

Túnel de Vento para Ensaio de Componentes

Bosch Termotecnologia, S.A.

Tarsis Prado Barbosa

Projecto Final

Orientador na Bosch Termotecnologia, S.A.: Engenheiro João Capela

Orientador na FEUP: Professor João Manuel R. S. Tavares



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho 2008

*À minha família,
que apesar da distância e da saudade sempre estiveram perto através do
apoio e do amor.*

Resumo

No actual contexto de competição dominante entre empresas, tem-se cada vez mais a necessidade de realizar testes e obter respostas e soluções rápidas a problemas relacionados com o desenvolvimento e funcionamento de novos equipamentos, de forma que os métodos empíricos continuam assim a ter elevada importância, pois fornecem soluções de forma ágil aos problemas que surgem. Assim, por exemplo, o estudo em mecânica de fluidos, nomeadamente de escoamentos, esteve sempre ligado, devido à sua complexidade, aos métodos empíricos e mais recentemente também a simulações computacionais.

A empresa Bosch Termotecnologia S.A., com o intuito de melhorar o desempenho dos equipamentos a gás de aquecimento instantâneo de água por si produzidos, propôs o projecto e desenvolvimento de um túnel de vento de disposição vertical para realizar o ensaio destes aparelhos e dos seus componentes. Por meio deste túnel será possível analisar, por exemplo, o que ocorre no interior das chaminés de caldeiras e esquentadores mediante as mesmas condições de operação existentes numa casa comum onde existem refluxos de ar e diferentes tipos e comprimentos de tubulações de saída.

Com esse propósito, foram feitas medições de caudal, pressão e temperatura na entrada das chaminés dos esquentadores de água e com base em geometrias e métodos utilizados por especialistas na construção de túneis de vento “convencionais”, tentou-se obter um sistema que conseguisse criar as mesmas características do escoamento analisado à entrada da chaminé. Foram considerados dados e uma simulação previamente realizada na empresa relativamente ao escoamento no interior das chaminés, onde se pôde verificar que o perfil de velocidade que ali ocorre tem o formato próximo ao de um “pistão achatado”. Os mesmos dados foram também considerados nos cálculos realizados no âmbito deste projecto.

O protótipo projectado para reproduzir o escoamento é composto por: ventilador radial, distribuidor para o caudal gerado pelo ventilador, câmara de tranquilização e área de teste onde será inserida as chaminés e eventualmente todo o aparelho ou outro dos seus componentes. As peças a serem analisadas no túnel deverão ser construídas em material transparente e será insuflado por meio do ventilador um tipo especial de fumo permitindo assim analisar visualmente a trajectória ocorrida.

A perda de carga considerada foi calculada para se determinar a curva característica da instalação e assim ser escolhido o melhor ventilador que conseguisse fornecer o caudal requisitado. Para complementar o projecto, realizou-se uma simulação computacional para analisar o escoamento produzido pelo túnel.

A estrutura do túnel foi planeada com perfis Bosch na tentativa de permitir maior flexibilidade para realizar ajustes e pequenas alterações, de acordo com os requisitos necessários para diferentes ensaios no futuro. Os resultados obtidos pela simulação realizada permitiram concluir que o túnel tem capacidade de gerar um escoamento muito próximo do que ocorre na realidade na entrada das chaminés dos esquentadores. Contudo, será necessário realizar algumas afinações finais com relação às dimensões de alguns dos seus componentes. O perfil de velocidade que se obterá ao final, irá depender ainda das correcções da turbulência e da uniformização do escoamento que deverá ser efectuado através de redes e de uma colmeia na câmara de tranquilização por meio de testes.

Abstract

Nowadays in the context of competition that exist between enterprises, it is necessary acquire fast answers and results to the engineering problems related to the development and working conditions of new equipments, in a way that empirical methods are still very important as they give fast solutions to the problems that appear at this stage. In this context, for example, the fluid mechanics study, in especial the flow studies, has always been connected, due to its complexity, to the empiric methods and recently to computational simulations.

Bosch Group wishing to improve gas equipments efficiency of instant water heating produced for itself, proposed the project and development of a vertical wind tunnel to test this equipments and its components. With this tunnel it will be possible to analyse, for example, what happens inside the heaters draft diverter against the operation conditions in a common house, where exist the wind action and different types and length of exhaust pipes.

It was made measures of flow, pressure and temperature at the inner face of the draft diverters from the water heaters and based on geometries and methods used by specialists on conventional wind tunnel construction, it was tried to obtain the same characteristics from the entrance of the draft diverters. It was taken data and a computational simulation already realised by the enterprise about the inside flow which showed a velocity profile with high velocities in the middle and slower velocities near the draft diverter walls. These data were also used in the project calculation.

The developed model to acquire this kind of flow was composed by: radial fan, flow chamber which divides the flow through pipes, settling chamber and the test area where the draft diverters will be tested and eventually all the equipment or another of its components. The parts to be analysed by the tunnel are made in transparent material and a special kind of smoke will be pumped inside through the fan, allowing to visually analyse the fluid trajectory.

The pressure drag of the construction was calculated to specify the installation curve and choose the best fan for the flow requirements. To validate the model planned, it was made computational simulations to analyse the flow produced.

The wind tunnel structure was planned using Bosch profiles in a way that much flexibility were acquired for future changes which can be required by new tests. It was concluded by the results that the wind tunnel is able to generate a flow near from that one that occurs in reality in the draft diverters entrance. However, some final tuning has to be made especially in some components dimensions. The final velocity profile will depend on the turbulence corrections and the flow uniformity acquired through the screens and the honeycomb by testing.

Agradecimentos

Com relação ao auxílio que recebi para a realização do presente projecto, quero agradecer primeiramente a Deus que tem dispensado a sua graça e amor para comigo, não sendo eu merecedor de coisa alguma.

Agradeço ao meu Orientador na Bosch, o Engenheiro João Capela que sempre deu crédito e apoio ao projecto, sempre exigente, com sugestões sempre certas que melhoraram sem dúvida o resultado final do projecto. Agradeço ao Engenheiro Pedro Semblano que também me orientou e sempre fez o que estava ao seu alcance na empresa para garantir o bom andamento do projecto. Agradeço ao meu Orientador na Faculdade, o Professor João Manuel R. S. Tavares pelo apoio, pela gentileza, pela disposição em me receber e pelas sugestões que enobreceram o projecto. Agradeço as ideias, ajuda e o tempo dispensado a mim pelo Professor Paulo Coelho, que toda vez que passava no seu gabinete, mesmo sem aviso prévio, sempre me recebeu de bom grado e humor e que sem o qual o projecto talvez não teria atingido os objectivos pretendidos. Agradeço ao Professor César Vasquez, que cooperou sobre maneira para a realização da simulação computacional do túnel de vento. Não posso deixar de citar e agradecer ao Engenheiro Pedro Farinha que me auxiliou na elaboração do caderno de encargos e ao Engenheiro Jorge Leal que forneceu dados de grande valor para a melhoria do projecto.

Agradeço também a minha família: minha Mãe Irene, meu pai Waldeir e meu irmão Esdras que sempre apoiaram e incentivaram meu trabalho, além do amor e cuidado que sempre demonstraram, mesmo estando em terras tão longínquas.

Não posso deixar de agradecer também a Universidade do Porto, que na pessoa do Professor Monteiro Baptista e do Director do Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial, o Professor Francisco Vasquez, concederam-me a oportunidade, ainda que sendo aluno Mobile, de realizar o projecto em empresa.

Agradeço também pela bolsa auxílio fornecida pela Bosch Termotecnologia S.A. que foi de grande ajuda para a minha permanência na cidade de Aveiro durante o período do projecto.

Às pessoas citadas e a todos os demais, aos quais peço desculpa por não terem sido citados, mas que contribuíram e apoiaram significativamente na realização deste projecto de fim de curso, o meu sincero Muito Obrigado.

Conteúdos

1. INTRODUÇÃO	1
1.1 GRUPO BOSCH.....	1
1.2 PROJECTO TÚNEL DE VENTO VERTICAL PARA ENSAIO DE COMPONENTES	3
1.3 TÚNEIS DE VENTO	4
1.4 ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO.....	6
2. FUNDAMENTOS.....	7
2.1 CÁLCULO DAS PERDAS E DIMENSIONAMENTO DO VENTILADOR	12
2.2 DIMENSIONAMENTO DAS CONTRACÇÕES PARA CONEXÃO DE CHAMINÉS DE DIFERENTES TAMANHOS	18
3. CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO	23
3.1 DESCRIÇÃO DE CADA ELEMENTO.....	25
3.1.1 – Distribuidor do caudal.....	25
3.1.2 – Mangueiras.....	25
3.1.3 – Tubos de aço.....	25
3.1.4 – Câmara de tranquilização	26
3.1.5 – Área de teste	27
3.1.6 – Acessórios.....	27
4. INSTRUMENTAÇÃO	31
4.1 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE PRESSÃO	31
4.2 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE VELOCIDADE	32
4.3 SISTEMA DE MEDIÇÃO DE TEMPERATURA	32
4.4 TESTE COM MÁQUINA DE FUMO.....	33
5. SIMULAÇÃO DO ESCOAMENTO INTERNO DO TÚNEL DE VENTO.....	35
5.1 PRIMEIROS PASSOS	35
5.1.1 Verificação da geometria do modelo.....	35
5.1.2 Definição da malha computacional.....	35
5.1.3 Simulação do escoamento laminar no interior de um tubo	35
5.2 ESTUDO DA GEOMETRIA DO DISTRIBUIDOR DE CAUDAL	37
5.3 ANÁLISE DO ESCOAMENTO INTERNO PARA O MODELO FINAL DO TÚNEL DE VENTO VERTICAL	43
5.3.1 Primeiros passos	43
5.3.1 Refinamento da malha computacional	45
6. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO	51
7. REFERÊNCIAS	53
ANEXO A: DESENHOS TÉCNICOS COMPLEMENTARES DO CADERNO DE ENCARGO	55
A.1 – DISTRIBUIDOR	55
A.2 – TUBO SOLDADO À TAMPA INFERIOR DO DISTRIBUIDOR	56
A.3 – TUBO PARA CONEXÃO AO VENTILADOR.....	56
A.4 – TUBOS DE AÇO QUE SERÃO SOLDADOS NA TAMPA SUPERIOR DO DISTRIBUIDOR	57
A.5 – CHAPA DE AÇO ONDE OS TUBOS CÓNICOS SERÃO SOLDADOS.....	57
A.6 – CÂMARA DE TRANQUILIZAÇÃO	58
A.7 – REDES	59
A.8 – COLMEIA	59
A.9 – CHAPA DE APOIO DA CÂMARA DE TRANQUILIZAÇÃO	60
A.10 – PLACA INFERIOR DE POLICARBONATO DA ÁREA DE TESTE.....	60
A.11 – PLACA TRASEIRA DA ÁREA DE TESTE.....	61
A.12 – PLACA PARA SUSTENTAÇÃO DA TUBAGEM DO VENTILADOR.....	61

ANEXO B: ALGORITMO UTILIZADO PARA INTEGRAÇÃO NUMÉRICA DA CURVA DA CONTRACÇÃO (MATLAB® CODE)	62
ANEXO C: TABELAS REFERENTES AOS PARÂMETROS DAS DIFERENTES MALHAS COMPUTACIONAIS UTILIZADAS PARA A SIMULAÇÃO NO COSMOSFLOWWORKS.....	64
C.1 MALHA ORIGINAL	64
C.2 MALHA 1	66
C.3 MALHA 5	67
C.4 DISTRIBUIDOR CONICO	70
C.5 DISTRIBUIDOR CILÍNDRICO	71
ANEXO D: CATÁLOGO DO VENTILADOR RADIAL ESCOLHIDO.....	73

Índice das Figuras:

Figura 1: Marcas de esquentadores e caldeiras do Grupo Bosch.	1
Figura 2: Frente da Bosch Termotecnologia em Cacia (foto retirada do site oficial).....	2
Figura 3: Esquema de um túnel de vento em circuito aberto (retirado de Mehta, R. D. and Bradshaw, P., 1979).	5
Figura 4: Pontos da chaminé onde foram feitas as medições de pressão, temperatura e velocidade. .	8
Figura 5: Perfil de velocidade turbulento (à esquerda) e perfil de velocidade uniforme (à direita).	9
Figura 6: Linhas de corrente de um perfil uniforme (à esquerda) e de um perfil turbulento (à direita).9	
Figura 7: Simulação do escoamento no interior da chaminé de um esquentador. Vista frontal (à esquerda) e vista lateral da chaminé (à direita).	10
Figura 8: Escoamento no interior de um difusor.	11
Figura 9: Estrutura projectada para o Túnel de vento.	12
Figura 10: Divisão do túnel em secções para o cálculo das perdas.	14
Figura 11: Curva característica de ventilador axial (retirado do catálogo Ebmpapst, 2000).	16
Figura 12: Curva característica de ventilador radial (retirado do catálogo Ebmpapst, 2000).	17
Figura 13: Curva característica do ventilador radial escolhido (retirado do catálogo Ebmpapst, 2008).	17
Figura 14: Dimensões do ventilador escolhido (retirado do catálogo Ebmpapst, 2008).....	18
Figura 15: Vista superior da contracção bem como da forma da contracção definida pela linha de corrente (0-1).	18
Figura 16: Vista da forma da metade da lateral da contracção da chaminé de 11 litros.	21
Figura 17: Vista da forma da metade da lateral da contracção da chaminé de 15 litros.	22

Figura 18: Estrutura do túnel projectado.....	23
Figura 19: Chapa de aço para apoiar o distribuidor.....	24
Figura 20: Esquema dos perfis Bosch para fixação dos aparelhos na área de teste.....	24
Figura 21: Distribuidor do caudal.....	25
Figura 22: Tubos cónicos.....	26
Figura 23: Vista superior da área de teste.....	27
Figura 24: Degrau para o túnel projectado.....	28
Figura 25: <i>By-pass</i> inserido na tubulação de entrada para permitir maior controlo da quantidade de ar que entra no túnel (permite eliminar parte do caudal).....	28
Figura 26: Posição dos sensores na estrutura do túnel de vento.....	31
Figura 27: Manómetro digital e tubo de pitot.....	32
Figura 28: Medidor de temperatura <i>Testo</i>	33
Figura 29: Máquina de fumo.....	33
Figura 30: Perfil de velocidade próximo da entrada do tubo.....	36
Figura 31: Perfil de velocidade na saída do tubo.....	36
Figura 32: <i>Cut plot</i> do perfil de velocidade na entrada do distribuidor cónico.....	37
Figura 33: Linhas de trajectória percorridas pelo ar no interior do distribuidor cónico.....	38
Figura 34: <i>Cut plot</i> dos perfis de velocidade do ar na saída do distribuidor cónico.....	38
Figura 35: Linhas de trajectória percorridas pelo ar no interior do distribuidor cónico considerando como condição de fronteira na entrada 128.8 rad/s de velocidade angular.....	39
Figura 36: <i>Cut plot</i> dos perfis de velocidade do ar no interior do distribuidor cilíndrico considerando na entrada um perfil de velocidade uniforme.....	40
Figura 37: <i>Cut plot</i> (no plano central) da distribuição da pressão estática do ar no interior do distribuidor cilíndrico.....	40
Figura 38: <i>Cut plot</i> do perfil de velocidade do ar nos tubos na saída do distribuidor cilíndrico.....	41
Figura 39: Vista superior das linhas de trajectória percorridas pelo ar no interior do distribuidor cilíndrico, considerando como condição de fronteira na entrada 128.8 rad/s de velocidade angular.....	41
Figura 40: <i>Surface plot</i> do perfil de velocidade nos tubos na saída do distribuidor e <i>cut plot</i> do perfil de velocidade do ar na entrada, considerando 128.8 rad/s de velocidade angular.....	42
Figura 41: Malha inicial do túnel de vento obtida considerando os parâmetros padrões.....	44

Figura 42: <i>Cut plot</i> do perfil de velocidade do ar no túnel de vento (à esquerda) e linhas de trajectória do ar no interior do túnel (à direita).	44
Figura 43: Linhas de trajectória do ar do escoamento turbulento, no interior do túnel de vento.	45
Figura 44: <i>Cut plot</i> do perfil de velocidade do ar obtido na entrada da câmara de tranquilização para a malha original (à esquerda), malha 3 (ao centro) e malha 5 (à direita).....	46
Figura 45: <i>Cut plot</i> do perfil de velocidade do ar obtido na entrada saída da câmara de tranquilização para a malha original (à esquerda), malha 3 (ao centro) e malha 5 (à direita).	47
Figura 46: <i>Cut Plot</i> da velocidade do ar da segunda linha de tubos (à esquerda) e da primeira linha de tubos (ao centro) que entram na câmara de tranquilização e vista lateral (à direita) do perfil de velocidades do ar de um plano central.	48
Figura 47: Vista frontal (à esquerda) e vista lateral (à direita) de um <i>cut plot</i> do perfil de velocidade no interior do túnel com o tubo posterior ao cotovelo alongado.	49

1. Introdução

A Bosch Termotecnologia, detentora do “*Know-how*” no que respeita a equipamentos a gás de aquecimento de águas, demonstra uma grande preocupação em procurar aumentar sempre o nível de excelência que os produtos com insígnia Bosch conquistaram.

O comportamento dos gases de combustão à saída das chaminés dos esquentadores e caldeiras de uso doméstico produzidos na mesma empresa, é um processo complexo e ainda pouco estudado. Contudo, sabe-se que a geometria das chaminés tem grande influência na eficiência desses aparelhos afectando directamente a combustão.

O estudo deste tipo de escoamento por meio de simulações computacionais torna-se muito caro e dispendioso, não conseguindo muitas vezes reproduzir o que acontece realmente nos aparelhos, sendo por isso a experiência acumulada frequentemente a melhor fonte de soluções. É neste contexto que se optou no âmbito deste projecto por construir um túnel de vento nas instalações da empresa Bosch Termotecnologia S.A.

1.1 Grupo Bosch

A 23 de Setembro de 1861 nasce, em Albeck, Robert Bosch. Este industrial e inventor Alemão deu em 1886, os primeiros passos para a criação de uma empresa que se tornaria numa multinacional conceituada e num dos maiores grupos da Alemanha, criando em Estugarda a Oficina Mecânica de Precisão e Electrónica.

Tendo como filosofia, desde sempre, a inovação e o espírito empreendedor, em 1932 a Robert Bosch GmbH cresce ao integrar a Junkers & CO, dando assim origem à BOSCH Termotécnica que com os anos conquistou mercados e tornou-se em um dos maiores produtores de esquentadores e caldeiras a gás a nível mundial e líder de mercado na Europa, responsável por uma gama representada por grande número de marcas (figura 1).



Figura 1: Marcas de esquentadores e caldeiras do Grupo Bosch.

Para além da divisão Termotécnica, o grupo Bosch opera em outras áreas de negócio, tais como: tecnologia automóvel, de automação, metalúrgica, de embalagem, ferramentas eléctricas, electrodomésticos, sistemas de segurança e redes de banda larga.

Em Portugal existem 6 empresas do Grupo Bosch, todas detidas a 100% pelo grupo:

- Bosch Termotecnologia, S.A., em Cacia (figura 2);
- Blaupunkt – Auto Rádio Portuguesa, Lda., em Braga;
- Robert Bosch Unipessoal, Lda. - Sociedade de distribuição comercial, em Lisboa;
- Robert Bosch Travões Unipessoal, Lda., em Abrantes;
- Motormeter Portuguesa, Lda., em Vila Real;
- Robert Bosch Security Systems, em Ovar.



Figura 2: Frente da Bosch Termotecnologia em Cacia (foto retirada do site oficial).

Sob a designação de Vulcano Termodomésticos S.A., a Bosch Termotecnologia S.A. iniciou a sua actividade em Cacia – Aveiro, no ano de 1977, com base num contrato de licenciamento com a Robert Bosch para a transferência da tecnologia utilizada pela empresa alemã no fabrico de esquentadores. A qualidade dos aparelhos produzidos, a estratégia de vendas e assistência pós-venda permitiram-lhe uma rápida e sólida liderança do mercado nacional de esquentadores.

Em 1988, a empresa foi adquirida pelo Grupo Bosch, que transferiu para Portugal competências e equipamentos, iniciando um processo de especialização dentro do Grupo.

Líder do mercado europeu desde 1992, e terceiro produtor mundial de esquentadores, a Bosch Termotecnologia S.A. é hoje o centro de competência do Grupo Robert Bosch para este produto, sendo responsável pela concepção e o desenvolvimento de novos aparelhos bem como a sua produção e comercialização.

Beneficiando de sinergias no desenvolvimento de aparelhos de queima a gás, a Bosch Termotecnologia iniciou em 1995 a produção de caldeiras murais a gás, e em Março de 2007 iniciou a produção de painéis solares térmicos.

A Bosch Termotecnologia produz três gamas de produtos: esquentadores, caldeiras e sistemas de aquecimento central, e sistemas de aquecimento de água por energia solar. A empresa

produz actualmente cerca de 1100000 esquentadores e 100000 caldeiras a gás. Os painéis solares são ainda uma área marginal da sua actividade. As compras referentes às matérias-primas e recursos necessários para o fabrico dos equipamentos rondam os 50% do custo de produção dos esquentadores e 65% do custo das caldeiras.

Na sua gama de produtos, a Bosch Termotecnologia apresenta várias linhas de esquentadores – compactos, ventilados, estanques e tradicionais – com mais de uma centena de modelos cada. Desde 1996, a empresa tem introduzido aparelhos que constituem novidades mundiais no mercado dos esquentadores, com características e funcionalidades exclusivas. Entre eles, contam-se o Hidrogerador (HDG) – no qual a ignição automática é feita pela energia eléctrica gerada pela passagem da água numa micro-turbina, o Compacto – esquentador que atinge a mesma eficiência dos modelos tradicionais com uma redução de dimensão de 30%, o Celsius – com comando à distância e controlo electrónico, e o World 1 e recentemente o World 2 – esquentador com maior potência de aquecimento desenvolvido para o mercado dos EUA.

Presente em 55 países e diversos mercados, desde a Europa até à Austrália, a Bosch Termotecnologia comercializa para todo o mundo os seus produtos através de marcas próprias do Grupo (Bosch, Buderus, Junkers, Leblanc, Vulcano) ou de clientes.

1.2 Projecto Túnel de Vento Vertical para Ensaio de Componentes

O projecto do túnel de vento desenvolvido no âmbito deste trabalho foi baseado em artigos e livros publicados sobre construções semelhantes, mas que normalmente tem aplicação para estudo da aerodinâmica de outro tipo de componentes como, por exemplo, na indústria automobilística. O escoamento no interior dos esquentadores é por natureza turbulento, sendo que o objectivo principal deste túnel não seria de gerar um escoamento laminar e comportado como nos túneis tradicionais, mas sim de reproduzir ao máximo as condições reais do escoamento nos esquentadores instalados em situações usuais.

No túnel projectado será insuflado, junto com o fluxo de ar, um fumo produzido por meio de uma mistura de glicerina e álcool que irá possibilitar a visualização melhorada dos fenómenos que ocorrem nos aparelhos. Para aumentar as condições de análise, parte das peças dos equipamentos a serem testados serão produzidas com material transparente.

Vários interesses foram levantados com relação ao que se haveria de testar no túnel: tentar conhecer melhor o escoamento interno nas chaminés, possibilidade de se montar todo o aparelho no interior do túnel e colocar a funcionar parte do equipamento, por exemplo a turbina primária que faz a mistura do ar com o gás combustível, utilizar o próprio ventilador de alguns modelos de esquentadores para injectar fumo e analisar assim a trajectória percorrida pelos gases por meio da estrutura do equipamento, entre outros interesses.

O projecto mostra-se desafiador no aspecto de que não existe regras estipuladas no *design* de túneis de vento, principalmente devido à ampla variedade de configurações e equipamentos que se pode desejar introduzir na zona de testes alterando assim as características comportamentais do sistema. Assim, tentou-se desenvolver o túnel o mais universal e flexível possível, de forma a possibilitar uma ampla gama de simulações, mas tendo sempre por foco principal o estudo do escoamento nas chaminés.

Inicialmente, pensou-se que não seria necessário realizar nenhuma simulação computacional do túnel de vento, visto que até mesmo nos artigos analisados sobre o assunto se cita que apesar de todo o preciosismo de projecto de um túnel de vento, somente após a sua construção se pode verificar a qualidade do escoamento obtida. Porém, é sabido que um projecto em empresa segue uma série de restrições e procedimentos “burocráticos” próprios, o que por vezes torna difícil cumprir os prazos pré-estabelecidos para a criação de protótipos e execução de inovações, como é o caso. Uma vez que se verificou que o túnel não estaria construído até à data estabelecida para apresentação deste projecto, optou-se por realizar uma simulação computacional no âmbito da mecânica dos fluidos para analisar se o modelo projectado conseguiria reproduzir as mesmas condições existentes na entrada da chaminé dos esquentadores e assim poder validar de certa forma os cálculos efectuados e as geometrias concebidas para o túnel de vento vertical.

1.3 Túneis de Vento

A ideia de tentar reproduzir o escoamento no interior de um esquentador requer uma abordagem inicial dos dispositivos constituintes dos túneis de vento tradicionais de forma a compreender como eles actuam sobre um escoamento de forma a melhorá-lo ou modificá-lo.

O termo túnel de vento refere-se a uma construção capaz de prover um caudal controlável para testar modelos aerodinâmicos e estudar os fenómenos de um escoamento, [Era, W.H. J and Pope A., 1984].

Desde o ano de 1930, quando o efeito da turbulência existente numa corrente livre se tornou evidente, passou-se a dar ênfase na construção de túneis de vento com baixos níveis de turbulência e agitação. Consequentemente, muitos túneis de auto desempenho foram desenvolvidos como circuitos fechados para garantir o retorno de um fluxo controlado.

Porém, é possível conseguir um auto desempenho por meio de circuitos abertos, salvando assim espaço e reduzindo os custos. Um túnel de vento de insuflação (isto é, com um ventilador na sua entrada) permite grandes alterações na configuração da secção de testes. Em geral, neste tipo de configuração são utilizados ventiladores centrífugos em vez dos axiais pois estes conseguem cobrir uma ampla gama de mudanças necessárias em dadas condições operacionais, uma vez que a curva de operação dos ventiladores centrífugos mantém a pressão estática praticamente constante.

Os principais componentes de um túnel de vento são: ventilador, difusor de saída, contracção, câmara de tranquilização e secção de teste (ver figura 3).

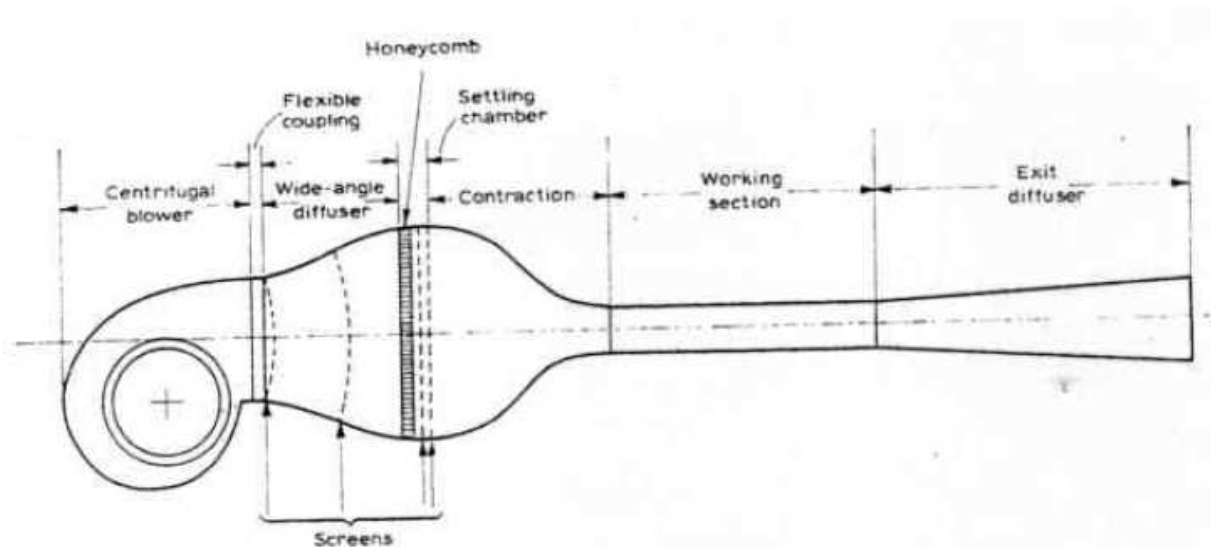


Figura 3: Esquema de um túnel de vento em circuito aberto (retirado de Mehta, R. D. and Bradshaw, P., 1979).

O ventilador é o elemento responsável por promover um aumento de pressão no caudal, de forma a superar as perdas de pressão no circuito do túnel. A sua escolha é feita com base no caudal que se deseja obter na secção de teste e na pressão estática. Em geral, não se trata de um elemento crítico sendo que os cálculos para a escolha do mesmo são sempre sobre dimensionados.

A secção de teste é a parte principal (e funcional) do túnel e a sua dimensão define as dimensões e requisitos dos demais componentes do túnel sendo que em geral possui secção rectangular para permitir a construção e posteriormente facilitar a fixação de instrumentos e peças no seu interior.

O difusor de saída é um elemento cuja geometria é definida pela “razão de áreas” (área da secção transversal da secção de teste pela área do difusor), ângulo de difusão (2θ) e formato da secção transversal. Este elemento é instalado após a secção de teste e o seu ângulo de difusão deve ser suave (não deve exceder 5°) e a “razão de áreas” não deve exceder 2.5 conseguindo desta forma evitar flutuações de pressão e consequentemente variação da velocidade do ar no túnel no caso da potência de entrada ser fixa.

A câmara de tranquilização deve ser a maior possível para garantir a redução da velocidade do ar, distribuição uniforme do caudal e diminuição da turbulência. A mesma possui no seu interior um conjunto de telas espaçadas e uma colmeia, sendo que as telas reduzem a turbulência axial e uniformizam a velocidade, e a colmeia reduz as componentes laterais da turbulência, [Bradshaw, 1965 and Rae e Pope, 1984].

A contracção é responsável por acelerar a velocidade do escoamento até o nível desejado na secção de teste além de reduzir a intensidade de turbulência. Neste trabalho foi adoptada uma metodologia própria para dimensionar a contracção que será descrita posteriormente.

No projecto planeou-se construir inicialmente uma estrutura vertical semelhante à dos túneis tradicionais, com o ventilador centrífugo na entrada, uma câmara de tranquilização, de seguida uma zona de contracção que acelerasse o caudal até a região de teste e à saída desta região um difusor para controlar o gradiente de pressão. Porém, logo após uma estimativa

inicial baseada nas formulações propostas por Rae e Pope (1984), verificou-se que as dimensões da estrutura seriam muito superiores às possibilidades existentes na infra-estrutura do laboratório onde o túnel deveria ser instalado.

Ao analisar essa ideia inicial, verificou-se também que, apesar da complexidade da concepção, poderia ser gerado um escoamento uniforme de qualidade mas que tal não iria corresponder no escoamento interno das chaminés dos esquentadores, as quais numa instalação normal em residências ficam usualmente expostas a ventos externos que entram pela tubulação de exaustão e mesmo correntes de ar laterais.

Voltou-se então para uma concepção diferente, cuja ideia base era tentar construir um sistema que simulasse vários “ventiladores pequenos” colocados à entrada da área de teste sendo que o somatório do caudal gerado por “cada ventilador” corresponderia ao caudal total desejado que deveria entrar na chaminé. Os caudais fornecidos por “cada ventilador” deveriam juntar-se numa câmara de tranquilização sendo tratados nesta de forma a obter-se um perfil de velocidade semelhante a um “pistão achatado” na entrada da chaminé do esquentador, tal como desejado.

1.4 Organização do Relatório

O presente relatório está organizada da forma que seguidamente se indica. Para além do capítulo 1, no qual se apresentou a empresa, fez-se uma revisão dos assuntos que se relacionam com este projecto e se procurou justificar o tema do mesmo. Seguidamente, apresenta-se no capítulo 2 toda a teoria na qual baseou-se para realizar os cálculos e definir a estrutura do túnel, bem como o ventilador dimensionado para superar as perdas de carga estimadas.

O capítulo 3 consiste em apresentar o caderno de encargos elaborado na empresa Bosch Termotecnologia, no qual se define os materiais, dimensões e espessura da chapa a ser utilizada nos respectivos componentes do túnel, a forma como serão feitas as conexões dos elementos e como será a estrutura final do túnel.

No capítulo 4 define-se os instrumentos e sistemas de medição escolhidos, que servirão de base para o controlo e ajuste do ponto de operação do túnel, de acordo com as características do componente a ser considerado.

Atendendo àquilo que foi feito e descrito nas secções anteriores, com o intuito de complementar o projecto, no capítulo 5 apresenta-se uma simulação computacional do escoamento interno do túnel de vento. Assim, é apresentada a forma como foi feita a simulação, as condições de fronteira consideradas, as malhas utilizadas e os resultados obtidos para o modelo.

No último capítulo, o sexto, apresentam-se as conclusões resultantes do presente projecto bem como sugestões para trabalhos futuros. Segue-se-lhe a lista de referências e três anexos.

2. Fundamentos

O estudo de um escoamento por meio de modelos deve ser realizada com bastante critério, sempre atentando para os seguintes requisitos [Fox, R. W., Mcdonald, A. T. and Pritchard, P. P., 2006]:

- Manter a semelhança geométrica – as dimensões são relacionadas por meio de um factor de escala conveniente e constante.
- O escoamento deve ser cinematicamente semelhante – as velocidades em pontos correspondentes têm a mesma direcção e sentido, o que implica que o número de Reynolds do modelo (Re_m) e da peça real (Re_r) sejam iguais:

$$Re_m = Re_r . \quad (1)$$

- Manter a semelhança dinâmica – todas as forças que são importantes na situação do escoamento devem ser consideradas.

Existem três tipos de chaminés que se tem particular interesse em analisar no túnel de vento a desenvolver, com volumes correspondentes a 11, 15 e 18 litros. Como a chaminé é o componente de maior dimensão de um esquentador, as dimensões da área (zona) de teste podem tomar por base as dimensões da maior chaminé em causa, 18 litros.

Relativamente aos conceitos de semelhança cinemática e dinâmica foram feitas medições do caudal e das pressões na entrada da chaminé do esquentador de 18 litros, cujas características operacionais são as mais críticas em relação aos valores das velocidades do caudal na saída da chaminé e do consumo de gás. O túnel de vento deverá ser capaz de fornecer o mesmo caudal medido na entrada da chaminé de 18 litros.

Os esquentadores a serem testados trabalham à pressão atmosférica; sendo assim, não há grandes preocupações com relação a esta variável de projecto sendo apenas necessário garantir que a entrada da chaminé a ser testada se mantenha sobretudo a semelhança cinemática em relação aos esquentadores.

As medições de pressão dinâmica e velocidade do caudal de ar na entrada da chaminé de 18 litros foram feitas por meio de um Tubo de Pitot ligado a um anemómetro e a temperatura foi medida por meio de uma sonda. Foram feitas medições nos pontos 1 e 3 identificados na figura 4. Posteriormente, foi feita a média dos valores medidos para cada grandeza com o tubo de Pitot e com a sonda de temperatura (tabela 1).

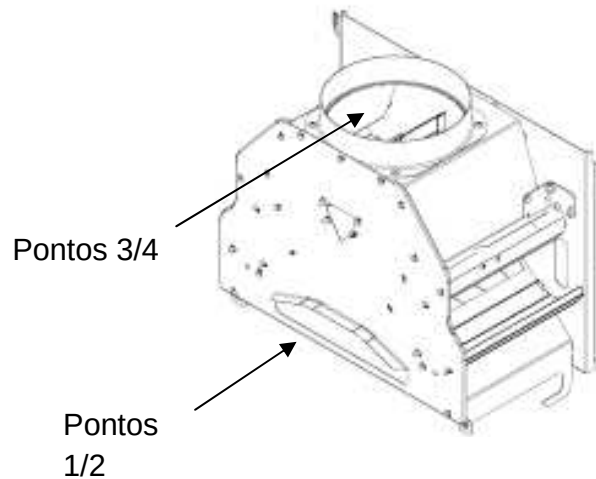


Figura 4: Pontos da chaminé onde foram feitas as medições de pressão, temperatura e velocidade.

Tabela 1: Valores de pressão dinâmica, temperatura e velocidade dos gases na entrada da chaminé de 18 litros.

Ponto	Pressão (Pa)	Temperatura (°C)	Velocidade (m/s)
Ponto 1	0.7	100.4	1
Ponto 3	2	88	1.7

A área da maior secção da chaminé de 18 litros é 0.05 m^2 . Pode-se então calcular o caudal Q (m^3/s) por meio da equação:

$$Q = V \cdot A, \quad (2)$$

onde, V corresponde a velocidade média da secção e A corresponde a área.

Por meio da lei da continuidade sabe-se que:

$$A_1 V_1 = A_2 V_2. \quad (3)$$

Logo, infere-se das equações (2) e (3) e dos dados em causa que o caudal fornecido pelo ventilador deve ser de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ para se ter o valor obtido na entrada da chaminé de um esquentador, mantendo assim a semelhança cinemática.

Foi fornecido pela Bosch uma simulação feita em CFD (Computational Fluid Dynamics) do escoamento no interior da chaminé. Esta simulação foi feita com dois perfis de velocidade, um turbulento e um perfil uniforme como mostra a figura 5. Já na figura 6 estão representadas as linhas de corrente no interior da chaminé para os perfis de velocidade em causa.

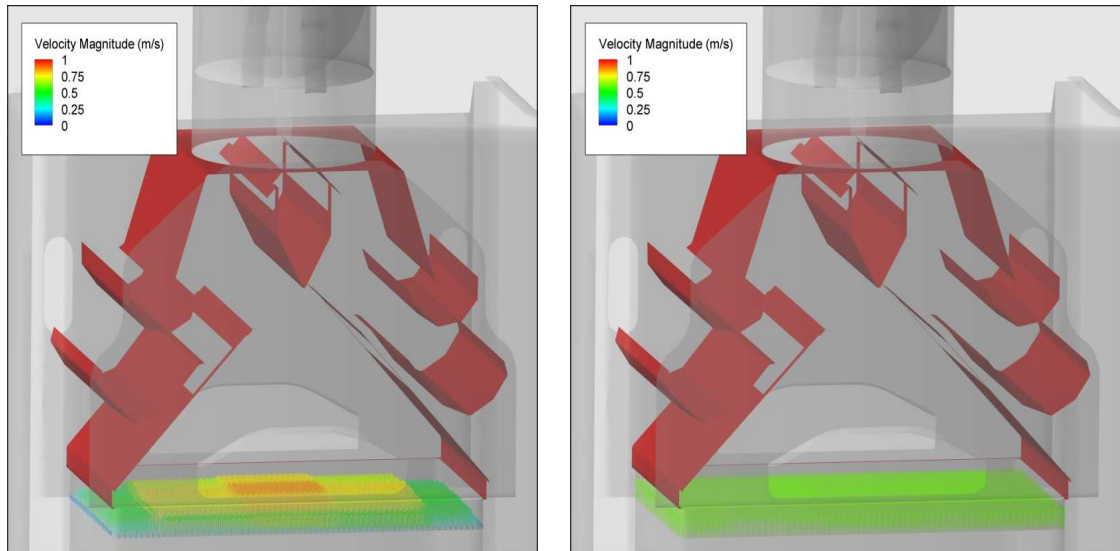


Figura 5: Perfil de velocidade turbulento (à esquerda) e perfil de velocidade uniforme (à direita).

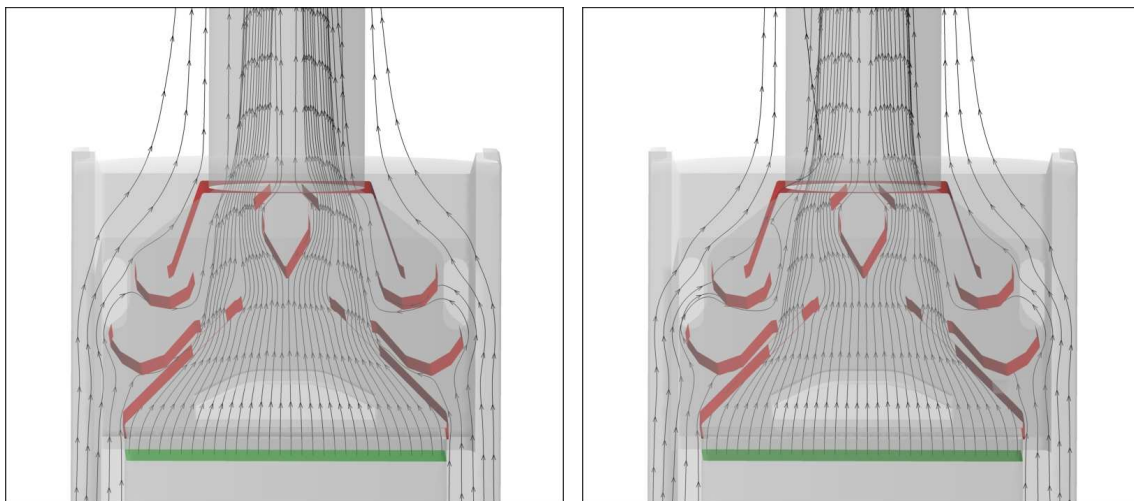


Figura 6: Linhas de corrente de um perfil uniforme (à esquerda) e de um perfil turbulento (à direita).

Na figura 6, embora não pareça haver diferença entre as linhas de corrente para diferentes tipos de perfil de velocidade, para o perfil uniforme, verifica-se em CFD a redução das fugas, o que poderia representar na prática um aumento da % de gases de combustão, mas que não corresponde ao que ocorre na realidade. Considerando o perfil turbulento desenvolvido, com velocidades no centro ligeiramente superiores às velocidades junto às paredes, estaremos então, teoricamente mais próximos da realidade.

A figura 7 simula o escoamento que se espera observar no túnel de vento projectado, injectando fumo no interior das chaminés construídas com material transparente para este fim.

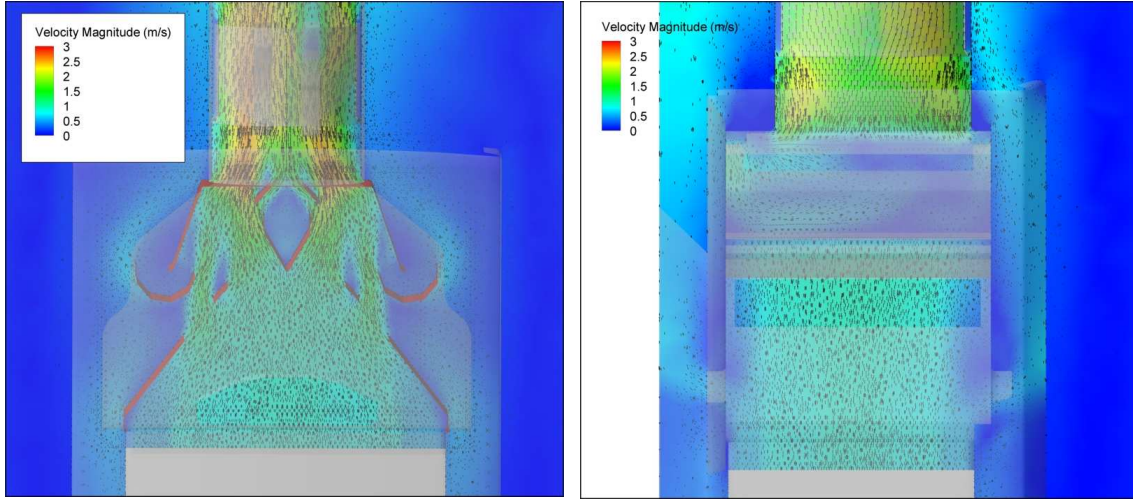


Figura 7: Simulação do escoamento no interior da chaminé de um esquentador. Vista frontal (à esquerda) e vista lateral da chaminé (à direita).

Para conseguir-se um escoamento uniforme, sem a ocorrência de vórtices, com baixa turbulência radial e axial, é necessário submeter o caudal proveniente do ventilador a passar por uma câmara de tranquilização, como já discutido, que tem no seu interior um conjunto de redes e uma colmeia.

A escolha da rede a utilizar na câmara de tranquilização é feita pela sua percentagem de abertura que é função do diâmetro do fio utilizado e do comprimento da malha, [R. D. Mehta, 1985]:

$$\beta = \left(1 - \frac{d}{l}\right)^2, \quad (4)$$

onde β é percentagem de abertura da rede, d o diâmetro do fio e l o comprimento da malha.

Redes com $\beta < 0.57$ tendem a produzir instabilidades, presumidamente na forma dos vórtices longitudinais. Então, pelo menos uma rede com $\beta > 0.57$ deve ser utilizada a montante da câmara de tranquilização.

O espaçamento entre as telas da câmara de tranquilização deve ser tal que permita uma recuperação completa da pressão estática da perturbação sofrida, antes de chegar à próxima tela (isto é, $dp/dy = 0$) ocorrendo assim a redução da turbulência. De acordo com Mehta e Bradshaw, uma combinação de telas com espaçamento de cerca de 0.2 vezes o diâmetro da câmara de tranquilização trabalha satisfatoriamente [R.D Mehta and P.Bradshaw, 1979]. Com relação ao diâmetro da câmara de tranquilização, referido, trata-se do diâmetro hidráulico da câmara, que é definido por:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_s}{P}, \quad (5)$$

onde D_h é o diâmetro hidráulico, A_s corresponde a área da secção transversal e P é o perímetro da secção transversal em questão.

Com relação à colmeia, bons resultados são obtidos com comprimentos da colmeia de 5 a 10 vezes o diâmetro das células da mesma. O tamanho da célula deve ser inferior que a menor variação lateral das linhas de velocidade. Assim, aproximadamente 150 células por unidade de diâmetro da câmara de tranquilização são suficientes, [R.D Mehta and P.Bradshaw, 1979].

Do que foi exposto, para conseguir-se que o perfil de velocidade seja desenvolvido e que as velocidades próximo à parede sejam ligeiramente menores que na porção central, a colmeia deve ser colocada a uma distância razoável da saída da câmara. Consequentemente, uma rede de $\beta = 60\%$ será colocada logo na entrada da câmara, de seguida será colocada uma rede com $\beta = 53\%$ após uma dada distância será colocada a colmeia e por último uma rede igual à primeira deixando uma distância de cerca de 200 mm até a saída da câmara de tranquilização para que o perfil de velocidade se desenvolva, adquirindo a forma desejada de um “pistão achatado” na zona central.

Seria pouco provável encontrar um ventilador com a saída em secção rectangular com as mesmas dimensões da chaminé de 18 litros, que foi a base escolhida para dimensionar a câmara de tranquilização. Portanto, de uma forma ou de outra temos de adaptar as duas secções; por exemplo, por meio de um difusor, o que poderia originar vários problemas ao comportamento do escoamento como mostra a figura 8, caso o ângulo de difusão fosse superior a 5° . Porém, para um ângulo de difusão de 5° , teríamos uma altura demasiada elevada para este componente.

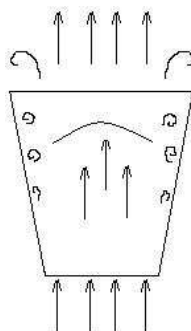


Figura 8: Escoamento no interior de um difusor.

A ideia foi então utilizar um distribuidor para dividir o caudal por meio de tubos dispostos simetricamente na sua saída, e posicionar estes tubos na entrada da câmara de tranquilização de forma a gerar uma “coluna de ar”. Tal é como se tivesse vários ventiladores posicionados a entrada da câmara de tranquilização. Desta forma, as redes e a colmeia seriam suficientes para cumprir a tarefa de corrigir a turbulência.

Planeou-se assim a configuração que está esquematizada na figura 9.

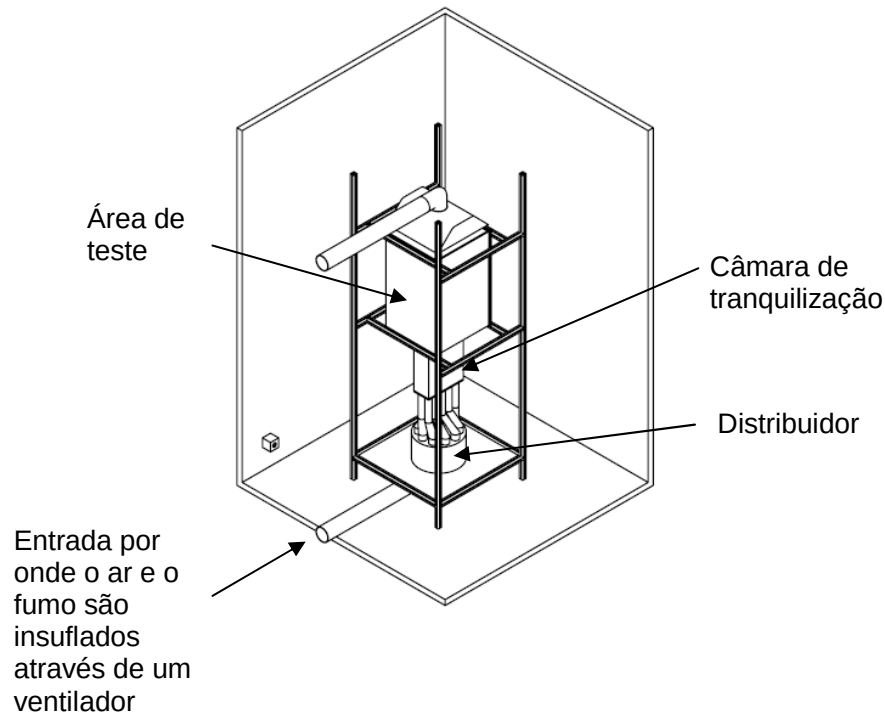


Figura 9: Estrutura projectada para o Túnel de vento.

2.1 Cálculo das perdas e dimensionamento do ventilador

Para se dimensionar o ventilador capaz de fornecer o caudal de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ foi calculada a curva característica da instalação. A forma geral da equação da energia aplicável ao escoamento incompressível em tubos é:

$$P_1 + \rho g Z_1 + \frac{\rho V_1^2}{2} = P_2 + \rho g Z_2 + \frac{\rho V_2^2}{2} + H_v + H_t, \quad (6)$$

onde:

- P_1 e P_2 correspondem à pressão na entrada e saída do túnel, respectivamente;
- ρ corresponde à densidade do fluido;
- g corresponde à força gravitacional;
- Z_1 e Z_2 correspondem à distância da entrada do túnel até o solo e à distância da saída do túnel até o solo, respectivamente;
- V_1 e V_2 referem-se às velocidades de entrada e saída do túnel, respectivamente;

A equação está em termos da pressão em Pascal (Pa) ou (N/m^2). Os últimos dois termos da mesma equação representam o aumento da pressão dinâmica gerado pelo ventilador (H_v) e a perda de carga na instalação do túnel (H_t).

Podemos fazer algumas simplificações na equação (6) se adoptarmos algumas hipóteses:

- A pressão na entrada e na saída correspondem a pressão atmosférica;
- Os efeitos da energia potencial gravítica ($\rho g Z$) serão desprezados;

- Situação quase estática na entrada do ventilador ($V_1 = 0$).

Mediante tais considerações, obtém-se da equação (6):

$$H_v = \frac{\rho V_2^2}{2} + H_t. \quad (7)$$

As perdas na instalação (H_t) estão relacionadas com o atrito nos tubos, a geometria das secções e a natureza do escoamento. O parâmetro que permite avaliar se o escoamento é laminar ou turbulento é denominado número de Reynolds, definido por:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho V D}{\mu} = \frac{V D}{\nu}, \quad (8)$$

onde V é a velocidade média do escoamento, D o diâmetro, ρ a densidade do fluido, μ a viscosidade dinâmica e ν a viscosidade cinemática.

As perdas por atrito dependem do diâmetro da secção, da densidade do fluido, da viscosidade e da velocidade do escoamento. Para tubos rectilíneos as perdas por atrito são normalmente calculadas pela equação de Darcy-Weisbach:

$$\Delta P_{\text{tubos}} = f \left(\frac{L}{D} \right) \frac{\rho V^2}{2}, \quad (9)$$

sendo f o coeficiente de atrito obtido em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa no Diagrama de Moody, L o comprimento do tubo, D o diâmetro do tubo, ρ a densidade do fluido e V a velocidade do escoamento na secção analisada obtida dividindo o caudal pela área desta secção. A rugosidade relativa é obtida por:

$$\varepsilon = \frac{\text{rugosidade média absoluta}}{\text{diâmetro interno}}. \quad (10)$$

A rugosidade média absoluta é obtida em tabelas para cada tipo de material.

As perdas localizadas devido as mudanças de direcção e acessórios de tubagem (curvas, joelhos e reduções) são em geral proporcionais à energia cinética do escoamento:

$$\Delta P_{\text{acessorio}} = k \frac{\rho V^2}{2}. \quad (11)$$

Os valores de k dependem da geometria e das dimensões do acessório estando tabelados para as geometrias mais utilizadas.

Podemos então calcular as perdas na instalação (H_t) como sendo:

$$H_t = \sum \Delta P_{\text{tubos}} + \sum \Delta P_{\text{acessorio}}. \quad (12)$$

A figura 10 mostra como foi dividida e numerada a estrutura do túnel para permitir o cálculo das perdas, por partes, na instalação.

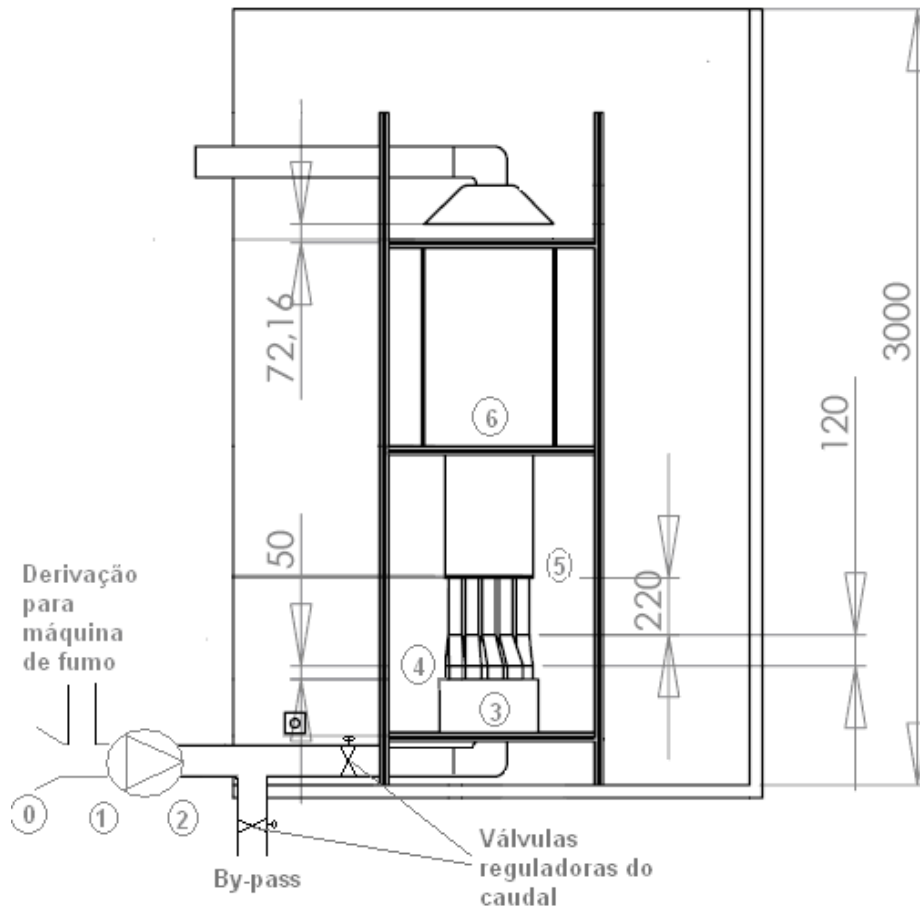


Figura 10: Divisão do túnel em secções para o cálculo das perdas.

Na figura 10, verifica-se que foi colocada uma válvula entre o ventilador e o distribuidor e uma válvula para um *by-pass*. Tais válvulas garantem maior flexibilidade no controle das perdas na instalação, permitindo assim atingir o caudal requisitado para diferentes equipamentos que possam vir a serem testados no túnel. Na tabela 2, na zona inferior é indicado o valor das perdas para cada troço de acordo com a figura 10.

Cálculo das perdas nas Telas:

As telas deixam o perfil de velocidade do escoamento mais uniforme por meio da imposição de um aumento de pressão proporcional à velocidade ao quadrado e reduzindo a espessura da camada limite, [Mehta, R. D. and Bradshaw, D., 1979].

Para velocidades médias do escoamento entre $0 \leq V \leq 20$ [m/s] a expressão que define aproximadamente o aumento de pressão causado pela tela é dada por, [Mehta, R. D., 1985]:

$$K = 6,5 \left[\frac{1-\beta}{\beta^2} \right] \left[\frac{Vd}{\beta\nu} \right]^{-0,33}, \quad (13)$$

onde β é a percentagem de abertura da tela, V é a velocidade média do escoamento na secção onde a tela será inserida, d é o diâmetro da secção da câmara de tranquilização onde a tela será inserida (diâmetro hidráulico) e ν é a viscosidade cinemática do fluido.

O diâmetro utilizado para o cálculo do número de Reynolds, uma vez que a câmara de tranquilização possui secção rectangular corresponde ao diâmetro hidráulico obtido por meio

da área da secção da câmara de tranquilização e o respectivo perímetro, que foi dimensionada tendo por base as dimensões da maior chaminé utilizada nos equipamentos.

Cálculo das perdas nas entradas, saídas e nas curvas:

Todas as entradas e saídas foram consideradas como entradas e saídas bruscas ($K = 0.5$ e $K = 1$, respectivamente) no cálculo da pressão estática do ventilador (ver na tabela 2, na zona lateral esquerda, os valores de K adoptados para cada elemento constituinte do túnel de vento). Para a curva com 3 gomos que vai ao distribuidor, considerou-se $K = 0.8$, [Giles, Ranald V, 1975]. Considerou-se por segurança que no interior do túnel seria inserido um corpo com $K = 4$, o que contribui para sobre estimar o valor da perda de carga na instalação. As telas estão sobre dimensionadas.

Na lateral direita da tabela 2 tem-se um gráfico da curva da instalação calculada mediante as perdas estimadas.

Tabela 2: Folha de cálculo – coeficientes K de perda de carga, comprimentos equivalentes do túnel de vento e curva característica da instalação.

elemento	K	
entrada de ar 0		0.5
entrada venti 1		1
saída venti 2		0
contração ventilador		0
derivação mq fumo		0.5
derivação bypass		0
curva 3		0.8
saída 4		1
entrada 5		0.5
saída tubos		1
tela 1		0.6
tela 2		0.75
colmeia		0.09
corpo		4

Curva característica da instalação

	Diâmetro (mm)	Rugosidade (mm)	Rugosidade relativa	L(m)	Areas (m2)
tubo 0_1	120	0.15	0.0013	0.1	0.01131
tubo 2_3	120	0.15	0.0013	1.2	0.01131
tubo 4_5	40	0.15	0.0038	0.37	0.00126
tubo 7_8	40	0.15	0.0038	0.15	0.00126
mangueiras	45	0.005	0.0001	0.22	0.00159

ni (m2/s)	pho (kg/m3)
0.0000151	1.204

Q [m3/s]	Ve [m/s]	Vs [m/s]	Q[m3/h]	H 0_1 (Pa)	H 2_3 (Pa)	H 4_5 (Pa)	H 5_6 (Pa)	H tunel (Pa)
0	0	0.000	0	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
0.005	0	0.099	18	0.12	0.26	0.20	0.03	0.62
0.01	0	0.199	36	0.48	1.02	0.75	0.13	2.40
0.015	0	0.298	54	1.09	2.25	1.65	0.29	5.33
0.02	0	0.397	72	1.93	3.97	2.89	0.52	9.40
0.025	0	0.496	90	3.01	6.16	4.47	0.81	14.60
0.03	0	0.596	108	4.34	8.83	6.40	1.16	20.94
0.035	0	0.695	126	5.90	11.97	8.66	1.58	28.40
0.04	0	0.794	144	7.70	15.60	11.25	2.07	37.00
0.045	0	0.894	162	9.74	19.69	14.19	2.61	46.72
0.05	0	0.993	180	12.02	24.26	17.47	3.23	57.57
0.055	0	1.092	198	14.54	29.31	21.08	3.91	69.56
0.06	0	1.191	216	17.30	34.83	25.03	4.65	82.67
0.065	0	1.291	234	20.30	40.83	29.31	5.46	96.91
0.07	0	1.390	252	23.54	47.30	33.94	6.33	112.27

A linha destacada a azul na zona inferior da tabela 2 corresponde ao ponto de operação desejado para o ventilador ($Q = 0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ e $H_{\text{tunel}} = 57.57 \text{ Pa}$).

Com base na curva da instalação foi feita uma pesquisa em catálogos de fabricantes de ventiladores para se tentar encontrar um ventilador que conseguisse vencer as perdas de pressão e fornecer o caudal desejado. Embora o ponto desejável de operação esteja num caudal em torno de $200 \text{ m}^3/\text{h}$, é importante destacar que a escolha de um ventilador sobre dimensionado para permitir maiores possibilidades e variedade de ensaios no futuro. Deseja-se tentar simular os refluxos de ar que entram pela chaminé, sendo que o próprio ventilador do túnel pode ser utilizado para fornecer este caudal, enviando por meio do *by-pass* por exemplo parte do caudal gerado para a zona superior do túnel de vento.

O controlo do ventilador será feito por meio de um variador de velocidade e ainda se tem a possibilidade de aumentar ou reduzir a quantidade do caudal que entra para o distribuidor por meio do *by-pass* e da válvula colocada entre o ventilador e o distribuidor.

Pesquisou-se a possibilidade de utilizar ventiladores axiais ou radiais. Nas figuras 11 e 12 estão as curvas de alguns destes ventiladores. Os ventiladores radiais são mais estáveis e possuem maior eficiência sobre uma grande gama de variações das condições de um dado escoamento. O barulho e a pulsação gerados por um ventilador radial são adequadamente baixos e a uniformidade do escoamento varia menos mediante diferentes condições operacionais que em um ventilador axial, [Mehta, R. D. and Bradshaw, D., 1979].

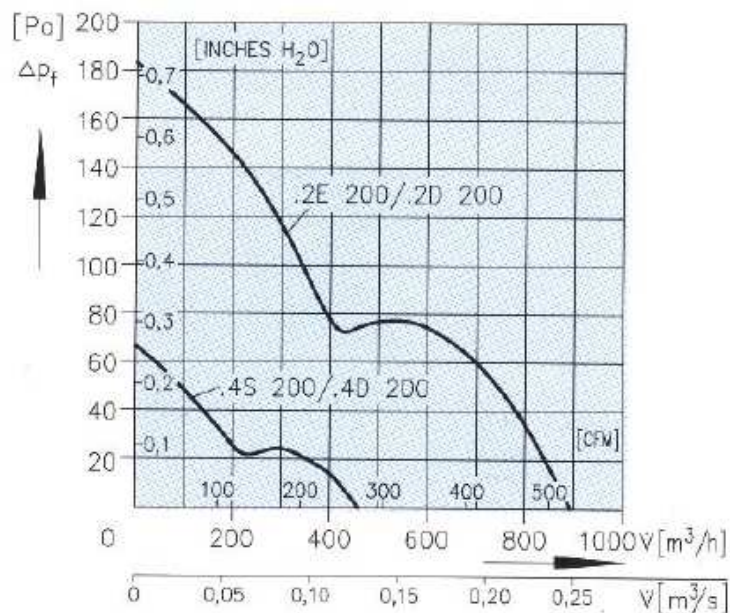


Figura 11: Curva característica de ventilador axial (retirado do catálogo Ebmpapst, 2000).

Uma hipótese era utilizar o ventilador axial modelo 2E200 (figura 11).

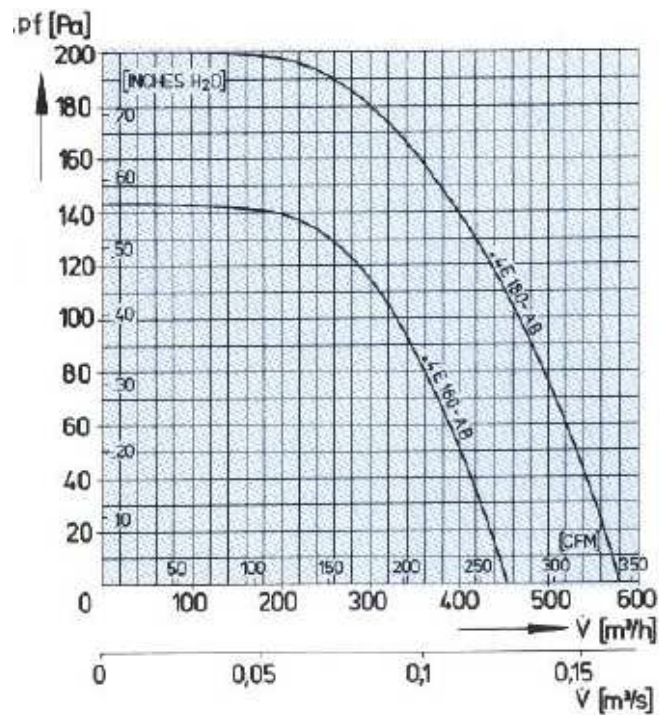


Figura 12: Curva característica de ventilador radial (retirado do catálogo Ebmpapst, 2000).

Outra hipótese seria utilizar um ventilador radial da série D4E (figura 12).

Optou-se pelo modelo de ventilador radial (D4E133DL01H9) da EBM por se acreditar ser mais simples de fazer o controlo deste equipamento tendo em vista o facto de que a curva característica de um ventilador radial possuir melhor comportamento. A curva característica do ventilador D4E133DL01H9 é mostrada na figura 13 e as dimensões do ventilador são indicadas na figura 14:

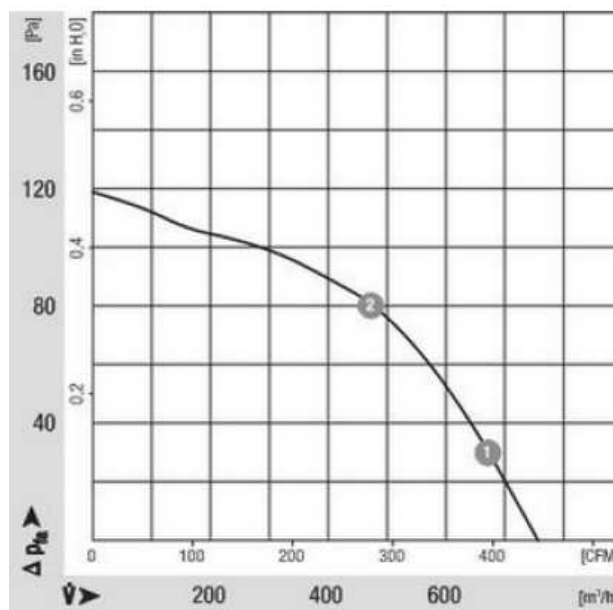


Figura 13: Curva característica do ventilador radial escolhido (retirado do catálogo Ebmpapst, 2008).

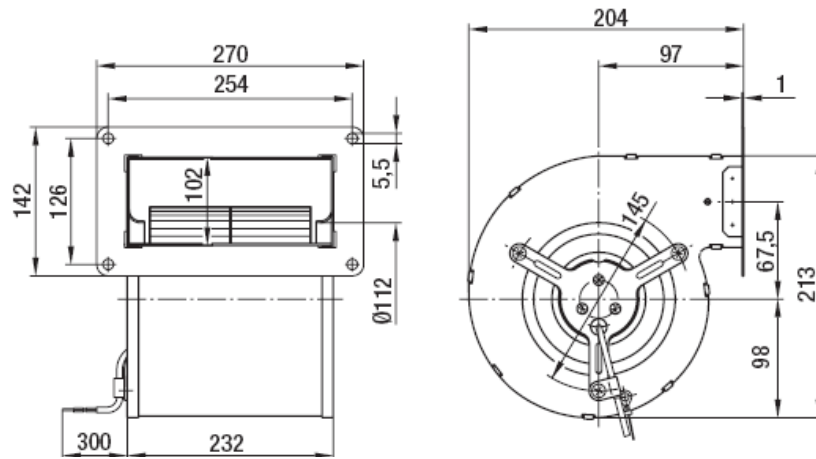


Figura 14: Dimensões do ventilador escolhido (retirado do catálogo Ebmpapst, 2008).

O modelo D4E133DL01H9 consiste num ventilador de entrada dupla (*dual inlet*) com as pás voltadas para frente (*forward curved*) e sentido horário de rotação quando visto do lado do motor.

2.2 Dimensionamento das contracções para conexão de chaminés de diferentes tamanhos

A conexão das chaminés menores de 11 e 15 litros à câmara de tranquilização será feita por intermédio de duas contracções, figura 15.

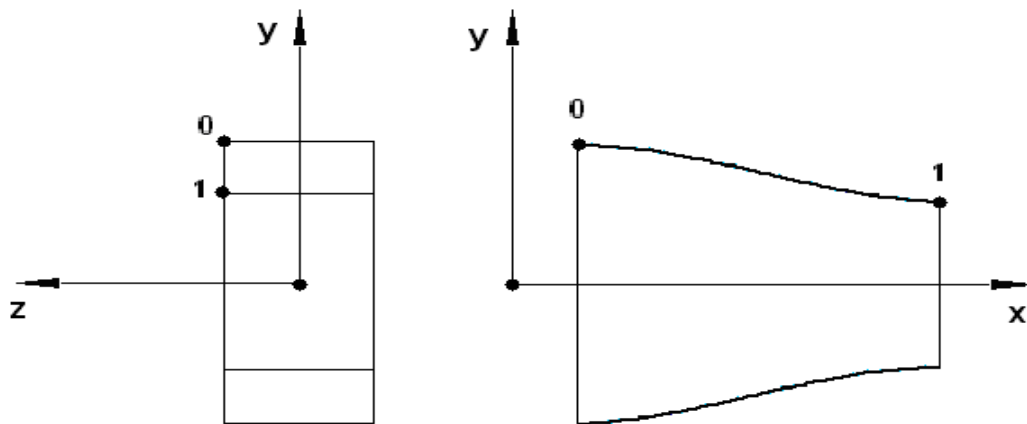


Figura 15: Vista superior da contracção bem como da forma da contracção definida pela linha de corrente (0-1).

A forma da contracção deve garantir que o escoamento seja o mais uniforme possível. A hipótese inicial é que existe uma linha de corrente que delimita a contracção (figura 15) entre os pontos 0 (zero) e 1 (um) que possui apenas componente no eixo x . Deseja-se encontrar então a expressão para o vector velocidade $U(x)$ que conduza a uma trajectória da linha de corrente e consequentemente ao formato da contracção.

Os dados sobre a contracção conhecidos à partida são as coordenadas da secção de entrada (y_0, z_0) e as coordenadas da secção de saída (y_1, z_1) . Pela lei da continuidade, temos:

$$\frac{U_1}{U_0} = \frac{A_0}{A_1} = \frac{y_0 z_0}{y_1 z_1}. \quad (14)$$

Como pode ser verificado pela figura 15, a largura das chaminés que serão acopladas as contracções permanecem inalteradas de um modelo para o outro; logo, temos $z_0 = z_1$ e a razão das velocidades ficam dependentes apenas da coordenada y :

$$\frac{U_1}{U_0} = \frac{A_0}{A_1} = \frac{y_0}{y_1}. \quad (15)$$

O módulo do vector velocidade U é:

$$U^2 = u^2 + v^2 + w^2, \quad (16)$$

e a equação (17) ilustra o conceito de linha de corrente:

$$\frac{dx}{u} = \frac{dy}{v} = \frac{dz}{w}, \quad (17)$$

$$u \cdot (x \cdot y) = U_0 \cdot (x_0 \cdot y_0). \quad (18)$$

As linhas de correntes são as linhas tangentes ao vector velocidade. Combinando as equações (16) e (17) obtém-se:

$$U^2 = u^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 + \left(\frac{dz}{dx} \right)^2 \right] = u^2 \cdot \left[1 + \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right], \quad (19)$$

e ainda através da equação (18):

$$u = U_0 \cdot \frac{y_0}{y}. \quad (20)$$

Substituindo a equação (19) em (20) obtém-se:

$$\frac{dy}{dx} = - \left[\left(\frac{U(x)}{U_0} \right)^2 \cdot \frac{y^2}{y_0^2} - 1 \right]^{\frac{1}{2}}. \quad (21)$$

A expressão para $U(x)$ é composta por dois polinómios do terceiro grau, um para cada uma das metades da contracção. A coordenada segundo x foi adimensionalizada como:

$$\bar{x} = \frac{(x - x_0)}{(x_1 - x_0)}, \quad (22)$$

para $0 < \bar{x} < 0.5$ tem-se:

$$U(\bar{x}) = a \cdot \bar{x}^3 + b \cdot \bar{x}^2 + c \cdot \bar{x} + d, \quad (23)$$

e as seguintes condições de fronteira:

$$\bar{x} = 0 \rightarrow U = U_0, \frac{dU}{dx} = 0,$$

$$\bar{x} = 0.5 \rightarrow U = \frac{U_0 + U_1}{2} \cdot N, \frac{dU}{dx} = 1.5 \cdot (U_1 - U_0) \cdot M,$$

para $0.5 < \bar{x} < 1$ tem-se:

$$U(\bar{x}) = e \cdot (1 - \bar{x})^3 + f \cdot (1 - \bar{x})^2 + g \cdot (1 - \bar{x}) + h, \quad (24)$$

e as seguintes condições de fronteira:

$$\bar{x} = 1 \rightarrow U = U_1, \frac{dU}{dx} = 0,$$

$$\bar{x} = 0.5 \rightarrow U = \frac{U_0 + U_1}{2} \cdot N, \frac{dU}{dx} = -1.5 \cdot (U_1 - U_0) \cdot M.$$

Mediante as condições de fronteira obtém-se as seguintes equações:

- para $0 < \bar{x} < 0.5$:

$$\left(\frac{U(\bar{x})}{U_0} \right) = \left[\frac{U_1}{U_0} \cdot (6M - 8N) - 6M - 8N + 16 \right] \cdot \bar{x}^3 + \left[\frac{U_1}{U_0} \cdot (-3M + 6N) + 3M + 6N - 12 \right] \bar{x}^2 + 1, \quad (25)$$

- para $0.5 < \bar{x} < 1$:

$$\left(\frac{U(\bar{x})}{U_0} \right) = \left[\frac{U_1}{U_0} \cdot (-6M - 8N + 16) + 6M - 8N \right] \cdot (1 - \bar{x})^3 + \left[\frac{U_1}{U_0} \cdot (-3M + 6N - 12N) - 3M + 6N \right] (1 - \bar{x})^2 + \frac{U_1}{U_0}. \quad (26)$$

As variáveis M e N permitem alterar a expressão de $U(\bar{x})$ e consequentemente modificar a forma da contracção. Foram utilizadas no cálculo da contracção as constantes $M = N = 1$, desta forma, $U(\bar{x})$ passa a ser um polinómio de terceiro grau, válido entre $\bar{x} = 0$ e $\bar{x} = 1$.

A integração numérica da equação (21) fornece a forma da contracção. Esta integral foi resolvida no software Matlab[®] por diferenças finitas, sendo que o algoritmo desenvolvido está em anexo a este trabalho (Anexo B). Á partida a distância $(x_1 - x_0)$ não é conhecida e o processo de cálculo tem que ser por tentativa e erro, sendo que após a integração o valor de y_1 calculado deve ser igual ao y_1 requerido. Os resultados obtidos para as duas contracções estão na tabela 3 e 4.

O maior comprimento da secção menor da chaminé de 11 litros é 232 mm de largura ($2y_0$) e altura 260 mm ($2x_0$). A figura 16 representa a curva obtida para a contracção (vista em corte da curva da lateral da contracção).

Tabela 3: Coordenadas da curva da contracção para adaptar a chaminé de 11 litros.

**COORDENADAS DA CURVA DA
CONTRAÇÃO
Chaminé menor**

X	Y	X(mm)	Y(mm)
0	0.171	0	171
0.01	0.171	10	171
0.02	0.1704	20	170
0.03	0.1694	30	169
0.04	0.1682	40	168
0.05	0.1665	50	167
0.06	0.1646	60	165
0.07	0.1624	70	162
0.08	0.1599	80	160
0.09	0.1572	90	157
0.1	0.1544	100	154
0.11	0.1514	110	151
0.12	0.1483	120	148
0.13	0.1451	130	145
0.14	0.1419	140	142
0.15	0.1387	150	139
0.16	0.1356	160	136
0.17	0.1326	170	133
0.18	0.1297	180	130
0.19	0.1269	190	127
0.2	0.1244	200	124
0.21	0.1221	210	122
0.22	0.1201	220	120
0.23	0.1184	230	118
0.24	0.1171	240	117
0.25	0.1162	250	116
0.26	0.1159	260	116

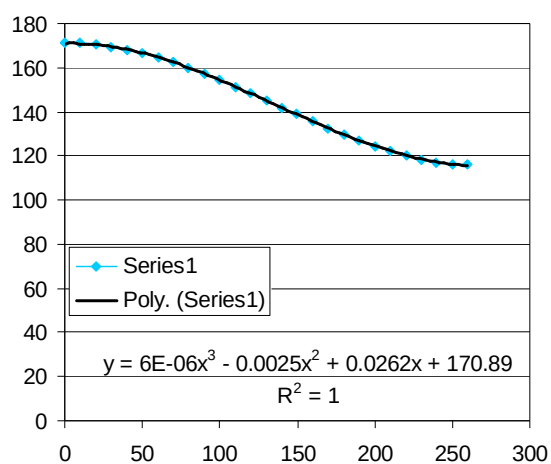


Figura 16: Vista da forma da metade da lateral da contracção da chaminé de 11 litros.

Tabela 4: Coordenadas da curva da contracção para adaptar a chaminé de 15 litros.

**COORDENADAS DA CURVA DA
CONTRAÇÃO
Chaminé intermediária**

X	Y	X(mm)	Y(mm)
0	0.171	0	171
0.01	0.171	10	171
0.02	0.1705	20	171
0.03	0.1699	30	170
0.04	0.169	40	169
0.05	0.1679	50	168
0.06	0.1665	60	167
0.07	0.165	70	165
0.08	0.1633	80	163
0.09	0.1615	90	162
0.1	0.1595	100	160
0.11	0.1575	110	158
0.12	0.1554	120	155
0.13	0.1533	130	153
0.14	0.1511	140	151
0.15	0.149	150	149
0.16	0.1469	160	147
0.17	0.1448	170	145
0.18	0.1429	180	143
0.19	0.1411	190	141
0.2	0.1395	200	140
0.21	0.138	210	138
0.22	0.1368	220	137
0.23	0.1358	230	136
0.24	0.1352	240	135
0.25	0.135	250	135

O maior comprimento da secção menor da chaminé de 15 litros é 270 mm de largura ($2y_0$) e 250 mm de altura ($2x_0$). A figura 17 representa a curva obtida para a contracção (vista em corte da curva da metade da lateral da contracção).

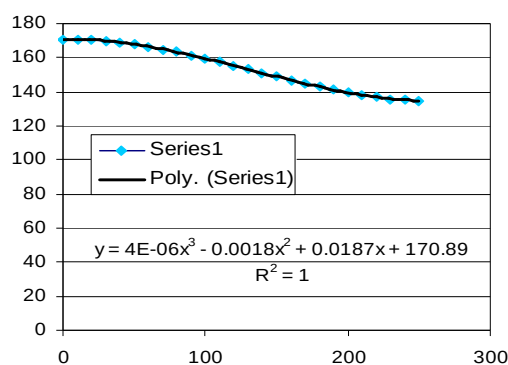


Figura 17: Vista da forma da metade da lateral da contracção da chaminé de 15 litros.

3. Construção e instalação

Esta sessão está baseada no caderno de encargos elaborado na empresa para detalhar as características, especificações, materiais, componentes e sua montagem conforme o projecto desenvolvido para o túnel de vento vertical pretendido. Os desenhos técnicos dos vários elementos que também compõem o caderno de encargos estão apresentados no Anexo A.

A Figura 18 mostra a estrutura do túnel a ser construído. Deverá se utilizar perfis Bosch (perfis de escora) na estrutura pela sua facilidade de montagem, por serem práticos e por garantirem uma boa construção e adequada estética.

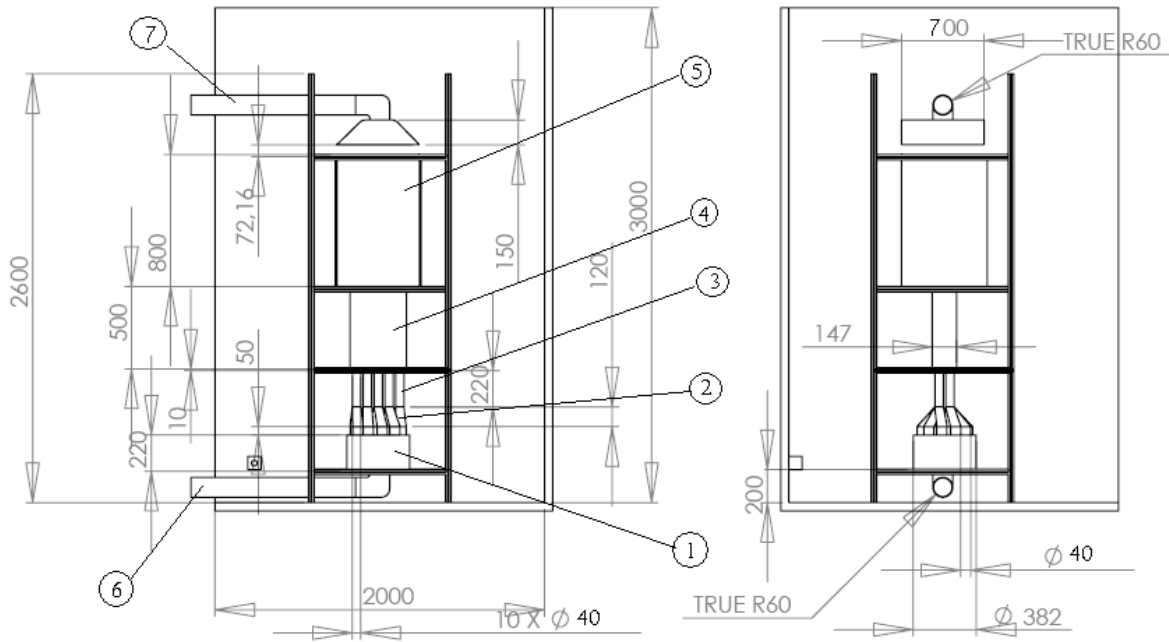


Figura 18: Estrutura do túnel projectado.

Os elementos numerados na figura 18 são:

- 1 – Distribuidor do caudal;
- 2 – Mangueiras de borracha;
- 3 – Tubos de aço inox;
- 4 – Câmara de tranquilização;
- 5 – Área de teste;
- 6 – Tubo de entrada do ar proveniente do ventilador;
- 7 – Sistema de exaustão.

O distribuidor será montado sobre uma chapa de aço inoxidável de 3 mm (figura 19) que está presa aos perfis (perfis 60 X 60 mm para as colunas verticais). Na zona inferior está conectada a tubagem proveniente do ventilador

O controlo do ventilador será feito por meio de um variador de velocidade.

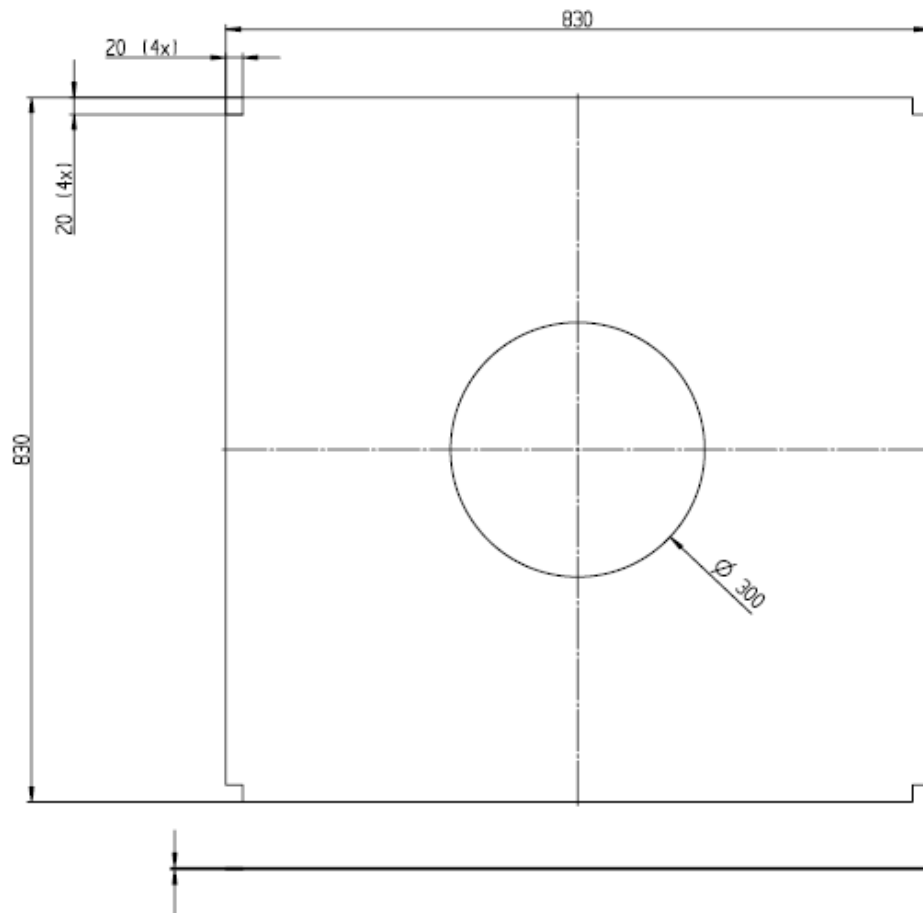


Figura 19: Chapa de aço para apoiar o distribuidor.

Para se fixar os aparelhos a serem testados no interior da área (zona) de teste será colocado um perfil Bosch no topo da referida área como esquematizado na figura 20:

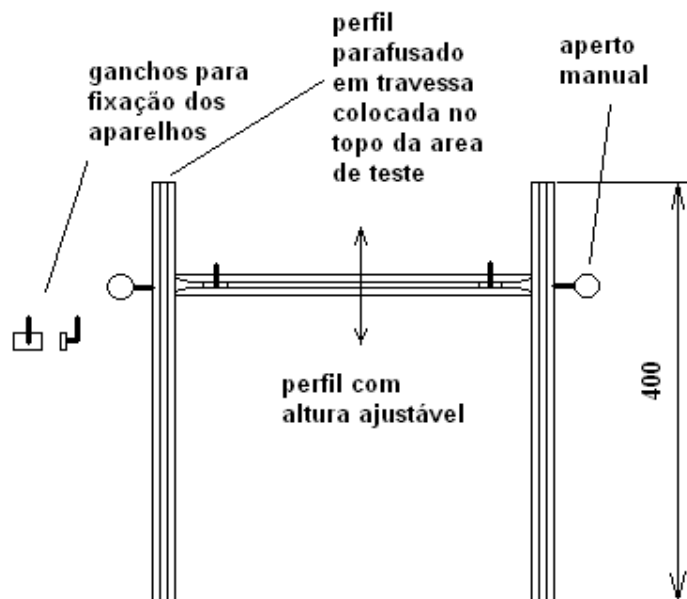


Figura 20: Esquema dos perfis Bosch para fixação dos aparelhos na área de teste.

O equipamento será instalado num local com altura de 3 m e área igual a 4 m².

3.1 Descrição de cada elemento

3.1.1 – Distribuidor do caudal

O distribuidor (figura 21) será feito em chapa de aço inoxidável de 2 mm de espessura (a pressão interna não é crítica) (ver Anexo A). Nas suas tampas inferior e superior serão soldados tubos de aço inoxidável. Após construídas estas tampas, elas deverão ser soldadas num cilindro feito numa calandra também em chapa de aço inoxidável (Anexo A.1 - Lateral do distribuidor).

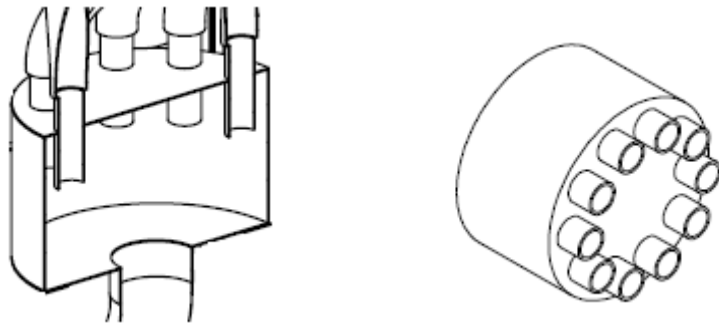


Figura 21: Distribuidor do caudal.

3.1.2 – Mangueiras

As mangueiras (Anexo A - Conjunto) possuem igual comprimento, garantindo assim que o caudal que está a passar do distribuidor para os tubos é igualmente distribuído. A conexão destas mangueiras deve ser feita de forma a impedir o aparecimento de fugas, sendo fixadas aos tubos por intermédio de abraçadeiras metálicas.

3.1.3 – Tubos de aço

Os tubos possuem formato cónico (ângulo $\alpha = 3^\circ$) e devem ser feitos em chapa de aço inox de 0.8 mm de espessura (ver figura 22). Estes tubos deverão ser soldados a uma chapa de aço (ver Anexo A.5) e esta soldada à câmara de tranquilização na sua zona inferior.

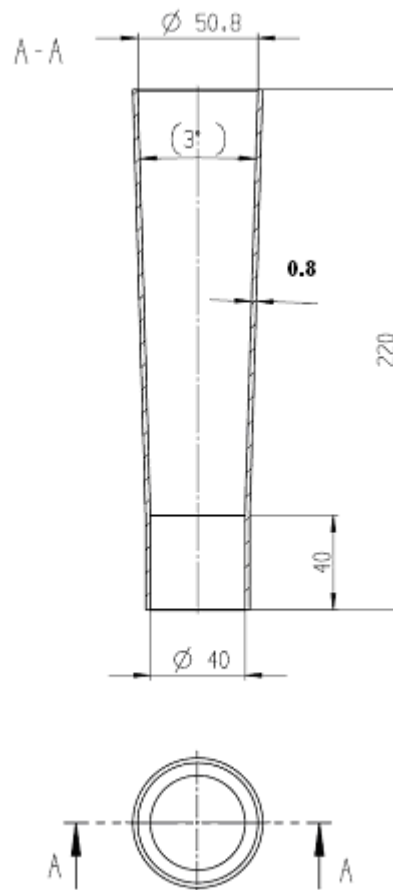


Figura 22: Tubos cónicos.

3.1.4 – Câmara de tranquilização

A câmara de tranquilização deve ser feita em chapa de aço inoxidável com 2 mm de espessura (ver anexo A.6), quinada de forma a adquirir o formato de “caixa” e posteriormente deve ter as suas extremidades soldadas.

Nas zonas laterais da câmara existem pequenos cortes que permitirão a fixação das telas e da colmeia. As redes e a colmeia deverão ser fixas por meio de presilhas feitas em latão (ver desenho no Anexo A.6).

A câmara de tranquilização será soldada na mesma placa dos tubos cónicos e fixada à chapa horizontal (ver anexo A.9) preza aos perfis de escora por meio de quatro cantoneiras.

3.1.4.1 – Redes

As redes são em aço inox e são facilmente encontradas no mercado. São definidas pela percentagem de abertura que é função do diâmetro do fio utilizado e do comprimento da malha (tamanho da abertura de secção quadrada). Duas redes seleccionadas são de 20/30 BWG ($\beta = 60\%$, $d = 0.304$ mm e $l = 1.308$ mm) e uma terceira de 20/28 BWG ($\beta = 53\%$, $d = 0.355$ mm e $l = 1.308$ mm).

A rede será cortada como está esquematizado no anexo A.7. As laterais deverão ser quinadas de forma a ter uma espécie de tampa, e esta rede será embutida no interior de um “quadro” em aço inox com espessura de 1 mm e deverá ser ali soldada.

3.1.4.2 – Favos

Os favos hexagonais são vendidos comercialmente, sendo que se optou por favos de alumínio (ver anexo A.8). O diâmetro da célula do favo seleccionado é de 4 mm (ou 3.5 mm, de acordo com a disponibilidade) e o comprimento dos favos é de 32 mm.

Os favos serão soldados num molde em chapa de alumínio de 1 mm de espessura com o mesmo comprimento dos favos, no formato de uma “caixa rectangular” e com as mesmas dimensões da câmara de tranquilização (Anexo A.8).

3.1.5 – Área de teste

Trata-se de uma cuba feita com chapas de polycarbonato. A espessura das placas é de 5 mm. As placas de polycarbonato serão montadas no interior do perfil por meio de perfis de friso como está esquematizado na figura 23.

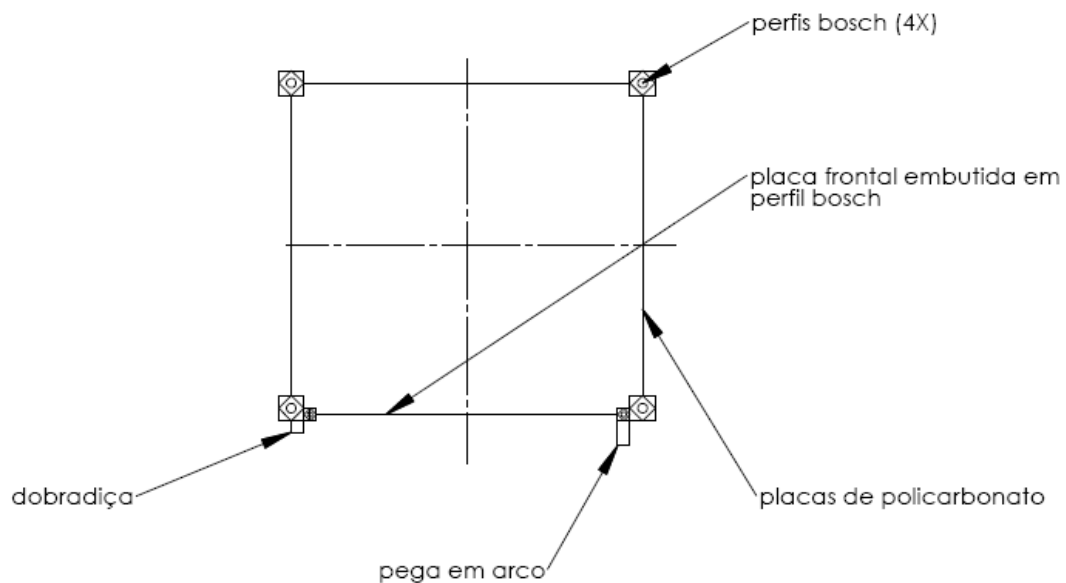


Figura 23: Vista superior da área de teste.

Na parte frontal da área de teste deverá ser construída uma porta com vedação adequada. A placa traseira (ver anexo A.11) possui um tubo em inox de espessura 1 mm vedado lateralmente, e possui uma tampa feita em plástico. Pelo tubo referido existe a possibilidade de injectar fumo dentro da área de teste, mas tal sistema só será utilizado em determinados ensaios de componentes.

Para se conectar o tubo da placa traseira ao equipamento será colocado internamente uma manga flexível de comprimento igual a 700 mm.

3.1.6 – Acessórios

3.1.6.1 – Contracção

Serão construídas duas contracções em chapa de aço inox com 2 mm de espessura que servirão para fazer o acoplamento de chaminés de menores dimensões. As contracções são encaixadas à saída da câmara de tranquilização.

3.1.6.2 – Degrau

Um tablado feito com perfis de escora e placa xadrez de aço galvanizado com espessura igual a 5 mm, deverá ser construído para permitir maior facilidade para trabalhar na área de teste, visto que o túnel tem uma altura razoável. O patamar deverá ser feito com dois degraus e colocada na frente da área de teste do túnel (figura 24).

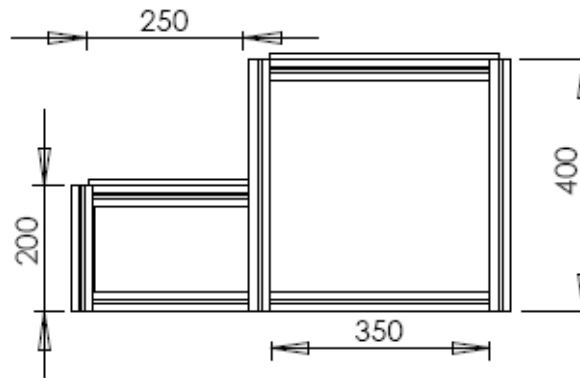


Figura 24: Degrau para o túnel projectado.

3.1.6.3 – By-pass

Existe um *by-pass* entre o ventilador e o distribuidor como está esquematizado na figura 25.

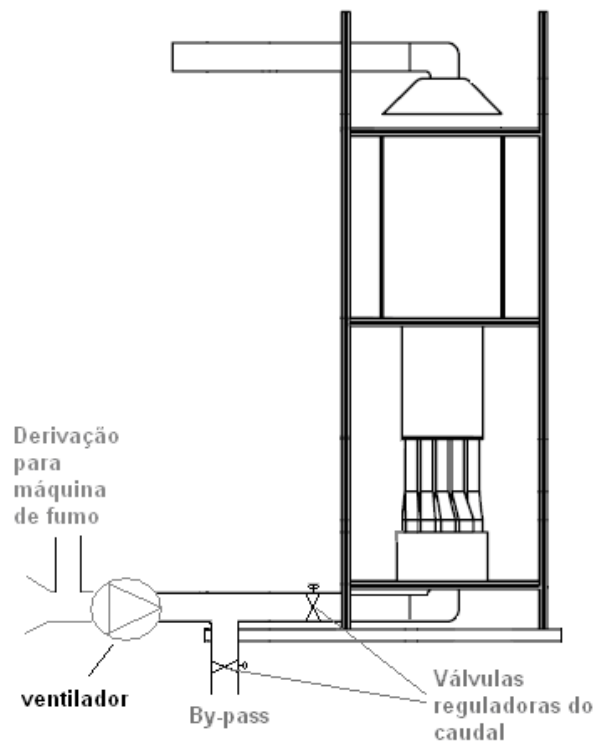


Figura 25: *By-pass* inserido na tubulação de entrada para permitir maior controlo da quantidade de ar que entra no túnel (permite eliminar parte do caudal).

Serão utilizadas duas válvulas de borboleta através das quais se poderá regular o caudal que vai para o distribuidor. O caudal desviado para o *by-pass* será conduzido por meio de uma

manga flexível até a campânula colocada na saída da área de teste ou poderá ainda ser utilizado para se simular refluxos de ar na zona superior da área de teste.

A máquina de fumo produz fumo por meio de uma mistura de álcool e glicerina, sendo que este é produzido pela vaporização da mistura pela passagem da mesma por um tubo aquecido por uma resistência eléctrica.

4. Instrumentação

Para permitir analisar o caudal fornecido à saída da câmara de tranquilização e fornecer orientação de como proceder no ajuste do caudal gerado pelo ventilador, obtendo então as características operacionais desejadas para o teste das chaminés, será necessário realizar medições de velocidade, pressão e eventualmente de temperatura.

A figura 26 esquematiza o local onde serão colocados os sensores.

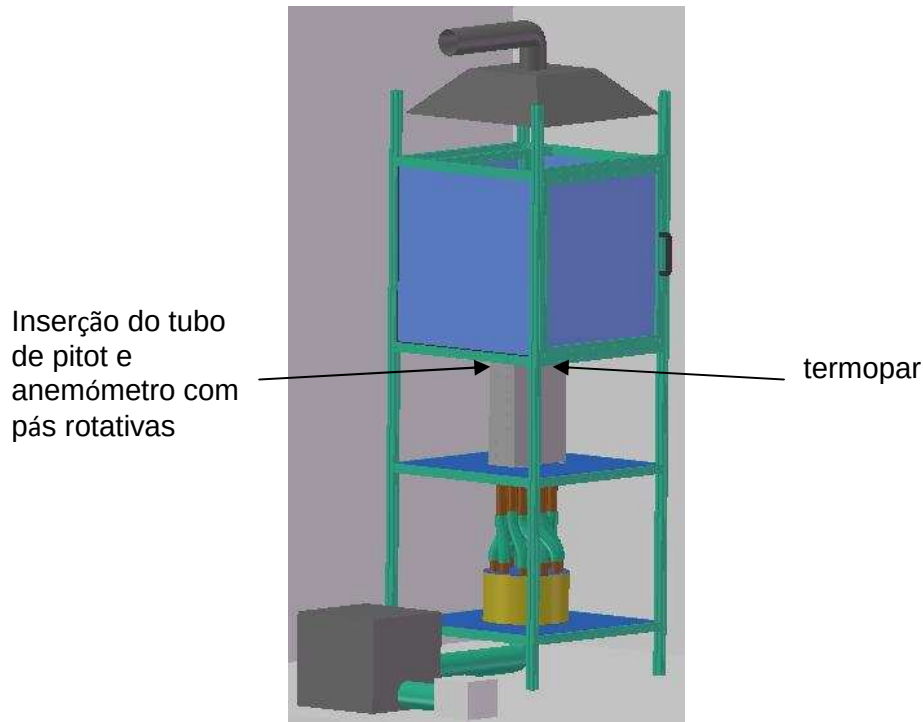


Figura 26: Posição dos sensores na estrutura do túnel de vento.

Como se verifica na figura 26, os sensores serão todos colocados na saída da câmara de tranquilização. Estes equipamentos serão descritos de seguida.

4.1 Sistema de medição de pressão

Para se realizar a medição de pressão diferencial na saída da câmara de tranquilização, será utilizado um tubo de pitot conectado a um manómetro digital. De seguida, são indicadas as especificações técnicas dos equipamentos escolhidos.

- Manómetro digital *Testo 512*:
 - gama de pressão: 0 – 2 (mPa);
 - Resolução: 1 (Pa).
- Tubo de Pitot *Testo*:
 - comprimento: 300 mm.

O tubo de pitot (figura 27) será posicionado a saída da câmara de tranquilização por meio dos furos existentes na parte lateral da mesma.



Figura 27: Manómetro digital e tubo de pitot.

4.2 Sistema de medição de velocidade

Será utilizado para a medição de velocidade um anemómetro digital com pás rotativas bem como o tubo de pitot descrito anteriormente.

- Anemómetro com pás rotativas:
 - gama de velocidade: 0.6 – 40 m/s;
 - precisão: $\pm 0.015 \cdot V + 0.2$ m/s.
- Tubo de pitot:
 - gama de velocidade: 0 – 17.5 m/s;
 - resolução: 0.1 m/s.

4.3 Sistema de medição de temperatura

Para a medição de temperatura será utilizado um termopar conectado a um medidor de temperatura.

- Medidor de temperatura *Testo 922* (figura 28):
 - gama de temperatura: -50 a 100 °C;
 - precisão: 0.1 °C.



Figura 28: Medidor de temperatura *Testo*.

4.4 Teste com máquina de fumo

A Bosch Termotecnologia forneceu a máquina de fumo que deverá ser utilizada para gerar o fumo que permitirá visualizar o escoamento. Porém, havia uma dúvida se o fumo produzido por essa máquina, que é uma mistura de álcool e glicerina, como já explicado, não condensaria aquando da sua insuflação no interior do túnel. A figura 29 mostra a máquina de fumo.



Figura 29: Máquina de fumo.

Decidiu-se então realizar uma experiência com esta máquina de fumo utilizando para conexão tubagens de inox e para acelerar o escoamento um ventilador axial DC. Realizou-se o controle

da velocidade deste ventilador por meio de uma fonte regulável de tensão e corrente. O fumo proveniente da máquina era acelerado pelo ventilador que foi colocado dentro de um tubo de inox, passava por uma curva de três gomos até chegar em um tubo em posição vertical, cuja saída foi posicionada próxima ao sistema de exaustão do laboratório.

Por meio de tal experiência verificou-se que o composto não sofria condensação à temperatura ambiente e que a sua densidade permitia a fácil visualização do escoamento.

5. Simulação do Escoamento Interno do túnel de vento

Com o intuito de complementar o projecto foi feita uma simulação do escoamento interno do túnel de vento utilizando a ferramenta *CosmosFloWorks* do *software SolidWorks*® versão 2007. Decidiu-se fazer a simulação para poder analisar como seria o funcionamento do distribuidor do caudal projectado. Desejava-se saber se este conseguiria fornecer uma distribuição mais ou menos uniforme do caudal no interior da câmara de tranquilização e se na saída da mesma se iria conseguir obter um perfil de velocidade turbulento semelhante a um “pistão achatado” (velocidades maiores ao centro e velocidade zero nas paredes da câmara de tranquilização).

Este software foi escolhido por ser intuitivo, adequado para o rigor da acção desejada e também pelo facto de boa parte das modelações 3D dos componentes terem sido realizadas utilizando o mesmo. Como em muitos trabalhos bibliográficos consultados afirma, para se saber qual será a verdadeira qualidade do escoamento gerado por um túnel de vento, somente construindo o respectivo túnel. Posteriormente, mediante o pretendido, é que se executam as acções de correcção e ajuste no túnel projectado, [R.D Mehta and P.Bradshaw, 1979].

5.1 Primeiros Passos

5.1.1 Verificação da geometria do modelo

Uma vez feita a modelização 3D no *SolidWorks*®, para se fazer uma análise em mecânica dos fluidos do escoamento utilizando a ferramenta *CosmosFloWorks* é necessário inicialmente tapar todas as entradas e saídas existentes. Feito isso, utiliza-se uma ferramenta para verificar se não há descontinuidades no modelo e se não há fugas na estrutura. Se tudo estiver correcto, a ferramenta irá fornecer o volume interno do modelo, caso contrário, aparecerá que o volume interno é “zero” e será indicado qual o recurso que foi utilizado na construção que está causando o erro.

5.1.2 Definição da malha computacional

O *CosmosFloWorks* utilizando-se da geometria das peças criadas no *SolidWorks*®, através da ferramenta auxiliar, *Simulation Wizard*, gera facilmente uma malha computacional de acordo com o modelo e o tipo de análise que se optou por fazer (escoamento interno, escoamento externo, transferência de calor entre outras). Inicialmente foi utilizada a malha padrão gerada pelo *software*.

5.1.3 Simulação do escoamento laminar no interior de um tubo

Por ser a primeira vez que se estava a desenvolver uma simulação utilizando a ferramenta *CosmosFloWorks*, tentou-se simular inicialmente algo previamente conhecido para ver se os procedimentos básicos estavam correctos ou não. Procedeu-se então à simulação do

escoamento laminar no interior de um tubo, que é um escoamento perfeitamente conhecido e estudado num curso básico de mecânica dos fluidos e que permitiria verificar então se mediante as condições de fronteira estipuladas, se os resultados obtidos tinham um significado físico coerente.

Assim, foram definidas como condição de fronteira de entrada um caudal de ar constante de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$ do tipo laminar e como condição de fronteira de saída a pressão atmosférica. As figuras 30 e 31 mostram o perfil de velocidade próximo da entrada e da saída do tubo, respectivamente.

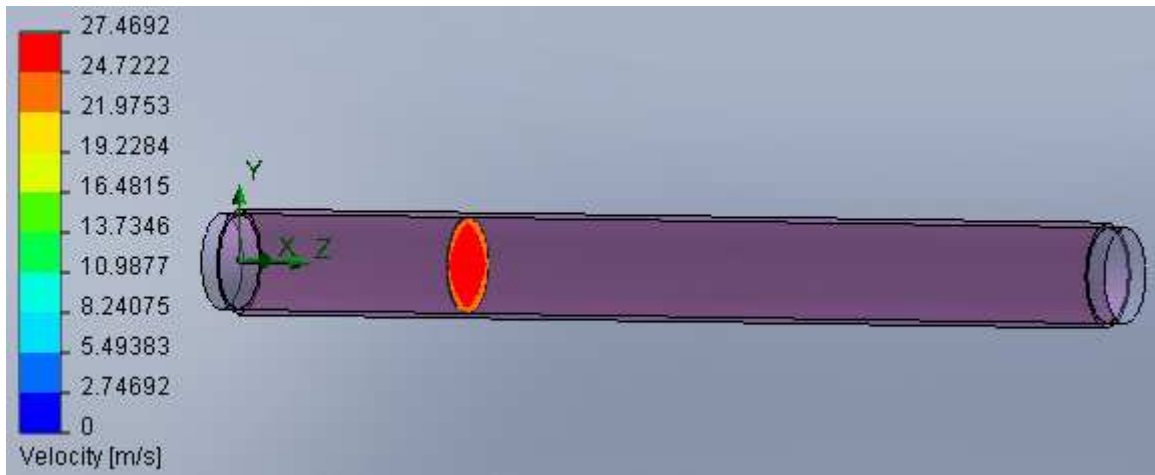


Figura 30: Perfil de velocidade próximo da entrada do tubo.

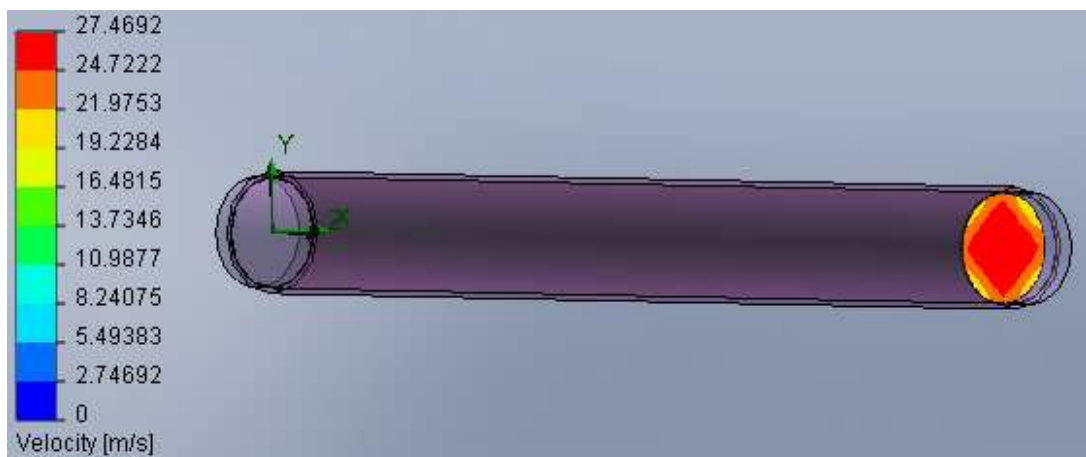


Figura 31: Perfil de velocidade na saída do tubo.

Como se pode verificar pelas figuras 30 e 31, o perfil de velocidade vai se desenvolvendo, de forma que na saída já se tem um perfil de velocidade próximo de uma parábola (velocidades maiores ao centro e velocidades mais baixas próximo das paredes do tubo), de acordo com a teoria relacionada. Feita esta análise, adquiriu-se maior confiança nos próximos passos a serem tomados para a simulação computacional do modelo criado para o túnel de vento vertical.

5.2 Estudo da Geometria do distribuidor de caudal

Inicialmente, a ideia era construir um distribuidor para o caudal com geometria cônica com o intuito de facilitar a condução do ar aos tubos dispostos na tampa superior do mesmo. Porém, logo de início, se achou que seria necessário alguma forma geométrica para encaminhar melhor o ar, garantindo uma divisão mais uniforme do caudal por cada tubo. Surgiu então a ideia, baseada nas turbinas de aviões, de inserir um cone no interior do distribuidor. Realizou-se então uma simulação inicial desta estrutura com as condições de fronteira indicadas na tabela 5.

Tabela 5: Condições de fronteira iniciais para a análise computacional do distribuidor de caudal.

Condição de fronteira de entrada	Condição de fronteira de saída
caudal constante de $0.05 \text{ [m}^3/\text{s]}$ perfil de velocidade uniforme 20% de turbulência	pressão estática de 101325 [Pa] temperatura de 293.5 [K]

Na condição de fronteira de entrada considerou-se 20% de turbulência, como sendo uma estimativa razoável da turbulência que seria realmente gerada por um ventilador a insuflar ar para o interior do túnel. A figura 32 mostra a condição de fronteira que inicialmente foi definida tendo um perfil de velocidade uniforme com velocidades maiores no centro e velocidade zero junto as paredes do distribuidor.

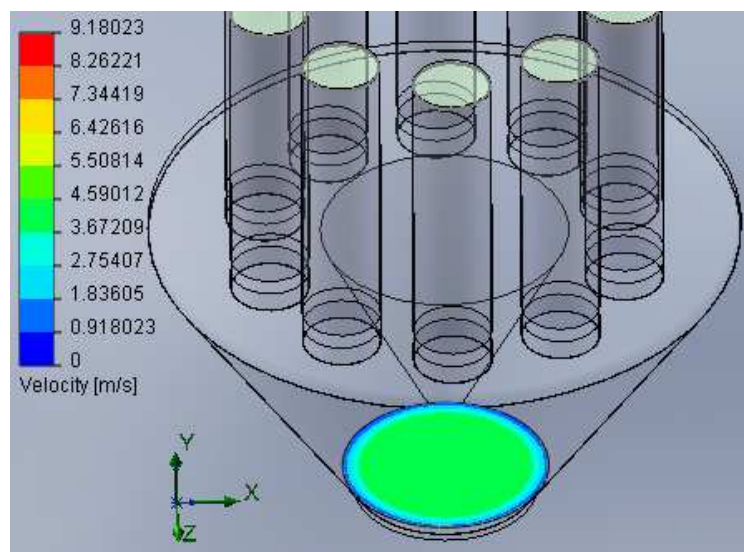


Figura 32: *Cut plot* do perfil de velocidade na entrada do distribuidor cônico.

Para esta configuração, as linhas de trajetória do caudal são mostradas na figura 33. Observa-se nesta figura uma pequena turbulência junto às paredes do distribuidor.

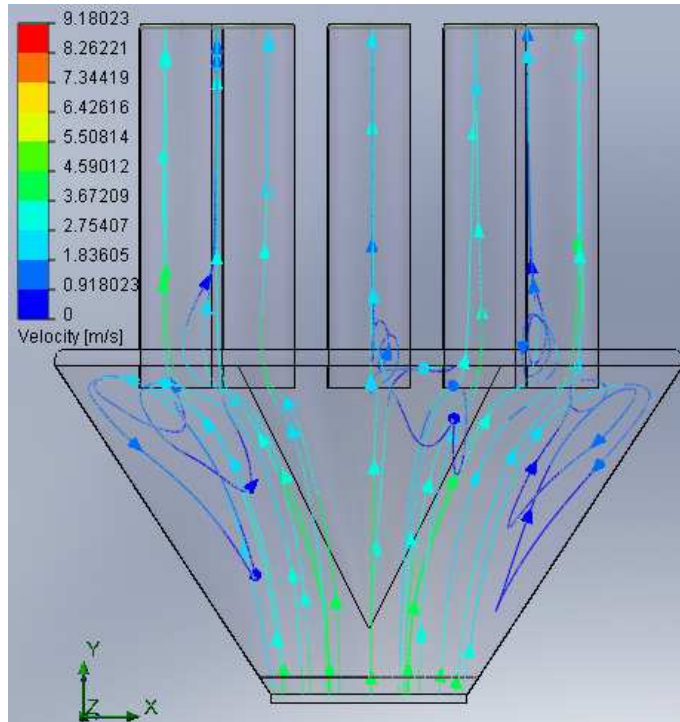


Figura 33: Linhas de trajectória percorridas pelo ar no interior do distribuidor cónico.

Na figura 34 pode-se analisar os perfis de velocidade do ar obtidos na saída do distribuidor cónico.

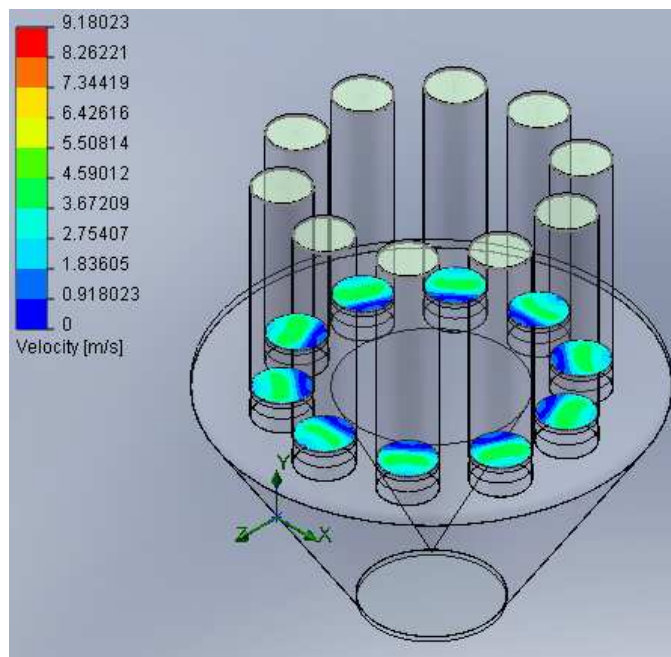


Figura 34: *Cut plot* dos perfis de velocidade do ar na saída do distribuidor cónico.

Verifica-se pela figura 34 que os perfis de velocidade não são exactamente iguais, por conseguinte o caudal também não é o mesmo em cada tubo.

Realizou-se também uma simulação para o distribuidor cónico, utilizando como condição de fronteira de entrada um perfil de velocidade com “swirl”, ou seja, um perfil de velocidade com velocidade angular gerada pelas pás de um ventilador. Se utilizou para a velocidade de

rotação deste perfil a máxima velocidade angular fornecida pelo catálogo do ventilador radial escolhido (ver Anexo D) que corresponde a 1230 R.P.M, ou seja, 128.8 rad/s. Esta rotação foi definida apenas para teste e só é atingida pelo ventilador para o máximo caudal de ar que o mesmo consegue fornecer, que corresponde a $0.2 \text{ m}^3/\text{s}$, que equivale a quatro vezes mais o caudal do projecto.

Esta velocidade de rotação mais elevada foi testada por acreditar que se nesta condição extrema, se o distribuidor conseguisse gerar uma distribuição mais ou menos equilibrada do caudal pelos tubos inseridos na tampa superior, seria um bom indicio de que na prática o funcionamento desta peça também seria satisfatório. Na figura 35 pode-se analisar as linhas de trajectórias no interior do distribuidor cónico para o perfil de velocidade com rotação.

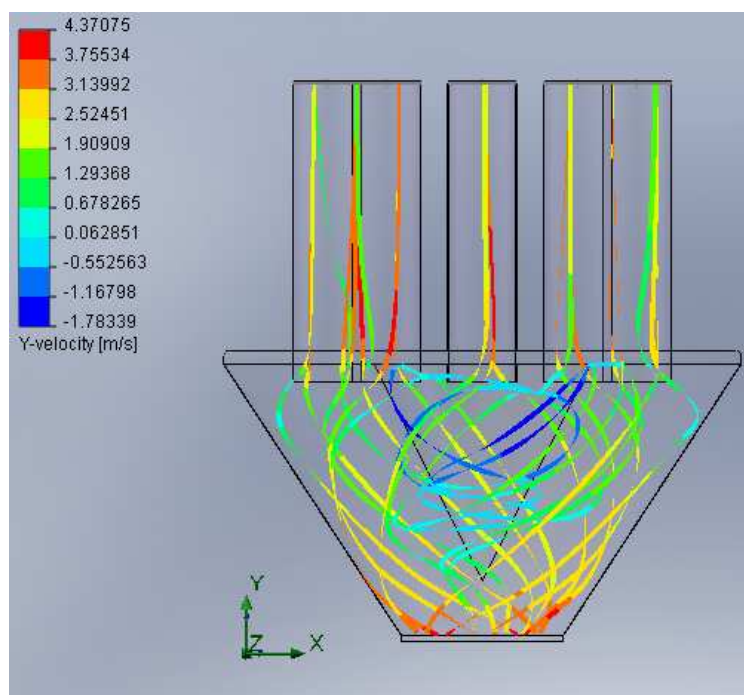


Figura 35: Linhas de trajectória percorridas pelo ar no interior do distribuidor cónico considerando como condição de fronteira na entrada 128.8 rad/s de velocidade angular.

Pela figura 35 pode-se verificar uma maior variação da velocidade a saída dos tubos inseridos na tampa superior do distribuidor.

Questionou-se então a relação custo benefício, bem como a dificuldade de construção de uma estrutura cónica do género da planeada para o distribuidor do caudal. Após esta análise, surgiu uma ideia um pouco mais simples, de utilizar um distribuidor cilíndrico, com tubos também inseridos na tampa superior, porém, penetrando para dentro da caixa cilíndrica cerca de duas vezes o seu respectivo diâmetro.

Utilizou-se então as mesmas condições de fronteira definidas inicialmente para o distribuidor cónico (tabela 5), ou seja, na entrada um caudal de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$, perfil de velocidade uniforme com 20% de turbulência e na saída, pressão e temperatura ambiente. A figura 36 mostra um *cut plot* do perfil de velocidade no interior deste novo distribuidor.

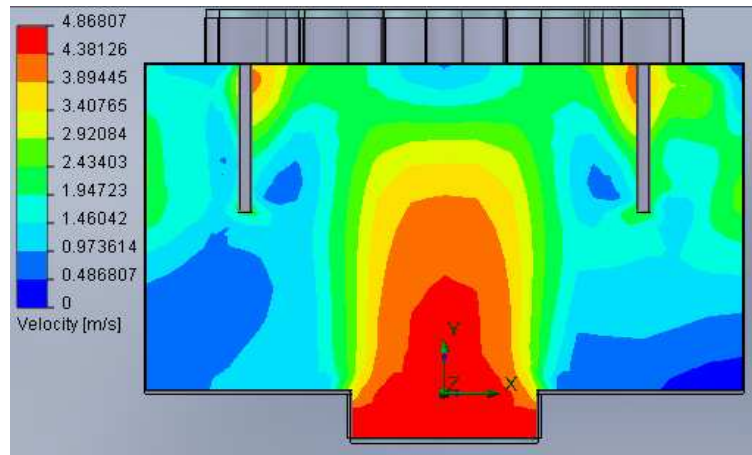


Figura 36: *Cut plot* dos perfis de velocidade do ar no interior do distribuidor cilíndrico considerando na entrada um perfil de velocidade uniforme.

A ideia do funcionamento deste distribuidor é que o ar, ao entrar na caixa do distribuidor vá chocar contra a tampa superior, se distribuindo por todo o meio. Por conseguinte, como os tubos estão dispostos simetricamente, espera-se que após um certo tempo de estabilização após o ventilador ter sido ligado, necessário para o ar preencher todo o interior do distribuidor, que o caudal que irá entrar nos tubos inseridos na tampa superior seja praticamente o mesmo.

Na figura 37 tem-se a distribuição de pressão estática no interior do distribuidor cilíndrico.

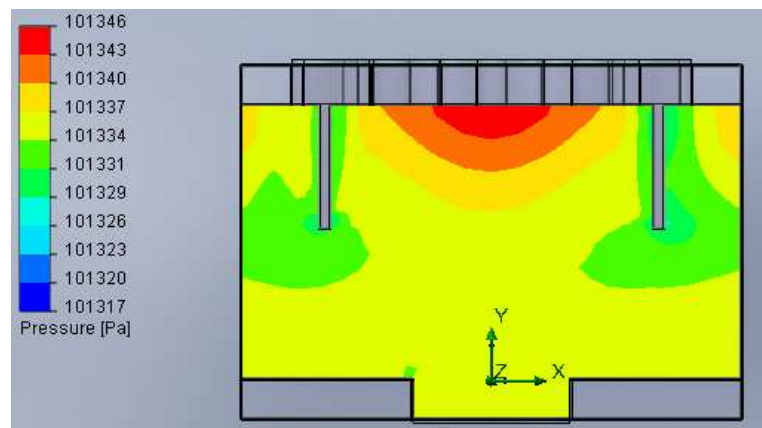


Figura 37: *Cut plot* (no plano central) da distribuição da pressão estática do ar no interior do distribuidor cilíndrico.

Pode-se verificar pela figura 37 que as maiores pressões estão situadas próximo da tampa superior onde o caudal de ar colide. Observa-se também uma distribuição bem uniforme da pressão do ar no interior do cilindro.

Na figura 38 pode-se analisar um *cut plot* do perfil de velocidade do ar na saída do distribuidor cilíndrico. Assim como no distribuidor cônico, pode-se verificar que há pequenas variações de velocidade de um tubo para o outro, visto que a simulação não contempla o tempo de estabilização, referido anteriormente, necessário para preencher de ar todo o interior do distribuidor.

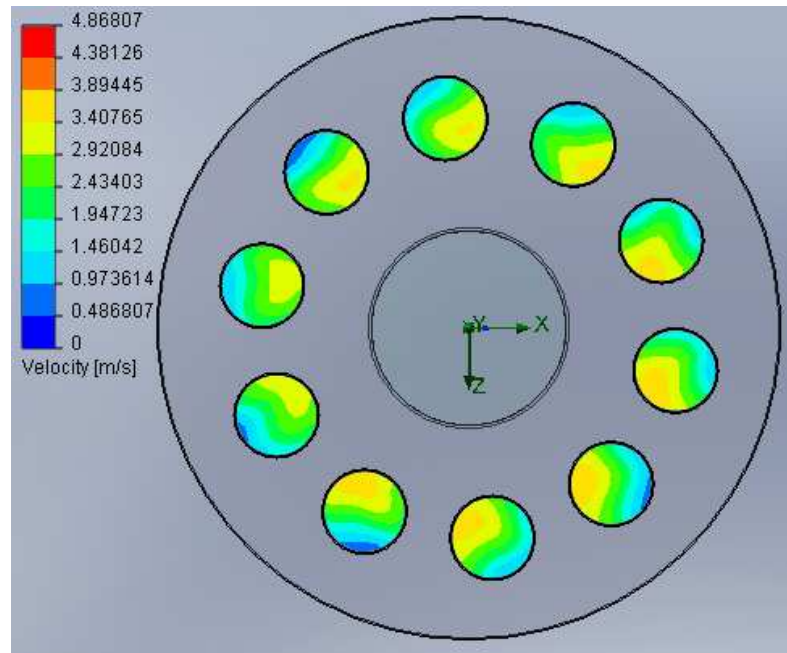


Figura 38: *Cut plot* do perfil de velocidade do ar nos tubos na saída do distribuidor cilíndrico.

Tal como se fez uma simulação para o distribuidor cónico utilizando uma condição de fronteira na entrada com o ar a uma dada velocidade angular, também se simulou este tipo de condição para o distribuidor cilíndrico. A figura 39 mostra a vista superior das linhas de trajectórias do ar entrando com a velocidade angular de 128.8 rad/s.

Para a definição de uma velocidade angular como condição de fronteira na entrada, o perfil de velocidade passa a ter velocidades menores na porção central e velocidades maiores junto às paredes do distribuidor. A figura 40 mostra o *surface plot* do perfil de velocidade dos tubos de saída e *cut plot* do perfil de velocidade do ar na entrada do distribuidor com velocidade angular.

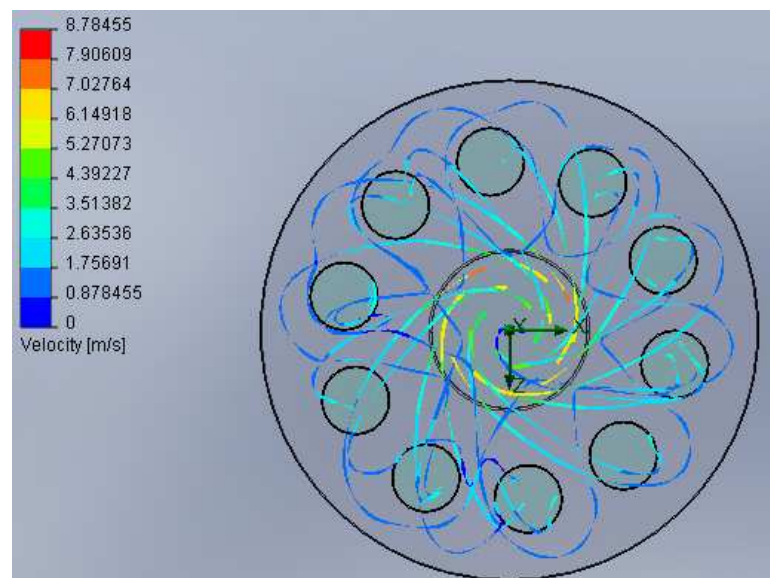


Figura 39: Vista superior das linhas de trajectória percorridas pelo ar no interior do distribuidor cilíndrico, considerando como condição de fronteira na entrada 128.8 rad/s de velocidade angular.

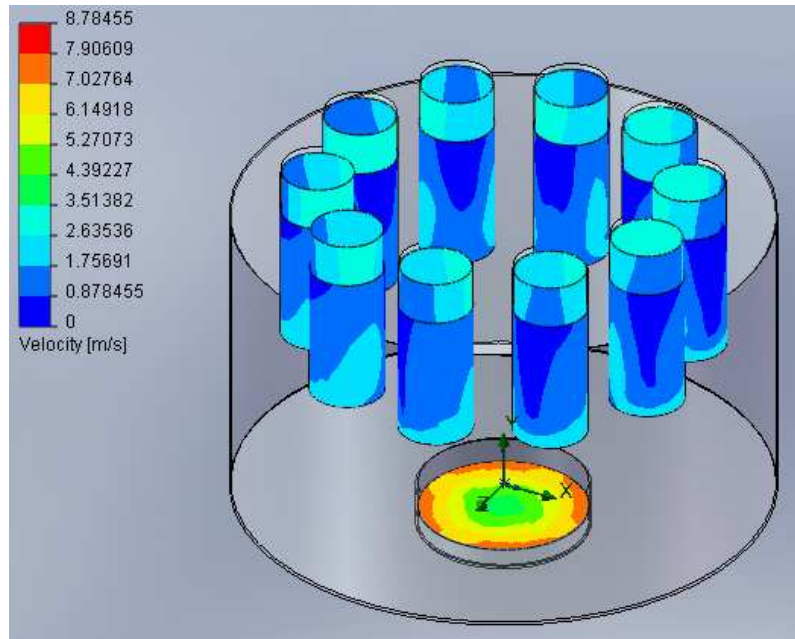


Figura 40: *Surface plot* do perfil de velocidade nos tubos na saída do distribuidor e *cut plot* do perfil de velocidade do ar na entrada, considerando 128.8 rad/s de velocidade angular.

Pode-se verificar pela figura 40 que na saída dos tubos do distribuidor, o valor médio da velocidade, mesmo considerando uma velocidade angular na entrada, permanece em torno de 2.5 m/s.

Foram feitos os cálculos das velocidades e pressões no distribuidor cónico e no distribuidor cilíndrico para as condições de fronteira iniciais (tabela 5) tanto na entrada como na saída. A tabela 6 mostra os valores obtidos.

Tabela 6: Comparativo dos valores calculados de pressão e velocidade na entrada e na saída do distribuidor cónico e do distribuidor cilíndrico.

	Distribuidor Cónico			Distribuidor Cilíndrico		
	Entrada	Saída	Perda de carga [Pa]	Entrada	Saída	Perda de carga [Pa]
Pressure [Pa]	101329	101325	11	101335	101325	18
Velocity [m/s]	4.30	2.55		4.44	2.45	

Verifica-se que a perda de carga no distribuidor cilíndrico é maior que no cónico e que consequentemente, as velocidades na saída dos tubos também são menores no distribuidor cilíndrico.

No projecto do túnel de vento optou-se por construir o distribuidor cilíndrico devido a facilidades construtivas e por se acreditar que o ar irá se distribuir melhor no interior do distribuidor cilíndrico antes de sair para os tubos da tampa superior, garantindo assim uma distribuição mais balanceada do caudal por cada tubo. Pode-se verificar na simulação feita com o distribuidor cónico (figura 33) que parte do ar se encaminha logo para alguns tubos da tampa superior. Já no distribuidor cilíndrico, o ar irá chocar inicialmente contra a tampa, gerando uma série de turbulências no interior do distribuidor, para depois escapar pelos tubos inseridos simetricamente na porção marginal da tampa (figura 36).

5.3 Análise do escoamento interno para o modelo final do túnel de vento vertical

Uma vez gerado o modelo do túnel de vento, como já foi dito anteriormente na secção 5.1.1, é necessário tapar todas as entradas e saídas existentes. Para o modelo final do túnel, as entradas e saídas correspondiam à entrada do tubo que conduz o caudal do ventilador para o distribuidor do caudal e a saída da câmara de tranquilização. As modelizações 3D inicialmente geradas no *SolidWorks*[®] apresentavam uma série de erros de geometria, em especial na porção dos tubos que conectam o distribuidor à câmara de tranquilização, sendo que foi necessário refazer boa parte deles, definindo criteriosamente os planos e as relações geométricas necessárias para conseguir a aceitação pelo programa e correcta modelização.

5.3.1 Primeiros passos

O programa oferece uma ampla gama de possibilidades para as condições de fronteira como utilização de caudal constante, definição de perfil de velocidade, utilização de ventilador entre outras. Inicialmente definiu as condições de fronteira mostradas na tabela 7.

Tabela 7: Condições de fronteira iniciais definidas para a simulação do escoamento interno do modelo do túnel de vento.

Condição de fronteira de entrada	Condição de fronteira de saída
caudal constante de 0.05 [m ³ /s] perfil de velocidade uniforme	pressão estática de 101325 [Pa] temperatura de 293.5 [K]

Como se pode verificar, partiu-se das condições de fronteira mais simples, e de menor peso computacional. Utilizou-se também o *Simulation Wizard* para gerar a malha padrão para a estrutura do túnel (figura 41).

A figura 42 mostra o perfil de velocidade obtido para essa primeira abordagem. Pode-se verificar que a velocidade média do ar no interior da câmara de tranquilização está em torno de 1.7 m/s. Aparentemente os tubos que entram na câmara de tranquilização parecem fornecer o mesmo caudal, com base no perfil de velocidade.

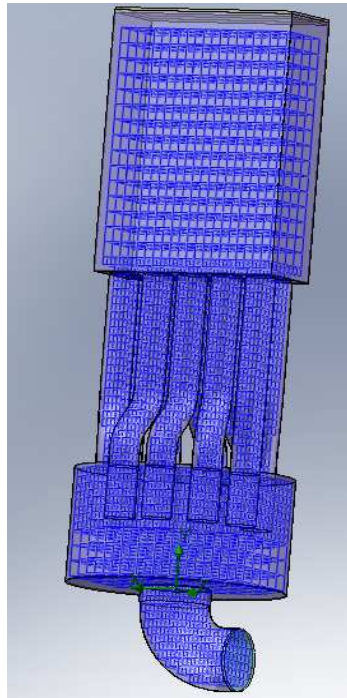


Figura 41: Malha inicial do túnel de vento obtida considerando os parâmetros padrões.

Porém, as condições de fronteiras definidas são muito simplistas e não consideram a percentagem de turbulência que será gerada na prática ao se ter um ventilador radial a insuflar ar para o interior do túnel. Sendo assim, definiu-se novas condições de fronteira de acordo com a tabela 8.

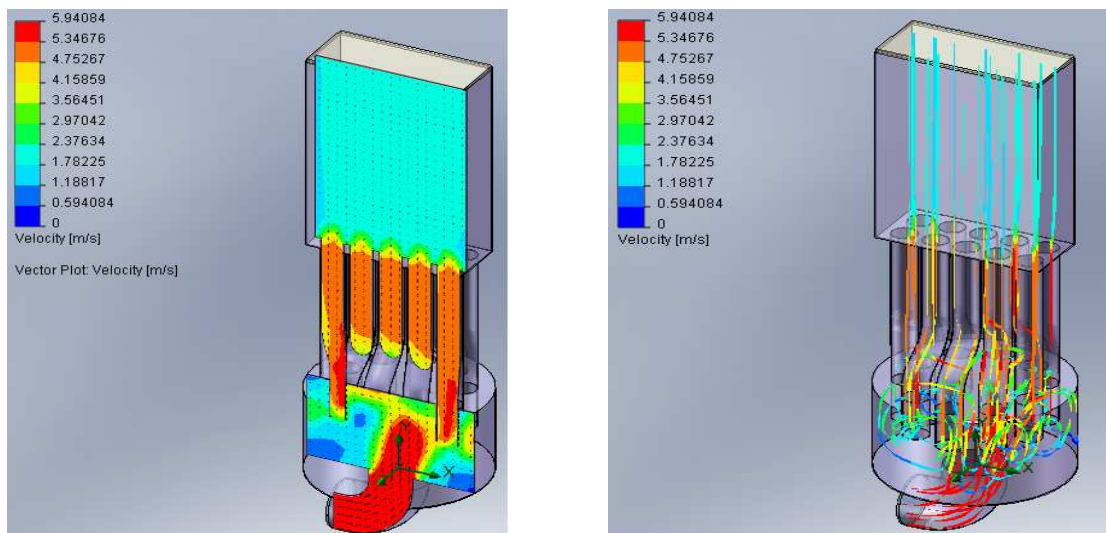


Figura 42: *Cut plot* do perfil de velocidade do ar no túnel de vento (à esquerda) e linhas de trajectória do ar no interior do túnel (à direita).

Tabela 8: Condições de fronteira para o modelo final do túnel de vento.

Condição de fronteira de entrada	Condição de fronteira de saída
caudal constante de 0.05 [m ³ /s] perfil de velocidade uniforme 20% de turbulência	pressão estática de 101325 [Pa] temperatura de 293.5 [K]

Como já se tratou na secção 5.2, considera-se razoável ter 20% de turbulência na entrada do túnel de vento, gerada pela rotação das pás do ventilador radial. Foi definido também o comprimento máximo dos vórtices para metade do valor do diâmetro dos tubos que saem do distribuidor, ou seja, 0.025 m. A figura 43 mostra as linhas de trajectória do ar obtidas para as condições de fronteira definidas na tabela 8.

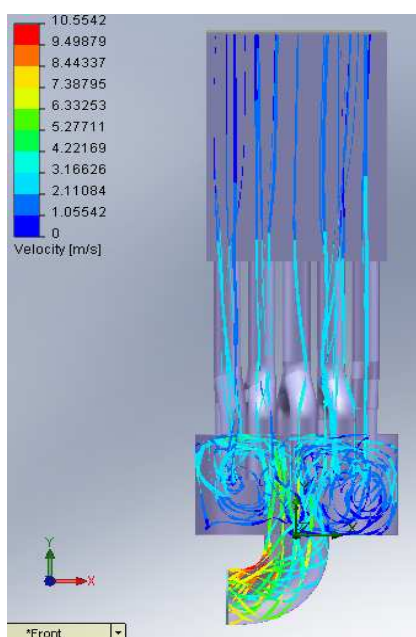


Figura 43: Linhas de trajectória do ar do escoamento turbulento, no interior do túnel de vento.

5.3.1 Refinamento da malha computacional

É sabido que quando se faz uma simulação, se deve proceder ao refinamento da malha computacional do modelo em estudo até que não se note nenhuma alteração nos resultados obtidos. Por outras palavras, as malhas refinadas sucessivamente não podem provocar diferenças significativas nos resultados.

Os resultados iniciais foram obtidos utilizando a malha padrão do *CosmosFlowWorks*, na qual o refinamento e ajuste da malha são realizados automaticamente. Porém, decidiu-se verificar para as novas condições de fronteira definidas se utilizando uma malha mais complexa, isto é, com maior número de células em X, em Y e em Z, se os resultados da média dos parâmetros pressão e velocidade à entrada da câmara de tranquilização não se alteravam. Procedeu-se um refinamento progressivo da malha, até se atingir as restrições de memória impostas pela máquina utilizada (*Core 2 Duo* com 2 Gigas de *Ram*). A tabela 9 mostra os parâmetros que foram alterados para se refinar a simulação bem como os valores calculados de pressão e velocidade a entrada do túnel de vento com essas novas malhas.

Tabela 9: Parâmetros de refinamento de malha e resultados obtidos para diferentes malhas.

Parâmetros	original	malha 1	malha 2	malha 3	malha 4	malha 5
Número de células em X	-	15	20	25	30	30
Número de células em Y	-	30	40	40	40	45
Número de células em Z	-	15	20	25	30	30
Numero de células total	-	180840	404514	616528	873137	982728
Número de iterações	71	114	148	171	192	199
Tempo gasto [1/3600 = horas]	0.08	0.75	2.37	4.21	7.93	9.38
Pressão [Pa] na entrada	101340	101335	101336	101335	101335	101335
Velocidade [m/s] na entrada	6.841	6.880	6.995	6.936	6.907	6.911

O máximo de refinamento que se conseguiu é definido pelos parâmetros da malha 5. Tal simulação levou nove horas para ser concluída. Comparando a malha 4 e a malha 5, verifica-se uma pequena variação apenas da velocidade em 0.004 m/s. Pode-se considerar então que o refinamento de malha atingido com a malha 4 é suficiente, mediante o peso computacional e o tempo gasto para este tipo de simulação.

A figura 44 mostra um comparativo dos perfis de velocidade obtidos na entrada da câmara de tranquilização para a malha inicial, para a malha 3 e para a malha 5. Principalmente através da malha 5, pode-se verificar que o caudal fornecido pelos tubos não é igual para todos. Tal diferença pode estar relacionada ao fato de que a tubulação que foi desenhada para conectar o distribuidor às fileiras de tubos verticais não possuem o mesmo comprimento.

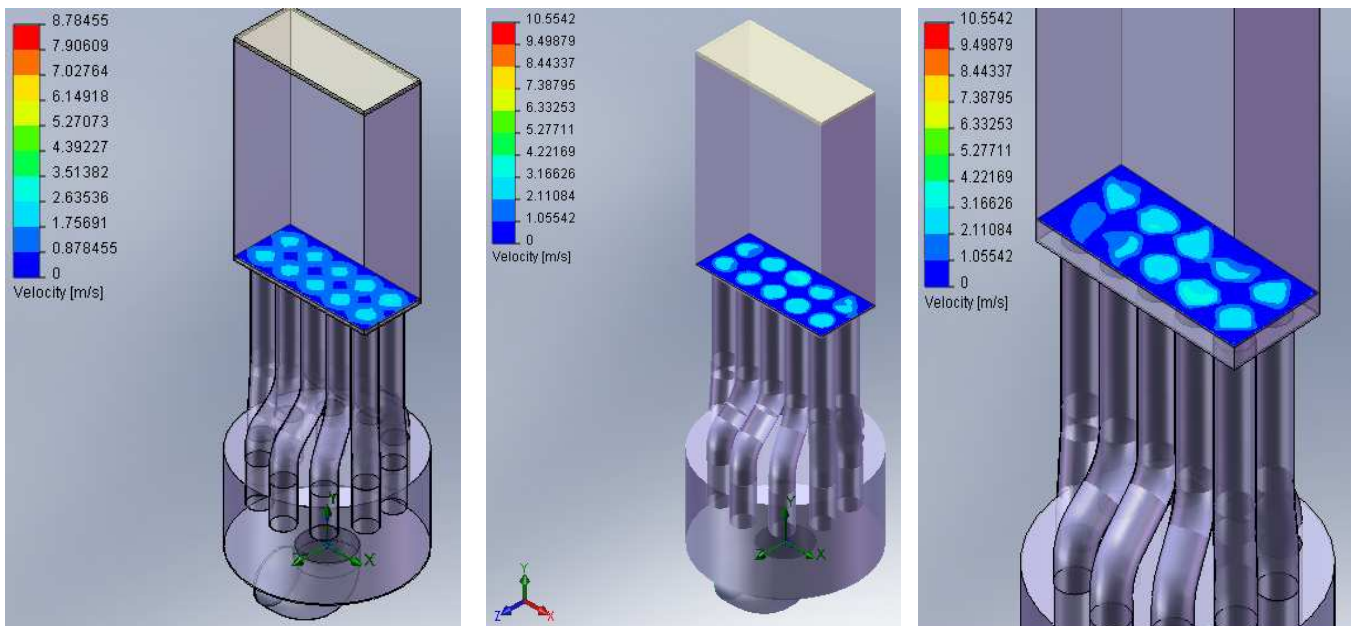


Figura 44: *Cut plot* do perfil de velocidade do ar obtido na entrada da câmara de tranquilização para a malha original (à esquerda), malha 3 (ao centro) e malha 5 (à direita).

A figura 45 mostra um comparativo entre os perfis de velocidade do ar obtidos à saída da câmara de tranquilização para malhas diferentes.

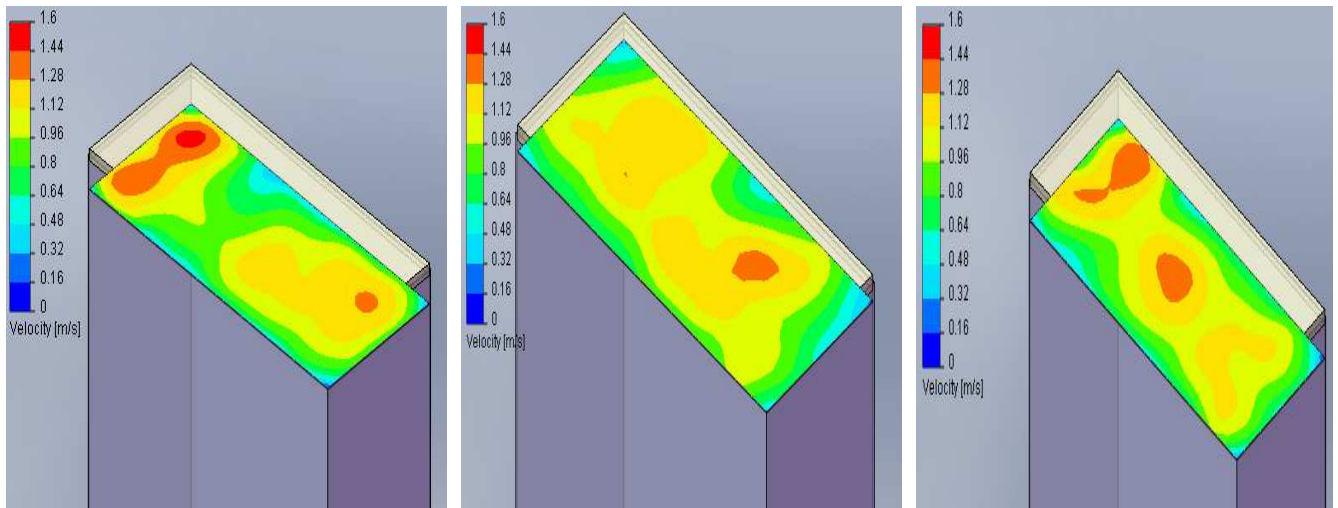


Figura 45: *Cut plot* do perfil de velocidade do ar obtido na entrada saída da câmara de tranquilização para a malha original (à esquerda), malha 3 (ao centro) e malha 5 (à direita).

As velocidades são maiores na zona central da câmara de tranquilização, diminuindo o seu módulo à medida que se aproxima das paredes da câmara. Observa-se também na figura 45 que o perfil de velocidades obtido não se mostra simétrico em relação ao eixo Z, como teoricamente se esperava. Porém, tal fato pode estar relacionado ao tempo de estabilização que não foi considerado, mas que é necessário para que os caudais a saída do distribuidor se igualem. Quando o ventilador for ligado, começando a insuflar ar para dentro do túnel, demorará um certo tempo, para que o ar preencha todo o distribuidor, garantindo então uma certa constância do caudal que é fornecido individualmente por cada tubo à câmara de tranquilização.

Nesta simulação não foram acrescentados ao modelo as redes e nem a colmeia que farão parte da estrutura. Estes componentes serão testados e o resultado do escoamento será analisado para verificar se estamos perto ou não do que acontece na entrada da chaminé dos esquentadores que serão alvo de testes. Porém, é importante constatar que o escoamento analisado é por natureza turbulento; sendo assim, as redes e a colmeia são muito importantes para se conseguir eliminar parte da turbulência axial e radial, permitindo deste modo visualizar o que ocorre na chaminé. Sem estes componentes apenas se visualizaria uma série de tufos de fumo desorganizados.

Foi calculada a velocidade média obtida à saída da câmara de tranquilização para algumas das simulações feitas e os valores obtidos estão dispostos na tabela 10.

Tabela 10: Velocidade média do ar na saída da câmara de tranquilização.

Parâmetros	original	malha 1	malha 2	malha 3	malha 4	malha 5
Velocidade [m/s] na saída	0.994	-	-	0.959	0.963	0.972

Verifica-se pela tabela que a velocidade na saída da câmara de tranquilização está em torno de 0.96 m/s. Não se calculou a velocidade nas malhas 1 e 2 por exiguidade de tempo, uma vez que seria necessário refazer estas simulações para se obter tal dado da velocidade na saída. Os valores medidos na entrada da chaminé dos esquentadores forneciam uma velocidade média de 1 m/s, ou seja, está bastante próximo do pretendido. Para permitir um melhor ajuste da

velocidade medida na saída da câmara, será feito o controlo da velocidade do ventilador por meio de um variador de velocidade.

Eventualmente, pode-se tentar aumentar a velocidade da zona central da câmara de tranquilização, conseguindo assim obter um formato mais parabólico do perfil de velocidade, com a redução do comprimento das mangueiras dos tubos centrais.

A figura 46 apresenta um *cut plot* da simulação realizada com a malha 5, mostrando a primeira e a segunda linha de tubos que entram na câmara de tranquilização e a vista lateral em corte do perfil de velocidades do ar. Pode-se verificar que a forma como o ar entra para o distribuidor, logo após o cotovelo, influencia drasticamente o resultado da distribuição do caudal. Uma alteração que poderia ser feita para permitir uma maior uniformidade do caudal que irá entrar no distribuidor é prolongar o tubo que liga o cotovelo ao distribuidor.

Foi feita também uma simulação desta alteração no comprimento do tubo e o resultado obtido para o perfil de velocidade do ar é mostrado na figura 47. Observa-se uma grande melhora na distribuição do caudal no interior do distribuidor bem como no interior da câmara de tranquilização.

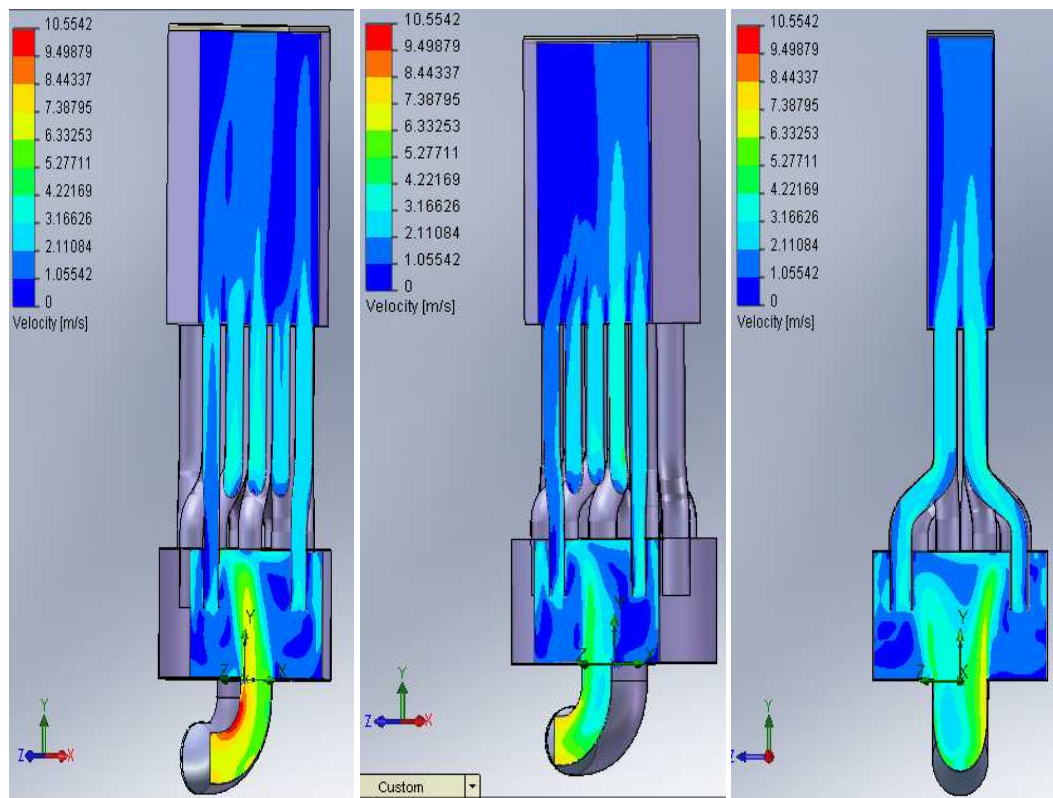


Figura 46: *Cut Plot* da velocidade do ar da segunda linha de tubos (à esquerda) e da primeira linha de tubos (ao centro) que entram na câmara de tranquilização e vista lateral (à direita) do perfil de velocidades do ar de um plano central.

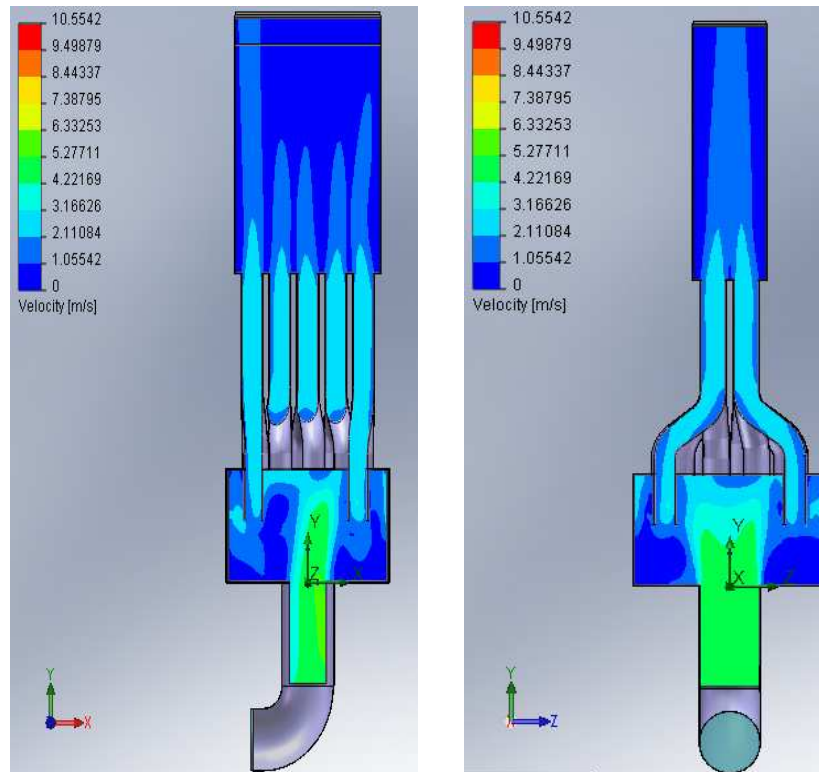


Figura 47: Vista frontal (à esquerda) e vista lateral (à direita) de um *cut plot* do perfil de velocidade no interior do túnel com o tubo posterior ao cotovelo alongado.

Neste modelo também não se colocou a bifurcação por onde será injectado o fumo para dentro do circuito, o que também origina algumas perdas no sistema e nem as duas válvulas que foram projectadas para eliminar parte do caudal gerado pelo ventilador para um *by-pass* e assim atingir os pontos operacionais desejados.

Numa certa altura da simulação computacional, também se testou definir como condição de fronteira de entrada um ventilador, que é uma das várias possibilidades do *software* utilizado. Nesta altura, forneceu-se ao programa os dados da curva característica do ventilador (figura 13) bem como as suas características operacionais (velocidade angular $\omega = 1230 \text{ R.P.M} = 128.8 \text{ rad/s}$). Para se gerar a curva bastou considerar a curva do catálogo do ventilador radial escolhido pela utilização de alguns pontos referentes ao caudal e à pressão estática ($Q[\text{m}^3/\text{s}]$, $P_{\text{est}} [\text{Pa}]$). Porém, utilizando esta condição de fronteira de entrada, não se consegue especificar o caudal que se deseja trabalhar, sendo então inútil para a simulação, uma vez que o projecto define que o caudal deve ser de $0.05 \text{ m}^3/\text{s}$.

6. Conclusões e Trabalho Futuro

O projecto do túnel de vento vertical para ensaio de componentes de caldeiras e esquentadores de água produzidos pela Bosch Termotecnologia mostrou-se desafiador, por se tratar do projecto, desenvolvimento e construção de um equipamento inovador com características singulares. Todo o projecto foi baseado, em síntese, nos valores de pressão, velocidade e temperatura medidos à entrada da chaminé dos esquentadores, que corresponde ao principal componente que se deseja testar e estudar por meio do túnel de vento desenvolvido. Sabe-se que a geometria das chaminés tem influência na eficiência desses aparelhos afectando directamente a combustão e, como tal, que poderemos reduzir o consumo de gás por melhorias na geometria das chaminés.

Inicialmente a ideia foi de desenvolver uma construção com geometria semelhante à dos túneis de vento convencionais. Porém, o resultado que se obteria com uma construção deste género poderia não corresponder ao escoamento existente nos esquentadores, e o custo para se ter tal qualidade seria necessariamente muito elevado.

Projectou-se então uma estrutura cuja ideia-chave foi utilizar um distribuidor, cuja função era distribuir igualmente o caudal gerado por um ventilador por um conjunto de tubos e estes, pelo seu posicionamento à entrada da câmara de tranquilização, distribuir o caudal de forma uniforme por toda a câmara. Na câmara, as turbulências axiais e radiais seriam reduzidas através de redes e de uma colmeia, obtendo-se assim, ao final da área de teste, um escoamento comportado.

A estrutura do túnel de vento foi projectada para ser construída com perfis Bosch, facto que concede à montagem maior flexibilidade, visto que é fácil alterar a posição dos elementos, acrescentar peças e componentes quando se utiliza este tipo de perfil devido à sua facilidade de montagem e grande variedade de elementos de ligação entre os mesmos.

Uma vez com a ideia da geometria do túnel, procedeu-se uma análise da perda de carga do sistema. Com base nestes cálculos, determinou-se a curva característica da instalação e escolheu-se o ventilador radial, modelo D4E133DL01H9 da EBM, para gerar o caudal requisitado.

Foi elaborado na empresa Bosch Termotecnologia um caderno de encargos com todas as especificações de cada elemento do túnel: material, dimensões, espessura de chapa, tipos de conexão, etc. Este caderno de encargos foi enviado a várias empresas para se obter orçamentos para construir o túnel. Porém, faltando menos de um mês para a entrega deste relatório, ainda não havia nenhuma empresa que pudesse cumprir os prazos estipulados no caderno para a construção do equipamento.

Foi realizada então uma simulação computacional no âmbito da mecânica dos fluidos do escoamento interno do túnel de vento. Através das simulações pôde-se verificar que a geometria do distribuidor do caudal deveria mesmo ser cilíndrica, com os tubos da tampa superior prolongados para a zona interna. Verificou-se também que realmente conseguiríamos obter um perfil de velocidades com valores maiores no centro e menores nas zonas laterais, tal como se desejava. Um pequeno ajuste deste perfil de velocidade poderá ser facilmente obtido encurtando as mangueiras que conduzem o caudal na zona central da câmara, fazendo com que nesta se tenha velocidades ligeiramente maiores. A velocidade à saída da câmara de

tranquilização poderá ser ajustada para 1 m/s, medido a entrada das chaminés, através do variador de velocidade do ventilador. Parte do caudal, se necessário, pode ser retirado pelas válvulas e encaminhado para o *by-pass* da instalação. Foi realizado também um refinamento da malha padrão até se atingir uma variação mínima da pressão e velocidade calculada de uma malha para outra, na tentativa de aumentar a fiabilidade da simulação.

O túnel de vento vertical projectado, como já se afirmou, permite o acréscimo fácil de mais elementos. No futuro, pode-se pensar em utilizar uma rede de resistências eléctricas para promover o aquecimento do ar proveniente do ventilador e assim utilizar temperaturas mais elevadas nos testes, o que aproximaria mais a análise do que realmente ocorre no interior dos esquentadores de água. Neste projecto, o material das mangueiras que fazem a conexão do distribuidor aos tubos que conduzem o caudal foi definido para suportar uma variação de temperatura igual a 80°C.

Para o futuro pode-se pensar também em desenvolver um *software* dedicado para fazer o controlo de todos os elementos do túnel de vento (ventilador, máquina de fumo e componentes dos esquentadores) e aquisição de dados dos medidores de temperatura, pressão e velocidade. Outra hipótese seria instalar um sistema para fazer aquisição de imagens dos testes a serem realizados e fazer análise automática dos fluxos envolvidos.

7. Referências

Bell, J.H and Mehta, R.D, Boundary Layer Predictions for Small Low Speed Contractions, AIAA Journal, Vol. 27, No. 3, pg. 372-374, March 1989.

Coelho, Paulo J. S. M., “Escoamento de Fluidos Não-Newtonianos em Torno de um Cilindro”, Tese de Doutorado, FEUP, 2000.

Fox, R. W., Mcdonald, A. T. and Pritchard, P. P., Introdução à Mecânica dos Fluidos, 6ª ed, Editora LTC, 2006.

Giles, Ranald V. – Mecânica de los fluidos e hidráulica. McGraw-Hill, 1975

Incropera, F. P., Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ª ed, México, 1999.

Kreith, F.; Berger, S.A.; et. al. “Fluid Mechanics” Mechanical Engineering Handbook, 1999.

Mehta, R. D. and Bradshaw, P. – Technical Notes - Design rules for small low speed wind tunnels, Aeronautical Journal, November 1979.

Mehta, R. D. – Turbulent Boundary Layer Perturbed by a Screen, AIAA Journal, Vol. 23, No. 9, September 1985.

Rae, W.H. J and Pope A., Low – Speed Wind Tunnel Testing, John Wiley & Sons, 2nd Ed., 1984.

Catálogo do ventilador D4E133Dl01H9, Ebmpapst, Typ: 09500-2-4039, 20/05/2008.

Cátalogo Ebmpapst, 2000.

Catálogo Rexroth, perfis Bosch, ano 2007.

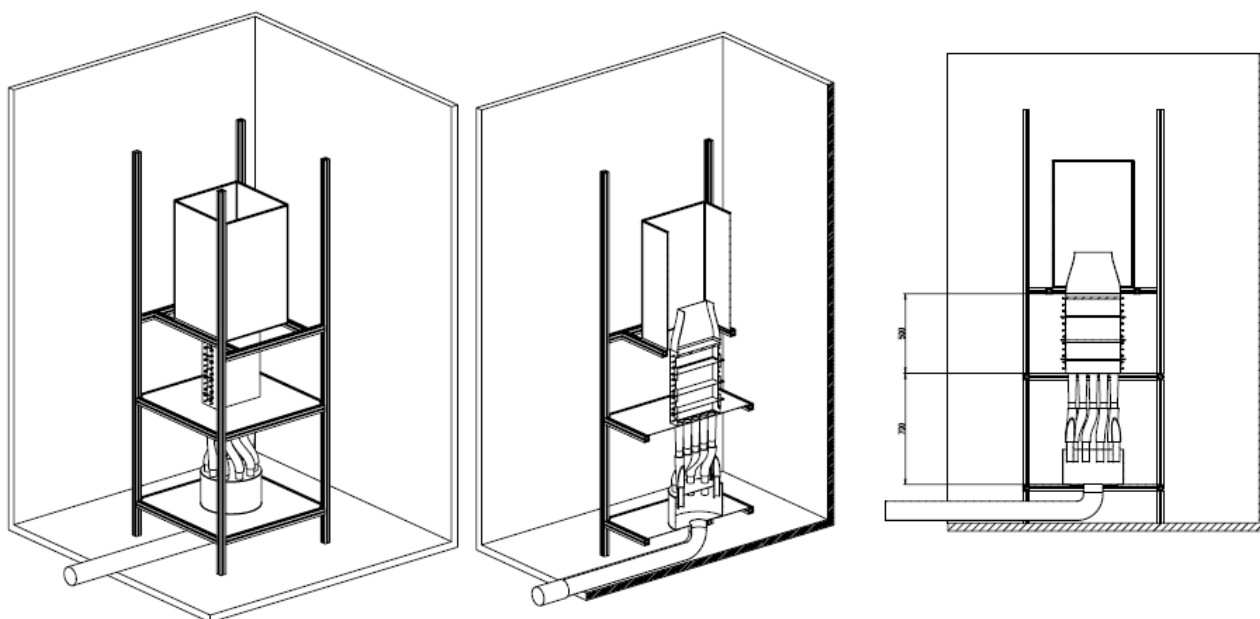
Manual CosmosFloWorks, versão 2007, by SolidWorks®.

Site oficial da Ebm: <http://www.ebmpapst.us>, ano da consulta – 2008.

Site oficial da Testo Portugal: <http://www.testo.com>, ano da consulta – 2008.

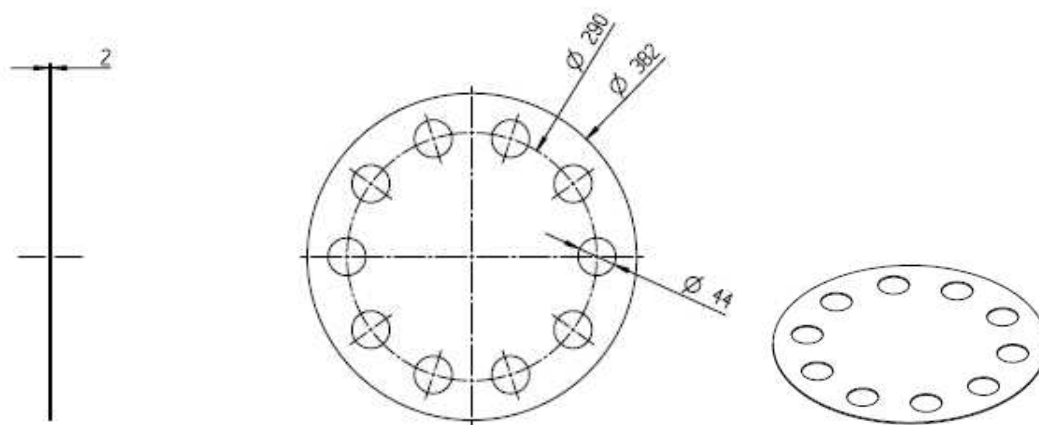
ANEXO A: Desenhos técnicos complementares do caderno de encargos

Conjunto:

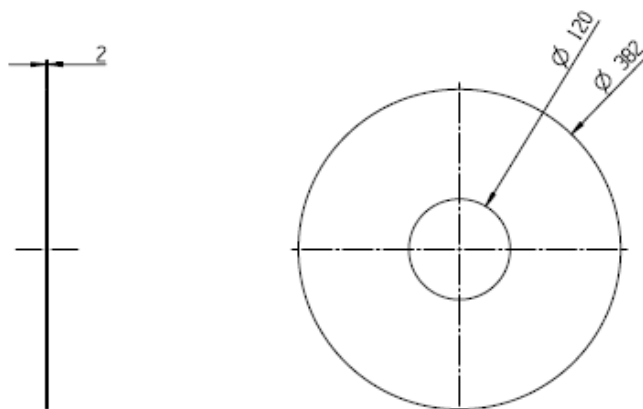


A.1 – Distribuidor

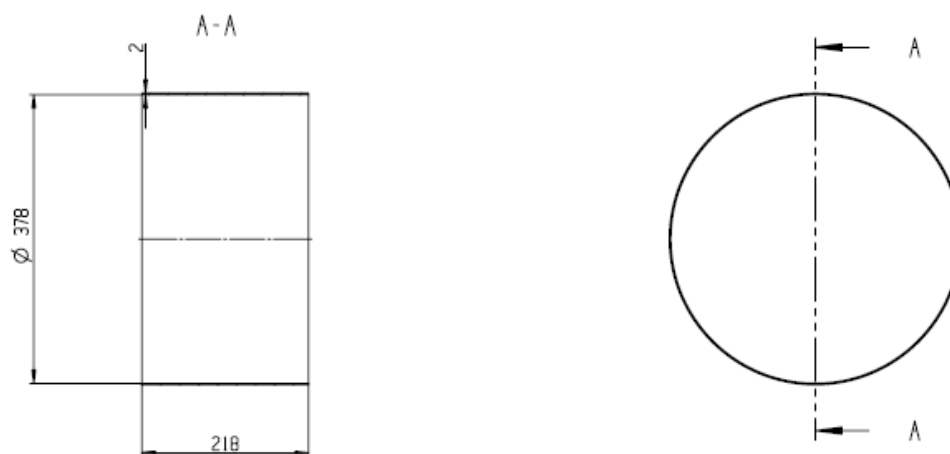
Tampa Superior



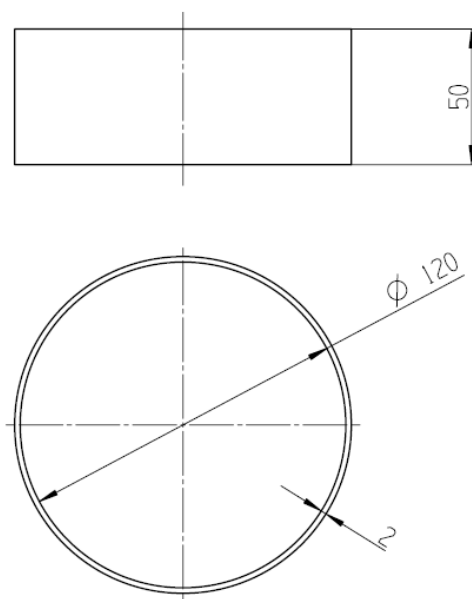
Tampa inferior



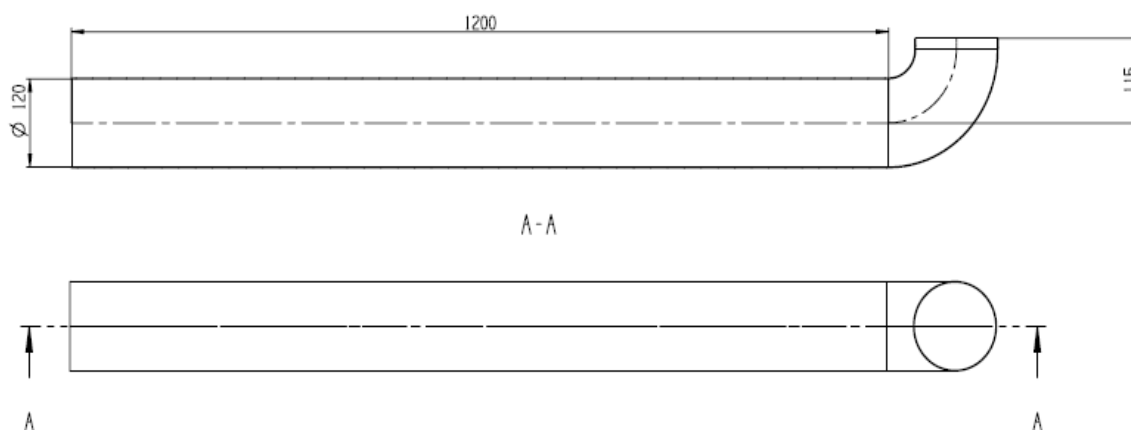
Lateral do distribuidor



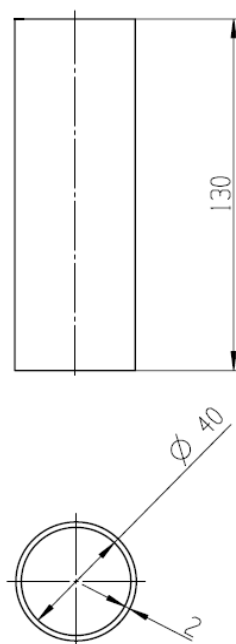
A.2 – Tubo soldado à tampa inferior do distribuidor



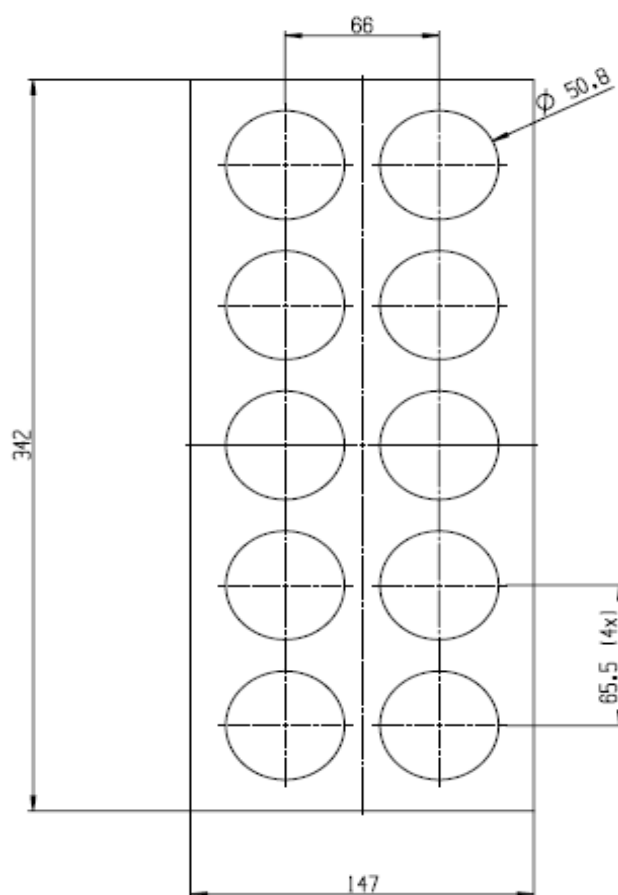
A.3 – Tubo para conexão ao ventilador



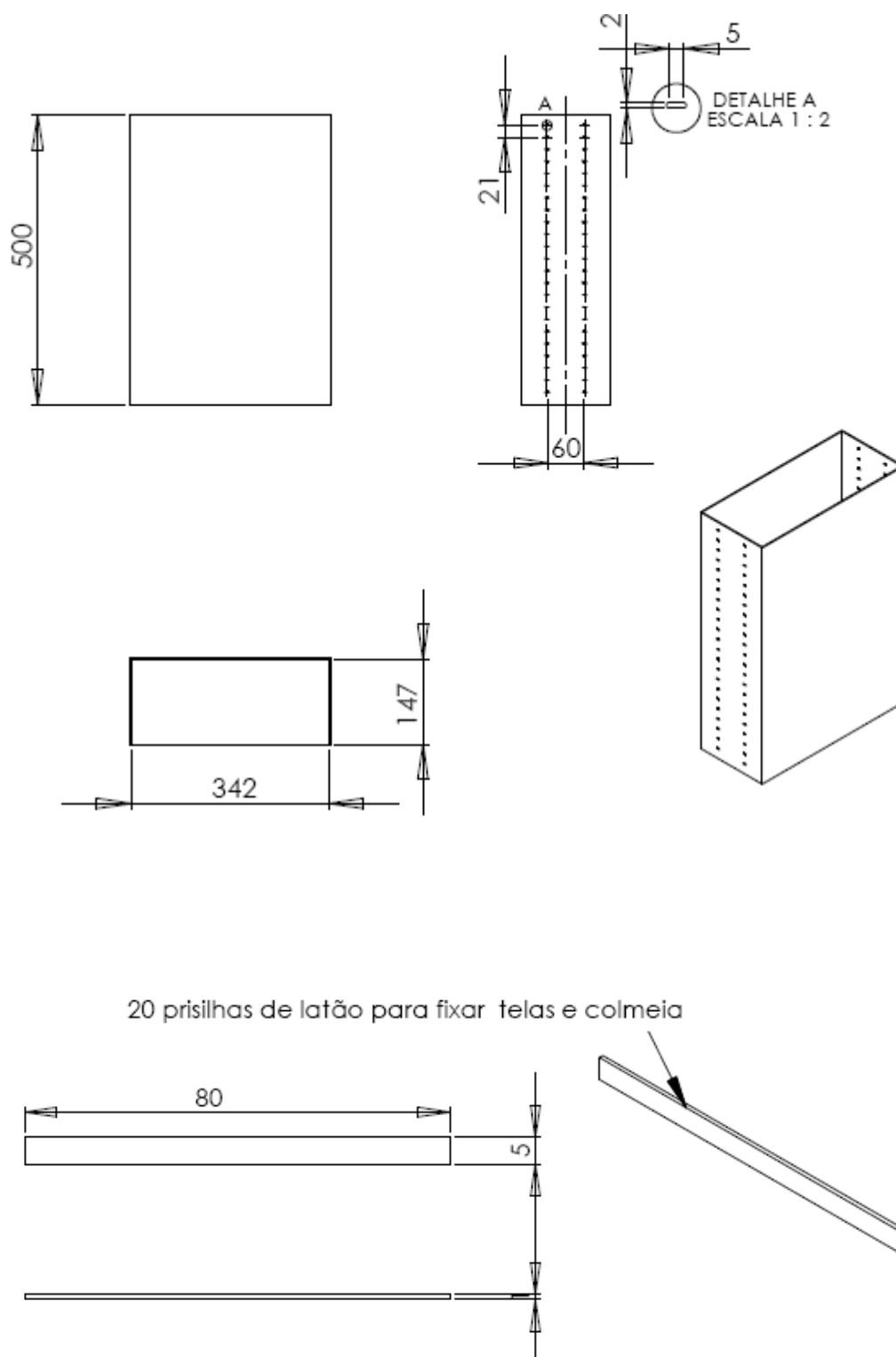
A.4 – Tubos de aço que serão soldados na tampa superior do distribuidor



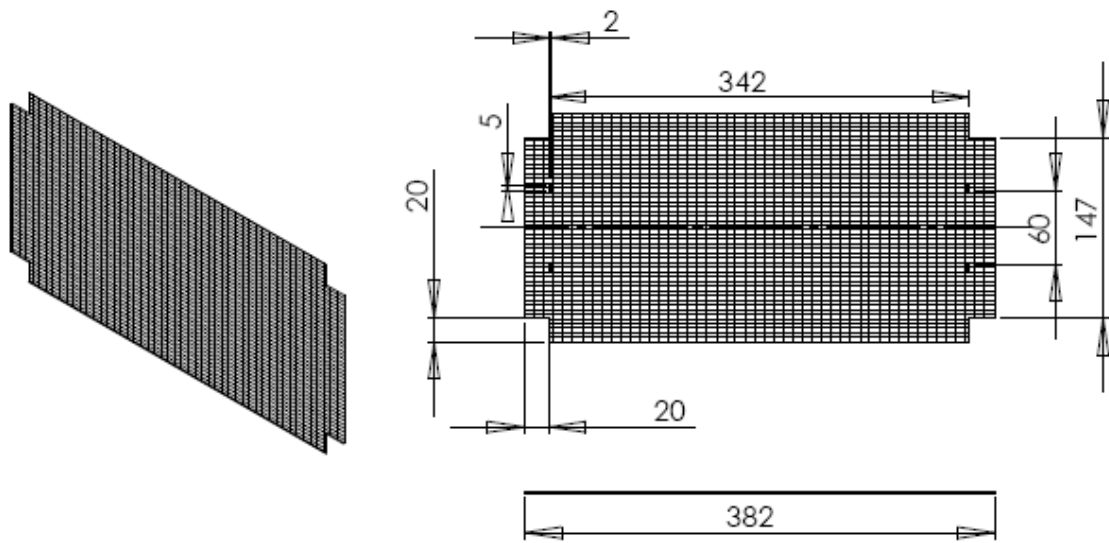
A.5 – Chapa de aço onde os tubos cónicos serão soldados



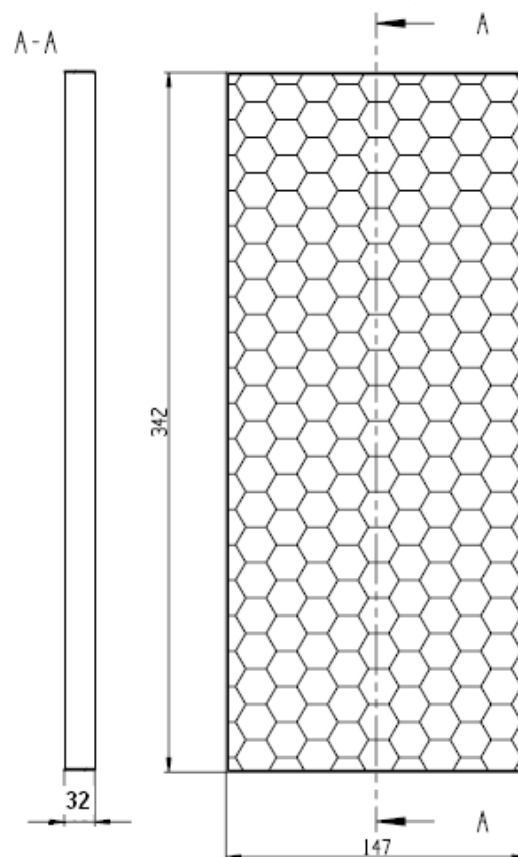
A.6 – Câmara de Tranquilização



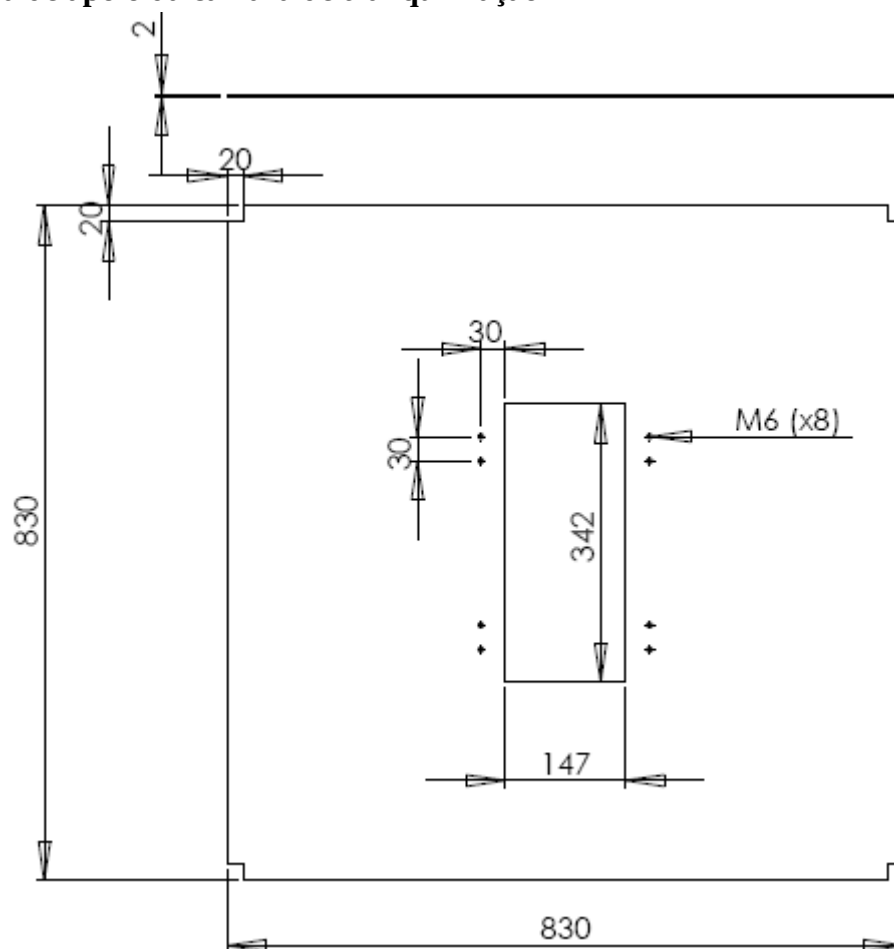
A.7 – Redes



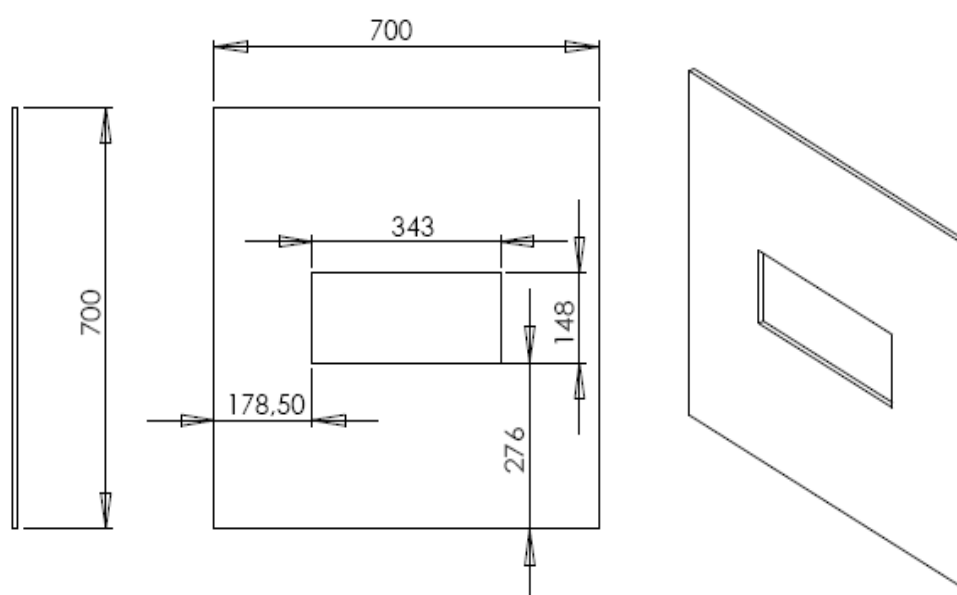
A.8 – Colmeia



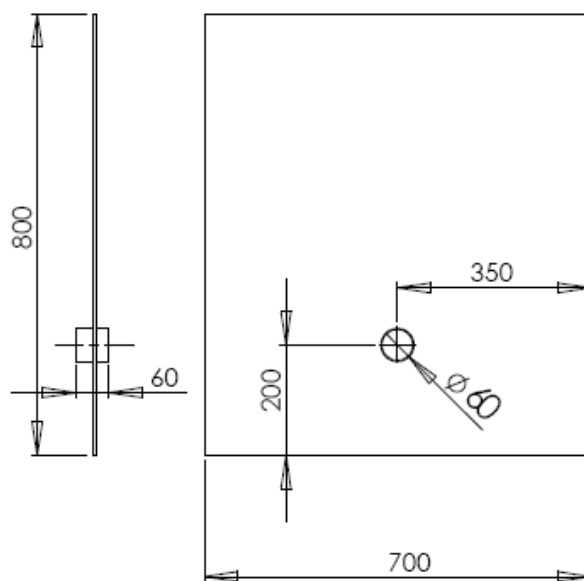
A.9 – Chapa de apoio da câmara de tranquilização



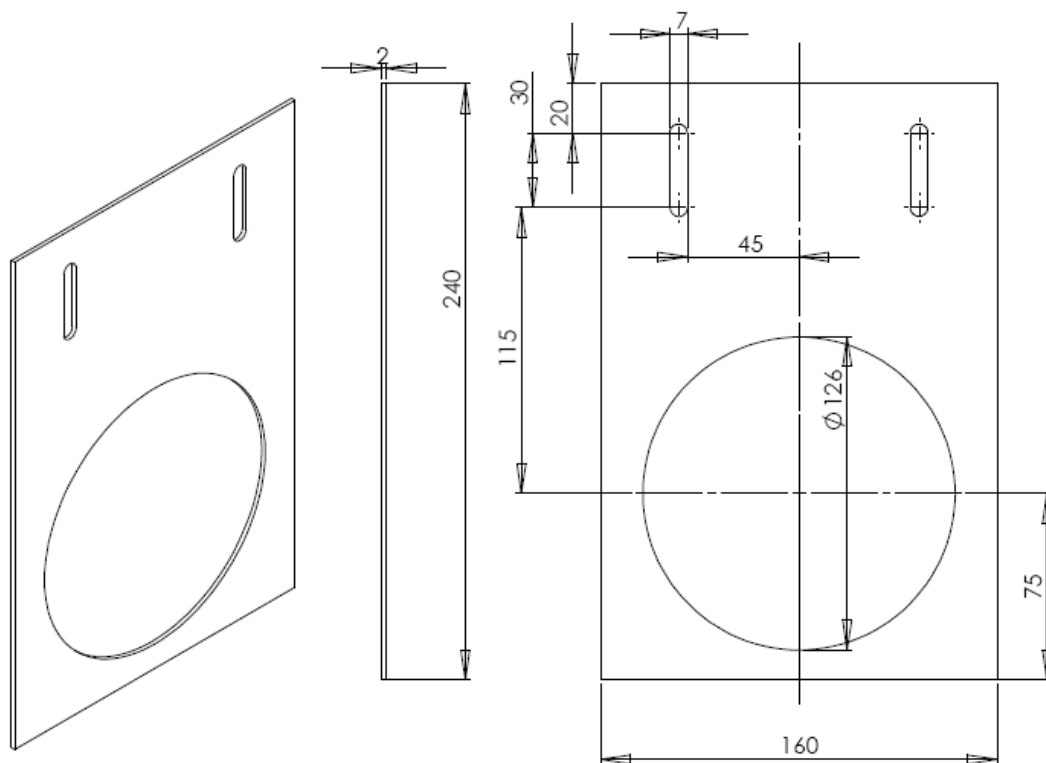
A.10 – Placa inferior de policarbonato da área de teste



A.11 – Placa traseira da área de teste



A.12 – Placa para sustentação da tubagem do ventilador



ANEXO B: Algoritmo utilizado para integração numérica da curva da contracção (Matlab® Code)

```

clear all
clc
close all

y0 = .342/2; % Corresponde a metade da secção
z0 = .147/2;
y1 = .270/2; % Corresponde a metade da altura da secção para a chaminé de 15 litros e
corresponde a 232/2 para a chaminé de 11 litros (menor).
z1 = z0;

a0 = y0*z0; % Área da secção de entrada;
a1 = y1*z1; % Área da secção de saída;

M = 1; % Constantes que modelam a curva da contracção
N = 1;

dx = 0.01; % Adoptado
l = 0.25; % Chute para a distância (x1-x0)
x = 0:dx:l;

y = zeros(1,length(x)); % pré-alocação na memória do vector y com mesmo tamanho que o
vector x

y(1) = y0; % Atribuição do valor do primeiro elemento do vector y;

y(1,end) = y1; % Atribuição do valor do último elemento do vector y;

k1 = length(x); % Valor auxiliar que determina o numero de iterações

xad = zeros(1,length(x)); % x adimensional
xad(1,end) = 1; % Definição do ultimo valor

for i = 2: k1

    xad(i-1) = (x(i-1)-x(1))/(x(1,end)-x(1));

    if xad <= 0.5

        uxuo = ((xad(i-1)^3) * (a0/a1*(6*M-8*N) - 6*M-8*N+16)) + (xad(i-1)^2)* (a0/a1* (-3M
+6*N)+3*M+6*N-12)+1;
        delta = ((uxuo^2) * (y(i-1)^2) / (y0^2))-1;
        ya = -sqrt(delta);
        y(i) = y(i-1) + dx * ya;

    else

```

```

        uxuo = ((1 - xad(i-1)^3) * (a0/a1*(-6*M-8*N+16) + 6*M-8*N)) + (1 - xad(i-1)^2)*
(a0/a1*(3M +6*N-12) - 3*M+6*N)+ a0/a1;
        delta = ((uxuo^2) * (y(i -1) ^2) / (y0^2))-1;
        yb = -sqrt (delta);
        y(i) = y(i -1) + dx * yb;
    end

end

x
plot(x,y)

```

ANEXO C: Tabelas referentes aos parâmetros das diferentes malhas computacionais utilizadas para a simulação no CosmosFloWorks

C.1 Malha original

Entrada

	Min	Max	Average
Pressure [Pa]	101325	101361	101340
Temperature (fluid) [K]	293.2	293.2	293.2
Density [kg/m ³]	1.20374	1.20403	1.20387
Total Pressure [Pa]	101338	101405	101369
Dynamic Pressure [Pa]	12.8515	43.7507	29.0267
Velocity [m/s]	4.62086	8.52514	6.84106

INPUT DATA

Initial Mesh Settings

Automatic Initial Mesh: On
 Result resolution level: 3
 Advanced narrow channel refinement: Off
 Refinement in solid region: Off
 Geometry resolution
 Evaluation of minimum gap size: Automatic
 Evaluation of minimum wall thickness: Automatic

Computational Domain

Size

X min: -0.191382 m
 X max: 0.191382 m
 Y min: -0.195556413 m
 Y max: 1.09628927 m
 Z min: -0.191382 m
 Z max: 0.191382 m

Boundary Conditions

2D plane flow: None
 At X min: Default
 At X max: Default
 At Y min: Default
 At Y max: Default
 At Z min: Default
 At Z max: Default

Physical Features

Heat conduction in solids: Off
 Time dependent: Off
 Gravitational effects: Off
 Flow type: Laminar and Turbulent
 High Mach number flow: Off
 Default roughness: 0 micrometer
 Default wall conditions: Adiabatic wall

Initial Conditions

Thermodynamic parameters
 Static Pressure: 101325 Pa
 Temperature: 293.2 K
 Velocity parameters
 Velocity vector
 Velocity in X direction: 0 m/s

Velocity in Y direction: 0 m/s
Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters
Turbulence intensity and length
Intensity: 2 %
Length: 0.00384 m

Material settings

Fluid type: Gas / Steam
Fluids
Air

Boundary Conditions

Inlet Volume Flow 1
Type: Inlet Volume Flow
Faces: Face <1 >
Coordinate system: Face Coordinate System
Reference Axis: X
Flow parameters
Flow vectors direction: Swirl
Volume flow rate normal to face: 0.05 m³/s
Angular velocity: 128.8 rad/s
Radial velocity: 0 m/s
Thermodynamic parameters
Temperature: 293.2 K
Turbulence parameters
Turbulence intensity and length
Intensity: 20 %
Length: 0.025 m
Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent

Static Pressure 1
Type: Static Pressure
Faces: Face <1 >
Coordinate system: Face Coordinate System
Reference Axis: X
Thermodynamic parameters
Static pressure: 101325 Pa
Temperature: 293.2 K
Turbulence parameters
Turbulence intensity and length
Intensity: 2 %
Length: 0.00384 m
Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent

Goals

Surface goals
SG Volume Flow Rate 2
Type: Surface Goal
Goal type: Volume Flow Rate
Faces: Face <2Extrude14>
Coordinate system: Global Coordinate System
Use in convergence : On
SG Volume Flow Rate 1
Type: Surface Goal
Goal type: Volume Flow Rate
Faces: Face <1Extrude15>
Coordinate system: Global Coordinate System
Use in convergence : On

Calculation control options
Finish Conditions

Finish Conditions: If one is satisfied
 Maximum travels: 4
 Goals convergence
 Analysis interval: 0.5
 Solver Refinement
 Refinement: Disabled
 Results saving
 Save before refinement: On
 Advanced control options
 Flow Freezing
 Flow Freezing Strategy: Disabled

C.2 Malha 1

Entrada

Pressure [Pa] 101319 101359 101335 101335
 Temperature (fluid) [K] 293.2 293.2 293.2 293.2
 Density [kg/m³] 1.20364 1.20407 1.20383 1.20383
 Total Pressure [Pa] 101332 101405 101365 101365
 Dynamic Pressure [Pa] 11.981 46.4464 29.4196 29.4025
 Velocity [m/s] 4.46178 8.78386 6.88062 6.8787

Model: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\continuaçaodistfinal.SLDPRT
 Project Directory: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\4
 Project Name: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\4\4.fwp
 Configuration: projectofinal (3)
 Results File: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\4\4.fld
 Version: COSMOSFloWorks 2007
 File Type FLD
 Iteration 114
 Physical Time 0 s
 CPU time 2727 s
 Cells 180840
 Fluid Cells 116970
 Solid Cells 27357
 Partial Cells 36513
 Irregular Cells 0
 Xmin -0.191382 m
 Xmax 0.191382 m
 Ymin -0.195556413 m
 Ymax 1.09628927 m
 Zmin -0.191382 m
 Zmax 0.191382 m
 High Mach number flow No
 Time-dependent No
 Heat Conduction in Solids No
 Radiation No
 Porous Media No
 Internal Yes
 Gravity No
 Base Mesh Dimensions Nx = 15, Ny = 30, Nz = 15
 Pressure [101298.339 Pa; 101361.904 Pa]
 Velocity [0 m/s; 10.5443205 m/s]
 Temperature [293.177218 K; 293.231598 K]
 Density [1.20347497 kg/m³; 1.20414728 kg/m³]
 Reference Pressure 101325 Pa
 Calculation warnings:
 No warnings

C.3 Malha 5**Entrada**

	Min	Max	Average
Pressure [Pa]	101319	101360	101335
Temperature (fluid) [K]	293.2	293.2	293.2
Density [kg/m ³]	1.20363	1.20409	1.20382
Total Pressure [Pa]	101331	101407	101365
Dynamic Pressure [Pa]	11.8172	47.1519	29.7122
Velocity [m/s]	4.43121	8.85002	6.9116

Mass Flow Rate [kg/s] 0.0601911
 Volume Flow Rate [m³/s] 0.05
 Mass Flow Rate of Air [kg/s] 0.0601911
 Volume Flow Rate of Air [m³/s] 0.05
 Surface Area [m²] 0.0113218
 Uniformity Index [] 0.25552

Saída

Pressure [Pa]	101325	101325	101325	101325
Temperature (fluid) [K]	293.2	293.228	293.223	293.224
Density [kg/m ³]	1.20359	1.20371	1.20361	1.20361
Total Pressure [Pa]	101325	101327	101326	101326
Dynamic Pressure [Pa]	4.90475e-005	2.00177	0.690166	0.938168
Velocity [m/s]	0.00902751	1.8238	0.971732	1.19849

Mass Flow Rate [kg/s] -0.0601903
 Volume Flow Rate [m³/s] -0.0500082
 Mass Flow Rate of Air [kg/s] -0.0601903
 Volume Flow Rate of Air [m³/s] -0.0500082
 Surface Area [m²] 0.0534353
 Uniformity Index [] 0.606421

Model: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\continuaçãodistfinal.SLDPRT
 Project Directory: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\4
 Project Name: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\4\4.fwp
 Configuration: projectofinal (3)
 Results File: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\4\4.fld
 Version: COSMOSFloWorks 2007
 File Type FLD
 Iteration 199
 Physical Time 0 s
 CPU time 33789 s
 Cells 982728
 Fluid Cells 750492
 Solid Cells 112376
 Partial Cells 119860
 Irregular Cells 0
 Xmin -0.191382 m
 Xmax 0.191382 m
 Ymin -0.195556413 m
 Ymax 1.09628927 m
 Zmin -0.191382 m
 Zmax 0.191382 m
 High Mach number flow No
 Time-dependent No
 Heat Conduction in Solids No
 Radiation No
 Porous Media No
 Internal Yes

Gravity No
 Base Mesh Dimensions Nx = 30, Ny = 45, Nz = 30
 Pressure [101298.375 Pa; 101359.712 Pa]
 Velocity [0 m/s; 11.0710277 m/s]
 Temperature [293.173338 K; 293.235632 K]
 Density [1.20342274 kg/m³; 1.20411905 kg/m³]
 Reference Pressure 101325 Pa
 Calculation warnings:
 No warnings

INPUT DATA

Initial Mesh Settings

Automatic Initial Mesh: Off

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X: 30

Number of cells in Y: 45

Number of cells in Z: 30

Control planes

Control planes in X direction

Name	Coordinate	Relative Mesh Step
X min	-0.191382	1
X max	0.191382	1

Control planes in Y direction

Name	Coordinate	Relative Mesh Step
Y min	-0.195556	1
Y max	1.09629	1

Control planes in Z direction

Name	Coordinate	Relative Mesh Step
Z min	-0.191382	1
Z max	0.191382	1

Solid/Fluid Interface

Small solid features refinement level: 0

Curvature refinement level: 1

Curvature refinement criterion: 0.0903706473

Tolerance refinement level: 1

Tolerance refinement criterion: 0.02036 m

Advanced narrow channel refinement: Off

Computational Domain

Size

X min: -0.191382 m

X max: 0.191382 m

Y min: -0.195556413 m

Y max: 1.09628927 m

Z min: -0.191382 m

Z max: 0.191382 m

Boundary Conditions

2D plane flow: None

At X min: Default

At X max: Default

At Y min: Default

At Y max: Default

At Z min: Default

At Z max: Default

Physical Features

Heat conduction in solids: Off
Time dependent: Off
Gravitational effects: Off
Flow type: Laminar and Turbulent
High Mach number flow: Off
Default roughness: 0 micrometer
Default wall conditions: Adiabatic wall

Initial Conditions

Thermodynamic parameters
Static Pressure: 101325 Pa
Temperature: 293.2 K
Velocity parameters
Velocity vector
Velocity in X direction: 0 m/s
Velocity in Y direction: 0 m/s
Velocity in Z direction: 0 m/s
Turbulence parameters
Turbulence intensity and length
Intensity: 2 %
Length: 0.00384 m

Material settings

Fluid type: Gas / Steam

Fluids

Air

Boundary Conditions

Static Pressure 1

Type: Static Pressure
Faces: Face <1 >
Coordinate system: Face Coordinate System
Reference Axis: X
Thermodynamic parameters
Static pressure: 101325 Pa
Temperature: 293.2 K
Turbulence parameters
Turbulence intensity and length
Intensity: 2 %
Length: 0.00384 m
Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent

Inlet Volume Flow 1

Type: Inlet Volume Flow
Faces: Face <1 >
Coordinate system: Face Coordinate System
Reference Axis: X
Flow parameters
Flow vectors direction: Swirl
Volume flow rate normal to face: 0.05 m³/s
Angular velocity: 128.8 rad/s
Radial velocity: 0 m/s
Thermodynamic parameters
Temperature: 293.2 K

Turbulence parameters
Turbulence intensity and length
Intensity: 20 %
Length: 0.025 m
Boundary layer parameters
Boundary layer type: Turbulent

Goals

Surface goals
SG Volume Flow Rate 2
Type: Surface Goal
Goal type: Volume Flow Rate
Faces: Face <2Extrude14>
Coordinate system: Global Coordinate System
Use in convergence : On
SG Volume Flow Rate 1
Type: Surface Goal
Goal type: Volume Flow Rate
Faces: Face <1Extrude15>
Coordinate system: Global Coordinate System
Use in convergence : On

Calculation control options

Finish Conditions
Finish Conditions: If one is satisfied
Maximum travels: 4
Goals convergence
Analysis interval: 0.5
Solver Refinement
Refinement level: 1
Refinement criterion: 1.5
Unrefinement criterion: 0.15
Adaptive refinement in fluid: On
Use global parameter variation: Off
Approximate maximum cells: 1650000
Refinement strategy: Tabular refinement
Units: Travels
Relaxation interval: 0.2
Results saving
Save before refinement: On
Advanced control options
Flow Freezing
Flow Freezing Strategy: Disabled

C.4 Distribuidor Conico

entrada
Pressure [Pa] 101324 101331 101329 101329
Temperature (fluid) [K] 293.2 293.2 293.2 293.2
Density [kg/m^3] 1.20369 1.20378 1.20375 1.20375
Total Pressure [Pa] 101336 101343 101340 101340
Dynamic Pressure [Pa] 11.1408 11.1416 11.1413 11.1413
Velocity [m/s] 4.30244 4.30244 4.30244 4.30244

saida

Pressure [Pa] 101325 101325 101325 101325
 Temperature (fluid) [K] 293.203 293.207 293.206 293.206
 Density [kg/m³] 1.20368 1.20369 1.20368 1.20368
 Total Pressure [Pa] 101326 101332 101329 101329
 Dynamic Pressure [Pa] 0.52503 6.60494 4.04507 4.32208
 Velocity [m/s] 0.93401 3.31278 2.55214 2.6503

Model: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\distribuidor conico.SLDPRT
 Project Directory: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\2
 Project Name: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\2\2.fwp
 Configuration: distribuidor conico
 Results File: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\2\2.fld
 Version: COSMOSFloWorks 2007
 File Type FLD
 Iteration 159
 Physical Time 0 s
 CPU time 9353 s
 Cells 498074
 Fluid Cells 322675
 Solid Cells 89463
 Partial Cells 85936
 Irregular Cells 0
 Xmin -0.0172275649 m
 Xmax 0.364578188 m
 Ymin 0.0131813162 m
 Ymax 0.420406412 m
 Zmin -0.190902876 m
 Zmax 0.190902876 m
 High Mach number flow No
 Time-dependent No
 Heat Conduction in Solids No
 Radiation No
 Porous Media No
 Internal Yes
 Gravity No
 Base Mesh Dimensions Nx = 25, Ny = 40, Nz = 25
 Pressure [101311.635 Pa; 101346.253 Pa]
 Velocity [0 m/s; 4.88849886 m/s]
 Temperature [293.198282 K; 293.210541 K]
 Density [1.20351586 kg/m³; 1.2039269 kg/m³]
 Reference Pressure 101325 Pa
 Calculation warnings:
 No warnings

C.5 Distribuidor Cilíndrico

Entrada

Pressure [Pa] 101335 101336 101335 101335
 Temperature (fluid) [K] 293.2 293.2 293.2 293.2
 Density [kg/m³] 1.20382 1.20383 1.20383 1.20383
 Total Pressure [Pa] 101346 101347 101347 101347
 Dynamic Pressure [Pa] 11.8905 11.8905 11.8905 11.8905
 Velocity [m/s] 4.44461 4.44461 4.44461 4.44461

Mass Flow Rate [kg/s] 0.0601913
 Volume Flow Rate [m³/s] 0.05
 Mass Flow Rate of Air [kg/s] 0.0601913
 Volume Flow Rate of Air [m³/s] 0.05
 Surface Area [m²] 0.0131204
 Uniformity Index [] 1

Saída

Pressure [Pa] 101325 101325 101325 101325

Temperature (fluid) [K] 293.204 293.208 293.206 293.206
 Density [kg/m³] 1.20367 1.20369 1.20368 1.20368
 Total Pressure [Pa] 101325 101333 101329 101330
 Dynamic Pressure [Pa] 0.147091 8.16966 3.94932 4.6161
 Velocity [m/s] 0.494371 3.68434 2.45204 2.69491

Mass Flow Rate [kg/s] -0.0601913
 Volume Flow Rate [m³/s] -0.050006
 Mass Flow Rate of Air [kg/s] -0.0601913
 Volume Flow Rate of Air [m³/s] -0.050006
 Surface Area [m²] 0.0242516
 Uniformity Index [] 0.731546

Model: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\distribuidor final.SLDPR
 Project Directory: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\5
 Project Name: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\5\5.fwp
 Configuration: distribuidor final (2)
 Results File: C:\Users\TPB\Desktop\BOSCH\solidworks\new concept\5\5.fld
 Version: COSMOSFloWorks 2007
 File Type FLD
 Iteration 83
 Physical Time 0 s
 CPU time 1379 s
 Cells 70154
 Fluid Cells 41931
 Solid Cells 8013
 Partial Cells 20210
 Irregular Cells 0
 Xmin -0.191382 m
 Xmax 0.191382 m
 Ymin -0.030281 m
 Ymax 0.251281 m
 Zmin -0.191382 m
 Zmax 0.191382 m
 High Mach number flow No
 Time-dependent No
 Heat Conduction in Solids No
 Radiation No
 Porous Media No
 Internal Yes
 Gravity No
 Base Mesh Dimensions Nx = 18, Ny = 14, Nz = 18
 Pressure [101316.754 Pa; 101346.183 Pa]
 Velocity [0 m/s; 4.86806791 m/s]
 Temperature [293.198506 K; 293.211149 K]
 Density [1.20357445 kg/m³; 1.20391632 kg/m³]
 Reference Pressure 101325 Pa
 Calculation warnings:
 No warnings

ANEXO D: Catálogo do ventilador radial escolhido

AC centrifugal blower

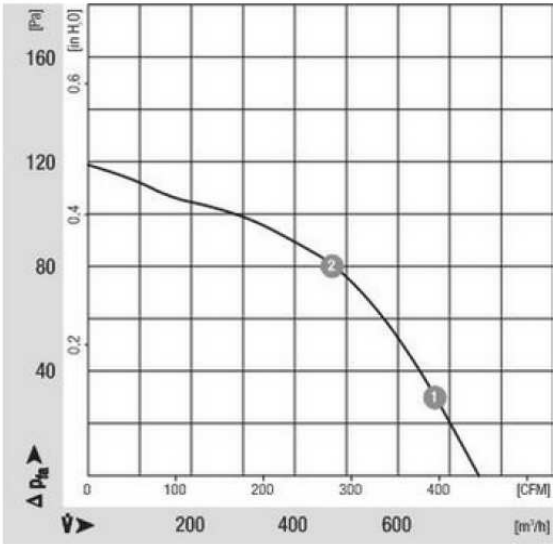
Dual inlet, forward curved



- General description: Without flange
- Impeller material: PA plastic
- Housing material: Sendzimir galvanized sheet steel

Nominal data		Voltage	Frequency	Air flow	Speed	Power consumption	Current draw	Capacitor capacity	Sound pressure level	Operative range 50Hz	Ambient temperature 50Hz	Weight
Type	Motor	1~ VAC	Hz	m³/h	1/min	W	A	uF/V	dB(A)	Pa	°C	kg
D4E133DL01H9	M4E068CF	230	50	760	1230	75	0.34	2.0 / 450	55	0 .. 120	-25 .. 70	3.8
Subject to modification												

Characteristic: Pressure over air flow at 50Hz						n [1/min]	P ₁ [W]	I [A]	LpA [dBA]	ntL [%]
--	--	--	--	--	--	--------------	-----------------------	----------	--------------	------------

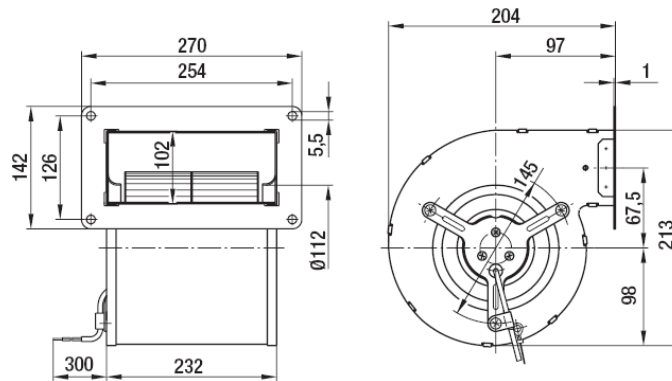


1	1280	67	0,30	--	--
2	1370	58	0,27	--	--

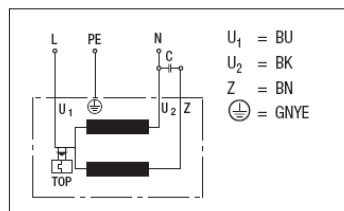
AC centrifugal blower

Dual inlet, forward curved

Specific drawing



Connection illustration



Technical description

- **General description:** Without flange
- **Housing material:** Sendzimir galvanized sheet steel
- **Bearings:** Maintenance-free ball bearings
- **Electrical connection:** Brass lead tips
- **Guideline:** EN 60335-1, CE
- **Insulation class:** "B"
- **System of protection:** IP 44
- **Impeller material:** PA plastic
- **Design:** SAL motor mounted on one side using brackets
- **Direction of rotation:** Clockwise, seen on rotor
- **Cable layout:** Variable
- **Operating mode:** Continuous operation (S1)
- **Protection class:** I
- **Motor protection:** TOP wired internally

Contact

ebm-papst Mulfingen GmbH & Co. KG
 Bachmühle 2
 D-74673 Mulfingen
 Phone +49 (0) 79 38 / 81-0
 Fax +49 (0) 79 38 / 81-110
 info1@de.ebmpapst.com
 www.ebmpapst.com