

Dans un local où la pression relative est égale à la pression relative (atmosphérique) extérieure, le gradient de pression (ou différence de pression entre deux zones) est égal à 0.

Lorsqu'un espace clos et étanche est ventilé par un système aéraulique double flux dont les débits massiques de soufflage et d'extraction sont strictement égaux, le gradient de pression est nul ; les débits volumiques dépendant des volumes massiques à l'entrée des ventilateurs d'extraction et de soufflage. Cet équilibre de pression entre l'intérieur et l'extérieur ne peut être rompu que si l'espace est le siège d'inétanchéités sur son bâti.

L'origine des ces inétanchéités est multiple :

- jonction des cloisons et sols
- portes, fenêtres ...
- passage des conduits d'électricité, d'air ...

Un local parfaitement étanche à l'air est difficile à obtenir. Même un local bien construit sera le siège d'infiltrations d'air extérieur. En effet, si les ouvertures sont soumises à des déplacements d'air importants (vent), le local sera soumis à une pression externe plus grande engendrant des infiltrations d'air extérieur. Cette situation n'est pas exceptionnelle : c'est pourquoi on intègre dans le calcul des charges thermohydrauliques d'un local les charges dues aux infiltrations d'air. De plus, si l'air extérieur est plus chaud et humide, celui-ci migrera entre les deux zones (intérieur et extérieur) par différence de température.

En conditionnement d'air, les locaux ont un très bon niveau d'étanchéité. Pour éviter des entrées d'air extérieur dues aux communications inévitables entre locaux, on installe des zones (sas) d'accès où la pression sera telle que l'air extérieur ne pourra y pénétrer.

On mettra en œuvre une régulation de pression des zones concernées à l'aide du changement de position de registres de réglage et/ou de l'ajustement de la vitesse de rotation des ventilateurs.

En climatisation de confort, on intègre rarement ces paramètres de pression et on essaie simplement de maintenir une très légère surpression dans le local pour éviter les infiltrations d'air extérieur et donc minimiser les charges thermohydrauliques associées.

Une faible surpression comprise entre 2 et 3 Pa est en général suffisante pour minimiser les infiltrations d'air extérieur par les éléments du bâti pour un local de construction soignée et non exposé directement aux vents. Ce choix n'est pas systématique et dépend souvent du projeteur en charge du dossier car il est coûteux en temps de calcul et surtout en temps de réglage à la mise en service.

I) OBTENTION DU GRADIENT DE PRESSION :

Dans un local, pour obtenir une pression relative différente de la pression du milieu extérieur, il faut y faire varier le nombre de molécules (ou de moles) d'air. Cette variation fera naître naturellement entre le local et l'extérieur une différence de pression entre l'intérieur et l'extérieur dont le signe dépendra du sens de cette variation.

A diminution du nombre de moles correspond une différence de pression négative (dépression); à augmentation correspond une différence de pression positive (surpression).

Bien sûr, le gradient de pression ne pourra être pérenne que si les portes du local sont fermées.

1.1) Mise en œuvre du gradient de pression :

Cette variation peut être obtenue en modifiant :

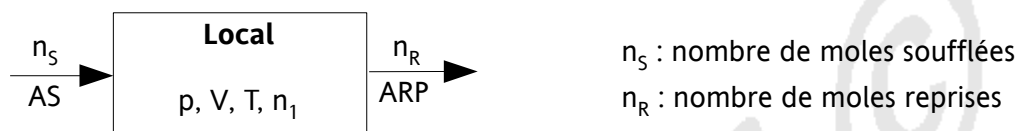
- le débit volumique d'air neuf admis dans le local; le débit volumique d'air rejeté restant constant,
- ou le débit volumique de rejet; le débit volumique d'air neuf restant constant.

C'est souvent la première solution qui est utilisée dans les applications relatives aux salles « propres » ou classées.

1.2) Calcul de la variation de débit pour obtenir le gradient de pression :Hypothèses de calcul :

- local rigoureusement étanche (pas de fuites $A_p = 0$ ou d'infiltrations d'air $A_i = 0$)
- pression dans le local égale à la pression atmosphérique au temps initial $t_1 = 0$
- calculs effectués pour le régime établi ou permanent en C.N.P.T (conditions normales de température et pression)

A température constante, un gaz est considéré comme parfait s'il suit la loi de Boyle-Mariotte : $p.V = \text{cste}$
 L'air se comporte aux faibles pressions comme un gaz parfait (Le calcul qui suit ne prend pas en compte le facteur de compressibilité d'un gaz k ($P.V = n.k.R.T$) et l'air est supposé loin de la saturation se comportant comme un gaz.)
 On peut écrire : $p \cdot V = n \cdot R \cdot T$ avec $R = 8,31441 \text{ [J/mol} \cdot \text{K]}$; T en [K] , V en [m^3] , p en [Pa], n en [mol]



A l'instant initial $t_1 = 0$, le local de volume V est à la pression atmosphérique normale : $p = 101325 \text{ Pa}$.

Il contient donc, à cet instant, un nombre de moles égal à : $n_1 = p \cdot V / (R \cdot T_0)$; le nombre de moles n_1 dépendant du volume du local aux conditions C.N.P.T .

La variation du nombre de moles dans le local à volume et température constants aura une conséquence directe sur la pression régnant dans cet espace clos : si le nombre de n moles varie d'une valeur Δn , la pression variera proportionnellement d'une valeur Δp dont le signe sera le même que celui du sens de variation de Δn .

En d'autres termes, le nombre de moles soufflées n_S :

- sera supérieur au nombre de moles reprises n_R si on veut augmenter la pression : $\Delta p > 0$
- sera inférieur au nombre de moles reprises n_R si on veut diminuer la pression : $\Delta p < 0$

Pour obtenir une pression égale à $p + \Delta p$, le nombre final de moles deviendra :

$$n_2 = (p + \Delta p) \cdot V / (R \cdot T_0) ; \text{température et volume constants.}$$

$$\text{La différence de moles sera égale à : } \Delta n = n_2 - n_1 = \frac{(p + \Delta p) \cdot V}{R \cdot T_0} - \frac{p \cdot V}{R \cdot T_0} = \frac{\Delta p \cdot V}{R \cdot T_0} \text{ en [mol]} \quad (1)$$

Cette différence de moles peut être ramenée à l'unité de volume sachant que le volume molaire normal d'une mole est égal : $V_0 = 22,41383 \text{ [l/mol]}$ (l : litres)

$$\text{Multiplions membre à membre l'équation (1) par } V_0 : \Delta n \cdot V_0 = \frac{\Delta p \cdot V}{R \cdot T_0} \cdot V_0$$

Le volume occupé par une mole de gaz est égale à : $V = V_0 \cdot n$ avec V_0 en [l/mol], n en [mol], V en [l]
 et $\Delta V = V_0 \cdot \Delta n$ en [l]

$$\text{donc : } \Delta V = \frac{\Delta p \cdot V}{R \cdot T_0} \cdot V_0 \text{ avec } \Delta V \text{ en [l], } \Delta p \text{ en [Pa] ou [J/m}^3\text{], } V \text{ en [m}^3\text{], } T \text{ en [K], } R \text{ en [J/mol} \cdot \text{K], } V_0 \text{ en [l/mol]}$$

$$\text{La variation relative de volume sera égale à : } \boxed{\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_0}{R \cdot T_0} \cdot \Delta p} \quad (2)$$

La variation relative de moles à température constante est une fonction linéaire de la pression dans l'espace clos.

Le coefficient de proportionnalité vaut aux conditions C.N.T.P : $22,41383 / (8,31441 \cdot 273,15) \approx 0,987 \cdot 10^{-2}$
 soit environ 1 % :

Pour faire varier aux conditions C.N.T.P la pression de 1 [Pa], il faudra faire varier le nombre de moles donc le volume d'air neuf ou d'air rejeté de 1 [%].

Cette augmentation ne dépend pas du volume de moles initialement présentes dans le local avant variation.

L'air dans le local n'est pas aux conditions C.N.T.P mais à une température souvent comprise entre 19 et 25 °C.

Il faut donc corriger la valeur du volume molaire V_0 pour ramener le calcul aux conditions du local.

Pour la correction, on applique la relation : $p_0 \cdot V_0 / T_0 = p \cdot V(\theta) / T$

Si $p_0 = p = p$ atmosphérique et $T = T_0 + \theta$, on a $V_0/T_0 = V(\theta)/(T_0 + \theta)$ donc **$V(\theta) = V_0 \cdot (T_0 + \theta) / T_0$** (3)

A 25°C, par exemple le volume d'une mole devient : $V(\theta) = 22,41383 \cdot (273,15 + 25) / 273,15 = 24,46$ [l/mol]

Si on remplace (3) dans l'expression (2), on obtient la relation : $\frac{\Delta V}{V} = \frac{V_0 \cdot (T_0 + \theta)}{R \cdot T_0^2} \cdot \Delta p$ (4)

On peut exprimer cette relation en valeur de débit en divisant membre à membre par le temps.

Pour une unité de temps donnée, la variation relative de volume est égale à la variation relative de débit volumique:

$$\frac{\Delta q_v}{q_v} = \frac{V_0 \cdot (T_0 + \theta)}{R \cdot T_0^2} \cdot \Delta p \quad (5)$$

II) ÉVALUATION DES DÉBITS DE FUITE (OU INFILTRATION) :

2.1) Débit par les portes sous l'effet du gradient de pression :

Ce débit de fuite continu a pour origine le vide (ou interstice) sous les portes d'accès des locaux si il existe un gradient de pression entre le local et l'extérieur.

La différence de pression mise en œuvre entre les locaux générera une énergie volumique exprimée en pression équivalente à une perte de charge égale à :

$$\Delta p = 0,5 \cdot \zeta \cdot \rho \cdot U^2 \quad (6)$$

Δp : perte de charge singulière ou différence de pression en [Pa] ou en [N/m²] ou encore en [J/m³]

ρ : masse volumique de l'air en kg/m³ ζ (zêta) : coefficient de perte de charge [sans dimension]

U : vitesse de déplacement d'air entre les deux zones en [m/s]

Le débit volumique de fuite q_{vf} peut s'exprimer par la relation liant la section S (ou A) de passage de la fuite d'air par la vitesse U de l'air dans cette section libre : $q_{vf} = S \cdot U$ avec q_{vf} en [m³/s], S en [m²], U en [m/s]

donc $U = q_{vf} / S$ et $U^2 = q_{vf}^2 / S^2$ (7). Remplaçons l'expression (7) dans (6) : $\Delta p = 0,5 \cdot \zeta \cdot \rho \cdot q_{vf}^2 / S^2$

On déduit le débit volumique de fuite : $q_{vf} = [2 \cdot S^2 \cdot \Delta p / (\zeta \cdot \rho)]^{1/2} = (1/\zeta)^{1/2} \cdot S \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2}$

On retrouve la relation que l'on peut lire dans la littérature technique: **$q_{vf} = C_d \cdot S \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2}$** en [m³/s] (7)

avec C_d coefficient de décharge sans dimension.

La détermination de la valeur de C_d est très difficile car celui-ci dépend du type d'ouverture, de la viscosité du fluide... Les valeurs données ci-dessous ont été déterminées par l'expérimentation.

2.1.1) Ouverture de très faible hauteur (interstice ou vide sous les portes) :

Pour un vide rectangulaire sous porte, le coefficient peut être estimé à : **$C_d = 0,61$** .

Cela correspond à un débit de fuite de 35 m³/h sous une différence de pression de 15 Pa pour un vide de 2 mm d'une porte double de 1,6 m de passage libre.

2.1.2) Grande ouverture :

Le coefficient C_d , pour une grande ouverture entre locaux, est calculé par les relations suivantes :

Si $0,2 \leq H_{rel} \leq 0,9$: **$C_d = 0,609 \cdot H_{rel} - 0,066$**

Si $0,9 < H_{rel}$: **$C_d = 0,4821$**

avec $H_{rel} = H_o / H_p$ H_o : hauteur de l'ouverture et H_p : hauteur de la zone d'accès

2.2) Infiltrations d'air extérieur par différence de température et sous l'effet du vent :

Les infiltration d'air extérieur au local sont causées par le gradient de pression dû au vent combiné ou non à une dépression dans le local (mauvais réglage des débits).

L'intensité de ces infiltrations dépendra :

- de la perméabilité à l'air du bâtiment et des ses ouvrants,
- des ouvertures des portes et fenêtres,
- de la différence de pression et de température entre le local et le milieu extérieur.

Cette intensité est exprimée par un taux en volume d'air infiltré par heure; le volume du local étant pris comme référence dans le calcul :

$$T_{inf} = qv_{inf} / V \text{ en [h}^{-1}\text{]}$$

Taux d'infiltration d'air extérieur en h⁻¹

Volume en m ³	Bonne construction	Construction soignée
0 à 100	1,5	0,75
100 à 500	1,2	0,6
500 à 2 000	1	0,4
2 000 à 5 000	0,9	0,35
5 000 à 15 000	0,65	
15 000 à 25 000	0,5	
plus de 25 000	80 V ^{-1/2}	

Ces valeurs ont été mesurées dans une situation hivernale avec un écart de température plus élevé qu'en été. Elles ne donnent qu'une valeur moyenne des infiltrations : si on veut un calcul plus précis, il faut se référer à la méthode indiquée dans la réglementation thermique (EN 12831).

Les charges relatives à ces infiltrations se calculent à l'aide des relations suivantes :

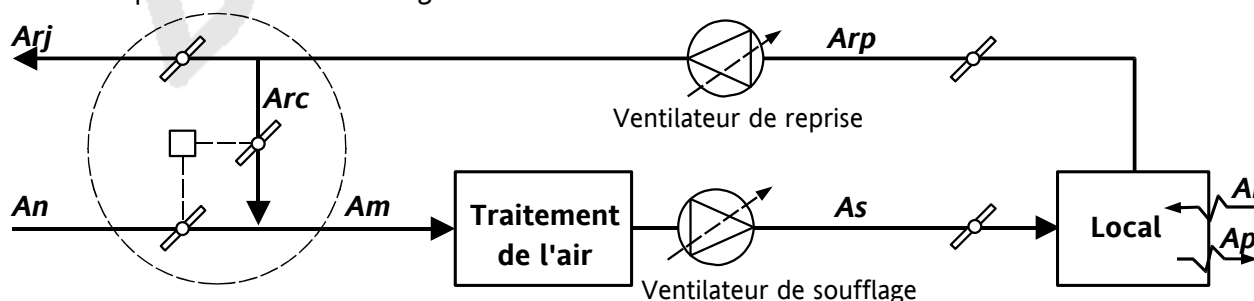
- Charges enthalpiques : $\Phi_{s inf} = \frac{qv_{inf}}{v''_E} \cdot (h_E - h_L)$ en [kW]
- Charges hydriques : $M_{inf} = \frac{qv_{inf}}{v''_E} \cdot (r_E - r_L)$ en [kg_{eau}/s] ou [kg_{eau}/h]

L'indice L se rapporte au local, l'indice E à l'extérieur. Le signe des charges dépend des conditions intérieures et extérieures.

III) MISE EN ŒUVRE DU GRADIENT DE PRESSION :

Pour pérenniser le gradient de pression, il faut remédier aux défauts d'étanchéité du local et intégrer dans les calculs les débits de fuites ou d'infiltrations sans les sous-estimer.

Le dispositif de mélange à l'entrée aura un fonctionnement légèrement différent des systèmes de climatisation double flux classiques à caisson de mélange trois voies :



Le volet de rejet d'air n'est plus solidaire des autres volets pour obtenir les différentiels de débit souhaités par l'intermédiaire d'un positionnement fixe ou contrôlé par la régulation de pression dans le local. Si on le laisse couplé avec les autres volets, il ne doit pas présenter le même angle de calage que celui de l'air neuf car le rapport des débits Air neuf/Air mélangé n'est plus le même que le rapport Air repris/Air rejeté.

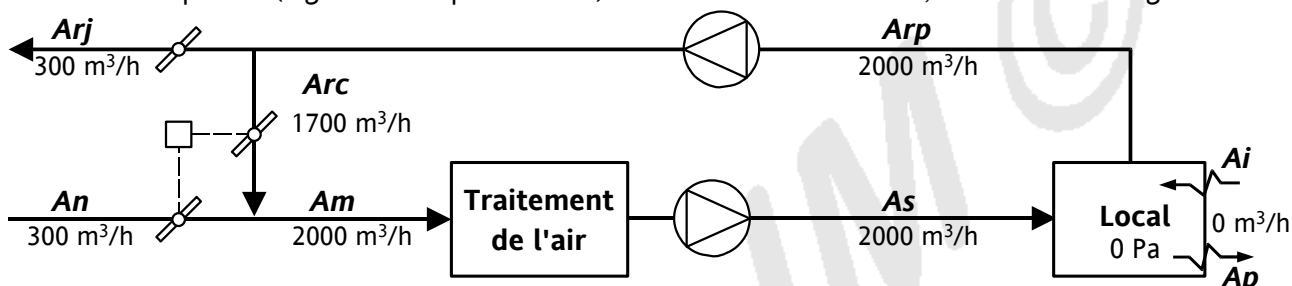
L'action peut être judicieusement complétée ou même remplacée par une action sur les ventilateurs au moyen d'un variateur de fréquence par exemple. L'adaptation de la vitesse de rotation des ventilateurs permettra d'optimiser les points de fonctionnement des ventilateurs.

IV) LOCAL EN SURPRESSION : Gradient de pression positif

On va illustrer à l'aide de valeurs arbitraires trois solutions :

- Local de volume de 100 m^3 (air à 22°C et $1,2 \text{ kg/m}^3$)
- Hauteur sous plafond entre zones : $H_{s,p} = 2,9 \text{ m}$
- Taux de brassage égal à 20 h^{-1}
- Taux de renouvellement d'air égal à 3 h^{-1} (5 personnes à $60 \text{ m}^3/\text{h}$) Taux d'air neuf : 15 %
- Gradient de pression + 15 Pa
- Porte d'accès de 0,83 m de passage libre, hauteur 2,05 m et interstice en bas de porte de 2 mm

Pour un local en équilibre (à gradient de pression nul) sans fuites ou infiltrations, on aurait la configuration :



Pour obtenir un gradient de pression de +15 Pa, la variation de débit nécessaire est égale à :

$$\Delta q_v / q_v = \Delta p \cdot V_o \cdot (T_o + \theta) / (R \cdot T_o^2) = 15 \cdot 22,41383 \cdot (273,15 + 22) / (8,31441 \cdot 273,15^2) = 15,996 \%$$

$$\text{Soit une variation absolue de : } \Delta q_v = 300 \cdot 0,15996 = 47,98 \text{ m}^3/\text{h} \approx +48 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit continu de fuites sous la porte peut être estimé à :

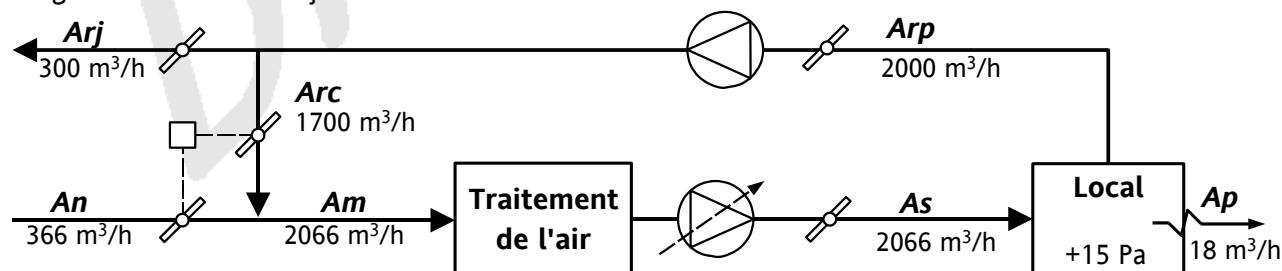
$$q_{vf} = C_D \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} = 0,61 \cdot (2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,83) \cdot (2 \cdot 15 / 1,2)^{1/2} = 5,063 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \approx 18 \text{ m}^3/\text{h}$$

Soit une vitesse moyenne ($U = q_v / S$) de l'air de 2,98 m/s dans la fente sous la porte.

4.1) Action sur le débit d'air neuf et le débit de soufflage :

Pour obtenir la surpression, le débit d'air neuf est augmenté de $+48 \text{ m}^3/\text{h}$. Pour compenser aussi le débit de fuite sous la porte, l'augmentation total d'air neuf est égale à : $\Delta q_{v_{AN}} = \Delta q_v + q_{vf} = 48 + 18 = +66 \text{ m}^3/\text{h}$.

Le débit de soufflage, dans cette solution, suit naturellement cette augmentation; le débit d'air recyclé ne variant pas pour garder un débit de rejet constant.



Le taux de brassage est égal à $20,66 \text{ h}^{-1}$, le taux de renouvellement d'air à $3,66 \text{ h}^{-1}$. Le point de mélange s'est déplacé vers le point figuratif de l'air neuf car le taux d'air neuf vaut maintenant 17,71 %.

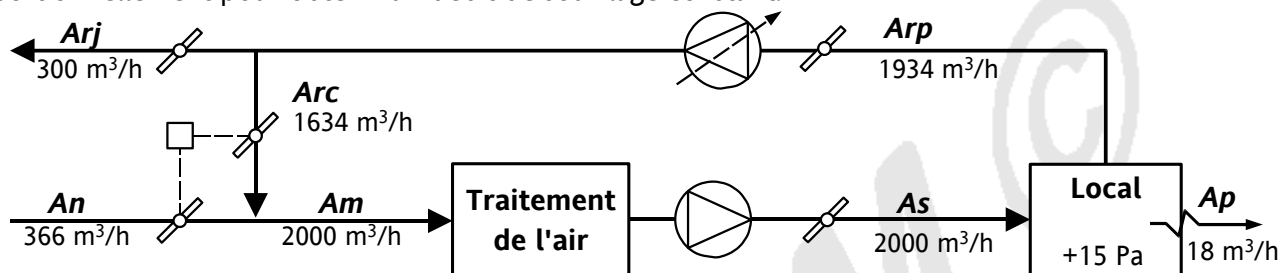
Les conséquences sont les suivantes :

- Augmentation de la charge du ventilateur de soufflage, augmentation de l'énergie consommée :
L'augmentation de débit est égale à 3,3 %. La perte de charge, augmentant comme le carré du débit (ou de la vitesse), a varié de 6,7 %. La charge du ventilateur de soufflage a augmenté globalement de 10,2 %.

- Le taux de brassage n'est pas rigoureusement respecté. Mais la diminution de l'écart au soufflage va dans le sens d'une amélioration du confort du personnel lorsque les vitesses résiduelles dans le local sont grandes.
- Le point de mélange se déplace vers le point figuratif de l'air neuf (augmentation de 2,71 % du taux d'air neuf) : Si le taux de renouvellement d'air (air neuf) est déjà élevé par rapport au taux de brassage, une augmentation du taux d'air neuf induira une augmentation proportionnelle des charges thermohydrriques donc de la consommation énergétique.

4.2) Action sur le débit d'air neuf et le débit de reprise :

On reprend les mêmes données qu'en 4.1 : l'augmentation de pression étant toujours obtenue par action sur l'air neuf, le débit de soufflage et le débit de rejet restent constants. Le débit de reprise doit être diminué proportionnellement pour obtenir un débit de soufflage constant.



Le taux de brassage ne varie pas (20 h^{-1}) et le taux de renouvellement d'air est égal à $3,66 \text{ h}^{-1}$. Le point de mélange s'est déplacé vers le point figuratif de l'air neuf car le taux d'air neuf est passé de 15 % à 18,3 %.

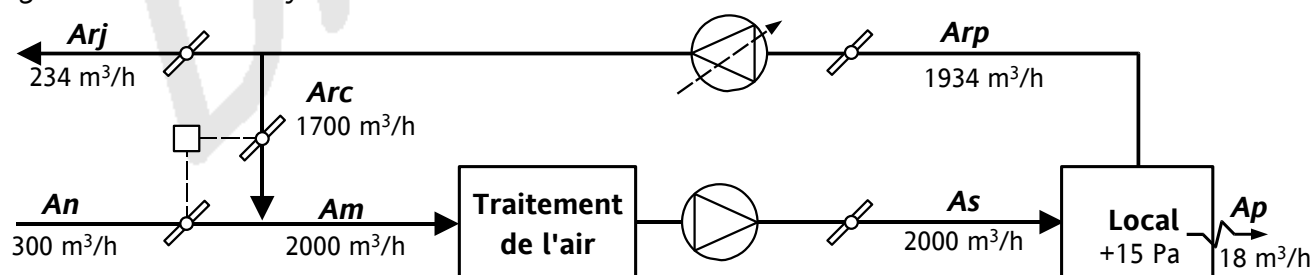
Les conséquences sont les suivantes :

- La charge du ventilateur de soufflage reste constante. Le taux de brassage est respecté.
- Le point de mélange se déplace vers le point figuratif de l'air neuf (augmentation de 3,3 % du taux d'air neuf). La consommation d'énergie sur le traitement est plus grande que dans le premier cas.
- La charge du ventilateur de reprise a diminué de 3,3 % et sa consommation d'énergie de 10,2 %.

Cette solution est intéressante quant au respect du débit de soufflage mais elle induit une consommation d'énergie sur le traitement plus importante que dans le cas 4.1) car le point de mélange se déplacera proportionnellement aux besoins en pression vers le point figuratif de l'air neuf. L'économie réalisée dépendra des puissances et débits mis en jeu pour chaque cas (gain sur la consommation du ventilateur de reprise et augmentation des puissances des batteries de traitement d'air).

4.3) Action sur le débit d'air rejeté et le débit de reprise:

Le débit d'air rejeté et le débit de reprise sont diminués de 3,3 % soit $66 \text{ m}^3/\text{h}$ (données en 4.1). Le débit de soufflage et le débit d'air recyclé restent constants.



Le taux de brassage n'a pas varié ainsi que le taux d'air neuf. Le point de mélange ne change pas de position.

Les conséquences sont les suivantes :

- La charge du ventilateur de reprise diminue ainsi que l'énergie consommée
- Le taux de brassage, le débit de soufflage, l'écart de température au soufflage et le taux de renouvellement d'air sont inchangés.

Cette dernière solution est la meilleure du point de vue énergie mais elle montre ses limites dans l'exemple suivant lorsque le taux d'air neuf est faible, les fuites et la surpression demandée élevées.

Exemple :

- Local de volume de 100 m^3 (air à 22°C et $1,2 \text{ kg/m}^3$)
- Hauteur sous plafond entre zones : $H_{s,p} = 2,9 \text{ m}$
- Taux de brassage égal à 20 h^{-1}
- Taux de renouvellement d'air égal à $0,9 \text{ h}^{-1}$ (2 personnes à $45 \text{ m}^3/\text{h}$) Taux d'air neuf : 4,5 %
- Gradient de pression $+40 \text{ Pa}$
- Porte d'accès de 1,66 m de passage libre, hauteur 2,05 m et interstice en bas de porte de 2 mm

Pour obtenir un gradient de pression de $+40 \text{ Pa}$, la variation de débit nécessaire est égale à :

$$\Delta q_v/q_v = \Delta p \cdot V_o \cdot (T_o + \theta) / (R \cdot T_o^2) = 40 \cdot 22,41383 \cdot (273,15 + 22) / (8,31441 \cdot 273,15^2) = +42,65 \%$$

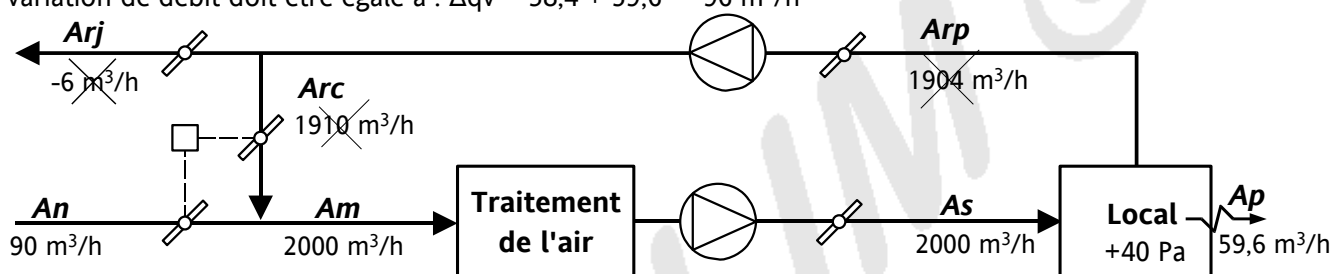
$$\text{Soit une variation absolue de : } \Delta q_{v,AN} = 90 \cdot 0,4265 = +38,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le débit continu de fuites sous la porte peut être estimé à :

$$q_{vf} = C_D \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} = 0,61 \cdot (2 \cdot 10^{-3} \cdot 1,66) \cdot (2 \cdot 40 / 1,2)^{1/2} = 16,54 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \approx 59,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

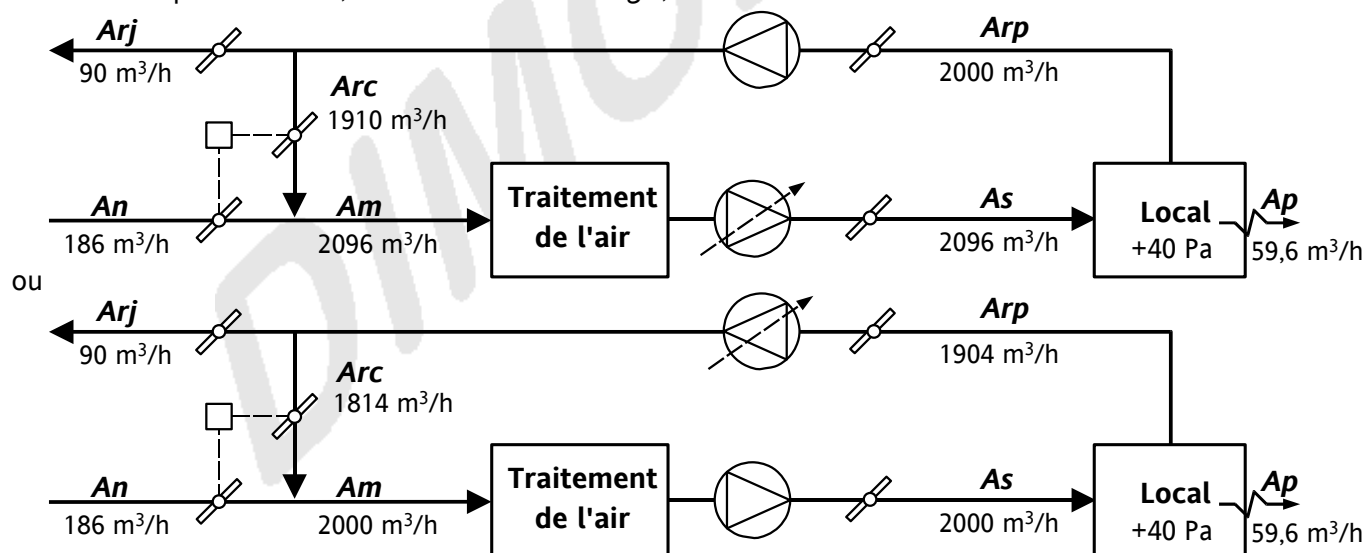
Soit une vitesse moyenne de l'air de 5 m/s à travers l'interstice de la porte.

La variation de débit doit être égale à : $\Delta q_v = 38,4 + 59,6 = 96 \text{ m}^3/\text{h}$



La situation ci-dessus est bien sur impossible puisqu'elle mène à une incohérence au niveau des débits du circuit de reprise. Dans ce cas, une action seule sur le circuit de rejet/reprise ne fonctionnera pas.

Les solutions possibles sont, au détriment de l'énergie, les suivantes :



V) LOCAL EN DÉPRESSION : Gradient de pression négatif

Dans ce cas, il est impératif de vérifier l'étanchéité du local car les infiltrations seront source de pollution du milieu intérieur et de charges thermohydrauliques supplémentaires. Pour éviter les risques de pollution mais aussi le transit de la pollution vers l'extérieur, les accès seront situés dans des zones à empoussièremement contrôlé dont le gradient de pression sera positif. Ce gradient créera un « rideau d'air » sain qui isolera la zone en dépression du milieu extérieur. Cette situation relève des zones classées à pollution spécifique.

Pour réaliser la mise en dépression du local, il faut augmenter le nombre de moles reprises par rapport au nombre de moles soufflées mais il n'est plus possible comme dans les cas précédents de modifier le débit d'air neuf si nécessaire. En effet, la valeur minimale réglementaire ne peut être diminuée.

Comme pour les cas précédents, on se fixe des valeurs arbitraires pour illustrer l'obtention du gradient négatif :

- Local de volume de 100 m^3 (air à 22°C et $1,2 \text{ kg/m}^3$)
- Hauteur sous plafond entre zones : $H_{s,p} = 2,9 \text{ m}$
- Taux de brassage égal à 20 h^{-1}
- Taux de renouvellement d'air égal à 3 h^{-1} (5 personnes à $60 \text{ m}^3/\text{h}$) Taux d'air neuf : 15 %
- Gradient de pression par rapport à l'extérieur - 30 Pa
- Gradient de pression du sas d'accès : + 15 Pa
- Porte d'accès de 0,83 m de passage libre, hauteur 2,05 m et interstice en bas de porte de 2 mm

Pour obtenir un gradient de pression de -30 Pa, la variation de débit nécessaire est égale à :

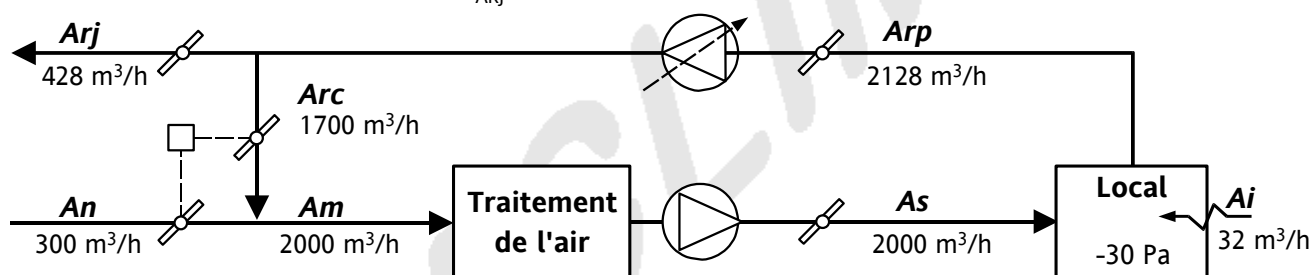
$$\Delta q_v / q_v = \Delta p \cdot V_o \cdot (T_o + \theta) / (R \cdot T_o^2) = -30 \cdot 22,41383 \cdot (273,15 + 22) / (8,31441 \cdot 273,15^2) = -31,99 \%$$

Soit une variation absolue de : $\Delta q_v \approx -96 \text{ m}^3/\text{h}$

Le différentiel de pression est égal à 45 Pa entre le sas en surpression et le local en dépression. Le débit d'infiltration sous la porte vaut :

$$q_{v_{\text{INF}}} = C_D \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} = 0,61 \cdot (2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,83) \cdot (2 \cdot 45 / 1,2)^{1/2} = 8,77 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s} \approx 31,6 \text{ m}^3/\text{h} \text{ arrondi à } 32 \text{ m}^3/\text{h}$$

La variation de débit doit être égale à : $\Delta q_{v_{\text{ARJ}}} = 96 + 32 = 128 \text{ m}^3/\text{h}$



VI) AMÉLIORATION DU DISPOSITIF DE MAINTIEN DE GRADIENT DE PRESSION :

L'étude ne portera que sur le cas du maintien du gradient de pression positif : surpression

L'ouverture d'une porte va provoquer ponctuellement une fuite d'air importante mais inévitable pour le transfert entre zones. Il faudra donc veiller à ce que le temps d'ouverture soit le plus réduit possible.

Pour le développement suivant, on reprend les mêmes données qu'en 4.1.

6.1) Débit de fuite permanent d'une porte ouverte :

Le débit de fuite se calcule en régime permanent à l'aide de la relation : $q_{v_{fp}} = C_D \cdot S \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2}$ avec $C_D = 0,609 \cdot H_{rel} - 0,066$ et $H_{rel} = H_{porte} / H_{sp} = 2,05 / 2,9 = 0,707$; $C_D = 0,609 \cdot H_{rel} - 0,066 = 0,3646$

Donc $q_{v_{fp}} = 0,3646 \cdot (0,83 \cdot 2,05) \cdot (2 \cdot 15 / 1,2)^{1/2} \approx 3,1 \text{ m}^3/\text{s} \approx 11165,5 \text{ m}^3/\text{h}$ et une vitesse moyenne de 1,82 m/s

Ce débit très grand s'entend porte complètement ouverte en régime établi avec un gradient maintenu constant à +15 Pa. Il est évident que cela serait difficilement réalisable techniquement et impliquerait un investissement important et inutile. En effet, lorsque des portes sont ouvertes très souvent entre zones, ces zones sont maintenues à des pressions proches pour éviter des déplacements d'air importants. Le temps d'ouverture des portes est aussi minimisé.

6.2) Débit de fuite pour un temps de transit moyen :

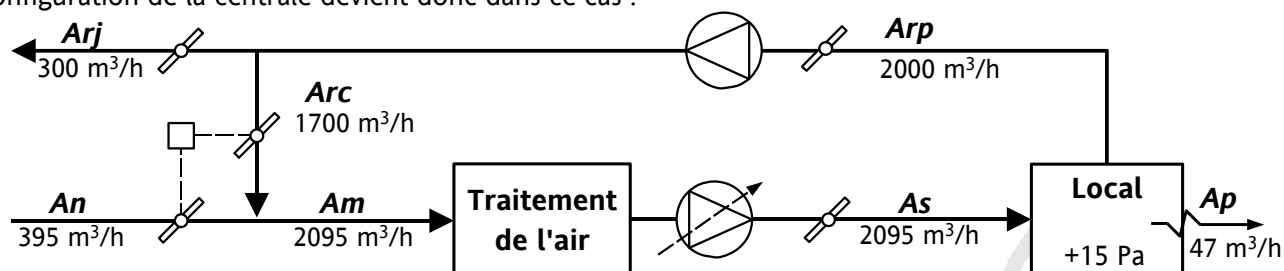
Pour une porte pivotante automatique, la vitesse moyenne angulaire du battant est environ de 30° par seconde.

Pour une porte coulissante, la vitesse moyenne est de 0,4 m/s. On peut estimer le temps moyen de passage à 15 secondes en comptant la temporisation de passage de la porte avant fermeture.

Le débit moyen (calcul simplifié ; loi non linéaire) perdu est égal à : $qv_{fp} = 11165,5 \cdot 15 / 3600 = 46,5 \text{ m}^3/\text{h} \approx 47 \text{ m}^3/\text{h}$

La compensation moyenne doit être égale à : $\Delta qv_{AN} = 48 + 47 = + 95 \text{ m}^3/\text{h}$.

La configuration de la centrale devient donc dans ce cas :



Le volet d'air neuf doit s'ouvrir et le ventilateur de soufflage doit compenser rapidement le débit de fuite pour retrouver le gradient de pression initial.

- Temps maximal de transit pour le maintien d'un gradient minimal :

Si il n'y a pas compensation par l'augmentation du débit d'air neuf et de soufflage, le temps de transit, si on respecte une valeur minimale de + 3 Pa de gradient résiduel, ne devra pas dépasser 18,2 secondes pour l'exemple.

Calcul de la variation de débit pour maintenir au moins 4 Pa : $\Delta qv = 48 \cdot 3 / 15 \approx + 9,6 \text{ m}^3/\text{h}$

Donc si le débit d'air neuf reste égal à 366 m³/h (cas 4.1), le différentiel de débit vaut : $\Delta qv = 66 - 9,6 = 56,4 \text{ m}^3/\text{h}$

Le temps d'ouverture maximal pour garder un gradient de 3 Pa est égal : $t_{max} = \Delta qv \cdot 3600 / qv_f = \mathbf{18,2 \text{ secondes}}$

Si le temps de passage est plus long, le gradient minimal n'est plus respecté.

Il faudra installer :

- des sas de passage entre zones
- des boucles rapides de régulation de pression différentielle agissant en cascade sur les registres et sur la vitesse de rotation du ventilateur de soufflage pour rétablir au plus vite la pression différentielle.

Dans le cas d'une baisse anormale, le personnel doit être averti rapidement de la nécessité de la fermeture immédiate de la porte si elle n'est pas automatique ou si elle ne peut se refermer à cause du déclenchement du détecteur de passage empêchant la porte de se refermer .

- Modification du dispositif pour un passage plus long et une réactivité accrue :

Pour prévenir toute baisse importante du gradient de pression et obtenir un dispositif bien plus réactif, on monte directement sur une paroi en communication avec une autre zone à pression différente (plus basse) un registre motorisé, couplé si besoin à un ventilateur d'extraction suivant les débits volumiques mis en jeu.

Le réglage de la pression sera plus simple mais cette solution va avoir un impact sur l'énergie : dans le cas de zones à empoussièremement contrôlé ou maîtrisé, la préférence est donnée au maintien en pression plutôt qu'à l'économie d'énergie puisque la qualité de la production en dépend.

Si on impose au dispositif un temps de passage de 60 secondes par exemple sans baisse de pression, il faudra prévoir une réserve de débit disponible rapidement : c'est le circuit annexe de rejet qui assurera cette fonction au moyen d'une extraction complémentaire (A_{ext}) .

Le débit moyen perdu, pour 60 secondes d'ouverture de porte, est égal à : $qv_{fOP} = 11165,5 \cdot 60 / 3600 \approx 186 \text{ m}^3/\text{h}$

Le débit de fuite permanente vaut : $qv_{fp} = 18 \text{ m}^3/\text{h}$ (voir 4.1)

Lorsque la porte est ouverte, la fuite se produit directement par la section libre de passage; La fuite sous la porte est devenue négligeable, l'air passant en totalité par cette section libre (pertes de charge moins grandes).

Le registre d'équilibrage de pression est chargé de rejeter l'excédent de débit prévu pour maintenir le gradient pendant l'ouverture de la porte. Il doit donc rejeter lorsque les portes sont fermées : $qv_{Aext} = 186 - 18 = 168 \text{ m}^3/\text{h}$

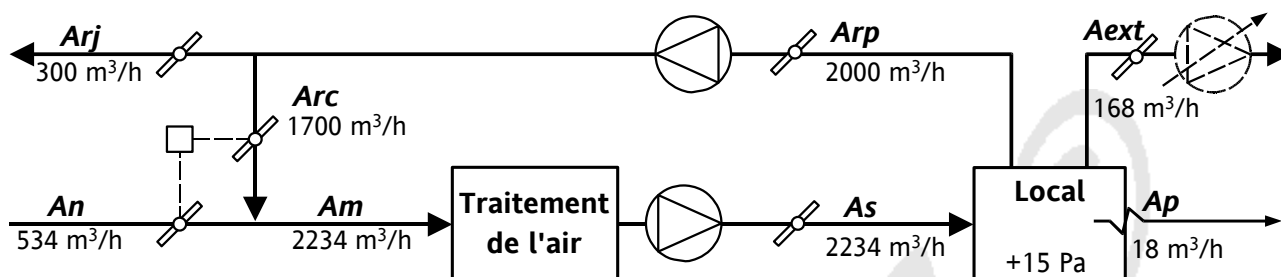
L'augmentation d'air neuf, pour un gradient de + 15 Pa, est égale à : $\Delta qv = 48 \text{ m}^3/\text{h}$

Il faudra donc augmenter le débit d'air neuf de : $\Delta qv_{AN} = 48 + 168 + 18 = 234 \text{ m}^3/\text{h}$ soit $qv_{AN} = 534 \text{ m}^3/\text{h}$

Le différentiel de débit entre le soufflage et la reprise est égale à : $qv_{As} - qv_{Arp} = 2234 - 2000 = 234 \text{ m}^3/\text{h}$

Vérification de l'équilibre : $534 - 300 - 168 - 18 = +48 \text{ m}^3/\text{h}$ (on retrouve bien Δqv nécessaire à la surpression)

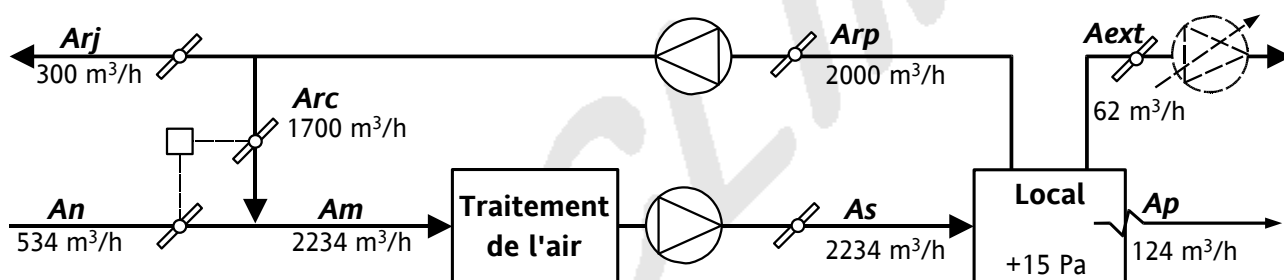
Situation porte fermée



Rapport entre le débit de soufflage et le débit de reprise : $2234/2000 = 1,117$ soit 11,7 %

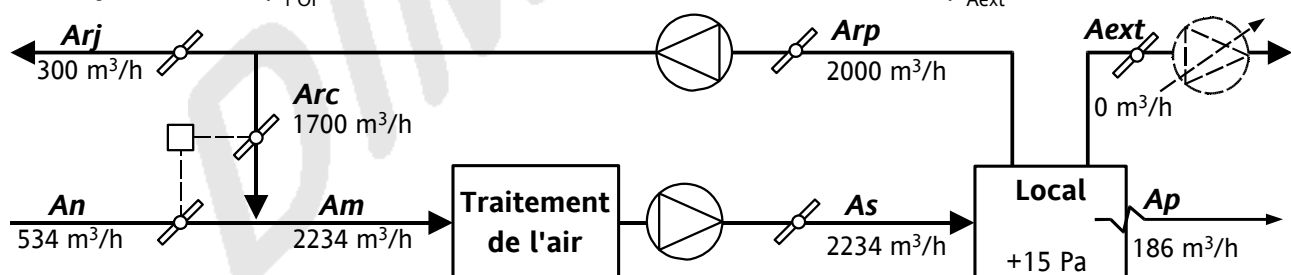
Situation à 40 secondes d'ouverture de la porte

Débit moyen de fuite: $qv_{fOp} = 11165,540/3600 \approx 124 \text{ m}^3/\text{h}$ Débit du circuit d'extraction: $qv_{Aext} = 186 - 124 = 62 \text{ m}^3/\text{h}$



Situation à 60 secondes d'ouverture de la porte

Débit moyen de fuite: $qv_{fOp} \approx 186 \text{ m}^3/\text{h}$ Débit du circuit annexe d'extraction : $qv_{Aext} = 186 - 186 = 0 \text{ m}^3/\text{h}$



Cette solution donnera des résultats bien plus rapides et permettra une indépendance du réglage de maintien en pression vis à vis du système de conditionnement d'air ou les débits en jeu sont souvent élevés par rapport aux débits nécessaires à l'équilibrage de la pression intérieure.

La maîtrise du débit d'air neuf et de celui de soufflage permettra d'assurer dans tous les cas une surpression correcte et assez facile à obtenir par réglages sur site mais elle induit un accroissement important de la consommation énergétique. Cette méthode est couramment utilisée pour l'obtention de gradient de pression positif des salles à empoûssièremement maîtrisé ou contrôlé; ces zones nécessitant souvent des taux de renouvellement d'air faible par rapport au taux de brassage eu égard au faible ratio surfacique d'occupation de ces salles.

VII) CONCLUSIONS :

Il faut être circonspect sur les méthodes utilisées dans ces développements car il y a beaucoup de paramètres qui peuvent entraîner une dérive des valeurs mesurées sur site par rapport à celles pré calculées avec des formules approchées dont la modélisation est encore imparfaite (évaluation des débits de fuites). C'est pourquoi on dimensionnera de façon large les ventilateurs et surtout leur moteur électrique (+20 % au moins) pour ne pas être pris au dépourvu à la mise en service. Les valeurs calculées peuvent être d'une grande aide pour faire une approche des paramètres comme lorsque l'on recherche, par exemple, les positions de réglage des robinets d'équilibrage de réseaux hydrauliques avant mise en service.

VIII) RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES :

- [1] **Claude DESJARDINS.** Éditions parisiennes 2000. Salles classées
- [2] **Claude DESJARDINS.** Mars 2006. Chaud Froid Plomberie N° 688 . A propos du gradient de pression des salles blanches .
- [3] **Sun WEI. ASHRAE 2002.** Development of pressurization airflow design criteria for spaces under required pressure differentials. ASHRAE Transactions volume 109 part 1
- [4] **Sun WEI. ASHRAE 2005.** Automatic room pressurization technique and adaptative flow control strategy in cleanrooms and controlled environments. ASHRAE Transactions volume 111 part 2
- [5] **Taehwoan Choi, Yu-mi KIM, Soo-Won SONG, Taeyeon KIM, Seung-Bok LEIGH.** 2007. Improving ventilation performance in high-rise residential Building by natural ventilation system
- [6] **Michael WETTER.** United Technologies Research Center 2006. Multizone airflow model in modelica
- [7] **E. MOIA, B. BAGATTA.** Clean cold room