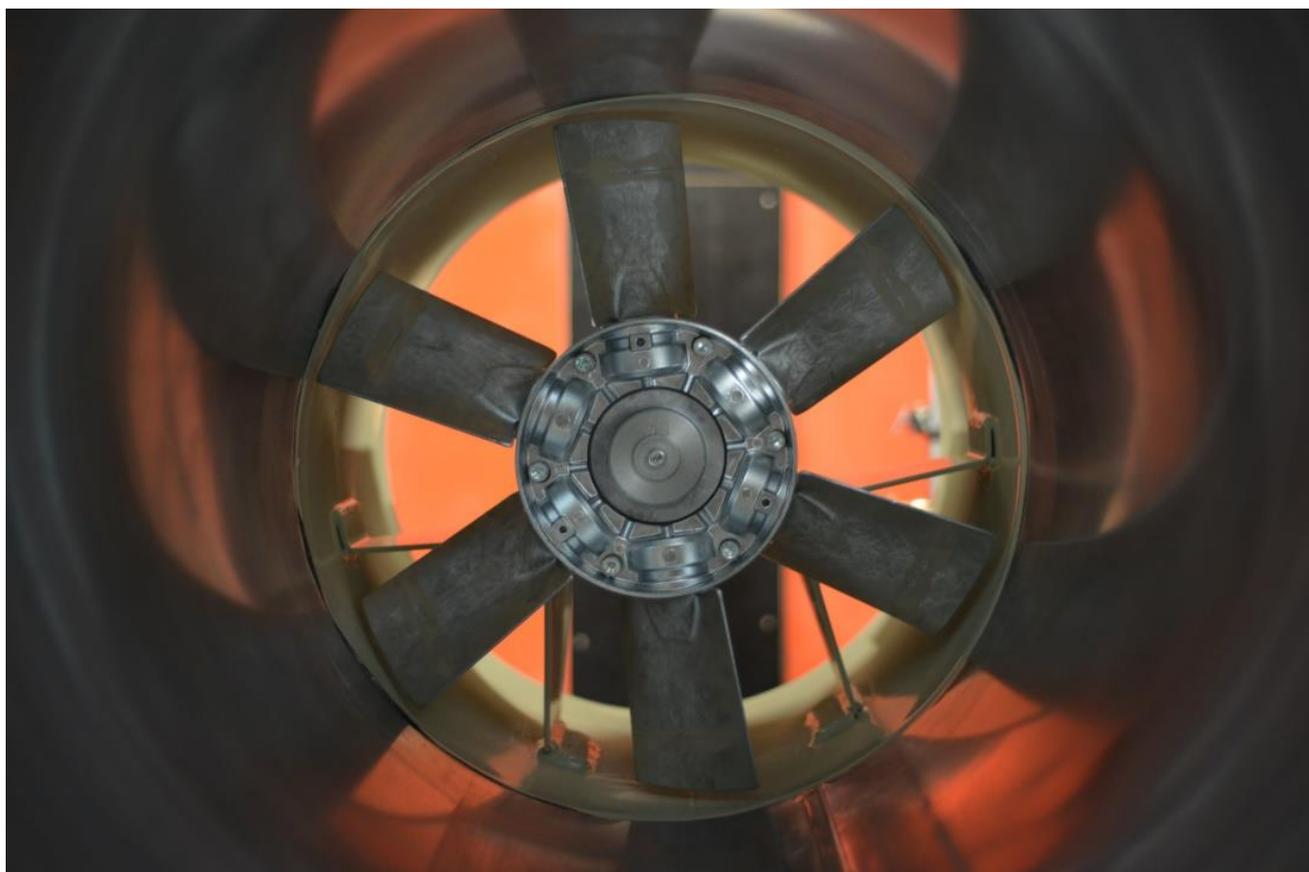


Installation des ventilateurs

Guide pratique



OCTOBRE 2018



REMERCIEMENTS

Ce guide a été rédigé à la demande des ressortissants du CETIAT, membres du Groupe de Travail "Ventilateurs", par :

Alain GUEDEL (CETIAT)

Avec la collaboration de :

Julien BELLANDE (Kelvion)

Ivan BORDAS (VIM)

Benoît LASSEUR (Neu FEVI)

Guillaume LESQUIR (ZIEHL-ABEGG France)

Christian RAPPOPORT (AIRAP)

Il 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.

Merci aussi à CIBSE (www.cibse.org) pour son autorisation à reproduire une figure.

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
3.3.1. Perte de charge d'un coude.....	13
3.3.2. Perte de charge de deux coudes en série	14
4. EFFETS D'INSTALLATION	17
4.1. Causes	17
4.2. Effet d'installation d'un ventilateur couplé à un échangeur thermique	18
ANNEXE A - INCERTITUDES DE MESURE DE DEBIT SUR SITE	21
ANNEXE B - DIMENSIONNEMENT D'UN VENTILATEUR	23
REFERENCES BIBLIOGRAPHIQUES	26

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 entraîne 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.

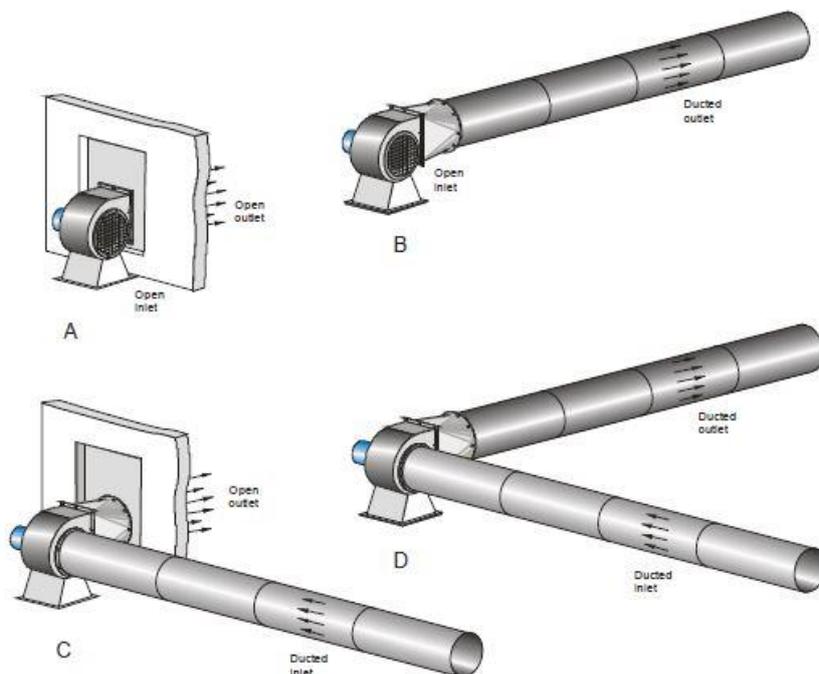


Figure 2-1 Types de raccordement normalisés (source Eurovent [1])

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.



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 : $\rho = p_{\text{atm}} / RT$ avec :

p_{atm} : pression atmosphérique (Pa)

$R = 287 \text{ J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$

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 $T = 20^{\circ}\text{C}$, $p_{\text{atm}} = 101325 \text{ Pa}$:

débit = $5000 \text{ m}^3/\text{h}$, pression = 300 Pa , puissance roue = 850 W .

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

débit = $5000 \text{ m}^3/\text{h}$, pression = $300 \cdot 1/1,2 = 250 \text{ Pa}$, puissance = $850 \cdot 1/1,2 = 708 \text{ W}$.

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 :

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

où :

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

V : vitesse de l'écoulement (m/s)

d : diamètre du conduit (m)

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

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**.

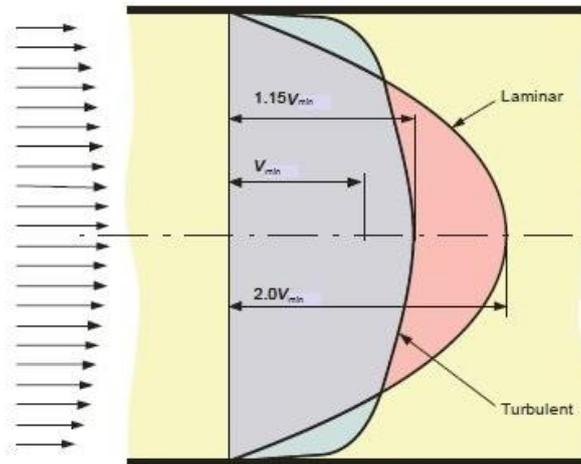


Figure 3-1 Profils de vitesse laminaire et turbulent (source Eurovent [1])

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 :

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

où :

L : longueur droite de la gaine (m)

m = S/P où S est l'aire et P le périmètre de la section de conduit (respectivement en m² 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.

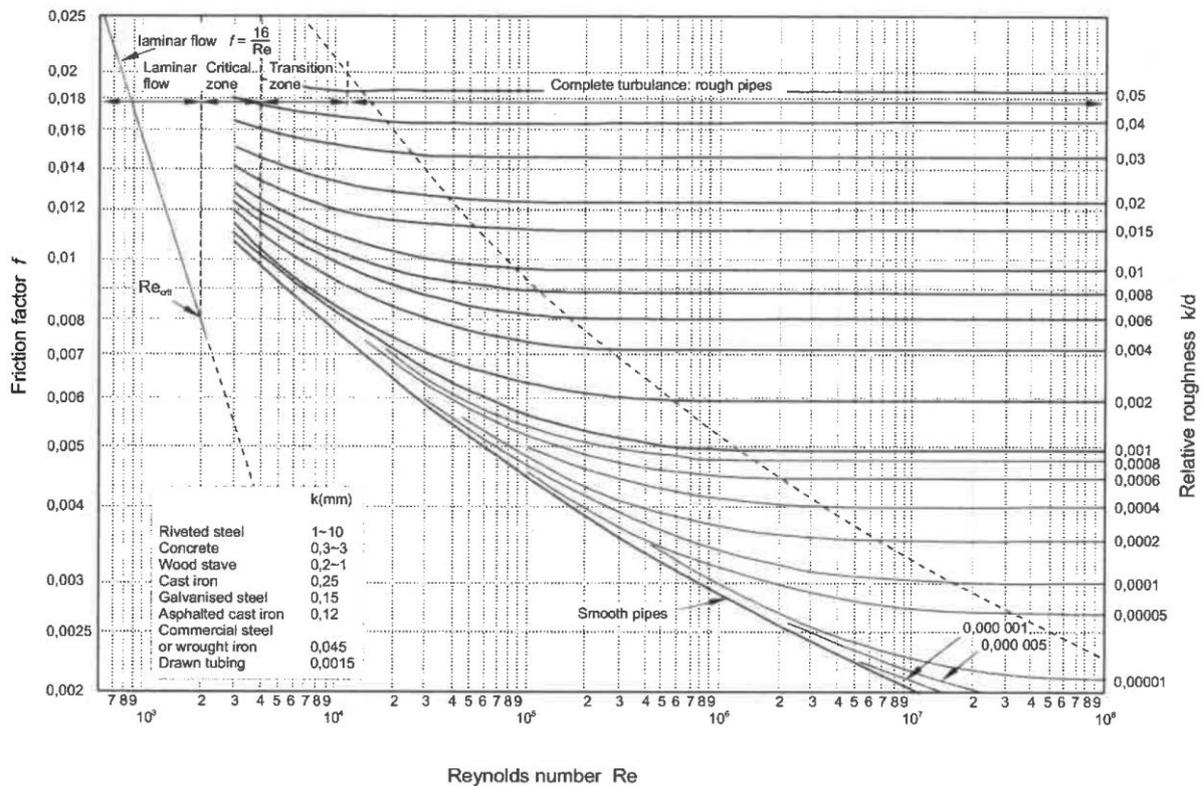


Figure 3-2 Diagramme de Moody (source Eurovent [1])

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/m³.

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 m³/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 terme 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.

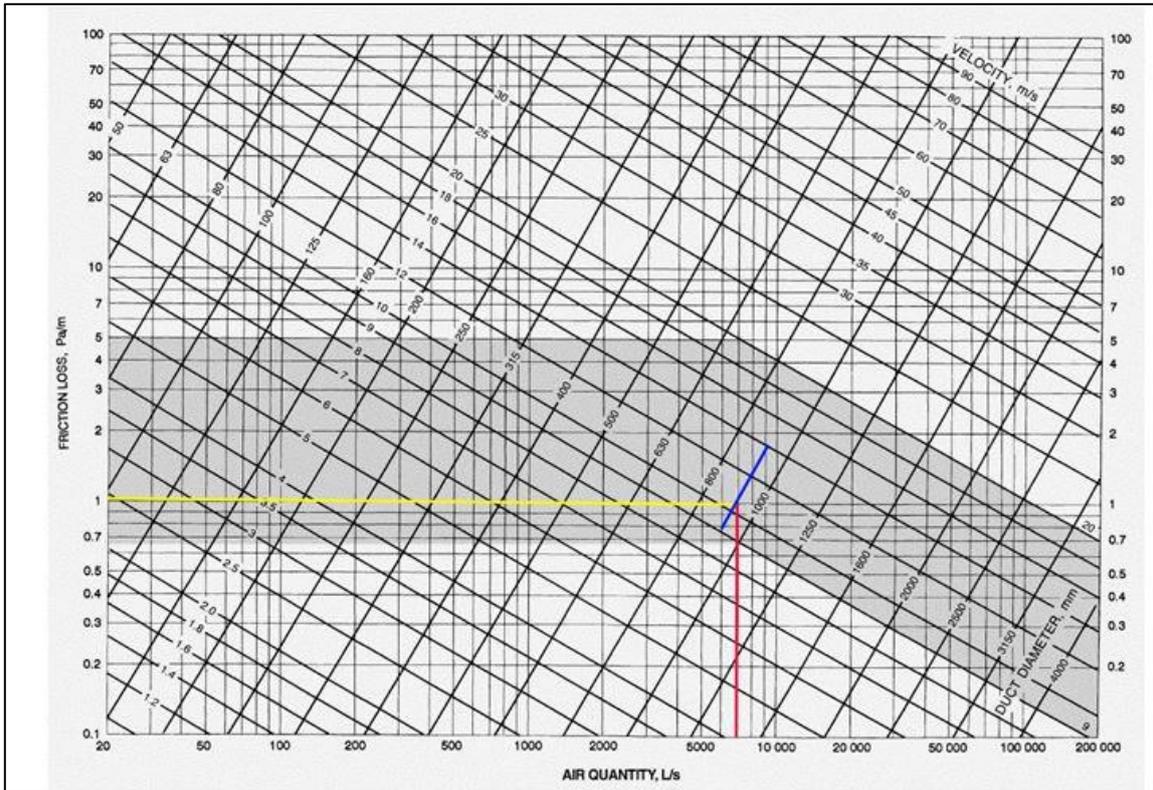


Figure 3-3 Diagramme de perte de charge / mètre de conduit (rugosité : 0,09 mm) (source Eurovent [1])

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

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

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 :

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

¹ ζ_F est parfois noté K (voir § 3.3)

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

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 **vitesse d'air maximales recommandées** en fonction de l'application sont les suivantes :

- Secteur industriel $\Rightarrow V_{\max} = 30 \text{ m/s}$
- Secteur bâtiment $\Rightarrow V_{\max} = 5 \text{ m/s}$
- Désenfumage $\Rightarrow V_{\max} = 10 \text{ m/s}$.



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 :

$$\Delta P(T) = \Delta P(20^\circ\text{C}) * \frac{(273 + 20)}{(273 + T)}$$

où :

$\Delta P(20^\circ\text{C})$: perte de charge à 20°C

T : température de l'air dans le conduit ($^\circ\text{C}$).

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 :

$$\Delta P(T) = \Delta P(20^\circ\text{C}) * \frac{(273 + 20)}{(273 + T)} * k_T$$

où :

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 3-4 montre l'évolution du facteur correctif k_T 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**.

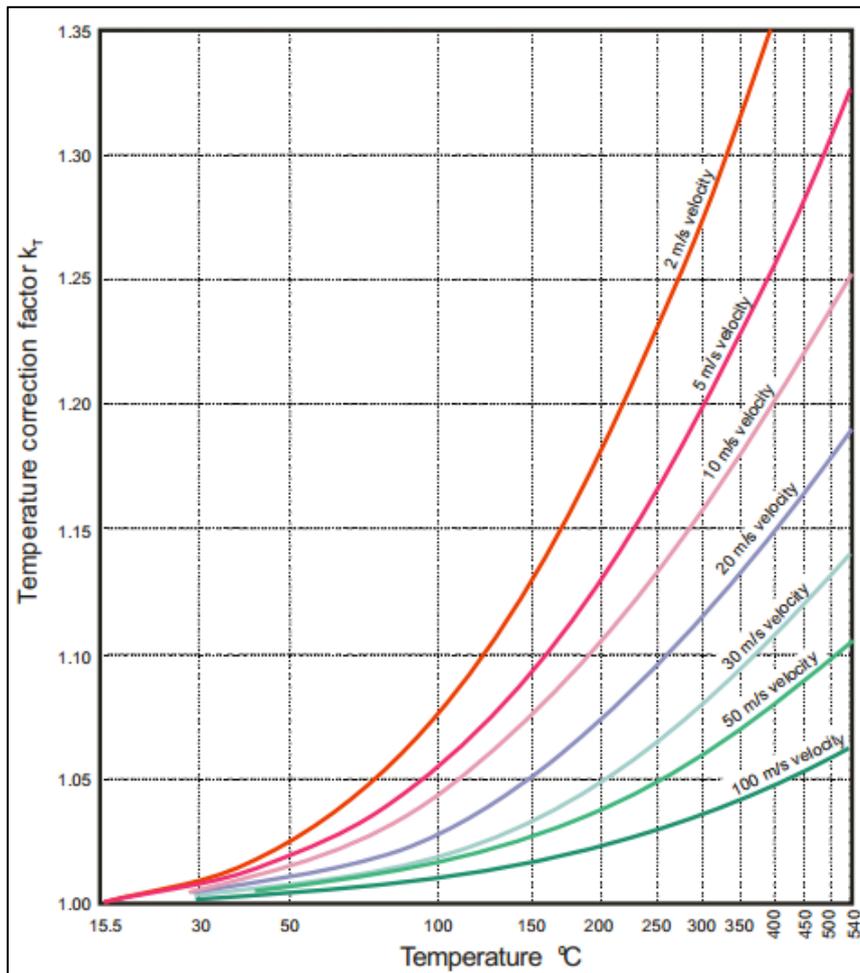


Figure 3-4 Facteur de correction k_T (source Eurovent [1])

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 3-5).

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].

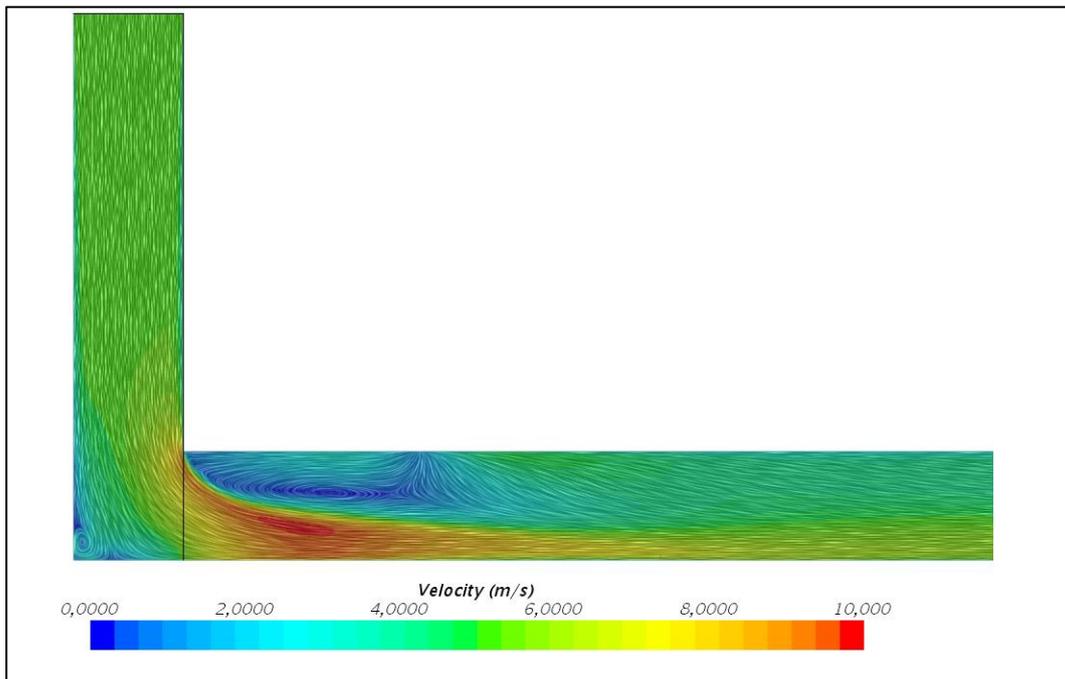


Figure 3-5 Écoulement dans un coude brusque à 90°

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** via 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'interaction 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 3-6).

La Figure 3-7 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 3-7, 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.

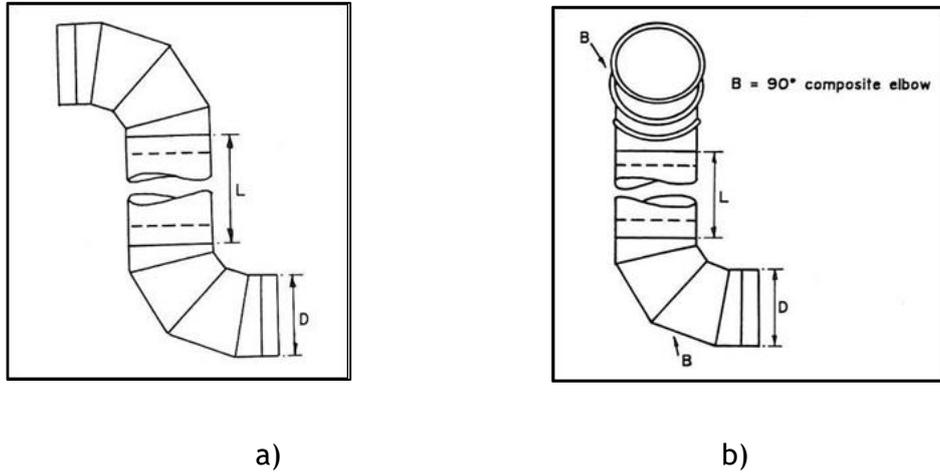


Figure 3-6 Deux coudes en série de diamètre $\varnothing 250$ mm
 a) dans le même plan b) dans 2 plans perpendiculaires
 (source Eurovent [1])

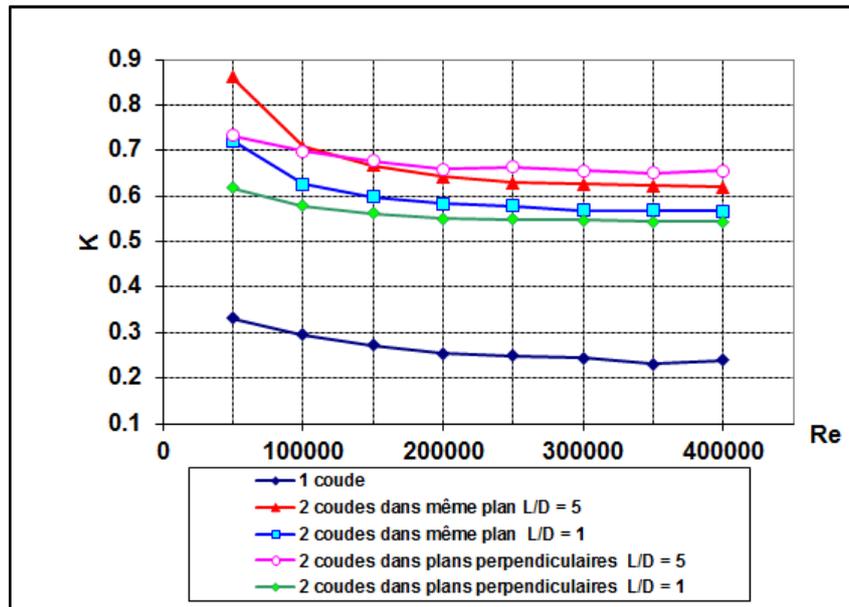


Figure 3-7 Coefficient de perte de charge des coudes $\varnothing 250$ en fonction du nombre de Reynolds (essai) (source Eurovent [1])

La Figure 3-8 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 3-8 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.

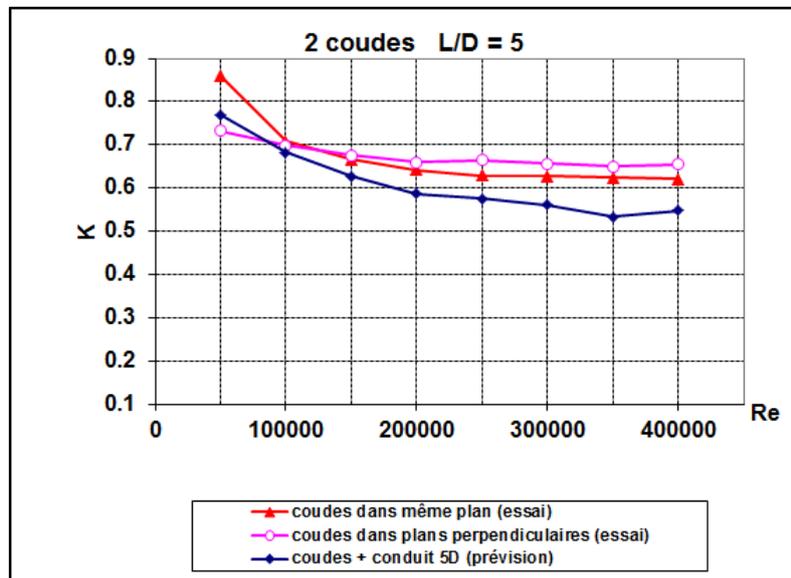


Figure 3-8 Coefficient de perte de charge de 2 coudes espacés de 5D (essai et prévision)
(source Eurovent [1])

4. EFFETS D'INSTALLATION

4.1. Causes

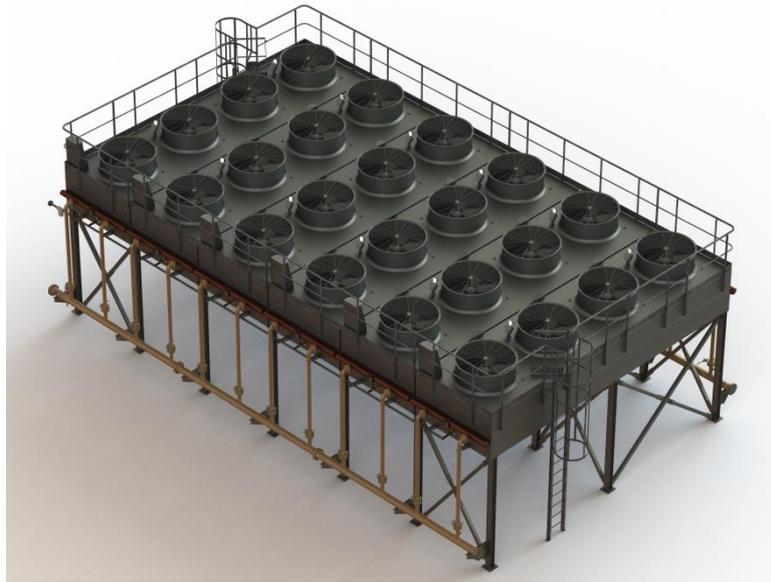
Les performances débit-pression et débit-puissance d'un ventilateur sont mesurées en laboratoire selon la norme NF EN ISO 5801 [3] dans des conditions que l'on peut qualifier d'idéales. Des conditions "idéales" correspondent à un écoulement à l'entrée et à la sortie du ventilateur homogène (profil de vitesse uniforme) et sans giration. 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, etc. à proximité de l'aspiration et/ou du refoulement du ventilateur. Ces obstacles génèrent un écoulement très inhomogène, parfois accompagné de girations ou recirculations importantes, ce qui entraîne une réduction du débit d'air du système ainsi que, dans certains cas, une augmentation de la puissance consommée.

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 document technique consacré aux effets d'installation aérauliques des ventilateurs sera prochainement publié par l'ISO [4].

Le paragraphe 4.2 ci-dessous montre un exemple d'effet système sur un ventilateur hélicoïde couplé à un échangeur thermique.



Banc d'échangeurs thermiques type aérorefrigérants modulaires pour installation dans les centrales électriques (photo Kelvion)

4.2. Effet d'installation d'un ventilateur couplé à un échangeur thermique

Quand un ventilateur est installé face à un échangeur thermique tel que ceux utilisés dans les systèmes de climatisation ou de refroidissement de moteurs, des effets systèmes aérodynamiques et/ou acoustiques peuvent apparaître de par la présence de l'échangeur. Ces effets entraînent principalement une réduction du débit d'air, accompagnée le cas échéant d'une augmentation du niveau de bruit du ventilateur, en comparaison des performances du ventilateur testé seul en laboratoire aux mêmes conditions de fonctionnement. Ces dégradations de performance du ventilateur doivent être estimées pour être prises en considération à l'étape du dimensionnement et éviter ainsi tout problème lié à un débit insuffisant. L'objet de ce paragraphe est d'illustrer cet effet système par un exemple concret.

L'évaluation de l'effet système sur la courbe débit-pression d'un ventilateur est établie à partir des mesures de :

- la courbe du ventilateur seul,
- la courbe du ventilateur dans le système,
- la courbe de perte de charge du système.

La Figure 4-1 montre un exemple de résultats de mesure obtenus sur un ventilateur de refroidissement de moteur de machine agricole. Cette figure montre respectivement la courbe débit-pression du ventilateur seul obtenue sur banc d'essai normalisé (en bleu), celle de

l'ensemble « ventilateur + échangeur » (en vert) et la courbe de perte de charge de l'échangeur (en pointillé rouge). La courbe rose est obtenue en retranchant pour chaque valeur de débit la perte de charge de l'échangeur à la pression du ventilateur seul. On observe un écart important entre les courbes rose et verte, cet écart étant dû à un effet système qui, dans le cas présent, est loin d'être négligeable.

L'échangeur placé à l'entrée du ventilateur perturbe l'écoulement dans la roue, contrairement aux conditions non perturbées existant sur une installation normalisée.

Quand l'échangeur est au refoulement, le profil de vitesse en sortie du ventilateur peut être très turbulent et non uniforme, ce qui a pour effet d'augmenter la perte de charge de l'échangeur par rapport à celle mesurée lorsque l'écoulement est axial et homogène à l'entrée de l'obstacle. Dans les deux cas, il en résulte une baisse de débit par rapport au débit attendu.

D'une manière générale, plus on éloigne l'obstacle du ventilateur, plus on réduit le risque d'apparition d'un effet système. C'est pourquoi on utilise le rapport L/D qui permet de caractériser une installation comportant par exemple un échangeur et un ventilateur (Figure 4-2). En première approche, les effets systèmes aérodynamiques et acoustiques d'un ventilateur installé en aval d'un échangeur thermique sont significatifs quand le rapport L/D est inférieur à 0,2. Cette règle se vérifie pour les ventilateurs hélicoïdes comme pour les centrifuges.

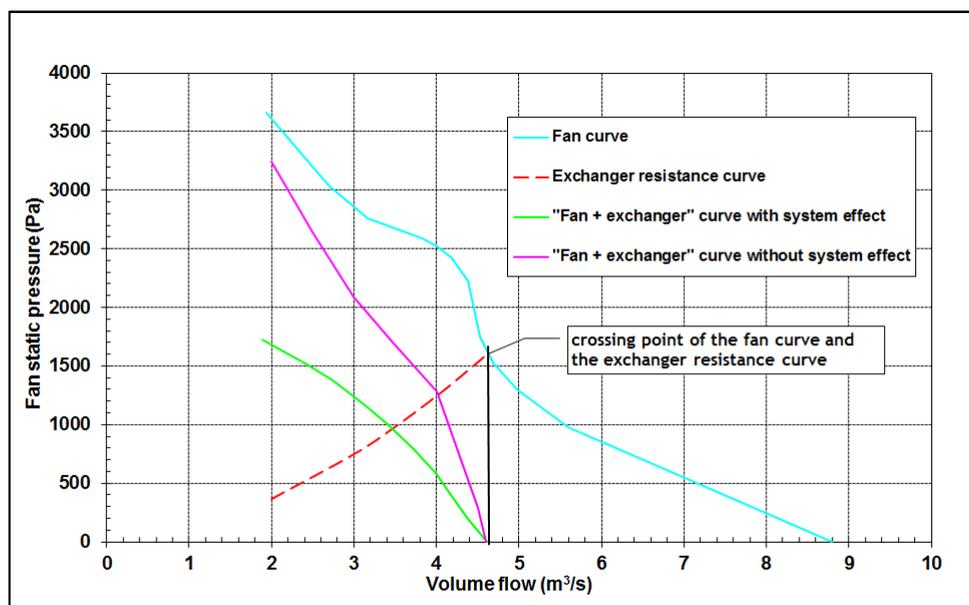


Figure 4-1 Évaluation de l'effet d'installation d'un ventilateur hélicoïde face à un échangeur (source Eurovent [1])

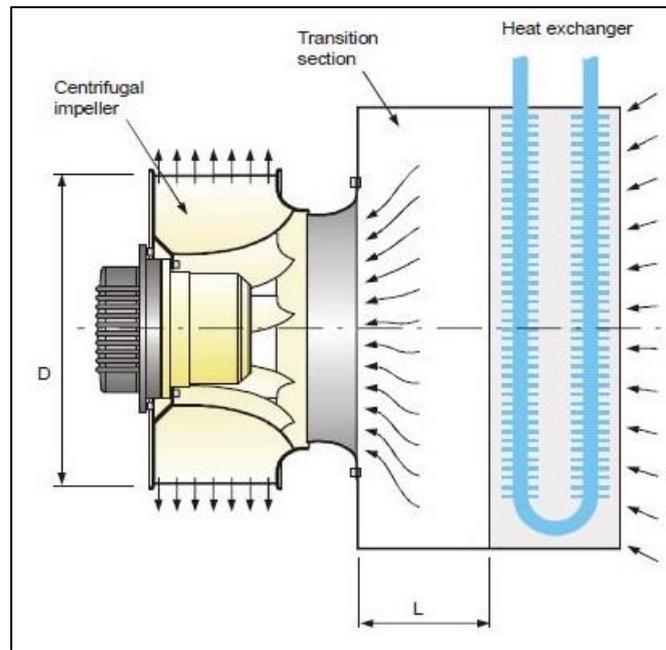


Figure 4-2 Échangeur à l'entrée d'une roue centrifuge (source Eurovent [1])

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 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 $\pm 2\%$** 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 $\pm 2\%$, 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 :

- $\pm 3\%$ de q_v dans le cas d'une mesure avec un tube de Pitot double² dans un conduit de forme régulière,
- $\pm 3,3\%$ de q_v dans le cas d'une mesure avec un tube de Pitot double dans un conduit de forme irrégulière,
- $\pm 3,5\%$ de q_v dans le cas d'une mesure avec un anémomètre dans un conduit de forme régulière,
- $\pm 4\%$ de q_v 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 $p_{\text{tot}} - p_{\text{stat}}$ fournie par le tube de Pitot en un point quelconque de mesure est inférieure à 10 Pa.

Le CETIAT a publié en 2013 un guide sur la mesure de débit 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 1D en amont du plan de mesure conduit à une incertitude de **30%** sur la détermination du débit. Cette incertitude n'est plus que de **10% si l'exploration s'effectue sur deux diamètres** perpendiculaires avec une longueur droite de **4D** entre la singularité amont et la section de mesure³.

³ 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).

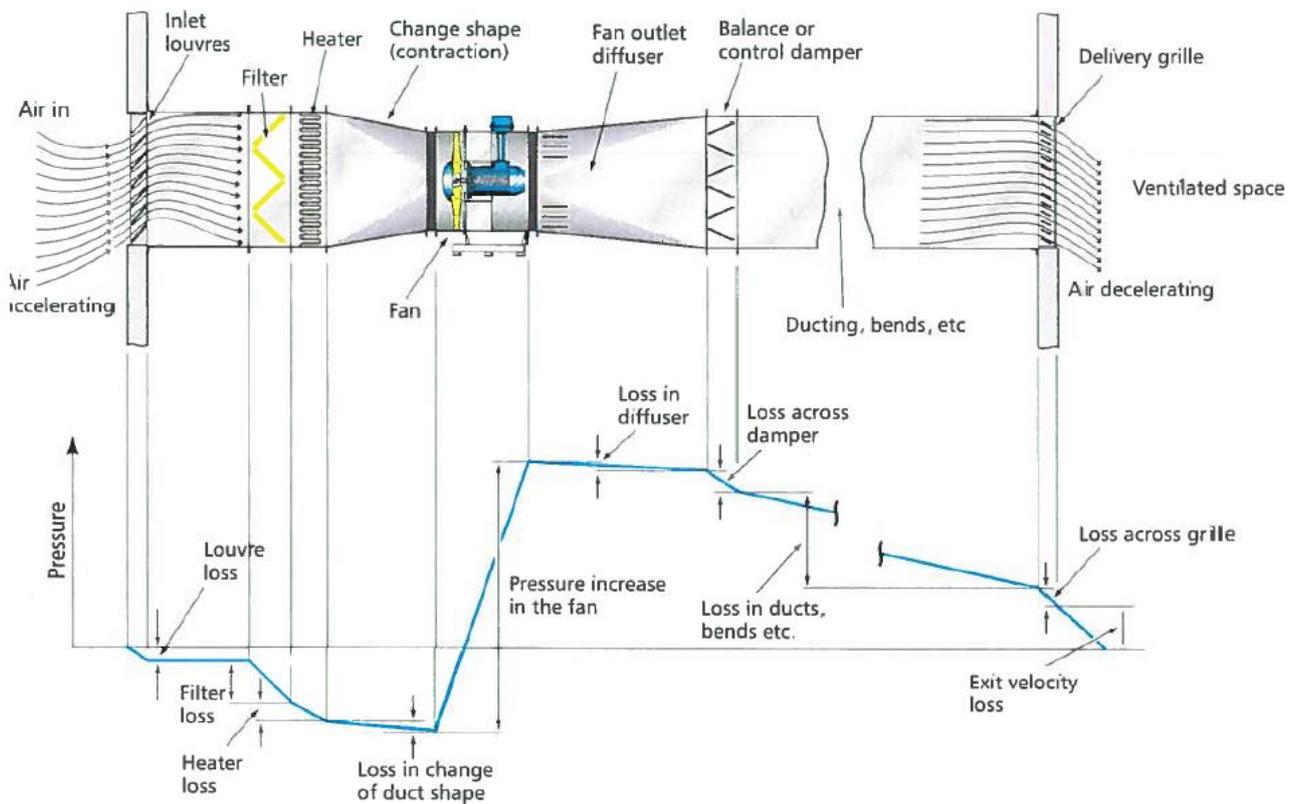


Figure B-1 Exemple d'évolution de la pression totale dans un circuit (source CIBSE/FMA [8])

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_{r0} nécessaire pour vaincre la perte de charge du circuit.

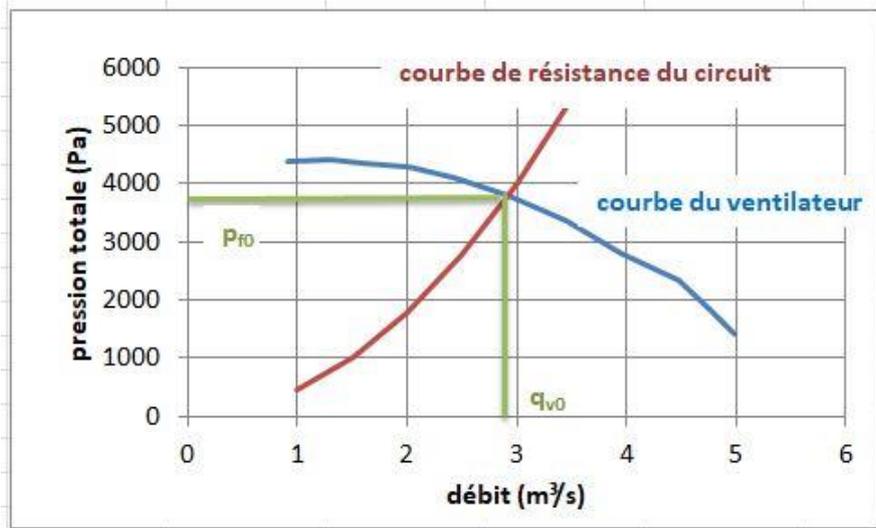


Figure B-2 Point de fonctionnement du ventilateur dans le réseau

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 "*Fans - System effects and system effect factors*" (rédaction en cours)
- [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, 2013, disponible en téléchargement gratuit sur www.cetiat.fr
- [8] CIBSE/FMA "*Fan application guide*", CIBSE TM42, 2006



CENTRE TECHNIQUE DES INDUSTRIES AÉRAULIQUES ET THERMIQUES

Domaine Scientifique de la Doua - 25, avenue des Arts - BP 52042 - 69603 Villeurbanne Cedex - France
Tél. +33 (0)4 72 44 49 00 - Fax. +33 (0)4 72 44 49 49 - www.cetiat.fr - Email : commercial@cetiat.fr