



HAL
open science

Stratégie innovante d'optimisation de la traînée aérodynamique en temps réel pour l'amélioration de l'efficacité énergétique des voitures

Agostino Cembalo

► **To cite this version:**

Agostino Cembalo. Stratégie innovante d'optimisation de la traînée aérodynamique en temps réel pour l'amélioration de l'efficacité énergétique des voitures. Autre. ISAE-ENSMA Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique - Poitiers, 2024. Français. NNT : 2024ESMA0007 . tel-04627261

HAL Id: tel-04627261

<https://theses.hal.science/tel-04627261v1>

Submitted on 27 Jun 2024

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

THÈSE

Pour l'obtention du grade de

DOCTEUR DE L'ÉCOLE NATIONALE SUPÉRIEURE DE MÉCANIQUE ET D'AÉROTECHNIQUE

(Diplôme National - Arrêté du 25 mai 2016 Modifié par le Arrêté du 26 Août 2022)

École Doctorale : Mathématiques, Informatique, Matériaux, Mécanique, Energétique (MIMME)

Secteur de Recherche : MÉCANIQUE DES MILIEUX FLUIDES

Présentée par

Agostino CEMBALO

Stratégie innovante d'optimisation de la traînée aérodynamique en temps réel pour l'amélioration de l'efficacité énergétique des voitures

Directeur de thèse : **M. Jacques BORÉE**
Co-Directeur de thèse : **M. Patrick COIRAULT**
Co-encadrant : **M. Clément DUMAND**

Soutenance le 20 Juin 2024

JURY

Olivier CADOT	Professeur, Université de Liverpool, Liverpool (UK)	Rapporteur
Xavier MOREAU	Professeur, Université de Bordeaux, Bordeaux	Rapporteur et Président
Caroline BRAUD	Chargée de recherche CNRS, LHEEA - Centrale Nantes, Nantes	
Martin PASSMORE	Professeur émérite, Loughborough University, Loughbor- ough (UK)	
Clément DUMAND	Ingénieur-Docteur, STELLANTIS, Carrières-sous-Poissy	
Jacques BORÉE	Professeur, Institut PPRIME, Chasseneuil-du-Poitou	
Patrick COIRAULT	Professeur, Université de Poitiers, Poitiers	

*”There isn’t anything that isn’t made easier through constant and familiarity and training.
Through training we can change; we can transform ourselves.”*

— Dalai Lama.

Remerciements

Jusqu'à il n'y a pas longtemps, je pensais que cette page aurait été la plus difficile à rédiger. Cela non pas pour la complexité du contenu, mais parce que je trouvais difficile d'exprimer mes mots notamment sur le plan émotionnel. Néanmoins, ce parcours m'a permis d'explorer, d'étudier, de ME connaître sur un autre niveau. Pour cela, je sais précisément quoi dire et remercier toutes les personnes qui figurent dans cette page vient assez naturel.

D'abord, je dois remercier Jacques. Jacques, je te dois tellement que je ne pense même pas tu peux l'imaginer. T'a été parmi les premières personnes que j'ai connu dans ce domaine et tu es une des raisons pour lesquelles j'ai effectué ce beau parcours. Je pense vraiment que je ne pouvais pas faire un choix meilleur. Certainement, travailler avec moi n'a pas été facile, mais, avec la même certitude, je peux t'assurer que travailler avec toi a été SUPER (en majuscule et ce n'est pas une faute de frappe). Tu étais toujours là, peu importe l'heure, pour m'aider s'il le fallait, en m'accordant parfois des heures de soutien, MERCI. Je ne te l'ai jamais dit, mais après chaque discussion je m'en sortais inspiré et super motivé, peu importe comme je me sentais avant notre discussion. Cela est signe d'un superbe encadrement, mais aussi cela souligne ton niveau d'implication dans ton travail. Sans doute, je ne pouvais pas rêver d'un directeur de thèse meilleur. Encore une fois, MERCI!

Ensuite, j'ai des mots aussi pour toi Patrick, tu les mérites également. Patrick, à la différence de Jacques, je t'ai connu uniquement quand j'ai débuté la thèse. Tu étais la personne inconnue qui me faisait approcher un domaine encore plus inconnu, celui du contrôle. Tout de suite, j'ai été choqué par tes compétences. Petit à petit tu m'as pris par la main (presque comme un gamin) et tu m'as appris à connaître ce monde. Je pense que je t'ai posé les mêmes questions cent fois, et toi, toujours avec la même patience et le même sourire, tu étais toujours là. Je ne me suis jamais senti seul ou perdu et pour cela je dois vraiment te remercier, MERCI. Je dois absolument te remercier aussi pour ta réactivité. Tout ce que je devais faire c'était de t'envoyer un message ou un mail. Normalement sous une heure j'avais déjà résolu mon doute et si tu ne t'en souviens pas, mes doutes étaient beaucoup! ça vaut le même discours fait pour Jacques, je ne pouvais pas rêver d'un directeur de thèse meilleur. Encore une fois, MERCI!

Je dois également vous remercier, Yann et Guillaume. Je ne peux pas oublier le jour que je vous ai rencontré. Cela fait désormais plus que 4 ans, mais j'ai un souvenir très clair. Grâce à vous je suis rentré dans le monde que me passionne depuis tout petit, l'aérodynamique automobile. J'ai toujours été surpris par votre efficacité et votre rigueur au travail. Si aujourd'hui j'essaie d'accomplir un test en soufflerie, ou n'importe quelle tâche, avec rigueur, c'est surtout grâce à vous deux. Vous m'avez introduit à ce domaine et même si nous avons travaillé pas longtemps ensemble, j'ai vraiment apprécié le temps passé avec vous. Yann et Guillaume, MERCI. C'est aussi grâce à vous que j'ai commencé ce parcours qu'aujourd'hui prend fin et je peux dire sans aucun doute que vous m'avez changé la vie en mieux.

Clément et Jean Charles, j'ai aussi quelques mots pour vous, vous m'avez accompagné longtemps dans ce parcours, et si j'en suis là aujourd'hui c'est aussi grâce à vous deux. Clément, nous nous sommes connus il y a deux ans et demi maintenant et j'ai toujours apprécié ta façon de t'approcher à l'équipe. Je trouve que tu as toujours su gérer en manière impeccable l'équipe et, si dans le futur je me trouverai à une place similaire à la tienne j'aurai plein de bons exemples. De plus, même si nos domaines ne sont pas si proches entre eux, ton expertise a toujours apporté de la valeur à mon travail. Je tiens vraiment à te remercier, MERCI. Jean Charles, avec toi j'étais tout le temps avec un sourire sur la bouche. Tu m'as aidé énormément dans mon travail à la fois d'un point de vue technique et d'un point de vue moral. J'ai toujours apprécié beaucoup le temps passé avec toi

et je peu franchement dire que tu as été un SUPER collègue, MERCI!

Si aujourd'hui je suis là, cela veut dire que d'un point de vue technique ma thèse s'est bien passée. Sans le soutiens technique cela n'aurait été pas possible. Pour cela, je tiens à remercier Jean Marc et François. Votre support, avant, pendant et après les essais, est inestimable. L'expérience que vous avez apporté à mon travail et les conseils que vous m'avez donné ont bien défini le cursus de ce travail. De plus, je tiens à remercier Patrick et Romain pour les montages optiques soigneusement effectués. Votre passion pour ce travail m'a appris beaucoup, je vous suis reconnaissant. De plus, merci aux techniciens de l'atelier, Mathieu, Bastien et Olivier. Sans vous je n'aurais testé aucune des deux maquettes et donc je ne serais pas là. Enfin, le côté technique est très important mais le côté administratif et humain l'est également. Je tiens à remercier Valérie, Sandrine et Jamila. Travailler avec vous c'est travailler avec le sourire, parce que les problèmes avec vous à nos côté sont toujours solubles. MERCI!

Évidemment, j'ai quelques mots aussi pour les autres membres du jury. MM. CADOT et MOREAU, je vous remercie pour avoir accepté d'être rapporteurs de mon travail. Votre expérience et vos remarques ont été très utiles, MERCI. Mme BRAUD, je vous remercie pour avoir accepté d'être membre de mon jury de thèse et donc de consacrer du temps à mon travail de recherche. Votre expertise est reconnue et je ne peux qu'apprendre de vous, MERCI. Mr. PASSMORE, I would like to thank you for being here as a member of my thesis committee. I spent a lot of time reading your works and trying to get inspiration because your Knowledge is invaluable, THANK YOU!

Petit à petit je vais me rapprocher à la sphère personnelle. Beaucoup de personnes m'ont aidé et supporté dans ce travail et ils méritent des mots.

A mes collègues, docteurs et presque docteurs, Lucas x2, Nicolas, Antoine, Aurélien, Mickael, Di, Yann, Ksenia, Julien, Nia, Momo, Lou et Alessandro. Je vous dois quelques mots parce que mine de rien, qui plus qui moins, vous avez passé ÉNORMÉMENT de temps avec moi et vous m'avez apporté beaucoup. Nous avons passé beaucoup de temps en train de nous plaindre de notre travail pour ensuite passer à dire que, bof! c'est simplement le doctorat, et commencer à rire. Néanmoins, la plus parts du temps, je trouve que nous avons eu des échanges très enrichissants à la fois d'un point de vue technique et émotionnel. Je me souviendrai toujours avec un sourire du temps passé avec vous, et cela est très important. MERCI!

Évidemment, j'ai quelques mots à dépenser aussi pour mes amis et ma famille (la plupart italiens). Se non capite ciò che c'è scritto ci sono due possibilità : restare all'oscuro del contenuto, che è potenzialmente la scelta migliore, oppure chiedere ad Annalisa una traduzione (Non accadrà mai che sarò io a tradurre).

Germano, Chiara, Giuseppe, Gianpaolo, Antonio, Michele, Bruno, Federico, Roberto, Giulia, Thomas, Ramon, Ilenia (et Sophie), Ulysse, Branda, Gregory, Aïcha, Donato, MariaGrazia, Gianluca x2, Germano P., Damiano x2, Sabrina, Carmelo, Umberto, Angelo, Lucio, Andrea, Mattia, Luca, Carmine. Vous êtes beaucoup, chacun d'entre vous mérite quelques mots, mais cela faisant le manuscrit aurait le double des pages et je pense qu'il ne serait pas accepté. Pour cela je suis obligé d'écrire quelques mots en commun. Depuis désormais 10 ans, avec certains d'entre vous, nous ne sommes pas en mesure de nous voir comme auparavant. Cela m'attriste. Néanmoins, ces remerciements m'ont fait beaucoup voyager avec la tête. Si vous essayez de faire le même voyage mental que j'ai fait, j'en suis sûr, vous resterez surpris par la quantité de beau souvenirs que nous avons tous ensemble. Je me retrouve ici, devant un ordinateur à taper des mots, et je souris tout seul. Si quelqu'un me voit, il pourrait penser que je suis débile, mais finalement, ce qui se passe dans ma tête et dans mon cœur ne peut pas être expliqué et cela n'a certainement pas de valeur. J'espère juste que nos rapports vont rester les mêmes dans le temps, parce que cela fait certainement partie des joies de la vie. MERCI les gars!

La famille n'est pas énorme en quantité, mais vous avez une grande importance. Pour cela je vais dépenser quelques mots pour chacun d'entre vous (en faisant des groupes parfois).

Maria, Peppino, Emanuele et Germano. Vous n'êtes pas vraiment de la famille, mais cela uniquement sur papier, parce que honnêtement je vous considère tels. Depuis que moi et Germano étions enfant, je me suis senti quelqu'un de votre famille. Je me sentais aimé et cela est le cas aussi aujourd'hui. C'est pour cela que je vous dois un grand MERCI!

Mena, Enzo, Carmine et Raffaella, vous êtes aussi partie de ma famille désormais. Mena

et Enzo, peut être que vous n'aimez pas que vos deux prénoms figures l'un à côté de l'autre. Néanmoins, c'est ainsi que je vous ai connu et c'est ainsi que vous avez donné vie à Annalisa. Rien pour ça, je dois vous remercier! De plus, je me suis toujours senti à l'aise avec vous, même quand nous nous ne connaissons pas. Vous m'avez traité comme un quatrième fils et j'aime vraiment passer du temps avec vous. MERCI! Carmine et Raffaella, de votre part, vous m'avez toujours traité de frère plus que d'ami. Pour vous moi j'étais quelqu'un de la famille et j'ai toujours aimé ça. Vous êtes toujours gentils avec moi et je vous remercie pour ça. Cela fait dix ans désormais que Annalisa vous voit seulement quelques semaines à l'année et, en partie, cela est de ma faute. Je veux m'en excuser pour ça, mais je peux vous assurer que quand vous avez besoin nous deux serions toujours là pour vous, ne l'oubliez pas! MERCI!

Zia Maria et Zio Luigi, je sens de devoir vous remercier pour ce que vous avez fait pour moi, notamment quand j'étais petit. Je me souviens encore que j'aimais tellement venir faire le petit déjeuner chez vous, car toi, Zia, tu me faisais le lait chaud avec un petite cuillère de nutella, mmm trop bon! Venir chez vous a toujours été un plaisir et encore maintenant chaque fois que je rentre en Italie, c'est une étape obligatoire. MERCI!

Teresa, Giovanni et Natale (avec vos conjoints évidemment). La différence d'âge entre nous est importante, et cela a joué beaucoup dans notre relation. Néanmoins, j'ai des beaux souvenirs avec vous et j'espère qu'il y en aura d'autres dans le futur, si vous le voulez. Votre expérience m'a toujours appris des choses, et en ce moment, je me sens comme un gamin, je veux encore apprendre et je pense que cette envie restera toujours. MERCI!

Zia Virginia, Zio Stanislao et les deux petits (même s'ils ne sont plus petits maintenant peut être ahah). Aussi avec vous j'ai des souvenirs très clairs et beau, de quand j'étais petit. Je me souviens encore de l'appartement à Cerrelli, j'étais très petit mais si je m'en souviens encore cela veut dire que cela m'a marqué (je peux vous garantir qu'il m'a marqué en bien). Même si j'ai changé d'avis par rapport à ce que l'on se disait quand j'étais petit, j'ai appris à apprécier votre façon de faire et il y a certainement des choses que j'ai appris de vous que j'amènerai avec moi tout le long de ma vie.

Zio Luigi, Zia Daniela et les deux petits. Je ne veux pas que les autres oncles se sentent inférieurs, ce n'est certainement pas le cas, mais pour ma vie vous avez été très importants. Zia, t'as vraiment une belle âme, toujours douce et prête à aider les autres. T'es gentille avec tout le monde et en grandissant je me suis rendu compte que tout le monde peut seulement apprendre de toi, MERCI! Zio, si je peux me permettre, t'as été le plus important. Je te considère comme un deuxième père et je ne te l'ai certainement jamais dit. Tu as été une source d'inspiration pour moi, depuis toujours et sur tout (ou presque) ce que j'ai fait. Si aujourd'hui j'ai fait un doctorat, tu as sans doute joué un rôle très important là dedans. Toutes les histoires que tu m'as raconté, j'ai toujours eu envie de les reparcourir. Je t'ai vu depuis toujours comme un exemple à suivre parce que je voyais au point sur tout et je voulais être comme toi. Je sais que je suis bien loin de ce que tu es, mais je sens que je me rapproche et cela me rend heureux. MERCI!

Gianni et Chiara (avec le petit chou également) j'ai évidemment des mots aussi pour vous. Chiara, nous nous ne connaissons pas énormément étant donné que nous nous sommes rencontré il n'y a pas longtemps. Néanmoins, tu as pu m'apprendre beaucoup de choses. Depuis toujours j'ai vu que ta façon de faire était très similaire à la mienne au point où je me voyais vraiment en toi (dans les choses bien mais aussi dans les mauvaises). Pour cela nous nous sommes compris toute de suite. Je tiens à te remercier parce que tu peux sans doute être un exemple vue ton expérience et donc j'ai énormément de choses à apprendre de ta part. Gianni, j'ai des très beaux souvenirs du temps passé ensemble quand nous étions à l'école, cela peut être parce que t'as bien décidé de fixer ces souvenirs dans ma tête avec un marteau. En étant mon grand frère tu m'as transmis énormément de choses même si nous sommes très différents d'un point de vue de caractère. Pour cela je dois te remercier, MERCI! J'ai aussi d'autres mots pour toi, en espérant que, pour une fois, je peux être un exemple pour toi. Tu as toujours eu du mal à exprimer les émotions, je crois que tu m'as aussi influencé un peu sous ce point, mais je veux te suggérer de travailler cet aspect. Depuis peu je suis en train de travailler sur ce point, et ces pages de remerciements en font preuve, et je peux te garantir que cela n'apporte que du bien. Le travail c'est bien, mais partager les émotions en famille l'est encore plus. Essayez de passer un peu plus de temps en famille, ça va ajouter des souvenirs que dans quelques années vous serez heureux d'avoir. Francesco, je sais qu'au moment

de l'écriture tu n'arrivera à rien retenir, néanmoins j'ai intention d'écrire quelques mots pour toi aussi (scripta manent). D'abord, merci pour la joie que tu apporte, nous sommes tous heureux de te voir sourire. J'espère que je peux être pour toi un exemple (s'il te plaît retient juste les choses bien de moi), un peux comme Zio Luigi l'a été pour moi. Je ferai le possible pour l'être.

Valeria et Enzo, j'ai des mots aussi pour vous. Enzo, nous nous connaissons depuis peu, et je ne sais pas le futur quoi va nous réserver (j'espère tout le bien pour toi), mais tu mérites bien des mots. Tu as vraiment une belle âme et t'es gentil avec tout le monde, même si nous nous connaissons depuis peu, tu as pu être un exemple sous certains aspect et je ne peux que te remercier. Crois en toi et poses toi toujours des questions avant de faire un choix. Plein de gens peuvent t'aider à faire des choix, mais finalement c'est à toi de les faire et tu te connais mieux de n'importe qui d'autre. Se poser des questions c'est toujours importants, cela t'aide à croire, notamment au niveau personnel. Valeria, je sais que la plupart des fois j'ai été un exemple pour toi (malheureusement souvent pas un bon exemple). Tu voulais toujours m'approcher et je n'ai pas été à la hauteur, je m'en excuse pour cela. J'espère que tu puisse me pardonner, je ferais de mon mieux pour être un bon exemple dorénavant. Cela disant, nous pouvons toujours changer, avec plus ou moins d'effort, cela dépend des choses que l'on veut changer, mais surtout NE JAMAIS CROIRE que l'on est figé dans une situation/condition particulière. J'ai plein d'autres choses à te dire, mais cela sera dans d'autres occasions. MERCI!

Papà, MERCI! Nous avons tendance à dire que c'est facile à être un exemple en tant que père. Il n'y a rien de plus vrai et de plus faux en même temps. Tu m'as appris énormément de choses, mais t'as pu le faire simplement parce que tu étais toujours là s'il le fallait. Évidemment, nous ne pouvons pas être uniquement des bons exemples et je dois t'avouer que tu as été un mauvais exemple certaines fois (par exemple j'ai appris à manger avec gout grâce à toi, et tu sais bien cela où t'as amené, tout le monde se souvient de Avril 2023). Néanmoins, je suis heureux parce que la plupart du temps passé avec toi a été un plaisir. Je tiens à m'excuser parce que souvent je n'ai pas été à la hauteur de tes attentes, quand tu as découvert que je fumais par exemple (oui j'étais débile!), ou encore quand j'ai été renvoyé à l'école, ou encore quand j'ai abandonné ta plus grande passion (il tiro a volo). Pour les deux premiers exemples, je n'ai pas d'excuses, je n'étais qu'un adolescent et je reconnais que je me suis fait du mal moi même. Néanmoins, je ne peux pas dire que je le regrette, simplement parce que cela m'a emmené là où je suis maintenant. Pour le troisième exemple, je m'excuse encore, mais j'espère que le choix que j'ai fait, qui finalement m'a emmené là où je suis maintenant, a pu te rendre fier de moi un tout petit peu. MERCI! Comme pour quelqu'un d'autre je voudrais te suggérer une chose, en espérant que pour une fois je peux être d'exemple pour toi. Je sais que tes fonctions absorbent beaucoup ton temps et ton énergie, mais je sais aussi que le temps passé en famille difficilement peut être repayé, fais l'effort de laisser un peu les téléphones, je te promets que cela te fera du bien.

Mamma, MERCI! MERCI! Quand j'étais très jeune, je ne voulais pas que nous nous appelions, maintenant je peux passer des heures en appel vidéo. J'ai pu apprendre à apprécier les moments passé avec toi petit à petit. Maintenant je peux te dire qu'ils sont inestimables. Cela me fait toujours du bien de rire avec toi et je te remercie pour m'apporter toujours de la joie. Quand j'aurais ton age, je veux en grande partie être comme toi. Ta façon de s'interfacer aux gens, de faire, d'être gentille avec tous. Celles sont des qualités que nous pouvons seulement admirer de toi. Quand t'étais plus jeune tu avais beaucoup plus de mal à extérioriser les émotions (une des peu reproches que j'aurais pu te faire), mais maintenant je ne ressent plus cela. Chaque fois que l'on se voit c'est une fête et j'ai toujours hâte de te revoir. Tu m'as appris énormément et tu reste, pour moi, un exemple à suivre. Si maintenant j'ai la passion de cuisiner, c'est grâce à toi. MERCI! Si je mange avec goût c'est, en partie, une faute à toi, tu cuisines trop bien! MERCI! Si je suis là où je suis, c'est grâce à toi parce que tu m'as toujours soutenu. MERCI! Si j'ai envie de faire quelques choses, tu es toujours là à me donner des conseils où à me pousser à le faire. MERCI! Bref, si en soi je suis ce que je suis, c'est grâce à toi. Infiniment MERCI!

Annalisa, MERCI! MERCI! MERCI! J'ai évidemment besoin de t'écrire quelques mots. Tu le MÉRITES! Il y a 12 ans (au moment de l'écriture) "on a décidé" de commencer cette aventure. Aujourd'hui je peux confirmer que c'était un tournant dans ma vie. Juste deux ans après, tu as décidé de tout laisser pour me suivre à Turin, à la fois pour ton développement personnel et pour ne pas cesser ce que nous avons commencé à faire ensemble. Je n'étais pas content et donc je me

suis poussé jusqu'en France. Je me suis dit, elle n'est pas si folle de me suivre encore une fois. Bon, j'avais tort. Tu m'as montré à plusieurs reprises les sentiments envers moi, tu n'as jamais cessé de le faire. Pendant ces douze ans, t'as eu une force que tu ne t'imagines même pas. Tu es toujours en train de te dévaloriser, CESSES ça, tu es INCROYABLE! Je n'ai toujours pas été assez bon à t'exprimer mes émotions, mais je te promets j'ai toujours fait l'effort, tu mérites bien plus que ça. Aujourd'hui c'est difficile d'imaginer d'être loin de toi pendant plus d'une semaine, pour cela je tiens à te remercier pour tous les efforts que tu as fait. MERCI! Tu me soutiens toujours et tu me pousses toujours à faire plus, même quand je ne crois pas en moi. MERCI! Tu es vraiment une belle âme et tu te soucies de tout le monde. Tu es une source d'inspiration, et si je le dis je le crois vraiment. MERCI! Sans toi à mes côtés j'aurais fait bien moins de ce que j'ai fait. Infiniment MERCI! J'ai hâte de voir, avec toi, ce que la vie nous réserve. MERCI! Finalement, je pense que tu es devenue la personne la plus importante pour moi (désolé Mamma et Papà). MERCI!

En dernier, je veux aussi dire quelques mots sur mon parcours. Je trouvais cela pas intéressant, mais l'évolution que j'ai vécu est si importante que je voudrais la partager avec toi, qui lis ce manuscrit. Beaucoup de gens m'ont aidé à choisir ce parcours. Ce n'est pas facile, il faut tout donner, mais je ne le regrette même pas une seconde. Il m'a littéralement changé la vie. J'ai appris l'importance des émotions avant tout. J'ai appris que s'aimer c'est le meilleur choix que l'on puisse se faire. J'ai appris à m'approcher aux problématiques d'une manière différente. Cela m'a ouvert l'esprit et je suis infiniment heureux des choix que j'ai fait. Tout cela, je l'associe à l'évolution que j'ai eu pendant mon doctorat, donc la valeur de ce parcours est inestimable. Il est possible, sans doute, d'effectuer cette évolution en dehors du parcours de doctorat. Néanmoins, je pense que le doctorat te pousse à le faire plus vite, parce que tu deviens plus conscient de toi, de tes limites et de tes émotions, parce que tu es obligé de les faire face chaque jour. Un parcours doctorale est composé de haut, voir très haut (mais peu), et de BEAUCOUP de bas. C'est dans les bas que l'on apprend à se débrouiller et je pense, peut être à tort, que je n'aurais pas pu faire ce que j'ai fait sans ce parcours et sans toutes les magnifiques personnes qui m'ont soutenu. MERCI A TOUS!

Agostino

Sommaire

1	Introduction : enjeux sociétaux et industriels	1
1.1	Contexte sociétal et industriel	2
1.2	Conditions de conduite sur route	3
1.3	Contrôle actif et passif du sillage d'une voiture	4
1.3.1	Contrôle passif	4
1.3.2	Contrôle actif	6
1.4	État de l'art des méthodologies de contrôle	8
1.5	Objectifs et plan de la thèse	10
2	Essais en pleine échelle : Caractérisation du sillage d'une voiture	13
2.1	Caractérisation de la voiture et de l'équipement utilisés	14
2.1.1	Présentation de la voiture	14
2.1.2	Systèmes de mesure	14
2.2	Configurations expérimentales des essais en pleine échelle	18
2.2.1	Essais en soufflerie	18
2.2.2	Essais sur route et sur circuit	20
2.3	Résultats des essais pleine échelle	22
2.3.1	Écoulement de référence	22
2.3.2	Essais en soufflerie et sur route	24
2.4	Synthèse du chapitre	38
3	Identification et commande	41
3.1	Notations	42
3.2	Identification	43
3.2.1	Modélisation	43
3.2.2	Méthode des sous-espaces	44
3.3	Commande prédictive	48
3.3.1	Principe général de la commande prédictive	48
3.3.2	Subspace-based Predictive Control	49
3.3.3	Formulation récursive de la SPC	50
3.3.4	Ajout d'une action intégrale	53
3.3.5	Formulation explicite du contrôleur	54
3.4	Mise en œuvre	56
4	Configurations expérimentales des essais échelle réduite	59
4.1	Modèles sous étude	60
4.2	Configuration expérimentale	62
4.2.1	Soufflerie	62
4.2.2	Veine d'essai	63
4.2.3	Modèles utilisé et conditions d'essais	64
4.3	Méthodes de mesure	66
4.3.1	Angle de dérapage et position de la grille	67
4.3.2	Champ de pression	67
4.3.3	Champ de vitesse	69

4.3.4	DSPACE Microlabbox et servomoteurs	70
5	Essais en échelle réduite : Corps de Windsor sans roues	73
5.1	Écoulement de référence	74
5.1.1	Référence en fonction de l'angle de dérapage (β)	74
5.1.2	Référence en fonction de la hauteur de grille (h_g)	77
5.2	Choix et perfectionnement des objectifs de contrôle	79
5.2.1	Objectifs de départ	79
5.2.2	Perfectionnement des objectifs	81
5.3	Résultats	83
5.3.1	Effets de la loi de contrôle sur le corps en dérapage	83
5.3.2	Réponse du système à des variations dynamiques de β	86
5.3.3	Réponse du système en fonction de la variation de la hauteur de grille h_g	91
5.4	Analyse des résultats avec la totalité des capteurs de pression	93
5.5	Synthèse du chapitre	94
6	Essais en échelle réduite: Corps de Windsor avec roues et Cross-Hatch	95
6.1	Analyse de l'écoulement de référence	96
6.1.1	Corps de Windsor avec roues	96
6.1.2	Cross-Hatch	99
6.2	Choix et perfectionnement des objectifs	104
6.2.1	Choix des objectifs pour le corps de Windsor avec roues	104
6.2.2	Choix et perfectionnement des objectifs pour le Cross-Hatch	105
6.3	Résultats	107
6.3.1	Corps de Windsor avec roues	107
6.3.2	Cross-Hatch	117
6.4	Évaluation finale de la loi de contrôle	128
6.5	Synthèse du chapitre	130
7	Synthèse générale et perspectives futures	133
7.1	Synthèse générale	134
7.1.1	Essais en pleine échelle	134
7.1.2	Loi de commande	135
7.1.3	Essais en échelle réduite	135
7.2	Perspectives futures	137

Chapitre 1

Introduction : enjeux sociétaux et industriels

Sommaire

1.1	Contexte sociétal et industriel	2
1.2	Conditions de conduite sur route	3
1.3	Contrôle actif et passif du sillage d'une voiture	4
1.3.1	Contrôle passif	4
1.3.2	Contrôle actif	6
1.4	État de l'art des méthodologies de contrôle	8
1.5	Objectifs et plan de la thèse	10

Une introduction du manuscrit est présentée dans ce chapitre. D’abord le contexte actuel, à la fois sociétal et industriel, sera donné. Ensuite, nous présenterons l’état de l’art sur les conditions de conduite sur route, en nous concentrant particulièrement sur les perturbations rencontrées par un véhicule. L’attention est ensuite portée sur les solutions de contrôle, à la fois passives et actives, des sillages de modèles simplifiés de voiture. Puis, un aperçu des méthodologies de contrôle sera donné. Enfin, les objectifs de ce travail et sa structure sont présentés.

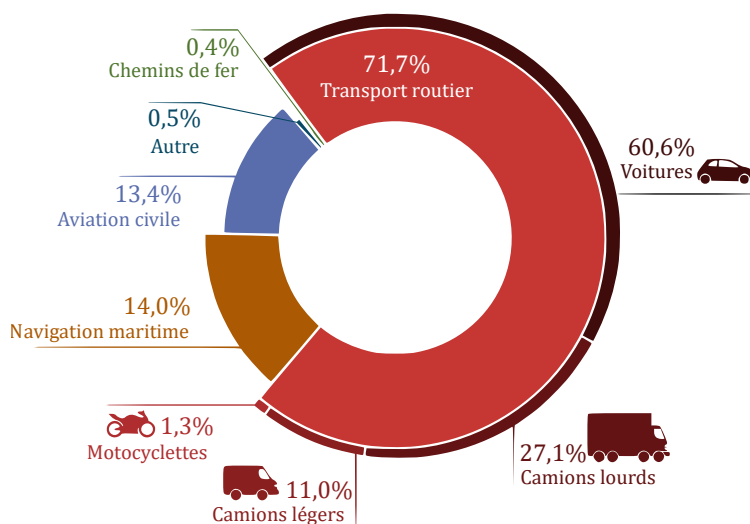
1.1 Contexte sociétal et industriel

Depuis la révolution industrielle, l’activité humaine est l’actrice principale du dérèglement climatique. Ce dernier est un des défis majeurs du XXI^e siècle, qui a une résonance tant au niveau sociétal qu’au niveau industriel car le dérèglement climatique menace la durabilité environnementale de notre planète.

Sur le plan sociétal, le dérèglement climatique présente des risques significatifs pour le monde entier. En effet, les phénomènes météorologiques extrêmes, tels que les tempêtes, les sécheresses et les inondations, deviennent de plus en plus fréquents et plus graves, entraînant des pertes considérables, à la fois humaines et économiques.

Sur le plan industriel, les constructeurs automobiles sont confrontés à une pression croissante pour réduire leurs émissions de CO_2 et leur empreinte environnementale globale. Les réglementations de plus en plus strictes en matière d’émissions, combinées à une prise de conscience croissante des consommateurs quant à l’impact environnemental de leurs choix d’achat, obligent les entreprises du secteur automobile à repenser fondamentalement leurs modèles commerciaux et leurs processus de production. De plus, l’industrie automobile doit faire face à la nécessité de développer des technologies innovantes et durables pour rester compétitive sur le marché mondial.

En effet, le secteur du transport représente environ un quart des émissions de gaz à effet de serre de l’UE en 2019, lesquelles sont largement reconnues comme les principales causes du changement climatique. Une grande partie de ces émissions est due au transport routier, comme cela est détaillé par le diagramme circulaire dans la Figure 1.1¹.



Source : Agence européenne pour l’environnement AEE, 2022

Figure 1.1: Diagramme circulaire de la distribution des émissions des moyens de transport. Source : Agence européenne pour l’environnement

Pour répondre à cette problématique, les constructeurs automobiles mettent de plus en plus l’accent sur la réduction de l’empreinte environnementale de leurs véhicules ainsi que sur la

¹Source : Agence européenne pour l’environnement. <https://www.europarl.europa.eu/topics/fr/article/20190313ST031218/emissions-de-co2-des-voitures-faits-et-chiffres-infographie>

réduction de la consommation d'énergie. L'objectif est de produire des véhicules abordables, fiables et respectueux de l'environnement tout en réduisant simultanément le coût total de possession (TCO) pour leurs clients. Les performances aérodynamiques des véhicules jouent un rôle crucial dans la réalisation de ces objectifs, car il existe une forte corrélation entre la traînée aérodynamique et la consommation d'énergie. À des vitesses autoroutières, environ 70% des pertes d'énergie peuvent être attribuées aux forces aérodynamiques (Hucho and Sovran 1993; Kadijk and Ligterink 2012) et ces pertes sont connues pour augmenter selon le cube de la vitesse.

Pour un projet de véhicule donné, la réduction de la traînée aérodynamique est donc un objectif clé des constructeurs automobiles. Ce processus d'optimisation est réalisé en combinant les simulations numériques (CFD) et les coûteux tests en soufflerie à échelle réelle. Toutes ces étapes ne correspondent cependant qu'à des approximations des performances de conduite réelles des véhicules car elles sont menées dans des situations stationnaires. Dans des scénarios de la vie réelle, c'est-à-dire la variété des conditions de fonctionnement auxquelles tout véhicule doit faire face tout au long de son cycle de vie, le véhicule est soumis à des variations continues du vent latéral et de sillages d'autres véhicules.

1.2 Conditions de conduite sur route

De nombreuses études ont été consacrées à caractériser les effets des changements continus de conditions de fonctionnement dans les environnements d'un véhicule. Il a été montré qu'il y a une grande variété d'échelles turbulentes caractéristiques, qui varient en fonction d'un ensemble de paramètres, tels que le trafic routier, les obstacles au bord de la route et les conditions atmosphériques entre autre (Cooper and Watkins, 2007). Ces paramètres introduisent de l'énergie turbulente à haute et à basse fréquence, ce qui donne un spectre fréquentiel riche à tout niveau. En parallèle, les auteurs ont montré que l'intensité turbulente moyenne est d'environ 5% avec des longueurs caractéristiques de l'ordre des dizaines de mètres avec de légères rafales qui nourrissent le spectre dans les basses fréquences (quelques Hertz) (Watkins and Cooper, 2007). Des études similaires ont été menées, en comparant aussi les résultats sur route avec plusieurs échelles turbulentes générées dans la soufflerie de l'université de Monash (Wordley and Saunders, 2008, 2009). Les résultats sont similaires avec une intensité de turbulence moyenne inférieure à 5%. D'autres études ont été menées pour analyser l'effet de la turbulence sur l'aéroacoustique des véhicules (Schröck et al., 2007). Même si le sujet n'est pas pertinent pour ce travail, des résultats importants ont été révélés. En effet, ils ont montré qu'avec l'augmentation de l'intensité du vent rencontré par le véhicule, la composante énergétique du spectre se déplace vers des fréquences plus faibles, montrant que environ 75 % de l'énergie turbulente est contenue pour des fréquences inférieures à 2 Hz. Dans leur conditions d'essais l'échelle turbulente moyenne, dans la direction longitudinale, mesure environ 30 mètres. Donc, il est clair que la turbulence joue un rôle clé vis-à-vis de l'aérodynamique des voitures. L'importance de la partie basse fréquence dans le spectre d'énergie cinétique turbulente sera aussi observée dans notre travail.

Une voiture, qui roule en conditions classiques de roulage, doit faire face aux perturbations décrites. Cela veut dire que la composante de la vitesse varie continument, non seulement en intensité mais aussi bien en direction, comme montré dans la Figure 1.2.

Il est reconnu que la traînée aérodynamique est fortement influencée par l'angle de dérapage, montrant classiquement une tendance "en V" avec un minimum de traînée visualisé pour $\beta = 0^\circ$ et une dégradation, plus ou moins prononcée, pour des angles de dérapage non nuls. Plusieurs études ont montré que sur route l'angle de dérapage suit une distribution quasi-normale, centrée autour de 0° avec un écart type variable en fonctions des perturbations extérieures (Carlino et al., 2007; de la Cruz et al., 2017; Stoll and Wiedemann, 2018; Yamashita et al., 2017). Les résultats montrent un angle de dérapage compris entre $\pm 10^\circ$ pour la plupart du temps, ce qui se traduit par de fortes dégradations de la traînée aérodynamique qui ne peuvent pas être négligées. Pour faire face à cette problématique, un coefficient de traînée moyen lié au vent peut être défini en utilisant des distributions de vitesses du vent représentatives et des approches quasi-stationnaires (Howell et al., 2017).

$$C_{DWC} = 0.530C_{D0} + 0.345C_{D5} + 0.130C_{D10} + 0.007C_{D15},$$

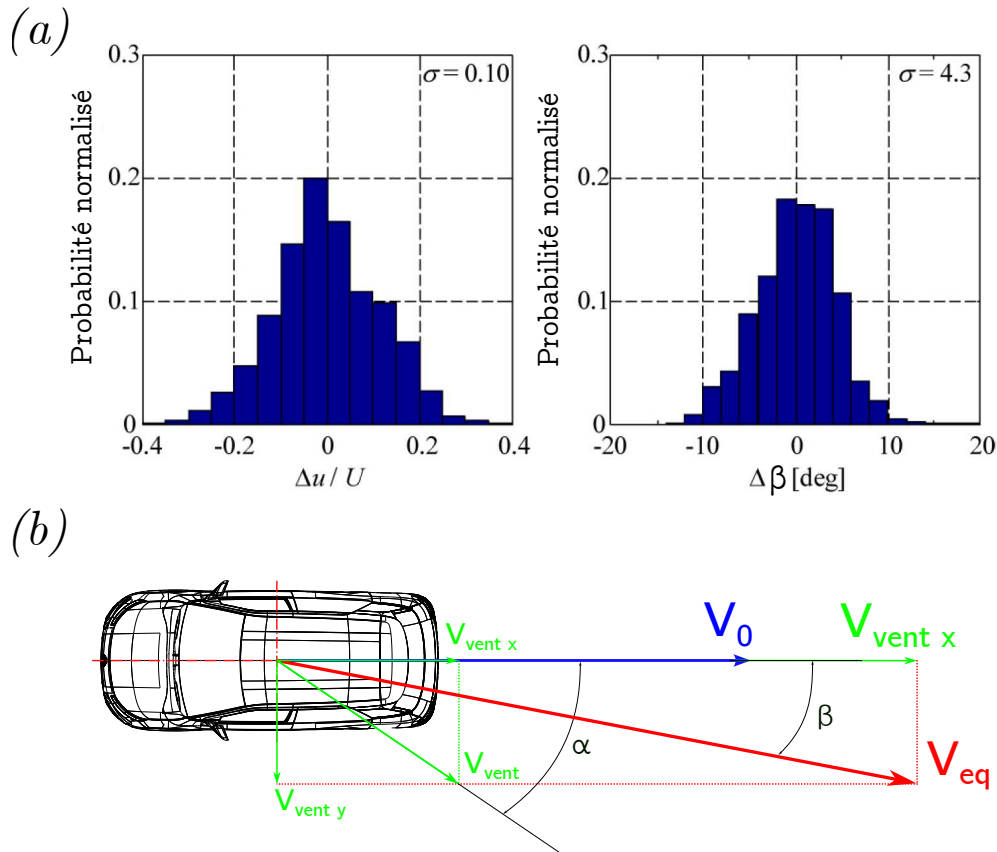


Figure 1.2: (a) Distribution des fluctuations de vitesse le long de l'axe x ainsi que distribution de l'angle de dérapage, respectivement à gauche et à droite. Image adaptée depuis Yamashita et al. (2017). (b) Définition de l'angle de dérapage β .

où C_{DWC} correspond au coefficient de traînée pondéré en fonction des valeurs du coefficient de traînée à différents angles de dérapage. Ce coefficient de traînée moyen lié au vent est significativement plus élevé que le coefficient de traînée de base à $\beta = 0^\circ \rightarrow C_{D0}$. Comme le soulignent ces auteurs, réduire la sensibilité des efforts aérodynamiques au vent est donc un problème critique pour les ingénieurs en développement aérodynamique.

1.3 Contrôle actif et passif du sillage d'une voiture

Les contraintes liées au style des voitures, ainsi qu'au confort des utilisateurs (espace de vie, place de stockage etc.), ne sont pas forcément en phase avec le développement aérodynamique. Pour cette raison, depuis des années désormais, l'amélioration du C_D d'une voiture a atteint un plateau avec des faibles améliorations. Cela pousse l'industrie automobile, ainsi que les chercheurs académiques, à chercher des solutions innovantes, à la fois passives ou actives, afin de réduire la traînée aérodynamique. L'état de l'art des solutions existantes est détaillé ci-après.

1.3.1 Contrôle passif

Le contrôle passif se réfère à des artifices aérodynamiques statiques, ou mobiles, qui sont installés sur un corps et n'ont pas besoin d'un apport d'énergie extérieure pour manipuler l'écoulement. Ces derniers optimisent la traînée aérodynamique pour des points de fonctionnement spécifiques, ce qui fait que ce type de solutions présente des limites notamment dans le cas où les points de fonctionnement sont multiples, comme c'est le cas d'une voiture sur route. De nombreuses études démontrent que le principal contributeur à l'augmentation de la traînée de pression pour des conditions de flux amont variables est la région de sillage se développant à l'arrière du véhicule. Pour des conditions amont perturbées, le sillage perd sa symétrie moyenne, ce qui entraîne une

augmentation de la traînée de base (Haffner et al., 2021). Pour de petites déviations par rapport à la situation de référence, une action passive peut imposer des déviations locales de l'écoulement et entraîner des bénéfices non négligeables. La communauté académique a proposé des solutions innovantes qui abordent efficacement le sujet en question, quelques schématisations des solutions proposées sont représentées dans la Figure 1.3.

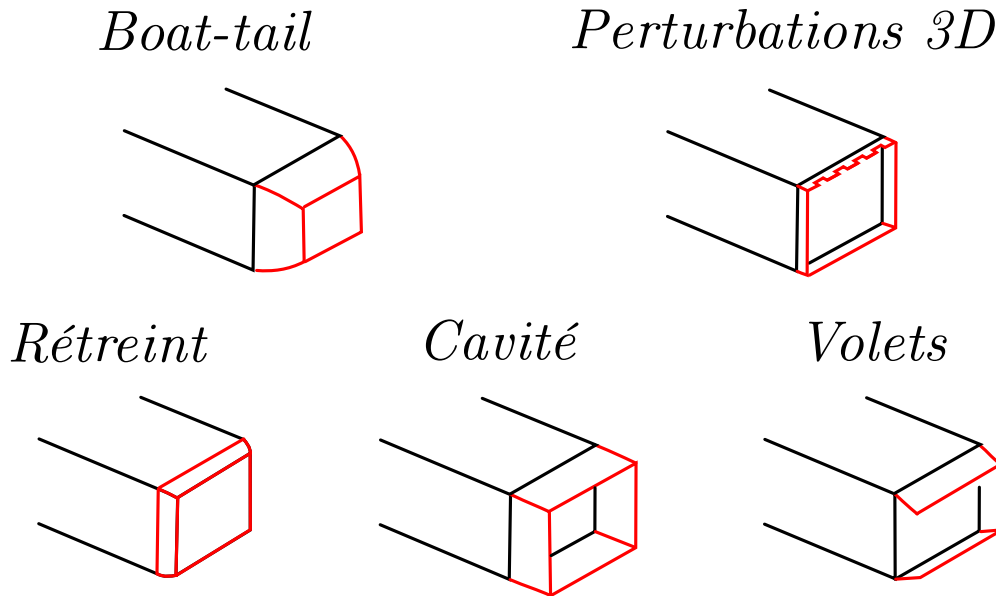


Figure 1.3: Schématisation de quelques solutions passives utilisées dans la littérature. Image adaptée depuis Haffner (2020)

Un exemple notable est l'utilisation de volets fixes placés au culot d'un corps épais, d'une maquette ou d'un vrai véhicule (Beaudoin and Aider, 2008; de la Cruz et al., 2017; Tian et al., 2017; Urquhart and Sebben, 2022). Ces études montrent qu'en utilisant des volets sur un corps de Ahmed (Ahmed et al., 1984; Morel, 1978) à culot incliné de 30° , pour un angle de dérapage nul, la traînée est réduite d'environ 25% en fonction de l'inclinaison de ces volets (Beaudoin and Aider, 2008). L'influence du dérapage (β), sur un corps de Ahmed à culot carré avec volets, a été étudiée par de la Cruz et al. (2017). Cette étude montre clairement que la position optimale des volets au culot dépend de β , ce qui souligne le point faible des solutions statiques. En effet, l'étude montre qu'une solution capable d'adapter la position des volets à la variation de l'angle de dérapage améliore jusqu'à 70% par rapport à la meilleure configuration statique choisie. D'autres études ont été effectuées sur un vrai véhicule, en fonction de plusieurs angles de dérapages, équipé de plusieurs volets au culot (Urquhart and Sebben, 2022). La position optimale de chaque volet a été optimisée en utilisant un algorithme d'optimisation basé sur un modèle de substitution (surrogate model based optimisation algorithm). L'objectif du travail était d'optimiser le coefficient de traînée pondéré proposé par Howell et al. (2017). Les résultats montrent une réduction de la sensibilité de la traînée par rapport à la variation de l'angle de dérapage avec des améliorations de la traînée aérodynamique inférieures à 3%.

Un autre exemple intéressant est l'introduction de perturbations 3D, au culot ou juste en amont de ce dernier (Bao et al., 2022; Barros et al., 2017; Darabasz et al., 2023). Le sillage des objets positionnés en amont du culot interagit avec le sillage du corps. Cette interaction a une énorme influence sur la traînée aérodynamique pouvant détériorer le C_D jusqu'au 22% (Bao et al., 2022). Parallèlement, le positionnement d'un becquet avec des empreintes 3D modifie énormément la structure du sillage pouvant entraîner des améliorations de traînée de l'ordre du 11.5% (Darabasz et al., 2023).

D'autres exemples se réfèrent à l'introduction de cavité ou de culot avec un effet *boat-tail* (Bonnaivon and Cadot, 2019; Bonnaivon et al., 2017; Evrard et al., 2016; Lucas et al., 2017; Mariotti et al., 2017; Urquhart et al., 2021). Les études sur l'insertion d'une cavité montrent qu'il est possible de supprimer, ou d'atténuer, la bi-stabilité et en même temps entraîner une réduction

de la traînée jusqu'au 9%, en fonction de la profondeur et de la forme de la cavité. L'étude de l'effet *boat-tail* sur des corps axisymétriques est ancien (Mair, 1969; Maull and Hoole, 1967) et récemment cet effet a été investigué également sur des modèles plus complexes tels que le corps d'Ahmed (Bonnaïon and Cadot, 2019). Les résultats sont très intéressants car la variation de la géométrie peut entraîner soit une réduction ($\approx -6.5\%$) soit une dégradation ($\approx +15\%$) de la traînée aérodynamique en fonction de l'angle d'inclinaison.

Parmi les études intéressantes, les rétreints au culot recouvrent une place importante (Fan et al., 2024; Perry et al., 2016; Urquhart et al., 2020, 2021; Varney et al., 2020). Il s'agit d'un changement subtil de la géométrie du corps qui consiste à incliner légèrement la géométrie au culot afin de pouvoir dévier les lignes de courant de l'écoulement proche paroi et de modifier la structure du sillage. Même si ces rétreints ont une dimension réduite, ils peuvent améliorer la traînée d'environ 4% (Varney et al., 2020). L'avantage de cette solution est qu'elle peut être couplée avec une cavité au culot (Urquhart et al., 2021), ce qui va évidemment mélanger les effets. Dans ce type de configuration des améliorations d'environ 20% sont envisageables sur le coefficient de traînée pondérée proposé par Howell et al. (2017).

Des solutions innovantes et très efficaces ont aussi été proposées par García-Baena et al. (2021) et García-Baena et al. (2023) sur des corps épais. Le premier travail (García-Baena et al., 2021) propose des volets flexibles qui peuvent modifier leur forme afin de minimiser la dissipation d'énergie. Entre une certaine fourchette du nombre de Cauchy (lié à la souplesse des volets), la traînée aérodynamique est notablement réduite (jusqu'à 14%). Le deuxième travail (García-Baena et al., 2023) essaie d'utiliser le même concept, c'est-à-dire la déformation d'un élément pour pouvoir atteindre le point à dissipation énergétique minimale, mais avec des volets rigides articulés de manière flexible. Ce type de solution apporte une amélioration de la traînée jusqu'à 19% relative à la configuration avec une raideur minimale de la charnière, ce qui correspond à une déformation lente qui peut être associé à un mouvement quasi-statique du volet.

Les solutions analysées visent à optimiser la traînée dans des conditions spécifiques et ont montré des résultats prometteurs. De plus, ces études ont contribué de manière significative à la compréhension de la réduction de la traînée aérodynamique. Cependant, il est important de reconnaître que, en raison de leur nature passive, l'efficacité de ces solutions peut être limitée dans certaines circonstances. Par exemple, les performances des volets arrière, ou des cavités, peuvent varier en fonction de facteurs tels que l'angle de dérapage du véhicule. Les méthodes passives de contrôle de l'écoulement manquent intrinsèquement d'adaptabilité et peuvent ne pas fournir une réduction optimale de la traînée dans une large gamme de conditions de fonctionnement.

1.3.2 Contrôle actif

Les études analysées ont jeté les bases pour une exploration et un développement ultérieurs de techniques plus sophistiquées et adaptables. Pour surmonter les limitations du contrôle passif, les chercheurs se tournent de plus en plus vers des méthodes de contrôle actif offrant une plus grande flexibilité et adaptabilité. Le contrôle actif se réfère à des solutions qui ont besoin d'un apport énergétique extérieur pour manipuler l'écoulement. Ces solutions peuvent être divisées en deux grandes familles : les actionneurs fluidiques (principalement jets (Li et al., 2016; Oxlade et al., 2015)) et actionneurs mécaniques (principalement volets (Brackston et al., 2018, 2016)). Une schématisation des deux familles d'actionneurs est proposée dans la Figure 1.4.

Les deux types d'actionneurs apportent des caractéristiques différentes avec leurs avantages et leurs désavantages. D'abord, nous analyserons les solutions concernant les jets. Plusieurs configurations ont été testées, telles que les jets sur les côtés du culot (Li et al., 2016, 2019; Littlewood and Passmore, 2012), les jets au centre du culot (Khan et al., 2022a,b) ou encore les jets en proximité d'une surface (Barros et al., 2016; Haffner et al., 2020a, 2021, 2020b; Li et al., 2017; Mariette et al., 2020; Pfeiffer and King, 2018; Schmidt et al., 2015).

Littlewood and Passmore (2012) présente une approche à jets continus sur un corps de Windsor (Good and Garry, 2004). La plupart des configurations testées engendrent une dégradation en terme de traînée aérodynamique. De plus, chaque système de contrôle actif nécessite un apport d'énergie extérieure, ce qui complexifie le calcul du gain effectif. Dans cette étude le système est considéré comme 100% efficace, ce qui n'est pas réaliste. Dans ces conditions, une amélioration

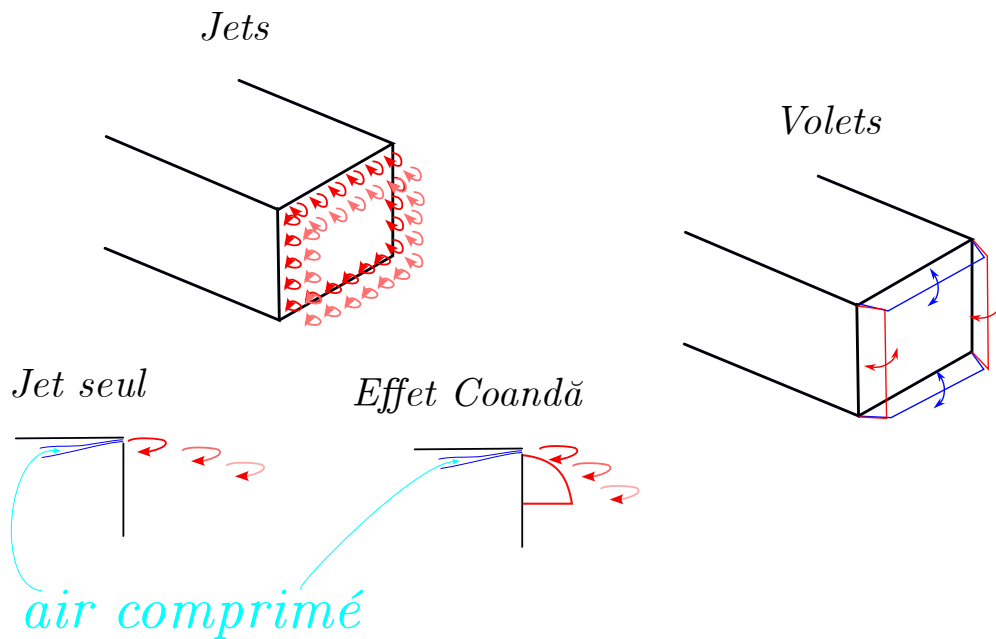


Figure 1.4: Schématisation des deux familles d'actionneurs actifs. Image adaptée depuis Haffner (2020)

inférieure à 62 W est observée. Li et al. (2019) se sont concentrés sur la symétrisation du sillage d'un corps d'Achmed à $\beta = 5^\circ$. L'asymétrie est présente à cause de l'angle de dérapage important. Deux rangés de jets sont présentes au culot du corps, respectivement sur la gauche et sur la droite du culot. Un système de jets pulsés à haute fréquence a été utilisé. Dans cette étude, d'abord le côté au vent est actif et ce type de forçage permet de symétriser le sillage en montrant un gain de 6% sur la traînée aérodynamique. En activant les jets du côté au vent à deux fréquences différentes ("*bi-frequency actuation*"), un gain majeur peut être observé ($\approx 7\%$). Dans le papier les auteurs montrent bien que ce gain est dû à deux aspects principaux, tels que la symétrisation du sillage et la modification de la bulle de recirculation. Une étude similaire a été effectuée par Zhang et al. (2018). Néanmoins, l'auteur a utilisé un système de jets continus sur un corps d'Achmed à culot incliné. L'auteur montre l'efficacité des jets continus avec des gains jusqu'à $\approx 29\%$. Néanmoins, en considérant l'énergie dissipée pour alimenter le système, les gains nets s'estiment autour de 11%, ce qui reste significatif. D'autres études ont été effectuées avec un jet balayant positionné au centre du culot d'un corps d'Achmed (Khan et al., 2022b). L'auteur montre que ce type de jet est capable de supprimer la bi-stabilité ainsi qu'apporter un gain d'environ 4%, en interagissant directement avec les dynamiques naturelles internes du sillage.

Les jets en proximité d'une surface donnent également des résultats très intéressants. Schmidt et al. (2015) et Szmigiel (2017) ont étudié le couplage entre jets et volets. En effet, au culot d'un corps épais rectangulaire (similaire à un corps de Ahmed), Schmidt et al. (2015) ont installé des volets qui forment un léger *boat-tail* ainsi que des jets qui soufflent sur ces derniers. Un gain net de 7% a été observé sur la traînée aérodynamique avec un angle de volet de 20° . De plus, il est observé que les volets avec cette inclinaison entraînent une détérioration de la traînée aérodynamique si les jets ne sont pas en fonction. D'autres études montrent le couplage entre jets et surfaces arrondies, pour exploiter l'effet Coandă. Barros et al. (2016) ont étudié des jets pour ensuite les coupler à une surface courbée pour exploiter l'effet Coandă. Les jets seuls apportent un gain d'environ 10% alors que quand on les couple à la surface arrondie le gain augmente à environ 20%. L'ajout de l'effet Coandă au système d'actionneurs préserve non seulement les caractéristiques instables du contrôle, mais renforce également la déviation des lignes de courant près du modèle. Toutefois, il faut considérer que dans cette étude la puissance nécessaire pour maintenir l'air comprimé dans le réservoir, ainsi que l'énergie électrique dépensée pour actionner les valves, ne sont pas prises en compte. Des études similaires ont été menées par Li et al. (2017) qui ont utilisé un système de Contrôle par programmation génétique linéaire (LGPC) qui permet la symétrisation du sillage. Cela a permis d'utiliser un système qui intègre un forçage multi-fréquence et une rétroaction

basée sur des capteurs. Ce système permet d'atteindre une augmentation de la pression au culot d'environ 33% avec une réduction de la traînée aérodynamique d'environ 22%. En considérant l'énergie apportée aux actionneurs, la puissance économisée s'établit à 15.6% pour la meilleure configuration étudiée. [Mariette et al. \(2020\)](#) ont aussi étudié le contrôle de la bi-stabilité et la symétrisation du sillage. Les auteurs ont testé deux configurations différentes, à savoir $\beta = 0^\circ$ et $\beta = 1.7^\circ$, avec un système de jets pulsés contrôlés avec une stratégie de contrôle par mode glissant (SMC). Dans la première configuration l'objectif était de contrôler la bi-stabilité du corps. Cette dernière a été efficacement adressée, en montrant une amélioration de 2% sur le niveau de pression. Cependant, aucun gain n'a été observé concernant la traînée. Dans la deuxième configuration, une symétrisation du sillage a été observée avec un gain de $\approx 1.7\%$ sur la traînée. Il y a aussi d'autres études dans lesquelles les auteurs exploitent l'effet Coandă ([Haffner et al., 2020a, 2021](#); [Pfeiffer and King, 2018](#)). Dans [Haffner et al. \(2020a\)](#), les auteurs utilisent des jets pulsés et ils soulignent l'importance de la fréquence d'activation des jets. En effet, activer les jets à une fréquence supérieure à celle donnée par le temps convectif du sillage non forcé peut réduire la traînée aérodynamique d'environ 10%. Néanmoins, si la fréquence d'activation est en phase avec le temps convectif sur le Coandă (donné par r/U_0 , r étant le rayon du Coandă), une amélioration de la traînée aérodynamique de 5% supplémentaire est observée. Cela souligne deux aspects importants liés à l'augmentation de la pression de base. D'abord une déviation de l'écoulement est observable, ce qui est similaire aux effets *boat-tail* décrits précédemment. Deuxièmement, lorsque les fréquences d'activation des jets sont de l'ordre de grandeur du temps convectif, une courbure locale supplémentaire de l'écoulement est observée sur les surfaces courbées, ce qui explique le gain observé. Ces jets offrent une grande variété de possibilités de contrôle. [Pfeiffer and King \(2018\)](#) montrent qu'il est possible d'utiliser une loi de commande en boucle fermée pour à la fois réduire la traînée aérodynamique et améliorer la stabilité du véhicule soumis à des rafales de vent latéral. Les auteurs utilisent une méthodologie de contrôle à plusieurs entrées et sorties basée sur le contrôle de la fréquence d'activation des jets. Ce système permet d'atteindre une réduction de 8% de la traînée aérodynamique.

Les solutions proposées se concentrent principalement sur l'utilisation de jets pulsés pour atteindre à la fois la stabilisation du sillage et la réduction de la traînée aérodynamique. Toutefois, ces approches présentent plusieurs inconvénients à prendre en considération. Tout d'abord, la haute fréquence d'actionnement des jets, oscillant généralement entre quelques centaines et plusieurs milliers de Hz, entraîne une injection importante d'énergie dans le système, ce qui impacte de manière significative le bilan énergétique global. De plus, l'introduction d'air dans le système nécessite l'usage d'un réservoir d'air comprimé, lequel, dans de nombreuses situations, exige un espace considérable, réduisant ainsi l'espace disponible pour les constructeurs automobiles et leurs clients. Dans l'ensemble, ces solutions semblent économiquement peu viables du point de vue industriel, ce qui les rend moins attrayantes en tant qu'options pratiques. En résumé, bien que les jets pulsés offrent des avantages potentiels en termes de stabilisation du sillage et de réduction de la traînée, leurs inconvénients incluent un gain énergétique limité, des exigences d'espace pour les réservoirs d'air comprimé et un potentiel manque de rentabilité dans un contexte industriel.

En ce qui concerne les actionneurs mécaniques, la littérature est beaucoup plus pauvre et concerne uniquement des modèles de voiture simplifiés ([Brackston et al., 2018, 2016](#)). Dans ces études, les auteurs ont cherché à supprimer à la fois la bi-stabilité ([Brackston et al., 2016](#)) et le lâcher tourbillonnaire à l'arrière d'un corps de Ahmed ([Brackston et al., 2018](#)). Dans la première étude, ils ont efficacement supprimé la bi-stabilité et ils ont prouvé un gain d'environ 2% sur la traînée aérodynamique. La mise en fonction du contrôle demande seulement 24% de l'énergie récupérée, ce qui correspond donc à un gain net d'environ 1.5%. La deuxième étude arrive à bien adresser les décollements des tourbillons. Néanmoins, bien que la suppression des fluctuations du gradient vertical de pression soit efficace, aucune réduction de la traînée aérodynamique n'a été observée, ce qui se traduit en perte d'énergie due à l'activation des volets à l'arrière.

1.4 État de l'art des méthodologies de contrôle

Le contrôle des écoulements, et plus particulièrement le problème de la réduction de la traînée à l'arrière d'un corps, offre des perspectives de recherche très intéressantes pour les automaticiens.

Les écoulements sont des systèmes à paramètres distribués, décrits par des équations aux dérivées partielles. Ce sont des systèmes non linéaires de grande dimension. De plus, même si les équations de l'écoulement sont connues, il est souvent très difficile d'en déduire une relation d'entrée/sortie, c'est à dire une relation entre capteurs et actionneurs. A cela s'ajoute le problème du positionnement des capteurs pour un système à paramètres distribués. Dans le cas d'un écoulement, on cherche en général à mesurer des pressions ou des vitesses. Il s'agit cependant de mesures locales qui doivent rendre compte d'un phénomène qui évolue à la fois dans le temps et dans l'espace. Enfin, le choix des actionneurs n'est pas non plus trivial. Si dans certains cas il est possible d'agir directement à l'intérieur de l'écoulement, dans un plasma par exemple, la plupart du temps l'action se produit à l'interface solide/fluide en modifiant localement les conditions de pression ou de vitesse à la paroi. Tous ces points montrent que le problème de contrôle est complexe et qu'il n'est pas envisageable, sauf dans des cas très simples, de vouloir contrôler l'écoulement dans son ensemble.

Le calcul de la loi de commande nécessite de qualifier la relation d'entrée/sortie, soit de façon implicite par le biais par exemple d'un réseau de neurones, soit de façon explicite en identifiant un modèle de comportement. On peut observer un engouement certain pour les méthodes d'apprentissage automatique basées sur des réseaux de neurones pour modéliser et prédire les comportements d'écoulement complexes, ainsi que pour concevoir des lois de commande (Garnier et al., 2021; Ren et al., 2020; Tang et al., 2020). Ces approches nécessitent la génération de gros volumes de données fiables pour l'apprentissage. Cependant, même en disposant des données nécessaires, rien ne garantit à la fois la convergence du modèle et la stabilité de la boucle fermée. Bien que le système soit complexe, l'utilisation de ces méthodes n'est pas toujours justifiée. La restriction du contrôle à certaines propriétés de l'écoulement permet d'envisager l'utilisation d'un modèle dynamique d'ordre faible pour décrire la relation d'entrée/sortie (Ljung, 1999). Les méthodes classiques d'identification de modèles d'ordre faible associées à une loi de commande adaptative sont souvent plus efficaces et plus simples à mettre en oeuvre. Si le système présente des non-linéarités très marquées, on va plutôt utiliser des approches de type DMDC avec un opérateur de Koopman non linéaire (Banks and Kunisch, 1989; Brunton et al., 2015; Schmid, 2022). Cependant, dans la plupart des cas, un modèle linéaire d'ordre faible multi-entrée/multi-sortie (MIMO) à paramètres variants suffit à expliquer le phénomène que l'on cherche à contrôler. Très souvent, sur le système, on ne dispose pas de l'état. Seules les mesures d'entrée/sortie sont disponibles. A partir de ces données, on peut identifier une matrice de fonctions de transfert, mais les problèmes de stabilité et de représentations minimales sont complexes à gérer en adaptatif. On peut également, en utilisant une approche de sous-espaces combinée avec un filtre de Kalman, identifier un modèle d'état pour ensuite calculer une loi de commande à partir de la représentation d'état (Haverkamp, 2001; Katayama, 2005; Van Overschee and De Moor, 1994; Verhaegen, 1993; Verhaegen and Dewilde, 1992). La façon de calculer la loi de commande est très liée au choix du modèle. Les modes glissants sont particulièrement bien adaptés aux modèles non linéaires incertains. Les commandes du type Super-Twisting étendent cette approche et permettent l'adaptation de la loi de commande lorsque le système est soumis à une perturbation non mesurée (Gambhire et al., 2021). Ce sont des méthodes très efficaces et très robustes vis à vis des incertitudes de modélisation et des perturbations exogènes. A leur désavantage, il faut que l'actionneur soit compatible avec une loi de commande haute fréquence. Enfin, ces méthodes ne gèrent pas les saturations sur la commande. Lorsque l'on considère un modèle linéaire, il existe pléthore de méthodes de commande qui ont été développées à la suite des travaux de Kalman et de Lyapunov. Par contre, il existe très peu de méthodes qui prennent réellement en compte des saturations sur la loi de commande. Généralement, on attend que l'actionneur soit saturé avant d'actionner un mécanisme d'anti-saturation de type anti-windup, qui essaie de préserver la stabilité de la boucle fermée (Tarbouriech and Turner, 2009). Pour vraiment prendre en compte une saturation sur la commande avant qu'elle n'arrive, il faut avoir une étape de prédiction durant laquelle une commande optimale est calculée de telle sorte que les contraintes inégalités soient toujours respectées. On parle dans ce cas de commandes prédictives qui ont pour origine la commande optimale, introduite par Bellman en 1957, pour laquelle l'horizon de prédiction est infini (Anderson and Moore, 1990; Bellman, 1954). La commande optimale a été et est toujours très utilisée par les mécaniciens des fluides pour contrôler des écoulements (Gunzburger, 2002). C'est sûrement parce que c'est une méthode de contrôle issue de l'optimisation des systèmes dynamiques. Richalet en a proposé une version

plus orientée Systèmes en 1976, qui est à l'origine de la méthode connue sous le nom de Model Predictive Control (MPC). Le principe de la MPC consiste à utiliser un modèle pour prédire le comportement du système sur un horizon fini et en déduire la trajectoire optimale de la commande au sens d'un certain coût tout en respectant les contraintes (Garcia et al., 1989; Wang, 2009). Dans la plupart des cas, la fonction coût est une fonction quadratique de la sortie et de la commande. Le modèle est utilisé pour prédire la sortie en fonction de la commande sur un horizon fini. La loi de commande sur l'horizon est la solution d'un problème d'optimisation quadratique sous contraintes. Il existe de nombreuses versions de la commande prédictive qui se déclinent en fonction du modèle utilisé (Schwenzer et al., 2021).

Nous supposons que le système auquel nous nous intéressons dans cette thèse peut être modélisé par une représentation d'état linéaire d'ordre faible et dont les matrices d'état dépendent du temps. Pour prendre en compte les variations paramétriques, une approche de commande possible est de considérer un modèle évaluant dans un polytope et de calculer une trajectoire de commande admissible pour tous les modèles appartenant au polytope (Berberich et al., 2020; Köhler et al., 2020). L'avantage de cette méthode de commande robuste est qu'il n'est pas nécessaire de mettre à jour les paramètres du modèle à chaque instant. Elle présente par contre un fort conservatisme qui peut nuire aux performances. L'autre solution consiste à estimer en temps réel les paramètres du modèle et d'adapter la loi de commande en fonction du modèle mis à jour. C'est une approche plus lourde en temps de calcul mais qui permet d'obtenir de meilleures performances. L'estimation se fait à partir de données d'entrée/sortie collectées en boucle fermée, et donc corrélées avec le bruit. Pour obtenir un estimateur non biaisé, l'estimation des paramètres se fera à partir des données d'entrée/sortie et d'une estimation de l'innovation.

1.5 Objectifs et plan de la thèse

Nous avons observé que même de petites variations par rapport à la configuration de référence d'un corps peuvent entraîner des asymétries dans son sillage. Ces asymétries sont parmi les principales causes de l'augmentation de la traînée de pression à l'arrière d'un véhicule. Pour faire face à ces asymétries du sillage, des actions passives ou actives peuvent être envisagées, que ce soit en induisant des déviations locales de l'écoulement à l'aide de rétreints ou de volets (Bao et al., 2022; Bonnavion and Cadot, 2019; de la Cruz et al., 2017; Urquhart and Sebben, 2022; Varney et al., 2020), ou en modifiant les propriétés turbulentes des couches de mélange entourant le sillage proche (Haffner et al., 2020a; Khan et al., 2022b; Li et al., 2017; Littlewood and Passmore, 2012; Schmidt et al., 2015). Il semble donc logique de concevoir un système adaptatif capable de répondre à toutes les perturbations issues des conditions réelles de conduite.

Sur cette base, l'objectif de cette recherche est donc, pour des conditions d'écoulement amont variables, d'utiliser un système de contrôle actif afin de garder les performances aérodynamiques à un angle de dérapage nul. Ces conditions ont été soigneusement définies lors de l'optimisation du véhicule. Plus précisément, notre étude se concentre principalement sur le contrôle du sillage, car il joue un rôle prépondérant dans la contribution à la traînée de pression globale.

Dans cette perspective, nous proposons une solution active centrée sur le contrôle de volets rigides positionnés au culot du modèle étudié. En manipulant l'orientation du sillage à l'aide de ces volets, nous pouvons contrôler la distribution de pression au culot du modèle. De plus, en réduisant la fréquence d'actionnement - puisque l'objectif est de compenser les perturbations quasi-statiques dues aux changements environnementaux - nous pouvons significativement réduire l'énergie requise pour contrôler le système.

Pour réaliser ces objectifs, nous envisageons des campagnes d'essais sur route et en soufflerie avec une voiture instrumentée. Cela permettra de caractériser le sillage de cette voiture dans différentes conditions ainsi que les perturbations caractéristiques rencontrées, telles que la distribution statistique de l'angle de dérapage. Ensuite, afin de répondre aux contraintes pratiques des environnements industriels, nous allons développer une loi de contrôle capable de traiter les perturbations extérieures comme des perturbations inconnues influençant la dynamique du système. Compte tenu de la complexité inhérente des équations de Navier-Stokes, établir un modèle dynamique entrée/sortie basé sur des lois physiques devient irréalisable. Par conséquent, nous proposerons une identification en temps réel d'un modèle linéaire à temps variable (LTV)

discret de type boîte noire dérivé de données expérimentales. Pour tenir compte à la fois des contraintes mécaniques et de l'absence de mesures d'état, nous opterons pour une approche de contrôle prédictif récursif basée sur les sous-espaces (RSPC). Cette approche permet une estimation récursive, permettant au système de contrôle de mettre à jour et d'affiner continuellement son modèle en fonction des mesures en temps réel. Cette adaptabilité améliore la robustesse et la précision du processus de contrôle, garantissant des performances cohérentes dans le temps et maximisant la réduction de la traînée sur une large gamme de conditions de fonctionnement. Cette approche assure que la solution proposée reste économiquement viable et conforme aux critères de faisabilité industrielle. La loi de contrôle développée sera ensuite testée sur plusieurs modèles de voitures en échelle réduite, offrant une validation à la fois du point de vue du contrôle et de la réduction de la traînée aérodynamique, tout en tenant compte de la complexité croissante des modèles pour assurer la généralité des résultats.

Suite à cette brève introduction, le Chapitre 2 se concentrera sur les essais effectués sur route, sur circuit et en soufflerie avec une Citroën C4 Cactus équipée de capteurs de pression au culot, d'une antenne de Prandtl, d'une sonde Conrad et d'un système GPS. L'accent sera principalement mis sur l'étude du sillage de la voiture, avec pour objectif de caractériser les fréquences dominantes des fluctuations de pression ainsi que leurs mouvements principaux à travers une analyse POD (Décomposition Orthogonale Propre).

Par la suite, le Chapitre 3 détaillera le choix de la méthode de contrôle sélectionnée. Ce chapitre justifiera spécifiquement le recours à une méthode récursive de contrôle basée sur les sous-espaces (RSPC), ainsi que l'intégration d'une action intégrale pour corriger l'erreur statique entre la référence et la mesure. De plus, l'élaboration d'une formulation explicite du contrôleur sera effectuée pour intégrer la prise en compte des saturations induites par les déplacements maximaux des volets.

Le Chapitre 4 présentera les différentes configurations expérimentales des essais en échelle réduite. Il fournira une description des deux maquettes étudiées, à savoir le corps de Windsor sans et avec roues ainsi que le Cross-Hatch. De plus, ce chapitre détaillera brièvement la soufflerie, les perturbations imposées et les outils de mesure utilisés.

Ensuite, dans le Chapitre 5, les essais avec le corps de Windsor sans roues seront analysés. Ce chapitre décrira succinctement l'écoulement de référence du corps avant de justifier le choix des objectifs de contrôle. Ces objectifs seront ensuite évalués en fonction des variations des perturbations en amont.

Le Chapitre 6 présentera l'analyse du corps de Windsor avec roues et du Cross-Hatch. Après avoir présenté l'écoulement de référence pour les deux maquettes, ce chapitre définira les objectifs de contrôle et évaluera leur efficacité face aux variations des perturbations amont. Les deux maquettes, présentant une complexité accrue par rapport au corps de Windsor sans roues, permettront de valider la loi de contrôle dans des situations plus complexes.

Enfin, le Chapitre 7 résumera les résultats principaux de l'étude. Il mettra en évidence les aspects fondamentaux de ce travail et proposera des perspectives futures, tant pour la recherche que pour l'industrie, dans ce domaine passionnant.

Chapitre 2

Essais en pleine échelle : Caractérisation du sillage d'une voiture

Sommaire

2.1	Caractérisation de la voiture et de l'équipement utilisés	14
2.1.1	Présentation de la voiture	14
2.1.2	Systèmes de mesure	14
2.2	Configurations expérimentales des essais en pleine échelle	18
2.2.1	Essais en soufflerie	18
2.2.2	Essais sur route et sur circuit	20
2.3	Résultats des essais pleine échelle	22
2.3.1	Écoulement de référence	22
2.3.2	Essais en soufflerie et sur route	24
2.4	Synthèse du chapitre	38

Une Citroën C4 Cactus a été testée en plusieurs conditions de conduite, plus précisément sur route, sur un circuit Stellantis et en soufflerie. D'abord, la voiture testée ainsi que l'équipement utilisé seront détaillés. Ensuite, toutes les conditions de test seront décrites. Les résultats principaux, ainsi que les différences principales entre route et soufflerie, seront détaillés. Finalement, nous examinerons des conclusions importantes qui donneront les bases pour la suite de l'étude en échelle réduite.

2.1 Caractérisation de la voiture et de l'équipement utilisés

2.1.1 Présentation de la voiture

La voiture testée est une Citroën C4 Cactus, qui est présentée dans la Figure 2.1.



Figure 2.1: Vue de 3/4 avant et de derrière de la Citroën C4 Cactus utilisée pour l'étude.

Il s'agit d'une voiture conçue par Citroën (actuellement Stellantis), qui est représentative des voitures de gamme moyenne avec des formes arrondies. Elle présente une longueur $L_o = 4517 \text{ mm}$, une largeur $L_a = 1729 \text{ mm}$, une hauteur $H' = 1530 \text{ mm}$ et un empattement $E = 2595 \text{ mm}$. La voiture a été instrumentée avec plusieurs systèmes pour pouvoir récupérer des informations concernant la vitesse, la pression de référence, l'angle de dérapage ainsi que la distribution de pression au culot. Tous les systèmes seront détaillés ci-après.

2.1.2 Systèmes de mesure

Premièrement la sonde sur le coffre de la voiture sera détaillée. Ce système est composé par une antenne de Prandtl ainsi qu'une sonde Conrad qui sont détaillées dans la Figure 2.2.

Une schématisation de l'antenne de Prandtl est présentée dans la partie (a) de la figure. Le fonctionnement est brièvement détaillé. L'antenne de Prandtl comprend plusieurs tubes qui permettent le passage de l'écoulement pour mesurer la pression. Un de ces tubes est parallèle à l'écoulement, face au flux, et permet de mesurer la pression totale (pression d'arrêt - P_t). Les autres tubes s'ouvrent perpendiculairement à l'écoulement et permettent de mesurer la pression statique (P_s). À partir de la différence entre les deux types de pression mesurées, nous obtenons la pression dynamique ($Q = P_t - P_s = 1/2\rho V^2$). Grâce à cette mesure, nous pouvons obtenir la mesure de la vitesse $V^2 = 2Q/\rho$. Ce type de sonde garantit une tolérance angulaire de $\pm 10^\circ$.

Dans la partie (b) de la figure, nous présentons une schématisation de la sonde Conrad. Cette sonde comprend deux tubes de même diamètre, placés côte à côte. La sonde a été construite en interne conformément aux instructions fournies dans Chue (1975). L'angle de biseau choisi pour les tubes est de 60° et ils ont un diamètre intérieur de 4 mm . Les deux tubes sont positionnés sur un plan parallèle au sol. La forme de cette sonde permet, grâce au différentiel de pression entre

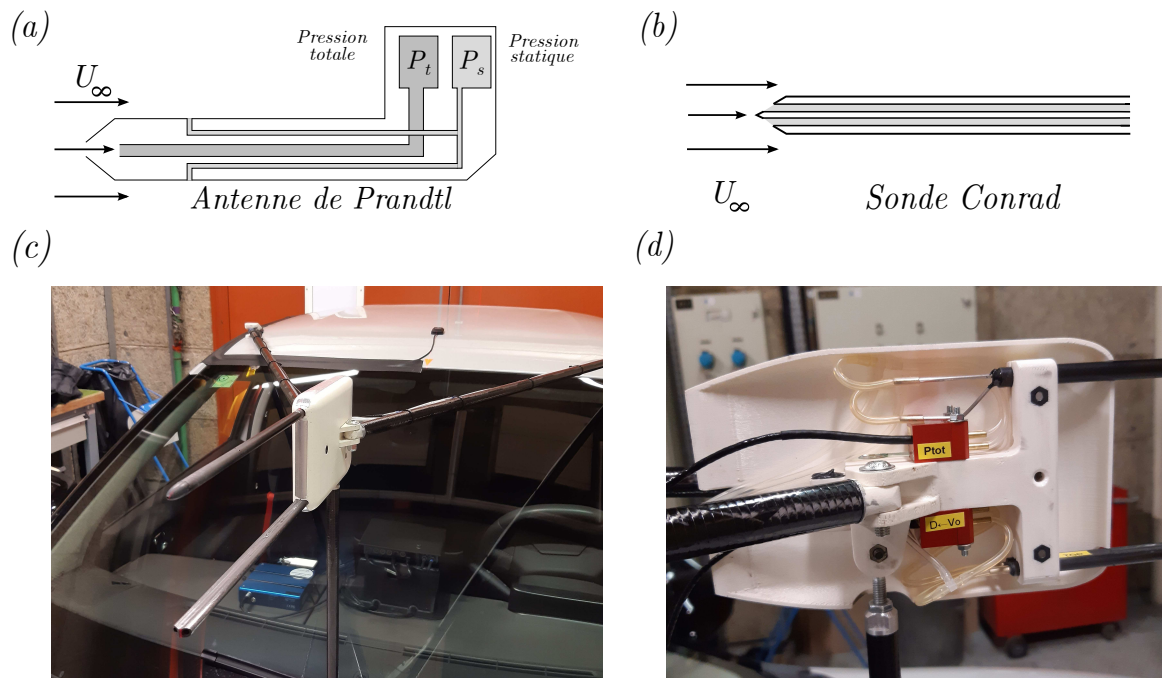


Figure 2.2: Schématisation et présentation des sondes sur le coffre de la voiture. (a) et (b) schématisation de l'antenne de Prandtl et de la sonde Conrad respectivement. (c) Visualisation de près du système. (d) Visualisation des capteurs différentiels utilisés.

les tubes, de déterminer l'angle de dérapage (β). Cette sonde a une sensibilité maximale de 60° (Chue, 1975) avec un comportement linéaire pour $-15^\circ \leq \beta \leq 15^\circ$. Un étalonnage de la sonde a été effectué dans des études précédentes à ce travail (Thomann, 2018).

Une visualisation du système de l'extérieur et de l'intérieur est présentée dans les parties (c) et (d) de la figure. Les informations sont collectées à l'aide de deux capteurs différentiels de pression, *Texxis DPS 50 - 0.5* et *Texxis DPS 50 - 2.5*, respectivement pour l'antenne de Prandtl et la sonde Conrad. Ces deux capteurs ont la même plage de fonctionnement (50 mbar ; 5 V) et ils sont reliés à un connecteur port série avec 8 canaux. Cette connexion est faite par le biais de connecteurs LEMO 3 voies (alimentation, masse, signal). Le tout est branché sur un boîtier Convertisseur Analogique-Numérique (CAN) de la marque *VBOX* avec 8 canaux d'entrée. Ce CAN est connecté en parallèle à un afficheur déporté et au boîtier *VBOX Racelogic*. Dans la Figure 2.3, une visualisation du boîtier *VBOX* ainsi que du CAN est présentée.

Le boîtier *VBOX* (partie (a) de la figure) est un système GPS. Deux antennes ont été placées sur le toit de la voiture et permettent de récupérer plusieurs informations :

- Position GPS sous forme de Latitude et Longitude ;
- Vitesse ;
- Heure en GMT et temps d'essai écoulé ;
- Altitude.

Toutes ces informations sont sauvegardées sur une carte SD. Le boîtier a été placé à côté de la place conducteur afin de pouvoir lancer les acquisitions facilement (partie (c) de la figure).

Le dernier système de mesure est un scanner différentiel de pression *Scanivalve MPS4264* 64 voies, lequel a une gamme de 8 pouces H_2O . Le scanner, ainsi que le système placé dans la voiture, sont présentés dans la Figure 2.4 à gauche et à droite respectivement.

Le système d'acquisition de pression comprend un transformateur, une breakout box, un scanner et une bouteille en aluminium. Le transformateur est connecté au circuit d'alimentation, qui a été spécifiquement modifié pour faire fonctionner le scanner. La breakout box permet une communication via Ethernet entre le PC d'acquisition et le scanner. Le scanner est connecté à toutes



Figure 2.3: Visualisation du boîtier *VBOX Racelogic* ainsi que le Convertisseur CAN. (a) et (b) visualisation du boîtier *VBOX Racelogic* et du convertisseur CAN respectivement. (c) Visualisation de l'installation dans la voiture.



Figure 2.4: Visualisation du Scanner *Scanivalve MPS4264* ainsi que son positionnement dans le coffre à gauche et à droite respectivement.

les prises de pression au culot ainsi qu'aux deux sondes détaillées précédemment. Il s'agit d'un scanner différentiel de pression. Cela signifie que la pression sur chacune des 64 prises est donnée par $p_i = p_{a_i} - p_r$, où p_{a_i} est la pression absolue sur la $i^{\text{ème}}$ prise, p_r est la pression de référence et p_i est la valeur mesurée sur la $i^{\text{ème}}$ prise. Dans notre cas spécifique, la pression de référence est obtenue grâce à une bouteille en aluminium percée. Cela permet d'avoir toujours la pression statique dans le coffre de la voiture tout en minimisant les fluctuations de pression en agissant comme un filtre passe-bas. Néanmoins, il est nécessaire de remarquer que mesurer la pression de référence reste toujours une tâche très compliquée parce que la moindre variation dans le véhicule engendre une variation dans la p_r . Des comparaisons entre les données de vitesse obtenues à l'aide de l'antenne de Prandtl et celles tachymétriques ont montré que la référence n'est pas constante

au cours d'un essai.

Dans la Figure 2.5 le détail des prises de pression au culot est donné.

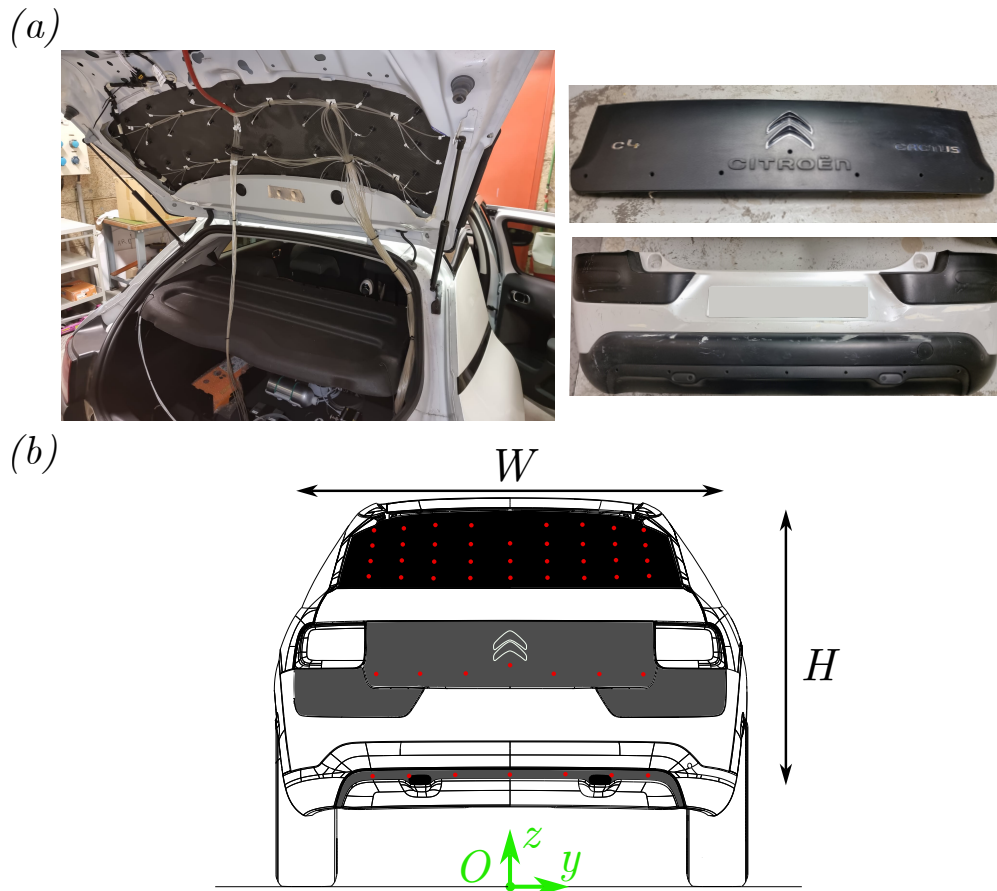


Figure 2.5: Visualisation des prises de pression au culot. (a) Emplacement physique des prises de pression. (b) Schématisation de l'emplacement des prises de pression.

Dans la partie (a) de la figure, nous observons l'emplacement physique des prises de pression au culot, tandis que dans la partie (b), une schématisation est présentée. Dans cette dernière, nous pouvons aussi visualiser l'emplacement du point considéré comme origine ainsi que la largeur $W = 1150 \text{ mm}$ et la hauteur $H = 900 \text{ mm}$ du culot. La longueur des tubes en vinyle connectés au scanner varie considérablement. Au culot, cette longueur peut varier de 0.7 mètre à 2.6 mètres, en fonction de la prise de pression considérée. Pour les deux sondes, la longueur est fixée à 5.5 mètres. La différence de longueur entre les tubes entraîne un décalage dans l'information de pression entre chaque prise, ce qui nécessite une correction des signaux de pression. Une étude sur cette correction a été menée à l'ISAE ENSMA (Gravier, 2023). La démarche et les résultats sont brièvement détaillés ci-après.

La propagation de l'air à travers des tubes en vinyle de longueurs différentes introduit des résonances différentes, ainsi qu'un décalage de phase, perturbant ainsi la mesure de manière significative. En connaissant les paramètres des tubes, tels que la longueur, le diamètre, ainsi que la géométrie du système, A. Gravier a d'abord développé une méthode de correction théorique basée sur le travail de Tijdeman and Bergh (1965). Ensuite, il a développé une méthode de correction expérimentale basée sur l'analyse spectrale des signaux. Finalement, une comparaison entre les deux méthodes nous a permis de valider la démarche. Les deux corrections donnent des résultats très similaires, ce qui indique que les deux méthodes sont viables. Néanmoins, la correction théorique est plus facile à mettre en œuvre, c'est pourquoi nous avons choisi de l'utiliser. Cette correction nous a permis de recalibrer les signaux en fonction de la longueur de tube.

Enfin, nous avons étudié les fréquences de coupure du signal, qui dépendent de la longueur du tube. Les tubes agissent comme un filtre passe-bas, et pour calculer les fréquences de coupure, nous avons évalué la puissance de sortie du signal. Lorsque la puissance de sortie était réduite de moitié

(−3 dB), nous avons atteint le point où les fréquences du signal étaient coupées. L'analyse des fréquences est notamment intéressante pour la pression au culot. À cet égard, nous nous sommes concentrés uniquement sur les prises de pression à cet endroit. Dans le cas le plus contraignant (L_{\max}), la fréquence de coupure est d'environ 15 Hz.

Les données de pression acquises sont en suite post-traitées pour calculer le coefficient de pression :

$$C_{p_i} = \frac{p_i - p_r}{Q} \quad (2.1)$$

où p_i représente la pression mesurée à la $i_{\text{ème}}$ prise de pression, p_r est la pression de référence dans le coffre de la voiture, et $Q = \frac{1}{2}\rho_{\infty}V_{\infty}^2$ est la pression dynamique, avec ρ_{∞} la masse volumique de l'air et V_{∞} la vitesse de l'écoulement en amont.

La notation suivante sera utilisée pour la moyenne spatiale ($\langle A \rangle$) et temporelle (\bar{A}) respectivement : $\langle A \rangle(t_m) = \frac{1}{N} \sum_{n=1}^N A(x_n, t_m)$, $\bar{A}(x_n) = \frac{1}{M} \sum_{m=1}^M A(x_n, t_m)$, où N and M sont le nombre de prises de pression au culot et le nombre de pas de temps respectivement. La différence instantanée entre le coefficient de pression de chaque capteur et la moyenne spatiale du coefficient de pression au culot au même instant est définie par $C_p^*(x_n, t_m) = C_p(x_n, t_m) - \langle C_p(t_m) \rangle$. Ci-après nous utiliserons toujours $C_p^*(x_n, t_m)$ afin de s'affranchir de toute variation temporelle de la pression de référence au cours d'un essai.

Maintenant, nous allons définir les différentes configurations expérimentales avant de passer à l'analyse des résultats.

2.2 Configurations expérimentales des essais en pleine échelle

Lors de cette étude, j'ai eu la possibilité de tester la voiture détaillée auparavant sous différentes conditions : dans deux souffleries différentes pleine échelle ainsi que sur route et sur circuit. D'abord, les deux souffleries seront détaillées pour ensuite passer aux deux différentes typologies d'essais sur route.

2.2.1 Essais en soufflerie

Les deux souffleries sont respectivement le GIE S2A de Montigny-le-Bretonneux (78180, France) et la soufflerie Stellantis de Orbassano (10043, Italie). Chaque séance en soufflerie a duré un jour avec plusieurs jours de préparation à l'avance. Il a fallu organiser les transports du véhicule depuis le site de stockage jusqu'aux sites des souffleries. Chaque séance a une durée d'environ 8 heures et elles ont été effectuées sous ma supervision ainsi que celle des opérateurs de soufflerie. Les deux souffleries sont détaillées ci-après.

GIE S2A

Cette soufflerie¹ est un Groupement d'Intérêt Economique entre trois partenaires, à savoir PSA Peugeot Citroën, Renault SA et le CNAM (*Conservatoire National des Arts et Métiers*). L'acte constitutif a été signé le 14 mars 2001 et le GIE S2A est fonctionnel depuis 2003. Toute l'installation est composée par deux souffleries, une en échelle réduite et une en pleine échelle. Uniquement la dernière a été utilisée et pour cela elle sera la seule à être détaillé ci-après. Dans la Figure 2.6 une schématisation de la soufflerie ainsi que deux images de la voiture installée en veine d'essai sont fournies.

Cette soufflerie permet d'effectuer divers types de mesures. Dans cette étude, nous nous concentrons sur les mesures de pression au culot, sur celles des deux sondes installées sur le véhicule et sur la mesure des efforts aérodynamiques. Plusieurs travaux ont décrit en détail cette soufflerie (Bonnaïon, 2018; P. Waudby-Smith, 2004). Par conséquent, nous allons brièvement décrire les aspects principaux.

¹GIE-S2A: <https://www.soufflerie2a.com>

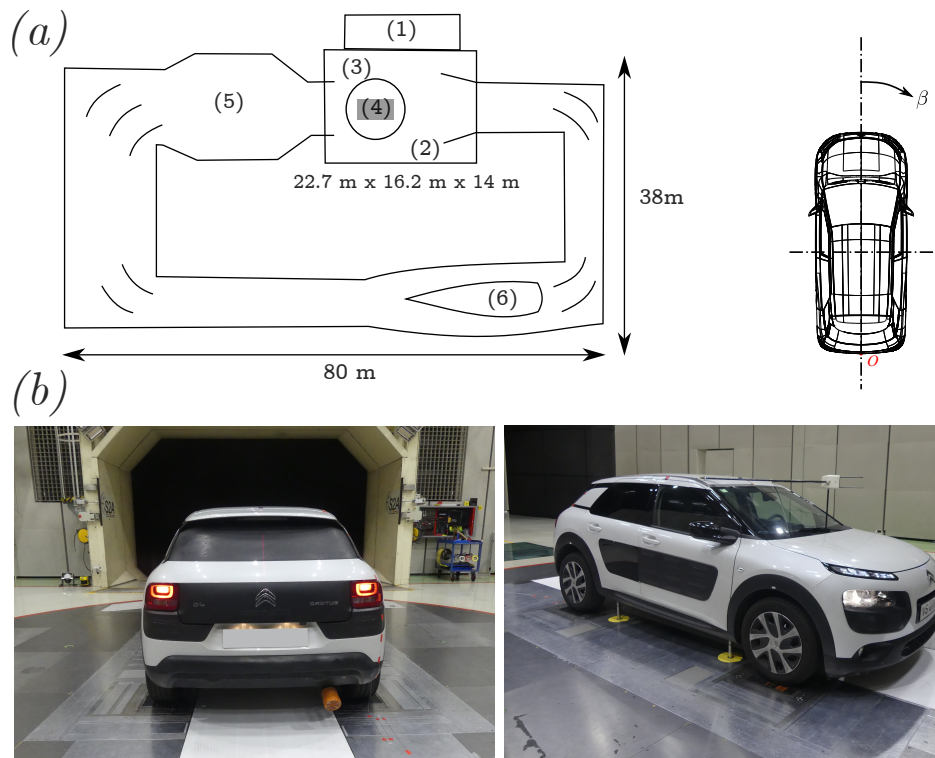


Figure 2.6: Présentation de la soufflerie du GIE S2A. (a) Schématisation de la soufflerie, image adaptée depuis [Bonnavion \(2018\)](#), ainsi que convention adoptée pour l'angle de dérapage β . (b) Visualisation de la voiture installée en veine d'essais.

Dans la partie (a) de la figure, nous pouvons visualiser une schématisation de la soufflerie ainsi que la convention adoptée pour l'angle de dérapage β qui est considéré positif dans le sens de la flèche. Depuis la salle de commande (1), les opérateurs peuvent mettre en fonction la soufflerie. Il s'agit d'une veine d'essais 3/4 ouverte (2), présentant une section de buse de 24 m^2 dans un plénum mesurant 22.7 mètres de long, 16.2 mètres de large et 14 mètres de haut. L'uniformité de l'écoulement est meilleure que 0.4% pour une vitesse d'écoulement libre de 160 km/h, et pour la même vitesse, le taux de turbulence est inférieur à 0.4%. La couche limite présente une épaisseur de 7 mm avec la fonction d'aspiration de couche limite activée. La vitesse maximale d'essai est $U_\infty = 200 \text{ km/h}$ avec un tapis défilant sous la voiture ainsi que des roues tournantes. Cependant, la vitesse d'essai pour nos tests est constante à $U_\infty = 110 \text{ km/h}$. La voiture est positionnée sur un plateau tournant (3) mesurant 8 mètres de diamètre et pouvant tourner avec une précision de 0.1° pour une fourchette angulaire de $\pm 30^\circ$. Sous le plateau, une balance à 6 composantes (4) est installée pour mesurer les efforts aérodynamiques. Le véhicule est attaché à la balance à l'aide de quatre mats, grâce auxquels nous pouvons également ajuster la garde au sol du véhicule, imposée à la même valeur que celle mesurée avec deux personnes à l'intérieur du véhicule pour effectuer les essais sur route. Chaque mat peut se déplacer indépendamment avec une précision de $\pm 1 \text{ mm}$, ce qui permet également d'ajuster l'assiette du véhicule (α). Grâce à la chambre de régularisation (5), nous contrôlons la température pour qu'elle reste constante à $T = 22^\circ\text{C}$ tout au long des tests, avec une précision de 0.5°C . Le vent est mis en mouvement avec un moto-ventilateur (6) mesurant 8.3 mètres de diamètre. Il compte 17 pales, dont 9 sont positionnées sur le rotor et 8 sur le stator. Chaque pale mesure 1.65 mètres. Sa vitesse maximale est de 282 tours par minute et il dispose d'une puissance de 3800 kW. La dimension globale du circuit est d'environ 80 mètres de long et 38 mètres de large.

Soufflerie Stellantis

La soufflerie Stellantis de Orbassano ([Stellato and Betti, 2018](#)) a été mise en fonction en 1976 et présente une structure similaire à celle du GIE S2A. Une schématisation est présentée dans la

Figure 2.7.

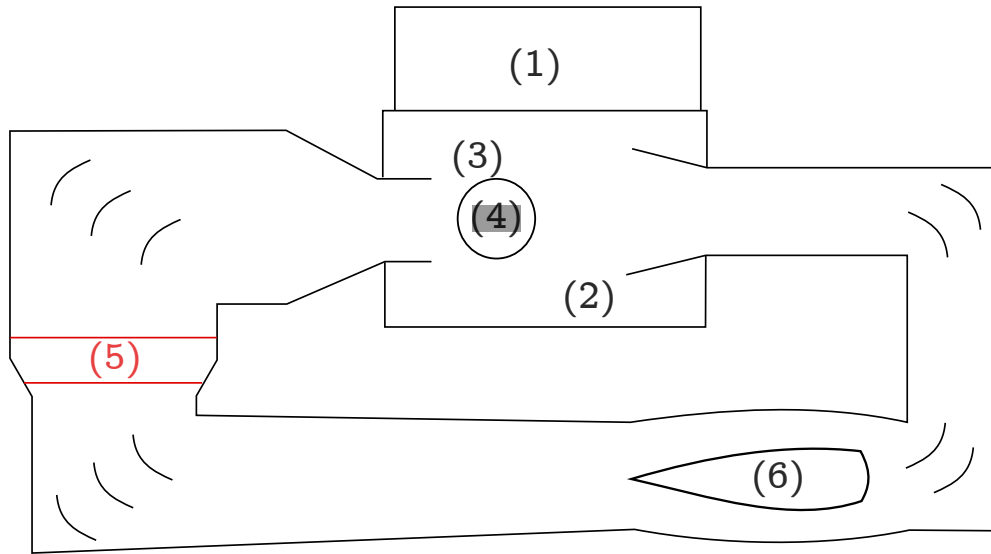


Figure 2.7: Schématisation de la soufflerie Stellantis de Orbassano.

Exactement comme dans le cas du GIE S2A, depuis la salle de commande (1) les opérateurs peuvent mettre en fonction la soufflerie. La veine d'essais (2) est 3/4 ouverte, présentant une section de buse variable pouvant aller de 22 m^2 à 30.5 m^2 dans un plénum mesurant 10.5 mètres de long, 12.2 mètres de large et 10.8 mètres de haut. Le taux de turbulence au centre de la section est inférieur à 0.5% et la couche limite présente, à $X = 2.5 \text{ m}$ de la sortie du convergent, une épaisseur de 5 mm avec la fonction d'aspiration de couche limite activée. La vitesse maximale d'essai est $U_\infty = 215 \text{ km/h}$ avec un système de 5 tapis défilants, dont un sous la voiture et les quatre restants sous les roues pour permettre leur rotation. Cependant, la vitesse d'essai pour nos tests est constante à $U_\infty = 110 \text{ km/h}$. La voiture est positionnée sur un plateau tournant (3) mesurant 7 mètres de diamètre. Sous le plateau, une balance à 6 composantes (4) est installée pour mesurer les efforts aérodynamiques. Le véhicule est attaché à la balance à l'aide de quatre mats, grâce auxquels nous pouvons également ajuster la garde au sol du véhicule, imposée à la même valeur que celle mesurée avec deux personnes à l'intérieur du véhicule pour effectuer les essais sur route. Grâce à l'échangeur de chaleur (5), nous contrôlons la température pour qu'elle reste constante à $T = 22^\circ\text{C}$ tout au long des tests. Le vent est mis en mouvement avec un moto-ventilateur (6) qui présente des caractéristiques similaires à celui de la soufflerie du GIE S2A.

A partir des données des balances, dans les deux souffleries nous allons récupérer la valeur de SC_i , définie par :

$$SC_i = \frac{F_i}{Q}, \quad i \in \{x, y, z\}. \quad (2.2)$$

où $Q = 0.5 \rho U_\infty^2$ correspond à la pression dynamique.

2.2.2 Essais sur route et sur circuit

La voiture étant en mesure de rouler sur route, elle a été testée à la fois sur route et sur circuit. Ci après ces deux types d'essais seront détaillés. La Figure 2.8 présente une visualisation des deux types de parcours de test.

Le parcours sur route (partie (a) de la Figure) est un itinéraire qui respecte la répartition kilométrique conforme aux nouvelles consignes réglementaires pour le processus d'homologation d'un véhicule. Il mesure environ 94 kilomètres et dure environ 2 heures. Cependant, une étude interne chez Stellantis (Tuan, 2023) a été menée afin de déterminer à partir de quelle vitesse l'efficacité aérodynamique devient prépondérante par rapport à la résistance à l'avancement du véhicule. En négligeant les frottements constants, nous avons examiné en détail la résistance aérodynamique et la résistance au roulement des pneus. Cette analyse repose principalement sur

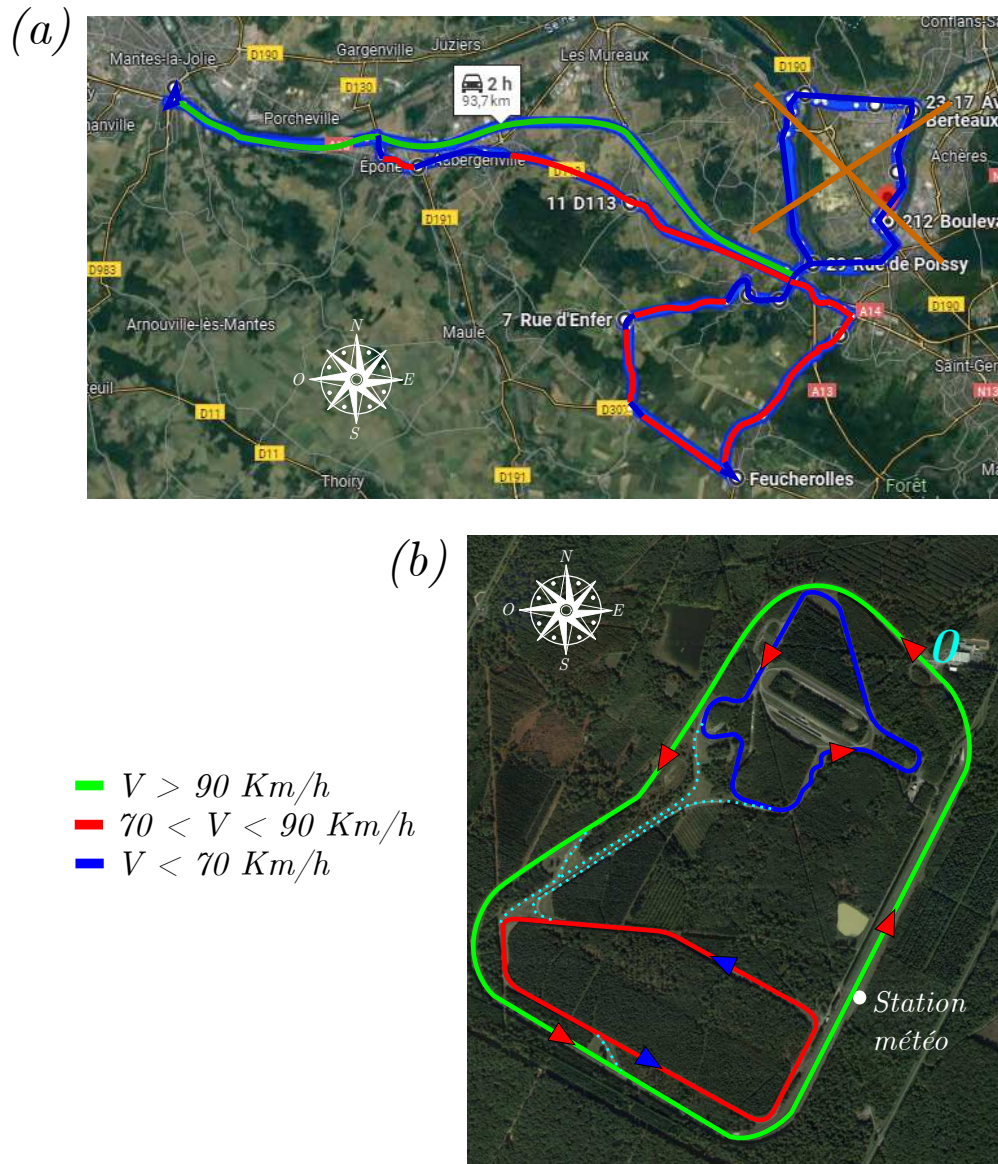


Figure 2.8: Visualisation des parcours d'essais sur route. (a) Parcours type RDE sur route dans les Yvelines (78000, France). (b) Circuit Stellantis de La Ferté-Vidame (28340, France).

trois études bibliographiques (Gillespie et al., 2021; Smith et al., 1978; Ydrefors et al., 2021), qui se concentrent sur la nature de la résistance au roulement des pneus et la comparent à la résistance aérodynamique. La résistance au roulement peut être définie comme $R_x = f_r W$ où f_r est le coefficient de résistance au roulement et W est le poids du véhicule. Le coefficient de résistance dépend de la vitesse ainsi que d'autres paramètres tels que le type de pneus, la température et la pression de gonflage, entre autres. Les trois études examinent en particulier le coefficient de résistance. Globalement, les résultats montrent que la résistance au roulement se compose d'une partie constante, linéaire et quadratique. En tenant compte des vitesses atteignables sur route, nous avons conclu que, dans notre cas spécifique, pour des vitesses $70 \leq V \leq 130$, la traînée aérodynamique joue un rôle clé. Pour cette raison, la partie supérieure du parcours (a) de la figure n'a pas été prise en considération par la suite (partie barrée en orange). Cela résulte dans la répartition kilométrique suivante : $\sim 43\%$ autoroute (en vert), $\sim 46\%$ extra-urbain (en rouge) et $\sim 11\%$ urbain (en bleu). Les informations de pression atmosphérique ainsi que de vitesse et orientation du vent ont été obtenues à partir de moyennes de plusieurs stations météo présentes sur le territoire.

En parallèle, des essais ont été effectués sur le site Stellantis de La Ferté-Vidame (28340, France) (partie (b) de la Figure). Ce site est composé de trois circuits : le circuit Extérieur (en

vert), le circuit Bel Air (en rouge) et le circuit du Parc (en bleu). Les couleurs correspondent aux vitesses autorisées sur les circuits, ainsi le circuit Extérieur correspond à un parcours autoroutier, le circuit Bel Air correspond à un parcours extra-urbain et le circuit du Parc correspond à un parcours urbain. Pour les mêmes raisons expliquées précédemment, concernant la résistance au roulement et la traînée aérodynamique, nous avons principalement effectué des tests sur le circuit Extérieur et sur le circuit Bel Air, qui seront brièvement détaillés ci-après. Le circuit Extérieur mesure ~ 6.5 km et comprend quatre virages principaux. Ce circuit permet d'atteindre une vitesse constante supérieure à 90 km/h tout au long du test. Le circuit Bel Air mesure ~ 3.3 Km et comporte plusieurs virages à court rayon, permettant d'atteindre une vitesse $70 \leq V \leq 90$. Ces circuits sont reliés par des bretelles de raccordement (lignes pointillées en bleu ciel). Le site de La Ferté-Vidame dispose également d'une station météo capable de mesurer la vitesse et la direction du vent, ainsi que la température et la pression atmosphérique. Tous les tests effectués sur les circuits débutent au point 0 (en bleu ciel), qui correspond à l'entrée principale des circuits. Le sens de circulation est indiqué avec des triangles rouges. Néanmoins, chaque jour le sens de circulation est inversé afin de pouvoir effectuer des essais dans les deux sens de circulation et garantir aussi que les voitures ainsi que le circuit présentent une dégradation uniforme et non pas biaisée par le sens de circulation. Dans nos tests le nombre de personnes dans le véhicule est toujours deux. Il y a un conducteur ainsi que la personne occupée à vérifier le déroulement correct de l'acquisition. Le passager est assis sur l'assise arrière où un système de fixation du PC a été installé afin de garantir les requis de sûreté. Une calibration zéro est effectuée avant chaque test pour compenser la dérive du signal de pression qui pourrait être présente. Cette calibration est effectuée dans un bâtiment fermé afin d'éviter que des petites perturbation puissent impacter le procédé. L'acquisition est lancée juste avant de commencer le test et elle est arrêtée une fois que le véhicule est à nouveau à l'arrêt.

2.3 Résultats des essais pleine échelle

Nous allons maintenant présenter les résultats des essais. D'abord, une analyse de l'écoulement de référence sera effectuée. Ensuite, les principaux résultats des essais en soufflerie seront donnés pour les comparer successivement aux résultats sur circuit et sur route.

2.3.1 Écoulement de référence

En premier lieu nous allons brièvement analyser l'écoulement de référence sur la voiture en présentant la courbe classique $C_x - \beta$ en sachant que dans notre cas nous récupérerons les valeurs de SC_x . Cette courbe est présentée dans la Figure 2.9.

La courbe bleue dans la figure correspond aux valeurs mesurées dans la soufflerie du GIE S2A, tandis que la courbe orange correspond aux valeurs mesurées dans la soufflerie Stellantis. Les deux courbes présentent des similitudes avec de légères différences. Les tendances générales sont caractéristiques, avec un minimum de traînée localisé pour des angles de dérapage très faibles ($|\beta| < 1^\circ$). Les différences entre les deux courbes restent toujours inférieures à 2%. De plus, on peut observer un comportement non symétrique, ce qui est tout à fait normal étant donné que la voiture n'est pas symétrique, notamment dans la zone du soubassement. Néanmoins, ce comportement diffère entre les deux souffleries, ce qui est très probablement dû à une série de petites erreurs humaines. En effet, la mesure de la garde au sol est effectuée manuellement. De plus, l'alignement du plan de symétrie de la voiture avec celui des deux veines d'essai est également réalisé manuellement. Enfin, le système de fixation de la voiture à la balance est également différent. À S2A, le système de quatre mâts bloque le déplacement de la voiture dans les trois directions (x, y et z), tandis que dans la soufflerie Stellantis, les quatre mâts bloquent la voiture uniquement dans les directions x et y, pas dans la direction z. Cela est dû au fait que la voiture testée a été légèrement modifiée au niveau du soubassement et n'a pas pu être adaptée au système de fixation de Stellantis. Nous présentons également des cartes de pression moyenne dans les deux souffleries pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = 0^\circ; \pm 3^\circ$). Il convient de noter que la distribution des capteurs de pression n'est pas uniforme sur le culot. Néanmoins, nous observons des cartes de pression moyenne très similaires. En effet, pour $\beta = 0^\circ$, l'empreinte du sillage à S2A est légèrement

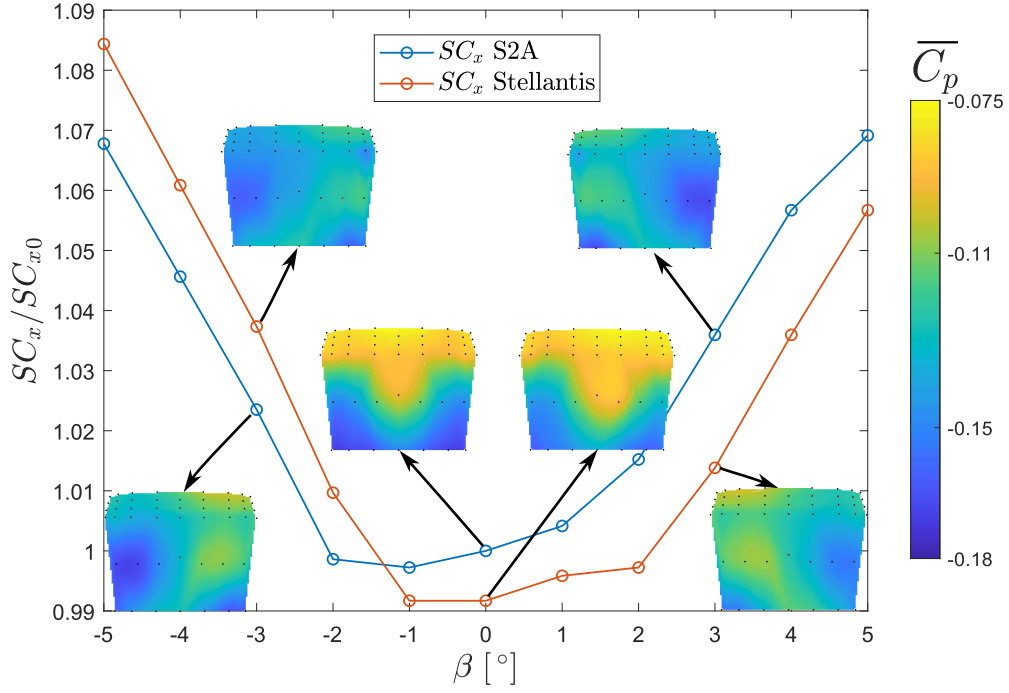


Figure 2.9: Courbe $SC_x - \beta$ obtenue dans les deux souffleries. Des cartes de pression moyenne au culot sont également présentées pour des β caractéristiques ($\beta = 0^\circ; \pm 3^\circ$).

plus symétrique par rapport à celle observée dans la soufflerie Stellantis, ce qui est attribuable à l'alignement du plan de symétrie effectué au début des séances. Il est intéressant de noter que la configuration à traînée minimale ne correspond pas nécessairement à une configuration à sillage symétrique, probablement en raison des asymétries présentes sur la voiture. Pour des angles $\beta \neq 0^\circ$, nous observons des asymétries marquées dans les empreintes du sillage. Dans ce cas, il est difficile de détecter des différences entre les deux souffleries, probablement parce qu'à partir d'un certain angle de dérapage, le sillage adopte un état spécifique, mais cela nécessiterait une analyse plus approfondie dans des études spécifiques.

L'analyse va être complétée par une étude de la probabilité conjointe du barycentre de pression au culot, à savoir entre y_b et z_b à $\beta = 0^\circ; \pm 3^\circ$ ainsi que leur tendance temporelle à $\beta = 0^\circ$, sachant que :

$$y_b = \frac{\sum_{i=1}^N y_i C_p(y_i, z_i, t)}{\sum_{i=1}^N C_p(y_i, z_i, t)}, z_b = \frac{\sum_{i=1}^N z_i C_p(y_i, z_i, t)}{\sum_{i=1}^N C_p(y_i, z_i, t)}. \quad (2.3)$$

Ici il est possible d'utiliser le C_p car la pression de référence est bien maîtrisée.

Les résultats, dans la Figure 2.10, sont présentés uniquement pour le cas de la soufflerie GIE S2A par souci de concision.

Tout d'abord, examinons les résultats pour $\beta = 0^\circ$. Ils confirment ce qui a été détaillé précédemment. En effet, la probabilité conjointe montre un sillage symétrique horizontalement et légèrement décalé vers le haut par rapport au centre du culot (le centre se trouve en $z_b/H \approx 0.9$). Cette observation était prévisible, étant donné l'empreinte de la pression moyenne visualisée dans la Figure 2.9. En ce qui concerne les tendances temporelles, aucune tendance bi-stable n'est visible (Bonnaïon and Cadot, 2019; Grandemange et al., 2013a,b), ni dans la direction y ni dans la direction z , mais plutôt nous observons un sillage bloqué dans un état à gradient vertical positif (état P Bonnaïon et al. (2019)). Nous ne pouvons observer que de légères fluctuations qui sont intrinsèques au sillage, bordé par des couches de mélanges turbulentes. En ce qui concerne les probabilités conjointes à $\beta = \pm 3^\circ$, nous pouvons visualiser qu'une asymétrie horizontale est maintenant présente, ce qui était prévisible à la vue des cartes de pression moyenne, ainsi qu'un léger basculement vers le haut. Ainsi, globalement, nous observons une probabilité conjointe moins étalée avec un léger déplacement vertical vers le haut et une asymétrie horizontale qui suit la variation de l'angle de

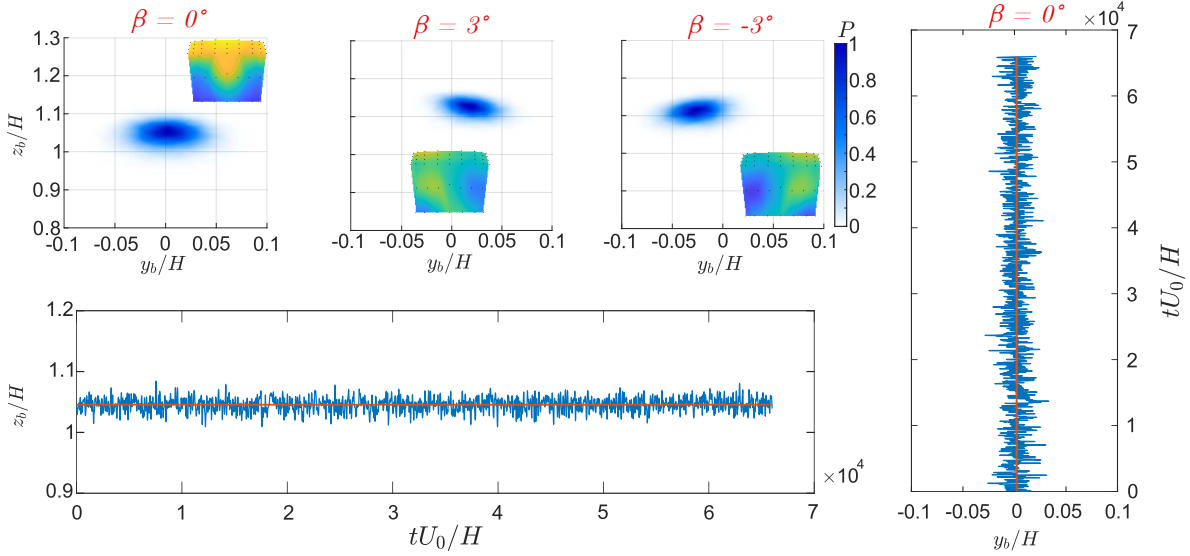


Figure 2.10: Probabilité conjointe entre y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ; \pm 3^\circ$ ainsi que tendance temporelle de y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ$.

déravage.

2.3.2 Essais en soufflerie et sur route

L'objectif principal des séances effectuées en soufflerie était de caractériser le sillage d'une voiture du point de vue des mouvements globaux et de déterminer la fréquence de ces mouvements. Ensuite, la même analyse a été réalisée sur route pour permettre une comparaison des résultats.

Pour effectuer ce type d'analyse, nous avons utilisé la Décomposition Orthogonale Propre (POD). Cette méthode d'analyse a été introduite pour la première fois par Lumley (1967) dans le but de décomposer la turbulence d'un écoulement en fonctions déterministes, chacune pouvant capturer une partie de l'énergie cinétique turbulente de l'écoulement. Plusieurs travaux ont résumé cette méthode et expliqué comment l'utiliser (Chatterjee, 2000; Cordier and Bergmann, 2008; Taira et al., 2017; Weiss, 2019). Le principe de cette technique est brièvement décrit ci-dessous.

Dans notre cas spécifique, le principe de la POD, calculée ici par la méthode directe après avoir enlevé la moyenne spatiale $\overline{C_p^*(x_i, t)}$ (présenté en Figure 2.11), consiste à décomposer le vecteur $C_p^*(x_i, t)$ en un ensemble de fonctions déterministes $\Phi^{(k)}(x)$ qui sont modulées par un coefficient temporel $a^{(k)}(t)$ de la manière suivante :

$$C_p^*(x_i, t) = \overline{C_p^*(x_i, t)} + \sum_{k=1}^{N_{\text{capteurs}}} a^{(k)}(t) \Phi^{(k)}(x_i). \quad (2.4)$$

Il est important de rappeler que les modes $\Phi^{(k)}$ sont orthogonaux.

La décomposition se fait à l'aide d'une décomposition en valeur singulière qui permet d'avoir les fonctions $\Phi^{(k)}$, que nous appellerons modes par la suite, ainsi que le vecteur propre λ , lequel contient la contribution de chaque mode, en ordre décroissant, à la variance totale. Dans notre étude le nombre de modes correspond au nombre de capteurs de pression au culot, c'est-à-dire 49 modes au total. Cela revient à dire que nous avons une décomposition du signal sous la forme :

$$C_p^*(x_i, t) = \overline{C_p^*(x_i, t)} + \sum_{k=1}^{49} a^{(k)}(t) \Phi^{(k)}(x_i)$$

$$\text{avec } \xi = \sum_{i=1}^{N_{\text{capteurs}}} \overline{C_{p_i}^{*2}} = \sum_{k=1}^{N_{\text{modes}}} \lambda^{(k)},$$

ξ représentant la variance totale.

Maintenant nous avons les modes ordonnés de manière décroissante en fonction de leur contribution à l'énergie totale. Cela veut dire que les premiers modes contiennent la plus grande part de l'énergie et donc nous pouvons écrire :

$$C_p^*(x_i, t) \approx \overline{C_p^*(x_i, t)} + \sum_{k=1}^N a^{(k)}(t)\Phi^{(k)}(x_i),$$

avec $N < 49$.

Dans la Figure 2.11 la quantité $\overline{C_p^*(x_i, t)}$ est présentée.

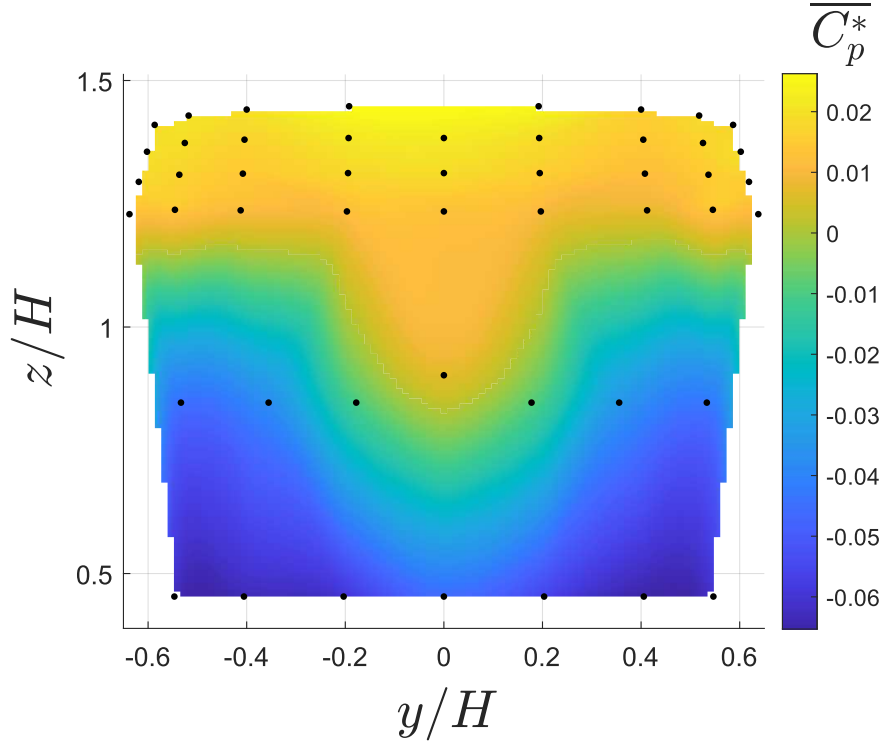


Figure 2.11: Valeur de C_p^* moyennée en temps le long d'un essai en soufflerie à β nul constant.

Il est clair que la distribution temporelle moyenne de C_p^* présente une asymétrie verticale qui est égale à celle de la distribution de C_p moyenne présentée dans la Figure 2.9. Ce que nous envisageons de faire consiste à sélectionner les N premiers modes en fonction de leur contribution à l'énergie totale de C_p^* , de manière à décrire adéquatement le comportement du sillage. De plus, grâce aux coefficients temporels des modes ($a^{(k)}(t)$), il est possible d'analyser le caractère fréquentiel de chaque mode pour comprendre les fréquences dominantes présentes dans les mouvements d'ensemble du sillage.

Avant de procéder à cette analyse, il est important de rappeler que sur route, la voiture est confrontée à un écoulement fortement variable (trafic, obstacles sur le bord de la route, rafales de vent, etc.). Nous allons nous concentrer principalement sur la variation de l'angle de dérapage, que nous pouvons mesurer avec la sonde Conrad installée sur le véhicule, cette variable étant facilement contrôlable également en soufflerie. À cet égard, nous avons réalisé des essais sur le parcours routier présenté dans la partie (a) de la Figure 2.8 afin de mesurer la distribution de l'angle de dérapage β . Les résultats sont présentés dans la Figure 2.12.

Cette distribution est issue d'un des plusieurs dizaines de RUN effectués sur le parcours routier et sur le circuit. Cela veut être un exemple et la robustesse des résultats sera donnée par la suite dans le chapitre. Cette distribution présente une tendance très similaire à une distribution normale avec une moyenne $\mu_\beta = 0.1^\circ$ et un écart type $\sigma_\beta = 1.54^\circ$ en sachant que :

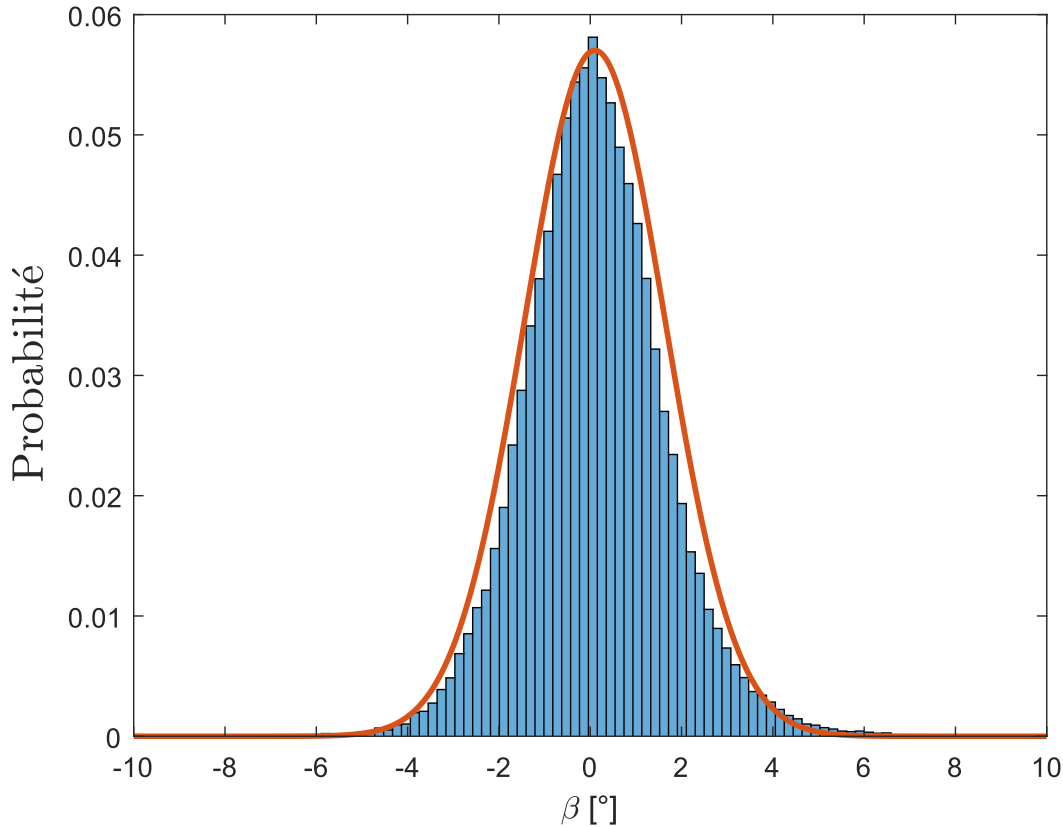


Figure 2.12: Distribution de l'angle de dérapage β mesurée sur le parcours routier pour le RUN 06 du 22 Juillet 2021.

$$\mu_\beta = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \beta_i, \quad \sigma_\beta = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N |\beta_i - \mu_\beta|^2}, \quad (2.5)$$

où l'indice β_i correspond à la valeur de β à l' $i^{\text{ème}}$ instant.

À partir de cette distribution, nous pouvons conclure que l'angle de dérapage le long d'un trajet routier n'est pas une valeur fixe. En effet, en fonction des conditions de trafic et des conditions atmosphériques, nous observons une distribution plus ou moins élargie. En moyenne, dans nos essais effectués en Île-de-France, nous constatons un angle de dérapage toujours compris entre -10° et 10° , avec $-5^\circ < \beta < 5^\circ$ plus de 90% du temps.

Sur la base de la distribution de β présentée dans la Figure 2.12, nous avons mené plusieurs types de tests en soufflerie afin de caractériser le sillage dans différentes conditions, puis de comparer ces résultats à ceux obtenus sur route. La première analyse concerne un cas avec un dérapage fixe ($\beta = 0^\circ$). Les résultats sont présentés dans la Figure 2.13.

La distribution de β présentée dans la figure (partie haute gauche) a une moyenne $\mu_\beta = -0.4^\circ$ et un écart type $\sigma_\beta = 0.12^\circ$. Elle n'est pas centrée à $\beta = 0^\circ$ en raison des erreurs mentionnées précédemment, telles que l'alignement au plan de symétrie de la soufflerie ainsi que l'alignement de la sonde Conrad au plan de symétrie de la voiture. Cette dernière erreur restera constante tout au long de nos essais. Cette distribution de β correspond aux cas typiques analysés par les constructeurs automobiles, c'est-à-dire un angle de dérapage constant tout au long du test. Dans ces conditions, nous avons effectué l'analyse POD. La contribution énergétique des 49 modes est présentée en bas à gauche de la figure. Nous pouvons constater que les deux premiers modes contribuent beaucoup à l'énergie totale du sillage (environ 45%), nous allons donc analyser ces deux premiers modes. Ces derniers sont présentés en haut à droite de la figure. Il est intéressant de remarquer que ces modes ont une empreinte bien définie. Pour le premier mode, nous pouvons

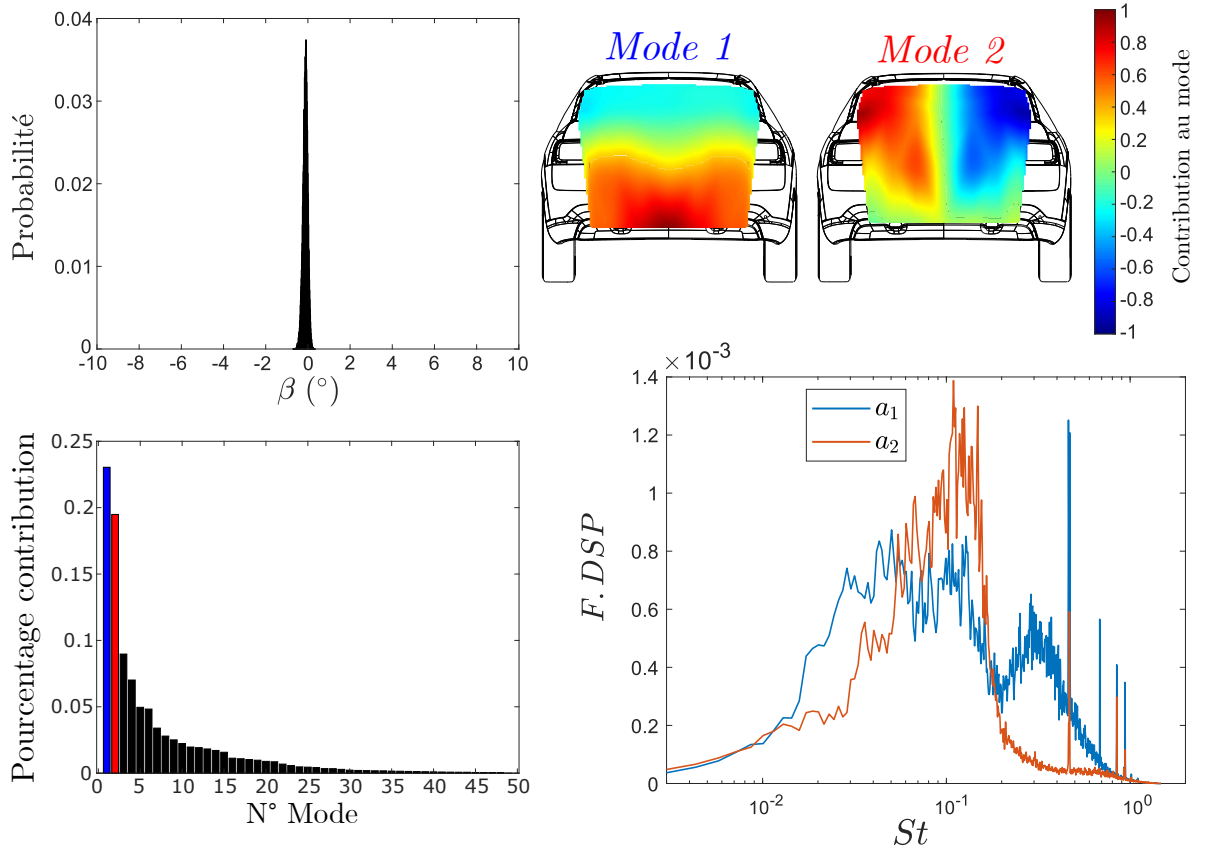


Figure 2.13: Résultats de l'analyse du sillage pour un dérapage nul en soufflerie. Présentation de la distribution de β , des deux premiers modes et du pourcentage de contribution à l'énergie totale ainsi qu'analyse spectrale des coefficients temporels associés aux deux modes.

associer cette empreinte à un basculement vertical du sillage. En revanche, l'empreinte du deuxième mode révèle un basculement horizontal du sillage. Cependant, il est intéressant de voir que ce basculement horizontal semble affecter uniquement la partie supérieure du sillage, car la partie inférieure présente une zone qui fluctue autour de 0. Il est pertinent d'analyser les fréquences caractéristiques de ces modes. Pour ce faire, nous avons calculé les spectres des deux coefficients temporels correspondants avec une résolution fréquentielle $\Delta f = 5.10^{-2} [Hz]$. Cette résolution fréquentielle correspond à une division du signal en 53 blocs, ce qui sera le nombre minimal de blocs utilisés par la suite. En bas à droite de la figure, un spectre pré-multiplié est présenté regroupant les spectres des deux coefficients. Concernant les fréquences, nous avons choisi de représenter des fréquences sans dimension afin de pouvoir comparer les différents tests effectués. Pour cela, nous avons utilisé le nombre de Strouhal ($St = f.H/V$), qui est fonction des fréquences des spectres ainsi que de la vitesse et de la hauteur du culot du véhicule. Le premier coefficient (a_1) présente trois pics principaux ($St \approx 2.10^{-2}; 1.10^{-1}; 3.10^{-1}$), tandis que le deuxième coefficient présente un pic unique ($St \approx 1.10^{-1}$). Les deux coefficients présentent des pics très localisés ($St > 4.10^{-1}$), qui sont très probablement dus à des effets de résonance de la soufflerie, car ils ne seront pas observés sur route (voir plus loin). Il est intéressant de noter que les pics sont localisés autour de $St = 10^{-1}$, ainsi qu'en dessous de cette valeur. En effet, nous constatons que 62% et 63% de l'énergie du mode pour le premier et le deuxième coefficient, respectivement, sont contenues pour des valeurs de Strouhal inférieures à 10^{-1} .

Il est important de rappeler que ces analyses ont été effectuées sur le C_p^* défini précédemment. Néanmoins, en soufflerie nous disposons d'une pression de référence bien maîtrisée, ce qui nous permet de pouvoir analyser avec précision les fluctuations de la moyenne spatiale de C_p . Il est également important de préciser que la corrélation entre $\langle C_p(t) \rangle$ et $C_p^*(y_i, t)$ présente une valeur inférieure d'un ordre de grandeur. L'écart type de $\langle C_p(t) \rangle$ correspond respectivement à 1% et 1.1% de la pression totale pour les souffleries du GIE S2A et de Stellantis. La Figure 2.14 compare les

densités spectrales d'énergie de $\langle C_p \rangle$ dans les deux souffleries.

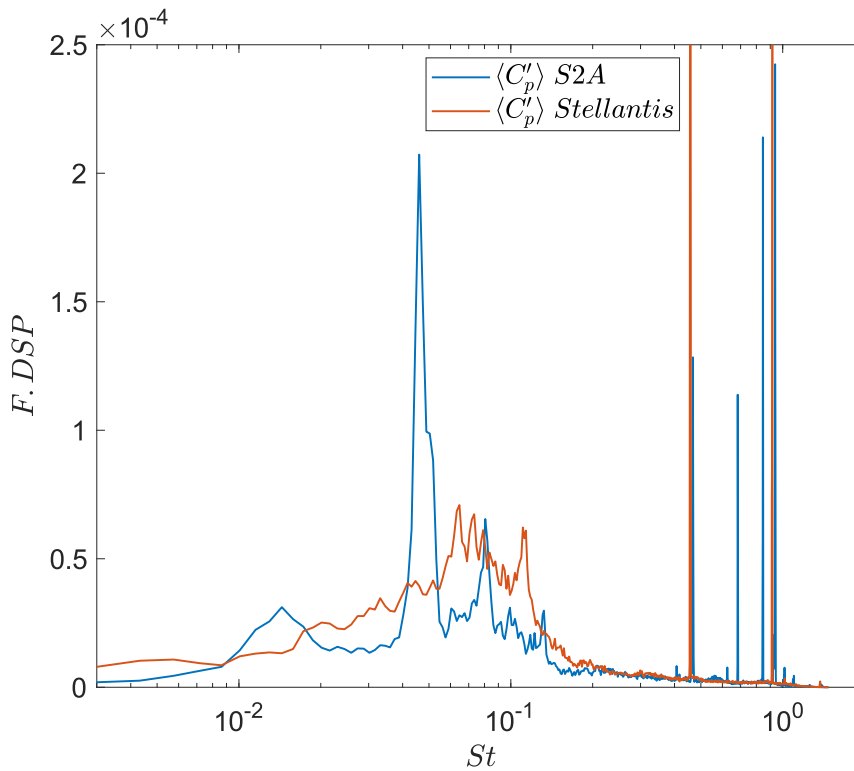


Figure 2.14: Résultats de l'analyse spectrale de l'énergie de $\langle C_p \rangle$ pour un dérapage fixe dans les deux souffleries.

Nous voyons que les résultats sont similaires au niveau fréquentiel. Les nombres de Strouhal qui ressortent sont légèrement inférieurs à ce que nous avons observé dans la Figure 2.13 et ici nous avons un pic plus prononcé pour $St \approx 5.10^{-2}$ qui apparaît uniquement dans la soufflerie du GIE S2A. A cause d'un manque de temps d'essai nous n'avons pas pu creuser la différence observée entre les deux spectres. Le contenu énergétique pour $St \leq 0.1$ est bien plus grand par rapport à celui dans la Figure 2.13, en effet en dessous de cette valeur nous mesurons environ 80% de l'énergie.

Parallèlement, comme la mesure de C_p est maîtrisée dans ces conditions, nous avons également pensé à effectuer une corrélation entre la fluctuation temporelle de $\langle C_p \rangle$, définie comme $\langle C_p'(t) \rangle = \langle C_p(t) \rangle - \overline{\langle C_p(t) \rangle}$, et la variation temporelle des deux premiers modes, c'est à dire les modes dominants du sillage. Cela veut dire que, $\langle C_p \rangle$ étant négatif, une valeur positive de $\langle C_p'(t) \rangle$ signifie que la traînée de pression de base diminue. Néanmoins, la distribution des capteurs au culot du véhicule n'est pas uniforme. Pour cela, dans cette analyse nous avons effectué une interpolation des points au culot afin de leur donner un poids uniformément distribué. Par la suite, nous analyserons uniquement le test effectué dans la soufflerie du GIE S2A car les résultats relatifs aux tests en soufflerie Stellantis présentent de tendances strictement similaires. Les résultats sont présentés dans la Figure 2.15.

Le premier mode présente une très faible corrélation linéaire avec la fluctuation temporelle de $\langle C_p(t) \rangle$ tandis que le deuxième mode ne présente aucune corrélation claire. Cela signifie que, pour la voiture analysée, contrôler les mouvements verticaux du sillage donnerait le meilleur résultat en termes de variation de pression de base. Dans la partie gauche de la Figure, les points jaunes (resp. oranges) sont les points qui s'éloignent plus d'un écart type par rapport à la moyenne temporelle de a . Cela nous fait comprendre que, quand $a_1(t) < \overline{a_1} - \sigma_a$, le sillage est davantage déséquilibré (gradient de pression vertical majeur) et vice-versa, ce qui est aussi visible sur les cartes de pression moyenne relatives aux points concernés. La corrélation étant légèrement positive, nous observons qu'en moyenne, pour un sillage plus équilibré verticalement (gradient de pression vertical mineur)

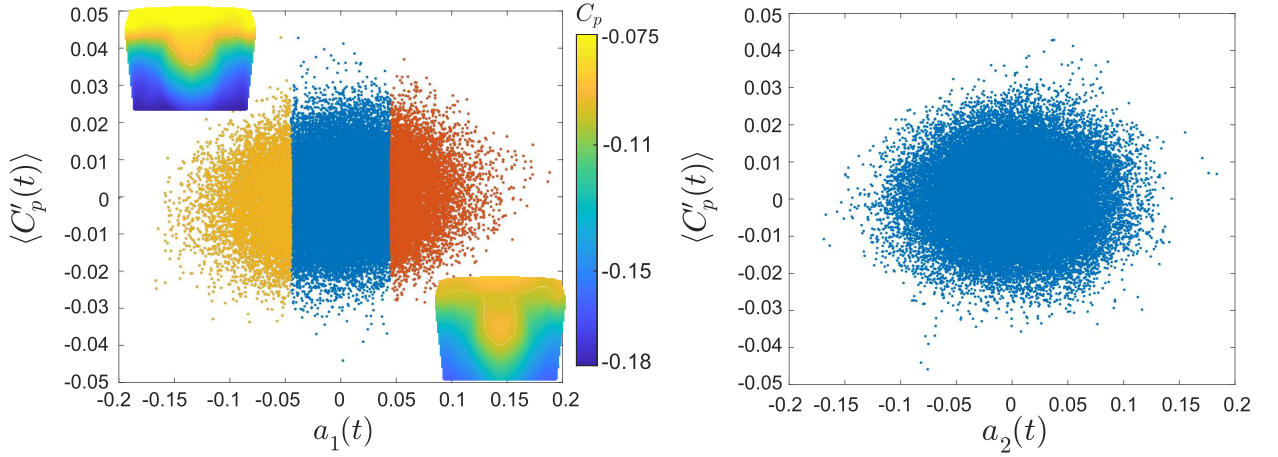


Figure 2.15: Résultats de la corrélation entre la fluctuation temporelle de $\langle C_p \rangle$ et la variation temporelle des deux premiers modes pour un dérapage fixe dans la soufflerie du GIE S2A. À gauche $a_1(t)$ comparé à $\langle C_p'(t) \rangle$. À droite $a_2(t)$ comparé à $\langle C_p'(t) \rangle$.

la valeur de la pression de base est plus élevée. Cet aspect est en phase avec ce qui a été trouvé sur des corps académiques à culot droit, où un sillage équilibré verticalement et horizontalement présente une traînée de pression moins importante (Haffner et al., 2021).

Néanmoins, les résultats présentés ici correspondent à une distribution de β qui est loin de celle visualisée dans la Figure 2.12. Pour essayer de nous rapprocher plus à ce type de perturbation, nous avons défini deux types d'essais à β variable. Dans un premier test, nous avons imposé des variations de β toute les minutes de la manière suivante :

$$\beta = 0 \rightarrow -2 \rightarrow -5 \rightarrow -3 \rightarrow 0 \rightarrow 1 \rightarrow 4 \rightarrow 2 \rightarrow 0 \rightarrow -5 \rightarrow 2 \rightarrow -1 \rightarrow 0$$

Successivement, nous avons effectué un deuxième test où β a été modifié à intervalles de temps différents afin de reproduire la distribution visualisée sur route. Les résultats sont montrés dans la Figure 2.16.

Dans le premier test, réalisé dans la soufflerie du GIE S2A (partie (a) de la figure), et dans le deuxième test, effectué dans la soufflerie Stellantis (partie (b) de la figure), la distribution de β présente plusieurs pics, contrairement à ce qui a été observé dans la Figure 2.13. Ces pics sont dus à la manière dont l'angle de dérapage est imposé. Dans les deux cas, la variation de β n'est pas continue, mais se fait par échelons. Cependant, l'intervalle de temps entre chaque variation est constant dans le cas (a) et variable dans le cas (b). Bien que nous ne puissions pas imposer une variation continue à vitesse de rotation variable, nécessaire pour reproduire fidèlement la distribution mesurée sur route, les résultats restent très intéressants.

Dans les deux cas, nous observons que près de 63% de l'énergie cinétique turbulente est contenue dans les deux premiers modes. De plus, pour $N \geq 3$, N étant le numéro de mode, l'énergie contenue diminue sensiblement. Cette énergie est maintenant principalement contenue dans le mode 1, tandis que le mode 2 n'a pas subi de variations importantes. En effet, dans les deux cas, l'énergie contenue dans le premier mode a presque doublé, ce qui est très intéressant car cela semble être dû à la variation de l'angle de dérapage le long des tests, similairement à ce que nous pourrions observer sur route. En ce qui concerne les empreintes des deux modes, elles sont très similaires dans les deux cas. Le mode 1 reste associé à un mouvement vertical du sillage, mais une légère asymétrie horizontale est présente, probablement liée à la distribution de dérapage non parfaitement centrée sur $\beta = 0^\circ$. En effet, en regardant de près, dans les deux cas la distribution de β est légèrement asymétrique en se plaçant dans le côté négatif du graphique pour la plupart du temps. Cela revient aux petites erreurs d'alignement entre le plan de symétrie de la soufflerie et celui de la voiture discutées précédemment. Pour le mode 2, une asymétrie gauche-droite plus prononcée est observée, ainsi que des fluctuations gauche-droite plus importantes en bas. La hausse d'énergie contenue dans le premier mode, ainsi que les variations visibles dans le deuxième mode, sont probablement liées à ce qui a été observé dans la position du centre de pression pour $\beta \neq 0^\circ$

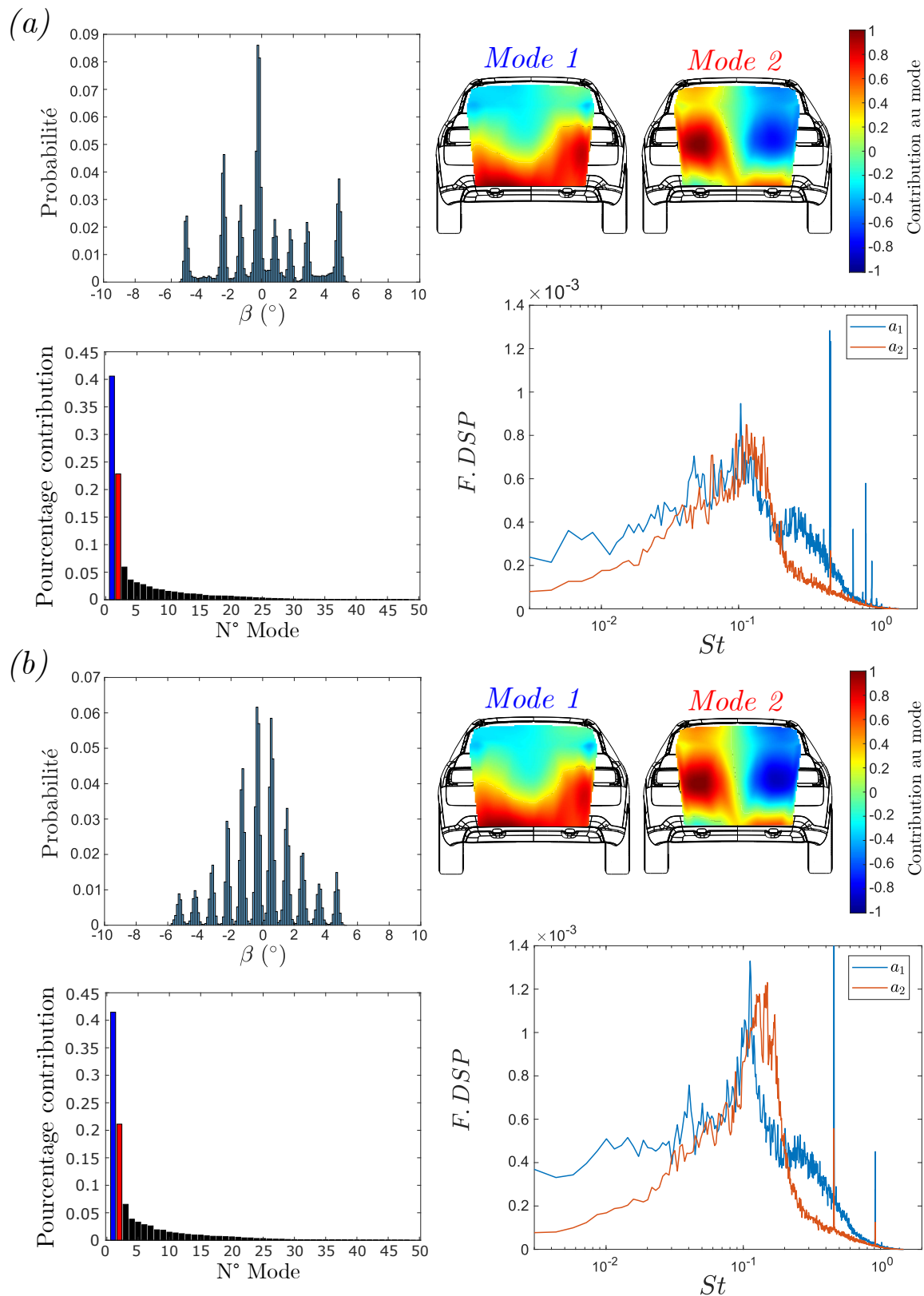


Figure 2.16: Résultats de l'analyse du sillage pour un dérapage dynamique en soufflerie. Présentation de la distribution de β , des deux premiers modes et du pourcentage de contribution à l'énergie totale ainsi qu'analyse spectrale des coefficients temporels associés aux deux modes. (a) Résultats pour un balayage dynamique de β avec variations toutes les minutes dans la soufflerie GIE S2A. (b) Résultats pour un balayage dynamique de β avec variations à intervalles différents de temps pour reproduire la distribution visualisée sur route.

car une variation verticale ainsi que de symétrie horizontale étaient observées (Figure 2.10). En ce qui concerne les fréquences dominantes des deux modes, les pics très localisés pour $St > 4 \cdot 10^{-1}$ sont toujours présents dans les deux souffleries, avec une intensité majeure. Encore une fois, cela est probablement dû à des résonances dues aux souffleries, car ils ne seront pas observés sur route (voir plus loin). Dans les deux cas, le niveau énergétique des deux coefficients temporels demeure similaire et nous mesurons, pour $St \leq 10^{-1}$, environ 65% et 66% de l'énergie pour le premier coefficient ainsi que environ 63% et 55% de l'énergie pour le deuxième coefficient, respectivement pour la partie (a) et (b) de la figure. La même analyse effectuée précédemment sur la variance de $\langle C_p \rangle$ ainsi que la corrélation de ses fluctuations avec la variation temporelle des deux premiers modes est effectuée aussi ci-après car la référence est bien maîtrisée. L'écart type de $\langle C_p(t) \rangle$ correspond respectivement à 2% et 2.2% de la pression totale pour les souffleries du GIE S2A et de Stellantis. Les résultats sont présentés dans les Figures 2.17 et 2.18. Dans la première figure, les deux cas sont analysés, tandis que dans la deuxième figure les résultats concernent uniquement le cas (a) de la Figure 2.16 car pour le cas (b) des résultats très similaires sont observés.

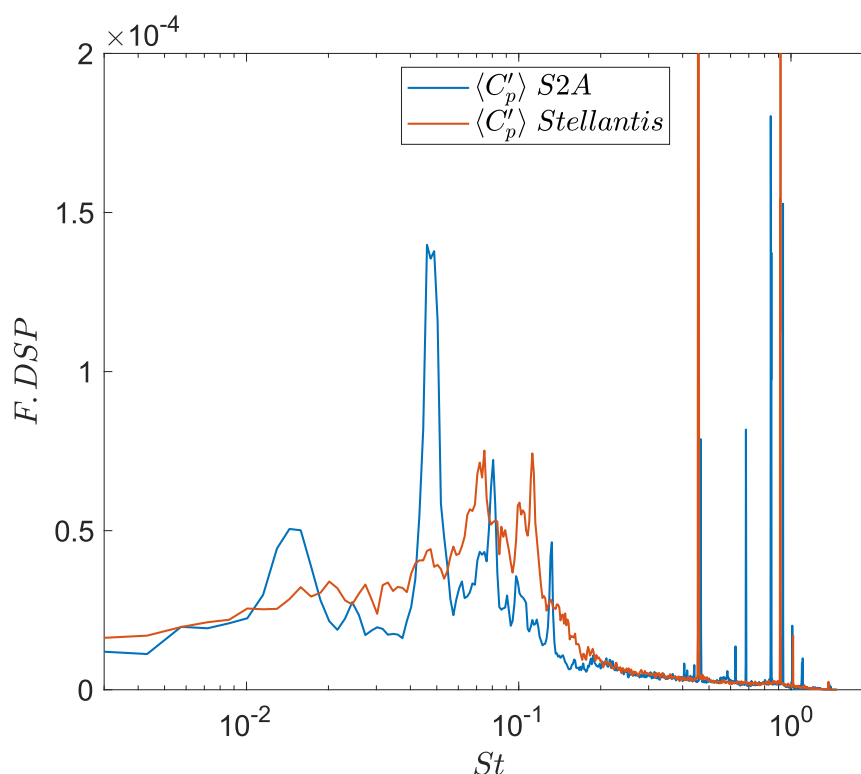


Figure 2.17: Résultats de l'analyse spectrale de l'énergie de $\langle C_p \rangle$ pour un dérapage dynamique dans les deux souffleries.

Au niveau fréquentiel, nous observons des valeurs très similaires à ce qui a été observé dans la Figure 2.14. Nous mesurons environ 85% de l'énergie pour $St \leq 0.1$. De plus, les pics ressortent pour les mêmes fréquences avec le pic à $St \approx 5 \cdot 10^{-2}$ toujours présent dans le test effectué dans la soufflerie du GIE S2A, lequel est probablement dû à un effet de la soufflerie. En termes d'énergie, nous observons un niveau globalement plus faible. Cela pourrait s'expliquer par le fait que le sillage bloqué dans un état pour le véhicule en dérapage ($\beta \neq 0^\circ$) est moins fluctuant que le sillage du même véhicule strictement aligné avec l'écoulement ($\beta = 0^\circ$). En ce qui concerne la corrélation entre les fluctuations temporelles de $\langle C_p \rangle$ et les variations temporelles des deux premiers modes, nous refaisons l'analyse discutée précédemment en Figure 2.15. De la même manière, seul le test effectué dans la soufflerie du GIE S2A est discuté car le test en soufflerie Stellantis présente des résultats extrêmement similaires. Dans la partie (a) de la Figure, nous présentons la carte de pression moyenne sur toute la durée du test. Nous pouvons observer, par rapport à la configuration de référence (Figure 2.9), une pression au culot plus faible. Cela est dû aux variations dynamiques

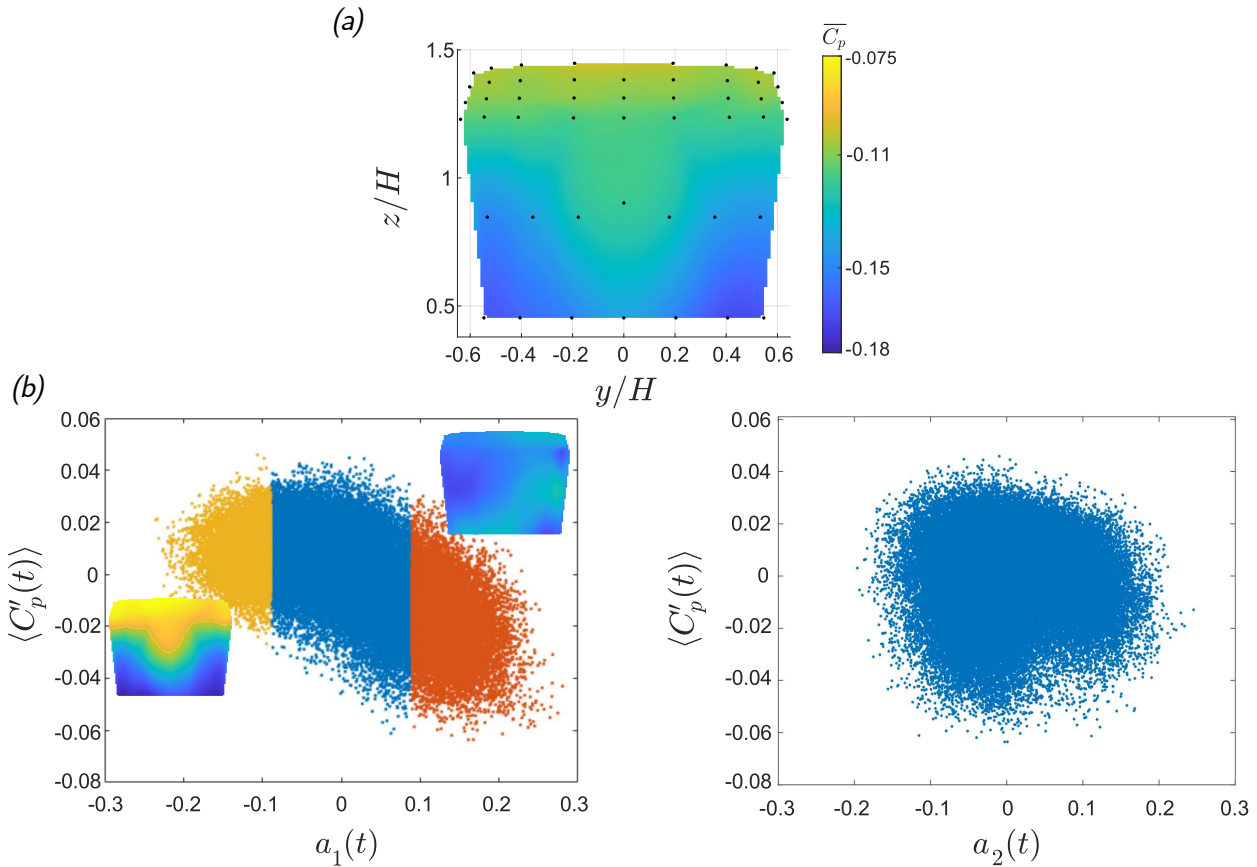


Figure 2.18: Résultats de la corrélation entre la fluctuation temporelle de $\langle C_p \rangle$ et la variation temporelle des deux premiers modes pour un dérapage dynamique dans la soufflerie du GIE S2A. (a) Carte de pression moyenne sur tout le test. (b) A gauche $a_1(t)$ comparé à $\langle C_p'(t) \rangle$. A droite $a_2(t)$ comparé à $\langle C_p'(t) \rangle$.

de l'angle de dérapage qui induisent plusieurs états de sillage différents. Dans la partie (b) de la Figure, la corrélation entre les fluctuations temporelles de $\langle C_p(t) \rangle$ et les fluctuations temporelles des deux modes est présentée. Similairement à ce qui a été observé précédemment, le deuxième mode ne présente pas une corrélation claire. Néanmoins, dans ce cas, le mode 1 présente une corrélation linéaire négative. Cette tendance est inversée par rapport à ce qui a été présenté auparavant. Dans le graphique à gauche, les points jaunes (resp. oranges) correspondent aux points qui s'éloignent plus d'un écart type par rapport à la moyenne temporelle de a . Le comportement observé n'est pas intuitif mais il faut bien se rappeler qu'un ensemble d'états de sillage très différents contribue à la construction du premier mode, et cela est dû à la large gamme d'angles de dérapage imposés. Pour cela, les points jaunes correspondent majoritairement aux états obtenus à faible β tandis que les points oranges correspondent aux états relatifs aux β plus importants. En effet, un comportement similaire est visible sur la Figure 2.9.

Il est intéressant de remarquer comme une variation de la perturbation amont a induit une variation dans le contenu énergétique des modes mais pas dans leur empreinte. Nous allons maintenant présenter deux résultats dans la Figure 2.19. Dans la partie (a) les résultats sont issus d'un essai sur le circuit de La Ferté-Vidame tandis que dans la partie (b) correspond à un essai sur le parcours routier. En ce qui concerne les informations de pression, ainsi que de vitesse et orientation du vent, elles sont détaillées dans le tableau 2.1.

Concernant le test effectué à La Ferté-Vidame, il s'agit du test 08 du 06 Août 2021, où le sens de circulation était anti-horaire, indiqué par les triangles rouges dans la Figure 2.8. Le parcours du test inclut environ 4 tours sur le circuit Extérieur et 2 tours sur le circuit Bel Air. Pour le test sur route, il s'agit du test 04 du 22 Juillet 2021. L'objectif de ces tests était d'analyser d'abord des conditions réelles mais contrôlées dans une certaine mesure, en utilisant un circuit fermé au public avec très peu de circulation et des conditions de pression et de vent constamment mesurées.

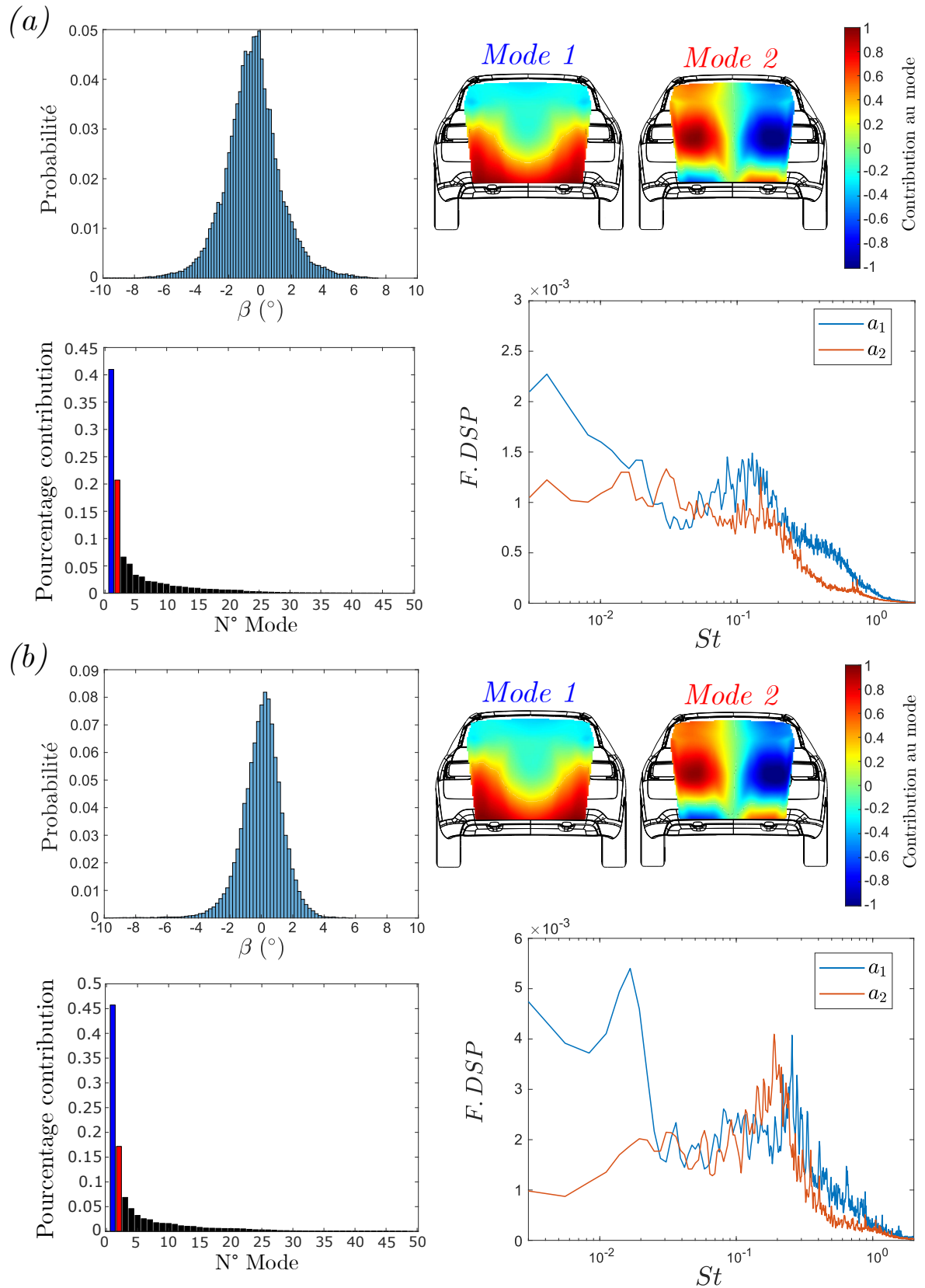


Figure 2.19: Résultats de l'analyse du sillage sur circuit et sur route. Présentation de la distribution de β , des deux premiers modes et du pourcentage de contribution à l'énergie totale ainsi qu'analyse spectrale des coefficients temporels associés aux deux modes. (a) Résultats pour le test 08 du 06 Aout 2021 sur le circuit de La Ferté-Vidame. (b) Résultats pour le test 04 du 22 Juillet 2021 sur le parcours routier.

Type de parcours	Pression [hPa]	Vitesse vent [Km/h]	Orientation vent
Circuit	975	22	Sud-Ouest
Routier	1022	3	Sud-Ouest

Tableau 2.1: Valeurs de pression atmosphérique ainsi que vitesse et orientation du vent pour les essais présentés dans la Figure 2.19.

Ensuite, nous avons analysé des situations de conduite en pleine route avec des conditions non contrôlées.

La première grande différence est observable sur l'énergie totale au culot, qui est présentée dans la Figure 2.20.

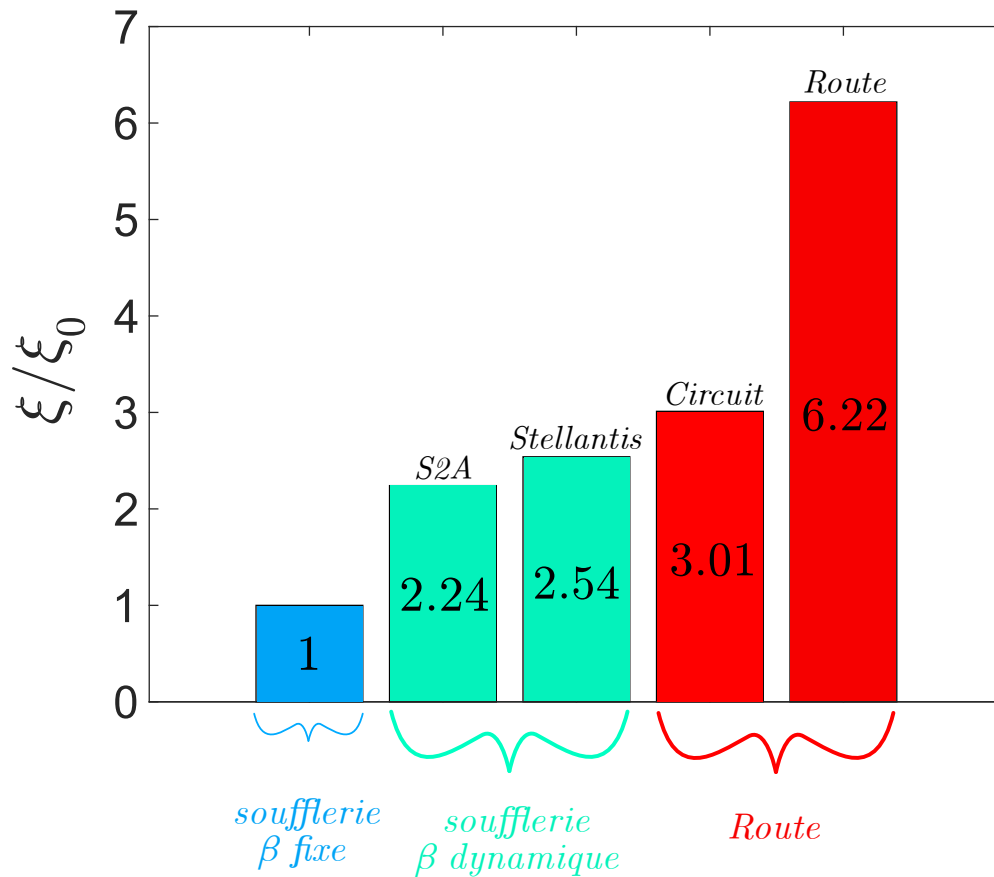


Figure 2.20: Comparaison de l'énergie totale au culot pour les différents tests analysés. En bleu clair le cas en soufflerie à β fixe. En bleu-vert clair les cas en soufflerie à β dynamique, à gauche la soufflerie du GIE S2A et à droite la soufflerie Stellantis. En rouge les cas sur circuit et sur route respectivement à gauche et à droite. On rappelle que l'énergie est obtenue à partir de $\xi = \sum_i \langle C_{p_i}^{*2} \rangle = \sum_{modes} \lambda^{(k)}$.

Nous comparons ici l'énergie totale mesurée lors des différents tests à celle mesurée en soufflerie pour un angle de dérapage fixe. Cette valeur augmente sensiblement pour β dynamique en soufflerie, arrivant à plus que doubler ($\xi/\xi_0 \approx 2.5$). L'énergie totale sur route augmente ultérieurement. Sur circuit, la différence est légère par rapport aux cas en soufflerie à β dynamique ($\xi/\xi_0 \approx 3.01$), tandis que sur route, l'énergie est plus de six fois supérieure ($\xi/\xi_0 \approx 6.22$) par rapport à la valeur observée en soufflerie pour un dérapage fixe, ce qui est une différence très significative.

Successivement, il est intéressant de noter que les distributions de β sont très similaires à celle observée dans la Figure 2.12. Sur le circuit (partie (a) de la figure), la distribution présente une moyenne $\mu_\beta = -0.45^\circ$ et un écart-type $\sigma_\beta = 1.74^\circ$, tandis que sur route (partie (b) de la figure), la distribution a une moyenne $\mu_\beta = 0.02^\circ$ et un écart-type $\sigma_\beta = 1.4^\circ$. Sur le circuit, la distribution n'est pas centrée à $\beta = 0^\circ$, ce qui est en accord avec le sens de circulation anti-horaire

des tours effectués. De plus, la vitesse du vent était plus élevée lors du test sur circuit, pouvant expliquer la différence observée dans l'écart type. En examinant la distribution énergétique des modes, sur circuit, nous retrouvons exactement ce qui a été observé en soufflerie avec dérapage variable dynamiquement, avec environ 62% de l'énergie contenue dans les deux premiers modes. Sur route, les résultats sont légèrement différents, avec une augmentation de l'énergie contenue dans le mode 1 (environ 46%) et une diminution dans le mode 2 (environ 17%). Cependant, la somme de l'énergie contenue dans les deux modes reste presque inchangée, à environ 63%. En ce qui concerne l'empreinte des deux modes, nous n'observons quasiment pas de différence entre les deux cas sous étude. Néanmoins, des petites différences sont à signaler par rapport aux cas observés en soufflerie. De fait, pour le premier mode nous constatons qu'il est maintenant symétrique et il présente une activité bien plus marquée en bas. De la même manière, le deuxième mode présente une asymétrie avec une activité gauche-droite plus nette en bas. En ce qui concerne les fréquences dominantes des modes, les spectres des coefficients temporels montrent que les pics localisés pour $St > 4.10^{-1}$ ne sont plus présents, indiquant l'absence de fréquences particulières qui ressortent. De plus, nous observons également des différences pour $St \leq 10^{-1}$, en effet, en dessous de cette valeur, nous mesurons environ 79% et 72% de l'énergie pour le premier coefficient ainsi que environ 79% et 65% de l'énergie pour le deuxième coefficient, respectivement pour la partie (a) et (b) de la figure. Donc, nous constatons une augmentation de l'énergie contenue pour des nombres de Strouhal inférieurs à 10^{-1} . Néanmoins, pour $St < 3.10^{-1}$ la valeur du spectre croît. Pour cette raison nous avons pensé aussi d'effectuer une analyse avec une résolution fréquentielle plus faible ($\Delta f = 5.10^{-3}[Hz]$), ce qui correspond à un nombre de blocs plus faible pour la moyenne des spectres ($N_{blocs} \leq 13$). Les résultats sont présentés dans la Figure 2.21.

En effet, l'apparition de nouveaux pics pour $St < 3.10^{-1}$ est notable. Ces pics sont particulièrement présents pour le premier coefficient, comme prévu en examinant les spectres dans la Figure 2.19. Il est intéressant de comparer ces fréquences aux distances parcourues sur route. En effet, à la vitesse moyenne maintenue lors du test sur circuit, les distances correspondantes à ces fréquences sont assez élevées ($10 < d < 500 [m]$). Cela est un aspect important, car ces basses fréquences ne proviennent pas uniquement de la turbulence du vent. En effet, elles proviennent probablement de la variation de l'écoulement vu par la voiture à cause de l'environnement variable (forêts, bâtiment, voitures, guard rails, ponts et tunnels entre autres). Certainement ces perturbations nourrissent les très basses fréquences.

Même s'ils sont qualitatifs, car la pression de référence n'est pas maîtrisée, les graphes de probabilité conjointe entre la fluctuation temporelle de $\langle C_p \rangle$ et la variation temporelle des deux premiers modes sont présentés dans la Figure 2.22.

Le cas analysé est le test présenté dans la partie (a) de la Figure 2.19 car le cas (b) montre des résultats similaires. La pression de référence, pour calculer $\langle C_p \rangle$, est la pression statique mesurée par le tube de Prandtl. Nous observons des tendances similaires à celles observées pour le test en soufflerie à β dynamique, c'est à dire une corrélation linéaire négative avec le premier mode et une tendance désordonnée pour le deuxième mode. Ici, la pression de référence n'étant pas maîtrisée, nous ne présentons pas les cartes de pression. Néanmoins, les points jaunes (resp. oranges) ont été calculés de la même manière. Cela permet de dire que, le premier mode présentant une empreinte similaire, une tendance similaire du sillage pourrait être attendue. De plus, il est intéressant de voir que, les perturbations rencontrées étant plus importantes, les fluctuations temporelles des deux modes sont également plus importantes.

Robustesse des résultats

Il est important de préciser que nous avons effectué plusieurs dizaines d'essais et nous n'avons présenté que deux essais qui sont représentatifs de la totalité des tests effectués. La robustesse de ces essais est montrée dans le tableau 2.2.

Dans ce tableau un échantillon de 16 tests est présenté, à savoir 2 tests par jour d'essai. Nous avons effectué un total de 88 tests distribués sur 10 jours d'essais. Sur deux jours, nous n'avons pas les informations de pression et vent car il s'agit de tests pour mettre correctement en place les systèmes de mesure. Le tableau vise à présenter des statistiques et des mesures significatives de chaque test afin de montrer la robustesse des résultats. Les valeurs montrées sont détaillées

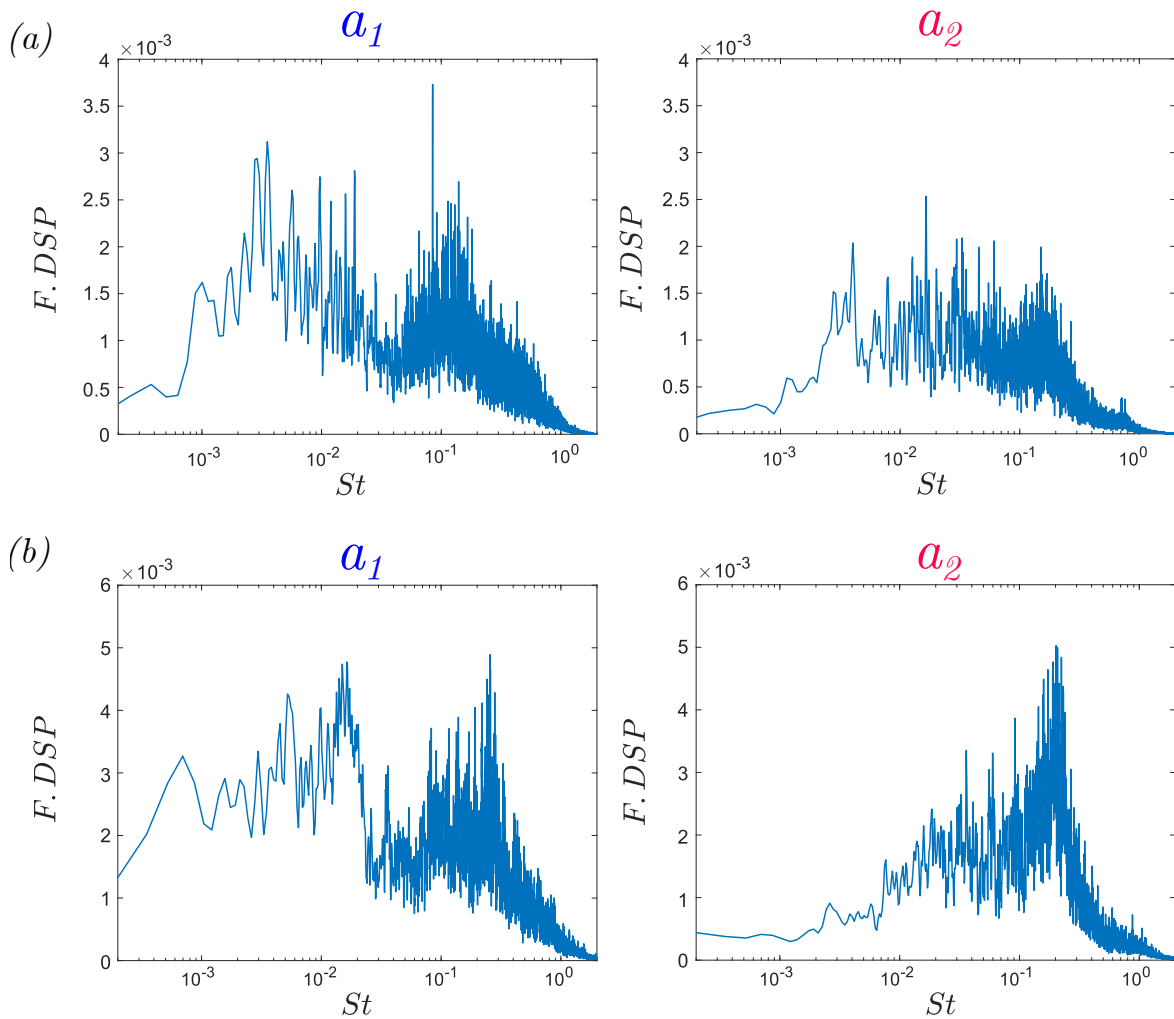


Figure 2.21: Résultats de l'analyse spectrale des coefficients temporels avec une résolution fréquentielle $\Delta f = 5.10^{-3}[Hz]$ pour les tests sur circuit et sur route. (a) Coefficient a_1 et a_2 sur circuit. (b) Coefficient a_1 et a_2 sur le parcours routier.

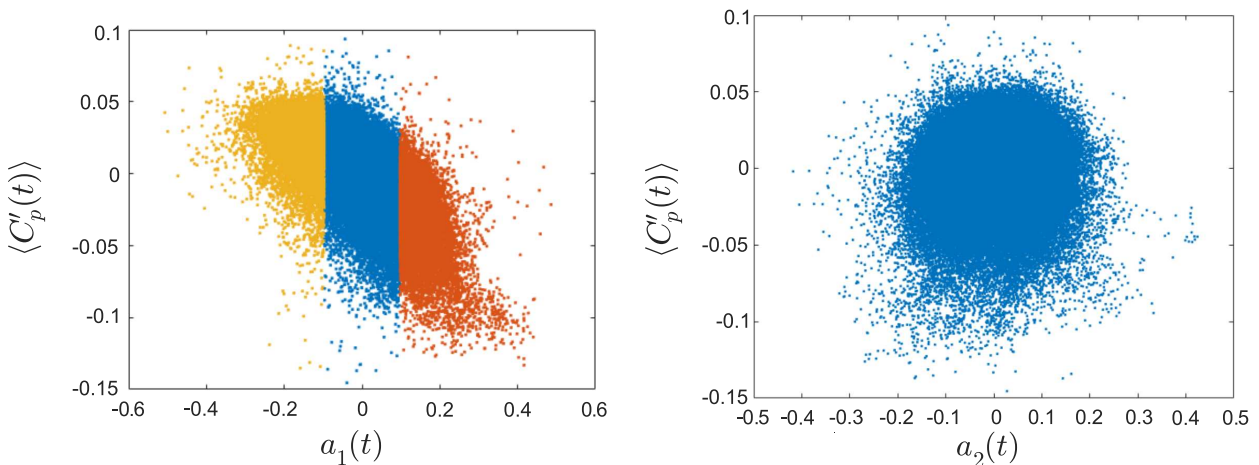


Figure 2.22: Résultats de la corrélation entre la fluctuation temporelle de $\langle C_p \rangle$ et la variation temporelle des deux premiers modes sur circuit. A gauche $a_1(t)$ comparé à $\langle C_p'(t) \rangle$. A droite $a_2(t)$ comparé à $\langle C_p'(t) \rangle$.

ci-après:

- *Parcours* indique le type de parcours effectué lors du test. Plusieurs possibilités sont envis-

ageables, telles que :

- Circuit : il s’agit d’un test sur le site de la Ferté-Vidame qui inclut 4 tours sur le circuit Extérieur ainsi que 2 tours sur le circuit Bel Air ;
- Extérieur : il s’agit d’un test effectué uniquement sur le circuit Extérieur du site de la Ferté-Vidame sur un total de 4 tours ;
- Routier : il s’agit du parcours type RDE présenté dans la Figure 2.8 ;
- Autoroute : il s’agit d’un test effectué uniquement sur la portion autoroutière du parcours type RDE. ;
- V_{vent} , O_{vent} et P_{atm} indiquent respectivement la vitesse du vent (en km/h), l’orientation du vent et la pression atmosphérique (en hPa) mesurées le jour et l’heure du test ;
- μ_β et σ_β indiquent la moyenne et l’écart type de β (exprimées en °) calculés à partir des mesures du scanner ;
- % $(\Phi_1 + \Phi_2)$ ainsi que % a_1 et % a_2 ($St \leq 10^{-1}$) correspondent respectivement au pourcentage d’énergie contenue dans les deux premiers modes et au pourcentage d’énergie des deux coefficients temporels contenue pour des Strouhals inférieurs à 10^{-1} .
- ξ/ξ_0 correspond à la comparaison énergétique entre le test en question et le test en soufflerie à dérapage fixe.

Parcours	$V_{vent}[km/h]$	O_{vent}	$P_{atm}[hPa]$	$\mu_\beta [^\circ]$	$\sigma_\beta [^\circ]$	% $(\Phi_1 + \Phi_2)$	% a_1/a_2 ($St \leq 10^{-1}$)	ξ/ξ_0
Circuit	22	Sud-Ouest	975	-0.45	1.74	62	79 et 79	3.01
Circuit	25	Sud-Ouest	975	-0.19	1.68	62	79 et 79	5.52
Circuit	13	Sud	974	-0.44	1.52	63	78 et 79	3.57
Extérieur	14	Sud	979	0.02	1.37	56	76 et 81	2.71
Circuit	16	Sud-Ouest	978	-0.08	1.54	63	77 et 79	2.79
Circuit	8	Sud	987	-0.31	1.04	69	74 et 69	3.01
Extérieur	3	Sud-Est	988	-0.34	1.24	56	75 et 78	2.3
Extérieur	6	Est	987	0.01	1.15	58	77 et 77	2.43
Extérieur	6	Nord-Est	987	0	1.10	55	75 et 77	2.24
Routier	8	Sud-Ouest	1021	-0.02	1.23	55	79 et 70	3.26
Routier	9	Sud-Est	1021	-0.02	1.07	63	81 et 70	3.66
Routier	12	Nord-Est	1015	-0.54	1.56	57	76 et 67	2.84
Autoroute	12	Nord-Est	1015	-0.18	1.63	53	72 et 72	1.98
Routier	21	Nord	1009	-0.18	1.65	55	76 et 72	3.66
Routier	25	Nord-Est	1009	0.1	1.4	55	76 et 70	3.03
Routier	3	Sud-Ouest	1022	0.02	1.41	63	72 et 65	6.22
Routier	6	Ouest	1021	0.1	1.54	60	69 et 69	2.85

Tableau 2.2: Quelques statistiques de plusieurs tests effectués sur route et sur circuit sous différents jours.

Une grande variété de tests est montrée, avec une forte variabilité sur les conditions d’essais (V_{vent} , O_{vent} et P_{atm}). Les résultats montrent que les distributions de β sont similaires sur tous les essais. La variabilité de μ et σ est difficile à expliquer pour l’énorme quantité de variables présente chaque jour et chaque test. Le même raisonnement s’applique au pourcentage d’énergie des deux premiers modes observés. Globalement, nous observons que sur la totalité des tests les deux premiers modes regroupent plus de la moitié de l’énergie cinétique turbulente totale du sillage. En outre, plus de $\approx 70\%$ de cette énergie est contenue dans des fréquences très faibles ($St \leq 10^{-1}$). Finalement, d’un point de vue énergétique (ξ/ξ_0), les valeurs observées sur route sont légèrement plus élevées par rapport à celles observées sur circuit. Il est intéressant de noter que le test effectué uniquement sur autoroute présente la plus faible teneur énergétique. En dernière analyse, nous ne sommes pas en mesure d’expliquer pourquoi deux valeurs sont plus élevées (5.52 et 6.22). En effet, dans ces deux tests, les valeurs des modes ne montrent pas de différences significatives par rapport aux autres tests.

2.4 Synthèse du chapitre

Nous avons brièvement décrit le véhicule utilisé pour effectuer des tests en soufflerie pleine échelle ainsi que sur circuit et sur route. De plus, nous avons détaillé les systèmes de mesures ainsi que la configuration expérimentale en soufflerie et les parcours effectués sur route. Une analyse rapide de l'écoulement de référence a été donnée, laquelle montre une courbe $SC_x - \beta$ classique. La probabilité conjointe de y_b et z_b , ainsi que leur tendance temporelle pour $\beta = 0^\circ$, ne montrent pas de signe de bi-stabilité, mais plutôt un sillage bloqué dans un état à gradient vertical positif (état P). Le centre de pression du sillage, pour $\beta = 0^\circ$, est positionné légèrement plus en haut par rapport au centre physique du culot ($z_b/H \approx 0.9$) mais sa position horizontale coïncide avec le plan de symétrie ($y_b/H = 0$). Pour analyser les caractéristiques du sillage en soufflerie et sur route, une Décomposition Orthogonale Propre (POD) a été utilisée. Les résultats sont brièvement résumés ci-après :

- Les essais en soufflerie à dérapage fixe s'éloignent sensiblement des conditions observées sur route, montrant un contenu énergétique des modes inférieur ainsi que des empreintes des modes au culot différentes mais qui correspondent, tout de même, à des mouvements du sillage similaires. Le contenu énergétique à basse fréquence est très différent par rapport à celui observé en soufflerie, à β dynamique, ou sur route ;
- Les essais en soufflerie à dérapage dynamique arrivent davantage à capturer des phénomènes similaires à ceux observés sur route. Le contenu énergétique dans les deux premiers modes est plus important et il se rapproche à celui mesuré sur route. Néanmoins, le contenu énergétique à basse fréquence est inférieur. De plus, nous observons des fluctuations de pression sensiblement inférieures à celles observées sur route ;
- Les essais sur route montrent une distribution quasi-normale de l'angle de dérapage, avec des valeurs toujours comprises entre $\pm 10^\circ$ et $-5^\circ \leq \beta \leq 5^\circ$ pour plus du 95% du temps. L'analyse POD montre deux modes principaux, lesquels sont associés à un mouvement du sillage vertical et horizontal respectivement. Plus de la moitié de la totalité de la variance de pression est contenue dans ces deux modes. Les faibles fréquences (voir très faibles) jouent un rôle majeur, ce qui correspond à un domaine de perturbations quasi-statiques. En effet, plus de 70% de l'énergie des deux modes principaux est contenue dans des fréquences $St \leq 10^{-1}$;
- Une comparaison entre les fluctuations temporelles de $\langle C_p \rangle$ et les variations temporelles des deux premiers modes a montré une très faible corrélation linéaire positive entre les fluctuations de la pression de base et le premier mode pour le test en soufflerie à dérapage fixe tandis que cette tendance est inversée dans les tests à β dynamique et sur route. En ce qui concerne le deuxième mode, le nuage de points est très désordonné et il n'y a pas de corrélation claire. Ces résultats sont quantitatifs pour les cas en soufflerie où la pression de référence est bien maîtrisée. Ces derniers montrent que, dans le cas à dérapage fixe, quand $a_1(t) < \bar{a}_1 - \sigma_a$, le sillage est davantage déséquilibré (gradient de pression vertical majeur) montrant une traînée de pression plus élevée et vice-versa. Au contraire, dans les cas à β dynamique, quand $a_1(t) < \bar{a}_1 - \sigma_a$ la traînée de pression est moindre. A l'aide des cartes de pression moyennes, nous pouvons observer que, dans ce dernier cas, des valeurs grandes de $a_1(t)$ correspondent à des valeurs grandes de $|\beta|$. Une analyse similaire mais uniquement qualitative a été effectuée sur circuit. Les tendances observables sont similaires à celle présentées pour le test en soufflerie à dérapage dynamique. Néanmoins, comme la pression de référence n'est pas maîtrisée nous ne pouvons pas tirer des conclusions définitives.

Dans l'ensemble, compte tenu de toutes les perturbations observées, la voiture semble agir comme un filtre qui ne fait pas ressortir les perturbations à haute fréquence. En d'autres termes, lorsque les perturbations imposées au véhicule sont dynamiques, comme cela a été le cas avec les variations dynamiques de β en soufflerie, sur circuit et sur route, les modes présentent une distribution énergétique ainsi qu'une empreinte au culot toujours similaires. De plus, étant donné les fréquences observées, il est possible de considérer que ces mouvements du sillage tombent dans un domaine quasi-statique, ce qui définit la caractéristique fréquentielle des perturbations à

analyser dans les essais en échelle réduite pour essayer de contrôler le sillage et optimiser la traînée en temps réel.

Chapitre 3

Identification et commande

Sommaire

3.1	Notations	42
3.2	Identification	43
3.2.1	Modélisation	43
3.2.2	Méthode des sous-espaces	44
3.3	Commande prédictive	48
3.3.1	Principe général de la commande prédictive	48
3.3.2	Subspace-based Predictive Control	49
3.3.3	Formulation récursive de la SPC	50
3.3.4	Ajout d'une action intégrale	53
3.3.5	Formulation explicite du contrôleur	54
3.4	Mise en œuvre	56

Nous présentons dans ce chapitre la méthodologie pour contrôler les volets à l'arrière du véhicule dans l'objectif de diminuer la traînée. Nous commencerons par définir la notation utilisée dans le chapitre. Nous présenterons ensuite les méthodes de sous-espaces pour l'identification. Nous aborderons enfin la commande prédictive, et plus particulièrement sa version basée sur les sous-espaces. Nous en présenterons une version récursive avec un estimateur non biaisé en boucle fermée. Enfin, nous donnerons également l'expression explicite du contrôleur qui tient compte des saturations sur la commande.

3.1 Notations

Soient \mathbb{N} l'ensemble des entiers positifs, \mathbb{N}^* l'ensemble des entiers positifs non nuls et \mathbb{R} l'ensemble des réels. On note $\mathcal{I}_{k,s} = \{k, k+1, \dots, k+s-1\}$ un sous-ensemble fermé de \mathbb{N}^* . Dans \mathbb{R} , l'ensemble des vecteurs colonnes de dimension $n \in \mathbb{N}^*$ est noté \mathbb{R}^n et l'ensemble des matrices de $n \in \mathbb{N}^*$ lignes et $m \in \mathbb{N}^*$ colonnes est noté $\mathbb{R}^{n \times m}$. Étant donnée une matrice rectangulaire $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n \times m}$, sa transposée est notée $\mathbf{A}^\top \in \mathbb{R}^{m \times n}$ et $\mathbf{A}^{(i)} \in \mathbb{R}^{1 \times m}$ représente sa $i^{\text{ème}}$ ligne. Pour deux matrices de dimension appropriées,

$$\mathbf{N}/\mathbf{M} = \mathbf{N}\mathbf{M}^\dagger\mathbf{M}$$

où \mathbf{M}^\dagger est le pseudo-inverse de Moore-Penrose de \mathbf{M} . Pour tout vecteur $\mathbf{x}(k) \in \mathbb{R}^{n_x}$, avec $k \in \mathbb{N}$, la concaténation en lignes de $\mathbf{x}(k)$ sur $\ell \in \mathbb{N}^*$ lignes est définie par

$$\mathbf{X}_{k,\ell,1} = \begin{bmatrix} \mathbf{x}(k) \\ \mathbf{x}(k+1) \\ \vdots \\ \mathbf{x}(k+\ell-1) \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{n_x \ell}. \quad (3.1)$$

De même, la concaténation de $\mathbf{X}_{k,\ell,1}$ sur $M \in \mathbb{N}^*$ colonnes est définie par la matrice

$$\mathbf{X}_{k,\ell,M} = [\mathbf{X}_{k,\ell,1} \quad \mathbf{X}_{k+1,\ell,1} \quad \cdots \quad \mathbf{X}_{k+M-1,\ell,1}] \in \mathbb{R}^{n_x \ell \times M}. \quad (3.2)$$

La norme $\|\mathbf{X}_{k,\ell,1}\|_{\mathbf{Q}}^2$ représente la forme quadratique $\mathbf{X}_{k,\ell,1}^\top \mathbf{Q} \mathbf{X}_{k,\ell,1}$ où $\mathbf{Q} \in \mathbb{R}^{n_x \ell \times n_x \ell}$ est une matrice définie strictement positive. On définit les matrices suivantes

$$\mathbf{S}_{\ell,n} = \begin{bmatrix} \mathbb{I}_{n \times n} & \mathbb{O}_{n \times n} & \cdots & \cdots \\ \mathbb{I}_{n \times n} & \mathbb{I}_{n \times n} & \mathbb{O}_{n \times n} & \cdots \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \mathbb{I}_{n \times n} & \mathbb{I}_{n \times n} & \mathbb{I}_{n \times n} & \mathbb{I}_{n \times n} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{\ell n \times \ell n}, \quad \mathbb{K}_{\ell,n} = \begin{bmatrix} \mathbb{I}_{n \times n} \\ \vdots \\ \mathbb{I}_{n \times n} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{\ell n \times n}. \quad (3.3)$$

La matrice de contrôlabilité étendue est définie à partir des matrices d'état par

$$\mathbf{K}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}) = [\mathbf{A}^{\ell-1}\mathbf{B} \quad \cdots \quad \mathbf{A}\mathbf{B} \quad \mathbf{B}]. \quad (3.4)$$

De même, la matrice de gouvernabilité étendue est définie par

$$\mathbf{\Gamma}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}) = \begin{bmatrix} \mathbf{C} \\ \mathbf{C}\mathbf{A} \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^2 \\ \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-1} \end{bmatrix} \in \mathbb{R}^{\ell n_y \times n_x}, \quad (3.5)$$

On définit la matrice de Toeplitz $\mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}) \in \mathbb{R}^{\ell n_y \times n_u n_y}$ par

$$\mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}) = \begin{bmatrix} \mathbf{D} & 0 & \cdots & 0 \\ \mathbf{C}\mathbf{B} & \mathbf{D} & \cdots & 0 \\ \vdots & \ddots & \ddots & \vdots \\ \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-2}\mathbf{B} & \cdots & \mathbf{C}\mathbf{B} & \mathbf{D} \end{bmatrix}. \quad (3.6)$$

3.2 Identification

3.2.1 Modélisation

Du point de vue de l'automatique, que ce soit pour l'identification ou la commande, le système dynamique auquel nous sommes intéressés a comme entrées les angles des volets et comme sorties une combinaison des pressions mesurées. En raison de la complexité inhérente aux équations de Navier-Stokes, l'établissement d'un modèle dynamique d'entrée/sortie pour le système fondé sur les lois physiques n'est pas envisageable. Les études en soufflerie et sur route ont cependant montré que la traînée aérodynamique est fortement influencée par les conditions d'écoulement fluctuantes en amont. Il semble alors naturel de chercher un modèle dont les paramètres dépendent de ces conditions d'écoulement. Néanmoins, en raison de contraintes pratiques, il n'est pas possible de mesurer avec précision ces conditions d'écoulement en amont. Pour le contrôle, cela implique que ces conditions devront être traitées comme une perturbation inconnue influençant la dynamique du système. Pour l'identification, dans la mesure où les conditions d'écoulement peuvent être entièrement définies durant les essais, on cherchera à identifier un modèle pour chaque valeur de perturbation. De plus, nous supposerons que, pour une perturbation constante, le modèle est linéaire et d'ordre relativement faible. Notons

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} \beta \\ h_g \end{bmatrix}, \quad (3.7)$$

le vecteur des perturbations où β est l'angle de dérapage du système et h_g la hauteur de grille positionnée en amont du corps (Figure 4.5). En soufflerie, ces deux paramètres peuvent être entièrement définis. Le modèle Linéaire à Paramètres Variables (LPV) à temps discret recherché s'écrit alors

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}(\mathbf{p}(k))\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}(\mathbf{p}(k))\mathbf{u}(k) + \mathbf{w}(k), \quad (3.8a)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C}(\mathbf{p}(k))\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}(\mathbf{p}(k))\mathbf{u}(k) + \mathbf{v}(k), \quad (3.8b)$$

où $\mathbf{x}(k) \in \mathbb{R}^{n_x}$ est le vecteur d'état du système, $\mathbf{u}(k) \in \mathbb{R}^{n_u}$ le vecteur d'entrée et $\mathbf{y}(k) \in \mathbb{R}^{n_y}$ le vecteur de sortie. $\mathbf{v}(k) \in \mathbb{R}^{n_y}$ est le vecteur de bruit de mesure et $\mathbf{w}(k) \in \mathbb{R}^{n_x}$ est le vecteur de bruit d'état. $\mathbf{A} \in \mathbb{R}^{n_x \times n_x}$, $\mathbf{B} \in \mathbb{R}^{n_x \times n_u}$, $\mathbf{C} \in \mathbb{R}^{n_y \times n_x}$ et $\mathbf{D} \in \mathbb{R}^{n_y \times n_u}$ définissent les matrices d'état du système. Elles dépendent du paramètre d'inférence \mathbf{p} . Pour une valeur donnée de \mathbf{p} , le modèle (3.8) est Linéaire à Temps Invariant (LTI) et s'écrit

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{w}(k), \quad (3.9a)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}\mathbf{u}(k) + \mathbf{v}(k). \quad (3.9b)$$

Hypothèse 1. Les bruits \mathbf{v} et \mathbf{w} sont des bruits blancs gaussien indépendants et de moyenne nulle avec une matrice de covariance finie telle que :

$$\mathbf{E} \left\{ \begin{bmatrix} \mathbf{v}(k) \\ \mathbf{w}(k) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{v}^T(l) & \mathbf{w}^T(l) \end{bmatrix} \right\} = \begin{bmatrix} \mathbf{R} & \mathbf{S}^T \\ \mathbf{S} & \mathbf{Q} \end{bmatrix} \delta_{kl}.$$

Hypothèse 2. Le système d'état LTI (3.9) est minimal, i.e., la paire (\mathbf{A}, \mathbf{C}) est observable et la paire $(\mathbf{A}, [\mathbf{B}, \mathbf{Q}^{\frac{1}{2}}])$ est contrôlable.

Sous réserve que les hypothèses (1) et (2) sont vérifiées, on peut établir le théorème suivant (Anderson and Moore, 1990) :

Théorème 1. Soit le système LTI (3.9) et les hypothèses (1) et (2) vérifiées, on a alors :

- le filtre de Kalman est donné par :

$$\hat{\mathbf{x}}(k+1) = \mathbf{A}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{K}(k)(\mathbf{y}(k) - \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k) - \mathbf{D}\mathbf{u}(k)). \quad (3.10)$$

- la matrice de covariance de l'erreur satisfait une équation de Riccati :

$$\mathbf{P}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{P}(k)\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} - (\mathbf{S} + \mathbf{A}\mathbf{P}(k)\mathbf{C}^T) (\mathbf{R} + \mathbf{C}\mathbf{P}(k)\mathbf{C}^T)^{-1} (\mathbf{S} + \mathbf{A}\mathbf{P}(k)\mathbf{C}^T)^T.$$

- le gain de Kalman est donné par :

$$\mathbf{K}(k) = (\mathbf{S} + \mathbf{A}\mathbf{P}(k)\mathbf{C}^T) (\mathbf{R} + \mathbf{C}\mathbf{P}(k)\mathbf{C}^T)^{-1}. \quad (3.11)$$

- l'estimation de la sortie est donnée par :

$$\hat{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{C}\hat{\mathbf{x}}(k) + \mathbf{D}\mathbf{u}(k). \quad (3.12)$$

On a, pour n'importe quelle matrice initiale symétrique $\mathbf{P}(0) > 0$,

$$\lim_{k \rightarrow \infty} \mathbf{P}(k) = \mathbf{P} > 0, \quad (3.13)$$

où \mathbf{P} satisfait :

$$\mathbf{P} = \mathbf{A}\mathbf{P}\mathbf{A}^T + \mathbf{Q} - (\mathbf{S} + \mathbf{A}\mathbf{P}\mathbf{C}^T) (\mathbf{R} + \mathbf{C}\mathbf{P}\mathbf{C}^T)^{-1} (\mathbf{S} + \mathbf{A}\mathbf{P}\mathbf{C}^T)^T. \quad (3.14)$$

De plus, la matrice \mathbf{P} est unique et le gain de Kalman qui s'en déduit

$$\mathbf{K} = (\mathbf{S} + \mathbf{A}\mathbf{P}\mathbf{C}^T) (\mathbf{R} + \mathbf{C}\mathbf{P}\mathbf{C}^T)^{-1}, \quad (3.15)$$

est tel que les valeurs propres de la matrice $\tilde{\mathbf{A}} = \mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C}$ ont toutes un module inférieur à l'unité.

On peut alors écrire que le système d'état (3.9) est équivalent à (Ljung, 1999) :

$$\mathbf{x}(k+1) = \mathbf{A}\mathbf{x}(k) + \mathbf{B}\mathbf{u}(k) + \mathbf{K}\mathbf{e}(k), \quad (3.16a)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}\mathbf{u}(k) + \mathbf{e}(k), \quad (3.16b)$$

où \mathbf{K} est le gain de Kalman et \mathbf{e} est le vecteur d'innovation défini par :

$$\mathbf{e}(k) = \mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{y}}(k) = \mathbf{C}(\mathbf{x}(k) - \hat{\mathbf{x}}(k)) + \mathbf{v}(k). \quad (3.17)$$

Quelles que soient les réalisations des bruits $\mathbf{v}(k)$ et $\mathbf{w}(k)$, il existe un unique gain de Kalman \mathbf{K} et un vecteur unique \mathbf{e} tels que les systèmes (3.9) et (3.16) ont le même comportement entrée/sortie (Haverkamp, 2001). En notant $\tilde{\mathbf{A}} = \mathbf{A} - \mathbf{K}\mathbf{C}$, $\tilde{\mathbf{B}} = \mathbf{B} - \mathbf{K}\mathbf{D}$, le système (3.16) peut également s'écrire sous la forme prédiction

$$\mathbf{x}(k+1) = \tilde{\mathbf{A}}\mathbf{x}(k) + \tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u}(k) + \mathbf{K}\mathbf{y}(k), \quad (3.18a)$$

$$\mathbf{y}(k) = \mathbf{C}\mathbf{x}(k) + \mathbf{D}\mathbf{u}(k) + \mathbf{e}(k). \quad (3.18b)$$

3.2.2 Méthode des sous-espaces

L'objectif est ici d'obtenir une bonne estimation des matrices $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}, \mathbf{K})$ à partir des données d'entrées et de sorties et ce malgré le bruit qui entache les mesures. Les méthodes de sous-espace (SubSpace-based State-Space Identification) ou 4SID, initialement proposées par (Katayama, 2005; Van Overschee et al., 1997; Verhaegen and Verdult, 2007), permettent de résoudre ce problème d'estimation. Depuis leur apparition dans les années 90, elles ont suscité un grand intérêt du fait :

- de leur utilisation d'outils numériques robustes tels que la factorisation QR et la décomposition en valeurs singulières (Golub and Van Loan, 2013) ;

- d'une solution bien conditionnée. Il est possible par exemple d'obtenir une réalisation équilibrée (McKelvey, 1994) ;
- elles ne font pas appel à un algorithme d'optimisation non linéaire ;
- le problème multi-entrées multi-sorties est directement traité.

Il existe deux grandes familles de méthodes de sous-espaces, suivant la façon dont sont calculées au final les matrices d'état :

- les techniques basées sur la matrice d'observabilité étendue (Multivariable Output-Error State sPace (MOESP)) (Verhaegen, 1993, 1994; Verhaegen and Dewilde, 1992) ;
- les techniques qui estiment l'état (N4SID) (Van Overschee and De Moor, 1994).

Lorsque l'état \mathbf{x} est connu et que l'on dispose de suffisamment de données mesurées, l'estimation des matrices d'état se résume à un problème de moindres carrés. Cependant, dans la majorité des cas, l'état n'est pas mesurable. Il faut alors le reconstruire à partir des données mesurées d'entrées/sorties. Il est à noter qu'il existe une infinité de réalisations $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})$ pour un système donné. Les deux familles de méthodes citées précédemment présentent une étape de projection sur des sous-espaces spécifiques, ce qui revient à fixer une base et au final, conduit à une réalisation bien conditionnée. De même, le bruit est pris en compte dans une étape de réduction de modèle basée sur la décomposition en valeurs singulières.

Le point de départ des approches de sous-espaces est d'exprimer la matrice de Hankel des sorties $\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}$ en fonction des entrées/sorties passées et des données futures, indépendamment de l'état. Pour cela, on s'intéresse dans un premier temps à la première colonne de $\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}$, soit $\mathbf{Y}_{i,\ell,1}$. Partant de l'indice i , on considérera arbitrairement que tout indice supérieur à i représente un instant futur. Par conséquent, tout indice inférieur à i représentera un instant passé. A partir du modèle d'innovation (3.16), on peut écrire le vecteur de sortie aux instants futurs

$$\begin{aligned}
\mathbf{y}(i) &= \mathbf{C}\mathbf{x}(i) + \mathbf{D}\mathbf{u}(i) + \mathbf{e}(i), \\
\mathbf{y}(i+1) &= \mathbf{C}\mathbf{A}\mathbf{x}(i) + \mathbf{C}\mathbf{B}\mathbf{u}(i) + \mathbf{D}\mathbf{u}(i+1) + \mathbf{C}\mathbf{K}\mathbf{e}(i) + \mathbf{e}(i+1), \\
\mathbf{y}(i+2) &= \mathbf{C}\mathbf{A}^2\mathbf{x}(i) + \mathbf{C}\mathbf{A}\mathbf{B}\mathbf{u}(i) + \mathbf{C}\mathbf{B}\mathbf{u}(i+1) + \mathbf{D}\mathbf{u}(i+2) + \mathbf{C}\mathbf{A}\mathbf{K}\mathbf{e}(i) + \mathbf{C}\mathbf{K}\mathbf{e}(i+1) + \mathbf{e}(i+2), \\
&\vdots \\
\mathbf{y}(i+\ell-1) &= \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-1}\mathbf{x}(i) + \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-2}\mathbf{B}\mathbf{u}(i) + \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-3}\mathbf{B}\mathbf{u}(i+1) + \dots + \mathbf{D}\mathbf{u}(i+\ell-1) \\
&\quad + \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-2}\mathbf{K}\mathbf{e}(i) + \mathbf{C}\mathbf{A}^{\ell-3}\mathbf{K}\mathbf{e}(i+1) + \dots + \mathbf{C}\mathbf{K}\mathbf{e}(i+\ell-2) + \mathbf{e}(i+\ell-1).
\end{aligned}$$

De même, à partir du modèle de prédiction (3.18), on peut exprimer l'état aux instants passés

$$\begin{aligned}
\mathbf{x}(i-\rho+2) &= \tilde{\mathbf{A}}\mathbf{x}(i-\rho+1) + \tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u}(i-\rho+1) + \mathbf{K}\mathbf{y}(i-\rho+1), \\
\mathbf{x}(i-\rho+3) &= \tilde{\mathbf{A}}^2\mathbf{x}(i-\rho+1) + \tilde{\mathbf{A}}\tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u}(i-\rho+1) + \tilde{\mathbf{B}}\mathbf{u}(i-\rho+2) + \tilde{\mathbf{A}}\mathbf{K}\mathbf{y}(i-\rho+1) + \mathbf{K}\mathbf{y}(i-\rho+2), \\
&\vdots \\
\mathbf{x}(i) &= \tilde{\mathbf{A}}^\rho\mathbf{x}(i-\rho+1) + \mathcal{K}\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,1},
\end{aligned}$$

avec

$$\mathcal{K} = \begin{bmatrix} \mathcal{K}_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \tilde{\mathbf{B}}) & \mathcal{K}_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \tilde{\mathbf{K}}) \end{bmatrix},$$

et

$$\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,1} = \begin{bmatrix} \mathbf{U}_{i-\rho,\ell,1} \\ \mathbf{Y}_{i-\rho,\ell,1} \end{bmatrix}.$$

Comme $\tilde{\mathbf{A}}$ est stable par construction (cf Théorème 1), il est toujours possible de trouver un entier ρ suffisamment grand tel que

$$\|\tilde{\mathbf{A}}^\rho\|_F \approx 0.$$

On considérera donc par la suite l'approximation classique

$$\mathbf{x}(i) \approx \mathcal{K}\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,1},$$

On peut maintenant exprimer $\mathbf{Y}_{i,\ell,1}$ en fonction des données passées et futures

$$\mathbf{Y}_{i,\ell,1} = \Gamma_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \mathbf{C})\mathcal{K}\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,1} + \mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})\mathbf{U}_{i,\ell,1} + \mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{I})\mathbf{E}_{i,\ell,1}.$$

La matrice de Hankel des sorties futures se déduit directement de l'expression de la première colonne

$$\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}} = \Gamma_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \mathbf{C})\mathcal{K}\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}} + \mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})\mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}} + \mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{I})\mathbf{E}_{i,\ell,\bar{N}}. \quad (3.19)$$

On pose

$$\mathbf{L}_w = \Gamma_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \mathbf{C})\mathcal{K}, \quad (3.20a)$$

$$\mathbf{L}_u = \mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D}), \quad (3.20b)$$

$$\mathbf{N}_{i,\ell,\bar{N}}^f = \mathbf{H}_\ell(\mathbf{A}, \mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{I})\mathbf{E}_{i,\ell,\bar{N}}. \quad (3.20c)$$

On a alors

$$\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f = \mathbf{L}_w \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p + \mathbf{L}_u \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f + \mathbf{N}_{i,\ell,\bar{N}}^f. \quad (3.21)$$

Lorsque les données sont collectées en boucle ouverte, l'hypothèse suivante est vérifiée :

Hypothèse 3. $\mathbf{N}_{i,\ell,\bar{N}}^f$ n'est pas corrélé avec $\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}$ et $\mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}$

Lorsque cette hypothèse est vérifiée, le meilleur prédicteur de $\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f$ au sens des moindres carrés est donné par

$$\hat{\mathbf{Y}}_{i,\ell,\bar{N}}^f = \hat{\mathbf{L}}_w \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p + \hat{\mathbf{L}}_u \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f. \quad (3.22)$$

où $\hat{\mathbf{L}}_w$ et $\hat{\mathbf{L}}_u$ sont solutions de

$$\arg \min_{(\mathbf{L}_w, \mathbf{L}_u)} \left\| \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f - [\mathbf{L}_w \quad \mathbf{L}_u] \begin{bmatrix} \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p \\ \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \end{bmatrix} \right\|_F^2. \quad (3.23)$$

L'estimation au sens des moindres carrés de \mathbf{L}_w et \mathbf{L}_u est donnée par

$$[\hat{\mathbf{L}}_w \quad \hat{\mathbf{L}}_u] = \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f \begin{bmatrix} \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p \\ \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \end{bmatrix}^\top \left(\begin{bmatrix} \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p \\ \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p \\ \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \end{bmatrix}^\top \right)^{-1}, \quad (3.24)$$

qui peut s'écrire de façon équivalente

$$\hat{\mathbf{L}}_w = \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f \Pi_{U^f}^\perp \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^{p\top} \left(\mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p \Pi_{U^f}^\perp \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^{p\top} \right)^{-1}, \quad (3.25)$$

$$\hat{\mathbf{L}}_u = \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f \Pi_{W^p}^\perp \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^{f\top} \left(\mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \Pi_{W^p}^\perp \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^{f\top} \right)^{-1}, \quad (3.26)$$

où les opérateurs de projection sont définis par

$$\Pi_{U^f}^\perp = \mathbb{I}_{\bar{N} \times \bar{N}} - \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^{f\top} \left(\mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^{f\top} \right)^{-1} \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f, \quad (3.27)$$

$$\Pi_{W^p}^\perp = \mathbb{I}_{\bar{N} \times \bar{N}} - \mathbf{W}_{i,\ell,\bar{N}}^{p\top} \left(\mathbf{W}_{i,\ell,\bar{N}}^p \mathbf{W}_{i,\ell,\bar{N}}^{p\top} \right)^{-1} \mathbf{W}_{i,\ell,\bar{N}}^p. \quad (3.28)$$

Pour des raisons de bon conditionnement numérique, la résolution de (3.23) passe par la décomposition \mathbf{RQ} suivante

$$\begin{bmatrix} \mathbf{W}_{i-\rho,\ell,\bar{N}}^p \\ \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \\ \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{11} & \begin{matrix} \diagdown & \diagdown \\ \ell(n_u+n_y) \times \ell n_u & \ell(n_u+n_y) \times \ell n_y \end{matrix} \\ \mathbf{R}_{21} & \mathbf{R}_{22} & \begin{matrix} \diagdown \\ \ell n_u \times \ell n_y \end{matrix} \\ \mathbf{R}_{31} & \mathbf{R}_{32} & \mathbf{R}_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{Q}_1 \\ \mathbf{Q}_2 \\ \mathbf{Q}_3 \end{bmatrix}, \quad (3.29)$$

où $\mathbf{R}_{11} \in \mathbb{R}^{\ell(n_u+n_y) \times \ell(n_u+n_y)}$, $\mathbf{R}_{21} \in \mathbb{R}^{\ell n_u \times \ell(n_u+n_y)}$, $\mathbf{R}_{22} \in \mathbb{R}^{\ell n_u \times \ell n_u}$, $\mathbf{R}_{31} \in \mathbb{R}^{\ell n_y \times \ell(n_u+n_y)}$, $\mathbf{R}_{32} \in \mathbb{R}^{\ell n_u \times \ell(n_u+n_y)}$ et $\mathbf{R}_{33} \in \mathbb{R}^{\ell n_y \times \ell n_y}$ sont des matrices triangulaires inférieures et $\mathbf{Q}_1 \in \mathbb{R}^{\ell(n_u+n_y) \times \bar{N}}$, $\mathbf{Q}_2 \in \mathbb{R}^{\ell n_u \times \bar{N}}$ et $\mathbf{Q}_3 \in \mathbb{R}^{\ell n_y \times \bar{N}}$ sont des matrices semi-orthogonales. Les estimées $\hat{\mathbf{L}}_w$ et $\hat{\mathbf{L}}_u$ sont données par

$$\hat{\mathbf{L}}_w = (\mathbf{R}_{31} - \mathbf{R}_{32} \mathbf{R}_{22}^{-1} \mathbf{R}_{21})^{-1} \mathbf{R}_{11}^{-1}, \quad (3.30)$$

$$\hat{\mathbf{L}}_u = \mathbf{R}_{32} \mathbf{R}_{22}^{-1}. \quad (3.31)$$

Les matrices d'état $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})$ et le gain de Kalman \mathbf{K} s'obtiennent à partir de ces deux estimées. En identification, l'ordre du système n'est pas connu a priori mais est donné par le rang de \mathbf{L}_w . Pour cela, on considère la décomposition en valeurs singulières suivante

$$\hat{\mathbf{L}}_w = [\mathbf{U}_1 \quad \mathbf{U}_2] \begin{bmatrix} \boldsymbol{\Sigma}_1 & \diagdown \\ \diagdown & \boldsymbol{\Sigma}_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{V}_1^\top \\ \mathbf{V}_2^\top \end{bmatrix}. \quad (3.32)$$

Le nombre de valeurs singulières dominantes dans $\boldsymbol{\Sigma}_1$ correspond à n_x , l'ordre du système que l'on cherche à identifier. On utilise alors l'approximation suivante

$$\hat{\mathbf{L}}_w = \mathbf{U}_1 \boldsymbol{\Sigma}_1 \mathbf{V}_1^\top \quad (3.33)$$

A partir de la définition de la matrice \mathbf{L}_w (Eq. (3.20a)), on peut en déduire que

$$\Gamma_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \mathbf{C}) = \mathbf{U}_1 \boldsymbol{\Sigma}_1^{\frac{1}{2}}, \quad (3.34a)$$

$$\mathcal{K} = \boldsymbol{\Sigma}_1^{\frac{1}{2}} \mathbf{V}_1^\top. \quad (3.34b)$$

A partir de (3.34), il est possible de reconstruire $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})$ puis \mathbf{K} . Plusieurs algorithmes existent pour cette identification. C'est la méthode N4SID qui a été utilisée dans cette thèse.

3.3 Commande prédictive

L'efficacité de la commande prédictive pour le contrôle des systèmes industriels est bien établie. C'est une approche qui a peu de paramètres de réglage et qui présente de bonnes performances, ce qui la rend attractive. Elle gère directement les systèmes multi-entrées/multi-sorties et prend en compte les contraintes égalité et inégalité. Bien qu'elle soit consommatrice de temps de calcul, la puissance croissante des processeurs fait qu'elle devient une solution envisageable pour la commande des systèmes embarqués. Les différentes formes de la commande prédictive dépendent de la façon dont la sortie est prédite en fonction de la commande. Cette prédiction peut s'écrire sous la forme d'un modèle explicite comme par exemple une fonction de transfert ou une représentation d'état (Model Predictive Control) ou directement à partir des données (Data-Driven Predictive Control). Le choix de la représentation de la sortie en fonction de la commande n'est pas trivial. Les approches MPC nécessitent une étape d'identification à partir de mesures d'entrée/sortie du système correctement excité (Van Overschee and De Moor, 1994, 1996). L'exécution de cette étape d'identification nécessite des compétences en traitement du signal, en statistiques et en optimisation, ce qui rend sa mise en œuvre précise potentiellement complexe. Pour les approches Data-Driven, l'étape d'identification n'est pas nécessaire. Cependant, la difficulté est reportée sur le calcul de la commande à partir des données.

L'approche que nous avons retenu est basée sur le prédicteur de la sortie décrit par l'équation (3.22). Cette approche a été initialement proposée par Favoreel et al. (1999). Nous en proposons ici une version récursive en boucle fermée. Nous donnerons également une version explicite du contrôleur en présence de contraintes inégalités sur la commande.

3.3.1 Principe général de la commande prédictive

La commande prédictive est basée sur un principe intuitif simple : quelle doit être la loi de commande à appliquer à court terme au système pour que sa sortie suive une référence imposée? Mathématiquement, cela revient à résoudre à chaque instant un problème de la forme

$$\arg \min_{\mathbf{U}_{k,\ell,1}^f} \left\| \mathbf{Y}_{k,\ell,1}^f - \mathbf{Y}_r \right\|_{\mathcal{Q}}^2 + \left\| \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f \right\|_{\mathcal{R}}^2, \quad (3.35a)$$

$$\text{tel que } \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f(i)} \in \mathcal{U}, \quad \mathbf{Y}_{k,\ell,1}^{f(i)} \in \mathcal{Y}, \quad i = 1, \dots, \ell, \quad (3.35b)$$

où $\mathcal{Q} \in \mathbb{R}^{n_y \ell \times n_y \ell}$ et $\mathcal{R} \in \mathbb{R}^{n_u \ell \times n_u \ell}$ sont respectivement les matrices de pénalisation sur l'entrée et la sortie. Elles sont symétriques définies positives. ℓ est la longueur en nombre d'échantillons temporels de l'horizon sur lequel la commande est calculée. \mathcal{U} et \mathcal{Y} sont des polytopes dans lesquels évoluent respectivement la commande et la sortie. $\mathbf{Y}_r \in \mathbb{R}^{n_y \ell}$ définit la trajectoire de référence pour la sortie sur l'horizon considéré,

$$\mathbf{Y}_r = \begin{bmatrix} \mathbf{y}_r(k) \\ \vdots \\ \mathbf{y}_r(k + \ell - 1) \end{bmatrix}. \quad (3.36)$$

Le problème d'optimisation sous contraintes (3.35) doit être résolu à chaque instant k . Le signal de commande $\mathbf{u}(k)$ appliqué au système à l'instant k correspond aux n_u premières lignes de $\mathbf{U}_{k,\ell,1}^f$.

Pour résoudre (3.35), il faut exprimer $\mathbf{Y}_{k,\ell,1}^f$ en fonction de $\mathbf{U}_{k,\ell,1}^f$. La modélisation utilisée va conditionner la solution du problème d'optimisation et les performances de la commande. Dans notre cas, nous avons fait l'hypothèse que le système pouvait être représenté par un modèle de comportement linéaire à paramètres variants (LTV), avec une variation paramétrique lente et dépendante principalement de l'angle de dérapage. Sur un horizon court, cela revient à considérer un modèle LTI décrit par (3.16) ou (3.18) dont les paramètres devront être ré-estimés à chaque instant.

3.3.2 Subspace-based Predictive Control

Le principe de la SPC (Subspace-based Predictive Control) a été proposée par Favoreel et al. (1999). L'idée est d'utiliser (3.22) pour prédire la sortie sur un horizon donné en fonction de la commande. Il est en effet inutile de remonter à la connaissance de la réalisation d'état $(\mathbf{A}, \mathbf{B}, \mathbf{C}, \mathbf{D})$ et de \mathbf{K} pour résoudre (3.35). Un prédicteur de la sortie en fonction de la commande future suffit. En remplaçant $\mathbf{Y}_{k,\ell,1}^f$ par son prédicteur (3.22) dans (3.35), le problème d'optimisation sur un horizon ℓ s'écrit

$$\arg \min_{\mathbf{U}_{k,\ell,1}^f} \left\| \hat{\mathbf{L}}_w \mathbf{W} \mathbf{W}_{k-\rho,\rho,1}^p + \hat{\mathbf{L}}_u \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f - \mathbf{Y}_r \right\|_{\mathcal{Q}}^2 + \left\| \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f \right\|_{\mathcal{R}}^2, \quad (3.37a)$$

$$\text{tel que } \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f(i)} \in \mathcal{U}, \quad i = 1, \dots, \ell. \quad (3.37b)$$

Le système auquel on s'intéresse est décrit par un modèle LTV. Il est donc nécessaire d'estimer en temps réel les matrices \mathbf{L}_w et \mathbf{L}_u . Cependant, en boucle fermée, l'hypothèse 3 n'est plus vérifiée. Les données sont corrélées avec le bruit. Une estimation au sens des moindres carrés des matrices \mathbf{L}_w et \mathbf{L}_u en utilisant le prédicteur (3.22) sera biaisée. Il existe plusieurs approches dans la littérature pour résoudre ce problème de biais, telles que l'utilisation d'une variable instrumentale ou l'estimation du terme de bruit ((Mercere et al., 2016)). C'est cette dernière approche que nous allons employer. L'idée est d'obtenir une estimation du terme d'innovation (3.17). Le prédicteur (3.22) a été obtenu à partir du modèle (3.16). On peut tout aussi bien écrire un prédicteur de la sortie en partant du modèle (3.18), ce qui conduit à

$$\begin{aligned} \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f &= \Gamma_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \mathbf{C}) \mathbf{K} \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p + \mathbf{H}_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \tilde{\mathbf{B}}, \mathbf{C}, \mathbf{D}) \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \\ &+ \mathbf{H}_\ell(\tilde{\mathbf{A}}, \mathbf{K}, \mathbf{C}, \mathbf{0}) \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f + \mathbf{E}_{i,\ell,\bar{N}}^f, \end{aligned} \quad (3.38)$$

Remarque 1. L'équation (3.38) n'est qu'une ré-écriture de l'équation (3.19). Les deux équations sont parfaitement équivalentes.

Considérons les n_y premières lignes de (3.38)

$$\mathbf{Y}_{i,1,\bar{N}}^f = \mathbf{C} \mathbf{K} \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p + \mathbf{D} \mathbf{U}_{i,1,\bar{N}}^f + \mathbf{E}_{i,1,\bar{N}}^f. \quad (3.39)$$

Par hypothèse, on a

$$\lim_{\bar{N} \rightarrow \infty} \frac{1}{\bar{N}} \mathbf{E}_{i,1,\bar{N}}^f \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^{p\top} = \mathbf{0}.$$

En prenant $\mathbf{D} = \mathbf{0}$, il s'ensuit qu'un prédicteur optimal de $\mathbf{Y}_{i,1,\bar{N}}^f$ au sens des moindres carrés est donné par

$$\hat{\mathbf{Y}}_{i,1,\bar{N}}^f = \mathbf{Y}_{i,1,\bar{N}}^f / \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p. \quad (3.40)$$

Une estimation optimale au sens des moindres carrés de $\mathbf{E}_{i,1,\bar{N}}^f$ est obtenue par

$$\hat{\mathbf{E}}_{i,1,\bar{N}}^f = \mathbf{Y}_{i,1,\bar{N}}^f - \hat{\mathbf{Y}}_{i,1,\bar{N}}^f. \quad (3.41)$$

Disposant de $\hat{\mathbf{E}}_{i,1,\bar{N}}^f$, on peut définir à partir de l'équation (3.39) un prédicteur linéaire de $\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f$ de la forme

$$\hat{\mathbf{Y}}_{i,\ell,\bar{N}}^f = \mathbf{L}_w \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p + \mathbf{L}_u \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f + \mathbf{L}_e \hat{\mathbf{E}}_{i,\ell,\bar{N}}^f. \quad (3.42)$$

La prédiction au sens des moindres carrés de $\mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f$ notée $\hat{\mathbf{Y}}_{i,\ell,\bar{N}}^f$ est solution de

$$\min_{\hat{\mathbf{L}}} \left\| \mathbf{Y}_{i,\ell,\bar{N}}^f - \hat{\mathbf{L}} \begin{bmatrix} \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p \\ \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f \\ \hat{\mathbf{E}}_{i,\ell,\bar{N}}^f \end{bmatrix} \right\|_F^2, \quad (3.43)$$

où $\hat{\mathbf{L}}$ est défini par $\hat{\mathbf{L}} = [\hat{\mathbf{L}}_W \quad \hat{\mathbf{L}}_u \quad \hat{\mathbf{L}}_e]$. Les matrices $\hat{\mathbf{L}}_W$ et $\hat{\mathbf{L}}_u$ sont des estimations non biaisées des matrices \mathbf{L}_W et \mathbf{L}_u obtenues à partir des données collectées en boucle fermée.

3.3.3 Formulation récursive de la SPC

Pour mettre à jour le modèle LTV, il faut résoudre à chaque pas de temps les équations (3.40) et (3.43). Ce sont des équations de la forme

$$\mathbf{Y}(k) = \mathbf{X}(k)\mathbf{A}(k), \quad (3.44)$$

où $\mathbf{Y}(k)$ et $\mathbf{A}(k)$ sont des matrices connues et $\mathbf{X}(k)$ une matrice que l'on cherche à déterminer. k indique ici que ces matrices dépendent du temps. La solution générale au sens des moindres carrés de (3.44) est de la forme

$$\hat{\mathbf{X}}(k) = \mathbf{Y}(k)\mathbf{A}(k)^\top \left(\mathbf{A}(k)\mathbf{A}(k)^\top \right)^{-1}.$$

que l'on note en général

$$\hat{\mathbf{X}}(k) = \mathbf{R}_{y_k\gamma_k} \mathbf{R}_{\gamma_k\gamma_k}^{-1} = \mathbf{Q}(k)\mathbf{P}(k) \quad (3.45)$$

La décomposition QR permet d'obtenir une solution numériquement bien conditionnée. Cependant, c'est une approche lourde en calcul, et donc difficilement utilisable en temps réel. C'est la raison pour laquelle nous allons utiliser la forme récursive des moindres carrés dont nous donnons un bref rappel. On utilise le fait que les matrices $\mathbf{R}_{y_k\gamma_k}$ et $\mathbf{R}_{\gamma_k\gamma_k}$, par construction, s'écrivent sous la forme

$$\mathbf{R}_{y_k\gamma_k} = \sum_{t=1}^{k-1} \lambda(t) \begin{bmatrix} y_1(t)\gamma_1(t) & y_1(t)\gamma_2(t) & \dots & y_1(t)\gamma_M(t) \\ y_2(t)\gamma_1(t) & y_2(t)\gamma_2(t) & \dots & y_2(t)\gamma_M(t) \\ \vdots & & & \vdots \\ y_N(t)\gamma_1(t) & y_N(t)\gamma_2(t) & \dots & y_N(t)\gamma_M(t) \end{bmatrix},$$

et

$$\mathbf{R}_{\gamma_k\gamma_k} = \sum_{t=1}^{k-1} \lambda(t) \begin{bmatrix} \gamma_1(t)\gamma_1(t) & \gamma_1(t)\gamma_2(t) & \dots & \gamma_1(t)\gamma_M(t) \\ \gamma_2(t)\gamma_1(t) & \gamma_2(t)\gamma_2(t) & \dots & \gamma_2(t)\gamma_M(t) \\ \vdots & & & \vdots \\ \gamma_N(t)\gamma_1(t) & \gamma_N(t)\gamma_2(t) & \dots & \gamma_N(t)\gamma_M(t) \end{bmatrix}.$$

où $\lambda(k)$ est un facteur d'oubli. Il s'ensuit

$$\begin{aligned} \mathbf{R}_{y_{k+1}\gamma_{k+1}} &= \mathbf{R}_{y_k\gamma_k} + \lambda(k)\mathbf{y}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top, \\ \mathbf{R}_{\gamma_{k+1}\gamma_{k+1}} &= \mathbf{R}_{\gamma_k\gamma_k} + \lambda(k)\boldsymbol{\gamma}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top, \end{aligned}$$

alors

$$\begin{aligned}\mathbf{Q}(k+1) &= \mathbf{Q}(k) + \lambda(k)\mathbf{y}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top, \\ \mathbf{P}(k+1)^{-1} &= \mathbf{P}(k)^{-1} + \lambda(k)\boldsymbol{\gamma}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top,\end{aligned}$$

d'où

$$\mathbf{P}(k+1) = \left(\mathbf{P}(k)^{-1} + \lambda(k)\boldsymbol{\gamma}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top \right)^{-1} \quad (3.46)$$

L'inversion de (3.46) se fait à l'aide du lemme d'inversion matricielle, également appelé formule de Woodbury

Lemme 1. (*Lemma d'inversion matricielle*) Soient \mathbf{A} , \mathbf{B} , \mathbf{C} et \mathbf{D} quatre matrices de dimensions appropriées, avec \mathbf{A} et \mathbf{D} matrices carrées inversibles. Alors

$$(\mathbf{A} - \mathbf{B}\mathbf{D}^{-1}\mathbf{C})^{-1} = \mathbf{A}^{-1} + \mathbf{A}^{-1}\mathbf{B}(\mathbf{D} - \mathbf{C}\mathbf{A}^{-1}\mathbf{B})^{-1}\mathbf{C}\mathbf{A}^{-1}.$$

L'application directe du lemme d'inversion matricielle à (3.46) conduit à

$$\mathbf{P}(k+1) = \mathbf{P}(k) - \mathbf{P}(k)\boldsymbol{\gamma}(k) \left(\lambda(k)^{-1}\mathbb{I} + \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k)\boldsymbol{\gamma}(k) \right)^{-1} \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k). \quad (3.47)$$

Le problème des moindres carrés récursifs peut s'énoncer de la façon suivante : on dispose d'une estimation

$$\hat{\mathbf{X}}(k) = \mathbf{Q}(k)\mathbf{P}(k), \quad (3.48)$$

obtenue à partir des données collectées sur l'intervalle de temps $t = 1, \dots, k-1$. On récupère de nouvelles données $\mathbf{y}(k)$ et $\boldsymbol{\gamma}(k)$ à l'instant k et on cherche à mettre à jour l'estimation

$$\hat{\mathbf{X}}(k+1) = \left(\mathbf{Q}(k) + \lambda(k)\mathbf{y}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top \right) \mathbf{P}(k+1). \quad (3.49)$$

En utilisant (3.47), et en posant

$$\Xi(k) = \left(\lambda(k)^{-1}\mathbb{I} + \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k)\boldsymbol{\gamma}(k) \right)^{-1},$$

on peut écrire

$$\mathbf{Q}(k)\mathbf{P}(k+1) = \hat{\mathbf{X}}(k) - \hat{\mathbf{X}}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)\Xi(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k).$$

De même,

$$\begin{aligned}\lambda(k)\mathbf{y}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k+1) &= \lambda(k)\mathbf{y}(k) \left(\mathbb{I} - \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k)\boldsymbol{\gamma}(k)\Xi(k) \right) \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k), \\ &= \lambda(k)\mathbf{y}(k) \left(\mathbb{I} - \left(\lambda(k)^{-1}\mathbb{I} - \lambda(k)^{-1}\mathbb{I} + \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k)\boldsymbol{\gamma}(k) \right) \Xi(k) \right) \boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k), \\ &= \mathbf{y}(k)\Xi(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k).\end{aligned}$$

En ajoutant ces deux expressions, (3.49) s'écrit

$$\hat{\mathbf{X}}(k+1) = \hat{\mathbf{X}}(k) + \left(\mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{X}}(k)\boldsymbol{\gamma}(k) \right) \Xi(k)\boldsymbol{\gamma}(k)^\top \mathbf{P}(k). \quad (3.50)$$

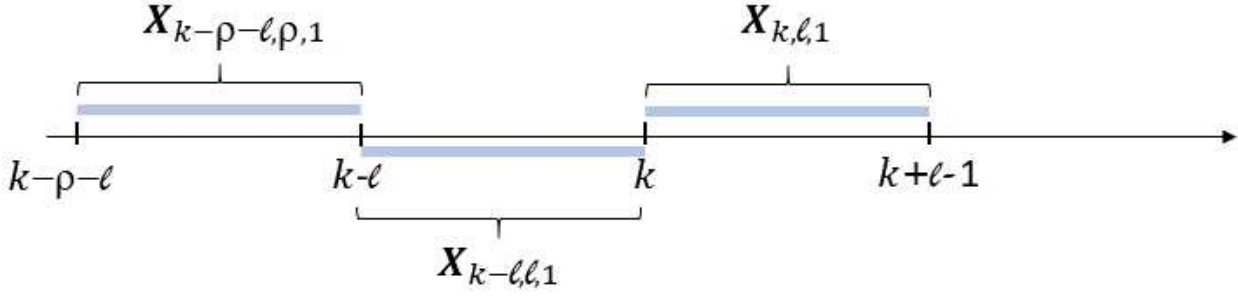


Figure 3.1: Séquencement temporel

où $\Xi(k)$ est un scalaire. Le calcul de $\hat{\mathbf{X}}(k+1)$ à partir de $\hat{\mathbf{X}}(k)$ nécessite peu de calcul et peut être fait en temps réel.

On peut maintenant appliquer cet algorithme aux estimations de (3.40) et (3.43). A l'instant k , on dispose de ℓ couples de mesures des entrées/sorties notés $\mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^p$. Ces données ont été collectées sur l'intervalle de temps $[k-\ell, \dots, k-1]$ (voir Fig.3.1).

$\mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^p$ est défini par

$$\mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^p = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_{k-\ell, \ell, 1} \\ \mathbf{U}_{k-\ell, \ell, 1} \end{bmatrix}.$$

L'estimation récursive de $\hat{\mathbf{e}}(k)$ est donnée par

$$\begin{aligned} \boldsymbol{\xi}(k-1) &= \mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^{p\top} \mathbf{P}_e(k-1), \\ \mathbf{Z}_e(k) &= \left(\lambda_e^{-1} + \boldsymbol{\xi}(k-1) \mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^p \right)^{-1} \boldsymbol{\xi}(k-1), \\ \mathbf{P}_e(k) &= \mathbf{P}_e(k-1) - \boldsymbol{\xi}(k-1)^\top \mathbf{Z}_e(k), \\ \boldsymbol{\Gamma}_e(k) &= \boldsymbol{\Gamma}_e(k-1) + \left(\mathbf{y}(k) - \boldsymbol{\Gamma}_e(k-1) \mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^p \right) \mathbf{Z}_e(k), \\ \hat{\mathbf{y}}(k) &= \boldsymbol{\Gamma}_e(k) \mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^p, \\ \hat{\mathbf{e}}(k) &= \mathbf{y}(k) - \hat{\mathbf{y}}(k). \end{aligned}$$

λ_e est un facteur d'oubli. A ce stade, on dispose d'une estimation du terme d'innovation $\mathbf{e}(k)$. Avec cette estimation, on peut mettre à jour l'estimation des matrices \mathbf{L}_w , \mathbf{L}_u et \mathbf{L}_e . Considérons

$$\gamma_y(k) = \begin{bmatrix} \mathbf{W}_{k-\rho+\ell, \rho, 1}^p \\ \mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^f \end{bmatrix},$$

où $\mathbf{W}_{k-\rho+\ell, \rho, 1}^p = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_{k-\rho+\ell, \rho, 1} \\ \mathbf{U}_{k-\rho+\ell, \rho, 1} \end{bmatrix}$ and $\mathbf{W}_{k-\ell, \ell, 1}^f = \begin{bmatrix} \mathbf{Y}_{k-\ell, \ell, 1} \\ \mathbf{U}_{k-\ell, \ell, 1} \end{bmatrix}$. La mise à jour de \mathbf{L}_w , \mathbf{L}_u et \mathbf{L}_e à l'instant k est obtenue par

$$\begin{aligned} \mathbf{Z}_y(k) &= \left(\lambda_y^{-1} + \boldsymbol{\gamma}_y^\top(k) \mathbf{P}_y(k-1) \boldsymbol{\gamma}_y(k) \right)^{-1} \boldsymbol{\gamma}_y^\top(k) \mathbf{P}_y(k-1), \\ \mathbf{P}_y(k) &= \mathbf{P}_y(k-1) - \mathbf{P}_y(k-1) \boldsymbol{\gamma}_y(k) \mathbf{Z}_y(k), \\ \mathbf{L}(k) &= \mathbf{L}(k-1) + (\mathbf{Y}_{k-\ell+1, \ell, 1} - \mathbf{L}(k-1) \boldsymbol{\gamma}_y(k)) \mathbf{Z}_y(k), \end{aligned}$$

où

$$\begin{aligned} \mathbf{L}_W &= \mathbf{L}(:, 1 : (n_u + n_y)\rho), \\ \mathbf{L}_u &= \mathbf{L}(:, (n_u + n_y)\rho + 1 : (n_u + n_y)\rho + n_u\ell), \\ \mathbf{L}_e &= \mathbf{L}(:, (n_u + n_y)\rho + n_u\ell : \text{end}), \end{aligned}$$

avec λ_y un facteur d'oubli.

3.3.4 Ajout d'une action intégrale

L'incorporation d'une action intégrale dans la boucle fermée permet d'annuler l'erreur statique entre la référence et la mesure et améliore sensiblement le suivi de trajectoire. Lorsque le modèle est sous forme de représentation d'état, il est assez simple de prendre en compte une action intégrale par l'intermédiaire d'un état augmenté. En effet, partant de (3.16) et en posant $\Delta \mathbf{x}_{k+1} = \mathbf{x}_{k+1} - \mathbf{x}_k$, on a

$$\begin{aligned}\Delta \mathbf{x}_{k+1} &= \mathbf{A}\Delta \mathbf{x}_k + \mathbf{B}\mathbf{u}_k + \mathbf{K}\Delta \mathbf{e}_k, \\ \Delta \mathbf{y}_{k+1} &= \mathbf{C}\Delta \mathbf{x}_k + \mathbf{D}\mathbf{u}_k + \Delta \mathbf{e}_k,\end{aligned}$$

qui s'écrit

$$\begin{bmatrix} \Delta \mathbf{x}_{k+1} \\ \mathbf{y}_{k+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{A} & \not\leftarrow \\ \mathbf{C}\mathbf{A} & \mathbb{I} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \mathbf{x}_k \\ \mathbf{y}_k \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{B} \\ \mathbf{C}\mathbf{B} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{u}_k + \begin{bmatrix} \mathbf{K} \\ \mathbf{C}\mathbf{K} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{e}_k + \begin{bmatrix} \not\leftarrow \\ \mathbb{I} \end{bmatrix} \Delta \mathbf{e}_{k+1}. \quad (3.51)$$

Le polynôme caractéristique de ce système augmenté est

$$\rho(\lambda) = \det \begin{bmatrix} \lambda \mathbb{I} - \mathbf{A} & \not\leftarrow \\ -\mathbf{C}\mathbf{A} & (\lambda - 1)\mathbb{I} \end{bmatrix} \quad (3.52)$$

$$= (\lambda - 1)^{n_y} \det(\lambda \mathbb{I} - \mathbf{A}), \quad (3.53)$$

qui a n_y racines sur le cercle unité, correspondant aux n_y intégrateurs. De plus, sous l'hypothèse que le modèle d'état est observable et commandable et que la fonction de transfert associée ne possède pas de zéro sur le cercle unité, alors le modèle augmenté du système est observable et commandable. Pour obtenir des propriétés équivalentes dans le cas de la SPC, il faut ré-écrire l'équation (3.22) à partir de (3.51) (Huang and Kadali, 2008, Chapter 7.2.1). On a

$$\Delta \hat{\mathbf{Y}}_{i,\ell,\bar{N}}^f = \mathbf{L}\mathbf{W}\Delta \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p + \mathbf{L}\mathbf{u}\Delta \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f. \quad (3.54)$$

En décomposant le terme de gauche, on obtient

$$\hat{\mathbf{Y}}_{i,\ell,\bar{N}}^f = \mathbf{Y}_i + \mathbf{L}\mathbf{W}_I\Delta \mathbf{W}_{i-\rho,\rho,\bar{N}}^p + \mathbf{L}\mathbf{u}_I\Delta \mathbf{U}_{i,\ell,\bar{N}}^f, \quad (3.55)$$

avec $\mathbf{L}\mathbf{W}_I = \mathbf{S}_{\ell,n_y}\mathbf{L}\mathbf{W}$, $\mathbf{L}\mathbf{u}_I = \mathbf{S}_{\ell,n_y}\mathbf{L}\mathbf{u}$ et $\mathbf{Y}_i = \mathbb{K}_{\ell,n_y} \otimes \mathbf{y}(i)$. Le problème d'optimisation (3.37) s'écrit maintenant :

$$\arg \min_{\Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f} \left(\frac{1}{2} \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f\top} \mathbf{E} \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f + \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f\top} \mathbf{F} \right), \quad (3.56)$$

tel que

$$\mathbf{M} \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f \leq \gamma,$$

où

$$\begin{aligned}\mathbf{E} &= \mathcal{R} + \hat{\mathbf{L}}_{\mathbf{u}_I}^\top \mathcal{Q} \hat{\mathbf{L}}_{\mathbf{u}_I}, \\ \mathbf{F} &= -\hat{\mathbf{L}}_{\mathbf{u}_I}^\top \mathcal{Q} \left(\mathbf{Y}_r - \hat{\mathbf{L}}_{\mathbf{w}_I} \Delta \mathbf{W}_{k-\rho,\rho,1}^p - \mathbf{Y}_k \right),\end{aligned}$$

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} -\mathbf{S}_{\ell,n_u} \\ \mathbf{S}_{\ell,n_u} \end{bmatrix},$$

$$\gamma = \begin{bmatrix} \mathbf{1}_{\ell,n_y} \otimes \mathbf{u}(k-1) - \mathbf{U}_{min} \\ \mathbf{U}_{max} - \mathbf{1}_{\ell,n_y} \otimes \mathbf{u}(k-1) \end{bmatrix}.$$

3.3.5 Formulation explicite du contrôleur

Le problème (3.56) est un problème d'optimisation convexe sous contraintes inégalités. La solution générale de ce type de problème est donnée par les conditions de KKT.

Definition 1. Soit, pour $f(x)$ une fonction convexe, le problème d'optimisation suivant

$$\min_{x \in \mathbb{R}^n} f(x),$$

sous les contraintes

$$\begin{aligned} c_i(x) &= 0, & i \in \epsilon, \\ c_i(x) &\geq 0, & i \in \mathcal{I}. \end{aligned}$$

Soit $\mathcal{A} = \epsilon \cup \{i \in \mathcal{I} : c_i(x) = 0\}$ l'ensemble des contraintes actives en x . Si x_* est un minimum local de $f(x)$, f et c_i continûment dérivables dans un voisinage ouvert de x_* et si les vecteurs $\nabla c_i(x_*)$, $i \in \mathcal{A}$ sont linéairement indépendants, alors

$$\nabla \mathcal{L}(x_*, \lambda_*) = 0,$$

où $\mathcal{L}(x_*, \lambda_*) = f(x) + \sum_{i \in \mathcal{A}} \lambda_i c_i(x)$ représente le lagrangien et λ_i sont les multiplicateurs de lagrange.

Pour trouver la solution de (3.56), il faut connaître l'ensemble \mathcal{A} , c'est à dire dans notre cas quelles composantes de la séquence $\mathbf{U}_{k,\ell,1}^f$ sont saturées. A chaque instant k , il faut vérifier $2\ell n_u$ contraintes. Par contre, si une contrainte est active, par exemple $u_i(j) > u_{i_{max}}$, il devient inutile de vérifier si la contrainte symétrique est saturée, c'est à dire la condition $u_i(j) < u_{i_{min}}$. On a donc entre ℓn_u et $2\ell n_u$ conditions à vérifier à chaque instant k . L'ensemble \mathcal{A} une fois connu, la solution explicite du problème (3.56) est donnée par

$$\lambda_a = - \left(\mathbf{M}_a \mathbf{E}^{-1} \mathbf{M}_a^\top \right) (\boldsymbol{\gamma}_a + \mathbf{M}_a \mathbf{E}^{-1} \mathbf{F}), \quad (3.57)$$

$$\Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f*} = -\mathbf{E}^{-1} \left(\mathbf{F} + \mathbf{M}_a^\top \lambda_a \right), \quad (3.58)$$

où λ_a est l'ensemble des multiplicateurs de Lagrange dont les indices appartiennent à \mathcal{A} (contraintes actives) et \mathbf{M}_a (resp. $\boldsymbol{\gamma}_a$) la matrice contenant les lignes de \mathbf{M} (resp. de $\boldsymbol{\gamma}$) correspondantes. Pour déterminer λ_a , considérons le problème dual

$$\max_{\lambda \geq 0} \min_{\Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f} \left(\frac{1}{2} \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f\top} \mathbf{E} \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f + \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^{f\top} \mathbf{F} + \lambda^\top \left(\mathbf{M} \Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f - \boldsymbol{\gamma} \right) \right), \quad (3.59)$$

où $\lambda \in \mathbb{R}^{2\ell n_u}$, le vecteur des multiplicateurs de lagrange, est tel que $\lambda_i = 0$ lorsque la $i^{\text{ème}}$ inégalité est inactive. Cette notation permet de conserver des dimensions constantes pour λ , \mathbf{M} et $\boldsymbol{\gamma}$. Le problème (3.59) est équivalent à

$$\arg \min_{\lambda \geq 0} \left(\frac{1}{2} \lambda^\top \mathbf{H} \lambda + \lambda^\top \mathbf{K} \right), \quad (3.60)$$

avec $\mathbf{H} = \mathbf{M} \mathbf{E}^{-1} \mathbf{M}^\top$ et $\mathbf{K} = \boldsymbol{\gamma} + \mathbf{M} \mathbf{E}^{-1} \mathbf{F}$. La minimisation suivant $\Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f$ a alors pour solution optimale

$$\Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f = -\mathbf{E}^{-1} \left(\mathbf{F} + \mathbf{M}^\top \lambda \right). \quad (3.61)$$

La résolution de (3.61) nécessite le calcul de λ . Pour cela, on considère le partitionnement suivant de l'ensemble \mathcal{A} en deux sous-ensembles notés \mathbf{W}_a^+ et \mathbf{W}_a^- . Ces deux sous-ensembles correspondent respectivement aux indices i associés aux contraintes actives telles que $u_i(j) \geq u_{i_{max}}$ et aux indices l associés aux contraintes actives telles que $u_l(j) \leq u_{l_{min}}$. Cela conduit au partitionnement suivant

$$\mathbf{H} = \begin{bmatrix} \mathbf{Z} & -\mathbf{Z} \\ -\mathbf{Z} & \mathbf{Z} \end{bmatrix}, \quad \lambda = \begin{bmatrix} \lambda^+ \\ \lambda^- \end{bmatrix}, \quad \mathbf{M}\mathbf{E}^{-1} = \begin{bmatrix} \mathbf{V} \\ -\mathbf{V} \end{bmatrix}, \quad \gamma = \begin{bmatrix} \gamma^+ \\ \gamma^- \end{bmatrix}, \quad \mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}^+ \\ \mathbf{K}^- \end{bmatrix}. \quad (3.62)$$

Ici, λ^+ (resp. λ^-) représente le vecteur des multiplicateurs de lagrange associé à \mathbf{U}_{max} (resp. \mathbf{U}_{min}). Soit la fonction objectif

$$g(\lambda) = \left(\frac{1}{2} \left(\lambda^{+\top} \mathbf{Z} \lambda^+ + \lambda^{-\top} \mathbf{Z} \lambda^- - 2 \lambda^{+\top} \mathbf{Z} \lambda^- \right) + \lambda^{+\top} (\gamma^+ + \mathbf{V} \mathbf{F}) + \lambda^{-\top} (\gamma^- - \mathbf{V} \mathbf{F}) \right), \quad (3.63)$$

le problème (3.60) peut alors se réécrire sous la forme

$$\arg \min_{\lambda \geq 0} g(\lambda). \quad (3.64)$$

Il existe beaucoup d'algorithmes pour résoudre numériquement ce problème d'optimisation. Nous avons retenu l'algorithme de Hildreth pour sa simplicité de mise en œuvre et sa rapidité (Luenberger (1997)). Le principe de cet algorithme est de minimiser (3.63) suivant une composante de λ à la fois. A l'instant k , on dispose d'un vecteur $\lambda \geq 0$ obtenu à partir des données disponibles jusqu'à l'instant $k-1$ et on cherche à mettre à jour λ en utilisant les nouvelles informations récupérées à l'instant k . On ne regarde qu'une composante λ_i à la fois, que l'on ajuste pour minimiser la fonction objectif. Si on trouve un $\lambda_i < 0$, alors on fixe $\lambda_i = 0$. On passe ensuite à la composante suivante λ_{i+1} . Une minimisation de la fonction objectif suivant toutes les composantes de λ constitue une itération. Cette procédure est répétée jusqu'à ce que le critère d'arrêt soit satisfait. Ce dernier est en général un OU logique entre un nombre maximal d'itération et un seuil pour la fonction objectif. L'algorithme est décomposé sur λ^+ et λ^- . A l'itération $m+1$, la dérivée de $g(\lambda)$ par rapport à la $i^{\text{ème}}$ composante de λ^+ s'écrit

$$\frac{\partial g(\lambda)}{\partial \lambda_i^+} = z_{ii} \lambda_i^{+(m+1)} + k_i^+ + \sum_{j=1}^{i-1} z_{ij} \lambda_j^{+(m+1)} + \sum_{j=i+1}^{n_{u\ell}} z_{ij} \lambda_j^{+(m)} - \sum_{j=1}^{n_{u\ell}} z_{ij} \lambda_j^{-(m)}.$$

La valeur de $\lambda_i^{+(m+1)}$ qui minimise $g(\lambda)$ à cette itération est obtenue en annulant la dérivée partielle

$$\lambda_i^{+(m+1)} = -\frac{1}{z_{ii}} \left(k_i^+ + \sum_{j=1}^{i-1} z_{ij} \lambda_j^{+(m+1)} + \sum_{j=i+1}^{n_{u\ell}} z_{ij} w_j^{+(m)} - \sum_{j=1}^{n_{u\ell}} z_{ij} w_j^{-(m)} \right),$$

et seules les valeurs positives sont retenues

$$\lambda_i^{+(m+1)} = \max \left(0, \lambda_i^{+(m+1)} \right)$$

La minimisation de la fonction objectif par rapport à $\lambda_i^{-(m+1)}$ est calculée uniquement si $\lambda_i^{+(m+1)} = 0$ et conduit à

$$\lambda_i^{+(m-1)} = -\frac{1}{z_{ii}} \left(k_i^- + \sum_{j=1}^{i-1} z_{ij} \lambda_j^{-(m+1)} + \sum_{j=i+1}^{n_{u\ell}} z_{ij} w_j^{-(m)} \right),$$

$$\lambda_i^{-(m+1)} = \max \left(0, \lambda_i^{-(m+1)} \right),$$

sinon $\lambda_i^{-(m+1)} = 0$. z_{ij} est le $ij^{\text{ème}}$ élément de \mathbf{Z} , k_i^+ (resp. k_i^-) est le $i^{\text{ème}}$ élément de \mathbf{K}^+ (resp. \mathbf{K}^-). Une fois que l'algorithme a convergé ou atteint le nombre maximal d'itération, la séquence de contrôle optimale est donnée par l'équation (3.61), et le signal de contrôle appliqué au système est donné par

$$\mathbf{u}(k) = \left(\Delta \mathbf{U}_{k,\ell,1}^f \right)^{(n_u)} + \mathbf{u}(k-1), \quad (3.65)$$

où $(\bullet)^{(n_u)}$ représente les n_u premières lignes de (\bullet) .

3.4 Mise en œuvre

Une fois les caractéristiques théoriques définies, il s'avère nécessaire de définir quelques paramètres qui ont été utilisés dans notre application. Il y a peu de paramètres de réglage pour la commande SPC. Ce sont essentiellement :

- les horizons passé ρ et futur ℓ . Ils ont été fixés à 20 échantillons,
- les deux matrices de pondération sur la sortie \mathcal{Q} et sur l'entrée \mathcal{R} . Plus le rapport entre la pondération sur l'entrée et celle de sortie est grand, et plus la commande sera adoucie. Dans notre cas, nous avons défini expérimentalement un rapport de 20,
- les deux facteurs d'oubli dans les algorithmes de moindres carrés récursifs, fixés à 0.98,
- le critère d'arrêt pour l'algorithme de Hildreth, défini par un OU entre un seuil, fixé à 0.01 sur la norme euclidienne de la variation des paramètres de lagrange entre 2 itérations et un nombre maximal d'itérations fixé à 5.

Les données sont acquises à une fréquence d'échantillonnage de 10 Hz , qui est également la fréquence de rafraîchissement de la commande. Les données d'entrée/sortie ont été filtrées par un filtre passe-bas de fréquence de coupure $f_c = 2.5 Hz$. Pour les estimateurs récursifs, les données ont été filtrées par un filtre passe-bande de fréquences de coupure $[0.1 Hz; 2.5 Hz]$.

Une schématisation du système de contrôle est présentée dans la Figure 3.2.

Dans le chapitre suivant, nous allons détailler la configuration expérimentale utilisée. L'application de la loi de commande sera effectuée dans les Chapitres 5 et 6.

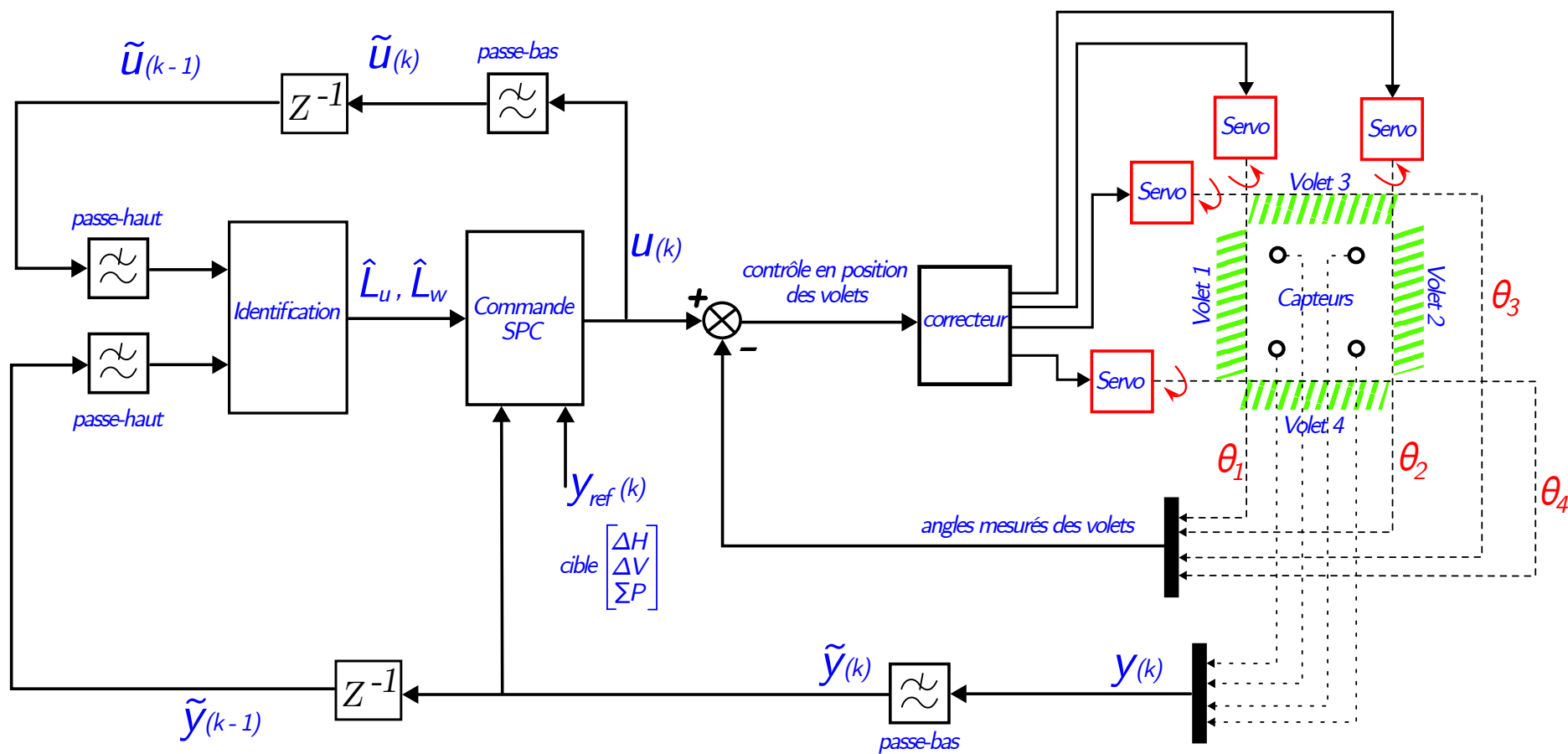


Figure 3.2: Schématisation du système de contrôle.

Chapitre 4

Configurations expérimentales des essais échelle réduite

Sommaire

4.1	Modèles sous étude	60
4.2	Configuration expérimentale	62
4.2.1	Soufflerie	62
4.2.2	Veine d'essai	63
4.2.3	Modèles utilisé et conditions d'essais	64
4.3	Méthodes de mesure	66
4.3.1	Angle de dérapage et position de la grille	67
4.3.2	Champ de pression	67
4.3.3	Champ de vitesse	69
4.3.4	DSPACE Microlabbox et servomoteurs	70

Dans ce chapitre, nous détaillons la configuration expérimentale des essais en échelle réduite, réalisés sur le corps de Windsor, sans et avec roues, ainsi que sur une maquette Stellantis, nommée Cross-Hatch. Ces deux modèles sont équipés de volets rigides mobiles au culot, et cette configuration est utilisée pour l'ensemble des essais en échelle réduite. Les essais sont menés dans la soufflerie S620 de l'ENSMA, une soufflerie subsonique en boucle fermée. Deux types de perturbations sont appliquées : des variations de l'angle de dérapage et des perturbations de l'écoulement de soubassement à l'aide d'une grille mobile placée en amont dans l'écoulement. Les mesures englobent la pression, la température et la vitesse grâce à la Velocimétrie par Images de Particules (PIV). Les données sont recueillies au moyen d'une Microlabbox, puis traitées pour contrôler les volets via des servomoteurs.

4.1 Modèles sous étude

Corps de Windsor

Le premier modèle examiné est un corps de Windsor, tel qu'utilisé par plusieurs auteurs (Bao et al., 2022; Pavia et al., 2020; Varney et al., 2020). Le choix s'est porté sur ce modèle car il s'agit d'un corps épais académique à proximité du sol. Ce corps a fait l'objet d'études approfondies au fil des années, permettant à la communauté scientifique de caractériser de manière exhaustive le comportement du sillage. Ainsi, nous avons décidé d'entamer notre étude complexe en nous appuyant sur un corps bien documenté et largement étudié. Les caractéristiques détaillées de ce modèle sont illustrées dans la Figure 4.1 et décrites dans le Tableau 4.1.

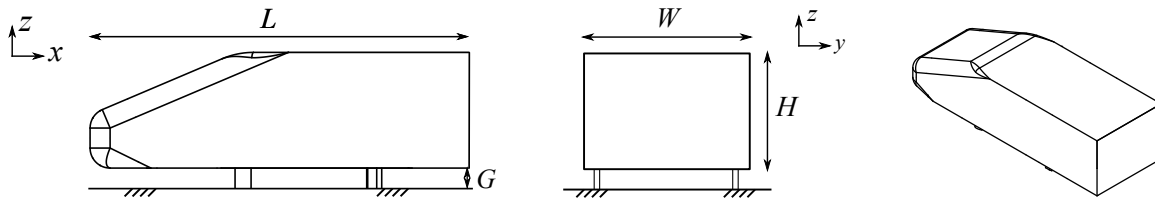


Figure 4.1: Description du corps de Windsor. Vue de côté, de dos et en perspective avec les longueurs caractéristiques spécifiées dans le Tableau 4.1.

Paramètres	Symboles	Valeurs [m]
Hauteur	H	0.289
Largeur	W	0.389
Longueur	L	1.037
Garde au sol	G	0.05
Rayon nez	R_n	0.05
Rayon toit	R_r	0.02

Tableau 4.1: Caractéristiques géométriques principales du corps de Windsor. Les références sont détaillées dans la Figure 4.1.

Le nez du modèle est arrondi afin de reproduire les montants de baie des véhicules réels, tout en prévenant un détachement massif de l'écoulement. En outre, la partie arrière du modèle présente une section rectangulaire avec un rapport Hauteur/Largeur de $H/W = 0.743$. Pour assurer la fixation du modèle au sol, quatre supports profilés sont utilisés. Toutes ces caractéristiques sont mises en place pour simuler, à l'aide d'un modèle simplifié, les principales structures d'un sillage de voiture.

Corps de Windsor avec roues

Successivement, nous avons envisagé d'apporter davantage de complexité à notre étude. Ainsi, la décision a été prise d'incorporer quatre roues, comme illustré dans la Figure 4.2. L'ajout des roues,

comme détaillé de manière approfondie dans le travail de Bao (2023), introduit une complexité significative en raison de l'interaction des sillages générés par les roues avec celui du corps principal. En effet, un échange de masse se produit du sillage du corps vers ceux des roues. Cette interaction altère l'équilibre vertical du sillage et pour cela il est possible de considérer les roues comme des perturbations qui ajoutent de la complexité à l'étude.

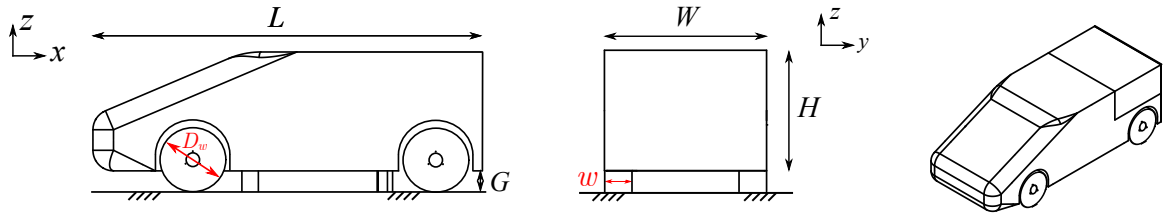


Figure 4.2: Description du corps de Windsor avec roues. Vue de côté, de dos et en perspective avec les longueurs caractéristiques spécifiées dans les Tableaux 4.1 et 4.2.

Paramètres	Symboles	Valeurs [m]
Diamètre roue	D_w	0.150
Largeur roue	w	0.055

Tableau 4.2: Caractéristiques géométriques des roues ajoutées au corps de Windsor (4.2).

Les caractéristiques du modèle demeurent inchangées, à l'exception des roues qui présentent un diamètre $D_w = 0.150$ [m] et une largeur $w = 0.055$ [m]. Ces roues ont été conçues en acier avec une surface lisse. Elles adoptent une configuration de base carrée dotée d'arêtes vives, correspondant à une disposition de roues qui perturbe au maximum l'écoulement. Les roues sont fixées au corps à l'aide d'un mât et ne touchent pas le sol.

Cross-Hatch

Le dernier modèle examiné est le Cross-Hatch, un modèle conçu en interne chez Stellantis, dont les caractéristiques détaillées sont illustrées dans la Figure 4.3 et décrites dans le Tableau 4.3. Ce corps constitue le dernier échelon de ce travail. En effet, il englobe toutes les caractéristiques présentées précédemment, tout en introduisant des complexités supplémentaires. Il s'agit d'un corps épais en proximité du sol, équipé de quatre roues à base carrée aux arêtes arrondies. De plus, le corps présente des formes courbes, et le culot s'éloigne légèrement de la conception classique à culot droit. À noter également que ce corps est le résultat d'une conception optimisée conformément aux règles d'optimisation du métier aérodynamique de Stellantis.

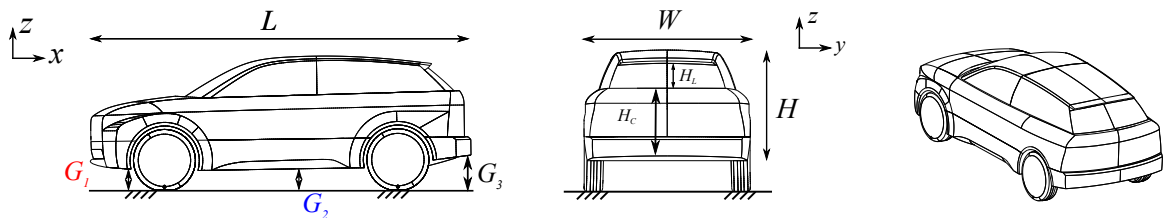


Figure 4.3: Description du Cross-Hatch. Vue de côté, de dos et en perspective avec les longueurs caractéristiques spécifiées dans le Tableau 4.3.

Ce modèle a été spécialement conçu pour se rapprocher de manière significative de l'aérodynamique d'un véhicule réel tout en conservant des dimensions réduites. Son culot présente une section presque rectangulaire et peut être divisé en deux parties distinctes : la partie supérieure correspond à la lunette arrière, tandis que la partie inférieure représente le coffre. La lunette arrière présente une inclinaison d'environ $\alpha_L \simeq 45^\circ$ pour une hauteur projetée de $H_L = 0.067$ m, tandis

Paramètres	Symboles	Valeurs [m]
Hauteur	H	0.259
Largeur	W	0.412
Longueur	L	1.060
Garde au sol 1	G_1	0.057
Garde au sol 2	G_2	0.064
Garde au sol 3	G_3	0.097
Rayon roues	R_r	0.086
Angle soubassement	α_s	$\simeq 2.5^\circ$
Hauteur lunette	H_L	0.067
Hauteur coffre	H_C	0.192

Tableau 4.3: Caractéristiques géométriques principales du Cross-Hatch. Les références sont détaillées dans la Figure 4.3.

que le coffre, qui s'étend verticalement, atteint une hauteur de $H_C = 0.192 \text{ m}$. Le rapport globale Hauteur/Largeur est de $H/W = 0.629$. Pour assurer sa fixation au sol, le modèle est stabilisé à l'aide de quatre petits mats qui s'insèrent dans des lumières prévues à la base des roues.

4.2 Configuration expérimentale

4.2.1 Soufflerie

Les essais ont été réalisés dans la section d'essai de la *Soufflerie S620* de l'ENSMA (École Nationale Supérieure de Mécanique et d'Aérotechnique) située à Poitiers, en France. Cette soufflerie est une installation subsonique en boucle fermée. Une représentation simplifiée de la soufflerie est présentée dans la Figure 4.4, indiquant la direction de l'écoulement, le ventilateur, les redresseurs, les grillages et la section d'essai. Le rapport de convergence avant veine est de 7. Les dimensions de la section d'essai sont de 2.4 m en largeur et 2.6 m en hauteur, avec une surface totale de 6.2 m^2 . La longueur de la section d'essai est $L = 5 \text{ m}$, avec une vitesse maximale d'écoulement $V = 60 \text{ m/s}$. L'écoulement dans la section d'essai présente une intensité de turbulence de $I = 0.3\%$ et une inhomogénéité spatiale de 0.5% .

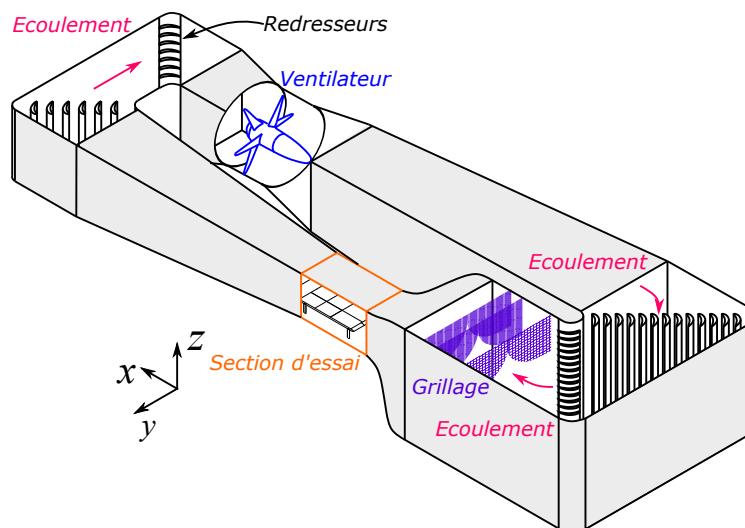


Figure 4.4: Schématisation simplifiée de la soufflerie S620 de l'ENSMA. Image adapté depuis (Bao, 2023)

4.2.2 Veine d'essai

La Figure 4.5 présente en détail la configuration de la section d'essai.

Les modèles sont positionnés sur un plateau surélevé (plancher) à une hauteur de 0.6 mètres. Ce plateau est maintenu par six supports profilés et sert à simuler le sol, permettant ainsi le contrôle des caractéristiques de la couche limite en amont du véhicule. Le plancher a des dimensions d'environ $\simeq 3.5$ m de longueur et $\simeq 2.38$ m de largeur. Le bord d'attaque du plateau est elliptique, tandis que le bord de fuite est équipé d'un volet ajustable (angle α) qui permet de réguler le gradient de pression le long de la veine. Un dispositif tournant de type *Newport RV350-BPE*, dont les détails seront fournis dans le sous-chapitre 4.3.1, est installé à l'intérieur du plancher. Les modèles sont directement fixés au dispositif tournant via quatre points de fixation. Tous les câbles électriques et le tube de référence de pression passent à travers les supports avant de descendre dans un carénage situé sous le plancher. Enfin, les câbles continuent sous la section d'essai pour atteindre la salle de commande.

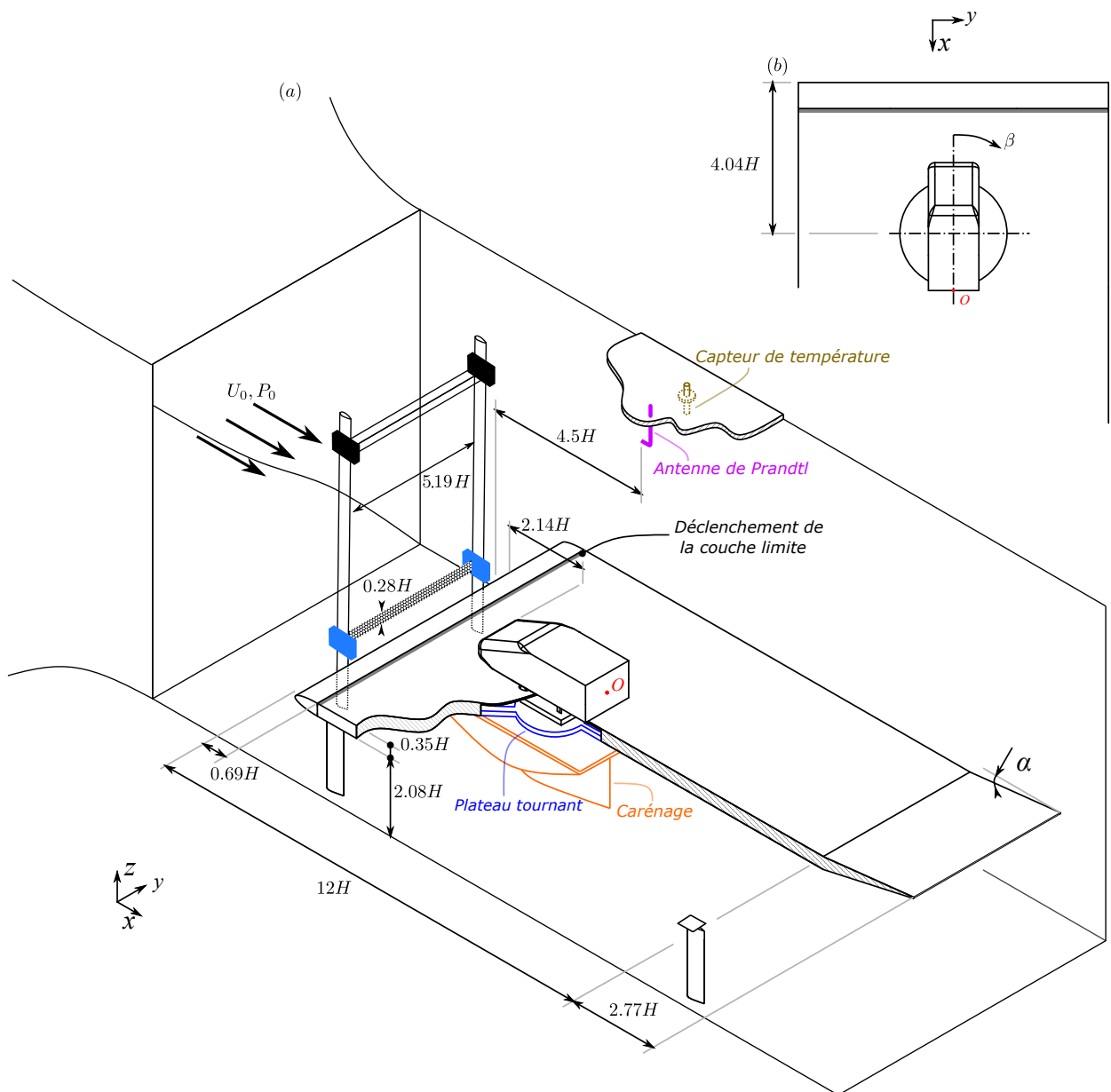


Figure 4.5: Configuration de la section d'essai. (a) Vue en perspective de la section d'essai. (b) Vue de dessus du modèle ainsi que convention utilisée pour l'angle de dérapage (β). Image adapté depuis (Bao, 2023)

Un antenne de Prandtl, ainsi qu'un capteur de température, sont positionnés sous le plafond de la veine. Ces instruments permettent de mesurer des paramètres essentiels de l'écoulement, tels que la pression totale, la pression statique et la température de l'écoulement. En amont du plancher, une grille mobile est installée, soutenue par un système de déplacement qui assure des déplacements d'une grande précision. Cette grille est conçue pour perturber l'alimentation du soubassement du véhicule, ce qui permet d'induire des oscillations verticales dans le sillage. Elle a une largeur de $l = 1.5$ m et une hauteur de $h = 0.08$ m (voir Figure 4.6) avec un coefficient de section libre de $\bar{f} = 0.5$.

Une vue aérienne du plancher est présentée dans la Figure 4.5 (a), où l'angle de dérapage (β) est également référencé dans la partie (b) de la figure.

4.2.3 Modèles utilisé et conditions d'essais

Corps de Windsor

Les outils d'analyse et de mesure, ainsi que les perturbations appliquées, restent les mêmes pour le deux configurations du corps de Windsor étudiées. Par souci de concision, seules les caractéristiques du cas sans roues seront détaillées ci-après.

Le modèle utilisé dans le cadre de cette étude est une version modifiée du modèle précédemment détaillé dans la section 4.1. Plus précisément, des modifications ont été apportées au culot en ajoutant quatre volets rigides mobiles. Ces volets sont actionnés par quatre servomoteurs, comme expliqué dans la section 4.3.4. Ils sont fabriqués en acier et ont une épaisseur $\epsilon = 3$ mm ainsi qu'une longueur $\delta = 50$ mm. En conséquence, le modèle est légèrement allongé et présente une cavité. Les détails de ces modifications sont illustrés dans la Figure 4.6.

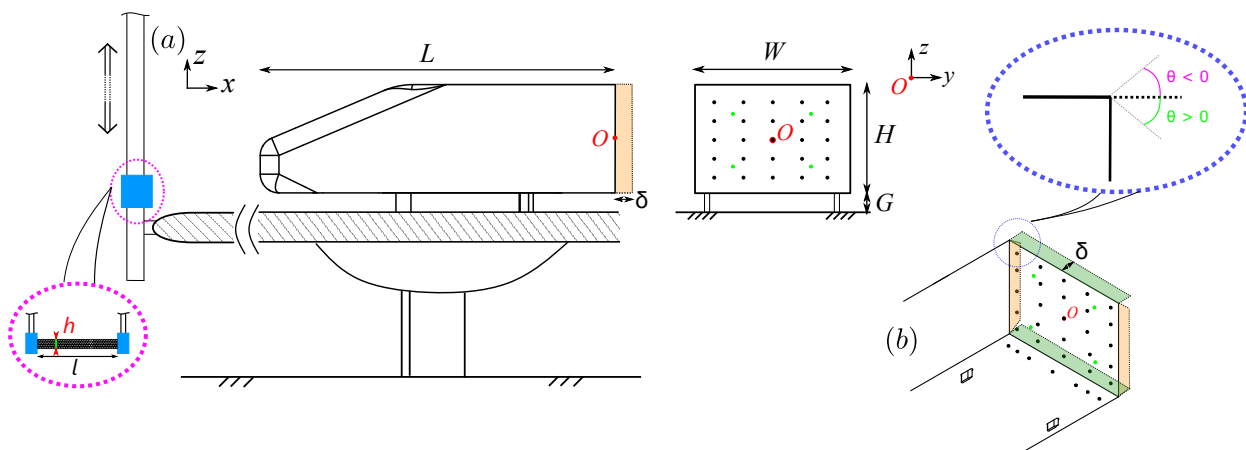


Figure 4.6: Schématisation du corps de Windsor mis en place dans la veine d'essai. (a) Vue de côté et vue arrière avec schématisation des capteurs de pression. (b) Vue 3/4 arrière de dessous. Image adapté depuis (Bao, 2023)

Paramètres	Symboles	Valeurs
Longueur Volets	δ	0.05 [m]
Longueur Grille	l	1.5 [m]
Hauteur Grille	h	0.08 [m]
Amplitude Volets	θ	± 7 [°]

Tableau 4.4: Caractéristiques géométriques principales du modèle utilisé dans cette étude. Les références sont détaillées dans la Figure 4.6.

La longueur totale du corps est $L + \delta = 1.087$ m, avec une hauteur (H) et une largeur (W) qui ne changent pas par rapport au modèle décrit dans la section 4.1. L'origine, par rapport à laquelle sont définies toutes les distances, est exactement au centre de la surface du culot. Les quatre volets

peuvent effectuer des mouvements avec une amplitude (θ) comprise entre -7° et 7° degrés. Plus précisément, $\theta > 0^\circ$ correspond à un mouvement rentrant du volet, tandis que $\theta < 0^\circ$ correspond à un mouvement sortant. Au total, vingt-neuf prises de pression ont été positionnées sur le culot. Parmi celles-ci, vingt-cinq prises de pression (points noirs) ont été utilisées pour obtenir les valeurs moyennes de la pression, tandis que les quatre restantes (points verts) ont été utilisées comme sorties de la loi de contrôle (plus de détails dans les Chapitres 5 et 6). L'emplacement de ces quatre prises de pression a été choisi stratégiquement. En effet, la position choisie permet d'avoir une bonne aperçu de l'empreinte de pression globale au culot (Bonnaivon et al., 2017; Fan et al., 2022; Khan et al., 2022a).

Après l'installation du plancher, la surface de la veine est réduite, correspondant à une surface $S = 2.4 \times 1.9 = 4.56 m^2$. Par conséquent, le taux de blocage de notre modèle est de 2.3%, et aucune correction n'est nécessaire à ce sujet (Apelt, 1982). Cependant, il est important de noter que la présence du corps modifie légèrement la distribution de l'écoulement en dessous et au-dessus du plancher. Cette modification est ajustée avant le début de chaque campagne d'essais à l'aide du volet mentionné dans la Figure 4.5. Pour cette configuration spécifique, l'inclinaison du volet est $\alpha = 2^\circ$.

En ce qui concerne les conditions d'écoulement, nous pouvons obtenir la pression totale, la pression statique et la température à l'aide de l'antenne de Prandtl et du capteur de température respectivement (voir Figure 4.5). À partir de ces données, nous pouvons maintenir la vitesse de l'écoulement avec une incertitude $u' = \pm 0.1 m/s$. En parallèle, la densité ρ est mesurée avec une incertitude de $\rho' = \pm 0.001 Kg/m^3$. Dans les cas analysés dans ce travail, la vitesse utilisée est $U = 30 m/s$, ce qui correspond à une valeur du nombre de Reynolds de $Re_H = \frac{\rho U_0 H}{\mu} \simeq 6 * 10^5$.

Dans cette configuration spécifique, deux types de perturbations de l'écoulement amont sont utilisés, comme illustré dans la Figure 4.7. Il s'agit d'une variation de l'angle de dérapage et d'une variation de la hauteur de la grille.

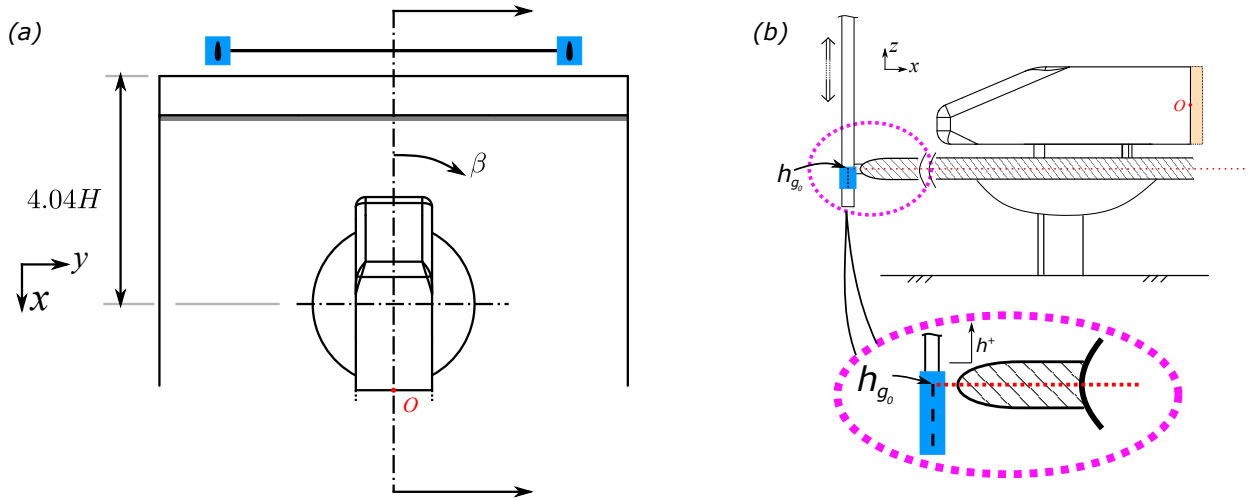


Figure 4.7: Perturbations utilisées. (a) Vue de dessous du plateau tournant. (b) Vue de côté de la grille et définition de son position zéro.

L'amplitude maximale choisie pour l'angle de dérapage est $\beta \pm 5^\circ$, avec $\beta = 0^\circ$ correspondant au modèle aligné avec l'écoulement. Ce choix est basé sur les résultats précédemment analysés dans le Chapitre 2. Par convention, une rotation du modèle dans le sens des aiguilles d'une montre entraîne des valeurs positives de β , et vice versa. En ce qui concerne le déplacement vertical de la grille, la position neutre est $h_g = h_{g0} = 0 m$, ce qui signifie que le dessus de la grille est alignée avec le plan médian du plancher. L'amplitude maximale de déplacement est $-0.2 \leq h_g \leq 0.1 [m]$, avec une incertitude de $1 \times 10^{-6} m$. La limite inférieure ($h_g = -0.2 m$) correspond à la grille positionnée en bas, ce qui n'affecte pas l'écoulement au dessus du plancher. En revanche, en position supérieure ($h_g = 0.1 m$), la grille est placée en amont du soubassement du modèle. Cette perturbation a été élaborée en conformité avec les travaux menés par Castelain et al. (2018). En effet, cette recherche montre la variation de la pression au culot en fonction de la vitesse de l'écoulement en soubassement.

Le critère de la perturbation montrée dans la recherche est similaire à la perturbation induite par notre grille, où le soulèvement de cette dernière entraîne une augmentation de la perturbation de l'écoulement. Le cas de perturbation maximale correspond à la grille en position supérieure, équivalant, grâce aux caractéristique mécanique de la grille, à un soubassement avec un taux de blocage d'environ 50%.

Cross-Hatch

Les essais sur le Cross-Hatch ont été réalisés dans les mêmes conditions que celles détaillées précédemment. Cependant, étant donné que le modèle Cross-Hatch présente des différences significatives par rapport au modèle Windsor, nous allons décrire les principales divergences. Une schématisation du Cross-Hatch installé dans la veine d'essai est présentée dans la Figure 4.8.

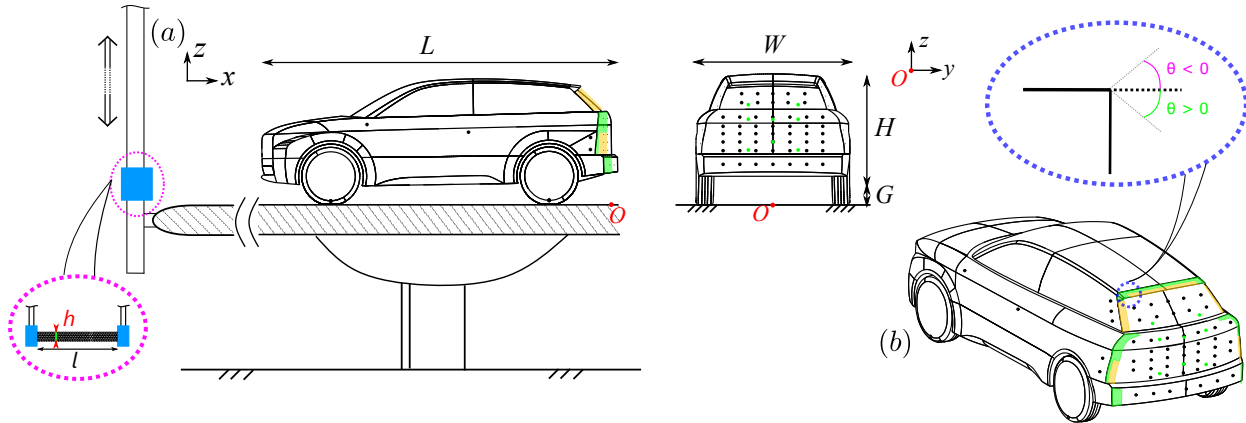


Figure 4.8: Schématisation du Cross-Hatch mis en place dans la veine d'essai. (a) Vue de côté et vue arrière avec schématisation des capteurs de pression. (b) Vue 3/4 arrière de dessus.

Pour ce corps aussi, le taux de blocage est de 2.8%, et comme pour le modèle Windsor, aucune correction n'est nécessaire à ce titre. La vitesse d'essai est $U = 30\text{m/s}$, et l'ordre de grandeur du nombre de Reynolds basé sur la hauteur du culot reste le même, $Re_H = \frac{\rho U_0 H}{\mu} \simeq 6 * 10^5$. Les perturbations imposées sur le Cross-Hatch sont les mêmes que celles appliquées sur le Windsor (voir Figure 4.4). Cinquante-cinq prises de pression ont été positionnées sur le culot, dont quarante-sept (points noirs) ont été utilisées pour obtenir les valeurs moyennes de pression, tandis que les huit restantes (points verts) ont été utilisées pour mesurer les sorties de la loi de contrôle. Au niveau du culot, nous avons intégré des appendices fixes ainsi que des appendices mobiles (en vert et en orange, respectivement, dans la Figure 4.8). Cette modification a été effectuée dans le but de simuler une cavité et d'assurer un décollement net de l'écoulement tout autour du culot. Au total, cinq volets ont été positionnés au niveau du culot, dont deux dans la partie inférieure, deux sur la lunette, et le dernier coïncide avec la partie horizontale du becquet. Cette différenciation a été nécessaire en raison de la géométrie non droite du culot, rendant impossible l'installation d'un volet unique sur toute la longueur du côté du culot. À noter également l'absence d'un volet sur le bouclier, une décision prise pour respecter des contraintes industrielles et rendre ainsi l'essai aussi proche que possible d'une réalité future plausible. Les volets, fabriqués en PLA, présentent une épaisseur de $\epsilon = 2\text{mm}$ et une longueur de $\delta = 50\text{mm}$. En ce qui concerne l'amplitude des volets latéraux, elle varie de $-7^\circ \leq \theta \leq 7^\circ$, tandis que le volet supérieur a une amplitude de $-7^\circ \leq \theta \leq 10^\circ$.

4.3 Méthodes de mesure

La mesure de l'empreinte de pression au niveau du culot, ainsi que la détermination de l'angle de dérapage et de la position de la grille, sont des éléments fondamentaux pour une analyse correcte des résultats. Pour ce faire, les détails concernant les techniques et les outils de mesures seront donnés.

4.3.1 Angle de dérapage et position de la grille

L'angle de dérapage est contrôlé à l'aide d'un plateau tournant de marque *Newport RV350-BPE*. Cet outil garantit une précision de 0.001° et une vitesse de rotation maximale $V_r = 2 \text{ }^\circ/s$. Il est équipé d'un moteur électrique qui est actionné par l'opérateur de la soufflerie depuis la salle de commande. Dans la Figure 4.9 (a) une schématisation du plateau tournant est montrée. Le modèle est fixé sur ce plateau tournant à l'aide de 4 mâts.

De plus, un capteur de position linéaire potentiométrique de type *LTR-200-V-7M*, illustré dans la Figure 4.9 (b), a été installé. Ce capteur a une plage de mesure de $\Delta l = 0.2 \text{ m}$, avec une répétabilité de 0.01 mm . Il peut être alimenté en tension entre 12 et 30 V, produisant un signal de sortie variable entre 0 et 10 V. Ce capteur mesure un déplacement de la grille compris entre $-0.05 \leq h_g \leq 0.1 \text{ [m]}$. Les informations provenant des deux systèmes sont enregistrées à l'aide d'une *DPSACE Microlabbox*, comme décrit dans la section 4.3.4.

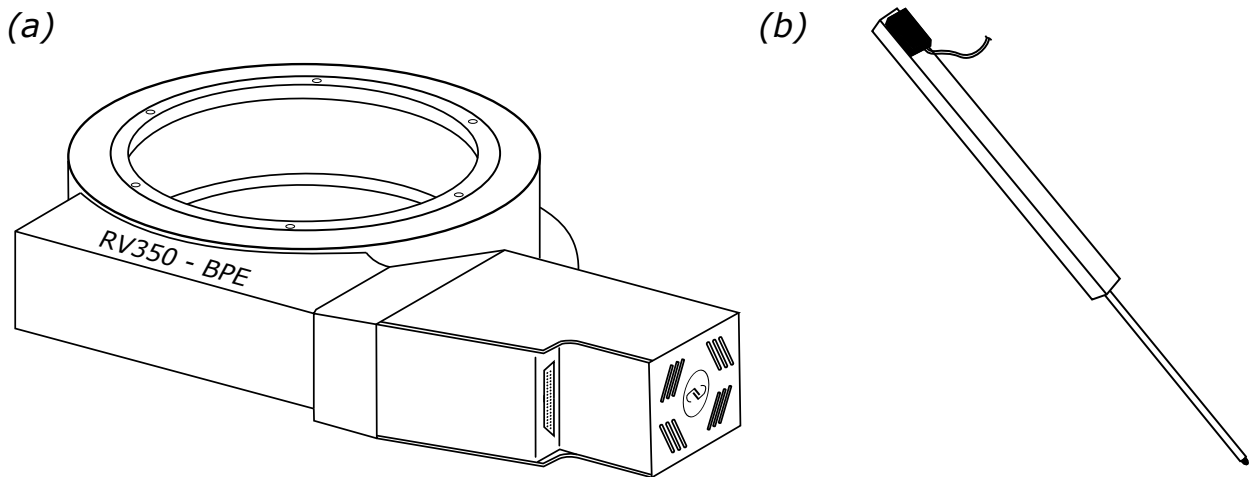


Figure 4.9: (a) Schématisation Plateau tournant *Newport RV350-BPE*. (b) Schématisation du capteur de position linéaire potentiométrique *Pm-Instrumentation*.

4.3.2 Champ de pression

Le corps de Windsor est équipé d'un total de 132 prises de pression réparties sur toute sa surface, tandis que le modèle Cross-Hatch en comporte un total de 69, comme illustré dans les Figures 4.10 (a) et (b). Pour le modèle Windsor, 128 prises de pression (points noirs) sont utilisées pour l'analyse du champ de pression moyenne autour du modèle, tandis que les 4 prises restantes (points verts) servent de sortie pour la loi de contrôle. De manière similaire, pour le modèle Cross-Hatch, 61 prises de pression (points noirs) sont utilisées pour l'analyse du champ de pression moyenne autour du modèle, tandis que les 8 prises restantes (points verts) servent de sortie pour la loi de contrôle. Ces huit prises de pression ont été choisies à la suite d'une caractérisation du sillage du corps. Plus de détails seront donnés dans la section 6.1. Par la suite, l'analyse se concentrera principalement sur la variation de la distribution du coefficient de base (C_b) au niveau du culot, tel que défini dans l'équation 4.2.

Plusieurs systèmes ont été mis en place pour mesurer le champ de pression autour des modèles, comme explicité dans la Figure 4.10 (c).

Deux scanners de type *ESP-DTC-64HD* sont utilisés pour le corps de Windsor, tandis qu'un seul a été utilisé pour le modèle Cross-Hatch. Le premier scanner, utilisé pour les deux modèles, a une gamme de mesure de $\pm 1 \text{ kPa}$, tandis que le deuxième, utilisé uniquement pour le corps de Windsor, a une gamme de mesure de $\pm 2 \text{ kPa}$. Ces scanners mesurent la différence entre la pression statique au point et une pression de référence, avec un nombre maximal de voies de mesure de 64 par scanner. La fréquence d'acquisition est de $F_s = 100 \text{ Hz}$, et ils sont déclenchés en même temps par un déclencheur externe. Tous les tubes connectés à ces scanners ont une longueur de $l = 800 \text{ mm}$ et un diamètre de $\Phi = 0.8 \text{ mm}$, ce qui assure une fréquence de coupure supérieure à

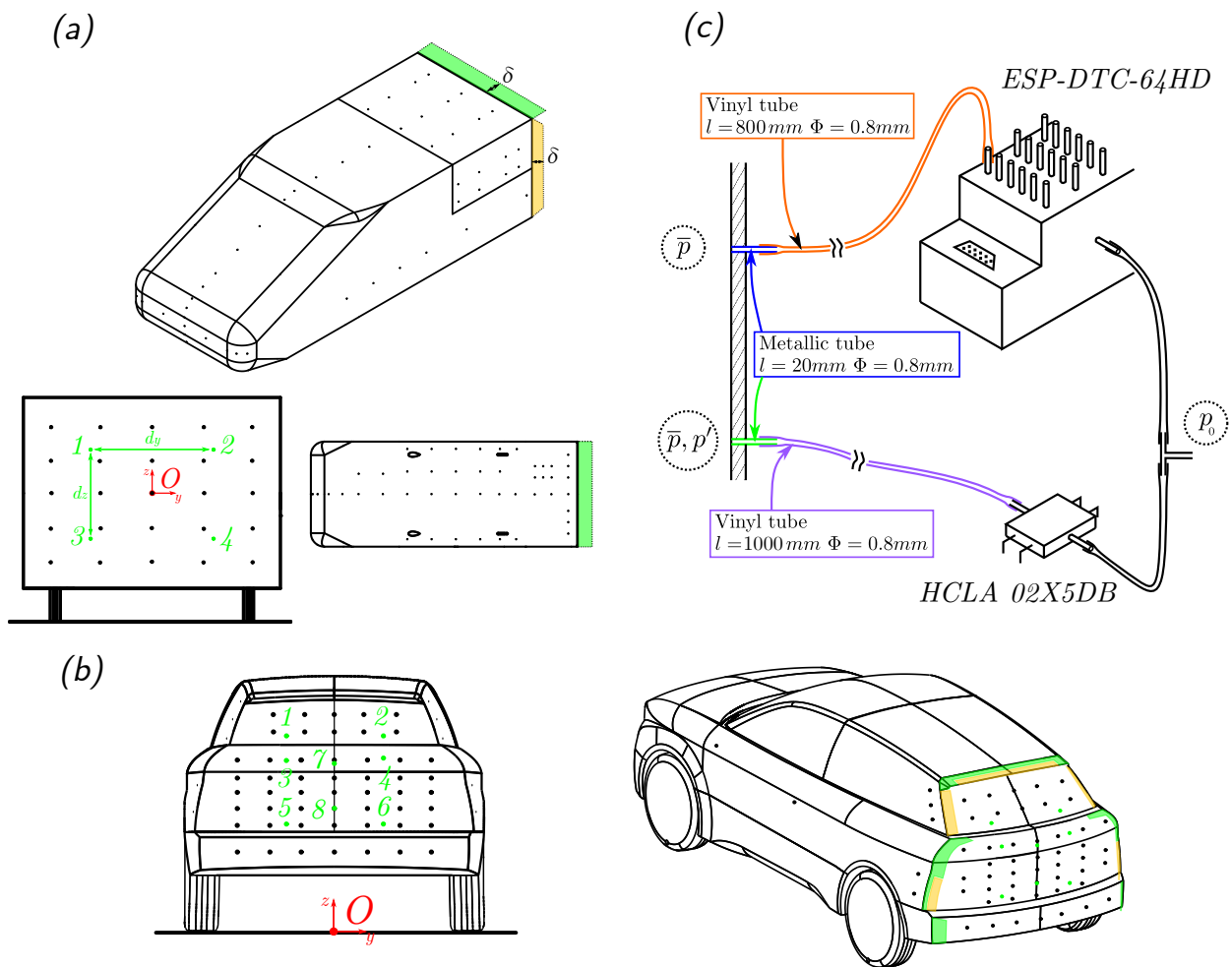


Figure 4.10: (a) et (b) Schématisation de l'emplacement des prises de pression sur toute la surface des modèles. (c) Schématisation du montage du système d'acquisition de pression, en haut un scanner de pression *ESP-DTC-64HD* et en bas un capteur de pression *HCLA 02X5DB*.

100 Hz. Cet aspect a été vérifié avec des tests sur banc (Gravier, 2023). De plus, les scanners sont corrigés en température sur une plage de $-20 \leq T \leq 60$ °C. Le premier scanner mesure toutes les prises de pression sur le modèle Cross-Hatch, tandis que sur le corps de Windsor, il mesure uniquement les prises de pression au niveau du culot et celles qui sont à proximité de celui-ci. Le deuxième scanner est utilisé pour les prises de pression restantes.

En parallèle, quatre capteurs de pression de type *SensorTechnics HCLA 02X5DB* ont été utilisés pour le corps de Windsor, et huit pour le modèle Cross-Hatch. Ces capteurs ont une gamme de mesure de ± 250 Pa. Tout comme le scanner de pression, ils mesurent la différence entre une pression statique au point et une pression de référence. Chaque capteur est associé à une prise de pression spécifique, en particulier les points verts sur les deux modèles dans la Figure 4.10 (a) et (b). Chaque prise de pression est connectée au capteur de pression par un tube de longueur $l = 1000$ mm et de diamètre $\Phi = 0.8$ mm, ce qui garantit une fréquence de coupure d'environ 100 Hz. La fréquence d'acquisition est fixée à $F_s = 10$ Hz en raison de limitations liées à la puissance de calcul pour la loi de contrôle, ainsi que de contraintes structurelles imposées par l'architecture du système de contrôle. Les informations de pression sont mesurées par la *DPSACE Microlabbox* pour effectuer un traitement en temps réel, comme expliqué dans le Chapitre 3.

Les capteurs produisent un signal de sortie $V_o = 2.25 \pm 2$ V et sont linéaires. Cependant, l'offset de chaque capteur peut légèrement différer. Par conséquent, un étalonnage des huit capteurs a été réalisé avant les campagnes d'essais. Pour cet étalonnage, le calibre utilisé est le *Furness Controls FCO560*. Ce calibre est capable de générer une pression souhaitée à l'aide d'une pompe interne et dispose d'une gamme de mesure de 2000 Pa. Dans ce cas spécifique, 21 valeurs de pression

différentes ont été imposées, allant de -250 mbar jusqu'à 250 mbar avec un espacement de 25 mbar . Les résultats de l'étalonnage sont présentés dans la Figure 4.11.

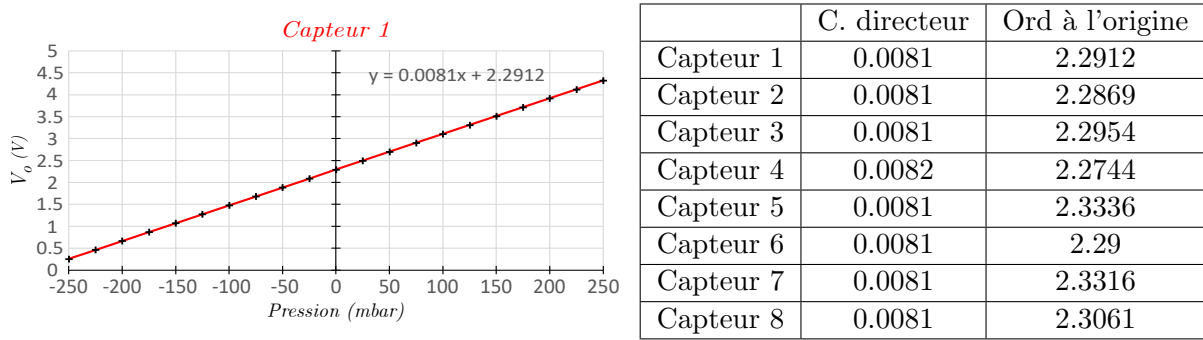


Figure 4.11: Étalonnage des capteurs *SensorTechnics HCLA 02X5DB* fait à l'aide du calibre *Furness Controls FCO560*. A gauche, exemple d'un résultat de calibration sur le Capteur 1. A droite, coefficients directeurs et ordonnées à l'origine des huit capteurs étalonnés

Dans le Tableau 4.5 quelques caractéristiques principales des deux scanners ainsi que des capteurs différentiel de pression sont détaillées.

	ESP-DTC Pressure scanners	HCLA differential pressure sensors
Gamme [Pa]	± 1000 or ± 2000	± 250
Précision [Pa]	± 1.5 or ± 3.75	± 0.7
Largeur de bande [Hz]	~ 50	200
Fréquence d'échantillonnage [Hz]	100	10
Longueur des acquisitions [s]	180 (courtes) or 300 (moyennes) or 600 (longues)	180 (courtes) or 300 (moyennes) or 600 (longues)

Tableau 4.5: Quelques caractéristiques principales des deux scanners ainsi que des huit capteurs différentiels de pression.

Les données de pression acquises sont ensuite post-traitées pour calculer le coefficient de pression :

$$C_{p_i} = \frac{p_i - p_\infty}{Q} \quad (4.1)$$

où p_i représente la pression mesurée à la $i^{\text{ème}}$ prise de pression, p_∞ est la pression statique en amont, et $Q = \frac{1}{2}\rho_\infty V_\infty^2$ est la pression dynamique, avec ρ_∞ la masse volumique de l'air et V_∞ la vitesse de l'écoulement en amont. Les grandeurs p_∞ , ρ_∞ et V_∞ sont mesurées à l'aide de l'antenne de Prandtl, comme illustré dans la Figure 4.5. De plus, il est possible de quantifier la traînée de pression de base en utilisant le coefficient de pression de base (C_b). Pour ce faire, en fonction de la définition en (4.1), on définit le coefficient de pression de base comme suit :

$$C_b = -\frac{\int_{S_b} C_p ds}{S_b} \quad (4.2)$$

où S_b correspond à la surface du culot.

4.3.3 Champ de vitesse

La conception de la veine d'essai de la soufflerie béton S620 de l'ENSMA prévoit également la possibilité de réaliser des mesures du champ de vitesse en utilisant la vélocimétrie par images de particules (PIV). Dans ce contexte, des mesures ont été effectuées en utilisant une méthode 2D-2C, c'est-à-dire une méthode de vélocimétrie à deux dimensions et deux composantes. Le principe de cette méthode est le suivant : des particules d'un diamètre d'environ $\approx 1\mu\text{m}$ sont injectées dans l'écoulement. Ensuite, ces particules sont éclairées à l'aide d'une nappe laser. Dans notre

cas il s'agit d'un laser *Quantel EverGreen* de $2 \times 200mJ$. Une paire d'images est capturée à l'aide d'une caméra *LaVision Imager LX* 16 Mpx. En comparant ces images, il est possible de visualiser le déplacement des particules éclairées, ce qui permet de calculer la vitesse et la direction de l'écoulement.

Sur les deux modèles étudiés, le corps de Windsor et le Cross-Hatch, un total de trois champs de vision ont été analysés. Ces champs de vision correspondent aux plans de symétrie vertical et horizontal pour le corps de Windsor, ainsi qu'à un plan horizontal à une hauteur de $z/H = 0.745$ pour le Cross-Hatch. Ces champs de vision sont représentés dans la Figure 4.12(a) et (b), respectivement, pour le Windsor et le Cross-Hatch.

Chaque acquisition se compose de 1200 paires d'images capturées à une fréquence $F_i = 4 Hz$. Ces acquisitions sont synchronisées avec les mesures de pression à l'aide d'un déclencheur externe. Le choix du nombre d'images n'a pas été fait au hasard, mais plutôt en se basant sur une étude de convergence statistique. Le nombre d'images retenu est suffisant pour assurer la convergence des statistiques du premier et du deuxième ordre. Les données obtenues sont ensuite analysées à l'aide du logiciel *Davis 10.2*. Un filtre passe-bas est utilisé pour éliminer le bruit de fond, puis une zone d'interrogation de 16×16 pixels avec un chevauchement de 50 % est utilisée pour l'analyse PIV. Les résultats sont ensuite soumis à un filtrage supplémentaire à l'aide d'un filtre non linéaire afin de supprimer les valeurs aberrantes, qui sont identifiées en fonction de l'écart-type par rapport aux vecteurs voisins.

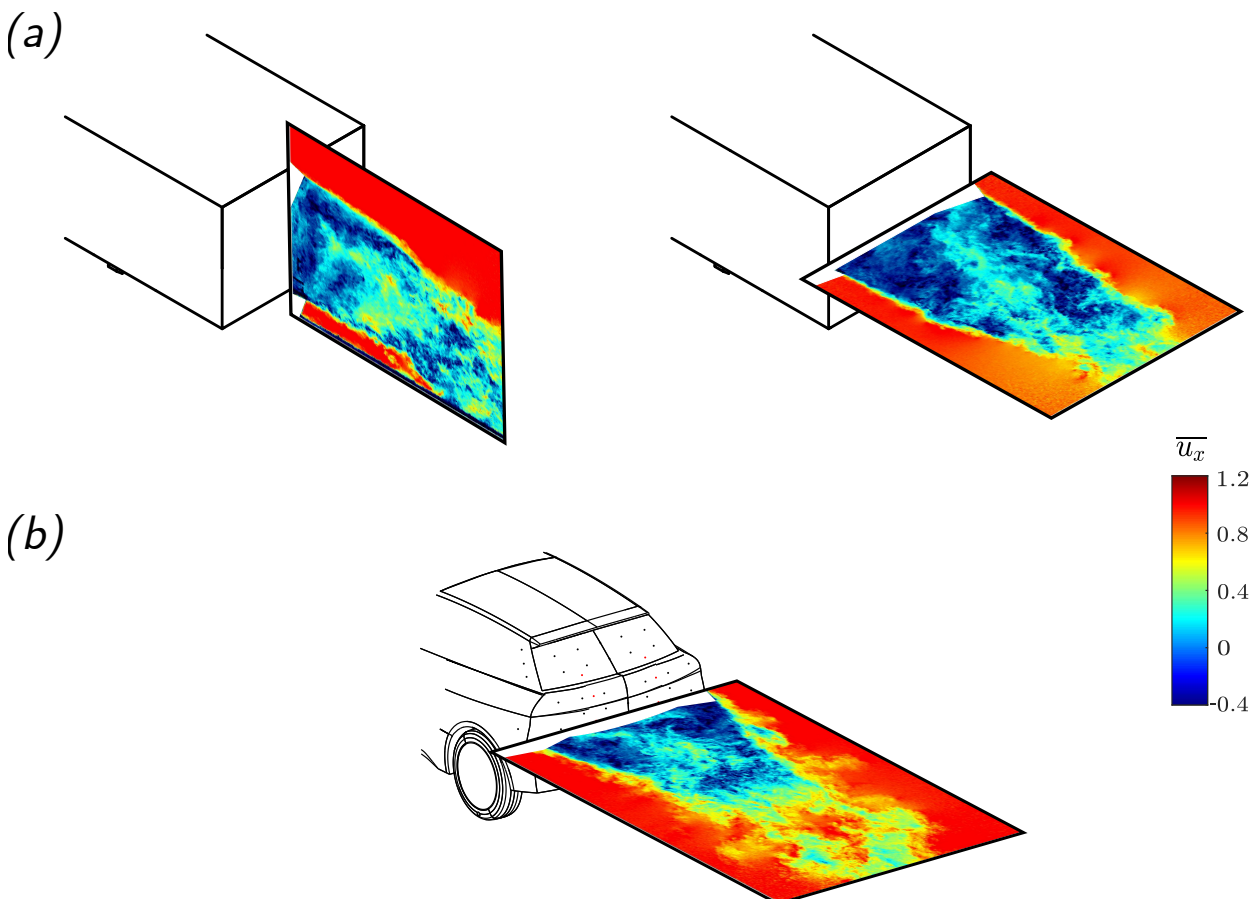


Figure 4.12: (a) Champs de vision PIV sur le corps de Windsor ; plans de symétrie Y_0 à gauche et Z_0 à droite. (b) Champs de vision PIV sur le Cross-Hatch, plan horizontal à $z/H = 0.745$

4.3.4 DSPACE Microlabbox et servomoteurs

L'acquisition de toutes les informations utiles à la mise en place de la loi de contrôle est effectuée à l'aide d'une *DSPACE Microlabbox*.

	Windsor plan Y_0	Windsor Plan Z_0	Cross-Hatch plan Z
Plan	$y = 0$	$z = 0$	$z = 0.745H$
Champ de vision $/H^2$	2.33×1.53	2.73×1.80	3.04×2.12
Laser		Quantel Evergreen 2×200 mJ	
Caméra		LaVision Imager LX 16 Mpx	
Objectif		Zeiss Makro-Planar ZF 50 mm	
Résolution caméra $/\text{px}^2$		4900 \times 3300	
Taille pixel $/\mu\text{m}$		7.4	
$U_0 / (\text{m/s})$		30	
$\Delta t / \mu\text{s}$	60	60	45
Zone d'interrogation $/\text{px}$		16 \times 16	
Overlap $/\%$		50	
Résolution spatiale $/H$	7.5×10^{-3}	8.9×10^{-3}	1×10^{-2}
Fréquence d'acquisition $/\text{Hz}$		4	
Uncertitude maximale ¹ $/U_0$	0.012	0.012	0.016
Pair d'images	1200 à 2400	1200 à 2400	1200
Temps de mesure $/\text{s}$	300 à 600	300 à 600	300

Tableau 4.6: Paramètres principaux des mesures PIV effectuées sur les plans détaillés dans la Figure 4.12

La *DSPACE Microlabbox* est un appareil polyvalent qui permet l'acquisition de données et la génération de signaux de commande en temps réel. Elle offre un grand nombre d'entrées/sorties et peut communiquer avec l'environnement de modélisation et de simulation *Matlab Simulink*. Dans notre cas spécifique, les données mesurées sont listées ci-dessous :

- Angle de dérapage (β) ;
- Position de la grille (h_g) ;
- Valeurs de pression obtenue depuis les capteurs *SensorTechnics*.

L'acquisition de tous les systèmes est déclenchée à l'aide d'un déclencheur externe activé par l'opérateur de la soufflerie. Dès le début de l'acquisition, les données sont enregistrées et injectées dans le modèle *Matlab Simulink* dans lequel nous avons développé la loi de contrôle, laquelle a été détaillée précédemment (Chapitre 3). Le traitement de ces données nous permet d'obtenir la position optimale des volets à chaque instant, assurant ainsi d'atteindre les objectifs imposés. Cette information est calculée, enregistrée, et finalement transmise aux quatre servomoteurs responsables des déplacements des volets.

Les servomoteurs utilisés sont quatre *Feetech FT5323M GOTRONIC*. Ces dispositifs reçoivent les commandes envoyées par la *Microlabbox* et les traduisent en mouvement pour les volets. Les principales caractéristiques de ces servomoteurs sont résumées dans le Tableau 4.7. Ces caractéristiques imposent des contraintes, telles que la vitesse de rotation et la courant de blocage. Ces contraintes s'ajoutent aux contraintes mécaniques, détaillées précédemment.

	Feetech FT5323M
Alimentation [V]	4.8 à 6
Course [deg]	2 \times 90
Couple [Kg.cm]	19 à 21.5
Vitesse à vide [s/°]	0.22/60 à 0.16/60
Courant de blocage [A]	1.2 à 1.5
Dimensions [mm]	40 \times 20 \times 40.4

Tableau 4.7: Caractéristiques principales des servomoteurs *Feetech FT5323M GOTRONIC*.

Dans le chapitre suivant, nous allons considérer les résultats obtenus avec le corps de Windsor sans roues. Cette analyse sera ensuite suivie par l'analyse des résultats obtenus avec le corps de Windsor avec roues ainsi qu'avec Cross-Hatch (Chapitre 6).

Chapitre 5

Essais en échelle réduite : Corps de Windsor sans roues

Sommaire

5.1	Écoulement de référence	74
5.1.1	Référence en fonction de l'angle de dérapage (β)	74
5.1.2	Référence en fonction de la hauteur de grille (h_g)	77
5.2	Choix et perfectionnement des objectifs de contrôle	79
5.2.1	Objectifs de départ	79
5.2.2	Perfectionnement des objectifs	81
5.3	Résultats	83
5.3.1	Effets de la loi de contrôle sur le corps en dérapage	83
5.3.2	Réponse du système à des variations dynamiques de β	86
5.3.3	Réponse du système en fonction de la variation de la hauteur de grille h_g	91
5.4	Analyse des résultats avec la totalité des capteurs de pression	93
5.5	Synthèse du chapitre	94

L'efficacité et la robustesse de la loi de contrôle, qui a été développée dans le Chapitre 3, seront évaluées à plusieurs reprises avec une complexité croissante. Dans ce chapitre, nous nous concentrons sur l'analyse du corps de Windsor sans roues. Dans un premier temps, nous détaillerons l'écoulement de référence autour du corps en réponse à différentes perturbations, telles que l'angle de dérapage (β) et la hauteur de grille (h_g). Ensuite, nous décrivons le choix et le processus d'optimisation des objectifs de la loi de contrôle. Par la suite, la loi de contrôle sera testée face à des perturbations à la fois statiques et dynamiques. Enfin, nous soulignons l'importance critique de l'emplacement des capteurs de pression utilisés comme sorties du système de contrôle.

5.1 Écoulement de référence

La référence du corps de Windsor est déjà largement documentée (Bao, 2023; Pavia, 2019; Varney, 2023). Cependant, une cavité de $\delta = 50 \text{ mm}$ a été formée avec l'ajout de volets au culot. À cet égard, l'écoulement de référence spécifique à cette étude sera succinctement exposé.

5.1.1 Référence en fonction de l'angle de dérapage (β)

La courbe classique de \overline{C}_b en fonction de l'angle de dérapage β , ainsi que les cartes de \overline{C}_p pour $\beta = \pm 3^\circ$ et 0° , sont présentés dans la Figure 5.1.

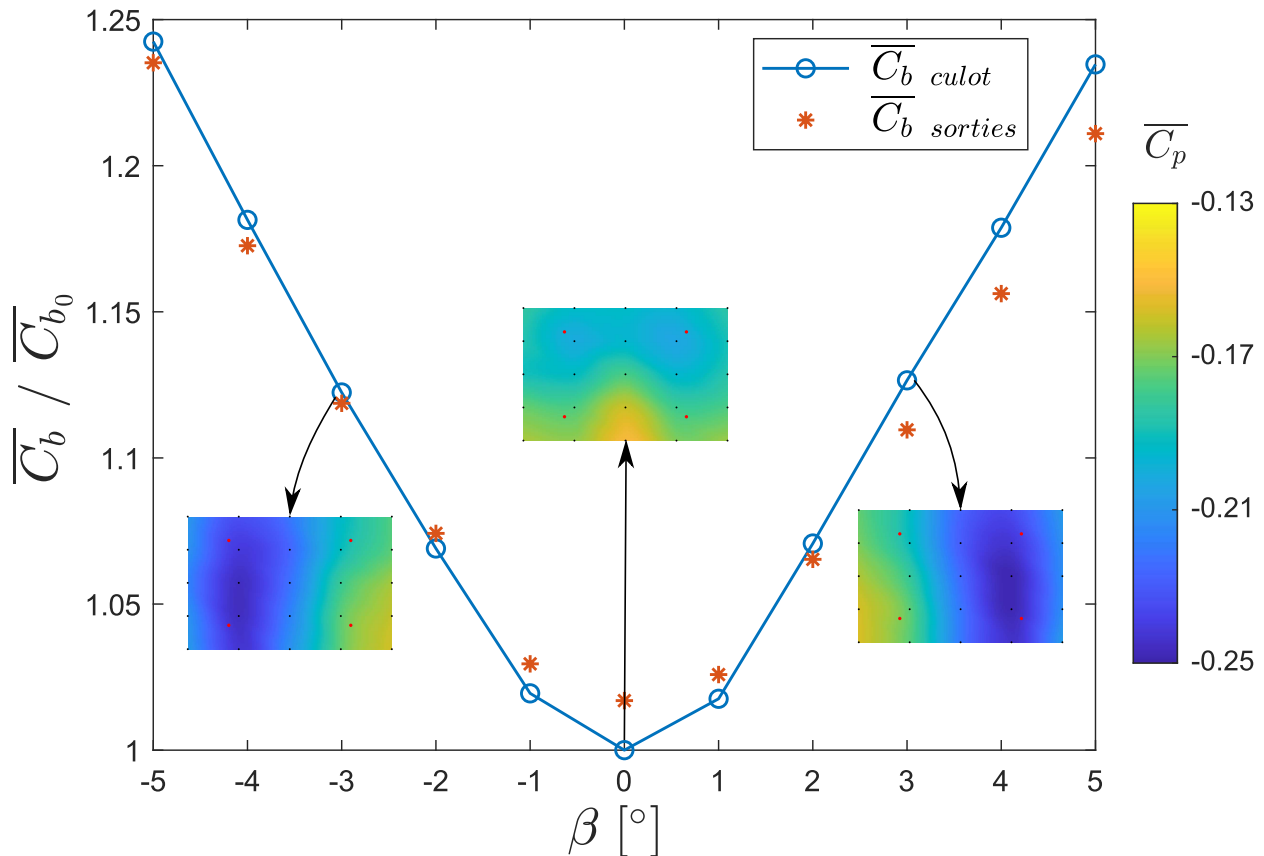


Figure 5.1: Résultats liés à la configuration de référence en fonction de l'angle de dérapage du corps de Windsor sans roues. La courbe en bleu représente les valeurs de \overline{C}_b , en fonction de l'angle de dérapage β , issues de la totalité des capteurs de pression au culot. Les étoiles en orange représentent les valeurs de \overline{C}_b , en fonction de l'angle de dérapage β , issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, trois cartes de pression au culot sont fournies pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 3^\circ; 0^\circ$).

Dans la figure, chaque valeur a été normalisée par la valeur de \overline{C}_{b_0} , correspondant à la valeur de \overline{C}_b pour un angle de dérapage (β) nul. La courbe bleue montre une tendance qui est similaire à celle du corps de Windsor classique, à savoir sans cavité. La courbe montre une forte dépendance

à l'égard de l'angle de dérapage, avec une dégradation d'environ 25% pour $\beta = \pm 5^\circ$. Les cartes de pression confirment l'influence significative de β sur le sillage. En effet, le sillage à $\beta = 0^\circ$ est symétrique horizontalement avec une légère asymétrie verticale, tandis qu'à $\beta = \pm 3^\circ$, il devient fortement asymétrique horizontalement. Les étoiles en orange représentent le $\overline{C_b}$ calculé à partir des signaux de sortie du système de contrôle. Il est important de noter que, bien que la mesure soit réalisée avec seulement 4 capteurs de pression, la tendance reproduit de manière assez fidèle celle de la courbe bleue, calculée avec l'ensemble des prises de pression au culot (voir Figure 4.10 (a)). Cela indique que la mesure sur les sorties est assez fiable, et le comportement du sillage est correctement capturé. Néanmoins, quelques différences sont à noter, notamment une dégradation moins prononcée entre $\beta = 0^\circ$ et $\beta = \pm 1^\circ$, ainsi qu'une légère asymétrie entre les angles positifs et négatifs. Ces divergences sont imputables au nombre limité de capteurs, ce qui introduit des limitations dans la mesure, mais aussi bien à quelques asymétries dans le montage mécanique des volets. Il est évident que ces limitations n'impactent pas de manière significative la précision de la mesure du système de contrôle.

Pour compléter l'analyse de l'écoulement de référence, nous présentons des probabilités conjointes de la position du centre de pression ainsi que des champs de vitesses moyennes et énergie cinétique moyenne pour des angles β caractéristiques. La position du centre de pression est définie comme suit :

$$y_b = \frac{\sum_{i=1}^N y_i C_p(y_i, z_i, t)}{\sum_{i=1}^N C_p(y_i, z_i, t)}, z_b = \frac{\sum_{i=1}^N z_i C_p(y_i, z_i, t)}{\sum_{i=1}^N C_p(y_i, z_i, t)} \quad (5.1)$$

Les probabilités conjointes du comportement de la position du centre de pression (y_b et z_b) ainsi qu'une tendance temporelle pour $\beta = 0^\circ$ sont présentées dans la Figure 5.2.

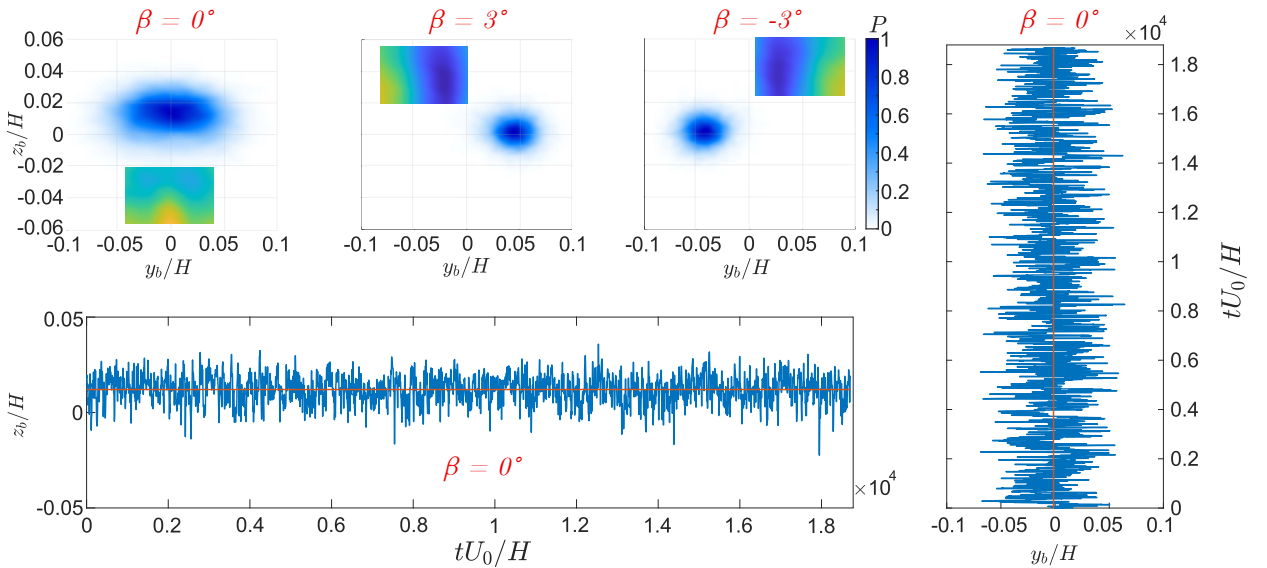


Figure 5.2: Probabilité conjointe entre y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ; \pm 3^\circ$ ainsi que tendance temporelle de y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ$.

La position du centre de pression confirme les observations précédentes. À $\beta = \pm 3^\circ$, le sillage est centré verticalement mais présente une forte asymétrie horizontale. À $\beta = 0^\circ$, nous observons un sillage symétrique horizontalement avec une légère asymétrie verticale. De plus, nous constatons que le nuage de probabilité est plus étalé. En ce qui concerne la tendance temporelle de y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ$, nous remarquons une fluctuation verticale sans tendance claire. Horizontalement, nous nous attendions à une tendance bi-stable (Grandemange et al., 2012; Pavia et al., 2020), comme cela a été montré dans le travail de Bao (2023) pour le cas du même corps sans les volets. Cependant, nous observons des basculements gauche-droite significatifs sans une tendance bi-stable évidente. Cette observation est attribuable à la présence des volets et de leur dispositif de montage ainsi qu'au support de la grille, qui bloquent le sillage dans un état N (Bonnavion et al., 2019), c'est à dire un état à gradient vertical négatif.

Dans la Figure 5.3, trois champs de vitesses moyennes caractéristiques (voir section 4.3.3) sont présentés.

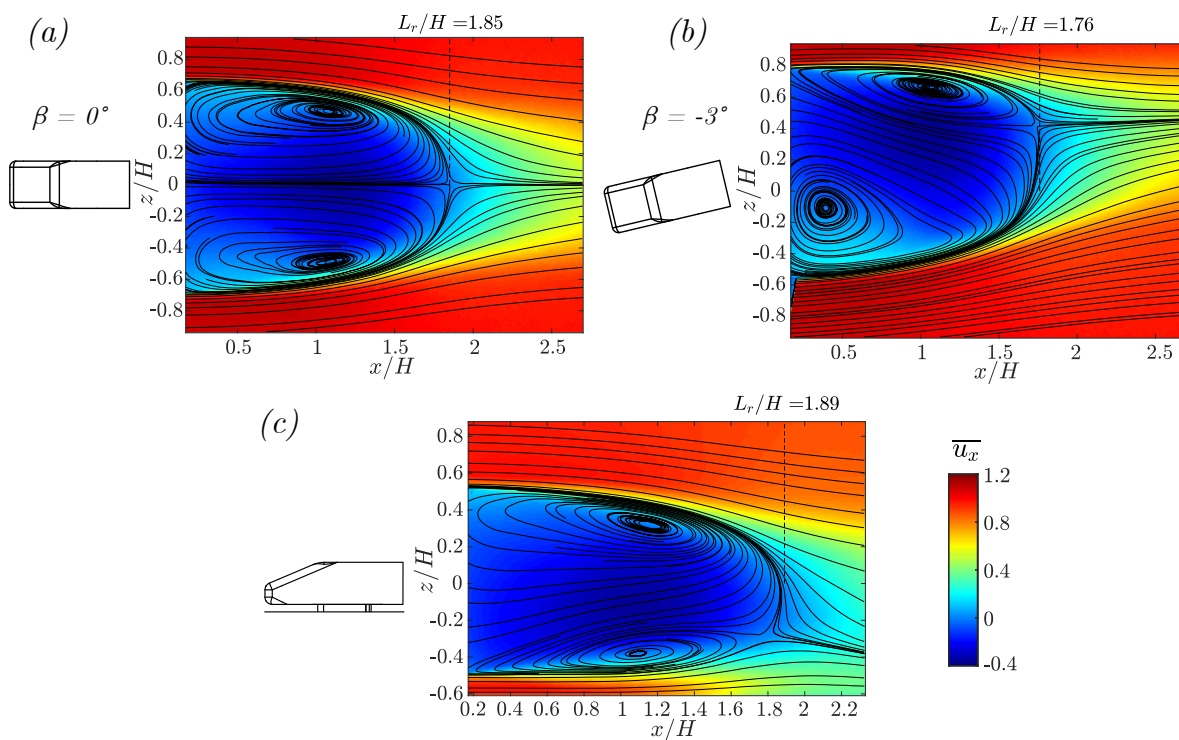


Figure 5.3: Champs de vitesse moyenne mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV). (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$. (c) Plan Y_0 pour $\beta = 0^\circ$.

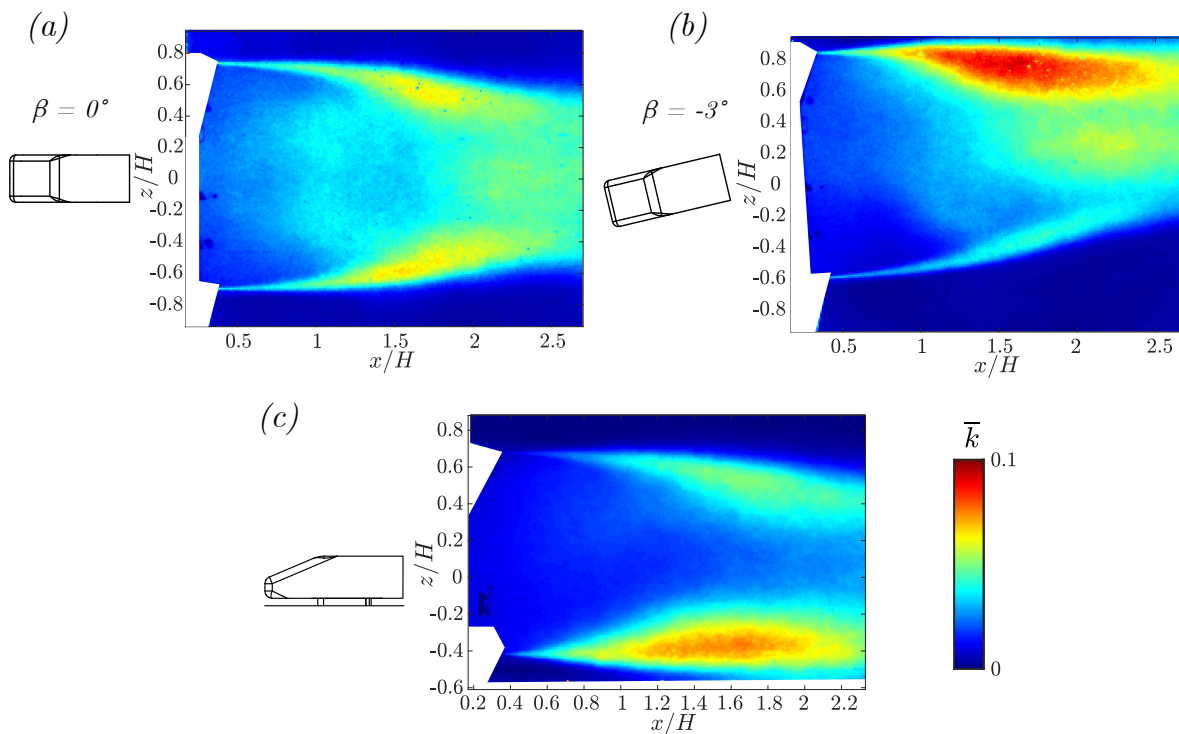


Figure 5.4: Énergie cinétique turbulente moyenne calculée dans les différents champs de vision. (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$. (c) Plan Y_0 pour $\beta = 0^\circ$.

Les champs de vitesse montrent les asymétries du sillage qui ont été discutées précédemment.

Les parties (a) et (b) de la Figure montrent le sillage vu par dessus, à savoir le plan Z_0 , tandis que la partie (c) montrent une vue de côté, à savoir le plan Y_0 . Concernant le plan horizontal, il est important de rappeler que celui-ci coïncide avec le plan $z/H = 0$. Les lignes de courant moyennes, visibles en surimpression sur la carte de vitesse moyenne, expliquent la symétrie à $\beta = 0^\circ$ aussi bien que l'asymétrie à $\beta = 3^\circ$. Ces résultats étaient déjà anticipés par les cartes de pression au culot ainsi que par les nuages de probabilité conjointe. Les champs de vitesse pour d'autres valeurs de β ne sont pas représentés pour des raisons de concision. Quant au plan vertical, il coïncide avec le plan $y/H = 0$. Les lignes de courant moyennes, également en surimpression dans la carte de vitesse moyenne, expliquent une légère asymétrie verticale, qui était déjà anticipée par la carte de pression au culot et les nuages de probabilité conjointe. Pour aller plus loin, dans la Figure 5.4 l'énergie cinétique turbulente calculée dans les mêmes trois plans est présentée.

Dans la partie (a) de la figure, à savoir le plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$, nous observons une activité moyenne dans les couches de mélange qui est symétrique, signe que le sillage est symétrique comme déjà anticipé précédemment. Dans la partie (b), à savoir le plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$, une forte asymétrie est présente avec une activité dans la couche de mélange de droite beaucoup plus marquée. Dans la partie (c), à savoir le plan Y_0 pour $\beta = 0^\circ$, l'asymétrie est confirmée par une couche de mélange inférieure qui présente une activité beaucoup plus marquée par rapport à celle supérieure, ce qui est en phase avec la position asymétrique du centre de pression observée dans la Figure 5.2.

5.1.2 Référence en fonction de la hauteur de grille (h_g)

L'effet de la hauteur de grille est ensuite analysé. Dans la Figure 5.5 la tendance du $\overline{C_b}$, ainsi que des cartes de pression au culot, sont présentées.

L'impact de la hauteur de la grille sur le $\overline{C_b}$ est examiné en déplaçant verticalement la grille, comme illustré dans la partie (b) de la Figure 4.7, tout en gardant le dérapage $\beta = 0^\circ$. Toutes les données sont normalisées par la valeur $\overline{C_{b0}}$, qui correspond à la grille et à l'angle de dérapage en position neutre, $h_g = -200 \text{ mm}$ et $\beta = 0^\circ$ respectivement. Il est évident que la grille commence à avoir un impact significatif à partir de $h_g = 10 \text{ mm}$. Son effet devient de plus en plus important jusqu'à $h_g = 70 \text{ mm}$. Dans l'ensemble, le niveau de pression augmente pour atteindre un plateau à partir de $h_g = 70 \text{ mm}$. L'observation des cartes de pression suggère que cette augmentation est attribuable au blocage de la grille sur l'écoulement en amont du corps. De plus, il est évident que le sillage conserve sa symétrie horizontale quelle que soit la hauteur de la grille. Cependant, un décalage vertical du sillage est également observé. En effet, les probabilités conjointes présentées en bas de la figure montrent un clair décalage vers le bas de la position du centre de pression lorsque la position de grille augmente car la grille introduit une perturbation dans l'écoulement de soubassement, de manière similaire à l'effet des roues sur le sillage (Bao et al., 2023). Le champ de vitesse moyenne ainsi que l'énergie cinétique turbulente du sillage montrant l'effet de la hauteur de grille sont illustrés dans la Figure 5.6 et dans la Figure 5.7 respectivement.

La figure 5.6 partie (a) présente l'équilibre vertical du sillage sur le plan Y_0 pour une hauteur de grille $h_g = 0 \text{ mm}$ tandis que la partie (b) présente la même image mais pour une hauteur de grille $h_g = 90 \text{ mm}$. Similairement, la figure 5.7 partie (a) présente l'énergie cinétique turbulente moyenne Y_0 pour une hauteur de grille $h_g = 0 \text{ mm}$ tandis que la partie (b) présente la même image mais pour une hauteur de grille $h_g = 90 \text{ mm}$. Les résultats confirment les observations détaillées précédemment. Pour une hauteur de grille $h_g = 0 \text{ mm}$ (partie gauche des figures), le sillage présente une légère asymétrie verticale, maintenue similaire à celle observée en position neutre de la grille ($h_g = -200 \text{ mm}$). L'activité des couches de mélange est légèrement réduite, ce qui pourrait être dû à l'effet que la grille commence à avoir sur l'écoulement de soubassement. Comme précédemment remarqué, l'augmentation de h_g a un impact significatif sur la symétrie verticale. Cela est confirmé par le champ de vitesse et l'énergie cinétique turbulente moyenne relatifs à une position de grille $h_g = 90 \text{ mm}$ (partie droite des figures). Le déplacement vertical est attribuable à la présence de la grille en amont du soubassement, perturbant le flux du soubassement et entraînant une diminution locale de la vitesse de l'écoulement. De plus nous observons que la couche de mélange supérieure cette fois-ci présente une activité beaucoup plus importante par rapport à celle inférieure, signe que l'équilibre du sillage est significativement changé. La variation de cet équilibre résulte également

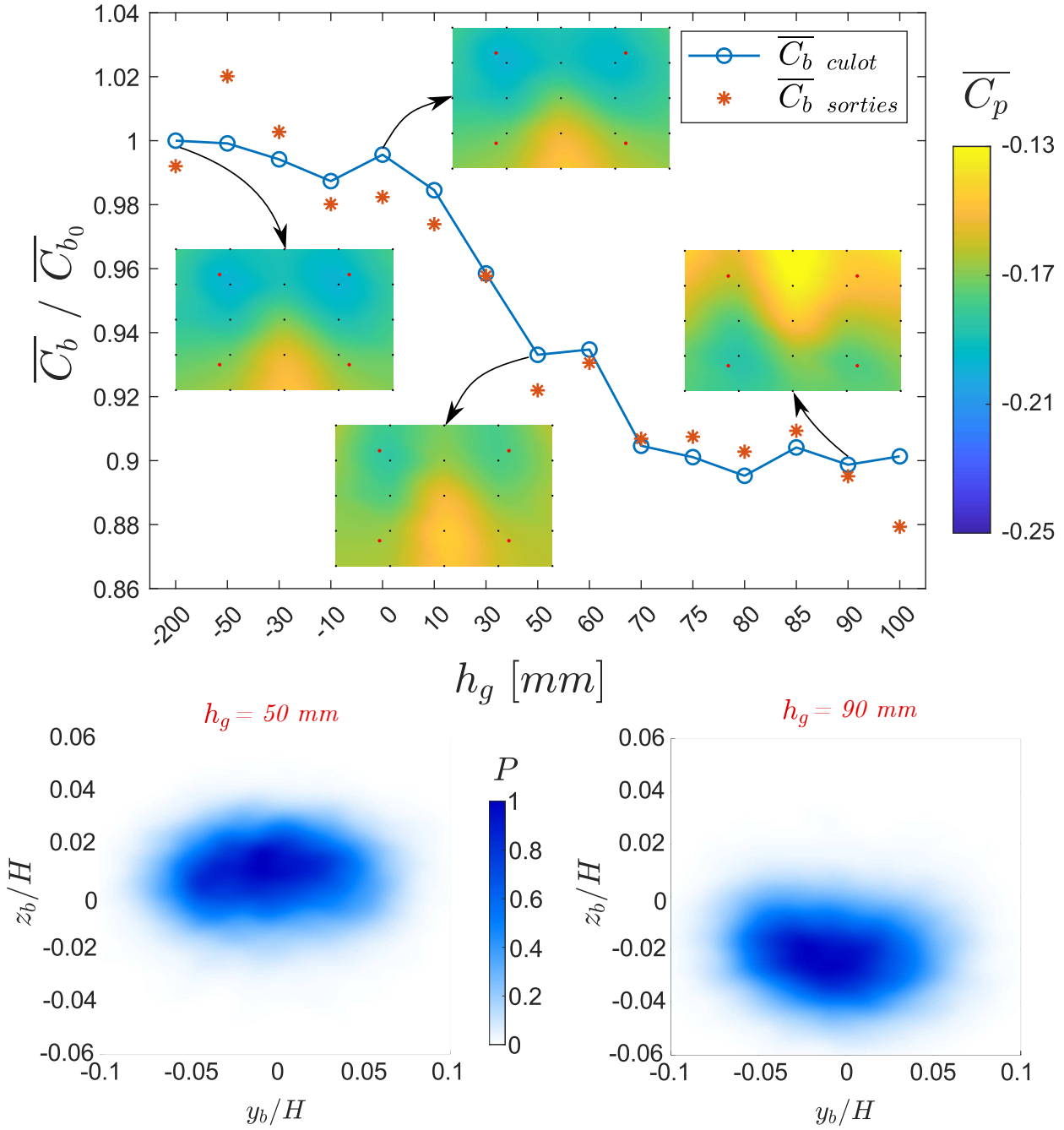


Figure 5.5: Résultats associés à la configuration de référence en fonction de la hauteur de grille pour le corps sans roues. La courbe du $\overline{C_b}$ en fonction de la hauteur de grille h_g est représentée en bleu. Les étoiles en orange représentent les valeurs de $\overline{C_b}$, en fonction de la hauteur de grille, issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, quatre cartes de pression au culot sont fournies pour des hauteurs de grille caractéristiques ($h_g = -200; 0; 50; 90$ [mm]). En bas, la probabilité conjointe entre y_b et z_b pour $h_g = 50$ mm et $h_g = 90$ mm respectivement à gauche et à droite

en une réduction de la longueur de la bulle de recirculation d'environ 7%. Selon nous, les variations de C_b observées dans la figure 5.5 viennent d'une variation locale de la vitesse amont vue par le corps à cause du blocage provoqué par la grille. Tout chose égale par ailleurs une diminution de 5% de la vitesse amont vue par le corps serait responsable d'une baisse de 10% en C_p comme présenté ci-après :

$$C_p = \frac{\Delta p}{1/2\rho U_0^2} \longrightarrow \frac{\delta C_b}{C_b} \approx \frac{\delta \Delta p}{\Delta p} - 2 \frac{\delta U_0}{U_0} \quad (5.2)$$

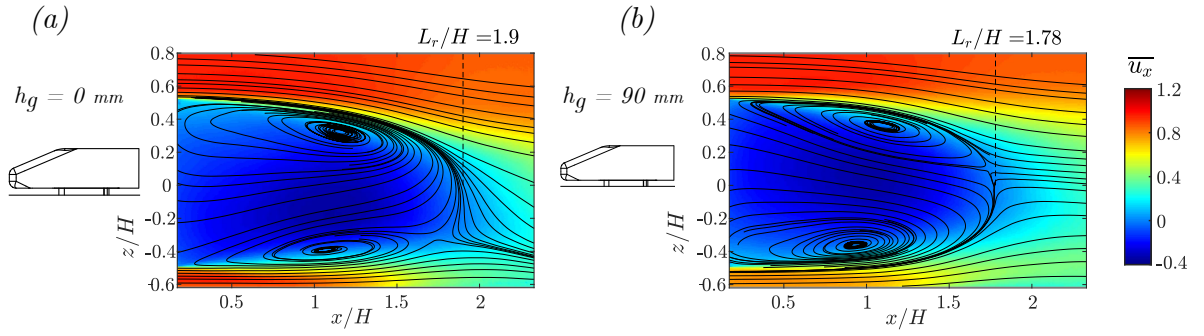


Figure 5.6: Champs de vitesse mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV). (a) Plan Y_0 pour $h_g = 0 \text{ mm}$. (b) Plan Y_0 pour $h_g = 90 \text{ mm}$.

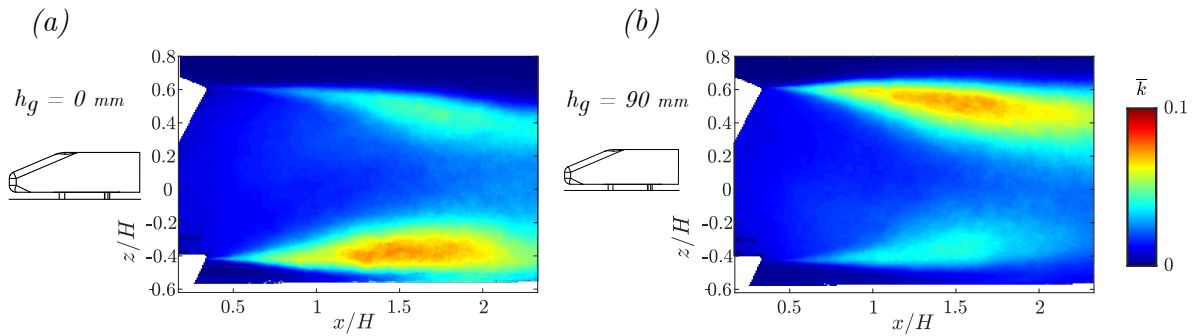


Figure 5.7: Énergie cinétique turbulente calculée dans le plan Y_0 . (a) $h_g = 0 \text{ mm}$. (b) $h_g = 90 \text{ mm}$.

A partir de ces résultats de référence, le choix et le perfectionnement des objectifs de contrôle seront effectués.

5.2 Choix et perfectionnement des objectifs de contrôle

Chaque modèle présente une morphologie de sillage et une distribution de pression qui lui sont propres, nécessitant ainsi une adaptation des objectifs de la loi de contrôle à chaque cas spécifique. Dans cette optique, nous décrivons ci-dessous la sélection et l'amélioration des objectifs de contrôle pour le corps de Windsor sans roues.

5.2.1 Objectifs de départ

Initialement, nous avons envisagé d'agir uniquement sur le différentiel de pression horizontal ainsi que sur celui vertical. Ces deux différences de pression, en accord avec la position des capteurs différentiels illustrée dans la partie (a) de la Figure 4.10, ont été définies comme suit :

$$y_1 = \frac{(p_1 + p_3) - (p_2 + p_4)}{2Q}, \quad (5.3)$$

$$y_2 = \frac{(p_1 + p_2) - (p_3 + p_4)}{2Q}, \quad (5.4)$$

où le symbole p_x correspond au capteur *SensorTechnics HCLA 02X5DB* correspondant, y_1 est le différentiel horizontal de pression, y_2 est le différentiel vertical de pression et Q correspond à la pression dynamique $Q = \frac{1}{2}\rho V^2$.

En premier lieu, la valeur cible choisie vise la symétrisation horizontale et verticale, avec $y_1 = 0$ et $y_2 = 0$ respectivement, où chaque valeur est exprimée en C_p (voir l'équation 4.1). Ce choix a été motivé par les résultats encourageants, dûs à la symétrisation du sillage, obtenus avec des solutions

à jets pulsés (Barros et al., 2016; Haffner et al., 2021; Li et al., 2019; Mariette et al., 2020). Les résultats du sillage contrôlé pour le corps sans roues à $\beta = 0^\circ$ sont présentés dans la Figure 5.8.

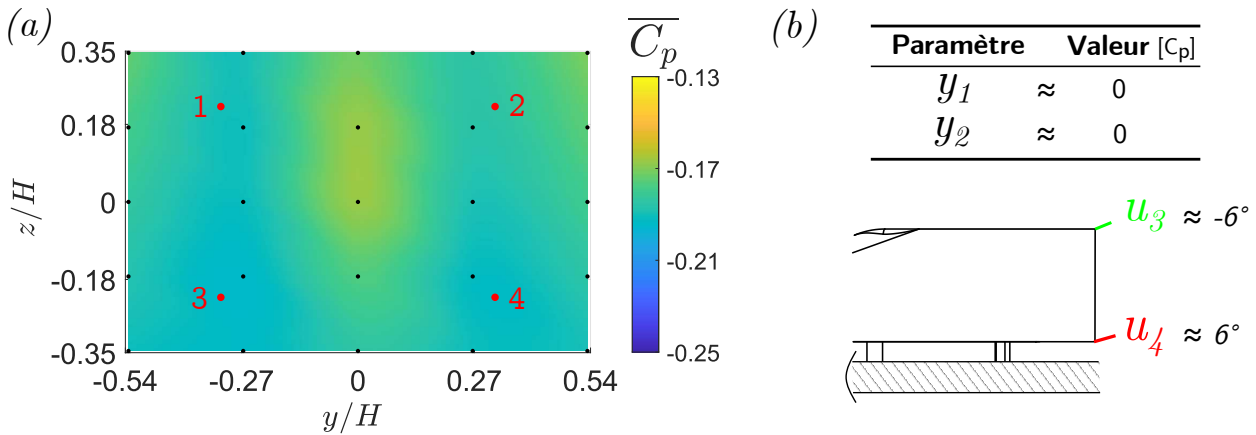


Figure 5.8: Résultats associés à la configuration contrôlée du corps de Windsor sans roues pour $\beta = 0^\circ$ et $h_g = -200 \text{ mm}$. Objectif : symétrisation horizontale et verticale du sillage, y_1 et y_2 . (a) Carte de pression au culot. (b) Valeurs moyennes du différentiel de pression ainsi que position du volet du haut et du volet du bas pour la configuration présentée (u_3 et u_4 respectivement). $C_b = 0.190$

La carte de pression montre clairement que la loi de contrôle réussit à symétriser le sillage tant horizontalement que verticalement, atteignant ainsi les objectifs de différences de pression horizontale et verticale nulles. En effet, la moyenne de y_1 et y_2 s'équilibre à zéro. Cependant, le niveau moyen de pression au culot diffère sensiblement de celui de la référence (Figure 5.1 à $\beta = 0^\circ$). Le rapport $\overline{C_b}/\overline{C_{bref}}$ révèle une dégradation d'environ 4%. Pour expliquer cette dégradation, il convient d'examiner, entre autre, la position moyenne du volet supérieur u_3 . Celui-ci est incliné vers l'extérieur (voir Figure 4.6), provoquant ainsi une accélération de l'écoulement juste avant le décollement. Cette accélération alimente la zone de recirculation, entraînant une baisse de pression plus prononcée par rapport à la référence. Il est également crucial de noter que la valeur de θ est $\pm 6^\circ$ pour le volet supérieur et inférieur respectivement. Comme mentionné dans la section 4.2.3, le déplacement maximal de chaque volet est limité à ± 7 degrés, ce qui signifie que les volets du haut et du bas ont une plage de déplacement limitée si l'on veut maintenir le différentiel vertical de pression nul ($y_2 = 0$). En résumé, bien que le niveau moyen de pression au culot présente une dégradation, ce premier test confirme l'efficacité du système de contrôle, qui parvient à atteindre les objectifs définis.

Nous avons également testé des objectifs visant à maintenir les mêmes valeurs que la configuration de référence, soit $y_1 = 0$ et $y_2 = -0.027$. Les résultats sont présentés dans la Figure 5.9.

La Figure 5.9 présente deux essais distincts réalisés avec le même objectif, à savoir un différentiel de pression horizontal et vertical respectivement $y_1 = 0$ et $y_2 = -0.027$. En premier lieu, un aspect remarquable est l'équilibre du sillage, indiquant une efficacité satisfaisante du système de contrôle pour maintenir la position souhaitée. Cependant, une disparité de niveau de pression moyen entre les deux cartes de pression est observée. Cette divergence trouve son explication dans la partie (b) de la Figure 5.9. Bien que les valeurs moyennes de y_1 et y_2 soient très proches de l'objectif, et similaires dans les deux cas, la solution optimale a été obtenue avec des positions de volets différentes. Plus précisément, le volet inférieur est toujours incliné vers le culot, mais le volet supérieur est orienté vers l'extérieur dans la partie supérieure de la figure, tandis que dans la partie inférieure (correspondant à l'essai montrant un niveau de pression moyen plus élevé), le volet supérieur est incliné vers le culot. Il est donc crucial de noter que, pour une série d'objectifs donnés, une vaste gamme de solutions existe en termes d'inclinaison des volets. Étant donné que les objectifs imposent uniquement un équilibre horizontal et vertical du sillage, rien ne garantit que, à objectifs égaux, le niveau de pression au culot soit identique.

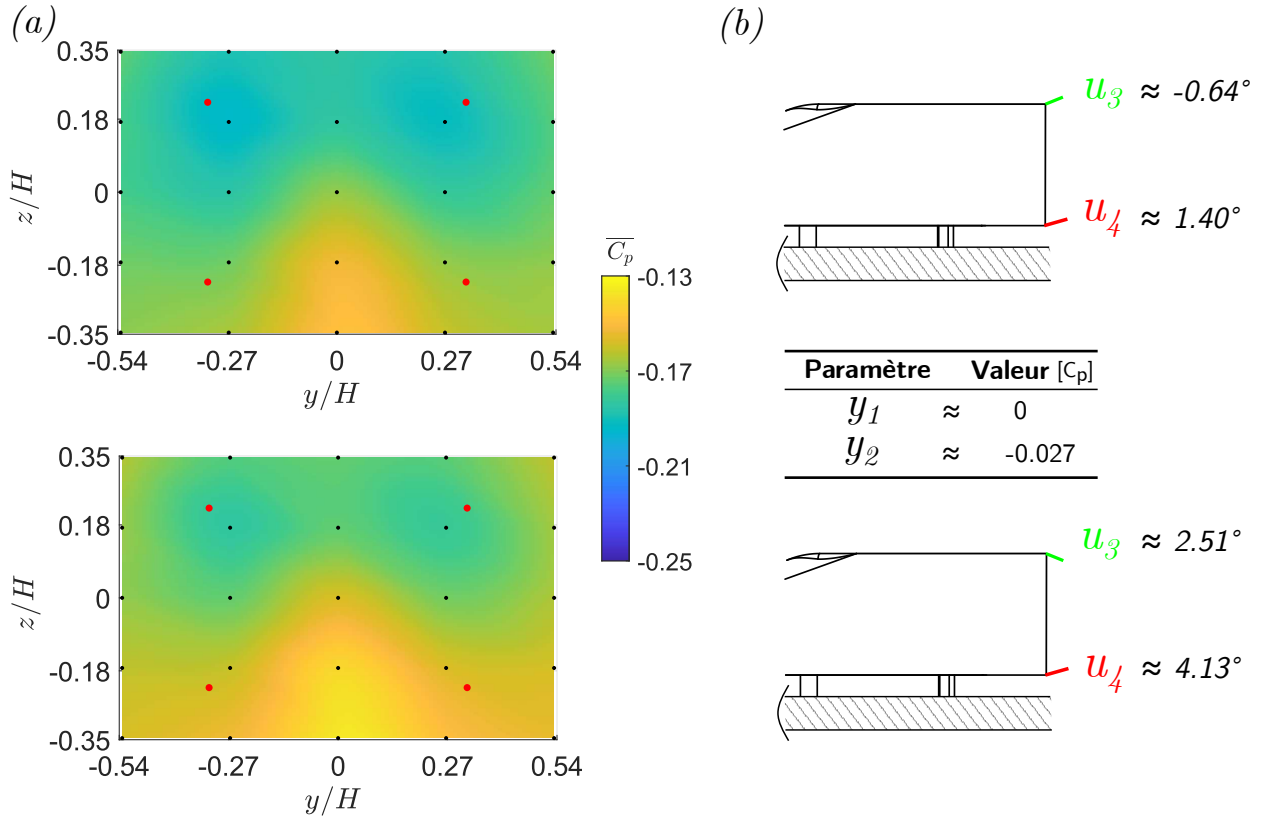


Figure 5.9: Résultats associés à la configuration contrôlée du corps de Windsor sans roues pour $\beta = 0^\circ$ et $h_g = -200 \text{ mm}$. Objectif : garder les valeurs de référence du différentiel de pression horizontal et vertical, $y_1 = 0$ et $y_2 = -0.027$. (a) Cartes de pression au culot. (b) Valeurs moyennes du différentiel de pression ainsi que position du volet du haut et du volet du bas pour les deux configurations présentées (u_3 et u_4 respectivement). $C_b = 0.178$ et $C_b = 0.165$ respectivement en haut et en bas.

5.2.2 Perfectionnement des objectifs

Pour cette raison, il s'est avéré nécessaire d'imposer, en termes d'objectif, également un niveau de pression moyen au culot défini comme suit :

$$y_3 = \frac{(p_1 + p_2 + p_3 + p_4)}{4Q}, \quad (5.5)$$

où le symbole p_x correspond au capteur *SensorTechnics HCLA 02X5DB* correspondant, le symbole y_3 indique le niveau moyen de pression sur chaque capteur et Q correspond à la pression dynamique $Q = \frac{1}{2}\rho V^2$.

L'idée est de maintenir l'état de référence indépendamment des perturbations auxquelles le modèle est soumis (voir section 4.2.3). Nous avons défini les objectifs de la manière suivante, correspondant aux valeurs mesurées dans les configurations de référence.

$$(a) \text{ Corps sans déplacement grille : } \begin{cases} y_1 = 0 \\ y_2 = -0.027 \\ y_3 = -0.172 \end{cases} \quad (5.6a)$$

$$(b) \text{ Corps avec déplacement grille : } \begin{cases} y_1 = \overset{\text{Obj 1}}{0} \text{ et } \overset{\text{Obj 2}}{0} \\ y_2 = -0.027 \text{ et } 0 \\ y_3 = -0.172 \text{ et } -0.157 \end{cases} \quad (5.6b)$$

Il est nécessaire de souligner que toutes les valeurs sont exprimées en C_p . Le cas (5.6a) concerne la configuration classique du corps de Windsor auquel l'angle de dérapage est imposé comme

perturbation extérieure unique. Quant au cas (5.6b), l'angle de dérapage ainsi que le déplacement de la grille sont pris en compte. La Figure 5.5 illustre clairement que la variation de la hauteur de grille perturbe l'écoulement de soubassement, interagissant ainsi avec le sillage du corps, provoquant un décalage vertical du sillage. De plus, le blocage de la grille en amont du corps entraîne une augmentation de la pression moyenne au culot, rendant ainsi impossible d'atteindre les objectifs fixés pour une faible hauteur de grille. Ces effets couplés expliquent le choix de distinguer le cas (5.6a) et le cas (5.6b) ainsi que le choix d'imposer deux objectifs différents dans ce dernier. Les deux objectifs s'ajustent automatiquement en fonction de la hauteur de grille de la manière suivante : $h_g < 50 \text{ mm} \rightarrow \text{Obj 1}$ tandis que $h_g \geq 50 \text{ mm} \rightarrow \text{Obj 2}$. Le choix a été fait en fonction de l'autorité de la loi de contrôle sur le sillage. En effet, pour des valeurs $h_g \geq 50 \text{ mm}$ la perturbation de la grille est trop importante pour être efficacement compensée et il s'avère nécessaire de corriger les objectifs imposés.

La Figure 5.10 illustre un exemple de deux essais distincts avec des perturbations équivalentes ($\beta = 0^\circ$ et $h_g = -200 \text{ mm}$). Les objectifs utilisés sont détaillés dans l'équation (5.6a).

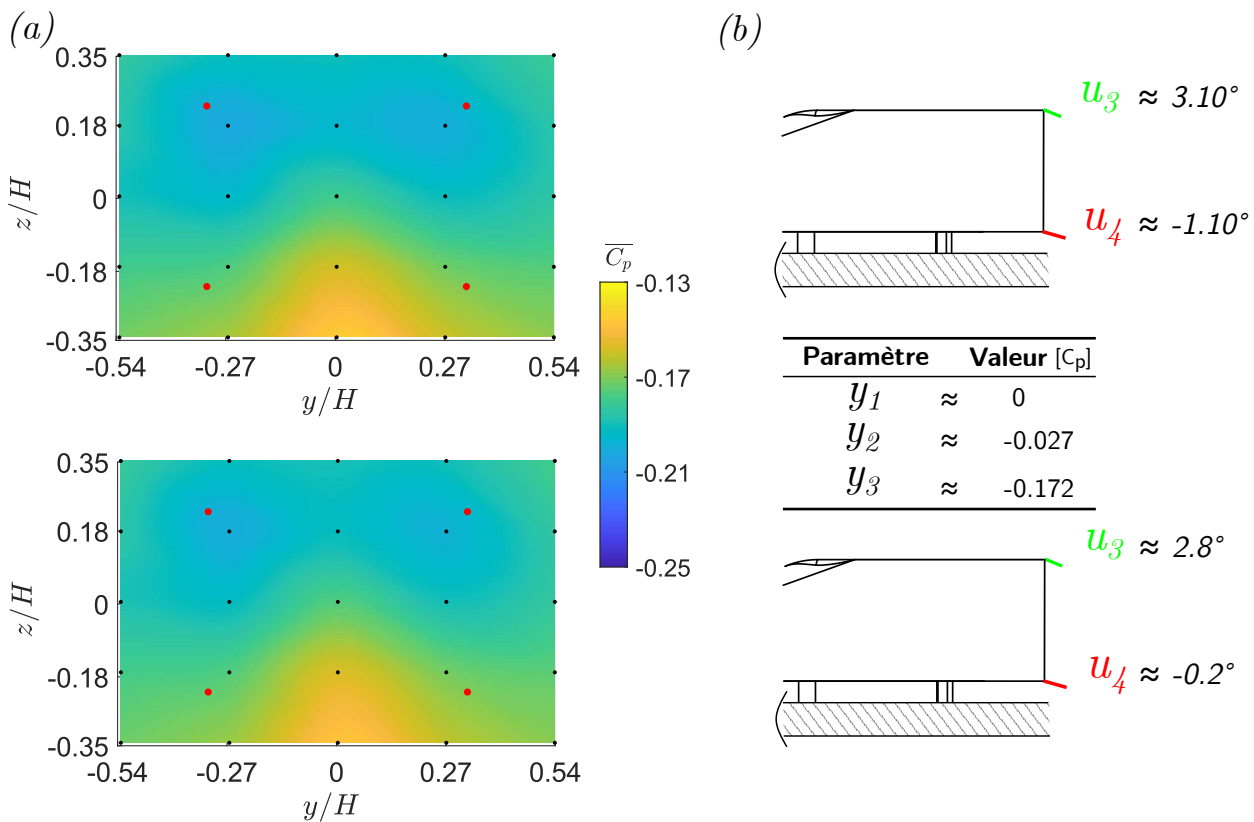


Figure 5.10: Résultats associés à la configuration contrôlée du corps de Windsor sans roues dans deux essais différents pour $\beta = 0^\circ$ et $h_g = -200 \text{ mm}$. Objectif : garder les valeurs de référence du différentiel de pression horizontal et vertical ainsi que la moyenne de pression au culot, $y_1 = 0$, $y_2 = -0.027$ et $y_3 = -0.172$. (a) Cartes de pression au culot. (b) Valeurs moyennes du différentiel de pression ainsi que position du volet du haut et du volet du bas pour les deux configurations présentées (u_3 et u_4 respectivement). $C_b = 0.1726$ et $C_b = 0.1724$ respectivement en haut et en bas.

Les cartes de pression révèlent une similitude marquée entre les deux essais, tant dans l'équilibre horizontal/vertical que dans le niveau de pression. De plus, ces cartes de pression présentent des similitudes notables avec celle illustrée dans la Figure 5.1 pour $\beta = 0^\circ$. Cela indique que le système de contrôle parvient à gérer efficacement les trois objectifs simultanément, tout en maintenant l'état de référence requis. Un autre aspect crucial est mis en évidence dans la partie (b) de la Figure 5.10. L'inclinaison des volets demeure remarquablement similaire dans les deux cas examinés. La légère disparité observée est compensée par les deux autres volets restants, à savoir celui de gauche et celui de droite, respectivement.

Globalement les objectifs définis dans 5.6 permettent de contrôler le sillage du corps, pour

n'importe quelle perturbation, de manière robuste.

5.3 Résultats

Les résultats seront détaillés et analysés ci-après. Initialement, seul le comportement de la loi de contrôle sur le corps en dérapage sera examiné. Par la suite, l'étude portera sur la robustesse en fonction de la perturbation de grille.

Dans un premier temps, les résultats présentés seront dérivés des capteurs de pression utilisés en tant que sorties du système de contrôle (voir les étoiles sur la Figure 5.1). Ensuite, les mesures issues de l'ensemble des capteurs de pression au culot seront représentées pour permettre une comparaison avec celles visualisées précédemment.

5.3.1 Effets de la loi de contrôle sur le corps en dérapage

Les résultats relatifs au sillage contrôlé du corps en dérapage sont présentés dans la Figure 5.11. Le protocole expérimental est le suivant : le modèle est positionné à l'angle de dérapage β désiré, puis le ventilateur est activé. Une fois que la vitesse d'écoulement souhaitée est atteinte, le système de contrôle est activé avec les matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_w \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ initialisées aux valeurs calculées à partir des conditions nominales ($V = 30 \text{ m/s}$ et $\beta = 0^\circ$). Pour $\beta \neq 0^\circ$, nous attendons l'atteinte des objectifs avant de démarrer le test. Ces résultats mettent en évidence la robustesse de la loi de contrôle face aux perturbations statiques. En effet, l'angle de dérapage est fixé de manière statique avant le début de la mesure et est maintenu constant tout au long de l'acquisition. Toutes les valeurs dans le graphique sont issues des quatre capteurs de pression utilisés en tant que sorties du système de contrôle.

Il est particulièrement intéressant de souligner l'efficacité de la loi de contrôle. Pour toute perturbation, la tendance de \overline{C}_b est pratiquement aplatie par rapport à la configuration de référence (partie (a) de la figure). Les légères différences en pourcentage sont attribuables au caractère fortement non linéaire du système. Au-delà des valeurs de \overline{C}_b , l'efficacité de la loi de contrôle est également démontrée avec les cartes de pression. Sur la figure, trois cartes de pression concernant un dérapage $\beta = \pm 3^\circ$ et $\beta = 0^\circ$ sont présentées. Ces dernières indiquent que les objectifs initiaux sont respectés. En effet, dans tous les cas illustrés sur le graphique, les valeurs des différentiels de pression horizontaux et verticaux ainsi que le niveau moyen de pression sont conformes aux objectifs. En tenant compte d'une distribution moyenne d'angle de dérapage, proposée dans le Chapitre 2, le gain pondéré dans ce type d'essais statiques est estimé à environ 7.5%

Néanmoins, pour $\beta = 5^\circ$, la valeur de \overline{C}_b semble augmenter même dans le cas contrôlé. Il est sans doute intéressant de comprendre la raison derrière cela. Dans la Figure 5.11 (b), les cartes de pression de la configuration contrôlée à $\beta = \pm 5^\circ$ sont présentées, et plusieurs aspects méritent d'être discutés. En premier lieu, on peut observer une asymétrie horizontale dans les deux cartes de pression proposées. Cela est attribuable à un manque d'autorité des volets pour des angles particulièrement grands. En effet, les objectifs de symétrie du gradient de pression au culot, tels que le y_1 et le y_2 , peuvent être respectés uniquement pour $-3^\circ \leq \beta \leq 3^\circ$. Toutefois, en ce qui concerne le niveau de pression (y_3), la dégradation observée n'est pas trop importante, voire n'est pas dégradée du tout dans certaines conditions. Une légère différence est tout de même à noter : la configuration à $\beta = 5^\circ$ présente une asymétrie plus prononcée. Cela est dû à la position du volet du bas (u_4), car les trois autres sont saturées dans les deux cas. En effet, pour $\beta = -5^\circ$, le volet du bas a une position plus rentrée ($u_4 \simeq 6^\circ$), accentuant l'effet *boat tail*, tandis que pour $\beta = 5^\circ$, la position du volet du bas est plus proche de la position neutre ($u_4 \simeq -1^\circ$). Donc, dans l'un des cas ($\beta = -5^\circ$) une configuration *boat tail* (Bonnaïon and Cadot, 2019; Evrard et al., 2016) est automatiquement mise en place par la loi de contrôle dans le but d'atteindre les objectifs. Il est impossible de déterminer la raison de cette différence, simplement dans l'exploration des meilleures solutions cette configuration a été retenue comme le meilleur compromis pour s'approcher aux objectifs le plus possible.

Dans la Figure 5.12 les champs de vitesse pour $\beta = 0^\circ$ et $\beta = \mp 3^\circ$ sont représentés. En ce qui concerne la partie (a) de la figure, correspondant au cas $\beta = 0^\circ$, comme prévu, le sillage est horizontalement symétrique, exactement comme dans la configuration de référence. Une légère

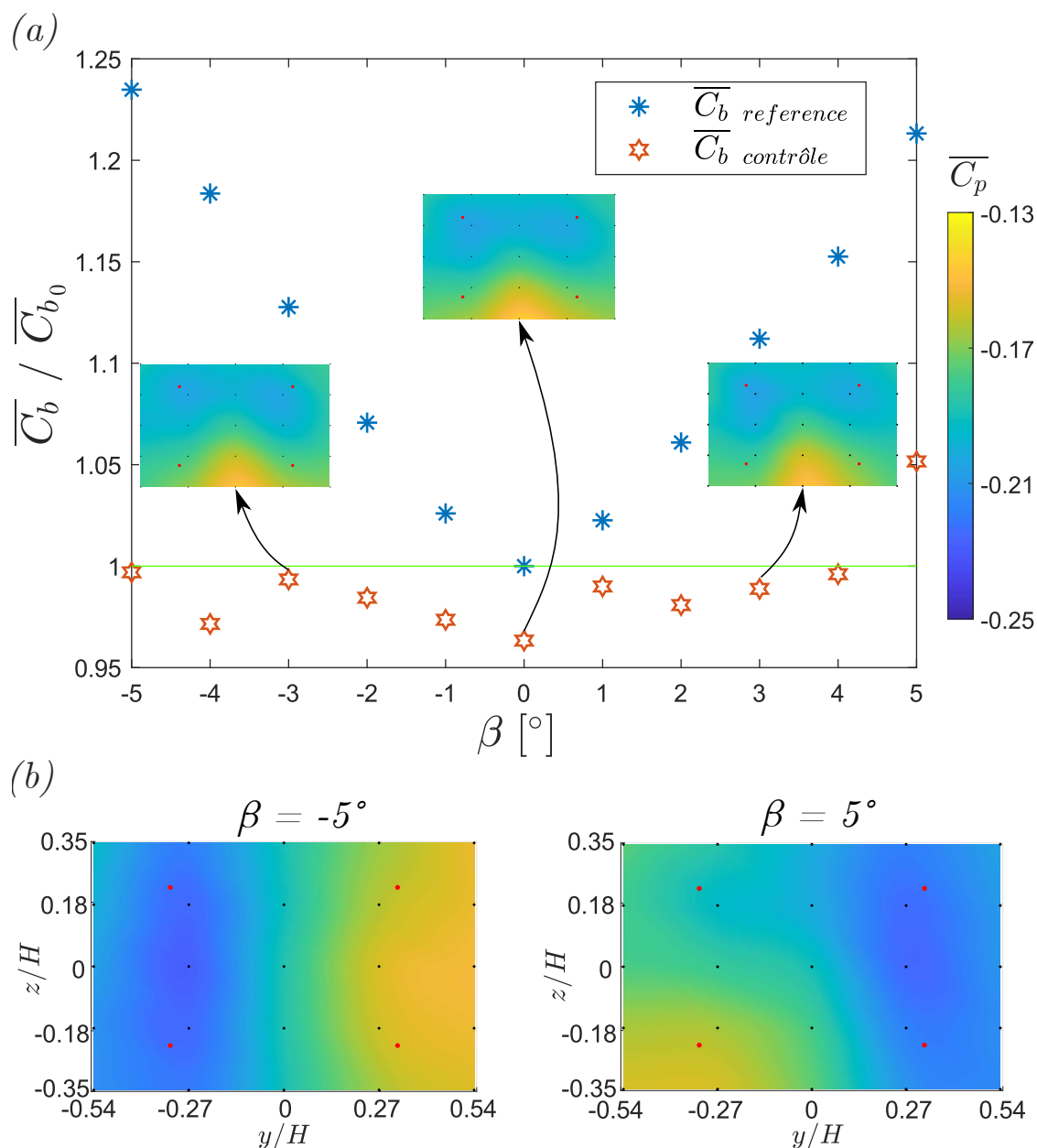


Figure 5.11: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage du corps de Windsor sans roues. (a) Les étoiles en bleu représentent les valeurs de \overline{C}_b de référence en fonction de l'angle de dérapage β . Les étoiles en orange représentent les valeurs de \overline{C}_b dans la configuration contrôlée. Toutes les mesures sont issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôlée. De plus, trois cartes de pression au culot, concernant la configuration contrôlée, sont fournies pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 3^\circ$; 0°). (b) Cartes de pression concernant la configuration contrôlée à $\beta = \pm 5^\circ$.

différence est observée dans la longueur de la bulle de recirculation, où une variation d'environ 5% est perceptible. Cette différence est attribuable au mouvement des volets autour de leur position neutre. L'aspect intéressant se trouve dans la partie (b) de la figure, représentant le cas à $\beta = \mp 3^\circ$. Dans les deux champs de vitesse, les lignes de courant moyennes représentées diffèrent considérablement du cas de référence en dérapage. En effet, comme mentionné précédemment, le sillage est symétrisé grâce aux actions des quatre volets et la perturbation semble complètement compensée.

Pour mieux comprendre l'effet des volets sur le sillage, l'énergie cinétique turbulente moyenne pour $\beta = 0^\circ$; $\pm 3^\circ$ est présentée dans la Figure 5.13.

En ce qui concerne la partie (a) de la figure, même si la loi de contrôle est activée, l'angle de

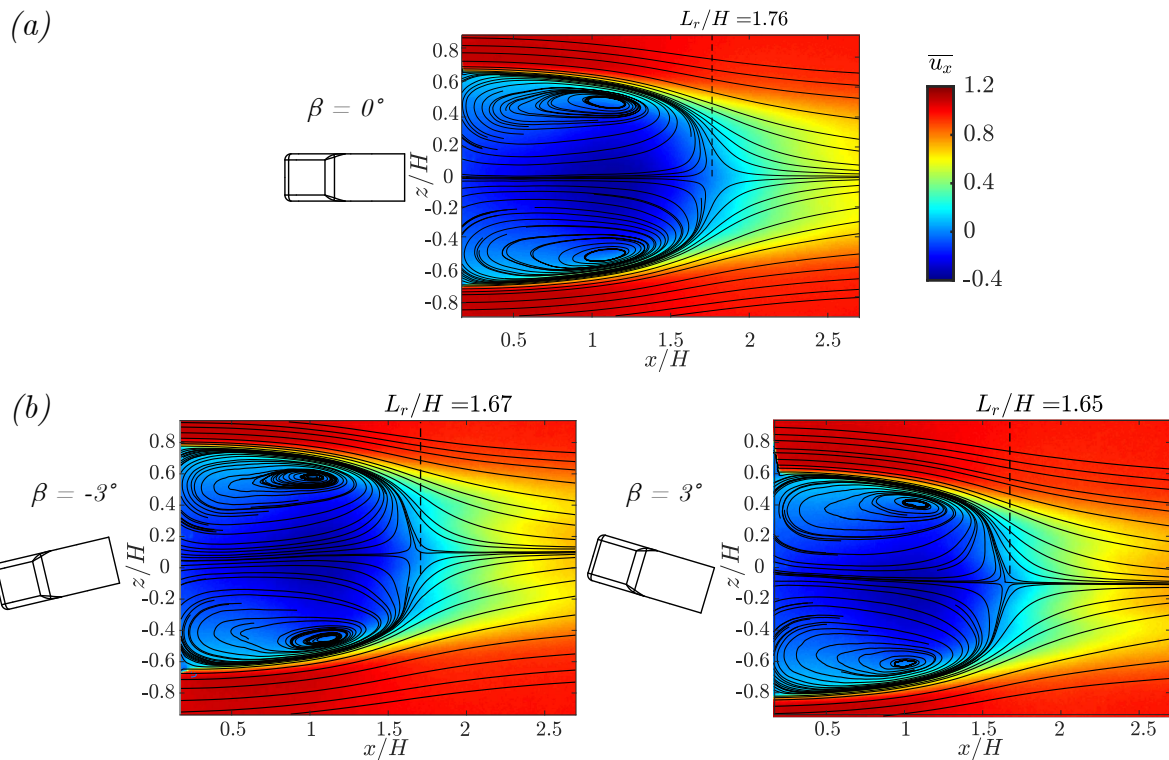


Figure 5.12: Champs de vitesse moyenne mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV). Pour les trois images, le champ de vitesse moyenne capturé correspond au Plan Z_0 avec $h_g = -200 \text{ mm}$ et β variable. (a) le cas à $\beta = 0^\circ$. (b) le cas à $\beta = \mp 3^\circ$ respectivement à gauche et à droite.

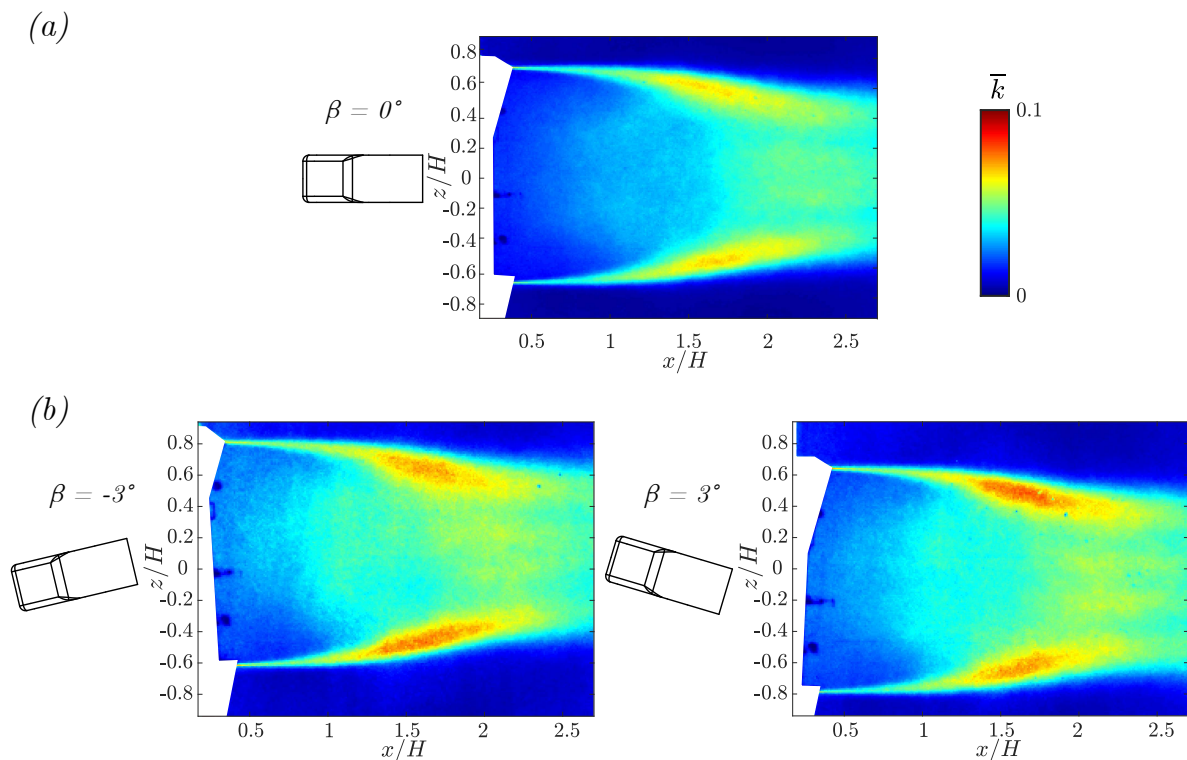


Figure 5.13: Énergie cinétique turbulente moyenne calculée pour la configuration contrôlée. (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = \mp 3^\circ$ respectivement à gauche et à droite.

dérapiage étant nul nous ne pouvons pas observer des différences significative dans l'activité des couches de mélange. Inversement, dans la partie (b) nous arrivons à remarquer des différences significatives. En effet, l'action des volets symétrise le sillage et cela est clairement montrée par les deux couches de mélange qui sont quasiment symétriques pour des angles de dérapage importants, tels que $\beta = \pm 3^\circ$. De plus, inversement à ce que nous avons vu précédemment, la couche de mélange sous le vent présente une activité légèrement plus importante par rapport à celle au vent.

5.3.2 Réponse du système à des variations dynamiques de β

La réponse du système à des perturbations statiques est satisfaisante et respecte les attentes. Les objectifs sont parfaitement atteints pour $-3^\circ \leq \beta \leq 3^\circ$ mais aussi pour des angles plus importants la dégradation du $\overline{C_b}$ est bien acceptable. Néanmoins, le principe derrière cette étude est de minimiser la trainée en temps réel avec des perturbations qui changent en continu. Comme cela a été détaillé dans le Chapitre 2, les perturbations rencontrées sur route imposent des basculements de sillage à des très faibles Strouhals ce qui correspond à des perturbations quasi-statiques. Pour cette raison nous imposons des perturbations à faible Strouhal pour tester la réponse du système ainsi que son adaptabilité à des perturbations dynamiques.

Variation de β par échelons

Le protocole expérimental est le suivant : le modèle est positionné à $\beta = 0^\circ$, puis le ventilateur est activé. Une fois que la vitesse d'écoulement souhaitée est atteinte, le système de contrôle est activé avec les matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ initialisées aux valeurs calculées à partir des conditions nominales ($V = 30 \text{ m/s}$ et $\beta = 0^\circ$). Ensuite, le plateau tournant est activé et le test démarre. Dans ce test, le β est fixé à 0° pour ensuite varier toutes les 30 secondes comme détaillé ci-après :

$$\beta = 0 \xrightarrow{1} \xrightarrow{-1} \xrightarrow{-2} \xrightarrow{-3} \xrightarrow{-1} \xrightarrow{1} \xrightarrow{3} \xrightarrow{2} \xrightarrow{0}$$

Dans la Figure 5.14 la réponse du système à des variations par échelon de l'angle de dérapage est détaillée.

Les courbes dans le graphique ont été générées en utilisant une moyenne glissante avec une fenêtre de 3 secondes. Le caractère fluctuant est dû aux fluctuations aérodynamiques du système. Comme prévu, dans la configuration non contrôlée, C_b est fortement influencé par la variation de dérapage, tandis que dans la configuration contrôlée, la tendance est aplatie. D'autre part, le même résultat peut être observé grâce aux cartes de pression en bas dans la figure. En effet, dans la configuration non contrôlée, une baisse du niveau moyen de pression est observable, tandis que dans la configuration contrôlée, les objectifs de référence semblent atteints, à la fois sur les gradients et sur le niveau moyen de pression. Pour mieux analyser l'adaptabilité du système de contrôle aux perturbations dynamiques, nous allons présenter, dans la Figure 5.15, le comportement des volets ainsi que les tendances des objectifs.

En haut dans la Figure 5.15, les déplacements des volets sont présentés en noir, tandis que la courbe rouge représente la variation de l'angle de dérapage. En bas, les tendances des objectifs sont présentées en noir pour les cas avec et sans contrôle, respectivement à gauche et à droite. La courbe magenta représente l'angle de dérapage, tandis que les droites rouges correspondent aux valeurs objectif imposées. Cette figure est utile pour présenter la réponse du système de contrôle, ainsi que la façon dont les volets ont été ajustés pour compenser les perturbations.

Au début du test, les quatre volets (u_1 , u_2 , u_3 et u_4) oscillent autour de leur position neutre. À $\beta = \pm 3^\circ$, le volet de gauche (u_1) est proche de la saturation, tandis que l'amplitude du déplacement du volet de droite (u_2) est légèrement inférieure. u_1 suit très bien les variations de β imposées tandis que pour u_2 c'est légèrement différent. En effet u_2 n'a pas un comportement strictement symétrique en fonction de la perturbation. Cela est constatable pour $t \sim 180 \text{ s}$ où les deux volets latéraux sont positifs $\theta > 0^\circ$. Ensuite, les volets de droite (u_2) bascule vers des angles négatifs uniquement pour $t > \sim 210 \text{ s}$ où la perturbation devient assez importante $\beta = 3^\circ$. Le comportement différent est probablement dû à la mise à jour récursive des matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$. En effet, le poids associé à chaque volet varie en fonction de leur effet sur les objectifs et évidemment quand un volet est au vent son action sur le sillage est bien plus marquée (de la Cruz et al., 2017). Tout

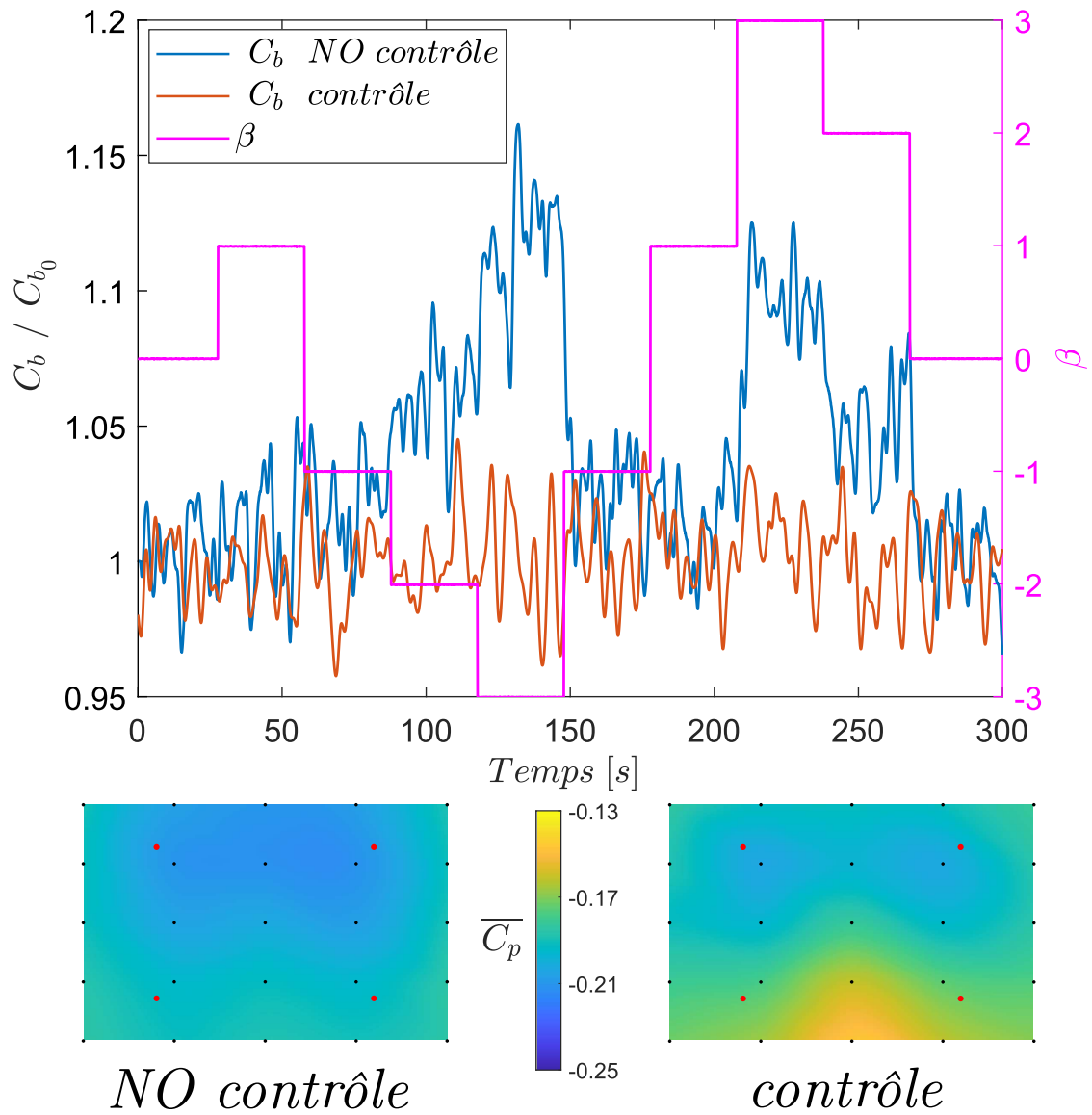


Figure 5.14: Les résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage variable par échelon sont présentés dans le graphique. La ligne bleue et la ligne orange représentent les valeurs de C_b des configurations de référence et contrôlée, respectivement. La ligne magenta illustre la variation de l'angle de dérapage par échelon. De plus, deux cartes de pression moyenne sont fournies, se référant à la configuration de référence à gauche et à la configuration contrôlée à droite.

au long de l'essai, les volets verticaux (u_3 et u_4) sont orientés vers le bas. Le volet du haut (u_3) est sensiblement plus incliné que celui du bas (u_4), notamment pour des perturbations importantes ($\sim 100s < t < \sim 250s$). Leur inclinaison est un signe évident que le sillage doit être corrigé verticalement pour revenir à son état de référence à $\beta = 0^\circ$. La position saturée des volets nous permet de mieux comprendre le pourquoi des limitations qui ont été observées dans la Figure 5.11.

Comme prévu, dans la configuration contrôlée (bas gauche de la Figure 5.15), les tendances des sorties restent constantes tout au long du test, tandis que dans le scénario non contrôlé (bas droit de la Figure 5.15), l'impact de l'angle de dérapage devient évident. Cela confirme ce qui a été montré dans la Figure 5.14. Le test est efficace pour démontrer que ce type de variations d'angle de dérapage est largement compensé par le système de contrôle, tant en amplitude qu'en vitesse de changement, suite à une minutieuse pondération expérimentale des matrices \mathcal{Q} et \mathcal{R} , lesquelles ont été définies dans le Chapitre 3. Dans de telles conditions, le gain moyen en termes de C_b est estimé à $\simeq 7.5\%$.

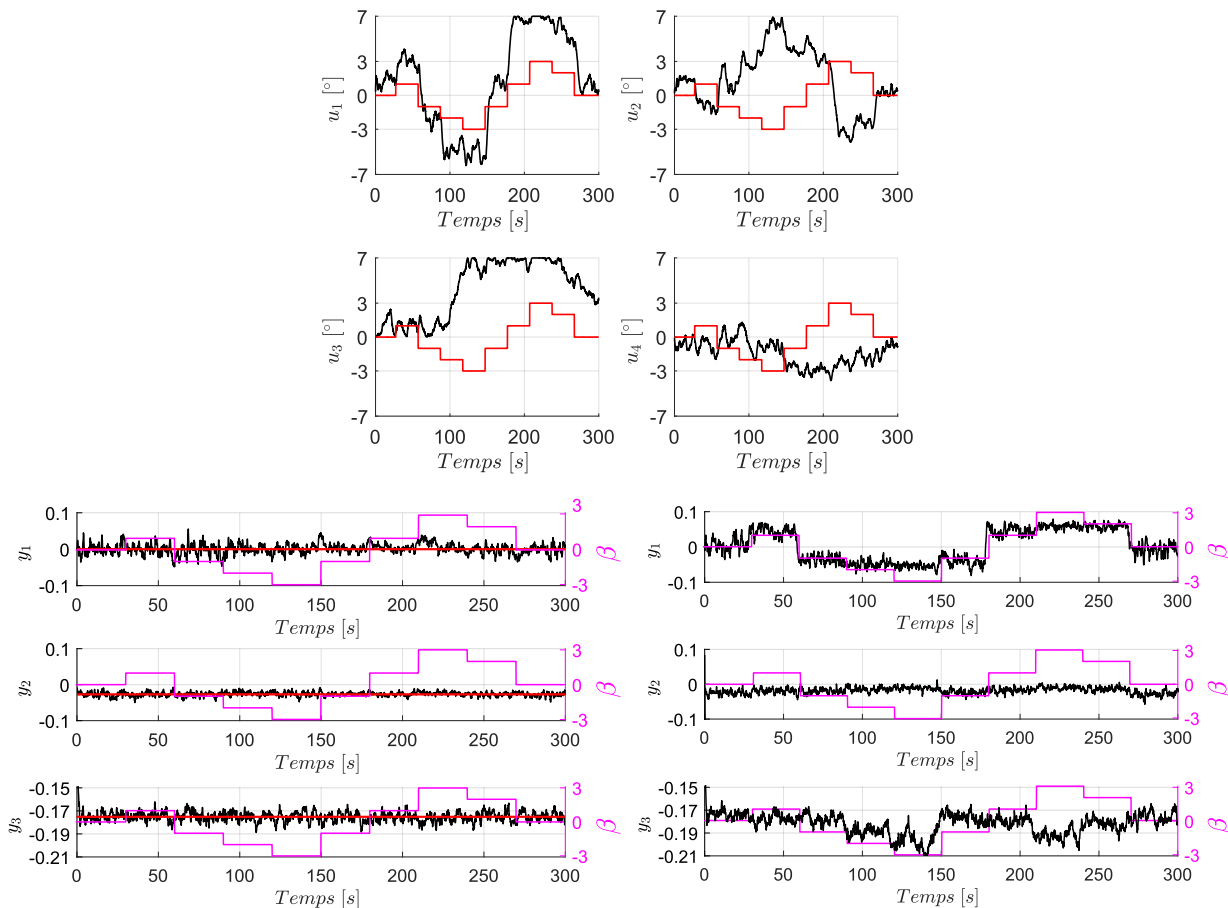


Figure 5.15: Réponse du système de contrôle aux variations par échelons de l'angle de dérapage dans le cas du corps de Windsor sans roues. En haut les angles des volets imposés, en sachant que u_1 , u_2 , u_3 et u_4 correspondent aux volets gauche, droit, haut et bas respectivement. En bas à gauche la tendance des objectifs de contrôle dans le cas contrôlé. En bas à droite la tendance des objectifs de contrôle pour le cas non contrôlé.

Variations sinusoïdales du β

Une fois démontrée l'efficacité de la loi de contrôle aussi bien en statique que pour des variations par échelons de l'angle de dérapage, il est pertinent d'explorer une configuration de perturbation qui mime une variation continue de β associée à des virages à grand rayon. Nous avons choisi de reproduire des virages à grand rayon, impliquant ainsi une variation faible mais constante de l'angle de dérapage. Le protocole expérimental est strictement le même de celui utilisé pour les variations de β par échelons. Néanmoins, β démarre à 0° et dans ce test sa variation suit la loi sinusoïdale définie ci-dessous :

$$\beta = 3 \sin\left(\frac{2\pi}{200}t\right)$$

où 3° représente l'amplitude et 200 s la période de la sinusoïde.

Les résultats du C_b en fonction de la variation sinusoïdale de β sont illustrés dans la Figure 5.16.

Dans ce scénario également, les courbes ont été obtenues en appliquant une moyenne glissante sur une fenêtre de 3 secondes. Comme détaillé précédemment, il est évident que le C_b subit d'importantes variations en fonction de la variation sinusoïdale de β , comme illustré par la ligne bleue dans la figure. De plus, la tendance de la courbe orange, correspondant à la configuration contrôlée soumise aux mêmes variations de β , est aplatie, indiquant que la loi de contrôle parvient à bien gérer des variations diverses de β . Cette observation est également confirmée par les cartes

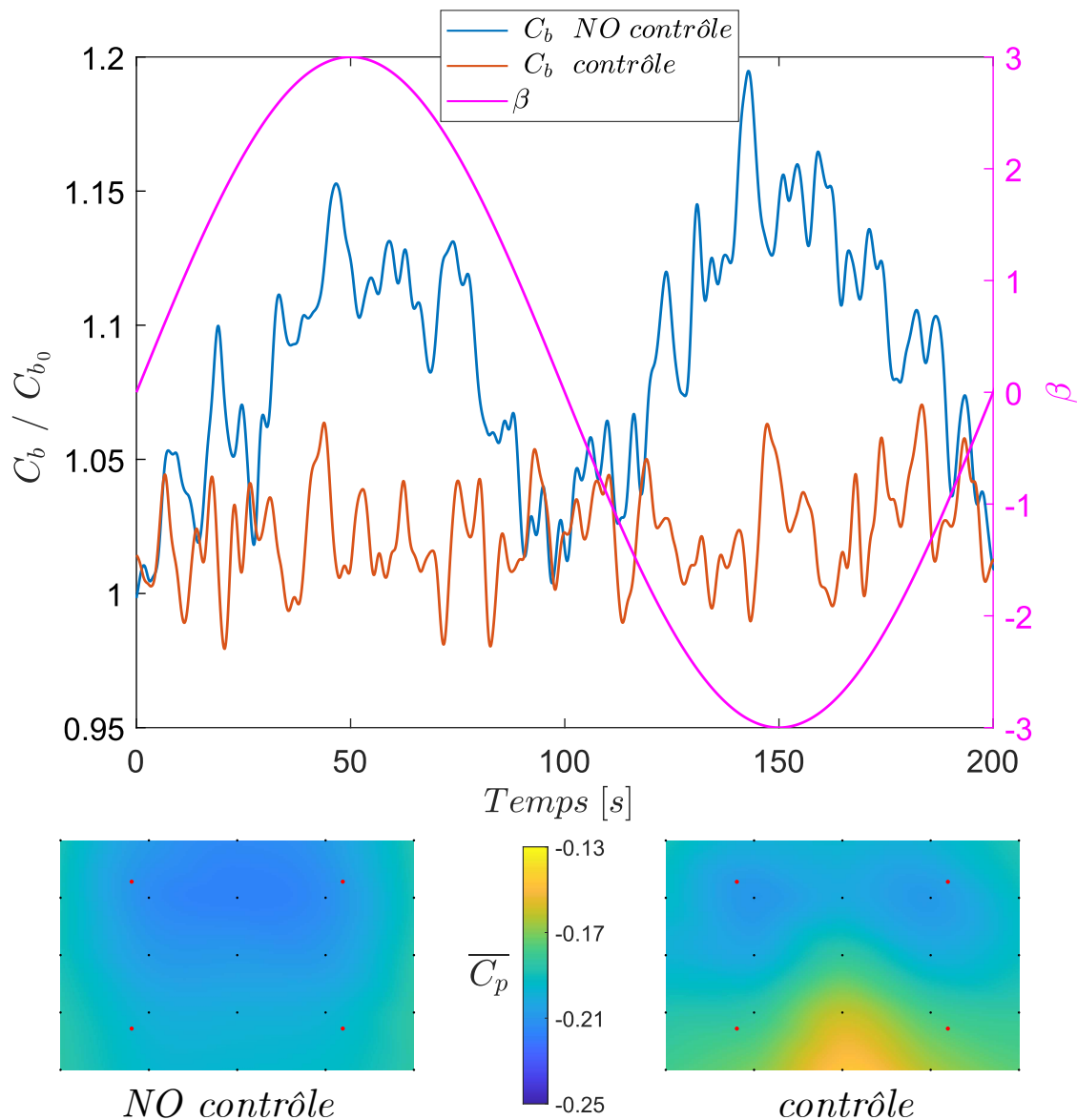


Figure 5.16: Les résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage variable en sinusoïde sont présentés dans le graphique. La ligne bleue et la ligne orange représentent les valeurs de C_b des configurations de référence et contrôlée, respectivement. La ligne magenta illustre la variation de l'angle de dérapage en sinusoïde. De plus, deux cartes de pression moyenne sont fournies, se référant à la configuration de référence à gauche et à la configuration contrôlée à droite.

de pression en bas de la figure. En effet, dans le cas non contrôlé, le niveau moyen de pression est nettement plus bas par rapport au cas contrôlé. Dans ce dernier, on retrouve à nouveau la même carte de pression que dans le cas de référence à $\beta = 0^\circ$, ce qui signifie que les objectifs de contrôle en termes de gradients et de niveau de pression sont bien respectés. Le gain moyen dans cette configuration est estimé à environ $\simeq 5\%$. Encore une fois, pour visualiser l'adaptabilité du système de contrôle à des perturbations dynamiques, nous allons présenter, dans la Figure 5.17, le comportement des volets ainsi que les tendances des objectifs.

Exactement comme dans le cas analysé précédemment, en haut de la figure, les déplacements des volets sont présentés en noir, tandis que la courbe rouge représente la variation de l'angle de dérapage. En bas, les tendances des objectifs sont présentées en noir pour les cas avec et sans contrôle, respectivement à gauche et à droite. La courbe magenta présente l'angle de dérapage, tandis que les droites rouges correspondent aux valeurs objectif imposées.

Tout d'abord, la position des volets sera analysée. À $t \sim 0s$, les volets latéraux (u_1 et u_2) sont légèrement sortants, tandis que les volets haut et bas présentent une position significativement

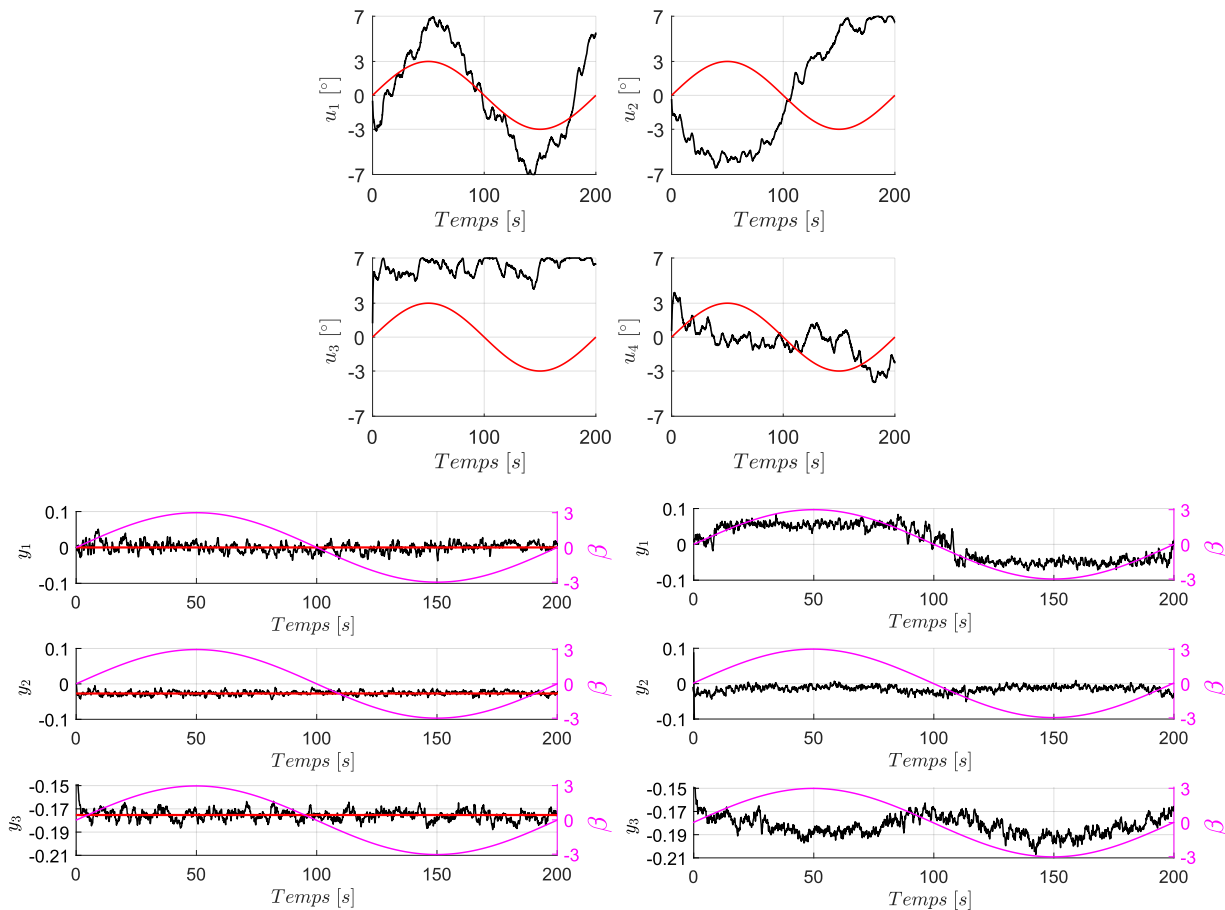


Figure 5.17: Réponse du système de contrôle aux variations sinusoïdales de l'angle de dérapage dans le cas du corps de Windsor sans roues. En haut les angles des volets imposés, en sachant que u_1 , u_2 , u_3 et u_4 correspondent aux volets gauche, droit, haut et bas respectivement. En bas à gauche la tendance des objectifs de contrôle dans le cas contrôlé. En bas à droite la tendance des objectifs de contrôle pour le cas non contrôlé.

rentrante en haut (u_3) et légèrement rentrante en bas (u_4). En ce qui concerne les volets latéraux, tout au long du test, ils montrent une sensibilité marquée aux variations de l'angle de dérapage. En effet, les deux volets présentent un comportement strictement lié à la sinusoïde. De manière antisymétrique, étant donné qu'ils sont positionnés d'un côté et de l'autre du corps, ils compensent la perturbation avec une réponse rapide et directe. Leur tendance reproduit une sinusoïde, avec le maximum du déplacement correspondant aux valeurs maximales de la perturbation, à savoir $\beta = \pm 3^\circ$ à $t \sim 50s$ et $t \sim 150s$. D'autre part, les volets verticaux ont un comportement non symétrique et difficile à analyser. Le volet du haut (u_3), indépendamment de la perturbation, reste en permanence incliné vers le bas. En outre, sa position est proche de la saturation. À l'inverse, le volet du bas (u_4) reste en position neutre pour la plupart du temps. De plus, en cas de parité de perturbation, c'est-à-dire $\beta = 0^\circ$ pour $t \sim 0$, $t \sim 100$ et $t \sim 200$, tous les volets, sauf u_3 présentent trois positions différentes. Ce comportement révèle un lien fort entre la position instantanée des volets et leur historique à cause de la mise à jour récursive des matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$. Pour mieux détailler ce comportement, nous examinons les tendances des objectifs dans les cas avec et sans contrôle. Dans le cas non contrôlé (en bas à droite de la Figure 5.17), une forte dépendance du différentiel de pression horizontal (y_1) et du niveau de pression au culot (y_3) par rapport à β est observée. En revanche, le niveau vertical de pression (y_2) présente une faible variabilité en fonction des variations de β . Toutes les tendances des objectifs ont été aplaties dans le cas contrôlé (en bas à gauche de la Figure 5.17), ce qui signifie que le couplage des

effets des quatre volets parvient à bien gérer les objectifs imposés. Globalement, il est intéressant de remarquer la différence entre les quatre volets et que, même dans des conditions physiquement compliquées à analyser, les objectifs sont toujours respectés et les solutions au même problème sont multiples.

Les trois cas étudiés, à savoir β statique, variable par échelons, et variable en sinusöide, démontrent que la loi de contrôle agit de manière efficace et robuste face aux variations de l'angle de dérapage. En ce qui concerne les champs de vitesse, pour les cas dynamiques ils ne sont pas commentés. En effet, le sillage est symétrique aussi dans le cas non contrôlé et les champs de vitesse n'ajoutent pas d'informations aux commentaires déjà effectués. Il est maintenant important d'examiner son comportement face à la variation de la hauteur de grille

5.3.3 Réponse du système en fonction de la variation de la hauteur de grille h_g

Dans la section 5.1, différents types de perturbations imposées au corps étudié ont été discutés en détail. Plus spécifiquement, nous avons, entre autres, examiné l'effet du déplacement d'une grille, mobile, positionnée en amont du corps (voir Figure 4.7 (b)). Il est clair que cette perturbation diffère considérablement de la variation de l'angle de dérapage. En effet, le mouvement de la grille perturbe l'écoulement de soubassement en influençant l'équilibre vertical du sillage, de manière similaire à l'ajout des roues sur le corps (Bao et al., 2023). De plus, pour des valeurs importantes de h_g , une augmentation de la pression au culot est observée. Cela signifie que le déplacement de la grille agit principalement de deux manières sur le sillage, et il est maintenant essentiel de comprendre si la loi de contrôle est capable de réagir correctement. Dans la Figure 5.18, les résultats de la configuration contrôlée en fonction du déplacement de la grille sont présentés.

Un premier regard nous permet d'affirmer que la loi de contrôle demeure efficace même dans ces conditions. Cependant, quelques aspects nécessitent une analyse approfondie. Les étoiles bleues représentent les mesures liées à la configuration non contrôlée, tandis que les étoiles oranges font référence à la configuration contrôlée. En premier lieu, examinons les points bleus associés à la configuration non contrôlée, ils présentent une tendance principalement décroissante en fonction de h_g , ainsi que des fluctuations importantes d'un point à l'autre. Cette variabilité indique la forte perturbation introduite par le déplacement de la grille sur l'écoulement, ajoutant une complexité supplémentaire à la loi de contrôle. En revanche, en observant les points oranges, on remarque un saut significatif entre le point correspondant à $h_g = 30 \text{ mm}$ et celui à $h_g = 50 \text{ mm}$. Ce saut s'explique par les différents objectifs imposés, comme détaillé dans l'équation 5.6b. Néanmoins, il est possible de noter deux tendances aplaties pour les deux objectifs différents, soulignant ainsi l'efficacité de la loi de contrôle pour réagir aux fortes perturbations ainsi que pour s'adapter à différents ensembles d'objectifs. Le seul point qui se démarque est celui correspondant à $h_g = 100 \text{ mm}$. En examinant la position des volets associés à ce point, on constate que trois volets sur quatre sont proches du point de saturation ($u_4 = u_1 \simeq -7^\circ$, $u_3 \simeq 7^\circ$ et $u_2 \simeq -2^\circ$). Cela indique que la perturbation était trop importante pour les objectifs imposés, et la loi de contrôle n'a pas réussi à la compenser. Pour obtenir plus de détails sur l'état du sillage, cinq cartes de pression ont été fournies pour des positions de grille caractéristiques ($h_g = -200; 0; 50; 90; 100 \text{ mm}$). Pour $h_g < 50 \text{ mm}$, on retrouve la même configuration observée à plusieurs reprises, c'est-à-dire la carte de pression de référence pour $\beta = 0^\circ$. Pour $h_g \geq 50 \text{ mm}$, comme prévu, la carte de pression est différente. On observe un sillage beaucoup plus symétrisé, à la fois horizontalement et verticalement, ainsi qu'un niveau moyen de pression plus élevé. Cependant, dans les trois cartes de pression correspondant à $h_g = 50; 90; 100 \text{ mm}$, des différences notables sont observées. En passant de $h_g = 50 \text{ mm}$ à $h_g = 90 \text{ mm}$, on observe une augmentation de pression, notamment dans la partie centrale du culot. Cela signifie que le niveau de pression moyen sur la totalité du culot est augmenté, mais les quatre capteurs de pression utilisés comme sortie de la loi de contrôle n'ont pas réussi à capturer cet effet en raison de leur position (points rouges sur les cartes de pression). Pour la carte de pression relative à $h_g = 100 \text{ mm}$, une augmentation ultérieure du niveau moyen de pression est observable, accompagnée d'une légère asymétrie horizontale et verticale. Cela souligne le fait que la loi de contrôle n'a pas atteint les objectifs en raison du manque d'autorité des volets, comme détaillé précédemment. Une dernière analyse concerne le champ de vitesse moyenne ainsi que l'énergie cinétique turbulente moyenne dans le plan Y_0 , qui sont représentés dans la partie

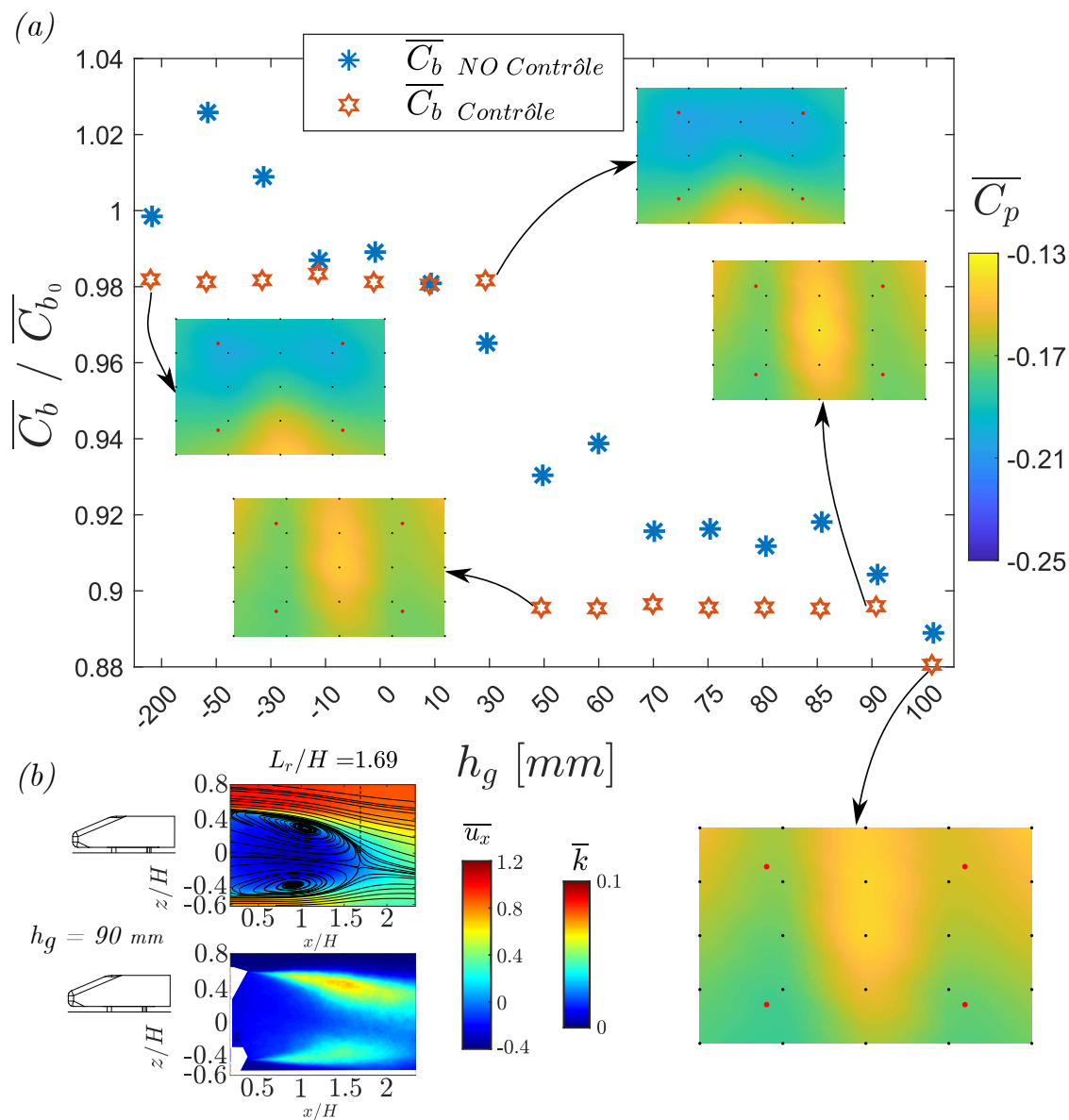


Figure 5.18: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de la hauteur de grille pour le corps de Windsor sans roues. (a) Les étoiles en bleu représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ de référence en fonction de la hauteur de grille h_g . Les étoiles en orange représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ dans la configuration contrôlée. Toutes les mesures sont issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, cinq cartes de pression au culot, concernant la configuration contrôlée, sont fournies pour des positions de grille caractéristiques ($h_g = -200; 0; 50; 90; 100$ mm). (b) Le champ de vitesse moyenne sur le plan Y_0 ainsi que l'énergie cinétique turbulente moyenne pour une hauteur de grille $h_g = 90$ mm sont représentés pour la configuration contrôlée.

(b) de la Figure 5.18. L'effet de la grille est visible sur l'écoulement de soubassement. En effet, une vitesse plus faible par rapport à la vitesse à écoulement libre est constatable. Comme cela a été commenté à plusieurs reprises, cet effet induit un décalage vertical du sillage. Dans ce cas spécifique, ce décalage vertical est compensée par l'action des volets qui réalignent le sillage. De plus, cela est constatable grâce à la variation visible dans l'activité des couches de mélange. En effet, la couche de mélange supérieure présente une activité moins intense alors que la couche de mélange du bas a une dimension plus remarquable par rapport au cas de référence. Tout cela est signe d'une symétrisation du sillage qui a été largement discuté précédemment.

Dans l'ensemble, la loi de contrôle s'est avérée très efficace face à plusieurs types de perturbations, qu'elles soient statiques ou dynamiques. L'angle de dérapage couplé au déplacement de grille n'apporterait pas d'informations supplémentaires et n'est donc pas discuté par la suite.

5.4 Analyse des résultats avec la totalité des capteurs de pression

Les résultats de la loi de contrôle sont satisfaisant vis-à-vis de nos attentes, notamment par rapport aux gains non négligeables sous différents conditions de test. Néanmoins, lors de l'analyse des résultats concernant le déplacement de la grille en amont du corps, nous avons pu constater que, même si les sorties du système de contrôle sont relativement constantes, les cartes de pression montrent des différences non négligeables entre elles. Dans la Figure 5.19 sont présentées les valeurs de $\overline{C}_b/\overline{C}_{b0}$ issues des mesures de pression effectuées avec la totalité des capteurs de pression au culot.

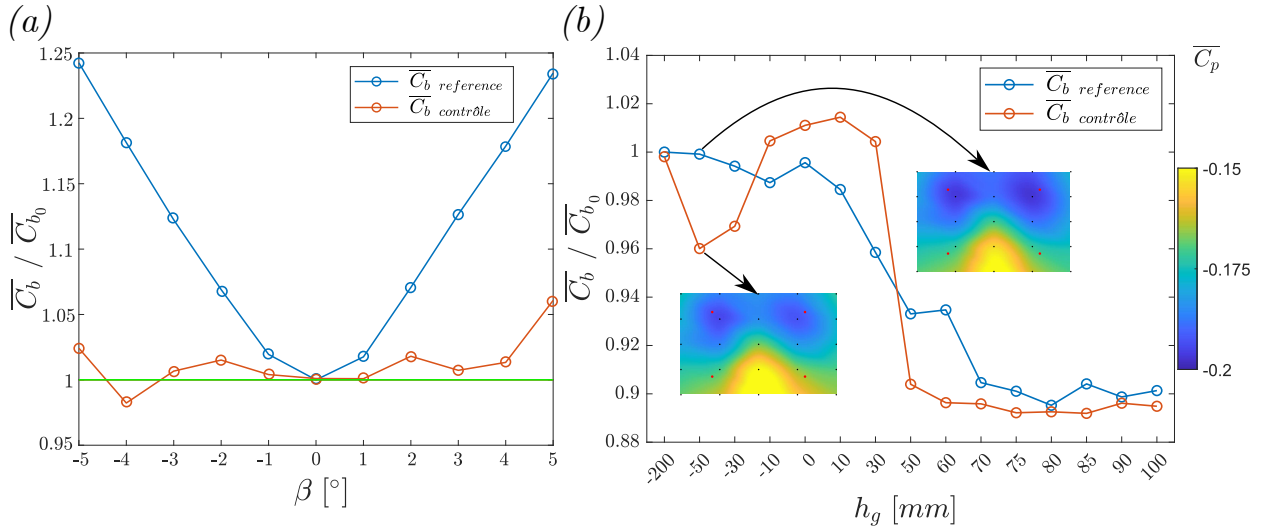


Figure 5.19: Résultats de $\overline{C}_b/\overline{C}_{b0}$, liés à la configuration contrôlée, issus des mesures effectuées avec la totalité des capteurs de pression au culot. (a) Configuration de référence comparé à la configuration contrôlée pour le corps de Windsor à β variable. (b) Configuration de référence comparé à la configuration contrôlée pour le corps de Windsor à hauteur de grille (h_g) variable. De plus, deux cartes de pression correspondantes au point $h_g = -50$ mm sont représentées pour la configuration avec et sans contrôle.

Dans la partie (a) de la figure, le graphique présente les résultats de la loi de contrôle sur le corps de Windsor, lequel est soumis à une variation de l'angle de dérapage (β). La tendance de référence a déjà été discutée précédemment, l'attention se concentre donc sur la courbe orange représentant les résultats du contrôle. Bien que la tendance de ces résultats demeure très similaire à celle observée dans la Figure 5.11, des différences significatives sont à signaler. En effet, le gain moyen est légèrement réduit en raison d'un léger déplacement de la courbe orange vers le haut. Cependant, l'objectif de maintenir l'état du sillage similaire à celui à $\beta = 0^\circ$ a été atteint, avec une tendance aplatie autour de 1 pour $-4^\circ \leq \beta \leq 4^\circ$. La limite dans ces conditions est attribuée à l'autorité des volets sur le sillage, car, comme détaillé précédemment, le sillage à $\beta = \mp 5^\circ$ n'est pas symétrique même si le déplacement des quatre volets a atteint la saturation. Néanmoins, le gain sur toute la série en statique reste élevé ($\simeq 5\%$).

Dans la partie (b) de la figure, les résultats de la loi de contrôle sur le corps de Windsor soumis à une hauteur de grille variable (h_g) sont présentés. Dans cette configuration, les résultats sont plus frappant avec des différences beaucoup plus prononcées. Il faut rappeler que nous nous attendions deux plateaux distincts en fonction de h_g , correspondant aux deux objectifs imposés à la loi de contrôle. Pour $h_g < 50$ mm, un comportement fortement variable est observé. Notamment pour $h_g = -50$ mm et $h_g = -30$ mm, une différence d'environ 4% par rapport à la référence est constatée, alors que nous nous attendions à une valeur similaire. Ce comportement n'est pas observé dans la Figure 5.18, où l'accent est mis sur les sorties de la loi de contrôle. La raison derrière cette forte différence n'est pas claire, bien qu'elle puisse être causée par la présence de la grille juste en dessous du bord d'attaque du plancher (voir Figure 4.7 (b)). En effet, la grille est très proche de la partie inférieure du bord d'attaque du plancher et commence à influencer la couche limite. Bien que la perturbation ne soit pas trop importante, elle est suffisante pour interagir avec la partie basse du sillage du modèle. Cela est visible dans les cartes de pression correspondant

au point $h_g = -50 \text{ mm}$. Sur ces cartes, une importante surpression est observable dans la partie inférieure du culot. Cette surpression ne peut pas être détectée par les quatre sorties de la loi de contrôle. Des commentaires similaires s'appliquent aux autres points pour $h_g < 50 \text{ mm}$. Au-delà de cette valeur, une tendance plus constante est observée. Cette différence est probablement due à l'augmentation de la perturbation en amont, qui devient suffisamment importante pour impacter tout le sillage, et donc cette dernière est peut être capturée efficacement par les sorties du système de contrôle.

Cette dernière analyse s'est révélée cruciale, mettant en évidence l'importance critique du choix de la position des capteurs de pression utilisés pour le système de contrôle.

5.5 Synthèse du chapitre

Nous avons brièvement examiné les caractéristiques clés du corps de Windsor sans roues soumis à des variations d'angle de dérapage (β) et de hauteur de grille (h_g). Ensuite, la loi de contrôle développée dans le Chapitre 3 a été appliquée pour contrôler le sillage. L'analyse de ces résultats a mis en évidence quelques points importants :

- La cavité au culot, crée par l'ajout de quatre volets rigides, n'impacte pas de manière sensible le sillage et les tendances demeurent similaire à celles observées sur le corps de Windsor de référence. La seule différence réside dans la présence d'un sillage bloqué dans un état vertical N (gradient de pression vertical négatif).
- Le déplacement de la grille en amont perturbe considérablement l'écoulement et, par conséquent, le sillage du modèle. Cette configuration affecte particulièrement l'équilibre vertical de la pression au culot. La perturbation imposée par la grille engendre une baisse de la vitesse vue par la voiture et pour cela il faut prévoir de coupler la pression mesurée à la vitesse afin d'avoir des objectifs de contrôle globaux, c'est-à-dire des objectifs indépendants de la vitesse vue par la voiture.
- La loi de contrôle s'est révélée robuste et efficace, tant face à des perturbations statiques que dynamiques. Pour des angles de dérapage de -3° à 3° , les objectifs imposés ont été largement respectés. Au-delà de ces valeurs, l'autorité des volets joue un rôle clé. La réponse du système de contrôle permet de réagir aux perturbations à faible Strouhal.
- L'emplacement des capteurs de pression, cruciaux pour les mesures du système de contrôle, revêt une importance significative. Bien que les objectifs aient toujours été atteints, des phénomènes non capturés par les quatre sorties du système de contrôle ont été observés.

Malgré l'efficacité démontrée de la loi de contrôle dans diverses situations, il convient de noter que le corps de Windsor sans roues demeure une configuration académique simple. Par conséquent, notre prochaine étape consistera à accroître la complexité du modèle en intégrant des roues. Enfin, l'étude évoluera vers une maquette Stellantis, présentant des formes plus proches de celles d'une vraie voiture.

Chapitre 6

Essais en échelle réduite: Corps de Windsor avec roues et Cross-Hatch

Sommaire

6.1	Analyse de l'écoulement de référence	96
6.1.1	Corps de Windsor avec roues	96
6.1.2	Cross-Hatch	99
6.2	Choix et perfectionnement des objectifs	104
6.2.1	Choix des objectifs pour le corps de Windsor avec roues	104
6.2.2	Choix et perfectionnement des objectifs pour le Cross-Hatch	105
6.3	Résultats	107
6.3.1	Corps de Windsor avec roues	107
6.3.2	Cross-Hatch	117
6.4	Évaluation finale de la loi de contrôle	128
6.5	Synthèse du chapitre	130

La loi de contrôle s'est révélée efficace et robuste lorsqu'appliquée à un modèle académique simple, tel que le corps de Windsor sans roues. Dans ce chapitre, notre objectif est d'accroître la complexité du modèle étudié afin de se rapprocher de la complexité géométrique des voitures, permettant ainsi de tester la loi de contrôle dans des contextes de complexité croissante. Dans une première étape, nous ajouterons les roues au corps de Windsor. Par la suite, nous changerons le modèle en examinant le Cross-Hatch, une maquette conçue en interne chez Stellantis. Le processus d'étude demeure inchangé, avec une analyse de l'écoulement de référence pour les deux corps en fonction des perturbations extérieures. Ensuite, la loi de contrôle sera évaluée, tant en présence de perturbations statiques que dynamiques. Enfin, des évaluations globales de l'efficacité de la loi de contrôle ainsi que des problématiques rencontrées seront réalisées.

6.1 Analyse de l'écoulement de référence

6.1.1 Corps de Windsor avec roues

L'analyse de la configuration de référence du corps de Windsor sans roues, décrite dans le chapitre 5, a mis en évidence la forte sensibilité du sillage à des perturbations extérieures, telles que l'angle de dérapage β et la hauteur de grille h_g . Cette dernière introduit une perturbation dans l'écoulement de soubassement, perturbant de manière significative l'équilibre vertical du sillage. L'ajout des roues agit de manière similaire, et une interaction entre les sillages des roues et le sillage du corps est constatée. Cette interaction joue un rôle clé dans l'équilibre vertical du sillage, comme souligné par Bao et al. (2023). Pour cette raison, l'écoulement de référence du corps de Windsor sera brièvement détaillé ci-après, en mettant particulièrement l'accent sur le comportement du corps en fonction de l'angle de dérapage. La Figure 6.1 présente la courbe $\overline{C}_b - \beta$.

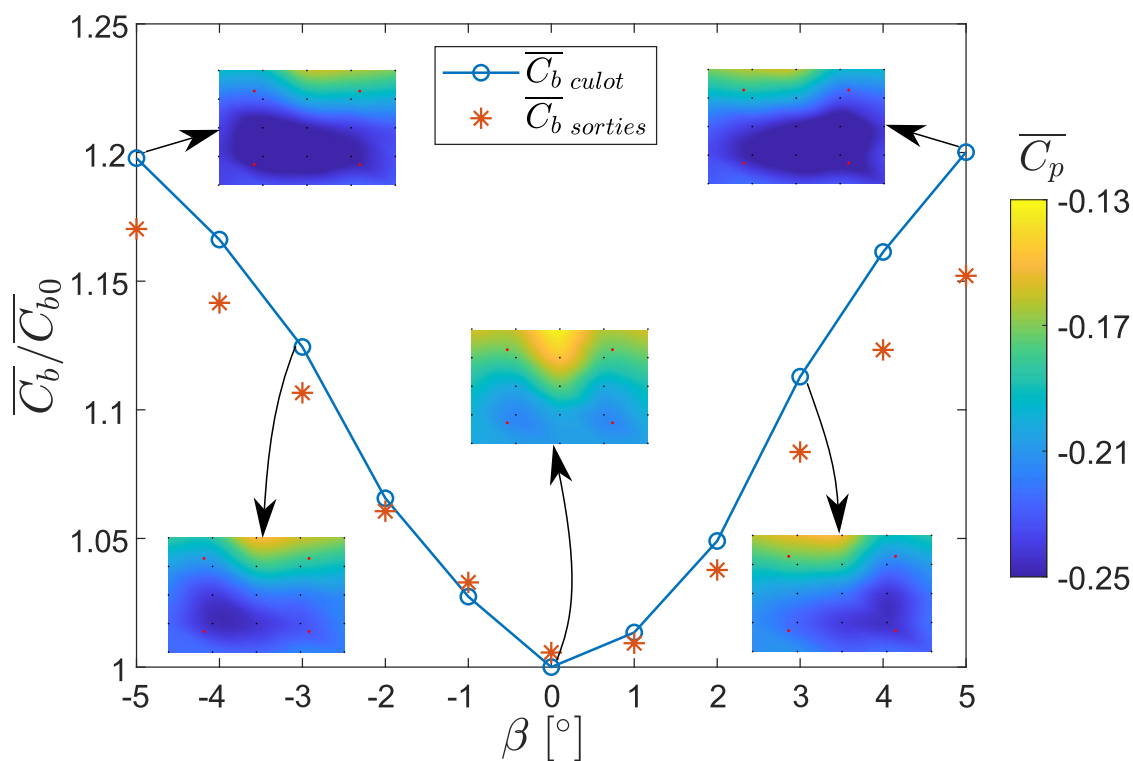


Figure 6.1: Résultats liés à la configuration de référence en fonction de l'angle de dérapage du corps de Windsor avec roues. La courbe en bleu représente les valeurs de \overline{C}_b , en fonction de l'angle de dérapage β , issues de la totalité des capteurs de pression au culot. Les étoiles en orange représentent les valeurs de \overline{C}_b , en fonction de l'angle de dérapage β , issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, cinq cartes de pression au culot sont fournies pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 5^\circ; \pm 3^\circ; 0^\circ$).

Dans la figure, la ligne bleue représente les valeurs de \overline{C}_b correspondantes à la mesure effectuée

avec tous les capteurs de pression au culot, tandis que les étoiles orange indiquent les valeurs de $\overline{C_b}$ associées aux capteurs de pression utilisés comme sorties du système de contrôle. Plusieurs aspects intéressants méritent d'être soulignés. La tendance de la courbe reste très similaire à celle du cas du corps sans roues analysé précédemment. Néanmoins, la dégradation est moindre en fonction de β lorsque les roues sont présentes. Une légère asymétrie est observable sur les valeurs de $\overline{C_b}$ dans la courbe. Cependant, cette asymétrie peut être négligée dans le cadre de notre étude, où l'objectif est de maintenir l'état de référence malgré toute perturbation imposée. De plus, la figure présente cinq cartes de pression pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 5^\circ; \pm 3^\circ$ et 0°). Comme dans le cas du corps sans roues, le sillage à $\beta = 0^\circ$ est symétrique horizontalement. Cependant, l'équilibre vertical est complètement inversé en raison de la perturbation de l'écoulement du soubassement provoquée par la présence des roues, entraînant un déplacement vers le bas du sillage (Bao et al., 2023; Barros et al., 2017). En effet, dans la configuration sans roues, un sillage similaire avait été obtenu pour une position de grille $h_g > 60 \text{ mm}$. Pour cette raison, l'influence de la grille sur le corps avec roues ne sera pas présentée, car cela entraînerait uniquement une augmentation de la pression au culot due au blocage de la grille, et ce type de perturbation n'ajouterait pas d'informations.

Pour compléter l'analyse de la référence du corps, la Figure 6.2 présente la probabilité conjointe de y_b et z_b ainsi que la tendance temporelle de ces variables pour $\beta = 0^\circ$.

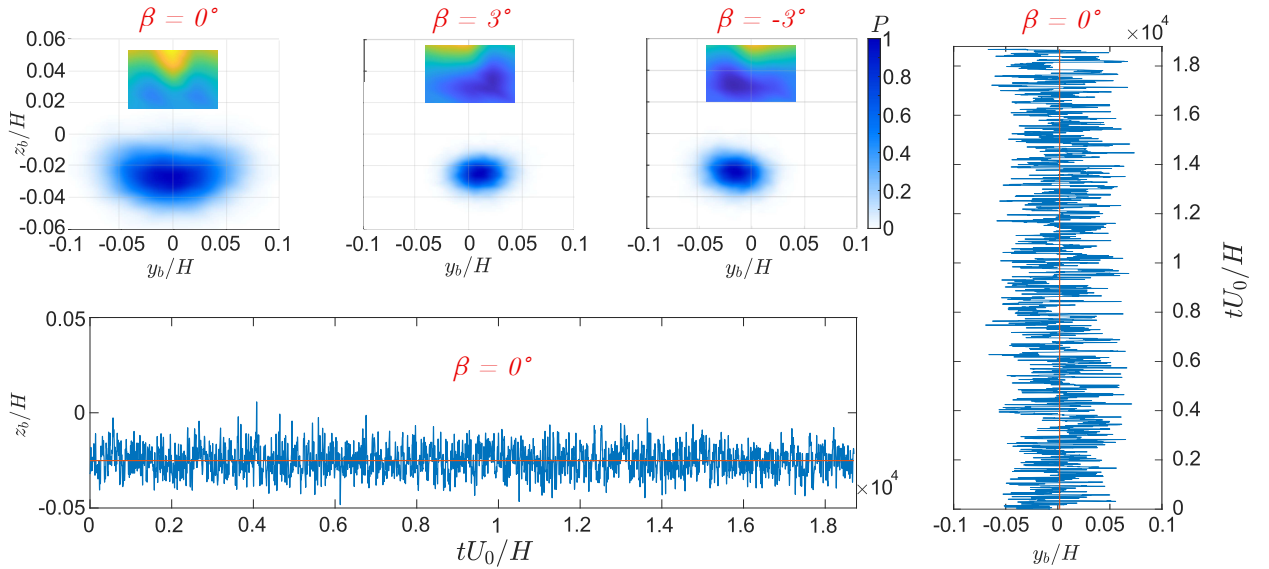


Figure 6.2: Probabilité conjointe entre y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ; \pm 3^\circ$ ainsi que tendance temporelle de y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ$ pour le corps de Windsor avec roues.

La position du centre de pression confirme les observations précédentes, indiquant un sillage inversé par rapport au cas du corps sans roues. De plus, pour $\beta = \pm 3^\circ$, nous remarquons que $y_b \neq 0$, mettant en évidence une asymétrie horizontale. Cependant, cette asymétrie est moins prononcée que celle observée sur le corps sans roues. En examinant la position moyenne du centre de pression ainsi que sa tendance temporelle pour $\beta = 0^\circ$, nous observons un nuage plus étalé par rapport aux cas à $\beta = \pm 3^\circ$. Cependant, contrairement à ce qui a été rapporté par Bao (2023), nous ne constatons pas de bi-stabilité dans ce cas-ci. En effet, dans ce cas, la présence des roues, des volets au culot et de la structure de support de la grille en amont, fait que le sillage est bloqué dans un état vertical P (gradient vertical de pression positif (Bonnavion et al., 2019)).

Dans les Figures 6.3 et 6.4, les champs de vitesse moyenne, ainsi que l'énergie cinétique turbulente moyenne pour $\beta = 0^\circ$ et $\pm 3^\circ$ sont présentés. Pour ce corps, seule la section Z_0 est analysée.

Comme dans le cas sans roues, les lignes de courant moyennes présentent une symétrie horizontale à $\beta = 0^\circ$ (Figure 6.3), tandis qu'une asymétrie est clairement visible pour les cas à $\beta \pm 3^\circ$. Cependant, quelques détails méritent d'être soulignés. En effet, l'asymétrie à $\beta = \pm 3^\circ$ est moins prononcée, comme souligné aussi par la position du centre de pression. Cet aspect est en accord avec la dégradation moindre du C_b en fonction de β . En ce qui concerne les couches de mélange

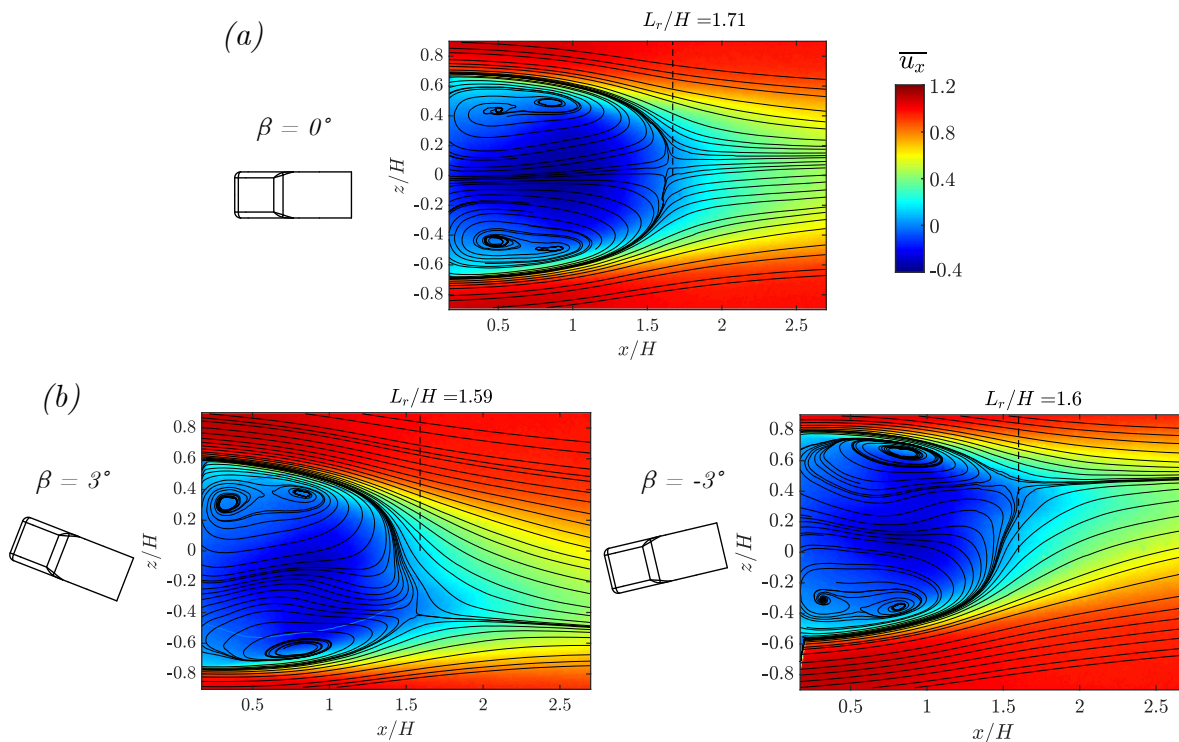


Figure 6.3: Champs de vitesse moyenne mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV). (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = \pm 3^\circ$.

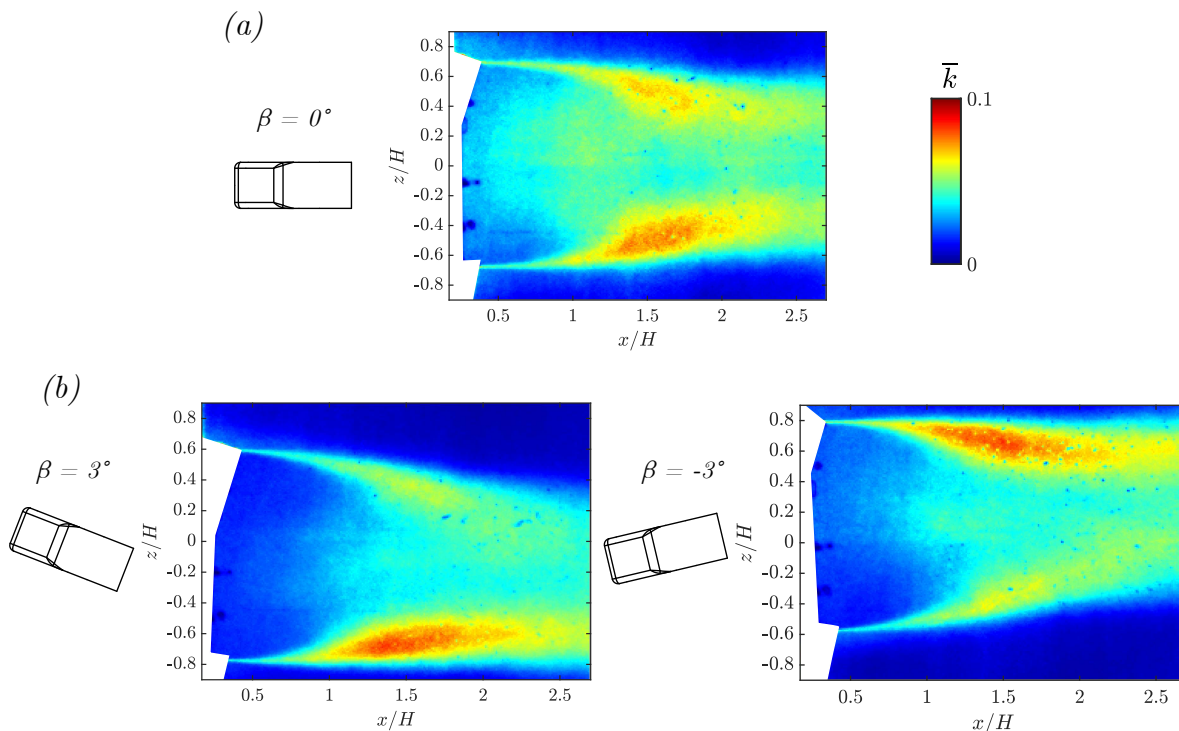


Figure 6.4: Énergie cinétique turbulente moyenne calculée pour la configuration de référence du corps de Windsor avec roues. (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = 3^\circ$. (c) Plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$.

(Figure 6.4), nous observons une activité plus marquée par rapport au cas sans roues pour $\beta = 0^\circ$ ainsi qu'une légère asymétrie. Inversement, à $\beta = \pm 3^\circ$ la couche de mélange du côté au vent présente une activité moins intense par rapport au cas de référence. Ce qui est en phase avec un

déséquilibre horizontal moindre.

6.1.2 Cross-Hatch

Dans l'idée de augmenter la complexité des corps en étude, nous nous sommes intéressés une maquette échelle 1/4 d'une voiture, c'est à dire le Cross-Hatch (présenté dans la figure 4.3). Cette maquette a été conçue en interne chez Stellantis et elle présente des formes plus complexes et détaillées exactement comme une vraie voiture. En tant que maquette industrielle, elle ne présente pas de références dans la littérature et c'est pour cela que nous allons détailler l'écoulement de référence ci-après.

Coefficient de pression de base en fonction du dérapage

La Figure 6.5 présente la courbe classique $\overline{C}_b - \beta$.

De manière similaire aux autres corps étudiés, la ligne bleue montre les valeurs de \overline{C}_b correspondantes à la mesure effectuée avec la totalité des capteurs de pression au culot, tandis que les étoiles orange se réfèrent aux valeurs de \overline{C}_b associées aux capteurs de pression utilisés comme sorties du système de contrôle. Le corps mérite une analyse approfondie, car il n'est pas connu en littérature.

La tendance observée pour les valeurs de \overline{C}_b reste similaire à celles observées sur les corps académiques. La traînée de culot minimale correspond à un dérapage nul, avec une dégradation prononcée lors de l'augmentation de β . Une forte asymétrie est observée entre les angles de dérapage positifs et négatifs. En effet, une différence de plus de 5% est présente à $\beta = \pm 5^\circ$. Cette asymétrie est due à une légère asymétrie mécanique de la maquette qui ne peut pas être corrigée. Néanmoins, la présence de ce défaut reflète le caractère réaliste d'une voiture et est conforme à l'augmentation de la complexité recherchée. Cinq cartes de pression moyenne sont présentées dans la Figure 6.5. Le sillage présente une symétrie horizontale et une asymétrie verticale à $\beta = 0^\circ$. Ce comportement est similaire à celui observé sur le corps de Windsor avec roues. De plus, pour des angles de dérapage non nuls, les cartes de pression montrent un fort déséquilibre, à la fois horizontal et vertical, qui est couplé avec une baisse de pression au culot globale. Comme cela a été présenté dans la Figure 4.3, le culot peut être divisé en deux parties différentes : une inclinée et une verticale, respectivement la partie haute et basse du culot. La partie verticale du culot a une dimension largement supérieure à celle inclinée. En effet, la première présente une surface projetée deux fois plus grande que celle relative à la partie inclinée. En considérant ces deux parties, dans les cartes de pression, nous pouvons observer un comportement différent entre elles. En effet, la partie supérieure, c'est-à-dire la surface inclinée du culot, présente une pression plus élevée par rapport à la partie inférieure sur toute la fourchette angulaire étudiée. Pour compléter l'analyse de ceux deux parties du culot, dans la partie (b) de la Figure nous présentons les valeurs de \overline{C}_b concernant uniquement la partie haute et la partie basse respectivement à gauche et à droite. Il est intéressant de remarquer comme dans la partie haute du culot la variation de \overline{C}_b est très importante avec des pics autour de +60%. De plus, une forte variabilité pour des angles faibles $|\beta| < 3^\circ$ est visualisée. Les tendances de la courbe bleue et des étoiles oranges, respectivement les résultats issus des capteurs et des sorties de la loi de contrôle, sont très similaires et quasiment superposées. Un comportement différent est visualisé sur la partie basse du culot. La ligne bleue, issue des capteurs de pression au culot, montre une variabilité limitée (pics autour de 12%) alors que les étoiles oranges montrent une variabilité d'environ 30%, ce qui reste tout de même inférieure à la variabilité observé sur la partie haute du culot. Cela souligne encore une fois l'importance du choix de la position des capteurs de pression utilisés comme sortie de la loi de contrôle. De plus, nous constatons que les tendances sont assez différentes. En effet, la ligne bleue montre une tendance aplatie pour $|\beta| < 3^\circ$ alors que les étoiles oranges montrent une forte variabilité sur toute la plage angulaire.

En considérant maintenant la partie (a) de la Figure, il est important de rappeler que la position des huit capteurs de pression différentielle, utilisés comme sorties du système de contrôle, a été choisie pour essayer de capturer tous ces phénomènes. Néanmoins, les étoiles oranges montrent que le niveau de pression moyen n'est pas bien représenté, notamment pour un angle de dérapage nul ou très faible ($\beta \leq 3^\circ$), montrant des différences allant jusqu'à environ 6%. Toutefois, la tendance

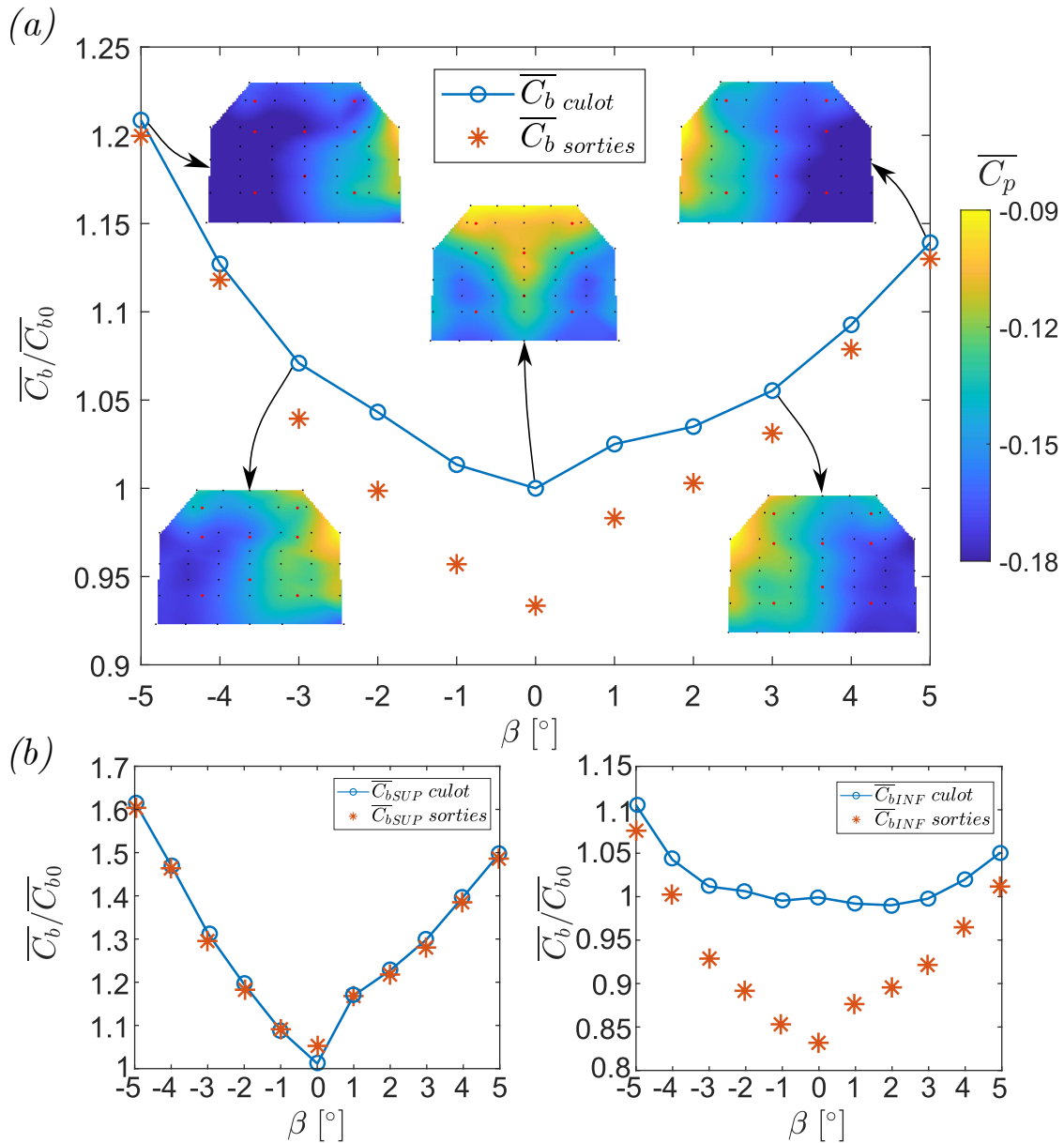


Figure 6.5: Résultats liés à la configuration de référence en fonction de l'angle de dérapage du Cross-Hatch. (a) Résultats issus de la totalité des capteurs au culot. La courbe en bleu représente les valeurs de $\overline{C_b}$, en fonction de l'angle de dérapage β , issues de la totalité des capteurs de pression au culot. Les étoiles en orange représentent les valeurs de $\overline{C_b}$, en fonction de l'angle de dérapage β , issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, cinq cartes de pression moyenne au culot sont fournies pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 5^\circ; \pm 3^\circ$ et 0°). (b) Résultats issus des capteurs positionnés sur la partie haute et basse respectivement à gauche et à droite.

observée reste la même que celle obtenue avec la totalité des capteurs, montrant une traînée minimale à dérapage nul et une dégradation marquée lors de l'augmentation de $|\beta|$. Similairement à ce qui a été fait pour les deux autres corps, nous complétons l'analyse avec la probabilité conjointe de y_b et z_b ainsi que leur tendance temporelle pour $\beta = 0^\circ$ qui sont présentés dans la Figure 6.6. Plusieurs différences sont à noter par rapport aux deux cas du corps de Windsor. À $\beta = 0^\circ$, le nuage de probabilité est significativement moins étalé, indiquant des fluctuations moins prononcées de y_b et z_b , comme en témoignent leurs tendances temporelles. Ce constat souligne également l'absence de signes de bi-stabilité pour ce corps, ce qui suggère probablement que le sillage est bloqué dans cet état en raison de la géométrie du corps, la présence des roues et des volets ainsi que la présence de la structure de support de la grille en amont. Pour $\beta = \pm 3^\circ$, la position du centre de pression varie à la fois verticalement et horizontalement, avec une asymétrie notable à remarquer sur le y_b

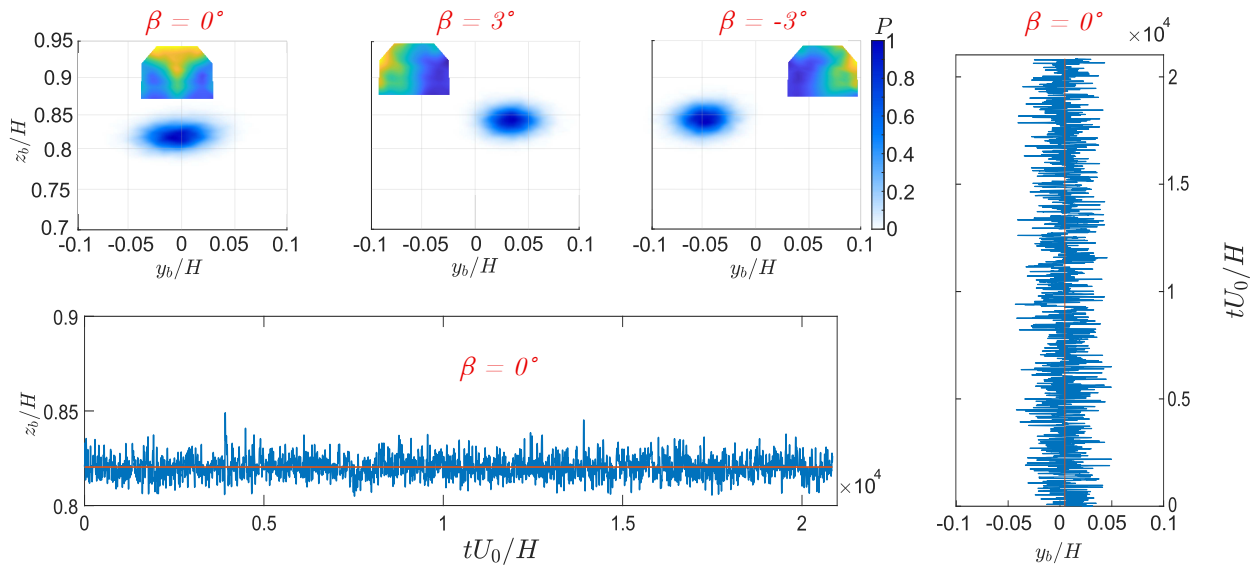


Figure 6.6: Probabilité conjointe entre y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ$; $\pm 3^\circ$ ainsi que tendance temporelle de y_b et z_b pour $\beta = 0^\circ$ pour le Cross-Hatch.

entre les deux valeurs de β , confirmant ainsi l'asymétrie mécanique du corps.

Finalement, nous allons détailler les champs de vitesse moyenne ainsi que l'énergie cinétique turbulente moyenne. Ces résultats sont présentés dans les Figures 6.7 et 6.8.

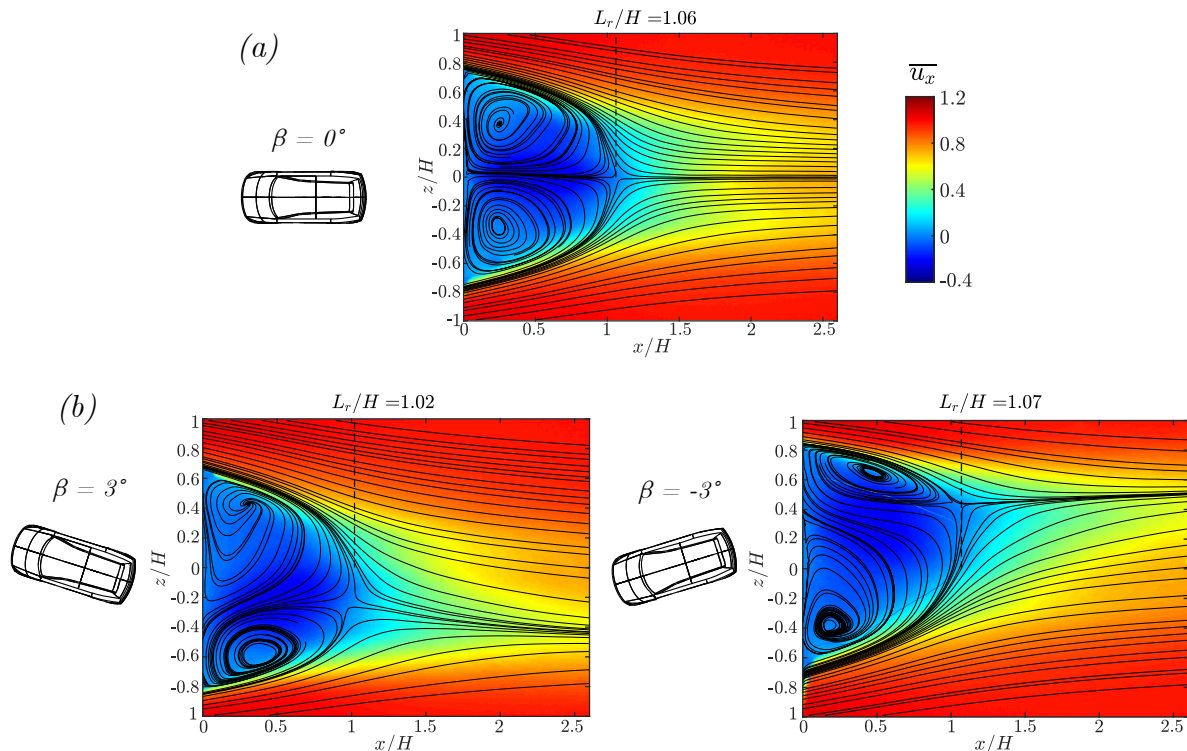


Figure 6.7: Champs de vitesse moyenne mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV). (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = \pm 3^\circ$.

Les formes plus arrondies du corps de Cross-Hatch permettent d'avoir une bulle de recirculation beaucoup plus petite. En effet, le rapport L_r/H à $\beta = 0^\circ$ est environ 40% plus petit par rapport à celui observé sur le corps de Windsor avec roues à dérapage égal. Les lignes de courant moyennes montrent un sillage horizontalement symétrique (partie (a) de la Figure 6.7). Pour des angles de dérapage non nuls, les champs de vitesse confirment ce qui a été détaillé auparavant. La bulle de

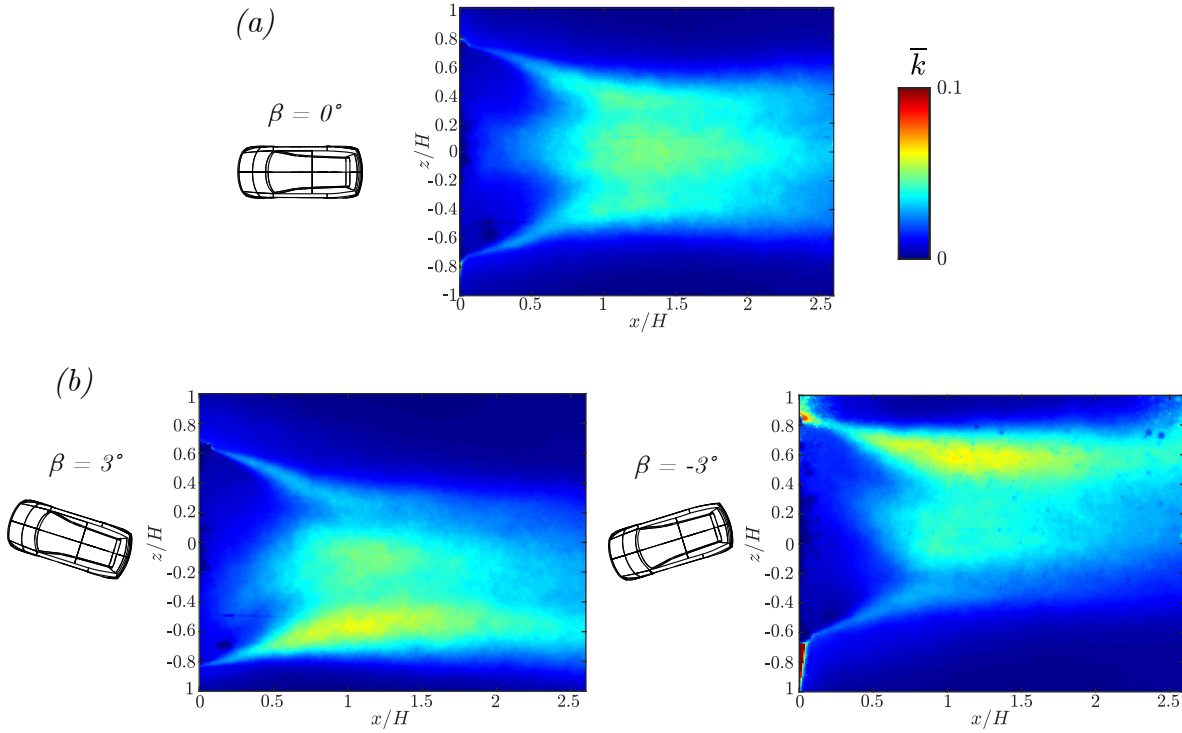


Figure 6.8: Énergie cinétique turbulente moyenne calculée pour la configuration de référence du Cross-Hatch. (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = 3^\circ$. (c) Plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$.

recirculation reste petite et présente une forte asymétrie horizontale en accord avec le signe de β . L'énergie cinétique turbulente moyenne à $\beta = 0^\circ$ (partie (a) de la Figure 6.8) révèle deux couches de mélange latérales symétriques. Au centre ($z/H = 0$), la zone de fermeture du sillage présente une activité avec une intensité similaire à celle des couches de mélange latérale. En revanche, à $\beta = \pm 3^\circ$, l'asymétrie du sillage est confirmée, avec une couche de mélange du côté au vent présentant une activité nettement plus prononcée que celle du côté sous le vent. Ici aussi, l'effet de l'asymétrie mécanique est clairement visible.

Coefficient de pression de base en fonction de la hauteur de grille

Le comportement du corps en fonction de la hauteur de la grille sera brièvement détaillé. Il est intéressant de remarquer que l'inclinaison vers le bas du sillage est similaire à celle observée sur le corps de Windsor avec roues. Cet aspect confirme l'interaction entre le sillage des roues et celui du corps, largement discutée par Bao (2023). Comme nous l'avons détaillé précédemment, l'effet de la grille engendre une perturbation dans l'écoulement de soubassement. Le sillage étant déjà orienté vers le bas, nous pourrions nous attendre à ce qu'il soit déjà bloqué dans un état et que la seule perturbation imposée par la grille ne soit pas suffisante pour induire un basculement. La Figure 6.9 montre la tendance de \overline{C}_b en fonction de la hauteur de la grille (h_g), ainsi que des cartes de pression moyenne pour $h_g = -200; 0; 50; 90$ [mm] ainsi que deux probabilités conjointes de y_b et z_b pour $h_g = 0; 90$ mm.

Exactement comme dans la Figure 6.5, la ligne bleue représente les valeurs de \overline{C}_b correspondant aux mesures effectuées avec la totalité des capteurs de pression au culot, tandis que les étoiles oranges indiquent les valeurs de \overline{C}_b associées aux capteurs de pression utilisés comme sorties du système de contrôle. De manière similaire au corps de Windsor sans roues, la tendance de \overline{C}_b est fortement décroissante. De $h_g = -200$ mm jusqu'à $h_g = 0$ mm, nous observons une tendance constante. L'effet de la grille devient significatif à partir de $h_g > 10$ mm avec une augmentation considérable de la pression au culot allant jusqu'à $\sim 23\%$. Cependant, pour $h_g \geq 70$ mm, nous n'atteignons pas un plateau, contrairement à ce qui avait été observé dans le cas du corps de Windsor sans roues. Nous ne pouvons pas affirmer si le plateau est atteignable pour des valeurs

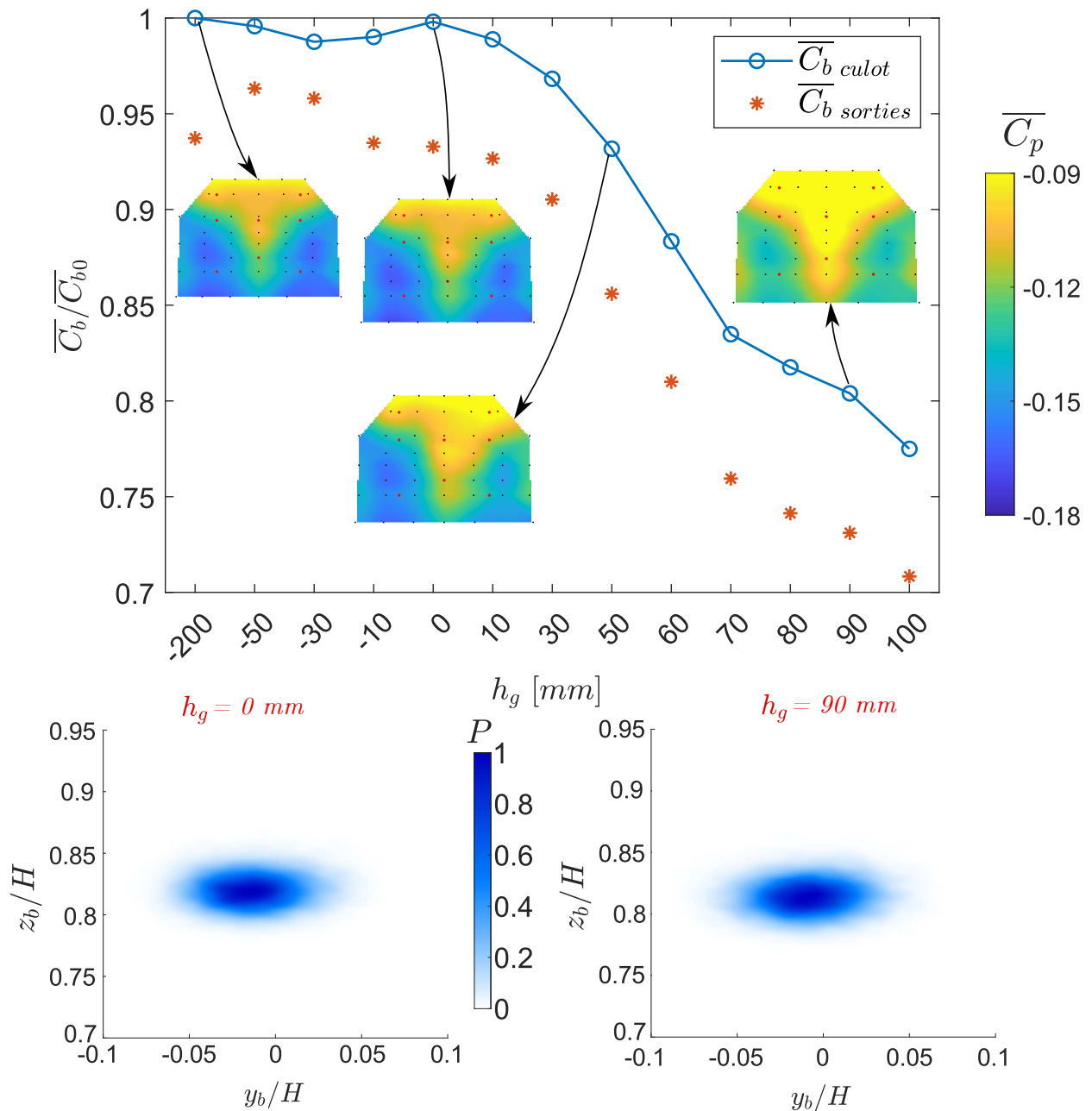


Figure 6.9: Résultats associés à la configuration de référence en fonction de la hauteur de grille pour le Cross-Hatch. La courbe du $\overline{C_b}$ en fonction de la hauteur de grille h_g est représentée en bleu. Les étoiles en orange représentent les valeurs de $\overline{C_b}$, en fonction de la hauteur de grille, issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, quatre cartes de pression au culot sont fournies pour des hauteurs de grille caractéristiques ($h_g = -200; 0; 50; 90$ [mm]). En bas, la probabilité conjointe entre y_b et z_b pour $h_g = 0$ mm et $h_g = 90$ mm est présentée.

supérieures de hauteur de grille car nous avons atteint la limite mécanique de déplacement. Nous observons toujours une différence entre la courbe bleue et les étoiles oranges, due à la position des capteurs de pression différentielle. Néanmoins, la tendance observée est strictement similaire dans les deux cas. Il reste à préciser la raison de cette tendance décroissante, ce qui est possible grâce aux quatre cartes de pression présentées pour $h_g = -200; 0; 50; 90$ [mm]. Le comportement observé est conforme à nos attentes. Pour $-200 \leq h_g \leq 0$ [mm], l'empreinte du sillage ne varie pas significativement, ce qui concorde avec les valeurs de $\overline{C_b}$ discutées. Pour des valeurs de h_g plus grandes, nous observons une augmentation notable de la pression au culot tout en maintenant le même état de symétrie à la fois horizontal et vertical, ce qui est confirmé par les probabilité conjointes en bas de la figure. Les champs de vitesse pour le plan Y_0 n'ont pas été capturés pour

ce corps.

Par la suite, aucune mesure de contrôle en fonction de la hauteur de grille ne sera donnée, étant donné que le sillage subit uniquement une variation du niveau de pression et donc cela n'ajouterait pas d'informations.

6.2 Choix et perfectionnement des objectifs

6.2.1 Choix des objectifs pour le corps de Windsor avec roues

L'analyse de l'écoulement de référence pour le corps avec roues a révélé des différences significatives dans la distribution de pression au culot par rapport au cas sans roues. Par conséquent, les objectifs imposés à la loi de contrôle seront différents. De plus, nous voulons tester la loi de contrôle sur le même corps aussi pour des conditions plus exigeantes. Dans la Figure 6.10, les deux groupes d'objectifs ainsi que les cartes de pression associées sont présentés.

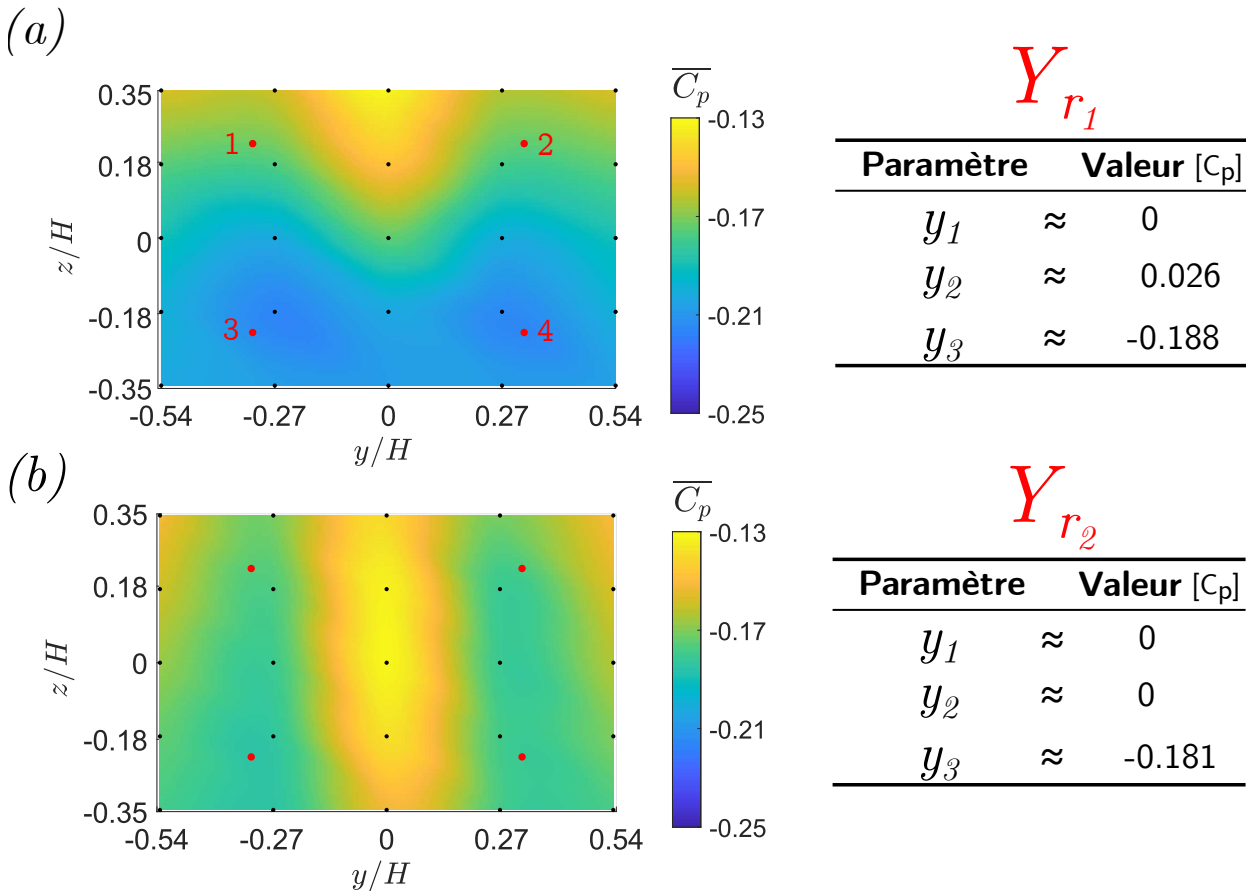


Figure 6.10: Objectifs sélectionnés pour le corps de Windsor avec roues. (a) Imposition de l'état de référence (Y_{r_1}). (b) Imposition d'un état à sillage symétrique horizontalement et verticalement ainsi qu'un niveau de pression plus élevé (Y_{r_2}). Dans les deux cas, à gauche, la carte de pression. À droite, les objectifs correspondants à l'état visualisé dans la carte de pression.

La position des capteurs de pression utilisés comme sortie du système de contrôle reste inchangée (détaillée dans la section 4.3.2), de même que l'état horizontal du sillage.

D'abord la configuration (a) de la Figure 6.10 sera analysée. Par rapport au cas sans roues, une variation significative de l'équilibre vertical est observée. De plus, on constate une diminution globale de la pression au culot, attribuable à l'interaction entre les sillages des roues et celui du corps. L'hypothèse consistant à maintenir les mêmes objectifs que pour le cas sans roues a dû être rejetée. En effet, la différence est trop importante, rendant impossible une compensation adéquate par les volets. Pour cette raison, de nouvelles valeurs correspondant au corps avec roues à $\beta = 0^\circ$ ont été présentées dans la partie droite de la Figure 6.10. En résumé, la valeur du différentiel de

pression horizontal demeure inchangée à $y_1 = 0$, tandis que la valeur du différentiel de pression vertical a changé de signe à $y_2 = 0.026$. En ce qui concerne la valeur de pression moyenne au culot, $y_3 = -0.188$ a été retenue. Il est important de rappeler que toutes ces valeurs sont exprimées en termes de C_p .

Dans la partie (b), nous avons imposé une symétrie tant verticale que horizontale. Le niveau moyen de pression est légèrement plus élevé. Tout cela fait que la condition demandée au système de contrôle soit plus exigeante en terme de contrôle. En résumé, les valeurs du différentiel de pression horizontal et celui vertical sont imposées à $y_1 = y_2 = 0$, tandis que la valeur de pression moyenne au culot, $y_3 = -0.181$ a été imposée. Il est nécessaire de préciser que cette valeur à été obtenue à partir de la mesure en Pascal des capteurs utilisés comme sorties du système de contrôle.

6.2.2 Choix et perfectionnement des objectifs pour le Cross-Hatch

Les objectifs de contrôle pour le Cross-Hatch sont établis en fonction des huit capteurs de pression, ce qui permet de surveiller toute la surface du culot, à la fois la partie verticale et la partie inclinée. Pour ce faire, nous envisageons d'utiliser les trois sorties suivantes :

$$y_1 = \frac{(p_1 + p_3 + p_5) - (p_2 + p_4 + p_6)}{3Q}, \quad (6.1a)$$

$$y_2 = \frac{(p_1 + p_2) - (p_5 + p_6)}{2Q}, \quad (6.1b)$$

$$y_3 = \frac{\sum_{i=1}^8 p_i}{8Q}. \quad (6.1c)$$

Dans ce cas spécifique, y_1 (équation (6.1a)) correspond au différentiel horizontal de pression, y_2 (équation (6.1b)) se réfère au différentiel vertical, et y_3 (équation (6.1c)) représente le niveau de pression moyen. La carte de pression de référence ainsi que les valeurs des sorties correspondantes sont présentées dans la Figure 6.11

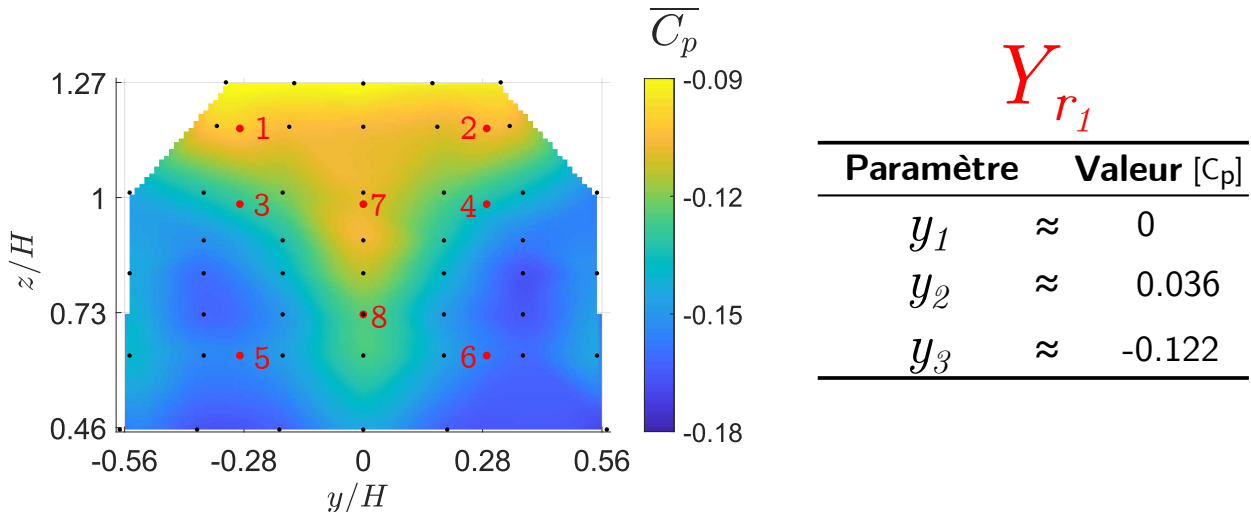


Figure 6.11: Objectifs sélectionnés pour le Cross-Hatch. Imposition de l'état de référence (\mathbf{Y}_{r_1}). A gauche, la carte de pression. A droite, les objectifs correspondants à l'état visualisé dans la carte de pression.

L'objectif de cette paramétrisation est de maintenir un état de symétrie horizontale ($y_1 = 0$) ainsi qu'une légère asymétrie verticale ($y_2 = 0.036$). Cette asymétrie correspond à un sillage légèrement incliné vers le bas, similaire au cas du corps de Windsor avec roues. Enfin, le niveau de pression au culot visé est $y_3 = -0.122$. Ces trois paramètres se regroupent sous l'appellatif \mathbf{Y}_{r_1} . Dès les premiers essais, nous avons rencontré des difficultés à maintenir ces valeurs objectifs. Plus précisément, nous avons observé que, bien que les objectifs concernent l'ensemble de la surface

au culot, la partie verticale et la partie horizontale réagissent de manière différente, et le maintien des objectifs n'est pas toujours assuré de manière constante. Pour mieux comprendre cette problématique, nous présentons dans la Figure 6.12 la tendance du \overline{C}_b relative à la surface inclinée (partie (a) gauche) et à la surface verticale (partie (a) droite), la tendance du couplage des deux surface (partie(b)) ainsi qu'une carte de pression à $\beta = 0^\circ$ (partie (c)) relative à la configuration contrôlée en fonction des objectifs \mathbf{Y}_{r_1} .

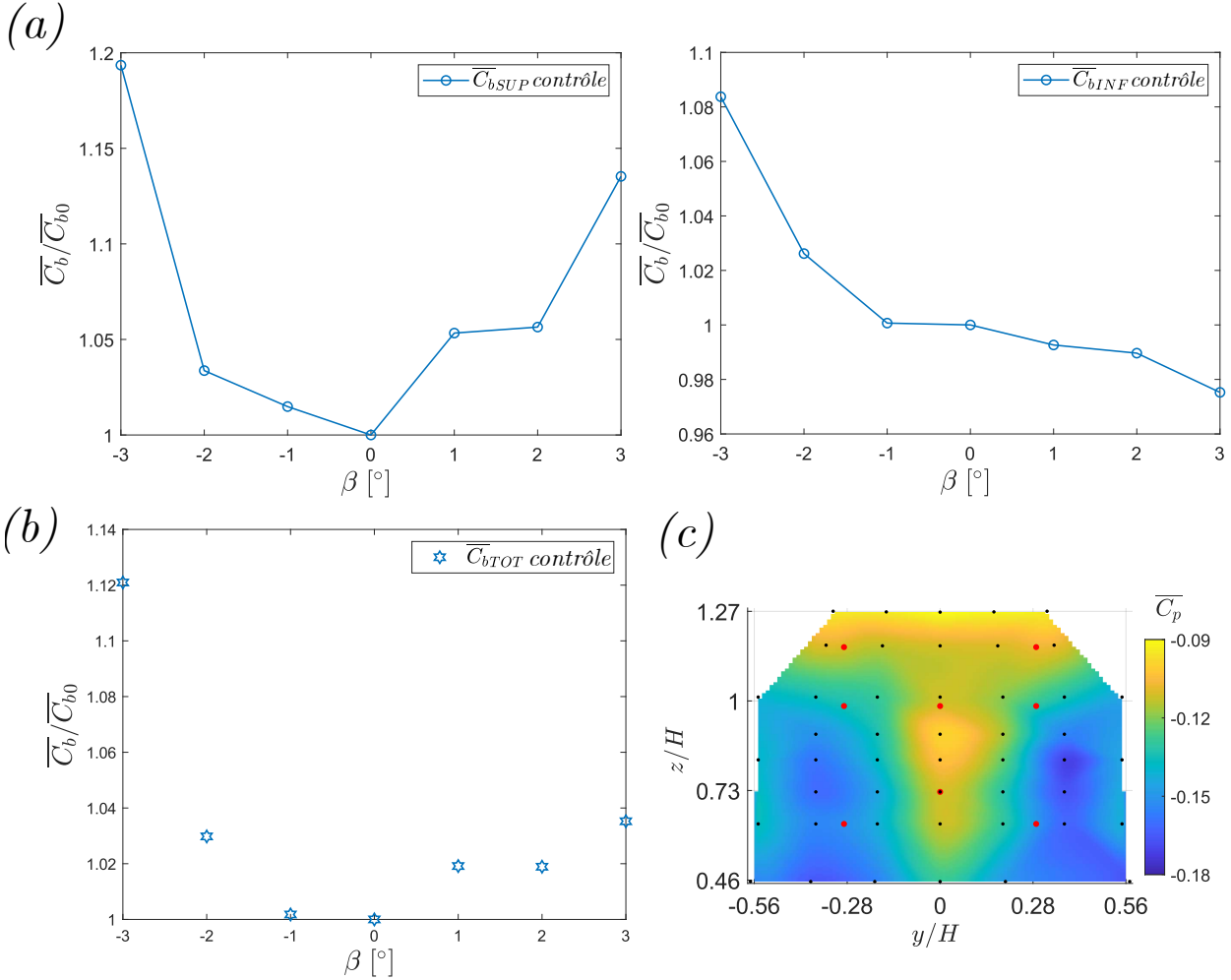


Figure 6.12: Résultats relatifs à la configuration contrôlée pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_1} . (a) Valeurs de \overline{C}_b correspondants uniquement à la partie inclinée du culot et à la partie verticale, à gauche et à droite respectivement. (b) Tendance de \overline{C}_b sur la totalité des capteurs au culot. (c) Carte de pression pour $\beta = 0^\circ$.

Les tendances observées dans la partie (a) de la figure sont très différentes entre elles. À gauche, nous observons une tendance qui ressemble beaucoup au cas de référence, à savoir sans contrôle, mis à part une diminution de la variabilité. À droite, nous avons une tendance décroissante. Le couplage de ces deux résultats dans la partie (b) montre que la tendance n'est pas plate, ce qui est un signe clair que les objectifs ne sont pas toujours atteints. En allant plus loin, la carte de pression (partie (c)) pour $\beta = 0^\circ$ montre aussi des différences par rapport à la référence, tout en gardant une valeur de \overline{C}_b très similaire à celle de référence. Tous ces résultats indiquent que la loi de contrôle a du mal à gérer les objectifs imposés avec les entrées dont nous disposons. Ce qui est plus marquant est sans doute la tendance de la partie supérieure du culot (partie (a) gauche), qui souligne le peu d'autorité de la part des volets sur cette dernière. Ce dernier aspect sera analysé plus en détail dans la prochaine section.

Pour remédier à cette problématique, nous avons exploré plusieurs configurations d'objectifs différentes, en tentant de diviser la surface inclinée et la surface verticale du culot. Malheureusement, toute solution impliquant l'utilisation des deux capteurs positionnés sur la partie inclinée, à savoir p_1 et p_2 , a conduit à des résultats parfois éloignés des objectifs fixés. De plus, nous avons

également constaté un manque de robustesse, ce qui signifie que, dans des conditions externes identiques, les résultats obtenus variaient d'un test à l'autre. Cette observation nous a conduit à réaliser que le facteur critique résidait dans une corrélation difficile à comprendre entre le déplacement des volets et les changements de pression enregistrés là où les capteurs p_1 et p_2 sont situés.

Ainsi, nous avons décidé d'exclure ces capteurs et d'utiliser uniquement les six capteurs positionnés sur la partie verticale du culot, à savoir p_3, \dots, p_8 . Le système d'objectifs finalement retenu est détaillé comme suit :

$$y_1 = \frac{(p_3 + p_5) - (p_4 + p_6)}{2Q} = 0, \quad (6.2a)$$

$$y_2 = \frac{(p_3 + p_4) - (p_5 + p_6)}{2Q} = 0.05, \quad (6.2b)$$

$$y_3 = \frac{\sum_{i=3}^8 p_i}{6Q} = -0.13. \quad (6.2c)$$

L'objectif de cette configuration demeure identique à celui précédemment détaillé. Il vise à maintenir un état de symétrie horizontale ($y_1 = 0$) ainsi qu'une légère asymétrie verticale ($y_2 = 0.05$). Quant au niveau de pression au culot, la valeur cible visée est $y_3 = -0.13$. Ces trois paramètres sont regroupés sous l'appellation \mathbf{Y}_{r_2} et il s'agit du groupe d'objectifs qui sera étudié dans la section 6.3.2.

6.3 Résultats

Les objectifs ont été bien définis pour les deux modèles en prenant en compte les différentes contraintes rencontrées. La paramétrisation de la loi de contrôle reste la même que celle utilisée pour le cas du corps de Windsor sans roues mis à part les objectifs et le nombre d'entrées considérées sur le Cross-Hatch, qui présente 5 volets. L'efficacité de la loi de contrôle sera testée ci-après sur les mêmes perturbations imposées dans la section 5.3.

6.3.1 Corps de Windsor avec roues

Effets de la loi de contrôle sur le corps en dérapage fixe

Initialement, le dérapage est fixé à des valeurs de β comprises entre $\pm 5^\circ$. Cette contrainte s'avère cruciale pour évaluer l'influence des volets sur le sillage dans cette configuration spécifique du corps d'étude. Le protocole expérimental demeure le même que celui utilisé sur le corps de Windsor sans roues : le modèle est positionné à l'angle de dérapage β désiré, puis le ventilateur est activé. Une fois que la vitesse d'écoulement souhaitée est atteinte, le système de contrôle est activé avec les matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ initialisées aux valeurs calculées à partir des conditions nominales ($V = 30 \text{ m/s}$ et $\beta = 0^\circ$). Pour $\beta \neq 0^\circ$, nous attendons l'atteinte des objectifs avant de démarrer le test.

Comme observé dans la section 6.1, les capteurs de pression utilisés en tant que sorties du système de contrôle parviennent efficacement à saisir la tendance de la pression moyenne au culot. Cette observation est similaire au cas du corps de Windsor sans roues. Cependant, un léger écart est constaté pour le groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_2} où la forte surpression au centre du culot n'est pas détectée par les quatre sorties du système de contrôle. Néanmoins, notre intérêt réside dans l'évaluation de l'efficacité de la loi de contrôle, laquelle repose uniquement sur ces quatre capteurs différentiels. Les résultats relatifs au sillage contrôlé du corps en dérapage, en fonction des objectifs \mathbf{Y}_{r_1} et \mathbf{Y}_{r_2} , sont présentés dans la Figure 6.13.

Les étoiles bleues représentent la configuration non contrôlée, tandis que les étoiles oranges et jaunes représentent les mesures effectuées dans la configuration contrôlée pour \mathbf{Y}_{r_1} et \mathbf{Y}_{r_2} respectivement. Dans l'ensemble, en prenant en compte les deux groupes d'objectifs, l'écart type du C_b est inférieur à 2%, mettant en évidence une variation minimale de cette valeur autour de sa moyenne, même dans les cas contrôlés. D'abord l'analyse portera sur le groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_1} , qui

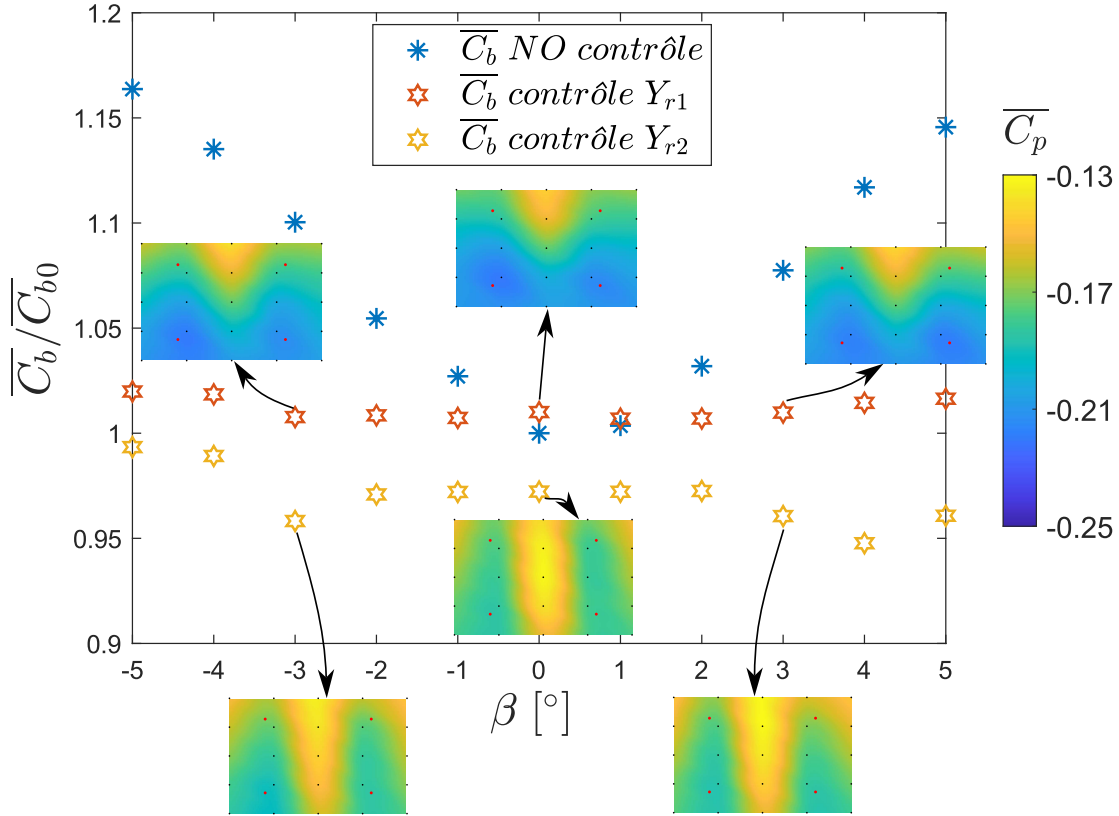


Figure 6.13: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage du corps de Windsor avec roues. Les étoiles en bleu représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ de référence en fonction de l'angle de dérapage β . Les étoiles en orange représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ dans la configuration contrôlée pour les objectifs Y_{r1} . Les étoiles en jaune représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ dans la configuration contrôlée pour les objectifs Y_{r2} . Toutes les mesures sont issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, six cartes de pression au culot, concernant les configurations contrôlées, sont fournies pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 3^\circ; 0^\circ$).

visé à garder l'état de référence du corps pour un dérapage nul. Ensuite, les résultats concernant le groupe d'objectifs Y_{r2} seront discutés.

Comme dans le cas du corps sans roues, l'efficacité de la loi de contrôle est clairement perceptible. Pour toute perturbation, la tendance du $\overline{C_b}$ est aplatie par rapport à la configuration de référence. Cependant, une observation importante réside dans un gain moyen inférieur, toutes les étoiles orange se situant au-dessus de la valeur 1. Il est crucial de rappeler que cette valeur est obtenue en divisant chaque valeur de $\overline{C_b}$ par la valeur de référence $\overline{C_{b0}}$, correspondant à la valeur de $\overline{C_b}$ à $\beta = 0^\circ$ dans la configuration de référence. Le gain moyen, calculé en pondérant les valeurs de $\overline{C_b}$ selon la distribution de β détaillée dans le Chapitre 2, s'établit à environ 2.5%. Il est toutefois essentiel de souligner que cette valeur est seulement indicative, dépendant de l'objectif de pression moyenne imposé. Contrairement à ce qui a été observé dans le cas du corps de Windsor sans roues, la dégradation de $\overline{C_b}$ pour des angles $|\beta| > 3^\circ$ est minimale, suggérant que les objectifs de contrôle pourraient être modifiés pour augmenter le gain. Dans la partie supérieure de la Figure 6.13 il y a trois cartes de pression associées aux objectifs Y_{r1} , pour des β caractéristiques ($\beta = \pm 3^\circ; 0^\circ$) tandis que dans la Figure 6.14 (a) présente les cartes correspondantes à $\beta = \pm 5^\circ$. Il est intéressant de noter que, pour toutes les perturbations, l'objectif de maintenir l'état de référence est respecté, sauf pour de légères différences observées à $\beta = \pm 5^\circ$. Les cartes correspondantes à $|\beta| \leq 3^\circ$ sont très similaires à celle de l'état de référence à $\beta = 0^\circ$, tandis que les cartes à $\beta = \pm 5^\circ$ montrent un état de symétrie verticale et horizontale très similaire de celle de référence ainsi qu'une légère baisse de pression inférieure à 1% de dégradation au niveau du $\overline{C_b}$.

Les résultats concernant les objectifs Y_{r2} , illustrés dans la Figure 6.13 par des étoiles jaunes,

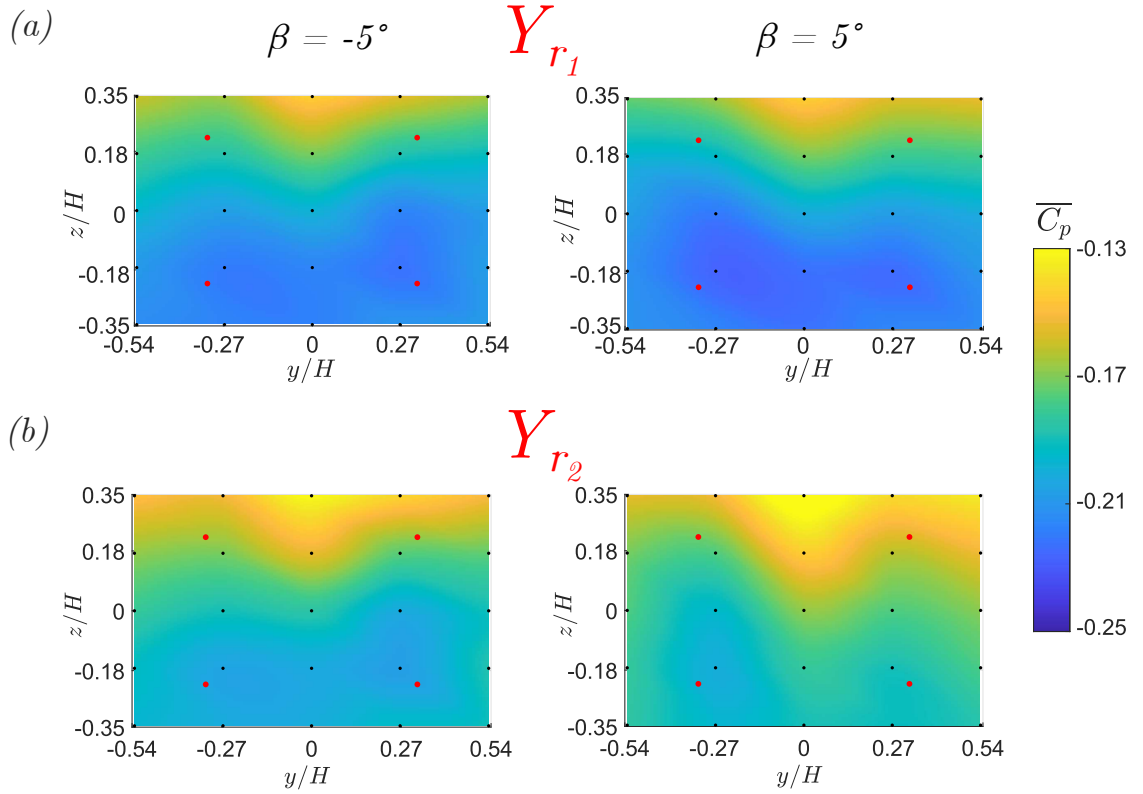


Figure 6.14: Cartes de pression liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage du corps de Windsor avec roues. (a) Cartes correspondantes à $\beta = \mp 5^\circ$ respectivement pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_1} (b) Cartes correspondantes à $\beta = \mp 5^\circ$ respectivement pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_2} .

présentent plusieurs aspects dignes de discussion. Pour les angles $|\beta| \leq 2^\circ$, la tendance de $\overline{C_b}$ est aplatie, tandis que pour $|\beta| \geq 3^\circ$, des différences significatives sont observées, atteignant jusqu'à environ 3% d'écart pour $\beta = -5^\circ$. Le gain moyen, calculé en pondérant les valeurs de $\overline{C_b}$ selon la distribution de β détaillée dans le Chapitre 2, s'élève à environ 6.7%. Cependant, il est essentiel d'examiner les cartes de pression afin de mieux appréhender les divergences par rapport aux objectifs fixés. Dans la partie inférieure de la Figure 6.13, trois cartes de pression sont associées aux objectifs \mathbf{Y}_{r_2} pour des valeurs caractéristiques de l'angle de dérapage ($\beta = \pm 3^\circ$ et 0°). En revanche, dans la Figure 6.14 (b), les cartes correspondantes à $\beta = \pm 5^\circ$ sont présentées. Pour $|\beta| \leq 2^\circ$, les objectifs de symétrie verticale et horizontale, ainsi que la moyenne de pression, sont clairement respectés. Au-delà de cette valeur de β , nous constatons un léger écart inférieur à 4% en ce qui concerne la symétrie du sillage et inférieur à 2% pour la pression moyenne, pour $\beta = \pm 3^\circ$. De plus, à $\beta = \pm 5^\circ$, la symétrie verticale n'est manifestement pas respectée, tandis que la symétrie horizontale, ainsi que la moyenne de pression, conservent des valeurs proches des objectifs. En effet, verticalement, nous observons un écart d'environ 17%, presque équivalent à la valeur du cas de référence à $\beta = 0^\circ$ (voir figure 6.1), tandis que l'écart pour le différentiel de pression horizontal ainsi que la moyenne de pression est d'environ 2.5% par rapport à l'objectif.

Il est maintenant intéressant de comprendre quel est l'effet sur la totalité des capteurs au culot. Ces résultats sont présentés dans la Figure 6.15.

Le premier groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_1} présente une dégradation moyenne du C_b plus importante que celle observée dans la figure 6.13. De plus, la courbe n'est pas complètement aplatie, et les valeurs présentent une fluctuation plus importante, avec un ΔC_b d'environ 4%. Ces observations sont cohérentes avec les variations observées dans la figure 5.19, et confirment l'importance du choix de la position des capteurs de pression utilisés comme sortie du système de contrôle. En ce qui concerne le groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_2} , nous observons une amélioration très significative du C_b par rapport à celle discutée dans la figure 6.13. Cette amélioration était prévisible, car nous avons détecté au centre du culot une zone de pression plus élevée qui ne pouvait pas être détectée par les sorties de la loi de contrôle en raison de la position physique des capteurs. Cette fois-ci, la

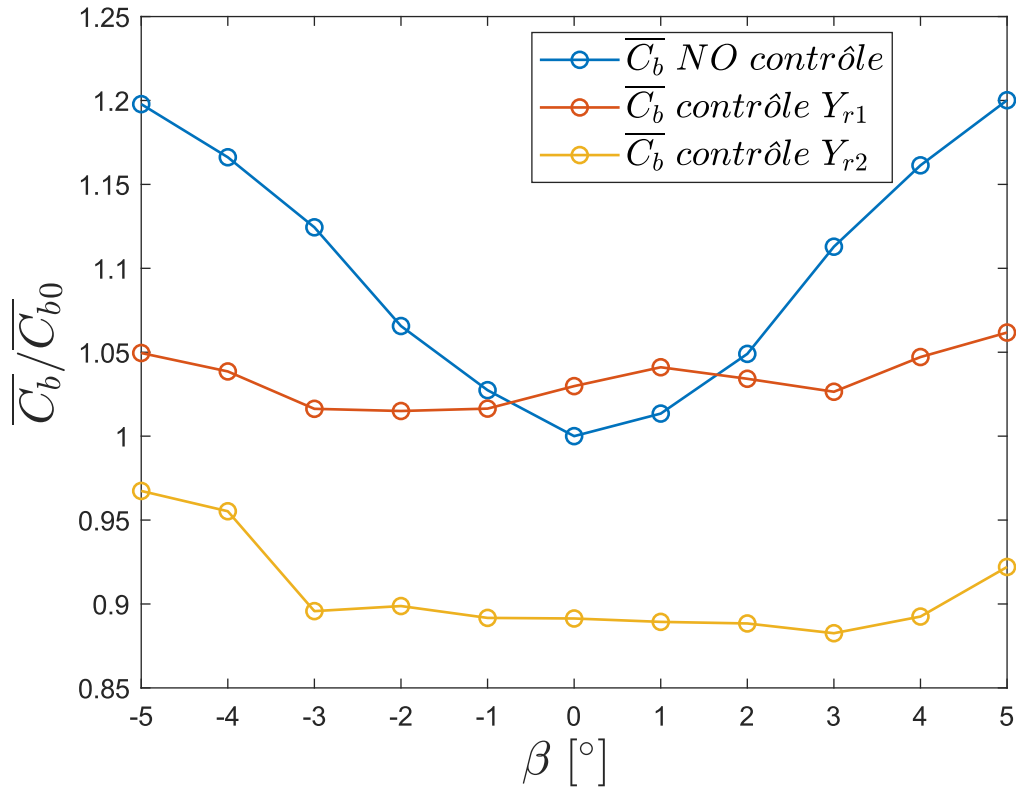


Figure 6.15: Tendances de \overline{C}_b obtenues avec la totalité des capteurs au culot pour la configuration contrôlée du corps de Windsor. En bleu la configuration de référence tandis qu'en orange et jaune les configurations contrôlées pour les objectifs Y_{r1} et Y_{r2} respectivement.

tendance est relativement aplatie, avec des dégradations pour $|\beta| > 3^\circ$, exactement comme dans la figure 6.13. Encore une fois, nous observons une dégradation plus importante imputable à la position des capteurs de pression utilisés comme sorties du système de contrôle.

La Figure 6.16 présente les champs de vitesse du cas contrôlé, obtenus grâce à la Vélocimétrie par Images de Particules (PIV). Dans cette analyse, seul le groupe d'objectifs Y_{r1} sera étudié, car aucune mesure PIV n'a été effectuée pour la configuration d'objectifs plus contraignante, à savoir Y_{r2} .

Les champs de vitesse confirment les observations précédentes. À $\beta = 0^\circ$ (partie (a) de la figure), les lignes de courant moyennes révèlent une bulle de recirculation symétrique de longueur moindre par rapport au cas non contrôlé. Malgré la différence en longueur, le niveau de pression est le même de celui de référence. Une analyse plus détaillée des champs de vitesse à $\beta = \pm 3^\circ$ (partie (b) de la figure) s'avère pertinente. La longueur de la bulle de recirculation reste inchangée dans les deux cas. De plus, les lignes de courant présentent un comportement similaire, avec une bulle de recirculation plus symétrique par rapport au cas de référence mais montrant une légère asymétrie horizontale résiduelle. Bien que les trois objectifs imposés soient respectés, cette asymétrie pourrait s'expliquer par deux raisons : la position du plan PIV et la différence entre l'ensemble des capteurs de pression au culot et les sorties du système de contrôle. Pour compléter l'analyse, l'énergie cinétique turbulente moyenne est présente dans la Figure 6.17.

Pour $\beta = 0^\circ$, les couches de mélange présentent une activité turbulente moins intense par rapport au cas de référence, tout en conservant un état symétrique. Il est difficile de déterminer si cela est dû à l'effet des volets ou à un léger décalage vertical du sillage. Ce dernier aspect pourrait être probable en raison d'une longueur de bulle de recirculation réduite, suggérant que le sillage n'est pas coupé exactement au même endroit par le plan PIV. En ce qui concerne $\beta = \pm 3^\circ$, la très légère asymétrie est également confirmée par la différence entre les couches de mélange. Néanmoins, cette fois-ci, la couche de mélange au vent présente une activité beaucoup moins prononcée par rapport

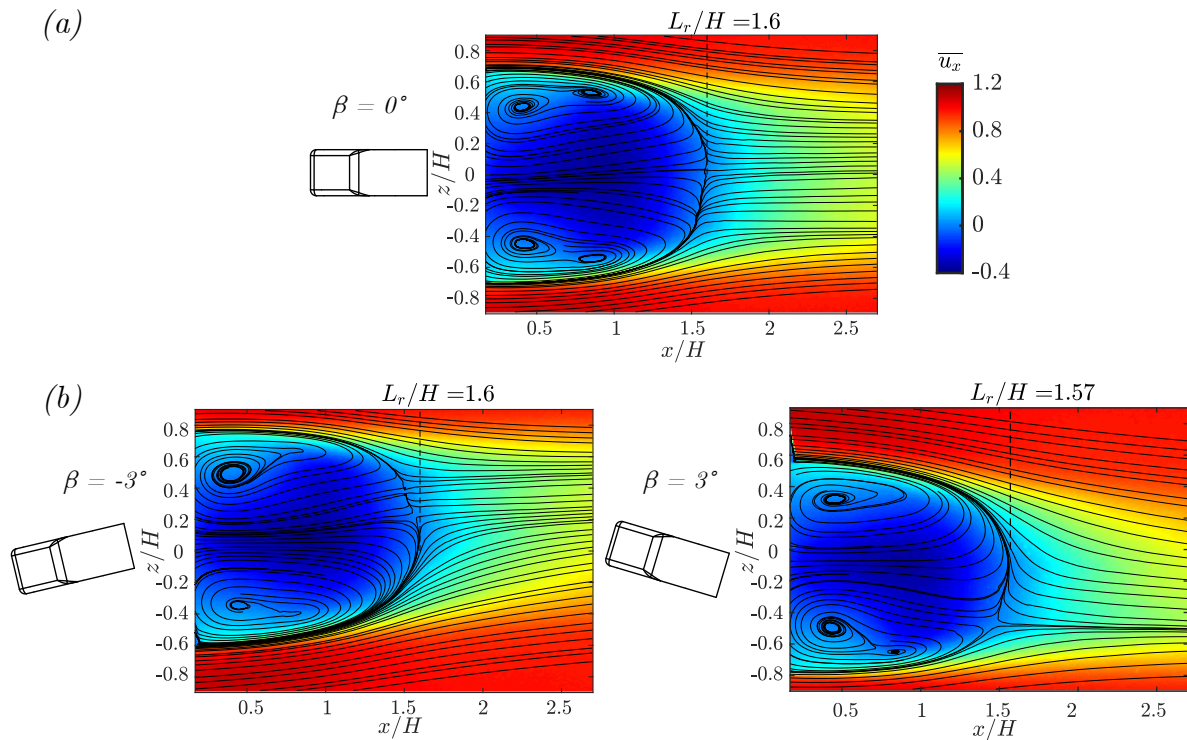


Figure 6.16: Champs de vitesse moyenne mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV) concernant la configuration contrôlée pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_1} . Pour les trois images, le champ de vitesse capturé correspond au Plan Z_0 avec $h_g = -200$ mm et β variable. (a) le cas à $\beta = 0^\circ$. (b) le cas à $\beta = \pm 3^\circ$ respectivement à gauche et à droite.

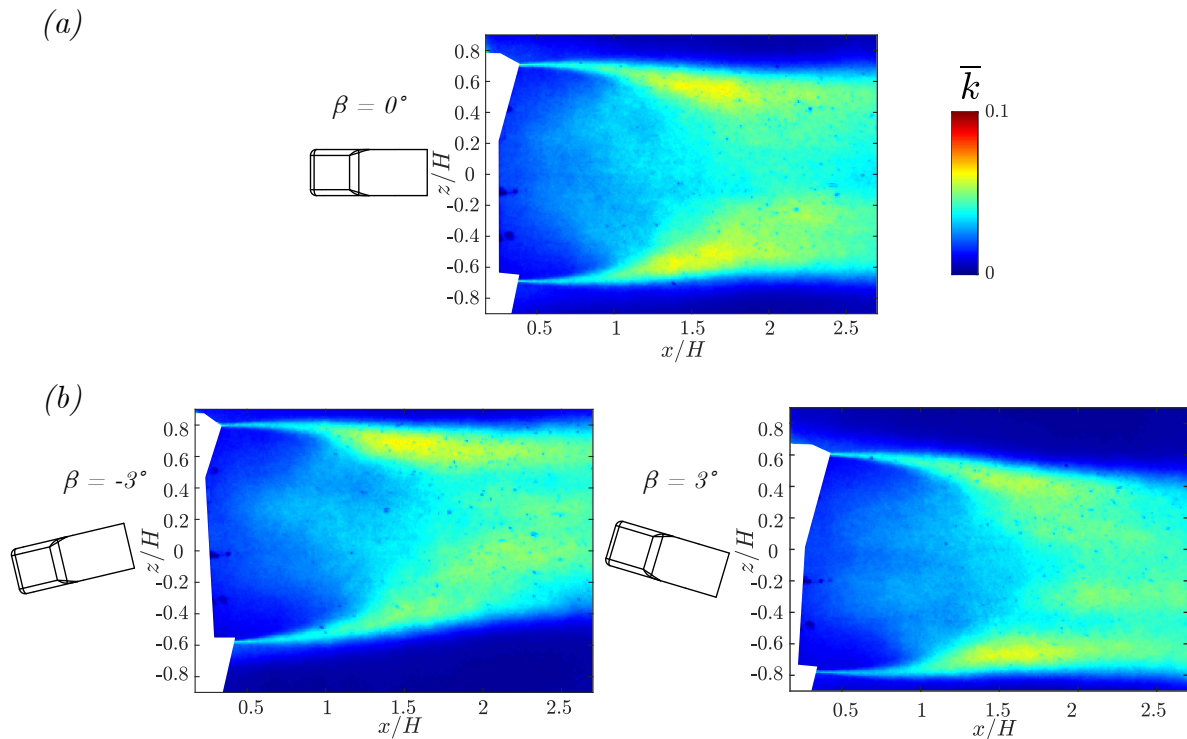


Figure 6.17: Énergie cinétique turbulente moyenne calculée pour la configuration contrôlée du corps de Windsor. (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$. (c) Plan Z_0 pour $\beta = 3^\circ$.

au cas de référence.

Réponse du système de contrôle pour des perturbation dynamique de β

Les perturbations statiques, également dans le cas du corps de Windsor avec roues, ont été efficacement compensées par la loi de contrôle. Dans cette configuration plus complexe, nous avons poussé le système de contrôle un peu plus loin en imposant des conditions plus exigeantes, et les résultats ont été satisfaisants, à l'exception de légères différences observées pour des angles $|\beta| > 3^\circ$ dans la condition la plus complexe, à savoir le groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_2} . À présent, nous allons examiner le comportement du système de contrôle face à des perturbations dynamiques. Plus précisément, nous allons présenter les résultats relatifs à la variation par échelon de l'angle de dérapage en fonction du groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_2} , ainsi que la réponse du système aux perturbations sinusoïdales de β en fonction du groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_1} .

Variation par échelon de l'angle de dérapage

Le protocole expérimental demeure le même de celui utilisée pour le corps de Windsor sans roues : le modèle est positionné à $\beta = 0^\circ$, puis le ventilateur est activé. Une fois que la vitesse d'écoulement souhaitée est atteinte, le système de contrôle est activé avec les matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ initialisées aux valeurs calculées à partir des conditions nominales ($V = 30 \text{ m/s}$ et $\beta = 0^\circ$). Ensuite, le plateau tournant est activé et le test démarre. Dans ce test, le β est fixé à 0° pour ensuite varier toutes les 30 secondes comme détaillé ci dessous :

$$\beta = 0 \xrightarrow{1} \xrightarrow{-1} \xrightarrow{-2} \xrightarrow{-3} \xrightarrow{-1} \xrightarrow{1} \xrightarrow{3} \xrightarrow{2} \xrightarrow{0}$$

Dans la Figure 6.18, la réponse du système de contrôle à un dérapage variable par échelons, en fonction du groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_2} , est présentée. Les courbes bleue et orange représentent respectivement les résultats de la configuration non contrôlée et contrôlée, tandis que la courbe magenta fait référence à la variation sinusoïdale de β . La valeur de C_{b0} dans ce cas correspond à la valeur à $t = 0 \text{ s}$, où t représente le temps. Les valeurs affichées sur le graphique ont été obtenues en appliquant une moyenne glissante sur une fenêtre de 3 secondes.

Le cas testé ici est celui plus complexe, qui prévoit une symétrisation horizontale et verticale du sillage ainsi qu'une hausse significative de la pression moyenne au culot. Comme prévu, dans la configuration non contrôlée, C_b est fortement influencé par la variation de dérapage, exactement comme dans le cas du corps sans roues. Il est intéressant de voir que dans la configuration contrôlée, en considérant les limites dues aux contraintes imposées, la tendance du C_b est aplatie. Le même résultat peut être observé sur les deux cartes de pression dans la partie inférieure de la Figure 6.18. En effet, dans la configuration non contrôlée, une baisse du niveau moyen de pression est observable, tandis que dans la configuration contrôlée, les objectifs de référence ont été atteints, à la fois sur les gradients et sur le niveau moyen de pression. L'analyse détaillée des angles des volets, ainsi que les tendances des objectifs, sont données dans la Figure 6.19.

La Figure est utile pour présenter la réponse du système de contrôle, ainsi que la réaction des volets pour compenser les perturbations. En haut dans la figure, les déplacements des volets sont présentés en noir tandis que la courbe rouge représente la variation de l'angle de dérapage. En bas les tendances des objectifs sont présentées en noir pour le cas avec et sans contrôle, respectivement à gauche et à droite. La courbe magenta présente l'angle de dérapage tandis que les droites rouges correspondent aux valeurs objectifs imposées. Au début du test, les volets latéraux (u_1 et u_2) oscillent autour de la position neutre tandis que les volets haut et bas (u_3 et u_4) compensent l'asymétrie verticale en étant orientés vers le bas. À $\beta = \pm 3^\circ$, les volets haut et bas sont saturés, ce qui explique les limitations observées dans la Figure 6.13. D'autre part, les volets latéraux n'ont pas de comportement symétrique. En effet, les angles des deux volets sont positifs pour $\beta = -3^\circ$ à $t \sim 130 \text{ s}$, tandis que u_1 est positif et u_2 est négatif pour $\beta = +3^\circ$ à $t \sim 220 \text{ s}$. Cela signifie que l'état instantané des volets dépend de l'historique précédent. Comme prévu, dans la configuration contrôlée (bas gauche de la Figure 6.19), les tendances des sorties restent constantes tout au long du test, tandis que dans le scénario non contrôlé (bas droit Figure 6.19), l'impact de l'angle de dérapage devient évident. Cela confirme ce qui a été montré dans la Figure 6.18. Le

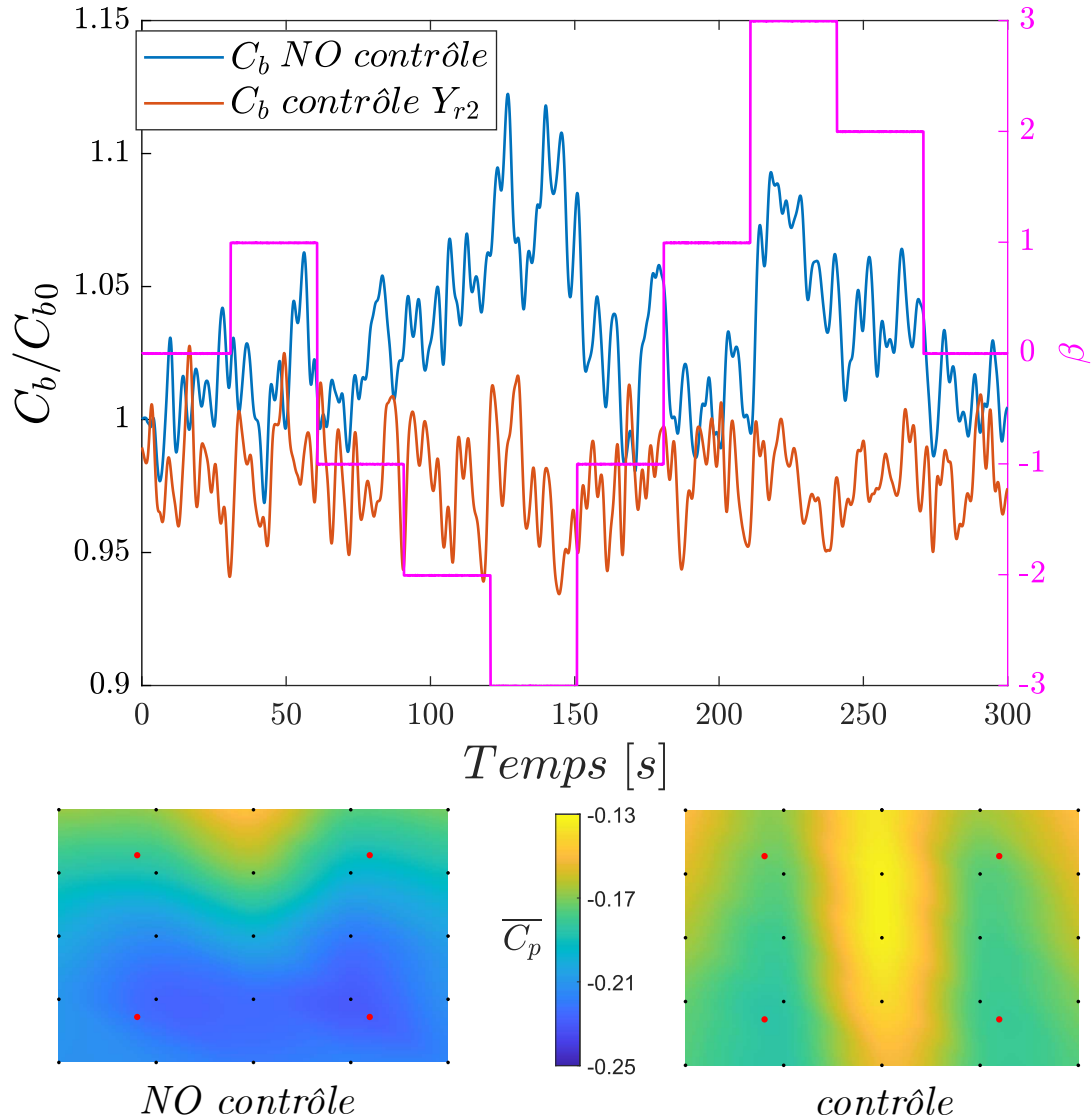


Figure 6.18: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage variable par échelons. Les objectifs imposés sont \mathbf{Y}_{r_2} . La ligne bleue et la ligne orange représentent les valeurs de C_b des configurations de référence et contrôlée, respectivement. La ligne magenta illustre la variation de l'angle de dérapage par échelons. De plus, deux cartes de pression moyenne sont fournies, se référant à la configuration de référence à gauche et à la configuration contrôlée à droite.

test est efficace pour démontrer que, avec la même pondération expérimentale des matrices \mathcal{Q} et \mathcal{R} effectuée précédemment, ce type de variations d'angle de dérapage est largement compensé par le système de contrôle, tant en amplitude qu'en vitesse de changement. Inversement au cas du corps sans roues, la mise à jour des matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ donne plus d'importance aux volets haut et bas par rapport aux volets latéraux. En effet, ces derniers dans le cas du corps sans roues sont très sensibles aux variations de β alors que dans le cas analysé ici les volets haut et bas sont plus sensibles avec une position presque saturée tout le long du test. Dans de telles conditions, le gain moyen en termes de C_b est estimé à $\simeq 9\%$.

Variation sinusoïdale de l'angle de dérapage

La variation par échelons de l'angle de dérapage, en fonction du groupe d'objectifs \mathbf{Y}_{r_2} , a été efficacement compensée par la loi de contrôle. À présent, nous nous pencherons sur l'analyse du comportement du système de contrôle face à des variations sinusoïdales de β en fonction du groupe

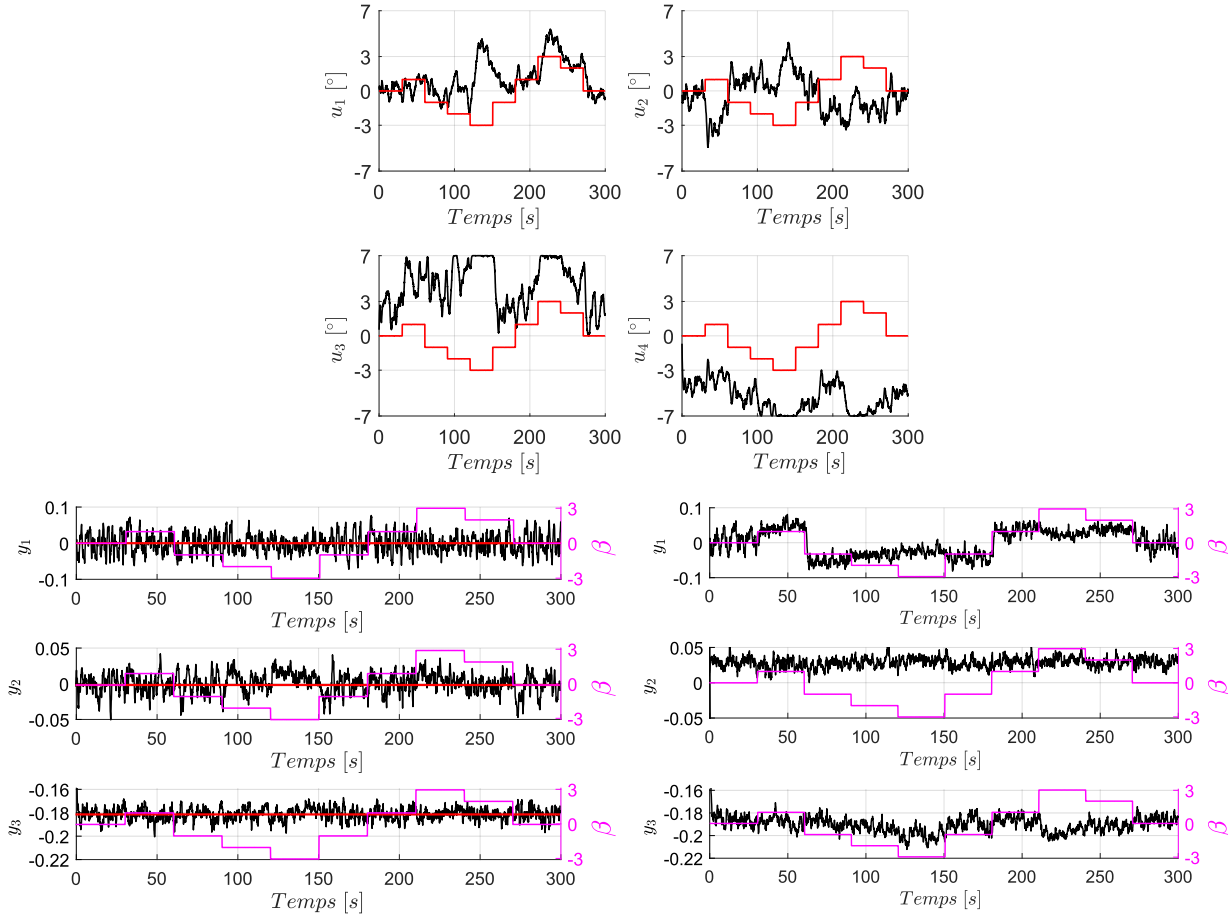


Figure 6.19: Réponse du système de contrôle aux variations par échelons de l'angle de dérapage. En haut les angles des volets imposés, en sachant que u_1 , u_2 , u_3 et u_4 correspondent aux volets gauche, droit, haut et bas respectivement. En bas à gauche les tendances des objectifs de contrôle dans le cas contrôlé. En bas à droite les tendances des objectifs de contrôle pour le cas non contrôlé.

d'objectifs Y_{T1} . Cette dernière est une perturbation qui cherche à mimer une variation continue de β associée à des virages à grand rayon. Le protocole expérimental est strictement le même de celui utilisé pour les variations de β par échelons. Dans ce test sa variation suit la loi sinusoïdale définie ci-dessous :

$$\beta = 3 \sin\left(\frac{2\pi}{200}t\right).$$

Les résultats de la configuration du corps contrôlée en fonction d'une variation sinusoïdale de l'angle de dérapage sont présentés dans la Figure 6.20.

De manière similaire à ce qui a été discuté précédemment, les courbes bleue et orange représentent respectivement les résultats de la configuration non contrôlée et contrôlée, tandis que la courbe magenta représente la variation sinusoïdale de β . Aussi dans ce cas, la valeur de C_{b0} correspond à la valeur à $t = 0$ s. Les valeurs affichées sur le graphique ont été obtenues en appliquant une moyenne glissante sur une fenêtre de 3 secondes.

Il est évident que le coefficient C_b subit d'importantes variations en fonction de la variation de β dans la configuration non contrôlée, tandis que la tendance est aplatie dans le cas contrôlé. Cela témoigne de l'efficacité de la loi de contrôle même face à ce type de perturbations, qui parvient à gérer efficacement des variations sinusoïdales de β . Ces observations sont également confirmées par les cartes de pression moyenne en bas de la figure. À gauche, la carte de pression correspond à la configuration non contrôlée. Aucune asymétrie horizontale n'est visualisée, et la distribution verticale reste très similaire à celle de référence. Cela était prévisible car la perturbation est symétrique autour de $\beta = 0^\circ$. Néanmoins, le niveau moyen de pression diminue. À droite, la

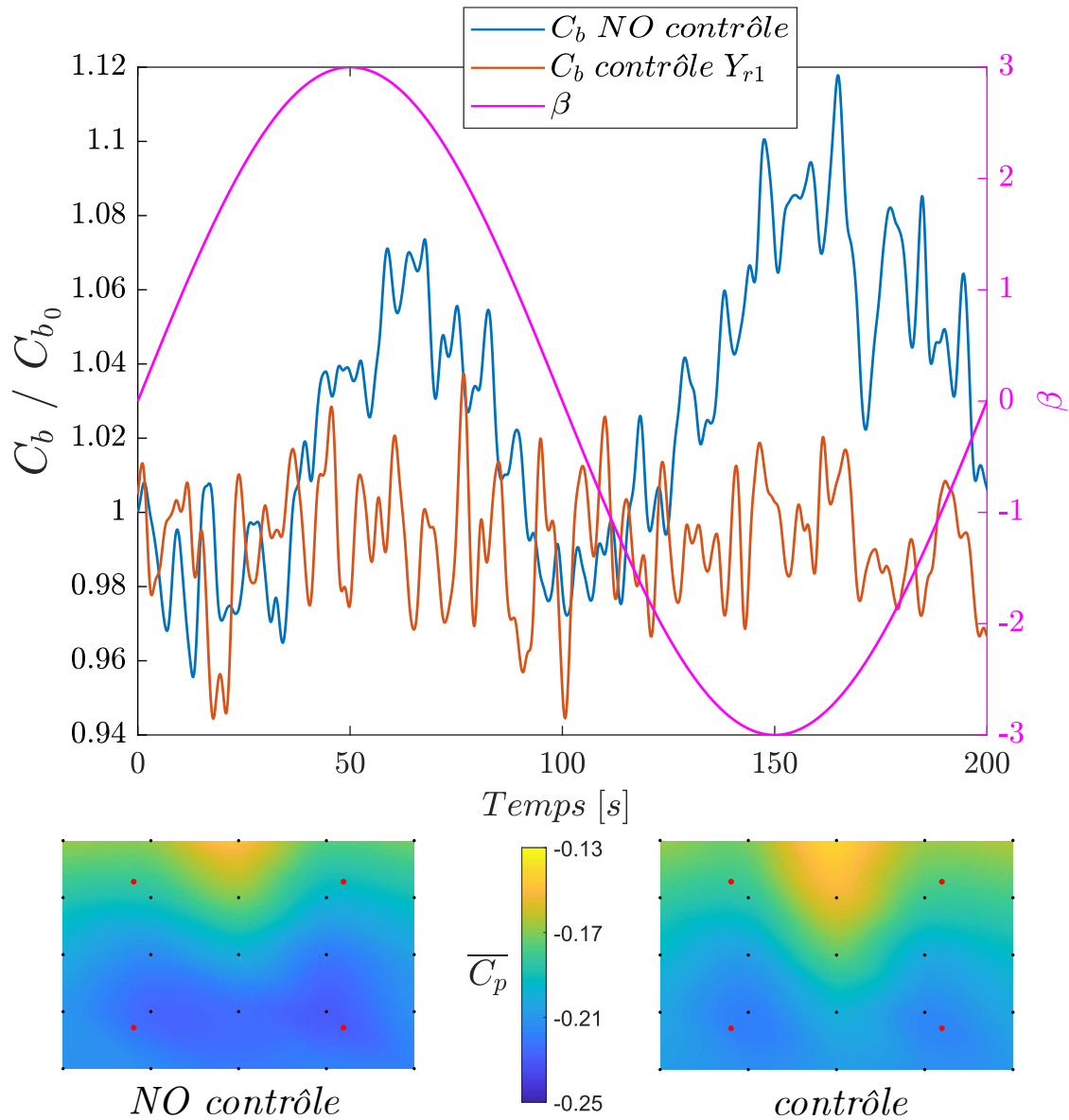


Figure 6.20: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage variable en sinusoire. Les objectifs imposés sont \mathbf{Y}_{r1} . La ligne bleue et la ligne orange représentent les valeurs de C_b des configurations de référence et contrôlée, respectivement. La ligne magenta illustre la variation de l'angle de dérapage en sinusoire. De plus, deux cartes de pression moyenne sont fournies, se référant à la configuration de référence à gauche et à la configuration contrôlée à droite.

carte de pression correspond à la configuration contrôlée. Ici, comme pour le corps sans roues, les objectifs imposés sont respectés en moyenne, ce qui se traduit par une carte de pression reflétant l'état de référence imposé. Le gain moyen dans cette configuration est estimé à environ 4.5%. Pour ce cas aussi, une analyse des angles des volets ainsi que la tendance des objectifs est présentée dans la Figure 6.21.

La Figure 6.21 nous permet d'analyser la réponse du système de contrôle en termes des angles des volets et du maintien des objectifs. En haut de la figure, les déplacements des volets sont présentés en noir, tandis que la courbe rouge représente la variation de l'angle de dérapage. En bas, les tendances des objectifs sont présentées en noir pour les cas avec et sans contrôle, respectivement à gauche et à droite. La courbe magenta présente l'angle de dérapage, tandis que les droites rouges correspondent aux valeurs objectif imposées. Tout d'abord, la position des volets sera analysée. À $t \sim 0$ s, les volets latéraux (u_1 et u_2) sont légèrement inclinés vers l'extérieur, tandis que les volets présentent une position légèrement rentrante en haut (u_3) et neutre en bas (u_4). En ce qui concerne les volets haut et bas, tout au long du test, ils montrent une sensibilité marquée aux

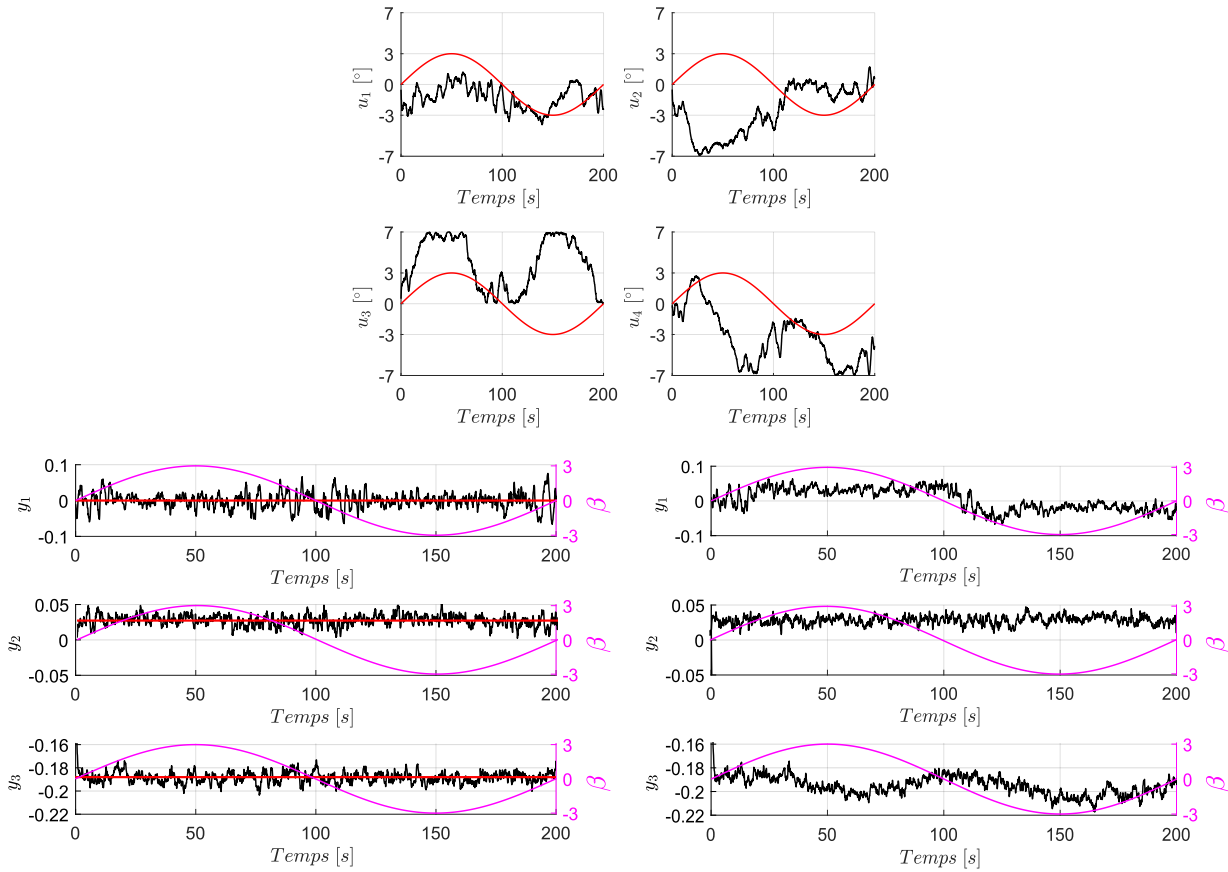


Figure 6.21: Réponse du système de contrôle aux variations sinusoïdales de l'angle de dérapage. En haut les angles des volets imposés, en sachant que u_1 , u_2 , u_3 et u_4 correspondent aux volets gauche, droit, haut et bas respectivement. En bas à gauche les tendances des objectifs de contrôle dans le cas contrôlé. En bas à droite les tendances des objectifs de contrôle pour le cas non contrôlé.

variations de l'angle de dérapage. En effet, les deux volets présentent un comportement fortement variable qui suit la sinusoïde, passant d'une position neutre à une position orientée vers le bas pour des angles $\beta = \pm 3^\circ$ à $t \sim 50$ s et $t \sim 150$ s. D'autre part, les volets latéraux ont un comportement non symétrique et difficile à analyser. Le volet de gauche (u_1) suit le comportement de la sinusoïde en passant d'une position légèrement sortie à une position neutre en fonction de l'amplitude de β , tandis que le volet de droite (u_2) reste fortement incliné vers l'extérieur pendant la première demi-période de la sinusoïde, puis reste en position neutre tout au long de la deuxième demi-période. Cela, comme dans le cas des variations de β par échelons, montre que la mise à jour des matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ donne plus d'importance aux volets haut et bas (u_3 et u_4), inversement à ce que nous avons observé dans le même test sur le corps de Windsor sans roues. Pour mieux comprendre ce comportement, nous examinons les tendances des objectifs dans les cas avec et sans contrôle. Dans le cas non contrôlé (en bas à droite de la Figure 6.21), une forte dépendance du différentiel de pression horizontal (y_1) et du niveau de pression au culot (y_3) par rapport à β est observée. En revanche, le niveau vertical de pression (y_2) ne présente pas beaucoup de variabilité en fonction des variations de β . Toutes les tendances des objectifs ont été aplaties dans le cas contrôlé (en bas à gauche de la Figure 6.21), ce qui signifie que le couplage des effets des quatre volets parvient à bien gérer les objectifs imposés. De plus, le comportement des volets haut et bas joue un rôle clé dans les perturbations de l'équilibre horizontal du sillage ainsi que sur son niveau de pression moyen.

En résumé, la loi de contrôle s'est avérée efficace sur un corps académique soumis à des perturbations à la fois statiques et dynamiques, même avec des complexités supérieures telles que l'ajout de roues. De plus, nous avons aussi constaté que le comportement des volets est plus compliqué à

analyser avec des déplacements qui ne sont pas facile à expliquer. Néanmoins, nous avons constaté la possibilité d'imposer des objectifs de contrôle plus exigeantes, ce qui permettrait d'atteindre des gains plus élevés. Maintenant, il est intéressant de comprendre le comportement du système de contrôle sur un modèle présentant une géométrie beaucoup plus complexe, telle que le Cross-Hatch.

6.3.2 Cross-Hatch

Dans la continuité des travaux précédents sur le comportement du système contrôle face à des complexités croissantes, nous présentons ici les résultats obtenus en suivant une méthodologie similaire. Dans un premier temps, nous nous sommes focalisés sur l'analyse du comportement du système face à des perturbations statiques. Puis, nous avons étudié l'impact de perturbations dynamiques, appliquées par échelons et ensuite sous forme sinusoïdale.

Effets de la loi de contrôle sur le corps en dérapage fixe

Initialement, le dérapage est fixé à des valeurs de β comprises entre $\pm 5^\circ$ en suivant le protocole expérimental détaillé dans les deux cas précédents. Les résultats concernant le \overline{C}_b du corps en dérapage, en fonction des objectifs \mathbf{Y}_{r_2} , sont présentés dans la Figure 6.22.

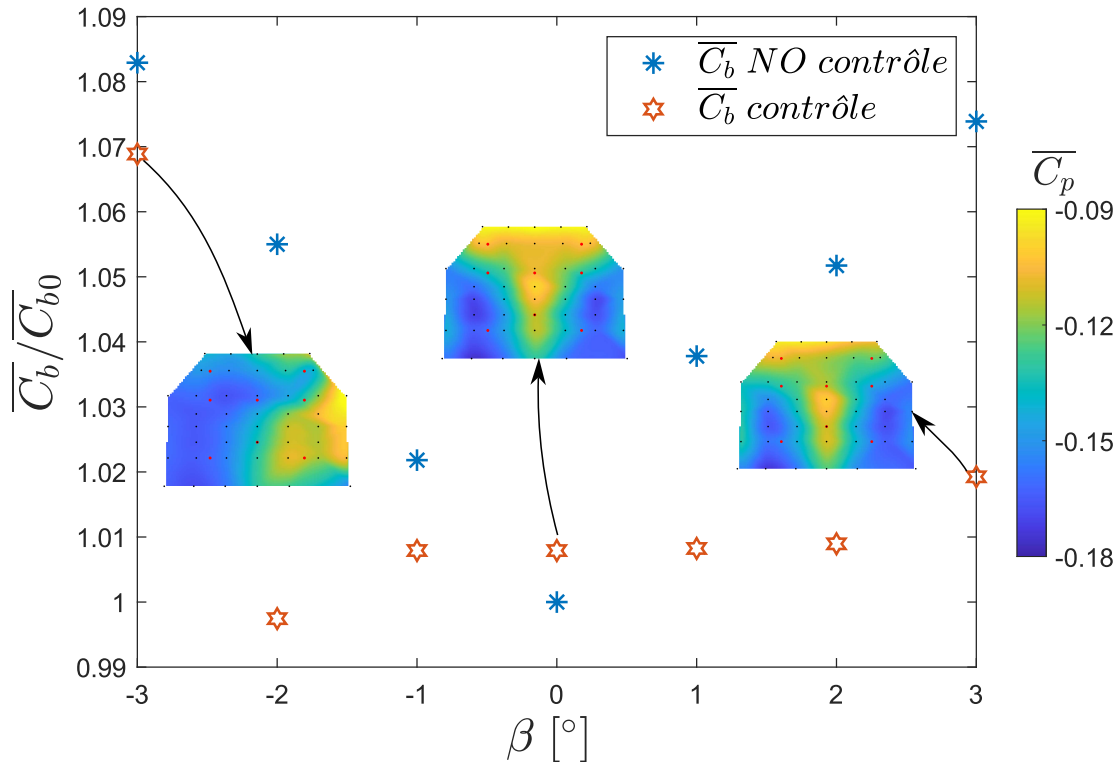


Figure 6.22: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage du Cross-Hatch pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_2} . Les étoiles en bleu représentent les valeurs de \overline{C}_b de référence en fonction de l'angle de dérapage β . Les étoiles en orange représentent les valeurs de \overline{C}_b dans la configuration contrôlée. Toutes les mesures sont issues des capteurs de pression utilisés pour les sorties du système de contrôle. De plus, trois cartes de pression au culot, concernant la configuration contrôlée, sont fournies pour des angles de dérapage caractéristiques ($\beta = \pm 3^\circ$ et 0°).

Les étoiles bleues représentent la configuration de référence, c'est-à-dire la configuration non contrôlée. En revanche, les étoiles oranges correspondent à la configuration contrôlée avec les objectifs \mathbf{Y}_{r_2} . L'écart type du coefficient de pression de base (C_b) demeure inférieur à 2% dans les deux cas étudiés. Nous remarquons une dégradation inférieure à 1% dans la configuration contrôlée à faibles valeurs de β , ce qui est attribuable à l'objectif de pression moyenne imposé. À

part cela, la tendance est relativement stable pour des angles de dérapage faibles ($|\beta| \leq 2^\circ$), avec une dégradation observée à $\beta = \pm 3^\circ$. Il est néanmoins crucial de noter que la forte asymétrie relevée et commentée dans la Figure 6.5 est également présente dans le cas contrôlé. En effet, particulièrement à $\beta = -3^\circ$, nous observons une dégradation significative, plus prononcée par rapport à $\beta = 3^\circ$, ce qui est en phase avec l'asymétrie mécanique du corps. Pour clarifier ce point, nous pouvons examiner les trois cartes de pression fournies pour $\beta = 0$ et $\beta = \pm 3^\circ$. Ces dernières confirment le comportement observé dans la tendance orange. Pour $\beta = 0^\circ$, la carte de pression est similaire à celle de référence. Une carte de pression très similaire est également observée pour $\beta = 3^\circ$, avec une légère dégradation remarquée principalement dans la partie supérieure du culot. En revanche, pour $\beta = -3^\circ$, la dégradation est plus marquée, avec une asymétrie horizontale et verticale claire, se traduisant également par une dégradation du C_b . Cela indique une incapacité du système de contrôle à atteindre les objectifs en raison d'un manque d'autorité des volets sur le sillage. Le gain moyen, calculé en pondérant les valeurs de $\overline{C_b}$ selon la distribution de β détaillée dans le Chapitre 2, s'élève à environ 3%.

De manière similaire à ce qui a été fait sur le corps de Windsor avec roues, une analyse rapide sur les tendances de C_b obtenues avec la totalité des capteurs au culot est montrée dans la Figure 6.23.

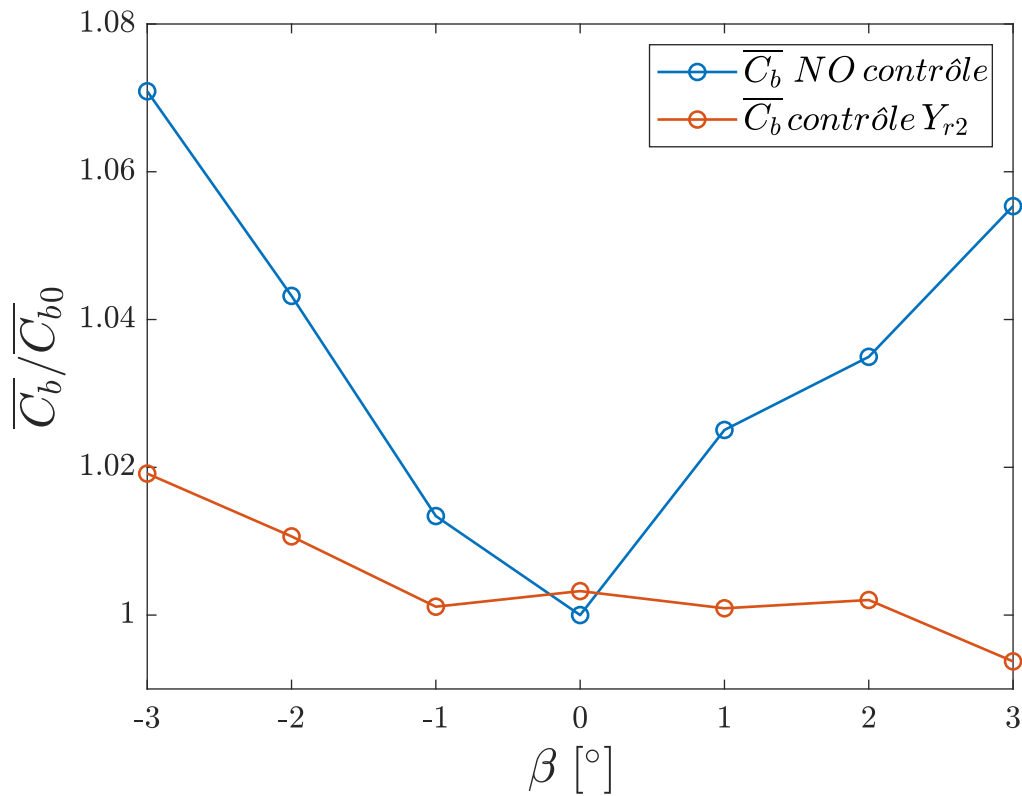


Figure 6.23: Tendances de $\overline{C_b}$ obtenues avec la totalité des capteurs au culot pour la configuration contrôlée du Cross-Hatch. En bleu la configuration de référence, en orange la configuration contrôlée relative aux objectifs Y_{r2} .

Il est intéressant de noter que la dégradation de C_b sur l'ensemble des capteurs, pour $\beta = \pm 3^\circ$, est moins prononcée par rapport à ce qui a été observé sur les sorties du système de contrôle. L'asymétrie mécanique reste clairement visible, notamment avec une perte rapide d'autorité des volets pour des angles de dérapage négatifs. Cependant, la tendance globale est plus aplatie, avec une dégradation moins marquée pour $\beta = -3^\circ$, où ΔC_b est d'environ 2%, (7% observé dans la Figure 6.22). Tous ces aspects, ainsi que la criticité mentionnée précédemment concernant les deux capteurs positionnés sur la partie inclinée du culot, soulignent l'importance du choix de la position des capteurs de pression, similairement à ce que nous avons observé sur le corps de Windsor.

Les Figures 6.24 et 6.25 présentent respectivement les champs de vitesse et l'énergie cinétique turbulente moyenne du cas contrôlé, obtenus à l'aide de la Vélocimétrie par Images de Particule.

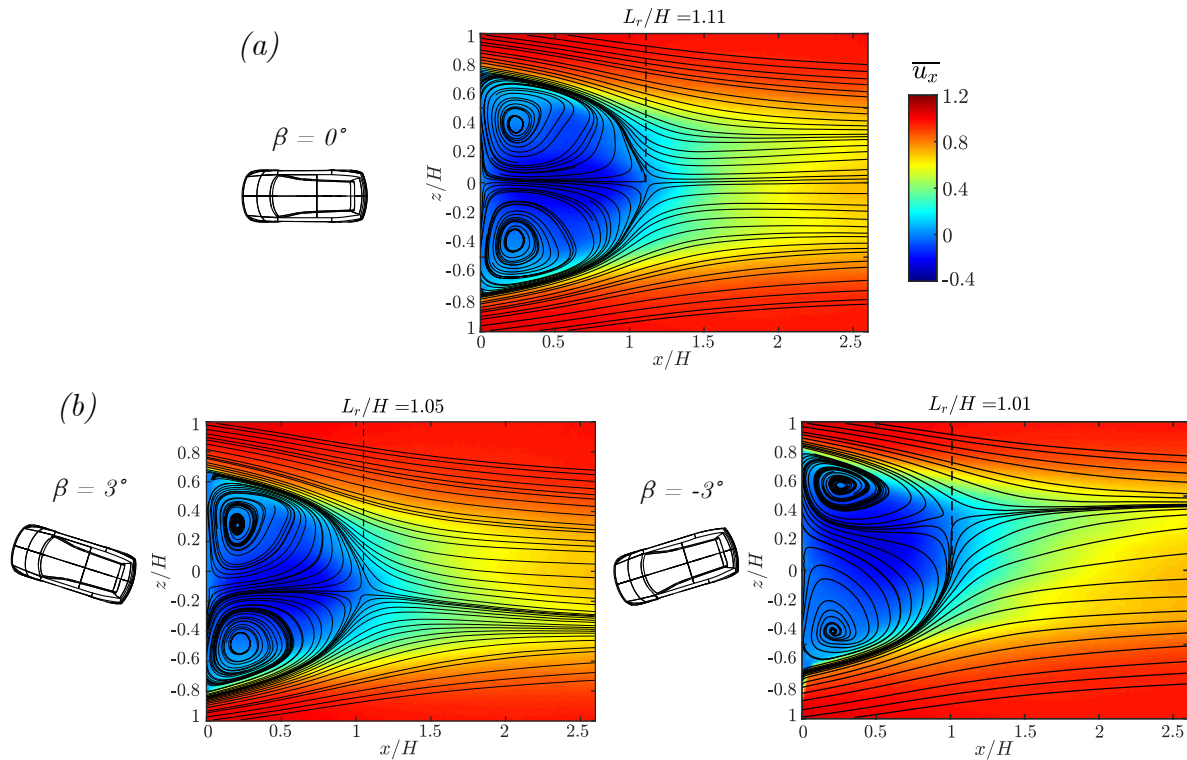


Figure 6.24: Champs de vitesse moyenne mesurés en utilisant la vélocimétrie par images de particule (PIV) concernant la configuration contrôlée pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_2} . Pour les trois images, le champ de vitesse capturé correspond au Plan Z_0 avec $h_g = -200 \text{ mm}$ et β variable. (a) le cas à $\beta = 0^\circ$. (b) le cas à $\beta = \pm 3^\circ$ respectivement à gauche et à droite.

Les deux figures confirment les observations précédentes. À $\beta = 0^\circ$, les lignes de courant moyennes révèlent une bulle de recirculation symétrique, similaire à celle du cas de référence (partie (a) de la Figure 6.24). De même, l'activité turbulente dans les couches de mélange pour $\beta = 0^\circ$ reste comparable à celle observée dans le cas de référence (partie (a) de la Figure 6.25). Pour $\beta = 3^\circ$, les lignes de courant moyennes montrent une bulle de recirculation qui a été resymétrisée par rapport au cas de référence (partie (b) gauche de la Figure 6.24). Cependant, l'énergie cinétique turbulente moyenne à $\beta = 3^\circ$ révèle encore une légère asymétrie résiduelle, en phase avec la faible dégradation de C_b visualisée dans la Figure 6.22. Enfin, pour $\beta = -3^\circ$, une forte asymétrie résiduelle est observée (partie (b) droite de la Figure 6.24). Cette asymétrie est confirmée par l'activité turbulente de la couche de mélange au vent, qui demeure asymétrique par rapport à celle sous le vent.

Dans l'analyse du comportement du système de contrôle, la criticité relative à la partie supérieure du culot est ressortie à plusieurs reprises. Cette problématique nous a poussé à mener des analyses plus approfondies concernant l'effet des volets supérieurs, à savoir le volet supérieur gauche (u_2) et le volet supérieur droit (u_3). Pour cela, à parité d'objectifs imposés (\mathbf{Y}_{r_2}), nous avons pris en compte trois configurations différentes :

- *Config 1* : correspond à la configuration de contrôle déjà commentée ;
- *Config 2* : correspond à une configuration où les volets du haut sont fixes ($u_2 = u_3 = 0$), le système de contrôle devient ainsi un système à trois entrées et trois sorties ;
- *Config 3* : correspond à une configuration où les volets latéraux sont considérés comme des volets uniques, c'est-à-dire que les volets de gauche bougent en simultanément de même que les volets de droite ($u_1 = u_2$ et $u_3 = u_4$), le système de contrôle devient ainsi un système à trois entrées et trois sorties.

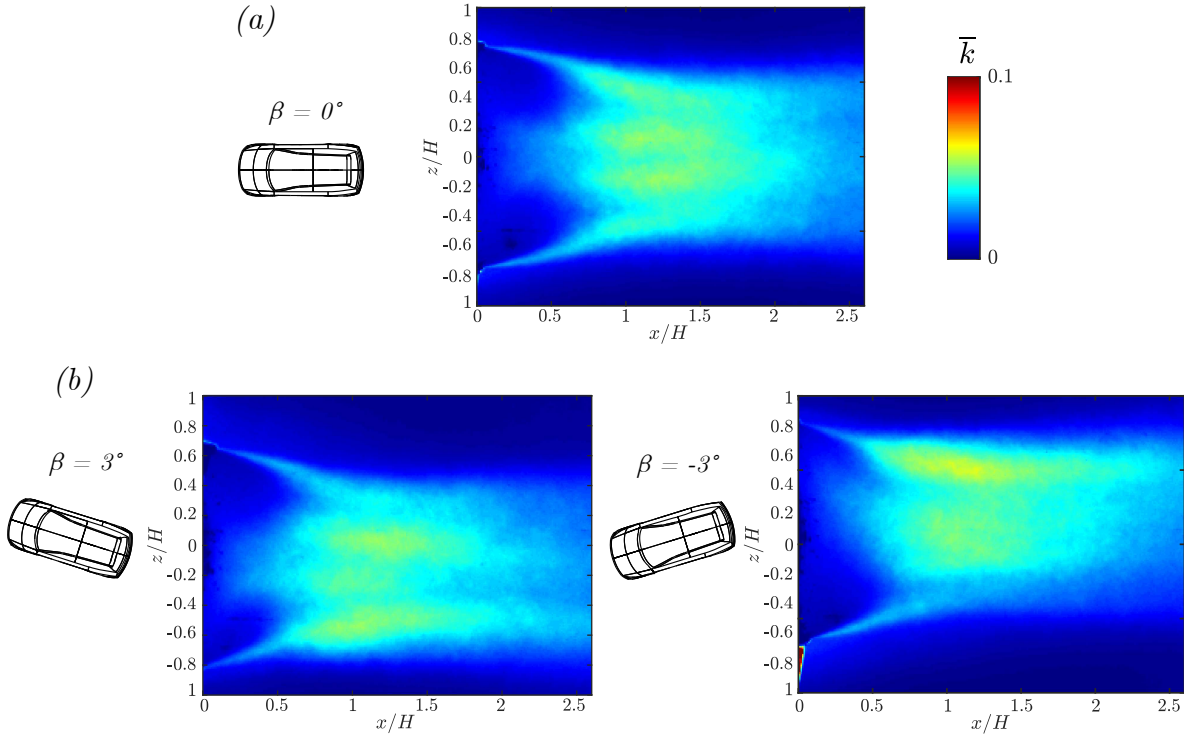


Figure 6.25: Énergie cinétique turbulente moyenne calculée pour la configuration contrôlée du Cross-Hatch. (a) Plan Z_0 pour $\beta = 0^\circ$. (b) Plan Z_0 pour $\beta = -3^\circ$. (c) Plan Z_0 pour $\beta = 3^\circ$.

Les résultats concernant les valeurs de $\overline{C_b}$ pour les trois configurations différentes, ainsi que trois cartes de pression moyenne pour $\beta = -3^\circ$ sont présentés dans la Figure 6.26.

Il est intéressant de remarquer que pour toutes les configurations testées, pour des valeurs de β supérieures à -1° , nous observons des différences inférieures à 1%. Cependant, pour $\beta \leq -2^\circ$, les tendances commencent à diverger un peu plus. Le point le plus intéressant est sans doute $\beta = -3^\circ$, où nous constatons une différence d'environ 3% entre la *Config 1* et les *Config 2 et 3*. Cette observation est intéressante car elle montre une dégradation plus élevée lorsque les volets du haut peuvent bouger indépendamment. En s'agissant d'un cas où le système est poussé vers sa limite en termes de déplacement de volets, nous pouvons analyser en détail les angles des volets

Dans la *Config 1*, nous constatons que tous les volets sont saturés. Le volet du haut (u_5) est saturé à $\theta = 10^\circ$, tandis que les volets latéraux bas gauche et bas droite (u_1 et u_4) sont saturés à $\theta = 7^\circ$, et les volets latéraux haut gauche et haut droit (u_2 et u_3) sont saturés respectivement à $\theta = -7^\circ$ et $\theta = 7^\circ$. Nous observons qu'une légère configuration *boat-tail* (Bonnayon and Cadot, 2019) est mise en place sur les volets du bas, tandis qu'en haut, les volets bougent pour essayer de compenser l'asymétrie horizontale.

Dans la *Config 2*, les deux volets latéraux du haut ($u_2 = u_3 = 0^\circ$) ne bougent pas. Les deux volets latéraux du bas (u_1 et u_4) sont saturés à $\theta = -7^\circ$ et $\theta = 7^\circ$ respectivement, tandis que le volet du haut (u_5) a encore de la marge de déplacement en se positionnant en moyenne à $\theta \simeq 6^\circ$. Il est intéressant de remarquer que les deux volets latéraux du bas tentent de compenser l'asymétrie horizontale, contrairement à ce que nous avons observé dans la *Config 1*. En effet les volets latéraux haut étant en position neutre, ceux du bas doivent compenser le manque. Il est difficile de donner une interprétation précise à la position du volet du haut ($u_5 \simeq 6^\circ$). Probablement, une configuration différente, à savoir saturée à $\theta = 10^\circ$, aurait donné un résultat plus dégradé.

Dans la *Config 3*, les volets latéraux haut et bas gauche (u_1 et u_2) bougent simultanément, de même que les volets latéraux haut et bas droite (u_3 et u_4), et ils se positionnent à $\theta = -7^\circ$ et $\theta = 7^\circ$ respectivement. Cette fois-ci, le volet du haut est saturé à $\theta = 10^\circ$, inversement à la *Config 2*. Dans cette configuration également, les volets latéraux compensent l'asymétrie horizontale et se déplacent pour répondre à la perturbation imposée par β .

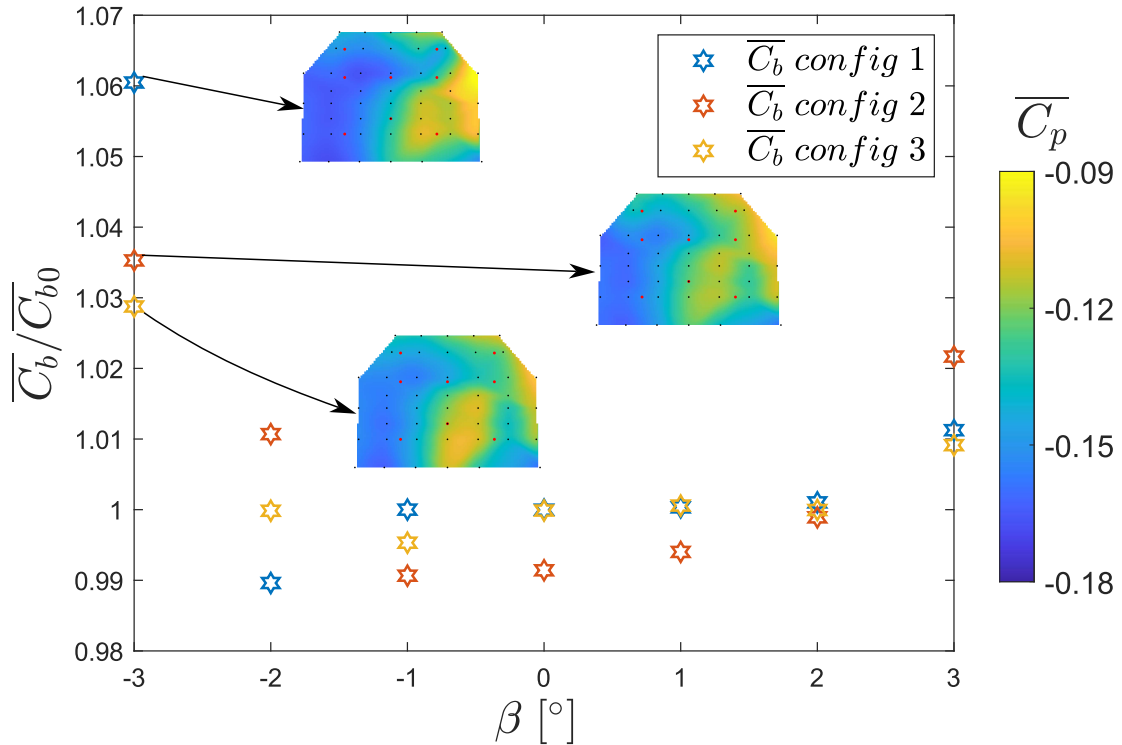


Figure 6.26: Résultats liés à trois configurations contrôlées différentes pour les objectifs Y_{r_2} . Les étoiles en bleu représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ en fonction de l'angle de dérapage β pour la *Config 1*. Les étoiles en orange représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ pour la *Config 2*. Les étoiles en jaune représentent les valeurs de $\overline{C_b}$ pour la *Config 3*. De plus, trois cartes de pression moyenne au culot sont fournies pour $\beta = -3^\circ$.

Trois cartes de pression moyenne sont fournies pour $\beta = -3^\circ$. Plusieurs aspects sont à remarquer. Tout d'abord, il est confirmé que la *Config 3* présente une traînée minimale. Dans les trois cas, la carte de pression moyenne diffère de la référence imposée, indiquant que l'autorité des volets sur le sillage n'est pas suffisante pour atteindre les objectifs souhaités. De plus, nous observons que, quelle que soit la configuration, la partie inclinée du culot ne parvient jamais à récupérer le niveau de pression de base, et la différence entre les trois configurations est subtile. Cela souligne que les volets latéraux du haut (u_2 et u_3) ont une autorité très limitée, et la solution la plus efficace du point de vue industriel serait la *Config 2*, où les volets latéraux du haut ne bougent pas, permettant ainsi un meilleur bilan énergétique par rapport à la *Config 3*. Il est essentiel d'effectuer d'autres tests avec des géométries de volets différentes ou encore avec d'autres types d'actionneurs au culot. Par la suite, seule la *Config 1* sera analysée en imposant des perturbations dynamiques.

Réponse du système de contrôle pour des perturbations dynamiques de β

La réponse du système de contrôle aux perturbations statiques est généralement satisfaisante. La tendance est globalement aplatie, à l'exception de $\beta = -3^\circ$. Nous avons également exploré plusieurs configurations d'entrées-sorties qui nous ont permis de constater que l'efficacité des volets latéraux du haut est moindre par rapport aux trois autres volets. Cependant, il est crucial d'analyser la réponse du système aux perturbations dynamiques. Dans la section suivante, nous détaillerons, de la même manière que pour le corps de Windsor avec et sans roues, le comportement de la loi de contrôle face à des perturbations dynamiques de β , telles que des variations par échelons et des variations sinusoïdales.

Variation par échelon de l'angle de dérapage

La variation par échelon de β ainsi que le protocole expérimental utilisé demeurent inchangés par rapport aux deux cas observés précédemment, à savoir le modèle est positionné à $\beta = 0^\circ$, puis le ventilateur est activé. Une fois que la vitesse d'écoulement souhaitée est atteinte, le système de contrôle est activé avec les matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_w \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$ initialisées aux valeurs calculées à partir des conditions nominales ($V = 30 \text{ m/s}$ et $\beta = 0^\circ$). Ensuite, le plateau tournant est activé et le test démarre. Dans ce test, le β est fixé à 0° pour ensuite varier toutes les 30 secondes comme détaillé ci dessous :

$$\beta = 0 \xrightarrow{1} \xrightarrow{-1} \xrightarrow{-2} \xrightarrow{-3} \xrightarrow{-1} \xrightarrow{1} \xrightarrow{3} \xrightarrow{2} \xrightarrow{0}$$

La Figure 6.27 montre la réponse du système de contrôle à un dérapage variable par échelons ainsi que deux cartes de pression moyenne pour la configuration contrôlée et non contrôlée à droite et à gauche respectivement.

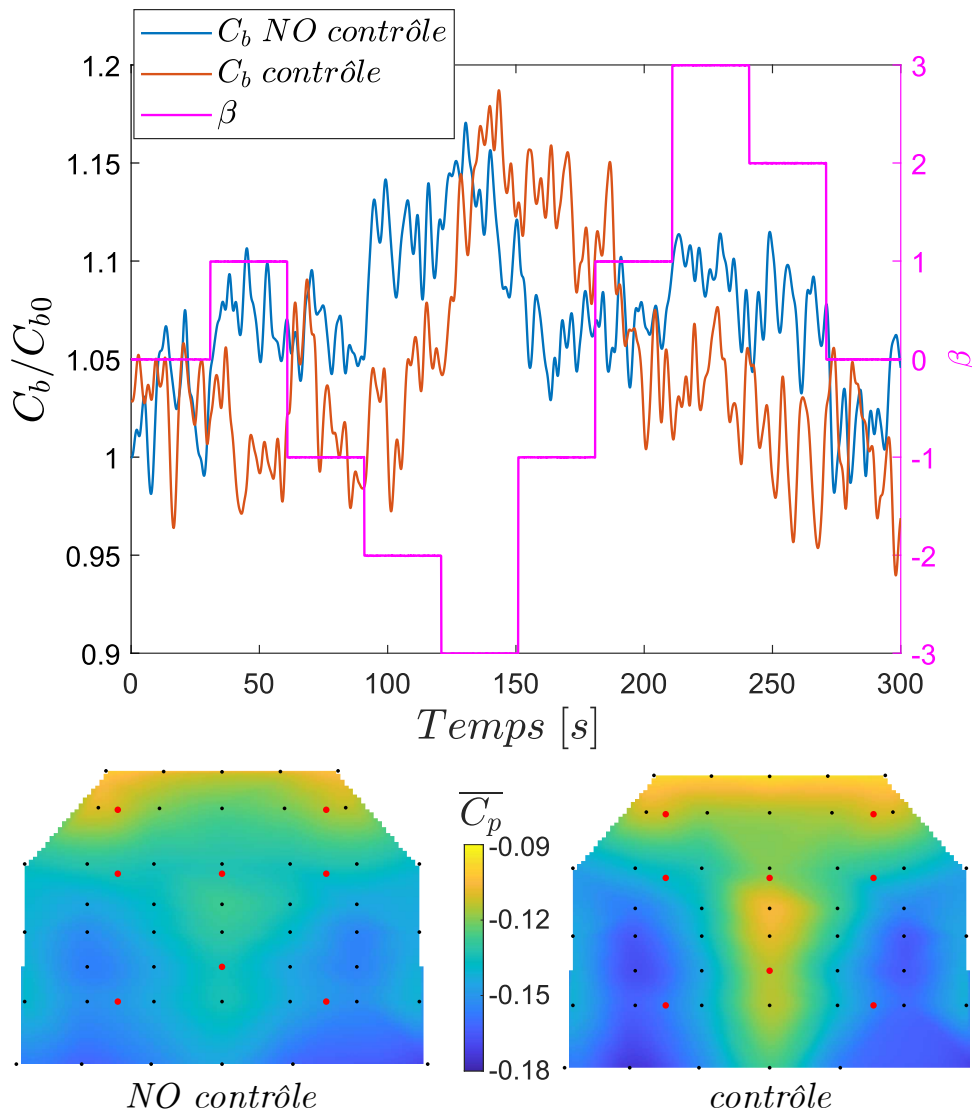


Figure 6.27: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage variable par échelons pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_2} . La ligne bleue et la ligne orange représentent les valeurs de C_b des configurations de référence et contrôlée, respectivement. La ligne magenta illustre la variation de l'angle de dérapage par échelons. De plus, deux cartes de pression moyenne sont fournies, se référant à la configuration de référence à gauche et à la configuration contrôlée à droite.

Les courbes bleue et orange représentent respectivement les résultats de la configuration non contrôlée et contrôlée, tandis que la courbe magenta fait référence à la variation sinusoïdale de β .

La valeur de C_{b0} dans ce cas aussi correspond à la valeur à $t = 0$ s. Les valeurs affichées sur le graphique ont été obtenues en appliquant une moyenne glissante sur une fenêtre de 3 secondes.

La tendance du coefficient de base (C_b) dans la configuration non contrôlée reflète ce que nous avons observé précédemment, à savoir une forte variabilité en fonction des variations de β avec une valeur légèrement plus élevée pour $\beta = -3^\circ$ par rapport au symétrique $\beta = 3^\circ$. Cependant, nous remarquons des différences par rapport aux deux autres corps étudiés. En effet, la tendance de C_b est aplatie dans la configuration contrôlée uniquement pour des valeurs de $\beta \geq -2^\circ$, tandis que pour $\beta = -3^\circ$, la valeur de C_b est fortement dégradée par rapport à la valeur imposée (+15%). De plus, en observant de près, nous constatons que la valeur est également plus élevée que celle observée dans le cas de dérapage statique. Cela signifie non seulement que l'autorité des volets sur le sillage n'est pas suffisante pour gérer la perturbation imposée, mais aussi que la position des volets pour $\beta > -3^\circ$ n'était pas proche de la meilleure solution correspondant à $\beta = -3^\circ$. Ainsi, la position des volets lorsque β est passé de -2° à -3° a dégradé la valeur de C_b par rapport à la configuration de référence. À partir de ce moment ($t \sim 150$ s), la loi de contrôle a besoin d'un intervalle de temps important pour pouvoir revenir à une gestion efficace des perturbations ($t \sim 50$ s). Ce délai est dû au caractère récursif de la loi de contrôle et à la mise à jour des matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$. Une fois que le contrôle est de nouveau efficace ($t > 200$ s), il parvient à gérer à nouveau les changements de β . En examinant les cartes de pression moyennes, nous observons une nette dégradation dans la configuration non contrôlée par rapport à la carte de pression de référence. Cependant, une différence est également observée dans la configuration contrôlée. Cette situation était prévisible compte tenu des tendances de C_b observées dans la partie haute de la figure. Globalement, le gain moyen observé est estimé autour de 1.5%. Évidemment, cette faible valeur est due à la dégradation observée pour ~ 125 s $\leq t \leq \sim 200$ s. Avec une autorité des volets sur le sillage plus élevée, le gain pourrait être du même niveau que celui observé dans les deux autres corps étudiés.

De la même manière que dans les deux cas du corps de Windsor, nous analysons maintenant en détail les angles des volets ainsi que la tendance dynamique des trois objectifs dans la configuration contrôlée et non contrôlée. Tout cela est présenté dans la Figure 6.28

En haut de la figure, les déplacements des cinq volets sont présentés en noir, tandis que la courbe rouge représente la variation de l'angle de dérapage. En bas, les tendances des objectifs sont présentées en noir pour le cas avec et sans contrôle, respectivement à gauche et à droite. La courbe magenta présente l'angle de dérapage, tandis que les droites rouges correspondent aux valeurs objectif imposées. Tout d'abord, la position des volets sera analysée.

À $t \sim 0$ s, les volets latéraux supérieurs (u_2 et u_3) sont inclinés et saturés vers l'intérieur ($\theta_2 = \theta_3 = 7^\circ$). En revanche, les deux volets latéraux inférieurs (u_1 et u_4) sont inclinés vers l'extérieur avec une position asymétrique ($\theta_1 \sim -4^\circ$ et $\theta_4 \sim -7^\circ$). Le volet du haut présente également une inclinaison vers l'intérieur ($\theta_5 \sim 3^\circ$). Ces positions dépendent uniquement de l'historique avant le début du test. Il est intéressant de remarquer que tous les volets ont un comportement distinct, et il est difficile de repérer des schémas récurrents. À $t \sim 150$ s, tous les volets sont saturés, correspondant à $\beta = -3^\circ$, où le C_b est dégradé même en condition contrôlée. Il est notable que, uniquement dans cette condition, le volet du haut (u_5) est incliné vers l'extérieur. Cela suggère que la condition où le volet du haut est incliné vers le haut est potentiellement dégradante, comme détaillé aussi dans [Beaudoin and Aider \(2008\)](#). Un autre aspect intéressant concerne la position des volets latéraux, qui restent saturés la plupart du temps. Nous observons que les volets latéraux inférieurs (u_1 et u_4) répondent au changement de signe de β . En effet, mis à part à $t \sim 0$ s, les volets sont toujours en position antisymétrique, et à chaque changement de signe de β , le signe de θ des deux volets bascule également. Le volet latéral supérieur gauche (u_2) répond également aux variations de β . Cependant, à $t \sim 150$; s, il bascule de signe sans que β ne change, ce qui correspond à la dégradation du C_b . Cela pourrait indiquer que la loi de contrôle s'est rendu compte de son incapacité à atteindre les objectifs et a commencé à explorer des solutions alternatives qui n'ont pas donné de résultats satisfaisants. Le volet latéral supérieur droit (u_3) est presque constamment sur des angles $\theta > 0^\circ$. Cela indique qu'une configuration du volet rentrante est préférée, indépendamment du fait qu'il soit au vent ou sous le vent, ce qui est difficile à expliquer mais est en phase avec une faible autorité des volets latéraux supérieurs, comme évoqué précédemment.

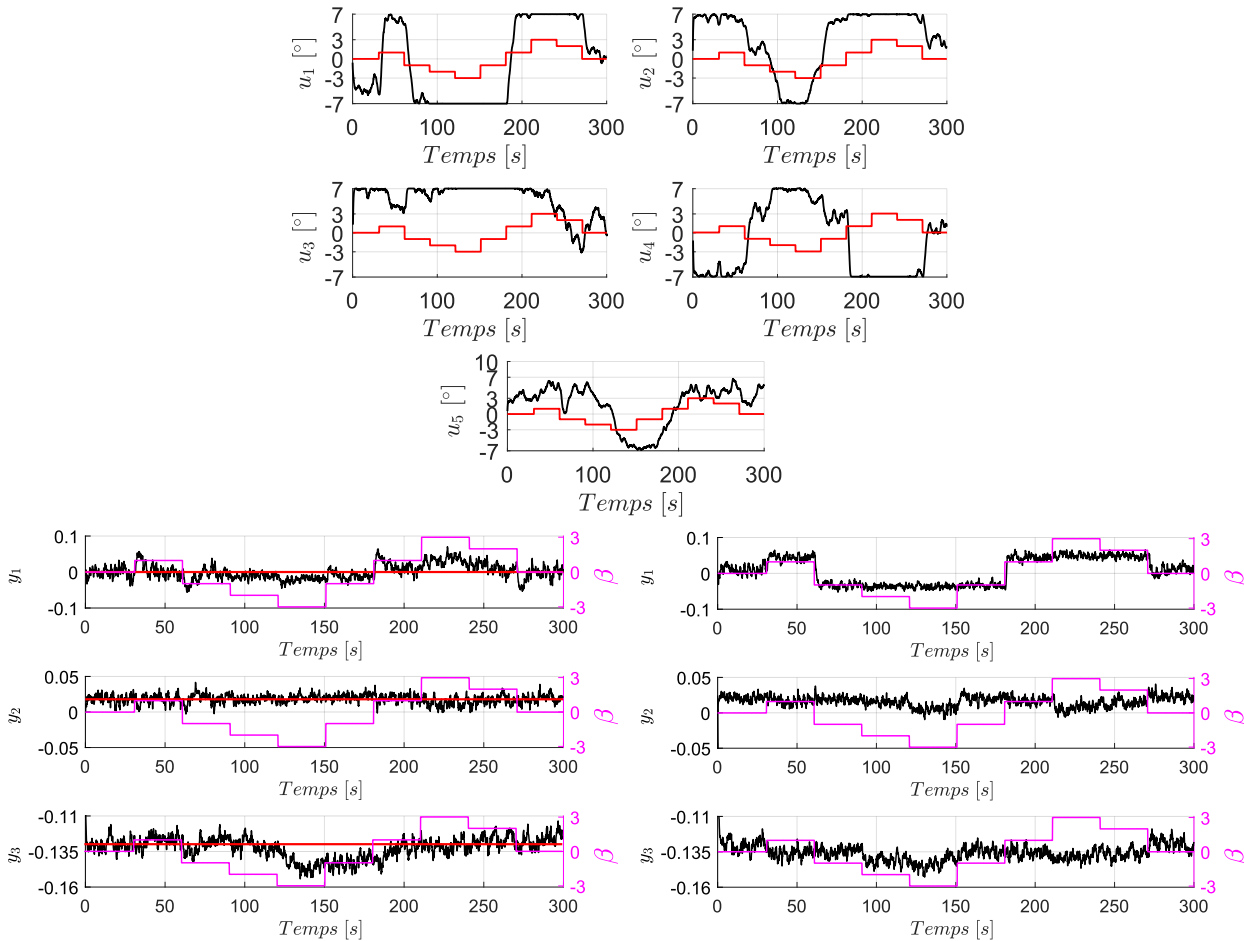


Figure 6.28: Réponse du système de contrôle aux variations par échelons de l'angle de dérapage pour les objectifs \mathbf{Y}_{r_2} . En haut les angles des volets imposés, en sachant que u_1 , u_2 , u_3 , u_4 et u_5 correspondent aux volets bas gauche, haut gauche, haut droit, bas droit et haut respectivement. En bas à gauche les tendances des objectifs de contrôle dans le cas contrôlé. En bas à droite les tendances des objectifs de contrôle pour le cas non contrôlé.

Côté objectifs, une forte variabilité est observée dans la configuration non contrôlée. Il est remarquable que le différentiel de pression horizontal (y_1) semble n'avoir que deux états. En effet, pour des angles $\beta \neq 0^\circ$, il bascule brusquement d'un état à l'autre sans montrer de variation pour des augmentations ultérieures de β . La variabilité du différentiel de pression vertical (y_2) est moins prononcée, similaire au cas du corps de Windsor avec roues. Enfin, le niveau de pression au culot (y_3) subit des variations importantes, comme observé dans la Figure 6.27. Dans la configuration contrôlée, les tendances des objectifs sont généralement aplaties. Le différentiel de pression horizontal (y_1) diffère de 0 uniquement pour des valeurs élevées de l'angle de dérapage $\beta = \pm 3^\circ$. Le différentiel de pression vertical (y_2) respecte toujours l'objectif imposé, même là où la valeur de C_b est dégradée ($\beta = -3^\circ$). Enfin, le niveau de pression au culot (y_3) reflète ce qui a été commenté pour la Figure 6.27, avec une tendance aplatie partout, sauf à $\beta = -3^\circ$.

Globalement, la loi de contrôle a réussi à gérer une perturbation par échelon de l'angle de dérapage, même sur un corps complexe tel que le Cross-Hatch. Une dégradation est observée uniquement pour $\beta = -3^\circ$, avec un comportement non symétrique dû à la non-symétrie mécanique du corps. Il est également important de souligner qu'une configuration de volets dotée d'une plus grande autorité sur le sillage aurait permis de contrôler l'écoulement même dans des conditions plus exigeantes.

Variation sinusoïdale de l'angle de dérapage

Il est maintenant intéressant de voir la réponse du système de contrôle face à une perturbation sinusoïdale de β , qui cherche à reproduire une variation continue de β associée à des virages à grand rayon. Aussi dans ce cas, le protocole expérimental est strictement le même de celui utilisé pour les variations de β par échelons. Néanmoins, β démarre à 0° et dans ce test sa variation suit la loi sinusoïdale définie ci-dessous :

$$\beta = 3\sin\left(\frac{2\pi}{200}t\right).$$

Dans le cas d'une variation par échelon de l'angle de dérapage nous avons constaté que pour $\beta = -3^\circ$ la loi de contrôle n'arrivait pas à corriger la perturbation imposée. Pour cette raison, dans ce cas nous avons effectué un test avec une longueur de $5/4 T$, où T représente la période de la sinusoïde. Cela parce que, au cas où aussi dans une variation sinusoïdale de l'angle de dérapage la loi de contrôle n'arrive pas à suivre pour $\beta < -2^\circ$, nous pourrions voir si elle arrive à revenir sur des solutions efficaces une fois que la perturbation devient à nouveau gérable.

Les tendances du coefficient de base (C_b) sont présentées dans la Figure 6.29.

De manière similaire à ce qui a été discuté précédemment, les courbes bleue et orange représentent respectivement les résultats de la configuration non contrôlée et contrôlée, tandis que la courbe magenta représente la variation sinusoïdale de β . Aussi dans ce cas, la valeur de C_{b0} correspond à la valeur à $t = 0$ s. Les valeurs affichées sur le graphique ont été obtenues en appliquant une moyenne glissante sur une fenêtre de 3 secondes.

La tendance du coefficient de base (C_b) dans le cas non contrôlé a un comportement similaire à ce qui a été observé précédemment, avec une forte variabilité en fonction de β . L'asymétrie entre $\beta = 3^\circ$ et $\beta = -3^\circ$ est également perceptible, bien que moins nette par rapport aux variations de β par échelons mentionnées précédemment. Sans surprise, nous remarquons que, dans la configuration contrôlée, la tendance est aplatie sauf pour $\beta \sim -3^\circ$. En effet, exactement comme dans le cas précédent, pour des valeurs de β autour de -3° le C_b est nettement dégradé, avec même des valeurs plus élevées que dans le cas non contrôlé. Le commentaire demeure ici le même, la loi de contrôle, n'arrivant pas à atteindre les objectifs imposés, a commencé à explorer des solutions différentes qui ne sont bien évidemment pas satisfaisantes en termes de réduction de traînée aérodynamique. À partir de ce moment ($t \sim 150$ s), la loi de contrôle a besoin d'un intervalle de temps important pour pouvoir revenir à une gestion efficace des perturbations ($t \sim 70$ s). Ce délai est dû à la nature réursive de la loi de contrôle et à la mise à jour des matrices $\mathbf{L} = [\mathbf{L}_W \quad \mathbf{L}_u \quad \mathbf{L}_e]$. Une fois que le contrôle est de nouveau efficace ($t > \sim 200$ s), il parvient à gérer à nouveau les changements de β . En examinant les cartes de pression moyennes, nous observons une nette dégradation dans la configuration non contrôlée par rapport à la carte de pression de référence. De plus, nous pouvons également constater que cette carte de pression n'est pas symétrique, en raison du caractère non symétrique de la perturbation imposée. En ce qui concerne la carte de pression relative à la configuration contrôlée, nous observons que la symétrie horizontale a tout de même été préservée. Néanmoins, comme dans le cas précédent, la carte ne correspond pas exactement à celle de référence imposée. Cette situation était prévisible compte tenu des tendances de C_b visualisées dans la partie haute de la figure. Globalement, le gain moyen calculé est estimé autour de 2%.

Maintenant nous allons analyser les tendances des déplacements des volets ainsi que les trois objectifs dans la configuration non contrôlée et contrôlée, qui sont présentés dans la Figure 6.30.

En haut de la figure, les déplacements des cinq volets sont présentés en noir, tandis que la courbe rouge représente la variation de l'angle de dérapage. En bas, les tendances des objectifs sont présentées en noir pour le cas avec et sans contrôle, respectivement à gauche et à droite. La courbe magenta présente l'angle de dérapage, tandis que les droites rouges correspondent aux valeurs objectif imposées. Tout d'abord, la position des volets sera analysée.

À $t \sim 0$ s, les volets latéraux supérieurs (u_2 et u_3) sont légèrement inclinés vers l'extérieur, avec des angles d'environ $\theta_2 \sim -2^\circ$ et $\theta_3 \sim -3^\circ$. De même, les volets latéraux inférieurs (u_1 et u_4) sont légèrement inclinés vers l'intérieur, avec des angles d'environ $\theta_1 \sim 1^\circ$ et $\theta_4 \sim 2^\circ$. Le volet du haut (u_5) présente également une légère inclinaison vers l'intérieur avec $\theta_5 \sim 3^\circ$. Dans cette perturbation sinusoïdale, qui est plus douce que les échelons imposés précédemment, il est plus facile d'observer une tendance strictement liée aux variations de β . Les volets latéraux de

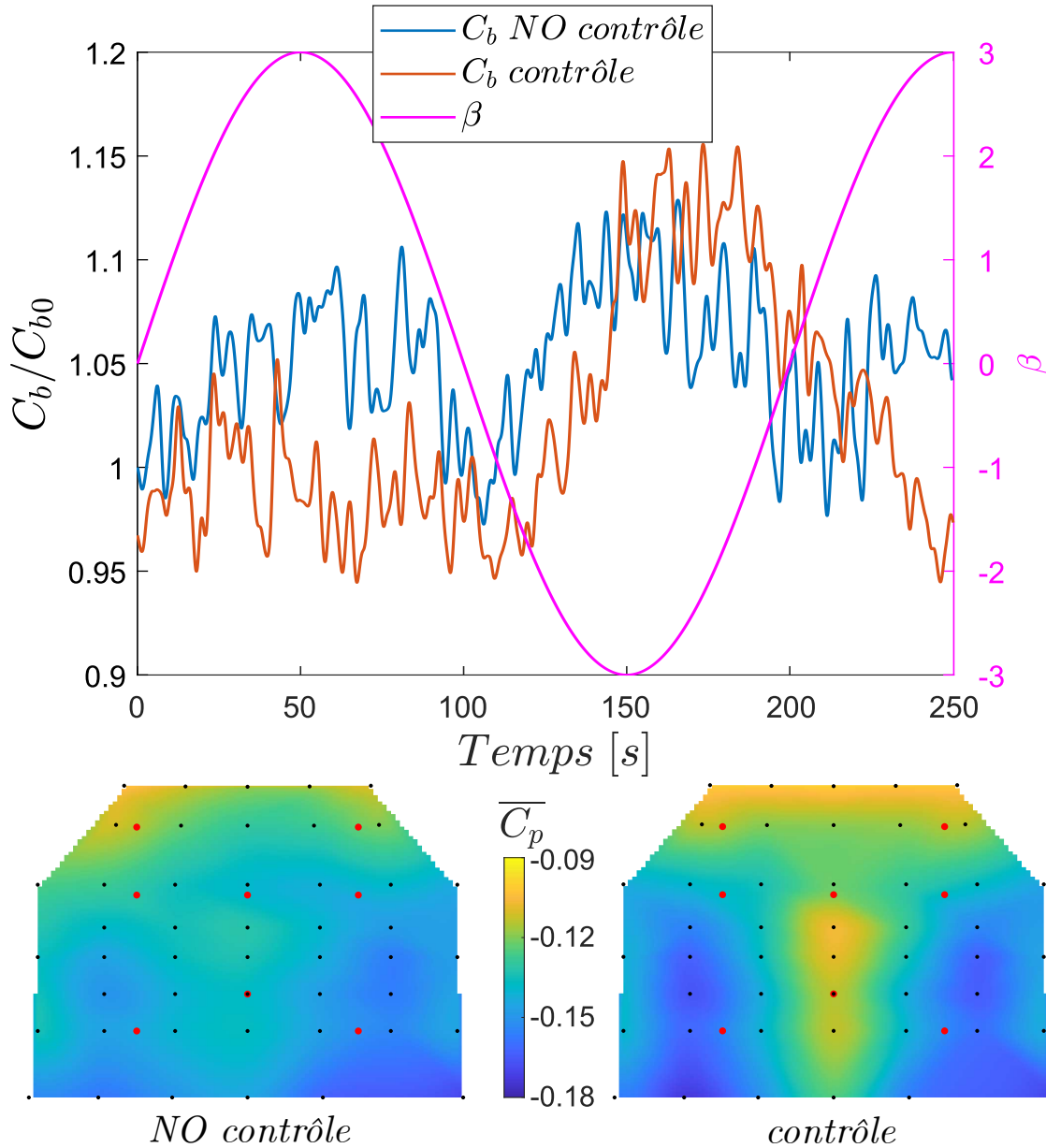


Figure 6.29: Résultats liés à la configuration contrôlée en fonction de l'angle de dérapage variable en sinusoïde pour les objectifs Y_{r2} . La ligne bleue et la ligne orange représentent les valeurs de C_b des configurations de référence et contrôlée, respectivement. La ligne magenta illustre la variation de l'angle de dérapage par échelons. De plus, deux cartes de pression moyenne sont fournies, se référant à la configuration de référence à gauche et à la configuration contrôlée à droite.

gauche (u_1 et u_2) bougent de manière très similaire tout au long du test. Une légère différence est néanmoins observable vers $t \sim 150$ s, lorsque la loi de contrôle ne parvient pas à gérer la perturbation. En effet, le volet inférieur reste saturé à $\theta_1 = -7^\circ$, tandis que le volet supérieur sort de la saturation pour explorer d'autres solutions. Le comportement est différent pour les volets latéraux de droite. Nous observons, de la même manière que auparavant, une variation de θ qui est équivalente en signe pour $t > \sim 50$ s. Cependant, pour $t < \sim 50$ s, le comportement du volet supérieur (u_3) est difficile à interpréter, car il s'agit d'un volet sous le vent qui devrait normalement être incliné vers l'extérieur pour améliorer la traînée de base (de la Cruz et al., 2017), comme le volet inférieur. Entre ~ 70 s $< t < \sim 130$ s, il s'incline effectivement vers l'extérieur, mais contrairement au volet inférieur, il ne présente pas de saturation. Pour $t > \sim 130$ s, les deux volets adoptent une position rentrante avec $\theta > 0^\circ$, mais même lorsque $\beta \sim -3^\circ$, le volet inférieur n'est pas saturé. Ce comportement est difficile à interpréter. Une fois que les objectifs sont à

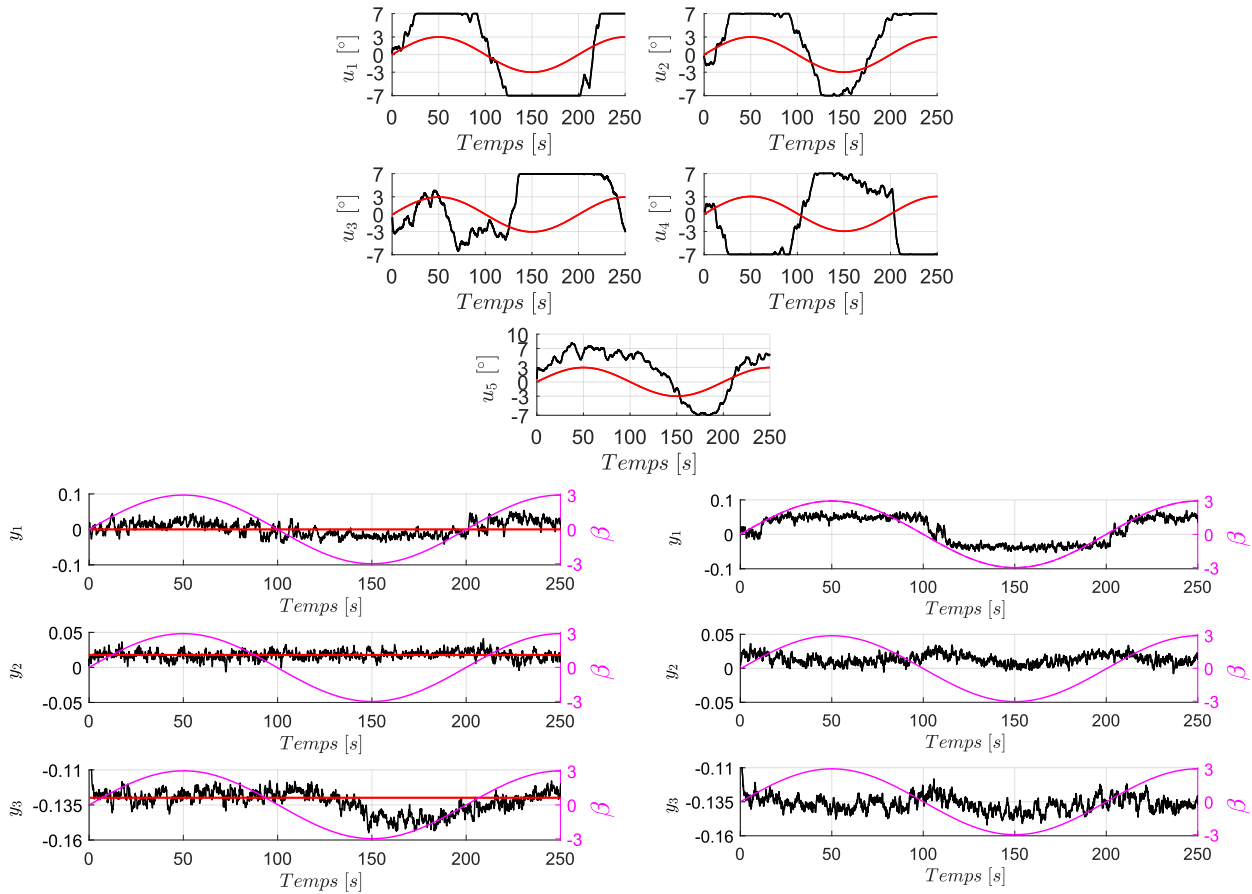


Figure 6.30: Réponse du système de contrôle aux variations par échelons de l'angle de dérapage pour les objectifs Y_{r2} . En haut les angles des volets imposés, en sachant que u_1 , u_2 , u_3 , u_4 et u_5 correspondent aux volets bas gauche, haut gauche, haut droit, bas droit et haut respectivement. En bas à gauche les tendances des objectifs de contrôle dans le cas contrôlé. En bas à droite les tendances des objectifs de contrôle pour le cas non contrôlé.

nouveau respectés ($t > \sim 200$ s), le volet inférieur change à nouveau de signe pour répondre à une perturbation $\beta > 0^\circ$, mais le volet supérieur réagit avec un léger retard, ne changeant d'inclinaison qu'après environ $t \sim 230$ s. Le volet du haut présente une tendance à maintenir un angle compris entre $\theta_5 \sim 3^\circ$ et $\theta_5 \sim 7^\circ$ pour la plupart du temps, sauf entre ~ 150 s $< t < \sim 200$ s, où les objectifs ne sont pas respectés. Dans cette condition, comme lors des variations de β par échelons, le volet est saturé et incliné vers l'extérieur ($\theta < 0^\circ$). Encore une fois, ce volet semble être strictement corrélé aux variations de C_b au culot (Beaudoin and Aider, 2008).

En ce qui concerne les objectifs (partie basse de la figure), dans la configuration non contrôlée, les tendances suivent bien le caractère sinusoïdal de la perturbation. Une légère exception concerne le différentiel de pression horizontal (y_1), qui au-delà de $|\beta| \sim 1^\circ$ ne présente plus de variations, similairement au cas des variations de β par échelons. Dans le cas contrôlé, y_1 maintient une tendance constamment proche de 0 avec de faibles écarts ponctuels. y_2 montre une tendance aplatie tout au long du test, tandis que la tendance de y_3 est bien maîtrisée avec une valeur proche de l'objectif pour la plupart du temps, sauf pour ~ 150 s $< t < \sim 200$ s, comme discuté précédemment dans la Figure 6.29.

Globalement, nous remarquons que la perturbation sinusoïdale de β met le système à l'épreuve de manière similaire à une perturbation par échelons. En ce qui concerne la traînée de base, nous n'observons de dégradation que pour des valeurs de β proches de -3° . Cette dégradation est certainement due à l'asymétrie mécanique du corps. Ainsi, la loi de contrôle s'est avérée efficace dans toutes les conditions que nous avons testées, même à complexité croissante.

6.4 Évaluation finale de la loi de contrôle

La loi de contrôle a été testée sur trois cas différents à complexité croissante, à savoir le corps de Windsor sans et avec roues, ainsi que le Cross-Hatch. Sur ces maquettes, plusieurs perturbations ont été imposées, telles que des variations d'angle de dérapage (β) et des perturbations de l'écoulement de soubassement avec une grille mobile en amont du corps. Ces perturbations ont été imposées de manière statique, où la perturbation est fixée avant le début du test et maintenue constante tout au long de l'enregistrement, et de manière dynamique, où la perturbation varie de façon dynamique en suivant une variation par échelons ou une loi sinusoïdale. L'objectif de la loi de contrôle est de maintenir l'état de référence mesuré avec des volets et des perturbations neutres, c'est-à-dire $\theta_i = 0^\circ$, $\beta = 0^\circ$ et $h_g = -200 \text{ mm}$.

Globalement, la loi de contrôle s'est montrée efficace dans toutes les conditions. Dans les cas de perturbations statiques, nous avons observé un aplatissement de la courbe $C_b - \beta$ sur une fourchette de $\pm 5^\circ$ pour le corps de Windsor et une fourchette de $\pm 3^\circ$ sur le Cross-Hatch. Aux extrémités de ces fourchettes, une légère dégradation est observée, due à l'autorité limitée des volets sur le sillage. Pour les perturbations dynamiques, nous avons uniquement testé des variations de β entre $\pm 3^\circ$. Pour les deux configurations du corps de Windsor, la tendance temporelle de C_b est aplatie tout au long des tests, à la fois pour les perturbations par échelons et les variations sinusoïdales. En revanche, sur le Cross-Hatch, la tendance temporelle de C_b reste constante sauf pour $\beta \sim -3^\circ$, où une dégradation sensible est observée en raison d'une asymétrie mécanique de la maquette. Néanmoins, la fourchette de contrôle est sensiblement réduite, passant de $\pm 5^\circ$ pour le corps de Windsor à $\pm 3^\circ$ pour le Cross-Hatch. Cette réduction est un aspect important car une complexité accrue du corps entraîne des difficultés majeures. Dans ce contexte, l'autorité des volets joue un rôle clé, car la loi de contrôle parvient à bien gérer les angles de dérapage faibles. Il est nécessaire de faire des études spécifiques pour optimiser l'effet des actionneurs sur chaque modèle de voiture.

Les objectifs de départ ne prévoyaient pas une étude de la consommation énergétique du système. Néanmoins, nous avons pensé à l'estimer en fonction des consommations moyennes. En considérant une estimation de la contribution du sillage à la puissance aérodynamique moyenne dissipée, donnée par :

$$\mathcal{P}_a = \frac{1}{2} \rho U_\infty^3 S C_x, \quad (6.3)$$

où \mathcal{P}_a correspond à la puissance aérodynamique, ρ à la masse volumique de l'air, V à la vitesse, S à la surface mouillée et C_x au coefficient de traînée.

Nous avons également calculé l'énergie moyenne consommée par le système de contrôle, qui est donnée par :

$$\mathcal{P}_s = \mathcal{V} A, \quad (6.4)$$

où \mathcal{P}_s correspond à la puissance énergétique consommée par le système, \mathcal{V} au voltage de l'alimentation et A au courant. Dans notre cas spécifique, le voltage est assuré à 6 V par une alimentation continue et la moyenne du courant utilisé est estimée à 0.06 A pour chaque servomoteur, ce qui correspond à $\sim 0.24 \text{ A}$ et $\sim 0.30 \text{ A}$ pour le Windsor et le Cross-Hatch respectivement.

En considérant la puissance aérodynamique, définie comme $\mathcal{P}_a = U_\infty F_x$, une variation de cette puissance est donnée par

$$\delta \mathcal{P}_a = U_\infty \delta F_x.$$

Pour cela, si nous avons une variation δC_b au culot, nous pouvons considérer que

$$\delta F_x \sim S_{culot} \delta C_b 0.5 \rho U_\infty^2.$$

En négligeant la variation d'efforts sur les volets et en supposant que la variation de pression au culot domine, il en résulte que

$$\frac{\delta \mathcal{P}_a}{\mathcal{P}_a} = \frac{\delta F_x}{F_{x0}} \approx \frac{\delta C_b}{C_{x0}}.$$

Ce qui nous intéresse est le pourcentage de contribution de la puissance consommée par le système à la puissance aérodynamique dissipée, afin de pouvoir le comparer aux gains effectifs

$(\delta\mathcal{P}_a/\mathcal{P}_a)$ obtenus grâce à la loi de contrôle. Le calcul a été uniquement fait pour la variation sinusoïdale de β pour les trois corps étudiés, avec la totalité des capteurs de pression au culot.

Les gains effectifs sont donnés par :

$$\frac{\delta\mathcal{P}_a}{\mathcal{P}_a} = \begin{cases} 4.3\% & \text{pour le corps de Windsor sans roues} \\ 3\% & \text{pour le corps de Windsor avec roues} . \\ 1\% & \text{pour le Cross-Hatch} \end{cases}$$

En considérant le pourcentage de puissance consommée par le système en fonction de la puissance aérodynamique dissipée, on obtient :

$$\frac{\mathcal{P}_s}{\mathcal{P}_a} = \begin{cases} 0.4\% & \text{pour le corps de Windsor sans roues} \\ 0.35\% & \text{pour le corps de Windsor avec roues} . \\ 0.6\% & \text{pour le Cross-Hatch} \end{cases}$$

Il en résulte que pour le Windsor nous avons un gain de 10 fois supérieur à la puissance consommée par le système alors que pour le Cross-Hatch ce rapport est de environ 2 fois.

Il est important de souligner plusieurs aspects. Ces derniers sont en effet essentiels à considérer dans l'analyse de la consommation énergétique du système de contrôle par rapport à la puissance aérodynamique dissipée et ils seront résumés en points :

- Faible pourcentage de contribution : Le pourcentage de la puissance énergétique consommée par le système par rapport à la puissance aérodynamique dissipée est très faible. Cela souligne que, malgré la nécessité de l'alimentation électrique du système, son impact sur la puissance globale reste minime.
- Variabilité en fonction de la maquette : La contribution de la puissance du système peut varier en fonction de la maquette étudiée. Cette variation peut être due à divers facteurs tels que la géométrie du corps, les caractéristiques de l'écoulement, et la configuration des actionneurs.
- Échelle réduite des maquettes : Il est important de rappeler que les études ont été menées sur des maquettes à échelle réduite. Les conclusions tirées de ces expériences peuvent différer lorsqu'elles sont appliquées à des véhicules à pleine échelle. Des études spécifiques doivent être menées pour évaluer l'applicabilité de ces systèmes d'actionneurs sur des modèles à grande échelle, comme les voitures réelles.
- Non-optimisation du système : Le système de contrôle n'a pas été optimisé dans le cadre de cette étude, ce qui suggère que des gains supplémentaires pourraient être réalisés avec des améliorations et des ajustements appropriés. Les résultats de cette analyse fournissent une estimation de la puissance énergétique moyenne, offrant ainsi une base pour des études futures visant à optimiser davantage le système.
- Preuve de concept : Cette loi de contrôle est encore loin d'être industrialisée. Il s'agit d'une étude préliminaire qui permet de prouver qu'il est possible de garder un état de référence pour n'importe la perturbation extérieure. Néanmoins, il faudra adapter cette loi de contrôle aux contraintes industrielle, notamment de fiabilité, stabilité et sécurité.
- Analyse des coûts et de la viabilité économique : L'évaluation des coûts associés à l'installation, à l'entretien et au fonctionnement des systèmes de contrôle aérodynamique, ainsi que leur viabilité économique à long terme par rapport aux économies de carburant et aux améliorations de performance est un autre aspect qui n'a pas été considéré et qui s'avère fondamentale face à l'industrialisation de cette preuve de concept.

En résumé, l'estimation de la puissance énergétique du système par rapport à la puissance aérodynamique dissipée fournit des informations précieuses pour comprendre l'efficacité et l'impact énergétique du système de contrôle sur la performance globale des modèles étudiées. Ces résultats orientent également les futures recherches vers des domaines d'optimisation et de développement potentiels.

6.5 Synthèse du chapitre

Suite aux bons résultats démontrés par la loi de contrôle sur un corps académique simple, tel que le corps de Windsor sans roues, nous avons pensé à augmenter la complexité des cas d'étude. Pour cette raison, nous avons choisi d'analyser deux cas différents : le corps de Windsor avec roues et le Cross-Hatch, une maquette en échelle réduite développée en interne chez Stellantis. Après avoir effectué une analyse de l'écoulement de référence pour ces deux modèles, nous avons concentré nos efforts sur l'évaluation de la loi de contrôle uniquement pour les variations d'angle de dérapage (β), car l'introduction de variations de grille n'aurait pas ajouté d'informations. Les analyses effectuées ont mis en lumière plusieurs points cruciaux à prendre en compte :

- L'ajout des roues sur le corps de Windsor perturbe l'écoulement de soubassement de manière similaire au déplacement de la grille en amont. Ce corps ne présente pas de bi-stabilité et le différentiel de pression horizontal est moins sensible aux variations de β .
- Pour ce corps nous avons testé deux groupes d'objectifs différents. Le premier groupe vise à garder l'état de référence tandis que le deuxième groupe vise à imposer des conditions plus exigeantes en termes de contrôle. La loi de contrôle s'est révélée robuste et efficace, parvenant à atteindre les objectifs imposés presque dans tous les cas sous étude. Néanmoins le deuxième groupe d'objectifs a souligné l'importance du choix de la position des capteurs différentiels utilisés comme sorties du système de contrôle.
- Les perturbations dynamiques imposées sont identiques à celles du cas du corps de Windsor sans roues. Encore une fois, la loi de contrôle a été en mesure de gérer efficacement les perturbations. La seule différence réside dans la sensibilité des volets. En effet, la mise à jour des matrices \mathbf{L} accorde une importance accrue aux volets haut et bas, contrairement à ce qui avait été observé pour le cas sans roues, où les volets latéraux avaient plus d'influence sur les trois objectifs.
- Le Cross-Hatch ne présente pas de bi-stabilité non plus, et le comportement en fonction de β est très similaire au corps de Windsor avec roues. Néanmoins, ce corps présente une asymétrie mécanique. Bien que la variation de la hauteur de grille en amont du corps entraîne une augmentation de la pression au culot, elle n'affecte pas considérablement les différentiels de pression horizontal et vertical. Par conséquent, l'effet de la loi de contrôle n'a pas été étudié en fonction de la variation de la hauteur de grille.
- Sur le Cross-Hatch la loi de contrôle montre à nouveau son efficacité et sa robustesse. Néanmoins, la complexité de la maquette joue un rôle important. En effet les volets perdent rapidement d'autorité pour des angles $|\beta| > 2^\circ$. L'asymétrie mécanique du corps est clairement observée pour $\beta = -3^\circ$. Aussi dans ce cas, la position des capteurs utilisés comme sorties du système de contrôle revêt un rôle crucial car une dégradation moindre est observée sur la totalité des capteurs au culot.
- Il est possible de diviser le culot du Cross-Hatch en deux parties : une verticale et une inclinée. Nous avons positionné des capteurs sur chacune des parties mais nous avons constaté que la partie supérieure (partie inclinée) était difficile à contrôler, notamment en considérant la très faible autorité des volets sur cette dernière.
- Les perturbations dynamiques imposées ont suivi le même schéma que celles appliquées au corps de Windsor. La loi de contrôle a démontré sa capacité à gérer efficacement ces perturbations pour des valeurs de β supérieures à -3° . Cependant, pour $\beta = -3^\circ$, une dégradation du coefficient C_b a été observée, principalement en raison du manque d'autorité des volets à cet angle de dérapage. Dans ce cas, la loi de contrôle a eu tendance à explorer des solutions qui ne sont pas optimales, ce qui a entraîné un quart de période de réajustement. La mise à jour graduelle des matrices \mathbf{L} a nécessité environ 50 s pour permettre à la loi de contrôle de se rétablir et de retrouver ses objectifs initiaux.

- Une estimation de la consommation énergétique du système de contrôle a été effectuée, révélant une consommation variant de 0.35% à 0.6% de la puissance aérodynamique dissipée. En négligeant les effets des volets et en considérant que la variation de pression au culot domine, les consommations sont 10 fois inférieures aux gains effectifs pour le corps de Windsor et 2 fois inférieures sur le Cross-Hatch. Cela fournit des informations précieuses mais une étude d'optimisation s'avère nécessaire afin de pouvoir industrialiser le système étudié.

Les résultats observés dans ce chapitre sont prometteurs pour une étude ultérieure de ce système de contrôle sur des voitures en pleine échelle. Nous avons constaté qu'une étude spécifique à chaque modèle/voiture est nécessaire pour identifier la position correcte des capteurs de pression utilisés comme sorties du système de contrôle. De plus, une étude d'optimisation de position et de forme des actionneurs s'avère indispensable pour renforcer l'autorité sur le sillage et améliorer les performances globales du système de contrôle.

Chapitre 7

Synthèse générale et perspectives futures

Sommaire

7.1 Synthèse générale	134
7.1.1 Essais en pleine échelle	134
7.1.2 Loi de commande	135
7.1.3 Essais en échelle réduite	135
7.2 Perspectives futures	137

Ce chapitre propose une synthèse générale du travail présenté dans ce manuscrit. Tout d’abord, les résultats principaux des essais sur route seront discutés. Ensuite, les caractéristiques principales de la loi de contrôle seront exposées. Par la suite, les résultats des essais en échelle réduite seront brièvement résumés. Enfin, nous examinerons les perspectives pour les travaux futurs, en mettant l’accent sur la faisabilité industrielle des solutions envisageables.

7.1 Synthèse générale

Dans ce manuscrit, nous avons abordé la réduction de la traînée aérodynamique afin de répondre aux défis posés aux sociétés automobiles par le dérèglement climatique. Pour ce faire, nous avons caractérisé le sillage d’une voiture ainsi que quelques perturbations rencontrées sur la route. Ensuite, nous avons développé une loi de contrôle prédictive et récursive qui ajuste en temps réel les entrées pour atteindre les valeurs de référence des sorties. Cette loi de contrôle agit sur des volets placés au culot d’une maquette en échelle réduite. D’abord, elle a été appliquée à un modèle simplifié sans roues (Corps de Windsor). Par la suite, nous avons augmenté la complexité en intégrant les roues au modèle. Enfin, nous avons évalué l’efficacité et la robustesse de la loi de commande sur le Cross-Hatch, un modèle de voiture échelle réduite conçu en interne chez Stellantis.

7.1.1 Essais en pleine échelle

La voiture utilisée est une Citroën C4 Cactus équipée de 49 prises de pression au culot, d’une antenne de Prandtl et d’une sonde Conrad. De plus, un système GPS a été installé dans la voiture. Des tests ont été réalisés dans la soufflerie du GIE S2A et celle Stellantis en Italie. En outre, des essais ont été effectués sur le circuit Stellantis de La Ferté-Vidame ainsi que sur un parcours routier (dans les Yvelines, 78000, France) reproduisant les caractéristiques kilométriques et de vitesse d’un parcours RDE (Real Driving Emissions).

Pour présenter les résultats, nous avons d’abord décrit l’écoulement de référence mesuré dans les deux souffleries. La voiture présente une courbe classique $SC_x - \beta$. De plus, nous avons analysé les variations du centre de pression au culot en examinant sa position longitudinale (y_b) et sa position verticale (z_b). Le sillage ne présente pas de bi-stabilité, et la position moyenne du barycentre à $\beta = 0^\circ$ est donnée par $y_b/H \approx 0$ et $z_b/H \approx 1.05$. Pour $\beta \neq 0^\circ$, la position moyenne longitudinale du barycentre se déplace en accord avec l’angle de dérapage, et la position moyenne verticale se déplace vers le haut, avec $z_b/H \approx 1.12$ à $\beta = \pm 3^\circ$.

Les caractéristiques du sillage ont été analysées à l’aide d’une Décomposition Orthogonale Propre (POD) calculée par la méthode directe. Les résultats de cette analyse POD ont montré deux modes principaux correspondant à un mouvement vertical (Mode 1) et à un mouvement horizontal (Mode 2) du sillage, qui contiennent ensemble plus de 50% de l’énergie totale du sillage. De plus, une analyse de la caractéristique fréquentielle de ces modes a montré que plus de 70% de l’énergie est contenue dans des fréquences $St \leq 10^{-1}$.

Des différences ont été observées entre les essais en soufflerie et sur route. En soufflerie, nous avons effectué des essais à dérapage fixe et à dérapage dynamique. Les essais à dérapage fixe correspondent à des conditions qui s’éloignent sensiblement des conditions observées sur route. Cependant, les deux premiers modes montrent une empreinte similaire, ce qui correspond à des mouvements du sillage similaires. Toutefois, le contenu énergétique à basse fréquence est sensiblement différent par rapport à celui observé sur route ou en soufflerie à β dynamique. En effet, dans ce dernier cas le dérapage dynamique arrive à mieux simuler les conditions observées sur route. Le contenu énergétique des deux modes se rapproche davantage à celui mesuré sur route. Néanmoins, nous avons observé que les fluctuations de pression sont sensiblement inférieures à celles mesurées sur route et le contenu énergétique est également inférieur.

Les essais sur route ont révélé que l’angle de dérapage est généralement compris entre $\pm 10^\circ$, avec $-5^\circ \leq \beta \leq 5^\circ$ pendant plus de 95% du temps. Plus de la moitié de la variance totale de pression est toujours contenue dans les deux premiers modes. Nous avons également constaté que les faibles fréquences jouent un rôle très important, ce qui correspond à un domaine de perturbations quasi-statiques.

Enfin, bien que la distribution des capteurs de pression au culot ne soit pas uniforme, nous avons effectué une interpolation des valeurs de C_p sur toute la surface du culot et nous avons comparé les fluctuations temporelles de $\langle C_p \rangle$ et les variations temporelles des deux premiers modes. Pour les essais en soufflerie à $\beta = 0^\circ$, le mode 1 présente une faible corrélation positive, tandis que le mode 2 ne présente pas de corrélation claire, ce qui est en phase avec la littérature. Pour les essais à variations dynamiques de β , aussi bien que pour les essais sur route, nous observons une corrélation linéaire négative avec le mode 1 et aucune corrélation avec le mode 2. Ceci est dû au fait que plusieurs états de sillages contribuent à la traînée de pression de base.

Dans l'ensemble, compte tenu de toutes les perturbations observées, la voiture semble agir comme un filtre qui ne fait pas ressortir les perturbations à haute fréquence. En fonction des fréquences observées, il est possible de considérer qu'une partie très significative des mouvements du sillage, correspondants aux deux premiers modes, tombent dans un domaine quasi-statique. Cela a défini la caractéristique fréquentielle des perturbations analysées dans les essais en échelle réduite.

7.1.2 Loi de commande

À la lumière des résultats obtenus sur route et en nous appuyant sur des études académiques, nous avons envisagé d'installer des volets rigides au culot d'une maquette à échelle réduite. Nous avons alors utilisé leurs positions angulaires comme entrées pour la loi de commande. Les informations de pression issues du couplage de capteurs de pression stratégiquement placés au culot ont été utilisées comme sorties. Cependant, en raison de contraintes pratiques, il est impossible de mesurer les conditions de l'écoulement en amont du véhicule. Nous avons donc choisi de les considérer comme une perturbation inconnue influençant la dynamique du système, ce qui conduit à considérer le système comme un système Linéaire à Paramètres Variables (LPV).

Dans notre cas, en tenant compte des résultats obtenus sur route, nous avons supposé que la variation paramétrique est lente et dépend principalement de l'angle de dérapage. Pour l'estimation du système d'état, nous avons opté pour la méthode des sous-espaces en utilisant la méthode N4SID pour l'identification. Pour résoudre notre problématique, nous avons envisagé d'utiliser une commande prédictive basée sur les sous-espaces. Pour maintenir à jour le modèle, une estimation de l'état est nécessaire à chaque pas de temps, c'est pourquoi nous avons choisi une formulation Récursive de la Commande Prédictive basée sur les Sous-espaces (RSPC). À cette commande, nous avons ajouté une action intégrale dans la boucle fermée afin d'annuler l'erreur statique entre la référence et la mesure. De plus, cette action intégrale permet d'améliorer sensiblement le suivi de trajectoire.

Enfin, nous avons élaboré une formulation explicite du contrôleur afin d'intégrer la prise en compte des contraintes mécaniques induites par les déplacements maximaux des volets.

7.1.3 Essais en échelle réduite

Une fois que la loi de contrôle a été développée, nous l'avons adaptée aux corps testés en échelle réduite. Cette adaptation a nécessité la réalisation de tests préliminaires afin de calibrer efficacement les paramètres de pénalisation relatifs aux entrées et aux sorties. Parallèlement, une étude approfondie a été entreprise pour déterminer les objectifs de référence optimaux pour chaque corps examiné. Ces tests ont été conduits en utilisant des corps présentant une complexité croissante.

Initialement, nous avons évalué l'application de la loi de contrôle sur le corps de Windsor sans roues. Ce corps a été soumis à des variations d'angle de dérapage (β), à la fois statiques et dynamiques, ainsi qu'à des variations de hauteur de grille (h_g). Nous avons réalisé des essais afin de mesurer les valeurs de référence en réponse à ces perturbations. Les volets, positionnés au culot du modèle, ont créé une petite cavité (environ 5% de la longueur totale du corps), qui n'a pas d'impact significatif sur le sillage, les tendances restant similaires à celles observées sur le corps de Windsor de référence. Nous avons noté un sillage bloqué dans un état N, dû à la présence des volets au culot ainsi qu'à la présence de la structure de support de la grille en amont. La perturbation de la grille en amont a un impact considérable sur l'écoulement. En particulier, cette perturbation entraîne une diminution de la vitesse vue par le modèle en perturbant également l'écoulement de soubassement. Ceci est crucial à considérer en termes d'objectifs de la loi de

contrôle, car la diminution de la vitesse perçue par le modèle entraîne une augmentation de la pression au culot. Dans notre cas, nous avons imposé un niveau de pression au culot, nécessitant ainsi un ajustement de l'objectif en fonction de la hauteur de grille. La loi de contrôle s'est avérée robuste et efficace face à toutes les perturbations observées. Nous avons varié l'angle de dérapage β entre $\pm 5^\circ$ par incréments de 1° pour les perturbations statiques. Ensuite, nous avons testé des variations dynamiques de β en échelons et en sinusoïde avec $-3^\circ \leq \beta \leq 3^\circ$. Concernant la hauteur de grille, nous avons examiné des valeurs $-200 \text{ mm} \leq h_g \leq 100 \text{ mm}$ avec un corps aligné à l'écoulement ($\beta = 0^\circ$). Les objectifs imposés ont été largement respectés. Cependant, au-delà de $-3^\circ \leq \beta \leq 3^\circ$, nous avons constaté l'importance de l'autorité des volets sur le sillage. Le système a démontré sa capacité à réagir aux perturbations à faible Strouhal. Un dernier aspect crucial concerne la position stratégique des capteurs de pression que nous avons utilisés pour les sorties du système de contrôle. En particulier, nous avons remarqué que certains phénomènes de sillage ne sont pas capturés, soulignant ainsi l'importance de la position de ces capteurs en tant que paramètre critique à prendre en compte.

Suite aux performances encourageantes de la loi de contrôle sur le corps de Windsor sans roues, nous avons choisi de relever le défi en augmentant la complexité de nos cas d'étude. Nous avons ainsi testé le corps de Windsor avec roues ainsi que le Cross-Hatch. La méthodologie utilisée reste similaire à celle appliquée précédemment pour le corps de Windsor sans roues. Les perturbations imposées sont les mêmes, à l'exception de la hauteur de grille. En effet, l'ajout de roues sur le corps de Windsor perturbe l'écoulement de manière similaire au déplacement de la grille en amont, ce qui bloque le sillage dans un état P. Cette observation s'applique également au Cross-Hatch, où l'augmentation de la pression au culot est la seule conséquence notable de la variation de la hauteur de grille, sans qu'il y ait de changements significatifs dans l'empreinte du sillage. Par conséquent, le contrôle de cette perturbation n'a pas été analysé sur ces corps car elle n'ajoute pas d'informations essentielles.

En revanche, pour le corps de Windsor avec roues, nous avons défini deux ensembles d'objectifs différents afin de soumettre la loi de contrôle à des conditions plus exigeantes et évaluer sa capacité à les atteindre. La loi de contrôle s'est avérée robuste et efficace, atteignant presque systématiquement les objectifs fixés dans tous les cas étudiés. Une différence notable avec le corps de Windsor sans roues réside dans l'importance accordée par la loi de contrôle aux volets haut et bas, contrairement à ce qui a été observé sur le corps de Windsor sans roues, où les volets plus sensibles étaient les volets latéraux.

Concernant le Cross-Hatch, aucune bi-stabilité est observée et il présente un comportement similaire au corps de Windsor avec roues. Cependant, il faut remarquer que ce corps présente une asymétrie mécanique qui est visible sur son comportement en dérapage. De plus, sa forme complexe permet de le diviser en une partie supérieure et une partie inférieure, qui réagissent différemment aux mouvements des volets. Cette particularité nous a contraints à utiliser exclusivement les capteurs de pression positionnés sur la partie inférieure du culot comme sorties du système de contrôle. Malgré cela, la loi de contrôle s'est avérée tout aussi efficace et robuste sur ce corps. La complexité de la maquette joue un rôle crucial. En effet, les volets montrent une faible autorité pour $|\beta| > 2^\circ$. Cela est particulièrement visible pour un angle de dérapage dynamique. Par exemple, pour $\beta = -3^\circ$, le coefficient de base C_b est dégradé par rapport à la configuration de référence. Ceci s'explique par l'impossibilité de la loi de contrôle à atteindre les objectifs, ce qui la pousse à explorer des solutions sub-optimales. Dans ces cas critiques, la loi de contrôle nécessite environ un quart de période de réajustement pour retrouver son efficacité et atteindre à nouveau les objectifs fixés.

Finalement, nous avons réalisé une estimation énergétique du système de contrôle pour les trois cas étudiés. Nos observations ont révélé que l'énergie fournie au système varie de 0.35% à 0.6% de la puissance aérodynamique dissipée, en fonction du nombre de servomoteurs utilisés. En supposant que la traînée sur les volets peut être négligée et que la variation de pression au culot est prédominante, les consommations énergétiques sont estimées être 10 fois inférieures aux gains mesurés sur le corps de Windsor et 2 fois inférieures sur le Cross-Hatch.

7.2 Perspectives futures

Le travail exposé dans ce manuscrit a mis en lumière la possibilité de contrôler le sillage d'un véhicule en temps réel, offrant ainsi des gains énergétiques significatifs. Nous avons spécifiquement observé qu'à partir d'une loi de commande récursive basée sur la méthode des sous-espaces, il est possible de traiter les perturbations à basse fréquence couramment observées sur route. Cependant, plusieurs facteurs critiques ont été identifiés, pour lesquels des solutions potentielles seront présentées dans la suite de cette section. Au vu du caractère de la thèse, des solutions visant à la fois au secteur industriel et au secteur académique seront données.

D'abord, nous allons nous concentrer sur l'aspect industriel. Le premier point critique identifié concerne la mesure des perturbations et donc la position des capteurs de pression situés au culot du modèle. Dans notre étude, nous avons envisagé de lier la loi de commande à des objectifs calculés à l'aide de capteurs de pression positionnés au culot. Cependant, cette approche a révélé des faiblesses car certaines dynamiques du sillage ne sont pas capturées, soit en raison du nombre limité de points de mesure, soit en raison du choix potentiellement inadéquat de la position des capteurs. À cet égard, une étude est nécessaire pour déterminer la possibilité de lier une loi de contrôle à des données de pression provenant d'autres emplacements sur le corps. Le culot étant vaste et le sillage très complexe, il est impossible de définir avec certitude des positions standard pour les capteurs de pression. Une recherche des positions optimales est donc indispensable pour chaque véhicule, étant donné que les formes des voitures varient, notamment du point de vue de l'optimisation aérodynamique. Il serait ainsi intéressant d'explorer la possibilité d'établir des règles générales qui pourraient faciliter la localisation de ces optimums. Des études préliminaires pourraient être effectuées à l'aide d'outils de calcul numérique, qui sont dernièrement de plus en plus utilisées en industrie.

Un autre aspect important à considérer concerne les objectifs de la loi de contrôle. Dans notre approche, nous avons utilisé des objectifs exprimés dans la même unité de mesure que la valeur mesurée, c'est-à-dire en Pascal. Cette méthode est toutefois dépendante de la vitesse d'essai, comme nous l'avons constaté lors des essais en fonction de la hauteur de grille. Il est plus avantageux de relier les objectifs à des grandeurs indépendantes de la vitesse, telles que le C_p par exemple. Cependant, pour que cette approche soit efficace, il est nécessaire de prévoir la mesure précise de la pression dynamique.

Une autre criticité concerne les actionneurs. Nous avons observé dans cette étude que plus la perturbation est grande, plus il est compliqué de la gérer, notamment si la complexité du corps augmente. Pour le corps de Windsor sans roues, les volets utilisés parviennent presque toujours à gérer les perturbations imposées. Néanmoins, les conditions deviennent nettement plus complexes dès que l'on ajoute des roues à ce corps. Enfin, comme prévu, dans le cas de la maquette la plus complexe, à savoir le Cross-Hatch, les volets n'ont déjà plus assez d'autorité pour des valeurs $|\beta| > 2^\circ$. De plus, il n'est pas envisageable d'utiliser des volets avec une tringlerie visible, et le système d'actionneurs que nous avons utilisé, sur une vraie voiture, pour une multiplicité de raisons, notamment l'esthétique et la résistance aux dommages, entre autres. Cela nous pousse donc à envisager d'autres solutions qui pourraient être testées et éventuellement utilisées à l'avenir. Par exemple, il est peut-être possible d'utiliser des rétreints mobiles. Cette solution s'intègre directement aux formes du véhicule et, selon la littérature, s'avère également très efficace. Ou encore, envisager l'utilisation de matériaux souples. Ce type de matériaux pourrait sensiblement augmenter le degré de liberté du système et peut-être améliorer l'efficacité du système de contrôle. Cela reste un point très important, car nous avons réalisé uniquement une preuve de concept avec des actionneurs rigides. Une étude sur l'optimisation énergétique du système est aussi à effectuer.

Ensuite, il reste à préciser quelques points importants pour les recherches futures. D'abord, nous nous sommes intéressés aux mouvements d'ensemble du sillage et au fonctionnement du système de contrôle sous une variété de perturbations limitées. Il est sans doute important de prendre le temps d'analyser l'action du contrôle en situations dynamiques diverses sur des modèles de bases, tels que le corps de Windsor ou le corps de Ahmed. Cela permettrait d'améliorer la compréhension du système dans son ensemble et permettrait également d'exiger plus à la loi de commande pour en tester les limites.

Parallèlement, il est possible d'envisager d'utiliser des volets déformables (Fan et al., 2023).

Ces volets présentent des actionneurs à l'intérieur de leur structure et ils présentent donc plusieurs points de déformation. Toutefois, le contrôle d'un actionneur déformable en plusieurs points nécessite le développement d'une loi de commande particulière. Une loi de commande distribuée semble particulièrement bien adaptée dans ce cas. En effet, les déformations de l'actionneur ne peuvent se faire que de manière concertée entre tous les points de déformation liées aux contraintes sur le matériau, ce qui suggère une commande collaborative. Une perspective intéressante tant du point de vue théorique que pratique serait de développer une commande prédictive distribuée avec une adaptation en temps réel du modèle, lui-même distribué.

Finalement, quoi qu'il en soit, la puissance de calcul embarquée pour le contrôle devient de moins en moins un problème. Nous avons démontré la faisabilité de contrôler les grands mouvements du sillage, tout en réduisant la traînée aérodynamique, à l'aide de volets rigides positionnés au culot. Je crois que dans un avenir relativement proche, il sera possible d'adopter ce type de solutions sur des véhicules de série.

Références

- Ahmed, S. R., Ramn, G., and Faltin, G. (1984). Some salient features of the time averaged ground vehicle wake. *SAE Tech. Report. No. 840300, Society of Automotive Engineers, Inc., Warrendale, PA.*
- Anderson, B. and Moore, J. (1990). *Optimal control: linear quadratic methods.* Prentice Hall, Englewood Cliffs.
- Apelt, G. W. C. (1982). The effects of tunnel blockage and aspect ratio on the mean flow past a circular cylinder with reynolds numbers between 10^4 and 10^5 . *J. Fluid Mech.*, 114:361–377.
- Banks, H. and Kunisch, K. (1989). *Estimation Techniques for Distributed Parameter Systems.* Birkhäuser, Boston.
- Bao, D. (2023). *Wheel-vehicle aerodynamic interactions: consequences for drag.* PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aérotechnique (ENSMA).
- Bao, D., Borée, J., Haffner, Y., and Sicot, C. (2022). Near wake interactions and drag increase regimes for a square-back bluff body. *Journal of Fluid Mechanics*, 936.
- Bao, D., Borée, J., Sicot, C., and Roebroek, C. (2023). Salient features of wheel-vehicle aerodynamic interactions: Consequences for drag. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, 236:105366.
- Barros, D., Borée, J., Cadot, O., Spohn, A., and Noack, B. R. (2017). Forcing symmetry exchanges and flow reversals in turbulent wakes. *J. Fluid Mech.*, 829:R1.
- Barros, D., Borée, J., Noack, B. R., Spohn, A., and Ruiz, T. (2016). Bluff body drag manipulation using pulsed jets and coanda effect. *J. Fluid Mech.*, 805:422–459.
- Beaudoin, J. and Aider, J. (2008). Drag and lift reduction of a 3d bluff body using flaps. *Experiments in Fluids*, 44:491–501.
- Bellman, R. (1954). Dynamic programming and a new formalism in the calculus of variations. *Proc. Natl. Acad. Sci.*, 40:231–235.
- Berberich, J., Köhler, J., Müller, M. A., and Allgöwer, F. (2020). Data-driven model predictive control with stability and robustness guarantees. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 66(4):1702–1717.
- Bonnaïon, G. (2018). *Dynamics of the unstable wake modes in automotive aerodynamics : from simplified models to real vehicles.* PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure de Techniques Avancées (ENSTA), Université Paris-Saclay.
- Bonnaïon, G. and Cadot, O. (2019). Boat-tail effects on the global wake dynamics of a flat-backed body with rectangular section. *J. Fluid Struct.*
- Bonnaïon, G., Cadot, O., Herbert, V., Parpais, S., Vigneron, R., and Délerly, J. (2017). Effect of a base cavity on the wake modes of the squareback Ahmed body at various ground clearances and application to drag reduction. *23ème Congrès Français de Mécanique.*

- Bonnaivon, G., Cadot, O., Herbert, V., Parpais, S., Vigneron, R., and Détery, J. (2019). Asymmetry and global instability of real minivan's wake. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*.
- Brackston, R., Wynn, A., and Morrison, J. (2018). Modelling and feedback control of vortex shedding for drag reduction of a turbulent bluff body wake. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 71:127–136.
- Brackston, R. D., de la Cruz, J. M. G., Wynn, A., Rigas, G., and Morrison, J. F. (2016). Stochastic modelling and feedback control of bistability in a turbulent bluff body wake. *J. Fluid Mech.*, 802:726–749.
- Brunton, S., Proctor, J., and Kutz, J. (2015). Compressive sampling and dynamic mode decomposition. *J. Comput. Dyn.*, 2:165–191.
- Carlino, G., Cardano, D., and Cogotti, A. (2007). A new technique to measure the aerodynamic response of passenger cars by a continuous flow yawing. *SAE Technical papers*, 0148-7191:16.
- Castelain, T., Michard, M., Szmigiel, M., Chacaton, D., and Juvé, D. (2018). Identification of flow classes in the wake of a simplified truck model depending on the underbody velocity. *J. Wind Eng. Ind. Aerod.*, 175:352–363.
- Chatterjee, A. (2000). An introduction to the proper orthogonal decomposition. *Current Science*, 78(7):808–817.
- Chue, S. (1975). Pressure probes for fluid measurement. *Progress in Aerospace Sciences*, 16(2):147–223.
- Cooper, K. and Watkins, S. (2007). The unsteady wind environment of road vehicles, part one: A review of the on-road turbulent wind environment. *SAE Technical Paper*, 2007-01-1236:20.
- Cordier, L. and Bergmann, M. (2008). Proper Orthogonal Decomposition: an overview. In *Lecture series 2002-04, 2003-03 and 2008-01 on post-processing of experimental and numerical data, Von Karman Institute for Fluid Dynamics, 2008.*, page 46 pages. VKI.
- Darabasz, T., Bonnaivon, G., Cadot, O., Goraguer, Y., and Borée, J. (2023). Drag reduction using longitudinal vortices on a flat-back ahmed body. *Experiments in Fluids*, 64.
- de la Cruz, J., Brackston, R., and Morrison, J. (2017). Adaptive base-flaps under variable crosswind. *SAE Technical Papers*, 2017.
- Evrard, A., Cadot, O., Herbert, V., Ricot, D., Vigneron, R., and Détery, J. (2016). Fluid force and symmetry breaking modes of a 3d bluff body with a base cavity. *J. Fluids Structures*, 61:99–114.
- Fan, Y., Cadot, O., Parezanovic, V., and Fichera, S. (2023). On the potential of drag reduction using morphing bluff-bodies for ground vehicle application. In *5th Internacional conference in numerical and experimental aerodynamics of road vehicles and trains (Aerovehicles 5)*, Poitiers, France.
- Fan, Y., Parezanović, V., and Cadot, O. (2022). Wake transitions and steady z -instability of an ahmed body in varying flow conditions. *Journal of Fluid Mechanics*, 942:A22.
- Fan, Y., Parezanović, V., Fichera, S., and Cadot, O. (2024). Towards adaptive drag reduction of a flat-back 3d bluff body in variable pitch and crosswind by flow orientation at the base separation. *Experiments in Fluids*, 65.
- Favoreel, W., Moor, B. D., and Gevers, M. (1999). Spc: Subspace predictive control. *IFAC Proceedings Volumes*, 32(2):4004–4009.
- Gambhire, S., Kishore, D., and Londhe, P. (2021). Review of sliding mode based control techniques for control system applications. *Int. J. Dynam. Control*, 9:363–378.

- Garcia, C. E., Prett, D. M., and Morari, M. (1989). Model predictive control: Theory and practice — a survey. *Automatica*, 25(3):335–348.
- García-Baena, C., Camacho-Sánchez, J., Lorite-Díez, M., Gutiérrez-Montes, C., and Jiménez-González, J. (2023). Drag reduction on a blunt body by self-adaption of rear flexibly hinged flaps. *Journal of Fluids and Structures*, 118:103854.
- García-Baena, C., Jiménez-González, J. I., and Martínez-Bazán, C. (2021). Drag reduction of a blunt body through reconfiguration of rear flexible plates. *Physics of Fluids*, 33(4):045102.
- Garnier, P., Viquerat, J., Rabault, J., Larcher, A., Kuhnle, A., and Hachem, E. (2021). A review on deep reinforcement learning for fluid mechanics. *Computers & Fluids*, 225:104973.
- Gillespie, T., Duprey, B., Taheri, S., and Sandu, C. (2021). *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. SAE International.
- Golub, G. and Van Loan, C. (2013). *Matrix computations*. John Hopkins University Press.
- Good, G. L. and Garry, K. P. (2004). On the use of reference models in automotive aerodynamics. *SAE Technical Paper 2004-01-1308*.
- Grandemange, M., Gohlke, M., and Cadot, O. (2012). Reflectional symmetry breaking of the separated flow over three-dimensional bluff bodies. *Phys. Rev. E*, 86(035302(R)).
- Grandemange, M., Gohlke, M., and Cadot, O. (2013a). Bi-stability in the wake past parallelepiped bodies with various aspect ratios and wall effects. *Phys. Fluids*, 25(9):095103.
- Grandemange, M., Gohlke, M., and Cadot, O. (2013b). Turbulent wake past a three-dimensional blunt body. part 1. global modes and bi-stability. *J. Fluid Mech.*, 722:51–84.
- Gravier, A. (2023). Correction de l’influence des tubes sur la mesure de pression instationnaire. Technical report, ISAE-SUPAERO.
- Gunzburger, M. D. (2002). *Perspectives in flow control and optimization*. SIAM.
- Haffner, Y. (2020). *Manipulation of three-dimensional turbulent wakes for aerodynamic drag reduction*. PhD thesis, Ecole Nationale Supérieure de Mécanique et d’Aérotechnique (ENSMA).
- Haffner, Y., Borée, J., Spohn, A., and Castelain, T. (2020a). Unsteady coanda effect and drag reduction of a turbulent wake. *J. Fluid Mech.*, 899:A.
- Haffner, Y., Castelain, T., Borée, J., and Spohn, A. (2021). Manipulation of three-dimensional asymmetries of a turbulent wake for drag reduction. *Journal of Fluid Mechanics*, 912:A6.
- Haffner, Y., Mariette, K., Bideaux, E., Borée, J., Eberard, D., Castelain, T., Bribiesca-Argomedo, F., Spohn, A., Michard, M., and Sesmat, S. (2020b). Large-scale asymmetries of a turbulent wake : insights and closed-loop control for drag reduction. *55th 3AF International Conference on Applied Aerodynamics*.
- Haverkamp, B. (2001). *State space identification: theory and practice*. PhD thesis, Delft University of Technology, Delft, The Netherlands.
- Howell, J., Forbes, D., and Passmore, M. (2017). A drag coefficient for application to the wltip driving cycle. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 231(9):1274–1286.
- Huang, B. and Kadali, R. (2008). *Dynamic Modeling, Predictive Control and Performance Monitoring. A Data-driven Subspace Approach*, volume 374. Lecture Notes in Control and Information Sciences, Springer.
- Hucho, W. H. and Sovran, G. (1993). Aerodynamics of road vehicles. *Ann. Rev. Fluid. Mech.*, 25:485–537.

- Kadijk, G. and Ligterink, N. (2012). Road load determination of passenger cars. *TNO Report: TNO*.
- Katayama, T. (2005). *Subspace methods for system identification*. Springer.
- Khan, T. I., Parezanović, V., Pastur, L., and Cadot, O. (2022a). Suppression of the wake steady asymmetry of an ahmed body by central base bleed. *Phys. Rev. Fluids*, 7:083902.
- Khan, T. I., Tajik, A. R., and Parezanovic, V. (2022b). Drag reduction of a generic transport vehicle model using a fluidic oscillator. *International Journal of Thermofluids*, 15:100180.
- Köhler, J., Soloperto, R., Müller, M. A., and Allgöwer, F. (2020). A computationally efficient robust model predictive control framework for uncertain nonlinear systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*, 66(2):794–801.
- Li, R., Barros, D., Borée, J., Cadot, O., Noack, B., and Cordier, L. (2016). Feedback control of bimodal wake dynamics. *Exp. Fluids*, 57(158).
- Li, R., Borée, J., Noack, B., Cordier, L., and Harambat, F. (2019). Drag reduction mechanisms of a car model at moderate yaw by bi-frequency forcing. *Phys. Rev. Fluids*, 4(034604).
- Li, R., Noack, B., Cordier, L., Borée, J., and Harambat, F. (2017). Drag reduction of a car model by linear genetic programming control. *Exp. Fluids*, 58(8).
- Littlewood, R. P. and Passmore, M. A. (2012). Aerodynamic drag reduction of a simplified square-back vehicle using steady blowing. *Exp. Fluids*, 53(2).
- Ljung, L. (1999). System identification: Theory for the user, 2nd edition. *Upper Saddle River: Prentice Hall*.
- Lucas, J.-M., Cadot, O., Herbert, V., Parpais, S., and Délerly, J. (2017). A numerical investigation of the asymmetric wake mode of a squareback ahmed body – effect of a base cavity. *J. Fluid Mech.*, 831:675–697.
- Luenberger, D. G. (1997). *Optimization by vector space methods*. John Wiley & Sons.
- Lumley, J. L. (1967). The structure of inhomogeneous turbulent flows. *Atmospheric turbulence and radio wave propagation*, pages 166–178.
- Mair, W. (1969). Reduction of base drag by boat-tailed afterbodies in low-speed flow. *Aeronautical quarterly*, 20(4):307–320.
- Mariette, K., Bideaux, E., Bribiesca-Argomedo, F., Eberard, D., Sesmat, S., Haffner, Y., Borée, J., Castelain, T., and Michard, M. (2020). Wake symmetrization of a bluff ahmed body based on sliding mode control. *IFAC-PapersOnLine*, 53(2):7746–7751. 21st IFAC World Congress.
- Mariotti, A., Buresti, G., Gaggini, G., and Salvetti, M. (2017). Separation control and drag reduction for boat-tailed axisymmetric bodies through contoured transverse grooves. *J. Fluid Mech.*, 832:514–549.
- Maull, D. and Hoole, B. (1967). The effect of boat-tailing on the flow round a two-dimensional blunt-based aerofoil at zero incidence. *The Journal of the Royal Aeronautical Society*, 71(684):854–858.
- McKelvey, T. (1994). Fully parametrized state-space models in system identification. In *Proceedings of the IFAC Symposium on System Identification*, Copenhagen, Denmark.
- Mercere, G., Markovsky, I., and Ramos, J. (2016). Innovation-based subspace identification in open- and closed-loop. In *IEEE 55th Conference on Decision and Control*, Las Vegas, USA.
- Morel, T. (1978). Aerodynamic drag of bluff body shapes characteristic of hatch-back cars. *SAE Technical Paper*, 780267.

- Oxlade, A. R., Morrison, J. F., Qubain, A., and Rigas, G. (2015). High-frequency forcing of a turbulent axisymmetric wake. *J. Fluid Mech.*, 770:305–318.
- P. Waudby-Smith, T. Bender, R. V. (2004). The gie s2a full-scale aero-acoustic wind tunnel. *SAE Technical Paper*, 2004-01-0808:15.
- Pavia, G. (2019). *Characterisation of the unsteady wake of a square-back road vehicle*. PhD thesis.
- Pavia, G., Passmore, M., Varney, M., and Hodgson, G. (2020). Salient three-dimensional features of the turbulent wake of a simplified square-back vehicle. *Journal of Fluid Mechanics*, 888.
- Perry, A., Pavia, G., and Passmore, M. (2016). Influence of short rear end tapers on the wake of a simplified square-back vehicle : wake topology and rear drag. *Exp. Fluids*, 57(169).
- Pfeiffer, J. and King, R. (2018). Robust control of drag and lateral dynamic response for road vehicles exposed to cross-wind gusts. *Exp. Fluids*, 59(45).
- Ren, F., Hu, H.-b., and Tang, H. (2020). Active flow control using machine learning: A brief review. *Journal of Hydrodynamics*, 32:247–253.
- Schmid, P. J. (2022). Dynamic mode decomposition and its variants. *Annual review of fluid mechanics*, 54:225–254.
- Schmidt, H., Woszidlo, R., Nayeri, C., and Paschereit, C. (2015). Drag reduction on a rectangular bluff body with base flaps and fluidic oscillators. *Exp. Fluids*, 56(151).
- Schröck, D., Widdecke, N., and Wiedemann, J. (2007). On-road wind conditions experienced by a moving vehicle. In *FKFS-Konferenz—Progress in Vehicle Aerodynamics, Stuttgart*.
- Schwenzer, M., Ay, M., Bergs, T., and Abel, D. (2021). Review on model predictive control: An engineering perspective. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 117(5):1327–1349.
- Smith, J., Tracy, J., and Potter, D. (1978). Tire rolling resistance - a speed dependent contribution. *SAE International*, (0148-7191).
- Stellato, M. and Betti, L. (2018). Fca full scale wind tunnel: Wltp and coast down test performed with wind tunnel method. *SAE Technical Paper*, (2018-37-0017).
- Stoll, D. and Wiedemann, J. (2018). Active crosswind generation and its effect on the unsteady aerodynamic vehicle properties determined in an open jet wind tunnel. *SAE Technical Paper*, (2018-01-0722).
- Szmigielski, M. (2017). *Effet du flux de soubassement sur la dynamique du sillage d'un corps non profilé à culot droit : Application du contrôle actif pour la réduction de traînée de véhicule industriel*. PhD thesis, Ecole Centrale de Lyon.
- Taira, K., Brunton, S., Dawson, S., Rowley, C. W., Colonius, T., McKeon, B., Schmidt, O., Gordeyev, S., Theofilis, V., and Ukeiley, L. (2017). Modal analysis of fluid flows: An overview. *AIAA Journal*, 55(12):4013 – 4041.
- Tang, H., Rabault, J., Kuhnle, A., Wang, Y., and Wang, T. (2020). Robust active flow control over a range of reynolds numbers using an artificial neural network trained through deep reinforcement learning. *Physics of Fluids*, 32(5).
- Tarbouriech, S. and Turner, M. (2009). Anti-windup design: an overview of some recent advances and open problems. *IET control theory & applications*, 3(1):1–19.
- Thomann, L. (2018). Mesures aérodynamiques en environnement réel. Technical report, Polytech Tours.

- Tian, J., Zhang, Y., Zhu, H., and Xiao, H. (2017). Aerodynamic drag reduction and flow control of ahmed body with flaps. *Advances in Mechanical Engineering*, 9(7).
- Tijdeman, H. and Bergh, H. (1965). Theoretical and experimental results for the dynamic response of pressure measuring systems by h.bergh and h.tijdeman. Technical report.
- Tuan, A. F. D. S. (2023). Adaptative automotive aerodynamics. Technical report, ISAE-SUPAERO.
- Urquhart, M. and Sebben, S. (2022). Optimisation of trailing edge flaps on the base cavity of a vehicle for improved performance at yaw. *Flow, Turbulence and Combustion*, 109.
- Urquhart, M., Varney, M., Sebben, S., and Passmore, M. (2020). Aerodynamic drag improvements on a square-back vehicle at yaw using a tapered cavity and asymmetric flaps. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 86:108737.
- Urquhart, M., Varney, M., Sebben, S., and Passmore, M. (2021). Drag reduction mechanisms on a generic square-back vehicle using an optimised yaw-insensitive base cavity. *Experiments in Fluids*, 62.
- Van Overschee, P. and De Moor, B. (1994). N4SID: subspace algorithms for the identification of combined deterministic stochastic systems. *Automatica*, 30:75–93.
- Van Overschee, P. and De Moor, B. (1996). *Subspace identification for linear systems. Theory, implementation, applications*. Kluwer Academic Publishers.
- Van Overschee, P., De Moor, B., Dehandschutter, W., and Swevers, J. (1997). A subspace algorithm for the identification of discrete-time frequency domain power spectra. *Automatica*, 12:2147–2157.
- Varney, M. (2023). *Base drag reduction for squareback road vehicles*. PhD thesis.
- Varney, M., Passmore, M., Swakeen, R., and Gaylard, A. (2020). Parametric study of reduced span side tapering on a simplified model with wheels. *SAE Tech. Report. No. 2020-01-0680*, Society of Automotive Engineers.
- Verhaegen, M. (1993). Application of a subspace model identification technique to identify LTI systems operating in closed loop. *Automatica*, 29:1027–1040.
- Verhaegen, M. (1994). Identification of the deterministic part of MIMO state space models given in innovations form input output data. *Automatica*, 30:61–74.
- Verhaegen, M. and Dewilde, P. (1992). Subspace model identification : part 1 and part 2. *International Journal of Control*, 56:1187–1241.
- Verhaegen, M. and Verdult, V. (2007). *Filtering and system identification: a least squares approach*. Cambridge University Press.
- Wang, L. (2009). *Model predictive control system design and implementation using MATLAB®*. Springer Science & Business Media.
- Watkins, S. and Cooper, K. (2007). The unsteady wind environment of road vehicles, part two: Effects on vehicle development and simulation of turbulence. *SAE Technical Paper*, 2007-01-1237:17.
- Weiss, J. (2019). A tutorial on the proper orthogonal decomposition. *American Institute of Aeronautics and Astronautics*, pages 1–21.
- Wordley, S. and Saunders, J. (2008). On-road turbulence. *SAE International Journal of Passenger Cars: Electronic and Electrical Systems*, 1(1):341–360.

- Wordley, S. and Saunders, J. (2009). On-road turbulence: Part 2. *SAE International Journal of Passenger Cars: Mechanical Systems*, 2(1):111–137.
- Yamashita, T., Makihara, T., Maeda, K., and Tadakuma, K. (2017). Unsteady aerodynamic response of a vehicle by natural wind generator of a full-scale wind tunnel. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, pages 358 – 368.
- Ydrefors, L., Hjort, M., Jerrelind, J., and Trigell, A. S. (2021). Rolling resistance and its relation to operating conditions: A literature review. *Journal of Automobile Engineering*, 235(12):2931–2948.
- Zhang, B. F., Liu, K., Zhou, Y., To, S., and Tu, J. Y. (2018). Active drag reduction of a high-drag ahmed body based on steady blowing. *J. Fluid Mech.*, 856:351–396.

Stratégie innovante d'optimisation de la traînée aérodynamique en temps réel pour l'amélioration de l'efficacité énergétiques des voitures

La réduction des émissions de CO_2 et de l'empreinte environnementale représente un défi majeur pour l'industrie automobile au XXI^e siècle, avec environ 72% des émissions de gaz à effet de serre dans le secteur des transports européens attribuées au transport routier. Pour répondre à cette problématique, les constructeurs automobiles mettent de plus en plus l'accent sur la réduction de l'empreinte environnementale de leurs véhicules ainsi que sur la minimisation de la consommation d'énergie. Dans cette optique, l'aérodynamique des voitures joue un rôle crucial. Cette étude explore donc les défis et opportunités associés au contrôle en temps réel du sillage des véhicules en utilisant une commande prédictive avec une estimation récursive du modèle basée sur la méthode des sous-espaces (RSPC). Nous caractérisons tout d'abord le sillage d'une voiture en pleine échelle, à la fois en soufflerie et sur route. Les résultats soulignent l'importance des phénomènes à basse fréquence et des mouvements quasi-statiques du sillage. Ensuite, nous mettons en œuvre une méthodologie de contrôle visant à réguler les positions angulaires de volets rigides situés au culot des modèles étudiés afin de maintenir un état de pression imposé au culot. Parmi les résultats significatifs, nous notons que la loi de commande parvient à atteindre les objectifs définis dans des conditions variées, y compris face à des variations d'angle de dérapage et des perturbations de l'écoulement de soubassement grâce à l'utilisation d'une grille mobile placée en amont du véhicule. Les bénéfices observés en termes de traînée aérodynamique sont remarquables et dépendent du modèle étudié, tout en maintenant une consommation énergétique relativement faible. En effet, la consommation énergétique du système varie entre 0.35% et 0.6% de la puissance aérodynamique dissipée. En conclusion, cette étude ouvre de nouvelles perspectives pour le contrôle aérodynamique des véhicules, offrant des opportunités significatives de réduction de la consommation d'énergie et, par conséquent, des émissions de gaz à effet de serre. Elle essaye ainsi de contribuer à atténuer les effets du changement climatique.

Mots clés : Automobiles–Aérodynamique, Automobiles–Carburants–Consommation, Décomposition orthogonale aux valeurs propres, Écoulement de culot (aérodynamique), Essais en soufflerie aérodynamique, Gaz à effet de serre–Réduction, Traînée (aérodynamique), Turbulence de sillage, Sillage (aérodynamique), Volets, Contrôle, Tests sur route, Tests sur circuit, Pression au culot, RSPC, Contrôle récursif, Mouvements du sillage, Réduction de la traînée, Contrôle adaptatif de l'écoulement

Innovative Real-Time Aerodynamic Drag Optimization Strategy for Enhancing Vehicle Energy Efficiency

The reduction of CO_2 emissions and environmental footprint represents a major challenge for the automotive industry in the 21st century, with approximately 72% of greenhouse gas emissions in the European transportation sector attributed to road transport. To address this issue, automotive manufacturers are increasingly focusing on reducing the environmental footprint of their vehicles and minimizing energy consumption. In this context, car aerodynamics plays a crucial role. This study therefore explores the challenges and opportunities associated with real-time control of vehicle's wakes using a Predictive Control with Recursive model estimation based on a Subspace method(RSPC). We first characterize the wake of a full-scale vehicle, both in wind tunnel and on-road. The results highlight the importance of low-frequency phenomena and quasi-static wake movements. Subsequently, we implement a control methodology aimed at regulating the angular positions of rigid flaps located at the base of the studied models to maintain a prescribed base pressure state. Among the significant results, we note that the control law succeeds in achieving defined objectives under varied conditions, including variations in yaw angle and disturbances in the underflow through the use of a movable grid placed upstream of the vehicle. The observed benefits in terms of aerodynamic drag are remarkable and model-dependent, while maintaining relatively low energy consumption. The latter varies between 0.35% and 0.6% of the dissipated aerodynamic power. In conclusion, this study opens new perspectives for vehicle aerodynamic control, offering significant opportunities for energy consumption reduction and, consequently, greenhouse gas emissions. It thus aim to mitigating the effects of climate change.

Keywords : Automobiles–Aerodynamics, Automobiles–Fuel consumption, Proper Orthogonal Decomposition, Base flow (Aerodynamics), Wind tunnel testing, Greenhouse gas mitigation, Drag (Aerodynamics), Wakes (Aerodynamics), Flaps, Control, Road testing, Track testing, Base pressure, RSPC, Recursive control, Wake motions, Drag reduction, Adaptive flow control
