

1994 724.397.11.52 F

Publications RAVEL

Transport de l'air

**Dario Aiulfi
Pierre Chuard**



**Domaine 11:
Installations du bâtiment**

**Office fédéral des questions
conjoncturelles**

Adresses:

Editeur: Office fédéral des questions conjoncturelles (OFQC)
Belpstrasse 53
3003 Berne
Tél.- 031/322 21 39
Fax: 031/371 82 89

Direction: RAVEL
c/o Amstein+Walthert AG
Leutschenbachstrasse 45
8050 Zürich
Tél.: 01/305 91 11
Fax: 01/305 92 14

Responsable Charles Weinmann
romand: Weinmann-Energies SA
Route d'Yverdon 4
1040 Echallens
Tél.: 021/881 47 13
Fax: 021/881 10 82

Chef du domaine: Charles Weinmann
Weinmann-Energies SA
Route d'Yverdon 4
1040 Echallens
Tél.: 021/881 47 13
Fax: 021/881 10 82

Auteurs: Dario Aiulfi Pierre Chuard SORANESA
Route du Châtelard 52
1018 Lausanne
Tél.: 021/647 11 75
Fax: 021/646 86 76

Cette étude appartient à l'ensemble des projets d'étude effectués par des diers dans le cadre du programme d'impulsion RAVEL. L'Office fédéral des questions conjoncturelles et la Direction du programme autorisent la publication de ce rapport, sous la responsabilité des auteurs et des chefs des domaines concernés.

Copyright Office fédéral des questions conjoncturelles
3003 Berne, août 1994

Reproduction autorisée, avec mention de la source.

Commande auprès de l'Office fédéral central des imprimés et du matériel, Berne (N° de com. 724.397.11.52 F)

Form. 724.397.11.52 F 8.94 500

RAVEL - Publicdtions RAVEL

Publications RAVEL

Transport de l'air



Dario Aiulfi
Pierre Chuard

Programme d'impulsion RAVEL
RAVEL - Publications RAVEL

Office fédéral des questions conjoncturelles

Table des Matières

0.	Résumé	
1.	Introduction	
2.	Approche globale	3
3.	Nouveaux systèmes de ventilation	16
3.1	Systèmes à air	17
3.2	Systèmes mixtes air/eau	28
3.3	Ventilation naturelle	34
3.4	Comparaison des systèmes	42
3.4. 1	Généralités	42
3.4.2	Comparaison des systèmes, étude allemande	45
3.4.3	Comparaison des systèmes de ventilation et de refroidissement, synthèse du projet ERL-C	49
3.5	Transport de l'énergie par air et par eau	78
4.	Mesures du rendement d'un groupe moteur / ventilateur	81
4.1	Mesures à effectuer sur l'installation	82
4.2	Exemple de détermination du rendement du groupe moteur-ventilateur	85

Annexes :

A1	Réduction de la consommation d'électricité du groupe moteur-ventilation
A2	Limitation des pertes d'énergie à l'exploitation: maintenance des équipements de ventilation

0. Résumé

Après le choc pétrolier des années 1973, on s'est focalisé sur l'économie d'énergie thermique dans le bâtiment. On a rapidement vu que les installations de ventilation étaient à cette époque de gros consommateurs d'énergie thermique étant donné que l'on n'avait pas de récupération de chaleur sur l'air évacué. Depuis le milieu des années 1980, la situation a complètement changé, la majorité des installations de ventilation et de climatisation sont équipées de récupérateur, les lois cantonales et les normes en vigueur l'imposent. Les problèmes de la consommation d'énergie thermique des installations de ventilation sont pour la plupart résolus.

Cependant, peu de planificateurs sont sensibles au fait que la ventilation mécanique et la climatisation dans les bâtiments administratifs sont de gros consommateurs d'électricité. Dans ce type de bâtiment des années 1970 : 1980, 30 % de la consommation électrique est due par exemple au transport de l'air.

L'apparition de nouveaux systèmes de ventilation et de climatisation à la fin des années 1980 a laissé entrevoir une évolution dans le domaine des installations de ventilation et de climatisation qui va dans le sens d'une diminution à la consommation électrique.

Le rapport de cette étude effectuée dans le cadre du projet Ravel est composé des 3 principaux chapitres suivants :

1. Approche globale sur la consommation électrique due au transport de l'air (Enumération des paramètres importants)
2. Comparaison énergétique des nouveaux systèmes de ventilation du point de vue de la consommation électrique
- 3 . Mesures du rendement d'un groupe moteur/ventilateur

Les nouveaux systèmes qui sont apparus sur le marché depuis 4 ans intègrent les fonctions de base d'un système de ventilation, qui sont

- Renouvellement d'air du local

- Maintien du confort thermique

Ils peuvent être classés en deux familles

1. Système air/air à débit d'air variable (VAV) : Ventilation par mélange ou par déplacement, l'air remplit les deux fonctions de base du système.
2. Système air/eau (dissociés) : Renouvellement hygiénique au moyen du système à air (faible débit d'air à transporter) et fonction de refroidissement (évacuation des charges thermiques) au moyen du système à eau (plafond froid).

1. Système air/air VAV

Ce système permet de pulser un débit d'air variable dans le local en fonction de la charge thermique, par exemple, de ce dernier. Ce système évite de transporter de grandes quantités d'air lorsque cela n'est pas nécessaire.

2. Système air/eau

L'air étant réduit au minimum (hygiène) 30-50 m³/h,pers, il ne remplit pas la fonction d'évacuation des charges thermiques, cette dernière est prise en charge par le système à eau. L'énergie utilisée pour le transport de l'eau est nettement moins importante que celle par l'air, il faut par exemple une puissance électrique 30 fois plus importante avec de l'air (basse pression) qu'avec un système à eau pour évacuer 5 kW thermique (système à air travaillant avec un $\Delta t = 8^{\circ}\text{C}$).

Néanmoins l'approche ci-dessus n'est pas suffisante pour comparer un système à un autre au niveau de leur consommation énergétique. La comparaison des systèmes et de leur bilan thermique et électrique doit être globale.

Deux exemples de bureaux types ont été étudiés; d'une part en analysant les résultats d'une étude allemande de F. Bunnich (a) et d'autre part en utilisant les résultats du projet national Energie Relevante Luftströmung (ERL) fournis par le BEW (b).

a) Bureau très, fortement "computérisé" (CAD) avec des charges internes de 60 W/m² et un système à air qui contrôle aussi l'humidité du local (laveur).

b) Bureau type d'un bâtiment administratif avec des charges internes de 10, 20 30 W/m² qui sont plus représentatives pour ce genre de bureaux, avec un système à air qui ne contrôle pas l'humidité du local (pas de laveur).

Résultats de la comparaison a : Bureau CAD

L'intérêt de ces résultats réside essentiellement dans la comparaison entre les systèmes air/air et les systèmes air/eau. La comparaison entre un système air/air par déplacement et par grille au plafond (mélange) n'étant pas effectuée de façon assez rigoureuse. Les résultats du projet ERL sont de ce point de vue plus significatifs.

Local type

* Bureaux paysages	20 m/15 m
* Orientation	Sud/Ouest
* Charges internes	60 W/M ²
* Protections solaires	stores toiles extérieurs

Le système 1 VAV a été pris comme référence de base (100 %), car il représente l'aboutissement des systèmes traditionnels (flexibilité, débit variable). Le tableau cidessous donnera en pour-cent les consommations électriques et thermiques des systèmes 2 : 6.

N°	Systèmes	Energie %			Prix Energ. %
		El. ventilat. pompes	Prod. froid plafond+air	Chaud ventilation	
1	VAV Pulsion par grilles au plafond	100	100	100	100
2	Plafond refroid. + ventil. par déplacement débit constant Prod. froid par machine + tour	64	547	135	78
3	Plafond refroid. + ventil. par déplacement débit constant Prod. froid par machine + tour, freecooling pour froid	60	125	135	63
4	Plafond refroid. + ventil par grilles dans plafond Prod. froid par machine + tour,	64	425	67	70
5	Plafond refroid. + ventil par grilles dans plafond Prod. froid par machine + tour, freecooling pour froid	60	118	67	58
6	Plafond refroid. + ventil par grilles dans plafond Prod. froid par machine + tour, stock froid + freecooling	60	118	67	50

Consommation des ventilateurs et des pompes

Entre les systèmes VAV 1 et les nouveaux systèmes 2 et 4, la consommation électrique pour le transport de l'air et de l'eau passe de 100 % à 64 %. La cause principale étant la diminution du débit d'air entre le VAV et le système air/eau. Par contre, l'énergie pour les pompes tour + plafond et le ventilateur de la tour sont plus élevés pour les systèmes 2 et 4 que pour le 1 VAV. La diminution à 64 % pour les systèmes 2 et 4, à 60 % pour les systèmes 3 et 5 provient de la diminution des heures de fonctionnement des pompes d'eau glacée de la machine frigorifique.

Consommation de froid

Dans la colonne production de froid par le plafond refroidissant et la ventilation, on peut remarquer une augmentation considérable entre le système 1 VAV et le système 2 plafond refroidissant (Facteur 1 à 5,5). Ceci provient du fait que la machine frigorifique doit fonctionner toute l'année pour le système 2. On ne peut utiliser l'air extérieur pour le refroidissement comme dans le système air VAV. Dans le système 2, les charges internes sont évacuées, pour la plupart, par le plafond refroidissant. Le système de ventilation n'assurant que le renouvellement d'air (différence de température -4°C), la différence entre le système 1 et 4 n'est que de 1 à 4,25, ceci provient de la température de pulsion de la ventilation par grilles dans le plafond (-8°C) ce qui permet d'évacuer plus de charge par l'air extérieur.

L'utilisation de la tour de refroidissement en direct (freecooling) pour la production de froid pour les plafonds refroidissants permet de diminuer l'écart entre le système 1 VAV et les autres systèmes avec plafond refroidissant.

Consommation de chaleur pour la ventilation

Malgré la diminution de débit d'air, les systèmes 2 et 3 ventilation par déplacement et plafond froid consomment 3 5 % d'énergie-chaleur en plus. Ceci est dû à la température de pulsion plus haute du système par déplacement par rapport à un système par mélange (4°C de plus), ce qui nécessite après le laveur un postchauffage nettement plus important.

Dans le cas des systèmes 4 et 5 ventilation par mélange et plafond froid, la diminution du débit d'air se traduit aussi par une diminution de consommation de chaleur.

Résultat de la comparaison b : Bureau d'un bâtiment administratif

Dans le cadre du projet ERL, une comparaison similaire a été effectuée pour un type de bureau différent :

- * L'orientation Sud étant la plus représentative, elle a été choisie pour ce résumé.
- * La température de consigne de l'air du local en été est de 26°C
- * Le local est muni d'un plafond 100 % actif (béton apparent)
- * Le "shading factor" (g) du store extérieur vaut 0.2
- * L'éclairage artificiel n'est enclenché que lorsque le niveau lumineux naturel est plus faible que 300 Lux
- * $Q_{\text{éclairage}} = 10 \text{ W/M}^2$
- * 10 m² par personne
- * Taux de renouvellement d'air maximum 4.5 V/h
- * Débit d'air hygiénique 40 m³/h par personne

La comparaison entre une ventilation par déplacement et par mélange a été effectuée en tenant compte de la distribution de température dans la pièce (homogène pour la ventilation par mélange, stratifiée pour le déplacement d'air). De plus, il n'y a pas de contrôle d'humidité (pour les locaux) dans notre système et deux dimensions de gaine et monobloc à air ont été comparées.

Comme chaque système était muni d'une très bonne récupération de chaleur (- 80 les différences rencontrées au niveau consommation de chaleur de la ventilation étaient minimales. Il a été possible de mettre en évidence par contre une consommation supplémentaire de chaleur lorsque le local était équipé d'un plafond froid fermé et de faible inertie.

Les résultats de ces comparaisons au niveau de la consommation électrique (ventilateur, pompes, production de froid) sont présentés dans le tableau qui suit :

N°	Système	Charges internes : Appareils + personnes		
		11 W/m ²	21 W/m ²	31 W/m ²
1	Ventilation par mélange $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa à } V_{max}/2$	100 %	100 %	100 %
2	Ventilation par déplacement $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa à } V_{max}/2$	98 %	87 %	82 %
3	Ventil. mélange : gaine et monobloc de plus grandes dimensions $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa à } V_{max}$	--	48 %	44 %
4.	Ventil. dépla. : gaine et monobloc de plus grandes dimensions $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa à } V_{max}$	--	41 %	36 %
5.	Plaf. froid structuré sans freecooling	--	79 %	72 %
6	Plaf. froid structuré avec freecooling	--	56 %	46 %

Les points importants sont les suivants

- La ventilation par déplacement avec une température d'air primaire minimale à 18°C a permis des économies allant de 0 à 18 % selon les types de charges internes.
- Une ventilation par déplacement fonctionnant avec des différences de température entre la pulsion et la zone d'occupation de 4-5°C consomme nettement plus d'énergie qu'un système à air par mélange.
- Le système air/air VAV reste compétitif par rapport à un système air/eau pour autant que ces pertes de charges totales ne soient pas supérieures à 1300 [Pa] à son régime maximum.
- L'emploi du freecooling pour la production de froid d'un plafond refroidissant permet de diminuer la consommation d'électricité nécessaire à sa production de façon sensible. Plus la température de l'eau du plafond froid est haute, plus le potentiel de freecooling est important.

Zusammenfassung

Nach dem Erdölchock von 1973 hatte sich die Aufmerksamkeit der Planer zuerst einmal auf das Wärmesparen gerichtet. Die Lüftungseinrichtungen jener Zeit wurden rasch als grosse Warmeverbraucher erkannt, da die Wärmerückgewinnung aus der Abluft noch nicht gebräuchlich war. Seit Mitte der Achtziger Jahre hat sich das Bild völlig verändert: aufgrund der kantonalen Gesetze und der in Kraft getretenen Normen ist die Mehrzahl der Lüftungs- und Klimaanlage mit Rekuperatoren ausgerüstet, die Wärmeverbrauchsprobleme der Lüftungsanlagen sind in den Hintergrund getreten.

Noch weitgehend unbekannt ist jedoch die Tatsache, dass Lüftungsanlagen in Dienstleistungsgebäuden zu den grössten Stromverbrauchern gehören. In Verwaltungsbauten der Jahre 1980 bis 1990 ist nur schon der Lufttransport für 30% des Elektrizitätsverbrauchs verantwortlich.

Das Erscheinen neuer Lüftungs- und Klimasysteme Ende der Achtziger Jahre eröffnete vielversprechende Aussichten in Richtung Verminderung des Elektrizitätsverbrauchs. Diese kann jedoch nur realisiert werden, wenn alle Elemente der Anlagen genau betrachtet werden.

Der Bericht über dieses im Rahmen von RAVEL durchgeführte Projekt gliedert sich in die folgenden drei Hauptkapitel:

1. Einführung zum Elektrizitätsverbrauch für den Lufttransport (Vorstellen der wichtigen Parameter)
2. Energetischer Vergleich der neuen Lüftungssysteme bezüglich Elektrizitätsverbrauch
3. Wirkungsgradmessungen an einer Kombination Motor - Ventilator

Die neuen Lüftungssysteme, die vor etwa vier Jahren auf dem Markt erschienen sind, erfüllen die beiden Basisfunktionen der Lüftung:

- Lüftererneuerung
- Erhaltung des thermischen Komfortes

Sie können in zwei Familien eingeteilt werden:

1. Luft / Luft-Systeme mit variablem Volumenstrom (VAV)- Quell- oder Mischlüftung.
Die Luft erfüllt beide Basisfunktionen.

2- Luft / Wasser-Systeme (getrennte Systeme): hygienische Lüftererneuerung mittels Lüftung bei minimaler Luftmenge, jedoch Kühlung (Abfuhr der thermischen Lasten) mit Hilfe von Wasser, das in einer Kühldecke zirkuliert.

1. VAV-System Luft / Luft

Die Luftmenge wird in Funktion der Wärmelast eines Raumes geregelt. Dadurch vermeidet man unnötig hohe Luftmengen, wenn nur wenig Kälte transportiert werden muss..

2. Luft / Wassser-System

Die Luftmenge wird auf das hygienisch notwendige Minimum von 30 - 50 m³/h.Pers. reduziert und erfüllt keine Kühlfunktion. Diese wird durch ein Wassersystem übernommen. Wassertransport erfordert wesentlich weniger elektrische Energie als Lufttransport, z.B. 30 mal weniger im Fall eines Niederdrucksystems mit $\Delta T = 8K$ und 5 kW Wärmelast.

Natürlich ist das obige Einzelresultat ungenügend für einen energetischen Vergleich zwischen den verschiedenen Systemen. Eine ganzheitliche Bewertung muss den Wärme- und den elektrischen Verbrauch gleichzeitig betrachten.

Das Buch berichtet im Kapitel 2 über zwei typische Beispiele, zu denen Computersimulationen durchgeführt wurden:

a) Hoch computerisiertes Büro (CAD) mit einer internen Last von 60 W/m² und einer Lüftung, die auch die Feuchtigkeit regelt (Wäscher).

b) Typisches Verwaltungsbüro mit internen Lasten von 10, 20 und 30 W/m², die für solche Büros eher repräsentativ sind, mit einer Lüftung ohne Wäscher.

Ergebnisse des Vergleichs a) : CAD-Büro

(Dr.-Ing. M.F. Bunk in der Zeitschrift TKT Energie, Luft, Umwelttechnik, 1991)

Interessant an diesen Resultaten ist vor allem der Vergleich zwischen Luft / Luft- und Luft Wasser-Systemen. Der Vergleich Quell- versus Mischlüftung bei Luft / Luft-Systemen wurde zuwenig genau durchgeführt. Diesbezüglich gibt es aussagekräftigere Resultate im unter b) beschriebenen Projekt ERL (Energierrelevante Luftströmungen).

Typischer Raum

- Grossraumbüro	20m x 15m
- Orientierung	Süd/West
- Interne Last	60 W/m ²
- Sonnenschutz	Aussenliegende Stoffstoren

Das System 1 VAV dient als Referenz (100%), denn es ist das höchstentwickelte konventionelle System (Flexibilität, variabler Volumenstrom) Die untenstehende Tabelle gibt für die Systeme 2 bis 6 den Strom- und Wärmeverbrauch in Prozenten des Systems 1.

Stromverbrauch der Ventilatoren und Pumpen

Zwischen dem System 1 VAV und den neuen Systemen 2 und 4 sinkt der Stromverbrauch für Wasser- und Lufttransport von 100 auf 64%. Dies hauptsächlich wegen der Verringerung des Luftvolumenstroms im Luft / Wasser- System gegenüber VAV: Dagegen wird mehr Elektrizität verbraucht für den Kühlturmventilator und für die Pumpen der Kühldecke und des Kühlturms. Die Reduktion auf 64% bei den Systemen 2 und 4, bzw. auf 60% bei 3 und 5 ist auf die reduzierte Betriebszeit der Kaltwasserpumpen der Kältemaschine zurückzuführen,

Nr	System	El. Ventilatoren + Pumpen	Energie %		Energie-Kosten %
			Kälte (Decke od. Luft)	Wärme (Lüftung)	
1	VAV, Zuluft durch Deckengitter	100%	100%	100%	100%
2	Kühldecke, Quelllüftung mit konstantem Volumenstrom, Kältemaschine mit Kühlturm	64%	547%	135%	78%
3	Kühldecke, Quelllüftung mit konstantem Volumenstrom, Kältemaschine mit Kühlturm, Freecooling für Kälte	60%	125%	135%	63%
4	Kühldecke, Lüftung durch Deckengitter, Kältemaschine mit Kühlturm	64%	425%	67%	70%
5	Kühldecke, Lüftung durch Deckengitter, Kältemaschine mit Kühlturm Freecooling für Kälte	60%	118%	67%	58%
6	Kühldecke, Lüftung durch Deckengitter, Kältemaschine mit Kühlturm, Kältespeicher, Freecooling für Kälte	60%	118%	67%	50%

Kälteverbrauch

In der Kolonne Kälteverbrauch für Kühldecke oder Lüftung stellt man einen markanten Anstieg Von 1 VAV zu 2 Kühldecke fest. (Faktor 5,5). Dies, weil die Kältemaschine das ganze Jahr über läuft, da, anders als im System VAV, nur wenig Aussenluft für die Kühlung gebraucht werden kann. Im System 2 muss die interne Last vorwiegend durch die Kühldecke abgeführt werden, weil die Luftmenge nur gerade für die Lufterneuerung dimensioniert ist. Zwischen den Systemen 1 und 4 beträgt der Faktor nur 4,25. Denn während beim System 2 die Temperaturdifferenz nur -4 K beträgt, kann bei den Deckenauslässen die Luft mit -8 K eingeblasen werden. Dadurch kann ein höherer Anteil der internen Last mit der Aussenluft abgeführt werden.

Die direkte Verwendung des Kühlturms (Freecooling) für die Versorgung der Kühldecke ermöglicht eine Verringerung des Abstandes der Kühldeckensysteme zum System 1 VAV.

Wärmeverbrauch für die Lüftung

Trotz des reduzierten Luftvolumenstroms stellt man für die Systeme 2 und 3 (mit Quelllüftung und Kühldecken) einen um 35% erhöhten Wärmeverbrauch fest. Dies wegen der gegenüber der Mischlüftung erhöhten Zulufttemperatur (+8 statt +4K). Dadurch wird nach dem Wäscher eine stärkere Nachwärmung benötigt.

In den Systemen 4 und 5 (mit Mischlüftung und Kühldecke) bewirkt die verringerte Luftmenge auch eine Reduktion des Wärmeverbrauchs.

Ergebnisse des Vergleichs b) : Büro in einem Verwaltungsgebäude

Im Rahmen des Projektes ERL (Energierrelevante Luftströmungen, Bundesamt für Energiewirtschaft, ab 1986) wurde ein ähnlicher Vergleich für einen anderen Bürotyp durchgeführt:

- Für diese Zusammenfassung wurde als repräsentativste die Südorientierung herausgegriffen
- Der sommerliche Grenzwert der Raumlufttemperatur beträgt 26 °C.
- Der Raum hat eine zu 100% aktive Decke (Sichtbeton)
- Der Beschattungsfaktor b der äusseren Storen beträgt 0,2
- Die künstliche Beleuchtung wird erst eingeschaltet, wenn das Tageslichtniveau unter 300 Lux fällt
- Q (Beleuchtung) = 10 W/m²
- Bürofläche 10 m²/pers.
- Maximaler Luftwechsel 4,5 V/h
- Hygienische Lüfterneuerung 40 m³/h.Pers.

Der Vergleich zwischen Quell- und Mischlüftung berücksichtigt die Temperaturverteilung im Raum (homogen bei der Mischlüftung, geschichtet bei der Quelllüftung). Ferner wird die Feuchtigkeit nicht geregelt, und es werden zwei Systeme mit unterschiedlich gross dimensionierten Kanälen und Monoblocks verglichen (unterschiedlicher Druckverlust).

Da eine sehr gute Wärmerückgewinnung angenommen wird (~80%), sind die Unterschiede im Wärmeverbrauch der Lüftung gering. Hingegen kann ein erhöhter Wärmeverbrauch festgestellt werden, wenn der Raum mit einer Kühldecke ausgerüstet ist, weil dadurch die thermische Trägheitswirkung der Betondecke ausgeschaltet wird.

Die folgende Tabelle zeigt die Ergebnisse der Berechnungen bezüglich den Stromverbrauch für Ventilatoren, Pumpen und Kälteproduktion.

Nr.	System	Interne Lasten: Geräte und Personen		
		11 W/m ²	21 W/m ²	31 W/m ²
1	Mischlüftung $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa}$ bei $V_{max} / 2$	100%	100%	100%
2	Quelllüftung $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa}$ bei $V_{max} / 2$	98%	87%	82%
3	Mischlüftung, grosse Kanäle $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa}$ bei V_{max}	--	48%	44%
4	Quelllüftung, grosse Kanäle $\Delta p_{tot} = 1220 \text{ Pa}$ bei V_{max}	--	41%	36%
5	Strukturierte Kühldecke Ohne Freecooling	--	79%	72%
6	Strukturierte Kühldecke Mit Freecooling	--	56%	46%

Nachstehend die wichtigsten Schlüsse aus der Tabelle:

- Die Quelllüftung mit einer minimalen Primärlufttemperatur von 18°C erlaubt Einsparungen von 0 bis 18% je nach interner Last.
- Eine Quelllüftung mit einer Temperaturdifferenz zwischen Zuluft und der Benutzungszone von 4 - 5K verbraucht wesentlich mehr Energie als ein Mischsystem.
- Das System Luft / Luft VAV kann gegenüber einem Luft / Wasser-System mithalten, solange der Druckverlust bei maximaler Luftmenge 1300 Pa nicht überschreitet.
- Die Verwendung des Freecooling für die Kälteerzeugung einer Kühldecke erlaubt eine erhebliche Senkung des Stromverbrauchs. Je höher die Temperatur der Kühldecke, umso höher ist das Sparpotential des Freecooling.

SORANE SA
D. AIULFI

Lausanne, 21. April 1994

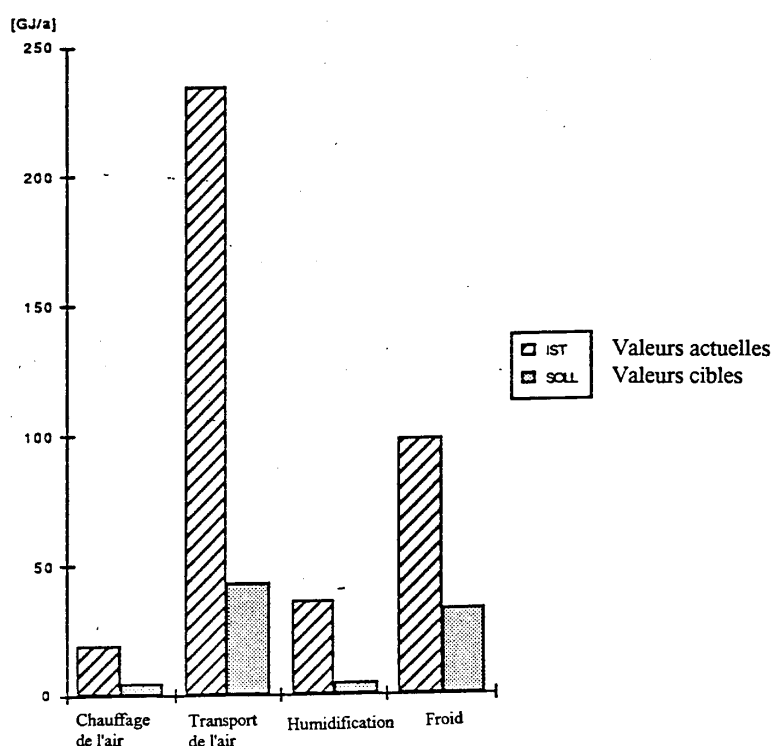
KW D6 Luft

1. Introduction

Après le choc pétrolier des années 1973, on s'est focalisé sur l'économie d'énergie thermique dans le bâtiment. On a rapidement vu que les installations de ventilation étaient à cette époque de gros consommateurs d'énergie thermique étant donné que l'on n'avait pas de récupération de chaleur sur l'air évacué. Depuis le milieu des années 1980, la situation a complètement changé, la majorité des installations de ventilation et de climatisation sont équipées de récupérateur, les lois cantonales et les normes en vigueur l'imposent. Les problèmes de la consommation d'énergie thermique des installations de ventilation s'ont pour la plupart résolus.

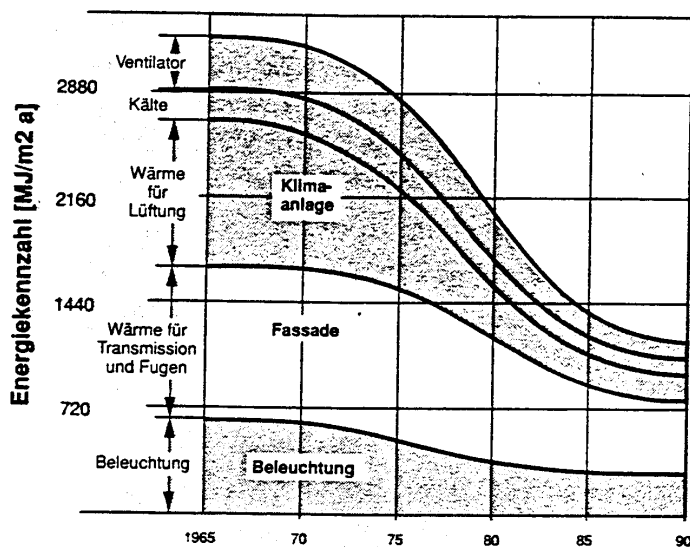
Cependant peu de planificateurs sont sensibles au fait que la ventilation mécanique et la climatisation dans les bâtiments sont de gros consommateurs d'électricité. On peut le remarquer notamment dans les directives cantonales limitant la production de froid à 60 kW ou moins, ou ne donnant une autorisation de climatisation que sous condition de prouver le besoin réel. Ceci entraîne dans bien des cas, une augmentation du débit d'air traité de la ventilation et ainsi de la consommation d'électricité. Dans les bâtiments administratifs des années 1970 : 1980, 30 % de la consommation d'électricité est dû au transport de l'air, l'exemple ci-dessous le démontre clairement.

Bureau ventilé



Potentiel d'économie d'énergie électrique d'une banque (Année de construction 1970)
dans le domaine de la ventilation

L'évolution depuis les années 1965 montre clairement que la part de l'électricité dans les bâtiments administratifs est dominante.



Evolution des Indices énergétiques pour les différents secteurs dans un bâtiment administratif (Recknagel-Sprenger-Honmann 1990/191, S. 1353).

Nouveaux systèmes

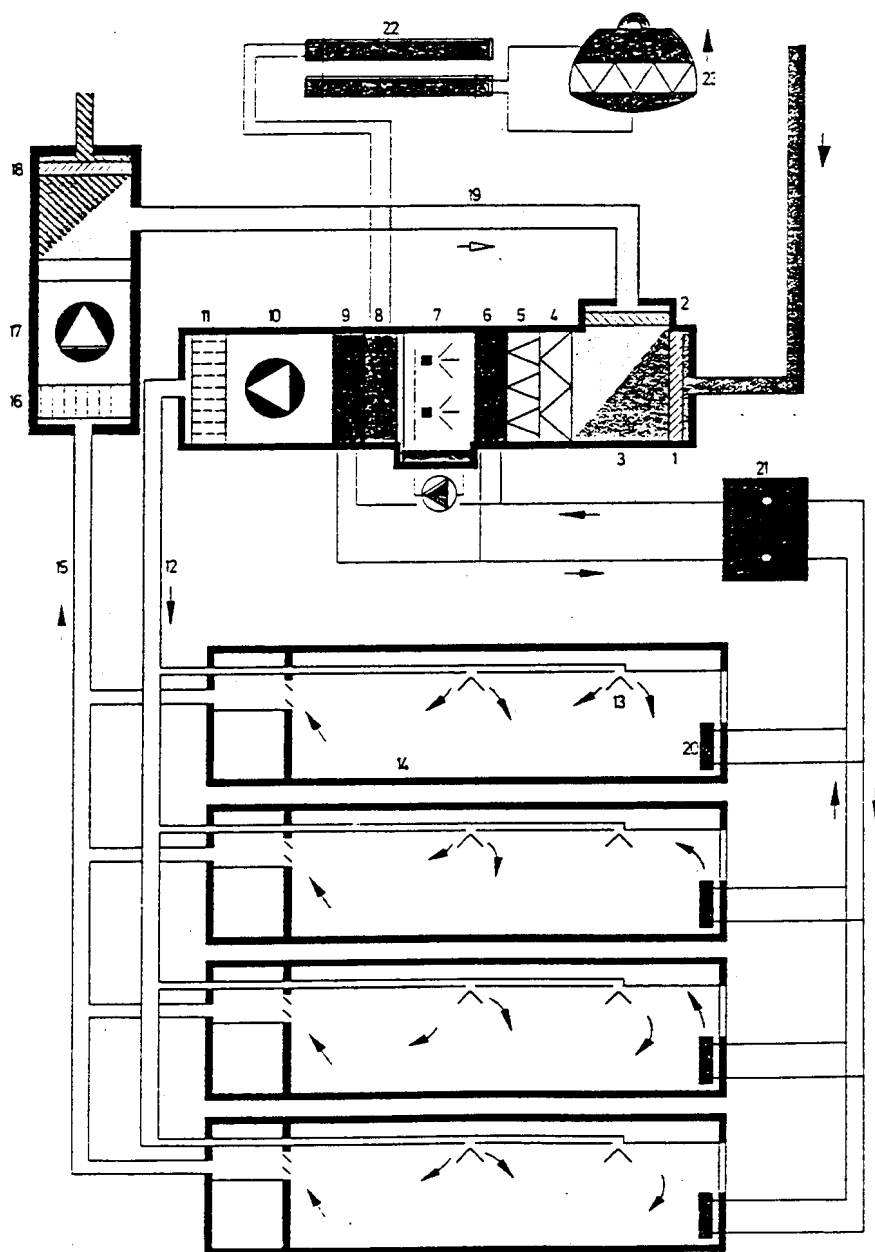
L'apparition de nouveaux systèmes de ventilation et de climatisation à la fin des années 1980 laisse entrevoir une évolution rapide dans le domaine des installations de ventilation et climatisation.

Dans le cadre du programme de recherches ERL "Energie Relevante Luftströmungen in Gebäuden", le volet dirigé par le Dr. Ch. Fillieux s'attache dans la phase 2 de ces travaux à comparer entre eux, ces nouveaux systèmes, sur le plan du confort, de leur flexibilité et de l'énergie thermique et électrique. Les travaux de cette phase se sont terminés fin 1993, nous pouvons donc transférer une partie des résultats obtenus.

2. Approche globale

Installation traditionnelle

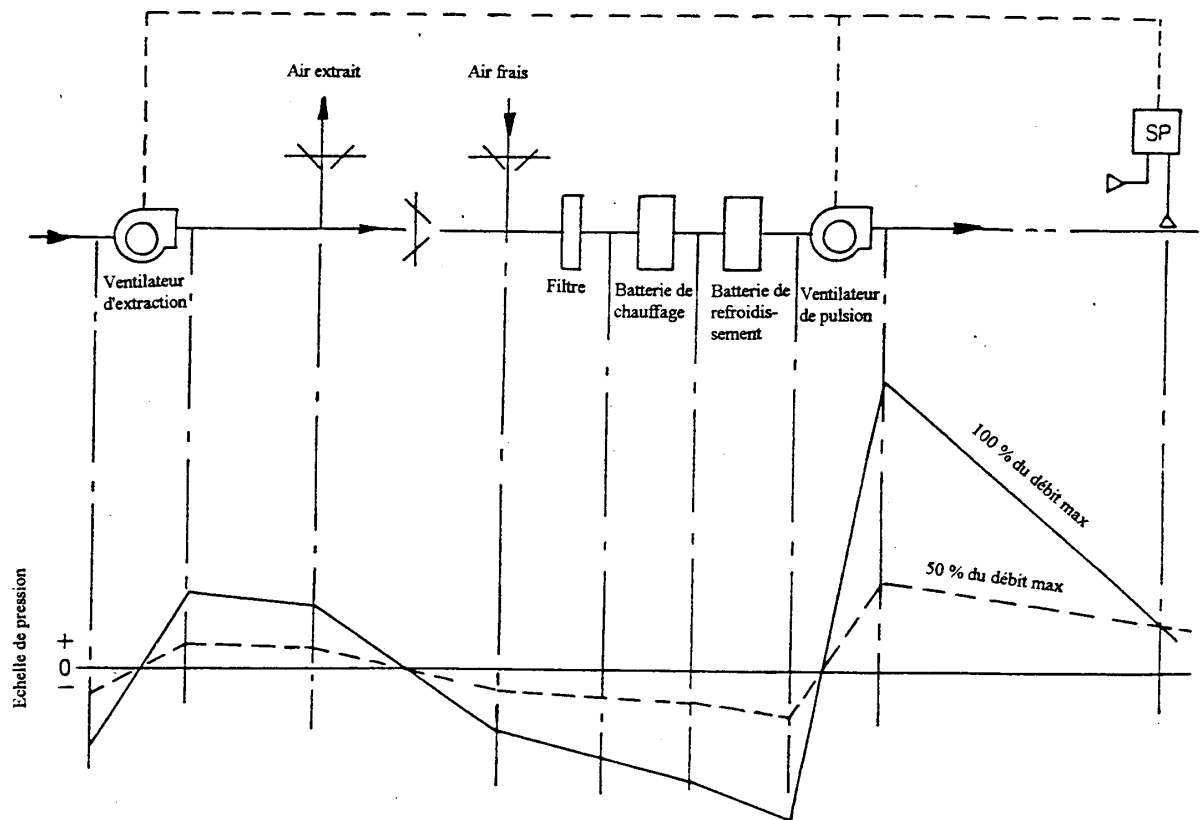
Si l'on analyse le parc de bâtiments équipés d'installations de ventilation ou de climatisation, on se rend compte que la plus grande partie de celles-ci sont de type traditionnel à basse pression, comprenant un monobloc de traitement de l'air, un réseau de distribution et un système de diffusion (grille ou unité terminale). C'est la raison pour laquelle, nous analysons tout d'abord ce type d'installation qui est schématisé ci-dessous :



Système à basse pression

1. Clapet air frais
2. Clapet de mélange
3. Chambre de mélange
4. Préfiltre
5. Filtre
6. Batterie de préchauffage
7. Laveur
8. Batterie de refroidissement
9. Batterie de post-chauffage
10. Ventilation de pulsion
11. Amortisseur phonique
12. Gaines de pulsion
13. Grille de pulsion
14. Complexe climatiseur
15. Gaines de reprise
16. Amortisseur phonique
17. Ventilateur d'extraction
18. Clapet air vicié
19. Clapet de mélange
20. Chauffage statique
21. Chaudière
22. Machine de froid
23. Tour de refroidissement

Le profil de la pression statique dans l'installation est schématisé ci-dessous :



Profil de pression dans une installation VA V

On se rend compte que l'on peut diviser l'installation en trois parties où pour chacune, la perte de charge est importante.

1. Le monobloc de traitement d'air et la sortie dans la gaine de pulsion
2. Le réseau de gaines pulsion et reprise
3. Le système terminal

1. Monobloc de traitement de l'air

Dans les installations traditionnelles en mélange qui assurent le renouvellement d'air, le chauffage et le refroidissement des locaux, les pertes de charges des différents éléments du monobloc de traitement de l'air peuvent représenter le 50 % de la perte de charge totale du système de pulsions de l'air. Souvent, on se focalise sur l'analyse des pertes de charge du réseau de gaine, et l'on oublie que l'élément fondamental est le monobloc de traitement de l'air. Il est clair que les récupérateurs de chaleur (échangeurs à plaques ou rotatifs) engendrent une perte de charge supplémentaire. Ce n'est pas une raison pour les sous-dimensionner mais effectivement ils sont souvent avec les filtres, l'élément présentant la plus grande perte de charge.

Nous donnons ci-dessous un exemple des pertes de charges d'un monobloc pulsant 7'000 m³/h, nous avons choisi dans le catalogue de fournisseurs deux types l'un ayant une vitesse moyenne frontale sur les batteries de 2,48m/sec. et l'autre de 1,99 m/sec.

- Variante 1 Dimension frontale 1355/880 (mm)
- Variante 2 Dimension frontale 1355/1050 (mm)

Eléments	Variante 1 Perte de charge (Pa) vitesse 2,48 m/sec	Variante 2 Perte de charge (Pa) vitesse 1,99 m/sec (Pa)
Filtre U3	50/200	33/200
Filtre UE4	120/200	80/200
Batterie Chaud 3 RR	50	35
Laveur Court. 2 bar	140	100
Séparateur gouttes	40	23
Batterie froid 6 RR	110	70
Batterie post. chauff. 3 R	50	35
Récupérateur rotatif	150	90
Ventilateurs	9	7
Prot. courroie	26	16
Section détente	20	12
Total perte de charge	765	501

On se rend compte que le choix technologique va avoir une influence sur la consommation d'électricité en particulier pour l'humidification de l'air et la récupération de chaleur sur l'air évacué.

Le tableau ci-après résume cette approche.

Humidification de l'air

Type	Perte de charge		Temp. de l'air	Influence sur d'autres consommateurs
	2,5 m/sec	2 m/sec		
Vapeur	---	---	Augmentation	Cons. élec. prod. chaleur
Laveur (court)	140	100	Diminution	Cons. élec. pompes
Séparateur gouttes	40	23		
Ultrason	--	---	Diminution	Déminéralisation
Evaporation (Verdunstung)	100	50	Diminution	Cons. élec. pompe

Récupérateurs de chaleur

Type	Perte de charge		Rendement récupération (Température)
	2,5 m/sec	2 m/sec	
Rotatif	150	90	80 %
Plaque	180	120	70 %
Batterie eau glycolée	80	60	50 %

Le groupe-ventilateur

Définition

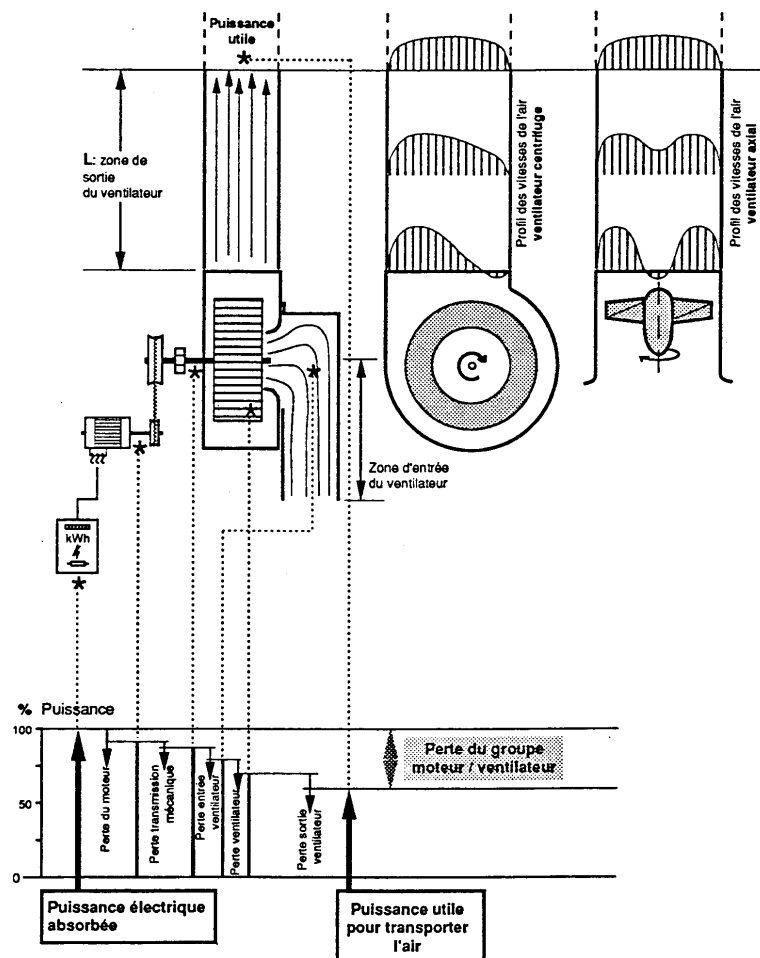
Ce paragraphe concerne l'ensemble des éléments composant le dispositif de pulsion d'air, soit: ouïe, carter, turbine, transmission mécanique, moteur électrique.

Facteurs influençant les performances du groupe-ventilateur

Les paramètres suivants doivent être considérés lors du remplacement d'une installation ou de la conception d'un nouveau système :

Partie aéraulique	- Introduction de l'air dans le ventilateur - Type de turbine, rendement du ventilateur - Sortie du ventilateur, transition avec le réseau des gaines - Vitesse de rotation du ventilateur en relation avec le débit d'air à transporter
Partie mécanique	- Moteur, caractéristiques du fournisseur - Taux de charge du moteur en relation avec la puissance nominale - Type de transmission - Vitesse de rotation du moteur en relation avec celle du ventilateur

Le transfert d'énergie dans le groupe-ventilateur peut être schématisé comme suit, de la puissance électrique soutirée en régime de marche jusqu'à la puissance utile pour traiter et transporter l'air (filtres, récupérateur, froid, chaud, humidité, pertes de charge réseau + diffuseurs d'air).



A titre indicatif, la perte du groupe-ventilateur sans les agrégats du monobloc peuvent être de l'ordre de 40 à 60 % de l'énergie électrique consommée.

Pour des installations de ventilation à basse pression, ces pertes mécaniques et "aérauliques" sont équivalentes voire supérieures aux pertes de charges dans le monobloc et le réseau de distribution.

Il est donc très important de tenir compte des performances propres de chaque élément composant le groupe-ventilateur aussi bien que les agrégats de traitement d'air (monobloc) et du réseau des gaines.

Afin d'analyser les possibilités de limiter au maximum les pertes dans le groupeventilateur, on peut étudier l'installation en considérant à la base l'énergie utile nécessaire au traitement et transport de l'air.

Les paragraphes ci-dessous traitent des différents éléments composant le groupeventilateur.

A) Donnée de base : puissance utile nécessaire à la sortie du groupeventilateur

Ces données résultent du projet (installation neuve ou assainissement), elles dépendent du concept d'installation choisi ainsi que des débits imposés et pertes de charges calculées.

Il est très important de définir le débit utile au plus près des besoins effectifs, sans surdimensionnement, car la consommation d'énergie électrique est proportionnelle au cube du débit d'air à transporter, à rendement égal des différents composants.

En s'écartant des plages de débit utiles prévus, certains éléments ont de très mauvaises performances

D'autre part, rappelons que, même avec l'installation la mieux conçue et la plus performante, une installation de ventilation qui fonctionne sans prestation ou à un régime trop élevé constitue une perte d'énergie électrique de 100 % et même plus s'il y a production de froid pour climatiser (électricité du groupe frigorifique).

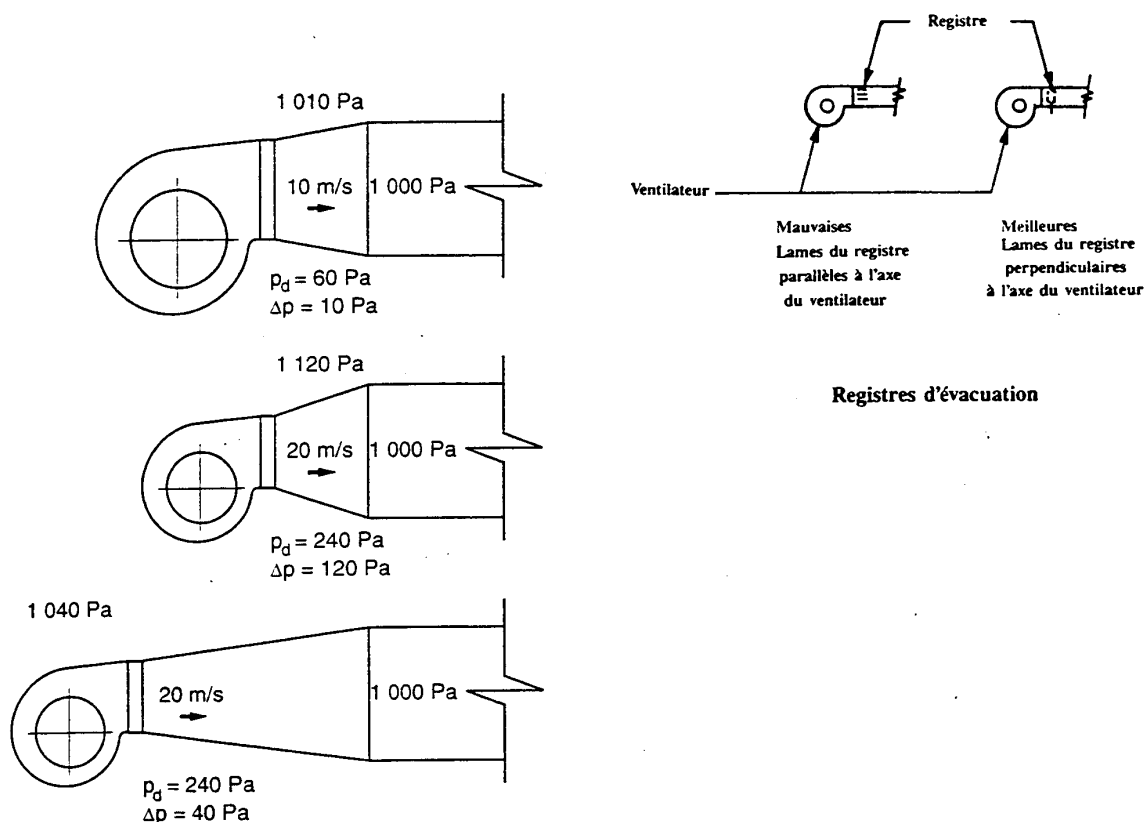
B) Zones de sortie du ventilateur (gaine de sortie)

Semblables aux gaines d'entrée, les gaines de sortie doivent avoir une surface de la section de 87,5 à 107,5 % de la surface de sortie du ventilateur pour assurer une performance maximale. Les parois d'un raccord qui relie le ventilateur à la gaine d'évacuation doivent converger à un angle maximum de 15° et diverger à un angle maximal de 7°.

La distance L "zone de sortie" représentée sur le schéma de la page précédente représente la distance au-delà de la surface de sortie du ventilateur à laquelle on obtient un débit régulier. Il s'agit de la longueur minimale désirée de section droite de gaine avant que le réseau de gaines ne change de direction. Si le débit d'air change de direction à l'intérieur de cette longueur de gaine, la performance

du ventilateur est réduite. On utilise couramment des pales directionnelles pour parer à cette éventualité. Toutefois, ces pales peuvent prolonger le profil de vitesse irrégulier au-delà des coudes jusqu'à d'autres raccords, ce qui amplifie les effets négatifs sur le ventilateur. Les mouvements giratoires provoqués dans les gaines d'évacuation doivent être dirigés dans le même sens que le débit naturel de l'air soufflé par le ventilateur pour assurer la performances optimales de ce dernier.

Lorsque les lames des registres de réglage sont perpendiculaires à l'axe du ventilateur, ceux-ci sont plus efficaces et ont moins d'effet négatif sur la performance de l'appareil. En effet, il y a moins d'interférence sur le profil de vitesse.



L'adoption d'un ventilateur de faibles dimensions augmente la puissance utile de 12 % avec un divergent trop court et encore de 4 % avec un divergent correct.

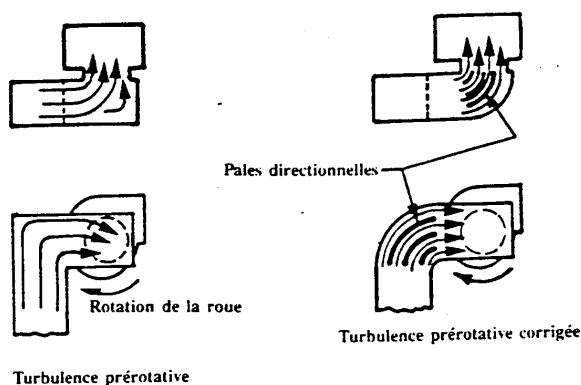
Influence sur la pression totale à fournir des dimensions de refoulement d'un ventilateur centrifuge devant souffler dans un circuit de dimensions données

Gaines d'entrée

- Lorsque les conditions à l'entrée d'un ventilateur sont mauvaises, la performance de ce dernier se détériore. Les conditions à l'entrée ont habituellement plus d'effet sur la performance d'un ventilateur lorsque la pression différentielle est faible que lorsqu'elle est très élevée. Le ventilateur assure une performance maximale lorsque l'aire de la section d'une gaine d'entrée représente 92,5 à 112,5 % de la surface d'entrée de ce ventilateur. Les parois des raccords de transition installés à l'entrée du ventilateur doivent converger à un maximum de 15° et diverger à un angle maximal de 7°.

- Lorsque les conditions à l'entrée sont optimales, l'air s'introduit dans la roue du ventilateur dans le sens de l'axe de l'arbre de façon uniforme et sans turbulence.

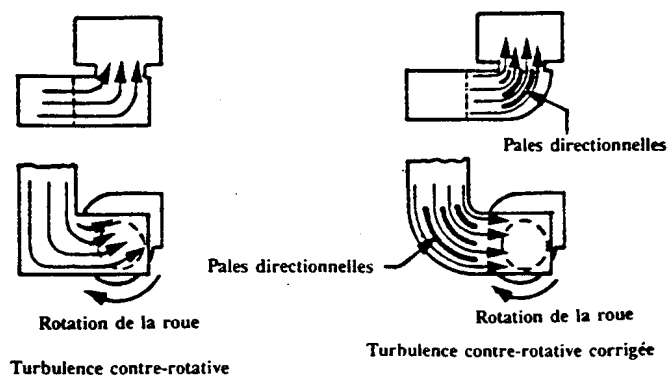
- Lorsque les conditions à l'entrée de ventilateur sont très mauvaises, il se crée à cet endroit une turbulence. Une turbulence dans le sens de rotation de la roue réduit la puissance de sortie et le rendement du ventilateur. Dans la figure ci-dessous, des pales directionnelles sont installées pour corriger la turbulence prérotative à l'entrée d'un ventilateur centrifuge. Lorsque la situation n'est pas corrigée, l'installation peut accuser des pertes allant jusqu'à 45



Turbulence prérotative

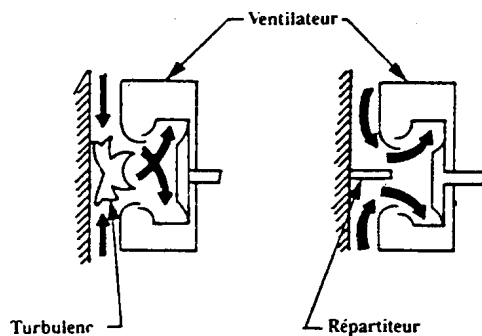
- Lorsque la turbulence est dans le sens inverse du sens de rotation de la roue, la puissance du ventilateur n'est peut-être pas réduite mais ce dernier consomme plus d'électricité. Dans la figure, les pales directionnelles sont installées pour réduire cette contre-rotation.

Un registre papillon installé trop près de l'entrée du ventilateur peut causer de la turbulence et réduire le rendement du ventilateur. Il faut, si possible, installer le registre à une distance au moins égale à la distance de sortie L.



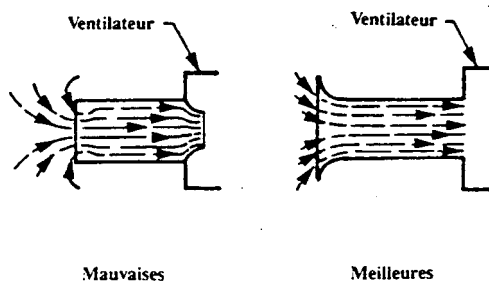
Turbulence contre-rotative

La figure ci-après montre un ventilateur centrage, dont l'entrée est près d'un mur, avec et sans répartiteur d'air. Lorsqu'il n'y a pas de répartiteur d'air, les débits d'air de sens opposés se heurtent et causent de la turbulence à l'entrée du ventilateur. Lorsqu'il y a un répartiteur d'air, les débits d'air ne peuvent pas se heurter et la résistance à l'entrée du ventilateur est réduite, augmentant ainsi sa performance.



Répartiteur d'air

La figure ci-après illustre des formes de raccords d'entrée pour des ventilateurs sans gaine d'entrée. Il est à noter qu'une entrée montée en cloche améliore la trajectoire de débit et par conséquent, augmente la performance du ventilateur.

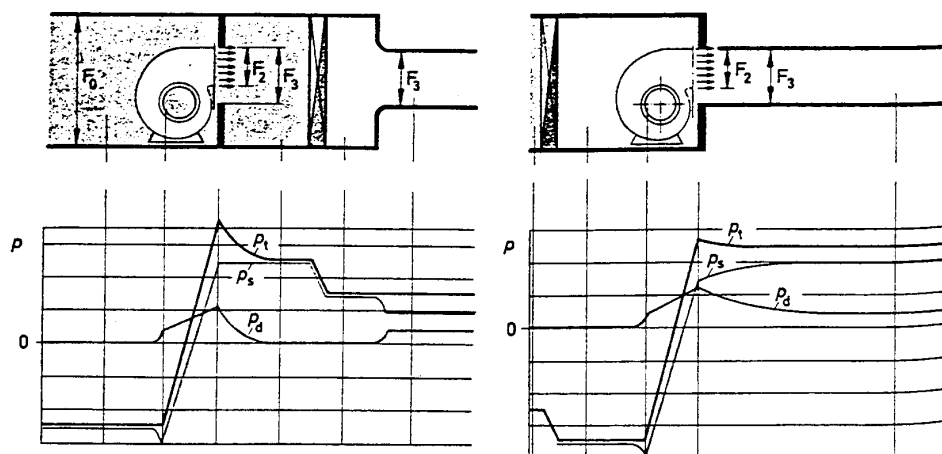


Conditions d'entrée

Caisson ventilateurs

L'emplacement du caisson ventilateur dans le monobloc et l'utilisation d'un caisson vide de détente ont aussi une influence sur la perte de charges globales de monoblocs.

Le diagramme ci-dessous montre la variation de la pression statique et totale pour deux configurations.



2. Réseau de distribution

Le réseau de distribution d'air représente dans les grandes installations la part la plus importante de la perte de charge globale du système.

La perte de charge du réseau comprend deux éléments :

Perte de charge linéaire

$$\Delta p = R \cdot l \text{ (Pa)}$$

$$R = \text{facteur de perte de charges (Pa/m)}$$

$$l = \text{longueur du tronçon (m)}$$

$$R = f(w, \text{rugosité paroi})$$

Perte de charge accidentelle

$$\Delta p = \frac{1}{2} \xi \rho w^2$$

$$\rho = \text{masse volumique}$$

$$\xi = \text{Coefficient de perte de charge}$$

$$w = \text{vitesse de l'air}$$

Il est clair que la perte de charge variant au carré de la vitesse de l'air, celle-ci est le facteur prépondérant si l'on veut donc diminuer la résistance globale, on diminuera la vitesse de l'air et la perte de charges accidentelle.

3. Nouveaux systèmes de ventilation

Introduction

L'apparition récente de nouveaux systèmes de ventilation semble être très prometteuse dans le cadre des économies d'énergie électrique (transport d'air, froid).

Les aspects phénoménologiques liés à ces systèmes ainsi que les problèmes d'écoulement d'air dans la pièce sont à ce jour relativement bien connus.

L'aspect comparaison énergétique de ces nouveaux systèmes par rapport à des systèmes conventionnels n'est pas encore totalement cerné. Malgré tout, des études sont actuellement en cours, notamment dans le cadre du programme de recherche ERL, et les premiers résultats commencent à être disponibles.

Une brève présentation de ces nouveaux systèmes sera suivie par une comparaison de leur consommation énergétique (électricité par le transport et le refroidissement de l'air et de l'eau).

Paramètres importants

Les nouveaux systèmes qui sont apparus sur le marché depuis 2 ans intègrent les fonctions de base d'un système de ventilation. En effet, la plupart de ces systèmes dissocient la fonction renouvellement d'air du local (fonction hygiène de l'air, évacuation des polluants) de la fonction confort thermique (apport ou évacuation des charges thermiques).

Les systèmes les plus performants ou les plus prometteurs maîtrisent les mouvements de l'air dans le local. Ils assurent une efficacité de ventilation la plus grande possible, tout en ayant un débit d'air traité le plus faible possible.

Ils peuvent être classés en deux familles : systèmes à air (air/air) et systèmes dissociés (eau/air).

3.1 Systèmes à air

L'air remplit les deux fonctions de base, renouvellement d'air et thermique (chauffage, refroidissement). Nous ne traitons pas les systèmes traditionnels telle que une zone, multizones car ils ne présentent pas d'intérêt dans le cadre de ce cours. Les seuls systèmes air/air ayant des caractéristiques intéressantes sont les suivants

- Débit d'air variable (VAV)
- Débit d'air avec pulsion par grille laminaire verticale (RED)
- Laminaire latérale (Quelllüftung)

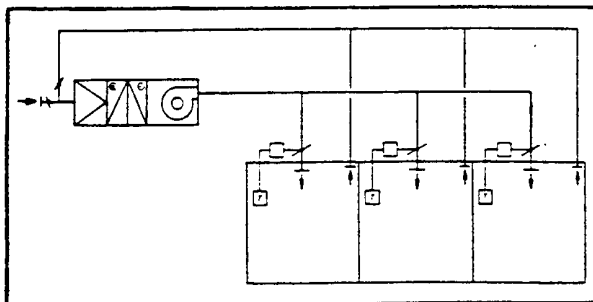
Nous les décrivons brièvement ci-après:

1. Débit d'air variable (VAV)

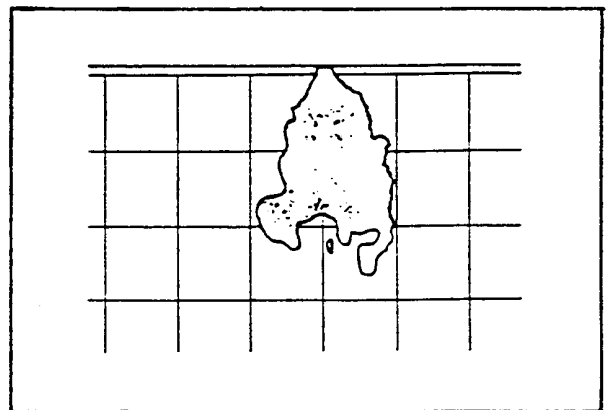
Ce système est depuis plusieurs années sur le marché de la climatisation. Ses inconvénients majeurs sont au niveau de la maîtrise de mouvements d'air dans le local et de la consommation d'électricité des ventilateurs à haute pression.

Le volume d'air pulsé et donc les mouvements d'air dans la pièce varient en fonction des charges thermiques du local. Les déperditions des locaux diminuant avec l'amélioration des façades, les débits d'air deviennent très faibles et ne permettent plus à charge partielle d'assurer un brassage suffisant de la zone occupée. Ces inconvénients ont été partiellement supprimés par les nouvelles grilles de pulsion à jet variable.

Cependant, il faut admettre que ce système permet une grande flexibilité d'installation et de régulation des différentes zones d'un bâtiment.



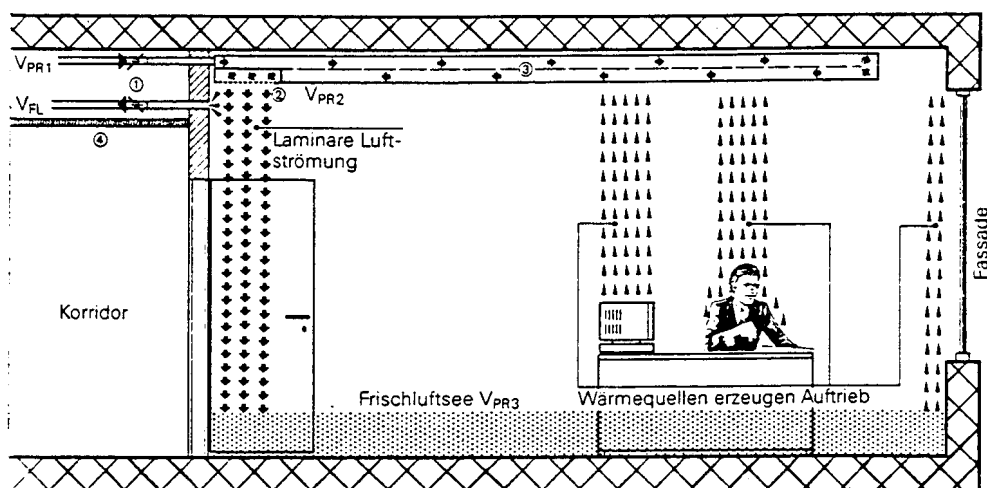
Système à débit d'air variable



Exemple de volume de brassage obtenu par des grilles de pulsion à jet variable.

2. Débit variable avec pulsion par grille laminaire verticale (P.ED)

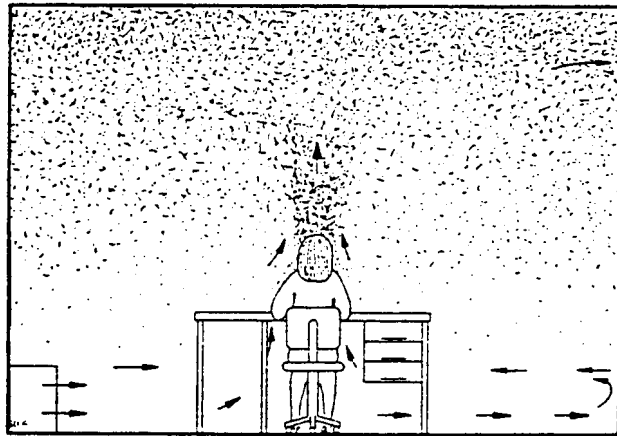
Le système à débit variable maîtrise mieux les mouvements d'air dans la pièce. Le réglage du débit d'air en fonction des charges est similaire à un système conventionnel. La nouveauté réside dans le système de pulsion. L'intérêt du système réside d'une part dans le système de pulsion laminaire mais aussi dans le circuit de l'air avant sa pulsion. L'air refroidi à basse température passe dans une gaine faisant office de faux plafond et prend ainsi une grande partie des charges internes d'éclairage. Il se réchauffe et atteint une température de l'ordre de 20 à 21°C avant d'être pulsé dans la pièce. Une partie de l'énergie est échangée par rayonnement. Pour le chauffage du local, le principe est le même.



1. Régulateur de débit VPR1 Air primaire à basse température
2. Entrée d'air laminaire VPR2 Air primaire préchauffé à travers le canal 3
3. Gaine parcourue par l'air faisant office de plafond froid VPR3 Air primaire arrivant vers les sources de chaleur
4. Faux plafond du corridor VFL Air vicié repris

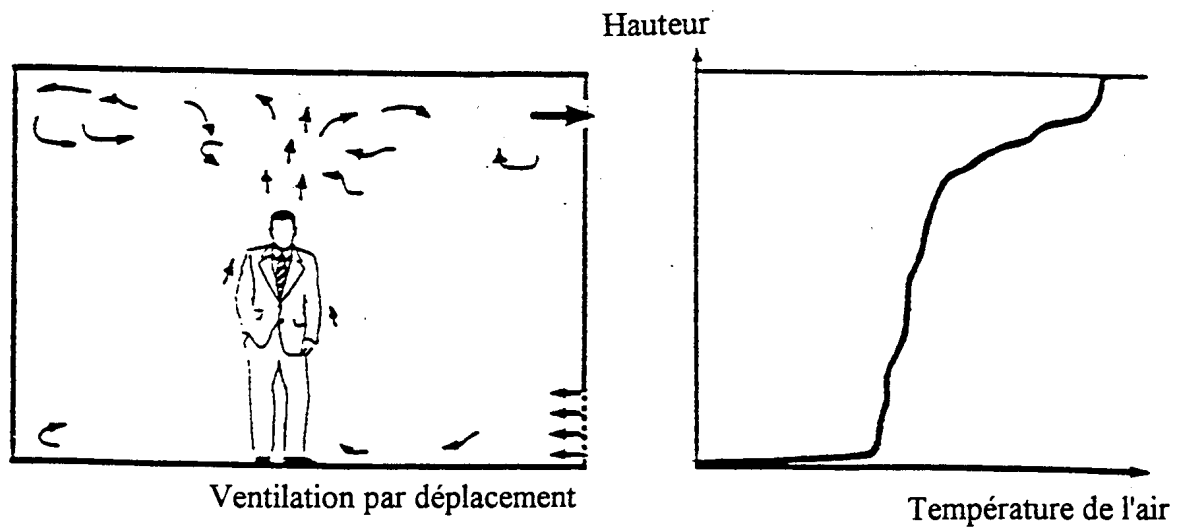
3. Laminaire latéral (Quelllüftung)

Le système le plus intéressant de ce groupe est sans aucun doute le système de ventilation par déplacement d'air (Quelllüftung).

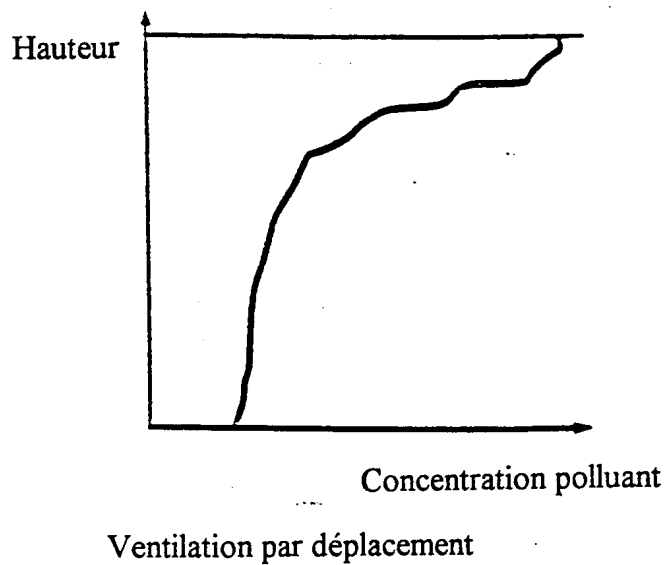


Flux d'air dans un local muni du système de ventilation laminaire latéral.

Ces systèmes développés dans les pays nordiques consistent à pulser de l'air à une vitesse d'environ 0,15 m/s au travers d'une grille laminaire placée sur une paroi latérale près du sol.



Profils de température typique



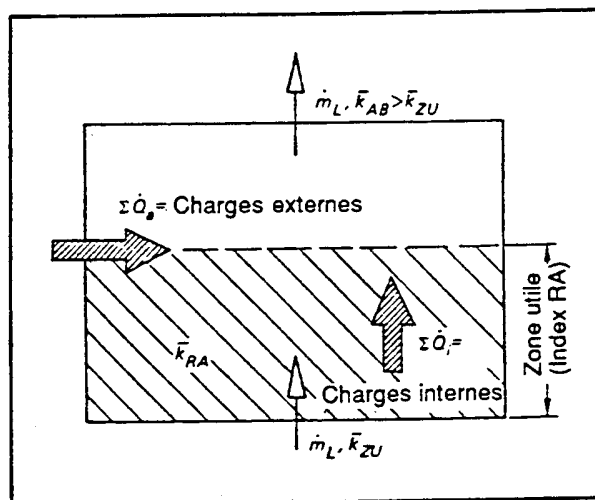
Profils de température et de concentration

La température de l'air pulsé est légèrement plus froide que l'ambiance ($AT = 4^{\circ}\text{C}$). Cet air s'écoule donc par gravité le long du sol et monte par convection autour des objets et des personnes présentant des surfaces chaudes (sources de chaleur), permettant de baigner les occupants d'un flux d'air frais. On obtient ainsi un gradient de température sur la hauteur du local, ce qui permet d'avoir une température de l'air de reprise au niveau du plafond plus haute que dans un système traditionnel.

Les principales caractéristiques d'un tel 'système peuvent être résumées de la façon suivante :

- Haut niveau de confort pour l'occupant, car on obtient une efficacité de ventilation supérieure aux systèmes conventionnels.

- Principe de zonification applicable; de ce fait la charge thermique qui doit être évacuée par l'air pulsé n'a besoin que d'englober les charges internes présentes dans cette zone. Celles qui se manifestent dans la zone supérieure n'ont pas besoin d'être prises en compte. On obtient ainsi un débit d'air de ventilation plus faible, ce qui va demander moins d'énergie de transport.



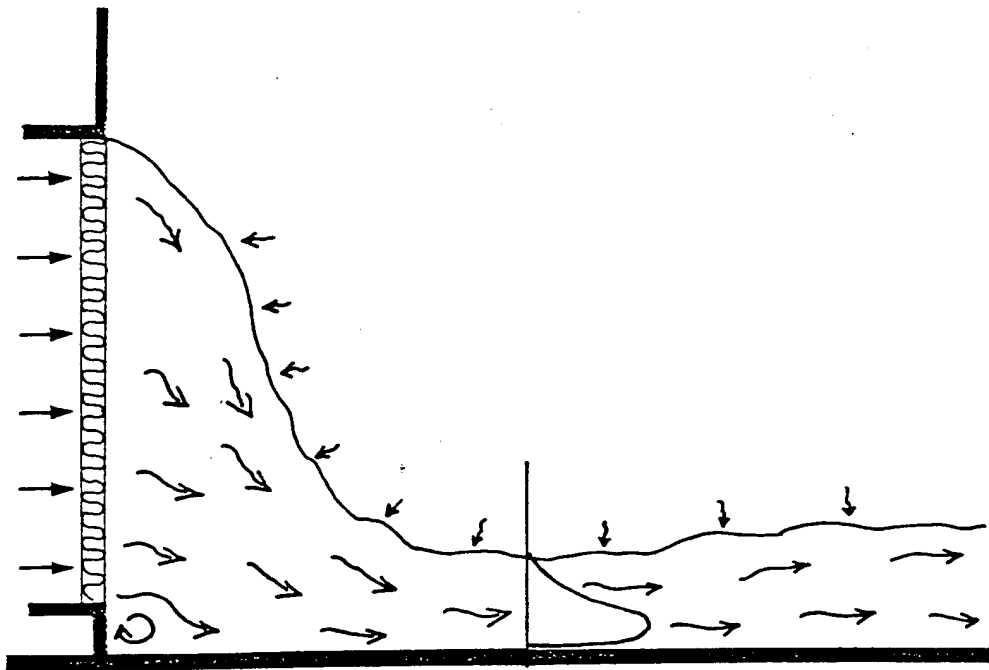
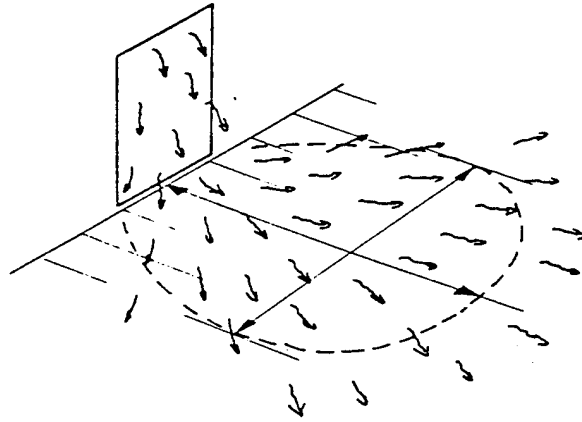
Zonification d'un local en fonction des charges thermiques et de pollution.

- $\dot{m}_L$: Débit d'air
- $\bar{k}_{AB}$: Concentration polluant sortie
- $\bar{k}_{ZU}$: Concentration polluant entrée

- Le système s'adapte bien au VAV, car les grilles de pulsion fonctionnent très bien à très faibles vitesses d'air (pulsion laminaire). Ce qui n'est pas forcément le cas avec les systèmes de ventilation à mélange.

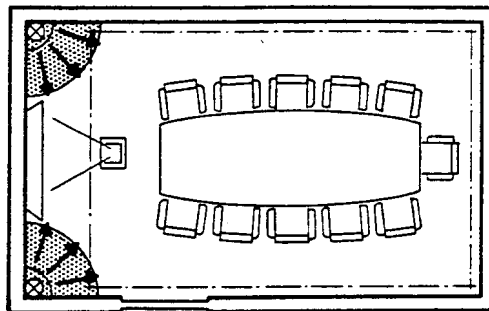
Le principal désavantage de ce type de système est qu'il ne permet pas d'évacuer des charges supérieures à 25-30 W/M², et ceci principalement à cause des points suivants :

- Différence de température entre l'air de pulsion et la zone d'occupation limitée (~4°C).



Zone d'inconfort

- Vitesse d'air de pulsion faible (régime laminaire)
- grandes surfaces de grille nécessaire

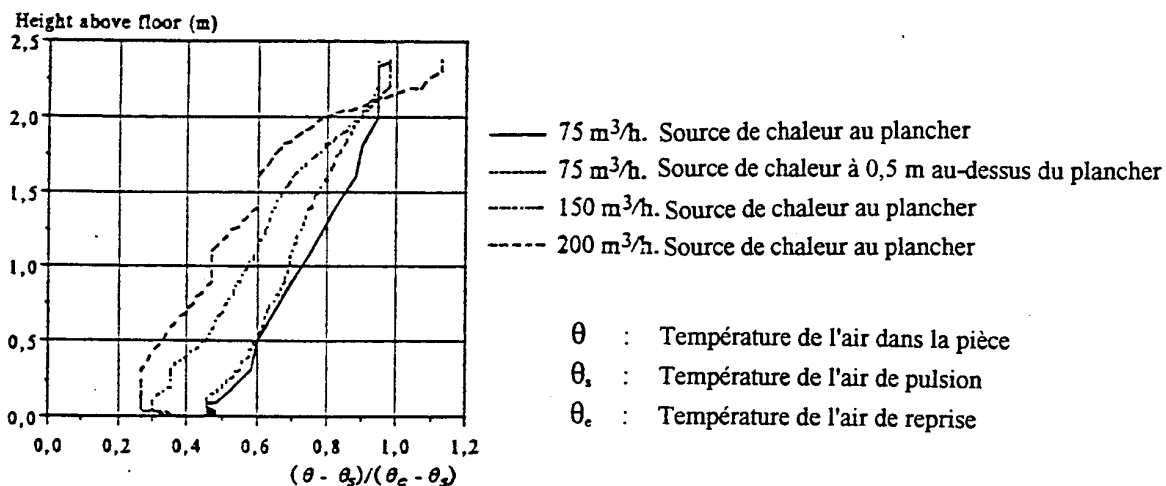


Disposition des grilles de pulsion

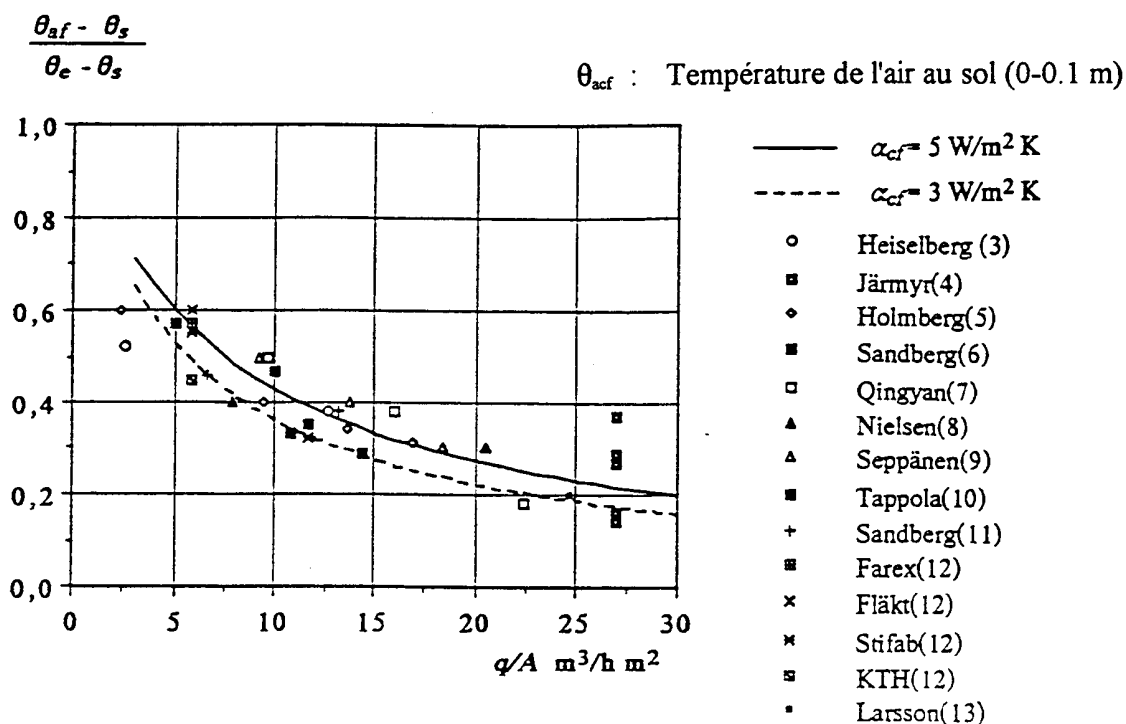
Limites d'application

Les mesures effectuées par un grand nombre de chercheurs ont permis de développer des relations simplifiées permettant de cerner les performances maximales d'une ventilation par déplacement dans certaines conditions d'utilisation.

Certains de ces résultats sont représentés dans les deux diagrammes suivants



Gradient de température adimensionnel dans une pièce pour différent débit d'air de pulsion, 75, 150, 200 m³/h. Source de chaleur de 1 m de haut d'une puissance de 100 W placée au milieu de la pièce. Différence de température obtenue entre la reprise et la pulsion pour les débits d'air: 4,0, 2,0 et 1,5 K.



Différence de température adimensionnelle au sol pour différent débit d'air de pulsion

Le gradient de température maximale admissible entre les pieds et la tête de l'occupant est une contrainte importante lors des dimensionnements du débit d'air. En effet la puissance maximale que peut évacuer un système par déplacement est limitée par le gradient de température.

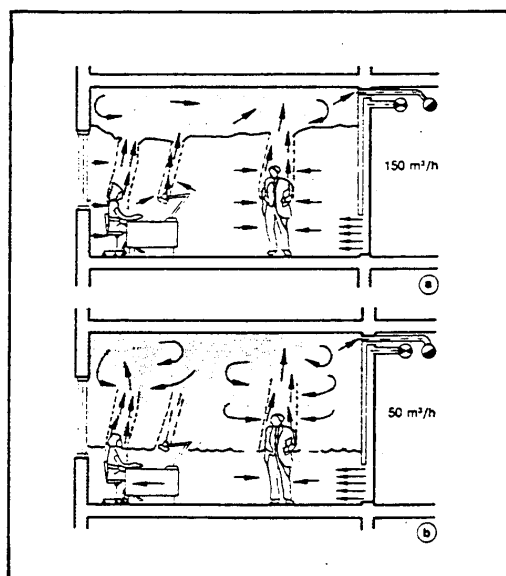
Plus on est prêt à accepter un gradient important plus la puissance surfacique évacuable avec le même débit d'air devient grande.

Dimensionnement selon le gradient de température maximal critère de confort thermique

Un autre critère de dimensionnement important est celui de la position (hauteur) de la zone d'air frais (non vicié) dans la pièce. Une personne assise devra se trouver dans la zone inférieure.

Dimensionnement selon un critère d'hygiène de l'air

La figure ci-dessous illustre ce phénomène



Système de ventilation laminaire latéral: a) flux d'air suffisant, b) flux d'air insuffisant, permettant la formation d'un bouchon d'air chaud.

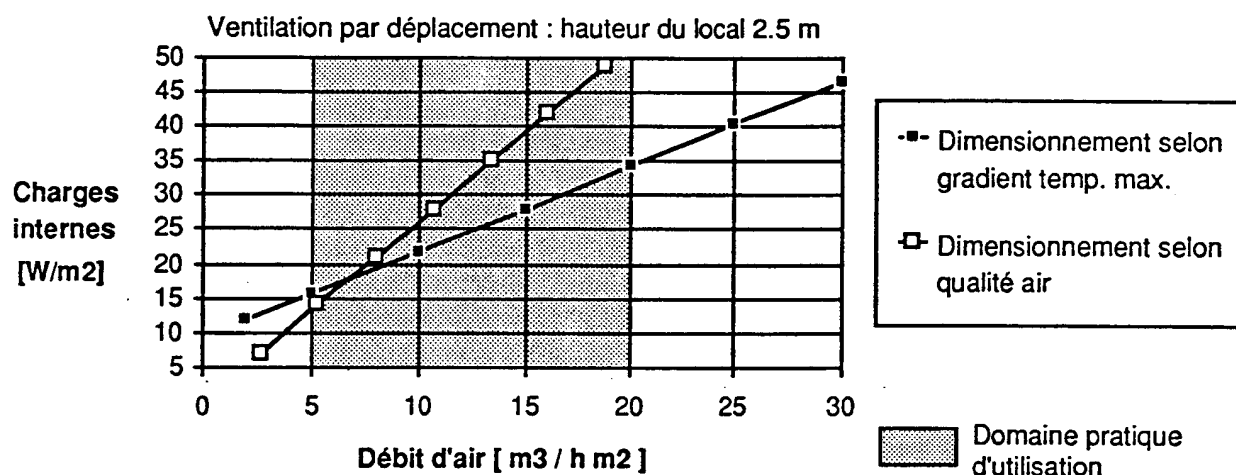
La hauteur de séparation de ces deux zones peut être estimée de la façon suivante :

- Le débit d'air ascendant (plumes) engendré par une source de chaleur augmente avec la hauteur. Lorsque les sommes des débits d'air engendrés par les sources d'un local à une certaine hauteur égale le débit d'air frais pulsé au niveau du sol, on peut dire que l'on a atteint la hauteur de séparation des deux zones.

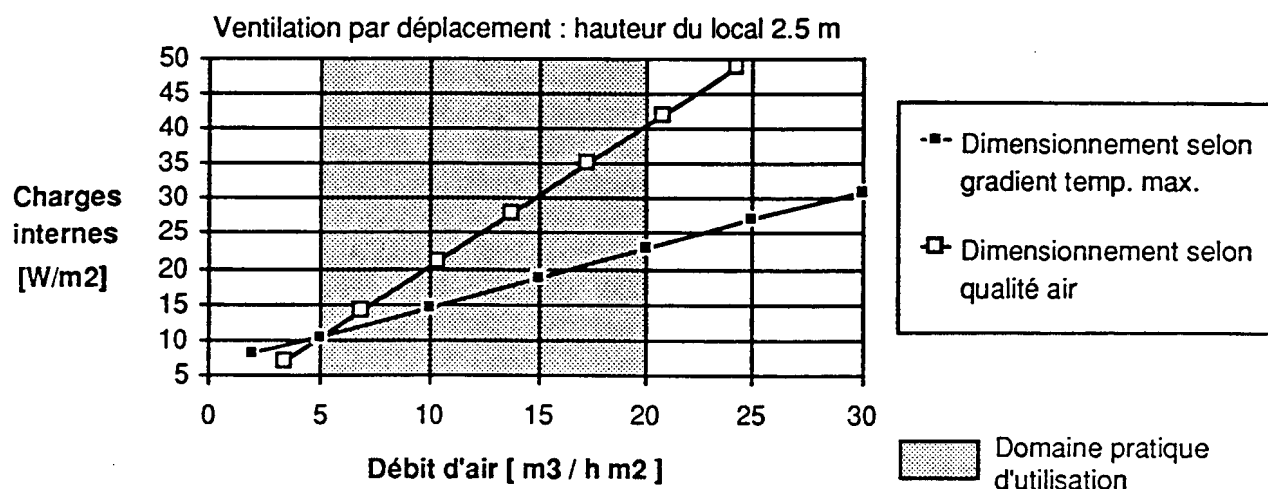
Ces deux critères sont représentés dans les figures qui suivent.

Comme on le voit, la condition d'hygiène de l'air est moins restrictive que celle du gradient de température.

Puissance de refroidissement maximale pour un gradient de température de $1.5 [^{\circ}/m]$ et une hauteur de zone propre de $1.2 [m]$



Puissance de refroidissement maximale pour un gradient de température de $1.0 [^{\circ}/m]$ et une hauteur de zone propre de $1.2 [m]$



Les types de charges internes qui ont été utilisés dans ces diagrammes sont les suivants

a) Personne

b) Terminal

On a admis que chaque personne avait à disposition un écran pour travailler.

La hauteur de 1,2 m a été choisie afin que les personnes assises soient juste dans la zone d'air "frais".

La zone tramée correspond au domaine d'utilisation dans la pratique, en effet un débit de 20 m³/hm² correspond dans le cas d'un local de 20 M² à un taux de renouvellement de 8. Ce qui demande une surface de grille laminaire très importante car la vitesse de l'air doit rester très faible (régime laminaire).

Pour des charges supérieures, il faut avoir recours à un autre type de système de ventilation (ventilation à mélange, Drall-lüftung) ou passer à un système à eau voir mixte air/eau.

Les plafonds refroidissants font partie de ce type de système et se combinent particulièrement bien avec une ventilation par déplacement.

3.2 Systèmes mixtes air/eau

Dans ce cas, on dissocie les fonctions de base des systèmes de ventilation. L'air en fait ne remplit qu'une seule fonction, celle du renouvellement d'air frais. La fonction thermique (refroidissement) est assurée en majeure partie par un autre système dont le fluide caloporteur est de l'eau.

Plafond de refroidissement

Les nouveaux plafonds refroidissants se composent généralement d'éléments modulaires pouvant être montés sous le plafond. L'échange thermique se fait par rayonnement et par convection naturelle.

Combinés à une ventilation par déplacement avec renouvellement d'air minimal, ces plafonds refroidissants allient d'une part, la bonne efficacité de ventilation de la pulsion laminaire et d'autre part le refroidissement d'un local à charges internes importantes avec de l'eau comme fluide caloporteur, ce qui est avantageux du point de vue de l'énergie de transport.

De nombreux modèles de plafond refroidissant sont présents sur le marché. Les charges thermiques pouvant être évacuées varient de 30 à 170 W/M².

On peut donc résumer les avantages d'un système mixte air/eau avec plafond refroidissant et ventilation par déplacement de la façon suivante :

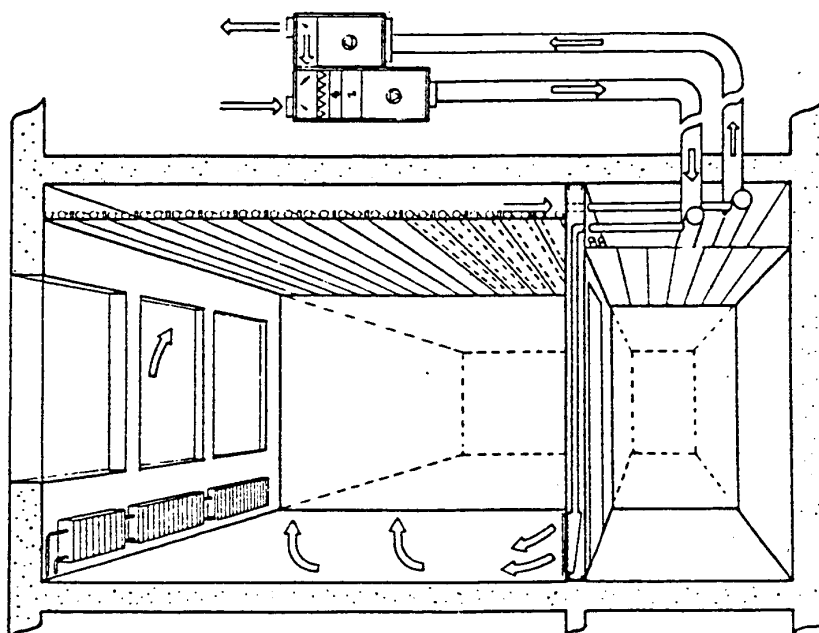
- Système à air à basse pression s'adaptant bien au VAV (Diminution consommation ventilateur)
- Bonne efficacité de ventilation
- Charges thermiques évacuables importantes
- Diminution de l'énergie de transport nécessaire au fluide caloporteur
- Gain de place lors de l'installation des conduites (eau à la place de l'air).

Comme désavantages, on peut citer:

- Risques de condensation
- Instabilités d'écoulement d'air froid

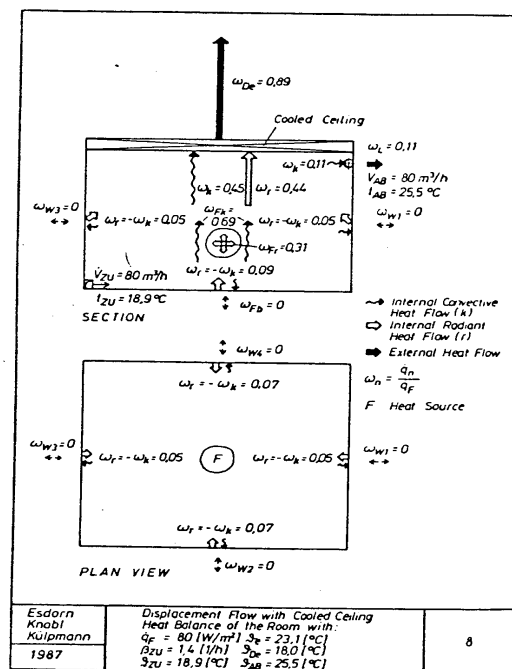
Avec ce genre de système les charges thermiques du local sont évacuées, comme nous l'avons déjà montré, en grande partie par le plafond.

Des mesures ont été effectuées dans différents laboratoires en Suisse et à l'étranger.



Bureau ventilé avec une ventilation par déplacement et refroidi au moyen de plafond froid.

H. Esdom et R. Külpmann de l'Université de Berlin ont mesuré une répartition des charges évacuées de 89 % par le plafond refroidissant (eau) et de 11 % par l'air de la ventilation par déplacement (taux de renouvellement d'air 1,4 V/h, $T_{\text{pair}} 18^\circ\text{C}$).



Bilan stationnaire du local mesuré par H. Esdom, avec des murs adiabatiques

~ Flux de chaleur interne convectif

=> Flux de chaleur interne radiatif

=> Flux de chaleur externe

$$\omega_n \frac{q_n}{q_F}$$

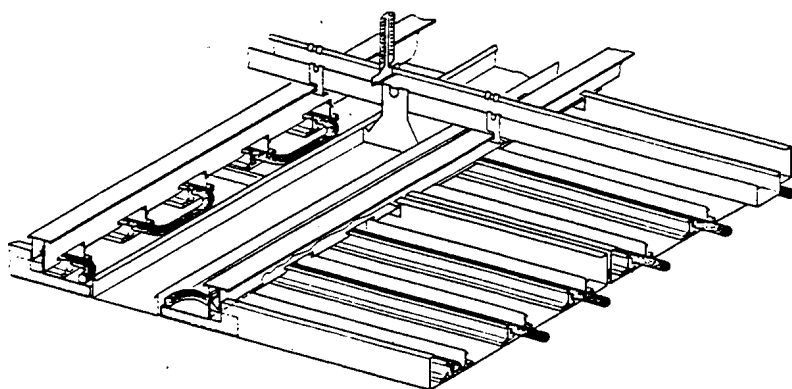
F Source de chaleur

Des mesures effectuées dans le cadre du projet ERL ont donné des résultats similaires

14 - 20 % par l'air
86 - 80 % par le plafond

Ceci a pour conséquence une plus grande production d'eau glacée, en effet les systèmes de ventilation permettent une utilisation du potentiel offert par l'air extérieur et ceci plus particulièrement si l'on utilise des échangeurs à air rotatifs (meilleure efficacité).

Les figures suivantes illustrent différents types de plafond refroidissants

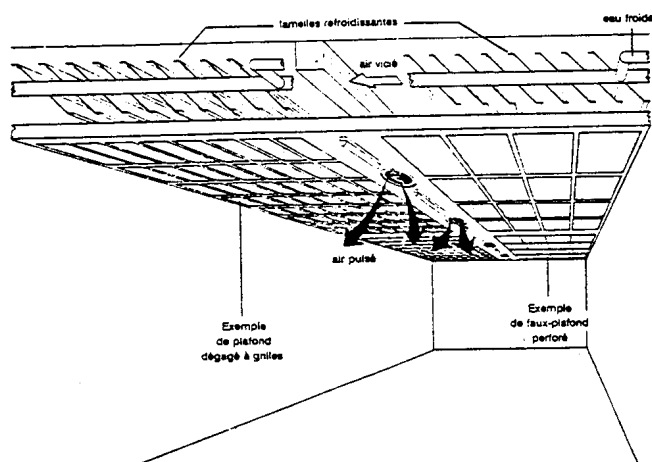


Puissance évacuée :

~ 50 % convection

~ 50 % rayonnement

Valable aussi pour systèmes à tubes
noyés dans le béton



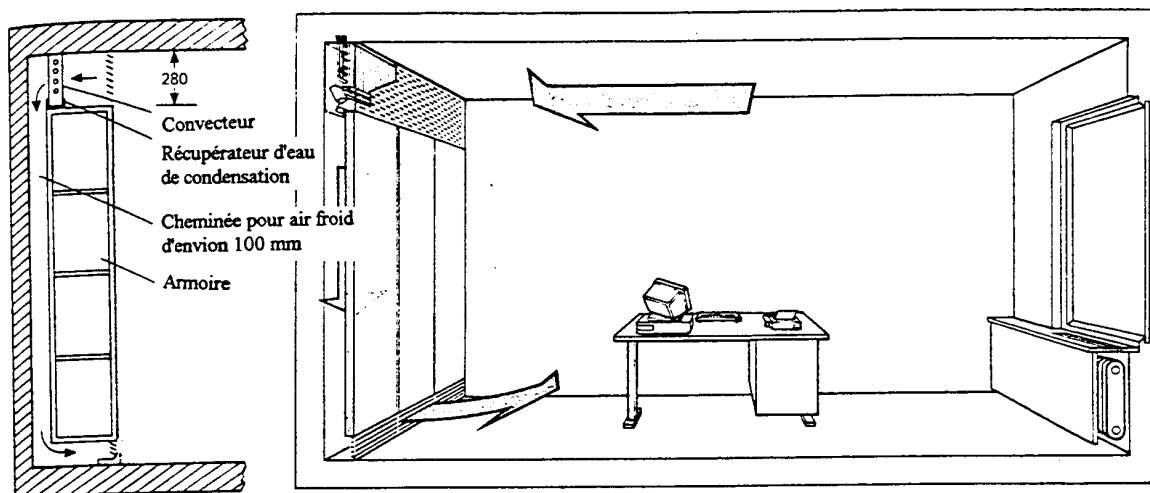
Puissance évacuée :

~ 80 % convection

~ 20 % rayonnement

Un autre type de système de refroidissement à eau est représenté par le système "Stillekühlung".

Ce système se compose d'une batterie de froid (échangeur air/eau) disposée sur une armoire au fond du bureau. Cette batterie de froid refroidit l'air chaud qui se trouve près du plafond du local. Cet air s'écoule alors entre le mur et l'armoire, puis de façon laminaire le long du sol de la même manière que les systèmes à déplacement. La figure suivante illustre le fonctionnement de ce système.



Ce système peut être combiné avec une ouverture des fenêtres du bureau (dans ce cas l'apport d'air frais est réalisé naturellement), car au contraire des plafonds refroidissants, le problème de condensation est résolu en installant sous la batterie une petite rigole de récupération.

Sa combinaison à un système de ventilation par déplacement est bien sûr aussi possible dans les cas où, pour des raisons phoniques, l'ouverture des fenêtres n'est pas possible.

Ce système permet d'évacuer 30 à 40 W/M² et cela sans injection d'air frais dans le local. Des mesures en laboratoire ont toutefois mis en évidence un gradient de température assez important entre 0,1 et 1,1 m de hauteur à ce niveau de char.-es internes.

Afin de satisfaire un critère de confort, on peut dire que

Sans adjonction d'air frais $Q_{intmax} = 15 \text{ W/m}^2$

Avec adjonction d'air frais $Q_{intmax} = 25 \text{ W/m}^2$

Ce problème de gradient de température dans la zone d'occupation est très similaire à celui rencontré avec la ventilation par déplacement.

Un système sans adjonction d'air mais avec sortie de l'air près de la fenêtre (au moyen d'un faux plancher) permet par contre d'évacuer une charge interne de près de 25 W/m^2 .

3.3 Ventilation naturelle

Le moyen le plus efficace pour diminuer la consommation énergétique d'une ventilation mécanique est d'avoir recours à une ventilation naturelle. Par ventilation naturelle, on entend toute ventilation qui a lieu sans avoir recours à une ventilation mécanique, c'est-à-dire en utilisant l'effet du vent ou l'effet de cheminée qui a lieu entre l'intérieur et l'extérieur par différence de température.

En effet, lorsqu'une ouverture des fenêtres ou des impostes est possible (peu de bruit, air peu pollué) et que les charges internes ne sont pas très importantes, il est possible de se passer d'installation de ventilation, ou du moins de diminuer fortement son temps de fonctionnement.

Certains types de ventilation naturelle permettent même de ventiler les locaux la nuit, et donc de refroidir l'inertie du bâtiment (refroidissement nocturne passif).

Il est clair qu'une ventilation naturelle ne permettra pas d'avoir de l'air entrant à température plus basse que l'air extérieur.

Elle peut par contre permettre d'avoir une température de local plus basse que l'air extérieur à l'heure de pointe, si d'une part une ventilation naturelle nocturne efficace a pu avoir lieu et si d'autre part le bâtiment possède une inertie suffisante.

Les principaux types de ventilation naturelle peuvent être partagés en trois groupes

a) Ouverture des fenêtres

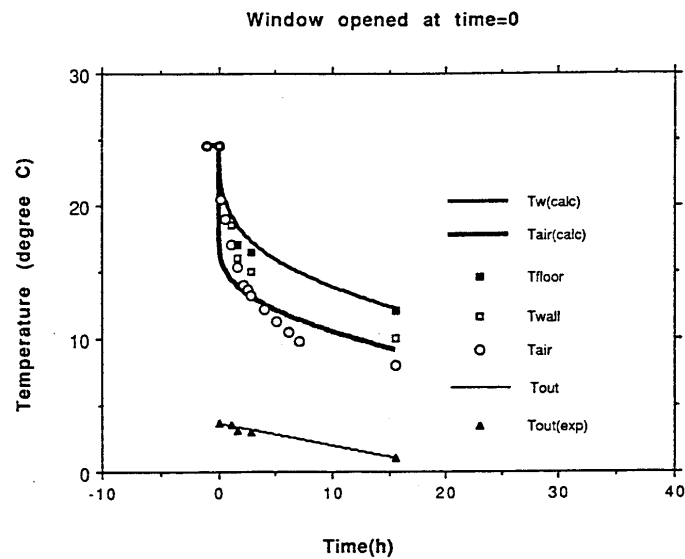
Avantages Simple

Efficace car grande surface d'ouverture possible

Désavantages Bruit extérieur

Ne peut pas rester ouvert la nuit à cause des dangers d'intempéries et pour des questions de sécurité (banque)

La figure ci-dessous illustre la baisse de température dans un local ayant recours à une ouverture de fenêtre la nuit.



Comparaison modèle dynamique et mesures d'une ouverture de fenêtre nocturne (C.A. Roulet/Van der Maas - LESO/EPFL)

b) Ventilation traversante (impost)

Fonctionnement Des ouvertures (impost) ont lieu de part et d'autre du local, sur deux façades différentes. Lorsque le vent met une façade en surpression par rapport à l'autre une ventilation du local a lieu.

Avantages Simple mais peu demander une mécanisation des fermetures des imposts.

Efficace si on a du vent et si les locaux ne sont pas trop profonds.

Ventilation nocturne possible car les problèmes d'intempéries et de sécurité sont plus facile à résoudre avec un impost.

Désavanta-es Demandes des locaux traversant, contrainte architecturale'.

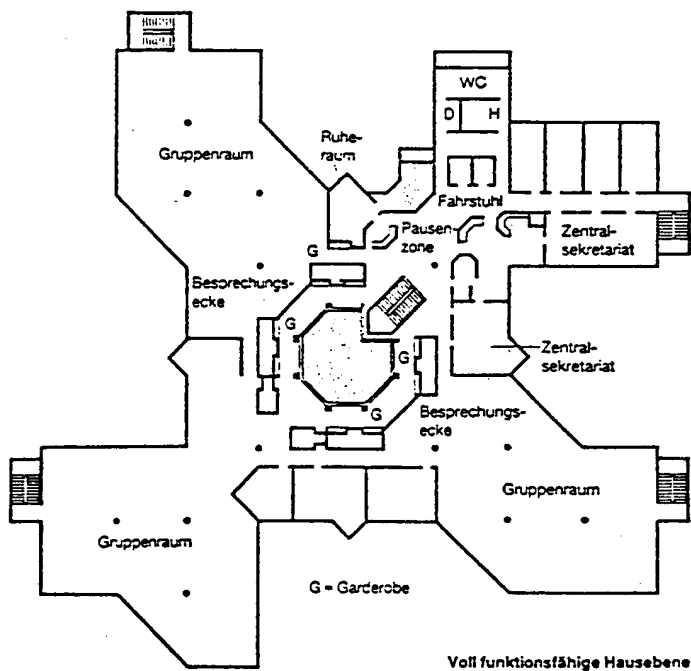
Bruit extérieur

Vitesse du vent trop importante, peu produire des courants d'air.

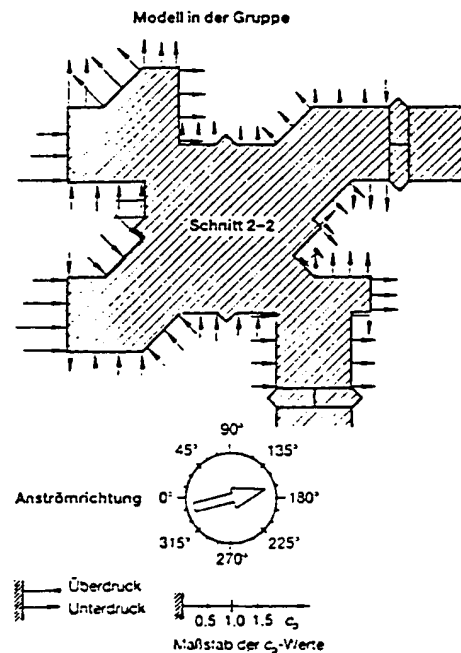
Exemple :

Bâtiment Colonia (assurance) à Cologne

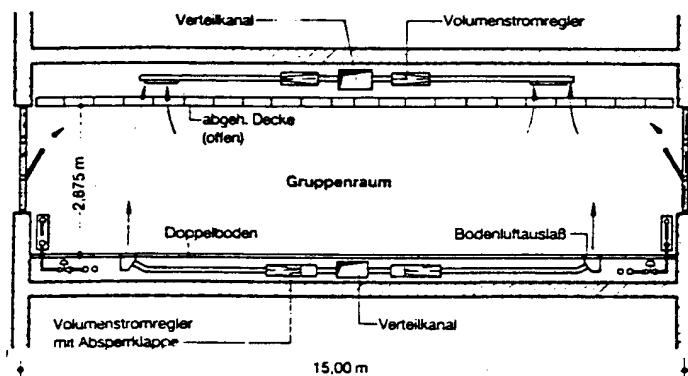
- Ventilation naturelle du local jusqu'à des vitesses de vent de 4 m/s.
- Puis fermeture des impostes pour les vitesses de vent plus importantes et des températures extérieures basses, car on a des problèmes de courant d'air et passage à une ventilation mécanique.



Vue des bâtiments "Colonia" - Cologne



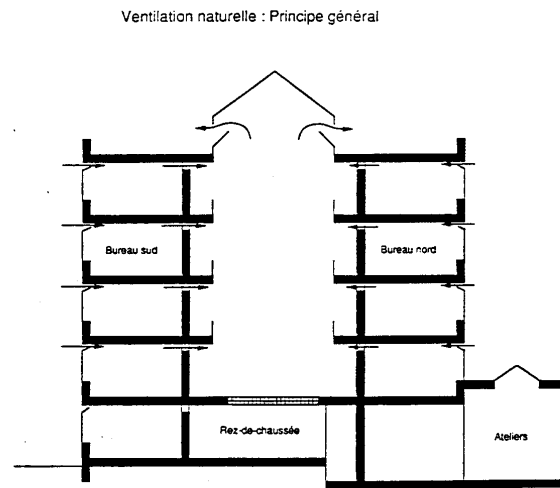
Répartition des pressions sur la façade



Coupe d'un bureau de groupe

c) Ventilation traversante par effet thermique

Fonctionnement : - On utilise le tirage thermique engendré par un atrium ou une zone centrale chaude qui donne sur le toit du bâtiment pour obtenir une aspiration d'air extérieur au niveau du local. La figure qui suit illustre ce phénomène.



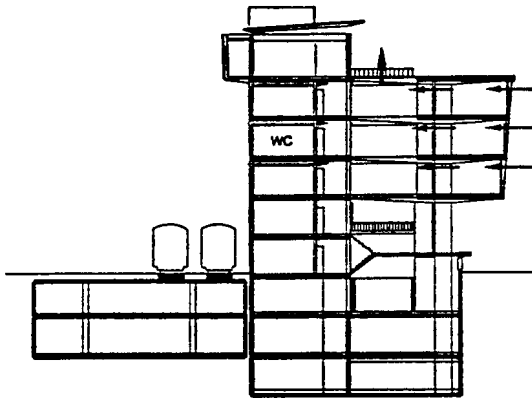
Avantages : -

- Fonctionne aussi en l'absence de vent
- Peu aussi utiliser l'effet du vent pour augmenter la ventilation
- Ventilation nocturne possible
- Moins de problèmes de courant d'air

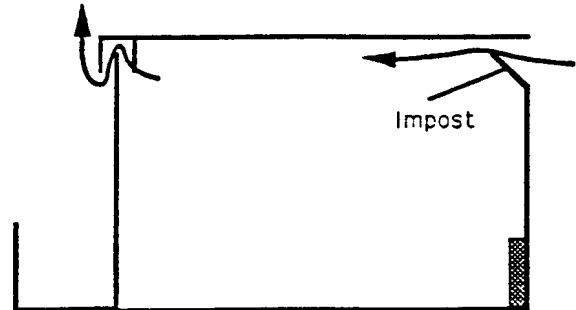
Désavantages : -

- Contraintes architecturales
- Bruit extérieur, bien que moins problématique que dans le cas de l'ouverture d'une fenêtre

La ventilation mécanique des bureaux Sud ainsi qu'un refroidissement par le plafond ont été éliminés et remplacés par une ventilation naturelle utilisant la zone centrale comme cheminée d'aspiration.



Coupe du bâtiment

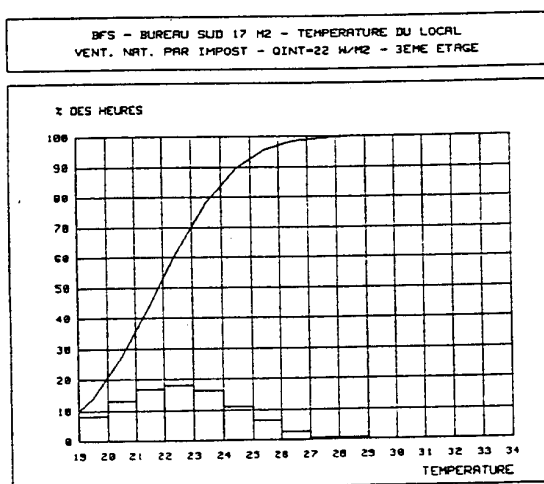
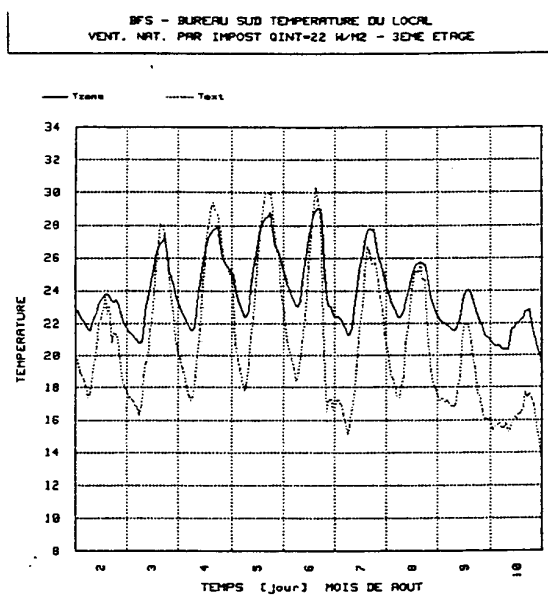


Bureau Sud

Une simulation dynamique de l'évaluation de la température intérieure des bureaux Sud a permis de cerner les effets de la ventilation naturelle nocturne et journalière

Les bureaux Sud étaient aussi ventilés de la même manière la journée tant que la température extérieure ne dépassait pas la température intérieure.

Les deux figures, qui suivent montrent l'évolution de la température intérieure durant la semaine la plus chaude de l'année, et le classement des températures intérieures durant la période estivale (mai - septembre) pour des charges internes de 22 W/M2.



On voit donc que le pourcentage des heures de bureau (08.00 - 18.00) qui sont à plus de 26°C est faible, et qu'une ventilation mécanique dans le but de refroidir le local n'est pas indispensable.

On réalise ainsi des économies d'énergie et d'investissement au niveau des installations.

- Energie de transport économie 40 an électricité

- Energie de refroidissement 50 MWh/an thermique

COP = 3,5 15 MWh/an électricité

d) Comparaison énergétique entre ventilation naturelle et mécanique

Dans les bâtiments administratifs récents, les charges internes dues aux appareils, aux personnes, et à l'éclairage permettent pratiquement de se passer de chauffage la journée. Le système de chauffage ne sert qu'à maintenir le bâtiment en température durant la nuit et le week-end, ainsi que pour les remises en régime.

Des simulations dynamiques d'un bureau type et de son système de ventilation effectuée dans le cadre du projet national ERL ont permis de comparer la consommation énergétique (chaleur + électricité) d'une ventilation mécanique par mélange par rapport à une ventilation naturelle.

- Météo Kloten
- 11 W/M2 de 08.00 à 18.00 h
- Local léger, 10 m², 1 personne
- Ventilation naturelle: on impose 30 contrôlée en hiver

M³/h de 08.00 à 18.00 h d'infiltration non

Ventilation mécanique : 30 m³/h d'air frais minimum avec $\eta = 80\%$ pour la récupération de chaleur.

-L'apport d'air frais pour l'occupant est donc identique dans les deux systèmes

Bureau Sud

	Ventil. mécanique	naturelle
Chaleur MJ/m ² an	77	100
Electricité MJ/m ² an (transport air + production froid)	42	0

Bureau Nord

	Ventil. mécanique	naturelle
Chaleur MJ/m ² an	96	130
Electricité MJ/m ² an (transport air + production froid)	19	0

Les économies d'électricité réalisées dépassent de loin la consommation de chaleur supplémentaire pour les façades ensoleillées. Dans le cas de la façade Nord, on économise 19 MJ/m²,an d'électricité pour une consommation supplémentaire de chaleur de 34 MJ/m²,an, ce qui reste, malgré tout, intéressant du point de vue financier (Prix kWh électricité $\approx$ 4 x Prix kWh chaleur) et énergétique (kWh électrique $\approx$ 3 x kWh chaleur en Suisse).

Conclusions

Si les charges internes ne sont pas trop importantes, les conditions climatiques suisses permettent de faire très souvent appel à la ventilation naturelle des bureaux. Il suffit pour cela d'utiliser les différents moyens passifs décrits dans ce chapitre lors du concept du bâtiment, ceci bien entendu en étroite collaboration avec les architectes.

Au niveau de la consommation énergétique globale, la surconsommation en chaleur (hiver) par rapport à un système de ventilation mécanique est inférieure aux économies réalisées en énergie électrique.

De plus, la diminution des installations techniques permet de diminuer de manière drastique les investissements. L'exploitation et l'entretien du bâtiment sont également simplifiés.

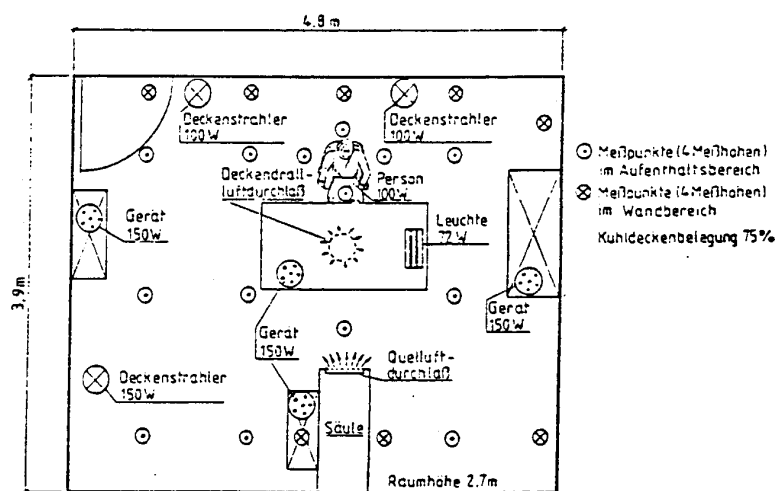
3.4 Comparaison. des systèmes

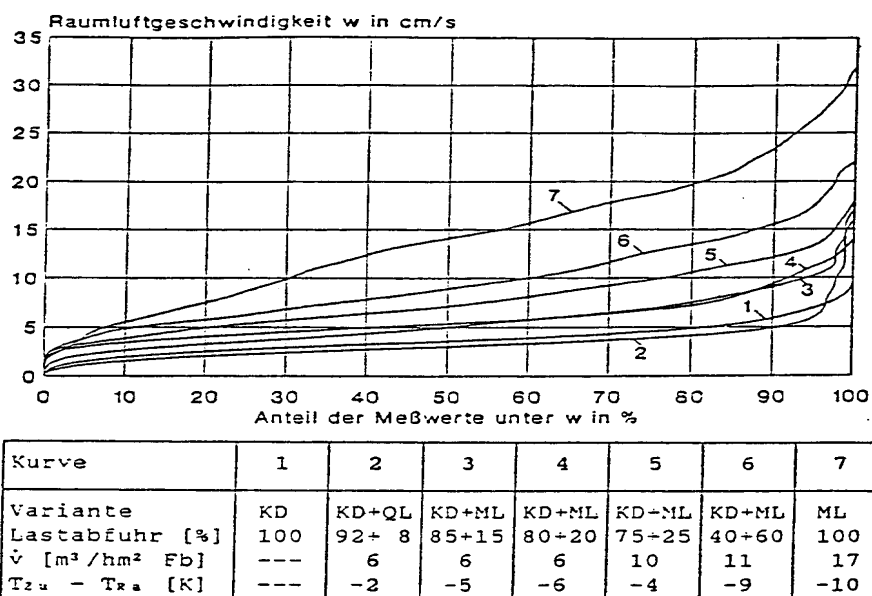
La comparaison des systèmes et de leur bilan thermique et électrique doit être globale. L'exemple ci-après démontre cette approche.

3.4.1 Généralités

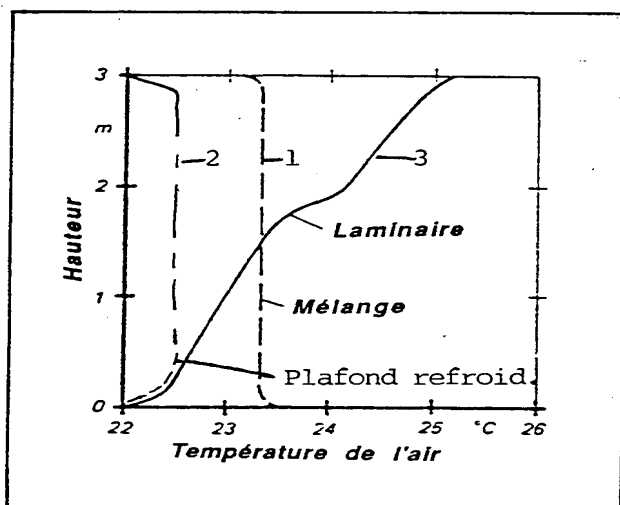
Vitesse de l'air dans la pièce

Nous reproduisons ci-après les essais effectués dans une cellule de mesure représentant un bureau avec des charges internes importantes 60 W/M². Ce que l'on peut trouver dans des bureaux à forte densité d'occupation et d'appareils (Bourse, zone de scanner, etc ...). Le tableau de comparaison des systèmes montrent que pour une même fonction assurée, le confort ambiant (température, renouvellement d'air), les débits d'air pulsé et les charges évacuées par le plafond refroidissant varient dans des plages importantes.

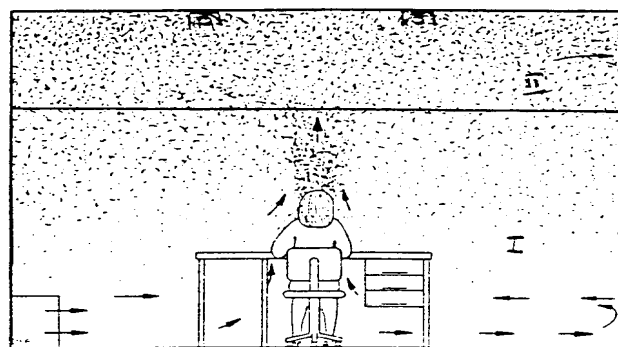




KD : Plafond refroidissant rayonnant
 QL : Ventilation semi-laminaire par grille
 ML : Ventilation par mélange, pulsion par des grilles dans le plafond
 Charges internes : 60 W/m², Température départ, plafond refroidi : 16°C



Gradients de température dans un local muni du système de ventilation laminaire latéral (trait plein) et d'une ventilation à mélange complet (traitillé).



Flux d'air dans un local muni du système de ventilation laminaire latéral.

Une vitesse d'air dans les zones d'occupation est représentée dans le tableau de la page précédente. On peut remarquer que pour les systèmes 2 : 5 (plafond refroidissant + laminaire), les vitesses d'air sont toujours inférieures à 20 cm/sec, ce qui dénote une bonne maîtrise des mouvements d'air dans le local. Les vitesses d'air du système tout à air à mélange (courbe 7) sont nettement supérieures à celles des autres systèmes.

Débit d'air

La comparaison des débits d'air pulsé par les différents systèmes (laminaire et mélange total) montre une différence de l'ordre de 1 à 3 (2 et 7), il est donc clair que l'énergie pour le transport de l'air est donc plus faible avec un système mixte air/eau (laminaire + plafond refroidissant).

Zonification

Si l'on se limitait à comparer simplement l'énergie pour le transport de l'air, nos conclusions seraient erronées. En effet, physiquement sur la hauteur du local, il y a deux zones, la première zone étant celle d'occupation, et la zone supérieure celle de mélange dans laquelle les panaches d'air chaud des sources (personnes, appareils) se mélangent avec les sources de la zone elle-même (éclairage).

Si, dans notre cas, on avait un système tout à air à pulsion par le bas par grille laminaire et sans plafond refroidissant, on pourrait laisser monter la zone supérieure par stratification à une température de 25°C (courbe 3) tandis que la zone d'occupation resterait à 22 : 23°C, la température de pulsion étant de 19°C, on pourrait donc utiliser l'air extérieur pour le refroidissement pendant une grande partie de la saison. De plus, la partie convective des luminaires n'est pas prise en compte dans le bilan thermique pour le calcul du débit pulsé, car elle va directement dans l'air repris.

L'air repris étant plus chaud que la température de la zone d'occupation, on peut donc chauffer pratiquement sans appoint l'air pulsé dans le système par récupération.

Plafond refroidissant

Si dans notre exemple, nous installons un plafond refroidissant dans la zone supérieure, la stratification est détruite, le plafond refroidissant va évacuer par convection et rayonnement, les charges de la partie supérieure et inférieure. La fonction thermique est assurée par le plafond refroidissant, le renouvellement d'air pour des raisons d'hygiène est la fonction de la ventilation.

La température d'entrée des fluides caloporteurs dans le plafond refroidissant étant de l'ordre de 16 : 18°C, le potentiel de refroidissement de l'air extérieur devient nettement plus faible, car on doit produire le froid par une machine frigorifique.

Dans le cas de figure, on diminue l'énergie de transport en passant d'un système à air à un système à eau (plafond refroidissant) par contre on augmente sensiblement la consommation de froid par machine frigorifique, ce qui utilise aussi de l'électricité.

L'analyse globale des systèmes est nécessaire, sinon on risque d'augmenter la consommation d'électricité.

3.4.2 Comparaison des systèmes, étude allemande

L'exemple, que nous avons choisi, montre les différences importantes de consommation électrique des différents systèmes de conditionnement appliqué à un immeuble administratif.

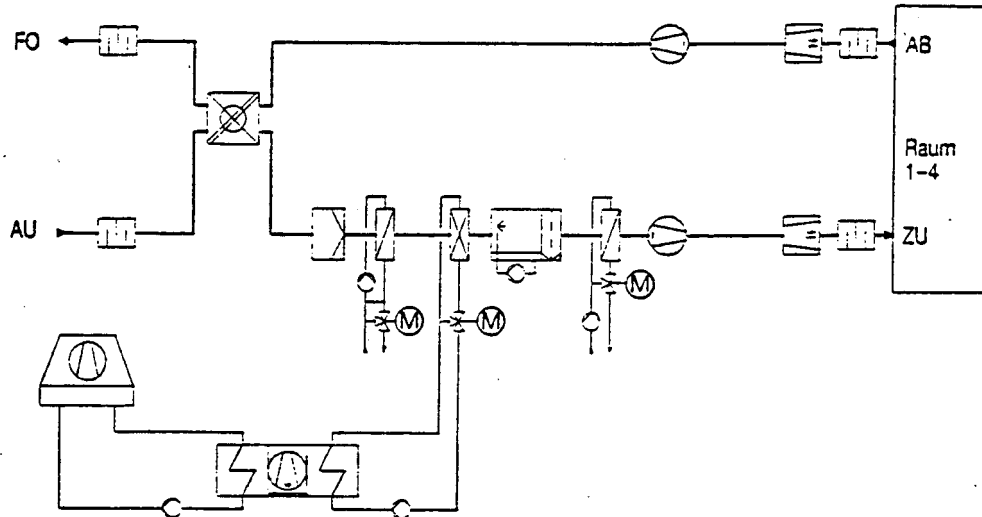
Locaux

- | | |
|------------------------|----------------------------|
| - 4 bureaux paysages | 20 m/1 5 m profond, chacun |
| - Orientation | Sud/Ouest |
| - Charges internes | 60 W/m ² |
| - Protections solaires | stores toile extérieure |

Cette étude a été réalisée par le Dr. Ing. Marten F. Bunk (TKT Energie-, Luft-, Umwelttechnik) en 1991.

1. VAV tout en air extérieur

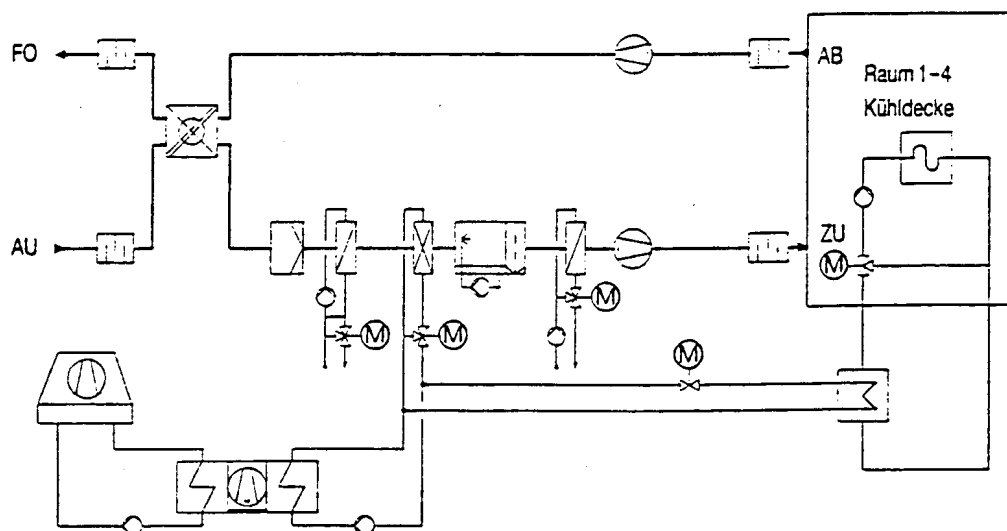
- Récupération sur l'air évacué
- Température de pulsion 8°C en dessous température ambiante



- Ventilateur réglé en vitesse par variateur de fréquence

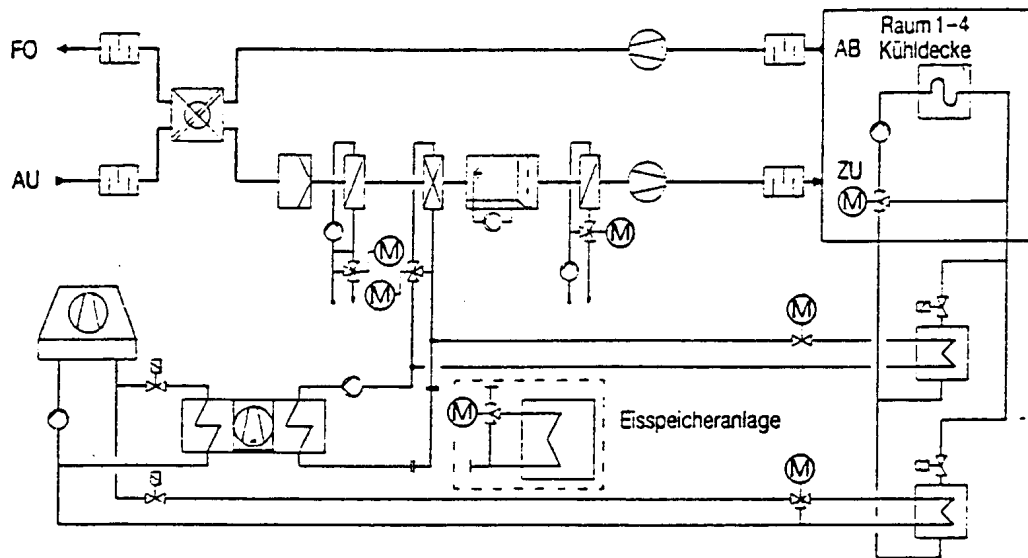
2. Système Air/Eau

- Renouvellement air par système laminaire à débit constant
- Température constante pulsion: 4°C en dessous
- Charge reprise par un plafond refroidissant
- Production de froid par machine frigorifique avec tour de refroidissement



3. Système Air/Eau

- Idem 2
- Machine de froid et tour avec freecooling en hiver et mi-saison.
Production de froid direct par la tour jusqu'à une température extérieure de 12°C.



4. Système Air/Eau

- Idem 2
- Cependant, pulsion pour grille dans plafond, ce qui permet d'abaisser la température de pulsion à 8°C en dessous de la température ambiante (diminution du débit d'air traité).
- Production de froid par machine de froid sans freecooling.

5. Système Air/Eau

- Idem système 4
- Machine de froid avec freecooling sur tour de refroidissement

6. Système Air/Eau

- Idem système 5
- Stock de glace permettant de diminuer la puissance de la machine de froid de 50 % et de la faire marcher la nuit avec un bas tarif.

Comparaison des bilans énergétiques

Le système 1 VAV a été pris comme référence de base (100 %), car il représente l'aboutissement des systèmes traditionnels (flexibilité, débit variable). Le tableau ci-dessous donnera en pour-cent les consommations électriques et thermiques des systèmes 2 : 6.

N°	Systèmes	Energie %			Prix Energ. %
		El. ventilat. pompes	Prod. froid plafond+air	Chaud ventilation	
1	VAV Pulsion par grilles au plafond	100	100	100	100
2	Plafond refroid. + ventil. par déplacement débit constant Prod. froid par machine + tour	64	547	135	78
3	Plafond refroid. + ventil. par déplacement débit constant Prod. froid par machine + tour freecooling pour froid	60	125	135	63
4	Plafond refroid. + ventil par grilles dans plafond Prod. froid par machine + tour	64	425	67	70
5	Plafond refroid. + ventil par grilles dans plafond Prod. froid par machine + tour freecooling pour froid	60	118	67	58
6	Plafond refroid. + ventil par grilles dans plafond Prod. froid par machine + tour stock froid + freecooling	60	118	67	50

Consommation des ventilateurs et des pompes

Entre les systèmes VAV 1 et les nouveaux systèmes 2 et 4, la consommation électrique pour le transport de l'air et de l'eau passe de 100 % à 64 %. La cause principale étant la diminution du débit d'air entre le VAV et le système air/eau. Par contre, l'énergie pour les pompes tour + plafond et le ventilateur de la tour sont plus élevés pour les systèmes 2 et 4 que pour le 1 VAV. La diminution de 64 % pour les systèmes 2 : 4, à 60 % pour les systèmes 3 et 5 provient de la diminution des heures de fonctionnement des pompes d'eau glacée de la machine frigorifique.

Consommation de froid

Dans la colonne production de froid par le plafond refroidissant et la ventilation, on peut remarquer une augmentation considérable entre le système 1 VAV et le système 2 plafond refroidissant (Facteur 1 à 5,5). Ceci provient du fait que la machine frigorifique doit fonctionner toute l'année pour le système 2. On ne peut utiliser l'air extérieur pour le refroidissement comme dans le système air VAV. Dans le système 2, les charges internes sont évacuées par le plafond refroidissant. Le système de ventilation n'assurant que le renouvellement d'air (différence de température -4°C), la différence entre le système 1 et 4 n'est que de 1 à 4,25, ceci provient de la température de pulsion de la ventilation par grilles dans le plafond (-8°C) ce qui permet d'évacuer plus de charge par l'air extérieur.

L'utilisation de la tour de refroidissement en direct (freecooling) pour la production de froid pour les plafonds refroidissants permet de diminuer l'écart entre le système 1 VAV et les autres systèmes avec plafond refroidissant.

Cet exemple est instructif, car il démontre que l'on doit analyser l'ensemble du système (transport d'énergie production de froid) si l'on ne veut pas faire des erreurs importantes de bilan énergétique et du choix du système.

L'analyse des systèmes et de leur régulation a été poursuivie dans le cadre du projet national "Energie Relevante Luftströmungen" de façon plus systématique et plus complète.

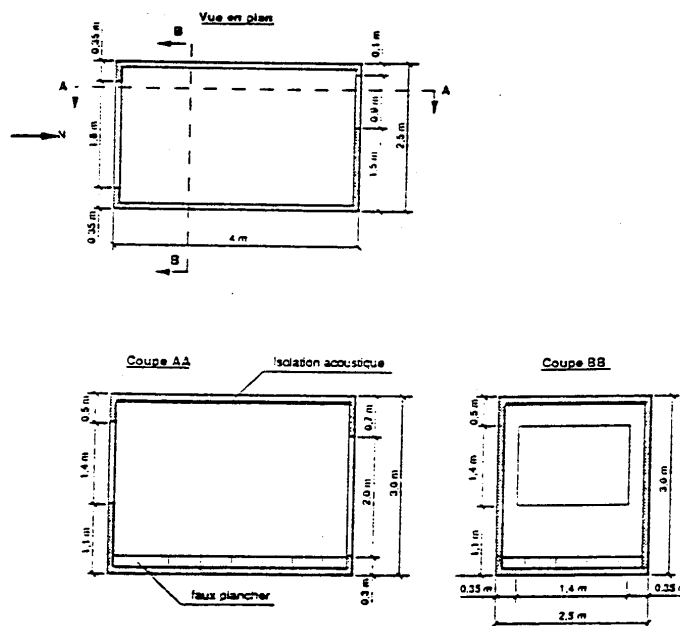
3.4.3 Comparaison des systèmes de ventilation et de refroidissement, synthèse du projet ERL-C

Un local plus représentatif d'un bâtiment administratif (par rapport au chapitre précédent 3.4.2) a été choisi pour ces études

- Surface au sol : 10 m²/personne
 - Faux plancher recouvert d'un tapis
 - $K_{\text{murext}} 0.4 \text{ W/m}^2\text{K}$
 - $K_{\text{vitrage+cadre}} 1.9 \text{ W/m}^2\text{K}$
 - Plafond lourd 100 % actif (variante avec 0 % actif, revêtement acoustique)
- Mur intérieur léger
- Protections solaires extérieures

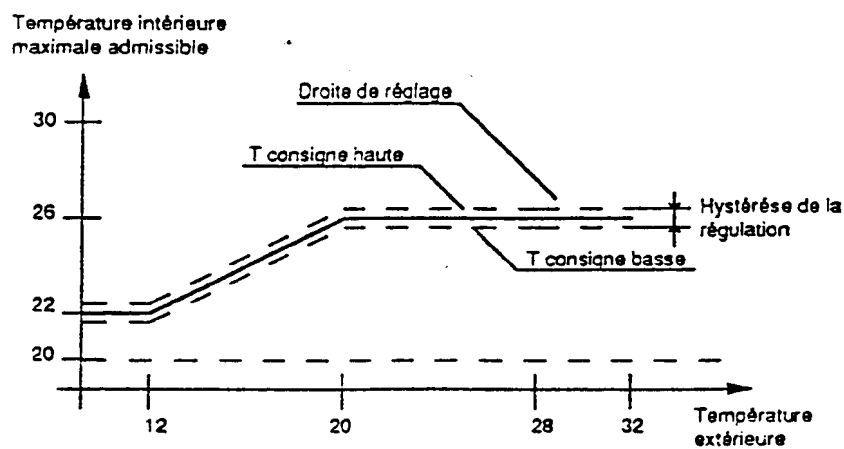
$$g = 0.2$$

Les dimensions et la géométrie du local sont représentées dans la figure ci-dessous.



Description géométrique du local type

La consigne de la température intérieure est donnée dans la zone d'occupation en fonction de la température extérieure selon la courbe qui suit:



Température de consigne de l'air intérieur

Les charges internes du local sont partagées de la façon suivante :

- Eclairage
- Personnes
- Appareils

Eclairage

L'enclenchement se fait en fonction des niveaux d'éclairement naturel du moment dans la pièce :

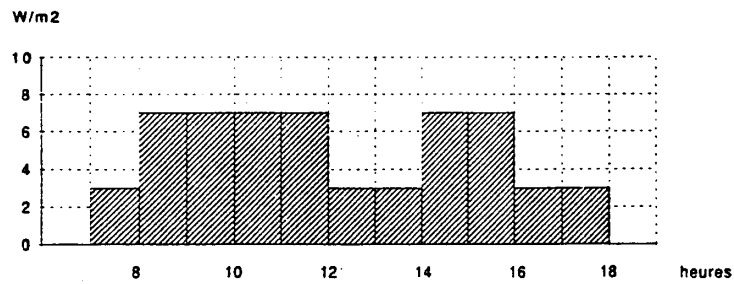
- Consigne minimale
- Puissance dégagée par l'éclairage

300 Lux sur le plan de travail
10 W/m²

La pièce est partagée en deux zones qui peuvent être éclairées indépendamment l'une de l'autre (zone près du vitrage: 0-2.5m, zone du fond 2.5 - 4 m)

Personnes

Profil type journalier (1 personne dans 10 m²)

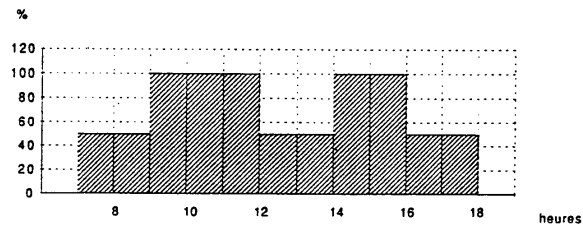


Appareils

3 types de charges ont été considérées

- a) Classe 1 4 W/m²
- b) Classe 2 14 W/m²
- c) Classe 3 24 W/m²

Proril journalier



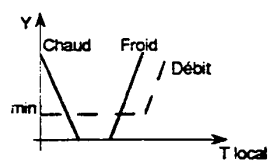
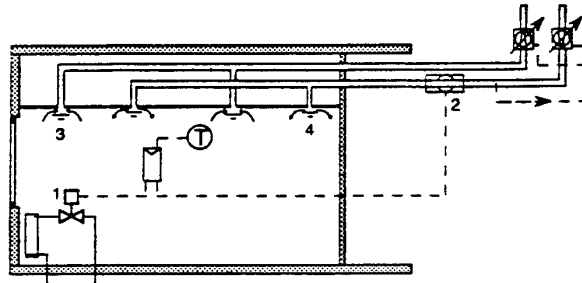
Caractéristiques des systèmes étudiés

Trois types de systèmes ont été comparés entre eux:

- a) Ventilation par mélange diffus (ex : ventilation par grille à rotation) avec variation du débit d'air (VAV)
- b) Ventilation par déplacement (lac froid) avec VAV
- c) Plafond refroidissant avec ventilation de base (minimum d'air frais hygiénique)
 - Plafond plat (fermé)
 - Plafond structuré (ouvert)

Les caractéristiques de ces trois systèmes sont représentées dans les figures qui suivent :
Ventilation par mélange (système air/air) :

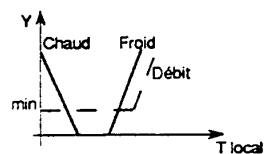
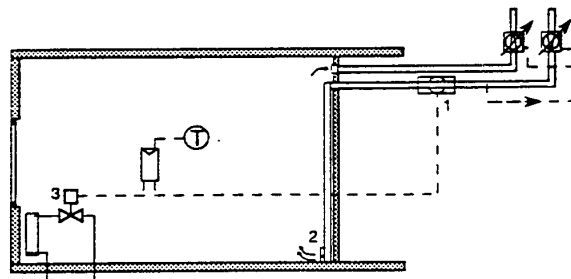
$$\begin{aligned}
 T_{\text{pairmin}} &= 16^{\circ} & \Delta T_{\text{max}} &= 10^{\circ}\text{C} \\
 \dot{V}_{\text{airmin}} &= 0,3 \dot{V}_{\text{max}} & \dot{V}_{\text{max}} &= 4.5 \text{ V/h} \\
 \text{VAV continu} &: & \text{variation du débit d'air de 30 \% à 100 \% du débit} \\
 \text{VAV 2 vitesses} &: & \dot{V}_1 &= 0,3 \dot{V}_{\text{max}} \\
 & & \dot{V}_2 &= \dot{V}_{\text{max}}
 \end{aligned}$$



- 1 Vanne magnétique
- 2 Régulateur de débit
- 3 Grille de reprise
- 4 Grille de pulsion

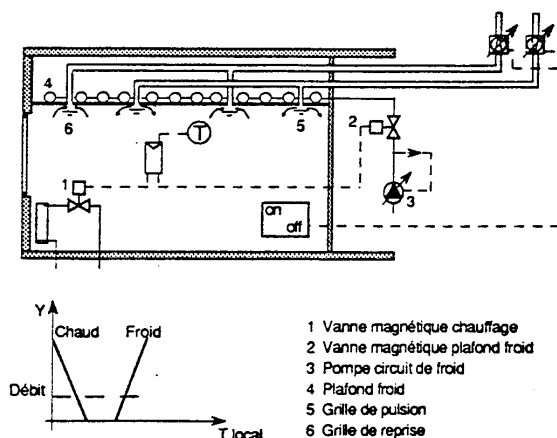
Ventilation par déplacement (système air/air) :

$$\begin{aligned}
 T_{\text{pairmin}} &= 18^{\circ} & \Delta T_{\text{max}} &= 4/6/8^{\circ}\text{C} \\
 \dot{V}_{\text{airmin}} &= 0,3 \dot{V}_{\text{max}} & \dot{V}_{\text{max}} &= 4.5 \text{ V/h} \\
 \text{VAV continu} &: & \text{idem ventilation mélange} \\
 \text{VAV 2 vitesses} &: & \text{idem ventilation mélange}
 \end{aligned}$$



- 1 Régulateur de débit
- 2 Pulsion
- 3 Vanne magnétique

Air			Eau		
$\dot{V}_{\text{air}}$	=	30 m ³ /h constant	$T_{\text{eauentrée}}$	=	18°C constante
T_{pulsion}	=	16°C	$\dot{m}_{\text{eau}}$	=	variable



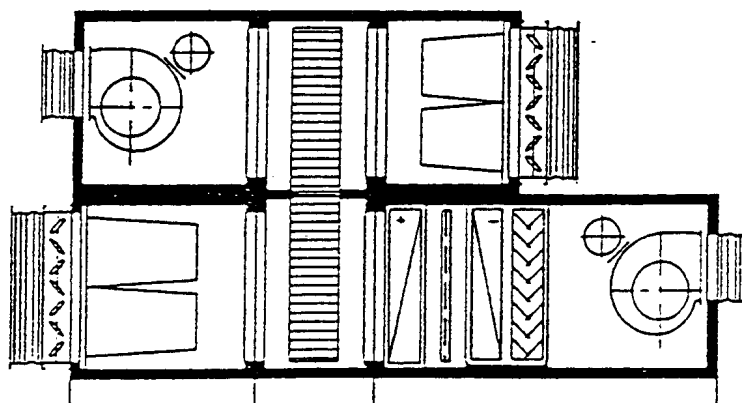
Energie de transport, pertes de charges du système (air/air)

Le calcul de la consommation énergétique d'un système de ventilation nécessite la prise en compte de façon détaillée de l'énergie de transport de l'air à travers le réseau dans le bâtiment et dans les monoblocs.

Monobloc : on a admis les pertes de charges du monobloc au régime nominal suivant:

Le monobloc type considéré est représenté par la figure qui suit:

Pulsion — 500[Pa] Reprise = - 300 [Pa]



Monobloc du système d'air

On remarque que l'on n'effectue aucune humidification dans cette installation, ceci est en accord avec d'autres études effectuées dans le cadre de Ravel qui ont montré la consommation d'énergie importante occasionnée par l'humidification. Cette dernière ne devrait être introduite uniquement lorsque la situation l'exige à tout prix !

	Ventilation mélange	Ventilation déplacement
Pulsion	240 [Pa]	200 [Pa]
Reprise	190 [Pa]	190 [Pa]

Deux variantes ont été étudiées :

1. Régime nominal = 50 % du débit d'air maximum
2. Régime nominal = 100 % du débit d'air maximum

Dans le deuxième cas, le réseau et le monobloc seront surdimensionnés !

Lorsque l'installation ne fonctionnera pas au régime nominal, on adaptera les pertes de charges de la façon suivante :

- Monobloc : $\Delta P = \Delta P_{\text{nominal}} (\dot{V}/\dot{V}_{\text{nominal}})^{1.5}$
- Gaine : $\Delta P = \Delta P_{\text{nominal}} (\dot{V}/\dot{V}_{\text{nominal}})^2$
- Rendement du groupe ventilateur : 0.6

Selon le dimensionnement du système, la consommation énergétique du local va varier très fortement.

Programme de calcul utilisé

Le programme de simulation TRNSYS permet de prendre en compte la dynamique du bâtiment et le fonctionnement détaillé du système de ventilation. Des modèles qui permettent de simuler un système de ventilation par déplacement (prise en compte de la stratification de la température sur la hauteur du local) et des plafonds refroidissants (plat structuré) ont été développés dans le cadre du projet national ERL.

Le programme et les nouveaux éléments ont été comparés d'une part aux mesures stationnaires effectuées par la maison SULZER toujours dans le cadre du projet ERL (ventilation par mélange, déplacement, plafond refroidissant plats et structurés) et d'autre part avec les mesures dynamiques effectuées par la maison SCS.

L'énergie électrique consommée est due essentiellement à la production de froid, au transport de l'air dans le local et au fonctionnement des tours de refroidissement.

Energie de transport, production de froid du système (air/eau)

L'énergie de transport pour un système à eau est nettement inférieure que celle d'un système à air. Un exemple significatif est donné au chapitre 3.5.

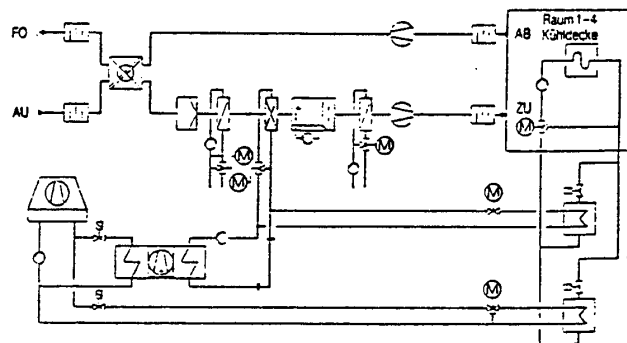
Dans le cas de ces systèmes dissociés, le point fondamental réside dans la possibilité d'utilisation du free-cooling pour la production de l'eau glacée du plafond refroidissant.

Comme le niveau de température de l'eau glacée est plus élevé dans ce cas (17 - 18°C) par rapport au système air/air (6-12°C) le potentiel offert par l'air extérieur pour refroidir l'eau à la température voulue est nettement plus important.

Deux types de free-cooling seront étudiés ici :

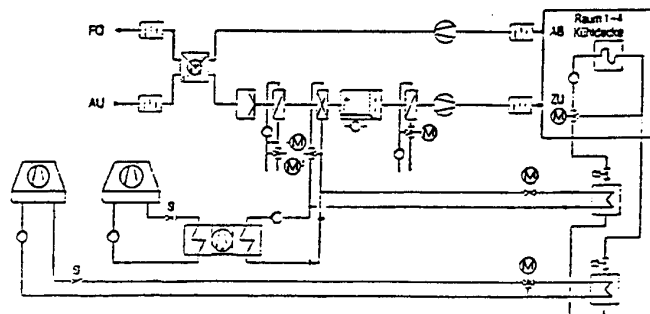
1. Système avec 1 seule tour de refroidissement.

Pas de free-cooling possible lorsque la machine de froid fonctionne.



2. Système avec 2 tours indépendantes

Free-cooling possible aussi lorsque la machine de froid fonctionne



Les pertes de charges du réseau d'eau ont été admis à - 15.000 Pa
 Les pertes de charges du plafond froid - 15.000 Pa
 (pour les 10 m² de surface du plafond du local)

Rendement pompe : 0.4

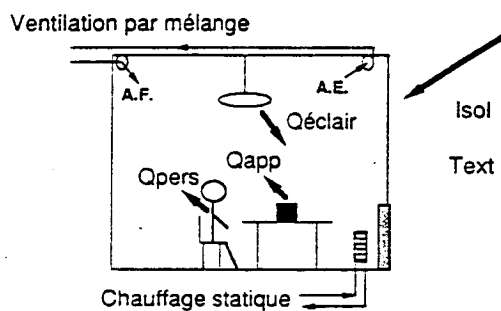
Points importants de l'étude

L'étude a pour but de fournir des réponses aux questions suivantes

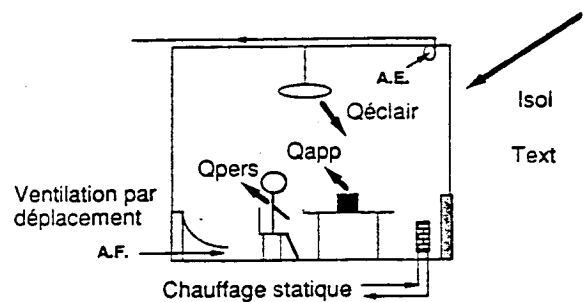
1. La ventilation par déplacement permet-elle d'économiser de l'énergie par rapport à une ventilation par mélange (diffus) ?
2. Un système air/eau donc dissocié (plafond froid + ventilation de base) est-il préférable du point de vue énergétique à un système air/air ?
3. Le refroidissement nocturne mécanique permet-il d'économiser de l'énergie ?

Comparaison énergétique entre une ventilation par mélange et une ventilation par déplacement

Description du système par mélange et par déplacement



Ventilation par mélange, VAV



Ventilation par déplacement, VAV

Grandeur de comparaison

La grandeur de comparaison est l'énergie électrique consommée par les différents systèmes pour :

- La production du froid (COP = 3.5)
- Le transport de l'air
- Le fonctionnement de la tour de refroidissement de la machine de froid

Paramètres étudiés

Charges internes

Personnes 7 W/M²

Eclairage enclenchement selon l'intensité lumineuse dans le local

Appareils	Classe 1	4 W/M ²
	Classe 2	14 W/M ²
	Classe 3	24 W/M ²

Les profils journaliers sont similaires à ceux de la norme SIA 3 82, ils ont été présentés auparavant

* Grandeur de la fenêtre du local (10 m² au sol) FE1 = 2.5, m², FE2 = 5.7 M²

* Température de pulsion minimale pour la ventilation par déplacement

Les comparaisons se réfèrent au cas avec ventilation par mélange et sont données en % d'énergie économisée ou dépensée en plus.

Résultats

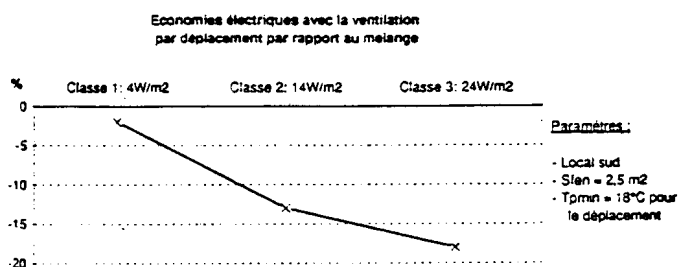
1. Variation des charges internes

Commentaires

* Pour les charges internes réduites, la stratification de la température est faible, car ce sont les gains solaires du local et la chaleur dégagée par les personnes qui prédominent (induisent plus de mélange).

- La ventilation par déplacement apporte peu d'économie

* La situation est plus favorable dès que les charges internes dues aux appareils augmentent (classes 2 et 3).



On voit que pour 14 W/m², la ventilation par déplacement permet d'économiser 13 % d'énergie électrique par rapport à celle par mélange.

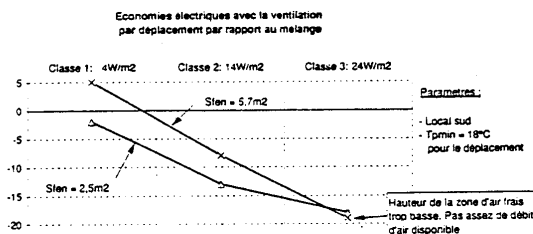
- Meilleure stratification donc plus d'économie avec la ventilation par déplacement.

2. Variation de la surface vitrée

Commentaires -

* Avec une surface vitrée plus grande, les mouvements de l'air dans la pièce augmentent (plus grande surface vitrée chaude, plus de gains solaires d'où sol plus chaud...), donc la stratification de la température diminue.

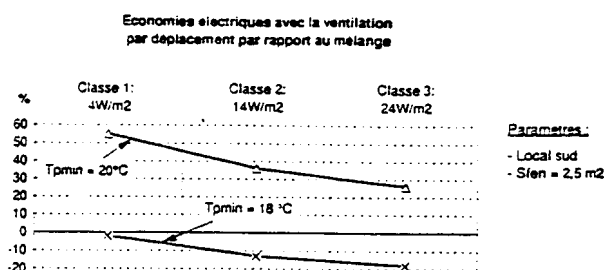
* Dans le cas de la classe 3, le système n'est pas en mesure de garantir la température de consigne à 1.2 m du sol (économie d'énergie pour une prestation inférieure au niveau du confort).



Surface vitrée plus grande (57 % de la surface au sol) → moins d'économie

Avec des appareils à 4 W/m², on consomme même plus d'énergie

3. Variation de la température de pulsion minimale de la ventilation par déplacement Commentaires :



Avec une température de pulsion de 20°C, on consomme plus d'énergie avec ventilation par déplacement qu'avec une ventilation par mélange.

* L'augmentation de la température de pulsion minimale nécessite l'utilisation de débit d'air plus grand. Ce qui augmente beaucoup la consommation énergie du transport (puissance du ventilateur augmente avec V3).

Conclusion

Le potentiel d'économie en électricité avec une ventilation par déplacement par rapport à une ventilation par mélange reste limité : -5 à -18 % pour les conditions (local, charges internes, réglage) simulées.

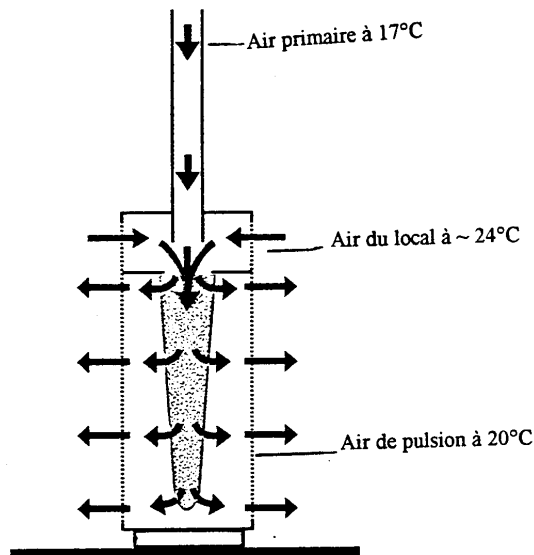
La température de pulsion minimale de l'air du système par déplacement est un paramètre essentiel'. En ne descendant pas au-dessous de 20°C, la ventilation par déplacement consomme plus que la ventilation par mélange: +20 à +50

Les nouvelles grilles de pulsion laminaire à induction sont très intéressantes de ce point de vue.

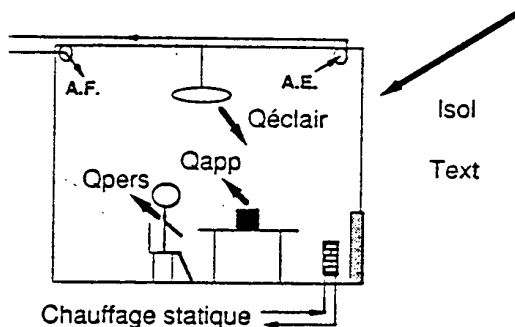
En effet, elles permettent de pulser de l'air à 17, 18°C (température de préparation du monobloc), sans pour autant créer des problèmes de confort dans la zone d'occupation, car la température de l'air sortant de la grille est de 20, 21°C après le mélange qui a lieu avec l'air qui ont aspiré du local.

De cette manière, les quantités d'air à transporter sont plus faibles qu'en portant de l'air à 20°C à la place de 17°C.

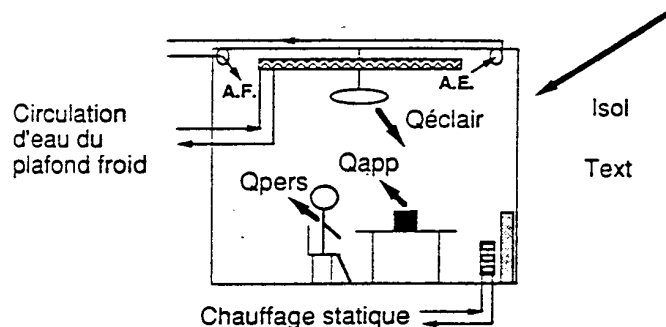
- Limite d'application et paramètres diminuant l'intérêt d'une ventilation par déplacement
- Grandes fenêtres, mauvaises protections solaires
- Appareils créant du mouvement d'air dans la pièce (ventilateur des PC, etc...)
- Fort dégagement de chaleur au niveau du sol et du plan de travail. 30W/m^2
- Avantages de la ventilation par déplacement par rapport au mélange:-
- Les avantages de la ventilation par déplacement dans le domaine de la qualité de l'air et des faibles vitesses d'air dans le local ne doivent par contre pas être oubliés (faible courant d'air, meilleure efficacité de ventilation).
- De plus l'adaptation du système VAV peut se faire sans problème.
- Si les charges d'éclairage sont importantes (placée en hauteur), ou si les dégagements thermiques sont aussi situés en hauteur (ex : écran, TV), on pourra compter sur une économie en énergie substantielle (- Concept de zonifications applicable).



Exemple d'une grille de pulsion laminaire à induction



Système air/air, VAV
 → *Système de référence*



Système air/eau

- Le système à air avec le plafond refroidissant assure simplement l'apport d'air frais minimum (30 m³/h par personne).

Grandeur de comparaison

La grandeur de comparaison est l'énergie électrique consommée par les différents systèmes pour

- La production de froid (COP = 3.5)
- Le transport des fluides (air et eau)
- Le fonctionnement de la tour de refroidissement de la machine de froid

Ici aussi, les comparaisons se réfèrent au cas avec ventilation par mélange. Ces résultats sont donnés en pour-cent d'énergie économisée ou consommée en plus par rapport au cas de référence.

Paramètres étudiées

* Grandeur de la fenêtre du local (10 m² au sol) : FE 1 = 2.5M2 FE 2 = 5.7 M²

Types de plafond froid:

Plat (fermé, léger)

Structuré (ouvert) avec plafond en béton

Système de préparation et transport d'air à vitesse d'air moyenne ou faible

Pertes de charges 1'220 [Pa] pour V_{max} (vitesse air moyenne)

Pertes de charges 1'220 [Pa] pour (vitesse air faible)

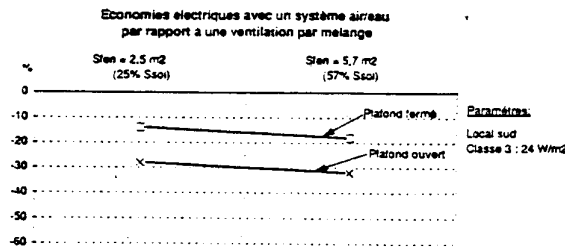
Résultats

1. Comparaison avec un système de préparation et transport d'air à vitesse moyenne

- $\Delta P = 1'220 \text{ [Pa]}$ pour $\dot{V} = \dot{V}_{\max}/2$
- Local SUD
- Classe 3 pour les appareils 24 W/m^2

La figure ci-dessous met en relief les points suivants :

- Les plafonds structurés consomment moins d'énergie que le plafond plat pour autant que l'on ait une dalle active sur le plafond froid structuré.
- Même sans faire appel au free-cooling, le plafond refroidissant va consommer moins d'énergie que le système à air.



Economie électrique de -10 à -30 % selon le type de système air/eau

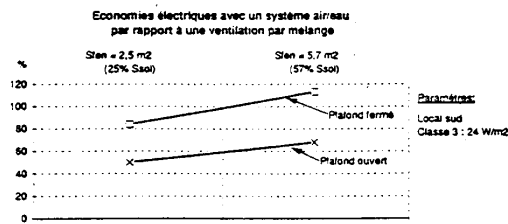
$$FE1 = 2.5 \text{ m}^2; \quad FE2 = 5.7 \text{ m}^2$$

2. Comparaison avec un système de préparation et transport d'air de faible vitesse

- $\Delta P = 1'220 \text{ [Pa]}$ pour $\dot{V} = \dot{V}_{\max} (4.5 \text{ V/h})$
- Local SUD
- Classe 3 pour les appareils 24 W/m^2

La figure ci-dessous met en relief les points suivants :

- L'avantage des plafonds structurés est toujours visible.
- On observe une inversion très nette de tendance. Le système avec plafond refroidissant consomme nettement plus d'énergie que le système à air.



Le système à air dimensionné avec des vitesses très faibles est plus économique en électricité

$$FE1 = 2.5 \text{ m}^2; \quad FE2 = 5.7 \text{ m}^2$$

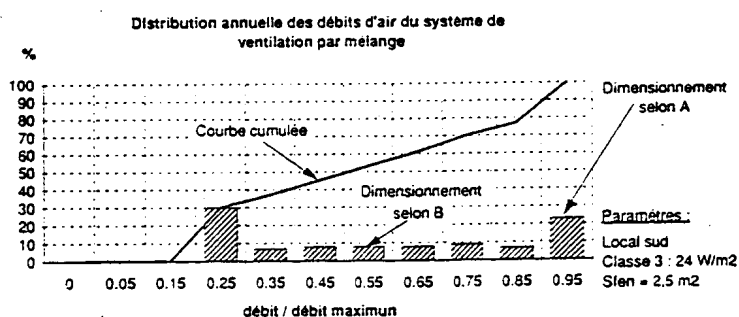
Explication

Ses différences importantes s'expliquent par le fonctionnement assez fréquent du système à air avec des débits plus grands que le débit d'air nominal. La figure ci-contre donne la distribution annuelle normalisée des débits d'air durant les heures d'occupation du bureau.

On remarque le fort pourcentage d'heures entre 20 et 30 % du débit maximum, ce qui correspond au fonctionnement minimal du VAV (renouvellement d'air hygiénique) ainsi que le pourcentage important entre 50 et 100 %. On ne peut donc pas parler de fonctionnement ponctuel des ventilateurs à forte charge qui n'auraient pas nécessité de dimensionner le système pour ces débits. Sur 2871 heures de fonctionnement, le système a fonctionné 1579 heures au dessus de 50 % du débit et 876 heures au dessus de 80 % du débit.

Un dimensionnement (taille des gaines et de monoblocs) de l'installation pour le débit d'air maximum A, cf figure ci-dessous, à la place du débit d'air $V_{max}/2$ B a pour conséquence une diminution drastique de l'énergie du transport mais aussi une augmentation de la taille des installations de ventilation (monobloc, gaines).

Pour garder la même vitesse d'air dans les conduits, il faut dans le cas de gaines rectangulaire une section de passage 2x plus grande si on dimensionne le système pour V_{max} .



Distribution annuelle des débits d'air de système de ventilation à mélange : local Sud, 100 % plaf actif, classe 3, fenêtre de 2.5 m²

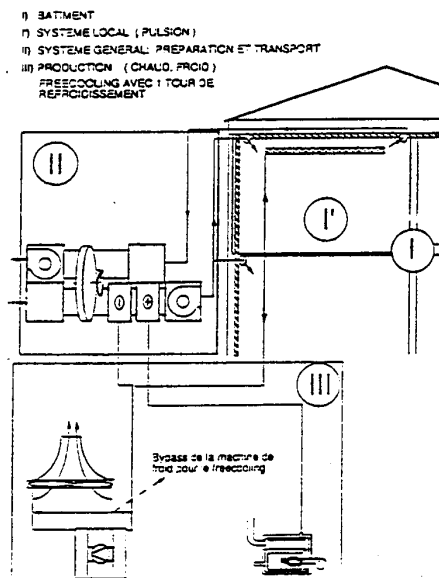
Première conclusion

Sans production d'eau froide par "free-cooling" le système dissocié (plafond froid) va consommer plus d'énergie qu'un système à air, si ce dernier est bien dimensionné (faible pertes de charges : $\Delta P_{tot} 1'300 \text{ Pa}$ à V_{max}).

Plafond refroidissant avec free-cooling

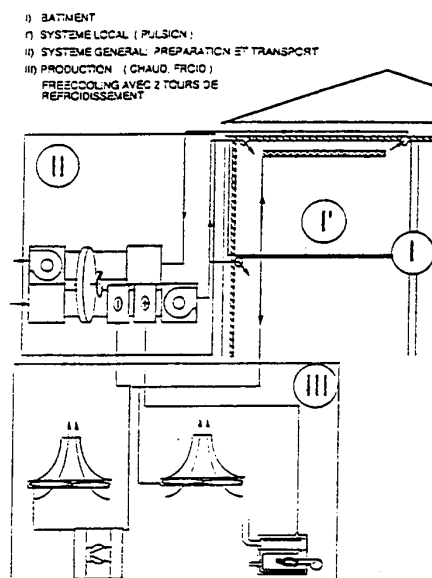
Le système de référence air/air (ventilation par mélange) n'a pas changé :

VENTILATION PAR MÉLANGE + PLAFOND FROID



Système air/eau avec 1 tour

VENTILATION PAR MÉLANGE + PLAFOND FROID



Système air/eau avec 2 tours

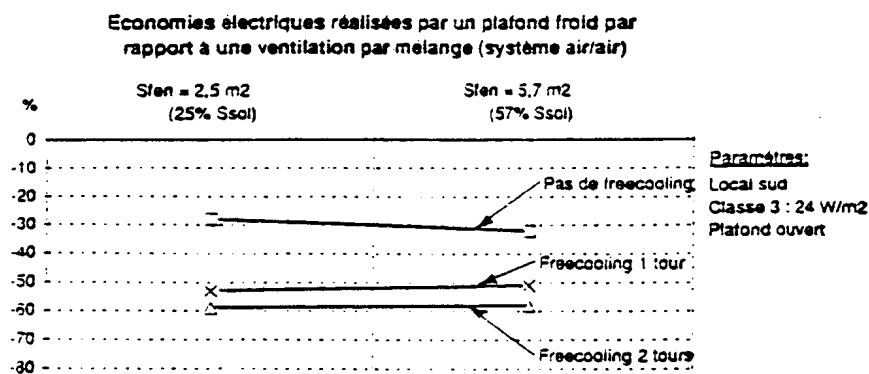
La grandeur de comparaison reste l'énergie électrique consommée par les systèmes
Le plafond plat n'a pas été représenté ici, car il reste moins performant que le plafond structuré.

Le système à air assure simplement l'apport d'air frais minimum (30 m³/h par personne)

Résultats

1. Comparaison avec un système de préparation et transport d'air de vitesse d'air moyenne (pour la référence)

- $\Delta P = 1.220$ [Pa] pour $\dot{V} = \dot{V}_{\max}/2$ (2.25 V/h)
- Local SUD
- Classe 3 pour les appareils 24 W/m²
- Le gain en énergie électrique est très important dans les 2 cas de fenêtre. La température d'entrée de 18°C du plafond refroidissant permet d'utiliser assez souvent le free-cooling.
- Le gain apporté par une deuxième tour existe mais n'est pas très important.



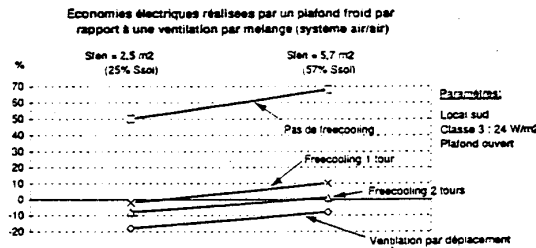
Au moyen du free-cooling les économies passent de 30 % à 50 % par rapport au système air/air, vitesse d'air moyenne.

$$FE1 = 2.5 \text{ m}^2; \quad FE2 = 5.7 \text{ m}^2$$

2. Comparaison avec un système de préparation et transport d'air de faible vitesse d'air ou la référence)

- $\Delta P = 1.220 \text{ [Pa]}$ pour $\dot{V} = \dot{V}_{\max} (4.5 \text{ V/h})$
- Local SUD
- Classe 3 pour les appareils 24 W/m^2
- Par rapport à un système air/air (ventilation par mélange), les différences sont dans ce cas très faibles.

La consommation d'un système dissocié (air/eau) est du même ordre de grandeur que celle du système (air/air).



Au moyen de free-cooling, les plafonds froids consomment à peu près la même quantité d'énergie que le système air/air à faible vitesse d'air

$$FE1 = 2.5 \text{ m}^2; \quad FE2 = 5.7 \text{ m}^2$$

Conclusion

Un système air/air est tout-à-fait compétitif du point de vue de la consommation en énergie par rapport à un système air/eau, si ces pertes de charges totales ne dépassent pas les 1.300 Pa et ceci près du débit maximum !

Dimensionnement des pertes de charges du réseau d'air et du monobloc doit être effectué pour le débit maximum (ou près de ce dernier 80 %).

Pour des très grandes installations (grand réseau de gaine) ou s'il y a peu de place pour les gaines (vitesse air importante), il se peut très bien qu'il ne soit pas possible de satisfaire au $\Delta P_{\text{tot}} 1.300 \text{ Pa}$ au débit maximum.

Dans ce cas, les plafonds refroidissants sont moins gourmands en énergie pour autant que l'on puisse faire du free-cooling de façon efficace.

* Les systèmes air/eau consomment plus d'énergie s'ils ne font pas appel au free-cooling.

* La consommation des systèmes air/eau avec free-cooling est comparable à celle des systèmes à air par mélange. Il ne faudra pas oublier de dimensionner correctement la tour de refroidissement pour fonctionner à plus basse température que la machine de froid.

* Une ventilation par déplacement avec pulsion à 18°C reste le système, qui consomme le moins d'énergie dans les conditions simulées.

Le but du refroidissement nocturne est d'utiliser l'air extérieur la nuit pour refroidir la structure (inertie du bâtiment) sans utilisation de la machine de froid.

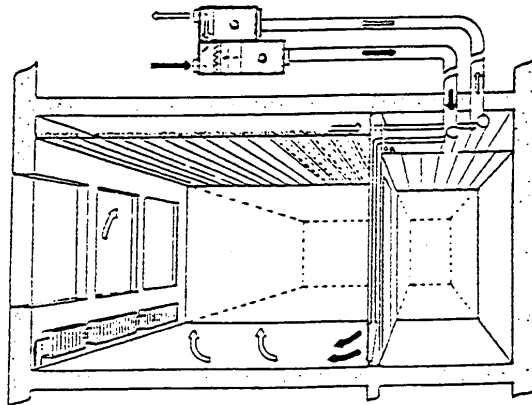
De cette façon, on espère économiser de l'énergie la journée en faisant moins fonctionner la machine de froid et en ayant besoin de moins ventiler les locaux la journée.

Refroidissement nocturne avec système à air

Le système consiste à faire fonctionner l'installation de ventilation durant une partie de la nuit si la température de l'air extérieur est suffisamment basse.

Première possibilité

On utilise l'installation existante pour pulser l'air dans le local et pour ensuite l'extraire de ce dernier. La figure ci-dessous illustre ce procédé.

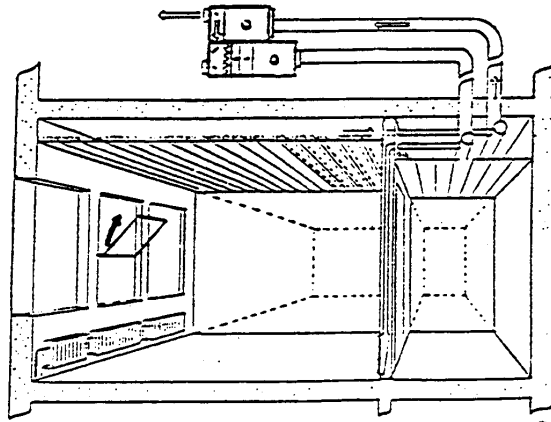


Deuxième possibilité

Si l'on dispose d'un local avec des impostes ouvrables durant la nuit on utilise uniquement le système d'extraction.

On économise de cette façon les pertes de charges du monobloc et des gaines de pulsion.

La figure suivante illustre ce procédé



Efficacité du refroidissement nocturne mécanique

Pour obtenir un refroidissement nocturne efficace, il faut:

- Des pertes de charges du système de ventilation aussi faibles que possible
- Avoir des différences de température entre l'air extérieur et l'air intérieur (structure) assez importante durant la nuit
- Avoir un local avec une certaine inertie
- Faire circuler l'air le long des surfaces qui sont inertes, ou du moins avoir un bon mélange de l'air dans la pièce
- Eviter d'avoir le groupe ventilateur incorporé dans le monobloc de ventilation (air extérieur inutilement chauffé), si l'on utilise le système de pulsion
- Si possible utiliser uniquement le système d'extraction avec des impostes ouverts durant la nuit

Grandeurs comparées

1. Consommation de froid (thermique)
2. Consommation électrique (ventilation + tour de refroidissement)
3. Consommation totale électrique: 1 + 2 avec COP = 3.5

Paramètres étudiées

- Mode de transport de l'air
- Temps de fonctionnement de la ventilation nocturne
- Dimensionnement (grandeur) du monobloc et du réseau d'air

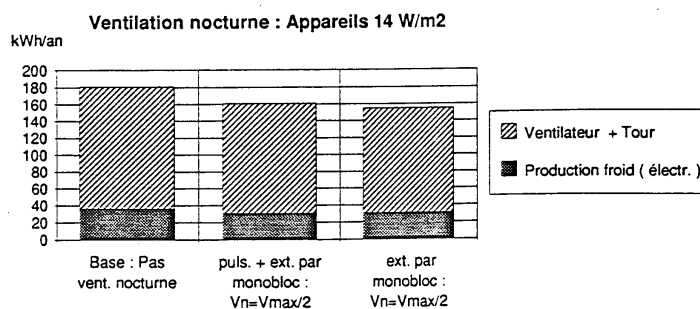
Résultats

Local Sud, Surface fenêtre = 2.5 m², Charges internes classe 2 (Appareils 14 W/m²)

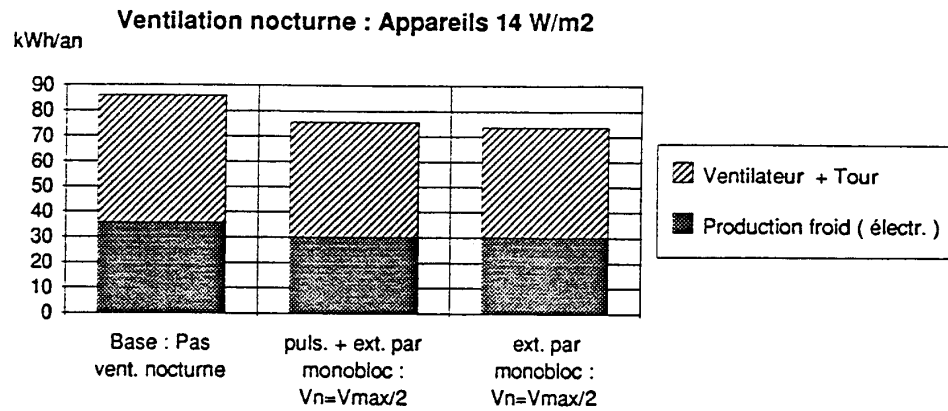
1. Ventilation nocturne entre 22.00 h et 04.00 h si (T_{int} - T_{ext} ≥ 4°C)

Monobloc + réseau air de taille moyenne (vitesse d'air moyenne)

$$\Delta P_t = 1'220 \text{ Pa pour } \dot{V} = \dot{V}_{\max}/2$$



- Passage dans le monobloc complet : -11% d'électricité
- Passage dans le monobloc d'extraction uniquement : -14% d'électricité



$$\Delta P_t = 1'220 \text{ Pa pour } \dot{V} = \dot{V}_{\max}$$

- Passage dans le monobloc complet (extraction + pulsion) : **-10% d'électricité**
- Passage dans le monobloc d'extraction uniquement : **-14% d'électricité**

Remarque

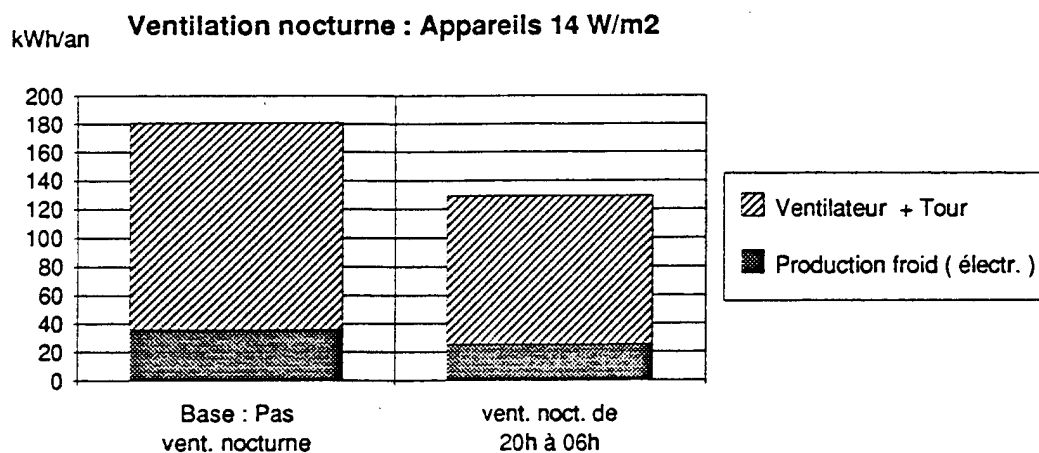
Il est intéressant de remarquer que le système de grande taille (faible vitesse d'air) permet de diminuer de plus de 50 % la consommation électrique par rapport au système plus petit (vitesse d'air moyenne).

2. Ventilation nocturne entre 20.00 h et 06.00 h si ($T_{\text{int}} - T_{\text{ext}} \geq 4^{\circ}\text{C}$)
--

Monobloc + réseau air de taille moyenne (vitesse d'air moyenne)

$$\Delta P_t = 1'220 \text{ Pa pour } \dot{V} = \dot{V}_{\text{max}}/2$$

- Passage dans le monobloc d'extraction uniquement -25% d'électricité



Conclusion

La ventilation nocturne mécanique permet d'économiser de l'énergie si les conditions "idéales" énoncées auparavant (page 74 : efficacité de refroidissement nocturne) sont remplies.

Les gains couvrent entre 10 et 25 % sur la consommation d'énergie électrique.

Le problème de la ventilation nocturne est de savoir le temps qu'il fera le lendemain. En effet, en cas de jour couvert, il n'est pas forcément utile de faire tourner les ventilateurs durant la nuit précédente.

Système air/air avec VAV simplifié (2 vitesses)

Le système complet de variation du volume d'air pulsé dans le local n'est pas facile à réaliser pratiquement.

Un système plus simple a donc aussi été étudié- il s'agit d'une ventilation par mélange ou par déplacement pouvant fonctionner à 2 vitesses

1. 30 % V_{max}

2. 100 % V_{max}

La première vitesse sert à assurer le renouvellement d'air frais du local. La deuxième vitesse est enclenchée lorsque la température de consigne de l'air du local est dépassée- elle est déclenchée lorsque cette dernière descend en dessous d'une certaine valeur.

Dans les conditions étudiées, local Sud, Charges internes classes 2 et 3, un tel système a consommé beaucoup plus d'énergie que le VAV complet.

En effet, dès que le local a besoin d'être refroidi et ceci même seulement de façon modérée, les ventilateurs fonctionnent en 2ème vitesse à Vmax, ce qui consomme énormément d'énergie par rapport au réglage plus fin du débit d'air.

Charges internes, classe 2 :

100 % plaf. actif

Fenêtre 2,5 m²

+180% d'énergie électrique (→ 2.8 x plus d'énergie) par rapport au cas VAV complet.

Charges internes, classe 3 :

100 % plaf. actif

Fenêtre 2,5 m²

+100% d'énergie électrique (→ 2 x plus d'énergie)
--

Il est clair que dans le cas de petites installations, les variateurs de fréquence ont des rendements à faible charge plutôt mauvais. Dans ce cas une telle installation peut devenir intéressante du point de vue financier (investissement), d'exploitation (simplicité), et être moins pénalisée du point de vue de la consommation.

Ce système peut devenir intéressant lorsque les charges thermiques sont constantes durant la journée ou dans les cas où l'on ne cherche pas à tout prix à maintenir une température de consigne dans le local.

- L'orientation Sud étant la plus représentative, elle a été choisie pour ce résumé.
- La température de consigne de l'air du local en été est de 26°C
- Le local est muni d'un plafond 100 % actif (béton apparent)
- Le "shading factor" (g) du store extérieur vaut 0.2
- L'éclairage artificiel n'est enclenché que lorsque le niveau lumineux naturel est plus faible que 300 Lux
→ $Q_{\text{éclairage}} = 10 \text{ W/m}^2$
- 10 m² par personne

N°	Système	Charges internes : Appareils + personnes		
		11 W/m ²	21 W/m ²	31 W/m ²
1	Ventilation par mélange $\Delta p_{\text{tot}} = 1220 \text{ Pa à } \dot{V}_{\text{max}}/2$	100 %	100 %	100 %
2	Ventilation par déplacement $\Delta p_{\text{tot}} = 1220 \text{ Pa à } \dot{V}_{\text{max}}/2$	98 %	87 %	82 %
3	Ventil. mélange : gaine et monobloc de plus grandes dimensions $\Delta p_{\text{tot}} = 1220 \text{ Pa à } \dot{V}_{\text{max}}$	--	48 %	44 %
4	Ventil. dépla. : gaine et monobloc de plus grandes dimensions $\Delta p_{\text{tot}} = 1220 \text{ Pa à } \dot{V}_{\text{max}}$	--	41 %	36 %
5	Plaf. froid structuré sans free-cooling	--	79 %	72 %
6	Plaf. froid structuré avec free-cooling	--	56 %	46 %

Il est aussi utile de rappeler les points suivants

- La ventilation nocturne effectuée dans des conditions optimales peut apporter dans les cas les plus favorables 15 % d'économie électrique.
- La température de pulsion minimale d'une ventilation par déplacement est un paramètre fondamental. Si l'on ne peut pas descendre jusqu'à 18°C, la ventilation par déplacement va consommer plus d'énergie qu'une ventilation par mélange (intérêt des grilles de pulsion laminaire à induction).
- Le potentiel d'économie en énergie qui se trouve dans la conception du bâtiment (façade, inertie) et son exploitation (Tconsigne) est très important.
- Les plafonds refroidissants de par leur puissance de refroidissement très importante peuvent engendrer une surconsommation pour un comportement non raisonnable des occupants du local (par exemple : non utilisation du store extérieur).

Conclusions de l'étude

Ventilation par déplacement

La ventilation par déplacement permet d'économiser de l'énergie pour autant que l'on puisse pulser de l'air à 18°C !

En effet, un des désavantages de la ventilation par déplacement est la limitation de la température de pulsion pour maintenir un gradient de température entre 1, 1 m et 0, 1 m à 2°K/m.

La stratification de la température existe, mais n'est pas très importante, si bien qu'elle ne peut compenser au niveau du débit d'air la température de pulsion plus haute par rapport à une ventilation par mélange.

Dans les simulations effectuées, une température de pulsion de 20°C a donné des consommations d'électricité (transport de l'air et production de froid) plus importantes qu'une ventilation par mélange, alors qu'avec une température de pulsion de 18°C, la situation était inversée.

Selon les critères de confort développés au cours du projet ERL, grâce aux nombreuses mesures en laboratoire, la température de 20°C pour une consigne de 26°C dans la zone d'occupation (1, 1 m) représente la limite admissible. Il faut néanmoins rester prudent avec de telles limites car elle dépend très fortement des situations spécifiques rencontrées dans les bureaux : disposition des meubles, position des grilles de pulsion, taille des fenêtres, etc...

Les toutes nouvelles grilles à pulsion « laminaire » dites à induction permettent de diminuer fortement ce problème, en effet même avec des températures de 17°C pour l'air arrivant du monobloc de par l'induction d'air ambiant (mélange), la température de l'air pulsé dans la zone d'occupation reste au-dessus de 20°C.

Plafond froid

Les systèmes dissociés air/eau sont intéressants du point de vue énergétique lorsque les

W/M²

charges internes sont très importantes (40) et lorsque les pertes de charges du réseau d'air de ventilation ne peuvent pas être maintenues dans des limites acceptables, $\Delta P_{tot} \leq 1.300 \text{ Pa}$ pour un débit d'air près du débit maximum (si VAV).

Pour des applications conventionnelles dans des bureaux administratifs ($Q_{int} = 15 \text{ W/m}^2$), protégés du soleil par des stores extérieurs, il semble plus judicieux de faire appel avant tout à de la ventilation naturelle couplée à de la ventilation nocturne (non mécanique !) si les conditions extérieures (bruit) le permettent. La conception globale du bureau, inertie intérieure, surface vitrée, matériaux utilisés pour le revêtement du sol, protection solaire sont des éléments d'une importance fondamentale pour les problèmes de surchauffe d'été. Une bonne conception permettra dans bien des cas de se passer de ventilation mécanique.

Les résultats obtenus dans ce contexte sont comparables à ceux obtenus par l'étude allemande effectuée sur d'autres types de bureaux et de charges internes. L'emploi du free-cooling pour les systèmes air/eau est indispensable si l'on veut diminuer la consommation globale d'électricité du système et devenir compétitif par rapport à un système air/air.

Refroidissement nocturne mécanique

Dans les conditions optimales, les simulations effectuées, en faisant appel à de la ventilation nocturne mécanique, ont permis dans les cas étudiés d'économiser entre 10 et 15 % d'énergie électrique.

Ici aussi, il faut avant tout se poser la question si la ventilation mécanique la journée est indispensable, ensuite seulement on peut envisager d'utiliser de la ventilation nocturne mécanique pour diminuer la consommation énergétique. Néanmoins, il faut être conscient qu'une ventilation nocturne faite dans des conditions non optimales (ΔP_{tot} trop grand, ΔT_{in-ext} très faible, peu d'inertie du bâtiment) peut amener à une consommation supplémentaire d'électricité par rapport au cas ventilé uniquement la journée.

3.5 Transport de l'énergie par air et par eau

L'exemple suivant a pour objectif de rendre attentif les concepteurs d'installation de ventilation/climatisation à l'énergie utilisée pour le transport de l'air et de l'eau dans les systèmes.

Transport de l'air

Système de ventilation basse pression

Charge interne de 5 kW à évacuer par de l'air par un système de climatisation à basse pression.

Température de pulsion	17°C
Température ambiante	25°C
Dt	8°C
Débit pulsé	1'850 m3/h
Perte de charge du système	
Monobloc	700 Pa
Réseau de gaine	500 Pa
Grilles	100 Pa
1.300 Pa	
Rendement ventilateur	60
Puissance	
P	1,11 kW

Système de ventilation haute pression

Perte de charge du système

Monobloc	1'000 Pa
Réseau de gaine	3'000 Pa
Terminal	300 Pa
	4'300 Pa

Rendement ventilateur 60 %

Puissance

P 3,68 kW

Système de refroidissement par plafond

Température eau	17°C
Différence température aller/retour	3°C
Débit eau	1'430 l/h

Perte de charge du système

Préparation	15'000 Pa
Réseau	10'000 Pa
Plafond refroid.	15'000 Pa
	40'000 Pa

Rendement pompe 15 %

Puissance pompe

P 0.1 kW

Comparaison

En comparant les puissances mises en jeux par le transport de l'air et de l'eau, on se rend compte qu'il y a des différences considérables entre les systèmes.

Air B.P.	1.11	kW
Air H.P.	3.68	kW
Eau	0.1	kW

Rapport (Ordre de grandeur)

Eau Air B.P. /Air H.P.

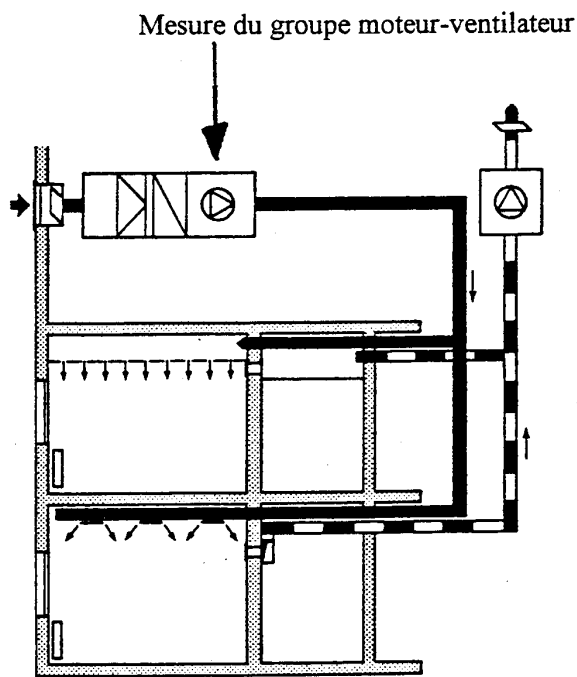
1 10 37

4. Mesures du rendement d'un groupe moteur

ventilateur

Ce chapitre présente la procédure à suivre pour déterminer le rendement effectif d'un groupe moteur-ventilateur, sur la base de mesures effectuées sur un monobloc en état de marche.

Pour illustrer cette procédure, nous prendrons l'exemple d'une installation traditionnelle de pulsion d'air avec un monobloc dont les caractéristiques sont les suivantes.



Débit d'air	:	5.800 m ³ /h
Monobloc avec	:	filtre, batterie de chaud, laveur d'air, batterie de froid, ventilateur
Caractéristiques du moteur	:	2900 - 1450 tr/min. $P_{nom} = 4,5 - 0,9 \text{ CH (3,31 - 0,66 kW)}$ 7 - 2,8A

4.1 Mesures à effectuer sur l'installation

Technique de mesure

Les principes de mesures, la marche à suivre et les règles de calcul sont décrits dans le manuel "Le mesurage dans les installations de chauffage, ventilation et climatisation" édition de l'office fédéral des questions conjoncturelles, Réf. OCFIM 724.607f.

La référence aux chapitres respectifs est indiquée ci-dessous.

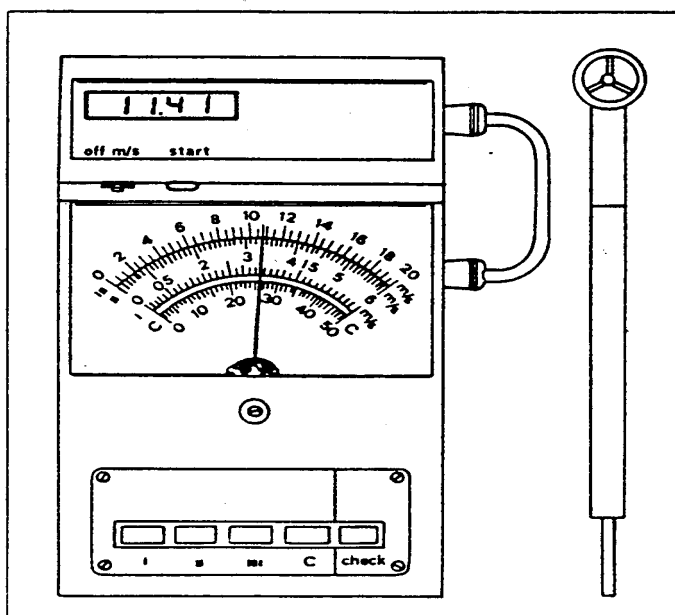
Débit d'air

La mesure s'effectue sur un tronçon de gaine où l'écoulement est régulier.

- Mesure de la section de canal : A (m²)
- Vitesse de l'air : V (m/sec) à l'aide d'un anémomètre ou tube Pitot

$$\text{Débit d'air (m}^3\text{/sec)} = A \times V$$

La procédure est décrite au chapitre 3.6 du manuel "Mesurage".



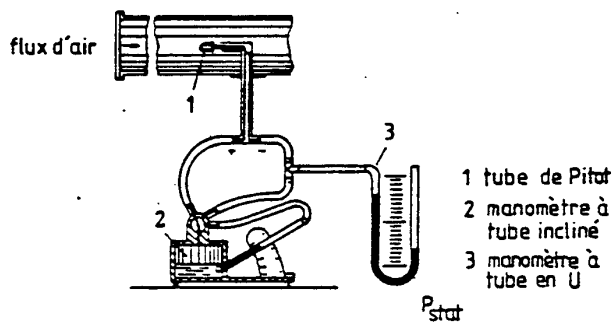
Mesure de la vitesse de l'air à l'aide d'un anémomètre

Pression d'air, différences de pression : Δp (Pa)

La mesure s'effectue à différents points du monobloc.

Pour les installations de Ventilation "à basse pression", il faut utiliser un micromanomètre pour obtenir une précision suffisante, soit un appareil gradué dans la plage 0 : + 500 Pa (ou 0 : 50 mm CE)

La procédure est décrite aux chapitres 3.4 et 3.6 du manuel "Mesurage "



Mesure à l'aide du tube Pitot de Prandtl

Electricité : puissance active du moteur

Il existe plusieurs possibilités de mesurer la puissance instantanée

- Le Wattmètre précis, mais exige un raccordement électrique en (triphasé) série sur l'alimentation du moteur.

- Le Compteur électrique identique à un compteur des services électriques. (triphasé)

On détermine la puissance en comptant le nombre de tours du disque dans un temps donné. La précision est bonne. Son utilisation nécessite un raccordement électrique en série sur l'alimentation du moteur.

- Mesure des paramètres électriques

: tension U (V) et courant I (A) sur les 3 phases, puis calcul de la puissance.

$$\text{Formule : } P_{(W)} = \sqrt{3} \cdot U_{(V)} \cdot I (A) \cdot \cos\phi$$

Cette méthode est plus ou moins précise, selon les facteurs suivants :

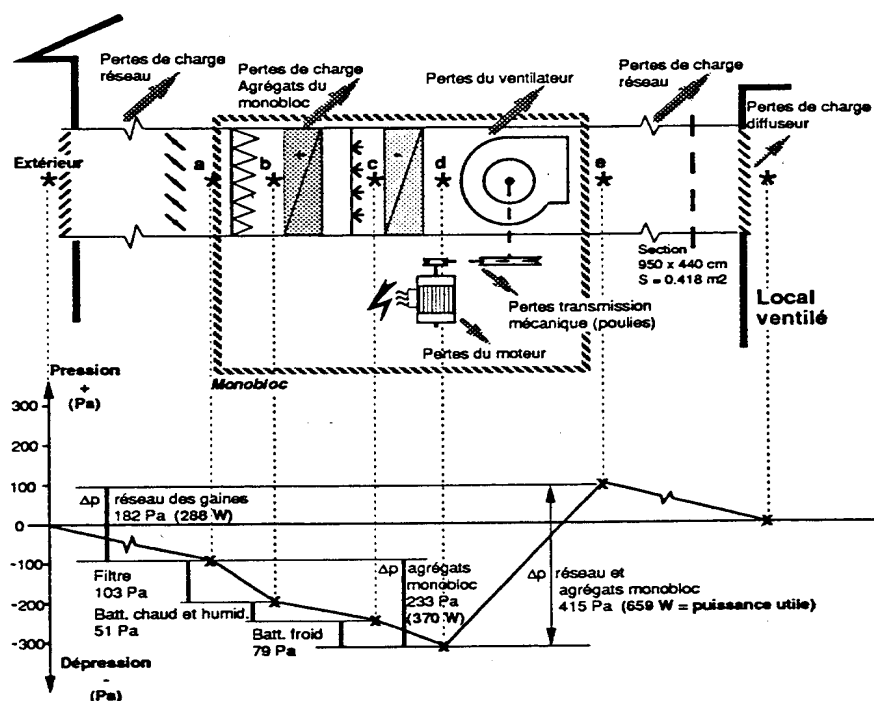
- équilibrage des 3 phases : tension et courant
- évaluations du $\cos \phi$ pouvant varier entre 0,6 et 0,9 selon le type de moteur et son rapport de charges

La détermination de la puissance à l'aide de la mesure des paramètres électriques (U, I) a l'avantage de ne pas nécessiter de raccordement électrique si l'on se sert d'une pince ampèremétrique.

Remarque

La puissance électrique indiquée sur la plaquette signalétique du moteur est la valeur nominale de puissance. Cette puissance nominale est plus élevée que la puissance effective soutirée, en état de- marche. En effet pour des problèmes de démarrage, on choisit un moteur plus puissant.

4.2 Exemple de détermination du rendement du groupe moteur-ventilateur



1. Débit d'air : mesuré dans la section A

- vitesse moyenne $V = 3,8 \text{ m/s}$
- section $S = 0,418 \text{ m}^2$
- débit d'air $q_v = 1,588 \text{ m}^3/\text{s} = 5718 \text{ m}^3/\text{h}$

2. Pressions d'air

Référence : 0 = pression atmosphérique = extérieur $\equiv$ local

Point mesuré	mmCE	Pa (Pascal)
a	-9,1	-89
b	-19,6	-192
c	-24,8	-243
d	-32,8	-322
e	+9,5	+93

$$P_{\text{util}}(\text{W}) = \Delta p(\text{Pa}) \times q_v(\text{m}^3/\text{s})$$

	Δp	P_{util}
- Pertes de charges réseau gaines sans le monobloc	182 Pa	288 W
- Pertes de charges des agrégats du monobloc	233 Pa	370 W
- Pertes de charges totales réseau + agrégats monobloc	415 Pa	659 W

4. Puissance électrique absorbées

La puissance électrique absorbée par le moteur a été mesurée à l'aide d'un compteur d'énergie active durant 1 heure : $P_{\text{absorbée}} = 1730 \text{ W}$

La puissance nominale du moteur est : $P_{\text{nom}} = 3310 \text{ W}$

5. Pertes dans le groupe moteur-ventilateur

$$\begin{aligned} \text{Pertes moteur-ventilateur} &= P_{\text{élec absorbée}} - P_{\text{utile}} \\ &= 1730 - 659 \end{aligned}$$

$$\text{Pertes moteur ventilateur} = 1071 \text{ W}$$

6. Calcul du rendement du groupe moteur-ventilateur

$$\eta_{\text{groupe moteur-ventilateur}} = \frac{\text{Puissance utile}}{\text{Puissance élect. absorbée}}$$

$$\eta_{\text{mot-ventilateur}} = \frac{659 \text{ W}}{1730 \text{ W}} = 0,38 \text{ (38 \%)}$$

7. Conclusion : part de la puissance électrique absorbée par les composants de l'installation

- Le réseau de gaines sans monobloc absorbe 17 %
- Les agrégats du monobloc : filtre, batteries froid-chaud absorbent 21%
- 62 % de la puissance électrique sert à lutter contre les pertes du moteur, la transmission mécanique, et les pertes du ventilateur.

Le groupe moteur-ventilateur absorbe plus de la moitié de la puissance (par conséquence de l'énergie) électrique de cette installation de ventilation basse pression.

Ceci devrait inciter le concepteur de l'installation et le fabricant du monobloc à porter un soin particulier sur cette partie de l'installation souvent négligée. Il faut donc :

- Choisir des moteurs à haut rendement
- Réaliser une transmission mécanique avec un minimum de pertes
- Choisir un type de ventilateur à haut rendement
- Soigner la géométrie des raccords au ventilateur pour améliorer l'écoulement aéraulique dans le monobloc

SORANESA

P. CHUARD

D. AIULFI

F. VUILLE

Lausanne, le 15 juin 1994/DA/FV/pf

ANNEXES

A1 Réduction de la consommation d'électricité du groupe
moteur-ventilation

A2 Limitation des pertes d'énergie à l'exploitation
maintenance des équipements de ventilation

AI - Réduction de la consommation d'électricité du groupe moteur-ventilation

Les Ventilateurs

Dans les monoblocs et les grandes centrales de traitement d'air, on trouve en général des ventilateurs centrifuges à entraînement par courroie et moteur électrique.

Performance des groupes ventilateurs

La performance d'un groupe ventilateur dépend de la performance de chaque composant du système

Un groupe ventilateur comprend

- Le ventilateur
- L'accouplement (poulies + courroies)
- Le moteur électrique d'entraînement

Chacun de ces composants a un rendement propre influençant l'ensemble.

Il est clair que si le rendement du ventilateur est faible, bien que celui du moteur soit très bon, le rendement de l'ensemble sera mauvais.

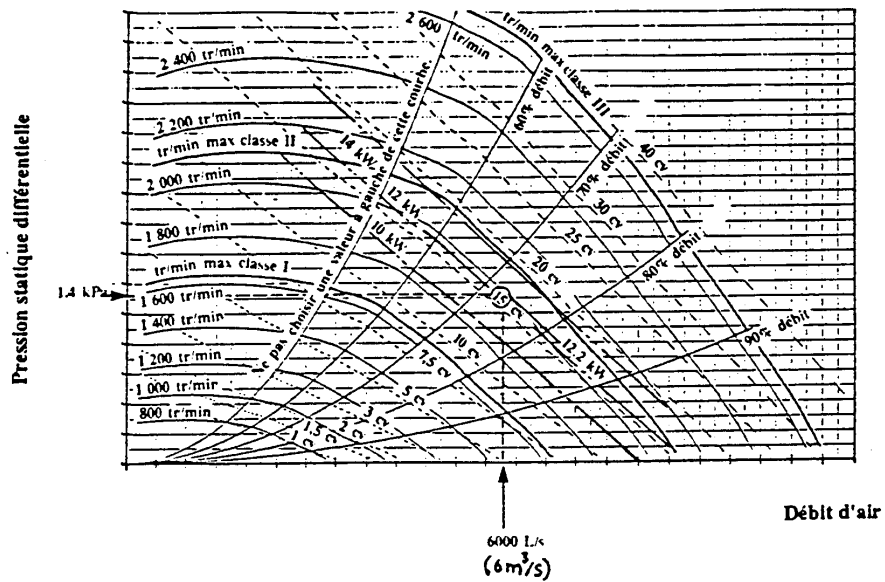
La puissance totale soutirée par le groupe doit compenser les pertes entraînées par le rendement du ventilateur de l'entraînement et du moteur électrique.

Pour intervenir avec efficacité, il faut analyser tout d'abord les points ayant une grande influence sur la consommation d'énergie électrique.

Lois relatives aux ventilateurs

Les données techniques d'un ventilateur (que l'on trouve dans le catalogue du fournisseur) sont comme pour une pompe de circulation les suivantes

- Débit d'air (m³/h)
- Pression totale (kPa, mm CE)
- Puissance absorbée (kW)
- Nbre de tour (t/min)
- Rendement



Courbe de fonctionnement type d'un ventilateur

Cette courbe vous permet de déterminer le débit, la puissance absorbée, la pression pour d'autres conditions de fonctionnement.

Par exemple, vous pouvez lire sur cette courbe que pour un débit de 6 m³/s et une pression statique de 1,4 kPa, le ventilateur doit fonctionner à 2'000 t/min et consommer 12,2 kW et que son rendement est de 68 %.

Si vous voulez déterminer d'autres conditions d'exploitation de ce ventilateur, par exemple diminution du nombre de tour, diminution du débit, vous pouvez le calculer simplement au moyen des formules suivantes :

1. Le débit est proportionnel à la vitesse du ventilateur.
2. La pression totale est proportionnelle au carré de la vitesse du ventilateur.
3. La puissance absorbée est proportionnelle au cube de la vitesse du ventilateur.

1) Débit d'air: $V_2 = \frac{n_2}{n_1} \times V_1 \quad (\text{m}^3/\text{h})$

2) Pression: $p_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \times p_1 \quad (\text{kPa, mm CE})$

3) Puissance absorbée: $P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \times P_1 \quad (\text{kW})$

Conditions de fonctionnement du ventilateur:

Installation à l'origine: **Installation révisée:**

V₁ : Débit d'air

n₁ : nbre de tours

p₁ : Pression

P₁ : Puissance

V₂ : Débit d'air

n₂ : nbre de tours

p₂ : Pression

P₂ : Puissance

Projet RAVEL : transport de l'air - annexe

Exemple :

Conditions d'origine : 21'600 m³/h

Installation révisée débit à calculer

4

1,4 kPa 2'000 t/min

pression à calculer, 1'000 t/min

Effet de la réduction de vitesse du ventilateur sur la puissance absorbée

1) Débit d'air:

2) Pression:

3) Puissance absorbée:

$$V_2 = \frac{1000}{2000} \times 21600 = 10800 \text{ (m}^3\text{/h)}$$

$$p_2 = \left(\frac{1000}{2000}\right)^2 \times 1,4 = 0,35 \text{ (kPa)}$$

$$P_2 = \left(\frac{1000}{2000}\right)^3 \times 12,2 = 1,52 \text{ (kW)}$$

Conditions de fonctionnement du ventilateur:

Installation à l'origine:		Installation révisée:	
V₁ : Débit d'air	21600	V₂ : Débit d'air	10800
n₁ : nbre de tours	2000	n₂ : nbre de tours	1000
p₁ : Pression	1,4	p₂ : Pression	0,35
P₁ : Puissance	12,2	P₂ : Puissance	1,52

Résultat

- En réduisant la vitesse du ventilateur de 50 %, le débit d'air a diminué de 50

- Ceci a permis de réduire la puissance d'un facteur 8 (1,5 kW au lieu de 12,2 kW), ce qui représente une économie d'énergie très importante.

Nous reprendrons ce point au paragraphe suivant traitant des mesures d'exploitation (arrêt des ventilateurs, la nuit, diminution des débits d'air pulsé et extrait).

Possibilités de réduction de la vitesse du ventilateur

a) Réglage de la vitesse du moteur

La plupart des moteurs entraînant un ventilateur sont prévus pour fonctionner à 2 allures : "grande" ou "petite vitesse", par exemple : GV = 1'500 t/min, PV 750 t/min. L'expérience montre que, bien souvent, il est possible d'exploiter ces installations en petite vitesse la plupart du temps, en utilisant la grande vitesse que durant les périodes de fortes activités (cuisines, restaurants, locaux sanitaires, etc ...). Avec certains types de moteurs, on peut utiliser un variateur électronique de vitesse qui agit sur la fréquence du courant.

b) Modification du diamètre des poulies d'entraînement

Une autre méthode que l'on applique pour diminuer de manière fixe un débit, c'est le changement de diamètre de poulie. On peut agir soit sur la poulie du ventilateur ou sur celle du moteur.

Changement de la poulie du ventilateur (réduction du débit d'air)

$$D_2 = \left(\frac{n_1}{n_2} \right) \times D_1$$

Changement de la poulie du moteur (réduction du débit d'air)

$$D_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right) \times D_1$$

D₁ = diamètre de la poulie à l'origine

D₂ = diamètre révisé de la poulie

n₁ = vitesse du ventilateur à l'origine **n₂** = nouvelle vitesse du ventilateur

Les Moteurs : caractéristiques électriques

Puissance à fournir

La puissance électromotrice pour déplacer l'air contre une pression donnée peut être calculée à l'aide de la formule suivante :

$$\text{Puissance électrique à fournir (kW)} = \frac{V \times \Delta p}{3600 \times n}$$

V = Débit d'air (m³/h)

Δp = Différence de pression totale (kPa)

n = Rendement global moteur - ventilateur

En première approximation, on peut admettre le rendement du groupe ventilateur, moteur, accouplement à:

n = 0,65	Gros ventilateur
n = 0,5	Ventilateur moyen (800 m ³ /h)
n = 0,35	Petit ventilateur

La plupart des ventilateurs et des pompes sont commandés par des moteurs à induction à courant alternatif. Plusieurs petits appareils sont entraînés par des moteurs monophasés alors que ceux de plus grandes dimensions sont entraînés par des moteurs triphasés..

Puissance nominale du moteur

La puissance indiquée sur la plaquette signalétique du moteur est sa puissance nominale; elle tient notamment compte du couple au démarrage.

Puissance effective absorbée

La puissance électrique effective (puissance active) absorbée par le moteur en service est plus faible que la puissance nominale.

On peut calculer la puissance active (P_a) en se basant sur la mesure de tension (U) et le courant (I) absorbé par le moteur en état de marche.

Formule de base:

P_a = Puissance électrique absorbée

Appareils monophasés :

$$P_a = U_s \cdot I \cdot \cos \Phi$$

Appareils triphasés

$$P_a = U_c \cdot I \cdot \sqrt{3} \cos \Phi$$

$$= 3U_s \cdot I \cdot \cos \Phi$$

U_s = tension simple entre phase et neutre en Volts

U_c = tension composée entre deux phases en Volts

I = intensité en Ampères

$\cos \Phi$ = facteur de puissance

Remarque :

Pour les gros moteurs avec démarrage  "étoile-triangle", il faut mesurer le courant entre le tableau d'alimentation et le commutateur, sur les 3 phases.

A2 - Limitation des pertes à l'exploitation : maintenance des équipements de ventilation

Maintenance des équipements de ventilation

Le domaine de la maintenance et l'entretien des équipements de ventilation re représentent également un potentiel d'économie important. Même si, prises séparément, certaines opérations d'entretien n'engendrent pas de très grandes économies, l'ensemble de ces opérations, tout à fait traditionnelles, permettent d'économiser une quantité d'énergie non négligeable si elles sont effectuées régulièrement.

Voici par exemple quelques opérations d'entretien courant qui devraient être exécutées au minimum une fois par année:

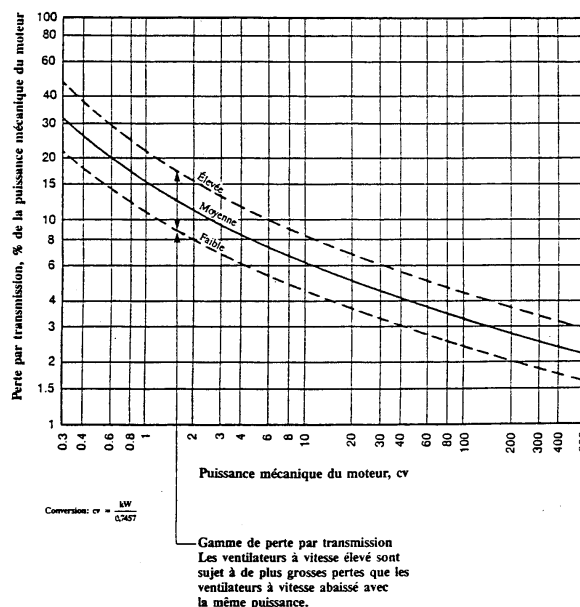
1. Vérifier et régler régulièrement les entraînements par courroie des ventilateurs, pour s'assurer que les poulies sont bien centrées et les courroies bien tendues.
2. Graisser les composants du ventilateur selon les instructions du fabricant.
3. Nettoyer régulièrement les composants du ventilateur.
4. Régler le niveau de bruits et de vibrations pour obtenir un fonctionnement, uniforme et efficace.
5. S'assurer que la performance du ventilateur est conforme aux prescriptions.
6. Réparer les fuites de gaines et de composants pour réduire les coûts énergétiques.'
7. Nettoyer ou remplacer périodiquement les filtres pour que la pression différentielle du ventilateur demeure minimale.
8. Mettre en application un programme d'inspection et d'entretien préventif pour minimiser les bris d'équipement.
1. Centrer l'entraînement du ventilateur et ajuster la tension des courroies

Lorsque les poulies d'entraînement ne sont pas bien alignées, les ventilateurs peuvent dépenser une quantité excessive d'énergie et les courroies peuvent être endommagées.

Il faut porter une attention particulière à la tension des courroies sinon elles peuvent glisser, grincer, ralentir les ventilateurs et s'user plus rapidement. De plus, les poulies, les paliers, les axes et le moteur s'échauffent et par conséquent, gaspillent de l'énergie. Les courroies doivent être tendues selon les recommandations du fabricant et réglées de nouveau après les 48 premières heures de fonctionnement. Lorsque les courroies sont trop tendues, le ventilateur et les paliers du moteur s'usent plus rapidement.

Le diagramme ci-après indique les pertes mécaniques des entraînements par courroies bien alignées et bien tendues en annexe. Les pertes de puissance entraînées par des courroies mal alignées et ayant trop de jeu sont plus élevées que les valeurs indiquées dans la table. Les pertes des ventilateurs à grande vitesse se rapprochent de la limite supérieure de la courbe, alors que celles des ventilateurs à faible vitesse se rapprochent de la limite inférieure de la courbe.

EVALUATION DE LA PERTE PAR TRANSMISSION
TABLE 1



2. Graisser les ventilateurs

Les composants de ventilateurs, tels les accouplements, les paliers, les bielles et les supports doivent être graissés avec les lubrifiants appropriés, aux intervalles recommandés par le fabricant. Les composants dureront ainsi plus longtemps et le rendement du ventilateur en est augmenté.

3. Nettoyer les ventilateurs

Pour bien fonctionner, les ventilateurs, tout particulièrement ceux qui déplacent de l'air pollué ou chargé de poussière, doivent être nettoyés à intervalles réguliers. L'accumulation des saletés sur les pales et à l'intérieur du carter augmentent les pertes de pression statique et réduit ainsi l'efficacité du ventilateur.

4. Régler le niveau de bruits et de vibrations du ventilateurs

Plusieurs facteurs causent le bruit et la vibration

- Déséquilibre de la roue du ventilateur
- Paliers mal ajustés
- Isolation insuffisante
- Mauvais centrage des joints de l'axe
- Corrosion entre l'axe et le palier

L'équilibre des roues des ventilateurs est ajusté en usine, avant leur installation, Si les contrepoids ne sont plus sur la roue ou si les pales sont écaillées, manquantes ou usées, il y a déséquilibre des roues et réduction du rendement du ventilateur.

Les paliers des ventilateurs endommagés peuvent causer du bruit, de la vibration, une augmentation de la friction et une grande tolérance entre les composants et ainsi réduire la performance des ventilateurs.

On isole le ventilateur en fixant des isolateurs à ressort ou en caoutchouc au niveau des supports. Si les isolateurs ne sont pas suffisamment robustes pour un service donné, le ventilateur est mal soutenu et les raccords souples de la gaine peuvent se déformer et augmenter la résistance au débit.

Un changement dans les vibrations peut être un avertissement qu'un problème se développe avant que le rendement du ventilateur ne soit sérieusement affecté. Dans ce cas, il est bon d'analyser les caractéristiques d'une vibration anormale pour identifier la source du problème et prendre les mesures correctives appropriées.

5. Obtenir l'efficacité des ventilateurs

On peut obtenir les caractéristiques des ventilateurs auprès des fabricants. On peut réaliser des économies en réglant le fonctionnement du ventilateur au point où l'efficacité est maximale, selon les caractéristiques fournies.

Projet RAVFL : transport de l'air - annexe 10 6. Réparer les fuites

Les fuites d'air dues aux raccords mal serrés, aux ouvertures autour de l'arbre des registres mal dimensionnées et aux raccords flexibles non scellés entraînent des pertes d'énergie. Une attention particulière doit être portée à ces problèmes ainsi qu'aux conditions semblables aux entrées et sorties du ventilateur.

7. Remplacer les filtres à air encrassés

L'encrassement des filtres à air est souvent une cause de mauvais fonctionnement d'un système de ventilation. Les constructeurs de filtres donnent une liste des pertes de pression correspondant à l'encrassement total des filtres pour diverses vitesses d'air à l'entrée de ceux-ci. Les filtres doivent être remplacés avant que la perte de charge n'atteigne la valeur indiquée pour une vitesse d'air donnée. Lorsqu'on équilibre un système dont les filtres à air sont encrassés, le débit d'air augmente de manière excessive et le ventilateur consomme une trop grande quantité d'énergie lorsque les filtres sont remplacés.

Conséquences énergétiques de l'encrassement des filtres

La perte de charge à travers un filtre, par conséquent l'énergie à fournir par le ventilateur, est fonction des paramètres suivants :

- Matériau des filtres et classe de filtration
- Vitesse de l'air au travers du filtre
- Encrassement des filtres
- Humidité du matériau des filtres (suivant la température et l'humidité de l'air extérieur)

La perte de charge pour un filtre donné va donc varier suivant l'encrassement des filtres et son humidité.

La perte de charge doit être contrôlable sur tous les types de filtres. Un manomètre, avec indication des valeurs normales et limites admises de la résistance, sera installé sur chaque étage de filtres.

En général, les valeurs admises pour les pertes de charges des filtres sont les suivantes :

Caractéristiques du filtre	Différences de pressions à l'origine	Limites de pressions admissibles
Filtre ordinaire	30... 50 Pa	200... 300 Pa
Filtre fin	50... 150 Pa	300... 500 Pa
Filtre ultra fin	100... 250 Pa	1000... 1500 Pa

En général, les ventilateurs de l'installation sont dimensionnés pour une perte de charges des filtres de : -

$$Dp = \frac{\text{Perte de charge initiale} + \text{Perte finale}}{2}$$

Ce qui veut dire que lorsque les filtres sont propres, on a un débit d'air pulsé plus important que lorsqu'ils sont encrassés. Ceci a des conséquences sur la consommation d'énergie (chaud, froid et électricité des ventilateurs) et sur l'équilibre des confinements des différentes zones du bâtiment. Il peut arriver que des zones ne soient plus en dépression par rapport à d'autres.

La fréquence du renouvellement des filtres en particulier des préfiltres doit donc être analysée avec soin.

Les filtres à rouleaux en sont le cas typique, si le réglage de l'enroulement est automatique, la perte de charge au travers des filtres est constante durant l'exploitation. si le réglage est manuel, on a en début de période peu de perte de charge, puis une augmentation de la résistance.

Comment estimer la période optimale

La solution optimale est celle qui minimise les frais d'exploitation soit:

1. Coût de remplacement des filtres
2. Energie électrique des ventilateurs

Estimation de la surconsommation d'électricité due à l'encrassement des filtres.

L'exemple ci-après illustre la méthode de calcul.

Installation de ventilation ayant un débit pulsé de 15'000 m³/h, fonctionnant 14 h/j tous les jours de la semaine. Le responsable technique veut savoir combien coûte l'électricité des ventilateurs pour les conditions d'entretien suivant:

1. Un changement fréquent des préfiltres
2. Utilisation des filtres jusqu'à la limite de pertes de charges admissibles

Données	Préfiltre	Perte de charge
Filtre propre	50 Pa (0,05 kPa) ou	5 mm CE
Filtre encrassé à la limite	3 00 Pa (0,3 kPa) ou	30 mm CE
Cas 1	Changement fréquent	

Le responsable technique suit l'évolution de la perte de charge des filtres selon le tableau ciannexé et décide de les changer après 4 mois car la perte de charge atteint: 150 Pa.

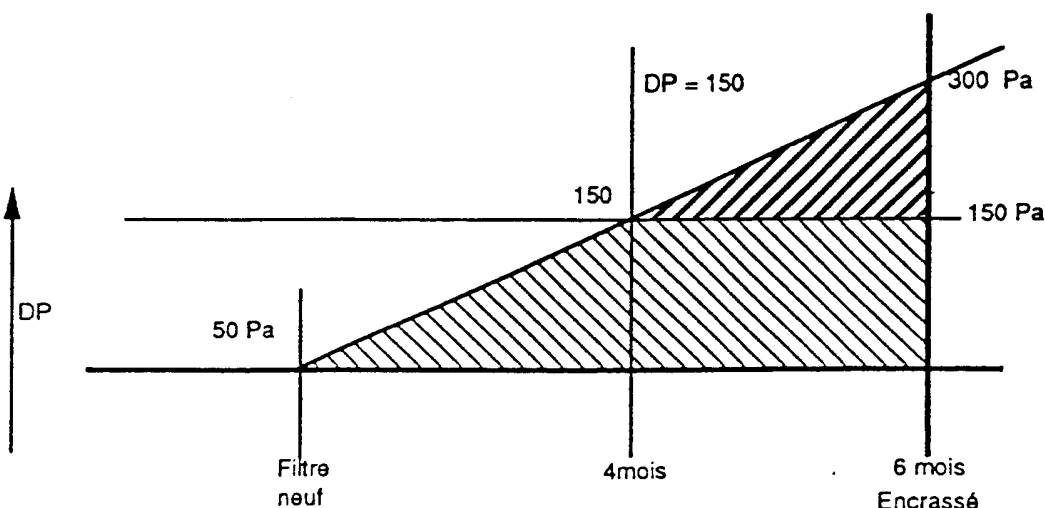
Cas 2 : Utilisation des filtres jusqu'à la limite maximum de perte de charge

Le responsable technique change ses filtres lorsque la perte de charge est maximum et atteint .300 Pa (environ 6 mois).

Le prix du kWh étant de 12 cts/kWh

Estimation de l'électricité supplémentaire pour les ventilateurs.

En portant les valeurs dans le tableau : "Surcoût d'électricité dû à l'encrassement des filtres".



HOPITAL de:	
Surcoût d'électricité dû à l'encrassement des filtres *	
Installation:	Filtre:
établi le par	

Débit d'air : 15'000 m³/h

Filtre neuf

Type de filtre :

Mise en place le :

Perte de charge du filtre neuf (1) : 0,15 kPa

Limite max. admise filtre encrassé : kPa

Filtre usagé

Perte de charge du filtre encrassé (2) : 0,30 kPa

Mesures effectuées le :

Condition d'utilisation du filtre sur la période

Différence de pression "neuf/usagé" (2-1) : DP = 0,15 kPa

Durée totale de service (6 mois - 4 mois) : H = 14 h/j x 60 j = 840 h

Consommation d'énergie pour lutter contre l'encrassement

$$\text{Consommation (kWh)} = \frac{V \times DP \times H}{2 \times 3'600 \times 2} = \frac{15'000 \times 0,15 \times 840}{2 \times 3'600 \times 0,75} = 350 \text{ kWh}$$

0,75 = 0,75 gros ventilateur

0,6 = 0,6 moyen ventilateur

0,5 = 0,5 petit ventilateur

V : débit d'air m³/h

DP : différence pression causée par l'encrassement kPa

Surcoût d'électricité pour l'encrassement

Consommation x prix du kWh :

$$350 \text{ kWh} \times 0,12 \text{ Fr/kWh} = \text{Fr. } 42,00$$

* Cette évaluation approximative est valable pour un réglage de l'installation à pression constante

** On admet que l'encrassement du filtre est régulier sur la durée d'utilisation ($\frac{DP}{2}$ = encrassement moyen)

Projet RAVEL : transport de l'air - annexe 14 8. Mettre en application un programme d'entretien

Le programme d'entretien doit être conforme aux exigences particulières de l'installation. Le programme pourrait comprendre les activités suivantes :

- Quotidiennement : observer les bruits et les vibrations du ventilateur, la température des paliers, les fuites et faire la lecture des jauges et des appareils de mesure.
- Mensuellement : vérifier l'alignement et la tension des courroies d'entraînement et graisser les paliers du ventilateur.
- Semi-annuellement : vérifier les joints de l'arbre du ventilateur, les registres d'entrée et de sortie, les pales d'entrée, vider et remplacer l'huile des paliers lubrifiés.
- Annuellement : vérifier les canalisations de graissage pour s'assurer que la graisse ou l'huile s'écoule bien, vérifier les accessoires du ventilateur, régler de nouveaux tous les appareils de mesure, effectuer des essais.
- Remplacer tous les composants usés.

Le personnel d'entretien doit être en mesure d'entretenir, de réparer et de vérifier le fonctionnement des ventilateurs et de leurs accessoires. Il doit également être formé de façon à connaître le fonctionnement des nouveaux équipements, à s'adapter aux changements d'une installation et à connaître les nouvelles procédures.

Bestellung von RAVEL-Dokumentationen:

Name, Vorname: _____

Firma: _____

Strasse: _____

PLZ, Ort: _____

Datum, Unterschrift: _____

Bundesamt für Konjunkturfragen

Impulsprogramm RAVEL

Belpstrasse 53

3003 Bern

Fax 031 / 371 82 89

Titel	Autor	Bestell-Nr.	Preis	Bestellung
Allgemeine Dokumentationen zu RAVEL				
Broschüre "Neue Handlungsspielräume mit weniger Strom"		724.301 d	gratis	
Broschüre "L'économie d'électricité crée de nouveaux champs d'action"		724.301 f	gratis	
Broschüre "Nuove libertà d'azione con meno energia elettrica"		724.301 i	gratis	
Broschüre "11 Praxislehrstücke, wie Ausgaben zur lohnenden Invest. werden"		724.387 d	gratis	
Untersuchungsergebnisse: "47 heisse Spuren zu lohnenden Stromsparpotentialen"		724.301.3 d	gratis	
Untersuchungsprojekte		724.301.1 d	gratis	
Weiterbildung		724.301.2 d	gratis	
IMPULS - Zeitschrift für IP Bau, RAVEL und PACER			gratis	
Construction et Energie - Bulletin des 3 programmes d'impulsions			gratis	
IMPULSO - Bollettino per PI Edil, RAVEL e PACER			gratis	
RAVEL-Lehrmittel				
Strom rationell nutzen - RAVEL Handbuch		ISBN 3 7281 1830 3	76.-	Buchhandel
Manuel RAVEL - l'électricité à bon escient		ISBN 3 7281 1830 3	76.-	Buchhandel
RAVEL-Tagung 1991: Start zu einer neuen fachlichen Kompetenz		724.300.1 d/f	25.-	
RAVEL-Tagung 1992: Mehr Büro mit weniger Strom		724.300.2 d/f	30.-	
RAVEL-Tagung 1993: Energie-Fitness in der Industrie		724.300.3 d/f	25.-	
RAVEL-Tagung 1994: RAVEL zahlt sich aus		724.300.4 d/f	25.-	
RAVEL-Tagung 91-94: 4er Set		724.300.0 d/f	75.-	
RAVEL-Industrie-Handbuch	A. Huser	724.370 d	50.-	
Erfassung des Energieverbrauchs (2 Bücher und Bon für Diskette)	A. Huser	724.371.0 d	27.-	
Erfassung des Energieverbrauchs (Diskette und Band 1: Leitfaden für ind. + DL)	A. Huser	724.371.1 d	12.-	
Erfassung des Energieverbrauchs (Band 2: Anleitung für den Beauftragten)	A. Huser	724.371.2 d	15.-	
Energie - ihre Bedeutung in der Industrie	D. Spreng	724.316 d	14.-	
Analyse des Energieverbrauchs	F. Wolfart	724.318 d	31.-	
Organisation und Energiemanagement	R. Hasenböhler	724.374 d		
Küche und Strom	L. Perincioli	724.322 d/f	11.-	
Elektrische Antriebe: Auslegung und Betriebsoptimierung	K. Reichert	724.331 d	38.-	
Umwälzpumpen: Auslegung und Betriebsoptimierung	E. Füglistner	724.330 d	33.-	
Energie-effiziente Lüftungstechnische Anlagen in der Haustechnik	U. Steinemann	724.307 d	38.-	
Elektroantriebe	A. Neyer	724.332 d	9.-	
Beleuchtung - Gesamtpaket mit allen vier Bänden		724.329.0 d	80.-	
Beleuchtung - Grundlagen	Ch. Vogt	724.329.1 d	22.-	
Beleuchtung - Zeitgemässe Beleuchtung in Bürobauten	Ch. Vogt	724.329.2 d	25.-	
Beleuchtung - Mit besserem Licht zu glänzenden Produktions-Ergebnissen	Ch. Vogt	724.329.3 d	21.-	
Beleuchtung - Mit besserem Licht zu steigenden Verkaufszahlen	Ch. Vogt	724.329.4 d	21.-	
Haushaltgeräte - Leitfaden zur Gerätewahl	F. Wolfart	724.347 d	22.-	
Geräte zur Wassererwärmung	H. Hediger	724.349 d	36.-	
Elektroheizungen - Sanierung und Ersatz in Wohnbauten	H.P. Meyer	724.346 d	28.-	
Elektrizität im Wärmesektor (WKK, WP, WRG)	H.R. Gabathuler	724.354 d	8.-	
Electricité et chaleur	P. Renaud	724.354 f	8.-	
Wärmerückgewinnung und Abwärmenutzung	R. Brunner	724.355 d	15.-	
Wärmepumpen	Th. Baumgartner	724.356 d	38.-	
Elektrizität und Wärme (Grundlagen)	H.R. Gabathuler	724.357 d	16.-	
Wärme- und Kälteanlagen - Effizienter planen, bauen und betreiben	Hp. Eichler	724.358 d	17.-	
Einsatz der integralen Gebäudeautomation - Optimierung und Betrieb	J. Willers	724.362 d	24.-	
Gebäudeautomation - Inbetriebsetzung und Abnahme	J. Willers	724.363 d	24.-	
Kompetent antworten auf Energiefragen	M. Kugler	724.386 d	31.-	

Bestellung von RAVEL-Dokumentationen:

Name, Vorname: _____

Firma: _____

Strasse: _____

PLZ, Ort: _____

Datum, Unterschrift: _____

Bundesamt für Konjunkturfagen

Impulsprogramm RAVEL

Belpstrasse 53

3003 Bern

Fax 031 / 371 82 89

Titel	Autor	Bestell-Nr.	Preis	Bestellung
RAVEL-Materialien				
Renouvellement d'air: Extraction d'air des bains, WC, cuisines	G. Spoehrle	724.397.11.51 f	12.-	
Transport de l'air	P. Chuard	724.397.11.52 f	12.-	
Conditionnement des locaux: études de cas	C. Brunner	724.397.11.53 d/f	12.-	
Conditionnement des locaux: humidification, déshumidification	M. Borel	724.397.11.54 f	12.-	
Pompes de circulation - Diminuer la puissance installée et l'énergie cons.	L. Keller	724.397.11.55 f	12.-	
Fallstudie Betrieb und Unterhalt einer Lüftungsanlage	R. Naef	724.397.11.56 d	12.-	
Grundbegriffe der Energiewirtschaft (Glossar)	R. Leemann	724.397.12.51.1 d	12.-	
Methoden der Wirtschaftlichkeitsanalyse von Energiesystemen	R. Leemann	724.397.12.51.2 d	12.-	
Kennwerte betrieblicher Prozessketten	F. Wolfart	724.397.12.54 d	12.-	
Valeurs caractéristiques de processus industriels	F. Wolfart	724.397.12.54 f	12.-	
Elektrische Produktionsverfahren	Hp. Meyer	724.397.12.55 d	12.-	
Energetischer Vergleich pneumatischer, hydraulischer und e.m. Antriebe	J.E. Albrecht	724.397.12.56 d	12.-	
Energieverbrauch in gewerblichen Küchen	J. Tercier	724.397.13 d	12.-	
Fallstudie Testküche	L. Perincioli	724.397.13.52 d	12.-	
Energieverbrauch von Rechner- und Kommunikationsanlagen im Detailhandel	R. Moser	724.397.13.53 d	12.-	
Zuverlässigkeit und Energieverbrauch von elektronischen Geräten	A. Birolini	724.397.13.56 d	12.-	
Elektrizitätsbedarf von Textildruckmaschinen	W. Hässig	724.397.21.51 d	12.-	
Kühlmöbel im Lebensmittelhandel	U. Kaufmann	724.397.21.52 d	12.-	
Wirkungsgradoptimierung der Druckluftherzeugung und Verteilung	F. Müntz	724.397.21.54 d	12.-	
Analyse du rendement énergétique de processus industr. de prod.	M. Bongard	724.397.21.55 f	12.-	
Analyse processus industriels sélectionnés: utilisation de force dans la chimie	G. Mamane	724.397.21.56 f	12.-	
Elektrizitätsbedarf der Zementindustrie	U. Fischli	724.397.21.61 d	12.-	
Elektrizitätsbedarf von Industrielüftungen	U. Fischli	724.397.21.62 d	12.-	
Lumière, Beleuchtung: Etudes de cas, Fallstudien	R. Miloni	724.397.22.51 d/f	12.-	
Stromverbrauchserhebung in Haushalten	A. Huser	724.397.23.51 d	12.-	
Wäschetrocknen im Mehrfamilienhaus	J. Nipkow	724.397.23.52 d	12.-	
Kühlschränke für Hotelzimmer und Studios	M. Beer	724.397.23.53 d	12.-	
Energieverbrauch von elektronischen Bürogeräten	A. Huser	724.397.23.54 d	12.-	
Energierelevante Aspekte von elektronischen Bürogeräten	R. Strauss	724.397.23.55 d	12.-	
Energieverluste bei Büro- und Unterhaltungselektronikgeräten	U. Graune	724.397.23.56/57 d	12.-	
Warmwasserbedarfszahlen und Verbrauchscharakteristik	M. Blatter	724.397.23.58 d	12.-	
Sanierung und Ersatz von Elektroheizungen: Zusatzheizungen	Hp. Meyer	724.397.23.59 d	12.-	
WRG / AWN-Checkliste	R. Brunner	724.397.31.52 d	12.-	
Abgeschlossene und laufende Projekte in den Bereichen WKK und WP	Th. Baumgartner	724.397.31.55 d	12.-	
Möglichkeiten der Wärmerückgewinnung	V. Kyburz	724.397.31.56 d	12.-	
Betriebsoptimierung/Erfolgskontrolle von WP- und WKK-Anlagen	R. Bühler	724.397.31.57 d	12.-	
Interne Wärmelasten von Betriebseinrichtungen	B. Nussbaumer	724.397.32.51 d	12.-	
Nachweis der Wirksamkeit der IGA und des Energiemanagements	M. Züst	724.397.32.53 d	12.-	
Einsatz der IGA für die Betriebsführung	S. Graf	724.397.32.54 d	12.-	
Fallstudie Tunnellüftung	H. Hatz	724.397.41 d	12.-	
Kühltemperaturen im Lebensmittelhandel	A. Kumin	724.397.41.52 d	12.-	
Bedeutung organisat. Fragen für Planung energ. Gebäude/Haustechnikanal.	U. Steinemann	724.397.41.57 d/f	12.-	
Erhebung des Elektrizitätsverbrauchs bestehender Strassentunnel	J. Steinemann/Borel	724.397.41.58 d/f	12.-	
RAVEL zählt sich aus - Prakt. Leitfaden für Wirtschaftlichkeitsberechn.	A. Müller	724.397.42.01 d	12.-	
RAVEL, une économie d'argent - Guide prat. pour les calculs de rentabilité	A. Müller	724.397.42.01 f	12.-	
Energiesparstrategie für Versorgungsunternehmen	F. Spring	724.397.42.51 d	12.-	
Benutzerverhalten im Bürobereich	E. Nussbaumer	724.397.42.55 d	12.-	
Rationelle Stromnutzung - Einfl. neuer Technolog. auf künft. Weiterbildung	W. Baumgartner	724.397.46.51 d	12.-	
Rationelle Stromnutzung - Einfluss neuer Technologien: Kurzfassung	W. Baumgartner	724.397.46.52 d	12.-	