



HAL
open science

Etude par similitude de l'influence du vent sur les transferts de masse dans les bâtiments complexes

Nicolas Le Roux

► **To cite this version:**

Nicolas Le Roux. Etude par similitude de l'influence du vent sur les transferts de masse dans les bâtiments complexes. Autre. Université de La Rochelle, 2011. Français. NNT : 2011LAROS343 . tel-00717838

HAL Id: tel-00717838

<https://theses.hal.science/tel-00717838>

Submitted on 13 Jul 2012

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

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



UNIVERSITÉ DE LA ROCHELLE

École doctorale Sciences pour l'environnement Gay Lussac

Laboratoire LEPTIAB

Discipline : Génie Civil

THÈSE

présentée par

Nicolas LE ROUX

soutenue le 05 décembre 2011

pour l'obtention du grade de Docteur de l'Université de La Rochelle

**Etude par similitude de l'influence du vent
sur les transferts de masse dans les bâtiments complexes**

Thèse dirigée par Christian INARD

Encadrement scientifique par Xavier FAURE, Laurent RICCIARDI et Sandrine SOARES

JURY :

Francis ALLARD

Fariborz HAGHIGHAT

Olivier VAUQUELIN

Christian INARD

Xavier FAURE

Jean Raymond FONTAINE

Sandrine SOARES

Pierre CORTES

Professeur, Université de La Rochelle, Président du jury

Professeur, Concordia University, Rapporteur

Professeur, Université de Méditerranée, Rapporteur

Professeur, Université de La Rochelle, Directeur de thèse

Ingénieur de Recherche, CSTB, Examineur

Docteur, INRS, Examineur

Ingénieur de Recherche, IRSN, Examineur

Section Leader, ITER Organization, Invité

REMERCIEMENTS

Avant tout, je tiens à remercier l'ensemble de mes encadrants pour leur aide inestimable. La complémentarité et l'harmonie de cet encadrement m'ont permis de mener à bien ce travail de thèse dans des conditions exceptionnelles, tant sur le plan humain que matériel.

Ce travail a principalement été réalisé au Centre Scientifique et Technique du Bâtiment (CSTB) sous l'encadrement de Xavier Faure, que je tiens à remercier pour son aide quotidienne. Sa disponibilité, ses conseils et son écoute ont grandement contribué à l'aboutissement de ce travail.

Aussi, je tiens à remercier vivement mon directeur de thèse Christian Inard pour sa réactivité et son soutien. Sa rigueur, ses conseils précieux et son regard critique ont été essentiels pour mener à bien ce travail.

Cette thèse a été réalisée en collaboration avec l'Institut de Radioprotection et de Sécurité Nucléaire (IRSN), sous l'encadrement de Sandrine Soares et de Laurent Ricciardi. Je leurs adresse ici mes plus vifs remerciements pour leur disponibilité, leur suivi et leurs réflexions pertinentes.

Que Fariborz Haghghat et Olivier Vauquelin soient remerciés d'avoir accepté d'être les rapporteurs de ce travail. Je souhaite également remercier Francis Allard de m'avoir fait l'honneur de présider la soutenance, ainsi que Jean-Raymond Fontaine qui a accepté de faire partie du jury. Aussi, je tiens à remercier Pierre Cortes d'avoir accepté notre invitation. Que l'ensemble des membres du jury trouve ici l'expression de mes remerciements pour l'intérêt qu'ils ont porté à mon travail.

Par ailleurs, cette thèse n'aurait pu aboutir sans l'aide précieuse des techniciens du CSTB, tant pour la conception du dispositif expérimental que pour la réalisation des campagnes expérimentales. J'adresse ainsi mes remerciements à tous ceux qui ont contribué au bon déroulement de ce travail expérimental. J'associe à ces remerciements Davide Guerra et Roger Sestier-Carlin de l'IRSN pour les connaissances qu'ils m'ont transmises quant à la mise en œuvre d'expérimentations de traçage gazeux.

Plus largement, je tiens à remercier l'ensemble du personnel du CSTB qui, de près ou de loin, m'a aidé, encouragé et soutenu. En particulier, je remercie les thésards pour l'ensemble des bons moments passés avec eux, notamment avec mes deux collègues de bureau Khaled et Adrien.

Il me reste à remercier mes ami(e)s et ma famille, qui m'ont accompagné jusqu'à la soutenance. Enfin, un grand merci à Annabel pour son soutien durant ses trois années et pour la relecture assidue de mon mémoire, malgré une petite jalousie envers Sylvia (Mais ! c'est qui cette Sylvia ?).

RESUME

Les bâtiments résidentiels et industriels munis d'un réseau de ventilation constituent des installations complexes, susceptibles d'être le siège de transferts de masse et d'énergie variés, selon les situations de fonctionnement. Afin d'étudier ces transferts de masse, une méthodologie permettant d'établir des expérimentations à échelle réduite pour l'étude des écoulements isothermes, en régime permanent ou transitoire, a été développée. Cette méthodologie a été validée numériquement et expérimentalement sur des configurations simples, puis appliquée à deux configurations de référence, représentatives de celles rencontrées dans le domaine nucléaire.

L'influence du vent sur les transferts de masse au sein de ces configurations, en situation de fonctionnement normale, dégradée (arrêt de la ventilation) ou accidentelle (surpression interne), a été étudiée dans la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB. Les effets du vent, couplés ou non à une surpression interne, peuvent alors entraîner une perte partielle ou globale du confinement des polluants au sein des installations. De plus, la turbulence du vent peut induire des inversions instantanées des débits de fuite, qui ne sont pas identifiées en régime permanent. Par ailleurs, l'analyse de sollicitations transitoires montre la faible influence de l'inertie des branches sur les écoulements transitoires, pour des grandeurs caractéristiques d'une installation réelle. Enfin, des essais de traçage gazeux ont été réalisés afin d'étudier la dispersion d'un polluant au sein d'une configuration de référence soumise aux effets couplés du vent, de la ventilation mécanique et d'une surpression interne.

La robustesse du code à zones SYLVIA, utilisé notamment pour appuyer les évaluations de sûreté des installations nucléaires, a été analysée à partir de ces résultats expérimentaux. La prise en compte des phénomènes physiques observés expérimentalement a été validée, en régimes permanent et transitoire. Toutefois, quelques limitations ont été identifiées pour l'étude de la dispersion d'un scalaire passif, du fait des hypothèses utilisées dans le code SYLVIA, comme dans tout code à zones (concentration homogène dans les locaux, propagation instantanée dans les branches et dans les locaux).

Mots-clés : réseaux de ventilation, similitude, régimes permanent et transitoire, écoulements isothermes, expérimentations à échelle réduite, code à zones SYLVIA

ABSTRACT

Residential and industrial buildings equipped with a ventilation system are complex facilities, where various heat and mass transfers could occur according to the operating conditions. In order to study these mass transfers, a methodology has been developed so as to carry out reduced-scale experiments for the study of isothermal flows, in steady or transient state. This methodology has been numerically and experimentally validated on simple configurations, and then applied to two standard configurations, representing nuclear facilities.

The wind influence on mass transfers inside these configurations, in normal, damaged (stopping ventilation) or accidental (internal overpressure) situations, has been studied in the Jules Verne climatic wind tunnel of the CSTB. The wind effects, coupled or not with an internal overpressure, can lead to a partial or a total loss of the pollutant's containment inside buildings. Moreover, the wind turbulence can bring about instantaneous reversal leakage flowrates, which cannot be identified in steady state. In addition, the study of transient phenomena has highlighted the low influence of the branch inertia on transient flows, for typical values of real facilities. Finally, tracer tests have been carried out in order to study the pollutant dispersion inside a standard configuration subjected to wind, mechanical ventilation and internal overpressure effects.

The reliability of the zonal code SYLVIA, used notably to support safety assessment in nuclear buildings, has been analyzed from these experimental results. The modelling of the physical phenomena experimentally observed has been validated, in steady and transient states. However, limitations have been identified for the study of pollutant dispersion, due to hypothesis used in SYLVIA code, as in all zonal codes (homogenous concentration inside rooms, instantaneous propagation inside branches and rooms).

Keywords: ventilation systems, similarity, steady and transient states, isothermal flows, reduced-scale experiments, zonal code SYLVIA

TABLE DES MATIERES

RESUME.....	5
ABSTRACT	6
TABLE DES MATIERES	7
LISTE DES FIGURES.....	11
LISTE DES TABLEAUX	15
NOMENCLATURE	16
INTRODUCTION GENERALE	18
CHAPITRE I : PROBLEMATIQUE ET APPROCHES A ECHELLE REDUITE	21
I.1 Introduction.....	22
I.2 Problématique	23
I.3 Approches théoriques et expérimentales en ventilation naturelle.....	27
I.3.1 Modélisation des écoulements en régime permanent	27
I.3.2 Modélisation des écoulements en régime transitoire	30
I.3.3 Expérimentations à échelle réduite	34
I.4 Ecoulements transitoires dans les réseaux de ventilation des trains	37
I.4.1 Méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation.....	37
I.4.2 Limites de la méthodologie.....	39
I.5 Conclusion	41
CHAPITRE II : METHODOLOGIE D'ADIMENSIONNEMENT DES RESEAUX DE VENTILATION POUR L'ETUDE DES ECOULEMENTS ISOTHERMES.....	43
II.1 Introduction	44
II.2 Modélisation des réseaux de ventilation.....	45

II.2.1 Bilan macroscopique appliqué aux branches.....	46
II.2.2 Bilan macroscopique appliqué aux nœuds	48
II.3 Développement théorique de la méthodologie	49
II.3.1 Modèle adimensionnel.....	50
II.3.2 Nombres adimensionnels.....	52
II.3.2.1 Nombres adimensionnels associés aux branches.....	52
II.3.2.2 Nombres adimensionnels associés aux nœuds	54
II.3.3 Similitude aéraulique	56
II.3.4 Similitude du transport d'un scalaire passif	60
II.4 Validation numérique et expérimentale.....	61
II.4.1 Validation numérique	62
II.4.1.1 Comparaison entre les résultats adimensionnels et les résultats du code SYLVIA	63
II.4.1.2 Comparaison entre les résultats obtenus à échelle réelle et à échelle réduite..	65
II.4.2 Validation expérimentale.....	68
II.4.2.1 Dispositif expérimental.....	68
II.4.2.2 Validation expérimentale en régime permanent	70
II.4.2.3 Validation expérimentale en régime transitoire.....	71
II.4.3 Synthèse de la validation de la similitude aéraulique	77
II.5 Conclusion	79
CHAPITRE III : DIMENSIONNEMENT ET CARACTERISATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL.....	81
III.1 Introduction	82
III.2 Présentation des configurations de référence à échelle réelle	83
III.3 Dimensionnement des maquettes à échelle réduite.....	86
III.4 Instrumentation et protocoles expérimentaux	92
III.4.1 Instrumentation et protocole expérimental pour les essais aérauliques	92
III.4.1.1 Mesure de pression.....	92
III.4.1.2 Mesure de débit	94

III.4.1.3 Protocole de post-traitement pour les essais aérauliques	96
III.4.2 Instrumentation et protocole pour les essais de traçage gazeux	98
III.5 Caractérisation des maquettes	101
III.5.1 Comportement aéraulique des ventilateurs	101
III.5.2 Caractérisation des lois débit-pression des fuites.....	104
III.5.3 Caractérisation des lois débit-pression des filtres et des conduits de ventilation	106
III.6 Détermination des configurations nominales	110
III.6.1 Détermination expérimentale	110
III.6.2 Définition numérique	114
III.7 Conclusion.....	118
CHAPITRE IV : ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET NUMERIQUES	119
IV.1 Introduction.....	121
IV.2 Résultats aérauliques en régime permanent	122
IV.2.1 Analyse physique des résultats expérimentaux de la configuration I	122
IV.2.1.1 Influence du vent avec le réseau de ventilation en fonctionnement	124
IV.2.1.2 Influence du vent avec le réseau de ventilation à l'arrêt.....	126
IV.2.2 Analyse physique des résultats expérimentaux de la configuration II.....	129
IV.2.2.1 Influence du vent avec le réseau de ventilation en fonctionnement	130
IV.2.2.2 Influence du vent avec le réseau de ventilation à l'arrêt.....	131
IV.2.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques	133
IV.2.3.1 Réseau de ventilation en fonctionnement	134
IV.2.3.2 Réseau de ventilation à l'arrêt.....	138
IV.3 Résultats aérauliques en régime transitoire.....	143
IV.3.1 Influence de la turbulence du vent	143
IV.3.1.1 Analyse physique	143
IV.3.1.2 Comparaison numérique	148
IV.3.2 Analyse expérimentale et numérique des perturbations de pression transitoires	151
IV.3.2.1 Rafales de vent et séquences de vent fluctuant	152

IV.3.2.2 Dégagement d'une surpression interne	156
IV.3.2.2.1 Réseau de ventilation en fonctionnement	157
IV.3.2.2.2 Réseau de ventilation à l'arrêt.....	161
IV.3.3 Analyse de l'influence de l'inertie	163
IV.3.3.1 Etude paramétrique sur des configurations simples.....	163
IV.3.3.1.1 Théorie	164
IV.3.3.1.2 Etude paramétrique	166
IV.3.3.2 Résultats numériques pour une configuration de référence	169
IV.4 Résultats du traçage gazeux	173
IV.4.1 Résultats en régime permanent	173
IV.4.1.1 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques	174
IV.4.1.1.1 Injection sous la forme d'un créneau.....	175
IV.4.1.1.2 Injection sous la forme d'un pic	178
IV.4.1.2 Caractérisation des temps de transport.....	180
IV.4.2 Résultats en régime transitoire	184
IV.5 Conclusion	188
CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES.....	191
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES.....	198
ANNEXES.....	203

LISTE DES FIGURES

Figure I. 1 : Vues de la maquette réduite (image de gauche) et du volume interne supplémentaire (image de droite) permettant de respecter le critère de similitude dynamique sans modifier la géométrie extérieure du local (Ho et al., 2005 ; Oh et al., 2007).....	36
Figure I. 2 : Schématisation simplifiée du train et de son réseau de ventilation.	38
Figure II. 1 : Décomposition d'un réseau de ventilation en nœuds et en branches.	45
Figure II. 2 : Configurations simplifiées étudiées numériquement avec SYLVIA et avec le modèle adimensionnel implémenté dans Matlab.	62
Figure II. 3 : Pic de pression à échelle réelle simulé en entrée du conduit de soufflage.	63
Figure II. 4 : Comparaison des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction, obtenus à échelle réelle avec le modèle adimensionnel et avec SYLVIA.	64
Figure II. 5 : Variation de la température du local obtenue avec SYLVIA.	64
Figure II. 6 : Comparaison des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction, obtenus à échelle réelle avec le modèle adimensionnel et avec SYLVIA en imposant une température constante sous SYLVIA... ..	65
Figure II. 7 : Comparaison à échelle réelle des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction obtenus à échelle réelle et à échelle réduite avec SYLVIA.....	66
Figure II. 8 : Comparaison à échelle réelle des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction obtenus à échelle réelle et à échelle réduite avec le modèle adimensionnel en considérant ou non la distorsion volumique des locaux.....	66
Figure II. 9 : Vue de la maquette de référence et de la maquette réduite.	69
Figure II. 10 : Visualisation des maquettes dites « inertielles » - Maquette de référence (image de gauche) et maquette réduite (image de droite).....	72
Figure II. 11 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la maquette de référence suite à un créneau de pression $P_{entrée}$	74
Figure II. 12 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la maquette réduite suite à un créneau de pression $P_{entrée}$	74
Figure II. 13 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la maquette réduite inertielle n°2 suite à un créneau de pression $P_{entrée}$	75
Figure II. 14 : Synthèse des étapes de la validation numérique et expérimentale des critères de similitude aéraulique définis dans la section II.3.3.	77
Figure III. 1 : Schéma de principe et agencement des locaux de la configuration I.	84
Figure III. 2 : Schéma de principe et agencement des locaux de la configuration II.....	84
Figure III. 3 : Vue et plan de la maquette représentative de la configuration I.	87
Figure III. 4 : Vue et plan de la maquette représentative de la configuration II.....	87
Figure III. 5 : Courbes de fonctionnement théoriques des ventilateurs CBT-40N et CBT-60N (graphique de gauche) et vue d'un ventilateur CBT-60N (image de droite).....	89

Figure III. 6 : Vue d'une plaque à trous utilisée pour reproduire le comportement aéraulique des fuites.	90
Figure III. 7 : Filtres de boîtes à gants utilisés pour reproduire le comportement aéraulique des filtres THE.	90
Figure III. 8 : Capteurs de pression PSI permettant une mesure synchrone de 32 voies de pression à une fréquence d'acquisition de 200 Hz.	93
Figure III. 9 : Schéma et vue d'un diaphragme à prises de pression à la bride.	94
Figure III. 10 : Protocole du post-traitement pour les essais aérauliques.	97
Figure III. 11 : Vue d'un débitmètre à bulle (image de gauche) et d'un spectromètre de masse et de sa sonde de prélèvement (image de droite).	98
Figure III. 12 : Courbes d'étalonnage moyennes, minimales et maximales obtenues sur une journée d'essais pour un spectromètre à sortie linéaire (graphique de gauche) et un spectromètre à sortie logarithmique (graphique de droite).	99
Figure III. 13 : Protocole expérimental pour les essais de traçage gazeux.	100
Figure III. 14 : Banc de calibration utilisé pour déterminer les courbes de fonctionnement des ventilateurs.	102
Figure III. 15 : Courbes de fonctionnement expérimentales des ventilateurs CBT-60N (graphique de gauche) et CBT-40N (graphique de droite) pour différentes fréquences d'alimentation des ventilateurs.	102
Figure III. 16 : Lois débit-pression expérimentales des pertes de charge des ventilateurs à l'arrêt.	103
Figure III. 17 : Banc de calibration utilisé pour déterminer les lois débit-pression des plaques à trous représentant le comportement aéraulique des fuites.	105
Figure III. 18 : Lois débit-pression pour la fuite externe du local A des configurations I et II (graphique de gauche) et pour la fuite interne entre les locaux B et D de la configuration I et entre les locaux C et D de la configuration II (graphique de droite).	105
Figure III. 19 : Lois débit-pression expérimentales obtenues sur la maquette de la configuration I pour le filtre de soufflage du local D (graphique de gauche) et pour le filtre d'extraction procédé (graphique de droite).	107
Figure III. 20 : Lois débit-pression expérimentales obtenues sur la maquette de la configuration I pour un conduit de soufflage du local D (graphique de gauche) et pour un conduit d'extraction procédé (graphique de droite).	108
Figure III. 21 : Schéma de principe présentant les valeurs moyennes expérimentales en régime nominal pour la configuration I.	111
Figure III. 22 : Configuration numérique nominale (SYLVIA) de la configuration I.	115
Figure III. 23 : Configuration numérique nominale (SYLVIA) de la configuration II.	116
Figure IV. 1 : Agencement de la configuration I par rapport à l'incidence du vent.	122
Figure IV. 2 : Coefficients de pression externes (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I). ...	123
Figure IV. 3 : Débits de fuite (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).	125
Figure IV. 4 : Débits de ventilation au sein du réseau de soufflage (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I).	127
Figure IV. 5 : Débits de fuite (réseau de ventilation à l'arrêt, Configuration I).	128
Figure IV. 6 : Agencement de la configuration II par rapport à l'incidence du vent.	129
Figure IV. 7 : Coefficients de pression externes (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II). ..	129
Figure IV. 8 : Débits de fuite (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).	130

Figure IV. 9 : Débits de fuite (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II)	132
Figure IV. 10 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).....	134
Figure IV. 11 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II)	135
Figure IV. 12 : Lois débit-pression des filtres et zones de mesure associées pour les essais réalisés avec le réseau de ventilation en fonctionnement et à l'arrêt.	137
Figure IV. 13 : Comparaison entre les pressions expérimentales et numériques au nœud en aval du filtre à l'entrée du réseau de soufflage (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I). Graphique de gauche : loi linéaire, graphique de droite : loi quadratique.....	138
Figure IV. 14 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I)	139
Figure IV. 15 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II)	140
Figure IV. 16 : Evolutions temporelles de la vitesse du vent, de la pression externe de la fuite du local B et du débit de fuite associé (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 0°, configuration I)	144
Figure IV. 17 : Pourcentage de temps d'inversion des débits de fuite instantanés en fonction du débit moyen (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).....	145
Figure IV. 18 : Pourcentage de temps d'inversion des débits de fuite instantanés en fonction du débit moyen (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II)	147
Figure IV. 19 : Pourcentage de temps d'inversion des débits de fuite instantanés en fonction du débit moyen (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).....	147
Figure IV. 20 : Comparaison entre les évolutions temporelles expérimentale et numérique du débit de fuite externe du local B (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 0°, configuration I)	149
Figure IV. 21 : Comparaison entre les évolutions temporelles numérique et expérimentale du débit de fuite externe du local A (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 180°, configuration II).....	150
Figure IV. 22 : Vitesse du vent et pressions externes aux niveaux des fuites des locaux A et B (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 0°, configuration I).....	153
Figure IV. 23 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A et B (rafale de vent de 22 à 36 m/s, incidence du vent de 0°, réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I)	154
Figure IV. 24 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales pour deux nœuds du réseau de ventilation (rafale de vent de 22 à 36 m/s, incidence du vent de 0°, réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I)	154
Figure IV. 25 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A et B (séquence de vents fluctuants, incidence du vent de 0°, réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).....	155
Figure IV. 26 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A, B et C (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, sans vent, configuration II)	157
Figure IV. 27 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein du réseau de ventilation (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, sans vent, configuration II)	158
Figure IV. 28 : Comparaison entre les débits de fuite numériques et expérimentaux (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, sans vent, configuration II)	159

Figure IV. 29 : Comparaison entre les débits de fuite numériques et expérimentaux (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 35 m/s, incidence du vent de 0°, configuration II).	160
Figure IV. 30 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A, B et C (surpression interne au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent, configuration II).	161
Figure IV. 31 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein du réseau de ventilation (surpression interne au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent, configuration II).	162
Figure IV. 32 : Comparaison entre les débits de fuites numériques et expérimentaux (surpression interne au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent, configuration II).	162
Figure IV. 33 : Schéma de principe de la configuration simplifiée étudiée avec le modèle adimensionnel implémenté sous Matlab.	163
Figure IV. 34 : Evolution générique de la pression du local en régime pseudo-périodique ($\xi < 1$) et définition des grandeurs caractéristiques étudiées.	165
Figure IV. 35 : Grandeurs caractéristiques de la réponse temporelle du système pour $L_{\text{soufflage}} = L_{\text{extraction}}$ et $R_{\text{soufflage}} = R_{\text{extraction}}$.	167
Figure IV. 36 : Grandeurs caractéristiques de la réponse temporelle du système pour $L_{\text{extraction}} = 10 \text{ m}$ et $R_{\text{extraction}} = 500 \text{ m}^{-4}$.	168
Figure IV. 37 : Evolution numérique des pressions au sein des locaux pour différentes inerties des branches (créneau de pression d'amplitude 2000 Pa généré dans le local D, réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).	170
Figure IV. 38 : Evolution numérique des pressions au sein des locaux pour différentes inerties des branches (créneau de pression d'amplitude 2000 Pa généré dans le local D, réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).	171
Figure IV. 39 : Emplacement des points d'injection et de prélèvement sur le schéma de principe théorique de la configuration I ; vues de l'injection d'hélium et d'une sonde de prélèvement (extraction du local C).	174
Figure IV. 40 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un créneau d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse de vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).	176
Figure IV. 41 : Vue des inversions des débits de fuite externe du local A (image de gauche, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse de vent de 35 m/s, incidence du vent de 0°) et du local B (image de droite, réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse de vent de 35 m/s, incidence du vent de 0°).	177
Figure IV. 42 : Temps de retard entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction du local B, pour trois débits de soufflage du local B.	178
Figure IV. 43 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un pic d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).	179
Figure IV. 44 : Temps de transport total et de transport dans les conduits en fonction des débits de soufflage des locaux à échelle réduite.	181
Figure IV. 45 : Visualisation du temps de remplissage du local B en régime nominal (configuration I).	182
Figure IV. 46 : Pourcentage de temps de transport dans les conduits par rapport au temps de transport total, en fonction du temps de transport total.	182
Figure IV. 47 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux C et D et à la cheminée de rejet (injection d'hélium sous forme de créneau en entrée du réseau, surpressions internes au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse du vent de 15 m/s, incidence du vent de 0°).	186

LISTE DES TABLEAUX

Tableau I. 1 : Synthèse des essais à échelle réduite relatifs à l'influence d'une variation de la pression externe sur la variation de la pression interne d'un local (Oh et al., 2007) (NC : Non connu).....	35
Tableau II. 1 : Définition des grandeurs de référence et des variables adimensionnelles.	51
Tableau II. 2 : Nombres adimensionnels pour les trois types de branche considérés.....	54
Tableau II. 3 : Rapports d'échelle permettant de respecter une similitude aéraulique.....	59
Tableau II. 4 : Dimensions caractéristiques à échelle réelle et à échelle réduite des configurations étudiées numériquement.....	63
Tableau II. 5 : Rapports d'échelle définis à partir de la méthodologie entre l'échelle de référence et l'échelle réduite.	69
Tableau II. 6 : Dimensions de la maquette de référence et de la maquette réduite.	69
Tableau II. 7 : Comparaison des résultats expérimentaux à l'échelle de référence obtenus sur la maquette de référence et la maquette réduite.	71
Tableau II. 8 : Dimensions caractéristiques des différentes configurations expérimentales testées en régime transitoire.	73
Tableau II. 9 : Valeurs expérimentales des déphasages temporels et des fréquences d'oscillation pour chacune des maquettes inertielles étudiées.	76
Tableau III. 1 : Dimensions et volumes utiles des locaux pour les configurations I et II.....	85
Tableau III. 2 : Rapports d'échelle appliqués aux configurations réelles I et II pour le dimensionnement des maquettes à échelle réduite.	86
Tableau III. 3 : Volumes internes réduits des locaux pour les configurations I et II.....	88
Tableau III. 4 : Points de fonctionnement réduits théoriques des ventilateurs de soufflage et d'extraction pour les configurations I et II.....	88
Tableau III. 5 : Débits de ventilation moyens, incertitudes et variation des mesures sur les douze essais de reproductibilité en régime nominal (configuration I).....	112
Tableau III. 6 : Bilan des débits aux locaux et aux jonctions du réseau de ventilation présentés en valeurs absolues et en valeurs relatives du débit moyen (configuration I).	113
Tableau III. 7 : Comparaison des débits expérimentaux en régime nominal et des débits d'entrée SYLVIA modifiés pour conserver le bilan de masse aux nœuds (configuration I).	114

NOMENCLATURE

C	Concentration	ppm
C_D	Coefficient de décharge	-
c_0	Vitesse du son dans l'air (340 m/s)	m/s
C_P	Coefficient de pression	-
D	Diamètre	m
f	Fréquence	Hz
g	Constante de pesanteur (9,81 m/s ²)	m/s ²
L	Longueur	m
L_e	Longueur effective d'une ouverture	m
M	Masse molaire du fluide	kg/mol
n	Exposant des lois débit-pression en puissance	-
Q	Débit volumique	m ³ /s
S	Section	m ²
P	Pression	Pa
R	Résistance aéraulique	kg ⁽²⁻ⁿ⁾ /m ⁴ /s ⁽²⁻ⁿ⁾
r	Constante des gaz parfaits (8,314 J/mol/K)	J/mol/K
T	Température	K
t	Temps	s
t_R	Temps lié au transport d'un polluant	s
U	Vitesse du fluide	m/s
V	Volume	m ³

ρ	Masse volumique	kg/m ³
ν	Viscosité dynamique	m ² /s
γ	Coefficient adiabatique de l'air	-
δX	Incertitude absolue de la variable X	-
ΔP	Différence de pression	Pa
Re	Nombre de Reynolds	-
Ar	Nombre d'Archimède	-
Fr	Nombre de Froude	-
Gr	Nombre de Grashof	-
Ri	Nombre de Richardson	-
X_{reduit}	Valeur réduite de la variable X	
X_{reel}	Valeur réelle de la variable X	
X_{ref}	Grandeur de référence de la variable X	
\bar{X}	Rapport d'échelle de la variable X	-
X^*	Variable adimensionnelle de la variable X	-

INTRODUCTION GENERALE

Un bâtiment muni d'un réseau de ventilation, qu'il soit résidentiel ou industriel, constitue une installation complexe, en raison de son architecture unique et du fonctionnement particulier de sa ventilation. En fonction des situations de fonctionnement, il peut être le siège de transferts de masse et d'énergie variés et complexes, dont la prédiction est nécessaire afin d'appuyer les phases de conception ou d'analyse de sûreté de ce type d'installation. Dans le domaine de la ventilation résidentielle, le réseau aéraulique d'un bâtiment, lorsque celui-ci en comprend un, est dimensionné dans le but de garantir la qualité de l'air et le confort thermique à l'intérieur du bâtiment. Dans le cadre des installations industrielles, mettant en jeu des procédés de conditionnement ou de traitement de matières toxiques, la fonction principale du réseau de ventilation est de garantir le confinement de ces matières au sein de l'installation afin d'assurer la protection des travailleurs, de la population et de l'environnement. Pour cela, le réseau de ventilation est dimensionné de manière à assurer une cascade de dépression entre les locaux et l'environnement extérieur. Ainsi, les débits transitant par l'intermédiaire des communications entre l'installation et l'extérieur (fuites au niveau des portes par exemple), sont systématiquement dirigés vers l'intérieur de l'installation, en fonctionnement normal.

Le domaine de l'énergie nucléaire est particulièrement concerné par cette problématique, tant dans les centrales d'exploitation (réacteurs de puissance) que dans les laboratoires ou les usines de traitement du combustible. La fonction de confinement assurée par la ventilation mécanique, décrite dans les dossiers de conception et d'exploitation d'une installation, fait ainsi l'objet d'études de sûreté incluant différents scénarios de fonctionnement. Ces scénarios considèrent le fonctionnement normal de l'installation, mais également des situations dégradées (arrêt partiel ou total de la ventilation), voire accidentelles (incendie, explosion,...). L'analyse de sûreté de ces installations peut alors s'appuyer sur l'utilisation d'outils numériques plus ou moins complexes en fonction de l'objectif recherché.

Afin de modéliser les transferts de masse et d'énergie au sein de bâtiments résidentiels ou industriels munis d'un réseau de ventilation, il existe des codes de type multi-zones (COMIS, CONTAM, SYLVIA,...) possédant chacun ses spécificités. Par ailleurs, des codes de mécanique des fluides de type CFD peuvent permettre d'avoir une approche plus locale, pour

l'étude des écoulements d'air et de transferts de contamination à l'intérieur de locaux ventilés par exemple. L'outil de simulation SYLVIA (SYstèmes de Logiciels pour l'étude de la Ventilation, de l'Incendie et de l'Aérocontamination) a été développé par l'Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire (IRSN) afin notamment d'appuyer les évaluations de sûreté des installations nucléaires. En effet, dans le domaine de la ventilation, le code SYLVIA permet d'étudier le comportement d'un réseau de ventilation en situation de fonctionnement normale ou accidentelle (en particulier en cas d'incendie), en termes de pressions dans les locaux, de débits d'air soufflés et extraits, ainsi que de transferts de polluants à l'intérieur de l'installation.

La prédiction des écoulements thermoaérauliques au sein d'une installation munie d'un réseau de ventilation nécessite au préalable une qualification des modèles utilisés dans les codes de calcul. Cependant, à l'heure actuelle, les modèles aérauliques manquent de qualification quant à la prise en compte des effets du vent sur les écoulements internes en situation normale ou dégradée. Or, le vent induit des champs de pression au niveau des communications extérieures d'une installation, pouvant influencer sur les écoulements thermoaérauliques internes, notamment sur les débits transitant entre l'intérieur de l'installation et l'environnement extérieur. Pour étudier l'influence du vent sur l'aéraulique interne d'un bâtiment, le recours à des expérimentations à échelle réduite est très utile. En effet, il est difficilement envisageable de réaliser des expérimentations sur des installations réelles, incluant l'étude des effets du vent. Cependant, les approches à échelle réduite, bien que largement répandues dans de nombreux domaines, restent encore à développer pour l'étude d'installations, résidentielles ou industrielles, munies d'un réseau de ventilation.

La définition d'une méthodologie permettant de développer des approches expérimentales à échelle réduite pour des bâtiments équipés d'un réseau de ventilation constitue le principal objectif de ce travail de thèse. Ces approches à échelle réduite doivent permettre d'étudier le comportement aéraulique des réseaux de ventilation pour des écoulements permanents ou transitoires. La définition d'expérimentations sur des configurations types permettra d'analyser la validité des modèles numériques pour prendre en compte les effets couplés du vent, de la ventilation mécanique et d'une modification brusque de la pression interne résultant d'un accident. Dans notre étude, l'application de la méthodologie sera focalisée sur des installations nucléaires dites de référence. La robustesse du code SYLVIA, en termes de capacité à modéliser ces phénomènes, sera ainsi analysée.

Les différentes étapes de ce travail de thèse sont divisées en quatre chapitres.

Dans le premier chapitre, la problématique liée à la sûreté nucléaire et à la définition d'une étude par similitude est tout d'abord abordée. Ensuite, une revue bibliographique des approches en lien avec ce travail est proposée. Ces approches ont été identifiées dans le domaine de la ventilation naturelle et dans l'industrie ferroviaire.

Le chapitre II est consacré à la présentation de la méthodologie permettant de mettre en œuvre des expérimentations à échelle réduite, pour des installations équipées d'un réseau de ventilation. Le développement théorique de la méthodologie est présenté dans la première partie de ce chapitre, dans laquelle les hypothèses utilisées et la démarche suivie sont décrites en détail. La validation numérique et expérimentale de la méthodologie est ensuite abordée dans la seconde partie.

L'application de cette méthodologie à des configurations nucléaires de référence fait l'objet du chapitre III. Le dimensionnement du dispositif expérimental à échelle réduite, avec une présentation détaillée des différents éléments, puis la caractérisation du fonctionnement de ce dispositif sont présentés dans ce chapitre.

Enfin, le dernier chapitre de ce mémoire est dédié à l'analyse expérimentale et numérique de l'influence du vent sur les écoulements aérauliques au sein des configurations de référence étudiées en mode de fonctionnement normal ou dégradé (arrêt de la ventilation, situation accidentelle conduisant à une surpression interne dans un local). Ces expérimentations ont été menées au sein de la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB.

CHAPITRE I

PROBLEMATIQUE ET APPROCHES A ECHELLE REDUITE

I.1 Introduction.....	22
I.2 Problématique	23
I.3 Approches théoriques et expérimentales en ventilation naturelle.....	27
I.3.1 Modélisation des écoulements en régime permanent	27
I.3.2 Modélisation des écoulements en régime transitoire	30
I.3.3 Expérimentations à échelle réduite	34
I.4 Ecoulements transitoires dans les réseaux de ventilation des trains	37
I.4.1 Méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation.....	37
I.4.2 Limites de la méthodologie.....	39
I.5 Conclusion	41

I.1 Introduction

Ce premier chapitre est consacré à la définition de la problématique et à la revue bibliographique, en lien avec l'étude des écoulements aérauliques dans les réseaux de ventilation des bâtiments industriels.

La section I.2 pose tout d'abord la problématique de ce travail vis-à-vis de la sûreté des installations nucléaires. La nécessité de mettre en œuvre des expérimentations à échelle réduite pour étudier l'influence du vent sur les écoulements internes, au sein de ce type d'installation en situation normale ou accidentelle, est soulignée. Pour cela, une méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation est nécessaire. Dans le domaine de la ventilation des bâtiments industriels, aucune étude n'a été identifiée dans la littérature. Cependant, des approches similaires ont été largement développées dans le domaine de la ventilation naturelle, ou plus spécifiquement dans l'industrie ferroviaire.

Dans la section I.3, les approches théoriques et expérimentales définies pour étudier les écoulements aérauliques en ventilation naturelle sont présentées. Bien que ces approches ne permettent pas d'étudier les phénomènes couplés de la ventilation mécanique et naturelle, de nombreuses similitudes avec notre travail de recherche sont identifiées.

Enfin, une étude expérimentale à échelle réduite, appliquée au domaine ferroviaire est présentée dans la section I.4. Cette étude s'intéresse aux écoulements transitoires dans les réseaux de ventilation d'un train, suite à son passage dans un tunnel générant de fortes fluctuations de pression.

I.2 Problématique

Les installations industrielles à risques, telles que les usines de traitement du combustible nucléaire et, plus largement, toute usine de traitement chimique, sont susceptibles de rejeter des polluants vers l'environnement extérieur. Compte tenu de la toxicité des matières traitées vis-à-vis de la population et de l'environnement, le confinement des polluants à l'intérieur de l'installation doit être garanti afin d'éviter tout rejet de contamination. Dans l'industrie nucléaire, la maîtrise du confinement des matières radioactives sous forme d'aérosols ou de gaz est un objectif fondamental pour la sûreté des installations. Dans le cadre des évaluations de sûreté, l'Institut de Radioprotection et de Sûreté Nucléaire (IRSN) analyse les dispositions retenues par les exploitants pour maîtriser les risques de dissémination de matières radioactives ou toxiques dans l'installation, voire dans l'environnement.

Le confinement des polluants au sein d'une installation est assuré par l'intermédiaire d'un réseau de ventilation, dont l'équilibrage en fonctionnement normal permet de générer une cascade de dépression entre les différents locaux et l'environnement extérieur. Les locaux étant ainsi maintenus en dépression par rapport à l'extérieur, les écoulements d'air entre l'installation et l'extérieur, au travers des fuites de l'enveloppe des bâtiments (défaut d'étanchéité au niveau d'une porte par exemple), sont systématiquement dirigés vers l'intérieur de l'installation. De même, les écoulements d'air entre les locaux de l'installation sont dirigés des zones les moins à risque vers les zones les plus à risque en termes de contamination. La maîtrise du confinement doit aussi être garantie en situation dégradée, notamment lors de l'arrêt partiel, voire global, de la ventilation mécanique ou lors d'une augmentation significative et brutale de la pression interne résultant d'un accident. L'arrêt partiel ou total de la ventilation peut provenir d'une panne électrique, consécutive à un séisme par exemple. Cet arrêt peut aussi être volontaire, par exemple en cas de passage en régime réduit ou en cas d'incendie (arrêt du soufflage des locaux, voire de l'extraction). Par ailleurs, le dégagement d'une surpression interne se traduit par une élévation importante et rapide des niveaux de pression. Ce type de phénomène peut résulter de la rupture d'un réservoir sous pression, d'un pic de pression au démarrage d'un incendie dans un local confiné ou encore d'un accident de type BORAX. Ce dernier type d'accident, pouvant se produire dans des réacteurs expérimentaux, correspond à une explosion de vapeur résultant de la dégradation, voire de la fusion rapide du cœur.

A l'heure actuelle, le dimensionnement des réseaux de ventilation repose uniquement sur la prise en compte des écoulements générés par la ventilation mécanique. Or, les écoulements internes sont aussi induits par les effets du vent et des surpressions internes en situation accidentelle. Ces moteurs d'écoulements peuvent déséquilibrer l'aéraulique interne de l'installation et modifier la cascade de dépression garantissant le confinement. Les écoulements d'air générés par le vent induisent des champs de pression autour des bâtiments influant directement sur l'aéraulique interne par l'intermédiaire des différentes communications (bouche générale de soufflage, cheminée d'extraction du réseau de ventilation, fuites entre les locaux et l'extérieur). Par ailleurs, en situation accidentelle, des modifications importantes des pressions internes peuvent être générées et perturber le régime de ventilation. Ainsi, les écoulements externes générés par le vent et les écoulements internes générés en situation accidentelle doivent être considérés, et ce, d'autant plus en cas d'arrêt de la ventilation mécanique.

Afin d'étudier les écoulements aérauliques au sein des réseaux de ventilation des installations industrielles, l'IRSN a développé un code à zones, nommé SYLVIA (SYstèmes de Logiciels pour l'étude de la Ventilation, de l'Incendie et de l'Aérocontamination) et dédié à l'étude des phénomènes, couplés ou découplés, de ventilation, d'incendie et d'aérocontamination. Ce code de calcul permet la modélisation d'un réseau de ventilation complet d'une installation en un agencement de nœuds et de branches aérauliques, à l'image d'un réseau électrique. Les pressions dans les locaux, les débits d'air circulant entre locaux, ainsi que ceux rejetés par une cheminée ou d'autres voies de rejet peuvent ainsi être déterminés. La validation des modèles aérauliques de SYLVIA en considérant uniquement la ventilation mécanique, a d'ores et déjà été effectuée à partir d'expérimentations réalisées sur une installation réelle (Ricciardi, 2009). Cependant, le code SYLVIA manque encore de qualification, notamment pour la prise en compte des effets du vent, en situation normale ou dégradée (arrêt de la ventilation, surpression interne,...). Ainsi, des expérimentations sont nécessaires afin de vérifier la capacité de ce code à retranscrire ces effets.

L'étude de l'influence du vent sur une installation réelle n'est pas envisageable, en raison de la difficulté de leur mise en œuvre et de l'investissement financier nécessaire à la mobilisation d'une telle installation sur une période suffisamment longue pour bénéficier de conditions de vent variées et représentatives. Par ailleurs, il est difficilement concevable d'étudier des scénarios accidentels pouvant aboutir à la perte du confinement sur une installation réelle. Une solution alternative repose alors sur la réalisation d'essais à échelle réduite en soufflerie.

De cette manière, des configurations de référence simplifiées peuvent être étudiées pour différentes conditions de vent rigoureusement définies et contrôlées.

La définition d'expérimentations à échelle réduite implique de respecter la similitude des phénomènes étudiés entre l'échelle réelle et l'échelle réduite. Pour cela, une analyse dimensionnelle et une étude de similitude sont nécessaires afin de définir des critères permettant de respecter la physique. L'analyse dimensionnelle est basée sur l'adimensionnement des modèles existants pour simuler les phénomènes étudiés, à savoir dans notre cas, les modèles utilisés dans les codes à zones dédiés à l'étude des écoulements au sein des réseaux de ventilation (SYLVIA en particulier). Cette analyse met alors en exergue des nombres adimensionnels, dont la conservation entre deux échelles d'étude est nécessaire pour garantir la similitude. L'étude de similitude consiste ensuite à traduire la conservation de ces nombres adimensionnels sous la forme de rapports d'échelle à appliquer entre l'échelle réelle et l'échelle réduite. L'application de ces rapports permet d'une part de définir les grandeurs réduites pour la définition du dispositif expérimental (dimensions caractéristiques, pertes de charge,...) et d'autre part de retranscrire les résultats réduits (pressions, débits, concentrations,...) à échelle réelle.

La mise en œuvre d'expérimentations à échelle réduite par similitude a été largement utilisée dans la littérature pour l'étude des écoulements thermoaérauliques, notamment dans le domaine de la ventilation des bâtiments (Etheridge et Sandberg, 1996) ou bien dans le cadre d'étude de la propagation des fumées générées par un incendie (Vauquelin, 2008). Pour l'étude des écoulements anisothermes, la conservation d'une similitude stricte des écoulements est impossible, en raison de l'incompatibilité des nombres de similitude identifiés à partir de l'adimensionnement des équations de la mécanique des fluides (Etheridge et Sandberg, 1996). En théorie, le nombre de Reynolds Re (Eq. I. 1) et le nombre d'Archimède Ar (Eq. I. 2), appelé aussi nombre de Froude Fr densimétrique ou nombre de Richardson, doivent être simultanément conservés. Le nombre de Reynolds caractérise le régime d'écoulement aéraulique et le nombre d'Archimède représente le rapport entre les forces d'inertie et les forces de flottabilité liées aux écarts de température. Dans certaines études, le nombre de Grashof Gr est considéré à la place du nombre d'Archimède, il est défini par le produit $ArRe^2$.

$$Re = \frac{UL}{\nu} \quad \text{I. 1}$$

$$Ar = \frac{gL \Delta T}{U^2 T_0} = \frac{gL \Delta \rho}{U^2 \rho_0} = \frac{1}{Fr} \frac{\Delta \rho}{\rho_0} \quad \mathbf{I.2}$$

Avec U la vitesse du fluide (m/s), L la longueur caractéristique (m), ν la viscosité dynamique (m^2/s), g la constante de pesanteur (m/s^2), T_0 la température de référence (K) et ρ_0 la densité de référence (kg/m^3). ΔT correspond à l'écart de température, qui s'écrit en fonction de l'écart de densité $\Delta \rho$, grâce à l'équation d'état pour un fluide incompressible ($\Delta T/T = \Delta \rho/\rho$). Les formulations du nombre de Reynolds et du nombre d'Archimède mettent en évidence l'incompatibilité des deux nombres. En effet, la conservation du nombre de Reynolds se traduit par une augmentation des vitesses avec la réduction des longueurs, alors que la conservation du nombre d'Archimède implique une réduction des vitesses. Une similitude partielle des phénomènes est alors considérée en conservant soit le nombre de Reynolds, soit le nombre d'Archimède. Dans ce dernier cas, le régime d'écoulement est conservé sans respecter strictement le nombre de Reynolds. Plusieurs techniques expérimentales ont été définies à partir de cette similitude partielle, en particulier les maquettes isothermes hydrauliques où l'air froid et l'air chaud sont simulés respectivement par de l'eau pure et de l'eau salée (Linden, 1999 ; Gladstone et Woods, 2001 ; ...). De la même manière, des maquettes isothermes aérauliques ont été élaborées pour lesquelles l'air froid ou l'air chaud est simulé par mélange gazeux de densité différente de celle de l'air ambiant, par exemple un mélange d'air-hélium (Vauquelin, 2008 ; Lucchesi, 2009 ; ...). La mise en œuvre de ce type d'expérimentations sur des configurations de référence d'installations industrielles constitue un travail de recherche à part entière. Pour ces raisons, l'étude des scénarios anisothermes n'a pas été considérée dans ce travail de thèse, afin de se consacrer à l'étude des écoulements isothermes résultant des effets couplés de la ventilation mécanique, du vent et d'une surpression interne.

Bien que les études en ventilation naturelle semblent éloignées des considérations industrielles de ce travail de thèse, les phénomènes physiques et les approches à échelle réduite sont très proches. Les notions principales de ventilation naturelle en régimes permanent et transitoire, puis les approches expérimentales à échelle réduite associées pour l'étude des écoulements isothermes sont abordées dans la section I.3.

I.3 Approches théoriques et expérimentales en ventilation naturelle

En ventilation naturelle, les écoulements d'air sont générés soit par le vent, soit par le tirage thermique, ou encore par le couplage de ces deux phénomènes. Dans la littérature, on recense alors d'une part les études isothermes où seuls les effets du vent sont considérés et d'autre part les études anisothermes considérant les effets du tirage thermique, couplés ou non aux effets du vent.

La modélisation des écoulements isothermes repose sur l'équation de conservation de la masse et l'équation de Bernoulli, sous une forme simplifiée pour les écoulements permanents puis généralisée pour les écoulements instationnaires. La modélisation de ces écoulements en régime permanent est tout d'abord présentée dans la section I.3.1, avec une description des paramètres clés : coefficient de pression, coefficient de décharge, lois débit-pression des ouvrants (Etheridge et Sandberg, 1996). La section I.3.2 est ensuite consacrée aux écoulements transitoires, et plus particulièrement à la description des modèles instationnaires ayant abouti à la définition de modèles adimensionnels et de critères de similitude. Les expérimentations mises en œuvre à échelle réduite à partir de ces critères de similitude sont décrites dans la section I.3.3.

I.3.1 Modélisation des écoulements en régime permanent

En régime permanent, l'équation de conservation de la masse se traduit simplement par la conservation des débits massiques dans chacun des locaux (Eq. I. 3) :

$$\sum_{i=1}^N \rho_i Q_i = 0 \quad \text{I. 3}$$

Avec Q_i le débit volumique de chaque ouverture (m^3/s), ρ_i la masse volumique du fluide ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) et N le nombre d'ouvertures. Le débit Q au travers d'une ouverture est défini à partir de l'équation de Bernoulli et s'exprime par l'équation I. 4, aussi appelée équation d'orifice :

$$Q = C_D S \sqrt{\frac{2|\Delta P|}{\rho}} \quad \text{I. 4}$$

Où S est la section de l'ouverture (m^2), ΔP la différence de pression aux bornes de l'orifice (Pa) et C_D le coefficient de décharge. La différence de pression ΔP entre l'intérieur et l'extérieur d'un local résulte de la pression générée par le vent sur la surface extérieure de l'orifice, mais aussi de la différence de température entre l'extérieur et l'intérieur dans le cas anisotherme. Afin de caractériser l'influence du vent sur un bâtiment, la pression extérieure générée par le vent peut s'exprimer en fonction de la pression dynamique du vent et d'un coefficient de pression extérieur C_P par :

$$P_{ext} = \frac{1}{2} \rho U^2 C_P \quad \mathbf{I.5}$$

Où U est la vitesse du vent. Dès lors que le régime d'écoulement supercritique est atteint, ce coefficient de pression est indépendant de la vitesse du vent. Ainsi, les coefficients de pression déterminés en s'attachant à respecter l'hypothèse d'écoulement supercritique, sont ensuite utilisés pour étudier l'influence du vent pour toute vitesse de vent respectant cette hypothèse. Ces coefficients de pression peuvent être déterminés numériquement par des simulations CFD, expérimentalement en soufflerie, ou donnés par des corrélations issues d'expérimentations pour des géométries de bâtiments simples. Ils sont supposés homogènes sur l'ensemble d'une ouverture et identiques au coefficient de pression mesuré en l'absence d'ouverture. Ces deux hypothèses sont respectées dans la mesure où l'ouverture est petite et suffisamment éloignée des bords de la façade considérée (Chiu et Etheridge, 2007).

Le coefficient de décharge C_D , ou coefficient de contraction, est un coefficient empirique qui intègre la contraction des lignes de courant au niveau de l'orifice. Etant donné que les débits de ventilation sont linéairement dépendant du coefficient de décharge (Eq. I. 4), une détermination rigoureuse de ce coefficient est primordiale afin d'assurer une prédiction fiable des débits. La caractérisation de ce coefficient peut se faire numériquement par l'utilisation de codes CFD ou expérimentalement. Dans ce dernier cas, majoritairement utilisé dans la littérature, un banc de calibration est mis en place en laboratoire afin de générer des différences de pression aux bornes de l'orifice associées à des valeurs de débit. Le coefficient de décharge est calculé par l'équation I. 4 soit à partir d'un unique couple débit-pression, soit en considérant une régression quadratique sur l'ensemble des couples mesurés.

Pour des ouvertures à paroi mince, c'est-à-dire pour un rapport de longueur d'orifice sur le diamètre de l'orifice $L/D \ll 1$, le coefficient C_D est généralement compris entre 0,6 et 0,65, alors que pour des ouvertures dites longues ($L/D \gg 1$), il peut varier entre 0,6 et 0,9

(Etheridge et Sandberg, 1996). Cependant, bien qu'utilisées largement dans la littérature, ces valeurs restent contestables dans certains cas. La principale hypothèse a longtemps consisté à considérer que le coefficient de décharge utilisé pour prendre en compte les effets du vent était identique au coefficient mesuré en laboratoire sans prendre en compte l'influence de l'écoulement extérieur généré par le vent. Or, récemment, de nombreuses expérimentations en soufflerie ont montré que le vent avait une influence non négligeable sur l'estimation du coefficient de décharge (Chiu et Etheridge, 2007 ; Chu et al., 2009 ; Chu et Wang, 2010 ; Faure et Le Roux, 2011). Karava (2008) synthétise les études numériques et expérimentales effectuées pour étudier la variabilité de ce coefficient en fonction de paramètres géométriques (dimensions de l'orifice, position de l'orifice sur la paroi, porosité de la paroi) et physiques (nombre de Reynolds à l'ouverture, vitesse, incidence et turbulence du vent). Une large disparité des valeurs a été mise en évidence.

Notons que le coefficient de décharge peut s'exprimer par l'intermédiaire d'une résistance aéraulique R (Eq. I. 6).

$$R = \frac{\rho}{2(C_D S)^2} \quad \text{I. 6}$$

Cette notation permet d'écrire l'équation de Bernoulli (I. 4) sous la forme simplifiée d'une loi quadratique donnée par :

$$\Delta P = RQ^2 \quad \text{I. 7}$$

La notion de résistance aéraulique, utilisée dans le code SYLVIA sous la forme $\Delta P = \rho RQ^2$, permet de simplifier l'écriture des équations de Bernoulli, notamment pour l'étude de configurations avec plusieurs locaux et plusieurs ouvertures, pour lesquelles les écoulements sont généralement modélisés sous la forme d'un réseau de branches pour les ouvertures et de nœuds pour les locaux (Aynsley, 1997). Par ailleurs, l'équation d'orifice (Eq. I. 4) largement utilisée pour des ouvrants de ventilation naturelle, n'est pas applicable pour tous les types d'orifice. Par exemple, la modélisation des fuites se fait soit par des lois quadratiques sous la forme de l'équation I. 8, soit par des lois en puissance données par l'équation I. 9 (Etheridge et Sandberg, 1996).

$$\Delta P = aQ^2 + bQ \quad \text{I. 8}$$

$$\Delta P = \alpha Q^\beta \quad \text{I. 9}$$

Où a , b , α et β sont des constantes dépendant des paramètres géométriques et physiques. Pour modéliser l'écoulement au travers d'une fuite, caractérisée par un rapport de forme $L/D \gg 1$, la loi en puissance a été largement utilisée, avec un exposant β généralement compris entre 1,4 et 1,70 (Oh et al., 2007 ; AHSRAE, 2001 ; Walker et al., 1998). Walker et al. (1998) ont analysé l'adéquation des deux formulations définies ci-dessus (Eqs. I. 8 et I. 9) à partir d'expérimentations réalisées en laboratoire. La loi en puissance (Eq. I. 9) permet alors de mieux reproduire le comportement aéraulique des fuites. A contrario, Etheridge (1998) préconise l'utilisation d'une loi quadratique au lieu d'une loi en puissance pour des raisons physiques. En effet, les coefficients α et β n'ont pas de sens physique, alors que les coefficients a et b peuvent être assimilés aux régimes turbulent et laminaire respectivement. Notons que dans le code SYLVIA, la modélisation des fuites se fait par une loi en puissance, où le coefficient β est modifiable (1,35 par défaut). Des lois en puissance seront donc considérées pour reproduire le comportement aéraulique des fuites.

Ainsi, pour un régime d'écoulement permanent isotherme, l'utilisation de lois débit-pression en puissance ou de lois quadratiques (Eqs. I. 8 et I. 9), couplées à la conservation des débits (Eq. I. 3) suffit pour décrire les transferts aérauliques d'un bâtiment en ventilation naturelle. Cependant, pour prendre en considération les fluctuations des écoulements, ce modèle statique doit être défini sous une forme généralisée instationnaire.

I.3.2 Modélisation des écoulements en régime transitoire

Plusieurs modèles permettant de prendre en compte les composantes fluctuantes d'un écoulement, ont été développés, allant d'un cas simple comprenant un local avec une ouverture unique, jusqu'à un modèle de bâtiment avec plusieurs locaux et ouvertures. Ces différents modèles temporels ou fréquentiels sont synthétisés par Haghghat et al. (2000). La validation de ces modèles a généralement été effectuée sur la base d'expérimentations à échelle réduite. Oh et al. (2007) recensent une partie des études expérimentales à échelle réelle et échelle réduite. Ces dernières seront abordées dans la section I.3.3.

En premier lieu, Holmes (1979) a étudié analytiquement et expérimentalement l'influence d'un écoulement pulsé sur une enceinte avec une unique ouverture. Un écoulement pulsé est défini par une variation de la pression externe au niveau de l'ouverture, entraînant un écoulement fluctuant à l'intérieur de l'enceinte dû à la compressibilité de l'air de l'enceinte (Haghghat, 2000). Holmes (1979) définit alors le premier modèle fiable permettant d'étudier

l'influence d'un écoulement fluctuant sur un local. Ce modèle obtenu par analogie acoustique avec un résonateur d'Helmholtz, relie le coefficient de pression externe $C_{P_{ext}}$ au coefficient de pression interne $C_{P_{int}}$ par une équation différentielle du second ordre non-linéaire (Eq. I. 10). Cette équation considère à la fois la compressibilité de l'air dans le local et l'inertie du local.

$$\frac{\rho L_e V}{\gamma P_0 S} \frac{d^2 C_{P_{int}}}{dt^2} + \left(\frac{\rho V U}{2 C_D \gamma P_0 S} \right)^2 \frac{d C_{P_{int}}}{dt} \left| \frac{d C_{P_{int}}}{dt} \right| + C_{P_{int}} = C_{P_{ext}} \quad \text{I. 10}$$

Avec γ le coefficient adiabatique de l'air (égal respectivement à 1 ou 1,4 pour des conditions isothermes ou adiabatiques), P_0 la pression de référence (Pa), V le volume interne de l'enceinte (m^3), U la vitesse du fluide dans l'orifice (m/s), S la section de l'ouverture (m^2) et L_e la longueur effective de la masse d'air passant dans l'orifice (m). Cette longueur représente la longueur de la masse d'air effective $\rho L_e S$, correspondant à la masse d'air accélérée au niveau de l'ouverture. Vickery (1986) définit la notion de longueur effective d'une ouverture par la relation I. 11, qui sera ensuite reprise dans de nombreuses études (Oh et al, 2007).

$$L_e = L + 0.89\sqrt{S} \quad \text{I. 11}$$

Avec L la longueur de l'ouverture (m).

Deux conclusions fondamentales ont été apportées par les travaux de Holmes (1979). Il a tout d'abord mis en évidence le comportement résonant de la fluctuation de la pression interne. En effet, des oscillations caractéristiques d'Helmholtz sont obtenues au sein du local lors d'une sollicitation extérieure. La fréquence caractéristique est alors déterminée à partir de l'équation I. 10 et s'exprime par l'équation I. 12 :

$$f_H = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{\gamma P_0 S}{\rho L_e V}} \quad \text{I. 12}$$

A partir de cette relation, on peut noter que la fréquence d'oscillation augmente proportionnellement avec la section de l'ouverture et diminue proportionnellement avec le volume du local. Par la suite, ces oscillations ont été largement étudiées à la fois numériquement (Liu et Saathoff, 1981 ; Sharma et Richards, 1997) et expérimentalement (Liu et Rhee, 1986 ; Sharma et Richards, 2003).

La seconde avancée scientifique apportée par Holmes est la définition d'un critère de similitude dynamique permettant d'étudier expérimentalement à échelle réduite les

écoulements fluctuants au sein d'un local tout en conservant la fréquence caractéristique des oscillations internes. Ce critère de similitude établi à partir de l'expression adimensionnelle de l'équation I. 10 relie le rapport d'échelle du volume interne de l'enceinte aux rapports d'échelle de longueur de l'ouverture et de vitesse.

Dans la suite, un rapport d'échelle \bar{X} est défini par le rapport des grandeurs à échelle réduite X_{reduit} et à échelle réelle X_{reel} (Eq. I. 13).

$$\bar{X} = \frac{X_{reduit}}{X_{reel}} \quad \text{I. 13}$$

Le critère de similitude défini par Holmes (1979) s'écrit alors par la relation I. 14.

$$\bar{V} = \frac{\bar{L}^3}{\bar{U}^2} \quad \text{I. 14}$$

Où \bar{V} , \bar{L} et \bar{U} sont les rapports d'échelle respectifs du volume du local, de la longueur caractéristique de l'ouverture et de la vitesse au niveau de l'ouverture. De nombreuses études expérimentales se sont appuyées sur la conservation de ce critère de similitude pour définir des expérimentations à échelle réduite (Holmes, 1979 ; Vickery et Bloxham, 1992 ; Womble et al., 1995 ; Pearce et Sykes, 1999 ; Ho et al, 2004).

La conservation de ce critère de similitude dynamique impose alors :

- soit un rapport d'échelle de vitesse égal à 1, c'est-à-dire que les vitesses simulées à échelle réduite seront identiques aux vitesses réelles,
- soit une distorsion volumique entre le volume interne du local et les dimensions de l'ouverture, dans le cas d'un rapport d'échelle de vitesse différent de 1. En effet, dans ce cas, le rapport d'échelle du volume du local \bar{V} est différent du rapport d'échelle volumique \bar{L}^3 de l'ouverture.

Le modèle défini par Holmes (1979) a été obtenu de manière plus rigoureuse par Liu et Saathoff (1981) à partir des équations de la mécanique des fluides. Saathoff et Liu (1983) étendent ensuite ce modèle pour un bâtiment avec plusieurs locaux communicants et une ouverture vers l'extérieur. Des études complémentaires ont considéré d'autres paramètres, tels que le positionnement des ouvertures, la flexibilité et la perméabilité de l'enceinte (Vickery, 1986 ; Vickery et Bloxham, 1992 ; Sharma et Richards, 1997).

Par ailleurs, Etheridge (2000a, 2000b) a développé un modèle analogue sous une forme adimensionnelle pour l'étude de la ventilation naturelle d'un local avec plusieurs ouvertures de types minces (fenêtres) ou longues (cheminées de ventilation). Ce modèle, dit quasi-statique inertiel, est présenté dans ce qui suit. Etheridge s'est intéressé à l'influence des fluctuations du vent sur la ventilation naturelle d'une enceinte comprenant plusieurs ouvertures. Deux types d'ouverture sont étudiés : les ouvertures dites à paroi mince ($L/D \ll 1$) modélisées par une loi d'orifice standard (loi en puissance avec $\beta = 2$) et les ouvertures longues ($L/D \gg 1$) modélisées par une loi quadratique sous la forme $aQ^2 + bQ$.

Afin d'exprimer les équations de bilan de conservation de la masse et de Bernoulli généralisée sous une forme adimensionnelle, les pressions externes et la pression interne au local sont définies en termes de coefficient de pression adimensionnel (Eq. I. 5). De plus, les débits et le temps adimensionnel sont définis par les relations I. 15 et I. 16 :

$$Q' = \frac{Q}{C_{D\infty} S U} \quad \text{I. 15}$$

$$t' = t \frac{U}{H} \quad \text{I. 16}$$

Où Q et t représentent les variables dimensionnelles du débit (m^3/s) et du temps (s). $C_{D\infty}$ est le coefficient de décharge déterminé pour un nombre de Reynolds élevé, S la section de l'ouverture considérée (m^2), H une hauteur de référence correspondant généralement à la hauteur du bâtiment (m) et U la vitesse du vent (m/s). A partir de ces variables adimensionnelles, l'équation de conservation de la masse appliquée au local et l'équation de Bernoulli généralisée définie pour deux types d'ouvertures (minces et longues) s'écrivent respectivement sous la forme adimensionnelle des équations I. 17 à I. 19 (Etheridge, 2000a) :

$$\frac{dC_{Pint}}{dt'} = \sum_{j=1}^N D_j Q_j' \quad \text{I. 17}$$

$$\frac{dQ_j'}{dt'} = \frac{F_j}{2C_{zi\infty}} (-C_{Pint} - 2B_j + C_{Pj} - s_j Q_j'^2) \quad \text{I. 18}$$

$$\frac{dQ_j'}{dt'} = \frac{F_i}{2C_{Dj\infty}} \left(-C_{Pint} - 2B_j + C_{Pj} - s_j Q_j'^2 - \frac{b}{U} \sqrt{\frac{2}{\rho a}} Q_j' \right) \quad \text{I. 19}$$

Où s_j est le signe de l'écoulement au travers de l'ouverture j . B_j , F_j et D_j sont des groupements adimensionnels. B_j représente le terme de flottabilité dans le cas où la température de l'enceinte est différente de la température extérieure. Il s'exprime en fonction du nombre d'Archimède Ar par :

$$B_j = Ar \frac{z_j}{H} \text{ avec } Ar = \frac{\Delta \rho g H}{\rho U^2} \quad \text{I. 20}$$

Où z_j est la hauteur de l'ouverture par rapport au sol du local (m). Dans le cas isotherme, où seuls les effets du vent sont considérés, le terme B_j est nul. Le terme F_j (Eq. I. 21) représente l'inertie de chaque ouverture, soit le rapport de la hauteur caractéristique H par la longueur effective de l'ouverture L_{ej} , et le terme D_j (Eq. I. 22) correspond à un terme de compressibilité.

$$F_j = \frac{H}{L_{ej}} \quad \text{I. 21}$$

$$D_j = \frac{2C_{Dj\infty}S_j H c^2}{V U^2} \quad \text{I. 22}$$

Dans les équations I. 21 et I. 22, L_{ei} est la longueur effective de l'ouverture (m), V est le volume interne du local (m^3) et c est la vitesse du son (m/s). L'écriture de la conservation de ce terme adimensionnel entre deux échelles différentes permet d'obtenir un critère de similitude analogue au critère de similitude dynamique (Eq. I. 14) défini par Holmes (1979). Ce modèle adimensionnel a été défini dans le but d'étudier paramétriquement des scénarios de ventilation naturelle en fonction des groupements adimensionnels identifiés (Etheridge, 2002). Des expérimentations à échelle réduite ont aussi été menées suite à ces travaux et sont abordées dans la section I.3.3.

I.3.3 Expérimentations à échelle réduite

Les expérimentations à échelle réduite ont été menées afin de valider les modèles numériques présentés précédemment. Ces expérimentations sont principalement mises en œuvre à partir des critères de similitude définis par Holmes (1979) et Etheridge (2000a). Les expérimentations réalisées suite aux travaux théoriques de Holmes (1979) sont synthétisés dans le Tableau I. 1 à partir de la synthèse de Oh et al. (2007) sur les études expérimentales liées aux fluctuations de la pression interne induites par une variation de la pression externe.

Le Tableau I. 1 présente les rapports de réduction d'échelle des longueurs considérées et précise les études expérimentales à échelle réduite ayant été définies à partir du critère de similitude dynamique obtenu par Holmes (1979). Le respect de ce critère de similitude, donné par la relation I. 14, impose une distorsion volumique entre les dimensions de l'ouverture et les dimensions du local, sauf dans le cas particulier où les vitesses réduites sont égales aux vitesses réelles (rapport de vitesse égal à 1). Ainsi, le volume interne du local est volontairement augmenté afin de respecter ce critère. Pour cela, un volume supplémentaire est ajouté au local et est généralement situé sous la soufflerie afin de ne pas modifier l'architecture externe du bâtiment, qui modifierait les écoulements du vent autour du local.

Auteurs	Rapport d'échelle	Similitude dynamique (Equation I. 14)
Holmes (1979)	1/50	Non
Stathopoulos et al. (1979)	1/250	Non
Liu et Rhee (1986)	NC	Non
Vickery et Bloxham (1992)	NC	Oui
Woods et Blackmore (1995)	1/50	Oui
Pearce et Sykes (1999)	NC	Oui
Sharma et Richards (2003)	1/50	Non
Ho et al. (2004)	1/100	Oui

Tableau I. 1 : Synthèse des essais à échelle réduite relatifs à l'influence d'une variation de la pression externe sur la variation de la pression interne d'un local (Oh et al., 2007) (NC : Non connu).

La Figure I. 1, issue des travaux d'Ho et al. (2005), illustre la distorsion volumique pour une maquette réduite, où un volume supplémentaire a été placé sous la soufflerie.

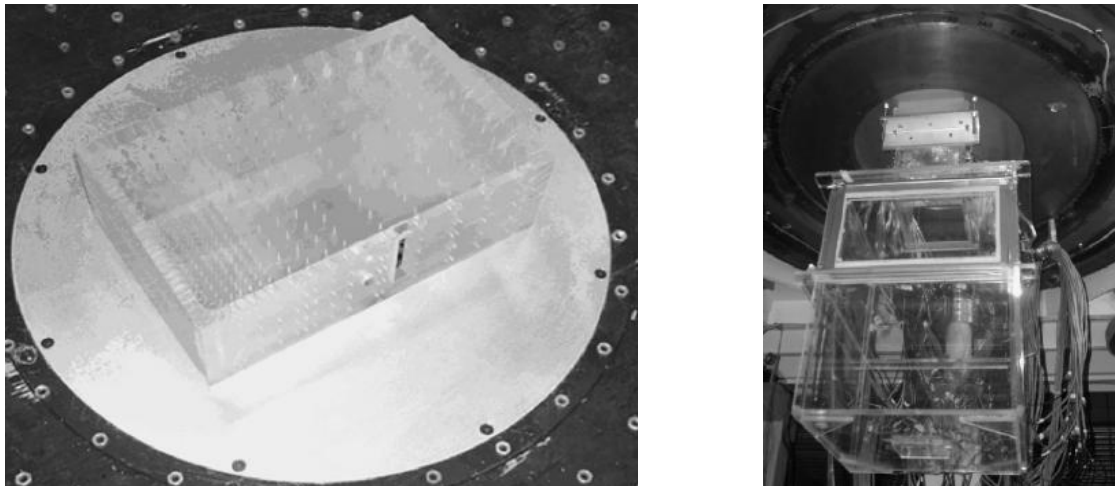


Figure I. 1 : Vues de la maquette réduite (image de gauche) et du volume interne supplémentaire (image de droite) permettant de respecter le critère de similitude dynamique sans modifier la géométrie extérieure du local (Ho et al., 2005 ; Oh et al., 2007).

La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques permet de vérifier qu'en modifiant le volume interne du local, la similitude dynamique de l'écoulement, et donc la fréquence caractéristique des oscillations internes, sont conservées.

Les travaux expérimentaux réalisés suite au développement du modèle adimensionnel d'Etheridge (2000a, 2000b), sont maintenant abordés. Les travaux de thèse de Chiu (2004) et plus récemment de Wang (2010), s'intéressent aux effets de la composante fluctuante du vent sur les débits de ventilation d'un bâtiment composé d'un local et de plusieurs ouvertures de type mince (fenêtres) ou longues (conduits de ventilation naturelle). De la même manière qu'Oh et al. (2004), Chiu (2004) étudie tout d'abord expérimentalement l'influence de la prise en compte de la distorsion volumique sur l'évolution de la pression interne du local. Il montre alors que lorsque l'on s'intéresse uniquement aux fluctuations du vent et non pas à une variation brutale de la pression interne, le respect du critère de similitude dynamique n'est pas nécessaire. En effet, les fluctuations de pression interne obtenues avec et sans distorsion volumique sont très proches. Dans la continuité de ces travaux, Wang (2010) a étudié l'efficacité des conduits de ventilation naturelle afin de limiter les inversions de débit au niveau des ouvertures, dues aux composantes fluctuantes du vent. Pour cela un dispositif expérimental équipé d'un local et de plusieurs conduits de ventilation naturelle est étudié à échelle réduite, sans prendre en considération la distorsion volumique compte tenu des conclusions tirées par Chiu (2004).

La majorité des études expérimentales en ventilation naturelle a été réalisée pour des configurations comprenant un local muni d'ouvertures à parois minces ($L/D \ll 1$) et longues ($L/D \gg 1$) dans certains cas, notamment les travaux de Wang (2010) pour tester des conduits de ventilation naturelle. Ces configurations restent très éloignées des installations industrielles munies d'un réseau de ventilation. Cependant, les phénomènes physiques étudiés et la démarche à suivre pour développer des approches à échelle réduite sont similaires. Il reste alors à considérer l'analyse dimensionnelle d'un réseau de ventilation dans son ensemble (ventilateurs, conduits de ventilation,...) afin d'étudier les phénomènes couplés du vent, de la ventilation mécanique et d'une surpression interne. Une étude proche de ces considérations a été identifiée dans l'industrie ferroviaire et est présentée dans la section I.4.

I.4 Ecoulements transitoires dans les réseaux de ventilation des trains

Lors du passage d'un train dans un tunnel, des ondes de surpression et de dépression sont générées au sein du tunnel, impliquant des variations brutales de la pression sur la paroi du train de l'ordre de 1500 à 3000 Pa. Ces ondes de pression se propagent à l'intérieur des circuits de ventilation du train et entraînent une modification brutale de la pression à l'intérieur du train, cause de la gêne ressentie par les passagers. Les travaux de thèse réalisés par Mariaux (1995) s'intéressent à ce phénomène transitoire et à la faisabilité d'un dispositif actif de contrôle des débits instationnaires dans le réseau de ventilation afin d'atténuer ce phénomène.

Pour cela, Mariaux (1995) a tout d'abord développé un modèle théorique permettant de reproduire le comportement dynamique du train dans son ensemble (volume interne du train et son réseau de ventilation). A partir de ce modèle, une étude adimensionnelle a permis de définir une méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation des trains, afin de mettre en place un dispositif expérimental à échelle réduite.

I.4.1 Méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation

Le système étudié par Mariaux (1995) est composé d'une voiture de TGV et de son réseau de ventilation, simplifié en un réseau composé de quatre conduits principaux et d'un volume correspondant au volume interne d'une voiture du train (Figure I. 2).

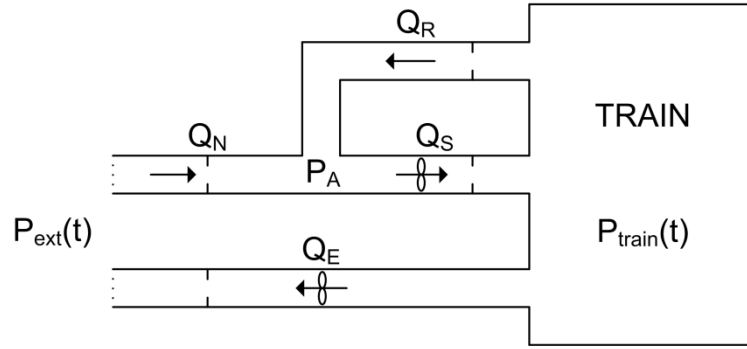


Figure I. 2 : Schématisation simplifiée du train et de son réseau de ventilation.

Les quatre conduits de ventilation correspondent aux circuits d'air neuf (débit Q_N), d'air repris (Q_R), d'air soufflé (Q_S) et d'air extrait (Q_E). Les pressions P_{ext} , P_{train} et P_A correspondent respectivement à la pression extérieure du train (pression dans le tunnel), à la pression à l'intérieur du train, et à la pression à la jonction des réseaux d'air neuf, d'air repris et d'air soufflé. Le système global est alors modélisé par quatre branches où est appliqué le théorème d'énergie cinétique sous une forme globale (Eq. I. 23), et deux nœuds où est appliquée l'équation de conservation de la masse (Eq. I. 24 pour le volume du train et Eq. I. 25 pour le point de jonction A).

$$\frac{\rho L}{S} \frac{dQ(t)}{dt} = P_1(t) - P_2(t) - \frac{\rho}{2} \left[\left(\frac{f_2}{S_2} \right)^2 - \left(\frac{f_1}{S_1} \right)^2 \right] Q(t)^2 - \frac{\rho \zeta}{2 S^2} |Q(t)| Q(t) + \frac{P_f(Q, \Omega)}{Q(t)} \quad \text{I. 23}$$

$$\frac{dP(t)}{dt} = \frac{\rho c_0^2}{V} (Q_S(t) - Q_R(t) - Q_E(t)) \quad \text{I. 24}$$

$$Q_S(t) - Q_R(t) - Q_N(t) = 0 \quad \text{I. 25}$$

f_1 et f_2 sont des coefficients adimensionnels caractéristiques de la simplification de chaque réseau en un seul conduit, ζ est le coefficient des pertes de charge, $P_f(Q, \Omega)$ est la puissance fournie par les ventilateurs (W) et c_0 est la vitesse du son (m/s). L'analyse dimensionnelle réalisée par Mariaux (1995) permet alors d'écrire les équations I. 23 à I. 25 sous une forme adimensionnelle (Eqs. I. 26 à I. 28), par l'introduction de grandeurs de référence et la définition de variables adimensionnelles :

$$\frac{dQ^*}{dt^*} = \frac{S^*}{L^*} \left\{ P_1^* - P_2^* - \frac{1}{2} \left[\left(\frac{f_2}{S_2^*} \right)^2 - \left(\frac{f_1}{S_1^*} \right)^2 \right] Q^{*2} - \frac{1}{2} \frac{\zeta}{S^{*2}} |Q^*| Q^* + \frac{P_f^*}{Q^*} \right\} \quad \text{I. 26}$$

$$\frac{dP^*}{dt^*} = \frac{1}{V^*} (Q_S^* - Q_R^* - Q_E^*) \quad \text{I. 27}$$

$$Q_S^* - Q_R^* - Q_N^* = 0 \quad \text{I. 28}$$

A partir de ce modèle adimensionnel, Mariaux (1995) définit les rapports d'échelles à appliquer pour respecter la similitude. La condition principale qu'il utilise afin de définir l'ensemble des rapports d'échelle est un temps de référence réduit identique au temps réel, soit un rapport de temps égal à 1. Par ailleurs, il fixe arbitrairement une réduction du volume interne du train égale à 1/60.

L'écriture de la conservation des grandeurs adimensionnelles, compte tenu des grandeurs de références considérées, impose alors l'égalité des rapports d'échelle donnés par les équations I. 29 et I. 30.

$$\frac{P_{reduit}}{P_{reel}} = \frac{L_{reduit}}{L_{reel}} = \frac{t_{reduit}}{t_{reel}} = 1 \quad \text{I. 29}$$

$$\frac{Q_{reduit}}{Q_{reel}} = \frac{P_{f_{reduit}}}{P_{f_{reel}}} = \frac{S_{reduit}}{S_{reel}} = \frac{V_{reduit}}{V_{reel}} = \frac{1}{60} \quad \text{I. 30}$$

A partir de ces rapports d'échelle, l'ensemble des grandeurs peut être retranscrit de l'échelle réelle à l'échelle réduite du dispositif expérimental. Le dimensionnement d'une maquette réduite de réseaux de ventilation est alors réalisable à partir de cette analyse dimensionnelle théorique. Cependant, en pratique, l'ensemble des rapports n'est pas conservé pour définir le dispositif expérimental, montrant ainsi les limites de cette méthodologie.

I.4.2 Limites de la méthodologie

En théorie, la méthodologie impose la conservation des longueurs entre l'échelle réduite et l'échelle réelle (Eq. I. 29). Or, pour des raisons d'encombrement, il est inconcevable de réaliser en laboratoire une maquette réduite respectant les longueurs réelles des conduits. Dans le cas de Mariaux (1995), la longueur maximale du conduit équivalent du circuit d'air soufflé est d'une dizaine de mètres. Il montre alors numériquement que pour le système étudié, le terme inertiel de chaque conduit a très peu d'influence sur la propagation de la pression dans le réseau de ventilation. Ainsi, il utilise par la suite des longueurs arbitraires

pour les conduits, sans tenir compte du rapport d'échelle théorique. L'inertie des conduits est donc négligée.

De plus, le respect de la méthodologie nécessite la conservation des niveaux de pression entre l'échelle réelle et l'échelle réduite (Eq. I. 29). Cette contrainte provient de la définition d'une vitesse de référence identique aux deux échelles, correspondant à la vitesse du son. Dans les travaux de Mariaux, cette condition peut être respectée puisque les essais sont réalisés uniquement en laboratoire où les fluctuations de la pression externe sont générées par un réservoir tampon sous pression. Ce choix de vitesse de référence restreint l'application de la méthodologie à des cas où les pressions et les vitesses sont identiques aux deux échelles, ce qui est rarement le cas lors d'études à échelle réduite en soufflerie. Les pressions sont alors généralement adimensionnées par la pression dynamique du vent (Eq. I. 5), permettant ainsi d'introduire une réduction des pressions proportionnelle au carré de la réduction des vitesses.

Par ailleurs, les niveaux de pression absolus au sein du réseau de ventilation d'un train en situation normale sont largement inférieurs à ceux d'un réseau de ventilation d'une installation industrielle. Une réduction des pressions est donc aussi nécessaire pour pouvoir reproduire un réseau de ventilation à échelle réduite et ce, d'autant plus que la réduction des débits est élevée. Or, la méthodologie impose un rapport des débits équivalent au rapport des volumes (Eq. I. 30). Pour l'étude de bâtiments de grandes dimensions, tels que des bâtiments industriels, une réduction des volumes importante est nécessaire compte tenu des contraintes expérimentales d'encombrement en laboratoire et en soufflerie. Or, une réduction trop importante des débits peut entraîner une modification du régime d'écoulement entre l'échelle réelle et l'échelle réduite ainsi que des difficultés métrologiques pour la mesure des débits très faibles. Enfin, suivant les couples débit-pression du réseau de ventilation, une réduction importante des débits associée à des niveaux de pression réels peut poser des problèmes vis-à-vis du choix des ventilateurs à utiliser pour la maquette, car les lois débit-pression réduites sont alors plus proches de celles d'une pompe.

Ainsi, la méthodologie développée par Mariaux (1995) permet d'étudier à échelle réduite les écoulements transitoires au sein d'un réseau de ventilation. Cependant, les hypothèses considérées pour définir les critères de similitude ne peuvent pas être directement transposées à des installations industrielles. La démarche à mettre en œuvre pour le dimensionnement d'une installation industrielle à échelle réduite est similaire, mais le choix des hypothèses, en particulier la définition des grandeurs de référence, devra être différents.

I.5 Conclusion

La problématique de ce travail de thèse a tout d'abord été posée dans la première partie de ce chapitre. La réalisation d'expérimentations à échelle réduite à partir d'installations industrielles de référence, munies d'un réseau de ventilation, est alors une nécessité afin d'étudier la capacité du code SYLVIA à prendre en compte les effets du vent en situation normale ou dégradée (arrêt de la ventilation mécanique, surpression interne résultant d'un accident). La prise en compte des effets thermiques, résultant d'un incendie par exemple, a été écartée afin de se consacrer à l'étude des écoulements aérauliques isothermes en régimes permanent et transitoire.

Les approches théoriques et expérimentales développées en ventilation naturelle ont ensuite été présentées. Les phénomènes physiques étudiés et la démarche aboutissant à la définition de critères de similitude sont analogues aux cas des installations industrielles. Les notions de coefficient de décharge et de lois débit-pression associées ont notamment été abordées et restent actuellement des axes de recherche importants, notamment afin d'affiner la mesure des débits de ventilation dans un bâtiment ventilé naturellement. Dans la suite de ce travail, la définition de ces paramètres est primordiale afin de reproduire le plus judicieusement possible le comportement aéraulique des fuites d'une installation. Concernant les écoulements transitoires, la présence d'oscillations caractéristiques d'Helmholtz au sein d'un local lors d'une sollicitation transitoire de pression externe a été mise en évidence dans la littérature. Un critère de similitude dynamique, introduisant une distorsion volumique entre les locaux et les ouvertures, a alors été établi afin de retranscrire par similitude le comportement transitoire des écoulements. Ce type de phénomènes transitoires sera mis en évidence dans la suite de ce travail, et le respect d'un critère de similitude identique sera donc considéré.

L'ensemble de ces études expérimentales réalisées en ventilation naturelle s'intéresse principalement à des cas simples avec un seul local et uniquement quelques ouvertures. Haghghat (2000) souligne l'importance d'étendre ces modèles pour prendre en compte les écoulements générés par la ventilation mécanique et la thermique. Il met aussi en avant le manque de données expérimentales afin de valider les modèles théoriques développés. Par ailleurs, aucune méthodologie permettant d'étudier à échelle réduite les écoulements de type permanent et transitoire au sein d'une installation munie d'un réseau de ventilation n'a été identifiée dans la littérature, excepté dans le domaine ferroviaire.

Les travaux de thèse de Mariaux (1995) ont permis d'étudier à échelle réduite les écoulements transitoires dans les réseaux de ventilation des trains. Pour cela, Mariaux a développé une méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation, présentée dans la section I.4. Cependant, cette méthodologie ne peut pas être appliquée pour réaliser des expérimentations en soufflerie sur des installations industrielles, compte tenu des contraintes expérimentales et des caractéristiques réelles des installations, différentes de celles de Mariaux (1995).

L'objectif de ce travail de thèse est donc de définir une méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation afin d'étudier par similitude les écoulements aérauliques en régimes permanent et transitoire au sein de bâtiments industriels. Dans notre étude, la méthodologie sera ensuite appliquée au domaine nucléaire, afin d'étudier l'influence du vent sur les écoulements au sein d'installations nucléaires de référence, en situation de fonctionnement normale ou dégradée. Les scénarios considérés en situation dégradée correspondent à un arrêt de la ventilation mécanique ou à une suppression interne due à un accident. La validité du code SYLVIA pour modéliser ces phénomènes sera ensuite analysée à partir d'expérimentations réalisées à échelle réduite.

CHAPITRE II

METHODOLOGIE D'ADIMENSIONNEMENT DES RESEAUX DE VENTILATION POUR L'ETUDE DES ECOULEMENTS ISOTHERMES

II.1 Introduction	44
II.2 Modélisation des réseaux de ventilation.....	45
II.2.1 Bilan macroscopique appliqué aux branches.....	46
II.2.2 Bilan macroscopique appliqué aux nœuds	48
II.3 Développement théorique de la méthodologie	49
II.3.1 Modèle adimensionnel.....	50
II.3.2 Nombres adimensionnels.....	52
II.3.2.1 Nombres adimensionnels associés aux branches.....	52
II.3.2.2 Nombres adimensionnels associés aux nœuds	54
II.3.3 Similitude aéraulique	56
II.3.4 Similitude du transport d'un scalaire passif	60
II.4 Validation numérique et expérimentale.....	61
II.4.1 Validation numérique	62
II.4.1.1 Comparaison entre les résultats adimensionnels et les résultats du code SYLVIA	63
II.4.1.2 Comparaison entre les résultats obtenus à échelle réelle et à échelle réduite..	65
II.4.2 Validation expérimentale.....	68
II.4.2.1 Dispositif expérimental.....	68
II.4.2.2 Validation expérimentale en régime permanent	70
II.4.2.3 Validation expérimentale en régime transitoire.....	71
II.4.3 Synthèse de la validation de la similitude aéraulique	77
II.5 Conclusion	79

II.1 Introduction

Ce chapitre est consacré à la méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation, permettant l'étude des écoulements isothermes en régimes permanent et transitoire.

Le développement d'approches à échelle réduite repose sur la conservation de nombres adimensionnels et de grandeurs de référence, permettant de respecter la physique des phénomènes étudiés entre une échelle réduite et une échelle réelle. La définition des paramètres à conserver, provient de l'adimensionnement des équations régissant les phénomènes étudiés, à savoir les équations utilisées pour modéliser les écoulements isothermes au sein des réseaux de ventilation. Par ailleurs, la mise en œuvre d'expérimentations à échelle réduite doit aussi prendre en compte les grandeurs caractéristiques des installations réelles étudiées et les moyens expérimentaux mis à disposition. Enfin, avant d'appliquer la méthodologie à des configurations de référence réelles, une validation du développement théorique permettant de conserver la similitude des écoulements est nécessaire, afin de s'assurer de la reproduction à échelle réduite des phénomènes physiques réels.

Ce chapitre présente tout d'abord les équations utilisées pour le développement théorique de la méthodologie. Ensuite, l'adimensionnement de ces équations et la définition des critères permettant de respecter la similitude des écoulements sont détaillés dans la section II.3. La validation numérique et expérimentale de la méthodologie est finalement abordée dans la section II.4.

II.2 Modélisation des réseaux de ventilation

Dans cette section, les équations gouvernant les écoulements isothermes dans les réseaux de ventilation sont présentées. La modélisation d'un réseau de ventilation est basée sur une décomposition du réseau en nœuds et en branches, à l'image d'un réseau électrique, comme illustrée sur la Figure II. 1. Cette représentation SYLVIA est présentée uniquement à titre d'exemple ; cette configuration sera expliquée en détail dans le chapitre III.

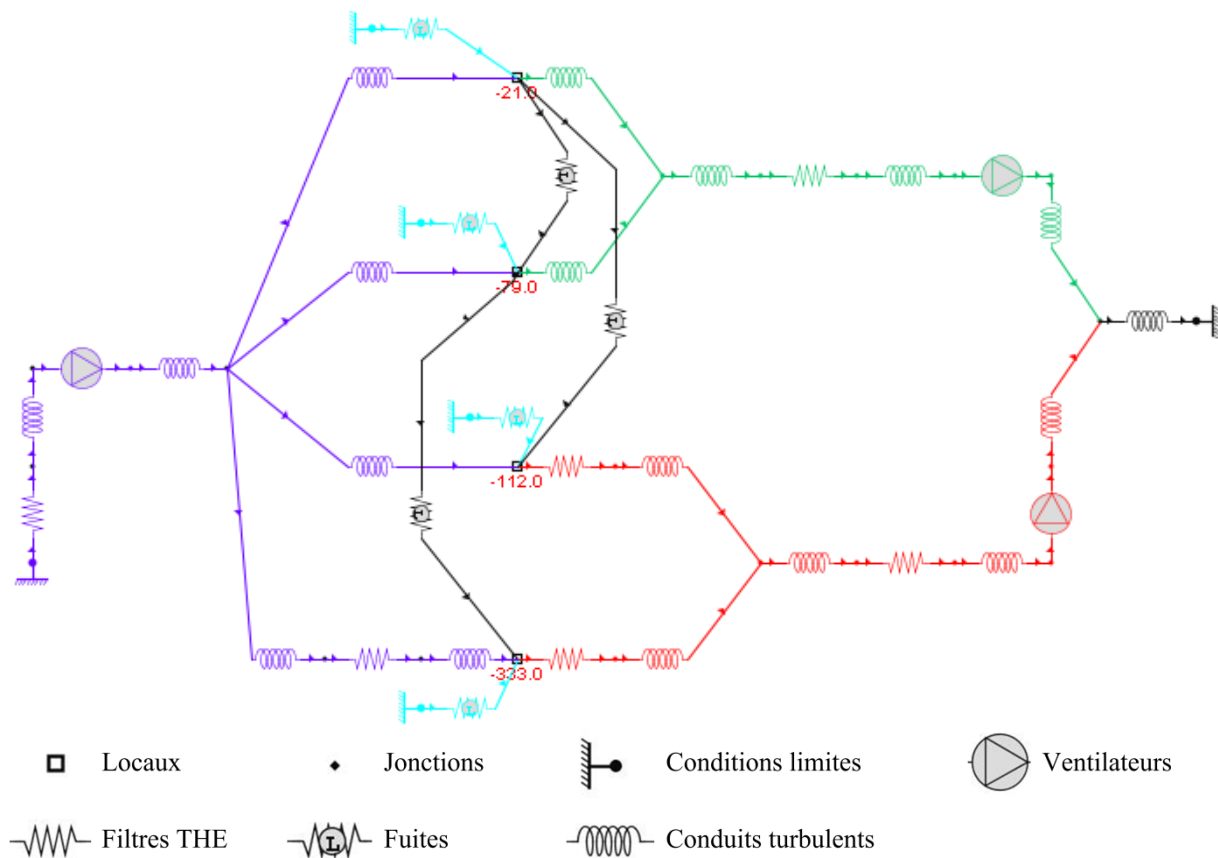


Figure II. 1 : Décomposition d'un réseau de ventilation en nœuds et en branches.

Les branches représentent soit un élément résistif (conduits, filtres, fuites,...), soit un élément moteur (ventilateurs, pompes,...). Chaque branche est caractérisée par un débit volumique supposé constant dans toute la branche. L'écoulement étant supposé incompressible dans une branche, la masse volumique est uniforme dans toute la branche et égale à la masse volumique calculée au nœud amont. Pour le cas d'écoulements isothermes, la masse volumique en chaque nœud dépend uniquement de la pression au nœud considéré. Le débit est alors calculé par l'application d'un bilan macroscopique d'énergie mécanique, plus

communément appelé équation de Bernoulli généralisée. Cette équation est présentée dans la section II.2.1.

Les nœuds représentent soit un local à une ou deux zones homogènes, soit une simple jonction entre deux ou plusieurs branches, soit l'environnement extérieur. Dans ce dernier cas, il s'agit alors d'une condition limite en pression, température et concentration en polluant. Pour les nœuds de type local ou jonction, les grandeurs physiques suivantes sont déterminées et considérées homogènes : pression, température, masse volumique et fraction massique de chaque espèce gazeuse ou particulaire. Les bilans macroscopiques de masse, d'énergie et de concentration de chaque espèce sont alors appliqués en chacun des nœuds. Dans notre étude, les écoulements sont supposés isothermes. De plus, le fluide considéré est systématiquement de l'air, sauf pour les cas d'étude du transport d'une espèce gazeuse. Ainsi, seules les équations de conservation de la masse de l'air et de la masse d'une espèce gazeuse, appelée par la suite équation de transport d'un scalaire passif, sont utilisées.

II.2.1 Bilan macroscopique appliqué aux branches

Le bilan macroscopique unidimensionnel d'énergie mécanique pour un fluide incompressible s'applique à chaque branche grâce à l'équation II. 1, couramment appelée équation de Bernoulli généralisée.

$$\frac{\rho L}{S} \frac{dQ}{dt} = \tilde{P}_1 - \tilde{P}_2 + \rho g(z_1 - z_2) + f(Q, \rho, \dots) \quad \text{II. 1}$$

Avec Q le débit volumique de la branche (m^3/s), ρ la masse volumique (kg/m^3) correspondant à la masse volumique calculée au nœud amont, L la longueur (m) et S la section (m^2) de la branche. Le terme $\rho L/S$ représente alors l'inertie de la branche. Le terme $\rho g(z_1 - z_2)$ correspond aux forces dues à la gravité. Il est nul dans le cas d'une branche horizontale. Les pressions relatives \tilde{P}_1 et \tilde{P}_2 représentent la somme des pressions dynamique et statique au niveau des connexions entre la branche et les nœuds en amont (*indice 1*) et en aval (*indice 2*). Les locaux à deux zones, permettant de définir deux zones de températures différentes, ne sont pas considérés. La pression \tilde{P}_i d'un nœud s'exprime alors en fonction de la pression statique P_i et de la pression dynamique par l'équation II. 2.

$$\tilde{P}_i = P_i + \frac{1}{2} \frac{\rho Q^2}{S_i^2} \quad \text{II. 2}$$

La fonction f de l'Equation II. 1 est une fonction caractéristique dépendant du type de branche. Le choix de ces fonctions est détaillé ci-après. La modélisation des branches passives (conduits, filtres, fuites,...) peut se faire par des modèles descriptifs, où la géométrie des éléments est précisément modélisée. Cependant, étant donné la complexité des réseaux de ventilation industriels, il est difficile de décrire précisément la géométrie complète d'une installation. La modélisation des branches se fait alors par des modèles globaux. Les modèles globaux sont basés sur la définition d'une résistance aéraulique représentant les pertes de charge de la branche considérée. Elle est supposée constante et déduite d'un point de fonctionnement connu, correspondant généralement au régime nominal de ventilation. Trois modèles principaux sont définis pour modéliser les éléments passifs : un modèle quadratique pour les conduits turbulents (ou singularités), un modèle linéaire pour les filtres Très haute Efficacité (THE) et un modèle en puissance pour les fuites. Pour les trois modèles globaux considérés, la fonction caractéristique f peut s'écrire sous la forme générique :

$$f(Q, \rho) = -sgn(Q)R \frac{|Q|^n}{\rho^{1-n}} \quad \text{II. 3}$$

Où R est la résistance aéraulique de la branche ($\text{kg}^{(2-n)}/\text{m}^4/\text{s}^{(2-n)}$) et n est l'exposant de la loi débit-pression. Pour des conduits en régime turbulent et des filtres THE, cet exposant est respectivement égal à 2 et 1. Pour les fuites, l'exposant est compris entre 1 et 2. Dans la littérature, les valeurs répertoriées sont généralement comprises entre 1,35 et 1,70 (Oh et al., 2007 ; AHSRAE, 2001 ; Walker et al., 1998). Dans le code SYLVIA, cet exposant est modifiable par l'utilisateur et égal à 1,35 par défaut.

A partir des hypothèses présentées, le bilan macroscopique d'énergie mécanique (Eq. II. 1) appliqué aux branches passives, s'écrit sous la forme simplifiée suivante :

$$\frac{\rho L}{S} \frac{dQ}{dt} = \Delta P - sgn(Q)R \frac{|Q|^n}{\rho^{1-n}} \quad \text{II. 4}$$

Où ΔP correspond à la différence de pression statique entre le nœud amont et le nœud aval (Pa), pour une branche horizontale à section constante.

Pour les éléments actifs de type ventilateur, des modèles particuliers existent dont la donnée d'entrée est la description de la courbe de fonctionnement du ventilateur. La similitude sur les ventilateurs reposera alors sur le respect des courbes de fonctionnement des ventilateurs à échelle réduite. Pour cela, les rapports d'échelle de pression et de débit définis par l'étude de

similitude seront appliqués à la courbe de fonctionnement réelle des ventilateurs. L'analyse dimensionnelle, présentée dans la section II.3, considère uniquement l'équation d'énergie mécanique (Eq. II. 4) appliquée aux trois types de branches passives considérées pour modéliser les écoulements au sein des conduits, des filtres THE et des fuites.

II.2.2 Bilan macroscopique appliqué aux nœuds

Pour l'étude des écoulements isothermes, les bilans macroscopiques considérés aux nœuds sont le bilan de conservation de la masse et l'équation de transport d'un scalaire passif gazeux.

L'équation de conservation de la masse s'écrit :

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = \sum_i \rho_i Q_i - \sum_j \rho_j Q_j \quad \text{II. 5}$$

Avec V le volume du nœud considéré (m^3), i et j les indices des débits entrants et sortants, respectivement. La masse volumique ρ d'un nœud est définie en considérant un mélange idéal de gaz parfaits, décrit par l'équation d'état II. 6.

$$\rho = \frac{PM}{rT} \quad \text{II. 6}$$

Avec M la masse molaire du fluide (kg/mol), r la constante des gaz parfaits ($8,314 J/mol/K$) et T la température du nœud (K). A partir de cette relation et sachant que le volume V des nœuds est constant pour des locaux monozones et des jonctions entre branches, le terme d'accumulation de masse s'exprime grâce à l'équation II. 7.

$$\frac{d(\rho V)}{dt} = V \frac{\rho}{P} \frac{dP}{dt} - V \frac{\rho}{T} \frac{dT}{dt} \quad \text{II. 7}$$

En introduisant l'équation II. 7 dans l'équation II. 5 et en supposant que l'écoulement est isotherme, l'équation de conservation de la masse s'exprime alors par :

$$\frac{VM}{rT} \frac{dP}{dt} = \sum_i \rho_i Q_i - \sum_j \rho_j Q_j \quad \text{II. 8}$$

Cette équation sera utilisée par la suite pour le développement de la méthodologie. Enfin, le bilan de conservation de masse exprimé pour une espèce gazeuse passive, s'écrit sous la

forme de l'équation II. 9, plus communément appelée équation de transport d'un scalaire passif.

$$V \frac{dC}{dt} = \sum_i Q_i C_i - \sum_j Q_j C - q \quad \text{II. 9}$$

Où C est la concentration du scalaire passif au nœud considéré, C_i la concentration du scalaire passif au nœud amont i et q un éventuel terme source. Ce terme source ne sera pas considéré lors du développement théorique de la méthodologie. Notons que la concentration désigne ici la fraction volumique du scalaire passif, généralement exprimée en partie par millions (ppm), compte tenu des faibles quantités mises en jeu.

Le modèle dimensionnel est donc composé des cinq équations suivantes : l'équation d'énergie mécanique (Eq. II. 4) s'exprimant sous trois formes différentes en fonction du type de branche, les équations de conservation de la masse (Eq. II. 8) et du transport d'un scalaire passif (Eq. II. 9) appliquées aux nœuds. Le développement théorique de la méthodologie, présenté dans la section II.3, est basé sur l'adimensionnement de ce modèle dimensionnel.

II.3 Développement théorique de la méthodologie

Le modèle adimensionnel et les nombres adimensionnels issus de ce modèle sont tout d'abord présentés dans les sections II.3.1 et II.3.2, respectivement. La conservation de ces nombres entre une échelle réelle et une échelle réduite garantit la similitude des écoulements entre les deux échelles étudiées. Cependant, une conservation simultanée des nombres adimensionnels issus de l'équation de conservation de la masse et de l'équation du transport d'un scalaire passif est incompatible. Par la suite, une distinction est alors faite entre :

- une similitude aéraulique, reposant uniquement sur les équations de conservation de la masse aux nœuds et d'énergie mécanique aux branches en régimes permanent et transitoire,
- et une similitude du transport d'un scalaire passif, considérant alors l'équation du scalaire passif, valable pour des cas particuliers de la similitude aéraulique (régime permanent ou rapport d'échelle des vitesses égal à 1).

La définition des critères de similitude aéraulique est présentée dans la section II.3.3. Pour cela, l'écriture de la conservation des nombres adimensionnels permet d'obtenir des relations

entre les rapports d'échelle des différentes variables du modèle adimensionnel. Sept relations sont ainsi obtenues pour un ensemble de dix rapports d'échelle à déterminer. La définition d'hypothèses supplémentaires est donc nécessaire afin de définir l'ensemble des rapports d'échelle. Le choix de ces hypothèses est restreint par la prise en compte des contraintes liées aux grandeurs caractéristiques d'une installation réelle et aux moyens expérimentaux mis à disposition.

La similitude du transport d'un scalaire passif est ensuite abordée dans la section II.3.4, en considérant alors des cas particuliers de la similitude aéraulique. L'impossibilité de respecter l'ensemble des critères montre une des limites de la méthodologie développée.

II.3.1 Modèle adimensionnel

Le modèle adimensionnel est établi à partir de l'adimensionnement des équations II. 4, II. 8 et II. 9 présentées dans la section II.1. Pour cela, des grandeurs de références sont introduites, permettant de définir une variable adimensionnelle pour chacune des variables dimensionnelles. Une variable adimensionnelle X^* s'exprime comme le rapport de la variable dimensionnelle X sur la grandeur de référence X_{ref} associée (Eq II. 10).

$$X^* = \frac{X}{X_{ref}} \quad \text{II. 10}$$

Les grandeurs de référence sont des constantes arbitraires, dont l'utilité est uniquement d'aboutir à l'adimensionnement des équations afin de faire apparaître des nombres adimensionnels. Aucune valeur n'est alors associée à chaque grandeur de référence. Les nombres adimensionnels sont des groupements sans dimension reliant les différentes grandeurs de référence. L'égalité de ces nombres adimensionnels entre une échelle réelle et une échelle réduite permet ensuite de définir des relations entre les rapports d'échelle. Un rapport d'échelle \bar{X} est défini comme le rapport des grandeurs de référence à échelle réduite et à échelle réelle (Eq. II. 11).

$$\bar{X} = \frac{X_{ref\ réduit}}{X_{ref\ réel}} \quad \text{II. 11}$$

Les grandeurs de référence ainsi que les variables adimensionnelles définies pour chacune des variables sont données dans le Tableau II. 1.

Variable	Grandeur de référence	Variable adimensionnelle
Volume des locaux	V_{ref}	$V^* = \frac{V}{V_{ref}}$
Longueur des branches	L_{ref}	$L^* = \frac{L}{L_{ref}}$
Section des branches	S_{ref}	$S^* = \frac{S}{S_{ref}}$
Masse volumique	ρ_{ref}	$\rho^* = \frac{\rho}{\rho_{ref}}$
Vitesse	U_{ref}	$U^* = \frac{U}{U_{ref}}$
Pression aux nœuds	$P_{ref} = \rho_{ref} U_{ref}^2$	$P^* = \frac{P}{\rho_{ref} U_{ref}^2}$
Débit dans les branches	$Q_{ref} = S_{ref} U_{ref}$	$Q^* = \frac{Q}{S_{ref} U_{ref}}$
Résistance aéraulique	R_{ref}	$R^* = \frac{R}{R_{ref}}$
Temps	$t_{ref} = L_{ref}/U_{ref}$	$t^* = \frac{t}{L_{ref}/U_{ref}}$
Concentration	C_{ref}	$C^* = \frac{C}{C_{ref}}$

Tableau II. 1 : Définition des grandeurs de référence et des variables adimensionnelles.

L'introduction de ces variables adimensionnelles dans les équations dimensionnelles (Eqs. II. 4, II. 8 et II. 9) permet d'obtenir le modèle adimensionnel donné par les Equations II. 12, II. 13 et II. 14. Un nombre adimensionnel est alors mis en évidence, et ceci pour chacune des équations adimensionnelles.

$$\frac{\rho^* L^*}{S^*} \frac{dQ^*}{dt^*} = \Delta P^* - \left[\frac{R_{ref} S_{ref}^n}{(\rho_{ref} U_{ref})^{2-n}} \right] \rho^{*n-1} R^* \operatorname{sgn}(Q^*) |Q^*|^n \quad \text{II. 12}$$

$$\frac{dP^*}{dt^*} = \left[\frac{P_{atm} S_{ref} L_{ref}}{\rho_{ref} V_{ref} U_{ref}^2} \right] \frac{\sum_i \rho_i^* Q_i^* - \sum_j \rho_j^* Q_j^*}{V^*} \quad \text{II. 13}$$

$$\frac{dC^*}{dt^*} = - \left[\frac{S_{ref} L_{ref}}{V_{ref}} \right] \frac{\sum_i Q_i^* C_i^* - \sum_j Q_j^* C^*}{V^*} \quad \text{II. 14}$$

L'équation II. 12 correspond au bilan d'énergie mécanique adimensionnel appliqué aux branches. Les équations II. 13 et II. 14 représentent respectivement les équations adimensionnelles de conservation de la masse et du transport d'un scalaire passif appliquées aux nœuds. Le bilan d'énergie mécanique (Eq. II. 12) se décline sous trois formes différentes selon le type de branche (filtres, fuites ou conduits turbulents). Un nombre adimensionnel spécifique à chaque type de branches peut alors être défini. Cinq nombres adimensionnels sont donc finalement obtenus à partir des équations II. 12 à II. 14. Ces nombres, ainsi que l'écriture de leur conservation entre une échelle réelle et une échelle réduite, sont présentés dans ce qui suit.

II.3.2 Nombres adimensionnels

L'écriture de la conservation des nombres adimensionnels entre une échelle réelle et une échelle réduite permet d'établir des relations entre les rapports d'échelle des différentes variables considérées. Les nombres adimensionnels identifiés à partir du modèle adimensionnel et les relations issues de la conservation de ces nombres sont présentés ici.

II.3.2.1 Nombres adimensionnels associés aux branches

Le bilan d'énergie mécanique adimensionnel (Eq. II. 12) fait apparaître le nombre adimensionnel noté N_1 s'exprimant par :

$$N_1 = \frac{R_{ref} S_{ref}^n}{(\rho_{ref} U_{ref})^{2-n}} \quad \text{II. 15}$$

Notons que ce nombre adimensionnel est strictement identique en régimes permanent et transitoire. Il caractérise uniquement les résistances aérauliques des branches considérées. Les filtres et les conduits étant respectivement modélisés par des lois linéaire ($n = 1$) et quadratique ($n = 2$), le nombre adimensionnel N_1 s'écrit alors sous les deux formes suivantes :

$$N_1^{filtre} = \frac{R_{ref}^{filtre} S_{ref}}{\rho_{ref} U_{ref}} \quad \text{II. 16}$$

$$N_1^{conduit} = R_{ref}^{conduit} S_{ref}^2 \quad \text{II. 17}$$

Dans le cas des fuites, le nombre adimensionnel N_1^{fuites} reste écrit sous la forme générale N_l (Eq. II. 15) où l'exposant n est compris entre 1 et 2 (1,35 par défaut). La conservation du nombre adimensionnel N_l entre une échelle réelle et une échelle réduite s'écrit par la relation II. 18.

$$\left[\frac{R_{ref} S_{ref}^n}{(\rho_{ref} U_{ref})^{2-n}} \right]_{réel} = \left[\frac{R_{ref} S_{ref}^n}{(\rho_{ref} U_{ref})^{2-n}} \right]_{réduit} \quad \text{II. 18}$$

Le fluide considéré, à savoir l'air ambiant, est identique aux deux échelles. Le rapport d'échelle des masses volumiques est donc égal à 1. Ceci n'est pas toujours le cas, par exemple pour l'étude des écoulements aérauliques et thermiques en ventilation naturelle. Du fait de la difficulté à respecter une similitude des écoulements thermoaérauliques, des expérimentations sur maquettes hydrauliques ont été développées pour lesquelles l'air est simulé à échelle réduite par de l'eau (Linden, 1999 ; Gladstone et Woods, 2001 ; etc.).

Compte tenu de l'hypothèse d'un rapport d'échelle des masses volumiques égal à 1, la relation II. 18 se traduit en termes de rapports d'échelle par l'Equation II. 19.

$$\bar{R} = \frac{\bar{U}^{2-n}}{\bar{S}^n} \quad \text{II. 19}$$

Où \bar{R} , \bar{U} et \bar{S} sont respectivement les rapports d'échelle des résistances aérauliques, des vitesses et des sections. La relation II. 19 permet ainsi d'obtenir les rapports d'échelle des résistances aérauliques en fonction du rapport d'échelle des vitesses et des sections des branches. Cette relation se décline sous les trois formes synthétisées dans le Tableau II. 2 pour les trois types de branche considérés.

Type de branche	Nombre adimensionnel	Conservation du nombre adimensionnel
Filtres ($n = 1$)	$N_1^{filtre} = \frac{R_{ref}^{filtre} S_{ref}}{\rho_{ref} U_{ref}}$	$\overline{R_{filtre}} = \frac{\bar{U}}{\bar{S}}$
Fuites ($1 < n < 2$)	$N_1^{fuite} = \frac{R_{ref}^{fuite} S_{ref}^n}{(\rho_{ref} U_{ref})^{2-n}}$	$\overline{R_{fuite}} = \frac{\bar{U}^{2-n}}{\bar{S}^n}$
Conduits ($n = 2$)	$N_1^{conduit} = R_{ref}^{conduit} S_{ref}^2$	$\overline{R_{conduit}} = \frac{1}{\bar{S}^2}$

Tableau II. 2 : Nombres adimensionnels pour les trois types de branche considérés.

Les rapports d'échelle permettant de définir les résistances aérauliques réduites des filtres, des fuites et des conduits sont donc définis à partir de la conservation du nombre adimensionnel N_1 . Pour cela, les rapports d'échelle des vitesses et des sections doivent être connus. La détermination de ces rapports est discutée dans la section II.3.3.

II.3.2.2 Nombres adimensionnels associés aux nœuds

La forme adimensionnelle des équations appliquées aux nœuds (Eqs. II. 13 et II. 14) met en évidence deux nombres adimensionnels : le nombre N_2 (Eq. II. 20) issu de la conservation de la masse et le nombre N_3 (Eq. II. 21) issu de l'équation de transport d'un scalaire passif.

$$N_2 = \frac{P_{atm} S_{ref} L_{ref}}{\rho_{ref} V_{ref} U_{ref}^2} \quad \text{II. 20}$$

$$N_3 = \frac{S_{ref} L_{ref}}{V_{ref}} \quad \text{II. 21}$$

Le nombre adimensionnel N_2 est équivalent au nombre de similitude dynamique défini par Holmes (1979) et au terme de compressibilité défini par Etheridge (2000a), donnés par les Equations I. 12 et I. 23, respectivement. Il représente la prise en compte de la compressibilité de l'air dans les locaux lors d'un écoulement transitoire. En considérant la pression atmosphérique et la masse volumique du fluide identique aux deux échelles d'étude, la conservation du nombre adimensionnel N_2 s'écrit :

$$\frac{\bar{S}\bar{L}}{\bar{V}\bar{U}^2} = 1 \quad \text{II. 22}$$

La conservation de ce critère de similitude est primordiale afin de respecter la similitude dynamique de l'écoulement. En considérant une échelle identique pour les longueurs et les diamètres des branches ($\bar{S} = \bar{L}^2$), ce critère de similitude s'écrit sous la forme de l'Equation I. 12 définie par Holmes (1979). Cependant, compte tenu des grandeurs caractéristiques d'une installation réelle et des moyens expérimentaux mis à disposition, cette hypothèse est trop contraignante pour le dimensionnement d'un réseau de ventilation à échelle réduite. Par ailleurs, le respect de ce critère de similitude dynamique introduit une distorsion volumique entre les locaux et les branches. En effet, lorsque le rapport d'échelle des vitesses \bar{U} est différent de 1, le rapport d'échelle volumique des locaux \bar{V} n'est pas égal au rapport d'échelle volumique des branches donné par le produit $\bar{S}\bar{L}$. Il sera montré par la suite qu'une réduction des vitesses est nécessaire. La réduction des volumes internes des locaux sera donc différente de celle des branches, introduisant ainsi une distorsion volumique entre les locaux et les branches.

Le nombre de similitude N_3 issu de l'équation adimensionnelle du transport d'un scalaire passif (Eq. II. 14) correspond au rapport entre le volume des branches et le volume des nœuds. Sa conservation relie alors simplement les rapports d'échelle géométriques par :

$$\frac{\bar{S}\bar{L}}{\bar{V}} = 1 \quad \text{II. 23}$$

Ce critère de similitude est incompatible avec le critère de similitude dynamique (Eq. II. 22) sauf dans le cas particulier où le rapport d'échelle des vitesses est égal à 1. L'incompatibilité est liée à la distorsion volumique. En effet, la distorsion volumique introduit deux échelles de temps distinctes entre les locaux et les conduits. Le temps de référence lié aux équations de bilan de masse et d'énergie mécanique, est défini par le rapport L_{ref}/U_{ref} (Tableau II. 1). Pour pouvoir conserver l'équation du transport d'un scalaire passif, un temps de référence, représentant le temps de renouvellement d'air dans les locaux donné par le rapport V_{ref}/Q_{ref} , doit être défini. La similitude du transport d'un scalaire passif est alors possible uniquement pour des écoulements aérauliques permanents. Ainsi, dans la suite de ce mémoire, une distinction est faite entre une similitude aéraulique des écoulements permanent et transitoire et une similitude du transport d'un scalaire passif, valable pour des écoulements aérauliques

permanents. La définition des critères de similitude aéraulique est détaillée dans la section II.3.3. La restriction de cette similitude permettant la similitude du transport d'un scalaire passif est ensuite présentée dans la section II.3.4.

II.3.3 Similitude aéraulique

L'étude de similitude aéraulique a pour objectif de définir l'ensemble des rapports d'échelle entre une échelle réelle et une échelle réduite permettant de retranscrire chacune des variables d'une échelle à l'autre. Pour cela, des relations entre les différents rapports d'échelle doivent être définies. La conservation des nombres adimensionnels N_1 déclinés sous trois formes différentes et du nombre adimensionnel N_2 a d'ores et déjà permis d'établir les trois relations données dans le Tableau II. 2 et la relation II. 22.

Par ailleurs, à partir de la définition des grandeurs de référence présentées dans le Tableau II. 1, trois autres relations sont obtenues. En effet, la pression de référence est définie par la pression dynamique de référence. Le débit de référence s'exprime comme le produit de la section de référence et de la vitesse de référence, et le temps de référence comme le rapport de la longueur de référence sur la vitesse de référence. La conservation de ces grandeurs de référence se traduit alors en termes de rapports d'échelle par :

$$\bar{P} = \bar{U}^2 \quad \text{II. 24}$$

$$\bar{Q} = \bar{S}\bar{U} \quad \text{II. 25}$$

$$\bar{t} = \frac{\bar{L}}{\bar{U}} \quad \text{II. 26}$$

Ainsi, sept relations sont à disposition (Eqs. II. 22, II. 24 à II. 26 et relations du Tableau II. 2) pour définir les dix rapports d'échelle. Ces rapports d'échelle correspondent aux rapports géométriques (volume des locaux, section et longueur des branches), aux rapports physiques (vitesse, pression, débit et temps) et aux rapports des résistances aérauliques de chaque type de branche (filtres, fuites et conduits). La démarche générale pour définir les rapports d'échelle consiste à supposer un rapport d'échelle afin de déduire l'ensemble des rapports. Cependant, dans notre cas, trois hypothèses sont nécessaires compte tenu des sept relations définies pour un ensemble de dix rapports d'échelle à déterminer.

Tout d'abord, le rapport d'échelle des volumes des locaux est contraint par les dimensions de la soufflerie. En effet, si la section de la maquette est trop importante par rapport à la section de la veine d'essais, des effets de blocage peuvent affecter le champ d'écoulement autour de la maquette. Pour s'affranchir de ces effets, la section maximale de la maquette doit être inférieure à 10 % de la section de la veine d'essais (Eq. II. 27) (Pankhurst et Holder, 1968).

$$S_{\text{max réduite}} \leq 0,1 S_{\text{veine}} \quad \text{II. 27}$$

En considérant la section maximale d'une installation réelle, le rapport d'échelle des volumes des locaux doit alors respecter la condition donnée par :

$$\bar{V} = (\overline{S_{\text{locaux}}})^{3/2} \leq \left(\frac{S_{\text{max réduite}}}{S_{\text{max réelle}}} \right)^{3/2} \quad \text{II. 28}$$

A titre d'exemple, la section maximale des installations réelles considérées dans notre étude est d'environ 370 m². Le détail de ces installations est présenté dans le chapitre III. La section de la veine d'essais est de 6 x 4,2 = 25,2 m² environ. Ainsi, en combinant les relations II. 27 et II. 28, la réduction des volumes des locaux doit respecter la condition suivante :

$$\bar{V} \leq \left(\frac{0,1 S_{\text{veine}}}{S_{\text{max réelle}}} \right)^{3/2} \approx \left(\frac{2,52}{370} \right)^{3/2} \approx \frac{1}{12^3} \quad \text{II. 29}$$

Ensuite, le rapport des débits est contraint par le respect du régime d'écoulement dans les conduits de ventilation. Il n'est pas possible de respecter strictement le nombre de Reynolds. En effet, la conservation de ce nombre, donné par le rapport UD/ν , s'écrit en termes de rapports d'échelle par la relation :

$$\bar{U} = \frac{1}{\bar{D}} \quad \text{II. 30}$$

Ainsi, la conservation du nombre de Reynolds entraînerait une augmentation des vitesses égale à la réduction des diamètres des conduits. Cependant, le respect du régime d'écoulement turbulent dans les conduits en régime nominal est quant à lui possible. Pour cela, un nombre de Reynolds supérieur à 4000 est considéré (I.E. Idel'cik, 1999). Le débit nominal transitant dans chaque conduit doit donc respecter la relation :

$$Q_{\text{réduit}} \geq \frac{4000\nu}{(D/S)} \quad \text{II. 31}$$

Ainsi, la réduction des débits doit respecter la condition suivante :

$$\bar{Q} \geq \frac{4000\nu}{(D/S)Q_{réel}} \quad \text{II. 32}$$

La technique de mesure des débits dans les conduits, choisie dans notre étude, consiste en l'utilisation de diaphragmes "à prises de pression à la bride" (Norme AFNOR NFX 10-231, 1984). Ce type de diaphragme permet de déterminer aisément les débits instantanés à partir des mesures de pression aux bornes du diaphragme. Cependant, pour obtenir une mesure fiable, la norme impose un diamètre minimal de conduit de 5 cm. Ainsi, sachant que le diamètre de conduit réduit minimal est de 5 cm et que le débit minimal réel est de l'ordre de 600 m³/h, le rapport d'échelle des débits est contraint par :

$$\bar{Q} \geq \frac{4000\nu}{(D/S)Q_{réel}} \approx \frac{1}{80} \quad \text{II. 33}$$

Enfin, le choix du rapport d'échelle des vitesses est fortement restreint. Ce rapport doit respecter la condition donnée par l'Equation II. 34 pour les raisons expliquées ci-après.

$$\frac{1}{2} < \bar{U} < 1 \quad \text{II. 34}$$

D'une part, le rapport des vitesses doit être inférieur à un pour permettre de reproduire en soufflerie des vitesses importantes de vent réel. De plus, ce rapport influe directement sur le rapport d'échelle des pressions. Or, les pressions relatives au sein d'un réseau de ventilation réel en régime nominal sont comprises entre 10 et 2000 Pa. Ces pressions seront fortement modifiées en considérant les effets du vent et d'une perturbation interne résultant d'un accident. Une réduction des pressions est donc nécessaire pour respecter la gamme des capteurs de pression à disposition (valeur maximale de 2500 Pa). Par ailleurs, vis-à-vis de la réduction des débits, une réduction des pressions est préférable afin d'obtenir des courbes de fonctionnement réduites des ventilateurs, permettant l'utilisation de ventilateurs réels et non de pompes.

D'autre part, une réduction des vitesses trop importante, de l'ordre de $\bar{U} = 1/2$, impliquerait des niveaux de pression réduits très faibles pour certains nœuds du réseau de ventilation, de l'ordre des incertitudes des capteurs de pressions (± 2 Pa). De plus, la réduction des vitesses influe sur la réduction des longueurs des conduits. Les longueurs réelles des conduits sont comprises entre 10 et 100 m. Or, les longueurs des conduits réduits doivent être suffisamment grandes, supérieures à un mètre, afin de respecter les longueurs droites nécessaires à la

mesure des débits dans des conduits (Norme AFNOR NFX 10-231, 1984) ainsi que pour des raisons pratiques de connexions des nœuds et des locaux entre eux.

A partir des contraintes données ci-dessus, les rapports d'échelle des volumes des locaux, des vitesses et des débits sont fixés pour définir l'ensemble des rapports d'échelle. Ainsi, en considérant ces trois hypothèses et les sept relations définies au préalable, les dix rapports d'échelle peuvent être déterminés. Les rapports suivants sont donc considérés :

$$\bar{V} = \frac{1}{12^3} \quad \bar{U} = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad \bar{Q} = \frac{1}{80} \quad \text{II. 35}$$

Les rapports d'échelle des pressions, des sections des branches et du temps sont ensuite définis par les relations II. 24 à II. 26. Le rapport d'échelle des longueurs des branches est obtenu à partir de la conservation du nombre adimensionnel N_2 . Les rapports d'échelle des résistances aérauliques sont déterminés à partir de la conservation du nombre adimensionnel N_1 décliné sous les trois formes de branche (conduits, filtres et fuites). La définition de l'ensemble des rapports d'échelle est donnée dans le Tableau II. 3.

Rapport d'échelle fixé	Rapport d'échelle calculé
$\bar{V} = \frac{1}{12^3}$	$\bar{S} = \frac{\bar{Q}}{\bar{U}} \approx \frac{1}{56,6}$ $\overline{R_{conduit}} = \frac{1}{\bar{S}^2} \approx 3200$
$\bar{U} = \frac{1}{\sqrt{2}}$	$\bar{L} = \frac{\bar{V}\bar{U}^2}{\bar{S}} \approx \frac{1}{61,1}$ $\overline{R_{filtre}} = \frac{\bar{U}}{\bar{S}} \approx 40$
$\bar{Q} = \frac{1}{80}$	$\bar{P} = \bar{U}^2 = \frac{1}{2}$ $\overline{R_{fuite}} = \frac{\bar{U}^{2-n}}{\bar{S}^n} \approx 185 \text{ (} n = 1,35 \text{)}$
	$\bar{t} = \frac{\bar{L}}{\bar{U}} \approx \frac{1}{43,2}$

Tableau II. 3 : Rapports d'échelle permettant de respecter une similitude aéraulique.

Ce développement théorique permet de définir l'ensemble des rapports d'échelle en conservant la similitude des écoulements aérauliques, et en respectant les contraintes liées aux grandeurs des installations réelles et aux moyens expérimentaux. Cependant, l'échelle de temps est fortement réduite. Cette réduction peut être contraignante pour générer des phénomènes transitoires à échelle réduite représentative d'une perturbation réelle. Par ailleurs, cette similitude aéraulique ne prend pas en compte l'équation adimensionnelle de transport d'un

scalaire passif, du fait de son incompatibilité avec l'équation adimensionnelle du bilan de masse. La définition d'une similitude du transport d'un scalaire passif, valable pour des cas particuliers de la similitude aéraulique, est abordée dans la section II.3.4.

II.3.4 Similitude du transport d'un scalaire passif

L'adimensionnement des équations de bilan de conservation de la masse et de transport d'un scalaire passif présenté dans la section II.3.1 aboutit à la définition de deux nombres adimensionnels : le nombre adimensionnel dynamique N_2 et le nombre adimensionnel pour le scalaire passif N_3 . Une conservation simultanée de ces deux nombres adimensionnels donnés par les relations II. 22 et II. 23 est incompatible.

Ces deux relations sont compatibles uniquement si le rapport d'échelle des vitesses est égal à 1. Cependant, la définition des rapports d'échelle pour conserver une similitude aéraulique, présentée dans la section II.3.3, a montré qu'une réduction des vitesses était nécessaire. Cette réduction introduit donc une distorsion volumique entre les locaux et les branches. Cette distorsion amène à définir deux échelles de temps : l'échelle de temps aéraulique t_{ref} liée aux équations de bilan de masse et d'énergie mécanique (identique à celle du Tableau II. 1) et une nouvelle échelle de temps t_{Rref} liée à l'équation de transport d'un scalaire passif. Cette nouvelle échelle de temps s'écrit par la relation II. 36.

$$t_{Rref} = \frac{V_{ref}}{Q_{ref}} \quad \text{II. 36}$$

Cette échelle de temps représente alors le temps de renouvellement dans les locaux, prenant donc comme dimension caractéristique le volume de référence des locaux. A contrario, l'échelle de temps aéraulique t_{ref} est définie à partir de la longueur de référence dans les branches. Ainsi, la distorsion entre les locaux et les branches explique l'incompatibilité des deux échelles de temps. Le rapport de temps aéraulique est donné par la relation II. 26 et celui du scalaire passif s'écrit par la relation suivante :

$$\bar{t}_R = \frac{\bar{V}}{\bar{Q}} \quad \text{II. 37}$$

Ce dernier rapport de temps \bar{t}_R peut alors s'exprimer en fonction des rapports de temps aéraulique \bar{t} et de vitesse \bar{U} par la relation II. 38.

$$\bar{t}_R = \frac{\bar{t}}{\bar{U}^2} \quad \text{II. 38}$$

Cette nouvelle échelle de temps permet ainsi de prendre en compte la distorsion volumique introduite par la réduction des vitesses. En effet, l'utilisation de l'échelle de temps du scalaire passif t_R à la place de l'échelle de temps aéraulique t permet d'écrire l'équation adimensionnelle de transport d'un scalaire passif sous la forme de l'équation adimensionnelle II. 39.

$$\frac{dC^*}{dt_R^*} = - \frac{\sum_i Q_i^* C_i^* - \sum_j Q_j^* C^*}{V^*} \quad \text{II. 39}$$

De cette manière, malgré la distorsion volumique introduite par la similitude aéraulique, il est possible de respecter la similitude du transport d'un scalaire passif en considérant l'échelle de temps t_R . Dans ce cas, l'échelle de temps aéraulique t n'est plus respectée. Ainsi, la similitude du scalaire passif est applicable uniquement pour le cas particulier d'une similitude aéraulique en régime permanent. Cette similitude aéraulique définie pour l'étude des écoulements isothermes en régimes permanent et transitoire est validée numériquement et expérimentalement dans la section II.4.

II.4 Validation numérique et expérimentale

La validation numérique et expérimentale concerne uniquement la similitude aéraulique définie pour les écoulements permanents et transitoires (voir section II.3.3). Pour cela, des configurations simplifiées composées des éléments décrits par le modèle adimensionnel (locaux, filtres, fuites et conduits) sont étudiées. Chaque configuration est étudiée à deux échelles différentes : une échelle réduite et une échelle réelle ou une échelle dite de référence pour la validation expérimentale. Pour la validation numérique, les rapports d'échelle utilisés correspondent aux rapports définis précédemment et présentés dans le Tableau II. 3. Cependant, pour la validation expérimentale, ces rapports d'échelle ne sont pas applicables pour dimensionner deux maquettes de dimensions raisonnables en laboratoire. Ainsi, un second ensemble de rapports d'échelle est défini pour la validation expérimentale permettant alors de dimensionner une maquette de référence et une maquette réduite.

II.4.1 Validation numérique

La validation numérique se fait d'une part sous une forme dimensionnelle à partir de simulations réalisées avec le code SYLVIA, et d'autre part sous une forme adimensionnelle à partir du modèle adimensionnel développé dans la section II.3.1 et implémenté dans Matlab. Le modèle implémenté dans Matlab est constitué d'une équation adimensionnelle de conservation de la masse appliquée au nœud (Eq. II. 12) et de deux équations adimensionnelles de conservation d'énergie mécanique appliquées aux branches (Eq. II. 13) permettant ainsi de simuler une branche de soufflage et une branche d'extraction. Ce modèle est donc composé de trois équations différentielles du premier ordre non-linéaire et résolu par la méthode de Runge-Kutta à l'ordre 4. De plus, les deux équations adimensionnelles de conservation d'énergie mécanique (Eq. II. 13) se déclinent sous trois formes différentes selon le type de branche souhaité (filtres, fuites ou conduits turbulents). Ainsi, des configurations composées d'un local, d'une branche de soufflage et d'une branche d'extraction, sont étudiées comme illustré sur la Figure II. 2.

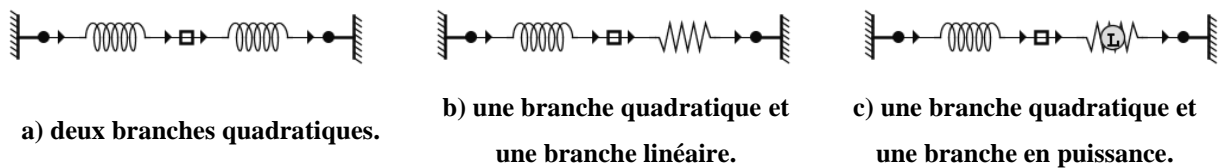


Figure II. 2 : Configurations simplifiées étudiées numériquement avec SYLVIA et avec le modèle adimensionnel implémenté dans Matlab.

Chaque configuration est étudiée à échelle réelle et à échelle réduite, définies à partir des rapports d'échelle présentés dans le Tableau II. 3. Dans ce qui suit, les résultats sont présentés pour le cas d'un local relié à un conduit de soufflage et un conduit d'extraction (branches quadratiques comme illustré sur la Figure II. 2.a)). Cependant, des résultats similaires ont été obtenus pour le cas de branches linéaires ou de branches en puissance. L'unique différence repose sur le choix de l'exposant n dans l'équation II. 12. Les dimensions caractéristiques de la configuration présentée sont données dans le Tableau II. 4.

Grandeur	Echelle réelle	Echelle réduite
Volume des locaux	12 x 12 x 12 m ³	1 x 1 x 1 m ³
Longueur des conduits ($L_1 = L_2$)	50 m	0,82 m
Diamètre des conduits ($D_1 = D_2$)	0,6 m	79,8 mm

Tableau II. 4 : Dimensions caractéristiques à échelle réelle et à échelle réduite des configurations étudiées numériquement.

Une sollicitation transitoire en pression est simulée en entrée du conduit de soufflage. Un pic de pression d'amplitude 1000 Pa sur une durée totale de quatre secondes à échelle réelle, représenté sur la Figure II. 3, est considéré.

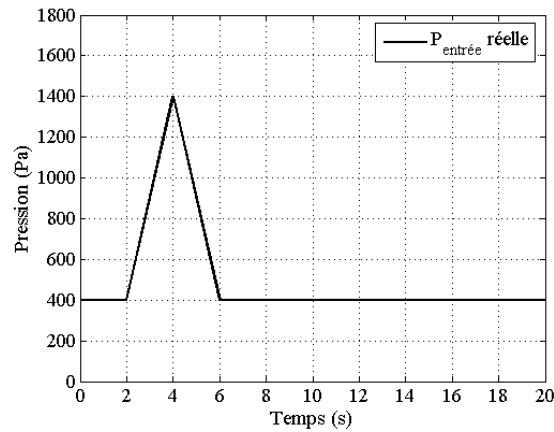


Figure II. 3 : Pic de pression à échelle réelle simulé en entrée du conduit de soufflage.

Les niveaux de pression obtenus dans le local ainsi que les débits de soufflage et d'extraction sont comparés entre les deux échelles d'étude. Ces comparaisons sont réalisées à la fois sur les résultats du code SYLVIA et les résultats du modèle adimensionnel sous Matlab. Dans un premier temps, les résultats à échelle réelle obtenus avec le modèle adimensionnel sont confrontés aux résultats obtenus avec le code SYLVIA. Cette étape, présentée dans la section II.4.1.1, permet de vérifier la cohérence du modèle adimensionnel développé et son implémentation dans Matlab.

II.4.1.1 Comparaison entre les résultats adimensionnels et les résultats du code SYLVIA

La Figure II. 4 présente une comparaison des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction résultant du pic de pression d'entrée $P_{entrée}$, obtenus avec le code SYLVIA et avec le modèle adimensionnel dans Matlab. Bien que l'écoulement soit supposé isotherme, le calcul avec SYLVIA s'effectue en prenant en compte les faibles variations de la température

induite par les variations de la masse volumique (Eq. II. 7). La légende "Sylvia anisotherme" correspond aux résultats obtenus en considérant ces variations de température.

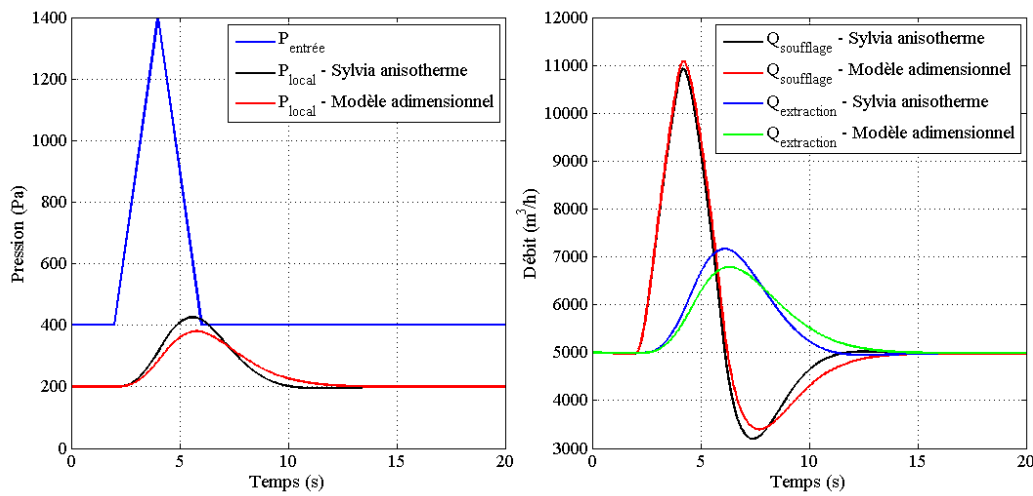


Figure II. 4 : Comparaison des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction, obtenus à échelle réelle avec le modèle adimensionnel et avec SYLVIA.

Des écarts sont identifiés en régime transitoire entre les résultats du code SYLVIA et les résultats du modèle adimensionnel. Ces écarts proviennent de l'hypothèse d'écoulement isotherme considérée dans le développement du modèle adimensionnel. En effet, pour un écoulement isotherme, l'équation de conservation de la masse est simplifiée sous la forme de l'Equation II. 8. Or, bien que l'écoulement soit considéré isotherme, le terme d'accumulation de masse s'exprime en toute rigueur par l'Equation II. 7. Ainsi, une variation de la masse volumique induit une variation de la pression et de la température du local. Cependant, comme le montre la Figure II. 5, la variation de température reste inférieure à 0,1 %.

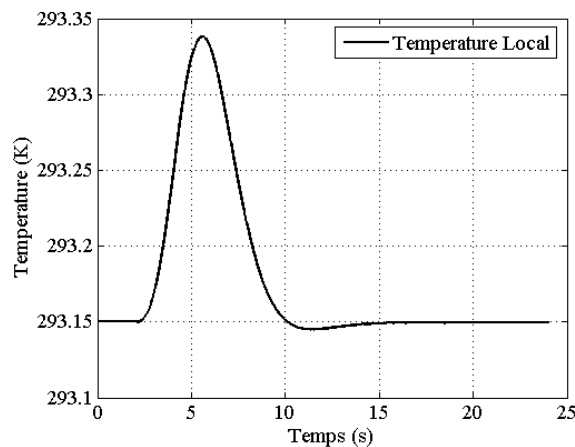


Figure II. 5 : Variation de la température du local obtenue avec SYLVIA.

La variation de la température étant négligeable aux deux échelles étudiées, il n'est pas nécessaire d'introduire un rapport d'échelle des températures entre les deux échelles permettant de reproduire par similitude ces variations de température. En effet, des résultats similaires entre l'échelle réelle et l'échelle réduite sont obtenus avec SYLVIA dans le cas anisotherme (température du local calculée avec SYLVIA) et isotherme (température du local fixée). Ces comparaisons sont présentées dans la section II.4.1.2. L'hypothèse d'écoulement isotherme peut donc être conservée dans la définition de la similitude aéraulique.

Pour comparer les résultats du modèle adimensionnel avec les résultats de SYLVIA, la température du local est alors fixée à 293,15 K. La Figure II. 6 compare les résultats obtenus en considérant la température du local constante.

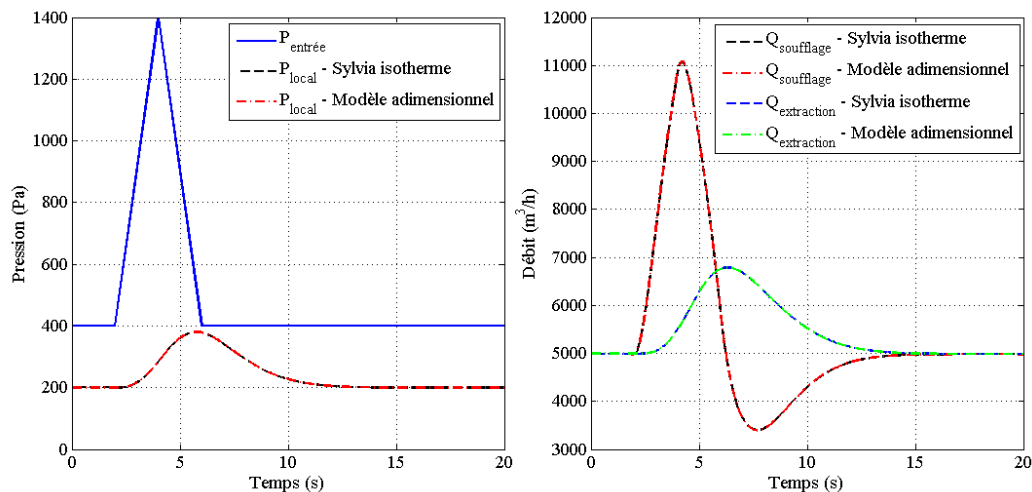


Figure II. 6 : Comparaison des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction, obtenus à échelle réelle avec le modèle adimensionnel et avec SYLVIA en imposant une température constante sous SYLVIA.

Au vu des résultats présentés à la Figure II. 6, la comparaison à échelle réelle entre le modèle adimensionnel et le code SYLVIA, en supposant un écoulement isotherme, permet de vérifier le développement théorique du modèle adimensionnel ainsi que l'implémentation du modèle sous SYLVIA. Les comparaisons entre les résultats obtenus à échelle réelle et échelle réduite avec le code SYLVIA et avec le modèle adimensionnel sont présentées dans la section II.4.1.2.

II.4.1.2 Comparaison entre les résultats obtenus à échelle réelle et à échelle réduite

Les configurations à échelle réelle et échelle réduite sont étudiées à la fois à partir du modèle adimensionnel et à partir de simulations dimensionnelles réalisées avec SYLVIA. Les

comparaisons effectuées ci-après s'effectuent à échelle réelle. Les pressions et les débits de soufflage et d'extraction obtenus à échelle réduite sont donc retranscrits à échelle réelle en appliquant les rapports d'échelle des pressions et des débits. Les Figures II. 7 et II. 8 présentent les résultats obtenus respectivement avec SYLVIA et avec le modèle adimensionnel.

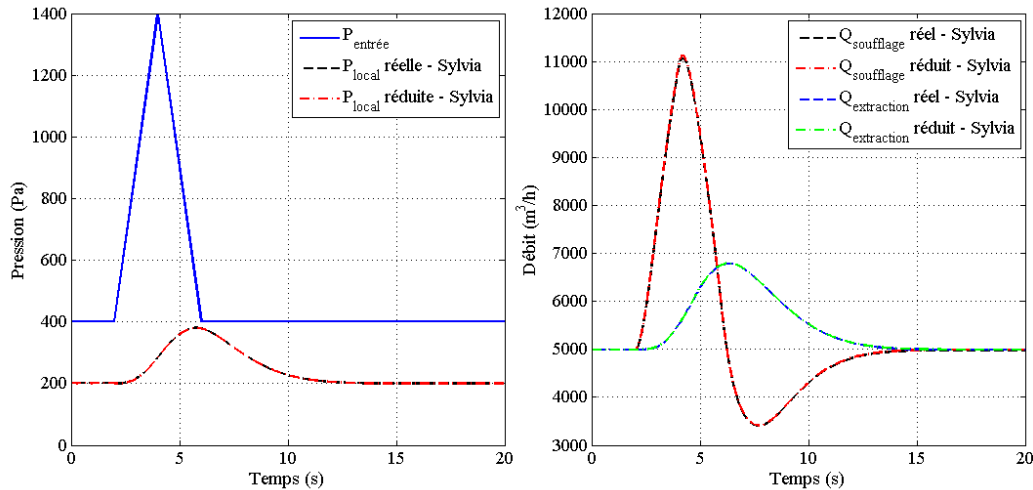


Figure II. 7 : Comparaison à échelle réelle des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction obtenus à échelle réelle et à échelle réduite avec SYLVIA.

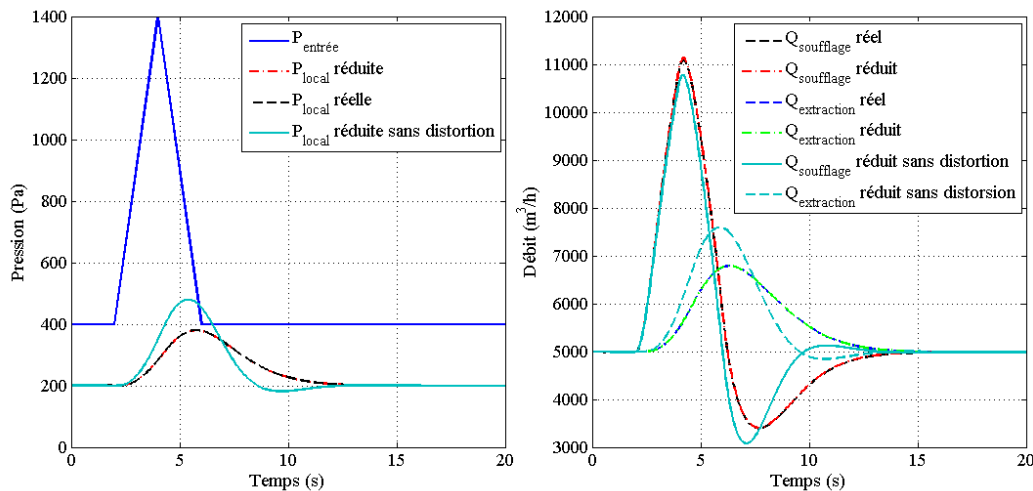


Figure II. 8 : Comparaison à échelle réelle des pressions dans le local et des débits de soufflage et d'extraction obtenus à échelle réelle et à échelle réduite avec le modèle adimensionnel en considérant ou non la distorsion volumique des locaux.

Les résultats présentés sur la Figure II. 7 sont obtenus en considérant une température fixe au sein du local, afin de s'assurer de la cohérence entre les résultats des Figures II. 7 et II. 8. Les résultats obtenus à échelle réelle et à échelle réduite avec le code SYLVIA sont similaires.

Notons qu'en considérant une variation de la température inférieure à 0,1 %, les résultats obtenus entre les deux échelles avec le code SYLVIA restent très proches.

De la même manière que sur la Figure II. 7, les résultats présentés sur la Figure II. 8 obtenus avec le modèle adimensionnel sont similaires aux deux échelles étudiées. Par ailleurs, l'influence de la distorsion volumique entre les locaux et les conduits, liée à la conservation du nombre adimensionnel N_2 , est mise en évidence sur cette figure. Les résultats obtenus pour une configuration définie sans prendre en compte la distorsion volumique sont présentés sur la Figure II. 8. Pour cela, le rapport de volume des locaux est déterminé à partir de la relation II. 22, en considérant un rapport de vitesse égal à 1. Dans ce cas, la réduction des volumes des locaux et des volumes des conduits est égale. Pour l'exemple traité, cela correspond à un volume du local réduit égal à $0,5 \text{ m}^3$ au lieu de 1 m^3 lorsque la distorsion volumique est considérée. Ces résultats montrent l'importance de la distorsion entre le volume des locaux et le volume des conduits pour l'étude d'écoulements transitoires (Holmes, 1979). La prise en compte de cette distorsion, qui correspond à la conservation du nombre adimensionnel N_2 lorsque le rapport d'échelle des vitesses est différent de 1, permet d'obtenir des résultats identiques entre l'échelle réelle et l'échelle réduite.

Notons que des écarts de pression et de débit inférieurs à 0,5 % subsistent entre les résultats réels et réduits. Ces écarts proviennent de la compressibilité de l'air due aux variations de pression. En effet, la méthodologie de dimensionnement à échelle réduite introduit une réduction des pressions, alors que la masse volumique est considérée identique entre l'échelle réelle et l'échelle réduite. Or, la masse volumique et la pression statique d'un nœud sont liées par l'équation d'état d'un gaz parfait. Ainsi, les équations II. 40 et II. 41 sont établies respectivement pour la masse volumique réelle et réduite.

$$\rho_{reel} = \rho_{ref} + \frac{P_{reel}M}{rT} \quad \text{II. 40}$$

$$\rho_{reduit} = \rho_{ref} + \frac{P_{reduit}M}{rT} \quad \text{II. 41}$$

Notons que les valeurs des pressions sont relatives, expliquant ainsi la mise en évidence de la masse volumique de référence ρ_{ref} correspondant à la masse volumique à la pression atmosphérique P_{atm} (10^5 Pa). L'écart entre la masse volumique réduite théorique ρ_{reduit} et la masse volumique réduite issue de la méthodologie ρ_{reel} se quantifie à partir de l'Equation II. 42 :

$$\frac{\Delta\rho}{\rho_{reel}} = \frac{1 - \bar{P}}{1 + \frac{P_{atm}}{P_{reel}}} \quad \text{II. 42}$$

Dans notre étude, le rapport d'échelle des pressions \bar{P} est égal à $\frac{1}{2}$. Pour des niveaux de pression réels inférieurs à 2000 Pa, l'écart relatif entre les masses volumiques réelle et réduite reste inférieur à 1 %.

Ainsi, l'ensemble des simulations dimensionnelles avec SYLVIA et adimensionnelles sous Matlab a permis de valider numériquement le développement de la méthodologie avec des écarts relatifs inférieurs à 1 %. La validation expérimentale de la méthodologie est présentée dans la section II.4.2.

II.4.2 Validation expérimentale

De la même manière que pour la validation numérique, deux échelles d'étude sont considérées. Le dispositif expérimental est alors composé de deux maquettes définies à deux échelles différentes. Pour des raisons d'encombrement en laboratoire, une maquette à échelle réelle ne peut pas être réalisée. Les rapports d'échelle utilisés pour la validation expérimentale sont donc différents des rapports d'échelle précédemment présentés afin de permettre le dimensionnement de deux maquettes par similitude. Ainsi, par la suite, une échelle dite de référence et une échelle réduite sont considérées. Par analogie avec la validation numérique, l'échelle de référence correspond à l'échelle réelle.

II.4.2.1 Dispositif expérimental

Le dispositif expérimental est composé de deux maquettes, l'une dimensionnée à l'échelle de référence et l'autre à l'échelle réduite. Les rapports d'échelle définis à partir de la méthodologie pour retranscrire les grandeurs d'une échelle à l'autre sont présentés dans le Tableau II. 5.

Rapport d'échelle fixé	Rapport d'échelle calculé	
$\bar{V} = \frac{1}{3^3}$	$\bar{S} \approx \frac{1}{19}$	$\overline{R_{conduit}} \approx 364$
$\bar{U} = \frac{1}{\sqrt{2}}$	$\bar{L} \approx \frac{1}{2,8}$	$\bar{t} \approx \frac{1}{2}$
$\bar{Q} \approx \frac{1}{27}$	$\bar{P} = \frac{1}{2}$	

Tableau II. 5 : Rapports d'échelle définis à partir de la méthodologie entre l'échelle de référence et l'échelle réduite.

Le choix d'un rapport d'échelle des volumes largement supérieur à celui précédemment utilisé ($\bar{V} = 1/12^2$) permet de définir expérimentalement des locaux de dimensions raisonnables (0,9 m de côté pour l'échelle de référence et 0,3 m pour l'échelle réduite). Le rapport des vitesses est identique au rapport précédemment utilisé, introduisant ainsi une distorsion volumique entre les locaux et les conduits. Quant au rapport d'échelle des débits, il est fixé de manière à obtenir un rapport d'échelle des sections permettant d'utiliser des conduits en PVC de diamètres standards. Chacune des maquettes est composée d'un « local », d'un conduit de soufflage et d'un conduit d'extraction, comme illustré sur la Figure II. 9.

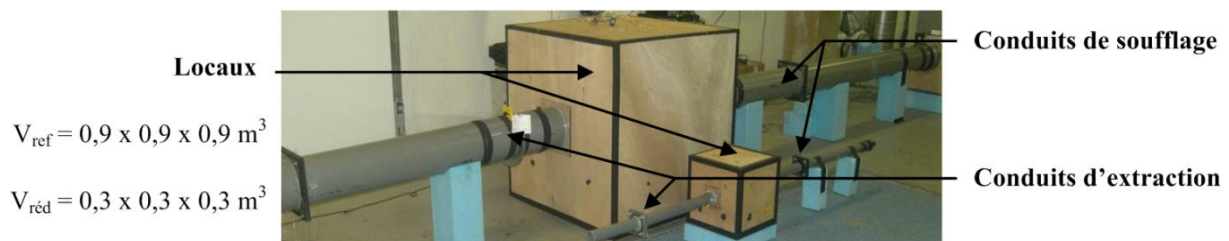


Figure II. 9 : Vue de la maquette de référence et de la maquette réduite.

Les grandeurs caractéristiques des deux maquettes sont présentées dans le Tableau II. 6.

Grandeur	Echelle de référence	Echelle réduite
Volume des locaux	0,9 x 0,9 x 0,9 m ³	0,3 x 0,3 x 0,3 m ³
Longueur des conduits ($L_1 = L_2$)	2,24 m	0,8 m
Diamètre des conduits ($D_1 = D_2$)	192 mm	44 mm

Tableau II. 6 : Dimensions de la maquette de référence et de la maquette réduite.

Les conduits de la maquette de référence sont équipés d'un registre de réglage de type IRIS. L'ajustement du diamètre d'ouverture de ces registres permet ainsi d'obtenir les pertes de

charge requises pour respecter le rapport d'échelle des résistances aérauliques. De plus, chaque conduit est équipé d'un diaphragme spécifique à prises de pression à la bride, défini par la norme AFNOR NFX 10-231 (1984). Ce type de diaphragme permet une mesure instantanée des débits à la fois positifs et négatifs du fait de l'équidistance des prises de pression en amont et en aval du diaphragme. Les mesures de pression en entrée du conduit de soufflage, dans le local, et aux bornes des diaphragmes sont effectuées par des capteurs de pression piezorésistifs (capteurs PSI) permettant une mesure synchrone de 32 voies de pression à une fréquence d'acquisition de 200 Hz. Les durées d'acquisition des signaux sont généralement de l'ordre d'une minute. De plus, plusieurs prises de pression sont systématiquement placées dans le local ainsi qu'aux bornes des diaphragmes afin de vérifier l'homogénéité des niveaux de pression. Ces valeurs sont ensuite moyennées spatialement, et temporellement pour la validation en régime permanent.

De la même manière que pour la validation numérique, les pressions dans les locaux et les débits dans les conduits sont comparés entre l'échelle de référence et l'échelle réduite. Pour cela, une sollicitation permanente ou transitoire est générée en entrée du conduit de soufflage. La validation en régime permanent est tout d'abord présentée dans la section II.4.2.2.

II.4.2.2 Validation expérimentale en régime permanent

En régime permanent, un ventilateur est connecté au conduit de soufflage de chacune des maquettes. Ce ventilateur est muni d'un variateur de fréquence permettant de régler son alimentation de manière à générer une pression en entrée du conduit de soufflage $P_{entrée}$, respectant la similitude entre les deux maquettes.

Les pressions et les débits obtenus sur la maquette réduite sont ensuite retranscrits à l'échelle de référence en appliquant les rapports d'échelle présentés dans le Tableau II. 5. Ces résultats peuvent ainsi être confrontés aux résultats obtenus sur la maquette de référence. Le Tableau II. 7 présente un exemple de comparaison à l'échelle de référence des résultats expérimentaux obtenus sur la maquette de référence et sur la maquette réduite.

	Echelle de référence	Echelle réduite	Ecart relatif
Pression d'entrée (Pa)	306,7 ± 1 Pa	315,7 ± 2 Pa	2,93 %
Pression du local (Pa)	158,9 ± 1 Pa	161,4 ± 2 Pa	1,62 %
Débit de soufflage (m ³ /h)	419,8 ± 8,4 m ³ /h	415,3 ± 9,2 m ³ /h	1,06 %
Débit d'extraction (m ³ /h)	424,4 ± 8,4 m ³ /h	415,7 ± 9,2 m ³ /h	2,04 %

Tableau II. 7 : Comparaison des résultats expérimentaux à l'échelle de référence obtenus sur la maquette de référence et la maquette réduite.

Les résultats obtenus aux deux échelles considérées sont identiques avec un écart relatif de l'ordre de 3 % au maximum. Des raisons peuvent être apportées pour expliquer une partie de ces écarts. D'une part, il est difficile de fixer précisément la fréquence d'alimentation du ventilateur afin de générer précisément une pression d'entrée $P_{entrée}$ conservant la similitude entre les deux échelles. De la même manière, une faible variation du diamètre d'ouverture des registres de réglage de type IRIS implique une modification de la perte de charge des conduits à l'échelle de référence. Il est difficile de respecter alors précisément la similitude des pertes de charge entre les deux maquettes. Enfin, les incertitudes sur les mesures de pression de l'ordre d'un pascal génèrent des incertitudes sur les débits de soufflage et d'extraction.

Ainsi, la confrontation des résultats obtenus sur la maquette de référence et la maquette réduite permet de valider la méthodologie pour l'étude d'écoulements en régime permanent avec des écarts relatifs inférieurs à 3 %, imputables aux incertitudes expérimentales. La dernière étape de la validation concerne la validation expérimentale pour des écoulements transitoires.

II.4.2.3 Validation expérimentale en régime transitoire

Pour l'étude d'écoulements transitoires, le ventilateur connecté au conduit de soufflage est remplacé par une électrovanne reliée au réseau d'air comprimé du laboratoire. Ainsi, des créneaux de pression sont générés en entrée du conduit de soufflage. La durée des créneaux est contrôlée grâce à l'électrovanne. En revanche, l'amplitude des créneaux de pression est ajustée manuellement par un détendeur reliant le réseau d'air comprimé à l'électrovanne. La difficulté principale repose alors sur le respect de la similitude pour la condition limite en pression $P_{entrée}$. En effet, compte tenu du dimensionnement de la maquette de référence et de la maquette réduite, il est difficile de reproduire par similitude un créneau de pression à l'entrée de chacune des maquettes avec le réseau d'air comprimé du laboratoire limité à 5 bars

environ. La maquette de référence a un volume interne élevé associé à des pertes de charge faibles, contrairement à la maquette réduite où le volume interne est faible et les pertes de charge élevées. Ainsi, le réseau d'air comprimé doit être utilisé au niveau maximal sur la maquette de référence (de l'ordre de 5 bars) et au niveau minimal sur la maquette réduite. Un pic de pression, respectant rigoureusement la similitude en pression, ne peut donc pas être généré. La confrontation des résultats sur chacune des maquettes se fait alors par comparaison des résultats expérimentaux avec les résultats numériques. Ainsi, les pertes de charge des maquettes peuvent être modifiées afin de générer des créneaux de pression exploitables et une comparaison rigoureuse des pressions dans les locaux et des débits est possible.

De plus, l'influence de l'inertie des conduits sur la propagation des créneaux de pression est étudiée expérimentalement. L'inertie des conduits est définie par le rapport $\rho L/S$, où L et S représentent respectivement la longueur et la section du conduit. Le conduit de soufflage est donc remplacé par un conduit de longueur largement supérieure et de diamètre inférieur, comme illustré sur la Figure II. 10. Dans ce cas, seul le débit dans le conduit d'extraction est mesuré, car les longueurs droites du conduit de soufflage ne sont pas suffisantes pour réaliser une mesure de débit fiable. Par la suite, les maquettes ainsi modifiées sont appelées maquettes inertielles. Une maquette de référence inertielle et deux maquettes réduites inertielles ont été étudiées. Les dimensions caractéristiques des conduits des différentes maquettes sont récapitulées dans le Tableau II. 8.



Figure II. 10 : Visualisation des maquettes dites « inertielles » - Maquette de référence (image de gauche) et maquette réduite (image de droite).

	Longueur (m)	Diamètre (mm)	Inertie (kg.m⁻⁴)
	$L_{soufflage} - L_{extraction}$	$D_{soufflage} - D_{extraction}$	$I_{soufflage} - I_{extraction}$
Maquette de référence	2,24 m	192 mm	92 kg.m ⁻⁴
Maquette réduite	0,8 m	44 mm	626 kg.m ⁻⁴
Maquette de référence inertielle	26,5 m – 2,24 m	78 mm – 192 mm	6600 kg.m ⁻⁴ – 92 kg.m ⁻⁴
Maquette réduite inertielle n°1	5 m – 0,8 m	25 mm – 44 mm	12120 kg.m ⁻⁴ – 626 kg.m ⁻⁴
Maquette réduite inertielle n°2	15 m – 0,8 m	25 mm – 44 mm	36360 kg.m ⁻⁴ – 626 kg.m ⁻⁴

Tableau II. 8 : Dimensions caractéristiques des différentes configurations expérimentales testées en régime transitoire.

Les simulations numériques sont effectuées avec le code SYLVIA et avec le modèle adimensionnel à partir des données présentées dans le Tableau II. 8. Bien que les dimensions du conduit d'extraction ne soient pas modifiées, les pertes de charge de celui-ci doivent être modifiées par l'ajout de singularités. En effet, l'augmentation de ces pertes de charge est nécessaire afin d'obtenir des niveaux de pression exploitables dans les locaux (valeurs non nulles). Ces pertes de charge sont modélisées par des résistances aérauliques quadratiques définies pour un couple débit-pression obtenu en régime permanent. La pression d'entrée expérimentale $P_{entrée}$ est utilisée comme condition limite pour les simulations en régime transitoire. Les pressions dans les locaux et les débits d'extraction sont ensuite comparés.

Les résultats obtenus sur la maquette de référence et la maquette réduite sont présentés sur les Figures II. 11 et II. 12.

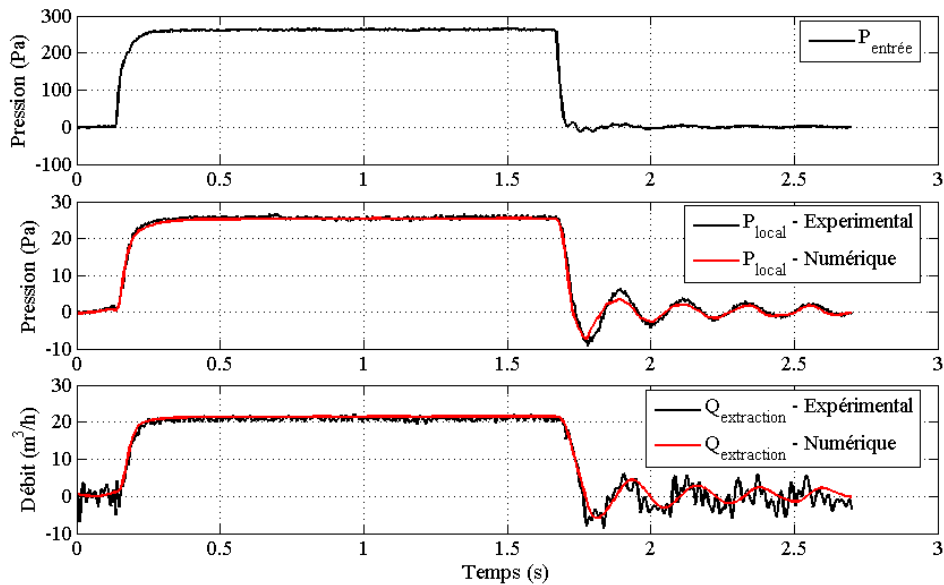


Figure II. 11 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la maquette de référence suite à un créneau de pression $P_{entrée}$.

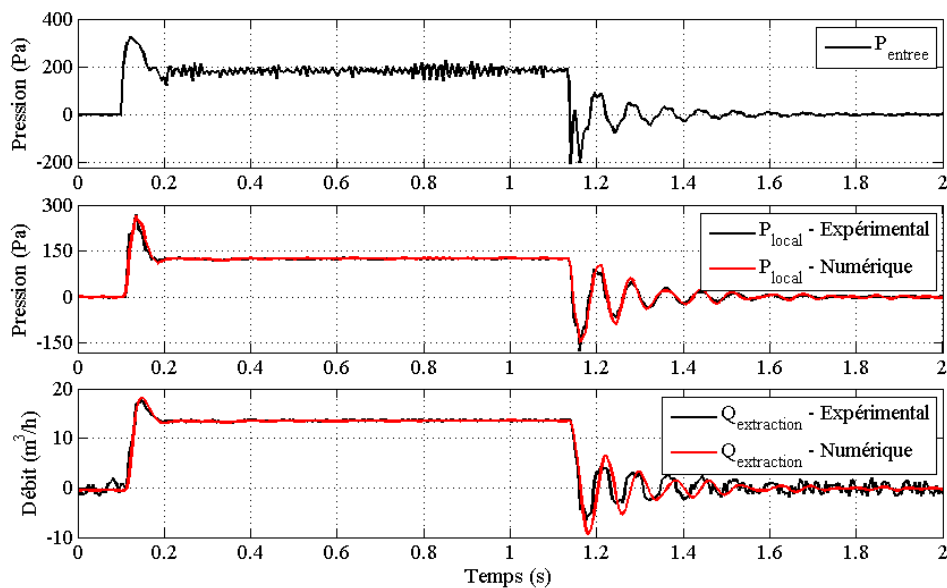


Figure II. 12 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la maquette réduite suite à un créneau de pression $P_{entrée}$.

Les Figures II. 11 et II. 12 montrent un très bon accord entre les résultats numériques et expérimentaux à la fois sur la maquette de référence et la maquette réduite. L'évolution des pressions expérimentales et numériques est très proche. Quant aux débits d'extraction, de faibles écarts sont obtenus après le créneau de pression. D'une part, ces écarts s'expliquent par les incertitudes de mesure liées à l'utilisation de diaphragmes pour les très faibles débits. D'autre part, le faible décalage en fréquence peut s'expliquer par la modélisation des maquettes avec le code SYLVIA. En effet, les configurations expérimentales sont modélisées

par un nœud de condition limite pour la pression d'entrée ($P_{entrée}$), un conduit de soufflage entre ce nœud et le local, et un conduit d'extraction. Or, sur les maquettes, un conduit supplémentaire est placé en amont de la mesure de la pression d'entrée $P_{entrée}$, afin de relier l'électrovanne et de s'assurer que l'écoulement soit établi au niveau de la mesure de la pression d'entrée. Ce conduit influe probablement sur les oscillations mises en évidence.

Des oscillations sont observées à une fréquence de l'ordre de 4,70 Hz sur la maquette réelle et de 12,55 Hz sur la maquette réduite. De la même manière que pour les études en ventilation naturelle liées à l'influence d'un vent fluctuant sur une enceinte présentées dans le chapitre I (Holmes, 1979), les fréquences des oscillations correspondent aux fréquences caractéristiques d'Helmholtz de chacune des maquettes. Ces fréquences dépendent des dimensions caractéristiques des conduits et du local. Une étude analytique et numérique approfondie de ces oscillations est proposée dans la section IV.3.3.

La Figure II. 13 présente les résultats obtenus sur la maquette réduite inertielle n°2. Cette configuration est présentée car il s'agit de la configuration où l'inertie du conduit de soufflage est la plus importante.

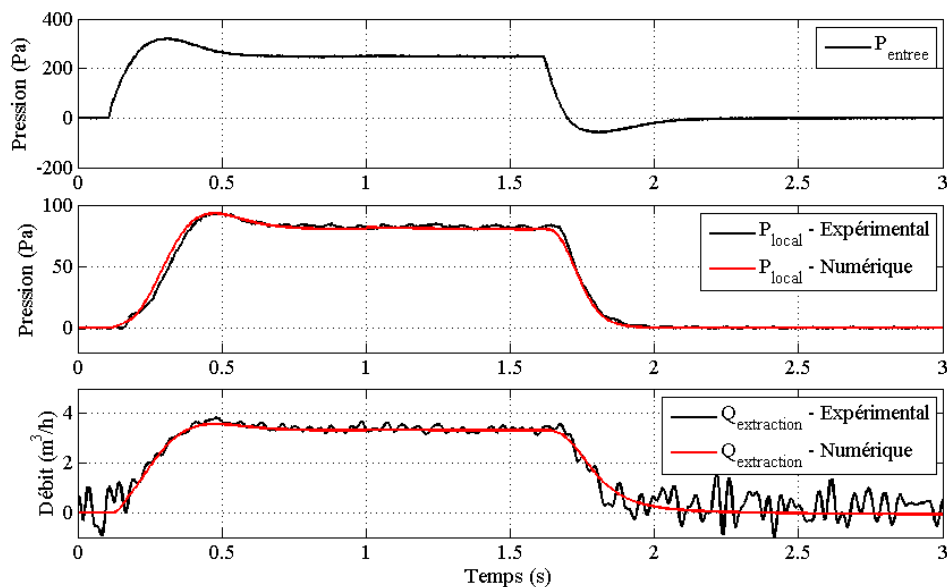


Figure II. 13 : Comparaison entre les résultats numériques et expérimentaux obtenus avec la maquette réduite inertielle n°2 suite à un créneau de pression $P_{entrée}$.

La Figure II. 13 montre que les résultats numériques et expérimentaux sont également similaires même lorsque l'inertie du conduit de soufflage est fortement augmentée. Sur ces résultats, les fluctuations de débit ne sont pas déterminées car il s'agit des fluctuations dues aux bruits de mesure pour des valeurs des débits très faibles. Contrairement aux Figure II. 11

et Figure II. 12, les oscillations caractéristiques d'Helmholtz sont fortement amorties et les valeurs de débit très faibles, les fluctuations sont donc prépondérantes.

L'étude des maquettes inertielles permet d'identifier un très faible déphasage temporel entre la pression d'entrée $P_{entrée}$ et la pression du local P_{local} . Pour chaque essai, un pic de dépassement est obtenu avant l'atteinte du régime établi. Le déphasage entre le pic de pression en entrée et le pic de pression dans le local est alors identifié. Pour la configuration présentée sur la Figure II. 13, ce décalage est de l'ordre de 0,2 seconde. Le Tableau II. 9 donne les valeurs expérimentales des déphasages temporels et des fréquences d'oscillation pour chacune des configurations inertielles.

	Inertie du conduit de soufflage (kg.m^{-4})	Déphasage temporel (s)	Fréquence des oscillations (Hz)
Maquette de référence inertielle	6600 kg.m^{-4}	0,15 s	1,95 Hz
Maquette réduite inertielle n°1	12120 kg.m^{-4}	0,05 s	2,94 Hz
Maquette réduite inertielle n°2	36360 kg.m^{-4}	0,2 s	1,57 Hz

Tableau II. 9 : Valeurs expérimentales des déphasages temporels et des fréquences d'oscillation pour chacune des maquettes inertielles étudiées.

Les résultats présentés dans le Tableau II. 9 montrent que le décalage temporel est inférieur à 0,2 seconde pour les trois maquettes considérées, bien que l'inertie soit fortement augmentée. Ce déphasage temporel ne semble pas être directement lié à l'augmentation de l'inertie du système. Il est cependant difficile de tirer des conclusions quant à l'influence de l'inertie uniquement à partir de ces expérimentations. Pour quantifier de manière précise l'influence de l'inertie, il est nécessaire de faire varier ce paramètre indépendamment des résistances aérauliques. De plus, les expérimentations sont effectuées sur des configurations réduites non représentatives de cas réels. Ainsi, pour étudier précisément l'influence de l'inertie sur une configuration à échelle réelle, des simulations paramétriques ont été réalisées à partir du modèle adimensionnel implémenté dans Matlab. L'étude numérique de l'influence de l'inertie est présentée dans la section IV.3.3.

Dans cette section, l'objectif principal des expérimentations n'est pas d'étudier en détail l'influence du terme inertiel, mais de permettre la validation du développement théorique de la

similitude aéraulique pour les écoulements permanent et transitoire. Une synthèse des différentes étapes de la validation est proposée dans la section II.4.3.

II.4.3 Synthèse de la validation de la similitude aéraulique

La validation de la similitude aéraulique définie dans la section II.3.3 a été présentée dans les sections II.4.1 et II.4.2. Les différentes étapes de cette validation sont résumées sur la Figure II. 14.

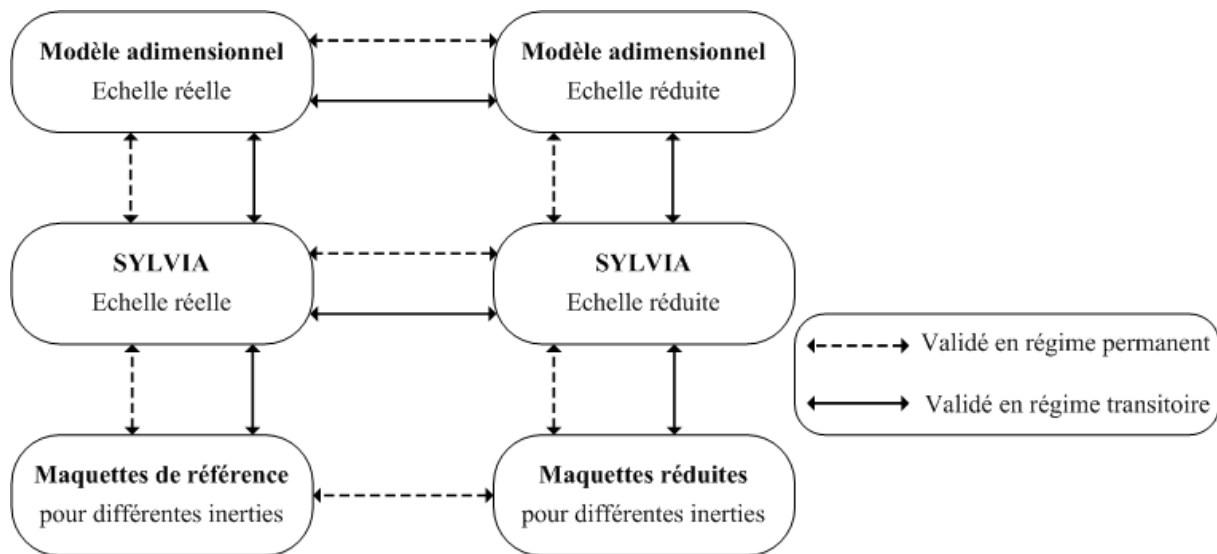


Figure II. 14 : Synthèse des étapes de la validation numérique et expérimentale des critères de similitude aéraulique définis dans la section II.3.3.

Le principe de la validation consiste à étudier des configurations simplifiées à deux échelles différentes définies à partir des rapports d'échelle issus du développement de la méthodologie d'adimensionnement.

La validation numérique permet tout d'abord de vérifier le développement théorique du modèle adimensionnel. Pour cela, le modèle adimensionnel développé dans la section II.3.1 a été implémenté dans Matlab. Les résultats obtenus avec ce modèle sont alors comparés aux résultats du code SYLVIA. Ensuite, une échelle réelle et une échelle réduite sont définies à partir des rapports d'échelle définis lors du développement théorique (Tableau II. 3). La comparaison des résultats obtenus à chacune des échelles, ramenés à l'échelle réelle, permet alors de valider numériquement les critères de similitude aéraulique. Cette validation numérique se fait à la fois sous une forme dimensionnelle avec le code SYLVIA, et sous une forme adimensionnelle avec le modèle adimensionnel implémenté dans Matlab.

De la même manière que pour la validation numérique, la validation expérimentale a été effectuée avec une configuration simple étudiée à deux échelles différentes : une échelle de référence et une échelle réduite. En régime permanent, une comparaison des résultats obtenus aux deux échelles, ramenés à l'échelle réelle, permet de valider la méthodologie. En revanche, en régime transitoire, une comparaison expérimentale rigoureuse entre les résultats expérimentaux n'est pas possible. La validation expérimentale en régime transitoire a donc été réalisée en comparant les résultats expérimentaux aux résultats numériques pour chacune des maquettes étudiées. Ainsi, l'inertie et les pertes de charge des conduits peuvent être modifiées indépendamment de la similitude entre les deux échelles étudiées. La validation expérimentale a été effectuée sur des configurations de réseau composées d'un seul local et de deux conduits. Aucune validation expérimentale n'a alors été réalisée pour des éléments du type filtre ou fuite. Cependant, l'unique différence entre ces trois types de branche repose sur la valeur de l'exposant n du bilan d'énergie mécanique appliquée aux branches (Eq. II. 12). De plus, les longueurs des filtres et des fuites sont très faibles par rapport aux longueurs des conduits. Leurs inerties sont donc négligeables par rapport à l'inertie des conduits. Pour ces raisons, la validation expérimentale a été effectuée uniquement pour des conduits représentés par des branches quadratiques.

II.5 Conclusion

Une méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation a été développée dans ce chapitre. Cette méthodologie a pour objectif de permettre l'étude à échelle réduite des écoulements isothermes en régimes permanent et transitoire au sein de réseaux de ventilation d'installations industrielles.

Le développement de cette méthodologie est basé sur l'adimensionnement des équations régissant les écoulements au sein d'un réseau de ventilation. Une incompatibilité entre les nombres de similitude issus de l'adimensionnement des équations de bilan de masse et de transport d'un scalaire passif a été mise en évidence. Cette incompatibilité impose la définition de deux échelles de temps : une échelle de temps aéraulique t et une échelle de temps t_R pour le transport d'un scalaire passif. L'échelle de temps aéraulique caractérise le temps de transport dans les conduits, alors que l'échelle de temps du transport d'un scalaire passif caractérise le temps de renouvellement de l'air dans les locaux. Une distinction est alors faite entre une similitude aéraulique, basée sur la conservation de l'échelle de temps aéraulique t , et une similitude du transport d'un scalaire passif, nécessitant la conservation de l'échelle de temps t_R . La similitude du scalaire passif est alors applicable uniquement pour des cas particuliers de la similitude aéraulique (régime permanent, rapport de vitesse égal à 1).

La conservation de la similitude aéraulique est définie en supposant trois rapports d'échelle : les rapports d'échelle des volumes des locaux, des vitesses et des débits. Ces rapports sont fixés de manière à respecter les contraintes liées aux grandeurs des installations réelles et aux moyens expérimentaux. A partir de ces trois rapports d'échelle, l'ensemble des rapports d'échelle est déterminé par conservation des grandeurs de référence et des nombres adimensionnels issus de l'adimensionnement des équations entre une échelle réelle et une échelle réduite. Ce développement théorique a ensuite été validé numériquement et expérimentalement sur des configurations simplifiées.

Ainsi, la méthodologie développée peut à présent être appliquée à des installations industrielles réelles, afin d'étudier à échelle réduite les écoulements isothermes générés par la ventilation mécanique, le vent ou encore une surpression interne due à une situation accidentelle. Deux configurations typiques d'installations nucléaires sont étudiées dans ce travail de thèse. Le dimensionnement à échelle réduite de ces configurations et la

détermination de leurs caractéristiques en régime nominal, c'est-à-dire en considérant uniquement la ventilation mécanique et sans prendre en compte les effets du vent, sont présentés dans le chapitre III.

CHAPITRE III

DIMENSIONNEMENT ET CARACTERISATION DU DISPOSITIF EXPERIMENTAL

III.1 Introduction	82
III.2 Présentation des configurations de référence à échelle réelle	83
III.3 Dimensionnement des maquettes à échelle réduite	86
III.4 Instrumentation et protocoles expérimentaux	92
III.4.1 Instrumentation et protocole expérimental pour les essais aérauliques	92
III.4.1.1 Mesure de pression.....	92
III.4.1.2 Mesure de débit	94
III.4.1.3 Protocole de post-traitement pour les essais aérauliques	96
III.4.2 Instrumentation et protocole pour les essais de traçage gazeux	98
III.5 Caractérisation des maquettes	101
III.5.1 Comportement aéraulique des ventilateurs	101
III.5.2 Caractérisation des lois débit-pression des fuites.....	104
III.5.3 Caractérisation des lois débit-pression des filtres et des conduits de ventilation	106
III.6 Détermination des configurations nominales	110
III.6.1 Détermination expérimentale	110
III.6.2 Définition numérique	114
III.7 Conclusion.....	118

III.1 Introduction

Ce chapitre est dédié au dimensionnement et à la caractérisation du dispositif expérimental mis en œuvre pour étudier à échelle réduite les écoulements isothermes au sein d'installations réelles équipées d'un réseau de ventilation.

Deux configurations de référence, fournies par l'IRSN, ont été considérées dans ce travail de thèse. Ces configurations sont définies à partir des principes de fonctionnement des réseaux de ventilation des installations nucléaires réelles. L'application de la méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation développée dans le chapitre II permet de dimensionner une maquette à échelle réduite pour chaque configuration. Une caractérisation des différents éléments composant les maquettes est alors nécessaire afin de vérifier le dimensionnement des maquettes et la modélisation de ces éléments avec le code SYLVIA. De plus, avant la réalisation d'essais en soufflerie, l'état nominal de chaque configuration, appelée configuration nominale, doit être établi. Une configuration nominale est définie par les valeurs des pressions aux nœuds et des débits dans les branches, dans le cas où seule la ventilation mécanique est considérée. Les configurations nominales obtenues expérimentalement permettent de définir les configurations nominales numériques dans SYLVIA.

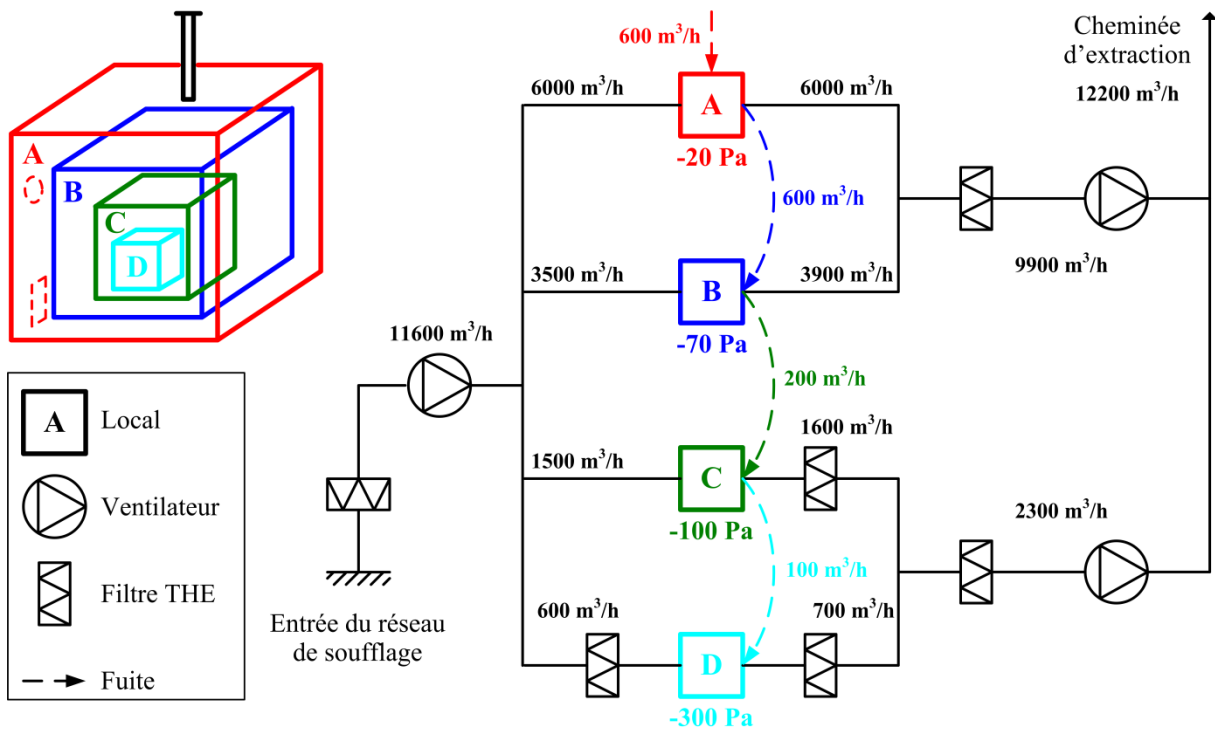
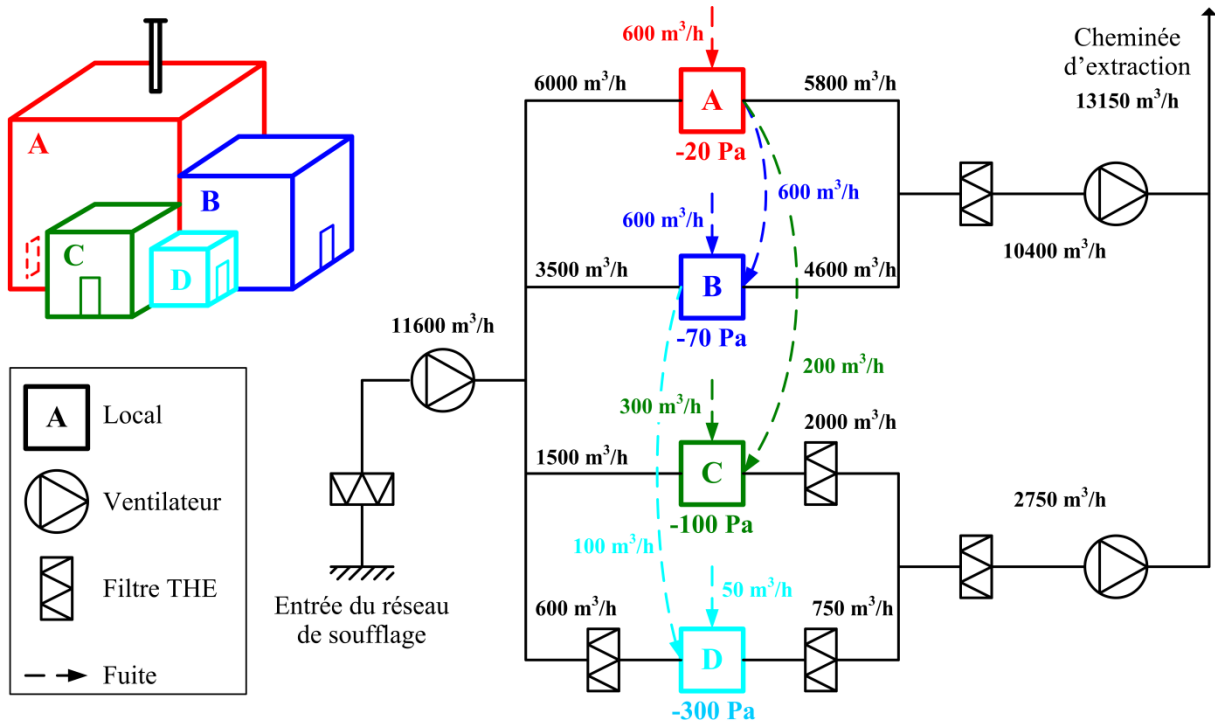
Ce chapitre présente tout d'abord les configurations de référence à échelle réelle, puis le dimensionnement des maquettes à échelle réduite. L'instrumentation mise en œuvre sur ces maquettes est ensuite abordée dans la section III.4. Enfin, la caractérisation expérimentale des maquettes et la détermination des configurations nominales sont détaillées dans les sections III.5 et III.6, respectivement.

III.2 Présentation des configurations de référence à échelle réelle

Les installations nucléaires sont des établissements industriels de géométries complexes et de fonctionnement très diversifiés. En effet, ces installations peuvent être composées d'une dizaine à plusieurs centaines de locaux selon les configurations, reliés entre eux par un réseau de ventilation afin de garantir le confinement dynamique de l'installation. Pour cela, le réseau est équilibré de manière à maintenir les locaux en dépression par rapport à la pression extérieure et les uns par rapport aux autres. Ainsi, les écoulements d'air entre l'installation et l'environnement extérieur, provenant des fuites de l'enveloppe des bâtiments, sont systématiquement dirigés vers l'intérieur de l'installation. Ces fuites correspondent principalement aux défauts d'étanchéité des portes des locaux. Par ailleurs, le confinement des particules radioactives au sein du réseau de ventilation est assuré par des filtres THE. Deux configurations de référence simplifiées, représentatives de ce type d'installation, ont été définies par l'IRSN :

- La configuration I représente une installation où les locaux sont placés les uns à côté des autres. Chaque local communique alors directement avec l'environnement extérieur par l'intermédiaire de fuites. Elle représente une installation en très forte interaction avec l'extérieur, pour laquelle les effets du vent seront donc maximisés.
- La configuration II correspond à une installation où les locaux sont imbriqués les uns dans les autres. Seul le local extérieur est relié à l'environnement extérieur. Le confinement dynamique des locaux internes est alors renforcé. Dans cette configuration, les locaux sont donc en forte interaction entre eux.

Les Figures III. 1 et III. 2 illustrent l'agencement des locaux et le schéma de principe pour les configurations I et II, respectivement. Le réseau de ventilation des deux configurations est très proche, seul l'équilibrage du réseau est modifié afin d'obtenir les niveaux de pression souhaités dans les locaux. Les valeurs nominales théoriques des pressions dans les locaux et des débits de ventilation et de fuite sont indiquées sur les schémas de principe des Figures III. 1 et III. 2.



Les dimensions des quatre locaux sont présentées dans le Tableau III. 1. Les dimensions externes sont identiques pour les deux configurations. Cependant, les locaux de la configuration II étant imbriqués les uns dans les autres, les volumes utiles sont différents.

Local	Dimension (m ³)	Volume utile (m ³)	
	Configurations I et II	Configuration I	Configuration II
Local A	15 x 15 x 15 m ³	3375 m ³	1647 m ³
Local B	12 x 12 x 12 m ³	1728 m ³	1385 m ³
Local C	7 x 7 x 7 m ³	343 m ³	218 m ³
Local D	5 x 5 x 5 m ³	125 m ³	125 m ³

Tableau III. 1 : Dimensions et volumes utiles des locaux pour les configurations I et II.

Le réseau de ventilation de chaque configuration se décompose en trois réseaux de ventilation : un réseau de soufflage pour les quatre locaux, un réseau d'extraction d'ambiance pour les locaux A et B, et un réseau d'extraction procédé pour les locaux C et D. Les deux réseaux d'extraction sont ensuite reliés à la cheminée d'extraction. Le réseau d'extraction procédé, appelé aussi "haute dépression", est connecté aux locaux où le risque de dégagement de matières radioactives est le plus élevé. Un premier niveau de filtres THE est alors placé à l'extraction de ces locaux. Le réseau de ventilation étudié est muni de six filtres THE. Ces filtres sont placés au soufflage général, à l'extraction générale des deux réseaux d'extraction, à l'extraction des locaux C et D, et au soufflage du local D. De plus, le réseau de ventilation est équipé d'un ventilateur de soufflage et de deux ventilateurs d'extraction. Les points de fonctionnement théoriques des ventilateurs sont donnés par les valeurs nominales de débit et de pression aux bornes des ventilateurs.

Une vingtaine de conduits de ventilation sont nécessaires pour relier entre eux ces différents éléments (locaux, filtres, ventilateurs). Les longueurs des conduits peuvent être comprises entre 10 et 100 m, et les diamètres entre 0,2 et 1 m. Les pertes de charge théoriques des conduits de ventilation, des filtres THE et des fuites sont définies par des résistances aérauliques. Ces résistances sont déterminées à partir des valeurs nominales de pression et de débit fournies par l'IRSN (Eq. II. 4).

Ainsi, les configurations de référence I et II sont définies par l'agencement des locaux, la composition du réseau de ventilation, les valeurs nominales des pressions aux nœuds et des débits dans les branches. La méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation appliquée à ces deux configurations permet alors de dimensionner deux maquettes à échelle réduite. Le dimensionnement de ces maquettes à échelle réduite est présenté dans la section III.3.

III.3 Dimensionnement des maquettes à échelle réduite

La méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation, développée dans le chapitre II, a abouti à la définition d'un ensemble de rapports d'échelle permettant de retranscrire par similitude les grandeurs d'une configuration réelle à une échelle réduite. L'application de ces rapports d'échelle aux configurations réelles I et II permet ainsi le dimensionnement des maquettes à échelle réduite. Les rapports d'échelle utilisés sont rappelés dans le Tableau III. 2.

Rapport d'échelle fixé	Rapport d'échelle calculé	
$\bar{V} = \frac{1}{12^3}$	$\bar{S} = \frac{\bar{Q}}{\bar{U}} \approx \frac{1}{56,6}$	$\overline{R_{conduit}} = \frac{1}{\bar{S}^2} \approx 3200$
$\bar{U} = \frac{1}{\sqrt{2}}$	$\bar{L} = \frac{\bar{V}\bar{U}^2}{\bar{S}} \approx \frac{1}{61,1}$	$\overline{R_{fultre}} = \frac{\bar{U}}{\bar{S}} \approx 40$
$\bar{Q} = \frac{1}{80}$	$\bar{P} = \bar{U}^2 = \frac{1}{2}$	$\overline{R_{fuite}} = \frac{\bar{U}^{2-n}}{\bar{S}^n} \approx 185 \text{ (} n = 1,35 \text{)}$
	$\bar{t} = \frac{\bar{L}}{\bar{U}} \approx \frac{1}{43,2}$	

Tableau III. 2 : Rapports d'échelle appliqués aux configurations réelles I et II pour le dimensionnement des maquettes à échelle réduite.

Une vue des maquettes réduites des configurations I et II est donnée sur les Figures III. 3 et III. 4, respectivement. Le réseau de ventilation à échelle réduite est situé sous les locaux. En effet, compte tenu des rapports d'échelle géométriques, les volumes internes des locaux sont trop faibles pour placer le réseau de ventilation à l'intérieur des locaux. De plus, les volumes utiles seraient fortement diminués. Le réseau ne peut pas non plus être positionné au niveau des parois extérieures des locaux, car les écoulements du vent autour du bâtiment seraient modifiés. Pour ces raisons, le réseau de ventilation a été placé sous les locaux. Les maquettes sont donc surélevées sur un plancher spécifique de la soufflerie de 0,75 m de haut environ. Les bouches de soufflage et d'extraction sont alors positionnées au sol des locaux placés sur le plancher surélevé.

Pour les mêmes raisons d'encombrement des locaux, l'imbrication des locaux de la configuration II ne peut pas être conservée. Les locaux imbriqués (B, C et D) dans le local A sont alors placés sous le plancher de la soufflerie. Notons que seul l'agencement théorique est modifié : la cascade de dépression et les fuites entre les quatre locaux sont conservées.

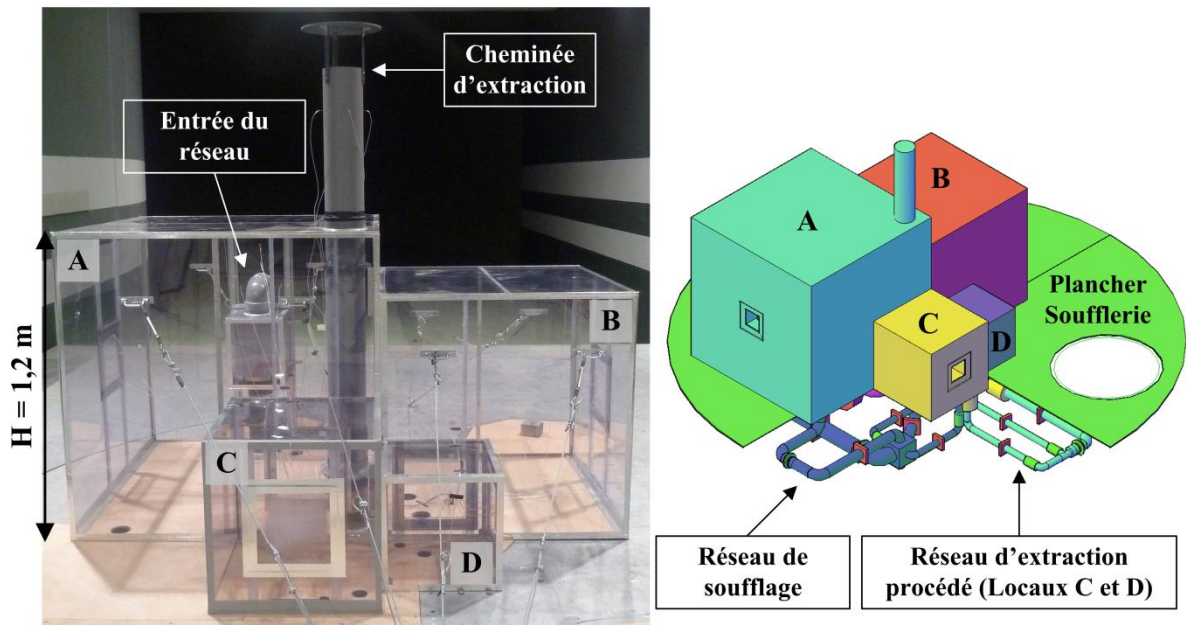


Figure III. 3 : Vue et plan de la maquette représentative de la configuration I.

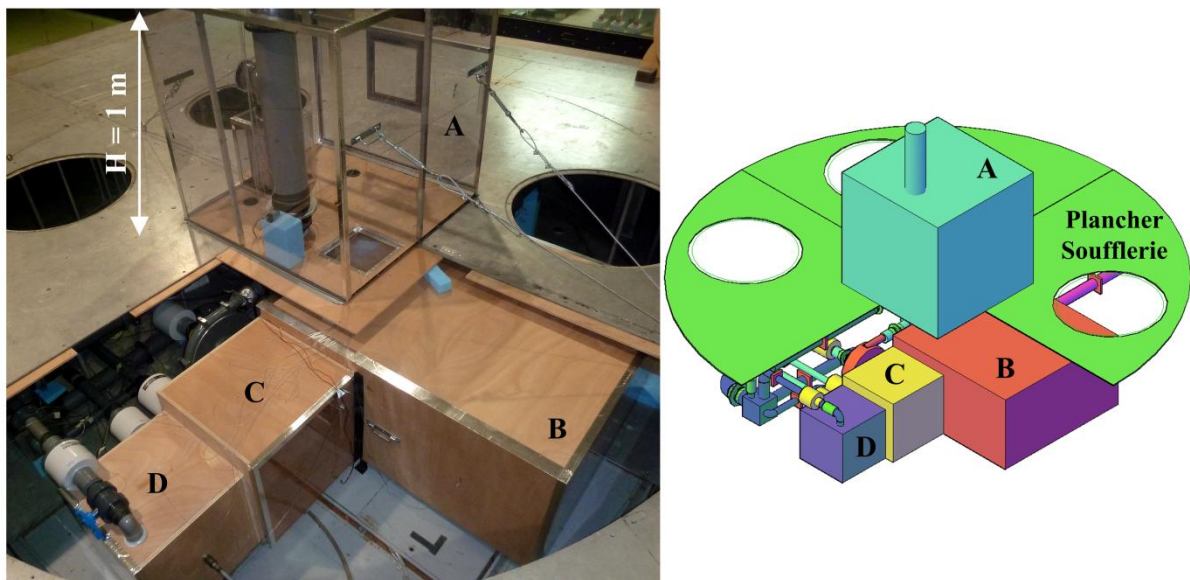


Figure III. 4 : Vue et plan de la maquette représentative de la configuration II.

Les différents éléments constituant les maquettes sont détaillés dans ce qui suit. Les volumes utiles des locaux, définis en appliquant le rapport d'échelle des volumes \bar{V} aux dimensions réelles (Tableau III. 1), sont donnés dans le Tableau III. 3. Le local B de la configuration II,

placé sous le plancher de la soufflerie, n'est pas cubique compte tenu de la hauteur du plancher surélevé de l'ordre de 0,75 m. Les locaux situés sur le plancher sont réalisés en polycarbonate transparent afin de pouvoir réaliser des essais de visualisation des écoulements entre les locaux et l'environnement extérieur.

Local	Volume interne réduit des locaux (m ³)	
	Configuration I	Configuration II
Local A	1,25 x 1,25 x 1,25 m ³	0,98 x 0,98 x 0,98 m ³
Local B	1 x 1 x 1 m ³	1,08 x 1,08 x 0,7 m ³
Local C	0,58 x 0,58 x 0,59 m ³	0,5 x 0,5 x 0,5 m ³
Local D	0,42 x 0,42 x 0,41 m ³	0,42 x 0,42 x 0,41 m ³

Tableau III. 3 : Volumes internes réduits des locaux pour les configurations I et II.

Les points de fonctionnement réduits des ventilateurs de soufflage et d'extraction sont définis en appliquant les rapports d'échelle de pression et de débit aux points de fonctionnement réels. Ces points de fonctionnement réduits théoriques sont donnés dans le Tableau III. 4, en termes de débit et de hauteur manométrique.

Ventilateur	Point de fonctionnement réduit (m ³ /h ; Pa)	
	Configuration I	Configuration II
Soufflage	145 m ³ /h – 500 Pa	145 m ³ /h – 500 Pa
Extraction ambiance	145 m ³ /h – 575 Pa	123,75 m ³ /h – 575 Pa
Extraction procédé	34,4 m ³ /h – 900 Pa	28,75 m ³ /h – 900 Pa

Tableau III. 4 : Points de fonctionnement réduits théoriques des ventilateurs de soufflage et d'extraction pour les configurations I et II.

Chaque ventilateur, muni d'un variateur de fréquence, a été choisi en fonction de son point de fonctionnement théorique. Notons que la similitude n'est pas appliquée sur les courbes de fonctionnement réelles, mais uniquement sur les points de fonctionnement. Le comportement des ventilateurs réels sera alors considéré identique aux comportements des ventilateurs réduits, après l'application des rapports d'échelle des pressions et des débits. En toute rigueur, la similitude devrait s'attacher à la conservation des courbes de fonctionnement. Les ventilateurs utilisés sont des ventilateurs centrifuges, permettant de générer des niveaux de

pression élevés à des débits faibles. Les courbes de fonctionnement théoriques des ventilateurs utilisés et une vue du ventilateur de soufflage sont présentées sur la Figure III. 5.

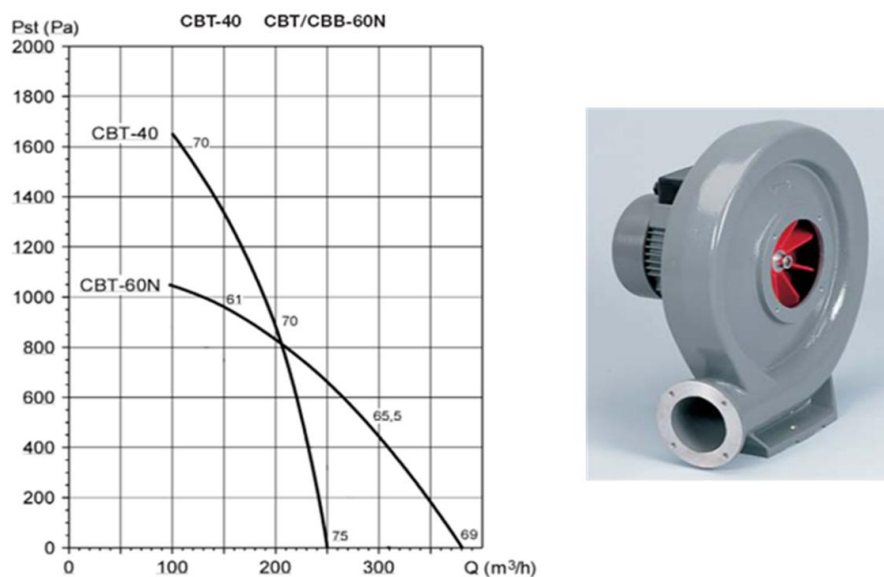


Figure III. 5 : Courbes de fonctionnement théoriques des ventilateurs CBT-40N et CBT-60N (graphique de gauche) et vue d'un ventilateur CBT-60N (image de droite).

Les ventilateurs de soufflage et d'extraction d'ambiance sont des ventilateurs centrifuges CBT-60N, alors que le ventilateur d'extraction procédé est un ventilateur centrifuge CBT-40N. La courbe de fonctionnement théorique de ce ventilateur n'est pas présentée pour les débits souhaités, de l'ordre de 30 m³/h. Cependant, les courbes de fonctionnement de chaque ventilateur ont été déterminées expérimentalement en laboratoire. Ces résultats sont présentés dans la section III.5.1.

Les fuites internes entre les locaux et externes sont reproduites par des plaques à trous calibrées, définies de manière à obtenir des lois débit-pression en puissance caractéristiques du comportement aérodynamique des fuites ($1,35 < n < 1,7$) (Oh et al., 2007 ; ASHRAE, 2001 ; Walker et al., 1998). Le choix de l'épaisseur L des plaques et du diamètre D des trous influe directement sur l'exposant n de la loi débit-pression. Pour obtenir des lois en puissance avec un exposant n inférieur à 2, le rapport de forme L/D doit être supérieur à 1 (Oh et al., 2007). Une épaisseur de 10 mm et un diamètre de 1,2 mm ont été retenus, suite à des tests préliminaires réalisés pour différents rapports de forme. Un exemple de plaque est donné à la Figure III. 6. Le nombre de trous est ensuite déterminé afin d'obtenir les pertes de charge théoriques souhaitées. Celui-ci varie de 14 trous pour la fuite externe du local D (configuration I) à 1028 trous pour la fuite externe du local A (configurations I et II). Une calibration rigoureuse de chacune des plaques est primordiale afin de s'assurer de la

reproduction du comportement aéraulique de chaque fuite. Cette calibration est d'autant plus nécessaire que les lois débit-pression obtenues seront ensuite utilisées pour estimer les débits de fuite. La calibration de ces fuites est détaillée dans la section III.5.2.

Le comportement aéraulique des filtres THE, généralement représentés par des lois linéaires dans SYLVIA, est reproduit par l'utilisation de filtres réels utilisés classiquement pour des boîtes à gants. Les pertes de charge de ce type de filtre sont du même ordre de grandeur que les pertes de charge réduites théoriques. Ces pertes de charge réduites théoriques sont définies en appliquant le rapport d'échelle des résistances aérauliques des filtres $\overline{R_{fultre}}$ aux résistances aérauliques des filtres THE réels. Les filtres de boîtes à gants utilisés sont représentés sur la Figure III. 7. Ces filtres, ainsi que les filtres réels des réseaux de ventilation, sont des filtres plissés dont le comportement aéraulique est linéaire uniquement sur une gamme limitée de débit. En effet, au-delà d'une certaine vitesse de filtration (entre 5 et 10 cm/s), l'écoulement n'est plus uniformément réparti sur toute la surface de filtration (Del Fabbro, 2001). En régime nominal, la vitesse de filtration est généralement de l'ordre de 2 cm/s. Par ailleurs, ces filtres sont placés dans des boîtiers étanches reliés en amont et en aval aux conduits de ventilation. Des singularités sont donc nécessaires pour assurer la connexion des filtres. Ces singularités peuvent aussi modifier le comportement aéraulique des filtres. Ces filtres ont donc été caractérisés dans leurs conditions d'utilisation sur les maquettes. Cette caractérisation expérimentale est présentée dans la section III.5.3.



Figure III. 6 : Vue d'une plaque à trous utilisée pour reproduire le comportement aéraulique des fuites.



Figure III. 7 : Filtres de boîtes à gants utilisés pour reproduire le comportement aéraulique des filtres THE.

Enfin, le dimensionnement des conduits de ventilation a été réalisé en considérant des conduits en PVC de diamètres standards. Les diamètres internes réduits de ces conduits sont compris entre 44 mm et 152 mm. Le diamètre de chaque conduit a été choisi de manière à

satisfaire l'ordre de grandeur du diamètre du conduit à échelle réelle. De la même manière, les longueurs des conduits ont été définies afin de reproduire des longueurs réelles comprises entre 10 et 100 m. De plus, les conduits de ventilation sont munis d'un diaphragme de mesure de débit, sauf dans le cas où deux conduits de ventilation sont placés en série (en amont et en aval d'un ventilateur par exemple). Le choix des longueurs réduites est alors contraint par la nécessité de conserver des longueurs droites minimales égales à $5 D$ en amont et de $4 D$ en aval de chaque diaphragme. Les principales conditions d'emploi de ces diaphragmes sont présentées dans la section III.4.1.2.

Par ailleurs, des longueurs supplémentaires aux longueurs droites minimales et des singularités (coudes, réductions, tés) sont nécessaires. En effet, le dimensionnement des conduits est aussi contraint par la nécessité de relier entre eux l'ensemble des éléments constituant les maquettes (filtres, ventilateurs, bouches de soufflage et d'extraction des locaux). Le choix des longueurs est d'autant plus restreint que le réseau de ventilation et les locaux imbriqués pour la configuration II (locaux B, C et D) doivent être positionnés sous le plancher surélevé de la soufflerie.

Ainsi, chaque conduit de ventilation comprend des pertes de charge par frottement (longueurs des conduits) et des pertes de charge singulières (diaphragme et singularités nécessaires au dimensionnement). De plus, un extracteur statique plat est placé en sortie de la cheminée, à $1 D$ au dessus du conduit d'extraction. Cet extracteur a été défini de manière à minimiser les pertes de charge de la cheminée (Idel'cik, 1999). Afin d'obtenir des pertes de charge expérimentales proches des pertes de charge théoriques, chaque conduit est équipé d'un registre de réglage de type IRIS, ou d'une vanne papillon pour les conduits de faible diamètre (44 mm). Ainsi, les pertes de charge sont ajustées en modifiant le diamètre d'ouverture de ces registres de réglage. Un calcul théorique des pertes de charge de chaque conduit a alors été réalisé. Ce calcul permet de définir les diamètres des diaphragmes à considérer et les ordres de grandeur des diamètres d'ouverture des registres de réglage. Le choix des diamètres des diaphragmes est donc aussi contraint par les pertes de charge théoriques souhaitées. Chaque conduit de ventilation a ensuite été caractérisé expérimentalement afin de s'assurer que leur comportement aéraulique peut être modélisé par une résistance quadratique. Cette caractérisation est présentée dans la section III.5.3.

Avant d'aborder la caractérisation des différents éléments présentés ci-dessus, l'instrumentation mise en œuvre pour la caractérisation des maquettes et pour les campagnes expérimentales en soufflerie est présentée dans la section III.4.

III.4 Instrumentation et protocoles expérimentaux

Deux types d'instrumentation distincts ont été mis en œuvre. Dans un premier temps, des essais aérauliques ont été effectués avec uniquement des mesures de pression. Les débits de ventilation et les débits de fuite sont alors calculés à partir de ces mesures de pression par l'utilisation d'éléments déprimogènes (diaphragmes de mesure, plaques à trous calibrées). Ces moyens de mesure et le protocole associé sont détaillés dans la section III.4.1.

Dans un second temps, la propagation d'un polluant passif a été étudiée. Pour cela, des essais de traçage gazeux avec de l'hélium ont été réalisés. Les concentrations d'hélium sont alors mesurées à l'aide de spectromètres de masse. Ces spectromètres et le protocole expérimental sont présentés dans la section III.4.2.

III.4.1 Instrumentation et protocole expérimental pour les essais aérauliques

Les moyens de mesure des pressions et des débits, ainsi que le protocole associé, ont été utilisés pour la caractérisation des maquettes hors soufflerie (section III.5), la détermination des configurations nominales (section III.6) et la réalisation des campagnes expérimentales en soufflerie (chapitre IV).

III.4.1.1 Mesure de pression

Les mesures de pression sont effectuées avec des capteurs de pression piezorésistifs de marque PSI, illustrés sur la Figure III. 8. Ces capteurs ont l'avantage de permettre une mesure simultanée de 32 voies de pression à une fréquence d'acquisition de 200 Hz (Sollic, 1995). En effet, un capteur regroupe 32 voies de pression au sein d'un boîtier de faible dimension (55 x 35 x 25 mm). Ces 32 voies sont multiplexées à une fréquence de 20 kHz, permettant ainsi de considérer les 32 mesures de pression synchrones. Ces capteurs de pression associés à la carte d'acquisition utilisée (carte d'acquisition Iotech WBK516) permettent l'acquisition des signaux à une fréquence de 200 Hz. Cinq capteurs de pression ont été utilisés

simultanément. Ainsi, jusqu'à 160 mesures de pression synchrones à une fréquence d'acquisition de 200 Hz peuvent être réalisées.

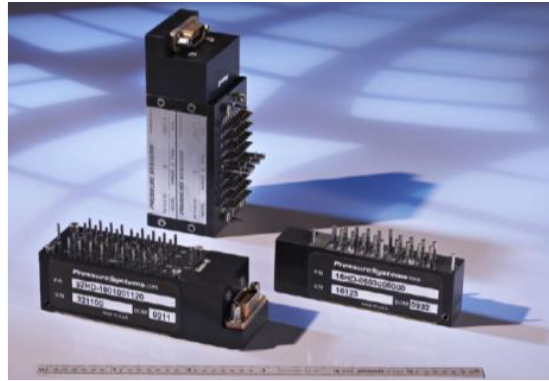


Figure III. 8 : Capteurs de pression PSI permettant une mesure synchrone de 32 voies de pression à une fréquence d'acquisition de 200 Hz.

La gamme de mesure de ces capteurs de pression est de ± 2500 Pa. D'une manière générale, une estimation des incertitudes de pression à 0,1 % de la valeur maximale du capteur est couramment utilisée. L'incertitude absolue est donc de l'ordre de 2,5 Pa. Toutefois, lors des campagnes expérimentales, les capteurs de pression ont été ré-étalonnés avec un intervalle de confiance de l'ordre de ± 1 Pa. Une incertitude absolue de 2 Pa est alors considérée pour les résultats obtenus en soufflerie. Notons que d'autres capteurs de pression ont été utilisés pour la caractérisation du comportement aérodynamique des ventilateurs et des fuites, présentée dans la section III.5. Dans ce cas, l'incertitude considérée correspond à 0,1 % de la gamme maximale du capteur considéré. La gamme de mesure est comprise entre ± 200 et ± 2000 Pa selon les capteurs utilisés.

Les prises de pression des maquettes sont reliées aux capteurs par des tubes vinyles de 1,4 mm de diamètre. Ces tubes vinyles ont des fréquences de résonance pouvant entraîner des erreurs de mesure conséquentes lors de l'analyse fréquentielle des signaux mesurés. Afin de limiter ces problèmes de résonance, le CSTB utilise actuellement des tubes vinyles de 80 cm de long séparés en deux parties par un restricteur métallique, permettant ainsi de filtrer les hautes fréquences (Lander, 2010). Cependant, dans notre étude, aucune analyse spectrale des signaux n'est effectuée. De plus, les fréquences caractéristiques des phénomènes transitoires étudiés (dégagement d'un pic de pression interne) sont largement inférieures aux fréquences de résonance des tubes vinyles. Ainsi, compte tenu des dimensions des maquettes, des tubes vinyles de 1,5 m de long sans restricteur ont été considérés pour des raisons pratiques de

connexion des prises de pression aux capteurs. Un essai en régime transitoire a permis de valider ce choix. Une surpression interne générée dans un local, représentative des cas étudiés par la suite, a été mesurée en considérant une ligne de mesure standard utilisée au CSTB (tube vinyle de 80 cm avec restricteur) et un tube vinyle de 1,5 m. Les évolutions temporelles obtenues avec les deux lignes de mesure sont identiques.

Enfin, étant donné le nombre de voies de pression disponibles (160 voies), les prises de pression ont été multipliées aux différents points de mesure, afin de s'assurer de la validité des mesures et de l'homogénéité des niveaux de pression. Les pressions sont mesurées dans les quatre locaux, aux différents nœuds du réseau de ventilation et au niveau des conditions limites extérieures. Ces conditions limites correspondent aux pressions extérieures au niveau de l'entrée du réseau de ventilation, de la cheminée d'extraction et des plaques à trous représentant les fuites entre les locaux et l'extérieur. De plus, chaque diaphragme utilisé pour la mesure de débit est équipé de quatre prises de pression, deux en amont et deux en aval. Les techniques de mesure des débits utilisées sont présentées dans la section III.4.1.2.

III.4.1.2 Mesure de débit

Les diaphragmes utilisés pour la mesure des débits sont des diaphragmes à prises de pression à la bride (Norme AFNOR NFX 10-231, 1984). La Figure III. 9 présente un schéma et une vue d'un diaphragme utilisé.

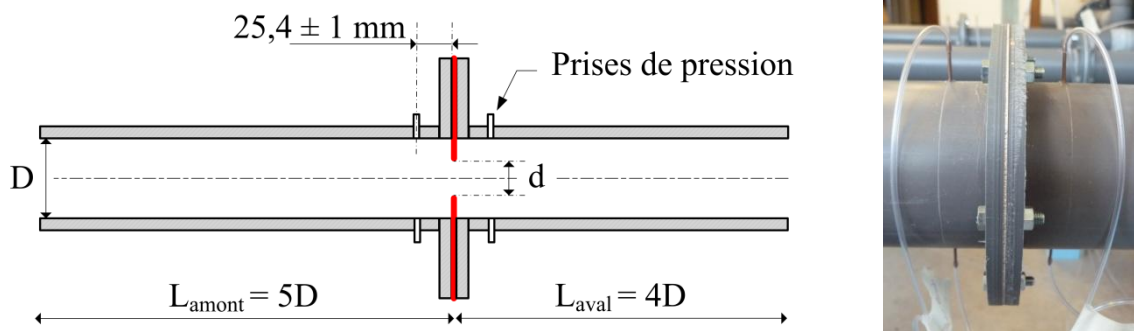


Figure III. 9 : Schéma et vue d'un diaphragme à prises de pression à la bride.

Le débit Q (m^3/h) est alors calculé à partir de la différence de pression ΔP (Pa) aux bornes du diaphragme par l'Equation III. 1 :

$$Q = 3600C_a S \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho \left(\left(\frac{D}{d} \right)^4 - 1 \right)}} \quad \text{III. 1}$$

Avec ρ la masse volumique dans le conduit considéré (kg.m^{-3}), C_d le coefficient de décharge pris égal à 0,6, S la section du conduit (m^2), D et d les diamètres respectifs du conduit et du diaphragme (m). La norme AFNOR impose des conditions d'emploi des diaphragmes très strictes, afin d'obtenir des valeurs de débit avec une "erreur limite nulle". Compte tenu des contraintes liées au dimensionnement des conduits, l'ensemble de ces conditions ne peut pas être strictement respecté. Cependant, des conditions moins contraignantes, notamment sur les longueurs droites nécessaires en amont et en aval du diaphragme, sont couramment utilisées et permettent d'obtenir des valeurs avec un intervalle de confiance de l'ordre de 0,5 %. Les principales conditions respectées sont présentées dans ce qui suit :

- En toute rigueur, la norme impose un diamètre minimal de 50 mm pour des valeurs avec une "erreur limite nulle". Dans notre cas, le diamètre interne minimal des conduits est de 44 mm.
- Le rapport des diamètres d/D doit être compris entre 0,2 et 0,75. Cette condition est respectée pour l'ensemble des conduits.
- L'épaisseur du diaphragme doit être inférieure 0,02 D, soit 0,88 mm au maximum pour $D = 44$ mm. Des plaques en aluminium d'épaisseur 1 mm ont alors été utilisées.
- En aval du diaphragme, la norme impose une longueur minimale comprise entre 2 D et 4 D selon le rapport des diamètres d/D . Une longueur droite minimale de 4 D est effectivement mise en œuvre sur les maquettes. En revanche, en amont du diaphragme, des longueurs droites comprises entre 5 D et 20 D sont théoriquement nécessaires en fonction du type d'élément placés en amont (coudes, réductions...). Cette condition ne peut pas être respectée pour l'ensemble des diaphragmes. Une longueur minimale en amont de 5 D est alors appliquée sur les maquettes.

Une estimation simplifiée des incertitudes a été calculée à partir de l'Equation III. 1 en considérant uniquement les incertitudes liées aux mesures de pression aux bornes du diaphragme. Ainsi, l'Equation III. 2 est établie avec δX l'incertitude absolue de la variable X .

$$\frac{\delta Q}{Q} = \frac{1}{2} \frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{\delta(P)}{\Delta P} \quad \text{III. 2}$$

Quant aux débits de fuite, ils sont déterminés en utilisant les lois débit-pression des plaques à trous représentant le comportement aérodynamique des fuites. Ces lois débit-pression obtenues expérimentalement sont présentées dans la section III.5.2. Elles s'écrivent sous la forme générique de l'équation III. 3.

$$Q = K\Delta P^{1/n} \quad \text{III. 3}$$

A partir des mesures de pression aux bornes de chaque plaque à trous, les débits de fuite sont calculés avec une incertitude de mesure donnée par l'Equation III. 4. De la même manière que pour l'incertitude des diaphragmes, seule l'incertitude $\delta(\Delta P)$ sur la mesure de la différence de pression ΔP est considérée.

$$\frac{\delta Q}{Q} = \frac{1}{n} \frac{\delta(\Delta P)}{\Delta P} = \frac{2}{n} \frac{\delta(P)}{\Delta P} \quad \text{III. 4}$$

Ainsi, l'instrumentation des maquettes en capteurs de pression PSI permet d'étudier les écoulements aérauliques internes de chaque configuration par la détermination des valeurs des pressions aux nœuds et des débits dans les branches. Pour cela, le protocole décrit ci-après est utilisé.

III.4.1.3 Protocole de post-traitement pour les essais aérauliques

Le protocole utilisé pour les essais aérauliques réalisés sur les configurations I et II est schématisé sur la Figure III. 10. Ce protocole permet de définir une démarche rigoureuse et similaire pour le post-traitement de l'ensemble des essais. Ainsi, les différentes étapes permettant de définir les valeurs des pressions aux nœuds et des débits dans les branches à échelle réduite ou à échelle réelle, à partir des mesures synchrones des 160 voies de pression, sont détaillées dans ce protocole.

La validité des mesures de pression est tout d'abord vérifiée temporellement et spatialement. Les mesures de pression étant doublées en chacun des nœuds et aux bornes des diaphragmes, une moyenne spatiale est considérée après vérification de l'homogénéité des voies. Les valeurs moyennes des pressions et de débits sont déterminées pour les essais en régime permanent. Un calcul instantané des pressions et des débits est effectué pour les essais en régime transitoire (rafale de vents, vents fluctuants, pic de pression interne). Les acquisitions ayant été effectuées à 200 Hz, les mesures sont moyennées sur 20 points de mesures pour faciliter le post-traitement et la réalisation des simulations (taille des fichiers, temps de calcul). Ces valeurs instantanées seront aussi déterminées pour les essais de vent permanent afin d'étudier l'influence de la turbulence du vent. Les valeurs moyennes et instantanées des débits sont ensuite utilisées pour vérifier le bilan de masse aux locaux et aux jonctions du réseau de ventilation. En toute rigueur, pour les essais en régime transitoire, le bilan de masse devrait aussi prendre en compte le terme lié à la dérivée temporelle de la pression au nœud

considéré (Eq. II.8). Cependant, le bilan de masse est calculé uniquement pour vérifier l'absence de fuite conséquente, en fonction du niveau de pression du nœud considéré.

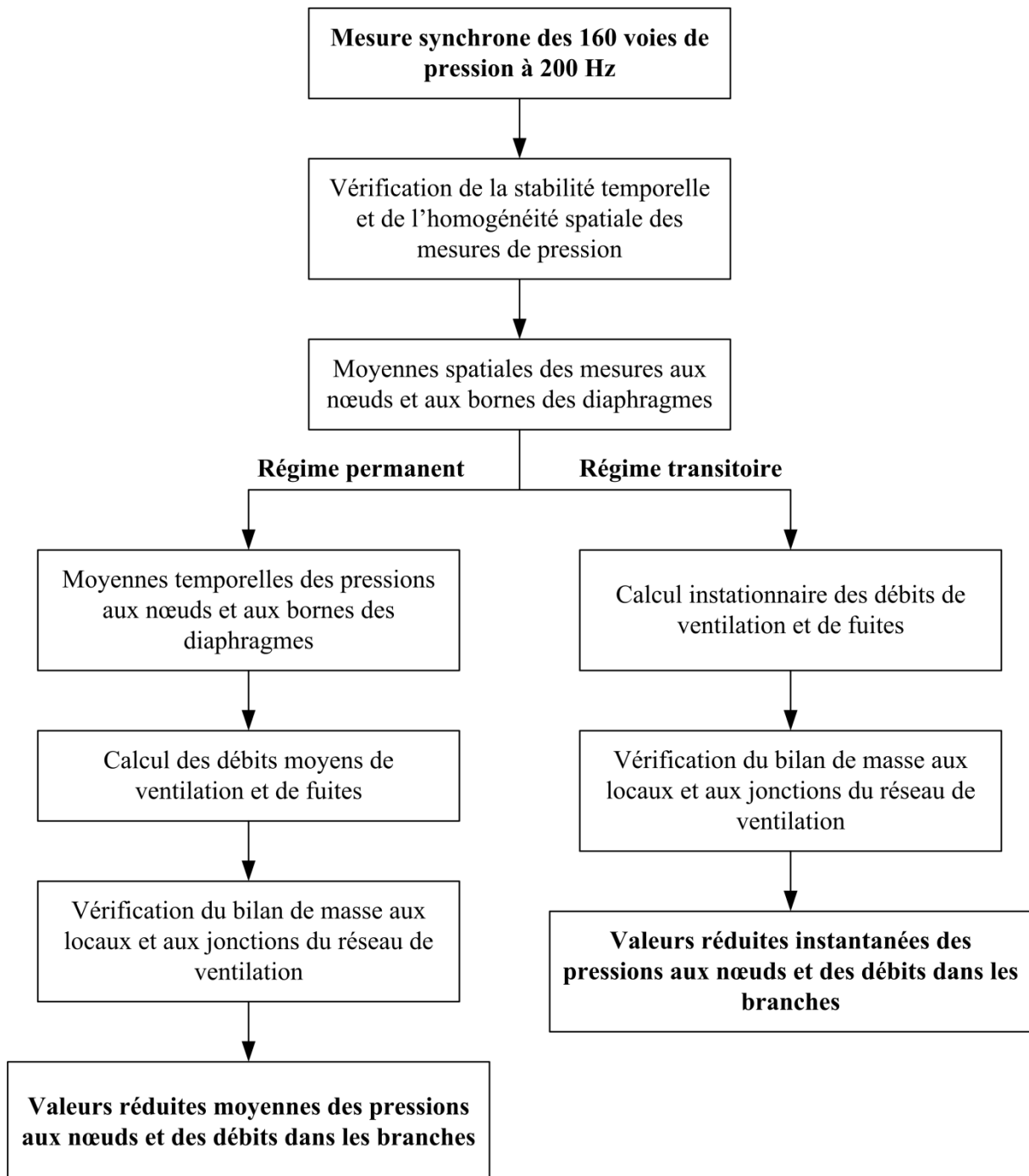


Figure III. 10 : Protocole du post-traitement pour les essais aérauliques.

Ainsi, ce protocole est systématiquement appliqué pour l'ensemble des essais aérauliques réalisé sur les configurations I et II, que ce soit lors des phases de caractérisation hors soufflerie ou lors des campagnes expérimentales en soufflerie. Pour l'analyse des résultats à échelle réelle, les rapports d'échelle de pression, de débit et du temps pour les valeurs instantanées sont appliqués aux valeurs réduites.

III.4.2 Instrumentation et protocole pour les essais de traçage gazeux

Dans un second temps, la dispersion d'un polluant passif a été étudiée par la réalisation d'essais de traçage gazeux à l'hélium. Une quantité d'hélium est alors injectée en entrée du réseau. Deux types d'injection sont considérés : sous forme de créneaux ou de pics d'hélium. Le débit d'injection d'hélium est défini de manière à ne pas perturber l'aérodynamique interne et à ne pas modifier la masse volumique du fluide au sein du réseau de ventilation. Ainsi, les débits d'injection d'hélium sont largement négligeables par rapport aux débits d'air. Les concentrations maximales en hélium sont alors de l'ordre de 200 ppm et 900 ppm pour les injections sous forme de créneaux et de pics d'hélium, respectivement. Les débits d'injection d'hélium sont contrôlés en amont des essais par un débitmètre à bulle (débitmètre Gilibrator) illustré sur la Figure III. 11. La durée d'injection est ensuite contrôlée par une électrovanne. Par ailleurs, un spectromètre de masse est systématiquement placé au niveau de l'injection afin de vérifier le débit d'hélium moyen injecté et d'obtenir son évolution temporelle. Une vue d'un spectromètre de masse utilisé (modèle Alcatel ASM 100 HDS) et de sa sonde de prélèvement est présentée sur la Figure III. 11.



Figure III. 11 : Vue d'un débitmètre à bulle (image de gauche) et d'un spectromètre de masse et de sa sonde de prélèvement (image de droite).

Deux spectromètres à sortie linéaire et deux spectromètres à sortie logarithmique ont été utilisés. Le principe d'utilisation de ce type de spectromètre et l'estimation des incertitudes associées sont présentés en détail par Mocho (2008a, 2008b). Une estimation simplifiée des incertitudes consiste à considérer la somme quadratique des incertitudes liées :

- aux bouteilles étalons utilisées pour l'étalonnage des spectromètres (2 %),
- à l'étalonnage des spectromètres (3 %),
- à l'appareillage analyseur-acquisition (1,5 %),

- à la dérive des spectromètres entre les différents étalonnages.

Cette dernière incertitude est la plus importante. Une étude statistique détaillée de l'étalonnage des spectromètres de masse à sortie linéaire a été faite par Guerra (2004). Un exemple de courbes d'étalonnage, obtenues sur une journée d'essai où quatre étalonnages ont été réalisés, est présenté sur la Figure III. 12.

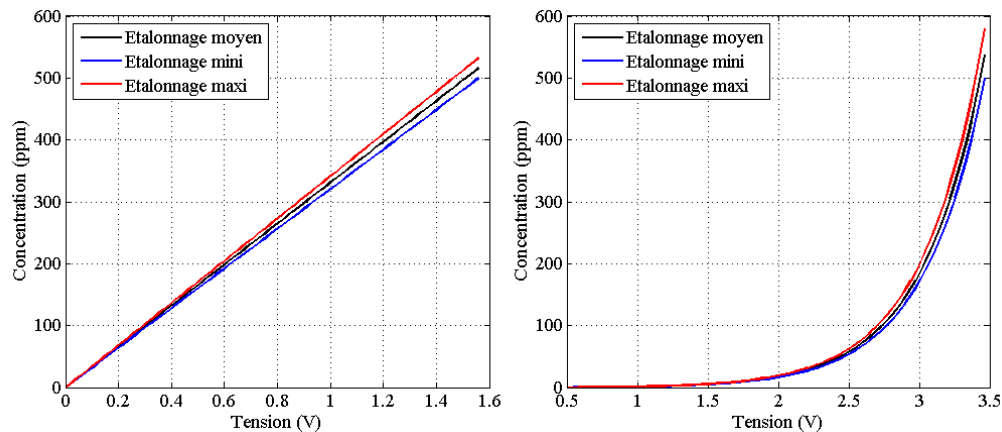


Figure III. 12 : Courbes d'étalonnage moyennes, minimales et maximales obtenues sur une journée d'essais pour un spectromètre à sortie linéaire (graphique de gauche) et un spectromètre à sortie logarithmique (graphique de droite).

Ainsi, pour les essais réalisés dans notre étude, l'incertitude liée à la dérive des spectromètres sur une journée d'essais varie de 3 à 15 % selon les spectromètres. Les résultats expérimentaux de traçage gazeux présentés dans le chapitre IV seront à considérer avec des incertitudes maximales de l'ordre de 16 % dans certains cas. Pour minimiser l'influence de cette dérive sur la qualité des résultats, l'étalonnage des spectromètres réalisé au plus proche de l'essai considéré sera utilisé pour déterminer les concentrations.

Quatre spectromètres sont à notre disposition pour six points de prélèvement. Des mesures de concentrations à l'extraction des quatre locaux, au soufflage général et à la cheminée d'extraction sont souhaitées. Chaque essai de traçage doit donc être doublé en modifiant l'emplacement de deux sondes de prélèvement. Les sondes placées à la cheminée d'extraction et au niveau de l'injection de l'hélium sont fixes. Les mesures de concentration de ces deux spectromètres permettent de s'assurer de la reproductibilité des essais. Le protocole expérimental défini pour les essais de traçage gazeux est schématisé sur la Figure III. 13.

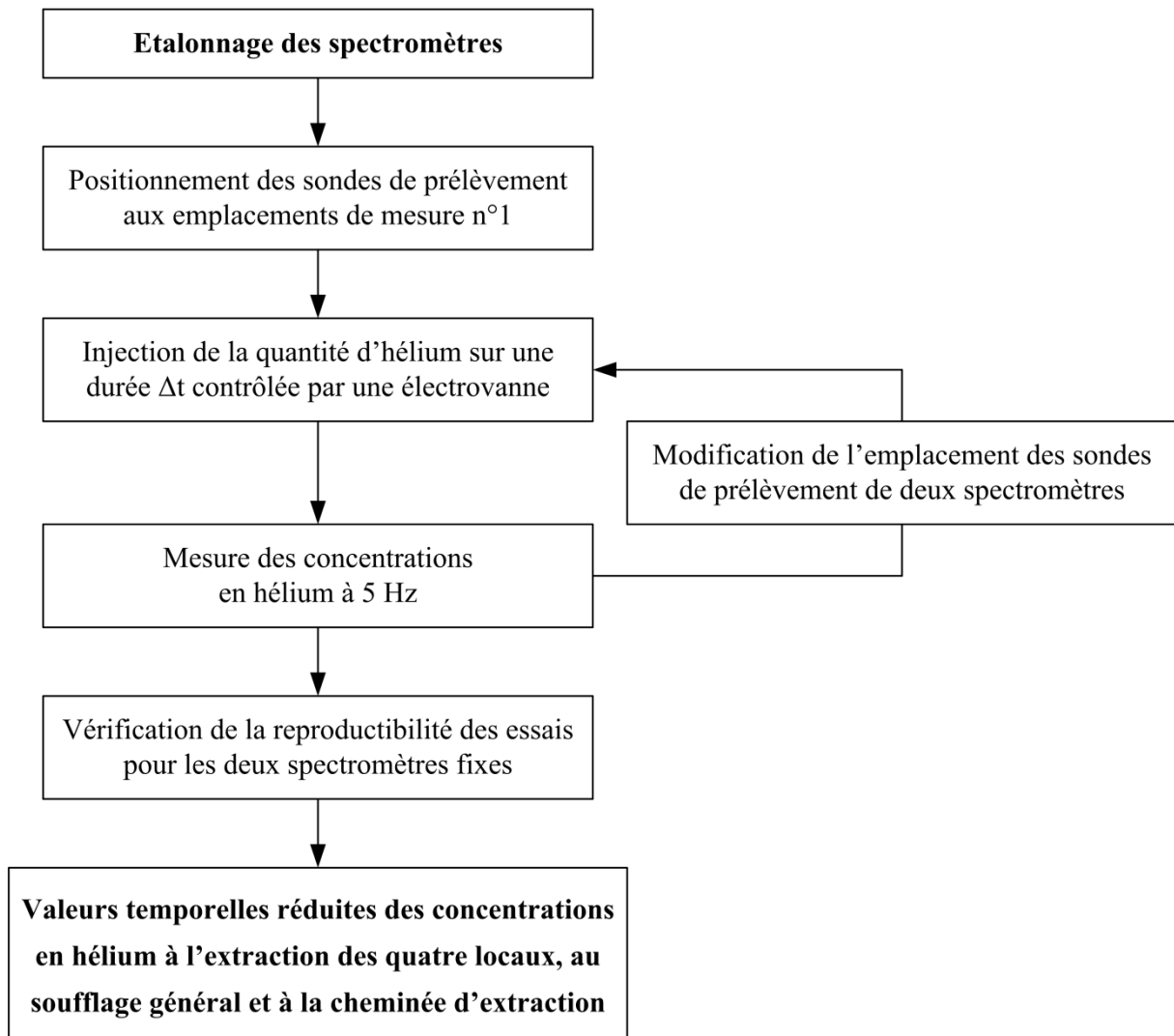


Figure III. 13 : Protocole expérimental pour les essais de traçage gazeux.

Une campagne expérimentale en soufflerie a été dédiée à la réalisation des essais de traçage gazeux sur la configuration I. Les résultats obtenus sont présentés dans le chapitre IV. Avant la réalisation des campagnes expérimentales en soufflerie, les différents éléments constituant les maquettes ont été caractérisés hors soufflerie. Puis, les configurations nominales, représentant les configurations en considérant uniquement la ventilation mécanique, ont été déterminées.

III.5 Caractérisation des maquettes

La caractérisation des maquettes des configurations I et II a pour objectif de vérifier le comportement aéraulique des différents éléments constituant les maquettes. Dans un premier temps, les ventilateurs ont été étudiés sur un banc de calibration spécifique afin de définir leurs courbes de fonctionnement ainsi que leurs pertes de charge à l'arrêt. Ces résultats sont présentés dans la section III.5.1.

Un banc de calibration a ensuite été mis en place afin de caractériser le comportement aéraulique des fuites, reproduit par l'utilisation de plaques à trous de 1,2 mm de diamètre et de 1 cm d'épaisseur. Une caractérisation rigoureuse de ces fuites est primordiale pour obtenir une estimation précise des débits de fuite. La caractérisation de ces fuites est détaillée dans la section III.5.2.

Enfin, le comportement aéraulique des filtres et des conduits de ventilation a été étudié directement sur les maquettes des configurations I et II. Pour cela, différents régimes de ventilation ont été étudiés hors soufflerie. Les lois débit-pression des filtres et des conduits de ventilation sont ainsi déterminées dans leurs conditions d'utilisation. Ces résultats sont présentés dans la section III.5.3.

III.5.1 Comportement aéraulique des ventilateurs

Le comportement aéraulique des ventilateurs en fonctionnement a été étudié sur le banc de calibration présenté sur la Figure III. 14. Ce banc comprend un diaphragme de mesure de débit muni d'un capteur de pression, deux registres de réglage de type IRIS et le ventilateur à caractériser. L'alimentation du ventilateur est ajustée par un variateur de fréquence. Un capteur de pression est placé aux bornes du ventilateur. La modification des diamètres d'ouverture des registres de réglage permet d'obtenir différents couples débit-pression pour une même fréquence d'alimentation du ventilateur. Les courbes de fonctionnement sont alors déterminées à partir de ces couples débit-pression.

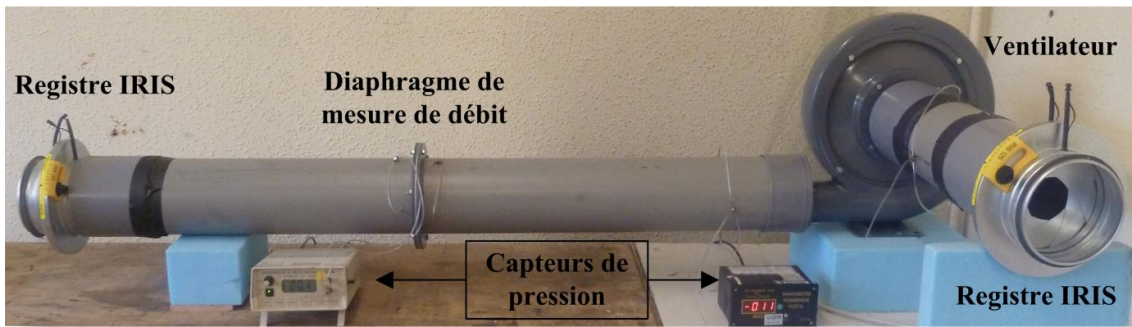


Figure III. 14 : Banc de calibration utilisé pour déterminer les courbes de fonctionnement des ventilateurs.

La Figure III. 15 présente les courbes de fonctionnement obtenues pour le ventilateur de soufflage et d'extraction ambiance (type CBT-60N) et pour le ventilateur d'extraction procédé (type CBT-40N). Les courbes de fonctionnement sont présentées pour des fréquences d'alimentation de 30 Hz et 40 Hz. Les fréquences d'alimentation des ventilateurs permettant d'obtenir des courbes de fonctionnement proches des points de fonctionnement théoriques ont ensuite été déterminées expérimentalement. Ainsi, les fréquences d'alimentation des ventilateurs sont de l'ordre de 38 Hz pour les ventilateurs de soufflage et d'extraction ambiance et de 32,5 Hz pour le ventilateur d'extraction procédé. Les couples théoriques présentés sur la Figure III. 15 correspondent aux points de fonctionnement de la configuration I. Cependant, les points de fonctionnement de la configuration II sont du même ordre de grandeur.

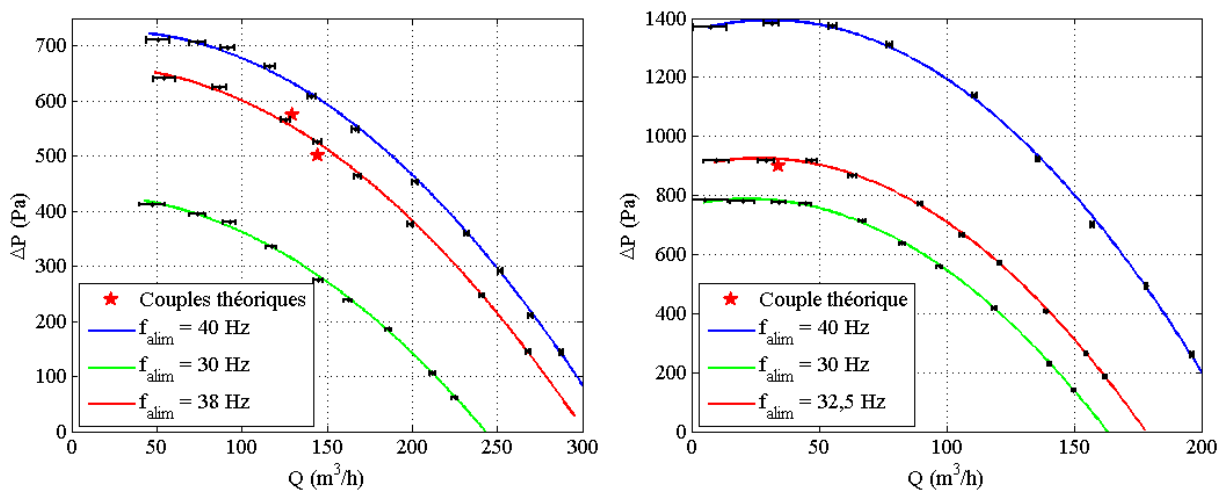


Figure III. 15 : Courbes de fonctionnement expérimentales des ventilateurs CBT-60N (graphique de gauche) et CBT-40N (graphique de droite) pour différentes fréquences d'alimentation des ventilateurs.

Par la suite, les courbes de fonctionnement expérimentales obtenues pour des fréquences d'alimentation de 38 Hz pour les ventilateurs de soufflage et d'extraction ambiance et de 32,5 Hz pour le ventilateur d'extraction procédé seront utilisées pour modéliser le comportement des ventilateurs sous SYLVIA.

Les pertes de charge des ventilateurs à l'arrêt ont ensuite été déterminées. Ces pertes de charge sont nécessaires pour modéliser le comportement des ventilateurs à l'arrêt par des résistances aérauliques dans SYLVIA. Le banc de calibration a été modifié afin de générer un écoulement au sein d'un ventilateur à l'arrêt. Pour cela, un ventilateur supplémentaire en fonctionnement est utilisé en entrée du banc de calibration. La détermination des couples débit-pression aux bornes du ventilateur à l'arrêt permet alors de définir les pertes de charge des ventilateurs. Des lois quadratiques sont définies à partir des couples débit-pression avec un coefficient de détermination R^2 supérieur à 0,99. Les lois obtenues pour les deux types de ventilateurs sont présentées sur la Figure III. 16.

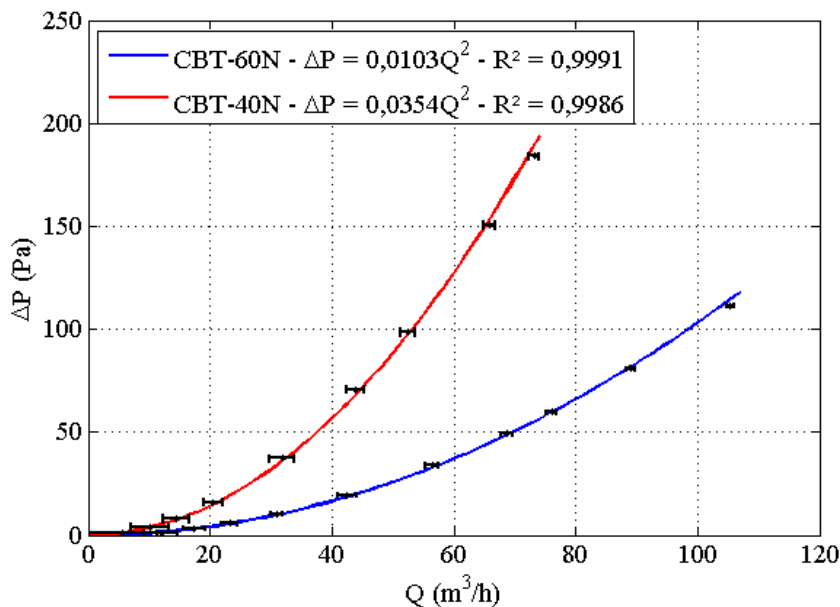


Figure III. 16 : Lois débit-pression expérimentales des pertes de charge des ventilateurs à l'arrêt.

Ainsi, le comportement aéraulique des ventilateurs à l'arrêt est modélisé par une résistance quadratique dont la valeur est calculée à partir de ces essais. En considérant les lois obtenues et la définition des résistances aérauliques en fonction du débit Q en m^3/s et de la différence de pression ΔP (Eq. II.4 en régime permanent), les valeurs des résistances sont de l'ordre de $112\ 190\ m^{-4}$ pour les ventilateurs de soufflage et d'extraction ambiance, et de $385\ 580\ m^{-4}$ pour le ventilateur d'extraction procédé. Le rapport des résistances aérauliques quadratiques

égal à 3200 est appliqué à ces valeurs pour définir les résistances à échelle réelle. Ces résistances aérauliques quadratiques seront donc utilisées pour modéliser le comportement des ventilateurs à l'arrêt sous SYLVIA.

III.5.2 Caractérisation des lois débit-pression des fuites

Les fuites des locaux, correspondant aux écoulements d'air au niveau des portes, sont reproduites par l'utilisation de plaques à trous, comme illustré sur la Figure III. 6. L'épaisseur L des plaques de 1 cm et le diamètre D des trous de 1,2 mm ont été choisis de manière à obtenir des lois en puissance avec un exposant compris entre 1,35 et 1,75. Pour cela, des essais préliminaires ont tout d'abord été réalisés pour différents rapports de forme L/D sur un banc de calibration analogue au banc présenté sur la Figure III. 17. Pour le rapport de forme choisi, une loi en puissance a été obtenue, avec un exposant n de l'ordre de 1,6 et un coefficient K de perte de charge proche de 0,0017 pour un trou unique. A partir de ces valeurs, le nombre de trous de chaque plaque a été défini. En effet, le débit total Q_{tot} traversant une plaque composée de N_b trous s'exprime par l'équation III. 5.

$$Q_{tot} = N_b K \Delta P^{1/n} \quad \text{III. 5}$$

Ainsi, connaissant le débit et la différence de pression théorique de chaque fuite, le nombre de trous est calculé à partir de l'équation III. 5. Il varie alors de 14 trous pour la fuite externe du local D (configuration I) à 1028 trous pour la fuite externe du local A (configuration I et II). Une calibration rigoureuse de chaque plaque à trous est nécessaire afin de prendre en compte les dimensions exactes des trous, l'espacement entre les trous et une gamme de débit représentative des débits mesurés par la suite par chaque plaque à trous. Les lois débit-pression de chaque plaque ont été déterminées sur le banc de calibration présenté sur la Figure III. 17.

Ce banc comprend un ventilateur muni d'un variateur de fréquence, un diaphragme de mesure équipé d'un capteur de pression et un caisson de tranquillisation. Ce caisson permet de relier la plaque à trous testée au diaphragme de mesure. La différence de pression de la plaque est définie par la pression interne du caisson, en considérant que la pression externe de la plaque est à la pression de référence (pression atmosphérique). Plusieurs mesures de pression sont effectuées au sein du caisson afin de s'assurer de l'homogénéité des niveaux de pression.

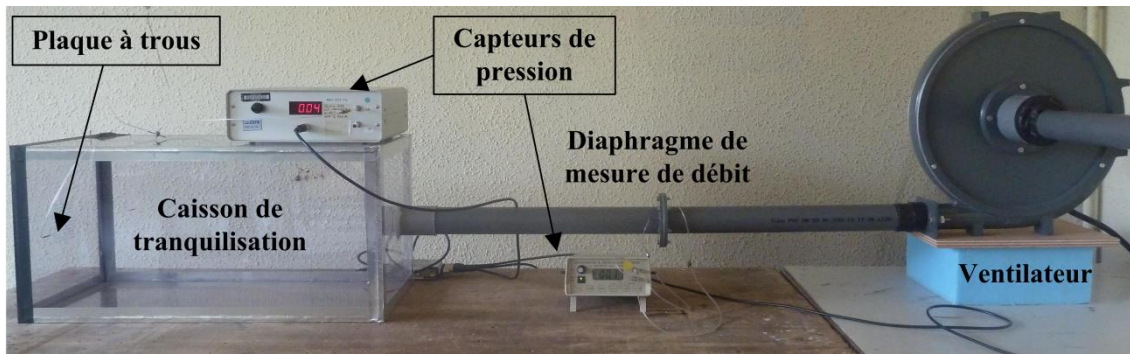


Figure III. 17 : Banc de calibration utilisé pour déterminer les lois débit-pression des plaques à trous représentant le comportement aéraulique des fuites.

Pour chaque plaque testée, plusieurs couples débit-pression sont mesurés en faisant varier la fréquence d'alimentation du ventilateur. Une régression en puissance est ensuite effectuée sur ces couples débit-pression. Ainsi, l'exposant n de la loi et la résistance aéraulique de la fuite sont déterminés. Un exemple de lois en puissance obtenues est présenté sur la Figure III. 18.

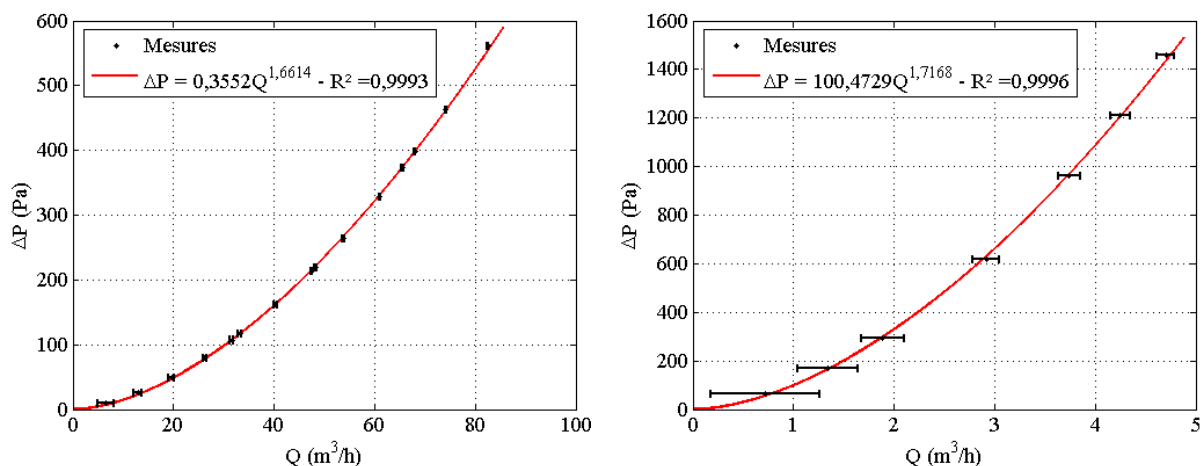


Figure III. 18 : Lois débit-pression pour la fuite externe du local A des configurations I et II (graphique de gauche) et pour la fuite interne entre les locaux B et D de la configuration I et entre les locaux C et D de la configuration II (graphique de droite).

L'ensemble des lois débit-pression des fuites, nécessaires pour la modélisation dans SYLVIA des configurations I et II, est présenté dans l'Annexe 1. Les valeurs expérimentales de l'exposant n ainsi déterminées varient entre 1,66 et 1,72. Pour chaque plaque, les lois ne sont pas définies sur les mêmes gammes de débit. Or, le calcul de l'exposant n est très sensible aux couples débit-pression utilisés. En effet, en considérant un couple débit-pression en plus ou en moins dans le calcul de la régression en puissance, des variations de l'exposant n identiques aux variations obtenues entre les différentes plaques sont identifiées. De plus, les écarts identifiés sont aussi imputables aux incertitudes de mesure plus importantes pour les faibles débits. Pour s'affranchir de ce problème, chaque fuite sera modélisée par sa propre loi de

calibration, définie sur une gamme de débit identique à celle obtenue sur les configurations I et II lors des campagnes expérimentales en soufflerie.

Enfin, le banc de calibration présenté sur la Figure III. 17 a été placé en soufflerie afin d'étudier l'influence du vent sur les lois débit-pression des fuites externes. Pour des rapports de forme faibles représentatifs d'ouvrants de ventilation naturelle ($L/D \ll 1$), de nombreux travaux de recherche ont montré l'existence d'une variabilité importante de ces lois débit-pression en fonction de la vitesse et de l'incidence du vent (Chiu et Etheridge, 2007 ; Chu et Wang, 2011 ; etc.). Dans notre cas, aucune influence significative n'a été mise en exergue pour les plaques à trous testées. Ceci peut s'expliquer par le fait que pour des rapports de forme élevés ($L/D \gg 1$), l'écoulement est fortement contraint par la dimension des trous et reste donc unidimensionnel, contrairement aux trous de rapport de forme faible. De plus, les essais ont été réalisés uniquement pour quatre incidences par pas de 90° . A l'origine, seule l'étude de ces incidences était envisagée sur les configurations I et II. Par ailleurs, les gammes de débits testés ne prennent pas en compte l'ensemble des gammes des débits mesurés lors des campagnes expérimentales sur les configurations I et II. Un projet de recherche est actuellement en cours au CSTB afin d'étudier plus précisément l'influence de la vitesse et de l'incidence du vent sur les lois débit-pression d'ouvrants, et plus précisément sur la variabilité du coefficient de décharge C_D (Salliou, 2011).

Ainsi, les lois débit-pression définies en laboratoire seront utilisées par la suite pour déterminer les débits de fuite expérimentaux et pour la modélisation avec SYLVIA. Après la caractérisation des ventilateurs et des fuites sur des bancs de calibration spécifiques, les maquettes des configurations I et II ont été assemblées hors soufflerie, puis des essais ont été réalisés en considérant uniquement la ventilation mécanique. Ces essais permettent de caractériser le comportement aéraulique des filtres et des conduits de ventilation.

III.5.3 Caractérisation des lois débit-pression des filtres et des conduits de ventilation

Le comportement aéraulique des filtres et des conduits a été étudié directement sur les maquettes assemblées en laboratoire. Ainsi, ces éléments sont caractérisés dans leurs conditions réelles d'utilisation. Le protocole défini pour la réalisation d'essais aérauliques, présenté dans la section III.4.1.3, a été suivi. Des essais ont été réalisés pour différents régimes de ventilation. Pour cela, les fréquences d'alimentation des trois ventilateurs sont modifiées simultanément entre 10 et 50 Hz, par pas de 5 Hz. Ainsi, neuf couples débit-

pression sont obtenus pour chaque filtre et chaque conduit de ventilation. Des régressions linéaires et/ou quadratiques sont ensuite réalisées pour définir les lois débit-pression de chaque élément.

Rappelons que les filtres utilisés sont des filtres plissés, dont la modélisation par une loi linéaire est valable uniquement sur une gamme limitée de débit. De plus, chaque filtre est défini par le filtre en lui-même, son boîtier ainsi que les réductions permettant de le connecter aux conduits de ventilation en amont et en aval. Le comportement des filtres n'est donc pas systématiquement linéaire sur l'ensemble de la gamme de débit étudiée. Deux exemples de lois débit-pression obtenues pour le filtre de soufflage du local D et pour le filtre d'extraction procédé de la configuration I sont présentés sur la Figure III. 19.

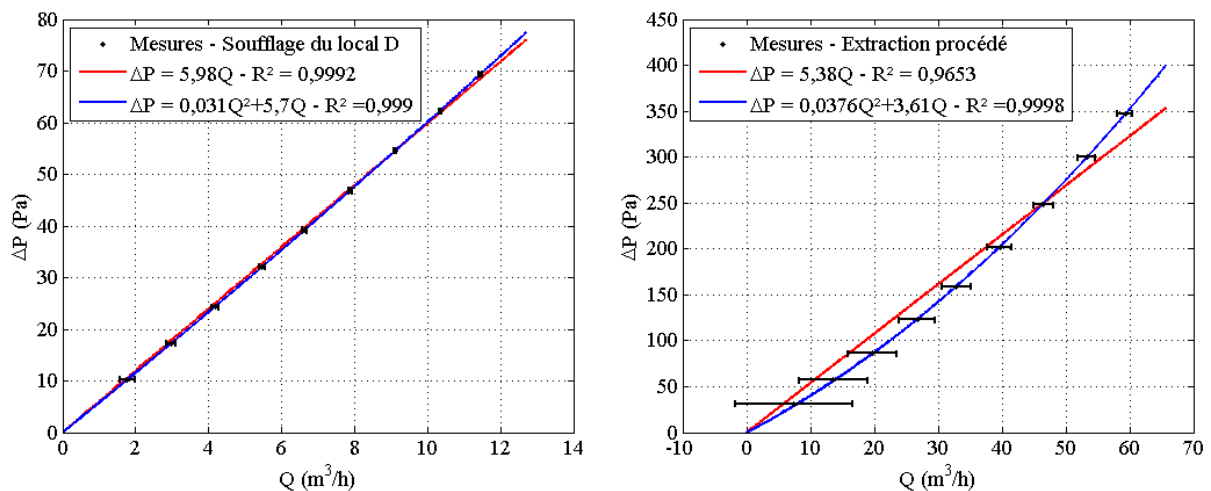


Figure III. 19 : Lois débit-pression expérimentales obtenues sur la maquette de la configuration I pour le filtre de soufflage du local D (graphique de gauche) et pour le filtre d'extraction procédé (graphique de droite).

Les lois présentées sur la Figure III. 19 pour le filtre d'extraction procédé (graphique de droite) mettent en exergue le comportement non-linéaire de certains filtres, pour les raisons invoquées précédemment. Ainsi, une régression quadratique de la forme $aQ^2 + bQ$ permet d'obtenir une meilleure corrélation. Il sera montré par la suite que le choix d'une loi linéaire ou d'une loi quadratique dans SYLVIA a peu d'influence sur les résultats obtenus, sauf pour les faibles débits. L'ensemble des lois des filtres nécessaires pour la modélisation SYLVIA est présenté dans l'Annexe 1.

Par ailleurs, les incertitudes de mesure, présentées sur la Figure III. 19, sont très différentes selon le diaphragme de mesure utilisé. Ces incertitudes sont fortement augmentées pour les

faibles débits du filtre d'extraction procédé (graphique de droite). Le diaphragme de mesure défini au conduit d'extraction procédé a un rapport des diamètres d/D proche de 0,75. En effet, compte tenu des pertes de charge théoriques de ce conduit, l'utilisation d'un diaphragme de diamètre inférieur impliquerait des pertes de charge trop élevées. A contrario, le diaphragme de mesure situé au sein du conduit de soufflage du local D à un rapport des diamètres proche de 0,2. Pour la mesure d'un débit identique, la différence de pression est largement supérieure en utilisant un diaphragme avec un rapport de diamètre de 0,2. Ainsi, plus le rapport de diamètre est faible, plus l'incertitude associée, définie par l'Equation III. 2, est faible.

Concernant les conduits de ventilation, deux exemples de lois débit-pression obtenues pour le conduit de soufflage du local D et pour un conduit d'extraction procédé sont présentés sur la Figure III. 20. L'ensemble des lois obtenues est présenté dans l'Annexe 1.

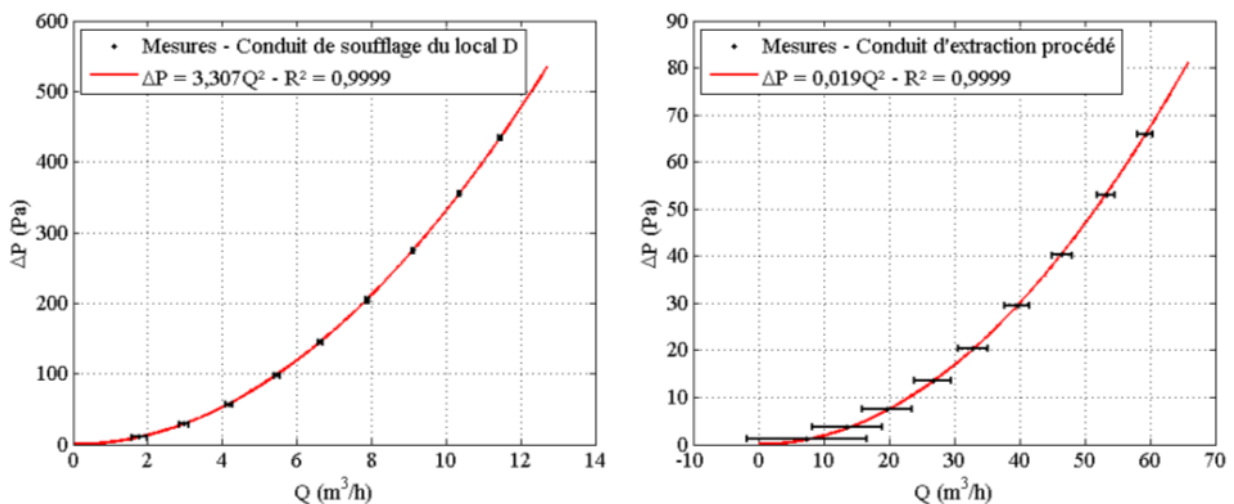


Figure III. 20 : Lois débit-pression expérimentales obtenues sur la maquette de la configuration I pour un conduit de soufflage du local D (graphique de gauche) et pour un conduit d'extraction procédé (graphique de droite).

Pour chaque conduit de ventilation, une régression quadratique de la forme aQ^2 est définie avec un coefficient de détermination supérieur à 0,99. Notons que ce comportement quadratique est obtenu même lorsque l'écoulement n'est plus turbulent au sein des conduits. La transition entre le régime turbulent et laminaire est caractérisée par un nombre de Reynolds compris entre 2000 et 4000 (Idel'cik, 1999). Pour le conduit de soufflage du local D (graphique de gauche), le nombre de Reynolds est inférieur à 4000 pour des débits inférieurs à $7,5 \text{ m}^3/\text{h}$. Le comportement quadratique s'explique par les pertes de charge singulières importantes (coudes, diaphragme de mesure et registre de réglage) afin de respecter les pertes

de charge réduites élevées ($\overline{R_{conduit}} = 3200$). Ces pertes de charge singulières, caractérisées par des lois quadratiques, sont donc prépondérantes par rapport aux pertes de charge linéaires par frottement.

L'hypothèse de résistance quadratique définie pour modéliser le comportement des conduits a donc été vérifiée et sera considérée pour définir les configurations nominales dans SYLVIA. Ainsi, suite à la caractérisation de l'ensemble des éléments constituant les maquettes, les configurations nominales expérimentales et numériques ont été déterminées. Ces configurations nominales sont présentées dans la section III.6.

III.6 Détermination des configurations nominales

La définition des configurations nominales, représentant les configurations obtenues en considérant uniquement la ventilation mécanique, est présentée dans cette section. Les configurations nominales sont tout d'abord déterminées expérimentalement. A partir de ces configurations expérimentales, les configurations nominales numériques pour SYLVIA sont définies. Les résultats expérimentaux et la démarche utilisée sont détaillés uniquement pour la configuration I. Cependant, le principe est identique pour la configuration II et les résultats associés sont détaillés dans l'Annexe 2. Seule la configuration nominale numérique de cette configuration sera présentée dans cette section.

Par ailleurs, les configurations nominales sont directement présentées à échelle réelle. Pour cela, les rapports d'échelle de pression et de débit, présentés dans le Tableau III. 2, sont appliqués aux valeurs expérimentales réduites.

III.6.1 Détermination expérimentale

Le protocole expérimental, défini pour la réalisation d'essais aérauliques (section III.4.1.3), a été appliqué pour définir les configurations expérimentales en régime nominal. Des essais ont tout d'abord été réalisés hors soufflerie afin de s'assurer du dimensionnement des maquettes avant la réalisation des campagnes expérimentales en soufflerie. Cependant, les maquettes doivent ensuite être démontées pour leur mise en place en soufflerie. Le réseau de ventilation étant placé sous un plancher spécifique de la soufflerie, le montage des maquettes directement en soufflerie est nécessaire. De plus, la plupart des éléments constituant les maquettes (ventilateurs, diaphragmes de mesure, filtres et fuites) sont utilisés sur les deux maquettes. Ainsi, avant la réalisation d'essais de vent, les configurations nominales doivent être réévaluées en soufflerie. Les résultats des configurations nominales obtenues en soufflerie sont présentés dans ce qui suit.

Pour obtenir les configurations nominales expérimentales, les registres de réglage des conduits de ventilation et les fréquences d'alimentation des ventilateurs sont ajustés de manière à tendre vers les configurations théoriques présentées dans la section III.2. Pour s'assurer de la conservation des configurations nominales, plusieurs essais de reproductibilité sont effectués au cours des essais en soufflerie. Douze et huit essais de reproductibilité ont été

réalisés pour les configurations I et II, respectivement. Ainsi, une configuration nominale moyenne est définie à partir de ces essais de reproductibilité. Le schéma de principe de la Figure III. 21 présente les valeurs nominales moyennes obtenues pour la configuration I. Les pressions et les débits correspondent donc aux valeurs moyennes, sur les douze essais de reproductibilité, des moyennes temporelles de chaque essai.

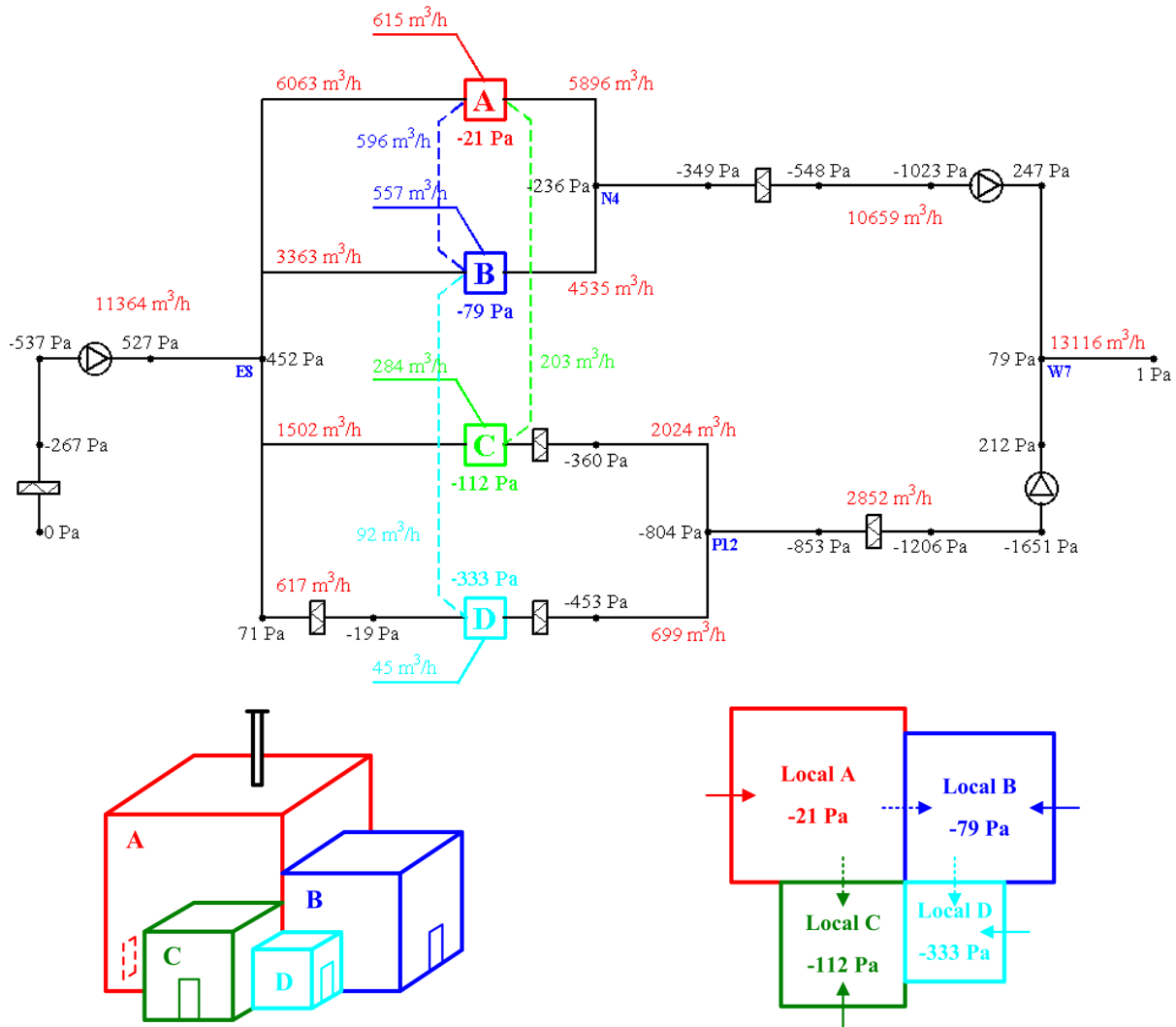


Figure III. 21 : Schéma de principe présentant les valeurs moyennes expérimentales en régime nominal pour la configuration I.

De faibles écarts sont obtenus par rapport aux configurations théoriques. Ces écarts proviennent de l'équilibrage du réseau de ventilation. Le réseau de ventilation a été équilibré de manière à obtenir les niveaux de pression théoriques dans les locaux. Cependant, la température ambiante au sein de la soufflerie était de l'ordre de 7°C, alors que les capteurs de pression utilisés sont étalonnés à une température de 20°C. Dans un premier temps, les configurations nominales ont été définies avec les coefficients d'étalonnage à 20°C. Or, un

étalonnage des capteurs dans les conditions d'essai à 7°C aboutit à des niveaux de pression différents, de l'ordre de 10 %. Ces écarts identifiés n'ont aucune influence sur la suite de ce travail, puisque les configurations nominales ainsi obtenues sont utilisées par la suite pour définir les configurations nominales numériques sous SYLVIA.

La reproductibilité des essais est analysée dans ce qui suit. Concernant les niveaux de pression aux différents nœuds, les écarts relatifs entre les douze essais réalisés sont généralement inférieurs à 2 %. Seuls les nœuds où les niveaux de pression moyens sont faibles, ont des écarts relatifs pouvant atteindre 20 %. Ces écarts correspondent à des écarts absolus faibles, de l'ordre de grandeur des incertitudes de mesure. Pour les débits de ventilation, le Tableau III. 5 présente les débits moyens, les incertitudes associées et les variations des mesures sur les douze essais de reproductibilité.

Conduit de ventilation	Débit réel moyen et incertitude (m³/h)	Variation des débits moyens (m³/h)
Soufflage général	11364 ± 309	± 100
Soufflage Local A	6063 ± 79	± 36
Soufflage Local B	3363 ± 142	± 18
Soufflage Local C	1502 ± 42	± 8
Soufflage Local D	617 ± 4	± 4
Extraction Local A	5896 ± 81	± 31
Extraction Local B	4535 ± 105	± 26
Extraction ambiance générale	10659 ± 332	± 53
Extraction Local C	2024 ± 31	± 11
Extraction Local D	699 ± 89	± 5
Extraction procédé générale	2852 ± 168	± 19
Cheminée d'extraction	13116 ± 753	± 128

Tableau III. 5 : Débits de ventilation moyens, incertitudes et variation des mesures sur les douze essais de reproductibilité en régime nominal (configuration I).

Les résultats présentés dans le Tableau III. 5 montrent que la variation des mesures de débit de ventilation sur les douze essais de reproductibilité est très faible et systématiquement inférieure aux incertitudes de mesure. Les mêmes conclusions sont obtenues pour les débits

de fuite. Ainsi, la reproductibilité des essais est validée et une seule configuration nominale moyenne peut être définie.

Par ailleurs, compte tenu des incertitudes de mesure de débit et d'éventuels faibles défauts d'étanchéité des maquettes, la conservation des débits expérimentaux aux locaux et aux jonctions du réseau de ventilation n'est pas parfaite. Le Tableau III. 6 présente le bilan des débits en chacun des nœuds pour la configuration I. Ces bilans sont donnés, sous une forme volumique, en valeurs absolue et relative du débit moyen transitant dans chaque nœud.

Nœud	Bilan des débits (m ³ /h)	Pourcentage du débit moyen (%)
Local A	-19	-0,3
Local B	-111	-2,4
Local C	-35	-1,7
Local D	55	7,6
Soufflage général (nœud E8)	-180	-1,6
Extraction ambiance (nœud N4)	-227	-2,2
Extraction procédé (nœud P12)	-129	-4,6
Cheminée d'extraction (nœud W7)	395	2,9

Tableau III. 6 : Bilan des débits aux locaux et aux jonctions du réseau de ventilation présentés en valeurs absolues et en valeurs relatives du débit moyen (configuration I).

Les écarts relatifs les plus conséquents sont obtenus pour le local D et la jonction du réseau d'extraction procédé (nœud P12). Il est à noter que les débits mesurés en amont et en aval de ces nœuds correspondent aux débits les plus faibles. De plus, le diaphragme de mesure de débit à l'extraction du local D présente l'incertitude la plus élevée. Compte tenu des pertes de charge théoriques nécessaires, il n'était pas possible d'utiliser un diaphragme de diamètre inférieur pour diminuer les incertitudes.

Ainsi, la définition des configurations nominales numériques présentée dans la section III.6.2 nécessite une légère modification des débits, inférieure à 5 %, afin de conserver les bilans de masse aux nœuds.

III.6.2 Définition numérique

Les configurations nominales numériques sont définies à partir des configurations expérimentales, présentées dans la section précédente pour la configuration I. Les valeurs nominales des pressions et des débits obtenues expérimentalement sont utilisées comme données d'entrée sous SYLVIA. Ces valeurs permettent ensuite de définir les pertes de charge de chaque élément (filtres, conduits de ventilations, fuites) par la définition de résistances aérauliques linéaires, quadratiques ou en puissance.

Cependant, comme présenté dans le Tableau III. 6 sous une forme volumique, le bilan massique des débits expérimentaux n'est pas parfaitement fermé pour les locaux et les jonctions du réseau de ventilation. Ainsi, les débits de ventilation expérimentaux doivent être modifiés afin de définir les débits d'entrée nécessaires au calcul des résistances aérauliques dans SYLVIA. Les débits de fuite sont conservés. Le Tableau III. 7 compare les débits expérimentaux aux débits modifiés. La démarche utilisée pour modifier les débits est donnée ci-après.

Conduit de ventilation	Débit expérimental (m ³ /h)	Débit d'entrée Sylvia (m ³ /h)	Ecart relatif (%)
Soufflage général	11364	11600	2,03
Soufflage Local A	6063	6072	0,15
Soufflage Local B	3363	3419	1,64
Soufflage Local C	1502	1520	1,18
Soufflage Local D	617	589	-4,75
Extraction Local A	5896	5888	-0,14
Extraction Local B	4535	4480	-1,23
Extraction ambiance générale	10659	10368	-2,81
Extraction Local C	2024	2007	-0,85
Extraction Local D	699	726	3,72
Extraction procédé générale	2852	2733	-4,35
Cheminée d'extraction	13116	13101	-0,11

Tableau III. 7 : Comparaison des débits expérimentaux en régime nominal et des débits d'entrée SYLVIA modifiés pour conserver le bilan de masse aux nœuds (configuration I).

Pour chaque local, l'écart de débit, identifié dans le Tableau III. 6, est réparti de manière identique entre le conduit de soufflage et le conduit d'extraction. Ensuite, les débits généraux de chaque réseau sont obtenus en considérant les débits de soufflage et d'extraction modifiés de chaque local. Ainsi, la modification des débits de ventilation reste inférieure à 5 %. Cette modification est systématiquement inférieure aux incertitudes de mesure, sauf pour le conduit de soufflage du local D pour lequel l'incertitude sur la mesure de débit est très faible. Compte tenu de cette faible incertitude et de la forte incertitude du diaphragme d'extraction du local D, l'écart de débit au local D aurait pu être entièrement ajouté au conduit d'extraction. Cependant, afin de conserver la même démarche pour les quatre locaux, les débits de soufflage et d'extraction sont modifiés de manière similaire.

Ainsi, les valeurs des pressions et des débits présentées sur le schéma de principe de la Figure III. 22 sont utilisées dans SYLVIA afin de définir la configuration nominale numérique de la configuration I.

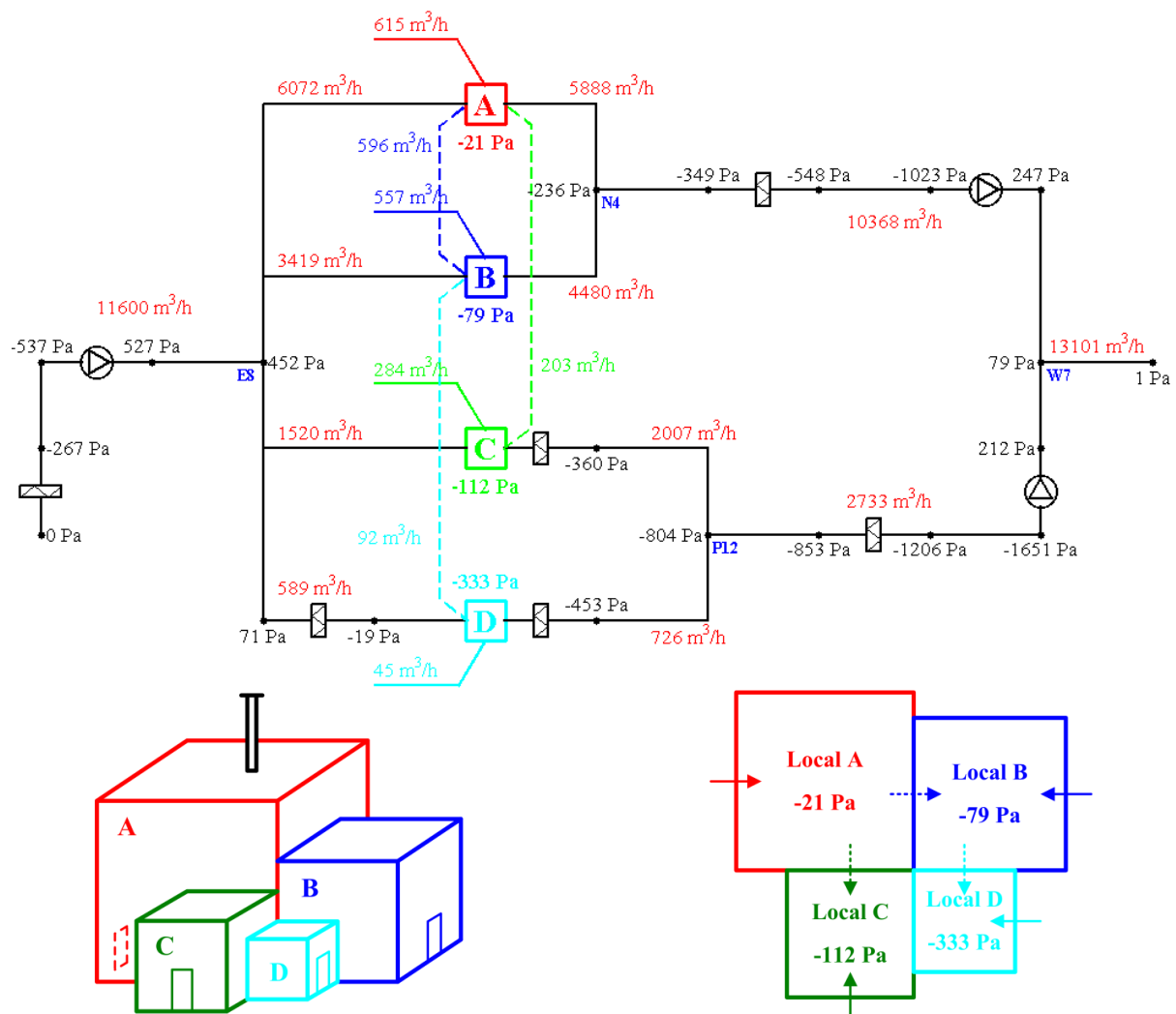


Figure III. 22 : Configuration numérique nominale (SYLVIA) de la configuration I.

La même démarche a été appliquée pour définir la configuration nominale numérique de la configuration II. Une configuration moyenne expérimentale a donc été établie à partir des huit essais de reproductibilité en régime nominal. Ensuite, les débits de ventilation expérimentaux sont modifiés de la même manière que pour la configuration I, afin de fermer le bilan de masse des locaux et des jonctions du réseau de ventilation. Les écarts relatifs maxima entre les débits expérimentaux et numériques sont de l'ordre de 8 %. Les détails permettant d'obtenir la configuration nominale numérique présentée sur la Figure III. 23 sont donnés dans l'Annexe 2.

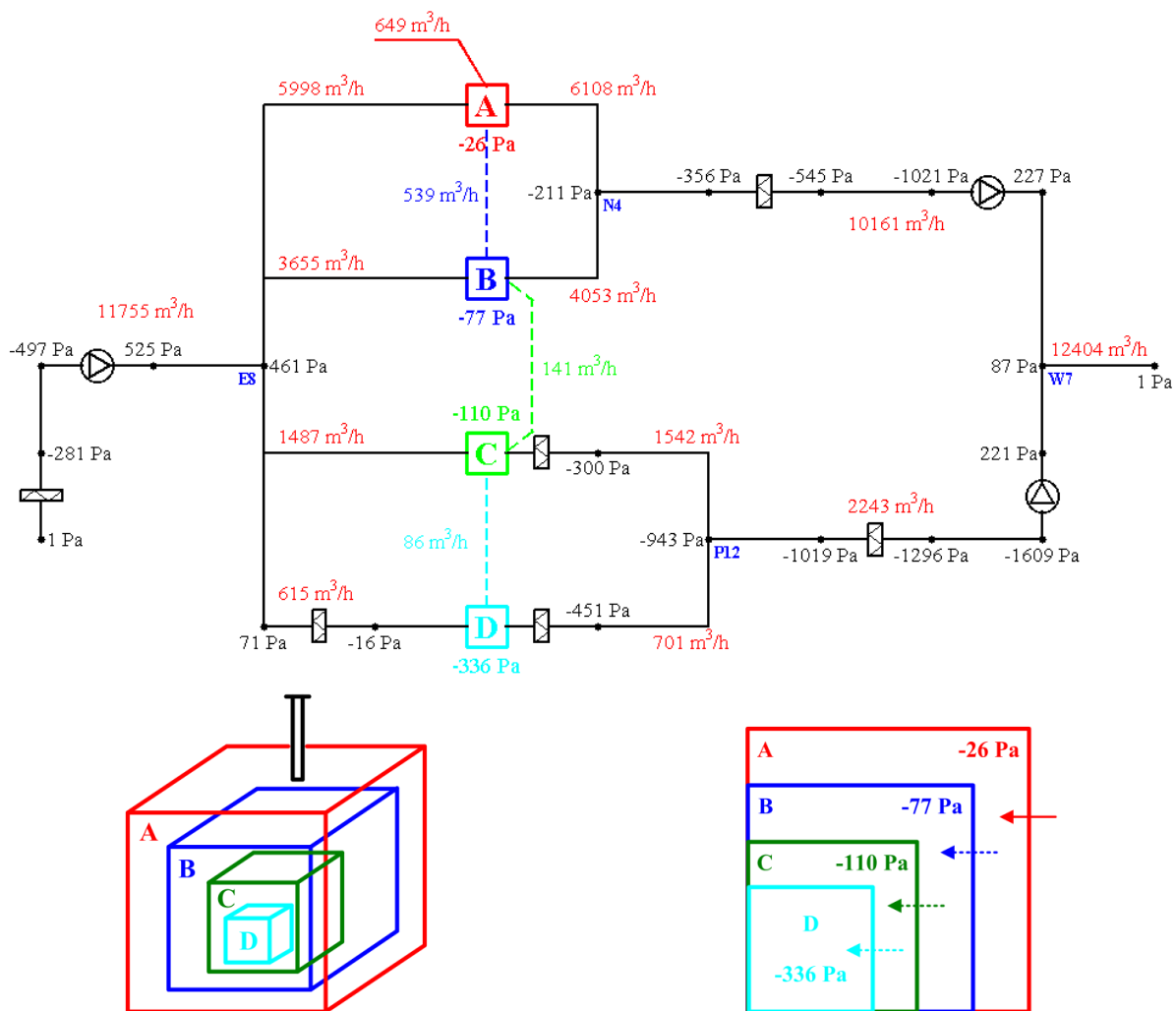


Figure III. 23 : Configuration numérique nominale (SYLVIA) de la configuration II.

Ainsi, à partir des schémas de principe présentés sur les Figures III.22 et III.23, les configurations nominales numériques pour SYLVIA sont établies. Les pertes de charge de chaque élément passif (filtres, conduits, fuites) sont définies par des résistances aérauliques calculées à partir des couples nominaux débit-pression. Le choix du type de résistance est précisé ci-après :

- Les fuites sont modélisées par des lois en puissance, dont les valeurs de l'exposant correspondent aux valeurs obtenues lors de la caractérisation de chaque plaque à trous (section III.5.2).
- Dans un premier temps, les filtres sont modélisés par des résistances linéaires. Cependant, compte tenu du comportement quadratique de la forme $aQ^2 + bQ$ observé pour certains filtres, de telles lois ont également été considérées dans un second temps (section III.5.3). L'influence du choix des lois des filtres sera analysée dans le chapitre IV.
- Les conduits de ventilation sont modélisés par des résistances quadratiques. Leur caractérisation a permis de valider cette hypothèse pour l'ensemble des conduits (section III.5.3).

Enfin, pour la modélisation du comportement aéraulique des ventilateurs, les courbes de fonctionnement expérimentales définies dans la section III.5.1 sont utilisées comme données d'entrée. De plus, lors des simulations sans ventilation mécanique, les pertes de charge des ventilateurs sont modélisées par des lois quadratiques, dont les résistances aérauliques ont été établies dans la section III.5.1.

III.7 Conclusion

Les deux configurations de référence considérées dans ce travail de thèse ont tout d'abord été présentées à échelle réelle. Ces configurations constituent des cas de référence simplifiés représentatifs des systèmes de ventilation d'installations nucléaires réelles. La caractéristique principale de ces configurations est la cascade de dépression entre les locaux, maintenue grâce au réseau de ventilation. Cette cascade de dépression permet ainsi d'assurer le confinement dynamique de la matière radioactive présente dans l'installation.

L'application de la méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation développée dans le chapitre II a ensuite permis de dimensionner deux maquettes à échelle réduite représentatives des configurations de référence I et II. Le dimensionnement et la composition détaillée de ces maquettes a été présentée dans la section III.3.

L'instrumentation mise en œuvre sur ces maquettes et les protocoles associés, utilisés pour la réalisation d'essais aérauliques et de traçage gazeux ont ensuite été abordés. D'une part, l'utilisation de capteurs de pression PSI permet de caractériser les écoulements aérauliques internes de chaque configuration par ses valeurs, moyennes ou instantanées, de pressions aux nœuds et de débits dans les branches. D'autre part, l'utilisation de spectromètres de masse permettra d'étudier la propagation d'un polluant passif au sein d'une configuration par la réalisation d'essais de traçage à l'hélium.

La caractérisation du comportement aéraulique des ventilateurs, des fuites, des filtres et des conduits de ventilation a ensuite été présentée. Cette étape a notamment permis de vérifier les hypothèses utilisées dans SYLVIA pour modéliser chaque élément. De plus, une définition rigoureuse des lois de chaque fuite a été faite afin de s'assurer de l'estimation des débits de fuite. Les lois issues de cette caractérisation sont directement utilisées par la suite pour déterminer les débits de fuite.

Enfin, les configurations nominales expérimentales et numériques ont été déterminées. Elles correspondent aux configurations pour lesquelles seule la ventilation mécanique est considérée. Elles sont utilisées par la suite pour étudier l'influence du vent ou l'influence d'une perturbation interne de pression. La présentation de l'ensemble de ces résultats expérimentaux et numériques obtenus sur ces configurations nominales fait l'objet du chapitre IV.

CHAPITRE IV

ANALYSE DES RESULTATS EXPERIMENTAUX ET NUMERIQUES

IV.1 Introduction	121
IV.2 Résultats aérauliques en régime permanent	122
IV.2.1 Analyse physique des résultats expérimentaux de la configuration I	122
IV.2.1.1 Influence du vent avec le réseau de ventilation en fonctionnement	124
IV.2.1.2 Influence du vent avec le réseau de ventilation à l'arrêt	126
IV.2.2 Analyse physique des résultats expérimentaux de la configuration II	129
IV.2.2.1 Influence du vent avec le réseau de ventilation en fonctionnement	130
IV.2.2.2 Influence du vent avec le réseau de ventilation à l'arrêt	131
IV.2.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques	133
IV.2.3.1 Réseau de ventilation en fonctionnement	134
IV.2.3.2 Réseau de ventilation à l'arrêt	138
IV.3 Résultats aérauliques en régime transitoire	143
IV.3.1 Influence de la turbulence du vent	143
IV.3.1.1 Analyse physique	143
IV.3.1.2 Comparaison numérique	148
IV.3.2 Analyse expérimentale et numérique des perturbations de pression transitoires	151
IV.3.2.1 Rafales de vent et séquences de vent fluctuant	152
IV.3.2.2 Dégagement d'une surpression interne	156
IV.3.2.2.1 Réseau de ventilation en fonctionnement	157
IV.3.2.2.2 Réseau de ventilation à l'arrêt	161
IV.3.3 Analyse de l'influence de l'inertie	163

IV.3.3.1 Etude paramétrique sur des configurations simples.....	163
IV.3.3.1.1 Théorie	164
IV.3.3.1.2 Etude paramétrique	166
IV.3.3.2 Résultats numériques pour une configuration de référence	169
IV.4 Résultats du traçage gazeux	173
IV.4.1 Résultats en régime permanent	173
IV.4.1.1 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques	174
IV.4.1.1.1 Injection sous la forme d'un créneau.....	175
IV.4.1.1.2 Injection sous la forme d'un pic	178
IV.4.1.2 Caractérisation des temps de transport.....	180
IV.4.2 Résultats en régime transitoire	184
IV.5 Conclusion	188

IV.1 Introduction

Ce chapitre est dédié à l'analyse des résultats expérimentaux issus des essais réalisés en soufflerie et à la comparaison entre ces résultats et les résultats numériques obtenus avec le code SYLVIA. Les campagnes expérimentales ont été réalisées sur les configurations I et II, définies dans le chapitre III, au sein de la veine haute vitesse de la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB. Une présentation de la soufflerie est donnée dans l'Annexe 3.

Tout d'abord, les essais réalisés en soufflerie permettent de caractériser les écoulements permanents au sein des configurations I et II, en termes de niveaux de pression et de débits, en fonction de l'incidence et de la vitesse du vent. La similitude aéraulique développée permet aussi d'étudier les écoulements en régime transitoire. Dans un premier temps, l'étude en régime transitoire consiste à analyser l'influence de la turbulence du vent, pour un vent moyen stationnaire, sur les écoulements internes. Dans un second temps, des sollicitations transitoires de pression ont été étudiées en soufflerie (rafale de vent, séquence de vent fluctuant, surpression interne). L'influence de l'inertie des branches sur la dynamique des écoulements est notamment quantifiée à partir de l'étude numérique et expérimentale des écoulements transitoires.

Une campagne expérimentale en soufflerie a aussi été consacrée à la réalisation d'essais de traçage gazeux, afin d'étudier la dispersion d'un polluant au sein d'une installation de référence. Ces expérimentations ont été réalisées avec la configuration I, soumises aux effets couplés ou non du vent, de la ventilation mécanique et d'une surpression interne.

La comparaison des résultats expérimentaux et numériques du code SYLVIA permet d'analyser la capacité de ce code à prendre en compte l'ensemble des phénomènes observés expérimentalement, que ce soit en régime permanent ou transitoire.

La présentation des résultats expérimentaux et numériques se scinde en trois sections distinctes : l'influence du vent en régime aéraulique permanent est tout d'abord abordée ; l'étude des écoulements aérauliques en régime transitoire est ensuite détaillée ; les résultats du traçage gazeux sont finalement présentés. Notons que l'ensemble des résultats présentés dans ce chapitre est donné à échelle réelle, sauf mention particulière.

IV.2 Résultats aérauliques en régime permanent

Les résultats expérimentaux à échelle réelle sont obtenus en appliquant le protocole de post-traitement défini pour les essais aérauliques en régime permanent. Ce protocole est présenté dans la section III.4.1. Pour chaque essai réalisé, les valeurs moyennes des pressions aux nœuds et des débits dans les branches sont déterminées. Les essais ont été réalisés pour différentes vitesses et incidences du vent. Des vitesses de vent élevées ont été reproduites afin d'une part d'éprouver le maintien du confinement des installations pour des conditions de vent extrêmes et d'autre part d'analyser la robustesse du code SYLVIA pour des variations importantes par rapport au régime nominal. Chaque configuration a été testée avec le réseau de ventilation en fonctionnement puis à l'arrêt. Une représentation des résultats sous la forme de roses des valeurs moyennes des pressions et des débits en fonction de l'incidence du vent a été choisie. Cette représentation permet de visualiser simultanément l'influence de la vitesse et de l'incidence du vent sur un même graphique.

IV.2.1 Analyse physique des résultats expérimentaux de la configuration I

Les résultats de la configuration I, obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement puis à l'arrêt, sont présentés pour trois vitesses de vent (21, 29 et 36 m/s) et huit incidences de vent (de 0 à 315° par pas de 45°). L'agencement des locaux et l'emplacement des fuites externes par rapport à l'incidence du vent sont illustrés sur la Figure IV. 1.

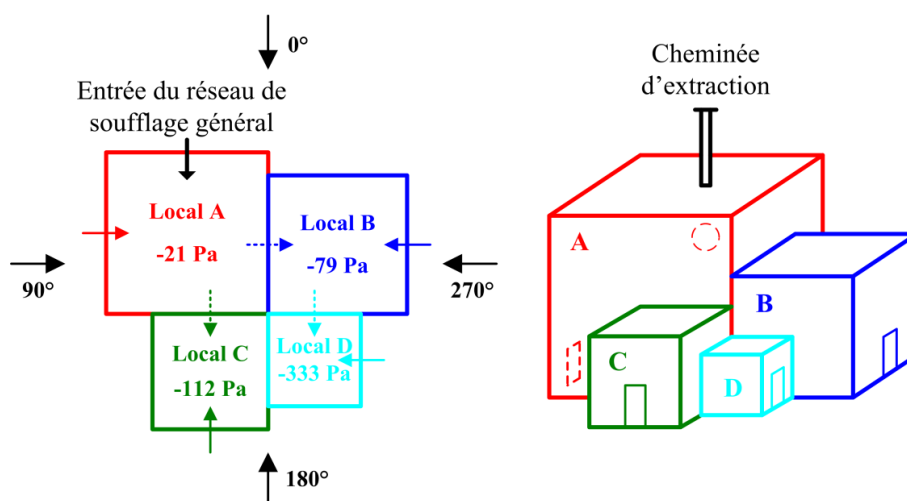


Figure IV. 1 : Agencement de la configuration I par rapport à l'incidence du vent.

Les valeurs de pression présentées sur cette figure correspondent aux valeurs obtenues en régime nominal (sans vent). Selon l'incidence du vent, des surpressions ou des dépressions sont générées au niveau des communications avec l'extérieur : fuites externes, entrée du réseau de soufflage et cheminée d'extraction. Les coefficients de pression externes induits par le vent sur ces ouvertures sont présentés en fonction de l'incidence du vent sur les roses de la Figure IV. 2. Rappelons qu'un coefficient de pression est un coefficient adimensionnel défini comme le rapport de la pression générée par le vent sur la pression dynamique. Il est négatif en dépression et positif en surpression. Dans notre cas, la pression dynamique du vent est mesurée par un tube de Pitot positionné à environ 2 mètres au dessus des maquettes. Sur les roses de la Figure IV. 2, le cercle représenté en gras noir correspond à un coefficient de pression nul. Les courbes situées à l'intérieur de ce cercle correspondent donc à des zones dépressionnaires.

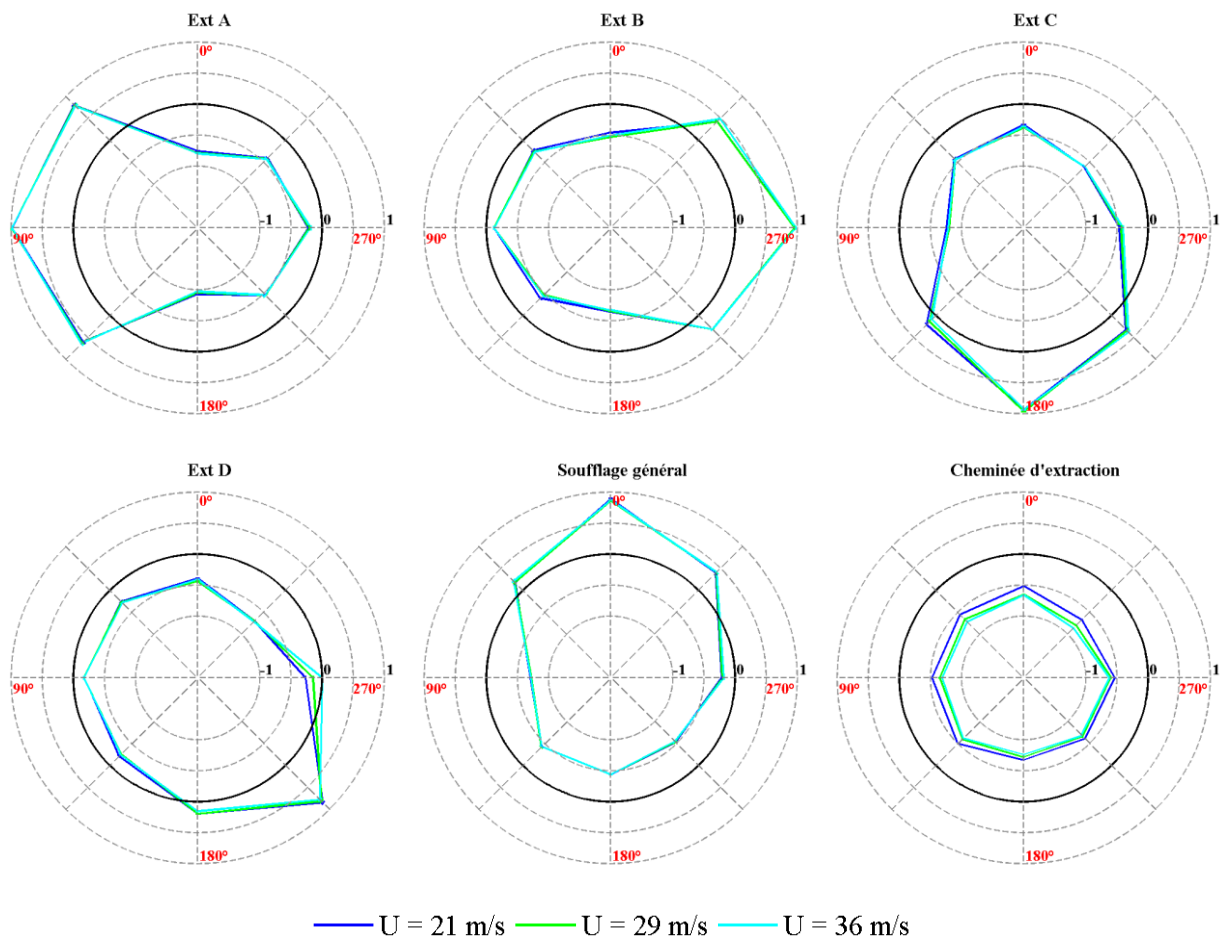


Figure IV. 2 : Coefficients de pression externes (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

Les coefficients de pression de la Figure IV. 2 ont été obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Des valeurs similaires sont obtenues avec le réseau de ventilation à l'arrêt. Ces résultats ont uniquement pour objectif de vérifier l'indépendance des coefficients de pression externes en fonction de la vitesse du vent. Ainsi, les résultats obtenus pour une vitesse de vent réduite peuvent être extrapolés pour une vitesse de vent réel. De faibles écarts sont identifiés pour les coefficients de pression externes au niveau de la cheminée d'extraction. Les mesures de pression à la sortie de la cheminée ont été effectuées à l'intérieur du conduit d'extraction, à environ un diamètre en amont du sommet de la cheminée. Ces mesures sont donc influencées par la vitesse du vent, mais aussi par le débit interne à la cheminée. Des écarts sont aussi obtenus, entre les différentes vitesses de vent testées, pour les coefficients de pression externes du local D pour une incidence de vent de 270° . Pour cette incidence, la fuite du local D est située face au vent dans une zone d'écoulement fortement perturbée par le local B. Ces écarts n'ont aucune influence sur le traitement des résultats expérimentaux et les simulations numériques avec le code SYLVIA. En effet, par la suite, l'ensemble des résultats est traité directement à partir des pressions externes mesurées pour chaque essai, et non pas en considérant un coefficient de pression externe moyen identique pour chaque vitesse de vent.

Les écoulements aérauliques au sein de la configuration I sont directement influencés par les champs de pression externes présentés sur la Figure IV. 2. L'ensemble des pressions internes des locaux et des débits de ventilation est présenté dans l'Annexe 4 sous la forme de roses en fonction de l'incidence du vent. Dans ce qui suit, les principaux résultats sont détaillés, principalement les débits de fuite résultant des différences de pression entre les locaux et avec l'environnement extérieur.

IV.2.1.1 Influence du vent avec le réseau de ventilation en fonctionnement

L'influence du vent sur la configuration I se traduit par une diminution des pressions dans les locaux avec l'augmentation de la vitesse du vent, sauf pour le local A lorsque la fuite de celui-ci est face au vent. En effet, pour chaque incidence de vent, la majorité des communications vers l'extérieur est en dépression. Seules les ouvertures face au vent sont en surpression. Des valeurs réelles des pressions comprises entre -500 Pa et -750 Pa sont atteintes dans les locaux, pour des valeurs nominales (sans vent) comprises entre -20 Pa et -330 Pa. Cependant, bien que les locaux soient en forte dépression, la cascade de dépression entre les locaux et avec l'environnement extérieur n'est pas systématiquement assurée, en raison des dépressions

externes encore plus élevées. Ainsi, des inversions de débits sont obtenues au niveau des fuites internes et externes. Pour les fuites externes, ces inversions se traduisent par des écoulements d'air dirigés de l'intérieur de l'installation vers l'environnement extérieur. Les valeurs des débits de fuite, obtenues pour les trois vitesses de vent considérées, sont présentées sur la Figure IV. 3. Sur ces graphes, les valeurs nominales sont représentées par un cercle rouge et les débits nuls par un cercle noir. Les inversions de débit étant caractérisées par des débits négatifs, elles correspondent aux valeurs situées à l'intérieur du cercle noir.

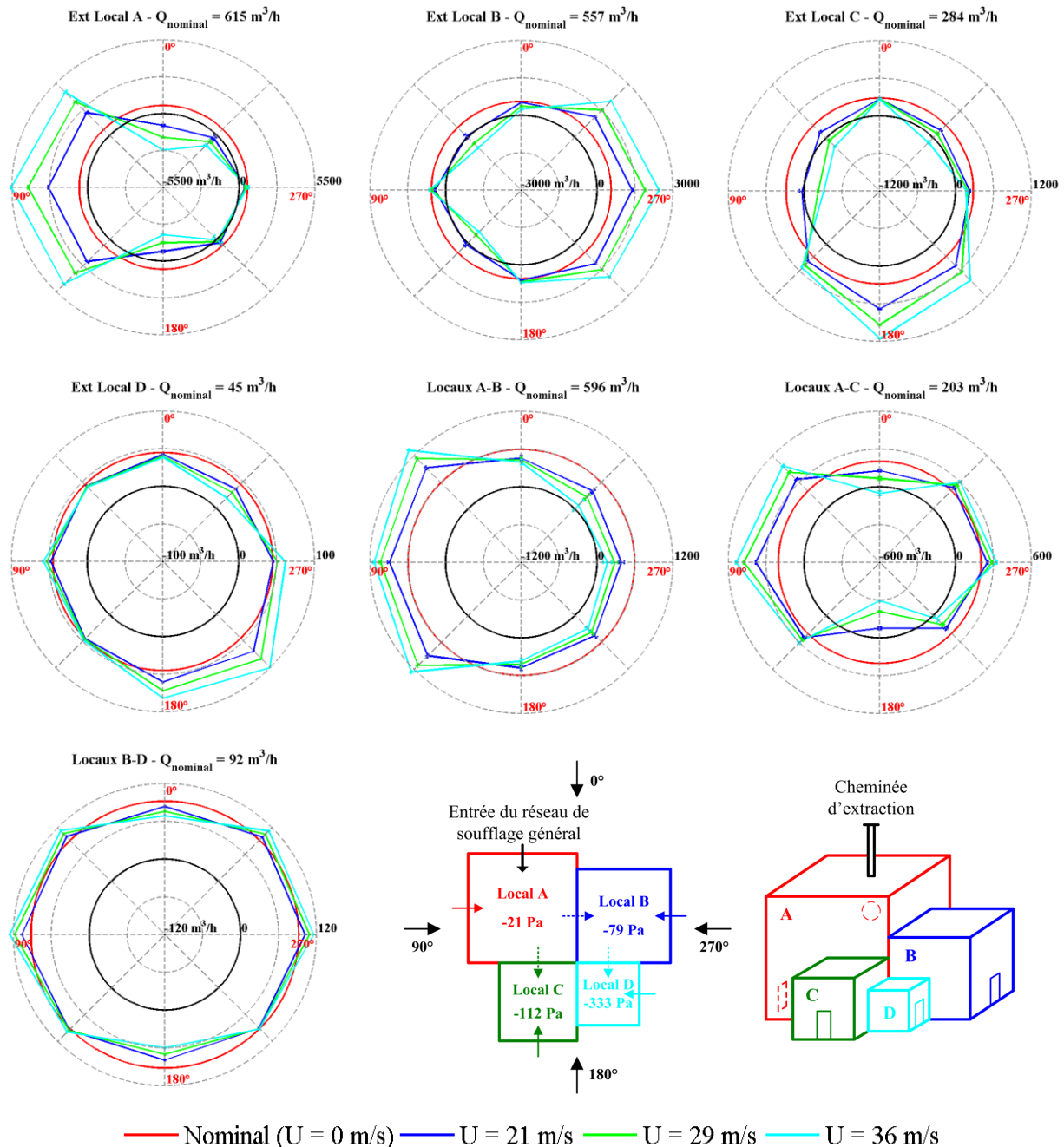


Figure IV. 3 : Débits de fuite (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

D'une manière générale, les inversions de débit sont dues à la concomitance de fortes dépressions au niveau externe de la fuite et de surpressions au niveau de l'entrée du réseau de soufflage général et/ou des autres fuites. Par exemple, les inversions observées pour la fuite externe du local A à 0° s'expliquent de la manière suivante. D'une part, l'entrée du réseau de ventilation est située face au vent et se trouve donc en surpression. Les débits de soufflage sont alors largement augmentés, de l'ordre de 40 % au sein du conduit de soufflage général pour une vitesse de vent de 36 m/s. D'autre part, la fuite externe du local A est située dans un champ dépressionnaire. Ainsi, cette dépression, associée à l'augmentation des débits de soufflage, implique une inversion du débit de fuite externe du local A. Ensuite, l'augmentation de ce débit de fuite avec la vitesse du vent, pour une incidence de vent de 0° , a pour conséquence une inversion du débit de fuite entre les locaux A et C pour une vitesse de vent de 36 m/s.

Des inversions sont également observées pour une incidence de vent de 180° . Dans ce cas, la fuite externe du local A est toujours en zone dépressionnaire et la fuite du local C est située face au vent. L'augmentation de la pression au sein du local C est alors suffisante pour inverser la fuite interne avec le local A et la fuite externe du local A. De la même manière, des inversions de débit sont identifiées au niveau des fuites externes des locaux B (à 45° et 135°) et C (à 45° et 90°). En effet, pour ces incidences, les fuites externes sont situées dans des zones fortement dépressionnaires et l'entrée du réseau de ventilation et/ou la fuite externe du local A est en surpression.

Des inversions de débit ont ainsi été mises en évidence pour les fuites externes des locaux A, B et C, et pour la fuite interne entre les locaux A et C. Notons que le débit de fuite entre les locaux A et B est très faible pour des vitesses de vent de 36 m/s et des incidences égales à 270° et 315° . Une inversion a alors été mise en évidence entre ces deux locaux pour une vitesse de vent proche de 40 m/s. Pour une incidence de 315° , une inversion de débit est aussi obtenue au niveau de la fuite externe du local D. Ainsi, avec le réseau de ventilation en fonctionnement, le confinement du local D reste assuré pour des vitesses de vent inférieures à 40 m/s.

IV.2.1.2 Influence du vent avec le réseau de ventilation à l'arrêt

Avec le réseau de ventilation à l'arrêt, l'influence du vent est étudiée pour des conditions de vent similaires aux cas présentés avec le réseau en fonctionnement. Les coefficients de pression induits par le vent sont identiques à ceux présentés sur la Figure IV. 2. Les

évolutions des pressions et des débits, selon que le réseau de ventilation est en fonctionnement ou à l'arrêt, sont globalement proches, mais avec des ordres de grandeur des débits de ventilation totalement différents (voir Annexe 4). Les valeurs des débits de ventilation avec le réseau de ventilation à l'arrêt sont logiquement plus faibles.

Des inversions de débit de ventilation sont alors identifiées au sein du conduit de soufflage général et des conduits de soufflage des locaux A, B et C. Ces inversions apparaissent lorsque l'entrée du réseau de ventilation est en dépression et les fuites externes des locaux en surpression. Les valeurs des débits au sein du conduit de soufflage général et des conduits de soufflage des locaux A et C sont présentées sur la Figure IV. 4. L'évolution du débit de soufflage du local B, très proche de celle du local A, est présentée dans l'Annexe 4.

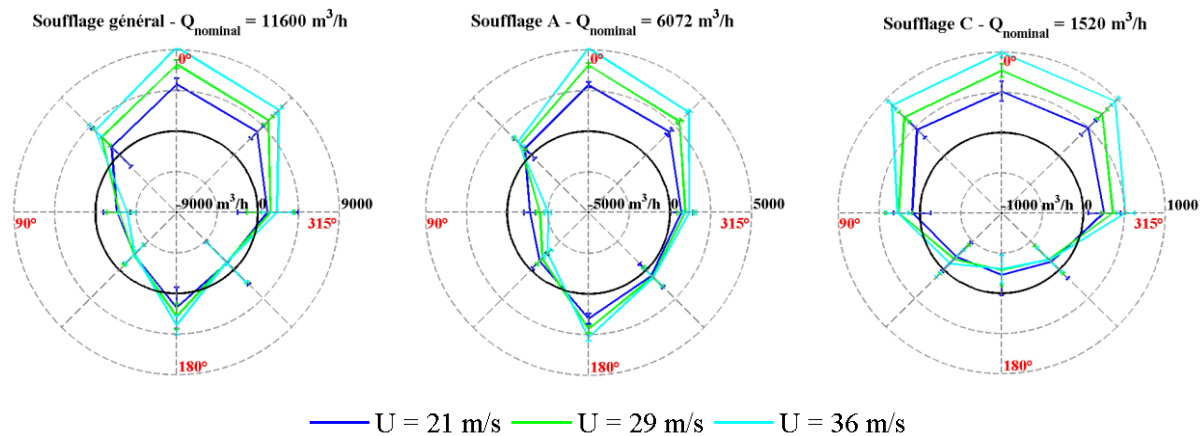


Figure IV. 4 : Débits de ventilation au sein du réseau de soufflage (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I).

La Figure IV. 5 présente les valeurs des débits de fuite obtenues avec le réseau de ventilation à l'arrêt. Les graphes sont d'allures similaires à ceux obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement (voir Figure IV. 3). Les mêmes inversions de débits de fuite sont alors identifiées. De plus, des inversions supplémentaires sont mises en évidence, puisque le réseau de ventilation à l'arrêt n'assure plus la cascade de dépression entre les différents locaux et l'environnement extérieur. Le confinement du local D n'est alors plus maintenu pour des incidences du vent de 0° et 315°.

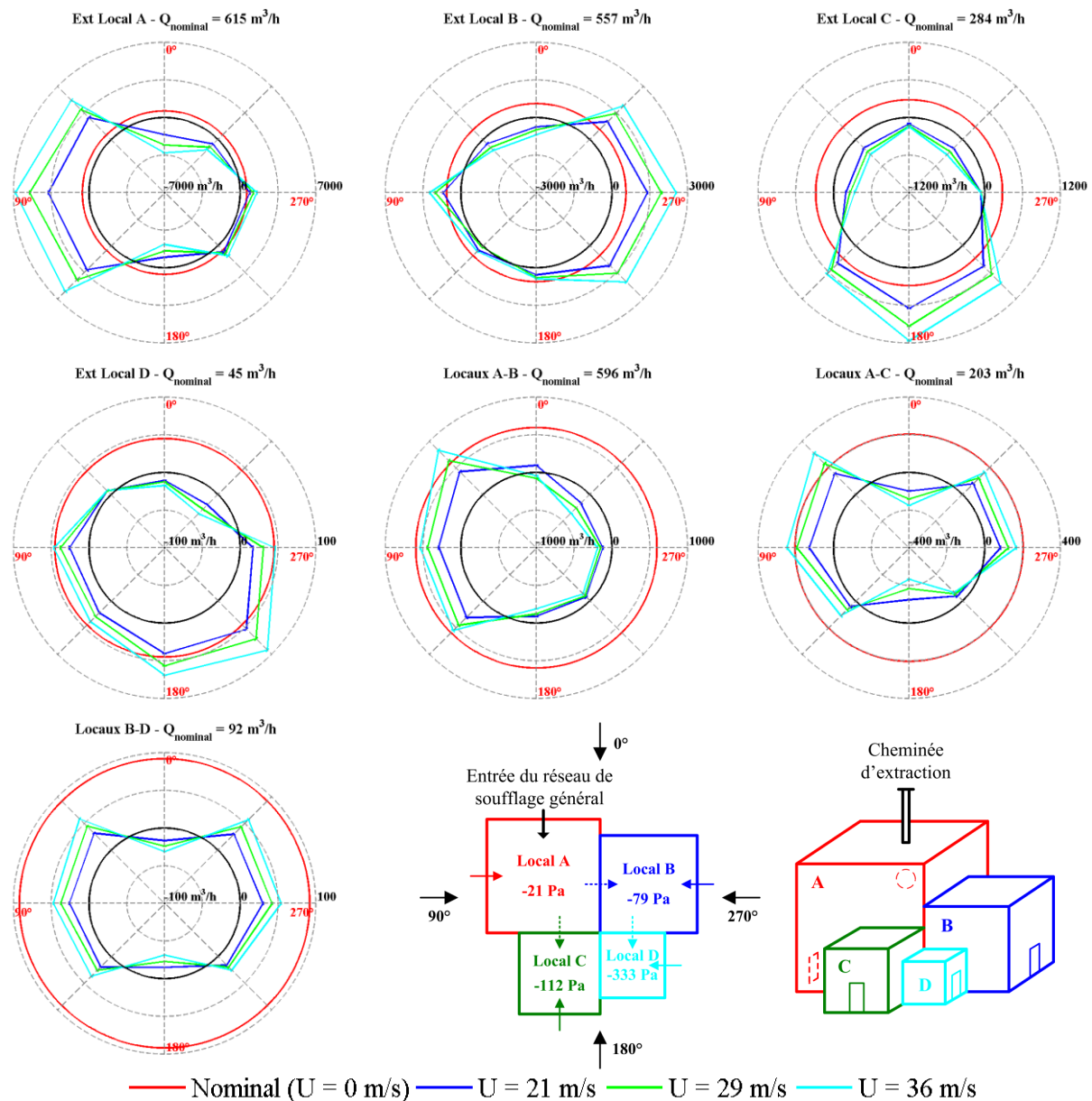


Figure IV. 5 : Débits de fuite (réseau de ventilation à l'arrêt, Configuration I).

Ainsi, les résultats de la configuration I obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement puis à l'arrêt, montrent que les effets du vent entraînent de nombreuses inversions des débits de fuite interne et externe, ayant pour conséquence la perte du confinement de l'installation. L'origine de ces inversions provient toujours des rapports de force entre les zones en dépression et en surpression au niveau de l'entrée du réseau de soufflage et des fuites externes.

Dans l'industrie nucléaire, les locaux et les enceintes ventilées sont généralement « imbriqués » les uns dans les autres, afin de renforcer le confinement dynamique. La configuration II constitue un cas de référence de ce type d'installation.

IV.2.2 Analyse physique des résultats expérimentaux de la configuration II

Les résultats de la configuration II sont présentés pour quatre vitesses de vent entre 22 et 42 m/s et quatre incidences (0, 90, 180 et 270°). L'agencement des locaux par rapport à l'incidence du vent est illustré sur la Figure IV. 6. Les valeurs de pression présentées sur cette figure correspondent aux valeurs obtenues en régime nominal (sans vent) à échelle réelle.

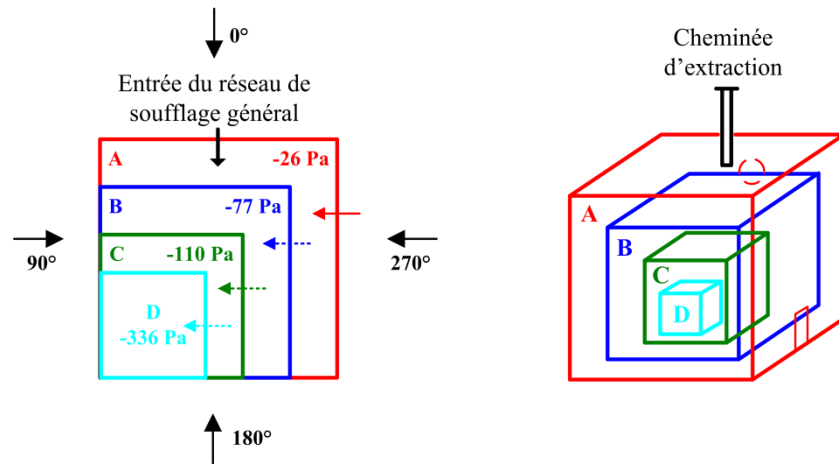


Figure IV. 6 : Agencement de la configuration II par rapport à l'incidence du vent.

Seules quatre incidences de vent ont été considérées lors des essais en soufflerie sur cette configuration. Sur les graphes donnés ci-après, les valeurs obtenues sont donc uniquement représentées par des symboles. Les coefficients de pression externes induits par le vent au niveau de l'entrée du réseau, de la fuite externe du local A et de la cheminée d'extraction sont donnés sur la Figure IV. 7. Ces coefficients de pression sont identiques pour les quatre vitesses du vent considérées, et des valeurs analogues ont été obtenues avec le réseau de ventilation à l'arrêt.

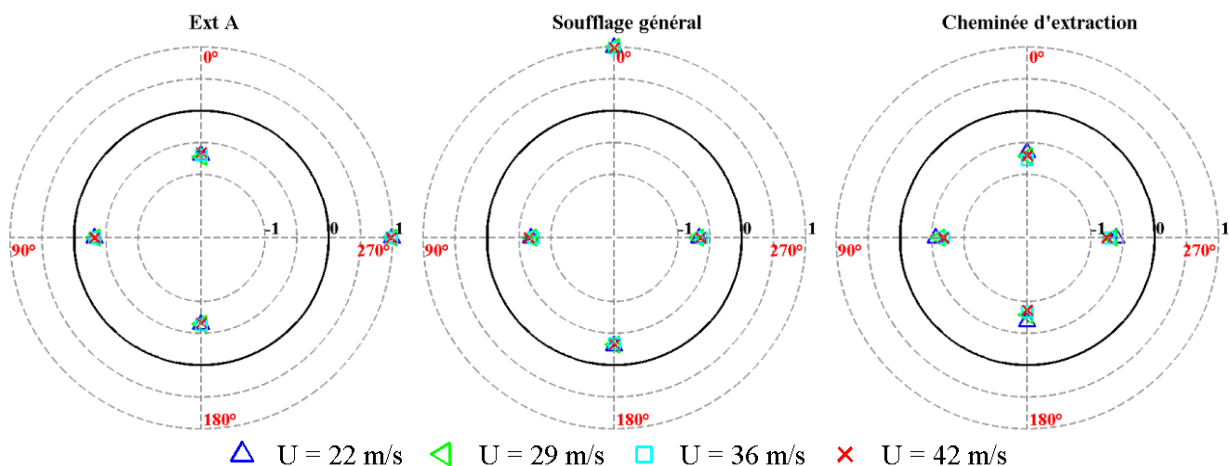


Figure IV. 7 : Coefficients de pression externes (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).

Les pressions internes des locaux et les débits de ventilation obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement et à l'arrêt sont présentés dans l'Annexe 5. De la même manière que pour la configuration I, les pressions au sein des locaux diminuent systématiquement avec l'augmentation de la vitesse du vent, sauf dans le local A lorsque la fuite externe de celui-ci est située face au vent (270°). La diminution des dépressions internes aux locaux est due aux dépressions générées en sortie de la cheminée d'extraction pour les quatre incidences de vent, à l'entrée du réseau de ventilation pour des incidences de 90° à 270° et au niveau de la fuite externe du local A pour des incidences de 0° à 180° . Les inversions de débit, résultant des pressions internes aux locaux et de la pression externe, sont détaillées ci-après.

IV.2.2.1 Influence du vent avec le réseau de ventilation en fonctionnement

Les débits de fuite obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement sont présentés sur la Figure IV. 8.

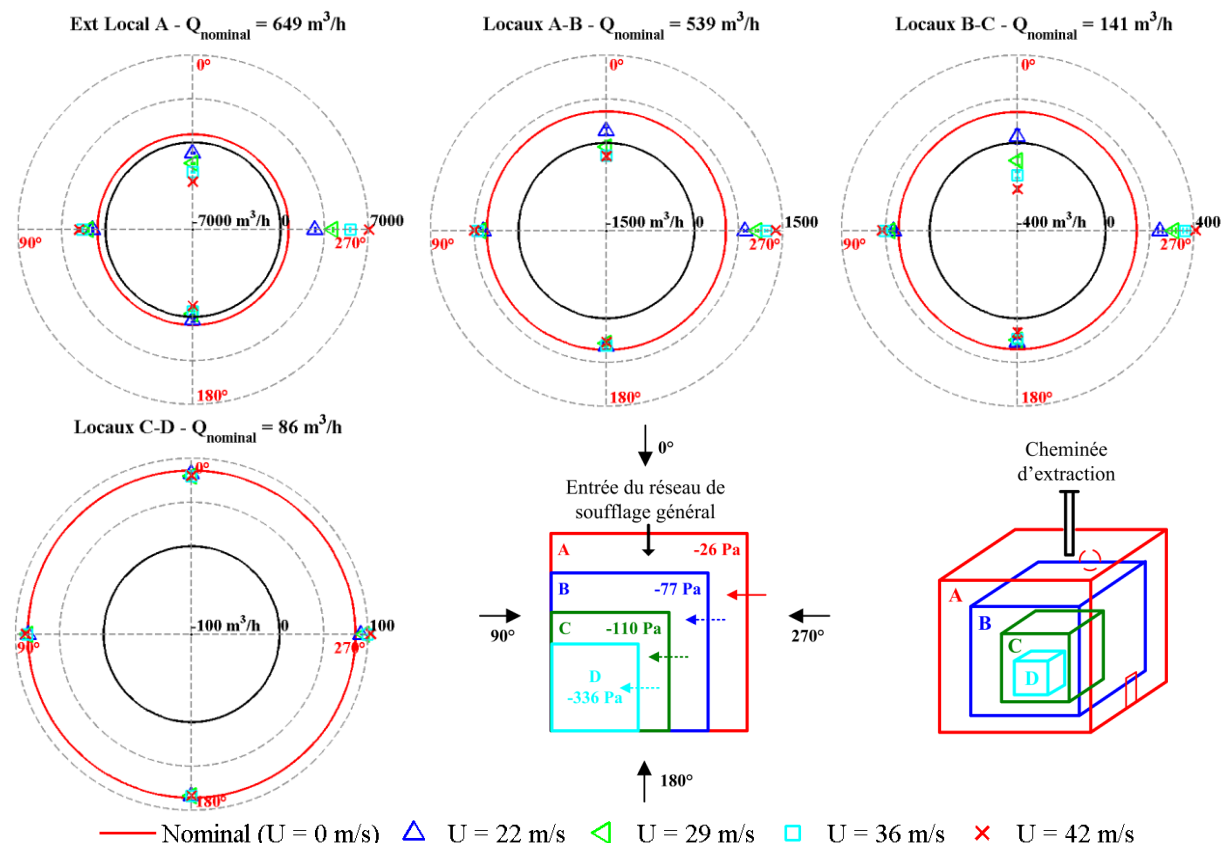


Figure IV. 8 : Débits de fuite (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).

Des inversions du débit de fuite externe du local A sont identifiées pour une incidence de vent de 0° et 180° , lorsque la fuite externe du local A est en forte dépression. De plus, pour une

incidence de vent de 180° , la cascade de dépression entre les locaux A, B et C n'est plus assurée. Notons que pour une incidence de 90° , la fuite externe est aussi en dépression mais d'intensité moindre. Dans ce cas, le débit de fuite augmente. Ceci est dû à la forte dépression générée à l'entrée du réseau, entraînant une diminution du débit de soufflage dans les locaux. A contrario, lorsque l'entrée du réseau est en forte surpression pour une incidence de 0° , des inversions des débits de fuite interne entre les locaux A, B et C sont identifiées. La cascade de dépression entre ces locaux est donc totalement inversée. Ces inversions s'expliquent par l'augmentation des débits de soufflage associée à la forte dépression au niveau de la fuite externe du local A.

Par ailleurs, les résultats de la Figure IV. 8 montrent que l'influence du vent est significative principalement pour les incidences pour lesquelles l'entrée du réseau de ventilation (incidence de 0°) ou la fuite externe (incidence de 270°) sont en surpression. De plus, quelles que soient l'incidence et la vitesse du vent, l'influence sur le débit de fuite entre les locaux C et D est négligeable du fait de l'imbrication des locaux. Ainsi, avec le réseau de ventilation en fonctionnement, le confinement dynamique au sein du local le plus imbriqué (local D) reste systématiquement conservé.

IV.2.2.2 Influence du vent avec le réseau de ventilation à l'arrêt

De la même manière que pour la configuration I, les évolutions des pressions internes sont d'allures similaires à celles observées avec le réseau de ventilation en fonctionnement, puisque les pressions externes induites par le vent sont identiques. De plus, pour les mêmes raisons que sur la configuration I, des inversions de débit de ventilation sont identifiées dans le conduit de soufflage général et les conduits de soufflage des locaux A, B et C. Ces inversions sont obtenues lorsque l'entrée du réseau de ventilation est en forte dépression, soit pour des incidences de vent de 90° et 270° . Ces résultats sont donnés dans l'Annexe 5. Les débits de fuite résultant des pressions au sein des locaux et de la pression externe au niveau de la fuite du local A sont présentés sur la Figure IV. 9.

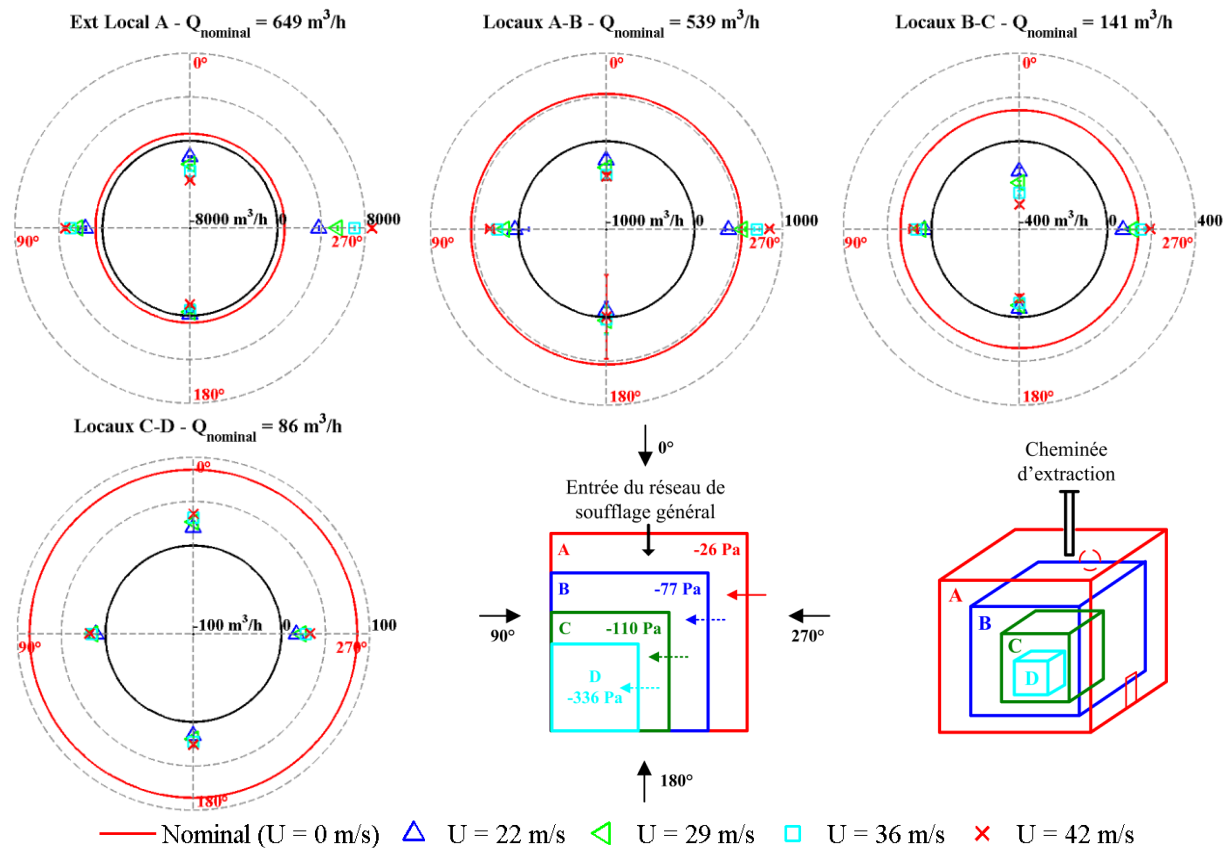


Figure IV. 9 : Débits de fuite (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).

Les inversions des débits de fuite identifiées sont identiques à celles obtenues avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Cependant, les débits de fuite mesurés sont plus faibles, et certains débits de fuite positifs sont alors presque nuls. Une augmentation de la vitesse du vent pourrait donc conduire à une inversion des débits.

Ainsi, les résultats expérimentaux obtenus avec la configuration II, pour laquelle quatre locaux sont imbriqués les uns dans les autres, montrent que le confinement dynamique du local le plus imbriqué (Local D) est assuré même pour des vitesses de vent atteignant 42 m/s et un réseau de ventilation à l'arrêt. Dans ce cas, la dépression générée à la cheminée entraîne un tirage naturel suffisant pour assurer le confinement du local D. Cependant, lorsque les débits de fuite sont faibles, des inversions instantanées des débits peuvent être observées, du fait des fluctuations induites par la turbulence du vent. L'influence de la turbulence du vent est étudiée dans la section IV.3.1.

Avant de prendre en considération les écoulements transitoires, la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques en régime permanent est présentée dans la section IV.2.3.

IV.2.3 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques

Les simulations numériques ont été réalisées avec SYLVIA, à partir des configurations nominales définies dans le chapitre III. Pour chaque configuration nominale définie, l'influence du vent est considérée en définissant les valeurs expérimentales moyennes des pressions externes comme conditions limites, au niveau de l'entrée du réseau de soufflage, des fuites externes des locaux et de la cheminée d'extraction.

Pour chaque simulation, les valeurs des pressions aux nœuds et des débits dans les branches sont déterminées, puis comparées aux valeurs moyennes expérimentales. Les résultats sont comparés sous forme de graphiques présentant les valeurs numériques en fonction des valeurs expérimentales. Cette représentation permet de visualiser l'ensemble des valeurs de pression ou de débit sur un même graphe. Un exemple de comparaison sous la forme de roses est tout de même donné dans l'Annexe 6. Les comparaisons sont établies pour les pressions des locaux et de l'ensemble des nœuds du réseau de ventilation (23 valeurs par essai), les débits de ventilation (12 valeurs) et les débits de fuite (7 ou 4 valeurs selon la configuration). L'ensemble des incidences et des vitesses de vent traitées en soufflerie a été simulé avec SYLVIA. Par ailleurs, les écarts relatifs obtenus, en valeur absolue, entre les résultats expérimentaux et numériques sont classés sous la forme de fréquence cumulée descendante. Celle-ci correspond à la différence entre l'ensemble des valeurs et la fréquence cumulée standard. A titre d'exemple, seulement 10 % des valeurs de pression comparées présentent un écart relatif supérieur à 10 %. L'origine de ces écarts est expliquée par la suite. Un intervalle arbitraire de +/- 10 % a alors été considéré sur les graphiques présentant les résultats numériques en fonction des résultats expérimentaux.

Par ailleurs, rappelons que les incertitudes de mesure présentées correspondent aux incertitudes établies dans la section III.4.1, de l'ordre de ± 1 Pa pour les mesures de pression. Les incertitudes des débits dépendent des différences de pression aux bornes des éléments de mesure (diaphragmes ou plaques d'orifices calibrées). Elles sont déterminées par les relations III.2 et III.4 pour les débits de ventilation et de fuite, respectivement.

Ainsi, pour les deux configurations étudiées et en considérant le réseau de ventilation en fonctionnement puis à l'arrêt, un graphe donnant les fréquences cumulées des écarts relatifs et trois graphes de comparaison entre les valeurs numériques et expérimentales sont systématiquement présentés.

IV.2.3.1 Réseau de ventilation en fonctionnement

Les Figures IV. 10 et IV 11 présentent les comparaisons des résultats obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement pour les configurations I et II, respectivement.

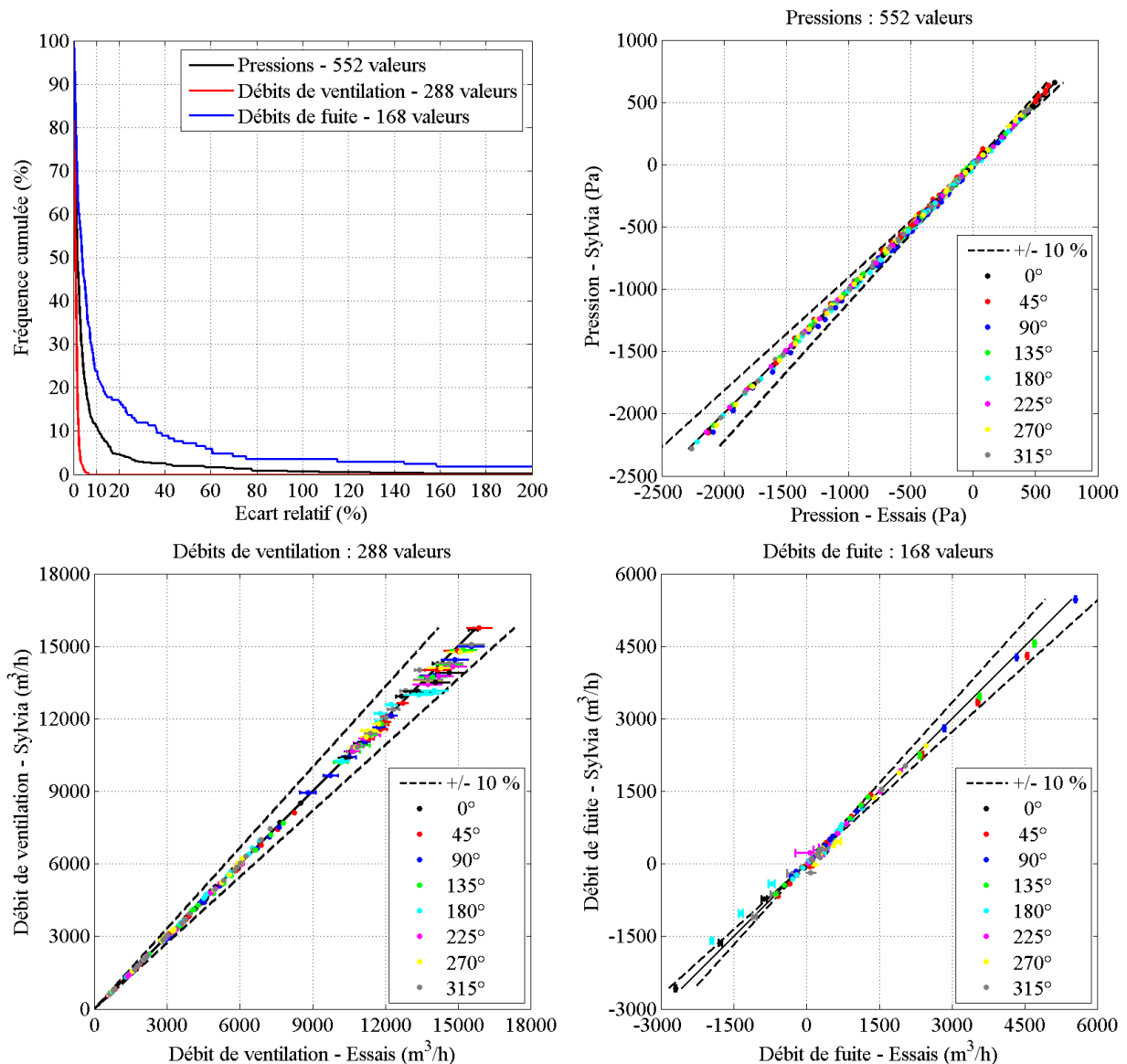


Figure IV. 10 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

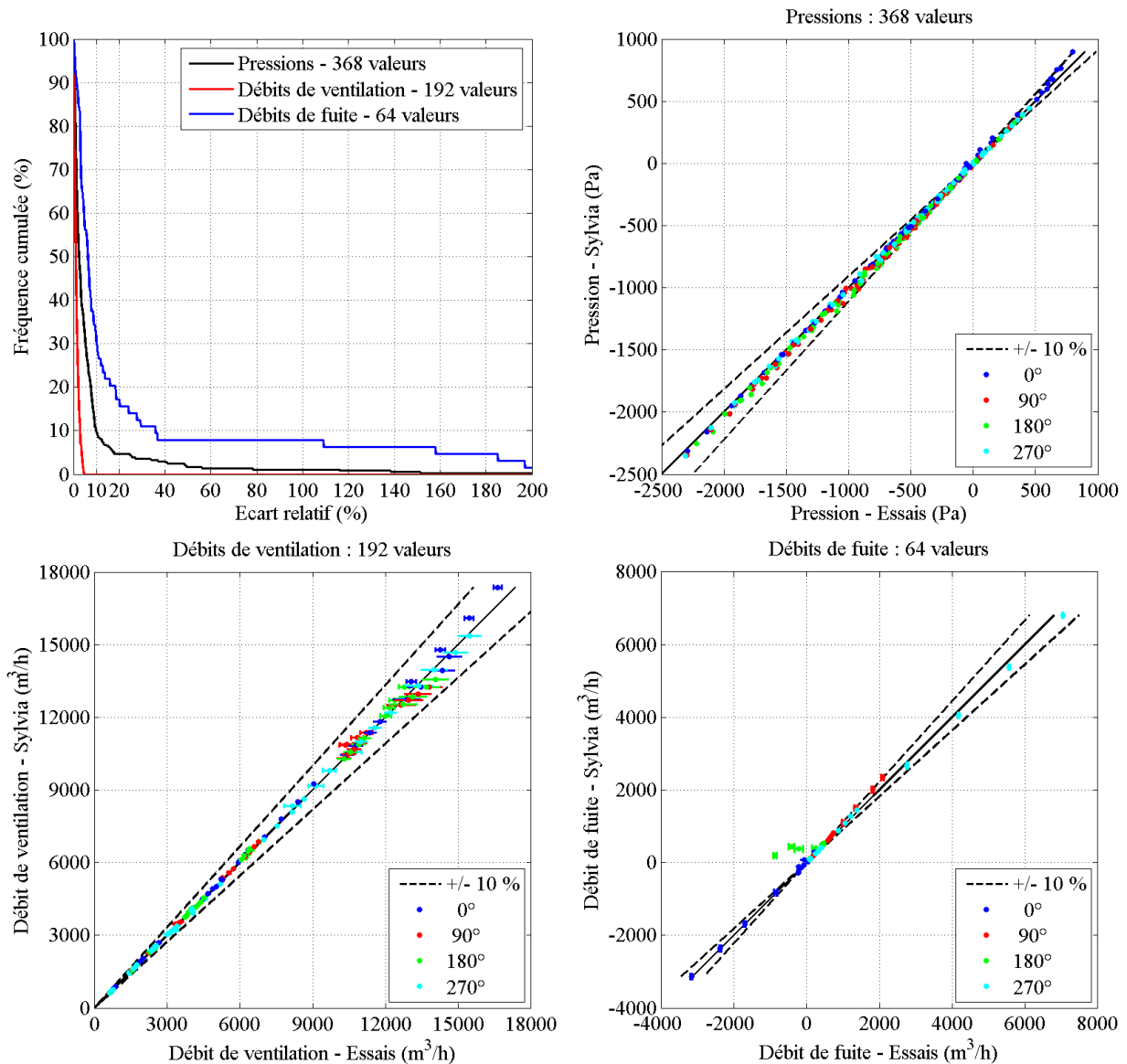


Figure IV. 11 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).

D'une manière générale, les résultats expérimentaux et numériques sont très proches pour les deux configurations étudiées. Les graphiques des fréquences cumulées permettent de tirer les conclusions suivantes :

- les écarts relatifs sur les pressions sont inférieurs à 10 %, pour environ 90 % des valeurs de pression comparées (552 et 368 valeurs pour les configurations I et II) ;
- les écarts relatifs sur les débits de ventilation sont inférieurs à 5 % pour plus de 99 % des valeurs considérées (288 et 192 valeurs pour les configurations I et II) ;
- la répartition des écarts relatifs est plus élargie pour les débits de fuite. En effet, environ 15 % des valeurs comparées (168 et 64 valeurs pour les configurations I et II) ont des écarts relatifs supérieurs à 20 %. Cependant, il convient de noter qu'un écart relatif de

l'ordre de 5 % sur les pressions dans les locaux peut entraîner des écarts relatifs importants sur les débits de fuite. Les différentes raisons expliquant ces écarts sont données dans ce qui suit.

Notons tout d'abord que la comparaison sur les débits de ventilation est meilleure que sur les pressions, car l'influence du vent sur les valeurs des débits de ventilation est plus faible que sur les valeurs des pressions. Les débits de ventilation restent plus proches des valeurs nominales (sans vent) utilisées pour définir les configurations numériques dans SYLVIA. De plus, certaines valeurs des pressions et des débits de fuite sont très faibles, les écarts relatifs associés sont donc peu représentatifs.

Ensuite, les écarts identifiés proviennent des incertitudes des moyens de mesure mis en œuvre, de la non-conservation rigoureuse du bilan de masse et des hypothèses utilisées pour définir les configurations nominales numériques (modification des débits nominaux pour conserver le bilan de masse, choix des lois débit-pression des fuites et des filtres). En effet, les configurations nominales modélisées avec SYLVIA ont été définies à partir des configurations expérimentales nominales (section III.6). Lors des expérimentations, le bilan de masse déduit des mesures de débit n'est pas rigoureusement conservé au niveau des jonctions et des locaux. Notons que les bilans aérauliques sont calculés à partir des débits volumiques mesurés et non pas des débits massiques. Cependant, les faibles variations de la masse volumique n'impliquent pas des écarts de l'ordre de ceux identifiés. Ces écarts proviennent majoritairement des incertitudes de mesure des débits et d'éventuels défauts d'étanchéité des maquettes. Il est difficile de quantifier la part des écarts liée à d'éventuels défauts d'étanchéité par rapport à celle liés aux incertitudes. Cependant, les écarts identifiés restent faibles. Des écarts maxima de l'ordre de 5 % (Configuration I) et de 8 % (Configuration II) sont introduits entre les débits nominaux expérimentaux et numériques, afin de respecter le bilan de masse aux nœuds. Ces débits nominaux sont ensuite utilisés pour définir les résistances aérauliques de chaque branche du réseau de ventilation. Des écarts entre les pertes de charge expérimentales et numériques sont ainsi potentiellement introduits. Ces modifications expliquent alors les faibles écarts relatifs obtenus entre les valeurs expérimentales et numériques des pressions.

Quant aux débits de fuite, ils sont déterminés à partir des mesures de pression aux bornes de chaque fuite. Pour cela, les lois de calibration définies dans le chapitre III sont utilisées. Une erreur relative de l'ordre de 5 % sur les mesures de pression, associée à une différence de

pression faible, induit des écarts relatifs très importants. L'écart le plus conséquent est obtenu sur la configuration II pour une incidence de 180° , au niveau de la fuite externe du local A. Pour cette incidence, les valeurs expérimentales des pressions internes aux locaux sont inférieures aux valeurs numériques, de l'ordre de 5 %. Le niveau de pression externe du local A est très proche du niveau de pression interne. Ainsi, la différence de pression expérimentale est négative (entre -3 Pa et -20 Pa selon la vitesse du vent), alors qu'elle est positive numériquement (entre 2 et 7 Pa). Ceci explique alors pourquoi l'inversion de débit n'est pas identifiée numériquement. De plus, pour cette incidence de vent, le débit de fuite est fortement instable du fait de la turbulence du vent (voir section IV.3.1). Le débit de fuite instantané fluctue entre des valeurs positives et négatives de l'ordre des valeurs moyennes identifiées expérimentalement et numériquement. Aucun sens d'écoulement majoritaire ne peut réellement être défini. Ce cas est présenté en détails dans la section IV.3.1.

Par ailleurs, le comportement aéraulique des filtres THE est modélisé par une loi linéaire dans SYLVIA. Or, la calibration des filtres hors soufflerie a montré que le comportement n'est pas rigoureusement linéaire pour tous les filtres (voir section II.5.3). Des lois quadratiques du type $aQ^2 + bQ$ sont alors plus réalistes pour reproduire le comportement aéraulique des filtres. De telles lois ont été considérées uniquement pour les simulations avec le réseau de ventilation à l'arrêt, car le choix d'une loi linéaire ou quadratique est surtout influant pour des faibles débits au vu de la Figure IV. 12. Cette figure illustre le type de loi défini pour les filtres et les zones de mesure, selon que le réseau de ventilation est en fonctionnement ou à l'arrêt. Les valeurs obtenues avec le réseau de ventilation en fonctionnement sont proches de l'intersection entre la loi linéaire et quadratique.

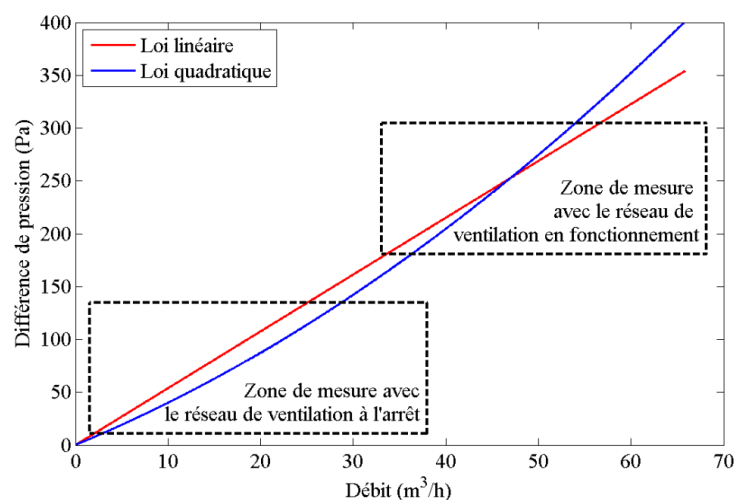


Figure IV. 12 : Lois débit-pression des filtres et zones de mesure associées pour les essais réalisés avec le réseau de ventilation en fonctionnement et à l'arrêt.

Enfin, les lois quadratiques n'ont pas été considérées pour le cas avec le réseau de ventilation en fonctionnement, puisque la comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques est déjà très satisfaisante en considérant des lois linéaires.

IV.2.3.2 Réseau de ventilation à l'arrêt

Avec le réseau de ventilation à l'arrêt, les configurations numériques sont définies en modifiant le comportement aéraulique des ventilateurs. Les ventilateurs sont alors modélisés par des résistances quadratiques. Ces lois quadratiques ont été obtenues lors de la caractérisation hors soufflerie (section III.5.1). Pour les conduits de ventilation et les fuites, les résistances aérauliques sont identiques à celles utilisées avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Concernant les filtres, des lois linéaires puis des lois quadratiques du type $aQ^2 + bQ$ ont été considérées. La Figure IV. 13 compare les pressions en aval du filtre positionné à l'entrée du réseau de soufflage obtenues en considérant les deux types de lois. Cette figure présente uniquement un zoom sur les points de mesure où l'influence du choix de la loi est maximale.

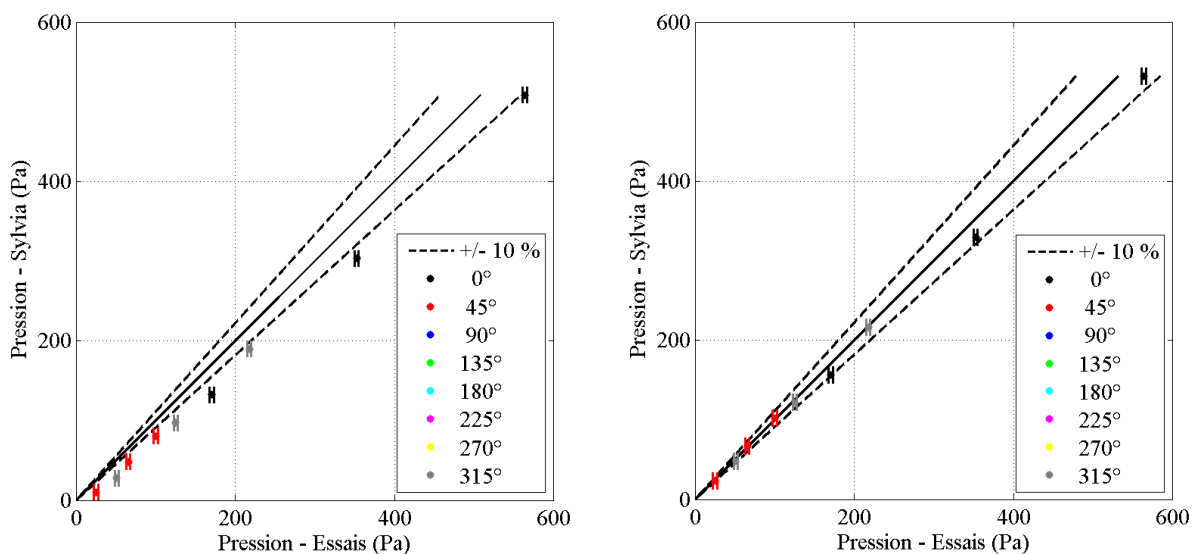


Figure IV. 13 : Comparaison entre les pressions expérimentales et numériques au nœud en aval du filtre à l'entrée du réseau de soufflage (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I). Graphique de gauche : loi linéaire, graphique de droite : loi quadratique.

L'influence maximale du choix des lois est observée aux nœuds en amont et en aval des filtres. Le nœud aval du filtre de soufflage a été choisi car il s'agit du filtre dont la part quadratique est la plus importante. Etant donné que les pertes de charge du filtre sont légèrement surestimées avec une loi linéaire pour une gamme de faibles débits (voir Figure

IV. 12), les pressions sont sous-estimées. Les résultats numériques avec des lois quadratiques sont donc plus proches des résultats expérimentaux. Cependant, d'une manière générale, l'influence reste faible sur l'ensemble des pressions aux nœuds et des débits dans les branches. Les résultats numériques obtenus avec les lois quadratiques sont utilisés dans la suite. Les Figures IV. 14 et IV. 15 comparent les valeurs expérimentales et numériques obtenues avec le réseau de ventilation à l'arrêt pour les configurations I et II, respectivement.

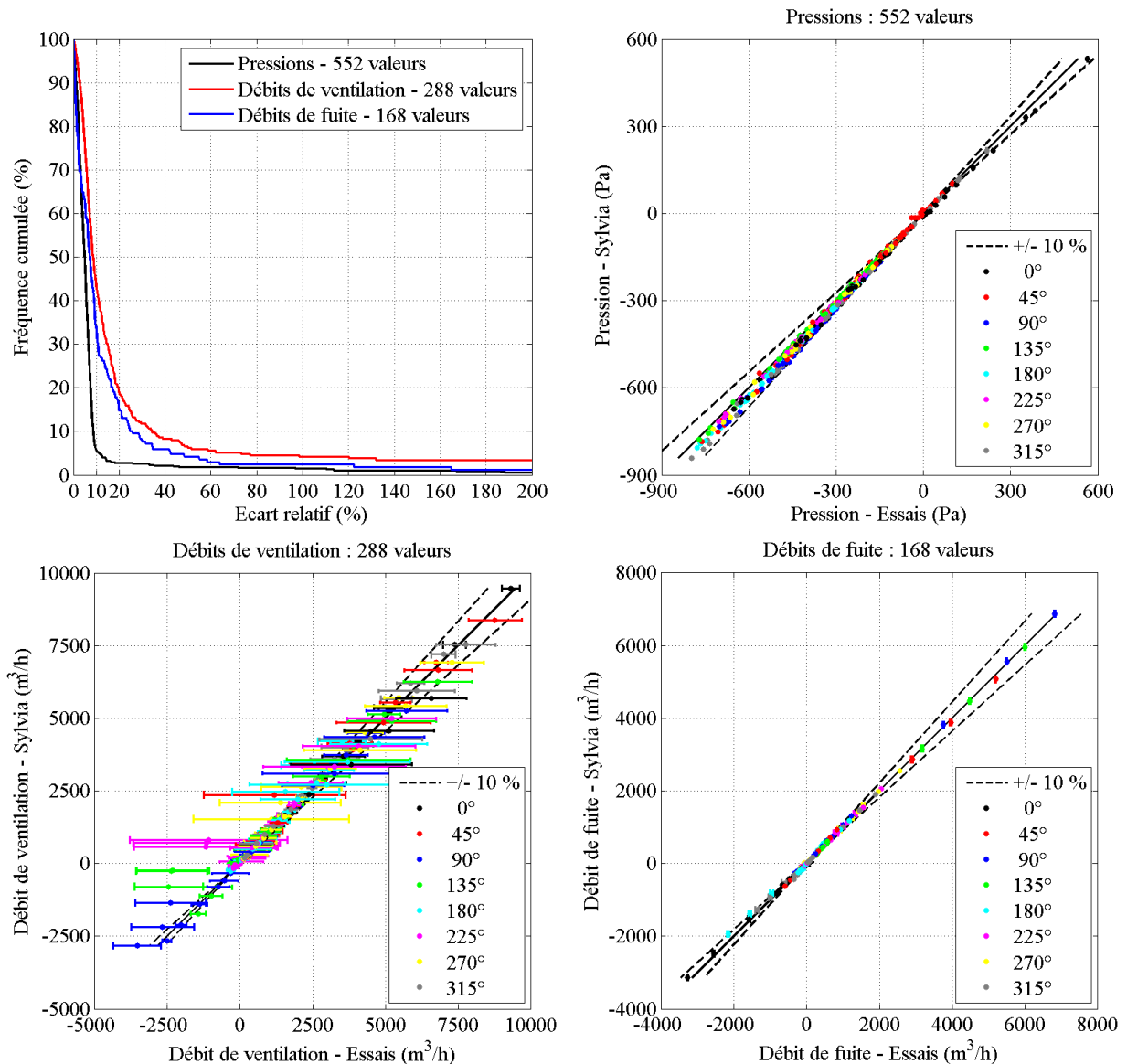


Figure IV. 14 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I).

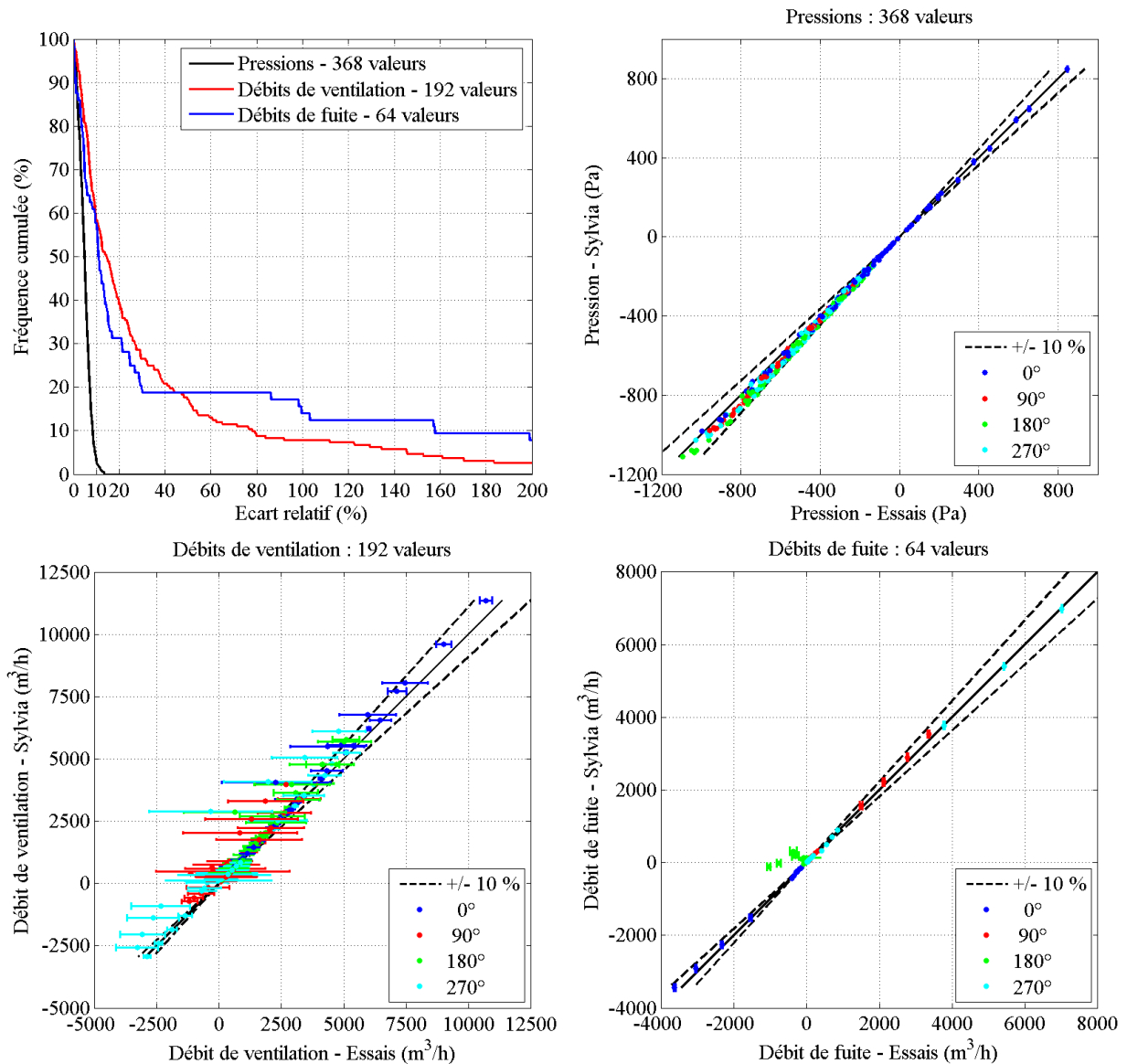


Figure IV. 15 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).

Les conclusions suivantes peuvent être tirées des comparaisons réalisées avec le réseau de ventilation à l'arrêt :

- les valeurs des pressions expérimentales et numériques restent très proches. Les écarts relatifs sont inférieurs à 10 %, pour plus de 90 % des valeurs des pressions ;
- pour les débits de ventilation, les écarts relatifs sont fortement augmentés, notamment pour la configuration II. L'origine des écarts est expliquée ci-après ;
- enfin, pour les débits de fuite, les comparaisons sont similaires aux comparaisons effectuées avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Les résultats expérimentaux et numériques restent proches, sauf pour la fuite externe du local A pour la configuration II.

L'origine des écarts sur les débits de ventilation est multiple. D'une part, ces écarts proviennent des incertitudes de mesure très élevées pour des débits faibles, correspondant à une faible différence de pression aux bornes des diaphragmes. Dans notre cas, l'incertitude sur le débit est calculée à partir de l'incertitude de mesure des capteurs de pression (± 1 Pa), obtenue à partir d'un étalonnage des capteurs réalisé lors des essais en soufflerie. Rappelons que l'incertitude des capteurs de pression est généralement considérée à $\pm 2,5$ Pa ; le choix de l'incertitude à ± 1 Pa permet d'affiner les incertitudes de mesure sur les débits. D'autre part, en amont et en aval de chaque diaphragme, les mesures de pression sont doublées. Des variations ont été observées en amont et/ou en aval, lorsque la vitesse d'écoulement au sein d'un conduit est très faible. Bien que ces écarts restent de l'ordre de grandeur des incertitudes, ils sont associés à des différences de pression faibles aux bornes du diaphragme (écart de l'ordre de 2 Pa pour une différence de pression aux bornes du diaphragme de 5 Pa par exemple). Ces variations peuvent s'expliquer du fait que l'écoulement ne soit pas complètement établi au niveau du diaphragme en raison de la faible vitesse. Il aurait alors été souhaitable de considérer des longueurs en amont et en aval des diaphragmes plus importantes. De plus, pour diminuer les incertitudes, des diaphragmes de diamètre inférieur auraient dû être utilisés afin d'augmenter les différences de pression aux bornes des diaphragmes. Cependant, compte tenu des longueurs réduites et des pertes de charge réduites théoriques à respecter, de tels diaphragmes ne pouvaient pas être utilisés dans notre cas.

Enfin, les écarts sont aussi imputables aux hypothèses de modélisation utilisées pour définir les configurations nominales numériques dans le code SYLVIA (lois débit-pression des filtres et des fuites issues de la caractérisation, modification des débits expérimentaux en régime nominal pour conserver le bilan de masse aux nœuds). Rappelons que pour définir les résistances aérauliques dans SYLVIA à partir des résultats expérimentaux en régime nominal, les valeurs des débits de ventilation ont été modifiées, selon un choix arbitraire, afin de conserver le bilan de masse des locaux et des jonctions (voir section III. 6). Des écarts maxima respectifs de l'ordre de 5 % et de 8 % pour les configurations I et II, sont ainsi introduits entre les débits expérimentaux en régime nominal et les débits modifiés utilisés comme données d'entrée dans SYLVIA. Ceci explique notamment le fait que des écarts plus importants sont identifiés sur la configuration II. Avec le réseau de ventilation en fonctionnement, la modification des débits d'entrée influe moins sur la qualité des résultats, car les débits de ventilation obtenus restent plus proches des débits nominaux (voir Figure IV. 12). Pour étudier précisément la part d'écart imputable à cette modification des débits

nominaux, des simulations peuvent être envisagées en calculant les résistances aérauliques à partir des débits expérimentaux non-modifiés. Le bilan de masse aux nœuds est ensuite fermé en imposant un débit volumique aux locaux et aux jonctions (branche de type IMP_VOLFLOW dans SYLVIA), correspondant à la différence entre les débits entrants et sortants de chaque nœud. Notons que cette démarche a été appliquée uniquement pour le cas d'une surpression interne générée au sein d'un local et il a été montré que les résultats de calcul étaient dans ce cas très proches des résultats expérimentaux.

Concernant les débits de fuite, les écarts identifiés pour la fuite externe du local A, et pour une incidence de vent de 180° , ont aussi été identifiés avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Ils proviennent des faibles écarts de pression au sein du local A, ayant pour conséquence des différences de pression élevées aux bornes de la fuite. De plus, les valeurs moyennes du débit de fuite ne sont pas systématiquement représentatives du débit réel, du fait de la turbulence du vent entraînant des fluctuations des pressions et des débits importantes (section IV.3.1).

Ainsi, suite à l'analyse des résultats en régime permanent, nous nous proposons d'effectuer une étude des écoulements aérauliques en régime transitoire.

IV.3 Résultats aérauliques en régime transitoire

L'analyse des écoulements en régime aéraulique transitoire est composée de trois parties. L'influence de la turbulence du vent sur les résultats obtenus en régime permanent est tout d'abord étudiée dans la section IV.3.1. Ensuite, l'influence de sollicitations transitoires (rafale de vent, séquence de vent fluctuant et surpression interne) sur les écoulements aérauliques internes est abordée dans la section IV.3.2. Ces résultats mettent en évidence une faible influence de l'inertie des branches sur la dynamique des écoulements. L'influence de l'inertie a alors été caractérisée par des études paramétriques avec des configurations simplifiées. Les conclusions tirées de ces simulations sont ensuite rapportées aux configurations de référence. Ces résultats numériques sont présentés dans la section IV.3.3.

IV.3.1 Influence de la turbulence du vent

Les résultats obtenus sur les essais réalisés en régime permanent ont mis en évidence la présence d'inversions de débit (section IV.2). Ces inversions de débit dépendent de la ventilation mécanique, de la vitesse et de l'incidence du vent. Cependant, l'analyse des résultats en valeurs moyennes ne permet pas de prendre en compte la turbulence du vent. Or, celle-ci génère des fluctuations des pressions externes et internes, entraînant des fluctuations des débits de fuite. La prise en compte de ces fluctuations est étudiée dans cette section. Pour cela, les valeurs instantanées des pressions aux nœuds et des débits dans les branches ont été déterminées en appliquant le protocole dédié à la réalisation d'essais en régime aéraulique transitoire (section III.4.1.3).

IV.3.1.1 Analyse physique

A titre d'exemple, la Figure IV. 16 présente les évolutions temporelles de la vitesse du vent, de la pression externe au niveau de la fuite du local B et du débit de fuite associé, obtenues pour la configuration I avec le réseau de ventilation en fonctionnement pour une incidence du vent de 0° . La vitesse du vent est mesurée par un tube de Pitot situé à environ 2 m au dessus des maquettes dans une zone d'écoulement établi. A contrario, la pression externe au niveau de la fuite est mesurée dans des zones d'écoulements fortement perturbées par l'architecture externe des maquettes. Les faibles variations de la vitesse du vent entre 27 et 29 m/s ont alors

pour conséquence des variations importantes des pressions externes (entre -150 et -550 Pa pour la fuite considérée).

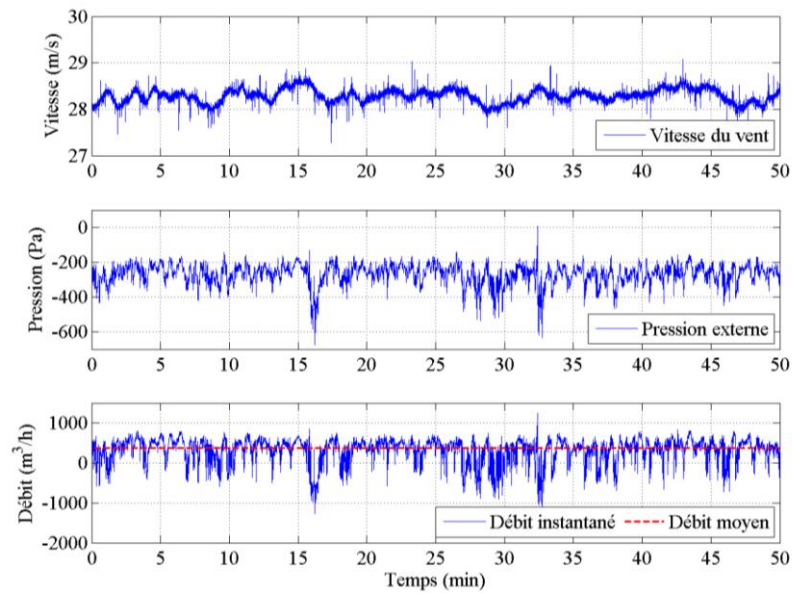


Figure IV. 16 : Evolutions temporelles de la vitesse du vent, de la pression externe de la fuite du local B et du débit de fuite associé (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 0° , configuration I).

Pour le cas présenté, le débit moyen est largement positif, de l'ordre de $368 \text{ m}^3/\text{h}$ contre $439 \text{ m}^3/\text{h}$ en régime nominal (sans vent). Cependant, bien que le débit moyen soit positif, des inversions instantanées de débit sont obtenues au cours du temps. Ces variations de pression induisent des fluctuations des débits de fuite non négligeables lorsque le débit moyen est inférieur à l'écart maximal des fluctuations. Notons que le débit moyen est calculé à partir de la différence de pression moyenne aux bornes de la fuite. Ainsi compte tenu de la non-linéarité des lois débit-pression des fuites, le débit moyen ne correspond pas à la moyenne des débits instantanés.

Pour quantifier l'importance de ces inversions instantanées du débit sur l'ensemble des essais réalisés en régime permanent, un pourcentage de temps d'inversion du débit est calculé pour chaque fuite et chaque essai. Il correspond au temps pendant lequel le débit est négatif, par rapport au temps total de l'essai. Il est donc nul lorsque le débit instantané est systématiquement positif. A contrario, il est égal à 100 % lorsque ce débit est négatif sur toute la période d'observation. La définition de ce pourcentage de temps permet de s'affranchir des problématiques d'échelle de temps liées au respect des échelles de turbulence. En effet, le rapport de temps défini entre l'échelle réelle et l'échelle réduite ne respecte pas la conservation du nombre de Strouhal externe nécessaire pour respecter la turbulence du vent (Etheridge et

Sandberg, 1996). Cependant, en termes de pourcentage du temps total, les résultats obtenus sont similaires.

La Figure IV. 17 présente les pourcentages de temps d'inversion des débits de fuite en fonction du débit moyen obtenu pour la configuration I avec le réseau de ventilation en fonctionnement. L'ensemble des essais réalisés en régime permanent est considéré sur ces graphiques. Notons que pour les essais réalisés en régime nominal (sans vent), le pourcentage de temps d'inversion est systématiquement nul. Les valeurs des débits nominaux sont tout de même présentées sur ces graphiques (ligne pointillée rouge). De plus, la ligne pointillée noire représente un débit nul, permettant de différencier les débits moyens positifs et négatifs.

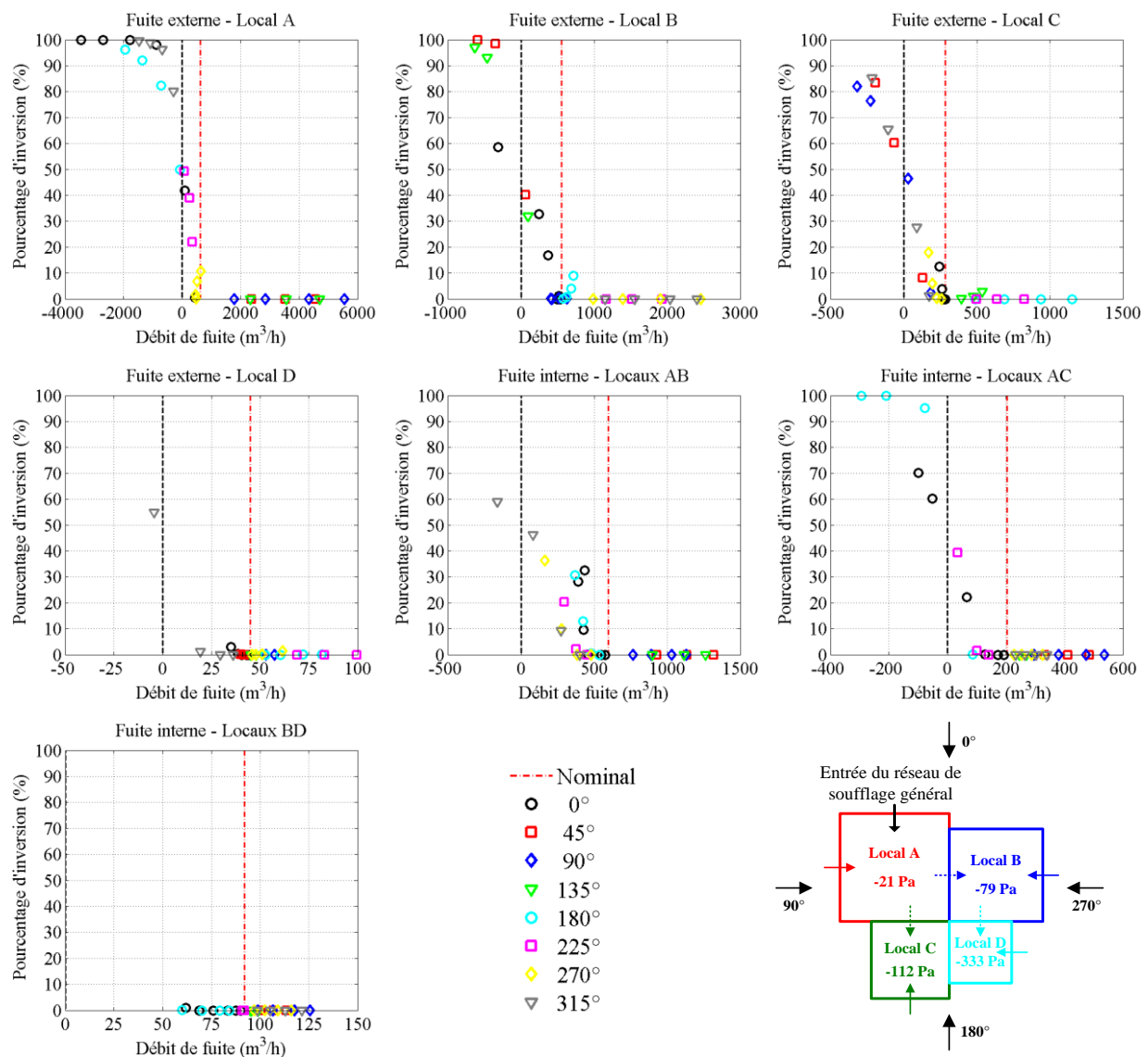


Figure IV. 17 : Pourcentage de temps d'inversion des débits de fuite instantanés en fonction du débit moyen (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

Les graphiques présentés sur la Figure IV. 17 montrent l'importance des inversions des débits instantanés sur l'ensemble des fuites internes et externes. Seuls les débits de fuite interne et externe du local D sont très peu influencés. En effet, les pourcentages de temps d'inversion sont systématiquement inférieurs à 3 %, sauf pour une inversion du débit de fuite externe identifiée avec une vitesse de vent de l'ordre de 42 m/s et une incidence de 315°. Pour ce point, le débit moyen est négatif et le pourcentage d'inversion de l'ordre de 55 %.

L'analyse des pourcentages d'inversion est primordiale pour les débits moyens positifs. Dans ce cas, les pourcentages de temps d'inversion non-nuls correspondent à des inversions de débits, non-identifiées lors de l'analyse des résultats en régime permanent (section IV.2). De nombreuses inversions de débits supplémentaires sont donc obtenues pour les débits de fuite des locaux A, B et C, dès lors que le débit moyen est inférieur au débit nominal. Pour les fuites externes, quelques inversions sont aussi identifiées pour des débits supérieurs au débit nominal (cas de la fuite externe du local B, pour une incidence de 180°). Les inversions des débits de fuite externe sont systématiquement obtenues lorsque la fuite considérée est dans une zone dépressionnaire. Dans ce cas, la turbulence du vent est plus influente que la vitesse moyenne du vent. Les mêmes conclusions peuvent être tirées avec le réseau de ventilation à l'arrêt. Les graphiques associés ne sont donc pas présentés.

Concernant la configuration II, les résultats obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement, puis à l'arrêt, sont présentés sur les Figures IV.18 et IV. 19, respectivement. Avec le réseau de ventilation en fonctionnement, des inversions instantanées des débits de fuite sont identifiées, lorsque le débit moyen est inférieur au débit nominal, sauf pour le local D. Pour ce local, le débit moyen reste très proche du débit nominal. La prise en compte des variations de pression n'a donc pas d'influence sur le confinement du local.

Au contraire, les débits de fuite externe du local A sont fortement influencés pour une incidence de vent de 180°. Les pourcentages d'inversion sont compris entre 40 et 70 %. Cela signifie qu'aucun sens prépondérant du débit de fuite ne ressort pour cette incidence. Rappelons qu'il s'agit de la fuite et de l'incidence pour laquelle des écarts importants ont été identifiés en régime permanent entre les résultats expérimentaux et numériques (Figure IV. 11). Le caractère fortement instable de ce débit de fuite peut donc expliquer, en partie, les écarts identifiés. Ce cas sera considéré par la suite lors des comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques en régime transitoire (section IV.3.1.2).

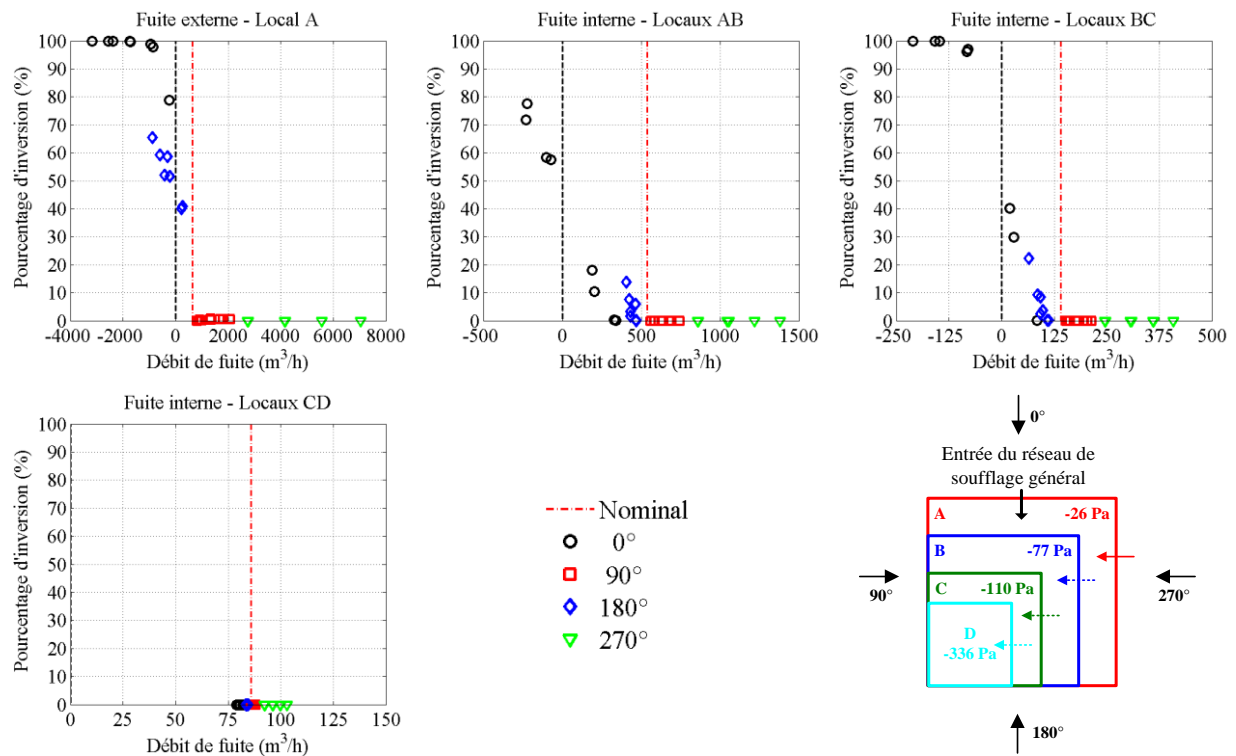


Figure IV. 18 : Pourcentage de temps d'inversion des débits de fuite instantanés en fonction du débit moyen (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).

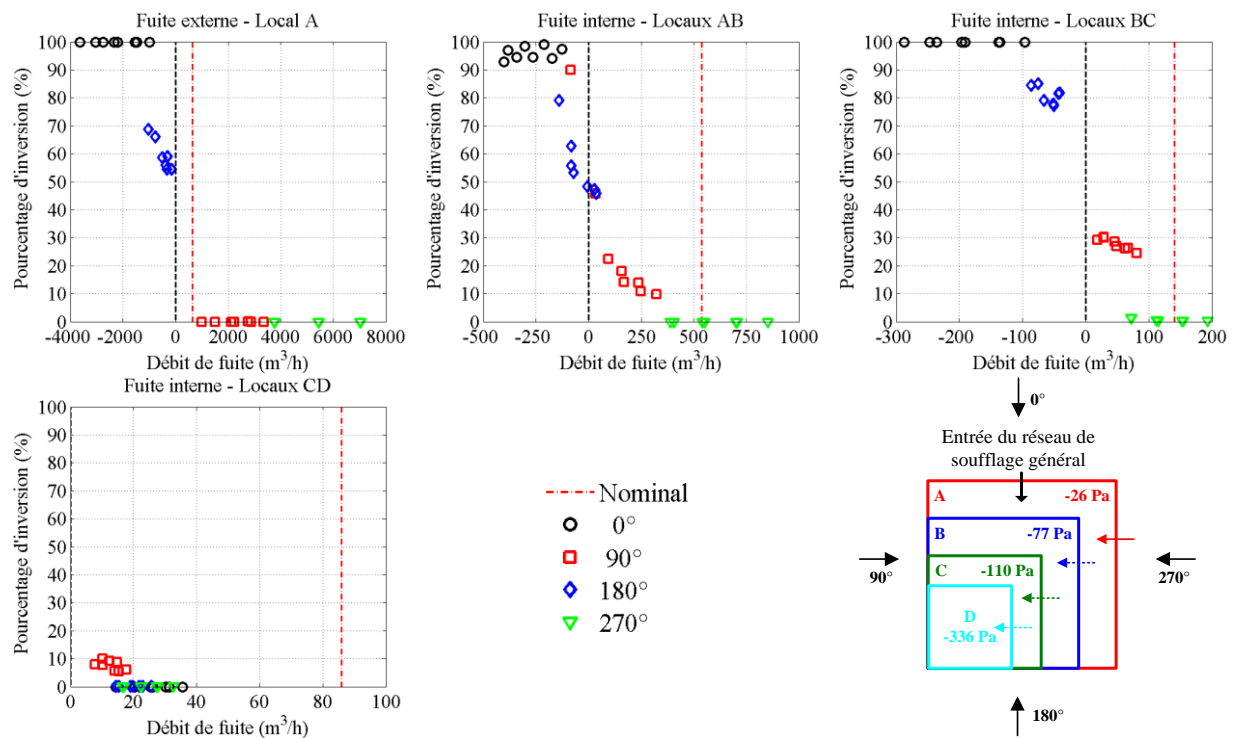


Figure IV. 19 : Pourcentage de temps d'inversion des débits de fuite instantanés en fonction du débit moyen (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).

Les résultats obtenus avec le réseau de ventilation à l'arrêt montrent que le confinement du local D n'est plus totalement assuré lorsque les fluctuations de pression sont considérées. En effet, pour une incidence de vent de 90°, le débit interne moyen entre le local C et D reste positif, mais le pourcentage de temps d'inversion n'est pas nul. Une inversion de débit est donc présente pendant 10 % du temps total. Le confinement global de l'installation reste tout de même assuré puisque le débit de fuite externe du local A est positif avec un pourcentage de temps d'inversion nul.

Ainsi, l'analyse instationnaire des essais aérauliques en régime permanent montre la nécessité de considérer la turbulence du vent. En effet, dès lors qu'une fuite externe est en dépression et/ou que le débit moyen est inférieur au débit nominal, des inversions instantanées des débits sont observées. Ces inversions peuvent se traduire par des rejets instantanés de polluants vers l'environnement extérieur. Des simulations en régime transitoire ont alors été réalisées afin de vérifier comment le code SYLVIA modélise et intègre ces phénomènes.

IV.3.1.2 Comparaison numérique

En régime transitoire, les simulations sont réalisées en considérant les mesures de pression externes instantanées comme conditions aux limites au lieu des valeurs moyennes. Les acquisitions ayant été effectuées à 200 Hz, les mesures de pression sont moyennées sur 20 points de mesures pour faciliter le post-traitement et la réalisation des simulations (taille des fichiers, temps de calcul). Les résultats expérimentaux et numériques sont comparés à échelle réelle en considérant cette moyenne glissante sur 20 points. Compte tenu du rapport de temps entre l'échelle réduite et l'échelle réelle, les valeurs expérimentales sont définies par pas de 4,32 secondes.

Deux exemples de comparaison sont considérés ici. Tout d'abord, le cas présenté à titre d'exemple sur la Figure IV. 16 a été simulé avec SYLVIA. La comparaison des débits instantanés expérimentaux et numériques pour la fuite externe du local B est présentée sur la Figure IV. 20. Deux types de simulations ont été réalisés : d'une part sans considérer l'inertie des branches (valeurs nulles par défaut dans SYLVIA) et d'autre part en considérant l'inertie des branches. Cette inertie est donnée par le rapport de la longueur et de la section de chaque branche. L'inertie des conduits est alors prépondérante par rapport à celles des filtres et des fuites.

Les écarts absolus entre les résultats expérimentaux et numériques sont aussi présentés sur cette figure. Les valeurs numériques sont calculées avec SYLVIA pour des pas de temps différents du pas de temps expérimental (4,32 secondes). Le pas de temps numériques est borné entre une valeur minimale égale à 10^{-4} par défaut et une valeur maximale définie par le pas de temps expérimental. Les valeurs numériques sont donc interpolées afin de définir les valeurs par pas de temps de 4,32 secondes et pouvoir ainsi calculer les écarts absolus.

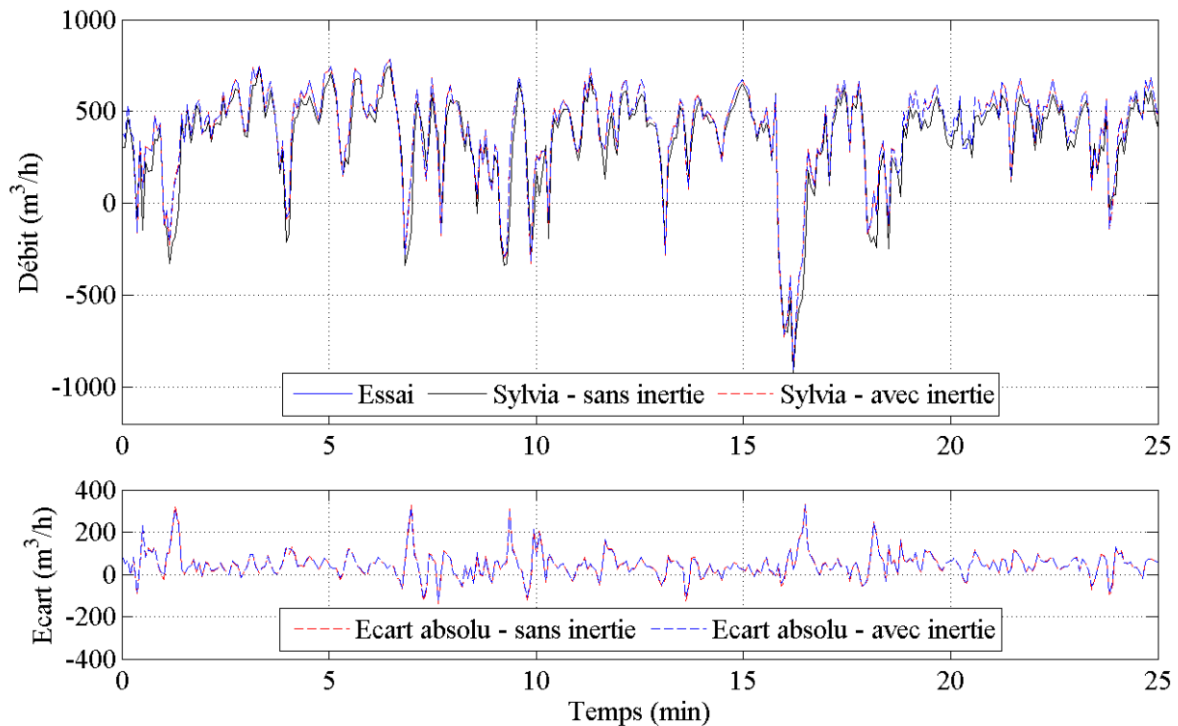


Figure IV. 20 : Comparaison entre les évolutions temporelles expérimentale et numérique du débit de fuite externe du local B (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 0° , configuration I).

Les évolutions temporelles expérimentale et numérique sont très proches. Cependant, les écarts absolus mettent en évidence des différences significatives, dès lors que le gradient de débit est important. Les écarts maxima sont atteints lorsque le débit s'inverse ou est proche d'une valeur nulle. Ils peuvent en partie provenir des incertitudes de mesure pour les faibles débits. Par ailleurs, les simulations sont réalisées en considérant uniquement les fluctuations induites par la turbulence du vent, car ces fluctuations sont largement prépondérantes. Il convient cependant de noter que de faibles variations de pressions internes sont aussi induites par les écoulements générés par les ventilateurs du réseau de ventilation. Enfin, notons que les résultats numériques obtenus avec et sans inertie sont quasiment identiques. L'inertie a été

prise en compte dans cette section afin de s'assurer de la validité des résultats numériques. L'influence de l'inertie sera abordée en détail dans les sections IV.3.2 et IV.3.3.

Le second cas considéré concerne la configuration II avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Des écarts importants ont été identifiés au niveau de la fuite externe du local A entre les valeurs moyennes numériques et expérimentales pour une incidence du vent de 180° (voir Figure IV. 11). Dans ce cas, les débits moyens de la fuite externe du local A sont négatifs expérimentalement et positifs numériquement. Cependant, les pourcentages de temps d'inversion présentés sur la Figure IV. 18 sont proches de 50 %, indiquant par là qu'aucun sens d'écoulement n'est prépondérant. La Figure IV. 21 donne les évolutions temporelles expérimentale et numérique du débit de fuite externe du local A.

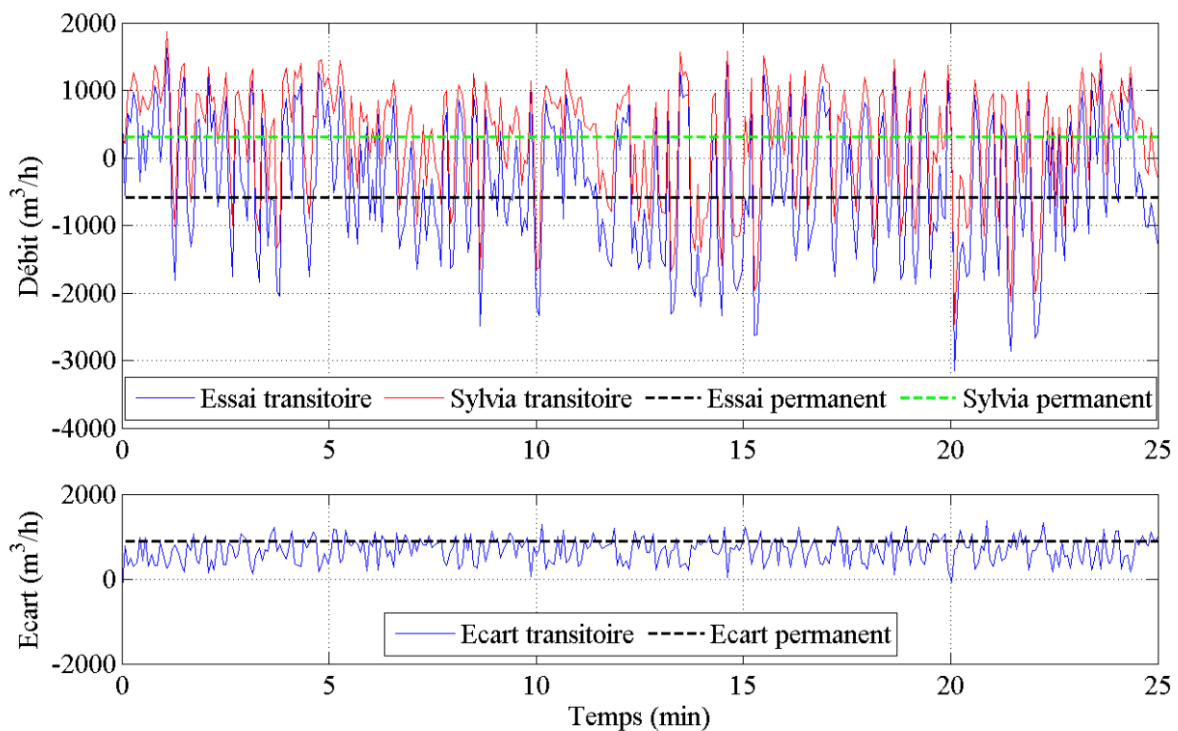


Figure IV. 21 : Comparaison entre les évolutions temporelles numérique et expérimentale du débit de fuite externe du local A (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 180° , configuration II).

Les fluctuations liées à la turbulence sont largement prépondérantes par rapport aux valeurs moyennes des débits déterminées lors de l'analyse en régime permanent. Dans ce cas, une simple analyse en régime permanent ne permet pas d'identifier précisément le comportement aéraulique d'une fuite. Des simulations complémentaires en régime transitoire sont alors indispensables. Les écarts observés en régime permanent se retrouvent en régime transitoire,

mais avec un écart absolu plus faible. La présence d'écarts s'explique par les mêmes raisons qu'en régime permanent (métrologie, modélisation des configurations nominales).

Ainsi, l'analyse en régime transitoire des essais réalisés en régime permanent, montre que la turbulence ne peut pas être négligée pour un grand nombre de cas et que le code SYLVIA permet de la prendre en considération. Cependant, la prise en compte de ces phénomènes alourdit fortement les études numériques. D'une part, les évolutions temporelles des valeurs de pression au niveau des ouvertures extérieures sont nécessaires comme données d'entrée. D'autre part, les simulations en régime transitoire nécessitent des temps de calcul plus importants. Il est toujours envisageable de restreindre le nombre de cas nécessitant des simulations transitoires. Pour cela, la détermination des débits moyens en régime permanent doit tout d'abord être réalisée. Ensuite, à partir de l'analyse en régime permanent, une analyse en régime transitoire est nécessaire pour l'ensemble des cas pour lesquels le débit moyen est inférieur au débit nominal et la fuite est en zone fortement dépressionnaire, s'il s'agit d'une fuite externe.

Pour la réalisation des simulations en régime transitoire avec le code SYLVIA, il reste à définir si l'inertie des branches a une influence sur les écoulements transitoires. Pour les cas étudiés ici, l'inertie semble jouer un très faible rôle. Dans ce qui suit, nous abordons plus précisément l'influence de l'inertie des branches, à partir d'expérimentations réalisées en régime transitoire.

IV.3.2 Analyse expérimentale et numérique des perturbations de pression transitoires

L'influence de perturbations transitoires de pression a été étudiée expérimentalement et numériquement pour les configurations I et II. Ces sollicitations correspondent soit à des perturbations de vent transitoires (rafales de vent, séquences de vent fluctuant), soit à des surpressions internes générées au sein d'un local par injection de masse. Les résultats expérimentaux ont ensuite été confrontés aux résultats numériques issus du code SYLVIA, afin de vérifier la robustesse de ce code en régime transitoire. Pour cela, les valeurs temporelles des pressions externes sont utilisées comme conditions aux limites. De même, pour les sollicitations internes à un local, la pression instantanée au sein du local dans lequel la surpression est générée est utilisée comme condition limite. Ces valeurs instantanées correspondent aux valeurs à échelle réelle des moyennes glissantes sur 20 points de mesure des acquisitions effectuées à 200 Hz. Rappelons que le rapport de temps entre l'échelle réelle

et l'échelle réduite est donné par $\bar{t} = 1/43,2$, les valeurs expérimentales réelles sont donc définies par pas de temps de 4,32 secondes.

Les comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques sont présentées principalement pour les pressions au sein des locaux et aux principaux nœuds du réseau de ventilation. Les débits de ventilation et de fuite, suite à une sollicitation transitoire externe, sont faiblement modifiés par rapport aux fluctuations en régime permanent. Ainsi, pour visualiser de manière significative l'influence des sollicitations transitoires sur l'aérodynamique interne des configurations, la représentation des pressions est privilégiée. Pour le cas des surpressions internes, les débits de fuite seront aussi présentés.

Au-delà de l'analyse de la modélisation des effets transitoires avec le code SYLVIA, un des objectifs de ces essais est de quantifier l'influence de l'inertie des branches sur la dynamique des écoulements internes. Les résultats expérimentaux sont alors comparés aux résultats numériques obtenus en considérant ou non l'inertie des branches. Pour l'ensemble des comparaisons effectuées, les résultats des simulations avec et sans inertie sont systématiquement présentés.

IV.3.2.1 Rafales de vent et séquences de vent fluctuant

La soufflerie climatique Jules Verne permet de générer des rafales de vent et des séquences de vent fluctuant représentatives d'un vent réel. Les séquences de vent fluctuant correspondent à des variations de la vitesse moyenne du vent, entre 0 et 30 m/s dans notre cas, et non pas uniquement aux fluctuations liées à la turbulence d'un vent stationnaire. Les ventilateurs de la soufflerie sont des ventilateurs à calage de pales variable. Les sollicitations transitoires sont alors générées en modifiant le calage des pales. De cette manière, des rafales de vent avec une accélération de la vitesse du vent de l'ordre de 1 m/s^2 ont été reproduites. Compte tenu du rapport de temps entre l'échelle réelle et l'échelle réduite ($\bar{t} = 1/43,2$), le temps réel est fortement augmenté. Les rafales de vent générées en soufflerie s'apparentent alors à des sollicitations de type rampe à échelle réelle. Un exemple de résultats obtenus à échelle réelle pour une rafale de vent est présenté sur la Figure IV. 22.

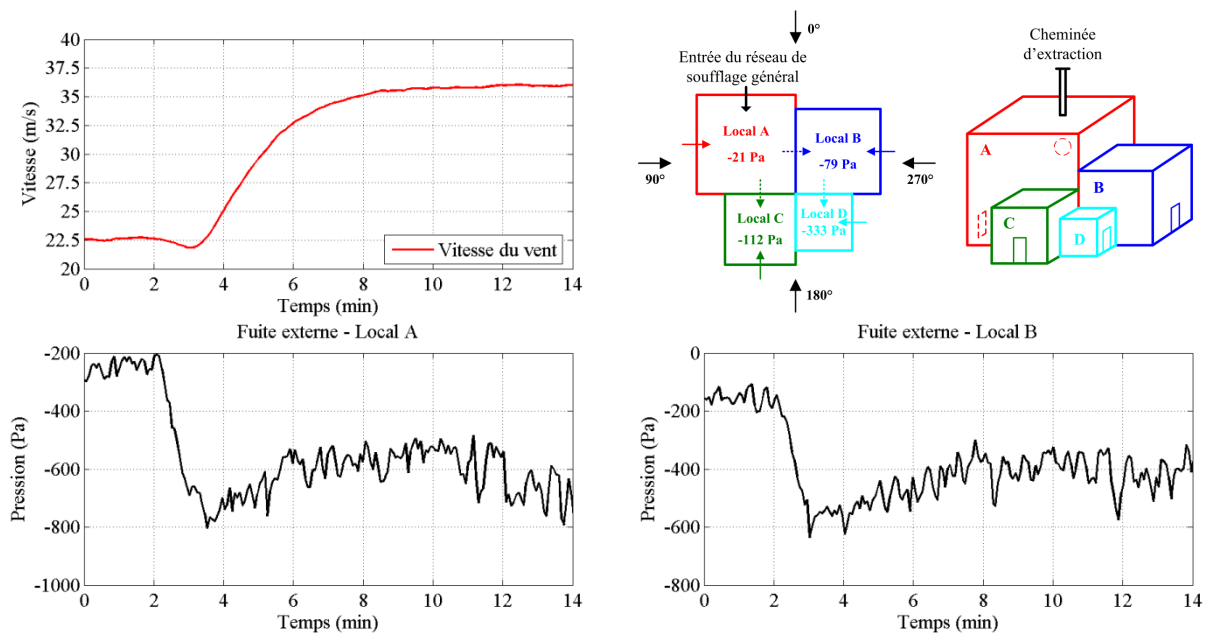


Figure IV. 22 : Vitesse du vent et pressions externes aux niveaux des fuites des locaux A et B (réseau de ventilation en fonctionnement, incidence du vent de 0°, configuration I).

La Figure IV. 22 présente les évolutions temporelles de la vitesse du vent et des pressions externes des fuites des locaux A et B. Un déphasage temporel est mis en évidence entre les évolutions de la vitesse du vent et des pressions externes au niveau des communications extérieures situées dans des zones dépressionnaires. Ce déphasage est fortement accentué à échelle réelle, en raison du rapport de temps. Il peut s'expliquer par les différences entre le régime d'écoulement au niveau des mesures de la vitesse et des pressions externes. La vitesse du vent est mesurée par un tube de Pitot situé à environ 2 m au dessus des maquettes dans une zone d'écoulement établi. A contrario, les pressions externes sont mesurées dans des zones d'écoulements fortement perturbées par l'architecture externe des maquettes. Cependant, ce déphasage n'a aucune influence sur l'analyse des résultats expérimentaux et les comparaisons numériques, puisque la prise en compte des effets du vent avec le code SYLVIA se fait en considérant directement les évolutions des pressions externes comme conditions aux limites (entrée du réseau de soufflage, cheminée d'extraction et fuites externes).

Les Figures IV. 23 et IV. 24 comparent les pressions expérimentales et numériques des locaux A et B, et de deux nœuds principaux du réseau de ventilation (nœud de soufflage général E8 et nœud de la cheminée d'extraction W7), respectivement. L'emplacement des nœuds est donné sur le schéma de principe de la Figure III. 22 du chapitre III.

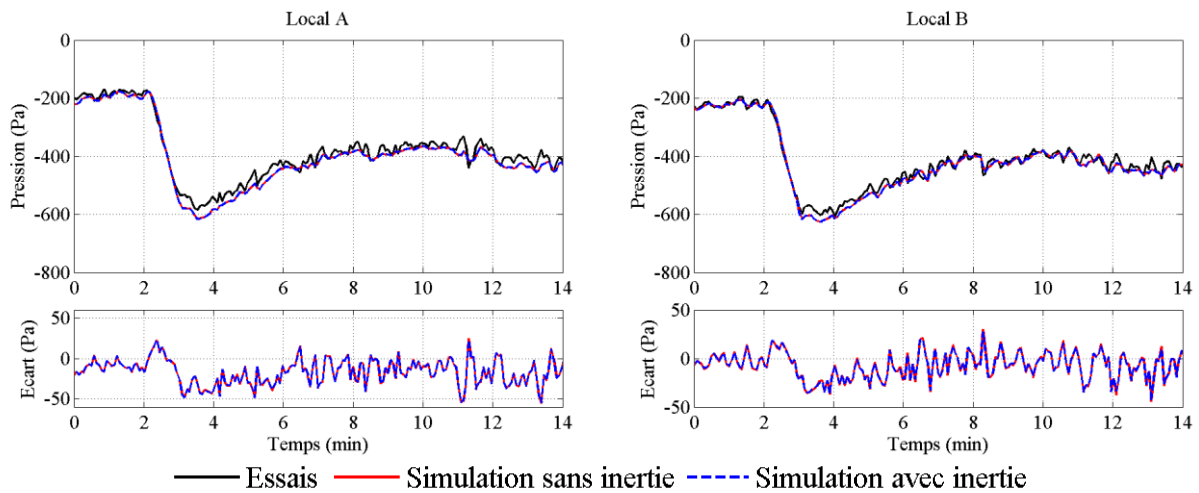


Figure IV. 23 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A et B (rafale de vent de 22 à 36 m/s, incidence du vent de 0° , réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

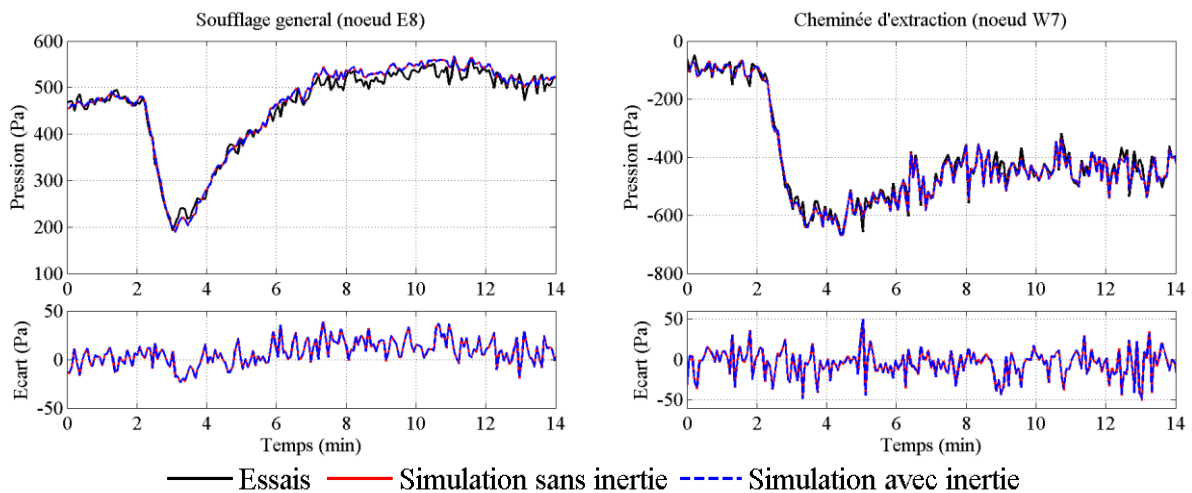


Figure IV. 24 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales pour deux nœuds du réseau de ventilation (rafale de vent de 22 à 36 m/s, incidence du vent de 0° , réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

Les évolutions temporelles des pressions au sein des locaux et du réseau de ventilation sont très proches. Les écarts identifiés entre les résultats expérimentaux et numériques sont du même ordre de grandeur que ceux observés en régime permanent, soit de l'ordre de 10 % au maximum. La dynamique des écoulements semble donc correctement retranscrite par le code SYLVIA. De plus, les résultats numériques obtenus avec et sans prise en compte de l'inertie des branches sont très similaires. Cependant, l'échelle de temps réelle étant fortement dilatée, les évolutions transitoires des pressions et des débits correspondent à des successions de régime établi.

Les mêmes constatations sont obtenues pour les séquences de vent fluctuant. Ces séquences de vent représentent des vents fluctuants réels compris entre 0 et 30 m/s. La Figure IV. 25 présente un exemple de séquence de vent fluctuant. La vitesse du vent, les pressions externes au niveau des fuites des locaux A et B et les pressions expérimentales et numériques au sein des locaux sont présentées sur cette figure.

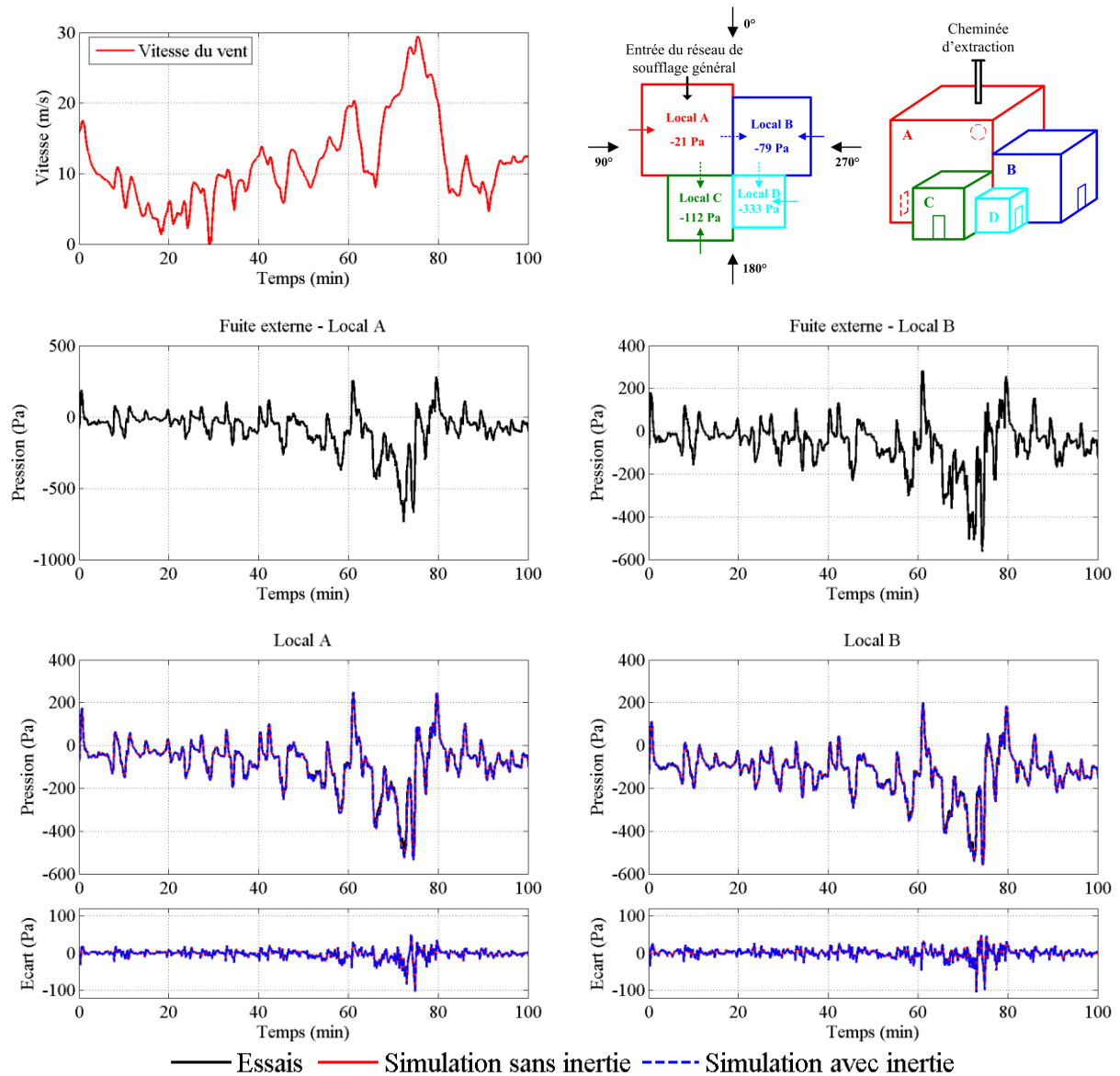


Figure IV. 25 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A et B (séquence de vents fluctuants, incidence du vent de 0°, réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

De la même manière que pour les rafales de vent, les évolutions expérimentales et numériques (avec et sans inertie) sont très proches. Des écarts plus conséquents sont identifiés lorsque la dynamique des pressions externes est importante, lors de variation rapide de la vitesse du vent

entre 10 et 30 m/s par exemple (entre 60 et 80 minutes). Par ailleurs, l'influence de l'inertie reste très faible, probablement du fait de l'échelle de temps fortement dilatée. Des simulations complémentaires ont été réalisées en considérant une séquence de vent réel associé à une dynamique beaucoup plus rapide. Dans ce cas, l'influence de l'inertie reste faible au sein des locaux, puisque le vent influe sur la dynamique interne des locaux principalement par les fuites externes, dont l'inertie est négligeable. Une analyse numérique de l'influence de l'inertie est proposée dans la section IV.3.3 pour des sollicitations transitoires simplifiées (créneau ou Dirac).

IV.3.2.2 Dégagement d'une surpression interne

Le dégagement d'une surpression interne au sein d'un local a été étudié expérimentalement avec la configuration II. Ces surpressions peuvent résulter de différents types d'accidents considérés lors d'analyses de sûreté : pic de pression dû au déclenchement d'un incendie dans un local, rupture d'un réservoir sous pression, accident de type BORAX (voir chapitre I). Pour une installation nucléaire pour laquelle ce dernier type d'accident pourrait se produire, il a été estimé que la surpression maximale serait de l'ordre de 2000 Pa en 2 secondes environ. La durée de la décroissance serait ensuite de l'ordre d'une minute. Pour reproduire une telle surpression, un compresseur a été relié au local D. Des pics de pression de 1250 Pa environ en 0,6 seconde ont ainsi été générés. Compte tenu des rapports d'échelle, l'amplitude réelle est de l'ordre de 2500 Pa pour un temps de montée d'une minute environ. Le rapport de temps ne permet pas de respecter le temps de montée en pression réel de l'ordre de 2 secondes. Des simulations numériques complémentaires réalisées avec des temps de montée de l'ordre d'une seconde sont proposées dans la section IV.3.3.

Les objectifs de ces essais sont de s'assurer du maintien du confinement de l'installation lors d'un tel accident, de vérifier la capacité du code SYLVIA à modéliser ces phénomènes et de quantifier l'influence de l'inertie des branches. La surpression interne est simulée en considérant l'évolution expérimentale de la pression comme condition limite. Les débits de fuite et les pressions au sein des locaux A, B et C et aux principaux nœuds du réseau de ventilation sont ensuite comparés. Les résultats sont présentés pour la configuration II, plus représentative des installations dans lesquelles ce type d'accident peut se produire.

IV.3.2.2.1 Réseau de ventilation en fonctionnement

Les Figures IV. 26 et IV. 27 comparent les pressions expérimentales et numériques au sein des locaux et aux principaux nœuds du réseau de ventilation, respectivement. Ces résultats sont obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement pour une surpression d'amplitude 2500 Pa générée dans le local D et représentée sur la Figure IV. 26. Les valeurs sont toujours données à l'échelle réelle.

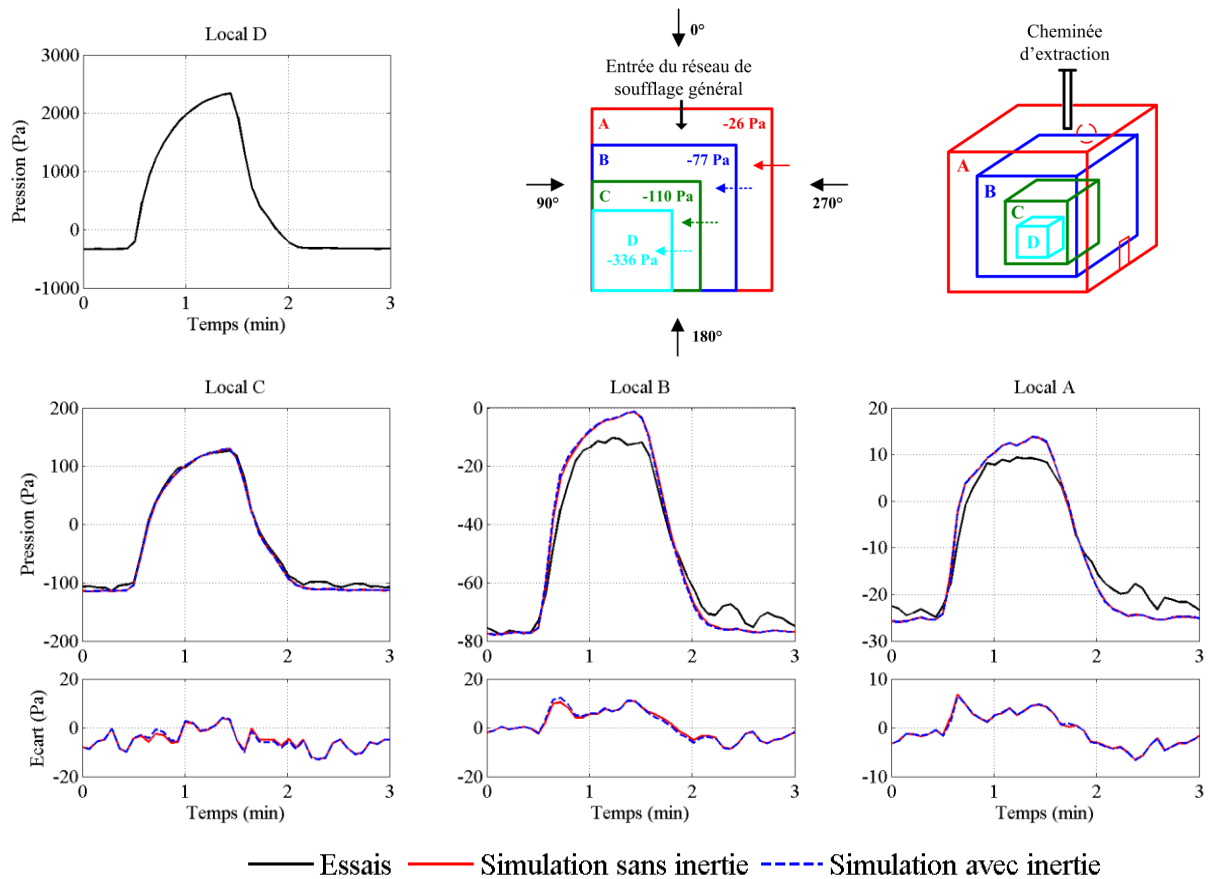


Figure IV. 26 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A, B et C (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, sans vent, configuration II).

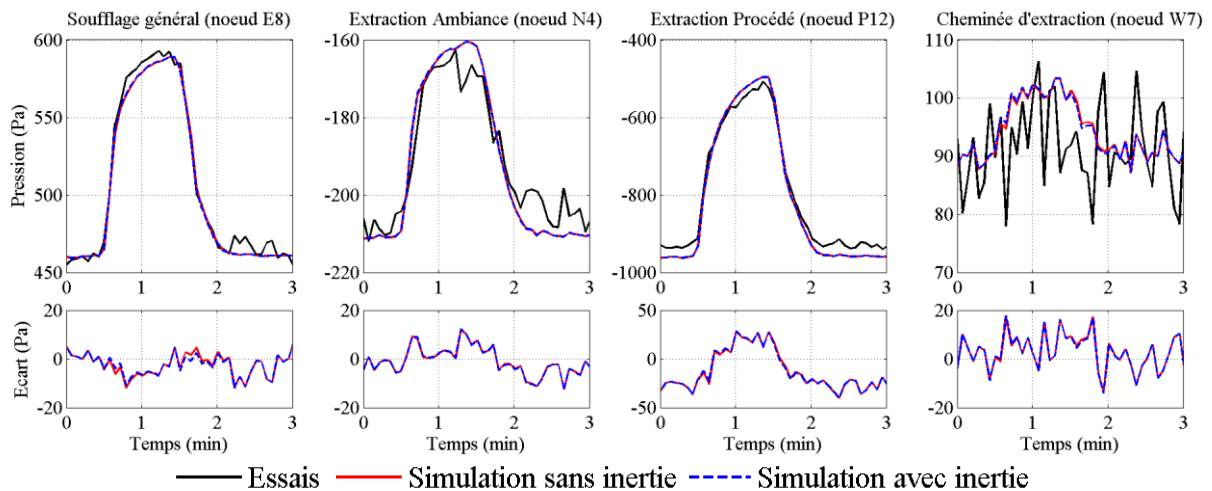


Figure IV. 27 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein du réseau de ventilation (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, sans vent, configuration II).

D'un point de vue physique, plusieurs observations peuvent être faites à partir des résultats présentés sur les Figures IV. 26 et IV. 27 :

- la propagation de la surpression interne au sein du réseau de ventilation et des locaux est instantanée. Aucun déphasage significatif n'est identifié entre les différents pics de pression ;
- les amplitudes des pics de pression sont fortement amorties, du fait des pertes de charge du réseau de ventilation et des fuites entre locaux. Les amplitudes maximales sont logiquement obtenues pour les nœuds à proximité du local D (local C et nœud d'extraction procédé P12). Au contraire, l'atténuation du pic de pression est maximale au niveau de la cheminée d'extraction. Il n'est alors pas détecté expérimentalement, car les fluctuations de pression sont du même ordre de grandeur. La mesure de pression au niveau de ce nœud s'effectue à la jonction des deux ventilateurs d'extraction, expliquant ainsi les fortes fluctuations ;
- les simulations réalisées avec et sans inertie mettent en évidence la faible influence de l'inertie pour le cas considéré. Une légère diminution des écarts absolus est observée pour les simulations avec inertie, lorsque la dynamique de l'écoulement est élevée (pour le nœud E8 du soufflage général par exemple).

Concernant la validité du code SYLVIA, les évolutions expérimentales et numériques sont proches. Les écarts relatifs les plus conséquents sont identifiés au sein des locaux. Cependant, au niveau des pics de pression, les valeurs des pressions dans les locaux A et B sont faibles. A

l'échelle réduite des expérimentations, les écarts maximums restent de l'ordre de 5 Pa. De plus, ces écarts s'expliquent aussi par les raisons évoquées en régime permanent (métrologie, non-conservation du bilan de masse). L'influence de la non-conservation du bilan de masse sur les écarts identifiés a été vérifiée avec le code SYLVIA. Pour cela, des simulations ont été réalisées en considérant les débits expérimentaux en régime nominal pour définir les résistances aérauliques. Puis, des termes sources ou puits de débits volumiques sont imposées afin d'assurer le bilan de masse des locaux et des jonctions. Dans ce cas, les écarts identifiés sont plus faibles. Cette démarche, permettant de vérifier l'origine des écarts identifiés, a été appliquée uniquement pour le cas des surpressions internes. Cette démarche pourrait être utilisée pour identifier plus précisément l'origine des écarts obtenus en régime permanent, notamment avec le réseau de ventilation à l'arrêt (Figure IV. 14 et Figure IV. 15).

Pour visualiser le confinement de l'installation suite au dégagement d'une surpression interne, les débits de fuite résultant des différences de pression sont présentés sur la Figure IV. 28. Seul l'écoulement au niveau de la fuite interne entre les locaux A et B n'est pas inversé. La cascade de dépression n'est donc pas totalement inversée et le confinement de l'installation reste partiellement assuré.

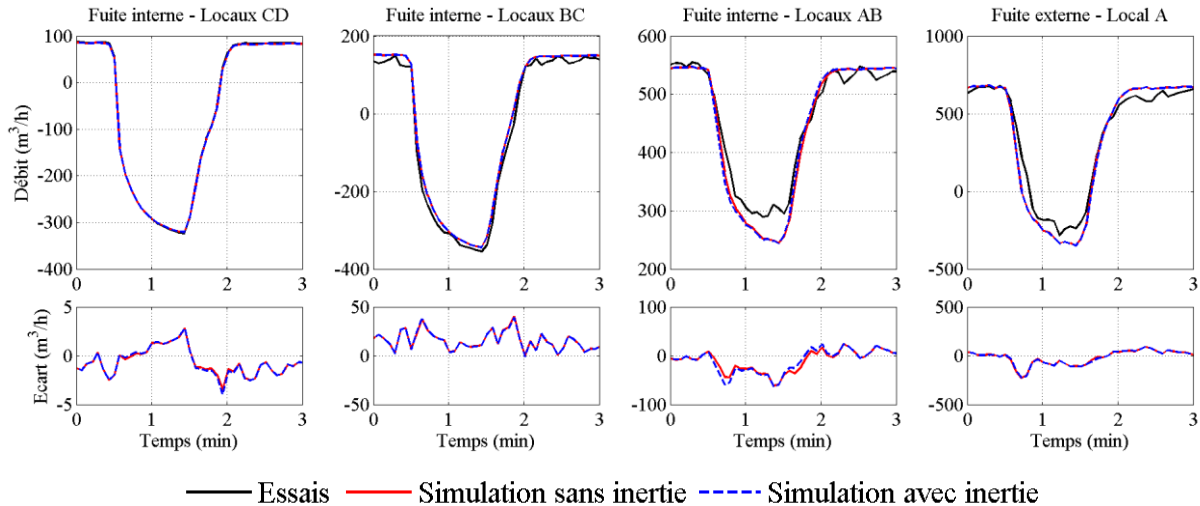


Figure IV. 28 : Comparaison entre les débits de fuite numériques et expérimentaux (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, sans vent, configuration II).

Les débits de ventilation ne sont pas présentés, car le sens des écoulements au sein du réseau de ventilation reste inchangé, sauf pour le débit de soufflage du local dans lequel le pic est généré (Local D). Le filtre THE placé au niveau du soufflage de ce local permet d'assurer le confinement d'un contaminant particulaire. En l'absence de ce filtre ou pour une espèce

gazeuse dégagée lors de la surpression, le contaminant pourrait se propager du local D vers le local A par le réseau de ventilation, entraînant ensuite des rejets de contamination au niveau de la fuite externe du local A.

Des essais ont aussi été effectués en considérant les effets couplés du vent et d'une surpression interne. Ces essais ont été réalisés pour les vitesses et les incidences de vent considérées en régime permanent, à savoir de 20 à 42 m/s par pas de 90°. La Figure IV. 29 présente les débits de fuite pour une surpression interne de l'ordre de 2000 Pa générée dans le local D, avec le réseau de ventilation en fonctionnement et une vitesse de vent de 35 m/s (incidence du vent de 0°).

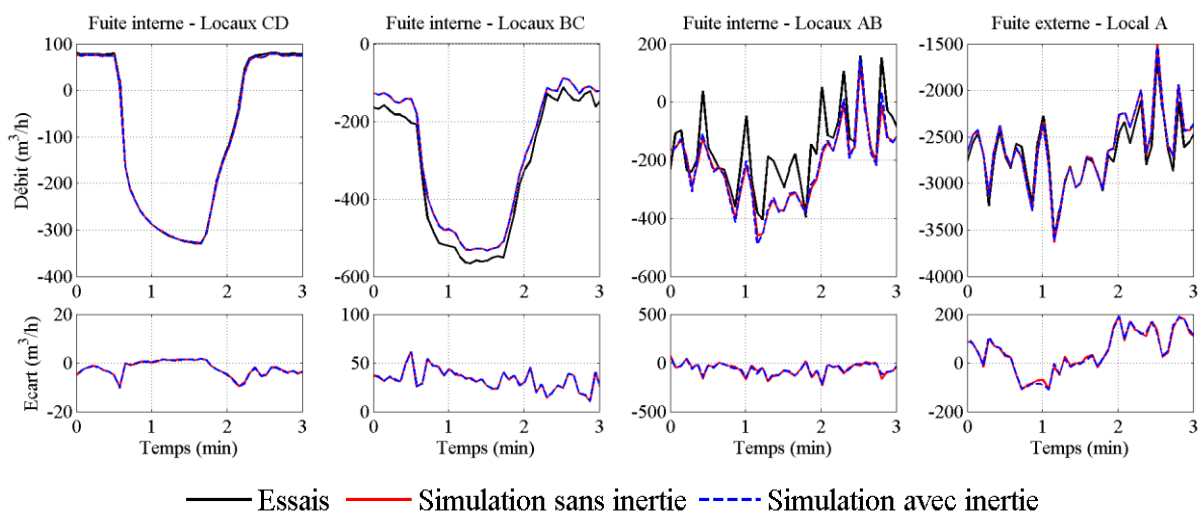


Figure IV. 29 : Comparaison entre les débits de fuite numériques et expérimentaux (surpression interne au local D, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 35 m/s, incidence du vent de 0°, configuration II).

La prise en compte simultanée des effets du vent et d'une surpression met alors en défaut le confinement de l'installation. Pour des incidences de vent de 0° et 180°, des diminutions des débits de fuite ont été identifiées lors de l'étude de l'influence du vent. Ainsi, la diminution des débits due aux effets combinés du vent et de la surpression interne entraîne des inversions du débit de la fuite interne entre les locaux A et B. Le confinement dynamique des locaux n'est alors plus assuré. Enfin, les résultats obtenus en considérant l'influence du vent permettent de tirer les mêmes conclusions que pour le cas présenté en régime nominal, à savoir que :

- les résultats expérimentaux et numériques sont proches aux incertitudes et aux hypothèses de modélisation près ;

- l'influence de l'inertie des branches est très faible lorsque le réseau de ventilation est en fonctionnement.

IV.3.2.2.2 Réseau de ventilation à l'arrêt

Les Figures IV. 30 et IV. 31 comparent les pressions expérimentales et numériques au sein des locaux et aux principaux nœuds du réseau de ventilation, pour une surpression interne générée avec le réseau de ventilation à l'arrêt. Seul le cas sans vent est abordé, car il s'agit du cas pour lequel l'influence de l'inertie est la plus significative. Dès lors qu'un écoulement est établi au sein du réseau de ventilation, l'influence de l'inertie est très faible. Notons qu'en l'absence de surpression interne importante, le signal mesuré est très faible. Les incertitudes et les fluctuations du signal sont alors conséquentes.

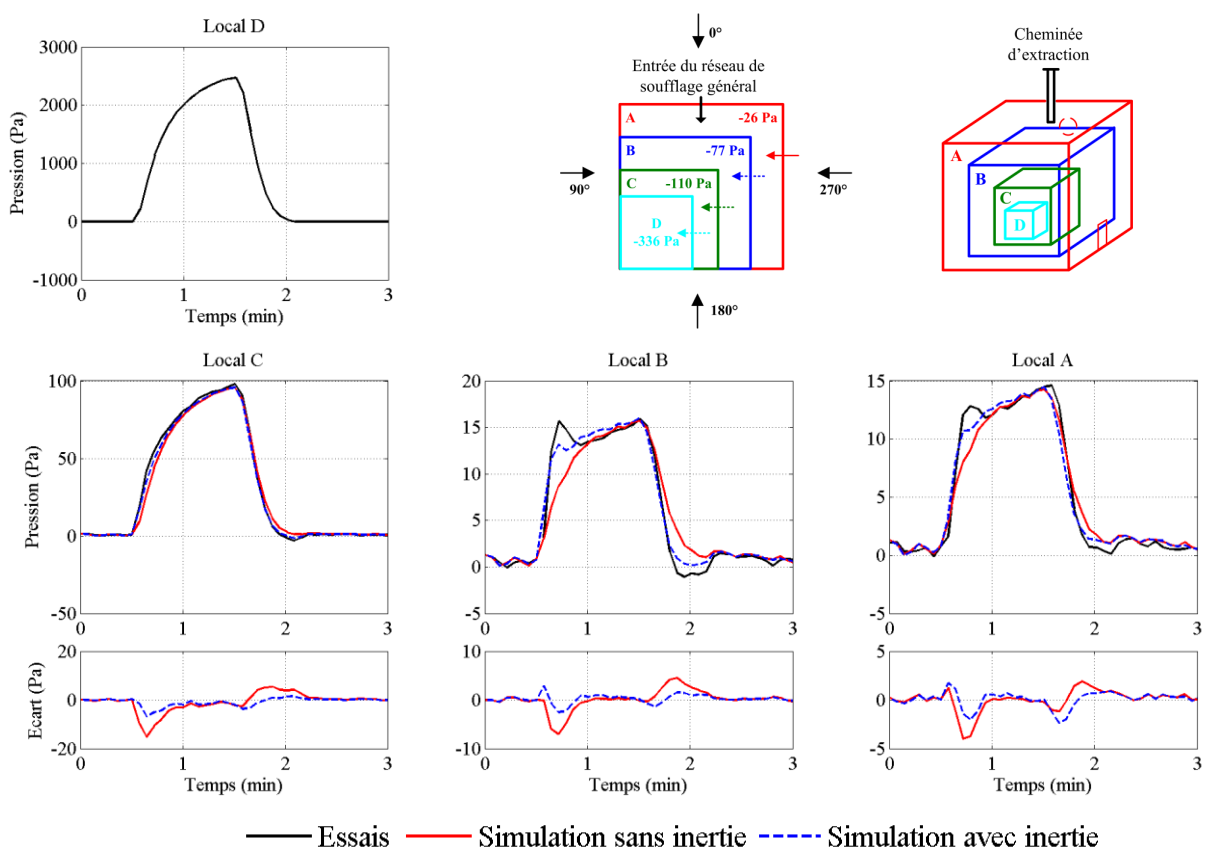


Figure IV. 30 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein des locaux A, B et C (surpression interne au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent, configuration II).

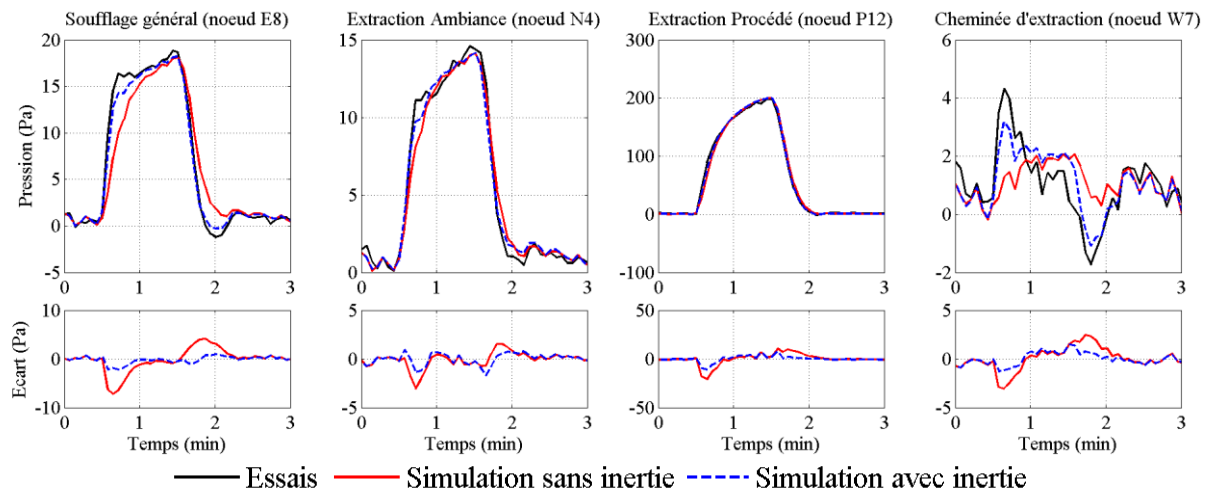


Figure IV. 31 : Comparaison entre les pressions numériques et expérimentales au sein du réseau de ventilation (surpression interne au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent, configuration II).

Les Figures IV. 30 et IV. 31 mettent en évidence l'influence de l'inertie des branches lorsque la dynamique de l'écoulement est rapide. Lors des phases de montée en pression et de décroissance, les écarts absolus sont systématiquement plus élevés pour les simulations réalisées sans prendre en compte l'inertie. La dynamique du pic de pression est plus rapide lorsque l'inertie des branches est considérée. Des pics de pression sont identifiés lors de la montée et de la décroissance avant d'atteindre le régime établi. Ces pics sont prépondérants pour la cheminée d'extraction où le signal moyen est très faible. Ces phénomènes sont aussi observés sur les débits de fuite présentés sur la Figure IV. 32.

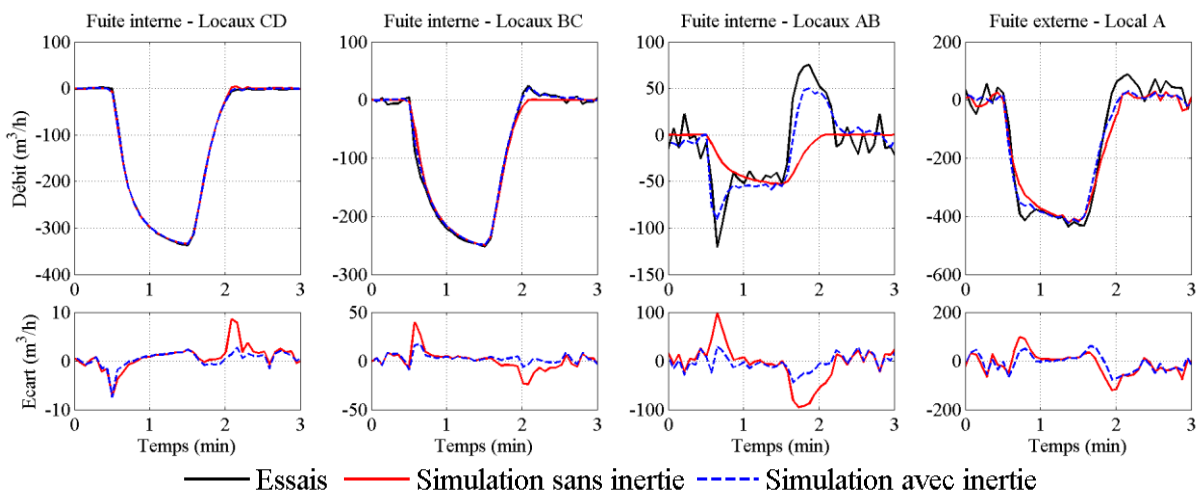


Figure IV. 32 : Comparaison entre les débits de fuites numériques et expérimentaux (surpression interne au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent, configuration II).

Ces pics s'apparentent à des oscillations fortement amorties représentatives d'un résonateur d'Helmholtz. Ce type d'oscillations a été mis en évidence sur des configurations simples, étudiées afin de valider la méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation et présentées dans le chapitre II. Par ailleurs, en ventilation naturelle, plusieurs travaux de recherche ont permis de faire le lien entre ces oscillations et les fréquences caractéristiques d'un résonateur d'Helmholtz (Holmes, 1979 ; Liu et Saathoff, 1981 ; Sharma et Richards, 1997).

Ainsi, les résultats expérimentaux et numériques obtenus avec le réseau de ventilation à l'arrêt sont proches lorsque l'inertie des branches est considérée dans les simulations. Ainsi, la prise en compte de l'inertie est nécessaire pour reproduire les phénomènes transitoires observés expérimentalement dans ce cas précis. Une analyse complémentaire de l'influence de l'inertie des branches sur la présence ou non de ces oscillations est proposée dans la section IV.3.3.

IV.3.3 Analyse de l'influence de l'inertie

L'influence de l'inertie des branches sur les écoulements transitoires a tout d'abord été étudiée sur une configuration simple comprenant uniquement un local et deux branches. Des simulations paramétriques ont été réalisées à partir du modèle adimensionnel développé dans le chapitre II et implémenté sous Matlab. Ensuite, des simulations complémentaires ont été effectuées sur la configuration II afin de rapporter les conclusions obtenues sur les cas simplifiés à une configuration de référence réelle.

IV.3.3.1 Etude paramétrique sur des configurations simples

Le modèle adimensionnel implémenté sous Matlab permet d'étudier des configurations comprenant un local, une branche de soufflage et une branche d'extraction, comme illustré sur la Figure IV. 33. Il comprend donc une équation adimensionnelle de bilan d'énergie mécanique appliquée aux deux branches (Eq. II. 11) et une équation adimensionnelle de conservation de la masse appliquée au local (Eq. II. 12).

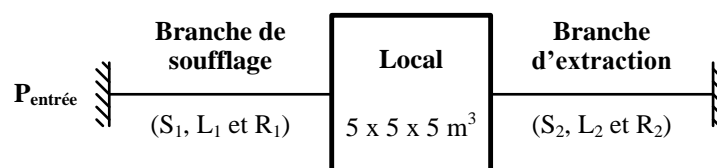


Figure IV. 33 : Schéma de principe de la configuration simplifiée étudiée avec le modèle adimensionnel implémenté sous Matlab.

L'inertie des conduits étant prépondérante dans un réseau de ventilation par rapport aux autres branches (filtres, fuites, ventilateurs), les simulations ont été réalisées en considérant des branches quadratiques, afin de reproduire le comportement aéraulique des conduits. Cependant, un cas analytique simple peut être obtenu en considérant des branches linéaires identiques au soufflage et à l'extraction du local. Ce cas est tout d'abord abordé afin de présenter les grandeurs caractéristiques étudiées par la suite.

IV.3.3.1.1 Théorie

En considérant des branches de soufflage et d'extraction linéaires similaires, le modèle se simplifie sous la forme générique d'une équation du second ordre linéaire (Eq. IV. 1).

$$\frac{d^2 P_{local}}{dt^2} + 2\xi\omega_n \frac{dP_{local}}{dt} + \omega_n^2 P_{local} = K\omega_n^2 P_{entrée} \quad \text{IV. 1}$$

Avec P_{local} et $P_{entrée}$ les pressions dans le local et à l'entrée de la branche de soufflage (Pa), respectivement. La pulsation propre non-amortie ω_n , le coefficient d'amortissement ξ et le gain statique K s'écrivent alors en fonction des caractéristiques des conduits (dimensions et résistances aérauliques) et du volume du local par les relations suivantes :

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2rT}{M} \frac{S}{LV}} \quad \text{IV. 2}$$

$$\xi = \frac{R}{2} \sqrt{\frac{1}{2} \frac{M}{\rho^2 rT} \frac{SV}{L}} \quad \text{IV. 3}$$

$$K = \frac{1}{2} \quad \text{IV. 4}$$

Avec V le volume du local (m^3), M la masse molaire du fluide (kg/mol), r la constante des gaz parfaits (8,314 J/mol/K), T la température du local (293,15 K) et ρ la masse volumique (kg/m^3). La masse volumique au sein du local et des deux branches est considérée identique afin de pouvoir simplifier le modèle sous la forme de l'Equation IV. 1. De plus, la section S (m), la longueur L (m) et la résistance aéraulique R (m^{-4}) sont égales pour les deux branches. Le régime pseudo-périodique est atteint lorsque le coefficient d'amortissement est inférieur à 1. L'évolution générique de la pression au sein du local en régime pseudo-périodique, suite à un échelon de pression en entrée du conduit de soufflage, est illustrée sur la Figure IV. 34. Les grandeurs caractéristiques étudiées par la suite sont données sur cette figure.

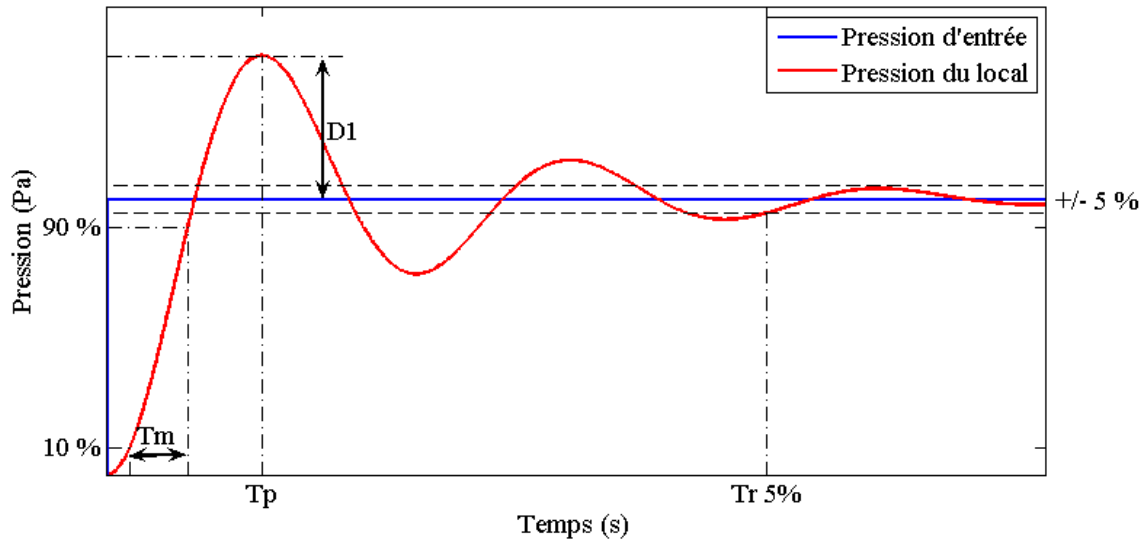


Figure IV. 34 : Evolution générique de la pression du local en régime pseudo-périodique ($\xi < 1$) et définition des grandeurs caractéristiques étudiées.

Cinq grandeurs caractéristiques sont définies : la fréquence d'oscillation f , le pourcentage de dépassement du premier pic D_1 et le temps associé T_p , le temps de réponse T_r à 5 % et le temps de montée T_m . Ce dernier représente l'intervalle de temps entre 10 % et 90 % de la valeur stationnaire. Pour le cas simple d'une équation du second ordre linéaire, des formulations analytiques permettent de définir ces grandeurs. La fréquence d'oscillation est définie en fonction de la pulsation propre ω_p par la relation suivante :

$$f = \frac{\omega_p}{2\pi} = \frac{\omega_n \sqrt{1 - \xi^2}}{2\pi} \quad \text{IV. 5}$$

Ainsi, lorsque le coefficient d'amortissement est largement inférieur à 1, la fréquence d'oscillation dépend uniquement de la pulsation propre non-amortie ω_n (Eq. IV. 2). Rappelons que l'inertie des branches est donnée par le rapport de la longueur sur la section. La fréquence est alors proportionnelle à l'inverse de la racine carrée de l'inertie des branches et du volume des locaux. L'indépendance de la fréquence d'oscillation par rapport à la résistance aéraulique est valable uniquement dans le cas où le coefficient d'amortissement est largement inférieur 1. Cet amortissement est à la fois proportionnel à la résistance aéraulique et inversement proportionnel à l'inertie des branches (Eq IV. 3). Ainsi, pour des résistances aérauliques faibles, la fréquence d'oscillation dépend uniquement de l'inertie, sauf dans le cas où celle-ci est aussi très faible. Au contraire, le régime aperiodique ($\xi > 1$), pour lequel aucune oscillation n'est observée, est atteint lorsque la résistance aéraulique augmente et l'inertie

diminue. Ces conclusions sont obtenues uniquement à partir des formules analytiques pour le cas simple d'un local et deux branches linéaires identiques.

Dans le cas de branches quadratiques, une équation du second ordre non-linéaire a été établie par Holmes (1979) (Eq. I. 8), en considérant un local et une ouverture unique. La fréquence des oscillations est alors définie analytiquement (Eq. I. 10). Dans notre étude, deux branches quadratiques sont considérées. De plus, la non-linéarité du modèle ne permet pas d'obtenir simplement des formules analytiques de l'ensemble de grandeurs étudiées. Pour ces raisons, l'analyse des grandeurs caractéristiques se fait à partir de simulations numériques. Au préalable, la détermination numérique des grandeurs caractéristiques a été validée pour le cas simple de branches linéaires en comparant les valeurs analytiques aux valeurs numériques.

IV.3.3.1.2 Etude paramétrique

Les simulations numériques ont été effectuées en faisant varier les inerties et les résistances aérauliques des branches. Les résistances aérauliques des branches varient entre 10 et 100 000 m⁻⁴. Cette gamme est représentative de l'ensemble des résistances aérauliques des configurations I et II. L'inertie des branches est modifiée en faisant varier les longueurs des conduits. Quatre longueurs sont considérées (1, 10, 50 et 100 m) et le diamètre du conduit est fixe (20 cm). Le volume du local est inchangé (5 x 5 x 5 m³). Dans un premier temps, les propriétés des deux conduits sont modifiées simultanément. Les résistances et les inerties des conduits de soufflage et d'extraction sont donc égales pour chaque simulation. La Figure IV. 35 présente les grandeurs caractéristiques déterminées en fonction de la résistance aéraulique des conduits pour chaque inertie. Le temps du premier pic T_p n'est pas présenté car il est directement lié à la fréquence d'oscillation.

Des conclusions identiques à celles définies à partir du cas analytique de deux branches linéaires sont obtenues. Le régime pseudo-périodique est atteint pour des valeurs de résistances faibles associées à des inerties élevées. Les fréquences des oscillations augmentent lorsque l'inertie diminue. De plus, pour des résistances très faibles et des inerties élevées, la fréquence des oscillations est indépendante de la résistance aéraulique. Cela correspond à un coefficient d'amortissement très inférieur à l'unité. Dans ce cas précis, la formulation analytique définie pour des branches linéaires est valable (Eq. IV. 5). Par exemple, des fréquences analytiques de l'ordre de 0,103 Hz et de 0,327 Hz sont obtenues pour des longueurs de conduits de 100 m et 10 m, respectivement.

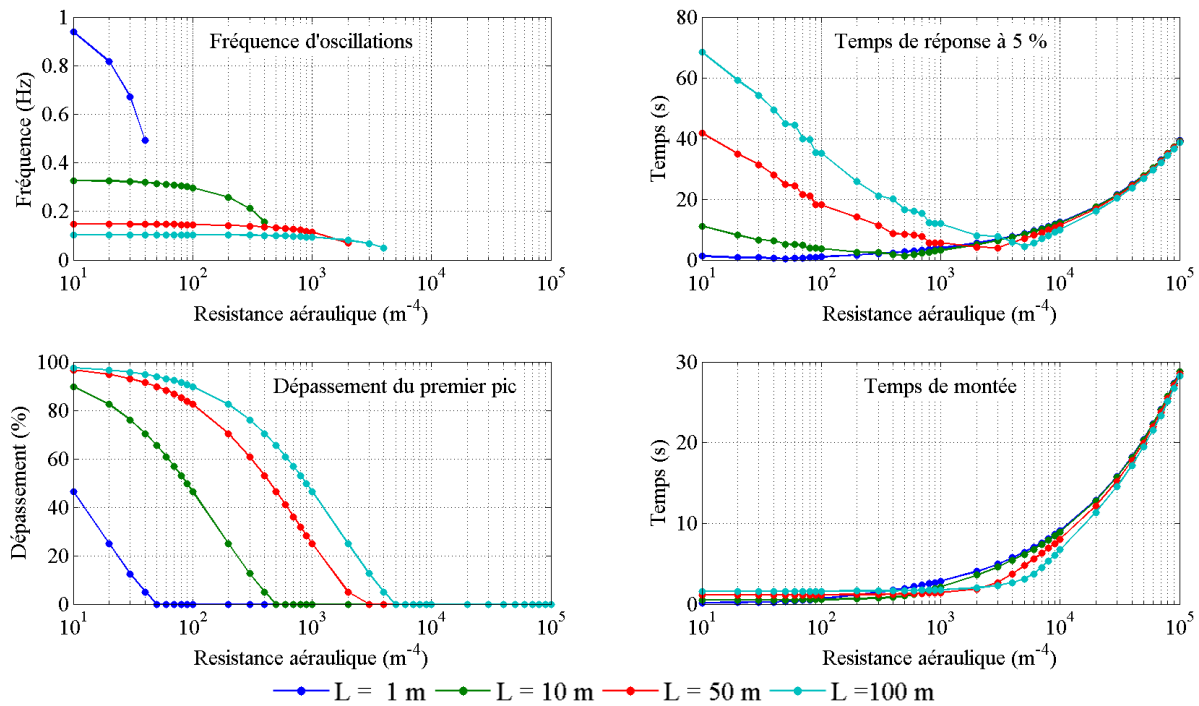


Figure IV. 35 : Grandeurs caractéristiques de la réponse temporelle du système
pour $L_{\text{soufflage}} = L_{\text{extraction}}$ et $R_{\text{soufflage}} = R_{\text{extraction}}$.

En présence d'oscillations, le temps de réponse à 5 % est logiquement augmenté, et ce, d'autant plus que le coefficient d'amortissement est faible (résistances aérauliques faibles et inerties élevées). De plus, le graphe présentant les pourcentages de dépassement du premier pic montre que l'amplitude des oscillations augmente fortement avec l'inertie. Ainsi, un pic de pression en régime transitoire équivalent à près de 100 % des pressions stationnaires peut être identifié, lorsque les résistances aérauliques sont faibles.

Enfin, pour des résistances aérauliques supérieures à 5000, le régime apériodique est atteint et l'influence de l'inertie sur les temps caractéristiques est très faible. Ces conclusions peuvent expliquer le fait que très peu d'influence ait été observée lors des expérimentations sur les configurations I et II. Sur un réseau de ventilation réel, la résistance globale est élevée en raison du très grand nombre de branches. Le coefficient d'amortissement d'un réseau de ventilation est donc important. Ceci se traduit alors par un amortissement rapide des oscillations, voire une réponse du type régime apériodique. Ces deux comportements ont été observés expérimentalement sur la configuration II avec le réseau de ventilation à l'arrêt et en fonctionnement, respectivement. Cependant, dans les deux cas considérés, les pertes de charge du réseau de ventilation sont proches. Le régime d'écoulement stationnaire initial au sein de la configuration doit donc aussi jouer un rôle significatif sur la présence ou non des oscillations.

Par ailleurs, d'autres simulations numériques ont montré que le régime pseudo-périodique peut être atteint même pour des résistances aérauliques élevées. Ces simulations correspondent au cas où les propriétés d'un des deux conduits sont fixes. Pour l'exemple présenté ci-après, les propriétés du conduit d'extraction sont fixées à 500 m^{-4} pour la résistance aéraulique et 10 m pour la longueur. Les gammes de variation de la résistance aéraulique et de la longueur du conduit de soufflage restent identiques au cas présenté précédemment. La Figure IV. 36 présente les grandeurs caractéristiques obtenues.

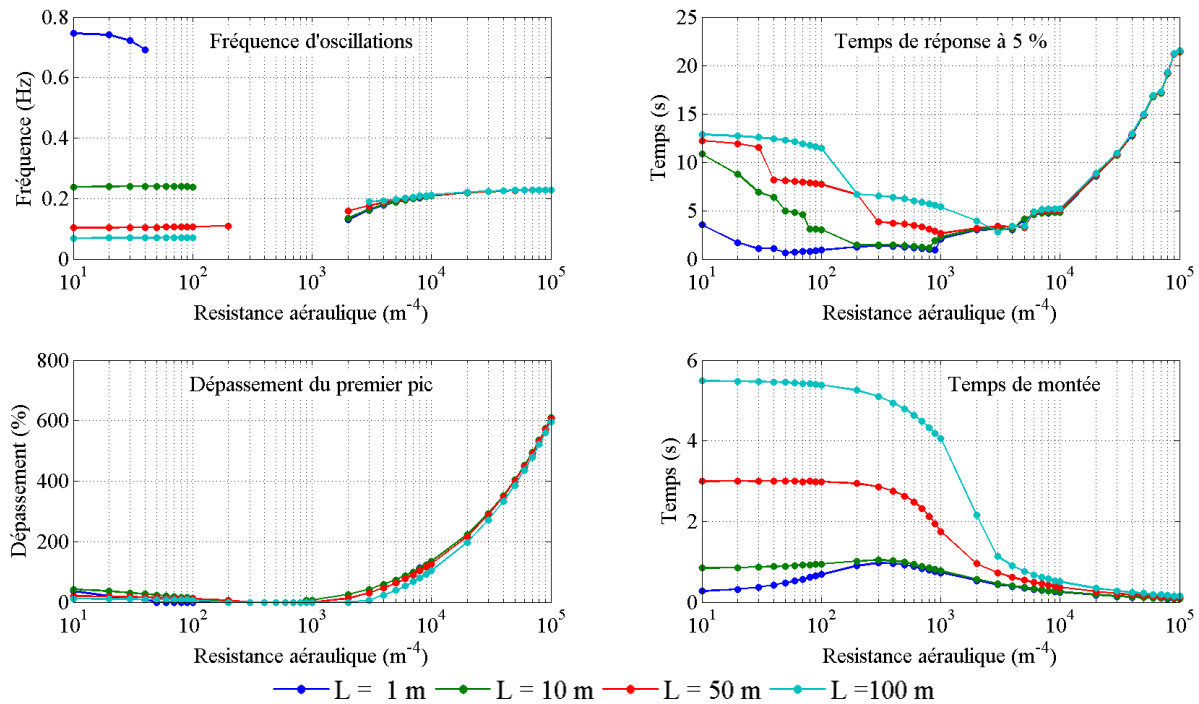


Figure IV. 36 : Grandeurs caractéristiques de la réponse temporelle du système pour $L_{\text{extraction}} = 10 \text{ m}$ et $R_{\text{extraction}} = 500 \text{ m}^{-4}$.

Ces résultats mettent en évidence la présence d'oscillations lorsque la résistance aéraulique du conduit de soufflage est largement supérieure à celle du conduit d'extraction. Dans ce cas, les fréquences des oscillations associées sont identiques pour l'ensemble des inerties testées. De la même manière, les temps caractéristiques et le pourcentage de dépassement sont très proches pour les quatre inerties. L'évolution de la pression dans le local est alors pilotée par les propriétés du conduit d'extraction et la modification des propriétés du conduit de soufflage est négligeable. Au contraire, pour des résistances aérauliques du conduit de soufflage faibles, les grandeurs caractéristiques varient fortement en fonction de l'inertie. Les fréquences des oscillations sont alors proportionnelles à l'inverse de l'inertie du conduit de soufflage. Ainsi, lorsque la résistance aéraulique d'un des conduits est prépondérante, l'évolution transitoire de la pression au sein du local est pilotée par le conduit dont la résistance aéraulique est la plus

faible. Les mêmes conclusions ont été tirées en considérant les propriétés du conduit de soufflage fixes et celles du conduit d'extraction variables.

Ces simulations paramétriques ont permis de distinguer les configurations pour lesquelles l'inertie est influente sur l'évolution des pressions. La présence d'oscillations est caractérisée par des résistances aérauliques faibles. Plus l'inertie est faible, plus les résistances aérauliques doivent être faibles pour atteindre le régime pseudo-périodique. Dans ce cas, l'inertie est fortement influente sur l'évolution transitoire de l'écoulement. Cependant, une valeur seuil de résistance aéraulique ne peut pas être définie pour discerner le régime pseudo-périodique du régime apériodique, puisque le rapport entre la résistance aéraulique au soufflage et à l'extraction doit aussi être pris en compte. En effet, des oscillations ont aussi été mises en évidence pour des résistances aérauliques élevées lorsque la résistance d'un des conduits est négligeable. Par ailleurs, d'autres paramètres tels que le temps de montée et l'amplitude de la sollicitation ou encore le régime d'écoulement permanent initial n'ont pas été considérés pour ces simulations. Au vu des résultats expérimentaux présentés dans la section IV.3.2, ces paramètres semblent aussi influents. Des simulations numériques complémentaires seraient alors nécessaires afin de les prendre en considération.

Enfin, d'autres simulations doivent être considérées sur des configurations de référence afin d'étudier la probabilité d'occurrence de ce type de phénomène sur des réseaux de ventilation réels. Quelques résultats numériques obtenus pour la configuration II sont abordés dans ce qui suit, afin de faire le lien entre les conclusions obtenues pour les simulations paramétriques et les phénomènes observés avec une configuration de référence.

IV.3.3.2 Résultats numériques pour une configuration de référence

Les simulations numériques, réalisées avec SYLVIA, ont été effectuées pour la configuration II. Deux cas sont étudiés : un cas avec le réseau de ventilation à l'arrêt, puis un cas avec le réseau en fonctionnement. Les configurations sont identiques aux configurations pour lesquelles les résultats expérimentaux des surpressions internes ont été présentés dans la section IV.3.2.2. Le choix de ces cas d'étude permet de vérifier les conclusions obtenues expérimentalement pour des sollicitations de pression simplifiées (créneau ou Dirac). Des créneaux de pression d'amplitude 2000 Pa au sein du local D ont été simulés. Les évolutions des pressions au sein des locaux A, B et C sont ensuite comparées pour différentes inerties. La Figure IV. 37 présente les résultats obtenus avec le réseau de ventilation à l'arrêt pour trois

valeurs d'inertie : une inertie nulle, l'inertie réelle de la maquette de la configuration II et l'inertie réelle multipliée par cinq.

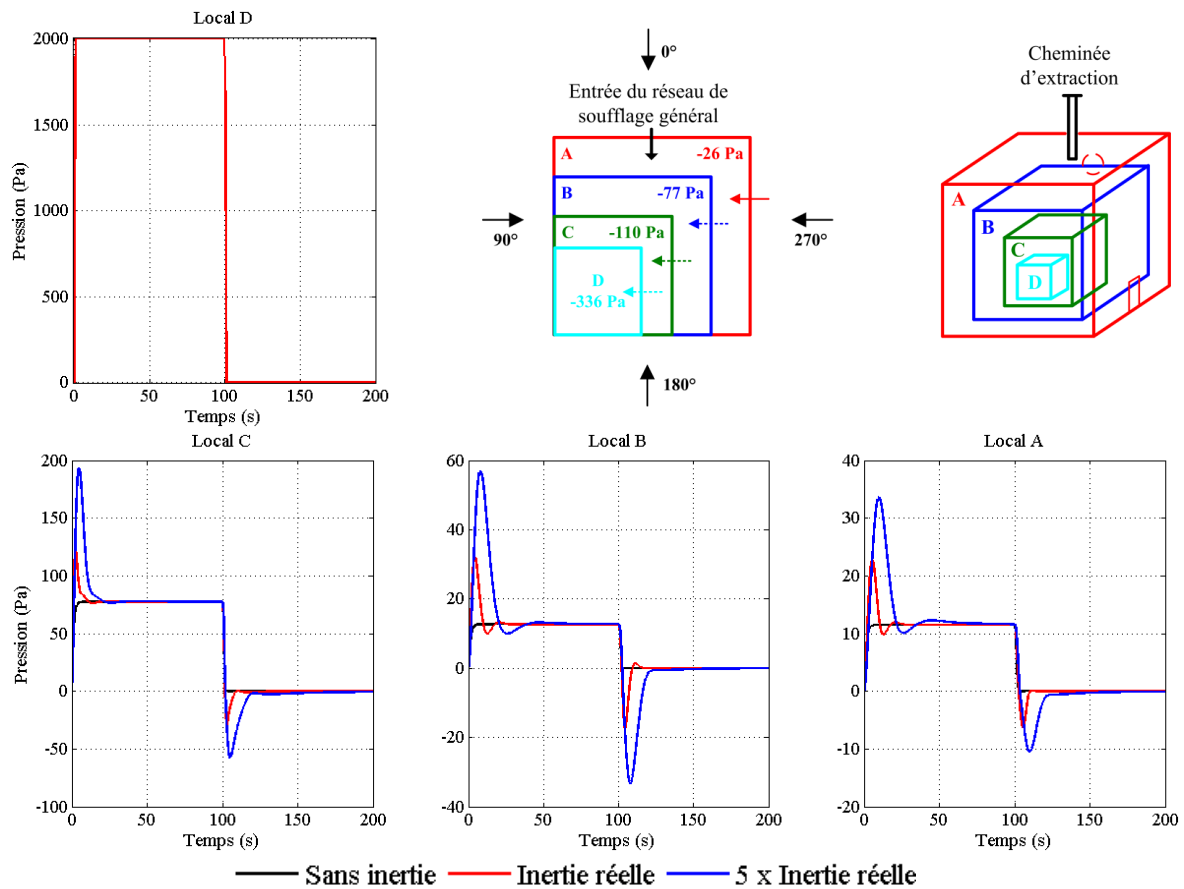


Figure IV. 37 : Evolution numérique des pressions au sein des locaux pour différentes inerties des branches (créneau de pression d'amplitude 2000 Pa généré dans le local D, réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).

Les résultats de la Figure IV. 37 mettent en évidence des pics de pression similaires à ceux identifiés expérimentalement (Figures IV. 30 à IV. 32). Ces pics de pression correspondent à des oscillations associées à un coefficient d'amortissement élevé. La détermination des fréquences des oscillations pour différentes inerties montre que ces fréquences sont proportionnelles à l'inverse de la racine carrée de l'inertie. Par exemple, des fréquences de l'ordre de 0,065 Hz et de 0,021 Hz sont obtenues en considérant l'inertie réelle puis une inertie réelle multipliée par dix, respectivement. Notons que l'étude paramétrique a montré que la résistance aéraulique est aussi influente sur les fréquences des oscillations, mais à un niveau bien moindre dès lors que l'inertie est conséquente.

La Figure IV. 38 présente les évolutions des pressions pour une surpression identique, mais avec le réseau de ventilation en fonctionnement.

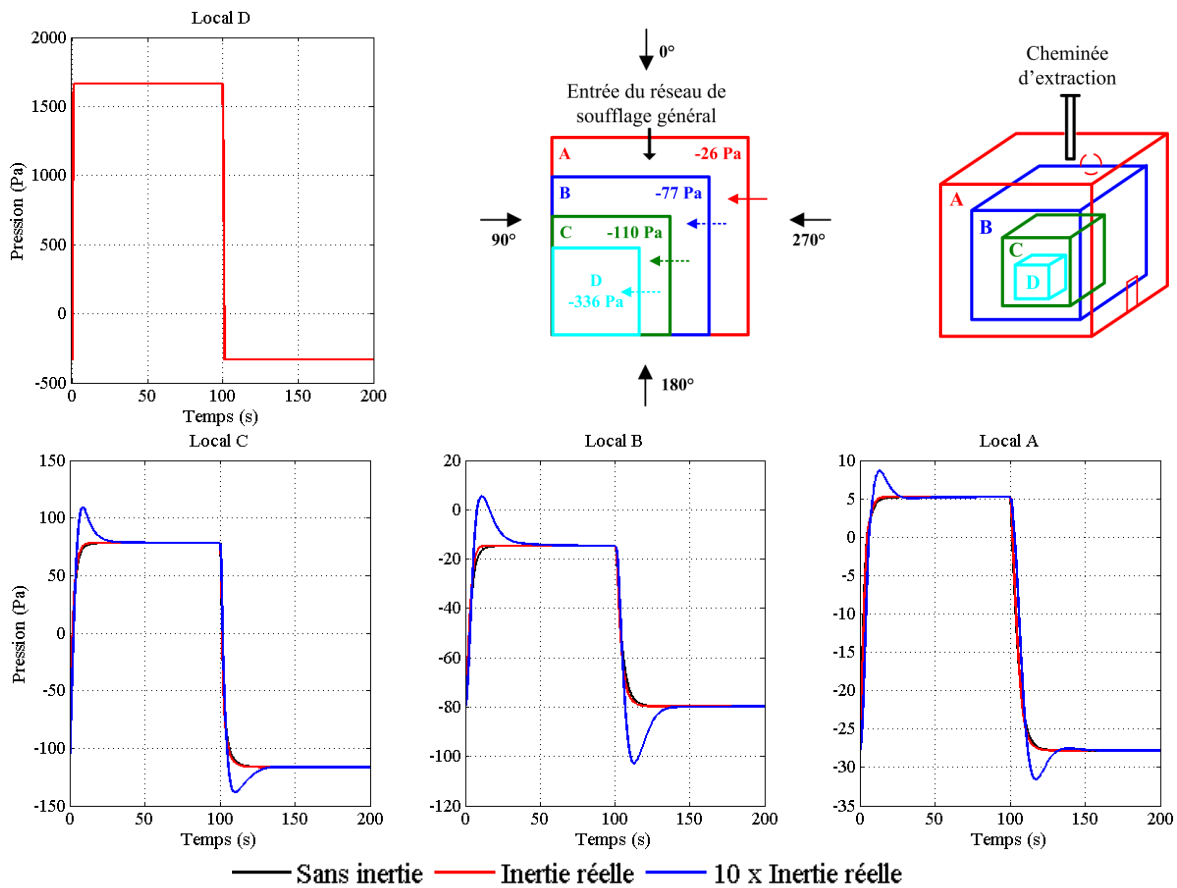


Figure IV. 38 : Evolution numérique des pressions au sein des locaux pour différentes inerties des branches (créneau de pression d'amplitude 2000 Pa généré dans le local D, réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).

Dans le cas où le réseau de ventilation est en fonctionnement, aucun pic de pression n'a été observé expérimentalement. L'influence de l'inertie est alors très faible. De la même manière que pour les expérimentations, les évolutions des pressions sont proches entre le cas sans inertie et avec l'inertie réelle. Le régime d'écoulement est aperiodique et l'influence de l'inertie reste donc faible. Pour observer une influence significative de l'inertie sur les évolutions des pressions, une inertie dix fois supérieure à l'inertie réelle doit être considérée. Dans ce cas, les longueurs sortent largement de la gamme des longueurs des conduits d'une installation réelle.

Ces résultats numériques permettent de vérifier les constatations effectuées à partir des expérimentations pour une inertie réelle, à savoir que :

- le régime d'écoulement est aperiodique lorsque le réseau de ventilation est en fonctionnement. L'inertie des branches est alors négligeable sur les évolutions transitoires des pressions ;

- le régime d'écoulement est pseudo-périodique fortement amorti lorsque aucun écoulement n'est initialement établi au sein du réseau de ventilation. La prise en compte de l'inertie permet alors de retranscrire les oscillations fortement amorties observées expérimentalement.

Enfin, ces simulations montrent que le temps de montée de la perturbation de pression a une influence faible sur la dynamique interne pour les cas considérés. Les temps de montée des surpressions générées expérimentalement sont de l'ordre d'une minute du fait du rapport d'échelle de temps. Cette dynamique lente aurait pu expliquer le fait que l'inertie ait peu d'influence sur la dynamique puisque l'évolution transitoire s'apparente à une succession d'états stationnaires. Or, des conclusions analogues ont été obtenues pour les simulations numériques, réalisées pour une sollicitation en pression associée à une dynamique rapide (temps de montée d'une seconde).

D'une manière générale, l'étude proposée en régime transitoire montre que l'influence de l'inertie est négligeable pour des résistances aérauliques et des inerties représentatives d'installations réelles, sauf en l'absence d'écoulement initial au sein du réseau de ventilation (ventilation à l'arrêt, absence de vent). Ainsi, dans la majorité des cas traités, l'inertie est négligeable et les évolutions transitoires des pressions et des débits peuvent être considérées comme quasi-instantanées. La conservation du rapport de temps aéraulique, défini à partir des dimensions caractéristiques des branches, n'est alors plus nécessaire. Cette simplification permet d'étendre la similitude du transport d'un polluant au cas d'écoulement aéraulique transitoire, en considérant uniquement le rapport de temps de transport d'un scalaire passif. Les résultats du traçage gazeux obtenus sur la configuration I sont abordés dans la section IV.4.

IV.4 Résultats du traçage gazeux

La dispersion d'un polluant au sein d'un réseau de ventilation a été étudiée en soufflerie avec la configuration I. Des essais de traçage gazeux ont été réalisés, pour différentes conditions de vent, en considérant une injection d'hélium à l'entrée du réseau de ventilation. Le protocole expérimental défini pour la réalisation d'essais de traçage gazeux et les moyens de mesure associés, présentés dans la section III.4.2, ont été appliqués.

La méthodologie développée dans le chapitre II permettant le dimensionnement des configurations à échelle réduite a montré l'impossibilité de conserver la similitude du transport d'un scalaire passif lorsque le régime d'écoulement aéraulique est transitoire. En effet, deux échelles de temps incompatibles ont été mises en évidence. Ces deux échelles proviennent de la distorsion volumique entre les locaux et les conduits (voir chapitre II). Les essais de traçage gazeux ont donc tout d'abord été considérés en régime aéraulique permanent. Les résultats associés sont présentés dans la section IV.4.1.

Par ailleurs, un essai de traçage gazeux a été réalisé en régime aéraulique transitoire afin d'étudier l'incompatibilité des deux échelles de temps. Compte tenu des conclusions tirées précédemment, à savoir que dans la majorité des cas l'évolution transitoire des pressions et des débits est quasi-instantanée, seul le rapport de temps du transport d'un scalaire passif peut être considéré. Cet essai de traçage gazeux en régime transitoire est traité dans la section IV.4.2.

IV.4.1 Résultats en régime permanent

Les essais de traçage gazeux ont été effectués en soufflerie pour une incidence du vent de 0° et des vitesses de vent comprises entre 20 et 36 m/s. Ces essais ont été réalisés avec le réseau de ventilation en fonctionnement puis à l'arrêt, permettant ainsi d'étudier la dispersion d'un polluant au sein du réseau en fonction de l'aéraulique interne de l'installation. Une incidence du vent de 0° a été choisie, car les injections d'hélium sont effectuées à l'entrée du réseau de soufflage située face au vent dans ce cas. Le polluant se propage donc au sein du réseau de ventilation et ne peut pas être directement rejeté à l'extérieur au niveau de l'entrée du réseau. De plus, pour cette incidence, l'influence du vent sur les débits de ventilation est maximale. Une large gamme de débits de ventilation peut ainsi être testée.

Les points d'injection et de prélèvement de l'hélium sont présentés sur la Figure IV. 39. L'injection d'hélium se fait en amont du ventilateur de soufflage et les concentrations en hélium sont mesurées au nœud principal du soufflage général (nœud E8), à l'extraction des locaux et à la jonction de la cheminée d'extraction (nœud W7). La concentration en hélium mesurée au soufflage général du réseau de ventilation permet d'obtenir précisément le débit instantané d'hélium injecté, au lieu de considérer uniquement une valeur moyenne déterminée avant l'essai avec un débitmètre à bulle (Figure III.11). La valeur instantanée du débit d'injection est ensuite définie comme condition limite pour le code SYLVIA, puis les évolutions expérimentales et numériques des concentrations à l'extraction des locaux et à la cheminée sont comparées.

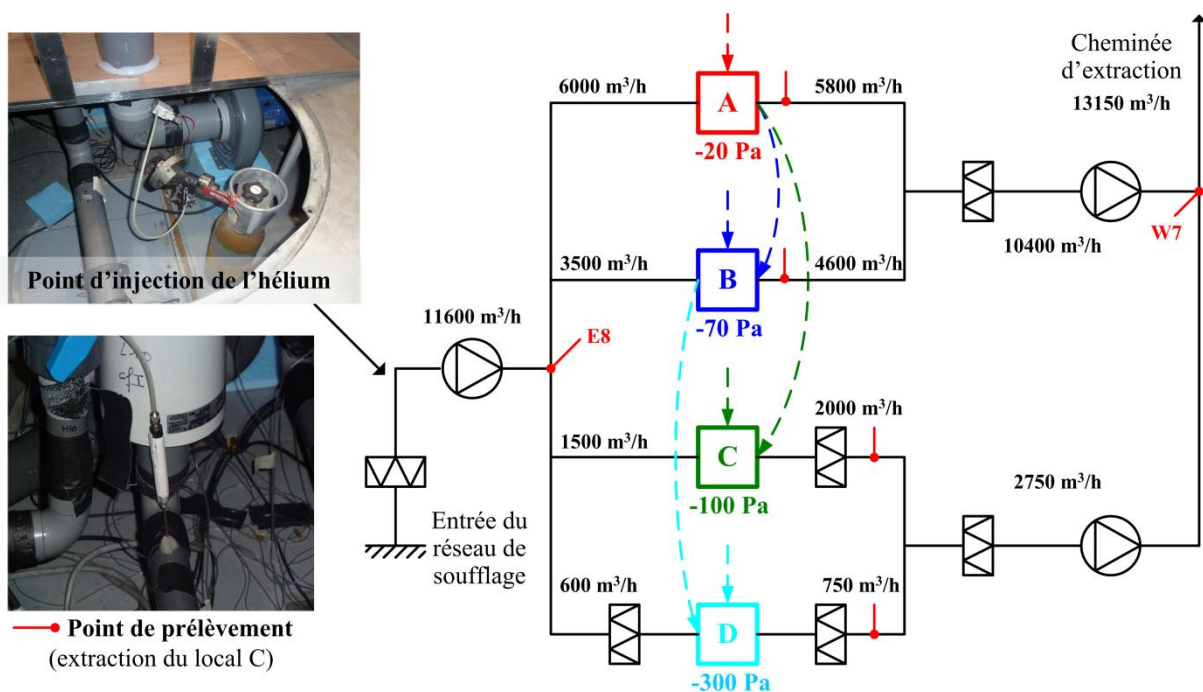


Figure IV. 39 : Emplacement des points d'injection et de prélèvement sur le schéma de principe théorique de la configuration I ; vues de l'injection d'hélium et d'une sonde de prélèvement (extraction du local C).

IV.4.1.1 Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques

Deux types d'injection ont été considérés : des injections sous la forme d'un créneau d'hélium puis sous la forme d'un pic d'hélium d'une durée de 3 secondes à échelle réduite que nous nommerons pic d'hélium par la suite. La durée du pic est alors de l'ordre d'une minute à échelle réelle. Pour les injections sous la forme d'un créneau, la durée d'injection dépend du temps nécessaire pour atteindre le régime établi aux différents points de mesure. Ce temps est

donc variable selon l'aéraulique interne du réseau de ventilation. Il est compris entre 10 et 30 minutes à échelle réduite.

Avant de présenter les comparaisons expérimentales et numériques, une remarque est nécessaire à propos des mesures instantanées des concentrations en hélium réalisées à l'aide des spectromètres de masse. Pour étudier des phénomènes dont la dynamique est élevée, une déconvolution des signaux mesurés par les spectromètres doit être réalisée (Guerra, 2004). La réponse impulsionnelle des spectromètres est caractérisée par une constante de temps et un temps de retard. Ce dernier correspond au temps de transport de l'hélium de la sonde de prélèvement au spectromètre. Il est de l'ordre de 1,5 seconde pour l'ensemble des spectromètres utilisés. La déconvolution des signaux est nécessaire lorsque la constante de temps des spectromètres n'est pas négligeable devant l'échelle de temps de la dynamique de dispersion de l'hélium. Les constantes de temps sont différentes pour les deux types de spectromètres utilisés (linéaire ou logarithmique). Elle est de l'ordre de 1,5 seconde pour les spectromètres linéaires, alors qu'elle est négligeable pour les spectromètres à sortie logarithmique par rapport aux phénomènes étudiés. Les réponses à un échelon des spectromètres permettant de définir ces grandeurs sont présentées dans l'Annexe 7. Dans notre étude, la dynamique des évolutions de concentration est importante uniquement au niveau de l'injection de l'hélium. La concentration y est mesurée avec un spectromètre à sortie logarithmique. Aucune déconvolution des signaux n'est alors requise. Un exemple de déconvolution présenté dans l'Annexe 7 illustre ce choix. Seul le temps de retard, similaire pour l'ensemble des spectromètres doit être considéré. Par la suite, ce temps de retard a été systématiquement retranché sur toutes les courbes expérimentales présentées.

IV.4.1.1.1 Injection sous la forme d'un créneau

La Figure IV. 40 compare les résultats expérimentaux et numériques pour une injection en entrée du réseau sous la forme d'un créneau. Le cas illustré correspond aux résultats obtenus avec le réseau de ventilation en fonctionnement et une vitesse de vent réelle de 36 m/s. Les résultats obtenus en régime nominal, et pour une vitesse de vent réelle de 36 m/s avec le réseau de ventilation à l'arrêt sont présentés dans l'Annexe 7. Les observations effectuées sur ces résultats sont similaires.

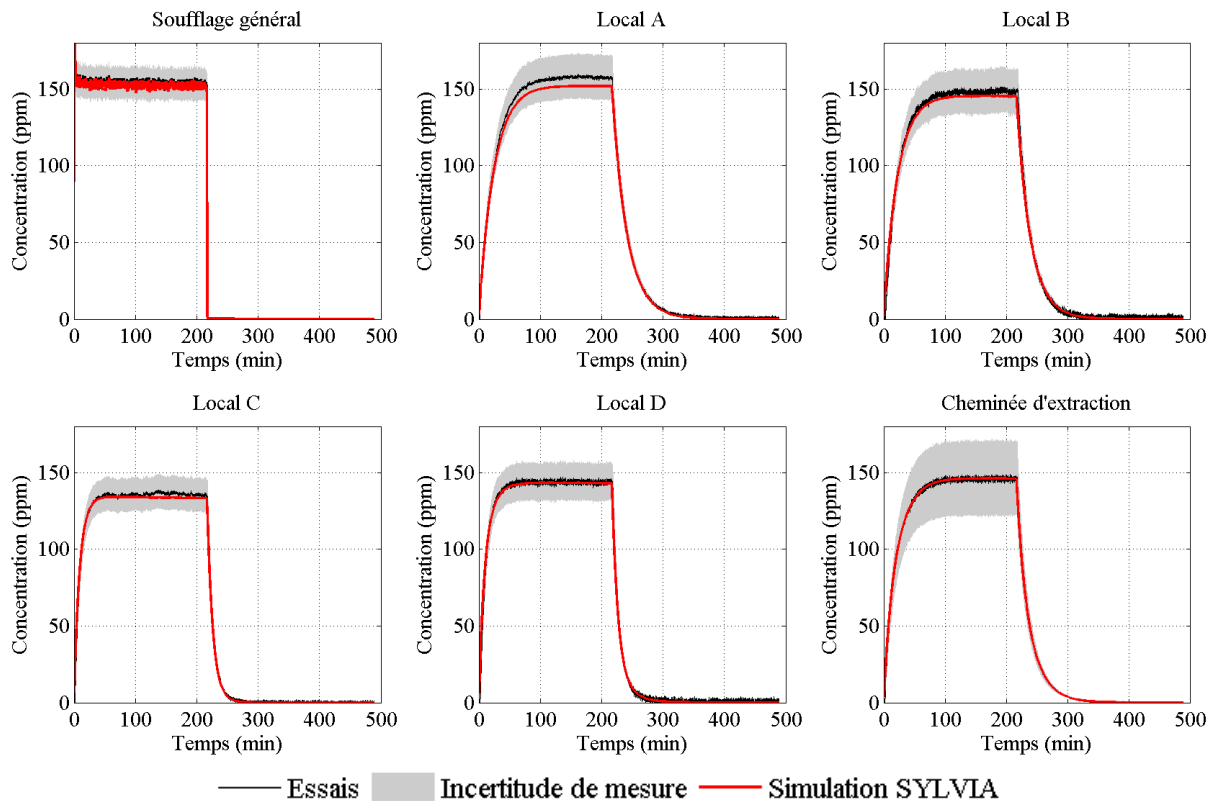


Figure IV. 40 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un créneau d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse de vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).

Les valeurs de concentration, atteintes à l'état d'équilibre, aux points de prélèvement situés aux extractions des locaux B à D et de la cheminée sont logiquement plus faibles que la valeur moyenne mesurée au soufflage, de l'ordre de 150 ppm, en raison des débits de fuite entrants en régime nominal. Les débits de fuite entrants étant très faibles, la diminution des concentrations à l'équilibre n'est pas significative. En revanche, la valeur de la concentration, à l'état d'équilibre, à l'extraction du local A est similaire à la concentration au soufflage. En effet, pour une vitesse de vent de 36 m/s et une incidence de vent de 0°, une inversion du débit a été identifiée au niveau de la fuite externe du local A (Figure IV. 3). Ainsi, aucun débit de fuite n'entraîne une dilution de la concentration en hélium dans le local A. Par contre, le traceur se trouvant dans ce local est rejeté vers l'environnement extérieur par la fuite externe. Des essais de visualisation par injection de fumée ont été réalisés pour observer ces inversions des débits de fuite. La Figure IV. 41 présente deux vues des essais de fumée, pour lesquels des inversions des débits de fuite des locaux A et B sont identifiées. Un ensemble de vues des essais de fumée est donnée dans l'Annexe 8.



Figure IV. 41 : Vue des inversions des débits de fuite externe du local A (image de gauche, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse de vent de 35 m/s, incidence du vent de 0°) et du local B (image de droite, réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse de vent de 35 m/s, incidence du vent de 0°).

Concernant les comparaisons expérimentales et numériques de la Figure IV. 40, les évolutions des concentrations à l'extraction des locaux et à la cheminée sont très proches. Les incertitudes de mesure sont importantes du fait de la dérive des spectromètres sur une journée d'essai. Cette dérive est illustrée sur la Figure III. 12 du chapitre III. Pour minimiser l'influence de cette dérive sur la qualité des résultats, l'étalonnage des spectromètres réalisé au plus proche de l'essai considéré est utilisé pour déterminer les concentrations. L'incertitude liée à la dérive est tout de même présentée, puisque l'étalonnage réalisé directement avant ou après un essai peut comporter une telle dérive.

Bien que les évolutions globales des concentrations soient identiques, un temps de retard est mis en évidence au moment de l'injection de l'hélium. Le temps de retard identifié à l'extraction du local B est illustré sur la Figure IV. 42 pour trois valeurs décroissantes du débit de soufflage de ce local, selon les conditions des essais (réseau de ventilation en fonctionnement ou à l'arrêt, avec ou sans vent).

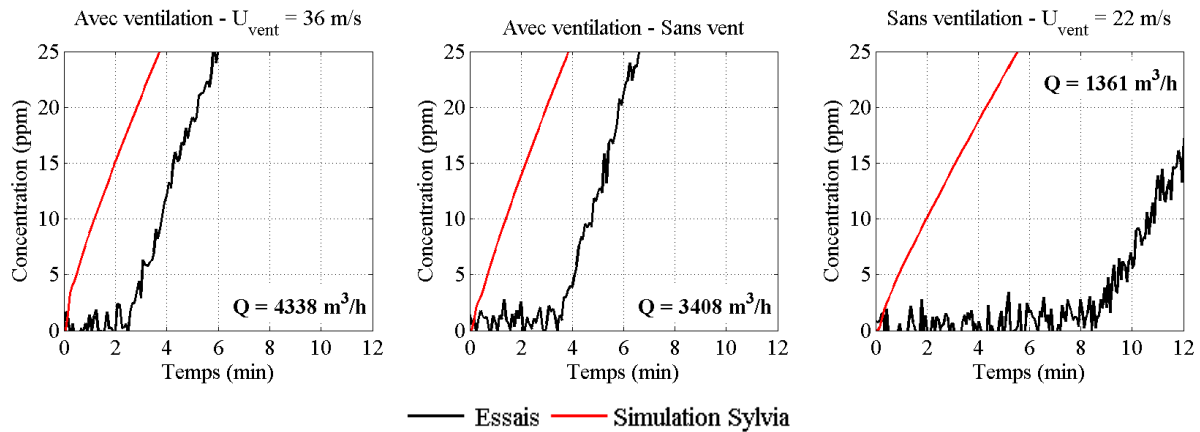


Figure IV. 42 : Temps de retard entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction du local B, pour trois débits de soufflage du local B.

Les résultats de la Figure IV. 42 montrent que le temps de retard est proportionnel au débit de soufflage du local. Il augmente logiquement avec la diminution du débit de soufflage. Ce temps de retard correspond au temps de transport de l'hélium du point d'injection au point de mesure. Il se divise en deux temps : un temps de transport dans les conduits et un temps de transport dans les locaux. Ces temps sont analysés dans la section IV.4.1.2. Une limitation de la similitude du transport d'un polluant est alors soulignée dans le cas où le temps de transport dans les conduits n'est pas négligeable. En effet, dans ce cas, le temps aéraulique, lié à la propagation dans les conduits, et le temps de transport d'un scalaire passif, lié à la propagation dans les locaux, influent sur la propagation du scalaire passif.

Ces temps de transport ne sont pas pris en compte dans le code SYLVIA. La dispersion d'un polluant est modélisée en considérant uniquement une équation de transport d'un polluant par nœud (ou deux dans le cas d'un nœud à deux zones). Aucun temps dans les conduits n'est donc considéré, puisque l'équation n'y est pas établie. De plus, le mélange d'un polluant dans un local est considéré instantané et parfait. La concentration est donc homogène au sein du local. Ainsi, le polluant entrant dans un local est instantanément détecté à la sortie du local et extrait partiellement. Pour ces raisons, des écarts sont aussi identifiés pour les essais d'injection sous la forme d'un pic d'hélium.

IV.4.1.1.2 Injection sous la forme d'un pic

La Figure IV. 43 compare les évolutions expérimentales et numériques des concentrations en hélium à l'extraction des locaux et à la cheminée, suite à un pic d'hélium à l'entrée du réseau de ventilation. Les conditions aérauliques sont identiques à celles du cas présenté pour une injection sous la forme d'un créneau (réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent

de 36 m/s pour une incidence de vent de 0°). Les résultats obtenus en régime nominal et avec le réseau de ventilation à l'arrêt pour une vitesse de 36 m/s sont présentés dans l'Annexe 7.

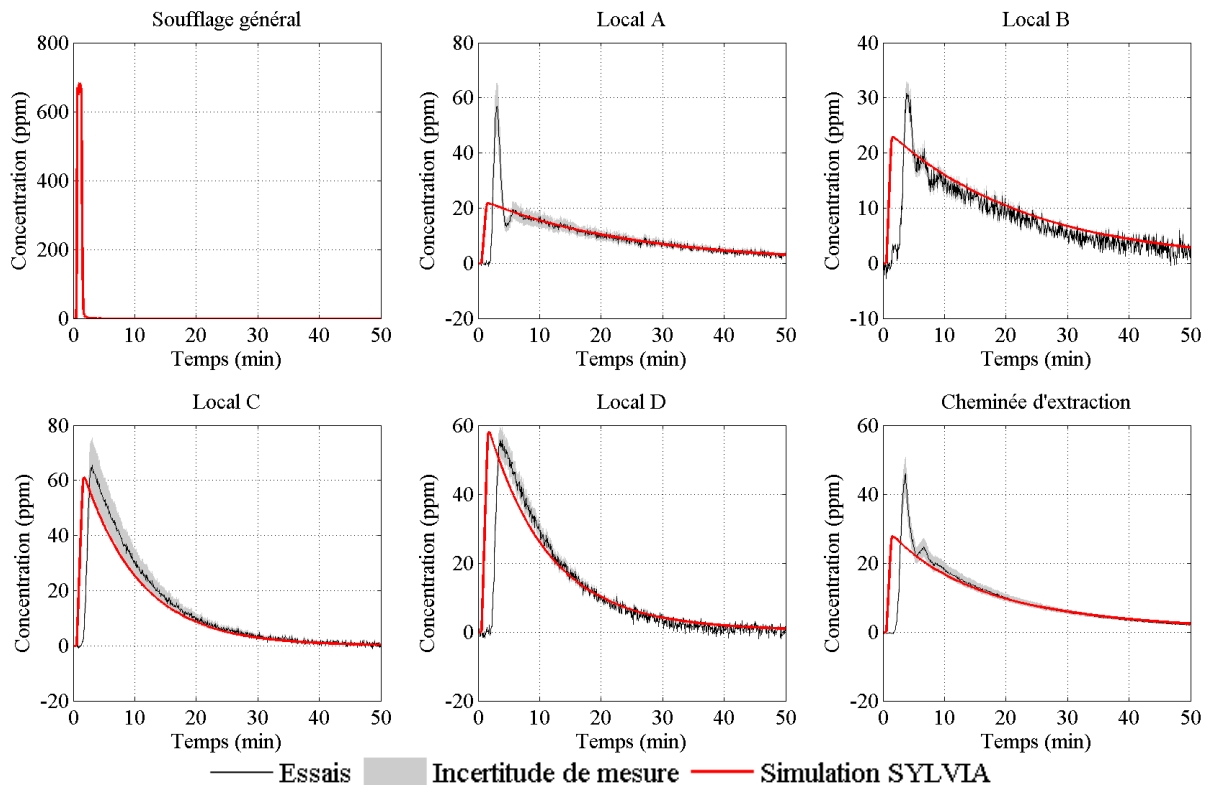


Figure IV. 43 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un pic d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).

De la même manière que pour les injections sous la forme d'un créneau, un temps de retard est mis en évidence. De plus, des oscillations sont obtenues expérimentalement à l'extraction des locaux A et B et à la cheminée d'extraction. Ces oscillations correspondent à des recirculations de l'hélium à l'intérieur des locaux, qui contribuent à une augmentation de la concentration en hélium à l'extraction à chaque passage devant la bouche d'extraction. Ce phénomène n'est pas retranscrit par le code, du fait de l'hypothèse d'un polluant parfaitement mélangé dans les locaux. L'intégrale des courbes expérimentales et numériques permet cependant de vérifier que les masses d'hélium sont identiques malgré des évolutions temporelles différentes. Les valeurs expérimentales et numériques obtenues sont du même ordre de grandeur, avec un écart relatif maximal de 10 % environ. La présence de ces recirculations dépend de l'aéraulique interne aux locaux. Pour le cas présenté, aucune recirculation n'est identifiée au sein des locaux C et D. Cependant, pour des débits de

soufflage inférieurs, des recirculations internes sont observées. Ce cas, obtenu avec le réseau de ventilation à l'arrêt et une vitesse de vent de 36 m/s, est présenté dans l'Annexe 7. Des simulations avec un code CFD permettraient de vérifier numériquement la présence de ces recirculations internes.

Ainsi, le code SYLVIA permet de retranscrire uniquement les évolutions globales des concentrations d'un polluant passif au sein d'un réseau de ventilation. La mise en évidence expérimentale d'un temps de retard et d'oscillations caractéristiques de recirculations internes n'est pas identifiée avec le code SYLVIA, du fait des hypothèses des codes à zones (concentration instantanément homogène au sein des locaux et propagation instantanée dans les conduits). Les temps de transport d'un polluant au sein d'un réseau de ventilation ne peuvent donc pas être déterminés avec le code SYLVIA. La caractérisation expérimentale de ces temps est abordée dans la section IV.4.1.2.

IV.4.1.2 Caractérisation des temps de transport

Dans cette section, les temps de transport définis expérimentalement sont étudiés à l'échelle réduite. De cette manière, une seule échelle de temps, correspondant à l'échelle de temps des essais, est considérée. A échelle réelle, les échelles de temps dans les conduits et dans les locaux sont distinctes du fait de la distorsion volumique entre les locaux et les conduits. Cette distorsion volumique provient de l'écriture de l'équation adimensionnelle traduisant le bilan de masse, présentée dans le chapitre II.

Trois temps de transport sont définis : le temps de transport dans les conduits (temps de parcours entre l'entrée à la sortie du conduit), le temps de transport dans les locaux (temps de parcours entre la bouche de soufflage et d'extraction du local) et le temps de transport total correspondant à la somme des deux premiers temps. Les temps de transport totaux entre le point de mesure au soufflage général du réseau et les points de mesure à l'extraction des locaux sont déterminés à partir des essais de traçage, pour chaque cas aéraulique traité. L'aéraulique interne dépend de la vitesse du vent et du fonctionnement ou non de la ventilation mécanique. Les débits de ventilation ont été déterminés à partir des mesures de pression aux bornes des diaphragmes. Les temps de transport dans les conduits de soufflage de chaque local sont déduits de ces débits, connaissant la section et la longueur de chaque conduit. Les temps de transport totaux et les temps de transport au sein des conduits sont alors représentés en fonction du débit de soufflage de chaque local. La Figure IV. 44 présente les

résultats obtenus à échelle réduite pour différentes conditions aérauliques (réseau de ventilation en fonctionnement ou à l'arrêt, avec ou sans vent).

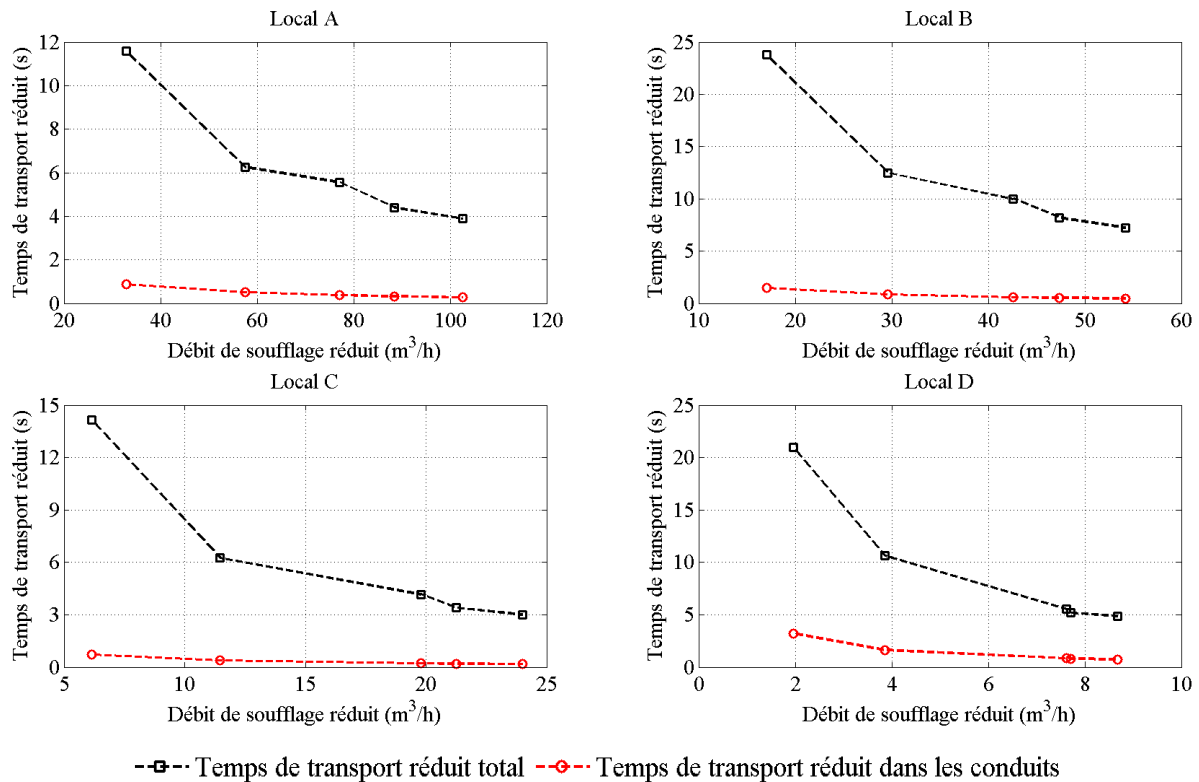


Figure IV. 44 : Temps de transport total et de transport dans les conduits en fonction des débits de soufflage des locaux à échelle réduite.

Ces résultats mettent en évidence la décroissance des temps de transport avec l'augmentation des débits de soufflage des locaux et la faible part des temps de transport dans les conduits par rapport au temps de transport total. Par ailleurs, le temps de transport dans les locaux est donné par la différence entre le temps de transport total et le temps de transport dans les conduits. En régime nominal et à échelle réduite, ce temps est respectivement de l'ordre de 5 et 10 secondes pour les locaux A et B. Ces ordres de grandeurs ont été observés par la réalisation d'essais de visualisation par injection de fumée, comme illustré sur la Figure IV. 45 pour le local B. Le même type d'illustrations est donné dans l'Annexe 8 pour le local A. Le temps de transport de la fumée dans le local B est plus important en raison de la proximité des bouches de soufflage et d'extraction situées au sol du local. L'effet de jet du débit de soufflage retarde alors l'extraction instantanée du polluant.

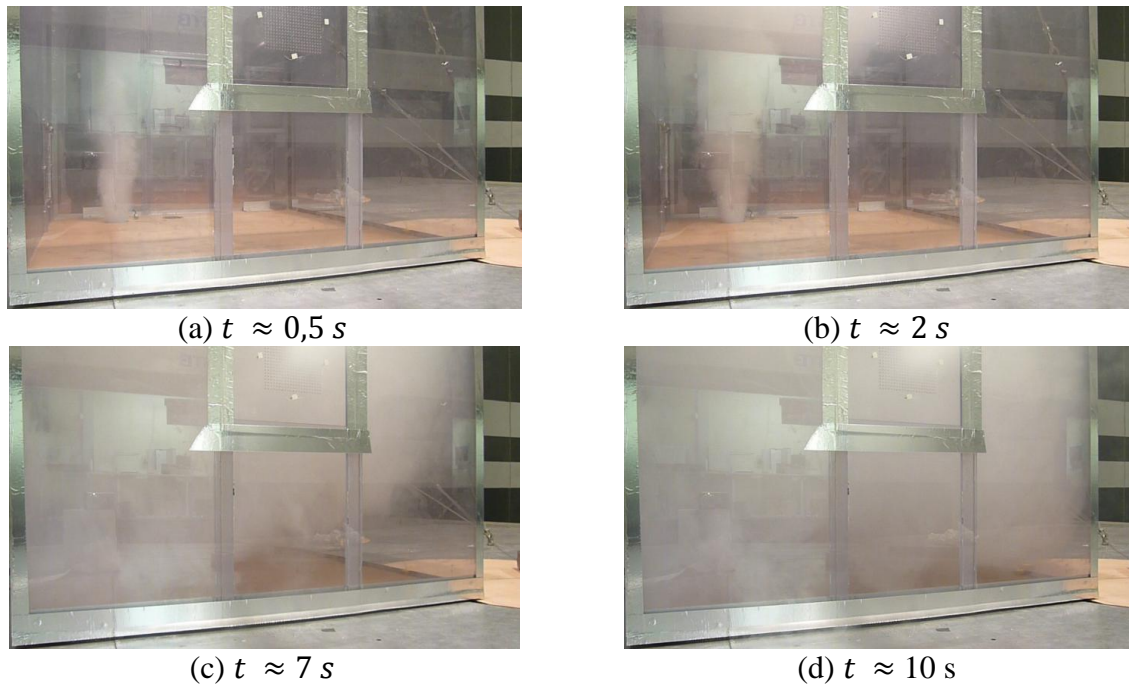


Figure IV. 45 : Visualisation du temps de remplissage du local B en régime nominal (configuration I).

La Figure IV. 46 présente les pourcentages de temps de transport dans les conduits par rapport au temps total, en fonction du temps de transport total.

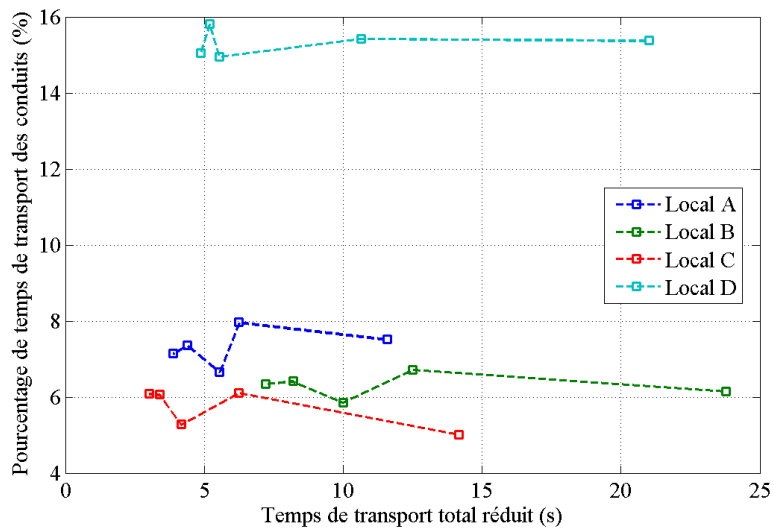


Figure IV. 46 : Pourcentage de temps de transport dans les conduits par rapport au temps de transport total, en fonction du temps de transport total.

La Figure IV. 46 montre que le pourcentage de temps de transport dans les conduits est systématiquement inférieur à 16 % du temps de transport total pour les essais considérés. Ce pourcentage est maximal pour le local D. En effet, la vitesse dans le conduit de soufflage du local D et le volume interne de ce local sont les plus faibles. De plus, ces pourcentages de

temps de transport restent du même ordre de grandeur quelle que soit la valeur du temps de transport total. Les pourcentages sont donc indépendants des débits de soufflage des locaux dans ce cas précis. Ce constat n'est pas forcément systématiquement vérifié. En effet, compte tenu des fuites internes et externes des locaux, les rapports entre les débits de soufflage, d'extraction et de fuite sont différents selon la vitesse et la direction du vent et le fonctionnement ou non de la ventilation mécanique. Ainsi, le parcours suivi par un polluant au sein d'un local peut varier en fonction de l'aéroulque interne de l'installation.

Notons que les temps de transport totaux sont déterminés, à échelle réduite, à partir des essais de traçage gazeux. En théorie, pour obtenir les temps de transport à échelle réelle, il faut appliquer le rapport d'échelle de temps de transport d'un scalaire passif ($\bar{t}_r = 1/21,6$), liée à l'équation adimensionnelle de transport d'un scalaire passif (Eq. II.39). Par exemple, avec le réseau de ventilation en fonctionnement et pour une vitesse de vent de 22 m/s, le temps de transport total du soufflage général à l'extraction du local D est de l'ordre de 21 secondes à échelle réduite, soit environ 455 secondes à échelle réelle en appliquant $\bar{t}_r = 1/21,6$. Or, comme le montre la Figure IV. 46, environ 15 % du temps total à échelle réduite correspond au temps de transport dans le conduit, caractérisée par l'échelle de temps aéroulque. Cela signifie que pour 15 % du temps total, le rapport du temps aéroulque $\bar{t} = 1/43,2$ doit être appliqué pour définir rigoureusement le temps de transport total à échelle réelle. De cette manière, un temps de transport total de 520 secondes est obtenu, au lieu de 455 secondes lorsque le rapport de temps de transport d'un scalaire passif est appliqué à l'ensemble du temps réduit. Ainsi, si les temps de transport dans les conduits ne sont pas négligeables par rapport à ceux dans les locaux, les temps de transports totaux à échelle réelle ne peuvent pas être rigoureusement définis en considérant uniquement un essai de traçage.

Ces résultats mettent alors en exergue une limite de la méthodologie d'adimensionnement développée dans le chapitre II. Rappelons que le développement de la méthodologie est basé sur l'adimensionnement des équations utilisées dans le code SYLVIA pour modéliser les écoulements au sein des réseaux de ventilation. L'échelle de temps aéroulque, influant sur les temps de transport dans les conduits, n'a pas été prise en compte pour définir les critères de similitude du transport d'un scalaire passif, puisque l'équation d'un scalaire passif est considérée uniquement aux nœuds. Ainsi, une seule échelle de temps liée au volume des locaux a été définie pour la similitude du scalaire passif. Pour l'ensemble des expérimentations réalisées, le temps de transport dans les locaux est prépondérant par rapport

au temps de transport dans les conduits. Dans ce cas, l'erreur sur le temps de transport total reste négligeable.

IV.4.2 Résultats en régime transitoire

En théorie, la similitude du transport d'un scalaire passif est valable uniquement en régime permanent, du fait de l'incompatibilité entre l'échelle de temps aéraulique et l'échelle de temps du transport d'un polluant. Pour retranscrire à échelle réelle les résultats aérauliques en régime transitoire, le rapport de temps $\bar{t} = 1/43,2$ est appliqué aux valeurs réduites instantanées des pressions et des débits. Par ailleurs, le rapport de temps de transport $\bar{t}_r = 1/21,6$ est appliqué aux valeurs réduites instantanées des concentrations.

Cependant, les observations suivantes ont été faites à partir de l'étude des deux phénomènes séparément. Tout d'abord, les évolutions temporelles de la propagation de la pression et d'un polluant ont des constantes de temps très différentes. La dynamique associée aux évolutions des concentrations en hélium est lente, du fait des volumes internes des locaux. Au contraire, la dynamique des écoulements transitoires est très rapide. L'analyse de ces résultats aérauliques a montré que la propagation d'une sollicitation transitoire de pression est instantanée dans la majorité des cas. Pour des réseaux de ventilation réels, l'influence de l'inertie des branches sur les écoulements aérauliques transitoires est négligeable, sauf dans le cas particulier où aucun écoulement n'est initialement établi (réseau de ventilation à l'arrêt, sans vent). Hormis le cas particulier pour lequel le réseau de ventilation est à l'arrêt, les évolutions transitoires des pressions peuvent être considérées comme quasi-instantanées. Dans ces conditions, la conservation du rapport de temps aéraulique associé aux évolutions des pressions et des débits n'est plus nécessaire. Un rapport de temps défini arbitrairement peut donc être appliqué aux valeurs réduites de pression et de débit pour extrapoler les résultats à une échelle réelle. Ainsi, afin de considérer une seule échelle de temps, le rapport de temps du scalaire passif est appliqué aux valeurs aérauliques instantanées des pressions et des débits. Les sollicitations transitoires en pression à échelle réelle correspondent alors à des sollicitations deux fois plus rapides que lorsque le rapport de temps aéraulique est utilisé.

Afin de vérifier l'extension de la similitude du transport d'un scalaire passif au régime transitoire, les résultats d'un essai de traçage gazeux effectué en régime transitoire sur la maquette de la configuration I ont été transposés à échelle réelle. Pour cela, le même rapport de temps, à savoir le rapport de temps d'un scalaire passif, a été appliqué aux résultats

aérauliques (pressions et débits) et aux résultats du traçage. Il s'agit d'un cas réalisé avec le réseau de ventilation à l'arrêt et une vitesse de vent de 15 m/s (incidence du vent de 0°), permettant de maximiser l'influence des surpressions internes générées dans le local D. Deux surpressions consécutives ont été générées : un pic de pression d'une minute, suivi d'un créneau de pression de 12 minutes environ à échelle réelle. L'évolution temporelle de la pression du local D est présentée sur la Figure IV. 47. Ces sollicitations sont très rapides par rapport à la propagation de l'hélium. Elles s'apparentent donc à des « Dirac » de pression. L'injection d'hélium se fait à l'entrée du réseau de soufflage sous la forme d'un créneau. Le débit d'hélium est fixé de manière à obtenir une concentration moyenne de 400 ppm, comme illustré sur la Figure IV. 47. Les concentrations en hélium ont été mesurées au soufflage général, à l'extraction des locaux C et D, et à la cheminée. Les concentrations à l'extraction des locaux A et B n'ont pas été mesurées. Nous aurions pu modifier l'emplacement des deux spectromètres puis renouveler l'essai. Cependant, il est difficile de reproduire rigoureusement les mêmes sollicitations transitoires de pression. De plus, l'influence des surpressions internes est très faible pour les débits d'extraction des locaux A et B.

Les évolutions temporelles de la concentration en hélium à l'entrée du réseau de soufflage et de la pression interne au local D ont ensuite été simulées avec le code SYLVIA. Pour les simulations numériques réalisées lors de l'étude en régime transitoire, l'évolution de la surpression interne au local D était directement utilisée comme condition limite. Cependant, dans le cas présent, la détermination de la concentration en hélium dans ce local est souhaitée. Ce dernier ne peut donc pas être défini comme nœud de type condition limite. Un terme source de débit d'air, déterminé à partir du bilan de masse calculé pour le local D, est donc considéré.

La Figure IV. 47 compare les évolutions expérimentales et numériques des concentrations en hélium à l'extraction des locaux C et D et à la cheminée de rejet.

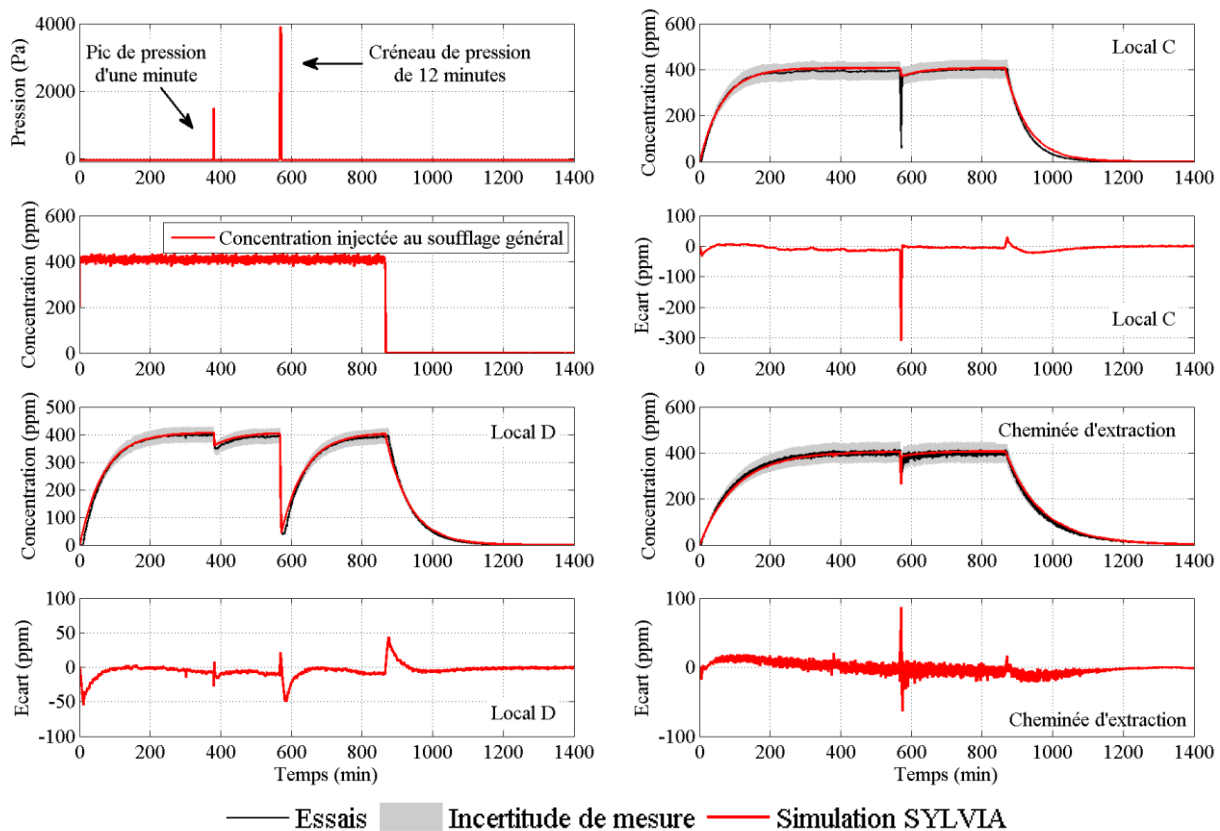


Figure IV. 47 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux C et D et à la cheminée de rejet (injection d'hélium sous forme de créneau en entrée du réseau, surpressions internes au local D, réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse du vent de 15 m/s, incidence du vent de 0°).

Les évolutions globales des concentrations expérimentales et numériques sont proches même lors des sollicitations transitoires de pression. Les concentrations en hélium diminuent lors des surpressions internes, en raison de l'augmentation des débits d'extraction due au débit d'air injecté dans le local D. Le premier pic de pression est trop faible pour avoir une influence notable sur les évolutions des concentrations à l'extraction du local C et à la cheminée de rejet. Les écarts identifiés lors du début et de la fin de l'injection, ainsi que lors d'une surpression interne, correspondent à la non-prise en compte des temps de transport par SYLVIA comme illustré sur la Figure IV. 42 en régime permanent. En revanche, un écart inexplicable est obtenu uniquement à l'extraction du local C lors du créneau de pression à 580 minutes environ. Cet écart provient d'une chute anormale de la concentration mesurée par le spectromètre, qui ne devrait pas avoir lieu, compte tenu des débits expérimentaux obtenus. Ainsi, les deux conclusions suivantes peuvent être tirées à partir de ces résultats de traçage gazeux en régime transitoire :

- le code SYLVIA permet de retranscrire d'une manière globale la dispersion d'un polluant en régime aéraulique transitoire au sein d'un réseau de ventilation. En étudiant plus précisément les évolutions des concentrations, des temps de retard représentant les temps de transport dans les conduits et dans les locaux sont identifiés. Ces temps de propagation ne peuvent pas être déterminés avec le code SYLVIA pour les raisons évoquées précédemment ;
- dans le cas où la propagation aéraulique des pressions et des débits peut être considérée comme quasi-instantanée, la méthodologie d'adimensionnement peut être appliquée pour définir des expérimentations de traçage gazeux à échelle réduite en régime transitoire. Il a été montré dans la section IV.3 que les évolutions transitoires sont systématiquement quasi-instantanées, sauf lorsque aucun écoulement n'est initialement établi lors d'une surpression (réseau de ventilation à l'arrêt et absence de vent). Le rapport de temps aéraulique n'a alors plus lieu d'être et seul le rapport de temps du scalaire passif doit être considéré pour ramener à échelle réelle les résultats aérauliques (pressions et débits) et les résultats du traçage.

IV.5 Conclusion

L'analyse des résultats expérimentaux issus des essais réalisés en soufflerie a été présentée dans ce chapitre. La comparaison entre ces résultats et les résultats numériques obtenus grâce au code SYLVIA a permis de vérifier la robustesse de ce code, mais aussi de pointer des limites quant à la modélisation de certains phénomènes physiques mis en évidence expérimentalement.

La première partie de ce chapitre a été consacrée à l'analyse de l'influence du vent sur les écoulements internes en régime permanent. Les valeurs moyennes des pressions et des débits ont été analysées en fonction de la vitesse et de l'incidence du vent, pour les configurations I et II avec le réseau de ventilation en fonctionnement puis à l'arrêt. Des vitesses de vent importantes, comprises entre 22 et 42 m/s, ont été considérées afin d'étudier des conditions de vent extrêmes. De plus, de telles vitesses de vent permettent de valider le comportement du code SYLVIA en cas de fortes variations de pression et de débit par rapport à l'état nominal du réseau en l'absence de vent. Les effets du vent induisent des surpressions et des dépressions au niveau des communications externes des bâtiments, entraînant des inversions de certains débits de fuite des locaux. Ces inversions de débit se traduisent par une perte partielle ou globale du confinement de l'installation. Pour la configuration I, les effets du vent sont maximisés, en raison de la présence de communications avec l'extérieur pour l'ensemble des locaux. Le maintien d'une dépression entre l'intérieur de l'installation et l'environnement extérieur n'est alors plus assuré pour les vitesses de vent étudiées, même avec le réseau de ventilation en fonctionnement. Cependant, il convient de noter que le confinement du local dont la dépression interne initiale est la plus importante (local le plus à risque) est toujours maintenu tant que la vitesse du vent est inférieure à 42 m/s (soit 151 km/h). Concernant la configuration II, représentative d'une installation dans laquelle les locaux sont imbriqués les uns dans les autres, le confinement du local le plus imbriqué (local D) reste systématiquement assuré. Avec le réseau de ventilation à l'arrêt, la dépression générée par le vent au niveau de la cheminée d'extraction maintient un tirage naturel suffisant pour garantir le confinement de ce local.

La comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques pour l'ensemble des cas traités, a ensuite permis de valider le code SYLVIA pour la modélisation des effets du vent en régime permanent. Les valeurs expérimentales et numériques des pressions aux nœuds et des

débits dans les branches sont très proches pour la plupart des comparaisons effectuées. Les écarts identifiés sont principalement imputables aux incertitudes de mesure et aux hypothèses de modélisation effectuées avec le code SYLVIA pour définir les configurations nominales (modification des débits de ventilation d'entrée pour conserver le bilan de masse, choix des lois débit-pression des filtres et des fuites).

Une analyse des écoulements en régime transitoire a été proposée dans la seconde partie de ce chapitre. Dans un premier temps, l'influence de la turbulence du vent sur les débits de fuite a été quantifiée. La turbulence joue alors un rôle primordial sur les inversions des débits. En effet, des inversions instantanées des débits de fuite sont observées du fait des fluctuations des pressions externes, bien que ces inversions ne soient pas identifiées en régime permanent. Ces inversions instantanées interviennent dès lors que la fuite considérée est dans une zone dépressionnaire ou que le débit de fuite moyen est inférieur au débit nominal (sans vent). La prise en compte de la turbulence du vent avec le code SYLVIA, en imposant les évolutions instantanées des pressions externes comme conditions aux limites, a ensuite été validée. Des écarts du même ordre de grandeur que ceux obtenus en régime permanent ont été identifiés.

Ensuite, l'influence des perturbations transitoires de pression sur les évolutions des pressions et des débits a été présentée. L'analyse expérimentale des surpressions émises au sein d'un local a permis d'évaluer le maintien du confinement de l'installation étudiée (configuration II) suite à un accident pour conduire à des surpressions internes de l'ordre de 2000 Pa (accident de type BORAX dans un réacteur expérimental, pic de pression dû au déclenchement d'un incendie, rupture d'un réservoir sous pression,...). Avec le réseau de ventilation en fonctionnement, le confinement de l'installation, pour laquelle les locaux sont imbriqués les uns dans les autres (configuration II), reste partiellement assuré. En effet, la cascade de dépression n'est pas totalement inversée. De plus, le filtre positionné au soufflage du local dans lequel la surpression est générée (local le plus à risque) permet d'empêcher la propagation d'un polluant vers le local A, et ensuite vers l'environnement extérieur.

La modélisation des écoulements transitoires avec le code SYLVIA a été validée à partir de ces expérimentations. La prise en compte de l'inertie des branches pour représenter ce type de sollicitations transitoires est très peu influente. L'influence maximale est obtenue pour une surpression interne émise dans un local lorsque le réseau de ventilation est à l'arrêt et que les effets du vent ne sont pas considérés. Dans ce cas, des oscillations fortement amorties caractéristiques d'un résonateur d'Helmholtz sont observées. En dehors de ce cas spécifique,

l'inertie des branches peut être négligée. Ces constatations ont été vérifiées à partir de simulations effectuées sur des configurations simplifiées. Dès lors qu'un écoulement est initialement établi au sein du réseau, l'influence de l'inertie lors d'une sollicitation transitoire est très faible, et ce, même pour des sollicitations rapides (surpression de 2000 Pa en 1 seconde). Ainsi, dans la majorité des cas traités, le rôle de l'inertie est négligeable et les évolutions transitoires des pressions sont quasi-instantanées. La conservation du critère de similitude N_2 (Eq. II. 20), lié à la dynamique des écoulements, et du rapport de temps aéraulique, lié aux dimensions caractéristiques des branches, n'est alors plus nécessaire.

Enfin, la dispersion d'un polluant au sein d'un réseau de ventilation a été étudiée expérimentalement et numériquement pour la configuration I. D'une manière générale, le code SYLVIA permet de modéliser la dispersion d'un polluant que ce soit en régime permanent ou transitoire. La similitude du transport d'un scalaire passif a été étendue au régime transitoire, du fait du comportement quasi-instantané des variations de pression et de débit. Cependant, une analyse fine de la propagation d'un scalaire passif ne peut être réalisée à l'aide du code SYLVIA à cause des hypothèses propres aux codes à zones. Les temps de transport du polluant et les évolutions de concentration sous la forme d'oscillations dues aux recirculations internes dans les locaux ne peuvent pas être pris en compte avec SYLVIA. Par ailleurs, la mise en évidence du temps de transport dans les conduits met en exergue aussi une limite de la méthodologie d'adimensionnement dans le cas où ce temps n'est pas négligeable. Pour les cas traités dans ce travail, le temps de transport dans les locaux est prépondérant. Cette conclusion reste à vérifier pour des rapports différents entre les débits de soufflage, d'extraction et de fuite, pouvant entraîner des modifications de l'aéraulique interne des locaux.

CONCLUSION GENERALE ET PERSPECTIVES

L'objectif principal de ce travail de thèse était d'établir une méthodologie permettant de développer des approches expérimentales à échelle réduite pour des installations industrielles munies d'un réseau de ventilation. L'application de cette méthodologie au domaine nucléaire avait ensuite pour objectif d'étudier les effets du vent sur les écoulements internes en situation de fonctionnement normale, dégradée ou accidentelle.

La méthodologie d'adimensionnement des réseaux de ventilation (chapitre II) a abouti à la définition d'une similitude aéraulique pour l'étude des écoulements en régimes permanent et transitoire, et d'une similitude du transport d'un scalaire passif pour l'étude de la dispersion d'un polluant. Une conservation stricte et simultanée des deux similitudes est incompatible en raison des échelles de temps distinctes mises en évidence lors de l'adimensionnement des équations. La similitude du transport d'un scalaire passif n'est donc rigoureusement applicable qu'en régime aéraulique permanent.

Deux configurations de référence simplifiées, reposant sur les principes généraux de conception de la ventilation d'installations nucléaires réelles, ont ensuite été dimensionnées à échelle réduite à partir de la méthodologie d'adimensionnement (chapitre III). En régime nominal (réseau de ventilation en fonctionnement et absence de vent), ces configurations sont caractérisées par une cascade de dépression entre les locaux et par rapport à l'environnement extérieur. De cette manière, le confinement dynamique de la matière radioactive présente dans l'installation est garanti. La configuration I correspond à une installation en forte interaction avec l'environnement extérieur, alors que la configuration II représente une installation pour laquelle les locaux sont imbriqués les uns dans les autres afin de renforcer le confinement. Cette dernière configuration est la plus courante dans le domaine nucléaire.

A partir de ces configurations de référence, l'influence du vent sur les écoulements internes en mode de fonctionnement normal ou dégradé, a été étudiée expérimentalement en soufflerie (chapitre IV). Les résultats ont ensuite été comparés aux résultats numériques obtenus avec le code SYLVIA. Les principales conclusions issues de ces résultats expérimentaux et numériques sont synthétisées dans ce qui suit.

▪ **Conclusions relatives au confinement des configurations étudiées soumises aux effets du vent en situation normale ou dégradée**

L'étude de l'influence du vent en régime permanent a mis en évidence la présence d'inversions des débits de fuite, pour les deux configurations étudiées, pour certaines vitesses et incidences du vent. Ces inversions sont dues à la concomitance de fortes dépressions au niveau de la fuite considérée et de fortes surpressions au niveau de l'entrée principale du réseau et/ou des autres fuites externes. Elles se traduisent par une perte partielle ou globale du confinement des installations, pouvant ainsi conduire à des rejets de polluants vers l'environnement extérieur.

La prise en compte de la turbulence du vent, pour un vent moyen stationnaire, a ensuite mis en évidence la présence d'inversions instantanées des débits de fuite, bien que celles-ci ne soient pas identifiées en régime permanent. Ces inversions instantanées, dues aux fortes variations des pressions externes, interviennent dès lors que la fuite considérée est dans une zone dépressionnaire ou que le débit de fuite moyen est inférieur au débit nominal (sans vent).

Le maintien du confinement de la configuration II a ensuite été testé pour une situation accidentelle, correspondant à une surpression interne générée au sein du local le plus à risque, dû par exemple à un accident de type BORAX dans un réacteur expérimental, à la rupture d'un réservoir sous pression ou encore au déclenchement d'un incendie. La prise en compte simultanée des effets du vent et d'une surpression interne peut alors mettre à défaut le confinement de l'installation, en fonction des surpressions et des dépressions générées au niveau des communications extérieures. Il convient de souligner que la cascade de dépression entre les locaux n'est pas totalement inversée lorsque la surpression est générée avec le réseau de ventilation en fonctionnement et en l'absence de vent. Cependant, des inversions du débit de ventilation ont aussi été observées dans le conduit de soufflage du local dans lequel la surpression est générée, pouvant ainsi potentiellement entraîner la propagation d'une espèce gazeuse dans le réseau de ventilation.

▪ **Conclusions relatives à la physique des phénomènes étudiés**

L'influence de l'inertie du réseau de ventilation sur la dynamique des écoulements internes a été étudiée, à partir de sollicitations transitoires de pression (rafales de vent, séquences de vent fluctuant et surpressions internes). Il a été montré que, pour ce type de sollicitations, le rôle de l'inertie est faible. Une influence notable de l'inertie est mise en évidence uniquement dans le cas où une surpression interne est générée dans un local en l'absence d'écoulement

initial établi (réseau de ventilation à l'arrêt et absence de vent). Dans ce cas, des pics de pression sont observés, correspondant à des oscillations fortement amorties, caractéristiques d'un résonateur d'Helmholtz (Holmes, 1979). Des simulations numériques ont alors montré que l'influence de l'inertie est faible en raison des pertes de charge élevées et des dimensions caractéristiques d'un réseau de ventilation réel.

Pour la majorité des cas traités, le rôle de l'inertie est négligeable et les évolutions transitoires des écoulements peuvent être considérées comme quasi-instantanées. Cette conclusion permet de simplifier grandement les approches par similitude à échelle réduite. En effet, la conservation du nombre de similitude N_2 (Eq. II. 20) lié à la dynamique de l'écoulement n'est plus nécessaire. Ainsi, la distorsion volumique entre les locaux et les conduits n'a plus lieu d'être et la similitude aéraulique est basée uniquement sur la conservation des grandeurs de référence et des nombres adimensionnels liés aux pertes de charge des branches. Un unique rapport d'échelle géométrique \bar{L} peut être considéré, puisque l'inertie des branches n'est pas rigoureusement conservée. Ainsi, à partir des rapports d'échelle des longueurs \bar{L} et des vitesses \bar{U} , les rapports d'échelle des pressions, des débits et des résistances aérauliques sont données par les relations établies dans le chapitre II (Eqs. II. 24, II. 25 et II. 19). Dans le cas où une étude rigoureuse des fluctuations de pression sur l'architecture externe du bâtiment, liée à la turbulence du vent, est souhaitée, le rapport d'échelle du temps s'exprime en fonction du rapport d'échelle des longueurs des locaux, égal à la réduction géométrique \bar{L} suite aux simplifications considérées, et des vitesses \bar{U} (Eq. II. 26). En effet, étant donné que la distorsion volumique n'est plus considérée, le rapport de temps est identique pour les conduits et les locaux. La similitude du transport d'un scalaire passif est donc compatible avec la similitude aéraulique en régime transitoire, tant que l'inertie est négligeable.

La réalisation d'expérimentations de traçage gazeux a mis en évidence la présence d'un temps de transport dans les conduits et dans les locaux. Un unique essai de traçage ne suffit donc pas pour déterminer rigoureusement le temps de transport total d'un polluant à échelle réelle. En effet, le temps de transport dans les conduits est gouverné par le temps aéraulique et le temps de transport dans les locaux est lié au temps du transport d'un scalaire passif. Il faut donc connaître le pourcentage de temps de transport dans le conduit par rapport au temps de transport total, afin de lui appliquer le rapport de temps aéraulique, et non pas le rapport de temps du transport d'un scalaire passif. Cette conclusion souligne une limite de la méthodologie dès lors que la distorsion volumique entre les locaux et les conduits est considérée, et que le temps de transport dans les conduits ne peut pas être négligé. Il sera

toutefois possible de s'affranchir de cette limite dans la majorité des cas. D'une part, pour les cas traités, le temps de transport dans les conduits reste faible par rapport au temps total (au maximum de l'ordre de 16 % à échelle réduite). D'autre part, les approches à échelle réduite peuvent être développées sans prendre en compte la distorsion volumique, lorsque les évolutions transitoires des écoulements peuvent être considérées comme quasi-instantanées. Enfin, pour cette même raison, la similitude du transport d'un scalaire passif peut être étendue à l'étude des écoulements transitoires tels que ceux étudiés (rafales de vent, séquences de vent fluctuant et surpressions internes).

▪ **Conclusions sur la qualification et les limites du code SYLVIA**

Tout d'abord, la prise en compte des effets du vent en régime permanent a été validée à partir des comparaisons entre les résultats expérimentaux et numériques pour les cas traités avec les configurations I et II. Les valeurs des pressions aux nœuds et des débits dans les branches obtenues lorsque le réseau de ventilation est en fonctionnement sont très proches pour l'ensemble des comparaisons. Des écarts plus conséquents, particulièrement pour les débits, sont obtenus avec le réseau de ventilation à l'arrêt. Par exemple, avec la configuration II pour laquelle les écarts sont les plus élevés, les écarts relatifs sont supérieurs à 20 % pour environ 30 % des valeurs de débit de ventilation, lorsque le réseau de ventilation est à l'arrêt. En revanche, avec le réseau de ventilation en fonctionnement, les écarts relatifs sont inférieurs à 5 % pour plus de 99 % des valeurs de débit de ventilation. Les écarts sont majoritairement imputables aux incertitudes de mesure élevées pour les débits de ventilation associés à une différence de pression faible aux bornes du diaphragme, à la non-conservation rigoureuse des bilans de masse expérimentaux et aux hypothèses choisies pour définir les configurations nominales numériques (modification des débits de ventilation pour conserver le bilan de masse, choix des lois débit-pression des filtres et des fuites).

La modélisation par le code SYLVIA des écoulements transitoires générés par le vent a ensuite été analysée. La prise en compte par ce code de la turbulence du vent pour un vent moyen stationnaire, d'une rafale de vent ou encore d'une séquence de vent fluctuant a été validée. Les écarts identifiés sur les pressions et les débits sont du même ordre de grandeur que ceux obtenus en régime permanent. En effet, compte tenu de la faible influence de l'inertie du réseau de ventilation dans la majorité des cas traités, les évolutions transitoires des pressions et des débits peuvent souvent être considérées comme quasi-instantanées. Une influence notable de l'inertie a été identifiée uniquement pour une surpression interne générée

en l'absence d'écoulement initial établi. La modélisation, par le code SYLVIA, des écoulements induits par une telle surpression interne a aussi été validée. Les résultats obtenus en considérant ou non l'inertie des branches, montrent que la prise en compte de l'inertie dans ces simulations est nécessaire afin de reproduire les pics de pression identifiés expérimentalement (réseau de ventilation à l'arrêt et absence de vent).

Ainsi, le code SYLVIA permet de modéliser les écoulements aérauliques permanents et transitoires générés par les effets du vent, de la ventilation mécanique et d'une surpression interne. La principale difficulté pour prendre en compte l'influence du vent reposera alors sur la connaissance des pressions externes induites par le vent et utilisées comme conditions aux limites dans SYLVIA. La détermination de ces valeurs peut se faire à partir de calculs CFD ou à partir d'expérimentations en soufflerie.

Enfin, le code SYLVIA permet de retranscrire, dans une certaine mesure, la dispersion d'un polluant au sein d'une configuration soumise aux effets du vent, de la ventilation mécanique et d'une surpression interne. Cependant, les temps de transport du polluant et les oscillations des concentrations dues aux recirculations internes du polluant dans les locaux ne peuvent être simulés avec le code SYLVIA à cause des hypothèses propres aux codes à zones (mélange parfaitement homogène dans les locaux, propagation instantanée dans les branches).

A partir des conclusions tirées de ce travail de thèse, plusieurs axes de recherche sont proposés.

- **Etude de la probabilité d'occurrence de la perte du confinement sur des installations réelles soumises aux effets du vent**

En tout premier lieu, des expérimentations en soufflerie atmosphérique ou des calculs à l'aide d'un code CFD peuvent être envisagés afin de définir les coefficients de pression externes pour des architectures externes d'installations réelles. Seule la détermination des coefficients de pression externes est nécessaire, puisque la prise en compte par SYLVIA des effets du vent a été validée. Ensuite, à partir des données météorologiques du site de l'installation considérée (vitesse et incidence du vent), une étude statistique permettrait d'étudier la probabilité d'occurrence des inversions de débits de fuite pour une installation réelle, associée aux conditions de vent réel du site.

- **Analyse paramétrique des oscillations dans un réseau de ventilation en régime d'écoulement transitoire**

Sur la base de l'étude paramétrique proposée dans ce travail, des simulations complémentaires peuvent être envisagées afin d'étudier en détail la présence ou non des oscillations caractéristiques d'Helmholtz. D'une part, ces simulations pourraient être effectuées pour des cas simplifiés théoriques, afin d'étudier les grandeurs caractéristiques des oscillations en fonction de différents paramètres d'entrée (condition initiale de l'écoulement, amplitude et durée de la sollicitation transitoire, dimensions caractéristiques des configurations étudiées). D'autre part, des simulations peuvent être menées avec des configurations de référence afin d'étudier la probabilité d'occurrence de ce type de phénomène sur des réseaux de ventilation réels, bien que celle-ci semble très faible au vu des résultats de ce travail.

- **Etude numérique à l'aide d'un code CFD de la propagation d'un polluant**

L'analyse des temps de transport et des recirculations internes mis en évidence lors des expérimentations, pourrait être réalisée à partir d'une étude numérique à l'aide d'un code CFD. Des simulations préliminaires ont d'ores et déjà été menées par l'IRSN avec le code ANSYS CFX, mettant ainsi en évidence des oscillations de la concentration à l'extraction d'un local, représentatives des recirculations internes au sein du local. Par ailleurs, la détermination des temps de transport d'un polluant dans un local pour des architectures internes réelles, permettrait d'étudier dans quelles conditions le temps de transport dans les conduits ne peut pas être négligé devant le temps de transport dans les locaux. Dans le cas où ce temps ne peut pas être systématiquement négligé, des améliorations peuvent facilement être apportées aux modèles aérauliques pour le prendre en compte, puisqu'il s'agit uniquement d'un temps de retard lié aux débits et aux dimensions caractéristiques des conduits.

- **Extension de la méthodologie d'adimensionnement pour l'étude de scénarios anisothermes**

Enfin, il est primordial d'étendre la méthodologie d'adimensionnement pour le développement d'approches à échelle réduite, permettant d'étudier les phénomènes couplés des transferts de masse et d'énergie au sein des réseaux aérauliques des bâtiments industriels. Le développement de cette méthodologie sera alors basé sur l'adimensionnement des équations régissant les écoulements en situation anisotherme. Compte tenu des conclusions de notre

étude, il ne sera pas forcément nécessaire de conserver le nombre de similitude N_2 lié à la dynamique des écoulements (Eq. II. 20), permettant ainsi de définir une seule dimension caractéristique pour les conduits et les locaux. Par ailleurs, le nombre d'Archimède est mis en évidence dans l'équation d'énergie mécanique appliquée aux branches, à l'instar de l'adimensionnement proposé par Etheridge (2000a, 2000b). La définition d'une approche à échelle réduite pourra alors s'appuyer sur des approches analogues développées dans le cadre de la sécurité incendie (Vauquelin, 2008 ; Lucchesi, 2009) ou dans le domaine de la ventilation naturelle (Linden, 1999 ; Gladstone et Woods, 2001). L'application d'une telle méthodologie au domaine nucléaire permettra d'analyser la capacité du code SYLVIA à prendre en compte les effets couplés du vent, de la ventilation mécanique et d'un dégagement de chaleur dû à un incendie par exemple.

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

AFNOR (1984). *Distribution et diffusion d'air – Technique de mesure du débit d'air dans un conduit aéraulique*. Norme NF X 10-231, Avril 1984

AHSRAE (2001). ASHRAE Handbook: Fundamentals, SI ed. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, pp.26.1-26.32 (Chapter 26)

Aynsley R.M. (1997). *A resistance approach to analysis of natural ventilation airflow networks*. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 67&68, 711-719

Chiu Y-H. (2004). *Development of Unsteady Design Procedures for Natural Ventilation Stacks*, PhD Thesis, University of Nottingham

Chiu Y-H., Etheridge D.W. (2007). *External flow effects on the discharge coefficients of two types of ventilation opening*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 95, 225-252

Chu C-R., Chiu Y-H, Chen Y-J, Wang Y-W, Chou C-P (2009). *Turbulence effects on the discharge coefficient and mean flow rate of wind driven cross-ventilation*, Building and Environment 44, 2064-2072

Chu C-R, Wang Y-H (2010). *The loss factors of building openings for wind-driven ventilation*, Building and Environment 45, 2273-2279

Del Fabbro (2001). *Modélisation des écoulements d'air et du colmatage des filtres plissés par des aérosols solides*, Thèse de l'Université Paris XII – Val de Marne

Etheridge D.W., Sandberg M. (1996). *Building ventilation: theory and measurement*, Ed. Wiley, UK

Etheridge D.W. (1998). *A note on crack flow Equations for ventilation modelling*, Building and Environment 33, 325-328

Etheridge D.W. (2000a). *Unsteady flow effects due to fluctuating wind pressures in natural ventilation design – Mean flow rates*”, Building and Environment 35, 111-133

Etheridge D.W. (2000b). *Unsteady flow effects due to fluctuating wind pressures in natural ventilation design – Instantaneous flow rates*, Building and Environment 35, 321-337

Etheridge D.W. (2002). *Nondimensional methods for natural ventilation design*, Building and Environment 37, 1057-1072

Etheridge D.W., Chiu Y.H. (2004). *Experimental technique to determine unsteady flow in natural ventilation stacks at model scale*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 92, 291-313

Faure X., Le Roux N. (2011). *On the potential of aerodynamic natural ventilation for dwellings and low rise buildings*, ROOMVENT 2011, 19-22 June 2011, Trondheim, Norway

Gladstone C., Woods A.W. (2001). *On buoyancy-driven natural ventilation of a room with a heated floor*, Journal of Fluid Mechanics, vol. 441, p.293-314

Guerra (2004). *Modélisation du transfert d'un aérocontaminant dans un local ventilé en champ proche d'une source d'émission accidentelle*. Thèse de l'Institut National Polytechnique de Toulouse

Haghighat F., Brohus H., Rao J. (2000). *Modelling air infiltration due to wind fluctuations – a review*, Building and Environment (35), 377-385

Ho T.C.E., Surry D., Morrish D., Kopp G.A. (2005). *The UWO contribution to the NIST aerodynamic database for wind loads on low buildings: Part 1. Archiving format and basic aerodynamic data*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 93, 1-30

Holmes J. D. (1979). *Mean and fluctuating internal pressures induced by wind*, Proceedings, 5th International Conference on Wind Engineering, Fort Collins, July 1979, p. IV-8-1

Idel'cik I.E. (1999). *Mémento des pertes de charges*, Editions Eyrolles

Karava P. (2008), *Airflow Prediction in Buildings for Natural Ventilation Design: Wind Tunnel Measurements and Simulation*, PhD Thesis, Concordia University

Lander (2010). *Digital Correction of Pressure Measurements*, Rapport de stage, CSTB Nantes

Linden P.V. (1999), *The fluid mechanics of natural ventilation*, Annual Review of Fluid Mechanics 31, p.201-238

Liu H., Saathoff P.J. (1981). *Building Internal Pressure: Sudden Change*, Journal of the Engineering Mechanics Division, ASCE, vol. 107, p.309-321

Liu H., Rhee K.H. (1986). *Helmholtz oscillation in buildings model*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 24, 95-115

Lucchesi C. (2009). *Etude du mouvement d'un fluide de faible masse volumique entre 2 compartiments reliés par une ouverture de type porte : Application à la propagation de la fumée d'incendie*, Thèse de Doctorat, Université Aix-Marseille II

Mariaux G. (1995). *Etude du comportement dynamique des circuits aérauliques : Application au contrôle actif des variations rapides de pression dans les trains à grandes vitesses*, Thèse de Doctorat, Université de Poitiers

Mocho (2008a). *Utilisation du spectromètre de masse Alcatel modèle ASM 100*. Rapport IRSN/DSU/SERAC/LECEV/DEB/MOP-01

Mocho (2008b). *Estimation des incertitudes de mesure du spectromètre de masse Alcatel modèle ASM 100*. Rapport IRSN/DSU/SERAC/LECEV/DEB/MOP-03

Oh J.H., Kopp G.A., Inculet D.R. (2007). *The UWO contribution to the NIST aerodynamics database for wind loads on low buildings: Part 3. Internal Pressure*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 95, 755-779

Pankhurst R.C., Holder D.W. (1968). *Wind-tunnel technique – An account of Experimental Methods in Low- and High-Speed Wind Tunnels*, Pitman Publishing Corporation

Pearce W., Sykes D.M. (1999), *Wind tunnel measurements of cavity pressure dynamics in a low-rise flexible roofed building*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 82, 27-48

Ricciardi (2009). *Synthèse de la validation du code SYLVIA V1.2.2 – Partie Ventilation-Aérocontamination*. Rapport IRSN/DSU/SERAC/LEMAC/09-04. Février 2009

Salliou J.R. (2011). *Analyse de l'influence de paramètres géométriques et physiques sur le coefficient de décharge, appliquée à la ventilation naturelle des bâtiments*. Rapport de Stage, CSTB Nantes

Saathoff P.J., Liu H. (1983). *Internal Pressure of Multi-Room Buildings*, Journal of Engineering Mechanics

Sharma R.N., Richards P.J. (1997), *Computational modelling of the transient response of building internal pressure to a sudden opening*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 72, 149-161

Sharma R.N., Richards P.J. (2003) *The influence of Helmholtz resonance on internal pressures in a low-rise building*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 91, 807-828

Sollic C. (1995). *Simultaneous measurements of fluctuating pressures using piezoresistive multichannel transducers as applied to atmospheric wind tunnel tests*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 56, 71-86

Stathopoulos T., Luchian H.D. (1989). *Transient wind-induced internal pressures*, Journal of Engineering Mechanics, Vol. 115, No. 7, 1501-1514

Vauquelin O. (2008). *Experimental simulations of fire-induced smoke control in tunnels using an 'air-helium reduced scale model': Principle, limitations, results and future*, Tunnelling and Underground Space Technology 23, 171-178

Vickery B. J. (1986). *Gust factors for internal pressures in low rise buildings*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 23 , 259-271

Vickery B.J., Bloxham C. (1992). *Internal pressure dynamics with a dominant opening*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 41-44, 193-204

Walker I. S., Wilson D. J. and Sherman M.H. (1998). *A comparison of the power law to quadratic formulations for air infiltration calculations*, Energy and Buildings, 27, 293-299

Wang B. (2010). *Unsteady Wind effects on natural ventilation*, PhD Thesis, University of Nottingham

Womble J.A., Yeatts B.B., Cermak J.E., Mehta K.C. (1995). *Internal wind pressures in a full and small-scale building*, Proceedings of the Ninth International Conference on Wind Engineering, vol.3, p. 1079-1090

Woods A.R., Blackmore P.A. (1995). *The effect of dominant openings and porosity on internal pressures*, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 57, 167-177

ANNEXES

ANNEXE 1 : Caractérisation du comportement aéraulique des fuites et des filtres pour la modélisation avec SYLVIA	204
ANNEXE 2 : Configuration nominale SYLVIA pour la configuration II.....	208
ANNEXE 3 : Présentation de la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB	212
ANNEXE 4 : Résultats expérimentaux de la configuration I en régime permanent.....	213
ANNEXE 5 : Résultats expérimentaux de la configuration II en régime permanent	219
ANNEXE 6 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques en régime permanent	224
ANNEXE 7 : Résultats du traçage gazeux	226
ANNEXE 8 : Essais de visualisation par injection de fumée.....	232

ANNEXE 1 : Caractérisation du comportement aéraulique des fuites et des filtres pour la modélisation avec SYLVIA

Cette annexe présente les lois débits-pression des fuites et des filtres issues de la caractérisation hors soufflerie. Ces lois sont nécessaires pour la modélisation avec SYLVIA. Pour le cas des fuites, seules les valeurs d'exposant sont définies avec SYLVIA, la résistance aéraulique est ensuite calculée à partir des valeurs nominales des pressions et des débits. Pour les filtres, les lois présentées dans cette annexe sont nécessaires dans le cas où les filtres sont modélisés par des lois quadratiques de la forme $aQ^2 + bQ$. Pour la modélisation des filtres par des lois linéaires, seules les valeurs nominales des pressions et des débits sont nécessaires.

Les lois débit-pression des conduits de ventilation ne sont pas détaillées dans cette annexe. Il a été vérifié que le comportement aéraulique des conduits de ventilation est systématiquement quadratique (voir section III.5.3). Ainsi, la modélisation des conduits de ventilation se fait uniquement à partir des valeurs nominales des pressions et des débits en considérant des résistances quadratiques.

1. Lois débit-pression des fuites

Les lois débit-pression des fuites ont été déterminées sur un banc de calibration spécifique présenté sur la Figure III. 17. Ces lois sont données sur les Figures A1. 1 à A1. 6.

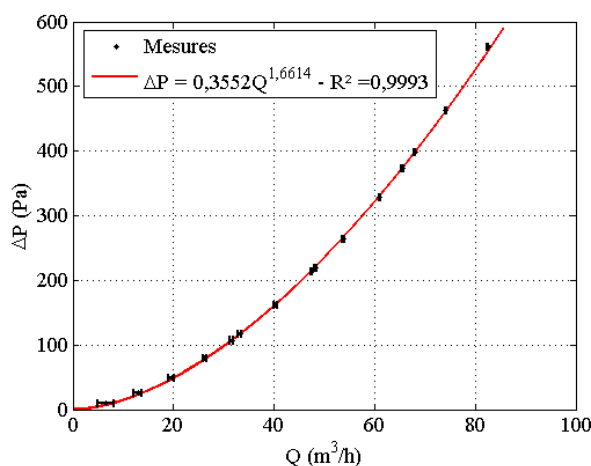


Figure A1. 1 : Loi débit-pression de la fuite externe du local A (configurations I et II).

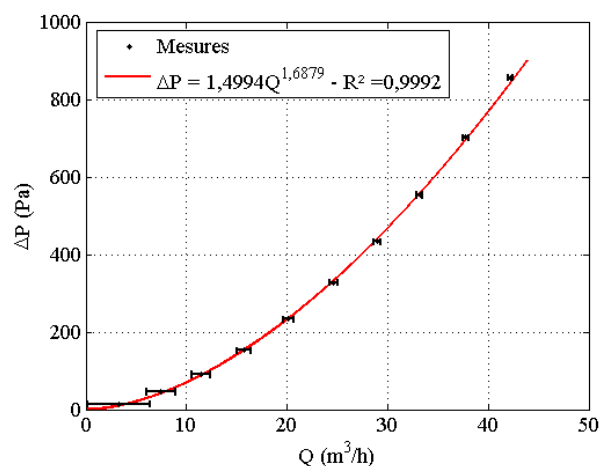


Figure A1. 2 : Loi débit-pression de la fuite externe du local B (configuration I).

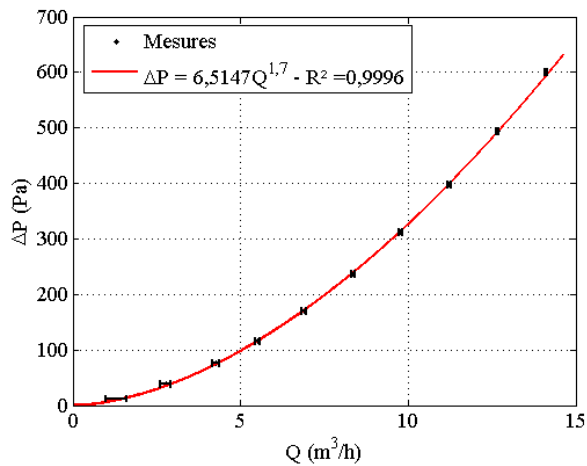


Figure A1. 3 : Loi débit-pression de la fuite externe du local C (configuration I) et de la fuite interne entre les locaux B et C (configuration II).

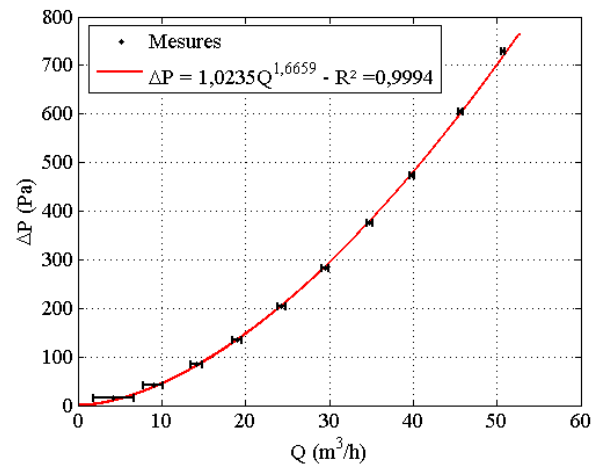


Figure A1. 4 : Loi débit-pression de la fuite interne entre les locaux A et B (configurations I et II).

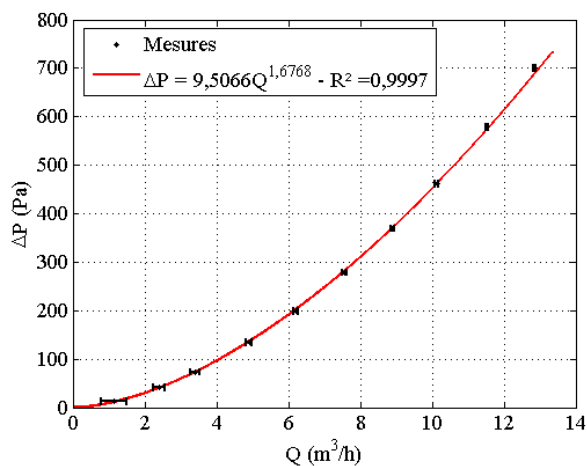


Figure A1. 5 : Loi débit-pression de la fuite interne entre les locaux A et C (configuration I).

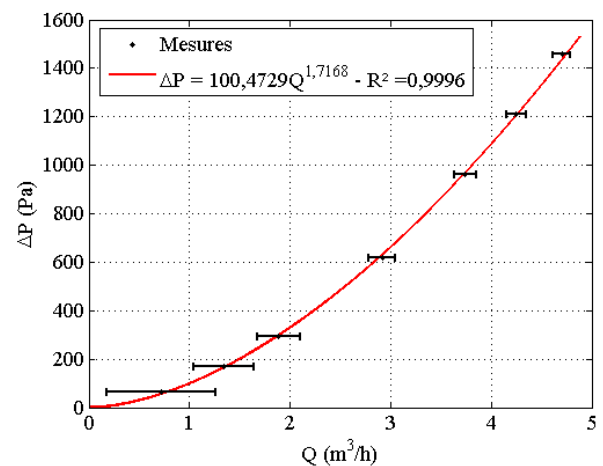


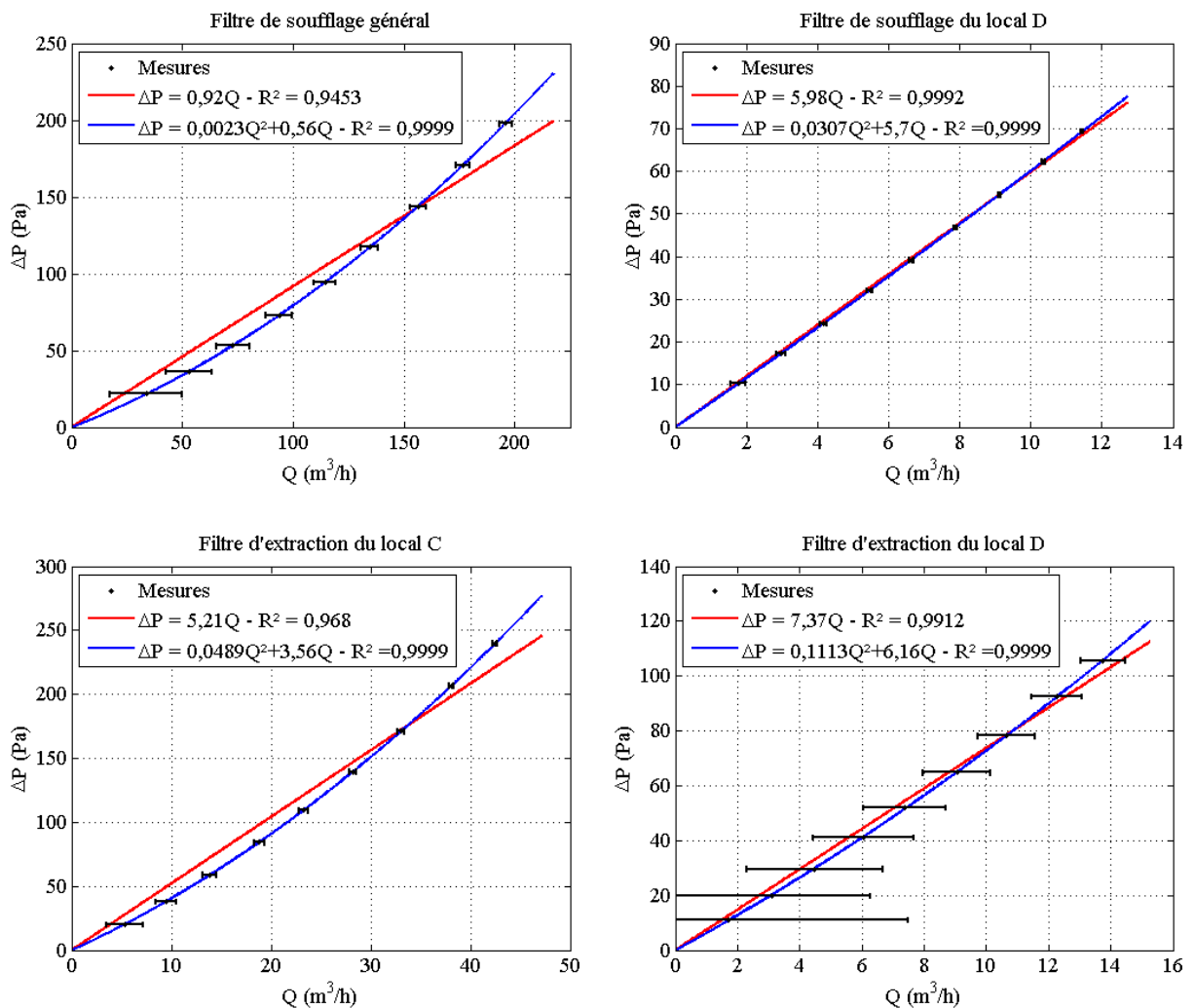
Figure A1. 6 : Loi débit-pression des fuites internes entre les locaux B et D (configuration I) et entre les locaux C et D (configuration II).

Notons que pour la fuite externe du local D (configuration I), le nombre de trous est très faible (14 trous). Les pertes de charge élevées de cette plaque à trous empêchent alors une estimation rigoureuse de la loi débit-pression avec les moyens de mesure mis en œuvre (valeurs très faibles des débits, différence de pression élevées aux bornes de la plaque). Les valeurs de l'exposant n et du coefficient K sont alors déterminées à partir des essais réalisés sur la plaque à 33 trous (Figure A1. 6). La valeur de l'exposant n est conservée et le coefficient K est calculée en considérant que le débit transitant dans une plaque à 14 trous est

proportionnel au débit d'une plaque à 33 trous. La loi débit-pression obtenue s'écrit alors par la relation $\Delta P = 438,8646Q^{1,7168}$.

2. Lois débit-pression des filtres

Les lois débit-pression des filtres ont été déterminées expérimentalement sur les configurations I et II, lors d'essais de caractérisation réalisés hors soufflerie (voir section III.5.3). La Figure A1. 7 présente les lois débit-pression expérimentales obtenus pour l'ensemble des filtres de la configuration I. Le comportement aéraulique des filtres de la configuration II est identique.



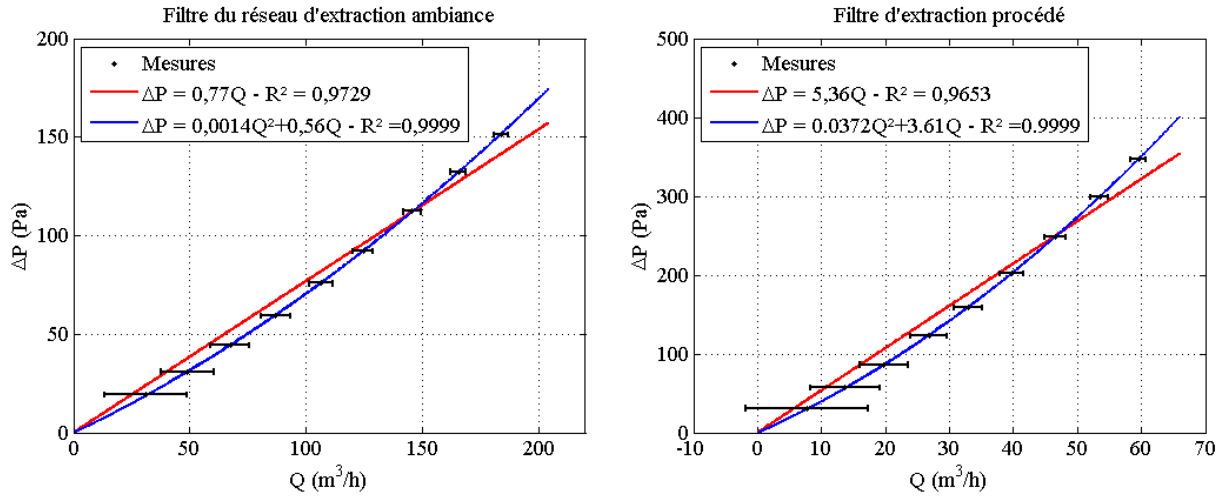


Figure A1. 7 : Lois débit-pression des filtres obtenues avec la configuration I.

ANNEXE 2 : Configuration nominale SYLVIA pour la configuration II

Cette annexe détaille les étapes permettant de définir la configuration nominale numérique utilisée dans le code SYLVIA pour la configuration II. La démarche suivie est identique à celle présentée pour la configuration I dans la section III.6.

Le schéma de principe de la Figure A2. 1 présente les valeurs nominales moyennes obtenues pour la configuration II. Les pressions et les débits correspondent aux valeurs moyennes, sur huit essais, des moyennes temporelles de chaque essai.

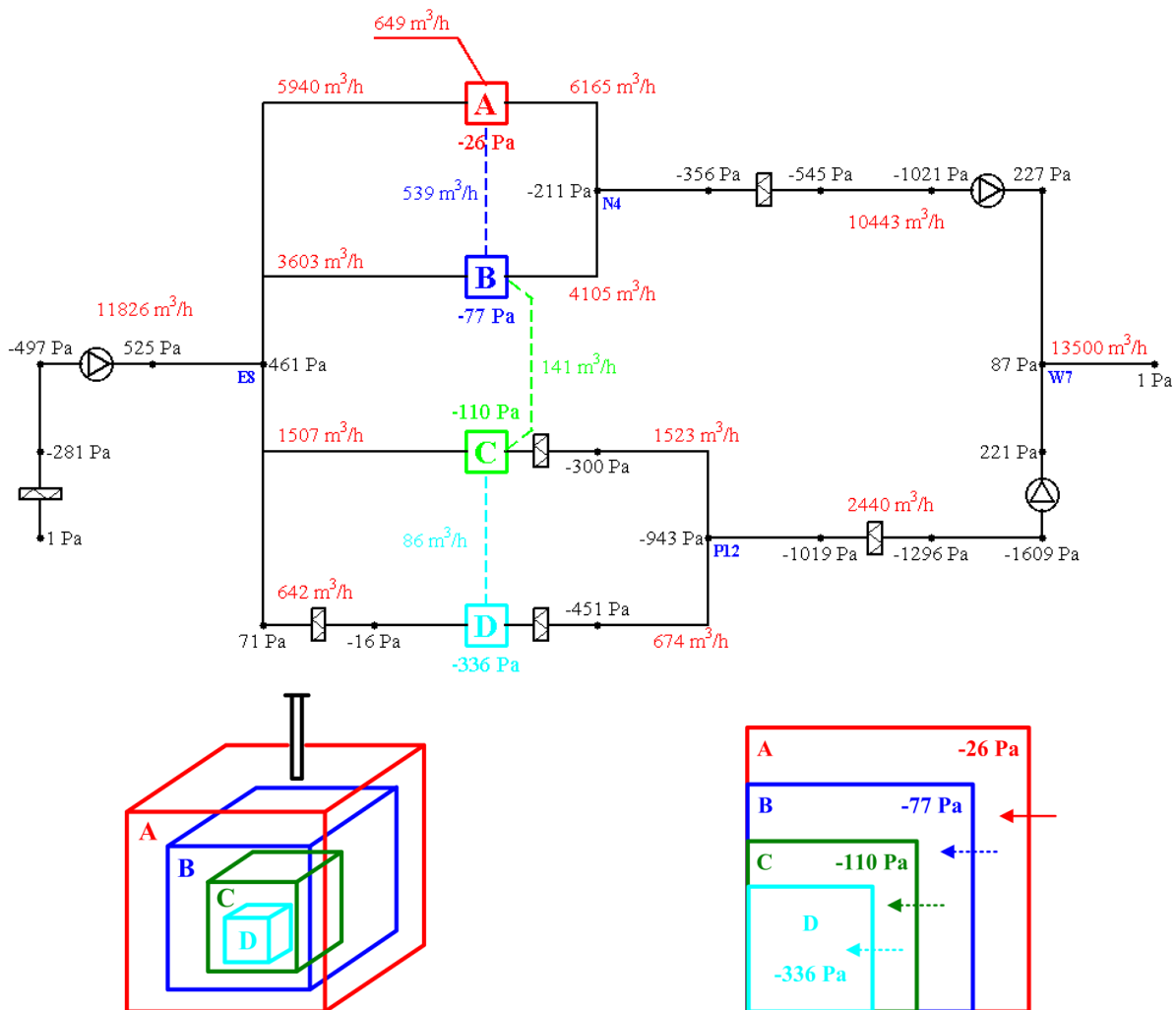


Figure A2. 1 : Schéma de principe présentant les valeurs moyennes expérimentales en régime nominal pour la configuration II.

Le Tableau A2. 1 présente les débits de ventilation moyens, les incertitudes associées et les variations des mesures sur les huit essais.

Conduit de ventilation	Débit réel moyen et incertitude (m³/h)	Variation des débits moyens (m³/h)
Soufflage général	11826 ± 298	± 72
Soufflage Local A	5940 ± 80	± 29
Soufflage Local B	3603 ± 132	± 16
Soufflage Local C	1507 ± 42	± 5
Soufflage Local D	642 ± 4	± 3
Extraction Local A	6165 ± 77	± 26
Extraction Local B	4105 ± 116	± 22
Extraction ambiance générale	10443 ± 339	± 43
Extraction Local C	1523 ± 41	± 6
Extraction Local D	674 ± 94	± 3
Extraction procédé générale	2440 ± 197	± 11
Cheminée d'extraction	13500 ± 717	± 74

Tableau A2. 1 : Débits de ventilation moyens, incertitudes et variations des mesures sur les huit essais en régime nominal (configuration II).

Le Tableau A2. 2 présente le bilan des débits en chacun des nœuds pour la configuration II. Ces bilans sont donnés, sous une forme volumique, en valeurs absolue et relative du débit moyen transitant dans chaque nœud. Les écarts identifiés, imputables aux incertitudes de mesure et aux éventuels défauts d'étanchéité de la maquette, sont plus élevés que pour la configuration I.

Ainsi, la modification des débits expérimentaux pour conserver le bilan de masse est plus importante que sur la configuration I. Ces débits modifiés sont ensuite utilisés comme données d'entrée dans SYLVIA pour définir les résistances aérauliques. Le Tableau A2. 3 compare les débits expérimentaux aux débits modifiés considérés pour la définition de la configuration nominale numérique avec SYLVIA. Des écarts relatifs maximums de l'ordre de 8 % sont atteints pour les débits du réseau d'extraction procédé et de la cheminée d'extraction.

Nœud	Bilan des débits (m ³ /h)	Pourcentage du débit moyen (%)
Local A	-115	-1,7
Local B	-104	-2,5
Local C	39	2,4
Local D	54	7,7
Soufflage général (nœud E8)	134	1,1
Extraction ambiance (nœud N4)	-173	-1,7
Extraction procédé (nœud P12)	-243	-10,4
Cheminée d'extraction (nœud W7)	-617	4,6

Tableau A2. 2 : Bilans des débits des locaux et des jonctions du réseau de ventilation présentés en valeurs absolue et relative du débit moyen (configuration II).

Conduit de ventilation	Débit expérimental (m ³ /h)	Débit d'entrée Sylvia (m ³ /h)	Ecart relatif (%)
Soufflage général	11826	11755	-0,60
Soufflage Local A	5940	5998	-0,97
Soufflage Local B	3603	3655	1,44
Soufflage Local C	1507	1487	-1,32
Soufflage Local D	642	615	-4,20
Extraction Local A	6165	6108	-0,92
Extraction Local B	4105	4053	-1,26
Extraction ambiance générale	10443	10161	-2,70
Extraction Local C	1523	1542	-1,24
Extraction Local D	674	701	4,00
Extraction procédé générale	2440	2243	-8,07
Cheminée d'extraction	13500	12404	-8,11

Tableau A2. 3 : Comparaison des débits expérimentaux en régime nominal et des débits d'entrée SYLVIA modifiés pour conserver le bilan de masse aux nœuds (configuration II).

ANNEXE 3 : Présentation de la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB

Cette annexe présente un schéma de la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB. Les essais, effectués sur les configurations I et II, ont été réalisés dans la veine haute vitesse de la soufflerie.

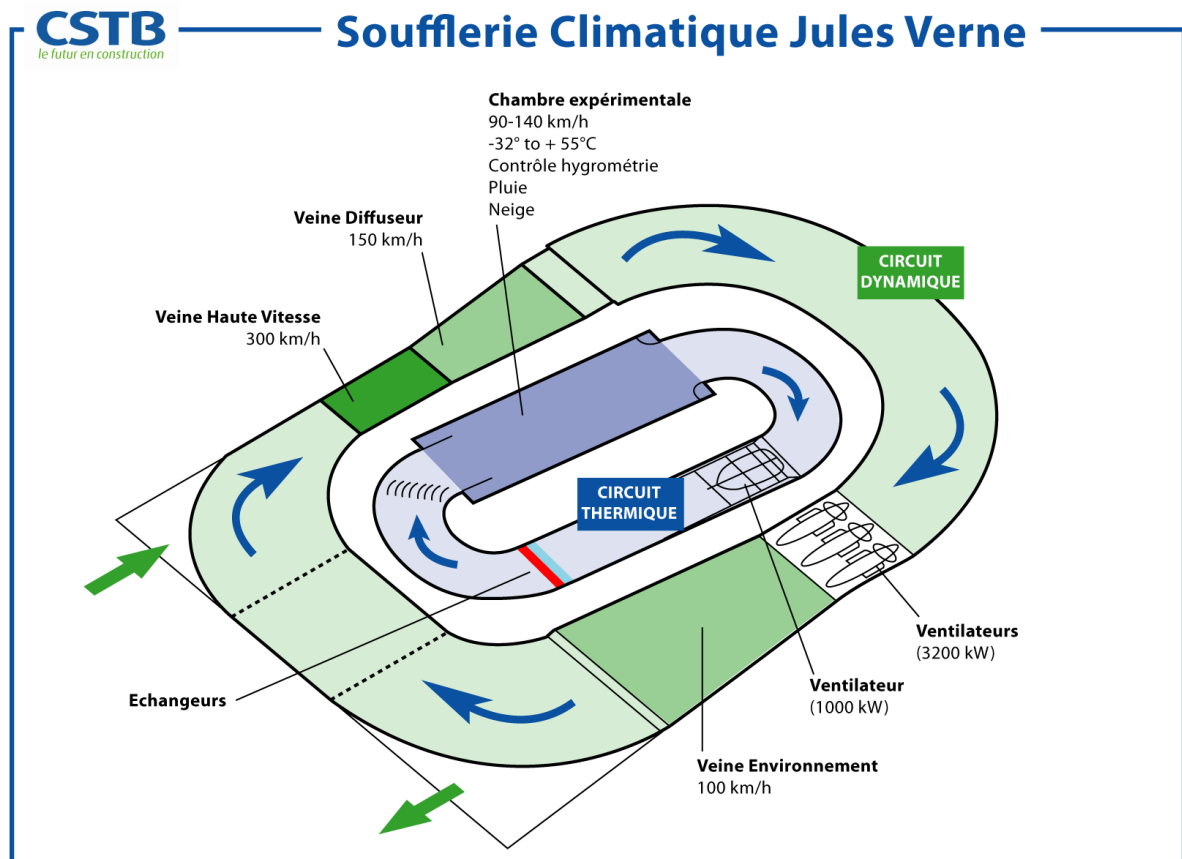
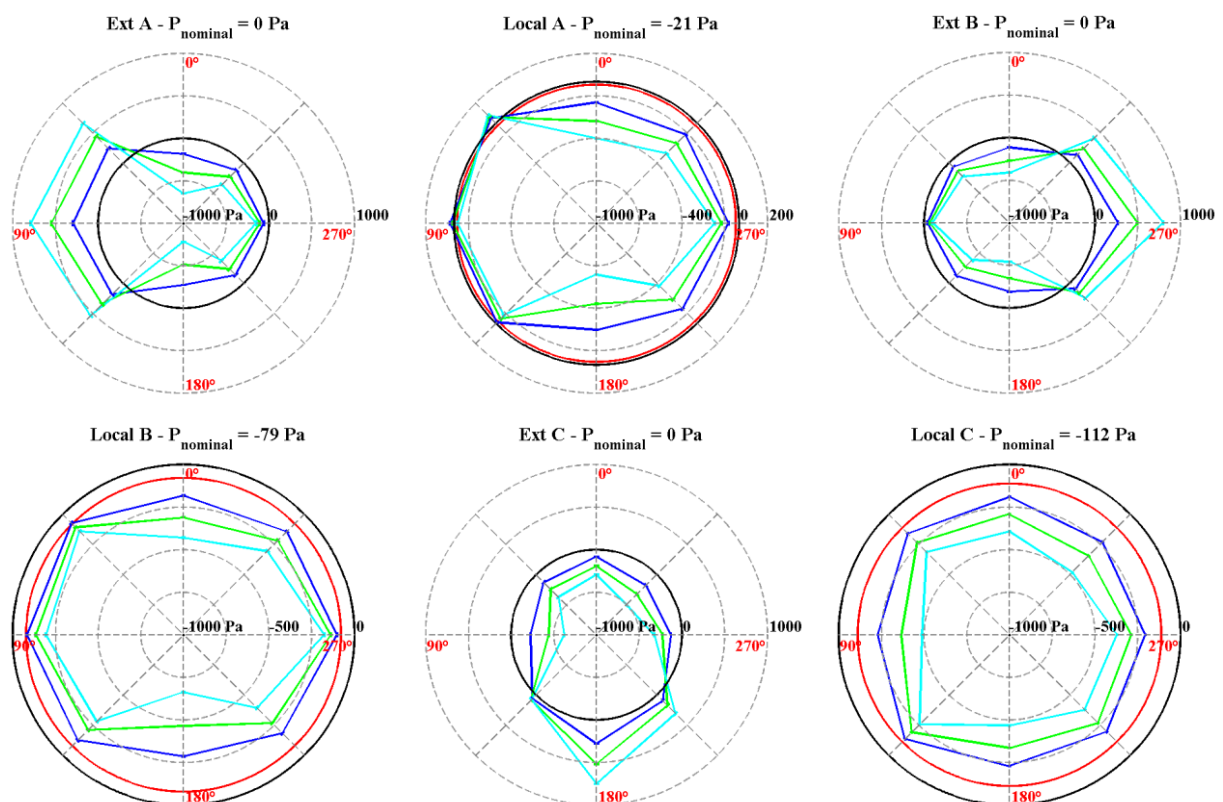


Figure A3. 1 : Schéma de la soufflerie climatique Jules Verne.

ANNEXE 4 : Résultats expérimentaux de la configuration I en régime permanent

Cette annexe donne les valeurs des pressions et des débits de ventilation obtenues lors des expérimentations réalisées en soufflerie. Une rose est définie pour chaque variable. Trois vitesses (21, 29 et 36 m/s) et huit incidences de vent (de 0° à 315° par pas de 45°) sont systématiquement présentées. De plus, pour les cas avec le réseau de ventilation en fonctionnement, les valeurs nominales sont représentées par un cercle rouge (valeurs sans vent). Certaines roses comportent un cercle noir représentant une valeur de débit ou de pression nulle. Les points de mesure situés à l'intérieur de ce cercle correspondent à des valeurs négatives. Il n'est pas porté sur les figures lorsque les valeurs sont largement positives.

1. Résultats avec le réseau de ventilation en fonctionnement

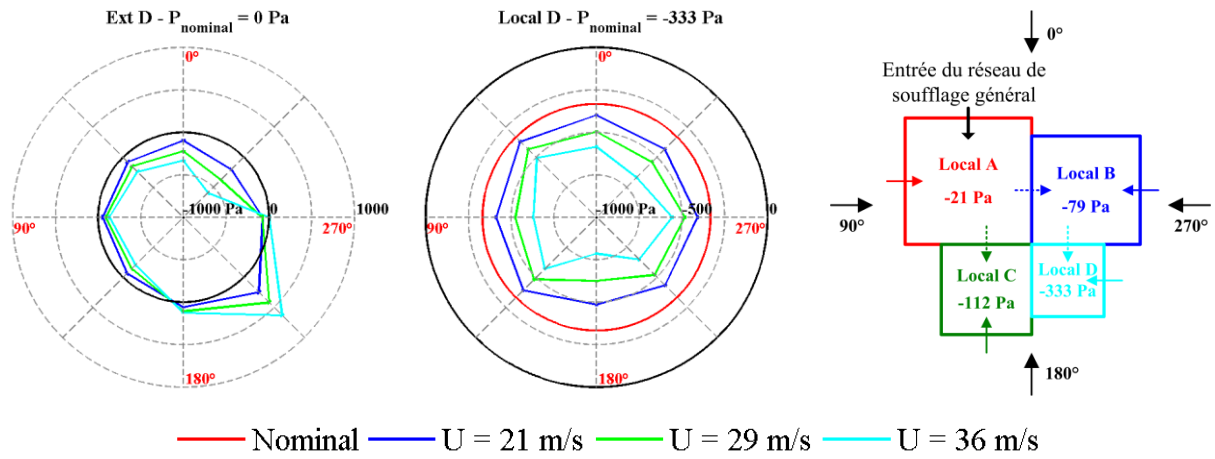


Figure A4. 1 : Pressions au sein des locaux et au niveau des fuites externes (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

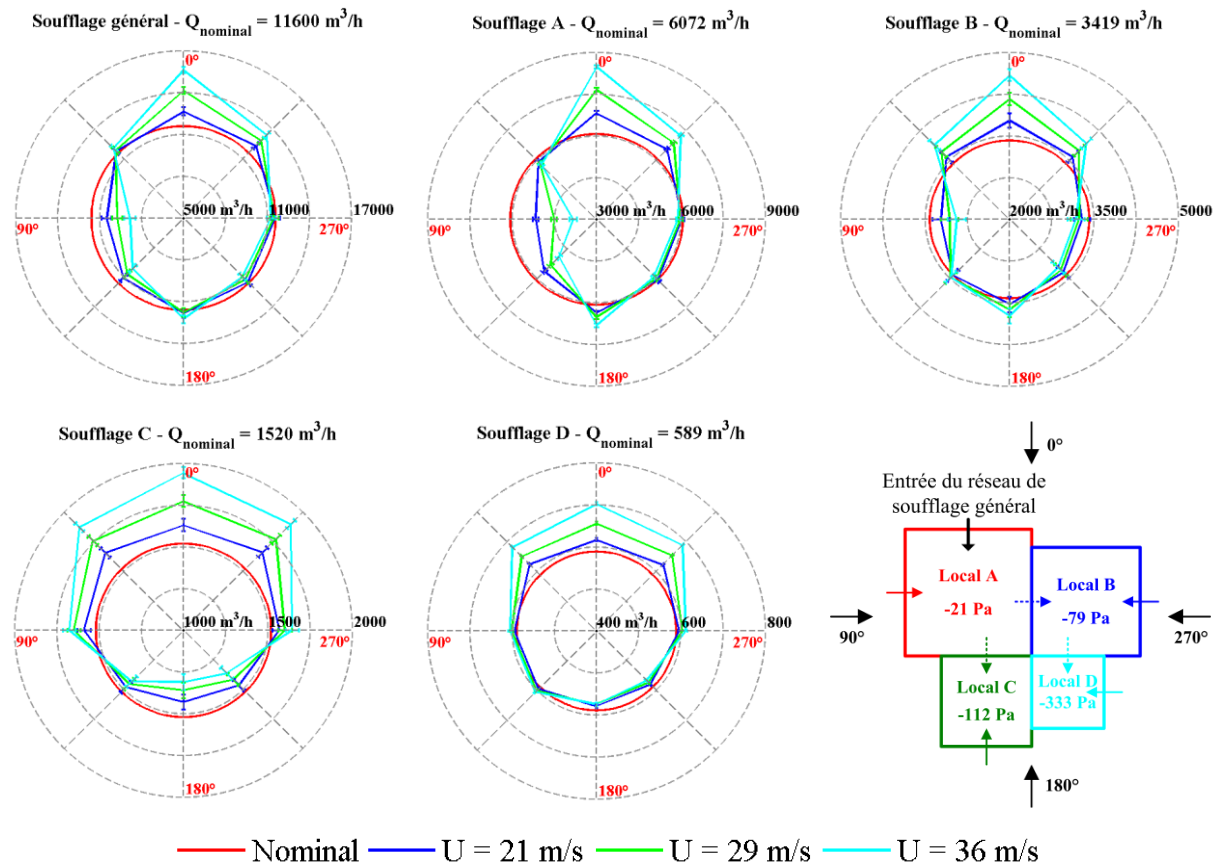


Figure A4. 2 : Débits de ventilation du réseau de soufflage (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

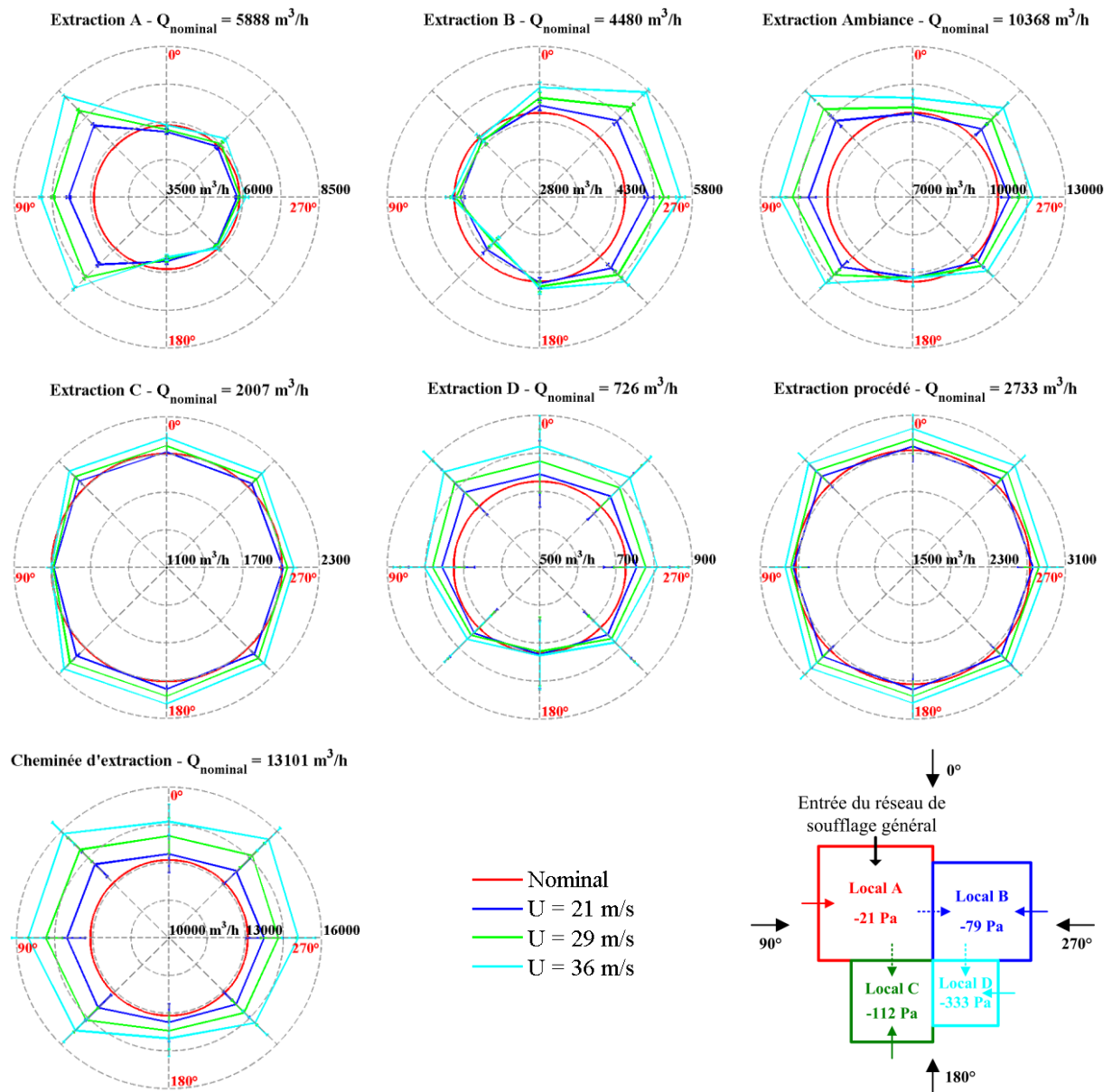


Figure A4. 3 : Débits de ventilation des réseaux d'extraction ambiance et procédé (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration I).

2. Résultats avec le réseau de ventilation à l'arrêt

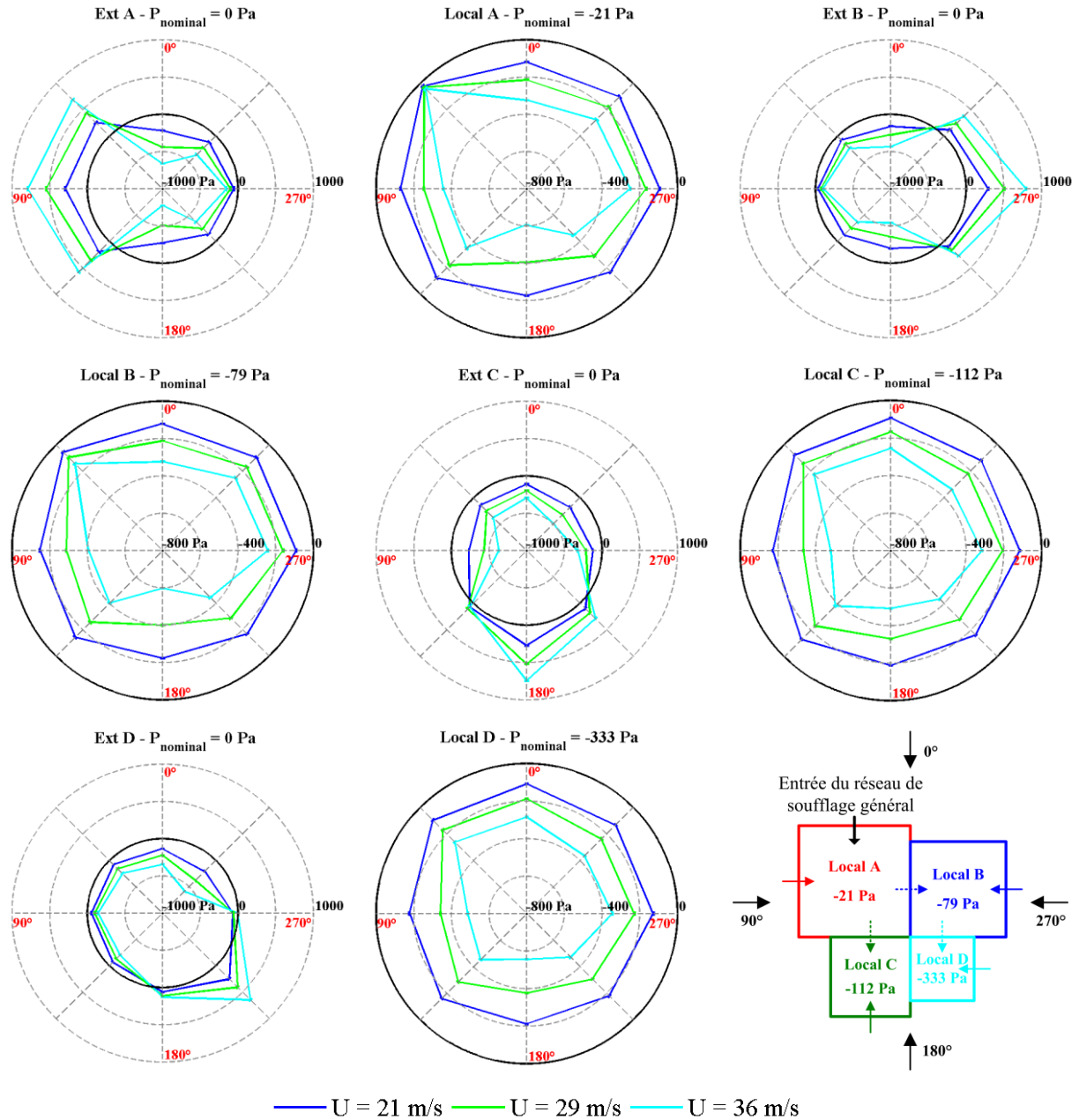


Figure A4.4 : Pressions au sein des locaux et au niveau des fuites externes (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I).

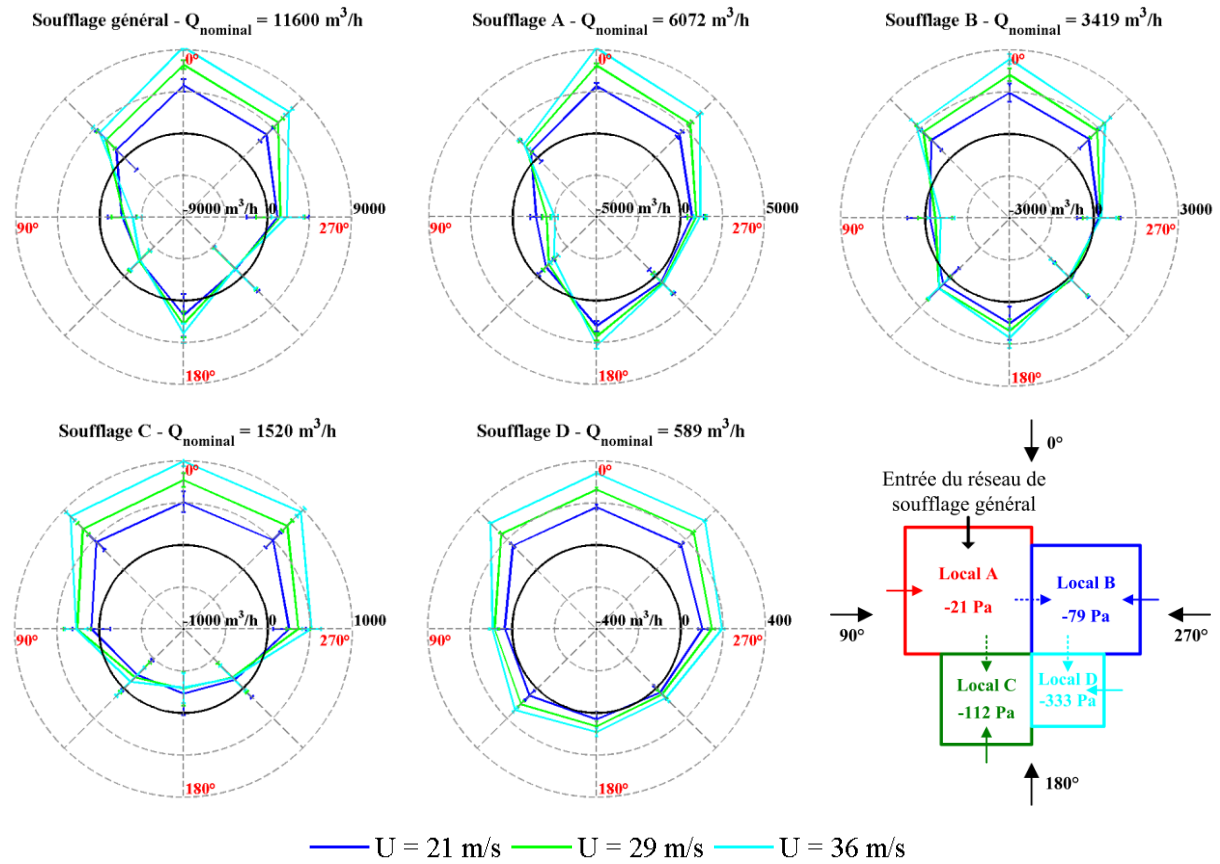
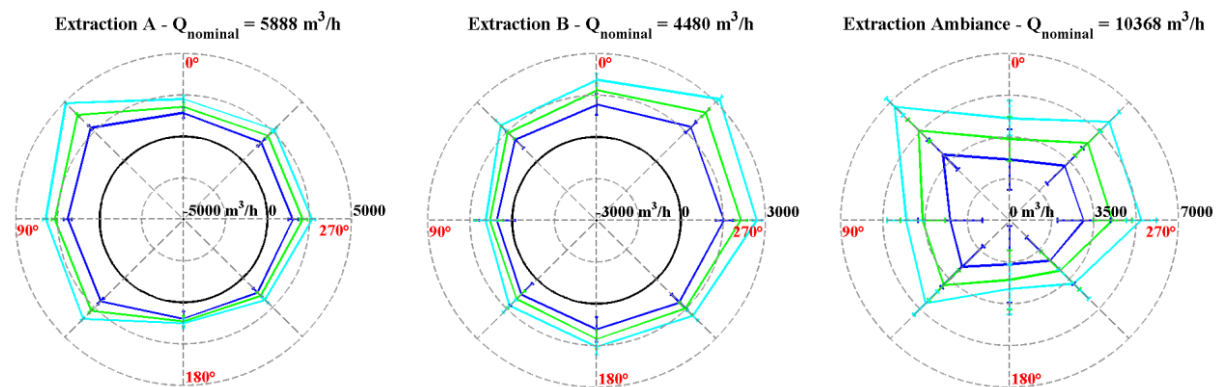


Figure A4.5 : Débits de ventilation du réseau de soufflage (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I).



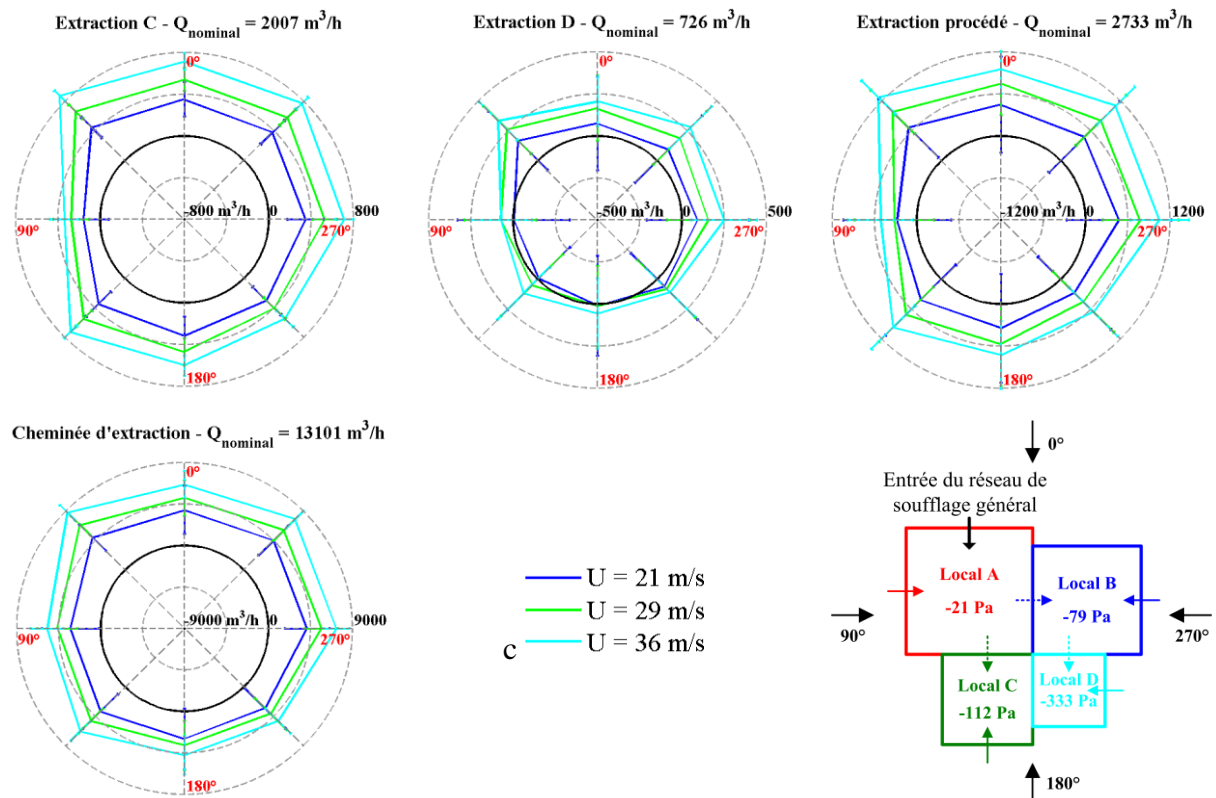


Figure A4. 6 : Débits de ventilation des réseaux d'extraction ambiante et procédé (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration I).

ANNEXE 5 : Résultats expérimentaux de la configuration II en régime permanent

Cette annexe donne les valeurs des pressions au sein des locaux et des débits de ventilation obtenus lors des expérimentations réalisées en soufflerie avec la configuration II. Quatre vitesses (22, 29, 36, 42 m/s) et quatre incidences de vent (de 0° à 270° par pas de 90°) sont systématiquement présentées. Seules ces incidences ont été étudiées pour la configuration II. Les valeurs obtenues sont alors représentées uniquement par des symboles. Les cercles rouge et noir correspondent respectivement aux valeurs nominales et aux valeurs nulles de pression ou de débit. Les valeurs à l'intérieur du cercle noir sont alors négatives.

1. Résultats avec le réseau de ventilation en fonctionnement

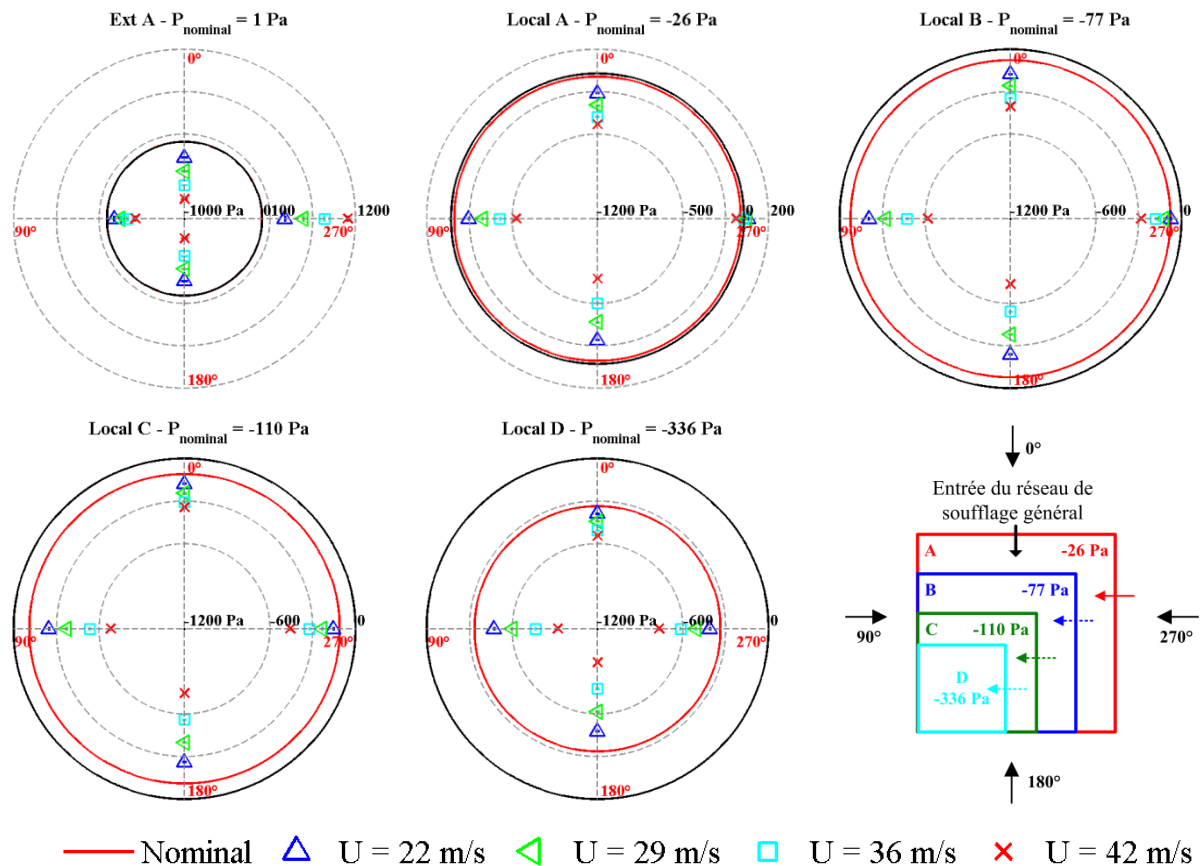
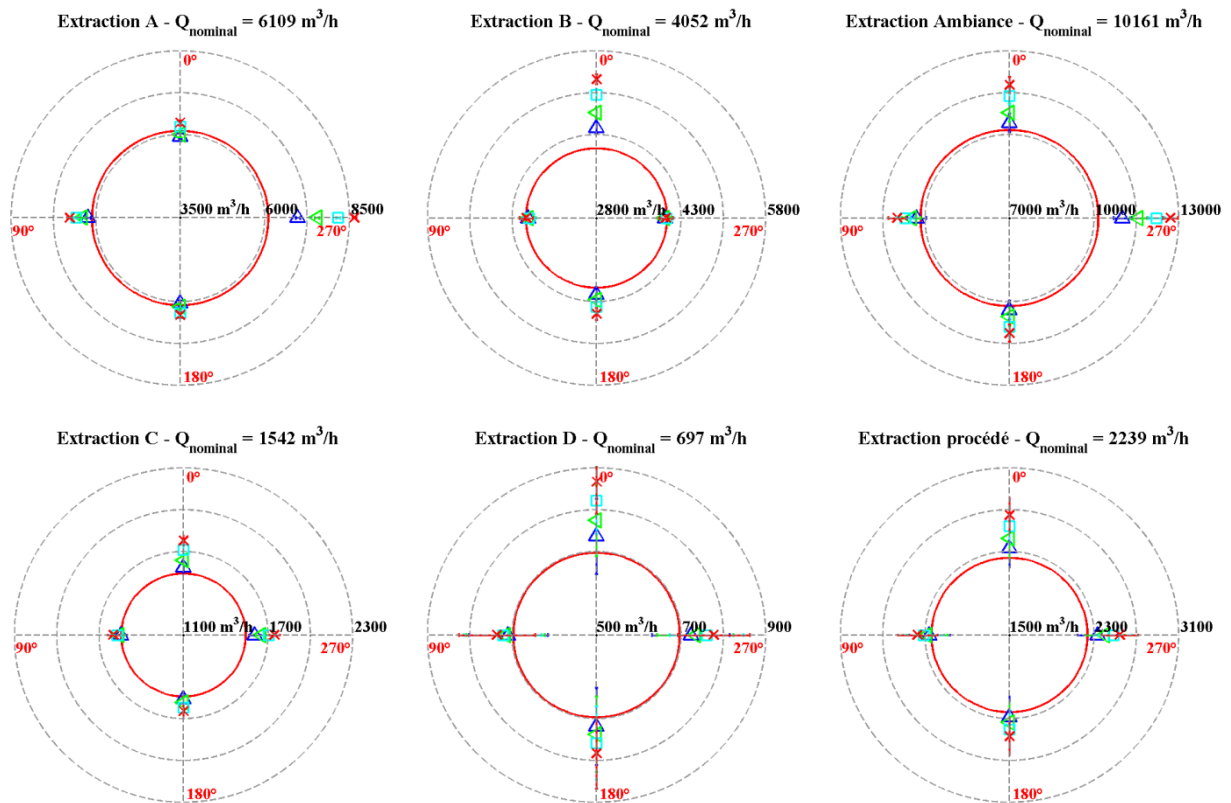
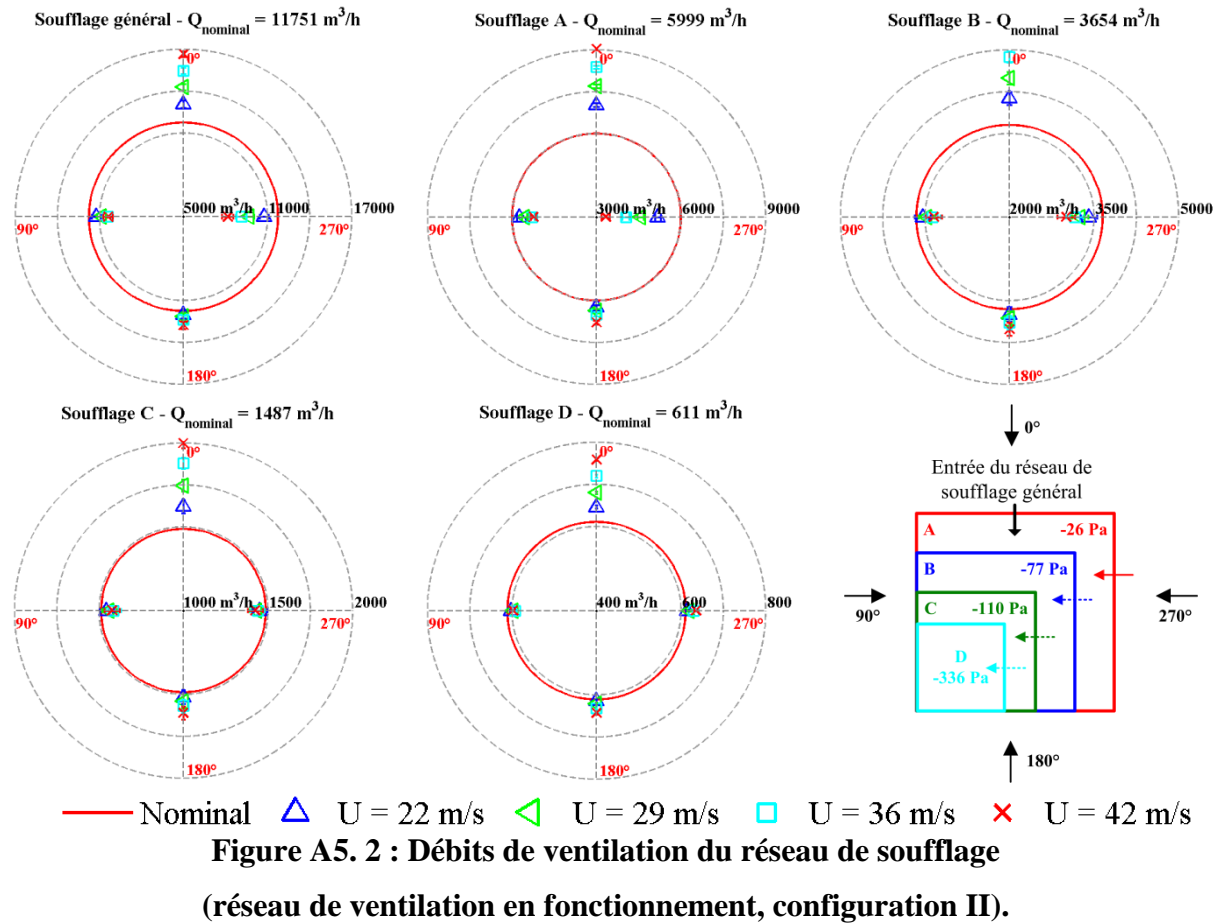


Figure A5. 1 : Pressions au sein des locaux et au niveau de la fuite externe du local A (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).



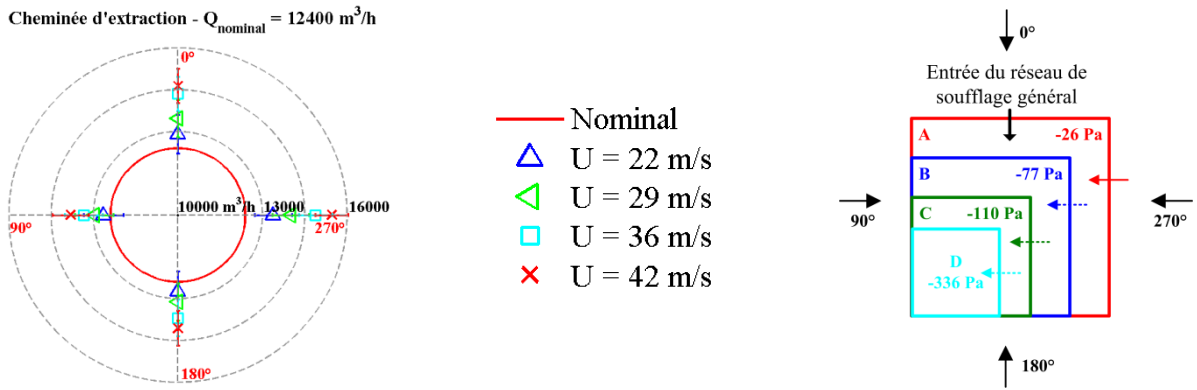


Figure A5. 3 : Débits de ventilation des réseaux d'extraction ambiante et procédé (réseau de ventilation en fonctionnement, configuration II).

2. Résultats avec le réseau de ventilation à l'arrêt

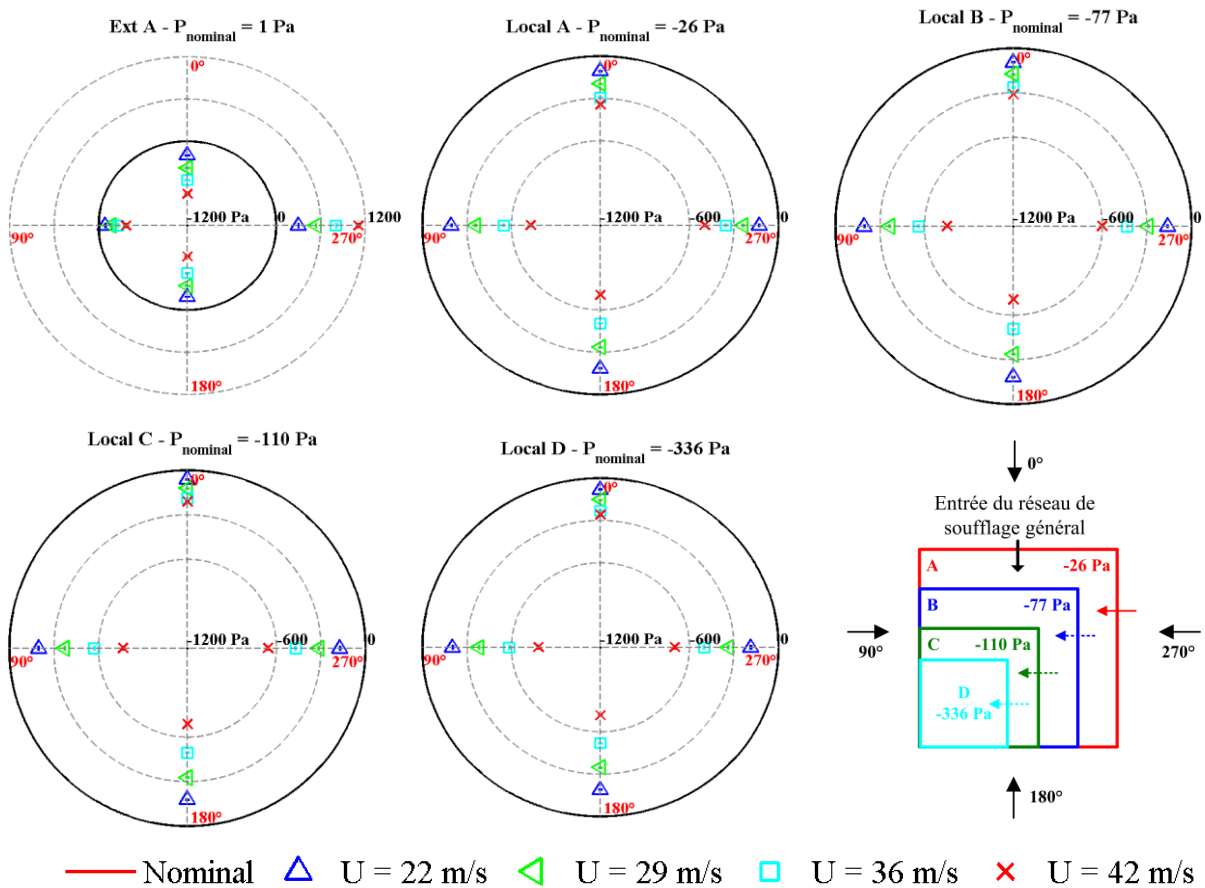


Figure A5. 4 : Pressions au sein des locaux et au niveau de la fuite externe du local A (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).

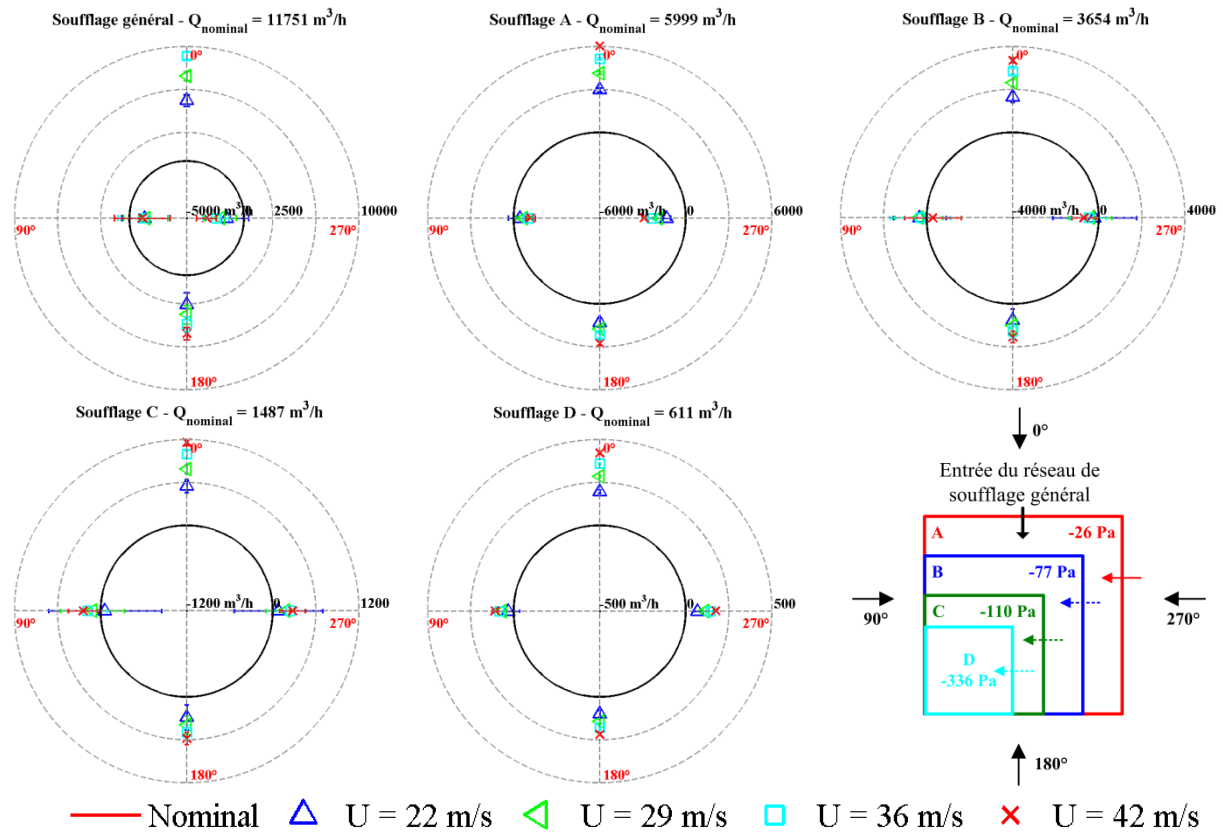
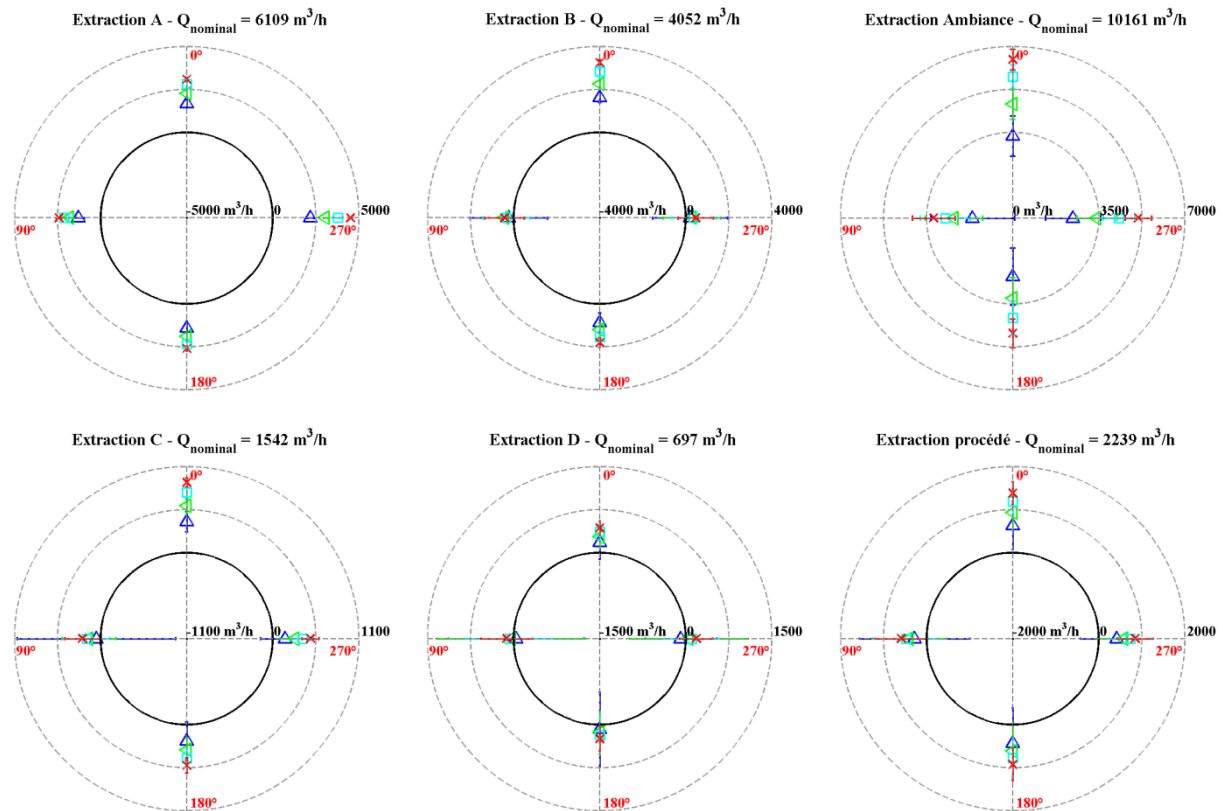


Figure A5.5 : Débits de ventilation du réseau de soufflage (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).



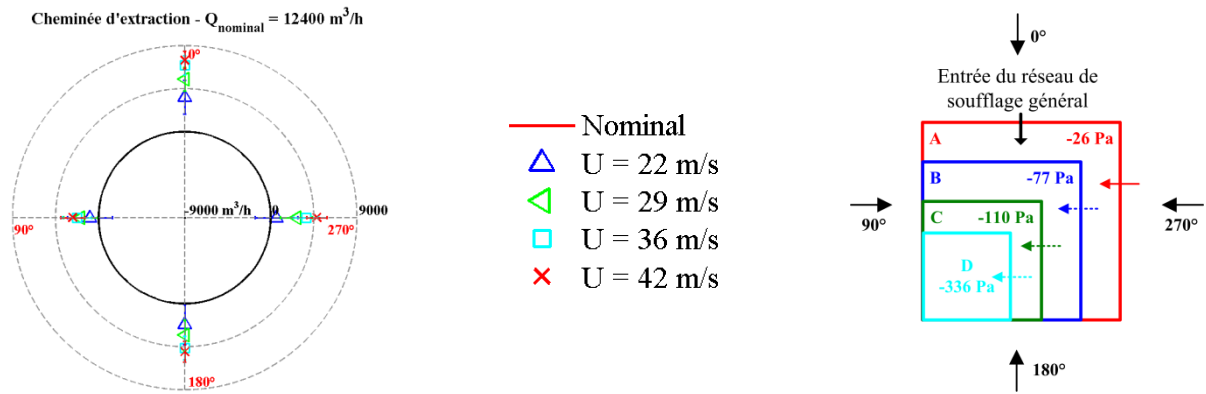


Figure A5. 6 : Débits de ventilation des réseaux d'extraction ambiante et procédé (réseau de ventilation à l'arrêt, configuration II).

ANNEXE 6 : Comparaison entre les résultats expérimentaux et numériques en régime permanent

Cette annexe compare les résultats expérimentaux et numériques de la configuration I sous la forme de roses des pressions et des débits, en fonction de l'incidence du vent. Un seul cas est présenté, correspondant à un cas avec le réseau de ventilation en fonctionnement et une vitesse de vent de 22 m/s. L'ensemble des comparaisons est présenté dans le chapitre IV sous la forme de graphiques donnant les fréquences cumulées des écarts relatifs et de graphes de comparaison entre les valeurs numériques et expérimentales.

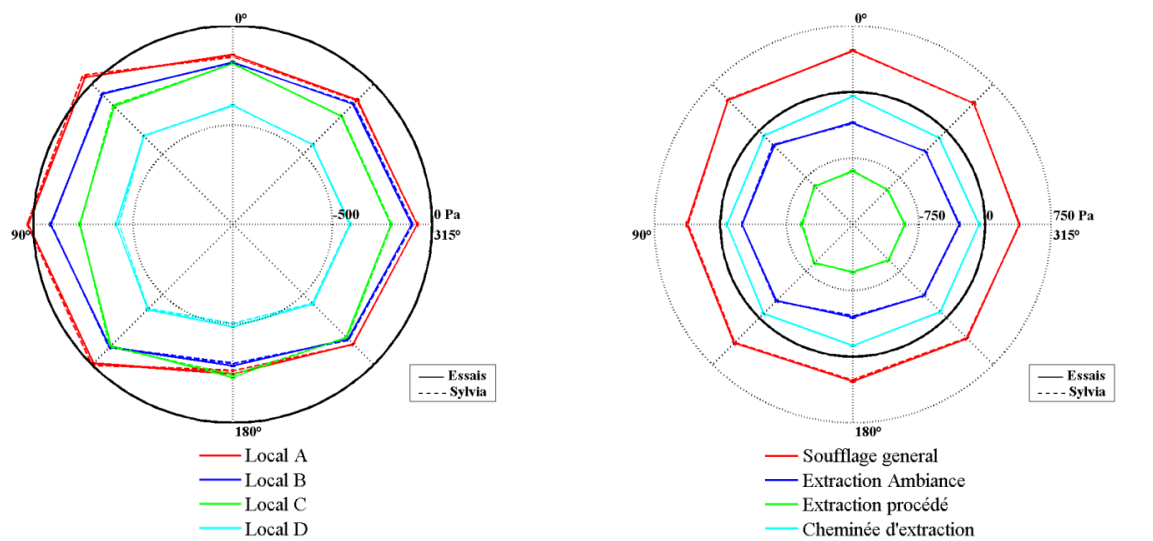


Figure A6. 1 : Comparaison entre les pressions expérimentales et numériques dans les locaux et aux principaux nœuds du réseau de ventilation (réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 22 m/s, configuration I).

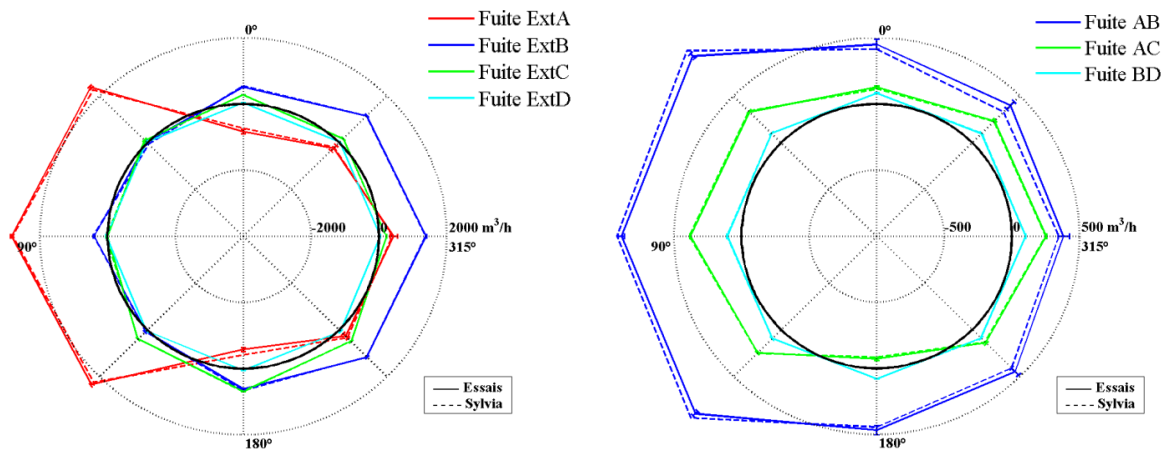


Figure A6. 2 : Comparaison entre les débits de fuite expérimentaux et numériques (réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 22 m/s, configuration I).

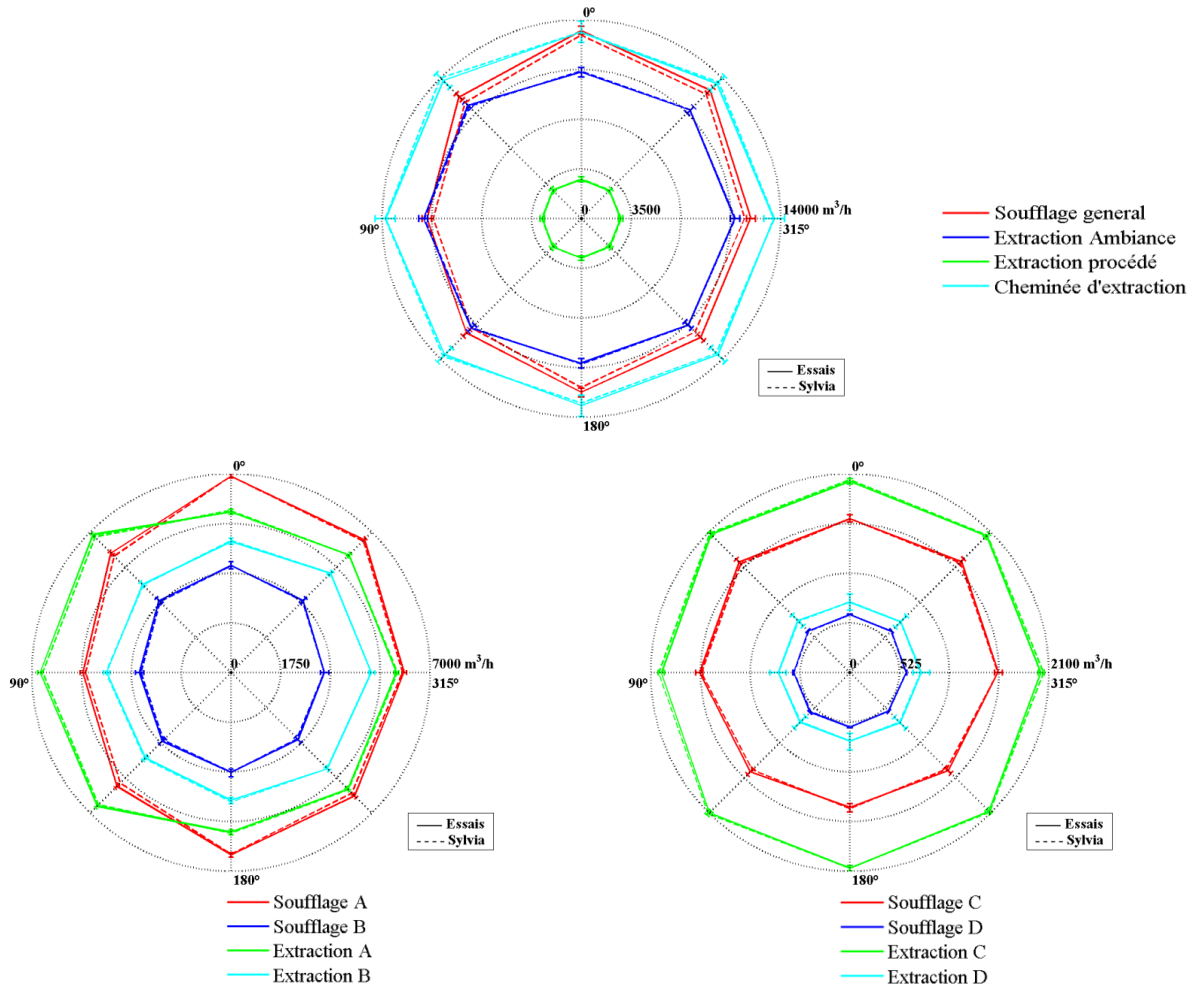


Figure A6. 3 : Comparaison entre les débits de ventilation expérimentaux et numériques (réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse du vent de 22 m/s, configuration I).

ANNEXE 7 : Résultats du traçage gazeux

Cette annexe présente tout d'abord les résultats du traçage gazeux obtenus avec la configuration I pour des injections d'hélium sous la forme d'un créneau ou d'un pic (impulsion de type Dirac). Ces résultats sont présentés à échelle réelle.

Ensuite, les réponses à un échelon des spectromètres à sortie linéaire ou logarithmique sont présentées. Ces réponses permettent de définir les fonctions de transfert utilisées ensuite pour déconvoluer les signaux mesurés, lorsque celle-ci est nécessaire. Un exemple de déconvolution montre qu'elle n'est pas nécessaire pour les signaux étudiés.

1. Résultats du traçage gazeux obtenus avec la configuration I

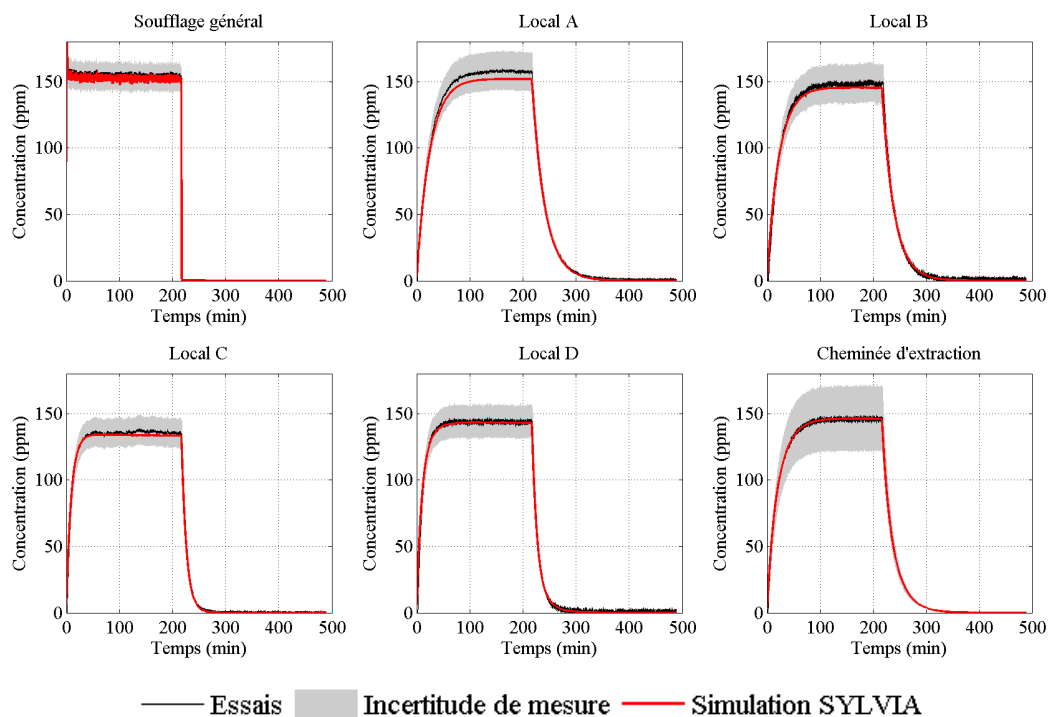


Figure A7. 1 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un créneau d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse de vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).

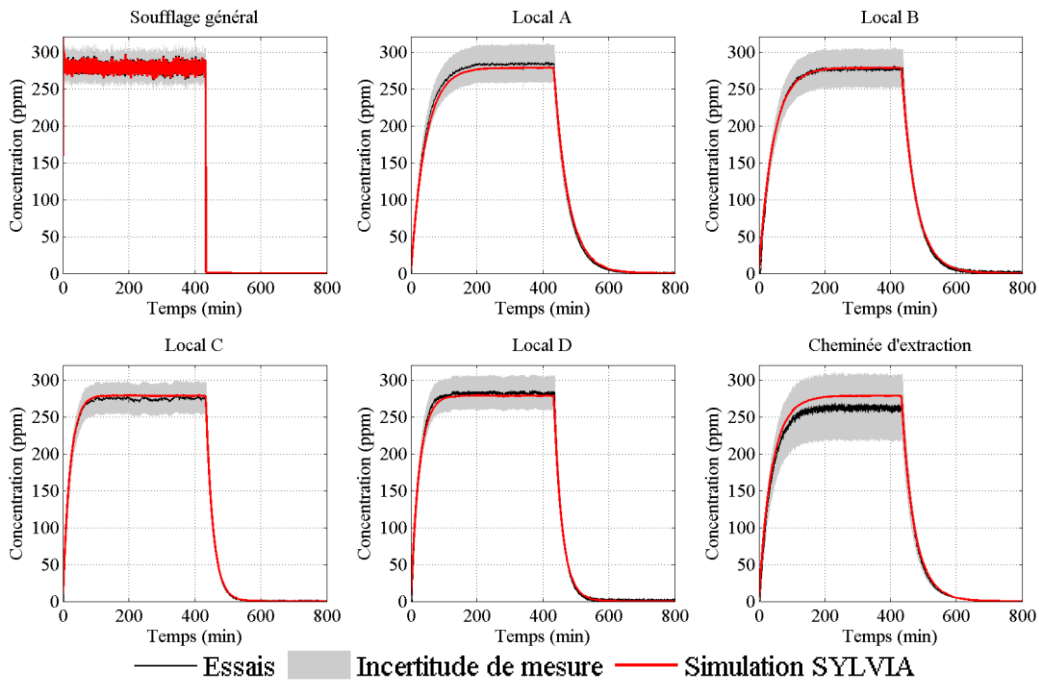


Figure A7. 2 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un créneau d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse de vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).

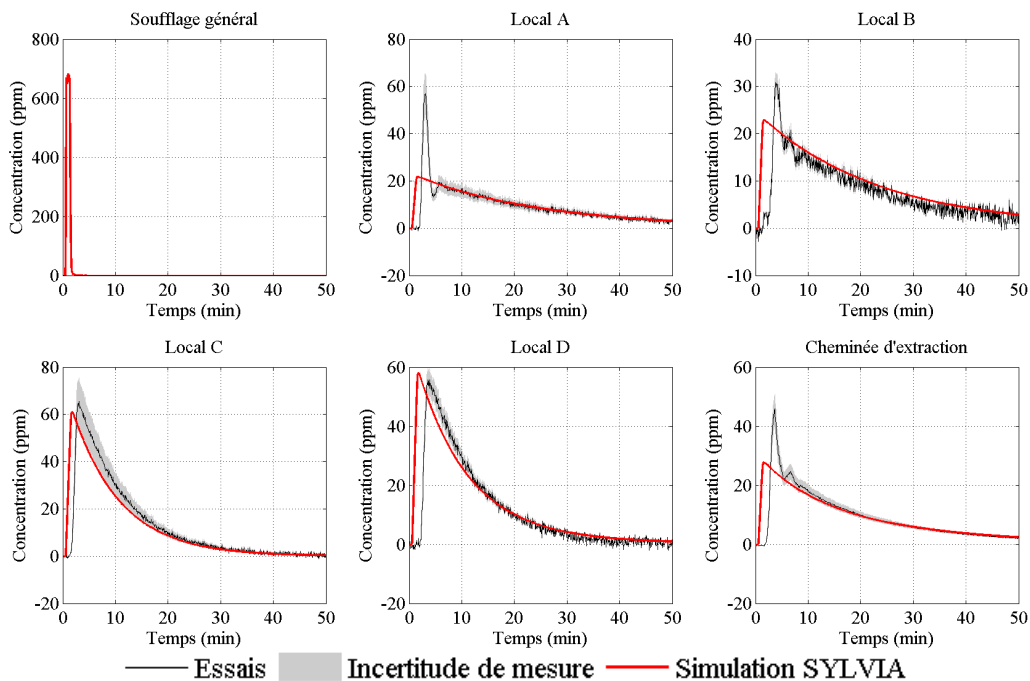


Figure A7. 3 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un pic d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation en fonctionnement, vitesse de vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).

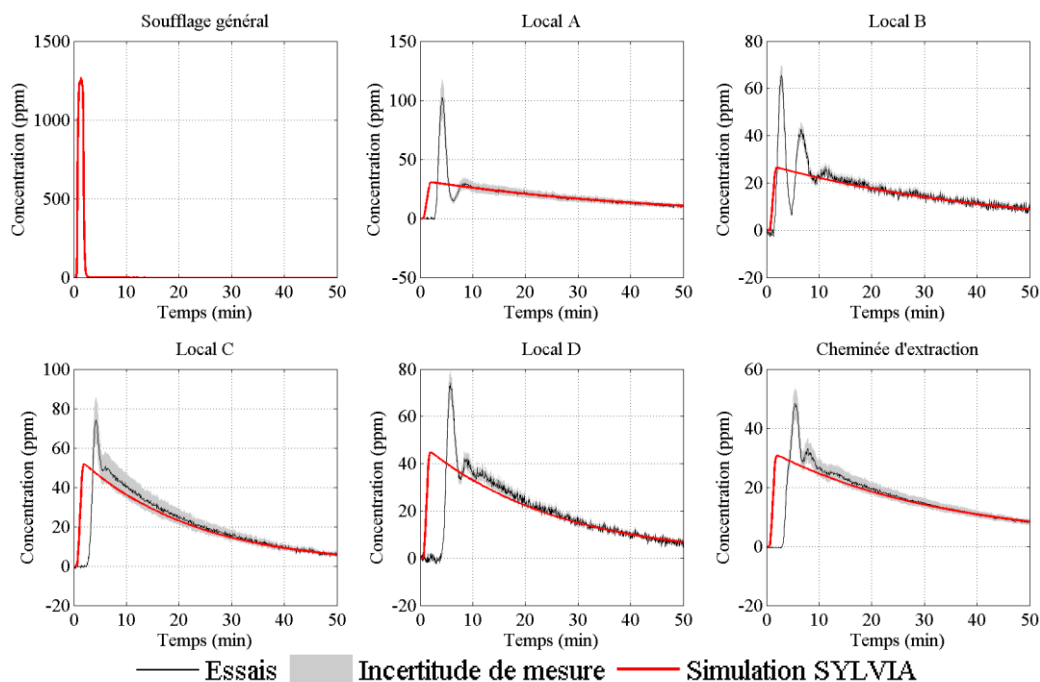


Figure A7. 4 : Comparaison entre les concentrations expérimentales et numériques à l'extraction des locaux et à la cheminée d'extraction (injection d'un pic d'hélium au soufflage général du réseau, réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse de vent de 36 m/s, incidence du vent de 0°).

2. Réponse des spectromètres et déconvolution des signaux

L'étude de la propagation d'un traceur gazeux, tel que l'hélium dans notre cas, nécessite la mesure des évolutions temporelles des concentrations en hélium. Pour cela, des spectromètres de masse à sortie linéaire et à sortie logarithmique ont été utilisés. Lorsque la dynamique de propagation de l'hélium est plus rapide que la réponse temporelle des spectromètres, une déconvolution des signaux mesurés est nécessaire (Guerra, 2004).

La réponse à un échelon théorique a donc été étudiée pour les deux types de spectromètre considérés. Pour cela, la sonde de prélèvement est placée directement à la sortie d'une électrovanne reliée à une bouteille étalon. L'ouverture soudaine de l'électrovanne génère un échelon d'hélium. Le signal de l'électrovanne est mesuré afin de définir l'échelon théorique. Les réponses adimensionnelles des spectromètres suite à un tel échelon sont présentées sur la Figure A7. 5.

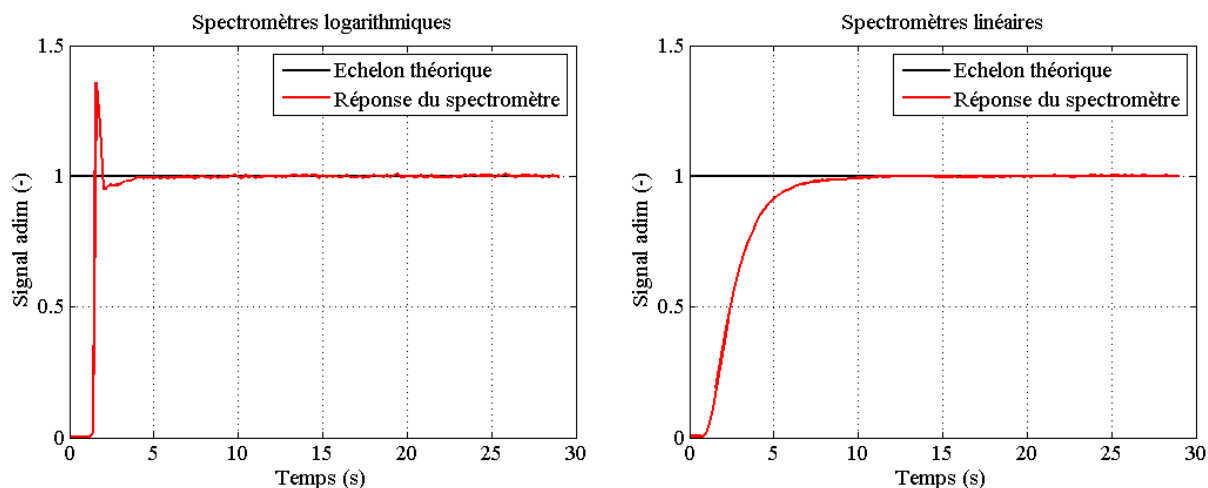


Figure A7. 5 : Réponses à un échelon théorique des spectromètres à sortie logarithmique (graphique de gauche) et linéaire (graphique de droite).

La Figure A7. 5 montre que la réponse du spectromètre à sortie logarithmique est plus rapide que celle du spectromètre à sortie linéaire. Les deux types de spectromètre comprennent un temps de retard de l'ordre de 1,5 seconde, représentant le temps de parcours de l'hélium de la sonde de prélèvement au spectromètre. La réponse du spectromètre logarithmique présente un pic d'hélium lors d'une détection rapide d'hélium. Ceci explique le fait que dans certains essais, un tel pic ait été identifié pour les mesures réalisées où la dynamique est rapide (à proximité de l'injection d'hélium). Quant au spectromètre linéaire, la réponse à un échelon est caractérisée par le temps de retard (1,5 seconde environ) et une constante de temps de l'ordre de 1,5 seconde (valeur à 63 % de l'échelon théorique).

La déconvolution des signaux consiste à déterminer la fonction de transfert entre la réponse mesurée et l'échelon théorique (Guerra, 2004). La fonction de transfert est ensuite appliquée aux signaux mesurés. Les spectromètres linéaires étant caractérisés par un temps de retard et une constante de temps, la fonction de transfert correspond à un filtre passe-haut. Un exemple de signaux déconvolués est présenté sur la Figure A7. 6. Le signal considéré correspond à la concentration mesurée à proximité de l'injection de l'hélium, où la dynamique est la plus importante. A ce point de prélèvement, un spectromètre logarithmique a été utilisé. Cependant, afin d'étudier l'influence des fonctions de transfert des deux spectromètres, le signal a été déconvolué en considérant les deux spectromètres.

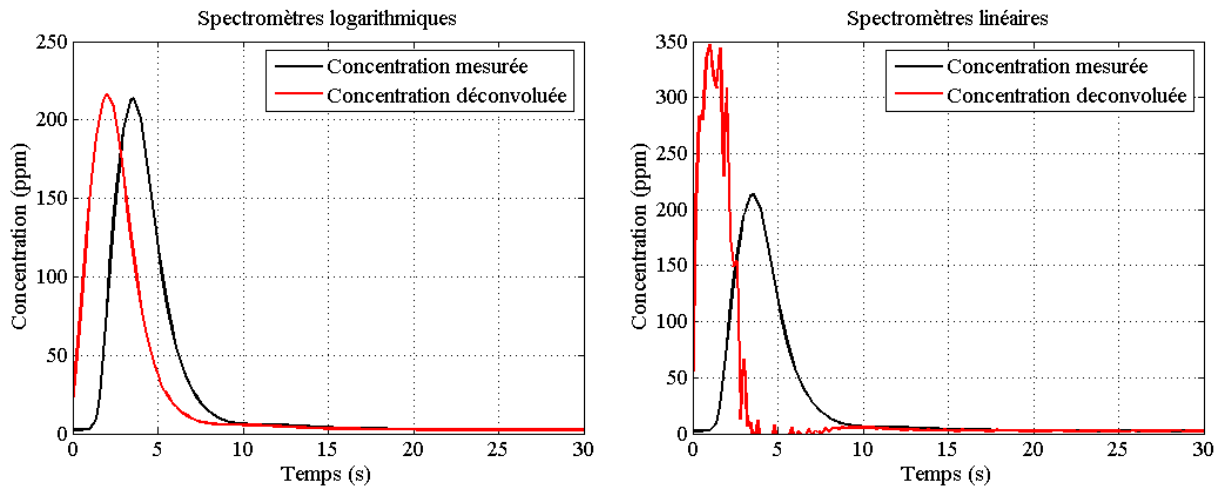


Figure A7. 6 : Déconvolution des signaux mesurés à l'entrée du réseau de soufflage en considérant une réponse logarithmique (graphique de gauche) et linéaire (graphique de droite).

La Figure A7. 6 montre que la déconvolution du signal en considérant la réponse d'un spectromètre logarithmique modifie très peu le signal mesuré. Seul un déphasage correspondant au temps de retard est identifié. Cependant, il n'est pas nécessaire de passer par des techniques de déconvolution pour prendre en compte ce déphasage, d'autant plus qu'il est identique pour tous les spectromètres. Au contraire, si un spectromètre linéaire avait été utilisé à ce point de prélèvement, une déconvolution des signaux aurait été nécessaire. En effet, le signal déconvolué est largement amplifié par rapport au signal mesuré (graphique de droite).

Les spectromètres linéaires ont été utilisés aux points de prélèvement situés à l'extraction des locaux. La dynamique de propagation de l'hélium y est beaucoup plus lente. Une déconvolution des signaux ne modifie pas de manière conséquente l'évolution moyenne de la concentration. Par ailleurs, un filtre passe-haut amplifie fortement les hautes fréquences. Les bruits des signaux mesurés sont alors fortement accentués par la déconvolution.

La Figure A7. 7 présente un exemple de déconvolution d'un signal mesuré à l'extraction d'un local. Sans prendre en compte les fluctuations dues au traitement numérique (filtre passe-haut), le pic d'hélium mesuré de l'ordre de 60 ppm est très peu amplifié.

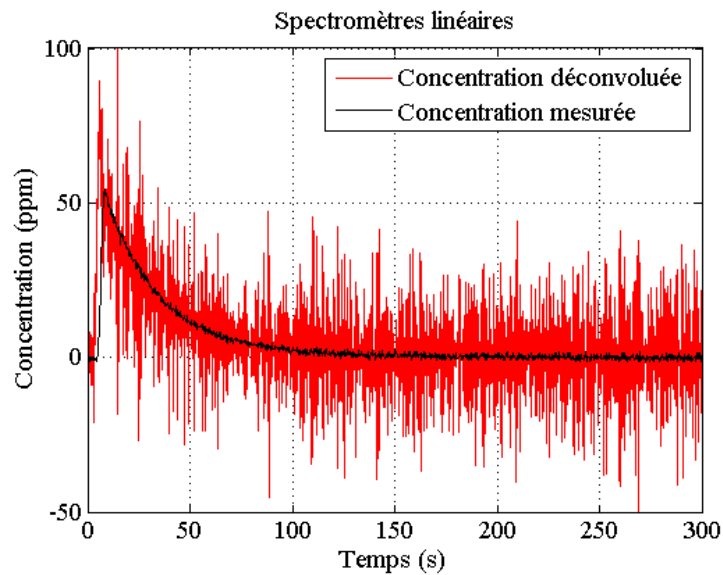


Figure A7.7 : Déconvolution d'un signal mesuré à l'extraction d'un local avec un spectromètre à sortie linéaire.

Ces résultats montrent ainsi qu'aucune déconvolution des signaux n'est nécessaire dans notre étude.

Par ailleurs, d'une manière générale, une mise en œuvre rigoureuse de cette technique nécessite des recherches complémentaires afin de déterminer précisément les fonctions de transfert des spectromètres. D'un point de vue expérimental, la reproductibilité des réponses à un échelon pour des concentrations en hélium différentes doit être étudiée. Pour les essais considérés, des écarts ont été identifiées selon la bouteille étalon considérée. Un faible écart de la réponse d'un spectromètre peut avoir une influence notable sur la déconvolution des signaux. De plus, il est difficile de définir les incertitudes associées à la déconvolution.

D'un point de vue du traitement du signal, des améliorations peuvent aussi être apportées, notamment en définissant directement la transformée de Fourier analytique de la réponse des spectromètres, lorsque celle-ci peut être modélisée par une fonction temporelle générique. De cette manière, la fréquence d'acquisition des signaux et la durée des mesures n'auraient pas d'influence sur la déconvolution.

ANNEXE 8 : Essais de visualisation par injection de fumée

Cette annexe présente des vues issues des essais de visualisation par injection de fumée.



Figure A8. 1 : Vues des inversions de débits de fuite externes des locaux A et B (réseau de ventilation à l'arrêt, vitesse du vent de 36 m/s, configuration I).

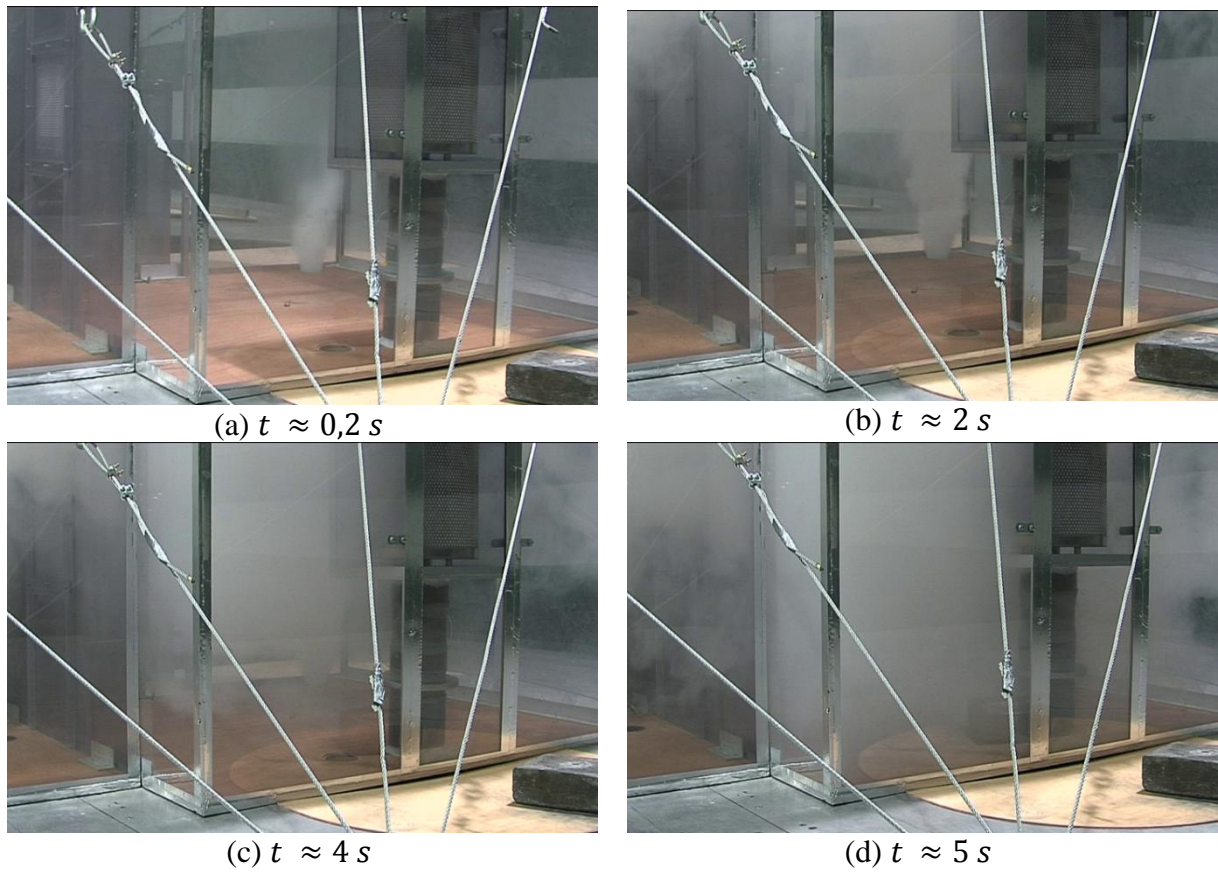


Figure A8. 2 : Visualisation du temps de remplissage du local A en régime nominal (configuration I).

Etude par similitude de l'influence du vent sur les transferts de masse dans les bâtiments complexes

Les bâtiments résidentiels et industriels munis d'un réseau de ventilation constituent des installations complexes, susceptibles d'être le siège de transferts de masse et d'énergie variés selon les situations de fonctionnement. Afin d'étudier ces transferts de masse, une méthodologie permettant d'établir des expérimentations à échelle réduite pour l'étude des écoulements isothermes, en régime permanent ou transitoire, a été développée. Cette méthodologie a été validée numériquement et expérimentalement sur des configurations simples, puis appliquée à deux configurations de référence, telles que celles rencontrées dans le domaine nucléaire. L'influence du vent sur les transferts de masse au sein de ces configurations, en situation de fonctionnement normale, dégradée (arrêt de la ventilation) ou accidentelle (surpression interne), a été étudiée dans la soufflerie climatique Jules Verne du CSTB. Les effets du vent, couplés ou non à une surpression interne, peuvent alors entraîner une perte partielle ou globale du confinement des polluants au sein des installations. De plus, la turbulence du vent peut induire des inversions instantanées des débits de fuite, qui ne sont pas identifiées en régime permanent. Par ailleurs, l'analyse de sollicitations transitoires montre la faible influence de l'inertie des branches sur les écoulements transitoires, pour des grandeurs caractéristiques d'une installation réelle. Enfin, des essais de traçage gazeux ont été réalisés afin d'étudier la dispersion d'un polluant au sein d'une configuration de référence soumise aux effets du vent, de la ventilation mécanique et d'une surpression interne. La robustesse du code à zones SYLVIA, utilisé notamment pour appuyer les évaluations de sûreté des installations nucléaires, a été analysée à partir de ces résultats expérimentaux. La prise en compte des phénomènes physiques observés expérimentalement a été validée, en régimes permanent et transitoire. Toutefois, quelques limitations ont été identifiées pour l'étude de la dispersion d'un scalaire passif, du fait des hypothèses utilisées dans le code SYLVIA, comme dans tout code à zones (concentration homogène dans les locaux, propagation instantanée dans les branches et dans les locaux).

Mots clés : réseaux de ventilation, similitude, régimes permanent et transitoire, écoulements isothermes, expérimentations à échelle réduite, code à zones SYLVIA

Study by similarity of wind influence on mass transfers in complex buildings

Residential and industrial buildings equipped with a ventilation system are complex facilities, where various heat and mass transfers could occur according to the operating conditions. In order to study these mass transfers, a methodology has been developed so as to carry out reduced-scale experiments for the study of isothermal flows, in steady or transient state. This methodology has been numerically and experimentally validated on simple configurations, and then applied to two standard configurations, as it can be used in nuclear industry. The wind influence on mass transfers inside these configurations, in normal, damaged (stopping ventilation) or accidental (internal overpressure) situations, has been studied in the Jules Verne climatic wind tunnel of the CSTB. The wind effects, coupled or not with an internal overpressure, can lead to a partial or a total loss of the pollutant's containment inside buildings. Moreover, the wind turbulence can bring about instantaneous reversal leakage flowrates, which cannot be identified in steady state. In addition, the study of transient phenomena has highlighted the low influence of the branch inertia on transient flows, for typical values of real facilities. Finally, tracer tests have been carried out in order to study the pollutant dispersion inside a standard configuration subjected to wind, mechanical ventilation and internal overpressure effects. The reliability of the zonal code SYLVIA, used notably to support safety assessment in nuclear buildings, has been analyzed from these experimental results. The modelling of the physical phenomena experimentally observed has been validated, in steady and transient states. However, limitations have been identified for the study of pollutant dispersion, due to hypothesis used in SYLVIA code, as in all zonal codes (homogenous concentration inside rooms, instantaneous propagation inside branches and rooms).

Keywords: ventilation systems, similarity, steady and transient states, isothermal flows, reduced-scale experiments, zonal code SYLVIA

