável D ao diâmetro do ventilador.

Considerando as relações obtidas pelas equações 4.3 e 4.4 e substituindo na equação 4.2 os termos P e v , conseguimos então obter as curvas características para qualquer velocidade de rotação do ventilador, como visto na equação 4.5, a qual já tem em consideração ω_2 como sendo a velocidade de rotação de referência, ou seja, 4750 rpm.

$$P \left(\frac{4750}{\omega_1} \right)^2 = -1,72 \left(v \frac{4750}{\omega_1} \right)^2 + 1636,2 \Leftrightarrow P = -1,72 v^2 + 1636,2 \left(\frac{\omega_1}{4750} \right)^2 \quad (4.5)$$

A figura 4.4 mostra alguns exemplos das curvas características do ventilador para diferentes velocidades de rotação do mesmo, tendo em conta as aproximações realizadas.

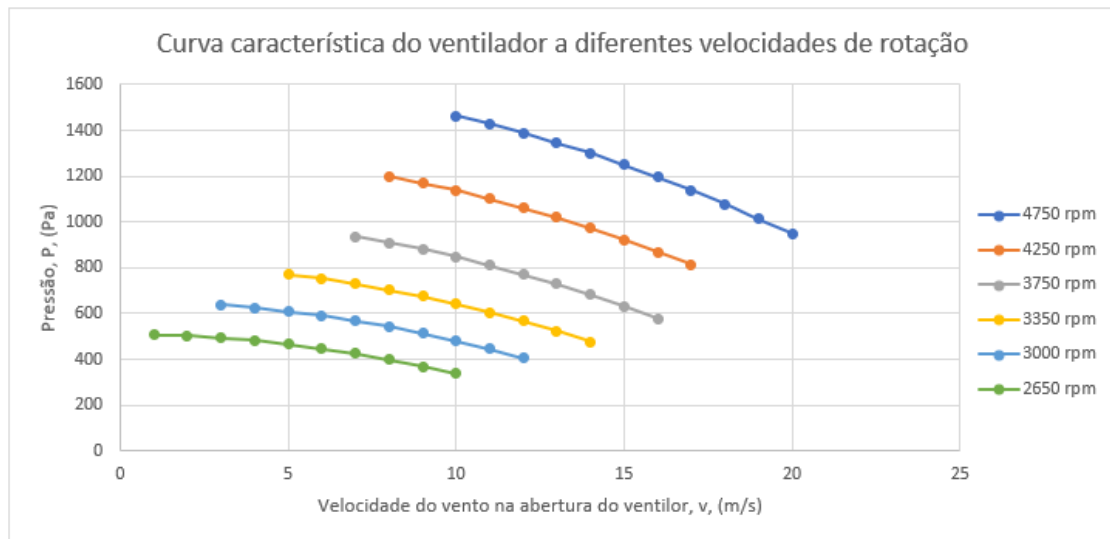


Figura 4.4: Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador para diferentes velocidades de rotação

4.2 Construção da curva característica do ventilador inverso

Depois de definidas as curvas do ventilador a funcionar a diferentes velocidades de rotação importa agora definir a curva característica do ventilador inverso com que vamos operar. O método utilizado neste caso de estudo é semelhante ao utilizado em centrais hidroelétricas, sendo possível escolher operar em modo de turbina, originando produção de energia elétrica, ou em modo bomba, quando existe a necessidade de bombear água.

Em Chapallaz et al, [5], definem-se estas máquinas como *Pump As Turbine* (PAT), sendo explanados procedimentos teóricos, obtidos através de métodos experimentais, que ajudam a ter uma ideia do comportamento da bomba a operar como turbina, isto é, no modo inverso. Deste modo, deve ser previamente analisado o método de utilizar o ventilador tendo em conta o objetivo final do caso de estudo.

4.2. CONSTRUÇÃO DA CURVA CARACTERÍSTICA DO VENTILADOR INVERSO

Observando detalhadamente uma PAT, podemos concluir que esta apresenta diversas vantagens como o menor custo associado, mais oferta a nível de peças e maior facilidade no que concerne à utilização e manutenção da máquina. Por outro lado, podemos constatar também algumas desvantagens como menores rendimentos com grandes quedas fora da zona de maior rendimento. [5]

Outra desvantagem relevante passa pelas limitações da geometria da bomba quando utilizada como turbina, originando perdas hidráulicas e maior dificuldade no controlo do fluxo, tornando-se necessário, por vezes, recorrer a dispositivos de controlo de carga. [9]

O método Chapallaz (1992) permite a obtenção da curva de funcionamento da turbina no modo inverso com bastante precisão visto que para a sua execução foram analisadas cerca de oitenta bombas diferentes, fazendo com que este método se distinga de todos os outros que têm por objetivo prever o comportamento das PATs visto ter um erro associado relativamente pequeno. [5]

Na figura seguinte, figura 4.5, apresenta-se o efeito da variação da velocidade de rotação nas curvas da bomba e da turbina respetivamente.

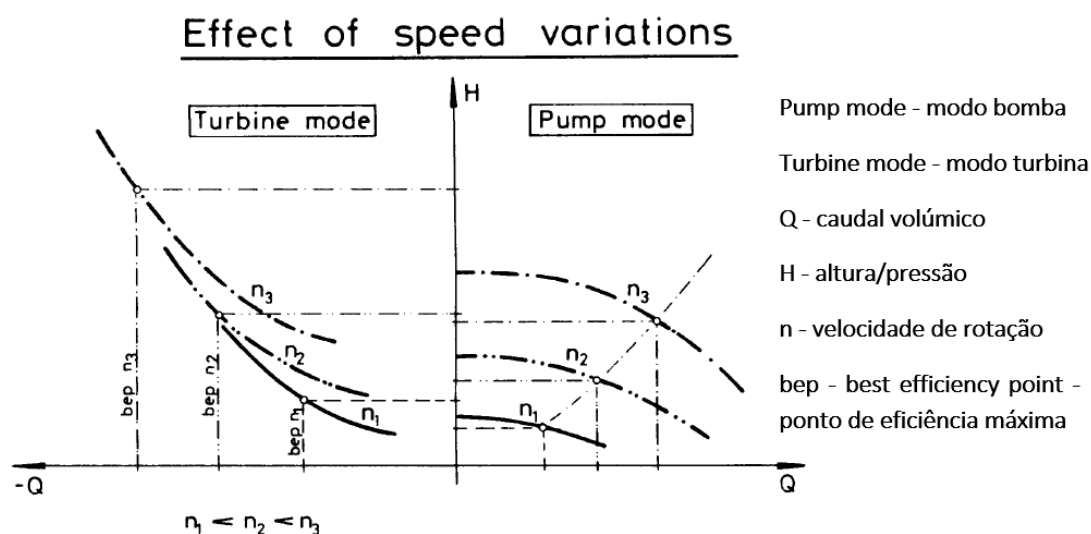


Figura 4.5: Efeito da velocidade nas curvas características do funcionamento de uma turbomáquina a funcionar como bomba ou turbina [5]

No caso de estudo que se apresenta pretende-se perceber a possibilidade de produzir energia pelo que será utilizada uma bomba em modo inverso e não uma turbina. Com o objetivo de uniformizar os conceitos assumem-se quatro modos de funcionamento para a turbomáquina, bomba ou ventilador, turbina, bomba ou ventilador inverso e travagem. Observa-se na figura 4.6 o comportamento da máquina nos diferentes métodos de funcionamento.

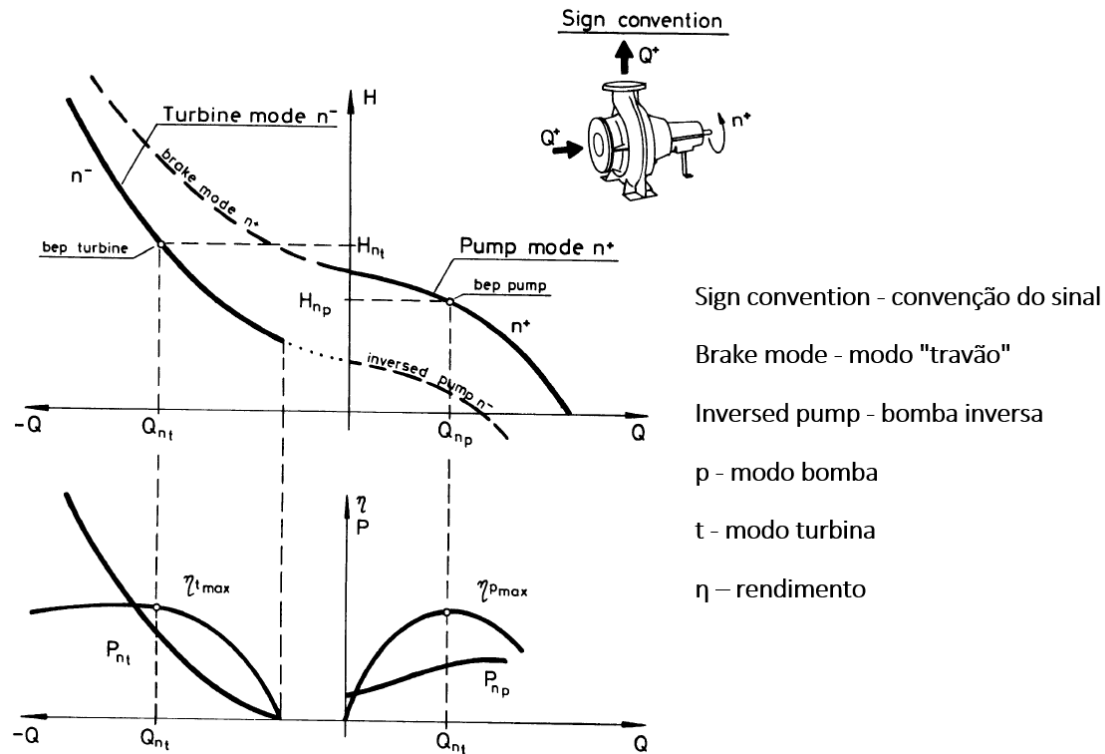


Figura 4.6: Características do funcionamento de uma bomba a velocidade constante [5]

No presente caso de estudo, optou-se por utilizar o ventilador inverso visto que o sentido de deslocamento do ar é o mesmo que no ventilador a operar em modo contínuo, contudo com a rotação das pás a ocorrer no sentido inverso. Deste modo, a curva característica do ventilador inverso (Figura 4.6) será aproximadamente simétrica à curva do ventilador segundo o eixo das abcissas uma vez que a inversão do sentido das pás causa perda de carga no rotor.

Nesta dissertação pretende-se obter produção de energia elétrica quando a ventilação natural é por si suficiente para garantir as condições adequadas. Assim, para tal produção torna-se necessário modelar o ventilador inverso, uma vez que o sentido do fluxo de ar é o mesmo que para o caso do ventilador, variando apenas o sentido da rotação das pás do ventilador. Na figura 4.6 verificamos que o comportamento do ventilador se apresenta descrito para *pump mode*, enquanto que o ventilador inverso se apresenta como *inversed pump*. Conseguimos ainda verificar que nesta figura a curva característica do ventilador inverso representa uma perda de carga, tendo em conta que irá exercer uma força de sentido contrário à promovida pela passagem de ar, levando a que a curva mais adequada deva apresentar-se em conformidade com a apresentada, sendo idêntica, no entanto apresentando uma simetria perante o eixo das abcissas, i.e. curva idêntica, sinal oposto.

De forma a conseguir obter então a curva característica do ventilador, foi utilizada a figura 4.7, a qual representa uma ampliação na zona de estudo da figura 4.6.

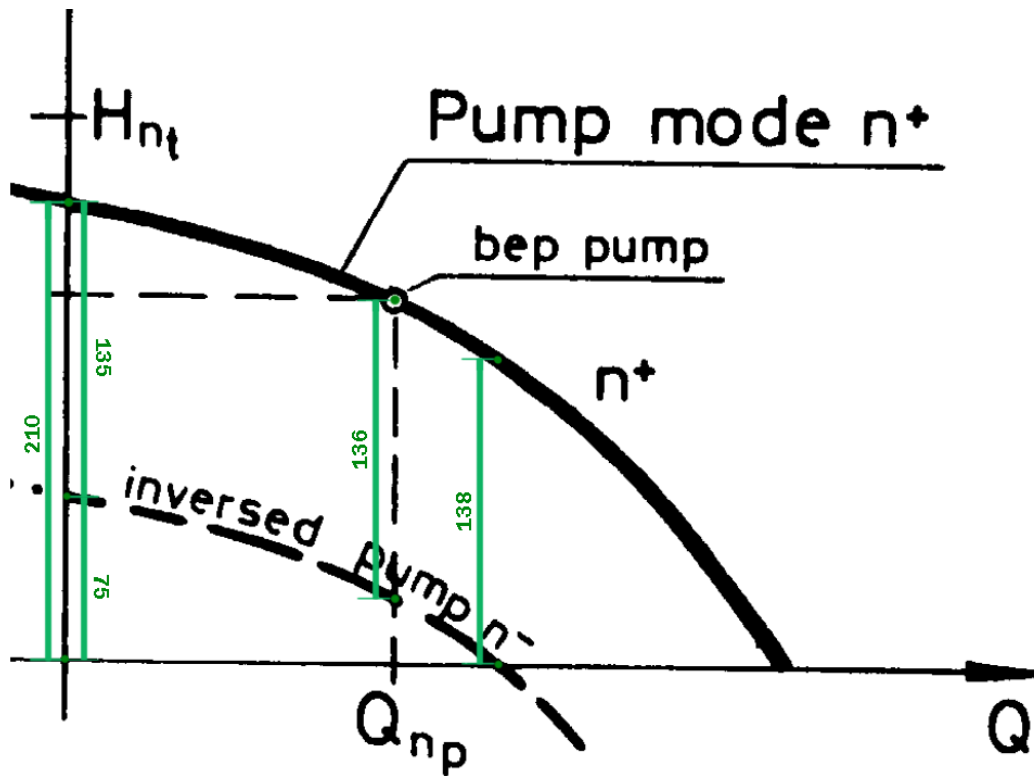


Figura 4.7: Ampliação da zona referente ao ventilador normal e inverso da figura 4.6, com distâncias em pixels demarcadas

Assim, foram demarcadas as distâncias, em pixels, entre os vários pontos pertencentes às duas curvas, tal como demonstrado na figura 4.7, e verificou-se que a distância vertical entre dois pontos com a mesma abscissa das curvas do ventilador e do ventilador inverso era aproximadamente constante. Teve-se então como abordagem, considerar esta distância efetivamente constante, uma vez que o impacto na aproximação se pode tomar como desprezável. Para calcular esta distância, utilizou-se então o ponto de abscissa 0, onde se verificou que a ordenada na origem da curva do ventilador inverso representava $\frac{75}{210} \times 100 \approx 36\%$ da ordenada na origem da curva do ventilador. Assumindo a equação 4.2, verificamos que para uma velocidade de rotação de 4750 rpm, a ordenada na origem da curva característica do ventilador é 1636,2, donde se obtém uma discrepância entre as duas curvas de $1636,2 - 1636,2 \times 0,36 = 1047,2 \text{ Pa}$.

Com esta distância conseguimos então obter a equação 4.6 para a curva característica do ventilador inverso a funcionar a uma velocidade de rotação de 4750 rpm.

$$P = - \left(-1,72 v^2 + 1636,2 - 1047,2 \right) = 1,72 v^2 - 589 \quad (4.6)$$

É então apresentada a curva característica do ventilador inversa, aproximada e considerando uma velocidade de rotação de 4750 rpm, seguindo a equação 4.6 na figura 4.8.

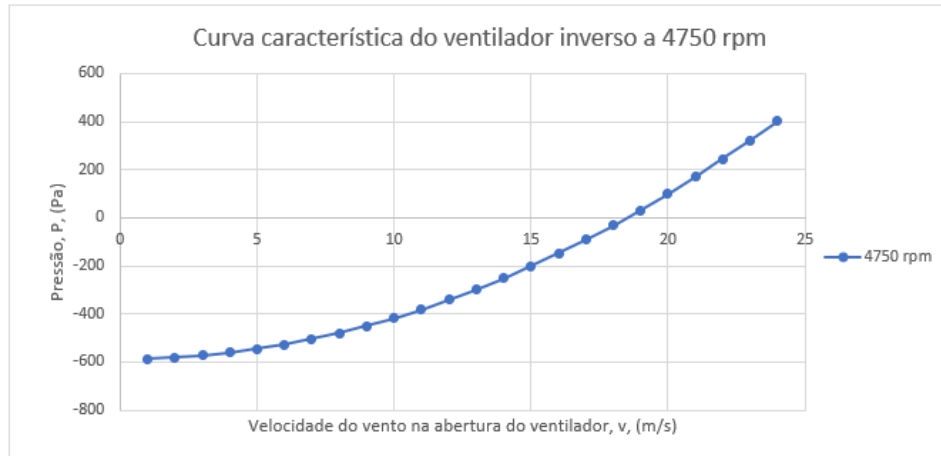


Figura 4.8: Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador inverso com velocidade de rotação de 4750 rpm

De forma análoga ao efetuado para a obtenção das curvas características do funcionamento do ventilador a diferentes velocidades de rotação, podemos obter estas curvas para o caso do ventilador inverso usando também as relações obtidas nas equações 4.3 e 4.4, obtendo-se assim a equação 4.7.

$$P = 1,72 v^2 - 589 \left(\frac{\omega_1}{4750} \right)^2 \quad (4.7)$$

A figura 4.9 mostra então alguns exemplos das curvas características do ventilador inverso para diferentes velocidades de rotação do mesmo, tendo em conta as equações obtidas.

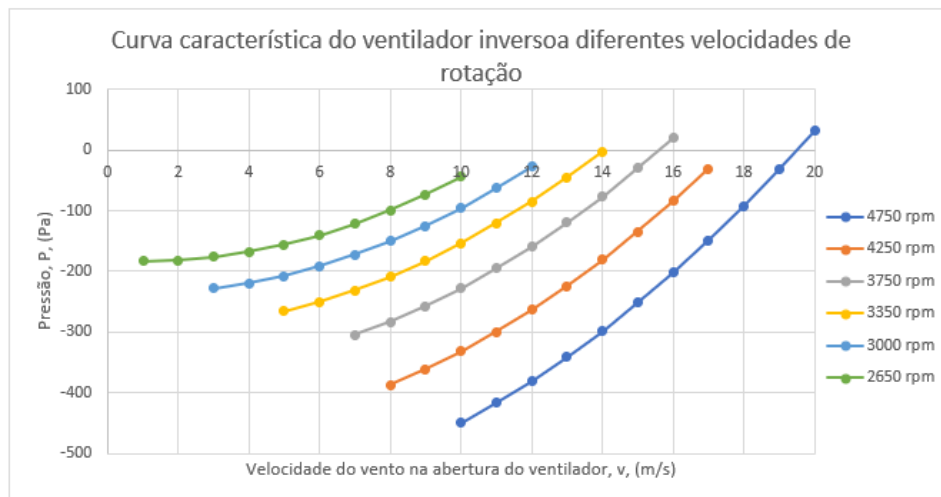


Figura 4.9: Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador inverso para diferentes velocidades de rotação

Por fim, a figura 4.10 mostra então em suma, as curvas características de ambos os métodos de funcionamento do ventilador, a uma velocidade de rotação de 4750 rpm.

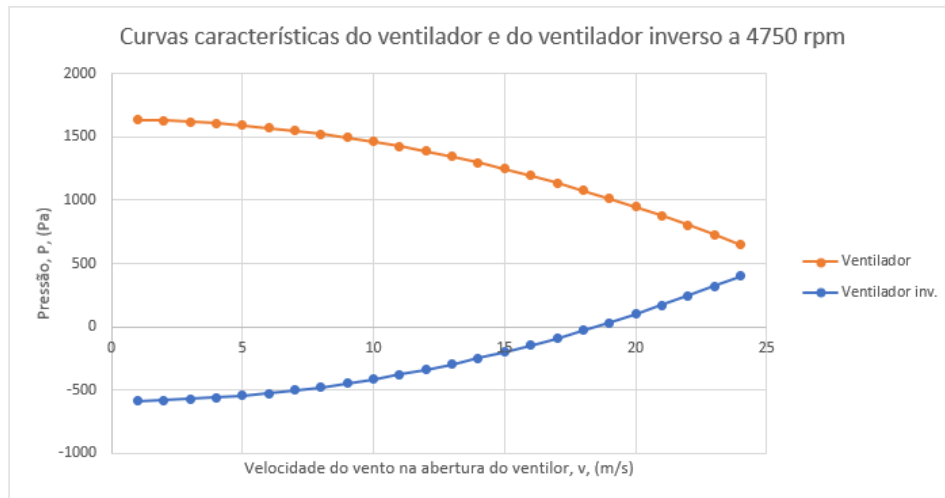


Figura 4.10: Curva característica aproximada do funcionamento do ventilador e do ventilador inverso para a velocidade de rotação de 4750 rpm

Desta forma, apresentando assim as curvas de funcionamento do ventilador e ventilador inverso, é possível aplicar as alterações necessárias ao simulador *Vent3* de forma a respeitar o comportamento aproximado do ventilador selecionado para este estudo, “VENT EF 314/I 9A/A”.

4.3 Alterações ao programa Vent3

Após definidas as curvas características de ambos os tipos de ventilador, foram implementadas as alterações necessárias no código *NONLIN* do programa *Vent3*, de forma a que este conduza as simulações de acordo com o ventilador utilizado. De notar que estas alterações se basearam apenas na mudança da curva característica em utilização, mantendo as restantes condições impostas ao funcionamento de um ventilador pelo programa.

De forma a explicar mais concretamente estas condições, podemos imaginar um caso com dois espaços, espaço 1 e 2, apresentando como única conexão entre os mesmos o ventilador ou ventilador inverso e onde se pretende uma movimentação de ar no sentido do espaço 1 para o espaço 2.

Assim para o caso do ventilador, este deverá, quando em funcionamento, ser um exaustor para o espaço 1, mas um insuflador para o espaço 2. Desta forma, o ventilador só entrará em funcionamento como exaustor, para o caso em que a pressão do espaço 1 subtraída da perda de carga associada à rotação do rotor seja inferior à pressão do espaço 2, visto que, em caso de não funcionamento, o fluxo de ar neste caso dar-se-ia no sentido contrário ao pretendido. De forma análoga, à visão do espaço 2, o ventilador apenas entrará em funcionamento como insuflador para o caso da pressão caso a pressão do espaço 2 somada ao aumento de pressão criado pelo ventilador, seja superior à pressão do espaço 1.

Já para o caso do ventilador inverso, este é colocado de forma a aproveitar o excesso de fluxo de ar para produção de energia elétrica, mantendo o sentido do fluxo de ar inalterado. Desta forma foram adotadas condições análogas às anteriores, tendo este fenómeno em consideração.

Todas estas alterações apresentam-se descritas no Apêndice A.

CASOS DE ESTUDO E RESULTADOS

Inicialmente, e tendo por base um modelo mais simplificado do caso de estudo apenas com aberturas de ventilação e sem chaminé, serão analisadas as variações de certas variáveis no interior do espaço de modo a compreender melhor o fenómeno de ventilação natural.

Este estudo permite abordar o caso de estudo específico com mais algum conhecimento deste fenómeno pelo que o mesmo é considerado importante para o caso de estudo final.

5.1 Caso 1 – paredes adiabáticas com e sem geração de calor – modelo simplificado

No primeiro caso de estudo tem-se por objetivo analisar o efeito da velocidade do vento, U_0 , bem como a influência da impulsão térmica no interior do espaço definido. Para o caso de estudo em análise será utilizado um modelo simplificado semelhante ao que será utilizado como modelo final de estudo, com a diferença que inicialmente não será introduzida a chaminé de modo a facilitar o estudo do comportamento de certas variáveis no interior de um espaço com paredes adiabáticas e com e sem geração de calor.

Este espaço terá, portanto, forma paralelepípedica, com 10 metros de comprimento e 10 metros de largura, bem como 3 metros de altura, sendo que dispõe de uma abertura de ventilação com 0,315 metros de diâmetro localizada a 1 metro de altura na parede melhor orientada para a direção do vento, bem como uma abertura das mesmas dimensões situada no centro geométrico do teto do edifício, local onde futuramente será introduzida a chaminé e o ventilador mecânico.

Na Figura 5.1 encontra-se representado o espaço definido. De referir ainda que para o presente caso, o espaço possui uma fonte de calor.

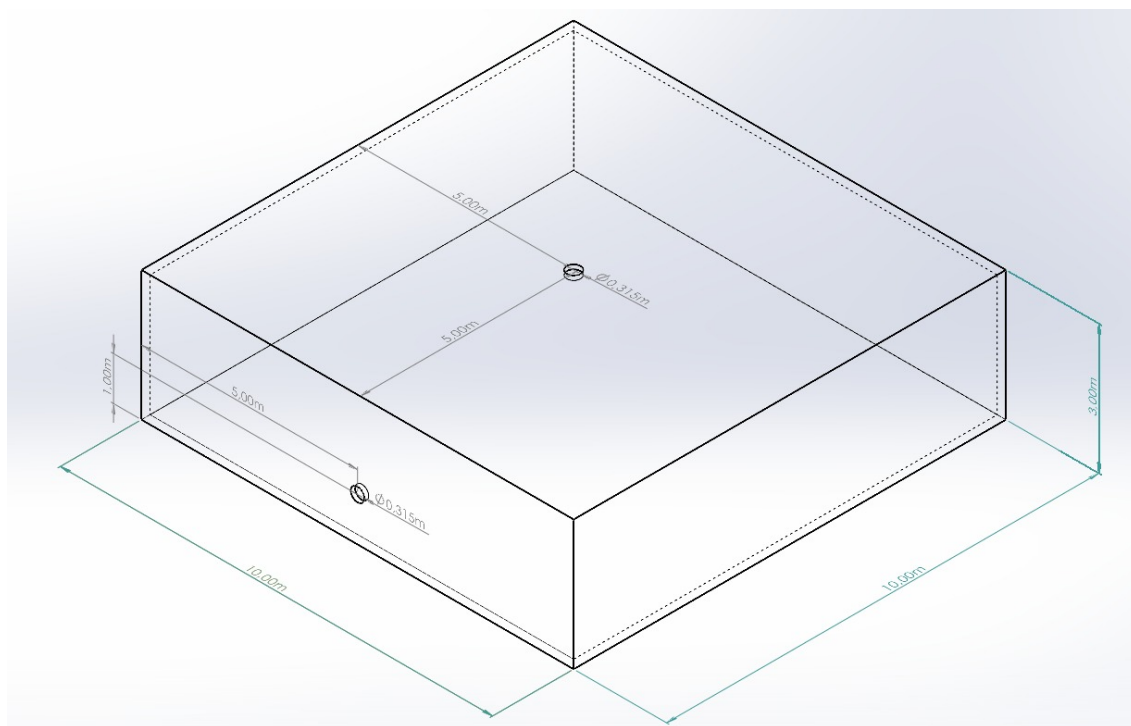


Figura 5.1: Esquemático do edifício em estudo sem chaminé

Admitiu-se, para o seguinte caso, o valor unitário e constante para o coeficiente de pressão (positivo, $C_p = 1$ na abertura da fachada – entrada, e negativo, $C_p = -1$ na abertura do teto - saída), e 2,5 para o valor do coeficiente de perda de carga, ξ . Como referido anteriormente, a direção do vento é perpendicular à parede onde se encontra localizada a abertura de ventilação, sendo considerado positivo quando atua frontalmente sobre a mesma e negativo quando o oposto.

O presente caso foca-se na análise de dados como o número de renovações de ar por hora no interior do espaço, coeficiente de pressão, velocidade do ar na abertura, variações de pressão, massa volúmica e temperatura. Para tal, considerou-se que as 5 paredes que constituem o espaço (paredes laterais mais cobertura) são adiabáticas e foram analisadas 5 situações distintas onde se fez variar a geração de calor de 5 em 5 kW, para o intervalo de 0 a 20 kW, ambos os valores incluídos.

Os gráficos das figuras 5.2, 5.3, 5.4 e 5.5 esboçam os resultados da análise das variáveis acima descritas para os diferentes valores de geração de calor.

5.1. CASO 1 – PAREDES ADIABÁTICAS COM E SEM GERAÇÃO DE CALOR – MODELO SIMPLIFICADO

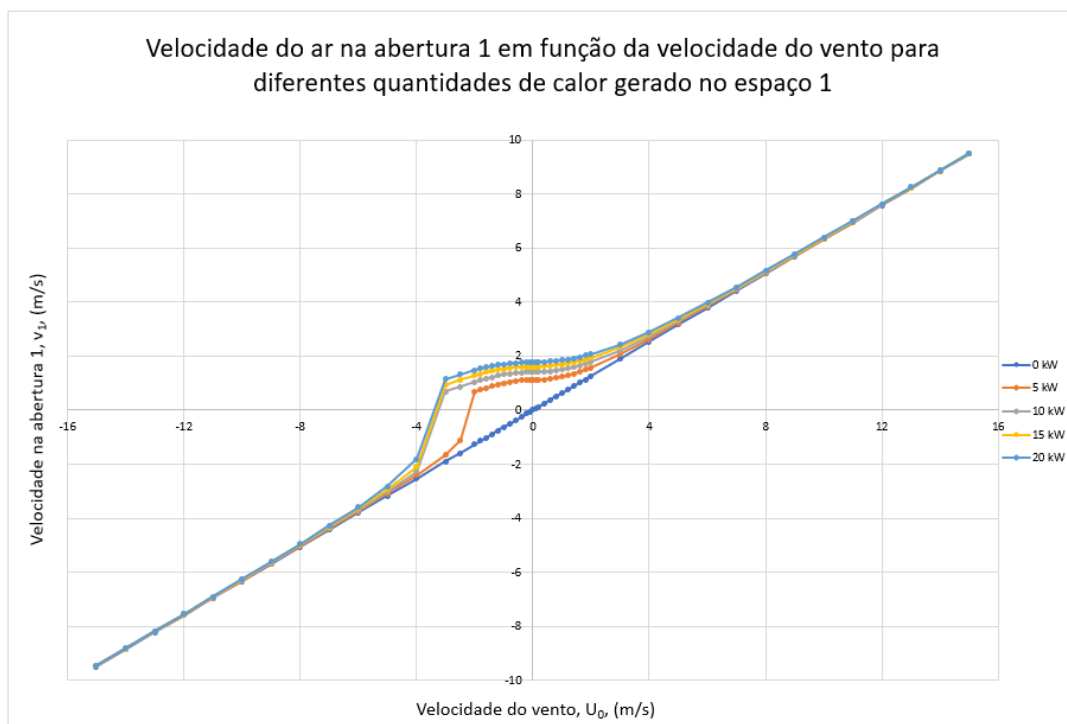


Figura 5.2: Velocidade do ar na abertura 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no espaço 1

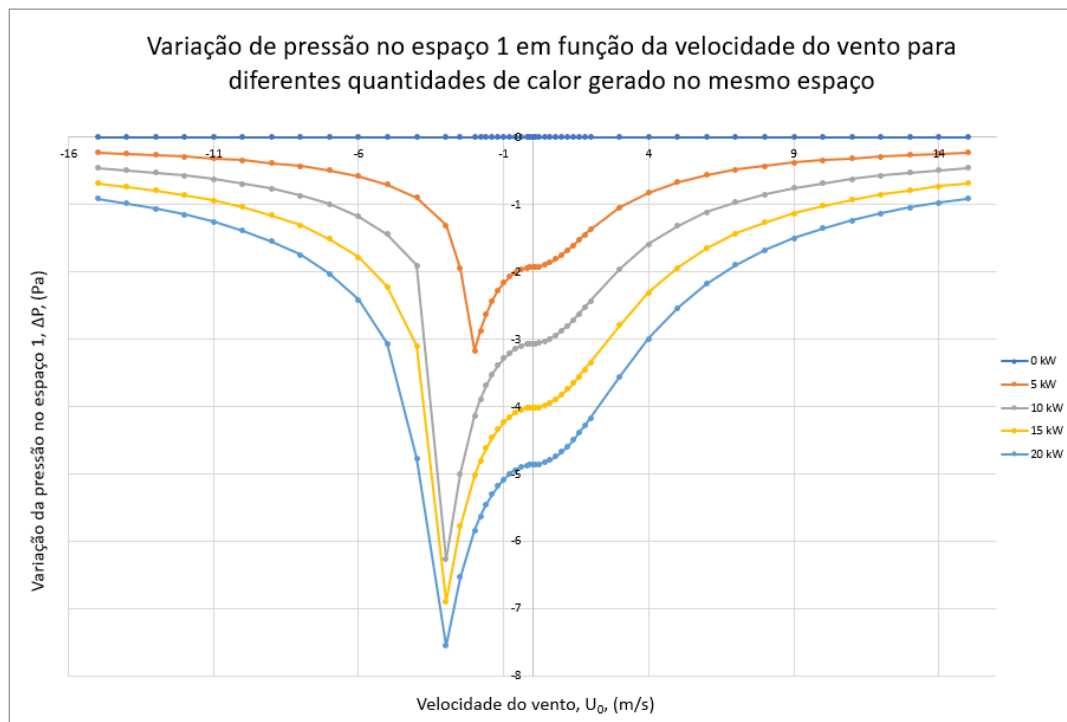


Figura 5.3: Variação de pressão no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço

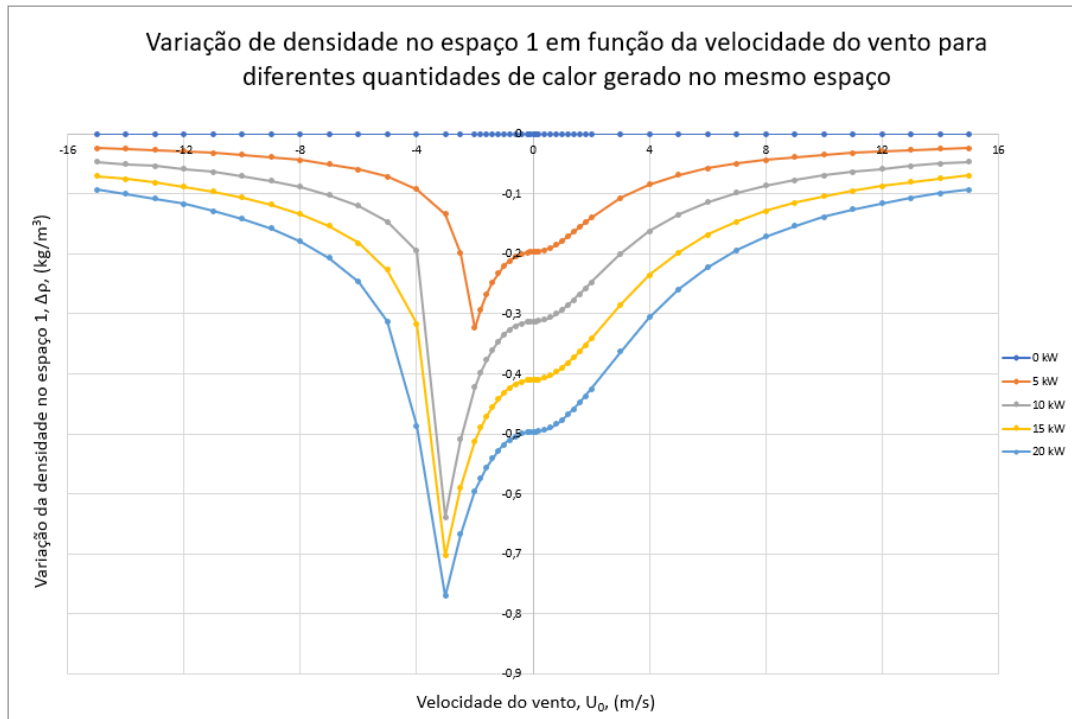


Figura 5.4: Variação de densidade no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço

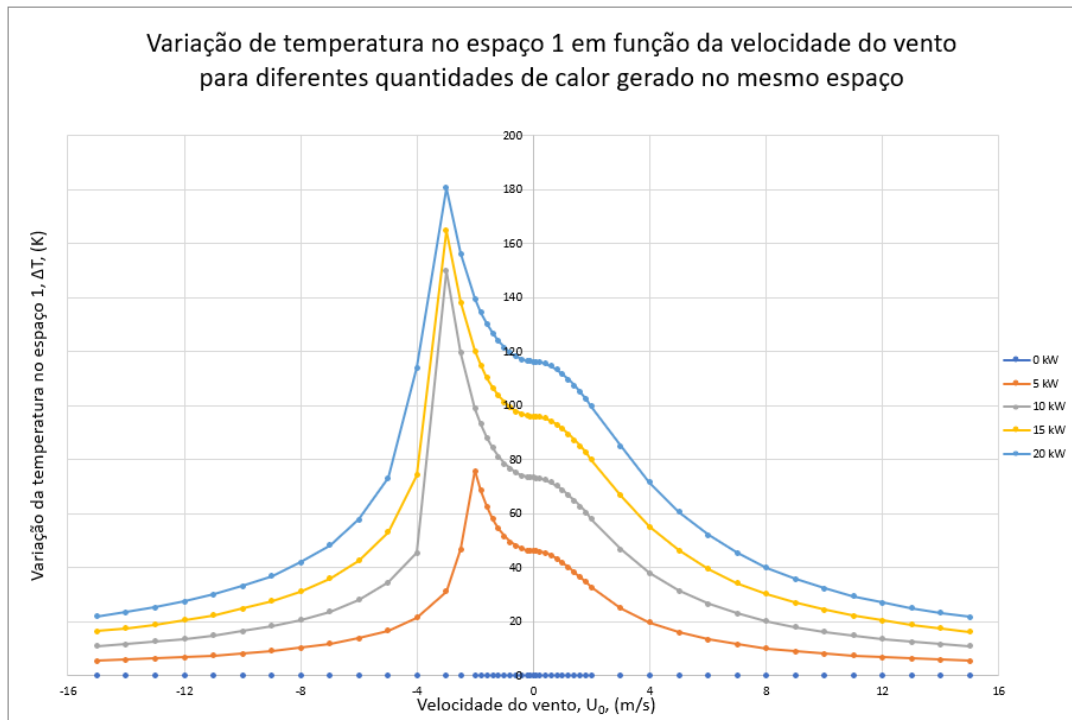


Figura 5.5: Variação de temperatura no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço

5.1. CASO 1 – PAREDES ADIABÁTICAS COM E SEM GERAÇÃO DE CALOR – MODELO SIMPLIFICADO

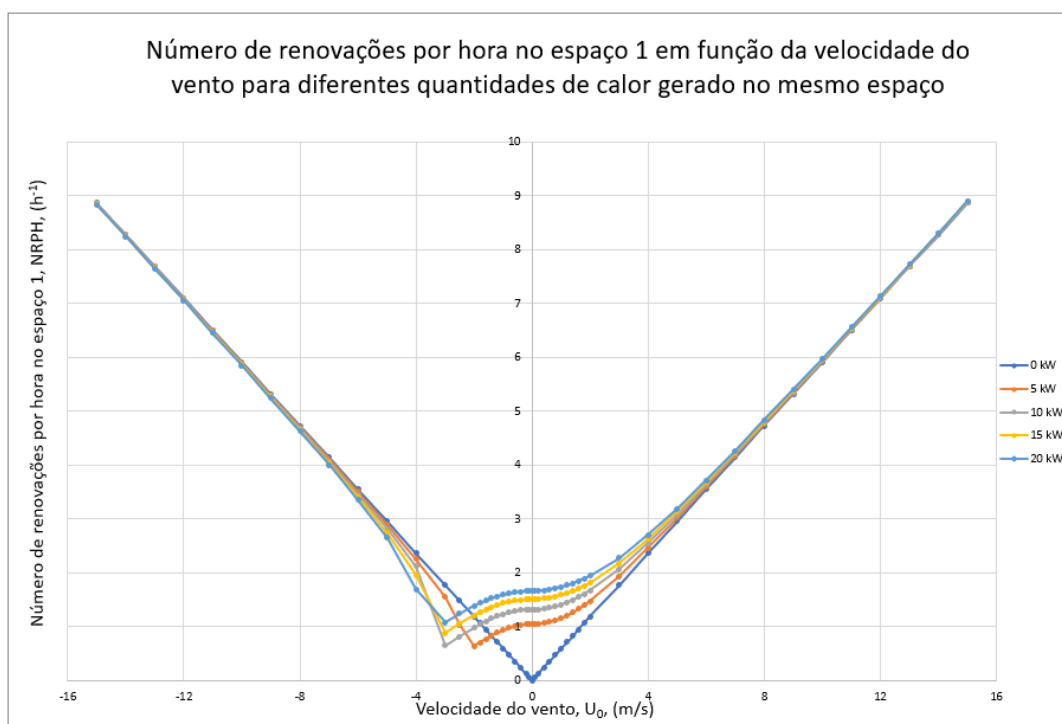


Figura 5.6: Número de renovações por hora no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço



Figura 5.7: Variação do coeficiente de pressão no espaço 1 em função da velocidade do vento para diferentes quantidades de calor gerado no mesmo espaço

Observando os gráficos 5.6 e 5.7 conclui-se que o sentido de escoamento do ar está diretamente relacionado com a direção do vento. No intervalo de velocidades do vento [-2 ; 1,5] m/s, verifica-se o impacto do efeito da impulsão térmica, podendo originar o aumento do Número de Renovações de ar Por Hora (NRPH) no interior do espaço, consequência do aumento da movimentação do ar. Quando a velocidade do vento atinge valores mais elevados, o valor de NRPH torna-se suficiente para satisfazer os requisitos mínimos para a qualidade do ar no interior do espaço, existindo, inclusive, a possibilidade de ser necessário fechar as aberturas de ventilação. No sentido oposto, quando a qualidade do ar no interior do espaço não é assegurada, a ventilação mecânica surge como necessária.

5.2 Descrição da geometria do espaço de estudo

A presente dissertação tem por objetivo analisar a potencialidade da aplicação de um dispositivo de ventilação mecânica de modo a gerar energia elétrica, consequência do vento e respetiva intensidade que incide no espaço de estudo. Deste modo, define-se em seguida o espaço acima mencionado.

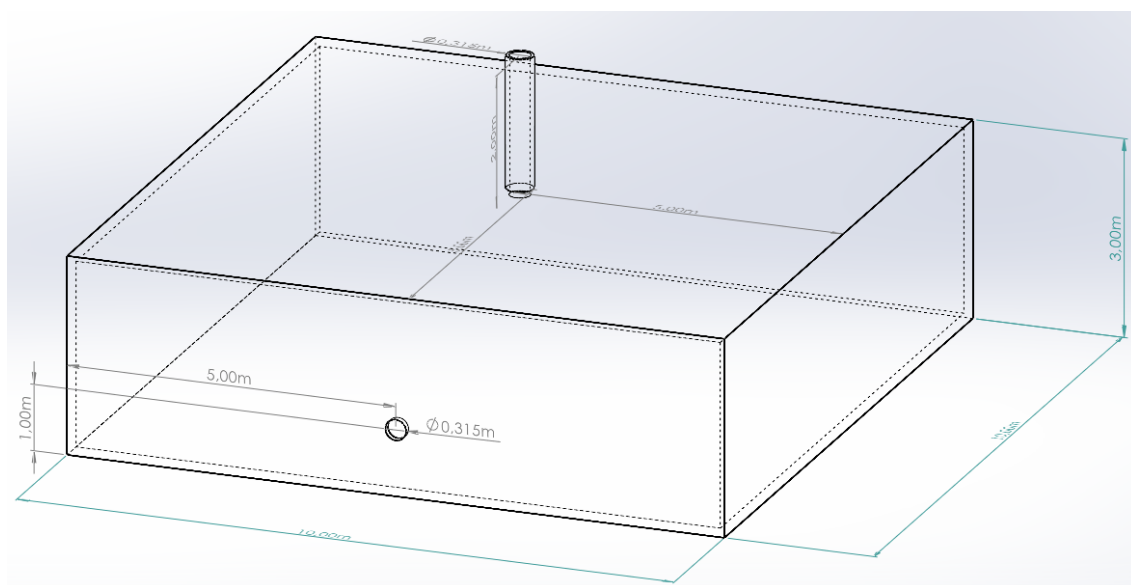


Figura 5.8: Esquemático do edifício em estudo com chaminé

A geometria do mesmo integra dois espaços, o espaço interno e a chaminé, zona onde será aplicado o dispositivo de ventilação mecânica. O espaço interno tem forma paralelepípedica com altura de 3 metros e área em planta de 100 metros quadrados, sendo que tem ainda uma abertura de ventilação para o exterior com diâmetro de 0,315 m, com cota média localizada a 1 metro de altura em cada uma das paredes. A chaminé por sua vez tem 2 metros de altura e um diâmetro de 0,315 metros, o mesmo diâmetro que o ventilador que será aplicado nesta zona, simplificando assim o caso de estudo e tentando

obter o maior aproveitamento energético possível. O espaço descrito é apresentado na Figura 5.8.

O espaço de estudo tem a forma cúbica e foi definido que tem uma abertura de ventilação para o exterior de 0,315 metros e localizada, como acima referida, a 1 metro de altura e em cada uma das paredes, optando por apenas manter aberta a que estiver melhor direcionada para a entrada do vento. Com esta imposição garante-se que a abertura de ventilação (aberta) estará sempre de acordo com a direção do vento, o que origina um único sentido do escoamento, o que vai de acordo com o pretendido - um C_p positivo na abertura de ventilação (entrada) e negativo na chaminé (saída), fazendo com que o fluxo de ar se proporcione no sentido desejado. Na Figura 5.9 representa-se o perfil de velocidade do vento e o edifício em estudo.

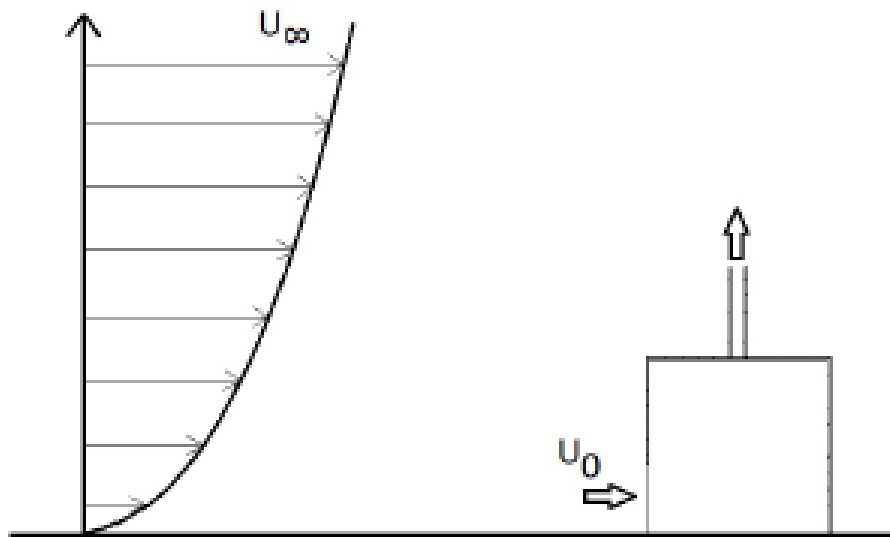


Figura 5.9: Perfil de velocidade do vento incidente no edifício em estudo

5.3 Condições interiores do espaço de estudo

A qualidade do ar no interior de qualquer espaço é uma condição necessária e obrigatória. Nesse sentido, existem alguns critérios que devem ser respeitados aquando do estudo sobre esses mesmos espaços. Na presente dissertação, e com o objetivo de garantir a qualidade do ar no interior do espaço em estudo definiu-se o número mínimo de renovações de ar por hora, valor que foi calculado tendo por base os valores dos caudais mínimos de ar novo definidos pelo Regulamento dos Sistemas Energéticos e de Climatização dos Edifícios (RSECE) [6]. Segundo o RSECE, estes caudais podem ser calculados, tendo em conta a atividade ali praticada, com base no número de ocupantes do espaço ($m^3/(h \times \text{ocupante})$) ou na área em planta do espaço ($m^3/(h \times m)$).

O edifício do caso de estudo anteriormente definido representa um pequeno pavilhão desportivo, semelhante aos pavilhões “anexo” encontrados nas escolas secundárias. De

acordo com a natureza do edifício, está definido que o caudal mínimo de ar novo é $490 \text{ m}^3/\text{h}$.

Em seguida, é calculado o valor de renovações de ar por hora, tendo por base o valor de caudal mínimo de ar novo acima apresentado. Para o presente caso de estudo, deve-se assim garantir sempre 1,7 NRPH, visto que qualquer valor abaixo deste pode por em causa a qualidade do ar no interior do espaço. Um momento crítico no que concerne a esta imposição passa pela perda de pressão relacionada com a aplicação do ventilador no modo inverso, motivo pelo qual se deve prestar maior atenção a esse momento em específico.

5.4 Caso 2 - Ventilação natural (sem ação do ventilador)

No presente caso de estudo, visto ter sido considerado que apenas a abertura de ventilação direcionada de modo a facilitar a entrada de ar e consequente sentido de deslocamento desejado estaria aberta, o estudo deve ser realizado para um intervalo de valores positivos para a velocidade do vento (entre 0 m/s e 15 m/s). Tendo ainda em conta o facto de apenas se encontrar aberta uma das quatro aberturas de ventilação, e de modo a que a simulação seja corretamente realizada, deve considerar-se no ficheiro de dados para o programa apenas uma abertura para o exterior e não quatro (considerando que todas as outras estão sempre fechadas), assim como 2 espaços internos (o espaço interno e a área da chaminé). No que concerne ao valor de perda de carga, considerou-se um valor de 2,5 para a abertura exterior, considerando-se ainda valor unitário para os coeficiente de pressão, positivo e negativos, no lado de incidência do vento e restantes lados, respetivamente. Para o seguinte estudo, com base no DL 79_2006 [6], conclui-se que, para um espaço desportivo sem piscina, o equipamento tem uma geração de calor de 1 W/m^2 . Deste modo, considerou-se que para o presente caso de estudo, com um espaço de 100 m^2 de área, a geração total de calor será 100 W .

Na figura 5.10 apresenta-se a evolução do número de renovações de ar por hora no espaço de estudo sem a ação do ventilador bem como a linha que delimita o valor mínimo anteriormente calculado para esse mesmo dado, 1,7 NRPH.

5.5. CASO 3 - APLICAÇÃO DO VENTILADOR COM FUNCIONAMENTO A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO CONSTANTE

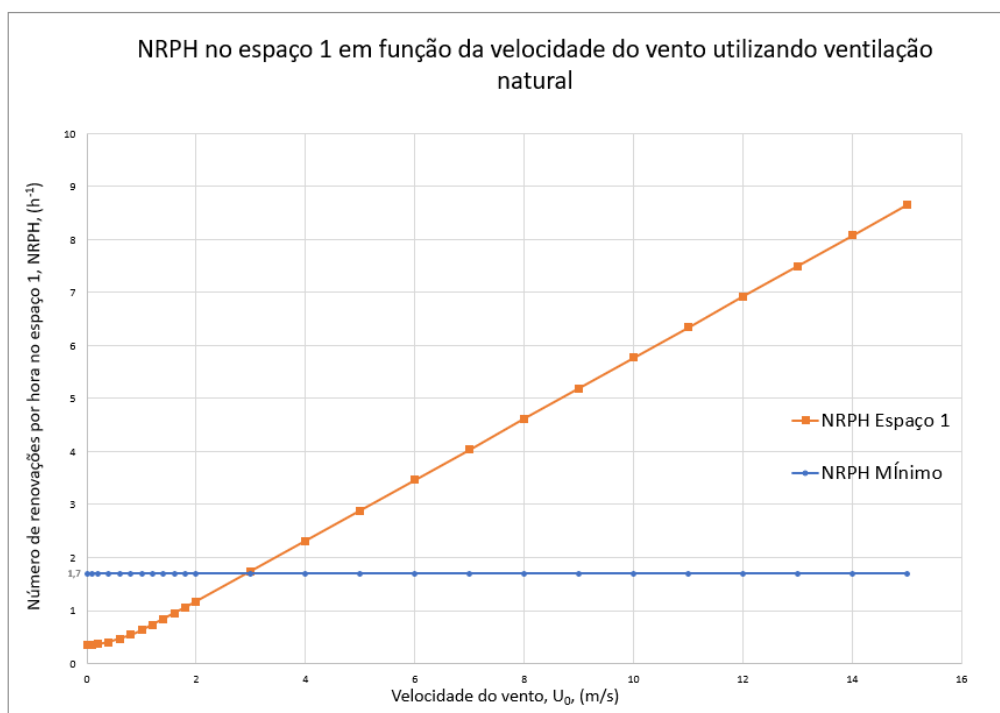


Figura 5.10: NRPH no espaço 1 em função da velocidade do vento utilizando ventilação natural e representação da linha referente ao NRPH mínimo para uma ventilação adequada

O ponto de interseção entre as duas linhas representadas no gráfico 5.10 assinala o valor da velocidade do vento a partir do qual o NRPH mínimo para o espaço em questão é garantido. Após análise é possível concluir que esse mesmo valor é aproximadamente 3 m/s, isto é, até essa velocidade o espaço necessita do ventilador para garantir as qualidades mínimas do ar no interior do espaço, sendo que a partir do mesmo é possível utilizar o ventilador no modo inverso e consequentemente aproveitar energia proveniente da ação excessiva do vento.

5.5 Caso 3 - Aplicação do ventilador com funcionamento a velocidade de rotação constante

A utilização do ventilador a funcionar continuamente tornou-se numa alternativa recorrente para solucionar problemas de ventilação em edifícios visto garantir o número de renovações por hora praticamente constante. Contudo, esta solução nem sempre resulta efetivamente sendo que em muitos casos o sobredimensionamento do ventilador causa gastos energéticos elevados, tornando a solução economicamente desvantajosa. No seguinte caso de estudo foi aplicado o ventilador a funcionar continuamente a uma velocidade de 4750 rpm, valor que serviu para obtenção das curvas características do ventilador. Em relação aos valores dos coeficientes de pressão e de perda de carga, os mesmos foram mantidos em relação aos casos de estudo anteriores.

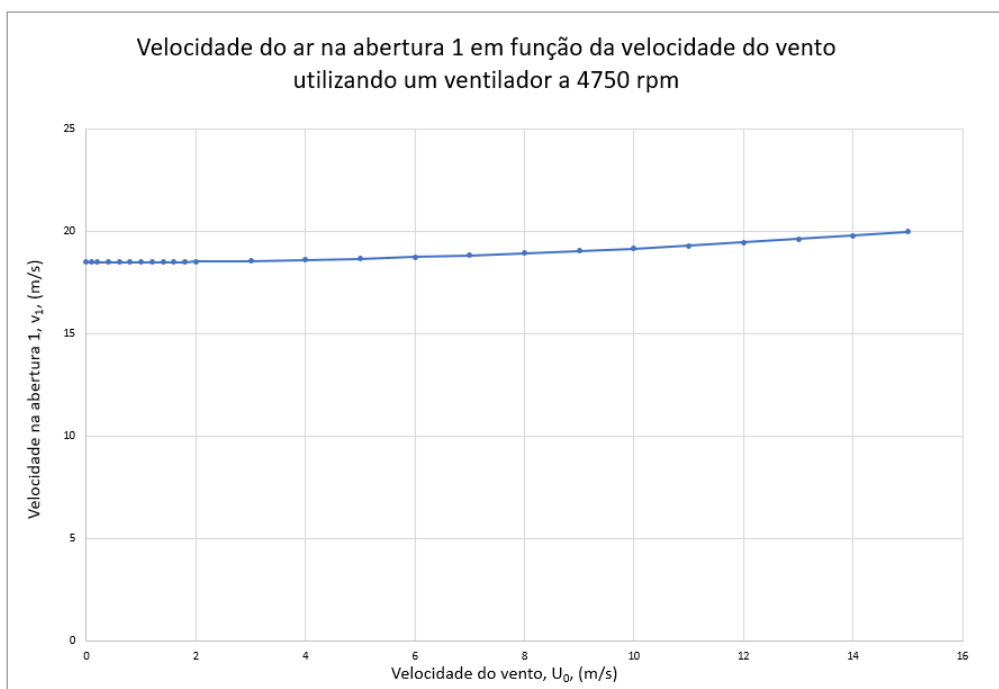


Figura 5.11: Velocidade do ar na abertura 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 4750 rpm

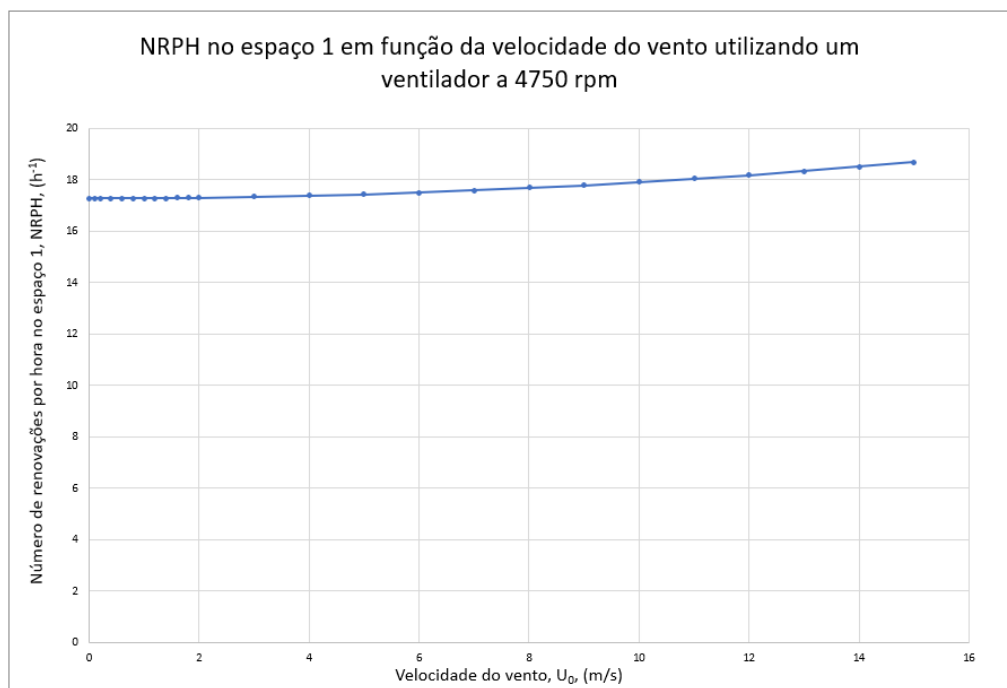


Figura 5.12: NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 4750 rpm

5.5. CASO 3 - APLICAÇÃO DO VENTILADOR COM FUNCIONAMENTO A VELOCIDADE DE ROTAÇÃO CONSTANTE

Os resultados da aplicação do ventilador são os que se verificam nas figuras acima apresentadas, Figura 5.11 para a variação da velocidade do ar na abertura de entrada, e Figura 5.12 para o número de renovações de ar por hora, ambas em função da intensidade do vento.

Como se pode observar nas Figuras 5.11 e 5.12, com o ventilador aplicado continuamente, tanto a velocidade do ar na abertura de entrada como o número de renovações por hora quase não sofrem variação. Por outro lado, o valor observado na taxa de renovações de ar por hora, bastante acima do mínimo requerido, mostra que o caso está sobredimensionado.

De modo a utilizar o ventilador a funcionar continuamente para garantir o número mínimo de renovações de ar por hora e em simultâneo evitar gastos energéticos desnecessários torna-se imprescindível o estudo do ventilador e obtenção do valor mínimo de velocidade de rotação que garante essas mesmas renovações por hora, independentemente da velocidade do vento. Após obtido este valor, no presente caso de estudo de 467 rpm, é possível obter os gráficos que representam a velocidade do ar na abertura de entrada bem como o número de renovações por hora, agora com a nova velocidade de rotação do ventilador aplicada.

Os resultados são os observados nas Figuras 5.13 e 5.14 em seguida apresentadas.



Figura 5.13: Velocidade do ar na abertura 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 467 rpm

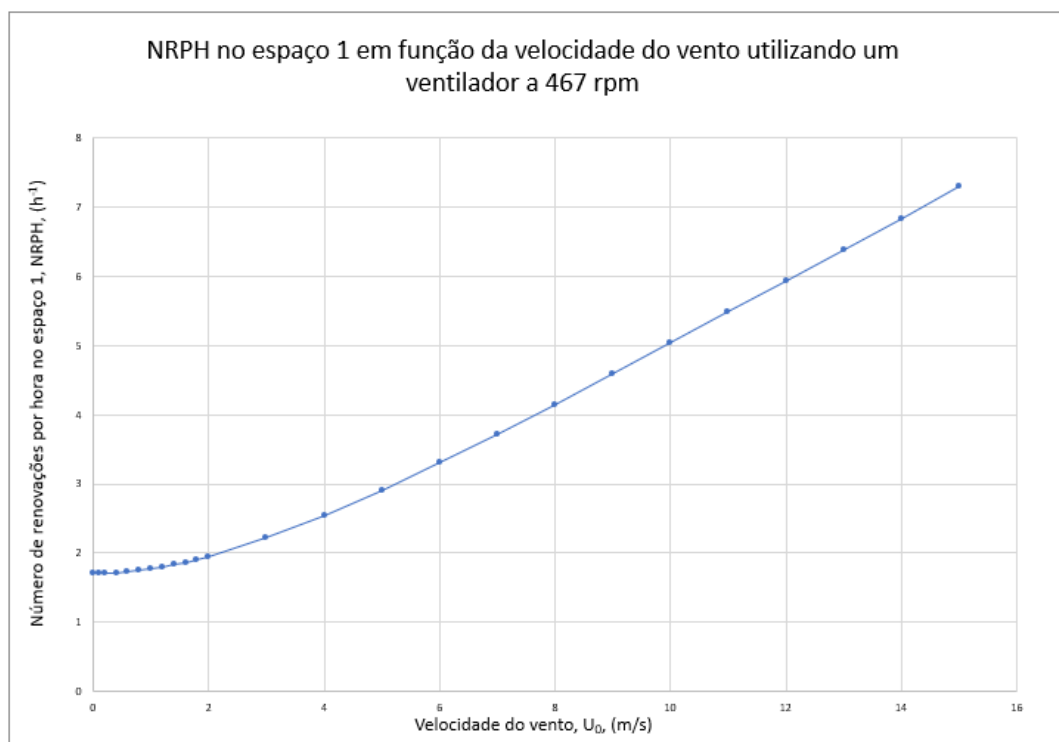


Figura 5.14: NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação constante de 467 rpm

Como se pode verificar nos gráficos acima explanados, o número de renovações por hora e a velocidade do ar na entrada sofrem variações consideráveis quando comparados com os mesmos valores com o ventilador a funcionar sobredimensionado. Para tal, foi necessário alterar a velocidade de rotação do ventilador para 467 rpm, tornando assim as variáveis em estudo dependentes da velocidade do vento, sendo deste modo também possível concluir que a partir de velocidades significativamente baixas do vento, o número de renovações aumenta bastante acima do mínimo requerido, provando assim a possibilidade de não operar o ventilador em modo contínuo, mas sim em modo inverso.

5.6 Caso 4 - Aplicação do ventilador a velocidade mínima para garantir ventilação adequada

Como analisado nos subcapítulos anteriores e mantendo as características dos coeficientes desses mesmos subcapítulos, quando a intensidade do vento assume valores mais próximos do zero pode ser necessário o recurso a ventilação mecânica de modo a garantir o número mínimo de renovações de ar por hora. Por outro lado, também se constatou que para valores maiores da intensidade do vento, o número de renovações de ar por hora tende a aumentar e passar o valor mínimo requerido. Posto isto, conclui-se que a possibilidade de variar a velocidade de rotação do ventilador torna-se bastante proveitoso do ponto de vista energético. A variação da velocidade de rotação do ventilador em função

5.6. CASO 4 - APLICAÇÃO DO VENTILADOR A VELOCIDADE MÍNIMA PARA GARANTIR VENTILAÇÃO ADEQUADA

da velocidade do vento de modo a cumprir os requisitos mínimos de renovação de ar no espaço foram obtidos por iterações e são os apresentados na Figura 5.15.

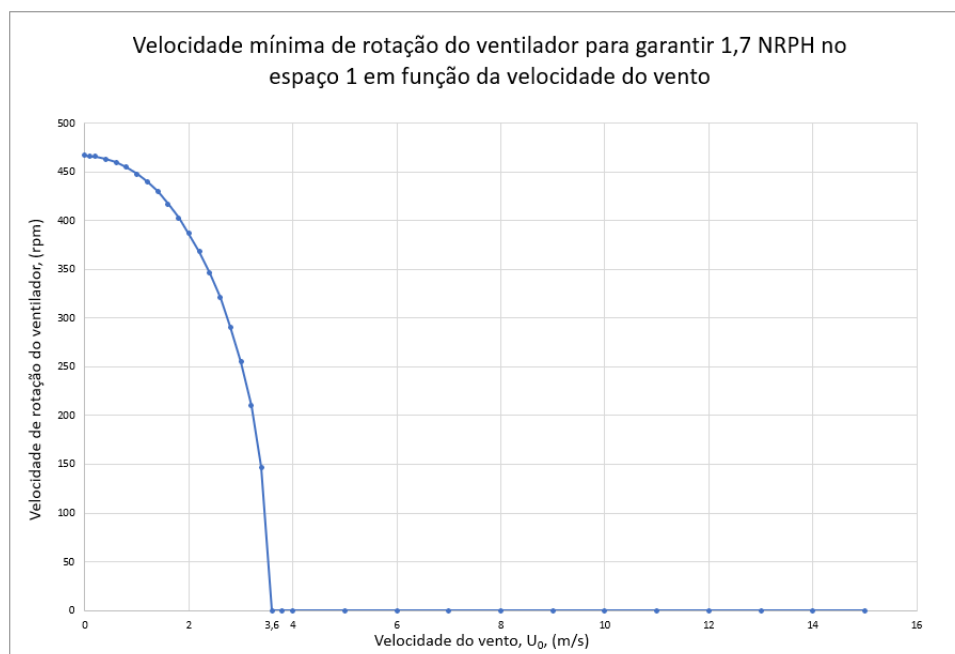


Figura 5.15: Velocidade mínima a que o ventilador deve funcionar de forma a garantir o NRPH mínimo do espaço 1

Através da observação do gráfico acima confirma-se que até aos 3.6 m/s de intensidade do vento é necessário operar o ventilador de modo a apoiar a ventilação do espaço e garantir o número mínimo de renovações de ar por hora. No subcapítulo 5.4 concluiu-se que a partir dos 3 m/s não seria necessário recorrer à ventilação mecânica, contudo, a aplicação do ventilador provoca uma perda de carga que se traduz na diferença de 0.6 m/s para o presente exemplo. Posto isto, ultrapassado este intervalo onde a intensidade do vento assume valores mais baixos, dos 0 aos 3.6 m/s, podemos verificar que o ventilador é desligado, sendo que à medida que os valores da velocidade do vento aumentam, também o número de renovações de ar por hora cresce linearmente. Esta variação pode ser observada no gráfico da Figura 5.16, onde se observa a variação do NRPH em função da velocidade do vento. Pela observação do gráfico podemos concluir que a taxa de renovação de ar por hora tende a aumentar a partir do momento em que o vento sopra com intensidades superiores a 3.6 m/s, ultrapassando o valor mínimo requerido – 1.7 NRPH -, aumento este que não se traduz diretamente num benefício para o espaço ou para os ocupantes, visto o ideal ser manter o valor de NRPH constante, 1.7 NRPH para o presente caso. Uma solução fácil para colmatar tal efeito poderia passar pelo fecho de aberturas até que a intensidade do vento diminuísse. Contudo, a aplicação de um ventilador a operar no modo inverso permite não só a redução do número de renovações de ar por hora como aproveitar a energia da passagem do ar no ventilador, nunca comprometendo o valor mínimo de NRPH. Para o presente caso de estudo optou-se pela aplicação do ventilador

no modo inverso de modo a estudar as potencialidades da produção de energia através da ventilação natural.

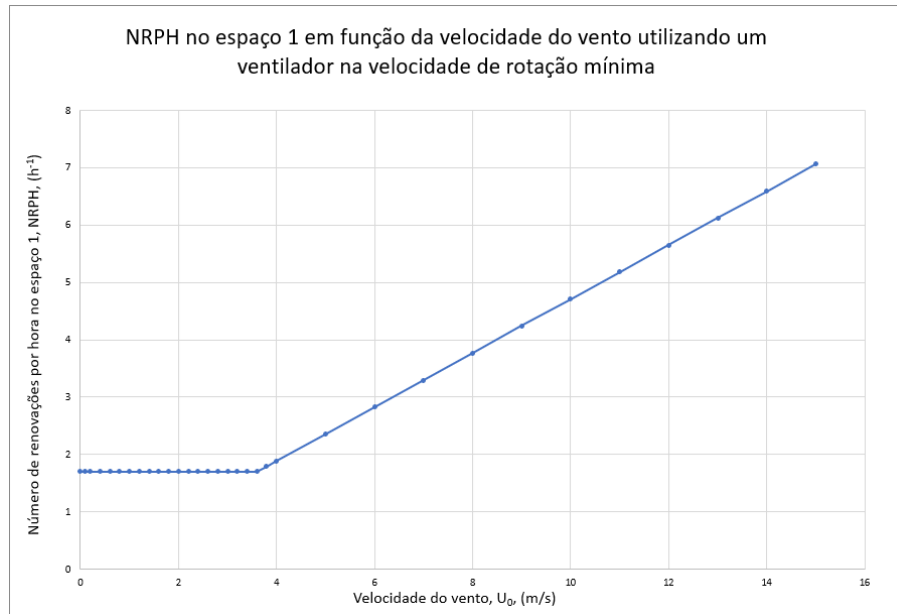


Figura 5.16: NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação mínima

Na figura 5.17, é possível verificar o gráfico referente à velocidade média do vento que atravessa o ventilador para as diferentes velocidades de vento incidente.

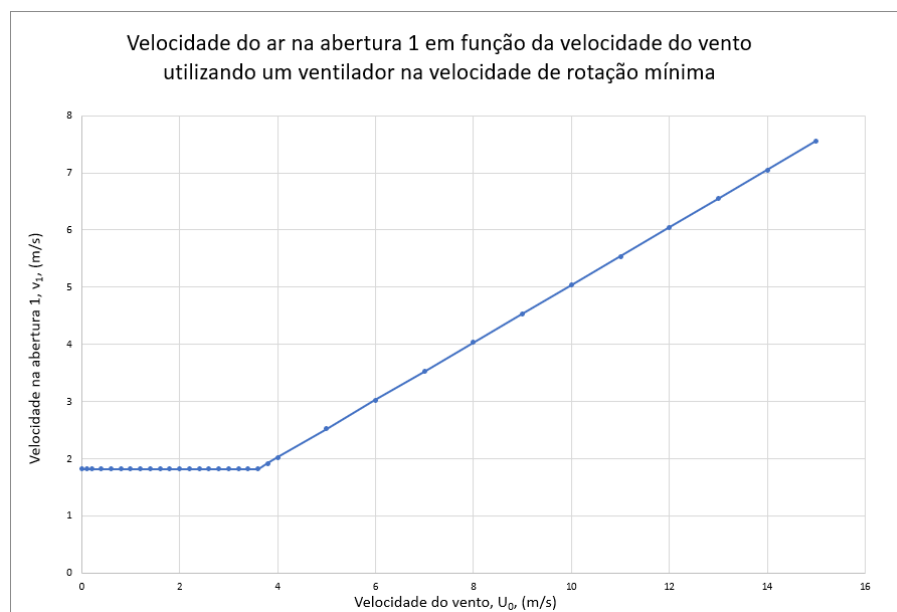


Figura 5.17: Velocidade média do vento na abertura 1 em função da velocidade do vento, U_0 , recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar a uma velocidade de rotação mínima

5.7 Caso 5 - Aplicação do ventilador em modo inverso a velocidade máxima para garantir ventilação adequada

Como referido no subcapítulo anterior, o recurso à utilização de um ventilador no modo inverso para manter o número de renovações de ar por hora constante permite ainda o aproveitamento da energia, consequência da passagem do ar. Aplicando o ventilador de modo a satisfazer o número mínimo de renovações de ar por hora e mantendo os coeficientes de perda de carga e os coeficientes de pressão inalterados em relação aos casos anteriores, obteve-se o seguinte gráfico exposto na Figura 5.18.

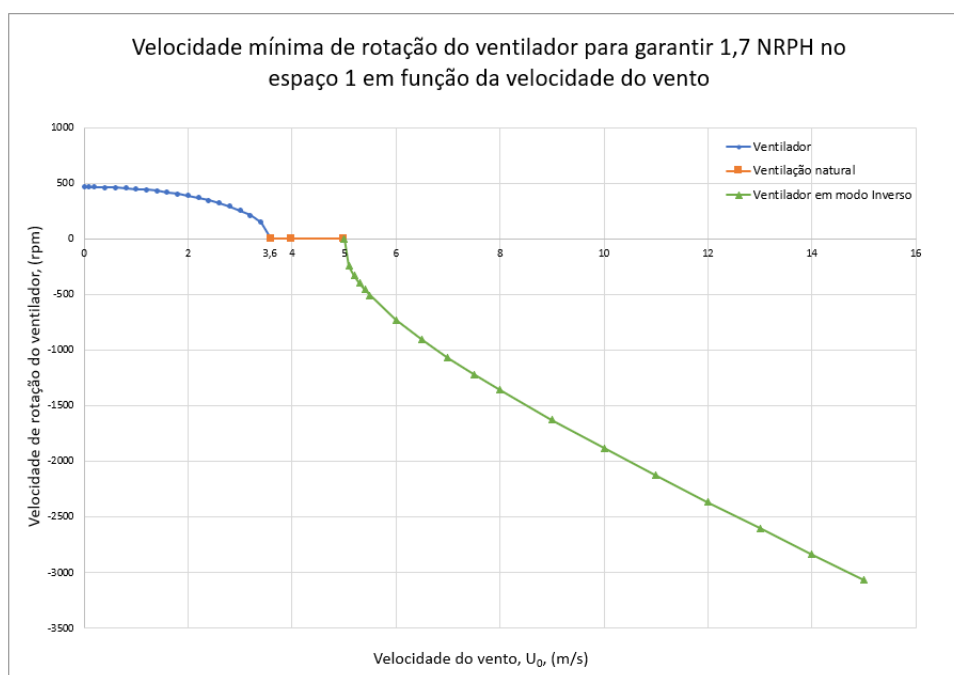


Figura 5.18: Velocidade mínima e máxima, para modo normal e inverso, de forma a garantir o NRPH mínimo do espaço 1 e aproveitando-se o máximo de energia

Pela observação do gráfico da Figura 5.18, conclui-se que para velocidades de vento mais baixas, até aos 3.6 m/s, torna-se necessário funcionar com o ventilador de modo a garantir 1.7 NRPH no espaço. Neste intervalo, observa-se no gráfico que o ventilador opera com velocidade de rotação positiva. No intervalo seguinte, dos 3.6 aos 5 m/s, é possível desligar o ventilador (velocidade de rotação igual a 0 rpm), sendo que o vento se torna suficiente para a renovação de ar no espaço interno. Contudo, neste intervalo, não se pode operar o ventilador no modo inverso de modo a aproveitar energia, uma vez que operar o mesmo neste modo provoca uma perda de carga, pelo que pode comprometer as condições necessárias para o bem-estar. A partir dos 5 m/s de velocidade do vento podemos operar o ventilador no modo inverso e desse modo aproveitar a energia da passagem do fluxo de ar. A partir deste valor podemos observar que as velocidades de rotação se tornam negativas, indicador que o ventilador está a operar no modo inverso.

Pelo gráfico apresentado em seguida na Figura 5.19, podemos verificar que no intervalo

em que o ventilador está desligado, dos 3.6 aos 5 m/s, o número de renovações de ar por hora tende a aumentar linearmente uma vez que se encontra dependente apenas da velocidade do vento que incide no espaço.

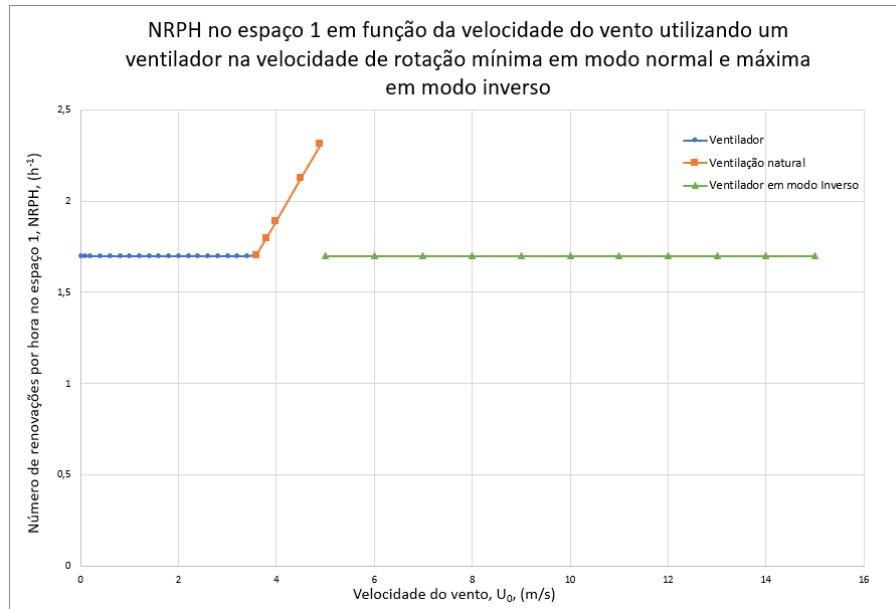


Figura 5.19: NRPH do espaço 1 em função da velocidade do vento recorrendo à utilização de um ventilador a funcionar em modo ótimo, gráfico 5.18

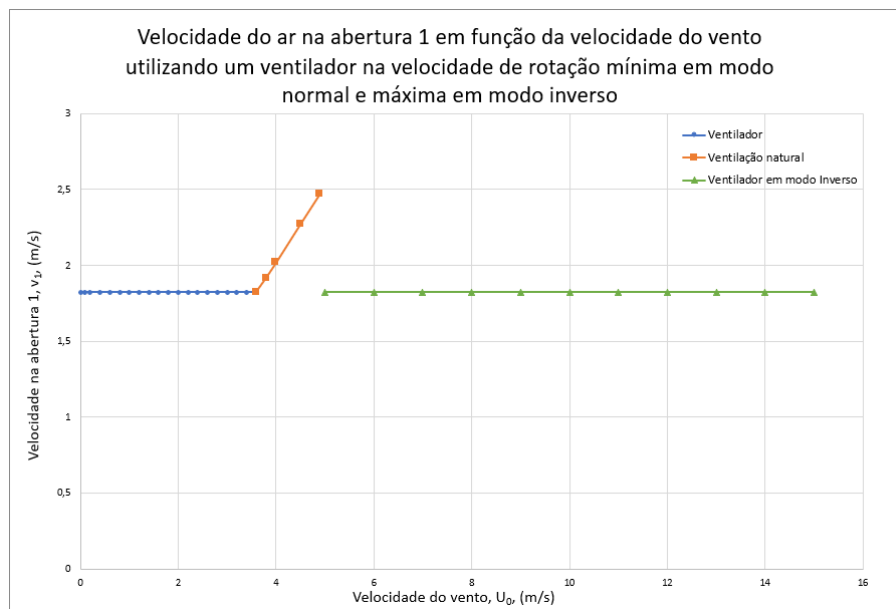


Figura 5.20: Velocidade média do vento na abertura 1 em função da velocidade do vento, utilizando um ventilador a funcionar em modo ótimo, gráfico 5.18

Na figura 5.20, é possível verificar o gráfico referente à velocidade média do vento que atravessa o ventilador para as diferentes velocidades de vento incidente.

5.8 Aproveitamento energético e distribuição de ventos - Loures

Após a cuidada análise realizada no subcapítulo 5.7 foi possível perceber que é exequível a aplicação do ventilador no modo inverso de modo a aproveitar energia fruto do excesso de fluxo de ar que passa na turbomáquina. Quando a velocidade do vento que incide no espaço de estudo aumenta e ultrapassa os 3.6 m/s, o auxílio do ventilador para garantir o número mínimo de renovações de ar por hora deixa de ser necessário, sendo que o mesmo se apresenta indispensável até essa mesma velocidade. Contudo, verificou-se que quando a intensidade do vento ultrapassa os 5 m/s, torna-se possível operar o ventilador no modo inverso de modo a aproveitar o fluxo de ar a mais que passa nas pás do ventilador, regulando assim o número de renovações de ar por hora e em simultâneo aproveitando a energia respetiva ao excesso de fluxo de ar.

Deste modo, surge a necessidade de se perceber o conceito de Potência, Pot, o que permite definir a quantidade de energia aproveitada e deste modo analisar os ganhos energéticos finais. Para o presente caso de estudo é necessário definir um volume de controlo colocado no ventilador e as fronteiras reais e imaginárias (entrada e saída do volume de controlo) do sistema em estudo. A diferença de pressão no sistema, fruto das diferentes pressões de entrada e saída no volume de controlo, multiplicadas pela área de superfície de entrada ou de saída, permitem calcular a força F, F como explanado na Equação 5.1 abaixo apresentada.

$$F = \Delta P \times A \quad (5.1)$$

Depois de calculada a força resultante, F, para o cálculo da Pot deve-se multiplicar esse mesmo resultado de F pela velocidade do ar no ventilador, v. A Equação 5.2 demonstra os cálculos acima explicados.

$$Pot = F \times v \quad (5.2)$$

Os ventos assumem um perfil bastante variável no que concerne à sua definição. De modo a ser possível analisar com alguma precisão o comportamento do vento, principalmente a nível da sua velocidade ao incidir no espaço de estudo, foi criado um gráfico de distribuição de Weibull [4, 14]. A Equação 5.3 que define a respetiva curva encontra-se em seguida apresentada.

$$P^*(U_0) = \frac{k}{c} \times \left(\frac{U_0}{c} \right)^{k-1} \times e^{-\left(\frac{U_0}{c} \right)^k} \quad (5.3)$$

De modo a obter os valores de Fator de Forma e de Escala devem ser analisados os mapas da Figura 5.21.

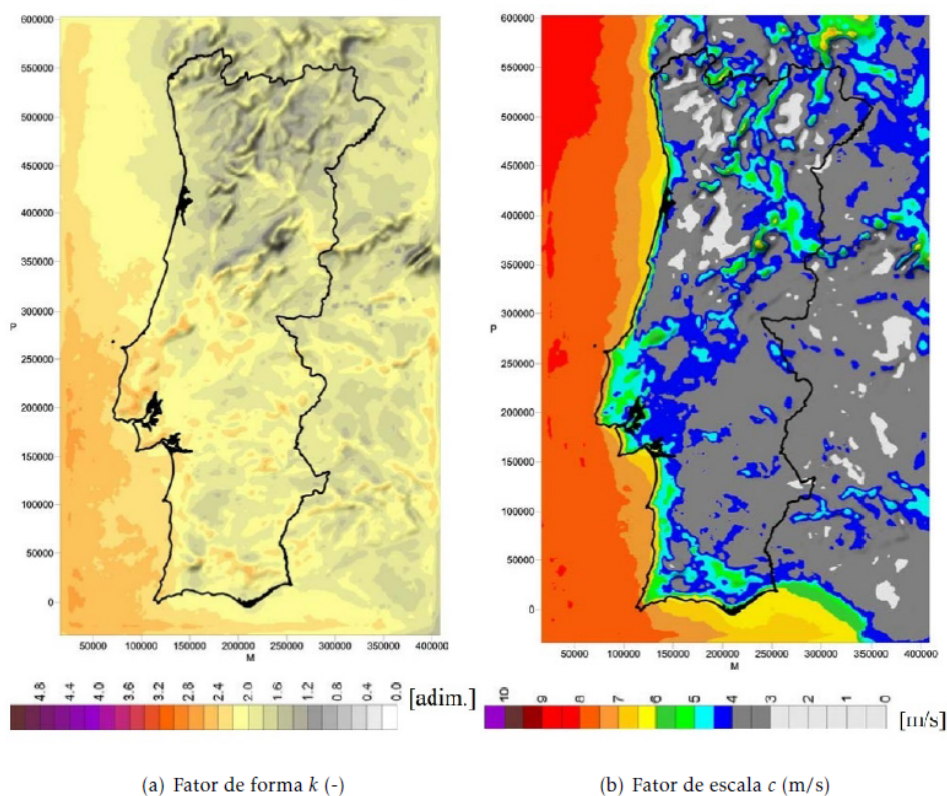


Figura 5.21: Mapas médios simulados dos fatores de escala referentes à distribuição de Weibull para velocidade do vento - 10 m [2]

Uma vez que o espaço de estudo se encontra em Loures, pelos mapas da figura 5.21 podemos concluir que o valor de fator de forma, k , é aproximadamente 2,4, bem como que o fator de escala, c , é aproximadamente 4,5. Depois de substituídos na equação 5.3 os valores obtidos nos mapas, é agora possível obter o gráfico da distribuição de Weibull para a zona de estudo, Loures, sendo este representado na figura 5.22

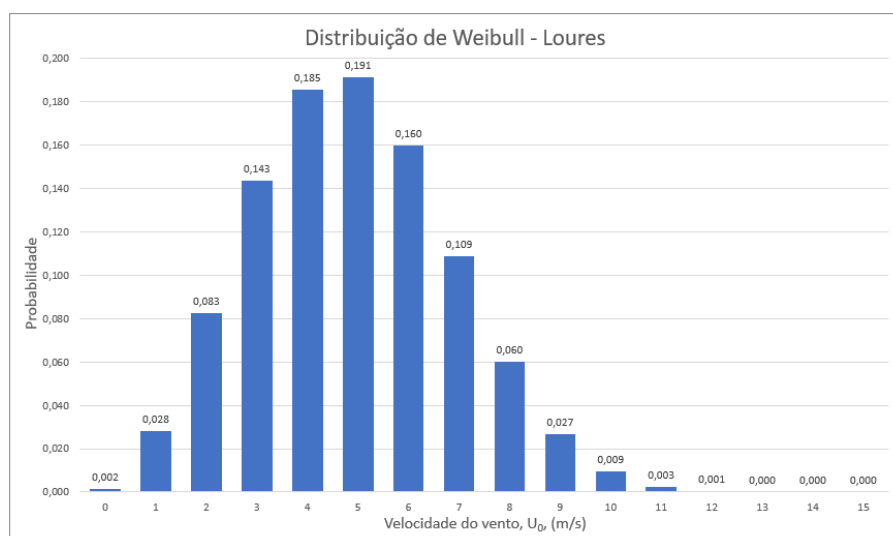


Figura 5.22: Distribuição de Weibull para a zona de estudo, Loures - 10 m

Em seguida, serão calculados os gastos e ganhos energéticos ao longo do ano com base nas necessidades de renovação de ar no espaço. Serão assim calculados os gastos energéticos até aos 3.6 m/s de intensidade de vento, altura em que a ventilação natural só por si se torna suficiente para renovar o ar no espaço, bem como os ganhos energéticos possíveis de obter fruto do excesso de fluxo de ar a passar nas pás do ventilador e com este a trabalhar já em modo inverso, isto é, a partir dos 5 m/s, altura em que analisámos ser possível operar o mesmo deste modo sem comprometer as condições mínimas de renovação de ar exigidas.

5.9 Resultados

Como visto no subcapítulo 5.8, e agora conhecida a distribuição de Weibull dos ventos na zona de Loures (10m), é possível calcular a energia que se pode obter com o funcionamento do ventilador no modo inverso. Deste modo, foi elaborado o gráfico relativo às diferenças de pressões registadas entre os dois espaços. O mesmo apresenta-se na Figura 5.23. Realçar que no gráfico podemos analisar uma primeira fase onde o ventilador se encontra a operar em modo convencional, isto é, até aos 3,6 m/s, e que a partir dos 5 m/s o mesmo passa a operar em modo inverso promovendo assim o aproveitamento de energia.

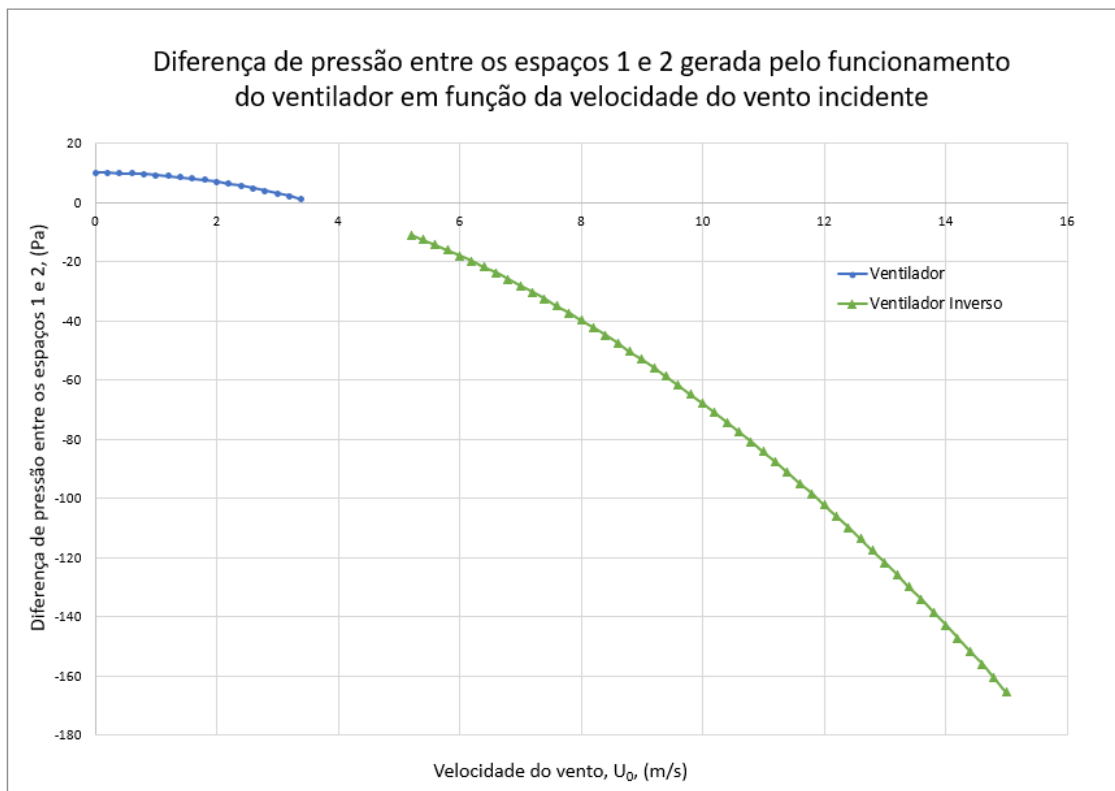


Figura 5.23: Diferença de pressão entre os espaços 1 e 2 gerada pelo funcionamento do ventilador nos vários modos em função da velocidade do vento incidente no edifício

Uma vez conhecidas as diferenças de pressão nos dois espaços para as diferentes intensidades de vento, é agora possível com recurso às equações vistas no subcapítulo anterior, obter o gráfico da potência consumida/gerada pelo ventilador dos 0 aos 15 m/s de intensidade do vento. O mesmo gráfico apresenta-se em seguida na Figura 5.24.

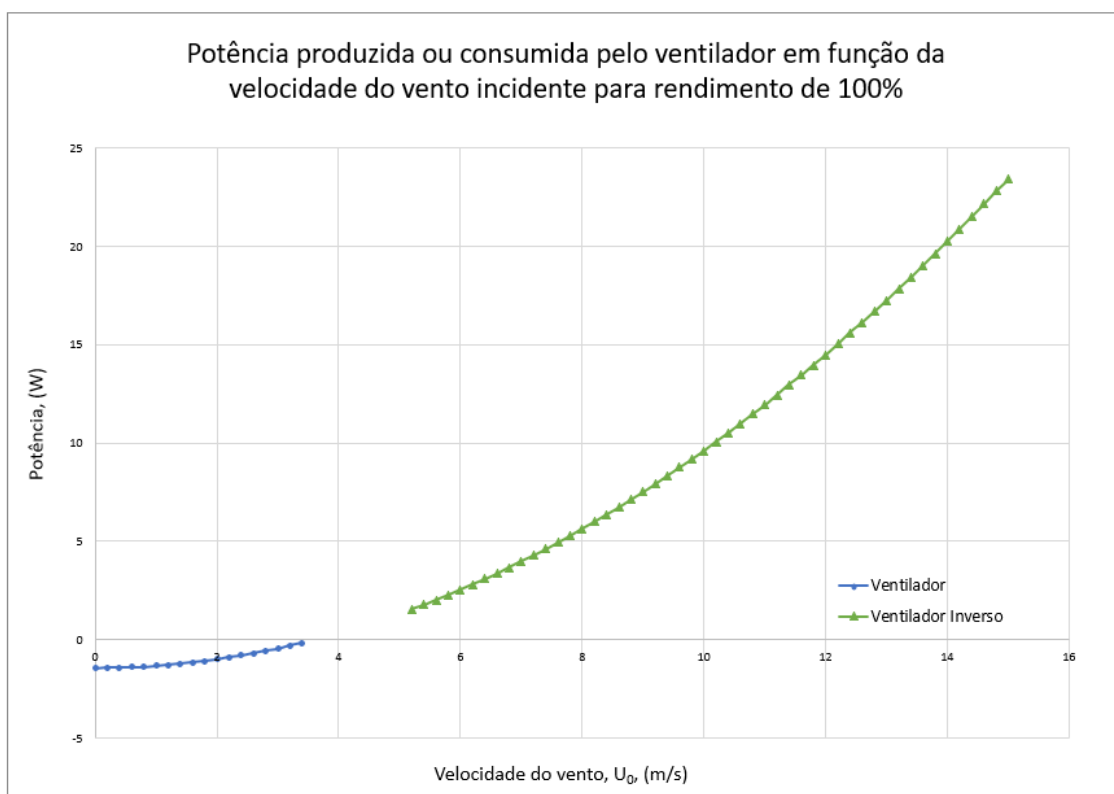


Figura 5.24: Potência consumida e produzida pelo funcionamento do ventilador em função do vento incidente no edifício, considerando-se o rendimento como 100%

Assumindo o rendimento máximo verificado nas curvas características do ventilador fornecidas pelo fabricante de 75%, Anexo I, e o rendimento máximo de 85% [19, 17], podemos assim ter estimativas mais próximas do comportamento real da turbomáquina. De notar que a aproximação tomada em termos de rendimento leva, em termos energéticos, a uma aproximação por defeito para o caso do funcionamento normal, o que implica menor gasto energético, e por outro lado, no caso do funcionamento em modo inverso, a uma aproximação por excesso, originando uma maior produção de energia do que a real. Deste modo, o balanço energético é também estimado por excesso, no entanto, a utilização de rendimentos máximos é uma melhor aproximação do que assumir um rendimento de 100%. O gráfico que se apresenta na Figura 5.25. é deste modo uma aproximação mais real dos valores de potência consumida e gerada pela turbomáquina.

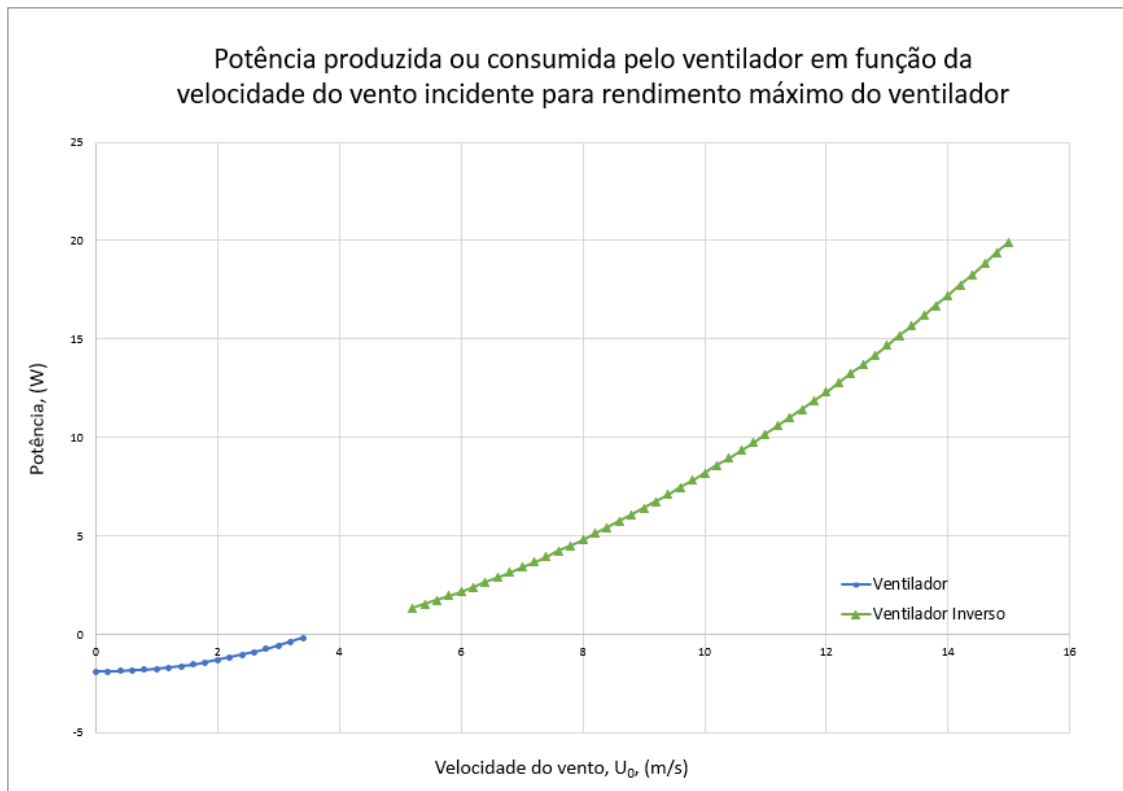


Figura 5.25: Potência consumida e produzida pelo funcionamento do ventilador em função do vento incidente no edifício, considerando-se o rendimento máximo obtido pelo ventilador em casos reais

Uma vez conhecida a potência consumida no modo convencional e gerada no modo inverso tendo em conta rendimentos aproximados em função da velocidade do vento, e utilizando como referência a distribuição de Weibull apresentada anteriormente é possível calcular o valor da potência considerando a frequência com que ocorrem as diferentes intensidades de vento.

De modo a obter os valores de energia gasta e produzida pelo ventilador operando nos diferentes modos devemos calcular a potência consumida e gerada durante 24 horas por dia no espaço de 365 dias, tendo em conta a probabilidade obtida na distribuição de Weibull a 10 metros para a zona de Loures. Após análise é possível concluir que anualmente o ventilador a operar no modo convencional tem um gasto de 2,051 kWh e por sua vez, a operar no modo inverso gera aproximadamente 12,011 kWh, originando assim um ganho energético de 9,960 kWh.

No gráfico da Figura 5.26 são apresentados os gastos e ganhos energéticos anuais para o caso de estudo bem como o respetivo balanço energético.

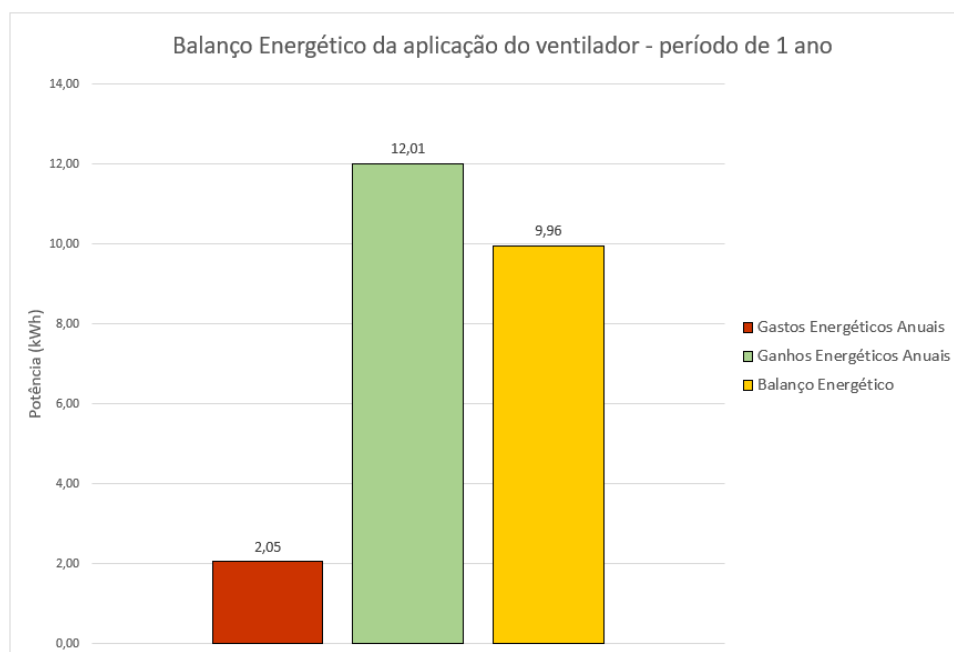


Figura 5.26: Gastos, ganhos e balanço energético gerado pela aplicação do ventilador no caso de estudo para um período de tempo de 1 ano

CONCLUSÃO

6.1 Conclusão

O recurso à ventilação natural para promover a renovação de ar no interior de um espaço tende a reduzir as necessidades energéticas associadas a esse mesmo processo. Deste modo, podemos assumir previamente benefícios associados a este recurso.

Após conclusão da análise do presente caso de estudo, no sentido de procurar saber a aplicabilidade de um ventilador a operar no modo convencional e no modo inverso, com o objetivo de garantir o número mínimo de renovações de ar por hora no espaço e aproveitar o excesso de ventilação natural para produção de energia, é possível afirmar que o mesmo estudo ofereceu resultados satisfatórios no âmbito da aplicação do ventilador. Concluiu-se assim que o ventilador apresenta um gasto anual de aproximadamente 2,051 kWh (quando a funcionar no modo convencional) e 12,011 kWh de energia produzida (a operar no modo inverso), originando assim um ganho energético de 9,960 kWh.

Os valores obtidos permitem assim concluir que a aplicação do ventilador a operar nos dois modos consoante as necessidades de ventilação, variáveis dependente da intensidade do vento, oferece benefícios ao cliente. De qualquer modo, deve-se realçar que o mesmo estudo foi realizado assumindo algumas aproximações, podendo métodos mais precisos oferecer resultados diferentes. De modo a obter resultados mais precisos, alguns procedimentos como o estudo mais aprofundado das curvas do ventilador inverso e do respetivo rendimento deveriam ter sido adotados.

Este aproveitamento energético permite não só concluir a vantagem da aplicação do ventilador a funcionar no modo convencional e inverso (a turbomáquina apresenta-se autossuficiente), mas também auferir a disponibilidade que se gera de se alimentar outros sistemas do espaço em estudo com essa mesma energia produzida, como sistemas de iluminação, por exemplo.

No que concerne ao aspeto económico, e após o estudo realizado, é possível concluir que a aplicação do ventilador no modo inverso pode gerar benefícios, contudo, uma análise mais profunda a questões como o custo de aquisição, implementação e manutenção da turbomáquina de modo a chegar a um resultado mais conclusivo tornam-se necessárias.

6.2 Perspetivas Futuras

Ao longo desta dissertação recorreu-se à utilização de diversas aproximações de forma a tornar possível a realização de cálculos a nível computacional e a obtenção de resultados aproximados. No entanto, estas aproximações não são de desprezar quando se considera a aplicação de uma turbomáquina num local de utilização comum, uma vez que há que garantir uma ventilação eficiente nestes espaços. Desta forma, antes da utilização dos resultados obtidos ao longo desta dissertação, deve-se recorrer a aproximações mais próximas do caso real, considerando-se todas as aberturas que o espaço físico apresenta, bem como recorrer a estudos experimentais de forma a aferir os comportamentos reais do ventilador e procurar conhecer o valor de aquisição do ventilador e respetivos custos energéticos no que concerne ao consumo e produção de energia elétrica, sendo deste modo possível calcular o tempo de retorno económico do investimento.

Em termos de aproximações teóricas, propõe-se a obtenção de uma planta exata do edifício em estudo, de forma a replicar eficientemente todos os espaços internos existentes, bem como todas as aberturas e saídas de ar e ainda obter-se valores experimentais para o calor médio gerado em cada uma das divisões. De notar que a realização de um estudo com este nível de aprofundamento pode implicar um maior grau de exigência a nível de cálculo computacional, sendo necessária a utilização de equipamentos com maior capacidade de processamento e memória. Com este estudo, seria possível aferir com mais exatidão a eficiência da aplicação de um ventilador no espaço, verificando-se se o mesmo permite uma boa ventilação das divisões do edifício. Existe ainda a possibilidade de se verificar se a aplicação de mais ventiladores se mostra vantajosa a nível de produção energética, bem como de se realizar um estudo que permita obter a localização mais eficiente dos mesmos.

Em termos experimentais, propõe-se a realização de estudos que afirmem as curvas de rendimento do ventilador quer em modo de funcionamento normal como inverso, como também o estudo das curvas de funcionamento do modo inverso, de forma a serem obtidas curvas características mais próximas ao real. As curvas de rendimento real permitem um estudo mais pormenorizado dos aproveitamentos energéticos do ventilador, de forma a verificar se este realmente apresenta um balanço energético positivo, uma vez que se espera que o caso real apresente rendimentos mais baixos que os utilizados, implicando maiores gastos energéticos e uma produção energética menos eficiente. Já em termos de curvas características do funcionamento deste ventilador em modo inverso, estas permitem a realização de aproximações mais precisas ao utilizar o mesmo software que a decorrente dissertação em novos estudos.

Desta forma, existem diversos pontos de partida que podem permitir a obtenção de resultados mais claros que os obtidos nesta dissertação de forma a validar os mesmos, abrindo portas para a implementação de ventiladores em edifícios que para além de garantirem uma eficiente ventilação, permitam ainda o aproveitamento da energia presente nos fluxos de ar, quando estes se demonstram mais que suficientes para garantir o número mínimo de renovações de ar por hora dos espaços interiores do edifício. Contudo, é

possível afirmar que existe potencial no estudo de conceito de gerar energia e ganhos económicos, abrindo assim portas para que o ramo da eletrotecnia possa começar a desenvolver a produção de energia neste sentido.

BIBLIOGRAFIA

- [1] Accessed: 2010-09-30. URL: <http://www.mme.gov.br/projeteee/estrategia/ventilacao-natural/>.
- [2] P. Alexandre. «ATLAS DO POTENCIAL EÓLICO PARA PORTUGAL CONTINENTAL Dissertação submetida para a obtenção do grau de». Em: June 2004 (2004).
- [3] F. Allard e M. (Santamouris. *Natural ventilation in buildings : a design handbook*. eng. London : James e James (Science Publishers) Ltd., 1998. ISBN: 1873936729. URL: <http://lib.ugent.be/catalog/rug01:001287031>.
- [4] A. K. Azad et al. «Analysis of wind energy conversion system using Weibull distribution». Em: *Procedia Engineering* 90 (2014), pp. 725–732. ISSN: 18777058. DOI: 10.1016/j.proeng.2014.11.803. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2014.11.803>.
- [5] J.-M. Chapallaz, P. Eichenberger e G. Fischer. *Manual on Pumps Used as Turbines*. eng. Braunschweig: Friedr. Vieweg e Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 1992. ISBN: 3-528-02069-5.
- [6] Diário da República. «Decreto-Lei n.º 79/2006, de 4 de Abril. Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE)». Em: *Diário da República N.º 67, I série-A* (2006), 2416–2468, Lisboa, Portugal (in Portuguese).
- [7] J. Dias Delgado, A. Janeiro Borges e J. Paixão Conde. «Wind action and temperature difference effects on the ventilation rate of a two-storey building communicating with the outside environment by a chimney». Em: *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 65.1 (1996), pp. 371–381. ISSN: 0167-6105. DOI: [https://doi.org/10.1016/S0167-6105\(97\)00055-X](https://doi.org/10.1016/S0167-6105(97)00055-X). URL: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S016761059700055X>.
- [8] C. Ghiaus, F. Allard e M. Wilson. *Natural Ventilation in the Urban Environment Assessment and Design*. 2005-01, p. 241. ISBN: 1844071294.
- [9] L. Gil. *Máquinas Hidráulicas 4 . 1 Teoria elementar turbomáquinas*.

- [10] F. R. M. Guerreiro. «Rafael Filipe Modesto Guerreiro Aproveitamento energético da ventilação natural». Em: (2015).
- [11] J. M. Lourenço. *The NOVAthesis L^AT_EX Template User's Manual*. NOVA University Lisbon. 2021. URL: <https://github.com/joaomlourenco/novathesis/raw/master/template.pdf>.
- [12] L. M. B. Marques. «Ventilação Natural em Edifícios Com Utilização de Chaminés Térmicas». Tese de mestrado. Lisboa: Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2019.
- [13] E. H. Moghaddam, S. Amindeldar e A. Besharatizadeh. «New approach to natural ventilation in public buildings inspired by Iranian's traditional windcatcher». Em: *Procedia Engineering* 21 (2011), pp. 42–52. ISSN: 18777058. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.11.1985. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2011.11.1985>.
- [14] M. d. C. O. Pinto. «Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica». Em: (2021).
- [15] C. C. Siew et al. «Classification of natural ventilation strategies in optimizing energy consumption in Malaysian office buildings». Em: *Procedia Engineering* 20 (2011), pp. 363–371. ISSN: 18777058. DOI: 10.1016/j.proeng.2011.11.178. URL: <http://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2011.11.178>.
- [16] J. F. B. N. L. Teixeira. «Estudo do comportamento de um edifício de habitação sujeito a ventilação natural e forçada». Tese de mestrado. Lisboa: Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa, 2009.
- [17] *The pump as a turbine: Application in industrial processes*. URL: <https://www.jabergundpartner.com/en/news/blog/the-pump-as-a-turbine-application-in-industrial-processes/>.
- [18] V. H. Tubulares, C. Cased e A. Flow. «Ventiladores helicoidales tubulares cylindrical cased axial flow fans». Em: (2001), pp. 505–519.
- [19] *Turbine mode*. URL: <https://www.ksb.com/en-global/centrifugal-pump-lexicon/article/turbine-mode-1115998>.

ALTERAÇÕES REALIZADAS NO CÓDIGO NONLIN

Em apêndice apresentam-se as alterações realizadas no código NONLIN pertencente ao programa Vent3 utilizado. Estas alterações foram necessárias de forma a que o programa fizesse a simulação dos casos de estudo seguindo o comportamento calculado para o ventilador e para o ventilador inverso, estando estas alterações apresentadas nas figuras A.1 e A.2, respetivamente.

```
% VENTILADOR INTERNO
% INSUFLADOR
if(IAB(J) == 35)
    ROTV = 4750.;
    if((X(ICPCO(J))+1636.2*(ROTV/4750.)^2-X(JBF(K)+1)) < 0.0)
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))+1636.2*(ROTV/4750.)^2-0.5*R00*10*X(J)*abs(X(J));
    else
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))-1.72*X(J)*abs(X(J))+1636.2*(ROTV/4750.)^2;
    end
end
% EXAUSTOR
if(IAB(J) == 36)
    ROTV = 4750.;
    if((X(ICPCO(J))-1636.2*(ROTV/4750.)^2-X(JBF(K)+1)) > 0.0)
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))-1636.2*(ROTV/4750.)^2-0.5*R00*10*X(J)*abs(X(J));
    else
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))-1.72*X(J)*abs(X(J))-1636.2*(ROTV/4750.)^2;
    end
end
```

Figura A.1: Alteração das condições no código NONLIN para o caso de ser utilizado o ventilador

```
% VENTILADOR INVERSO INTERNO
% INSUFLADOR INVERSO
if(IAB(J) == 35)
    ROTV = 4750.;
    if((X(ICPCO(J))+589*(ROTV/4750.)^2-X(JBF(K)+1)) > 0.0)
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))-589*(ROTV/4750.)^2-0.5*R00*10*X(J)*abs(X(J));
    else
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))+1.72*X(J)*abs(X(J))-589*(ROTV/4750.)^2;
    end
end
% EXAUSTOR INVERSO
if(IAB(J) == 36)
    ROTV = 4750.;
    if((X(ICPCO(J))-589*(ROTV/4750.)^2-X(JBF(K)+1)) < 0.0)
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))+589*(ROTV/4750.)^2-0.5*R00*10*X(J)*abs(X(J));
    else
        F=(X(JBF(K)+2)*H(J)-X(ICPCO(J)+1)*H(IHCO(J)))*G+(X(ICPCO(J))-...
            X(JBF(K)+1))+1.72*X(J)*abs(X(J))+589*(ROTV/4750.)^2;
    end
end
```

Figura A.2: Alteração das condições no código NONLIN para o caso de ser utilizado o ventilador inverso

FICHA TÉCNICA DO VENTILADOR

EF 9A



Ventiladores helicoidales tubulares a transmisión, con motor fuera del flujo del aire. Camisa de chapa de acero Fe 360 B robusta con doble brida y puerta de inspección. Hélice y buje de aleación de aluminio, con palas variables, equilibrada dinámicamente. Se incluye protección para la transmisión. La pintura de la chapa se efectúa mediante tratamiento por cataforesis + pintura poliuretana. Temperatura de trabajo -20°C/40°C.

Sistemas de montaje

- SISTEMA 9: acoplamiento a transmisión con el motor sostenido por la camisa.
- SISTEMA 12: acoplamiento a transmisión con el ventilador y el motor sostenidos por la bancada. Sólo disponible en versión con buje de acero.

Motores

Tensión de alimentación:
Trifásicos 230/400V-50Hz

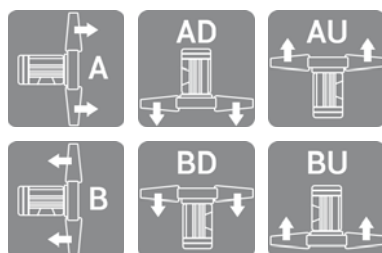
Otros datos

- Sentido del aire Motor-Hélice (flujo A).
- Hélice-Motor (flujo B), bajo demanda
- Para tamaños superiores a 1000, se aplica galvanizado en caliente.
- A partir del diámetro 1601 al 2001, el buje es de acero.

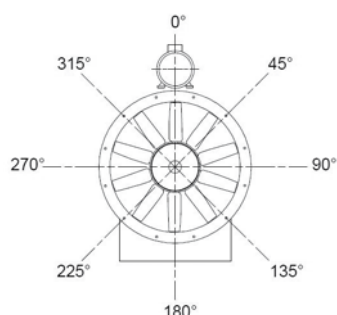
CUADRO DE APLICACIONES
TABLE OF APPLICATIONS

Aire a transportar Air Type	Cantidad de polvo Dust quantity (mg/m ³)
Polvoriento (ambiente industrial) Medium dust (industrial environment)	<500

TIPO DE FLUJO
AIR FLOW TYPE



ORIENTACIONES MOTOR
MOTOR POSITIONS



Cylindrical cased axial flow belt drive fans with motor located externally to the fan casing. The casing is made of sturdy welded sheet steel Fe 360 B with double flange and inspection door. The impeller and the hub are made of a die-cast aluminium alloy, with variable pitch angle, dynamically balanced. This construction includes belt guard. The sheet is painted following a cataforesis treatment + polyurethane paint. Working temperature -20°C/40°C.

Motores

Voltage:
Three-phase 230/400V-50Hz

Otros datos

- Motor-Impeller (flow A).
- Impeller-Motor (flow B), on request.
- For sizes bigger than 1000, the fans are standard hot galvanized.
- From 1601 up to 2001 diameter, the hub is manufactured in steel.

Assembly systems

- ARRANGEMENT 9: belt drive with motor supported by the casing.
- ARRANGEMENT 12: belt drive with fan and motor supported by the baseframe. Only available for steel hub versions.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS / TECHNICAL FEATURES

Es imprescindible comprobar que las características eléctricas (voltaje, intensidad, frecuencia, etc.) del motor que aparecen en la placa del mismo son compatibles con las de la instalación.

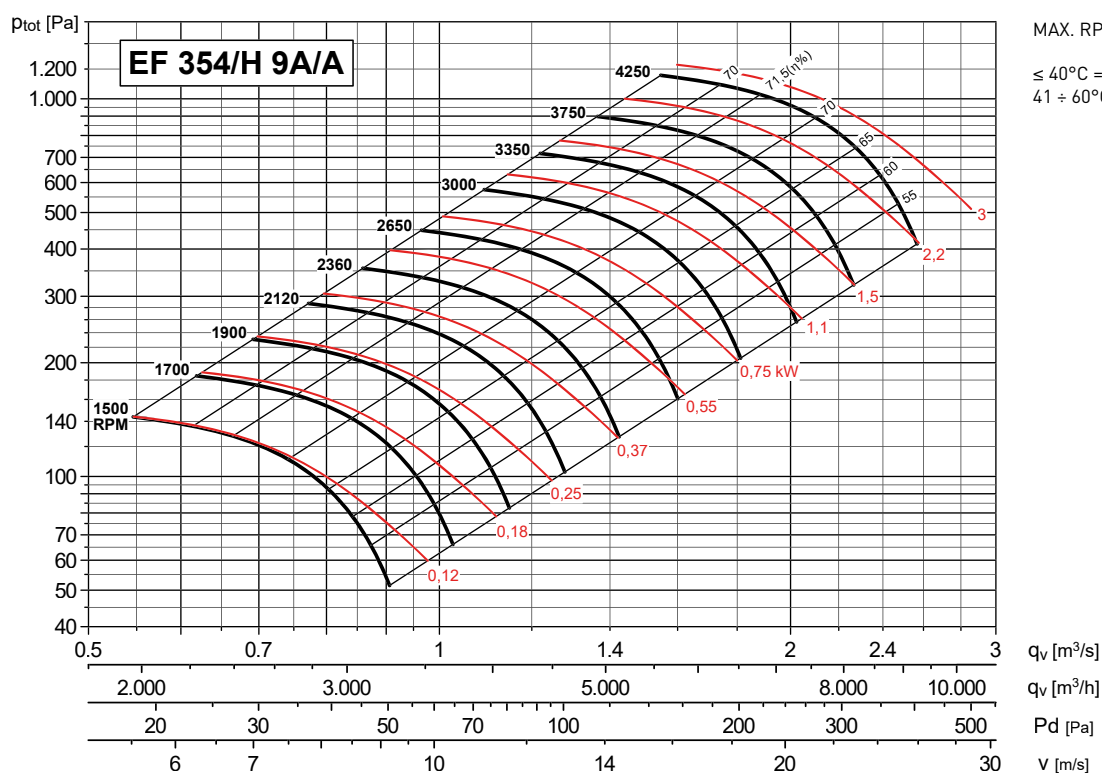
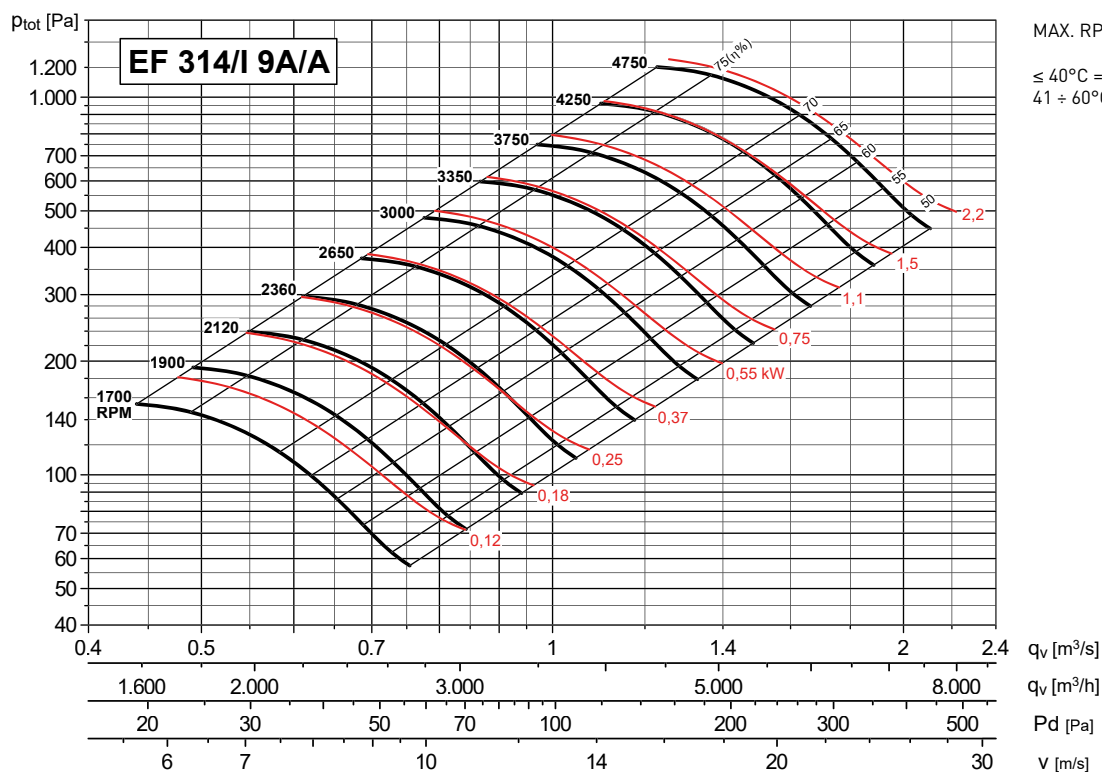
Please, check that electrical features (voltage, current, frequency, etc.) are suitable with your installation.

Modelo Model	Caudal máximo Maximum airflow (m ³ /h)	Potencia motor máxima Maximum motor power (kW)	Momento de inercia Moment of inertia (kg·m ²) ⁽¹⁾
EF 314/I 9A/A	7.590	2,2	0,015
EF 354/H 9A/A	9.240	3,0	0,020
EF 404/G 9A/A	12.310	4,0	0,030
EF 454/H 9A/A	14.790	4,0	0,060
EF 504/G 9A/A	19.240	5,5	0,100
EF 564/H 9A/A	22.560	7,5	0,220
EF 634/G 9A/A	30.560	9,2	0,300
EF 714/H 9A/A	37.210	11,0	0,620
EF 804/G 9A/A	51.110	15,0	0,750
EF 904/I 9A/A	63.500	18,5	1,320
EF 1004/H 9A/A	73.360	22,0	1,870
EF 1124/G 9A/A	94.340	30,0	2,650
EF 1255/F 9A/A	108.000	30,0	3,500
EF 1406/E 9A/A	128.180	30,0	4,500
EF 1604/H 9A/A	254.880	90,0	10,250
EF 1804/H 9A/A	325.630	110,0	19,500
EF 2004/H 9A/A	403.250	132,0	27,500

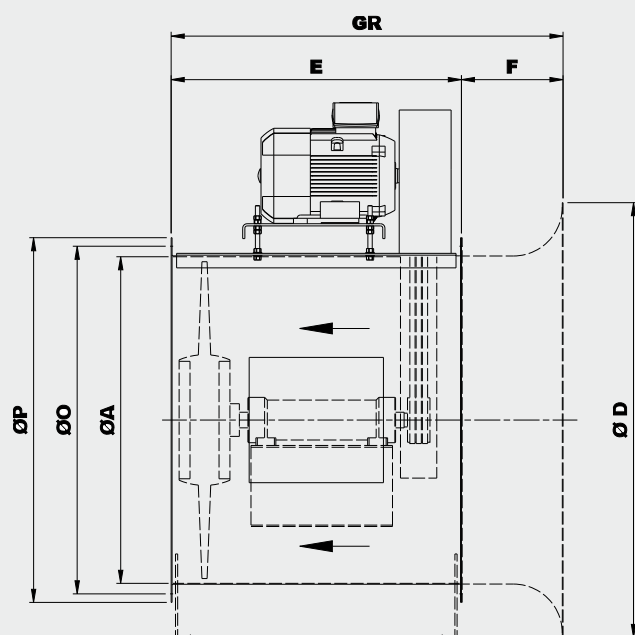
¹ Momento de inercia de la hélice / Impeller's moment of inertia

CURVAS CARACTERÍSTICAS (a la descarga) / PERFORMANCE CURVES (at outlet)

- P_{tot}: Presión total en Pa.
- P_{tot}: Total pressure in Pa.



DIMENSIONES (mm) / DIMENSIONS (mm)

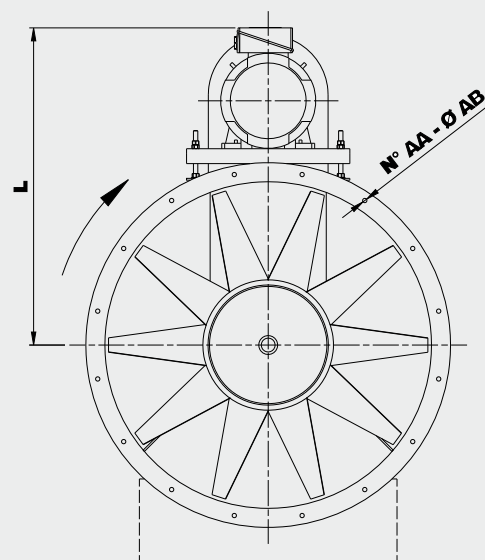


EJECUCIÓN B

Con rodete de refrigeración, contactar con oficina técnica.

CONFIGURATION B

With cooling impeller, please contact our technical office.



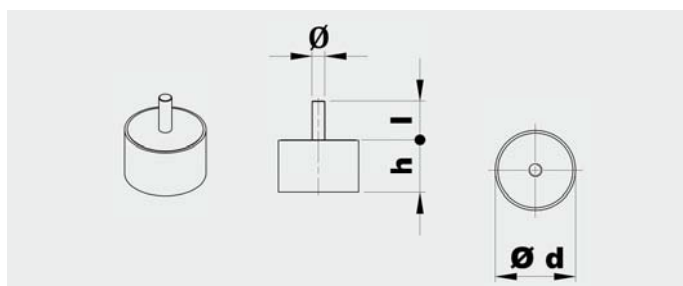
Tipo Type		Ventilador Fan										
Ventilador Fan	Motor GR Motor GR	Ø A	Ø O	Ø P	Ø D	E	F	GR	L*	Nº AA	Ø AB	kg
EF 314/I 9A/A	71A2	315	366	400	464	475	160	635	380	8	10	21
EF 314/I 9A/A	71A4	315	366	400	464	475	160	635	380	8	10	21
EF 314/I 9A/A	71B2	315	366	400	464	475	160	635	380	8	10	23
EF 314/I 9A/A	80A2	315	366	400	464	475	160	635	400	8	10	21
EF 314/I 9A/A	80B2	315	366	400	464	475	160	635	400	8	10	23
EF 314/I 9A/A	90S2	315	366	400	464	475	160	635	440	8	10	19
EF 354/H 9A/A	71B4	355	405	440	513	475	170	645	400	8	10	24
EF 354/H 9A/A	80A2	355	405	440	513	475	170	645	420	8	10	24
EF 354/H 9A/A	80A4	355	405	440	513	475	170	645	400	8	10	23
EF 354/H 9A/A	80B2	355	405	440	513	475	170	645	420	8	10	25
EF 354/H 9A/A	90L2	355	405	440	513	475	170	645	460	8	10	24
EF 354/H 9A/A	90S2	355	405	440	513	475	170	645	460	8	10	21
EF 404/G 9A/A	71B4	400	448	485	567	475	180	655	445	12	10	27
EF 404/G 9A/A	80A2	400	448	485	567	475	180	655	445	12	10	26
EF 404/G 9A/A	80A4	400	448	485	567	475	180	655	445	12	10	26
EF 404/G 9A/A	80B2	400	448	485	567	475	180	655	445	12	10	28
EF 404/G 9A/A	90L2	400	448	485	567	475	180	655	485	12	10	27
EF 404/G 9A/A	90S2	400	448	485	567	475	180	655	485	12	10	24
EF 454/H 9A/A	100LA2	450	497	535	639	475	190	665	530	12	10	29
EF 454/H 9A/A	112M2	450	497	535	639	475	190	665	540	12	10	25
EF 454/H 9A/A	80B4	450	497	535	639	475	190	665	470	12	10	34
EF 454/H 9A/A	90L2	450	497	535	639	475	190	665	510	12	10	33
EF 454/H 9A/A	90S2	450	497	535	639	475	190	665	510	12	10	30
EF 454/H 9A/A	90S4	450	497	535	639	475	190	665	510	12	10	29
EF 504/G 9A/A	100LA2	500	551	585	700	560	200	760	560	12	10	46
EF 504/G 9A/A	112M2	500	551	585	700	560	200	760	470	12	10	42
EF 504/G 9A/A	80B4	500	551	585	700	560	200	760	500	12	10	50
EF 504/G 9A/A	90L2	500	551	585	700	560	200	760	540	12	10	50
EF 504/G 9A/A	90S2	500	551	585	700	560	200	760	540	12	10	47
EF 504/G 9A/A	90S4	500	551	585	700	560	200	760	540	12	10	45
EF 564/H 9A/A	100LA2	560	629	665	785	560	212	772	590	12	10	54
EF 564/H 9A/A	100LA4	560	629	665	785	560	212	772	590	12	10	55
EF 564/H 9A/A	112M2	560	629	665	785	560	212	772	600	12	10	50
EF 564/H 9A/A	132SA2	560	629	665	785	560	212	772	650	12	10	55
EF 564/H 9A/A	90L4	560	629	665	785	560	212	772	570	12	10	56
EF 564/H 9A/A	90S4	560	629	665	785	560	212	772	570	12	10	53
EF 634/G 9A/A	100LA4	630	698	735	871	710	212	922	630	12	10	80
EF 634/G 9A/A	100LB4	630	698	735	871	710	212	922	630	12	10	82

* Según tamaño motor / Depending on motor size

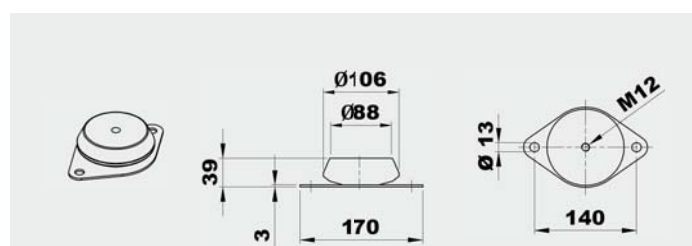
AMORTIGUADORES / SILENT BLOCKS

Amortiguadores recomendados / Suggested silent blocks	
Ventilador / Fan	Ejecución 9 / Arrangement 9
315/I	4 x AM 25 - 25 x 20
355/H	4 x AM 25 - 25 x 20
400/G	4 x AM 25 - 25 x 20
450/H	4 x AM 25 - 25 x 20
500/G	4 x AM 30 - 30 x 30
560/H	4 x AM 30 - 30 x 30
630/G	4 x AM 40 - 40 x 30
710/H	4 x AM 40 - 40 x 30
800/G	4 x AM 40 - 40 x 30
900/I	4 x AM 50 - 50 x 40
1000/H	4 x AM 50 - 50 x 40
1120/G	4 x AM 75 - 75 x 50
1250/F	4 x AM 75 - 75 x 50
1400/E	4 x AM 75 - 75 x 50
1600/H*	4 x AZ 39 - 140 x 39
1800/H*	4 x AZ 51 - 132 x 51
2000/H*	4 x AZ 51 - 132 x 51

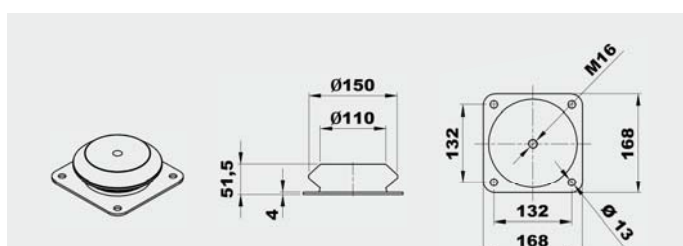
* Versiones con buje de acero / Models with steel hub



Tipo Type	Carga para 4 soportes / Load for 4 supports (kg)	d	h	Ø	l	Peso / Weight (kg)
AM25	41÷80	25	20	M6	18	0,03
AM30	81÷140	30	30	M8	20	0,05
AM40	141÷224	40	30	M8	23	0,10
AM50	225÷315	50	40	M10	28	0,20
AM75	316÷630	75	50	M12	37	0,50



Tipo Type	Carga para 4 soportes Load for 4 supports (kg)	Peso Weight (kg)
AZ 39	631÷1250	0,7



Tipo Type	Carga para 4 soportes Load for 4 supports (kg)	Peso Weight (kg)
AZ 51	1121÷1401	1,8

ACCESORIOS / ACCESSORIES



CA (CFH1) - CFH2 - CFH3
Contrabrida -
Brida plana circular.
*Counter-flange -
Circular flange.*



GA
Junta flexible
aspiración.
*Inlet flexible
connector.*



DP
Regulador de caudal
de aspiración.
*Inlet damper
governor.*



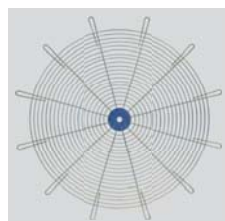
SAD
Compuerta de
regulación de caudal
de descarga.
*Air reducing damper
at outlet.*



SF
Válvula mariposa.
Throttle valve.



DF
Filtro en la
aspiración.
Air filter at inlet.



RC
Rejilla de protección
para la aspiración.
Protection net.



AM/AZ
Soportes
antivibratorios.
Silent blocks.



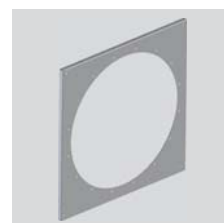
SCSO
Silenciador
cilíndrico.
*Cylindrical sound
attenuator.*



SCCO
Silenciador cilíndrico
con bulbo.
*Cylindrical sound
attenuator with
internal pot.*



SG
Persiana
sobrepresión.
*Overpressure
damper.*



PA
Panel cuadrado.
Square board.



BA
Embocadura de
entrada.
Inlet nozzle.



PD/V
Pie soporte
(montaje vertical).
*Support feet
(vertical assembly).*



PD
Pie soporte
(montaje horizontal).
*Support feet
(horizontal assembly).*

Ver información completa en "Accesorios de montaje".
For more information see "Mounting accessories".





2023 Official Natural Language Processing Board

2023 Official Natural Language Processing Board