N° d'ordre : **25/02** Année 2025

École Doctorale Polytechnique Hauts-de-France (ED PHF n°635)
Laboratoire d'Automatique, de Mécanique et d'Informatique Industrielles et Humaines
(LAMIH – UMR CNRS 8201)

Thèse de doctorat

Pour obtenir le grade de
Docteur de l'UNIVERSITÉ POLYTECHNIQUE HAUTS-DE-FRANCE et de l'INSA HAUTS-DE-FRANCE
Mécanique - Spécialité en Mécanique des milieux fluides

Présentée par
Matthieu Ems

Émission et visualisation de particules de frein – Application sur un banc de freinage à échelle réduite intégrant des conditions d'écoulement représentatives

Co-Directeurs de thèse : Laurent DUBAR et Laurent KEIRSBULCK
Co-Encadrants : Jérémy BASLEY, Damien MERESSE et Michel WATREMEZ

Soutenue à Famars, le 10/01/2025 devant le jury composé de :

Présidente du jury :

Christine BOHER	Professeure, IMT Mines Albi (ICA UMR 5312)

Rapporteurs :

Caroline RICHARD	Professeure, Université de Tours (GREMAN UMR 7347)
Antoine DAZIN	Professeur, ENSAM Lille (LMFL UMR 9014)

Examinateurs :

Ana-Maria TRUNFIO-SFARGHIU	Chargée de recherche HDR, INSA Lyon (LAMCOS UMR 5259)
Jérémy BASLEY	Maître de conférences, UPHF (LAMIH UMR 8201)
Damien MERESSE	Maître de conférences, UPHF (LAMIH UMR 8201)
Laurent DUBAR	Professeur, UPHF (LAMIH UMR 8201)
Laurent KEIRSBULCK	Professeur, UPHF (LAMIH UMR 8201)

Invités :

Karine PAJOT	Docteure-Ingénieure, Alstom SA, Saint-Ouen-sur-Seine
Michel WATREMEZ	Maître de conférences, UPHF (LAMIH UMR 8201)

Émission et visualisation de particules de frein – Application sur un banc de freinage à échelle réduite intégrant des conditions d'écoulement représentatives

© 2025 by Matthieu Ems
Licensed under CC BY-SA 4.0.
To view a copy of this license, visit https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0

"Soit A un succès dans la vie. Alors A = x + y + z, où x = travailler, y = s'amuser, z = se taire." - Albert Einstein.

Remerciements

Au moment où je soutiens cette thèse, cela fait 24 ans, 4 mois, 5 jours et 2 heures que j'ai entamé ce (long) parcours scolaire, et j'ai eu beaucoup de compagnons durant ce voyage. Est-ce que c'est une bonne situation, ça, doctorant ? Eh bien, je pense que c'est avant tout une question de rencontres ... Bon, on va commencer ce manuscrit, car il s'agirait de montrer que j'ai un peu travaillé en 3 ans !

Cette thèse est avant tout le fruit du travail de nombreuses personnes et institutions que je tiens à remercier.

En premier lieu, je souhaite remercier le jury : Caroline RICHARD, Professeure des Universités à Tours, et Antoine DAZIN, Professeur des Universités à l'ENSAM de Lille, qui ont accepté de rapporter mes travaux de thèse. Je remercie également Ana-Maria TRUNFIO-SFARGHIU, chargée de recherche et HDR à l'INSA Lyon, et Christine BOHER, professeure à l'IMT Mines d'Albi d'avoir accepté d'être examinatrices.

Dans le cadre du projet BREAQ, je remercie l'ADEME pour le financement de ce projet, et par extension, de cette thèse. Je remercie ALSTOM et les personnes ayant contribué et travaillé à la construction et à la réalisation de ce projet. J'aimerais remercier en particulier Véronique ANDRIES, qui a œuvré pour faire naître ce projet, Karine PAJOT pour la gestion de cette collaboration et les échanges au cours des travaux, ainsi que Tewfik BENAZZOUZ pour les travaux réalisés dans la corrélation entre l'expérimental et le numérique. Je remercie également le CNRS pour l'administration de ce projet. Enfin, je tiens à remercier les deux laboratoires avec lesquels nous avons collaboré au cours de ce projet : le LaMCube de Lille avec Asma GRIRA, Joseph FRANGIEH, Edouard DAVIN, Yannick DESPLANQUES et Philippe DUFRENOY, ainsi que l'IMT Nord avec Raafa AL KADERI, Esperanza PERDRIX et Laurent ALLEMAN.

Je tiens à témoigner toute ma gratitude à mes deux directeurs de thèse : Laurent DUBAR et Laurent KEIRSBULCK, pour leur aide, leurs conseils et leurs expertises respectives, qui ont permis de toujours préserver l'esprit scientifique de ces travaux, le tout avec toutes leurs responsabilités de directeur de laboratoire et de département. La qualité de votre direction dans cette thèse m'a toujours permis d'avancer, et je vous en remercie vivement.

Ensuite, l'accomplissement de cette thèse n'aurait pas été possible sans mes encadrants : Jérémy BASLEY, Damien MERESSE et Michel WATREMEZ. Vos nombreuses connaissances scientifiques ont largement contribué au succès de cette thèse. J'ai eu beaucoup de chance de vous avoir comme encadrants, et je souhaite à tous les doctorants d'avoir des personnes comme vous à leurs côtés. Michel, si je suis là, c'est grâce à toi : tu as insisté pour que j'obtienne ce poste. Alors, si après cette soutenance on vient à m'appeler "docteur", ce sera en grande partie grâce à la confiance que tu m'as accordée. À vous trois, merci du fond du cœur.

J'aimerais remercier les ingénieurs de recherche et d'études : Marc LIPPERT et David

BOUSSEMART. Marc et David, le succès de cette thèse est aussi le vôtre, de par votre importante contribution à l'installation du banc d'essai et à la bonne conduite des expériences. Votre bonne humeur et vos blagues ont aussi contribué à la bonne ambiance qu'il y avait. Je remercie également Rudy DUBOIS pour son aide et sa disponibilité dans l'analyse au MEB, DRX et RTI, et Josèphe BROUTIN, qui m'a toujours aidé dans les démarches administratives, avec gentillesse et bienveillance.

Au LAMIH, il y a d'autres personnes avec qui j'ai collaboré dans ce projet et que je souhaite remercier. Pour la partie simulation numérique, je remercie Charles GUAQUIERE et ses encadrants François BEAUBERT et David UYSTEPRUYST. Pour la partie automatique, je remercie Arun KUMAR KANTHETI, son directeur Sébastien DELPRAT et son encadrant Denis BERDJAG.

Pour clôturer les remerciements au laboratoire, je remercie l'ensemble des personnes avec qui j'ai partagé de très bons moments, notamment dans les bâtiments Gromaire 1 et 2 : Céline MORIN, François DELCOURT, Ishak BENZAZA, Abdelkader IZERROUKYENE, Zaher BITAR, Tarek AMMAM, et enfin mon ami et collègue de bureau, Chandra Sekhar KOMMINENI, avec qui j'aurai partagé ces 3 années.

Durant ce voyage que furent mes études, de nombreuses personnes et activités ont joué un rôle important dans mon équilibre personnel. Je commence par le sport, notamment le handball, qui m'a transmis des valeurs importantes et ô combien utiles pour la réussite de mes études. Je remercie les joueurs, entraîneurs bénévoles et supporters des clubs de Masevaux et de Wallers-Arenberg. Je remercie aussi mes amis qui m'ont soutenu : de l'école d'ingénieur, Sharline, Estelle, Maxime, Matthieu, Clément, Yoan et Martin, et en Alsace, Émilie, Solène, Manon, Kévin, Dimitri, Dorian, Quentin, Léo et Simon. Enfin, je remercie ma famille : mon cousin Olivier, mes cousines Barbara, Aurélia et leurs conjoints et enfants. Je remercie en particulier ma cousine Magalie et sa famille, Cédric, Charline et Valentine, pour leur accueil et leur soutien durant ces périodes passées dans le Nord. Je remercie aussi ma tante Marie-France et mon oncle Bernard.

Pour conclure les remerciements à destination de mes proches, je voudrais commencer par ma sœur Sophie, à qui je souhaite autant, sinon plus de réussite dans ses études de droit que j'en ai eue en mécanique, mais surtout le bonheur et l'épanouissement dans sa vie. À Romain, mon grand frère, qui m'a aidé et soutenu depuis ma naissance, sans condition. À ma mère Murielle, qui elle aussi s'est toujours donnée corps et âme pour que je réussisse, peu importe ce que j'entreprenais. Et à mon père Bruno, qui m'a transmis bien plus que ce goût pour la mécanique et a toujours fait son maximum pour moi. Je ne vous le dis pas assez, mais je vous aime et je serai toujours là pour vous. Enfin, pour la dernière personne, qui est loin d'être la moindre : Laurine, tu n'as jamais douté de moi, toujours soutenu et aimé. Je ne pense pas être un grand homme, mais tu es la grande femme qui me complète et m'équilibre. Je te remercie, toi et ta famille, pour tout ce soutien et que tu sois à mes côtés. Je t'aime.

Enfin, ne pas oublier d'où nous venons est pour moi essentiel. Il y a près d'un siècle, l'aîné de mes grands-parents naissait. L'époque et le contexte n'ont pas facilité son quotidien, et ce fut pareil pour mes autres grands-parents par la suite. Pourtant, si j'en suis à écrire ces quelques lignes, c'est grâce à leur courage, leur abnégation et l'héritage de leurs valeurs. Ce manuscrit est donc dédié à Noëlla, Albert, Arlette et André.

Table des matières

Liste des figures **9**

Liste des tableaux **15**

Introduction **17**

I Etat de l'art **23**
I.1 Freinage ferroviaire 24
I.1.1 Les types de freins ferroviaires 24
I.1.2 Le frein à disque 26
I.2 Facteurs d'émission de particules 28
I.2.1 Usure et 3ème corps 28
I.2.2 Température 34
I.2.3 Pression 38
I.2.4 Vitesse de glissement 38
I.2.5 Association des paramètres de freinage 40
I.3 Diffusion des particules 44
I.3.1 Particules dans un fluide 44
I.3.2 Nature des particules 48
I.3.3 Observations de particules dans un fluide 51
I.4 Synthèse et perspectives 59

II Méthodologie expérimentale **61**
II.1 Montage expérimental et environnement 62
II.1.1 Banc de freinage 62
II.1.2 Soufflerie 68
II.1.3 Mesures des émissions 70
II.1.4 Moyens de visualisation 83
II.2 Campagnes d'essais 85
II.2.1 Base de donnée initiale 85
II.2.2 Campagnes n°1 et n°2 : Analyse des facteurs d'émission 86
II.2.3 Campagne n°3 : Visualisation des particules 90
II.3 Conditionnement des données 92
II.3.1 Acquisition des données 92
II.3.2 Pré-traitement des données 93

III Émissions de particules de frein : influence des conditions de freinage **97**
III.1 Traitement des données particulaires 98
III.1.1 Observation des données brutes 98
III.1.2 Extraction des particules émises 101
III.2 Granulométrie 103

III.2.1 Identification des modes/pics . . . 103
III.2.2 Influence des conditions de freinages . . . 105
III.2.3 Évolution temporelle de la granulométrie au cours du freinage . . . 109
III.3 Évolution des émissions pendant les freinages de maintien . . . 112
III.3.1 Profil type d'émission en freinage de maintien . . . 112
III.3.2 Conception et application d'un modèle de profil type d'émission . . . 113
III.3.3 Influence des conditions de freinage sur la phase permanente . . . 117
III.3.4 Influence des conditions de freinage sur les phases transitoires . . . 117
III.4 Evolution des émissions pendant les freinages d'arrêt . . . 118
III.4.1 Profil type d'émission en freinage d'arrêt . . . 119
III.4.2 Application du modèle de profil type d'émission . . . 120
III.4.3 Influence des conditions de freinage sur la phase permanente . . . 122
III.4.4 Influence des conditions de freinage sur les phases transitoires . . . 123
III.5 Synthèse des résultats . . . 124

IV Diffusion des particules de frein **127**
IV.1 Caractérisation de l'écoulement autour du disque . . . 128
IV.1.1 Protocole d'essais . . . 128
IV.1.2 Champs de vitesses autour du disque . . . 130
IV.2 Caractérisation des émissions de particules de frein . . . 137
IV.2.1 Protocole d'essais . . . 137
IV.2.2 Résultats extraits d'une configuration . . . 138
IV.3 Analyse paramétrique . . . 144
IV.3.1 Influence des paramètres de freinage . . . 144
IV.3.2 Corrélation entre les analyses d'images et les analyses particulaires . . . 152
IV.4 Synthèse . . . 158

Conclusion **161**

Bibliographie **165**

A Dimensionnement des plaquettes **173**

B Déplacement du point de prélèvement **179**

Liste des figures

1 Filtration des particules fines par le système respiratoire humain [BM23] . . 17
2 Schéma de l'ensemble de la rame étudié 21

I.1 Schémas des systèmes de freinages, adaptés de Hasegawa et al. [HUo99] : a) Freins mécaniques, b) Freins dynamiques, c) Freins électromagnétiques . . . 26
I.2 Photo d'un bogie avec 2 disques ventilés montés à l'extérieur des roues (Wikipédia) 27
I.3 a)Représentation d'un système de frein à disque, b) les deux types de disques utilisés dans le ferroviaire [Rou05] et c) deux types de plaquettes (ici-demi-plaquettes) [RDD05]. 27
I.4 Contact entre deux solides en présence de frottement 29
I.5 Pertes énergétiques dans un véhicule automobile [HAE12] 29
I.6 Classification des différents types d'usure [MHS$^+$12] 30
I.7 Représentation du 3ème corps avec l'accomodation de vitesse [Ber90] 31
I.8 Ensemble des modes et milieux d'accommodation formant les mécanismes d'accommodation du 3ème corps [Ber90] 32
I.9 Représentation du circuit tribologique [DB02] 32
I.10 Graphique sur les équillibres de masses et de débits du 3ème corps [FIB07] . 33
I.11 Dissipation thermique d'un système garniture/disque [MHS$^+$12] 35
I.12 Concentration de particules et température du disque au cours du temps [VGS$^+$22] 36
I.13 Nombre de particules en fonction de la température moyenne à la surface du disque [MGS$^+$18] 36
I.14 Spectre des émissions particulaires générés (0.25 MPa) [OMW$^+$20] 37
I.15 Classification des points chauds sur un disque au cours du freinage [PDW04] 37
I.16 Représentation schématique d'une surface de contact [GW66] 38
I.17 Distribution des particules fines en fonction de la pression (de haut en bas : 0.275 m/s continu, 0.275 m/s discontinu, 5 m/s continu [MBD04] 39
I.18 Emission de particules fines en fonction de la vitesse et de la décélération pour 3 automobiles différentes [HOS15] 40
I.19 Comparaison des distributions de tailles des particules fines générées à 50 km/h, pour trois pressions de contact à 180°C, 230°C et 250°C mesurée avec un EEPS (en rouge) et un OPS (en bleu) [OMW$^+$20] 41
I.20 Comparaison des distributions de tailles des particules fines générées à 50 km/h, pour trois pressions de contact à 180°C, 230°C et 250°C mesurée avec un EEPS (en rouge) et un OPS (en bleu) [OMW$^+$20] 41
I.21 Spectre d'émission particulaires au cours du relâchement de la pression de freinage [OMW$^+$20] 42
I.22 Emission particulaire au cours du relâchement de la pression de freinage et de la mise en mouvement du véhicule [HOS15] 42

I.23 Evolution des émissions de particules fines au cours des cycles pour trois matérieaux de disque différents [HHA+21] . . . 43
I.24 Schéma d'un montage pion-disque [Phi21] . . . 44
I.25 Montage expérimental avec récupération de particules [Oct19] . . . 44
I.26 Schéma représentant la chute d'une particule dans un fluide et les forces agissant sur la particule . . . 46
I.27 Schéma représentant la dispersion d'une particule en fonction de son nombre de stokes [CCT88] . . . 47
I.28 Images de particules de frein réalisées avec un microscopes à balayage électronique (gauche : <56nm, milieu : PM 2.5, droite : PM 10) [KF18] . . . 48
I.29 Evolution du nombre de Stokes en fonction du diamètre moyen d'une particule de frein [OMW+20] . . . 49
I.30 Analyse EDS du pion après des test à 0.43 MPa et 13.9 m/s [PXM+20] . . . 50
I.31 Analyse EDS associée à la zone observée au MEB [Oct19] . . . 50
I.32 Schéma d'un montage typique pour la prise d'image rapide [RWKo98] . . . 52
I.33 Schéma descriptif pour la vélocimétrie de particules par images (Dantec) . . . 52
I.34 Schéma descriptif de l'intercorrélation (Dantec) . . . 53
I.35 Champ de vitesse de la composante horizontale (gauche), verticale (droite) [GRS+10] . . . 53
I.36 Images et techniques utilisées en fonction de la densité de particules ; a) Faible densité : PTV, b) Moyenne densité : PIV, c) Haute densité : LSV [RWKo98] . . . 54
I.37 Image enregistrée sur plusieurs pics de lumière (Dantec) . . . 54
I.38 Montage d'observation des particules de freinage évoluant autour d'une roue de voiture [AGHS11] . . . 55
I.39 Vélocimétrie de particules de frein par images [AGHS11] . . . 55
I.40 Montage expérimental pour la visualisation de particules [Oct19] . . . 56
I.41 Image résultante du montage précédent [Oct19] . . . 56
I.42 Schéma de montage expérimental avec injection de particules à des endroits stratégiques du train [Dur21] . . . 57
I.43 Représentation de la soufflerie utilisée par Durand et al. [Dur21] . . . 57
I.44 Diffusion de la lumière au travers d'une goutte d'huile d'olive de 1 μm [RWKo98] . . . 58
I.45 Diffusion de la lumière au travers d'une goutte d'huile d'olive de 10 μm [RWKo98] . . . 58

II.1 Banc d'essai de freinage et son environnement . . . 62
II.2 Structure située sous la soufflerie . . . 63
II.3 Photo du disque neuf . . . 64
II.4 Demi-garniture brute dans laquelle est découpée la garniture réduite . . . 65
II.5 Demi-garniture découpée . . . 65
II.6 Vitesse de glissement et représentativité entre l'échelle 1 et l'échelle réduite . 66
II.7 Placement du thermocouple dans la garniture vue en 3D . . . 67
II.8 Visualisation 3D de la soufflerie . . . 69
II.9 Schéma de la soufflerie . . . 69
II.10 Analyseur EEPS modèle 3090, TSI . . . 70
II.11 Schéma de fonctionnement dans la colonne de mesure . . . 71
II.12 Analyseur EPC modèle 3783, TSI . . . 72
II.13 Schéma de fonctionnement de l'EPC . . . 73
II.14 Analyseur OPS modèle 3330, TSI . . . 74

II.15 Schéma de fonctionnement de l'OPS . . . 74
II.16 Ensemble du système PROCap d'Evomesure . . . 75
II.17 Opérateur lors d'une mesure . . . 76
II.18 Sonde 5 trous (gauche) et triple caméra localisant la sonde (droite) . . . 77
II.19 Vue du logiciel Streamwise en cours d'essai (fiabilité de la mesure) . . . 78
II.20 Sens du flux et de la rotation du disque . . . 78
II.21 Localisation de la sphère de génération des lignes de courant . . . 78
II.22 Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue isométrique) . . . 79
II.23 Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue du dessus) . . . 79
II.24 Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue arrière) . . . 80
II.25 Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue latérale) . . . 80
II.26 Dispositif pour le prélèvement . . . 81
II.27 Schéma représentatif de l'isocinétisme . . . 82
II.28 Buses assurant l'isocinétisme . . . 82
II.29 Schémas techniques des buses utilisés. . . . 83
II.30 Puissance d'un laser continu comparé à un LASER pulsé . . . 83
II.31 LASER Litron Nano TR . . . 84
II.32 Caméra double frame TSI . . . 84
II.33 a) Freinage d'arrêt - b) Freinage de maintien . . . 87
II.34 Comparaison des distributions de pressions nominales de freinage. . . . 87
II.35 Comparaison de la pression nominale en fonction du temps pour différents types de freinage. . . . 87
II.36 Occurrences des vitesses de circulation des trains avec accélération nulle . . . 88
II.37 Comparaison des distributions de températures pour différents types de freinage. . . . 88
II.38 Arborescence de la structure MatLab à l'issue des campagne n°1 et 2 . . . 90
II.39 Plan Laser durant les essais de la campagne n°3 . . . 92
II.40 Schéma de l'installation pour l'acquisition de données . . . 93
II.41 Vérification de la synchronisation des signaux sur l'EEPS et l'EPC . . . 94
II.42 Schéma représentant le conditionnement des données . . . 95
II.43 Comparaison entre l'image brute et l'image pré-traitée . . . 96
II.44 Exemple d'analyse PIV sur des particules (ici de frein) . . . 96

III.1 Déroulé typique d'un essai de la campagne 1 (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C) . 98
III.2 Nombre total de particules mesurées par l'EPC (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C) 99
III.3 Spectre global des particules mesurées par les spectromètres OPS et EEPS (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C) . . . 100
III.4 Illustration de la détection de minimum locaux . . . 101
III.5 Nombre total de particules mesurées par l'EPC après correction (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C) . . . 102
III.6 Spectre corrigé pour 50 km/h, 0.15 MPa et 60°C . . . 103
III.7 Comparaison des distributions granulométriques moyennes entre $5.6nm$ et $10\mu m$ pour les freinages de maintien et d'arrêt en fonction de la vitesse de glissement . . . 104
III.8 Comparaison des distributions granulométriques moyennes entre $150nm$ et $3\mu m$ des essais de freinages en fonction de la température de surface du disque 105

III.9 Comparaison des distributions granulométriques moyennes entre $150nm$ et $3\mu m$ des essais de freinage en fonction de de la pression d'application moyenne 106
III.10 Influence de la température sur les modes d'émission d_{400} et d_{1000} pour les deux types de freinage. 107
III.11 Influence de la pression d'application sur les modes d'émission d_{400} et d_{1000} pour les deux types de freinage. 108
III.12 Comparaison des spectres moyens pour deux configurations : a) Freinage de maintien, b) Freinage d'arrêt 109
III.13 Spectre moyen pour $V_{cst} = 110$ km/h, 0.3 MPa et 130°C. 110
III.14 Spectre moyen pour $V_{ini} = 50$ km/h, 0.03 MPa et 60°C. 111
III.15 Profils d'émission et identification des éléments caractéristiques $C_{peak\#1}$, C_∞ et $C_{peak\#2}$ pour les freinages de maintien 112
III.16 Profil type d'émission normalisé par C_∞ en concentration et t_f en temps pour un freinage de maintien 113
III.17 Profils type d'émission des freinages de maintien, normalisés par t_f et C_∞ . . 114
III.18 Concentrations d'émissions normalisés pour la campagne n°1 (Freinages de maintien 115
III.19 Graphique sur les équilibres de masses et de débits du 3ème corps [FIB07] . 116
III.20 Analogie avec le débit d'éjection du 3ème corps Q_w 116
III.21 Influence des paramètres de freinage sur C_∞ 117
III.22 Influence des paramètres de freinage sur $C_{peak\#1}/C_\infty$ 118
III.23 Influence des paramètres de freinage sur $C_{peak\#2}/C_\infty$ 118
III.24 Profils d'émission et identification des éléments caractéristiques $C_{peak\#1}$, C_∞ et $C_{peak\#2}$ pour les freinages d'arrêt 119
III.25 Profil type d'émission normalisé par C_∞ en concentration et t_f en temps pour un freinage d'arrêt 120
III.26 Concentrations d'émissions normalisées pour la campagne n°2 121
III.27 Modélisation de la concentration de particules émises lors de la phase de décélération pour différents paramètres de freinages 122
III.28 Évolution de la constante de temps τ_a pour l'EPC 122
III.29 Évolution du nombre de particules mesuré par l'EPC au premier pic en fonction des paramètres de freinage 123

IV.1 Nappe laser générée, tangente à la face du disque frottée pour l'étude PIV avec ensemencement par huile d'olive 129
IV.2 Plan Laser utilisés pour la campagne n°3 (vue isométrique) 129
IV.3 Lignes de courant moyennes dans le plan tangent **sans** rotation du disque . 130
IV.4 Lignes de courant moyenne dans le plan tangent **avec** rotation du disque . . 131
IV.5 Composante radiale U_r/U_∞ de la vitesse d'air dans le plan tangent 132
IV.6 Composante tangentielle U_θ/U_∞ de la vitesse d'air dans le plan tangent . . . 133
IV.7 Composante radiale de la vitesse d'air dans le plan médian 134
IV.8 Composante tangentielle de la vitesse d'air dans le plan médian 135
IV.9 Indication des profils de vitesse étudiés 136
IV.10 Profils de vitesses longitudinale U aux positions X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour la PIV avec huile d'olive dans le plan tangent 136
IV.11 Essai de freinage typique pour la visualisation : 110 km/h, 0.3 MPa, 130°C . 138
IV.12 Exemple de prise d'images non-continue : 110 km/h, 60°C et 0.3 MPa 138
IV.13 Observation des particules de frein lors de différents moments d'un freinage . 139
IV.14 Lignes de courant obtenues avec freinage : 110 km/h, 130°C et 0.3 MPa . . . 140
IV.15 Exemple de champs de vitesse des particules de frein 141

IV.16 Vecteurs bruts et vecteurs validés . . . 142
IV.17 Carte de probabilité de présence des particules autour du disque . . . 143
IV.18 Image moyenne des clichés pris hors freinage servant à identifier les zones constamment éclairées . . . 143
IV.19 Lignes de courant issues des particules de frein dans le plan tangent . . . 144
IV.20 Comparaison particules de frein / huile d'olive des lignes de courant à 110 km/h . . . 145
IV.21 Vitesse radiale en fonction de la vitesse de rotation du disque . . . 145
IV.22 Vitesse tangentielle en fonction de la vitesse de rotation du disque . . . 146
IV.23 Carte de probabilité de présence en fonction de la vitesse de rotation du disque 147
IV.24 Profils de vitesses U au position X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour l'étude paramétrique en fonction de la vitesse . . . 147
IV.25 Vitesse radiale en fonction de la pression d'application du freinage . . . 149
IV.26 Vitesse tangentielle en fonction de la pression d'application du freinage . . . 149
IV.27 Carte de probabilité de présence en fonction de la pression d'application du freinage . . . 149
IV.28 Profils de vitesses U au position X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour l'étude paramétrique en fonction de la pression d'application . . . 150
IV.29 Vitesse radiale en fonction de la température de surface . . . 151
IV.30 Vitesse tangentielle en fonction de la température de surface . . . 151
IV.31 Carte de probabilité de présence en fonction de la température de surface . . . 151
IV.32 Profils de vitesses U au position X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour l'étude paramétrique en fonction de la température de surface . . . 152
IV.33 Comparaison des vecteurs validés avec les évènements de freinage et l'EPC à différentes vitesses . . . 153
IV.34 Indicateur de présence de particules avec un essai de décélération de disque . 154
IV.35 Comparaison des vecteurs validés avec les évènements de freinage et l'EPC à différentes pressions . . . 155
IV.36 Comparaison des vecteurs validés avec les évènements de freinage et l'EPC à différentes températures de surface . . . 157

A.1 Secteur angulaire représentant la base de la garniture . . . 175
A.2 Modification de la garniture . . . 176
A.3 Forme finale de la garniture pleine . . . 176
A.4 Demi-garniture brute dans laquelle est découpée la garniture réduite . . . 177
A.5 Demi-garniture découpée . . . 177

B.1 Localisation du point de prélèvement . . . 179
B.2 Moyennes des concentrations de particules mesurées à chaque position . . . 180
B.3 Localisation du point de prélèvement . . . 180

Liste des tableaux

1 Concentration en particules fines dans différentes installations ferroviaires souterraines dans le monde 18
2 Caractéristiques techniques des freins à disque de la rame étudiée (pour les bogies porteurs) 21

I.1 Composition des émissions ferroviaires captées dans le métro de Séoul [LLK+18] 51

II.1 Caractéristiques techniques du banc 68
II.2 Caractéristiques de l'EEPS 72
II.3 Caractéristiques de l'EPC 74
II.4 Caractéristiques de l'OPS 75
II.5 Caractéristiques du LASER pulsé 84
II.6 Caractéristiques de la caméra double frame et de l'objectif utilisé 85
II.7 Tableau des valeurs pour les différents paramètres de freinage analysés . . . 89
II.8 Temps de freinage pour les freinages de maintien, à énergie dissipée équivalente 89
II.9 Temps de freinage en fonction de la vitesse initiale pour le freinage d'arrêt . 89
II.10 Résumé des conditions de freinage de maintien / d'arrêt 90
II.11 Essais réalisés pour la campagne n°3 (en rouge) 91
II.12 Nombre de freinages par campagne d'essai 95

III.1 Résumé des conditions de freinage des essais des campagnes n°1 et n°2 . . . 98
III.2 Caractéristiques principales des appareils de mesures particulaires 99

IV.1 Essais réalisés pour la campagne n°3 (en rouge) 137

A.1 Tableau des paramètres 174

Introduction

Historique

Depuis l'avènement de l'industrialisation au XIXe siècle, l'activité humaine s'est intensifiée de façon significative, entraînant une augmentation notable de la pollution, particulièrement dans les zones urbaines. Ces régions densément peuplées, avec leurs multiples activités, soulèvent des préoccupations quant aux risques associés à la pollution, en particulier en ce qui concerne la qualité de l'air. La pollution atmosphérique pose deux problèmes majeurs : l'un lié à la santé et l'autre à l'environnement.

Contexte sanitaire

Les normes (françaises ou internationales) se basent sur les notions de tailles de particules : PM pour "Particulate Matter" suivi de la taille en micromètres. Comme exemple, les PM10 (particules de diamètre inférieur à 10 μm), PM2.5 (particules de diamètre inférieur à 2.5 μm) ou encore PM1 (particules de diamètre inférieur à 1 μm) aident à mettre en place les mesures sanitaires adéquates. Ces trois classes de tailles ont été définies afin de rendre compte de la faculté des particules à pénétrer dans le système respiratoire. Ainsi, la quasi-totalité des particules inférieures à 10 μm peut être inhalé et entrer dans le système respiratoire, le nez filtrant naturellement les particules plus grosses. Les particules inférieures à 2.5 μm et donc aussi à 1 μm sont celles qui iront le plus profondément dans les poumons, au niveau des bronchioles voire des alvéoles (fig. 1). Dans les Enceintes Ferroviaires Souterraines(EFS), les particules ultrafines (< 0.1 μm) représentent la majorité de l'émission en terme de nombre de particules, alors que ces particules peuvent interagir avec les cellules du corps humain [KHM+14].

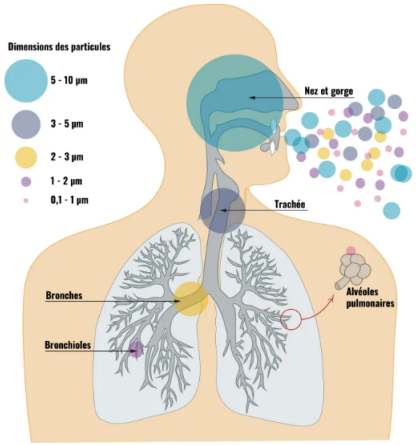


FIGURE 1 – Filtration des particules fines par le système respiratoire humain [BM23]

Contexte environnemental

La nocivité des particules de combustion issues de l'industrie, du chauffage par combustion ou encore du trafic automobile n'est plus à démontrer. La problématique de la qualité de l'air en milieu confiné, en particulier dans les enceintes ferroviaires souterraines (EFS), est une préoccupation relativement récente, depuis les années 90. Les particules s'y trouvant sont généralement issues des trains y circulant. De nombreuses études ont été menées dans différentes gares souterraines du monde entier afin de caractériser les niveaux de pollution particulaire en milieu confiné, leur composition, leur variabilité et les sources potentielles.

Le tableau 1, (adapté de [Dur21]), permet de synthétiser les concentrations en SPM (Suspended Particulate Matter), PM 10 et PM 2.5 dans l'air intérieur de différentes stations à travers le monde. Ces dénominations font références à la réglementation dans laquelle les PM sont classifiées en fonction de leur diamètre.

Ville	Année de mise en service	Année des mesures	Espèces mesurées	Niveaux en station ($\mu g/m^3$)	Niveaux hors station ($\mu g/m^3$)	Référence
Barcelone	1924	2011	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	346 ; 125	- ; 18	[QMK+12]
	2009			145 ; 46		
Londres	1863	1996	SPM ; $PM_{2.5}$	669 ; 246	-	[PHL99]
		1999	$PM_{2.5}$	200	35	[ANC01]
Los Angeles	2000	2010	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	78 ; 57	31 ; 20	[KNS+11]
Paris	1980	2016	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	207 ; 79	20 ; 12	(AEF 17)
	1999			38 ; 13		(AEF 18)
Prague	1974	2002	PM_{10}	103	85	[Bra06]
		2013	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	205 ; 94	-	[CTO+15]
New York	1904	1999	$PM_{2.5}$	62	13	[CER+04]
		2004		52	-	[GRF+10]
Stockholm	1964	2004	$PM_{2.5}$	52	-	[GRF+10]
Seoul	1974	2005	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	359 ; 129	155 ; 102	[KKR+08]
	1985	2014		214 ; 78	44 ; 14	[LLK+18]
Shanghaï	1993	2008	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	366 ; 193	-	[YLJ+10]
	2010	2012	$PM_{2.5}$	64	66	[LLZ+15]
Taipei	1997	2010	PM_{10} ; $PM_{2.5}$	58 ; 33	44 ; 30	[CY11]
Tokyo	1927	1997	SPM	120	-	[FKO+01]

TABLEAU 1 – Concentration en particules fines dans différentes installations ferroviaires souterraines dans le monde

Ce tableau met en lumière le fait que les concentrations en particules fines mesurées dans les gares souterraines sont, dans la majorité des cas, supérieures à celles mesurées dans l'air extérieur à proximité de la gare. Les cas les plus flagrants de cette sur-pollution sont ceux de Barcelone [QMK+12] et de Londres [PHL99], deux des plus anciennes gares présentées ici, présentant des taux de particules fines 20 à 30 fois plus élevés qu'à l'air libre. On constate ainsi

que les niveaux hauts de pollution sont majoritairement relevés dans les gares souterraines constituant des espaces confinés où le renouvellement d'air est généralement insuffisant pour évacuer les polluants.

Ainsi, plus une station est ancienne plus la pollution particulaire peut s'accumuler en son sein. La gare de Shanghai, ouverte en 2010 (la plus récente des gares présentées ici), présente un taux comparable entre l'intérieur et l'extérieur de la gare [LLZ+15]. Les données présentes dans le tableau sont des moyennes relevées en gare et ne montrent rien de la variabilité de cette pollution au cours d'une journée ou d'une semaine d'exploitation de ces gares.

Ainsi, réduire et maîtriser les émissions de particules fines est un enjeu environnemental et de santé publique majeur.

Contexte industriel

C'est dans ce contexte sociétal que le partenariat entre l'ADEME, ALSTOM, ALSTOM Flertex et les laboratoires du LaMcube, de l'IMT Nord Europe et du LAMIH a vu le jour. ALSTOM, le coordinateur du programme, est une société multinationale opérant dans le monde entier sur les marchés du transport ferroviaire, active dans les domaines du transport de passagers et produisant certains des équipements ferroviaires souterrains présents dans la plupart des villes du monde [ALS24].

D'un point de vue industriel, la forte couverture médiatique de ce sujet et l'attention croissante qui lui est portée par certaines institutions ([AIR14] [CIT17] [RAT18]) ont naturellement suscité l'intérêt des constructeurs. Afin d'anticiper tout risque réglementaire et inscrire le transport ferroviaire comme une solution durable sur l'ensemble des volets environnementaux (changement climatique, qualité de l'air, ...), Alstom a souhaité s'associer avec des partenaires académiques pour comprendre les phénomènes et proposer des solutions adaptées pour maîtriser les émissions de ses véhicules ferroviaires.

De plus, la volonté de connaître la part d'émission de particules du train dans les mesures de qualité de l'air en station ([RAT18] ; [AJSO13]) est une motivation pour le fabricant dans la recherche sur ce sujet, car aujourd'hui, les campagnes de mesure réalisées en station permettent uniquement une quantification globale.

Contexte de la thèse

Les travaux s'inscrivent dans le projet « BREAQ » (BRaking Emissions characterisation and mitigation for Air Quality improvement) financé par le Gouvernement dans le cadre du Programme d'Investissement d'Avenir, désormais intégré à France 2030, opéré par l'ADEME et piloté par ALSTOM. Les travaux du projet traitent de l'impact du matériel ferroviaire roulant sur son environnement en terme d'émissions issues du freinage. Si ces travaux s'axent sur les thèmes de l'usure et des émissions de particules (Lots 1 et 2), ils font le lien avec la modélisation de la diffusion particulaire (Lot 3) et de la réduction des impacts environnementaux par réduction à la source et/ou captation des émissions particulaires issues du système frein par friction (Lot 4).

Dans une première thèse [Oct19], l'intérêt a été défini à travers la volonté de connaître le taux d'émission du matériel roulant souterrain, la proportion de chacun des contributeurs aux PM (freinage, contact roue/rail, contact caténaire/pantographe, etc.) et de connaître les zones de concentration et de dépôt préférentiel des particules émises dans les stations de métro.

Objectifs de la thèse

La thèse vise plus explicitement à prédire et aider à la compréhension des émissions de particules fines induites par le freinage. En premier lieu, l'émission de particules et de COV (composés organiques volatils) dans l'environnement proche au cours du freinage est liée aux sollicitations thermomécaniques à l'interface garniture – disque. Puis dans un second temps, les particules émises ont des trajectoires différentes selon leur nature (matériaux, taille ...). Ainsi, les caractéristiques des particules générées peuvent avoir une influence sur leur comportement dans l'air. Il convient à la fois de s'intéresser aux paramètres influant sur la quantité et la taille des particules mais également sur leur trajectoire privilégiée d'évacuation et l'influence de l'environnement. **Scientifiquement, ces travaux ont pour but d'apporter des réponses sur les facteurs d'émissions, l'influence des paramètres de freinage sur le comportement des particules émises et d'établir un lien entre ces deux axes de recherche.** La finalité à terme consiste à se doter d'outils innovants de prédiction/contrôle de l'impact environnemental des matériels roulants ferroviaires (métro, train régionaux, TGV).

L'utilisation de freins à friction en complément des freins rhéostatiques est nécessaire pour assurer l'arrêt ou le ralentissement de la rame. Dans le milieu ferroviaire, ces freins à friction se trouvent généralement sous deux formes : les freins à disques et les freins à sabot. Dans le cadre de notre étude, nous nous intéresserons uniquement aux freins à disque.

La réduction des émissions de particules fines passe par la compréhension des mécanismes y contribuant. De nombreux travaux ont été menés dans le domaine de l'automobile. A l'inverse, le ferroviaire n'est qu'au balbutiement de ces recherches. La littérature fait état de résultats tribologiques sur les causes des émissions, incluant les pressions, vitesse de glissement et température à l'interface du disque de frein et de la garniture notamment. Ces résultats font partie des études sur les interactions solide-solide parmi lesquelles on compte aussi l'usure et l'analyse des composants et particules émises, les mécanismes d'usure (adhésion, abrasion, fatigue, érosion) et l'étude du 3ème corps à prendre en compte pour la stabilité du contact et donc des émissions particulaires.

La prolongation de ces études tribologiques devrait apporter de nouveaux éléments afin de déterminer les mécanismes causant les différents phénomènes d'émissions. En parallèle, une étude de la dynamique d'émission sera menée. Généralement, ces études consistent à injecter des particules semblables à celles rencontrées dans le cas réel aux endroits stratégiques pour émuler l'éjection et identifier les trajectoires au moyen d'analyses d'images (PIV, PTV ...). Au cours des expériences menées, les émissions seront directement générés par un système de frein à une échelle réduite. L'étude sera faite dans une soufflerie afin d'être représentatif d'un écoulement.

Cas d'application

L'étude se base sur un nouveau projet d'Alstom qui vise à améliorer le matériel roulant. Une ligne de train urbain française servira de base de travail dans le cadre de la thèse : cette

ligne s'étant sur près de 75 kilomètres .

La rame étudié comporte 6 voitures. Sur ces 6 caisses, 4 d'entre elles sont motorisées. Cela a son importance vis à vis de la disposition des équipements de freinages. En effet, les bogies des caisses moteurs sont équipées de sabots frottant sur les roues tandis que les bogies dit porteurs comportes les freins à disques ainsi que les freins magnétiques. Sur les 8 essieux des bogies porteurs, 7 sont équipées de 2 disques ventilés portant le nombre total de la rame à 14 (un des essieux est défreiné) (figure 2). Une partie des caractéristiques techniques se trouvent dans le tableau 2.

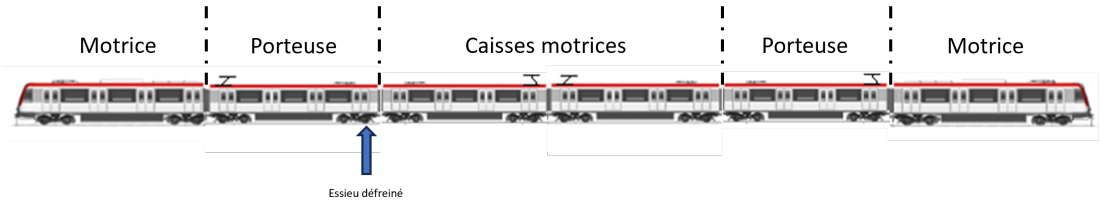


FIGURE 2 – Schéma de l'ensemble de la rame étudié

Paramètres	Valeurs
Nombre de disque/axe	2
Nombre d'axes	7
Diamètre de roue	860 - 790 mm
Rayon moyen de frottement	233 mm
Surface de plaquette (1 côté)	400 cm^2
Vitesse nominale	110 km/h
Décélération	1 m/s^2 entre 110 et 70 km/h ; 1.2 m/s^2 entre 70 et 0 km/h
Coefficient de frottement	0.35

TABLEAU 2 – Caractéristiques techniques des freins à disque de la rame étudiée (pour les bogies porteurs)

Pour l'étude et en considérant les dimensions actuelles du système de frein à disque, un montage expérimental à échelle réduite respectant ces dernières sera considéré et les résultats obtenus seront extrapolés autant que possible à l'échelle réelle.

Plan du manuscrit de thèse

Le manuscrit est structuré autour de 3 axes principaux : les méthodes expérimentales employées, l'étude paramétrique des émissions de particules et la dynamique de diffusion de ces dernières. Cette thèse est divisée en 4 chapitres afin de proposer une réponse à la problématique du couplage entre l'émission et la diffusion de particules de frein :

— Le CHAPITRE 1 présente un état de l'art sur le freinage, allant de l'aspect tribologique du contact et de l'usure à l'étude de l'émission des particules. Il traite aussi de notions de particules dans un écoulement afin d'introduire les modèles de diffusion ainsi que des montages expérimentaux s'attelant à des problématiques similaires de particules de frein

dans le ferroviaire et l'automobile.

— Le CHAPITRE 2 présente le montage expérimental conçu ainsi que les éléments ayant conduit aux dimensionnements et au choix établis pour caractériser les émissions de particules.

— Le CHAPITRE 3 a pour but d'établir des liens entre l'émission de particules et les différents paramètres de freinage ainsi que la combinaison de ces différents paramètres. Les particules émises sont analysées par des compteurs et des spectromètres de particules. Ces appareils sont synchronisés avec les mesures du banc (pression, vitesse, températures ...) et environnementales (température, humidité, vitesse de vent incident ...). L'ensemble de ces essais met en évidence les différentes phases d'émissions (Mise en contact - Maintien - Retrait) ainsi que des phénomènes isolés dus à des événements particuliers.

— Le CHAPITRE 4 se concentre sur la dispersion des particules émises par un dispositif de freinage ferroviaire. Une méthode expérimentale est développée basée sur l'analyse de vélocimétrie par images de particules (PIV) pour évaluer la dispersion des particules. Le mouvement d'un train est simulé grâce à un flux d'air imposé dans une soufflerie.

Enfin, la conclusion résume l'ensemble du travail en dessinant les perspectives afin d'approfondir et affiner de futurs recherches sur le sujet.

Chapitre I

Etat de l'art

L'émission de particules lors du freinage est due à l'usure et aux contraintes auxquelles elles sont soumises. Dans ce chapitre, cet aspect est abordé d'un point de vue théorique à travers les mécanismes d'usure et la théorie du "troisième corps", mais aussi d'un point de vue applicatif avec la présentation des découvertes faites par d'autres groupes de recherche travaillant sur les contacts de friction dans les applications de freinage. La diffusion de particules dans un fluide se base sur les travaux de Stokes et les études expérimentales menées sur diverses particules visant à caractériser l'écoulement ou bien les particules elles-même.

I.1 Freinage ferroviaire 24
I.1.1 Les types de freins ferroviaires 24
I.1.2 Le frein à disque 26
I.2 Facteurs d'émission de particules 28
I.2.1 Usure et 3ème corps 28
I.2.2 Température 34
I.2.3 Pression 38
I.2.4 Vitesse de glissement 38
I.2.5 Association des paramètres de freinage 40
I.3 Diffusion des particules 44
I.3.1 Particules dans un fluide 44
I.3.2 Nature des particules 48
I.3.3 Observations de particules dans un fluide 51
I.4 Synthèse et perspectives 59

I.1 Freinage ferroviaire

Définition

Le principe du freinage repose sur la transformation de l'énergie cinétique d'un système (rame de train, voiture ...) en une autre énergie. Cette énergie cinétique est l'énergie que possède un corps du fait de son mouvement dans un référentiel donné. Elle est quantifiable par la formule suivante :

$$E_c = \frac{mv^2}{2} \tag{I.1}$$

Où m et v sont respectivement la masse et la vitesse du système.

Les manières de transformer cette énergie dans le domaine ferroviaire ont évolué avec le temps et les trains, notamment avec l'électrification.

Par la nature du contact acier-acier entre les roues et le rail entraînant un coefficient de frottement faible, les distances de freinage sont longues par rapport au secteur automobile (pour une voiture à 130 km/h, 170 m de distance d'arrêt contre 630 m pour un train). De plus, les masses en jeu dans le ferroviaire peuvent atteindre plusieurs centaines voire quelques milliers de tonnes, représentant une énergie cinétique plus importante pour un train que pour une voiture à vitesse identique. Á toutes ces contraintes vient s'ajouter la probabilité de blocage des roues. En effet, si les roues d'un train viennent à se bloquer, cela peut créer un méplat sur ces dernières et sur le rail (aussi appelé enrayage) entrainant des conséquences sur l'intégrité du train et de ceux qui le suivent avec les vibrations engendrées. L'utilisation des freins doit donc transformer l'énergie cinétique du train tout en maintenant l'adhérence de celui-ci.

I.1.1 Les types de freins ferroviaires

La semelle est le premier système de freinage embarqué : il s'agit d'un élément frottant sur la roue. Ce système de frein, encore présent de nos jours, a de nombreux avantages mais aussi des inconvénients : s'il est simple de conception et d'entretien, donc peu onéreux, il peut abimer la bande de roulement de la roue avec l'augmentation de l'énergie cinétique.

Avec l'électrification des trains, d'autres moyens de freiner sont apparus avec l'utilisation du moteur comme génératrice. Le ou les moteurs du train sont liés électriquement à la caténaire par le pantographe. Pour avancer, le train soutire de l'électricité qui en passant dans le bobinage des moteurs crée un champ électromagnétique faisant tourner un axe aux propriétés magnétiques. La rotation de l'axe est alors transmise aux roues mettant le train en mouvement. Pour utiliser le moteur en génératrice, c'est le mouvement des roues qui fait tourner l'axe du moteur induisant un courant dans le bobinage du moteur. Nous obtenons alors une énergie électrique. Il existe deux issues pour cette électricité :

— L'électricité est dissipée dans des résistances. L'ensemble de ces résistances constitue le rhéostat et l'énergie électrique est transformé en énergie calorifique : c'est le freinage rhéostatique.

— L'électricité est renvoyée à la caténaire, alimentant le réseau pour les besoins d'autres rames, c'est le freinage par récupération.

Ces types de frein utilisant le moteur comme génératrice de courant sont utilisés en priorité sur les autres types de frein. En effet, le moteur ne possédant pas d'éléments frottants, il n'y a pas d'usure permettant une durée de vie plus longue aux autres organes de freinage. Néanmoins, lors des freinages plus sévères (urgence, train en retard...), les éléments frottants sont plus sollicités afin de gagner en temps et en distance de freinage.

Un autre type de frein est apparu avec le frein électromagnétique (abrégé régulièrement en FEM). Ce frein est placé entre les deux essieux d'un bogie au dessus de chaque rail (donc 2 par bogie). Le principe est un mélange de la semelle et de l'utilisation de courant générant un champ magnétique : un long patin dans lequel se trouve des électroaimants est placé au dessus du rail au moyen de vérins gérant l'approche du patin au dessus du rail. Lorsqu'un courant est induit dans les électroaimants, ces derniers sont attirés par le rail en acier produisant un effort vertical freinant le train. Ce type de frein n'est utilisé que pour les freinages d'urgence et de stationnement en raison de l'impossibilité à moduler l'effort.

Enfin, il existe le frein à disque dont le fonctionnement et l'utilisation seront détaillés dans la section (I.1.2). En résumé, plusieurs principes de dispositifs de freinage sont utilisés dans le ferroviaire pour transformer l'énergie cinétique du train en une autre forme d'énergie [Rou05]. Il en existe 3 types (fig. I.1) :

— Les freins mécaniques : l'énergie cinétique est directement transformée en énergie calorifique provenant des frottements de garnitures sur les disques de frein où les semelles sur les roues, les disques et les roues dissipant la chaleur générée (figure I.1-a).

— Les freins dynamiques : l'énergie cinétique est transformée en électricité qui est elle-même conservée en étant redistribuée via la caténaire ou dissipée en chaleur via un rhéostat (figure I.1-b).

— Les freins à courants de Foucault : ces freins induisent des champs magnétiques créant une résistance au mouvement du train. L'énergie électrique produite par ces champs est elle-même dissipée sous forme de chaleur (figure I.1-c).

La conception d'un système de freinage global sur un matériel roulant doit répondre à des spécifications qui prennent en compte plus d'aspects que la simple fonction mécanique initiale à fournir [Rou05]. Le premier aspect, de nature sécuritaire, est de pouvoir respecter les distances d'arrêt et les décélérations associées tout en maintenant la flexibilité d'exploitation des équipements. Le deuxième aspect concerne l'aspect économique du système de freinage. Il doit être conçu pour être efficace tout au long de la vie du matériel roulant, soit environ 35 à 40 ans, tout en ayant le plus faible impact économique possible. Étant donné que le système est régulièrement entretenu, les coûts engagés ne doivent pas être négligés lors de la conception. Enfin, le dernier aspect concerne le respect des contraintes environnementales de plus en plus strictes (pollution, toxicologie, bruit, etc.). Le choix des systèmes de freinage dépend donc principalement des conditions d'exploitation du matériel roulant. Dans la plupart des cas, le freinage dynamique est utilisé et préféré au freinage mécanique pour ralentir le matériel roulant, car il répond mieux aux critères précédemment annoncés. Le freinage mécanique est principalement utilisé pour les trains à grande vitesse, tels que le TGV (Train à Grande Vitesse), ou pour le freinage à des vitesses faibles dans le cas des métros et matériel roulant urbains. Dans tous les cas, des systèmes de freinage mécanique sont installés sur chaque matériel roulant pour assurer le freinage en cas de dysfonctionnement du freinage dynamique, et ils sont donc essentiels dans un certain nombre d'applications.

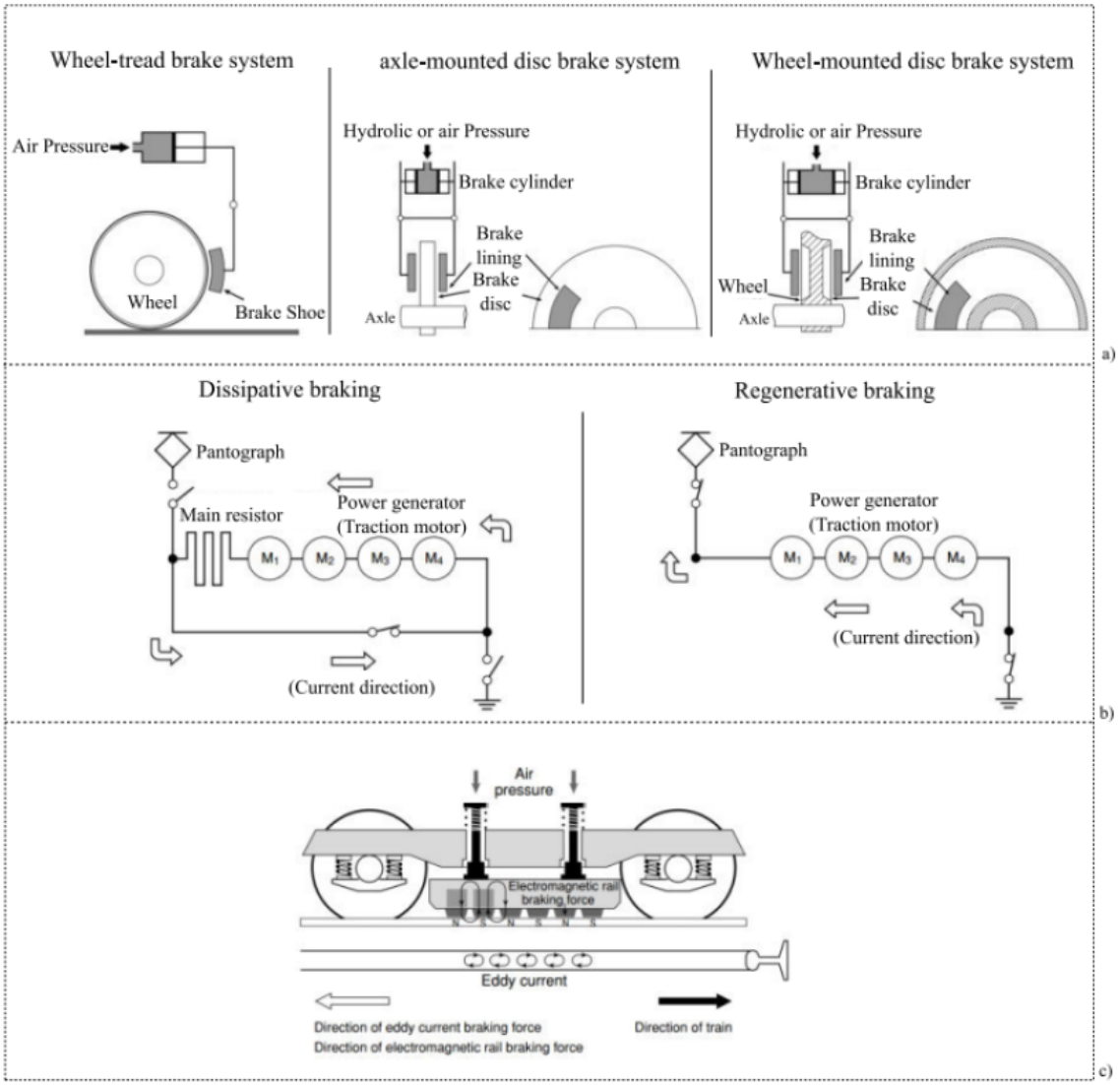


FIGURE I.1 – Schémas des systèmes de freinages, adaptés de Hasegawa et al. [HUo99] : a) Freins mécaniques, b) Freins dynamiques, c) Freins électromagnétiques

I.1.2 Le frein à disque

En s'inspirant de l'automobile, les trains voient l'apparition des disques de frein dans les années 1960 et 1970. Dans la quête d'une vitesse commerciale toujours plus importante, la limite des trains se situe notamment au niveau du freinage. Ainsi, pour éviter d'appliquer des efforts de freinage trop importants détériorant les roues et/ou les rails par les déperditions thermiques, le système de frein à disque est déporté sur l'essieu.

L'intérêt du frein à disque repose sur la séparation de la fonction de freinage des fonctions de roulement et de guidage. Cela permet une meilleure optimisation de chacune de ces fonctions, ce qui n'est pas le cas du freinage à sabots. Il présente également l'avantage d'une capacité de dissipation d'énergie accrue grâce à sa géométrie. Son principe de fonctionnement consiste à pincer un disque rotatif avec des plaquettes organiques ou composites frittées.

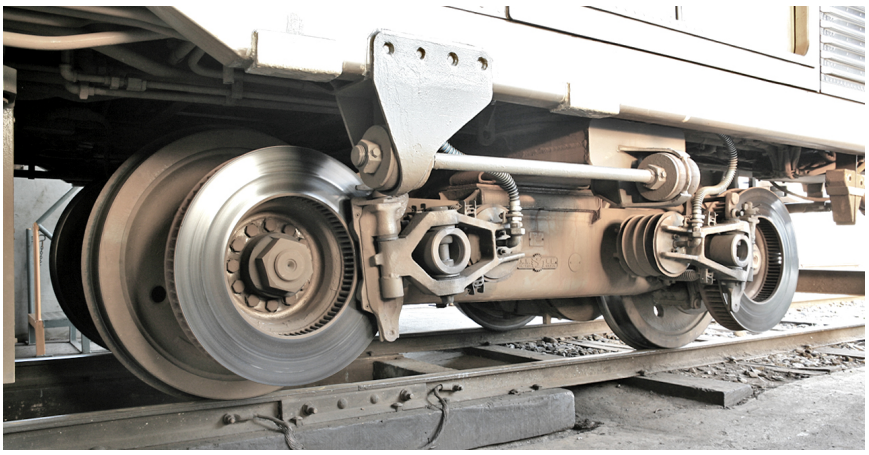


FIGURE I.2 – Photo d'un bogie avec 2 disques ventilés montés à l'extérieur des roues (Wikipédia)

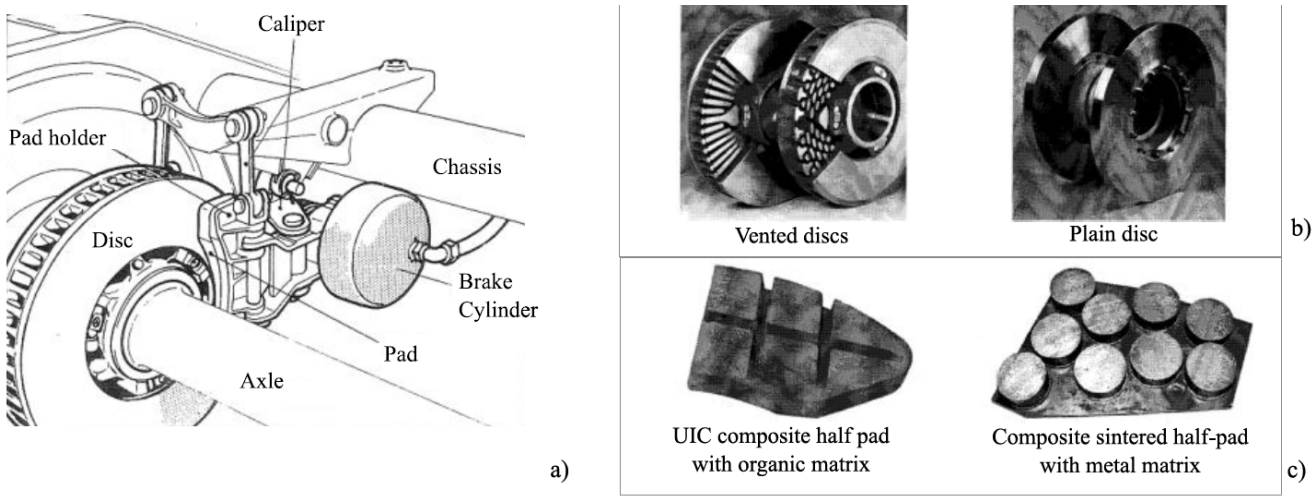


FIGURE I.3 – a)Représentation d'un système de frein à disque, b) les deux types de disques utilisés dans le ferroviaire [Rou05] et c) deux types de plaquettes (ici-demi-plaquettes) [RDD05].

Le disque est généralement fixé à l'essieu via un moyeu ou monté sur la roue pour des raisons d'espace (figure I.1-a)). Les performances de freinage sont supérieures à celles du freinage à sabots, notamment en raison de la capacité d'absorption thermique du disque. L'architecture classique d'un frein à disque comprend un disque métallique, fixé sur l'essieu. Des plaquettes (aussi appelée garnitures) sont appliquées sur les faces latérales du disque au moyen d'un cylindre de frein et d'un étrier (figure I.3-a)). De plus, ce système permet de conserver les semelles et ainsi d'avoir plusieurs freins sur un même train le rendant plus sûr (distance de freinage plus courte ou problème de l'un des freins).

Le disque fonctionne comme un dissipateur thermique qui stocke la plupart de l'énergie produite pendant le freinage, puis la dissipe dans l'environnement par convection et rayonnement. Plusieurs géométries de disques existent : disques pleins ou disques ventilés (figure I.3-b), permettant de dissiper une partie de la chaleur pendant le freinage. Le disque peut être fabriqué soit en fonte, soit en acier. La fonte, plus économique et facile à fabriquer, a été le premier matériau utilisé, mais l'augmentation de l'énergie à dissiper pendant le freinage a conduit à l'introduction de nouveaux matériaux, en particulier l'acier traité [Wat95], qui présente une bonne résistance mécanique et une grande ductilité.

Les plaquettes, quant à elles, agissent comme des barrières thermiques, renvoyant la majorité du flux thermique vers les disques. Elles servent également de pièces d'usure en limitant l'usure du disque grâce à leur composition en matériaux plus tendres. Sous l'effet des contraintes mécaniques et thermiques, le matériau se dégrade et s'use. Cependant, les matériaux des plaquettes de frein doivent garantir que le coefficient de friction reste constant dans diverses conditions de fonctionnement sur une large plage de températures et résiste à la dégradation thermique afin de limiter la diminution du coefficient de friction à haute température [EBJ99]. La plupart du temps, les plaquettes de frein sont des matériaux composites pouvant contenir plus de 20 composants. Chacun de ces composants influe sur les propriétés, notamment sur le comportement mécanique et tribologique [DRD+07]. Les performances de freinage sont principalement contrôlées par la composition et la microstructure du matériau de la garniture [ÖKUD07] . Il existe deux types de plaquettes dans le ferroviaire (figure I.3-c) :

— Les plaquettes en matériau composite avec matrice organique ont une forme standardisée par l'UIC [UIC17]. Elles sont rainurées pour offrir de la flexibilité et améliorer la capacité portante. Elles sont composées de matériaux organiques et minéraux, ce qui signifie que leur température de fonctionnement admissible (jusqu'à 600°C dans les pires cas) est limitée par la température de dégradation des constituants organiques. Elles sont généralement associées à un disque en fonte pour les applications à faible énergie.

— Les plaquettes en matériau composite avec matrice métallique frittée ont une géométrie de broches assemblées sur une feuille d'acier. Elles sont à base de poudres métalliques frittées, principalement de cuivre et de fer, et incluent des éléments supplémentaires afin d'ajuster le comportement tribologique global. Elles sont combinées avec des disques en acier pour des applications à haute énergie et à faible fréquence de freinage, où la température de surface du disque peut dépasser 1000°C. Cependant, elles ont une rigidité plus élevée, ce qui pénalise la durée de vie des disques. Ce type de plaquettes est principalement utilisé sur les trains à grande vitesse, comme le TGV français.

I.2 Facteurs d'émission de particules

I.2.1 Usure et 3ème corps

Le mot tribologie est basé sur le mot grec "tribos" qui signifie frotter [WGD+21]. Il s'agit donc de la science du frottement. Son but est de regrouper sous une seule terminologie l'ensemble des sciences du frottement (Contact des surfaces, Usure, Frottement, Lubrification, etc.).

Une définition plus précise de la tribologie est l' "étude des interactions entre surfaces solides en mouvement relatif". Lorsque deux solides sont mis en contact sous l'action d'une force normale F, une force tangentielle T apparaît et s'oppose au déplacement relatif des deux solides (fig. I.4). Le frottement est très utile lorsque l'on cherche à immobiliser deux solides l'un par rapport à l'autre. Par exemple il facilite nos déplacements en nous permettant d'exercer, sans glisser, des forces de poussée tangentielle sur le sol pour nous propulser. En revanche, il présente un inconvénient dès lors que l'objectif est de mettre deux solides en mouvement relatif.

La présence de frottement dans un contact glissant conduit à une perte d'énergie mécanique qui est transformée en chaleur. D'autre part, il conduit à une détérioration des surfaces par usure, fissuration thermique, fatigue ...

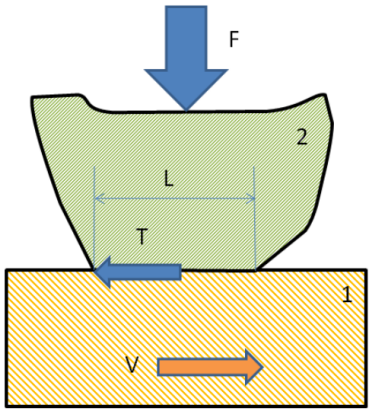


FIGURE I.4 – Contact entre deux solides en présence de frottement

Une étude de Holmbeg et al. [HAE12] a montré que dans une voiture moyenne se déplaçant à 60km/h, les pertes par frottement représentaient 43% de l'énergie mécanique fournie par le moteur (fig. I.5). Pour l'année 2009, 208 milliards de litres de carburant auraient été brûlés pour vaincre le frottement. On comprend l'intérêt que présente la tribologie et la maîtrise des frottements aussi bien pour les aspects économiques qu'environnementaux. Il est donc utile de pouvoir proposer des solutions permettant de limiter le frottement et ses conséquences.

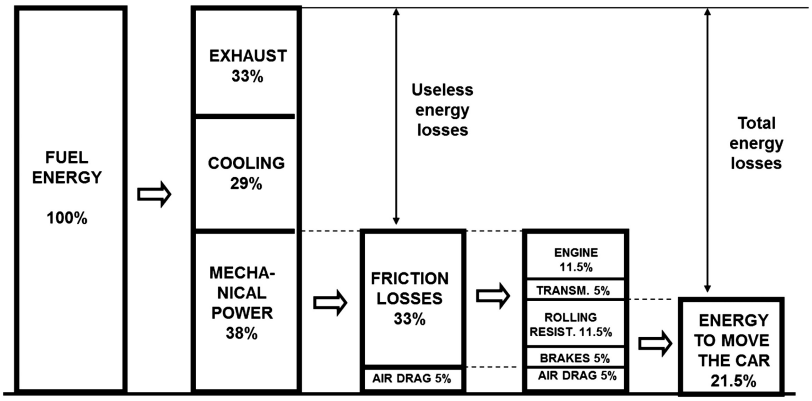


FIGURE I.5 – Pertes énergétiques dans un véhicule automobile [HAE12]

En tribologie, l'usure a été définie comme l'endommagement d'une surface solide, induisant généralement une perte de matière, due à un mouvement relatif entre deux surfaces. Des recherches sont activement menées pour prévoir, gérer et contrôler ce genre de problèmes dans différentes applications (par exemple dans l'usinage) [Sta06]. La matière retirée peut se présenter sous forme de particules, qui peuvent s'envoler selon leur taille [OOJ09]. L'usure peut apparaître de plusieurs façons, selon le matériau composant les surfaces de contact, l'environnement et les conditions de fonctionnement [Bou03]. En général, le défi se situe dans la gestion et/ou le contrôle du processus physique ou chimique, mais dans ce cas particulier, même prédire l'usure représente un grand défi.

Les conditions de frottement peuvent être classées en trois catégories : glissement non lubrifié, glissement lubrifié et usure par particules dures. Dans le cas du frein à disque, seul les

conditions de glissement non lubrifiées, également appelées également contact sec, nous intéressent.

Un grand nombre de modèles a été proposé pour prédire l'usure lors d'un contact sec ([MH13] [VB95] [Rhe70]) mais aucune équation n'est applicable pour couvrir l'ensemble des conditions de contact sec. En effet, il existe des réactions chimiques au niveau des surfaces de contact pendant le processus d'usure et ces changements dépendent des propriétés du matériau [DK94], ainsi que la vitesse relative et la position des surfaces de contact les unes par rapport aux autres ([SM12]). Ces conditions font qu'il est difficile de fournir un modèle général d'usure.

Olofsson et Olander [OO13] ont identifié en laboratoire que dans des conditions d'usure modérées, moins de particules en suspension dans l'air sont générées par rapport à des conditions d'usure sévères. Ces mêmes résultats ont été observés par Wang et al.[WC13] qui se sont concentrés sur le mécanisme d'usure par oxydation des aciers à la transition légère à sévère. Dans l'étude menée par Liu et al. [LCO+16], appliqué au contact roue-rail, le nombre substantiel de particules ultrafines et fines s'est avéré être principalement généré par un processus d'usure d'oxyde avec une vitesse de glissement élevée.

Les causes d'usure d'un contact thermomécanique sont extrêmement variées et dépendent d'un ensemble complexe de paramètres. Les conditions de chargement mécaniques, thermiques et environnementales influencent la prépondérance d'un mécanisme d'usure ainsi que la rigidité et la ténacité des surfaces de friction. Dans le cas de contacts secs, comme représenté sur la fig. I.6, cinq types de dégradation sont généralement observés : l'adhérence, l'abrasion, la fatigue, l'érosion et l'usure oxydative.

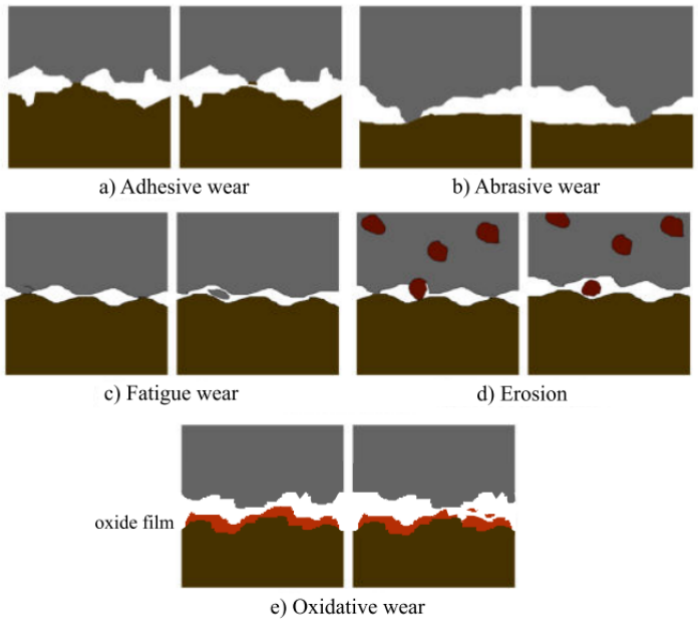


FIGURE I.6 – Classification des différents types d'usure [MHS+12]

Le 3ème corps est une notion qui a été introduite par Yves Berthier [Ber90] dans le cadre des frottements solides non lubrifiés. Le développement de cette notion et l'accroissement des recherches sur les particules a conduit à faire un lien entre ces deux aspects.

Avec l'utilisation de la mécanique des fluides, étudier l'accommodation en vitesse des corps en frottement devient possible grâce à l'étude du champ de vitesse dans ce 3ème corps. Berthier part du constat que la loi de Coulomb qui définit la relation linéaire entre l'effort normal et l'effort tangentiel entre deux corps en frottement ne prend pas en compte la cinématique de ce dernier.

Il va établir que pour les frottements secs, le 3ème corps est constitué des débris et des particules issus de l'usure des premiers corps (à savoir, les deux corps en frottement). Sont définis alors 2 milieux différents :

— Deux 1ers corps : ce sont les deux corps principaux en frottement (ex. : le disque et la plaquette de frein).
— Le 3ème corps résultant des débris et des particules issus de l'usure des premiers corps, faisant l'interface entre les deux premiers corps. Ce 3ème corps et lui-même séparé en 3 parties : une partie principale et deux interfaces avec les 1ers corps.

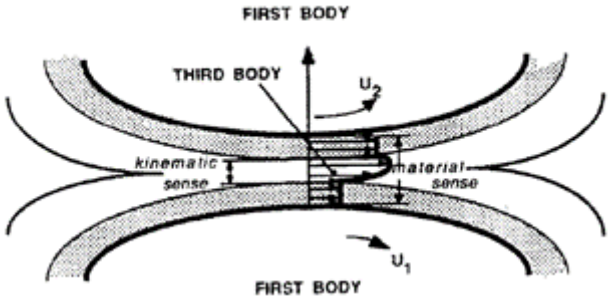


FIGURE I.7 – Représentation du 3ème corps avec l'accomodation de vitesse [Ber90]

Sur la figure I.7, chacun de ces corps représente un site d'accommodation de vitesse et sont notés S1 et S5 (1er corps), S2 et S4 (interfaces 1er / 3ème corps) et S3 (3ème corps). Cette accommodation en vitesse est réalisée selon différents modes notés Mj. Ils sont au nombre de 4 :

— M1 : le mode élastique où le solide se déforme de manière élastique (donc réversible).
— M2 : la rupture mécanique avec l'apparition de fissures (non-réversible).
— M3 : le cisaillement (uniquement dans le domaine plastique).
— M4 : la formation de « rouleaux » (rolls en anglais) durant le frottement.

Berthier définit alors les mécanismes d'accommodation de vitesse comme la combinaison d'un site et d'un mode d'accommodation : ils sont donc au nombre de 20. Pour le 3ème corps, cette accommodation de vitesse s'allie à deux autres fonctions que ce corps remplit selon Godet [God84] :

— Le 3ème corps supporte les charges.
— Le 3ème corps sépare les 1ers corps, évitant les interactions directes entre eux.

De plus, la masse de ce 3ème corps et sa variation au cours du temps a été décrite par Berthier dans ce qu'il a appelé le circuit tribologique : le circuit tribologique est caractérisé par différents flux de particules ou de débris circulant dans le contact (fig. I.9). L'usure des surfaces des premiers corps produit des particules constituant le troisième corps. Cela correspond à la source interne Q_s^i du contact. Il existe une deuxième source de flux appelé « source externe » Q_s^e

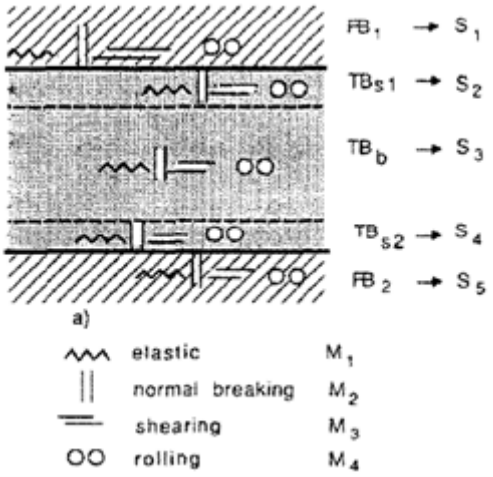


FIGURE I.8 – Ensemble des modes et milieux d'accommodation formant les mécanismes d'accommodation du 3ème corps [Ber90]

qui correspond à l'introduction d'un troisième corps artificiel dans le contact (par exemple, un lubrifiant solide). La circulation de ce 3ème corps à l'intérieur du contact définit le flux interne Q_i tandis que la matière s'échappant du contact définit le flux externe Q_e.

Le flux externe peut se décomposer en deux flux :

— le flux de recirculation Q_r qui réintroduit les particules dans le contact et contribue à la pérennisation des propriétés de ce dernier.
— le flux d'usure Q_w correspondant à l'éjection de particules du contact.

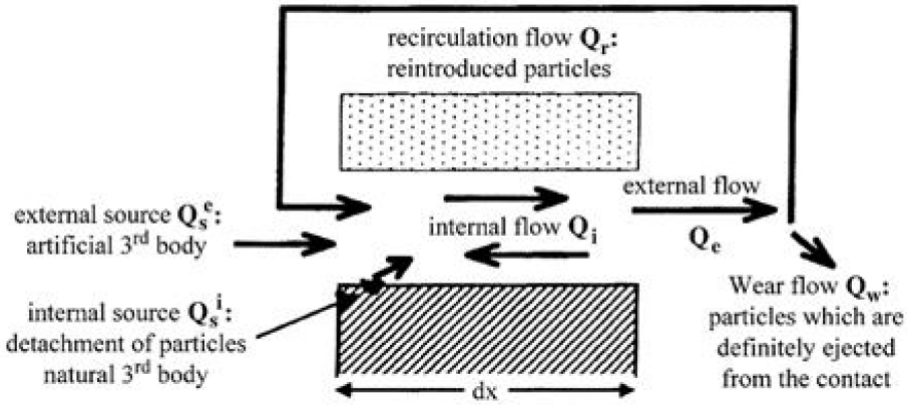


FIGURE I.9 – Représentation du circuit tribologique [DB02]

Le lien entre ces flux est basée sur la loi de rétention de masse, donnant le débit interne Q_i égal à :

$$Q_i = Q_s^i + Q_s^e - Q_w - Q_r \tag{I.2}$$

Ces débits influent indirectement sur eux-mêmes. En se plaçant au début de la génération

de ceux-ci :

— L'augmentation du débit source augmente la masse du 3ème corps mais une fois que l'accommodation en vitesse est établie et que la couche formée par le 3ème corps supporte les charges, la génération de particules et de débris ralentit.
— La masse du 3ème corps $m_i(t)$ augmentant, de plus en plus de particules sont éjectées. Mais, en les éjectant, de moins en moins de particules sont présentes dans le 3ème corps et donc moins sont éjectées.

Les travaux de Fillot, Iordanoff et Berthier [FIB07] établissent les liens entre chacun des débits massiques et la masse du 3ème corps. Il en résulte un système d'équation qui est le suivant :

$$\begin{cases} Q_s(t) = C_s(m_i^{max} - m_i(t)) \text{ si } m_i < m_i^{max} \text{ et } Q_s(t) = 0 \text{ sinon,} \\ Q_w(t) = C_w(m_i(t) - m_i^{start}) \text{ si } m_i > m_i^{start} \text{ et } Q_w(t) = 0 \text{ sinon,} \\ \dfrac{dm_i}{dt} = Q_s(t) - Q_w(t) \end{cases} \tag{I.3}$$

La figure I.10 représente graphiquement la masse du 3ème corps en fonction des débits et permet d'aborder deux notions d'équilibre :

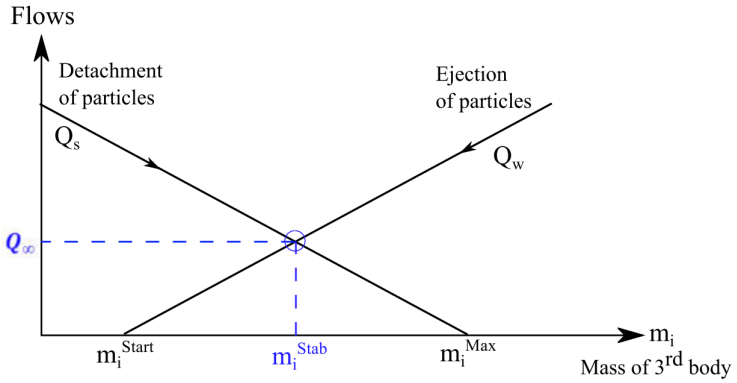


FIGURE I.10 – Graphique sur les équillibres de masses et de débits du 3ème corps [FIB07]

Ce graphique permet de visualiser plus simplement les débits et masses qui atteignent une valeur en régime stationnaire. Lorsque le régime stationnaire est atteint, la masse du 3ème corps et les débits massiques atteignent des valeurs données par :

$$Q_\infty = \frac{C_s C_w}{C_s + C_w}(m_i^{max} - m_i^{start}) \tag{I.4}$$

$$m_i^{stab} = \frac{C_s m_i^{max} + C_w m_i^{start}}{C_w + C_s} \tag{I.5}$$

La tribologie permet d'étudier les frottements d'un contact (dans notre cas celui de la garniture contre le disque). Comme le contact est une aire, l'un des paramètres prépondérants des frottements est l'état de surface de chaque composant. En effet, en fonction des caractéristiques

de ces états de surface, différents mécanismes d'usures peuvent intervenir générant ainsi des particules diverses et variées. Une interface fait le lien entre les deux premiers corps : le 3ème corps. Ce 3ème corps a une dynamique : une partie des particules restent dans le contact alors qu'une autre est éjectée formant alors les émissions.

I.2.2 Température

Les propriétés thermiques du disque et des garnitures jouent un rôle important dans l'amélioration de ses performances de freinage,qu'il s'agisse de la conductivité thermique, de l'effusivité thermique ou de la diffusivité thermique.

Pour maintenir un niveau de frottement optimal, le matériau de la garniture de frein doit avoir une conductivité suffisante pour limiter une augmentation excessive de la température entraînant une dégradation des matériaux et des gradients thermiques plus faibles [Thu04]. D'autre part, une conductivité excessive peut avoir des effets négatifs sur les composants du système [RDD03]. Ces propriétés varient selon la composition et le procédé de fabrication des garnitures (nature des composants, porosité ...).

L'effusivité d'un matériau caractérise l'équilibre entre la pénétration de la chaleur dans une épaisseur de matière et son évacuation de la même épaisseur. En cas de freinage, l'effusivité conditionne le flux thermique partagé entre le disque et la garniture. Un matériau avec une effusivité thermique plus élevée absorbe l'énergie sans échauffement, ce qui réduit considérablement les gradients de température dans l'épaisseur et à la surface du matériau. [Rou05].

La diffusivité thermique caractérise la diffusion du flux dans les matériaux. Une diffusivité élevée permet à la chaleur d'être conduite plus rapidement à travers la matière jusqu'à ce qu'elle soit évacuée. Selon Cho et al. [CKKJ05], la préservation des performances de frottement est fortement liée à la diffusivité thermique des éléments de freinage.

Lors de l'application d'un corps fixe (garniture) sur un corps en rotation (disque), la force tangente résultant de la pression de contact et du coefficient de frottement propre au système induisent la dissipation de l'énergie cinétique du corps en mouvement sous forme de chaleur, de déformation plastique des irrégularités, de créations de surface, de bruit, de réactions chimiques ... [UKF84]

Dans le cas du freinage, il est régulièrement considéré que l'énergie mécanique est entièrement dissipée sous forme de chaleur. La puissance thermique dissipée peut alors s'exprimer à l'aide de paramètres mécaniques macroscopiques [MHS+12] :

$$\phi_t = \mu P S_{pad} V_l \tag{I.6}$$

où μ est le coefficient de frottement, P est la pression de contact moyenne, S_{pad} est la surface de contact des garnitures et V_l est la vitesse de glissement linéaire.

L'énergie dissipée à l'interface génère un flux de chaleur de part et d'autre (Φ_{disc} et Φ_{pad}) qui est responsable de l'augmentation de la température dans les garnitures et le disque (figure I.11). Le coefficient de partage α des flux générés représente le rapport entre le flux dissipé dans le corps fixe (les garnitures dans un freinage) et le flux total dissipé. Denape et Laraqi [DL00] donnent une approximation de la distribution des flux thermiques pour le freinage en fonction

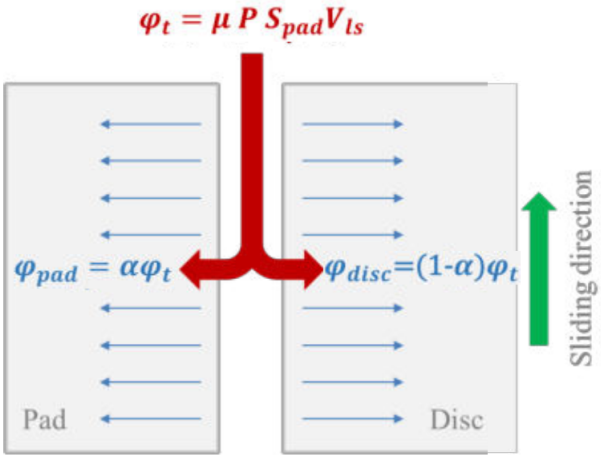


FIGURE I.11 – Dissipation thermique d'un système garniture/disque [MHS+12]

des effusivités thermiques ξ et des surfaces des éléments frottés (eq. I.7), valable dans un cas transitoire [MHS+12].

$$\alpha = \frac{S_{pad}\xi_{pad}}{S_{pad}\xi_{pad} + S_{disc}\xi_{disc}} \tag{I.7}$$

L'échauffement de la surface du disque lors d'un freinage d'urgence peut être évalué à partir du modèle thermique de Newcomb [New59] dans les cas où la convection et les pertes par rayonnement sont négligeables et où toute la puissance thermique est transformée en un flux de chaleur ϕ_t. La montée en température s'écrit alors sous la forme (éq. I.8) :

$$\Delta\Theta(\tau) = \frac{2}{\sqrt{\pi}\xi_{disc}} \frac{\alpha\phi_t}{\S_{disc}} \sqrt{T_b}(1 - \frac{2}{3}\tau)\sqrt{tau} \tag{I.8}$$

où τ est une variable sans dimension qui varie de 0 (début de freinage) à 1 (fin de freinage) et T_b est la durée du freinage.

La dissipassion d'énergie mécanique sous forme thermique par le système de frein pose la question de l'influence de la température sur l'émission de particules. Vasiljevic et al. [VGS+22] ont étudié les émissions de particules de frein dans l'automobile liés aux variations de température du contact dans la figure I.12.

L'apparition de particules fines et ultrafines semble être corrélée à une température seuil (110 °C pour les particules fines et 190°C pour les particules ultra-fines). Nous avons donc une augmentation de la génération de particules à partir d'une température seuil : cette température n'est pas nécessairement la même pour toutes les tailles de particules. Cette étude montre donc que le dépassement d'une température seuil lors du freinage conduit à la production et l'émission de particules ultrafines.

Ce constat sur une température seuil est partagé par Mathissen et al. [MGS+18] dans l'automobile (figure I.13 et Octau et al. [OMW+20]) dans le ferroviaire (figure I.14).

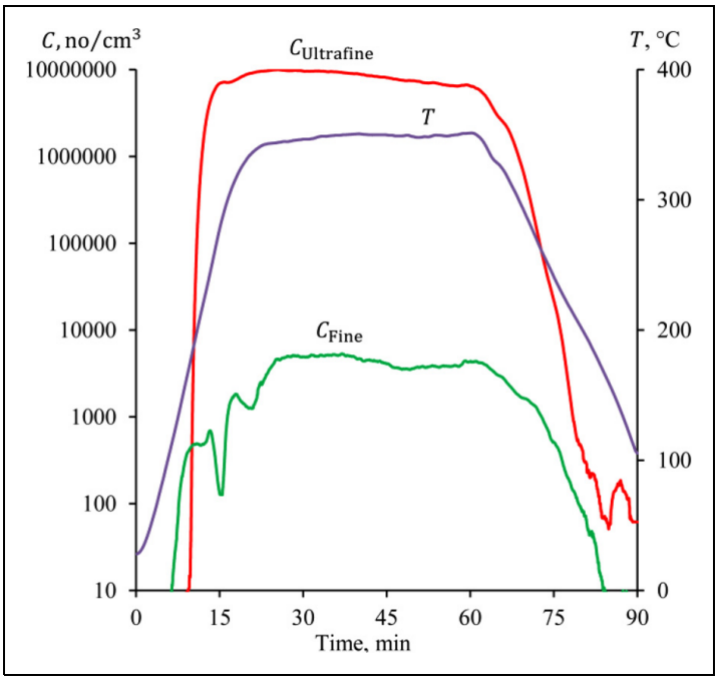


FIGURE I.12 – Concentration de particules et température du disque au cours du temps [VGS+22]

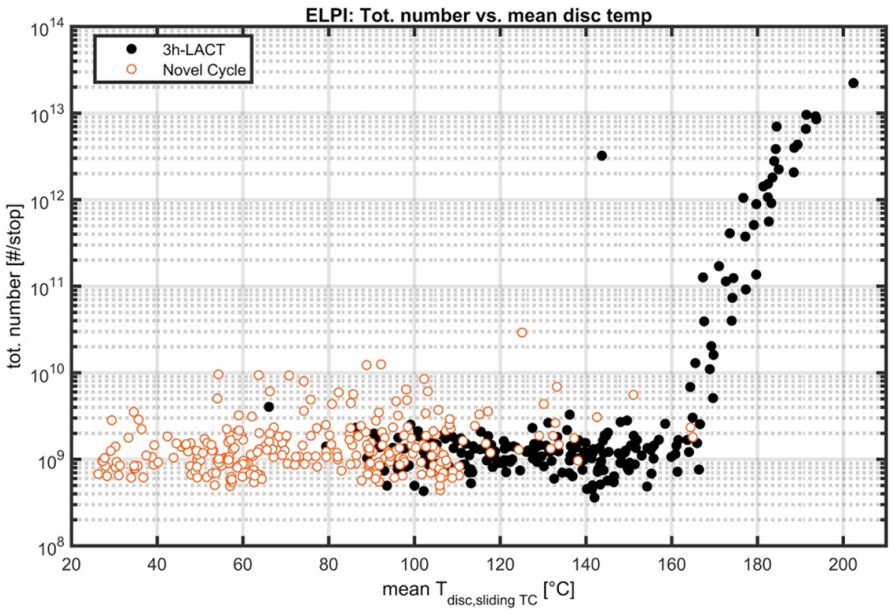


FIGURE I.13 – Nombre de particules en fonction de la température moyenne à la surface du disque [MGS+18]

Ces deux articles mentionnent aussi une température seuil à partir de laquelle les particules fines sont générées massivement. Travaillant sur l'établissement d'un cycle de test plus proche de la réalité pour les particules fines issues du freinage automobile, Mathissen et al. mettent en exergue une concentration de particules fines plus importante lorsque la température du disque en surface atteint 160°C dans l'ancien cycle de freinage.

Dans les travaux de Octau et al., les études portaient directement sur un cycle de frei-

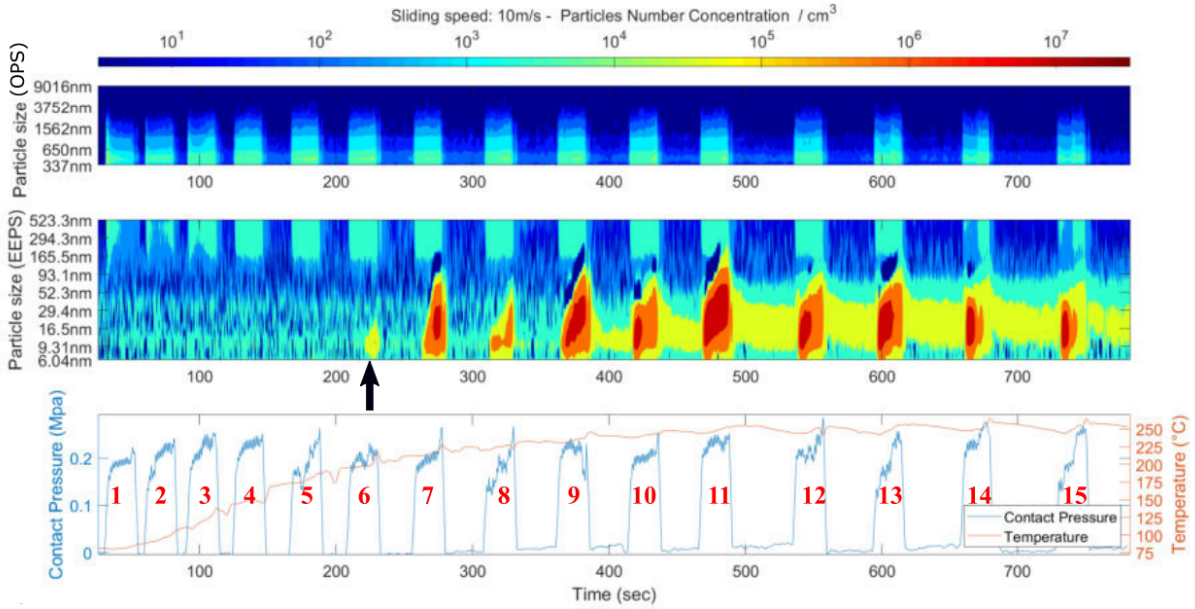


FIGURE I.14 – Spectre des émissions particulaires générés (0.25 MPa) [OMW+20]

nage reproduisant un trajet du métro parisien. Au moyen de deux compteurs de particules, la concentration en fonction de la taille des particules est établie au cours du temps. Ainsi sur le graphique I.14, lorsque la température de surface du disque atteint une valeur entre 175 et 200°C, la concentration en nanoparticules est multipliée par 1000.

Si la température et la notion de seuil sont importantes, les phénomènes de température à une échelle plus locale doit être envisagée compte tenu des tailles de particules. L'influence de la température de surface du disque sur l'émission de particules étant importante, l'étude de phénomènes locaux est peut-être la clé dans la compréhension des mécanismes d'émissions. Panier et al. [PDW04] décrivent les différents modes d'apparition de points chauds lors du freinage sur un disque de frein sur la figure I.15.

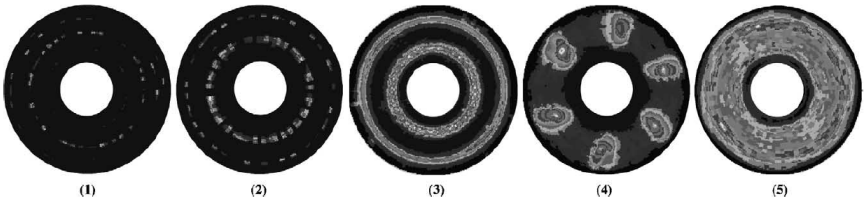


FIGURE I.15 – Classification des points chauds sur un disque au cours du freinage [PDW04]

5 modes sont définis :

— le mode 1 correspond à des points chauds isolés ;
— les modes 2, 3, 4 et 5 sont des modes périodiques autours du disque avec des caractéristiques propres (fréquence, continuité, nombre).

En fonction de la périodicité des émissions observé, l'étude de points chauds par thermographie corrélée à ses observations d'émission peuvent apporter un début de réponse sur des phénomènes d'émission locaux.

I.2.3 Pression

Lorsque la pression est évoquée dans le domaine du freinage, il s'agit de la pression moyenne d'application de l'élément frottant immobile sur l'élément frotté mobile. Dès lors, il convient de définir cette pression moyenne comme la force appliquée sur une surface moyenne :

$$P = \frac{F}{S_{\text{moy}}} \tag{I.9}$$

où P est en Pascal (Pa), F en Newton (N) et S_{moy} en m^2.

Cette pression moyenne (ou pression apparente) est aussi celle utilisée lors des études d'influence de la pression sur les émissions de particules [CLGS23]. Il faut néanmoins noter que des phénomènes locaux peuvent avoir lieu à de faibles échelles en raison des aspérités que peuvent avoir les surfaces comme le montre la figure I.16. La pression au niveau de ces aspérités est bien plus forte, engendrant des contraintes mécaniques et des échauffements locaux plus sévères. [GW66]

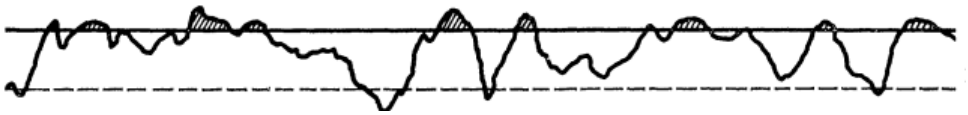


FIGURE I.16 – Représentation schématique d'une surface de contact [GW66]

Mosleh et al. [MBD04] ont effectué des travaux portant sur l'impact de la pression d'application des garnitures sur le disque. A trois vitesses de glissement différentes, trois pressions différentes ont été testés. Nous pouvons ainsi observer la distribution des particules fines en fonction de la pression sur les graphiques de la figure I.17 :

La confrontation de la pression d'application avec la vitesse de glissement permet de constater que le lien n'est pas linéaire entre la taille des particules fines et la pression appliquée : une pression plus élevée ne génère pas nécessairement des particules plus fines. Dans le premier graphique, une faible pression à faible vitesse génère plus de particules fines qu'à des pressions plus élevées. En revanche, le graphique avec une vitesse plus importante ne permet pas d'établir de lien entre pression et taille de particules générées. Aussi, le fait qu'entre les graphiques la vitesse de glissement change montre que non seulement ce paramètre a une potentielle influence sur la génération de particules, mais aussi que des couples de paramètres sont à prendre en compte lors de cette dernière.

I.2.4 Vitesse de glissement

Si la pression et la température sont des paramètres qui ont le potentiel d'être optimisés, la vitesse de glissement liée directement à la vitesse du train est assez contrainte. En effet, la vitesse du train étant induite par les horaires des trains et leurs fréquences pour être le plus rapide et efficace possible. Influencer les vitesses de glissement du disque est alors difficile. En revanche, optimiser la décélération et jouer sur le temps de freinage est possible en faisant ainsi

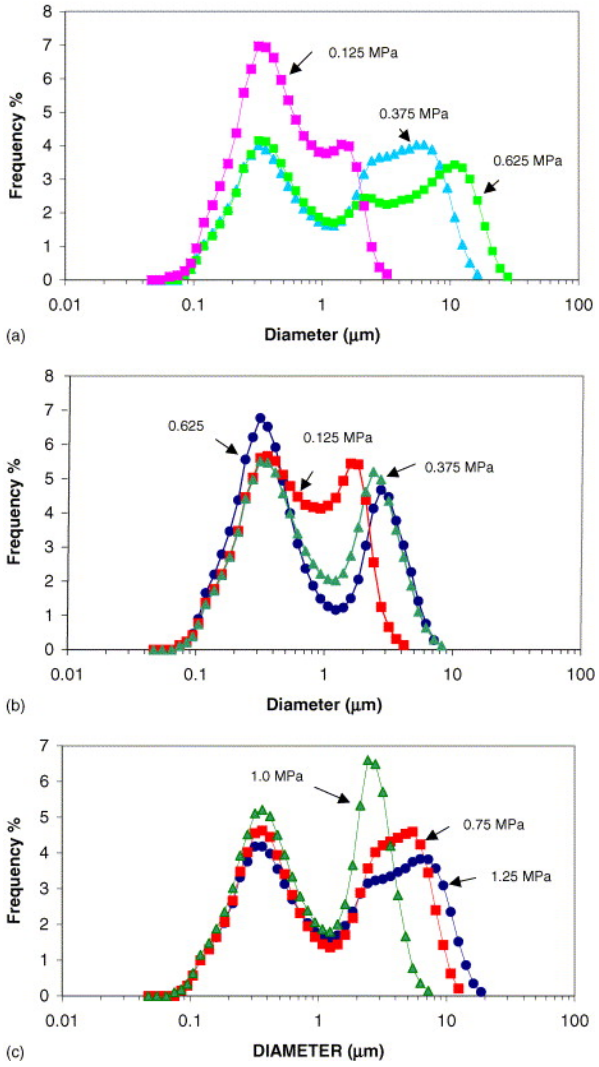


FIGURE I.17 – Distribution des particules fines en fonction de la pression (de haut en bas : 0.275 m/s continu, 0.275 m/s discontinu, 5 m/s continu [MBD04]

varier la réduction de la vitesse de rotation du disque.

Hagino et al. [HOS15] ont étudié l'émission de particules de frein liés à la décélération et à la vitesse de glissement du disque. Les résultats de la figure I.18 portent sur trois automobiles différentes : les deux premiers véhicules (I et II) sont des voitures légères (le I est une citadine et le II une berline) tandis que véhicule III est un van donc plus lourd que les autres véhicules.

Trois vitesses initiales de freinages sont testées (20, 40 et 60 km/h) avec 4 décélérations différentes (0.5, 1, 1.5 m/s^2 pour tous et 3 m/s^2 pour les véhicules I et II). Pour chaque voiture, il y a deux graphiques avec les PM10 (particulate matter under 10µm) et PM2.5 (particulate matter under 2.5µm) étant respectivement les particules fines et ultrafines.

La première conclusion globale est qu'à une vitesse de freinage initiale plus élevée, la quantité de particules relâchée, qu'elle soit fine ou ultrafine, est plus importante. La seconde concerne la décélération : les travaux permettent d'observer qu'avec une décélération plus forte, la quantité de particule rejetée est plus importante à une vitesse de freinage initiale donnée. Cette deuxième conclusion est à mettre en perspective puisque cette décélération plus forte est obtenue avec une pression de freinage plus forte.

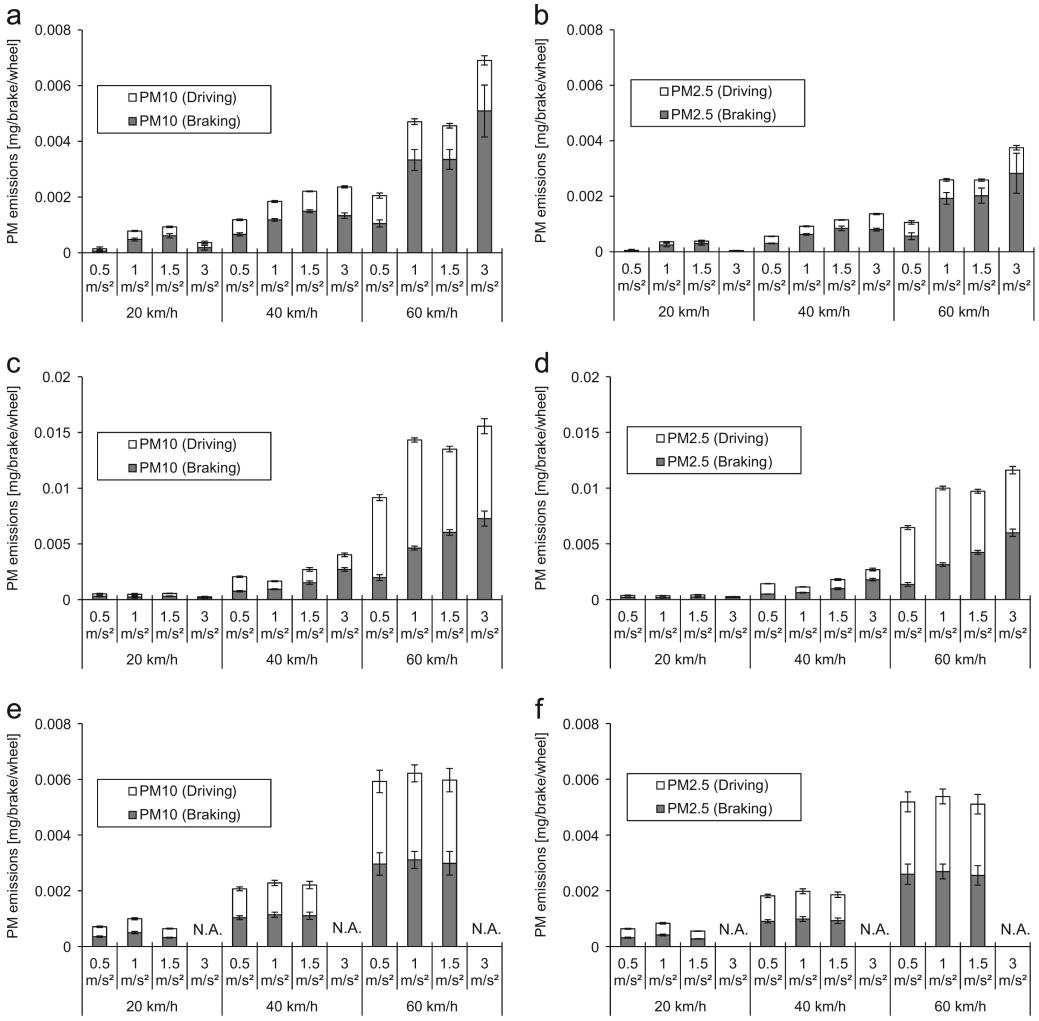


FIGURE I.18 – Emission de particules fines en fonction de la vitesse et de la décélération pour 3 automobiles différentes [HOS15]

I.2.5 Association des paramètres de freinage

En ayant observé chacun des paramètres influant sur le frein à disque (éq.I.6), nous constatons qu'il est difficile de les dissocier lorsqu'on parle de leur influence sur tous les aspects de l'émission particulaire. Ainsi, nous allons évoquer les associations entre pression, vitesse de glissement et température.

Dans les travaux de Octau et al. [OMW+20], le couple pression-température est évoqué au travers du graphique de la figure I.19.

Ces graphiques sont obtenus au moyen des compteurs de particules les séparant par taille. Chaque graphique correspond à une pression d'application de la garniture en fonction de la température de surface du disque au début du freinage. Si ce graphe montre que le nombre de particules ultrafines augmente avec une température élevée, cette augmentation n'est pas flagrante. Cela a fait conclure à Octau et al. que la génération de particules fines n'était pas la résultante du passage d'une température seuil uniquement, mais aussi d'un couple vitesse de glissement – température notamment quand on observe le graphique à 0.25 MPa et 230°C où le nombre de particules ultrafines augmente aussi.

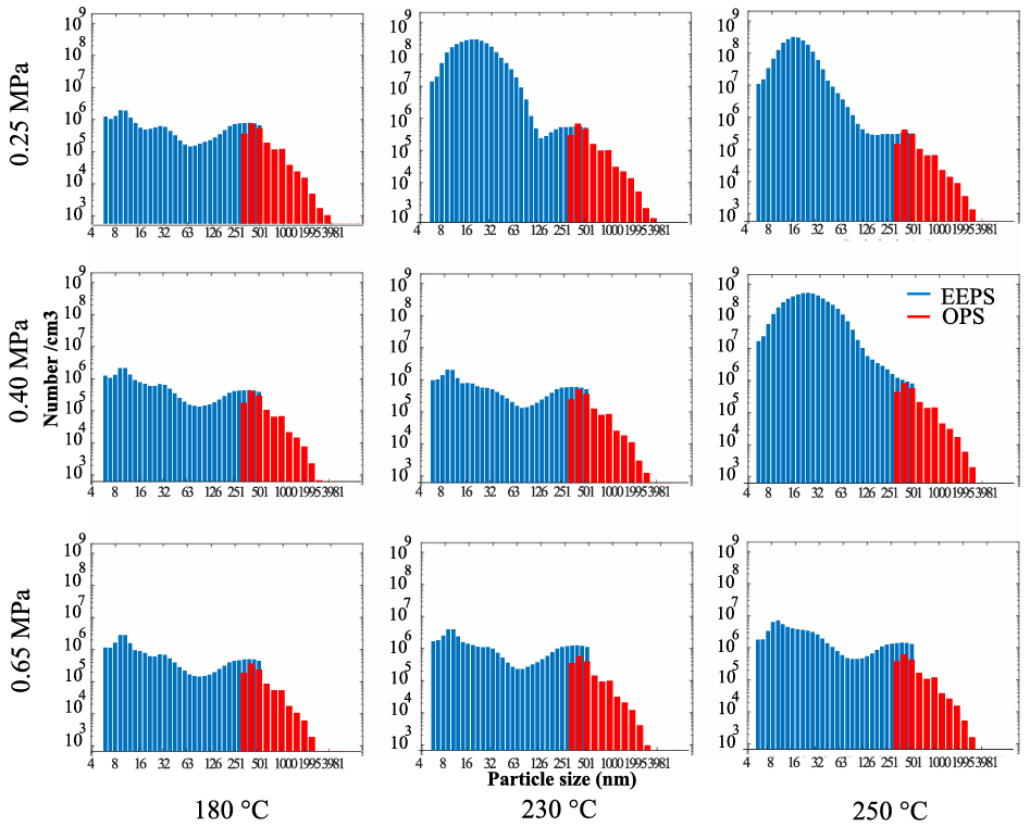


FIGURE I.19 – Comparaison des distributions de tailles des particules fines générées à 50 km/h, pour trois pressions de contact à 180°C, 230°C et 250°C mesurée avec un EEPS (en rouge) et un OPS (en bleu) [OMW+20]

Dans les travaux d'Alemani et al.[AWO18], la combinaison de la pression et la vitesse de glissement est étudiée (figure I.20) :

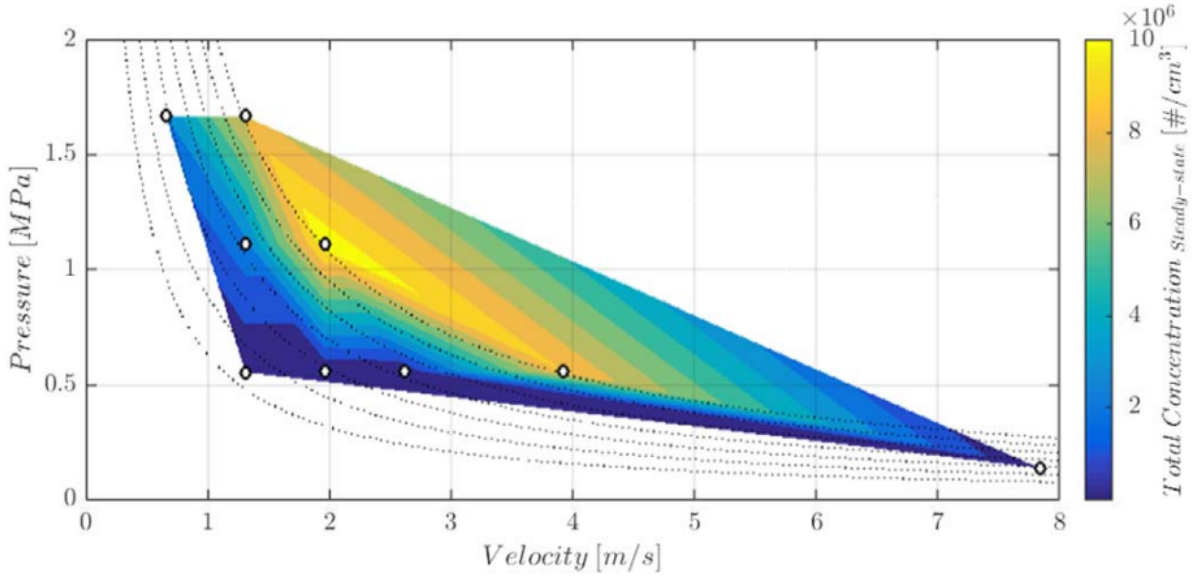


FIGURE I.20 – Comparaison des distributions de tailles des particules fines générées à 50 km/h, pour trois pressions de contact à 180°C, 230°C et 250°C mesurée avec un EEPS (en rouge) et un OPS (en bleu) [OMW+20]

Contrairement au graphique précédent (figure I.19), ici le nombre total de particules est observé. Il s'agit de la somme des particules collectées sur un impacteur collectant les particules allant de 6 nm à 10 μm. Le produit de la vitesse de glissement et de la pression étant proportionnel à la puissance de freinage (éq. I.6), le nombre total de particules semble augmenter avec cette dernière.

Au-delà des paramètres principaux du freinage, d'autres phénomènes sont à prendre en compte quant aux émissions de particules. Octau et al. [OMW+20] ainsi que Hagino et al. [HOS15] mentionnent un phénomène arrivant lorsque les freins sont relâchés. A ce moment précis où les freins sont relâchés pour redémarrer, une émanation de particules fines et ultrafines apparait comme en témoignent les graphiques ci-dessous :

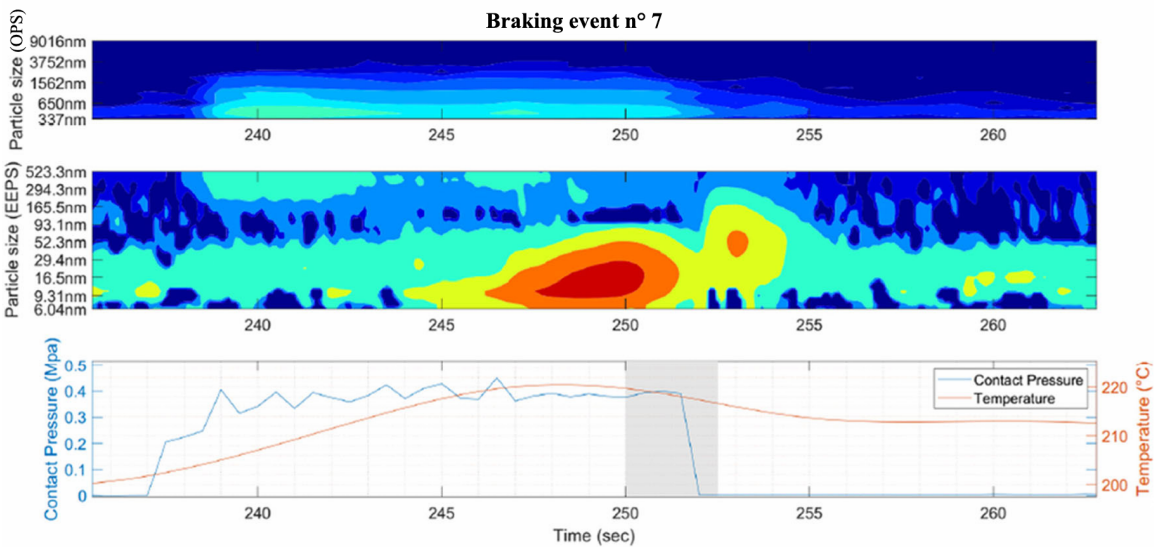


FIGURE I.21 – Spectre d'émission particulaires au cours du relâchement de la pression de freinage [OMW+20]

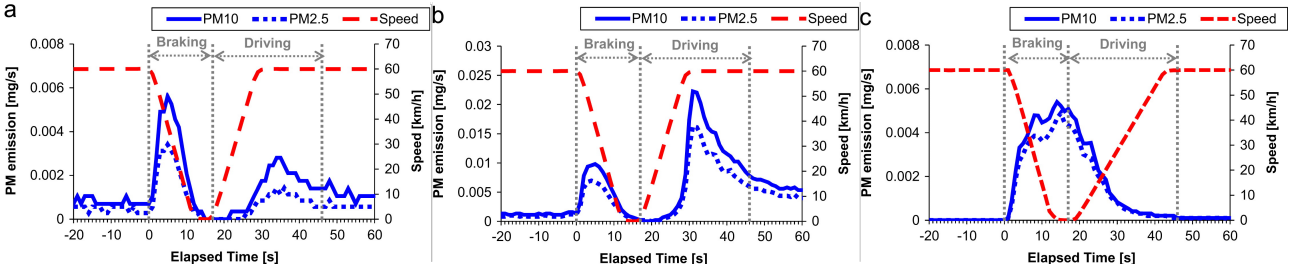


FIGURE I.22 – Emission particulaire au cours du relâchement de la pression de freinage et de la mise en mouvement du véhicule [HOS15]

Cette émission étant non négligeable et proche des usagers des transports, il sera important de ne pas l'oublier lors de la mise en place d'une solution technique pour l'endiguer. Aussi, le lien entre le crissement et les émissions de particules commence à être établi dans le freinage. [LRE17] [WCC23] [MGO+23]

Les combinaisons de matériaux sont aussi un facteur dans l'émission de particules : concernant les disques de freins, il existe, parmi d'autres, les disques en acier forgé (Gray Cast Iron –

GCI), très répandus dans l'automobile, les disques dont la surface a été traitée avec une couche de carbure de tungstène (Hard Metal Coated – HMC) ou encore les disques carbone-céramique (CC) qui sont réservés à des utilisations spécifiques (véhicules haut de gamme, sportifs ou compétition). Malgré les différences de matériaux, il reste néanmoins intéressant d'observer l'influence de ces derniers sur l'émission particulaire. Dans l'étude de Hesse et al. [HHA+21], cette influence des disques de frein est étudiée et des résultats sont présentés dans la figure suivante :

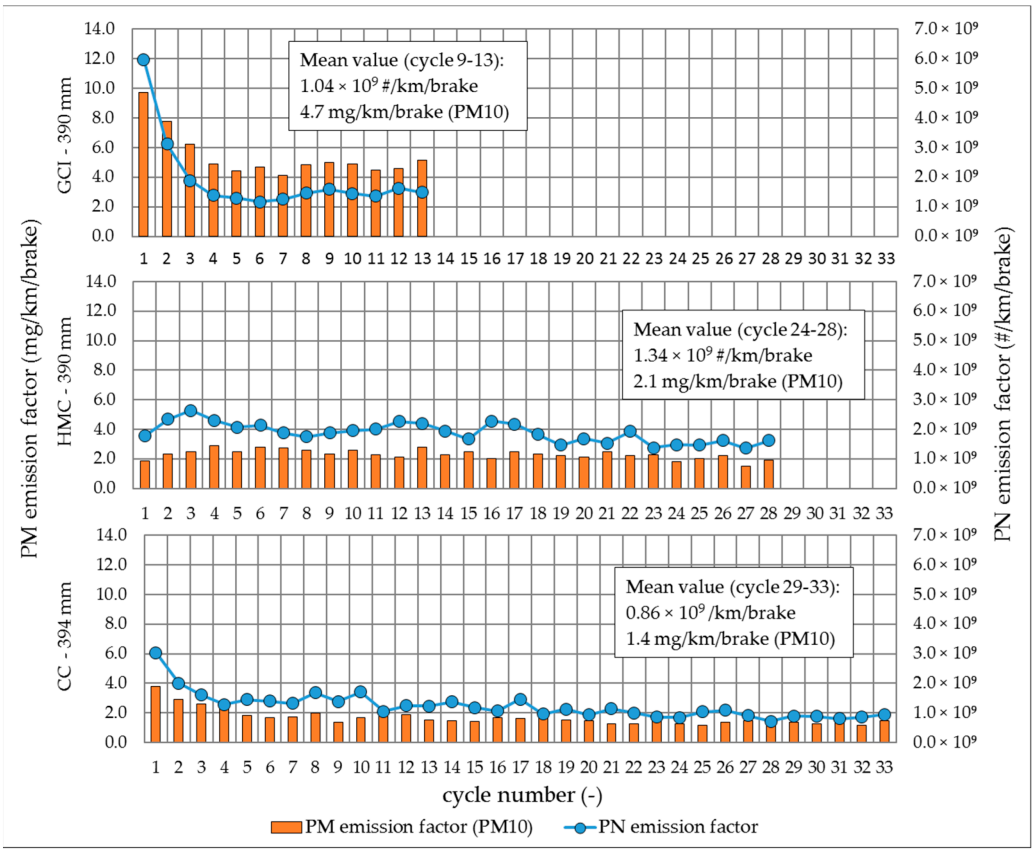


FIGURE I.23 – Evolution des émissions de particules fines au cours des cycles pour trois matérieaux de disque différents [HHA+21]

Cette figure I.23 présente 3 graphiques montrant les émissions de particules fines (PM10) en fonction du disque de frein (dans l'ordre GCI, HMC et CC). Le nombre de particules fines est significativement plus important avec les disques en acier forgé qu'avec les deux autres types de disques, ce qui a une importance étant donné que les compositions de disque en fonte et en acier sont relativement plus proches de ce qui est présent dans le ferroviaire par rapport aux autres disques.

Ces graphiques montrent aussi que l'émission lors des premiers essais pour les disques GCI et CC émettent plus de particules que lors des essais suivants pour les mêmes disques. Ceci montre que la phase de rodage n'est pas à négliger lors des futures études avec les disques en fonte.

La majorité des essais tribologiques appliqués au freinage est réalisée sur des tribomètres en configuration "pion-disque" (figure I.24) ([PXM+20], [MHS+12], [RDD03], [DRD+07], [CBDD07]). Ce montage a pour but de tester dans des conditions de laboratoire la résistance à l'usure d'un

ensemble tribologique formé de deux matériaux, en présence d'un lubrifiant ou non. La méthode consiste à mettre en rotation un disque à surface plane. Le pion (ou la bille), est maintenu fixe et est appliqué sur la surface tournante. Il appuie sur le disque de manière excentrée. L'usure générée se manifeste par l'apparition d'un « plat » sur le pion appelé calotte d'usure et d'un sillon circulaire sur le disque.

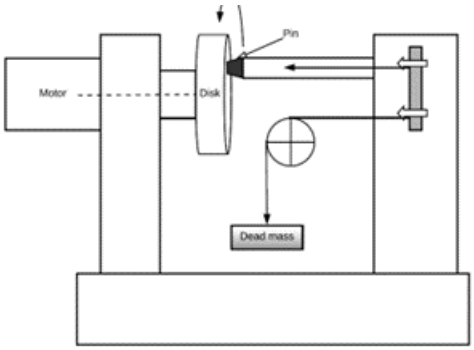


FIGURE I.24 – Schéma d'un montage pion-disque [Phi21]

L'évolution de ce tribomètre appliqué au freinage est l'utilisation de formes réalistes : le disque et la garniture ont des géométries semblables aux éléments à échelle réelle (disque plein ou ventilé, forme de garniture ...). Le montage de Octau et al. [Oct19] en est un exemple (figure I.25).

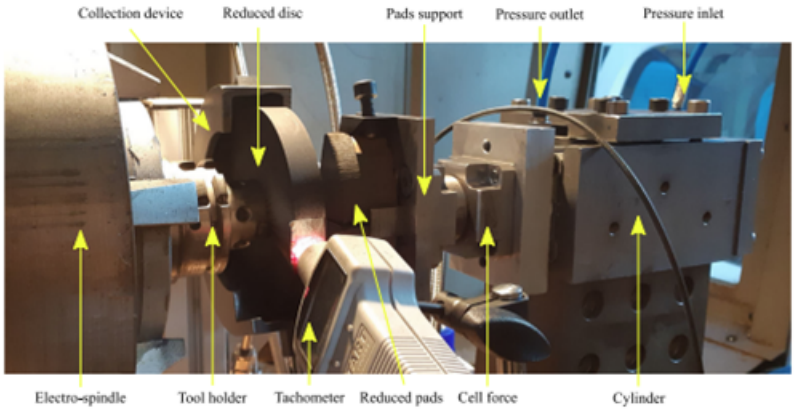


FIGURE I.25 – Montage expérimental avec récupération de particules [Oct19]

I.3 Diffusion des particules

I.3.1 Particules dans un fluide

Dans cette thèse, les particules sont au centre du sujet. L'une des principales caractéristiques est la taille de ces dernières. Cependant, les particules ayant une géométrie complexe et irrégulière, cette taille est dépendante de l'observation qu'on en fait. Ainsi, 3 notions de diamètre équivalent sont présentées ici :

— Premièrement, le diamètre équivalent en volume consiste à calculer le diamètre d'une sphère fictive ayant le même volume qu'une particule donnée :

$$D_{eq} = \sqrt[3]{\frac{6V_p}{\pi}} \tag{I.10}$$

— Deuxièmement, le diamètre de Stokes permet d'obtenir le diamètre d'une sphère dont la vitesse de sédimentation et la densité sont identiques à celle de la particule. A noter que la vitesse de sédimentation correspond à la vitesse maximale qu'est capable d'atteindre une particule en chute libre (donc soumise uniquement à sa traînée et à l'attraction de la pesanteur) :

$$D_{st} = \sqrt{\frac{18\mu V_p}{F_D}} \tag{I.11}$$

Avec V_p la vitesse de la particule et F_D la force de traînée résultant du déplacement de la particule.

— Troisièmement, le diamètre aérodynamique correspondant au diamètre d'une sphère ayant une vitesse de sédimentation identique à celle de la particule d'origine. Cependant, à la différence du diamètre de Stokes il est cette fois considéré que la sphère à une densité unitaire de $1000kg/m^3$:

$$D_\alpha = D_{eq}\sqrt{\frac{\rho_p}{1000\chi}} \tag{I.12}$$

Où ρ_p représente la masse volumique de la particule et χ est un facteur de forme de la particule (supposé unitaire pour une particule sphérique). Cette dernière notion de diamètre est celle utilisée pour les dénominations PMX (Particulate Matter X ou les particules de diamètre inférieur à X μm) présentes dans les textes réglementaires.

Dans un fluide, l'une des manières de définir le comportement d'une particule est de le faire par le nombre de Stokes [So51] : le nombre de Stokes est un nombre adimensionné quantifiant le rapport des forces d'inertie sur celui des forces de frottements visqueux. Il permet de décrire le comportement d'une particule dans un écoulement. Il représente le rapport entre l'énergie cinétique de la particule et l'énergie dissipée par frottement avec le fluide.

Ce nombre de Stokes est donné par le rapport de deux temps caractéristiques τ_p et τ_f qui sont respectivement le temps de relaxation visqueuse et le temps caractéristique d'inertie.

$$Stk = \frac{\tau_p}{\tau_f} \tag{I.13}$$

Le temps τ_p est la durée caractéristique de la diminution exponentielle de la vitesse d'une particule soumise aux frottements visqueux. Dans le cas d'une chute d'une particule dans un fluide (fig. I.26), le poids, la trainée et la poussée d'Archimède agissent.

En faisant un bilan des forces projeté sur l'axe de chute, nous obtenons l'équation suivante :

$$\frac{\pi {d_p}^3 \rho_p}{6}\frac{dv}{dt} = \frac{\pi {d_p}^3}{6}(\rho_p - \rho_f)g - 3\pi\mu_f d_p v \tag{I.14}$$

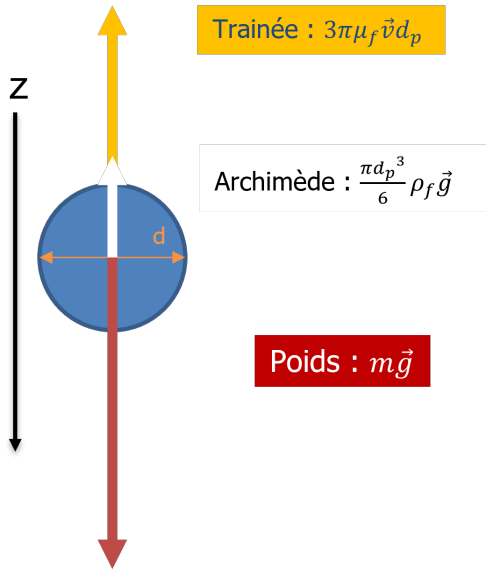


FIGURE I.26 – Schéma représentant la chute d'une particule dans un fluide et les forces agissant sur la particule

En reprenant l'équation I.14, l'écriture sous la forme canonique d'une équation différentielle du premier ordre donne :

$$\frac{dv}{dt} + \frac{1}{\tau_p}v = \frac{\frac{d_p^2}{18\mu_f}(\rho_p - \rho_f)g}{\tau_p} \tag{I.15}$$

Cette réécriture nous donne τ_p :

$$\tau_p = \frac{\rho_p {d_p}^2}{18\mu_f} \tag{I.16}$$

où ρ_p est la masse volumique de la particule, d_p le diamètre de la particule et μ_f la viscosité cinématique du fluide environnant la particule.

L'autre temps caractéristique du nombre de Stokes τ_f est le temps nécessaire à la particule pour parcourir une distance égale à son diamètre à la même vitesse (U_f) qu'un fluide si les forces externes s'appliquant à cette particule sont négligeables.

$$\tau_f = \frac{d_p}{U_f} \tag{I.17}$$

Avec les temps caractéristiques τ_p (éq. I.16) et τ_f (éq. I.17), nous pouvons réécrire le nombre de Stokes (éq. I.13) :

$$Stk = \frac{\rho_p d_p U_f}{18\mu_f} \tag{I.18}$$

De ce nombre de Stokes, nous pouvons décrire trois régimes qui sont montrés dans la figure I.27 :

— le régime de Stokes (ou régime visqueux) (Stk $\ll 1$) : les particules sont dites traceuses car elles suivent l'écoulement. Pour la mesure de vitesse par images de particules (§ I.3.3), un nombre de Stokes inférieur à 0.1 donne une erreur relative sur les vitesses de 1%. Les effets d'inertie sont négligés.

— le régime inertiel (Stk $\gg 1$) : l'influence du fluide est faible sur le mouvement de la particule. Ces particules ne sont pas considérées pour évaluer le comportement du fluide. Les effets visqueux sont négligés.

— le régime hybride (Stk ≈ 1) : les efforts d'inertie visqueux influent sur le comportement de la particule dans l'écoulement. C'est un régime intermédiaire où ni les forces visqueuses du fluide, ni l'inertie des particules ne peuvent être négligées.

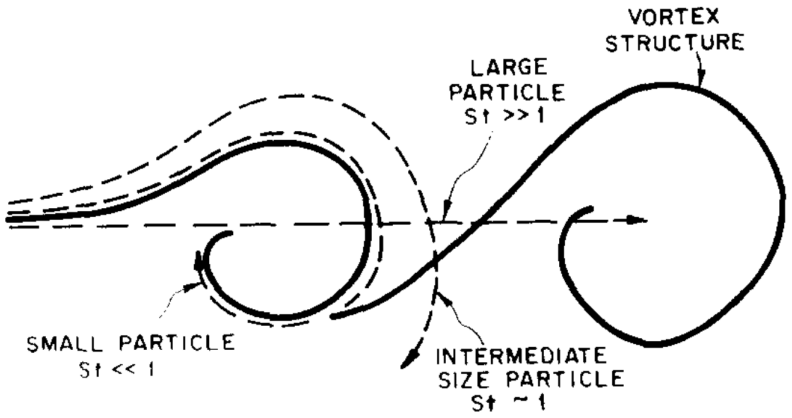


FIGURE I.27 – Schéma représentant la dispersion d'une particule en fonction de son nombre de stokes [CCT88]

Ainsi, le comportement des particules dans un fluide va principalement dépendre de leur taille et leur composition. Ce comportement est déterminé par un bilan des efforts s'exerçant sur une particules dans l'air comme dans l'équation de Basset–Boussinesq–Oseen (éq. I.19). Cette équation [Bas88] [Bou85] [Ose27] permet de s'exonérer du calcul de l'écoulement à l'échelle microscopique en remplaçant les effets locaux par divers termes correctifs de la simple traînée :

$$m_p \frac{d\mathbf{v}_p}{dt} = 3\pi\mu d_p(\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_p) + \frac{m_f}{2}\frac{d}{dt}(\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_p) + \frac{3}{2}d_p^2\sqrt{\pi\rho_f\mu}\int_{t_0}^{t}\frac{1}{\sqrt{t-\tau}}\frac{d}{d\tau}(\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_p)d\tau + (\mathbf{m}_p - \mathbf{m}_f)\mathbf{g} \tag{I.19}$$

Dans cette somme, le premier terme est la force de traînée due aux forces visqueuses pour une particules sphérique de diamètre d_p.

Le second terme est la masse virtuelle. Il s'agit d'une force qui apparaît lorsqu'une particule solide accélère dans un fluide. Elle est due au fait que, lorsqu'un objet se déplace dans un fluide, il doit déplacer une certaine quantité de fluide autour de lui. Ce fluide déplacé agit comme une masse supplémentaire qui influence l'accélération de la particule.

Le troisième terme est la force de Basset [Bas88] qui intervient lorsqu'une particule accélère dans un fluide visqueux. Elle traduit l'effet retardé de la viscosité sur le mouvement de la particule, en raison de la formation et de l'évolution de la couche limite visqueuse autour de celle-ci.

Enfin, le dernier terme est la force de gravité et la poussée d'Archimède. Dans le cas de particules de frein dans un écoulement d'air, ces particules ont un diamètre moyen faible (entre 6 nm et 10 μm) et masse volumique ρ_p très grande devant celle de l'air ρ_f. Pour ces raisons, les forces d'Archimède et de masse virtuelle sont négligeables. L'équation I.19 s'écrit alors :

$$m_p \frac{d\mathbf{v}_p}{dt} = 3\pi\mu d_p(\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_p) + \frac{3}{2}d_p^2\sqrt{\pi\rho_f\mu}\int_{t_0}^{t}\frac{1}{\sqrt{t-\tau}}\frac{d}{d\tau}(\mathbf{v}_f - \mathbf{v}_p)d\tau + \mathbf{m}_p\mathbf{g} \tag{I.20}$$

I.3.2 Nature des particules

Taille et géométrie

Les particules qui sont issues du freinage ont des tailles variables, elles oscillent entre quelques nanomètres et plusieurs micromètres. Si dans les cas théoriques elles sont souvent assimilées à des sphères parfaites, la réalité montre des particules de tout genre (arrondies, angulaires, amas de particules, compactées ...) comme le montre la figure ci-dessous issue des travaux de Kukutschova et al. [KF18] :

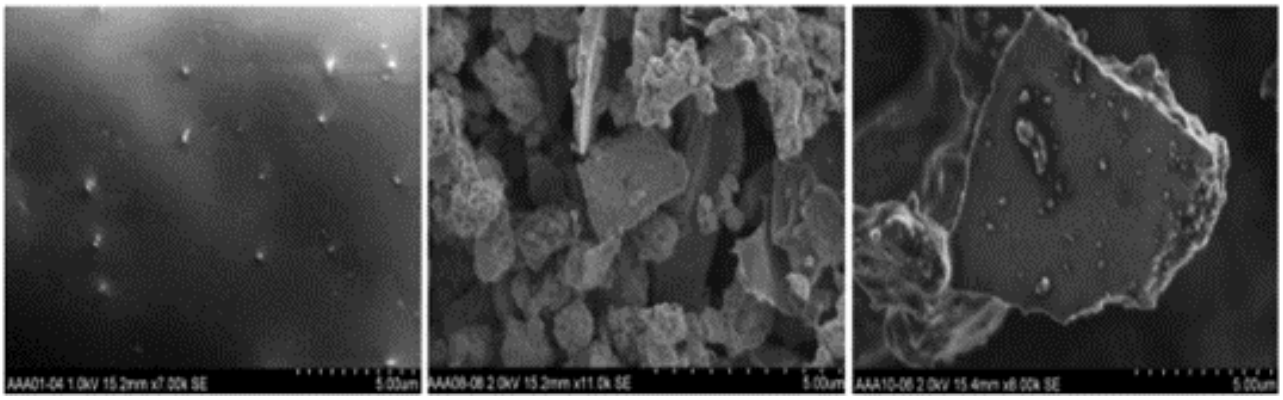


FIGURE I.28 – Images de particules de frein réalisées avec un microscopes à balayage électronique (gauche : <56nm, milieu : PM 2.5, droite : PM 10) [KF18]

Le freinage ferroviaire provoque l'apparition de particules ayant une gamme de taille et de composition très variée [LLK+18] [OMW+20]. On retrouve principalement 3 pics correspondant à des diamètres aérodynamiques de particules de l'ordre de 50 nm, 300 nm et 3 μm, leur composition est également très hétéroclite mais présente malgré tout une plus grande portion de particules fortement « carbonées » (pour les plus petites) et de particules « ferreuses » (pour les plus grosses). Ces différences influent directement sur le comportement de ces particules, en particulier sur le nombre de Stokes (équation I.13) qui varie en fonction de la taille et de

la masse volumique des particules. La figure I.29, extraite de l'étude d'Octau [OMW+20], représente l'évolution du nombre de Stokes en fonction de la taille d'une particule de différentes compositions (que l'on retrouve lors d'un freinage ferroviaire) et pour une vitesse d'écoulement d'air de 1 m/s.

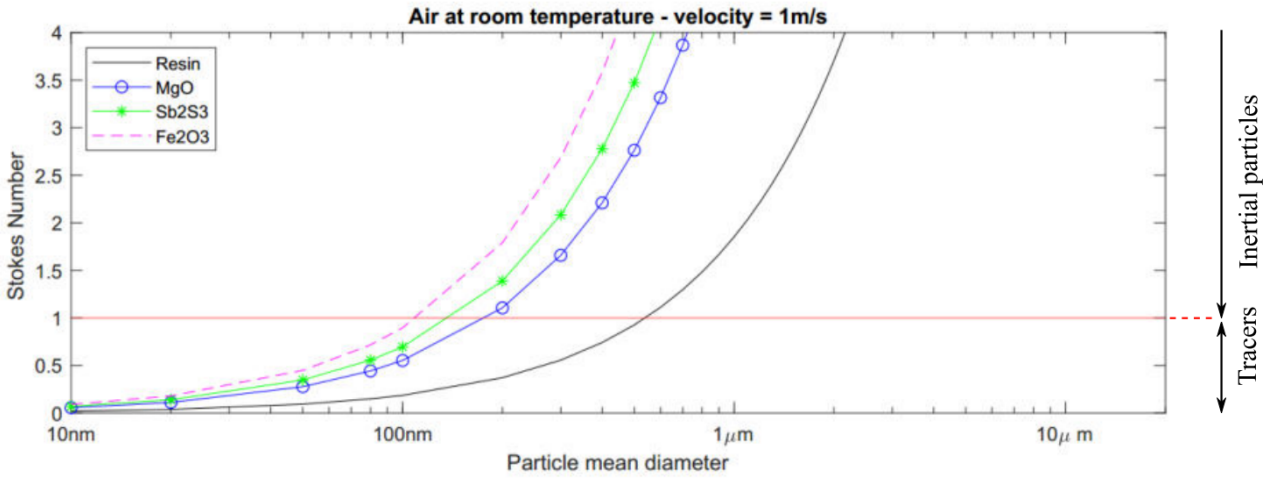


FIGURE I.29 – Evolution du nombre de Stokes en fonction du diamètre moyen d'une particule de frein [OMW+20]

Ce graphique met en lumière la nécessité de prendre en compte différents régimes d'écoulement de particules. En effet on observe que pour les particules de très petite taille ($<0.1\ \mu m$), l'écoulement se situe en régime de Stokes et les particules peuvent ainsi être assimilées à des traceurs sans masses, tandis que les autres sont des particules inertielles.

Matériaux

Les travaux sur la composition des particules de frein sont nombreux en raison de la diversité et des combinaisons possibles de matériaux constituant les éléments d'un système de freinage. Si dans nos travaux le disque de frein est en fonte et les garnitures en matière organique sans amiante, il existe plusieurs autres types de disques et de garnitures avec des compositions différentes. L'analyse EDS de la figure I.30 vient montrer à une échelle locale la présence d'oxygène et de fer autour des plateaux. Avec cette spectroscopie, nous ne pouvons que conclure par des résultats qualitatifs. Cependant, ces résultats montrent que l'oxydation et les paramètres de freinages ont un lien sur l'usure et donc les particules potentiellement générées.

L'analyse EDS réalisée lors des travaux de Octau et al. [Oct19] tend à confirmer la présence de ces éléments dans le ferroviaire (figure I.31).En plus du fer (Fe) et de l'oxygène (O), le carbone (C) et le silicium (Si) sont majoritairement présents avec des traces de baryum (Ba), magnésium (Mg), titane (Ti), phosphore (P) et d'aluminium (Al).

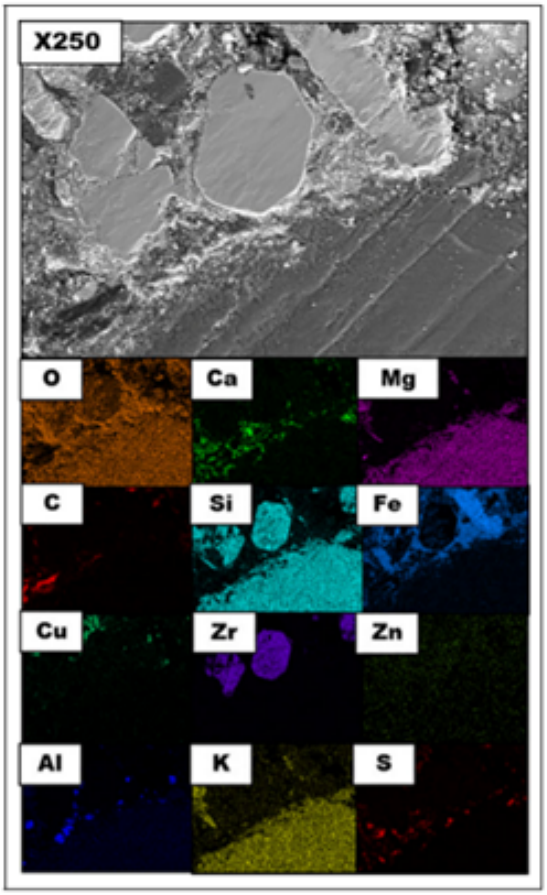


FIGURE I.30 – Analyse EDS du pion après des test à 0.43 MPa et 13.9 m/s [PXM$^+$20]

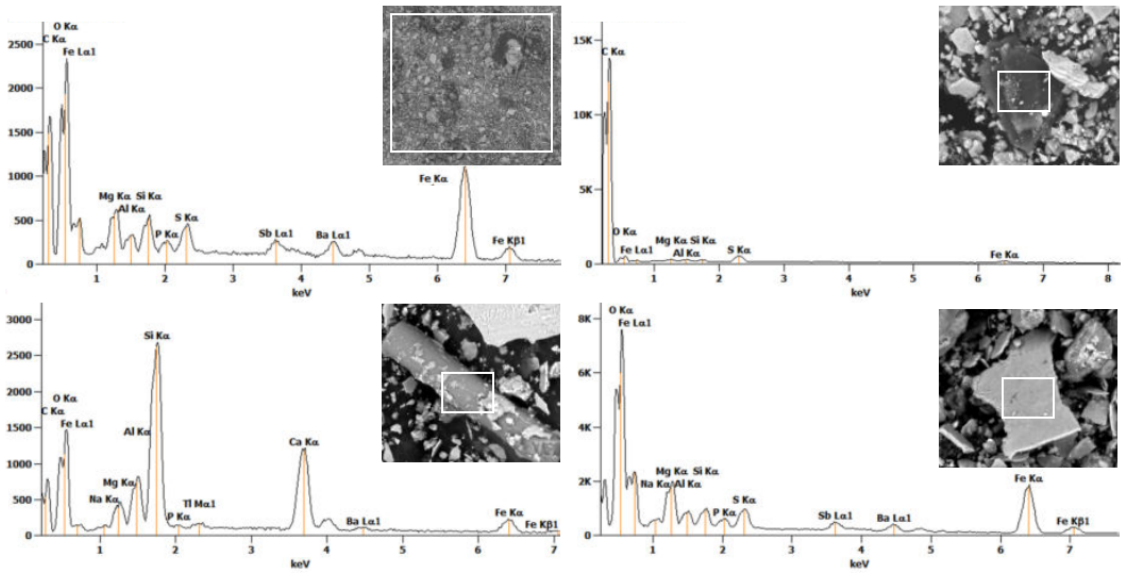


FIGURE I.31 – Analyse EDS associée à la zone observée au MEB [Oct19]

Plus généralement, les données obtenues sur la nature des particules sont comparables aux résultats trouvés dans la littérature [LLK+18], notamment pour, le carbone, l'oxygène et le fer qui sont les éléments les plus retrouvés dans les installations du métro de Séoul (tableau I.1).

Taille des particules (en μm)	0.016	0.03	0.054	0.094	0.15	0.25	0.38	0.6	0.94	1.6	2.5	3.6
Carbone (C) (%)	91.58	84.81	95.65	80.95	83.17	70.67	64.03	60.89	40.37	21.69	28.07	38.62
Oxygène (O)(%)	7.21	12.25	4.35	11.49	8.62	8.26	17.95	14.31	18.65	22.97	20.43	18.28
Soufre (S) (%)	-	2.94	-	3.39	1.48	8.86	1.55	0.87	0.78	0.79	0.6	0.76
Fer (Fe) (%)	-	-	-	1.73	1.45	12.21	14.8	20.54	34.19	47.2	44.14	37.96
Cuivre (Cu) (%)	-	-	-	1.89	1.87	-	-	-	-	-	-	-
Calcium (Ca) (%)	-	-	-	-	-	-	0.7	1.32	2.06	2.38	1.95	1.63
Silicium (Si) (%)	-	-	-	-	-	-	0.96	1.27	1.83	3.09	2.73	2.74
Baryum (Ba) (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	2.11	1.87	1.64	-
Brome (Br) (%)	-	-	-	-	3.42	-	-	0.8	-	-	-	-
Potassium (K) (%)	-	-	-	0.56	-	-	-	-	-	-	-	-
Molybdène (Mo) (%)	1.21	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Magnésium (Mg) (%)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0.44	-

TABLEAU I.1 – Composition des émissions ferroviaires captées dans le métro de Séoul [LLK+18]

I.3.3 Observations de particules dans un fluide

A partir d'une nappe LASER et d'une caméra photosensible, la vélocimétrie par images de particules (PIV) est une technique permettant de caractériser un écoulement (distribution du champ de vitesse) à partir des images obtenues. Elle fournit des mesures vectorielles des vitesse instantanées dans une section transversale d'un écoulement. Deux composantes de vitesse sont mesurées, ce qui donne des vecteurs de vitesse 2D instantanés pour tout le plan. L'utilisation de caméras numériques modernes et de matériel informatique dédié permet d'obtenir des cartes de champs de vitesses instantanées tout en étant un système non-intrusif contrairement aux tubes de pression et au fil chaud. Une nappe lumineuse éclaire la zone cible où l'écoulement doit être caractérisé (figure I.32). L'objectif de la caméra est orienté sur la zone cible. Deux images sont enregistrées au moyen d'une caméra haute fréquence synchronisée avec le LASER. Le plan de mesure est illuminé successivement par deux pulses LASER à un intervalle Δt qui est à adapter en fonction de la vitesse de l'écoulement. Plusieurs options sont envisageables pour le choix du plan à étudier, le but étant d'optimiser l'observation des trajectoires de particules : par exemple, un plan horizontal ou vertical directement en aval du disque, le long du sillage.

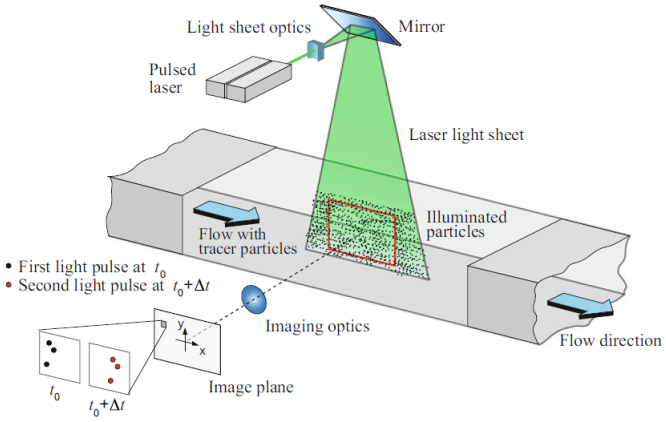


FIGURE I.32 – Schéma d'un montage typique pour la prise d'image rapide [RWKo98]

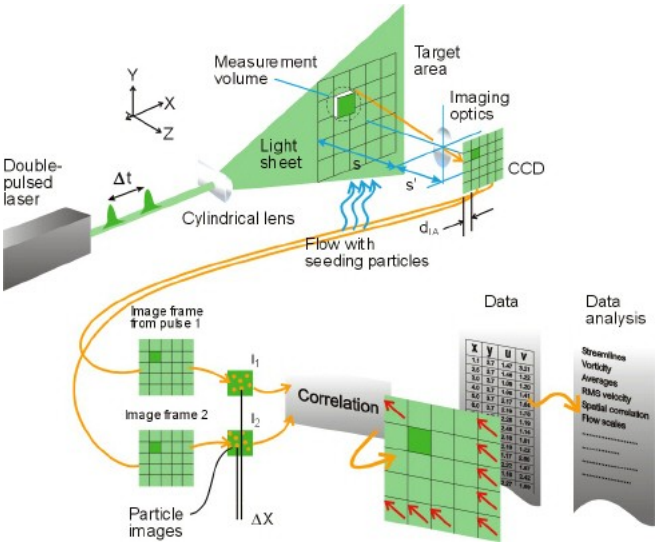


FIGURE I.33 – Schéma descriptif pour la vélocimétrie de particules par images (Dantec)

En post-traitement, chaque image est ensuite divisée en plusieurs fenêtres d'interrogation de section carrée (forme la plus fréquente mais il est possible d'utiliser d'autres formes personnalisées) de dimension d_i (contenant $M * M$ pixels) (figure I.34). La valeur de Δt dépend de la vitesse de l'écoulement et de la taille d'une fenêtre d'interrogation (I_s). [Adr05] [Gra97] [BMB+09] [SMH96].

Une fonction d'intercorrélation est ensuite calculée entre les deux images : les particules diffractent ou réfléchissent la lumière générant ainsi des zones lumineuses. Pour chaque fenêtre d'interrogation, la transformation de Fourier sur ces niveaux de lumières est appliquée à chacune des images. Cette fonction sert à déterminer le déplacement moyen des particules dans la fenêtre d'interrogation. La fonction d'intercorrélation bidimensionnelle est donnée par l'équation I.21 [SMH96] :

$$R(x,y)I1,I2 = \sum_{i=1}^{M-1}\sum_{j=1}^{M-1} I_{S1}(i,j)I_{S2}(i-\Delta x, j-\Delta y) \tag{I.21}$$

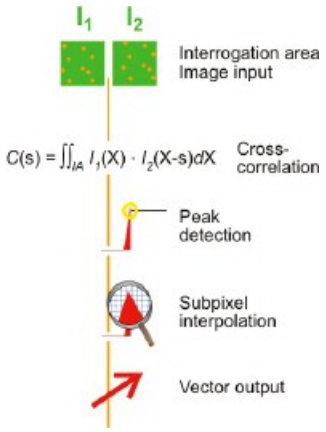


FIGURE I.34 – Schéma descriptif de l'intercorrélation (Dantec)

A noter que cette fonction est généralement calculée par des algorithmes basés sur la transformation rapide de Fourier. La représentation graphique de la transformée de Fourier inverse de cette fonction fait apparaître un pic dont l'intensité est supérieure aux autres, sous réserve de bonne calibration du système PIV. L'emplacement de ce pic donne alors le déplacement moyen $(\Delta x, \Delta y)$ des particules d'ensemencement dans la fenêtre d'interrogation. Le déplacement ainsi obtenu permet de remonter aux deux composantes u_i et v_i de la vitesse de l'écoulement dans la fenêtre d'interrogation à partir de l'intervalle de pulsation du laser choisi Δt et du grandissement G_o de l'optique de la caméra haute fréquence (éq. I.22 et I.23).

$$u_i = \frac{\Delta x_i}{G_o \Delta t} \tag{I.22}$$

$$v_i = \frac{\Delta y_i}{G_o \Delta t} \tag{I.23}$$

Le résultat de ces intercorrélations sur plusieurs deux permet d'obtenir le champ de vitesse dans un plan (figure I.35).

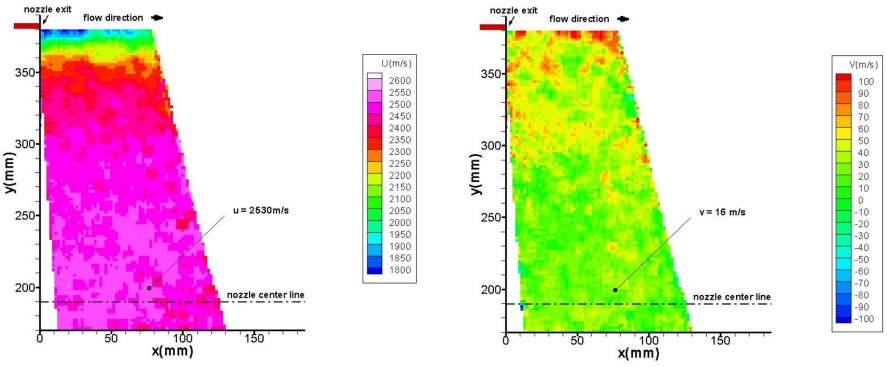


FIGURE I.35 – Champ de vitesse de la composante horizontale (gauche), verticale (droite) [GRS+10]

En reprenant l'installation représentée sur la figure I.32, la PTV (Particle Tracking Velocimetry) est une technique servant à mesurer les vitesses et trajectoires de particules en mouvement

comme la PIV. La différence entre la PIV et la PTV se fait après la prise d'image : la PTV peut utiliser toutes les particules suffisamment résolues dans l'espace, et donc visibles à l'image. Les particules sont identifiés par leur centre de gravité et sur chaque image, la particule est suivie donnant alors sa trajectoire. La PIV et la PTV constitue alors un système complémentaire permettant de couvrir l'ensemble de la gamme de taille.(figure I.36).

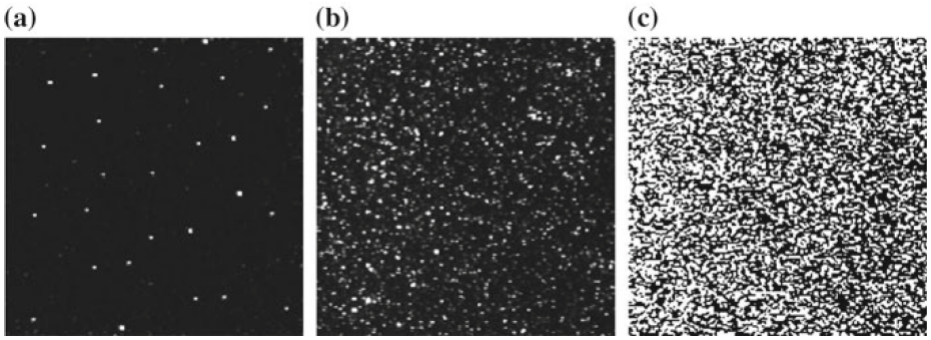


FIGURE I.36 – Images et techniques utilisées en fonction de la densité de particules ; a) Faible densité : PTV, b) Moyenne densité : PIV, c) Haute densité : LSV [RWKo98]

Concernant la PTV, un moyen d'obtenir la dynamique des particules est d'augmenter le temps ouverture de la caméra faisant directement apparaître les trajectoires appelées "filantes" (figure I.37).

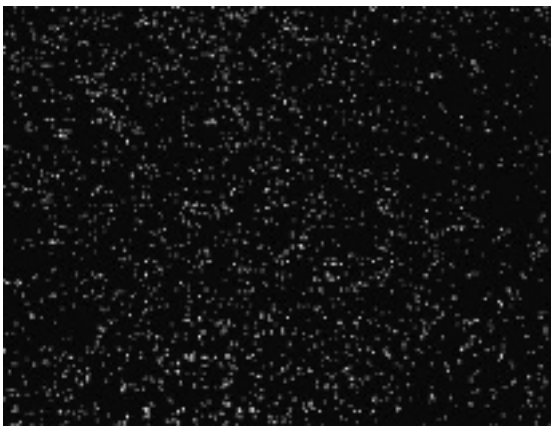


FIGURE I.37 – Image enregistrée sur plusieurs pics de lumière (Dantec)

Les expériences faisant intervenir la PIV, la PTV ou plus généralement les observations à l'aide de lasers et de caméras rapides sont nombreuses dans le domaine de l'étude des écoulements avec des applications à la micro-fluidique, aux vortex, aux phénomènes météorologiques ou encore aux transports. En se focalisant sur le dernier domaine, à savoir les transports, le freinage par disque dans la recherche concerne l'automobile et le ferroviaire notamment à cause de la récurrence des freinages.

Les études des écoulements ensemencés en particules de freinages sont plus rares et principalement pour les applications automobiles. Augsburg et al. [AGHS11] étudient sur un banc d'essai l'influence des jantes sur la dispersion des particules de frein (figure I.38). Si Augsburg

et al. maîtrisent le débit d'air entrant et sortant du dispositif, l'enceinte environnante est relativement restreinte favorisant ainsi les effets de bords si l'étude va au-delà de l'environnement disque voire de la roue. Néanmoins, la réalisation d'images pour un traitement PIV avec un ensemencement de particules de frein est possible, comme le montre la figure I.39.

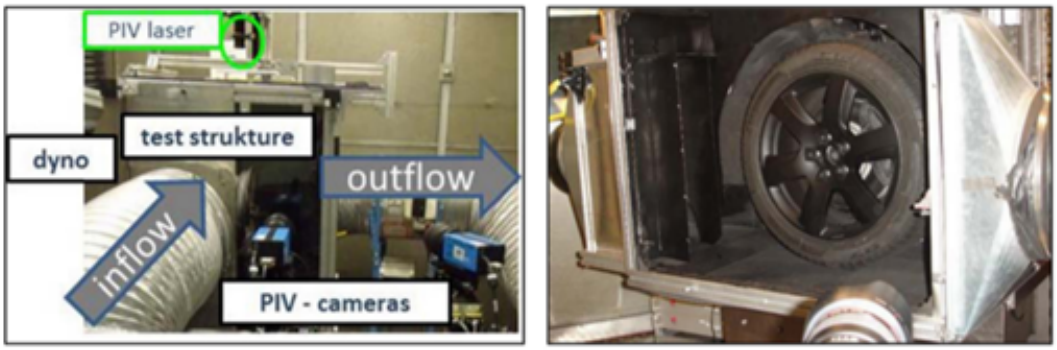


FIGURE I.38 – Montage d'observation des particules de freinage évoluant autour d'une roue de voiture [AGHS11]

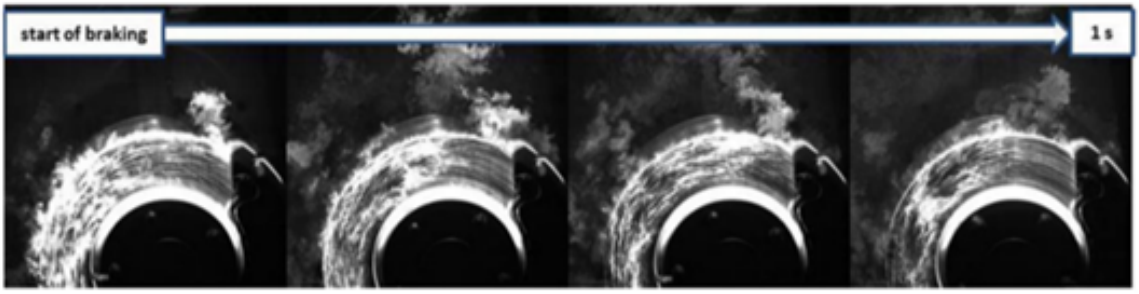


FIGURE I.39 – Vélocimétrie de particules de frein par images [AGHS11]

Cependant, certains montages dont celui de Octau et al. (figure I.40) [Oct19] sont conçus pour observer les particules de frein et avoir une tendance sur les trajectoires des émissions dans le ferroviaire (figure I.40). L'enceinte étant une machine à usiner des pièces, l'absence d'écoulement conduit à une stagnation des particules dans cette enceinte. Les images obtenues permettent de visualiser les phénomènes à la sortie du disque mais ne sont pas exploitables pour avoir un champ de vitesse (figure I.41).

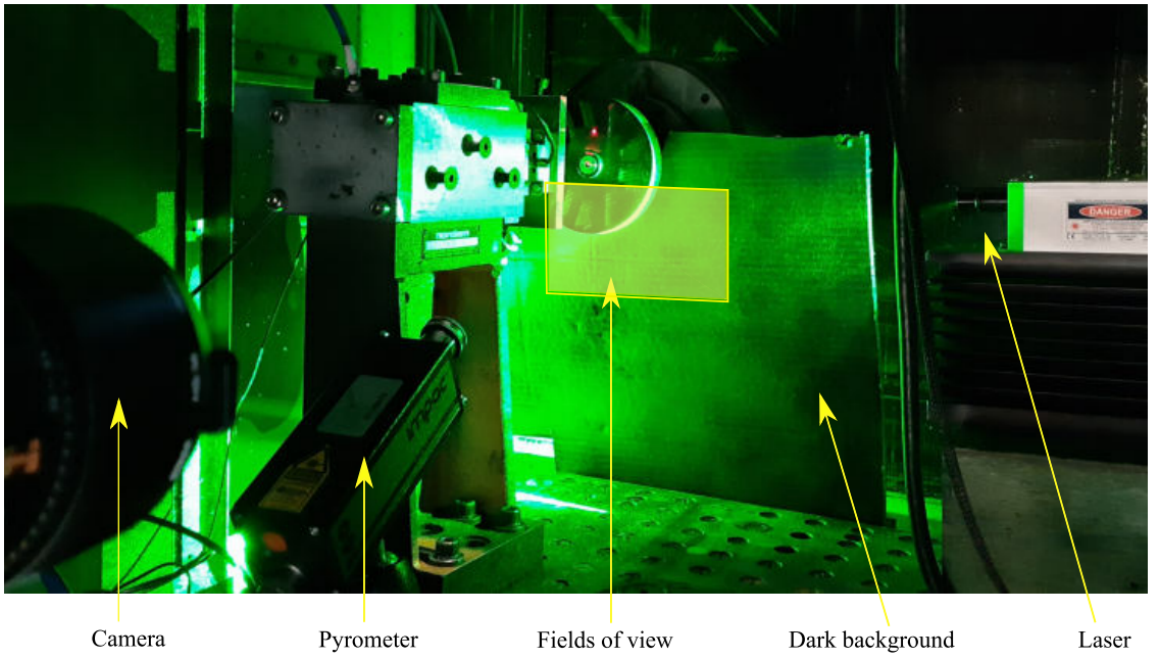


FIGURE I.40 – Montage expérimental pour la visualisation de particules [Oct19]



FIGURE I.41 – Image résultante du montage précédent [Oct19]

Durand et al. [Dur21] étudie les trajectoires de particules sous la caisse du train : des particules traceuses semblables à celles que l'on retrouve avec les particules de frein sont injectées à des endroits stratégiques d'une maquette de train (figure I.42), le tout dans une soufflerie pour reproduire des conditions d'écoulement réalistes (figure I.43).

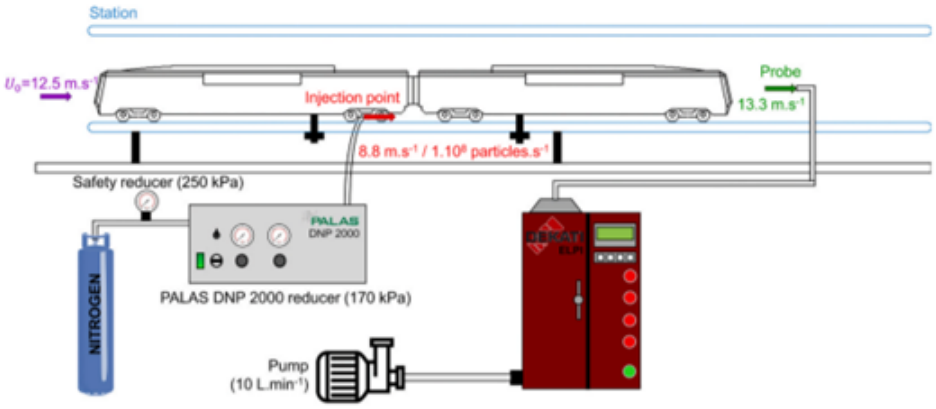


FIGURE I.42 – Schéma de montage expérimental avec injection de particules à des endroits stratégiques du train [Dur21]

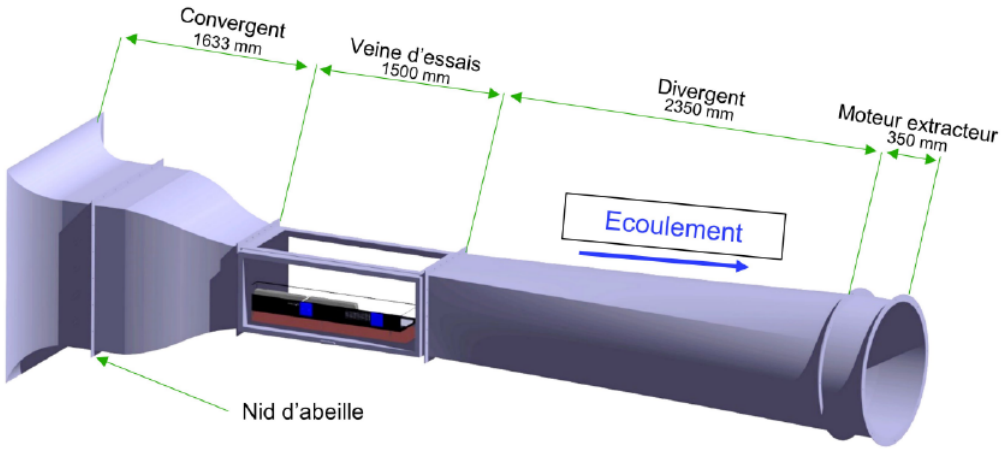


FIGURE I.43 – Représentation de la soufflerie utilisée par Durand et al. [Dur21]

Dans cette étude, Durand [Dur21] a injecté des particules mais n'a pas réalisé le suivi sur des particules générées par le frein. Les conditions d'ensemencement sont différentes d'Augsburg et al. [AGHS11]. En conséquence, la maîtrise des paramètres autour de ces particules (forme, dimension, matière, traceur) rend la manipulation plus simple et plus facile à maîtriser afin d'avoir des résultats. Si cette méthode permet de valider des modèles théoriques et numériques et de s'affranchir de certains paramètres problématiques lors de l'analyse, l'aspect transitoire de la production de particules(figure I.41)n'est pas pris en compte. Néanmoins, les conditions d'écoulements réalistes dans le montage de Durand et al. [Dur21] sont une plus-value comparée aux deux autres études pour évaluer l'influence de l'écoulement sur les trajectoires.

La PIV et la PTV utilisant des caméras et des lasers, la lumière est un paramètre primordial. En effet, la qualité de la lumière va définir la quantité d'information qui va nous être restituée.

Dans le cas de particules traceuses, la géométrie et la nature des particules est parfaitement connue. Par exemple, les gouttes d'huiles d'olive allant de 1 à 10 μm sont très souvent utilisées en raison de leur forme sphérique et de la diffusion de la lumière qu'elles offrent (fig. I.44 et I.45).

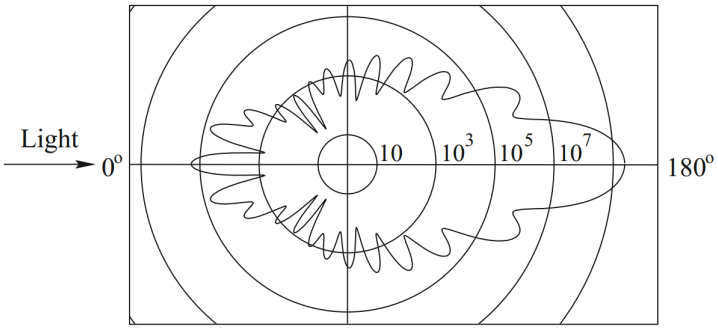


FIGURE I.44 – Diffusion de la lumière au travers d'une goutte d'huile d'olive de 1 μm [RWKo98]

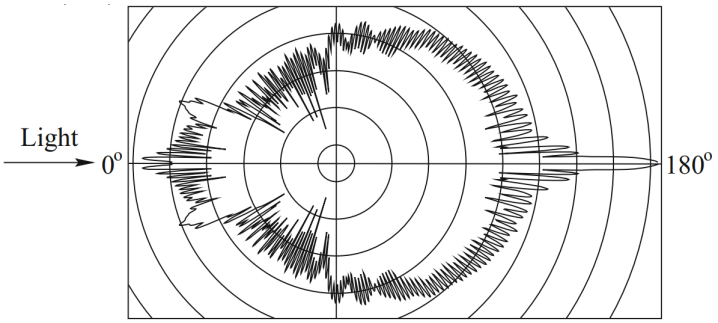


FIGURE I.45 – Diffusion de la lumière au travers d'une goutte d'huile d'olive de 10 μm [RWKo98]

Appliquées au particules de frein, la PIV et la PTV doivent être pratiquées en connaissant certaines limites sur ces particules : la géométrie de ces particules n'est pas régulière et pas nécessairement sphérique (figure I.28). Plusieurs problèmes sont inhérents à ces géométries et à la nature des particules :

— l'ensemencement issue d'un freinage n'est pas homogène. Les particules sont issues d'un point ou d'une zone d'émission donc l'analyse PIV ne peut se faire que dans les zones ensemencées.
— les plus grosses particules sont discernables à la caméra. Ainsi, ces particules contribuent majoritairement au calcul contrairement aux ultrafines. Néanmoins, si la concentration de particules ultrafines est suffisamment importante, des nuages de ces particules peuvent contribuer aux calculs PIV.
— la rotation des particules sur elles-même peut avoir une influence sur l'observation et/ou le comportement des particules.
— les particules n'étant pas transparentes, la lumière restituée est essentiellement celle issue de la réflexion des particules. Cette réflexion de lumière est dépendante de la géométrie non-régulière avec des angles et des aspérités ;
— les matériaux des particules de frein n'ont pas la même composition (oxyde de fer, résine ...) et donc pas la même masse volumique, paramètre influant le nombre de Stokes

(éq. I.18). Ainsi, le caractère traceur ou non-traceur des particules est à déterminer en fonction de la nature des particules (figure I.29).

Même si ces particules de frein ont des propriétés particulières induisant un comportement différent des particules couramment utilisées en PIV, des travaux ont montré qu'il était possible d'observer les particules de frein [Oct19] (figure I.41) voire de les utiliser pour une analyse quantitative (figure I.39).

I.4 Synthèse et perspectives

La réduction des émissions de particules fines passe par la compréhension des mécanismes y contribuant. De nombreux travaux ont été menés dans le domaine de l'automobile [EBJ99] [Bak13] [Bel12] [HOS15] [HHA+21] [MGS+18] [PXM+20]. Bien que les recherches dans le ferroviaire aient émergé depuis quelques années [CBDD07] [DRD+07] [DD08] [OMW+20] [PDW04] [DFRF+23], la caractérisation des émissions de particules dans le domaine reste à approfondir.

La littérature fait état de résultats tribologiques sur les causes des émissions, incluant les pressions [MBD04] [AWO18], vitesses de glissement [AWO18] [HOS15] et températures [MGS+18] [VGS+22] [Rou05] [SJP+21] à l'interface du disque de frein et de la garniture. Ces résultats font partie des études sur les interactions solide-solide parmi lesquelles on compte aussi l'usure et l'analyse des composants et particules émises, les mécanismes d'usure (adhésion, abrasion, fatigue, érosion) et l'étude du 3ème corps [Ber90] à prendre en compte pour la stabilité du contact et donc des émissions particulaires [DRD+07] [DD08] [CBDDB08].

L'analyse de ces facteurs est souvent réalisé de manière individuelle afin d'observer les phénomènes résultant de la modification d'une variable à la fois. Cependant, dans le cadre du freinage à disque ferroviaire, l'observation tend à indiquer que la combinaison de plusieurs de ces paramètres fait varier la quantité ainsi que la distribution en taille des particules [OMW+20] [AWO18].

De nombreuses recherches traitent aussi de la nature des particules, que ça soit en terme de taille [KMT+11] [KF18] [OMW+20] mais aussi de composition à la source de production [OMW+20] [HHA+21] [DFRF+23].

En parallèle, l'étude de la dynamique d'émission menée dans le ferroviaire s'est limité dans la littérature à injecter des particules semblables à celles rencontrées dans le cas réel : elles sont introduites proche d'un disque pour émuler l'éjection et identifier les trajectoires au moyen d'analyses d'images (PIV, PTV ...) [DMF+21] [Dur21]. Si cette méthode permet de valider des modèles et de s'affranchir de certains paramètres problématiques lors de l'analyse, certains phénomènes transitoires apparaissant avec des particules de frein ne sont pas pris en compte [Oct19] [AGHS11]. Analyser des émissions réelles de particules de frein permet aussi une comparaison avec des modèles de diffusion numérique établis en CFD [AGHS11].

Ainsi, cette thèse aborde les émissions de particules par une étude multiparamétrique tout en évaluant les trajectoires privilégiées et les champs de concentrations de particules issues du freinage. Les deux axes seront comparés avec des mesures locales issues de compteurs afin de mieux comprendre le couplage entre l'émission et la diffusion des particules. Le chapitre suivant décrit la méthodologie et les moyens expérimentaux mis en œuvre pour ces travaux.

Chapitre II

Méthodologie expérimentale

Les campagnes expérimentales réalisées au cours de ce travail de recherche ont été développées pour répondre à deux objectifs principaux : (i) se rapprocher de conditions réalistes en soumettant le disque de frein à un écoulement incident pour étudier l'impact de ce dernier sur l'émission et surtout la dispersion des particules de freinage ; (ii) l'accès à la mesure du champ de vitesse, aux trajectoires et aux distributions spatiales de particules autour du disque en appliquant des méthodes issues de la mécanique des fluides.

Ce chapitre présente les moyens expérimentaux mis en œuvre, de la conception du banc d'essai à son installation dans la soufflerie, des différents compteurs de particules aux techniques optiques de visualisation des particules. Ce chapitre décrit aussi les quatre campagnes d'essais qui ont été réalisées afin de traiter spécifiquement les facteurs d'émission (campagnes 1 et 2), la dispersion des particules (campagne 3) et les parcours types simulant les sollicitations réelles d'un système de freinage au cours d'un trajet (campagne 4). La quantité et la diversité des données recueillies a nécessité un important travail de synchronisation, d'organisation et de pré-traitement. Cette étape est détaillée en dernière partie de ce chapitre.

II.1 Montage expérimental et environnement 62
II.1.1 Banc de freinage 62
II.1.2 Soufflerie 68
II.1.3 Mesures des émissions 70
II.1.4 Moyens de visualisation 83
II.2 Campagnes d'essais 85
II.2.1 Base de donnée initiale 85
II.2.2 Campagnes n°1 et n°2 : Analyse des facteurs d'émission 86
II.2.3 Campagne n°3 : Visualisation des particules 90
II.3 Conditionnement des données 92
II.3.1 Acquisition des données 92
II.3.2 Pré-traitement des données 93

II.1 Montage expérimental et environnement

II.1.1 Banc de freinage

En s'inspirant des bancs de freinage utilisés pour des essais tribologiques de type pion-disque, un banc de freinage a été conçu dans ces travaux. Les objectifs de ces derniers étant différents des études tribologiques déjà établies, des choix techniques vont être présentés dans le descriptif de ce banc afin d'en justifier sa conception.

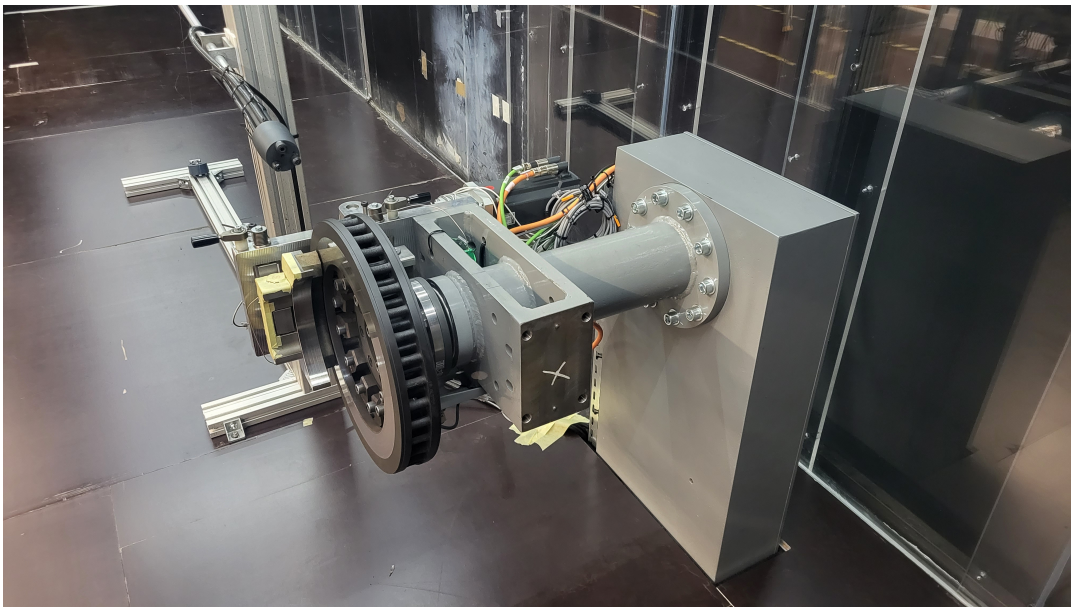


FIGURE II.1 – Banc d'essai de freinage et son environnement

Le banc de freinage (figure II.1) est prévu pour accueillir un disque de freinage de 400 mm de diamètre extérieur et le système de freinage. Ce banc vient s'intégrer dans la soufflerie (figure II.8). Le banc d'essai est conçu avec le minimum d'éléments au sein de la veine de soufflerie en dehors du disque et du système de freinage pour limiter son caractère intrusif vis-à-vis du flux d'air.

Pour cette raison, le banc se compose d'une partie supérieure dans la veine de soufflerie, comprenant le disque, l'étrier et ses garnitures, les actionneurs, les capteurs, et d'une partie inférieure située sous la soufflerie avec le groupe moto-réducteur (figure II.2). La liaison entre les deux est assurée par un système de transmission. Le tout est monté sur un châssis permettant au banc de freinage d'être monté et descendu pour les opérations de maintenance et la gestion de la hauteur du disque.

Dans cette partie basse, le moteur électrique assure la fonction principale d'asservir la vitesse de rotation et le couple du disque à une consigne statique ou dynamique. Ceci permet de maintenir la vitesse de rotation du disque constante lors de l'application d'un effort de freinage ou bien de suivre un profil de vitesse émulant un arrêt sur un trajet réel : le moteur simule l'inertie du train. La rotation du moteur est transmise au disque par un ensemble poulies-courroie crantée sans rapport de réduction (1 : 1). Ainsi, le couple et la vitesse de rotation du disque sont identiques à celles du moteur, au rendement de la transmission près.



FIGURE II.2 – Structure située sous la soufflerie

Dans la partie haute se trouvant dans la soufflerie, le système de freinage comprend tous les éléments permettant d'appliquer une force de freinage sur le disque. Cela inclut l'étrier de frein, les actionneurs, un ensemble de capteurs et le système de pilotage associé. Les 2 garnitures de freins sont positionnées de part et d'autre de la surface frottante du disque. Ce choix est fait pour reproduire au mieux la géométrie d'un système réel de frein à disque ferroviaire.

Le système de freinage contient un actionneur électrique et un système de cames de renvoi permettant d'appliquer un effort de freinage identique sur chaque garniture. L'effort de freinage se fait en appliquant un effort radial sur la piste du frottement du disque. La plage d'effort appliquée sur chaque garniture est comprise entre 0 et 2500 N, soit 5000 N au total. Cette effort est mesuré à l'aide de jauges de contraintes.

En ce qui concerne les consommables du système, le disque de frein utilisé est un disque en fonte de 400mm de diamètre ventilé (figure II.3).

Pour les garnitures, un travail a été fait pour les dimensionner. Deux critères sont utilisés pour définir la surface des garnitures à l'échelle réduite : la limite du banc et le critère de similitude thermomécanique [RDD03]. Concernant la limite du banc, elle va provenir du couple maximal que le moteur peut fournir. L'ensemble des détails sur le dimensionnement des garnitures de frein est disponible dans l'annexe A.

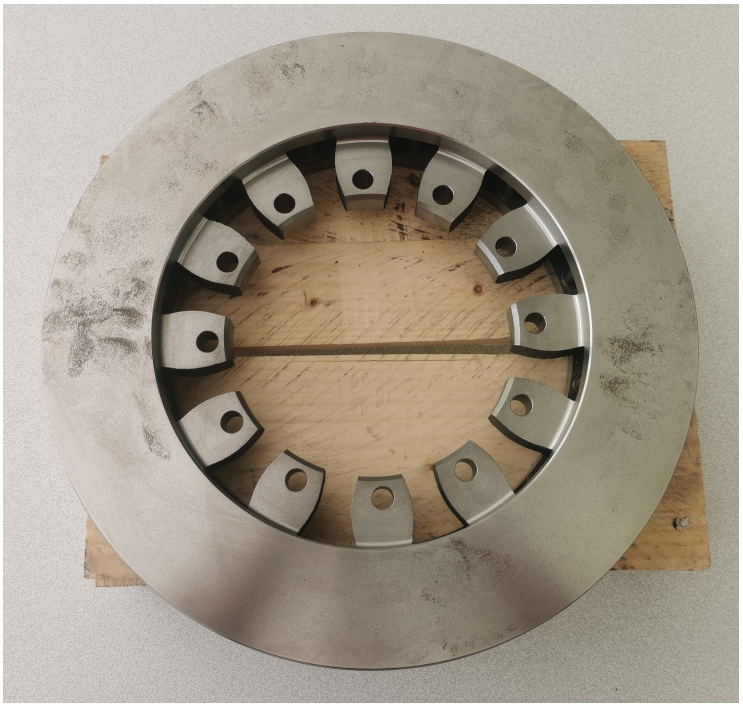


FIGURE II.3 – Photo du disque neuf

Pour le critère de similitude thermomécanique, d'après [RDD03], l'équation de la chaleur permet d'obtenir une expression de l'élevation maximale de la température moyenne de surface à décélération constante :

$$\Delta\theta_{\max} = \frac{4}{3}\sqrt{\frac{2}{\pi}}\frac{1}{\sqrt{T_f}}\frac{Q}{\xi_d S_d + \xi_g S_g} \tag{II.1}$$

T_f représente la durée de freinage ; ξ_d et ξ_g sont les effusivités thermiques, identiques entre les deux échelles. L'élévation de température en surface $\Delta\theta_{max}$ dépend de l'énergie cinétique Q, la surface frottée du disque S_d et la surface frottante de la garniture S_g. La température maximale de surface au cours d'un freinage d'arrêt sera identique à une échelle réduite à condition de respecter les égalités suivantes :

$$k = \frac{Q_1}{Q_r} = \frac{S_{g1}}{S_{gr}} = \frac{S_{d1}}{S_{dr}} \tag{II.2}$$

Dans l'équation II.2, les indices 1 et r correspondent respectivement aux échelles 1 et réduites.

Ceci définit le facteur de changement d'échelle k et conditionne la géométrie de contact à échelle réduite. Un rapport $k = 5$ donnant une surface de garniture de 80 cm^2 est sélectionné au regard des critères choisis (détails dans l'annexe A). Ce rapport de réduction nous permet d'obtenir la surface frottée du disque sélectionné. Cette surface est déterminée par le rayon intérieur et le rayon extérieur de frottement :

$$\pi * (R^2_{\text{ext_frottement}} - R^2_{\text{int_frottement}}) = S_{dr} = \frac{S_{d1}}{k} \tag{II.3}$$

Pour simplifier la conception de la garniture à l'échelle réduite et respecter le critère de similitude thermomécanique, les rayons intérieurs et extérieurs de frottement du disque définiront les rayons intérieurs et extérieurs d'un secteur angulaire servant de base de départ. Ainsi le rayon extérieur de frottement peut être défini avec la hauteur de garniture :

$$R_{\text{ext_frottement}} = R_{\text{int_frottement}} + h_{\text{garniture}} \tag{II.4}$$

Concernant le rayon intérieur de frottement, pour réduire au maximum l'effort tangentiel, il s'agira du rayon intérieur du disque valant 132,5 mm. Ainsi, en respectant le critère de similitude thermomécanique, la hauteur de garniture vaut 37,5 mm et le rayon extérieur de frottement vaut 170 mm.

Les garnitures d'un système à échelle réelle sont en deux parties : deux demi-garnitures sont montées de part et d'autre du disque. Ainsi, la conception des garnitures à échelle réduite respecte cette conception.

Pour observer la dynamique des particules, le secteur angulaire que couvre les garnitures sur le disque à l'échelle 1 est reproduit. Le matériau d'origine est celui d'une demi-garniture à l'échelle 1 sans rainure et sans queue d'aronde (figure II.4) : elle couvre un angle de 36°. Ainsi, nous obtenons la forme extérieure de garniture suivante à échelle réduite (figure II.5).



FIGURE II.4 – Demi-garniture brute dans laquelle est découpée la garniture réduite



FIGURE II.5 – Demi-garniture découpée

Un jeu de garnitures est donc composé de 4 demi-plaquettes portant la surface de frottement à 160 cm^2. Cette surface représente 1/5ème de l'échelle 1 et permet d'atteindre les 0,3MPa requis avec 5000N de force normale appliquée.

Concernant l'émulation de la vitesse du train, on cherche à reproduire une vitesse de glissement équivalente entre le disque et les garnitures :

$$V_{glis_{1:1}} = V_{glis_{red}} \leftrightarrow R_{disque_{1:1}} \cdot \omega_{1:1} = R_{disque_{red}} \cdot \omega_{red} \tag{II.5}$$

avec V_{glis} la vitesse de glissement, R_{disque} le rayon du disque et ω la vitesse angulaire. 1 : 1 et red représentent respectivement l'échelle 1 et l'échelle réduite.

La vitesse angulaire à l'échelle 1 est déterminée en divisant la vitesse linéaire du train V_{train} par le rayon de la roue R_{roue}. Dans notre étude, un diamètre de roue 825 mm est retenue, correspondant une roue mi-usée. La vitesse de glissement à l'échelle 1 peut s'écrire :

$$V_{glis_{1:1}} = \frac{R_{disque_{1:1}}}{R_{roue}} \cdot V_{train} \tag{II.6}$$

L'égalité cherchée entre les vitesses de glissement aux deux échelles permet d'isoler la vitesse de rotation à l'échelle réduite permettant de définir la consigne de vitesse du banc :

$$\omega_{red} = \frac{R_{disque_{1:1}}}{R_{roue} \cdot R_{disque_{red}}} \cdot V_{train} \tag{II.7}$$

Cependant, avec la hauteur des garnitures, il existe un gradient de vitesse non négligeable entre le rayon intérieur et le rayon extérieur de frottement. Á l'échelle 1, pour une vitesse de train de $110km/h$ avec une roue mi-usée ($\varnothing = 825mm$), la vitesse de glissement sur la piste de frottement varie de $V_{\min_{1:1}} = 12.2m/s$ à $V_{\max_{1:1}} = 22.6m/s$ entre le rayon intérieur et le rayon extérieur de la bande frottée du disque. Avec la réduction d'échelle, le gradient de vitesse sera réduit.

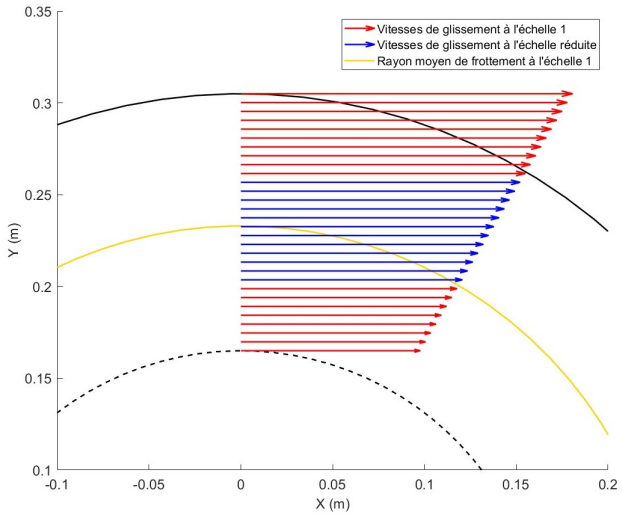


FIGURE II.6 – Vitesse de glissement et représentativité entre l'échelle 1 et l'échelle réduite

La figure II.6 ci-dessus montre que la vitesse de glissement à l'échelle réduite est similaire à celle se trouvant autour du rayon moyen de freinage à l'échelle 1, à savoir entre 15 et 19.2 m/s.

Concernant le troisième et dernier paramètre de freinage, la température est mesurée sur les garnitures et le disque de manière différente.

Pour les garnitures, deux thermocouples de type K sont utilisés (un de chaque coté) et fournissent une température sur une gamme allant de -200 à 1260 °C avec une précision de ±2.2. Leur placement est le suivant :

— le thermocouple est inséré 4mm derrière la surface de frottement en passant par la tranche de la garniture. Cette valeur est arbitraire. Elle permet d'avoir un compromis entre proximité de la mesure avec la surface de frottement et usure de la plaquette.
— le thermocouple est placé de sorte à ce qu'il y ait autant de surface frottée au dessus qu'en dessous de celle-ci.
— de manière analogue, le thermocouple étant placé sur une demi-plaquette, il y a autant de surface frottée à gauche et à droite de celle-ci.

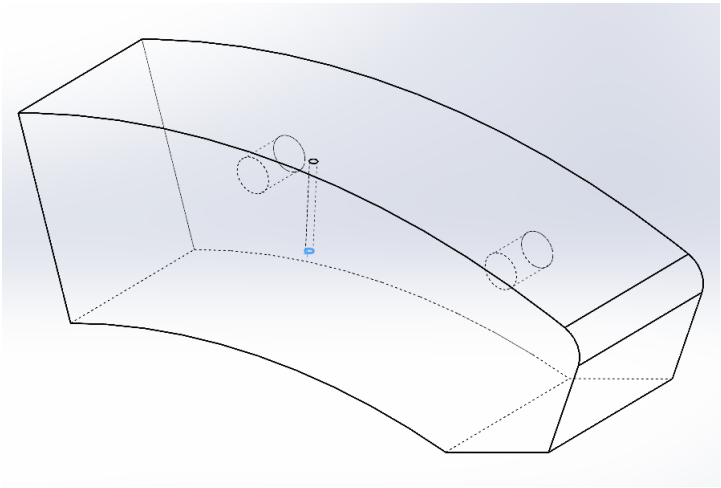


FIGURE II.7 – Placement du thermocouple dans la garniture vue en 3D

La température du disque est mesurée par un pyromètre infrarouge. Ce choix permet de ne pas altérer la surface de contact en étant à distance. Cependant, ce capteur étant optique, il est sensible aux réflexions et à l'effusivité du matériau pointé. Pour ces raisons, une peinture noire, dont l'effusivité est élevée et connue, est appliquée sur une partie non frottée du disque. Ainsi, bien que ce ne soit pas la température de la piste de frottement qui soit mesurée, la valeur reste proche et la mesure fiable.

La mesure de la température du disque est corrigée de la manière suivante :

$$T_{corr} = \frac{T_{mes} - 273,15}{\sqrt[4]{\epsilon}} + 273,15 \tag{II.8}$$

avec $\epsilon = 0.92$ l'effusivité de la peinture noire et la température mesurée T_{mes} avec une précision de$\pm 2\%$.

En résumé, le tableau II.1 récapitule les caractéristiques techniques du banc :

Disque	Ventilé en fonte forgée	
Garnitures	Pleine, 4 demi-garnitures, 160 cm^2	
Nombre de faces frottées	2	-
Puissance électrique maximale	63	kVA
Vitesse angulaire maximale	1200	tr/min
Vitesse linéaire émulée maximale	110	km/h
Force nomale maximale appliquée	5000	N
Pression maximale appliquée	0,3125	MPa
Couple admissible	320	N.m

TABLEAU II.1 – Caractéristiques techniques du banc

Ainsi, le banc de freinage permet de maîtriser ainsi que de mesurer les variables inhérentes au freinage. Le respect du critère thermomécanique ainsi que la représentativité géométrique du système permettent la comparaison et l'établissement de nouvelles données comparables à la littérature et utilisables dans le futur.

Concernant l'impact de la réduction d'échelle sur les effets aérodynamiques, la similitude liée aux nombres de Reynolds a été étudiée. Avec une valeur identique de vitesse d'écoulement de $U_\infty = 5$m/s, le nombre de Reynolds associé au sillage du banc dans l'écoulement incident $Re_D = U_\infty D_{disque}/\nu$ passe de 195000 environ à échelle réelle, 128000 à l'échelle réduite. Si on s'attache au régime d'écoulement turbulent induit par la rotation du disque et perturbé par la plaquette de frein, le nombre de Reynolds basé sur la vitesse et le rayon de frottement $Re_{frott} = V_{frott}R_{frott}/\nu$ est compris entre 80000 et 176000 à échelle réelle selon les configurations (50, 85, 110 km/h). À échelle réduite, ce nombre de Reynolds est compris entre 52000 et 116000.

Bien qu'il y ait une différence (directement proportionnelle au facteur d'échelle de 1,525), les nombres de Reynolds à l'échelle réduite sont suffisamment grands pour considérer que les différences de régime d'écoulement sont peu significatives. En particulier, les épaisseurs de couches limites se développant sur le disque tournant et les perturbations induites par la plaquette varient peu entre ces nombres de Reynolds élevés et donc, le rapport entre échelles turbulentes de couche limite et la géométrie du disque sera similaire. Le même raisonnement s'applique concernant le sillage du banc dans son ensemble exposé à l'écoulement incident.

II.1.2 Soufflerie

La soufflerie a pour but d'émuler le flux d'air autour du disque lors des essais. Cette utilisation de la soufflerie permettra de se rapprocher du cas réel au niveau de l'émission des particules lors du freinage mais aussi sur l'aspect des échanges thermiques.

L'écoulement est généré par un ventilateur de près de 5m de diamètre et de puissance 200kW permettant d'atteindre une vitesse maximale de 40m/s en entrée de veine, en cas de blocage faible. Notons que l'inertie d'un tel ventilateur est importante et limite donc la décélération possible de l'écoulement. Dans notre cas, la décélération maximale du flux d'air est de $0.3m/s^2$

La veine d'essai, où les expériences ont lieu, mesure 10 mètres de long avec une section de 2 x 2 mètres. Cette soufflerie a été conçue avec une topologie dite en boucle fermée : le flux d'air

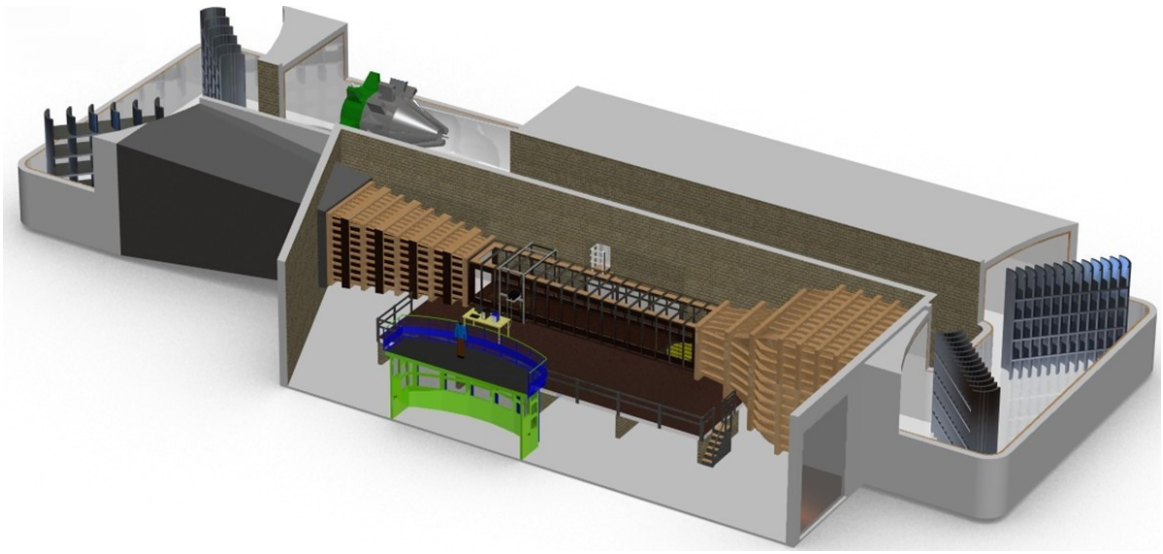


FIGURE II.8 – Visualisation 3D de la soufflerie

est généré par un ventilateur puis fait un virage à 180° pour arriver sur un nid d'abeille. Un convergent va avoir pour fonction d'accélérer le flux d'air entrant dans la veine d'essai. Enfin l'air passe dans un divergent, diminuant sa vitesse, pour faire un deuxième virage à 180° et retrouver le ventilateur. La figure II.9 présente schématiquement la soufflerie vu du dessus ainsi que le placement du banc dans cette dernière.

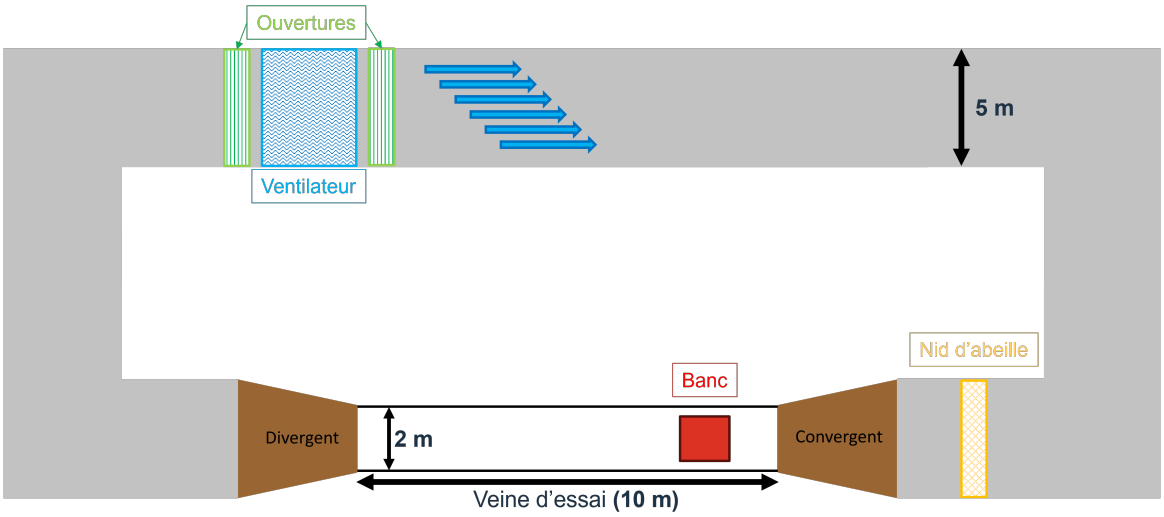


FIGURE II.9 – Schéma de la soufflerie

Ce type de soufflerie présente un avantage pour des études à vitesse constante. En revanche, sa faible capacité à décélérer le fluide (ici, de $0.3m/s^2$) ne permet pas de faire coïncider la vitesse de l'air et la vitesse de rotation afin de simuler avec précision le ralentissement d'un train.

La soufflerie est équipée de plusieurs capteurs pour mesurer la vitesse de l'air. Ces capteurs sont basés sur la prise de pression dans l'écoulement en entrée de veine d'essai : un élément déprimogène (un tube de Pitot en L et une aile débimo) donne accès à la différence de pression

entre une prise de pression face à l'écoulement et une prise de pression tangentielle. La mesure s'effectue à l'aide d'un capteur manométrique aux bornes du dispositif. La vitesse de l'écoulement s'obtient grâce à la relation (éq. II.9) :

$$V = C_M \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \tag{II.9}$$

avec C_M le coefficient de l'élément déprimogène, ΔP la différence de pression (Pa) et ρ masse volumique de l'air donnée par la loi des gaz parfaits (II.10) :

$$\rho = \frac{P_0}{287,1 \cdot (\theta + 273,15)} \tag{II.10}$$

avec P_0 la pression atmosphérique (Pa) et θ la température (°C).

Cette valeur de vitesse étant dépendante des conditions météorologiques et environnementales, la température de l'air, la pression atmosphérique ainsi que l'humidité relative sont mesurées afin déterminer la masse volumique de l'air rentrant en compte la vitesse de l'écoulement incident.

II.1.3 Mesures des émissions

La partie I.3.2 sur la taille et la géométrie des particules a permis de mettre en évidence que les particules de frein couvrent une large gamme allant de quelques nanomètres à une dizaine de micromètres. Ainsi, il est nécessaire de choisir des appareils de mesures en conséquence.

Engine Exhaust Particle Sizer

L'EEPS (Engine Exhaust Particle Sizer) (figure II.10) classe les particules selon leur taille en se basant sur leurs propriétés de mobilité électrique.



FIGURE II.10 – Analyseur EEPS modèle 3090, TSI

La mobilité électrique correspond à la vitesse qu'acquiert une particule de charge N.e dans un champ électrique E. Ainsi la mobilité électrique Zp correspond à :

$$Z_p = \frac{v_{TE}}{E} = NeB = \frac{NeC_c}{3\pi\mu D_m} \tag{II.11}$$

avec v_{TE} la vitesse terminale électrostatique, E le champ électrique, N le nombre de charges élémentaires sur la particule, e la charge élémentaire $(1,6 \cdot 10^{-19} C)$, μ la viscosité du gaz, B la mobilité dynamique, C_c le facteur de correction de Cunningham et D_m le diamètre de mobilité électrique.

Le diamètre de mobilité électrique équivalent D_m est alors défini comme étant le diamètre d'une particule sphérique ayant la même mobilité électrique Z_p que la particule considérée. Nous voyons apparaître dans la relation II.11, la mobilité dynamique B qui caractérise les forces exercées par le gaz porteur sur la particule en mouvement :

$$D_m = \frac{C_c}{3\pi\mu B} \tag{II.12}$$

L'EEPS mesure en temps réel la concentration en nombre et la taille des particules entre 5,6 nm et 560 nm. Le fonctionnement de l'EEPS repose sur 3 étapes distinctes : la charge des particules, leur classification en taille en fonction de la mobilité électrique, et enfin, la détection électrique. Dans la colonne de mesure, les particules sont chargées à l'aide d'un chargeur unipolaire, puis comptées à l'aide de 22 électromètres, en fonction de leur mobilité électrique respective. Le courant mesuré est directement proportionnel à la concentration en nombre de particules, classées par taille.

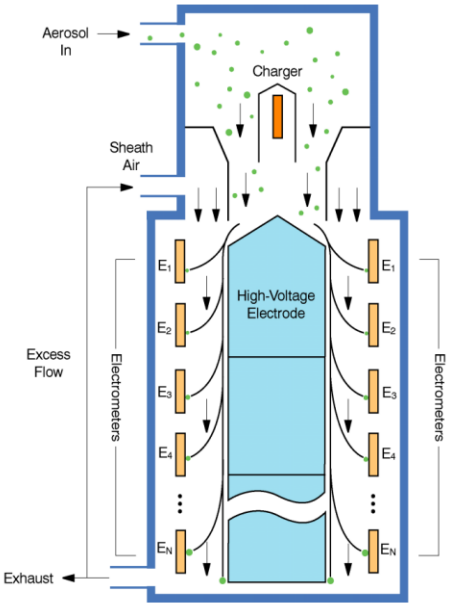


FIGURE II.11 – Schéma de fonctionnement dans la colonne de mesure

Spécifications de l'EEPS	
Objectif	Mesure de la granulométrie et de la concentration en nombre des particules nanométriques
Gamme de taille	5,6 - 560 nm
Gamme de concentration	300 - 10^7 particules/cm^3 (5,6 nm)
Fréquence de mesure	10 Hz (10 distributions en taille/sec)
Nombre de canaux	32
Nombre d' électromètres	22
Cyclone d'entrée (diamètre de coupure)	1 µm
Modèle de l'instrument	EEPS-3090, TSI

TABLEAU II.2 – Caractéristiques de l'EEPS

Environmental Particle Counter

L'Environmental Particle Counter (EPC) (figure II.12) est un compteur de particules à condensation, à flux continu et à base d'eau, qui détecte des particules de 3 nm à 3μm à un débit d'échantillonnage de 3 L/min.



FIGURE II.12 – Analyseur EPC modèle 3783, TSI

Cet appareil fonctionne de manière très similaire à un compteur optique de particules. Les particules sont d'abord agrandies par une vapeur de condensation qui, avec un certain degré de sursaturation, forment des gouttelettes facilement détectables.

Le degré de sursaturation est mesuré comme un rapport de saturation (P/P_s), qui est défini comme la pression partielle réelle de vapeur divisée par la pression de vapeur saturante pour une température donnée :

$$sursaturation = \frac{P}{P_s} \tag{II.13}$$

Pour un rapport de saturation donné, la vapeur peut se condenser sur les particules uniquement si elles sont suffisamment grandes. La taille minimale des particules capable d'agir comme noyau de condensation est appelée diamètre de Kelvin et est évaluée à partir de la relation suivante :

$$\frac{P}{P_s} = \exp\left(\frac{4\gamma M}{\rho R T d}\right) \tag{II.14}$$

où γ est la tension de surface du fluide de condensation, M la masse moléculaire du fluide de condensation, ρ la densité du fluide de condensation, R la constante universelle des gaz parfaits, T la température absolue, et d le diamètre de Kelvin.

Les particules aspirées dans le compteur de particules et agrandies par condensation passent à travers un volume d'observation éclairé où elles diffusent la lumière. Les impulsions de lumière diffusée sont collectées par un photodétecteur et converties en impulsions électriques. Les impulsions électriques sont ensuite comptées et leur taux (corrigé en temps réel) est une mesure de la concentration des particules.

L'instrument de base se compose de trois sous-systèmes principaux : le capteur, l'électronique de traitement de signal basée sur un microprocesseur, et le système de flux (figure II.13).

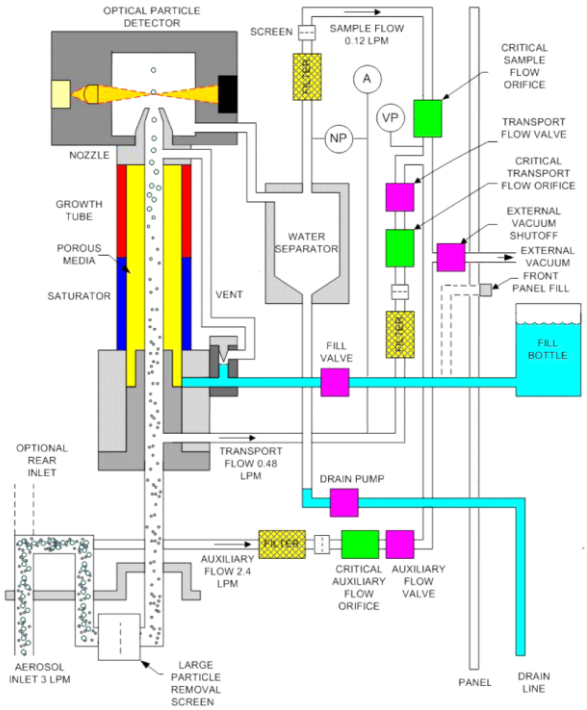


FIGURE II.13 – Schéma de fonctionnement de l'EPC

Spécifications de l'EPC	
Objectif	Mesure de la concentration en nombre des particules
Gamme de taille	3 nm - 3µm
Limite de détection en concentration en nombre de particules	$8 \cdot 10^6$ particules/cm^3
Fréquence de mesure	1 Hz (1 distribution en taille/sec)
Nombre de canaux	1
Modèle de l'instrument	EPC-3783, TSI

TABLEAU II.3 – Caractéristiques de l'EPC

Optical Particle Sizer

L'Optical Particle Sizer (OPS) mesure en temps réel la concentration et la taille des particules, dans une plage de diamètre optique allant de 0,3 et 10 µm. Les données sur la taille des particules sont réparties sur 16 canaux réglables. Le principe de fonctionnement de l'OPS repose sur la diffusion lumineuse, basée sur la théorie de Mie.

Les particules sont aspirées à un débit contrôlé de 1 L/min et croisent un faisceau laser. L'intensité du flash de diffusion lumineuse qui en résulte est mesurée et renseigne sur la taille et le nombre de particules de l'échantillon d'air.

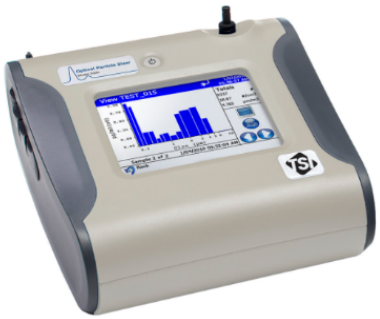


FIGURE II.14 – Analyseur OPS modèle 3330, TSI

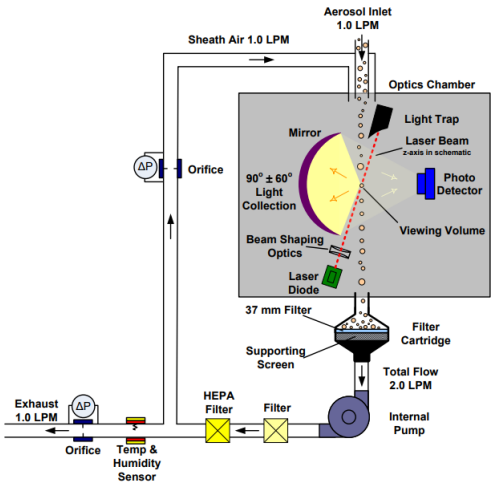


FIGURE II.15 – Schéma de fonctionnement de l'OPS

Comme illustré dans la figure II.15, les particules traversent le faisceau et la lumière diffusée est captée par un miroir elliptique et focalisée sur le photodétecteur. La lumière laser excédentaire est focalisée sur le piège de lumière.

Spécifications de l'OPS	
Objectif	Mesure de la granulométrie et de la concentration en nombre des particules
Gamme de taille	300 nm - 10µm
Limite de détection en concentration en nombre de particules	3000 particules/cm^3
Fréquence de mesure	1 Hz (1 distribution en taille/sec)
Nombre de canaux	16
Modèle de l'instrument	OPS-3330, TSI

TABLEAU II.4 – Caractéristiques de l'OPS

Point de prélèvement

La majorité des analyses de particules de freins est faite dans des enceintes confinées [AGHS11] [AGHS11] ou avec des système de récupération autour du moyen de freinage. [OMW+20] [HOS15]. Il faut donc effectuer une étude préliminaire pour savoir comment placer nos moyens de mesure.

Afin d'évaluer l'écoulement autour du banc d'essai, l'utilisation de l'outil de mesure ProCap de EvoMesure permet d'obtenir une mesure du champ de vitesse moyen.

ProCap est un outil pour la visualisation et la mesure de l'écoulement. La zone d'intérêt est scannée manuellement par l'utilisateur à l'aide d'une sonde manuelle instrumentée tandis que le système enregistre les données de mesure, suit de façon optique la position instantanée de la sonde, traite et visualise le champ de vitesse de l'écoulement en temps réel.



FIGURE II.16 – Ensemble du système PROCap d'Evomesure



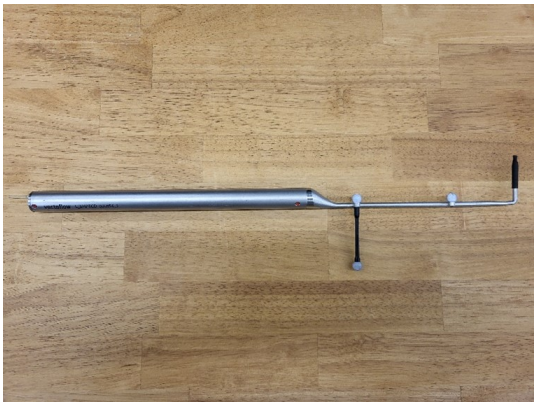
FIGURE II.17 – Opérateur lors d'une mesure

Cette approche est très efficace dans les zones de grands gradients. Les données aérodynamiques 3D mesurées sont accessibles en temps réel, généralement sur un grand écran ou projetées sur un mur offrant une bonne visibilité pendant les essais. Pour une analyse ultérieure, les données sont également exportables pour analyse sur un logiciel de post-traitement (Paraview par exemple).

Le système ProCap est constitué d'une sonde multi-trous, de caméras, et du logiciel ProCap qui collecte, traite, affiche les données et gère la communication entre les composants. Le logiciel gère la communication et la synchronisation du matériel d'acquisition de données, le suivi et conversion des données avec étalonnage de la sonde, l'interpolation spatiale, le stockage et l'import/export des données ainsi que l'affichage en temps réel du champ d'écoulement et de la géométrie du modèle.

Notre sonde est configurée avec 5 trous de mesure de pression et 3 marqueurs repérés par la caméra. Ils permettent d'avoir en simultané la position dans l'espace de la sonde ainsi que l'orientation et la vitesse de l'air.

Les mesures obtenues à l'aide du système ProCap peuvent être comparées à celles obtenues par une PIV en ce qui concerne les champs de vitesse. La différence fondamentale entre ProCap et la PIV, est que ProCap se base sur la pression mesurée par ses sondes tandis que la PIV se base sur des images successives résolues en temps. Cette différence amène des avantages et des inconvénients pour les deux moyens de mesure :



(a) Sonde 5 trous PROCap



(b) Triple caméra pour localiser la sonde dans l'espace

FIGURE II.18 – Sonde 5 trous (gauche) et triple caméra localisant la sonde (droite)

	PROCap	**PIV**
+	- Observation d'un volume - Diminution des zones d'ombres - Temps pour l'obtention des résultats	- Obtention du champ instantané de vitesse (après post-traitement) - Panel de vitesses plus important
-	- Intrusif - Obtention d'un volume de vitesse moyenne - Cône de vitesse limité : zones de recirculation inaccessibles	- Observation d'un plan - Zones d'ombre

Ainsi, utiliser le système ProCap permet d'obtenir des mesures plus rapidement et dans un volume contrairement à la PIV. Dès lors, les résultats de ces mesures servent à :

— Obtenir un champ de vitesse de l'air circulant autour du banc d'essai, ainsi que les vitesses hors champ afin d'estimer si les particules émises restent dans un plan ou non (ex. le plan d'une nappe laser) ;
— Identifier les écoulements dans les zones où le compteur de particules sera placé afin de respecter l'isocinétisme pour le prélèvement des particules.
— Avoir des premières données d'entrée et de validation pour le lot 3 (Numérique).

Concernant la fiabilité de la mesure, la sonde prend des mesures à une certaine fréquence d'acquisition. Cet ensemble de mesures faites à chaque endroit du volume est moyenné. Ainsi, plus on reste au même endroit, plus la moyenne sera affinée et l'incertitude sur la mesure diminue. La réduction de l'incertitude sur la mesure est matérialisée par la figure II.19 :

L'ensemble des données présentées par la suite est issu des conditions expérimentales suivantes :

— Deux vitesses de vent incidentes : 5 et 15 m/s.
— Avec l'étrier de frein à l'arrière ;
— Avec et sans rotation du disque pour évaluer l'influence de la rotation du disque sur l'écoulement et les trajectoires des particules.

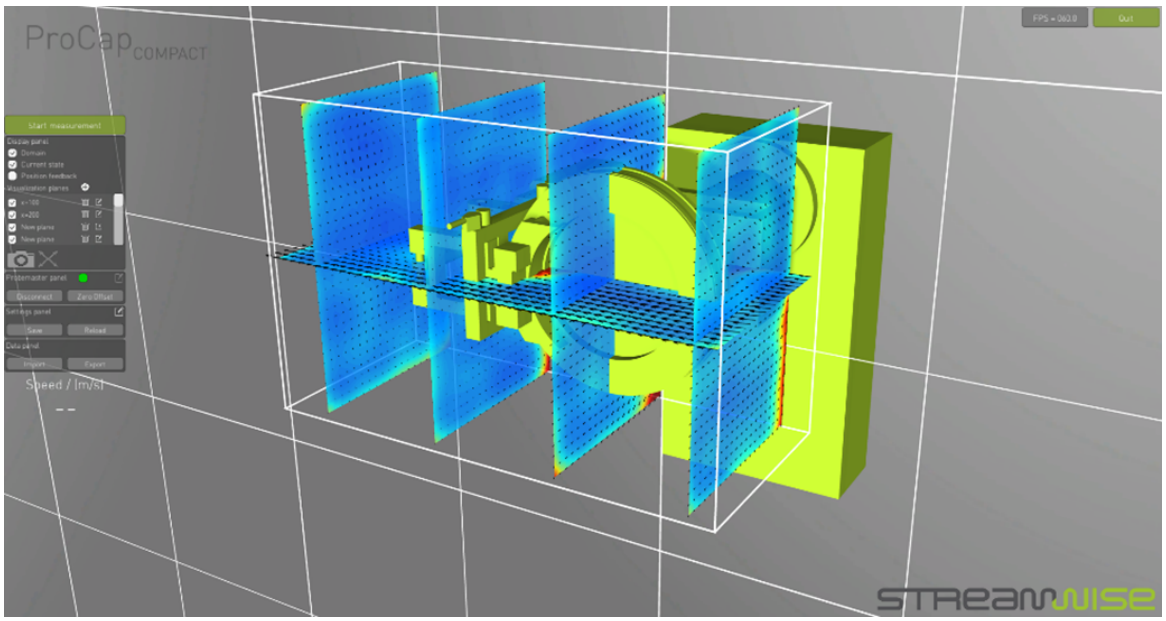


FIGURE II.19 – Vue du logiciel Streamwise en cours d'essai (fiabilité de la mesure)

Pour observer les différentes données, le logiciel Paraview permet d'extraire les résultats obtenus dans le volume de mesure et de les interpoler afin d'améliorer le rendu final. Enfin, pour que les données en vitesse soient comparables, le champ de vitesse est normalisé par la vitesse incidente moyenne U_∞ dans la veine.

$$U_{i_{\text{norm}}} = \frac{U_i}{U_\infty} \quad \text{où} \quad i \in \{x, y, z\} \tag{II.15}$$

On peut voir le sens de rotation du disque et la direction de l'écoulement incident sur la figure II.20 :

— Le flux d'air arrive dans le sens $-\overrightarrow{X}$
— La rotation du disque, si elle a lieu, est autour de l'axe $\overrightarrow{Y}$

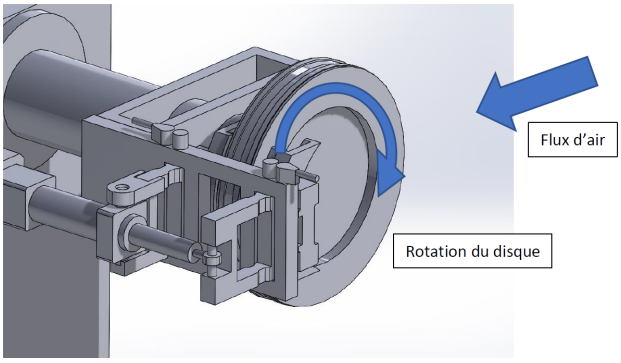


FIGURE II.20 – Sens du flux et de la rotation du disque

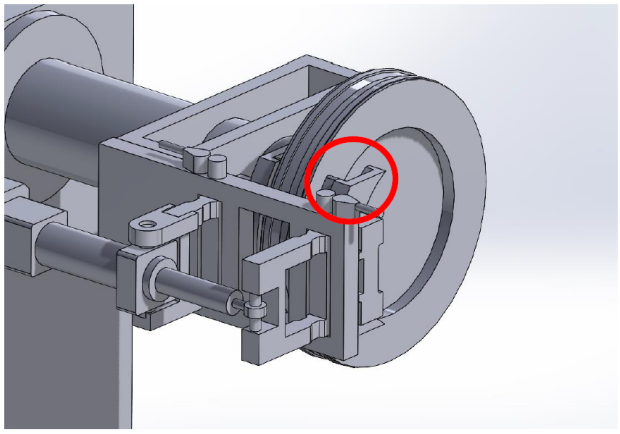


FIGURE II.21 – Localisation de la sphère de génération des lignes de courant

Avec les données mesurées, une sphère par laquelle les lignes de courant sont générées est placée au niveau de la partie supérieure de la garniture de droite (figure II.21).

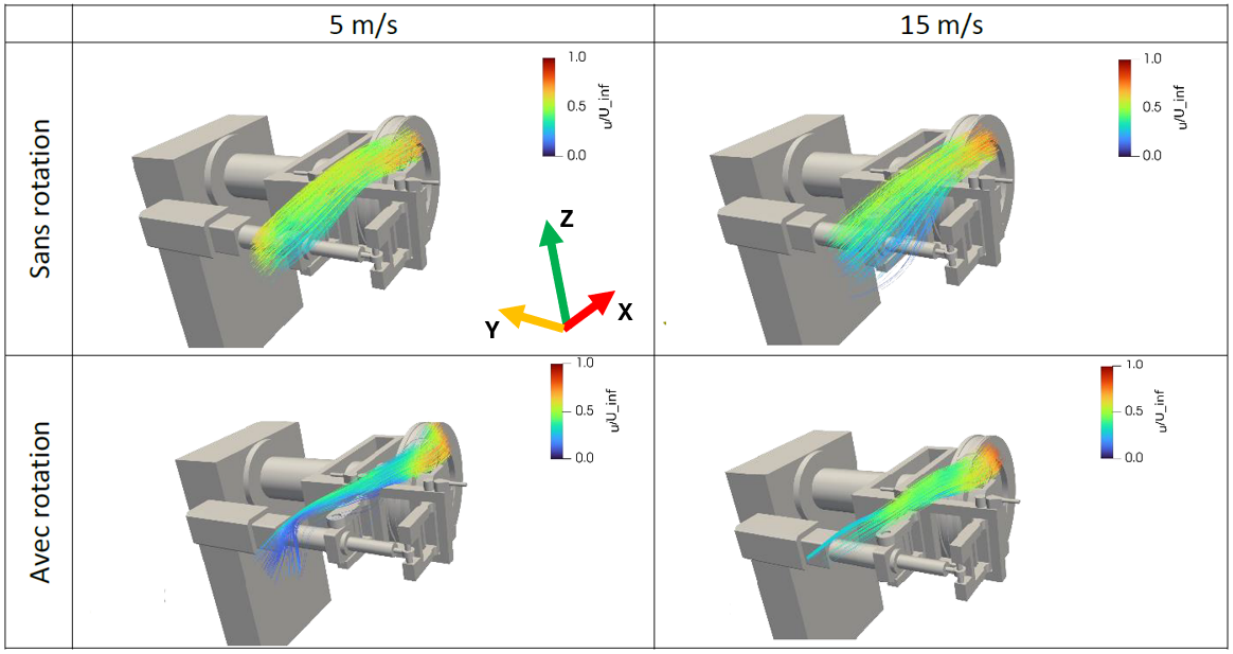


FIGURE II.22 – Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue isométrique)

La vue isométrique des lignes de courants (figure II.22) permet de voir que la rotation à une influence non négligeable sur ces dernières.

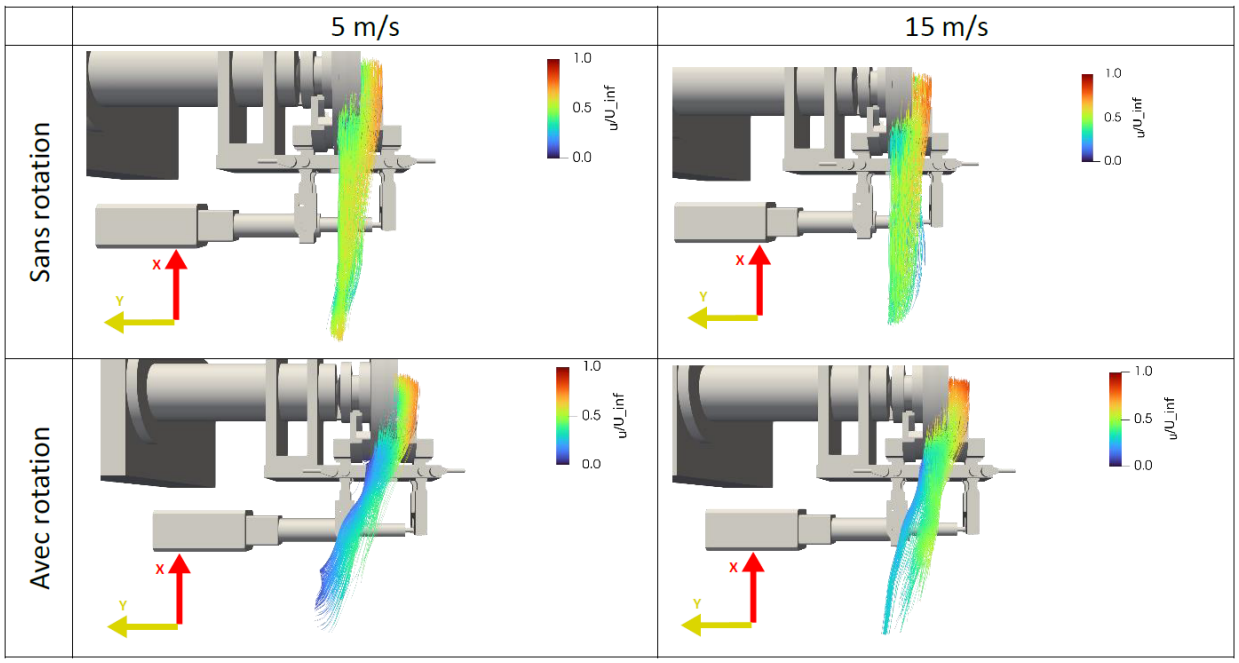


FIGURE II.23 – Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue du dessus)

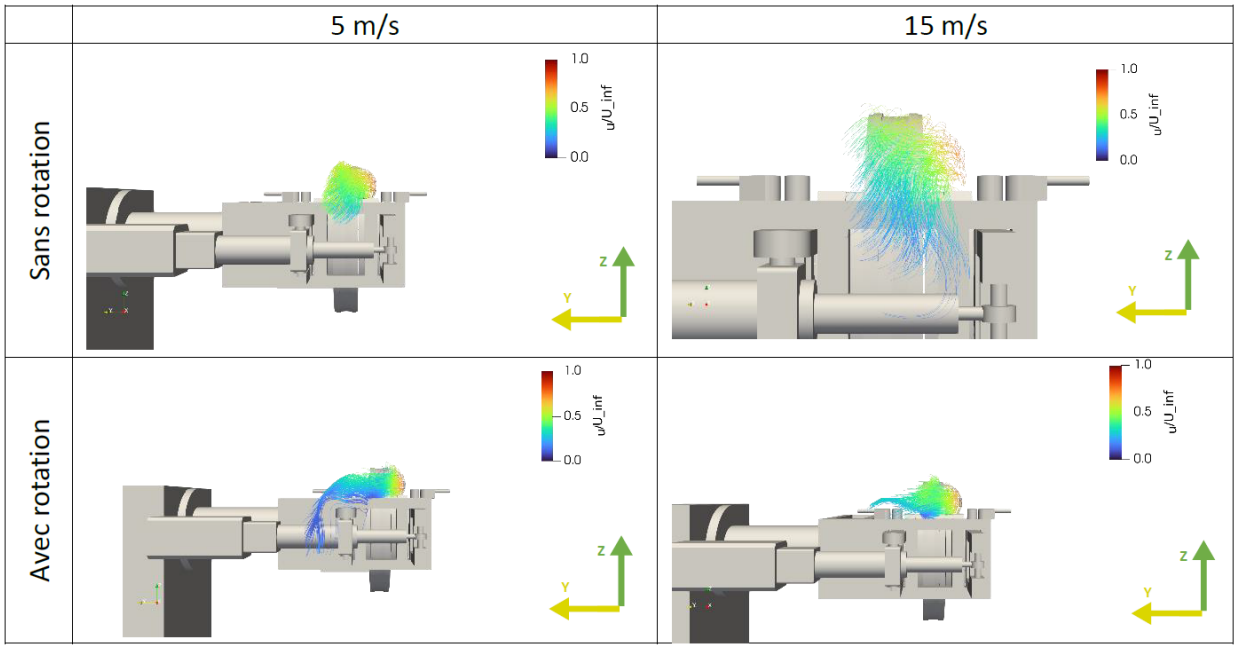


FIGURE II.24 – Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue arrière)

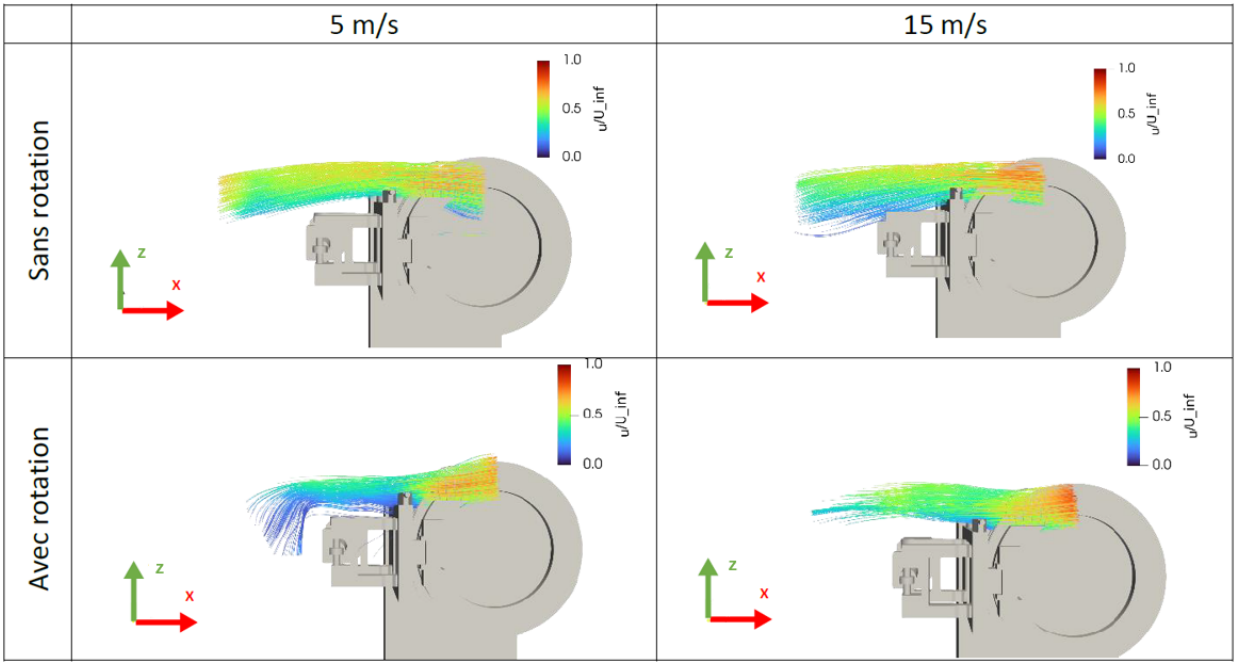


FIGURE II.25 – Lignes de courants issues de la partie supérieure de la garniture de droite (Vue latérale)

Les observations dans les différents plans permettent de mieux observer l'influence de la rotation du disque sur les lignes de courant :

— La rotation du disque implique une déviation vers $-\overrightarrow{Y}$ en aval du disque, témoignant d'un effet centrifuge dû à la ventilation du disque (figures II.23, II.24).
— La rotation du disque « remonte » le flux d'air évitant ainsi la dispersion des lignes de courant(figures II.22, II.23, II.25).

A noter que pour les mesures avec rotation du disque à 5m/s, les résultats semblent compromis. Les trajectoires observées sur la figure II.25 laissent penser à une déviation de l'écoulement par la présence de l'opérateur à proximité de la zone mesurée.

Ainsi, cet analyse préliminaire permet de définir le placement de la sonde de prélèvement des compteurs de particules :

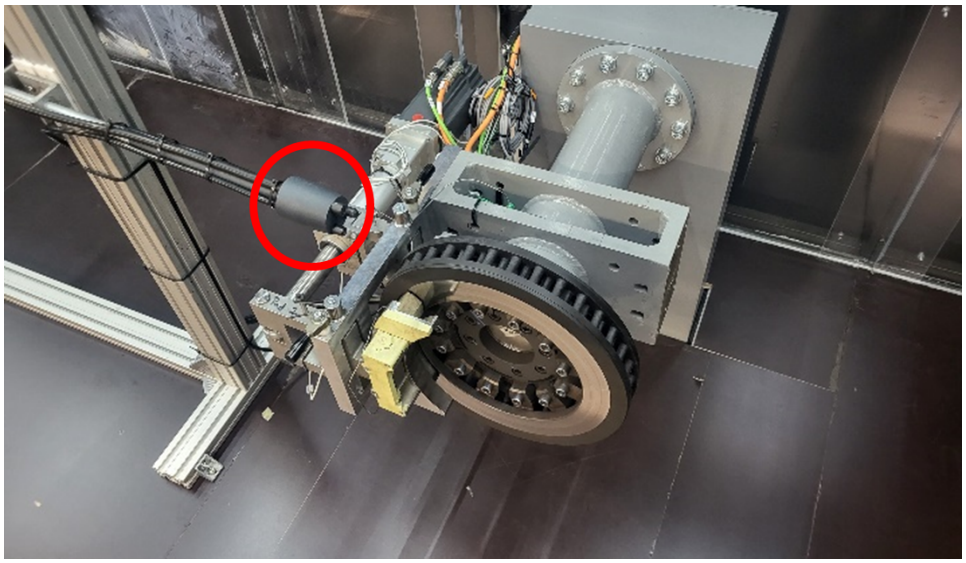


FIGURE II.26 – Dispositif pour le prélèvement

Les différents tuyaux des appareils sont tenus par une canne et un support en profilé d'aluminium fixé au sol. Au bout de cette canne, les tuyaux sont fixés dans une pièce conique afin de limiter les perturbations aérodynamiques.

Enfin, l'isocinétisme a été pris en compte : dans le but d'obtenir un échantillon représentatif, indépendant de la taille des particules, il faut que la vitesse à l'entrée de la sonde soit équivalente à celle de l'écoulement dans la zone de prélèvement.

La figure II.27 montre le parcours des particules à proximité de la sonde de prélèvement, w représentant la vitesse du courant principal et v celle de l'échantillon prélevé :
— $w >> v$: la sonde agit comme un obstacle et les particules ne sont pas prélevées.
— $w << v$: la sonde aspire plus de particules qu'elle ne devrait, la valeur est surestimée.

Pour l'égalité entre les vitesses, il y a une tolérance où w doit est compris entre $0,5v$ et $2v$ selon le fabricant des appareils TSI. Des buses ont donc été conçues en prenant en compte l'isocinétisme avec ce critère.

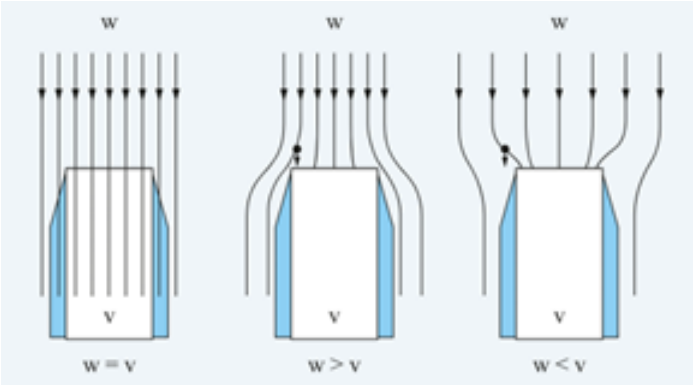


FIGURE II.27 – Schéma représentatif de l'isocinétisme

Les différents appareils de mesure ont des débits d'aspiration pour amener les particules aux capteurs. Ces débits sont liés à la vitesse d'aspiration par la section du tuyau utilisé pour chaque appareil :

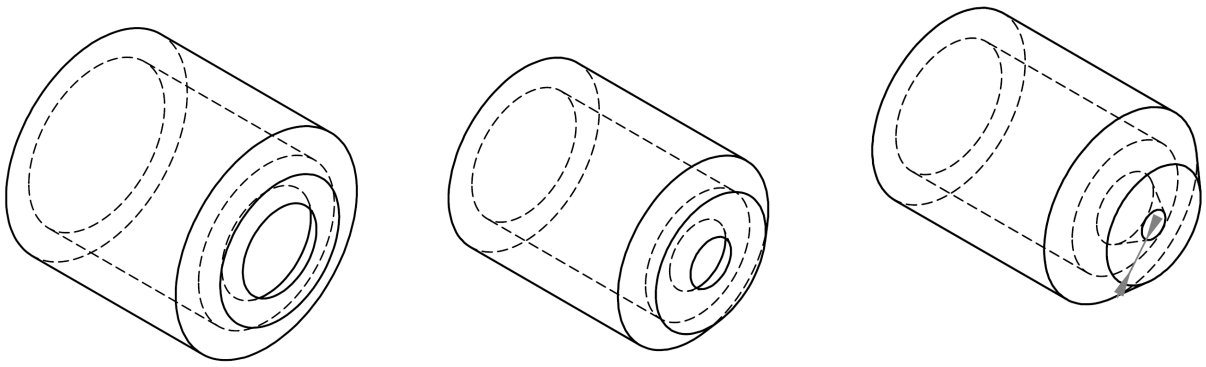
$$v_i = \frac{Q_i}{S_i} \tag{II.16}$$

où v_i est la vitesse d'aspiration de l'appareil considéré, Q le débit d'air et S la section du tuyau.



FIGURE II.28 – Buses assurant l'isocinétisme

Le débit étant fixe pour chaque appareil ($10L/min$ pour l'EEPS, $3L/min$ pour l'EPC et $1L/min$ pour l'OPS), la section de la buse est calculée afin de correspondre à la vitesse d'air incidente w qui est étudiée. La figure II.28 montre le montage des buses sur les tuyaux insérés dans une pièce tenant l'ensemble. Le figure II.29 présente les différents schémas de conception des buses utilisées.



(a) EEPS (b) EPC (c) OPS

FIGURE II.29 – Schémas techniques des buses utilisés.

II.1.4 Moyens de visualisation

La quantité de lumière entrant dans l'objectif de la caméra est un facteur important pour obtenir une image exploitable. Cette quantité de lumière est dépendante de l'ouverture de la caméra et de la source lumineuse observée. Dans les manipulations expérimentales, les sources lumineuses seront les particules éclairées par un laser afin d'avoir une intensité lumineuse suffisante.

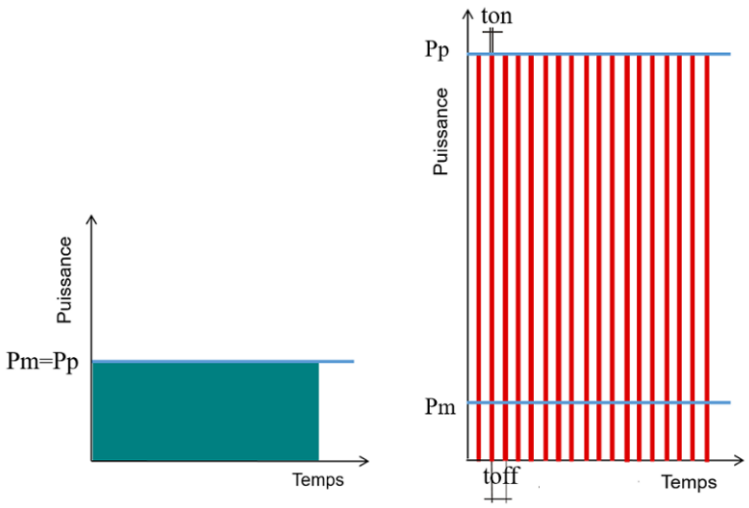


FIGURE II.30 – Puissance d'un laser continu comparé à un LASER pulsé

Le laser pulsé fournit une énergie lumineuse bien supérieure au laser continu car elle est concentrée sur un intervalle de temps très court ($\sim 5 - 10$ ns). Ainsi, dans le conditions de vitesse étudiées, l'image obtenue ne laisse pas apparaître de flou lié au déplacement de la particule durant l'intervalle de temps. Á partir de plusieurs images successives,il est possible de suivre le déplacement des particules au cours du temps.

La PIV repose sur l'utilisation un LASER pulsé qui éclaire la zone d'intérêt au moyen d'une nappe générée par un montage optique (voir I.3.3. Le LASER Litron Nano TRL pour PIV (figure II.31) est un double LASER pulsé, longueur d'onde de $532nm$, dit lent : l'énergie délivrée par chaque cavité est de 400 mJ sur des temps allant de 5 à 7 ns. La double cavité permet de générer deux pulses LASER distincts avec un écart de temps Δt. Pour toutes les conditions

d'essai, l'intervalle de temps entre 2 flash est fixé à $\Delta t = 50\mu s$: il a été choisi de manière empirique à la suite de divers tests. Les deux pulses lasers sont répétés à une fréquence de 7Hz.

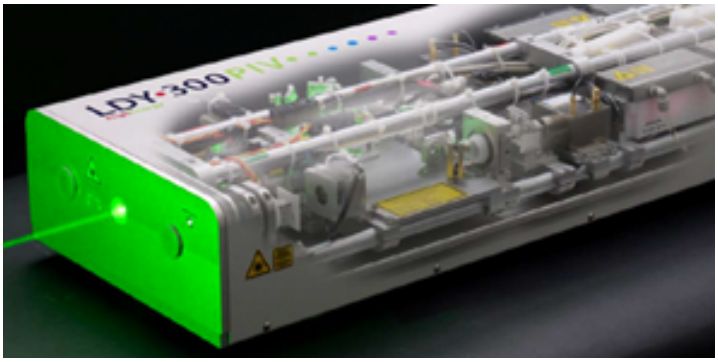


FIGURE II.31 – LASER Litron Nano TR

Caratéristiques	Valeur
Type	Nd :Yag
Energie	400 mJ
Durée d'impulsion	5 à 7 ns
Fréquence	2 x 7 Hz
λ	*532 nm*

TABLEAU II.5 – Caractéristiques du LASER pulsé

Avec ce type de Laser et l'étude PIV, une caméra simple ne suffit pas. Premièrement, la caméra doit être capable de prendre de images successives à un intervalle de temps très court (Δt). Si le capteur est un CCD classique, il s'agit d'une caméra double frame liée à la mémoire vive d'un ordinateur afin de stocker un grand nombre d'images rapidement.



FIGURE II.32 – Caméra double frame TSI

La caméra CCD Powerview (figure II.32) capture deux images consécutives sur l'intervalle Δt. En fenêtre complète, la caméra offre une résolution 2048×2048 pixels. Les images sont en niveaux de gris, encodées en 12bits et la fréquence d'acquisition est de $7Hz$ par couple d'images, limitée par la capacité du LASER (voir table II.5). Un objectif Micro Nikkor $85mm$ placé sur la

caméra permet d'observer une zone d'environ $60 \times 60cm$ en se plaçant à environ 1m50 du plan observé. Cet objectif est ouvert au maximum de sa capacité avec un f# égal à 2.8. L'ouverture maximale de l'objectif est nécessaire pour faire rentrer un maximum de lumière dans l'objectif permettant l'observation des particules. En contrepartie, l'image finale se retrouve distordue en raison de la convexité de la lentille de l'objectif.

Caractéristiques	Valeur
Capteur	CCD (2048 x 2048)
Sortie	TIFF 12 bits
Fréquence max	2 x 8 images/secondes
f'	85 mm
$f\#$	f# 2.8

TABLEAU II.6 – Caractéristiques de la caméra double frame et de l'objectif utilisé

II.2 Campagnes d'essais

II.2.1 Base de donnée initiale

Afin de déterminer les valeurs de freinage à tester, une analyse sur des données issues d'un parcours réel est effectuée. Les données présentées par la suite proviennent des résultats des tests sur banc d'essais de freinage à l'échelle 1 effectués par Alstom. Les essais ont simulé le freinage sur un disque durant le parcours du projet BREAQ (3 allers-retours) selon deux types de contraintes :

— en *Freinage Normal de Service* (FNS) : il s'agit du mode nominal, c'est-à-dire prenant en compte l'ensemble des freins utilisés, avec une charge exceptionnelle (rame en heure de pointe), des phases d'accélération correspondant à une période de trafic important et une utilisation de frein normale de service en décélération.
— en *Freinage Sollicitant maximal* (FS_{max}) : il correspond au mode nominal où seuls les freins à disque sont utilisés, avec une charge exceptionnelle, des phases d'accélération correspondant à une période de trafic important et des freinages intenses pour réduire le temps de parcours.

A l'issue de ces essais de l'industriel, des données ont été enregistrées et retranscrites dans un tableur. Ce tableau comporte notamment :

— La température de surface du disque.
— La vitesse linéaire du train.
— L'effort retardateur à la roue issue du freinage sur le disque.

Hormis pour la température qui est directement exploitable, les pressions apparentes de contact entre la garniture et le disque, et la vitesse de rotation du disque nécessitent d'être calculées à l'échelle réduite. Les notations suivantes seront utilisées :

— C_{essieu} : Couple sur l'essieu généré par l'effort retardateur d'une unité de frein à disque ;
— $F_{retardateur}$: Effort retardateur généré par une unité de frein à disque ;
— F_N : Force normale appliquée au contact entre une garniture complète (2 demi garnitures) et une face du disque ;

— F_T : Force tangentielle appliquée au contact entre une garniture complète (2 demi garnitures) et une face du disque ;
— n : Nombre de contacts par unité de frein à disque (2 contacts, un sur chaque face du disque) ;
— $\mu_{g/d}$: Facteur de frottement d'un contact garniture complète/disque (0,38) ;
— $R_{freinage}$: Rayon moyen de freinage (0.233 m) ;
— R_{roue} : Rayon de roue (0.4125 m en roue mi-usée) ;
— $P_{contactapparente}$: Pression de contact apparente entre le disque et la garniture complète ;
— $A_{garniture}$: Aire apparente de contact de la garniture.

Le couple fourni à l'essieu par la force de frottement de la garniture sur le disque a la même valeur que le couple issu de l'effort retardateur à la roue. Ceci permet de remonter à l'effort tangentiel sur le disque :

$$F_T = F_{retardateur} \cdot \frac{R_{roue}}{n \cdot R_{freinage}} \tag{II.17}$$

Á partir du coefficient de frottement et de l'aire apparente de contact, la pression nominale d'application est calculée par les relations :

$$F_N = \frac{F_T}{\mu_{g/d}} \tag{II.18}$$

$$P_{contact\ apparente} = \frac{F_N}{A_{garniture}} \tag{II.19}$$

En ce qui concerne la vitesse de glissement, les équations II.6 et II.7 définissent la vitesse de rotation du disque émulant le cas réel.

Ces données permettent alors de générer le fichier émulant les parcours réels d'une rame (Campagne n°4) et après analyse, d'établir les valeurs des paramètres de freinage récurrents (Campagne n°1, 2 et 3).

II.2.2 Campagnes n°1 et n°2 : Analyse des facteurs d'émission

Les campagnes n°1 et n°2 ont pour but d'établir des liens entre l'émission de particules et les différents paramètres de freinage ainsi que la combinaison de ces différents paramètres. Dans un premier temps, la campagne n°1 se fait à vitesse émulée constante. Les **freinages** sont dit de **maintien** : la vitesse du train est maintenue constante durant l'application de l'effort normal. La campagne n°2 reprend les mêmes paramètres initiaux de freinage suivis d'une décélération à pression constant : cette campagne reproduit des **freinages d'arrêt**. La figure II.33 résume les deux types de freinages étudiés dans ces campagnes.

Notons que la soufflerie est utilisée à une vitesse constante $U_\infty = 5m/s$ afin d'éviter que les particules stagnent autour du système de freinage. Á la suite de la présentation de la base de

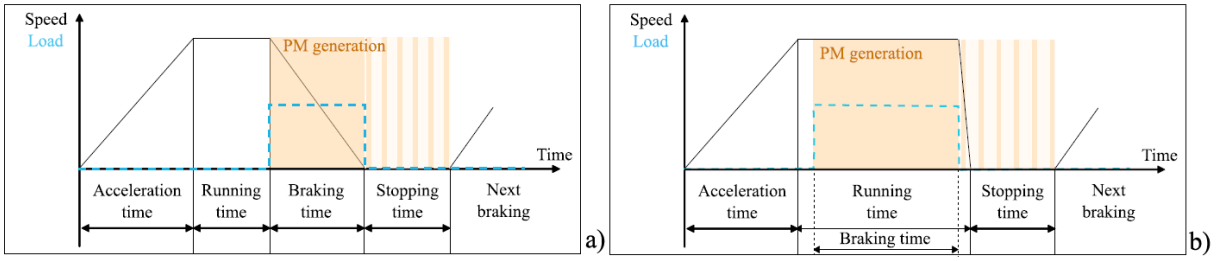
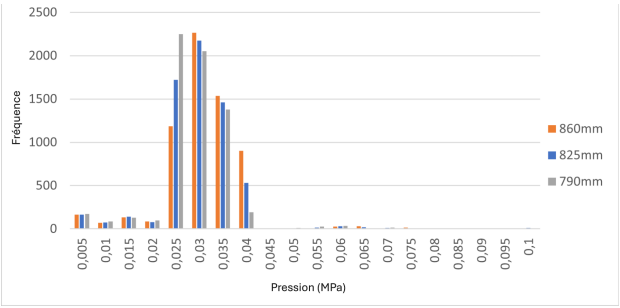


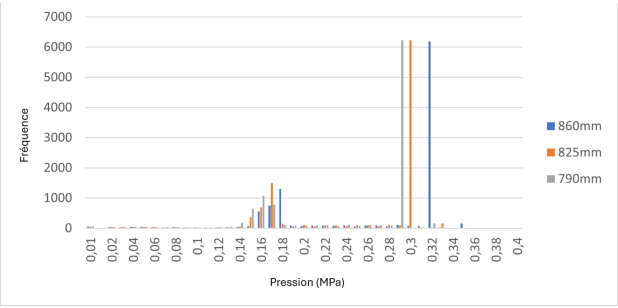
FIGURE II.33 – a) Freinage d'arrêt - b) Freinage de maintien

données dans la sous-section précédente, des statistiques peuvent être établies afin de déterminer les valeurs des différents paramètres de freinage .

Premièrement, une analyse du parcours modèle a permis d'obtenir une distribution des pressions nominales récurrentes de freinage (figure II.34). Les résultats ci-après ont été obtenus en fonction de la taille de la roue, en considérant une roue neuve ($\varnothing 860mm$), une roue mi-usée ($\varnothing 825mm$) et une roue usée ($\varnothing 790mm$).

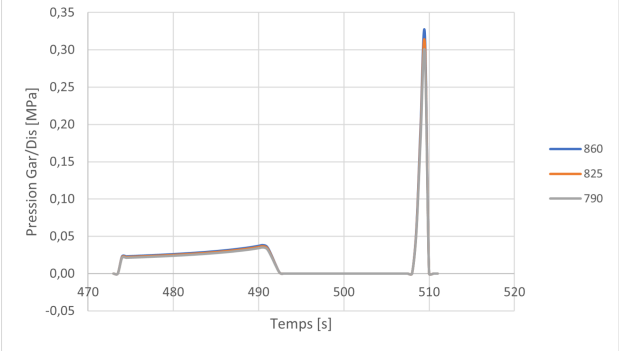


(a) Pressions nominales de freinage lors du parcours normal

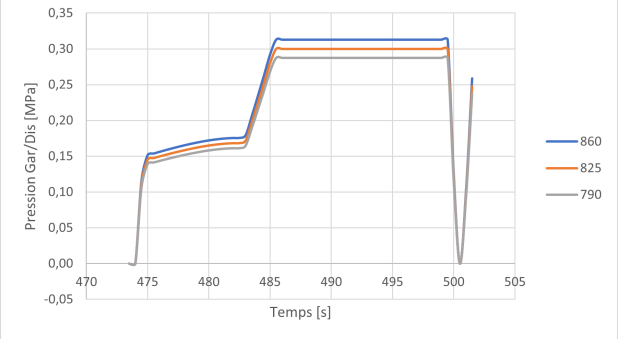


(b) Pressions nominales de freinage lors du parcours sollicitant

FIGURE II.34 – Comparaison des distributions de pressions nominales de freinage.



(a) Pression nominale en fonction du temps lors d'un freinage normal



(b) Pression nominale en fonction du temps lors d'un freinage sollicitant

FIGURE II.35 – Comparaison de la pression nominale en fonction du temps pour différents types de freinage.

De ces résultats, deux phases distinctes dans chaque configuration de freinage sont observables :

— Une première phase pour le freinage normal de service (figure II.35a) est une consigne à environ 0,03 MPa en moyenne tandis que pour le freinage maximum de service (figure II.35b), il s'agit d'un premier palier à 0,17 MPa.
— Une seconde phase pour le freinage normal de service s'effectue sans pression d'application, le frein électrodynamique assurant seul le ralentissement. Quant au freinage de service maximum, la pression d'application atteint un deuxième palier d'une valeur de 0,3 MPa environ.

Pour obtenir les vitesses de circulation des trains atteintes lors du déclenchement d'un freinage, nous observons le nombre d'occurrences des vitesses dans le tableau pour lesquelles l'accélération est nulle. Ces occurrences mettent en évidence les moments où la vitesse atteint un plateau, qui peuvent avoir lieu avant ou après un freinage.

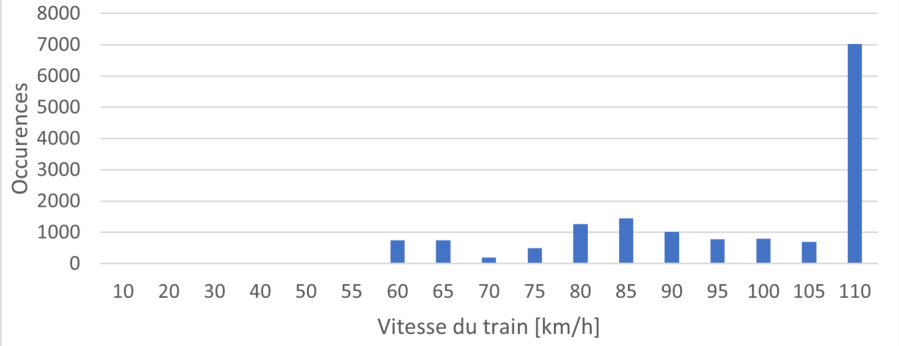
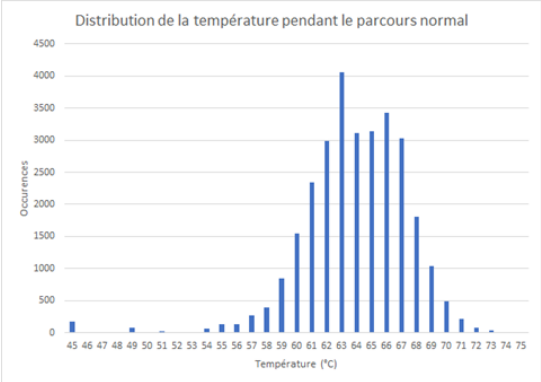


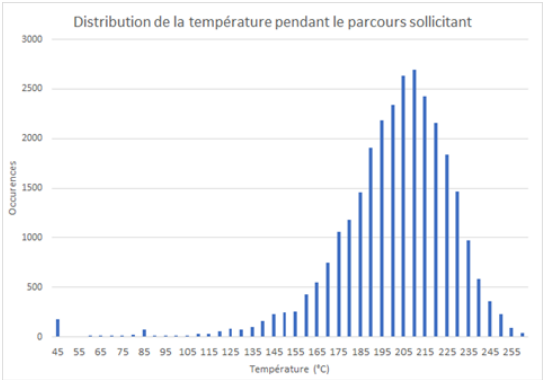
FIGURE II.36 – Occurrences des vitesses de circulation des trains avec accélération nulle

D'après la figure II.36, la vitesse du train majoritairement atteinte lors du déclenchement du freinage est $110km/h$. La deuxième vitesse qui apparaît de manière répétée dans ce graphique est $85km/h$. Une troisième vitesse ($50km/h$) est retenue pour observer le comportement des émissions à basse vitesse.

Enfin, la distribution des températures en fonction des parcours est tracée sur la figure II.37. La température moyenne lors d'un freinage normal se situe autour de 60°C pour un freinage normal et 200°C pour un freinage sollicitant.



(a) Température de surface des disques lors du parcours normal



(b) Température de surface des disques lors du parcours sollicitant

FIGURE II.37 – Comparaison des distributions de températures pour différents types de freinage.

En résumé, le parcours normal et le parcours sollicitant permettent de définir respectivement un minimum et un maximum pour la température et la pression. Concernant la vitesse du train simulée, l'analyse permet aussi de définir un minimum et un maximum pour la vitesse initiale avant freinage. Ainsi, pour les trois paramètres de freinage, une troisième valeur, dite intermédiaire, est ajoutée pour compléter la matrice d'essais. L'ensemble de ces valeurs est résumé dans le tableau II.7.

Paramètre	**Valeur**		
	Minimum	**Intermédiaire**	**Maximum**
Pression	0,03 MPa	0,15 MPa	0,3 MPa
Vitesse	50 km/h	85 km/h	110 km/h
Température	60°C	130°C	200°C

TABLEAU II.7 – Tableau des valeurs pour les différents paramètres de freinage analysés

Afin de pouvoir comparer les essais entre eux, la campagne n°1 est construite pour que l'énergie dissipée par freinage soit constante entre chaque combinaison de paramètres [Oct19]. L'énergie dissipée lors d'un freinage de maintien s'exprime [MHS+12] :

$$E = P \cdot t_{freinage} = \mu_{g/d} F_N V_{glis} \cdot t_{freinage} = \mu_{g/d} P_{app} \cdot S_{gar} \cdot V_{glis} \cdot t_{freinage} \tag{II.20}$$

Notons que le coefficient de frottement $\mu_{g/d}$ est approximé en premier lieu par sa valeur moyenne et la surface de garniture S_{gar} est considérée comme constante. Le produit de la pression apparente P_{app}, de la vitesse de glissement V_{glis} et du temps $t_{freinage}$ doit être constant pour dissiper la même énergie entre les combinaisons des différents paramètres de freinage. Le tableau II.8 montre le temps de freinage en fonction de la pression et de la vitesse de glissement pour respecter ce critère :

Pression **Vitesse**	**0.03 MPa**	**0.15 MPa**	**0.3 MPa**
50 km/h	150 s	30 s	15 s
85 km/h	88,2 s	17,6 s	8,8 s
110 km/h	68,2 s	13,6 s	6,8 s

TABLEAU II.8 – Temps de freinage pour les freinages de maintien, à énergie dissipée équivalente

Pour les freinages d'arrêt (campagne 2), le temps de freinage est défini selon la décélération moyenne d'une rame ($1,02 m/s^2$). Á noter que le freinage ne se fera que jusqu'à 30 km/h en raison des limitations techniques du banc à bas régime avec un couple élevé. Ainsi, le temps de freinage est dépendant de la vitesse initiale (tableau II.9) :

Vitesse initiale	**50 km/h**	**85 km/h**	**110 km/h**
Temps de décélération	5,45 s	15 s	21,81 s

TABLEAU II.9 – Temps de freinage en fonction de la vitesse initiale pour le freinage d'arrêt

Pour ces deux campagnes, l'analyse des trois paramètres avec trois valeurs pour chacun de ces derniers conduit à avoir $3^3 = 27$ essais. Cependant, certaines combinaisons de pressions

et de températures initiales n'ont pu être atteintes. En effet, l'élévation de température des organes de freinage est une conséquence de l'énergie dissipée (effort,vitesse) et de la dynamique de refroidissement. Les températures élevées avec des pressions faibles ne sont pas atteignables avec la dissipation de chaleur, sans dispositif annexe de chauffe. Le tableau II.10 montre donc les 18 essais réalisés pour ces deux campagnes (les essais non-réalisables sont barrés) :

Température Vitesse	**60°C**	**130°C**	**200°C**
50 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
85 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
110 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa

TABLEAU II.10 – Résumé des conditions de freinage de maintien / d'arrêt

Durant ces essais, l'ensemble des compteurs de particules est utilisé (OPS, EPC et EEPS). Ces deux campagnes permettent la constitution d'une structure MatLab avec l'ensemble des données temporelles recueillies par les appareils (figure II.38). Ces données sont synchronisées et classées selon la vitesse, la température et la pression émulée. Chaque structure fait 10 Gb.

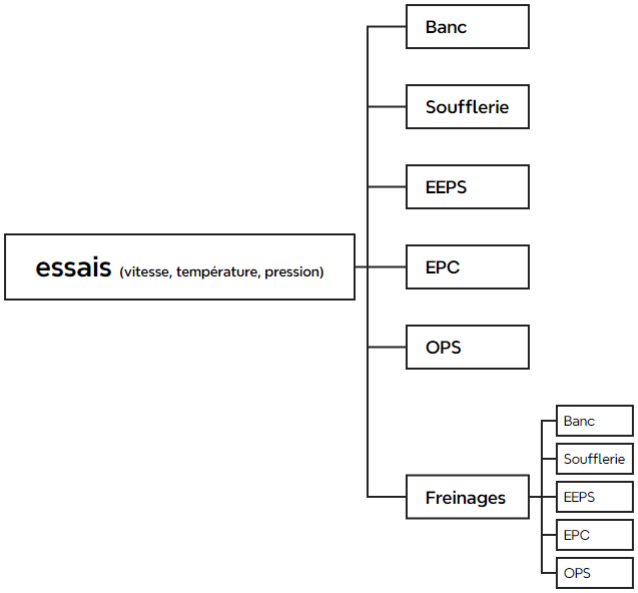


FIGURE II.38 – Arborescence de la structure MatLab à l'issue des campagne n°1 et 2

II.2.3 Campagne n°3 : Visualisation des particules

La campagne n°3 reproduit en partie les conditions de freinage de maintien et d'arrêt citées auparavant. Les objectifs de cette 3ème campagne sont de capturer des images des particules produites au cours de freinages, d'appliquer un algorithme de PIV pour estimer la dispersion des particules et comparer ces données aux mesures des compteurs de particules. Le nombre d'essais est limité de part la quantité de données qu'il serait nécessaire de stocker et la puissance de calcul requise par l'algorithme de PIV. Comme précédemment, tous les freinages sont

réalisés avec une vitesse d'écoulement d'air $U_\infty = 5m/s$ appliquée dans la soufflerie.

Les essais réalisés dans le cadre de cette 3ème campagne sont indiqués en rouge dans le tableau II.11.

Température Vitesse	**60°C**	**130°C**	**200°C**
50 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
85 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
110 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa

TABLEAU II.11 – Essais réalisés pour la campagne n°3 (en rouge)

Le placement de la caméra, du LASER et les paramètres d'acquisition conditionnent la qualité des images. Le LASER est placé au dessus de la soufflerie et une nappe est générée au moyen d'un système optique (figure II.39). Cette nappe Laser est perpendiculaire au sol, parallèle aux faces latérales de la veine d'essai et affleurant à la surface frottée du disque visible par l'opérateur.

La caméra est placée à l'extérieur de la soufflerie à un distance de $2m$ du disque.

La dernière étape consiste à régler les paramètres de temps entre deux images successives Δt. Un déplacement de particules peut se constater entre les deux :

— si Δt est trop faible, le déplacement est insuffisant et peut être compris dans l'intervalle d'incertitude. La valeur de vitesse calculée est peu fiable.
— si Δt est trop élevé, les particules sortent de la zone d'interrogation, rendant l'évaluation du déplacement impossible.

Dans des cas d'écoulement peu turbulents, l'écart de temps Δt est généralement déterminé pour que le déplacement d'une particule entre les deux images soit compris entre 1/4 et 1/3 de la taille de la fenêtre d'interrogation. Dans les essais de la campagne n°3, cela correspondrait à un déplacement de 8 à 10 pixels avec une fenêtre d'interrogation de 32 pixels. Cependant, la composante de vitesse hors plan étant non-négligeable, ce déplacement est plus proche de 4 pixels afin de limiter la perte d'information.

De manière empirique, avec les conditions d'écoulement d'air à $U_\infty = 5m/s$, la valeur de Δt est fixée à $50\mu s$ pour les mesures de cette campagne.

Pour cette campagne, seuls les compteurs EPC et EEPS ont été utilisés pour mesurer les concentrations de particules. Les données liées au banc, à la soufflerie et aux appareils de mesures particulaire sont stockées de manière analogue au campagnes n°1 et 2. En addition, les images enregistrées sont conservées sur un disque dur externe représentant 1,4 To de données.

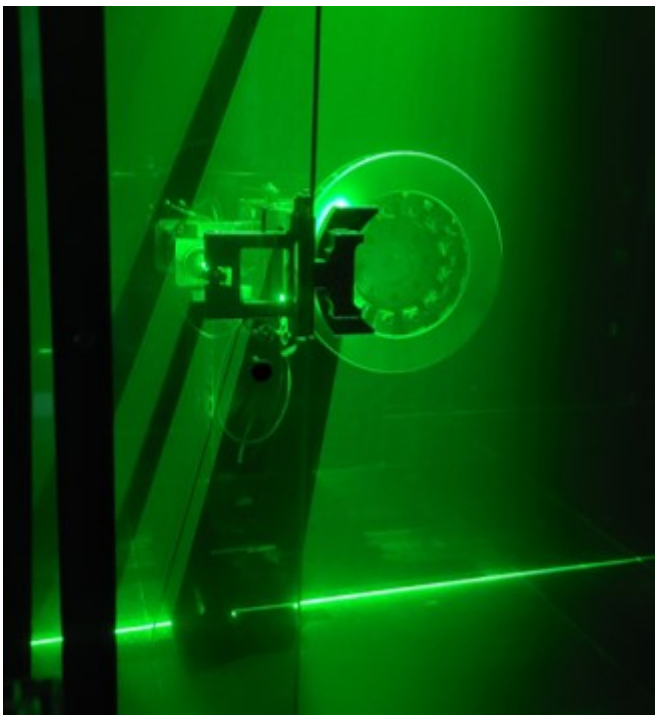


FIGURE II.39 – Plan Laser durant les essais de la campagne n°3

II.3 Conditionnement des données

II.3.1 Acquisition des données

Les données issues de la soufflerie, du banc, des compteurs et de la caméra sont issues de plusieurs dispositifs d'acquisition. Il est nécessaire de regrouper ces données sur une base unique et de les synchroniser en temps (figure II.40) :

- Le banc de freinage est contrôlé par un premier ordinateur. La gestion de la vitesse de rotation et de l'effort de freinage peuvent être effectués manuellement ou bien programmée par un fichier .csv. La deuxième solution permet le déclenchement des actions du banc par les capteurs intégrés (ex. : la température).
- La soufflerie est pilotée par un deuxième ordinateur. La gestion est manuelle : l'opérateur rentre la fréquence de rotation du ventilateur suivant un abaque issu de la calibration de la soufflerie.
- Un troisième ordinateur prend en charge l'acquisition des données liées au banc, à la soufflerie et aux compteurs de particules au moyen de différents logiciels décrits par la suite.
- Enfin, un quatrième et dernier ordinateur est utilisé lors de la prise d'images pour l'acquisition et la synchronisation des appareils de visualisation.

Le logiciel TSI Insight 4G permet de piloter l'acquisition des images. Les réglages du nombre de paires d'images, l'écart temporel Δt et les intervalles d'ouverture des caméras avec le LASER sont gérés de manière centralisée.

Concernant les appareils de mesure de particules, deux logiciels TSI sont utilisés pour les trois appareils :

— AIM (Aerosol Instrument Manager) gère l'acquisition de l'OPS et de l'EPC.
— EEPS Software prend en charge les données issues de l'EEPS.

Enfin, les données du banc de freinage et de la soufflerie sont acquis par une centrale d'acquisition DeweSoft permettant d'harmoniser les divers signaux. Le banc de freinage transmet l'intégralité des signaux par le bus CAN à une fréquence de 100 ± 5 Hz. De plus, certains signaux sont récupérés en analogique pour des questions de vérification et de synchronisation. Les informations liées à la soufflerie sont converties en signaux analogiques par un ensemble de sondes Kimo puis transmises à la centrale DeweSoft. Les données analogiques sont cadencées à 100 Hz constant. Enfin, lorsque des images sont enregistrées, les pulses Laser sont acquis en analogique à 20 kHz.

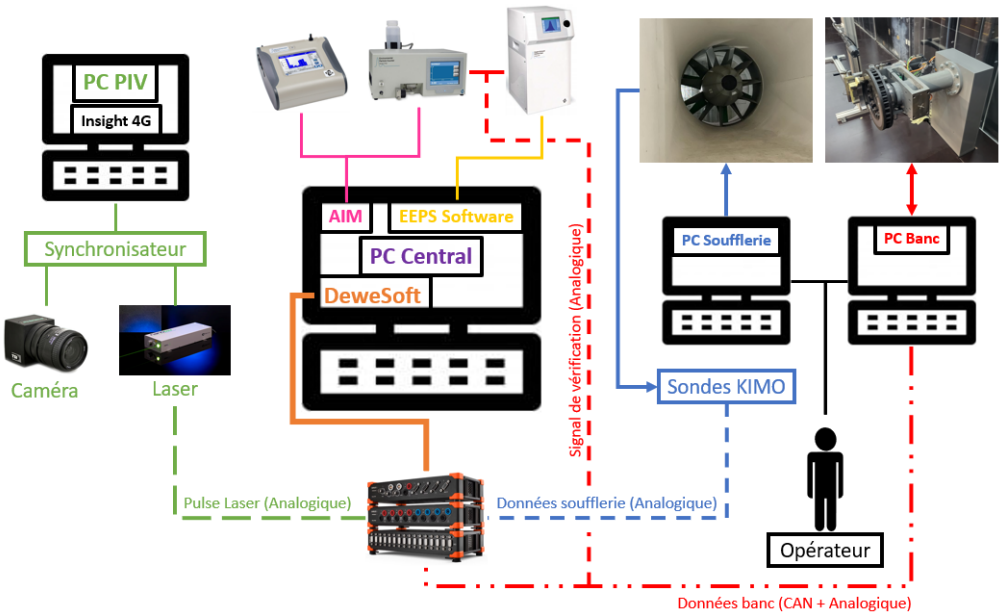


FIGURE II.40 – Schéma de l'installation pour l'acquisition de données

II.3.2 Pré-traitement des données

Synchronisation entre les appareils

Une fois que l'essai est effectué et que les données brutes sont enregistrées, un pré-traitement est nécessaire afin de faciliter l'analyse. Les données étant essentiellement temporelles, il faut veiller à la synchronisation des données entre chaque appareil. Á partir de l'ordinateur central (figure II.40), l'enregistrement des données de la centrale DeweSoft et des appareils de mesures particulaires est basé sur l'horloge interne de l'ordinateur acquérant les données. Ainsi le décalage en temps des différentes acquisitions est corrigé par l'écart observé en se basant sur ce temps donné.

Afin de vérifier que cette opération ne génère pas d'erreurs, un signal analogique issu du banc de freinage est directement envoyé sur l'EEPS et l'EPC, puis enregistré par ces derniers. Pour chaque essai, la vérification de la synchronisation se fait en affichant ce même signal enregistré par la centrale DeweSoft, l'EEPS et l'EPC (figure II.41).

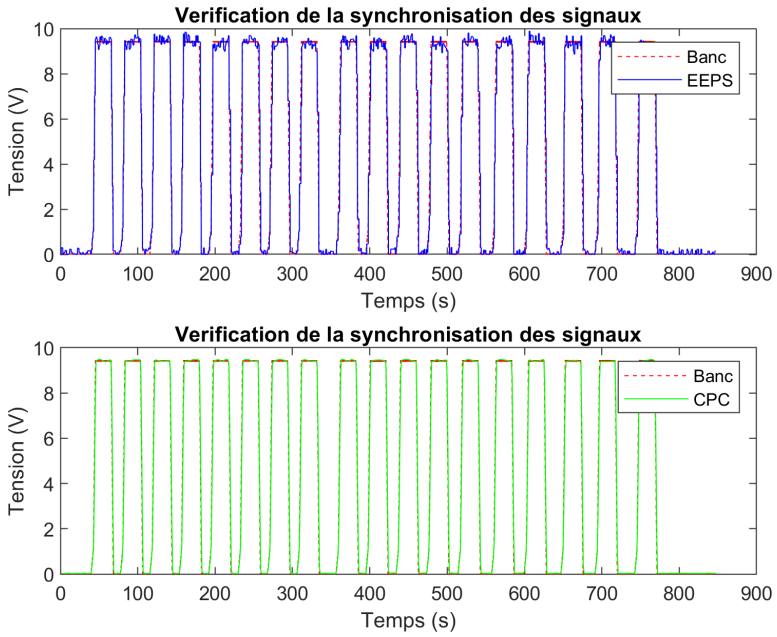


FIGURE II.41 – Vérification de la synchronisation des signaux sur l'EEPS et l'EPC

Format des données

Les données sont enregistrées via plusieurs logiciels pour les différents appareils : DeweSoft pour le banc, la soufflerie et le LASER PIV (si utilisé), AIM pour l'OPS et l'EPC et le logiciel dédié pour l'EEPS.

Par la suite, MatLab sera utilisé afin de traiter les données. L'avantage de DeweSoft est qu'un export des données est possible en MatLab. En revanche, AIM et EEPS Software exportent les données en .csv ou .txt, nécessitant un premier travail pour importer les données dans MatLab.

Une fois les données mises dans le format identique MatLab, les décalages temporels des différents appareils sont corrigés : les compteurs de particules ont des temps de réponse propres à la technologie embarquée de chacun. Á cela s'ajoute les temps de trajets des particules de la source d'émission aux buses puis les trajets des particules dans les conduites et le temps de réponse de l'appareil de mesure. Afin de quantifier se retard, il est mesuré par lecture graphique en admettant que le début de l'émission de particule correspond au début de l'application de l'effort.

Enfin, en raison des différentes fréquences d'acquisition, les signaux bruts sont ré-échantillonnés sur le vecteur temps de la force mesurée et transmis via le bus CAN à 100 Hz. Les signaux ayant une fréquence supérieure voient leur échantillonnage réduit (notamment en analogique) tandis que les signaux avec une fréquence plus faible (les moyens de mesure particulaires) sont interpolés linéiarement sur ce temps de référence. A noter que la mesure analogique à 20 kHz des pulses laser est conservée d'origine pour déterminer avec précision le moment où les images sont prises. Au terme de ces étapes, les données des différents appareils sont assemblées de manière synchronisée et les écarts temporels corrigés dans une structure MatLab par essais.

Dans un second temps, ces données harmonisées sont découpées par freinage : l'ensemble des données est découpé et stocké dans une structure MatLab recensant l'intégralité des freinages

d'un essai. Le signal de consigne de freinage est utilisé afin de définir quand il y a un freinage ou non. En fonction des campagnes d'essai, le nombre de freinage varie :

Campagne n°	Nombre de freinage
1	60 freinages par essais
2	60 freinages par essais
3	Entre 4 et 7 (dépendant du nombre de freinages possibles durant le temps d'acquisitions permis par la mémoire des caméras)
4	216 freinages pour 1 parcours

TABLEAU II.12 – Nombre de freinages par campagne d'essai

Au final, les données par essai sont sous deux formats : l'intégralité de l'essai et découpé par freinage. Dans le but de faciliter l'analyse, les essais sont rassemblés par campagne et triés en fonction des paramètres de freinages ou bien des parcours étudiés.

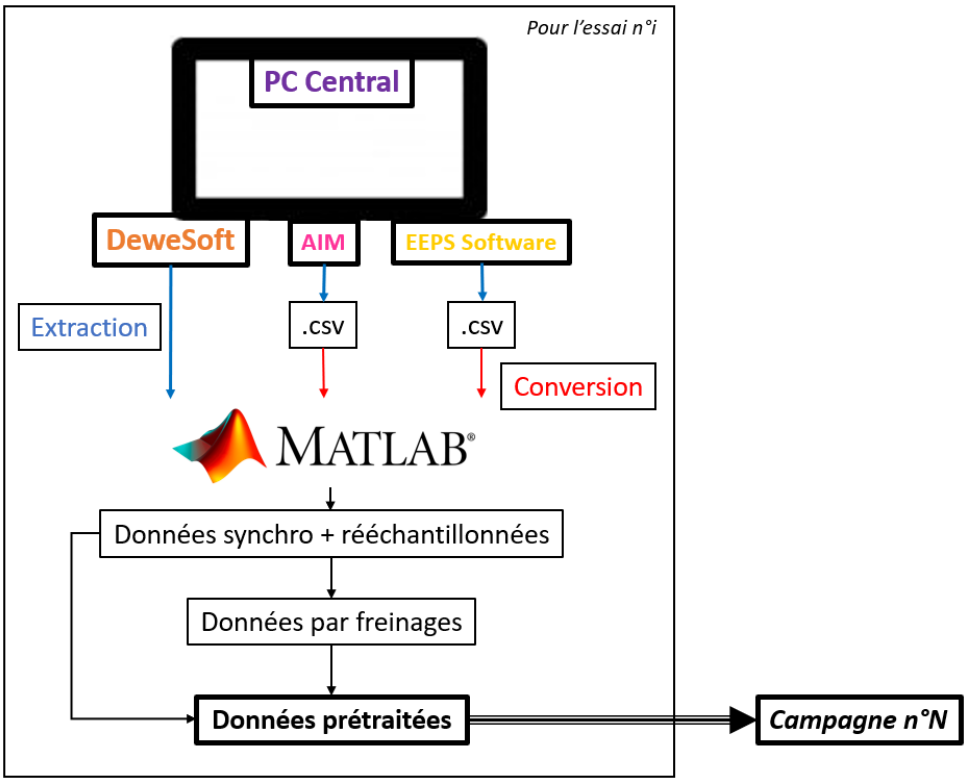
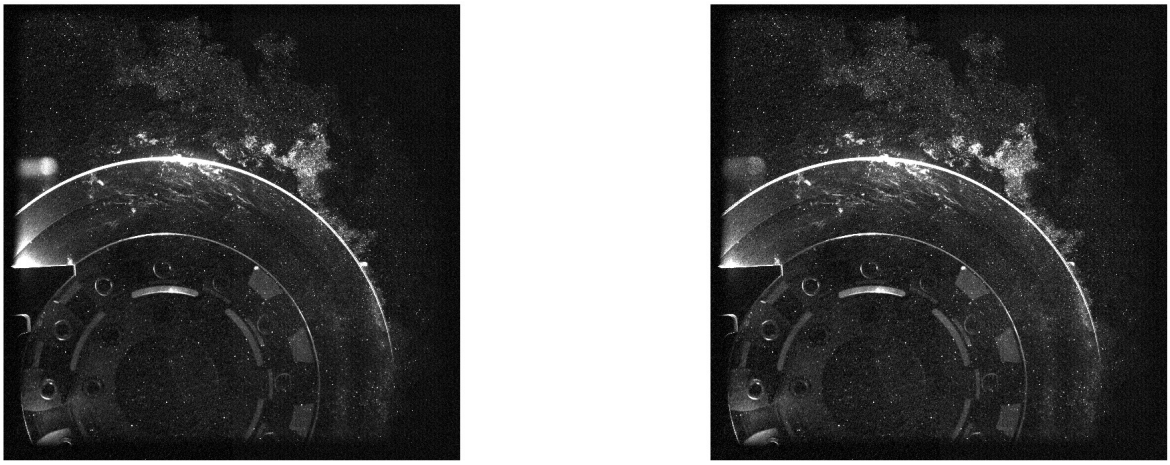


FIGURE II.42 – Schéma représentant le conditionnement des données

Traitement des images

Le pré-traitement et le traitement des images sont réalisés avec des logiciels spécifiques à la PIV. Dans un premier temps, le logiciel Insight 4G servant à l'acquisition des images est utilisé pour les pré-traiter : afin de limiter l'impact des éléments éclairés en permanence, l'image minimale moyenne est retirée. Cette image résulte d'un algorithme simple : pour chaque image, chaque pixel est observé. Le logiciel va alors chercher le minimum de chaque pixel de l'ensemble

des images. Au final, une image avec les minimums d'intensité de chaque pixel est créée et retranchée à l'ensemble des images enregistrées.



(a) Image brute

(b) Image pré-traitée avec le minimum d'intensité moyenne retiré

FIGURE II.43 – Comparaison entre l'image brute et l'image pré-traitée

Le traitement et l'export des données ont été effectués avec la suite open-source de Matlab PIVLAB, documentée par Thielicke et Sonntag [?]. L'algorithme de corrélation croisée est configuré avec une taille initiale de fenêtre d'interrogation de 256×256, puis effectue 3 autres passes pour obtenir une subdivision finale de 32×32 pixels avec un recouvrement de 50 %. Un exemple de champ de vecteurs obtenu sur une paire d'images capturant le déplacement de particules de frein est présenté dans la figure II.44. L'exploitation de ces données sera explicité dans le chapitre IV.

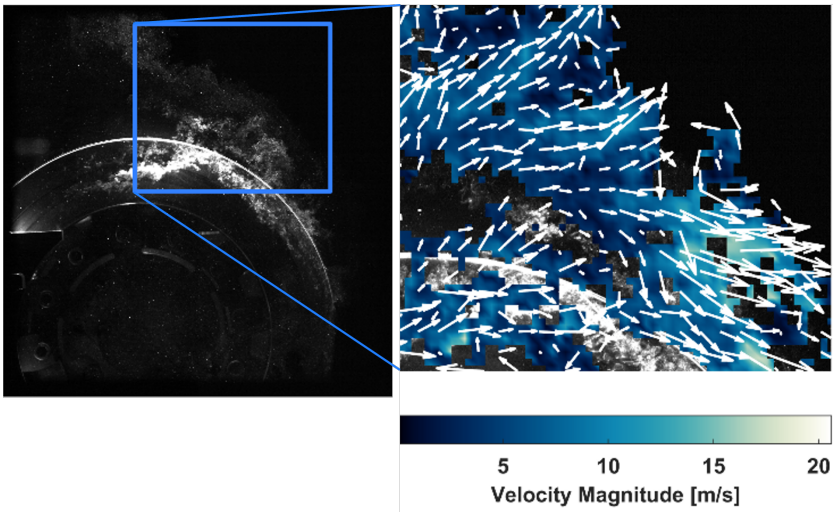


FIGURE II.44 – Exemple d'analyse PIV sur des particules (ici de frein)

Chapitre III

Émissions de particules de frein : influence des conditions de freinage

L'objet de ce chapitre est d'établir des liens entre l'émission de particules et les différents paramètres de freinage ainsi que la combinaison de ces différents paramètres. La méthode expérimentale est basée sur le prélèvement des particules de frein émises dans un flux d'air constant. Le prélèvement de ces particules émises est analysé par des compteurs et des spectromètres. Ces appareils sont synchronisés avec les mesures du banc (pression, vitesse, températures ...) et de la soufflerie (température, humidité ...). Dans un premier temps, la campagne n°1 se fait à vitesse de glissement constante : les conditions de freinage varient en gardant une énergie dissipée équivalente par freinage. Ces freinages sont appelés freinage de "maintien" et sont rencontrés dans des situations où on souhaite maintenir la vitesse constante dans une pente. La campagne n°2 reprendra les mêmes paramètres en intégrant la décélération afin d'étudier des freinages dit "d'arrêt". Ces freinages arrivent plus fréquemment et ont pour but de réduire la vitesse du train. L'ensemble de ces essais met en évidence des phases d'émissions (mise en contact - maintien - retrait) ainsi que des phénomènes isolés de production plus importante en particules.

III.1 Traitement des données particulaires 98
III.1.1 Observation des données brutes 98
III.1.2 Extraction des particules émises 101
III.2 Granulométrie 103
III.2.1 Identification des modes/pics 103
III.2.2 Influence des conditions de freinages 105
III.2.3 Évolution temporelle de la granulométrie au cours du freinage 109
III.3 Évolution des émissions pendant les freinages de maintien 112
III.3.1 Profil type d'émission en freinage de maintien 112
III.3.2 Conception et application d'un modèle de profil type d'émission 113
III.3.3 Influence des conditions de freinage sur la phase permanente 117
III.3.4 Influence des conditions de freinage sur les phases transitoires 117
III.4 Evolution des émissions pendant les freinages d'arrêt 118
III.4.1 Profil type d'émission en freinage d'arrêt 119
III.4.2 Application du modèle de profil type d'émission 120
III.4.3 Influence des conditions de freinage sur la phase permanente 122
III.4.4 Influence des conditions de freinage sur les phases transitoires 123
III.5 Synthèse des résultats 124

III.1 Traitement des données particulaires

III.1.1 Observation des données brutes

La bibliographie sur les émissions de particules de freins montre que ces dernières sont dépendantes de plusieurs paramètres et d'effets d'histoire sur la nature de l'interface. Afin de s'affranchir de ces effets, il faut s'assurer de la répétabilité des expériences. Ainsi, le protocole établi dans les campagnes d'essai n°1 et n°2 se base sur un nombre de 60 freinages consécutifs identiques par jeu de conditions. Ces conditions sont au nombre de 18 et sont détaillées dans le chapitre précedent (§ II.2.2) et sont rappelées dans le tableau ci-dessous (III.1) :

Température Vitesse	**60°C**	**130°C**	**200°C**
50 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
85 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
110 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa

TABLEAU III.1 – Résumé des conditions de freinage des essais des campagnes n°1 et n°2

Cette répétition de 60 freinages sert à la fois à effectuer un rodage des garnitures et du disque et à atteindre un régime périodique en température. Les surfaces de contact ne sont pas nécessairement rodées avec un faible nombre de freinages. C'est pour ces raisons que sur les 60 freinages réalisées, l'extraction et l'obtention des données dans la suite de ce chapitre résultent des 30 derniers freinages réalisés pour chaque essai. Dans la répétition des freinages, le déclenchement de l'application des plaquettes sur le disque est commandé par la température de surface du disque. Le freinage suivant intervient lorsque la température du disque repasse sous la valeur de température initiale définie. La figure III.1 montre l'application de la pression des plaquettes sur le disque (en haut) et les températures du disque et des plaquettes (en bas) au cours de l'essai.

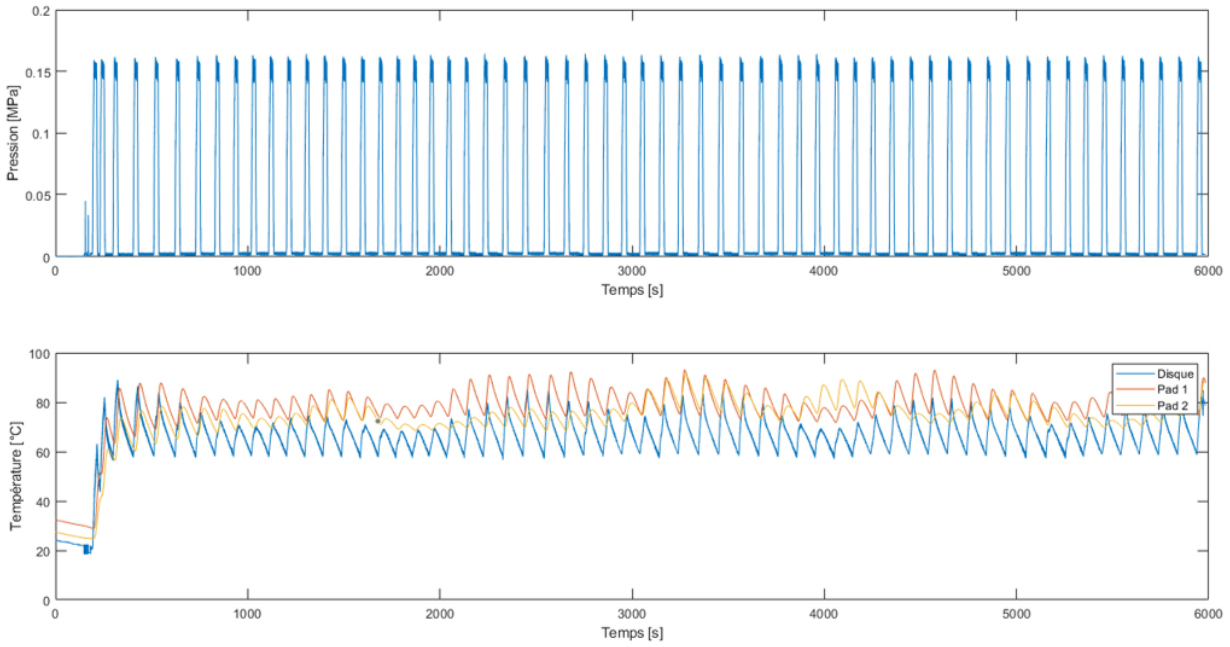


FIGURE III.1 – Déroulé typique d'un essai de la campagne 1 (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C)

Dans cet essai, la température initiale du disque est atteinte rapidement (ici, au cinquième freinage). En parallèle, la mesure des émissions de particules est effectuée à l'aide de 3 appareils : un compteur (EPC) et deux spectromètres (EEPS et OPS) dont le fonctionnement est décrit dans le chapitre 2 (§ II.1.3). Le tableau III.2 résume les caractéristiques principales de ces appareils :

Appareil	EPC	OPS	EEPS
Type	Compteur	Spectromètre	Spectromètre
Canaux	1	16	32
Gamme de mesure	3 nm - 3µm	300 nm - 10µm	5.6 nm - 560 nm
Frequence	1 Hz	1 Hz	10 Hz

TABLEAU III.2 – Caractéristiques principales des appareils de mesures particulaires

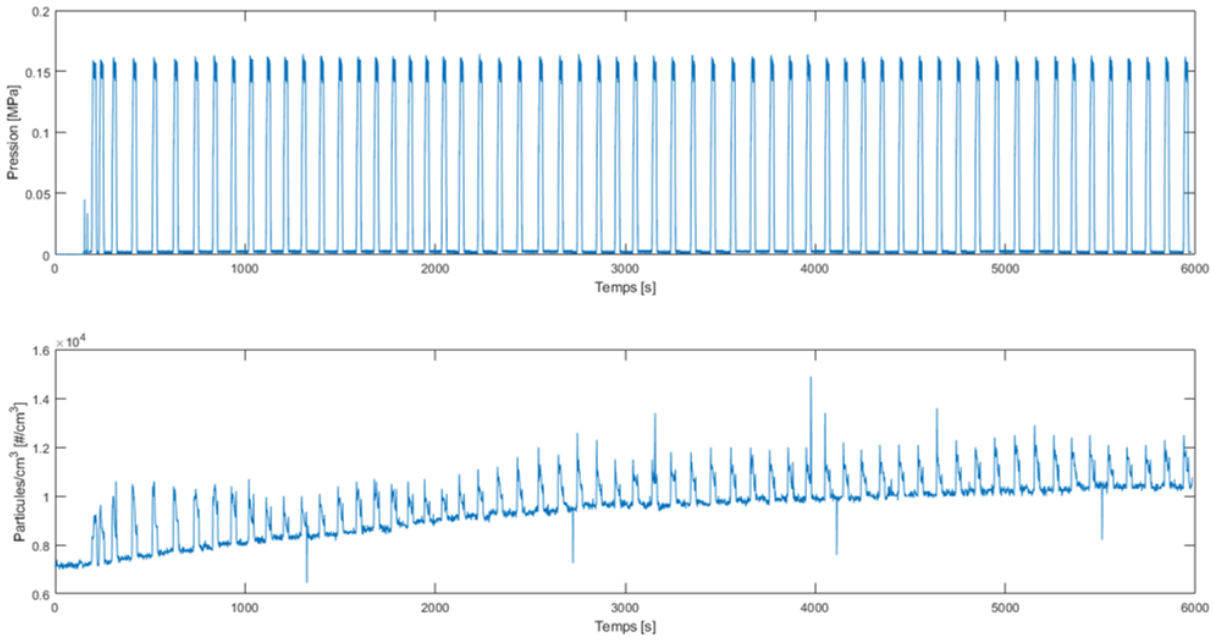


FIGURE III.2 – Nombre total de particules mesurées par l'EPC (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C)

La figure III.2 montre l'ensemble de l'enregistrement de la pression d'application de l'effort (en haut) en parallèle de la mesure effectuée par l'EPC (en bas). On remarque une corrélation entre les événements de freinage et l'augmentation du nombre de particules. Cependant, la valeur de l'EPC en dehors des phases de freinages est en constante augmentation. Cela signifie que l'air dans la soufflerie se charge progressivement en particules avec la succession de freinages. Les raisons de cet ensemencement progressif peuvent avoir plusieurs explications dans notre configuration :

— La configuration en boucle fermée de la soufflerie favorise la circulation des particules dont le nombre de Stokes est faible devant 1. Elles suivent l'écoulement et restent en suspension dans la soufflerie conduisant à une accumulation de particules avec la répétition des freinages.

— L'air ambiant est potentiellement chargé de particules selon la qualité de l'air (météo, saison, pollution ...)

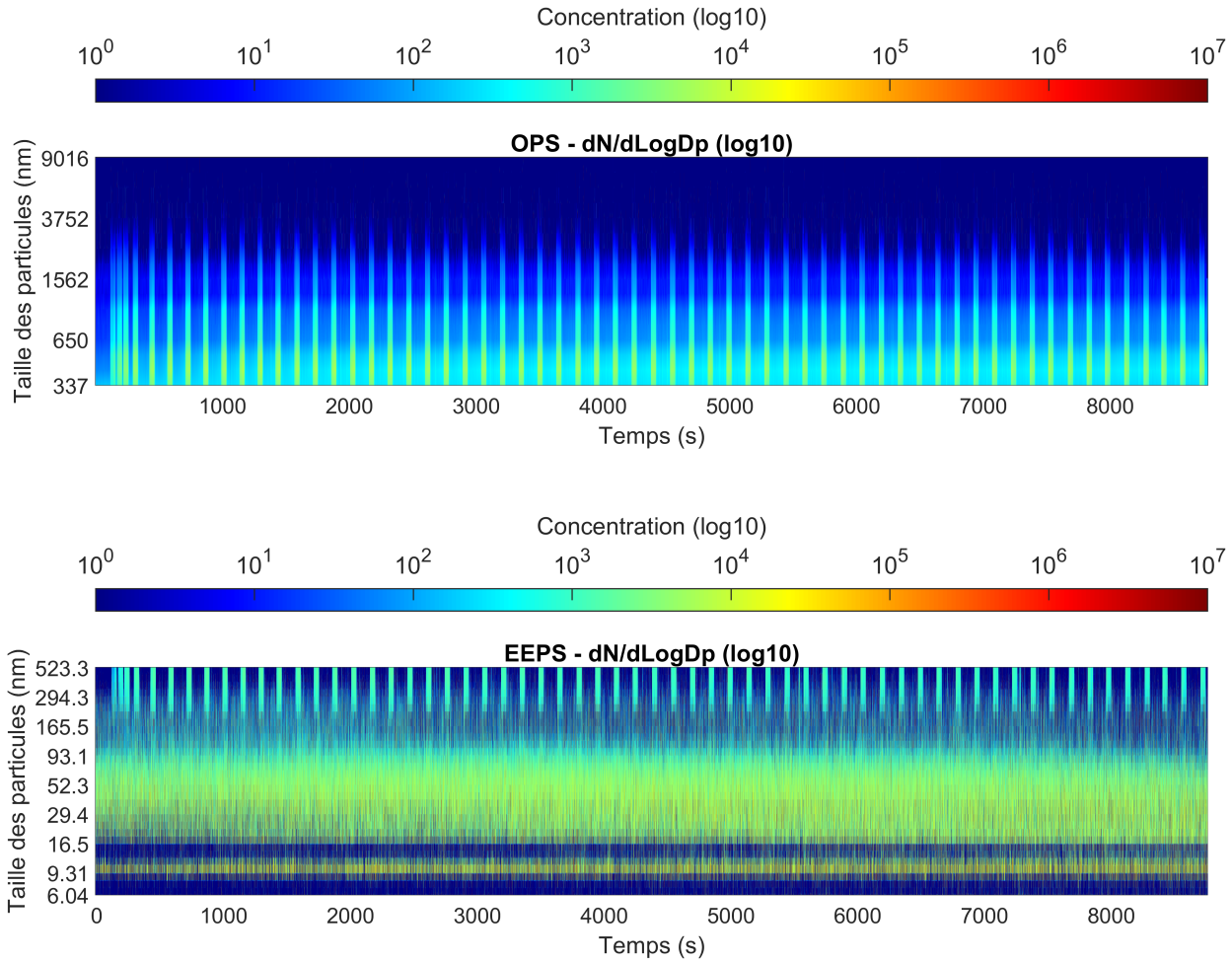


FIGURE III.3 – Spectre global des particules mesurées par les spectromètres OPS et EEPS (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C)

La figure III.3 représente les spectres de particules mesurées associés aux deux spectromètres : l'OPS (en haut) et l'EEPS (en bas). L'abscisse représente le temps et l'ordonnée la taille des particules mesurées. L'échelle de couleur indique le nombre de particules normalisée par la taille de chaque canaux afin de pouvoir comparer les mesures des différents appareils. On constate une bonne répétabilité sur les deux appareils, notamment avec des évènement d'émission dans la gamme entre $200nm$ et $3\mu m$. L'OPS montre une augmentation dans la gamme basse de mesure tandis que l'EEPS semble avoir un bruit constant lié à l'environnent pour les particles sous les 300nm.

Dans le cadre de l'étude portant sur les 30 derniers freinages, le chargement progressif de la veine en particules s'avère problématique vient et polluer les analyses statistiques. Pour s'affranchir du niveau bas en particules et identifier la production de chaque freinage, les mesures des différents instruments sont traités.

III.1.2 Extraction des particules émises

Compteur de particules : EPC

Dans un premier temps, le niveau bas de l'EPC est retiré. Sur la figure III.4, le niveau bas correspondant aux mesures hors périodes de freinage évolue constamment. La stratégie choisie pour retirer ce niveau bas consiste à créer une fonction modèle de ce niveau bas et à le retrancher au signal brut afin de conserver uniquement les particules émises lors de chaque freinage.

L'étude portant sur les 30 derniers freinages, la création de la fonction à retirer est uniquement basée sur ces derniers. Ainsi, pour chacune des 30 dernières périodes non-freinées, un minimum local est détecté. La figure III.4 montre la détection de ces minimums locaux (en rouge) et prenant en compte les artéfacts de mesures (en vert) au moyen d'un tri.

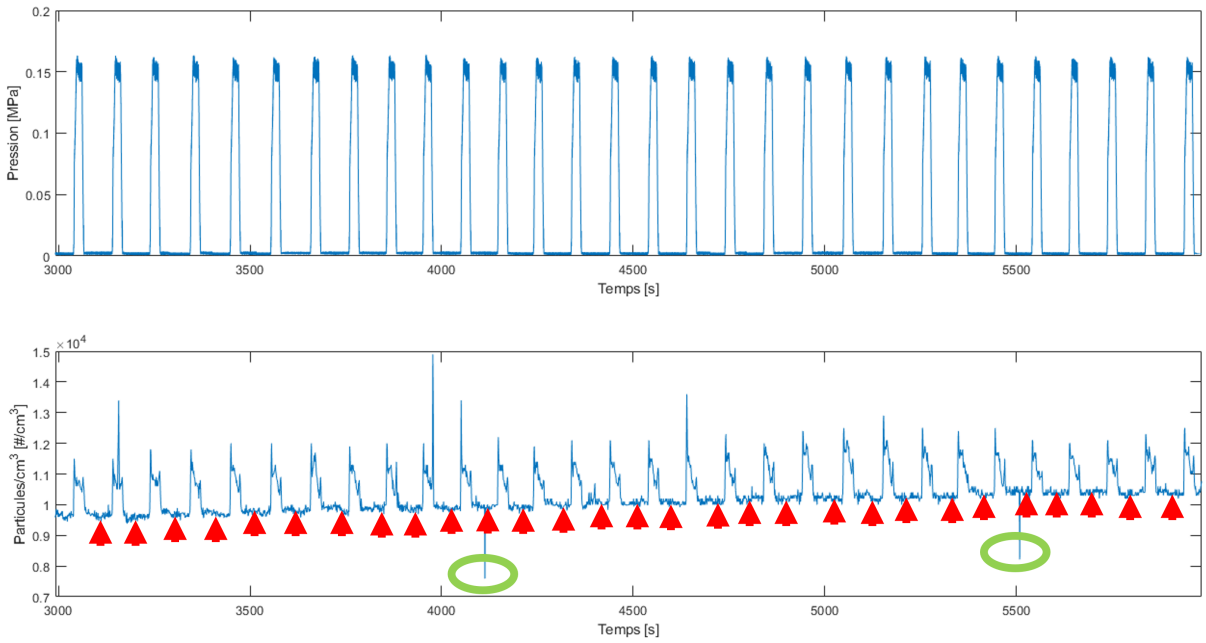


FIGURE III.4 – Illustration de la détection de minimum locaux

Avec l'ensemble des minimums locaux établis, une fonction polynomiale de degré 9 est choisie afin d'interpoler ces différents points sur MatLab. Ce choix résulte de la simplicité et de la rapidité d'exécution afin de trouver une fonction d'interpolation. Au final, cette fonction est retirée du signal brut, laissant apparaitre l'émission de particules de frein liée à chaque freinage (figure III.5).

Spectromètres : EEPS et OPS

Contrairement à l'EPC, l'OPS et l'EEPS sont des spectromètres. Ces appareils comptent les particules en fonction de leur taille. Ainsi, la méthode d'interpolation des minimums locaux de l'EPC a été portée sur chacun des canaux des deux appareils. Cependant, cette méthode fonctionne si le rapport signal/bruit est suffisamment grand. Or pour les mesures des spectromètres (figure III.3), l'ensemble des canaux ne mesurent pas suffisamment de particules lors des freinages. Pour l'OPS, le nombre de particules est faible pour les plus grosses le rendant aléatoire. Il est difficile d'isoler les particules émises des particules déjà présentes. Pour l'EEPS,

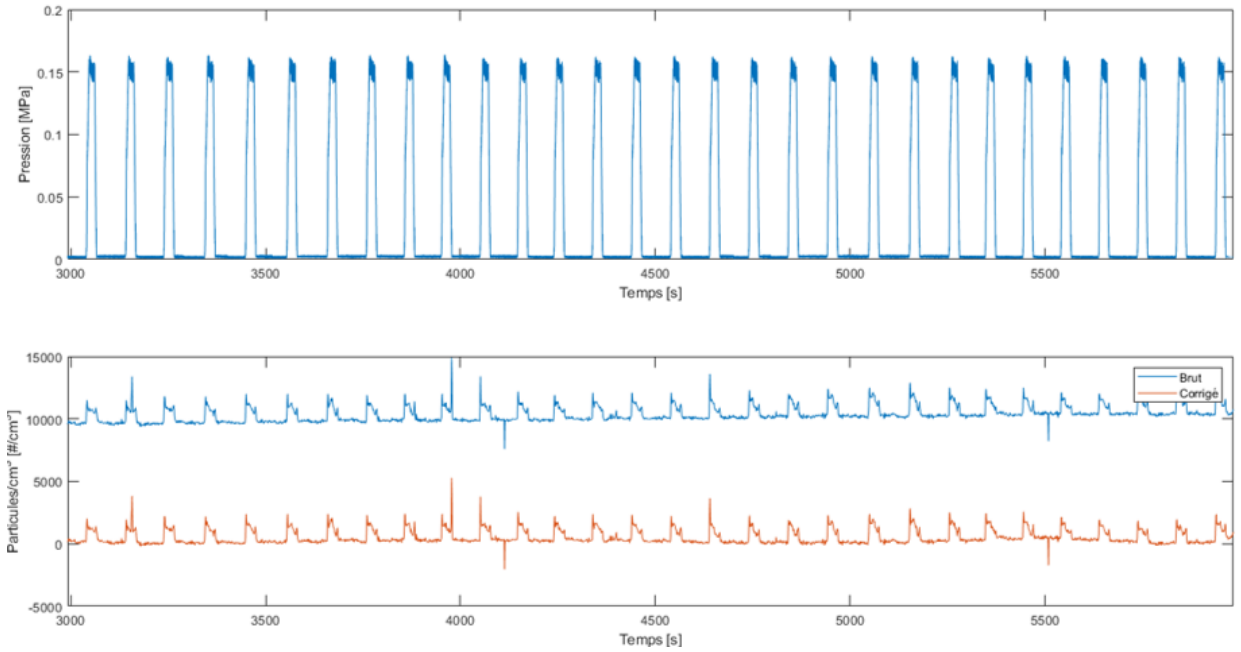


FIGURE III.5 – Nombre total de particules mesurées par l'EPC après correction (0.15 MPa, 50 km/h et 60°C)

les mesures des canaux correspondant aux particules ultrafines ($< 200nm$) présentent un fond constant. Dans cette gamme de taille, l'incertitude liée à la mesure est plus grande en raison de la difficulté un faible nombre de particules ultrafines. La mesure est polluée à cause de la sensibilité du capteur pour ces particules.

Plutôt que de détecter un minimum local lors des périodes non-freinées, la technique visant à retirer le bruit des spectromètres est de faire la moyenne par canaux du nombre de particules mesurées sur ces périodes. Avant un freinage n, un spectre de particules moyen est estimé sur l'intervalle non-freiné précédant ce freinage. Avec l'ensemble des freinages, un spectre de bruit est alors constitué et retiré au signal brut pour obtenir un spectre corrigé (figure III.6) pour chaque condition d'essai.

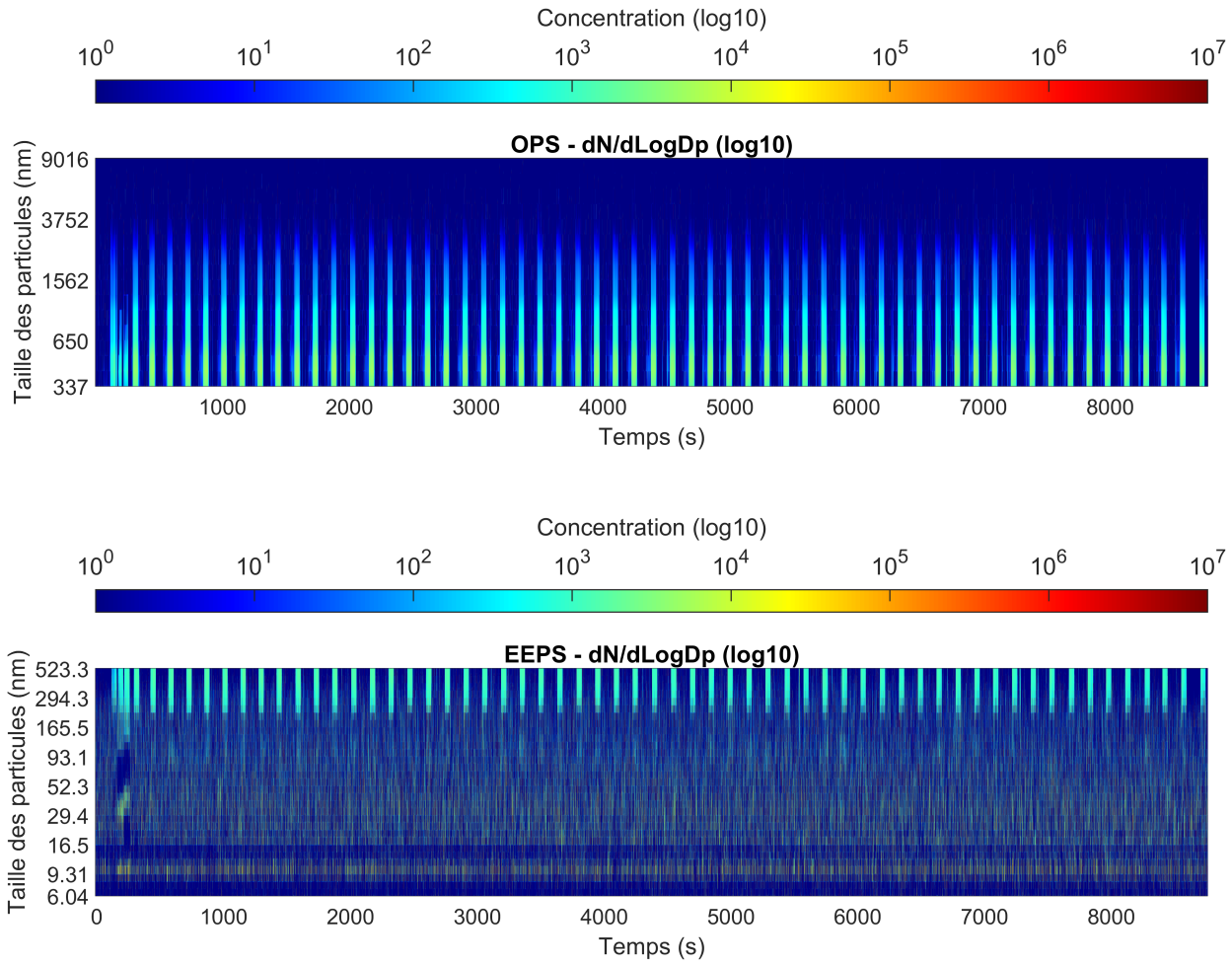


FIGURE III.6 – Spectre corrigé pour 50 km/h, 0.15 MPa et 60°C

III.2 Granulométrie

Dans cette partie, on s'intéresse à la distribution granulométrique des émissions, sa décomposition en modes, leurs similitudes, et l'influence des conditions expérimentales sur la signature spectrale. On étudiera simultanément les spectres particulaires des freinages de maintien (§ III.3) et d'arrêt (§ III.4).

III.2.1 Identification des modes/pics

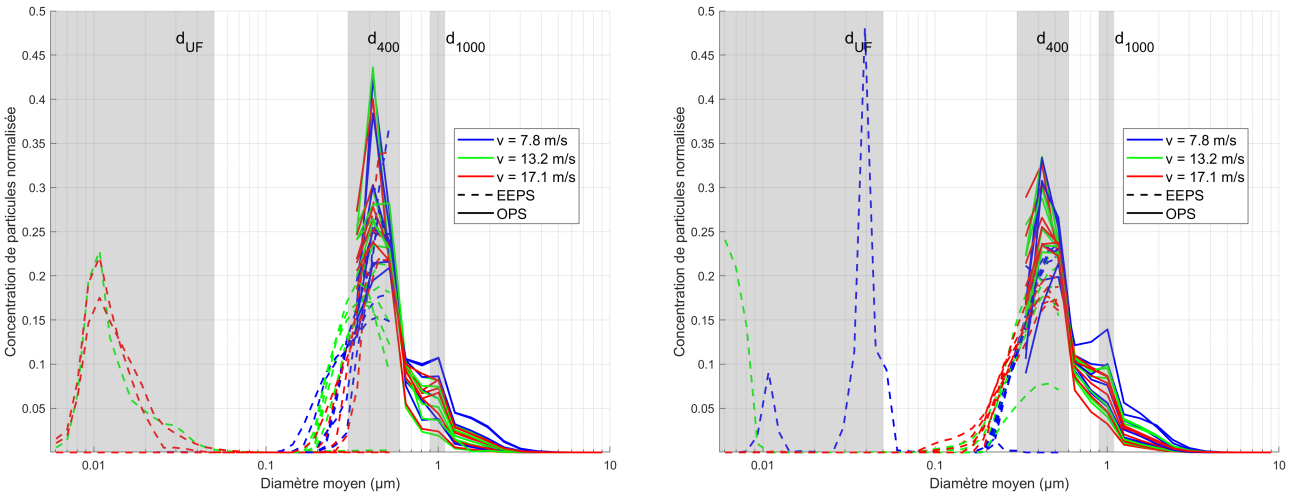
Premièrement, la distribution en nombre de la granulométrie est étudiée. Les spectromètres que sont l'EEPS et l'OPS mesurent la répartition en taille de la concentration de particules émises durant l'ensemble des essais. Avec la synchronisation des spectromètres et du banc, les mesures prises lors des freinages sont isolées. Á partir des 30 derniers freinages, on obtient la répartition moyenne en taille des concentrations de particules. Cette répartition est normalisée par la concentration totale moyenne des particules mesurée par l'appareil utilisé. Ainsi, pour chaque spectromètre, la distribution en nombre par taille de particules est obtenue selon l'équation III.1 :

$$P_{\%}(\varnothing = d)_{appareil} = \frac{\bar{C}(\varnothing = d)_{appareil}}{\bar{C}_{total,appareil}} \tag{III.1}$$

Avec :

— $P_{\%}(\varnothing = d)_{appareil}$ la proportion de particules de diamètre moyen d en nombre selon l'appareil utilisé.
— $\bar{C}(\varnothing = d)_{appareil}$ la concentration moyenne de particules de diamètre d mesurée par l'appareil utilisé en $\#/cm^3$.
— $\bar{C}_{total,appareil}$ la concentration moyenne totale mesurée par l'appareil utilisé en $\#/cm^3$.

La figure III.7 présente la distribution granulométrique normalisée des particules émises au cours de l'ensemble des freinages de maintien (figure III.7a) et des freinages d'arrêt (figure III.7b). Pour les freinages d'arrêt, la couleur de la courbe représente la vitesse initiale. Le choix d'afficher les concentrations permet d'observer l'influence ou non du paramètre de freinage sur la distribution granulométrique. Cette concentration est normalisé par le nombre total de particules afin de faciliter la comparaison entre les essais. Il en résulte une aire sous la courbe unitaire.



(a) Freinages de maintien

(b) Freinages d'arrêt

FIGURE III.7 – Comparaison des distributions granulométriques moyennes entre $5.6nm$ et $10\mu m$ pour les freinages de maintien et d'arrêt en fonction de la vitesse de glissement

Sur la figure III.7, deux gammes de tailles de particules sont présentes pour toutes les configurations d'essais :

— La première gamme, nommée d_{400}, va de 300 à $600nm$. Dans la majorité des configurations testées, les particules de cette gamme d_{400} sont les plus nombreuses avec une proportion plus importante pour les particules entre 400 et $500nm$.
— La seconde gamme en terme de proportion est nommée d_{1000}. Elle va de $900nm$ à $1.1\mu m$.

L'ensemble des configurations testées présente une gamme d'émission appartenant aux $PM10$ et majoritairement répartie dans les $PM2.5$. Certaines configurations présentent une proportion de particules non négligeable dans une gamme de taille inférieure à $50nm$. Cette gamme est nommée d_{UF}. Sur la figure III.7a, deux cas à vitesse de glissement élevée et un cas à vitesse intermédiaire, sur les freinages de maintien, présentent un pic d'émission dans la gamme d_{UF}. Ces trois essais ont émis des particules fines autour de $10nm$. Avec ces vitesses de glissement relativement élevées, il faudra vérifier si ces émissions sont liées à des freinages à haute puissance avec la pression d'application. La figure III.7b montre quant à elle deux situations équivalentes à vitesse faible et moyenne. Contrairement aux freinages de maintien, ces essais

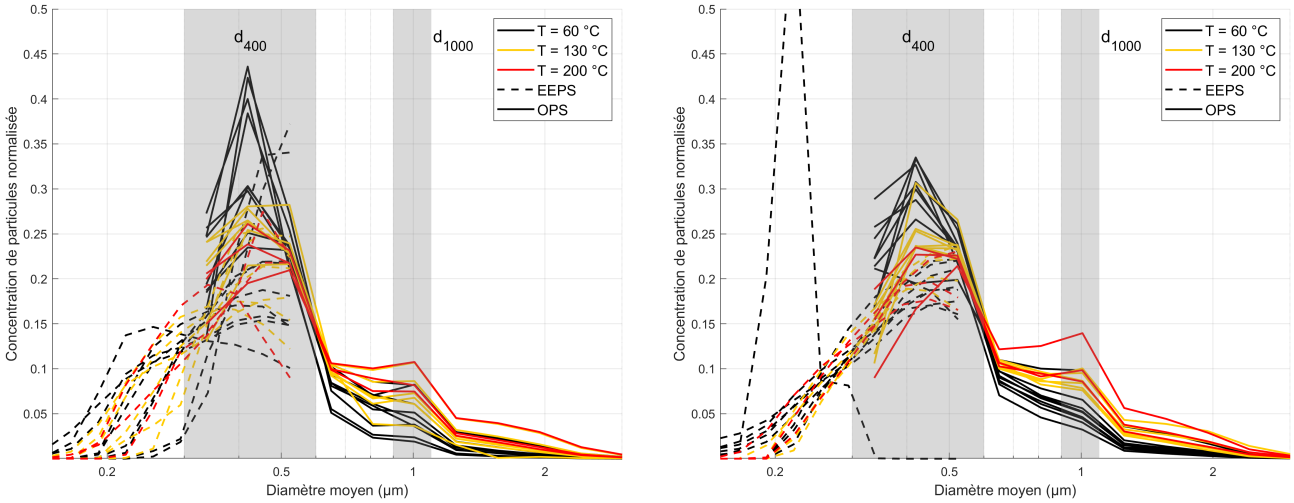
de freinage d'arrêt n'émettent pas exactement les mêmes particules ultrafines. Il faudra donc vérifier ces émissions dans la gamme d_{UF} au cas par cas.

La sous-section suivante porte sur l'influence des paramètres de freinages sur la granulométrie.

III.2.2 Influence des conditions de freinages

Auparavant, les gammes d'émissions principales ont été définies : d_{400}, d_{1000} et d_{UF}. L'objectif est d'identifier quels paramètres de freinages ont une influence sur ces gammes. En raison de la présence constante des gammes d_{400} et d_{1000}, l'étude paramétrique de la granulométrie porte d'abord sur ces modes.

Afin d'analyser au mieux l'influence des paramètres de freinage sur la distribution granulométrique, seules les particules comprisent entre $150nm$ et $3\mu m$ sont observées. La normalisation définie dans l'équation III.1 est modifiée avec $\bar{C}_{total,appareil} = \bar{C}_{total,\varnothing\in[0.15;3]\mu m,appareil}$ afin de conserver une aire unitaire sous la courbe avec la représentation choisie dans les figures III.8 et III.9.



(a) Freinages de maintien

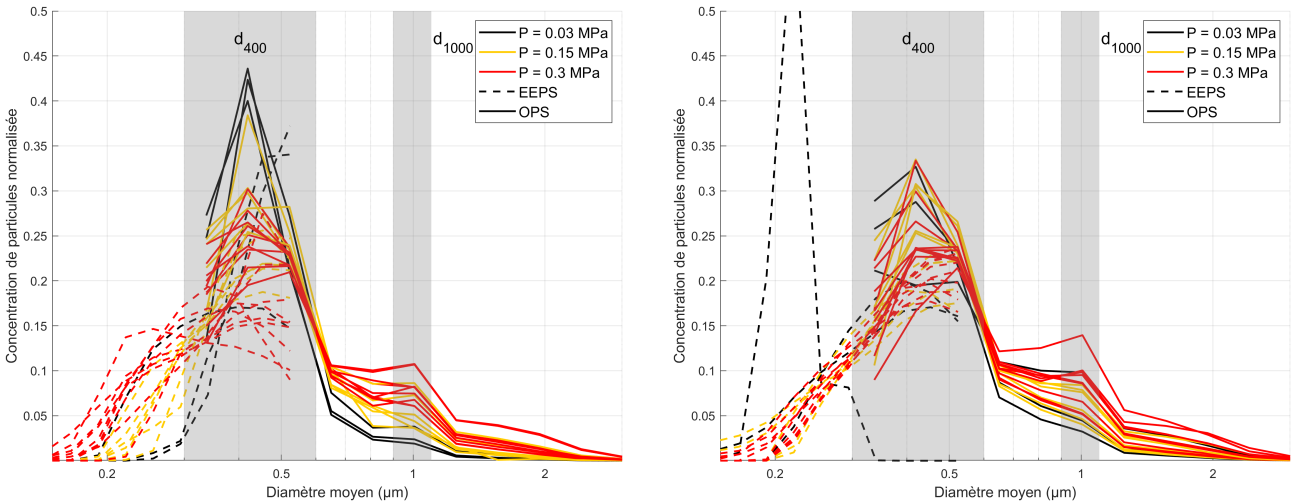
(b) Freinages d'arrêt

FIGURE III.8 – Comparaison des distributions granulométriques moyennes entre $150nm$ et $3\mu m$ des essais de freinages en fonction de la température de surface du disque

La figure III.8 présente dans un premier temps les distributions en nombre des particules émises affichés en fonction de la température de surface initiale du disque dans les deux campagnes d'essais. La proportion des particules de la gamme d_{400} tend à diminuer avec l'augmentation de la température pour les freinages de maintien et les freinages d'arrêt. A l'inverse, les particules dans la gamme d_{1000} représentent une part plus importante avec cette même augmentation de température initiale de surface du disque. Néanmoins, la gamme d_{400} reste majoritaire par rapport à la gamme d_{1000} dans l'ensemble des configurations d'essai présentées.

Enfin, la figure III.9 montre les distributions en nombre des particules émises affichés en fonction de de la pression d'application moyenne. Ici, la tendance est similaire à celle observée par rapport à la température au niveau du contact : la proportion des particules de la gamme d_{400} tend à diminuer avec l'augmentation de la pression pour les freinages de maintien et les

freinages d'arrêt. Toujours de manière analogue à la température, les particules dans la gamme d_{1000} sont plus nombreuses en proportion avec cette même augmentation de pression.



(a) Freinage de maintien

(b) Freinages d'arrêt

FIGURE III.9 – Comparaison des distributions granulométriques moyennes entre $150nm$ et $3\mu m$ des essais de freinage en fonction de de la pression d'application moyenne

Bien que ces tendances sur les deux gammes d'émissions étudiées ici soient mises en évidence, il faut noter que les pressions utilisées conditionnent la température de l'essai : seuls des essais à haute pression peuvent amener de hautes températures de contact. Néanmoins, les essais réalisés à forte pression et faible température initiale de contact suivent les tendances décrites plus tôt.

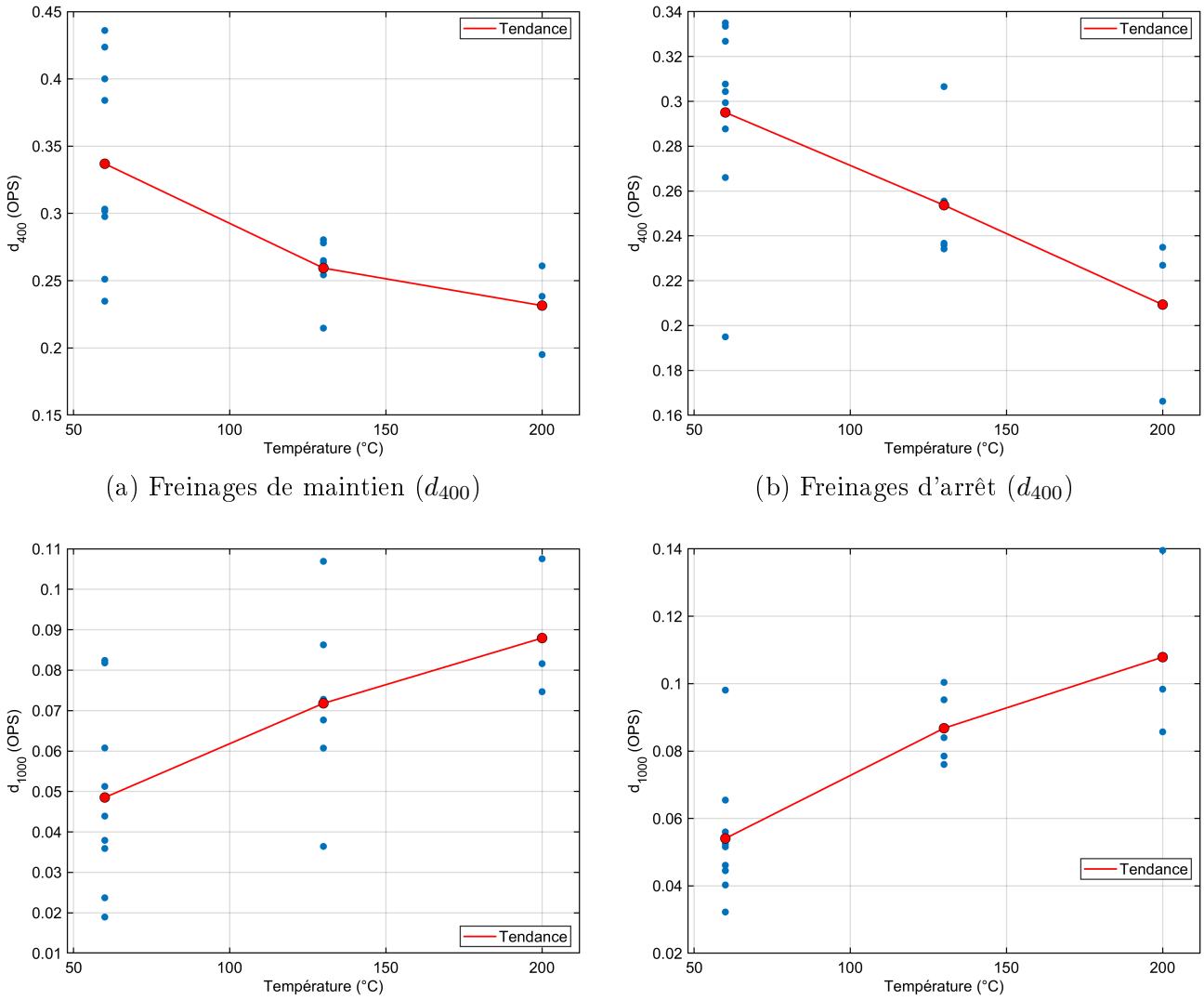
Concernant la vitesse de glissement, la figure III.7 de la sous-section précédente ne fait pas ressortir de tendance particulière quant à son influence sur la distribution granulométrique des particules de freinage émises.

La figure III.10 est l'extraction des proportions de particules des gammes d_{400} et d_{1000} pour les freinages de maintien et d'arrêt. Les quatres figures III.10a, III.10b, III.10c et III.10a confirment l'influence de l'augmentation de la température de surface sur les proportions de ces gammes, à savoir une diminution des d_{400} et un augmentation des d_{1000}. De la même manière, la figure III.11 affiche une tendance similaire avec l'augmentation de la pression d'application moyenne.

Pour résumer, les figures III.8et III.9 montrent que les augmentations de température de surface de disque et de pressions conduisent à :

— une diminution de la proportion de particules émise dans la gamme d_{400} ;
— une augmentation de la proportion de particules émise dans la gamme d_{1000}.

Après l'analyse des variations de la granulométrie des particules émises, la sous-section suivant porte sur son évolution au cours des freinages.



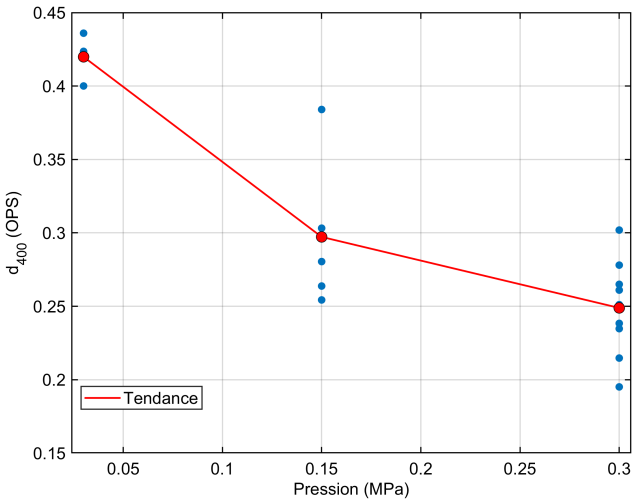
(a) Freinages de maintien (d_{400})

(b) Freinages d'arrêt (d_{400})

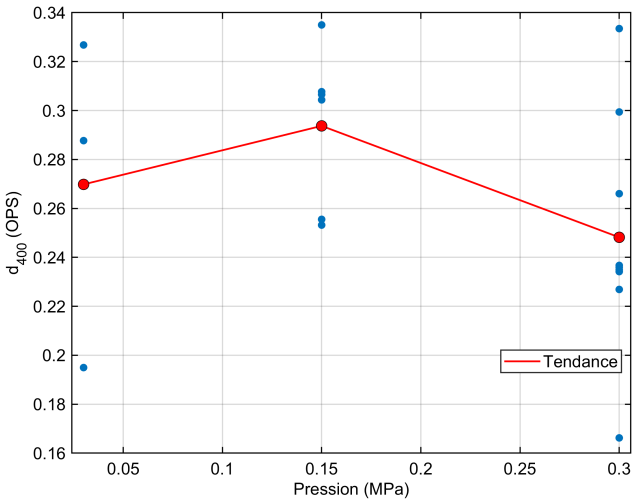
(c) Freinages de maintien (d_{1000})

(d) Freinages d'arrêt (d_{1000})

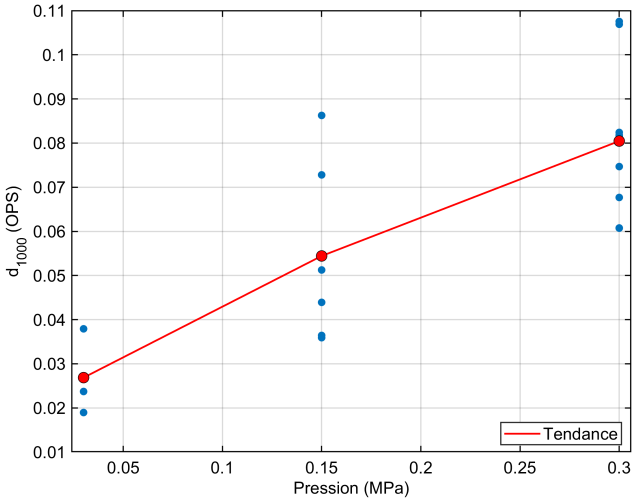
FIGURE III.10 – Influence de la température sur les modes d'émission d_{400} et d_{1000} pour les deux types de freinage.



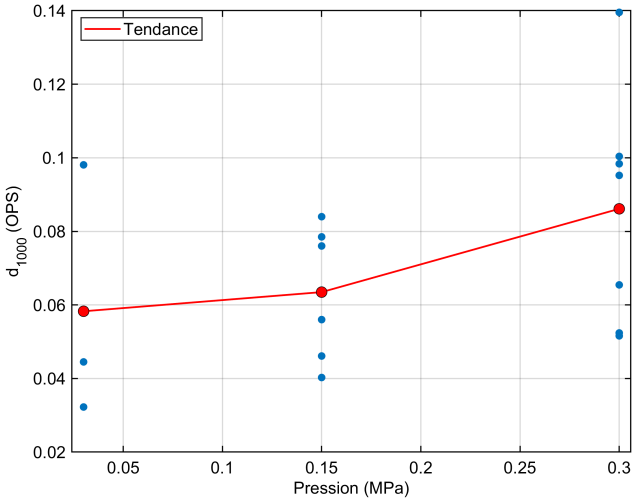
(a) Freinages de maintien (d_{400})



(b) Freinages d'arrêt (d_{400})



(c) Freinages de maintien (d_{1000})

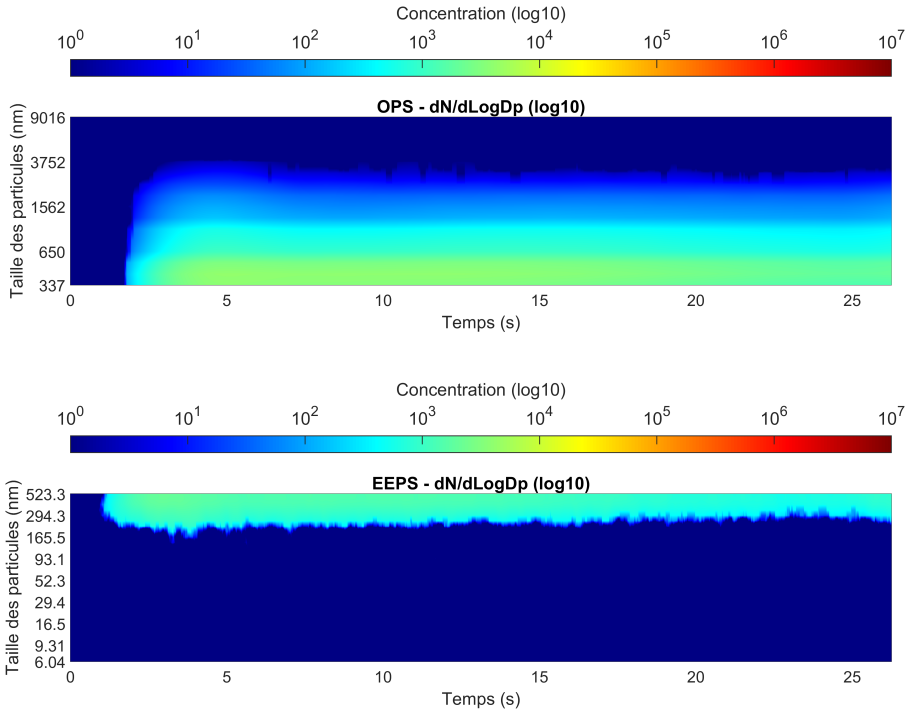


(d) Freinages d'arrêt (d_{1000})

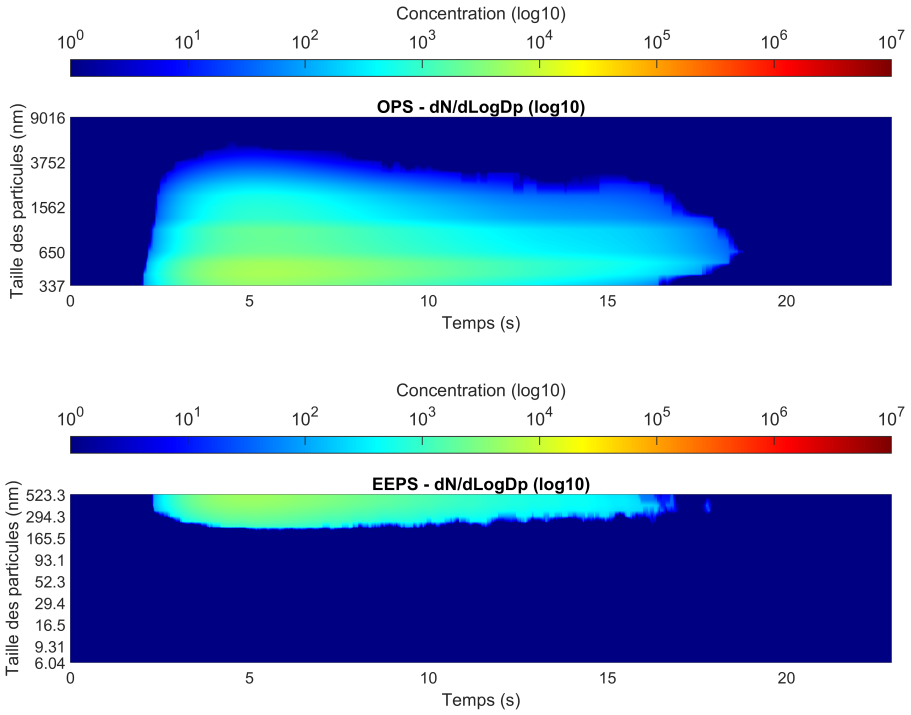
FIGURE III.11 – Influence de la pression d'application sur les modes d'émission d_{400} et d_{1000} pour les deux types de freinage.

III.2.3 Évolution temporelle de la granulométrie au cours du freinage

Les freinages sont définis en partie par le triplet des paramètres de freinage que sont la vitesse de glissement, la pression d'application et la température de surface. La notion de temps de freinage est importante puisqu'elle influe sur l'énergie cinétique dissipée. Ainsi, la variation de la granulométrie au cours du freinage est étudiée dans cette sous-section.



(a) Freinage de maintien : $V_{cst} = 110$ km/h, 0.15 MPa et 60°C.



(b) Freinage d'arrêt : $V_{ini} = 85$ km/h, 0.15 MPa et 130°C.

FIGURE III.12 – Comparaison des spectres moyens pour deux configurations : a) Freinage de maintien, b) Freinage d'arrêt

La figure III.12 présente deux spectres moyens d'essais réalisés avec des freinages de maintien (figure III.12a) et avec des freinages d'arrêt (figure III.12b). Ces spectres moyens sont obtenus en prenant les 30 derniers freinages de chaque essais. Ces freinages sont séparés et mis dans la même base temporelle afin de faire la moyenne de la concentration par canaux à chaque instant. L'ensemble des deux appareils couvrent les tailles de particules allant de $5.6nm$ à $10\mu m$ avec une bande de recouvrement de 300 à $560nm$.

Les deux spectres choisis sont représentatifs de la majorité des essais pour chaque campagne. De manière générale, la granulométrie évolue peu dans le temps, ce qui est cohérent avec l'analyse faite dans les sous-sections § III.2.1 et § III.2.2. Dans la gamme de taille allant de $150nm$ à $3\mu m$, seule l'amplitude varie.

La comparaison entre les freinages de maintien (figure III.12a) et les freinages d'arrêt (figure III.12b) montre que :

— Les freinages de maintien montrent un plateau précédé d'un dépassement présent à $t \approx 5s$ sur la figure III.12a).
— Les freinages d'arrêt comportent aussi un maximum en début de freinage suivi d'une lente diminution à commencer par la gamme d_{400} puis la gamme d_{1000}.

Dans la sous-section § III.2.1, des émissions dans la gamme d_{UF} ont été identifiées dans les distributions granulométriques pour quelques freinages des deux campagnes d'essais.

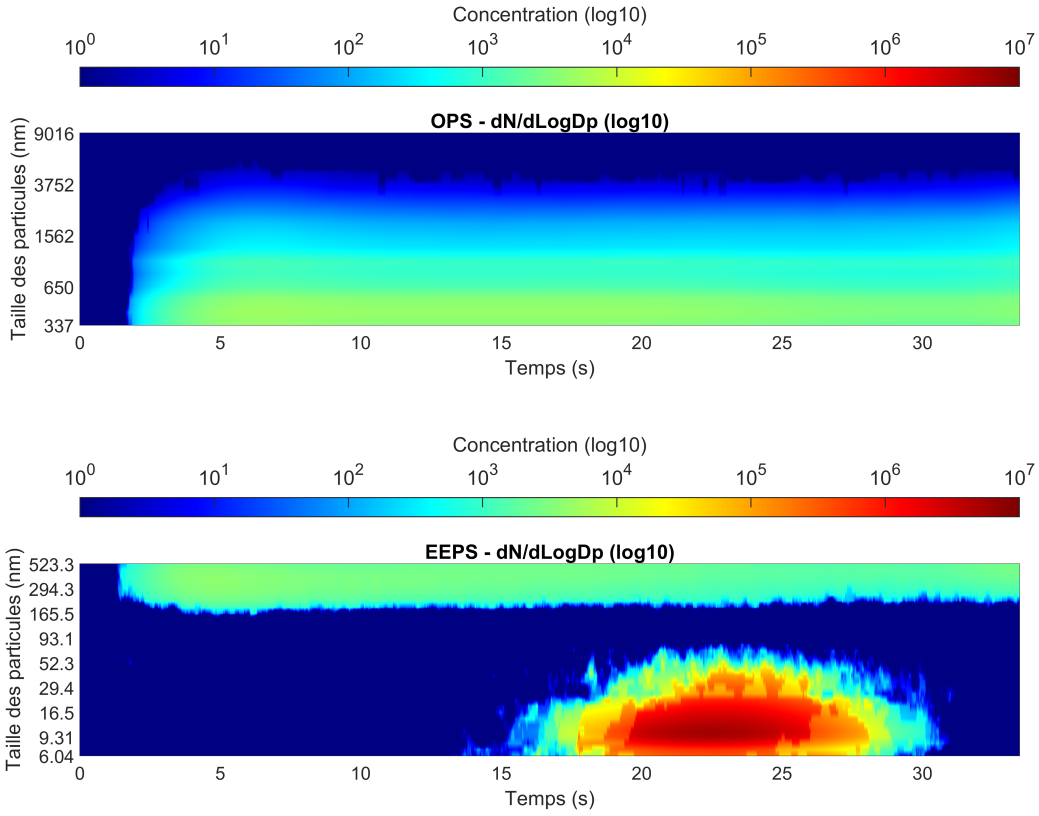


FIGURE III.13 – Spectre moyen pour $V_{cst} = 110$ km/h, 0.3 MPa et 130°C.

Sur la figure III.13, un des trois cas avec des particules de la gamme d_{UF} est présenté. Le spectre moyen d'émission de l'EEPS montre une concentration très importante dans cette gamme de mesure. Les trois essais ayant conduit à ces émissions de particules ultrafines ont été

fait à haute pression ($0.3MPa$) et avec des vitesses de glissement relativement élevées ($13.2m/s$ pour un, $17.1m/s$ pour les deux autres). La puissance de freinage de ces essais était importante. De plus, les températures de surface initiale de ces essais était faible avec 60 °C pour deux d'entre eux et 130 °C pour le dernier. Durant ces trois essais, le pic d'émission de particules ultrafines arrive après un certain temps d'application de l'effort, ce qui montre aussi l'importance de la durée du freinage dans l'émission de particules d_{UF}. Hormis dans cette gamme d'émission, les particules sont émises entre $150nm$ et $3\mu m$ dans des quantités équivalentes aux autres essais de freinage de maintien (figure III.12a).

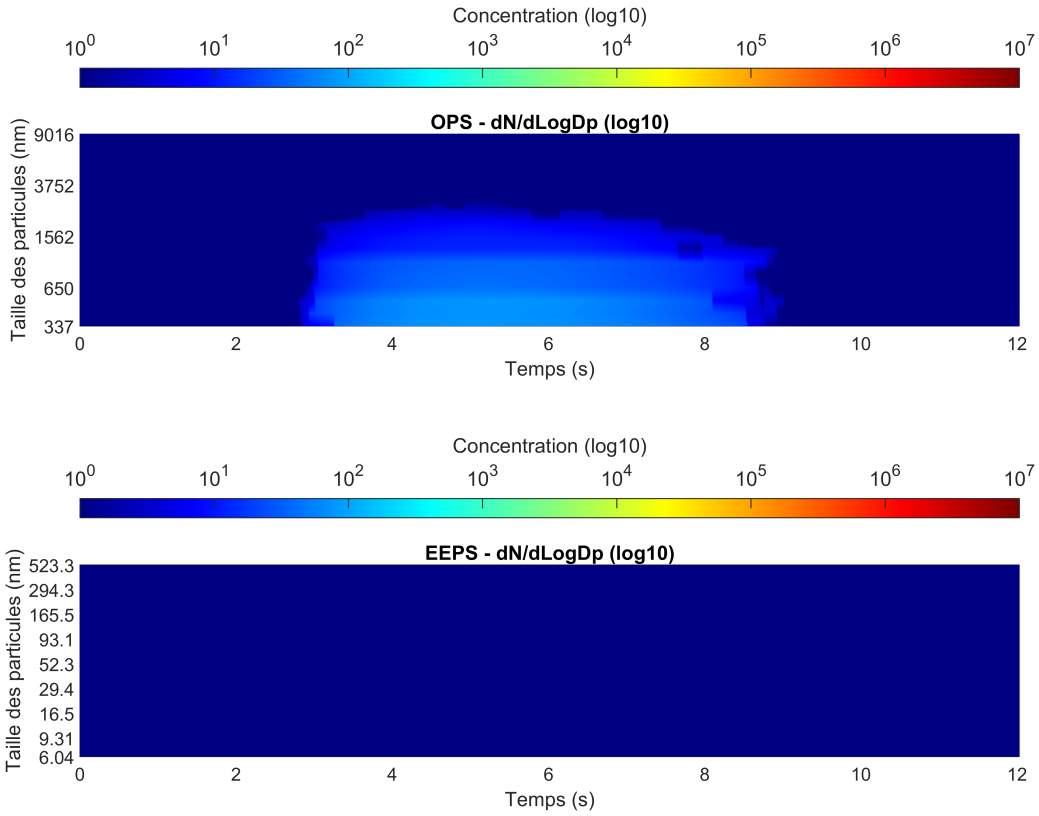


FIGURE III.14 – Spectre moyen pour $V_{ini} = 50$ km/h, 0.03 MPa et 60°C.

Concernant les deux essais de freinage d'arrêt, la figure III.14 montre le spectre d'émission moyen de l'un d'entre eux. On remarque que la quantité de particules émises est très faible devant les autres essais. Les distributions étant normalisés par le nombre total de particules mesurés par appareil, il est possible que ce faible nombre de particules mesuré soit la cause de l'apparition d'émissions de particules dans la gamme d_{UF}.

Au final, les particules de la gamme d_{UF} apparaissent plus aléatoirement, le plus souvent en fin de freinage et pendant une durée réduite. Cette gamme de taille semble ne pouvoir apparaître qu'en fin de freinage de maintien avec suffisamment de puissance (haute pression et vitesse) suggérant une effet cumulatif atteignant un seuil critique. Un effet cumulatif expliquerait pourquoi cette gamme ne pourrait pas émerger pendant les freinages d'arrêt car ces derniers voient la puissance dissipée diminuer rapidement au cours de la décélération. On peut penser à une hausse très locale de la température de la garniture mais l'accès à cette température est délicat et nos mesures sur le disque et en profondeur dans les plaquettes ne peuvent confirmer cette hypothèse à ce stade.

Ainsi, l'étude de la granulométrie montre que les particules sont émises entre $150nm$ et

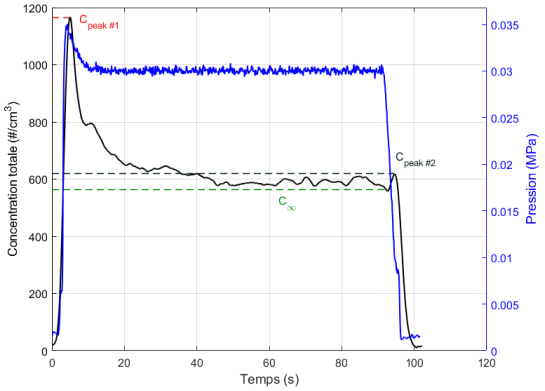
$3\mu m$, peu importe les conditions ou le type de freinage. En revanche, leur nombre évolue différemment au cours du temps durant le freinage, avec pour certains des particules ultrafines émises ($\varnothing < 100nm$). Les sections suivantes portent sur l'évolution des émissions de particules au cours des freinages, avec une différenciation entre les freinages de maintien (§ III.3) et les freinages d'arrêt (§ III.4).

III.3 Évolution des émissions pendant les freinages de maintien

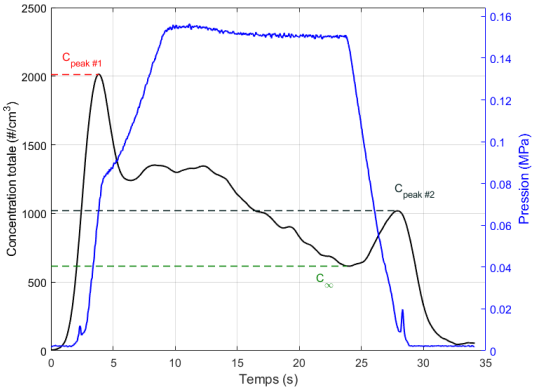
Dans cette partie, on se focalise sur le nombre global de particules émise au cours des freinages de maintien, à vitesse de glissement constante. Dans le cadre de l'étude paramétrique, nous avons identifié, quelque soit le compteur, un profil d'émission qui intervenait de manière récurrente.

III.3.1 Profil type d'émission en freinage de maintien

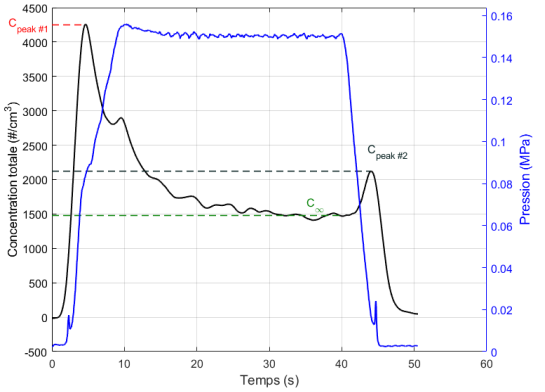
Pour rappel, le compteur EPC fournit la concentration totale des particules entre $3nm$ et $3\mu m$ au cours du temps. La gamme de taille couvre quasiment la gamme granulométrique mesurée par les 2 spectromètres (§ III.2).



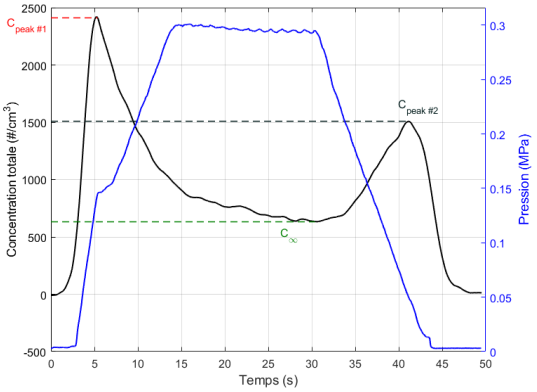
(a) V_{cst} = 13.2 m/s, 0.03 MPa, 60°C



(b) V_{cst} = 17.1 m/s, 0.15 MPa, 60°C



(c) V_{cst} = 7.8 m/s, 0.15 MPa, 130°C



(d) V_{cst} = 7.8 m/s, 0.3 MPa, 200°C

FIGURE III.15 – Profils d'émission et identification des éléments caractéristiques $C_{peak\#1}$, C_∞ et $C_{peak\#2}$ pour les freinages de maintien

Avec le traitement décrit auparavant appliqué à chaque condition de freinage (§ III.1), la figure III.15 présente quatre profils d'émission au cours du temps en concentration, avec en parallèle la pression moyenne appliquée. Ces quatre configurations sont représentatives de la majorité des essais conduits lors de la campagne n°1. La dynamique d'émission semble être corrélée aux différentes phases de freinage :

1. à l'amorce du contact, un pic de concentration important apparaît que l'on nommera $C_{peak\#1}$.
2. durant la phase constante d'application de la pression, la concentration de particules décroit jusqu'à atteindre une valeur asymptotique, que l'on nommera C_{∞}.
3. à l'ouverture du contact, on trouve un second pic de concentration d'émission $C_{peak\#2}$, d'amplitude moins importante que l'amorce $C_{peak\#1}$.

On retrouve une dynamique d'émission équivalente sur les 2 spectomètres OPS et EEPS. Pour l'EEPS néanmoins, il est nécessaire de ne pas tenir compte pour cette estimation des canaux mesurant les tailles inférieurs à 100nm : le rapport signal/bruit est insuffisant pour dégager une tendace sur le profil d'émission.

III.3.2 Conception et application d'un modèle de profil type d'émission

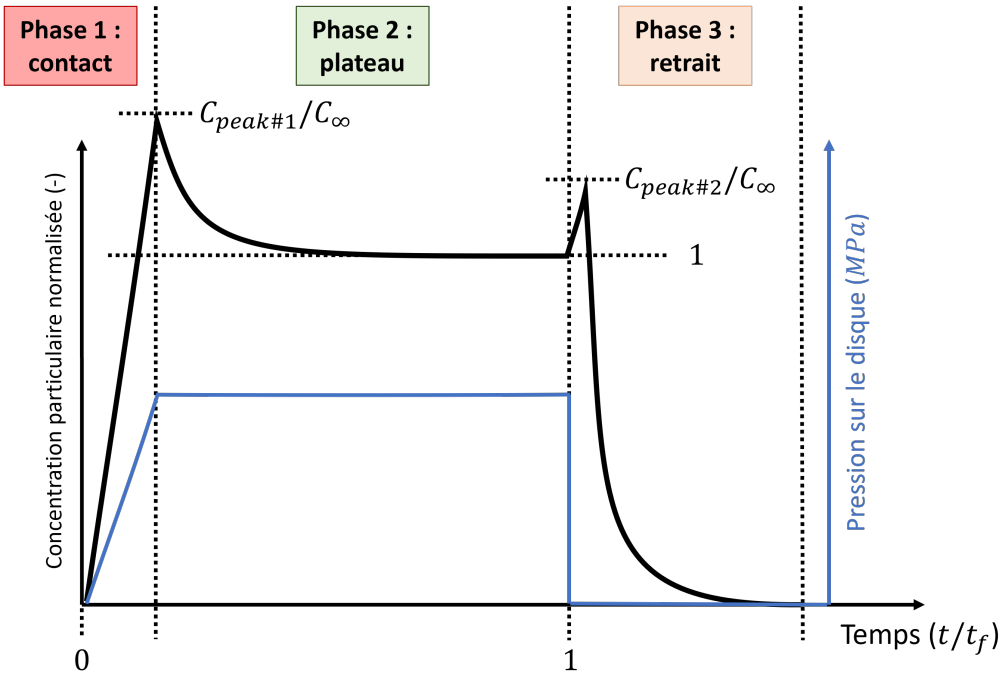
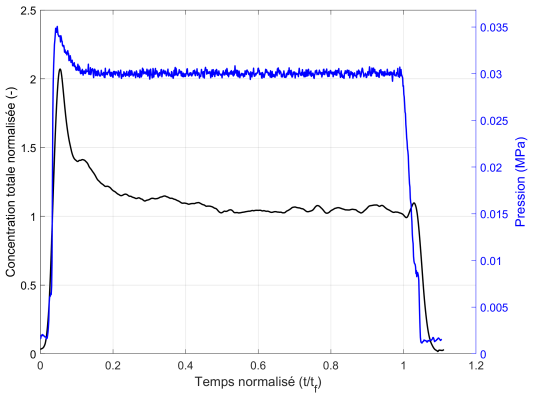


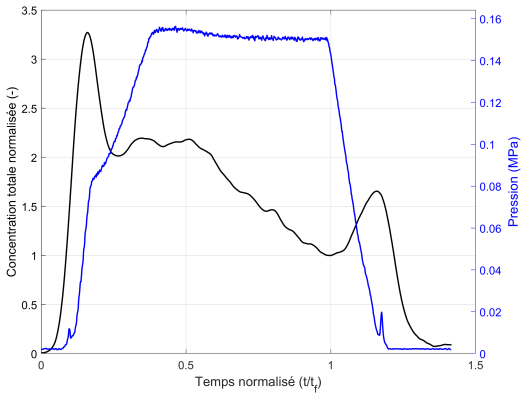
FIGURE III.16 – Profil type d'émission normalisé par C_{∞} en concentration et t_f en temps pour un freinage de maintien

La figure III.16 présente le modèle type d'émission de particules normalisé en concentration par C_{∞} et par le temps de freinage t_f, défini par la fin du maintien de l'effort. Ce modèle fait apparaitre les trois phases identifiés auparavant avec :

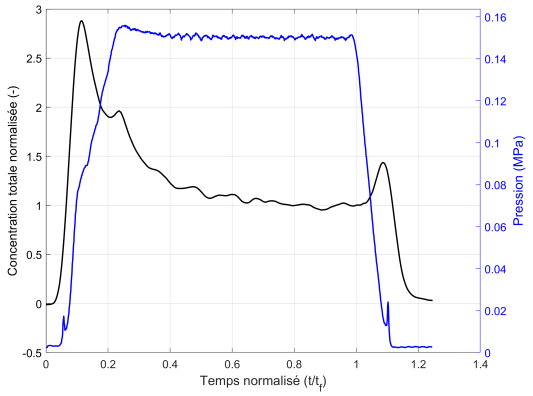
— la mise en contact lors de l'application de la pression en phase 1.
— l'apparition d'un plateau lors du maintien de la pression en phase 2.
— le retrait du contact en phase 3.



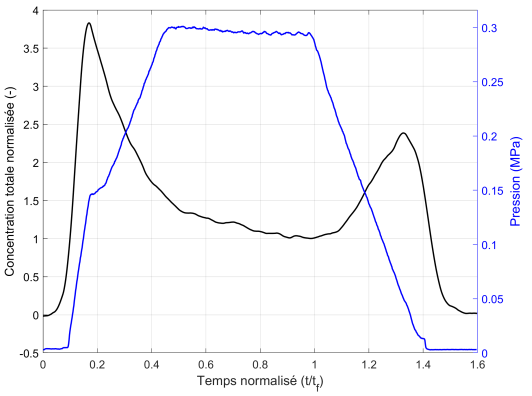
(a) V_{cst} = 13.2 m/s, 0.03 MPa, 60°C



(b) V_{cst} = 17.1 m/s, 0.15 MPa, 60°C



(c) V_{cst} = 7.8 m/s, 0.15 MPa, 130°C



(d) V_{cst} = 7.8 m/s, 0.3 MPa, 200°C

FIGURE III.17 – Profils type d'émission des freinages de maintien, normalisés par t_f et C_∞

La figure III.17 présente les 4 profils précédents normalisés. L'intérêt est de pouvoir quantifier, entre les différentes configurations de freinage, l'amplitude relative des pics d'émission par rapport à la production de particules en régime établi, et d'établir le temps relatif pour atteindre ce régime établi. Á partir de l'ensemble des conditions de freinage, on obtient la figure III.18 avec l'ensemble des profils d'émission du CPC normalisés.

La figure III.18 montre que les profils convergent bien vers la valeur de 1. Pour quelques profils, ce temps est retardé mais correspond à des situations où la chute de pression est plus lente. Concernant la surproduction de particules à la mise en contact $C_{peak\#1}$, la valeur évolue entre 1.5 et 4 fois C_∞. Ce pic d'émission apparaît pour t/t_f entre 0.05 et 0.2, mais ce temps relatif est dépendant de la durée total du freinage, plus long pour les freinages dissipant une faible puissance. Le retard sur ce premier pic d'émission peut aussi s'expliquer par la montée en effort progressive pour quelques cas. Le relâchement de particules au retrait des garnitures $C_{peak\#2}$ est plus faible en intensité avec une répartition entre 1.2 et 2.5 fois C_∞ et apparaissant globalement à $1.1t_f$, hormis pour les cas où la pression a diminué progressivement.

Le modèle met en évidence la convergence lors de la phase de maintien de l'effort vers C_∞. Cette phase asymptotique peut être mis en parallèle avec la théorie du 3ème corps. En effet, Fillot et al. [FIB07] établissent le système d'équation III.2 régissant la masse interne de 3ème

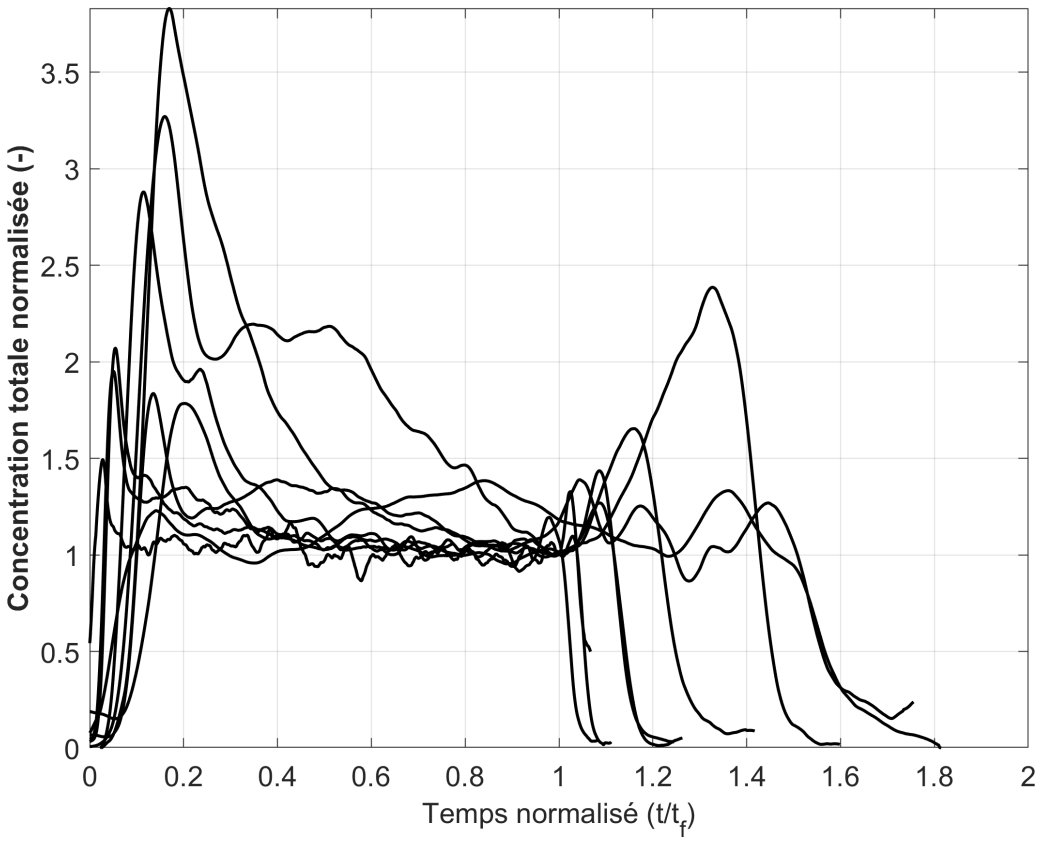


FIGURE III.18 – Concentrations d'émissions normalisés pour la campagne n°1 (Freinages de maintien

corps présente entre un disque et une garniture :

$$\begin{cases} Q_s(t) = C_s(m_i^{max} - m_i(t)) \text{ si } m_i < m_i^{max} \text{ et } Q_s(t) = 0 \text{ sinon,} \\ Q_w(t) = C_w(m_i(t) - m_i^{start}) \text{ si } m_i > m_i^{start} \text{ et } Q_w(t) = 0 \text{ sinon,} \\ \dfrac{dm_i}{dt} = Q_s(t) - Q_w(t) \end{cases} \tag{III.2}$$

Avec :

— $m_i(t)$ la masse interne de 3ème corps ;
— $Q_s(t)$ le débit massique source, soit la génération de 3ème corps au cours du temps ;
— $Q_w(t)$ le débit massique d'usure, soit l'éjection de particules au cours du temps.

Ce système d'équations est valable pour un contact établi. L'application à notre modèle dans la phase constante d'application de l'effort de ce système est pertinent, plus particulièrement au débit d'usure $Q_w(t)$.

D'après la figure III.19, la masse de 3ème corps interne se stabilise autour d'une valeur m_i^{stab}. Ceci implique que la masse de 3ème corps éjecté se stabilise aussi. Cette phase stabilisée de l'émission de 3ème corps correspond à l'atteinte de la valeur asymptotique du nombre de particules émises au cours du freinage.

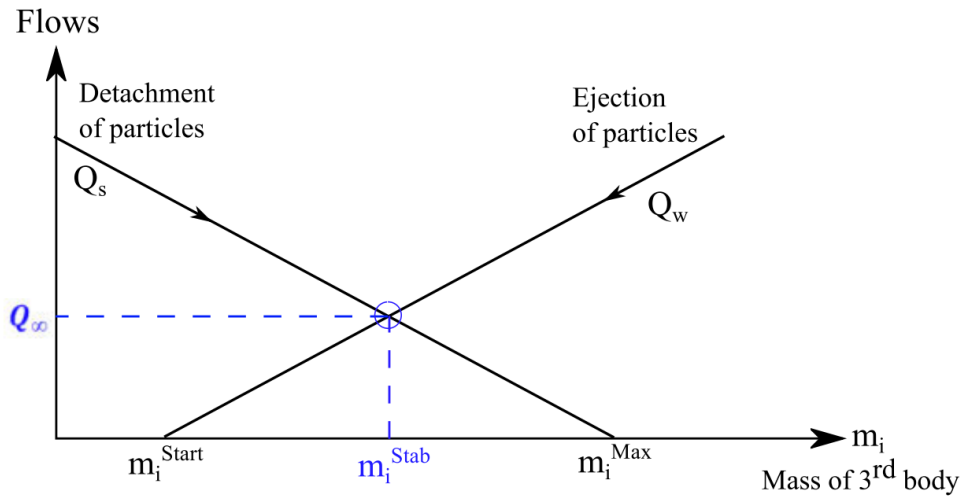


FIGURE III.19 – Graphique sur les équilibres de masses et de débits du 3ème corps [FIB07]

Le comportement des émissions de 3ème corps peut être décrit tel que sur la figure III.20 :

— La phase 1 de mise en contact où le pic $C_{peak\#1}$ apparaît : cet évènement transitoire vient déstabiliser le 3ème corps conduisant à un débit Q_w plus important.

— La phase 2 du maintien de l'effort correspond à une convergence vers un régime établi du débit $Q_{w\infty}$.

— La phase 3 de retrait de l'effort et d'ouverture du contact est un autre évènement transitoire conduisant à l'éjection de particules emprisonnées dans le contact, augmentant ainsi Q_w.

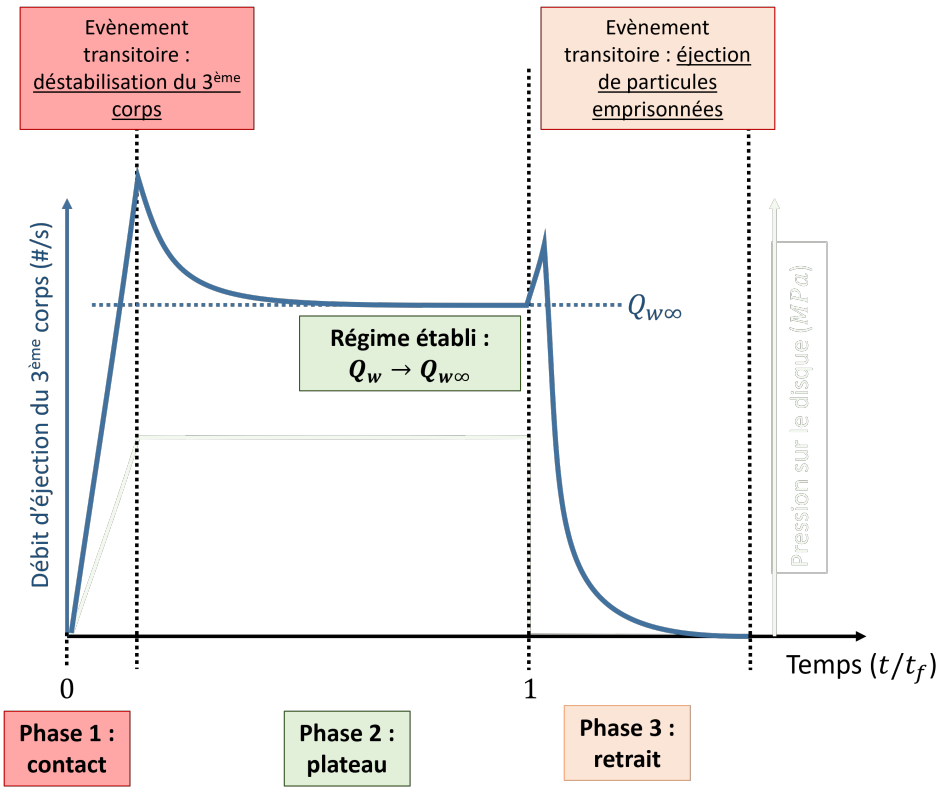


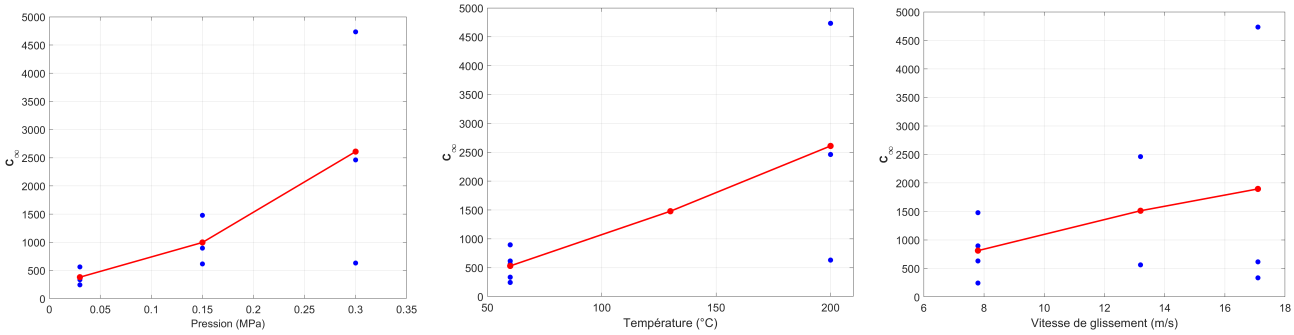
FIGURE III.20 – Analogie avec le débit d'éjection du 3ème corps Q_w

Les sous-sections suivante traiteront de l'analyse paramétrique des éléments caractéristiques du modèle avec C_∞ pour la phase en régime établie et $C_{peak\#1}/C_\infty$ et $C_{peak\#2}/C_\infty$ pour les phases transitoires.

III.3.3 Influence des conditions de freinage sur la phase permanente

On remarque sur la figure III.15 que la concentration de particules émises à régime établi C_∞ dépend des conditions de freinage. Dans cette partie, nous allons cherché à dégager une tendance quant à l'influence des conditions thermomécaniques dans le contact, sur la production de particules. l'étude porte sur la phase asymptotique d'émission de particules.

Les points bleus sur la figure III.21 représentent les valeurs de C_∞ pour chaque essai en fonction de la pression d'application moyenne (figure III.21a), de la température de surface (figure III.21b) et de la vitesse de glissement (figure III.21c). La courbe rouge représente la tendance générale, sur chaque graphique, de l'évolution de C_∞ en fonction de chaque paramètre de freinage. On constate globalement que la valeur de C_∞ augmente avec l'accroissement de chaque paramètre de freinages. On peut cependant noter, une dispersion importante de l'émission pour une valeur de pression de 0.3MPa (cf figure III.21a), et un seul essai exploitable pour la valeur de température intermédiaire 130°C (cf III.21b).



(a) Pression (b) Température (c) Vitesse de glissement

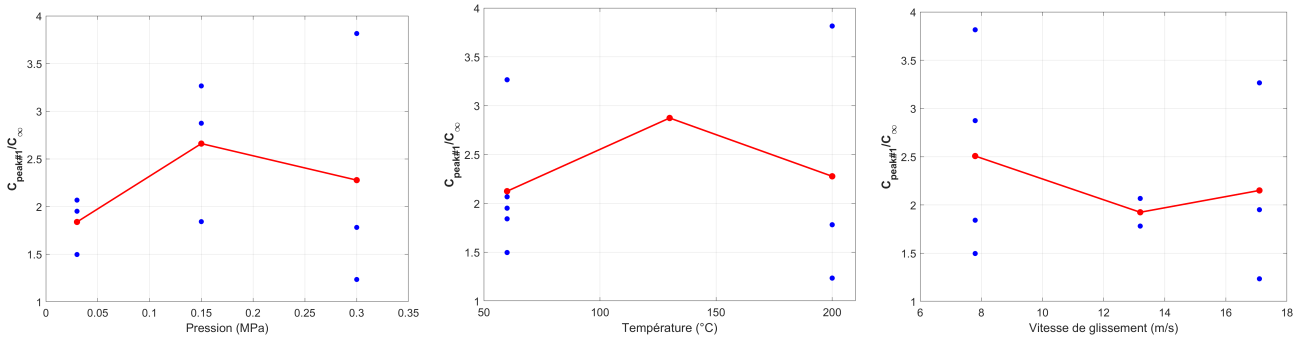
FIGURE III.21 – Influence des paramètres de freinage sur C_∞

III.3.4 Influence des conditions de freinage sur les phases transitoires

De manière analogue à l'étude de C_∞ pour la phase d'application constante de l'effort, les pics d'émissions sont comparés en fonction des paramètres de freinage. La normalisation du premier pic par C_∞ fait ressortir le rapport $C_{peak\#1}/C_\infty$.

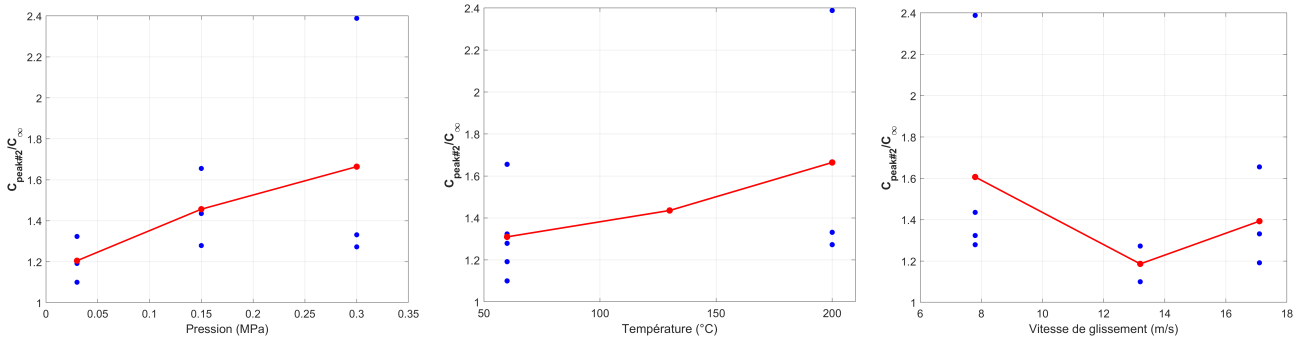
La figure III.22 montre l'évolution du rapport $C_{peak\#1}/C_\infty$ en fonction de la pression (figure III.22a), de la température (figure III.22b) et de la vitesse de glissement (figure III.22c). Contrairement à C_∞, cette figure ne permet pas d'identifier une influence des paramètres de freinages sur la variation de l'intensité du premier pic d'émission.

De la même manière, la figure III.23 montre l'évolution du rapport $C_{peak\#2}/C_\infty$ en fonction de la pression (figure III.23a), de la température (figure III.23b) et de la vitesse de glissement (figure III.23c). Elle ne permet pas non plus de dégager de tendance quant à l'influence de la température et de la vitesse de glissement sur la variation de l'intensité du second pic d'émission. Pour la pression, on observe un tendance à un relachement de particules plus important



(a) Pression (b) Température (c) Vitesse de glissement

FIGURE III.22 – Influence des paramètres de freinage sur $C_{peak\#1}/C_\infty$



(a) Pression (b) Température (c) Vitesse de glissement

FIGURE III.23 – Influence des paramètres de freinage sur $C_{peak\#2}/C_\infty$

avec l'augementation de sa valeur, surtout si on compare 0.03 et 0.15MPa. Les valeurs sont plus disperses pour la valeur haute de pression.

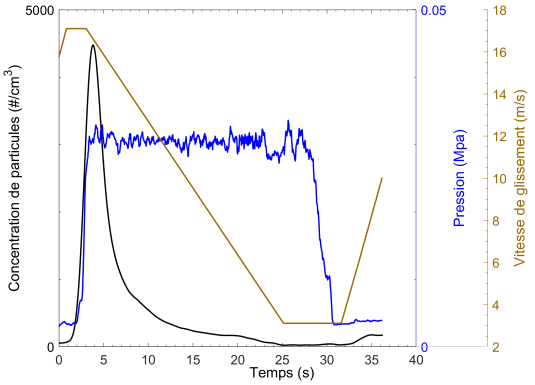
Les différents éléments relevés interrogent quant à l'influence de la dynamique du freinage sur l'émission globale de particules d'un évènement. Les résulats obtenus questionnent la nécessité d'un pilotage de l'effort visant à réduire les phénomènes transitoires, fortement contributeurs. Lors de la mise en contact du premier freinage d'un cycle, nous avons également relevé régulièrement de fortes concentrations dans les premières secondes où les éléments étaient froids, suggérant un effet de la température sur l'adhésion du troisième corps dans le contact. Une modélisation équivalente est proposée pour les freinages d'arrêt, pour une décélération des vitesses initiales précédentes à un vitesse équivalente à 30km/h pour le train.

III.4 Evolution des émissions pendant les freinages d'arrêt

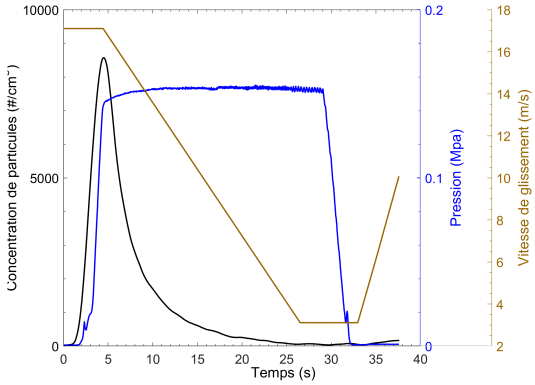
L'application de se type de freinage représente la majorité des évènements dans une situation de réelle. Dans l'étude présentée dans cette sous-section, les freinages ne vont pas jusqu'à l'arrêt en raison de limitations techniques du banc. La vitesse de glissement diminue linéairement en imposant une commande de décélération de $1m/s^2$ au moteur du banc. Cette décélération est représentative de celles relevées dans le parcours type délivré par l'industriel. De plus, la pression est maintenue à sa valeur constante durant le ralentissement, tel qu'observé majoritairement dans les parcours type.

III.4.1 Profil type d'émission en freinage d'arrêt

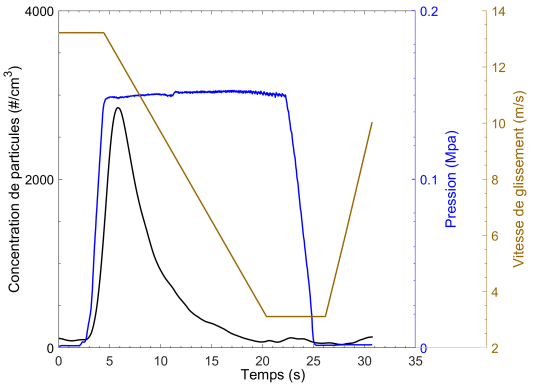
La figure III.24 présente les profils moyens au cours du temps du nombre de particules mesurées par l'EPC en paralèlle de la pression moyenne d'application.



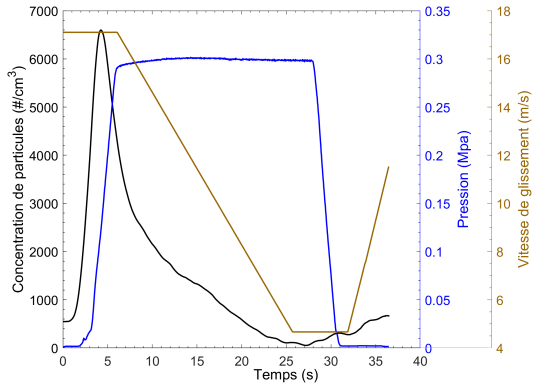
(a) V_{ini} = 17.1 m/s, 0.03 MPa, 60°C



(b) V_{ini} = 17.1 m/s, 0.15 MPa, 60°C



(c) V_{ini} = 13.2 m/s, 0.15 MPa, 130°C



(d) V_{ini} = 17.1 m/s, 0.3 MPa, 130°C

FIGURE III.24 – Profils d'émission et identification des éléments caractéristiques $C_{peak\#1}$, C_∞ et $C_{peak\#2}$ pour les freinages d'arrêt

Pour les émissions de particules présentés dans la figure III.24, un profil type différent des freinages de maintien se dégage au cours du temps :

1. à l'amorce du contact, un niveau élevé de concentration apparaît de nouveau de façon transitoire ($C_{peak\#1}$).
2. durant la phase constante d'application de la pression, la concentration de particules émises décroit jusqu'à atteindre une valeur asymptotique (C_∞). Les valeurs relevées en fin de freinage sont bien inférieurs aux situations de freinage de maintien.
3. à l'ouverture du contact, on trouve un second pic de concentration d'émission $C_{peak\#2}$, plus faible que celui de l'amorce $C_{peak\#1}$. Il est également de plus faible amplitude par rapport au relâchement observé en fin de freinage de maintien.

Globalement, la décroissance lors de la phase asymptotique est beaucoup plus importante par rapport aux freinages de maintien. Aussi, le pic d'émission à l'ouverture du contact est de faible amplitude devant le premier pic associé à la fermeture du contact. Les mêmes conlusions peuvent être tirées des concentrations totales mesurées par l'OPS et l'EEPS sur la gamme 100nm-10µm.

III.4.2 Application du modèle de profil type d'émission

La figure III.25 présente une proposition de modèle type d'émission de particules, normalisé en concentration par C_∞ et en temps t_f, le temps de décélération. Ce modèle, appliqué aux freinages d'arrêt, fait apparaitre les trois phases identifiés auparavant avec :

— la mise en contact lors de l'application de la pression en phase 1.
— l'apparition d'une décroissance lors de la décélération en phase 2.
— le retrait du contact en phase 3.

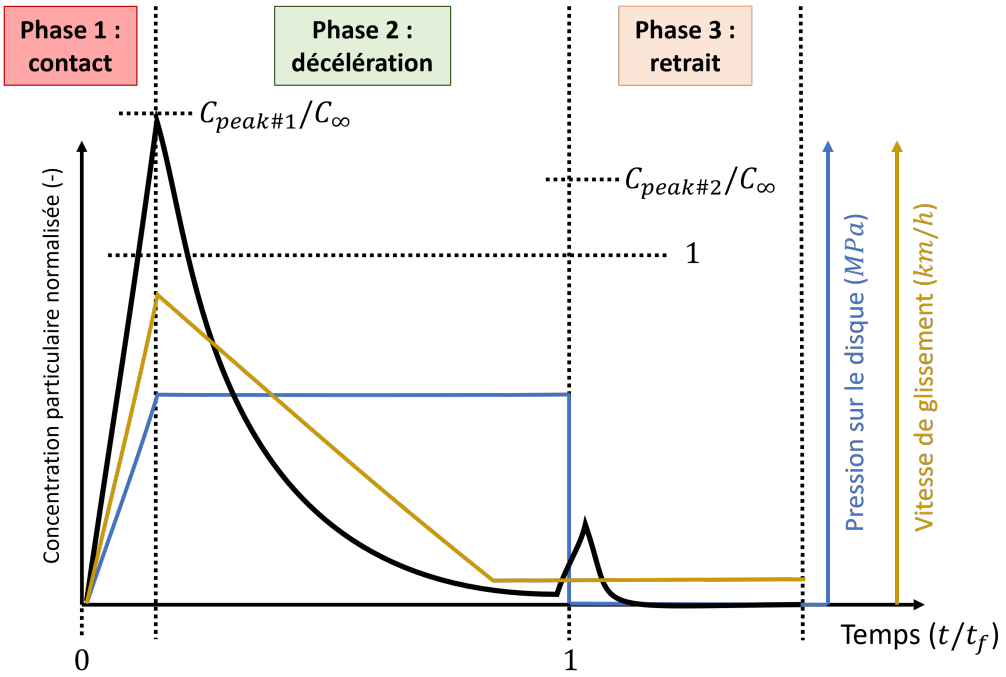


FIGURE III.25 – Profil type d'émission normalisé par C_∞ en concentration et t_f en temps pour un freinage d'arrêt

La figure III.26 représente les concentrations d'émission de particules normalisées en temps. Par la définition de la normalisation de ces courbes, elles convergent vers la valeur de 1. Pour les freinages d'arrêt, le pic $C_{peak\#1}$ est majoritaire avec valeur évoluant entre 20 et 190 fois C_∞ et il apparaît pour t/t_f entre 0.1 et 0.4. Le pic $C_{peak\#2}$ est plus faible en intensité que pour les freinages de maintien. Il est négligeable devant l'émission du premier pic.

La variation des temps d'apparition du 1er pic s'explique par la différence de temps d'application et de retrait de l'effort avec l'ensemble des essais. Aussi, la synchronisation des appareils avec les évènements de freinages les plus courts peut poser problème puisque l'erreur lié à ce pré-traitement lié à la fréquence d'acquisition des appareils est fixe. En revanche, la variation de l'intensité du pic $C_{peak\#1}$ nécessite une analyse en fonction des paramètres de freinage.

Pour la phase d'application constante de l'effort avec la décroissance linéaire de la vitesse, une modélisation par une exponentielle décroissante est proposée. Ce modèle mathématique décrit une concentration de particules $C_{\text{particules}}$ en fonction du temps t.

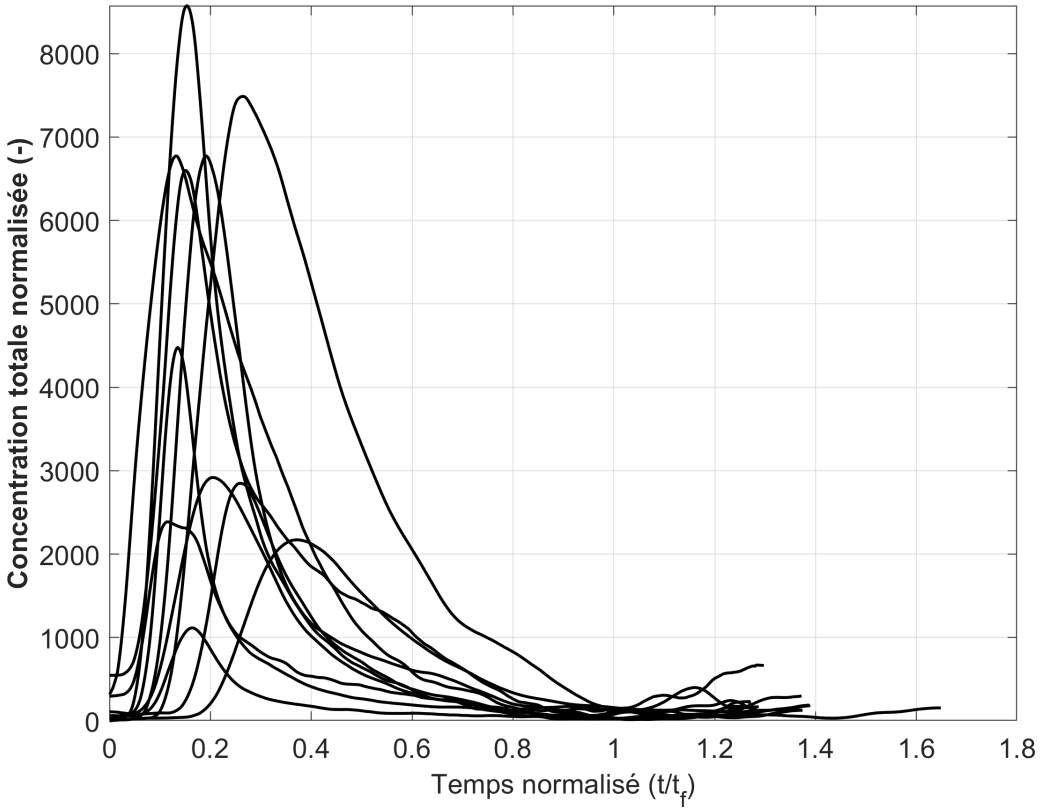


FIGURE III.26 – Concentrations d'émissions normalisées pour la campagne n°2

L'expression est donnée par l'équation III.3 :

$$C_{\text{particules}}(t) = C_{peak\#1} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}} + C_{\infty} \tag{III.3}$$

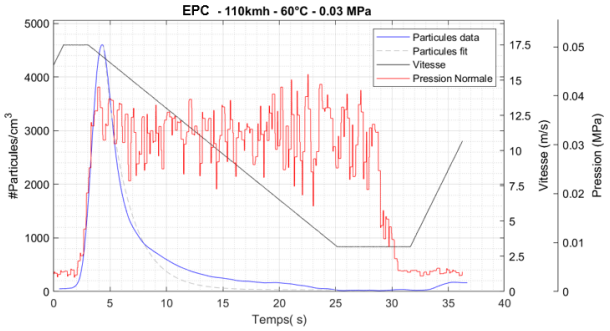
— $C_{peak\#1}$: la valeur du pic de concentration initiale à la mise en contact.
— τ_a : le temps caractéristique de décroissance de la concentration au cours de la décélération.
— C_{∞} : la valeur de concentration asymptotique à la fin de la décélération.

Dans ce modèle :

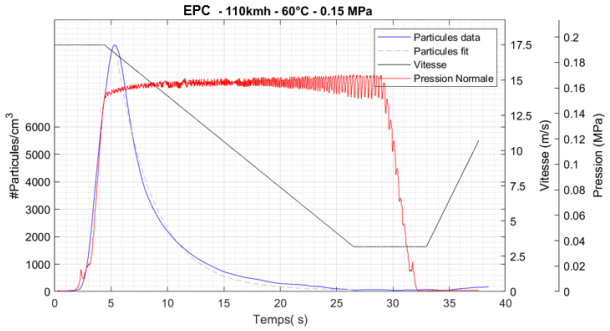
— Initialement, le nombre de particules est $C_{peak\#1}$.
— Lorsque t augmente, le terme exponentiel $C_{peak\#1} \cdot e^{-\frac{t}{\tau_a}}$ tend vers zéro, de sorte que $C_{\text{particules}}$ approche asymptotiquement la valeur C_{∞}.

Une identification du paramètre τ_a est mené sur chaque profil d'émission. Les valeurs de $C_{peak\#1}$ et C_{∞} sont imposées pour l'identification, sur la base des données de chaque essai. La figure III.27 présente les résultats obtenus sur 4 essais de freinage d'arrêt pour la mesure de l'EPC. On remarque que ce choix de modèle répond globalement bien, quelque soit la condition de freinage observée.

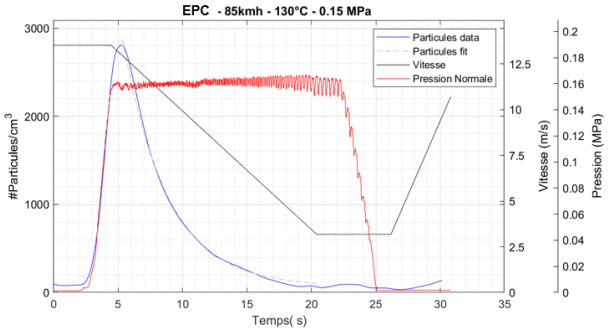
Comme pour les freinages de maintien, on peut lier le profil d'émission à une évolution des équilibres particules de 3ème corps produites/éjectées du contact. Dans cette seconde situation, on n'atteint pas vraiment une situation d'équilibre : le contact reste fermé dans une situation globalement invariante (pression constante), ce qui limite le débit d'éjection. En revanche, la vitesse de glissement diminue, la puissance dissipée également : cela tend à réduire la production de particules à l'interface. Il s'en suit une diminution globale de la quantité de particules éjectées du contact $Q_{w\infty}$ au cours du freinage d'arrêt.



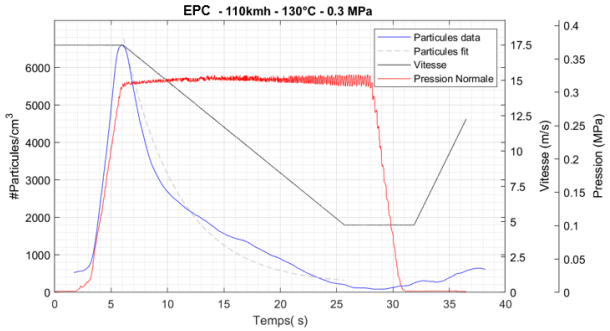
(a) V_{ini} = 17.1 m/s, 0.03 MPa et 60°C



(b) V_{ini} = 17.1 m/s, 0.15 MPa et 60°C



(c) V_{ini} = 13.2 m/s, 0.15 MPa et 130°C



(d) V_{ini} = 17.1 km/h, 0.3 MPa et 130°C

FIGURE III.27 – Modélisation de la concentration de particules émises lors de la phase de décélération pour différents paramètres de freinages

III.4.3 Influence des conditions de freinage sur la phase permanente

Une modélisation de la concentration d'émission de particules est proposée par une fonction exponentielle décroissante au cours du temps dans l'équation III.3. Cette modélisation fonctionne pour la majorité des configurations testées en freinage d'arrêt. Elle est en partie définie par τ_a : le temps caractéristique de décroissance de la concentration au cours de la décélération.

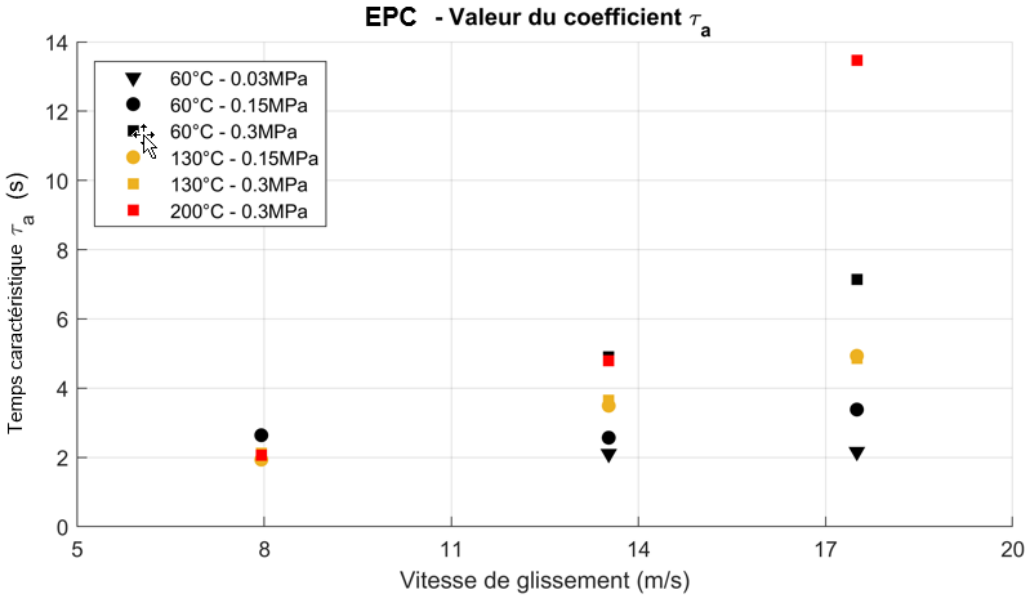


FIGURE III.28 – Évolution de la constante de temps τ_a pour l'EPC

La figure III.28 présente l'évolution de la constante de temps τ_a en fonction des paramètres de freinages. Premièrement, l'augmentation de la vitesse de glissement tend à augmenter le temps de décroissance des émissions de particules au regard de la tendance générale du graphique. Deuxièmement, une valeur plus élévée de la pression d'application semble aussi allonger la constante de temps τ_a pour des conditions de vitesse de glissement et de température équivalentes. Enfin, une influence de la température de surface n'est pas mesurable. Des tentatives d'adimensionnement de τ_a par d'autres temps caractéristiques, comme le temps de freinage ou le temps de révolution du disque, sont restées infructueuses. À l'avenir, il serait pourtant intéressant de parvenir à relier la dynamique d'émission de particules à la dynamique des paramètres de freinage.

III.4.4 Influence des conditions de freinage sur les phases transitoires

Pour les freinages d'arrêt, on limitera l'analyse dans la phase transitoire au premier pic d'émission, au moment de la mise en contact. Le second pic d'émission n'est pas représentatif : le fond retiré dans le pré-traitement est important par rapport au second pic d'émission. Les valeurs relevées sont en partie composées d'une erreur due à la soustraction du fond. Une mesure plus proche du point d'émission pourrait être pertinente pour réduire l'effet de dispersion et conclure sur le pic d'émission au retrait des garnitures.

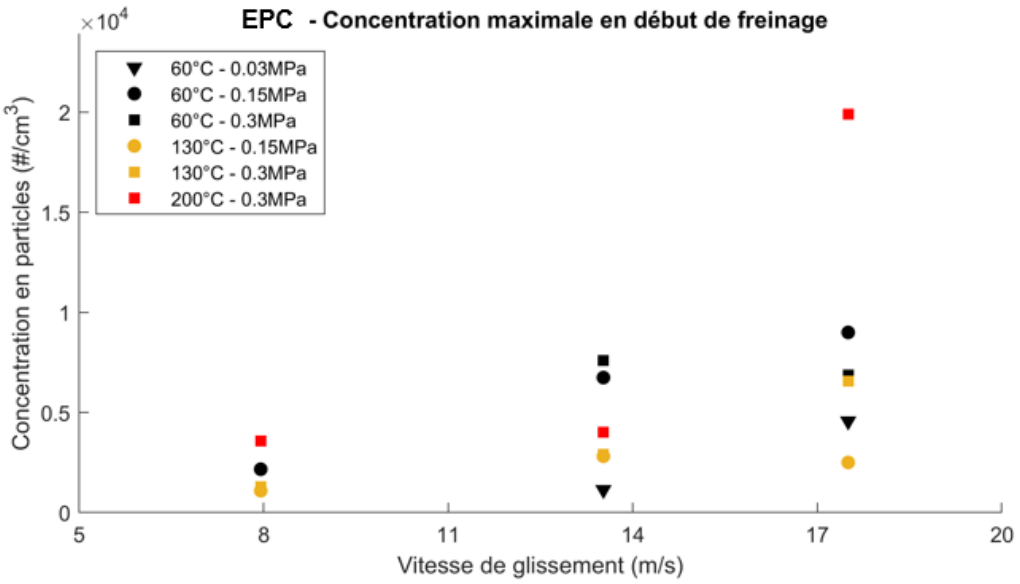


FIGURE III.29 – Évolution du nombre de particules mesuré par l'EPC au premier pic en fonction des paramètres de freinage

La figure III.29 représente les nombres maximums de particules mesurés au moment du 1er pic d'émission pour les différentes conditions de freinage d'arrêt : ils sont tracés en fonction de la vitesse de glissement. De manière analogue au temps caractéristique τ_a, l'augmentation de la vitesse et de la pression conduisent à une augmentation de la concentration de particules émises. Pour la température en revanche, il n'est pas possible à partir de ces éléments de dégager une tendance.

III.5 Synthèse des résultats

L'analyse des mesures particulaires associée à l'étude paramétrique des facteurs d'émission permet de dégager des tendances ainsi qu'une quantification en fonction de ces derniers. Cette analyse a permis de mettre en évidence des profils d'émission et de granulométries de particules récurrents conduisant à l'établissement de deux modèles pour prédire le profil d'émission d'un freinage.

— La granulométrie des particules émise comporte une gamme de taille comprise généralement de $100nm$ à $3\mu m$. Cette gamme de taille est émise quelles que soient les conditions de freinage. Dans cette intervalle de taille, deux modes d'émission sont identifiés. Le premier mode majoritaire d_{400} comprend des particules allant de 300 à $500nm$ et le second, d_{1000}, représente les particules entre $900nm$ et $1.1\mu m$.

— La proportion de particules émises dans ces deux modes d_{400} et d_{1000} semble influencée par la température de surface et la pression d'application : l'augmentation de chacun de ces paramètres conduit à une diminution de concentration dans la gamme d_{400} et une augmentation dans la gamme d_{1000}.

— Au cours d'un freinage de maintien, l'application de l'effort se fait avec une phase de mise en contact et une montée en pression (transitoire). S'en suit le maintien de la consigne d'effort (régime permanent) puis un retrait des garnitures avec une phase de réduction de l'effort (transitoire). Le profil typique de concentration d'émission de particules est alors constitué d'un 1er pic $C_{peak\#1}$ associé à la première phase transitoire. Puis, une phase décroissante asymptotiquement vers une valeur de concentration C_∞ est observée lors du maintien de la pression. Enfin, un second pic d'émission $C_{peak\#2}$, plus faible que le premier, apparaît lors de l'ouverture du contact. L'analyse paramétrique de C_∞ permet de constater que l'augmentation des trois paramètres de freinages conduit à une hausse du niveau de concentration en particules dans la phase de contact établi. En revanche, aucune tendance ne se dégage pour les phases transitoires. Un premier modèle d'émission normalisé est proposé pour les émissions de particules lors des freinages de maintien.

— Pour les freinages d'arrêt, l'application de l'effort est identique aux freinages de maintien. En revanche, lors de l'application constante de l'effort, une diminution linéaire de la vitesse de glissement est imposée, telle que rencontrée en situation réelle. Cette dernière change le profil type d'émission avec un 1er pic $C_{peak\#1}$ toujours associé à la phase de mise en contact. Puis, une décroissance exponentielle de la concentration de particules émises est observée jusqu'à un niveau C_∞. Enfin lors de l'ouverture du contact, un second pic $C_{peak\#2}$ de faible amplitude devant $C_{peak\#1}$ est relevé. Un second modèle d'émission est proposé pour les freinages d'arrêt. La modélisation par une fonction exponentielle décroissante permet prédire la vitesse à laquelle l'émission de particules décroit. Le temps caractéristique τ_a identifié pour chaque condition augmente avec la vitesse de glissement et la pression d'application.

— Des comparaisons peuvent être réalisées pour ces deux modélisations des freinages de maintien et d'arrêt avec la modélisation du troisième corps suggérée par Fillot et al. [FIB07]. Lors de la phase d'application constante de l'effort, la concentration de particules émises converge vers une valeur C_∞. Cette convergence correspond au débit de particules émises Q_w qui lieu aussi converge vers une valeur $Q_w\infty$. La comparaison se limite à la période de contact établi. On remarque que les phases transitoires, notam-

ment d'ouverture et fermeture du contact, induisent des varations importantes sur les quantités de particules quittant le contact.

— Enfin, des émissions de particules ultrafines ($> 100\mu m$) ont été mesurées dans les essais concernant les freinages de maintien. Hormis la forte pression d'application utilisée lors de ces évènements, aucun autre élément macroscopique ne permet de déterminer les causes de ces émissions de particules ultrafines. Ces dernières sont vraisemblablement liés à des phénomènes locaux non identifiés ici en raison de la faible reproductivité de ces évènements.

L'ensemble des résultats obtenus ont permis de mettre en évidence des tendances à partir de mesures locales par les compteurs/spectromètres. Les données sont néanmoins dépendantes de la dispersion des particules, entre la zone de contact et la zone de mesure. Le chapitre IV s'intéresse à la dispersion des particules dans l'air environnant. Il s'agit d'évaluer l'impact des conditions de freinage sur les trajectoires et les concentrations, puis de comparer les résultats obtenus aux mesures locales.

Chapitre IV

Diffusion des particules de frein

Ce dernier chapitre porte sur l'évaluation de la dispersion des particules émises par le dispositif de frein. La méthode expérimentale développée se base sur le calcul de champ de vitesses des particules de freinage par l'analyse d'images ou *Braking Particle Image Velocimetry* (BPIV) pour évaluer leur dispersion. Le mouvement d'un train est simulé grâce à un flux d'air imposé dans la soufflerie, et un banc de freinage à échelle réduite est intégré dans la section d'essai. Le mouvement des particules est observé grâce à un plan laser coïncident avec la surface de frottement. Des images sont enregistrées avec des caméras synchronisées avec les mesures du banc de freinage telles que la pression de freinage, la température du disque et de la plaquette, ainsi que la vitesse de glissement. Différents champs de vitesse des particules sont analysés pour l'influence des conditions de freinage et d'écoulement sur leur diffusion.

IV.1 Caractérisation de l'écoulement autour du disque 128
IV.1.1 Protocole d'essais 128
IV.1.2 Champs de vitesses autour du disque 130
IV.2 Caractérisation des émissions de particules de frein 137
IV.2.1 Protocole d'essais 137
IV.2.2 Résultats extraits d'une configuration 138
IV.3 Analyse paramétrique 144
IV.3.1 Influence des paramètres de freinage 144
IV.3.2 Corrélation entre les analyses d'images et les analyses particulaires . . 152
IV.4 Synthèse 158

IV.1 Caractérisation de l'écoulement autour du disque

Dans un premier temps, l'écoulement autour du disque est caractérisé avec des essais PIV "classiques", c'est-à-dire en utilisant un ensemencement de particules traceuses dédiées (méthode décrite en § I.3.3). L'intérêt de cette première approche est de déterminer la trajectoire qu'auraient les particules de frein si elles étaient de parfaitement traceuses et de fournir des cartographies de champ de vitesse autour du disque pour le travail d'une autre thèse sur la modélisation CFD de la dispersion.

L'ensemencement de particules d'huile d'olive atomisée est effectué grâce à l'atomiseur TSI 9307 à simple buse. Cet atomiseur génère des particules d'un diamètre moyen compris entre 0.5 et 1 μm. Le calcul du nombre de Stokes de ces particules (éq. I.18) avec cet intervalle de diamètres moyens donne :

$$Stk \in [1 \cdot 10^{-4};\ 2,1 \cdot 10^{-4}] << 1 \tag{IV.1}$$

avec $\rho_p = 920\ kg/m^3$, $d_p \in [0,5; 1\ \mu m]$, $U_f = 5\ m/s$ et $\mu_f = 1.204\ kg/m^3$. L'application numérique permet de constater que le nombre de Stokes est très faible devant 1, témoignant du caractère traceur de ces particules.

Cette étude de l'écoulement par technique PIV vient compléter données recueillies lors de l'étude préliminaire avec le système PROCAP (§ II.1.3). Les résultats de cette expérience seront comparées aux essais de freinages réalisées avec les mêmes conditions d'écoulement, afin d'évaluer les différences de comportement et d'observer les limites d'un tel ensemencement.

IV.1.1 Protocole d'essais

Un montage PIV a été mis en place (voir détails en § II.1.4) pour évaluer expérimentalement l'écoulement d'air autour du disque ainsi que les trajectoires des particules de frein émises.

Sur la figure IV.1, la nappe laser est projetée au-dessus du disque dans le plan de friction, et la caméra est focalisée sur ce plan. Chaque image révèle les positions instantanées des particules dans le plan laser, au moment du pulse laser.

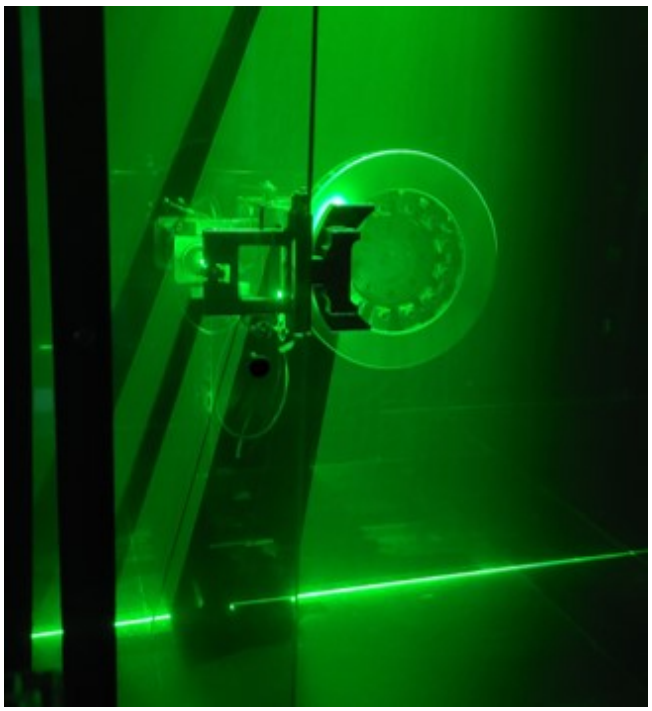
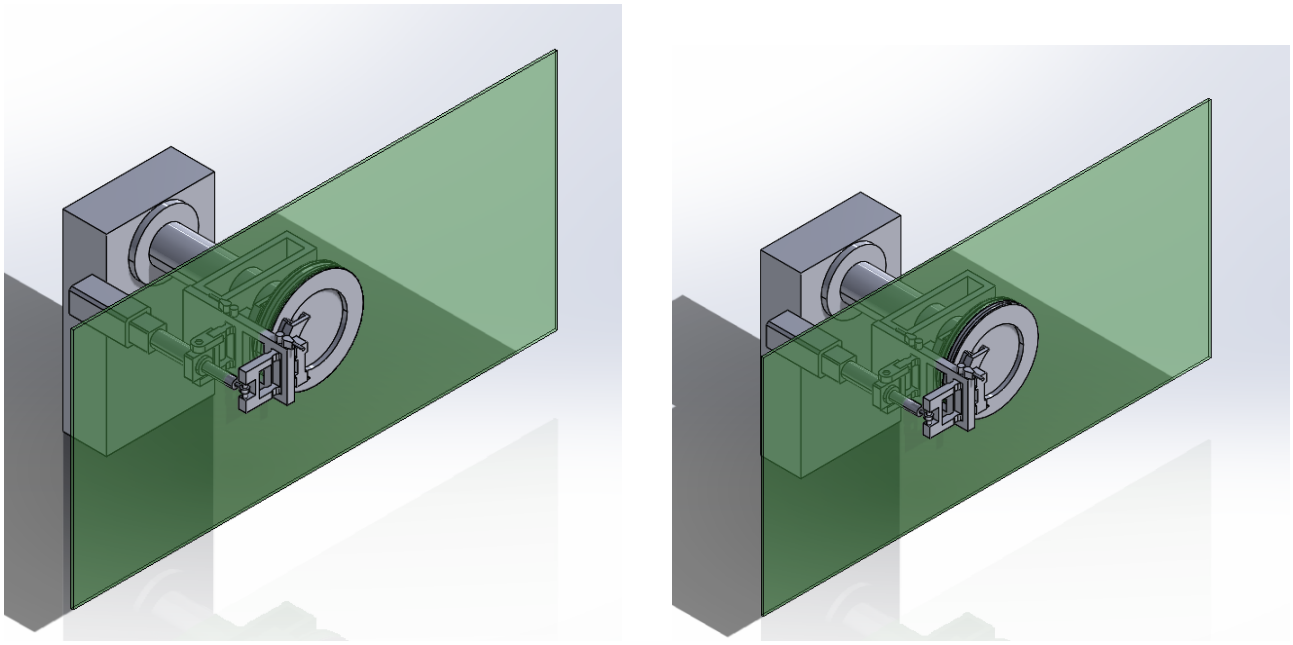


FIGURE IV.1 – Nappe laser générée, tangente à la face du disque frottée pour l'étude PIV avec ensemencement par huile d'olive

L'étude est faite dans deux plans distincts : le premier plan est le plan de contact entre le disque et la garniture visible par la caméra (figure IV.2a). Il permettra une comparaison directe avec l'étude des particules émises dans le même plan. Le second est le plan milieu du disque avec la même orientation (figure IV.2b) afin de compléter la caractérisation de l'écoulement mais aussi la future visualisation des particules.



(a) Plan tangent au disque (b) Plan médian

FIGURE IV.2 – Plan Laser utilisés pour la campagne n°3 (vue isométrique)

Les conditions du flux d'air sont mesurées à l'entrée de la section de contraction, à 3 mètres

en amont du banc d'essai. Une vitesse d'air constante de $U = 5m/s$ est maintenue pour l'intégralité des essais. Cette vitesse d'air, plus faible que la vitesse linéaire du train étudié, a été choisie sur la base des études précédentes de Ammam et al. [AKB23] et Durand et al. [Dur21], qui montrent que la vitesse de l'air au niveau de la cavité bogie (ou se trouvent les disques de frein) peut être jusqu'à cinq fois inférieure à la vitesse d'un train.

L'utilisation d'huile d'olive empêche l'utilisation du frein. De ce fait, le seul paramètre de freinage étudié est la vitesse linéaire du train. Ainsi, quatre vitesses seront analysées : 0, 50, 85 et $110km/h$. Ces vitesses sont choisies sur la base de l'étude d'un parcours type d'un train présenté dans le chapitre 2 (§ II.2.1) servant de référence pour l'ensemble des campagnes d'essais. La vitesse de rotation du disque correspond à un train avançant à la vitesse testée.

IV.1.2 Champs de vitesses autour du disque

L'analyse PIV permet d'obtenir les deux composantes de vitesse dans le repère cartésien attaché au plan longitudinal vertical décrit par la nappe laser. A chaque vitesse de rotation simulant la vitesse d'avancement du train, 1000 paires d'images sont compilées permettant ainsi de faire un traitement statistique.

Dans un premier temps, les composantes U et V sont moyennées. Les champs de vitesse permettent de générer les lignes de courant de l'écoulement moyen. La figure IV.3) présente les lignes de courant estimées sans rotation du disque, avec un vitesse $U_{inf} = 5m/s$ dans la veine.

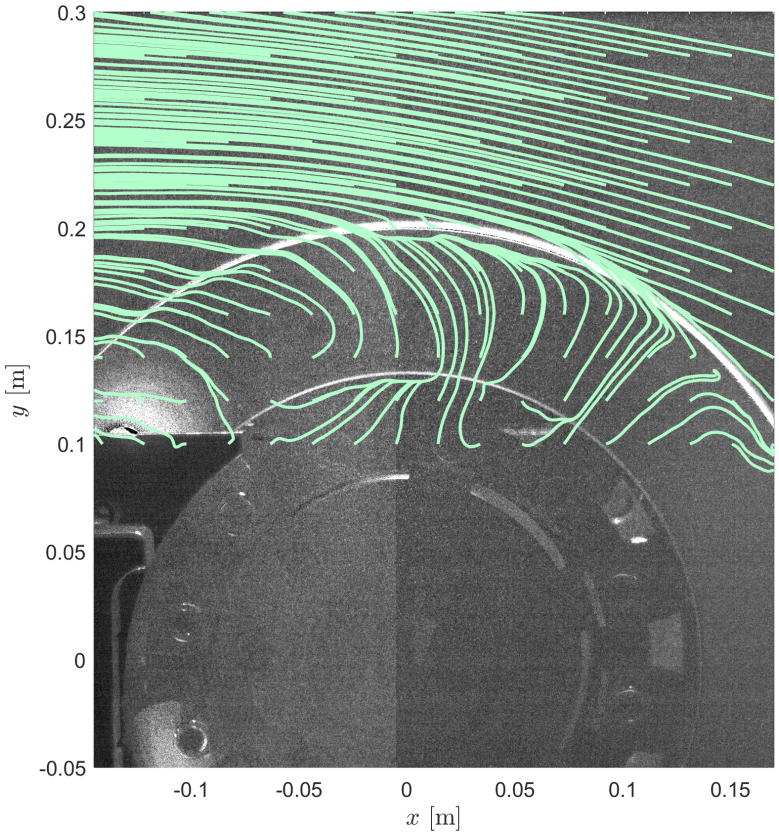


FIGURE IV.3 – Lignes de courant moyennes dans le plan tangent **sans** rotation du disque

Dans ce plan tangent à la bande de frottement, on observe qualitativement une tendance

des lignes de courant similaire à une configuration où un cylindre immobile est placé dans un flux d'air. Le point de décollement se situe au sommet du disque. Les lignes de courant les plus lointaines du disque au dessus sont proche de l'horizontal. En revanche, les lignes de courant calculés au niveau de la surface du disque sont perturbées, témoignant de la présence d'une couche limite.

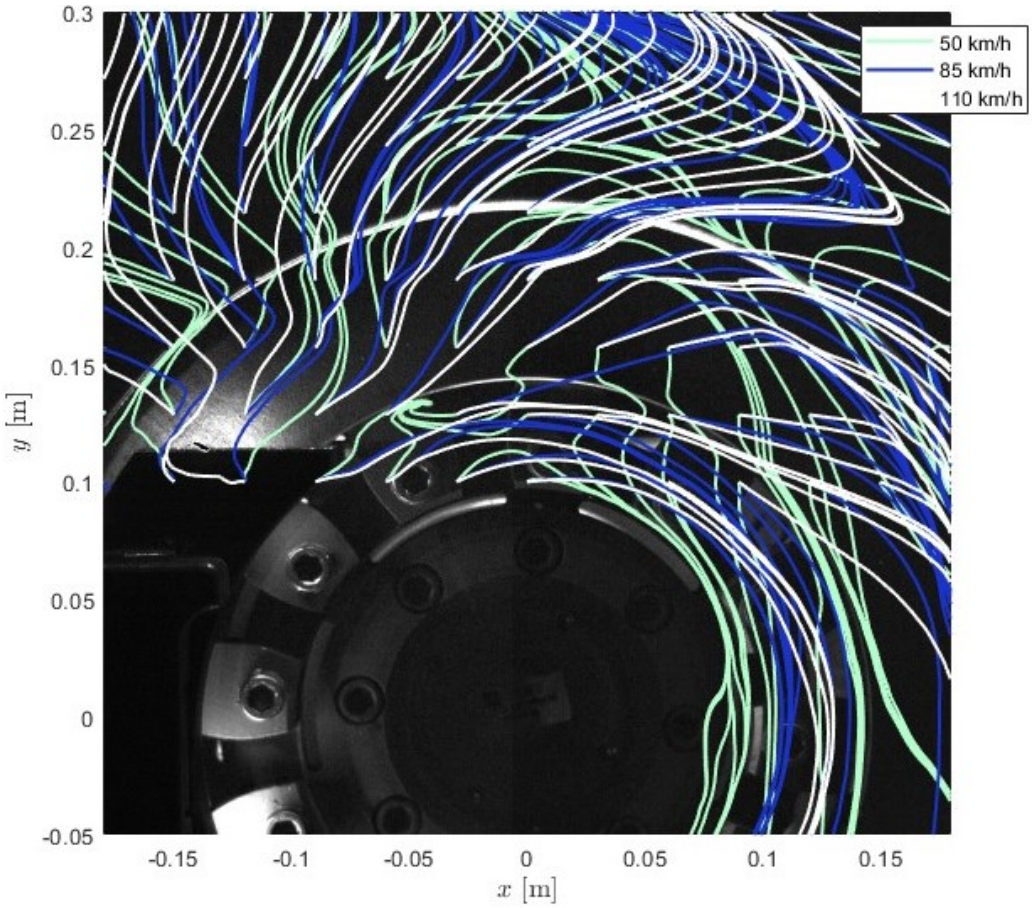


FIGURE IV.4 – Lignes de courant moyenne dans le plan tangent **avec** rotation du disque

La figure IV.4 regroupe les lignes de courant des 3 conditions avec la rotation du disque. Deux phénomènes sont notables :

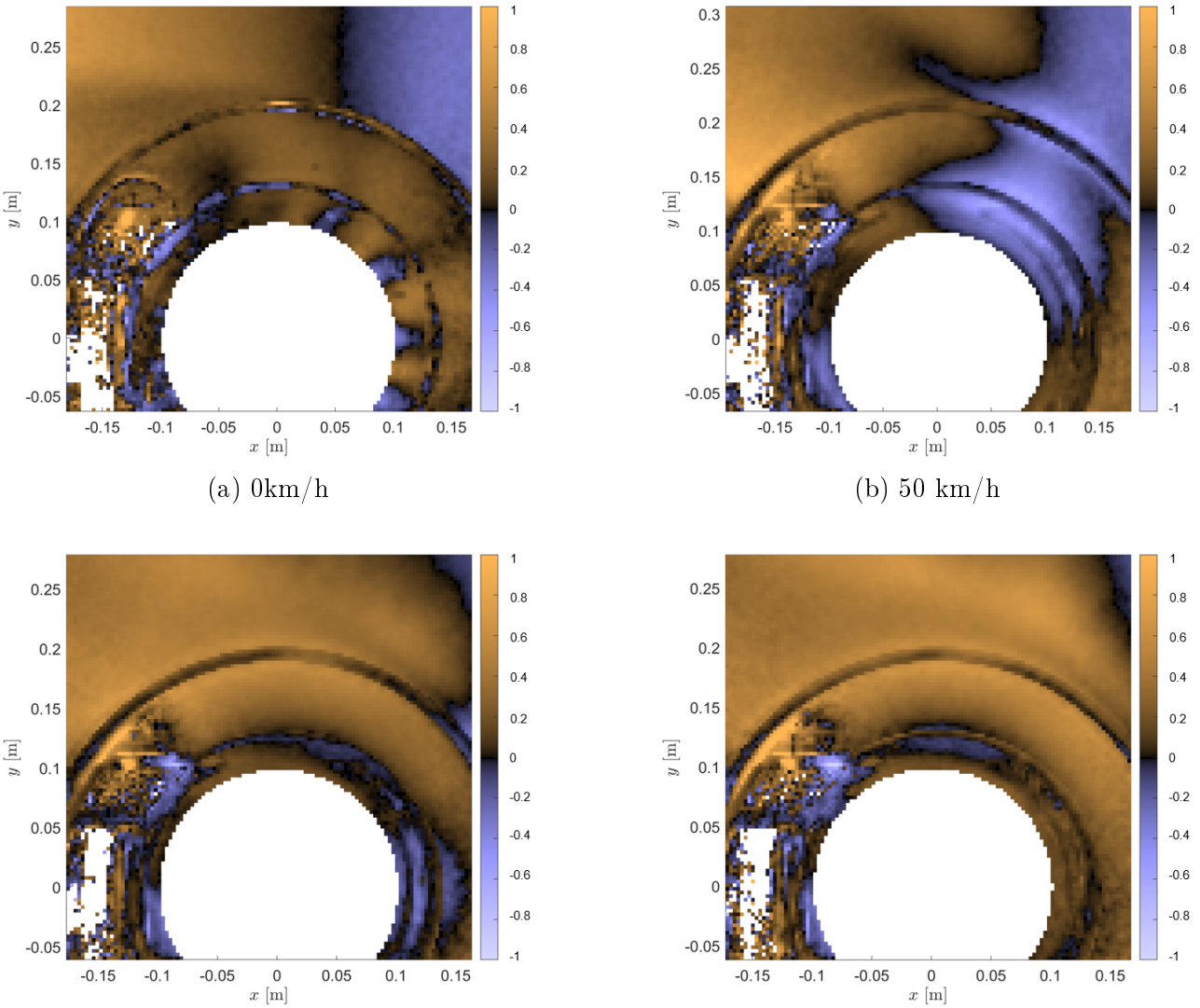
— au-dessus du disque sur la droite, les lignes de courant montrent une zone d'inflexion qui n'existait pas pour un disque à l'arrêt,

— l'intérieur de la couronne du disque, les lignes de courant convergent vers les ouvertures de ventilation. Ceci peut s'expliquer par un phénomène d' aspiration d'air vers le plan médian du disque ventilé.

Dans la zone d'inflexion, les lignes de courant montrent une dépendance avec la vitesse de rotation du disque. En effet, plus la vitesse de rotation est élevée, plus le point d'inflexion se décale vers l'amont. Le disque tournant dans le sens horaire dans la configuration présentée, l'écoulement dans la veine s'oppose à la vitesse tangentielle sur le haut du disque.

Dans la suite, les composantes cartésiennes U et V sont converties en coordonnées polaires centrées sur l'axe de rotation du disque. Cette représentation permet d'isoler l'influence de

l'écoulement entraîné par le disque en rotation par rapport à l'écoulement incident. La figure IV.5 montre la composante radiale U_r, et la figure IV.6 montre la composante tangentielle U_θ des 4 conditions de vitesses de disque décrites auparavant.



(a) 0km/h

(b) 50 km/h

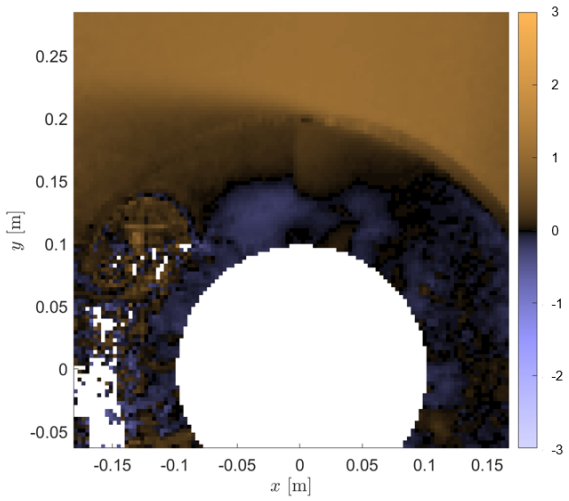
(c) 85 km/h

(d) 110 km/h

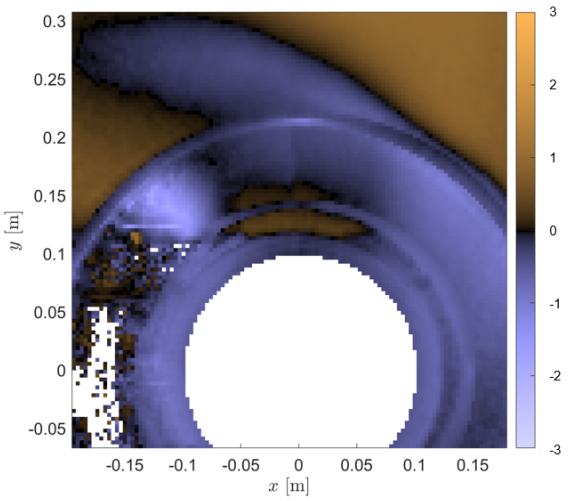
FIGURE IV.5 – Composante radiale U_r/U_∞ de la vitesse d'air dans le plan tangent

Sur la figure IV.5, la composante radiale de vitesse est représentée pour les quatre vitesses de rotation du disque. Une valeur de U_r/U_∞ positive indique une tendance des particules à être expulsées de façon centrifuge. Sans rotation, on ne peut que constater l'influence de l'écoulement incident venant de la droite dans la zone supérieure droite. Cette zone vient à être réduite avec l'augmentation de la vitesse de rotation, dénotant la progression de l'effet centrifuge sur les particules sur l'écoulement incident. Par ailleurs, une zone de vitesse radiale négative (centripète) se trouve à l'intérieur de la zone de frottement, là où se trouvent des ouvertures de ventilation. Cette signature traduit l'existence d'une composante de vitesse hors plan, c'est-à-dire où l'écoulement suit la composante normale au plan d'observation. Ceci indique l'aspiration générée par le disque ventilé, ce qui tend à confirmer les observations faites sur les lignes de courant.

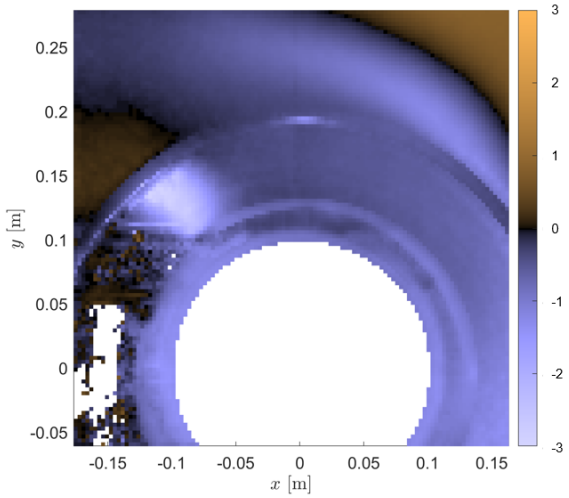
De manière analogue, la composante tangentielle U_θ/U_∞ est représentée sur la figure IV.6. Le disque est en rotation horaire, soit dans le sens anti-trigonométrique. Ainsi, la vitesse de l'air



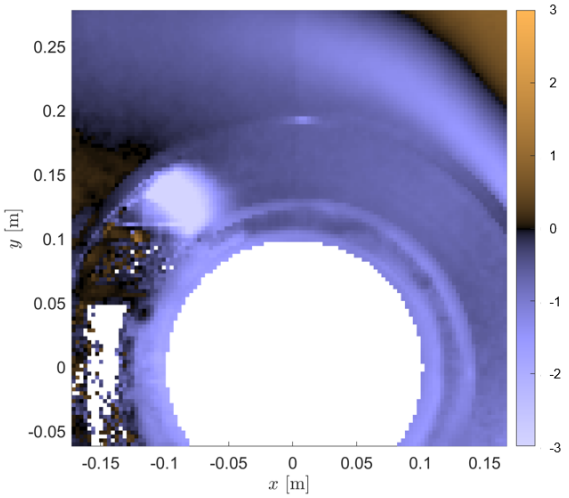
(a) 0km/h



(b) 50 km/h



(c) 85 km/h



(d) 110 km/h

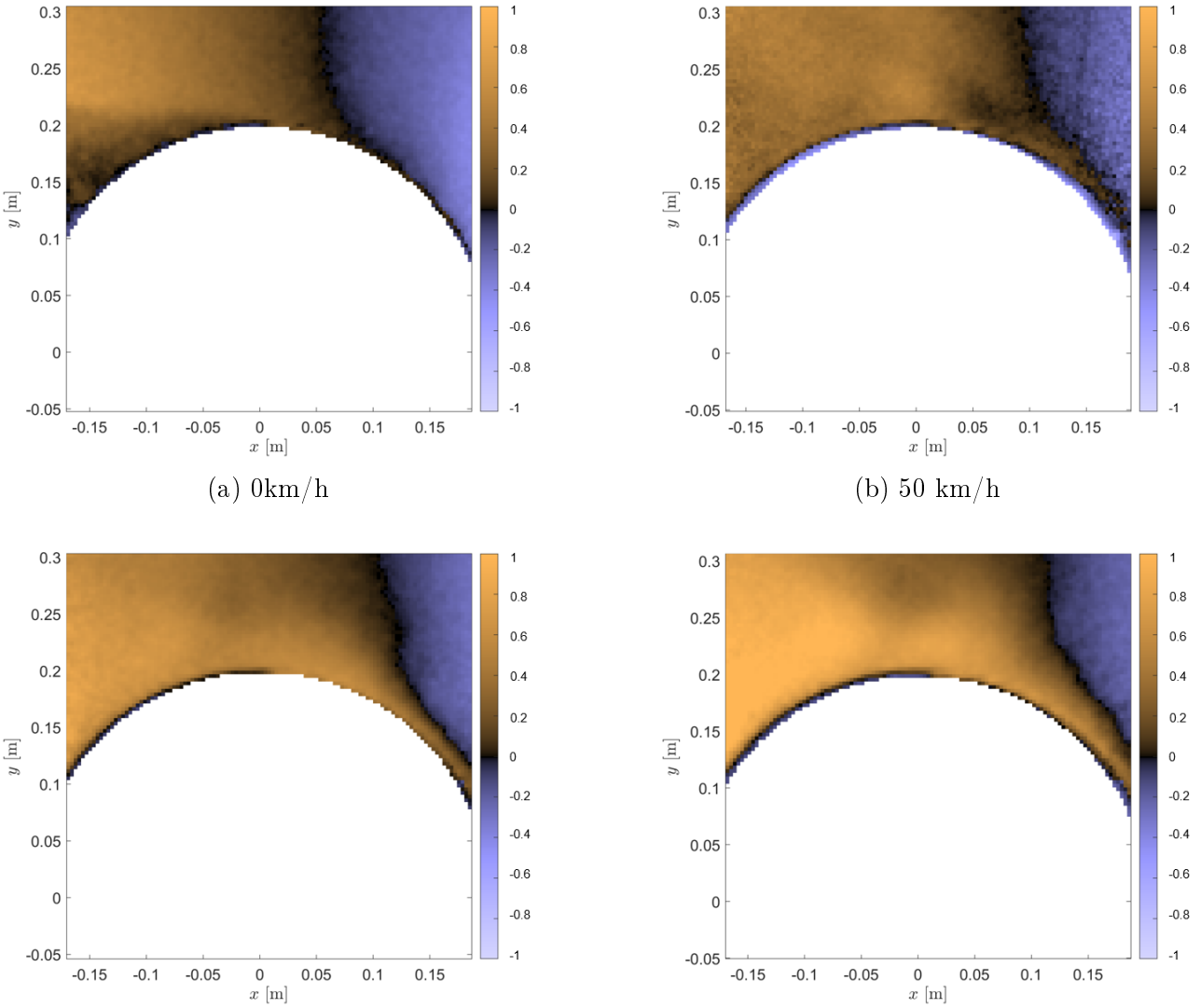
FIGURE IV.6 – Composante tangentielle U_θ/U_∞ de la vitesse d'air dans le plan tangent

entrainé par cette rotation aura une composante tangentielle négative dans cette représentation (en violet).

Sans rotation, il apparaît clairement que la zone au-dessus du disque est influencée par l'écoulement incident avec une valeur positive de U_θ/U_∞. En revanche, la région à la surface du disque présente des valeurs proches de 0. Comme pour les lignes de courant, cela indique la présence d'une couche limite au niveau de cette surface. Avec la rotation du disque, la majeure partie de l'écoulement présente une valeur de U_θ/U_∞ négative. Cette zone sous l'influence de la rotation du disque augmente avec la vitesse de rotation. En effet, l'écoulement externe au-dessus disque voit la création d'une zone $U_\theta/U_\infty < 0$ traduisant un entrainement d'air par le disque ventilé. Cette zone s'étend avec l'augmentation de la vitesse de rotation du disque. De plus, l'air de la couche limite proche de la surface de contact se voit entrainé par la rotation avec une valeur U_θ/U_∞ augmentant avec la vitesse du disque.

Dans le plan médian, les observations sur la composante radiale (figure IV.7) et sur la composante tangentielle (figure IV.8) sont similaires à celles dans le plan tangent. La zone en blanc vient masquer l'inférieur du disque, sans accès optique.

Sans rotation, l'influence de l'écoulement incident venant de la droite et allant vers la gauche



(a) 0km/h

(b) 50 km/h

(c) 85 km/h

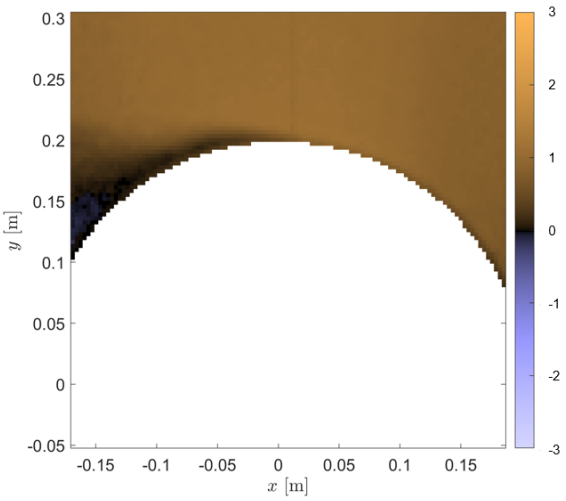
(d) 110 km/h

FIGURE IV.7 – Composante radiale de la vitesse d'air dans le plan médian

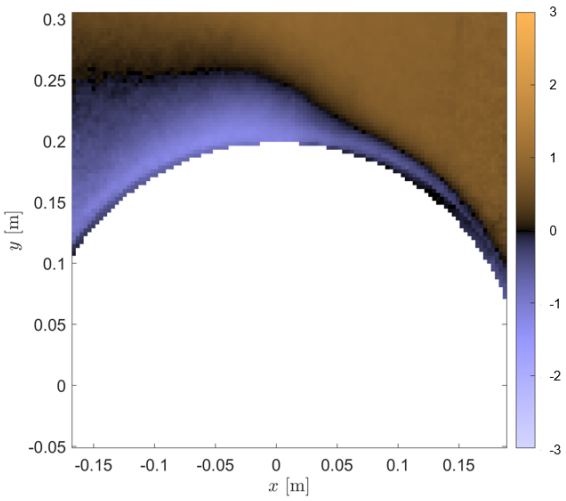
dans la zone supérieure se constate toujours. Il faut aussi noter qu'une zone de recirculation apparait en aval du disque, à gauche sur les figures IV.7a et IV.8a, avec des valeurs de U_r/U_∞ et U_θ/U_∞ se rapprochant de 0. Cette recirculation est issue de la traînée générée par la ventilation du disque. Tout comme dans le plan tangent, la rotation du disque engendre une zone où $U_r/U_\infty > 0$ et $U_\theta/U_\infty < 0$ autour du disque, montrant que la ventilation du disque génère aussi un effet centrifuge.

Afin de quantifier les différences sur les champs de vitesse moyen obtenus par PIV, des profils de vitesses longitudinale U sont tracés dans la zone d'inflexion. Pour chaque position de x décrite dans la figure IV.9, les profils de vitesse sont tracés sur la figure fig :Profils PIV le long de l'axe y pour les différentes vitesses de rotation. La composante longitudinale U est choisie car elle correspond à la direction de déplacement émulée du train.

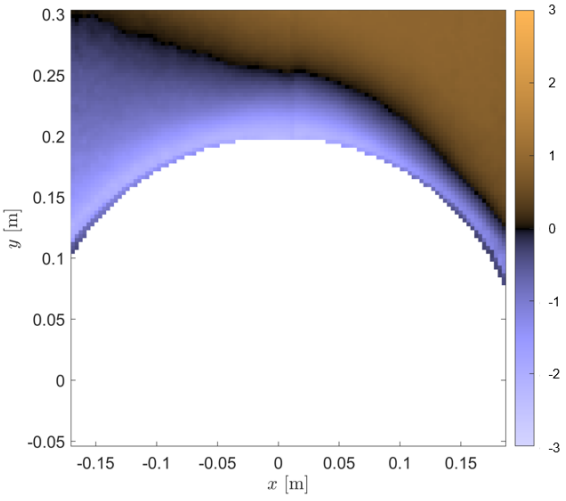
Sur la figure IV.10 établie dans le plan tangent, chaque profil passe par l'arête extérieure du disque. Cela implique qu'à ce niveau (entre $y = 0.16$ et $y = 0.2$), les profils de vitesse peuvent être bruités en raison des artéfacts de calculs PIV. Les profils de vitesses dans la zone à l'air libre au dessus permettent néanmoins d'établir plusieurs observations :



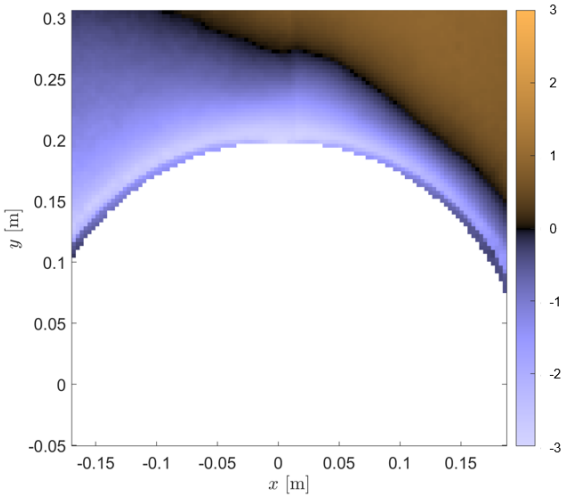
(a) 0km/h



(b) 50 km/h



(c) 85 km/h



(d) 110 km/h

FIGURE IV.8 – Composante tangentielle de la vitesse d'air dans le plan médian

— Pour $x = -0.05m$, toutes les valeurs de U sont positives au dessus du disque ($y = 0.2m$) alors que le vitesse de vent y est contraire.

— La composante de vitesse U s'annule pour différentes ordonnées y selon la vitesse de rotation du disque. Notamment sur le profil $x = 0.1m$, la composante U s'annule en $y = 0.2m$ à 50km/h, très proche du bord extérieur du disque. Pour les vitesses de 85 et 110km/h, la composante U s'annule respectivement à $y = 0.25m$ et $y = 0.27m$. Un comportement équivalent est observable sur le profil tracé pour $x = 0.15m$, avec une composante U qui s'annule à une distance plus grande du bord extérieur du disque, avec la vitesse de rotation qui augmente. Dans cette zone, le flux d'air généré par le disque est fortement influencé par l'écoulement incident.

— Dans la partie supérieure du disque (pour $y > 0.2$), les profils $x = 0.1m$ et $x = 0.15m$ convergent vers une valeur limite de $U_\infty = 5m/s$. La valeur de vitesse est proche de celle l'écoulement incident imposé dans la veine. Pour les deux autres profils $x = -0.05m$ et $x = 0m$, la zone observée au dessus du disque n'est pas suffisante pour visualiser une convergence. Cependant, on peut observer que tous ces profils sont décroissants pour $y = 0.3m$ et entrain de passer en dessous de 0.

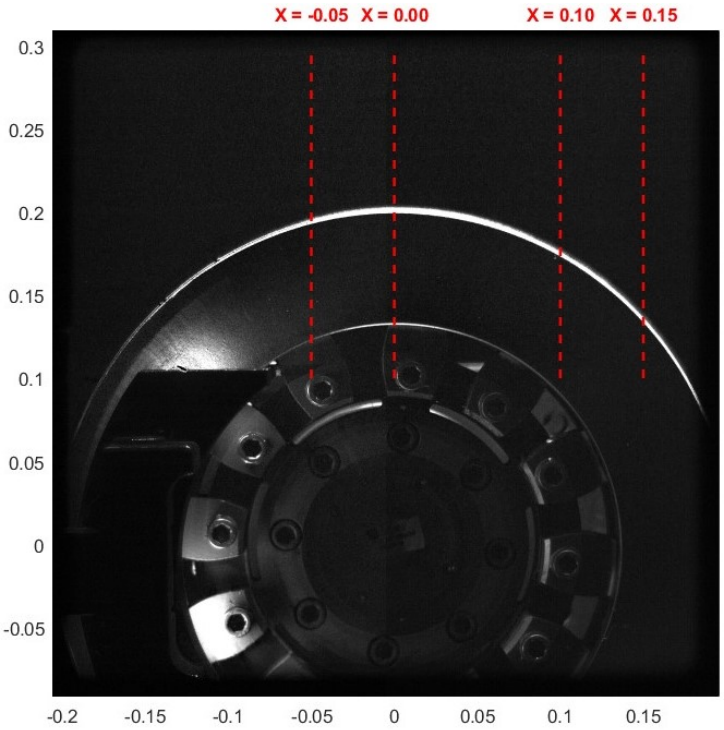


FIGURE IV.9 – Indication des profils de vitesse étudiés

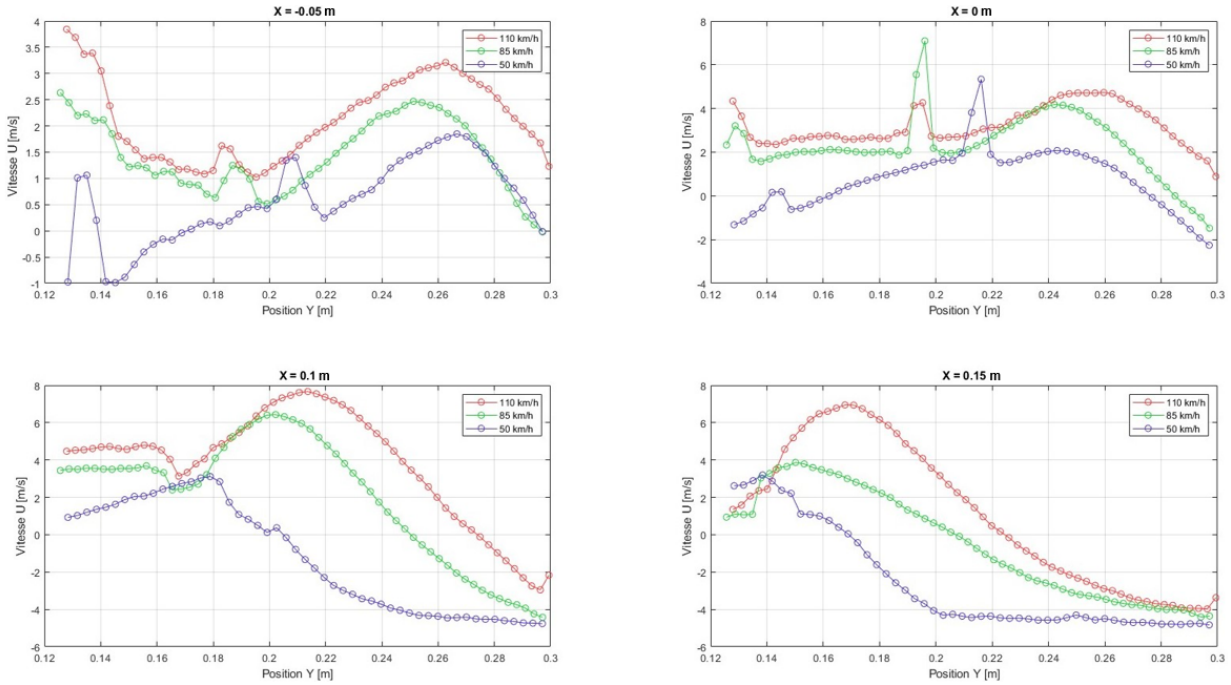


FIGURE IV.10 – Profils de vitesses longitudinale U aux positions X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour la PIV avec huile d'olive dans le plan tangent

L'ensemble des profils tracés et l'analyse des lignes de courant et des vitesses en coordonnées cylindriques montrent l'influence de la vitesse de rotation pour l'écoulement d'air qui sera utilisé autour du disque lors des essais de freinage. Dans la suite de ce chapitre, les particules observées seront exclusivement issues d'une production liée au freinage. Cette étude menée avec des

particules d'huile d'olive au comportement traceur dans l'air fournit des points de comparaison quant aux trajectoires potentielles si les particules de frein peuvent être considérées également comme des traceurs dans l'air. L'influence des paramètres du freinage sur la diffusion va être évaluée.

IV.2 Caractérisation des émissions de particules de frein

IV.2.1 Protocole d'essais

Des événements de freinages sont reproduits plusieurs fois afin de capturer des images de particules émises par le contact frottant. Les conditions de freinage sont basées sur le profil de freinage d'un train urbain opérant dans la région parisienne comme décrit en introduction et dans le chapitre 2 (§ II.2.1).

Dans cette troisième campagne d'essais, de conditions thermomécaniques comparables aux campagnes 1 et 2 sont appliquées. Ces conditions sont reprises dans le tableau IV.1. Seules les conditions en rouge sont évaluées par analyse PIV. Le nombre d'essais a été réduit en raison du volume de données à stocker et à analyser par conditions d'essais. Ces conditions ont été choisies pour isoler chaque paramètre de freinage (vitesse de glissement, température de surface et pression d'application). Ainsi, il s'agit de faire une analyse paramétrique en modifiant un paramètre de freinage à la fois pour évaluer son influence sur la dispersion des particules de frein. La contribution de l'écoulement d'air étant non négligeable sur les trajectoires des particules, la même vitesse d'écoulement d'air de $U_\infty = 5m/s$ est appliquée dans la soufflerie.

Température / **Vitesse**	**60°C**	**130°C**	**200°C**
50 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
85 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa
110 km/h	0,03 – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – 0,15 – 0,3 MPa	~~0,03~~ – ~~0,15~~ – 0,3 MPa

TABLEAU IV.1 – Essais réalisés pour la campagne n°3 (en rouge)

La figure IV.11 présente le tracé de paramètres thermomécaniques mesurés durant un essai de freinages à des conditions relativement sévère. La rotation du disque correspond à un train se déplaçant à 110 km/h et est maintenue constante durant tout l'essai, même dans les périodes de freinage. La température des éléments est montée à environ 180°C pour les plaquettes et 160°C pour le disque par une procédure de rodage. Puis on applique une succession de freinages de durée équivalente avec une pression apparente de 0,3 MPa sur la surface des plaquettes initiale. Chaque freinage est déclenché lorsque la température du disque devient inférieure à 130°C.

La zone grise correspond à l'intervalle de prise d'images. En fonction des essais, des images ont été prises de manière continue comme dans le cas de la figure IV.11, où 2000 paires d'images sont enregistrées. Certains cas nécessitent plusieurs prises d'images séparées : les évènements de freinages étant déclenchés par un niveau bas de température, certaines configurations nécessitent plus de temps de refroidissement et allongent la durée entre les freinages. Ainsi, pour ne pas saturer les différentes mémoires des appareils, 350 images sont enregistrées sans continuité sur différents freinages d'un même essai (figure IV.12).

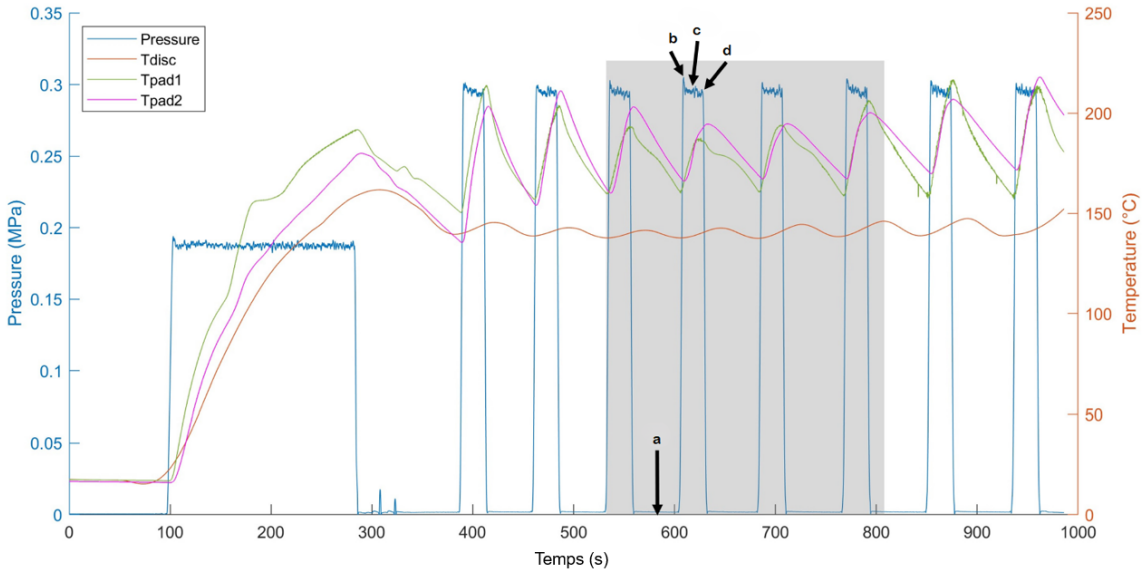


FIGURE IV.11 – Essai de freinage typique pour la visualisation : 110 km/h, 0.3 MPa, 130°C

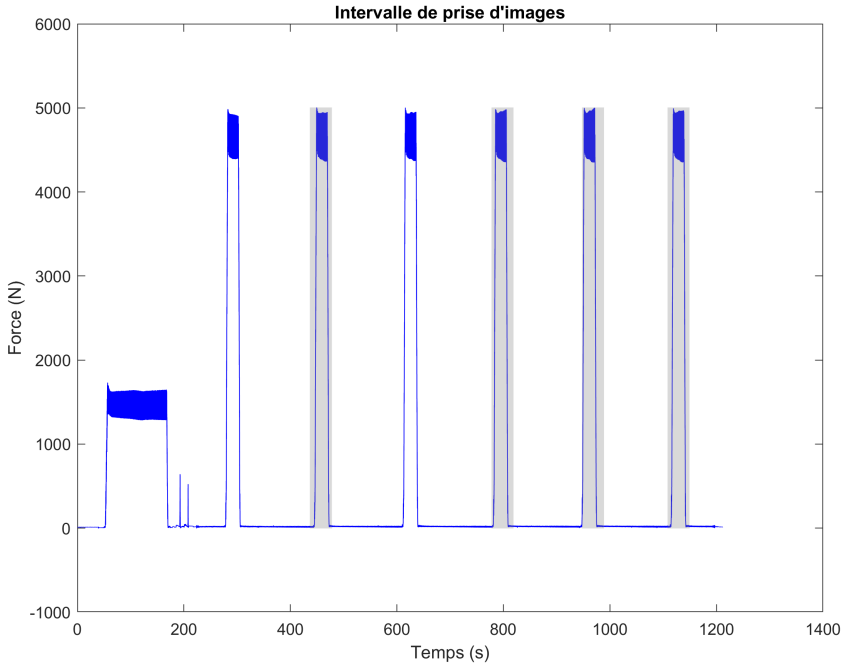


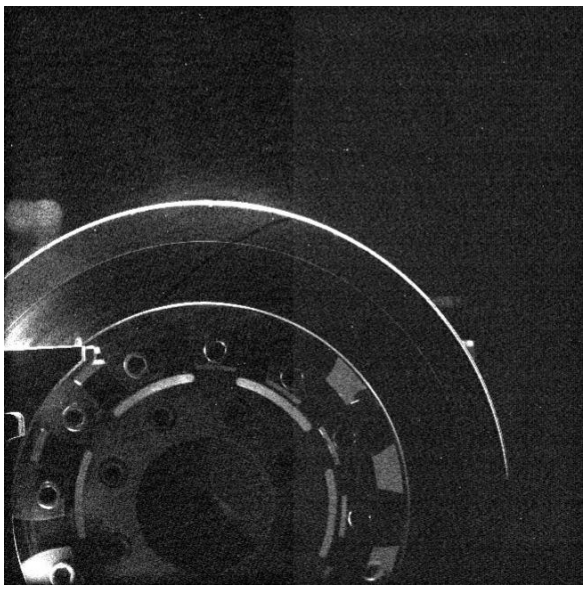
FIGURE IV.12 – Exemple de prise d'images non-continue : 110 km/h, 60°C et 0.3 MPa

IV.2.2 Résultats extraits d'une configuration

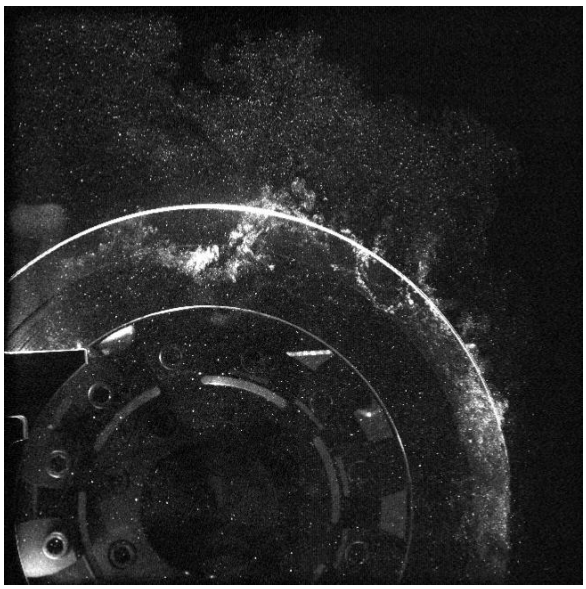
L'ensemble des essais réalisés et des données extraites pas la prise d'images ainsi que l'ensemble de l'instrumentation permettent d'obtenir des informations sur le comportement et la présence des particules dans un environnement proche du système de freinage. En premier lieu, les images seules constituent déjà une donnée nouvelle par rapport à la littérature [AGHS11]. La figure IV.13 présente quatre images enregistrées à différents instants de l'expérience référencés sur la figure IV.11.

Sur la figure IV.13, quatre phases de freinage sont montrées :

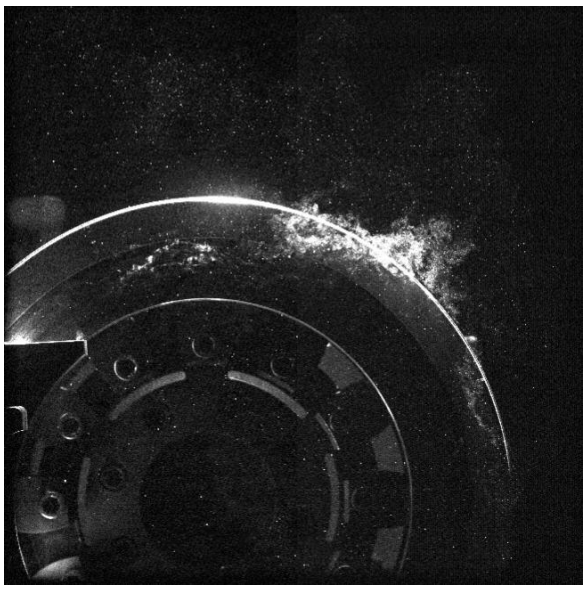
— La figure IV.13a montre le disque de frein sans l'application de la pression. Aucune



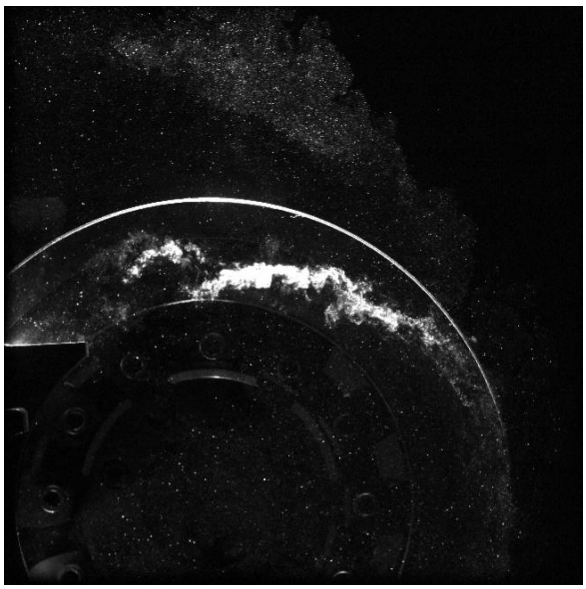
(a) Avant le freinage



(b) Au début du freinage



(c) Au milieu du freinage



(d) Lors du relâchement de l'effort

FIGURE IV.13 – Observation des particules de frein lors de différents moments d'un freinage

particule n'est visible.

— Au moment de l'application de l'effort sur la figure IV.13b, un nuage de particules apparait. Ces particules sont présentes majoritairement au dessus du disque et au niveau de la bande de frottement avec concentration plus ou moins fort par endroits. Quelques particules se trouvent à l'intérieur de la couronne du disque.
— Durant l'application constante du freinage sur la figure IV.13c, la concentration de particules semble avoir diminué mais des zones proches de la surface du disque comportent des concentrations plus importantes.
— Enfin, la figure IV.13d montre les particules observées lors du retrait de l'effort de freinage. Les particules émises semblent plus nombreuses que sur la figure IV.13c pendant le maintien de l'effort (notamment au niveau de la surface du disque), mais moins nombreuses qu'au début du freinage (figure IV.13b).

Sur ces images (figure IV.13), la diffusion de la lumière issue du laser par les particules permet de les observer. Ces particules étant non-homogène de par leurs formes et leurs tailles ,contrairement à un ensemencement de particules connues (ex. : huile d'olive), la distinction des particules n'est pas possible. Cette hétérogénéité implique aussi un comportement dans l'écoulement d'air hybride avec une gamme de taille de particules allant de $10nm$ à $3\mu m$: le nombre de Stokes varie de 0.0482 à 146 avec un écoulement à $5m/s$ et une masse volumique des particules de $3250kg/m^3$.

Vitesses et lignes de courant

Les figures IV.14 et IV.15 montrent des mesures déduites de l'analyse PIV sur les particules de freinage analogue à ce qui était fait avec l'ensemencement à l'huile d'olive. La vitesse est uniquement calculée lors des périodes de freinage – dans la région grisée des figures IV.11 et IV.12 – lorsque l'effort est non nul. Ainsi, les champs de vitesses sont uniquement estimés à partir des images comportant des particules de frein. Sur la figure IV.14 on obtient des lignes de courant avec des trajectoires assez proches de celles observées par ensemencement à l'huile d'olive. De faç analogue à l'étude faite pour caractériser l'écoulement, une étude comparative des lignes de courant en fonction de la vitesse de rotation est menée.

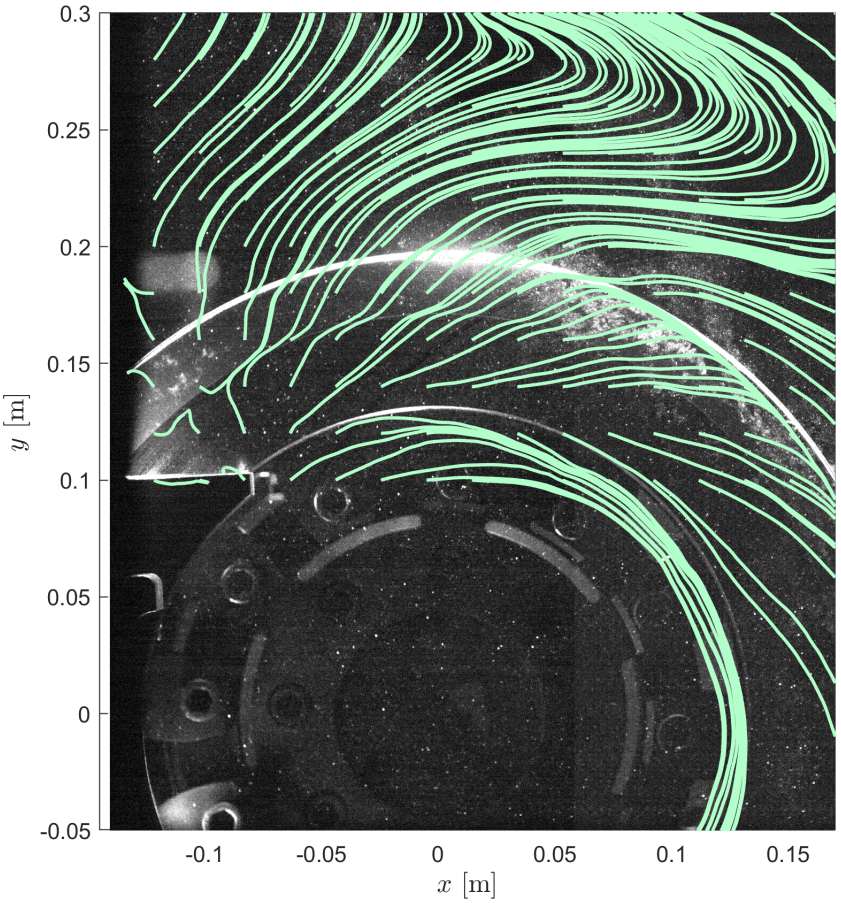
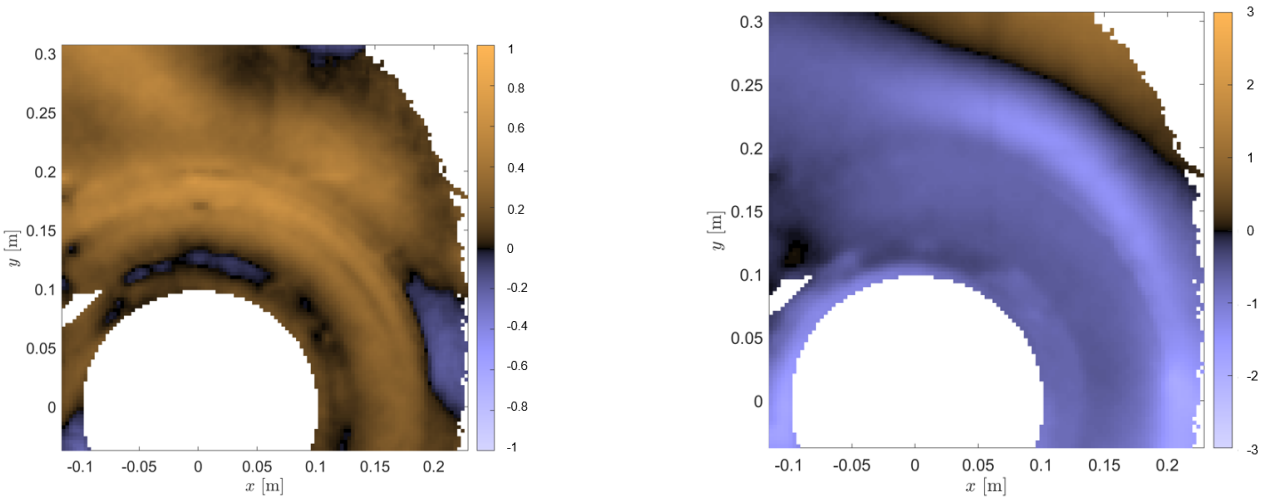


FIGURE IV.14 – Lignes de courant obtenues avec freinage : 110 km/h, 130°C et 0.3 MPa

Les champs de vitesses sont également représentés en coordonnées cylindriques pour les particules de frein sur la figure IV.15.



(a) Vitesse radiale (b) Vitesse radiale

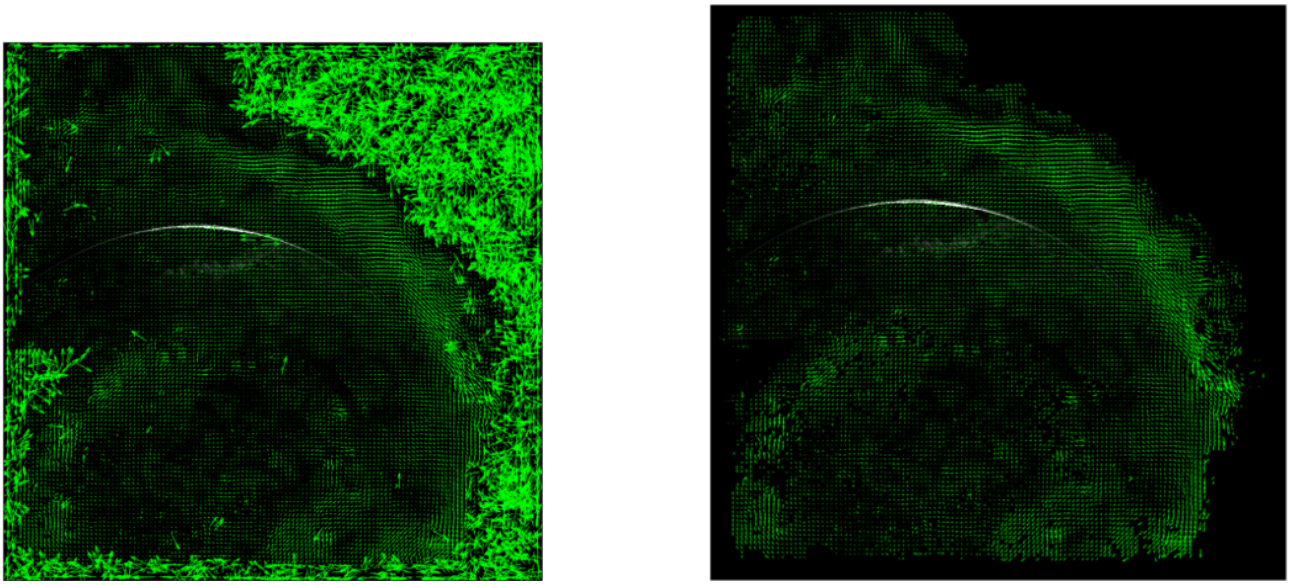
FIGURE IV.15 – Exemple de champs de vitesse des particules de frein

Dans les deux représentations (IV.15a et IV.15b), on peut observer des zones blanches à droite témoignant de l'insuffisance de vecteurs validés dans ces régions. L'absence de particules n'entraine pas de diffusion de la lumière : l'algorithme PIV ne peut pas calculer de vecteurs de vitesse. Au regard de la zone concernée et d'observations sur les images brutes, on peut associer cette absence de valeur de vitesse à une faible concentration en particules pendant les événements de freinage. La vitesse du flux d'air est a priori suffisante pour contrer le progression des particules éjectées depuis le disque jusqu'à cette zone. Sur la base de cette observation, un indicateur de probabilité de présence des particules de frein est proposé, s'appuyant sur un seuil d' intercorrélation de l'analyse PIV.

Création d'un indicateur à partir de l'analyse d'image

Les analyses PIV de ce premier freinage nous a permis de démontrer que la diffusion de la lumière par les particules de frein était suffisante, au moins dans cette configuration d'essai, pour obtenir un champ de vitesse dans le plan de frottement des plaquettes. Sur les images capturées, nous avons néanmoins pu constater la répartition hétérogène des particules d'une image à l'autre. Ceci amène nécessairement une difficulté pour obtenir le champ vectoriel sur l'ensemble de la zone d'observation. Cette répartition hétérogène s'explique en grande partie par le flux d'air incident limite la progression en amont du disque (vers la droite).

Lorsque la concentration en particules est trop faible, les vecteurs vitesse calculés sont erronés. Ces vecteurs correspondent aux meilleures solutions trouvées par l'algorithme PIV dans la zone d'interrogation concernée. Or, lorsque l'image est trop bruitée ou le contraste insuffisant, les vecteurs calculés ne sont incohérents et communément appelées « outliers ». La figure IV.16a met en évidence les zones où les vecteurs n'ont pas de sens physique : il n'y a pas de direction bien établie dans certaines zones. Afin de les éliminer, les vecteurs incohérents sont filtrés par une valeur seuil issue de la fonction d'intercorrélation. Dans toutes nos analyses PIV, nous avons appliqué une valeur de 20% de cette fonction, valeur habituellement retenue pour les analyses PIV avec ensemencent. Le nouveau champ de vecteurs avec filtrage est présenté sur la figure IV.16b. Par la suite, la présence d'un vecteur validé en un point de l'image et pour un temps donné sera utilisée comme indicateur de présence de particules de frein.



(a) Exemple de résultats des calculs PIV bruts

(b) Exemple de résultats des calculs PIV validés

FIGURE IV.16 – Vecteurs bruts et vecteurs validés

Carte de probabilité de présence

Il est important de noter que la variabilité des tailles de particules de freinage et la densité d'ensemencement parfois localement très forte empêchent toute méthode directe de comptage de particules. On s'attache plutôt à détecter s'il y a suffisamment de particules dans une fenêtre d'interrogation pour faire un calcul de champ de vitesse ou non. Ainsi, la présence de vecteurs validés est utilisée comme indicateur pour établir une carte de probabilité présence des particules autour du système de freinage. Pour chaque fenêtre d'interrogation, une valeur booléenne b_{ijk} est fixée à 1 si un vecteur est calculé et validé par l'intercorrélation, à 0 sinon. Les indices i et j correspondent à la position (x,y) dans le champ scalaire et k est l'indice du champ de vitesse. Les images en dehors des événements de freinage ne sont pas prises en compte.

D'autre part, il faut remarquer que le manque de particules dans la fenêtre d'interrogation n'est pas l'unique phénomène pouvant réduire significativement le coefficient d'intercorrélation de la PIV. On pense notamment à la composante de vitesse hors-plan, à des disparités d'éclairement dans la nappe laser, ou encore à une réfraction variable des particules non sphériques. Cependant, nos observations nous ont montré que, dans le cas présent, toutes ces causes ont un effet négligeable devant la non-homogénéité de densité particulaire que nous cherchons à caractériser. Par conséquent, on peut estimer un indicateur de présence de particules P_{ij} en calculant la moyenne du booléen b_{ijk} en tout point du champ observé, avec N, le nombre total de champs de vitesses issus des freinages :

$$P_{ij} = \frac{1}{N} \sum_{k=1}^{N} b_{ijk} \tag{IV.2}$$

La figure IV.17 représente les valeurs de l'indicateur de probabilité de présence P_{ij} des particules de frein autour du disque pour un essai avec une vitesse de disque de 110 km/h, une température initiale de 130°C et une pression de 0.3 MPa. Certaines zones du disque présentent des réflexions de lumière, notamment au niveau de la plaquette et de l'arête extérieure de la

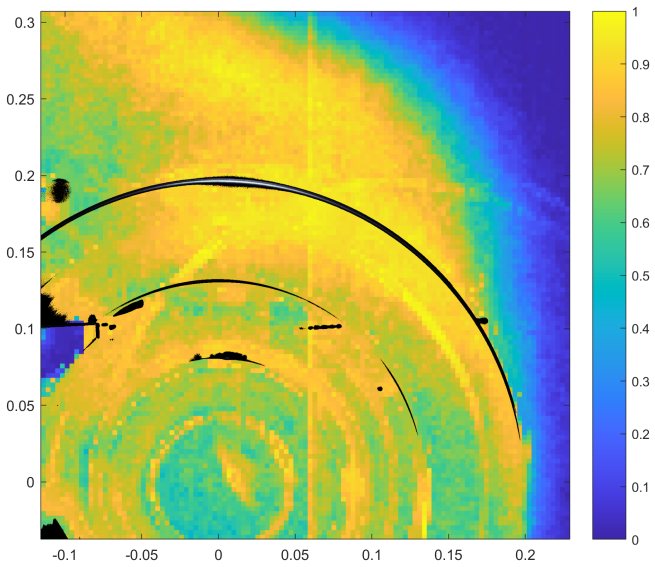


FIGURE IV.17 – Carte de probabilité de présence des particules autour du disque

couronne de frottement. Pour cette raison, les calculs PIV trouvent un déplacement proche de 0 dans ces zones. Ainsi, un masque est crée à partir des images hors freinages : la moyenne de ces images est établie (figure IV.18) et un masque est généré. Pour chaque pixel, si la valeur dépasse un seuil de niveau de gris (choisi empiriquement), la valeur du masque associé à ce pixel vaut 0 et est un NaN (Not a Number) sinon. Ce masque est appliqué à diverses données, comme ici en figure IV.17 à la carte de probabilité de présence. Il permettra aussi d'interpoler dans ces zones masquées les valeurs de vitesses obtenues.

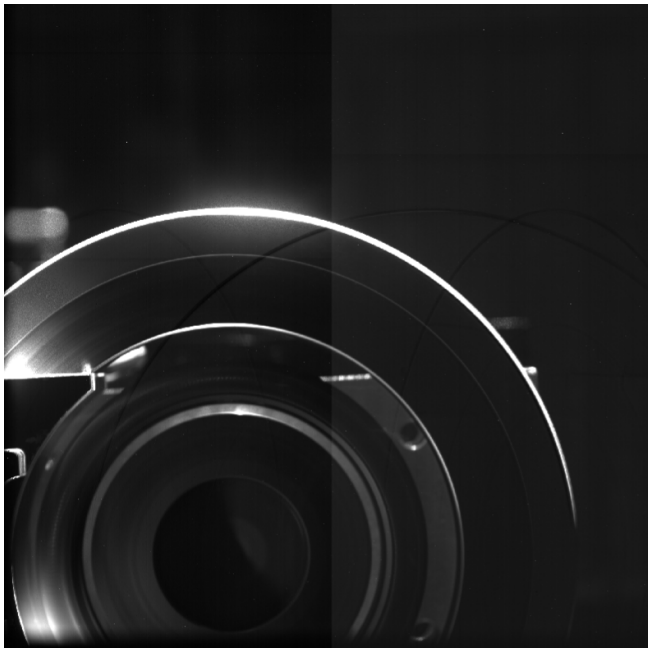


FIGURE IV.18 – Image moyenne des clichés pris hors freinage servant à identifier les zones constamment éclairées

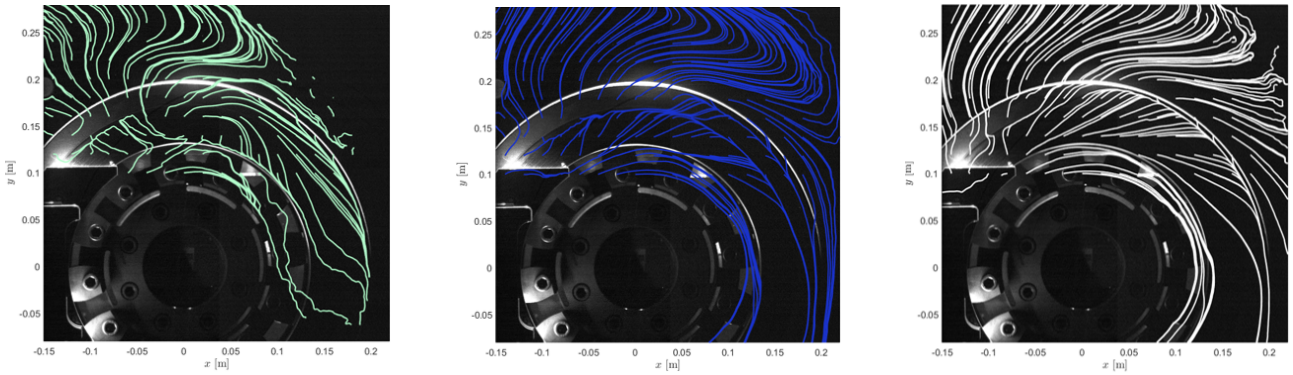
IV.3 Analyse paramétrique

Dans le chapitre 3, une analyse paramétrique des émissions de particules est effectué. Dans ce chapitre, cette étude est reprise afin de connaître l'influence des paramètres de freinage sur le transport des particules émises. En raison de la quantité de données générées, seuls les cas mis en évidence en rouge dans le tableau IV.1 sont réalisés. Cette section présente les résultats obtenus après traitement et leurs interprétations.

IV.3.1 Influence des paramètres de freinage

Vitesse de rotation du disque

Les champs de vitesse obtenus par PIV ont mis en évidence la forte influence de la vitesse de rotation du disque sur l'écoulement d'air autour du banc. Dans un premier temps, les lignes de courant issues de particules de frein sont tracées évaluer de la vitesse de rotation sur ces dernières.



(a) 50 km/h (b) 85 km/h (c) 110 km/h

FIGURE IV.19 – Lignes de courant issues des particules de frein dans le plan tangent

La figure IV.19 met en évidence les mêmes influences que l'étude faite avec les particules traceuses (figure IV.4) avec une zone d'inflexion apparente au dessus du disque ainsi que la convergence des lignes de courant au niveau de l'intérieur de la couronne. Ceci témoigne d'une composante de vitesse hors plan par l'aspiration dans la ventilation du disque.

Dans la zone supérieure au disque où le point d'inflexion apparaît, les lignes de courant montrent une dépendance identique à celle trouvée avec les particules traceuses par rapport à la vitesse de rotation du disque : plus la vitesse de rotation est élevée, plus le point d'inflexion se décale vers la droite. Le disque tournant toujours dans le sens horaire dans la configuration présentée, l'écoulement dans la veine s'oppose à la vitesse tangentielle sur le haut du disque.

Sur la figure IV.20 on peut observer que les lignes de courant issues des particules traceuses (vert) opèrent un changement de direction plus abrupt au niveau du point d'inflexion. Un comportement équivalent a pu être observbé sur les autres vitesses du disque en rotation avec la PIV. Ceci peut s'expliquer par une différence de comportement entre les particules traceuses communément employées pour la PIV et les particules de frein dont nous nous servons pour évaluer leurs trajectoires. Les particules de frein ont des tailles variées allant de quelques nanomètres à plusieurs micromètres (§ III.2). Etant donné qu'un certain nombre de particules observées ont des diamètres importants, leur nombre de Stokes plus élevé pourrait expliquer une différence dans les trajectoires observées. Ce comportement a été mis en évidence par Crowe

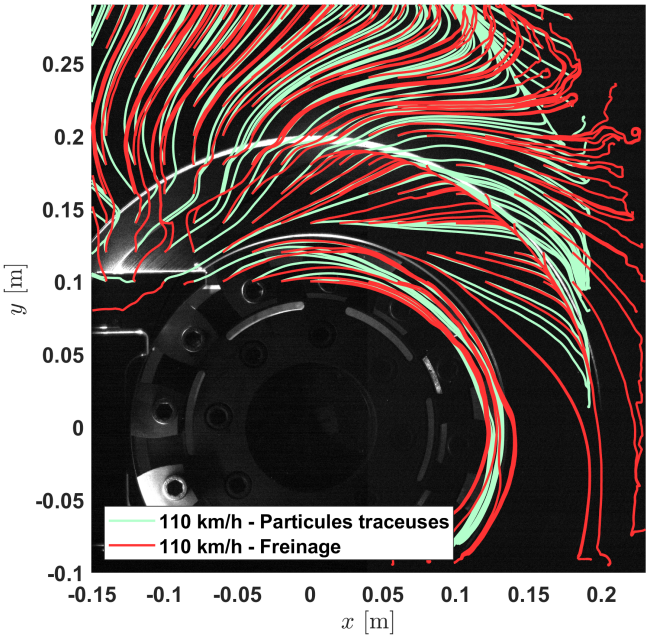
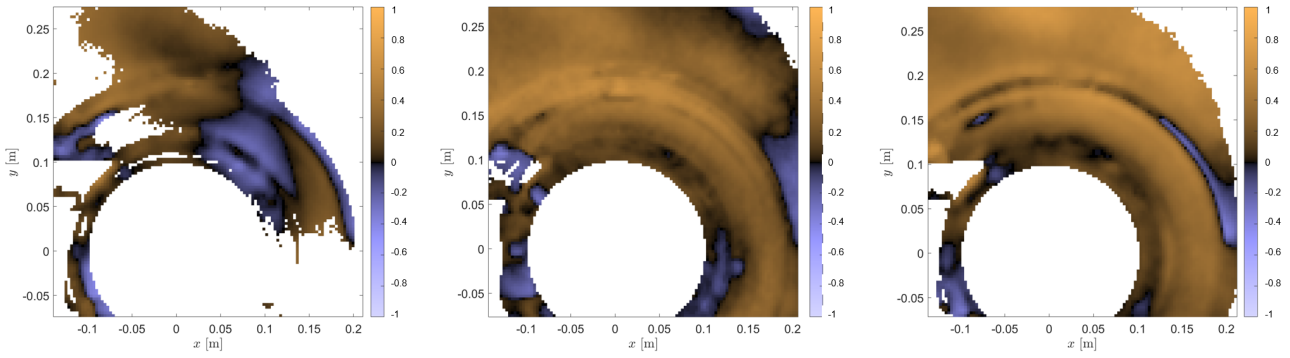


FIGURE IV.20 – Comparaison particules de frein / huile d'olive des lignes de courant à 110 km/h

et al. [CSST11]. L'inertie de ces particules expulsées du contact étant plus importante, le changement de trajectoire dans la zone à contre-courant est ralenti. Cet effet d'histoire peut aussi expliquer la différence observée sur les lignes de courant.

Par la suite, la représentation en coordonnées cylindrique est utilisée afin d'étudier les zones d'influence des écoulements induits par la rotation du disque et l'écoulement incident.

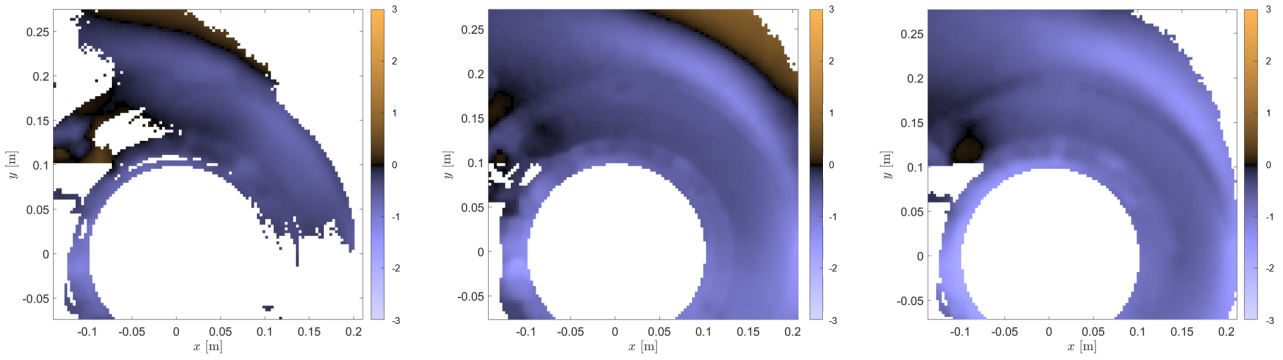


(a) 50 km/h (b) 85 km/h (c) 110 km/h

FIGURE IV.21 – Vitesse radiale en fonction de la vitesse de rotation du disque

Pour les 3 champs de vitesses représentés sur les figures IV.21 et IV.22, on retrouve des zones blanches témoignant de l'absence de valeur de vitesse calculée. Ces zones correspondent aux endroits où trop peu de particules sont présentes pour obtenir une valeur de vitesse par l'algorithme de PIV. Cette zone d'absence de particules est plus importante à une vitesse de rotation équivalente à 50 km/h. Une plus faible dispersion des particules peut s'expliquer par plusieurs facteurs :

— le mouvement transmis aux particules dans le sens horaire est moins important : la quantité de particules éjectées en amont (sens opposé à l'écoulement dans la veine) est



(a) 50 km/h (b) 85 km/h (c) 110 km/h

FIGURE IV.22 – Vitesse tangentielle en fonction de la vitesse de rotation du disque

moins importante.

— la quantité de particules émises augmente avec la puissance instantanée dissipée dans le contact. On retrouve ce comportement sur les mesures des compteurs de particules dans le chapitre 3.

A l'instar des lignes de courant, l'affichage des vitesses radiale et tangentielle montre une influence de la vitesse de rotation similaire à l'étude faite avec les particules traceuses :

— Dans le quart supérieur droit des images, la zone où la vitesse radiale est positive augmente avec la vitesse de rotation (effet centrifuge).

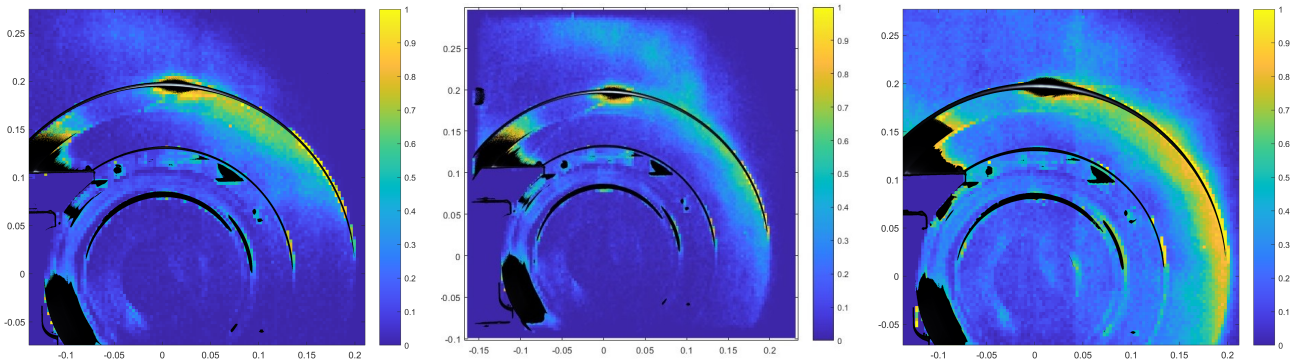
— Au niveau de l'intérieur de la couronne, une zone où la vitesse est plus faible est présente. Si le changement de signe est moins prononcé qu'avec les particules traceuses (figures IV.5b IV.5c IV.5d, cela représente une zone d'aspiration due à la ventilation du disque.

— Concernant la vitesse tangentielle, l'augmentation de la vitesse de rotation accroît la taille de la zone d'écoulement d'air influencée par le disque. La frontière entre la zone avec une vitesse tangentielle négative (sens de rotation du disque) et la zone où cette vitesse devient positive, s'écarte de la couronne extérieure du disque quand la vitesse de rotation augmente.

Au travers de ces figures en coordonnées cylindriques, la localisation des particules est une donnée importante en particulier lorsque la vitesse de rotation du disque est étudiée. L'utilisation de la carte de probabilité de présence semble pertinente afin d'étudier cette localisation.

La figure IV.23 montre l'évolution du positionnement des particules en fonction de la vitesse. Certaines zones en noir sont des artéfacts masqués en raison des réflexions de lumières perçues par la caméra. Premièrement, le niveau de probabilité maximal de présence augmente avec la vitesse de rotation traduisant une augmentation de la quantité de particules émises. Cette concentration plus importante est cohérente avec une augmentation de la puissance dissipée à plus haute vitesse. Puis, dans la zone au dessus du disque, l'endroit où la présence est la plus probable coïncide avec la localisation du point d'inflexion aux différentes vitesses (figure 4.20). Les cartes de probabilité viennent confirmer l'influence de la vitesse de rotation sur les particules issues du freinage, c'est-à dire que l'augmentation de la vitesse de rotation entraîne les particules plus loin en amont du disque.

Sur la figure IV.24, des profils de vitesse de la composante U (selon l'axe x en cartésien)



(a) 50 km/h (b) 85 km/h (c) 110 km/h

FIGURE IV.23 – Carte de probabilité de présence en fonction de la vitesse de rotation du disque

sont tracés aux mêmes emplacements que pour les essais PIV (voir figure IV.9). Ils permettent de mieux appréhender le changement de trajectoire des particules lié à l'écoulement incident.

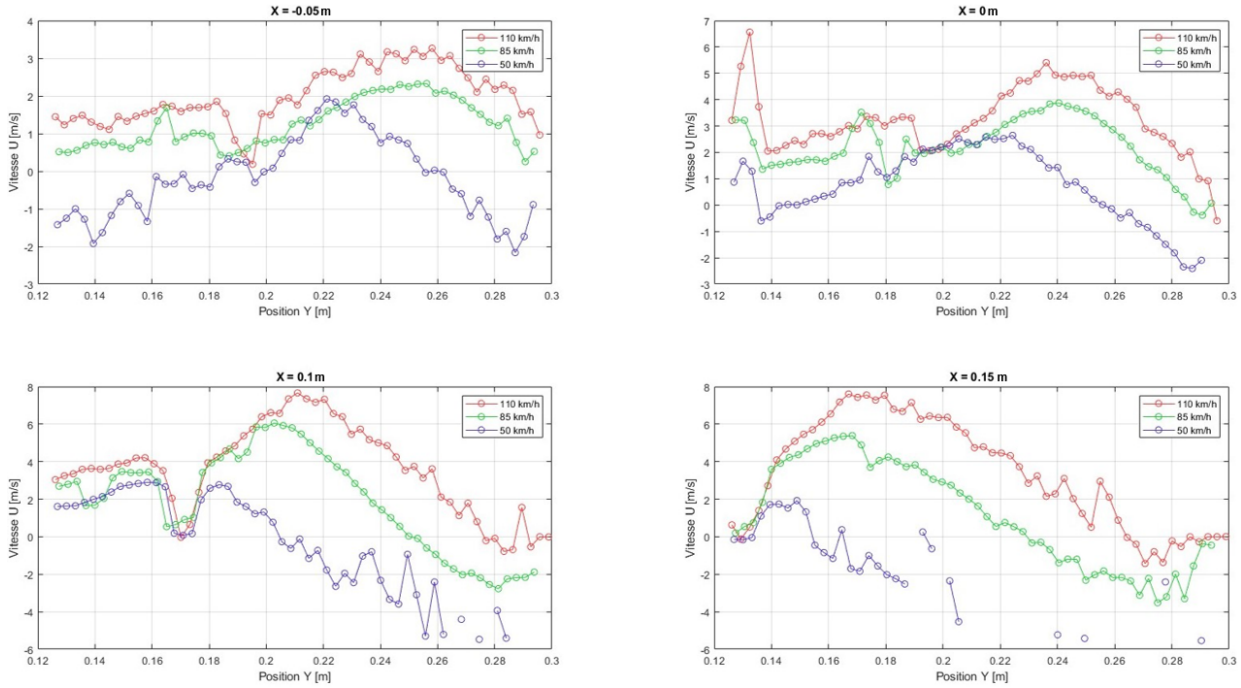


FIGURE IV.24 – Profils de vitesses U au position X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour l'étude paramétrique en fonction de la vitesse

Les profils de vitesse sont plus bruitées que ceux issus de la PIV en raison de l'hétérogénéité de l'ensemencement. Néanmoins, on observe une tendance générale de l'influence de la rotation du disque semblable à celle trouvée avec les particules traceuses :

— Pour $x = -0.05m$, toutes les valeurs de U sont positive au dessus du disque ($y = 0.2m$) pour $V_{train} = 85$ et 110 km/h et alors que le vitesse de vent y est contraire. A 50 km/h, la valeur de U est positive entre $x = 0.2m$ et $x = 0.26m$. Les particules de frein changent de sens plus facilement avec une vitesse d'éjection plus faible.

— La composante de vitesse U s'annule pour différentes ordonnées y selon la vitesse de rotation du disque. Notamment sur le profil $x = 0.1m$, la composante U s'annule en

$y = 0.26m$ à 50km/h, ce qui est supérieur au même cas avec les particules traceuses où U s'annule pour $y = 0.2m$. Encore une fois, l'inertie initiale des particules au moment de leur éjection ainsi que leur nature non traceuse font que leur changement de sens selon la direction longitudinale est plus difficile. Pour les vitesses de 85 et 110km/h, la composante U s'annule à $y \approx 0.29m$ contre respectivement $y = 0.25m$ et $0.27m$ avec les particules traceuses. Un comportement équivalent est observable sur le profil tracé pour $x = 0.15m$. Si les particules de frein n'ont pas la même cinétique, la composante U de ces particules dans l'écoulement s'annule à une distance plus éloigné du bord extérieur du disque, avec la vitesse de rotation qui augmente, tout comme les particules traceuses.

— La tendance de convergence de la valeur de U vers $U_\infty = 5m/s$ loin du disque (pour $y = 0.3$) n'est pas retrouvée : l'ensemencement étant hétérogène, la carte de probabilité de présence montre que les particules de frein ne se trouvent pas dans le bord supérieur droit de la zone d'observation où l'écoulement incident prédomine. Les résultats dans ces zones sont donc partiels avec cet ensemencement. Cependant, on peut observer que tous ces profils sont décroissants à partir de $y = 0.25m$.

En conclusion, la vitesse de rotation du disque de frein, donc la vitesse du train, a une influence sur la répartition des particules de frein générées ainsi que les vitesse de ces dernières :

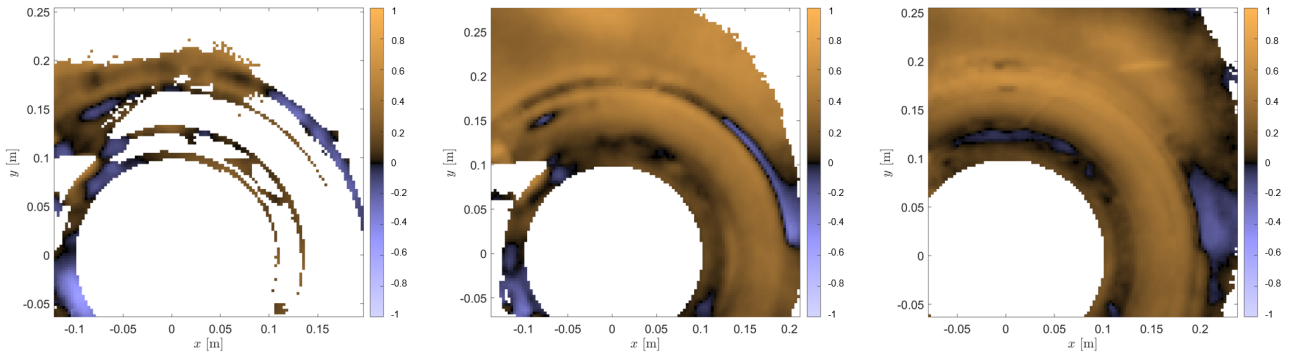
— L'augmentation de la vitesse de rotation du disque implique une diffusion des particules dans un espace plus important.
— La vitesse des particules de frein est plus importante avec l'augmentation de la vitesse de rotation : un inertie initiale plus grande leur est donnée.
— Les trajectoires des particules sont fortement influencées par la rotation du disque en raison de l'écoulement induit et de l'inertie initiale donnée aux particules.

L'écoulement des particules de frein est donc semblable à l'étude de l'écoulement d'air avec les particules traceuses. La comparaison des résultats entre les deux types d'ensemencement permet d'identifier les différences liées aux natures et à la vitesse initiale des particules de frein. La vitesse du train étant un des trois facteurs d'émissions de particules de frein, les influences de la pression de freinage et la température de surface doivent être étudiées.

Pression de freinage

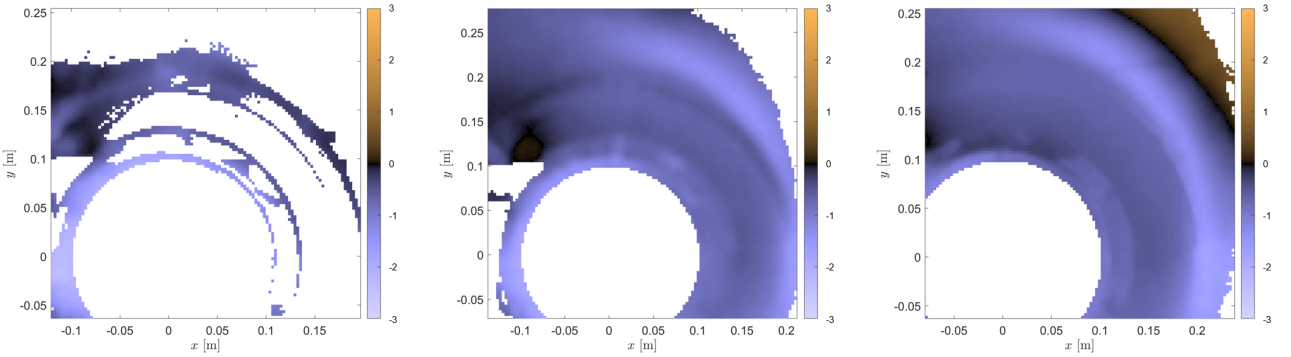
Afin d'étudier l'influence de la pression de freinage, trois valeurs de pressions sont testées : 0.03, 0.15 et 0.3 MPa. La comparaison se limite à une configuration de vitesse de disque, équivalente à 110 km/h, et une température de surface de 60°C.

Avec la variation de pression, la représentation en coordonnées cylindriques de la vitesse est partielle avec 0.03 MPa (figures IV.25a et IV.26a) : peu de particules sont émises. Ce faible nombre de particules observé est cohérent avec les observations réalisées dans le chapitre 3 avec des essais à faible pression. Pour les valeurs de pression plus élevées (figures IV.25b et IV.25c pour U_r, figures IV.26b et IV.26c pour U_θ), la zone ensemencée par les particules permet de constater la similarité des vitesses U_r et U_θ malgré la variation de pression. Les zones négatives de U_θ (en violet sur la figure IV.26) témoignant des particules de freins entrainées par le disque sont équivalentes. De la même manière les zones positives de U_r (figure IV.25) supérieure au disque montrent que l'effet centrifuge sur les particules de frein n'est pas influencé par la pression d'application de l'effort.



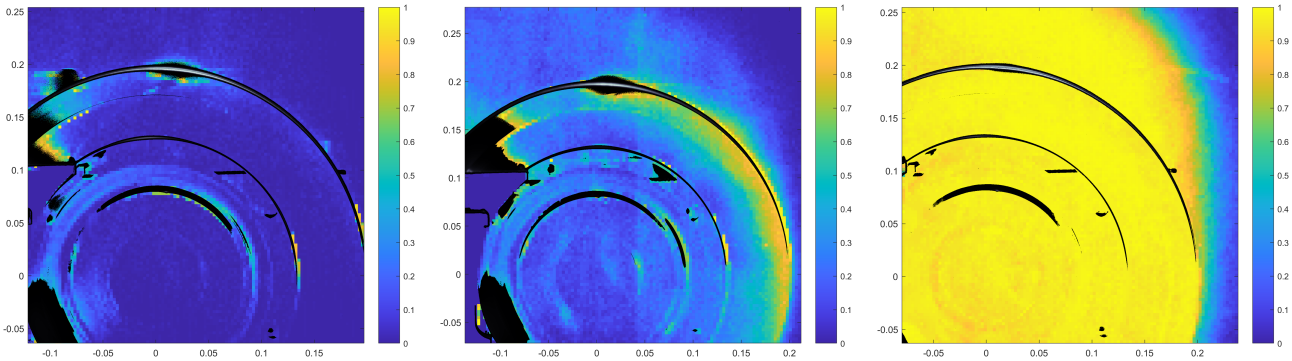
(a) 0.03 MPa (b) 0.15 MPa (c) 0.3 MPa

FIGURE IV.25 – Vitesse radiale en fonction de la pression d'application du freinage



(a) 0.03 MPa (b) 0.15 MPa (c) 0.3 MPa

FIGURE IV.26 – Vitesse tangentielle en fonction de la pression d'application du freinage



(a) 0.03 MPa (b) 0.15 MPa (c) 0.3 MPa

FIGURE IV.27 – Carte de probabilité de présence en fonction de la pression d'application du freinage

Les cartes de probabilité de présence confirme l'absence de particules pour une faible pression (figure IV.27a). Hormis quelques artefacts liés aux réflexions du disque et du porte garniture, on n'observe pas de présence significative de particules. Pour les 2 autres cas, l'augmentation de la pression induit une augmentation de la probabilité de présence autour du système de frein. La répartition autour du disque est semblable entre la figure IV.27b et IV.27c, ce qui tend à montrer que la pression n'a pas d'effet notable sur la projection des particules à la sortie du contact. Néanmoins, l'intensité du paramètre de probabilité de présence est plus important pour le cas à plus forte pression. Comme précédemment pour la vitesse, on peut expliquer cette

plus forte amplitude de l'indicateur par une puissance dissipée plus importante, qui doit amener à une quantité de particules émises plus conséquente comme indiqué dans le chapitre 3 (§ III.5).

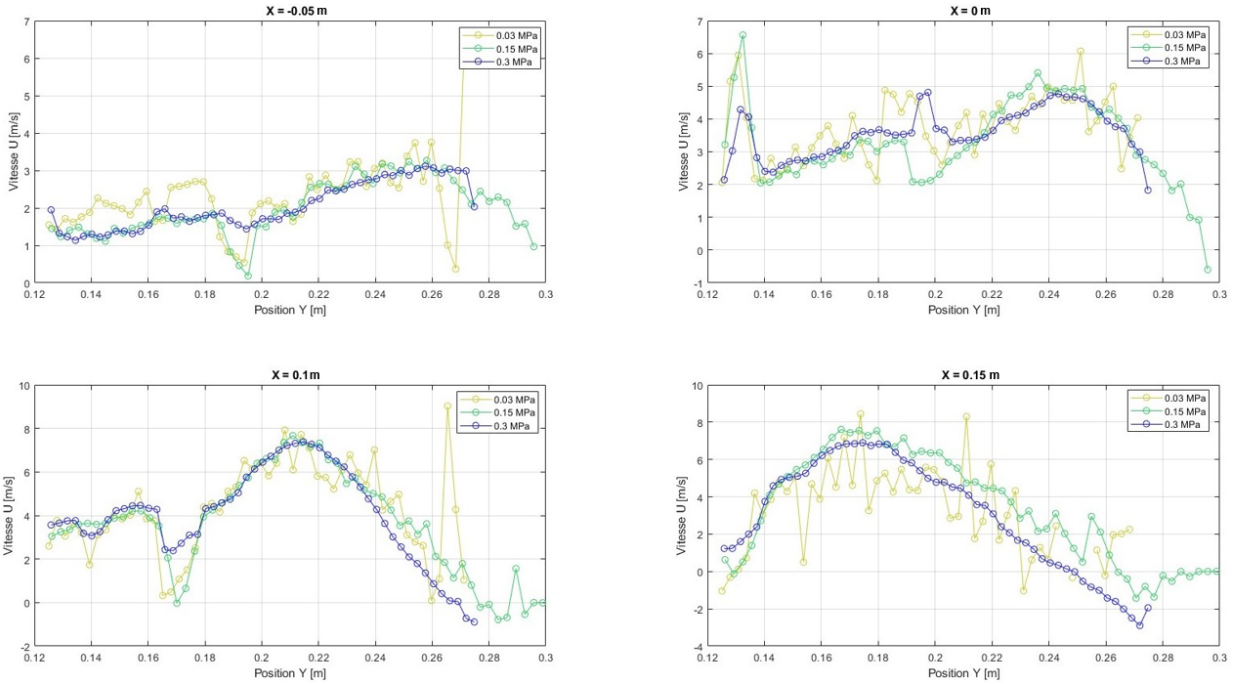


FIGURE IV.28 – Profils de vitesses U au position X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour l'étude paramétrique en fonction de la pression d'application

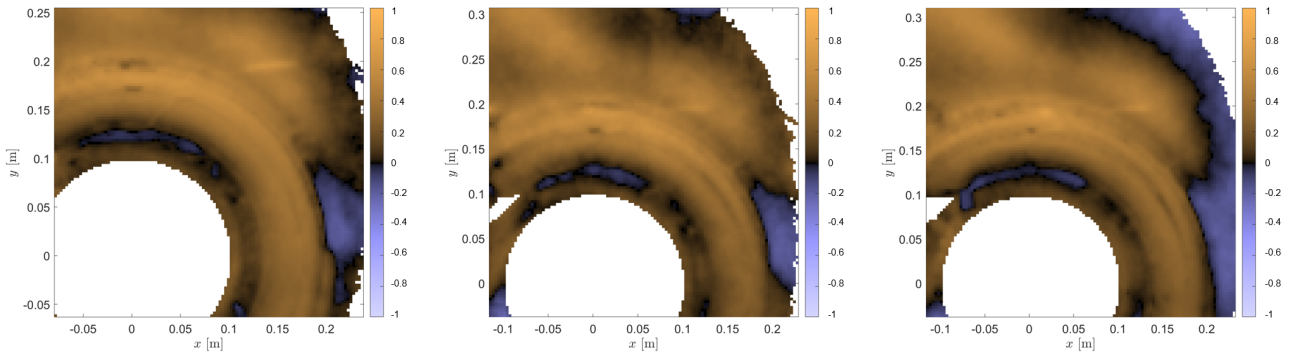
Tracer les profils de vitesses permet de définir si la pression à une influence sur la vitesse. La figure IV.28 permet de comparer la vitesse longitudinale à 0.03, 0.15 et 0.3 MPa, toujours aux mêmes endroits indiqués par la figure IV.9. Comme peu de particules ont été émises à 0.03 MPa, les profils tracés avec cette pression sont très bruités. Néanmoins, la comparaison avec les autres valeurs de pression permet de constater que la pression n'a pas d'influence sur la vitesse des particules dans la zone d'inflexion et donc sur les trajectoires des particules et leur diffusion.

Température de surface

Enfin, le troisième et dernier paramètre de freinage à être étudié est la température de surface. Contrairement à la vitesse de rotation du disque et à la pression d'application du frein, celui ci est un facteur d'émission indirect issue de la dissipation d'énergie thermique du système de freinage.

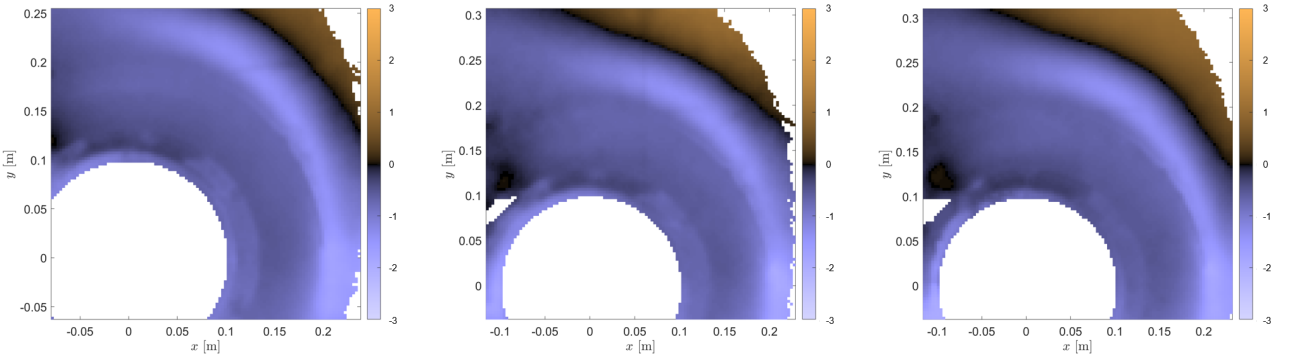
De manière analogue a l'étude de la variation de pression, aucune différence sur la taille de la zone sous influence de la rotation (figure IV.30) et sur l'effet centrifuge (figure IV.29) ne sont notables. Les quelques différences mineures entre les différentes figures sont dues à la différence de cadrage faites lors des expériences.

La carte de probabilité de présence (figure IV.31) ne permet pas d'établir une tendance claire sur l'influence de la température. Les expériencs ayant été réalisée avec 0.3 MPa et une rotation de disque équivalente à 110 km/h (soit la pression et la vitesse maximale), il est possible que l'indicateur créé soit saturé de part la quantité de particules émises.



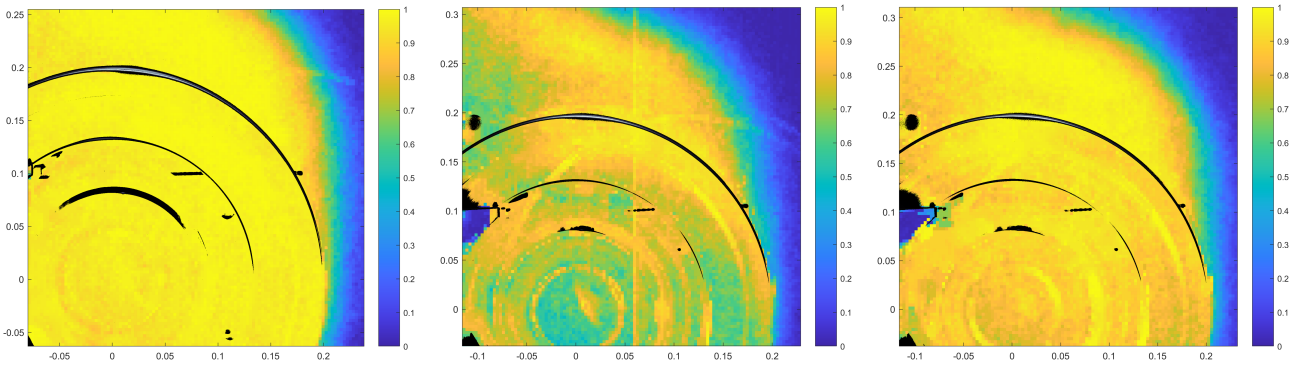
(a) 60 °C (b) 130 °C (c) 200 °C

FIGURE IV.29 – Vitesse radiale en fonction de la température de surface



(a) 60 °C (b) 130 °C (c) 200 °C

FIGURE IV.30 – Vitesse tangentielle en fonction de la température de surface



(a) 60 °C (b) 130 °C (c) 200 °C

FIGURE IV.31 – Carte de probabilité de présence en fonction de la température de surface

Enfin, le tracé des profils de vitesse U (figure IV.32) établit la comparaison et permet de constater que la température n'a pas d'influence sur la vitesse dans la zone d'inflexion.

En conclusion, la vitesse du train lors des phases de freinage à une influence sur la présence et la vitesse des particules de frein. La pression semble n'avoir qu'une incidence sur la présence de particules autour du système tandis que la température n'influe sur aucun de ces deux aspects. Cependant, ces résultats étant issus de peu d'expériences, les tendances dégagées restent à confirmer avec d'autres valeurs de paramètres de freinage.

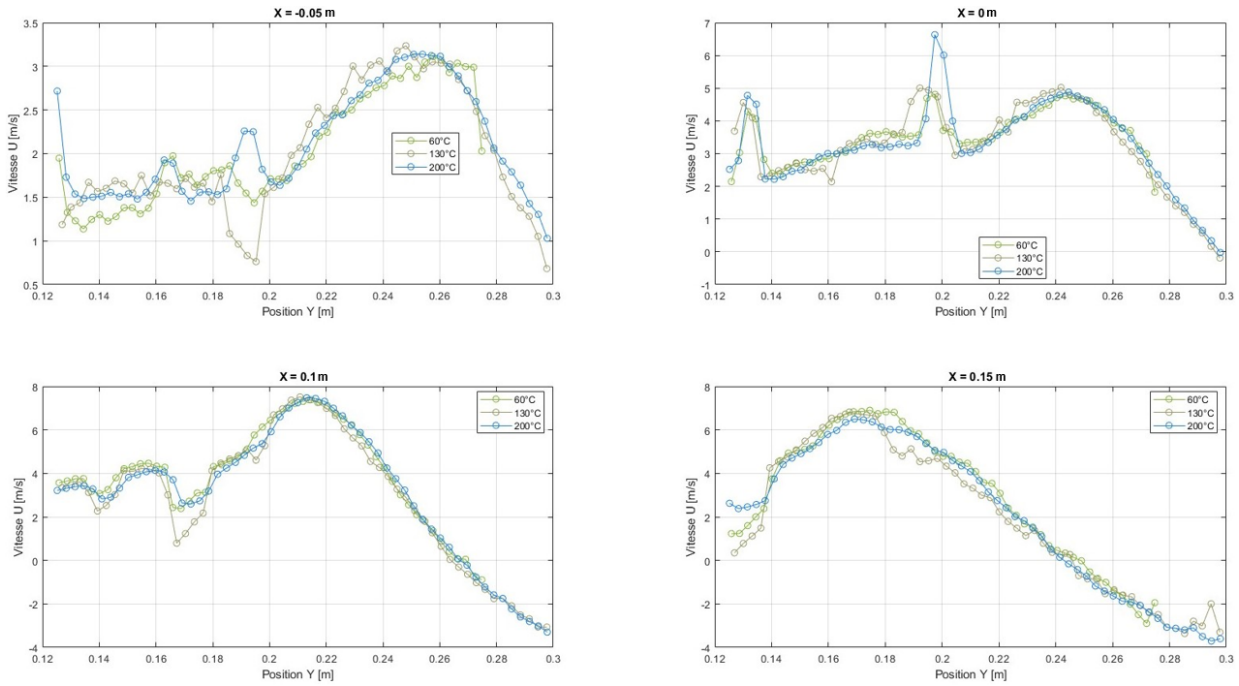


FIGURE IV.32 – Profils de vitesses U au position X = [-0.05 ; 0 ; 0.1 ; 0.15] pour l'étude paramétrique en fonction de la température de surface

IV.3.2 Corrélation entre les analyses d'images et les analyses particulaires

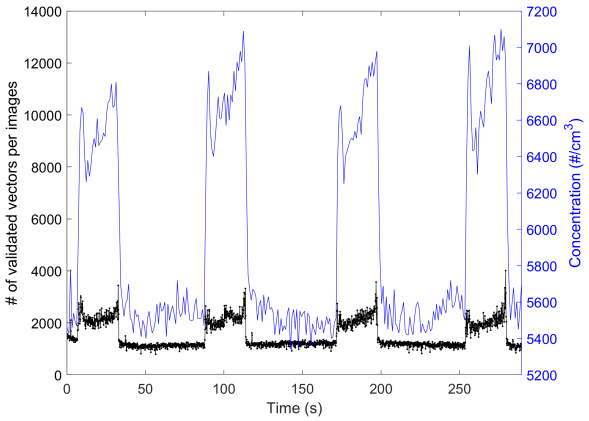
L'analyse des images a permis d'établir les influences des différents paramètres de freinage sur le comportement des particules de frein. Les données recueillies par BPIV (Braking Particles Image Velocimetry) sont comparées aux relevés du compteur de particules (EPC) durant les différentes phases de freinage. Le système EPC permet de recueillir l'évolution de la concentration totale en particules au cours du temps, pour la gamme $3nm - 3\mu m$. A partir de l'indicateur de présence que nous avons défini, nous avons calculé pour chaque image durant le freinage, le nombre de positions concernées par la présence probable de particules. Pour chaque image, le paramètre v défini par l'équation IV.3 donne le nombre de fenêtres d'interrogation concernés par un vecteur de vitesse validé au temps t.

$$\nu(t) = \sum_{i=1}^{L} \sum_{j=1}^{H} b_{ij}(t) \tag{IV.3}$$

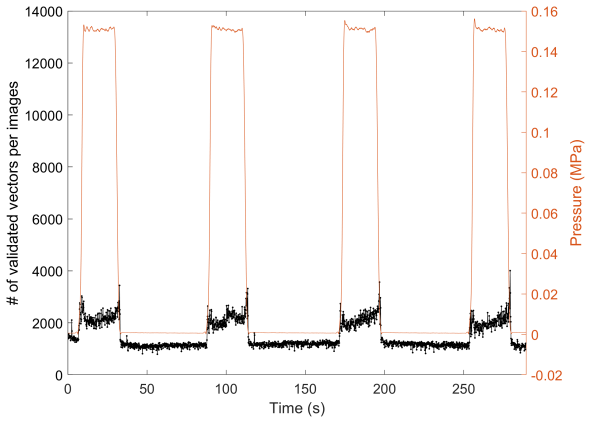
L'intervalle de temps entre les images étant connu, cette somme permet d'obtenir le nombre de vecteurs validés sur chaque image au cours du temps. Les vecteurs validés étant utilisés comme indicateur de présence des particules, cette donnée devient comparable au compteur et autres données temporelles.

Vitesse de rotation du disque

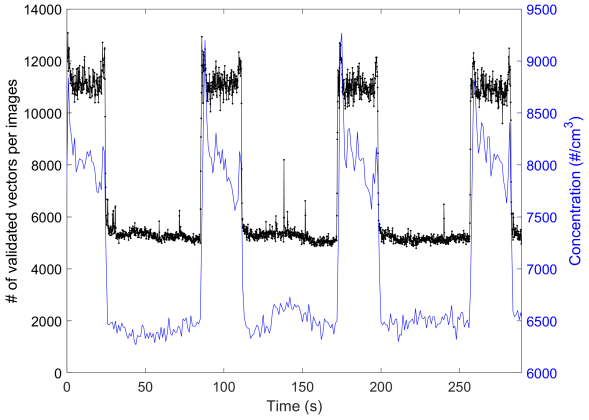
Ici, les vecteurs validés en BPIV sont comparés aux événements de freinage et au compteur de particules. Dans un premier temps, l'influence de la vitesse de rotation du disque est représentée sur la figure IV.33.



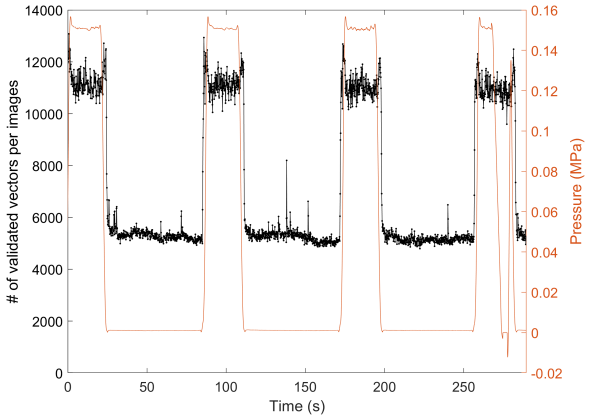
(a) 50 km/h (EPC)



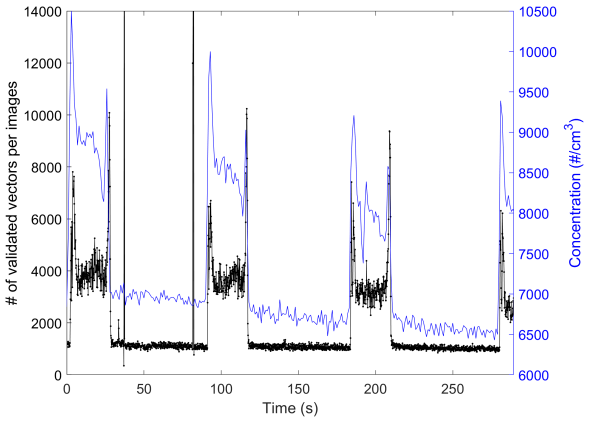
(b) 50 km/h (Rotation)



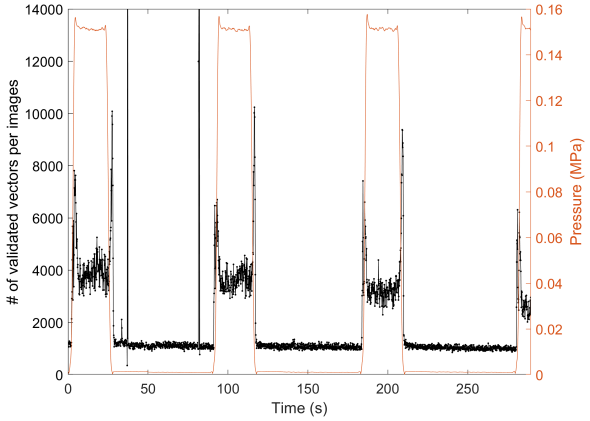
(c) 85 km/h (EPC)



(d) 85 km/h (Rotation)



(e) 110 km/h (EPC)



(f) 110 km/h (Rotation)

FIGURE IV.33 – Comparaison des vecteurs validés avec les évènements de freinage et l'EPC à différentes vitesses

Une forte corrélation entre l'indicateur de présence des particules et l'effort normal pendant et hors des périodes de freinage peut être observée. Pendant les périodes non-freinées, le nombre de vecteurs validés diminue rapidement. Cela est cohérent avec l'observation faite dans la figure IV.33b : il n'y a pas beaucoup de matière particulaire visible durant ces phases. Cependant, la valeur reste non négligeable en raison des artefacts cités précédemment (§ IV.2.2).

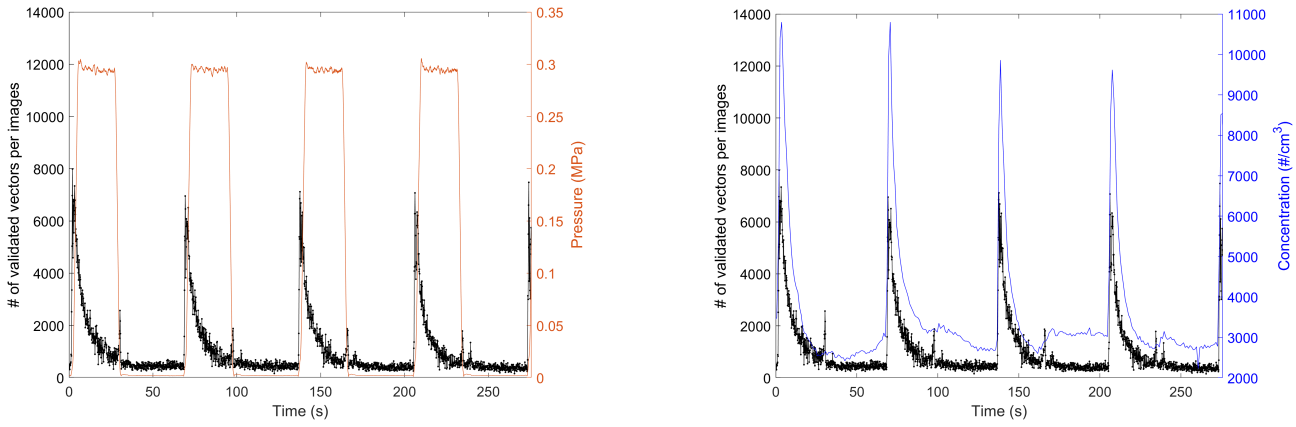
Pendant les périodes de freinage, l'évolution de l'indicateur de présence des particules est similaire au signal d'effort normal. Initialement, la variable augmente rapidement jusqu'à at-

teindre un maximum local. En ce qui concerne la pression normale, cela correspond au moment où la plaquette entre en contact avec le disque. Bien que la pression normale n'ait pas encore atteint la valeur souhaitée, une partie significative de l'image est concernée par la présence de particules. Pendant la phase de maintien de la charge, le nombre de vecteurs validés est moins important. Durant cette phase, le niveau moyen augmente avec la vitesse de rotation du disque (2200 vecteurs validés à 50 km/h, 3100 à 85 km/h et 4500 à 110 km/h). Ceci peut s'expliquer une puissance dissipée plus importante, comme vu dans le chapitre 3. Enfin, une brève augmentation du nombre de vecteurs validé est observé à la fin de chaque événement de freinage. Sur les images correspondantes, telle que la figure IV.13d, le retrait de la plaquette du contact entraîne une expulsion conséquente de particules depuis l'interface.

Les trois phases d'émission des particules lors d'un événement de freinage avaient déjà été mises en lumière dans une étude précédente avec Octau et al. [OMW+20]. La phase de libération doit être considérée comme une étape majeure, car un pic d'émission est observé immédiatement après la rupture du contact.

Dans les figures IV.33a, IV.33c et IV.33e, les vecteurs validés sont comparés au nombre total de particules mesuré par le compteur EPC. En raison du temps de réponse de l'EPC et du temps de trajet entre le point d'émission et le compteur, un recalage de $5s$ entre le moment de l'émission et la mesure de l'EPC est opéré. Des tendances similaires sont observées avec le compteur EPC et l'indicateur. Les trois mêmes phases de chaque événement de freinage sont mesurables. Aussi, deux pics d'émission sont observés à la mise en contact et lors du relâchement des garnitures. Pendant les périodes de non-freinage, le nombre de particules chute aussi. Ces concentrations, bien que non négligeables, sont nettement inférieures à celles observées pendant les périodes de freinage. La corrélation entre le compteur de particules EPC et notre indicateur est qualitativement significative. Malgré le fait que la mesure de l'EPC soit locale, une tendance similaire dans l'émission de particules est observée avec notre indicateur cartographique. L'efficacité de l'analyse BPIV pour détecter les particules et évaluer leurs trajectoires et vitesses semble être confirmée par la mesure du compteur de particules.

La robustesse de l'indicateur est évaluée avec un essai de freinage comportant des décélération (figure IV.34).



(a) Indicateur de particules / Pression d'application

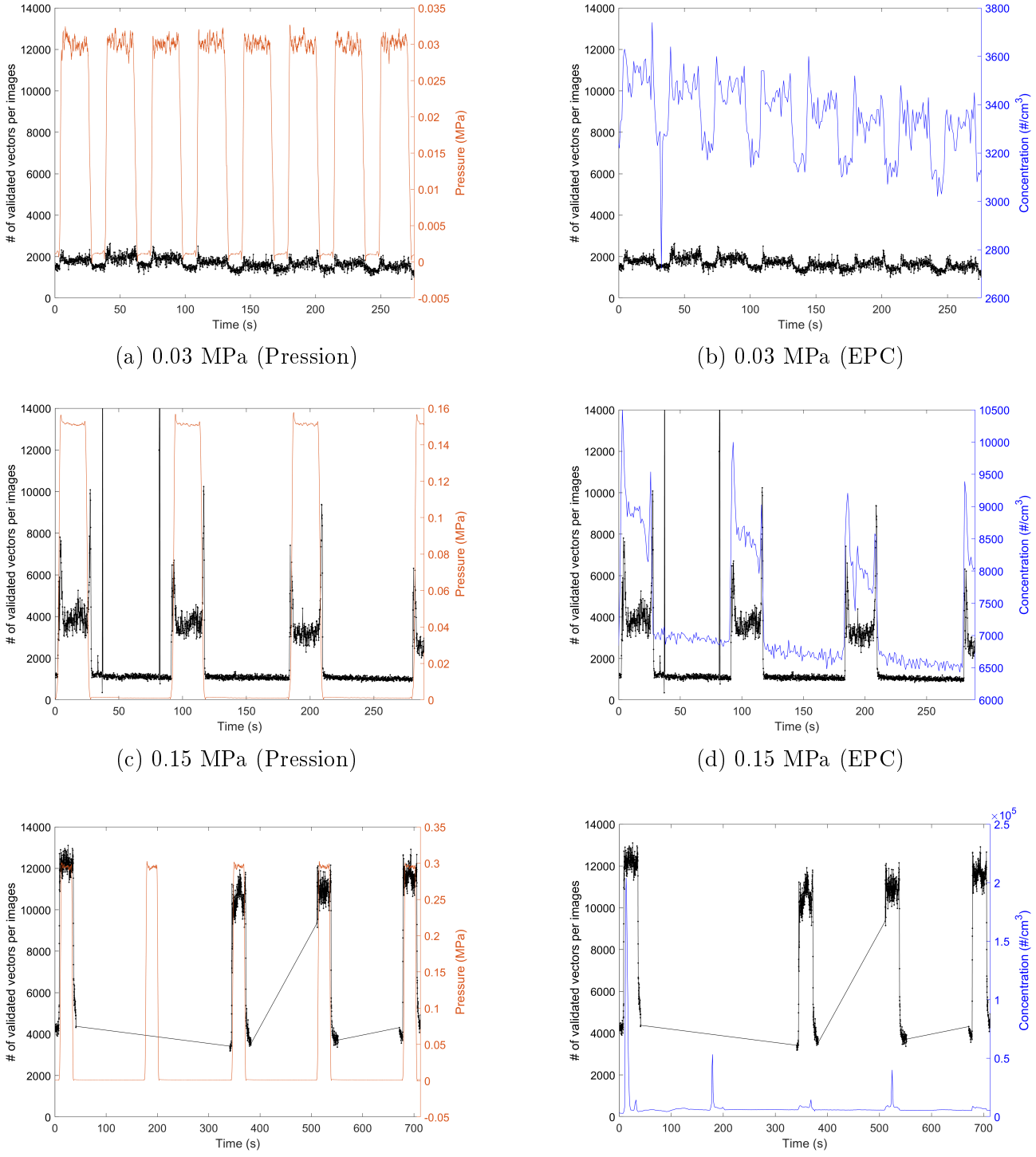
(b) Indicateur de particules / Nombre total (EPC)

FIGURE IV.34 – Indicateur de présence de particules avec un essai de décélération de disque

L'indicateur de particules comporte aussi deux pics à l'amorce ainsi qu'au retrait des pla-

quettes (figure IV.34a. En revanche, la phase de diminution de la vitesse présente une décroissance. Cette dernière se retrouve sur l'EPC (figure IV.34b) et corrobore la pertinence de l'indicateur pour évaluer l'évolution de la quantité de particules émises.

Pression de freinage



(a) 0.03 MPa (Pression)

(b) 0.03 MPa (EPC)

(c) 0.15 MPa (Pression)

(d) 0.15 MPa (EPC)

(e) 0.3 MPa (Pression)

(f) 0.3 MPa (EPC)

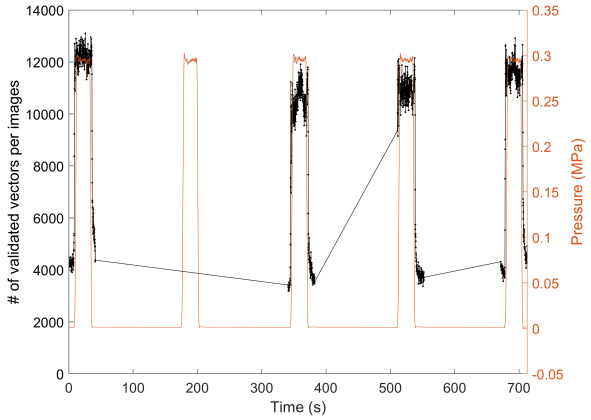
FIGURE IV.35 – Comparaison des vecteurs validés avec les évènements de freinage et l'EPC à différentes pressions

La sensibilité de l'indicateur est aussi évalué vis-à-vis de la pression de freinage : comme sur

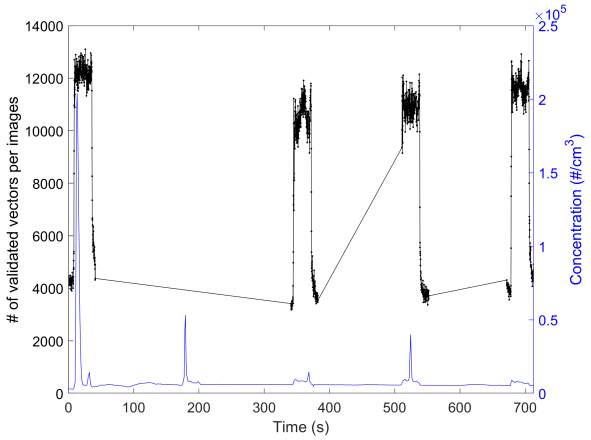
la figure IV.27, l'augmentation de la pression induit une augmentation du nombre de vecteurs validés, et donc de l'indicateur de présence. Le faible nombre de particules générées à basse pression crée un signal bruité pour l'indicateur (figure IV.35a). Néanmoins, la comparaison avec l'EPC à cette pression (figure IV.35b) montre une corrélation avec l'indicateur. En revanche, la saturation de l'EPC à 0.3 MPa ne permet pas d'établir cette même corrélation entre les deux signaux (figure IV.35f).

Température de surface

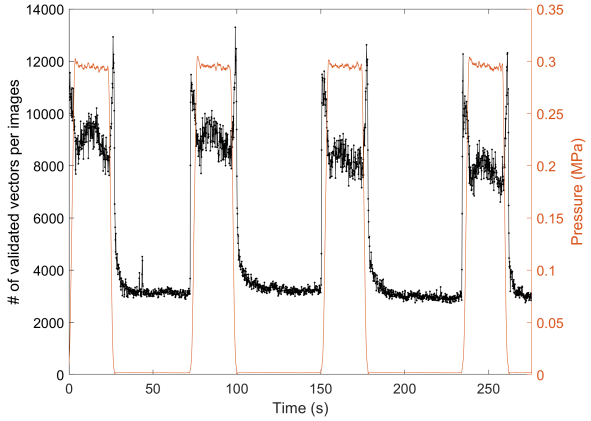
Enfin, la température est comparée à l'indicateur : le changement de température entre les figures IV.36b, IV.36d et IV.36f n'induit pas de grande variations du nombre de vecteurs validés (entre $\approx$ 10000 et 12000$\#/cm^3$). Le nombre de particules observées n'augmente donc pas significativement avec la température. Il faut noter que les essais associé aux figures IV.36b et IV.36f présentent de fortes émissions sur l'EPC. Dans le chapitre 3, ces émissions sont associés à la présence de particules ultrafines ($> 100nm$). La taille de ses particules fait qu'il est théoriquement impossible de les observer. Néanmoins, la forte concentration en nombre de ces particules ultrafines est suffisante pour obtenir des vecteurs validés supplémentaires avec $\approx 12000\#/cm^3$ pour les figures IV.36b et IV.36f contre $\approx 10000\#/cm^3$ pour la figure IV.36d.



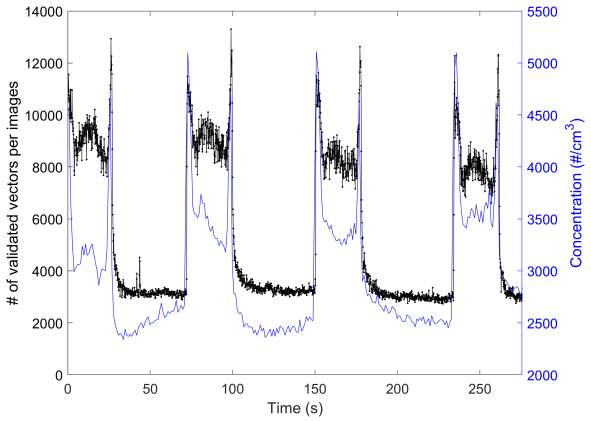
(a) 60°C (Température)



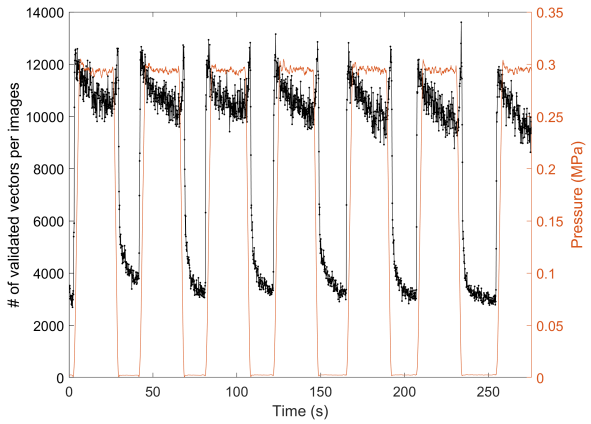
(b) 60°C (EPC)



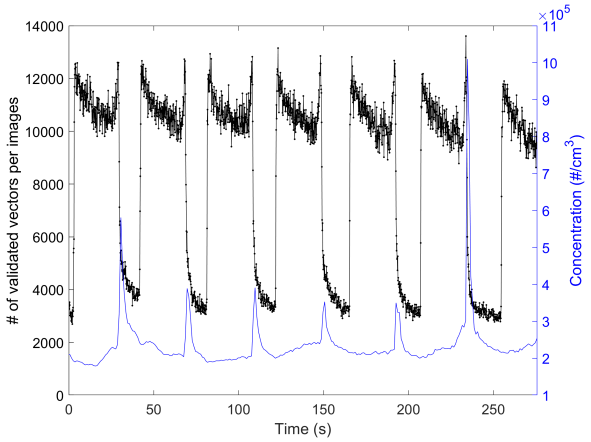
(c) 130°C (Température)



(d) 130°C (EPC)



(e) 200°C (Température)



(f) 200°C (EPC)

FIGURE IV.36 – Comparaison des vecteurs validés avec les évènements de freinage et l'EPC à différentes températures de surface

IV.4 Synthèse

Ce chapitre se concentre sur la relation entre les vitesses et les champs de concentration des particules. Le système de freinage ferroviaire reproduit à une échelle réduite et introduit dans une soufflerie est confronté à un écoulement d'air représentatif d'un train en mouvement. Les tests sont réalisés à 3 vitesses de disque émulant la vitesse linéaire d'un train (50, 85 et 110 km/h), 3 pressions (0.03, 0.15 et 0.3 MPa) 3 températures initiales de surface du disque (60°C, 130°C et 200°C) avec un flux d'air dans la soufflerie d'une vitesse moyenne de 5 m/s. Cette étude a pour objectif d'évaluer l'influence des paramètres de freinage sur la diffusion des particules générées au contact. Des analyses sont effectuées lors de plusieurs événements de freinage. Les trajectoires des particules sont calculées dans le plan de friction grâce à un algorithme de vélocimétrie par images de particules (PIV). Un indicateur de la présence de particules sur les images est proposé pour évaluer qualitativement et quantitativement les émissions. Cet indicateur fournit la probabilité de trouver des particules dans différentes zones autour du disque. En amont, une étude complémentaire de caractérisation de l'écoulement autour du disque est menée avec de l'huile d'olive atomisée utilisée comme traceur.

— L'étude démontre la possibilité les évènements de freinage aux images enregistrées dans certaines conditions expérimentales. Une forte corrélation a été mise en évidence entre l'indicateur de présence des particules et l'application des plaquettes sur le disque. Toutefois, l'ensemble de la gamme de taille de particules mis en évidence dans le chapitre 3 ($3nm - 3\mu m$) ne peut pas être observé en raison de la limite de résolution des caméra.

— Les vitesses des particules de freinage sont cartographiées dans un système de coordonnées polaires, ce qui met en évidence les effets opposés de la rotation du disque et du flux d'air incident sur les trajectoires des particules. Une frontière de transition est observée au-dessus du disque. Initialement, le mouvement des particules est dominé par le mouvement induit par le disque. À mesure que les particules s'éloignent de la couche limite du disque, l'influence du flux d'air devient plus significative.

— La vitesse de rotation du disque a une influence sur la localisation des particules autour du système de frein. Avec des vitesses de rotation plus importantes, la diffusion des particules se fait dans un plus grand espace avec des vitesses plus importantes. La pression d'application du frein a une influence sur la présence des particules de frein : les particules vont être émises en plus grand nombre avec une pression plus importante. Enfin, la température n'a pas d'influence significative sur le nombre et la diffusion des particules observées.

— Des comparaisons ont été faites avec des traceurs typiques de PIV : les trajectoires sont légèrement différentes par rapport aux particules de freinage. Cela pourrait être dû aux différences de vitesse initiale des particules lors de l'injection. L'inertie des particules de freinage influence probablement le changement de direction à la frontière de transition avec le flux d'air incident. La nature des particules (taille, masse volumique) contribue aussi à avoir un nombre de Stokes supérieur à celui des particules traceuses, induisant un comportement différent dans l'écoulement d'air.

— L'enregistrement d'images synchronisées avec les paramètres de freinage du banc d'essai met en évidence le lien entre l'émission de particules au moment où la plaquette de frein entre en contact avec le disque et la libération de particules lorsque le contact est rompu. Le nombre de vecteurs validés durant ses phases transitoires est plus important

avec l'apparition de pics pour cette valeur. Ces pics sont aussi observables dans le chapitre 3 durant ces mêmes phases d'ouverture et de fermeture du contact.

— La ventilation du disque de frein semble avoir un impact significatif sur les trajectoires des particules. La composante de la vitesse radiale est négative près du rayon interne de la surface de frottement. Si aucun essai de freinage n'a été réalisé dans le plan médian du disque, cela constitue une perspective d'étude pour évaluer l'éjection des particules au niveau de la ventilation.

Conclusion et perspectives

Ces travaux s'inscrivent dans le projet « BREAQ « (BRaking Emissions characterisation and mitigation for Air Quality improvement) piloté par ALSTOM et financé par l'ADEME dans le cadre du Programme France 2030. L'objectif de la thèse était d'évaluer les caractéristiques des particules émises lors de différents types d'évènement de freinage d'un train et de prédire la dispersion des particules autour du système.

Un banc de freinage a été défini pour reproduire des conditions de freinage représentatives à échelle réduite et placé dans la plateforme Soufflerie du LAMIH pour reproduire un écoulement émulant le déplacement du véhicule. Des mesures locales des émissions particulaires ont été menées grâce à un compteur (EPC) et deux spectomètres (OPS, EEPS). La visualisation des émissions de particules a également été mise en place au moyen d'un éclairage du plan de frottement par une nappe LASER et l'acquisition d'images par une caméra. La mise en oeuvre de ce banc et des différentes campagnes décrites dans ce document ont permis d'obtenir les résultats suivants :

— La campagne d'essai avec des freinages de maintien met en évidence un profil type d'émission, quel que soit le compteur de particules. Une première émission importante est enregistré à la fermeture du contact puis le niveau de particules émises décroit de manière asymptotique quand la pression est maintenue constante. Durant ce laps de temps, la montée en température moyenne est relativement faible ($<30°C$) de part les conditions testées.

— Les particules présentent une large gamme de tailles, allant de quelques microns pour les plus grosses à seulement quelques nanomètres pour les plus petites. Cependant, leur distribution en nombre montre qu'elles sont majoritairement comprises entre $100nm$ et $3\mu m$, ce qui les place dans la catégorie des PM10, voire des PM2.5. Deux modes de taille ont été identifiés avec un mode principal centré sur $400nm$ et un mode secondaire à $1\mu m$. Si le mode principal a été observé dans des études antérieures [KMT+11] [NKW+16] [AWO18], un troisième mode avec des tailles plus faibles ($10-50nm$) a été observé ponctuellement dans ces travaux. Ces nanoparticules sont plutôt présentes lors de freinages de maintien sévères.

— Lors du relâchement de l'effort en fin de freinage, on observe systématiquement un second évènement de relargage de particules. On peut assimiler cette éjection à l'ouverture du contact, la déstabilisation de la couche de 3ème corps à l'interface et une libération d'une quantité de particules qui n'adhèrent ni au disque ni aux garnitures. Ce phénomène avait déjà été documenté dans les travaux d'Octau [OMW+20] et de Namgung [NKW+16]. Les images acquises durant la campagne de visualisation confirme une quantité plus importante de particules lors du retrait des garnitures.

— Des observations équivalentes ont pu être réalisées sur les freinages d'arrêt avec deux différences notables. L'émission de particules devient faible à basse vitesse de glissement et le second pic d'émission au retrait des garnitures est moins intense dans ces condi-

tions. Un modèle d'émission de particules en fonction du temps de freinage a été proposé et corrèle correctement avec les mesures des 3 compteurs. Comme pour les freinages de maintien, la répartition en taille des particules émises varie peu au cours du freinage.

Une campagne d'essai spécifique a été mis en oeuvre pour prédire la trajectoire des particules de frein à partir d'une analyse PIV, classiquement utilisée pour caractériser les champs de vitesse des écoulements fluides. Á partir des informations recueillies, nous avons pu définir un indicateur de probabilité de présence des particules à proximité du disque. La mise en oeuvre expérimentale s'est inspirée de la communication de [AGHS11] portant sur les émissions en freinage automobile. La méthodologie a fait l'objet d'une publication [**?**] et a donné les résultats suivants :

— Une forte corrélation a été mise en évidence entre l'indicateur de présence des particules et la pression de contact. Cet indicateur de présence est à la fois spatial (carte de probabilité de présence), et temporel (comparaison avec les compteurs de particules). L'enregistrement d'images synchronisées avec les paramètres de freinage du banc d'essai met en évidence le lien entre l'émission de particules au moment où la plaquette de frein entre en contact avec le disque et la libération de particules lorsque le contact est rompu. Ce comportement avait été auparavant observé sur les données des compteurs de particules.

— En cartographiant les vitesses des particules issues du freinage dans un système de coordonnées polaires, nous avons mis en évidence des effets opposés de la rotation du disque et du flux d'air incident sur les trajectoires des particules. Une frontière de transition est observée au-dessus du disque. Initialement, le mouvement des particules est dominé par le mouvement induit par le disque. À mesure que les particules s'éloignent de la couche limite du disque, l'influence du flux d'air devient plus significative. La frontière de transition se déplace en fonction de la vitesse de rotation du disque, indiquant un effet non négligeable du disque sur l'écoulement et la diffusion des particules proche du système de frein.

— La ventilation du disque de frein semble avoir un impact significatif sur les trajectoires des particules. La composante de la vitesse radiale est négative près du rayon interne de la surface de frottement.

— Sur les cartographies de l'indicateur de présence, on remarque que la vitesse de rotation du disque influe à la fois sur la présence et la localisation des particules autour du système de frein, tandis que la pression d'application du frein n'influe que sur la présence des particules de frein. Les essais n'ont pas permis de dégager d'influence de la température sur la diffusion.

— En comparaison avec des traceurs classiquement utilisés en PIV dans la soufflerie du LAMIH, les trajectoires des particules de frein sont légèrement différentes. L'étude avec un ensemencent de microgouttelettes d'huile d'olive a permis de produire des champs de vitesse à des fins de validation du modèle CFD développé dans une thèse annexe du projet BREAQ. On peut expliquer les différences sur les champs de vitesses calculés par la nature de l'ensemencement (position, vitesse initiale) et les caractéristiques physiques des particules (taille, forme, masse volumique). Le nombre de Stokes des particules de frein étant différent, il doit influer sur le changement de direction à la frontière de transition avec le flux d'air incident.

Perspectives

Cette étude constitue une base prometteuse pour la caractérisation et la modélisation des émissions particulaires des systèmes de freinage : elle ouvre vers différentes perspectives qu'il semble pertinentes d'approfondir. Plusieurs limitations identifiées après analyse des données durant ce travail nécessiteraient de futures investigations, susceptibles d'améliorer considérablement la compréhension des émissions particulaires en vue de les réduire :

- L'étude s'est limitée à l'évaluation des émissions sur un type de matériau organique renforcé équipant couramment la flotte de véhicules ferroviaires du constructeur partenaire. Les tendances observées sur les phases d'émission mériteraient d'être investigués avec d'autres matériaux, en changeant notamment la rigidité des plaquettes qui influe sur la fermeture du contact ou la nature des renforts particulaires.
- La géométrie des plaquettes (forme, rainurages) semble avoir une influence importante sur l'éjection initiale des particules du contact. Des travaux sont toujours en cours avec le LamCube, laboratoire partenaire du projet BREAQ, pour évaluer l'impact du design. Ces paramètres devraient modifier le circuit tribologique et l'équilibre particules produites/éjectées du contact.
- La déstabilisation du circuit tribologique pendant les phases transitoires entraine une augmentation de l'éjection de particules issues du 3ème corps. Des observations montrent également une suréjection de particules lors du premier freinage à froid, qui pourrait supposer un effet de la température sur l'adhérence dans le contact. Il serait intéressant d'évaluer l'impact des paramètres thermomécaniques lors des phases de mise en contact/retrait des garnitures, tel que la variation de pression.
- La présence de crissements lors de freinages semble entrainer une augmentation des émissions de particules. Par ailleurs, des émissions de particules ultrafines ont été observées de façon plus aléatoires, vraisemblablement liées à des phénomènes locaux. Bien que le lien soit complexe à établir, cela nécessiterait une étude approfondie. Aussi, un phénomène de coloration du disque avec la montée en température, observé mais non étudié dans cette thèse, pourrait influencer la composition des particules émises.
- Les données issues de la visualisation de particules ont permis de mettre en œuvre une méthodologie prédictive des trajectoires dans un environnement proche du système de freinage. Elles ont mis en évidence l'effet de l'écoulement incident et de la ventilation du disque. Cependant, les tests ont été conduit avec des conditions d'écoulement d'air représentatives mais invariantes au cours du temps. Pour les freinages d'arrêt, la variation de vitesse corrélée à la vitesse du disque ajouterait une dimension réaliste pour la prédiction des trajectoires.
- Des études complémentaires seraient nécessaires pour s'assurer de la bonne corrélation avec la prédiction de l'outil numérique. Pour cela, il serait intéressant d'analyser de nouveaux plans d'études, tel que le plan de ventilation du disque, ou s'intéresser à la zone plus en aval.

Bibliographie

[Adr05] R. J. Adrian. Twenty years of particle image velocimetry. *Experiments in Fluids*, 39(2) :159–169, August 2005.

[AGHS11] Klaus Augsburg, Sebastian Gramstat, Ruediger Horn, and Hannes Sachse. Measures Development for Brake Dust Emissions with Computational Fluid Dynamics and Particle Imaging Velocimetry. pages 2011–01–2345, September 2011.

[AIR14] AIRPARIF. All Rights Reserved., 2014.

[AJSO13] Saeed Abbasi, Anders Jansson, Ulf Sellgren, and Ulf Olofsson. Particle emissions from rail traffic : A literature review. *Critical reviews in environmental science and technology*, 43(23) :2511–2544, 2013. Publisher : Taylor & Francis.

[AKB23] Tarek Ammam, Laurent Keirsbulck, and Jérémy Basley. Active Flow Control of a Transitional Cavity Wall Pressure in a Channel Flow Configuration. April 2023.

[ALS24] ALSTOM. All Rights Reserved., 2024.

[ANC01] H. S. Adams, M. J. Nieuwenhuijsen, and R. N. Colvile. Determinants of fine particle (PM2.5) personal exposure levels in transport microenvironments, London, UK. *Atmospheric Environment*, 35(27) :4557–4566, 2001.

[AWO18] Mattia Alemani, Jens Wahlström, and Ulf Olofsson. On the influence of car brake system parameters on particulate matter emissions. *Wear*, 396-397 :67–74, February 2018.

[Bak13] Mouna Baklouti. *Analyse tribologique du rôle de constituants dans les performances de matériaux composites organiques pour garnitures de frein.* Theses, Ecole Centrale de Lille ; École nationale d'ingénieurs de Sfax (Tunisie), November 2013. Issue : 2013ECLI0019.

[Bas88] Alfred Barnard Basset. *A treatise on hydrodynamics : with numerous examples*, volume 2. Deighton, Bell and Company, 1888.

[Bel12] Ali Belhocine. *THERMOMECANIQUE DES DISQUES DE FREIN Application du Code de Calcul ANSYS v11.0.* Theses, oran ; Université des Sciences et de la Technologie d'Oran Mohamed Boudiaf, November 2012.

[Ber90] Y. Berthier. Experimental evidence for friction and wear modelling. *Wear*, 139(1) :77–92, July 1990. Number : 1.

[BM23] André Beyer and Philippe Morin. Les fumées de soudage – Généralités et évolution de la réglementation, 2023.

[BMB+09] C. Brossard, J.C. Monnier, P. Barricau, F.X. Vandernoot, Y. Le Sant, F. Champagnat, and G. Le Besnerais. Principles and applications of particle image velocimetry. *Aerospace Lab*, (1) :p. 1–11, December 2009. Publisher : Alain Appriou.

[Bou85] Joseph Boussinesq. Sur la resistance qu'oppose un fluide indefini en repos, sans pesanteur, au mouvement varie d'une sphere solide qu'il mouille sur toute sa surface, quand les vitesses restent bien continues et assez faibles pour que leurs carres et produits soient negligiables. *CR Acad. Sc. Paris*, 100 :935–937, 1885.

[Bou03] Jean Bouyer. *Etude des performances thermoélastohydrodynamiques de paliers soumis à des conditions sévères*. PhD Thesis, Université de Poitiers, 2003.

[Bra06] Martin Braniš. The contribution of ambient sources to particulate pollution in spaces and trains of the Prague underground transport system. *Atmospheric Environment*, 40(2) :348–356, 2006.

[CBDD07] A.-L. Cristol-Bulthé, Y. Desplanques, and G. Degallaix. Coupling between friction physical mechanisms and transient thermal phenomena involved in pad–disc contact during railway braking. *16th International Conference on Wear of Materials*, 263(7) :1230–1242, September 2007.

[CBDDB08] Anne-Lise Cristol-Bulthé, Yannick Desplanques, Gérard Degallaix, and Yves Berthier. Mechanical and chemical investigation of the temperature influence on the tribological mechanisms occurring in OMC/cast iron friction contact. *Papers presented at the 12th Nordic Symposium on Tribology, NORDTRIB 2006*, 264(9) :815–825, April 2008. Number : 9.

[CCT88] C.T. Crowe, J.N. Chung, and T.R. Troutt. Particle mixing in free shear flows. *Progress in Energy and Combustion Science*, 14(3) :171–194, January 1988.

[CER+04] Steven N. Chillrud, David Epstein, James M. Ross, Sonja N. Sax, Dee Pederson, John D. Spengler, and Patrick L. Kinney. Elevated Airborne Exposures of Teenagers to Manganese, Chromium, and Iron from Steel Dust and New York City's Subway System. *Environmental Science & Technology*, 38(3) :732–737, February 2004. Publisher : American Chemical Society.

[CIT17] CITEPA. All Rights Reserved. www.citepa.org, 2017.

[CKKJ05] Min Hyung Cho, Seong Jin Kim, Daehwan Kim, and Ho Jang. Effects of ingredients on tribological characteristics of a brake lining : an experimental case study. *Wear*, 258(11-12) :1682–1687, 2005. Publisher : Elsevier.

[CLGS23] S. Candeo, M. Leonardi, S. Gialanella, and S. Straffelini. Influence of contact pressure and velocity on the brake behaviour and particulate matter emissions. *Wear*, 514-515 :204579, February 2023.

[CSST11] Clayton T. Crowe, John D. Schwarzkopf, Martin Sommerfeld, and Yutaka Tsuji. *Multiphase Flows with Droplets and Particles*. CRC Press, 0 edition, August 2011.

[CTO+15] M. Cusack, N. Talbot, J. Ondráček, M. C. Minguillón, V. Martins, K. Klouda, J. Schwarz, and V. Ždímal. Variability of aerosols and chemical composition of PM10, PM2.5 and PM1 on a platform of the Prague underground metro. *Atmospheric Environment*, 118 :176–183, 2015.

[CY11] Yu-Hsiang Cheng and Jhih-Wei Yan. Comparisons of particulate matter, CO, and CO2 levels in underground and ground-level stations in the Taipei mass rapid transit system. *Atmospheric Environment*, 45(28) :4882–4891, 2011.

[DB02] Sylvie Descartes and Yves Berthier. Rheology and flows of solid third bodies : background and application to an MoS1. 6 coating. *Wear*, 252(7-8) :546–556, 2002. Publisher : Elsevier.

[DD08] Yannick Desplanques and Gérard Degallaix. Interactions between Third-Body Flows and Localisation Phenomena during Railway High-Energy Stop Braking. *SAE International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 1(1) :1267–1275, October 2008.

[DFRF+23] Gianluigi De Falco, Giuseppe Russo, Stefania Ferrara, Vittorio De Soccio, and Andrea D'Anna. Sustainable design of low-emission brake pads for railway vehicles : An experimental characterization. *Atmospheric Environment : X*, 18 :100215, April 2023.

[DK94] James H Dieterich and Brian D Kilgore. Direct observation of frictional contacts : New insights for state-dependent properties. *Pure and applied geophysics*, 143 :283–302, 1994. Publisher : Springer.

[DL00] Jean Denape and Najib Laraqi. Aspect thermique du frottement : mise en évidence expérimentale et éléments de modélisation. *Mécanique & Industries*, 1(6) :563–579, December 2000.

[DMF+21] Antoine Durand, Amine Mehel, Georges Fokoua, Frédéric Murzyn, Samuel Puech, and Frédérique Larrarte. Numerical and experimental investigations on brake particle dispersion in the flow generated by a train in an underground station. *Atmospheric Pollution Research*, 12(10) :101189, October 2021. Number : 10.

[DRD+07] Yannick Desplanques, Olivier Roussette, Gérard Degallaix, Reynald Copin, and Yves Berthier. Analysis of tribological behaviour of pad–disc contact in railway braking : Part 1. Laboratory test development, compromises between actual and simulated tribological triplets. *Wear*, 262(5) :582–591, February 2007.

[Dur21] Antoine Durand. *Dispersion des particules issues du freinage des trains en stations souterraines.* Theses, École centrale de Nantes, June 2021. Issue : 2021ECDN0024.

[EBJ99] Mikael Eriksson, Filip Bergman, and Staffan Jacobson. Surface characterisation of brake pads after running under silent and squealing conditions. *Wear*, 232(2) :163–167, October 1999.

[FIB07] N. Fillot, I. Iordanoff, and Y. Berthier. Wear modeling and the third body concept. *Wear*, 262(7) :949–957, March 2007. Number : 7.

[FKO+01] Keiichi Furuya, Yoshiyuki Kudo, Kiyo Okinaga, Maho Yamuki, Sentaro Takahashi, Yoichi Araki, and Yoshiharu Hisamatsu. Seasonal variation and their characterization of suspended particulate matter in the air of subway stations. *Journal of Trace and Microprobe Techniques*, 19(4) :469–485, 2001. Publisher : Taylor & Francis.

[God84] Maurice Godet. The third-body approach : a mechanical view of wear. *Wear*, 100(1-3) :437–452, 1984. Publisher : Elsevier.

[Gra97] I. Grant. Particle image velocimetry : A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C : Journal of Mechanical Engineering Science*, 211(1) :55–76, 1997. _eprint : https ://doi.org/10.1243/0954406971521665.

[GRF+10] David S. Grass, James M. Ross, Farnosh Family, Jonathan Barbour, H. James Simpson, Drissa Coulibaly, Jennifer Hernandez, Yingdi Chen, Vesna Slavkovich, Yongliang Li, Joseph Graziano, Regina M. Santella, Paul Brandt-Rauf, and Steven N. Chillrud. Airborne particulate metals in the New York City subway : A pilot study to assess the potential for health impacts. *Environmental Research*, 110(1) :1–11, 2010.

[GRS+10] P Gnemmi, C Rey, J Srulijes, F Seiler, and J Haertig. Mesures par PIV dans un écoulement de soufflerie à choc à Mach 8, 0. In *Congres Francophone de Techniques Laser*, volume 34, 2010.

[GW66] James A Greenwood and JB Pl Williamson. Contact of nominally flat surfaces. *Proceedings of the royal society of London. Series A. Mathematical and physical sciences*, 295(1442) :300–319, 1966. Publisher : The Royal Society London.

[HAE12] Kenneth Holmberg, Peter Andersson, and Ali Erdemir. Global energy consumption due to friction in passenger cars. *Tribology International*, 47 :221–234, March 2012.

[HHA+21] David Hesse, Christopher Hamatschek, Klaus Augsburg, Thomas Weigelt, Alexander Prahst, and Sebastian Gramstat. Testing of Alternative Disc Brakes and Friction Materials Regarding Brake Wear Particle Emissions and Temperature Behavior. *Atmosphere*, 12(4), 2021. Number : 4.

[HOS15] Hiroyuki Hagino, Motoaki Oyama, and Sousuke Sasaki. Airborne brake wear particle emission due to braking and accelerating. *Wear*, 334-335 :44–48, July 2015.

[HUo99] Izumi Hasegawa, Seigo Uchida, and others. Braking systems. *Japan Railway and Transport Review*, 20 :52–59, 1999.

[KF18] Jana Kukutschová and Peter Filip. Chapter 6 - Review of Brake Wear Emissions : A Review of Brake Emission Measurement Studies : Identification of Gaps and Future Needs. In Fulvio Amato, editor, *Non-Exhaust Emissions*, pages 123–146. Academic Press, January 2018.

[KHM+14] Wolfgang G. Kreyling, Stephanie Hirn, Winfried Möller, Carsten Schleh, Alexander Wenk, Gülnaz Celik, Jens Lipka, Martin Schäffler, Nadine Haberl, Blair D. Johnston, Ralph Sperling, Günter Schmid, Ulrich Simon, Wolfgang J. Parak, and Manuela Semmler-Behnke. Air–Blood Barrier Translocation of Tracheally Instilled Gold Nanoparticles Inversely Depends on Particle Size. *ACS Nano*, 8(1) :222–233, January 2014. Publisher : American Chemical Society.

[KKR+08] Ki Youn Kim, Yoon Shin Kim, Young Man Roh, Cheol Min Lee, and Chi Nyon Kim. Spatial distribution of particulate matter (PM10 and PM2.5) in Seoul Metropolitan Subway stations. *Journal of Hazardous Materials*, 154(1) :440–443, 2008.

[KMT+11] Jana Kukutschová, Pavel Moravec, Vladimír Tomášek, Vlastimil Matějka, Jiří Smolík, Jaroslav Schwarz, Jana Seidlerová, Klára Šafářová, and Peter Filip. On airborne nano/micro-sized wear particles released from low-metallic automotive brakes. *Environmental Pollution*, 159(4) :998–1006, April 2011.

[KNS+11] Winnie Kam, Zhi Ning, Martin M Shafer, James J Schauer, and Constantinos Sioutas. Chemical characterization and redox potential of coarse and fine particulate matter (PM) in underground and ground-level rail systems of the Los Angeles Metro. *Environmental science & technology*, 45(16) :6769–6776, 2011. Publisher : ACS Publications.

[LCO+16] Hailong Liu, Yingying Cha, Ulf Olofsson, Lage Tord Ingemar Jonsson, and Pär Göran Jönsson. Effect of the sliding velocity on the size and amount of airborne wear particles generated from dry sliding wheel–rail contacts. *Tribology Letters*, 63(3) :1–13, 2016. Publisher : Springer.

[LLK+18] Yongil Lee, Young-Chul Lee, Taesung Kim, Jin Seok Choi, and Duckshin Park. Sources and Characteristics of Particulate Matter in Subway Tunnels in Seoul, Korea. *International Journal of Environmental Research and Public Health*, 15(11), 2018.

[LLZ+15] Senlin Lu, Dingyu Liu, Wenchao Zhang, Pinwei Liu, Yi Fei, Yan Gu, Minghong Wu, Shang Yu, Shinich Yonemochi, Xiaoju Wang, and Qingyue Wang. Physicochemical characterization of PM2.5 in the microenvironment of Shanghai subway. *Atmospheric Research*, 153 :543–552, 2015.

[LRE17] Ahmad Razimi Mat Lazim, Nazamuddin Bin Ahmad Razali, and Udom Ewon. Statistical Analysis on Noise and Surface Contact Condition with the Effect of External Grit Particles on Squealing Disc Brake. 2017.

[MBD04] Mohsen Mosleh, Peter J Blau, and Delia Dumitrescu. Characteristics and morphology of wear particles from laboratory testing of disk brake materials. *Wear*, 256(11) :1128–1134, June 2004. Number : 11.

[MGO+23] Diego Masotti, Thais Rodrigues Gomes, Michell Felipe Cano Ordoñez, Hazim Ali Al-Qureshi, and María Cristina Moré Farias. Effect of abrasives' characteristics on brake squeal noise generation. *Wear*, 518-519 :204618, April 2023.

[MGS+18] Marcel Mathissen, Jaroslaw Grochowicz, Christian Schmidt, Rainer Vogt, Ferdinand H. Farwick zum Hagen, Tomasz Grabiec, Heinz Steven, and Theodoros Grigoratos. A novel real-world braking cycle for studying brake wear particle emissions. *Wear*, 414-415 :219–226, November 2018.

[MH13] Hiroshi Mishina and Alan Hase. Wear equation for adhesive wear established through elementary process of wear. *Wear*, 308(1-2) :186–192, 2013. Publisher : Elsevier.

[MHS+12] D. Meresse, S. Harmand, M. Siroux, M. Watremez, and L. Dubar. Experimental disc heat flux identification on a reduced scale braking system using the inverse heat conduction method. *Applied Thermal Engineering*, 48 :202–210, December 2012.

[New59] To P Newcomb. Transient temperatures attained in disk brakes. *British Journal of Applied Physics*, 10(7) :339, 1959. Publisher : IOP Publishing.

[NKW+16] Hyeong-Gyu Namgung, Jong-Bum Kim, Sang-Hee Woo, Sechan Park, Minhae Kim, Min-Soo Kim, Gwi-Nam Bae, Duckshin Park, and Soon-Bark Kwon. Generation of Nanoparticles from Friction between Railway Brake Disks and Pads. *Environmental Science & Technology*, 50(7) :3453–3461, April 2016. Publisher : American Chemical Society.

[Oct19] Charlène Octau. *Contribution to the study of the generation and dynamics of particles emitted during braking.* Theses, Université Polytechnique Hauts-de-France, November 2019. Issue : 2019UPHF0008.

[ÖKUD07] W. Österle, H. Kloß, I. Urban, and A.I. Dmitriev. Towards a better understanding of brake friction materials. *16th International Conference on Wear of Materials*, 263(7) :1189–1201, September 2007. Number : 7.

[OMW+20] Charlene Octau, Damien Meresse, Michel Watremez, Jesse Schiffler, Marc Lippert, Laurent Keirsbulck, and Laurent Dubar. Characterization of particulate matter emissions in urban train braking - An investigation of braking conditions influence on a reduced-scale device. *Environmental Science and Pollution Research*, 27(15) :18615–18631, May 2020. Number : 15.

[OO13] Ulf Olofsson and Lars Olander. On the identification of wear modes and transitions using airborne wear particles. *Tribology International*, 59 :104–113, 2013. Publisher : Elsevier.

[OOJ09] Ulf Olofsson, Lars Olander, and Anders Jansson. A study of airborne wear particles generated from a sliding contact. 2009.

[Ose27] Carl Wilhelm Oseen. *Hydrodynamik.* Akademische Verlagsgesellschaft, 1927.

[PDW04] S. Panier, P. Dufrénoy, and D. Weichert. An experimental investigation of hot spots in railway disc brakes. *Wear*, 256(7) :764–773, April 2004. Number : 7.

[Phi21] Florian Philippe. *Mesure et caractérisation des particules issues du freinage dans l'automobile sur un banc pion-disque.* PhD thesis, Université de Technologie de Compiègne, 2021.

[PHL99] G. D. Pfeifer, R. M. Harrison, and D. R. Lynam. Personal exposures to airborne metals in London taxi drivers and office workers in 1995 and 1996. *Science of The Total Environment*, 235(1) :253–260, 1999.

[PXM+20] Florian Philippe, Maiqi Xiang, Martin Morgeneyer, Yan-Ming Chen, Pierre Charles, Frédéric Guingand, and Christophe Bressot. Emission rate assessment of airborne brake particles by characterization of the pad and disc surfaces from a pin-on-disc tribometer. *Toxicology Research and Application*, 4 :2397847320977782, January 2020. Publisher : SAGE Publications Ltd STM.

[QMK+12] X. Querol, T. Moreno, A. Karanasiou, C. Reche, A. Alastuey, M. Viana, O. Font, J. Gil, E. de Miguel, and M. Capdevila. Variability of levels and composition of PM_{10} and $PM_{2.5}$ in the Barcelona metro system. *Atmospheric Chemistry and Physics*, 12(11) :5055–5076, 2012.

[RAT18] RATP. All Rights Reserved., 2018.

[RDD03] Olivier Roussette, Yannick Desplanques, and Gérard Degallaix. Représentativité thermique d'essais tribologiques à échelle réduite. *Comptes Rendus Mécanique*, 331(5) :343–349, May 2003.

[RDD05] Olivier Roussette, Yannick Desplanques, and Gérard Degallaix. Comportement tribologique et analyse du contact sous sollicitations thermiques sévères en freinage. *Actes du 17ème Congrès Français de Mécanique, Troyes, CD des actes*, 2005.

[Rhe70] SK Rhee. Wear equation for polymers sliding against metal surfaces. *Wear*, 16(6) :431–445, 1970. Publisher : Elsevier.

[Rou05] Olivier Roussette. *Étude tribologique de couples de matériaux sous sollicitations de freinage très sévères : application à un frein ferroviaire à performances améliorées.* PhD Thesis, Lille 1, 2005.

[RWKo98] Markus Raffel, Christian E Willert, Jürgen Kompenhans, and others. *Particle image velocimetry : a practical guide*, volume 2. Springer, 1998.

[SJP+21] Hyungjo Seo, Byungsoo Joo, Jongsung Park, Yun Cheol Kim, Jung Ju Lee, and Ho Jang. Effect of disc material on particulate matter emissions during high-temperature braking. *Tribology International*, 154 :106713, February 2021.

[SM12] J Stringer and MB Marshall. High speed wear testing of an abradable coating. *Wear*, 294 :257–263, 2012. Publisher : Elsevier.

[SMH96] J Soria, A Masri, and D Honnery. An adaptive cross-correlation digital PIV technique for unsteady flow investigations. In *Proc. 1st Australian Conference on Laser Diagnostics in Fluid Mechanics and Combustion*, pages 29–48. University of Sydney Sydney, NSW, Australia, 1996.

[So51] George Gabriel Stokes and others. On the effect of the internal friction of fluids on the motion of pendulums. 1851. Publisher : Pitt Press Cambridge.

[Sta06] Gwidon W Stachowiak. Wear : materials, mechanisms and practice. 2006. Publisher : John Wiley & Sons.

[Thu04] Daniel Thuresson. Influence of material properties on sliding contact braking applications. *Wear*, 257(5-6) :451–460, 2004. Publisher : Elsevier.

[UIC17] UIC. Brakes - Disc brakes and their application - general conditions for the approval of brake pads. UIC 541-3 (8th Edition), 2017.

[UKF84] H Uetz, MA Khosrawi, and J Föhl. Mechanism of reaction layer formation in boundary lubrication. *Wear*, 100(1-3) :301–313, 1984. Publisher : Elsevier.

[VB95] N Viswanath and DG Bellow. Development of an equation for the wear of polymers. *Wear*, 181 :42–49, 1995. Publisher : Elsevier.

[VGS+22] Sasa Vasiljevic, Jasna Glišović, Blaza Stojanovic, Nadica Stojanovic, and Ivan Grujic. The analysis of the influential parameters that cause particles formation during the braking process : A review. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J : Journal of Engineering Tribology*, 236(1) :31–48, January 2022. Number : 1 Publisher : IMECHE.

[Wat95] Michel Watremez. *Caractérisations tribologique et thermomécanique de revêtements céramiques élaborés par projection thermique plasma : application aux disques de freinage ferroviaire a haute énergie*. Theses, Université de Valenciennes et du Hainaut-Cambrésis, February 1995. Issue : 1995VALE0012.

[WC13] Q Jane Wang and Yip-Wah Chung. *Encyclopedia of tribology*. Springer US, 2013.

[WCC23] L. Wei, Y.S. Choy, and C.S. Cheung. The effect of braking conditions on the particular matter emissions and brake squeal. *Wear*, 530-531 :205045, October 2023.

[WGD+21] Tianyu Wang, Qinghua Gao, Aiming Deng, Tianqi Tang, and Yurong He. Numerical and experimental investigations of instability in a spouted bed with non-spherical particles. *Powder Technology*, 379 :231–240, February 2021.

[YLJ+10] Xiaojiang Ye, Zhiwei Lian, Chunxiao Jiang, Zhaoxia Zhou, and Huanxin Chen. Investigation of indoor environmental quality in Shanghai metro stations, China. *Environmental Monitoring and Assessment*, 167(1) :643–651, August 2010.

Annexe A

Dimensionnement des plaquettes

Pour les garnitures, un travail a été fait pour les dimensionner. Deux critères sont utilisés pour définir la surface des garnitures à l'échelle réduite : la limite du banc et le critère de similitude thermomécanique [RDD03]. Concernant la limite du banc, elle va provenir du couple maximal que le moteur peut fournir ($C_{moteur_{max}}$) ainsi que du rayon de freinage moyen ($R_{freinage}$) et du nombre de contact n (ici, n =2) avec l'effort tangentiel maximum ($F_{T_{Max}}$) donné par :

$$F_{T_{max}} = \frac{C_{moteur_{max}}}{n * R_{freinage}} \tag{A.1}$$

Cet effort tangentiel et le coefficient de frottement entre le disque et la garniture $\mu_{g/d}$ nous permettent d'obtenir la force normale $F_{N_{max}}$:

$$F_{N_{max}} = \frac{F_{T_{max}}}{\mu_{g/d}} \tag{A.2}$$

Puis en la liant à la pression, l'aire maximale de la garniture s'obtient par :

$$A_{max} = \frac{P_{contactapparente}}{F_{N_{max}}} \tag{A.3}$$

Le couple maximum qui peut être fourni en continu est de 380 N.m et peut monter à 525 N.m pendant 40 s à vitesse constante maximale. En prenant les valeurs les plus contraignantes, nous prendrons le couple de 380 N.m en valeur maximale de couple et un rayon de freinage de 200 mm afin d'avoir une marge de sécurité.

Puis, avec le coefficient de frottement μ valant 0,35 et connaissant la pression maximale utilisée sur cette rame (0,3 MPa), nous trouvons la surface pour deux garnitures.

Ainsi, avec ces valeurs, la surface des garnitures ne peut excéder 181 cm^2.

En prenant le critère de similitude thermomécanique, d'après [RDD03] : à partir de l'équation de la chaleur, l'élévation maximale de la température moyenne de surface dans le cas d'une

Paramètre	**Valeur**	**Unité**
Coefficient de frottement	0,35	-
Pmax	0,3	MPa
Couple moteur	380	N.m
Rayon de frottement	0,2	m
Force tangentielle	1900	N
Force normale	5430	N
Aire de 2 garnitures	181	cm^2
Aire de 1 garniture	90,5	cm^2

TABLEAU A.1 – Tableau des paramètres

décélération constante est donnée par :

$$\Delta\theta_{\max} = \frac{4}{3}\sqrt{\frac{2}{\pi}}\frac{1}{\sqrt{T_f}}\frac{Q}{\xi_d S_d + \xi_g S_g} \tag{A.4}$$

Ainsi, à durée de freinage T_f et effusivités ξ_d et ξ_g identiques entre les deux échelles, il ressort de cette égalité que, du point vue élévation de température de surface, les paramètres les plus importants sont l'énergie cinétique Q, la surface frottée du disque S_d et la surface frottante de la garniture S_g. Elle montre que la température maximale de surface au cours d'un freinage d'arrêt sera identique aux deux échelles à condition de respecter les égalités suivantes :

$$k = \frac{Q_1}{Q_r} = \frac{S_{g1}}{S_{gr}} = \frac{S_{d1}}{S_{dr}} \tag{A.5}$$

Ce qui définit le facteur de changement d'échelle k, qui conditionne la géométrie de contact à échelle réduite. »

Connaissant la surface de garniture à l'échelle 1 et la surface cible de garniture à l'échelle, il faut que nous obtenions la surface frottée sur le disque à l'échelle réelle : la surface de la garniture à l'échelle 1 est connue (400 cm^2 pour une garniture). En ce qui concerne la surface frottée sur le disque, elle vaut 1787 cm^2 sur le disque de 610mm de diamètre utilisé sur la rame réelle.

Au vu de la surface maximale de garniture à l'échelle réduite, nous décidons de choisir un rapport $k = 5$ pour avoir une surface de garniture de 80 cm^2. Ce rapport de réduction nous permet d'obtenir la surface frottée du disque à l'échelle réduite. Cette surface est déterminée par le rayon intérieur et le rayon extérieur de frottement :

$$\pi * (R^2_{\text{ext_frottement}} - R^2_{\text{int_frottement}}) = S_{dr} = \frac{S_{d1}}{k} \tag{A.6}$$

Pour simplifier la conception de la garniture à l'échelle réduite et afin de respecter le critère de similitude thermomécanique, les rayons intérieurs et extérieurs de frottement du disque définiront les rayons intérieurs et extérieurs d'un secteur angulaire servant de base de départ. Ainsi le rayon extérieur de frottement peut être défini avec la hauteur de garniture :

$$R_{\text{ext_frottement}} = R_{\text{int_frottement}} + h_{\text{garniture}} \tag{A.7}$$

Concernant le rayon intérieur de frottement, pour réduire au maximum l'effort tangentiel A.1, il s'agira du rayon intérieur du disque valant 132,5 mm. Ainsi, en respectant le critère de similitude thermomécanique, la hauteur de garniture vaut 37,5 mm et le rayon extérieur de frottement vaut 170 mm.

Les garnitures d'un système à échelle réelle sont en deux parties : deux demi-garnitures sont montées de part et d'autre du disque. Ainsi, la conception des garnitures à échelle réduite va emprunter cette conception.

L'un des buts étant d'observer la dynamique des particules en les filmant, le secteur angulaire que couvre les garnitures sur le disque à l'échelle 1 est reproduit. Une demi-garniture couvre un angle de 36°. En tenant compte de ce critère ainsi que des deux précédents sur la surface à respecter, ce secteur angulaire constitue l'ébauche de la demi-garniture :

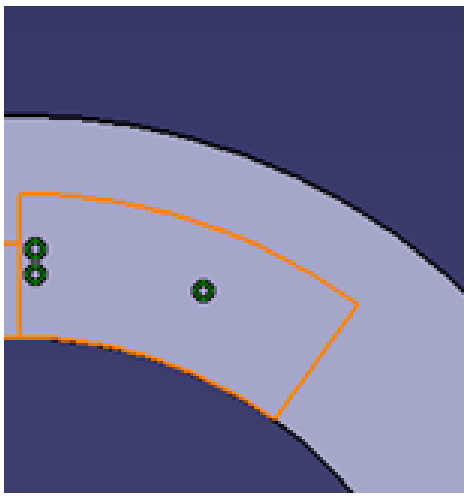


FIGURE A.1 – Secteur angulaire représentant la base de la garniture

En prenant le rayon de frottement moyen avec cette garniture (151,3 mm), la pression maximale applicable est de 0,44 MPa avec le moteur fournissant 380 N.m et 0,6 MPa à 525 N.m. Cette garniture satisfait les trois critères alors établis.

Néanmoins, pour s'inspirer de la forme de la garniture à l'échelle 1 afin de se rapprocher de la forme réelle, nous allons la modifier de la manière suivante :

— la surface détourée en jaune ci-dessous est déplacée à l'extrémité supérieure droite.
— cette surface est retravaillée pour y intégrer un congé.

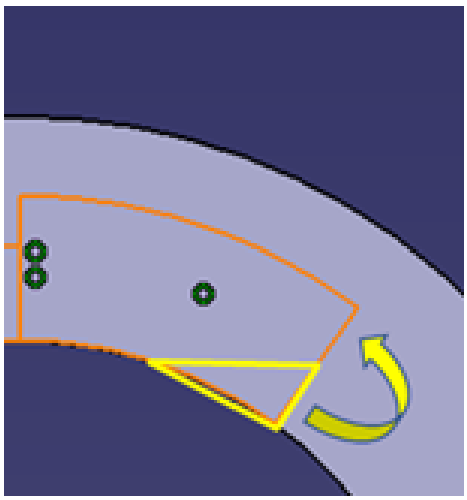


FIGURE A.2 – Modification de la garniture

Ainsi, nous obtenons cette forme extérieure de garniture :

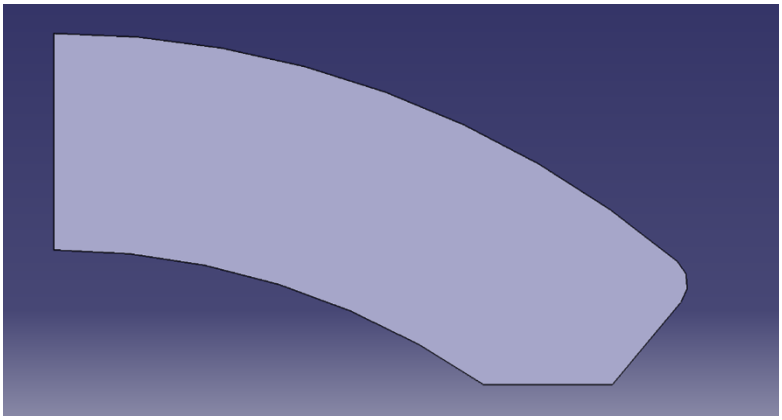


FIGURE A.3 – Forme finale de la garniture pleine

Cette garniture est découpée dans une garniture à l'échelle 1 sans rainure et sans queue d'aronde.



FIGURE A.4 – Demi-garniture brute dans laquelle est découpée la garniture réduite



FIGURE A.5 – Demi-garniture découpée

Annexe B

Déplacement du point de prélèvement

Ces derniers essais consistent à confirmer si le placement du point de prélèvement est pertinent. L'installation de la canne supportant le point de prélèvement permet de le déplacer avec précision.

Ainsi, en restant dans le même alignement, le point est déplacé à 3 hauteurs et 3 distances différentes faisant un total de 9 points :

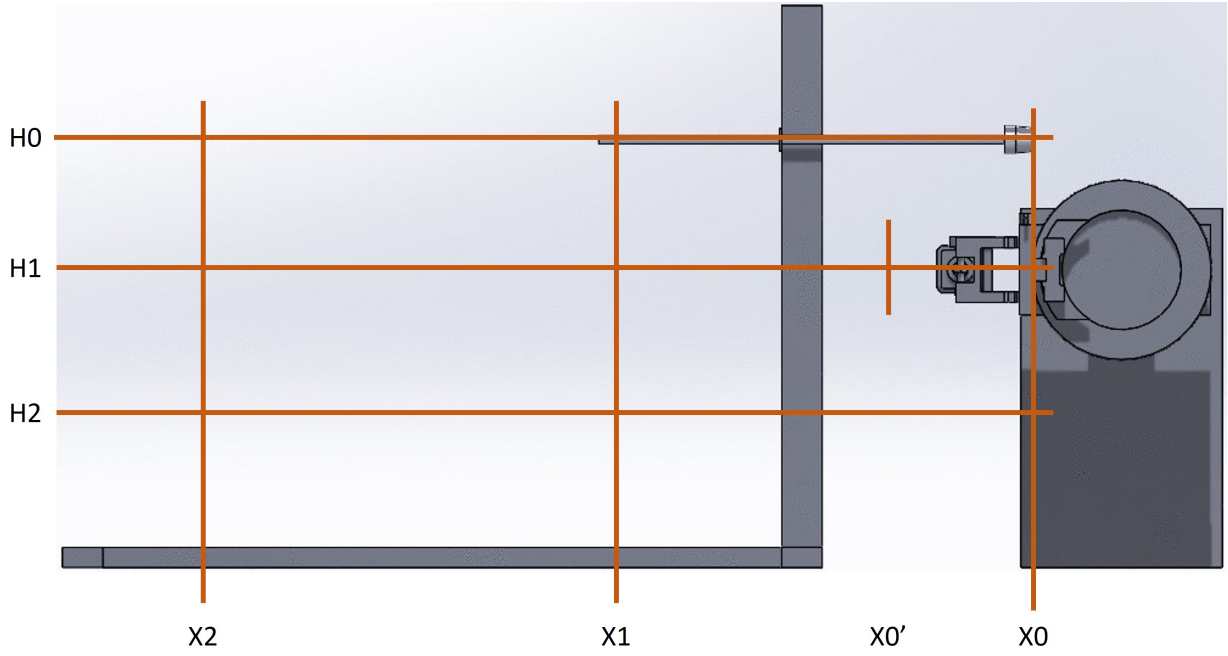


FIGURE B.1 – Localisation du point de prélèvement

L'abscisse $X0$ correspond à celle du placement original du point de prélèvement. Les abscisses $X1$ et $X2$ sont établies respectivement à la moitié du placement maximal et au placement maximal selon cet axe. Pour la hauteur, $H0$ est celle du point de prélèvement établi. $H1$ est la hauteur passant par le centre du disque et $H2$ est le symétrique de $H0$ par rapport à $H1$. A noter qu'à la hauteur intermédiaire $H1$, le placement en $X0$ est impossible avec la présence du vérin. Le point de prélèvement est donc placé à une abscisse $X0'$.

L'essai répété 9 fois est un essai de la campagne n°1 avec 4700N, 130°C de température initiale et 110 km/h de vitesse émulée. Cet essai a été choisi pour son temps total court (environ

40 minutes). Pour chaque essai, la valeur moyenne de concentration de particules émises lors des freinages est extraite.

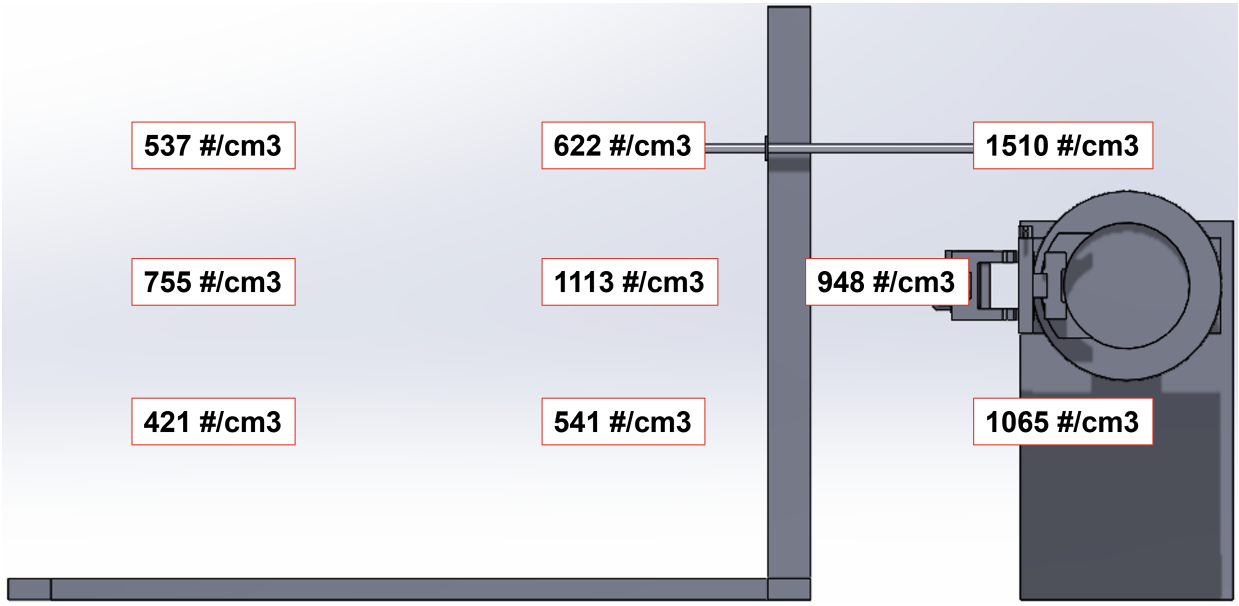


FIGURE B.2 – Moyennes des concentrations de particules mesurées à chaque position

La figure B.2 résume ces valeurs moyennes à chaque position. Pour les deux abscisses les plus lointaines, la concentration la plus importante ce trouve au milieu en hauteur. Á l'abscisse la plus proche, les particules sont en majorité au dessus dans notre configuration. Le point de prélèvement étant placé à cet endroit dans l'ensemble des campagnes d'essai, cette expérience valide ce choix.

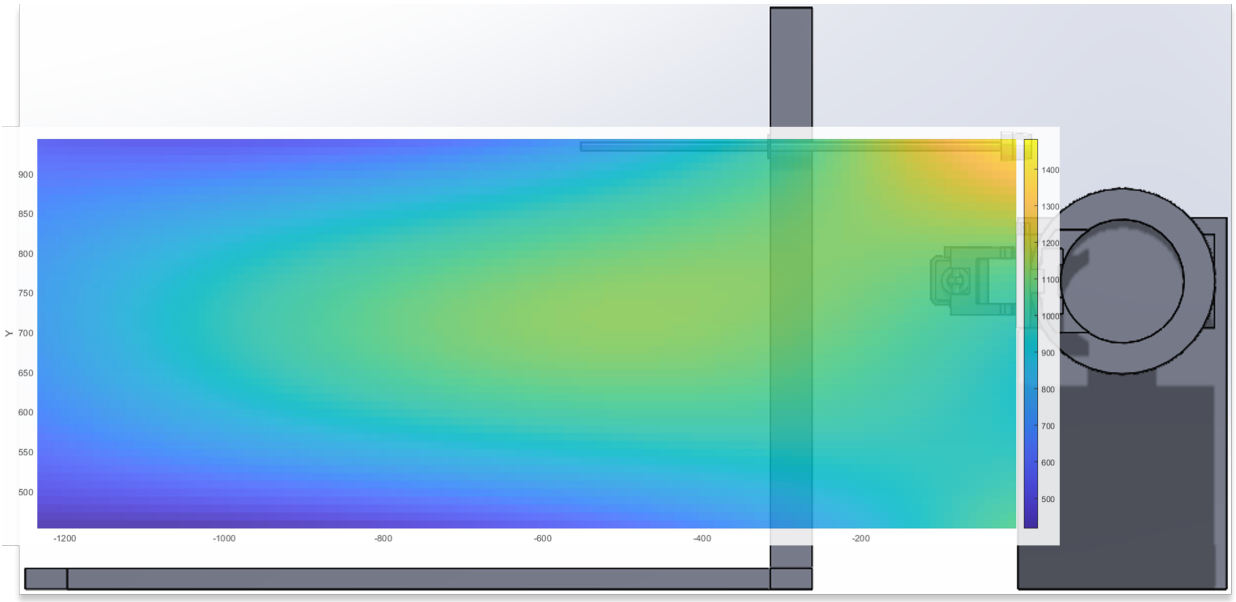


FIGURE B.3 – Localisation du point de prélèvement

La figure B.3 présente une extrapolation de ces valeurs afin de d'estimer la présence des particules en aval du disque. On constate que les particules sont éjectées en majorité au dessus

du disque puis perdent de la hauteur. Une hypothèse serait que les particules suivent l'écoulement pour arriver derrière la zone de circulation du banc.

Emission et visualisation de particules de frein – Application sur un banc de freinage à échelle réduite intégrant des conditions d'écoulement représentatives

Réduire les émissions de particules, notamment les PM10, les PM2.5 et les ultrafines (<100nm) est devenu un enjeu environnemental et de santé publique. Leur dispersion dans l'environnement proche au cours du freinage à friction est liée, d'une part, aux sollicitations thermomécaniques à l'interface garniture – disque, et d'autre part, à l'encombrement sous véhicule qui va influencer leur trajectoire initiale. Cette thèse fait partie du projet BREAQ visant à réduire l'exposition aux particules fines issues du freinage ferroviaire. Les travaux présentés dans ce mémoire s'intéressent plus particulièrement à relier la production de particules aux paramètres thermomécaniques dans le contact d'un frein à disque et à évaluer leur trajectoire par une technique de visualisation. Un banc d'essai de freinage à échelle réduite est dimensionné de sorte à conserver une équivalence sur la densité de flux thermique dissipée et est intégré dans une soufflerie pour émuler le déplacement d'un train. Les conditions d'écoulement d'air sont combinées à celles de freinages afin d'être représentatives de trajets urbains réels. Les particules de différentes tailles sont quantifiées par des compteurs et spectromètres en temps réel, en fonction des paramètres de freinage et d'écoulement. Les données montrent une influence des conditions tribologiques sur le profil des émissions. Les résultats mettent en évidence des phases d'émission de particules (mise en contact, maintien de l'effort, retrait). Une analyse PIV (Particule Imaging Velocimetry), habituellement utilisée pour calculer le champ de vitesse d'un fluide ensemencé, est adaptée à notre étude pour estimer la dispersion des particules proche du système de freinage. Les champs de vitesse estimés des particules sont en cohérence avec les mesures des compteurs. L'analyse PIV a permis de proposer un indicateur de présence, temporel et spatial des particules émises, au cours des différentes phases d'un freinage.

Mots clés : émission de particules, suivi de particules, freinage ferroviaire.

Emission and visualization of brake particles - Application on a reduced scale braking bench integrating representative flow conditions

Reducing particulate emissions, particularly PM10, PM2.5, and ultrafine particles, has become a critical environmental and public health issue. Their dispersion in the nearby environment during friction braking is linked, on one hand, to the thermomechanical stresses at the pad-disc interface, and on the other hand, to the under-vehicle clearance, which affects their initial trajectory. This thesis is part of the BREAQ project, aimed at reducing exposure to fine particles generated by railway braking. The work presented in this dissertation specifically focuses on correlating particle production with thermomechanical parameters in the contact of a disc brake and evaluating their trajectory through visualization techniques. A scaled-down braking test bench was designed to maintain equivalency in dissipated heat flux density and was integrated into a wind tunnel to simulate train movement. Airflow conditions were combined with braking conditions to accurately represent real urban journeys. Particles of various sizes were quantified in real-time using counters and spectrometers, based on braking and airflow parameters. The data show that tribological conditions influence the emission profile. The results highlight phases of particle emission (contact initiation, force maintenance, release). A Particle Imaging Velocimetry (PIV) analysis, usually employed to calculate the velocity field of a seeded fluid, was adapted to estimate the dispersion of particles near the braking system. The estimated particle velocity fields are consistent with counter measurements. The PIV analysis enabled the proposal of a temporal and spatial presence indicator of emitted particles during different braking phases.

Mots clés : Particles tracking, Particle emission, Railway braking.