

THÈSE

délivrée par

L'UNIVERSITE CLAUDE BERNARD – LYON I

Ecole Doctorale MEGA (*Mécanique, Energétique, Génie Civil, Acoustique*)

pour l'obtention du

DIPLÔME DE DOCTORAT

(arrêté du 7 août 2006)

présentée et soutenue publiquement le

6 Mars 2009

par

Mlle OUCHERFI Myriam

Contribution à l'étude de la ventilation transversale lors d'un incendie en tunnel routier

Directeurs de thèse : Professeur Bernard GAY, Professeur Hamda BEN HADID

JURY :

<i>Président :</i>	M. H. BEN HADID	Professeur, Université Claude Bernard, Lyon
<i>Rapporteurs :</i>	M. P. BONTOUX	Professeur, Université de la Méditerranée, Marseille
	M. A.-K. MOJTABI	Professeur, Université Paul Sabatier, Toulouse
<i>Examineurs :</i>	M. P. CARLOTTI	CSTB, Marne la Vallée
	M. J.-F. BURKHART	Centre d'Études des Tunnels, Lyon
	M. B. GAY	Professeur Emerite, Université Claude Bernard, Lyon

Table des matières

Introduction	5
1 Généralités sur les incendies en tunnel	7
1.1 Les risques de l'incendie en tunnel routier	7
1.2 La ventilation en tunnel	8
1.2.1 Stratégie de ventilation longitudinale	9
1.2.2 Stratégie de ventilation transversale	9
1.3 Conception de la ventilation transversale	10
1.3.1 Description de l'incendie	10
1.3.2 Réglementation	13
1.4 Méthodes d'investigation	14
1.5 Conclusion	16
2 Définition des performances	17
2.1 Critères de performance	17
2.1.1 Efficacité	17
2.1.2 Rendement	18
2.2 Facteurs de performance	18
2.2.1 Le poinçonnement	18
2.2.2 La déstratification	21
2.3 Recherche d'une définition	22
2.3.1 Approche expérimentale	22
2.3.2 Tentative de définition basée sur les débits	23
2.3.3 Définition intégrale	24
2.3.4 Prise en compte des pertes thermiques aux parois	26
2.3.5 Emissions toxiques	27
2.4 Conclusion : définition retenue	28

3	Hypothèses de modélisation	29
3.1	Maquette numérique utilisée pour les tests	29
3.2	Modèle de Navier-Stokes	32
3.2.1	Equations générales	32
3.2.2	Caractéristiques propres à l'incendie en tunnel	32
3.3	Modèles de turbulence	33
3.3.1	Généralités	33
3.3.2	Le modèle k- ϵ	34
3.3.3	Le modèle k- ω	36
3.3.4	Le modèle SST (Shear-Stress-Transport)	37
3.3.5	Choix du modèle de turbulence	37
3.4	Conditions limites	39
3.4.1	Condition de symétrie	39
3.4.2	Conditions limites à l'entrée du tunnel	42
3.5	Prise en compte des transferts par conduction	43
3.5.1	Phénomènes physiques dans le fluide	43
3.5.2	Phénomènes instationnaires dans la paroi	45
3.5.3	Simplification	47
3.5.4	Application au cas du tunnel	50
3.6	Prise en compte des transferts par rayonnement	52
3.6.1	Généralités	52
3.6.2	Rayonnement dans les milieux semi-transparents	54
3.6.3	Cas d'une paroi opaque	55
3.6.4	Application au cas des tunnels	56
3.7	Conclusion	60
4	Cas à une seule trappe	61
4.1	Description de la maquette numérique	61
4.2	Influence de la vitesse en entrée du tunnel V_e pour $\mathcal{D} = 25$ m	64
4.2.1	Résultats généraux	64
4.2.2	Détails du cas avec $V_e = 2\text{m.s}^{-1}$	66
4.3	Influence de la distance \mathcal{D} pour $V_e = 3\text{m.s}^{-1}$	67
4.4	Influence de la forme	70
4.4.1	Résultats généraux pour $\mathcal{D} = 25$ m	70
4.4.2	Cas où $\mathcal{D} = 35$ m	72
4.4.3	Cas dissymétrique	73
4.4.4	Conclusion sur la forme	73

4.5	Cas particuliers	74
4.5.1	La fente	74
4.5.2	Lignes de courant	76
4.5.3	Trappe avec un déflecteur	78
4.5.4	Trappe verticale	80
4.6	Conclusion	83
5	Modèle à 8 trappes	85
5.1	Description du dispositif	85
5.2	Maillage	87
5.3	Influence de la vitesse	87
5.4	Influence de la distance	91
5.5	Influence du nombre de trappes à surface totale constante	94
5.6	Influence de l'encombrement	97
5.7	Conclusion	102
	Conclusions	105
	Bibliographie	107
	Table des figures	111

Introduction

Après l'incendie du tunnel du Mont Blanc en 1999, la protection des usagers lors de tels accidents est devenu un thème prioritaire dans la conception des tunnels routiers. Pour permettre aux usagers de rejoindre les issues de secours dans des conditions favorables, les tunnels sont ventilés par des systèmes de désenfumage. De nombreuses recherches sont menées pour mieux comprendre le comportement de l'incendie et du mouvement des fumées, et ainsi améliorer les systèmes existants.

Pour réaliser ces études, diverses méthodes existent. On peut notamment réaliser des expériences en grandeur nature ou sur maquettes, ou faire des simulations numériques. Ces dernières ont pendant longtemps été très consommatrices en ressources informatiques mais l'accroissement des capacités de calcul durant les dix dernières années, a permis d'en diminuer le coût et elles se sont généralisées.

Pour la conception des systèmes de ventilation, la plupart des bureaux d'études utilisent des outils de résolution unidimensionnels, dans lesquels les caractéristiques de l'écoulement sont moyennées dans la section du tunnel. Ce type d'étude donne une bonne idée générale mais n'est pas assez précise, puisqu'elle ne permet pas de décrire le comportement des fumées chaudes, qui ont tendance à se coller au plafond du tunnel. Cette donnée est pourtant fondamentale quand on cherche à connaître les conditions de visibilité et de toxicité à hauteur d'homme.

Les études numériques tridimensionnelles sont donc de plus en plus utilisées mais de tels calculs nécessitent une connaissance approfondie de la théorie physique et une bonne maîtrise des modèles numériques pour caler les variables et dépouiller des résultats très volumineux. Il est donc nécessaire de fournir aux concepteurs de ces installations des outils pratiques pour interpréter les simulations 3D.

C'est dans cette perspective que le travail présenté ici se propose de développer un moyen simple d'évaluer l'efficacité de l'extraction des fumées par un système de ventilation transversal.

Cette thèse, commandé par le CETU en 2005, marque donc la transition entre des recherches très théoriques et des travaux plus orientés vers les besoins des ingénieurs et concepteurs.

Dans un premier chapitre, on rappellera quelques généralités sur les incendies en tunnel routier, dont les risques pour les usagers se trouvant dans le tunnel et les conditions de mise en sécurité. On définira ensuite les stratégies de ventilation les plus couramment utilisées, et plus particulièrement la stratégie transversale qui nous intéresse dans cette étude. Enfin, on décrira les phénomènes physiques qui ont lieu dans le tunnel, ainsi que la réglementation qui s'applique à la conception des systèmes de ventilation.

Le deuxième chapitre précise ce que l'on entend par performances d'un système de ventilation. On s'intéressera aux facteurs physiques qui peuvent les influencer et on cherchera une méthode de calcul

simple et fiable de l'efficacité et du rendement global, qui nous servira pour la suite de l'étude numérique.

Avant de poursuivre, on détaillera dans le chapitre 3 les hypothèses de modélisation numérique utilisées dans le code de calcul. Il s'agit ici de FLUENT, un logiciel commercial largement utilisé par les bureaux d'études. On choisira en particulier dans ce chapitre un modèle de turbulence conciliant une bonne précision et une relative simplicité. On précisera également la façon de prendre en compte les transferts par conduction, notamment aux parois. Enfin, la prise en compte du rayonnement sera abordée pour s'assurer que la limitation pratique de la puissance émise par le foyer est une option raisonnable qui permet de limiter le temps de calcul.

La chapitre 4 étudie de manière systématique le cas simplifié d'une trappe d'aspiration. L'étude portera sur l'influence de trois paramètres jugés essentiels, à savoir la vitesse du courant d'air en entrée du tunnel, la distance entre le foyer et la trappe et la forme de la trappe. On poursuivra l'étude avec des configurations inhabituelles de trappes (cas d'une fente, présence d'un déflecteur ou trappe décentrée et orientée verticalement) pour voir s'il est possible d'améliorer les performances de la ventilation.

Pour finir, le chapitre 5 présente les résultats pour un modèle à 8 trappes qui se rapproche de configurations réalistes. On pourra également étudier s'il est préjudiciable de réduire le nombre de trappes, à surface totale d'aspiration constante, et s'intéresser à l'influence de la présence de véhicules encombrants dans le tunnel.

Finalement, cette étude nous permettra de dégager les paramètres importants et d'envisager des façons d'optimiser le système.

Généralités sur les incendies en tunnel

Les incendies de véhicules en tunnel sont des évènements relativement rares mais qui peuvent avoir des conséquences dramatiques, aussi bien d'un point de vue humain (on se rappelle encore la catastrophe du Tunnel du Mont Blanc en 1999 qui a fait 39 morts) que d'un point de vue économique (coûts de réparations, déviation durant l'arrêt d'exploitation du tunnel,...).

La protection des usagers, mais aussi de l'équipement, lors de tels accidents est donc un enjeu majeur à la fois humain et politique.

On verra donc dans cette partie les risques à prendre en compte dans la situation d'incendie, puis les moyens de sauvegarde et enfin les diverses méthodes d'étude utilisées pour concevoir ces systèmes.

1.1 Les risques de l'incendie en tunnel routier

Depuis la catastrophe du Tunnel du Mont-Blanc en 1999, de nombreuses études ont été menées et les experts s'accordent sur les difficultés rencontrées lorsqu'on tente de prévoir le développement de tels incendies. En effet, le comportement du feu et ses différents effets sont très variables en fonction du nombre et du type de véhicules mis en cause, ainsi que de leur cargaison respective. Ainsi, une petite voiture de tourisme (représentant un incendie d'une puissance de 2 MW) ne cause pas le même type d'incendie qu'un camion-citerne rempli d'essence (incendie dont la puissance peut dépasser 200 MW). De plus, les conditions spécifiques à chaque tunnel (géométrie, pente, conditions météorologiques,...) ont beaucoup d'influence sur le feu.

Dans tous les cas, les opérations de sécurité s'organisent en deux phases : dans un premier temps, les usagers doivent quitter le tunnel par leurs propres moyens (phase d'auto-évacuation), puis lorsque les secours arrivent sur place, ils interviennent pour évacuer les éventuelles personnes encore bloquées dans le tunnel et lutter contre l'incendie pour sauvegarder l'ouvrage.

Le premier danger (par ordre chronologique) pour les usagers présents dans le tunnel au moment de l'incendie est l'opacité des fumées dégagées par le feu. En effet, dans un environnement où la visibilité

ne dépasse pas quelques mètres, les usagers se perdent et ne trouvent plus les issues de secours. La phase d'auto-évacuation ne peut donc pas avoir lieu. Ensuite, si des personnes n'ont pas pu sortir, elles sont soumises à la toxicité des gaz émis, ainsi qu'à la baisse de la concentration en oxygène : l'asphyxie est la principale cause de décès dans ce type d'accident.

L'élévation de la température (jusqu'à 1300 °C) ne devient problématique que plus tard. En effet, le rayonnement émis par la flamme peut toucher les personnes qui en sont proches, mais il décroît avec la distance. Loin du foyer, ce rayonnement est donc faible. Il ne devient excessif que plus tard, lorsque l'atmosphère est déjà devenue irrespirable. La chaleur peut aussi compromettre l'intégrité des équipements d'éclairage ou de ventilation et des objets lourds peuvent se détacher du plafond. Dans des cas extrêmes, on peut même observer un effondrement de la structure. Cela peut poser des problèmes aux pompiers, dans leur lutte contre l'incendie.

D'une manière générale, on peut donc retenir que le principal danger vient des fumées qui envahissent rapidement tout l'espace. Malheureusement, l'expérience montre que la plupart des usagers en sous-estiment les risques car le foyer est situé parfois à plusieurs centaines de mètres d'eux et qu'ils n'en perçoivent pas la chaleur. De plus, ils se sentent souvent en sécurité dans l'habitacle de leur véhicule et ne se rendent pas toujours compte que les gaz toxiques et la suie finiront par y pénétrer et qu'à ce moment, il sera trop tard pour évacuer.

Il faut donc ménager du temps aux personnes pour leur laisser prendre conscience de la nécessité de sortir du véhicule puis de leur permettre de se diriger vers les issues de secours qu'ils n'ont en général jamais repérées auparavant. Pour cela, la priorité est donc de maintenir le tunnel exempt de fumées, à hauteur d'homme, dans toutes les zones où des personnes sont susceptibles de se trouver, pour assurer leur sécurité et ensuite permettre aussi aux secours de combattre le feu dans des conditions encore convenables. A cette fin, divers systèmes de désenfumage sont donc développés.

1.2 La ventilation en tunnel

La ventilation en tunnel a deux objectifs principaux. En situation normale d'exploitation, elle sert à maintenir une bonne qualité de l'air, en limitant les taux des polluants issus des gaz d'échappement et en maintenant une bonne visibilité par le contrôle de l'opacité : c'est ce qu'on appelle la ventilation sanitaire. En situation de crise, elle sert à limiter l'envahissement du tunnel par les fumées le plus longtemps possible : c'est ce qu'on appelle le désenfumage.

Pour atteindre ces objectifs, deux grandes stratégies peuvent être mises en place, dont le choix dépend du type d'ouvrage (mono ou bidirectionnel), de sa géométrie (longueur, section, pente), du nombre de véhicules par jour et du risque de congestion du trafic, ainsi que du passage de poids lourds transportant ou pas des matières dangereuses (TMD).

1.2.1 Stratégie de ventilation longitudinale

Cette première stratégie est la plus visible pour le grand public car il peut voir les gros ventilateurs, appelés accélérateurs, disposés le plus souvent au plafond (ou éventuellement sur les piédroits). Ceux-ci servent à repousser toutes les fumées à l'aval de l'incendie ¹. Les usagers bloqués à l'amont se retrouvent ainsi dans une zone libre de fumées et peuvent évacuer à pied vers une issue de secours ou vers la tête d'entrée du tunnel.

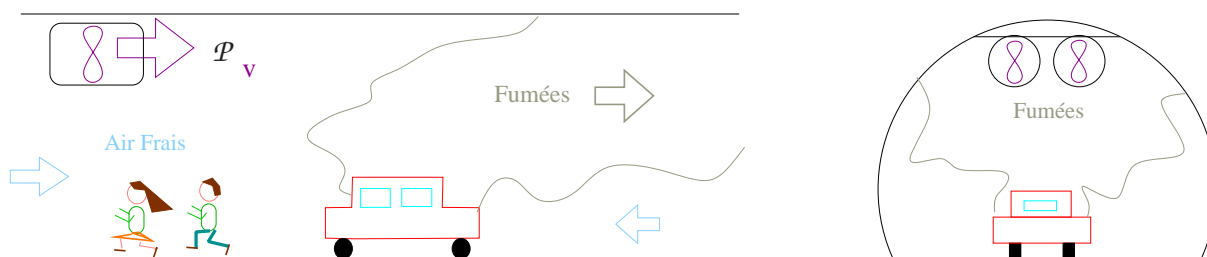


FIG. 1.1 – Schéma descriptif du système de ventilation longitudinale.

Cette stratégie consiste à appliquer une poussée P_v à l'air contenu dans le tunnel pour créer un courant d'air orienté vers la sortie du tunnel. Il a l'avantage d'être simple à concevoir : il suffit de s'assurer que les fumées ne se propagent pas à l'amont de l'accident, c'est-à-dire que le courant d'air induit par les accélérateurs est suffisant pour repousser l'intégralité des fumées vers l'aval. Pour cela, on dispose de valeurs de vitesses fiables. Ce système a aussi l'avantage d'être facile à mettre en oeuvre.

Cette stratégie n'est malheureusement pas applicable pour tous les tunnels. En effet, on ne peut recourir à cette méthode, qui enfume une partie du tunnel, dans le cas d'une circulation congestionnée qui empêcherait les usagers à l'aval de sortir du tunnel, ou encore dans le cas d'un tunnel bidirectionnel, où des usagers sont bloqués des deux côtés de l'incendie.

Il faut donc recourir à d'autres stratégies.

1.2.2 Stratégie de ventilation transversale

Dans ce cas, une idée possible est de profiter du fait que, dans un tunnel, en l'absence de courant d'air dans le tunnel, ou tant qu'il demeure relativement faible, les fumées chaudes ont tendance à se coller au plafond par flottabilité, en préservant une couche d'air frais en partie basse. Ce phénomène naturel est appelé stratification.

Le système de ventilation transversale vise à profiter de cet état et à chercher à le maintenir en aspirant les fumées en plafond et en soufflant de manière réduite de l'air frais à proximité du sol. Pour cela, on peut par exemple aménager deux gaines dans un faux-plafond : la première est percée de trappes et sert à aspirer l'air vicié, la seconde est reliée aux bouches de soufflage près du sol et injecte de l'air frais dans le tunnel.

¹Pour un tunnel unidirectionnel, on définit amont et aval en prenant comme référence le sens de circulation.

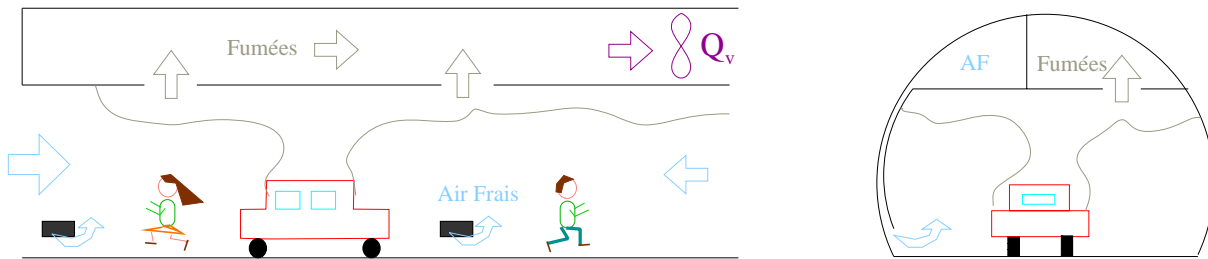


FIG. 1.2 – Schéma descriptif du système de ventilation transversale.

Pour que ce système soit efficace, il faut que l'extraction en plafond soit suffisante et bien répartie, mais aussi que le courant d'air frais soit limité. En effet, le phénomène de stratification est relativement difficile à conserver : il suffit qu'il y ait un courant d'air trop important dans le tunnel pour que les fumées se déstratifient et envahissent tout l'espace.

1.3 Conception de la ventilation transversale

La ventilation transversale, qui nous concerne, s'impose dans les cas de tunnels bidirectionnels d'une longueur supérieure à 300 m en milieu urbain ², supérieure à 1000 m dans un milieu non-urbain à trafic fort et 1500 m dans un milieu non-urbain à trafic faible (voir [5]).

La conception d'un tel système de ventilation est un exercice délicat. Pour ce faire, il faut tout d'abord connaître le comportement des fumées lors de l'incendie. On développera ensuite quelques aspects de la réglementation technique qui interviennent dans cette conception.

1.3.1 Description de l'incendie

Le développement d'un feu en tunnel est un phénomène très particulier, non seulement à cause du caractère confiné de la structure, mais aussi parce que dans pratiquement tous les cas, la différence de pression entre les deux têtes du tunnel engendre un courant d'air qui influence l'écoulement.

Dans un premier temps, si l'on ne prend pas en compte le courant d'air, on peut considérer que les fumées qui s'élèvent au dessus du foyer forment un panache vertical.

L'influence du confinement vertical se traduit par un écrasement de ce panache au plafond. On observe alors un petit saut de densité, semblable au ressaut hydraulique d'un jet sur une surface plane [18]. Les fumées se répandent ensuite radialement jusqu'à toucher les parois latérales [32]. Lorsque les fumées touchent les bords, elles subissent un second effet de confinement, qui les rabat vers le panache d'origine, en submergeant le ressaut (voir l'illustration sur la figure 1.3).

²En pratique, c'est un cas rare car au-delà de cette longueur on construit généralement deux tubes, puisqu'il s'agit le plus souvent de voies rapides à chaussées séparées de type autoroute.

Ensuite, loin du point d'impact du panache, les murs imposent un écoulement qui peut s'apparenter, à des courants de densité [40].

En l'absence de courant d'air, si les fumées sont bien stratifiées, on observe deux courants de densité collés au plafond, qui se propagent symétriquement de part et d'autre du foyer, laissant ainsi un espace libre de fumées pour évacuer les usagers.

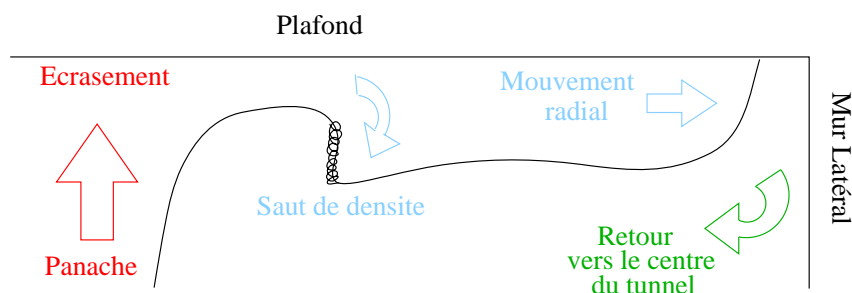


FIG. 1.3 – Représentation schématique du mouvement des fumées suite à l'impact du panache au plafond, vue dans un plan transverse.

En réalité, l'existence d'un courant d'air longitudinal implique une déviation du panache vers l'aval³, une inclinaison des flammes et une augmentation de la distance à laquelle le panache touche le plafond. De plus, le courant d'air favorise le mélange turbulent.

Certains auteurs modélisent le panache comme un jet soumis à un écoulement transverse. C'est le cas par exemple des expériences de Fric et Roshko [20], qui sur un tel cas théorique permettent de différencier 4 types de structures dans le champ proche du jet, comme décrit dans la figure 1.4.

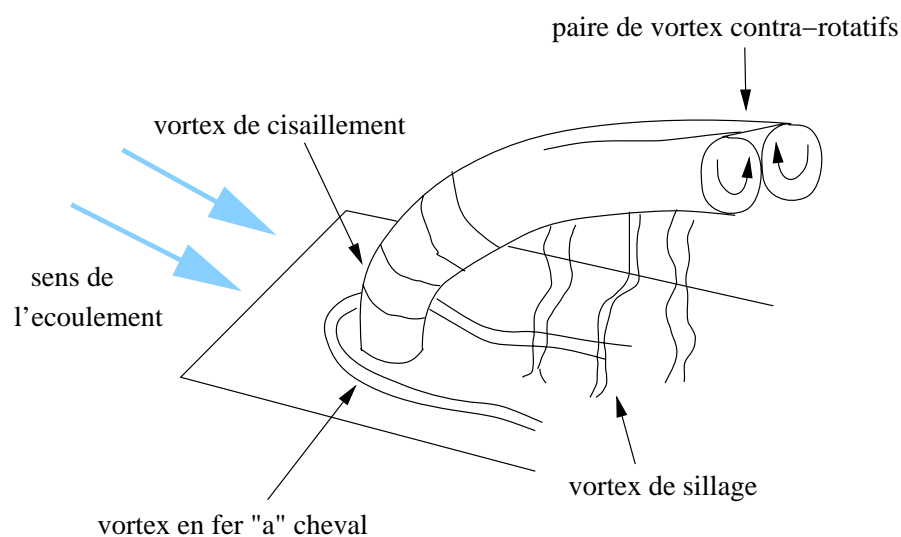


FIG. 1.4 – Représentation schématique des différentes structures de vorticités pour un panache soumis à un écoulement transverse.

³On désigne ici l'amont et l'aval en prenant le sens du courant d'air comme référence, puisque le tunnel est bidirectionnel.

Tout d'abord, le jet agit comme un obstacle et sépare en deux l'écoulement incident, faisant ainsi apparaître des vortex en fer-à-cheval qui s'enroulent à sa base, comme dans le cas d'un cylindre rigide. Il est soumis dans sa partie basse à des vortex de cisaillement dues aux instabilités de Kelvin-Helmholtz dans sa couche extérieure.

Sous l'influence du courant d'air, le panache s'incline de plus en plus au fur et à mesure qu'il se rapproche du plafond. Dans la partie proche du plafond, la couche limite axisymétrique générée par le panache rencontre celle générée par l'écoulement ambiant contre la paroi. L'interaction entre ces deux couches limites crée une paire de vortex contra-rotatifs dans l'axe du tunnel, qui sont principalement visibles sous le plafond (pour le détail, voir [38]).

Plus loin encore, lorsque le panache est complètement incliné, on peut voir apparaître des vortex de sillage dont une extrémité est au sol et l'autre accrochée aux vortex contra-rotatifs.

Dans la pratique, tous ces phénomènes ne sont pas observables. En effet, la source de l'incendie est généralement trop complexe pour que le vortex en fer à cheval apparaisse nettement. De même, le transport de vorticité qui crée les vortex de sillage est souvent négligeable devant les autres phénomènes physiques. Seuls les tourbillons contra-rotatifs sont parfois visibles, en particuliers lorsque la source n'est pas trop puissante.

On suppose alors de manière intuitive, qu'à cause du courant d'air, les fumées ne peuvent se propager que d'un seul côté du foyer, à l'aval.

Cependant, pour des vitesses faibles de courant d'air, on voit parfois apparaître dans les coins supérieurs du tunnel deux langues de fumées qui se propagent à l'amont du foyer. Lorsque les deux langues se rejoignent, elles forment une nappe dont la forme creusée au centre s'estompe au fur et à mesure que la nappe progresse à contre sens du courant d'air et se stabilise. Ce phénomène est appelé nappe en retour ou backlayering et s'apparente lui aussi à un courant de densité.

Dans le cas où on applique une stratégie transversale, l'apparition du backlayering n'est pas gênante car en général, cette nappe est bien stratifiée.

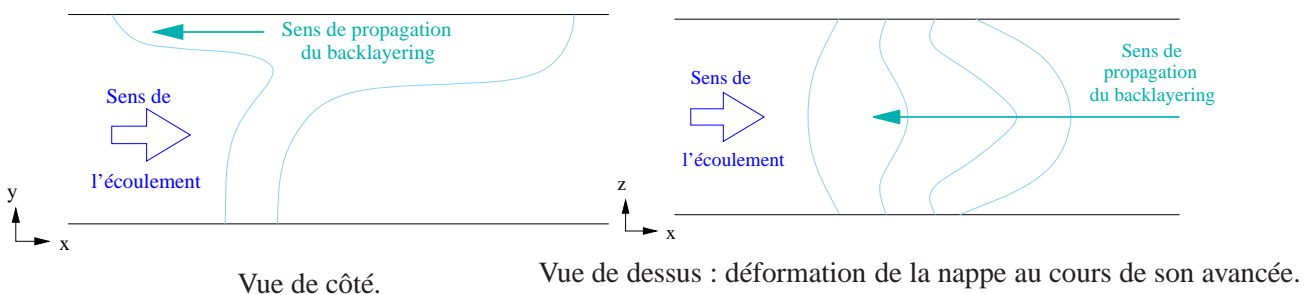


FIG. 1.5 – Description du backlayering et de sa progression dans deux coupes du tunnel.

La vitesse en-dessous de laquelle on voit apparaître ce phénomène est appelée vitesse critique, notée V_c . Elle dépend de la puissance de l'incendie et elle est de l'ordre de 2 à 3 $\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$ pour l'incendie d'un poids lourd.

A l'inverse, pour de fortes valeurs du courant d'air, les fumées sont rabattues vers le sol et envahissent tout la partie aval du tunnel. On définit donc V_d , la vitesse de déstratification au-dessus de laquelle le phénomène apparaît. Pour que les fumées restent stratifiées à l'amont comme à l'aval du foyer, il faut donc contrôler le courant d'air pour que sa valeur soit toujours inférieure à V_d . Cette valeur est très difficile à déterminer mais dans les cas pratiques, on utilisera $V_d < V_c$, de l'ordre de 1,5 à 2 m.s⁻¹ pour un poids lourd [5].

1.3.2 Réglementation

La réglementation impose le nombre minimal de stations de ventilation (une au moins tous les 3000 m en soufflage, tous les 2000 m en aspiration), ainsi que l'installation d'une station d'extraction de secours. Elle prescrit aussi le groupement des trappes d'extraction en cantons, qui seront télécommandés indépendamment, et dont la longueur ne dépasse pas 400 m en milieu urbain et 600 m en milieu non-urbain ainsi que l'espacement maximal des trappes (50 m pour les tunnels urbains, au maximum 100 m pour les tunnels non-urbains).

L'instruction technique [15] fixe enfin des valeurs de débit auxquelles on s'intéresse en particulier.

Ainsi, la vitesse maximale du courant d'air dans le tunnel et le débit total aspiré en ventilation transversale sont fixés en fonction de l'incendie de dimensionnement. La valeur de cet incendie dépend des caractéristiques du tunnel et en particulier de son gabarit (c'est à dire de la hauteur maximale des véhicules qui y circulent).

Par exemple, pour un tunnel de gabarit supérieur à 3,5 m interdit au transport de matières dangereuses, il s'agit d'un incendie de camion d'environ 30 MW (voir tableau 1.1 tiré de [5]).

Type de tunnel	Incendie de dimensionnement	Puissance totale
Gabarit < 2 m	2 ou 3 véhicules légers	8 MW
2 m < Gabarit < 3,5 m	fourgon	15 MW
Gabarit > 3,5 m sans TMD	gros poids lourds	30 MW
Gabarit > 3,5 m avec TMD	camion-citerne chargé d'hydrocarbures	200 MW

TAB. 1.1 – Incendies de dimensionnement retenus par l'instruction technique ; TMD = transport de marchandises dangereuses.

Dans ce cas, on estime que la couche de fumées produites par l'incendie se déstratifiera pour les vitesses de courant d'air supérieures à 1,5 m.s⁻¹ (voir plus haut). On demande donc aux concepteurs du tunnel de mettre au point un système capable de maintenir la vitesse du courant d'air en-dessous de cette valeur, bien qu'on sache que cela n'est pas toujours aisé, notamment compte tenu des conditions météorologiques variables.

De plus, on fait en sorte que le débit d'extraction volumique $Q_{V_{total}}$ du système soit égal à la quantité Q_f de fumées dégagées par l'incendie, estimée dans le cas d'un feu de 30 MW à $80 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Ce débit représente ici la somme des débits des produits de combustion et des gaz entraînés dans le panache de l'incendie pour une géométrie correspondant au gabarit considéré et en considérant les fumées stratifiées. Dans la pratique, la notion de débit de fumées n'est pas utilisable car très difficile à mesurer, car elle nécessite de connaître avec exactitude la composition des gaz entraînés, la géométrie du tunnel et la limite entre fumées et air frais.

Lorsque la vitesse du courant d'air ne peut être contrôlée convenablement et que les fumées risquent de se destratifier, il faut surdimensionner l'extraction pour compenser les effets indésirables du courant d'air. L'extraction minimum du système devra donc être égale dans ce cas au débit de fumées produit par l'incendie de dimensionnement, majoré du débit correspondant à la vitesse longitudinale de $1,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. Par exemple :

$$Q_{V_{total}} = 80 + 1,5 \times S_T$$

Cette extraction devra être répartie entre toutes les trappes du canton de désenfumage. L'instruction technique indique que la vitesse de l'air au passage de la trappe doit être inférieure à $15 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, pour éviter de trop grandes pertes de charge.

De plus, il est préférable que la répartition de l'aspiration soit uniforme sur toutes les trappes du canton pour éviter de créer un courant d'air dans le tunnel ou des déséquilibres dans la couche de fumées qui risquent de destratifier cette dernière. Or si on fixe un ventilateur à une extrémité du tunnel, l'air sera aspiré plus facilement dans les trappes qui en sont proches que dans celles qui en sont plus éloignées.

Pour compenser cet effet naturel dû aux pertes de charge, et ainsi assurer de l'égalité des débits à travers les trappes, on procède à l'équilibrage du réseau qui conduira à son dimensionnement. En supposant que les pertes de charge d'une trappe à l'autre dans la gaine sont négligeables face à celles se produisant dans les trappes, on pourra alors jouer sur plusieurs paramètres comme la section d'aspiration. Une autre solution simple consiste à imposer une très forte perte de charge dans toutes les trappes pour que les différences dues à l'écoulement seul soient faibles.

La législation [15] fixe enfin les critères de résistance au feu du matériel, les contre-pressions à prendre en compte pour le dimensionnement... Les valeurs recommandées sont le plus souvent issues de l'expérience et laissent une grande marge au concepteur, qui se sert de son savoir-faire pour ajuster toutes les valeurs au mieux.

1.4 Méthodes d'investigation

Pour atteindre les niveaux de sécurité de plus en plus élevés demandés par la législation, ainsi que pour aider les concepteurs de ventilation dans leur travail et améliorer la doctrine à ce sujet, de nombreuses études ont déjà été menées. Il en existe trois types.

1. Les expériences en grandeur nature

Citons comme exemple la campagne d'essais EUREKA en Norvège en 1992 [9], celle du Memorial Tunnel au USA en 1993 [10] ou plus récemment la campagne de Runehamar en Norvège en 2003 [33]. Toutes ont eu lieu dans des tunnels désaffectés. De telles campagnes ont beaucoup apporté à la compréhension des incendies, mais leur coût est malheureusement tout à fait prohibitif (40 millions de dollars dans le cas des essais du Memorial Tunnel).

On peut, à moindre frais, faire des essais dans des ouvrages existants, par exemple avant l'ouverture d'un ouvrage neuf. Cependant, pour ne pas abîmer la structure, il faut une longue préparation de protection et surtout des sources contrôlées de faible puissance, ce qui n'est pas forcément représentatif des incendies les plus graves. De plus, les résultats sont conditionnés par les caractéristiques particulières de chaque tunnel et ne sont pas forcément faciles à généraliser.

Enfin, les essais en vraie grandeur ne permettent pas toujours de contrôler tous les paramètres de l'expérience, (notamment les conditions climatiques) et les mesures sont très compliquées à obtenir : il faut des instruments supportant de très fortes températures, positionner suffisamment d'appareils dans la grande section du tunnel tout en faisant attention à ce que leur nombre ne perturbe pas l'écoulement et disposer de délais suffisant pour installer une instrumentation complète et éventuellement la déplacer.

2. Les expériences sur maquettes

Les expériences sur maquettes sont une bonne alternative, puisqu'elles permettent non seulement de maîtriser toutes les conditions mais aussi de faire assez facilement des mesures locales. Il en existe deux types : les maquettes dites chaudes, qui utilisent de la fumée réelle et les maquettes dites « froides » qui utilisent des fluides à différentes densités sans les chauffer.

Dans le premier cas, citons les expériences d'Ingason et Werling en 1999 ([30]) ou du CSTB en 2007 ([45]), qui utilisent un petit bac de kérosène ou des palettes de bois pour simuler le foyer.

Dans le second cas, citons deux exemples très différents :

- la maquette aéraulique de Valenciennes [37] [36] [53] dans laquelle les fumées sont modélisées par un mélange air-hélium plus léger que l'air ambiant et dont les propriétés sont parfaitement connues.
- la maquette hydraulique de l'Imperial College de Londres [40] [41] qui utilise un canal en eau dans laquelle on déverse de l'eau salée pour simuler les fumées. La représentation est alors inversée puisque l'eau salée est plus dense que l'eau et coule au fond du canal.

Malheureusement, pour toutes ces maquettes, la similitude des dimensions ne peut être respectée pour tous les paramètres à la fois. De plus, elles peuvent elles aussi se révéler coûteuses, en particulier lorsqu'on souhaite changer la configuration du tunnel de nombreuses fois.

3. Les expériences numériques

Pour ce type d'expérience, on a recours à des codes de CFD (Computational Fluid Dynamics) de plus en plus complexes et précis. L'augmentation importante des capacités des calculateurs lors de ces dernières années permet maintenant de mettre en place des modèles détaillés, tout en gardant des temps de calculs raisonnables. Cela permet de faire un grand nombre d'expériences à moindre coût. C'est ce type d'étude qu'on choisira ici de mener.

1.5 Conclusion

Lorsqu'un incendie se déclare dans un tunnel, les 20 premières minutes, entre la détection de l'incendie et l'arrivée des secours, sont décisives. On a vu qu'il est primordial de conserver dans le tunnel de bonnes conditions à hauteur d'homme pour permettre aux usagers de s'auto-évacuer. Pour cela, on met en place un système de ventilation.

Pour concevoir et dimensionner des systèmes répondant à la réglementation de plus en plus stricte, il est nécessaire de comprendre les différents phénomènes physiques ayant lieu dans le tunnel, comme le backlayering ou la déstratification. Ces phénomènes sont complexes et doivent être pris en compte dans la modélisation du système.

Dans le cas de la ventilation transversale, les deux paramètres importants dans la conception sont le contrôle du courant d'air et l'efficacité du système d'extraction (ou sa capacité à faire face à un contrôle insuffisant). On cherche donc dans la suite de ce travail à définir une manière d'évaluer ces deux paramètres de manière simple, puis on réalisera une étude numérique pour comprendre comment ils varient, pour chercher à les améliorer.

Définition des performances

On a vu précédemment que la conception des tunnels devait tenir compte d'une grande quantité de règles détaillées et de seuils à respecter, qui sont le plus souvent issus de mesures empiriques. La majeure partie du travail consiste à ajuster ces valeurs à un ouvrage unique. L'objectif de cette thèse est donc de donner de nouveaux outils aux concepteurs qui leur permettraient de juger rapidement des performances du système mis en place.

Dans cette partie, on se propose donc tout d'abord de décrire ce qu'on entend par "performance" puis on détaillera les phénomènes physiques qui auront une influence sur ces critères, et enfin on donnera une expression mathématique de ces critères.

2.1 Critères de performance

De manière intuitive, ce qu'on demande à un système performant, c'est de produire le maximum de résultats avec le minimum d'efforts. Il nous faut donc deux critères : le premier permettra d'estimer les résultats (dans l'absolu) et le second le rapport résultats/efforts.

2.1.1 Efficacité

Dans la pratique, ce que l'on souhaite, c'est extraire la plus grande quantité possible de fumées présentes dans le tunnel par l'intermédiaire du système d'extraction. Pour savoir si l'aspiration est suffisante, il suffit de calculer le pourcentage de fumées produites qui est extrait, c'est-à-dire le rapport entre la quantité de fumées extraite par l'ensemble du système et la quantité de fumées produite par l'incendie. Le cas idéal est atteint lorsque 100 % des fumées sont extraites. Ce critère sera appelé l'**efficacité** \mathcal{E} du système.

Pour augmenter la valeur de ce pourcentage, on est tenté d'augmenter le débit total aspiré et donc la puissance des ventilateurs. Or c'est cette puissance qui détermine le prix du ventilateur. Si elle devient trop importante, on est contraint de multiplier le nombre de ventilateurs et parfois d'augmenter la section des gaines, ce qui peut entraîner de forts surcoûts en équipements autant qu'en génie civil.

2.1.2 Rendement

Pour éviter cela, on doit s'assurer que la majeure partie du gaz aspiré est constituée de fumées. En effet, si on aspire de l'air à la place des gaz toxiques, on dépense inutilement de la puissance.

On définit donc un second critère qui est le rapport entre la quantité de fumée aspirée et la quantité totale de gaz aspiré. Le cas idéal est atteint si on extrait uniquement des fumées et non de l'air frais. Ce critère, qui s'apparente à un critère sur la concentration, sera appelé le **rendement** \mathcal{R} du système.

Ces deux critères doivent être considérés simultanément. En effet, si on considère la seule efficacité, l'expérience ([42] et [8]) montre que même en augmentant le débit indéfiniment, elle finit par atteindre un plateau. L'observation du rendement qui chute montre alors qu'à partir d'une certaine valeur du débit d'extraction, tout le débit ajouté n'est constitué que d'air.

A l'inverse, si on ne s'intéresse qu'au rendement, on peut créer un système qui aspire de la fumée très concentrée mais on s'expose à ne pas en aspirer suffisamment, ce qui n'est pas non plus l'effet recherché.

On cherche donc le point d'équilibre entre ces deux critères pour trouver la valeur de débit optimal qui maximise les deux valeurs.

2.2 Facteurs de performance

On a choisi de définir deux critères de performances. On cherche donc maintenant à identifier les phénomènes physiques qui pourraient influencer les résultats.

2.2.1 Le poinçonnement

On a vu que le principe de la ventilation transversale est d'aspirer le maximum de fumée. Il est vraisemblable que plus on augmente le débit, plus on aspire de fumée. Or, l'entraînement des fumées induit une baisse locale de pression au-dessous de la trappe, au niveau de la limite inférieure de la couche de fumées. Si cette aspiration est trop forte, la dépression devient telle que l'air frais situé en dessous de la trappe est aspiré à travers les fumées. Ce phénomène est appelé poinçonnement.

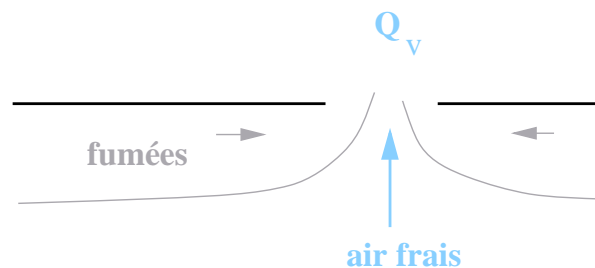


FIG. 2.1 – Schéma de principe du poinçonnement

Si on aspire de l'air frais à la place des fumées, la ventilation perd en performance (baisse de rendement). Il est donc nécessaire de définir un débit d'extraction optimal qui permette d'extraire un maximum de fumée dans chaque trappe sans aspirer d'air frais en même temps.

On trouve dans la littérature plusieurs essais pour donner le débit critique en-dessous duquel il convient de rester pour éviter des perturbations indésirables.

Citons par exemple les travaux de Lubin et Springer de 1961 [34] en hydraulique, qui étudient expérimentalement la vidange par le fond d'un réservoir contenant deux fluides : deux liquides de densités différentes ou bien un gaz et un liquide. Les deux liquides sont l'un au-dessus de l'autre et seul le fluide du "dessous" s'écoule sous la forme d'un cône d'aspiration. Suite à leurs expérimentations, Lubin et Springer établissent une relation analytique entre e_c l'épaisseur de la couche de fluide vidangé à partir de laquelle le fluide du "dessus" est également aspiré, Q_v le débit volumique à travers l'orifice circulaire de diamètre $2a$, ρ_2 la densité du fluide du "dessus", ρ_1 la densité du fluide du "dessous" (voir la figure 2.2).

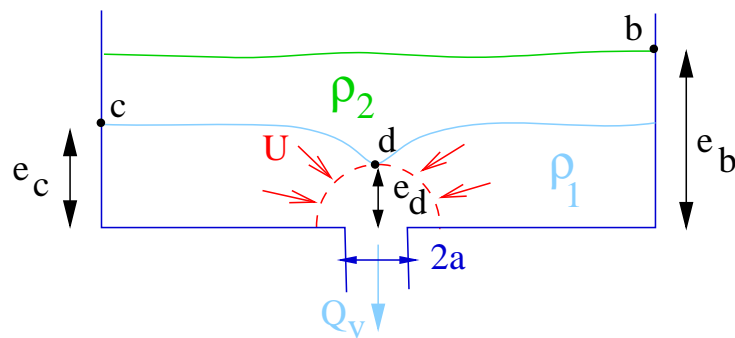


FIG. 2.2 – Expérience de Lubin et Springer

En supposant que les effets de la viscosité et de tension de surface sont négligeables et que le fluide est au repos au début de l'expérience, ils écrivent les équations de conservation de l'énergie (Bernoulli), la pression hydrostatique à l'interface des deux fluides et enfin l'équation de conservation de la masse par intégration de la vitesse U supposée uniforme et normale à la surface de contrôle de rayon e_d .

A partir de ces trois relations, ils obtiennent :

$$e_c = e_d + \frac{Q_v^2}{8\pi^2 g (1 - \rho_1/\rho_2) e_d^4}$$

En posant comme hypothèse que la dépression initiale se développe si rapidement que le fluide arrive instantanément jusqu'au trou, on écrit alors :

$$\frac{de_c}{dt} / \frac{de_d}{dt} \simeq 0 \quad \text{ou encore} \quad \frac{de_c}{de_d} \simeq 0$$

En réarrangeant les équations, et en normalisant la longueur e_c avec le diamètre $2a$ du trou, Lubin et Springer écrivent la forme analytique suivante :

$$\frac{e_c}{2a} = 0,69 \left(\frac{Q_V^2}{(1 - \rho_1/\rho_2)g(2a)^5} \right)^{1/5}$$

Si on se replace dans le contexte des incendies, cela signifie que quand la valeur du débit augmente, l'épaisseur de la couche de fumées (fluide 1) au-dessous de laquelle on observe le poinçonnement de l'air frais (fluide 2) doit aussi augmenter.

En considérant l'air et les fumées comme des gaz parfaits et en notant T_1 la température du fluide du "dessus", T_2 la température du fluide du "dessous", on peut retourner la formule pour trouver la valeur du débit critique à travers l'orifice à partir duquel on a du poinçonnement :

$$Q_V = 2,55 \left(g e_c^5 \frac{\Delta T}{T_1} \right)^{1/2} \quad \text{ou encore} \quad Q_M = Q_V \times \rho_1 = 3,05 \left(g e_c^5 T_1 \frac{\Delta T}{T_2} \right)^{1/2}$$

On remarque que la valeur du débit critique ne dépend pas du rayon $2a$ de l'orifice : il est fonction de la différence de température (donc de densité) entre les deux fluides. En utilisant des valeurs de températures typiques à 10 m du foyer tirés de [5], et en supposant la température proche du sol est toujours $T_2 = 300$ K, on vérifie bien que plus le fluide 1 (les fumées) est chaud, et plus le débit critique est élevé (voir tableau 2.1).

Cas	véhicule léger	poids lourd	camion citerne
Température en voute (K)	520	970	> 1300
Débit critique ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	5,15	5,47	6,09

TAB. 2.1 – Calcul du débit critique de poinçonnement d'une couche de fumées d'un mètre d'épaisseur.

En pratique, le débit aspiré dans chaque trappe du tunnel est de l'ordre de 10 à $15 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$. Pour un tel débit, le poinçonnement, quelque soit la forme de la trappe, apparaît pour une couche de fumées d'épaisseur inférieure à $1,39$ m. On vérifiera dans les expériences qui suivent la validité de cette affirmation.

En 1974, dans leurs travaux expérimentaux sur le désenfumage d'un tunnel, Spratt et Heselden [50] parviennent à un résultat similaire, en remplaçant T_1 par T_f la température des fumées et T_2 par T_0 la température de l'air ambiant. Leurs expériences montrent également que le coefficient de proportionnalité, dans l'expression de Q_M , est à modifier en fonction de l'emplacement de la trappe (de l'ordre de $1,7$ pour une trappe décentrée, plus pour une trappe centrée).

Notons que ces résultats ont été obtenus pour une nappe stable et au repos. Or dans le cas d'un tunnel, la couche de fumée est perpétuellement en mouvement à cause du courant d'air et des mouvements convectifs générés par l'incendie. De plus, des effets de cisaillement apparaissent lorsque la couche considérée circule à contre-courant de l'air frais. En général, la forme du cône d'aspiration est très complexe et n'a pour l'instant été observée qu'expérimentalement, sur maquettes à échelle réduite (ex : Thèse d'Olivier Mégret [37] sur la maquette de Valenciennes).

2.2.2 La déstratification

De manière naturelle, les fumées chaudes et légères se collent en plafond où elles forment une nappe stable. Il existe alors un espace libre de fumées en partie inférieure du tunnel, dans lequel la visibilité est bonne, l'air respirable et la température suffisante, ce qui permet d'évacuer les usagers dans de bonnes conditions.

Cependant, ce phénomène, basé sur la différence de température donc de densité entre les deux fluides est difficile à conserver puisque de forts niveaux de turbulence, les instabilités à l'interface entre fumées et air frais ou simplement l'abaissement de la température des fumées peuvent entraîner le mélange des deux couches.

Il est donc essentiel pour la sécurité de connaître l'état de stratification de la couche de fumée. Pour cela, il est nécessaire de définir un critère numérique.

En partant du principe qu'il existe une similitude entre le champs de température et la position des fumées, de nombreuses études ont tenté de définir des critères de stratification à partir des températures en différents points du tunnel.

Citons pour l'exemple, le paramètre de Newman, défini à partir de la température au plafond du tunnel T_c , de la température au sol T_s , de la température moyenne dans la section du tunnel considéré T_{avg} et de la température de l'écoulement d'air ambiant T_0 :

$$S = \frac{T_c - T_s}{T_{avg} - T_0}$$

Ce critère représente le degré de stratification. Si $S > 1,7$, cela signifie que la température au sol est égale à la température initiale et que l'écart de température entre le sol et le plafond du tunnel est suffisamment important pour qu'on puisse considérer la couche de fumées comme stratifiée (pour une explication plus détaillée, voir la récapitulation de ces critères dans les thèses de François Demougé [13] et Ariane Rahmani [46]).

Il est cependant important de préciser que, s'il est vrai qu'une élévation de température indique la présence de fumées, le contraire n'est pas forcément vrai. Le fait que les fumées refroidies peuvent envahir le tunnel n'est pas ici pris en compte. De même, il ne fait apparaître ni la température ni la visibilité à hauteur d'homme, qui sont des éléments décisifs : un écoulement bien stratifié à moins d'un mètre du sol répond au critère mais ne remplit pas les conditions de sécurité.

Rappelons enfin que ces critères ne tiennent pas compte du fait que les fumées se refroidissent au contact des parois du tunnel. On observe alors une dilution progressive de la fumée au fur et à mesure qu'on descend et non une limite nette et visible.

Dans la pratique, on peut faire les observations suivantes : à l'amont⁴, même s'il existe un backlaye-ring, celui-ci est la plupart du temps bien stratifié. A l'aval, on a vu qu'au-delà d'une certaine vitesse de courant d'air, les fumées sont rabattues vers le sol et envahissent le tunnel.

⁴On désigne l'amont et l'aval en prenant le sens du courant d'air comme référence

Dans le premier chapitre, on a défini deux vitesses caractéristiques, la première étant la vitesse critique V_c en dessous de laquelle le backlayering se développe. L'autre est la vitesse de déstratification V_d en dessous de laquelle les fumées restent stratifiées à l'amont comme à l'aval.

En général les concepteurs de tunnel utilisent $V_d < V_c$ par mesure de précaution, ce qui laisse supposer que les fumées se déstratifient alors que la valeur critique n'est pas encore atteinte. Pourtant, il existe des cas où les fumées se déplacent toutes vers l'aval du tunnel sans pour autant se déstratifier.

Notons qu'il est très difficile de donner à V_d une valeur exacte, étant donné que la définition même de la stratification est difficile à établir.

Du point de vue de la ventilation, ce critère est également important car si la couche de fumée se déstratifie, la quantité globale de fumée à extraire augmente. En effet, lorsqu'on mélange 1 volume d'air et 1 volume de fumée à une certaine concentration, on obtient 2 volumes de fumée moitié moins concentrée. Du point de vue de la ventilation, il faut alors aspirer un volume de gaz beaucoup plus important pour se débarrasser de toute la fumée. Efficacité et rendement vont donc diminuer.

Pour éviter ce gaspillage d'énergie, on cherche donc à conserver la stratification. Pour cela, on essaye de maintenir la vitesse du courant d'air dans le tunnel en-dessous de la valeur approximative de V_d en jouant sur les cantons d'aspiration, ou en plaçant des accélérateurs dans le tunnel. Il faut en outre s'assurer que l'aspiration ne soit pas trop forte ou mal répartie car de trop grandes perturbations de la couche de fumée pourraient entraîner la déstratification.

2.3 Recherche d'une définition

On a vu dans la section 2.1 qu'il faut deux critères pour juger convenablement de la performance du système de ventilation : l'efficacité et le rendement.

D'une manière générale, il n'existe pas de définition standard de ces deux critères. On se heurte qui plus est à la difficulté de caractériser et de quantifier précisément la fumée puisqu'elle peut être plus ou moins chaude, ou plus ou moins mélangée à l'air ambiant. Plusieurs définitions ont été imaginées et sont accessibles dans la littérature mais on peut encore les perfectionner.

2.3.1 Approche expérimentale

La méthode consiste à quantifier la fumée en mesurant sa concentration. Les composants de la fumée variant fortement d'un incendie à l'autre, on trouve dans certains rapports d'expérience des méthodes se basant sur la quantité d'oxygène d'un mélange pour en déduire la concentration de fumée aspirée.

Prenons le cas des maquettes à fumée froide (maquettes EPAD [42] et CETU [8]) par exemple. Pour simuler le fumées produite par l'incendie, on injecte (grâce un système d'injection avec un diffuseur spécial) une nappe parfaitement stratifiée d'un mélange d'hélium et d'azote dont le débit Q_0 est connu et la masse volumique ρ_m est déduite des propriétés de l'air frais et de la température des fumées simulées.

L'efficacité est définie comme la part de fumée extraite Q_f sur le débit injecté Q_0 soit :

$$\frac{Q_f}{Q_0}$$

La part de fumée aspirée par la trappe n'est pas obtenue directement puisqu'elle est plus ou moins diluée dans l'air. Dans ce type d'approche, on considère donc que chaque trappe extrait un débit Q , qui est en fait la somme de deux débits : celui de fumée et celui d'air frais :

$$Q = Q_f + Q_{air}$$

Ce raisonnement est trompeur puisque dans la réalité, on ne peut pas séparer deux débits distincts : il s'agit d'un seul débit de fumée plus ou moins concentrée. Il faut donc se souvenir que cette définition est une vue de l'esprit.

2.3.2 Tentative de définition basée sur les débits

N'ayant pas encore accès dans nos simulations aux concentrations des différentes espèces chimiques, on cherche une autre définition de l'efficacité. La thèse de Bénédicte Ribot [47] en propose une nouvelle, basée sur les débits volumiques. Elle considère le système tel que celui de la figure 2.3.

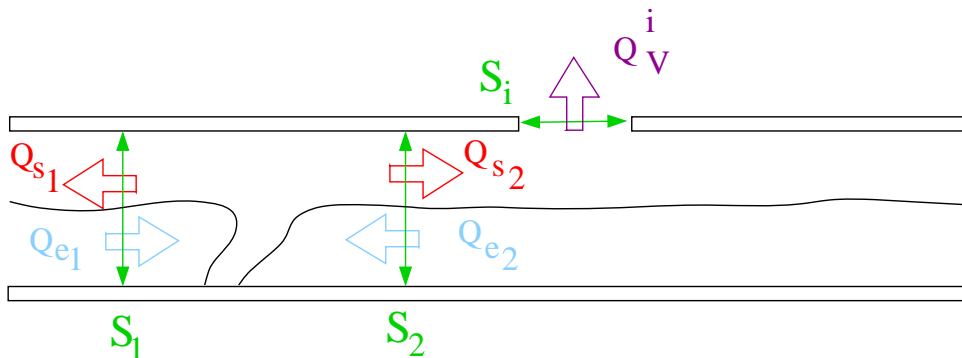


FIG. 2.3 – Calcul du débit de fumée par B. Ribot dans [47]

Le présupposé de la méthode est que l'on peut définir une frontière nette entre les fumées et l'air frais.

En se plaçant dans un volume qui entoure le foyer, délimité par le plafond, le sol et deux section fictive S_1 et S_2 , on considère que les fumées produites par l'incendie s'éloignent du foyer et "sortent" du volume. On note donc leur débit Q_s . Par opposition, en partie basse du tunnel, on observe une recirculation d'air frais qui se rapproche du foyer. On note les débits "entrants" Q_e .

En ne considérant qu'une trappe à la fois, on définit l'efficacité locale comme la part de fumée aspirée par la trappe Q_V^i rapportée à la quantité de fumée qui est produite par le foyer, c'est à dire la somme des débits "sortants" :

$$\frac{Q_V^i}{Q_{S_1} + Q_{S_2}}$$

La valeur de Q_V^i est donnée directement par le calcul, celle de Q_{S_1} se calcule comme l'intégration de la vitesse longitudinale moyenne U sur la surface où elle s'oppose au sens du courant d'air. Pour ce qui est du débit Q_{S_2} , le calcul est plus compliqué car si la vitesse du courant d'air est proche de la vitesse de déstratification, l'interface entre air frais et fumée n'est plus si évidente.

Il appartient à l'utilisateur de définir cette limite, ce qui est délicat. La moindre modification de ce critère peut donner des résultats très différents. Cette définition dépend trop de l'observateur et ne peut être retenue.

2.3.3 Définition intégrale

Il nous faut donc une définition qui n'oblige pas l'utilisateur à définir clairement la frontière entre fumées et air frais.

Pour la ventilation en tunnel routier, on peut définir l'efficacité et le rendement d'un système à partir des puissances [4]. En effet, c'est la puissance (donc la chaleur) dégagée par l'incendie qui constitue la force motrice des fumées tant dans la direction verticale (les fumées plus légères que l'air se collent au plafond) que dans la direction longitudinale (pour faire avancer le front de fumée de part et d'autre de l'incendie).

La puissance étant une donnée difficile à manier, on utilise un paramètre qui lui est facilement relié : le débit de flottabilité. Celui-ci caractérise le mouvement des fumées en fonction de la différence de masse volumique engendrée par la différence de température. Il se calcule à travers une surface S de la façon suivante :

$$B_S = \int_S \frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} g \vec{V} \cdot d\vec{S}$$

où ρ est la masse volumique locale du gaz, ρ_0 la masse volumique de l'air à la température de référence T_0 , \vec{V} la vitesse et $d\vec{S}$ un vecteur normal à la surface S orienté à l'opposé du foyer.

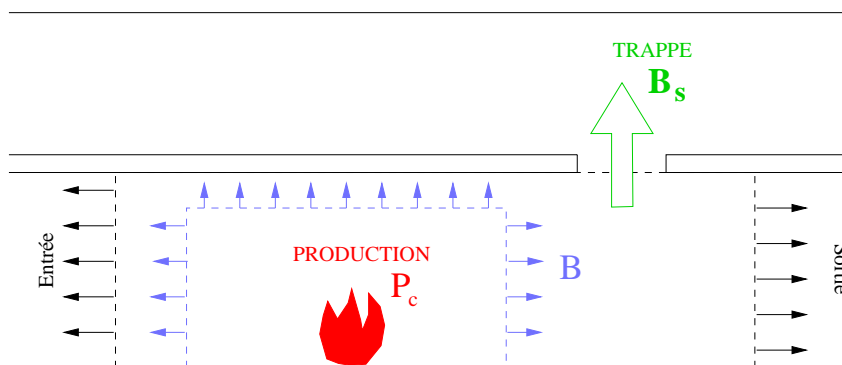


FIG. 2.4 – Description des surfaces fermées utilisées dans le calcul des flux de déficit de densité

On définit S une surface fermée entourant un foyer de puissance convective P_c (en violet sur la figure

2.4). Sur cette surface, on peut écrire les équations de conservation de la masse et de l'enthalpie comme :

$$\int_S \rho \vec{V} d\vec{S} = 0$$

$$\int_S \rho C_p T \vec{V} d\vec{S} - P_c = 0$$

L'air étant considéré comme un gaz parfait, on peut écrire :

$$\rho T = \rho_0 T_0$$

$$\frac{\rho_0 - \rho}{\rho_0} = \frac{\rho(T - T_0)}{\rho_0 T_0}$$

On peut donc écrire :

$$B_S = \int_S \frac{\rho(T - T_0)}{\rho_0 T_0} g \vec{V} \cdot d\vec{S}$$

$$B_S = \frac{g}{\rho_0 T_0} \int_S (\rho T \vec{V} - \rho T_0 \vec{V}) d\vec{S}$$

La deuxième partie du terme de droite est simplifiée grâce à l'équation de conservation et l'équation devient :

$$\int_S \rho T \vec{V} d\vec{S} = \frac{P_c}{C_p}$$

D'où la flottabilité totale produite par l'incendie :

$$B = \frac{g P_c}{\rho_0 C_p T_0}$$

Cette flottabilité produite par l'incendie peut alors se transporter dans plusieurs directions : vers l'entrée du tunnel, vers sa sortie et dans la gaine d'extraction à travers les trappes.

Si les limites de la surface S définie précédemment épousent parfaitement les parois du tunnel et qu'on considère qu'il n'y a pas de pertes de chaleur à travers ces parois (en noir sur la figure 2.4), la partie du flux de déficit de densité aspiré à travers une trappe de surface S_T se calcule donc selon :

$$B_S = \int_{S_T} \left(1 - \frac{\rho}{\rho_0}\right) g \vec{V} d\vec{S}_T$$

$$B_S = g \int_{S_T} \vec{V} d\vec{S}_T - \frac{g}{\rho_0} \int_{S_T} \rho \vec{V} d\vec{S}_T$$

En définissant les débits volumiques et massiques de gaz à travers la surface S_T comme :

$$Q_V = \int_{S_T} \vec{V} d\vec{S}_T \quad \text{et} \quad Q_M = \int_{S_T} \rho \vec{V} d\vec{S}_T$$

On écrit :

$$B_s = g Q_V - \frac{g}{\rho_0} Q_M$$

L'efficacité étant définie comme la part de la puissance extraite par l'ensemble des trappes rapportée à la puissance totale émise par l'incendie, on procède à la sommation sur toutes les trappes :

$$\mathcal{E} = \frac{\sum_{\text{trappes}} B_s}{B}$$

Le rendement, quant à lui, est défini comme la part de puissance extraite par l'ensemble des trappes rapportée à la puissance maximale qui pourrait être extraite par le système si celui-ci était parfait, c'est à dire la puissance totale des ventilateurs.

Dans un cas idéal, toute la puissance utilisée par le ventilateur servirait uniquement à extraire de la fumée. On compare donc la puissance extraite avec la puissance fournie :

$$\mathcal{R} = \frac{\sum_{\text{trappes}} B_s}{g Q_V^{\text{total}}}$$

Il faut cependant ne pas perdre de vue que ces définitions ont été établies pour des surfaces fermées, sans pertes de chaleur. Or dans le cas concret de notre tunnel, il existe bel et bien des pertes thermiques aux parois.

2.3.4 Prise en compte des pertes thermiques aux parois

La flottabilité B produite par l'incendie peut se transporter dans trois directions (dans la trappe, vers la sortie ou dans la trappe) mais aussi se perdre dans les parois.

Si on note comme dans la figure 2.5 \mathcal{A} la partie de B qui est extraite par aspiration, \mathcal{P} la partie qui est perdue à travers les parois et \mathcal{C} le reste, à savoir les parties qui se dirigent vers l'entrée ou la sortie du tunnel, donc :

$$B = \mathcal{P} + \mathcal{A} + \mathcal{C}$$

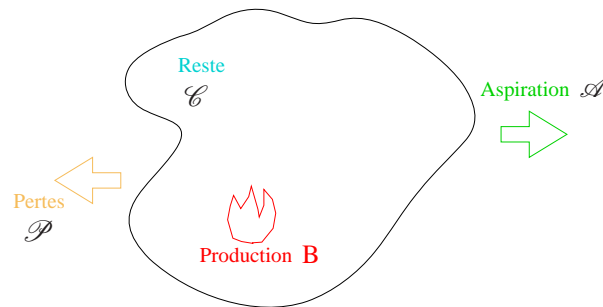


FIG. 2.5 – Principe de répartition de la puissance dans le domaine

Dans le cas où il n'y a pas de pertes aux parois, on ne s'intéresse qu'à ce qui sort par la trappe donc :

$$\mathcal{E} = \frac{\mathcal{A}}{B}$$

Dans le cas contraire, une partie de la puissance est également dissipée par convection. Il faut donc la prendre en compte dans le calcul de l'efficacité.

Comme on ne sait pas quantifier facilement \mathcal{P} , on le déduit des autres valeurs pour écrire :

$$\mathcal{P} = B - \mathcal{A} - \mathcal{C}$$

Cela nous permet de définir l'efficacité de la manière suivante :

$$\mathcal{E} = \frac{\mathcal{A} + \mathcal{P}}{B} = 1 - \frac{\mathcal{C}}{B}$$

Notons que dans ce cas là, la définition du rendement ne change pas.

Cette définition permet de savoir ce qui est perdu aux parois, ce qui est intéressant du point de vue de la sécurité mais pose un problème du point de vue des produits toxiques, qui ne peuvent pas se perdre dans les parois.

2.3.5 Emissions toxiques

Une autre possibilité pourrait être de quantifier l'évacuation d'un polluant. On pourra par exemple étudier l'extraction de monoxyde de carbone, qui est un gaz très dangereux qu'on retrouve dans les produits de combustion quel que soit l'incendie.

Des termes sources standardisés, obtenus à partir des résultats d'essais en grandeur nature, sont proposés pour les études spécifiques de danger [6]. Ces valeurs permettent de définir la quantité \mathcal{T}_0 de ce produit toxique émise par le foyer. On considère que cette quantité dépend linéairement de la puissance de l'incendie : elle est estimée à 0,1 kg/s pour 25 MW dans un tunnel bien ventilé et 0,1 kg/s pour 5 MW dans un tunnel mal ventilé [6].

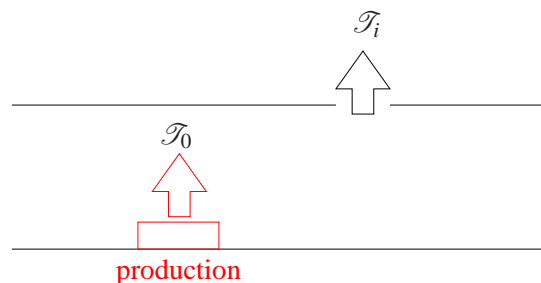


FIG. 2.6 – Principe de l'extraction d'un polluant

En CFD, on supposera que le foyer est une zone de création d'un scalaire passif représentant la production de CO de l'incendie. Il suffit alors de mesurer la quantité \mathcal{T}_i de ce scalaire qui est extraite par chaque trappe pour connaître son efficacité :

$$\mathcal{E} = \frac{\sum_{\text{trappes}} \mathcal{T}_i}{\mathcal{T}_0}$$

L'intérêt de cette méthode est qu'aucune matière toxique ne peut être "perdue" au niveau des parois comme la chaleur et qu'on a donc immédiatement accès à l'efficacité. Notons que, si les parois sont adiabatiques, cette définition et celle basée sur la flottabilité donnent les mêmes résultats.

L'inconvénient est que cette méthode ne permet pas d'accéder au rendement.

2.4 Conclusion : définition retenue

Dans ce chapitre, deux critères possibles ont été définis pour juger les performances d'un système de ventilation : l'efficacité et le rendement.

Ces deux critères doivent prendre en compte les deux principaux facteurs de baisse de la performance, à savoir le poinçonnement et la déstratification.

Leur calcul lors d'une étude numérique ne doit pas nécessiter de connaître avec précision les produits de combustion du foyer, ni de définir une interface entre fumées et air frais. De plus, il faut pouvoir être le plus réaliste possible. On choisit donc la définition intégrale basée sur le flux de déficit de densité.

Hypothèses de modélisation

Dans un premier temps, on veut déterminer les différents modèles à utiliser dans cette étude. Le logiciel utilisé est FLUENT et on choisit parmi les modèles standard présents dans cet outil. Pour cela, on procède à quelques tests sur un modèle simplifié, réduit à une seule trappe.

Par la suite, on étudiera l'influence de la modélisation des transferts thermiques (transferts convectifs en paroi et rayonnement) pour choisir le niveau de détail le plus pertinent.

3.1 Maquette numérique utilisée pour les tests

Le modèle de calcul se décompose en 3 éléments : la zone de circulation (le tunnel à proprement parler), la gaine d'air vicié qui la surplombe et les trappes qui les relient.

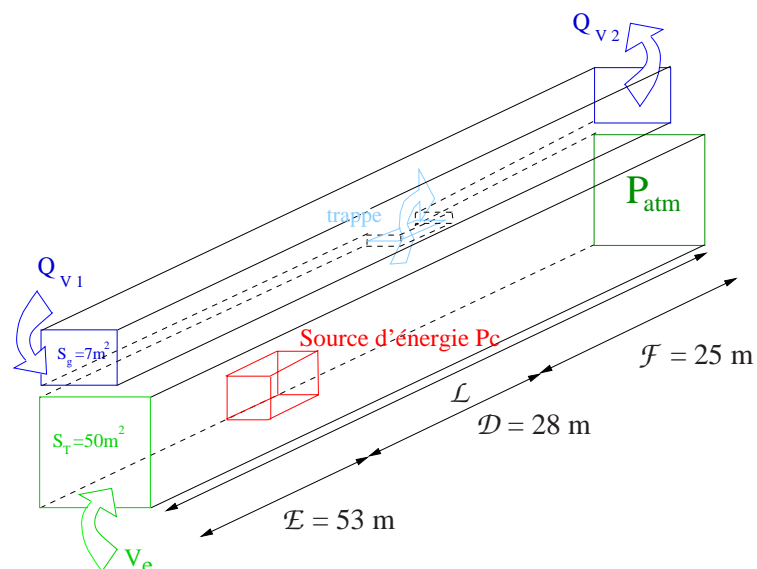


FIG. 3.1 – Description du dispositif à 1 trappe

Pour dégrossir le problème, on se place pour commencer dans une configuration à une seule trappe placée dans un tronçon de 106 m de long (voir figure 3.1). Dans ce cas, le foyer se trouve à 53 m de l'entrée, la trappe à 28 m du foyer et à 25 m de la sortie. La trappe est rectangulaire, elle mesure 1 m dans le sens de l'écoulement et 2 m dans le sens transverse (ce qui représente un rapport d'aspect $R_a = 0,5$). Le choix de toutes ces grandeurs, ainsi que les conditions limites, sera précisé dans le chapitre suivant.

Le modèle ayant un plan de symétrie, on ne modélise que la moitié du domaine. Le maillage est raffiné au niveau de l'entrée et de la sortie du tunnel et de la gaine, au dessus du foyer et autour de la trappe. C'est au niveau de cette dernière que les mailles sont les plus petites ; elles sont carrées et, quelle que soit la forme de la trappe, on fait en sorte qu'elles aient la même taille dans tous les cas.

Pour nos tests, on utilisera deux maillages. Le premier (noté A) compte environ 300 000 mailles, réparties comme décrit sur les figures 3.2. Le second (noté B), représenté sur les figures 3.3, est un maillage plus fin qui compte un peu plus d'un million de mailles. Lorsqu'on modifiera la géométrie du tunnel, le maillage sera augmenté ou diminué en conséquence.

Les conditions limites aux deux extrémités de la gaine sont des conditions en débit massique (Mass Flow Inlet), fixées pour un demi-domaine à $Q_{V1} = 54 \text{ kg.s}^{-1}$ en entrée, $Q_{V2} = 66 \text{ kg.s}^{-1}$ en sortie. La différence correspond au débit extrait par la trappe, à savoir 12 kg.s^{-1} .

La condition limite en entrée du tunnel est aussi une condition en débit massique et on laisse un degré de liberté à la sortie avec un Pressure Outlet.

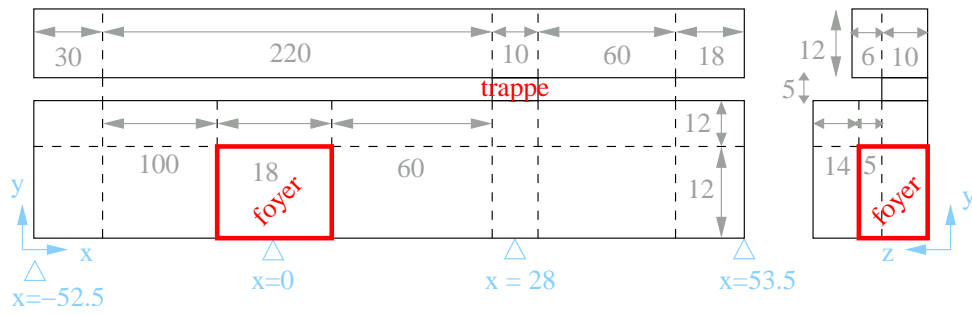
Le foyer de l'incendie est modélisé sous la forme d'un volume d'air représentant plus ou moins un petit camion, soit $3 \text{ m} \times 3 \text{ m} \times 3 \text{ m}$. Après une initialisation isotherme, le foyer devient une source de chaleur constante de 1 MW.m^{-3} , soit au total $P_c = 27 \text{ MW}$ (ou $13,5 \text{ MW}$ pour le demi-domaine modélisé).

On calcule alors la flottabilité produite par cette source dans un air à 300 K :

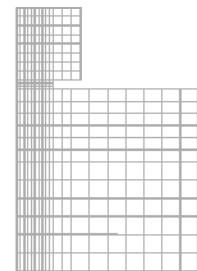
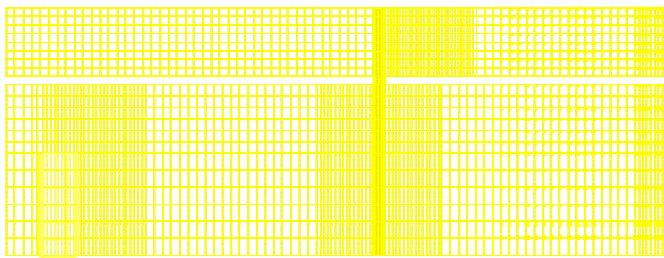
$$B = \frac{g P_c}{\rho_0 C_p T_0} = 364,5 \text{ m}^4.\text{s}^{-3}$$

Dans un premier temps, toutes les parois sont considérées comme adiabatiques.

Après des tests comparatifs des différentes méthodes numériques, on choisit pour FLUENT un solveur découplé avec un couplage vitesse-pression SIMPLEC (se reporter à [19] pour les détails). Sauf mention contraire, tous les calculs sont effectués en régime permanent.



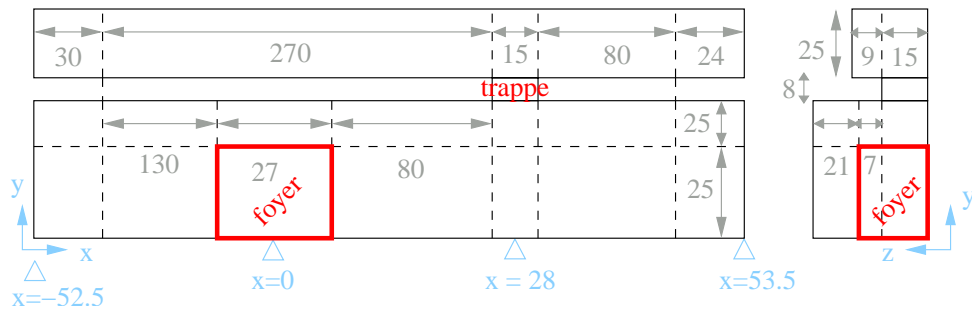
Mesures



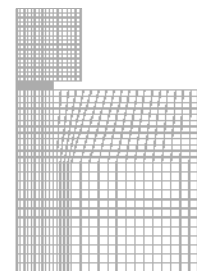
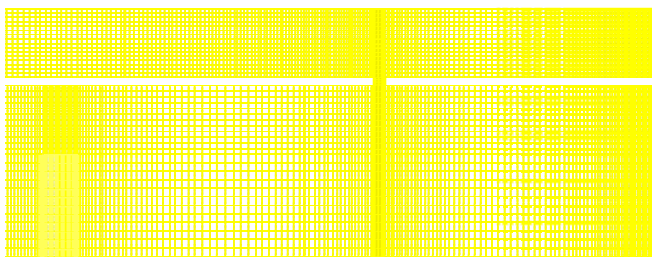
Vue de face

Détail de la vue de côté

FIG. 3.2 – Maillage A du modèle à une trappe pour $\mathcal{D} = 25$ m et $R_a = 0,5$



Mesures



Vue de face

Détail de la vue de côté

FIG. 3.3 – Maillage B du modèle à une trappe pour $\mathcal{D} = 25$ m et $R_a = 0,5$

3.2 Modèle de Navier-Stokes

3.2.1 Equations générales

L'écoulement considéré est régi comme tout autre écoulement d'air par les équations générales de la mécanique des fluides pour un gaz réel. Il s'agit des bilans de masse, de quantité de mouvement et d'énergie.

Soit $\vec{U} = (u, v, w)$ le champ de vitesse, p la pression, T la température, $\mathcal{H} = h + U^2/2$ l'enthalpie totale et ρ la masse volumique du fluide, les équations sous forme conservative s'écrivent :

Equation de conservation de la masse :

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i}{\partial x_i} = 0$$

Equation de conservation de la quantité de mouvement :

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} + \rho g_i$$

où τ_{ij} est le tenseur des contraintes visqueuses :

$$\tau_{ij} = \mu \left(2S_{ij} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \delta_{ij} \right)$$

avec S_{ij} le tenseur des taux de déformation :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right)$$

et δ_{ij} le symbole de Kronecker défini par : $\delta_{ij} = 1$ si $i = j$; $\delta_{ij} = 0$ sinon

Equation de conservation de l'énergie :

$$\frac{\partial \rho \mathcal{H}}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i \mathcal{H} + q_i}{\partial x_i} = \frac{\partial p}{\partial x_i} + \tau_{ij} S_{ij} + S$$

où S est le terme source d'énergie et $q_i = -\lambda \frac{\partial T}{\partial x_i}$.

3.2.2 Caractéristiques propres à l'incendie en tunnel

Equation d'état

Etant donné le faible ordre de grandeur des concentrations des divers gaz et suies produits par l'incendie, on peut considérer que la masse volumique des fumées est proche de celle de l'air à même température. On ne place donc dans le tunnel aucun autre fluide que l'air. Celui-ci est considéré comme un gaz parfait et nous pouvons écrire l'équation d'état suivante :

$$p = \rho \frac{R}{M} T$$

où R est la constante des gaz parfait et M la masse molaire de l'air.

De plus, on peut écrire, avec C_p la capacité calorifique : $dh = C_p(T)dT$

Hypothèse de faible Mach

On calcule le nombre de Mach de l'écoulement : $Ma = \frac{V}{c}$, avec c la vitesse du son.

Dans le cas d'un tunnel ventilé transversalement, le courant d'air généré naturellement par une différence de pression entre les deux extrémités d'un tunnel ne dépasse pratiquement jamais la vitesse $V = 10 \text{ m.s}^{-1}$, ce qui conduit toujours à des valeurs du nombre de Mach très inférieures à 0,3.

Pour de faibles valeurs du nombre de Mach, on peut se placer dans l'hypothèse dite de quasi-incompressibilité. C'est-à-dire que les variations de masse volumique au sein du fluide ne sont dues qu'aux transferts de chaleur et non à la vitesse.

Cette hypothèse permet donc de négliger les variations de pression dans l'équation d'état, qui s'écrit alors :

$$\rho T = \text{constante}$$

Elle permet également de simplifier de l'équation d'énergie en négligeant dans l'expression de l'enthalpie le terme d'énergie cinétique $U^2/2$. Il ne reste alors que l'enthalpie interne : $\mathcal{H} = h$. Dans cette même équation, on peut également négliger le terme de variation de pression, de même que $\tau_{ij}S_{ij}$ le terme correspondant à la quantité de chaleur dissipée mécaniquement.

Toutes ces simplifications permettent d'écrire l'équation de bilan d'énergie comme une équation de transport de température :

$$\frac{\partial \rho T}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\rho u_i T + \frac{q_i}{C_p} \right) = \frac{S}{C_p}$$

où S est toujours le terme source d'énergie.

3.3 Modèles de turbulence

3.3.1 Généralités

De la même façon, on calcule le nombre de Reynolds : $Re = \frac{VD_H}{\nu}$, avec ν la viscosité cinématique et D_H le diamètre hydraulique.

Dans le cas d'un tunnel, de 5 m de hauteur et 10 m de largeur, $D_H = \frac{4 \times \text{surface}}{\text{périmètre mouillé}} \approx 6,6 \text{ m}$.

Avec un courant d'air imposé en entrée $V_e = 2 \text{ m.s}^{-1}$, Re est de l'ordre de 10^6 et l'écoulement d'air est donc largement turbulent.

Pour résoudre les équations de Navier-Stokes, on applique alors aux grandeurs scalaires ρ et p , de la même manière que [55], la décomposition de Reynolds en deux parties : la valeur moyenne du scalaire, par exemple $\bar{\rho}$ et sa fluctuation par rapport à cette moyenne ρ' :

$$\rho = \bar{\rho} + \rho'$$

Pour la vitesse, on applique en plus la décomposition de Favre :

$$u_i = \tilde{U} + u_i''$$

où $\tilde{U}_i = \overline{\rho U_i} / \bar{\rho}$, la valeur moyenne de la vitesse
 et $u_i'' = -\overline{\rho' u_i'} / \bar{\rho}$, la fluctuation de l'écoulement par rapport à cette moyenne.

Les équations de Navier-Stokes deviennent alors :

$$\begin{aligned} \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial x_i} &= 0 \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} \bar{\rho} \tilde{U}_i \tilde{U}_j &= -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{\tau}_{ij} - \overline{\rho u_i'' u_j''}) + \bar{\rho} g_i \\ \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{T}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{T} \tilde{U}_j}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\frac{\lambda}{C_p} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i} - \overline{\rho u_i'' T''} \right) \end{aligned}$$

Les termes $\overline{\rho u_i'' u_j''}$ et $\overline{\rho u_i'' T''}$ sont appelés respectivement tenseur des contraintes de Reynolds et flux de Reynolds et ce sont les termes inconnus de ces équations.

On ne peut les résoudre sans écrire des équations supplémentaires : c'est le rôle des modèles de fermeture turbulente. On en décrira ici 2 qui sont parmi les plus courants.

3.3.2 Le modèle k-ε

Il s'agit d'un modèle à deux équations introduit pour la première fois par Chou en 1945 et dont on doit la forme actuelle à Launder et Sharma, en 1974.

Pour écrire la première équation de fermeture, on définit tout d'abord une nouvelle variable k , l'énergie cinétique turbulente, telle que :

$$k = \frac{1}{2} \overline{u_i' u_i'}$$

On peut ainsi écrire l'équation de conservation pour l'énergie cinétique turbulente :

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i k}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k + G_b - \bar{\rho} \varepsilon + S_k$$

Dans cette équation, le terme $\varepsilon = \frac{\nu}{\bar{\rho}} \overline{\frac{\partial u_i''}{\partial x_i} \frac{\partial u_i''}{\partial x_i}}$ représente la puissance dissipée par effets visqueux.

C'est à partir de cette dissipation ε qu'on écrit la seconde équation de transport :

$$\frac{\partial \bar{\rho} \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \tilde{U}_i \varepsilon}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_i} \right) + \frac{\varepsilon}{k} [C_{\varepsilon_1} (G_k + C_{\varepsilon_3} G_b) - C_{\varepsilon_2} \bar{\rho} \varepsilon]$$

où C_{ε_1} , C_{ε_2} et C_{ε_3} sont les constantes du modèle. La valeur de ces constantes fait l'objet d'un débat mais on pose en général $C_{\varepsilon_1} = 1,44$ et $C_{\varepsilon_2} = 1,92$. La valeur de C_{ε_3} peut varier entre 0 et 1 [13].

Le terme S_k est un terme source à définir par l'utilisateur.

Le terme G_k correspond à la puissance échangée entre mouvement moyen et fluctuations, qui correspond aussi à la production d'énergie cinétique : $G_k = -\overline{\rho u_i'' u_j''} \frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j}$

L'hypothèse principale de ce modèle est que le tenseur des contraintes de Reynolds peut s'écrire sous la même forme que celui des déformations. Pour cela, on introduit une viscosité turbulente ν_t telle que :

$$-\overline{\rho u_i'' u_j''} = \nu_t \left(\left(\frac{\partial \tilde{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \tilde{U}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial \tilde{U}_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \bar{\rho} k \delta_{ij}$$

Dans ce modèle, la viscosité turbulente s'écrit : $\nu_t = \bar{\rho} C_v \frac{k}{\varepsilon}$ où C_v est une constante généralement fixée à 0,09.

La viscosité turbulente se retrouve dans les coefficients de diffusivité effective :

$$\Gamma_k = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_k} \quad \text{et} \quad \Gamma_\varepsilon = \nu + \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon}$$

Par analogie, le flux de Reynolds de la température T est supposé proportionnel au gradient de sa valeur moyenne. Alors, avec σ_ε le nombre de Prandtl turbulent, on écrit :

$$\overline{\rho u_i'' T''} = \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \tilde{T}}{\partial x_i}$$

Le terme $G_b = -\frac{1}{\bar{\rho}} \frac{\nu_t}{\sigma_\varepsilon} g_i \frac{\partial \bar{\rho}}{\partial x_i}$ correspond en fait au terme de production de flottabilité.

La constante C_{ε_3} correspond donc au degré auquel ε en est affecté. Plusieurs expérimentateurs ont proposé des méthodes pour déterminer la valeur de ce paramètre (voir à ce propos [13]).

Citons parmi eux Viollet [55], qui propose comme de choisir C_{ε_3} telle que :

$$\begin{aligned} C_{\varepsilon_3} &= 0 & \text{si} & \quad G_b < 0 \\ C_{\varepsilon_3} &= 1 & \text{si} & \quad G_b > 0 \end{aligned}$$

La définition utilisée dans notre logiciel s'inspire quant à elle des travaux de Van de Leur et pose, avec U_{\parallel} la composante de la vitesse qui est parallèle à la gravité et U_{\perp} la composante qui lui est perpendiculaire :

$$C_{\varepsilon_3} = \tanh \left| \frac{u_{\parallel}}{u_{\perp}} \right|$$

Dans un cas comme dans l'autre, $C_{\varepsilon_3} = 0$ pour les écoulements horizontaux qui se font dans l'axe et $C_{\varepsilon_3} = 1$ pour les écoulements qui sont alignés avec la gravité (dans notre cas le panache). Tous les effets de flottabilité sont donc concentrés dans le panache.

Ce modèle est très populaire car il est à la fois stable et rapide. Il n'est pourtant fiable que dans la région de l'écoulement pour laquelle il a été conçu, c'est à dire au centre. En effet, les phénomènes visqueux qui apparaissent quand l'écoulement n'est plus assez turbulent n'ont cependant pas été pris en compte dans le calcul des constantes du modèle, ce qui devient problématique dans la couche limite pariétale [56].

Dans ce cas là, on utilise la technique des lois de paroi, qui consiste à approximer le profil de vitesse moyen \tilde{U} dans les premières mailles d'abord par une fonction linéaire puis logarithmique.

En utilisant les notations U^* et y^* qui sont respectivement la vitesse moyenne en P et la distance entre la paroi et le point P adimensionnalisées par :

$$U^* \equiv \frac{C_v^{1/4} k^{1/2}}{\tau/\rho} \tilde{U}_P \quad \text{et} \quad y^* \equiv \frac{\rho C_v^{1/4} k^{1/2}}{\nu} y_P$$

On peut écrire les lois empiriques suivante [19] :

$$U^* = y^* \quad \text{dans la couche limite laminaire} \quad \text{pour } y^* < 11,225$$

$$U^* = \frac{1}{\mathcal{K}} \ln(Ey^*) \quad \text{dans la couche limite logarithmique} \quad \text{pour } y^* > 11,225$$

où E est une constante empirique égale à 9,793 et \mathcal{K} est la constante de Von Karman égale à 0,4187.

3.3.3 Le modèle $k-\omega$

Pour éviter d'avoir recours à ces lois de paroi et gagner en précision, on peut utiliser un autre modèle, le modèle $k-\omega$ proposé par Kolmogorov en 1942. De la même façon que le précédent, il utilise comme fermeture l'équation de transport de l'énergie cinétique turbulente k mais y ajoute celle du taux de dissipation spécifique ω , qui correspond au rapport de ε/k .

On résout alors les équations suivantes :

$$\frac{\partial \bar{\rho} k}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} k U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) G_k - Y_k + S_k$$

Et :

$$\frac{\partial \bar{\rho} \omega}{\partial t} + \frac{\partial \bar{\rho} \omega U_i}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + S_\omega$$

où S_k et S_ω regroupent les autres termes sources,

Γ_k et Γ_ω sont les termes de diffusivité effective tels que : $\Gamma_k = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k}$ et $\Gamma_\omega = \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega}$;

σ_k et σ_ω sont les nombres de Prandtl turbulents rapportés à k et ω et on écrit μ_t la viscosité turbulente dans ce modèle, telle que :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega}$$

G_k est toujours le terme de production de l'énergie turbulente cinétique due au gradient de vitesse défini comme :

$$G_k = -\rho \overline{u_i'' u_j''} \frac{\partial u_j}{\partial x_i}$$

et le terme de production de ω s'écrit : $G_\omega = \frac{\omega}{k} J_k$,

enfin Y_k et Y_ω sont des termes de dissipation turbulente tels que : $Y_k = \rho \beta^* k \omega$ et $Y_\omega = \rho \beta \omega^2$ avec $\beta^* = 0,09$ et $\beta = 0,072$ pour des écoulements à grands nombre de Reynolds (comme le nôtre).

Ce modèle a été conçu de telle sorte que les phénomènes physiques dans la couche limite sont pris en compte, à condition que le maillage soit suffisamment raffiné contre la paroi (la première maille doit être dans la partie logarithmique de la couche limite). Cela a l'avantage d'être plus réaliste mais l'inconvénient d'être très consommateur en ressources. En effet, le maillage devant être raffiné sur l'ensemble du domaine, les temps de calculs sont allongés.

3.3.4 Le modèle SST (Shear-Stress-Transport)

Ce modèle permet de profiter des avantages des deux précédents. En effet, il utilise un le modèle $k - \varepsilon$ au centre de l'écoulement et le modèle $k - \omega$ en proche paroi, là où il est plus performant que le précédent. Cela permet de ne pas raffiner le centre de l'écoulement et ainsi de gagner du temps.

Pour relier les deux modèles, des modifications sont apportées au modèle $k - \omega$, la plus significative étant l'ajout à l'équation de transport de la dissipation d'un terme de "cross-diffusion" D_ω qu'on écrit :

$$D_\omega = 2\rho\sigma_\omega \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}$$

3.3.5 Choix du modèle de turbulence

L'étape suivante consiste à tester deux des modèles de turbulence proposés par le logiciel FLUENT : le modèle $k - \varepsilon$ dit "realizable" et le modèle $k - \omega$ SST. Pour cela, on procède au calcul sur le maillage B, avec un courant d'air en entrée de 3 m.s^{-1} et on compare les 4 critères listés dans le tableau 3.1.

Modèle	$k - \varepsilon$	SST
Température max (K)	1767	1757
Forme du profil de température	plus grande "poche" de chaleur sous la trappe (figure 3.5)	petite nappe de retour (figure 3.4)
Q_M dans la trappe (kg.s^{-1})	12,32	12,37
Q_V dans la trappe ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)	21,5	20,95

TAB. 3.1 – Comparaison des résultats pour deux modèles de turbulence, avec $V_e = 3\text{m.s}^{-1}$.

En l'absence de données expérimentales sur un cas similaire, il est impossible de dire laquelle des deux simulations est la plus proche de la réalité. Un critère cependant nous permet de départager les deux modèles : il s'agit de la convergence (observable sur les courbes 3.4⁵).

On observe que le modèle SST converge mieux (en particulier au niveau de l'équation d'énergie, qui est la plus problématique) et plus vite que le modèle $k - \varepsilon$, tout en ayant des résultats très similaires au niveau des températures maximales et des débits dans la trappe.

⁵Noter sur les courbes que les pics de résidus sont dûs au démarrage de l'incendie

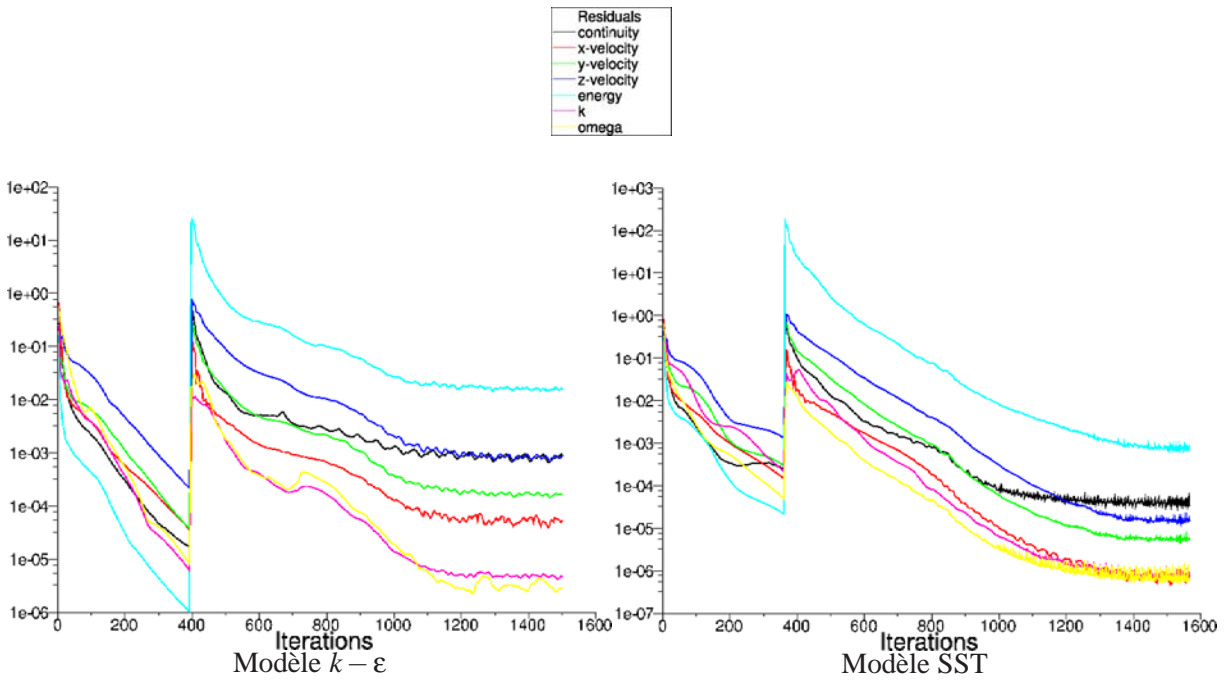


FIG. 3.4 – Comparaison de la convergence avec une vitesse de courant d'air de 3 m/s.

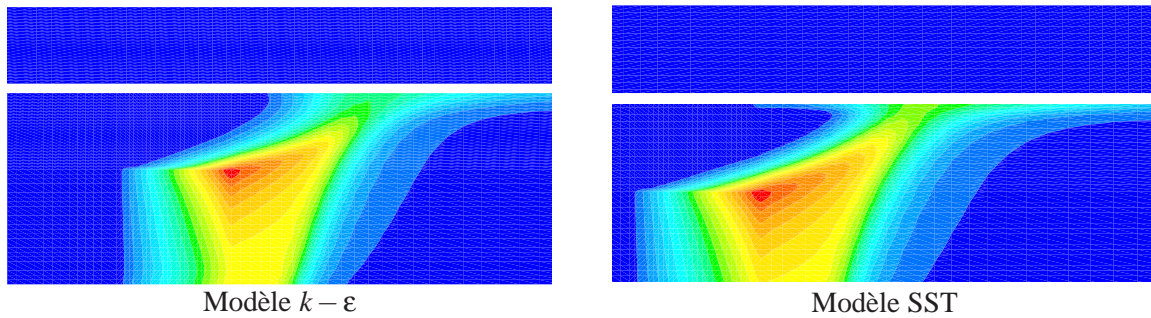


FIG. 3.5 – Détail au niveau du foyer des contours de température sur le plan de symétrie avec $V_e = 3\text{ m/s}$.

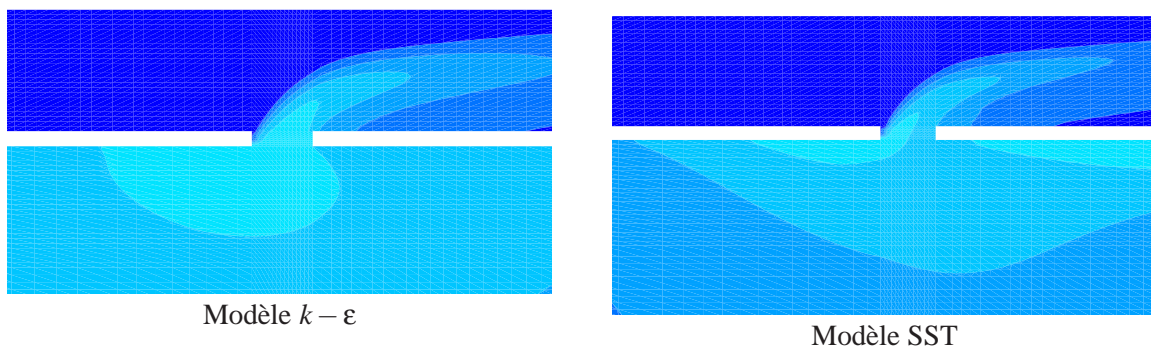


FIG. 3.6 – Détail au niveau de la trappe des contours de température sur le plan de symétrie avec $V_e = 3\text{ m/s}$.

On utilisera donc pour la suite des calculs le modèle de turbulence SST, variante du modèle $k - \omega$. L'emploi de ce modèle nous oblige cependant à être attentif à la taille des mailles proches des parois, en particulier aux abords de la trappe.

3.4 Conditions limites

3.4.1 Condition de symétrie

Afin de s'assurer que la condition limite de symétrie au centre du tunnel n'influence pas les résultats, on refait le calcul avec un domaine complet dont la largeur z s'étend de -5 à 5 m. Le maillage utilisé est plus grossier que celui qui nous a servi précédemment, il est basé sur le maillage A (on notera A2) et compte environ 600 000 mailles.

Les résultats numériques sont présentés dans le tableau 3.2. La comparaison montre des différences pour l'efficacité et le rendement de l'ordre de 0,1%.

Cas	avec maillage entier	avec condition de symetrie
Q_M dans la trappe ($\text{kg}\cdot\text{s}^{-1}$)	12,05	12,37
Q_V dans la trappe ($\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$)	20,74	20,95
\mathcal{E} (%)	28,9	28,8
\mathcal{R} (%)	19,4	19,5

TAB. 3.2 – Comparaison des résultats pour les modèles avec et sans condition de symétrie.

On s'intéresse dans un premier temps aux profils de température dans le sens de l'écoulement. On compare dans les deux cas, les coupes sur le plan de symétrie du tunnel $z = 0$ m (figure 3.7) puis aux plans qui lui sont parallèles, situés par exemple à 3 m de part et d'autre du plan de symétrie (figure 3.8).

On observe ensuite les profils de température et les vecteurs de vitesse dans plusieurs plans transverses à x constant (figures 3.9). Ils sont parfaitement symétriques et on peut observer l'élévation des deux tourbillons contra-rotatifs décrite dans le chapitre 1).

Pour toutes les figures, on note des petites différences montrant que l'écoulement n'est pas parfaitement symétrique. Mais l'étude qui nous concerne porte sur l'efficacité et le rendement, qui sont tout à fait similaires, si bien qu'on peut considérer les différences assez faibles pour poursuivre l'étude sur un demi-domaine.

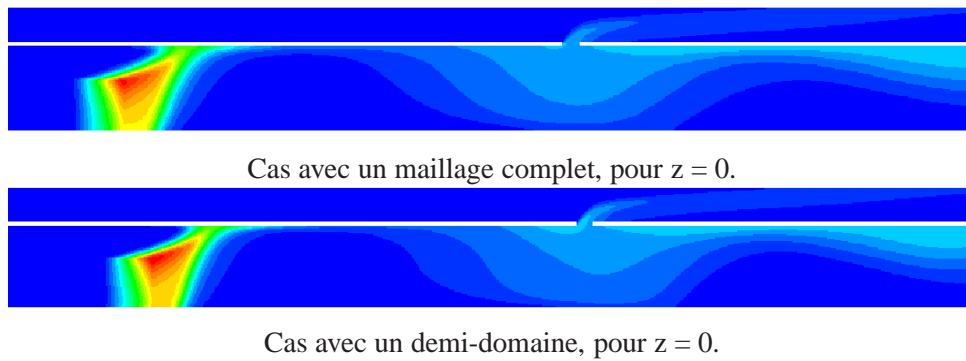


FIG. 3.7 – Comparaison des profils de températures sur le plan de symétrie dans les cas avec et sans condition de symétrie, avec $V_e = 3\text{m.s}^{-1}$.

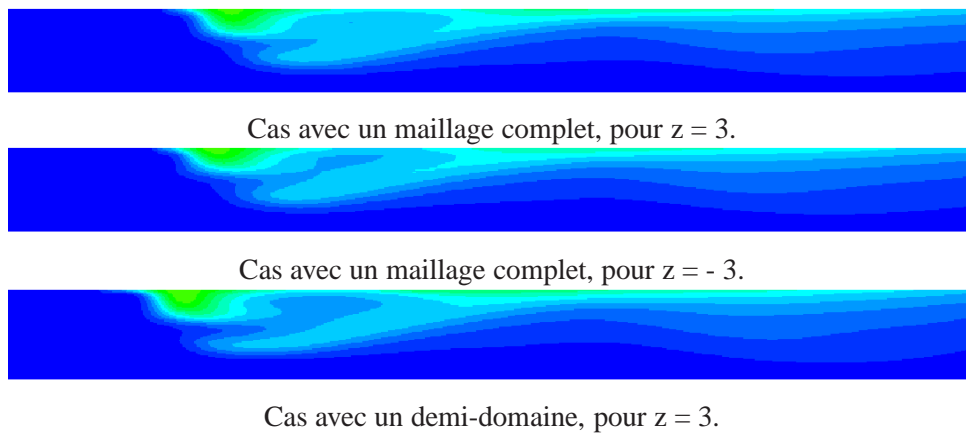


FIG. 3.8 – Comparaison des profils de températures sur les plans parallèles au plan de symétrie, situés à 3 m de part et d'autre du tunnel, dans les cas avec et sans condition de symétrie, avec $V_e = 3\text{m.s}^{-1}$.

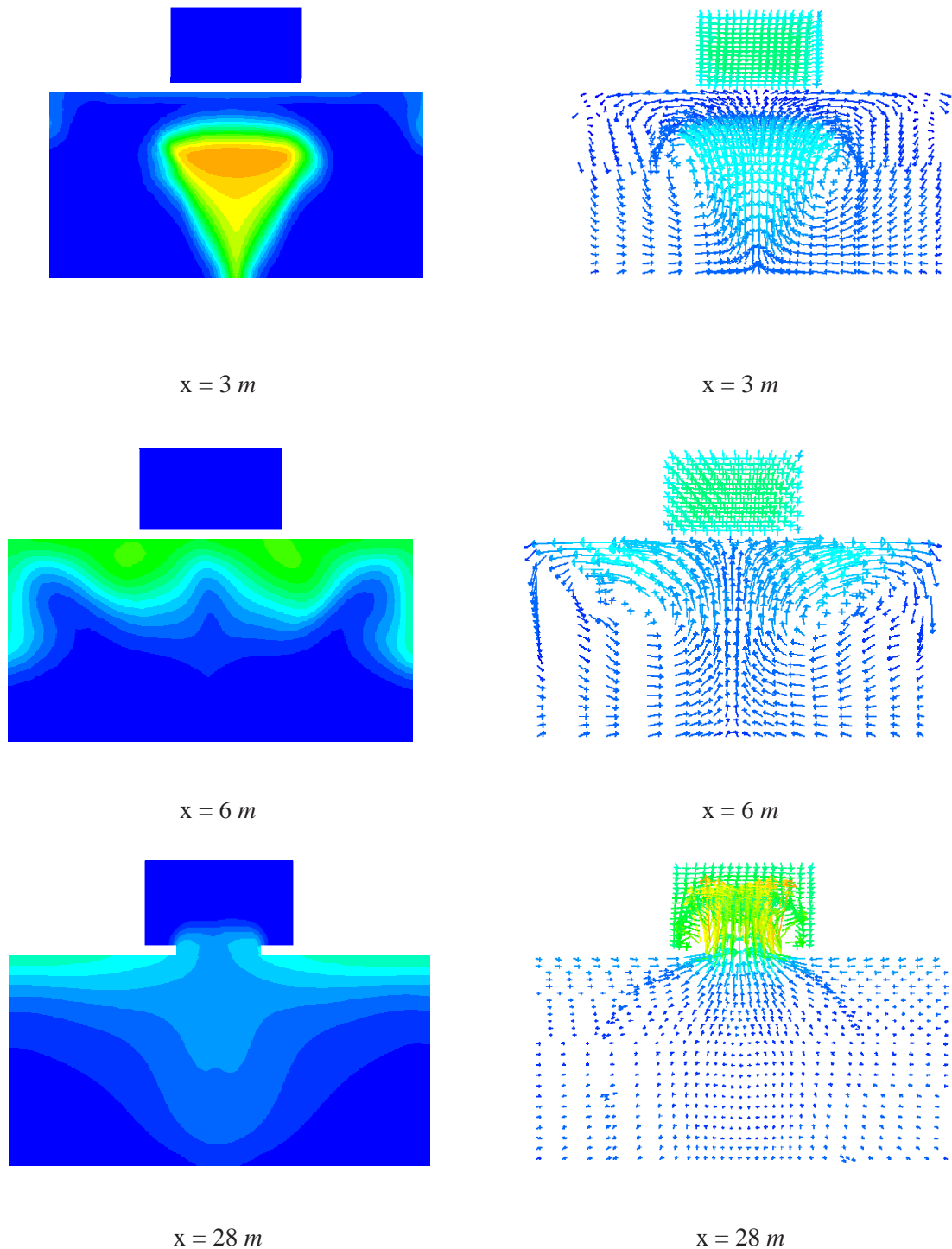


FIG. 3.9 – Coupes transverses de température (à gauche) et vecteurs de vitesse (à droite) à divers distances du foyer, montrant l'élévation des tourbillons.

3.4.2 Conditions limites à l'entrée du tunnel

On se pose également la question de l'influence de la turbulence en entrée. En effet, on a jusqu'à présent laissé la turbulence se développer naturellement à partir d'un débit massique uniforme en entrée, du diamètre hydraulique D_H et de l'intensité turbulente I (ici prise à 4 %).

On va donc cette fois simuler un cas sans gaine, sans trappe et sans foyer d'une longueur suffisante (on choisit 200 m) pour que la turbulence puisse se développer convenablement. Le maillage, qu'on note C, est raffiné à l'entrée et à la sortie et compte en tout 720 000 mailles.

Après convergence du calcul en régime permanent, on récupère les profils d'énergie cinétique k et le taux de dissipation ω sur un plan perpendiculaire à l'écoulement à une distance de 10 m de la sortie du maillage C et on les réinjecte comme condition en entrée sur la surface d'entrée pour le maillage A.

Les résultats sont donnés dans le tableau 3.3.

Cas	avec D_H et I	avec k et ω obtenus dans le maillage C
Q_V	20,95	20,71
Q_M	12,37	12,36
\mathcal{E}	28,8	28,1
\mathcal{R}	19,5	19

TAB. 3.3 – Comparaison des cas avec ou sans préparation turbulente.

La différence entre les deux cas pour les débits dans la trappe, l'efficacité et le rendement étant d'environ 2 %, et les profils de températures sur le plan de symétrie étant identiques, on choisit pour la suite les conditions d'entrée sans préparation turbulente préalable.

3.5 Prise en compte des transferts par conduction

Jusqu'à présent, les pertes de chaleur à la paroi étaient négligées. Pour des simulations plus réalistes, on se propose de les incorporer au modèle. Rappelons que les transferts de chaleur se présentent sous plusieurs formes : la conduction, la convection et le rayonnement.

Pour étudier les pertes de chaleur à travers la paroi, il faut coupler deux types de phénomènes : ceux qui ont lieu dans le fluide et ceux qui ont lieu à l'intérieur du solide. On détaillera donc dans chaque cas la modélisation des deux domaines, le couplage, et les résultats des expériences.

3.5.1 Phénomènes physiques dans le fluide

D'une manière générale, lorsqu'un écoulement est turbulent, les tourbillons produisent un mélange important, et le transfert convectif prédomine. C'est le cas au centre du tunnel.

Cependant, il existe au voisinage immédiat de la paroi une fine couche de fluide dont l'écoulement est dominé par la viscosité. Dans cette couche, on peut observer le phénomène de transfert causé par vibration moléculaire (la conduction). Il concerne principalement les solides, mais aussi les fluides lorsqu'ils sont immobiles ou dans des écoulements tels que la matière ne se mélange pas (c'est le cas des écoulements laminaires).

Dans ce cas, la couche limite oppose une résistance au passage de la chaleur et on observe une différence de température importante entre le fluide de température homogène et la paroi (voir figure 3.10). On dit alors que la couche limite se comporte comme une couche de conduction.

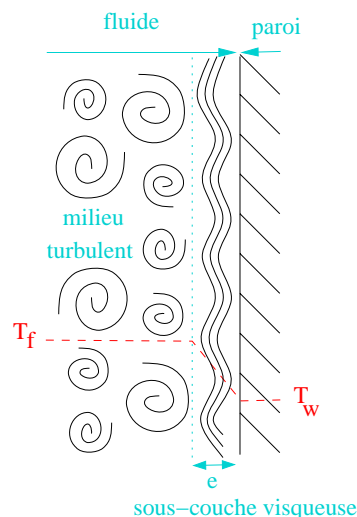


FIG. 3.10 – Transferts thermiques de chaleur du fluide à la paroi.

La densité de flux thermique passant du fluide vers la paroi est proportionnelle à la différence de température entre les deux milieux et son calcul se fait à l'aide de la loi de Newton suivante :

$$\phi = h_f(T_w - T_f) + \phi_{rad}$$

avec T_w est la température de la paroi, T_f la température du fluide à la sortie de la couche limite, h_f est le coefficient d'échange par convection, en $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ et ϕ_{rad} est la densité de flux absorbée par radiation. Dans un premier temps, on considère ce dernier terme comme nul mais on s'y intéressera plus tard.

Pour un écoulement laminaire (type écoulement de Poiseuille), on utilise une loi linéaire, la loi de Fourier pour le calcul du coefficient d'échange :

$$h_f = \frac{\lambda}{e}$$

où λ est la conductivité thermique du fluide, e est l'épaisseur de la couche laminaire thermique (différente de celle de la couche laminaire hydrodynamique).

Toutefois, cette formule ne peut être appliquée pour la couche limite d'un écoulement turbulent car nous n'avons pas accès à la valeur de e dans la pratique. On procède alors à une analogie entre transferts de chaleur et transferts de quantité de mouvement et on utilise une loi de paroi thermique, avec une partie linéaire et une autre logarithmique (voir partie 3.3.2).

Loi de paroi dans Fluent

Si on adimensionnalise la distance à la paroi du point P considéré de la même manière que dans 3.3.2 et la température T au point P selon :

$$T^* \equiv \frac{(T_w - T_P)\rho C_p C_v^{1/4} k^{1/2}}{\phi}$$

avec C_p la chaleur spécifique, k l'énergie cinétique et $C_v = 0,09$.

On peut écrire la loi de paroi thermique suivante :

$$T^* = \begin{cases} P_r y^* + \frac{1}{2} \rho P_r \frac{C_v^{1/4} k^{1/2}}{\phi} \tilde{U}_p & (y^* < y_T^*) \\ P_{r_t} \left[\frac{1}{\mathcal{K}} \ln(E y^*) + \mathcal{D} \right] + \frac{1}{2} \rho P_r \frac{C_v^{1/4} k^{1/2}}{\phi} \left[P_{r_t} \tilde{U}^2 + (P_r - P_{r_t} U^2) \right] & (y^* > y_T^*) \end{cases} \quad (3.1)$$

où \mathcal{D} est donné par la formule de Jayatilke : $\mathcal{D} = 9,24 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{3/4} - 1 \right] \left[1 + 0,28 e^{-0,007 \text{Pr}/\text{Pr}_t} \right]$

avec Pr le nombre de Prandtl moléculaire, Pr_t le nombre de Prandtl turbulent (0,85 à la paroi), k l'énergie cinétique turbulente, λ la conductivité thermique du fluide, \mathcal{K} la constante de Von Karman et $E = 9,793$ la constante du modèle.

Lors du calcul, l'épaisseur adimensionnelle de la couche limite thermique y_T^* est calculée comme étant la valeur pour laquelle la loi linéaire et la loi logarithmique dynamique de y^* se croisent.

Une fois les propriétés du fluide fixées, on calcule la valeur du nombre de Prandtl moléculaire du fluide modélisé. En fonction de la valeur de y^* à la première maille, le logiciel est en mesure de calculer,

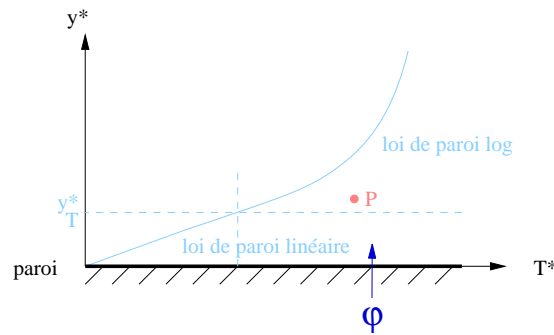


FIG. 3.11 – Représentation schématique des lois de paroi thermiques.

avec la formule de loi de paroi [3.1], T_w ou flux de chaleur sortant ϕ , selon les données imposées par l'utilisateur.

3.5.2 Phénomènes instationnaires dans la paroi

On s'intéresse en particulier au cas du béton. En effet, qu'un tunnel soit excavé dans une montagne ou qu'il s'agisse d'une tranchée couverte, ses parois sont généralement recouvertes d'une couche de béton de 40 à 80 cm d'épaisseur, qui lisse les irrégularités de creusement et isole l'intérieur du tube. Sachant que la chaleur ne pénètre que peu dans le béton (à titre d'exemple, dans le cas de l'incendie du tunnel du Mont-Blanc de 1999, au bout de deux jours d'incendie continu, seuls les 20 premiers centimètres de béton avaient chauffé), on peut considérer que la paroi est semi-infinie et on néglige les caractéristiques du matériau que recouvre le béton.

Pour modéliser la paroi, la méthode la plus évidente consiste à créer de nouvelles mailles et à leur attribuer les caractéristiques d'un solide. Dans la pratique, le logiciel traite ce groupe de mailles comme un fluide sans mouvement pour lequel seule l'équation d'énergie est résolue et où la convection n'existe pas.

Dans ce cas, le transfert dans la direction \vec{e}_y perpendiculaire à la paroi est prépondérant et on considère le cas 1D, pour une température uniforme sur toute la paroi. On résoud alors l'équation de chaleur instationnaire :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \quad (3.2)$$

où $a = \frac{\lambda}{\rho C_p}$ est la diffusivité thermique en $\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$.

À l'instant $t = t_0$, tout le solide, est à la même température $T(y, t_0) = T_0$, dans notre cas 300 K.

Aux temps suivants $t \geq t_0$, la température à la surface de la paroi est $T(y = 0, t) = T_a > T_0$. Dans une première approximation, T_a est constante le long de la paroi.

On considère également que la couche de béton est tellement épaisse que la chaleur transmise depuis une des faces n'atteint pas l'autre. Cette hypothèse est corroborée par le fait que les propriétés du béton et de la roche qu'il recouvre sont très proches.

Il en résulte que quelque soit l'instant t , la température à l'infini dans le massif est $T_{(y \rightarrow \infty, t)} = T_0$.

Pour calculer le champ de température solution de l'équation de chaleur [3.2], on utilise les transformées de Laplace.

Le calcul permet de montrer [55] :

$$\frac{T(y, t) - T_0}{T_a - T_0} = \operatorname{erfc}\left(\frac{y}{2\sqrt{a(t-t_0)}}\right) \quad (3.3)$$

Le champ de température a donc une forme du type de celle représenté sur la figure 3.12.

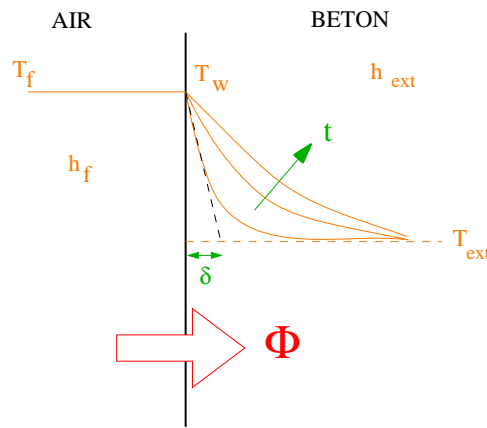


FIG. 3.12 – Forme du champ de température et son évolution au cours du temps dans un mur semi-infini.

On rappelle que la fonction $\operatorname{erfc}(x)$ est la complémentaire de la fonction erreur $\operatorname{erf}(x)$:

$$\operatorname{erfc}(x) = 1 - \operatorname{erf}(x) = \frac{2}{\pi} \int_x^{\infty} e^{-\xi^2} d\xi$$

On peut alors calculer la densité de flux de chaleur à la surface [56] :

$$\vec{\phi}(y=0, t) = -\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \vec{e}_y = \frac{\lambda}{\sqrt{\pi a t}} (T_a - T_0) \vec{e}_y$$

On peut alors coupler à chaque pas de temps cette équation avec les lois de parois décrites par 3.1 dans le paragraphe précédent. Le système de deux équations permet de résoudre les deux inconnues du problème qui sont T_w et ϕ .

Cette méthode a l'avantage de décrire précisément les phénomènes physiques de transfert de chaleur. Malheureusement, elle nécessite également d'ajouter au maillage existant une couche d'au moins une dizaine de mailles d'épaisseur sur toutes les surfaces du modèle, ce qui représente près d'une centaine de milliers de mailles supplémentaires pour un tronçon de tunnel de 100 m de long.

3.5.3 Simplification

Pour alléger le maillage (et ainsi économiser des ressources), on cherche à utiliser les conditions limites de parois proposées par le logiciel. Il en existe de 5 types : température imposée, densité de flux thermique imposée, condition dite de convection, condition de rayonnement, et condition mixte de convection + rayonnement. Le rayonnement étant pour l'instant encore négligé, la température et la densité de flux thermique étant des inconnues du problème, on s'intéresse donc à la condition de convection.

Cette méthode s'apparente à une condition limite thermique de paroi mince, ce qui revient à supposer que la paroi est si fine qu'elle atteint immédiatement l'état stationnaire (elle n'a pas d'inertie). La condition s'écrit de la manière suivante :

$$\varphi = h_f(T_w - T_f) = h_{ext}(T_{ext} - T_w) \quad (3.4)$$

L'utilisateur définit la température extérieure T_{ext} et le coefficient de transfert de chaleur avec l'extérieur h_{ext} , et le logiciel couple les équations 3.1 et 3.4 pour calculer ϕ et T_w les inconnues du problème.

Le coefficient h_{ext} peut se calculer grâce à une simple loi de Fourier : $h_{ext} = \lambda/d$. Dans la pratique, ce n'est pas tout à fait correct mais on s'attachera à fixer ce coefficient de la manière la plus juste.

Pour ce faire, on réalise une étude préliminaire sur un modèle 2D axisymétrique de 5 m de diamètre et de 50 m de long avec un maillage de 12500 mailles.

Dans un premier temps, on modélise une paroi solide réelle (voir figure 3.13), d'un mètre d'épaisseur. Le maillage compte 25 mailles dans la hauteur et le même nombre de mailles dans la longueur qu'il y en a pour le fluide. Le matériau utilisé est défini comme du béton avec les propriétés usuelles suivantes [35] :

- la conductivité thermique $\lambda = 1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- la chaleur spécifique $C_p = 880 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- la densité $\rho = 2000 \text{ kg.m}^{-3}$

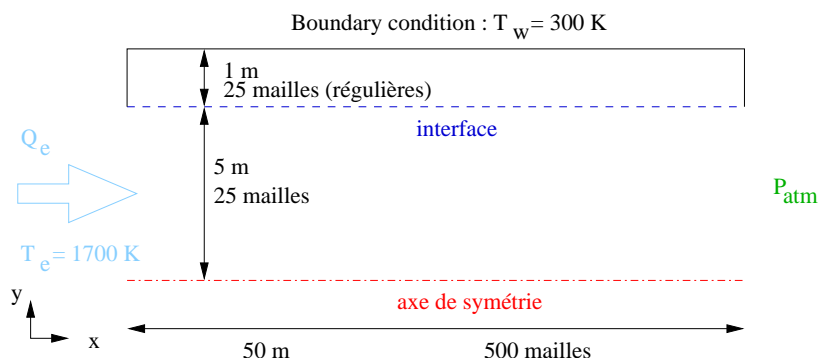


FIG. 3.13 – Schéma du modèle avec une paroi solide.

A l'instant initial, la température du fluide est de 300 K puis on impose dans ce tube un écoulement à la température de 1700 K.

A la fin du calcul, on relève au bout du tunnel, sur la ligne $x = 40$ m, la température à la paroi $T_w = 384$ K. On observe également l'augmentation de la chaleur en paroi et on constate que seuls les 8 premiers millimètres la subissent.

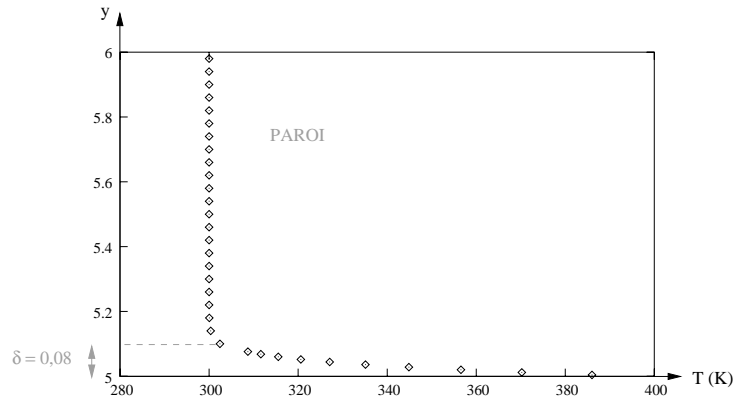


FIG. 3.14 – Variation de température à tous les points du maillage de la paroi.

Le coefficient de transfert de chaleur sur l'interface fluide / solide atteint la valeur de $h_{ext} = 21 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$ qu'on réinjecte dans le cas où la paroi est modélisée une condition de paroi mince (voir figure 3.15). On choisit les autres coefficients : $T_{ext} = 300$ K et $\lambda_b = 1$ la conductivité thermique du béton et on refait la même expérience.

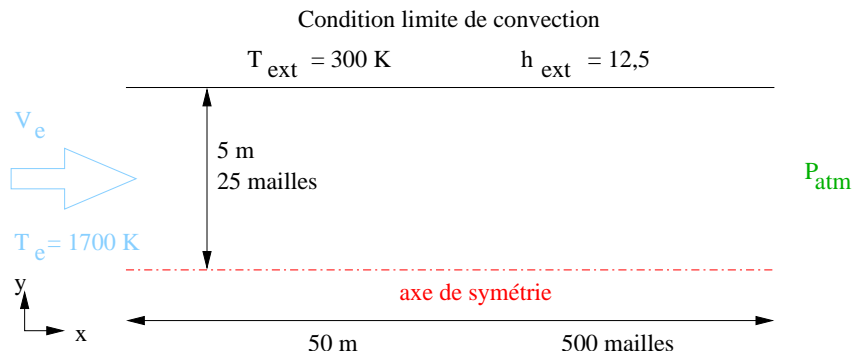


FIG. 3.15 – Schéma du modèle avec une condition limite de convection.

Au bout du même temps de calcul, on compare la température en paroi dans les deux cas : avec la condition de convection T_w égale 387 K, un résultat très proche des 384 K obtenus pour une paroi réelle.

On compare également la courbe de température sur une ligne perpendiculaire à l'écoulement et le flux de chaleur à travers la paroi sur toute la longueur du tunnel (figures 3.16 et 3.17). D'une manière générale, les résultats sont suffisamment proches pour qu'on considère cette méthode de définition de h_{ext} comme convenable.

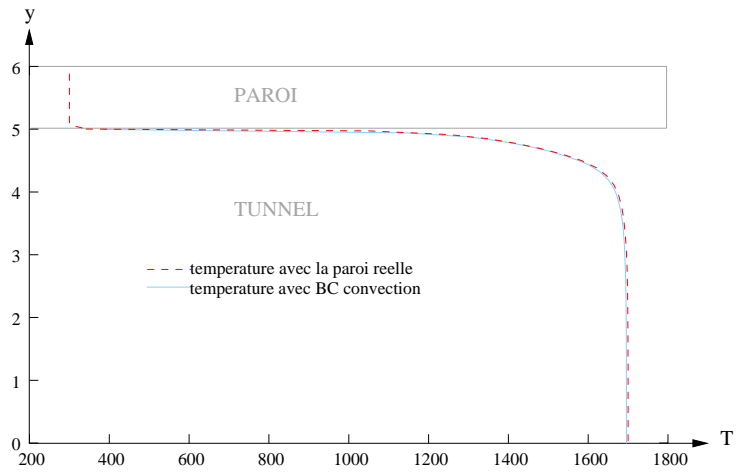
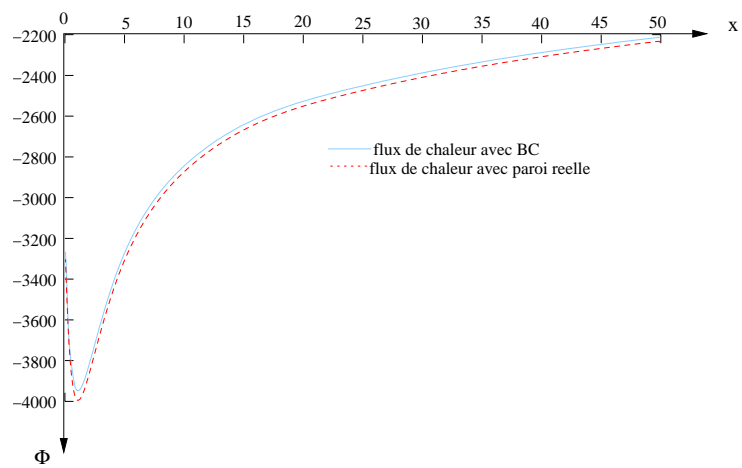
FIG. 3.16 – Comparaison de la température sur la ligne $x = 40$ m pour les deux conditions.

FIG. 3.17 – Comparaison des flux de chaleur à travers la paroi pour les deux conditions.

3.5.4 Application au cas du tunnel

Dans le cas du tronçon de tunnel décrit précédemment, on cherche à déterminer la modélisation qui soit à la fois la plus réaliste et la plus économique en temps et en ressource. Pour cela on testera trois configurations qu'on comparera au cas sans transfert de chaleur.

La première méthode, notée "paroi maillée", consiste à recouvrir toutes les parois d'une couche de mailles solides ayant les mêmes caractéristiques que le béton dans l'étude préliminaire, à savoir :

- la conductivité thermique $\lambda = 1 \text{ W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- la chaleur spécifique $C_p = 880 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- la densité $\rho = 2000 \text{ kg.m}^{-3}$

Dans ce cas, on ajoute au maillage B une couche de mailles solides de 20 cm d'épaisseur sur toutes les parois. Ce maillage est moins raffiné que celui du tunnel et compte 5 à 6 mailles d'épaisseur, comme décrit sur la figure 3.18. Cela représente un supplément de 94 700 mailles, ce qui porte le maillage complet à 1 177 400 mailles au total.

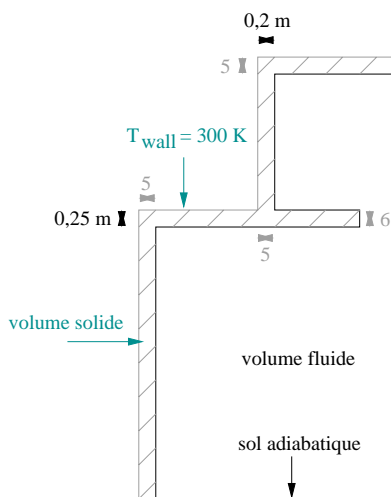


FIG. 3.18 – Vue dans le plan perpendiculaire au sens de l'écoulement des parois du modèle et description du maillage sur cette face (en gris le nombre de mailles sur la cote correspondante, compter 220 mailles dans la longueur).

La seconde méthode, notée "modèle simplifié", consiste à imposer la condition limite de transfert thermique à toutes les parois. Les calculs de test nous ont donné l'ordre de grandeur du coefficient de transfert thermique $h_{ext} = 21 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$

Comme dans l'étude préliminaire, la température aux parois était de 1700 K sur toutes les parois, les flux de chaleur sont surestimés, mais comme ils sont proportionnels à l'écart de température entre le fluide et l'extérieur (300 K), ils restent faibles là où la paroi est en contact avec de l'air frais.

Une troisième possibilité intermédiaire, notée "modèle mixte", consiste à distinguer deux types de parois : la dalle en béton qui sépare la gaine du reste du tunnel et toutes les autres. Ces dernières seront modélisées par une condition limite de convection pour économiser du maillage et la dalle par une paroi solide maillée pour observer l'échauffement sur les deux faces.

Pour modéliser ce faux plafond, on ajoute au maillage B, une dalle de 25 cm d'épaisseur, s'étendant sur toute la longueur du tunnel mais seulement sur la largeur de la gaine. Le maillage compte 8 mailles d'épaisseur et autant de mailles en longueur et largeur que le tunnel, comme décrit sur la figure 3.19. Cela représente un supplément de 72 300 mailles, et porte le maillage comptant 1 155 000 mailles au total.

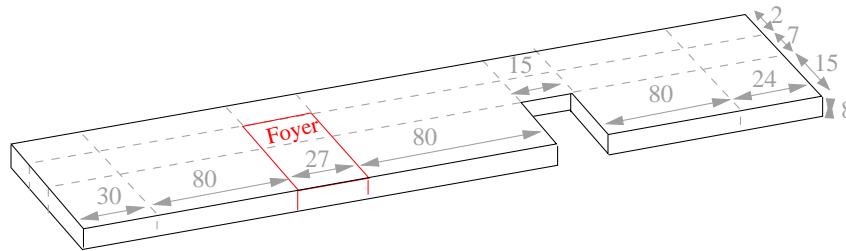


FIG. 3.19 – Description du maillage pour la dalle du faux-plafond.

Les transferts thermiques étant par nature transitoires, on procédera donc dans tous les cas à des calculs en régime transitoire.

On compare les résultats des 4 cas dans le tableau 3.4 et la forme des contours de températures sur le plan de symétrie sur les figures 3.20.

Modèle	sans transferts	paroi maillée	modèle simplifié	modèle mixte
Q_M (kg/s)	12,37	12,05	11,8	12,36
Q_V (m^3/s)	20,95	20,31	20,61	20,58
\mathcal{E}	28,8	29,2	27,8	27,8
\mathcal{R}	19,4	19,7	18,7	18,8

TAB. 3.4 – Comparaison des résultats pour 4 modèles sans ou avec transferts thermiques, pour $V_e = 3m/s$, $D = 25m$ et $R_a = 0,5$.

On constate que, même si on peut observer quelques différences dans le tunnel, en particulier en ce qui concerne la température maximale au plafond, les résultats sont peu différents : 1,5 % pour l'efficacité, 1% pour le rendement.

Comme on ne s'intéresse pas dans ce travail aux détails de l'écoulement dans le foyer et que le temps de calcul est supérieur avec la prise en compte des transferts thermique, on peut considérer que les transferts de chaleur par convection aux parois ont une très faible influence et on choisit de ne plus les modéliser par la suite.

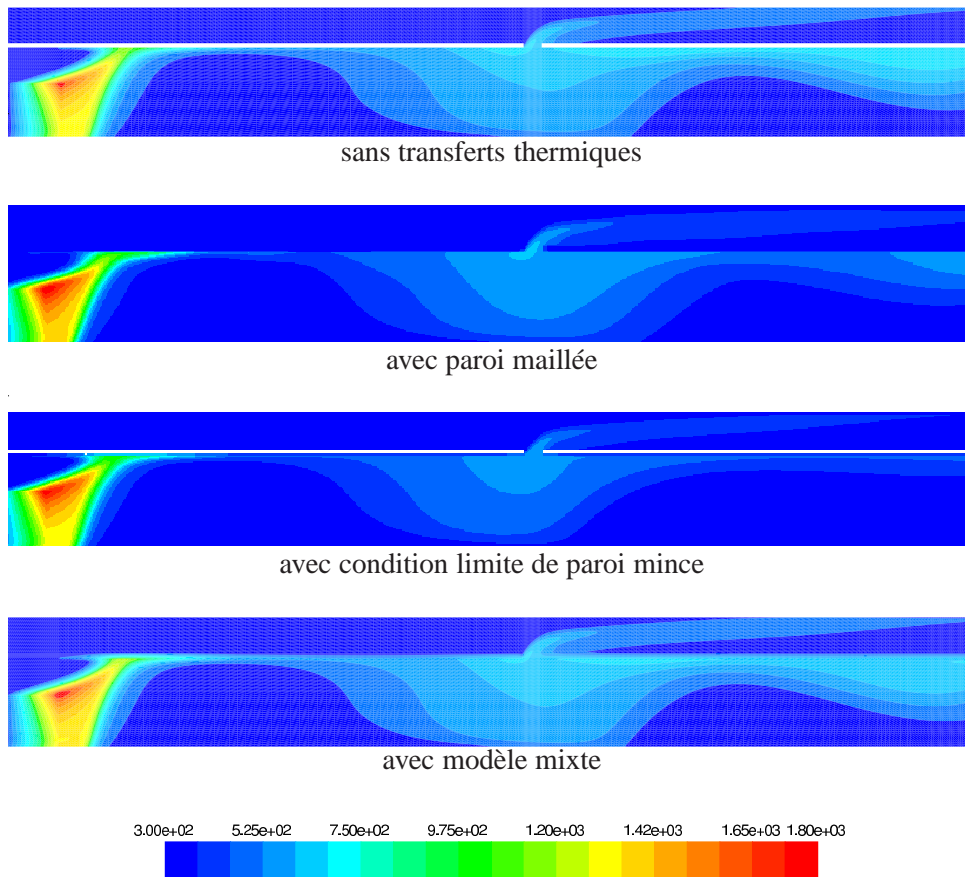


FIG. 3.20 – Comparaison des contours de température sur un plan de symétrie sans et avec transferts thermiques.

3.6 Prise en compte des transferts par rayonnement

Pour l'instant, ce phénomène n'avait pas été pris en compte : on se contentait de considérer que 30 % de la puissance émise par l'incendie était perdue par rayonnement. On souhaite vérifier cette hypothèse et évaluer dans quelle mesure elle influence nos calculs.

Pour toute la théorie de cette partie, le lecteur est invité à se référer à [55] et [49].

3.6.1 Généralités

Le rayonnement correspond à un transfert d'énergie à distance, sous forme d'ondes électromagnétiques. Ce transfert ne nécessite pas de milieu conducteur : contrairement aux transferts convectifs, le rayonnement peut se propager dans le vide. Le rayonnement se caractérise par son spectre de longueurs d'ondes : dans le cas du rayonnement thermique, il se situe de l'infra-rouge au début de l'ultra-violet.

Tout corps rayonne de par sa température. Ainsi, plus la température du corps est élevée, plus l'agitation moléculaire responsable de cette émission est importante et plus le flux rayonné est élevé.

De plus, les corps reçoivent constamment du rayonnement en provenance de leur environnement. Une partie de cette énergie est absorbée par le corps, c'est à dire convertie en énergie interne. Elle participe donc à l'échauffement du milieu constituant corps. Une autre partie sera transmise à travers le milieu constituant le corps en fonction de ses propriétés optiques et enfin une partie sera réfléchi par la surface du corps.

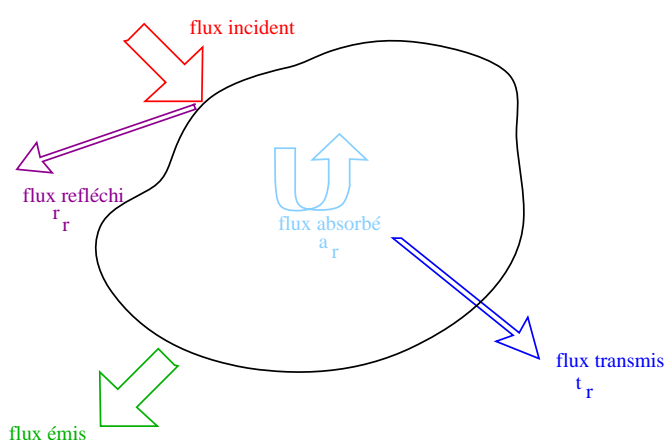


FIG. 3.21 – Répartition de la puissance radiative incidente dans un corps entouré de vide.

Le comportement d'émetteur et de récepteur d'un corps dépend de sa nature et de ses propriétés physiques. Ainsi, pour les milieux transparents (typiquement le vide mais aussi les gaz simples diatomiques comme le dioxygène ou l'azote) transmettent l'intégralité du rayonnement reçu mais n'en émettent aucun. A l'inverse, les milieux opaques sont de bons émetteurs, mais ne transmettent aucun rayonnement. Il existe enfin un dernier cas, celui des milieux semi-transparentes. Il s'agit en général de milieux gazeux, composés par exemple de produits de combustion comme le dioxyde de carbone ou de vapeur d'eau ou encore de particules en suspension. La transmission du rayonnement s'y fait mais avec une perte d'énergie transportée due à l'absorption.

Dans notre cas concret, celui de l'incendie en tunnel, il faudra donc différencier deux milieux où le rayonnement est important : les parois du tunnel, qui sont opaques, et les fumées, relativement sombre et donc absorbantes. Elles laissent passer une partie du rayonnement mais s'échauffent aussi et deviennent à leur tour de bons émetteurs de rayonnement et participent au transfert de l'énergie d'un point à un autre.

3.6.2 Rayonnement dans les milieux semi-transparents

Equation de transfert radiatif

On définit au préalable la luminance L du rayonnement comme l'intensité énergétique rayonnée dans une direction s ramenée à une unité de surface apparente appelée angle solide $d\omega$ (en steradian sr) Elle s'exprime en $\text{W.m}^{-2}.\text{sr}^{-1}.\text{s}^{-1}$.

A partir du bilan d'énergie sur un volume de contrôle et en appliquant ce bilan à la luminance, on obtient l'équation de transfert radiatif pour une position \vec{x} et dans une direction \vec{s} :

$$\frac{dL(\vec{x}, \vec{s})}{ds} = -(\kappa)L(\vec{x}, \vec{s}) + \alpha \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\beta}{4\pi} \int_0^{4\pi} L(\vec{x}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\omega$$

Le premier terme correspond à l'extinction du rayonnement. Cette forme s'explique par le modèle de Bouguer, qui consiste à approximer l'affaiblissement de la luminance du rayonnement comme proportionnel à la longueur du chemin dx parcouru dans la direction $vecs$. Le coefficient de proportionnalité κ est appelé coefficient d'extinction monochromatique et mesuré en m^{-1} . Cette extinction a pour origine deux phénomènes physiques distincts : l'absorption et la diffusion. On peut alors décomposer κ en deux nouveaux coefficients :

$$\kappa = \alpha + \beta$$

Ici, α est le coefficient d'absorption et β est le coefficient de diffusion. Ce dernier n'est utilisé que pour les fluides et quantifie leur capacité à redistribuer le rayonnement dans tout l'espace. Il peut être relié à la part de transmission sous forme diffuse. Dans le cas des fumées épaisses et presque noires produites par un incendie, on considère que le milieu est majoritairement absorbant et on néglige β .

Le second terme correspond à l'émission de rayonnement par un milieu semi-transparent. Il est dérivée de la loi de Stefan, qui lie l'émittance M_0 d'un corps noir (modèle d'émetteur idéal) à sa température :

$$M_0 = \sigma T^4$$

où $\sigma = 5,67.10^{-8} \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-4}$ est la constante de Boltzmann.

Toutefois, les corps réels n'émettent qu'une fraction du rayonnement des corps noirs. Cette fraction est quantifiée par le coefficient ε appelé émissivité, qui est toujours inférieur à 1. En théorie, l'émissivité dépend de la longueur d'onde λ et de la direction du flux incident, de la température du corps et également de l'état de la surface : rugueuse ou polie, corrodée,... Cependant, dans les cas pratiques, on peut approcher l'émissivité réelle par une constante indépendante de la longueur d'onde.

Cette approximation implique que l'émissivité n'est fonction que de la température. En supposant que la parcelle de gaz soit en équilibre local, la puissance émise est égale à la puissance absorbée (seconde loi de Kirchhoff), on peut écrire que

$$\varepsilon = \alpha$$

Le dernier terme de l'équation correspond à la diffusion dans un milieu semi-transparent. Lorsque le rayonnement traverse un milieu diffusif, une partie (quantifiée par le coefficient β) du flux qui se propageait initialement dans une direction \vec{s} va être diffusée dans une direction \vec{s}' différente. Le rayonnement qui sera diffusé dans l'angle solide $d\omega$ centré sur \vec{s} sera donc obtenu en intégrant L dans toutes les directions incidentes \vec{s}' possibles. Pour cela, on utilise une fonction $\Phi(\vec{s}, \vec{s}')$, appelée la fonction de phase, qui représente la probabilité que le flux d'énergie arrivant sur le volume considéré selon l'angle solide $d\omega'$ centré autour de \vec{s}' soit diffusée selon l'angle $d\omega$ sur \vec{s} .

Résolution de l'équation de transfert radiatif

Il existe plusieurs méthodes de résolution approchée de cette équation. Le logiciel Fluent propose 5 modèles numériques de rayonnement : le modèle de Rosseland, le modèle P-1, le modèle Surface-à-surface (S2S), le modèle des transferts discrets avec tirs de rayons (DTRM) et le modèle aux ordonnées discrètes (DO).

Le choix du modèle dépend principalement du type de problème traité. Dans notre cas, il s'agit d'un problème de source de chaleur localisée (le camion en feu au milieu du tunnel), pour lequel le modèle aux ordonnées discrètes convient [19]. Le modèle DTRM serait acceptable avec suffisamment de rayons mais cela impliquerait d'augmenter le temps de calcul.

Contrairement au modèle DTRM ou S2S, le modèle des ordonnées discrètes ne trace pas de rayons. Il calcule $L(\vec{x}, \vec{s}_i)$ pour un nombre fini N d'angles solides, chacun associé à une direction ($\vec{s}_i, i = 1$ à N) fixée, en intégrant l'équation de transferts thermique le long de chacune des directions. Le modèle résout donc autant d'équations de transport qu'il y a de direction \vec{s} .

Il est donc nécessaire de d'optimiser le nombre de directions prises en compte, pour obtenir un compromis entre la précision (N grand) et le coût de la mise en oeuvre (qui augmente avec N)

3.6.3 Cas d'une paroi opaque

On s'intéresse ici au traitement de la paroi en temps que condition limite du modèle précédent. Pour une paroi opaque, on a vu qu'une partie du rayonnement incident est absorbée et une partie réfléchi ; aucune n'est transmise. Il faut ajouter à cette décomposition, la partie émise par la paroi qui ne dépend pas de la puissance incidente mais de la température T_w , selon la loi de Stefan-Boltzmann vue précédemment.

La partie réfléchi peut l'être de deux façons : soit dans une direction privilégiée (réflexion spéculaire), soit de manière isotrope dans toutes les directions (réflexion diffuse). Le plus souvent la réflexion est en réalité une combinaison de ces deux modes. La proportion de chaque type de réflexion est définie par la fraction diffuse f_d , qui dépend du type de paroi. Notons que f_d sera égale à 1 pour une paroi purement diffuse et égale à 0 pour une paroi purement spéculaire.

Finalement, si on note φ_{inc} la quantité d'énergie radiative sur la paroi, σ la constante de Boltzmann, T_w la température à la paroi et ε_r l'émissivité de la paroi, on peut retenir la décomposition suivante :

- la partie réfléchi de manière diffuse = $f_d(1 - \varepsilon_r)\varphi_{inc}$
- la partie réfléchi de manière spéculaire = $(1 - f_d)\varphi_{inc}$
- la partie absorbée par la paroi = $f_d\varepsilon_r\varphi_{inc}$
- la partie émise par la paroi = $\varepsilon_r\sigma T_w^4$.

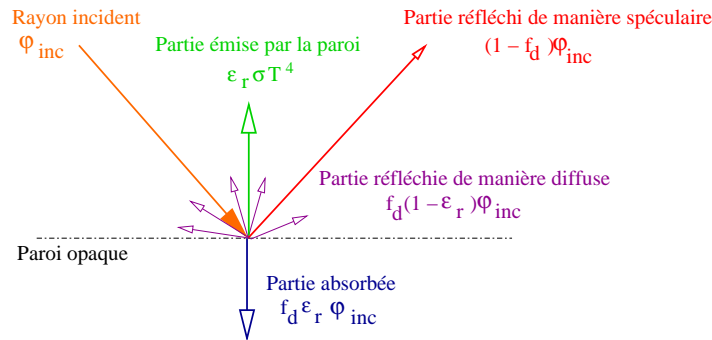


FIG. 3.22 – Répartition de la puissance radiative incidente sur une paroi opaque.

3.6.4 Application au cas des tunnels

On se sert du modèle à une trappe pour tous les tests suivants (voir figure 3.23). Le maillage utilisé est le maillage B décrit au début du chapitre.

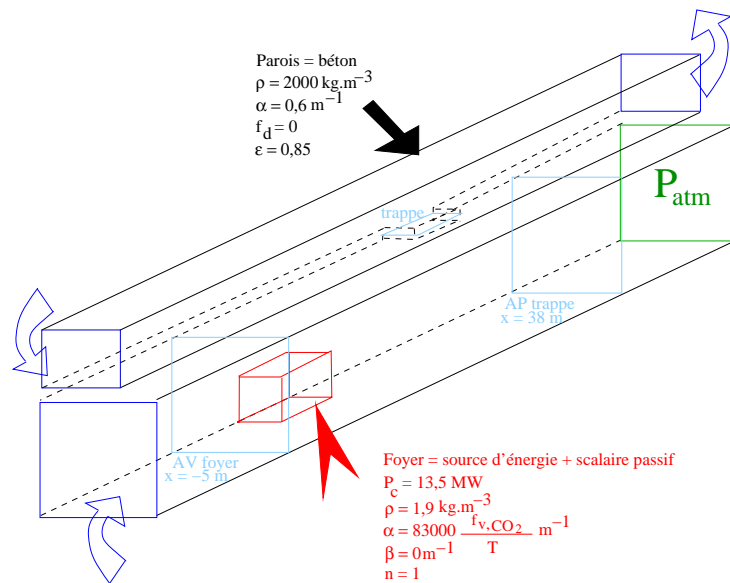


FIG. 3.23 – Modèle et grandeurs utilisés dans le modèle de rayonnement.

Les parois du tunnel et de la gaine prenant part aux phénomènes radiatifs, on y applique donc une condition limite couplée de rayonnement et de convection.

On donne alors aux parois les propriétés physiques du béton à savoir :

- la masse volumique $\rho_{be} = 2000 \text{ kg.m}^{-3}$
- la chaleur spécifique $C_p = 880 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
- la convectivité thermique $\lambda = 1 \text{ W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
- le coefficient de transferts thermiques par conductivité $h_{ext} = 21$.

On donne également au béton les propriétés nécessaires au calcul du rayonnement, à savoir :

- l'émissivité $\epsilon_r = 0,85$ pour un béton lisse et clair
- la fraction diffusive $f_d = 1$ pour une paroi diffusive.

Le foyer est ici une source à la fois d'énergie et d'un scalaire passif. La production totale d'énergie est de 20 MW pour un demi-domaine, soit $1,48 \text{ MW.m}^{-3}.\text{s}^{-1}$ et la production de scalaire passif est une source volumique de $0,1 \text{ kg.m}^{-3}.\text{s}^{-1}$.

Ce scalaire passif est un gaz fictif qui aurait les propriétés physiques du CO_2 mais dont les propriétés optiques sont celles de fumées fines et très peu diffusives : $\beta = 0$ et le coefficient de refraction $n = 1$.

Pour le coefficient d'absorption du gaz, on utilise la relation issue de l'expérience donnée dans le guide des Etudes spécifiques de danger [6], qui corrèle l'opacité à la concentration de fumée, qui est elle-même corrélée à la concentration de CO_2 . Cette corrélation n'est valable que dans la gamme des longueurs d'ondes des appareils de mesure d'opacité installés dans le tunnel, à savoir pour le visible.

En notant, f_{V,CO_2} la fraction volumique de scalaire passif en un point et T la température, on écrit :

$$\alpha_{gaz} = \xi \frac{f_{V,\text{CO}_2}}{T}$$

Une fonction utilisateur est alors créée et implémentée dans le logiciel. Elle permet à chaque itération de récupérer ces deux valeurs pour les réinjecter dans le calcul de α_{gaz} .

La valeur théorique de ξ est $83\,000 \text{ K.m}^{-1}$ mais pour vérifier l'influence du paramètre α_{gaz} , on fera varier cette valeur. Ainsi on procède à trois tests avec $\xi_1 = 41500 \text{ K.m}^{-1}$, $\xi_2 = 83000 \text{ K.m}^{-1}$ et $\xi_3 = 100000 \text{ K.m}^{-1}$.

On compare donc, dans le tableau 3.5 et sur les figures 3.24, les résultats obtenus dans ces trois cas avec rayonnement et dans un cas adiabatique (cas 1), avec la même puissance réelle P_T de 20 MW.

Dans la pratique, on estime dans les études que 30 % de la puissance émise par le foyer de l'incendie est perdue par rayonnement. On comparera donc les résultats avec un second cas adiabatique (cas 2) pour lequel on utilise la puissance convectée seule, c'est à dire 20 MW réduits de 30 % c'est à dire 13,5 MW.

Modèle	Adiabatiques		Avec rayonnement		
	Cas 1	Cas 2	ξ_1	ξ_2	ξ_3
α_{max}	-	-	10,64	11,02	12,91
\mathcal{E} (%)	35	29	33	32	33
\mathcal{R} (%)	35	19	30	26	29

TAB. 3.5 – Comparaison des résultats avec et sans transferts radiatifs, pour $V_e = 3m/s$, $D = 25m$ et $R_a = 0,5$.

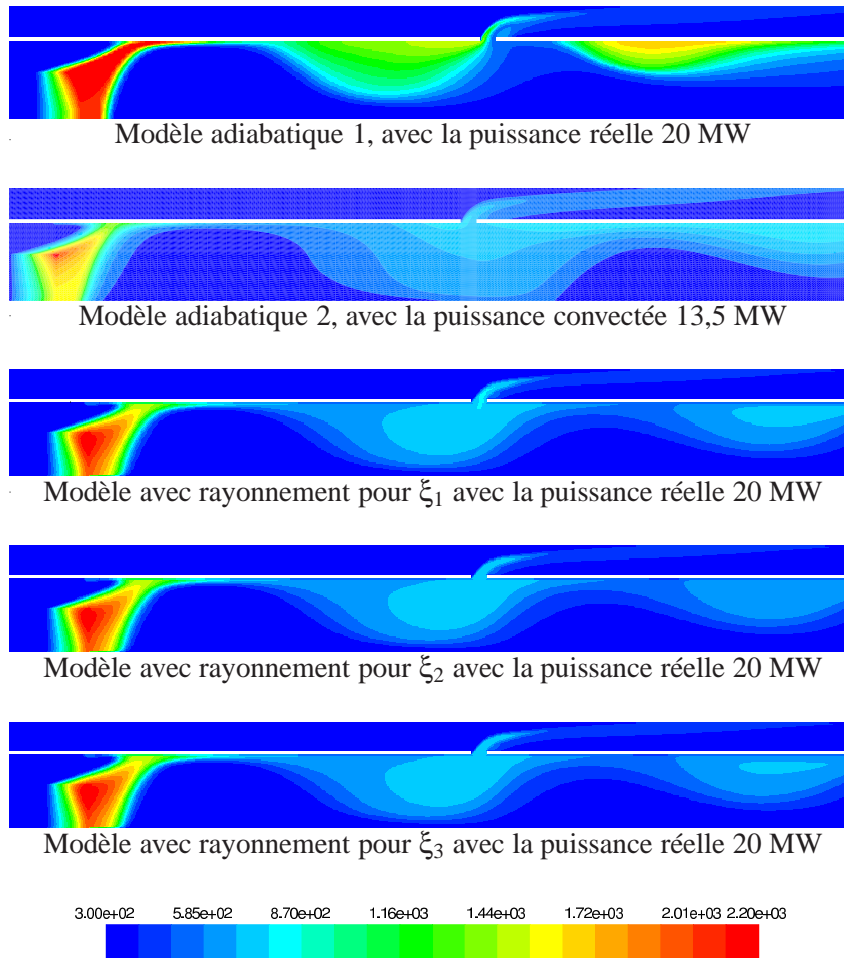


FIG. 3.24 – Comparaison des profils de température sur le plan de symétrie avec et sans rayonnement.

On voit tout d'abord que les résultats sont peu sensibles à la variation de ξ .

En outre, on remarque qu'entre les cas 1 avec rayonnement et les cas sans rayonnement, l'efficacité de la trappe ne diminue que de 2 % environ. Le rendement, quant à lui, baisse plus significativement quand le rayonnement est inclus.

Cela s'explique du fait que l'efficacité est calculée par rapport à B qui est une fonction de P , alors

que le rendement est calculé par rapport à la puissance du ventilateur qui est calculée par rapport à une puissance d'incendie de référence et qui ne change pas. Quand il y a des pertes par rayonnement ou dans les parois, la puissance thermique réelle dans le tunnel est inférieure à la puissance de référence donc le ventilateur se trouve surdimensionné, d'où son rendement diminué.

On calcule ici la puissance convectée dans le tunnel comme la somme du débit de puissance qui sort du tunnel (dans le plan AP_{trappe} à $x = 38$ m, en bleu sur la figure 3.23) et celui qui est aspirée par la trappe. On le compare à la puissance thermique totale pour en déduire la perte. Les résultats sont donnés dans le tableau 3.6.

Modèle	ξ_1	ξ_2	ξ_3
$P_{convecte}$ (MW)	16,9	15,5	16,4
Perte de P (MW)	3,1	4,5	3,6
Perte de P (%)	17	22,6	17,8

TAB. 3.6 – Calcul de la puissance convectée dans les cas avec rayonnement.

La mesure de cette perte donne des valeurs de l'ordre de 20 %. Elle est inférieure à la valeur utilisée dans la pratique, ce qui s'explique peut-être par des valeurs de α relativement faibles. Ceci explique les résultats particulièrement faibles dans le cas adiabatique 2 (on a surestimé les pertes).

Enfin, on compare les profils de températures dans trois sections du tunnel (dans les plans $x = -5$, $x = 28$ et $x = 38$ m), obtenus dans le cas avec rayonnement ($\xi = 83000$) et ceux sans rayonnement mais avec une puissance d'incendie réduite de 30 % (cas adiabatique 2).

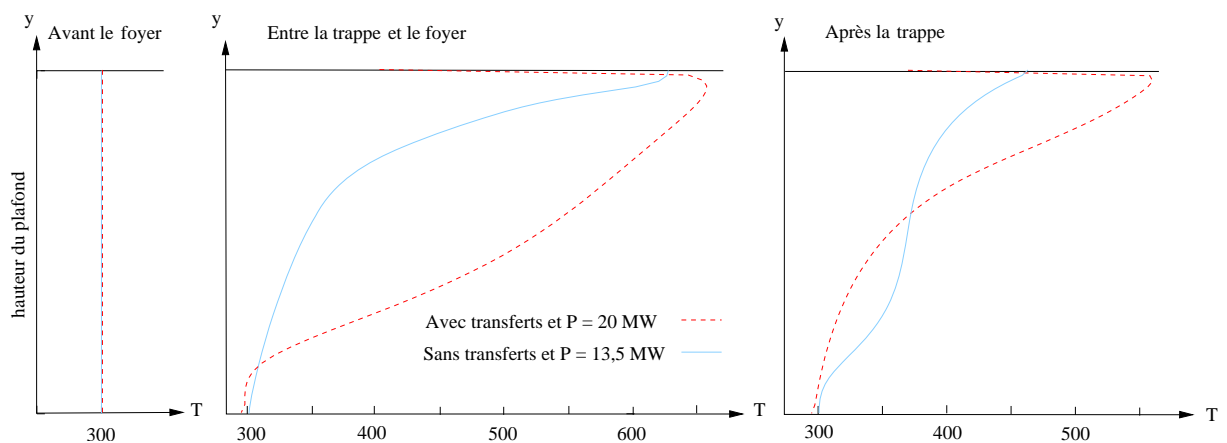


FIG. 3.25 – Comparaison des courbes de température au centre de l'écoulement en tunnel sur 3 lignes (à 5 m en amont du foyer, entre foyer et trappe et à 10 m en aval de la trappe) dans les cas avec et sans rayonnement.

On observe des résultats assez différents : avant la trappe, on observe une plus grande température en partie basse du tunnel dans le cas avec transfert, c'est à dire que les fumées dans un écoulement de forte puissance sont moins bien stratifiées. Cependant cette différence s'estompe près du plafond, là où se trouve l'air chaud qui sera extrait par la trappe. Comme c'est cette partie qui apporte la plus grosse contribution à l'efficacité, on pourra considérer que les deux cas sont assez proches.

La prise en compte des transferts par rayonnement augmente considérablement les temps de calcul, alors que leur influence sur l'efficacité et le rendement est suffisamment faible si l'on prend soin de diminuer la puissance réelle de l'incendie d'environ 20 %. On choisit donc de poursuivre les calculs sans prendre en compte ce type de transferts.

3.7 Conclusion

Dans ce chapitre, on a quantifié l'influence des transferts de chaleur aux parois et des transferts par rayonnement sur les performances du système.

Il ressort de l'étude que d'une part les transferts de chaleur aux parois peuvent être négligés (on se contente de parois adiabatiques) et d'autre part, la prise en compte du rayonnement peut être remplacée par une diminution de 20 % environ de la puissance de l'incendie.

Cas à une seule trappe

Il s'agit dans un premier temps de déterminer les paramètres susceptibles d'avoir une influence sur l'efficacité et le rendement d'une seule trappe. Pour cela on réalise une étude sur une maquette purement numérique. Suite aux résultats obtenus dans le chapitre précédent, les pertes de chaleur aux parois ne sont pas prises en compte.

4.1 Description de la maquette numérique

On rappelle que le domaine de calcul se décompose en 3 éléments : la zone de circulation, la gaine d'air vicié qui la surplombe et la trappe qui les relie. Les dimensions des 3 parties sont choisies de telle sorte que le modèle soit à la fois simple et vraisemblable.

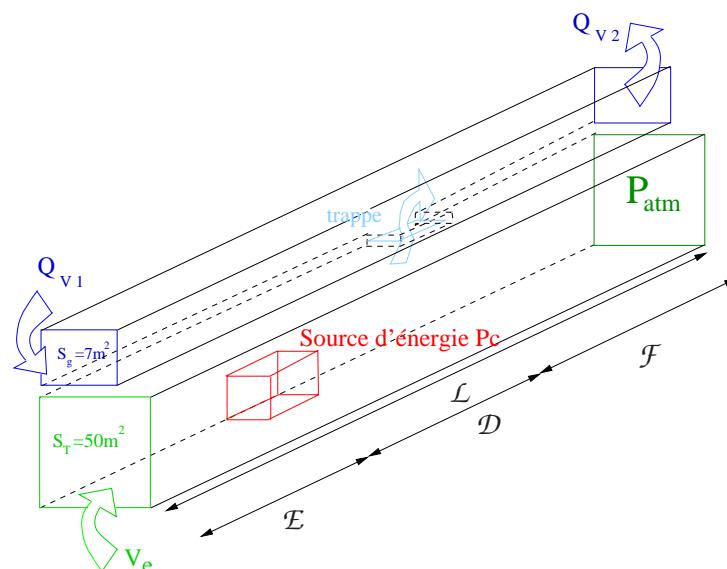


FIG. 4.1 – Description du dispositif à 1 trappe

Tout d'abord, la section S_T du tunnel est rectangulaire (comme dans les tranchées couvertes) et la zone de circulation mesure 5 m de haut pour 10 m de large. Dans le cas d'un ouvrage non-urbain, la distance entre deux trappes étant d'environ 100 m, la longueur totale du tronçon \mathcal{L} doit être comprise entre 100 et 200 m.

La gaine d'air vicié est centrée sur l'axe de symétrie du tunnel. Sa section rectangulaire S_g est calculée de telle sorte que le courant d'air qui y circule ait une vitesse usuelle $V_g \approx 15 \text{ m.s}^{-1}$. Dans la plupart des cas réels, un homme doit pouvoir se tenir debout dans la gaine afin de pouvoir y assurer la maintenance, on fixe donc la hauteur $H_g = 2 \text{ m}$. En supposant qu'à l'aval un ventilateur extrait un débit total Q_{V_2} égal à $110 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$, la largeur l_g est calculée selon :

$$S_g = H_g \times l_g = \frac{Q_{V_2}}{V_g} \quad \text{donc} \quad l_g \sim 3,5 \text{ m}$$

Le fait qu'on ne considère qu'une seule trappe n'exclut pas la possibilité qu'il y en ait d'autres. La gaine n'est bouchée à aucune extrémité et pour simuler le fait qu'elle est traversée par un courant d'air, un débit d'air Q_{V_1} est insufflé à l'amont. Sa valeur est la différence entre le débit total aspiré Q_{V_2} à l'aval de la gaine et celui aspiré dans la trappe.

Cette dernière est d'une taille usuelle de $S_T = 2 \text{ m}^2$ et on s'attache à imposer à travers elle une vitesse raisonnable de 10 m.s^{-1} , soit un débit Q_V de $20 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$. Pour cela, on fixe donc le débit à l'entrée de la gaine Q_{V_1} à $90 \text{ m}^3.\text{s}^{-1}$.

Les autres paramètres géométriques dépendent des impératifs de la modélisation numérique. Ainsi, la distance \mathcal{E} séparant le foyer de l'entrée est choisie de telle sorte qu'en cas de backlayering, les fumées ne puissent pas ressortir par l'entrée du tunnel. De plus, l'écoulement doit être turbulent lorsqu'il arrive au niveau de l'incendie. En estimant que la turbulence est établie au bout de 10 fois la hauteur, \mathcal{E} doit donc être au moins égale à 50 m.

De la même manière, la longueur \mathcal{F} entre la trappe et la sortie doit être suffisante pour que les conditions limites en sortie ne parasitent pas l'écoulement au niveau de la trappe. La condition limite à la sortie du tunnel étant une simple condition de pression, on estime cette distance à 25 m.

Les autres grandeurs, V_e et \mathcal{D} , respectivement la vitesse du courant d'air en entrée et la distance entre le foyer et la trappe, sont des paramètres de l'étude, de même que la forme (carré ou rectangulaire) de la trappe. Il faudra donc faire varier chacun de ces paramètres indépendamment et observer son influence sur les autres.

Plan d'expérience

A partir des paramètres précisés ci-dessous, on établit un plan d'expérience.

La modélisation du foyer l'incendie est la même qu'au début du chapitre précédent c'est à dire par un volume cubique de 3 m de côté, donc d'un volume de 27 m^3 . Conformément au guide [6] la puissance convectée émise est de 1 MW.m^{-3} , soit 27 MW au total. On rappelle qu'on parle ici de puissance convectée, c'est à dire qu'on estime que 20 % de la puissance totale correspond au flux radiatif et a été absorbé par les parois. Ce foyer correspond donc à un incendie de puissance totale $P_T \approx 32,5 \text{ MW}$.

Dans un premier temps, on s'intéressera à la vitesse en entrée V_e . On a déjà vu deux valeurs particulières pour les tunnels : la vitesse critique V_c en-dessous de laquelle le backlayering peut apparaître, et la vitesse de déstratification V_d au-delà de laquelle les fumées sont mélangées à l'air frais. Pour un incendie de puissance totale proche de 30 MW, les courbes de Danzinger et Kennedy donnent $V_c = 2,4 \text{ m.s}^{-1}$ mais il n'existe pas vraiment de données sur la vitesse de déstratification V_d .

Ne connaissant pas la valeur exacte de V_d , on choisit de faire varier la vitesse en entrée V_e pour plusieurs valeurs susceptibles de donner des conditions de stratification assez différentes. On choisit deux valeurs plus petites que V_c et deux valeurs plus grandes, soit par exemple 1, 2, 3 et 4 m.s^{-1} .

Pour le choix de \mathcal{D} , on part de la constatation que pour un incendie de 30 MW et une vitesse de 3 m.s^{-1} , le panache est incliné d'environ 45° par rapport au sol. Il touche donc le plafond à environ 5 m du foyer. A partir des simulations précédentes (voir Chapitre 3), on estime ensuite la distance entre le point d'impact et le point d'établissement d'un régime stable et stratifié à environ 3 fois la hauteur, soit 15 m.

On se place donc d'abord dans un cas favorable où l'aspiration n'interfère pas avec le panache et l'établissement de la stratification, par exemple $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$. Par la suite, on envisage plusieurs autres cas, en éloignant la trappe du foyer à 35, 50 ou 100 m (interdistance maximale entre deux trappes en milieu urbain), ou au contraire en la rapprochant dans la zone du panache, à 10 m, ou au dessus du foyer (0 m).

Enfin, la forme de la trappe peut-être modifiée. On prévoit donc plusieurs géométries différentes pour une section constante de 2 m^2 : un trappe large ($2 \times 1 \text{ m}$), une longue ($4 \times 0,5 \text{ m}$), une carrée ($\sqrt{2} \times \sqrt{2} \text{ m}$). On prévoit également deux configurations pour les trappes rectangulaires : transversale (perpendiculaire à l'écoulement) ou longitudinale (parallèle à l'écoulement). Nous avons donc 5 cas à notre disposition.

Pour simplifier l'écriture, on définit le rapport d'aspect comme le rapport entre la longueur (selon l'axe x) et la largeur (selon l'axe z). Par exemple, pour la trappe mesurant 1 m dans le sens de l'écoulement (x) et 2 m dans le sens transverse (z), le rapport d'aspect est $R_a = 1/2 = 0,5$.

Les 5 cas sont donc : $R_a = 0,125$, $R_a = 0,5$, $R_a = 1$, $R_a = 2$ et $R_a = 8$ ⁶.

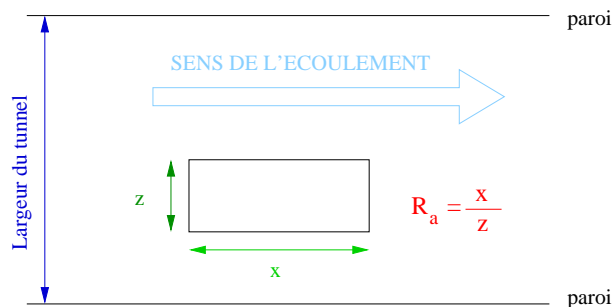


FIG. 4.2 – Méthode de calcul du rapport d'aspect.

⁶Rappelons qu'avec cette notation, les trappes ayant un rapport d'aspect supérieur à 1 sont les trappes orientées dans le sens de l'écoulement, celles pour lesquelles R_a est inférieur à 1 sont les trappes dans le sens transverse.

Avec en tout 4 valeurs pour la vitesse, 6 pour la distance et 5 formes, il faudrait tester 120 triplets vitesse-distance-forme différents (voir figure 4.3).

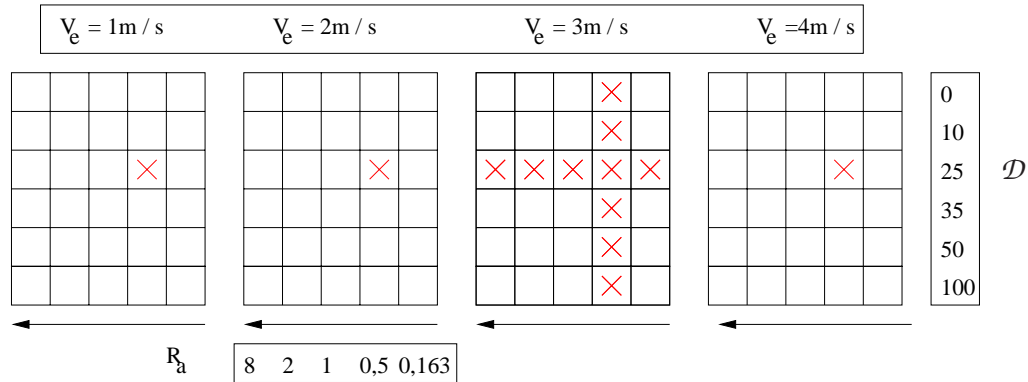


FIG. 4.3 – Plan d'expérience utilisé pour un cas à une trappe.

Afin de réduire ce nombre, on décide d'un cas qu'on appellera moyen (celui utilisé pour les tests dans le chapitre précédent), pour lequel $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$, $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$ et $R_a = 0,5$. On fait ensuite varier l'un après l'autre les trois paramètres, toutes choses égales par ailleurs, ce qui réduit à 13 le nombre de tests à faire.

4.2 Influence de la vitesse en entrée du tunnel V_e pour $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$

4.2.1 Résultats généraux

On cherche à déterminer l'influence de la vitesse en entrée du tunnel. Pour cela, on reprend le calcul du cas moyen à 3 m.s^{-1} sur le maillage B avec 3 nouvelles valeurs, deux au dessous, l'autre au dessus de la vitesse critique : 1, 2 et 4 m.s^{-1} .

Les résultats pour l'efficacité et le rendement sont donnés dans le tableau 4.1 et sur la courbe 4.5. Les contours de température sur le plan de symétrie sont représentés sur les figures 4.4.

Vitesse (m.s^{-1})	1	2	3	4
Q_V ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)	25,19	25,19	20,95	16,08
Q_M ($\text{kg}^3.\text{s}^{-1}$)	12,12	12,18	12,37	12,41
\mathcal{E} (%)	42,1	40,5	28,8	15,6
\mathcal{R} (%)	28,4	27	19,4	10,6

TAB. 4.1 – Efficacité et rendement pour plusieurs vitesses.

On remarque que l'influence de la vitesse est très importante : quand la vitesse augmente, l'efficacité et le rendement chutent.

L'observation des contours 4.4 montre en effet, dans le cas d'une vitesse de courant d'air faible, une élévation de la température des fumées, qui restent à proximité de la trappe, et sont donc facilement aspirées. Dans le cas inverse des fortes vitesses, une grande partie des fumées est emportée à l'aval sans pouvoir être aspirée. De plus les forts niveaux de turbulence créés par le courant d'air augmentent le mélange et les fumées effectivement extraites sont plus froides.

Ces observations confirment l'importance de contrôler le courant d'air incident sur le foyer.

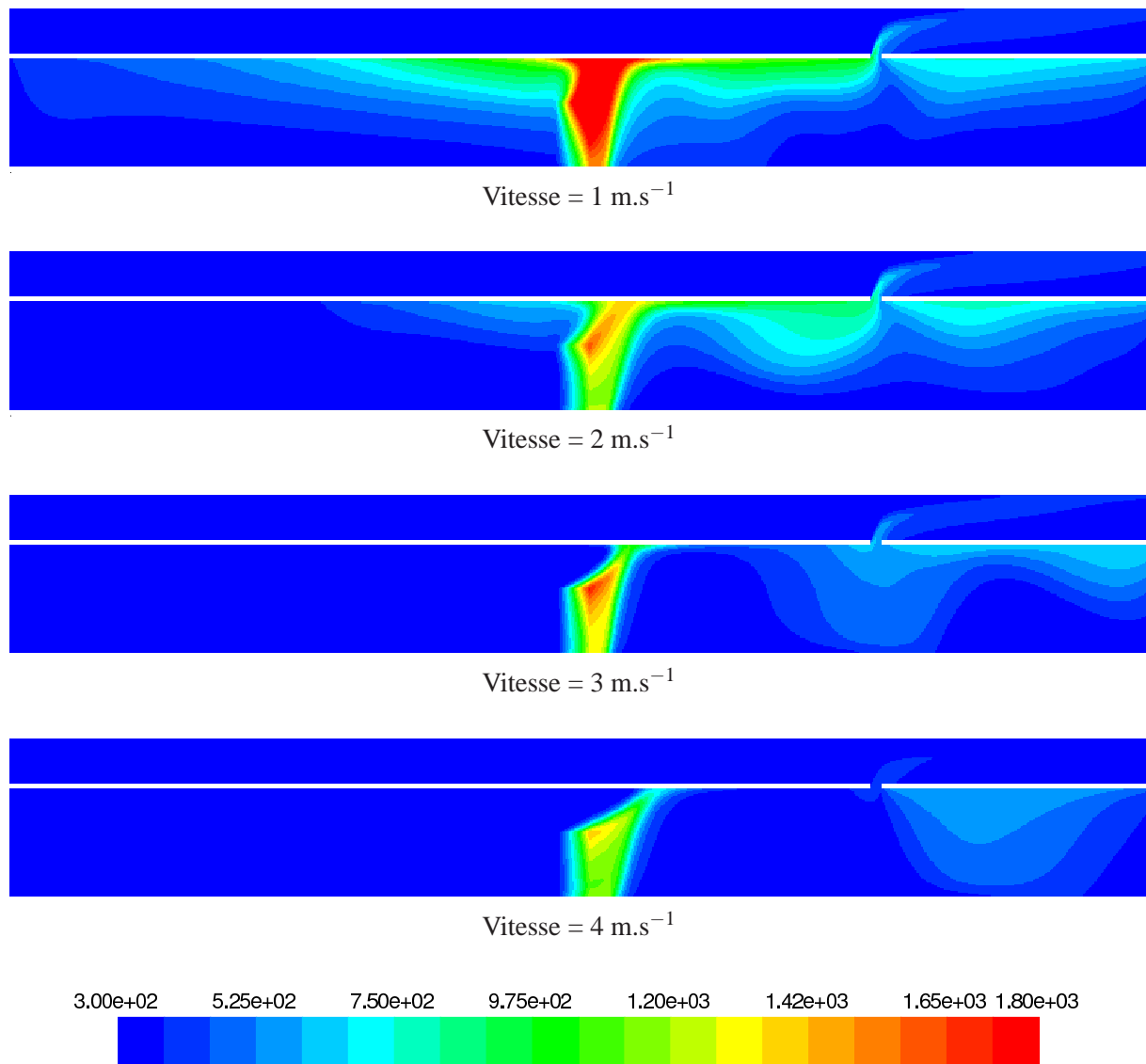


FIG. 4.4 – Comparaison des contours de températures pour les 4 différentes vitesses de courant d'air.

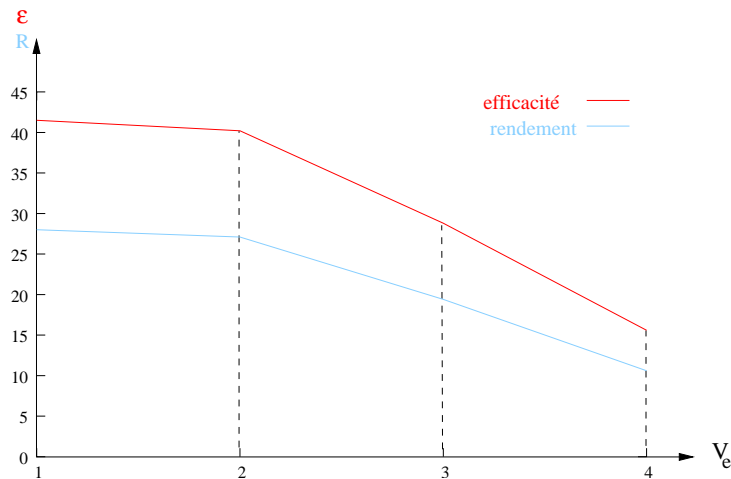


FIG. 4.5 – Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la vitesse du courant d'air à l'entrée du domaine

4.2.2 Détails du cas avec $V_e = 2\text{m.s}^{-1}$

Dans le cas d'un courant d'air faible, on a vu qu'il existe un phénomène appelé backlayering, qui consiste en une remontée de fumée en sens inverse du courant d'air.

Un calcul en régime permanent, sans pertes de chaleur aux parois, fait apparaître le phénomène de backlayering, qui s'installe sur une longueur finie. Pour valider ce résultat, le calcul est à nouveau réalisé en régime transitoire. On décide, de manière arbitraire, que la limite entre couche de fumée et air frais se situe le long de l'isotherme $T = 150^\circ\text{C}$ (520 K). L'avancée du front de fumée est alors définie comme le point de cet isotherme le plus éloigné du foyer. On remarque que la couche de retour s'est rapidement stabilisée à une distance de 17,5 m à l'amont du foyer (voir figure 4.6).

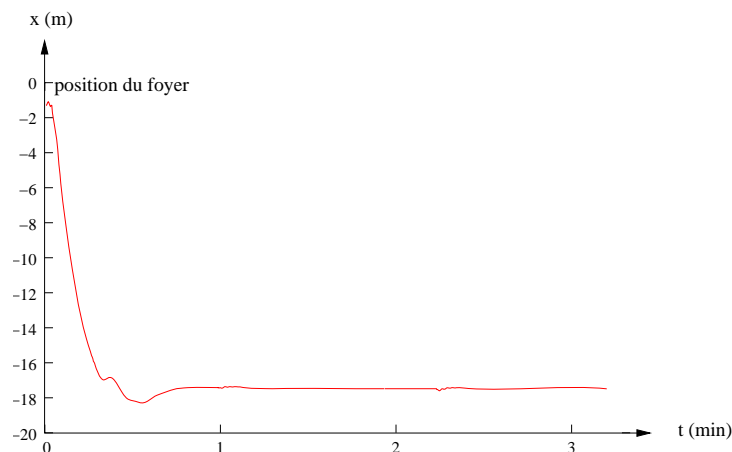


FIG. 4.6 – Evolution temporelle de la position maximale du front de fumée à l'aval du foyer.

La vitesse du front de fumée et la distance à laquelle le backleyring se propage font partie des phénomènes physiques les plus difficiles à prédire lors d'une étude numérique. Parmi les problèmes de modélisation qui existent, il est possible que l'air insufflé en condition limite d'entrée repousse les fumées vers le foyer et empêche le backlayering de se développer normalement.

Pour s'assurer que cette condition n'exerce pas de blocage sur la couche de retour, on double la longueur \mathcal{E} entre entrée et foyer, qui passe de 50 à 100 m. Le nouveau maillage, basé sur le maillage B et noté B2, compte maintenant 1 312 150 mailles.

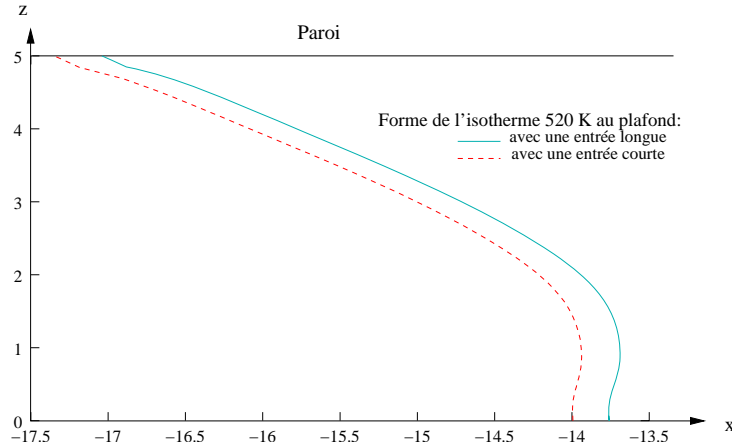


FIG. 4.7 – Forme du front de fumées sous le plafond en fonction de la longueur du tronçon d'entrée.

Les résultats obtenus avec le nouveau maillage sont assez similaires aux précédents : le backlayering se stabilise à environ 17,7 m à l'amont du foyer (voir figure 4.7). La différence est assez faible pour considérer que la condition limite d'entrée ne pose pas de problème.

4.3 Influence de la distance \mathcal{D} pour $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$

On s'intéresse maintenant à la distance \mathcal{D} entre le foyer et la trappe. Pour cela, on teste 6 configurations : $\mathcal{D} = 0, 10, 25, 35, 50$ et 100 m. Les maillages, créés sur la base du maillage B, comptent respectivement 850 000, 1 083 000, 1 173 000, 1 215 000 et 1 370 000 mailles. Dans tous les cas, la vitesse du courant d'air en entrée sera $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$ et le rapport d'aspect de la trappe est $R_a = 0,5$.

Les résultats obtenus pour l'efficacité et le rendement sont détaillés dans le tableau 4.2 et la courbe 4.8. Les différents contours de température sur le plan de symétrie sont sur la figure 4.9.

Distance (m)	0	10	25	35	50	100
Q_V (m ³ /s)	16,4	14,17	20,95	20,28	20,28	18,88
Q_M (kg/s)	12,17	12,36	12,37	12,37	12,35	12,37
\mathcal{E} (%)	16,5	10,5	28,8	27	27,8	23,2
\mathcal{R} (%)	11,1	7,1	19,4	18,2	18,8	15,7

TAB. 4.2 – Efficacité et rendement pour plusieurs distances.

L'observation des courbes 4.8 de performance montre des efficacités et rendements faibles pour les distances courtes et une diminution progressive lorsque \mathcal{D} augmente.

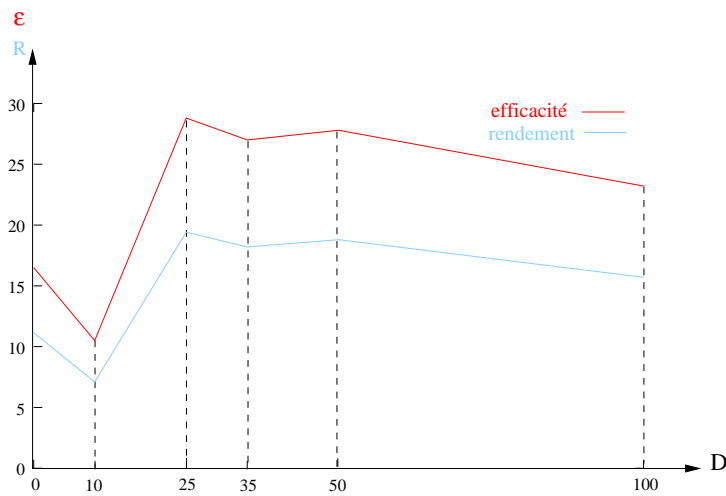


FIG. 4.8 – Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la distance entre la trappe et le foyer.

Pour $\mathcal{D} = 0$ m et $\mathcal{D} = 10$, les résultats sont peu représentatifs de la réalité du fait de la modélisation sommaire du foyer. En effet, pour faciliter les calculs, le foyer a une forme cubique et il est placé au centre du tunnel. Ces deux simplifications ont pour effet d'augmenter la distance à laquelle les tourbillons contra-rotatifs se rejoignent, de telle sorte qu'il n'y a pas de fumée sur le plan de symétrie du tunnel sur environ 12 m. Dans la pratique, l'incendie a plutôt lieu sur l'une des voies de circulation et la dissymétrie fait que l'écoulement se stabilise plus vite. Les tourbillons ne se séparent quasiment pas et les trappes proches du foyer aspirent plus de fumées.

A partir de $\mathcal{D} = 35$ m, la légère diminution des performances peut s'expliquer par le refroidissement des fumées provoqué par le mélange avec l'air frais. Cependant les différences sont faibles et on peut en déduire que les performances d'une trappe sont assez peu sensibles à sa position dans la longueur du tunnel. Il existe cependant des cas particulièrement défavorables qu'on peut chercher à les éviter en utilisant plusieurs trappes.

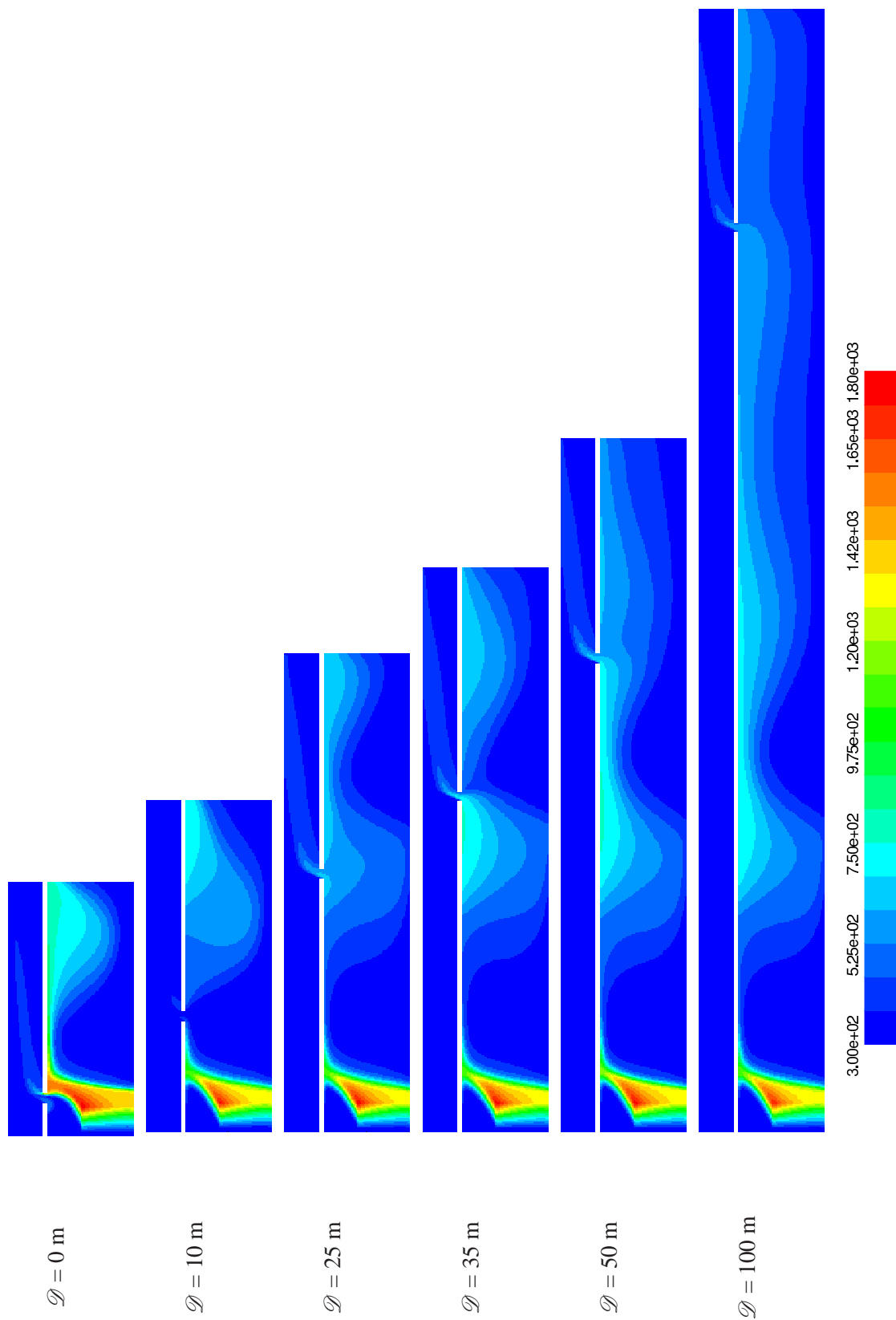


FIG. 4.9 – Comparaison des contours de températures pour les 5 différentes distances foyer-trappe.

4.4 Influence de la forme

On s'intéresse ensuite à l'influence du rapport d'aspect sur l'efficacité. On a choisi 5 configurations pour une même surface d'aspiration de 2 m^2 (voir figure 4.10). La trappe est située à la distance $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$ du foyer et la vitesse du courant d'air en entrée est de 3 m.s^{-1} .

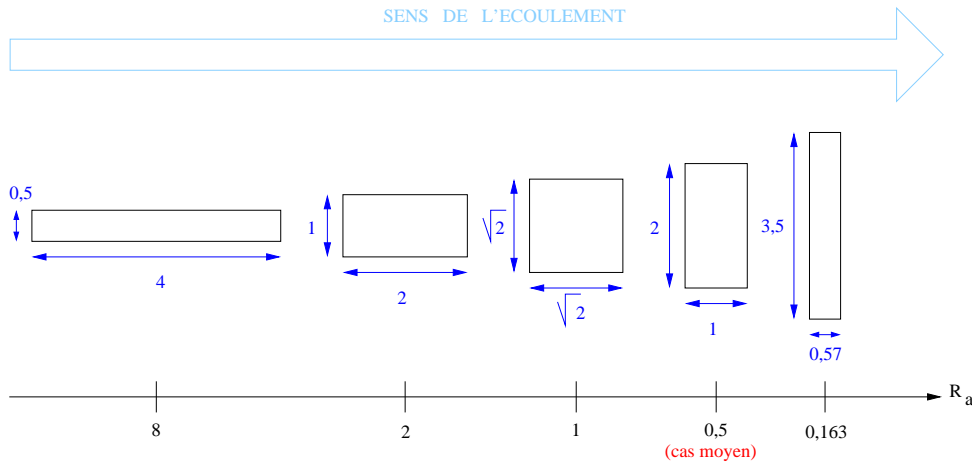


FIG. 4.10 – Géométrie des trappes pour différents rapport d'aspect à surface constante.

Quelle que soit sa forme, le maillage dans la trappe est adapté de telle sorte que les mailles restent carrées et aient à peu près toujours la même taille : entre 0,05 et 0,06 m de côté.

4.4.1 Résultats généraux pour $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$

Les résultats obtenus sont répertoriés dans le tableau 4.3 et sur les courbes 4.12.

Ils sont assez similaires : pour l'efficacité, il n'y a que 2,5 % de différence pour l'efficacité et 1,7 % pour le rendement.

On en déduit que la forme n'a finalement que peu d'importance sur les performances de la trappe.

Rapport d'aspect	0,163	0,5	1	2	8
$Q_V \text{ (m}^3.\text{s}^{-1}\text{)}$	21,52	20,95	21,1	21,06	21,04
$Q_M \text{ (kg.s}^{-1}\text{)}$	11,95	12,37	12,22	12,14	12,00
$\mathcal{E} \text{ (%)}$	31,2	28,7	29,5	29,6	29
$\mathcal{R} \text{ (%)}$	21,1	19,4	19,9	20	20,1

TAB. 4.3 – Efficacité et rendement pour plusieurs rapport d'aspect, pour une trappe centrée à $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$.

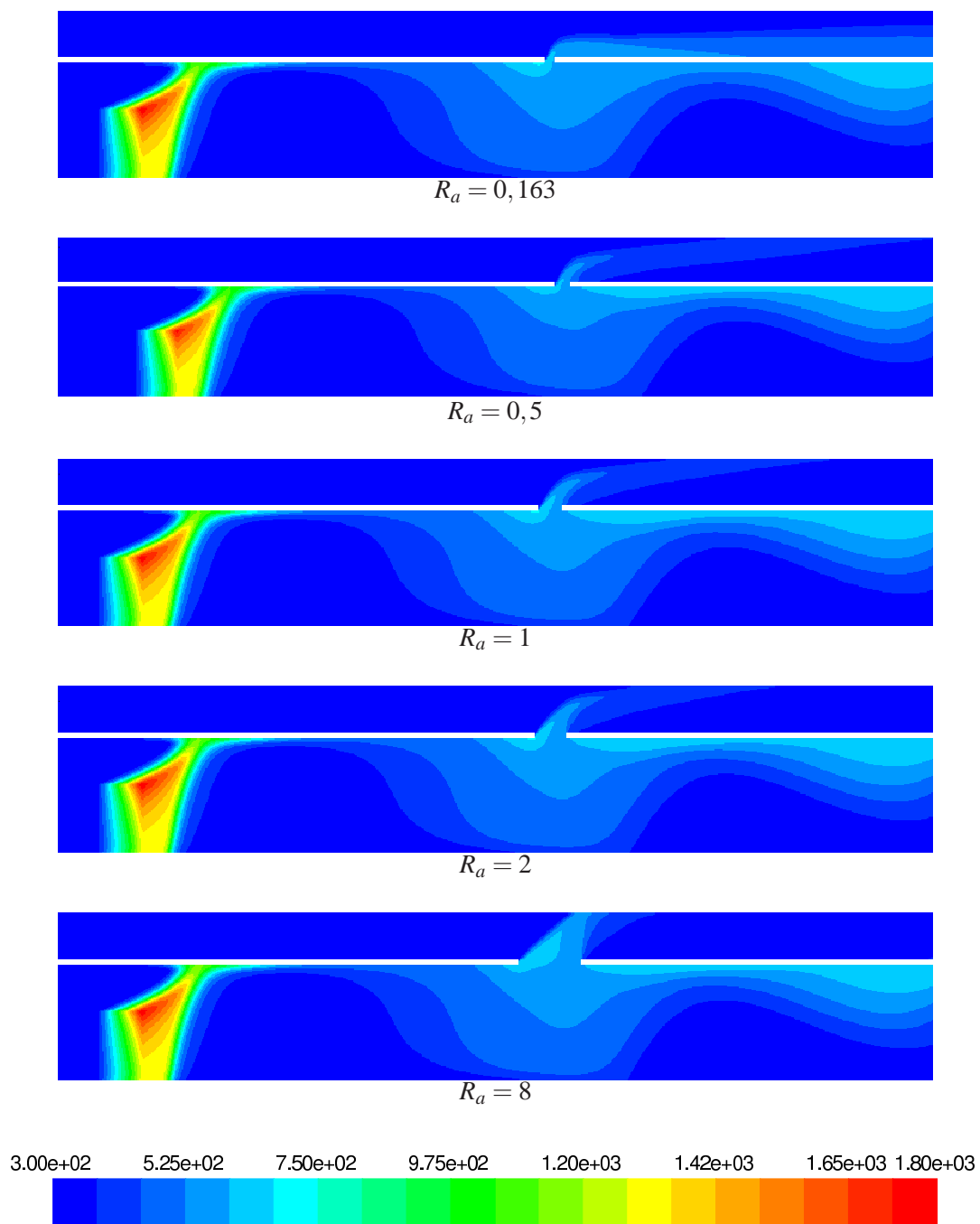


FIG. 4.11 – Comparaison des contours de températures pour les 5 différentes formes de trappe.

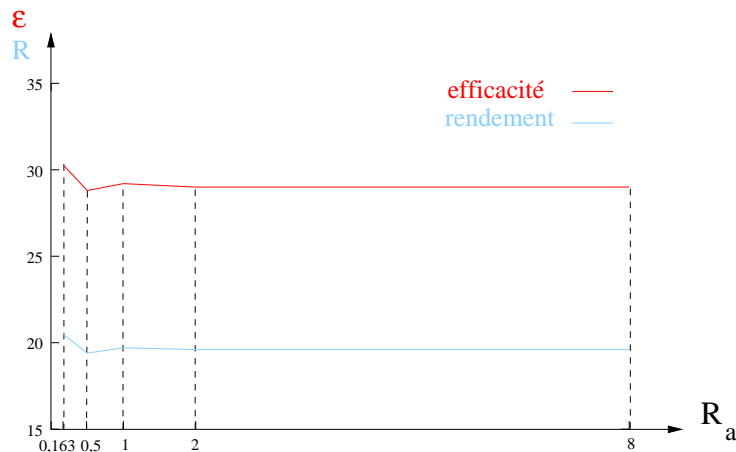


FIG. 4.12 – Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de plusieurs rapports d'aspect, pour une trappe centrée à $\mathcal{D} = 25$ m.

Notons tout de même que le cas où $\mathcal{D} = 25$ m était particulièrement favorable puisque les deux tourbillons contra-rotatifs se rejoignent juste sous la trappe. On veut donc vérifier ces résultats dans d'autres positions de la trappe. Pour cela, on rajoute des cas dans le plan d'expériences 4.3.

4.4.2 Cas où $\mathcal{D} = 35$ m

Pour éviter que la trappe se trouve juste au dessus des tourbillons, on la repousse de 10 m.

On recommence les calculs pour un cas où la trappe est à $\mathcal{D} = 35$ m. Comme précédemment, la vitesse en entrée est $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$. On ne teste cette fois que trois formes de trappes : $R_a = 0,5$, $R_a = 1$ et $R_a = 8$. On compare les nouvelles performances avec les courbes précédentes.

Rapport d'aspect	0,5	1	8
$Q_V \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	20,27	20,01	19,69
$Q_M \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	12,53	11,96	12,00
$\mathcal{E} \text{ (%)}$	26,6	27,1	26,2
$\mathcal{R} \text{ (%)}$	17,9	18,3	17,7

TAB. 4.4 – Efficacité et rendement pour plusieurs rapport d'aspect, dans le cas d'une trappe centrée à $\mathcal{D} = 35$ m.

On remarque que les résultats sont un peu moins bons que pour le cas où $\mathcal{D} = 25$ m (ce qui est homogène avec les résultats obtenus dans le tableau 4.2). Mais à nouveau, il n'y a que très peu de différence entre les formes de trappes : de l'ordre de 1 %.

4.4.3 Cas dissymétrique

On s'intéresse cette fois-ci à l'influence de la forme de la trappe dans le cas où la gaine est placée tout à fait sur le bord droit. La trappe se trouve à une distance de 25 m du foyer et au milieu de la gaine (voir la figure 4.13). Pour la forme, on reprend trois cas : $R_a = 0,5$, $R_a = 1$ et $R_a = 8$.

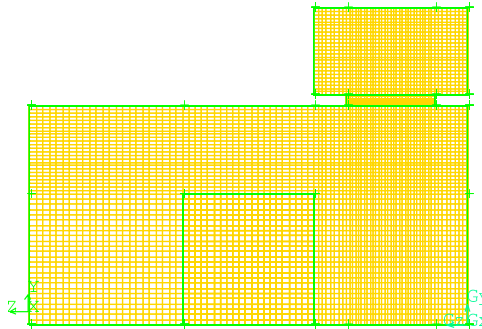


FIG. 4.13 – Description du modèle dissymétrique et maillage

On utilise trois maillages pour un domaine complet (sans condition de symétrie) basés sur le maillage B, comptant respectivement 2 196 000, 2 248 000 et 2 385 000 mailles.

Les résultats sont donnés dans le tableau 4.5.

Rapport d'aspect	0,5	1	8
Q_V ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	21,83	21,4	21,06
Q_M ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	12,45	12,61	12,06
\mathcal{E} (%)	30,6	29,8	29,7
\mathcal{R} (%)	20,7	20,1	20,1

TAB. 4.5 – Efficacité et rendement pour plusieurs rapports d'aspect, dans le cas d'une trappe décallée et pour $\mathcal{D} = 25$ m.

A nouveau, on remarque que la forme de la trappe entraîne peu de différences sur le rendement et l'efficacité. En comparant ces résultats avec ceux où la trappe est située sur le plan de symétrie, on constate que la position latérale (selon z) de la trappe n'influe pas non plus dans le cas où $\mathcal{D} = 25$ m.

4.4.4 Conclusion sur la forme

Après plusieurs séries de tests, on trouve que la forme de la trappe pour une configuration donnée n'a pas d'influence sur son efficacité et son rendement.

4.5 Cas particuliers

4.5.1 La fente

Jusqu'à présent, les tests étaient réalisés sur des trappes de forme "usuelles". On choisit maintenant de tester une forme limite de la trappe pour voir s'il existe une différence. On imagine donc une fente très fine, qui prendrait toute la largeur du tunnel, soit 10 m. Pour que la surface totale de la trappe soit la même que dans les autres cas, celle-ci doit mesurer 0,2 m dans le sens de l'écoulement. Le rapport d'aspect est $R_a = 0,02$.

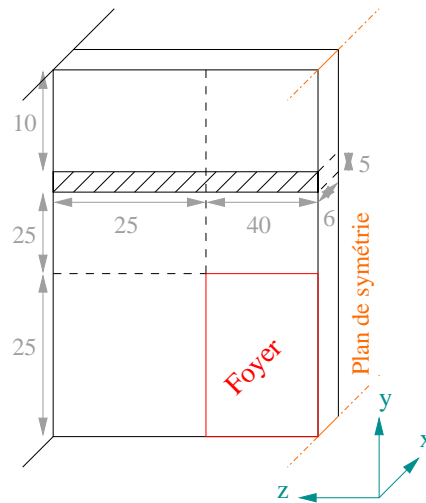


FIG. 4.14 – Description du modèle et du maillage sur un plan transversal pour $R_a = 0,02$.

Puisque la fente doit couvrir la largeur du tunnel, il est nécessaire de modifier la gaine. Pour conserver la section $S_g = 7 \text{ m}^2$, on réduit la hauteur de gaine à $H_g = 0,7 \text{ m}$. Comme la totalité de la largeur du tunnel et de la gaine doit être maillée aussi finement que la trappe, le maillage (décrit dans la figure 4.14) comporte 1 626 400 mailles.

Les résultats sont donnés dans le tableau 4.6 et la figure 4.15.

Rapport d'aspect	$Q_V \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	$Q_M \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	$\mathcal{E} \text{ (%)}$	$\mathcal{R} \text{ (%)}$
0,02	32,15	12,15	60	40
0,5	20,95	12,37	28,7	19,4

TAB. 4.6 – Efficacité et rendement pour la fente comparés aux performances du cas moyen.

L'efficacité et le rendement sont nettement améliorés : ils sont même doublés par rapport au cas moyen. Ceci peut s'expliquer par le fait que la fente aspire de l'air chaud sur toute la largeur du tunnel.

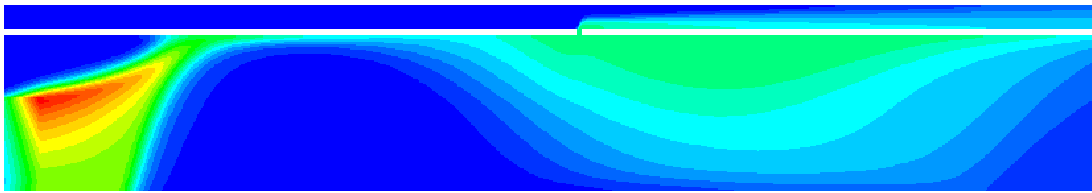


FIG. 4.15 – Contours de température sur le plan de symétrie pour $R_a = 0,02$.

L'observation des contours horizontaux de température à 5 cm sous le plafond du tunnel et la comparaison avec deux autres cas traités précédemment, $R_a = 8$ et $R_a = 0,163$ (voir figures 4.16) confirme l'effet "barrière" de la fente.

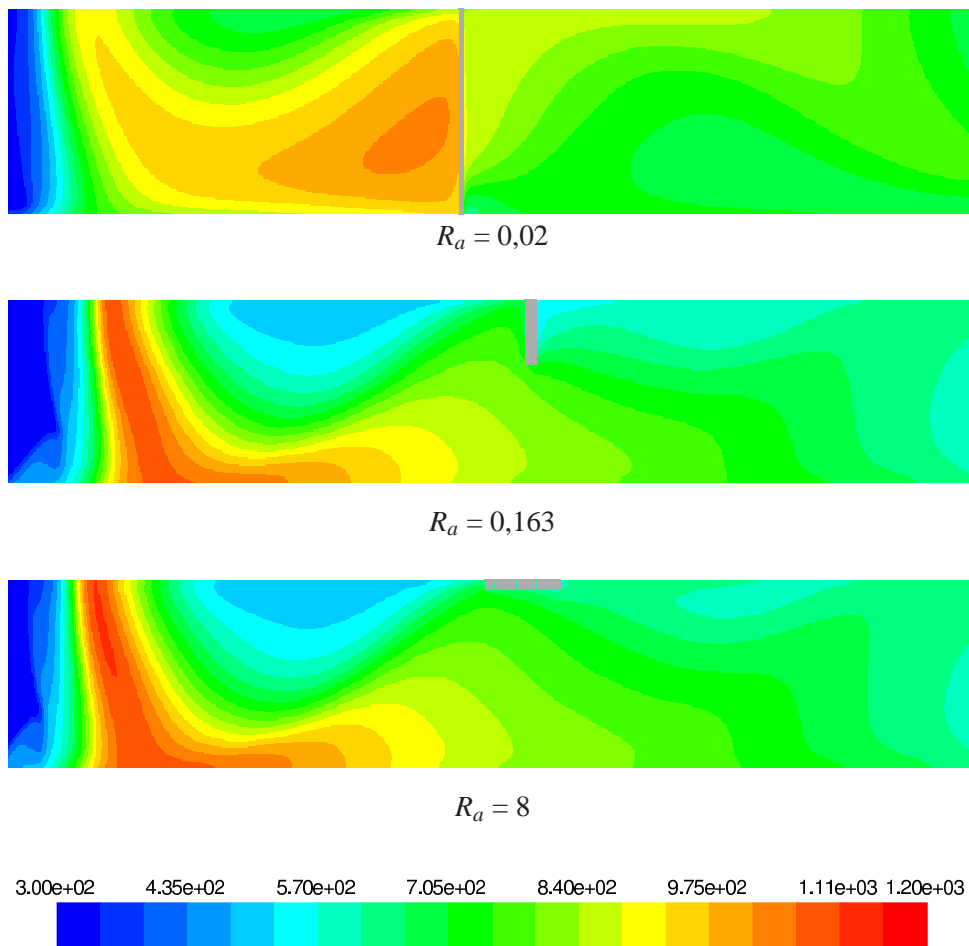


FIG. 4.16 – Comparaison des contours de température sur le plan horizontal $y = 4,95$ m, pour 3 formes de trappes

On remarque également que pour des puissances de foyer et des débits aspirés identiques, la température à proximité du plafond après la trappe est inférieure dans le cas de la fente, confirmant que c'est le cas où le plus de fumées chaudes ont été aspirées dans la gaine.

4.5.2 Lignes de courant

On se pose également la question de l'origine des gaz aspirés dans chacun des cas. Pour cela, on visualise les lignes de courant dans le tunnel. On définit 7 points d'origines tels que montrés sur la figure 4.17.

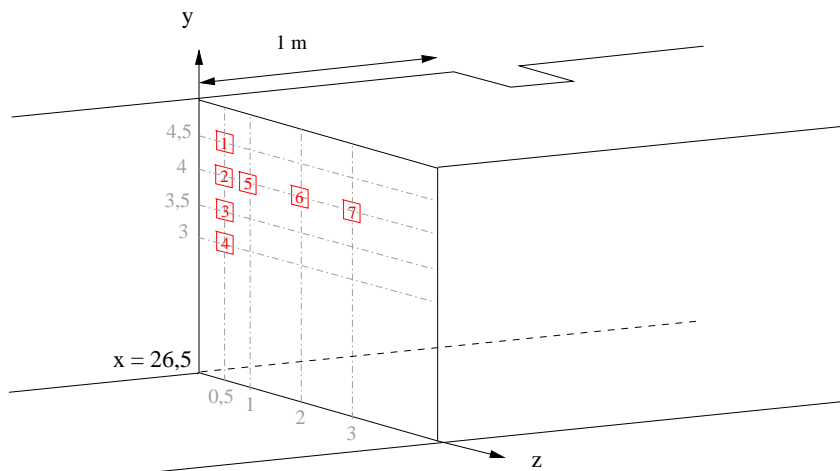


FIG. 4.17 – Position des 7 points d'origine des suivis lagrangiens sur le plan $x = 26,5$ m, en perspective cavalière.

On compare le mouvement des particules selon leur hauteur (selon y) et leur position latérale (selon z) dans les figures 4.5.2 à 4.18.

On remarque que plus une fente est large ($R_a = 0,163$), plus elle aspire des particules éloignées du plan de symétrie, tandis que dans le cas d'une fente dans la longueur ($R_a = 8$), ce sont des particules qui se trouvaient en partie basse qui sont aspirées, provenant de zones où le gaz est plus froid. C'est typiquement du poinçonnement.

A l'inverse, dans le cas de la fente, seules les particules situées directement sous la trappe sont extraites : aucune des particules situées à seulement 1 m sous le plafond n'est aspirée dans la trappe. Comme seul de l'air très chaud est aspiré, les performances de la trappe sont largement accrues.

On suppose que si on augmente la longueur de la trappe (selon l'axe x), les performances vont commencer à baisser et finiront par stagner au niveau de celles observées précédemment. Il serait possible pour la suite de définir la longueur limite de la trappe, à partir de laquelle des particules d'air froid sont aspirées.

Il faut cependant garder à l'esprit que ce genre de dispositif est très difficile à mettre en oeuvre dans la pratique.

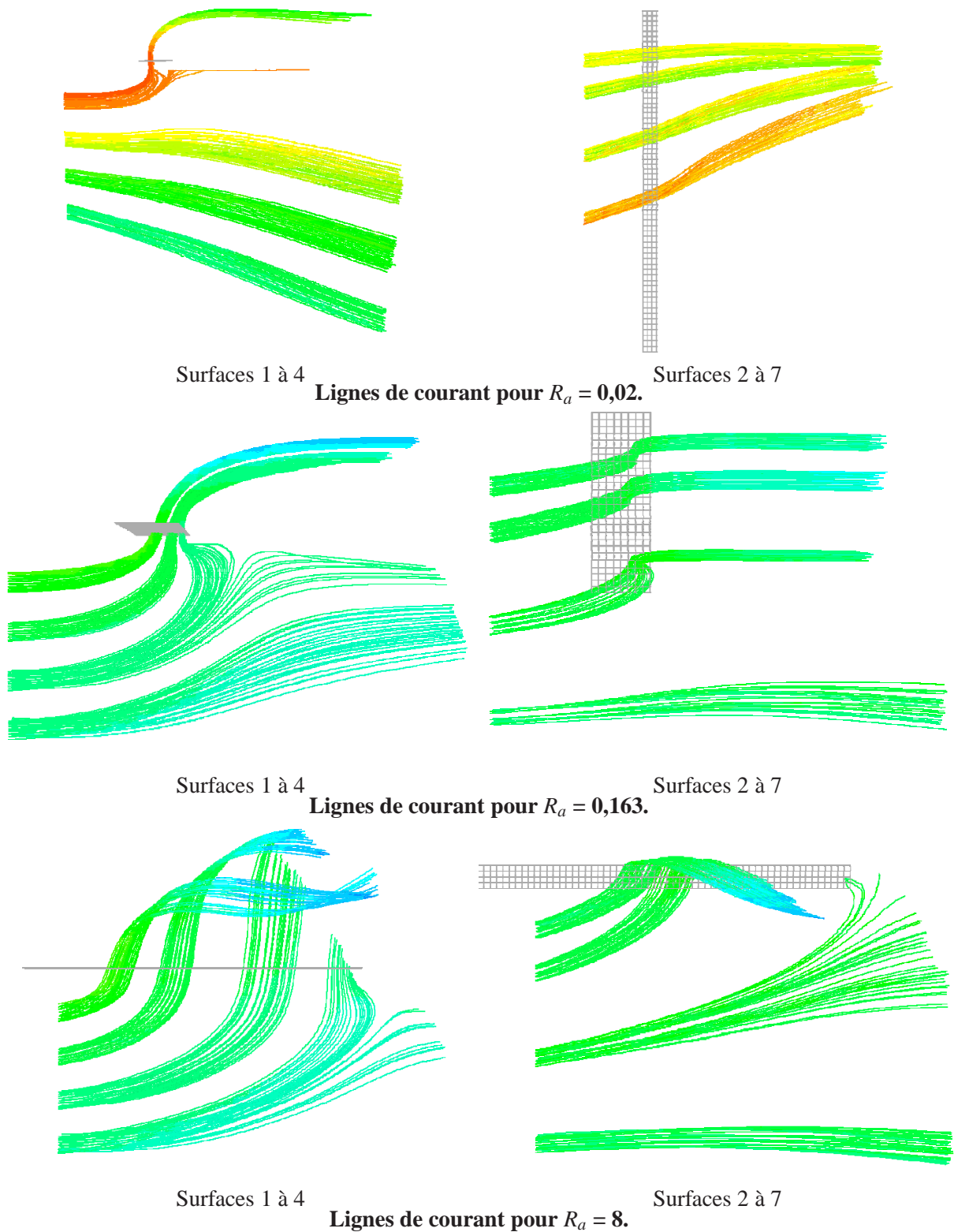


FIG. 4.18 – Comparaison des lignes de courant dans un plan horizontal et un plan vertical, pour 3 formes de trappes différentes.

4.5.3 Trappe avec un déflecteur

Pour éviter le poinçonnement sans avoir recours à des formes de trappes difficiles à mettre en oeuvre comme les fentes, une possibilité pourrait être d'avoir recours à un déflecteur, c'est-à-dire à une plaque de métal suspendue un peu au-dessous de la trappe, qui empêcherait l'air de passer et forcerait l'aspiration des fumées. Ce type de dispositif est utilisé dans quelques réaménagements récents, par exemple dans le tunnel de l'A500 qui relie Nice à Monaco.

L'installation suppose que le déflecteur améliorera les performances de la trappe. Pour vérifier cette hypothèse, on reprend donc le cas avec $\mathcal{D} = 25$ m avec une trappe carrée avec $R_a = 1$ et une vitesse en entrée de 3 m.s^{-1} et on ajoute à 50 cm du plafond un pavé de solide de 10 cm d'épaisseur et de surface carrée de 2 m de côté. On considère que les tiges métalliques qui fixent le dispositif au plafond sont assez fines pour ne pas perturber l'écoulement, ce qui nous permet de ne pas les modéliser. Le nouveau maillage, créé à partir du maillage B, compte maintenant 958 000 mailles.

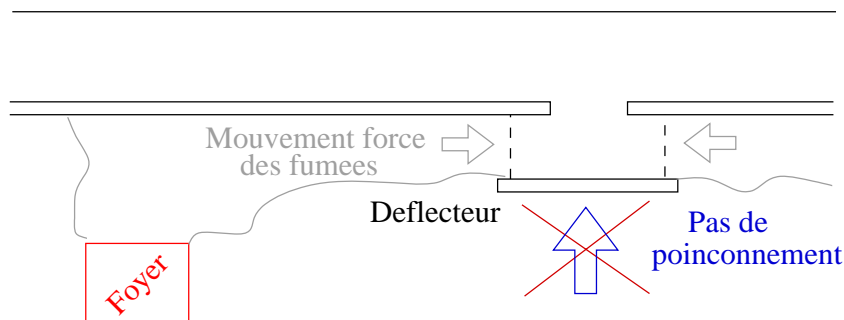


FIG. 4.19 – Modèle avec un déflecteur situé sous la trappe.

Les résultats du calcul sont donnés dans le tableau 4.7 et les images 4.20.

$R_a = 1$	$Q_V \text{ (m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	$Q_M \text{ (kg} \cdot \text{s}^{-1}\text{)}$	$\mathcal{E} \text{ (%)}$	$\mathcal{R} \text{ (%)}$
Avec déflecteur	24,61	11,92	39,6	26,8
Sans déflecteur	21,1	12,22	29,5	19,9

TAB. 4.7 – Efficacité et rendement comparée pour un modèle avec ou sans déflecteur.

Ces résultats sont meilleurs que ceux obtenus sans déflecteur, ce qui semble confirmer que les effets de poinçonnement sont réduits.

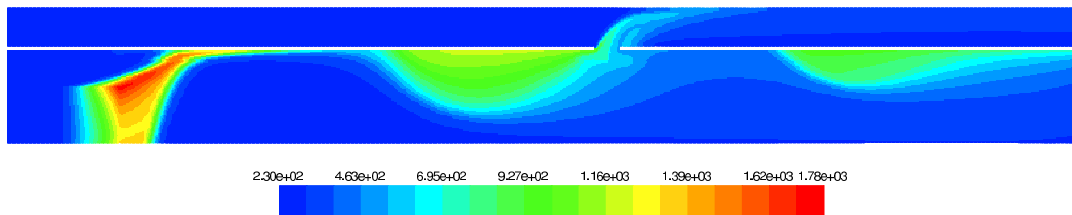


FIG. 4.20 – Contours de température sur le plan de symétrie avec le déflecteur

Ils ne sont pas pour autant totalement éliminés : en effet, lorsque l'on trace les lignes de courant issues des 7 points (4 alignés verticalement avant la trappe, sur la ligne $x = 27,5$ m et 3 alignés horizontalement sous la trappe, sur la ligne $y = 4$ m), on observe que l'air frais situé sous la trappe est aspiré quand même, après avoir contourné le déflecteur par les côtés et par l'avant (voir la figure 4.21).

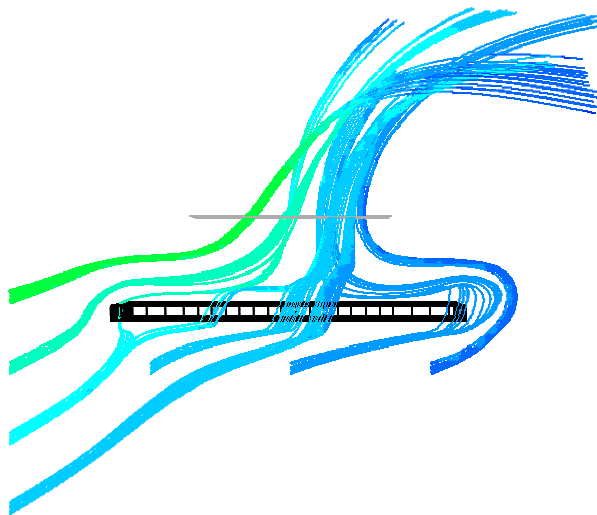


FIG. 4.21 – Lignes de courant issues de divers points situés avant et sous la trappe

Malgré cela, la quantité d'air froid aspiré est diminuée et ce type de dispositif, facile à mettre en place, semble être une bonne idée puisqu'il permet d'augmenter les performances de la trappe.

Son installation suppose tout de même que l'on dispose d'une hauteur sous plafond suffisante, et il n'est pas forcément possible dans tous les tunnels de réduire la hauteur libre.

4.5.4 Trappe verticale

Cette fois, on imagine une configuration visant à profiter des effets de flottabilité des fumées chaudes.

Dans le cas habituel, le tunnel est surplombé sur toute sa largeur par deux gaines : celle qui sert à aspirer les fumées et celle qui sert à apporter de l'air frais en ventilation sanitaire. Dans certains projets de rénovation de tunnels assez courts, on voit apparaître une nouvelle configuration dans laquelle la gaine d'air frais est supprimée et la gaine d'extraction déplacée sur l'un des côtés. Pour aspirer les fumées, les trappes sont alors installées verticalement sur le côté de la gaine.

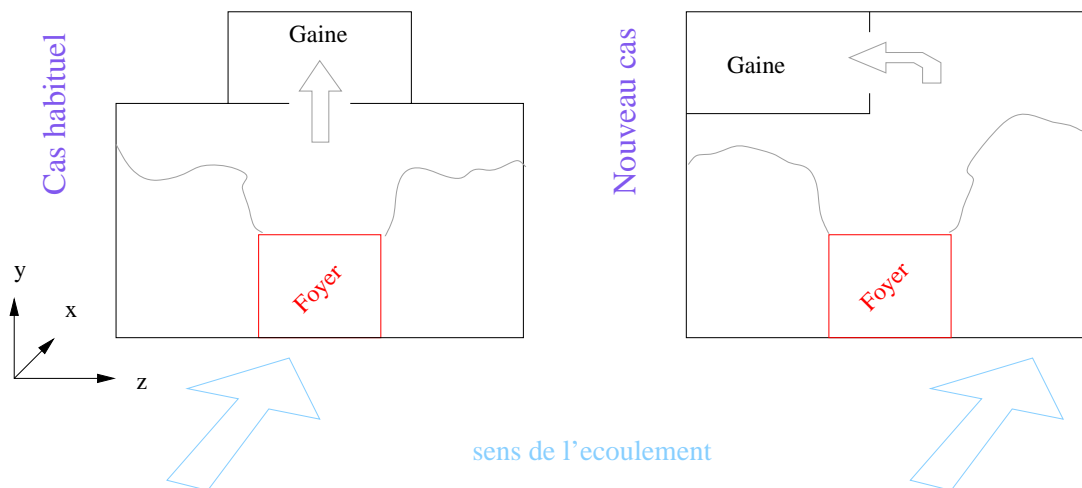


FIG. 4.22 – Configuration avec la gaine à l'intérieur du tunnel et des trappes "verticales"

La méthode présenterait deux avantages. D'une part, les fumées chaudes, en se collant au plafond, se concentrent alors sur une largeur réduite et forment une couche de fumées plus épaisse en face de la trappe, ce qui devrait réduire le poinçonnement (voir la figure 4.22).

D'autre part, l'augmentation de la hauteur sous plafond permet également d'augmenter la hauteur de la couche d'air plus frais pour la fuite des usagers.

En l'absence de gaine d'air frais, ce sont des accélérateurs placés aux têtes du tunnel qui peuvent garantir le renouvellement d'air en ventilation sanitaire ; ces mêmes ventilateurs pouvant être utilisés pour le contrôle du courant d'air lors du désenfumage.

Une telle configuration tend à être de plus en plus souvent proposée lors des études de conception des systèmes de ventilation du fait de l'économie que procure la suppression du système de soufflage réparti d'air frais. On veut donc vérifier les performances d'une trappe dans ce type de configuration .

Les résultats du calcul sont donnés dans le tableau 4.8 et les images 4.23 et 4.25.

$R_a = 1$	Q_V ($\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$)	Q_M ($\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}$)	\mathcal{E} (%)	\mathcal{R} (%)
Trappe verticale	45,45	23,71	34,7	28,7
Trappe horizontale	21,1	12,22	29,5	19,9

TAB. 4.8 – Efficacité et rendement pour le modèle avec trappe verticale

Ces résultats sont meilleurs que ceux obtenus pour la configuration normale, en particuliers le rendement. Ils ne sont cependant pas aussi bons que ceux obtenus avec le déflecteur.

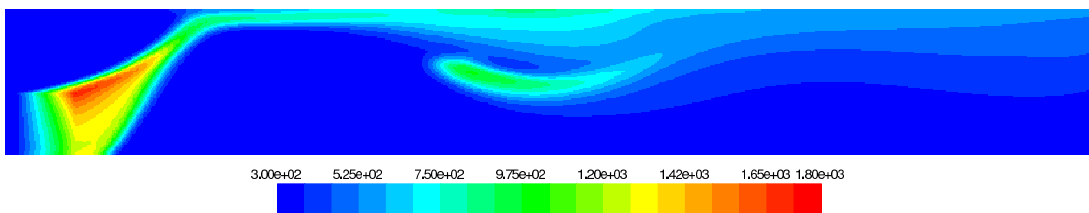


FIG. 4.23 – Contours de température sur le plan central du tunnel pour la cas avec la trappe verticale.

La comparaison des profils de température au centre de l'écoulement avec le cas classique associé (voir la figure 4.24) montre que, dans le cas particulier, la température est beaucoup plus haute en plafond, mais que les conditions à hauteur d'homme sont bien meilleures (température inférieure à 350 K sur environ 2,5 m de hauteur, avant et après la trappe).

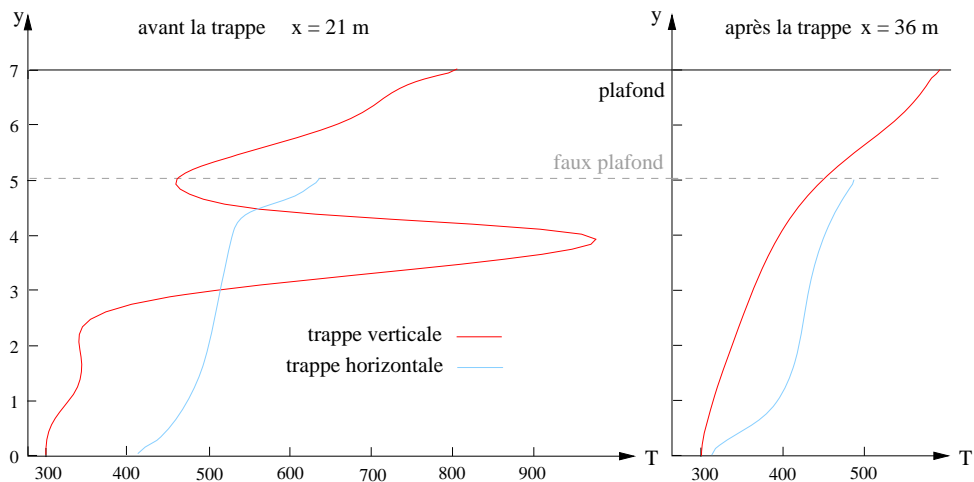
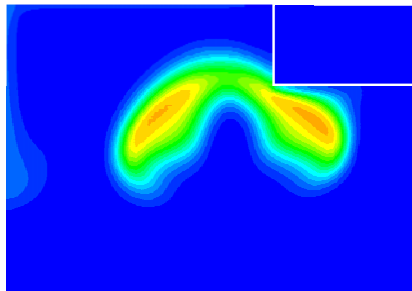
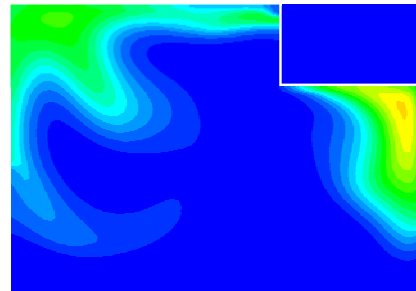


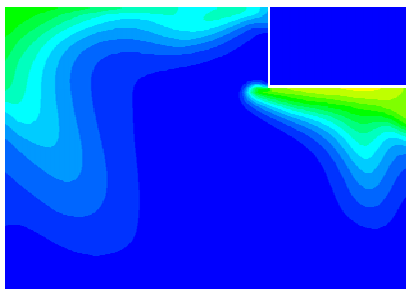
FIG. 4.24 – Profils de température au centre du tunnel, dans le cas avec trappe verticale et dans le cas classique avec faux-plafond, à 7 m avant la trappe et 8 m après.



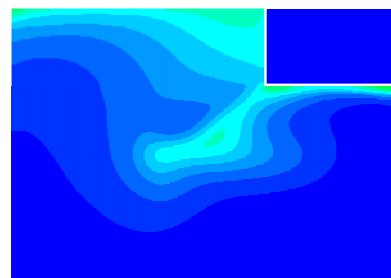
Plan transverse x = 6 m



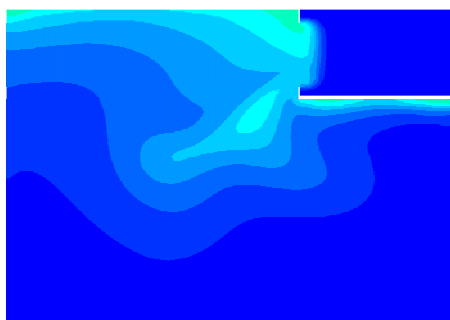
Plan transverse x = 11 m



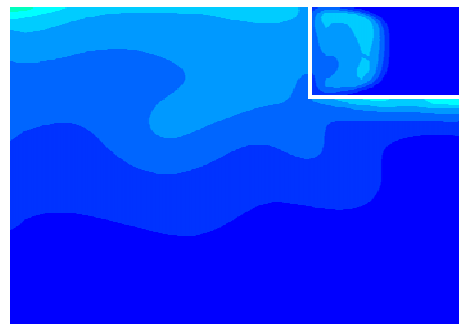
Plan transverse x = 16 m



Plan transverse x = 26 m



Plan transverse x = 28 m (dans la trappe)



Plan transverse x = 31 m

FIG. 4.25 – Coupes transverses de l'écoulement avec la gaine à l'intérieur du gabarit et la trappe verticale à plusieurs distances du foyer, pour $V_e = 3 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$, $\mathcal{D} = 25 \text{ m}$ et $R_a = 1$.

L'observation des coupes transverses montre la dissymétrie de l'écoulement. L'un des deux tourbillons contrarotatif qui s'élèvent à l'aval de l'incendie (visible pour $x = 6$ m) est contrarié dans son développement et s'écrase sous la gaine, tandis que l'autre monte jusqu'à l'angle du tunnel ($x = 11$ m). Il faut ensuite un peu moins 15 m pour que les deux tourbillons se rejoignent en laissant de l'air plus frais remonter le long du mur de gauche. La coupe transverse au centre la trappe (pour $x = 28$ m), montre alors bien un léger poinçonnement de l'air moins chaud situé à gauche.

Pour éviter ce problème dû à la dissymétrie, on pourrait imaginer de séparer la gaine en deux, et de répartir l'aspiration sur les deux côtés du tunnel.

Rappelons que ce système est utilisé en général quand l'apport d'air frais est remplacé par un contrôle plus actif du courant d'air : sa vitesse étant alors réduite, les performances devraient être améliorées. Cependant, il faut noter que l'absence de gaine d'air frais est susceptible de poser un problème pour les pompiers, qui peuvent s'en servir lorsqu'ils combattent l'incendie, pour puiser de l'air frais en dernier recours, si leurs équipements respiratoires sont défectueux.

4.6 Conclusion

L'étude du cas à une seule trappe a porté sur trois paramètres : la vitesse du courant d'air, la distance séparant la trappe du foyer et la forme de la trappe. Elle nous a permis de mettre en évidence que le paramètre le plus d'influent sur les performances du système est la vitesse longitudinale du courant d'air, alors que le rapport d'aspect (c'est à dire la forme de la trappe) pour une section donnée n'a que peu d'influence.

L'étude de cas limites a montré que le poinçonnement influe grandement sur les performances mais certains des dispositifs imaginés pour le contrer (en particulier les fentes, qui procurent le gain le plus significatif) seraient difficiles à mettre en oeuvre sur des tunnels déjà existants (gros travaux de génie civil, etc...).

On confirmera donc l'importance de contrôler le courant d'air et donc l'importance de développer les moyens pour y parvenir même si leur mise en place est également délicate et coûteuse.

Modèle à 8 trappes

On a vu dans le premier chapitre, que le système de ventilation transversale se découpe en cantons de 6 à 10 trappes. En fonction de l'emplacement de l'incendie, on actionne l'ouverture des trappes de l'un ou l'autre des cantons, à distance.

Chaque trappe ayant une influence sur l'écoulement, on s'intéresse maintenant à un canton de désenfumage complet, pour comparer des résultats plus proches de la réalité.

5.1 Description du dispositif

Dans le cas d'un tunnel urbain, ces derniers comportent 8 trappes réparties tous les 50 m, comme sur la figure 5.1.

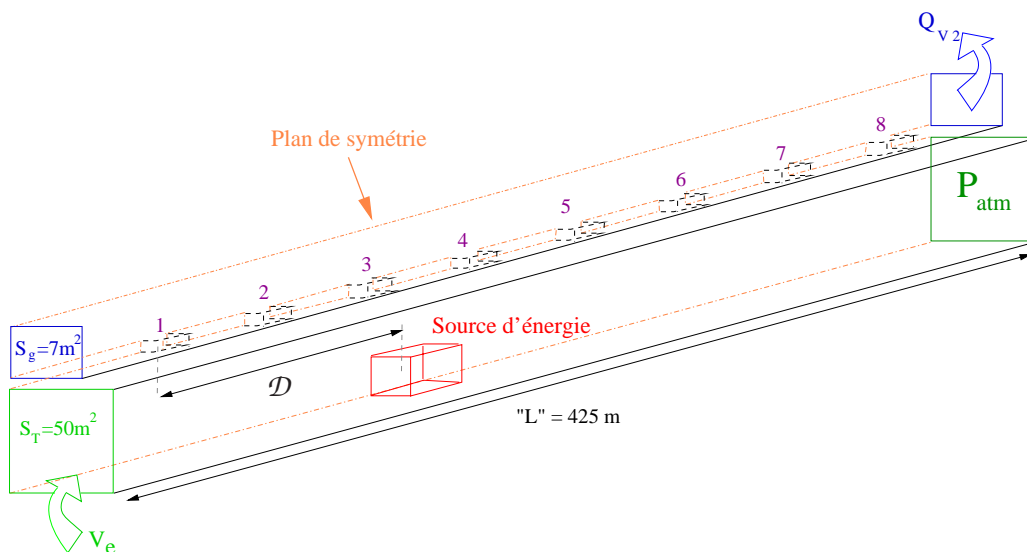


FIG. 5.1 – Description du dispositif à 8 trappes

Comme pour le modèle à une trappe, on fait en sorte que la distance séparant l'entrée de la première trappe soit suffisante pour que l'écoulement ne soit pas perturbé par la condition de débit massique en entrée, d'où $\mathcal{E} = 50$ m. De même, la distance entre la dernière trappe et la sortie doit être suffisante pour que la condition de pression ne perturbe pas l'écoulement, d'où $\mathcal{F} = 25$ m. Ces deux précautions portent la longueur totale du domaine \mathcal{L} à 425 m.

La section du tunnel, celle de la gaine et la surface des trappes restent inchangées, la puissance du foyer reste 30 MW, les parois sont toujours adiabatiques et les paramètres du solveur sont ceux établis précédemment. Le débit volumique extrait à l'aval de la gaine est toujours $Q_{V_2} = 110 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ (le débit réglementaire de $80 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, majoré pour une vitesse de courant d'air non contrôlé de $3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, voir Chapitre 1). Cette fois, la gaine est condamnée à l'amont.

Plan d'expérience

Sur les 3 paramètres étudiés sur le cas à une trappe, on laisse dans un premier temps de côté la forme de la trappe, puisqu'on a montré précédemment qu'elle n'avait que peu d'influence sur les performances. On fixe donc $R_a = 0,5$ pour toutes les trappes et on ne s'intéresse qu'à la vitesse V_e du courant d'air en entrée et à la distance \mathcal{D} entre la première trappe et le foyer.

On choisit différentes valeurs pour V_e à savoir 2, 3 et $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ mais on a aussi la possibilité de changer le sens de l'écoulement pour deux vitesses, par exemple 1 et $4 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$. On se souviendra dans le cas d'une vitesse faible, il faut vérifier que la condition d'entrée ne perturbe pas le phénomène de backlayering.

On pourra placer le foyer sur trois positions possibles : la première à l'entrée du tronçon, entre les trappes 1 et 2, la deuxième au centre du tronçon, entre les trappes 4 et 5, et la dernière au niveau de la sortie, entre les trappes 6 et 7 par exemple. Pour ces cas, \mathcal{D} vaut respectivement 25, 175 et 275 m.

De la même manière que pour le cas à une trappe, essayer toutes les combinaisons serait trop long (20 cas) et sans doute plus difficile à interpréter. On se servira donc à nouveau d'un cas moyen ($V_e = 3 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$, $\mathcal{D} = 175$ m) et on ne modifiera qu'un paramètre à la fois, comme sur le plan d'expérience 5.2.

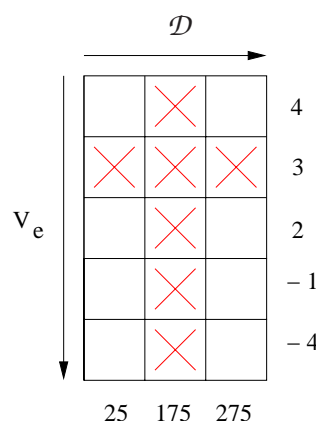


FIG. 5.2 – Plan d'expérience utilisé dans le cas à 8 trappes

5.2 Maillage

On ne modélise à nouveau qu'un demi-domaine. On place côte à côte 7 blocs de maillage, chacun comptant une trappe, et un autre, dans lequel on dessine le foyer. C'est ce huitième bloc qu'on déplace pour faire varier la position du foyer. Le maillage est tel que décrit sur la figure 5.4 et, pour ne pas saturer la machine de calcul, ne compte au total que 2 211 000 mailles hexaédriques.

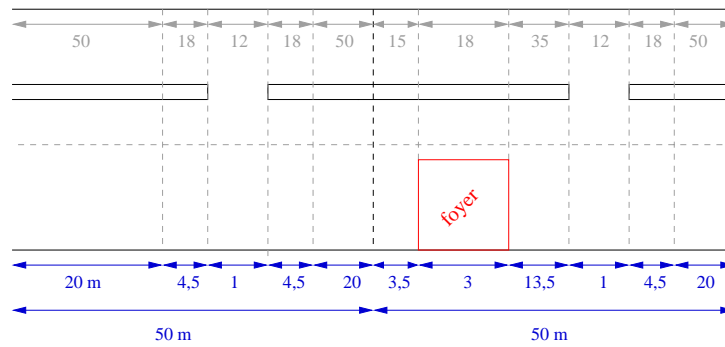


FIG. 5.3 – Schéma du maillage de deux blocs du modèle à 8 trappes (bloc normal et bloc foyer).

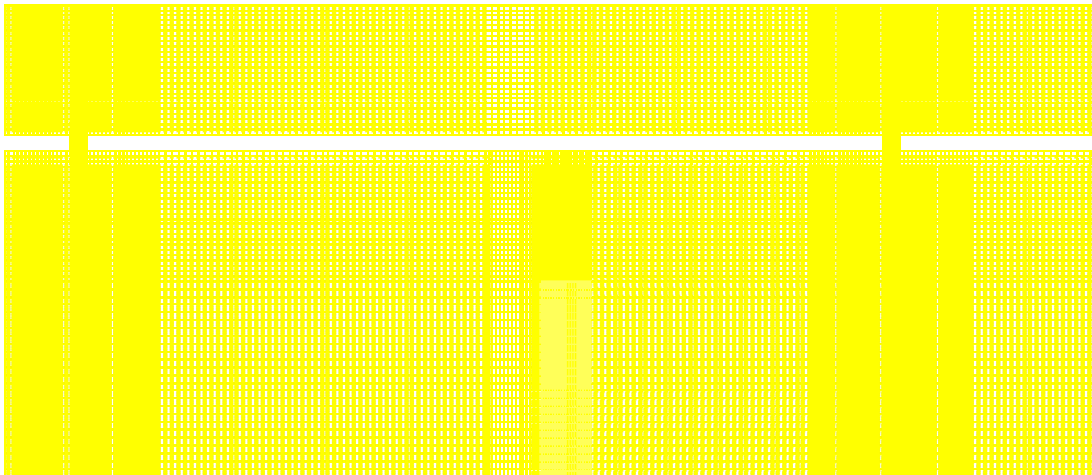


FIG. 5.4 – Détail du maillage, autour du foyer, étiré dans la hauteur pour une meilleure lisibilité.

5.3 Influence de la vitesse

On teste 5 vitesses de courant d'air, pour $\mathcal{D} = 175$ m. Dans trois cas le courant d'air est dans le même sens que l'aspiration : 2,3 et 4 m.s^{-1} et dans deux autres, il est en sens inverse : -1 et -4 m.s^{-1} .

Les résultats numériques sont donnés dans le tableau 5.1 et les courbes 5.5. Les contours de température sont comparés dans les figures 5.6.

V_e (m/s)	-4	-1	2	3	4
$Q_{M_{total}}$ (kg.s ⁻¹)	65,7	65	66,4	67,4	68,1
$Q_{V_{total}}$ (m ³ .s ⁻¹)	67,8	82,3	90	83,9	77,7
\mathcal{E}	36	76	94	75	58
\mathcal{R}	24	52	63,5	51	39

TAB. 5.1 – Comparaison des résultats pour les 5 vitesses de courant d'air (dont deux sont dans le sens inverse à celui dans la gaine), $\mathcal{D} = 175$ m

Comme dans le cas avec une trappe, c'est lorsque la vitesse est la plus basse (2 m.s⁻¹) que les résultats sont les meilleurs. Non seulement l'efficacité est la plus élevée (94%), mais les conditions dans le tunnel sont également plus sûres. En effet, le fait qu'une partie de la fumée remonte à l'amont du courant d'air permet aux conditions de s'améliorer à partir de l'avant-dernière trappe. Cela contribue à nous persuader que le contrôle du courant d'air est un facteur décisif.

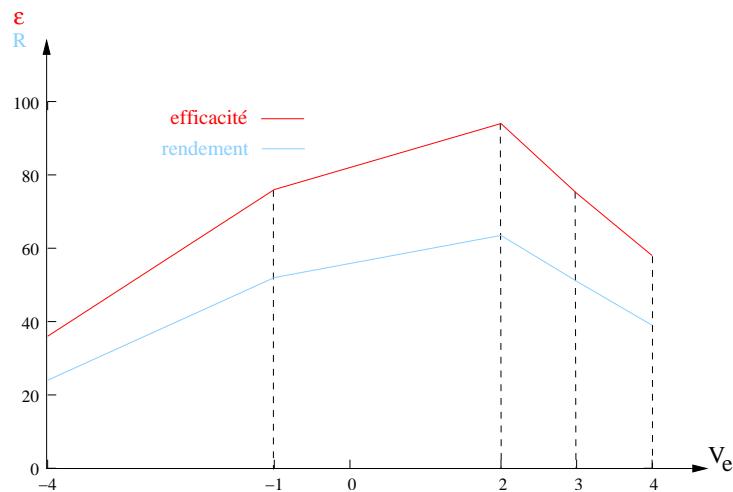


FIG. 5.5 – Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la vitesse du courant d'air à l'entrée du tunnel

Les cas où le courant d'air circule en sens inverse montrent des performances moins bonnes. Si on compare les deux cas avec une vitesse de 4 m.s⁻¹, on voit une baisse significative des résultats. Cela s'explique par le fait que dans notre cas le réseau n'est pas équilibré, c'est-à-dire que les trappes les plus proches de la sortie de la gaine (donc du ventilateur) aspirent un débit plus important que celles qui sont vers l'entrée. Dans le cas d'une vitesse inversée, les fumées sont poussées vers les trappes qui extraient le débit le plus faible, tandis que les trappes ayant le débit le plus fort n'aspirent presque que de l'air frais.

Ceci montre l'importance d'équilibrer l'aspiration sur toutes les trappes.

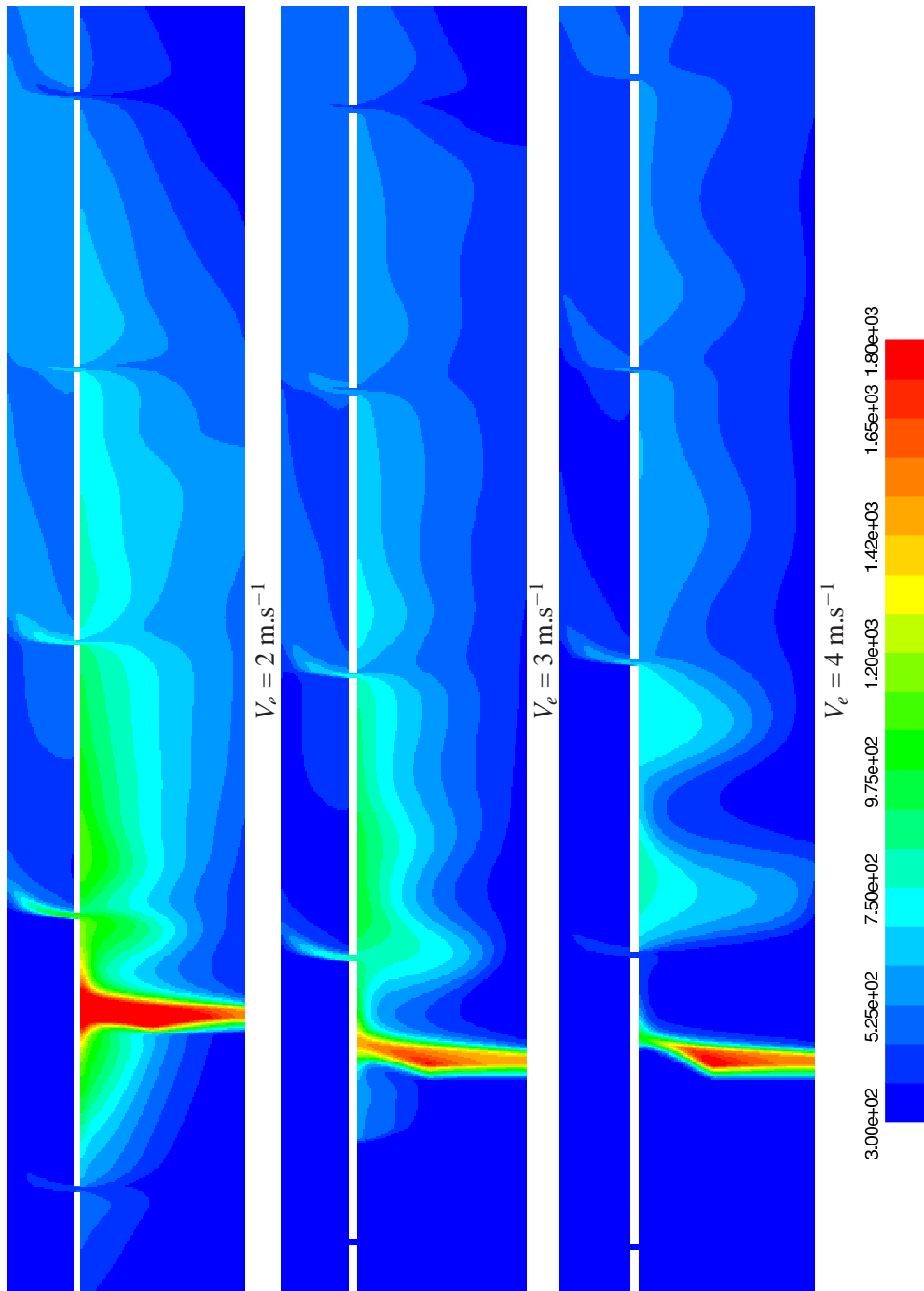


FIG. 5.6 – Comparaison des contours de température dans le plan de symétrie pour 3 vitesses de courant d'air et $\mathcal{D} = 175 \text{ m}$. L'échelle a été modifiée pour une meilleure lisibilité

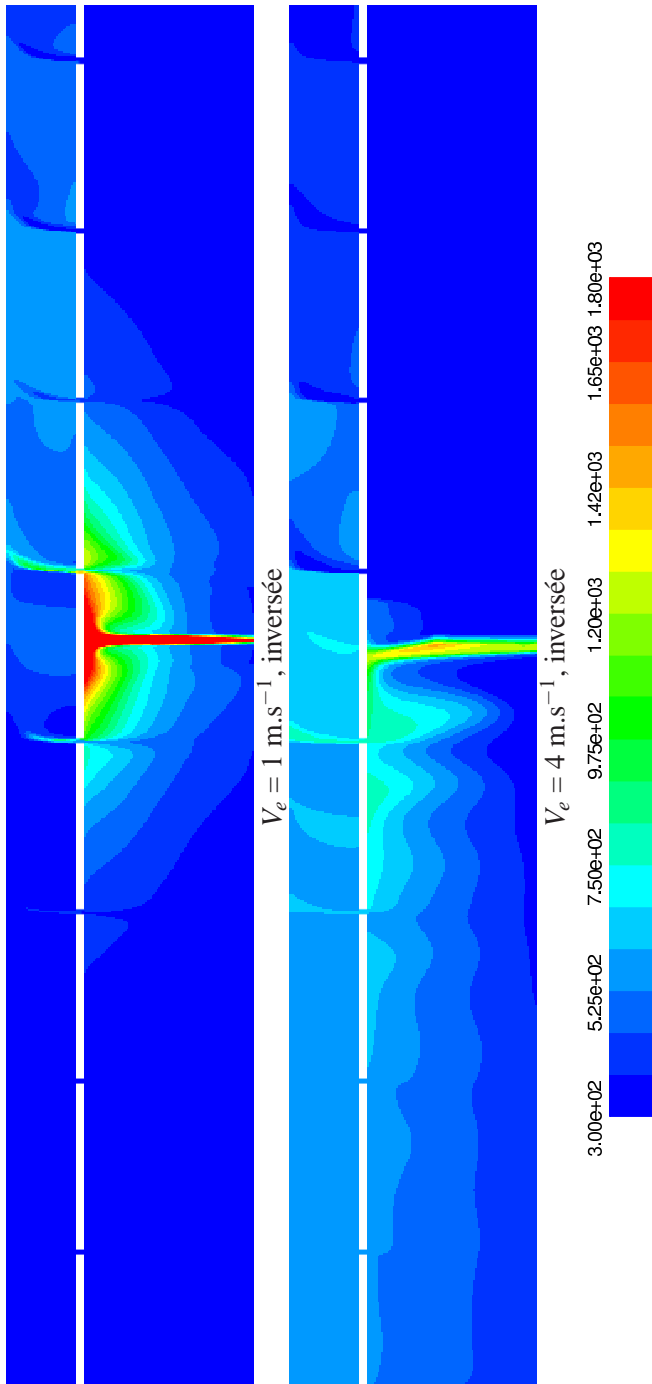


FIG. 5.7 – Comparaison des contours de température dans le plan de symétrie pour 2 vitesses de courant d'air, soufflant dans la direction contraire à celle de l'aspiration dans la gaine

5.4 Influence de la distance

On rappelle que dans ce cas, on définit la position du foyer comme la distance \mathcal{D} qui le sépare de la première trappe du domaine. On teste trois positions : le foyer situé entre les trappes 1 et 2 ($\mathcal{D} = 25$ m), 4 et 5 ($\mathcal{D} = 175$ m), 6 et 7 ($\mathcal{D} = 275$ m), avec $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$.

Les résultats numériques sont donnés dans le tableau 5.2 et les courbes 5.8. Les contours de température sont comparés dans les figures 5.9.

\mathcal{D} (m)	25	175	275
$Q_{M_{total}}$ (kg.s^{-1})	67,4	67,4	66,4
$Q_{V_{total}}$ ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)	85,54	83,9	79,4
\mathcal{E}	79,7	75	63,1
\mathcal{R}	53,84	50,7	42,6

TAB. 5.2 – Comparaison des résultats pour 3 différentes positions du foyer

On observe naturellement que les performances sont meilleures lorsque 7 des 8 trappes sont à l'aval du foyer et que le maximum de trappes peut aspirer les fumées. Cependant, on remarque que les conditions dans le tunnel ne sont pas très bonnes dans ce cas là.

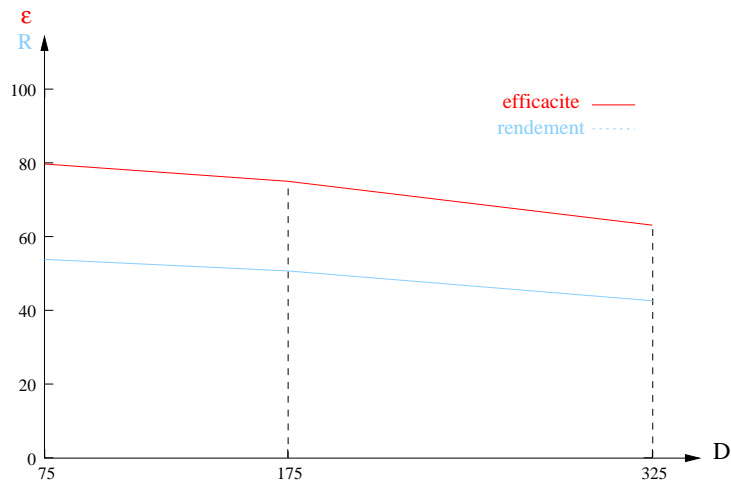


FIG. 5.8 – Courbes d'efficacité et de rendement pour le système complet, en fonction de la distance entre le foyer et l'entrée du tunnel

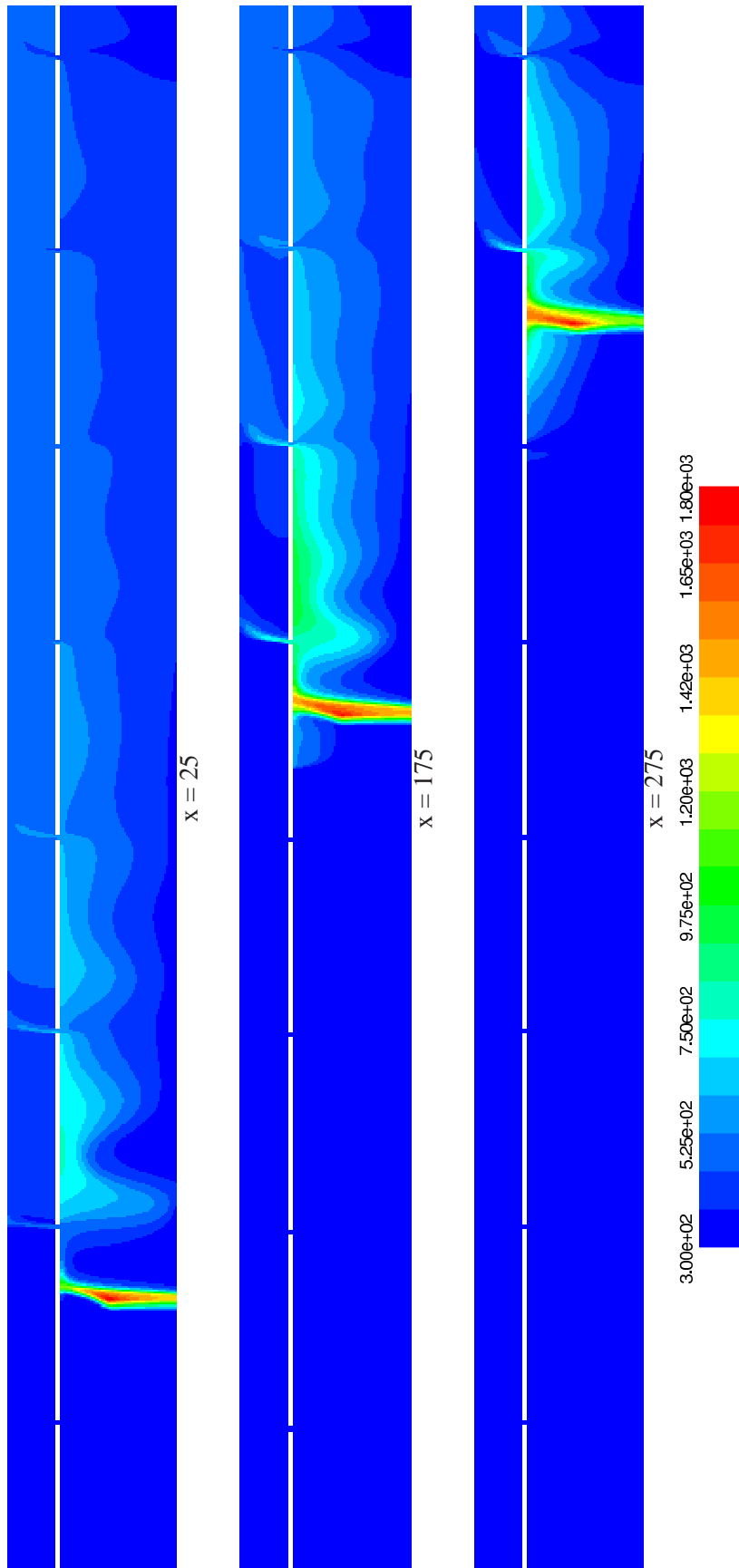


FIG. 5.9 – Comparaison des contours de température pour 3 positions du foyer, $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$.

Il s'avère intéressant, dans le cas où la position du foyer varie, de s'intéresser de près à l'efficacité de chaque trappe. Pour cela, on reporte sur un même graphique 5.10 l'efficacité de chacune des 8 trappes dans les trois cas.

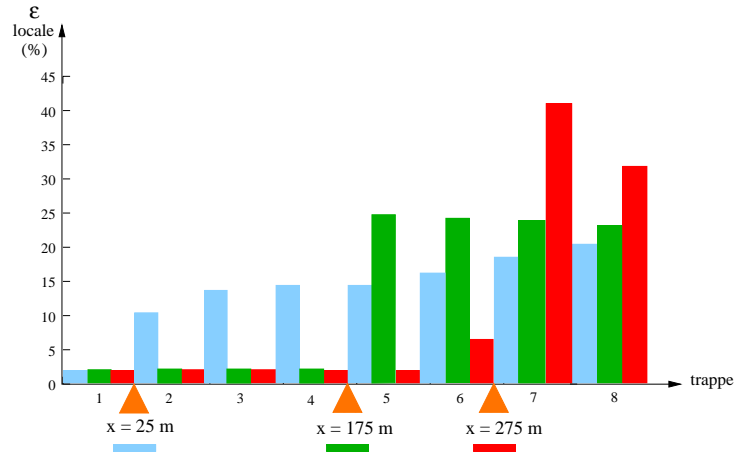


FIG. 5.10 – Comparaison de l'efficacité de chacune des 8 trappes pour les trois positions du foyer.

Dans le cas où le foyer est à l'entrée du canton, les 7 trappes situées après lui ont à peu près la même efficacité (13 à 20 %) alors que dans le cas où le foyer est à la sortie, seules deux trappes ont une efficacité significative mais elle est très élevée (32 à 40 %).

Ceci s'explique en observant la figure 5.11 sur laquelle on trace les courbes de vitesse moyenne dans le tunnel pour ces deux cas.

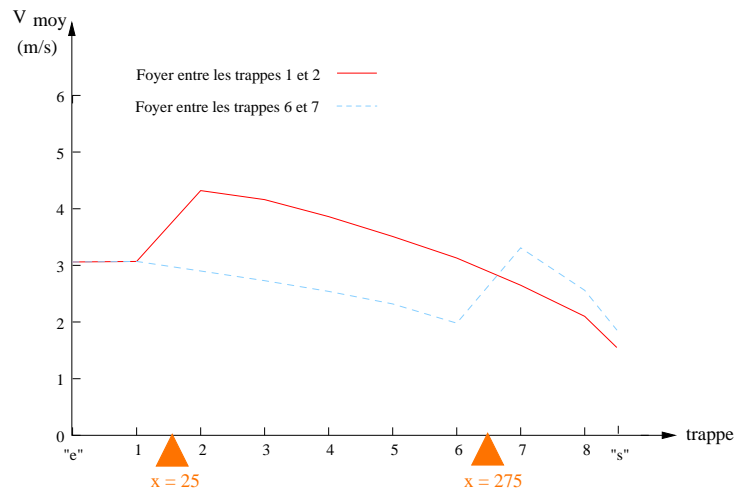


FIG. 5.11 – Vitesse moyenne dans le tunnel pour 2 positions du foyer : en entrée ou en sortie.

Dans les deux cas, on observe que la vitesse du courant d'air diminue le long du tunnel, en raison de la perte de débit aspiré dans les trappes. On remarque également des pics de vitesse après le foyer en raison de la dilatation due à l'incendie.

Dans le cas où le foyer est à l'entrée du tunnel ($\mathcal{D} = 25$ m), on peut lire une vitesse de courant d'air après la première trappe de près de 3 m.s^{-1} , puis le pic de vitesse au niveau du foyer et enfin la décélération du courant d'air dû aux pertes de débit.

A l'inverse, dans le cas où le foyer est proche de la sortie du tunnel, ($\mathcal{D} = 275$ m), on observe d'abord la décélération du courant d'air due à l'extraction, de telle sorte que la vitesse à l'arrivée sur le foyer (mesurée au niveau de la trappe 6) est déjà inférieure à 2 m.s^{-1} .

Les premières trappes, en apparence inactives, participent donc au contrôle du courant d'air et influencent l'efficacité. En effet, c'est cette vitesse réduite du courant d'air sur le foyer qui permet d'avoir près de 40% d'efficacité dans la trappe 7. Les performances d'une seule trappe dépendent donc beaucoup de celles qui l'entourent.

Ceci montre à nouveau, s'il était encore besoin, la nécessité de contrôler le courant d'air.

5.5 Influence du nombre de trappes à surface totale constante

Dans plusieurs projets (par exemple dans le tunnel du Fréjus), les bureaux d'études se sont posé la question de l'intérêt de diminuer le nombre de trappes tout en augmentant leur surface, afin de créer des points d'extraction massive. On veut donc comparer l'efficacité d'un modèle à 8 trappes de 1 m^2 de section et d'un modèle de 4 trappes de 2 m^2 de section.

Le nouveau modèle mesure 425 m comme le précédent, la première trappe est située à 50 m de l'entrée du tunnel et les suivantes sont placées à 100 m l'une de l'autre. Dans les deux cas, les trappes ont la même forme : $R_a = 0,5$.

On teste le maillage pour 3 vitesses d'entrée : 2, 3 et 4 m.s^{-1} . Le foyer est situé à $\mathcal{D} = 175$ m de la première trappe, c'est-à-dire qu'il y a deux trappes de chaque côté.

Les résultats numériques sont donnés dans le tableau 5.3 et les courbes 5.13. Les contours de température sont comparés dans les figures 5.12.

V_e (m/s)	2	3	4
$Q_{M_{total}}$ (kg.s^{-1})	65,09	66,89	65,74
$Q_{V_{total}}$ ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)	78,41	80,53	80,87
\mathcal{E}	65,73	66,1	64
\mathcal{R}	44,3	44,7	43,2

TAB. 5.3 – Comparaison des résultats du modèle à 4 trappes pour 3 différentes vitesses de courant d'air, $\mathcal{D} = 175$ m

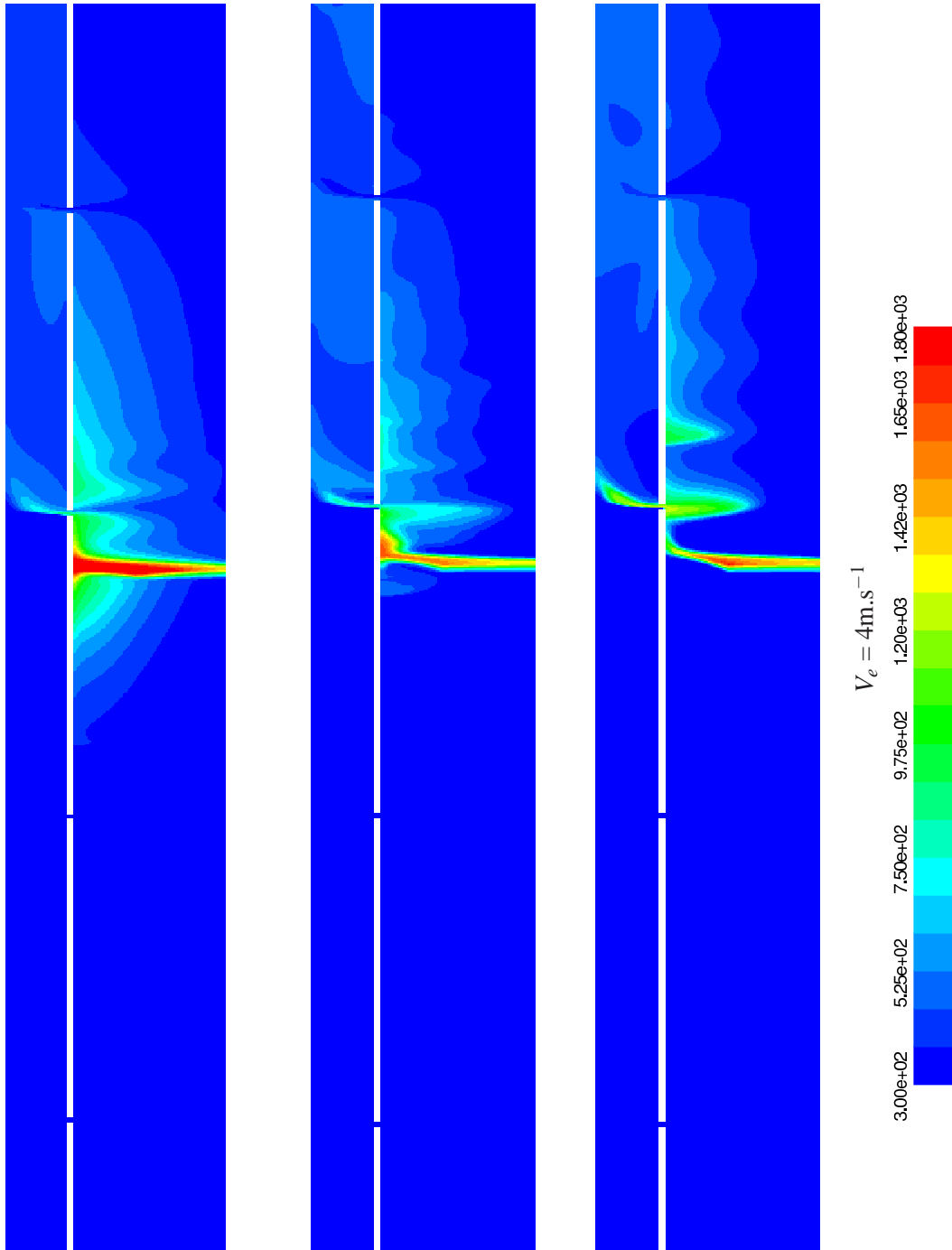


FIG. 5.12 – Comparaison des contours de température dans le plan de symétrie pour 3 vitesses de courant d'air et $\mathcal{D} = 175$ m.

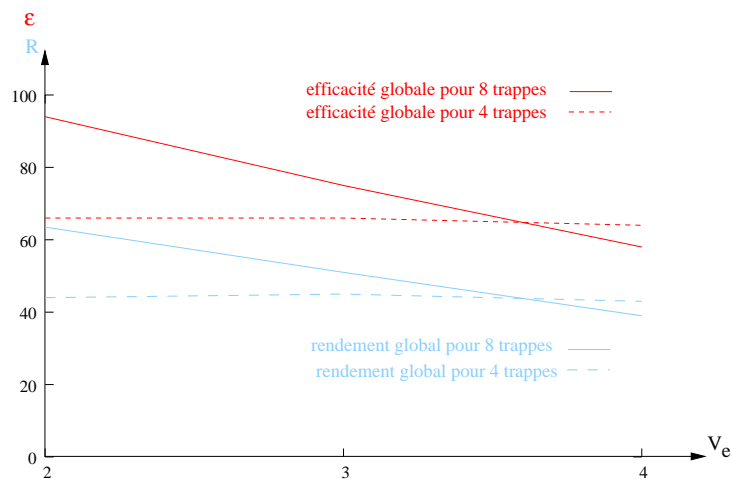


FIG. 5.13 – Comparaison des courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la vitesse du courant d'air à l'entrée du tunnel dans les dispositifs à 4 et 8 trappes

On observe tout d'abord que les performances ne diffèrent que très peu d'un cas à l'autre, ce qui semble montrer que l'extraction par grandes trappes est moins sensible aux variations de vitesse de courant d'air.

L'observation des efficacités locales dans les 3 cas (figure 5.14) montre que quelle que soit la vitesse, seules les deux trappes à l'aval du foyer ont des performances significatives. Dans les deux premiers cas les valeurs sont équivalentes. Dans le cas à 4 m.s^{-1} , l'efficacité de la troisième trappe est plus basse mais cette diminution est compensée par une augmentation d'autant dans la dernière trappe.

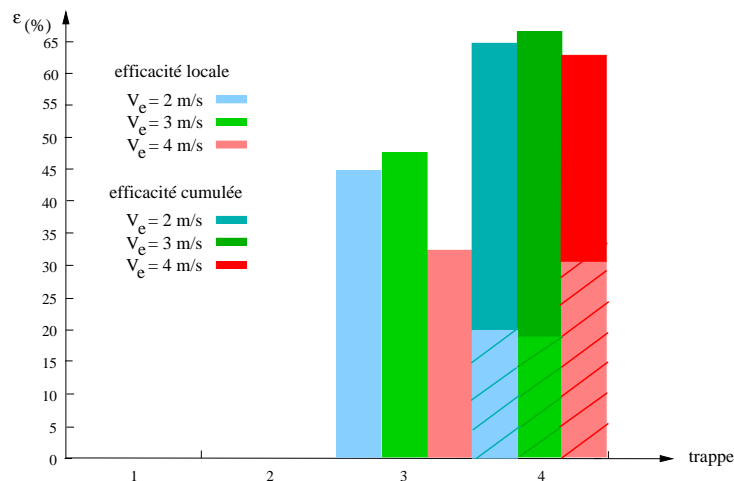


FIG. 5.14 – Comparaison de l'efficacité de chacune des 4 trappes pour les trois vitesses de courant d'air lorsque le foyer est à 175 m de la première trappe

En comparant ces résultats avec ceux obtenus pour 8 petites trappes, on remarque que pour les grandes vitesses de courant d'air (à partir de 3 m.s^{-1}), les performances sont meilleures avec les 4 grandes trappes. A l'inverse, pour des faibles vitesses de courant d'air, on perd de l'efficacité en diminuant le nombre de trappes activées. L'intérêt des grandes trappes dépend donc de la capacité du reste du système à contrôler le courant d'air.

5.6 Influence de l'encombrement

Dans cette partie, on s'intéresse à la présence des véhicules dans le tunnel. Dans les études, on suppose en général que les objets encombrants perturbent l'écoulement des fumées et augmentent les risques de destratification. On souhaite donc vérifier cette hypothèse et mesurer son influence sur les performances du système de ventilation.

On se place à nouveau dans un tronçon de 425 m à 8 trappes, identique à celui décrit en début de chapitre, mais en modélisant cette fois-ci les deux voies de circulation, c'est-à-dire qu'il n'y a plus de condition de symétrie. En effet, on s'intéresse dans ce cas aux véhicules ; en faisant l'hypothèse qu'il s'agit d'un tunnel bidirectionnel, ces derniers peuvent être situés de part et d'autre de la chaussée.

On néglige ici la présence des voitures, qui sont suffisamment basses pour ne pas gêner l'écoulement, et on s'intéresse aux seuls camions puisqu'ils sont particulièrement encombrants. Ceux modélisés ici ont des dimensions usuelles et mesurent 25 m de long, 4 m de haut et 2,5 m de large, soit un volume total de 250 m^3 . Pour simuler les roues, on surélève simplement les blocs de 50 cm, ce qui revient à négliger la largeur des pneus devant l'encombrement du reste du camion. Il ne reste donc plus, pour ce tunnel d'un gabarit de 5 m, que 50 cm au-dessus des camions pour que l'air et les fumées circulent.

On place en tout 6 camions dans ce tronçon de tunnel, comme représenté sur la figure 5.15. Le foyer de l'incendie est placé dans le 3ème camion (en rouge sur la figure), c'est à dire que $\mathcal{D} = 175 \text{ m}$.

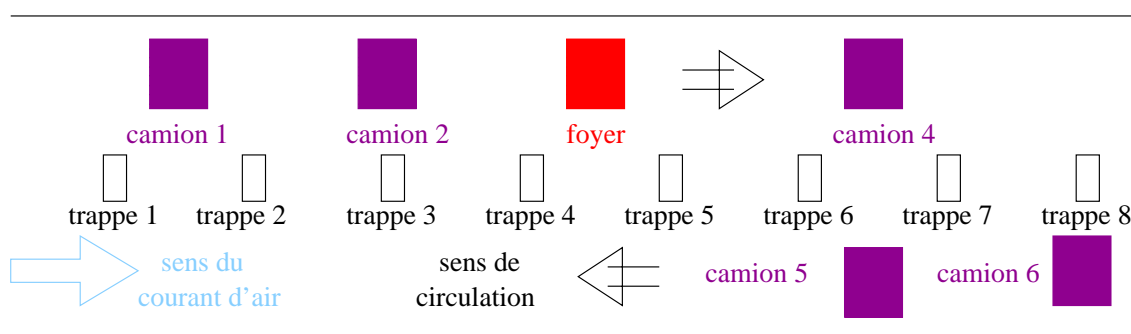


FIG. 5.15 – Configuration (vue de dessus) du modèle à 8 trappes avec 6 camions

On créé un nouveau maillage, raffiné avant et après chaque trappe ainsi qu'autour de chaque camion (en particulier au dessus et au dessous). Le nouveau maillage (montré sur les figures 5.16) compte un peu plus de 1 660 000 mailles.

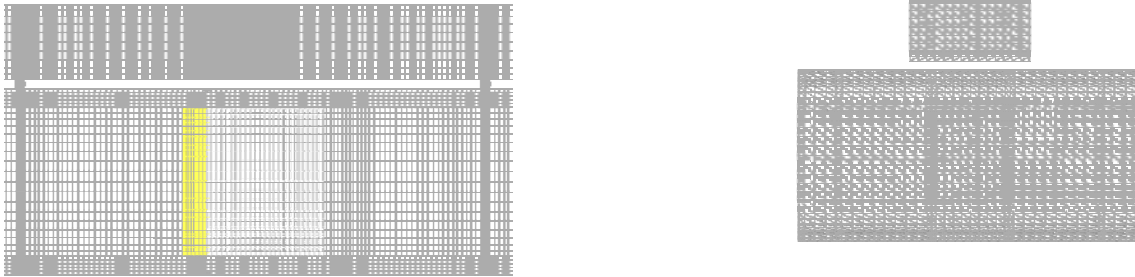


FIG. 5.16 – Images de face et de profil du maillage utilisé dans le cas avec les camions

Pour rapprocher ce cas de celui sans encombrement, la source d'énergie placée ici doit non seulement avoir la même puissance, mais aussi la forme. Pour cela, ce ne sera pas tout le camion qui brûle mais seulement la cabine, sur un volume de 25 m^3 , avec une source de chaleur de 1 MW.m^{-3} , soit 25 MW au total (à comparer avec la source d'énergie de 27 m^3 et dégageant une puissance de 27 MW qu'on avait précédemment). Le reste de ce camion sera considéré comme un élément solide et à surface adiabatique.

La vitesse du courant d'air en entrée est de 3 m.s^{-1} et le débit massique total extrait est de 132 kg.s^{-1} , comme dans le cas sans encombrement. On aspire donc 75 % du débit entrant.

Les résultats, après 5 minutes de temps calculé, sont donnés dans la première ligne du tableau 5.4 et les coupes 5.17. Ces résultats sont à comparer avec ceux obtenus sans encombrement, dans la seconde ligne du tableau.

Cas	$Q_{M_{total}} \text{ (kg.s}^{-1}\text{)}$	$Q_{V_{total}} \text{ (m}^3\text{.s}^{-1}\text{)}$	\mathcal{E}	\mathcal{R}
Avec encombrement	137,9	177,6	93	57
Sans encombrement	134,8	167,8	75	51

TAB. 5.4 – Comparaison des résultats dans les cas avec et sans camions pour $\mathcal{D} = 175 \text{ m}$ et $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$

On remarque une augmentation des performances, en particuliers pour l'efficacité. Pour interpréter ce résultat, on s'intéresse aux phénomènes locaux.

On observe tout d'abord à l'efficacité locale, sur la figure 5.18. Dans le cas sans encombrement, les quatre premières trappes ne contribuaient pas à l'efficacité tandis que les quatre dernières trappes avaient à peu près la même efficacité de 20%. Ce n'est plus le cas avec l'encombrement.

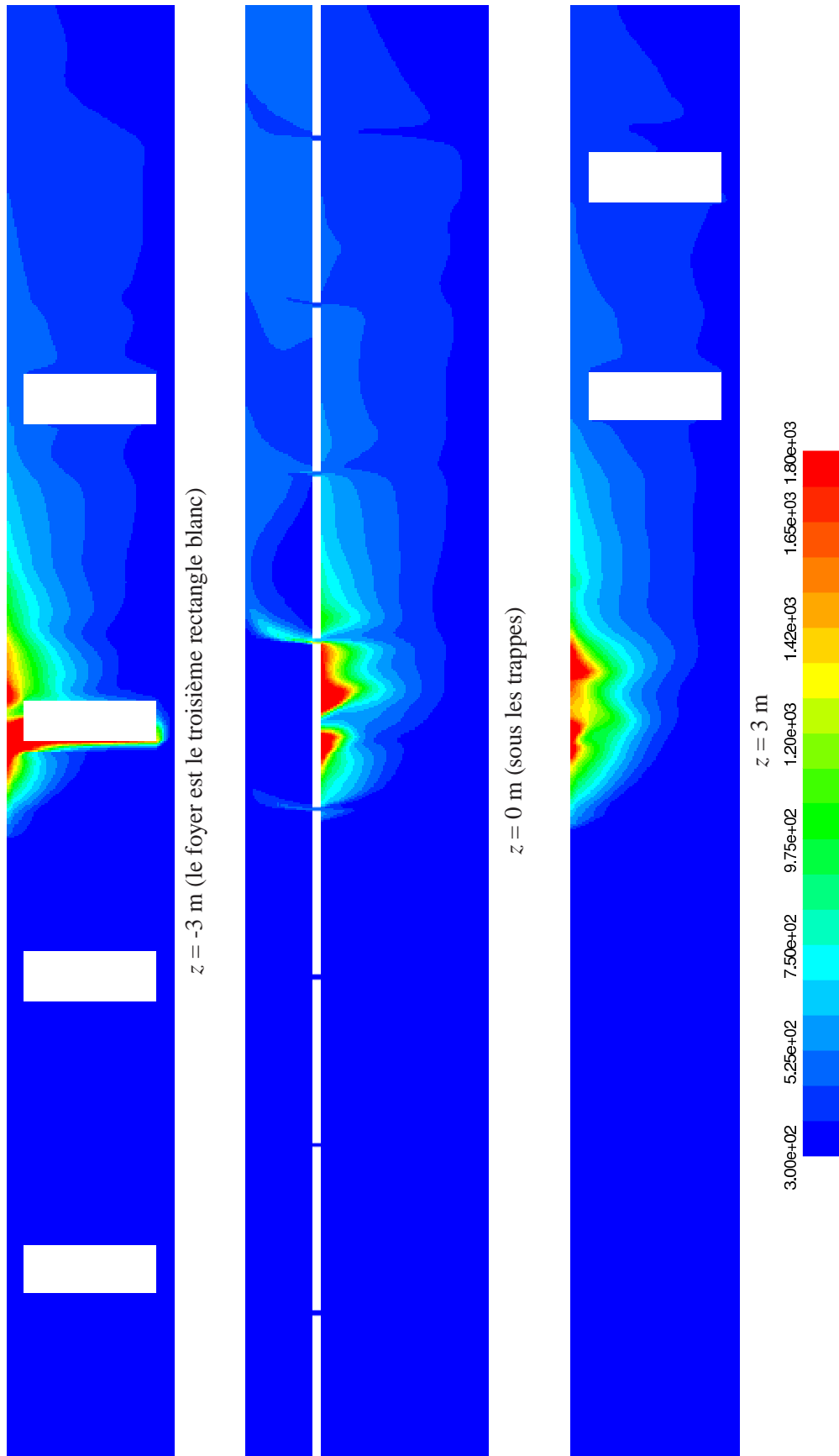


FIG. 5.17 – Contours de température dans trois plans, pour le modèle avec encombrement ; les camions sont représentés par des rectangles blancs

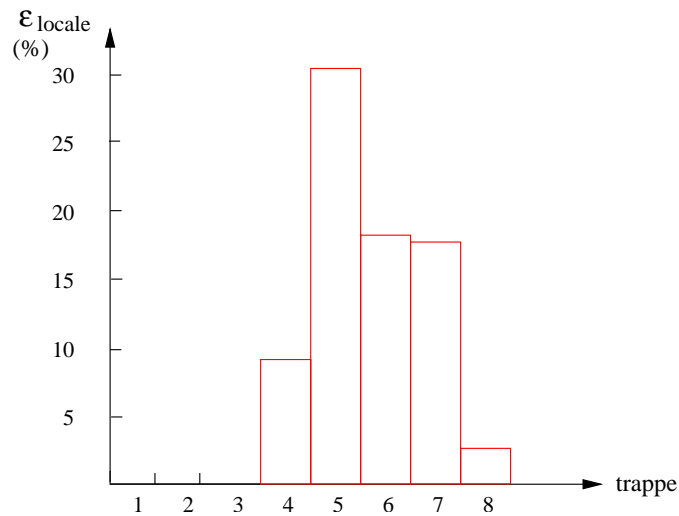
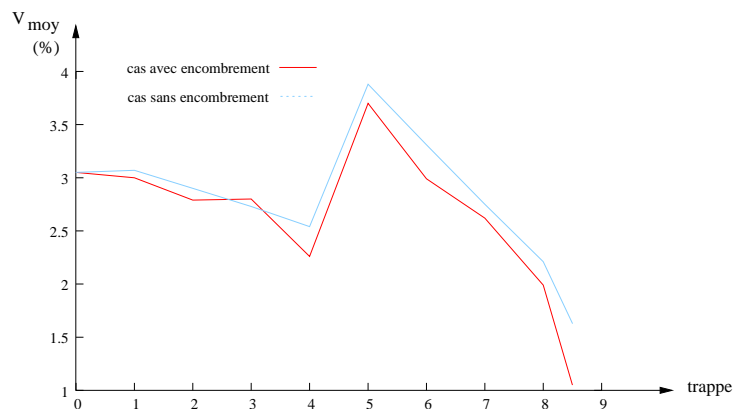


FIG. 5.18 – Efficacités locales dans le cas avec encombrement

En effet, on remarque en premier lieu que la trappe 4, qui n'avait précédemment pas d'efficacité significative, apporte maintenant 12%. Cela peut s'expliquer par l'apparition d'un backlayering (visible sur les contours 5.17), qui n'existait pas dans le cas sans encombrement. La figure montre également une augmentation de l'efficacité de la cinquième trappe (la première après le foyer) qui passe de 20 % environ à 30%.

Ces deux phénomènes compensent le fait que la dernière trappe n'a presque aucune efficacité. Ceci est dû au fait que presque toutes les fumées ont été aspirées avant de l'atteindre.

L'apparition de ce backlayering n'est pas évidente à expliquer. En effet, le camion 2, situé à environ 70 m devant le foyer crée un ralentissement du courant d'air dans son sillage mais la comparaison des courbes de vitesse moyenne dans les deux cas ne permet pas de le mettre clairement en valeur.

FIG. 5.19 – Comparaison de la vitesse moyenne dans le tunnel dans les cas avec et sans encombrement avec $\mathcal{D} = 175 \text{ m}$ et $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$.

Pour mieux comprendre, il faut donc observer les vecteurs de vitesse entre les trappes 4 et 5, ici sur les figures 5.20.

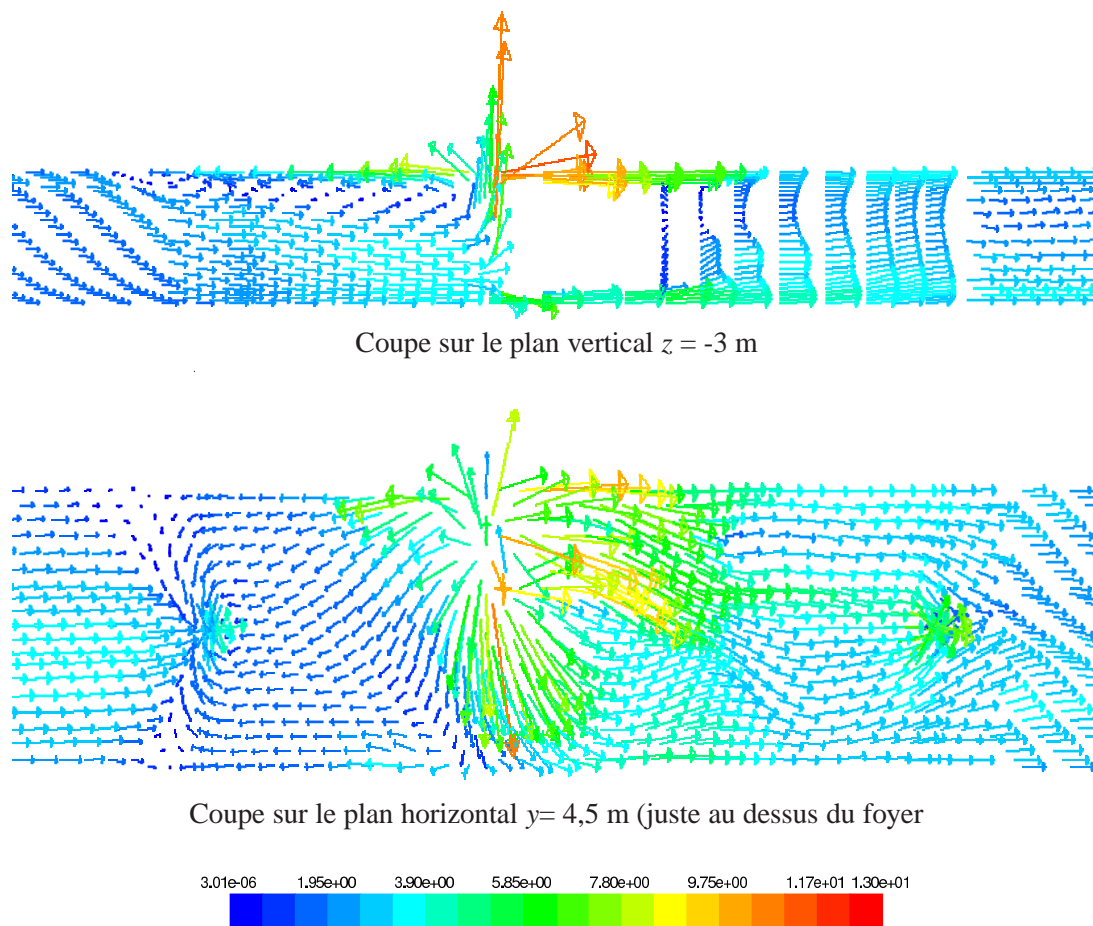


FIG. 5.20 – Vecteurs de vitesse colorés par le module de la vitesse, sur deux plans au niveau du foyer, entre les trappes 4 et 5 (repérables à la convergence des vecteurs vitesse).

Sur la première coupe, verticale, on peut voir que l'écoulement est violemment dévié vers le plafond lorsqu'il atteint le foyer de l'incendie dans la cabine du camion. Le panache ne se développe pas comme d'habitude à cause du chargement qui fait obstacle et arrive verticalement contre le faux-plafond.

La coupe horizontale à une hauteur de 4,5 m c'est-à-dire juste au-dessus du camion, montre qu'une partie des fumées passe alors au-dessus du chargement où elle est accélérée à cause de la réduction de la section de passage. Une autre partie des fumées est déviée sur l'autre voie de circulation mais on peut voir, avant la trappe 5, que l'écoulement s'est presque uniformisé.

Enfin, le reste des fumées se déplace vers l'amont de l'impact du panache à cause de la vitesse réduite du courant d'air. Le backlayering ainsi formé en plafond se développe jusqu'à la trappe 4 où il est presque entièrement aspiré.

Concernant l'augmentation des performances dans la trappe 5, on peut l'expliquer de deux façons. Tout d'abord, les deux camions qui se font face entre les trappes 6 et 7 provoquent une sorte de bouchon qui force les fumées à rester à leur amont. Ce phénomène est visible sur les coupes longitudinales de température 5.17. Les fumées ne sont plus emportées vers l'aval, et sont plus facilement aspirées par les trappes 5 et 6.

La deuxième explication de cette augmentation vient de l'encombrement du chargement du camion en feu : les fumées très chaudes, qui ne peuvent le traverser, doivent passer au-dessus, au plus près du plafond, si bien que lorsqu'on trace le profil de température au centre de l'écoulement juste avant la cinquième trappe (figure 5.21), on observe des températures de fumées sous la voute proches de 1800 K (contre 800 K environ dans le cas sans camion). C'est cette augmentation de la température qui donne une meilleure efficacité.

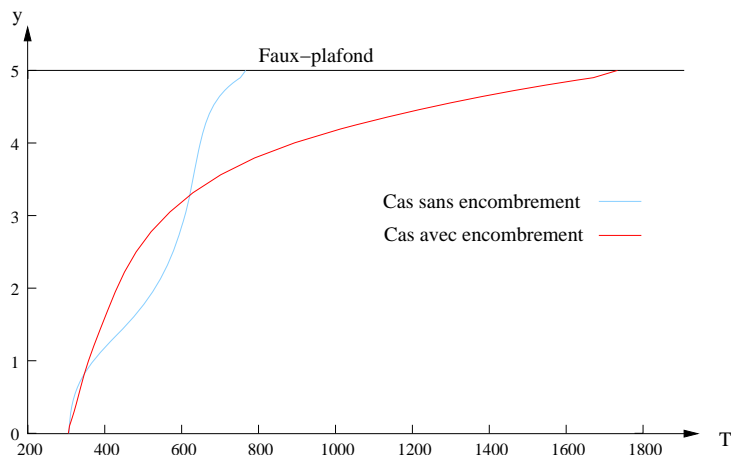


FIG. 5.21 – Comparaison des profils de température au centre du tunnel, à 2 m en amont de la trappe 5, dans les cas avec et sans encombrement avec $\mathcal{D} = 175$ m et $V_e = 3$ m.s⁻¹.

On remarque enfin que dans les deux cas, les conditions de tenabilité à hauteur d'homme ne sont pas très bonnes : à partir d'un mètre au-dessus du sol, la température dépasse les 350 K, qui est la limite supportable pour un être humain.

5.7 Conclusion

Ce chapitre a porté sur un tronçon de tunnel à 8 trappes. L'étude a porté sur 4 paramètres : la vitesse du courant d'air, la position du foyer dans le tronçon, le nombre de trappes pour une section constante et l'encombrement dans le tunnel. Dans tous les cas, on a pu mettre en valeur que la limitation de la vitesse du courant d'air est primordiale.

Les autres paramètres s'imposent à l'exploitant en fonction des conditions à l'instant de l'incendie, et ne peuvent être préjugées lors de la conception de l'ouvrage.

C'est le cas, en particulier, de la position du foyer. Dans le cas idéal, il faudrait ouvrir le même nombre de trappe de part et d'autre de l'incendie, mais la pratique les trappes sont actionnés à distance

par un opérateur, qui doit au préalable détecter la position du foyer. Il dispose pour cela de diverses sources d'informations (opacimètres, thermocouples, caméra de surveillance,...), mais toutes ne sont plus accessibles si l'incendie se développe si vite que l'opérateur ne s'en rend compte que trop tard (par exemple, si les fumées ont envahi tout le tunnel, les caméras ne sont plus utilisables, etc...). Il n'est donc pas possible de se baser sur ce critère seul.

On a vu que pour des tunnels trop courts, le courant d'air est difficile à contrôler, ce qui rendrait le système à grandes trappes attractif (puisque l'efficacité ne dépend plus des conditions extérieures). Mais dans le cas des tunnels longs on préfère obtenir de meilleures performances avec de petites trappes pour un courant d'air faible, contrôlé activement.

Enfin, le dernier cas a montré que la présence de camions dans le tunnel n'est pas nécessairement un problème pour la ventilation. En effet, les effets négatifs dûs à l'encombrement (destratification des fumées,...) sont largement compensés par le cantonnement indirectement créé par les camions. Le cas du tunnel vide n'est finalement pas idéal.

Conclusions

Les méthodes de conception de la ventilation des tunnels ont beaucoup évolué durant les dernières années. L'utilisation généralisée des codes de simulation numérique a permis de mieux comprendre les phénomènes physiques de l'incendie en tunnel, tels que la déstratification, le poinçonnement ou le back-layering. Malheureusement, il est souvent difficile d'interpréter les nombreuses données obtenues pour en tirer des améliorations à apporter aux systèmes de désenfumage. On a donc souhaité créer des critères simples et faciles à calculer permettant de quantifier les performances d'un système de ventilation transversale lors d'une étude numérique en 3D.

Ces critères sont l'efficacité et le rendement. Après un bref rappel des méthodes de calcul possibles, on a retenu une définition basée sur le flux de déficit de densité, qui est fonction de la puissance de l'incendie. L'avantage de cette méthode est qu'elle consiste à intégrer des valeurs sur toute la section du tunnel, donc elle ne nécessite pas de connaître avec précision les éléments chimiques composant les fumées, ni de tracer une interface précise entre air frais et fumées.

Une étude préliminaire a permis de caler les modèles numériques, en particulier le modèle de turbulence et les modèles de transferts thermiques dans les fumées chaudes et à travers les parois du tunnel. Pour évaluer l'efficacité et le rendement, on a montré qu'on pouvait se permettre de négliger les transferts par conduction en modélisant des parois adiabatiques. On a également vérifié qu'il était bien possible de modéliser les pertes par rayonnement en abaissant la puissance du foyer de 20 %, cette fraction étant considérée comme perdue.

Le chapitre suivant a porté le cas d'une seule trappe de désenfumage lors d'un incendie. L'étude de l'influence de divers paramètres sur l'efficacité et le rendement a montré que la vitesse du courant d'air dans le tunnel était le critère le plus important, alors que la distance entre le foyer et la trappe a peu d'influence.

On remarque aussi que, pour une surface donnée, la forme de la trappe n'a pratiquement aucune influence sur les performances, à moins de se placer dans un cas extrême (fente sur toute la largeur du tunnel).

Il est apparu que le poinçonnement de l'air frais à travers les fumées est un facteur de performance important, donc on a cherché à l'éviter en créant des configurations inhabituelles, par exemple en ajoutant une plaque de métal sous la trappe ou en plaçant les trappes verticalement sur le côté du tunnel. Cela permet en effet d'augmenter significativement l'efficacité d'une trappe. Il convient cependant de

noter que lors d'une rénovation, ces améliorations nécessiteraient dans un cas de diminuer la hauteur de circulation, dans l'autre de supprimer les prises d'air pour les pompes. Sur un ouvrage neuf, il faudrait augmenter la section d'excavation, ce qui augmente le coût de construction. Ces dispositifs sont donc parfois difficiles à mettre en œuvre dans la pratique et il faut garder à l'esprit que, même avec eux, on ne peut atteindre 100 % d'efficacité avec une seule trappe.

Dans le chapitre suivant, on s'est intéressé à un tronçon complet à 8 trappes, ce qui a permis de confirmer, s'il en était encore besoin, que la vitesse du courant d'air est le paramètre ayant le plus d'influence sur les performances du système. On retiendra qu'il est donc nécessaire de limiter cette vitesse. L'étude d'un cas où 4 grandes trappes remplacent 8 petites, a montré des résultats peu sensibles aux variations de vitesse. Cette configuration est cependant moins efficace que la configuration classique lorsque le courant d'air est limité. Elle n'est donc attractive que pour des tunnels courts, pour lesquels il est difficile de contrôler le courant d'air.

Enfin, notre étude a porté sur l'influence de la présence de véhicules encombrants dans le tunnel. En plaçant 6 camions, de part et d'autre de la chaussée, on a pu observer une amélioration des performances due au fait que les camions ralentissent le courant d'air et que leur présence tend à bloquer les fumées au droit des trappes, où elles sont alors extraites plus facilement. Le fait que ce même encombrement tend également à faciliter la déstratification des fumées est alors largement compensé.

Par la suite, ces résultats devront être confrontés à l'expérience en grandeur nature et mis en pratique dans un projet réel, de rénovation d'ouvrage par exemple.

Bibliographie

- [1] AIPCR, *Maîtrise des incendies et des fumées dans les tunnels routiers*, livret du comité technique, 1993.
- [2] BIANCHI, A.-M. , FAUTRELLE, Y. , ET ETAY, J. , *Transferts Thermiques*, Presses Polytechniques et Universitaires Romandes, 2004.
- [3] BIOLLAY, H. , *Contribution à la simulation numérique d'un incendie en tunnel par un modèle de champs*, thèse de doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 1997.
- [4] CARLOTTI, P. , *Mécanique des fluides pour la ventilation des tunnels routiers*, rapport technique, Centre d'études des tunnels, 2005.
- [5] CETU, *Dossier pilote ventilation*, 2003.
- [6] ———, *Les études spécifiques des dangers*, vol. 4, Guide des dossiers de sécurité des tunnels routiers, Septembre 2003.
- [7] CHANDRASEKHAR, S. , *Radiative transfer*, Oxford : Clarendon Press, (1950).
- [8] CHASSÉ, D. , P. ET LACROIX, *Etude sur maquettes aérauliques des systèmes de trappes de désenfumage en tunnel*, rapport technique, Centre d'études des tunnels, 1994.
- [9] COLLECTIF, *Fires in tunnels : Report on full-scales tests - EUREKA-Project EU499 :FIRETUN*, 1995. edited by Studiengesellschaft Stahlanwendung e. V.
- [10] ———, *Memorial tunnel fire ventilation test program - test report*, 1995. Massachusetts Highway Department and Federal Highway Administration.
- [11] DANZINGER, N. H. ET KENNEDY, W. D. , *Longitudinal ventilation analysis for the glenwood canyon tunnels*, Fourth International Symposium on the Aerodynamics and Ventilation of Vehicle Tunnels, (1982).
- [12] DELICHATSIOS, M. , *Air entrainment into buoyant jet flow and pool fire*, The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, (1995), pp. 2–160 to 2–169.
- [13] DEMOUGE, F. , *Contribution à la modélisation numérique de la stratification des fumées dans le cas d'un incendie en tunnel routier*, thèse de doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 2002.
- [14] DEMUREN, A. , *Characteristics of three-dimensional turbulent jets in crossflow*, International Journal Of Engineering Sciences, 31 (1993).

-
- [15] DIRECTION GÉNÉRALE DES ROUTES, *Circulaire interministérielle n°2000-63 du 25 Août 2000 relative à la sécurité dans les tunnels du réseau routier national*, Bulletin Officiel, Septembre 2000.
- [16] ELLISON, T. ET TURNER, J. S. , *Turbulent entrainment in stratified flows*, Journal of Fluid Mechanics, 6 (1959), pp. 423–448.
- [17] EYGLUNENT, B. , *Manuel de thermique*, Hermes, second édition, 1997.
- [18] EZZAMEL, A. ET HUNT, G. R. , *Early filling-box transient*, Under consideration for publication in Journal of Fluid Mechanics, (2008).
- [19] FLUENT INC., *Fluent 6.2 User's Guide*, 2003.
- [20] FRIC, T. F. ET ROSHKO, A. , *Vortical structure in the wake of a transverse jet*, Journal of Fluid Mechanics, 279 (1994), pp. 1–47.
- [21] GRANT, G. , S.F., J. , ET LEA, C. , *Fires in tunnels*, The Royal Society of London, 356 (1998), pp. 2873–2906.
- [22] GRAY, D. D. ET ALDO, G. , *The validity of the boussinesq approximation for liquids and gases*, International Journal Of Heat Mass Transfer, 19 (1975), pp. 545–551.
- [23] GRÖBELBAUER, H. , FANNELOP, T. , ET R.E., B. , *The propagation of intrusion fronts of high density ratios*, Journal of Fluid Mechanics, 250 (1993), pp. 669–687.
- [24] GUELZIM, A. , *Etude des effets de ventilation sur le rayonnement d'un feu et sur le mouvement des fumées induites par celui-ci dans une galerie*, thèse de doctorat, Université de Poitiers, 1992.
- [25] GUELZIM, A. , J.M., S. , ET VANTELON, J. , *Modelling of a reverse layer of fire-induced smoke in a tunnel*, Fourth International Symposium on Fire Safety Science, (1994).
- [26] HAACK, A. , *Fire protection in traffic tunnels - initial findings from large-scale tests*, Tunnelling and underground space technology, 7 (1992), pp. 363–375.
- [27] HESKETAD, G. , *Dynamics of the fire plume*, The Royal Society of London, 356 (1998), pp. 2815–2833.
- [28] HINKLEY, P. , *Smoke and heat venting*, The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, (1995), pp. 3–160 to 3–173.
- [29] HWANG, C. ET WARGO, J. , *Experimental study of thermally generated reverse stratified layer in a tunnel fire*, Combustion and Flames, 66 (1986), pp. 171–180.
- [30] INGASON, H. ET WERLING, P. , *Experimental study of smoke evacuation in a model tunnel*, FAO Defense Research Establishment, Test report, (1999).
- [31] JOLLY, V. , *Modélisation de l'échauffement de l'air et des structures lors d'un incendie en tunnel*, mémoire de fin d'étude, Université Claude Bernard - Lyon 1, 2003.
- [32] KAYE, N. ET HUNT, G. , *Smoke filling time for a room due to a small fire : the effect of ceiling height to floor width aspect ratio*, Fire Safety Journal, 42 (2007), pp. 329–339.
- [33] LÖNNERMARK, A. , *On the Characteristics of Fires in Tunnels*, thèse de doctorat, Departement of Fire Safety Engineering - Lund University, 2005.

-
- [34] LUBIN, B. T. ET SPRINGER, G. S. , *The formation of a dip on the surface of a liquid draining from a tank*, Journal of Fluid Mechanics, 29 (1967), pp. 385–390.
- [35] MCGRATTAN, K. , *Fire Dynamics Simulator (version 4) User's Guide*, NIST, 2004.
- [36] MEGRET, O. , VAUQUELIN, O. , CHASSE, P. , ET CASALE, E. , *A reduced scale tunnel for a study of fire-induced smoke control*, Third International Conference for Safety in Road and Rail Tunnels, (1998), pp. 713–723.
- [37] MÉGRET, O. , *Etude expérimentale de la propagation des fumées d'incendie en tunnel pour différents systèmes de ventilation*, thèse de doctorat, Université de Valenciennes, 1999.
- [38] MORTON, B. R. ET IBBETSON, A. , *Jet deflected in a crossflow*, Experimental thermal and fluid science, 12 (1996), pp. 112–133.
- [39] MORTON, B. R. , SIR TAYLOR, G. , ET TURNER, J. S. , *Turbulent gravitational convection from maintained and instantaneous sources*, Proceedings of The Royal Society of London, 234 (1956), pp. 1–23.
- [40] MOS, A. , *Modèles phénoménologiques pour la simulation d'incendies en tunnel routier*, thèse de doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 2005.
- [41] MOS, A. , HUNT, G. R. , CARLOTTI, P. , ET GAY, B. , *Salt water experiments and simple model for investigating tunnel fire dynamics*, Tenth International Interflam Conference, (2004), pp. 1493–1503.
- [42] MULLER, T. , *Etude expérimentale d'un système de désenfumage sur une maquette au 1/15 - EPAD - Tunnel A14*, rapport technique, Centre Technique Framatome, 1993.
- [43] NEWMAN, J. , *Experimental evaluation of a fire-induced stratification*, Combustion and Flame, (1984).
- [44] PONTICQ, X. , *Etudes d'incendie en tunnel : Contrôle du courant d'air et Modélisation du rayonnement*, mémoire de DESS, Université Claude Bernard - Lyon 1, 2004.
- [45] ———, *Etude sur les systèmes fixes d'aspersion d'eau en tunnel*, thèse de doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 2008.
- [46] RAHMANI, A. , *Simulations des grandes échelles pour les incendies en tunnel*, thèse de doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 2006.
- [47] RIBOT, B. , *Modélisation numérique d'un système de ventilation d'un tunnel routier par une trappe de désenfumage dans le cas d'un incendie*, thèse de doctorat, Université Claude Bernard - Lyon 1, 1999.
- [48] ROONEY, G. G. ET LINDEN, P. F. , *Similarity considerations for non-boussinesq plumes in an unstratified environment*, Journal of Fluid Mechanics, 318 (1996), pp. 237–250.
- [49] SACADURA, J.-F. ET AL., *Initiation aux transferts thermiques*, Tec et Doc Lavoisier, 1993.
- [50] SPRATT, D. ET HESELDEN, A. J. M. , *Efficient extraction of smoke from a thin layer under a ceiling*, Fire Research Note N°1001, (1974).

-
- [51] TIEN, C. , LEE, K. , ET STRETTON, A. , *Radiation heat transfert*, The SFPE Handbook of Fire Protection Engineering, (1995), pp. 1–65 to 1–79.
- [52] TRITTON, D. , *Physical Fluid Dynamics*, Oxford Science Publications, 1988.
- [53] VAUQUELIN, O. ET MEGRET, O. , *Smoke extraction experiments in case of fire in a tunnel*, Fire Safety Journal, 37 (2002), pp. 525–533.
- [54] VERSTEGG, H. K. ET MALALASEKERA, W. , *An introduction to Computational Fluid Dynamics*, Longman Scientific and Technical, 1995.
- [55] VIOLLET, P. L. , *Mécanique des fluides à masse volumique variable*, Presses de l'école nationale des Ponts et Chaussées, 1997.
- [56] VIOLLET, P. L. , CHABARD, J.-P. , ESPOSITO, P. , ET LAURENCE, D. , *Mécanique des fluides appliquée*, Presses de l'école nationale des Ponts et Chaussées, 1998.
- [57] WEBSTER, C. , *An experimental study of turbulence in a density-stratified shear flow*, Journal of Fluid Mechanics, 138 (1984), pp. 353–378.
- [58] WILCOX, D. C. , *Turbulence Modeling in CFD*, DCW Industries, Inc., 1993.
- [59] WOOD, I. R. , *Extensions to the theory of selective withdrawal*, Journal of Fluid Mechanics, 448 (2001), pp. 315–333.

Table des figures

1.1	Schéma descriptif du système de ventilation longitudinale.	9
1.2	Schéma descriptif du système de ventilation transversale.	10
1.3	Représentation schématique du mouvement des fumées suite à l'impact du panache au plafond, vue dans un plan transverse.	11
1.4	Représentation schématique des différentes structures de vorticité pour un panache soumis à un écoulement transverse.	11
1.5	Description du backlayering et de sa progression dans deux coupes du tunnel.	12
2.1	Schéma de principe du poinçonnement	18
2.2	Expérience de Lubin et Springer	19
2.3	Calcul du débit de fumée par B.Ribot dans [47]	23
2.4	Description des surfaces fermées utilisées dans le calcul des flux de déficit de densité	24
2.5	Principe de répartition de la puissance dans le domaine	26
2.6	Principe de l'extraction d'un polluant	27
3.1	Description du dispositif à 1 trappe	29
3.2	Maillage A du modèle à une trappe pour $\mathcal{D} = 25$ m et $R_a = 0,5$	31
3.3	Maillage B du modèle à une trappe pour $\mathcal{D} = 25$ m et $R_a = 0,5$	31
3.4	Comparaison de la convergence avec une vitesse de courant d'air de 3 m/s.	38
3.5	Détail au niveau du foyer des contours de température sur le plan de symétrie avec $V_e = 3$ m/s.	38
3.6	Détail au niveau de la trappe des contours de température sur le plan de symétrie avec $V_e = 3$ m/s.	38
3.7	Comparaison des profils de températures sur le plan de symétrie dans les cas avec et sans condition de symétrie, avec $V_e = 3$ m.s ⁻¹	40
3.8	Comparaison des profils de températures sur les plans parallèles au plan de symétrie, situés à 3 m de part et d'autre du tunnel, dans les cas avec et sans condition de symétrie, avec $V_e = 3$ m.s ⁻¹	40
3.9	Coupes transverses de température (� gauche) et vecteurs de vitesse (� droite) � diverses distances du foyer, montrant l'élevation des tourbillons.	41

3.10	Transferts thermiques de chaleur du fluide à la paroi.	43
3.11	Représentation schématique des lois de paroi thermiques.	45
3.12	Forme du champ de température et son évolution au cours du temps dans un mur semi-infini.	46
3.13	Schéma du modèle avec une paroi solide.	47
3.14	Variation de température à tous les points du maillage de la paroi.	48
3.15	Schéma du modèle avec une condition limite de convection.	48
3.16	Comparaison de la température sur la ligne $x = 40$ m pour les deux conditions.	49
3.17	Comparaison des flux de chaleur à travers la paroi pour les deux conditions.	49
3.18	Vue dans le plan perpendiculaire au sens de l'écoulement des parois du modèle et description du maillage sur cette face (en gris le nombre de mailles sur la cote correspondante, compter 220 mailles dans la longueur).	50
3.19	Description du maillage pour la dalle du faux-plafond.	51
3.20	Comparaison des contours de température sur un plan de symétrie sans et avec transferts thermiques.	52
3.21	Répartition de la puissance radiative incidente dans un corps entouré de vide.	53
3.22	Répartition de la puissance radiative incidente sur une paroi opaque.	56
3.23	Modèle et grandeurs utilisés dans le modèle de rayonnement.	56
3.24	Comparaison des profils de température sur le plan de symétrie avec et sans rayonnement.	58
3.25	Comparaison des courbes de température au centre de l'écoulement en tunnel sur 3 lignes (à 5 m en amont du foyer, entre foyer et trappe et à 10 m en aval de la trappe) dans les cas avec et sans rayonnement.	59
4.1	Description du dispositif à 1 trappe	61
4.2	Méthode de calcul du rapport d'aspect.	63
4.3	Plan d'expérience utilisé pour un cas à une trappe.	64
4.4	Comparaison des contours de températures pour les 4 différentes vitesses de courant d'air.	65
4.5	Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la vitesse du courant d'air à l'entrée du domaine	66
4.6	Evolution temporelle de la position maximale du front de fumée à l'aval du foyer.	66
4.7	Forme du front de fumées sous le plafond en fonction de la longueur du tronçon d'entrée.	67
4.8	Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la distance entre la trappe et le foyer.	68
4.9	Comparaison des contours de températures pour les 5 différentes distances foyer-trappe.	69
4.10	Géométrie des trappes pour différents rapport d'aspect à surface constante.	70
4.11	Comparaison des contours de températures pour les 5 différentes formes de trappe.	71
4.12	Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de plusieurs rapports d'aspect, pour une trappe centrée à $\mathcal{D} = 25$ m.	72
4.13	Description du modèle dissymétrique et maillage	73
4.14	Description du modèle et du maillage sur un plan transversal pour $R_a = 0,02$	74
4.15	Contours de température sur le plan de symétrie pour $R_a = 0,02$	75

4.16	Comparaison des contours de température sur le plan horizontal $y = 4,95$ m, pour 3 formes de trappes	75
4.17	Position des 7 points d'origine des suivis lagrangiens sur le plan $x = 26,5$ m, en perspective cavalière.	76
4.18	Comparaison des lignes de courant dans un plan horizontal et un plan vertical, pour 3 formes de trappes différentes.	77
4.19	Modèle avec un déflecteur situé sous la trappe.	78
4.20	Contours de température sur le plan de symétrie avec le déflecteur	79
4.21	Lignes de courant issues de divers points situés avant et sous la trappe	79
4.22	Configuration avec la gaine à l'intérieur du tunnel et des trappes "verticales"	80
4.23	Contours de température sur le plan central du tunnel pour la cas avec la trappe verticale.	81
4.24	Profils de température au centre du tunnel, dans le cas avec trappe verticale et dans le cas classique avec faux-plafond, à 7 m avant la trappe et 8 m après.	81
4.25	Coupes transverses de l'écoulement avec la gaine à l'intérieur du gabarit et la trappe verticale à plusieurs distances du foyer, pour $V_e = 3 \text{ m.s}^{-1}$, $\mathcal{D} = 25$ m et $R_a = 1$	82
5.1	Description du dispositif à 8 trappes	85
5.2	Plan d'expérience utilisé dans le cas à 8 trappes	86
5.3	Schéma du maillage de deux blocs du modèle à 8 trappes (bloc normal et bloc foyer).	87
5.4	Détail du maillage, autour du foyer, étiré dans la hauteur pour une meilleure lisibilité.	87
5.5	Courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la vitesse du courant d'air à l'entrée du tunnel	88
5.6	Comparaison des contours de température dans le plan de symétrie pour 3 vitesses de courant d'air et $\mathcal{D} = 175$ m. L'échelle a été modifiée pour une meilleure lisibilité	89
5.7	Comparaison des contours de température dans le plan de symétrie pour 2 vitesses de courant d'air, soufflant dans la direction contraire à celle de l'aspiration dans la gaine	90
5.8	Courbes d'efficacité et de rendement pour le système complet, en fonction de la distance entre le foyer et l'entrée du tunnel	91
5.9	Comparaison des contours de température pour 3 positions du foyer, $V_e = 3\text{m.s}^{-1}$	92
5.10	Comparaison de l'efficacité de chacune des 8 trappes pour les trois positions du foyer.	93
5.11	Vitesse moyenne dans le tunnel pour 2 positions du foyer : en entrée ou en sortie.	93
5.12	Comparaison des contours de température dans le plan de symétrie pour 3 vitesses de courant d'air et $\mathcal{D} = 175$ m.	95
5.13	Comparaison des courbes d'efficacité et de rendement en fonction de la vitesse du courant d'air à l'entrée du tunnel dans les dispositifs à 4 et 8 trappes	96
5.14	Comparaison de l'efficacité de chacune des 4 trappes pour les trois vitesse de courant d'air lorsque le foyer est à 175 m de la première trappe	96
5.15	Configuration (vue de dessus) du modèle à 8 trappes avec 6 camions	97
5.16	Images de face et de profil du maillage utilisé dans le cas avec les camions	98

5.17	Contours de température dans trois plans, pour le modèle avec encombrement ; les camions sont représentés par des rectangles blancs	99
5.18	Efficacités locales dans le cas avec encombrement	100
5.19	Comparaison de la vitesse moyenne dans le tunnel dans les cas avec et sans encombrement avec $\mathcal{D} = 175$ m et $V_e = 3$ m.s ⁻¹	100
5.20	Vecteurs de vitesse colorés par le module de la vitesse, sur deux plans au niveau du foyer, entre les trappes 4 et 5 (repérables à la convergence des vecteurs vitesse).	101
5.21	Comparaison des profils de température au centre du tunnel, à 2 m en amont de la trappe 5, dans les cas avec et sans encombrement avec $\mathcal{D} = 175$ m et $V_e = 3$ m.s ⁻¹	102

Contribution à l'étude de la ventilation transversale lors d'un incendie en tunnel routier

Résumé : L'objectif de cette thèse est de présenter des critères simples pour l'évaluation des performances d'une ventilation transversale. On définit l'efficacité et le rendement, calculés à partir du flux de déficit de densité créé par l'incendie. Après une étude préliminaire permettant de caler les modèles numériques, l'influence de différents paramètres sur ces valeurs a été évaluée. Dans un premier temps, l'étude a porté sur une seule trappe et a montré que le courant d'air dans le tunnel est le paramètre le plus important. A l'inverse, la forme de la trappe pour une surface donnée n'a que très peu d'importance, sauf dans des cas limites (fente sur toute la largeur du tunnel). L'étude d'un canton à huit trappes confirme l'importance du contrôle du courant d'air. Lorsqu'on diminue le nombre de trappes en conservant la même surface totale d'aspiration, cette sensibilité tend à disparaître, mais l'efficacité diminue. Enfin, l'étude de l'influence de l'encombrement montre une légère amélioration de l'efficacité, due à l'obstruction d'une partie de la section par des camions, qui bloquent les fumées au droit des trappes.

Mots-clés : sécurité en tunnel, ventilation transversale, incendie en tunnel, efficacité, rendement, simulation CFD, destratification, backlayering

Contribution to the study of smoke extraction system during a fire in a road tunnel

Abstract : The aim of this study is to present simple criteria to evaluate the performances of a transverse ventilation system. Efficiency and yield have been defined, based on the flux of density deficit created by the fire. After a preliminary study of numerical models, the influence of different parameters on those criteria has been investigated. First, the study focused on the simplified case of a single damper. We showed that the air flow speed in the tunnel is the more important parameter. On the contrary, the shape of the damper has little influence on the efficiency, except in unusual cases (slit on the whole width of the tunnel). Then, the study of a longer portion of the tunnel confirmed the prominence of the limitation of air flow speed. Comparison with a case with fewer dampers but the same total extraction section showed that this sensibility to air flow speed tends to disappear for larger dampers, but that the efficiency is lowered. Finally the study of the influence of heavy-goods-vehicles obstructing the tunnel reports better results, due to the fact that big objects tend to confine smokes.

Keywords: safety in tunnel, transverse ventilation, fire in tunnel, efficiency, CFD, destratification, backlayering

Centre d'Etudes des Tunnels (CETU) - Pôle Ventilation et Environnement

25 avenue François Mitterrand - Case n° 1 - 69674 BRON Cedex - FRANCE

Laboratoire de Mécanique des Fluides et Acoustique - Université Claude Bernard Lyon I

Boulevard du 11 Novembre 1918 - 69622 VILLEURBANNE Cedex - FRANCE

