Installation des ventilateurs

Guide des bonnes pratiques

Avril 2025

cetiat

ensemble, innover et valider

REMERCIEMENTS

Ce guide 2025 est une révision du guide initialement publié en 2011, rédigé par Alain GUEDEL (CETIAT) à la demande des ressortissants du CETIAT, membres du Groupe de Travail "Ventilation - Ventilateurs".

Cette révision contient notamment des éléments explicatifs pour quantifier les effets d'installation, à l'aspiration et au refoulement des ventilateurs, et donne quelques exemples d'effets système.

Le guide s'appuie sur un grand nombre d'éléments du document Eurovent 1/12, publié en anglais en 2011 par l'association EUROVENT (https://eurovent.eu), que nous remercions pour son autorisation à publier ici des figures. Nous remercions également CIBSE (www.cibse.org) pour son autorisation à reproduire une figure.

Nous remercions également les ressortissants du CETIAT ayant participé à la première version de ce guide : Julien BELLANDE (KELVION), Ivan BORDAS (VIM), Benoît LASSEUR (NEU FEVI), Guillaume LESQUIR (ZIEHL-ABEGG France), Christian RAPPOPORT (AIRAP).

.

SOMMAIRE

REMERCIEMENTS 2
1. INTRODUCTION 4
2. INFLUENCE DE CERTAINS PARAMETRES SUR LES PERFORMANCES D'UN VENTILATEUR 5
2.1. Influence du type de montage 5
2.2. Influence des conditions ambiantes de pression et température 6
3. EVALUATION DES PERTES DE CHARGE D'UN CIRCUIT 7
3.1. Pertes de charge linéaires et singulières 7
3.2. Influence de la température et de la viscosité de l'air sur la perte de charge 11
3.3. Pertes de charge de coudes 13
4. EFFETS D'INSTALLATION 16
4.1. Causes 16
4.2. Quantification de l'effet d'installation 16
4.3. Exemples de facteurs d'effet système SEF 19
4.4. Conclusion 26
ANNEXE A - INCERTITUDES DE MESURE DE DEBIT SUR SITE 27
ANNEXE B - DIMENSIONNEMENT D'UN VENTILATEUR 29
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES 31

1. INTRODUCTION

Il arrive fréquemment de constater, lors de mesures sur site effectuées sur une installation comprenant un ou plusieurs ventilateurs, que le débit d'air est inférieur, voire très inférieur, au débit attendu. Ce constat peut être fait à partir de mesures du débit qui ne sont pas forcément simples à réaliser et de toute façon sujettes à une incertitude plus grande que des mesures de débit en laboratoire. Le constat peut également être effectué par exemple à partir d'une mesure de puissance thermique si l'installation comporte un échangeur de chaleur, car la puissance est en général directement proportionnelle au débit.

Cette baisse de débit par rapport au débit escompté peut avoir plusieurs causes :

- Mauvaise estimation des pertes de charge de l'installation,
- Effets d'installation du ventilateur,
- Courbe du ventilateur mal interprétée par l'intégrateur car cette courbe est réalisée suivant une norme, avec des conditions d'essai différentes de celles existant dans l'installation,
- Imprécision sur la mesure de débit sur site.

Nous allons détailler dans ce document ces différentes causes, en reprenant des éléments d'un guide publié en anglais en 2011 par l'association Eurovent [1]. Au chapitre 2 nous donnons quelques informations permettant à l'utilisateur de ventilateur de mieux interpréter les courbes des constructeurs. Une des parties les plus développées du guide Eurovent et du présent document (chapitre 3) concerne l'évaluation des pertes de charge, la perte de charge globale d'un circuit étant en général, mais pas systématiquement comme on le verra, la somme des pertes de charge de ses différents composants. Il convient à ce stade de souligner l'importance de réduire les pertes de charge du système car, à débit fixé, cela entraine une réduction de la puissance électrique du ventilateur accompagnée d'une diminution du niveau sonore.

Les effets d'installation des ventilateurs, ou effets d'interaction entre le ventilateur et les composants (coude, changement de section, silencieux, …) qui le précèdent ou qui le suivent dans le circuit, ont fait et font toujours l'objet d'évaluations, voire de prévisions. Nous montrons au chapitre 4 les principales causes d'effet d'installation aéraulique, avec une illustration par un exemple concret.

En annexe A nous donnons à partir de normes existantes l'ordre de grandeur des incertitudes de mesure de débit sur site.

Enfin, l'annexe B fournit quelques principes de dimensionnement d'un ventilateur dans un réseau aéraulique.

2. INFLUENCE DE CERTAINS PARAMETRES SUR LES PERFORMANCES D'UN VENTILATEUR

2.1. Influence du type de montage

Un nombre important de problèmes liés à un manque de débit dans une installation peut être dû à la difficulté de savoir s'il y a ou non un effet d'installation du ventilateur dans le circuit de ventilation. Pour vérifier cela il faut en priorité avoir à l'esprit que les performances aérauliques d'un ventilateur diffèrent selon son type de raccordement. L'ISO/TC 117 "Ventilateurs" définit quatre types de raccordement normalisés lors des essais de ventilateurs en laboratoire (Figure 2-1) :

- A : non raccordé à un conduit à l'aspiration ni au refoulement
- B : raccordé uniquement au refoulement
- C : raccordé uniquement à l'aspiration
- D : raccordé à l'aspiration et au refoulement.

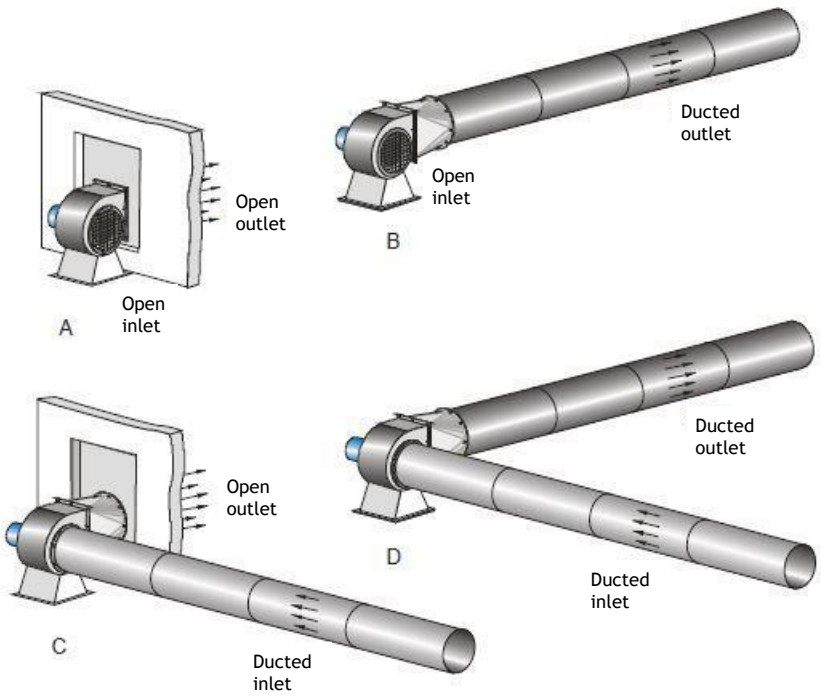


Figure 2-1 Types de raccordement normalisés (source Eurovent [1])

La différence de performances aérauliques entre ces 4 montages normalisés dépend du type et de la géométrie du ventilateur. L'expérience montre que les performances mesurées sont souvent un peu meilleures lorsque le ventilateur est testé en montage de type D, mais dans tous les cas il importe que la configuration d'essai sur banc normalisé **se rapproche le plus possible du montage du ventilateur sur l'installation réelle.**

Par exemple, un ventilateur hélicoïde utilisé dans un aérocondenseur face à un échangeur n'est raccordé à un conduit ni à l'aspiration, ni au refoulement. Seules les courbes débit-pression et débit-puissance obtenues en type A sont utiles pour le fabricant d'aérocondenseur en vue du choix du ventilateur.

L'intégrateur doit donc demander au fabricant de ventilateurs qu'il lui fournisse les courbes débit-pression et débit-puissance correspondant au montage normalisé qui se rapproche le mieux de l'application considérée.

Figure 2-2 Exemple d'installation : Ventilateur hélicoïde raccordé à une trémie (photo VIM)

2.2. Influence des conditions ambiantes de pression et température

Les lois de similitude des ventilateurs précisent comment le débit, la pression et la puissance varient en fonction de la vitesse de rotation et des conditions ambiantes de température et pression atmosphérique. Les conditions ambiantes influent sur la masse volumique de l'air ρ où, pour de l'air sec :

$$\rho = p_{atm} / RT$$

avec :

p_{atm} : pression atmosphérique (Pa) R = 287 J/(kg.K)

T : température ambiante (K).

À vitesse de rotation donnée, les lois de similitude précisent que le débit est indépendant de la masse volumique, alors que la pression et la puissance mécanique (ou puissance à la roue) du ventilateur sont proportionnelles à ρ.

Exemple :

Un ventilateur a les performances suivantes à T = 20°C, p_{atm} = 101325 Pa : débit = 5000 m^3/h, pression = 300 Pa, puissance roue = 850 W.

Pour une même pression atmosphérique et une température d'air T = 80°C, la masse volumique passe de 1,2 à 1 kg/m^3. Les nouvelles performances du ventilateur sont alors :

débit = 5000 m^3/h, pression = 300*1/1,2 = 250 Pa, puissance = 850*1/1,2 = 708 W.

3. EVALUATION DES PERTES DE CHARGE D'UN CIRCUIT

3.1. Pertes de charge linéaires et singulières

La perte de charge (ou résistance à l'écoulement de l'air) d'un réseau aéraulique est généralement proportionnelle au carré du débit (loi de type quadratique). Les effets liés au nombre de Reynolds doivent être pris en compte dans l'évaluation de la perte de charge, le nombre de Reynolds Re étant défini par :

$$Re = (\rho . V . d) / \mu$$

Avec :

ρ : masse volumique du fluide véhiculé (kg/m^3)

V : vitesse de l'écoulement (m/s)

d : diamètre du conduit (m)

μ : viscosité dynamique ($kg.m^{-1}.s^{-1}$).

Les écoulements peuvent être classés en trois catégories selon la valeur du nombre de Reynolds.

Pour des faibles vitesses et des petits diamètres de gaine le nombre de Reynolds est inférieur à 2000. L'écoulement est alors **laminaire**, les vitesses d'air sont parallèles aux parois de la gaine, l'écoulement est "calme" pour l'essentiel. Les forces de viscosité sont prépondérantes, créant des cisaillements, et la dissipation d'énergie est proportionnelle à la vitesse. Le coefficient de perte de charge ζ_F s'exprime alors sous la forme :

$$\zeta_F = \text{Constante} / \text{Nombre de Reynolds}$$

Pour des nombres de Reynolds supérieurs à 10000, l'écoulement est **turbulent**. Le coefficient ζ_F n'est plus inversement proportionnel au nombre de Reynolds et ne dépend pas uniquement de Re. Le profil de vitesse dans un conduit droit est très différent suivant que l'écoulement est laminaire ou turbulent (Figure 3-1).

Entre les régimes laminaire et turbulent il existe un domaine intermédiaire dans lequel les écoulements sont qualifiés de **transitoires**.

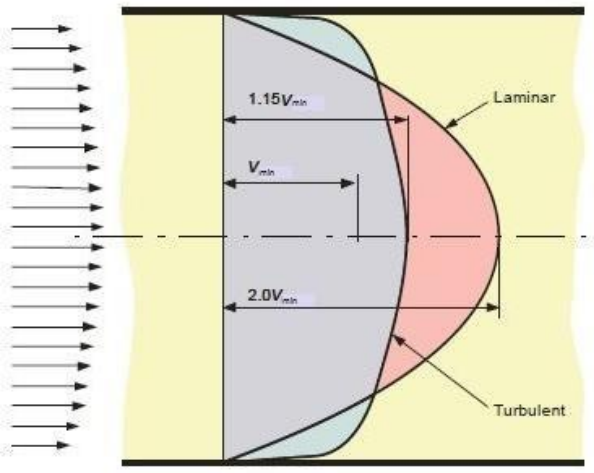


Figure 3-1 Profils de vitesse laminaire et turbulent (source Eurovent [1])

Dans un circuit aéraulique on distingue les pertes de charge **linéaires** et les pertes de charge **singulières**. Les pertes de charge linéaires sont celles des conduits droits, alors que les pertes de charge singulières sont associées aux singularités du circuit (coudes, changements de section, composants tels que registres, échangeurs, silencieux, filtres, etc.).

Une **perte de charge linéaire** est généralement exprimée sous la forme :

$$P_{Ls} = (f.L/m) \times (\tfrac{1}{2} \rho V^2)$$

Avec :

L : longueur droite de la gaine (m)

m = S/P où S est l'aire et P le périmètre de la section de conduit (resp. en m^2 et m)

f : facteur de frottement.

Le terme f varie en fonction du diamètre, de la rugosité interne des parois et du nombre de Reynolds. Il peut être estimé au moyen d'un abaque tel que celui de Moody (Figure 3-2) qui présente le facteur de frottement f en fonction du nombre de Reynolds et de la rugosité relative k/D.

Cet abaque met en évidence qu'à droite de la ligne pointillée le facteur de frottement f est constant. Dans cette zone l'écoulement est turbulent. À gauche de la ligne pointillée, f croît à mesure que le nombre de Reynolds (et donc le débit) diminue. On se trouve alors dans la zone de transition. Lorsqu'on diminue encore plus le débit on entre dans la zone critique, f augmente significativement, passe par un saut brusque et augmente à nouveau dans la zone d'écoulement laminaire.

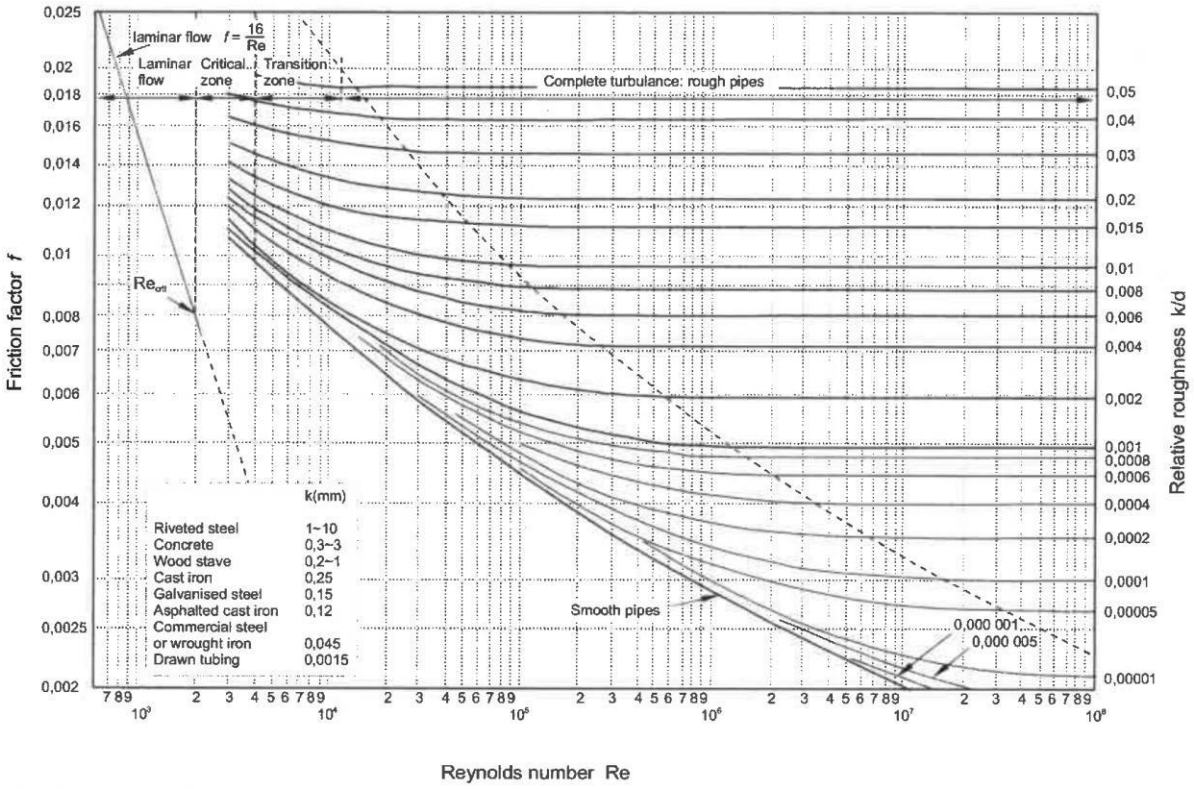


Figure 3-2 Diagramme de Moody (source Eurovent [1])

Un autre diagramme, plus directement exploitable mais plus restrictif que le diagramme de Moody, est présenté Figure 3-3. Sur ce diagramme la perte de charge par mètre de conduit, exprimée en Pa/m, est représentée en fonction du débit en l/s, du diamètre de conduit en mm et de la vitesse d'air en m/s. Cette figure s'applique pour une rugosité absolue k = 0,09 mm et une masse volumique de 1,2 kg/m^3.

Sur ce diagramme, seule la zone grisée reflète assez bien la réalité. Ainsi, dans l'exemple présenté (traits rouge et jaune) on a un débit de 7000 l/s, soit 25200 m^3/h, un diamètre de conduit de 900 mm et une vitesse moyenne de l'écoulement de 10 m/s. La perte de charge par longueur de conduit en mètre n'est, avec ces hypothèses, que de 1 Pa.

Des conditions différentes, par exemple en termes de rugosité interne, peuvent engendrer une erreur dans l'estimation des pertes de charge, mais cela n'a pas beaucoup d'importance car, en pratique, les pertes de charge linéaires d'un circuit aéraulique sont la plupart du temps beaucoup plus faibles que les pertes de charge singulières.

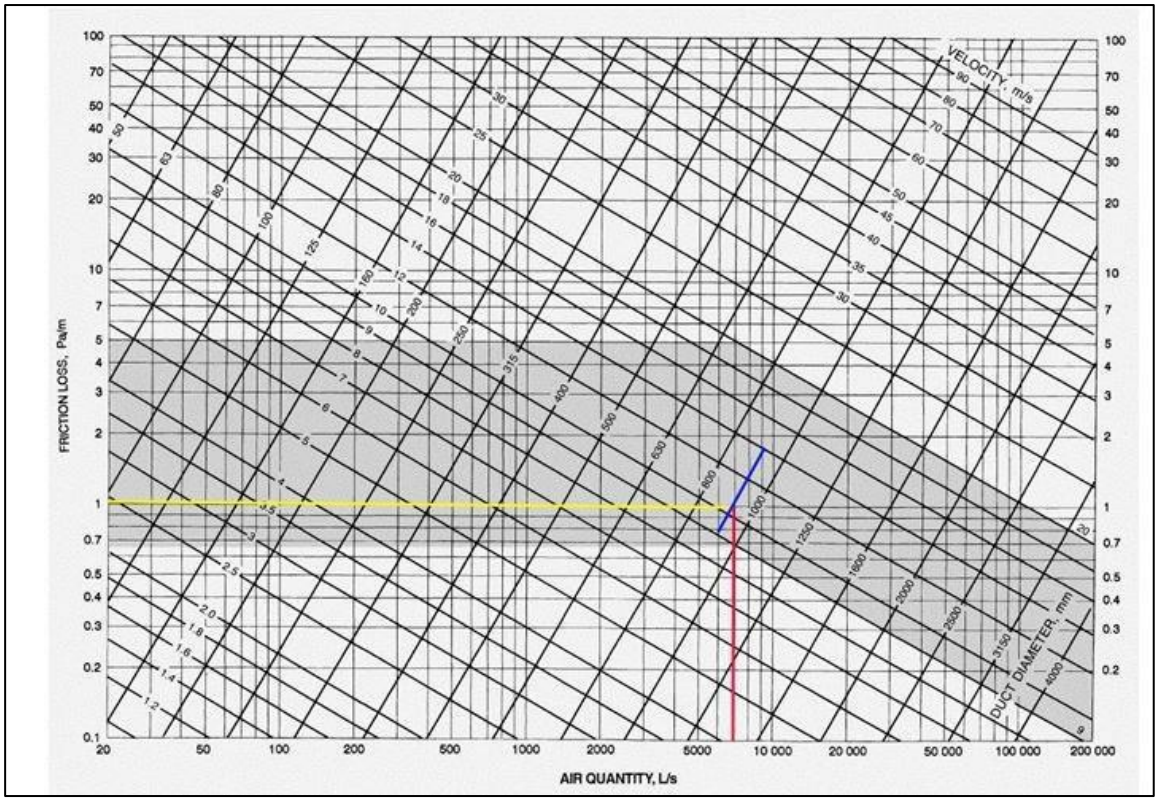


Figure 3-3 Diagramme de perte de charge / mètre de conduit (rugosité : 0,09 mm) (source Eurovent [1])

Une **perte de charge singulière** s'exprime sous la forme :

$$P_{Lf} = \zeta_F \cdot \tfrac{1}{2} \rho V^2$$

Le coefficient de perte de charge ζ_F [1] dépend du nombre de Reynolds Re. Il peut augmenter de façon significative aux faibles valeurs de Re. A l'inverse, dans les écoulements turbulents (grand nombre de Reynolds), la valeur de ζ_F est en général moins importante et évolue peu en fonction de Re. Il n'y a pas de valeur intrinsèque du coefficient de perte de charge pour un composant de réseau donné. Selon les conditions d'écoulement amont, des valeurs différentes peuvent être observées.

La majorité des abaques de perte de charge considère un profil de vitesse d'écoulement axisymétrique, sans tourbillon à l'amont du composant. Cela nécessite une longueur droite de gaine importante à l'entrée de chaque composant du réseau, condition qui n'est pas souvent remplie en réalité.

La perte de charge singulière d'un composant s'exprime donc de façon plus précise sous la forme :

$$P_{Lf} = \zeta_F \cdot f_1(Re).f_2(d). \tfrac{1}{2} \rho V^2$$

où f_1 et f_2 sont des facteurs correctifs dépendant respectivement du nombre de Reynolds et du diamètre de la gaine.

[1] ζ_F est parfois noté K (voir § 3.3)

Pour conclure ce paragraphe, pour minimiser les pertes de charge aussi bien linéaires que singulières, il convient de limiter la vitesse d'air dans le réseau.

À titre informatif, les **vitesses d'air maximales recommandées** en fonction de l'application sont les suivantes :

- Secteur industriel ⇨ Vmax = 30 m/s
- Secteur bâtiment ⇨ Vmax = 5 m/s
- Désenfumage ⇨ Vmax = 10 m/s.

Figure 3-4 Exemple d'installation : Caissons de ventilation raccordés à des conduits (photo VIM)

3.2. Influence de la température et de la viscosité de l'air sur la perte de charge

La perte de charge d'un réseau varie selon la **température**. Lorsque l'air est à une température différente des conditions standards (20°C), il est d'usage de corriger les pertes de charge par le rapport des températures absolues en K afin de prendre en compte la variation de la masse volumique de l'air. Lorsque la température augmente, la masse volumique de l'air diminue et la perte de charge diminue :

$$\Delta P(T) = \Delta P(20°C).\frac{(273 + 20)}{(273 + T)}$$

où :

$\Delta P(20°C)$: perte de charge à 20°C

T : température de l'air dans le conduit (°C).

La température influe également sur la **viscosité de l'air**. Contrairement à la masse volumique, la viscosité augmente lorsque la température augmente, mais proportionnellement moins rapidement : il en résulte que le nombre de Reynolds diminue lorsque la température augmente et, par conséquent, le facteur de frottement f augmente.

Pour des températures inférieures à 50°C, l'effet de la température sur la viscosité peut être négligé (erreur < 2,5%). En revanche, pour des températures élevées il convient de le prendre en compte dans la correction. La formule précédente s'écrit alors :

$$\Delta P(T) = \Delta P(20°C).\frac{(273 + 20)}{(273 + T)}.k_T$$

k_T : facteur correctif pour prendre en compte l'effet de la température sur la perte de charge, dû aux changements de viscosité et de nombre de Reynolds.

La Figure 3-5 montre l'évolution du facteur correctif kT en fonction de la température et de la vitesse en gaine. Plus la vitesse est faible plus la correction est importante. Ainsi, si on ne prend pas en compte la correction, à 100°C l'erreur sur la perte de charge est d'environ 2% à 50 m/s et 7,5% à 2 m/s. L'erreur augmente rapidement avec la température : à 540°C, l'erreur est de 10,5% environ à 50 m/s et atteint 33% à 5 m/s. L'omission de ce facteur correctif a pour effet de **minimiser la perte de charge.**

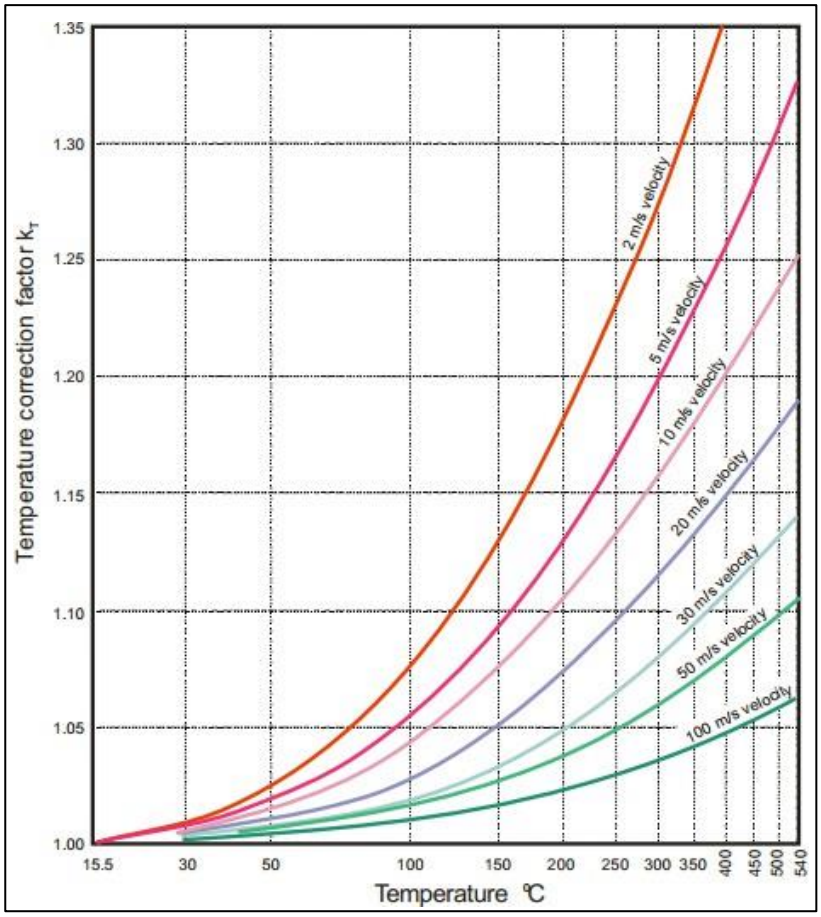


Figure 3-5 Facteur de correction k_T (source Eurovent [1])

3.3. Pertes de charge de coudes

3.3.1. Perte de charge d'un coude

Dans la plupart des circuits de ventilation, la perte de charge des coudes est le paramètre prédominant, beaucoup plus important que la perte de charge des conduits droits ou autres éléments du circuit. Compte tenu de la surface relativement faible des parois internes d'un coude, leur rugosité a un effet négligeable sur la perte de charge, qui est avant tout liée aux décollements et recirculations de l'écoulement dans le coude (Figure 3-6).

La géométrie du coude, incluant son rayon de courbure, a une influence importante sur le coefficient de perte de charge K. Ainsi, le coefficient K d'un coude brusque à 90° est voisin de 1,1 alors que celui d'un coude arrondi à rayon de courbure R/D > 1,5 est près de 10 fois plus faible [2].

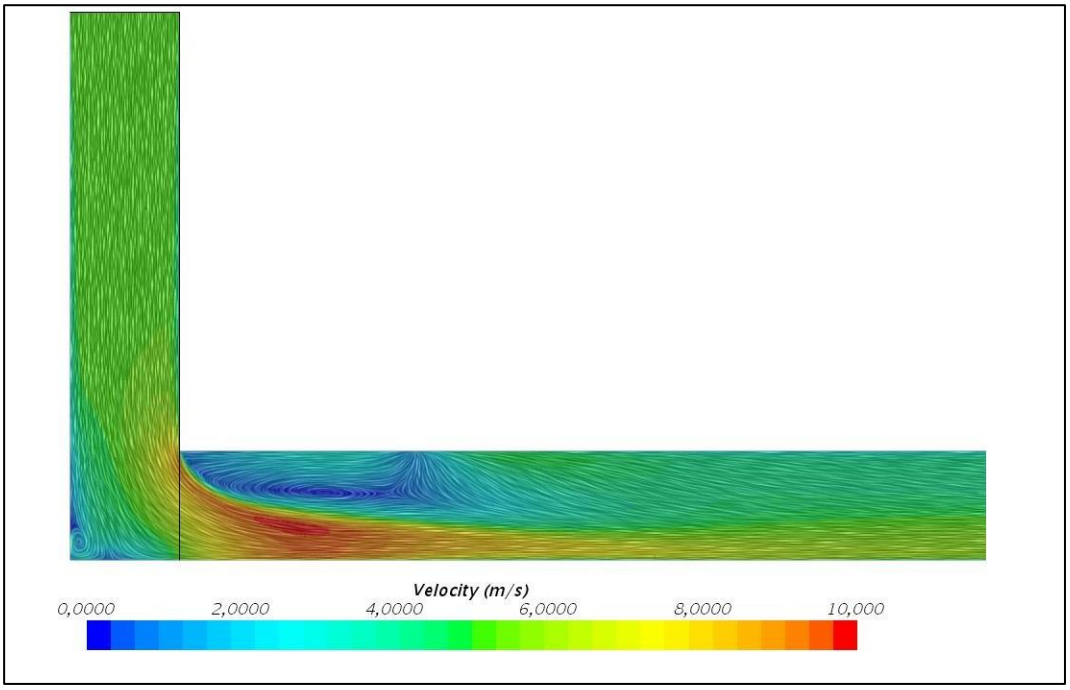


Figure 3-6 Écoulement dans un coude brusque à 90°

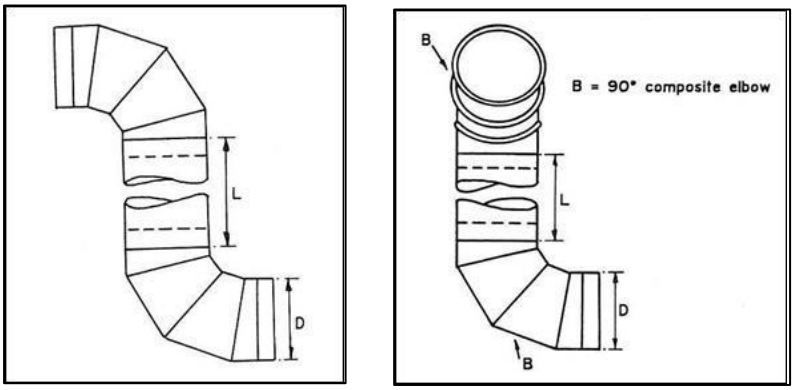
3.3.2. Perte de charge de deux coudes en série

La perte de charge d'un circuit complet s'obtient à partir de la somme des pertes de charge individuelles des différents composants du circuit. Ceci est vrai si les composants sont espacés par suffisamment de longueurs droites de conduit pour que le profil de vitesse à l'amont de chacun des éléments soit homogène (profil pleinement développé), sans composante giratoire. Ce n'est plus vrai lorsque les composants, par exemple deux coudes, sont suffisamment rapprochés pour qu'apparaissent des effets d'interactions qui se traduisent par une distorsion du profil de vitesse à l'entrée du deuxième élément induite par le premier composant.

Dans l'exemple qui suit, des mesures de perte de charge ont été réalisées sur un coude à 90° à 4 éléments, de diamètre D = 250 mm, puis sur 2 coudes identiques espacés par un conduit droit de longueur L/D = 1, puis L/D = 5. Les essais ont été réalisés avec les coudes successivement dans le même plan, puis dans deux plans perpendiculaires (Figure 3-7).

La Figure 3-8 montre le coefficient de perte de charge K mesuré en fonction du nombre de Reynolds Re pour les configurations 1 coude, 2 coudes dans le même plan espacés de 1D et 5D, 2 coudes dans deux plans perpendiculaires espacés de 1D et 5D.

On constate sur la Figure 3-8, à nombre de Reynolds constant, une dispersion relativement importante entre les valeurs de K mesurées avec les deux coudes. On observe en particulier dans l'exemple présenté qu'un rapprochement des coudes d'une distance 5D à une distance 1D n'entraîne pas, contrairement à ce que l'on pourrait attendre, une augmentation de la perte de charge. Il entraîne au contraire une diminution de la perte de charge, ceci pour les deux orientations respectives du deuxième coude par rapport au premier.



a) **dans le même plan** b) **dans 2 plans perpendiculaires**

Figure 3-7 Deux coudes en série de diamètre ∅250 mm (source Eurovent [1])

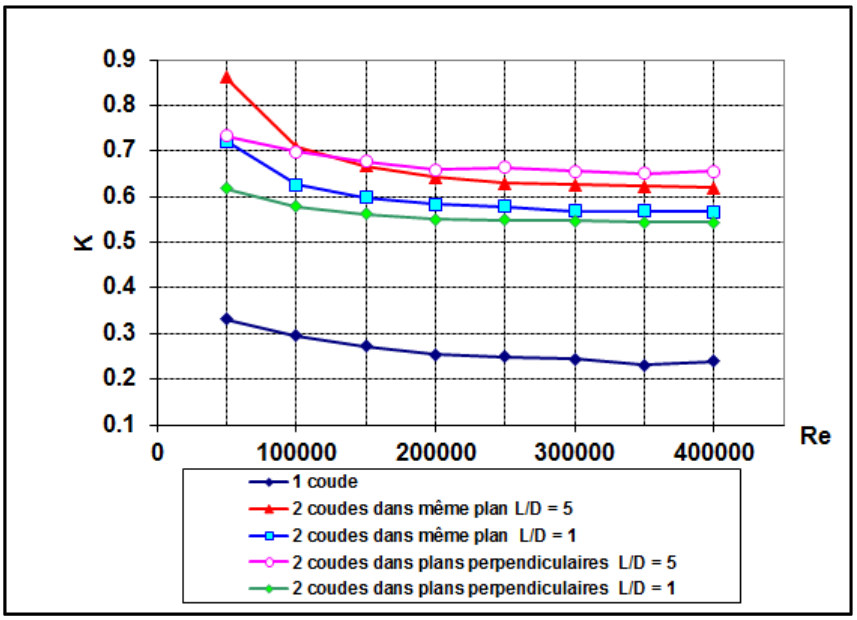


Figure 3-8 Coefficient de perte de charge des coudes ∅250 en fonction du nombre de Reynolds (essai) (source Eurovent [1])

La Figure 3-9 compare pour les configurations 2 coudes distants de 5D :

- Les courbes K mesurées pour les deux orientations des coudes
- La courbe K prévisionnelle obtenue en sommant la valeur de K mesurée de deux coudes individuels et celle d'un conduit droit de longueur 5D, obtenue théoriquement par une formule classiquement utilisée pour les conduits droits.

On constate sur la Figure 3-9 que la **perte de charge prévue** des deux coudes en série espacés par un conduit droit est **inférieure** à la **perte de charge** effectivement **mesurée**, ce qui confirme l'effet d'interaction négatif mentionné en introduction de ce paragraphe.

Des tendances inverses sont mentionnées dans l'ouvrage de D.S. Miller [2] qui présente des résultats obtenus sur deux coudes arrondis espacés par un conduit droit de longueur 0D, 5D ou 30D. Contrairement à l'exemple précédent la perte de charge mesurée sur les deux coudes espacés de 0D ou de 5D est cette fois plus faible, dans la majorité des cas, que la somme des pertes de charge des éléments individuels. Cela se traduit par un coefficient C (rapport de la perte de charge mesurée sur la perte de charge prévue à partir de la somme des pertes de charge des composants isolés) inférieur à 1. Lorsque les coudes sont très éloignés (L/D = 30) on trouve la valeur attendue C = 1, qui indique que la perte de charge de l'ensemble est égale à la somme des pertes de charge des éléments individuels.

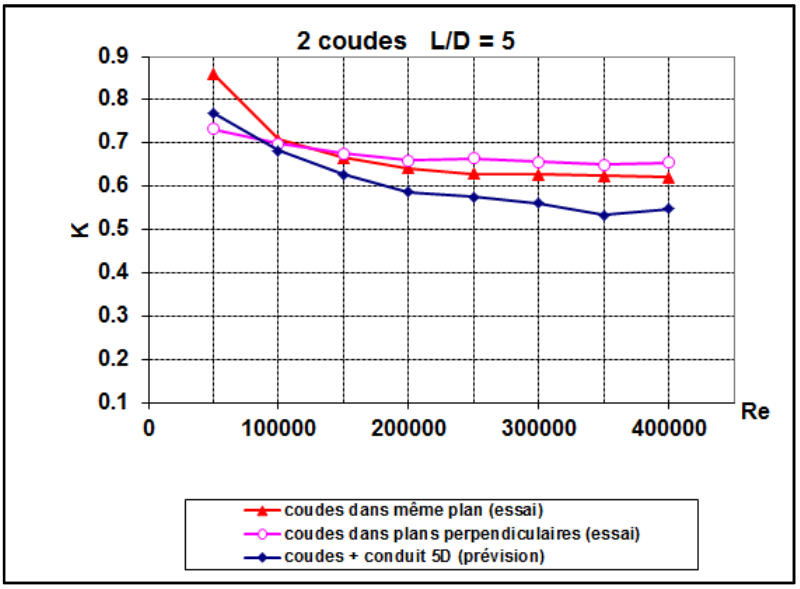


Figure 3-9 Coefficient de perte de charge de 2 coudes espacés de 5D (essai et prévision) (source Eurovent [1])

4. EFFETS D'INSTALLATION

4.1. Causes

Les performances débit-pression et débit-puissance d'un ventilateur sont mesurées en laboratoire selon la norme NF EN ISO 5801 [3] dans des conditions que l'on peut qualifier d'idéales. Des conditions "idéales" correspondent à un écoulement à l'entrée et à la sortie du ventilateur homogène (profil de vitesse, en général turbulent et sans giration, tel que celui représenté figure 3.1 dans le cas d'un ventilateur en conduit). Lorsqu'un ventilateur est inséré dans une installation réelle l'écoulement est parfois loin d'être idéal, en particulier à cause de composants tels que coudes, changements de section, échangeurs thermiques, parois, plénums, … à proximité de l'aspiration et/ou du refoulement du ventilateur. Ces obstacles peuvent générer un écoulement très inhomogène, parfois accompagné de girations ou recirculations importantes, conduisant souvent à une réduction du débit d'air dans l'installation et éventuellement une augmentation de la puissance consommée et du niveau sonore.

Lorsque l'obstacle est **proche de l'entrée** du ventilateur, cet effet d'installation se traduit par une **dégradation de la courbe débit-pression** du ventilateur par rapport à la courbe mesurée en laboratoire, à cause de l'écoulement perturbé dans la roue.

Lorsque l'obstacle est **au refoulement** du ventilateur l'effet d'installation est avant tout dû à une **augmentation de la perte de charge de l'obstacle**, liée à l'écoulement très perturbé existant généralement en sortie du ventilateur. Il est possible néanmoins que la présence de l'obstacle aval (cas par exemple de parois latérales proches d'une roue centrifuge sans volute) perturbe l'écoulement dans la roue elle-même, ce qui dégrade la courbe aéraulique du ventilateur de manière similaire à un obstacle à l'aspiration.

Un rapport technique ISO consacré aux effets d'installation aérauliques des ventilateurs a été publié en 2020 [4]. Il présente un grand nombre de résultats expérimentaux, obtenus via plusieurs campagnes d'essais dédiées, qui montrent l'influence de différents obstacles "génériques" à l'aspiration ou au soufflage de ventilateurs hélicoïdes et centrifuges sur leurs courbes débit-pression. Des extraits de ce document ISO font l'objet des paragraphes ci-dessous.

4.2. Quantification de l'effet d'installation

Pour quantifier l'effet d'installation (ou effet système) sur la courbe débit-pression du ventilateur, il est proposé deux critères qui diffèrent selon que l'obstacle est situé à l'aspiration ou au refoulement du ventilateur, ceci afin de souligner la différence entre les mécanismes en jeu mentionnés ci-dessus.

Lorsque l'obstacle est à **l'aspiration** l'effet système est quantifié par la baisse de débit relative $\Delta q_{v1}/q_{v1}$ sur une courbe de résistance du circuit (figure 4-1). Sur cette figure, la courbe en trait continu est la courbe du ventilateur seul, sans obstacle à l'entrée. La courbe en pointillé est la courbe du ventilateur en présence d'effet système, c'est-à-dire la courbe mesurée avec l'obstacle

à l'entrée du ventilateur, corrigée de la perte de charge de l'obstacle[2].

Le facteur d'effet système (en anglais System Effect Factor SEF) est défini comme la valeur de $\Delta q_{v1}/q_{v1}$ moyennée sur l'ensemble de la courbe du ventilateur. SEF est en général positif, mais il peut être parfois négatif (courbe "with SE" au-dessus de la courbe "w/o SE" sur la figure 4-1). Dans ce dernier cas, l'obstacle amont joue un rôle bénéfique sur la courbe du ventilateur.

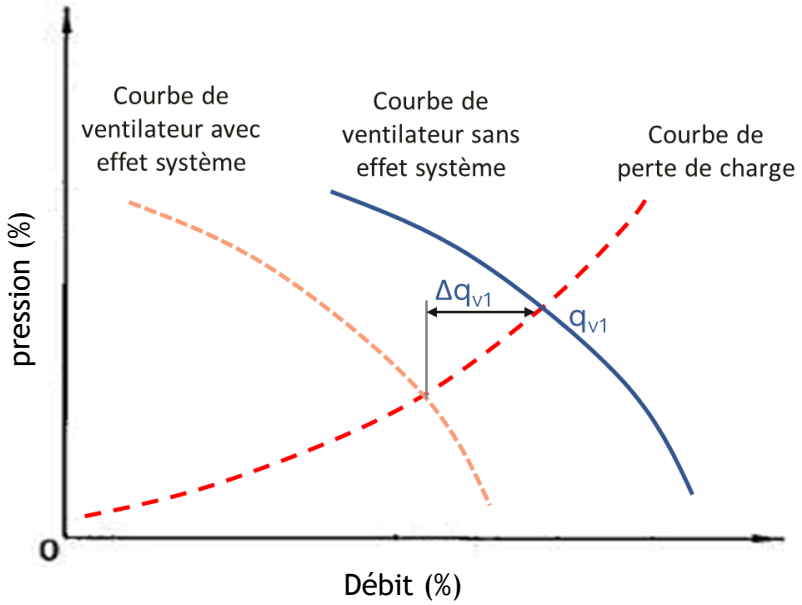


Figure 4-1 Définition de q_{v1} et Δq_{v1} sur une courbe de perte de charge

Lorsque l'obstacle est au refoulement du ventilateur une autre définition du SEF a été choisie pour rappeler que c'est, la plupart du temps, la perte de charge de l'obstacle qui est modifiée et non la courbe du ventilateur.

La figure 4-2 illustre la façon dont est défini l'effet système. Le point 1 est le point de croisement entre la courbe débit-pression du ventilateur seul (mesurée ou fournie par le fabricant de ventilateur) et la courbe de perte de charge du circuit estimée initialement, incluant la perte de charge de l'obstacle au refoulement mesurée ou estimée en considérant un écoulement homogène et sans giration à l'entrée de celui-ci. Comme l'écoulement au refoulement du ventilateur présente un profil de vitesse non uniforme (figure 4-3) et presque toujours une giration importante, la perte de charge de l'obstacle est plus importante que prévue (courbe en pointillé, qui coupe la courbe du ventilateur seul au point 2 sur la figure 4-2). Cela se traduit, comme pour un obstacle à l'aspiration, par une baisse de pression de la courbe du ventilateur, qu'il faut compenser en augmentant la vitesse de rotation (courbe en trait discontinu sur la figure 4-2, déduite de l'application de la loi de transposition en vitesse des ventilateurs) afin d'atteindre le point 3. Ce dernier s'obtient en ajoutant à la pression statique du ventilateur au point 1 l'écart de pression entre les courbes mesurées avec et sans obstacle aval au débit initial prévu. Cet écart correspond précisément à l'effet système SE. En définitive, comme on le voit sur la figure 4-2 le point 3 est

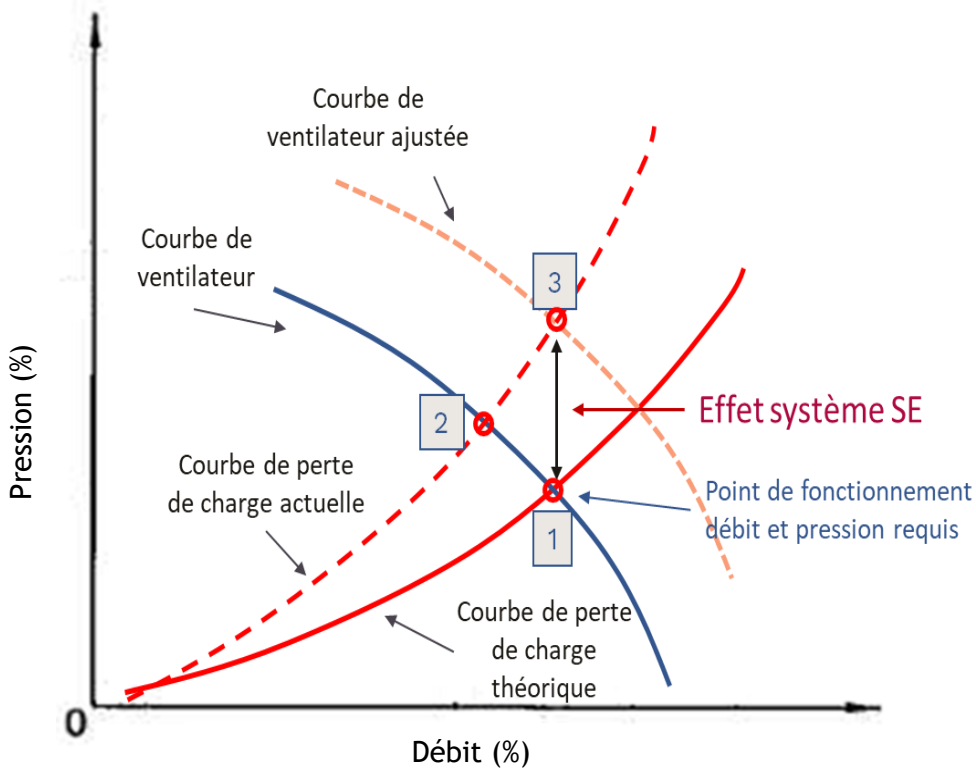
[2] La correction de la perte de charge de l'obstacle est, pour chaque débit, la pression à ajouter à la courbe du ventilateur mesurée en présence de l'obstacle, cette pression correspondant à la perte de charge de l'obstacle mesurée ou estimée avec un écoulement supposé homogène à l'entrée.

situé au croisement de la courbe du ventilateur seul rehaussée par augmentation de la vitesse et de la courbe de perte de charge réelle, mais non mesurable, du circuit compte tenu de l'effet système.

Le facteur d'effet système est alors :

$SEF = SE/p_{dyn}$ moyenné sur toute la courbe du ventilateur,

p_{dyn} étant la pression dynamique au refoulement du ventilateur à chaque débit de la courbe.



Courbe de perte de charge théorique : courbe de perte de charge du circuit prévue initialement, incluant la perte de charge de l'obstacle au refoulement estimée en supposant un écoulement de vitesse homogène à l'entrée

Courbe de perte de charge actuelle : courbe de perte de charge réelle du circuit compte tenu du supplément de perte de charge dû à l'obstacle au refoulement du ventilateur (courbe non mesurable)

Courbe du ventilateur : courbe du ventilateur seul

Courbe du ventilateur ajustée : courbe du ventilateur passant par le point 3 calculée en augmentant la vitesse de rotation

Figure 4-2 Représentation de l'effet système SE

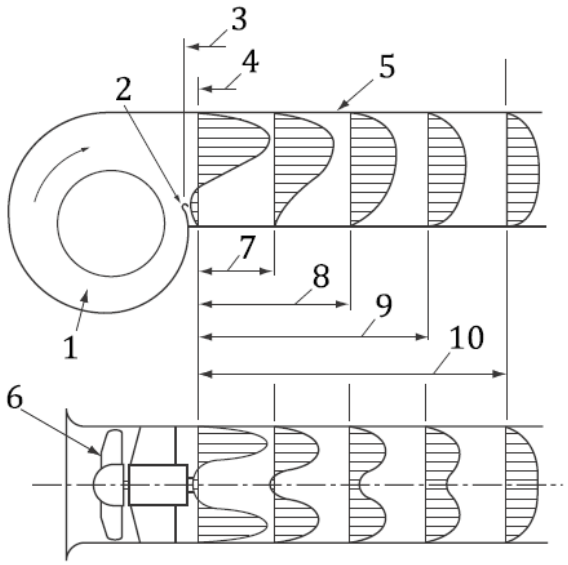


Figure 4-3 Profils de vitesse typiques au refoulement de ventilateurs hélicoïde et centrifuge

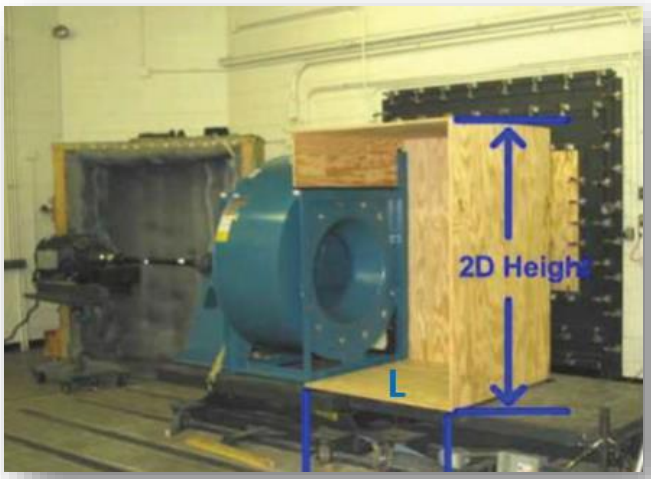
4.3. Exemples de facteurs d'effet système SEF

4.3.1. Introduction

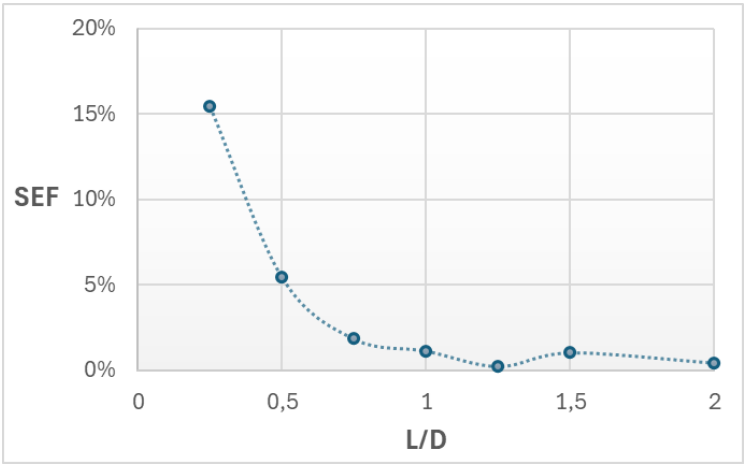
Les résultats expérimentaux présentés dans ce chapitre, relatifs à des obstacles placés soit à l'aspiration, soit au refoulement des ventilateurs, présentent quelques exemples caractéristiques issus du document ISO/TR 16219 [4]. L'expérience montre que le SEF dépend non seulement de la forme de l'obstacle et du type de ventilateur, mais également pour un type de ventilateur donné, de ses caractéristiques géométriques (par exemple, pour un ventilateur hélicoïde, du nombre et du calage de pales, du rapport de moyeu, de la présence ou non d'un redresseur, …). Il faut donc considérer les données présentées ici comme des tendances et non des valeurs permettant de prévoir de façon précise l'effet système dans une configuration de ventilateur et de composant donnée.

4.3.2. Obstacles à l'aspiration

La figure 4-4 montre pour un plénum à entrée latérale à l'aspiration d'un ventilateur centrifuge à réaction l'évolution du SEF, représentée en pourcentage du débit du ventilateur sans obstacle, en fonction de la distance L entre la paroi du plénum face au ventilateur et l'ouïe d'aspiration. On observe une augmentation rapide du SEF lorsque L décroit, avec une baisse moyenne de débit de 15 % à L = 0,25D.



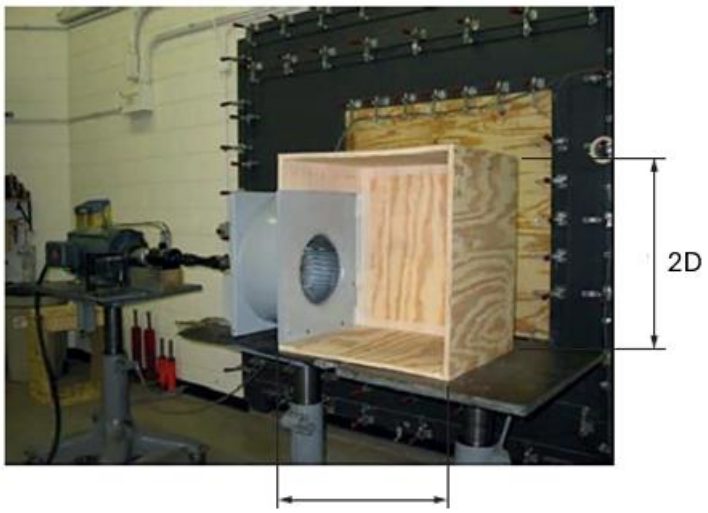
Configuration expérimentale



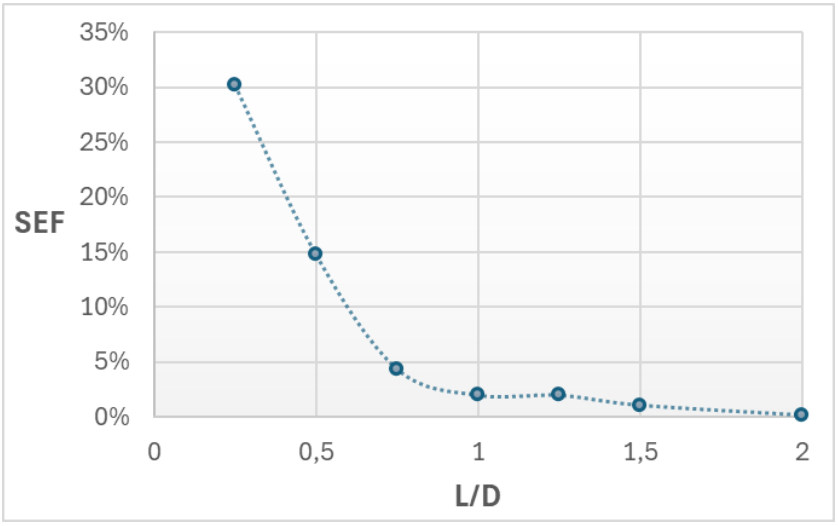
Influence de la distance L sur le SEF

Figure 4-4 Effet système dû à un plénum à entrée latérale à l'aspiration d'un ventilateur centrifuge à réaction de diamètre de roue D (source AHSRAE [9])

La figure 4-5 présente dans une configuration analogue les résultats obtenus sur un ventilateur centrifuge à action. On retrouve une évolution similaire du SEF en fonction de L/D, avec un effet encore plus important que pour le ventilateur centrifuge à réaction, le débit chutant de 30 % lorsque la paroi est à 0,25D de l'ouïe d'aspiration.



Configuration expérimentale



Influence de la distance L sur le SEF

Figure 4-5 Effet système dû à un plénum à entrée latérale à l'aspiration d'un ventilateur centrifuge à action de diamètre de roue D (source AHSRAE [10])

La figure 4-6 montre l'influence de la distance L d'un grand écran face à l'ouïe d'aspiration d'un ventilateur hélicoïde de type hélice. On constate là encore une forte augmentation du SEF lorsqu'on réduit la distance, le SEF étant de 17 % à L = 0,25D.

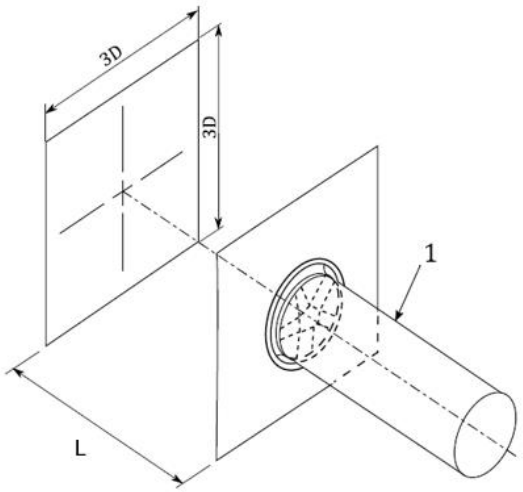
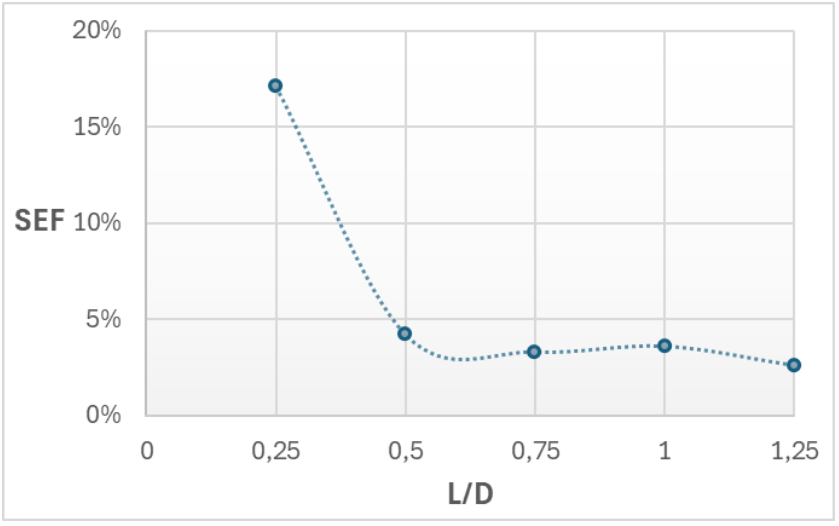


Schéma de la configuration expérimentale



Influence de la distance L sur le SEF

Figure 4-6 Effet système dû à un écran face à l'ouïe d'aspiration d'un ventilateur hélicoïde de type hélice de diamètre de roue D (source AHSRAE [11])

La figure 4-7 montre l'effet système dû à un coude à 90° de deux formes différentes à l'entrée d'un ventilateur hélicoïde sans redresseur. Le SEF décroît continument lorsque L croit, pour atteindre une valeur d'un peu plus de 6 % lorsque le coude est accolé au ventilateur (L/D = 0). La forme du coude a peu d'influence sur l'effet système, notamment aux faibles distances L/D [3] .

D'autres composants en amont du ventilateur ont été testés sur la même installation d'essais avec différents types de ventilateurs hélicoïdes et centrifuges [4]. Les valeurs de SEF obtenues sont dans tous les cas inférieures, voire très inférieures, à celles de la figure 4-7 lorsque la distance L/D est inférieure à 2.

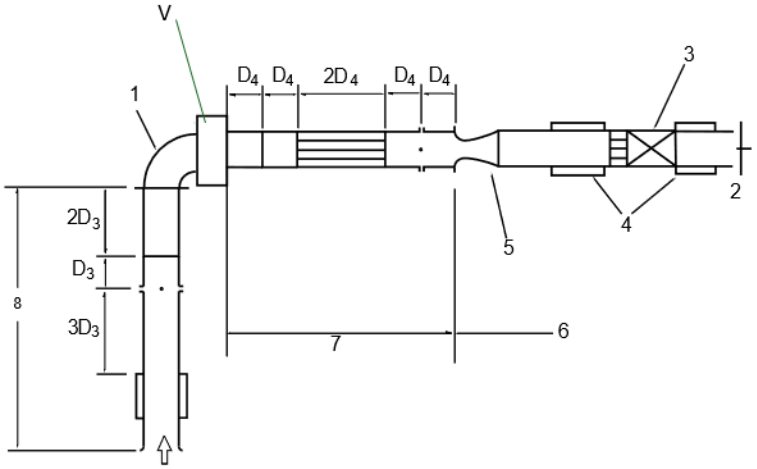


Schéma de l'installation d'essais (1 : coude V : ventilateur)

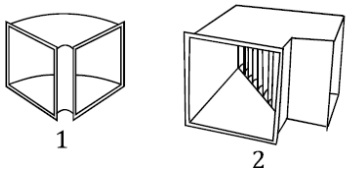
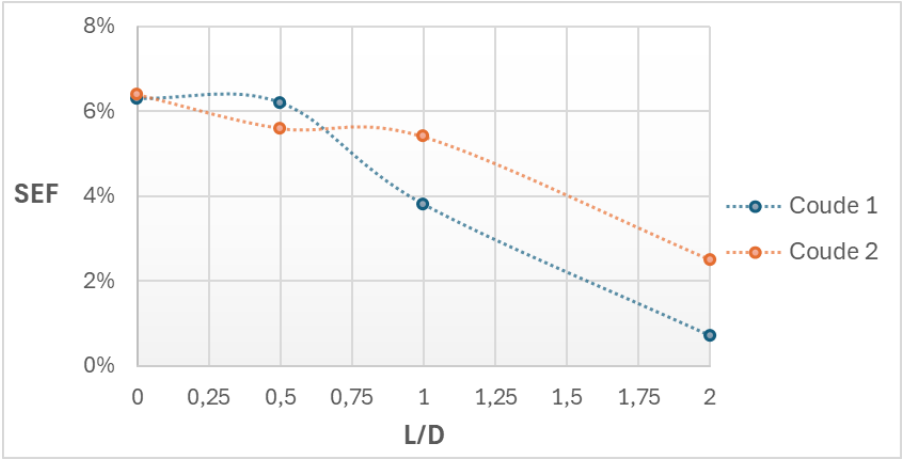


Schéma des coudes
(1 : coude circulaire à petit rayon de courbure
2 coude brusque avec ailettes)



Influence de la distance L sur le SEF

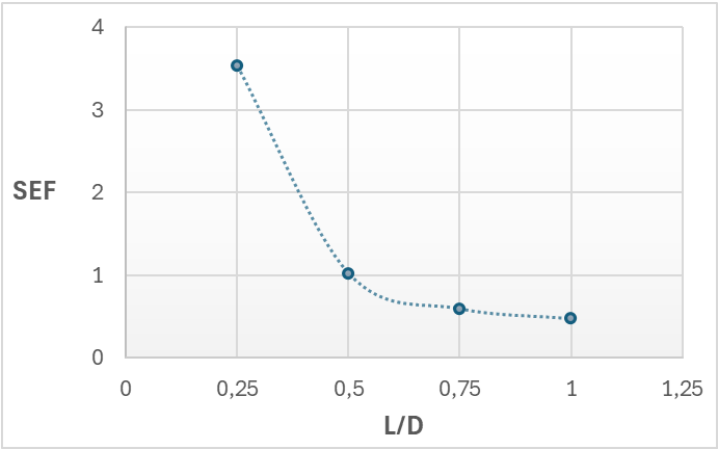
Figure 4-7 Effet système dû à un coude à l'entrée d'un ventilateur hélicoïde sans redresseur de diamètre de roue D [13]

[3] On rappelle que la perte de charge du coude, qui a été mesurée dans chaque cas, est prise en compte pour quantifier l'effet système.

4.3.3. Obstacles au refoulement

On rappelle que la définition du SEF dû à un obstacle au refoulement est différente de celle à l'aspiration (voir paragraphe 4.2). La figure 4-8 montre l'influence d'un plénum au refoulement d'un ventilateur centrifuge à roue libre. La distance L des parois latérales et supérieure du plénum par rapport à la roue a un effet d'autant plus important que les parois sont proches, avec un SEF de 3,5 (chute de pression statique égale à 3,5 fois la pression dynamique en sortie roue) à L/D = 0,25, ce qui représente une valeur très élevée. Dans ce cas précis, il ne s'agit pas d'une augmentation de perte de charge du plénum qui est la cause de l'effet système, mais d'une perturbation de l'écoulement dans la roue elle-même due à la proximité des parois.

Ventilateur centrifuge roue libre avec plénum au refoulement



Influence de la distance L des parois latérales et supérieure du plénum par rapport à la roue

Figure 4-8 Effet système dû à un plénum en sortie d'un ventilateur centrifuge à roue libre de diamètre de roue D (source AHSRAE [12])

La figure 4-9 montre l'effet système dû à un coude à 90° en sortie d'un ventilateur hélicoïde. Il s'agit du même ventilateur et des mêmes coudes que ceux de la figure 4-7 (coudes à l'aspiration). Pour obtenir les valeurs de SEF présentées à la figure 4-9, les courbes de perte de charge des coudes, alimentés par un écoulement homogène et sans giration à l'entrée, sont prises en compte. Ces courbes, qui ont été mesurées sur l'installation, sont les mêmes que celles utilisées pour quantifier le SEF dû aux coudes à l'aspiration.

On remarque sur la figure 4-9 des valeurs de SEF très faibles en comparaison de celles de la figure 4-8. Elles augmentent légèrement lorsque la distance entre le ventilateur et le coude croît, ce qui est contraire à la tendance observée avec le coude à l'aspiration. On constate par ailleurs que le SEF est négatif pour L/D ≤ 1, ce qui signifie que dans ce cas le coude a un effet légèrement bénéfique sur la courbe du ventilateur. On retrouve une telle tendance sur beaucoup des résultats présentés en [4] lorsque l'obstacle est au refoulement du ventilateur.

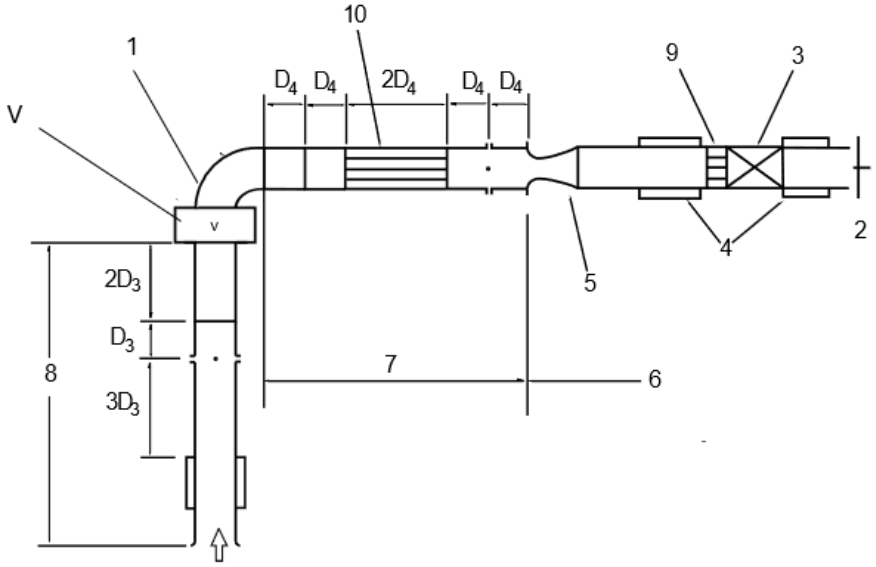
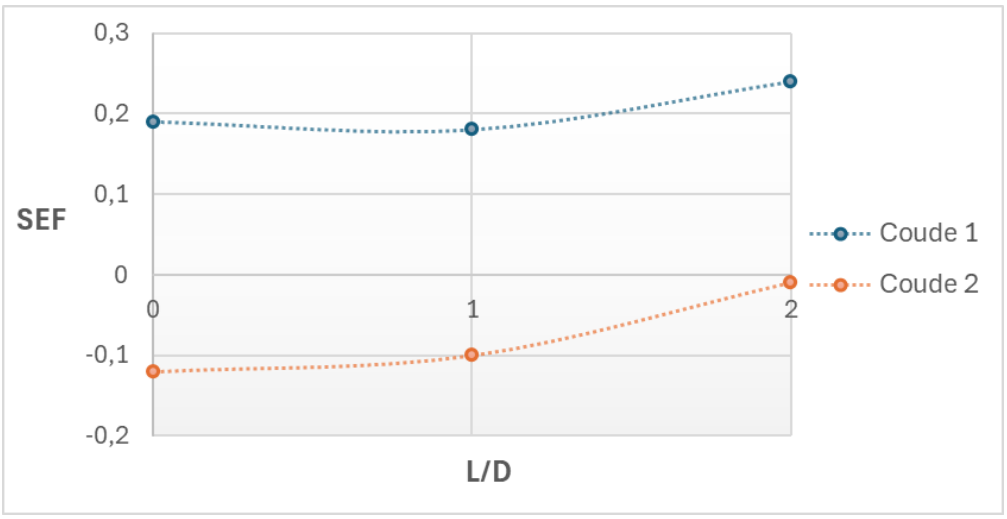


Schéma de l'installation d'essais (1 : coude V : ventilateur)



Influence de la distance L sur le SEF

Figure 4-9 Effet système dû à un coude à la sortie d'un ventilateur hélicoïde sans redresseur de diamètre de roue D [13]

La figure 4-10 montre un exemple d'installation particulièrement mal conçue, avec un coude au refoulement du ventilateur centrifuge orienté dans le mauvais sens. Comme on le voit sur la figure 4-3 l'écoulement en sortie immédiate d'un centrifuge présente un maximum de vitesse dans la partie supérieure de la volute, ce qui implique que sur l'installation de la figure 4-10 on a très probablement un décollement à la jonction entre le ventilateur et le coude, entrainant une baisse de performance aéraulique du ventilateur accompagnée d'une hausse de bruit et de perte de charge du coude.

Figure 4-10 Vue d'une installation avec un coude au refoulement très mal conçue

4.4. Conclusion

L'objectif de ce chapitre était de montrer les causes d'effet système aéraulique associé à un composant placé immédiatement à l'entrée ou à la sortie d'un ventilateur et de présenter quelques exemples chiffrés d'effet système, extraits de l'ISO/TR 16219 qui regroupe bien d'autres résultats. Ces derniers ont été obtenus par voie expérimentale, mais il est probable que la CFD pourrait constituer un outil complémentaire précieux pour prévoir et réduire l'effet système, à condition de reproduire avec une précision suffisante les champs de pression et de vitesse dans le ventilateur et l'obstacle associé.

L'ensemble des résultats présentés dans ce rapport ISO/TC 16219 met en évidence que dans la plupart des cas l'effet système est peu important, excepté dans certaines situations comme celles illustrées ici. Lorsque l'obstacle est à l'aspiration du ventilateur, il est conseillé de l'éloigner du ventilateur. C'est moins nécessaire au refoulement, sauf si le composant est très proche du ventilateur et susceptible de perturber l'écoulement dans la roue. D'une manière générale, on constate que l'effet système est plus important avec un obstacle à l'entrée plutôt qu'à la sortie. Ceci est également vrai pour l'effet d'installation acoustique, qui n'est pas un sujet abordé ici mais qui pourrait faire l'objet d'un autre rapport technique ISO.

ANNEXE A - INCERTITUDES DE MESURE DE DEBIT SUR SITE

Une estimation des incertitudes de mesure de débit d'un ventilateur sur site est donnée dans la norme NF EN ISO ISO 5802 [5]. L'incertitude dépend des conditions d'écoulement en amont du plan de mesure et de la méthode de mesure.

Il convient tout d'abord d'indiquer que d'après la norme NF EN ISO 5801 [3] l'incertitude maximale admissible sur la valeur de débit mesurée **en laboratoire est de ± 2 %** avec un niveau de confiance de 95%. L'incertitude de mesure de débit sur site ne peut donc être que supérieure à cette valeur de ± 2 %, mais elle peut s'en approcher à condition que la mesure s'effectue à l'aide d'un appareil déprimogène (diaphragme, tuyère, venturi) inséré à l'entrée ou à la sortie du circuit et que l'écoulement soit axial et exempt de giration. Si l'écoulement est giratoire ou si les lignes de courant ne sont pas parallèles entre elles, l'incertitude peut augmenter fortement.

Si le débit sur site est déterminé par exploration du champ de vitesse dans le conduit en un certain nombre de points défini dans la norme NF EN ISO 5802, l'incertitude est plus grande. À condition que l'écoulement dans le conduit soit axial et exempt de giration, ce qui suppose des longueurs droites de conduit importantes en amont du plan d'exploration, l'incertitude sur la mesure de débit est, selon NF EN ISO 5802, de l'ordre de :

- ± 3% de qv dans le cas d'une mesure avec un tube de Pitot double[2] dans un conduit de forme régulière,
- ± 3,3% de qv dans le cas d'une mesure avec un tube de Pitot double dans un conduit de forme irrégulière,
- ± 3,5% de qv dans le cas d'une mesure avec un anémomètre dans un conduit de forme régulière,
- ± 4% de qv dans le cas d'une mesure avec un anémomètre dans un conduit de forme irrégulière.

On peut également trouver des informations dans la norme NF EN 16211 [6] relative à la détermination du débit des systèmes de ventilation dans les bâtiments. Dans cette norme l'incertitude sur la mesure de débit est estimée à une valeur comprise entre **4 et 6%** pour des mesures dans un conduit de section circulaire ou rectangulaire, ceci que ce soit avec un tube de Pitot ou un anémomètre. Les longueurs droites de conduit doivent être dans ce cas respectivement d'au moins **5D en amont** du plan de mesure et **2D en aval** du plan de mesure. Dans la réalité on a rarement des longueurs droites aussi importantes et l'incertitude peut être beaucoup plus importante.

---

[2] La norme NF EN ISO 5802 précise que dans les conditions industrielles normale l'utilisation d'un tube de Pitot double n'est pas recommandée dans les sections où la différence de pression $p_{tot} - p_{stat}$ fournie par le tube de Pitot en un point quelconque de mesure est inférieure à 10 Pa.

Le CETIAT a publié en 2024 la révision du guide sur la mesure de débit d'air sur site pour les installations de ventilation [7]. Ce guide indique en particulier les valeurs des incertitudes de mesure attendues par exploration du champ de vitesse dans un conduit de section rectangulaire ou circulaire en fonction de la méthode de mesure et de la longueur droite de conduit entre la section de mesure et une singularité amont. Ainsi, pour un conduit circulaire une exploration sur un seul diamètre avec une singularité située à 1,6 D en amont du plan de mesure conduit à une incertitude de **24%** sur la détermination du débit. Cette incertitude n'est plus que de **8% si l'exploration s'effectue sur deux diamètres** perpendiculaires avec une longueur droite de **2,5 D** entre la singularité amont et la section de mesure[4].

[4] Cette incertitude de 10% est élevée par rapport aux valeurs mentionnées plus haut, mais dans le guide CETIAT il est supposé que l'incertitude due uniquement au dispositif de mesure utilisé est égale au maximum à 5% de la vitesse mesurée. Cette incertitude n'est pas prise en compte dans les valeurs annoncées précédemment.

ANNEXE B - DIMENSIONNEMENT D'UN VENTILATEUR

Le dimensionnement d'un ventilateur dans un circuit aéraulique nécessite :

- d'évaluer le mieux possible les pertes de charge de l'ensemble du circuit,
- de choisir le ventilateur présentant des performances aérauliques capables de fournir le débit volumique recherché à une pression au moins égale à la perte de charge du circuit, à laquelle il faudrait ajouter une marge liée à un éventuel effet système qu'il est difficile d'évaluer.

La perte de charge d'un système est la somme des pertes de charge des différents éléments du circuit (si l'on néglige les effets d'interaction entre composants rapprochés tels qu'évoqués au chapitre 3). **La perte de charge d'un composant** est la **différence des pressions totales** (somme de la pression statique et de la pression dynamique) entre l'entrée et la sortie de celui- ci.

Dans une portion de circuit passive (sans ventilateur), la pression totale décroît continument de l'amont vers l'aval, ce qui n'est pas le cas de la **pression statique** qui peut croître ou décroître le long du circuit en fonction de l'évolution des sections de conduits. La Figure B-1 montre un exemple d'évolution de la pression totale dans un circuit. La pression totale décroît effectivement dans les conduits en amont et en aval du ventilateur. **L'élévation de pression totale du ventilateur** (pression totale en sortie moins pression totale en entrée du ventilateur) compense exactement cette baisse de pression totale sur l'ensemble des deux conduits.

En conséquence, pour dimensionner un ventilateur il convient de s'appuyer uniquement sur sa **courbe de pression totale**. Si seule la courbe de pression statique est donnée par le constructeur de ventilateur, on peut déduire la courbe de pression totale par l'expression suivante, tirée de la norme NF EN ISO 5801 :

$$p_f = p_{fs} - p_{d2}$$

où :

p_{fs} : pression statique du ventilateur

p_f : pression totale du ventilateur

p_{d2} : pression dynamique au refoulement (calculée à partir du débit et de la section de l'ouïe de refoulement du ventilateur).

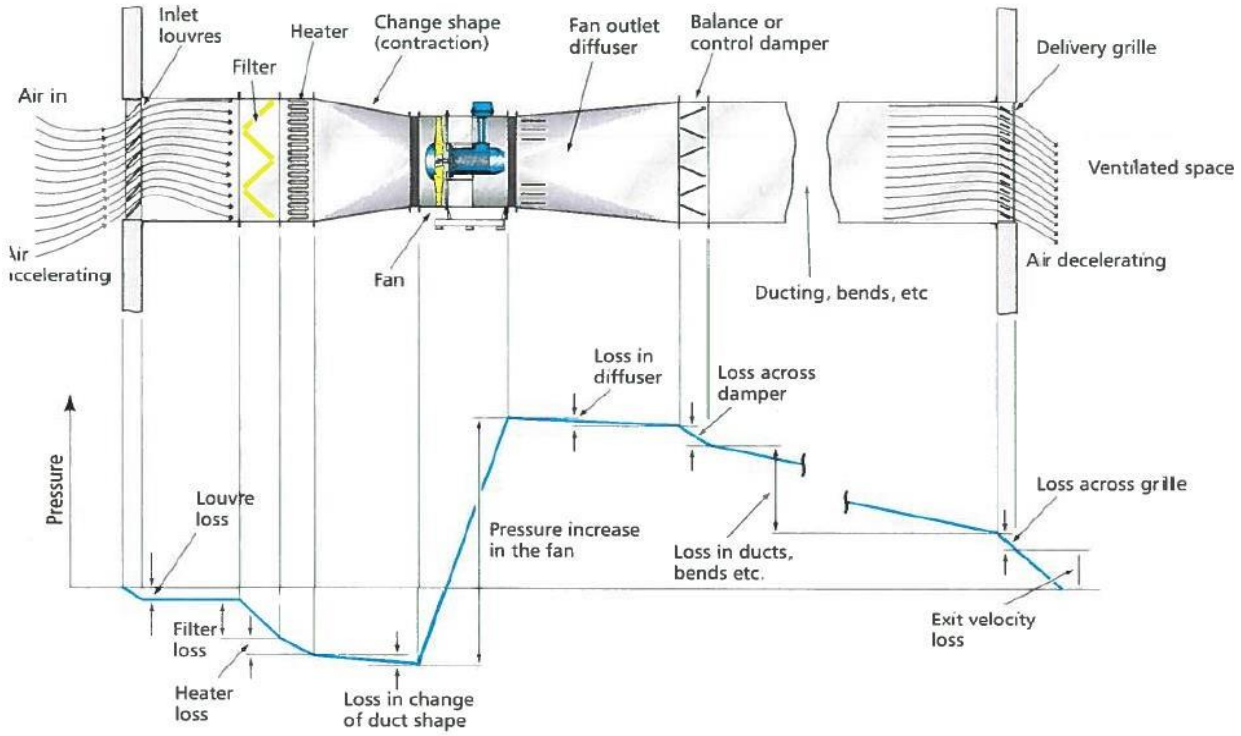


Figure B-1 Exemple d'évolution de la pression totale dans un circuit (source CIBSE/FMA [8])

En absence d'effet système, le point de fonctionnement du ventilateur inséré dans le réseau est situé à l'intersection de la courbe de pression totale du ventilateur (en bleu sur la Figure B-2) et de la courbe de résistance du circuit (en rouge sur la Figure B-2). Cette courbe de résistance du circuit est obtenue à partir de la somme des pertes de charge des composants constituant le circuit. Ce point d'intersection définit le débit q_{v0} de l'écoulement traversant le réseau et la pression totale du ventilateur p_{f0} nécessaire pour vaincre la perte de charge du circuit.

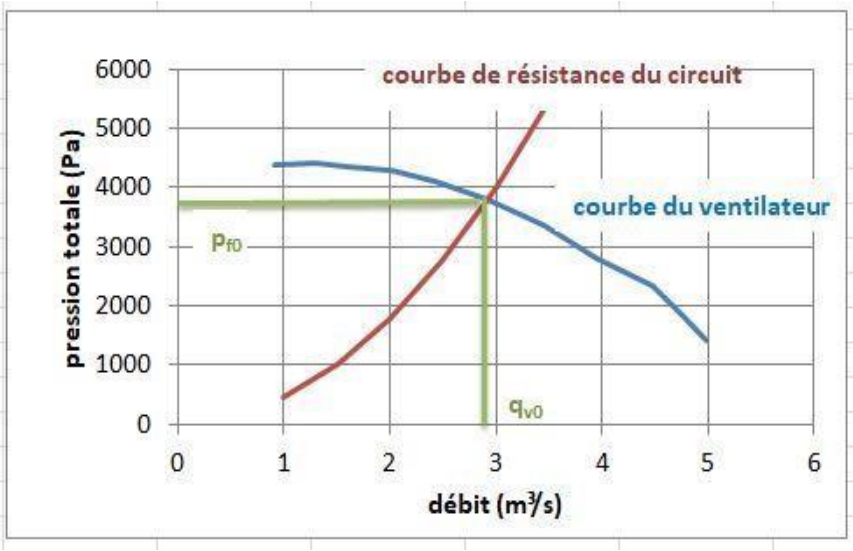


Figure B-2 Point de fonctionnement du ventilateur dans le réseau

REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES

[1] Eurovent 1/12 "*Sources of Error in Aerodynamic System Resistance and Acoustic Calculation*", 2011

[2] D.S. Miller "*Internal Flow Systems*", British Hydromechanics Research, 1990

[3] Norme NF EN ISO 5801 "*Ventilateurs – Essais aérauliques sur circuits normalisés*", 2017

[4] ISO/TR 16219:2020 "*Fans – System effects and system effect factors*", 2020

[5] Norme NF EN ISO 5802 "*Ventilateurs industriels – Essai de performance in situ*", 2009

[6] Norme NF EN 16211 "*Systèmes de ventilation pour les bâtiments – Mesurage de débit d'air dans les systèmes de ventilation – Méthodes*", 2015

[7] I. Caré "*Guide des bonnes pratiques des mesures de débit d'air sur site pour les installations de ventilation*", Guide pratique CETIAT, 2024, disponible en téléchargement gratuit sur www.cetiat.fr

[8] CIBSE/FMA "*Fan application guide*", CIBSE TM42, 2006

[9] A. Guédel, M. Stevens, J. Schubert, Projet de recherche ASHRAE 1216-RP. *"Inlet Installation Effects on Backward Inclined/Airfoil Centrifugal Fans, Air and Sound."* Final report. Atlanta

[10] M. Stevens, J. Schubert, ASHRAE Research Project 1272-RP. *"Installation Effects on Forward Curved Centrifugal Fans, Air Performance and Sound."* Final Report AMCA Paper 5255-08. Atlanta: ASHRAE, 2008

[11] C. Darvennes, S Idem, M. Young, ASHRAE Research Project 1223-RP. *"Inlet Installation Effects on Propeller Fans, Air and Sound."* Final Report, 2008

[12] A. Guédel, M. Stevens, P. Zurkowski, ASHRAE Research Project 1420-TRP. *"Inlet and Discharge Installation Effects on Airfoil Centrifugal Plenum/Plug Fans for Air and Sound Performance."* Final Report. Atlanta: ASHRAE, 2015

[13] The Fan Manufacturers Association *"Fan and Ductwork Installation Guide."* Federation of Environmental Trade Associations Ltd, 1993

cetiat

ensemble, innover et valider

Installation des ventilateurs : Guide des bonnes pratiques est un ouvrage édité par le Centre Technique des Industries Aérauliques et Thermiques (CETIAT).

Couvertures : Crédits photos Adobe Stock / Graphisme agence-unicorn.com

CETIAT
Domaine Scientifique de la Doua
25, av. des Arts - BP 520242
69603 Villeurbanne Cedex - France
Tél. : +33 (0)4 72 44 49 00
information@cetiat.fr

www.cetiat.fr