

I) CHARGES D'UN LOCAL :

1.1) Charges estivales :

L'été, les charges thermiques ou sensibles des locaux sont positives par ensoleillement, par transmission à travers les parois du local. Le flux solaire direct et indirect (diffus) apporte aux locaux la majeure partie de ces charges auxquelles il faut ajouter les charges sensibles internes (occupants, machines, éclairage ...).

Ces charges sont appelées Apports thermiques.

Les charges latentes proviennent soit des occupants (métabolisme humain) ou d'une machine ou processus fonctionnant dans le local et dégageant de l'humidité. Ces charges latentes ou hydriques sont généralement positives.

Les charges enthalpiques totales, résultant de la somme algébrique des charges précédentes, sont aussi positives. En conditions estivales, l'air soufflé, dans le local par le système de climatisation, aura donc une enthalpie et une humidité absolue plus faibles que celles du local (il faut enlever de la chaleur sensible et de la chaleur latente).

$$\text{On a : } \Phi_s > 0 \text{ et } \Phi_L > 0 \Rightarrow \Phi_T = \Phi_s + \Phi_L > 0$$

$$\text{avec } h_L - h_s > 0 \text{ ou } h_L > h_s \text{ et } r_L - r_s > 0 \text{ ou } r_L > r_s$$

Le point de soufflage se trouvera sur le diagramme de l'air humide, en général, à gauche et plus bas par rapport au point du local.

N.B. : Ces remarques ne sont valables que si les parois des locaux sont dans un environnement chaud et humide; un local situé dans une enceinte refroidie peut avoir des charges opposées à celles présentées, même en Été : il faut donc bien identifier le signe des charges avant de commencer l'étude.

1.2) Charges hivernales :

L'hiver, les charges thermiques des locaux sont en général négatives par transmission à travers les parois.

Ces charges sont appelées Déperditions thermiques.

Les charges sensibles internes provenant des occupants, machines, éclairage ... ne sont pas prises en compte puisqu'elles représentent des apports « gratuits »; le calcul consistant à évaluer la valeur maximale des charges (ou minimales si nous tenons compte du signe) .

Les charges enthalpiques totales sont donc aussi négatives.

En conditions hivernales, l'air soufflé, dans les locaux par le système, aura une enthalpie plus élevée que celle du local; l'humidité absolue reste égale à celle du local puisque l'on ne tient pas compte des apports internes d'humidité.

$$\text{On a : } \Phi_s < 0 \text{ et } \Phi_L = 0 \Rightarrow \Phi_T = \Phi_s + \Phi_L < 0$$

$$\text{avec } h_L - h_s < 0 \text{ ou } h_L < h_s \text{ et } r_L - r_s = 0 \text{ ou } r_L = r_s$$

Le point de soufflage se trouvera sur le diagramme de l'air humide, en général, à droite par rapport au point du local.

Si on tient compte des apports hydriques, l'humidité absolue au soufflage sera plus basse que celle du local :

$$r_L - r_s > 0 \text{ ou } r_L > r_s$$

II) AIR NEUF EXTÉRIEUR :

L'air neuf, introduit par le système pour le renouvellement d'air hygiénique, représente des charges conséquentes supplémentaires et coûteuses en énergie.

Ces charges étant incontournables, il faut ne distribuer que la quantité d'air neuf réglementaire pour minimiser l'impact énergétique.

III) CONTRÔLE DE L'HUMIDITÉ DANS LE LOCAL :

En climatisation de confort, l'humidité n'est pas contrôlée en Été. Pour l'hiver, le contrôle peut s'effectuer dans les limites fixées par la réglementation. En effet, le contrôle de ce paramètre impose l'utilisation d'un traitement supplémentaire coûteux non seulement en investissement mais aussi et surtout en coût de fonctionnement (énergie). De plus, lorsque la température du local se situe entre 18 et 25 °C, l'humidité relative peut varier de 30 à 70 % sans gêne notable pour les occupants.

L'arrêté du 13 avril 1988 relatif aux équipements et aux caractéristiques thermiques dans les bâtiments à usage de bureaux ou de commerce précise à son article 37 :

« Dans un même local, il ne doit pas y avoir simultanément fourniture de chaleur et de froid. Toutefois, les systèmes réalisant cette double fourniture, mais permettant de récupérer la chaleur associée à la production de froid, peuvent être utilisés sous réserve qu'ils ne conduisent pas à une augmentation des consommations d'énergie. »

Les réglementations thermiques (2000 et suivantes), au chapitre VII, reprennent les termes de cet arrêté :

« Avant émission finale dans le local, sauf dans le cas où le chauffage est obtenu par récupération sur la production de froid, l'air ne peut être chauffé puis refroidi, ou refroidi puis réchauffé, par des dispositifs utilisant de l'énergie et destinés par conception au chauffage ou au refroidissement de l'air »

IV) ÉTUDE DE CAS :

On choisit un support d'étude : Climatisation d'une salle de réunions/conférences au sein d'un immeuble de bureaux à l'aide d'une centrale double flux à débits constants.

Les calculs seront simplifiés dans un premier temps pour une compréhension plus aisée des méthodes de calcul.

On prendra donc au départ une masse volumique spécifique d'air constante et égale à $1,2 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{m}^3$ (air dit « standard »).

La référence enthalpique est : $h = \theta + r \cdot (2490 + 1,96 \cdot \theta)$ et l'altitude : 0 m.

4.1) Extrait du cahier des charges :

- Conditions extérieures de base : Été : **32°C / 40 %** Hiver : **-5 °C / 90 %**
- Conditions intérieures :
 - Été : **25 °C / HR non contrôlée**
 - Hiver : **19 °C / 45 % à ± 10 %**
- Dimensions de la salle de réunion : H.s.p = **2,9 m** L = **20,5 m** l = **10,5 m**
- Nombre de personnes : **80**
- Renouvellement d'air hygiénique : **30 m³ (n)/h.personne** ($\text{m}^3(\text{n})$: « air standard à $1,2 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{m}^3$ »)
- Charges thermohydrriques *hors renouvellement d'air hygiénique* :
 - Apport sensible des dispositifs d'éclairage : **12 W/m²**
 - Apports par occupant à 25 °C : + **70 W sensible** et masse d'humidité : + **85 g_{eau}/h**
 - Apports par occupant à 19 °C : + **94 W sensible** et masse d'humidité : + **46 g_{eau}/h**
 - Charges sensibles :
 - Été : + **7680,6 W** (charges solaires, apports par les parois)
 - Hiver : - **10560 W** (déperditions)
- Unités terminales de diffusion de type plafonnier circulaire à induction : écart maximal de température **14 K en soufflage froid** et **- 20 K en soufflage chaud**
- Salle en légère surpression (+ **3 Pa**) pour éviter les infiltrations d'air extérieur
- Portes d'accès : vide au bas des portes : **6.10⁻³ m**
 Une porte à deux vantaux : h = **2,05 m** ; l = **1,66m** Une porte à un vantail : h = **2,05 m** ; l = **0,83 m**

4.2) Bilan thermohydrigue de la salle en Été :

4.2.1) Calcul des charges sensibles : (C'est la somme des charges sensibles externes et internes au local)

Éclairage : $\varphi_{\text{ecl}} = 12 \text{ W/m}^2$ Surface du plancher : $S = L \cdot l = 20,5 \cdot 10,5 = 215,25 \text{ m}^2$

Apport sensible de l'éclairage : $\Phi_{\text{ecl}} = \varphi_{\text{ecl}} \cdot S = + 2583 \text{ W}$

Apport sensible des personnes : $N_p = 80$ et $\varphi_{\text{per}} = 70 \text{ W / personne}$ donc $\Phi_{\text{per}} = \varphi_{\text{per}} \cdot N_p = + 5600 \text{ W}$

Apports sensibles divers (charges par transmission, solaires ...) : $\Phi_{\text{div}} = +7680,6 \text{ W}$

Les charges sensibles sont égales à : $\Phi_{\text{SE}} = \Phi_{\text{ecl}} + \Phi_{\text{per}} + \Phi_{\text{divers}} = + 15\,863,6 \text{ W}$

4.2.2) Calcul de la masse d'humidité et des charges hydriques ou latentes :

Apports hydrique d'un occupant à 25°C : $m_{\text{eau}} = + 85 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{h}$ avec $N_p = 80$

Masse d'eau (ou d'humidité) apportée au local par heure : $M_{\text{eau E}} = m_{\text{eau}} \cdot N_p = + 6800 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{h}$; $M_{\text{eau E}} = 6,8 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$

Les charges latentes se calculent simplement à partir de la relation : $\Phi_L = M \cdot Lv(\theta_i)$ avec $\theta_i = +25^\circ\text{C}$

La chaleur latente de vaporisation de l'eau dans l'air à la température ambiante de la salle se calcule simplement : $Lv(\theta_i) = 2441,88 \text{ kJ/kg}_{\text{eau}}$ (que l'on peut calculer à l'aide de la calculatrice PsychroCalc) Donc : $\Phi_{\text{LE}} = + 4612,4 \text{ W}$

Calcul de la charge enthalpique totale : $\Phi_{\text{TE}} = \Phi_{\text{SE}} + \Phi_{\text{LE}} = + 20\,476 \text{ W}$

→ Le signe des charges sensible et latente est positif. Le point de soufflage se trouve à gauche et en bas du point représentatif du local ; L'enthalpie, la température et l'humidité absolue du point de soufflage sont inférieures à celles du point du local.

4.3) Bilan thermohydrigue de la salle en Hiver :

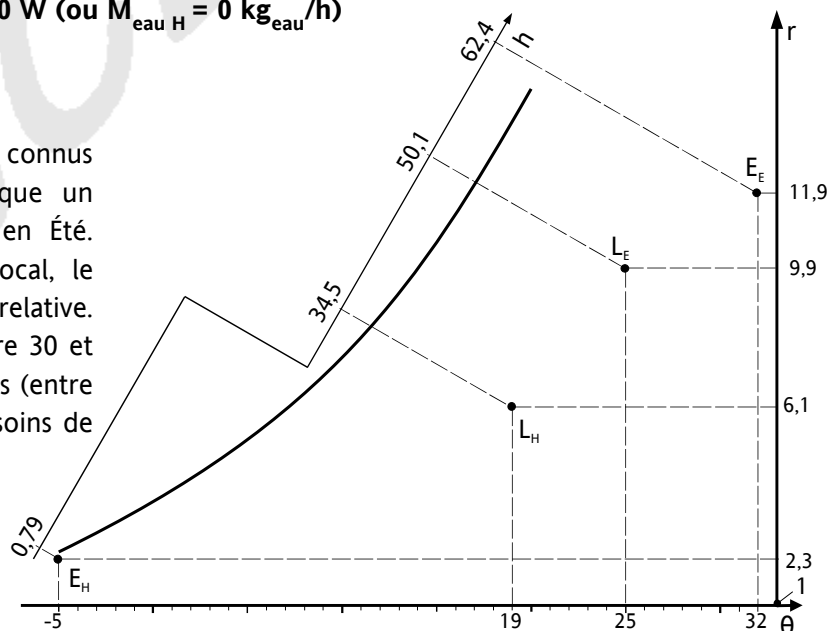
Pour le calcul de la situation Hiver, on ne doit prendre en compte que les déperditions du local sans les apports gratuits (méthode conduisant à évaluer le bilan maximal) soit :

$\Phi_{\text{SH}} = \Phi_{\text{TH}} = - 10560 \text{ W}$ et $\Phi_{\text{LH}} = 0 \text{ W}$ (ou $M_{\text{eau H}} = 0 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$)

4.4) Caractéristiques des points connus :

Les points caractéristiques de l'air neuf sont connus (conditions extérieures de base). Il manque un paramètre pour définir le point du local en Été. L'humidité n'étant pas contrôlée dans le local, le cahier des charges ne donne pas l'humidité relative. Dans un local, l'humidité pouvant varier entre 30 et 70 % sans gêne importante pour les personnes (entre 18 et 25°C) , nous allons situer pour les besoins de l'étude cette humidité à la moyenne arithmétique de cet intervalle soit 50 %.

On connaît donc les quatre points de base du projet.



Saison	Situation	Repère	$\theta [^\circ\text{C}]$	HR [%]	$h [\text{kJ/kg}_{\text{as}}]$	$r [\text{g}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}]$
Été (E)	Extérieur	E_E (An)	32	40	62,36	11,89
	Intérieur	L_E (Arp)	25	50	50,07	9,87
Hiver (H)	Extérieur	E_H (An)	-5	90	0,79	2,34
	Intérieur	L_H (Arp)	19	45	34,48	6,13

Indice E : Été
Indice H : Hiver

4.6.1) Recherche de la saison de référence et de l'écart optimal pour cette saison :

Pour l'hiver, on a : $\Phi_{TH} = -10\,560\text{ W}$; $\Phi_{SH} = -10\,560\text{ W}$; $M_{\text{eau H}} = 0\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$ avec $\Delta\theta_{H\text{ max}} = -20\text{ K}$

Pour l'été, on a : $\Phi_{TE} = +20\,476\text{ W}$; $\Phi_{SE} = +15\,863,6\text{ W}$; $M_{\text{eau E}} = 6,8\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$ avec $\Delta\theta_{E\text{ max}} = 14\text{ K}$

Si on prend l'hiver comme référence, on a : $qm_{As} \approx \Phi_{SH} / (C_p \cdot \Delta\theta_H) = -10,56 / [1 \cdot (-20)] = 0,528\text{ kg}_{as}/s$

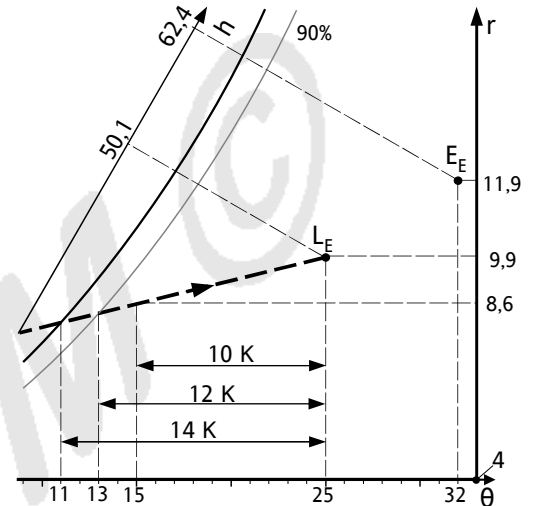
Le choix de ce débit entraînerait un écart pour l'été de : $\Delta\theta_E = \Phi_{SE} / (C_p \cdot qm_{As}) = 15,8636 / (1 \cdot 0,528) = 30\text{ K}$

Cet écart positionnerait le point de soufflage Été en zone de sursaturation (brouillard givrant) à près de -5°C de température au soufflage. En plus d'une température très basse au soufflage entraînant le givrage de la batterie froide, l'addition nécessaire d'antigel dans cette batterie, les U.T.D ne pourraient diluer suffisamment l'air pour obtenir un écart résiduel maximal au niveau des occupants de 2 K.

Recherche de l'écart optimal :

Les U.T.D choisies permettent un écart maximal de 14 K en soufflage froid mais souffler l'air à une température de 11°C ($25 - 14$) conduirait à positionner le point de soufflage pratiquement à la saturation. Cet écart est trop grand même si les U.T.D permettent de diluer suffisamment l'air froid sans gêne (c'est aussi une valeur limite !).

On va donc le réduire de façon à ramener le point de soufflage hors de la zone de saturation pour éviter les condensations parasites et, par sécurité, la valeur maximale de l'humidité relative au soufflage ne devra pas dépasser 90 %.

*Pourquoi prendre la valeur de 10 K ?*

Un écart inférieur ou égal à 12 K satisfait pourtant la condition $HR_{\text{soufflage}} < 90\%$, mais il entraînera un taux de brassage inférieur à 7 dans le local.

On peut faire un calcul rapide approché pour évaluer le taux de brassage pour un écart de 12 K :

$$qm_{As E} \approx \Phi_S / C_p \cdot \Delta\theta = 1,322\text{ kg}_{as}/s ; r_{SE} = r_{LE} - M_{\text{eau E}} / qm_{As E} = 8,47 \cdot 10^{-3}\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{as} ; \rho_{SE} = 1,2\text{ kg}_{as}/\text{m}^3$$

Le débit volumique serait égal à : $qv_{As E} = qm_{As E} / \rho_{SE} = 1,1\text{ m}^3/s = 3966\text{ m}^3/\text{h}$ et le taux de brassage : $\tau = 6,35\text{ h}^{-1}$

Il est préférable d'augmenter un peu le taux de brassage et diminuer l'écart de température.

En effet, un taux faible et un écart élevé peuvent entraîner des défauts d'homogénéité de l'air dans le local.

De plus, si des poteaux ou des poutres se trouvent sur la trajectoire du flux d'air, la veine d'air à 13°C risque d'entraîner une gêne pour les occupants eu égard aux turbulences engendrées par les obstacles.

L'implantation des bouches de soufflage et leur sélection seront aussi plus compliquées. Enfin, la qualité de l'air (filtration) du local sera améliorée en augmentant le taux de brassage sans trop pénaliser la dimension des conduits et l'énergie dépensée pour la distribution de l'air.

Avec un peu d'habitude, le choix de cet écart se fait aisément sans passer obligatoirement par le tracé de la droite de soufflage à l'aide du coefficient caractéristique γ et on identifie très vite la saison en fonction de l'importance des charges et des écarts de température.

4.6.2) Conditions de soufflage pour un écart au soufflage de 10 K avec pour référence les charges d'été :

On peut utiliser deux méthodes de calcul équivalente. Certains utiliseront le droite de soufflage pour déterminer le débit : cette méthode est plus rapide mais très imprécise si les débits sont importants sur le système.

Première méthode : *calcul du débit massique au soufflage*

Données : Écart de soufflage : $\Delta\theta_E = 10\text{ K}$; $h_{LE} = 50,07\text{ kJ}/\text{kg}_{as}$; $\theta_{LE} = 25^\circ\text{C}$; $r_{LE} = 9,87 \cdot 10^{-3}\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{as}$

Charges enthalpiques totales : $\Phi_{TE} = 20,476\text{ kW}$; Charges hydriques : $M_{\text{eau E}} = 6,8\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$ ou $\Phi_{LE} = +4612,4\text{ W}$

On a : $\Delta\theta_E = \theta_{LE} - \theta_{SE} = 10\text{ K}$ donc $\theta_{SE} = \theta_{LE} - 10 = +15^\circ\text{C}$

On reprend la relation page 9 du cours sur les conditions de soufflage. Cette relation permet de calculer la valeur du débit massique d'air au soufflage connaissant l'écart de température au soufflage.

$$q_{m_{AsE}} = \frac{\Phi_{TE} - (2490 + 1,96 \cdot \theta_{SE}) \cdot M_{eauE}}{\Delta\theta_E \cdot (1 + 1,96 \cdot r_{LE})} = \frac{20,476 - (2490 + 1,96 \cdot 15) \cdot 6,8/3600}{10 \cdot (1 + 1,96 \cdot 9,87 \cdot 10^{-3})} = 1541,88 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as} / \text{s}$$

soit $q_{m_{AsE}} = 1,542 \text{ kg}_{as} / \text{s}$ ou $5550,8 \text{ kg}_{as} / \text{h}$

Calcul des coordonnées du point de soufflage : La température sèche est connue : $\theta_{SE} = +15^\circ\text{C}$

Humidité absolue : $r_{SE} = r_{LE} - M_{eauE} / q_{m_{AsE}} \Rightarrow r_{SE} = 9,87 \cdot 10^{-3} - 6,8 / (3600 \cdot 1541,9 \cdot 10^{-3}) \Rightarrow r_{SE} = 8,64 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{as}$

Deuxième méthode : calcul de l'humidité absolue (mêmes données)

On reprend la relation page 10 du cours sur les conditions de soufflage qui permet de calculer la valeur de l'humidité absolue au soufflage connaissant l'écart de température au soufflage.

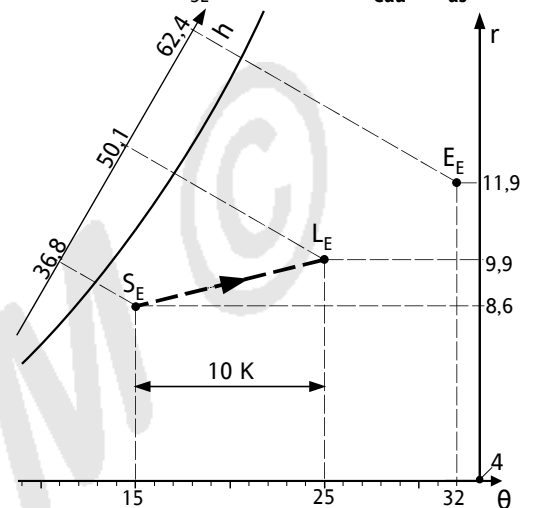
$$r_{SE} = \frac{\gamma \cdot r_{LE} - h_{LE} + \theta_{SE}}{\gamma - 2490 - 1,96 \cdot \theta_{SE}} = \frac{20,476 \cdot 9,87 \cdot 10^{-3} \cdot 3600/6,8 - 50,07 + 15}{20,476 \cdot 3600/6,8 - 2490 - 1,96 \cdot 15}$$

$$\Rightarrow r_{SE} = 8,64 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau} / \text{kg}_{as}$$

Calcul du débit massique au soufflage:

$$q_{m_{AsE}} = M_{eauE} / (r_{LE} - r_{SE}) \text{ donc } q_{m_{AsE}} = 6,8 / [3600 \cdot (9,87 \cdot 10^{-3} - 8,64 \cdot 10^{-3})]$$

$$\Rightarrow q_{m_{AsE}} = 1,542 \text{ kg}_{as} / \text{s} \text{ ou } 5550,8 \text{ kg}_{as} / \text{h}$$



Pour un calcul rapide, on peut utiliser: $q_{m_{AsE}} \approx \Phi_S / (C_p \cdot \Delta\theta) = 15,8636 / (1 \cdot 10) = 1586,4 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as} / \text{s} \approx 1,586 \text{ kg}_{as} / \text{s}$

L'erreur relative est égale à : $(1,5864 - 1,5419) / 1,5419 = +2,9\%$. Cette erreur très faible n'a pas une grande incidence sur le dimensionnement en climatisation de confort : c'est pourquoi cette méthode est souvent utilisée même si elle n'est pas rigoureuse.

Calcul de l'enthalpie au soufflage : $h_{SE} = h_{LE} - \Phi_{TE} / q_{m_{AsE}}$ donc $h_{SE} \approx 36,78 \text{ kJ/kg}_{as}$

Saison	Situation	Repère	$\theta [^\circ\text{C}]$	HR [%]	$h [\text{kJ/kg}_{as}]$	$r [\text{g}_{eau}/\text{kg}_{as}]$
Été (E)	Soufflage	$S_E (As)$	15	81,46	36,78	8,64

Calcul du débit volumique au soufflage : $q_{m_{AsE}} = 1541,88 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as} / \text{s}$ et $\rho_{SE} = 1,2 \text{ kg}_{as} / \text{m}^3$

$$q_{v_{AsE}} = q_{m_{AsE}} / \rho_{SE} = 1541,88 \cdot 10^{-3} / 1,2 = 1284,9 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{s} \Rightarrow q_{v_{AsE}} = 4625,6 \text{ m}^3 / \text{h}$$

Vérification du taux de brassage : $\tau = q_{v_{AsE}} / V \Rightarrow \tau = 7,41 \text{ h}^{-1}$

Le taux est correct (compris entre 6 et 8 h^{-1})

Vérification rapide de l'écart au soufflage pour la saison hiver :

Le débit volumique est maintenant une donnée imposée (valeur constante) au système pour la situation Hiver. Il n'est pas possible de donner la valeur réelle du débit massique en hiver sans calcul itératif (coordonnées de soufflage hiver inconnues) sauf si on fait les calculs en « air standard ». Pour simplifier et vérifier rapidement que l'écart au soufflage respectera la valeur maximale de -20 K , on prend comme référence provisoire le débit massique calculé pour l'été.

On a : $\Phi_{SH} = -10\,560 \text{ W}$ donc $\Delta\theta_H = \Phi_{SH} / (C_p \cdot q_{m_{AsH}}) = -10,56 / (1 \cdot 1541,88 \cdot 10^{-3}) = -6,85 \text{ K}$

Cet écart est compatible avec la valeur maximale imposée par les U.T.D puisqu'elle est inférieure en valeur absolue à -20 K : $|-6,85| < |-20|$

Ce calcul approché et rapide a permis, à cette étape du projet, de vérifier avant d'aller plus loin la cohérence des choix.

4.7) Calcul des caractéristiques des éléments pour la saison de référence (Été) :

4.7.1) Coordonnées et caractéristiques du point de mélange :

Calcul du débit d'air neuf hygiénique :

 $N_p = 80$; $q_{v_{ANU}} = 30 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ donc avec $\rho = 1,2 \text{ kg}_{as}/\text{m}^3$ $q_{v_{ANE}} = q_{v_{ANU}} \cdot N_p = 2400 \text{ m}^3(\text{n})/\text{h}$ et $q_{m_{ANE}} = q_{v_{ANE}} \cdot \rho = 3600 \text{ kg}_{as}/\text{h} \Rightarrow q_{m_{ANE}} = 0,8 \text{ kg}_{as}/\text{s}$

Le mélange de l'air neuf avec l'air recyclé du local se fait avant traitement en caisson à l'entrée de la centrale. Le débit massique d'air sec représentant le mélange de ces deux airs est égal à la somme des débits respectifs.

En l'absence d'autres mélanges successifs, le débit massique d'air de soufflage est égal à ce débit.

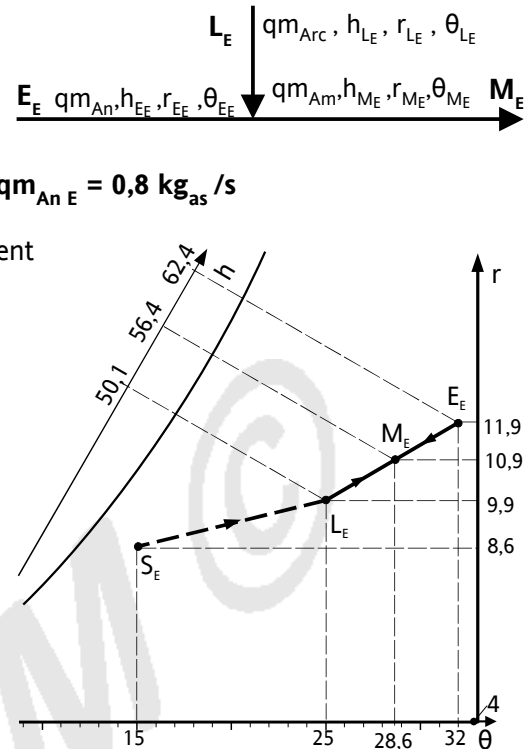
Le point représentatif du mélange des deux airs se trouve sur le segment $[L_E, E_E]$.

Enthalpie du mélange :

$$h_{ME} = h_{LE} + (h_{EE} - h_{LE}) \cdot q_{m_{ANE}} / q_{m_{ASE}} = 56,44 \text{ kJ/kg}_{as}$$

Humidité du mélange :

$$r_{ME} = r_{LE} + (r_{EE} - r_{LE}) \cdot q_{m_{ANE}} / q_{m_{ASE}} = 10,92 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$



Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]
Été (E)	Mélange	M_E (Am)	28,64	44,55	56,44	10,92

Taux d'air neuf : $T_{ANE} = q_{m_{ANE}} / q_{m_{ASE}} = 51,88 \%$ et $\tau_{ANE} = q_{v_{ANE}} / V = 3,845 \text{ h}^{-1}$

Ce taux est important et est la conséquence du nombre élevé d'occupants dans la salle.

4.7.2) Traitement d'air :

Il faut maintenant déterminer le type de traitement à installer dans la centrale pour respecter le cahier des charges de la salle de réunion :

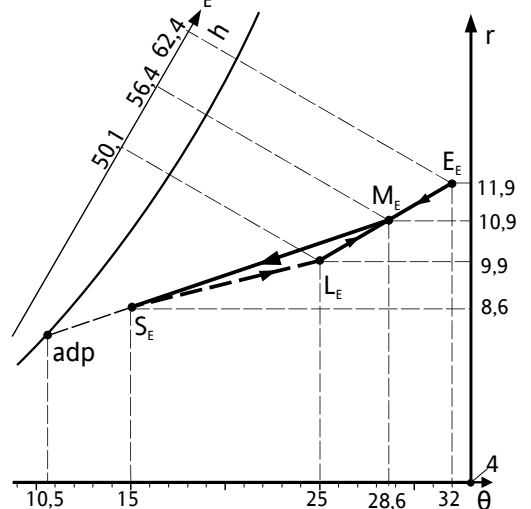
- Le «point de départ» du traitement est le point représentatif du mélange d'air neuf et d'air recyclé : M_E
- Le point de soufflage représente «le point d'arrivée» ou de sortie du traitement : S_E

La solution la plus économique et la plus simple est le parcours direct lorsque celui ci est possible techniquement.

L'enthalpie du point M_E est supérieure à l'enthalpie du point S_E . Il en est de même pour l'humidité absolue. Il faut refroidir et déshumidifier l'air à la sortie du caisson de mélange à l'aide d'une batterie froide. On choisit une batterie à eau glacée dans l'éventualité d'une production centralisée d'eau glacée pour le bâtiment abritant la salle de réunion et les bureaux mais il faudra vérifier que le régime de température imposé par le traitement d'air de la salle de réunion est compatible avec celui du traitement d'air des bureaux.

Il reste maintenant à choisir judicieusement ce régime de températures d'eau glacée pour optimiser le fonctionnement lorsque le bilan thermohydrrique est le plus défavorable.

Il faut donc joindre les points M_E, S_E le long d'une droite de « refroidissement humide » qui coupera la courbe de saturation au point représentatif de la température moyenne de surface de la batterie froide à eau glacée (adp).



Régime de températures d'eau glacée : $\theta_{\text{adp}} = \theta_{\text{moyenne eau glacée}} = 10,5 \text{ °C}$ (détermination graphique)

En général, l'écart de température sur un circuit d'eau glacée est de 5 K.

$$\theta_{\text{retour}} = \theta_{\text{adp}} + 2,5 = 13 \text{ °C} \text{ et } \theta_{\text{départ}} = \theta_{\text{adp}} - 2,5 = 8 \text{ °C}$$

Le régime de température est **8/13°C**. Ce régime est courant pour les groupes de production d'eau glacée.

Facteur de bipasse de la batterie : $\text{BF} = (\theta_{\text{SE}} - \theta_{\text{adp}}) / (\theta_{\text{SE}} - \theta_{\text{adp}}) = 24,8 \%$ soit $\varepsilon = 1 - \text{BF} = 75,2 \%$

Cette efficacité ne pose pas non plus de problèmes particuliers et se situe dans les valeurs courantes.

Puissance frigorifique à fournir par la batterie froide à eau glacée :

$$\Phi_{\text{Bf}} = q_{m_{\text{As E}}} \cdot (h_{\text{ME}} - h_{\text{SE}}) = 30,31 \text{ kW}$$

Masse d'eau piégée par la batterie froide à eau glacée :

$$M_{\text{eau Bf}} = q_{m_{\text{As E}}} \cdot (r_{\text{ME}} - r_{\text{SE}}) = 3,5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{s} \text{ soit environ } 12,6 \text{ litres / h}$$

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]
Été (E)	Sortie Batterie froide	S _E (AS)	15	81,46	36,78	8,64

4.7.3) Vérification de l'équilibre thermohydrique du local :

Ce calcul complémentaire (non obligatoire) permettra de vérifier rapidement la cohérence des calculs.

Reprenons les résultats du bilan thermohydrique du local : $\Phi_{\text{TE}} = + 20,476 \text{ kW}$ et $M_{\text{eau E}} = + 6,8 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$

Si on compare les chiffres précédents à ceux correspondant au travail de la batterie froide tenant compte du signe, on peut identifier une différence importante :

$$\Phi_{\text{Bf}} = - 30,31 \text{ kW} \text{ et } M_{\text{eau Bf}} = - 12,6 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$$

Le bilan de puissance s'écrit : $\Phi_{\text{TE}} + \Phi_{\text{An E}} + \Phi_{\text{Bf}} = 0 \Rightarrow \Phi_{\text{TE}} + \Phi_{\text{An E}} = - \Phi_{\text{Bf}}$

En développant, on a pour : $q_{m_{\text{As E}}} \cdot (h_{\text{LE}} - h_{\text{SE}}) + q_{m_{\text{As E}}} \cdot (h_{\text{ME}} - h_{\text{LE}}) = - q_{m_{\text{As E}}} \cdot (h_{\text{SE}} - h_{\text{ME}})$

Vérifions maintenant par le calcul : $\Phi_{\text{An E}} = q_{m_{\text{An E}}} \cdot (h_{\text{EE}} - h_{\text{LE}}) = q_{m_{\text{As E}}} \cdot (h_{\text{ME}} - h_{\text{LE}})$

Charges dues à l'apport d'air neuf : $\Phi_{\text{An E}} = q_{m_{\text{An}}} \cdot (h_{\text{EE}} - h_{\text{LE}}) = 0,8 \cdot (62,36 - 50,07) = + 9,832 \text{ kW}$

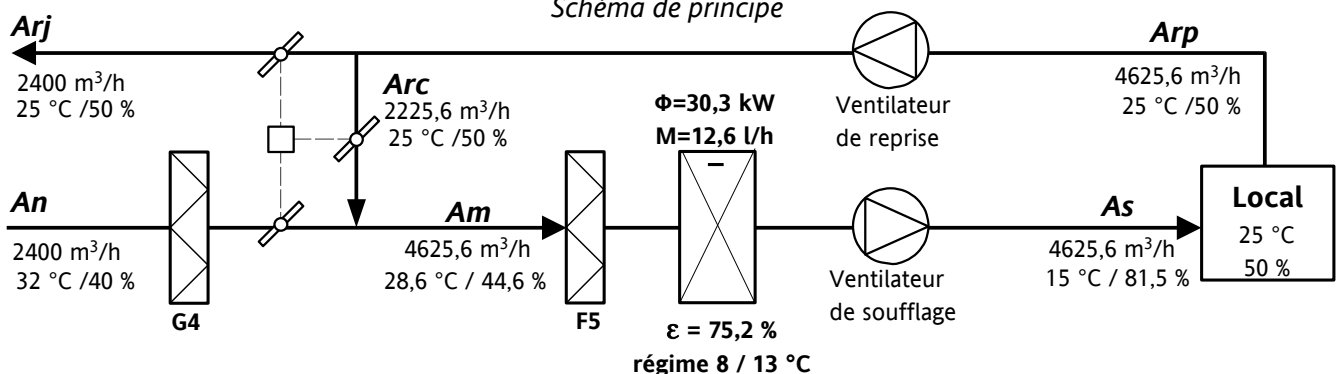
La batterie froide (− 30,31 kW) contre les charges globales : $\Phi_{\text{TE}} + \Phi_{\text{An E}} = 20,476 + 9,832 \approx + 30,31 \text{ kW}$

Ce résultat numérique confirme l'équilibre énergétique du local (On peut faire de même pour le bilan hydrique).

4.8) Caractéristiques de la centrale de traitement d'air pour la situation Été :

ÉTÉ	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	32	15	25	28,6	25	25
HR [%]	40	81,5	50	44,6	50	50
q_m [kg _{as} /s]	0,8	1,5419	1,5419	1,5419	0,7419	0,8
qv [m³/h]	2400	4625,6	4625,6	4625,6	2225,6	2400

Schéma de principe



Le local est supposé à la pression atmosphérique donc sans surpression ni dépression.

Les fuites ou les infiltrations d'air sont supposées négligeables.

- Cette solution ne tient pas compte du léger réchauffement provoqué par le moteur électrique des ventilateurs et des conduits aérauliques . Ce réchauffement peut être évalué à $0,5 \text{ K} < \Delta\theta < 2 \text{ K}$ suivant les caractéristiques des réseaux de distribution d'air au soufflage et à la reprise .
- Le choix de la classe des filtres à installer dépend de la destination des locaux. Pour une salle de réunion dans un immeuble de bureaux, il faut se référer à la réglementation du Code du Travail (article 4212.5) :
 - x La filtration sur l'air neuf doit avoir une efficacité gravimétrique de 90% minimum : il faut donc un filtre de classe G4 sur l'air neuf (anciennement EU4).
 - x La filtration sur l'air recyclé doit avoir une efficacité opacimétrique de 50% minimum : il faut donc un filtre de classe F5 (anciennement EU5)
 - x Le guide Climatisation & Santé UNICLIMA (1993) préconise un filtre F7 sur l'air neuf et un filtre F7 sur l'air recyclé. Dans le cas du choix de filtre de classe F7, on peut installer un pré filtre G4 (juxtaposé) pour éviter un encrassement trop rapide du F7 dont le coût est plus élevé que le G4. Il faudra, par contre, intégrer dans le calcul les pertes de charge supplémentaires pour le choix du ventilateur de soufflage.

4.8.1) Calcul des débits pour obtenir une légère surpression dans la salle de réunion en Été :

Pour éviter des infiltrations d'air extérieur, on établit une légère surpression avec un gradient de +3 Pa.

Cette surpression s'accompagnera de fuites inévitables sur le bâti. Dans un but de simplification, on ne considère que les fuites sous les portes d'accès. On choisit d'agir sur le débit de rejet car le taux d'air neuf est déjà très élevé.

Calcul de la variation de débit d'air : (référence air standard : 20 °C)

$$\Delta q_v = \Delta p \cdot q_v \cdot V_o \cdot (T_o + \theta) / (R \cdot T_o^2) = 3 \cdot 2400 \cdot 22,41383 \cdot (273,15 + 20) / (8,31441 \cdot 273,15^2) = 76,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calcul du débit de fuite par les portes : (masse volumique 1,2 m³/kg)

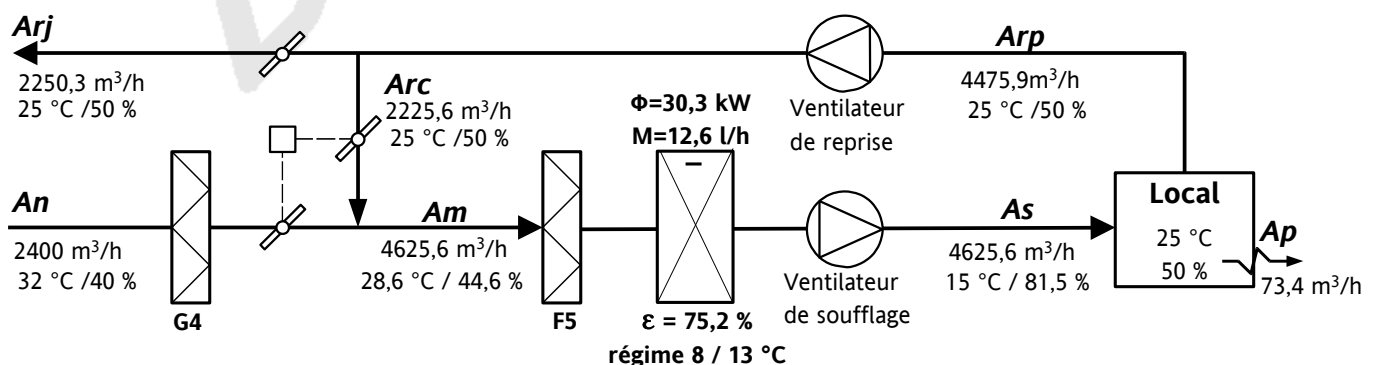
$$q_{v_{fp}} = C_D \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} = 0,61 \cdot [6 \cdot 10^{-3} \cdot (0,83 + 1,66)] \cdot (2 \cdot 3 / 1,2)^{1/2} = 0,020378 \text{ m}^3/\text{s} = 73,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Nouveaux débits de la centrale (points inchangés) : Débit sans surpression $q_{v_{Arp}} = 4625,6 \text{ m}^3/\text{h}$

$$\text{donc } q_{v_{Arp}} = 4625,6 - \Delta q_v - q_{v_{fp}} = 4625,6 - 76,3 - 73,4 = 4475,9 \text{ m}^3/\text{h} \text{ et } q_{v_{Arj}} = q_{v_{Arp}} - q_{v_{Arc}} = 2250,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

ÉTÉ	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
qm [kg _{as} /s]	0,8	1,5419	1,49197	1,5419	0,7419	0,75007
qv [m ³ /h]	2400	4625,6	4475,9	4625,6	2225,6	2250,3

NOUVEAU SCHÉMA DE PRINCIPE ÉTÉ



Si les volets d'air rejeté sont couplés aux volets d'air neuf et recyclé, ils doivent présenter un calage différent de ceux de l'air neuf pour assurer le différentiel de débit entre l'air rejeté et l'air neuf .

4.9) Calcul des caractéristiques des éléments pour la saison Hiver :

Il n'est pas possible de réaliser un seul traitement allant du point M_H de mélange vers le point S_H de soufflage (voir diagramme page suivante). Il faudra le faire en deux étapes : Chauffage (isohydre) puis Humidification : on aura donc une batterie chaude suivie par un humidificateur à vapeur.

De plus, pour respecter la réglementation (arrêté du 13/04/88; voir renouvellement d'air page 2 chapitre 1.3), il ne sera pas possible de maintenir le local à 45 %. L'humidification de l'air neuf ne doit pas dépasser $5.10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$ et ne pas entraîner une augmentation d'humidité de l'air recyclé (air du local). On va donc limiter l'humidité injectée par l'humidificateur à vapeur pour respecter ce point réglementaire. Le local dans les conditions du bilan Hiver n'apporte pas d'humidité (condition d'étude : local inoccupé, pas d'éclairage) et ne pourra avoir une humidité plus grande que $5.10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$ correspondant à une humidité relative de 36,8 % ; valeur un peu faible mais restant dans la tolérance .

Le point du local en Hiver est modifié pour respecter la réglementation :

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]
Hiver (H)	Extérieur	E_H (An)	-5	90	0,79	2,34
	Intérieur	L_H (Arp)	19	36,79	31,64	5

4.9.1) Conditions de soufflage avec pour référence le débit volumique de soufflage en été :

Les débits volumiques des ventilateurs de soufflage et de reprise sont maintenant fixés par les calculs issus de la situation Été.

Le débit volumique de soufflage est, à même charge, constant et égal à : $qv_{AsE} = 4625,64 \text{ m}^3/\text{h}$

On en déduit : $qm_{AsH} = qv_{AsE} \cdot \rho_{LH} = 1284,9 \cdot 10^{-3} \cdot 1,2 / 3600 = 1541,88 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$ (même débit qu'en été puisque qu'on se réfère à un air « standard »)

Les charges sont égales à : $\Phi_{TH} = \Phi_{SH} = -10\,560 \text{ W}$ et $M_{\text{eau}H} = 0 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$

Les coordonnées du point de soufflage sont obtenues à partir du débit massique calculé :

$h_{SH} = h_{LH} - \Phi_{TH} / qm_{AsH} = 31,64 - (-10,56 / 1541,88 \cdot 10^{-3}) = 38,48 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$ et $r_{SH} = r_{LH} = 5.10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]
Hiver (H)	Soufflage	S_H (As)	25,78	24,36	38,48	5

4.9.2) Coordonnées et caractéristiques du point de mélange en Hiver :

On a : $qv_{AnH} = qv_{AnE} = 2400 \text{ m}^3/\text{h}$ soit $qm_{AnH} = 0,8 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$

Enthalpie du mélange : $h_{MH} = h_{LH} - (h_{LH} - h_{EH}) \cdot qm_{AnH} / qm_{AsH} = 15,63 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$

Humidité du mélange : $r_{MH} = r_{LH} - (r_{LH} - r_{EH}) \cdot qm_{AnH} / qm_{AsH} = 3,62.10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]
Hiver (H)	Mélange	M_H (Am)	6,57	60,29	15,63	3,62

4.9.3) Traitement d'air :

Détermination des caractéristiques du point en sortie de batterie chaude :

Enthalpie de la vapeur d'eau à 100 °C et 1 bar : $h_v \approx 2676 \text{ kJ/kg}_{\text{eau}}$

$h_{SBC} = h_{SH} - h_v \cdot (r_{SH} - r_{MH}) = 38,48 - 2676 \cdot (5 - 3,62) \cdot 10^{-3} \Rightarrow h_{SBC} = 34,79 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$ et $r_{SBC} = r_{MH} = 3,62.10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$

La température de sortie de batterie chaude vaut alors : $\theta_{S_{Bc}} \approx 25,59^\circ\text{C}$

Saison	Situation	Repère	θ [$^\circ\text{C}$]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]
Hiver (H)	Chauffage	S_{Bc}	25,59	60,29	34,79	3,62

Puissance calorifique à fournir par la batterie chaude :

$$\Phi_{Bc} = qm_{AsH} \cdot (h_{S_{Bc}} - h_{ME}) = \mathbf{29,54\text{ kW}}$$

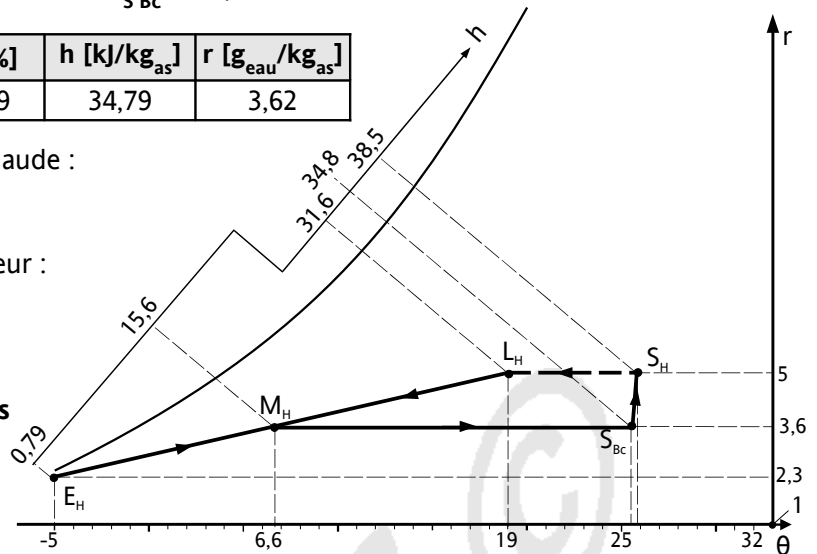
Puissance calorifique à fournir par l'humidificateur :

$$\Phi_{Hv} = qm_{AsH} \cdot (h_{SH} - h_{S_{Bc}}) = \mathbf{5,69\text{ kW}}$$

Masse d'eau à injecter par l'humidificateur :

$$M_{\text{eau Hv}} = qm_{AsH} \cdot (r_{SH} - r_{S_{Bc}}) = \mathbf{2,13 \cdot 10^{-3}\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{s}}$$

soit environ **7,66 l/h**



4.9.4) Vérification de l'équilibre thermohydrigue du local en hiver :

Reprenons le bilan thermohydrigue du local : $\Phi_{TH} = -10,56\text{ kW}$ et $M_{\text{eau H}} = 0\text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$

D'autre part, on a : $\Phi_{Bc} = +29,54\text{ kW}$; $\Phi_{Hv} = +5,69\text{ kW}$ $\Phi_{Bc} + \Phi_{Hv} \approx +35,23\text{ kW}$

Le bilan de puissance s'écrit : $\Phi_{Bc} + \Phi_{Hv} + \Phi_{TH} + \Phi_{AnH} = 0 \Rightarrow -(\Phi_{TH} + \Phi_{AnH}) = \Phi_{Bc} + \Phi_{Hv}$

Vérifions par le calcul : Charges dues à l'air neuf : $\Phi_{AnH} = qm_{AnH} \cdot (h_{EE} - h_{LE}) = 0,8 \cdot (0,79 - 31,64) = -24,67\text{ kW}$

Charges globales : $\Phi_{TH} + \Phi_{AnH} = -10,56 - 24,67 \approx -35,23\text{ kW}$

Ce résultat numérique confirme l'équilibre énergétique du local.

4.9.5) Remarques à propos du contrôle de l'humidité à 45 % dans le local :

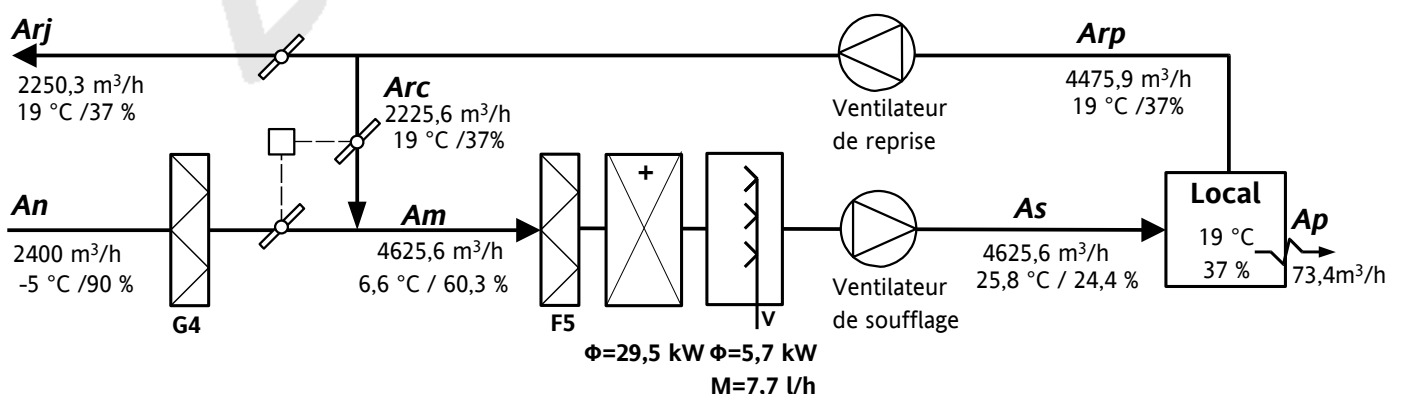
La limitation réglementaire de l'humidification de l'air aura donc des répercussions sur l'humidité du local.

En période d'inoccupation (mise ou maintien en température), le régulateur d'humidité va demander une humidité relative de 45 % qu'il sera bien entendu impossible d'atteindre : l'humidificateur va donc fonctionner à 100 % de ses capacités (cas ci-dessus). Au fur et à mesure de l'augmentation du nombre d'occupants, ceux-ci vont apporter de l'humidité par leur métabolisme. L'humidité va croître avec le nombre d'occupants et se stabiliser à 45 % HR en pleine occupation par l'action de contrôle du régulateur d'humidité.

4.10) Caractéristiques de la centrale de traitement d'air pour la situation Hiver :

Les débits volumiques sont les mêmes qu'en Été puisque le calcul a été réalisé en « air standard ».

SCHÉMA DE PRINCIPE HIVER



(Même remarque qu'au chapitre 4.8.1 pour le volet d'air recyclé)

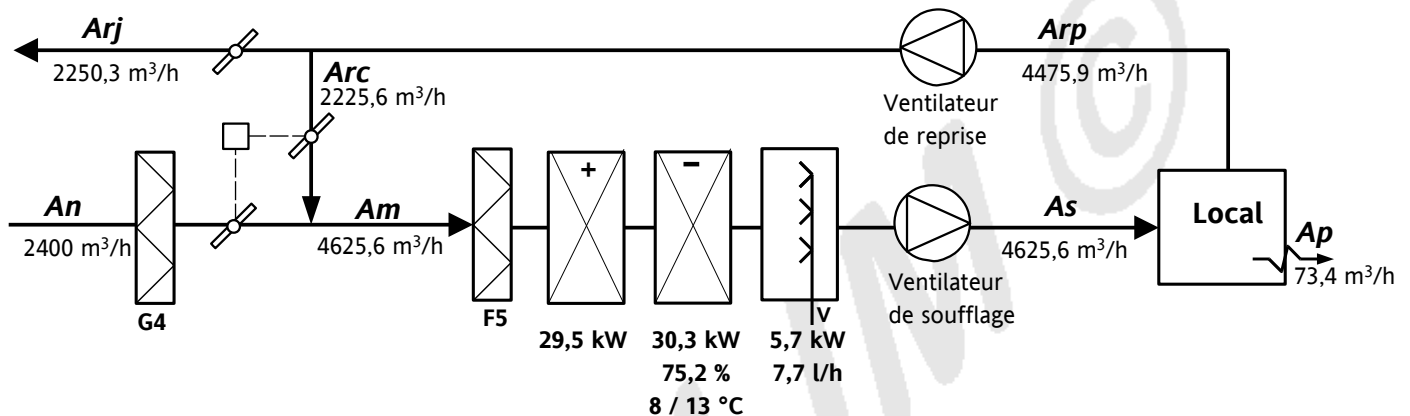
4.11) Caractéristiques de la centrale de traitement d'air pour les deux situations Hiver et Été :

L'installation dont on a calculé les différents paramètres (débits, puissances ...) doit fonctionner toute l'année. Il faudra identifier chaque paramètre de la centrale en prenant comme valeurs celles qui conduisent aux conditions les plus défavorables ou maximales. On organise l'assemblage des batteries montées en série dans le caisson de la manière suivante : Batterie chaude , Batterie froide et enfin Humidificateur à vapeur.

La batterie chaude est montée avant la batterie froide pour protéger celle-ci des risques de gel pendant l'hiver (dans la négative, il faudra prévoir une addition d'antigel dans le circuit hydraulique de la batterie froide) .

L'humidificateur est en général en deux parties : la « chaudière » et la liaison vapeur avec la rampe d'injection. La rampe d'injection peut se monter directement dans le conduit de soufflage après le ventilateur et éventuellement le silencieux de refoulement.

SCHEMA GLOBAL ÉTÉ/HIVER



V) ÉTUDES COMPLÉMENTAIRES :

5.1) Incidence des infiltrations d'air extérieur en Été :

Pour illustrer le point réglementaire cité en III), on va supposer que la pression dans le local étudié en IV) n'est pas maîtrisée et que le local est le siège d'infiltrations d'air extérieur dans la situation Été.

Le bilan du local devient : $\Phi_{TE} = + 23 \text{ kW}$ et $M_{\text{eau } E} = + 8,8 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$

Le régime de températures d'eau glacée est imposé : 8/13 °C. Les autres caractéristiques sont inchangées.

5.1.1) Calcul du débit massique et coordonnées du point de soufflage :

Données : Écart de soufflage : $\Delta\theta = 10 \text{ K}$; $h_{LE} = 50,07 \text{ kJ/kg}_{as}$; $\theta_{LE} = 25 \text{ °C}$;

$$r_{LE} = 9,87 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{as} \quad \Delta\theta = 10 \text{ K} \text{ donc } \theta_{SE} = \theta_{LE} - 10 = + 15 \text{ °C}$$

$$qm_{As E} = \frac{\Phi_{TE} - (2490 + 1,96 \cdot \theta_{SE}) \cdot M_{\text{eau } E}}{\Delta\theta \cdot (1 + 1,96 \cdot r_{LE})} = 1,652 \text{ kg}_{as}/s$$

$$h_{SE} = h_{LE} - \Phi_{TE} / qm_{As E} = 36,15 \text{ kJ/kg}_{as}$$

$$r_{SE} = r_{LE} - M_{\text{eau } E} / qm_{As E} = 8,39 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{as}$$

5.1.2) Calcul des coordonnées du point de mélange :

$$h_{ME} = h_{LE} + (h_{EE} - h_{LE}) \cdot qm_{An E} / qm_{As E} = 56 \text{ kJ/kg}_{as}$$

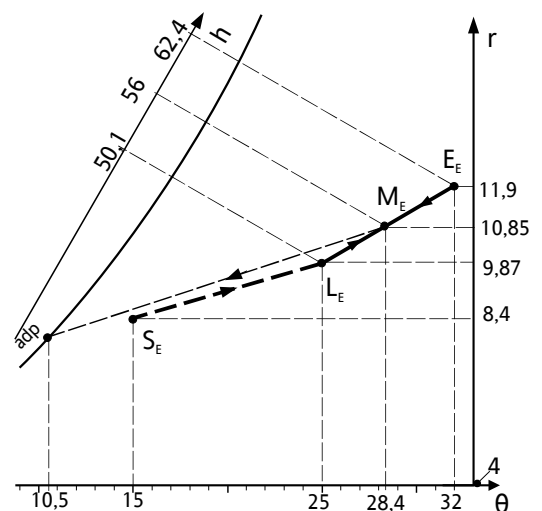
$$r_{ME} = r_{LE} + (r_{EE} - r_{LE}) \cdot qm_{An E} / qm_{As E} = 10,85 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{as}$$

$$\theta_{ME} = 28,4 \text{ °C}$$

5.1.3) Traitement d'air :

$$\theta_{adp} = \theta_{\text{moyenne eau glacée}} = 10,5 \text{ °C (inchangée)}$$

La droite de refroidissement humide ne peut plus passer par le point de soufflage.



Pour respecter l'humidité absolue au soufflage, le point de sortie de la batterie froide doit avoir la même humidité absolue mais il est maintenant trop froid pour respecter la température de soufflage de 15 °C : sa température sèche est de 13,5 °C environ.

Pour terminer le traitement, il faudra effectuer un réchauffage de l'air à l'aide d'une batterie chaude (de S_{Bf} vers S_E).

L'enthalpie massique du point S_{Bf} est égale à : $h_{S_{Bf}} = 34,7 \text{ kJ/kg}_{as}$

La puissance des batteries froide et chaude sont égales à :

$$\Phi_{Bf} = 35,277 \text{ kW et } \Phi_{Bc} = 2,455 \text{ kW donc } \Phi_{Bf} + \Phi_{Bc} = + 37,73 \text{ kW}$$

Il faut une puissance totale de **37,73 kW** pour réaliser le traitement.

Pourtant, la somme des charges dues à l'apport d'air neuf et celles du local est égale à :

$$\Phi_{TE} + \Phi_{AnE} = 23 + 9,832^{(*)} = + 32,83 \text{ kW} \quad (*) \text{ voir page 8}$$

Ce traitement permet d'obtenir un point de sortie du traitement identique au point de soufflage demandé mais il est générateur de consommations énergétiques supplémentaires.

$$\text{La consommation supplémentaire est égale à : } \Delta\Phi = (\Phi_{Bf} + \Phi_{Bc}) - (\Phi_{TE} + \Phi_{AnE}) = + 4,9 \text{ kW}$$

Cette solution technique serait adoptée en conditionnement d'air où l'humidité est contrôlée. Mais, elle ne peut pas, en climatisation de confort, être utilisée car la réglementation l'interdit (voir page 2).

La puissance de réchauffage est trop faible pour mettre en œuvre une récupération de chaleur sur le fluide frigorigène du groupe de production d'eau glacée. Les groupes de série ne sont pas pourvus d'échangeurs de récupération fluide/eau série ou parallèle, et les modifier, entraînerait une annulation de la garantie.

Il faut donc s'orienter vers deux autres solutions techniques permettant de satisfaire le cahier des charges tout en respectant la réglementation.

5.1.4) Traitement d'air avec une nouvelle température de surface :

On modifie la température de surface et on fixe la température de surface à : $\theta_{adp} = \theta_{\text{moy. eau glacée}} = 9,5 \text{ °C}$

La puissance de la batterie froide est égale à **32,83 kW** et permet de réaliser l'équilibre énergétique du local sans excédent. Mais il n'est pas toujours possible de modifier le régime de température d'eau glacée pour une centrale de traitement d'air si d'autres sont fournies en eau glacée par le même groupe d'eau glacée.

Les solutions de changement de régime entre circuits avec un même groupe d'eau glacée réalisées à l'aide d'un échangeur sont génératrices de surcoût d'énergie car il faut préparer l'eau glacée à la plus basse température.

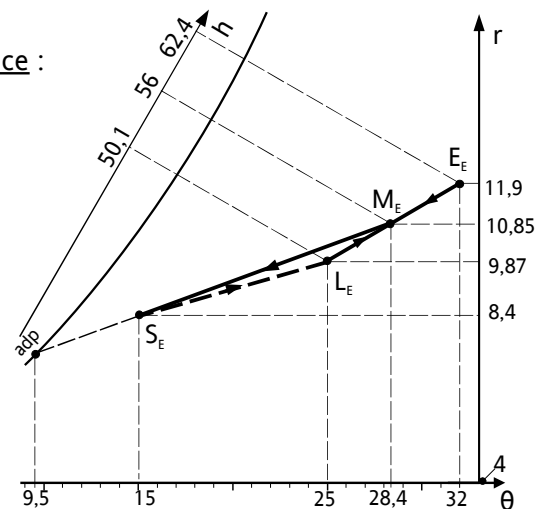
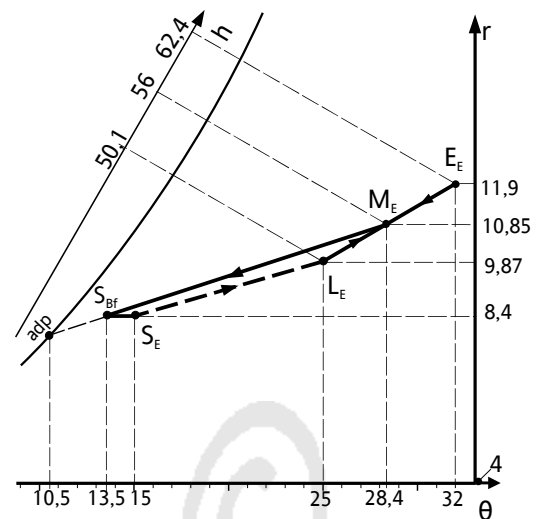
Lorsque la température de surface diminue, la performance d'un groupe d'eau glacée chute de 3 % en moyenne pour 1 °C de baisse de température moyenne d'eau glacée.

Pour réaliser des économies d'énergie, il n'est pas forcément intéressant de vouloir à tout prix obtenir une humidité conforme à 50 % alors que le contrôle de celle-ci n'est pas demandé dans le cahier des charges.

5.1.5) Traitement d'air simplifié et économique :

La température moyenne superficielle adp est inchangée et égale à 10,5 °C. Il n'est plus possible de faire passer la droite de refroidissement par le point de soufflage ; La pente de la droite de refroidissement est insuffisante eu égard au régime de températures d'eau glacée.

On mène la droite du point M_E vers le point d'adp en stoppant le refroidissement à la température de soufflage.



Enthalpie massique du point S_{BF} : $h_{S_{BF}} = 36,75 \text{ kJ/kg}_{as}$

Humidité absolue du point S_{BF} : $r_{S_{BF}} = 8,64 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

La nouvelle puissance de batterie froide est : $\Phi_{BF} = 31,8 \text{ kW}$

La somme des charges est égale à : $\Phi_{TE} + \Phi_{AnE} = + 32,8 \text{ kW}$

La différence est égale à : $(\Phi_{TE} + \Phi_{AnE}) - \Phi_{BF} \approx - 1 \text{ kW}$

Cette différence est due à : $\Delta\Phi_L = qm_{AsE} \cdot (r_{S_{BF}} - r_{SE}) \cdot Lv(\theta_{LE})$

$\Delta\Phi_L = 1,652 \cdot (8,39 - 8,64) \cdot 2441,88 \approx - 1 \text{ kW}$

L'équilibre hydrique n'est pas assuré pour l'humidité relative de 50 % et le point du local va subir une translation d'humidité de $\Delta r = + 0,28 \text{ g}_{eau}/\text{kg}_{as}$ soit une humidité absolue égale à $10,15 \text{ g}_{eau}/\text{kg}_{as}$ (0,28 au lieu de 0,25 car la pente de la droite de refroidissement est aussi légèrement modifiée).

Le nouveau point du local aura pour caractéristiques 25°C et $10,15 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$ (humidité relative 51,4 %).

La dérive très faible va provoquer la translation de la droite de soufflage sur l'axe des r vers le haut. Le point de mélange est modifié donc de la pente de la droite de refroidissement.

La puissance de refroidissement augmentera légèrement et vaudra : $\Phi_{BF} = 32,26 \text{ kW}$ au lieu de $31,8 \text{ kW}$

Il suffira de prévoir un léger excédent de puissance sur la batterie froide pour obtenir l'équilibre du local avec un investissement minimal.

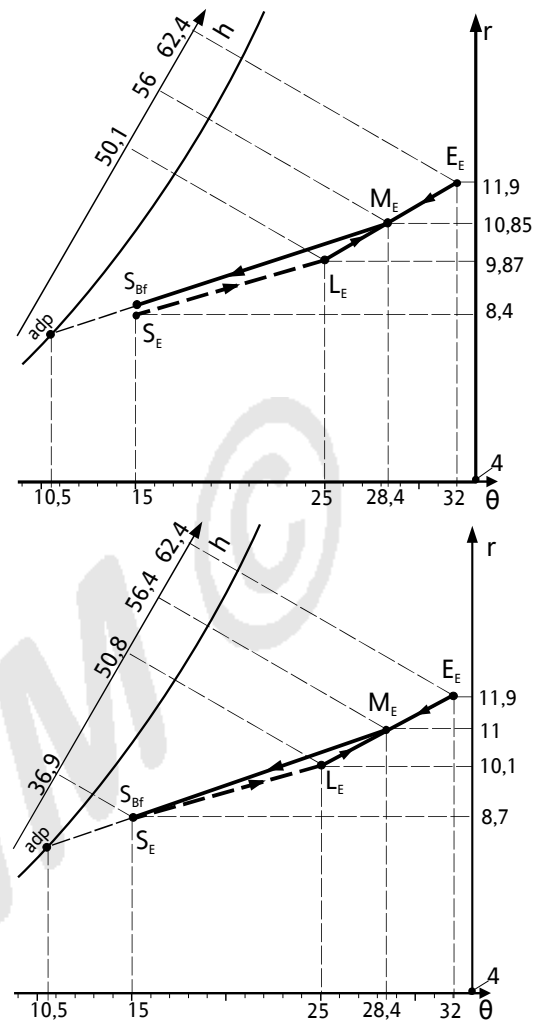
L'économie d'énergie réalisée est appréciable et vaut par rapport à la première solution avec batterie froide + chaude : $(37,73 - 32,26) / 32,26 \approx 17 \%$ en gardant la même température moyenne superficielle de batterie froide.

5.2) Projections et calculs tenant compte des volumes massiques spécifiques réels :

Le calcul simplifié avec un air dit « standard » à $1,2 \text{ kg}_{as}/\text{m}^3$ permet de s'affranchir des variations de volume spécifique de l'air pendant son parcours mais il peut être intéressant de pousser l'étude un peu plus loin car ces variations vont induire des dérives par rapport au calcul « idéal ». Cette étude ne prétend pas être complète car pour affiner encore les calculs, il faudrait aussi intégrer dans les calculs les variations de pertes de charge des réseaux (fonction aussi de la masse volumique de l'air en circulation). Elle va mettre en évidence les risques d'un dimensionnement rapide du débit du ventilateur de reprise en se basant sur le fonctionnement à partir d'un air « standard ». Si on reprend la même étude réalisée en IV mais en respectant les variations de volume massique de l'air pendant son parcours sur le système de climatisation, les calculs se compliquent car l'installation doit fonctionner pendant les deux saisons : la variation de volume massique de l'air extérieur est de $0,1125 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$ soit une variation relative de 15 % environ qui se répercutera sur les débits volumiques de l'installation.

5.2.1) Situation Été :

On reprend les résultats des pages 8 et 9 mais cette fois en intégrant les volumes spécifiques de chaque zone de l'installation (les caractéristiques de la batterie froide ne changent pas).



Débits pour un local sans surpression :

ÉTÉ	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	32	15	25	28,63	25	25
HR [%]	40	81,46	50	44,61	50	50
q_m [kg _{as} /s]	0,80000	1,54188	1,54188	1,54188	0,74188	0,80000
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,881	0,8277	0,8581	0,87	0,8581	0,8581
q_v [m ³ /h]	2537,4	4594,4	4763,1	4829,2	2291,8	2471,3

Calcul de la variation de débit d'air pour obtenir la légère surpression : (air à 25 °C)

$$\Delta q_v = \Delta p \cdot q_v \cdot V_o \cdot (T_o + \theta) / (R \cdot T_o^2) = 3 \cdot 2537,4 \cdot 22,41383 \cdot (273,15 + 25) / (8,31441 \cdot 273,15^2) = 82 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calcul du débit de fuite par les portes :

Le volume massique de l'air à 25°C/50 % est égal à : $v = 0,8597 \text{ m}^3/\text{kg}$ soit une masse volumique de $1,177 \text{ kg}/\text{m}^3$

$$q_{v_f} = C_D \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} = 0,61 \cdot [6 \cdot 10^{-3} \cdot (0,83 + 1,66)] \cdot (2 \cdot 3 / 1,177)^{1/2} = 0,02058 \text{ m}^3/\text{s} = 74 \text{ m}^3/\text{h}$$

Calcul des débits de la centrale : Débit sans surpression $q_{v_{\text{Arp sans surp.}}} = 4763,1 \text{ m}^3/\text{h}$

$$q_{v_{\text{Arp}}} = q_{v_{\text{Arp sans surp.}}} - \Delta q_v - q_{v_f} = 4763,1 - 82 - 74 = 4607,1 \text{ m}^3/\text{h} \quad q_{v_{\text{Arj}}} = 4607,1 - 2291,8 = 2315,3 \text{ m}^3/\text{h}$$

Débits pour un local avec surpression (points inchangés) :

ÉTÉ	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
q_m [kg _{as} /s]	0,80000	1,54188	1,49137	1,54188	0,74188	0,74949
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,881	0,8277	0,8581	0,87	0,8581	0,8581
q_v [m ³ /h]	2537,4	4594,4	4607,1	4829,2	2291,8	2315,3

La différence entre le débit d'air neuf et celui de rejet est plus élevé que la somme de la variation de débit nécessaire à la compensation des fuites d'air et à la surpression : $q_{v_{\text{An}}} - q_{v_{\text{Arj}}} = 2537,4 - 2315,3 = 222,1 \text{ m}^3/\text{h}$

Les volumes massiques d'air d'air neuf et d'air rejeté sont différents. Ils entraînent une différence sans surpression de $(2537,4 - 2471,3) = 66,1 \text{ m}^3/\text{h}$. On a bien le différentiel sur les débits volumiques : $222,1 - 66,1 = 156 \text{ m}^3/\text{h}$ (soit $82 + 74$).

5.2.2) Situation Hiver :

5.2.2.1 Points caractéristiques connus :

Les caractéristiques de l'air neuf extérieur et du local sont :

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]	v'' [m ³ /kg _{as}]
Hiver (H)	Extérieur	E_H (An)	-5	90	0,79	2,34	0,7625
	Intérieur	L_H (Arp)	19	36,79	31,64	5	0,8343

5.2.2.2 Calcul des conditions de soufflage :

Il n'est plus possible de prendre le débit massique calculé pour l'été. Les débits volumiques des ventilateurs de soufflage et de reprise sont maintenant fixés par les calculs issus de la situation Été.

Le débit volumique de soufflage est, à même charge, constant et égal à : $q_{v_{\text{As E}}} = 4594,37 \text{ m}^3/\text{h} = 1276,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

Les charges d'hiver sont égales à : $\Phi_{T_H} = \Phi_{S_H} = -10\,560 \text{ W}$ et $M_{\text{eau H}} = 0 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$

Pour déterminer le point de soufflage et le débit massique en hiver, on ne dispose pas d'assez de données pour le calcul. En effet, on ne peut pas prendre le débit massique calculé pour la saison de référence (Été) puisque le volume massique de l'air soufflé en hiver est différent.

On commence le calcul avec le volume massique le plus proche du point de soufflage hiver : point du local en hiver $v''_{LH} = 0,8343 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$

On en déduit : $q_{m_{AsH}} = q_{v_{AsE}} / v''_{LH} = 1276,21 \cdot 10^{-3} / 0,8343 = 1529,68 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/\text{s}$

Les coordonnées du point de soufflage provisoire sont obtenues à partir du débit massique calculé :

$h_{SH} = h_{LH} - \Phi_{TH} / q_{m_{AsH}} = 31,64 - (-10,56 / 1529,68 \cdot 10^{-3}) = 38,54 \text{ kJ/kg}_{as}$ et $r_{SH} = r_{LH} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

Le calcul du volume massique (ou la lecture moins précise) donne : $v''_{SH} = 0,8538 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$

On recommence ce calcul jusqu'à obtenir la précision souhaitée. Le détail des valeurs obtenues pour chaque itération est présenté dans le tableau ci-après avec : $h_{LH} = 31,636 \text{ kJ/kg}_{as}$ et $r_{SH} = r_{LH} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

Étape	$q_v [\text{m}^3/\text{s}]$	$\Phi_{TH} [\text{kW}]$	$M_H [\text{kg}_{eau}/\text{h}]$	$v''_{SH} [\text{m}^3/\text{kg}_{as}]$	$q_{m_{AsH}} [\text{kg}_{as}/\text{s}]$	$h_{SH} [\text{kJ/kg}_{as}]$	$\theta [^\circ\text{C}]$
1	$1276,21 \cdot 10^{-3}$	-10,56	0	0,8343	$1529,68 \cdot 10^{-3}$	38,539	25,836
2	$1276,21 \cdot 10^{-3}$	-10,56	0	0,8538	$1494,75 \cdot 10^{-3}$	38,70	25,995
3	$1276,21 \cdot 10^{-3}$	-10,56	0	0,8543	$1493,87 \cdot 10^{-3}$	38,705	26

Une quatrième itération est inutile. On obtient : $q_{m_{AsH}} = 1493,87 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/\text{s}$ avec $v''_{SH} = 0,8543 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$

Le débit massique a diminué car l'air au soufflage est moins dense (plus chaud) qu'en situation Été.

Saison	Situation	Repère	$\theta [^\circ\text{C}]$	HR [%]	$h [\text{kJ/kg}_{as}]$	$r [\text{g}_{eau}/\text{kg}_{as}]$	$v'' [\text{m}^3/\text{kg}_{as}]$
Hiver (H)	Soufflage	$S_H (As)$	26	24	38,7	5	0,8543

5.2.2.3) Mélange :

Les calculs pour obtenir le point de mélange en hiver tenant compte des volumes spécifiques seront comme pour le point de soufflage bien plus compliqués que dans la situation « air standard ». En effet, non seulement la température et l'humidité de l'air neuf ont beaucoup varié (air plus dense) mais encore celle du local sont modifiées mais dans une moindre mesure. Le mélange sera aussi à l'image de ces variations. On ne peut pas résoudre le problème en se basant sur le taux d'air neuf en Été : ce taux est un rapport de débits massiques (air neuf / air soufflé) et il n'est valable que pour l'été car les masses d'air sec en circulation seront différentes de l'été.

Solution 1 : La position des registres d'air neuf et d'air recyclé est modifiée automatiquement en saison hiver pour obtenir le débit d'air neuf réglementaire en fonction de la température contrôlée dans le local.

Le calcul se simplifie puisqu'on prendra un débit massique d'air neuf de $0,8 \text{ kg}_{as}/\text{s}$ (voir chapitre VI).

Solution 2 : Il est intéressant de réaliser les calculs dans le cas d'un maintien de la position des registres en Hiver pour vérifier que le débit d'air neuf minimal réglementaire est assuré. La perte de charge, au passage de l'air à travers un registre, est égale à :

$$\Delta p = 0,5 \cdot \zeta \cdot \rho \cdot U^2 = 0,5 \cdot \zeta \cdot \rho \cdot (q_v/A)^2$$

avec Δp : perte de charge en [Pa], ρ masse volumique de l'air humide en kg/m^3 , ζ coefficient de perte de charge [sans dimension], U vitesse en [m/s], q_v débit volumique en [m^3/s] et A (ou S) section de passage en [m^2]

D'une part, le coefficient ζ dépend de l'angle α de réglage des lames (volets) par rapport à l'horizontale.

D'autre part, la masse volumique de l'air neuf en hiver augmente de façon sensible (+14,5 %) par rapport à la masse volumique de l'air en Été. Cette augmentation va impacter la perte de charge du registre d'air neuf (proportionnalité). Mais dans le même temps, le débit massique de l'air soufflé a diminué. Cette diminution va entraîner au mélange une diminution de débit aussi importante (-13,5 %). De plus, si les registres ne changent pas de position entre les deux saisons, les coefficients ζ et les sections de passage de l'air resteront aussi constants et égaux à la valeur initiale de l'été.

Le rapport des débits volumiques d'air neuf et de mélange, que l'on appellera T_v , reste à peu près constant (sections de passage inchangées donc pourcentage des volumes à peu près constant). On calcule dans un premier temps la valeur de ce taux pour l'été et on détermine pour l'hiver les volumes d'air neuf et de mélange :

$$T_{v_{AnE}} = q_{v_{AnE}} / q_{v_{AmE}} = 2537,4 / 4829,2 = 52,54 \% \text{ (le taux d'air neuf vaut } 51,8 \% \text{ ; ne pas confondre !)}$$

Au niveau de la boîte ou caisson de mélange, on peut écrire deux équations équivalentes :

• la première pour les débits massiques : $qm_{AnH} + qm_{ArcH} = qm_{AmH}$ (1)

et $qm_{AmH} = qm_{AsH}$ (conservation de la masse d'air sec après mélange) (2)

• le deuxième pour les débits volumiques : $qv_{AnH} + qv_{ArcH} = qv_{AmH}$ (3)

A partir des équations (2) et (3), on peut écrire : $qm_{AnH} \cdot v''_{EH} + qm_{ArcH} \cdot v''_{LH} = qm_{AsH} \cdot v''_{MH}$ (4)

Dans ces équations, seuls le débit massique de mélange en hiver ($qm_{AmH} = qm_{AsH}$) et les volumes massiques de l'air neuf et de l'air recyclé sont connus. Le volume massique du mélange et les débits massiques d'air neuf et de recyclage ne sont pas connus.

$$Tv_{AnE} = qv_{AnE} / qv_{AmE} = qv_{AnH} / qv_{AmH} = qv_{AnH} / qv_{AsH} \quad (5)$$

De l'équation (1) et (3), on a : $qm_{AnH} \cdot (v''_{EH} - v''_{LH}) = qm_{AsH} \cdot (v''_{MH} - v''_{LH})$ (6)

Pour calculer qm_{AnH} , on remplace v''_{MH} par son expression tirée de (5)

$$Tv_{AnE} = qv_{AnH} / qv_{AsH} = qm_{AnH} \cdot v''_{EH} / (qv_{AsH} \cdot v''_{MH}) \Rightarrow v''_{MH} = qm_{AnH} \cdot v''_{EH} / (Tv_{AnE} \cdot qm_{AsH}) \quad (7)$$

Remplaçons (7) dans (6), on a : $qm_{AnH} \cdot (v''_{EH} - v''_{LH}) = qm_{AsH} \cdot [qm_{AnH} \cdot v''_{EH} / (Tv_{AnE} \cdot qm_{AsH}) - v''_{LH}]$

$$\Rightarrow qm_{AnH} \cdot (v''_{EH} - v''_{LH}) = qm_{AnH} \cdot v''_{EH} / Tv_{AnE} - qm_{AsH} \cdot v''_{LH}$$

$$\Rightarrow qm_{AnH} \cdot (v''_{EH} - v''_{LH} - v''_{EH} / Tv_{AnE}) = - qm_{AsH} \cdot v''_{LH} \Rightarrow qm_{AnH} \cdot (v''_{LH} + v''_{EH} / Tv_{AnE} - v''_{EH}) = qm_{AsH} \cdot v''_{LH}$$

$$\Rightarrow qm_{AnH} = qm_{AsH} \cdot v''_{LH} / [v''_{LH} + (v''_{EH} / Tv_{AnE}) - v''_{EH}] \quad (8)$$

si $v''_{LH} = 0,8343 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$; $v''_{EH} = 0,7625 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$; $qm_{AsH} = 1493,87 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/s$

$$\Rightarrow qm_{AnH} = 1493,87 \cdot 10^{-3} \cdot 0,8343 / [0,8343 + (0,7625 \cdot 4829,2 / 2537,4) - 0,7625] = 818,34 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/s$$

La valeur obtenue est légèrement plus grande que la valeur réglementaire demandée.

De (1), on déduit : $qm_{ArcH} = qm_{AsH} - qm_{AnH} = 675,52 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/s$

Point de mélange :

Enthalpie du mélange : $h_{MH} = h_{LH} - (h_{LH} - h_{EH}) \cdot qm_{AnH} / qm_{AsH} = 14,74 \text{ kJ/kg}_{as}$

Humidité du mélange : $r_{MH} = r_{LH} - (r_{LH} - r_{EH}) \cdot qm_{AnH} / qm_{AsH} = 3,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]	v'' [m ³ /kg _{as}]
Hiver (H)	Mélange	M _H (Am)	5,89	61,8	14,74	3,54	0,795

5.2.2.4) Traitement d'air :

Enthalpie de la vapeur d'eau à 100 °C et 1 bar : $h_v = 2676 \text{ kJ/kg}_{eau}$

$$h_{SBC} = h_{SH} - h_v \cdot (r_{SH} - r_{MH}) = 38,71 - 2676 \cdot (5 - 3,54) \cdot 10^{-3}$$

$$h_{SBC} = 34,8 \text{ kJ/kg}_{as} \quad r_{SBC} = r_{MH} = 3,54 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

La température de sortie de batterie chaude est égale à : $\theta_{SBC} \approx 25,81 \text{ °C}$

Puissance calorifique de la batterie chaude :

$$\Phi_{Bc} = qm_{AsH} \cdot (h_{SBC} - h_{ME}) = 29,96 \text{ kW}$$

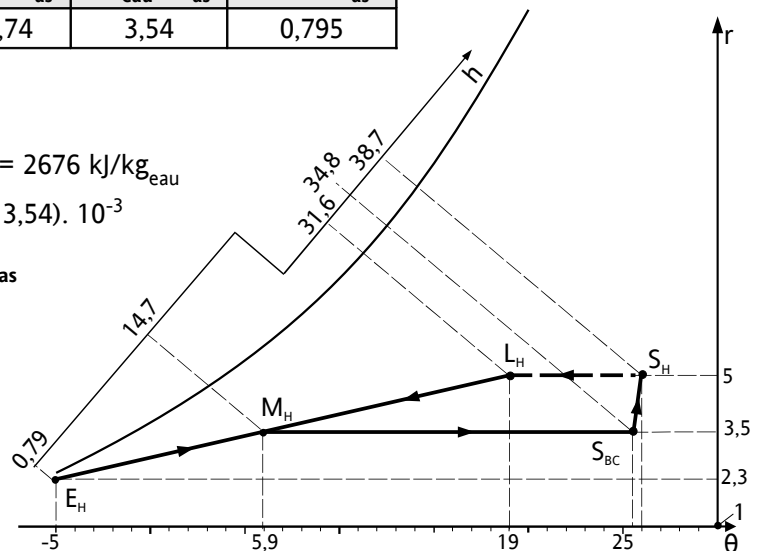
Puissance calorifique de l'humidificateur :

$$\Phi_{Hv} = qm_{AsH} \cdot (h_{SH} - h_{SBC}) = 5,84 \text{ kW}$$

Masse d'eau à injecter par l'humidificateur : $M_{eauHv} = qm_{AsH} \cdot (r_{SH} - r_{SBC}) = 2,18 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/s$ soit environ 7,85 l/h

La puissance totale à fournir est égale à $\Phi_{Bc} + \Phi_{Hv} \approx + 35,8 \text{ kW}$ alors que le bilan est $\Phi_{TH} = - 10,56 \text{ kW}$

Les charges dues à l'air neuf sont : $\Phi_{AnH} = qm_{AnH} \cdot (h_{EE} - h_{LE}) = 0,81835 \cdot (0,79 - 31,64) = -25,24 \text{ kW}$



5.2.2.5) Débits :

Débits pour un local sans surpression :

HIVER	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	-5	26	19	5,9	19	19
HR [%]	90	24	36,8	61,8	36,8	36,8
qm [kg _{as} /s]	0,81835	1,49387	1,49387	1,49387	0,67552	0,81835
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,7625	0,8543	0,8343	0,795	0,8343	0,8343
qv [m ³ /h]	2246,4	4594,4	4486,9	4275,3	2028,9	2458

Débits pour un local avec surpression :

Variation du débit d'air : (air à 19 °C) $\Delta q_v = \Delta p \cdot q_v \cdot V_o \cdot (T_o + \theta) / (R \cdot T_o^2) = 71,7 \text{ m}^3/\text{h}$

Débit de fuite par les portes : (air à 19°C / 36,8% $\rho = 1,204 \text{ m}^3/\text{kg}$) $q_{vf} = C_D \cdot A \cdot (2 \cdot \Delta p / \rho)^{1/2} = 73,3 \text{ m}^3/\text{h}$

Calcul des nouveaux débits de la centrale (points inchangés): Débit sans surpression $q_{v_{Arp}} = 4486,9 \text{ m}^3/\text{h}$

$$q_{v_{Arp}} = 4486,9 - \Delta q_v - q_{vf} = 4486,9 - 71,7 - 73,3 = 4341,9 \text{ m}^3/\text{h} \quad q_{v_{Arj}} = 4341,9 - 2028,9 = 2313 \text{ m}^3/\text{h}$$

HIVER	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
qm [kg _{as} /s]	0,81835	1,49387	1,44562	1,49387	0,67552	0,7701
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,7625	0,8543	0,8343	0,795	0,8343	0,8343
qv [m ³ /h]	2246,4	4594,4	4341,9	4275,3	2028,9	2313

Ce dernier tableau motive une remarque très importante : Le débit de reprise doit être égal à 4341,9 m³/h en Hiver alors que le débit calculé en Été est égal à 4607,1 m³/h (page 15). Si on prend le débit le plus élevé, le local en hiver se retrouvera alors en dépression ! La différence de débit est égale à : $\Delta q_v = 4341,9 - 4607,1 = -265,2 \text{ m}^3/\text{h}$. Le gradient de pression serait alors égal à - 6,7 Pa induisant une infiltration d'air d'un volume horaire de 109,5 m³/h à travers le vide sous les portes en hiver.

Si on fixe le débit volumique de reprise à la valeur d'hiver pour l'été, le résultat sera une surpression bien plus élevée que la demande pour l'été. Cette surpression peut être évalué à + 10,4 Pa. Il faudra donc faire un compromis sur le choix de la valeur de référence du débit de reprise.

L'air extérieur va migrer difficilement (sauf en cas de vent important) en hiver dans le local plus chaud et plus humide. Par contre l'été, si aucune différence de pression existe entre le local et l'extérieur, la migration se fera naturellement par différence de température et de pression partielle de vapeur d'eau.

On choisit de ne pas mettre en surpression le local en hiver et de limiter la surpression pour l'été.

Nouveaux débits pour un local avec gradient positif en Été et gradient nul en Hiver :

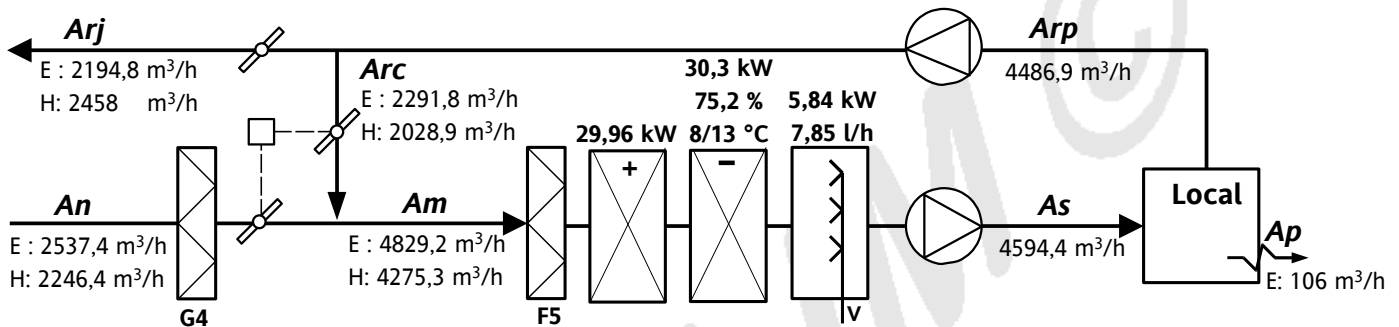
ÉTÉ	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	32	15	25	28,6	25	25
HR [%]	40	81,5	50	44,6	50	50
qm [kg _{as} /s]	0,80000	1,54188	1,45237	1,54188	0,74188	0,71049
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,881	0,8277	0,8581	0,87	0,8581	0,8581
qv [m ³ /h]	2537,4	4594,4	4486,9	4829,2	2291,8	2194,8

La surpression en été est à peu près égale à 6 Pa. Les fuites sont égales à 106 m³/h (vitesse moyenne 2 m/s dans le vide sous portes)

HIVER	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	-5	26	19	5,9	19	19
HR [%]	90	24	36,8	61,8	36,8	36,8
q_m [kg _{as} /s]	0,81835	1,49387	1,49387	1,49387	0,67552	0,81835
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,7625	0,8543	0,8343	0,795	0,8343	0,8343
qv [m ³ /h]	2246,4	4594,4	4486,9	4275,3	2028,9	2458

Si les débits ne sont pas maîtrisés sur le système, la pression dans le local ne le sera pas non plus. Le local sera alors le siège d'infiltrations d'air extérieur nécessitant le surdimensionnement des batteries de la centrale de traitement d'air avec pour résultat des surconsommations d'énergie.

NOUVEAU SCHÉMA GLOBAL ÉTÉ/HIVER



5.3) Incidence du renouvellement d'air (air neuf) sur la consommation énergétique du système :

Dans les études précédentes, la position des registres à volets d'air neuf et d'air recyclé est supposée fixe toute l'année. Ce choix simplifie l'installation, diminue son coût mais induit des consommations énergétiques inadmissibles et contraires aux prescriptions pour la consommation d'énergie (voir renouvellement d'air). On va quantifier cette surconsommation pendant les périodes d'inoccupation de la salle avec renouvellement d'air.

5.3.1) Situation Été :

Nouveau bilan thermique : (salle inoccupée et éclairage à l'arrêt)

Éclairage : $\phi_{ecl} = 0$ W/m² Personnes : $\phi_{per} = 0$ W Apports divers : $\phi_{div} = +7680,6$ W

Les charges sensibles sont égales à : $\phi_{SE} = \phi_{ecl} + \phi_{per} + \phi_{divers} = +7680,6$ W

Masse d'eau (ou d'humidité) apportée au local par heure : $M_{eau E} = 0$ kg_{eau}/h ; $\phi_{LE} = 0$ W

Charge enthalpique totale : $\phi_{TE} = \phi_{SE} + \phi_{LE} = +7680,6$ W

Point de soufflage : Le débit volumique de soufflage est, à même charge, constant et égal à : $qv_{As E} = 4594,37$ m³/h = $1276,21 \cdot 10^{-3}$ m³/s

A partir d'un calcul itératif, on détermine les conditions de soufflage :

$q_{m_{As E}} = 1,51258$ kg_{as}/s ; $v''_{SE} = 0,84373$ m³/kg_{as} ; $h_{SE} = 44,99$ kJ/kg_{as} ;

$r_{SE} = r_{LE} = 9,87 \cdot 10^{-3}$ kg_{eau}/kg_{as} et $\theta_{SE} \approx +20,02$ °C

Point de mélange : (On reprend l'équation (8) page 17)

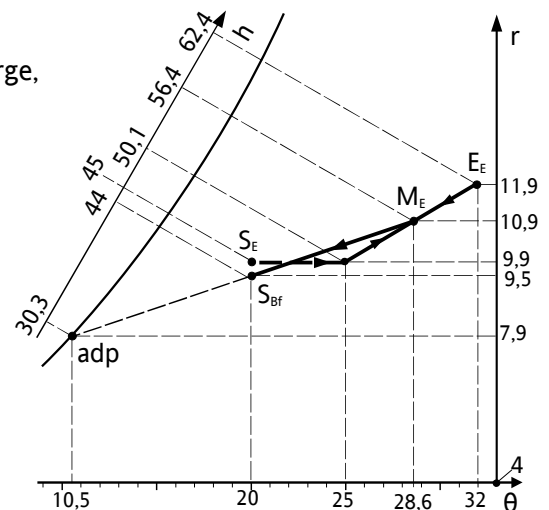
$q_{m_{An E}} = q_{m_{As E}} \cdot v''_{LE} / [v''_{LE} + (v''_{EE} / Tv_{An E}) - v''_{EE}]$ et

$v''_{LE} = 0,8581$ m³/kg_{as} ; $v''_{EE} = 0,881$ m³/kg_{as} ; $Tv_{An E} = qv_{An E} / qv_{Am E}$

⇒ $q_{m_{An E}} = 0,785$ kg_{as}/s (inférieur à 0,8 kg_{as}/s mais salle inoccupée)

$h_{ME} = h_{LE} + (h_{EE} - h_{LE}) \cdot q_{m_{An E}} / q_{m_{As E}} = 56,4$ kJ/kg_{as}

$r_{ME} = r_{LE} + (r_{EE} - r_{LE}) \cdot q_{m_{An E}} / q_{m_{As E}} = 10,92 \cdot 10^{-3}$ kg_{eau}/kg_{as} ; $\theta_{ME} = 28,6$ °C



Refroidissement humide :

Le point de soufflage calculé sert de repère pour la détermination du point de sortie de la batterie froide.

La température de sortie de batterie est égale à la température de soufflage calculée.

La pente de refroidissement humide est :

$$\gamma_{BF} = (h_{ME} - h_{adp}) / (r_{ME} - r_{adp}) = (h_{ME} - h_{SBf}) / (r_{ME} - r_{SBf}) \quad (1) \quad \text{et} \quad h_{SBf} = \theta_{SBf} + r_{SBf} (2490 + 1,96 \cdot \theta_{SBf}) \quad (2)$$

$$\text{De (1) et (2), on a : } r_{SBf} = (\gamma_{BF} \cdot r_{ME} - h_{ME} + \theta_{SBf}) / (\gamma_{BF} - 2490 - 1,96 \cdot \theta_{SBf})$$

$$\text{donc : } r_{SBf} = 9,48 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}} \text{ et } h_{SBf} = 43,997 \text{ kJ/kg}_{\text{as}} \approx 44 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$$

La batterie froide enlève plus d'humidité au local supposé au départ à 25 °C/50 %. L'humidité absolue du local va donc diminuer jusqu'à un point d'équilibre entre droite de refroidissement et droite de soufflage.

Système en équilibre (période d'inoccupation avec débit d'air neuf maximal) :

La nouvelle situation est obtenue par itérations pour le débit de soufflage et la nouvelle position du point du local.

On a avec le même ventilateur de soufflage : $q_{m_{AsE}} = 1,513836 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$ pour $v''_{SE} = 0,84308 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$

Le nouveau point de local est : $\theta_{LE} = 25 \text{ °C}$; $r_{LE} = 9,35 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$;

$$h_{LE} = 48,73 \text{ kJ/kg}_{\text{as}} \text{ ; soit une humidité relative de } 47,4 \%$$

Le point de soufflage est confondu avec le point de sortie de la batterie froide et a pour caractéristiques :

$$h_{SE} = 43,67 \text{ kJ/kg}_{\text{as}} \text{ ; } r_{SE} = r_{LE} = 9,35 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}} \text{ ; } \theta_{SE} \approx 20,03 \text{ °C}$$

La puissance de la batterie froide est égale à :

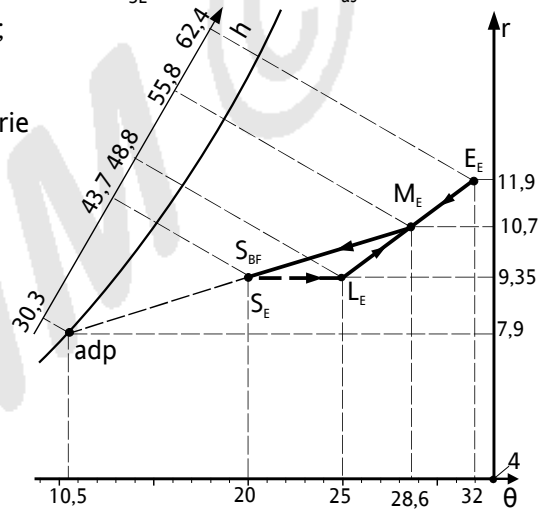
$$\Phi_{BF} = q_{m_{AsE}} \cdot (h_{ME} - h_{SBf}) = \mathbf{18,37 \text{ kW}}$$

Cette puissance est excessive pour un maintien ou une mise en température avec un bilan thermique de **7,68 kW**.

Les charges dues à l'air en neuf sont égales à :

$$\Phi_{AnE} = q_{m_{AnE}} \cdot (h_{EE} - h_{LE}) = 0,785 \cdot (62,36 - 48,74) = \mathbf{10,69 \text{ kW}}$$

Une puissance égale à 10,69 kW d'énergie frigorifique est gaspillée (3,8 kW électrique avec une E.E.R de 2,8). C'est l'apport inutile d'air neuf en période d'inoccupation qui est la cause de ce gaspillage.

5.3.2) Situation Hiver :

La situation a déjà été étudiée au chapitre 5.2.2.4. La puissance totale à fournir est égale à $\Phi_{Bc} + \Phi_{Hv} \approx + 35,8 \text{ kW}$ alors que le bilan est $\Phi_{TH} = - 10,56 \text{ kW}$.

Les charges dues à l'air neuf sont : $\Phi_{AnH} = q_{m_{AnH}} \cdot (h_{EE} - h_{LE}) = 0,81835 \cdot (0,79 - 31,64) = - 25,24 \text{ kW}$

Comme pour l'Été, la puissance à compenser (25,24 kW) pour l'admission d'air neuf dans un local inoccupé représente un gaspillage énergétique conséquent.

VI) AMÉLIORATION DE L'INSTALLATION :**6.1) Ajustement du renouvellement d'air en fonction de l'occupation et du débit de reprise pour le maintien du gradient de pression en fonction de la température du local :**

Lorsque la salle de réunion est mise ou maintenue en température en l'absence d'occupants, l'admission du débit réglementaire d'air neuf est inutile et énergivore. L'adjonction d'une détection de présence ou mieux du nombre de personnes soit par comptage ou par sonde de qualité d'air (ou de pollution) permettra de ne délivrer que la quantité d'air nécessaire. Pour l'étude suivante, on supposera que :

- le débit d'air neuf est ajusté automatiquement en fonction de l'occupation de la salle ,
- l'éclairage est mis à l'arrêt en période d'inoccupation ,
- le débit de reprise est ajusté automatiquement en fonction de la température contrôlée dans la salle à l'aide d'un registre pour assurer une gradient de pression positif (ouvert à fond en Été et légèrement fermé en Hiver)

6.1.1) Mise ou maintien en température :

6.1.1.1 Situation Été en période d'inoccupation et recyclage total :

Charge enthalpique totale : $\Phi_{TE} = \Phi_{SE} + \Phi_{LE} = +7680,6 \text{ W}$

Le débit volumique de soufflage est, à même charge, constant et égal à : $q_{v_{AsE}} = 4594,37 \text{ m}^3/\text{h} = 1276,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

A partir d'un calcul itératif, on détermine le débit massique et le point de soufflage.

On obtient : $q_{m_{AsE}} = 1,51258 \text{ kg}_{as}/\text{s}$; $v''_{SE} = 0,8437 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$;

$h_{SE} = 44,99 \text{ kJ/kg}_{as}$; $r_{SE} = r_{LE} = 9,87 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$

soit une température de soufflage de $\theta_{SE} \approx +20,02^\circ\text{C}$

Le débit massique d'air neuf est nul : $q_{m_{AnE}} = 0 \text{ kg}_{as}/\text{s}$

La pente de refroidissement humide est :

$$\gamma_{BF} = (h_{LE} - h_{adp}) / (r_{LE} - r_{adp}) = (h_{LE} - h_{SBF}) / (r_{LE} - r_{SBF})$$

$$\text{et } h_{SBF} = \theta_{SBF} + r_{SBF} (2490 + 1,96 \cdot \theta_{SBF})$$

$$\Rightarrow r_{SBF} = (\gamma_{BF} \cdot r_{LE} - h_{LE} + \theta_{SBF}) / (\gamma_{BF} - 2490 - 1,96 \cdot \theta_{SBF})$$

$$\text{donc : } r_{SBF} = 9,19 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as} \text{ donc } h_{SBF} \approx 43,26 \text{ kJ/kg}_{as}$$

On peut faire la même remarque qu'à la page 20 : il n'y a pas d'équilibre si le local est à 50 % d'humidité relative. Si la température moyenne de surface est modifiée et ramenée à la température de rosée de l'air du local soit $13,86^\circ\text{C}$ donc un régime de température d'eau glacée de $11,5 / 16,5^\circ\text{C}$, la batterie froide fonctionne alors en refroidissement sec. La puissance frigorifique est alors égale aux charges du local soit $7,68 \text{ kW}$.

C'est la solution la plus économique en énergie mais cela implique que la régulation du groupe d'eau glacée soit glissante avec pilotage par l'absence d'occupants dans le local (détection de personnes); le groupe ne doit alors alimenter qu'une seule centrale puisque le régime d'eau est modifié. La performance du groupe est aussi meilleure dans ce cas et le gain en performance est de 12 %.

Si la température moyenne d'eau glacée reste constante, il y aura une dérive d'humidité vers le bas jusqu'à l'équilibre.

Lorsque cet équilibre sera atteint, on aura :

$$q_{m_{AsE}} = 1,51735 \text{ kg}_{as}/\text{s} \text{ pour } v''_{SE} = 0,841 \text{ m}^3/\text{kg}_{as}$$

$$h_{SE} = 39,99 \text{ kJ/kg}_{as} ; r_{SE} = r_{LE} = 7,89 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

$$\text{Le nouveau point de local est : } \theta_{LE} = 25^\circ\text{C} ; h_{LE} = 45,1 \text{ kJ/kg}_{as} ;$$

$$r_{LE} = 7,89 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as} \text{ soit une humidité relative de } 40,1 \%$$

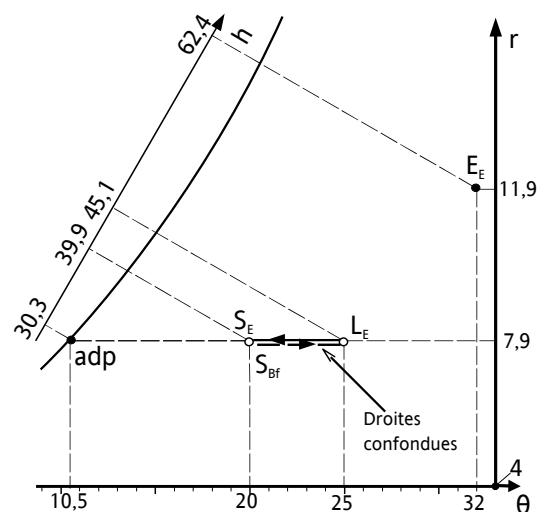
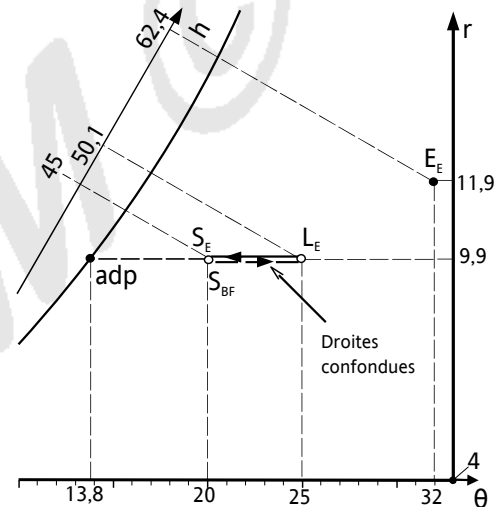
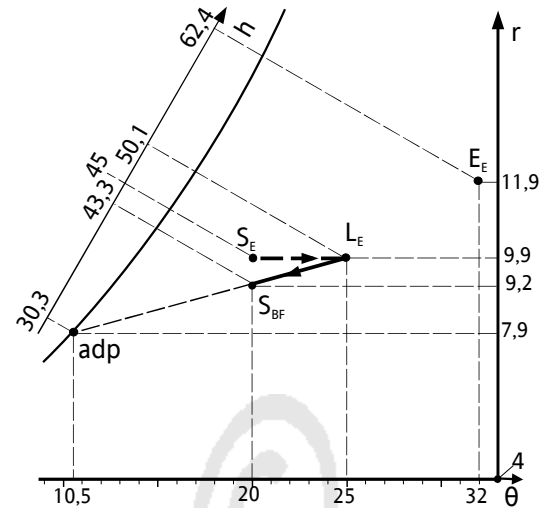
Le point de soufflage est confondu avec le point de sortie de la batterie froide et a pour caractéristiques :

$$h_{SE} = 43,66 \text{ kJ/kg}_{as} ; r_{SE} = r_{LE} = 9,35 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as} ; \theta_{SE} = 20,02^\circ\text{C}$$

La puissance de la batterie froide est égale à :

$$\Phi_{BF} = q_{m_{AsE}} \cdot (h_{LE} - h_{SBF}) = 7,68 \text{ kW} \text{ (valeur des charges)}$$

On économise une puissance de $10,7 \text{ kW}$ en période d'inoccupation puisque l'installation fonctionne en recyclage total.



6.1.1.2 Situation hiver en période d'inoccupation et recyclage total :

Le bilan thermique d'hiver a été calculé sans les apports gratuits (éclairage et occupants). En période d'inoccupation, on reprend ce bilan mais maintenant le débit d'air neuf est nul.

$$\Phi_{SH} = \Phi_{TH} = -10560 \text{ W et } \Phi_{LH} = 0 \text{ W (ou } M_{\text{eau H}} = 0 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h})$$

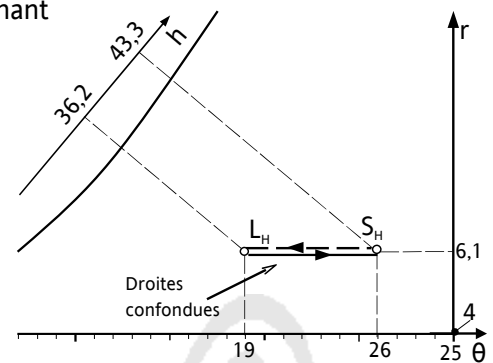
On suppose que le local est à 45% d'humidité relative donc

$$h_{LH} = 34,49 \text{ kJ/kg}_{\text{as}} \text{ et } v''_{SH} = 0,8358 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$$

Point de soufflage et puissance :

Le débit volumique de soufflage est égal à :

$$qv_{As} = 4594,37 \text{ m}^3/\text{h} = 1276,21 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$$



On obtient : $qm_{AsH} = 1,4912 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$; $v''_{SH} = 0,8558 \text{ m}^3/\text{kg}_{\text{as}}$; $h_{SH} = 41,57 \text{ kJ/kg}_{\text{as}}$; $r_{SH} = r_{LH} = 6,13 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}$ et $\theta_{SH} \approx 26^\circ \text{C}$
La puissance de la batterie chaude est égale aux charges : $\Phi_{Bc} = qm_{AsH} \cdot (h_{SH} - h_{LH}) = 10,56 \text{ kW}$.

L'économie est importante car il fallait une batterie chaude de 29,96 kW suivie d'un humidificateur à vapeur de puissance 5,84 kW (voir page 17) . L'effacement de puissance est important et vaut 25,2 kW.

6.1.2) Période d'occupation maximale avec positionnement des registres :

Situation Été :

Les résultats sont identiques à ceux calculés au chapitre 4.7.2 car les conditions les plus défavorables correspondent aux périodes d'occupation maximale.

Situation hiver :

Paradoxalement, c'est lorsque la salle aura une occupation maximale que les charges seront maximales (ou minimales tenant compte du signe). En effet, chaque occupant impose un débit d'air neuf de $30 \text{ m}^3/\text{h}$ représentant une charge enthalpique unitaire de $-336,9 \text{ W}$ alors qu'il apporte au local une charge enthalpique de $+125,4 \text{ W}$. Le différentiel est donc pour 80 occupants de $-16923,8 \text{ W}$. L'apport de l'éclairage ramènera ce différentiel à $-14340,8 \text{ W}$. Le bilan enthalpique total devrait donc être à peu près égal à -24900 W si on compte les déperditions.

Nouveau bilan hiver (occupation maximale, débit d'air neuf maximal) :

Apport sensible de l'éclairage : $\Phi_{\text{ecl}} = +2583 \text{ W}$ Apport des personnes : $\Phi_{\text{per}} = +7520 \text{ W}$

Déperditions : $\Phi_{\text{div}} = -10560 \text{ W}$

Les charges sensibles sont égales à : $\Phi_{SH} = \Phi_{\text{ecl}} + \Phi_{\text{per}} + \Phi_{\text{divers}} = -457 \text{ W}$

Masse d'eau (ou d'humidité) apportée au local par heure : $M_{\text{eau}} = 3,68 \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{h}$ (avec $M_u = +46 \text{ g}_{\text{eau}}/\text{h}$ et $N_p = 80$)

$L_v(19^\circ\text{C}) = 2456,04 \text{ kJ/kg}$ donc : $\Phi_{LH} = M \cdot L_{v(\theta)} = +2510,6 \text{ W}$ donc $\Phi_{TH} = \Phi_{SH} + \Phi_{LH} = +2053,6 \text{ W}$

Les caractéristiques du local sont : $19^\circ\text{C} / 45\%$

Soufflage :

Le débit volumique de soufflage est égal à : $qv_{As} = 4594,37 \text{ m}^3/\text{h}$

On obtient après itérations : $qm_{AsH} = 1526,75 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$ et $qm_{AnH} = 0,8 \text{ kg}_{\text{as}}/\text{s}$

Saison	Situation	Repère	$\theta [^\circ\text{C}]$	HR [%]	$h [\text{kJ/kg}_{\text{as}}]$	$r [\text{g}_{\text{eau}}/\text{kg}_{\text{as}}]$	$v'' [\text{m}^3/\text{kg}_{\text{as}}]$
Hiver (H)	Extérieur	E_H (An)	-5	90	0,792	2,33	0,7625
	Local	L_H (Arp)	19	45	34,48	6,13	0,8358
	Mélange	M_H (Am)	6,47	69,4	16,83	4,14	0,7974
	Sortie Batterie chaude	S_{BC}	19,15	30,2	29,62	4,14	0,8336
	Sortie Humidificateur / Soufflage	S_{HV} ou S_H (As)	19,34	39,5	33,14	5,48	0,8359

Puissance calorifique à fournir par la batterie chaude :

$$\Phi_{Bc} = qm_{AsH} \cdot (h_{SBC} - h_{ME}) = 19,53 \text{ kW}$$

Puissance calorifique à fournir par l'humidificateur :

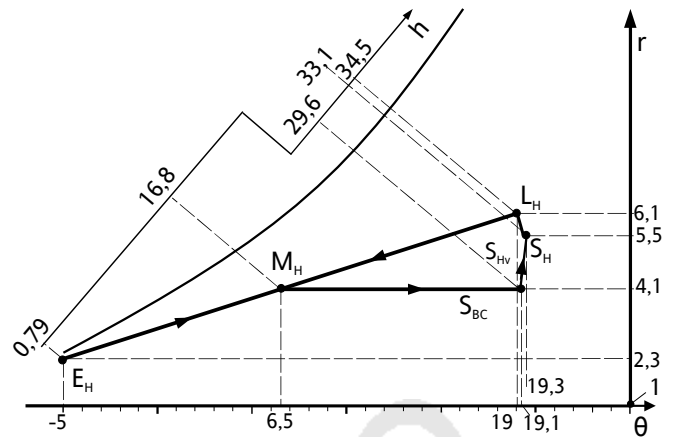
$$\Phi_{Hv} = qm_{AsH} \cdot (h_{SH} - h_{SBC}) = 5,37 \text{ kW}$$

Masse d'eau à injecter par l'humidificateur :

$$M_{eauHv} = qm_{AsH} \cdot (r_{SH} - r_{SBC}) = 2,05 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/s$$

ou 7,39 l/h

L'économie est encore une fois très importante puisqu'il fallait (page 18) 29,96 + 5,83 kW et 7,85 l/h.



Vérification du respect de la réglementation sur la limitation de l'humidification :

Installation équivalente

Pour vérifier que l'humidification est limitée à 5 g_{eau}/kg_{as}, on suppose

que l'air neuf est d'abord chauffé S_{Bc An} puis humidifié S_{Hv An}.

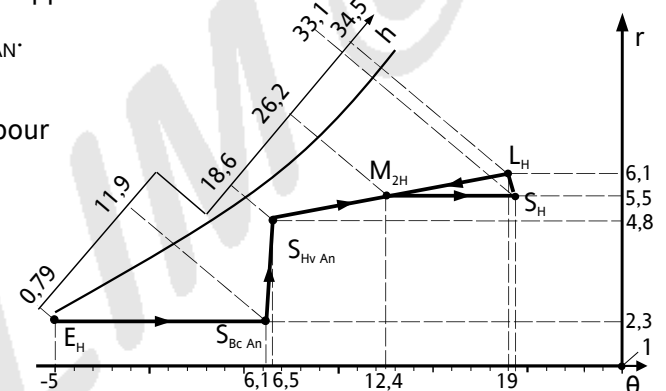
L'air neuf est ensuite mélangé à l'air recyclé du local L_H.

Du point de mélange M_{2H}, il ne reste plus qu'à réchauffer pour atteindre le point de soufflage S_H.

On déduit : $r_{M2H} = r_{SH}$

On a $Tan = qm_{AnH} / qm_{AsH} = (r_{LH} - r_{M2H}) / (r_{LH} - r_{SHvAn})$

$$\Rightarrow r_{SHvAn} = (r_{M2H} - r_{LH} + r_{LH} \cdot Tan) / Tan = 4,85 \text{ g}_{eau}/\text{kg}_{as}$$



La température de sortie de l'humidificateur est choisie égale à la température de mélange de l'installation étudiée (au dessus): $\theta_{SHvAn} = 6,47^\circ\text{C}$

L'humidité à la sortie de l'humidificateur est bien inférieure à 5 g_{eau}/kg_{as}. La solution est donc conforme.

Point de sortie de l'humidificateur d'air neuf : $h_{SHvAn} = 18,61 \text{ kJ}/\text{kg}_{as}$

$$h_{SBCAn} = h_{SHvAn} - h_v \cdot (r_{SHvAn} - r_{SBCAn}) = 18,61 - 2676 \cdot (4,85 - 2,33) \cdot 10^{-3} = 11,88 \text{ kJ}/\text{kg}_{as} \text{ donc } \theta_{SBCAn} = 6,07^\circ\text{C}$$

Les puissances des éléments de cette solution sont aussi équivalentes à celles de l'installation étudiée :

$$\Phi_{BcAn} = qm_{AnH} \cdot (h_{SBCAn} - h_{EH}) = 8,87 \text{ kW} ; \Phi_{Bc} = qm_{AsH} \cdot (h_{SH} - h_{M2H}) = 10,66 \text{ kW} ; \Phi_{Hv} = qm_{AnH} \cdot (h_{SH} - h_{SBC}) = 5,37 \text{ kW}$$

6.1.3) Débits :

Débits en hiver sans surpression :

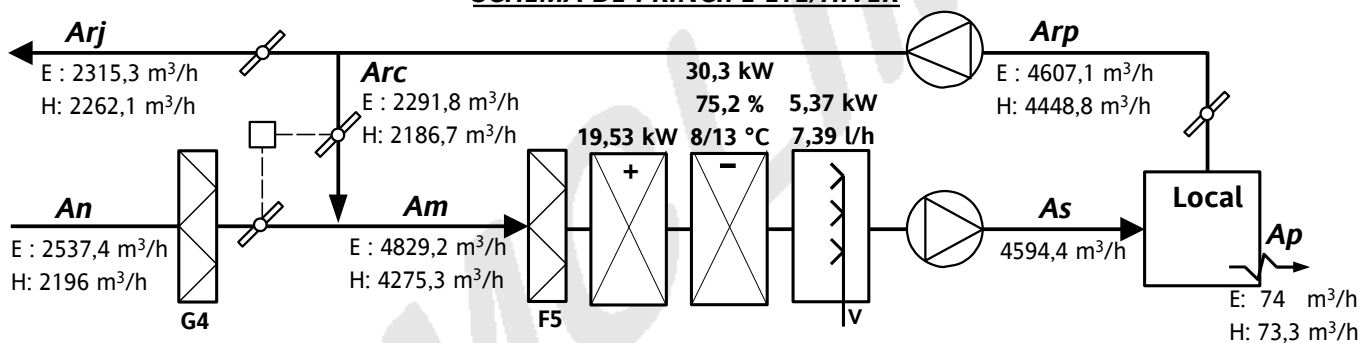
HIVER	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	-5	19,3	19	6,5	19	19
HR [%]	90	39,5	45	69,4	45	45
qm [kg _{as} /s]	0,8	1,52675	1,52675	1,52675	0,72675	0,8
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,7625	0,8359	0,8358	0,7974	0,8358	0,8358
qv [m ³ /h]	2196	4594,4	4593,8	4382,7	2186,7	2407,1

Nouveaux débits pour un local avec gradient positif de +3 Pa en Été et en Hiver

HIVER	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	-5	19,3	19	6,5	19	19
HR [%]	90	39,5	45	69,4	45	45
qm [kg _{as} /s]	0,8	1,52675	1,47855	1,52675	0,72675	0,75180
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,7625	0,8359	0,8358	0,7974	0,8358	0,8358
qv [m ³ /h]	2196	4594,4	4448,8	4382,7	2186,7	2262,1

ÉTÉ	Air neuf (An)	Air soufflé (As)	Air repris (Arp)	Air mélangé (Am)	Air recyclé (Arc)	Air rejeté (Arj)
θ [°C]	32	15	25	28,6	25	25
HR [%]	40	81,5	50	44,6	50	50
qm [kg _{as} /s]	0,8	1,54188	1,49137	1,54188	0,74188	0,74949
v'' [m ³ /kg _{as}]	0,881	0,8277	0,8581	0,87	0,8581	0,8581
qv [m ³ /h]	2537,4	4594,4	4607,1	4829,2	2291,8	2315,3

(Pour l'été, les valeurs ne changent pas)

SCHEMA DE PRINCIPE ÉTÉ/HIVER***6.1.4) Période d'occupation en inter saison :***

Lorsque la température extérieure est comprise entre 19°C et 25 °C, l'installation n'est pas complètement mise à l'arrêt car il faut tout de même assurer le renouvellement d'air hygiénique du local.

De plus, l'occupation du local va apporter des charges internes conséquentes : il faudra les combattre avec l'aide de l'air extérieur plus froid (« freecooling »).

Les volets d'air neuf vont s'ouvrir au fur et à mesure de l'inversion du signe et de l'augmentation des charges thermohydriques jusqu'à la position ouvert à 100 % : l'installation fonctionnera alors en tout air neuf et la batterie froide malgré des charges positives est à l'arrêt.

Le contrôle du « freecooling » sera réalisé à l'aide d'une régulation qui comparera la température de l'air neuf à la température de l'air repris. Lorsque l'air extérieur ne permettra plus de réaliser un refroidissement gratuit, la batterie froide devra fournir le complément.

Bien entendu, pendant l'inter saison, l'humidité relative, comme pour l'été, n'est pas contrôlée et dépendra de l'humidité de l'air extérieur et des apports hydriques des occupants dans le local.

Exemple de situation :

Nouveau bilan inter saison (occupation maximale, débit d'air neuf maximal) :

Conditions extérieures : **12 °C / 75 %**

Conditions intérieures : **19 °C / 55 %**

Apport sensible de l'éclairage : $\Phi_{\text{ecl}} = +2583 \text{ W}$

Apport sensible des personnes : $\Phi_{\text{per}} = + 7520 \text{ W}$

Dépense : $\Phi_{div} = - 3080 \text{ W}$

Les charges sensibles sont égales à : $\Phi_s = \Phi_{ecl} + \Phi_{per} + \Phi_{divers} = + 7023 \text{ W}$

Masse d'eau (ou d'humidité) apportée au local par heure : $M_{eau} = 3,68 \text{ kg}_{eau}/h$ ou $\Phi_L = + 2510,6 \text{ W}$

donc $\Phi_T = \Phi_s + \Phi_L = + 9533,6 \text{ W}$

Soufflage :

Le débit massique minimal d'air neuf est égal à : $qm_{An\ mini} = 0,8 \text{ kg}_{as}/s$

Le débit volumique de soufflage est égal à : $qv_{As} = 4594,37 \text{ m}^3/h$ On obtient : $qm_{As} = 1548,64 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/s$

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]	v'' [m ³ /kg _{as}]
Inter saison	Extérieur	E (An)	12	75	28,39	6,52	0,8163
	Local	L (Arp)	19	55	37,97	7,51	0,8376
	Soufflage	S (As)	14,57	66,88	31,91	6,88	0,8241

Mélange :

$$h_M = h_L - (h_L - h_E) \cdot qm_{An\ mini} / qm_{As} = 33 \text{ kJ/kg}_{as} ;$$

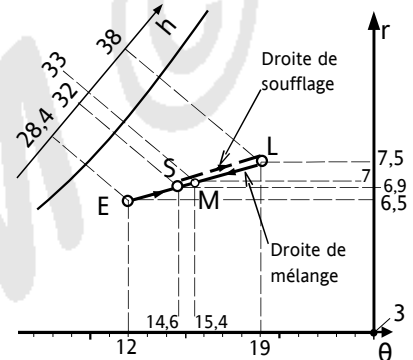
$$r_M = r_L - (r_L - r_E) \cdot qm_{An\ mini} / qm_{As} = 6,99 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as} ;$$

$$\theta_M = 15,36 \text{ °C}$$

Le point de mélange M a une enthalpie plus grande que celle du point de soufflage S ; son humidité absolue est aussi plus grande.

Il faut donc pour assurer les conditions de soufflage refroidir et déshumidifier l'air à partir du point de mélange M jusqu'au point S.

Il n'est pas économique lorsque la température extérieure est de 12 °C d'utiliser la batterie froide pour réaliser ce refroidissement. On utilisera donc l'air extérieur plus froid et plus sec pour obtenir l'équilibre énergétique du local.



On augmente le débit d'air neuf à une valeur telle que l'enthalpie du point de mélange est égale à l'enthalpie du point de soufflage :

$$h_M = h_S = 31,91 \text{ kJ/kg}_{as} \Rightarrow h_M = h_S = h_L - (h_L - h_E) \cdot qm_{An} / qm_{As}$$

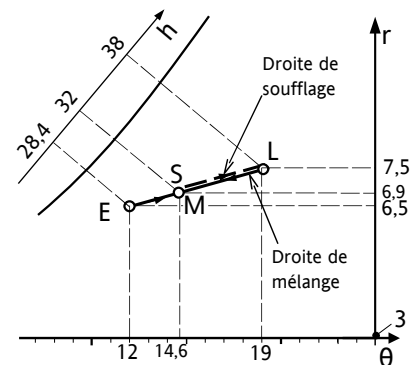
Calcul du nouveau débit d'air neuf :

$$qm_{An} = qm_{As} \cdot (h_L - h_S) / (h_L - h_E) = 979,62 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{as}/s$$

$$\text{et } r_M = r_L - (r_L - r_E) \cdot qm_{An} / qm_{As} = 6,88 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{eau}/\text{kg}_{as}$$

$$\Rightarrow \theta_M = \theta_S = 14,57 \text{ °C}$$

L'équilibre énergétique est obtenu gratuitement sans aucune puissance fournie par les batteries de la centrale de traitement d'air.



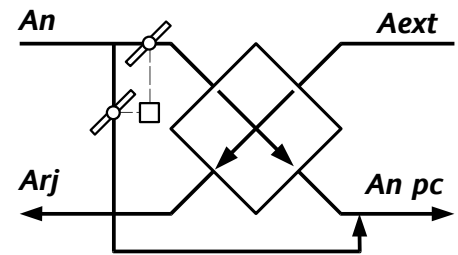
Lorsque la température extérieure augmente, la régulation va forcer au fur et à mesure l'ouverture des volets d'air neuf jusqu'à la valeur maximale : tout air neuf. En position tout air neuf et une température extérieure supérieure à 19 °C, l'apport des occupants va faire dériver la température vers la valeur de 25 °C. Lorsque la température dépassera 25 °C, le complément de puissance frigorifique sera fourni par la batterie froide. L'humidité comme la température va augmenter en fonction des apports hydriques mais on la laissera varier sans contrôle.

6.2) Récupération de chaleur sur l'air rejeté :

Pour améliorer encore les performances de l'installation, il est économiquement intéressant d'installer, entre l'air neuf et l'air rejeté, un échangeur de chaleur à plaques et courants croisés pour récupérer une partie de la chaleur du local en Hiver. L'échangeur choisi de gamme moyenne a une efficacité d'échange en chaleur totale voisine de 45 % et 60 % environ en chaleur sensible.

6.2.1) Principe :

La puissance récupérable est proportionnelle à l'écart de températures entre l'air neuf (extérieur : A_n) et l'air extrait (air du local). L'air neuf est préchauffé gratuitement ($A_n pc$) pendant que l'air extrait est refroidi ou inversement (l'été, la puissance récupérable est très faible car l'écart de température est aussi faible).



Les volets sur l'air neuf permettent de bipasser l'échangeur en cas de formation de givre. Le bipasse peut être interne au récupérateur et la détection du givre est livrée de série en même temps que l'option de bipasse. En inter saison et dès le passage en mode « freecooling », l'échangeur est bypassé complètement ou partiellement pour profiter des conditions extérieures plus favorables et doser la puissance récupérée.

6.2.2) Bases de l'étude :

Le calcul sera effectué pour l'intervalle des températures extérieures [-5,10] pour l'hiver. Les données de calcul sont regroupées dans un tableau suivant les périodes de l'année. Celles de l'échangeur proviennent d'un logiciel constructeur de sélection de centrale de traitement d'air.

Air neuf (An) / Extérieur					Air extrait (Aext) / Local					Efficacité	Nombre de jours
θ [°C]	HR [%]	v'' [m³/kg _{as}]	q_{vAn} [m³/h]	h [kJ/kg _{as}]	θ [°C]	HR [%]	v'' [m³/kg _{as}]	q_{vAext} [m³/h]	h [kJ/kg _{as}]	ε [%]	
- 5	90	0,7625	2196	0,79	19	45	0,8358	2262	34,48	45	20
0	90	0,7781	2241	8,45						45	50
5	85	0,7938	2286	16,46						45	55
10	75	0,8095	2331	24,31						45	70

6.2.3) Étude du cas extrême en hiver : (le plus intéressant pour la récupération d'énergie)

Rappel :

- La puissance maximale échangée est égale à : $\Phi_{\max} = (qm.Cp)_{\min} \cdot (\theta_{Aext} - \theta_{An})$ en kW
avec $(qm.Cp)_{\min}$ Plus petite capacité thermique en kW/K (ou kW/°C) et θ_{Aext} , θ_{Arj} températures en K (ou °C)
- La puissance réelle est égale à : $\Phi_{réelle} = \varepsilon \cdot qm_{Aext} \cdot Cp_{Aext} \cdot (\theta_{Aext} - \theta_{Arj})$ avec ε efficacité de l'échangeur (sans dimension)
- Si la récupération n'est pas seulement sensible mais totale parce que l'air extrait condense au passage sur l'échangeur, il faut faire le calcul avec les enthalpies de chaque coté de l'échangeur :

$$\Phi_{réelle} = \varepsilon \cdot qm_{Aext} \cdot (h_{Aext} - h_{Arj})$$

Calcul de la puissance récupérée :

Saison	Situation	Repère	θ [°C]	HR [%]	h [kJ/kg _{as}]	r [g _{eau} /kg _{as}]	v'' [m³/kg _{as}]
Hiver (H)	Extérieur	E (An)	-5	90	0,792	2,33	0,7625
	Local	L (Aext)	19	45	34,48	6,13	0,8358

$$\Phi_{récup.} = \varepsilon \cdot q_{vAext} \cdot (h_{Aext} - h_{An}) / v''_{Aext} = 0,45 \cdot 2262 \cdot (34,48 - 0,79) / (3600 \cdot 0,8358) = 11,4 \text{ kW}$$

(c'est l'air extrait donc l'air du local qui a la plus petite capacité thermique)

Au chapitre 6.1.2, la puissance nécessaire au chauffage de l'air par la batterie chaude était de **19,53 kW**.

Puisqu'une grande partie des apports gratuits est récupérée, la batterie chaude ne fournira plus qu'une puissance de **8,13 kW**. On peut faire le même calcul pour les autres cas.

Projection sur le diagramme de l'air humide :

Calcul de la température de l'air neuf préchauffé :

$$h_{An\ pc} = h_E + \Phi_{\text{récup.}} / qm_{An} = 0,79 + 11,4 / 0,8 = 15 \text{ kJ/kg}_{as}$$

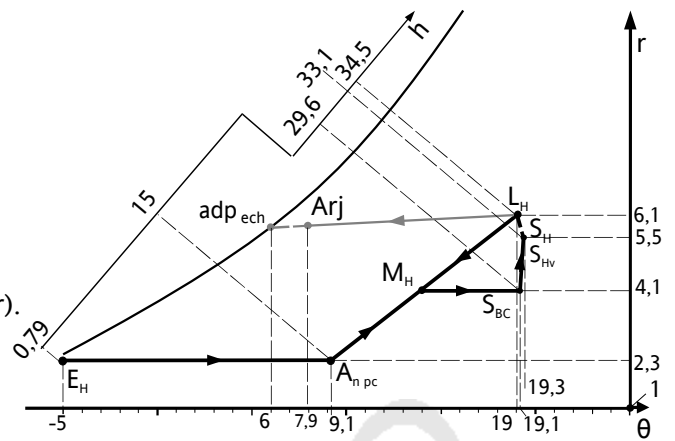
$$r_{An\ pc} = r_E = 2,33 \cdot 10^{-3} \text{ kg}_{\text{eau}}/\text{kg}_{as} \Rightarrow \theta_{An\ pc} = +9,1^\circ\text{C}$$

Calcul de la température au rejet après récupération :

L'échangeur a un BF de 15 % environ du côté récupération et une température de surface de 6°C (donnée constructeur).

$$\text{On a : } BF = (\theta_{Arj} - \theta_{adp}) / (\theta_{LH} - \theta_{adp})$$

$$\text{donc } \theta_{Arj} = \theta_{adp} + BF \cdot (\theta_{LH} - \theta_{adp}) = 7,95^\circ\text{C}$$



La condensation du côté de l'air rejeté se produit pour des températures d'air neuf inférieures à +2 °C environ. Au dessus de 2 °C, on peut calculer la puissance récupérable à l'aide des températures puisque l'échange sera essentiellement sensible .

Calcul de l'énergie récupérable pour 20 jours de fonctionnement sur 8 h à - 5 °C extérieure :

$$E_1 = \Phi_{\text{récup.1}} \cdot N_{j1} \cdot t = 11,4 \cdot 20 \cdot 8 = 1824 \text{ kW.h}$$

6.2.4) Énergie moyenne récupérable :

Enthalpie moyenne de l'air neuf :

$$h_{\text{moy An}} = (h_1 \cdot N_{j1} + h_2 \cdot N_{j2} + h_3 \cdot N_{j3} + h_4 \cdot N_{j4}) / \Sigma N_j = [(0,79 \cdot 20) + (8,45 \cdot 50) + (16,46 \cdot 55) + (24,31 \cdot 70)] / 195$$

$$h_{\text{moy An}} = 15,6 \text{ kJ/kg}_{as}$$

Puissance moyenne récupérable :

$$\Phi_{\text{récup. moy}} = \varepsilon \cdot qv_{Aext} \cdot (h_{Aext} - h_{\text{moy An}}) / v''_{Aext} = 0,45 \cdot 2262 \cdot (34,48 - 15,6) / (3600 \cdot 0,8358) = 6,38 \text{ kW}$$

Énergie moyenne récupérable sur 195 jours et 8 heures de fonctionnement journalier :

$$E_{\text{récup. moy.}} = \Phi_{\text{récup. moy.}} \cdot N_{jt} \cdot t = 6,4 \cdot 195 \cdot 8 \Rightarrow E_{\text{récup. moy.}} = 9955 \text{ kW.h}$$

Le temps de retour du surcoût d'installation ne dépasse pas 5 ans.

Coût de l'énergie : 0,1 € par kW.h

Coût énergétique annuel économisé : Ca = 995,5 €

Investissement : 2 € par m³/h

Investissement : I = qv \cdot 2 = 2262 \cdot 2 = 4524 €

Temps de retour : I / Ca ≈ 4,5 années

6.2.5) Schéma de principe avec échangeur de récupération :

