

UNIVERSITÉ DE SHERBROOKE
Faculté de génie
Département de génie mécanique

RÉDUCTION DE LA TRAÎNÉE AÉRODYNAMIQUE D'UN TRICYCLE DE TYPE ROADSTER

Mémoire de maîtrise
Spécialité : génie mécanique

DOCUMENT CONFIDENTIEL

Thomas DRIANT

Jury : Hachimi FELLOUAH (directeur)
Alain DESROCHERS (co-directeur)
Stéphane MOREAU
Marc-André ROUX

À celle et ceux qui me sont chers et me soutiennent quotidiennement.

RÉSUMÉ

Le travail de réduction de la traînée aérodynamique d'un véhicule peut être mené sur deux fronts à la fois; d'une part la simulation numérique CFD (Computational Fluid Dynamics) et d'autre part les tests expérimentaux. Les méthodes et approches appliquées à la réduction de la traînée aérodynamique sont bien connues pour des véhicules de types automobile et motocyclette. La présente recherche porte sur un véhicule Spyder qui combine les aspects d'une automobile par la dimension de sa surface frontale et d'une motocyclette par sa position de conduite et son exposition aux éléments extérieurs. L'étude permet d'identifier les zones génératrices de traînées et de leur appliquer des optimisations adaptées. Nous avons appliqué plusieurs méthodes issues de la littérature afin d'atteindre les objectifs de réduction de la traînée fixés par le projet, soit une réduction de plus de 22% de la traînée aérodynamique totale du véhicule. Les recherches se concentrent sur l'aérodynamique externe du véhicule jusqu'aux interfaces avec l'aérodynamique interne.

Mots-clés : Traînée aérodynamique, tricycle, CFD, tests en soufflerie.

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier Hachimi FELLOUAH, Alain DESROCHERS et Stéphane MOREAU pour m'avoir accepté et dirigé tout au long de mes travaux de maîtrise, aussi bien par leurs supervisions que leurs conseils avisés. Je souhaite également remercier Lakhdar REMAKI et Marc-André ROUX qui ont été là pour m'aider au quotidien sur les deux aspects de ma maîtrise, le premier pour ses talents de numéricien et le second pour ses connaissances expérimentales.

Enfin je remercie ma moitié et ma famille qui me soutiennent et m'encouragent dans mes choix de vie car sans eux je n'aurais pas pu me rendre jusqu'ici.

TABLE DES MATIÈRES

RÉSUMÉ	i
REMERCIEMENTS	iii
LISTE DES FIGURES	vii
LISTE DES TABLEAUX	xi
LISTE DES SYMBOLES	xiii
LISTE DES ACRONYMES	xv
CHAPITRE 1. INTRODUCTION	1
CHAPITRE 2. ÉTAT DE L'ART	3
2.1	Introduction	3
2.2	Aérodynamique des automobiles	4
2.2.1	Les forces aérodynamiques et leurs influences	4
2.2.2	Les sources de traînées aérodynamiques et leurs impacts	8
2.2.3	Les solutions de réduction de traînées	10
2.3	Aérodynamique des motocyclettes	14
2.3.1	Généralités	14
2.3.2	Les solutions de réduction de traînée	14
2.4	La CFD	17
2.4.1	Généralités	17
2.4.2	Facteurs d'influences	18
2.4.3	Le post-traitement	21
2.5	Les tests expérimentaux	21
2.5.1	Soufflerie	22
2.5.2	Décélération	23
CHAPITRE 3. ANALYSE ET OPTIMISATION DU SOUS-SYSTÈME ROUE	25
3.1	Avant-propos	25
3.2	Aerodynamic study of a tricycle wheel sub-system for drag reduction	26
3.2.1	Introduction	27
3.2.2	Experimental Study	28
3.2.3	Numerical Model	31
(1)	Governing equations	31
(2)	Numerical Simulation	32
3.2.4	Validation	34
3.2.5	Drag optimization	36
3.2.6	Conclusion	41
3.3	Analyse et optimisation des bras de suspensions	43
CHAPITRE 4. CONSTRUCTION ET VALIDATION DU MODÈLE CFD DU VÉHICULE	47
4.1	Géométrie	47
4.2	Domaine de calcul	48
4.3	Maillage	49
4.4	Conditions aux limites	54
4.5	Modèle Physique et solveur	55
4.6	Validation du modèle	56

CHAPITRE 5. ANALYSE DE L'ÉCOULEMENT ET OPTIMISATION DU VÉHICULE	59
5.1 Analyse de l'écoulement	59
5.2 Géométrie et paramètres	62
5.2.1 Géométrie.....	62
5.2.2 Paramètres de modélisation	63
5.3 Les optimisations potentielles	67
CHAPITRE 6. CONCLUSION	74
ANNEXE A – DONNÉES.....	77
LISTE DES RÉFÉRENCES	81

LISTE DES FIGURES

Figure 1: Variation de la résistance aux roulements et de la traînée aérodynamique en fonction de la vitesse pour une voiture européenne de taille moyenne 900kg, $CD=0.35$ [Barnard, 2001]	3
Figure 2: Forces et moments agissant sur un véhicule [Hucho, 1998]	4
Figure 3: Origine de la portance et du moment de tangage, d'après [Kramer <i>et al</i> , 1974]	6
Figure 4: Distribution de pression sur une section horizontale d'une voiture sous l'effet d'un vent latéral d'angle $\beta=20^\circ$ [Hucho, 1998]	7
Figure 5: Écoulement d'une couche limite sur une plaque plane	9
Figure 6: Origine des forces de traînée [Carr, 1983]	9
Figure 7: Répartition de la traînée aérodynamique du Spyder par composant, [Hassen, 2010]	10
Figure 8: Exemple d'évolution du temps par tour en fonction des améliorations automobiles, [Zhang <i>et al.</i> , 2006]	11
Figure 9: Influence de l'inclinaison du pare-brise sur la traînée [Buchheim, 1981]	12
Figure 10: Réduction de la traînée pour un corps de révolution par le procédé de boat-tailing [Mair, 1978]	12
Figure 11: Installation d'une plaque plane à l'arrière du corps d'Ahmed. Pourcentage de réduction de la traînée aérodynamique avec trois plaques planes de tailles différentes, [Gilliéron et Kourta, 2009]	13
Figure 12: Conduites NACA sur la Bentley aux 24h du mans (FRANCE)	13
Figure 13: Angle du pare-brise	15
Figure 14: Influence de la taille et de la position du pilote sur la traînée aérodynamique, [Heckemüller, 1988]	16
Figure 15: Processus de résolution par volume fini	17
Figure 16: Graphique du calcul de la perte de charge d'un système de refroidissement sous star CCM+ en fonction du nombre de mailles pour un maillage polyédrique et tétraédrique [Peric, 2004]	19
Figure 17: Schéma de souffleries à circuit ouvert et à circuit fermé, [Katz, 1995]	22
Figure 18: Différentes méthode de simulation d'un sol en mouvement, [Katz, 1995]	22
Fig 19: The wheel sub-system. a) CAD design for simulation and tests, b) installed in the wind tunnel	28
Fig 20 : Wind Tunnel cut section	29
Fig 21: Aerodynamic balance design	29
Fig 22: Wheel fender instrumented for wall pressure measurements (a) upper side and (b) lower side	30
Fig 23: Pressure taps positioning	30
Fig 24: Drag value for experimental results and different turbulent models	33
Fig 25: Wheel mesh section view	33
Fig 26: Drag variation with number of mesh elements	34
Fig 27: Fender pressure coefficient (C_p) comparison. a) Lower side C_p , b) Upper side C_p . Symbol: experimental measurements, solid line: numerical results. See Fig 23 for angle reference	35
Fig 28: Contribution of the wheel sub-system parts to the drag	36

Fig 29: Velocity magnitude contours of the flow around the stock wheel subsystem delimiting the recirculation area	37
Fig 30: Velocity vector field of the flow around the stock wheel subsystem showing the flow topology in the recirculation area	37
Fig 31: Enveloping fender	38
Fig 32: Closed version of the optimized fender geometry	38
Fig 33: Velocity vector field of the flow around the optimized fender	39
Fig 34: The “boat tailing” optimization technique, definition of the section	39
Fig 35: The optimal fender shape obtained by the boat tailing optimization technique. (a) fender/ground distance optimization and (b) fender tail optimization	40
Fig 36: Velocity magnitude contours on an optimized version. (a) Closed fender version, (b) Optimized version obtained by the boat tailing technique	41
Fig 37: Front view of tangential velocity vector along longitudinal section $x=-600\text{mm}$ (~ 1 wheel Diameter); origin is on the wheel hub. (a) Stock version, (b) Optimized fender	42
Figure 38: Vue frontale sous système roue. a) Vecteur tangentiel suivant le plan longitudinal à $x=600\text{mm}$, b) C_p sur la surface frontale	43
Figure 39: Géométrie des bras de suspensions optimisés. a) Ailes double, b) Aile simple	43
Figure 40: Vecteur vitesse tangentielle suivant le plan longitudinal à $x=-600\text{mm}$, version avec garde-boue optimisé et suspension à aile simple	44
Figure 41: Histogramme de la réduction de la traînée du sous-système roue en fonction des optimisations testées	45
Figure 42: Structure de construction du modèle CFD	47
Figure 43: Géométrie STL importée dans CCM+	48
Figure 44: Types de domaine de contrôle. a) Domaine en C. b) Domaine parallélépipédique	48
Figure 45: Visualisation y^+ avant raffinement	52
Figure 46: Visualisation des couches de prismes sur le pilote	52
Figure 47: Visualisation y^+ après raffinement	53
Figure 48: Répartition et évolution du maillage	54
Figure 49 : Résumé des conditions aux limites du modèle	55
Figure 50 : Variations géométriques pour la validation du modèle. a) Version Stock. b) Version sans pare-boue ni couvercle de suspension	57
Figure 51 : Champ de vitesse dans le plan de symétrie du véhicule, pilote 90 ^{ème} percentile	59
Figure 52: Iso-surface $V_x = 0\text{m/s}$, vue sur Z	60
Figure 53: Histogramme des types de traînées sur le véhicule	61
Figure 54 : Visualisation des C_p sur le véhicule; a) vue sur Y. b) vue sur X	61
Figure 55: Diagramme de répartition de la traînée du véhicule, version stock. Bloc compact à la place des radiateurs	62
Figure 56: Champ de vitesse dans le plan de symétrie; a) pilote du 90 ^{ème} percentile b) pilote du 55 ^{ème} percentile	63
Figure 57 : Positionnement du radiateur droit et du plan d'analyse	64
Figure 58: Champ de vitesses normal au radiateur moteur dans le plan décalé; a) Bloc compact. b) Radiateur raffiné. c) Bloc poreux	64
Figure 59: Répartition de la traînée du véhicule stock en fonction de la modélisation des radiateurs ; a) Radiateur raffiné. b) Radiateur sous forme de bloc compact. c) Radiateur sous forme de bloc poreux	66
Figure 60: Histogramme des optimisations du véhicule	68

Figure 61: Iso-surface $V_x = 0\text{m/s}$, vue sur Z. a) Version Stock. b) Version avec boat tailing et ailes simples.....	69
Figure 62: Comparaison du C_p sur le sous-système roue optimisé. a) sous-système roue en soufflerie b) sous-système roue sur le véhicule.....	70
Figure 63: Vitesse sur les lignes de courants déviées par la face avant	70
Figure 64: Visualisation des C_p sur la plaque plane, vue sur X.....	71
Figure 65: Vue de face, rétrécissement des panneaux latéraux. a) Version stock. b) Version rétrécie	72
Figure 66: Visualisation C_p spyder rétrécie, vue sur Y.....	72
Figure 67: Positionnement des plans de visualisation	77

LISTE DES TABLEAUX

Tableau 1: Coefficient de portance et de traînée pour différentes géométries [Katz, 1995].....	8
Tableau 2: Influence du pare-brise sur la traînée	15
Tableau 3: Influence de la configuration de pilotage sur la traînée.....	17
Tableau 4: Numerical and wind tunnel results comparison	34
Tableau 5: Extrait de la littérature sur le ratio de dimension entre objet et volume de contrôle	49
Tableau 6: Validation expérimentale du modèle numérique.....	57

LISTE DES SYMBOLES

Acronyme	Définition
D ou F_x	Force de traînée, Drag
R	Moment de roulis, Rolling moment
L	Force de portance, Lift
M	Moment de tangage, Pitching moment
Y	Force latérale, Yawed force
N	Moment de lacet, Yaw moment
ρ	Masse volumique du fluide
S	Surface projetée de l'objet
C_x	Coefficient de traînée
V	Vitesse de l'objet
U_∞	Vitesse du fluide à l'infini
L	Longueur caractéristique de la zone étudiée
μ	Viscosité dynamique du fluide
G_K	Génération de l'énergie cinétique due au gradient de vitesse
G_b	Génération de k due aux décollements et aux forces de volume
Y_M	Contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible pour (ε)
$\sigma_k, \sigma_\varepsilon$	Nombre de Prandtl turbulent pour k et ε
$C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$	Constantes
S_K, S_ε	Termes sources
Rey	Nombre de Reynolds turbulent
k	Énergie cinétique turbulente
y	Distance entre la paroi et le centre de la maille
y^+	Coordonnée de paroi adimensionnelle
u^*	Vitesse de frottement
ν	Viscosité cinématique
C_μ	Constante du modèle définissant la viscosité turbulente
g	Fonction d'agrégation définie par: $g = e^{-\frac{Re_y}{11}}$
F_s	Traînée de la surface étudiée
f_i^{Pres}	Vecteur de la force de pression sur la face i
f_i^{visc}	Vecteur de la force de viscosité sur la face i
n_i	Direction de projection normale à la face i
t_i	Direction de projection tangentielle à la face i
P	Tenseur de résistance poreuse
P_v	Tenseur de résistance visqueuse
P_i	Tenseur de résistance inertielle
f_p	Terme source poreux

LISTE DES ACRONYMES

Acronyme	Définition
BRP	Bombardier Produits Récréatifs
CAO	Conception Assistée par ordinateur
CFD	Computational Fluid Dynamics
CTA	Centre de Technologie Avancée
DNS	Direct Numerical Simulation
LES	Large Eddy Simulation
MIRA	Moto Industry Research Association
PAC	Partenariat Automobile Canada
PIV	Particule Image Velocimetry
RANS	Reynolds Average Navier Stokes
RR	Résistance aux Roulements
SAE	Society of Automotive Engineers
SI	Système International
UdeS	Université de Sherbrooke
WMTC	World Motorcycle Test Cycle

CHAPITRE 1. INTRODUCTION

Ce mémoire est dédié à l'étude de la réduction de la traînée aérodynamique d'un Spyder hybride. Ces recherches sont promues par un partenariat entre l'Université de Sherbrooke (UdeS) et Bombardier Produits Récréatifs (BRP) qui ont fondé le Centre de technologies Avancées (CTA). Ce centre a pour mots d'ordre recherches et innovations technologiques. C'est donc porté par le vent d'une politique écologique mondiale qu'est né le projet subventionné par Partenariat Automobile Canada (PAC). Il vise la conception d'un véhicule récréatif hybride de type Spyder pour répondre aux attentes écologiques grandissantes des clients.

Qui dit véhicule hybride dit véhicule à basse consommation énergétique et faibles émissions polluantes. On se concentre ainsi sur les principaux phénomènes physiques responsables des pertes énergétiques d'un véhicule terrestre. Il s'agit d'abord du moteur à combustion interne qui dissipe à lui seul 70 % de l'énergie du carburant fossile sous forme de chaleur. Les 30% restants pour la propulsion se répartissent en 68% pour vaincre les forces de résistance aérodynamique et 32 % pour contrer les forces de résistance aux roulements et d'entraînement mécanique (Source interne). Ceci est calculé sur un cycle WMTC3 (World Motorcycle Test Cycle) qui est le cycle de référence du projet. On conçoit dès lors l'intérêt de réduire les forces de traînée aérodynamique agissant sur le véhicule dans un but de réduction de la consommation. Cependant notre étude est faite en parallèle avec une étude de la gestion thermique du véhicule afin d'obtenir le point de design optimum entre la traînée aérodynamique et le refroidissement du véhicule. Nous devons également veiller à ne pas dégrader l'agrément de conduite du pilote et ce, autant du point de vue ergonomique qu'aéro-acoustique.

Dans notre étude, on analysera les flux autour du Spyder en se concentrant premièrement sur le sous-système roue qui contribue à lui seul pour 33% de la traînée totale sur les véhicules à roue exposée [cf CHAPITRE 2]. Ce sous-système n'a jamais été étudié dans un but de réduction de la traînée dans la littérature mais uniquement pour la compréhension de l'écoulement autour d'une roue ouverte visant à la génération de portance sur des véhicules de type "formule 1". Cette première partie d'étude du sous-système roue se fait à l'aide d'un modèle CFD (Computational Fluid Dynamics) qui est validé par des tests expérimentaux. Une fois l'étude de la roue complétée et les meilleures optimisations obtenues, on s'attaque au véhicule complet et à la construction d'un modèle CFD fiable. On y applique ensuite les optimisations obtenues sur la roue pour estimer les gains sur le véhicule au complet. Il faut noter que l'étude de l'écoulement autour du véhicule et sa compréhension sont primordiales car le Spyder est un mélange entre une motocyclette (deux roues) et une automobile (quatre roues) totalement nouveau.

Cette étude a pour objectif principal la réduction de 10 à 12% de la traînée aérodynamique totale du véhicule. D'après une étude interne, une telle réduction de la traînée totale engendre une réduction de consommation de 2 à 3% au minimum sur le cycle WMTC3. Dans ce projet, il est autorisé d'effectuer toutes les modifications de géométries sur le Spyder original que l'on juge nécessaire pour atteindre l'objectif principal. Les formes et concepts obtenus et analysés seront pris en compte par BRP dans l'évolution du design du véhicule de production.

Pour bien cerner notre problématique d'étude, on débute par une revue bibliographique des phénomènes aérodynamiques et des techniques de réduction de la traînée sur les véhicules automobiles et les motocyclettes. On parcourt également l'état des connaissances en termes de CFD car la majorité des travaux sont basés sur la simulation numérique. Enfin nous verrons les différentes méthodes de test aérodynamique pour valider expérimentalement un modèle numérique.

La seconde partie présente les travaux réalisés sur le sous-système roue. Elle est constituée d'un article « Aerodynamic study of a tricycle wheel sub-system for drag reduction » soumis le 01/03/2012 dans le journal «Journal of Fluid Engineering». Cet article retrace la construction du modèle CFD de la soufflerie, les tests expérimentaux pour valider ce modèle et l'optimisation du garde boue. Enfin, en complément de l'article, on fait l'exposé des optimisations sur les bras de suspensions du sous-système roue. On termine par l'analyse de la combinaison du garde boue et des bras de suspension optimisés sur la forme de l'écoulement et la valeur de la traînée du sous-système roue.

La troisième partie présente la construction du modèle CFD du véhicule complet. On débute par le traitement des surfaces CAO (Conception Assistée par Ordinateur) provenant du logiciel CATIA V5R18 jusqu'à la résolution du modèle de turbulence sélectionné en passant par la discrétisation du domaine fluide (maillage), les problèmes rencontrés et leurs solutions associées.

La quatrième partie concerne l'analyse de l'écoulement autour du véhicule. On fait également une étude de l'impact de la taille du pilote et de la méthode de modélisation des radiateurs sur l'écoulement. Enfin nous voyons comment les objectifs de réduction de traînée ont été atteints et largement dépassés ainsi que les pistes à explorer pour de futures améliorations.

Nous terminons par une conclusion de l'ensemble des travaux réalisés durant ce projet.

CHAPITRE 2. ÉTAT DE L'ART

2.1 Introduction

Dans cette partie, nous faisons l'état des connaissances disponibles jusqu'à aujourd'hui dans le domaine de l'aérodynamique appliquée aux véhicules terrestres motorisés. Le but est d'y présenter les différents phénomènes physiques qui se produisent autour du véhicule considéré par l'étude. On parcourt ainsi la littérature scientifique afin d'en sortir les travaux qui se rapprochent de notre véhicule ou expliquent certains phénomènes physiques qui s'y rattachent. Mais avant de débiter notre parcours littéraire, l'importance de la traînée aérodynamique sera située dans le contexte global du véhicule.

Sur un véhicule terrestre en mouvement rectiligne, deux forces principales s'appliquent sur son axe de déplacement :

- La résistance aux roulements (RR) qui se décompose elle-même en deux parties ;
 - Une première partie englobe l'ensemble des pertes mécaniques allant de la sortie du moteur jusqu'à la roue. Cette partie des pertes mécaniques évolue linéairement avec la vitesse du véhicule.
 - Une seconde est due aux frottements et à la déformation du pneu lorsqu'il est en contact avec la chaussée. Cette partie de la RR évolue en fonction du carré de la vitesse.
- La traînée aérodynamique qui évolue en fonction du carré de la vitesse.

La répartition de ces deux forces se fait comme indiqué à la Figure 1, ci après

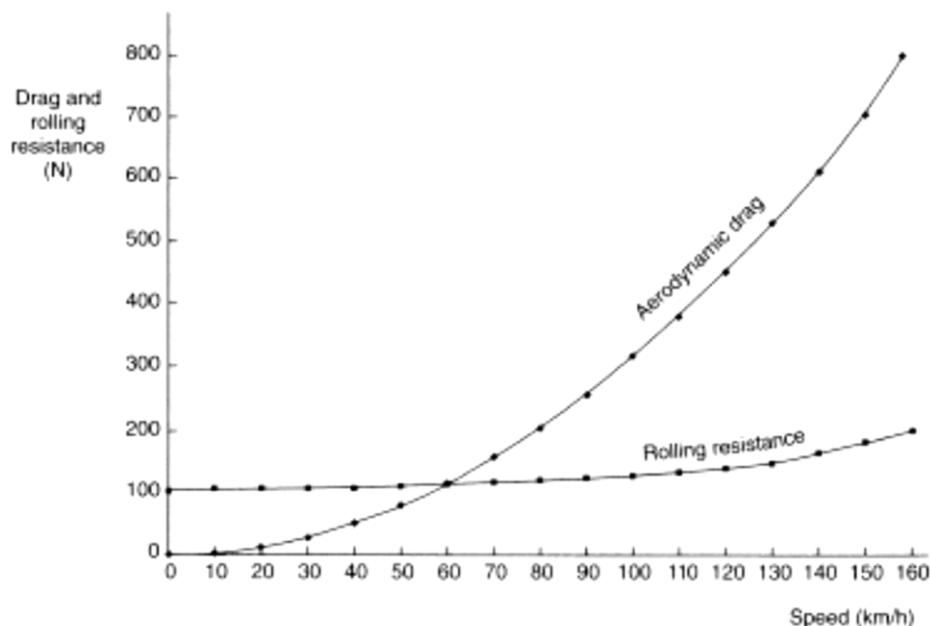


Figure 1: Variation de la résistance aux roulements et de la traînée aérodynamique en fonction de la vitesse pour une voiture européenne de taille moyenne 900kg, $CD=0.35$ [Barnard, 2001]

On constate que la traînée aérodynamique devient prédominante autour de 70 Km/h, c'est pourquoi notre étude s'y consacre et est réalisée autour de cette vitesse.

Maintenant que nous avons vue l'importance de la traînée aérodynamique, nous allons parcourir la littérature dans trois domaines principaux. Le Spyder étant un véhicule d'un nouveau genre; pour pouvoir s'adapter à sa géométrie complexe on se doit d'étudier la littérature relative à l'aérodynamique des automobiles. Mais également la littérature portant sur l'aérodynamique des motocyclettes ou véhicules sans habitacle. Le second domaine de recherche sera consacré aux modèles de simulations CFD et aux hypothèses qu'ils impliquent. La dernière partie examinera enfin les moyens expérimentaux que l'on utilisera dans le cadre de l'étude.

2.2 Aérodynamique des automobiles

Jusqu'ici nous avons vu l'importance que revêt la traînée aérodynamique totale sur la consommation énergétique d'un véhicule. Nous avons brièvement présenté la résistance aux roulements et ses sources. Analysons maintenant la traînée aérodynamique d'un véhicule à travers les véhicules automobiles.

2.2.1 Les forces aérodynamiques et leurs influences

Les forces aérodynamiques ont une influence directe sur le comportement du véhicule, sa stabilité, sa consommation, etc. Elles doivent donc être prises en compte durant le processus de réduction de la traînée pour conserver au mieux le comportement routier du véhicule initial. Voyons maintenant les différentes forces qui s'appliquent sur un véhicule et leurs impacts sur le comportement de celui-ci.

Une force et un moment aérodynamique se retrouvent suivant chacun des trois axes comme on le voit sur la Figure 2.

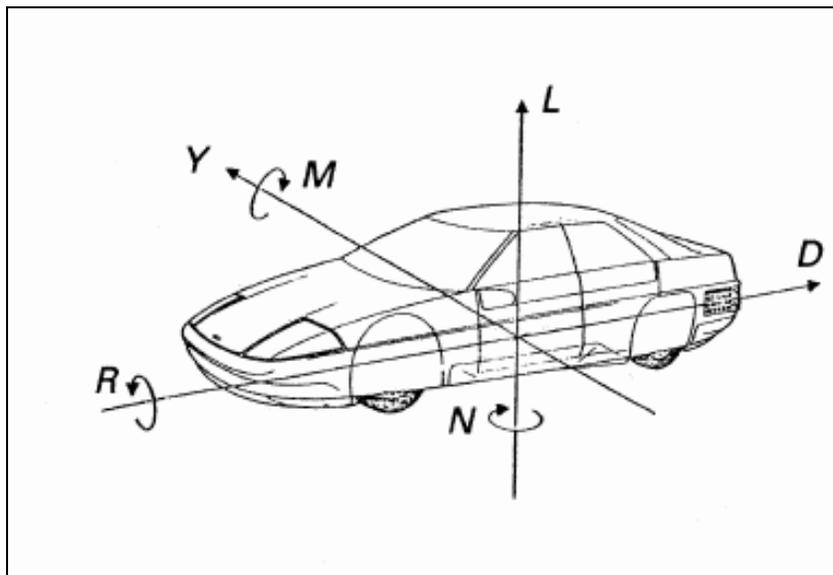


Figure 2: Forces et moments agissant sur un véhicule [Hucho, 1998]

Appellation des différentes forces et moments :

D : Drag	↔	F_x	: Force de traînée
R : Rolling moment	↔	M_x	: Moment de roulis
L : Lift	↔	F_z	: Force de portance
M :Pitching moment	↔	M_y	: Moment de tangage
Y : Yawed force	↔	F_y	: Force latérale
N : Yaw moment	↔	M_z	: Moment de lacet

Voyons maintenant en détail l'expression de chacune de ces forces et leurs impacts sur le comportement du véhicule.

a) Force de traînée et moment de roulis

D'après la première loi de Newton « Tout corps persévère dans l'état de repos ou de mouvement uniforme en ligne droite dans lequel il se trouve, à moins que quelque force n'agisse sur lui, et ne le contraigne à changer d'état ». Or une voiture lancée sur une route sans vent continue sa route en ligne droite jusqu'à s'arrêter. Ainsi la force de traînée est responsable de la diminution de l'énergie cinétique du véhicule. Cette force est considérée comme la plus importante dans l'étude des facteurs aérodynamiques d'un véhicule, car elle devient prépondérante par rapport à la RR entre 65 et 80 km/h selon les véhicules [Hucho, 1998]. Elle s'exprime par l'équation suivante :

$$F_x = \frac{1}{2} \rho S C_x V^2 \quad (1)$$

F_x : Force de traînée(en N)

ρ : Masse volumique du fluide (Kg/m³)

S : Surface projetée de l'objet suivant la direction x (m²)

C_x : Coefficient de traînée (adimensionnel)

V : Vitesse de l'objet (m/s)

On remarque que, dans le cas de notre étude nous ne pouvons faire varier que deux paramètres pour réduire la traînée aérodynamique du véhicule, soit la surface frontale S ,soit le coefficient de traînée C_x .

Le moment de roulis se produit sur le même axe que la force de traînée et il s'exprime par l'équation suivante :

$$M_x = \frac{1}{2} \rho S l C_R(\beta) V^2 \quad (2)$$

Les coefficients sont toujours donnés en unités du système international (SI). Les C_{indice} correspondent à tous les coefficients aérodynamiques adimensionnels pour chacune des sollicitations. β correspond à l'angle de lacet du véhicule.

Le moment de roulis est considéré comme négligeable sur la stabilité globale d'un véhicule de tourisme par rapport aux autres contraintes. Il est toutefois à noter que son importance augmente avec la hauteur du véhicule.

b) Force de portance et moment de tangage

Ils s'expriment par les équations suivantes :

$$F_z = \frac{1}{2} \rho S C_z V^2 \quad (3)$$

$$M_y = \frac{1}{2} \rho S l C_N(\beta) V^2 \quad (4)$$

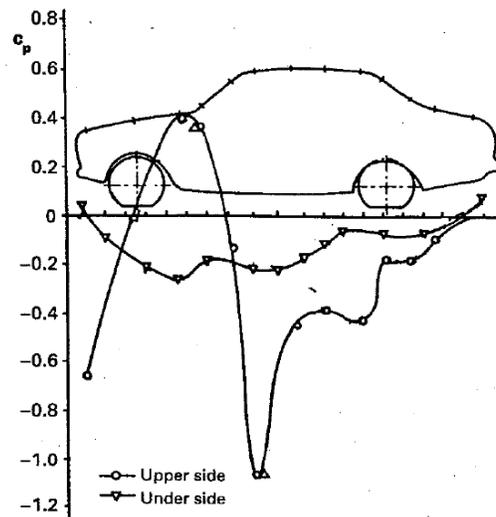


Figure 3: Origine de la portance et du moment de tangage, d'après [Kramer *et al*, 1974]

La force F_z est générée par la différence de pression entre la partie supérieure et la partie inférieure du véhicule; on peut la voir sur le graphique du coefficient de pression à la Figure 3. On cherche à ce que cette force soit nulle ou négative afin d'améliorer la charge du véhicule sur la route et donc l'adhérence des pneus. Elle est importante pour les voitures de tourisme pour éviter les défauts d'adhérence à haute vitesse et vitale pour les voitures de course [McBeath, 2006]. Des avantages peuvent également être apportés au comportement routier en modifiant la répartition de la force de portance sur l'axe longitudinal du véhicule suivant son type de propulsion.

c) Force latérale et moment de lacet

Ils s'expriment par les équations suivantes :

$$F_y = \frac{1}{2} \rho S C_y(\beta) V^2 \quad (5)$$

$$M_z = \frac{1}{2} \rho S l C_M(\beta) V^2 \quad (6)$$

Ils sont dus à la dissymétrie de l'écoulement autour du véhicule provoquée par des vents latéraux ou la prise d'un virage. Ils provoquent une différence de pression entre les deux côtés du véhicule comme illustré à la Figure 4.

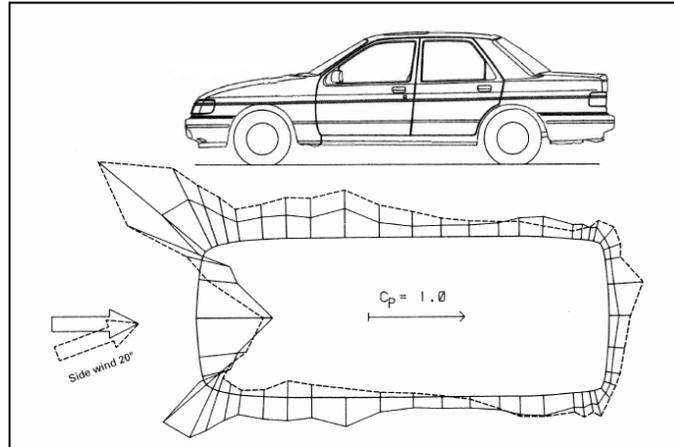


Figure 4: Distribution de pression sur une section horizontale d'une voiture sous l'effet d'un vent latéral d'angle $\beta=20^\circ$ [Hucho, 1998]

La force latérale est responsable de la dérive du véhicule par rapport à sa direction initiale; elle oblige à une correction constante de la part du pilote, ce qui fait chuter l'agrément de conduite.

Le moment de lacet est très important, car dans des conditions où la capacité de virage diminue (route mouillée, haute vitesse, vent fort, rayon du virage court) le véhicule va partir en toupie lors du moindre défaut d'adhérence. Il est donc important d'étudier l'impact de l'angle de lacet sur le comportement aérodynamique du véhicule. [Barnard, 2001] rappelle également que l'angle de lacet change considérablement le coefficient de traînée du véhicule.

Des auteurs comme [Katz, 1995], en étudiant la traînée et les moyens de la réduire ont établi des listes [Tableau 1] de géométrie et de référence en fonction de leur coefficient de portance et de leur coefficient de traînée qui sont les deux coefficients les plus importants pour un véhicule.

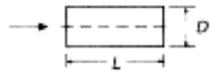
			C_L	C_D
1	Circular plate		0	1.17
2	Circular cylinder $L/D < 1$		0	1.15
3	Circular cylinder $L/D > 2$		0	0.82
4	Low drag body of revolution		0	0.04
5	Low drag vehicle near the ground		0.18	0.15
6	Generic automobile		0.32	0.43
7	Prototype race car		-3.00	0.75

Tableau 1: Coefficient de portance et de traînée pour différentes géométries [Katz, 1995]

2.2.2 Les sources de traînées aérodynamiques et leurs impacts

La traînée aérodynamique a été divisée, pour l'aéronautique, en trois sous-parties :

- La traînée induite par la portance d'une aile.
- La traînée parasite qui se subdivise en :
 - a) Une traînée de frottement (due à la viscosité du fluide en interaction avec la structure);
 - b) Une traînée de forme ou de pression (directement lié à la géométrie du véhicule);
 - c) Une traînée d'interférence qui se localise dans des endroits où la géométrie change brutalement.
- La traînée de compressibilité qui concerne uniquement les véhicules qui atteignent des vitesses transsoniques et supersoniques.

Toutes ces traînées et les phénomènes qui les accompagnent sont présentés par [Kuethe et Chow, 1998].

Il faut préciser que les traînées qui ont le plus d'impact sur un véhicule terrestre par ordre d'importance sont celles de pression [Geropp et Odenthal, 2000], de frottement et enfin d'interférence.

La traînée de pression est due au gradient de pression appliqué sur un objet. Ainsi, plus le gradient de pression est important, plus l'objet génère de traînée et celle-ci ne dépend que de la géométrie.

La traînée de frottement est due à la viscosité du fluide dans lequel évolue le véhicule. En effet, le véhicule a une vitesse donnée alors que le fluide qui l'entoure est initialement au repos. Il se produit donc un gradient de vitesse important entre la surface et le fluide où les phénomènes visqueux prennent de l'importance. Cette zone s'appelle la couche limite. La couche limite évolue en fonction de la viscosité du fluide, de la rugosité de la surface et de la

vitesse. Le décollement de cette couche limite de la surface entraîne une augmentation brutale de la traînée suite à la création de tourbillons. La couche limite peut prendre trois états différents [Figure 5]: laminaire (minimum de traînée de frottement), transitoire et turbulent (plus de traînée de frottement).

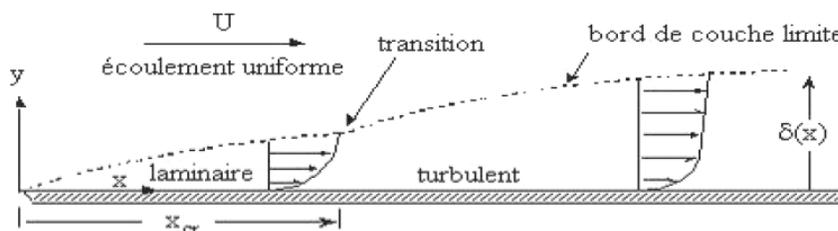


Figure 5: Écoulement d'une couche limite sur une plaque plane

Pour connaître l'état de la couche limite, différentes méthodes existent dont la plus connue est la méthode intégrale de [Von Karman, 1881-1963]. Pour estimer l'état de la couche limite le plus rapidement possible, on se base sur le nombre de Reynolds :

$$Re = \frac{\rho U_{\infty} L}{\mu} \quad (7)$$

- ρ : Masse volumique du fluide (Kg/m^3)
- U_{∞} : Vitesse du fluide à l'infini (sans perturbations, loin de l'objet)
- L : Longueur caractéristique de la zone étudiée (m)
- μ : Viscosité dynamique du fluide (kg/m.s)

En fonction de l'ordre de grandeur du nombre de Reynolds, il est possible de faire une première estimation de l'état de la couche limite.

Voyons maintenant comment se répartit la traînée aérodynamique sur un véhicule automobile. [Carr, 1983] propose, à partir de son étude sur la traînée, la décomposition illustrée à la Figure 6 pour un véhicule automobile.

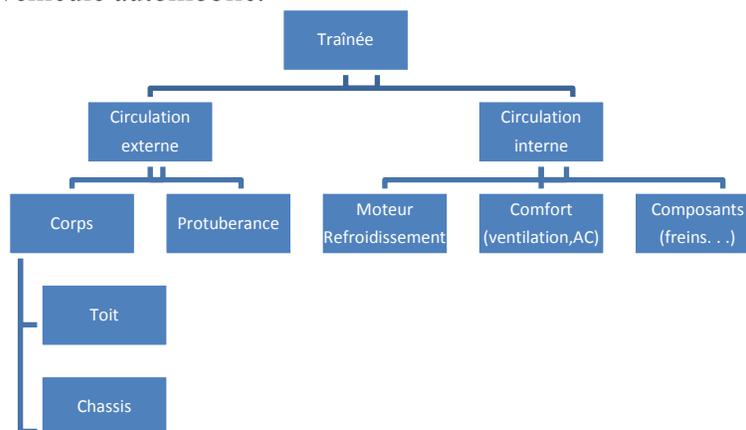


Figure 6: Origine des forces de traînée [Carr, 1983]

Notre étude porte exclusivement sur l'aérodynamique externe du véhicule. Nous avons déjà les résultats de travaux préliminaires [Figure 7] qui présentent la répartition de la traînée externe en fonction des parties du véhicule. Ces travaux ont été menés par [Hassen, 2010] sur le logiciel ANSYS CFX, il utilisait un modèle de véhicule symétrique, un maillage désordonné tétraédrique et un modèle RANS (Reynolds Average Navier Stokes).

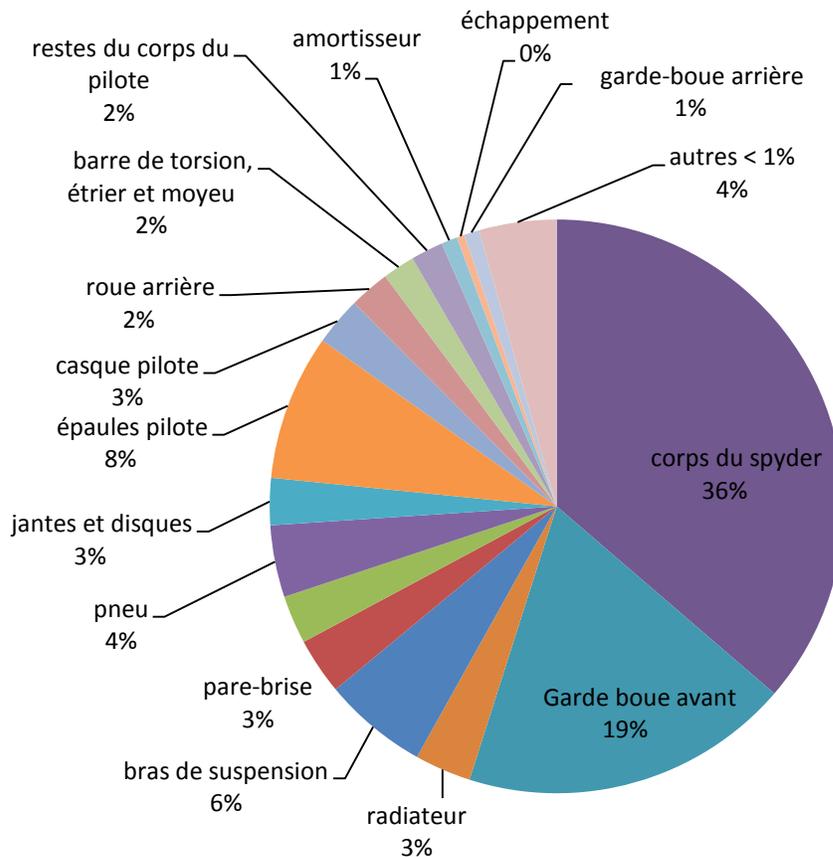


Figure 7: Répartition de la traînée aérodynamique du Spyder par composant, [Hassen, 2010]

Ce type d'analyse est indispensable comme le précise [McBeath, 2006] pour savoir sur quelle partie du véhicule concentrer ses efforts d'amélioration. Il faut également établir quelles solutions de réduction de traînée appliquer en fonction de la partie étudiée et des phénomènes aérodynamiques qui s'y produisent.

2.2.3 Les solutions de réduction de traînées

Diverses méthodes d'optimisation globale ont été développées à partir d'algorithmes génétiques et de réseaux de neurones. Elles permettent de trouver la combinaison optimale de paramètres qui réduit la traînée aérodynamique. Toutefois, ces méthodes ne prennent en compte qu'un faible nombre de paramètres pour l'instant et sont appliquées sur des corps aérodynamiques simples [Herbert *et al.*, 2005]. Elles requièrent des simulations précises en données d'entrée et leur intérêt serait de limiter le nombre de simulations nécessaires pour aboutir à une forme optimale. On utilise actuellement des plans d'expériences et des méthodes

statistiques pour définir les tests à faire à des fins d'optimisation telle que la « méthode de Taguchi ».

À l'heure actuelle, les optimisations se font en se concentrant sur les zones les plus génératrices de traînée qu'on retrouve lors d'une analyse globale [Figure 7]. Un principe général doit être suivi pour l'optimisation de tout véhicule; il faut commencer son optimisation par l'avant du véhicule et avancer progressivement jusqu'à l'arrière. Car comme on l'a présenté dans le paragraphe précédent, pour limiter la traînée, il faut que le fluide reste attaché aux surfaces. S'il se détache, il faut limiter la zone de recirculation ou faire en sorte de rattacher le fluide le plus vite possible à une surface aval. Pour cela il existe plusieurs technologies, telles qu'illustrées à la Figure 8 :

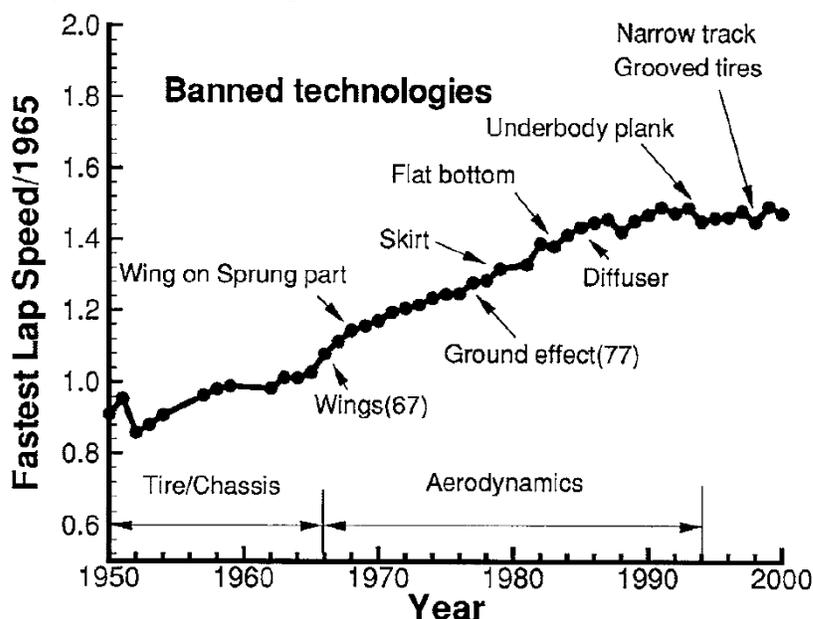


Figure 8: Exemple d'évolution du temps par tour en fonction des améliorations automobiles, [Zhang *et al.*, 2006]

Une première approximation des véhicules automobiles est faite à l'aide de corps simples « bluff body » [Ahmed *et al.*, 1984], [Sagi *et al.*, 1992], etc. Ces corps permettent de comprendre les phénomènes de décollement, d'effet de sol et de recirculation en faisant varier les paramètres géométriques de ses corps qui sont désormais très bien documentés. De ces essais résultent des optimisations automobiles sur les angles de pare-brise [Figure 9] [Buchheim, 1981] et les angles de lunettes arrière [Hucho *et al.*, 1976] [Buchheim, 1981][Maioli, 1983]. Ils précisent qu'il existe un angle optimal, aussi bien pour le pare-brise que pour la lunette arrière. D'après l'observation de la forme d'une goutte d'eau en chute libre qui se fait façonner par l'air qui l'entoure pour donner une géométrie à la traînée minimale, [Mair, 1978] a tenté de reproduire l'arrière de ce profil en le tronquant à différents niveaux pour l'appliquer à un véhicule; méthode baptisée « boat tailing » Figure 10.

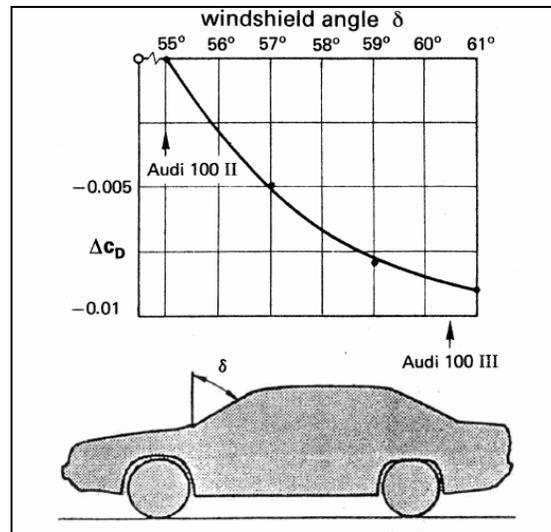


Figure 9: Influence de l'inclinaison du pare-brise sur la traînée [Buchheim, 1981]

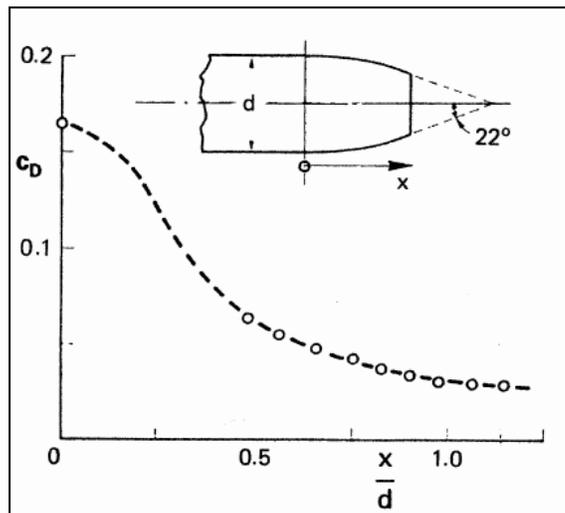


Figure 10: Réduction de la traînée pour un corps de révolution par le procédé de boat-tailing [Mair, 1978]

Enfin pour le dessous du véhicule, [Buchheim, 1981] a étudié l'impact de la rugosité, l'ajout de plaques planes et surtout, pour la compétition, le développement de diffuseurs [Zhang *et al.*, 2006] [Sapnaras et Dimitriou, 2008]. [McBeath, 2006] précise que d'autres dispositifs tels que les jupes, spoiler, ailerons simple ou multiple [Liebeck, 1978] sont principalement développés pour les courses automobiles ou ajoutés pour la stabilité aérodynamique des véhicules. Ils créent surtout une déportance nécessaire à l'amélioration des capacités d'adhérence en virage. [Gilliéron et Kourta, 2009] ont testé l'ajout de plaques déportées à l'arrière d'un corps simple pour réduire le gradient de pression et la zone de recirculation. Ils obtiennent ainsi une réduction de traînée de 28% [Figure 11]. Cependant, l'efficacité de ce dispositif chute en virage. Néanmoins, les auteurs indiquent qu'un asservissement pourrait garder la réduction de traînée constante en tout temps. Ces dispositifs doivent être intégrés aux véhicules de série d'ici 2015. D'autres dispositifs aérodynamiques asservis pourraient voir le jour sur les voitures de série dans les années à venir.

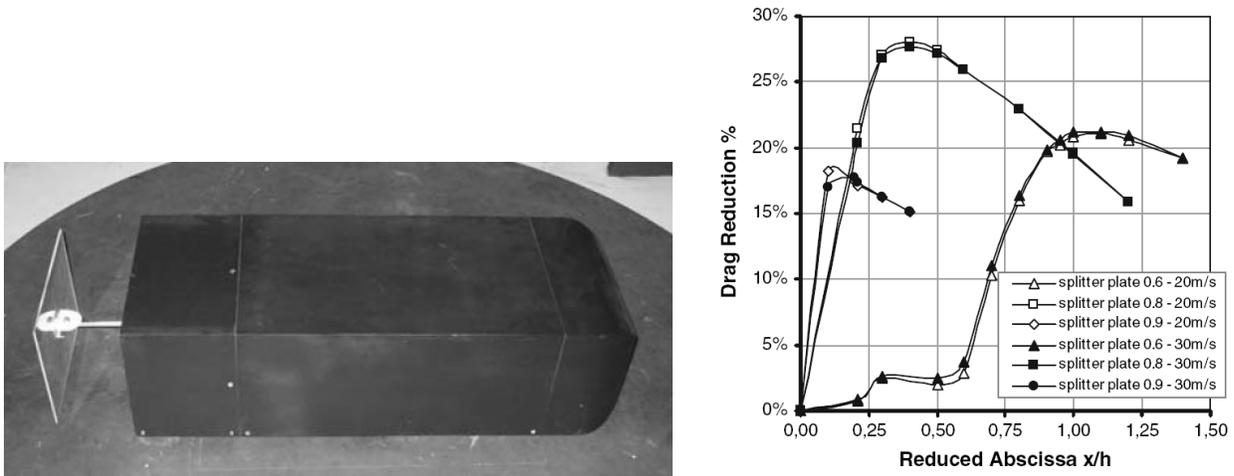


Figure 11: Installation d'une plaque plane à l'arrière du corps d'Ahmed. Pourcentage de réduction de la traînée aérodynamique avec trois plaques planes de tailles différentes, [Gilliéron et Kourta, 2009]

D'autres solutions d'optimisation à l'interface entre les aérodynamiques interne et externe existent telles que les conduites NACA [Figure 12] développées pour l'aéronautique afin d'optimiser le débit d'air entrant dans les radiateurs ou le moteur tout en minimisant la traînée induite par la géométrie de celle-ci [Frick *et al.*, 1945], [Rogallo, 1940], [Mossman et Randall, 1948].



Figure 12: Conduites NACA sur la Bentley aux 24h du mans (FRANCE)

[Ivanic et Gilliéron, 2005] montrent que la position du radiateur a un angle optimal qui permet d'assurer une efficacité énergétique du radiateur pour une traînée minimale. La littérature nous montre que l'aérodynamique interne et externe doivent être développées en parallèle afin d'obtenir les meilleurs compromis géométriques minimisant la traînée.

2.3 Aérodynamique des motocyclettes

2.3.1 Généralités

Poursuivons notre analyse de la traînée aérodynamique d'un véhicule en étudiant le cas des motocyclettes. L'étude des motocyclettes permet de mettre en lumière l'impact d'une géométrie particulière et d'un pilote exposé directement aux flux d'air.

Il faut préciser que le nombre de références sur le sujet est bien plus réduit que pour l'automobile. [Watanabe *et al.*, 2003] expliquent cette différence par la complexité géométrique des motocyclettes et la difficulté de caractériser l'écoulement autour de celle-ci. Les moindres changements modifient complètement l'écoulement; il est alors assez ardu de faire ressortir des généralités sur l'aérodynamique des motocyclettes. Cependant, quelques éléments influant méritent d'être présentés.

L'analyse de ces véhicules peut-être scindée en plusieurs sous-ensembles, les plus importants étant l'avant de la motocyclette et la façon dont le flux est orienté, l'arrière de la moto dont la géométrie détermine la dimension du sillage créé, le pilote et sa position qui est directement en interaction avec le flux et enfin la traînée aérodynamique interne, car les motocyclettes ont des gradients de température supérieurs aux automobiles pour les mêmes classes de véhicule.

De façon générale, [Angle, 2002] a énuméré les solutions existantes de réduction de la traînée aérodynamique comme étant liées à la position du pilote, à l'optimisation du flux autour des roues, à l'approximation de la géométrie d'une goutte d'eau comme on l'a vu précédemment pour les automobiles ou encore à l'augmentation de la pression dans le sillage pour le réduire.

[Hucho, 1998] précise également que l'impact des roues sur la traînée totale est très important. Le calcul de la traînée aérodynamique sur une motocyclette se fait par la même équation que pour la traînée automobile [équation (1)]. Cependant, le comportement du véhicule n'est pas le même; on ne cherchera pas à créer de portance négative, car celle-ci mènerait à une forte instabilité de la motocyclette en virage.

2.3.2 Les solutions de réduction de traînée

a. La face avant

- La formule du calcul de traînée [équation (1)] est toujours dépendante de la surface frontale. Il faudra donc trouver un compromis entre la protection du pilote et l'augmentation de la traînée lors de l'étude de la face avant.
- Vient ensuite la roue avant; [Hackett *et al.*, 1987] ont montré expérimentalement que l'impact de la roue en rotation sur la traînée était non négligeable. [Barlow *et al.*, 1999] ont montré l'influence des roues sur l'écoulement global pour différentes

configurations de véhicule. Ils précisent qu'une étude complète des roues ouvertes est quasi indispensable pour déterminer un coefficient de traînée réaliste.

- Enfin [Angeletti *et al.*, 2003] ont étudié l'influence de l'angle du pare-brise [Figure 13] sur la traînée d'une motocyclette. Leurs résultats [Tableau 2] montrent que la traînée diminue lorsque l'angle du pare-brise se rapproche de l'horizontale, mais cela au détriment du confort du pilote. Il y a également une limite au-delà de laquelle le pare-brise ne joue plus son rôle et la traînée augmente à nouveau.

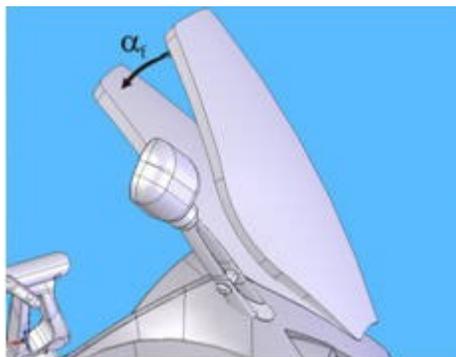


Figure 13: Angle du pare-brise

Il faut donc trouver un compromis entre la réduction de traînée et le confort minimum du pilote.

	Sans pare-brise	$\alpha_f = 0^\circ$ (position initiale)	$\alpha_f = 7^\circ$
Surface de référence (m ²)	0.526	0.878	0.847
S.Cx (m ²)	0.48	0.49	0.44
C _x	0.92	0.56	0.53

Tableau 2: Influence du pare-brise sur la traînée

b. L'aérodynamique interne

Du point de vue aérodynamique, la forme optimale pour une motocyclette est une forme dite de goutte d'eau. Toutefois, en réalité il faut aménager des entrées et des sorties d'air pour permettre le fonctionnement et le refroidissement du moteur et celles-ci sont génératrices de traînées [Mercker et Wiedemann, 1990].

[Hucho, 1998] cite les travaux de [Betterman, 1987] sur les éléments d'amélioration d'une motocyclette sportive. Ils indiquent qu'un bon travail de conception sur les canalisations d'entrées/sorties permet une augmentation rapide des performances thermiques en minimisant la traînée produite.

Enfin [Cocco, 2004] précise que la conception des radiateurs doit permettre d'optimiser l'échange thermique en minimisant les pertes de charge génératrices de traînées. Il propose également d'acheminer l'air chaud provenant des radiateurs dans la zone de naissance du sillage à l'arrière de la motocyclette. Cet apport d'air chaud crée un gradient de pression qui réduit la taille du sillage et donc la traînée. On peut noter que ce type de canalisation est présent depuis plus de 5 ans sur toutes les motocyclettes sportives actuellement vendues de série.

c. La partie arrière

Comme vu précédemment, la partie arrière conditionne la taille du sillage produit par une motocyclette. Il existe plusieurs solutions pour réduire ce sillage; tout d'abord par des considérations géométriques en tentant de faire recoller la couche limite par l'ajout de formes coniques à l'arrière de la moto (comme sur les premières motocyclettes destinées aux records de vitesse « Excelsior Silver Comet » ou « BMW 750cc de 1929 »). Ensuite par l'arrivée de flux chaud dans le sillage où à son abord tel que proposé par [Cocco, 2004]. Ce flux d'air chaud peut aussi bien être l'air provenant des radiateurs que les gaz d'échappement comme on peut le voir sur les motocyclettes sportives actuelles qui ont toutes leurs sorties d'échappement sous la selle. Le sillage reste tout de même dépendant de la circulation du fluide entre l'avant et l'arrière du véhicule; cela passe donc par l'étude de la position du pilote.

d. Le pilote

Comme on l'a vu, la traînée est en lien avec la surface frontale d'un véhicule. Pour une motocyclette, le pilote est dans le flux d'air et donc sa position a un impact immédiat sur la surface frontale [Parks, 2003]. [Cossalter, 2006] montre également que l'impact du pilote est limité en fonction du type de motocyclette et de la protection au vent qu'elles offrent. [Cossalter, 2006], en comparant les types de motocyclettes montre également que le passage d'une position droite à une position couchée amène jusqu'à 20% de réduction du S.Cx de l'ensemble véhicule et pilote. Une autre étude de [Heckemüller, 1988] montre l'impact du pilote et de sa taille sur le coefficient de traînée aérodynamique [Figure 14].

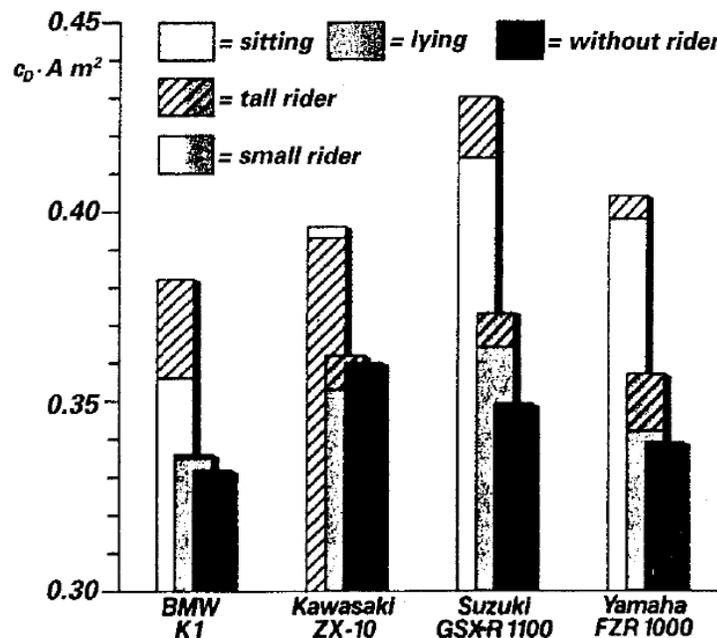


Figure 14: Influence de la taille et de la position du pilote sur la traînée aérodynamique, [Heckemüller, 1988]

On a enfin [Angeletti *et al.*, 2003] qui expriment la traînée d'un maxi scooter seul, avec pilote et avec pilote et passager. On peut constater que malgré l'augmentation de la surface frontale due au passager, les coefficients S.Cx et Cx diminuent, [Tableau 3].

L'auteur explique cette diminution par un retard du décollement de la couche limite et par la position du passager qui favorise le recollement de cette même couche limite.

	moto sans pilote	moto+pilote	moto+pilote+passager
Surface de référence (m ²)	0.78	0.878	1.027
S.C _x (m ²)	0.42	0.49	0.46
C _x	0.54	0.56	0.45
C _z	-0.052	-0.09	0.087

Tableau 3: Influence de la configuration de pilotage sur la traînée

Maintenant que nous avons une idée des solutions d'optimisation que l'on peut appliquer au véhicule, voyons les moyens à notre disposition.

2.4 La CFD

2.4.1 Généralités

La CFD est un domaine permettant l'analyse des phénomènes de la mécanique des fluides par des méthodes numériques, incluant les éléments finis, les volumes finis, les méthodes spectrales, etc. Elle est en général basée sur la résolution numérique des équations de Navier-Stokes. Les moyens numériques existant ne permettaient toujours pas d'obtenir une résolution complète de ces équations pour des fluides turbulents. On a donc développé des modèles de turbulence qui permettent de s'approcher de la solution exacte; ils sont divisés en trois catégories que l'on présentera par la suite. La CFD subit une explosion en termes d'évolution et d'utilisation qui est due à la croissance des moyens de calculs informatiques. À l'heure actuelle, la CFD ne peut toujours pas se passer des tests expérimentaux, car ils permettent de valider les modèles numériques que l'on développe. Cependant, il suffit de quelques tests pour valider un modèle et ensuite l'utiliser pour faire les essais que l'on réalisait autrefois expérimentalement. Il en résulte une importante diminution des coûts d'essais; car il n'est plus nécessaire ni de disposer de matériel expérimental en continu ni de réaliser physiquement toutes les géométries à tester. Il suffit de réaliser la géométrie qui correspond à l'optimum trouvé par la CFD et de la tester pour valider toute une campagne d'essais.

Les étapes du calcul CFD peuvent se décomposer tel que montré à la Figure 15 :

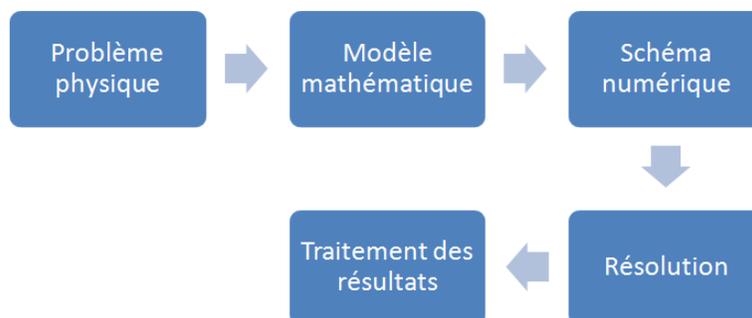


Figure 15: Processus de résolution par volume fini

Le modèle mathématique demeurant le même, les divergences qui apparaissent à l'issue des calculs viennent du schéma numérique dans lequel sont faites les approximations présentées au paragraphe suivant.

2.4.2 Facteurs d'influences

a. Maillage

La génération d'un maillage est une étape cruciale dans une analyse CFD, car le type de maille et leur taille affectent directement la pertinence du résultat obtenu [Tu *et al.*, 2008].

À l'origine, les premiers maillages CFD étaient structurés; ils étaient formés de volumes hexaédriques ordonnés dans une matrice cartésienne 3D [Hucho, 1998]. Par la suite ont émergés des mailleurs multi-blocs permettant des maillages plus adaptés aux géométries que l'on souhaitait étudier, mais l'opération de maillage restait fastidieuse. D'après l'étude de [Versteeg et Malalasekera, 1998] les maillages structurés présentent les avantages suivants :

- On obtient un bon niveau de précision lorsque le maillage est aligné avec la direction principale de l'écoulement; ce type de maillage est très bon en proche paroi.

- Dans les systèmes allongés de type "conduite", le maillage peut être étiré dans la direction principale de l'écoulement pour ainsi diminuer le nombre d'éléments à résoudre.

Leurs principaux inconvénients d'un maillage structuré sont leur complexité, leur temps de résolution, ne serait-ce que pour traiter des géométries peu complexes.

La majorité des mailleurs actuels utilisent un système de maillage principal non structuré à base de tétraèdres ou d'hexaèdres et de triangles ou de carrés pour le maillage des surfaces. Il est également possible, par des systèmes de contrôle, de créer un maillage évolutif qui permette de raffiner la taille des mailles et donc la précision dans les zones d'intérêt. À proximité des parois, il est vivement conseillé d'utiliser un maillage prismatique afin de capter les phénomènes de décollement de couche limite, de pertes énergétiques et de turbulence causés par un gradient de pression adverse, et ce, même si cela rend la simulation plus complexe [Versteeg et Malalasekera, 1998]. [Fletcher et Xuereb, 2004] précisent qu'un maillage non structuré amène généralement plus d'erreurs de calcul qu'un maillage structuré, mais que les résultats sont très acceptables au vu du gain sur la facilité de mise en œuvre et sur le temps de calcul.

Il existe aussi différents types d'éléments. La compagnie CD-adapco dont on utilise le logiciel, a adapté son mailleur pour créer des mailles polyédriques qui permettent de réduire le nombre d'éléments pour une même précision de calcul. [Peric, 2004] précise dans son article qu'un maillage polyédrique peut amener une division du temps de calcul par un facteur de 5 à 10 par comparaison avec un maillage tétraédrique [Figure 16]. CD-adapco a également développé un mailleur avec des éléments hexaédriques appelé « Trimmer ». Ce mailleur génère un maillage non structuré qui est plus difficile à adapter sur des géométries complexes mais qui assure une meilleure stabilité du schéma numérique.

En résumé le maillage se doit d'être adapté à la géométrie, à la précision avec laquelle on veut capter les phénomènes aérodynamiques et aux moyens de calcul (très limitant).

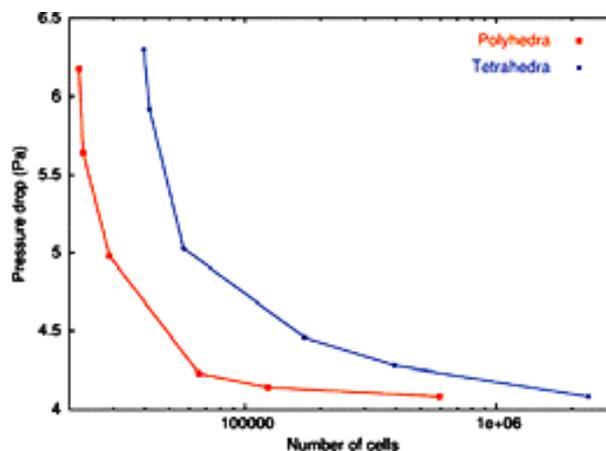


Figure 16: Graphique du calcul de la perte de charge d'un système de refroidissement sous star CCM+ en fonction du nombre de mailles pour un maillage polyédrique et tétraédrique [Peric, 2004]

b. Géométrie

La géométrie utilisée pour les simulations CFD vient la plupart du temps d'un modèle CAO (conception assistée par ordinateur) que l'on importe sous un format de lecture de fichier commun. Il faut bien souvent réaliser des simplifications géométriques, « patcher » les trous existant dans les surfaces ou même casser les arêtes afin de réduire les singularités qui sont sources d'erreur pour le maillage et pour la résolution. Hélas, ces simplifications augmentent l'erreur produite sur l'évaluation du résultat final. Il faut trouver un compromis entre la géométrie brute et les simplifications minimales qui permette de faire converger la simulation dans un temps raisonnable.

c. Modèles de turbulence

Il existe trois façons de résoudre la turbulence; la résolution DNS (Direct Numerical Simulation), elle simule toutes les échelles tourbillonnaires de la turbulence sans distinction et exige une puissance de calcul énorme, si bien qu'elle n'est appliquée qu'à des cas particuliers et des géométries simples par les chercheurs pour la construction de modèles numériques [Fletcher et Xuereb, 2004]. Puis la résolution LES (Large Eddy Simulation) initiée par Joseph Smagorinsky en 1963, réalise la résolution directe des grandes échelles de mouvement du fluide et utilise un modèle de turbulence pour les petites échelles. Ce type de résolution demande moins de moyens informatiques, mais reste tout de même très coûteux et peu aisé à mettre en place. Elle est utilisée dans l'industrie de haute technologie (aéronautique et aérospatiale). La dernière méthode de résolution, la plus répandue utilise les modèles RANS (Reynolds Average Navier Stokes). Leurs principes reposent sur la décomposition d'une variable entre sa moyenne et ses fluctuations; par définition la moyenne du terme fluctuant sera nulle et le terme moyen sera de la forme suivante :

$$\bar{\mu} = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \mu. dt \quad (8)$$

Les modèles RANS se subdivisent en une multitude de modèles qui sont développés pour des applications spécifiques; petit ou grand nombre de Reynolds, importance du calcul en proche

paroi, précision attendue en fonction du temps de calcul. Il existe des modèles dits à zéro, une, deux et jusqu'à sept équations. Le plus répandu est le modèle $k - \epsilon$, qui est un modèle à deux équations; l'une pour caractériser la conservation d'énergie cinétique turbulente k (équation (9)) et l'autre pour caractériser le taux de dissipation ϵ (équation (10)).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot k \cdot U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_K + G_b - \rho \epsilon - Y_M + S_K \quad (9)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \cdot \epsilon \cdot U_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\epsilon} \frac{\epsilon}{k} (G_K + C_{3\epsilon} G_b) - C_{2\epsilon} \rho \frac{\epsilon^2}{k} - Y_M + S_\epsilon \quad (10)$$

où

G_K : Génération de l'énergie cinétique due au gradient de vitesse.

G_b : Génération de k due aux décollements et aux forces de volume.

Y_M : Contribution de la dilatation fluctuante dans la turbulence compressible pour (ϵ)

$C_{1\epsilon}, C_{2\epsilon}, C_{3\epsilon}$: Constantes

S_K, S_ϵ : Termes sources

$\sigma_k, \sigma_\epsilon$: Nombre de Prandtl turbulent pour k et ϵ .

Le modèle $k - \epsilon$ est le plus utilisé, car il représente bien les phénomènes réels, il est stable et robuste, bien établi et largement documenté. [Fletcher et Xuereb, 2004] mettent en évidence ses inconvénients, tels que des problèmes de prédiction des viscosités turbulentes, de prédiction des simulations à faible nombre de Reynolds et de faibles précisions sur des géométries complexes. Il existe d'autres modèles très répandues tel que le modèle $k - \omega$, plus performant en proche paroi pour l'estimation du décollement de la couche limite ou encore le modèle RNG $k - \epsilon$ qui est utilisé pour des écoulements à fort gradient de vitesse. Enfin le modèle $k - \omega SST$ est une combinaison du modèle $k - \omega$ en proche paroi et du modèle $k - \epsilon$ partout ailleurs. C'est à l'heure actuelle, le modèle RANS le plus fiable en termes de justesse de la solution physique. Cependant il est difficile à faire converger sur les géométries complexes que nous étudions.

d. Conditions aux limites

Les conditions aux limites sont un facteur très important, car elles permettent de recréer en simulation les conditions les plus proches des conditions expérimentales. Mathématiquement, elles garantissent l'unicité de la solution du problème continu. Une mauvaise estimation de ces conditions conduirait à une solution non réaliste d'un point de vue physique.

Pour pouvoir réaliser une simulation fluide autour d'un véhicule, il faut créer un volume de contrôle qui caractérise l'air dans lequel le véhicule évolue. Les dimensions de ce volume de contrôle sont très importantes dans le résultat final; il faut trouver un compromis entre un volume de contrôle très grand, qui sera un grand consommateur de puissance de calcul et un volume de contrôle trop petit qui induira une erreur de calcul plus ou moins importante. Il peut être intéressant d'utiliser un volume de contrôle plus petit pour accélérer les calculs lorsqu'on se concentre sur une seule partie du véhicule et d'agrandir ce volume une fois que toutes nos optimisations sont définies pour avoir une estimation plus juste du résultat final de notre travail. La façon de poser les conditions aux limites a également une influence, par exemple

sur les éléments tournants. On peut alors créer un maillage rotatif ou donner une condition de vitesse en surface. Toutefois, ces deux méthodes de simulation d'une pièce en rotation ne donneront pas le même résultat car une condition aux limites ne permet pas d'ajouter les termes d'entraînement et de Coriolis dans le fluide, elles peuvent également poser des problèmes de convergence du modèle.

Il est donc conseillé : de ne pas utiliser de maillage rotatif et d'indiquer sur tous les éléments, une vitesse égale à celle du fluide entrant dans le volume de contrôle afin de réduire le nombre d'itérations nécessaire à la convergence. De mettre une condition de pression égale à la pression atmosphérique en sortie afin d'améliorer la stabilité. De donner une vitesse au sol égal à celle du fluide entrant afin de simuler le mouvement du sol et éviter l'apparition d'une couche limite. Enfin d'adapter les conditions aux autres parois en fonction de ce que l'on veut simuler; test en soufflerie ou sur piste.

e. Résolution

C'est la résolution du système d'équations de Navier-Stokes et du modèle de turbulence appliqué à chaque élément de maille du maillage. Une solution itérative (physique ou non) s'établit progressivement vers un état stationnaire. Pour savoir quand elle est atteinte ou presque, on estime la valeur des résidus¹ numériques. Plus cette valeur tend vers zéro, plus on peut dire que notre modèle numérique a convergé. Les éditeurs de code CFD [*User's guide ansys and star CCM+*, 2010] indiquent qu'une simulation peut-être considérée comme pleinement convergée lorsque les résidus atteignent une valeur inférieure à 10^{-4} .

Pour une simulation, on indique généralement un nombre maximal d'itérations, mais il est possible de conditionner l'arrêt de la simulation en fonction d'un paramètre choisi dont les résidus passent en dessous d'une valeur seuil. Le résultat obtenu est évidemment précis dans les limites de l'application du modèle de turbulence choisi initialement pour la résolution [Zeghib et Taldi, 2008].

2.4.3 Le post-traitement

Le post-traitement consiste à exploiter les résultats calculés par la simulation en chaque maille afin de faire ressortir les paramètres que l'on souhaite étudier. Il permet de faire des visualisations d'une à trois dimensions pour une multitude de paramètres, vorticités, vitesse sur chaque axe, température, pression, coefficients de pression, etc. On peut également paramétrer des fonctions qui permettent de calculer les coefficients aérodynamiques adimensionnels d'un véhicule au complet ou pour des parties du véhicule, comme à la [Figure 7].

2.5 Les tests expérimentaux

L'objectif des tests expérimentaux est de recueillir le maximum d'information sur l'aérodynamisme d'un véhicule dans les conditions les plus proches de son utilisation. Les tests expérimentaux sont le moyen de valider les résultats obtenus par la CFD. Il y a beaucoup de façons de réaliser des tests expérimentaux; pour notre étude nous n'en utiliserons que deux; les tests en soufflerie et les tests de décélération sur piste couramment appelés «coast-down ».

¹ Résidu numérique : Il existe plusieurs normes, en général on utilise la norme L2 qui estime le résidu par la somme du carré des différences entre deux itérations successives.

2.5.1 Soufflerie

Il existe deux catégories de soufflerie; les souffleries en circuit ouvert, qui aspirent un air frais en continu et les souffleries en circuit fermé qui font re-circuler toujours le même volume d'air dans leur circuit [Figure 17].

Les groupes automobiles, la MIRA et la SAE fournissent beaucoup d'informations sur les méthodes de tests. Les explications suivantes viennent de ces compagnies et des œuvres de [Hucho, 1998] et [Katz, 1995]. Il existe beaucoup de moyens de mesure en soufflerie; les plus connus et par ordre de coût sont l'utilisation de brins de laine, l'enduisage d'huile colorée, les capteurs de pression, les anémomètres mécaniques et à fils chauds, la balance aérodynamique, l'imagerie slow motion, la PIV (Particule Image Velocimetry), etc.

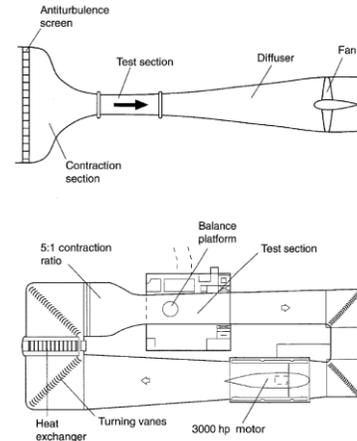


Figure 17: Schéma de souffleries à circuit ouvert et à circuit fermé, [Katz, 1995]

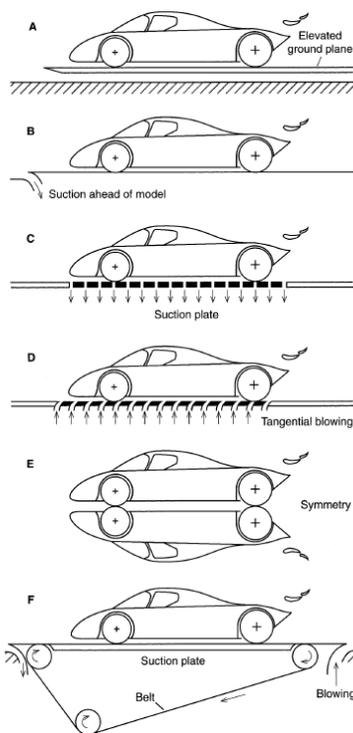


Figure 18: Différentes méthodes de simulation d'un sol en mouvement, [Katz, 1995]

Pour reproduire les conditions exactes d'utilisation d'un véhicule, il faudrait que le moteur tourne, qu'on puisse le soumettre à des cycles routiers, que le véhicule soit en mouvement ou que tout ce qui l'entoure le soit (question de référentiel), qu'on puisse reproduire les conditions atmosphériques et les intempéries. On remarque rapidement qu'il est impossible de reproduire toutes ces conditions dans une soufflerie; il faut donc accepter une erreur sur les résultats obtenus. Cependant avec une bonne connaissance d'une soufflerie et par comparaison avec des tests sur piste, on peut estimer rapidement l'erreur produite pour une structure soufflante donnée.

La non-reproduction de la condition de mouvement induit la création d'une couche limite sous le véhicule qui n'existe pas en réalité; c'est une importante source d'erreur d'après [Krajnovic et Davidson, 2005]. Pour éliminer cette couche limite ou recréer ce mouvement il existe plusieurs solutions plus ou moins performantes, [voir Figure 18].

Voyons maintenant les avantages et inconvénients de chaque type de soufflerie :

Les souffleries en circuit fermé permettent d'avoir un certain contrôle du flux (température, hygrométrie) et certaines souffleries sont pressurisées afin de respecter les lois de similitudes lorsque l'on choisit d'étudier un modèle réduit. Par contre, la mise en place de fumée pour la visualisation et la mise en route du véhicule nécessite des systèmes de filtration de l'air ambiant. Les souffleries en circuit fermé sont coûteuses.

Les souffleries en circuit ouvert n'ont pas besoin de système de filtration, mais elles sont dépendantes de l'air extérieur qu'elles aspirent; elles ne peuvent évidemment pas être pressurisées. Elles sont moins coûteuses que les souffleries en circuit fermé.

2.5.2 Décélération

Le test par décélération, couramment appelé « coast-down », est un test sur route qui permet de trouver la traînée totale d'un véhicule. On lance le véhicule étudié à une vitesse donnée et on étudie sa décélération en roue libre par la mesure de la vitesse du véhicule en fonction du temps. Cette méthode a été pleinement détaillée au fil du temps par des auteurs comme [Hoerner, 1935], [Yasin, 1978], etc. Une autre méthode de mesure de ce même test se fait par une fonction temps-distance proposée par [Petruhov, 1998]. Elle permet de réduire grandement les incertitudes de mesure durant l'expérimentation et est rendue possible par les moyens modernes de mesure. Ce même auteur explique le principe de séparation des variables constituant la traînée totale que l'on a explicité au cours de cet état de l'art. Il rappelle que la connaissance de la résistance aux roulements est indispensable pour extraire la valeur du coefficient de traînée aérodynamique (C_x). Pour la mise en œuvre, il indique qu'il faut réaliser 6 tests pour obtenir une précision des résultats de 95% et qu'il faut contrôler le maximum de paramètres lors des tests afin de s'assurer de n'en faire varier qu'un seul à la fois.

CHAPITRE 3. ANALYSE ET OPTIMISATION DU SOUS-SYSTÈME ROUE

Ce chapitre fait l'analyse et l'optimisation du sous-système roue en utilisant la validation d'un modèle CFD par des résultats de tests expérimentaux. La présentation des travaux débute par le sous-système roue car il représente environ 33% de la traînée totale d'un véhicule à roue ouverte (cf :CHAPITRE 2). Le sous-système roue a deux contributeurs majeurs dans sa traînée aérodynamique. En premier le garde-boue et en second les bras de suspensions et leurs pièces associées. On débute avec l'article ; « Aerodynamic study of a tricycle wheel sub-system for drag reduction » qui relate le travail de construction du modèle; les tests expérimentaux, la validation du modèle et l'optimisation du garde-boue. Ensuite on verra les optimisations réalisées sur les bras de suspension et leurs gains sur la traînée du sous-système roue. Enfin, nous analyserons l'interaction des optimisations du garde-boue et des bras de suspensions ainsi que la réduction maximale de traînée obtenue sur le sous-système roue.

3.1 Avant-propos

Auteurs et affiliation :

Thomas DRIANT : Étudiant à la maîtrise, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

Lakhdar REMAKI : Chercheur Post-doctoral, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

Stéphane MOREAU : Professeur associé, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

Alain DESROCHERS : Professeur titulaire, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

Hachimi FELLOUAH: Professeur adjoint, Université de Sherbrooke, Faculté de génie,
Département de génie mécanique

Date de soumission : 01 Mars 2012

Revue : Journal of Fluid Engineering

Titre français : Réduction de la traînée aérodynamique du sous-système roue d'un tricycle.

Contribution au document :

Cet article contribue au mémoire en présentant la majorité des travaux réalisés sur le sous-système roue du tricycle étudié. Il explique la construction d'un modèle numérique reproduisant les conditions de tests expérimentaux réalisés à la soufflerie de l'UdeS.

Résumé français :

Cet article fait l'étude de la traînée du sous-système roue en rotation d'un véhicule de type tricycle à roue ouverte à travers des tests expérimentaux et CFD. Le sous-système roue englobe le pneu, la jante, les bras de suspensions, le système de frein et l'amortisseur. L'objectif de l'étude est d'analyser l'influence du garde-boue sur un tel sous-système et d'en faire l'optimisation. Pour la partie numérique de l'étude, on utilise le logiciel star CCM+ de CD adapco. Les différents tests expérimentaux ont été reproduits en simulation et la comparaison des tests numériques et expérimentaux nous a permis de valider notre modèle numérique. Pour réaliser l'optimisation de la traînée aérodynamique, nous avons investigués plusieurs formes de garde-boue qui ont ensuite été testés dans notre soufflerie numérique. Une réduction importante de la traînée a été démontrée numériquement grâce aux nouvelles formes de garde-boue proposées.

3.2 Aerodynamic study of a tricycle wheel sub-system for drag reduction

Abstract:

This paper deals with a CFD and experimental drag analysis on an isolated rotating wheel sub-system (including its accessories: tire, suspension, A-arms and fender) of a tricycle vehicle. The main goal of the present work is to study the effect of the fender on the wheel subsystem drag and its optimization. The Star CCM+ commercial code was used for the numerical simulations. Different flow conditions were simulated and some results were validated by comparison to wind tunnel experimental results. To perform drag optimization, several aerodynamic fender shapes were designed and simulated as part of the sub-system. A drastic drag reduction up to 30.6% compared to the original wheel sub-system was achieved through numerical simulations.

Nomenclature

A :	Frontal area
C_d :	Drag coefficient
F :	Drag force
M_a :	Dry air molar mass
M_v :	Water molar mass
p :	Absolute pressure
R :	Specific gas constant
T :	Temperature
V :	Flow velocity
x_v :	Water vapor mass fraction
Z :	Compressibility factor
ρ_{ah} :	Air density with temperature and humidity correction

3.2.1 Introduction

The need to protect the environment and improve fuel efficiency has pushed aerodynamics toward the top of the automakers' priority lists. Also as fuel prices are increasing, vehicle owners are becoming more concerned about the gas mileage of their vehicles.

Several solutions are likely to effectively reduce the energy consumption of a vehicle: reducing its mass, increasing its engine performance, reducing its rolling resistance drag, and optimizing the airflow around the vehicle to reduce aerodynamic drag. Some of these solutions are complex to implement on small vehicles. In fact, based on an internal study, reducing 50 kg in the vehicle weight will provide a 3% reduction in fuel consumption. However this solution requires a new study of the vehicle behavior (geometry, balance, lighter material) and entails an increase in cost. Increasing the engine performance is also costly for a production vehicle. Reducing the aerodynamic drag has become an important improvement avenue since it allows increasing the fuel economy of the vehicle without adding any weight or without introducing any expensive technologies. Moreover, the internal study shows a dissipation force distribution in a World Motorcycle Test Cycle (WMTC) of 32% for the rolling resistance drag and 68% for the aerodynamic vehicle total drag. The air flow past the wheel sub-system is complex as it is characterized by the formation of large vortices in both the vertical and lateral planes inducing drag. Understanding the dynamics of these vortices is thus very important for the design of an efficient aerodynamic vehicle.

According to Barlow's review [Barlow *et al.*, 1999] and confirmed by our tests, the tricycle wheel sub-system (Fig 19a) contributes to a third of the vehicle total drag. The aerodynamic design of this subsystem has a major role in the overall design of the vehicle. This motivates our study to focus on the aerodynamic optimization of this part. Moreover, and to our knowledge, the proposed study is the first aerodynamic simulation and experiment on the whole wheel sub-system including the effect of the wheel fender. The literature review shows, however, some detailed studies of an open rotating wheel of a formula 1 racing car [McManus *et al.*, 2006; Van Den Berg *et al.*, 2009; Kellar *et al.*, 1999; Wäschle *et al.*, 2004; Saddington *et al.*, 2007].

In the present study, numerical simulations for different operating conditions on a standard wheel sub-system geometry are performed using the Star CCM+ commercial code. Results of these simulations are validated by comparing with experimental drag and pressure coefficient obtained during the wind tunnel experiments shown in Fig 19b and described in the next section. Several aerodynamic shapes of the fender are designed and tested following a strategy that is described below. A drastic drag decrease of up to 30% of the original wheel sub-system installed on the present vehicle is obtained.

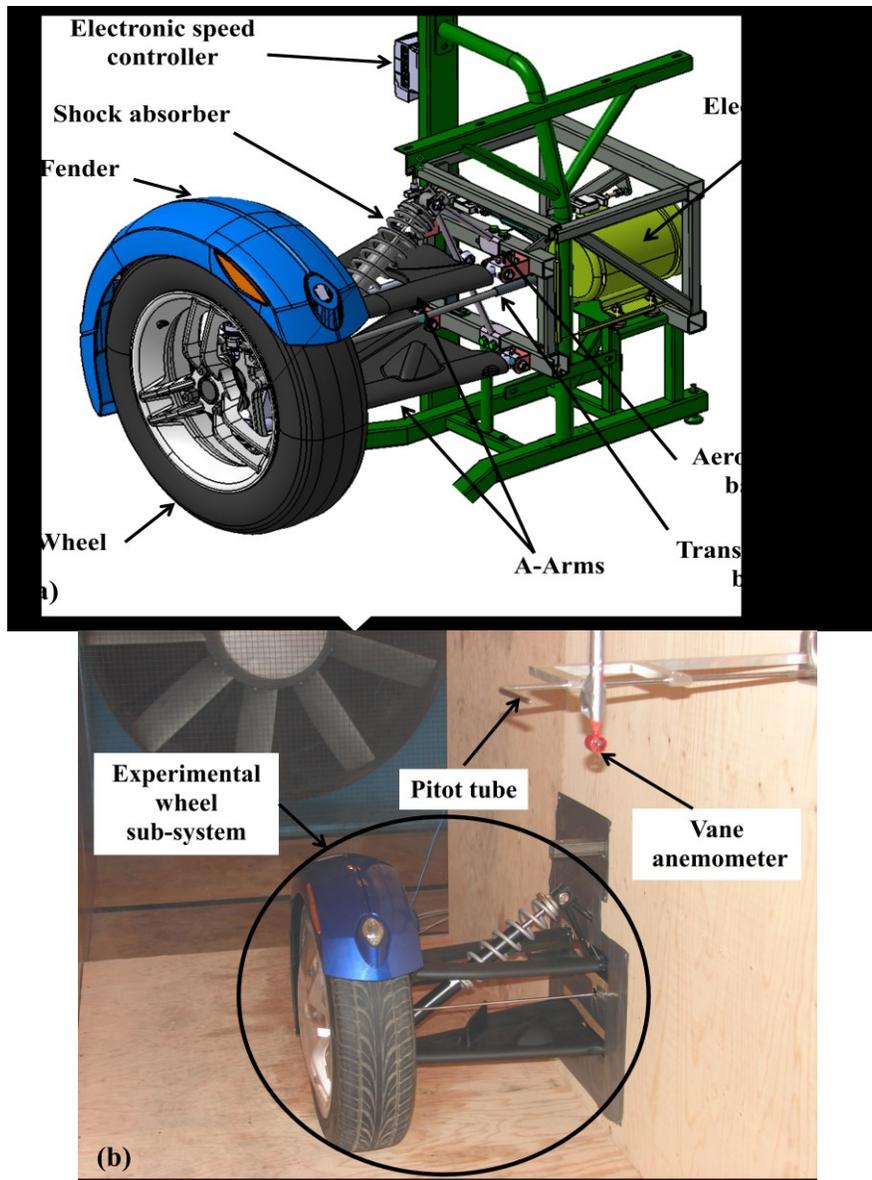


Fig 19: The wheel sub-system. a) CAD design for simulation and tests, b) installed in the wind tunnel

3.2.2 Experimental Study

The experimental study is performed in the 1.82 m x 1.82 m section of the “S1 wind tunnel”, located at Université de Sherbrooke. A cut section of the experiment is shown in the (Fig 20). The test section is 10 m long and the wind is generated by a 1.8 m diameter vane axial fan driven by a 200 hp electric motor. The rotational speed of the fan, and consequently the wind speed in the test section, can be varied using a variable frequency controller drive. The top air velocity in the empty 1.82 m x 1.82 m test section is 30 m/s. The velocity profile was measured to be uniform within $\pm 1\%$ except near the wall where the boundary layer has a thickness in the order of 5 cm. The level of turbulence is less than 0.3%.



Fig 20 : Wind Tunnel cut section

A home designed wind tunnel balance, sketched in Fig 21, with three “S” load cell gauges was used to measure drag, lift and pitching moment. The $C_d.A$ coefficient is then estimated by equation (11). The balance is installed on the structure and isolated from the airflow during the measurements; as shown in Fig 19. It is designed to support the wheel sub-system and its dynamic stress. The calibration of the balance between tests is done using a pulley and a standard mass. An electrical motor with an electronic speed controller is used to control the wheel rotational speed (see Fig 19a).

$$F = \frac{1}{2} \rho_{ah} C_d A V^2 \quad (11)$$

Five piezoelectric differential pressure transducers of ± 1 PSI (Honeywell Sensing and control, SX01DD4, accuracy: 0.012% max) are installed on the wheel fender at different position to measure the wall pressure. Two instrumented fenders are used; one to measure the upper side pressure and the second to measure the lower side pressure (see Fig 22). The pressure measurement points are located in a plane shifted five centimeter away from the fender longitudinal plane.

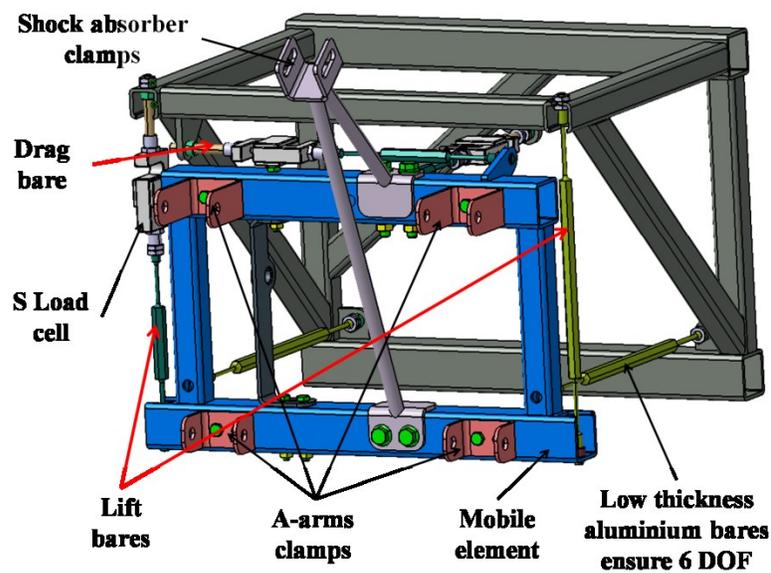


Fig 21: Aerodynamic balance design

Five pressure taps (with 0.5 mm hole diameter) are connected to the five differential piezoelectric pressure transducers through a small chamber "tufnol" glued to the fender surface. This set-up ensures a better pressure stability for the transducer reading. The pressure reading is made between the experimental points (the 5 taps) and the static pressure point of the Pitot probe installed inside the wind tunnel. The accuracy of the pressure coefficient thus measured is about ± 0.05 psi.



Fig 22: Wheel fender instrumented for wall pressure measurements (a) upper side and (b) lower side

For the positioning of the pressure taps, a cylindrical coordinate system (around the wheel axis) is used, as shown in Fig 23. The five positions of the taps are: 135, 126, 105, 55 and 15 degrees for the lower side and 134, 111, 74, 15 and 13 degrees for the upper side. The accuracy of the taps positioning angles is about ± 1 degree.

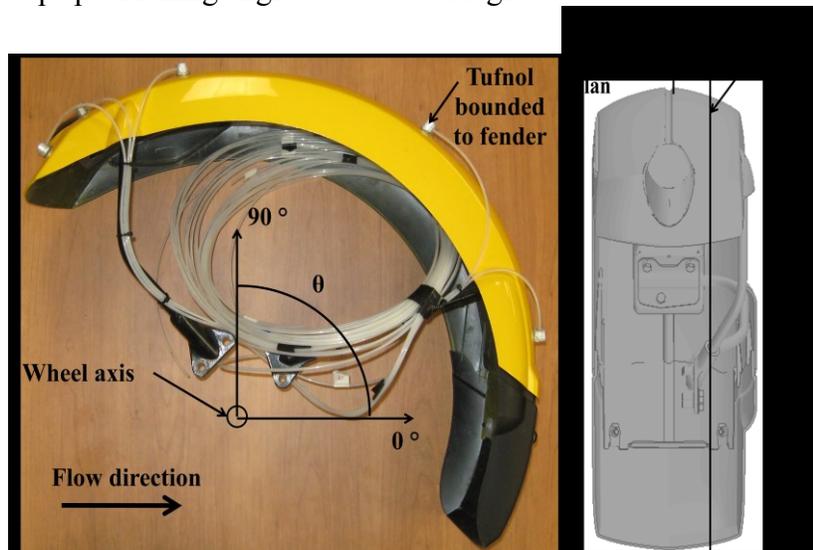


Fig 23: Pressure taps positioning

To ensure a correct flow speed at a specific point a vane anemometer was added as shown in Fig 19b. Atmospheric conditions were recorded at the beginning and at the end of each test in order to measure the air density accurately. This was done according to Equation (12) (see [BIPM, 1981] for more details). The output signal of the pressure transducers and load cells gauges were digitized using an E-Daq acquisition data logger with an integrated run-time display for real-time tests. The time traces were recorded at a sampling frequency of 50 Hz during 90 seconds. The experiments were conducted for the rotated wheel factory fender for two incoming flow velocities of 20 m/s and 27.7 m/s. A Fast Fourier Transform (FFT) was applied to the acquired time-series of the instantaneous data from the pressure transducers and the cell gauges to control the resonance frequencies. Noise in the spectrum was reduced by employing a moving average filter. The experimental results obtained for the rotated wheel factory fender are shown in Tableau 4.

$$\rho_{ah} = \frac{p \cdot M_a}{Z \cdot R \cdot T} \left[1 - x_v \cdot \left(1 - \frac{M_v}{M_a} \right) \right] \quad (12)$$

3.2.3 Numerical Model

Computational Fluid Dynamics (CFD) has become a powerful tool that is being increasingly used in many industrial applications following the growth in computer capabilities in terms of speed and memory. This allows analyzing complex geometries and handling large-scale simulations in a reasonable time with a high level of accuracy [Morgan *et al.*, 1991; Barth.T, 1991; Mavriplis et Venkatakrishnan, 1996; Hartmann *et al.*, 2010; Remaki *et al.*, 2011].

(1) Governing equations

The governing equations for three dimensional turbulent incompressible flow are expressed, relative to a Cartesian coordinate system (x_1, x_2, x_3) , over a fixed volume \mathcal{V} with a closed surface \mathcal{S} , in the integral form:

$$\frac{d}{dt} \int_{\mathcal{V}} Q d\mathcal{V} = \int_{\mathcal{S}} F_{\alpha}(Q) n^{\alpha} d\mathcal{S} - \int_{\mathcal{S}} G_{\alpha}(Q) n^{\alpha} d\mathcal{S} \quad (13)$$

Where the summation convention is employed, with $\alpha=1, 2, 3$ and $n=(n^1, n^2, n^3)$ denoting the unit outward normal vector to \mathcal{S} . In this equation, the unknown Q , the inviscid flux vectors F_{α} and the viscous flux vector G_{α} are defined by:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 \\ u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{bmatrix} \quad F_\alpha = \begin{pmatrix} u_\alpha \\ u_1 u_\alpha + \frac{p}{\rho} \delta_{\alpha 1} \\ u_2 u_\alpha + \frac{p}{\rho} \delta_{\alpha 2} \\ u_3 u_\alpha + \frac{p}{\rho} \delta_{\alpha 3} \end{pmatrix} \quad G_\alpha = \begin{pmatrix} 0 \\ \tau_{\alpha 1} \\ \tau_{\alpha 2} \\ \tau_{\alpha 3} \end{pmatrix} \quad (14)$$

Here, p denotes the average pressure of the fluid, u_α is the average velocity of the fluid in the x_α direction, t denotes time and $\delta_{\alpha,\beta}$ is the Kronecker delta. The averaged deviatoric stress tensor is defined by

$$\tau_{\beta\alpha} = -\frac{2}{3} \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{\beta\alpha} + \frac{\mu}{\rho} \left(\frac{\partial u_\beta}{\partial x_\alpha} + \frac{\partial u_\alpha}{\partial x_\beta} \right) \quad (15)$$

Where μ is the sum of the laminar and the turbulent viscosities. Steady state solutions of this equation set are sought in a spatial computational domain Ω .

(2) Numerical Simulation

To build the numerical model, first the CATIA (V5R18) software is used to create a CAD model and then STAR CCM+ is used to generate the mesh and solve the system of equations described above. For the mesh topology, polyhedral and hexahedral elements are tested; both give satisfactory solutions in terms of accuracy with a better rate of convergence when using hexahedral elements. Therefore the latest type, hexahedral elements, is selected and used in all simulations. To capture turbulence phenomena, five prismatic layers are generated ensuring that the dimensionless distances to the wall, y^+ , remain within the range of 30 to 50. The boundary layer was modeled with the STAR CCM+ two-layer formulation. Several turbulent models are tested as well, including K- ε , K- ω and K- ω SST models along with the use of wall functions. Close results are obtained from these models. The discrepancy on drag is no more than 3% as shown in Fig 24.

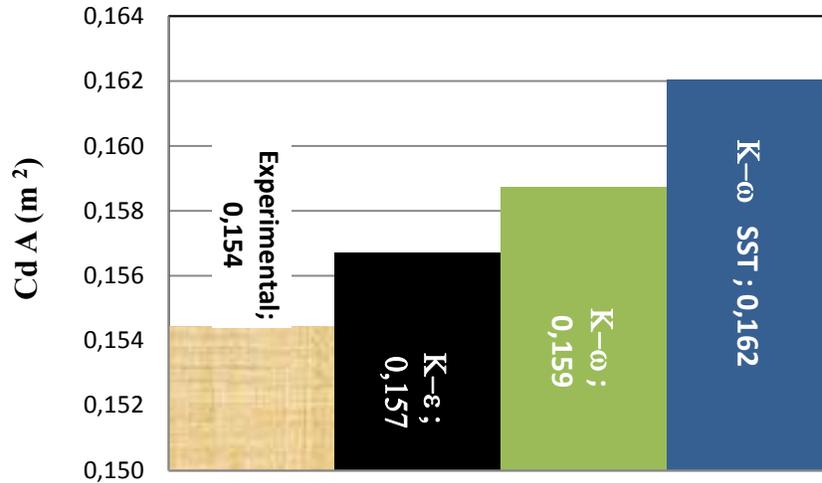


Fig 24: Drag value for experimental results and different turbulent models

A volume mesh refinement near the wheel has been added in the present simulations as shown in Fig 25. To estimate the necessary mesh resolution for a desired accuracy, the number of elements is plotted against the total drag force in Fig 26. The latter figure shows that over roughly 9 million elements there is no noticeable change in drag. Consequently, this mesh size provides a good balance between accuracy and processing time. Finally, note that the rotating wheel is simulated by imposing a tangential velocity as a boundary condition. In fact a good agreement is obtained between experimental and CFD results with frozen rotor and tangential velocity boundary conditions, as shown in Tableau 4. But the frozen rotor model needs a computing time approximately twice as long as the tangential velocity boundary condition model. Note, that all of our simulations have been stopped after the residuals had dropped by four orders of magnitude.

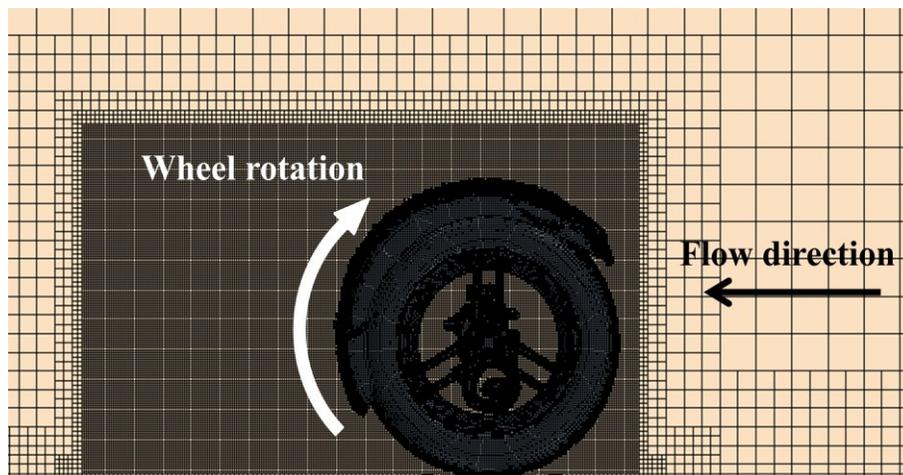


Fig 25: Wheel mesh section view

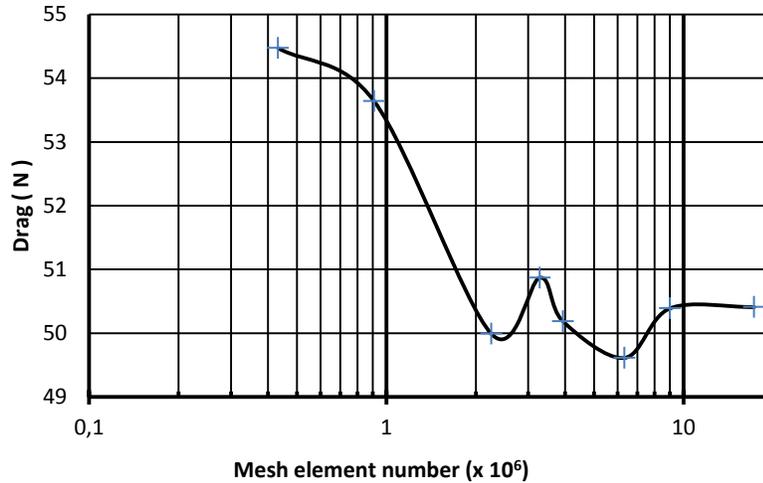


Fig 26: Drag variation with number of mesh elements

3.2.4 Validation

The numerical model described above was validated against experimental results before moving on to the aerodynamic optimization of the complete wheel subsystem with drag reduction as a target. The wheel subsystem experimental setup presented in section 2 is simulated numerically at the same velocities of 20 m/s and 27.7 m/s considered experimentally. To validate the numerical model described in section 3, the above wind tunnel test is also simulated numerically. The K- ϵ turbulent model is retained, because it produces a reasonable prediction with a good convergence rate. Tableau 4 shows a summary of the CFD results compared to the experimental ones. It can be seen that in all cases the error doesn't exceed 3.5%, which demonstrates the reliability of the numerical model and so justifies its use for the wheel sub-system optimization.

The pressure coefficient distribution on the lower and upper surfaces of the stock fender measured using the 5 pressure transducers and calculated numerically with CCM+ is shown in Fig 27. Recall: the measurements are taken on the offset plane as explained in section 2 to warrant comparison with the numerical results. As it can be seen, the experimental measurements are consistent with the numerical model for four points on both sides.

Flow speed (m/s)	Experimental results	CFD results		$C_d \cdot A$ Error (%)
	$C_d \cdot A$ (m ²)	Boundary condition	$C_d \cdot A$ (m ²)	
20	0.154 ±.002	Tangential velocity	0.157	1.45
	0.154 ±.002	Frozen rotor	0.153	0.87
27.7	0.161 ±.004	Tangential velocity	0.156	3.32

Tableau 4: Numerical and wind tunnel results comparison

Conversely, two points (one on each side of the fender) located in the recirculation areas (see Fig 23 for their location) exhibit less accuracy. For the lower side of the fender, recirculations are located on the upper front and for the upper side; they are located on the lower front on the back of wheel. The gap between the experimental and numerical results is probably due to the turbulent model K- ϵ used and the steady state condition chosen; in fact the flow in these recirculation areas is often unsteady. This result reinforces reliability of the present numerical model.

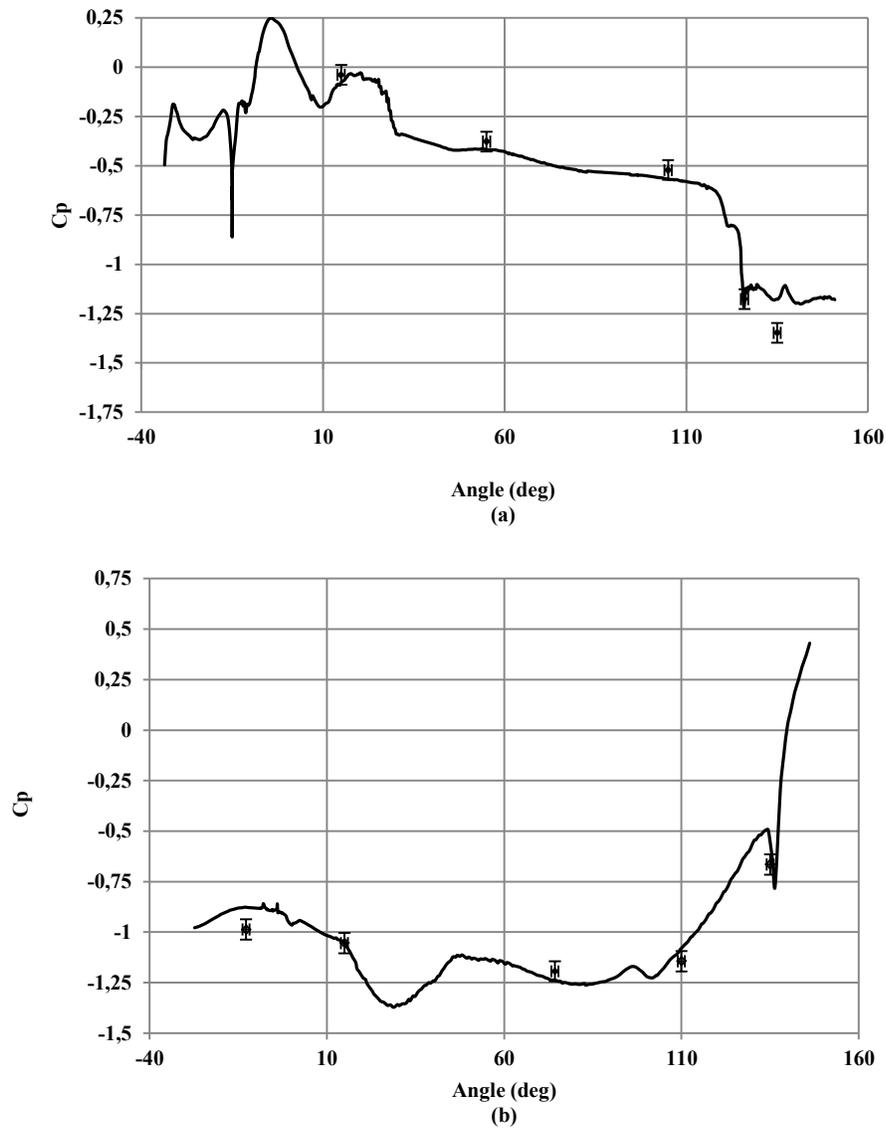


Fig 27: Fender pressure coefficient (C_p) comparison. a) Lower side C_p , b) Upper side C_p . Symbol: experimental measurements, solid line: numerical results. See Fig 23 for angle reference

3.2.5 Drag optimization

The CFD model being validated against experimental data with success is applied to the wheel sub-system drag optimization by designing new fender geometries and comparing the new drag force to the reference one generated by the stock version. The fender is chosen as a first target for the whole wheel sub-system optimization because it has the largest contribution to the total drag as seen in Fig 28 which provides the drag contribution of each part.

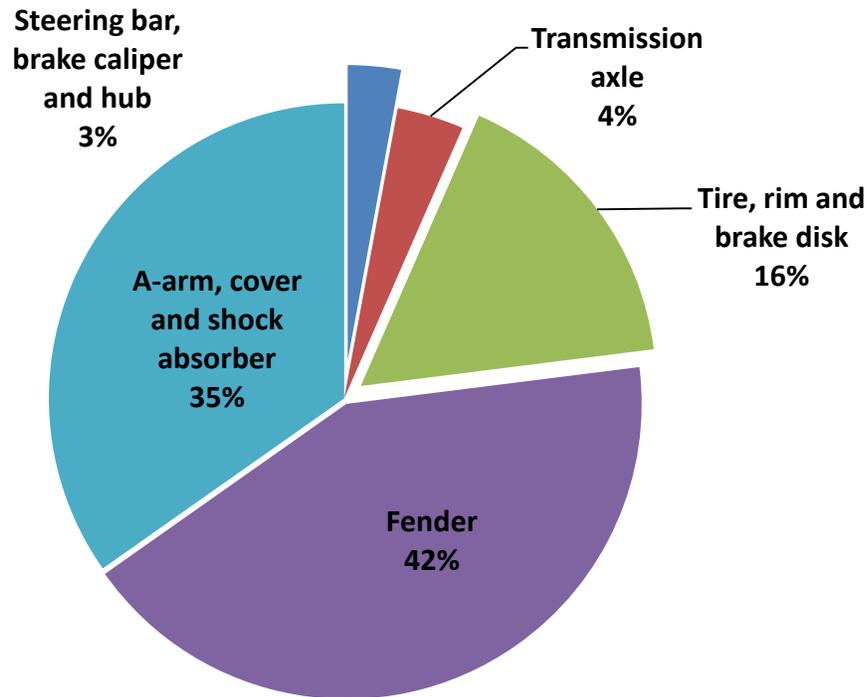


Fig 28: Contribution of the wheel sub-system parts to the drag

This pie-chart clearly points out that the fender is the most important contributor to the total drag followed by the A-Arms. This strong contribution could be explained by the size, shape and the position of the fender in the flow direction. The gap between the tire and the fender also creates some kind of “duct” that accelerates the air flow thus creating a Venturi effect. The circular shaped fender acts like a “parachute”, which generates a significant pressure increase on its internal face. The rim spokes also stir air when the wheels are rotating and therefore increasing the resistance to the flow. The current fender shape cannot prevent this behavior.

The flow topology in the CFD around the stock wheel subsystem shows that the flow is complex; a huge recirculation zone exists at the back of the subsystem (its length being slightly greater than a tire diameter) and an important stagnation zone appears on its front [Fig 29 and Fig 30]. The important recirculation areas seen in the velocity contours have a large contribution to the drag increase. The velocity vectors stress the complex flow topology in the recirculation area.

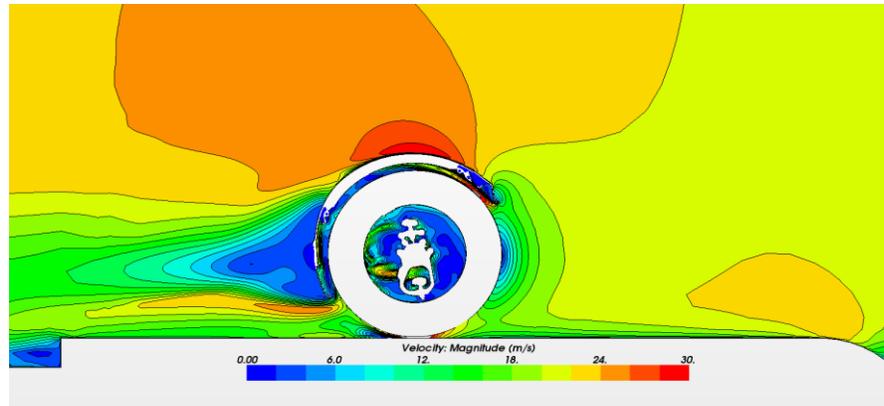


Fig 29: Velocity magnitude contours of the flow around the stock wheel subsystem delimiting the recirculation area

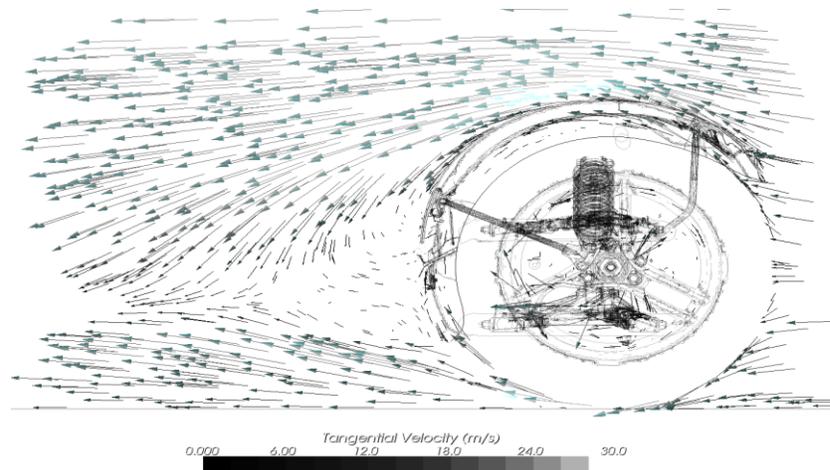


Fig 30: Velocity vector field of the flow around the stock wheel subsystem showing the flow topology in the recirculation area

As an important source of strong vortices and high pressure, the back and front of the fender are clearly worth improving to reduce the total drag. Keeping in mind that this is still a complete vehicle downstream of the wheels, the reduction in vortices will also have an important impact on the vehicle total drag and the pilot wind comfort.

Consequently, the flow behind the wheel needs to be reduced or at least the important recirculation zones should be limited. To reduce the high pressure created by the fender, one solution is to extend it towards the ground beyond the front pressure stagnation point. The flow needs to be kept attached to the fender as well, which suggests the design of a completely closed wheel as shown in Fig 31.

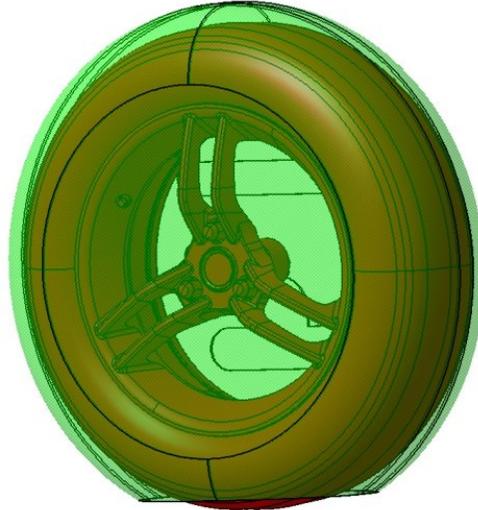


Fig 31: Enveloping fender

Numerical results on such a design show a drag reduction of 23% of the subsystem total drag. However these results show that the flow is still separated from the rear part of the fender. In order to reduce the recirculation zone and reattach the flow, the fender is extended in the back by adding a long tail as shown in Fig 32. The velocity vectors field of the flow around the subsystem in Fig 33, no longer shows any recirculation area and the flow is now completely reattached.

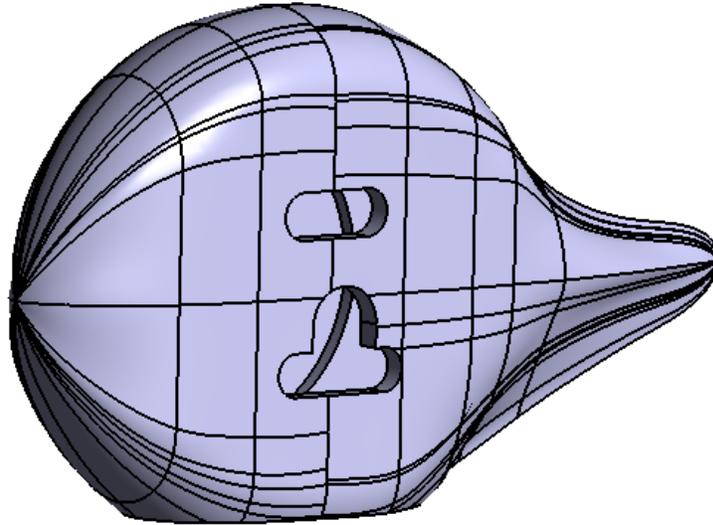


Fig 32: Closed version of the optimized fender geometry

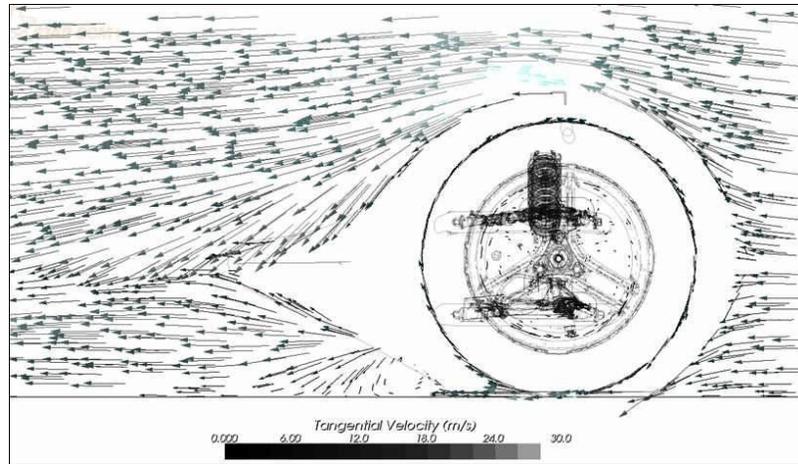


Fig 33: Velocity vector field of the flow around the optimized fender

Because of practical constraints on the vehicle, the fender back tail length needs to be shortened. Moreover, an important ground effect caused by the reduced space between the fender and the ground is observed in Fig 33. To overcome these shortcomings, a geometrical modification called the “boat tailing” optimization technique [Mair, 1969], which consists in a gradual reduction of the body cross section has been applied to optimize the flow pattern around the body. In the present study, this technique is applied vertically (fender tail) and horizontally (fender bottom). Four horizontal and three vertical sections of equal distances are performed as shown in Fig 34.

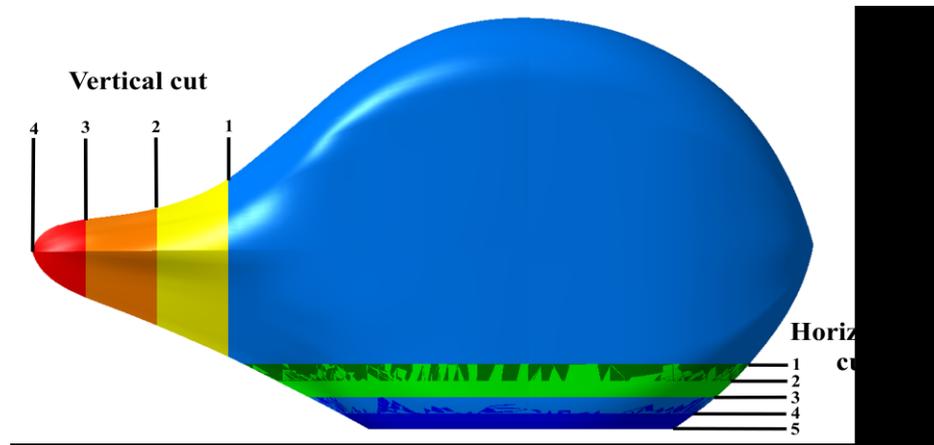


Fig 34: The “boat tailing” optimization technique, definition of the section.

The “boat tailing” optimization technique allowed the determination of the optimal fender/ground distance and the optimal fender tail length. The result is shown in Fig 35 (see Fig 34 for the positions). From the two graphs, it is clear that the horizontal cut at the section 3 and the vertical position cut at the section 3 show a low drag on the wheel subsystem. Of course, the combination of horizontal and vertical position was tested to obtain the most efficient fender. The optimal configuration of the fender shape represents the minimum drag on the wheel subsystem.

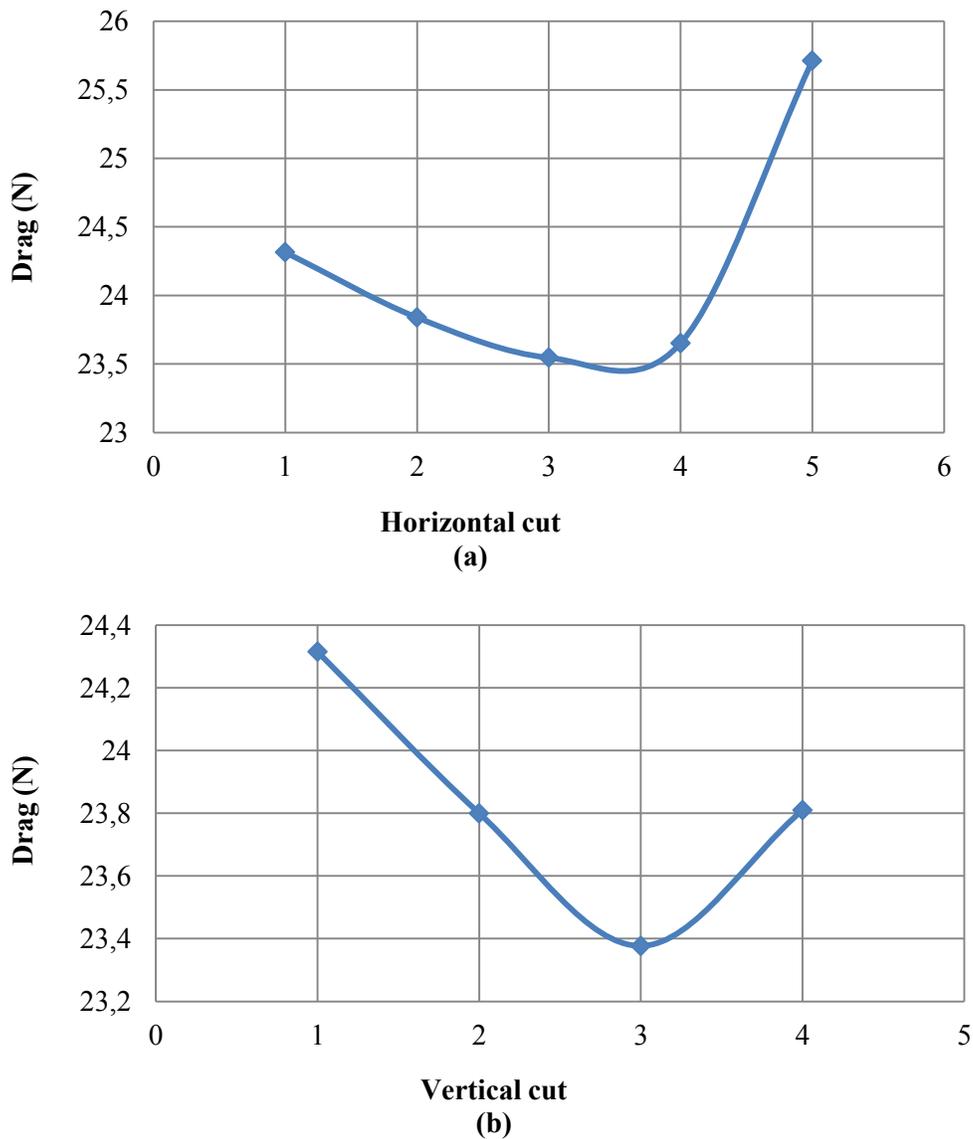


Fig 35: The optimal fender shape obtained by the boat tailing optimization technique. (a) fender/ground distance optimization and (b) fender tail optimization

Fig 36 shows the velocity magnitude contours of the flow around the closed version of the optimized fender geometry and the optimized fender obtained by the boat tailing optimization technique (applied horizontally and vertically).

The result obtained here shows that with this new improvement [Fig 36b], the drag wheel sub-system is reduced by 30.6%. This result demonstrates the importance of reducing the interaction between the fender and the ground.

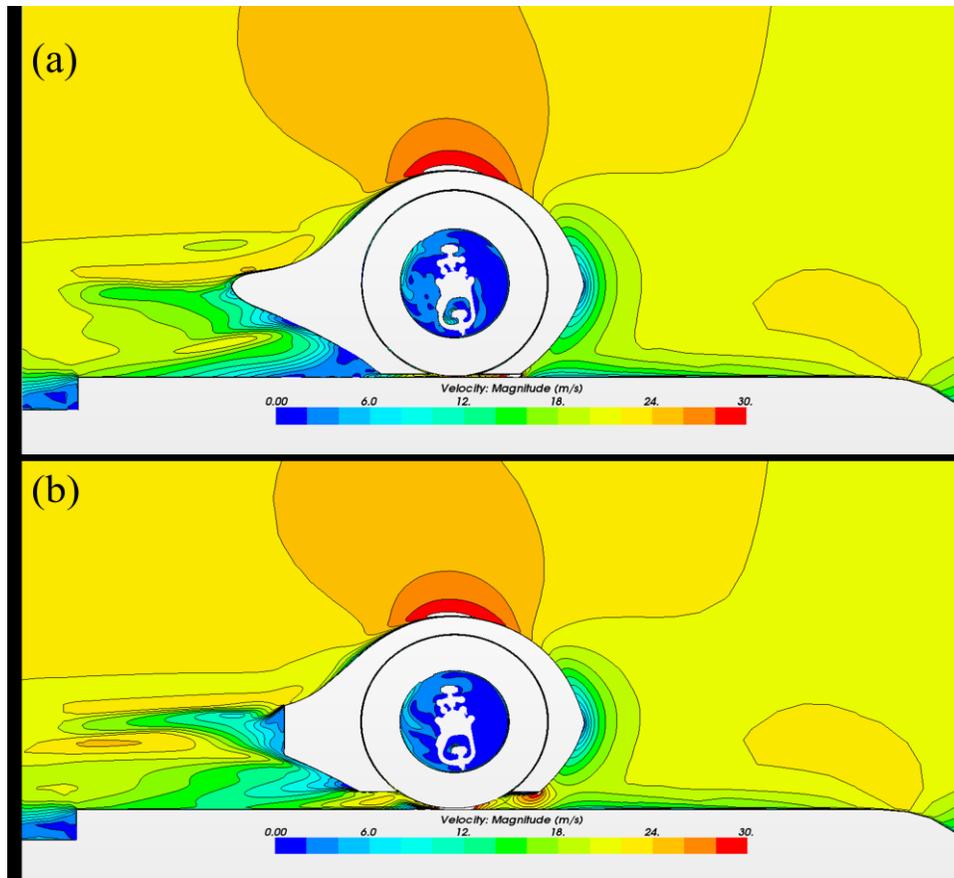


Fig 36: Velocity magnitude contours on an optimized version. (a) Closed fender version, (b) Optimized version obtained by the boat tailing technique

Moreover the suspension system on the stock version shows that the fender, the A-arms shape and the deflectors generate large vortices as shown in Fig 37a. With the optimization obtained in the present work (fender only), a noticeable vortex reduction is obtained around the wheel as well (see Fig 37b). Note that some vortices remain present, they are generated by different interactions between the wheel subsystem such as the fender/suspension interaction, the A-arm/suspension interaction and the ground/fender/rotating wheel interaction.

3.2.6 Conclusion

This paper has proposed an efficient process to reduce drag on a tricycle vehicle through an aerodynamic optimization of the wheel fender. Numerical simulations of the flow past the system have been performed using the commercial Navier-Stokes solver, Star CCM+. Wind tunnel tests were achieved to validate the model.

A new fender shape was proposed in the present study that reduces the wheel subsystem drag by 30.6% compared to the subsystem stock version. Vortices and recirculation zone were reduced at the back of the wheel subsystem (near wake) and between the subsystem parts. The resulting optimization reduces the aerodynamic losses and consequently drag as demonstrated

by the numerical simulations. As such, the new shape will also improve the tricycle vehicle pilot comfort.

With the optimization achieved in the present work (concerns the fender only), a noticeable vortex reduction is obtained around the wheel. However, some vortices caused by the presence of the other parts of the sub-system (A-arms shape and the deflectors) remain present and generate noticeable drag. More tests should be undertaken to optimize the A-Arms and the deflectors.

Acknowledgments

The authors would like to thank the Natural Sciences and Engineering Research Council (NSERC) of Canada for their financial support.

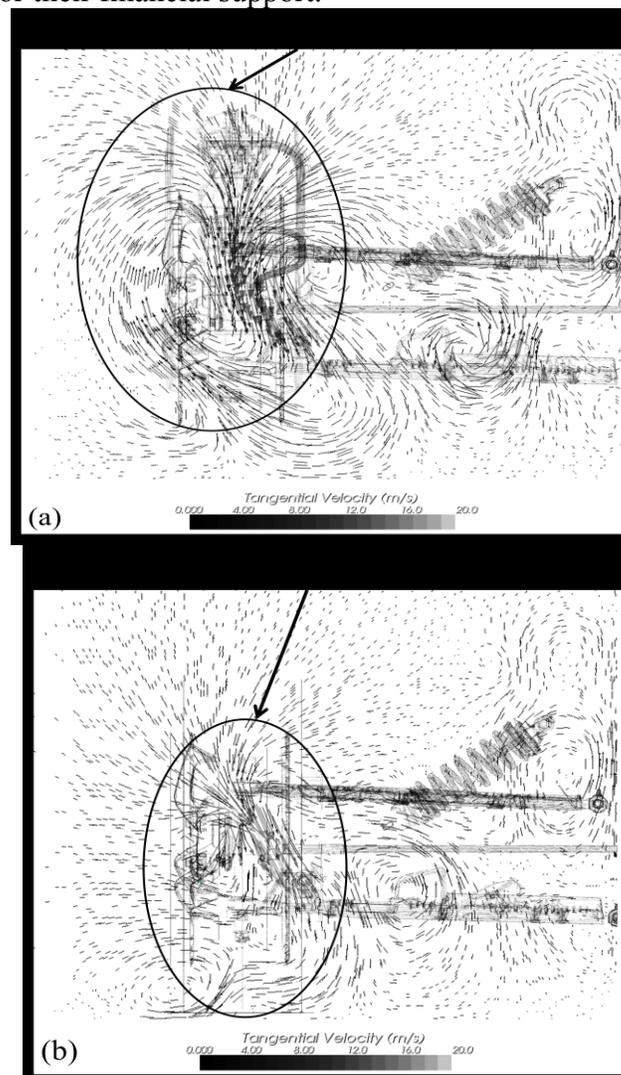


Fig 37: Front view of tangential velocity vector along longitudinal section $x = -600\text{mm}$ (~ 1 wheel Diameter); origin is on the wheel hub. (a) Stock version, (b) Optimized fender

3.3 Analyse et optimisation des bras de suspensions

On peut voir à la [Figure 38.b] la répartition du coefficient de pression sur la surface frontale du sous-système roue et on constate que les déflecteurs sont très exposés en termes de pression. Ces déflecteurs ont été ajoutés dans le but de canaliser l'écoulement vers les radiateurs mais la précédente étude [Hassen, 2010] a montré qu'ils étaient très peu efficace. On a également observé leur inefficacité à canaliser l'écoulement en disposant des fils de laine sur les couvercles de bras de suspensions lors des essais en soufflerie. La [Figure 38.a] nous montre que les déflecteurs génèrent des vortex significatifs et donc nuisibles à l'écoulement en aval.

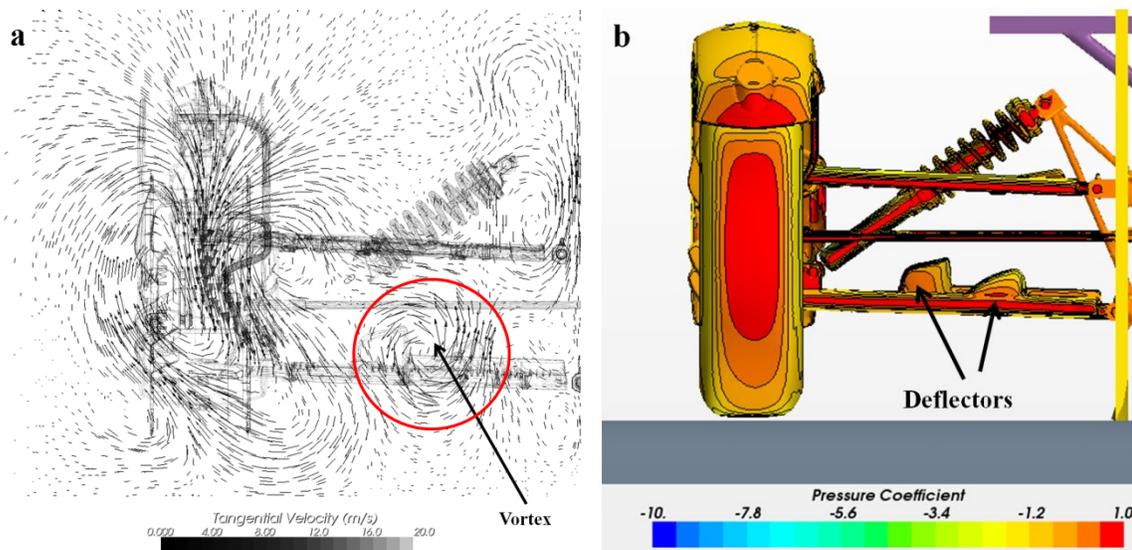


Figure 38: Vue frontale sous système roue. a) Vecteur tangentiel suivant le plan longitudinal à $x=600\text{mm}$, b) C_p sur la surface frontale

Deux géométries de bras de suspension [Figure 39] sont analysées. Une première géométrie, que nous nommerons « ailes double », a été conçue par [Hassen, 2010] lors de la précédente étude. Elle est réalisée avec des profils d'ailes qui englobent chaque tube des bras de suspension. Une seconde géométrie, constituée d'un profil d'aile symétrique englobant les deux tubes de chaque bras de suspension, sera appelée « aile simple ».

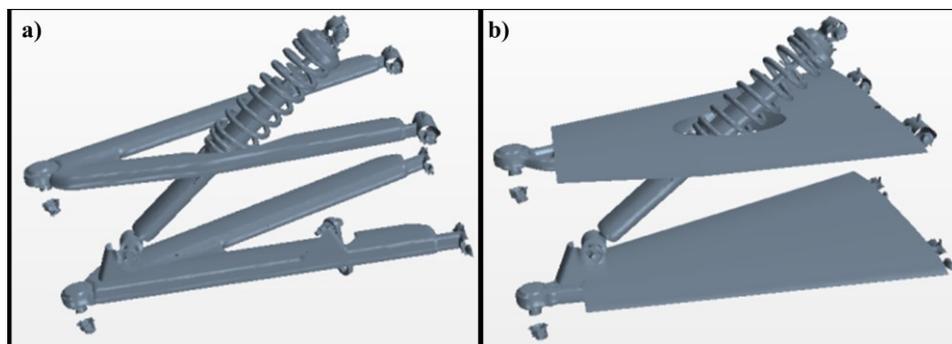


Figure 39: Géométrie des bras de suspensions optimisés. a) Ailes double, b) Aile simple

Ces bras de suspensions ont tous deux été simulés et nous apportent une réduction de la traînée du sous-système roue importante comme le montre l'histogramme des optimisations, [Figure 41]. Les bras de suspension à aile simple donnent les meilleurs résultats avec une réduction de la traînée de 19.8% sur le sous-système roue. Ils permettent également d'éliminer les vortex précédemment générés par les déflecteurs.

Enfin, analysons le résultat de la combinaison du garde-boue profilé avec les bras de suspensions à aile simple. On observe, sur la Figure 40, une réduction importante ou une disparition des vortex présents avec la version stock.

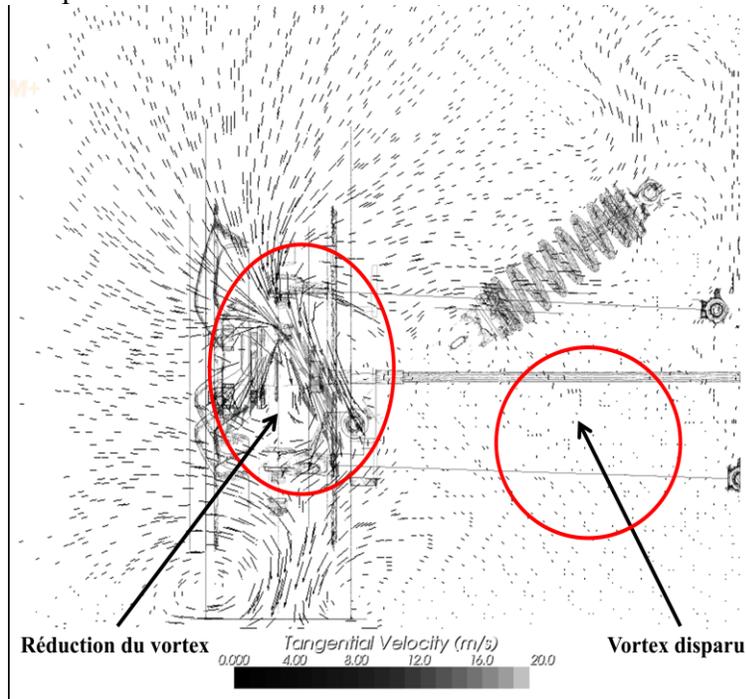


Figure 40: Vecteur vitesse tangentielle suivant le plan longitudinal à $x=-600\text{mm}$, version avec garde-boue optimisé et suspension à aile simple

L'histogramme [Figure 41] résume les gains apportés par chaque modification jusqu'à la version combinant le garde-boue sur lequel on applique la technique de «boat tailing» et les bras de suspensions à aile simple. Cette dernière version permet d'atteindre une réduction de la traînée du sous-système roue de 54.6%.

Pour une compréhension plus fine de l'écoulement autour du sous-système roue, on réalise une visualisation vectorielle de la vitesse tangentielle suivant le plan frontal pour 4 positions de plan de visualisation allant de l'axe de la roue jusqu'à 900mm en arrière de celle-ci. On fait cette visualisation vectorielle sur la version stock, l'optimisation du garde-boue uniquement et la combinaison du garde-boue optimisé avec les bras de suspensions à aile simple (voir Figure 67 et tableau en annexeA). On observe clairement l'apport de chaque optimisation sur les figures à 900mm de l'axe de roue. Le garde-boue élimine le vortex généré par la rotation de la jante au niveau du moyeu et limite les vortex générés au contact pneu/sol. L'ajout des bras de suspensions à aile simple élimine les vortex générés par les déflecteurs et limite les vortex entre les bras de suspensions et le garde-boue au niveau de la barre de direction mais également dans la partie basse de la roue, sur le coté intérieur.

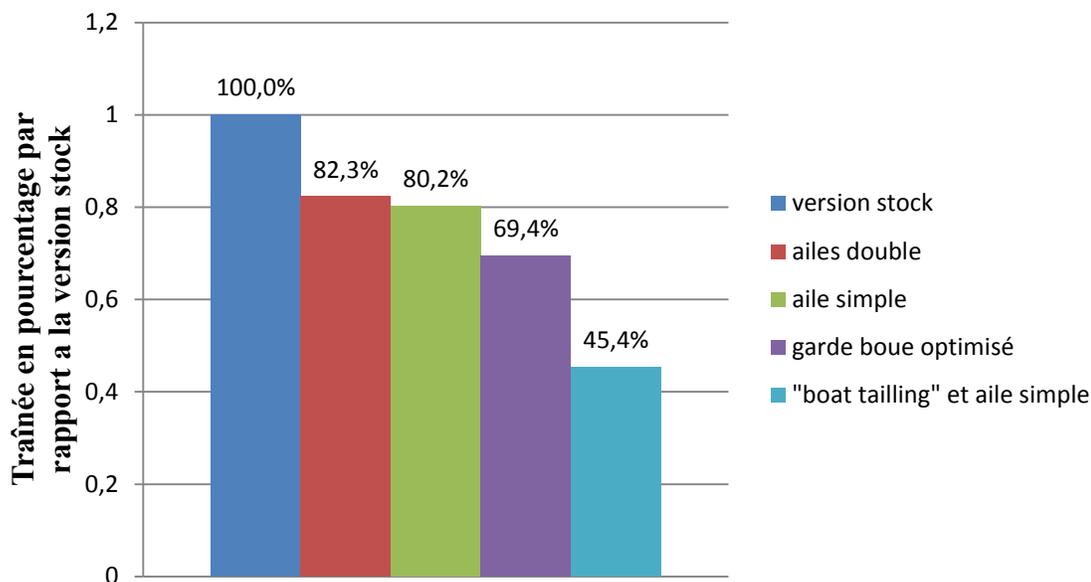


Figure 41: Histogramme de la réduction de la traînée du sous-système roue en fonction des optimisations testées

En résumé, l'étude du sous-système roue a permis de réduire sa traînée aérodynamique de 54.6% et d'éliminer ou de réduire les vortex qu'il générait. Ces optimisations vont pouvoir être testées sur le véhicule complet (cf. CHAPITRE 5). On précise que pour un développement industriel, il serait bon de se baser sur les formes dégagées par la présente étude. Enfin, pour poursuivre l'optimisation du sous-système roue, il faudra retravailler la forme obtenue par «boat tailing» au niveau des coupes et probablement utiliser des méthodes d'optimisation paramétriques. Il est également possible d'améliorer localement les formes du garde-boue et des bras de suspension dans les zones d'interactions : amortisseur/bras de suspension, garde-boue/bras de suspension, garde-boue/sol.

CHAPITRE 4. CONSTRUCTION ET VALIDATION DU MODÈLE CFD DU VÉHICULE

Ce chapitre expose les étapes de construction du modèle CFD du Spyder pour obtenir une évaluation fiable de l'écoulement qui se développe autour de celui-ci en condition de roulement rectiligne à vitesse stabilisée. Notre démarche commence par une considération et une adaptation de la géométrie CATIA du véhicule fournie par le constructeur. On effectue ensuite le choix des paramètres de maillage en fonction de nos contraintes matérielles et temporelles. Pour obtenir une solution physique représentative, on choisit un modèle de turbulence et les conditions aux limites les plus adaptées. Enfin, une solution numérique est obtenue et comparée aux tests de coast-down réalisés par [Hassen, 2010]. La construction est présentée par étapes structurées mais en réalité il faut faire un bouclage entre chacune d'elle pour atteindre une solution physique correcte, [Figure 42].

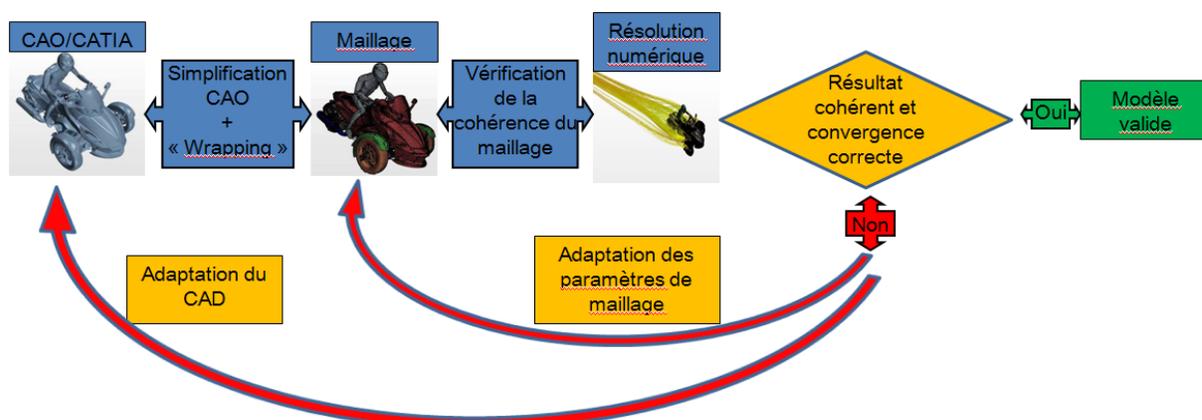


Figure 42: Structure de construction du modèle CFD

4.1 Géométrie

Le tricycle a pour dimension hors tout 2667x1506x1145mm (Longueur x largeur x Hauteur) sans pilote, avec deux roues en avant et une roue en arrière. Pour l'étude, nous avons testé deux pilotes de différentes tailles pour quantifier leur impact sur l'écoulement. Le premier est un pilote de 90^{ème} percentile et le second de 55^{ème} percentile tels qu'extraits des chiffres auto-déclarés par la population canadienne entre 2007 et 2009 [Stat Canada, 2009]. La géométrie du véhicule fournie par le constructeur était à l'origine divisée en 16 sous-ensembles mécaniques distincts, que nous avons transformés en 11 sous-ensembles « aérodynamiques ». Cette nouvelle division permet la migration des géométries CATIA vers STARR CCM+ et aide à l'analyse de la contribution de chaque sous ensemble à la traînée totale du véhicule. Comme on l'a vu sur le sous système roue, l'analyse de la contribution de chaque partie du véhicule est la première étape avant de pouvoir établir un plan d'améliorations global.

Pour effectuer la migration des géométries CATIA vers CCM+, il existe un « lecteur » CATIA dans CCM+ mais il ne lit que des géométries simples et ne tolère pas les pièces sous forme de "set géométrique" ainsi que certains corps de pièces venant directement des fournisseurs. Pour remédier à ce problème la seule solution est de convertir les fichiers CAT.PRODUCT en fichier CAT.PART et finalement de les enregistrer sous un format surfacique commun lu par CCM+ qui est le STL (Stéréolithographie). Il faut noter que pour un gain de temps évident, il est conseillé de ne pas créer de contrainte d'assemblage dans CATIA. Il faut positionner tous les sous-ensembles en session par rapport à un repère véhicule identique pour que le véhicule arrive correctement assemblé dans CCM+ [Figure 43].

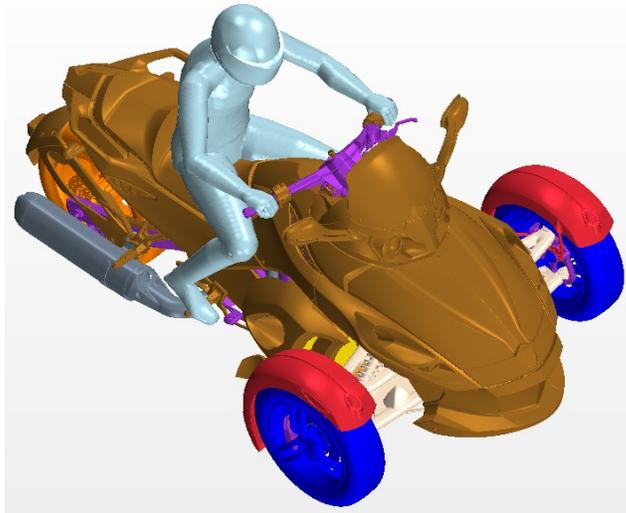


Figure 43: Géométrie STL importée dans CCM+

Le domaine de contrôle est généré dans CATIA et positionné par rapport aux rayons sous charges des roues avant et arrière pour respecter l'assiette du véhicule en conditions routières. On obtient de cette façon un écoulement en conditions réelles d'utilisation du Spyder. Le domaine de contrôle est découpé par la suite dans le logiciel de CFD.

4.2 Domaine de calcul

Comme on l'a vu au paragraphe précédent, on doit créer un domaine de contrôle que l'on discrétise par un maillage pour capter la solution physique. Il existe deux formes de domaines de contrôle principaux; les domaines en « C », utilisés en aéronautique et les domaines parallélépipédiques utilisés pour l'aérodynamique des véhicules terrestres, Figure 44.

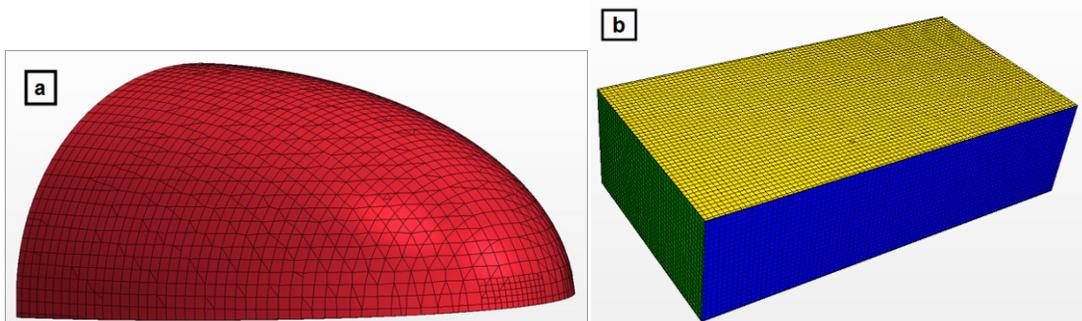


Figure 44: Types de domaine de contrôle. a) Domaine en C. b) Domaine parallélépipédique.

Nous avons testé le domaine en C autour de notre véhicule; il présente l'avantage de n'avoir que trois frontières avec sa forme en quart d'ellipse. Cependant il nécessite plus d'éléments pour obtenir le même résultat que le domaine parallélépipédique. On a donc choisi d'utiliser un domaine parallélépipédique en accord avec la littérature sur les véhicules terrestres et avec notre souci de limiter le nombre d'éléments. Pour fixer les dimensions du domaine de contrôle, on s'est basé sur un échantillon de la littérature pour établir le ratio entre les dimensions du domaine et les dimensions caractéristiques du véhicule étudié (voir Tableau 5 et voir dimension du Spyder au paragraphe géométrie). Les références utilisées sont dans des conditions similaires aux nôtres en traitant de véhicules terrestre (voiture, camion) et allant à des vitesses comparables.

	Ratio: dimension Domaine CFD/Dimension véhicule		
	Longueur	Largeur	Hauteur
[Zhu et Zhigan, 2008]	4	5,7	3
[Huminic et Huminic, 2010]	15	4,5	3,6
[Tsubokura <i>et al.</i> , 2010]	17,5	3,8	2,56
[Muld <i>et al.</i> , 2009]	14	10	2
[Kitoh <i>et al.</i> , 2009]	15	7,5	5
Moyenne	13,1	6,3	3,232
Spyder	13	12	3,15

Dimension du domaine de contrôle :

Longueur : 35m
Largeur : 18m
Hauteur : 9m

Tableau 5: Extrait de la littérature sur le ratio de dimension entre objet et volume de contrôle

La finalité de ce choix de dimension est d'assurer l'indépendance du résultat numérique par rapport aux frontières du domaine, respectant ainsi une condition de champ lointain. On le vérifie en constatant que la vitesse sur les faces du domaine est égale à la vitesse du fluide en entrée. On peut maintenant discrétiser le domaine de calcul par un maillage adéquat.

4.3 Maillage

Comme on a pu le voir dans la revue de littérature, un maillage hexaédrique (structuré) est préférable à un maillage polygonal (non structuré), mais le premier est beaucoup plus difficile à mettre en place sur des géométries complexes. Après plusieurs essais, il s'est avéré que le maillage hexaédrique (non structuré) appelé « trimmer » dans CCM+ est plus robuste que le maillage polyédral. On a donc décidé de réaliser notre étude avec un maillage hexaédrique.

CCM+ propose deux méthodes pour choisir le dimensionnement des mailles surfaciques et volumiques :

- La première est de rentrer une valeur absolue pour chaque paramètre de maillage que l'on veut contrôler.
- La seconde est de choisir une dimension étalon « base size » et de choisir chaque paramètre de maillage comme un pourcentage de la dimension étalon. Cette seconde méthode permet de réaliser un raffinement ou "déaffinement" rapide de tout le

domaine d'étude en agissant uniquement sur la dimension étalon. Il va sans dire que certains paramètres doivent être fixés en valeur absolue, tels que l'épaisseur des prismes sur les parois, car la couche limite à calculer ne dépend que du nombre de Reynolds. La plage de variation de la dimension doit également se limiter à des valeurs qui ne conduisent pas à des dimensions aberrantes sur les parois.

La seconde méthode a été préférée et la dimension étalon a été fixée comme étant celle de la taille des mailles en champ lointain. Notre dimension étalon est de 400 mm [Figure 48]. Une autre façon de faire consiste à fixer la taille étalon comme étant la dimension la plus utilisée sur les surfaces à étudier.

Pour choisir le reste des paramètres de maillage, en s'inspirant de la littérature sur le sujet, nous avons travaillé par essai-erreur afin de voir l'impact de chaque paramètre. L'une de nos contraintes principales était une contrainte de moyen informatique. Nous avons donc décidé de limiter le nombre d'éléments de maille pour avoir un modèle solvable en 12 heures de calcul sur une station DELL T3500 (6 processeurs intel Xeon W3680 à 3.33GHz avec 24Go de RAM).

Les principales questions à se poser sur le maillage sont :

- Jusqu'à quel pourcentage doit-on raffiner le maillage de surface pour que le résultat numérique traduise fidèlement les phénomènes physiques autour de la géométrie réelle?

Le plan d'action a été de raffiner les surfaces externes et d'avantage les surfaces en amont du véhicule. Comme on a pu le constater dans le CHAPITRE 2 et le CHAPITRE 3, le sous-système roue est l'un des principaux contributeurs de la traînée du véhicule. Nous avons donc choisi de raffiner tous les éléments du sous-système roue. La géométrie du pilote a également été précisée car celui-ci est directement exposé au fluide sur ce véhicule de type roadster. On verra par la suite que le pilote joue un rôle important sur l'écoulement et la traînée. La carrosserie a évidemment été discrétisée pour qu'apparaissent les arrêtes et jointures entre les différentes pièces qui la composent. Qui dit jointure de carrosserie, dit également discontinuité de surface et décollements de fluide; viens alors la question suivante:

- Quelle configuration de couches de prismes adopter pour réussir à capter les décollements et leurs positions ?

On effectue un premier calcul analytique de type "solution de Blasius" sur une plaque plane en régime turbulent avec une longueur caractéristique moyenne sur le véhicule:

$$\delta = \frac{0.16 L}{\left(\frac{U_\infty L}{\nu}\right)^{1/7}} \quad (16)$$

On obtient une couche limite autour de 4-5 mm d'épaisseur et on choisit de prendre une épaisseur totale des prismes sur les surfaces extérieures de 4 mm. Pour le calcul de vitesse dans la couche limite, on choisit l'option « two layer y^+ wall treatment ». Cette option combine le calcul de type « low y^+ » et « high y^+ » qui définissent y^+ par :

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad Re_y = \frac{\sqrt{k} y}{\nu} \quad (17)$$

Avec :

Re_y : Nombre de Reynolds turbulent

k : Énergie cinétique turbulente

y : Distance entre la paroi et le centre de la maille

y^+ : Coordonnée de paroi adimensionnelle de la première couche de prisme

u^* : Vitesse de frottement

ν : Viscosité cinématique

Le choix est fait suivant le critère suivant :

« Low y^+ » est utilisé quand $y \rightarrow 0$

« High y^+ » est utilisé quand $y \geq 30$

La vitesse de référence est ensuite calculée par les équations suivantes :

$$u^* = \begin{cases} \sqrt{C_\mu^{1/2} k} & ; \text{high} - y^+ \\ \sqrt{\frac{g\nu u}{y} + (1-g)C_\mu^{1/2} k} & ; \text{Low} - y^+ \\ \sqrt{\frac{g\nu u}{y} + (1-g)C_\mu^{1/2} k} & ; \text{All} - y^+ \end{cases} \quad (18)$$

Avec:

C_μ : Constante du modèle définissant la viscosité turbulente

g : Fonction d'agrégation définie par: $g = e^{-\frac{Re_y}{11}}$

Des auteurs comme [Salim et Cheah, 2009] précisent que y^+ ne doit pas dépasser 60, CD Adapco indique quant à lui une valeur maximale de 50. On vérifie sur notre modèle que le critère de $y^+ \leq 60$ est respecté.

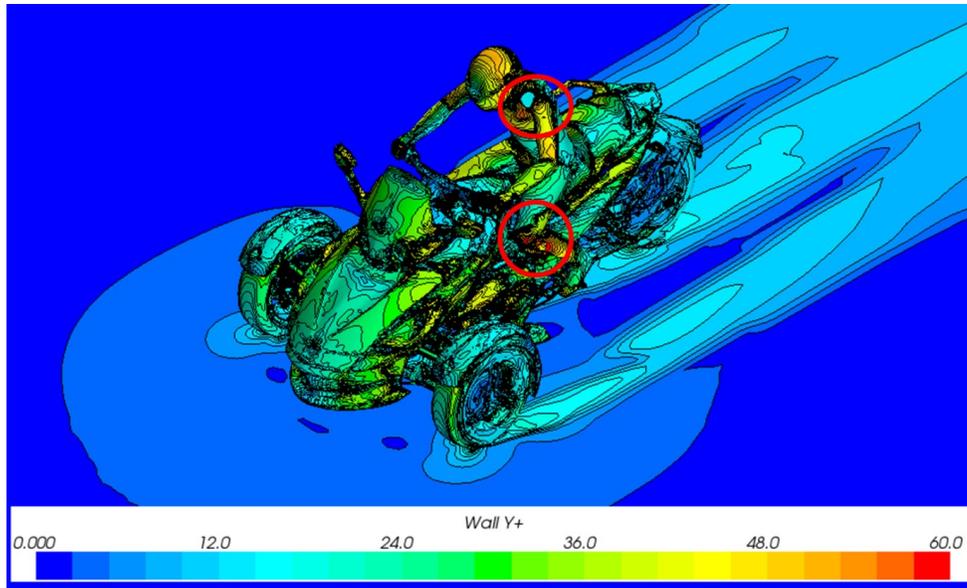


Figure 45: Visualisation y^+ avant raffinement

On constate que dans quatre zones modélisées en rouge et concentrées sur le pilote (genoux et épaules) [Figure 45], y^+ dépasse la valeur maximale. On effectue un raffinement du nombre de couches de prismes et de leur épaisseur totale sur le pilote pour améliorer la prédiction du décollement, Figure 46.

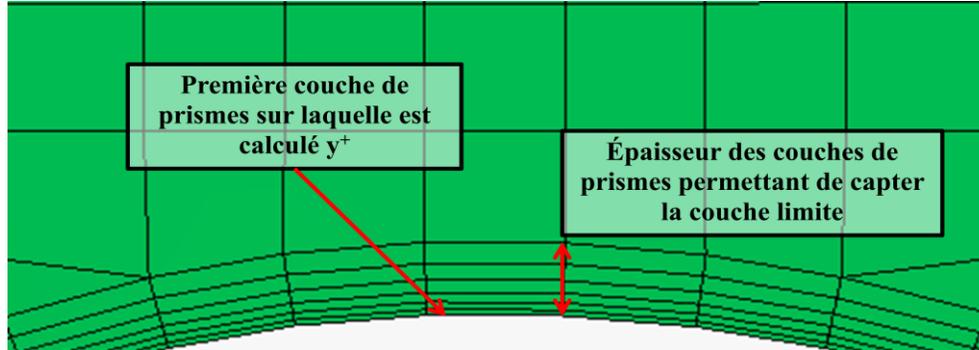


Figure 46: Visualisation des couches de prismes sur le pilote

On obtient après raffinement un y^+ qui ne dépasse plus 50 comme préconisé dans CCM+. On visualise alors la diminution des valeurs de y^+ sur l'ensemble du pilote voir Figure 47 :

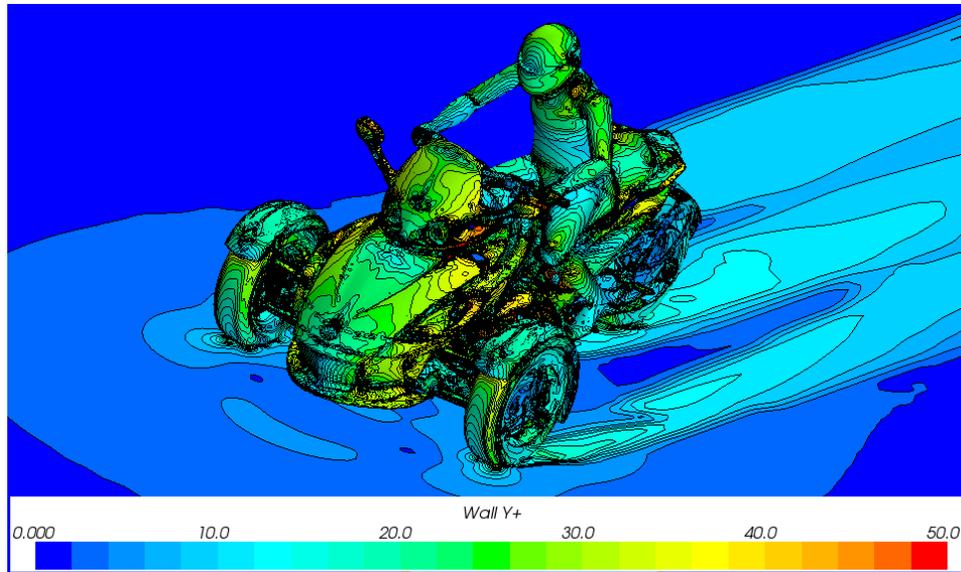


Figure 47: Visualisation y+ après raffinement

La géométrie très complexe du véhicule a conduit à de nombreux problèmes de maillage liés à des angles trop aigus dans certaines zones, mettant le mailleur en défaut lors de l'extrusion des prismes. Les solutions appliquées sont :

- La gestion des contacts entre les 11 ensembles de surfaces grâce à l'outil « contact prevention » qui permet de définir une distance de contact type. Cet outil est très utile pour modéliser le contact pneu/sol et permettre la continuité des couches de prismes aux interfaces. Il est également efficace pour la définition des ensembles tournant tels que les trois roues et éviter ainsi le contact entre les roues et les gardes-boues.
- La modification des paramètres par défaut du générateur de prismes et du module de raffinement automatique des surfaces. On raffine davantage les zones de géométrie complexe pour ne pas perdre de précision sur les surfaces et on adapte le nombre de prismes pour remédier aux problèmes d'intersections qui génèrent la mise en défaut du mailleur.

Ces deux solutions permettent de générer des maillages avec les tailles de mailles souhaitées sans avoir trop d'éléments de mauvaise qualité qui perturbent la convergence vers une solution stable.

Enfin on quitte la surface d'étude pour explorer la structure volumique du maillage dans le domaine de contrôle. On crée des volumes de raffinement autour du véhicule afin de limiter la diffusion numérique et capter les phénomènes physiques macroscopiques importants. Limité par les moyens de calculs, on a opté pour deux volumes de raffinement. Le plus proche du véhicule est appelé, dans le logiciel, « Trimmer wake refinement » et il consiste à réaliser un volume de contrôle suivant la projection dans une direction choisie des surfaces CAO sélectionnées. Nous avons sélectionné l'ensemble des pièces externes du véhicule et le pilote que nous avons projetées suivant la direction initiale du fluide sur une longueur de 700mm. Le second volume de raffinement est un parallélépipède rectangle de dimension 9.8x3.4x3m

($L \times l \times h$) placé judicieusement autour du véhicule après avoir vérifié que ses dimensions n'influençaient pas la solution. Le dernier paramètre volumique sur lequel on a travaillé est le ratio de grossissement des mailles entre les trois volumes de raffinement (surface/ « wake refinement »; « wake refinement »/parallélépipède; parallélépipède/frontières du domaine de contrôle); voir Figure 48:

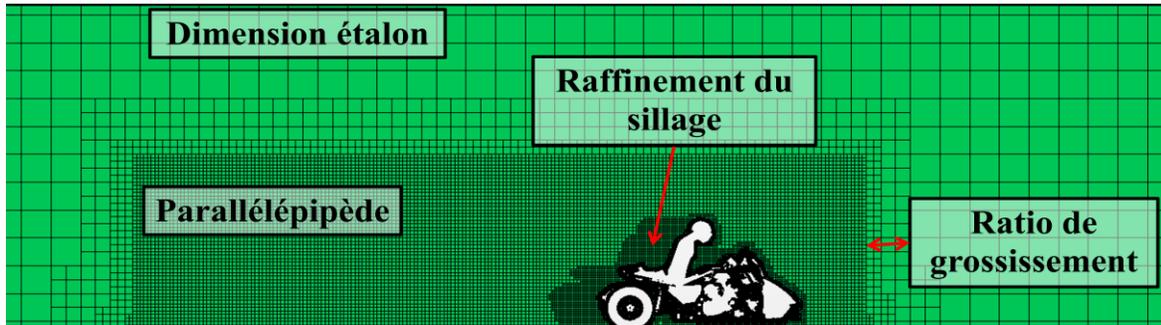


Figure 48: Répartition et évolution du maillage

En s'éloignant du véhicule on finit par atteindre les frontières du domaine de contrôle sur lesquelles on applique la dimension étalon. Nous avons ajouté des couches de prismes sur le sol uniquement mais celles-ci sont peu utiles car le sol se déplace à la même vitesse que le fluide. Elles servent uniquement autour du véhicule et dans son sillage; partout ailleurs elles sont inutiles; ($y^+ = 0$), ce qu'on vérifie sur la Figure 47.

Après tous ces travaux sur les paramètres du maillage, on obtient un maillage cohérent et résoluble dans le temps voulu (12h) comportant entre 10 et 15 millions d'éléments suivant les configurations que l'on veut tester.

4.4 Conditions aux limites

L'objectif est de reproduire un modèle numérique reflétant le plus fidèlement possible l'écoulement qui s'établit autour d'un véhicule en conditions routières. On applique donc différentes conditions limites sur le modèle pour simuler ces conditions routières.

On commence par les conditions sur les six surfaces du domaine pour lequel on fixe une entrée d'air avec une vitesse uniforme de 20 m/s. On précise que l'avant du véhicule a été placé 5m en arrière de l'entrée d'air pour éviter les interférences dues à une entrée d'air trop proche du modèle étudié. Une condition de pression constante égale à la pression atmosphérique est placée en sortie car on est dans l'hypothèse que le domaine est assez grand pour avoir un comportement en champ lointain. Pour simuler le roulement sur une route et éviter l'apparition d'une couche limite qui n'existe pas dans la réalité, on donne une vitesse au sol égale à la vitesse du fluide en entrée (cette vitesse correspond à la vitesse du véhicule que l'on veut simuler). Pour les trois faces restantes on applique une condition de symétrie pour ne pas avoir de couche limite et renforcer la condition de champ lointain.

On fixe ensuite des conditions limites sur les roues pour reproduire numériquement leurs rotations. On a vu dans le CHAPITRE 3 qu'il existait plusieurs techniques pour simuler cette rotation et nous avons choisi d'appliquer une vitesse tangentielle sur les surfaces tournantes.

Les vitesses de rotation des roues ont été réajustées pour avoir la même vitesse entre le pneu et le sol aux points de contacts.

Par ailleurs, pour les conditions aux limites sur les radiateurs, trois approches ont été menées :

- Une modélisation par bloc compact.
- Une modélisation par discrétisation complète des surfaces du radiateur; cette approche est trop coûteuse en nombre de mailles comme on le verra au chapitre suivant.
- Une modélisation par bloc poreux; on définit le radiateur comme un solide perméable qui laisse passer une partie du fluide incident. Cette modélisation ne permet pas de savoir précisément ce qui se passe physiquement dans le radiateur mais elle permet d'obtenir un résultat macroscopique.

Étant donné que l'on ne s'intéresse qu'à l'aérodynamique externe, la modélisation par bloc poreux est la plus adaptée pour notre étude.

Le reste des surfaces sont de type "paroi rigide"; la Figure 49 résume l'ensemble des conditions aux limites.

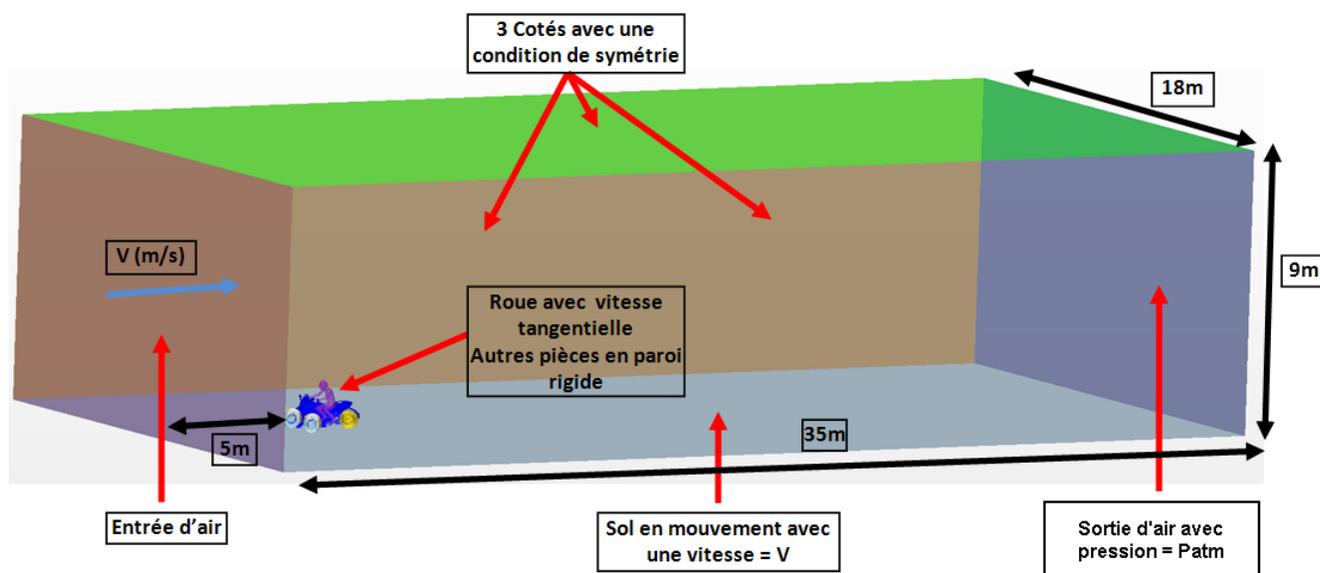


Figure 49 : Résumé des conditions aux limites du modèle

La maquette numérique est maintenant prête pour qu'on lui applique un modèle physique à résoudre.

4.5 Modèle Physique et solveur

On choisit le modèle « realizable $k - \epsilon$ two layers » comme modèle de turbulence car il nous a donné de bons résultats sur la roue dans le temps de calcul souhaité. Dans ce modèle le schéma temporel est du première ordre et le schéma spatial du second. La résolution tridimensionnelle se fait en état stationnaire. On fait l'hypothèse d'incompressibilité car les vitesses d'études sont faibles. Cependant, cette hypothèse d'incompressibilité va engendrer beaucoup de problèmes lors du processus de développement du modèle CFD. Elle fait

diverger le solveur dans les premières itérations car les premiers essais de maillage créent des mailles exiguës dans des zones mal discrétisées. Puisque l'on a donné à chaque élément de maille une vitesse initiale égale à la vitesse du fluide en entrée, la vitesse a explosé dans les mailles exiguës à cause d'un effet venturi. Le nombre de Mach dépassait largement 0.3 dans ces zones et l'hypothèse d'incompressibilité n'était donc pas valide localement, entraînant la divergence du solveur. Pour les premières simulations nous avons utilisé un modèle compressible (plus lent à calculer) et la convergence vers une solution physique était alors possible. On a constaté que le nombre de Mach ne dépassait pas 0.3 une fois le modèle convergé. L'hypothèse d'incompressibilité était donc vérifiée. Un travail de simplification géométrique et d'adaptation du maillage a permis au modèle d'être résolu dès les premières itérations avec l'hypothèse d'incompressibilité.

Une attention particulière doit être portée sur l'option de « multi grid » offerte par le solveur malgré son intérêt pour accélérer sensiblement la convergence. Elle peut en effet dans certains cas, ralentir voir empêcher la convergence du modèle. Dans notre cas, un trop grand nombre de niveaux dans le « multi grid » a entraîné une différence trop importante entre les petites et les grandes échelles se traduisant ainsi par une oscillation des résidus et de la force de traînée observée. On a finalement choisi le paramètre de loi de paroi « Two layer all y^+ wall treatment » comme expliqué au paragraphe sur le maillage. Enfin on a utilisé un outil proposé par CCM+ qui se nomme « Cell quality remediation » et qui sert à identifier et contrôler l'évolution de la solution dans les éléments du maillage les plus mauvais pour assurer une plus grande stabilité.

4.6 Validation du modèle

Maintenant que nous avons vu toutes les étapes de construction du modèle et les difficultés qu'il soulève, nous allons valider notre modèle par des données expérimentales obtenues lors de tests utilisant la méthode « coast down ». Les tests ont été réalisés par [Hassen, 2010] lors de ses travaux de maîtrise et lui ont également servi à valider son modèle CFD.

Pour rappel, son modèle était basé sur un modèle de turbulence $k - \epsilon$. Il avait fait l'hypothèse de symétrie de la géométrie du véhicule, le maillage était de type tétraédrique et le volume de contrôle était réduit pour des raisons de moyens de calcul. Notre simulation utilise un modèle de turbulence $k - \epsilon$ également, mais nous n'avons pas de symétrie de la géométrie du véhicule, on utilise la géométrie réelle. Comme on va le voir, l'écoulement qui se développe autour du véhicule est clairement dissymétrique. Le maillage est hexaédrique et le volume de contrôle est agrandi pour s'assurer de l'hypothèse de champ lointain. Enfin, les roues sont en rotation et l'intérieur du véhicule est ouvert pour permettre une circulation interne.

Pour valider le modèle on utilise une méthode relative car les essais « coast down » ne permettent pas de connaître la valeur absolue du S.Cx. Pour obtenir la valeur absolue expérimentale du S.Cx du véhicule il faut connaître parfaitement les coefficients de résistance aux roulements du véhicule, comme le précise [Petruchov, 1998]. Ne connaissant pas ces coefficients précisément, on réalise deux tests « coast down » avec des configurations de carrosserie qui engendrent une variation importante du S.Cx que l'on compare ensuite avec la même variation dans le modèle numérique. Ce changement de configuration consiste à enlever le garde-boue et les couvercles de suspensions du véhicule, Figure 50.

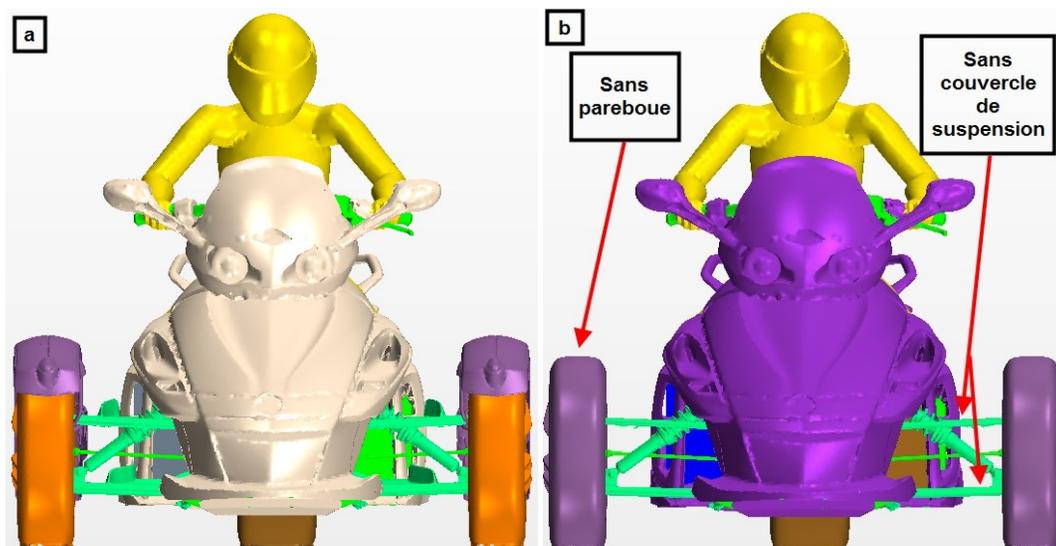


Figure 50 : Variations géométriques pour la validation du modèle. a) Version Stock. b) Version sans pareboue ni couvercle de suspension

Voici les résultats de la comparaison entre les tests expérimentaux et notre modèle numérique le plus raffiné avec une modélisation des radiateurs par des milieux poreux, Tableau 6 :

$\Delta S.C_x$ numérique	$\Delta S.C_x$ expérimental	erreur relative : numérique/expérimental
0,1575	0,1621	2,837%

Tableau 6: Validation expérimentale du modèle numérique

Nous avons une erreur relative inférieure à 3% entre les résultats expérimentaux obtenus par « coast down » et le modèle numérique. On valide donc ce modèle CFD du Spyder pour des conditions routières sans interférence, en ligne droite par l'estimation de la traînée observée. Nous allons pouvoir analyser l'écoulement autour du véhicule au chapitre suivant et lui appliquer différents changements géométriques pour atteindre l'objectif de réduction de la traînée du Spyder de 10 à 12%.

CHAPITRE 5. ANALYSE DE L'ÉCOULEMENT ET OPTIMISATION DU VÉHICULE

Dans ce chapitre, on se consacre à l'analyse de la solution physique que l'on obtient du modèle CFD construit et validé au chapitre précédent. On analyse ensuite l'impact de la taille du pilote et de la méthode de modélisation des radiateurs sur la traînée. On termine par les tests de différentes optimisations géométriques potentielles dont celles réalisées sur le sous-système roue qu'on caractérise en matière de gains sur la traînée totale du véhicule.

5.1 Analyse de l'écoulement

Le Spyder est un véhicule de type tricycle roadster avec deux roues en avant et une roue arrière motrice. Il présente une surface frontale suivant une direction d'avancement en ligne droite de $1,21 \text{ m}^2$ alors que celle d'une moto est de $0,75 \text{ m}^2$ et celle d'une voiture de $1,5 \text{ m}^2$ en moyenne. Nous sommes donc plus proches d'une voiture du point de vue de la surface frontale. Pour la configuration des roues, on a vu dans les CHAPITRE 2 et 3 que le positionnement des roues se rapprochait d'un véhicule de course à roue ouverte. Enfin notre pilote est exposé dans l'écoulement, comme sur une moto. Observons maintenant le comportement réel du fluide en analysant le champ de vitesse dans le plan de symétrie du véhicule, Figure 51.

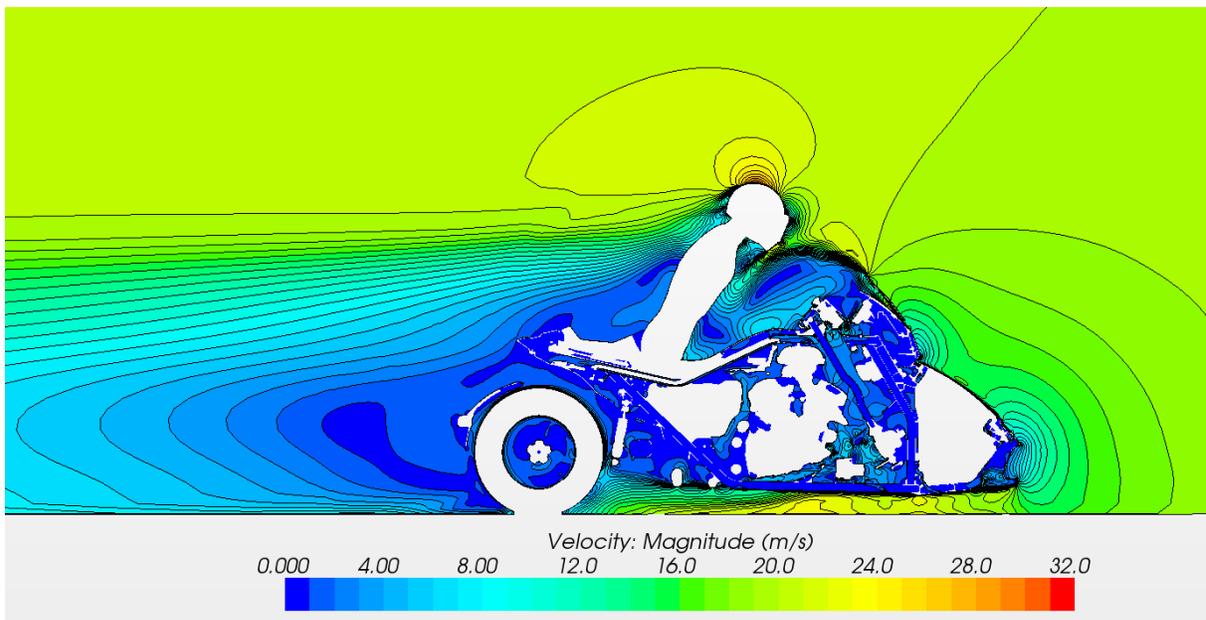


Figure 51 : Champ de vitesse dans le plan de symétrie du véhicule, pilote 90^{ème} percentile

On voit que le pilote prend le vent directement sur la tête et les épaules. Une importante zone de basse vitesse, où le fluide recircule, apparaît en arrière du pilote, ce qui génère un sillage important. Sur la [Figure 54.b] on observe clairement deux zones sur les épaules du pilote où le coefficient de pression est très élevé. La différence de pression entre le devant de l'épaule et

l'arrière explique l'inconfort et les raideurs qui peuvent être ressenties par le pilote après quelques heures de conduite.

Cependant, pour notre objectif de réduction de traînée, on s'intéresse plus particulièrement aux zones de recirculation du fluide autour du véhicule, afin de proposer des améliorations de formes qui vont permettre leur réduction, voire même leur disparition. Pour les caractériser on a choisi de tracer l'iso-surface à $V_x=0$. Ceci implique qu'à l'intérieur de l'iso-surface, le fluide n'a aucune vitesse positive suivant la direction d'avancement du Spyder, [Figure 52].

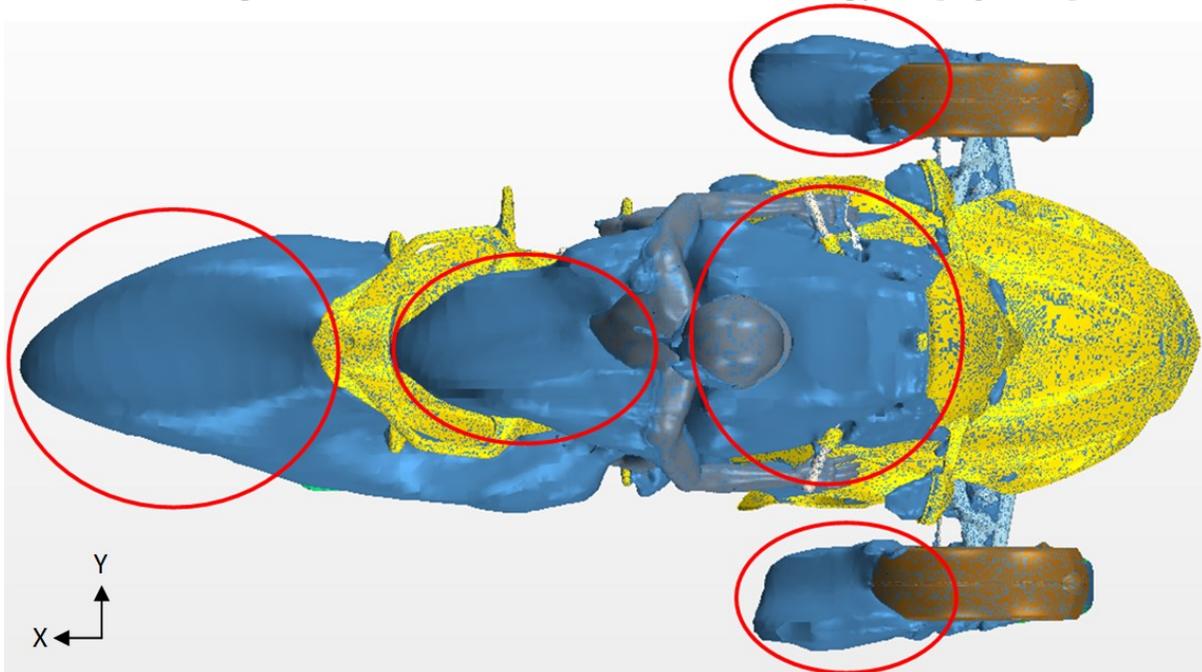


Figure 52: Iso-surface $V_x = 0\text{m/s}$, vue sur Z

On a dans ces zones, une recirculation car le fluide a; soit un mouvement tourbillonnaire dans le plan yz, soit un retour avec V_x négatif, ou la combinaison des deux. On identifie ainsi cinq zones majeures : une derrière chacune des roues avant, une dans le dos du pilote, une entre le pare brise et le pilote et la dernière à l'arrière du véhicule. Nous verrons dans le paragraphe sur les propositions d'optimisation, comment réduire le volume de ces cinq zones.

Enfin, on s'intéresse au coefficient de pression C_p sur le véhicule car il est le principal indicateur des zones génératrices de la traînée de pression (équation (19)).

$$C_p = \frac{(p - p_{ref})}{\left(\frac{1}{2} \rho_{ref} v_{ref}^2\right)} \quad (19)$$

Avec :

p_{ref} : Pression de référence

ρ_{ref} : Masse volumique du fluide de référence

v_{ref} : Vitesse de référence du fluide

La Figure 53 met en évidence ce qu'on a vu dans le CHAPITRE 2; la traînée de pression est la plus importante sur notre véhicule et elle représente 96.9% de la traînée totale.

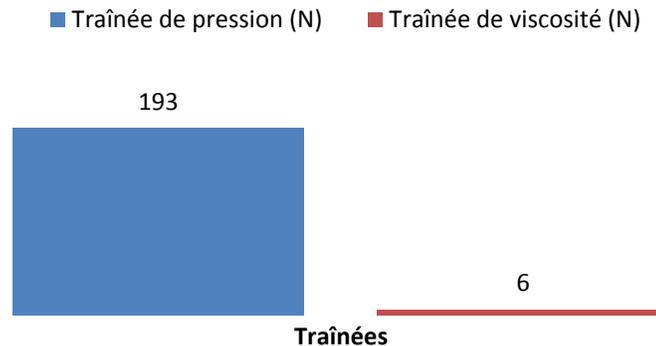


Figure 53: Histogramme des types de traînées sur le véhicule

Pour le calcul numérique de la force appliquée sur une surface permettant d'obtenir la traînée totale du véhicule, la relation suivante est appliquée :

$$F_s = \sum_i (f_i^{Pres}) \times n_i + \sum_i (f_i^{visc}) \times t_i \quad (20)$$

Avec :

F_s : Traînée de la surface étudiée

f_i^{Pres} : Vecteur de la force de pression sur la face i

f_i^{visc} : Vecteur de la force de viscosité sur la face i

n_i : Direction de projection normale à la face i

t_i : Direction de projection tangentielle à la face i

On comprend l'importance de l'analyse de la pression sur les surfaces du véhicule pour réduire la traînée.

Or on voit sur la [Figure 54.a] que plus de la moitié du véhicule subit un coefficient de pression négatif et que l'on a une forte pression sur quelques zones de la face avant et des roues.

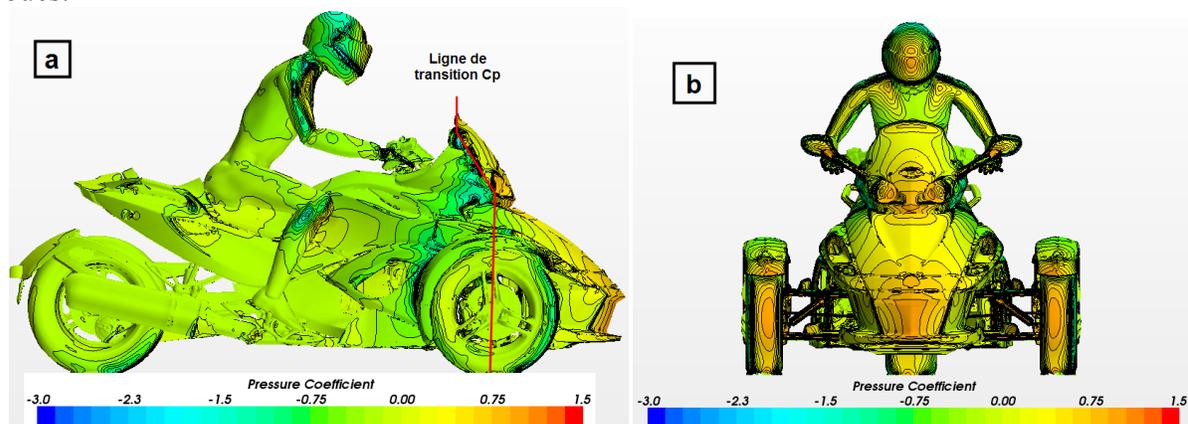


Figure 54 : Visualisation des Cp sur le véhicule; a) vue sur Y. b) vue sur X

Pour limiter la traînée, il faut réduire le coefficient de pression sur cette face avant et l'augmenter en arrière du véhicule. En réduisant les valeurs maximales des C_p ainsi que leurs surfaces on fera diminuer la valeur de la force totale (F_s), selon l'équation (20).

Pour savoir où concentrer nos efforts, on procède comme pour l'étude du sous-système roue. On regarde le diagramme de répartition de la traînée en fonction des surfaces du véhicule. Sur la [Figure 55] on voit que le sous-système roue contribue pour 37.4 % de la traînée totale; ce que nous avons vu dans l'état de l'art et dans l'article au CHAPITRE 3 se vérifie donc.

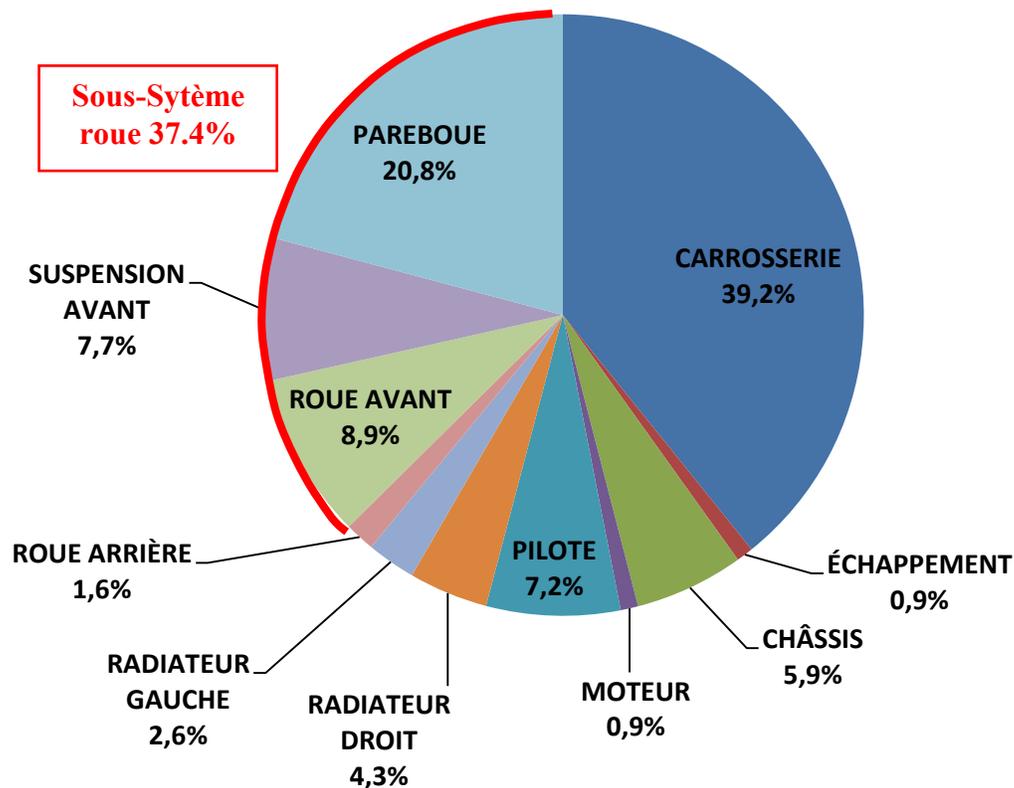


Figure 55: Diagramme de répartition de la traînée du véhicule, version stock. Bloc compact à la place des radiateurs

5.2 Géométrie et paramètres

5.2.1 Géométrie

Pour la géométrie, nous avons testé deux tailles de pilote différentes, l'un du 90^{ième} percentile et l'autre du 55^{ième} percentile, pris sur la population Canadienne. On peut constater une variation de 3.3% de la traînée totale uniquement par le changement de taille du pilote. Ce changement a également un impact important sur la forme de l'écoulement en arrière du pilote. On constate que les zones de recirculation en arrière du pilote et de la roue sont liées pour un pilote du 90^{ième} percentile alors qu'elles ne le sont plus avec celui du 55^{ième} percentile,

[Figure 56]. Cela devra être pris en compte pour le choix des optimisations de la traînée et du confort pilote.

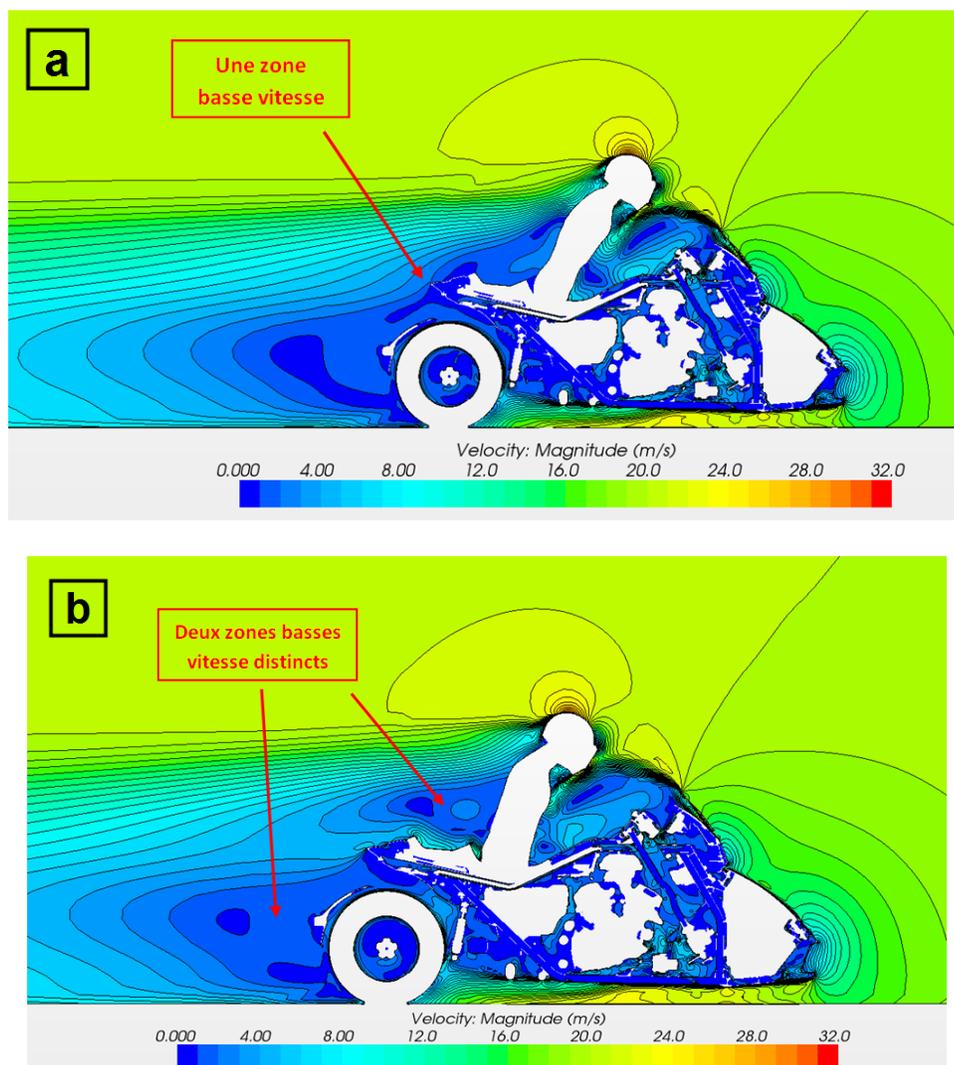


Figure 56: Champ de vitesse dans le plan de symétrie; a) pilote du 90^{ième} percentile b) pilote du 55^{ième} percentile

5.2.2 Paramètres de modélisation

Pour les paramètres, nous avons testé trois méthodes de modélisation et de simulation des radiateurs. On a commencé par un radiateur sous forme d'un bloc compact. On a ensuite discrétisé totalement la géométrie du radiateur au prix d'un maillage de plus de 20 millions d'éléments. Cependant le modèle CAO ne comporte que les tubes de fluide dépourvus d'ailette. La discrétisation complète sera donc trop optimiste en regard de la traînée car le radiateur réel génère une résistance au fluide plus importante. Enfin on a modélisé les radiateurs sous forme de bloc poreux avec les données d'un radiateur semblable. On réalise une visualisation du champ de vitesse suivant la direction normale à la surface frontale du radiateur (positionnement montré à la Figure 57). Cela nous permet d'analyser l'impact de chaque méthode de modélisation sur le fluide 10 mm en amont du radiateur, [Figure 58].

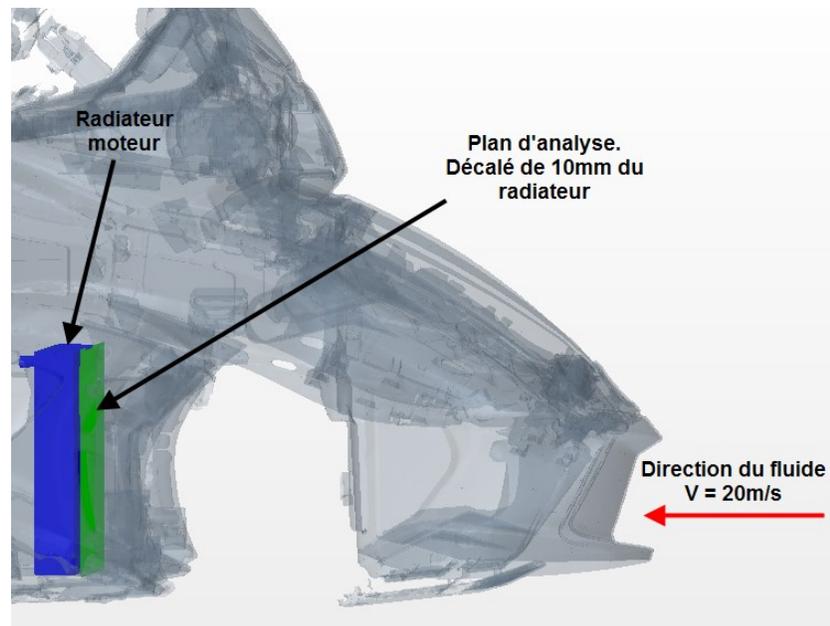


Figure 57 : Positionnement du radiateur droit et du plan d'analyse

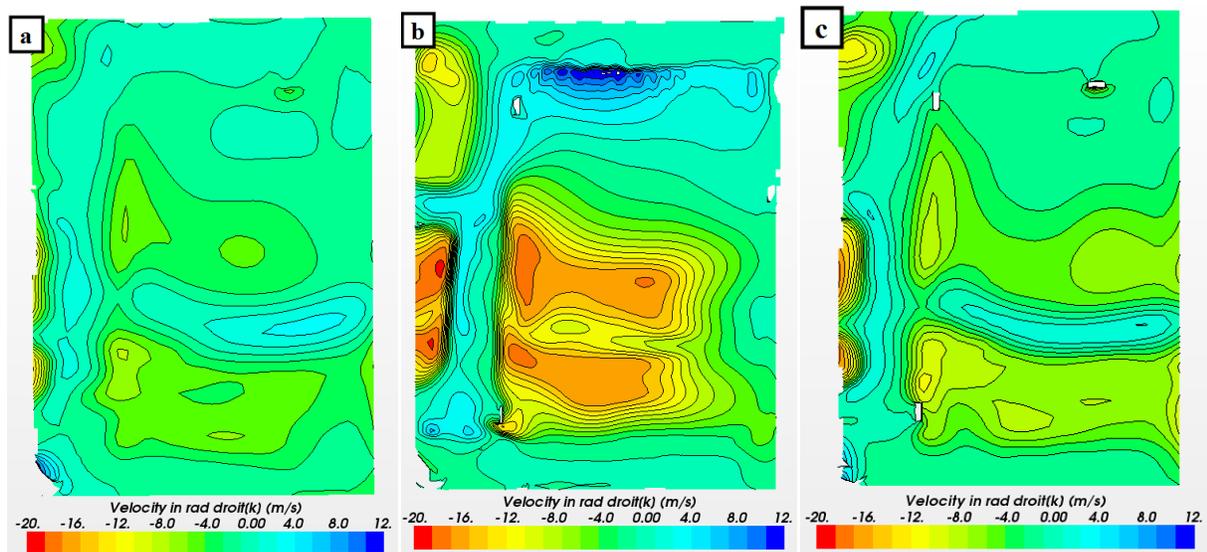
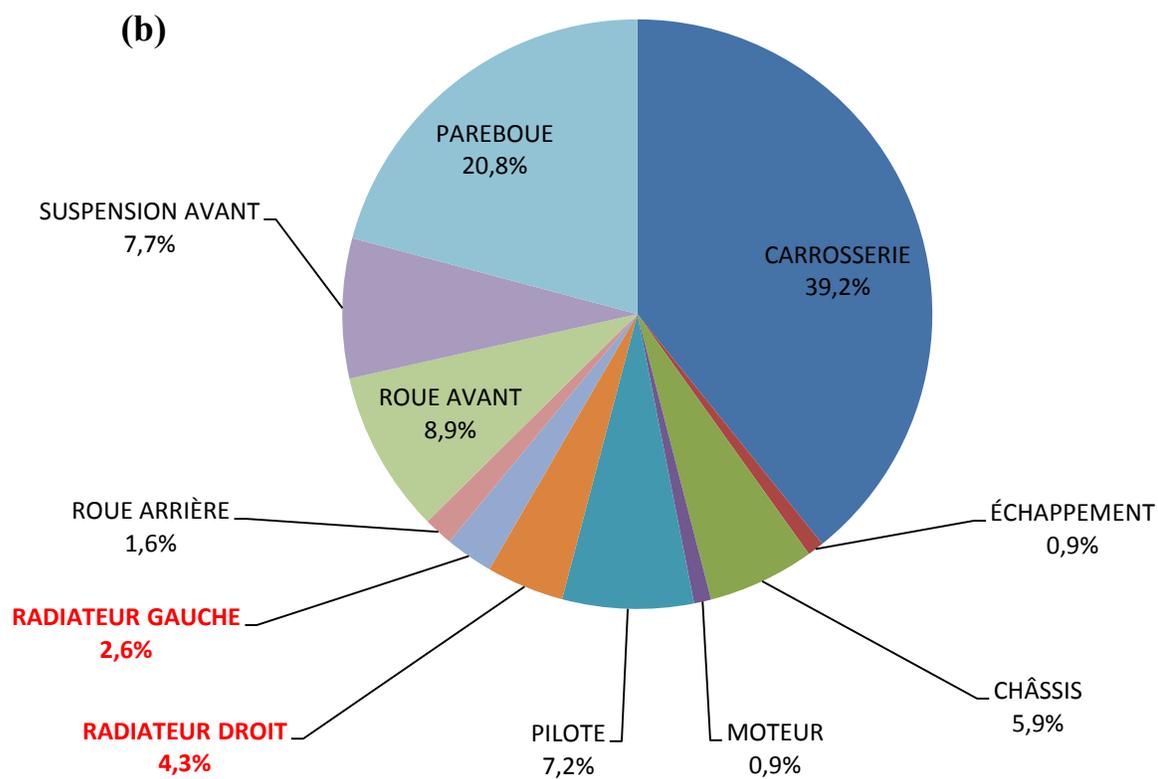
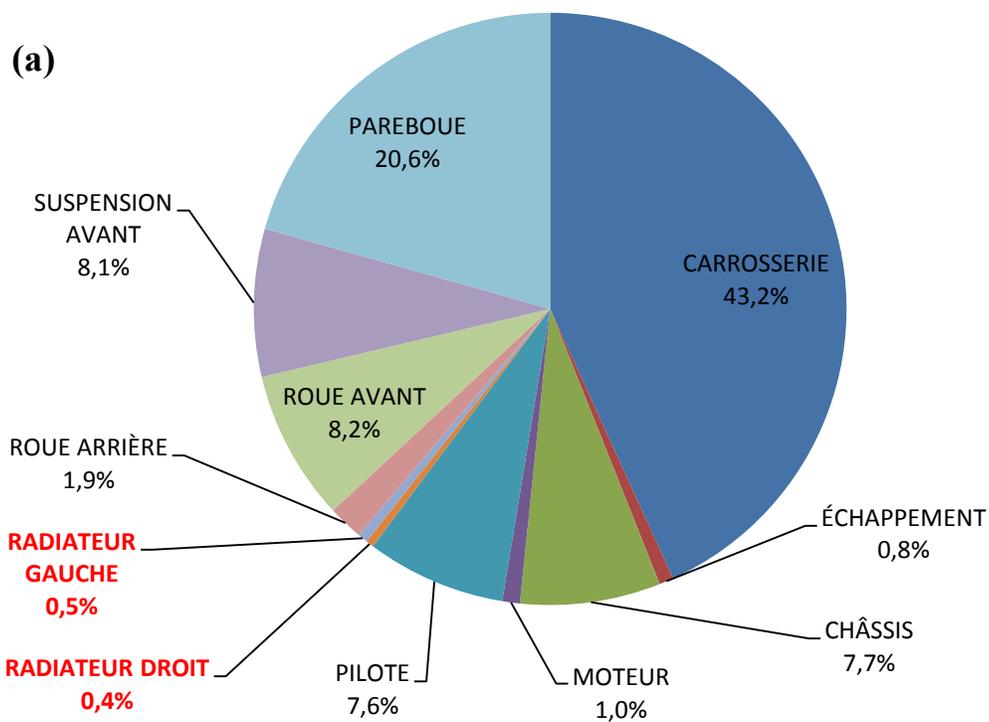


Figure 58: Champ de vitesses normal au radiateur moteur dans le plan décalé; a) Bloc compact. b) Radiateur raffiné. c) Bloc poreux.

En comparant les Figure 58[a et b], on constate la différence importante entre le bloc compact et le radiateur discrétisé. Enfin, on observe que le radiateur par bloc poreux est, comme on l'a prédit, un compromis entre les deux premières approches. On en conclut que la méthode des blocs compacts n'est pas bonne pour l'estimation de l'écoulement réel car les radiateurs sont les entrées principales du fluide pour l'aérodynamique interne. La discrétisation complète des radiateurs est trop coûteuse en nombre d'éléments mais elle montre bien l'impact de la traînée aérodynamique interne sur la traînée totale du véhicule, [Figure 59].



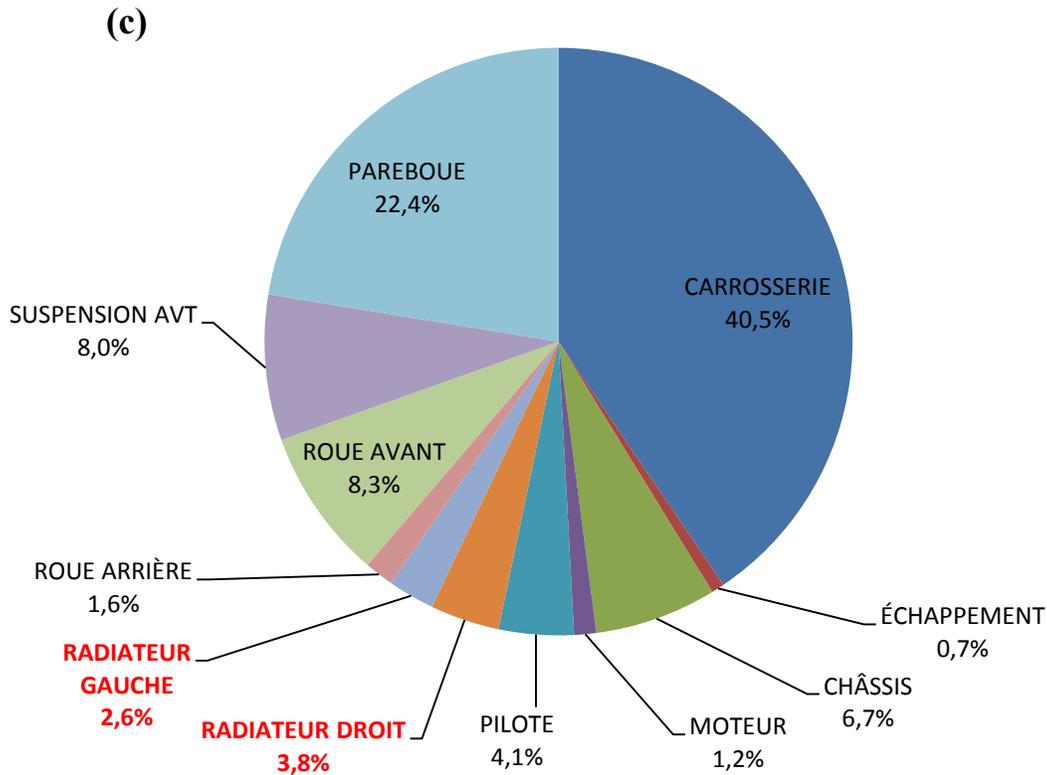


Figure 59: Répartition de la traînée du véhicule stock en fonction de la modélisation des radiateurs ; a) Radiateur raffiné. b) Radiateur sous forme de bloc compact. c) Radiateur sous forme de bloc poreux.

On remarque, dans le cas du bloc compact [Figure 59.b] que les deux radiateurs contribuent pour 6.9% de la traînée totale, alors qu'avec les radiateurs discrétisés, ils contribuent pour moins de 1%. On voit également un changement de la contribution sur la traînée pour le moteur et le châssis.

Enfin, le modèle par milieu poreux, qui est couramment utilisé dans l'industrie automobile semble bien fonctionner pour notre modèle. Il faut savoir que la modélisation poreuse est faite par l'ajout d'un terme source [équation (21)] dans l'équation de Navier-Stokes:

$$f_p = -Pv \quad (21)$$

Avec P qui représente le tenseur de résistance poreuse et qui est défini par :

$$P = P_v + P_i|v| \quad (22)$$

Les coefficients P_v et P_i représentent respectivement les tenseurs de résistance visqueuse et inertielle. Il faut préciser que les valeurs utilisées ne sont pas celles des radiateurs testés car nous n'avons pas les données du constructeur. De plus, nos radiateurs n'étant pas orientés selon les mêmes axes que le fluide, on a créé un repère local par radiateur afin de pouvoir

rentrer les valeurs des tenseurs indépendamment de l'orientation du radiateur. Nous avons considéré les radiateurs comme des milieux poreux orthotropes² et utilisé les valeurs d'un radiateur semblable à celui étudié. Voici les valeurs de résistance visqueuse et inertielle choisies sur l'axe du fluide entrant dans le radiateur :

$$P_v = 726 \text{ Kg/m}^3\text{s}$$

$$P_i = 96.3 \text{ Kg/m}^4$$

Suivant les autres directions, on choisit des valeurs assurant le blocage du fluide pour avoir un milieu poreux orthotrope :

$$P_v = 10000 \text{ Kg/m}^3\text{s}$$

$$P_i = 10000 \text{ Kg/m}^4$$

En remarque générale, on peut dire que le champ de vitesse à l'entrée du radiateur pour le refroidissement du moteur est très faible et non uniforme en comparaison de la vitesse d'avancement du véhicule (20 m/s), quelque soit la méthode de modélisation du radiateur.

On en conclut que la gestion de l'écoulement en termes de refroidissement est très inadaptée. Il serait donc judicieux de procéder à une re-conception des formes de carrosserie permettant de canaliser plus d'air vers les radiateurs ou à une modification de la position des radiateurs pour les placer dans l'écoulement.

5.3 Les optimisations potentielles

L'objectif de réduction de la traînée aérodynamique du Spyder est de 10 à 12 %. Pour y parvenir on s'est d'abord concentré sur le sous-système roue dont l'étude a été développée en soufflerie (cf CHAPITRE 3). On applique les résultats de cette étude sur le véhicule complet pour atteindre les objectifs souhaités. Une investigation des autres optimisations potentielles vues dans la revue de littérature a également été menée.

L'installation des optimisations du sous système roue a permis d'atteindre un gain maximum de 22.2% sur la traînée totale du véhicule. Pour cela, on combine le pare-boue en forme de goutte sur lequel on applique la technique de « boat tailing » et les profils d'ailes simples sur les bras de suspensions. On peut voir l'apport sur la traînée que procure l'ajout progressif de ces éléments à la Figure 60 ci-après;

² Orthotropie : Cas particulier de l'anisotropie d'un parallélepède rectangle dans lequel il existe deux directions privilégiées, perpendiculaires entre elles, correspondant l'une à un maximum, l'autre à un minimum de la propriété physique étudiée.

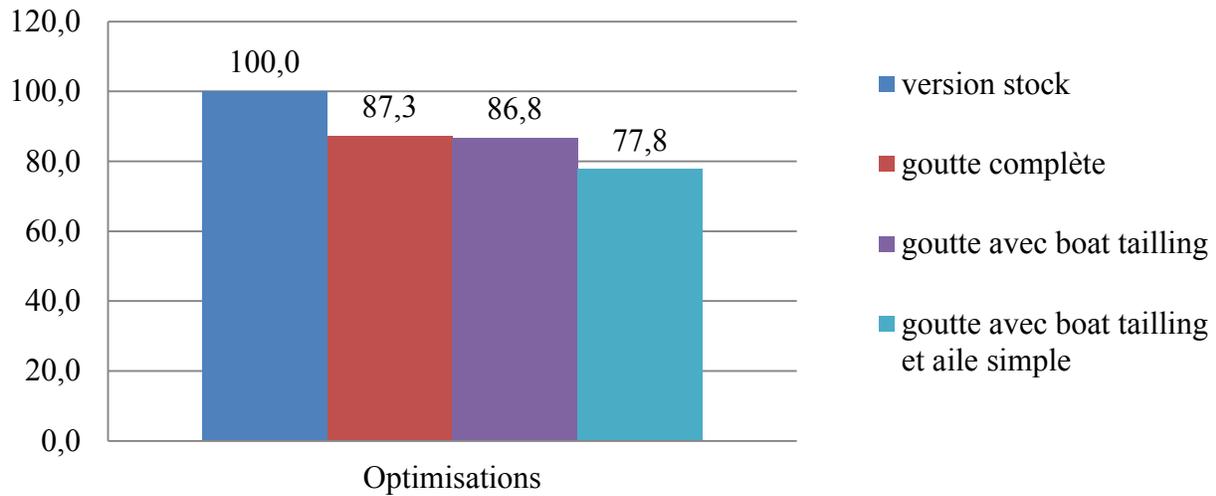


Figure 60: Histogramme des optimisations du véhicule

Sur la figure, la traînée a été ramenée en pourcentage. Le véhicule stock représente le véhicule de production actuel, qui est utilisé comme référence et représente 100 pourcent de la traînée.

La réduction de la traînée totale s'accompagne de changements majeurs sur l'écoulement du fluide autour du véhicule tels que des réductions des volumes de recirculation en arrière du véhicule et en arrière des roues, [Figure 61]. On remarque que le pot d'échappement est exposé au fluide dans la version optimisée alors qu'il ne l'était pas avant. On constate globalement un resserrement de la zone de recirculation en arrière du véhicule. Les vortex présent en arrière des roues et des bras de suspensions sont diminués, comme on l'a présenté au CHAPITRE 3. Cela met en évidence le fait que chaque changement effectué en amont du véhicule provoque des modifications de l'écoulement en aval. Nous sommes confortés dans notre stratégie d'optimisation qui veut que l'on commence par l'avant du véhicule et que l'on optimise celui-ci en progressant vers l'arrière.

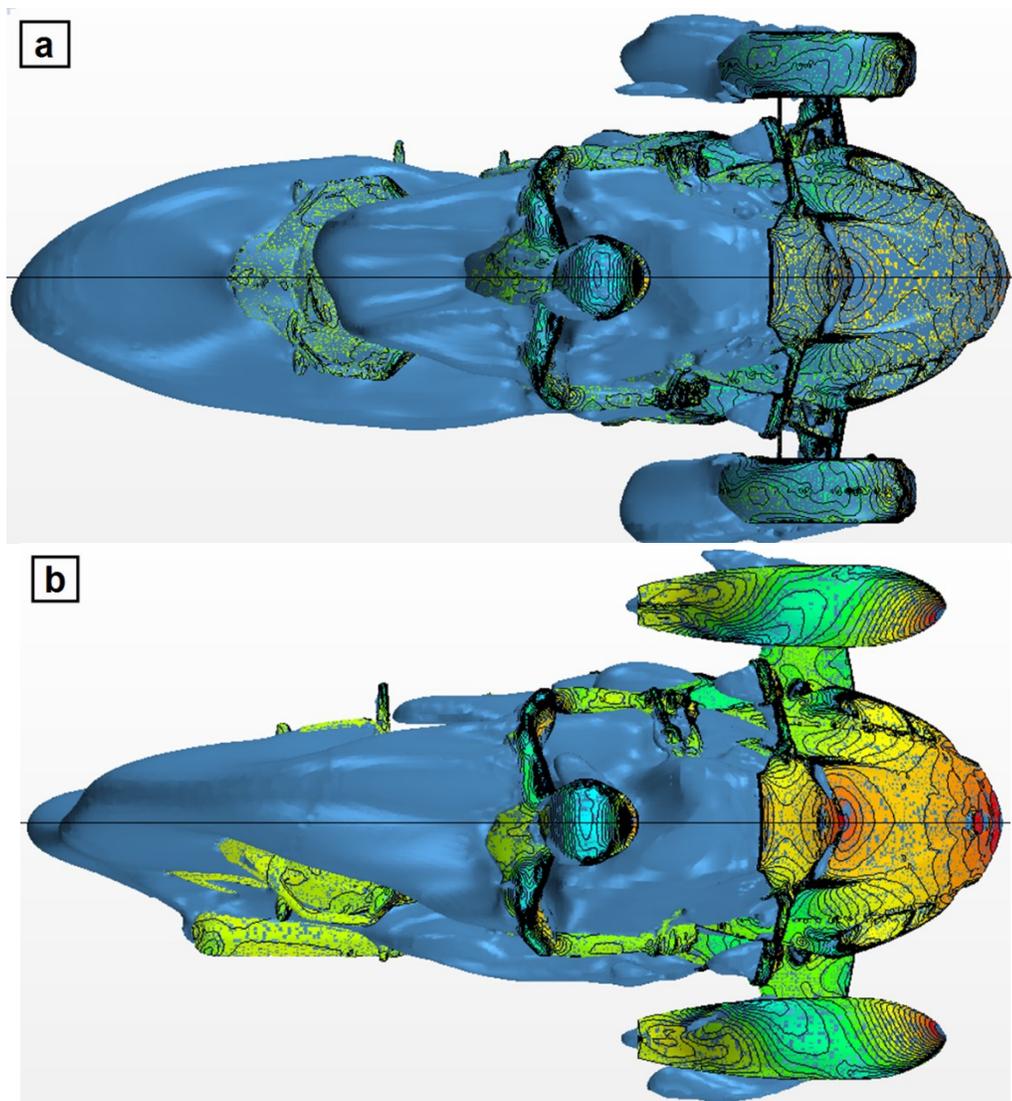


Figure 61: Iso-surface $V_x = 0\text{m/s}$, vue sur Z. a) Version Stock. b) Version avec boat tailing et ailes simples

On compare également l'analyse faite sur le sous-système roue doté des optimisations maximales dans la soufflerie avec le véhicule équipé de ses mêmes optimisations. On constate sur la Figure 62 que l'avant du véhicule a un impact majeur sur l'écoulement car il accélère le fluide et le dévie vers les roues avant. Ceci a pour effet, la modification de la répartition de pression sur le garde-boue en déplaçant vers le plan de symétrie du véhicule, les zones de plus haute pression. Cette déviation du fluide par l'avant du véhicule explique l'apparition de la zone de recirculation sur l'extérieur des roues, voir Figure 61.b. On en conclut que l'étude du sous-système roue reste valide lorsqu'on l'applique au véhicule; car elle permet d'atteindre 22.2% de réduction de la traînée totale.

Cependant, si on souhaite encore approfondir l'étude du sous-système roue, il faudra la réaliser sur un modèle CFD du véhicule complet. Les modifications seront, selon toute vraisemblance, la création d'une forme gauche dissymétrique pour le garde-boue pour qu'il s'adapte au mieux à l'écoulement provenant de l'avant du véhicule.

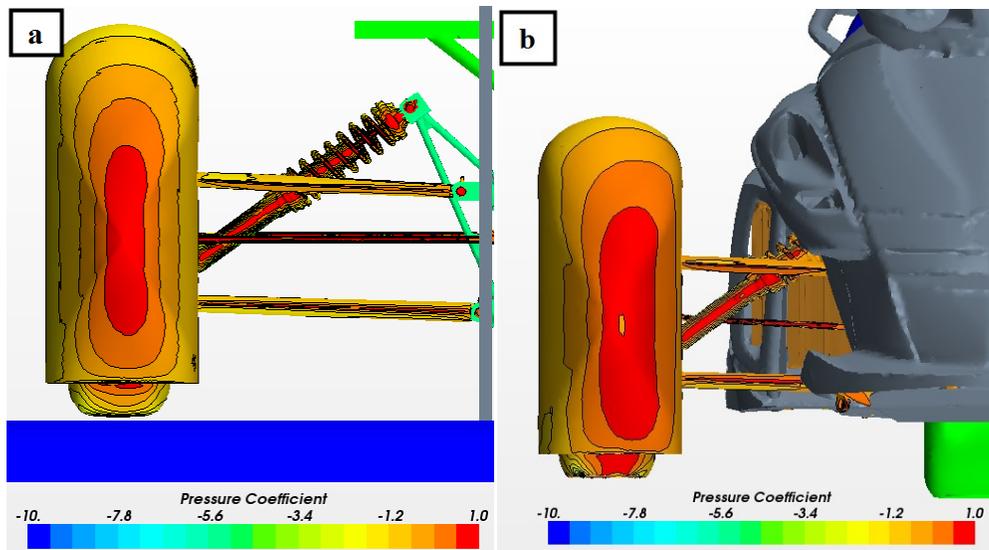


Figure 62: Comparaison du Cp sur le sous-système roue optimisé. a) sous-système roue en soufflerie b) sous-système roue sur le véhicule

Enfin nous avons testé une configuration du sous-système roue sans amortisseur sur le véhicule pour connaître le gain potentiel d'un système de suspension vertical qui serait non exposé au fluide. Aucune variation notable de la traînée totale du véhicule n'a été observée, ce qui s'explique en partie par la déviation importante de l'écoulement sur la face avant. Cette déviation est également responsable du manque de vitesse en entrée des radiateurs. La Figure 63 illustre le comportement du fluide sur la face avant et montre sa déviation vers la roue et son évitement quasi-total des radiateurs.

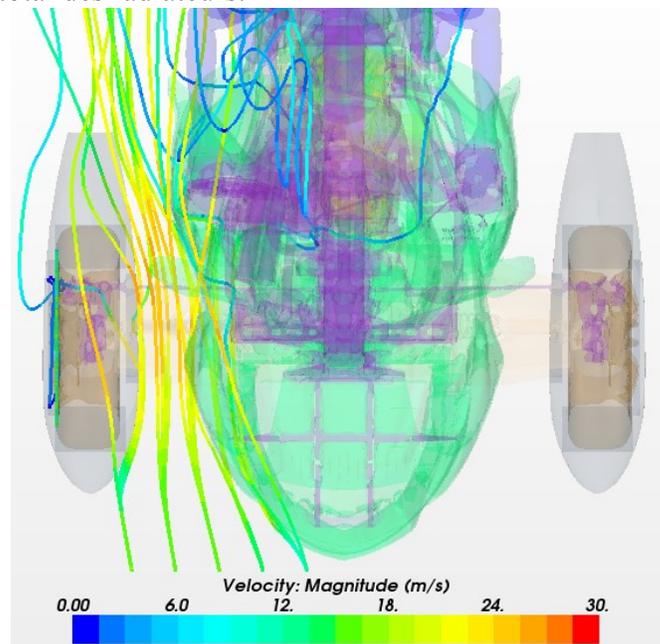


Figure 63: Vitesse sur les lignes de courants déviées par la face avant

Malgré ces résultats prometteurs pour le sous-système roue, nous allons continuer notre recherche de gain sur la traînée. Pour cela, on teste encore deux autres optimisations potentielles :

La première est un essai de plaque plane, développée par [Gilliéron et Kourta, 2009]. Nous avons débuté avec une plaque rectangulaire placée en arrière de la roue, en testant différentes dimensions de plaque et positions. On remarque un changement de la forme de l'écoulement mais aucune réduction significative de la traînée. Cela s'explique par la forme inadaptée de la plaque en fonction de la forme de la recirculation en arrière du véhicule. [Gilliéron et Kourta, 2009] utilise une plaque plane rectangulaire autour du corps d'Ahmed qui génère un sillage de la même forme. Il faut adapter la forme de la plaque à la forme de la recirculation pour obtenir des gains plus significatifs. On obtient 2,3% de réduction de la traînée avec une plaque plane de forme triangulaire placée à la limite de la zone $V_x = 0\text{m/s}$, [Figure 64]. Notre plaque est aussi adaptée à la forme dissymétrique de l'écoulement autour du Spyder.

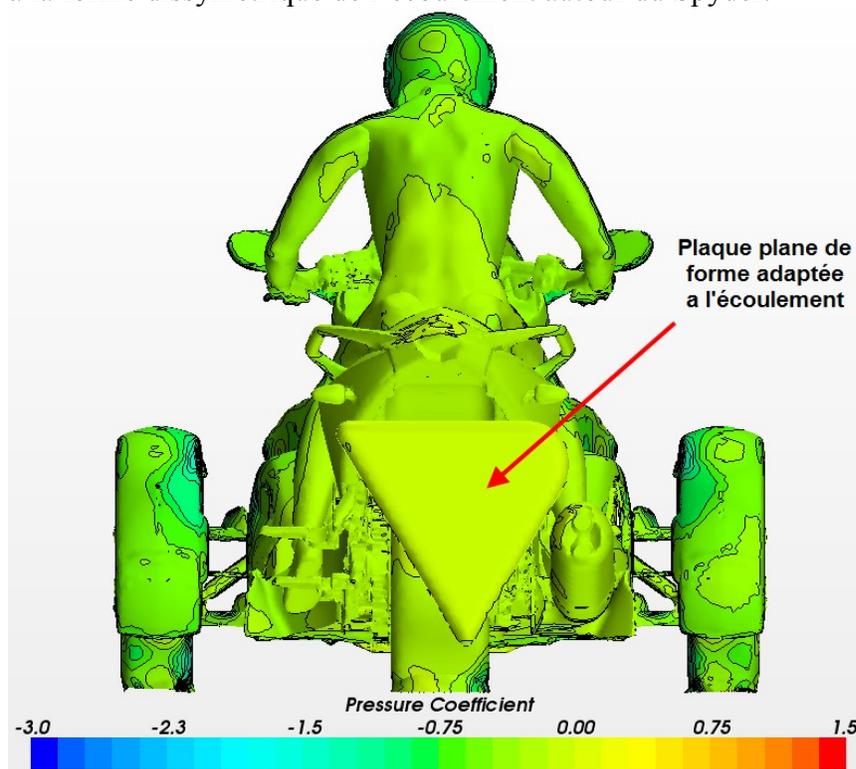


Figure 64: Visualisation des Cp sur la plaque plane, vue sur X

Comme précisé dans l'article de [Gilliéron et Kourta, 2009], on constate qu'il n'y a pas de pression sur la plaque plane : $C_p = 0$ sur les deux faces.

Pour arriver à des résultats plus significatifs pour la réduction de la traînée totale, une étude approfondie sur l'implantation de plaque plane devrait être menée. Elle serait divisée en 3 phases :

- Quantifier l'impact de la taille et de la position du pilote sur l'écoulement afin de connaître le potentiel de réduction et analyser les deux zones de recirculation (pilote et véhicule) pour déterminer si l'on doit utiliser une ou deux plaques pour maximiser la réduction de la traînée.
- Déterminer la dimension optimale de la plaque en fonction de la surface projetée de la recirculation dans le plan où on la positionne.

- Déterminer la distance optimale où positionner la plaque plane par rapport à l'arrière du véhicule.

Enfin [Gilliéron et Kourta, 2009] indiquent que les positions optimales s'identifient lorsque le centre du vortex généré entre la plaque plane et le véhicule coïncide avec le centre de la cavité (entre la plaque plane et le véhicule). La plaque devra probablement être une surface gauche adaptée à la forme du véhicule. L'assistance d'un logiciel d'optimisation sera alors un bon soutien pour le développement de surface et leur optimisation.

La seconde optimisation vise à quantifier l'impact de la réduction de la surface frontale du véhicule sur la traînée totale. On se concentre sur une réduction de la largeur du véhicule au niveau des radiateurs qui sont très protubérants. On donne également une forme plus aérodynamique aux pièces de carrosserie, [Figure 65].

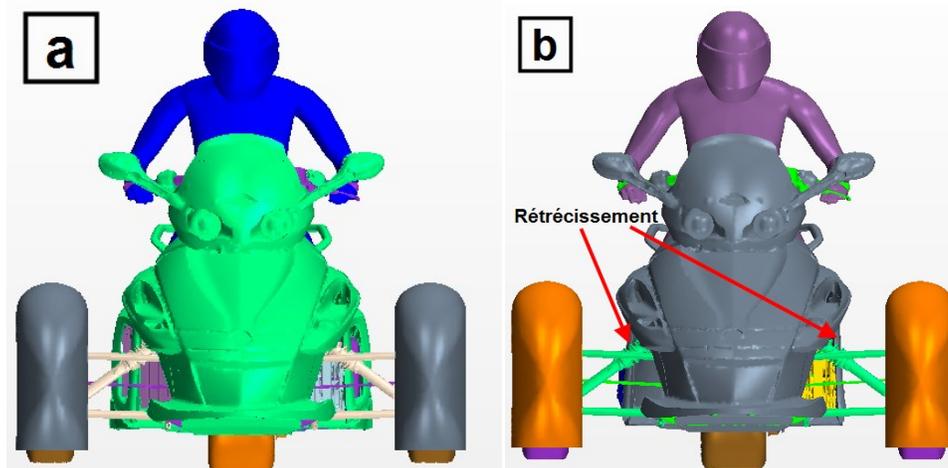


Figure 65: Vue de face, rétrécissement des panneaux latéraux. a) Version stock. b) Version rétrécie

On constate un étalement des C_p sur les nouvelles surfaces [Figure 66] en comparaison du véhicule de production [Figure 54, a]. Ceci s'ajoute à la réduction de la surface frontale de 2.6% engendrée par cette nouvelle forme.

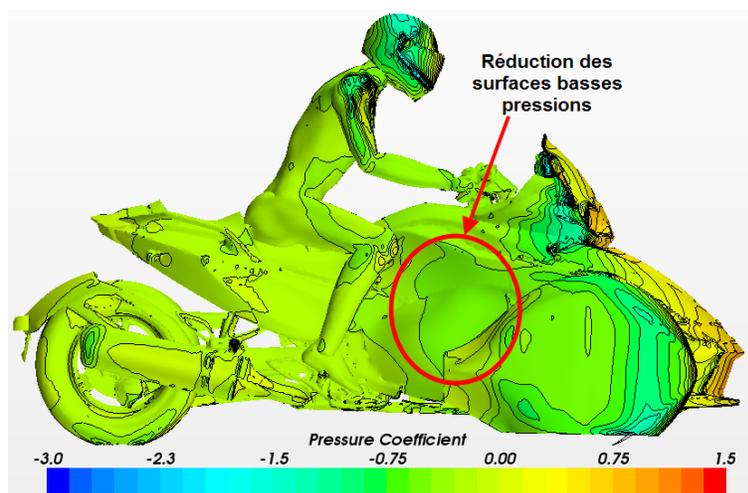


Figure 66: Visualisation C_p spyder rétrécie, vue sur Y

On atteint ainsi une réduction de la traînée de 6% supplémentaire avec ce rétrécissement du véhicule. Cette optimisation oblige cependant à revoir la forme du véhicule ainsi que la position des radiateurs.

Nos objectifs sont pleinement remplis et nous poussent vers une étude plus approfondie des zones d'optimisations potentielles et une analyse du positionnement des radiateurs qui s'avère désormais indispensable. Une solution idéale combinant chacune d'elle pourra alors constituer le nouveau visage du Spyder vert.

CHAPITRE 6. CONCLUSION

L'étude s'est divisée en 3 grandes étapes :

- Nous avons d'abord réalisé des tests en soufflerie du sous-système roue du Spyder. Nous avons pris en main le logiciel Star CCM+ et construit un modèle numérique du sous-système roue reproduisant les conditions exactes de la soufflerie. Le modèle numérique a été développé et validé par rapport aux tests expérimentaux. Sa construction nous a permis d'acquérir une expérience nécessaire pour la suite de l'étude. Nous avons également profité de ce modèle roue validé expérimentalement pour lui appliquer une méthode d'optimisation de formes. On a ainsi obtenu nos premières optimisations potentielles que l'on testera sur le véhicule complet.
- La seconde grande étape a été la construction du modèle CFD du Spyder. Fort de notre expérience sur le sous-système roue, nous sommes parvenus rapidement à un modèle numérique solvable et fiable, puisqu'il vérifie les tests de « coast down » réalisés dans une étude précédente.
- Enfin notre modèle étant fonctionnel, nous lui avons appliqué les optimisations du sous-système roue. Nous avons également pris le temps de caractériser l'impact de la taille du pilote et de la méthode de modélisation des radiateurs. Nous avons terminé notre étude en considérant deux pistes d'amélioration prometteuses, que sont les plaques planes et la réduction de la surface frontale.

L'étude est menée suivant deux aspects relevant du partenariat entre l'UdeS d'une part, et BRP d'autre part. Nous avons rempli notre objectif industriel de réduction de 12% de la traînée aérodynamique du véhicule en réduisant celle-ci de 22,2%. Pour la partie académique, le projet a permis l'écriture d'un article scientifique décrivant les étapes de notre méthodologie d'optimisation de même que l'ouverture sur les gains qu'apporte une étude sur les roues ouvertes pour un véhicule de tourisme. Nous avons également réalisé les prémices de l'adaptation de plaque plane sur un véhicule réel. Cette technique n'avait jusqu'à présent été testée que sur des « bluffs body » connus.

La prochaine étude se concentrera sur le positionnement des radiateurs car, comme on l'a souligné au CHAPITRE 5, ils sont positionnés au plus mal, aussi bien du point de vue thermique, qu'aérodynamique. L'étude a également quantifié un gain potentiel important (6%) si nous les délocalisons et en réduisons la surface frontale. L'analyse de l'évolution de la topologie du fluide et des coefficients aérodynamiques du véhicule en fonction de la vitesse et de l'angle d'incidence pourra permettre une compréhension plus fine du comportement aérodynamique global du véhicule. Pour l'aspect industriel, un compromis entre l'efficacité et la réalisation marketing devra être trouvé pour adapter le sous-système roue à des fins de production. Enfin, les formes globales du véhicule doivent être travaillées et rendues adaptables pour maintenir un confort constant du pilote quelque soit sa taille, tout en optimisant l'aérodynamisme du véhicule.

ANNEXE A – DONNÉES

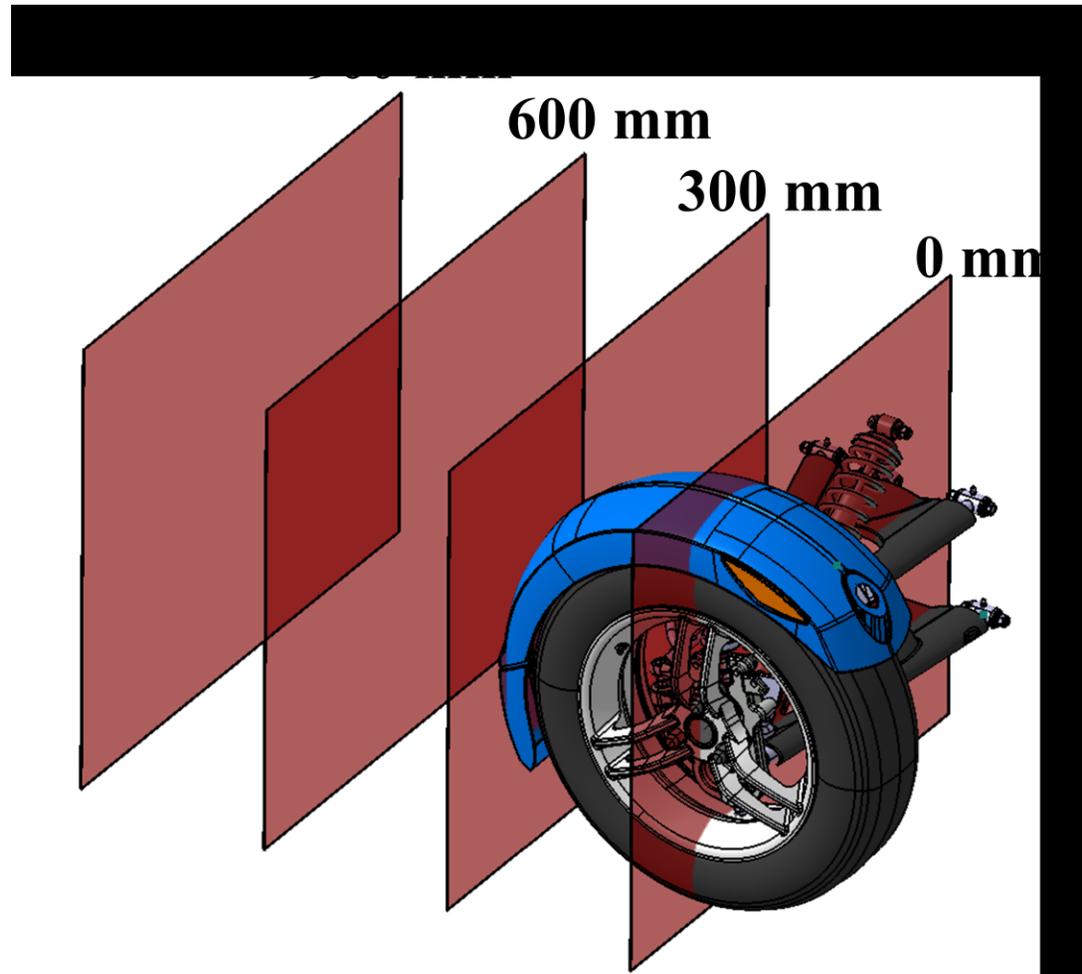
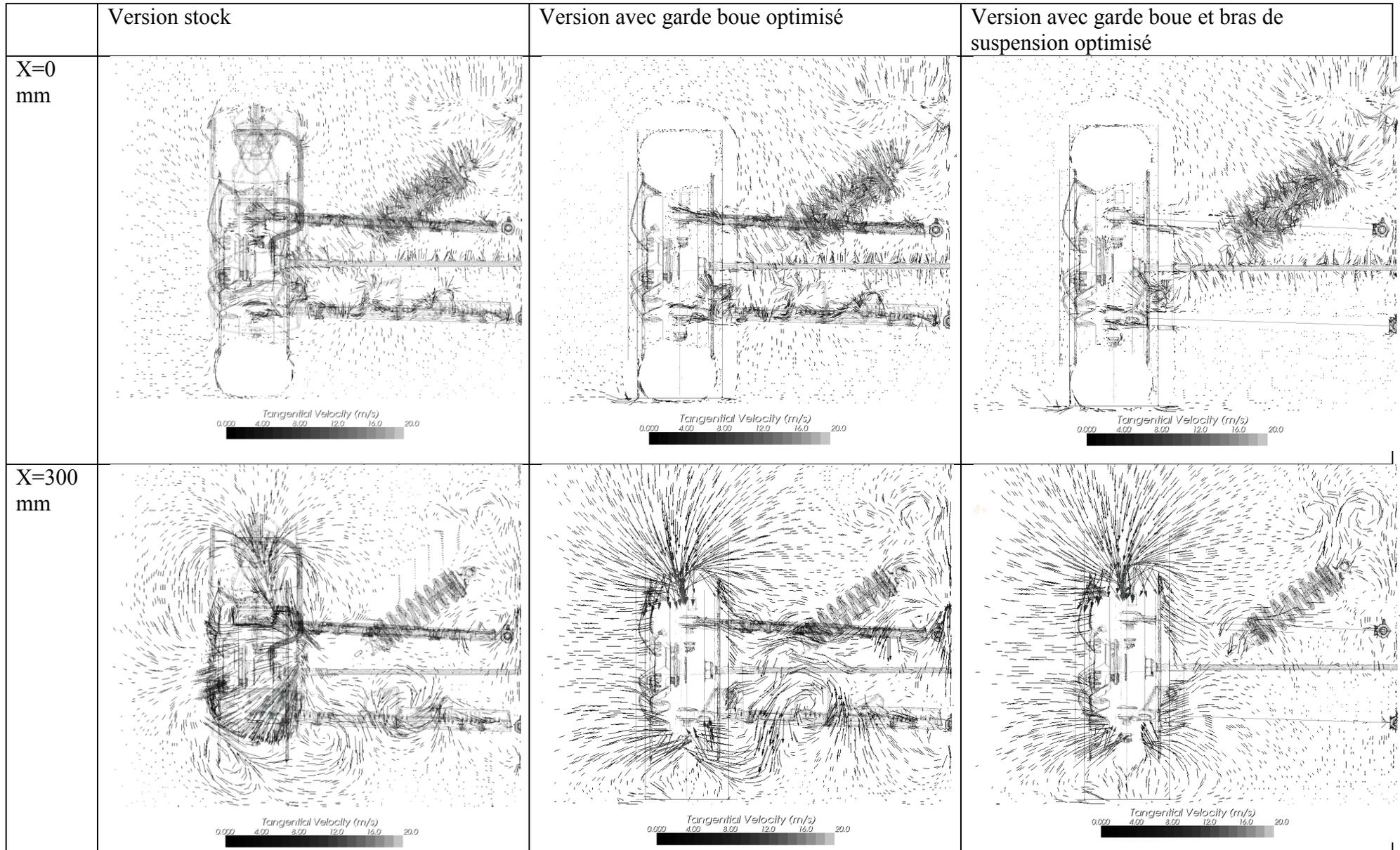
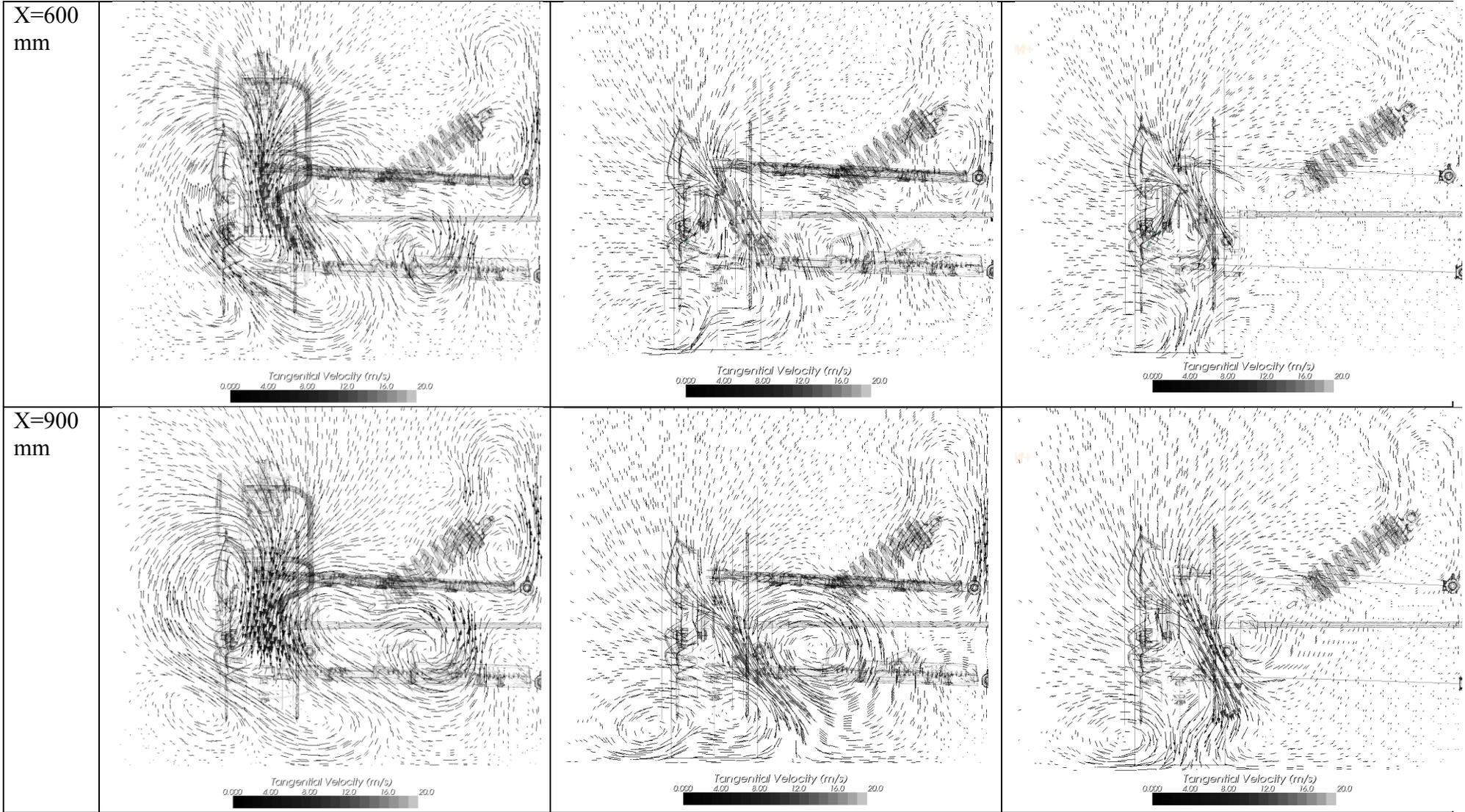


Figure 67: Positionnement des plans de visualisation





LISTE DES RÉFÉRENCES

- Ahmed, S. R., Ramm, G. et Faltin, G. (1984). Some Salient Features of the Time - Averaged Ground Vehicle Wake. *Automobile Aerodynamics ; Wakes, Wind E\$ect, DFVLR, Inst fuer Entwferfs - Aerodynamik, West Ger, DFVLR, Inst fuer Entwferfs - Aerodynamik, West Ger, SAE, Detroit, MI, Engl*, p. 1-31.
- Angeletti, M., Sclafani, L., Bella, G. et Ubertini, S. (2003). The Role of CFD on the Aerodynamic Investigation of Motorcycles. *SAE Transactions*, volume 112 n° 6, p. 1103-1111.
- Angle, G. M. I. (2002). Aerodynamic Drag Reduction on a Racing Motorcycle Through Vortex Generation. *SAE International*.
- ANSYS et CD Adapco (2010). *User's guide ansys and star CCM+* .
- Barlow, J., Rae, W. et Pope, A. (1999). *Low Speed Wind Tunnel Testing(3rd edition)*, Hardback édition .
- Barnard, R. H. (2001). Road Vehicle Aerodynamic Design (Second Edition). *MechAero Publishing*.
- Barth.T (1991). A 3-D upwind Euler solver for unstructured meshes. *AIAA Paper-91-1548-CP*.
- Betterman, U. (1987). Konstruktion,Bau und prüfung eines motorrad rennfahrwerks. *VDI bericht 657, Aktive und passiveSicherheit von Krafrädern,VDI-Verlag*.
- BIPM (1981). Formule pour la détermination de la masse volumique de l'air humide.
- Buchheim, R. (1981). Necessity and Permises for Reducing the Aerodynamic Drag of Future Passenger Cars. *Society of automotive engineers, Warrendale, Pa*, volume SAE paper No.810185.
- Carr, G. W. (1983). Potential for aerodynamic drag reduction in car design. *International journal of vehicle design*, volume SP3, p. 44-56.
- Cocco, G. (2004). Motorcycle Design and Technology. *MotorBooks/MBI Publishing Company*.
- Cossalter, V. (2006). Motorcycle Dynamics (Second Edition). *Lulu.com*.
- Fletcher, D. F. et Xuereb, C. (2004). Mécanique des fluides numérique. *Techniques de l'ingénieur*.

- Frick, C. W., Davis, W. F., Randall, L. M. et Mossman, E. A. (1945). An experimental investigation of NACA submerged duct entrance (NACA-ACR-5i20). *National advisory committee for aeronautics*.
- Geropp, D. et Odenthal, H. (2000). Drag reduction of motor vehicles by active flow control using the coanda effect. *Experiments in fluids*, volume 28, p. 74-85.
- Gilliéron, P. et Kourta, A. (2009). Aerodynamic drag reduction by vertical splitter plates. *Experiments in fluid*, volume 48, numéro 1, p. 1-16.
- Hackett, J. E., Baker, J. B., Williams, J. E. et Wallis, S. B. (1987). On the Influence of Ground Movement and Wheel Rotation in Tests on Modern Car Shapes. *SAE International*.
- Hartmann, R., Held, J., Leicht, T. et Prill, F. (2010). Discontinuous Galerkin methods for computational aerodynamics - 3D adaptive flow simulation with the DLR PADGE code. *Aerospace Science and Technology*, volume 14, numéro 7, p. 512-519.
- Hassen, B. R. (2010). *Modélisation numérique et optimisation du comportement aérodynamique d'un tricycle*.
- Heckemüller, J. (1988). Vier 1000er im windkanal-sturm und drang. *Motorrad*, volume 25, p. 6-13.
- Herbert, V., Muyl, F. et Dumas, L. (2005). optimisation de forme en aérodynamique automobile. *Mécanique et industries*.
- Hoerner, S. (1935). The determination of aerodynamic resistance of vehicules from free motion method. *VDI Z*, volume 79, p. 1028-1033.
- Hucho, W. H. (1998). *Aerodynamics of Road Vehicles (Fourth Edition)*. *SAE international*.
- Hucho, W. H., Janssen, L. J. et Emmelmann, H. J. (1976). The optimization of body details-A method for reducing the aerodynamic drag of road vehicules., *SAE international*, volume 760186.
- Huminic, A. et Huminic, G. (2010). Computational Study of Flow in the Underbody Diffuser for a Simplified Car Model. *SAE International*, volume SP-2269.
- Ivanic, T. et Gilliéron, P. (2005). Reduction of the aerodynamic drag due to colling systems: An analytical and experimental approach. *SAE International*, volume 2005-01-1017.
- Katz, J. (1995). *Race Car Aerodynamics : Designing for Speed*. *Bentley Publishers.com*.
- Kellar, W. P., Pearse, S. R. G. et Savil, A. M. (1999). Formula 1car wheel aerodynamics. *Sport engineering*, p. 203-212.

- Kitoh, K., Oshima, N., Yamamoto, M. et Sebben, S. (2009). A CFD Approach via Large Eddy Simulation to the Flow Field with Complex Geometrical Configurations: A Study Case of Vehicle Underbody Flows. *SAE International*, volume SP-2226,
- Krajnovic, S. et Davidson, L. (2005). Influence of floor motions in wind tunnels on the aerodynamics of road vehicles. *Journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, volume 93, numéro 677-696.
- Kuethe, A. M. et Chow, C. Y. (1998). *Foundations of Aerodynamics: Bases of Aerodynamic Design, 5th Edition, Wiley and sons, inc.*
- Liebeck, R. H. (1978). Design of subsonic airfoils for high lift. *J. Aircraft*, volume 15, p. 547-561.
- Maioli, M. (1983). Function Versus Appearance, the Interaction Between Customer, Stylist and Engineer in Vehicle Design. *International journal of vehicle design*, volume Vol 5, p. pp305-316.
- Mair, W. A. (1969). Reduction of Base Drag by Boat-tailed Afterbodies in low speed flow. *Aeronautical Quarterly*, volume 20, p. 307-320.
- Mair, W. A. (1978). Drag-Reducing Techniques for Axis-Symmetric Bluff Bodies. *aerodynamic drag mechanisms of bluff bodies and road vehicles*, p. 161-187.
- Mavriplis, D. J. et Venkatakrishnan, V. (1996). A 3D agglomeration multigrid solver for the Reynolds-averaged Navier-Stokes equations on unstructured meshes. *International Journal for Numerical Methods in Fluids*, volume 23, numéro 6, p. 527-544.
- McBeath, S. (2006). *Competition Car Aerodynamics a Practical Handbook. Haynes Publishing.*
- McManus, J. et Zhang, X. (2006). A computational study of the flow around an isolated wheel in contact with the ground. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, volume 128, numéro 3, p. 520-530.
- Mercker, E. et Wiedemann, J. (1990). Comparaison of Different Ground Simulation Techniques for Use in Automotive Wind Tunnels. *SAE Transaction*, volume vol. 99, numéro n° 6, p. 495-509.
- Morgan, K., Peraire, J., Peiro, J. et Hassan, O. (1991). The computation of three-dimensional flows using unstructured grids. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, volume 87, numéro 2-3, p. 335-352.
- Mossman, E. A. et Randall, L. M. (1948). An experimental investigation of the design variables for naca submerged duct entrances. *National advisory committee for aeronautics*, volume RM-A7130.

- Muld, T. W., Efraimsson, G. et Henningson, D. S. (2009). Proper Orthogonal Decomposition of Flow Structures around a Surface-Mounted Cube Computed with Detached-Eddy Simulation. *SAE International*, volume Sp-2226.
- Parks, L. (2003). Total Control : High Performance Street Riding Techniques. *MotorBooks/MBI Publishing Company*.
- Peric, M. (2004). Flow simulation using control volumes of arbitrary polyhedral shape. *ERCOFTAC*, volume 62.
- Petruchov, V. A. (1998). Improvement in vehicule aerodynamic drag and rolling resistance determination from coast-down tests. *Poc Instn mech engrs*, volume 212.
- Remaki, L., Hassan, O. et Morgan, K. (2011). Aerodynamic computations using a finite volume method with an HLLC numerical flux function. *Mathematical Modelling of Natural Phenomena*, volume 6, numéro 3, p. 189-212.
- Rogallo, F. M. (1940). Internal flow systems for aircraft. *National advisory commitee for aeronautics*, volume 713.
- Saddington, A. J., Knowles, R. D. et Knowles, K. (2007). Laser Doppler anemometry measurements in the near-wake of an isolated Formula One wheel. *Experiments in Fluids*, volume 42, numéro 5, p. 671-681.
- Sagi, S. G., Han, T. et Hammond, D. C. (1992). Optimization of bluff body for minimum drag in ground proximity. *AIAA Paper*.
- Salim, M. S. et Cheah, S. C. (2009). Wall y^+ Strategy for Dealing with Wall-bounded Turbulent Flows. *Proceedings of the International MultiConference of Engineers and Computer Scientists 2009 Vol II IMECS 2009, March 18 - 20, 2009, Hong Kong*.
- Sapnaras, D. et Dimitriou, I. (2008). Experimental analysis of the undebody pressure distribution of a series vehicle on the road and in the win tunnel. *SAE International*, volume 2008-01-0802.
- Stat Canada (2009). Dans <http://www.statcan.gc.ca/pub/82-623-x/2010002/t034-fra.htm>.
- Tsubokura, M., Takahashi, K., Matsuuki, T., Nakashima, T., Ikenaga, T., et Kitoh, K. (2010). HPC-LES for Unsteady Aerodynamics of a Heavy Duty Truck in Wind Gust - 1st report: Validation and Unsteady Flow Structures. *SAE International*, volume SP-2269.
- Tu, J., Yeoh, G. H. et Liu, C. (2008). Computational Fluid Dynamics a Practical Approach (first Edition). *Butterworth-Heinemann*.

-
- Van Den Berg, M. A. et Zhang, X. (2009). The aerodynamic interaction between an inverted wing and a rotating wheel. *Journal of Fluids Engineering, Transactions of the ASME*, volume 131, numéro 10, p. 1-13.
- Versteeg, H. K. et Malalasekera, W. (1998). An Introduction to Computational Fluid Dynamics : The Finite Volume Method (Second Edition). *Pearson .Prentice Hall*.
- Von Karman, T. (1881-1963). *Von Karman integral equation*.
- Wäschle, A., Cyr, S., Kuthada, T. et Wiedemann, J. (2004). Flow around an isolated wheel- experimental and numerical comparison of two CFD codes. *SAE International*, volume 2004-01-0445.
- Watanabe, T., Okubo, T., Iwasa, M. et Aoki, H. (2003). Establishment of an Aerodynamic Simulation System for Motorcycle and its Application. *JSAE Review*, volume 24, numéro n° 2, p. 231-233.
- Yasin, T. P. (1978). The analytical basis of automobile coastdown testing. *SAE International*, volume 720099.
- Zeghib, A. et Taldi, K. (2008). Comparaison des différents modèles de turbulence d'un écoulement aérodynamique dans un cyclons. *Revue des Energies Renouvelables CISM'08 Oum El Bouaghi*, volume 311-324.
- Zhang, X., Toet, W. et Zerihan, J. (2006). Ground effect aerodynamics of race cars. *ASME*, volume 59.
- Zhu, H. et Zhigan, Y. (2008). Simulation of flow around a generic pickup truck with RSM model. *SAE International*, volume SP2151.