



FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS
E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA

Optimização aerodinâmica da forma da carroçaria de um veículo automóvel protótipo para competir na Shell Eco-Marathon Europe 2014

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

Autor

José Miguel Soares de Oliveira

Orientador

Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira

Júri

Presidente	Professor Doutor Almerindo Domingues Ferreira Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira
Vogais	Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra Professor Doutor António Manuel Gameiro Lopes Professor Auxiliar da Universidade de Coimbra

Coimbra, Janeiro, 2013

À família e amigos

Agradecimentos

Pretendo aqui deixar o meu sincero agradecimento a todos os que contribuíram directa ou indirectamente para a realização deste trabalho.

Ao Professor Doutor Pedro de Figueiredo Vieira Carvalheira, pelo desafio proposto, por todas as competências indispensáveis à realização deste trabalho que me transmitiu e pela disponibilidade e colaboração demonstradas ao longo de todas as fases do mesmo.

Ao companheiro de laboratório ao longo destes meses, Eng. António Liberato, pelo apoio e trocas de opinião.

Aos meus amigos, pela amizade, convívio e companheirismo com que sempre contei e posso contar.

A todos os familiares, independentemente de estarem perto ou longe nunca deixaram de me apoiar.

Por último, um agradecimento especial aos meus pais, por sempre me terem apoiado, fazendo todos os esforços para que nada faltasse no meu percurso académico, à minha irmã pelo acompanhamento, amizade e companheirismo e às minhas avós que sempre acreditaram nas minhas capacidades.

Resumo

A motivação para este trabalho consiste em efectuar o estudo aerodinâmico e otimizar a forma da carroçaria de um veículo automóvel protótipo para participar na competição de eficiência energética Shell Eco-marathon Europe 2014.

O primeiro passo é realizar a pesquisa bibliográfica sobre os métodos de optimização aerodinâmica de veículos deste tipo, e sobre métodos matemáticos para gerar a forma destas superfícies de modo paramétrico.

O estudo prossegue com a definição da geometria que será ocupada por todos os componentes necessários ao funcionamento do veículo e pelo piloto, respeitando o regulamento da competição. A fase seguinte consiste em definir a forma da carroçaria, que obrigatoriamente terá de conter no seu interior o volume anteriormente definido.

O objectivo deste trabalho é efectuar o estudo paramétrico da influência de variáveis geométricas da carroçaria e de escoamento importantes nos coeficientes de força e de momento aerodinâmicos da carroçaria, utilizando *software* comercial de mecânica dos fluidos computacional. Os parâmetros do escoamento incidente a serem estudados são o ângulo de “yaw” e o número de Reynolds. As variáveis geométricas estudadas foram a distância mínima da carroçaria ao solo, a altura do nariz da carroçaria ao solo, a forma da linha de camber da carroçaria e o seu camber máximo, a distribuição de espessura do perfil lateral da carroçaria, a distribuição de espessura do perfil em planta da carroçaria e a sua espessura relativa, as coordenadas do bordo de ataque, a evolução da forma do perfil, do comprimento da corda, da espessura relativa, do camber máximo e respectiva localização em fracção do comprimento da corda e do ângulo de convergência das carenagens das rodas com a altura ao solo.

Palavras-chave: Veículo protótipo, Aerodinâmica, Eficiência energética, Simulação numérica, Arrasto aerodinâmico.

Abstract

The motivation for this work is to carry out the aerodynamic study and optimize the shape of the bodywork of a prototype vehicle, to participate in the energy efficiency competition Shell Eco-marathon Europe 2014.

The first step is to perform a literature search on methods of optimizing aerodynamics of vehicles of this type, and on mathematical methods for generating the shape of these surfaces in a parametric mode.

The study goes on to define the geometry that will be occupied by all components required to operate the vehicle and the driver, complying with the competition rules. The next step is to define the shape of the bodywork, which necessarily must contain in its interior, the previously defined volume.

The aim of this work is to perform the parametric study of the influence of geometric variables of the body and flow, important in the aerodynamic force and torque coefficients of the body, using commercial software of computational fluid mechanics. The flow parameters to be studied are the incident yaw angle and the Reynolds number. The geometric variables studied are the minimum distance from the body to the ground, the shape of the camber line of the main body of the vehicle and its maximum camber, the thickness distribution of the lateral profile of the main body of the vehicle, the thickness distribution and relative thickness of the plan view of the bodywork, the coordinates of the leading edge, the evolution of the shape of the profile, the chord length, the relative thickness, the maximum camber and its location as a fraction of the chord length and the angle of convergence of the wheel fairings with the ground height of the profile.

Keywords Prototype vehicle, Aerodynamics, Energy efficiency, Numerical simulation, Aerodynamic drag.

Índice

Índice de Figuras	vi
Índice de Tabelas	viii
Simbologia e Siglas	ix
Simbologia.....	ix
Símbolos Gregos	x
Siglas	x
1. Introdução.....	1
1.1. Enquadramento	1
1.2. Revisão Bibliográfica	2
2. Fundamentos Teóricos.....	3
2.1. Atrito viscoso	3
2.2. Arrasto de pressão.....	5
2.2.1. Separação do escoamento.....	7
2.2.2. Arrasto induzido	8
2.2.3. Arrasto por interferência.....	8
2.2.4. Perda de pressão da camada limite.....	9
2.3. Outras forças e momentos aerodinâmicos	9
3. Projecto do Veículo	11
3.1. Premissas do projecto	11
3.2. Geometria do corpo principal	13
3.3. Geometria da carenagem da roda traseira	19
3.4. Geometria das carenagens das rodas da frente	21
3.5. Simulação numérica.....	22
3.5.1. Criação do domínio de cálculo	23
3.5.2. Criação da malha	25
3.5.3. Definições do CFX-Pre	31
3.5.4. CFX-Solver.....	32
4. Apresentação e Análise de Resultados	34
5. Conclusões.....	48
6. Referências Bibliográficas.....	50
7. Anexo A.....	51
8. Anexo B.....	59

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 – Tensões tangenciais ao longo de um corpo alar (Santin <i>et al.</i> , 2007).....	3
Figura 2 – Camada limite em escoamento laminar e escoamento turbulento (Santin <i>et al.</i> , 2007).....	4
Figura 3 – Escoamento laminar e escoamento turbulento (Katz, 1995).....	4
Figura 4 – Transição da camada limite de laminar para turbulento (Santin <i>et al.</i> , 2007).	5
Figura 5 – Distribuição de pressão em torno de um corpo (Santin <i>et al.</i> , 2007).....	6
Figura 6 – Diagrama de pressão ao longo das superfícies superior e inferior de um veículo (Katz, 1995).....	7
Figura 7 – Escoamento colado e escoamento descolado (Santin <i>et al.</i> , 2007).....	8
Figura 8 – Ângulos e velocidades típicos do escoamento em pista (Santin <i>et al.</i> , 2007).....	9
Figura 9 – Eco Veículo XC20i.	11
Figura 10 – Desenho esquemático do chassis e piloto.	12
Figura 11 – Sistema de eixos ligado ao veículo	13
Figura 12 – Comparação do C_p entre os perfis NACA 63-021 e NACA 64-021.	14
Figura 13 – Desenho do perfil NACA 63-021 modificado.	15
Figura 14 – Perfil NACA 67-015 (Abbot e von Doenhoff, 1959).	15
Figura 15 – Perfil NACA 67-015 com alteração de espessura na traseira.	16
Figura 16 – Forma de Morelli	17
Figura 17 – Forma e equação da linha de camber.	17
Figura 18 – Dimensionamento da vista de perfil do corpo principal.	18
Figura 19 – Secções do corpo principal.	19
Figura 20 – Perfil NACA 0012 (Abbot e von Doenhoff, 1959).....	19
Figura 21 – Dimensionamento das secções da carenagem da roda traseira.	20
Figura 22 – Espessura relativa óptima em função do número de Reynolds, gerando menos arrasto de perfil quando se faz a carenagem de uma dada área frontal.	20
Figura 23 – Secções da carenagem da roda traseira.	21
Figura 24 – Dimensionamento das secções das carenagens das rodas da frente.....	22
Figura 25 – Interface gráfico do <i>Workbench</i>	23
Figura 26 – Domínio de cálculo tendo sido extraído o volume do veículo ao volume de ar.	24

Figura 27 – Exemplo de malha criada somente com configurações de dimensionamento gerais.	26
Figura 28 – Pormenor da malha na traseira do veículo com dimensionamento das faces do veículo.	28
Figura 29 – Pormenor em corte da <i>Inflation Layer</i> em torno do veículo.	30
Figura 30 – Monitor de resíduos das iterações do CFX-Solver.	33
Figura 31 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$ e $F_{x,p}$ com a distância do primeiro nó à superfície.	36
Figura 32 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 240 mm.	37
Figura 33 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 250 mm.	38
Figura 34 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 260 mm.	38
Figura 35 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_z com a altura do nariz ao solo.	39
Figura 36 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 295 mm.	40
Figura 37 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 295 mm, camber máximo 0,030.	41
Figura 38 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_z com o camber máximo.	42
Figura 39 – Variação de pressão na superfície do veículo após ajuste na linha de camber.	42
Figura 40 – Variação de pressão na superfície do veículo e linhas de corrente em torno da superfície.	44
Figura 41 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_y com o ângulo de “yaw”.	45
Figura 42 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_z com o ângulo de “yaw”.	45
Figura 43 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e C_x com a velocidade do escoamento incidente.	46

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Raio de viragem mínimo e ângulo de viragem da roda interior à curva em função do ano da prova	11
Tabela 2 – Dimensionamento geral da malha no ANSYS Meshing.	26
Tabela 3 – Dimensionamento da superfície do corpo principal.	27
Tabela 4 – Dimensionamento da superfície das rodas e/ou carenagens.	27
Tabela 5 – Parâmetros de criação da <i>Inflation Layer</i>	30
Tabela 6 – Resultados do CFX para primeira a forma do veículo (corpo sem rodas).	34
Tabela 7 – Resultados do CFX para a primeira forma do veículo.	35
Tabela 8 – Valores usados no estudo da influência do Y^+	35
Tabela 9 – Alteração das forças segundo x e z com a variação da altura do nariz.	37
Tabela 10 – Valor das forças segundo x e z com altura do nariz igual a 295 mm.	39
Tabela 11 – Valores das forças segundo x e z variando o camber máximo.	40
Tabela 12 – Efeito da introdução das carenagens das rodas nas forças segundo x e z	43
Tabela 13 – Comparação entre o C_x e A_f de veículos participantes na Shell Eco-Marathon	47
Tabela 14 – Comparação de C_x x A_f de veículos participantes na Shell Eco-Marathon	47

SIMBOLOGIA E SIGLAS

Simbologia

A_f – Área frontal

A_w – Área molhada

c – Comprimento do veículo

C_p – Coeficiente de pressão

C_x – Coeficiente da força aerodinâmica segundo o eixo dos xx

C_y – Coeficiente da força aerodinâmica segundo o eixo dos yy

C_z – Coeficiente da força aerodinâmica segundo o eixo dos zz

D – Força de arrasto aerodinâmico

F – Força

F_x – Força segundo o eixo dos xx

$F_{x,v}$ – Força segundo o eixo dos xx de origem viscosa

$F_{x,p}$ – Força segundo o eixo dos xx devido à pressão

F_y – Força segundo o eixo dos yy

F_z – Força segundo o eixo dos zz

l – Comprimento

L – Distância entre eixos

M_x – Momento aerodinâmico em torno do eixo dos xx

M_y – Momento aerodinâmico em torno do eixo dos yy

M_z – Momento aerodinâmico em torno do eixo dos zz

p – Pressão

Re – Número de Reynolds

T – Temperatura

V – Velocidade

V_∞ – Velocidade do escoamento

u^* – Velocidade de atrito

Y^+ – Parâmetro adimensional que avalia a distância do primeiro nó à parede

Símbolos Gregos

α – Ângulo de inclinação do corpo principal

β – Ângulo de “yaw” do escoamento incidente

μ – Viscosidade dinâmica

ρ – Massa volúmica

Siglas

CFD – Computational Fluid Dynamics

NACA – National Advisory Committee for Aeronautics

SST – Shear Stress Transport

1. INTRODUÇÃO

1.1. Enquadramento

A aerodinâmica é a área da mecânica de fluidos que estuda o movimento de fluidos gasosos e as forças que estes exercem em torno de objectos sólidos. Em 1804, Sir George Cayley descreveu a forma aerodinâmica ideal como um corpo oblongo-esférico, sendo este princípio aplicado na aviação e mais tarde na indústria automóvel.

No início do século XX começaram a ser desenhados os primeiros automóveis com formas aerodinâmicas, de forma a bater recordes de velocidade, sendo também efectuados alguns estudos em automóveis comerciais, que não tiveram grande sucesso devido às suas formas pouco tradicionais. Na década de 70, devido à crise petrolífera, houve necessidade de apostar na diminuição do consumo de combustível dos veículos, sendo esta aposta cada vez mais importante, devido ao elevado preço dos combustíveis como também à crescente preocupação ambiental.

O alvo de estudo deste trabalho é um veículo automóvel protótipo, destinado a participar na Shell Eco-Marathon Europe 2014, inserido no projecto Eco Veículo. Pretender-se estudar a forma da carroçaria que minimize o consumo de combustível, através da diminuição da força de arrasto aerodinâmico.

No projecto aerodinâmico da carroçaria de um veículo deste tipo é peremptório ter em conta as limitações impostas na geometria, uma vez que terá de conter todos os componentes necessários ao seu funcionamento, bem como o volume ocupado pelo piloto e o seu equipamento, cumprindo as regulamentações impostas pela prova. A carroçaria deve ter volume, área frontal e área lateral tão reduzidos quanto possível, otimizando as variáveis geométricas através do estudo dos seus efeitos nas forças e momentos produzidos pelo escoamento do fluido. Para este estudo é utilizado um *software* comercial de CFD.

1.2. Revisão Bibliográfica

Este trabalho teve como objectivo o desenvolvimento aerodinâmico de um veículo protótipo. A primeira fase consistiu no estudo do comportamento dos fluidos em torno de superfícies, dado que sem essas bases não seria possível compreender os resultados que se iriam obter, nem proceder às alterações necessárias à melhoria do desempenho aerodinâmico. Para desenvolver esta sensibilidade foram estudados os capítulos correspondentes ao escoamento em torno de placas planas e corpos imersos em fluidos, de livros como White (1998), Oliveira e Lopes (2006) e Hoerner (1965). Esta consulta permitiu compreender conceitos de comportamento de fluidos, sem os quais teria sido impossível a selecção das formas do veículo.

O desenvolvimento de veículos de alta eficiência energética tem sido bastante impulsionado pela prova Shell Eco-Marathon. A equipa detentora do recorde mundial de 5385 km, com o equivalente a um litro de gasolina, publicou uma descrição dos passos de desenvolvimento do veículo que possui um C_x de 0,075. Assim sendo, Santin *et al.* (2007) permitiu criar uma percepção dos pontos que devem ser estudados, de modo a que o desenvolvimento aerodinâmico obtenha resultados de acordo com os actuais detentores do record e melhorar aspectos que possam não ter sido aprofundados. Para o desenvolvimento de componentes específicos do corpo do veículo foram ainda consultados livros acerca do projecto de componentes de aviões e outros veículos de alta eficiência energética, como Tamai (1999), Torenbeek (1982) e Katz (1995).

Ao realizar as simulações no programa de CFD foi necessário aprofundar conhecimentos sobre camada limite, sendo que Schlichting (2004) permitiu essa compreensão do comportamento dos fluidos na camada limite, o que levou à selecção de modelos adequados e Câmara (2010) permitiu compreender as bases na criação do domínio de cálculo.

2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Neste ponto são apresentados de forma sucinta os principais conceitos de mecânica de fluidos e de aerodinâmica de veículos necessários à realização deste trabalho.

Quando um veículo está em movimento sofre a influência de forças aerodinâmicas, causadas pelo escoamento de ar em torno da sua superfície, que actuam em cada uma das áreas elementares da sua superfície. A resultante destas forças pode ser decomposta em três componentes segundo cada um dos eixos x , y e z e origina um momento em torno de cada um dos eixos x , y e z . A força que actua em cada um dos pontos da superfície tem uma componente devida à tensão tangencial viscosa e outra devida à pressão.

2.1. Atrito viscoso

Um fluido possui duas propriedades relevantes para o estudo do seu escoamento em torno de um veículo, a viscosidade dinâmica μ e a massa volúmica ρ . Na superfície de um corpo, devido à viscosidade do fluido, a velocidade relativa do fluido é sempre zero, uma vez que não há escorregamento, o que vai gerar fricção entre o fluido e a superfície do corpo. Na Figura 1 pode-se observar as tensões tangenciais que actuam na superfície de um corpo alar.



Figura 1 – Tensões tangenciais ao longo de um corpo alar (Santin *et al.*, 2007).

Em torno da superfície do corpo há uma zona denominada camada limite, na qual a velocidade do fluido tem um valor crescente à medida que se afasta da superfície, até atingir a espessura máxima da camada limite δ para a qual o valor da velocidade é 0,99

de V_∞ tal como apresenta a Figura 2. Este valor da espessura da camada limite é variável ao longo da superfície do corpo imerso no fluido.

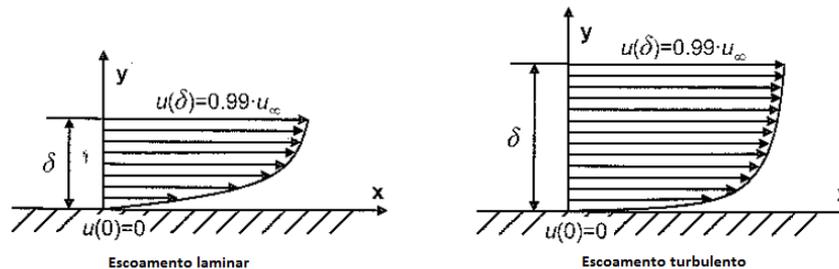


Figura 2 – Camada limite em escoamento laminar e escoamento turbulento (Santin *et al.*, 2007).

As tensões tangenciais e o atrito de fricção gerados dependem da natureza do escoamento ao longo da camada limite, podendo este ser laminar ou turbulento. No caso de escoamento laminar, as partículas do fluido percorrem a superfície do corpo de forma organizada, seguindo paralelas entre si, enquanto para escoamento turbulento seguem percursos aleatórios. No escoamento em torno de um veículo é previsível que inicialmente o mesmo seja laminar na parte frontal do veículo, havendo seguidamente uma transição para turbulento. Torna-se crucial para o desempenho do veículo que a transição do escoamento ocorra o mais tardiamente possível, uma vez que geralmente um escoamento turbulento implica um aumento do arrasto. Na Figura 3 compara-se o movimento típico de uma partícula em escoamento laminar e turbulento.

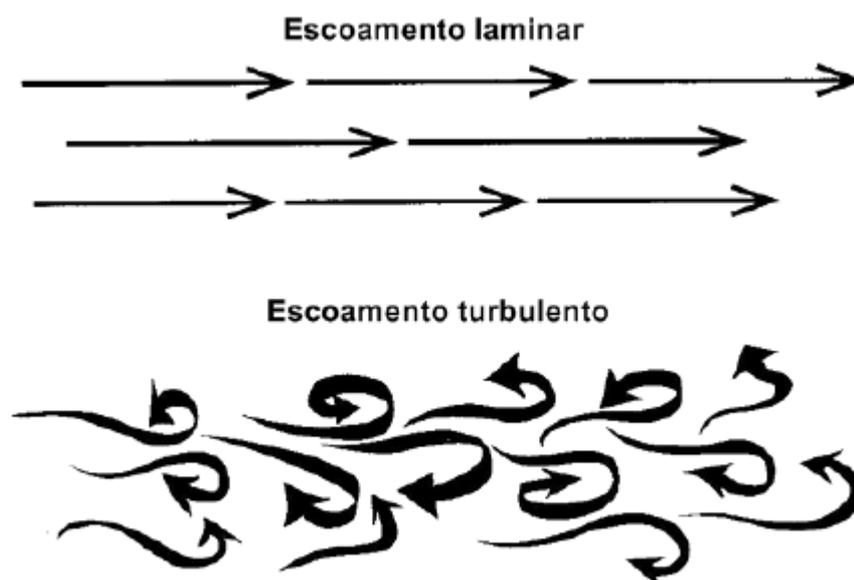


Figura 3 – Escoamento laminar e escoamento turbulento (Katz, 1995).

A natureza do escoamento depende do número de Reynolds no local.

$$Re = \frac{\rho V l}{\mu} \quad (1)$$

No escoamento em torno de uma placa plana verifica-se que a transição de laminar para turbulento ocorre para um valor de Reynolds crítico.

$$3 \times 10^5 \leq Re_{crit} \leq 3 \times 10^6 \quad (2)$$

Entre estes dois tipos de escoamento existe uma zona designada zona de transição, onde o fluido passa de laminar a turbulento, como se observa na Figura 4.

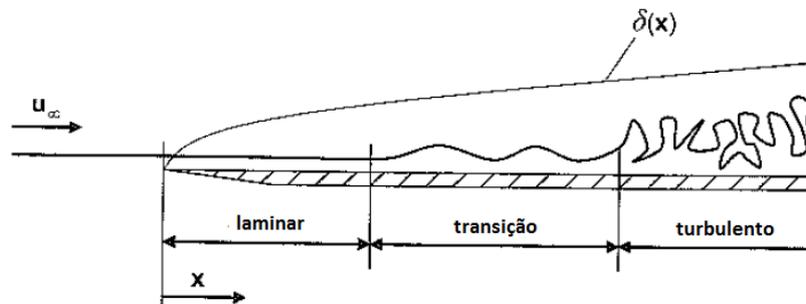


Figura 4 – Transição da camada limite de laminar para turbulento (Santin *et al.*, 2007).

O atrito de fricção é proporcional à área superficial do veículo imerso no fluido. Como tal, uma medida essencial para o reduzir é a diminuição da área molhada do veículo, A_w .

2.2. Arrasto de pressão

A resultante da distribuição da pressão na superfície de um corpo que apresenta um aspecto semelhante ao representado na Figura 5 produz uma força cuja componente segundo o eixo dos xx , que será $F_{x,p}$. A resultante da força segundo o eixo dos zz será a força F_z , e segundo o eixo dos yy a força lateral que terá valor zero devido à simetria do veículo nos casos em que o ângulo de “yaw” é nulo.

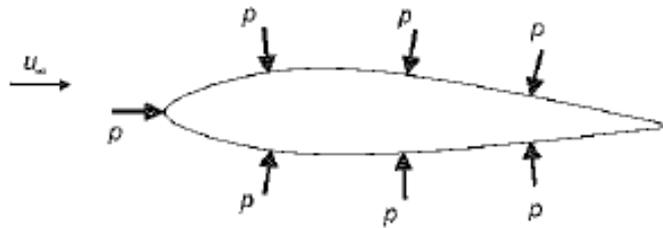


Figura 5 – Distribuição de pressão em torno de um corpo (Santin *et al.*, 2007).

Com o intuito de caracterizar a pressão na superfície ao longo de um corpo é utilizado um coeficiente de pressão que representa a pressão local de uma forma adimensional, independente da velocidade, onde p é a pressão estática na superfície do corpo, p_∞ é a pressão estática medida com um tubo de pitot alinhado com o escoamento incidente e V_∞ é a velocidade do escoamento incidente. Como tal, independentemente da velocidade do veículo obtêm-se os mesmos resultados.

$$C_p = \frac{(p - p_\infty)}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2} \quad (3)$$

Através deste coeficiente é possível representar a distribuição de pressão ao longo da superfície do veículo. Observando a Figura 6 pode verificar-se como as formas do veículo afectam a distribuição de pressão ao longo do seu corpo. No nariz existe um ponto de estagnação onde a velocidade é nula, e portanto $C_p = 1.0$. Este valor do coeficiente de pressão adimensional vai diminuindo conforme o escoamento acelera.

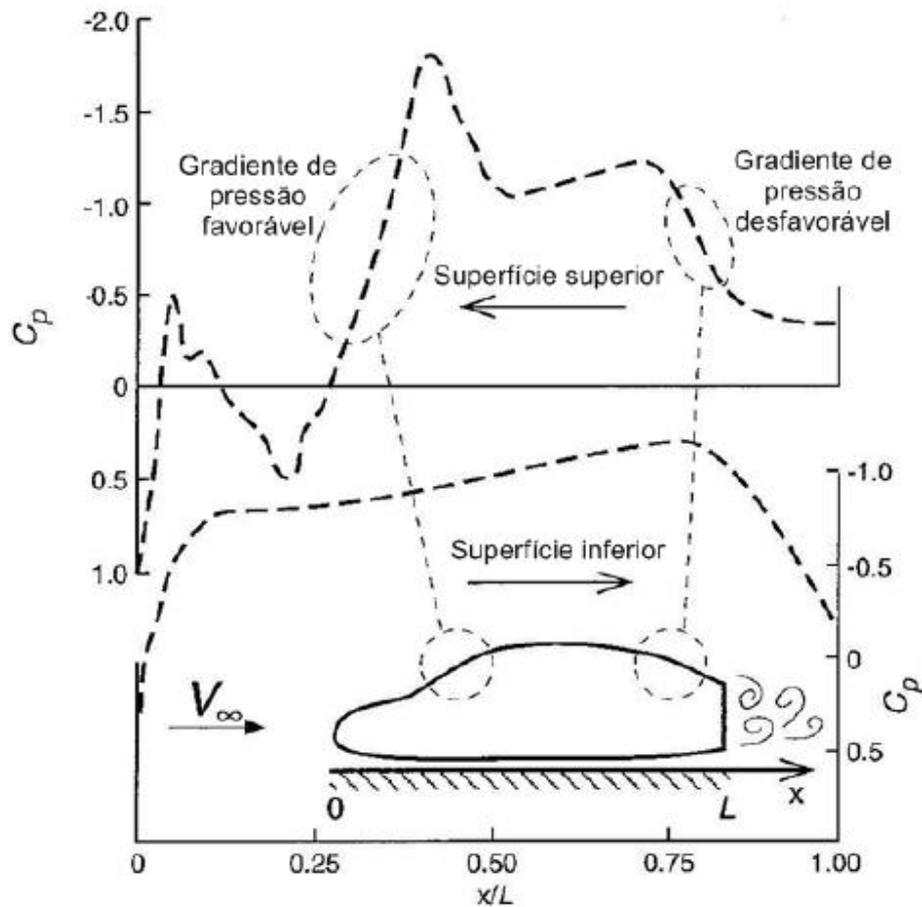


Figura 6 – Diagrama de pressão ao longo das superfícies superior e inferior de um veículo (Katz, 1995).

2.2.1. Separação do escoamento

O escoamento do fluido ao longo do corpo pode seguir um caminho colado, seguindo a forma do corpo ao longo da superfície, ou pode atingir um ponto em que há separação do escoamento e este descola da superfície do corpo. Este fenómeno ocorre quando o gradiente de pressão se torna demasiado alto e o fluxo de ar deixa de conseguir seguir a forma do corpo separando-se. Na Figura 7 estão representados os dois tipos de escoamento, com e sem separação.

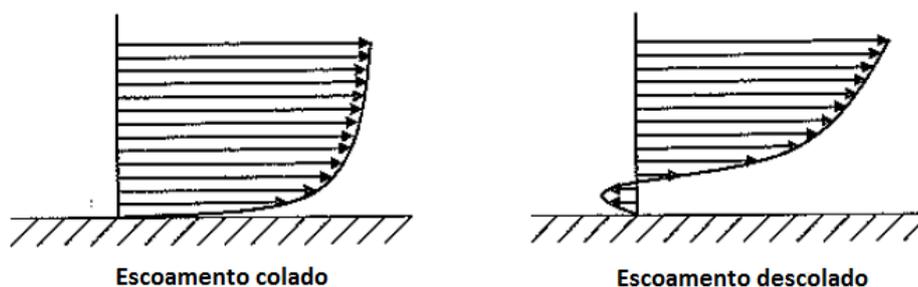


Figura 7 – Escoamento colado e escoamento descolado (Santin *et al.*, 2007).

O atrito de pressão causado por separação do escoamento tem uma influência significativa. Como tal, deve-se garantir que a variação entre as secções do corpo seja o mais suave possível não havendo aumento brusco da área, e que as superfícies tenham a menor rugosidade possível.

2.2.2. Arrasto induzido

O atrito induzido tem origem na existência de uma força de sustentação ou força descendente no corpo do veículo. Em veículos que circulem a baixa velocidade, cujo objectivo é ter o mínimo de atrito, sem a preocupação de existir muita aderência ao solo, não há necessidade de existirem forças descendentes. A força de sustentação também se deve evitar, visto não produzir qualquer benefício à aerodinâmica do veículo, nem contribuir para a diminuição do atrito de rolamento. Deste modo, deve procurar garantir-se que a resultante das forças segundo o eixo dos zz seja zero, ou o mais perto possível deste valor.

2.2.3. Arrasto por interferência

Quando duas formas distintas do corpo do veículo estão próximas uma da outra, os seus campos de pressão podem-se sobrepor, o que pode alterar significativamente o escoamento, aumentando a força gerada com a deslocação do veículo. De modo a minimizar este efeito devem-se identificar os pontos críticos, que serão maioritariamente as carenagens das rodas, tendo especial atenção no desenvolvimento da sua geometria.

2.2.4. Perda de pressão da camada limite

Considerando um escoamento sem separação, a camada limite estende-se ao longo do comprimento do veículo. No entanto, no ponto de estagnação na traseira, a pressão não possui o mesmo valor que na parte frontal. Integrando a diferença de pressão no corpo, resulta uma força no sentido do escoamento.

2.3. Outras forças e momentos aerodinâmicos

Além das forças de arrasto e sustentação acima mencionadas, há ainda que considerar a possibilidade de a direcção do escoamento não coincidir com a direcção do movimento do veículo, gerando uma distribuição de pressão assimétrica, o que irá resultar numa força lateral Y e um momento em torno do eixo dos zz , N .

Como se pode observar na Figura 8, onde estão apresentadas a velocidade e ângulo típicos do escoamento incidente sobre um veículo em pista, há necessidade de estudar o comportamento do veículo com ângulos de escoamento incidente de pelo menos -15° a 15° e verificar a influência que o escoamento não-alinhado terá na aerodinâmica.

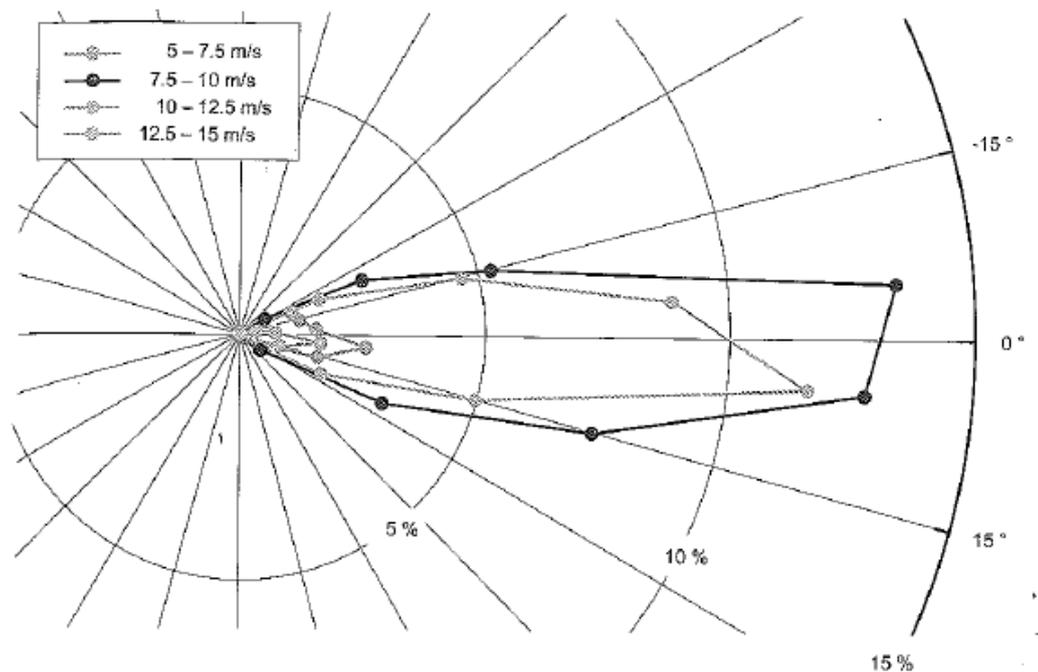


Figura 8 – Ângulos e velocidades típicos do escoamento em pista (Santin *et al.*, 2007).

Finalmente, obtidos os resultados das forças momentos segundo os três eixos, é calculado o coeficiente adimensional para cada um.

A componente da força aerodinâmica segundo o eixo dos xx resulta da soma da componente da força segundo o eixo dos xx devido a tensões tangenciais viscosas na superfície do veículo, $F_{x,v}$, e da componente da força segundo o eixo dos xx devido à pressão que actua na superfície do veículo, $F_{x,p}$.

$$F_x = F_{x,v} + F_{x,p} \quad (4)$$

Os coeficientes adimensionais das componentes da força aerodinâmica segundo os eixos de x , y e z , são calculados através das equações (5), (6) e (7) respectivamente, onde ρ é a massa volúmica do fluido, V_∞ é a velocidade do escoamento incidente e A_f é a área frontal do veículo.

$$C_x = \frac{F_x}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A_f} \quad (5)$$

$$C_y = \frac{F_y}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A_f} \quad (6)$$

$$C_z = \frac{F_z}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A_f} \quad (7)$$

Os momentos resultantes em cada um dos eixos são calculados em função da distância entre eixos L , sendo que para cada momento se calcula um coeficiente adimensional.

$$C_{Mx} = \frac{M_x}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A_f L} \quad (8)$$

$$C_{My} = \frac{M_y}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A_f L} \quad (9)$$

$$C_{Mz} = \frac{M_z}{\frac{1}{2} \rho V_\infty^2 A_f L} \quad (10)$$

3. PROJECTO DO VEÍCULO

3.1. Premissas do projecto

O alvo de estudo deste trabalho é um veículo de alta eficiência energética destinado a participar na prova Shell Eco-Marathon Europe 2014 na categoria de protótipos. Como tal, terá de cumprir os requisitos impostos pela prova para essa categoria, sendo uma evolução do veículo actual do projecto Ecoveículo, o XC20i, cuja imagem podemos observar na Figura 9.



Figura 9 – Eco Veículo XC20i.

Uma das motivações que leva à necessidade de desenhar uma nova carroçaria são as alterações no regulamento, principalmente a imposição de um raio de viragem mínimo de 6 metros aos veículos, alteração que a carroçaria actual não permite. Na Tabela 1 pode-se observar o raio de viragem mínimo imposto pelo regulamento da prova para a edição da prova em cada ano e o ângulo de viragem da roda interior à curva correspondente para a distância entre eixos e distância entre os eixos de rotação das mangas de eixo das rodas da frente do veículo.

Tabela 1 – Raio de viragem mínimo e ângulo de viragem da roda interior à curva em função do ano da prova

Ano	R_{viragem} (m)	Ângulo de viragem da roda interior à curva (graus)
2011	18	5,15
2012	12	7,76
2013	10	9,29
2014	6	15,44

Devido à necessidade de utilizar componentes do actual veículo é fundamental que a nova carroçaria possa os conter. Assim, um dos primeiros passos será a definição da geometria existente e das folgas que deverão existir com a carroçaria, tomando especial atenção aos componentes em movimento e havendo também que considerar as dimensões do piloto com o seu equipamento. Esta operação permitir-nos-á ainda controlar a visibilidade do piloto, de modo a poder cumprir os regulamentos, apresentado nas linhas a verde que têm origem no piloto como se pode observar na Figura 10. Toda a parte de modelação 3D deste trabalho foi efectuada recorrendo ao *software* Autodesk Inventor Professional 2013™. A escolha recaiu neste *software* devido à facilidade e rapidez de criação de superfícies, através da importação de pontos de MS Excel™ e também devido ao facto de estar disponível, gratuitamente, na versão de estudante.

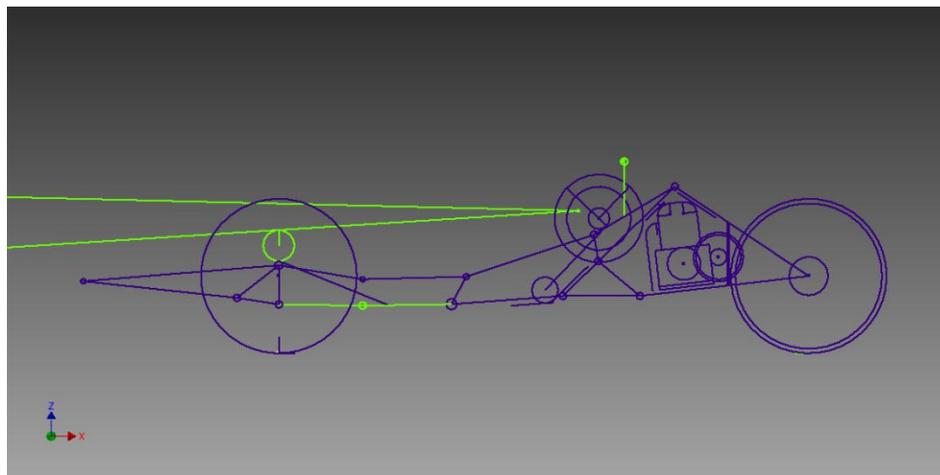


Figura 10 – Desenho esquemático do chassis e piloto.

A origem do sistema de eixos é o ponto que resulta da intersecção do plano longitudinal de simetria do veículo com a linha que une os centros geométricos das áreas de contacto das rodas da frente com o solo. O eixo dos xx da origem para trás, contido plano de simetria da fuselagem e no plano que une os pontos de contacto das três rodas com o solo plano. O eixo dos yy da origem para a direita quando visto pelo piloto sentado no veículo na posição normal de condução, contendo a linha que une os centros geométricos das áreas de contacto das rodas da frente com o solo. O eixo dos zz normal ao eixo dos xx e dos yy e dirigido para cima. O sistema de eixos considerado pode ser observado na Figura 11.

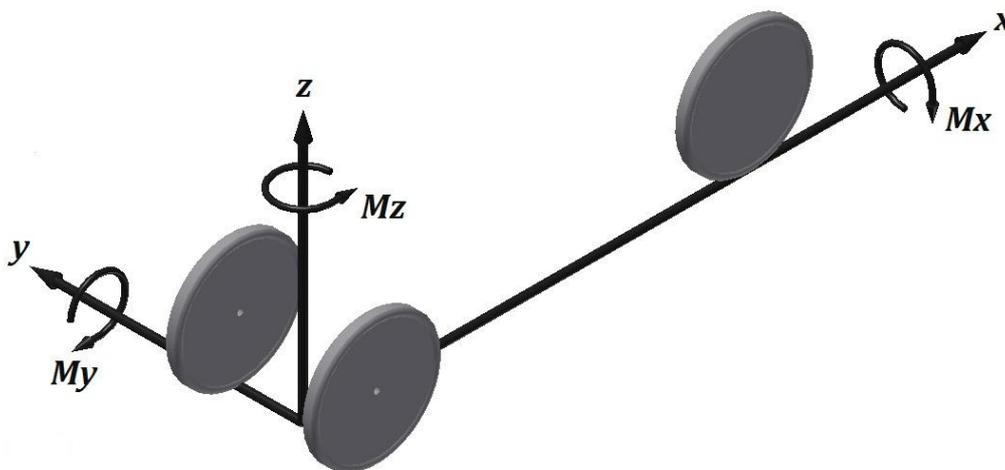


Figura 11 – Sistema de eixos ligado ao veículo

3.2. Geometria do corpo principal

A definição da geometria do corpo principal é um dos aspectos fundamentais neste projecto. Devido à variedade de possibilidades, foi feito um estudo aprofundado sobre o ponto de partida a tomar. Os objectivos definidos foram a escolha de uma forma com a menor área possível, e que permitisse manter o escoamento laminar durante o máximo comprimento possível. A melhor forma de assegurar o escoamento laminar verifica-se quando as secções têm uma variação de área gradual, suavizando a variação da pressão ao longo do corpo.

Tomou-se como base os perfis de asa em 2D estudados pelo *National Advisory Committee for Aeronautics* (NACA) apresentados em Abbot e von Doenhoff (1959) e verificou-se que, para a vista de topo da carroçaria, os mais indicados seriam os perfis da série 6, pois são os que melhor permitem ter escoamento laminar na parte frontal do perfil. Estes perfis têm uma denominação do tipo NACA 65₃-218, em que o primeiro dígito representa a série do perfil. O 5 significa a posição da pressão mínima em décimos de corda, e o 3 o intervalo do coeficiente de sustentação em décimos acima e abaixo do coeficiente de sustentação nominal, em que existem gradientes de pressão favoráveis na superfícies superior e inferior do perfil. Relativamente aos três últimos dígitos, o 2 representa o coeficiente de sustentação de projecto em décimas, enquanto que os dois últimos indicam a espessura máxima do perfil em percentagem da sua corda.

Através do estudo dos perfis, foi possível encontrar dois que cumpriam os requisitos geométricos necessários com um bom comportamento do escoamento em torno destes, o NACA 63-021 e o NACA 64-021. Aprofundando o estudo destes perfis e comparando o seu coeficiente de pressão através da Figura 12 optou-se finalmente pelo perfil NACA 63-021, devido a ter um gradiente de pressão adverso mais baixo e a sua geometria permitir fazer um veículo com menor área frontal.

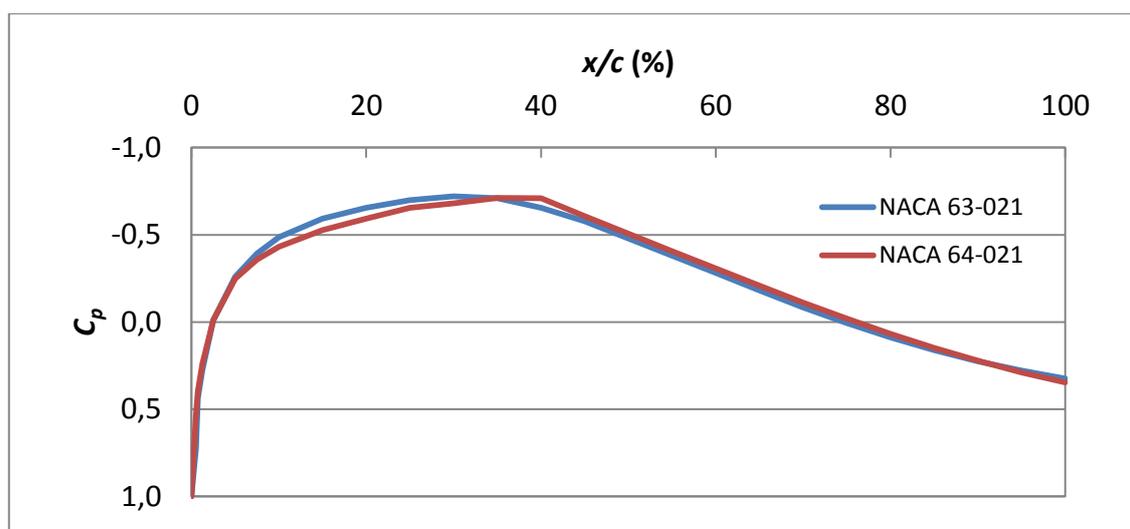


Figura 12 – Comparação do C_p entre os perfis NACA 63-021 e NACA 64-021.

Seguidamente foi necessário identificar os pontos críticos, em que poderia haver conflito entre os componentes interiores do veículo e a carroçaria, e definir as suas coordenadas. Observou-se que os pontos mais sensíveis eram as rodas da frente no ângulo máximo de viragem e a polia do veio intermédio, na traseira do carro. Ajustando as folgas, posicionou-se o perfil correctamente, ajustando a distância do bordo de ataque ao eixo das rodas. Foram analisadas várias relações entre o comprimento e largura do perfil, pois comprimentos menores implicavam uma largura maior. A espessura alterada obteve-se multiplicando a espessura original por um factor, sendo o perfil que apresentou melhor relação entre o comprimento e largura escolhido. O perfil final com as folgas optimizadas ficou com um comprimento de 3032,68 mm, com o bordo de ataque a 1014 mm do eixo das rodas. A espessura do perfil em função da corda foi multiplicada por um factor de 1,043 passando de 21% para 21,903%. Na Figura 13 pode-se observar o perfil e a sua posição relativamente às rodas do veículo.

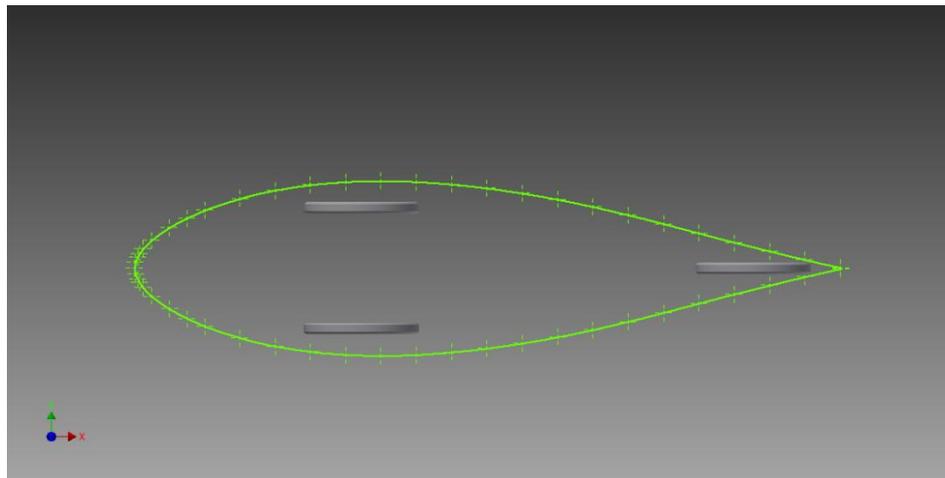


Figura 13 – Desenho do perfil NACA 63-021 modificado.

Para definir a geometria de perfil recorreu-se novamente aos perfis NACA para a definição da espessura. Era necessário que o perfil a utilizar tivesse o ponto de máxima espessura localizado o mais na retaguarda possível, pois a geometria do chassis assim o impõe. Após estudo dos perfis que se enquadravam nos requisitos, a escolha da espessura recaiu no perfil NACA 67-015 presente na Figura 14.

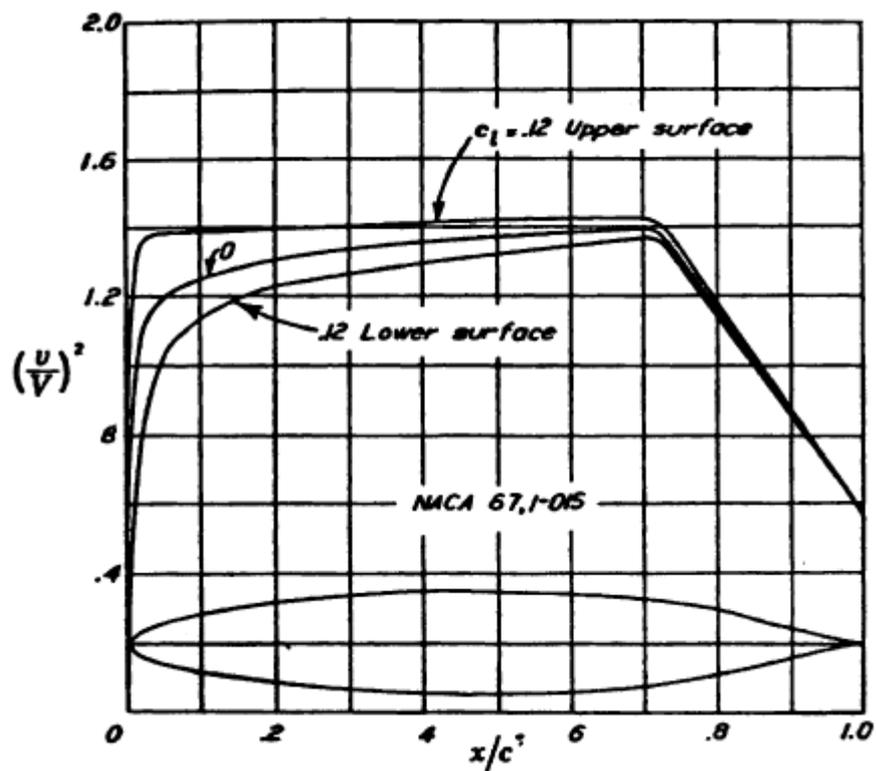


Figura 14 – Perfil NACA 67-015 (Abbot e von Doenhoff, 1959).

Este perfil teve no entanto de ser modificado e a sua espessura foi aumentada na parte traseira de modo a poder conter os componentes do veículo. Esta modificação foi efectuada a partir de meio comprimento do veículo como se observa na Figura 15, aumentando gradualmente a espessura até se verificar que todos os componentes estavam contidos no interior com as menores folgas possíveis.

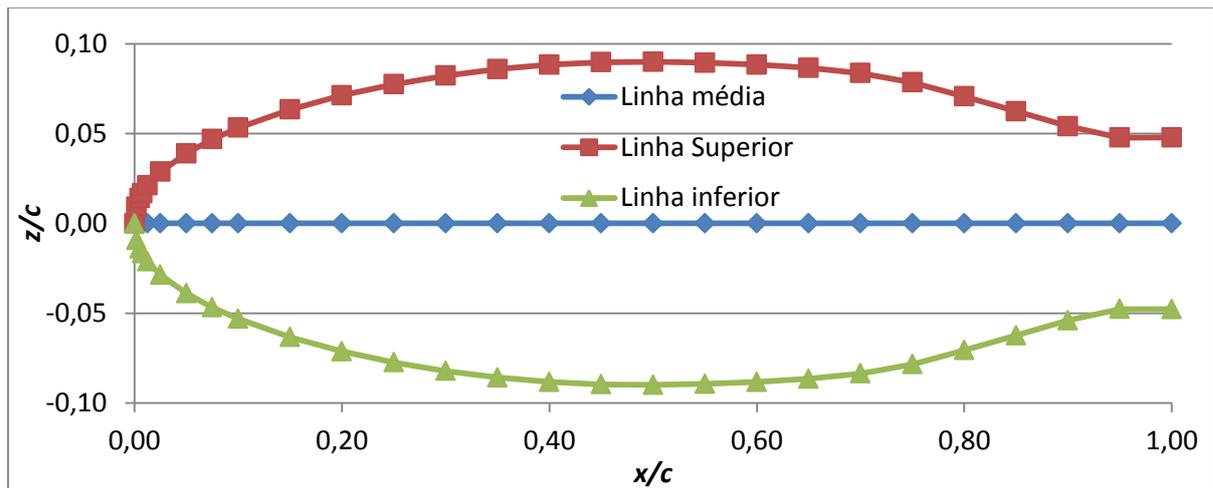


Figura 15 – Perfil NACA 67-015 com alteração de espessura na traseira.

Como este perfil apresenta uma simetria em relação ao eixo dos xx , ao circular junto ao solo iria criar uma força de sustentação. Sendo desejado que a força de sustentação fosse zero, a solução para contrariar este efeito foi a introdução de uma linha de camber, que será a linha média do perfil. De modo a obter a linha de camber estudou-se a forma de Morelli tida como uma das formas aerodinamicamente mais eficientes, apresentada na Figura 16.

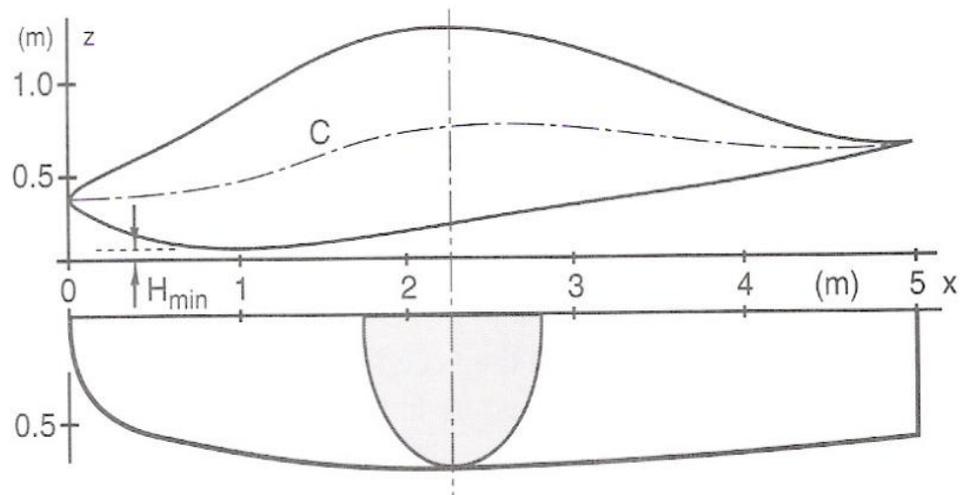


Figura 16 – Forma de Morelli

Introduzindo os pontos da forma de Morelli em MS Excel™, e através de uma linha de tendência polinomial de ordem 6, obteve-se a equação da linha de camber presente na Figura 17.

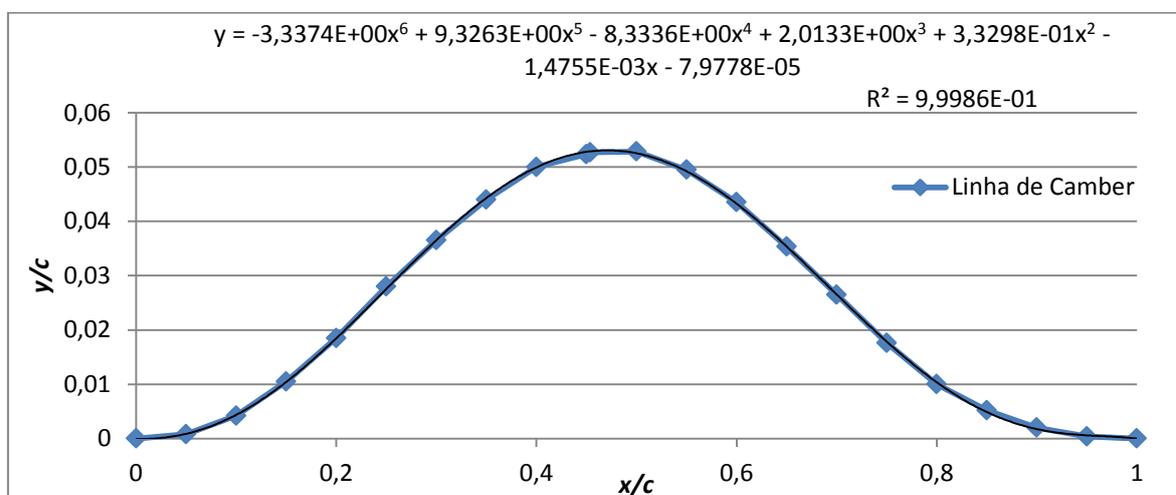


Figura 17 – Forma e equação da linha de camber.

Finalmente, com todos os dados em MS Excel™ foi possível otimizar a forma da carroçaria em vista de perfil, tendo em conta os pontos críticos dos componentes no interior e minimizando as folgas. Devido à linha de camber e ao aumento de espessura na traseira, o ponto de altura mínima ao solo ia situar-se a cerca de 75% do comprimento do veículo, sendo um aumento de volume e área frontal não desejados. Optou-se então pela definição da parte inferior do veículo como recta, o que também facilita na operação de construção da carroçaria. Na Figura 18 pode-se observar os pontos da carroçaria em vista

de perfil com as alterações e a vermelho a união dos pontos críticos no interior da carroçaria.

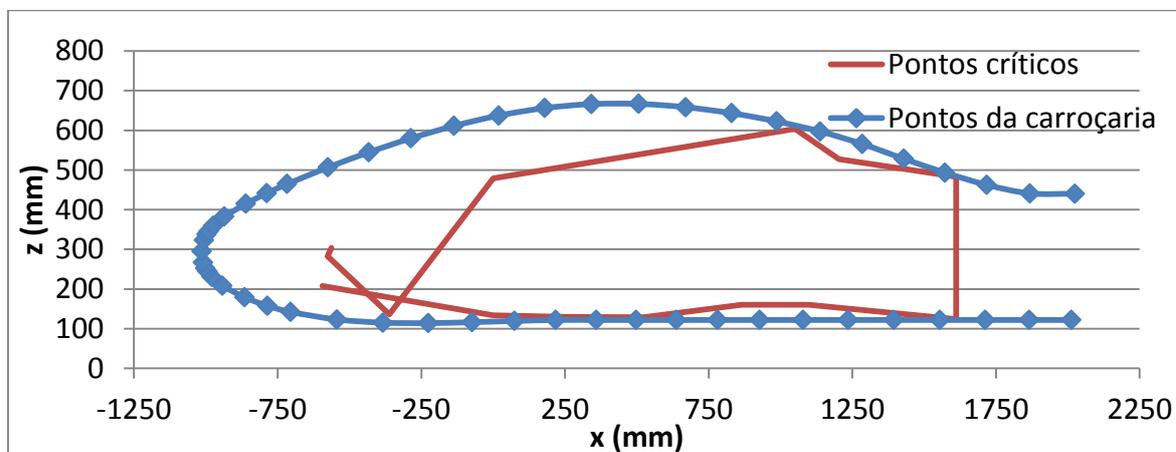


Figura 18 – Dimensionamento da vista de perfil do corpo principal.

Quanto à criação do modelo em 3D, uma vez tendo os pontos máximos de cada secção tanto vertical como lateralmente, foi criada uma folha de MS Excel™ para cada secção, na qual se criaram os restantes pontos em coordenadas angulares, tendo cada secção 36 pontos separados 10 graus entre si. A equação (11) é usada para descrever estas secções normais à linha de camber.

$$\left(\frac{y}{a}\right)^m + \left(\frac{y}{b}\right)^n = 1 \quad (11)$$

Para cada valor de x descreveu-se uma secção sendo que o valor de a tomou o valor de y retirado da vista em planta do perfil NACA 63-021 e o valor de b foi retirado dos pontos do perfil NACA 67-015, obtendo o ponto médio entre o valor superior e o valor inferior. Inicialmente foram considerados factores de m e n de valor 2, o que resulta numa forma elíptica, no entanto a folha de MS Excel™ criada, permite ajustar estes valores separadamente tanto para a parte superior como inferior da secção, permitindo deste modo ajustar a superfície da carroçaria, caso seja necessário.

O passo final consistiu em importar todas as secções no programa de desenho, sendo cada secção um *Sketch* 3D diferente, como se observa na Figura 19. Deste modo é possível controlar melhor eventuais erros da geometria e proceder à sua correcção. Os pontos de cada secção são unidos por uma linha *Spline* e finalmente cria-se um *Loft* unindo todas as secções.

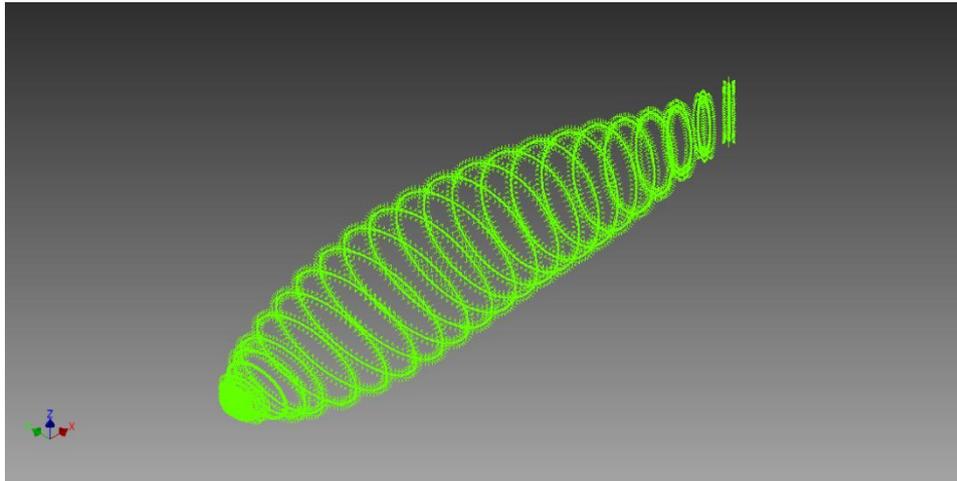


Figura 19 – Secções do corpo principal.

3.3. Geometria da carenagem da roda traseira

No desenho da carenagem da roda traseira voltou a recorrer-se aos perfis de asa e optou-se desta vez pelos perfis simétricos NACA de quatro dígitos de que é um exemplo o perfil NACA 0012. Este é um perfil com uma espessura de 12% em relação à sua corda. Na Figura 20 pode-se observar a forma do perfil.

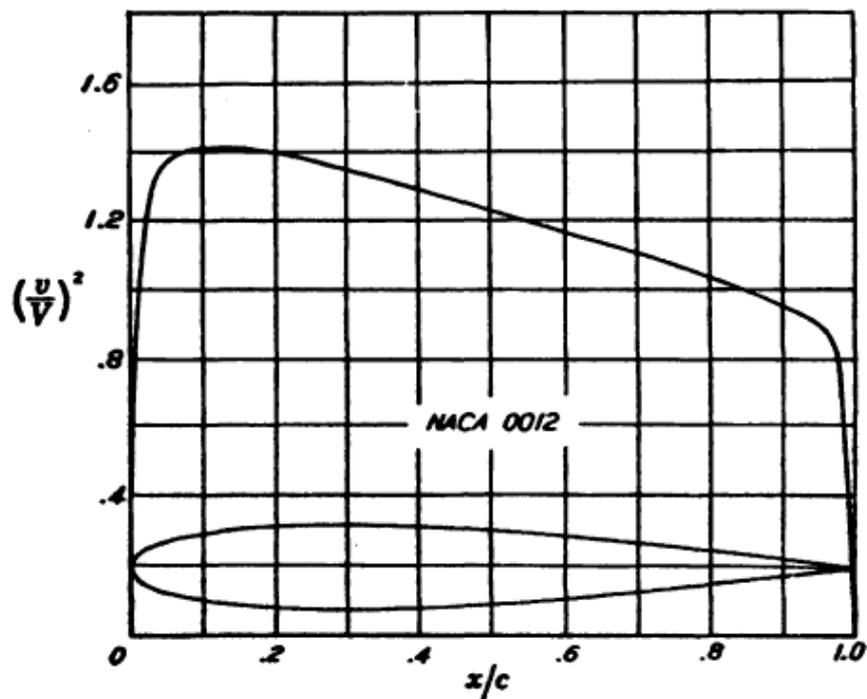


Figura 20 – Perfil NACA 0012 (Abbot e von Doenhoff, 1959).

De modo a otimizar a carenagem traseira criaram-se várias folhas de MS Excel™ correspondentes a várias alturas. Com as medidas da roda e pneu para essa altura, otimizaram-se as folgas (vd. Figura 21), ajustando a corda e a espessura da carenagem de acordo com o número de Reynolds do escoamento em torno do perfil de forma a ter sempre a espessura relativa óptima para cada valor de Reynolds do escoamento correspondente a cada altura do perfil apresentados na Figura 22 e retirados de Stinton, D. (1983).

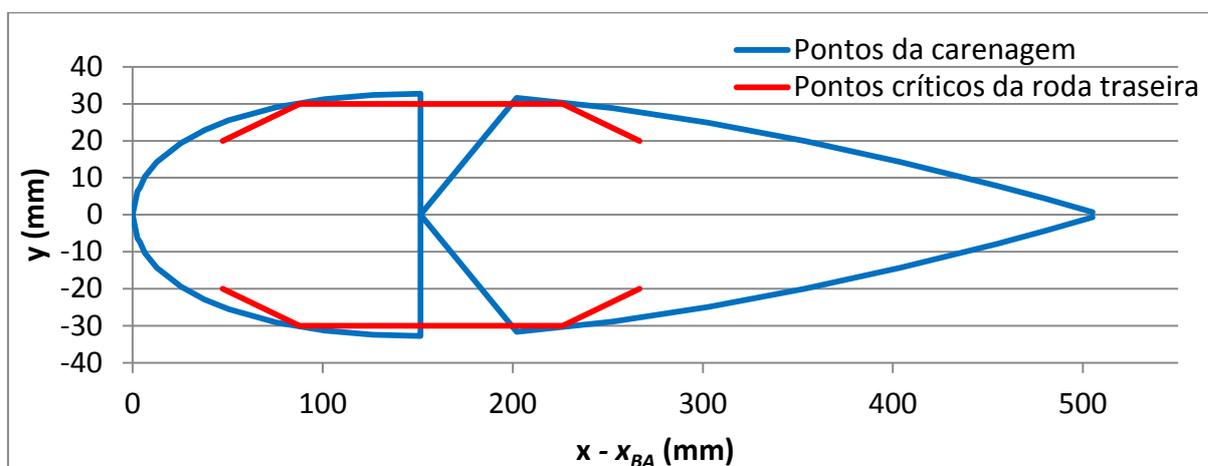


Figura 21 – Dimensionamento das secções da carenagem da roda traseira.

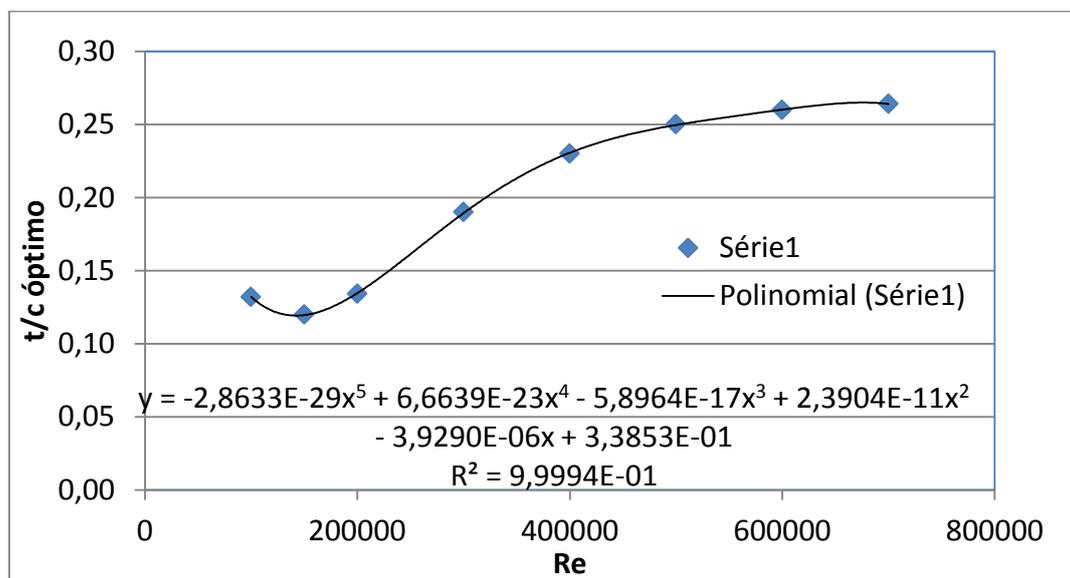


Figura 22 – Espessura relativa óptima em função do número de Reynolds, gerando menos arrasto de perfil quando se faz a carenagem de uma dada área frontal.

Os perfis, inicialmente desenhados de modo a ocuparem o mínimo volume com as folgas optimizadas, tiveram de ser ajustados tanto à frente, de modo a garantir uma

transição suave com a carroçaria e não gerar um gradiente de pressão muito elevado nem provocar descolamento do escoamento, como na traseira, de modo a evitar estenderem-se além do comprimento do veículo. A Figura 23 mostra uma vista lateral das secções da carenagem da roda traseira, sendo visível na parte da frente da carenagem o aumento do comprimento do perfil de modo a criar uma transição suave com a carroçaria.

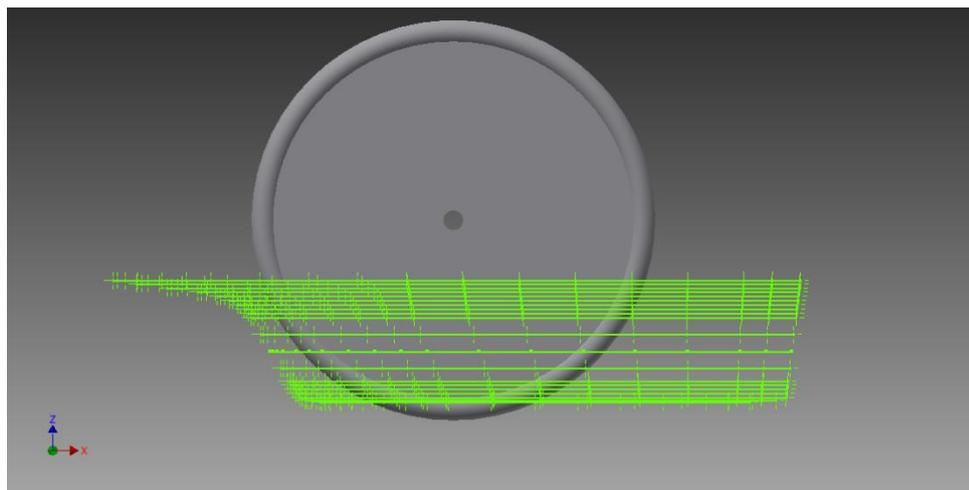


Figura 23 – Secções da carenagem da roda traseira.

3.4. Geometria das carenagens das rodas da frente

A definição da geometria das carenagens das rodas da frente representou um desafio, devido essencialmente à posição das rodas, no ângulo de viragem máximo. Em alternativa à solução utilizada no veículo actual de uma carenagem completa, podia-se optar por meia carenagem só com o bordo de ataque e bordo de fuga, não estando as rodas envolvidas pela carenagem, ou então não tendo nenhuma carenagem. Esta última opção foi imediatamente descartada, pois verificou-se que a inexistência de carenagem iria aumentar bastante as forças aerodinâmicas envolvidas. Uma carenagem completa que envolvesse a roda em todos os ângulos de viragem apresentou-se como uma abordagem inviável, uma vez que, com a necessidade de ter uma espessura da carenagem demasiado elevada, o aumento de área frontal era tão grande de modo a não compensar o escoamento que a envolve ser mais estável. A solução tomada então foi uma meia-carenagem incluindo somente o bordo de ataque e o bordo de fuga, tendo um elevado desempenho aerodinâmico quando o escoamento se encontra alinhado com o movimento do veículo, tal como foi abordado por Tamai, G. (1999).

Com o intuito de dimensionar as carenagens das rodas da frente utilizou-se o mesmo método que foi usado para a carenagem da roda traseira, como se observa na Figura 24, de modo a que a carenagem tenha o mínimo de área frontal possível. No entanto, e seguindo as recomendações de Santin, J. J., *et al.* (2007), as carenagens das rodas da frente foram desenhadas não sendo simétricas, com um camber de 0,02, com a cavidade virada para o plano de simetria do veículo. Esta assimetria permite que o escoamento no espaço entre as carenagens não tenha um aumento de velocidade indesejado.

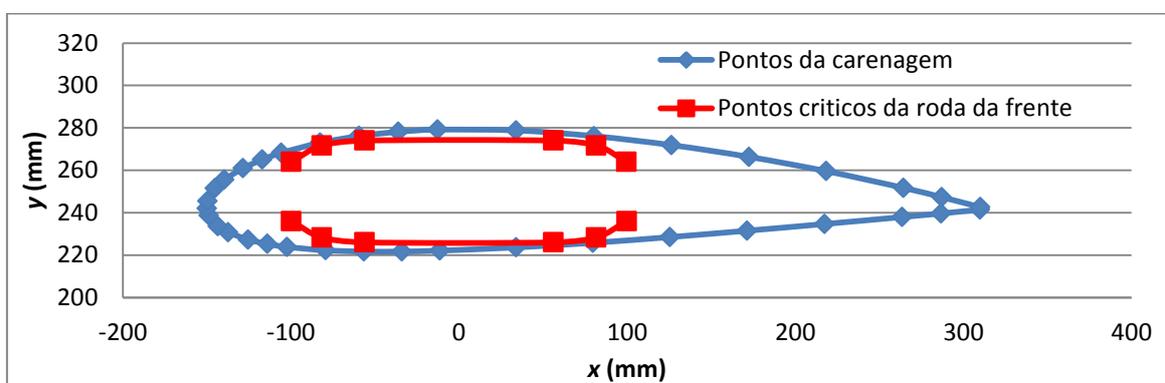


Figura 24 – Dimensionamento das secções das carenagens das rodas da frente.

3.5. Simulação numérica

Para o estudo do escoamento dos fluidos em torno do veículo é imperativo a utilização de uma ferramenta computacional que estude o comportamento desses fluidos em torno de um corpo. Somente desta forma se consegue analisar a influência, passo a passo, de cada alteração geométrica efectuada. Para a realização deste trabalho foi utilizado o *software* ANSYS 14.0™, que se baseia nas equações de Navier-Stokes para o estudo do escoamento. O conceito utilizado por estas equações é a conservação de quantidade de movimento para um determinado volume de controlo. Este *software* apresenta uma plataforma de ligação entre os vários subprogramas, designado *Workbench*, no qual se controlam todas as fases da simulação numérica, como se observa na Figura 25.

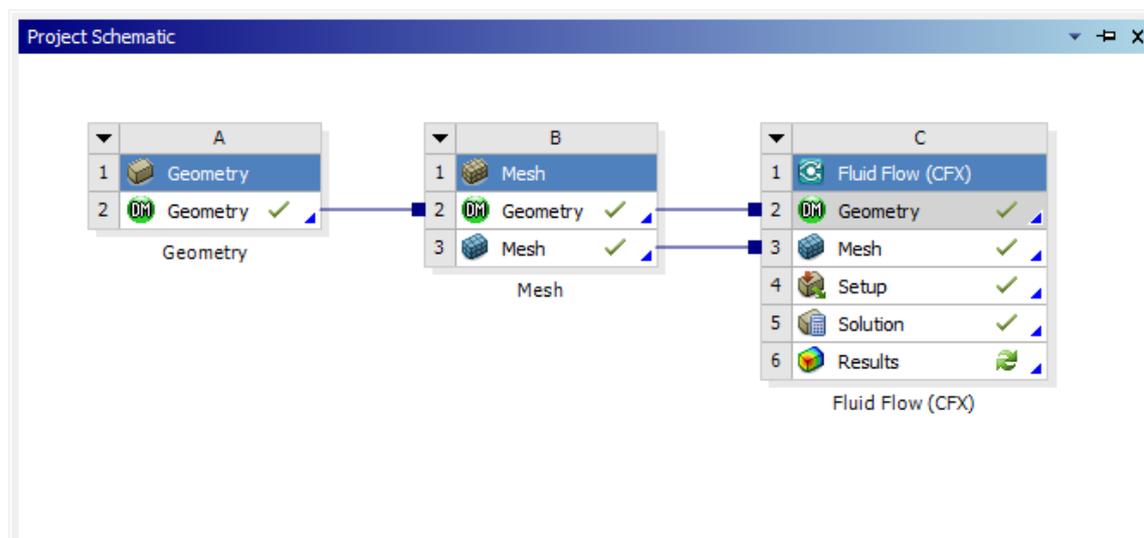


Figura 25 – Interface gráfico do *Workbench*.

Nesta fase do trabalho é possível distinguir as operações com o ANSYS 14.0™ em cinco fases. A primeira fase consiste na importação da geometria do veículo e criação do domínio de controlo no DesignModeler, seguido da criação da malha no ANSYS Meshing. As últimas três fases estão ligadas ao ANSYS CFX, começando pela definição das características físicas do domínio de cálculo e das condições de fronteira no CFX-Pre. Seguidamente, o CFX-Solver efectua o cálculo através da integração das equações nos domínios do espaço e do tempo, construindo equações algébricas das variáveis discretas independentes como velocidade ou pressão, seguido da linearização dessas equações e a solução do sistema linear. A última fase é feita no CFX-Post, onde são apresentados os resultados graficamente e se retiram os dados das forças e momentos envolvidos no escoamento em torno do nosso veículo, que será abordado no capítulo 4.

3.5.1. Criação do domínio de cálculo

O primeiro passo para a criação do domínio de cálculo consiste na importação da geometria do veículo para o DesignModeler. Como este *software* não suporta o formato do Autodesk Inventor, é necessário realizar primeiro a exportação do modelo 3D em formato IGES. No DesignModeler é essencial criar um paralelepípedo que envolva o veículo, e que será o domínio de cálculo. Baseado em estudos prévios em Câmara (2010), e de modo a que as dimensões do domínio de cálculo não influenciassem os resultados obtidos no CFX, é peremptório que o valor da blocagem não ultrapasse os 1,60 %. A

blocagem representa a razão entre a área frontal do veículo e a área transversal do domínio de cálculo, em percentagem. Para este trabalho definiu-se um túnel com largura 8700 mm e altura de 4100 mm, sendo que, com estas medidas, a blocagem nunca ultrapassou 1 %.

Outro parâmetro que a definir na geometria do domínio de cálculo é o seu comprimento e tendo-se considerado, de acordo com estudos prévios, que o túnel deveria ter pelo menos dois comprimentos do veículo antes e depois deste. Como tal para um comprimento de cerca de três metros utilizou-se um túnel com comprimento total de quinze metros, e com uma distância de seis metros à frente do veículo.

O domínio de cálculo foi criado através da operação *Enclosure* no DesignModeler, sendo de notar que se definiu um plano de simetria nas simulações em que o veículo se encontrava alinhado com o escoamento. Deste modo, considera-se somente metade do veículo, o que vai simplificar e tornar mais rápidas as operações seguintes como a criação da malha diminuindo o número de nós, sendo também possível diminuir consideravelmente o tempo de cálculo.

O último passo para a definição do domínio de cálculo é realizar uma operação *Boolean*, em que se subtrai o volume do corpo sólido do veículo ao volume de fluido do domínio de cálculo, conseguindo-se o resultado final apresentado na Figura 26.

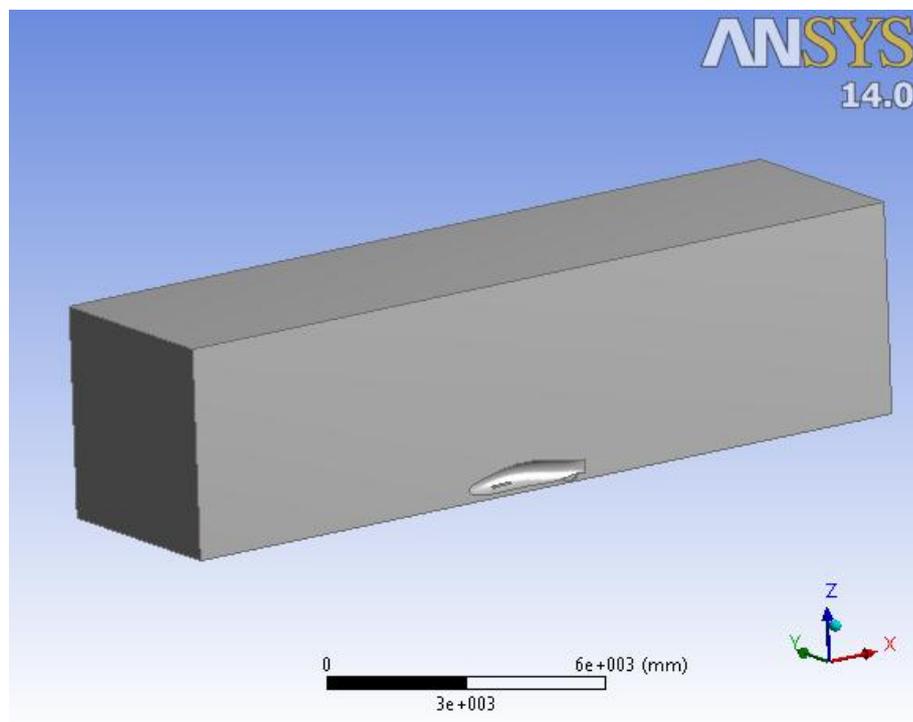


Figura 26 – Domínio de cálculo tendo sido extraído o volume do veículo ao volume de ar.

3.5.2. Criação da malha

A criação da malha é um dos aspectos fulcrais em simulação numérica e consiste em preencher o volume de ar por elementos de geometria simples, através dos quais o programa consegue calcular o comportamento do escoamento de ar. A sua importância advém da influência que vai ter no processo de cálculo, pois uma malha com pouca qualidade ou com poucos elementos pode originar resultados pouco precisos, que não vão descrever o escoamento de uma forma realista. No entanto, quanto maior for o número de elementos, mais capacidade de cálculo do processador é necessária, e consequentemente, maior será o tempo de cálculo. É necessário encontrar um equilíbrio e gerar elementos de malha menores nas regiões em que o escoamento é mais complexo, nomeadamente na superfície e proximidade das superfícies do veículo. Desta forma é possível ter resultados com precisão e não estender demasiado o tempo de cálculo.

O primeiro passo consiste em definir *Named Selections*, conjuntos de faces que por estarem separados geometricamente interessa agrupar para a operação de cálculo. Neste projecto foram criados em cada malha oito *Named Selections*, sendo seis delas para nomear as faces do domínio de cálculo (*Inlet*, *Outlet*, *Symmetry*, *Side*, *Top* e *Road*) e as restantes duas para agrupar as faces do veículo (*Body* e *Wheels*). Quanto ao dimensionamento da malha, pode-se verificar na Tabela 2 os parâmetros que foram considerados nas malhas geradas, e na Figura 27 um exemplo de uma malha gerada nestas condições.

Tabela 2 – Dimensionamento geral da malha no ANSYS Meshing.

Sizing	
Use Advances Size Funtion	On: Proximity and Curvature
Relevande Center	Coarse
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
Curvature Normal Angle	12
Proximity Accuracy	0,5
Num Cells Across Gap	5
Min Size	1 mm
Proximity Min Size	1 mm
Max Face Size	250 mm
Max Size	250 mm
Growth Rate	Default (1,20)

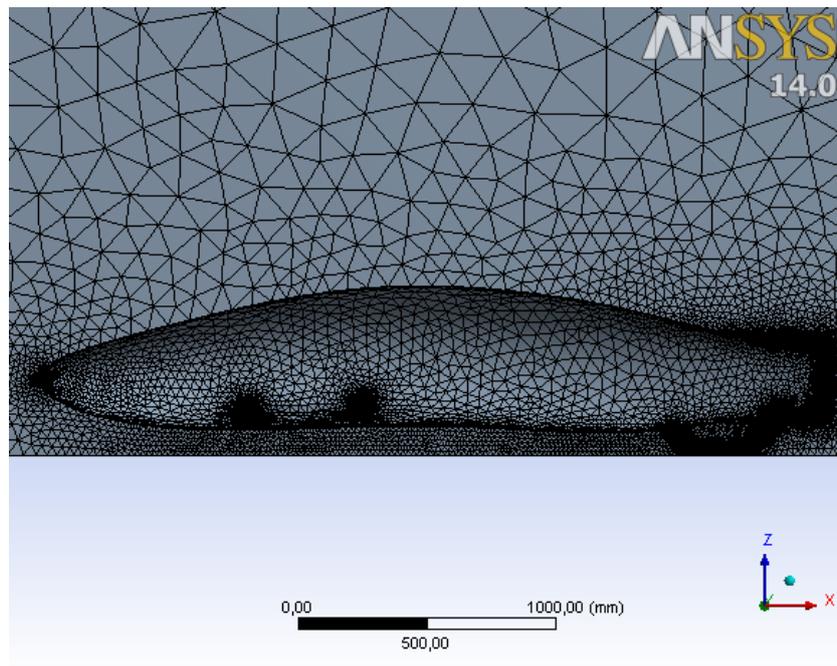


Figura 27 – Exemplo de malha criada somente com configurações de dimensionamento gerais.

Como se pode observar na Figura 27 a malha é muito grosseira sendo somente refinada nas zonas em que a geometria do veículo é mais complexa. No restante volume a malha não apresenta dimensões superiores ao que se pode observar, uma vez que os elementos têm a dimensão máxima limitada a 250 mm. De modo a aprimorar a malha em

torno do veículo insere-se um *Face Sizing* limitando o tamanho dos elementos na superfície do corpo principal cujos dados estão apresentados na Tabela 3, e outro *Face Sizing* limitando o tamanho dos elementos nas rodas e/ou carenagens como podemos cujos dados estão na Tabela 4.

Tabela 3 – Dimensionamento da superfície do corpo principal.

Face Sizing 1	
Scoping Method	Named Selection
Named Selction	Body
Supressed	No
Type	Element Size
Element Size	10 mm
Behavior	Soft
Curvature Normal Angle	Default
Growth Rate	Default

Tabela 4 – Dimensionamento da superfície das rodas e/ou carenagens.

Face Sizing 2	
Scoping Method	Named Selection
Named Selction	Wheels
Supressed	No
Type	Element Size
Element Size	5 mm
Behavior	Soft
Curvature Normal Angle	Default
Growth Rate	Default

Na Figura 28 observa-se o tamanho dos elementos na superfície do corpo principal e nas rodas. Neste caso a malha já apresenta elementos de um tamanho consideravelmente pequeno, não sendo necessário diminuir mais o seu tamanho.

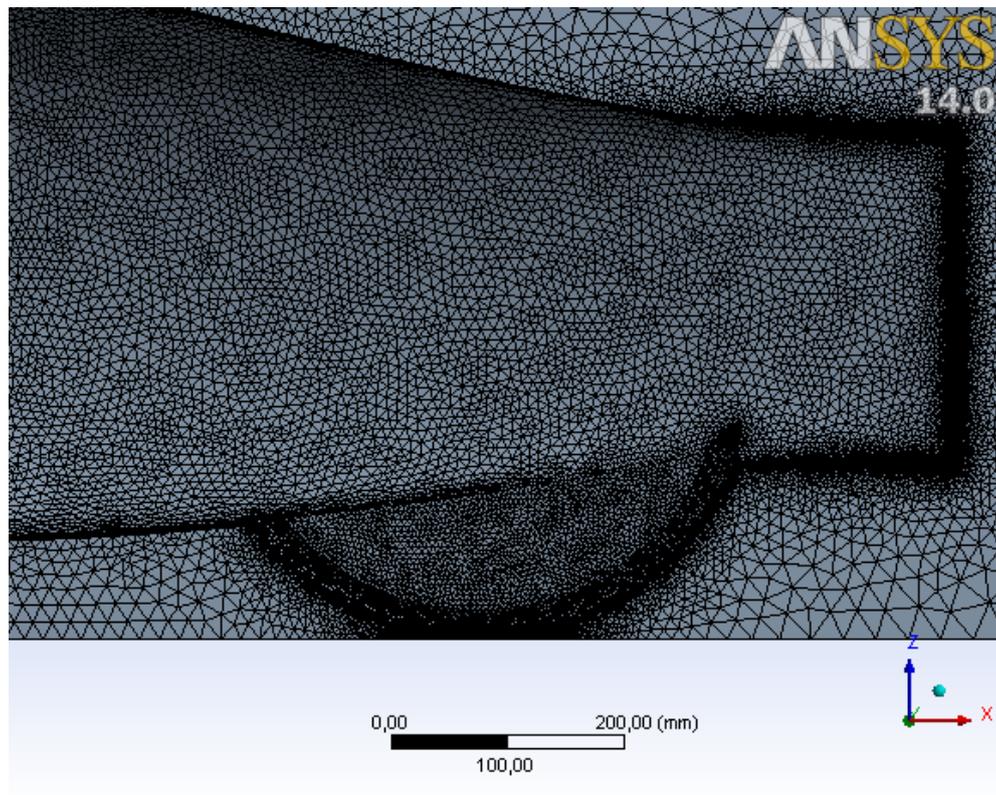


Figura 28 – Pormenor da malha na traseira do veículo com dimensionamento das faces do veículo.

No entanto, a malha apresenta ainda algumas limitações, pois junto à superfície do veículo esta não consegue prever o comportamento do escoamento no interior da camada limite e mais propriamente da sub-camada laminar. De modo a que o programa consiga descrever o comportamento do escoamento na camada limite é preciso criar uma *inflation layer*, seleccionando nas *Named Selections* das faces em que se pretende gerar *Include Program Controlled Inflation*. É necessário introduzir então o conceito do Y^+ , que se descreve como um parâmetro adimensional que quantifica a distância do primeiro nó à superfície e pode ser definido pela equação (12), onde u^* é a velocidade de atrito na parede mais próxima (m/s), l_y é distância à parede mais próxima (m) e ν é a viscosidade cinemática (m^2/s).

$$Y^+ = \frac{u^* \times l_y}{\nu} \quad (12)$$

A velocidade de atrito é dada pela equação (13) onde τ_w é a tensão tangencial na superfície do corpo e ρ é a massa volúmica do fluido

$$u^* = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (13)$$

Se o valor de Y^+ for inferior a cinco significa que o primeiro nó está dentro da sub-camada laminar onde as tensões de corte laminares são dominantes, entre cinco e setenta, que se encontra na camada de sobreposição onde as tensões de corte laminares e turbulentas têm igual importância, e valores de Y^+ superiores a setenta que se encontra na camada exterior onde as tensões de corte turbulentas são dominantes. De modo a descrever o comportamento do escoamento na camada limite com exactidão, é necessário considerar Y^+ igual a 1 para que o primeiro nó fique dentro da sub-camada limite laminar, que no caso deste veículo implica que o primeiro nó da *inflation layer* esteja colocado no máximo a uma distância de 0,070 mm da superfície.

Considerando uma velocidade de escoamento de 5 m/s, com recurso a uma folha de cálculo determinou-se que o veículo terá uma espessura da camada limite de aproximadamente $\delta = 0,067$ m, o que com o primeiro nó colocado a 0,050 mm e com um factor de inflação de 1,3 significa que serão necessários 29 camadas para descrever a totalidade da camada limite. No entanto o programa apresentou algumas limitações na criação da malha com *inflation layer*, não sendo possível gerar qualquer malha com 29 camadas. Assim, foi necessário verificar para cada caso qual o número de camadas que o programa permitia para gerar a malha, tendo uma representação da camada limite tão fiel quanto possível. Na Tabela 5 são apresentados os dados inseridos no programa de modo a gerar a *inflation layer*, em que os únicos parâmetros sujeitos a alterações ao longo deste estudo foram a altura da primeira camada e o número de camadas. Na Figura 29 pode ainda observar-se um pormenor em corte da zona das rodas de uma malha com *inflation layer*.

Tabela 5 – Parâmetros de criação da *Inflation Layer*.

Inflation	
Use Automatic Inflation	Program Controlled
Inflation Option	First Layer Thickness
First Layer Height	5E-2 mm
Maximum Layers	20
Growth Rate	1,3
Inflation Algorithm	Pre
Vier Advanced Options	Yes
Colision Avoidance	Layer Compression
Fix First Layer	No
Gap Factor	0,5
Maximum Height over Base	1
Growth Rate Type	Geometric
Maximum Angle	140
Fillet Ratio	1
Use Post Smoothing	Yes
Smoothing Iterations	10

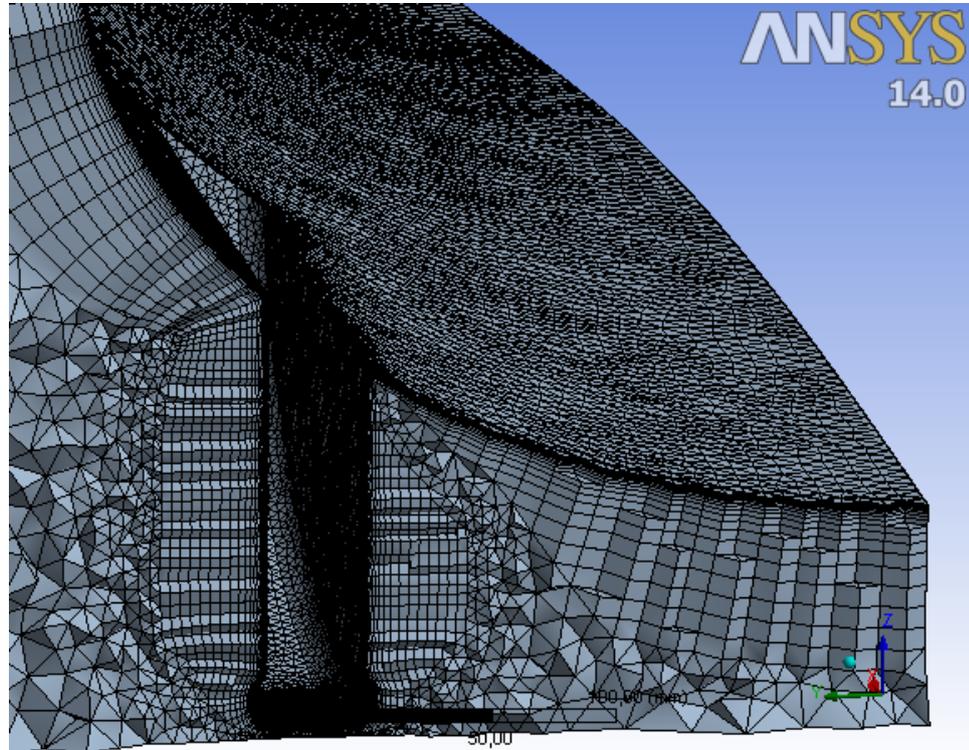


Figura 29 –Pormenor em corte da *Inflation Layer* em torno do veículo.

3.5.3. Definições do CFX-Pre

O CFX-Pre pode ser acedido através da função *Setup* do CFX, e é o passo onde se definem as condições de fronteira e as condições físicas do domínio antes de se proceder ao cálculo. Definidas as superfícies de fronteira através das *Named Selections* durante a criação da malha, o primeiro passo é definir o domínio. Nas definições básicas escolhe-se o material do fluido nele contido e a pressão de referência, que no caso de um veículo a circular o fluido é ar à pressão de 101325 Pa. Seguidamente, em modelos de fluidos é definido as condições de transferência de calor e a temperatura do fluido, o modelo de turbulência a utilizar para descrever o escoamento e ainda o modelo para descrever a ocorrência de transição no escoamento. Considerou-se para efeitos da simulação que o ar se encontra a 288 K e o modelo de seleccionado para descrever o escoamento foi o SST, uma conjugação entre os modelos k-Epsilon para altos números de Reynolds e k-Omega para baixos números de Reynolds. Para descrever a transição considerou-se o modelo Gamma Theta, dado que apresenta melhores resultados para baixos números de Reynolds. Ainda nas configurações do domínio mas em inicialização são inseridas as condições iniciais do fluido, como velocidade e opções de turbulência, considerando-se que o fluido está a 5,0 m/s, 8,33 m/s ou 10,0 m/s e para descrever a turbulência na secção de entrada do domínio de cálculo seleccionou-se o modelo k-Epsilon, em que foram dados como parâmetros de entrada a intensidade de turbulência e a escala de turbulência.

De seguida, procede-se à definição das fronteiras do domínio de cálculo, definindo-se a fronteira do corpo do veículo contendo as rodas como uma parede sem escorregamento e com baixa rugosidade. Apenas com a condição de não escorregamento se pode efectuar o cálculo das forças de origem viscosa entre o fluido e o veículo com realismo.

As fronteiras das paredes lateral, de topo e a representação da estrada no domínio de cálculo são definidas como paredes com escorregamento, sendo a velocidade do escoamento junto à parede não afectada devido à proximidade. No caso da representação da estrada do domínio de cálculo, para representar o escoamento em torno do veículo com mais realismo, esta deveria ser representada como uma parede sem escorregamento e deslocando-se com uma velocidade igual e no mesmo sentido à do escoamento de entrada no domínio de cálculo.

A fronteira de simetria é definida somente como sendo uma simetria, não necessitando de outros parâmetros para a caracterizar.

Na fronteira de entrada do domínio de cálculo pode-se definir a velocidade e a turbulência do escoamento. Como o veículo se destina a circular a baixas velocidades em prova, as simulações foram feitas com uma velocidade de 5,0 m/s, 8,33 m/s ou 10,0 m/s e com uma intensidade de turbulência de 5%.

Na fronteira de saída do túnel é necessário definir apenas a condição de pressão estática com uma pressão relativa de 0 Pa.

Além do domínio e das fronteiras é essencial estabelecer ainda em *Solver Control* as definições do cálculo, como o número mínimo e máximo de iterações, o controlo da escala de tempo e os critérios de convergência de resíduos para os quais o programa toma a solução como aceitável e interrompe as iterações. Todos os cálculos efectuados tiveram como critério de convergência resíduos do tipo RMS e valor 1×10^{-5} .

No Anexo A estão contidos todos os dados das configurações do CFX-Pre, tal como o programa os apresenta ao iniciar os cálculos.

3.5.4. CFX-Solver

Após o domínio estar definido no CFX-Pre pode-se proceder ao cálculo através da opção *Solution* no *Workbench*. Ao iniciar o CFX Solver existe a opção de calcular pelas condições iniciais, ou utilizar a solução do cálculo anterior como valores de base. Esta opção permite continuar o cálculo caso o número máximo de iterações definidas não tenha sido suficiente para atingir a convergência. A outra opção que está disponível está relacionada com o modo como o processador irá efectuar o cálculo, em série ou em processamento paralelo. O processador utilizado para os cálculos foi um i7 Q740 e de forma a tornar o cálculo ser o mais rápido possível, optou-se pela opção de processamento paralelo com 8 partições.

Uma vez iniciado o cálculo, pode-se monitorizar graficamente o valor dos resíduos como se pode observar na Figura 30 e através de um documento de texto a ser constantemente actualizado conforme se avança nas iterações.

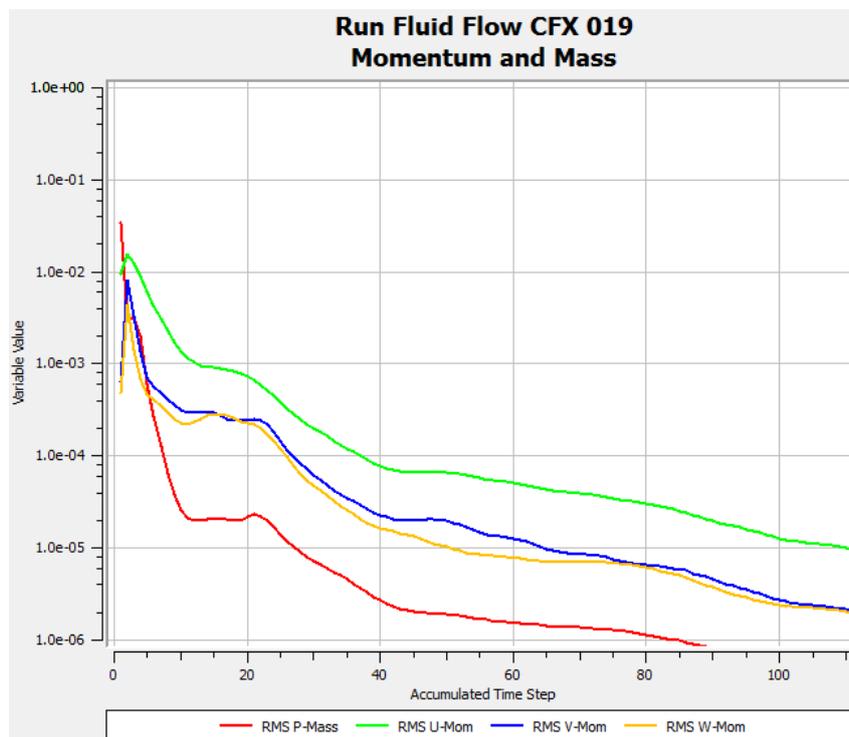


Figura 30 – Monitor de resíduos das iterações do CFX-Solver.

4. APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DE RESULTADOS

Os resultados do processo de cálculo do CFX-Solver são registados num documento de texto que este cria durante o processo de cálculo. No entanto não se encontram todos os resultados disponíveis, sendo o acesso a todos os resultados possível através do CFX-Post, última fase de utilização do CFX, que se acede a partir da opção *Results* no *Workbench*. O CFX-Post, além de permitir obter os valores calculados das variáveis em estudo, permite a apresentação da sua variação nas diversas superfícies compreendendo as localizações a otimizar.

Os resultados obtidos foram então transferidos para MS Excel™, de modo a poderem ser organizados e comparados com os restantes resultados.

A primeira forma a estudar, que servirá somente como base de comparação para o efeito de introdução das rodas com e sem carenagens, é a forma da carroçaria sem as rodas. Além de servir de base de comparação para a introdução das rodas permite verificar se o corpo está a criar força de sustentação aerodinâmica. Os valores das forças medidos para esta forma do corpo principal encontram-se na Tabela 6.

Tabela 6 – Resultados do CFX para primeira a forma do veículo (corpo sem rodas).

$F_{x,v}$ (N)	$F_{x,p}$ (N)	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (N·m)	M_y (N·m)	M_z (N·m)
0,15101	0,04198	0,192994	2,23193	-0,35969	-0,81657	-0,32214	0,17821
$C_x \cdot A_f$ (m ²)	C_x						
0,02606	0,081561						

Seguidamente é adicionada a geometria das rodas à primeira forma, e são retirados os dados para a Tabela 7.

Tabela 7 – Resultados do CFX para a primeira forma do veículo.

$F_{x,v}$ (N)	$F_{x,p}$ (N)	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	M_x (N·m)	M_y (N·m)	M_z (N·m)
0,17267	0,16027	0,332940	2,20192	-0,84595	-0,90515	-0,26887	0,29632
$C_x \cdot A_f$ (m ²)	C_x						
0,04496	0,128012						

Comparando as tabelas 5 e 6, constata-se que a introdução das rodas provocou um aumento do C_x de cerca de 57 %. A força segundo o eixo dos yy também aumentou consideravelmente, o que significa que o escoamento está a gerar uma força no sentido da estrada que provoca um aumento no atrito de rolamento. Este valor de C_x de 0,128 é um valor relativamente baixo para uma primeira geometria, podendo-se depreender que as formas seleccionadas apresentam um bom comportamento aerodinâmico.

O primeiro factor a ser estudado com possibilidade de ter influência nos cálculos foi a altura da primeira camada da *Inflation Layer*, que determina o valor de Y^+ . Para tal, com a mesma geometria variou-se a altura da primeira camada com os valores apresentados na Tabela 8.

Tabela 8 – Valores usados no estudo da influência do Y^+ .

Altura da primeira camada (mm)	Número máximo de camadas
0,050	23
0,070	23
0,150	20
0,500	15
1,000	15

Como se pode observar pela Tabela 8, o número máximo de camadas impostas na criação da malha teve de ser reduzido à medida que se aumentou a altura da primeira camada. Esta diminuição do número máximo de camadas foi necessária, pois só desta forma o programa permitiu gerar a malha.

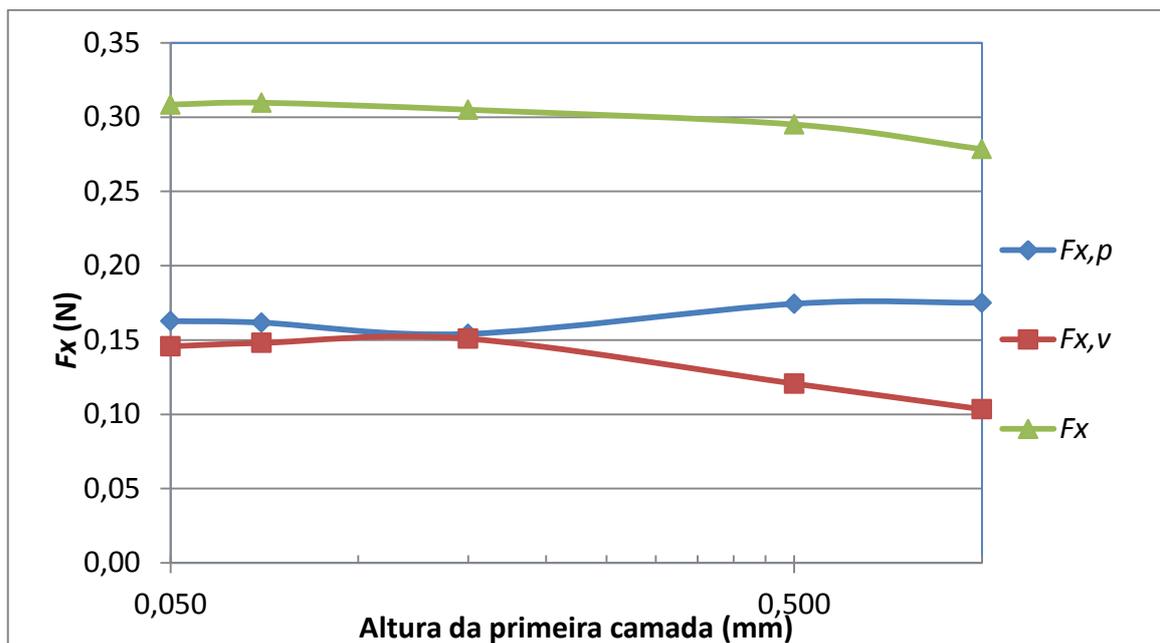


Figura 31 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$ e $F_{x,p}$ com a distância do primeiro nó à superfície.

Na Figura 31 ilustra-se a evolução das forças segundo o eixo dos xx com a altura da primeira camada. Da análise deste gráfico depreende-se que a altura da primeira camada influencia os resultados obtidos, sendo recomendável a utilização do primeiro nó a uma altura até 0,070 mm. Para alturas da primeira camada inferiores a 0,070 mm, o Y^+ é inferior a 1, estando assegurada uma representação fiel do escoamento na sub-camada laminar. Para todos os cálculos efectuados após a observação deste facto, foi definida uma altura da primeira camada inferior a 0,070 mm.

O primeiro passo para a optimização geométrica da forma do veículo foi a escolha da altura do nariz. A alteração da altura do nariz, implicou também a alteração do ângulo de inclinação do corpo principal, α , entre a linha de corda do corpo principal e o escoamento incidente. Estas duas propriedades geométricas não podiam ser alteradas independentemente, uma vez que ao variar somente uma delas, os componentes internos do veículo deixavam de estar contidos no interior da carroçaria.

Para estudar a influência do nariz, partiu-se de uma altura do nariz inicial de 260 mm. Numa primeira etapa foi feito o estudo variando a altura em 10 mm, acima e abaixo da altura inicial. Analisando os resultados destas três simulações podia então descobrir-se qual o sentido a tomar, subir ou descer o nariz. Na Tabela 9 apresentam-se os resultados destas três simulações.

Tabela 9 – Alteração das forças segundo x e z com a variação da altura do nariz.

Altura do nariz (mm)	$F_{x,v}$ (N)	$F_{x,p}$ (N)	F_x (N)	F_z (N)
240	0,14317	0,16250	0,305670	-1,11696
250	0,14577	0,16272	0,308490	-1,03165
260	0,14697	0,15875	0,305720	-0,93130

Da análise da Tabela 9 pode inferir-se que do somatório das forças segundo x, como tal do C_x , não é possível retirar qualquer conclusão, uma vez que para a altura intermédia o valor é superior. No entanto, com o aumento da altura do nariz verificou-se que as forças de pressão diminuíram, embora pouco significativamente. As forças segundo z também diminuíram, mas com uma diferença de valores mais substancial.

Para além das forças convém ainda observar a variação da pressão na superfície do veículo. Na Figura 32, Figura 33 e Figura 34 estão representadas as variações de pressão para estas três alturas de nariz estudadas.

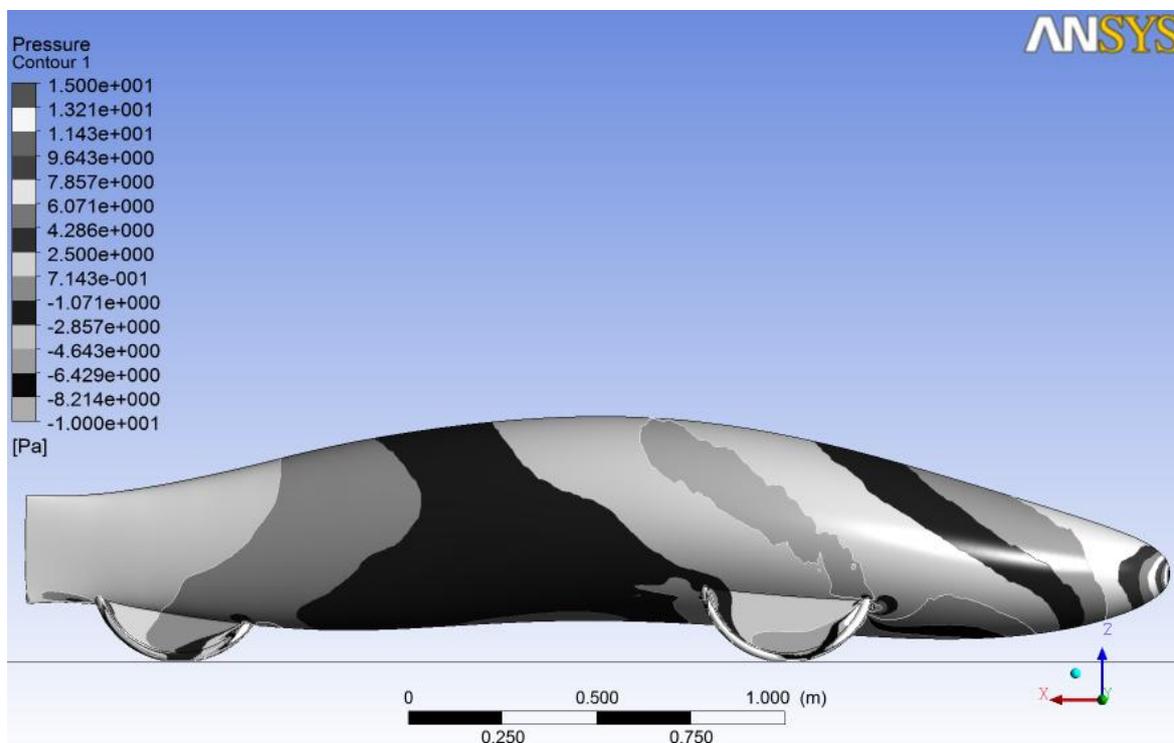


Figura 32 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 240 mm.

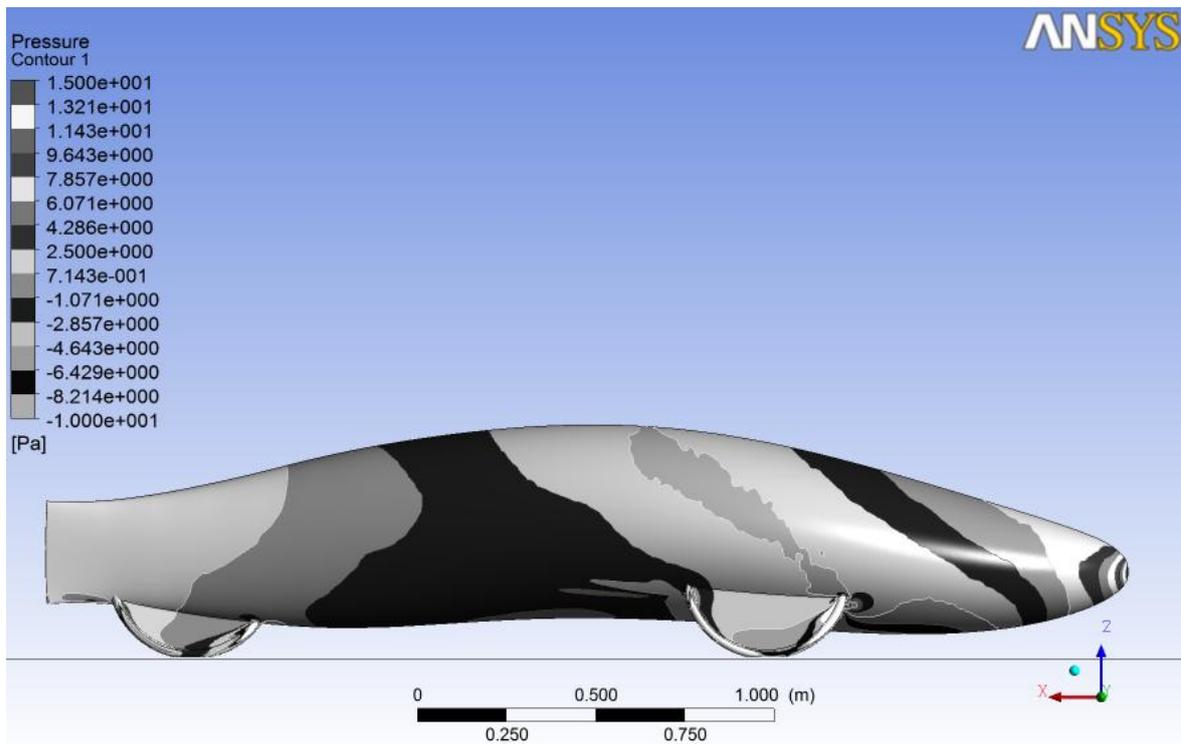


Figura 33 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 250 mm.

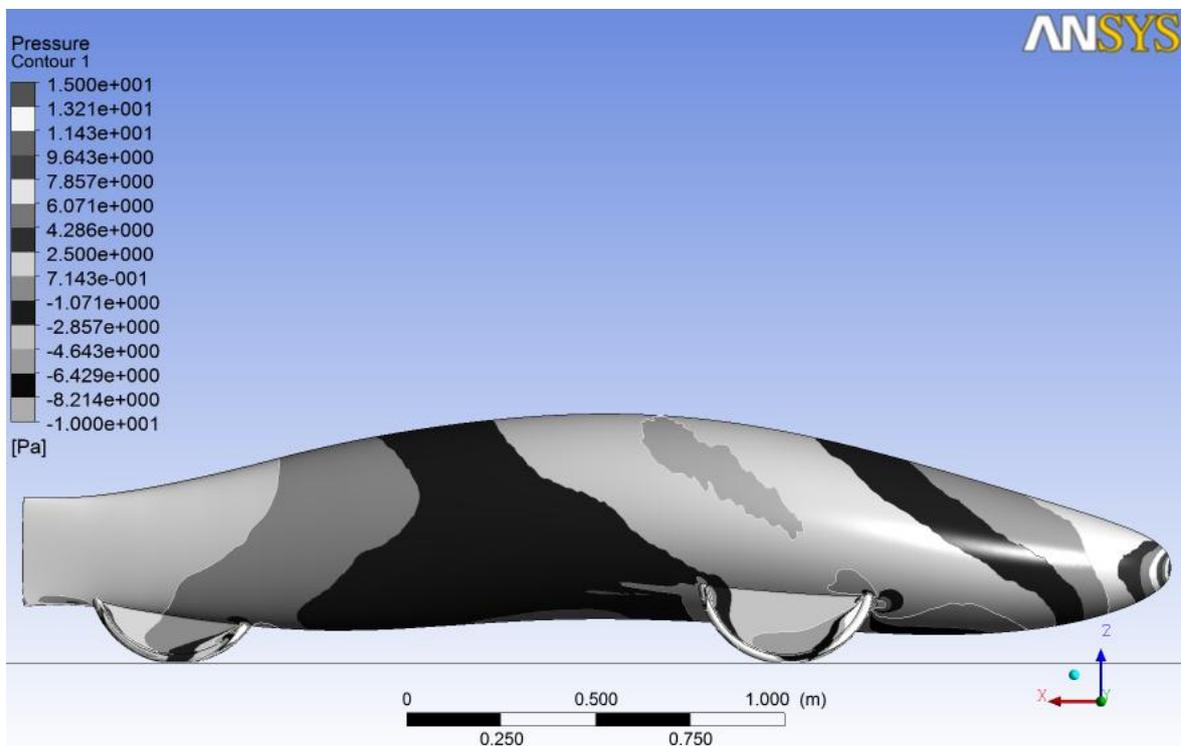


Figura 34 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 260 mm.

O objectivo da análise da Figura 32, Figura 33 e Figura 34 é essencialmente verificar a distribuição da pressão ao longo da superfície, sendo que se pretende que as linhas de pressão estejam tão perpendiculares com o plano da estrada quanto possível.

Com base nos resultados da Tabela 9 procedeu-se então ao aumento da altura do nariz, com vista a tornar as linhas de pressão verticais, ou tanto quanto possível. O melhor resultado desta variação foi atingido para uma altura do nariz de 295 mm. Na Tabela 10 podemos observar os valores das forças, calculados com a altura do nariz obtida (295 mm).

Tabela 10 – Valor das forças segundo x e z com altura do nariz igual a 295 mm.

Altura do nariz (mm)	$F_{x,v}$ (N)	$F_{x,p}$ (N)	F_x (N)	F_z (N)
295	0,14542	0,15018	0,295600	-0,64747

Na Figura 35 pode-se observar a variação das forças segundo x e z com a alteração da altura do nariz ao solo, sendo a maior variação verificada na diminuição do valor de F_z com o aumento da altura do nariz ao solo.

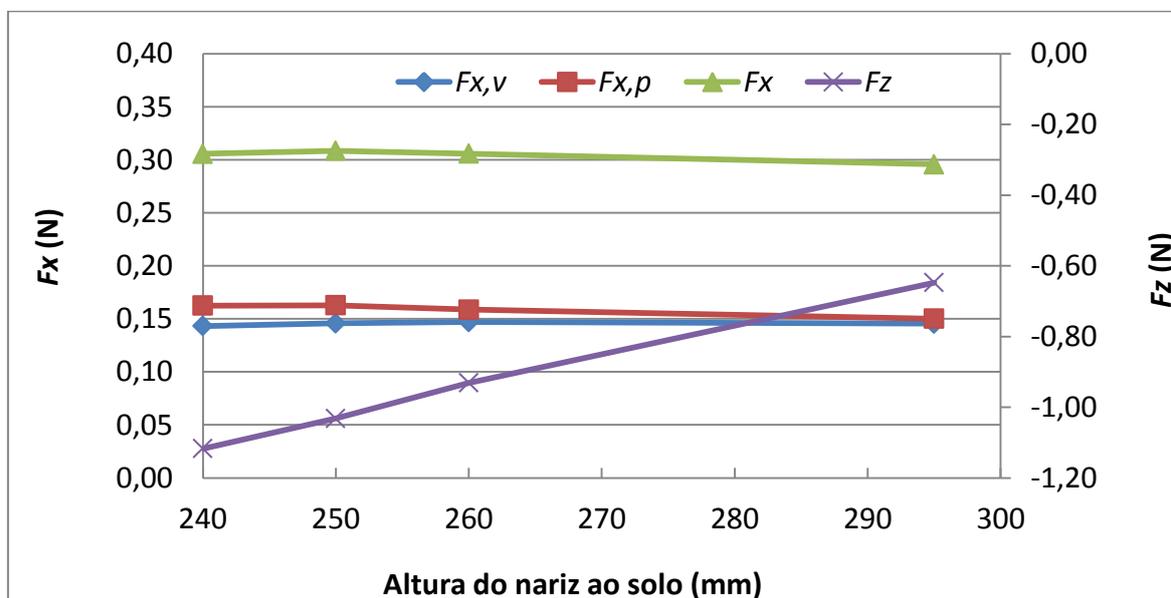


Figura 35 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_z com a altura do nariz ao solo.

As linhas de pressão na superfície do veículo sofreram também uma melhoria significativa, com as linhas de pressão mais perpendiculares ao plano da estrada na parte frontal, como se pode observar na Figura 36. Esta forma apresenta um C_x de 0,1155.

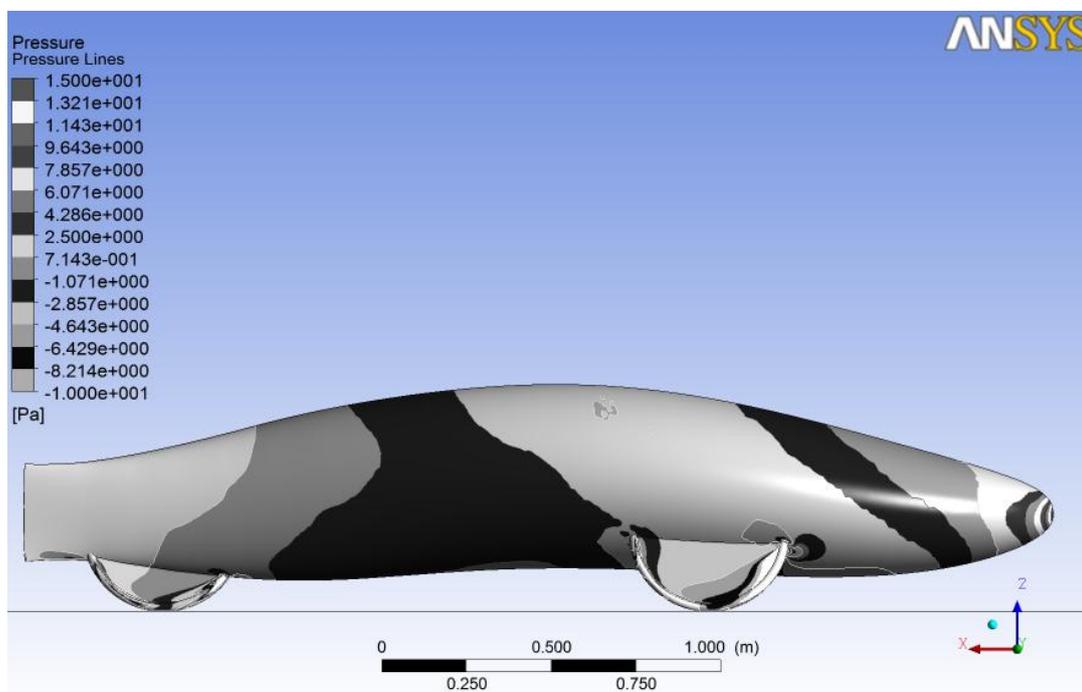


Figura 36 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 295 mm.

Apesar dos resultados obtidos, as linhas de pressão ainda não se encontram equilibradas, sendo necessário variar outro parâmetro para o fazer. A forma apresentada na Figura 36 possui um camber máximo de 0,035 em função do comprimento. Este valor foi então reduzido, e para um camber máximo de 0,030 as forças segundo x e z , apresentadas na Tabela 11, sofreram uma diminuição significativa.

Tabela 11 – Valores das forças segundo x e z variando o camber máximo.

"m" Camber máximo/c	$F_{x,v}$ (N)	$F_{x,p}$ (N)	F_x (N)	F_z (N)
0,035	0,14542	0,15018	0,295600	-0,64747
0,030	0,14405	0,13557	0,279620	-0,55403

De notar ainda que com a diminuição do camber máximo se verificou uma redução significativa da área frontal. A área frontal passou de um valor de 0,34549 m² para um valor de 0,33254 m². Esta forma apresenta um valor do C_x de 0,1135.

Na Figura 37 pode-se observar as linhas de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 295 mm, camber máximo 0,030.

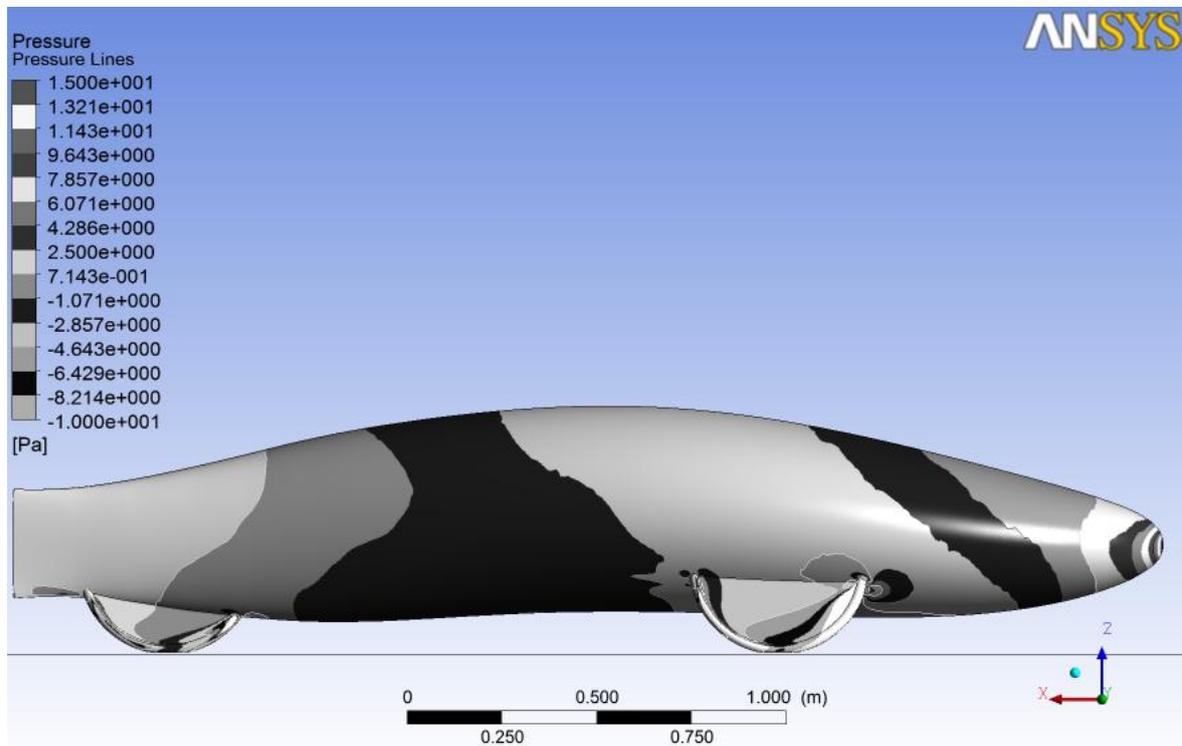


Figura 37 – Variação de pressão na superfície do veículo para altura do nariz igual a 295 mm, camber máximo 0,030.

De modo a diminuir a área frontal e simplificar o processo de construção, a linha inferior do corpo principal foi definida como uma recta. Esta alteração não produziu uma alteração significativa nas forças, no entanto, a distribuição de pressão na superfície do veículo continuou a não apresentar a distribuição desejada. Procedeu-se então a uma alteração da linha de camber. Ajustando ligeiramente os pontos os pontos da linha de camber obteve-se uma nova equação para a descreverem (14).

$$y = -3,3374x^6 + 9,3263x^5 + 8,3336x^4 + 2,0133x^3 + 0,33298x^2 - 1,4755 \times 10^{-3}x \quad (14)$$

Com esta nova equação da linha de camber foi possível ajustar ligeiramente a variação das pressões na superfície do veículo. O camber máximo também sofreu alteração, aumentando de 0,030 para 0,033, alteração que foi necessária efectuar devido às restrições da geometria. Na Figura 38 podem-se verificar os valores das forças segundo x e z com os valores da Tabela 11 e o valor obtido para a nova linha de camber. As forças

segundo x não sofreram alteração significativa, no entanto as forças segundo z diminuiram com a nova linha de camber.

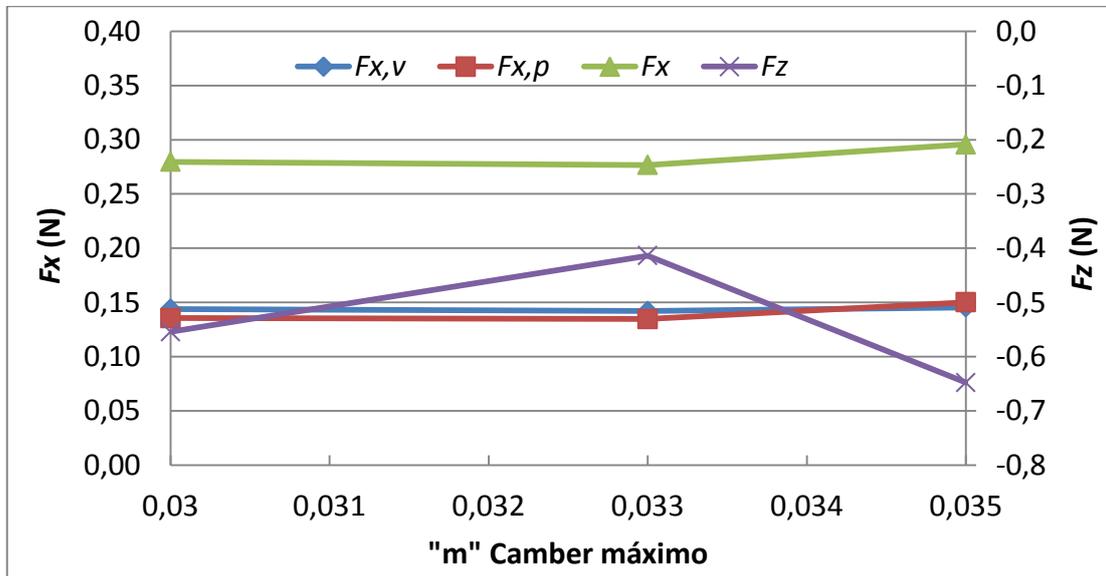


Figura 38 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_z com o camber máximo.

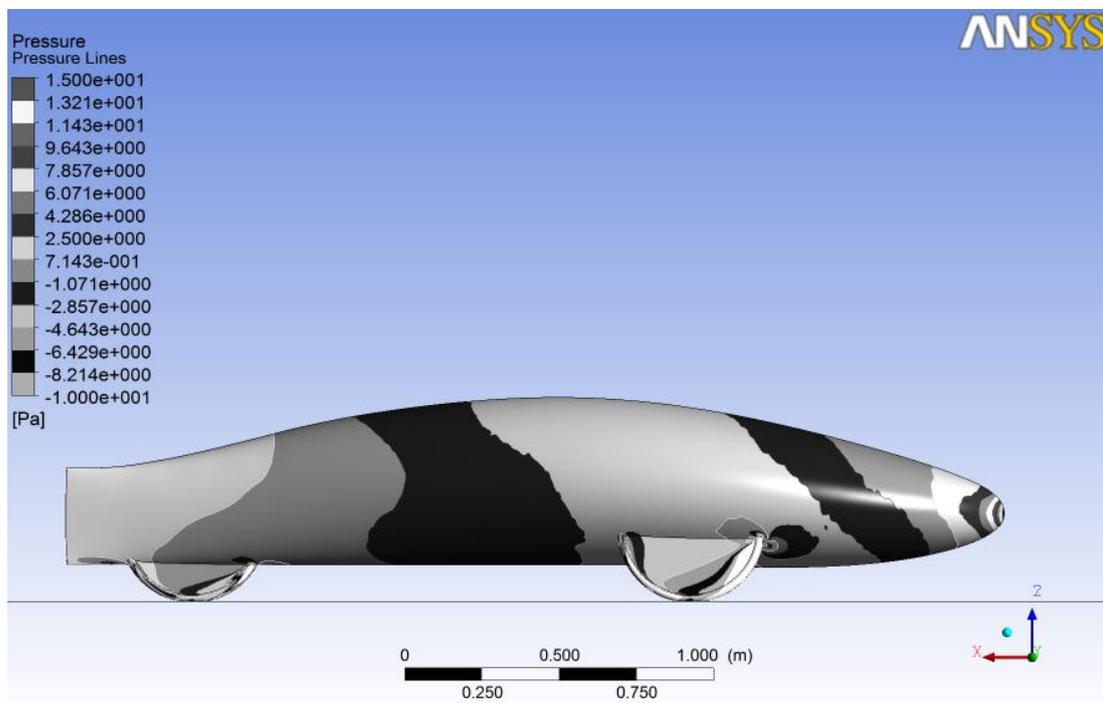


Figura 39 – Variação de pressão na superfície do veículo após ajuste na linha de camber.

Na Figura 39 pode-se verificar o efeito na distribuição de pressão na superfície do veículo. Na frente do veículo houve uma melhoria na zona das rodas, no entanto a grande melhoria ocorreu a meio do veículo com as linhas de pressão a se encontrarem mais verticais com o plano da estrada.

Nesta fase do projecto, as alterações geométricas na forma do veículo produziram reduções bastante pequenas no C_x . De modo a reduzir de forma mais substancial as forças segundo x foi necessário introduzir as carenagens das rodas. Na Tabela 12 apresenta-se o efeito da introdução das carenagens das rodas. Inicialmente foi adicionada a carenagem na roda traseira, e posteriormente também nas rodas da frente.

Tabela 12 – Efeito da introdução das carenagens das rodas nas forças segundo x e z .

	$F_{x,v}$ (N)	$F_{x,p}$ (N)	F_x (N)	F_z (N)	$C_x \cdot A_f$ (m ²)	C_x
Sem Carenagem	0,14206	0,13467	0,276730	-0,41383	0,03737	0,112386
Com carenagem na roda de trás	0,14188	0,12394	0,265820	-0,41880	0,03590	0,107606
Com carenagem em todas as rodas	0,14624	0,06233	0,208569	-0,41824	0,02817	0,080879

A introdução das carenagens das rodas permitiu reduzir drasticamente as forças segundo x . O valor de C_x obtido com carenagens em todas as rodas é um valor já bastante baixo e que se aproxima do objectivo deste trabalho. Na Figura 40 é possível observar a variação da pressão ao longo da forma com carenagens, e ainda o percurso das linhas de corrente em torno do veículo.

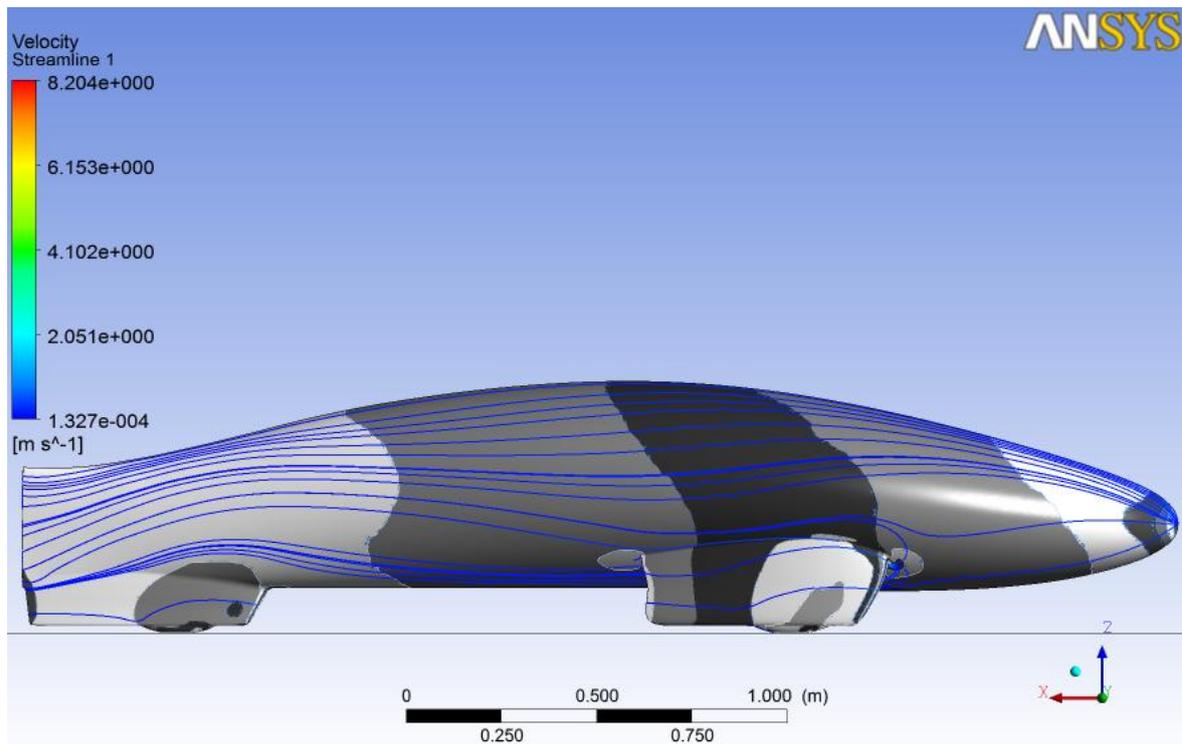


Figura 40 – Variação de pressão na superfície do veículo e linhas de corrente em torno da superfície.

Seguidamente é conveniente estudar o desempenho desta forma, quando sujeita a escoamentos não-alinhados com o deslocamento do veículo. Tal como abordado previamente, este estudo deve ser efectuado para escoamentos incidentes, variando o ângulo de guinada ou ângulo de “yaw” do escoamento até 15 graus. Na Figura 41 está demonstrada a evolução das forças segundo x e y com a alteração do ângulo de incidência do escoamento, e na Figura 42 a evolução das forças segundo x e z .

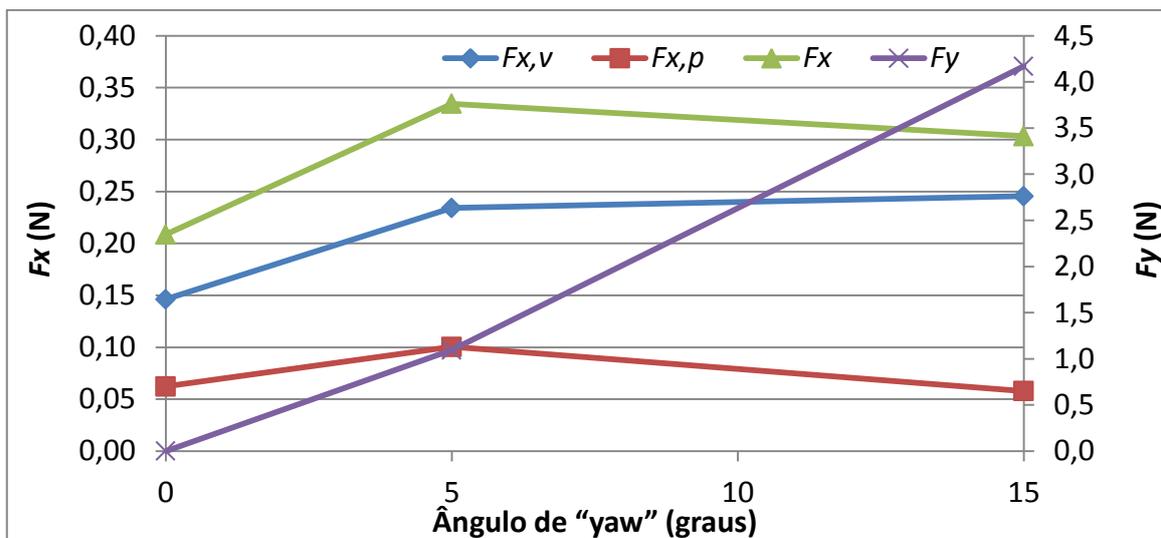


Figura 41 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_y com o ângulo de "yaw".

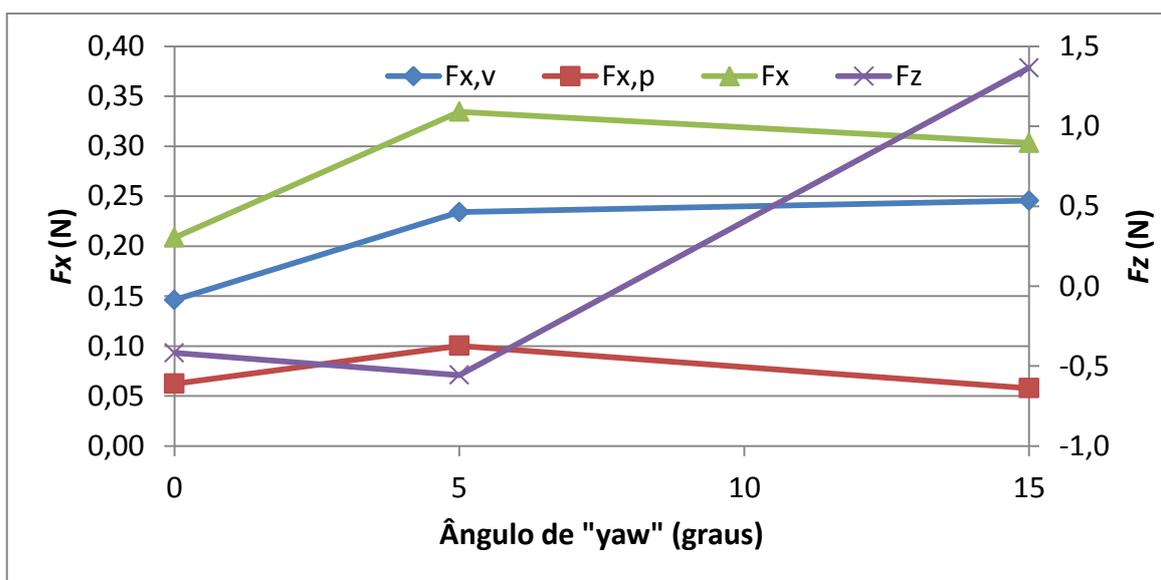


Figura 42 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e F_z com o ângulo de "yaw".

As simulações com escoamento não-alinhado implicaram a utilização do corpo completo, não se podendo utilizar apenas metade com um plano de simetria. Talvez por este facto, o ANSYS Meshing não permitiu que o número de camadas máximas de *Inflation Layer* fosse superior a oito, caso contrário a malha não era gerada.

Ao realizar o cálculo, os resíduos RMS não convergiram para o valor estabelecido de 1×10^{-5} , o que pode ter levado a que os resultados não tenham a mesma precisão que os calculados anteriormente. A não convergência no processo de cálculo pode estar a ocorrer devido à existência de vórtices não estacionários.

Da observação da Figura 41 verifica-se uma diminuição da força segundo o eixo dos xx para o ângulo de 15 graus relativamente à simulação com 5 graus, resultado que à partida não seria expectável. Esta diminuição da força poderá ser causada pela falta de precisão do cálculo. No entanto esta diminuição da força verifica-se devido à diminuição da força de pressão, o que poderá indicar que esteja a acontecer algum efeito aerodinâmico que diminua a força resultante da pressão.

O último parâmetro a ser estudado é a velocidade do escoamento incidente, V_∞ . Os cálculos foram efectuados às velocidades de 5,0 m/s, 8,33 m/s e 10,0 m/s. Na Figura 43 pode-se observar os resultados obtidos com as forças segundo x , sendo o maior aumento verificado na componente de origem viscosa. Quanto ao C_x , seria espectável que o seu valor diminuísse com o aumento da velocidade do escoamento incidente, no entanto, este facto não se verificou sendo o valor mais elevado de C_x obtido para a velocidade de 8,33 m/s.

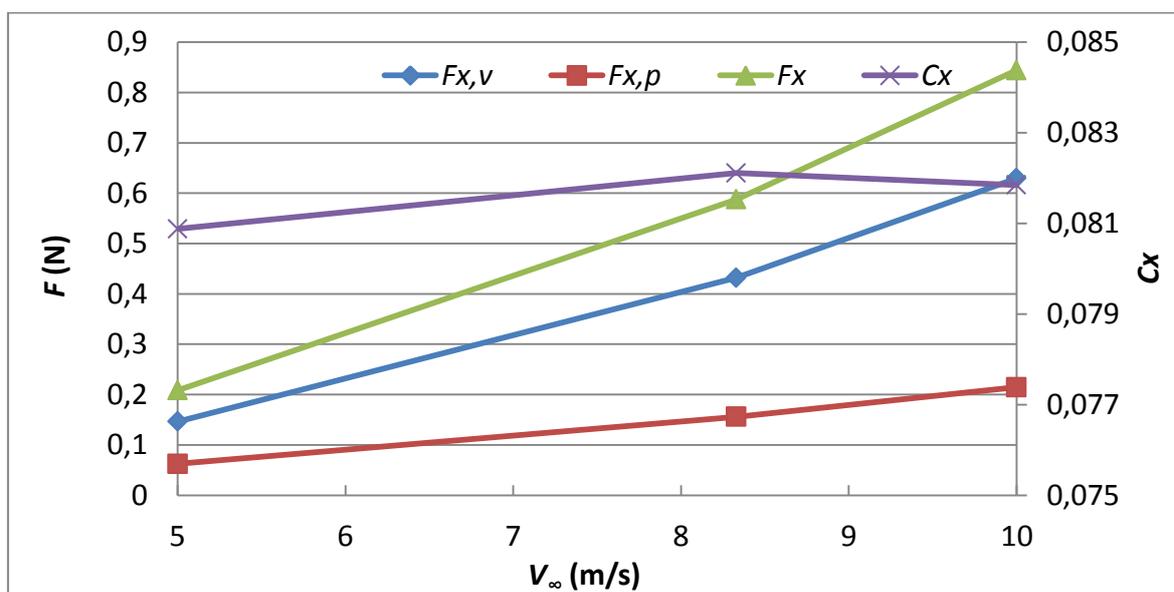


Figura 43 – Evolução de F_x , $F_{x,v}$, $F_{x,p}$ e C_x com a velocidade do escoamento incidente.

Comparando os resultados obtidos com os resultados obtidos por outros veículos é possível avaliar se os resultados obtidos cumprem o objectivo proposto neste trabalho. Como base de comparação utilizou-se o Eco Veículo XC20i (vd. Figura 9) e o PAC CAR II, cujo desenvolvimento é abordado em Santin *et al.* (2007), com a forma que apresenta melhores resultados (EV3 F11). Na Tabela 13 é possível observar os valores de

A_f e do C_x obtido por medição experimental e do C_x obtido por simulação em CFD para estes veículos. Há que ter em atenção que o raio de viragem de projecto destes veículos é diferente, explicando a diferença entre a A_f dos veículos existentes e o resultado deste trabalho.

Tabela 13 – Comparação entre o C_x e A_f de veículos participantes na Shell Eco-Marathon

Veículo	A_f (m ²)	C_x (experimental)	C_x (simulação)
XC20i	0,260	0,150	0,095
EV3-F11	0,348		0,081
PAC CAR II	0,254	0,075	0,070

O EV3-F11 apresenta uma área frontal superior uma vez que o raio de viragem é menor que no XC20i e no PAC CAR II. O PAC CAR II apresenta uma área menor uma vez que somente a roda traseira vira. No XC20i observou-se uma discrepância entre os valores obtidos por simulação CFD e obtidos experimentalmente, o que não se verificou no caso do PAC CAR II.

É ainda necessário comparar os resultados do produto do C_x pela A_f para cada veículo, sendo os dados apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 – Comparação de $C_x \times A_f$ de veículos participantes na Shell Eco-Marathon

Veículo	$C_x \times A_f$ (experimental) (m ²)	$C_x \times A_f$ (simulação) (m ²)
XC20i	0,0390	0,0247
EV3-F11		0,0282
PAC CAR II	0,0191	0,0178

O EV3-F11 apresenta uma relação maior comparativamente aos outros dois veículos essencialmente devido à área frontal ser superior, no entanto, comparativamente com o XC20i o valor não é muito superior mesmo com a diminuição do raio de viragem.

5. CONCLUSÕES

A primeira fase do trabalho consistiu numa profunda pesquisa bibliográfica, que embora tenha ocupado grande parte do semestre para a concretização do mesmo, forneceu as bases essenciais para as fases seguintes. Esta pesquisa bibliográfica permitiu ainda a selecção da forma inicial do veículo, que obteve resultados bastante satisfatórios, antes de qualquer optimização.

A criação de folhas de cálculo em MS Excel™ permitiu o ajuste rápido das formas e uma grande compreensão visual, através de gráficos, facilitando o processo de optimização das geometrias. Também foram criadas folhas de cálculo em MS Excel™ que, através da disposição dos pontos das geometrias em coordenadas x , y e z , permitiram a importação dos pontos para o Autodesk Inventor Professional 2013™ com recurso ao à instalação do *add-on Point Linker*. Esses pontos foram então unidos de modo a formar as secções tanto da carroçaria como das carenagens, estando cada secção separada num *Sketch* 3D. A partir do momento em que as secções foram criadas, para grande maioria das alterações na geometria, foi somente necessário realizar um *Update* a cada *Sketch*, cujas formas tivessem sofrido alteração. Este processo foi bastante longo até se conseguir criar a primeira geometria, no entanto permitiu facilitar a optimização, diminuindo o tempo necessário à sua alteração.

Com a realização deste trabalho, o papel da simulação numérica computacional torna-se evidente em projectos de aerodinâmica de veículos. Sem a utilização deste tipo de ferramentas, a determinação do valor das forças envolvidas e conseqüentemente todo o processo de optimização da geometria, seria extremamente moroso. A cada alteração geométrica, seria necessário criar um modelo à escala para medição experimental em túnel de vento.

O programa de simulação numérica ANSYS CFX, apesar de ser uma das ferramentas de simulação mais poderosas do mercado, apresentou algumas limitações. O processo de aprendizagem de utilização do programa foi bastante extenso, sendo possível devido à realização de tutoriais. A maior dificuldade que se apresentou foi na criação da malha através do ANSYS Meshing. Este programa não permitiu criar as malhas com os

parâmetros que poderiam descrever mais realisticamente o escoamento em torno do veículo. A variação de praticamente todos os parâmetros de criação da malha permitiu ganhar uma sensibilidade relativamente ao programa, começando a ser possível prever se a malha iria ser gerada ou não, com os parâmetros especificados.

A definição do domínio para o processo de cálculo foi bastante facilitada pela utilização dos tutoriais, sendo a convergência das simulações principalmente afectada pela qualidade da malha utilizada.

Para a geometria do veículo com melhores resultados, foi obtido um C_x de 0,0808. Tendo em conta que, a nível mundial, o veículo que apresentou melhor C_x em túnel de vento registou um valor de 0,075, foi atingido um valor bastante baixo. Importa salientar ainda que o actual veículo do projecto Eco Veículo apresenta um C_x medido experimentalmente de aproximadamente 0,15.

Apesar de não existir a garantia de que os resultados obtidos por simulação numérica estão de acordo com a realidade, uma das possibilidades de continuação deste trabalho será a criação de um modelo que permita testar a forma em túnel de vento, comparando então ambos os resultados.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] Abbot, I. H. and von Doenhoff, A. E. (1959), “Theory of Wing Sections”, Dover Publications.
- [2] Câmara, R. M. O. (2010), “Estudo Aerodinâmico da Carroçaria de um Veículo Automóvel Utilitário Cidadino”, Dissertação apresentada para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Automóvel, Departamento de Engenharia Mecânica F.C.T.U.C., Coimbra.
- [3] Hoerner, S. F. (1965), “Resistance a l’Avancement Dans Les Fluides”, Gauthier-Villars editeurs.
- [4] Katz, J. (1995), “Race Car Aerodynamics”, Bentley Publishers.
- [5] Oliveira, L.A. e Lopes, A.M.G. (2006), “Mecânica de Fluidos”, 2ª Ed., LIDEL - Edições Técnicas.
- [6] Santin, J. J., Onder, C.H., Bernard, J., Isler, D., Kobler, P., Kolb, F., Weidmann, N. and Guzella, L. (2007), “The World’s Most Fuel Efficient Vehicle, Design and Development of Pac-Car II”, vdf Hochschulverlag AG an der ETH Zürich.
- [7] Schlichting, H. (2004), “Boundary Layer Theory”, 8ª Ed., Springer-Verlag.
- [8] Stinton, D. (1983), “The Design of the Airplane”, BSP Professional Books, Oxford, pp. 84.
- [9] Tamai, G. (1999), “The Leading Edge, Aerodynamic Design of Ultra-streamlined Land Vehicles”, Robert Bentley Publishers.
- [10] Torenbeek, E. (1982), “Synthesis of Subsonic Airplane Design”, Kluwer Academic Publishers.
- [11] White, Frank M. (1998), “Fluid Mechanics”, 4ª Ed., McGraw-Hill.

7. ANEXO A

Configurações do CFX-Pre

LIBRARY:

MATERIAL: Air Ideal Gas

Material Description = Air Ideal Gas (constant Cp)

Material Group = Air Data, Calorically Perfect Ideal Gases

Option = Pure Substance

Thermodynamic State = Gas

PROPERTIES:

Option = General Material

EQUATION OF STATE:

Molar Mass = 28.96 [kg kmol⁻¹]

Option = Ideal Gas

END

SPECIFIC HEAT CAPACITY:

Option = Value

Specific Heat Capacity = 1.0044E+03 [J kg⁻¹ K⁻¹]

Specific Heat Type = Constant Pressure

END

REFERENCE STATE:

Option = Specified Point

Reference Pressure = 1 [atm]

Reference Specific Enthalpy = 0. [J/kg]

Reference Specific Entropy = 0. [J/kg/K]

Reference Temperature = 25 [C]

END

DYNAMIC VISCOSITY:

Dynamic Viscosity = 1.831E-05 [kg m⁻¹ s⁻¹]

```
Option = Value
END
THERMAL CONDUCTIVITY:
Option = Value
Thermal Conductivity = 2.61E-2 [W m^-1 K^-1]
END
ABSORPTION COEFFICIENT:
Absorption Coefficient = 0.01 [m^-1]
Option = Value
END
SCATTERING COEFFICIENT:
Option = Value
Scattering Coefficient = 0.0 [m^-1]
END
REFRACTIVE INDEX:
Option = Value
Refractive Index = 1.0 [m m^-1]
END
END
END
END
FLOW: Flow Analysis 1
SOLUTION UNITS:
Angle Units = [rad]
Length Units = [m]
Mass Units = [kg]
Solid Angle Units = [sr]
Temperature Units = [K]
Time Units = [s]
END
ANALYSIS TYPE:
Option = Steady State
EXTERNAL SOLVER COUPLING:
```

```
Option = None
END
END
DOMAIN: Domain 1
Coord Frame = Coord 0
Domain Type = Fluid
Location = B753
BOUNDARY: Body
Boundary Type = WALL
Location = Body,Wheels
BOUNDARY CONDITIONS:
MASS AND MOMENTUM:
Option = No Slip Wall
END
WALL ROUGHNESS:
Option = Smooth Wall
END
END
END
BOUNDARY: Freewalls
Boundary Type = WALL
Location = Top,Side
BOUNDARY CONDITIONS:
MASS AND MOMENTUM:
Option = Free Slip Wall
END
END
END
BOUNDARY: Inlet
Boundary Type = INLET
Location = Inlet
BOUNDARY CONDITIONS:
FLOW REGIME:
```

```
Option = Subsonic
END
MASS AND MOMENTUM:
Option = Cartesian Velocity Components
U = 4.98097 [m s^-1]
V = 0.43577 [m s^-1]
W = 0 [m s^-1]
END
TURBULENCE:
Eddy Length Scale = 0.1 [m]
Fractional Intensity = 0.05
Option = Intensity and Length Scale
END
END
END
BOUNDARY: Outlet
Boundary Type = OUTLET
Location = Outlet
BOUNDARY CONDITIONS:
FLOW REGIME:
Option = Subsonic
END
MASS AND MOMENTUM:
Option = Static Pressure
Relative Pressure = 0 [Pa]
END
END
END
BOUNDARY: Road
Boundary Type = WALL
Location = F758.753
BOUNDARY CONDITIONS:
MASS AND MOMENTUM:
```

```
Option = Free Slip Wall
END
END
END
DOMAIN MODELS:
BUOYANCY MODEL:
Option = Non Buoyant
END
DOMAIN MOTION:
Option = Stationary
END
MESH DEFORMATION:
Option = None
END
REFERENCE PRESSURE:
Reference Pressure = 101325 [Pa]
END
END
FLUID DEFINITION: Fluid 1
Material = Air Ideal Gas
Option = Material Library
MORPHOLOGY:
Option = Continuous Fluid
END
END
FLUID MODELS:
COMBUSTION MODEL:
Option = None
END
HEAT TRANSFER MODEL:
Fluid Temperature = 288 [K]
Option = Isothermal
END
```

THERMAL RADIATION MODEL:

Option = None

END

TURBULENCE MODEL:

Option = SST

TRANSITIONAL TURBULENCE:

Option = Gamma Theta Model

TRANSITION ONSET CORRELATION:

Option = Langtry Menter

END

END

END

TURBULENT WALL FUNCTIONS:

Option = Automatic

END

END

INITIALISATION:

Option = Automatic

INITIAL CONDITIONS:

Velocity Type = Cartesian

CARTESIAN VELOCITY COMPONENTS:

Option = Automatic with Value

U = 5 [m s⁻¹]

V = 0 [m s⁻¹]

W = 0 [m s⁻¹]

END

STATIC PRESSURE:

Option = Automatic

END

TURBULENCE INITIAL CONDITIONS:

Option = k and Epsilon

EPSILON:

Option = Automatic

```
END
K:
  Option = Automatic
END
END
END
END
END
END
END
OUTPUT CONTROL:
RESULTS:
  File Compression Level = Default
  Option = Standard
END
END
SOLVER CONTROL:
  Turbulence Numerics = High Resolution
ADVECTION SCHEME:
  Option = High Resolution
END
CONVERGENCE CONTROL:
  Length Scale Option = Conservative
  Maximum Number of Iterations = 100
  Minimum Number of Iterations = 1
  Timescale Control = Auto Timescale
  Timescale Factor = 1.0
END
CONVERGENCE CRITERIA:
  Residual Target = 0.00001
  Residual Type = RMS
END
DYNAMIC MODEL CONTROL:
  Global Dynamic Model Control = On
END
```

END

END

8. ANEXO B

Designações e características das formas estudadas

Tabela B1 – Características geométricas das formas estudadas

Forma	A_f (m ²)	A_w (m ²)	c (m)	h_{nariz} ao solo (mm)	"m" do Camber máx.	α (graus)
EV3 F1	0,3196	4,2738	2,906	260	0,040	-0,99
EV3 F1	0,3512	4,5870	2,906	260	0,040	-0,99
EV3 F2	0,3512	4,7476	2,906	260	0,040	-0,99
EV3 F3	0,3455	4,7076	3,033	250	0,037	-0,99
EV3 F4	0,3455	4,6953	3,033	240	0,037	-1,20
EV3 F5	0,3455	4,7176	3,033	260	0,037	-0,75
EV3 F6	0,3455	4,7497	3,033	295	0,035	0,00
EV3 F7	0,3325	4,7227	3,033	295	0,030	0,00
EV3 F8	0,3325	4,7124	3,033	295	0,030	0,00
EV3 F9	0,3325	4,7336	3,033	295	0,033	0,00
EV3 F10	0,3336	4,7868	3,033	295	0,033	0,00
EV3 F11	0,3483	4,8942	3,033	295	0,033	0,00

Tabela B2 – Características aerodinâmicas das formas estudadas no ar para $V_\infty = 5,0$ m/s, $T = 25^\circ\text{C}$ e $p = 101325$ Pa

Forma	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)	C_x	Comentários
EV3 F1	0,1930	0,0000	-0,3597	0,0816	Só corpo principal.
EV3 F1	0,3329	0,0000	-0,8460	0,1280	Corpo principal e rodas
EV3 F2	0,2981	0,0000	-0,6769	0,1146	Corpo principal e rodas
EV3 F3	0,3085	0,0000	-1,0316	0,1206	Corpo principal e rodas
EV3 F4	0,3057	0,0000	-1,1170	0,1195	Corpo principal e rodas
EV3 F5	0,3057	0,0000	-0,9313	0,1195	Corpo principal e rodas
EV3 F6	0,2956	0,0000	-0,6475	0,1156	Corpo principal e rodas
EV3 F7	0,2796	0,0000	-0,5540	0,1136	Corpo principal e rodas
EV3 F8	0,2803	0,0000	-0,5691	0,1138	Corpo principal e rodas, parte inferior a direito
EV3 F9	0,2767	0,0000	-0,4138	0,1124	Corpo principal e rodas, parte inferior a direito
EV3 F10	0,2658	0,0000	-0,4188	0,1076	Corpo principal e rodas com carenagem na roda traseira, parte inferior a direito
EV3 F11	0,2086	0,0000	-0,4182	0,0809	Corpo principal e rodas com carenagens em todas as rodas, parte inferior a direito

Tabela B3 – Coordenadas bordo de ataque e comprimento da corda para o plano inferior e superior da carenagem da roda da frente direita

	Carenagem da roda da frente direita			
	xBA (mm)	yBA (mm)	zBA (mm)	c (mm)
h min	-150	242	22	460
h máx	-260	243	255	670

Tabela B4 – Coordenadas bordo de ataque e comprimento da corda para o plano inferior e superior da carenagem da roda traseira

	Carenagens da roda traseira			
	xBA (mm)	yBA (mm)	zBA (mm)	c (mm)
h min	1454	0	22	505
h máx	1211	0	166	807,68