

"Analyse énergétique des bâtiments" Notes de Cours
Préparé par D. Mather

HV1 : ASPECTS DES SYSTEMES HVAC

1. Systèmes de chauffage et de refroidissement à air monozone (partie 2)
2. Références utiles
3. Ventilateurs CVC
4. Lois du ventilateur pour les changements de vitesse de l'arbre
5. Moteurs électriques pour ventilateurs et pompes de CVC
6. Vitesse du moteur et puissance sur l'arbre à charge partielle
7. Rendement du moteur à charge partielle
8. Ventilateur et moteur installés dans un système de gaines
9. Système de chauffage hydronique simple
10. Chaudières de chauffage
11. Efficacité saisonnière de la chaudière

Aperçu du module

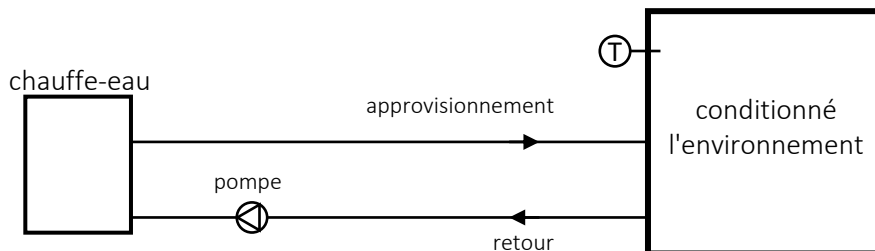
Ce module aborde les aspects des systèmes CVC, en mettant l'accent sur certains calculs de base pour les ventilateurs centrifuges et les moteurs à induction à courant alternatif.

Résultats d'apprentissage visés par le cours :

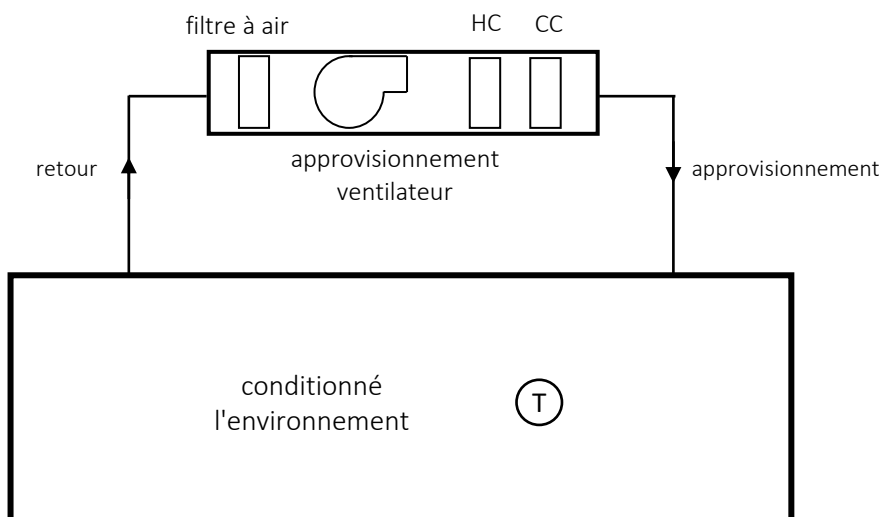
- Appliquer les calculs énergétiques de base à une variété de composants et de systèmes ayant un impact sur l'utilisation de l'énergie dans les bâtiments.
- Reconnaître les effets interactifs entre les différents composants et systèmes du bâtiment en ce qui concerne l'utilisation de l'énergie.
- Appliquer des techniques d'analyse simples à l'audit et à la simulation énergétiques des bâtiments,

1. Systèmes de chauffage et de refroidissement à air monozone (partie 2)

Dans le module EA2, nous avons étudié l'utilisation d'un dispositif de chauffage à distance et la circulation des fluides dans les tuyauteries d'alimentation et de retour pour fournir l'effet de chauffage nécessaire à un environnement conditionné (c.-à-d. un réservoir chauffé). Un schéma simplifié de ce scénario est présenté ci-dessous. Pour maintenir une température à peu près constante dans le réservoir, le système de chauffage et de circulation doit fonctionner de manière à ce que le taux moyen de chaleur ajoutée au réservoir corresponde au taux de perte de chaleur.

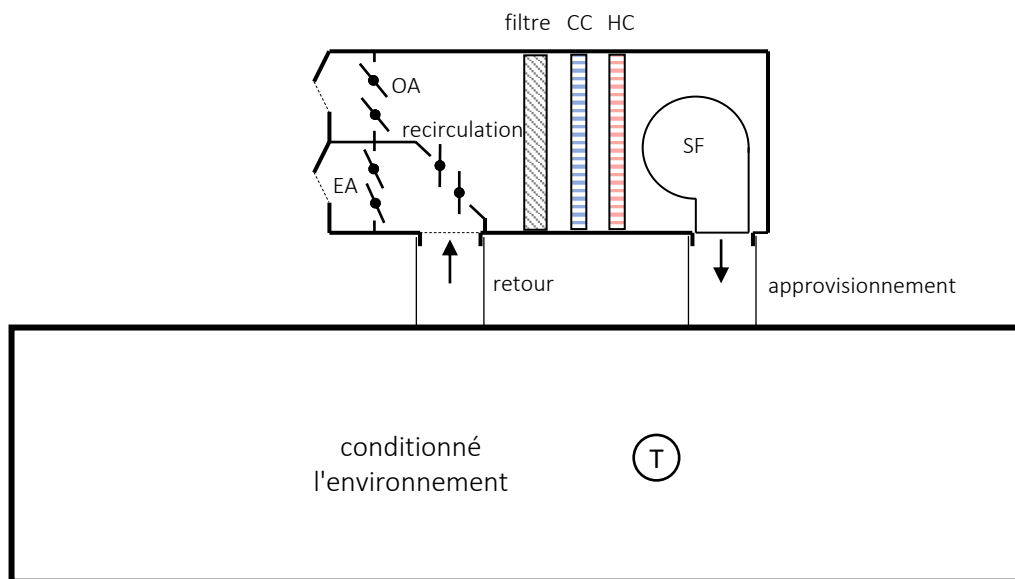


Dans le module EA3, certains aspects des systèmes de chauffage et de refroidissement par air à zone unique ont été abordés. Un schéma simplifié d'un système à base d'air assurant uniquement le chauffage et le refroidissement (c.à.d. sans ventilation) est présenté ci-dessous. Seuls les composants "côté air" sont représentés (c.à.d. que nous ne voyons pas l'équipement qui permet à la batterie de chauffage de devenir "chaude" ou à la batterie de refroidissement de devenir "froide").



Nous espérons être raisonnablement à l'aise pour passer du réservoir chauffé au système à air comprimé à zone unique. L'unité de conditionnement modifie l'état (p. ex. la température) du fluide en circulation pour essayer de maintenir l'environnement conditionné à une température raisonnablement stable.

Dans le schéma ci-dessous, une modification supplémentaire est apportée au système à base d'air : une capacité de ventilation et d'évacuation est ajoutée (avec la possibilité de fonctionner en mode économiseur côté air). L'unité est désormais une "unité de toit" de base. Cette unité a maintenant les capacités de base pour fournir le chauffage et le refroidissement pour maintenir un confort thermique raisonnable, et la ventilation pour maintenir une qualité d'air intérieur raisonnable.



Il n'y a qu'un seul ventilateur indiqué dans le système ci-dessus. Nous devons nous rendre compte que ce ventilateur a besoin d'une telle capacité pour accomplir ses trois "tâches". Il doit être capable de fournir suffisamment d'air d'alimentation pendant les pics de chauffage et de refroidissement, et il doit fournir suffisamment d'air pour la ventilation (qualité de l'air intérieur).

Dans de nombreux systèmes CVC, le ventilateur d'alimentation fonctionne à une vitesse constante lorsqu'il est mis en marche (on peut considérer cela comme une commande de ventilateur marche/arrêt). (Étant donné que le ventilateur du système ci-dessus a trois fonctions (chauffage, refroidissement, ventilation - mais pas les trois simultanément), comment le "taux de circulation de conception" (p. ex., L/s de débit d'air) doit-il être déterminé ?

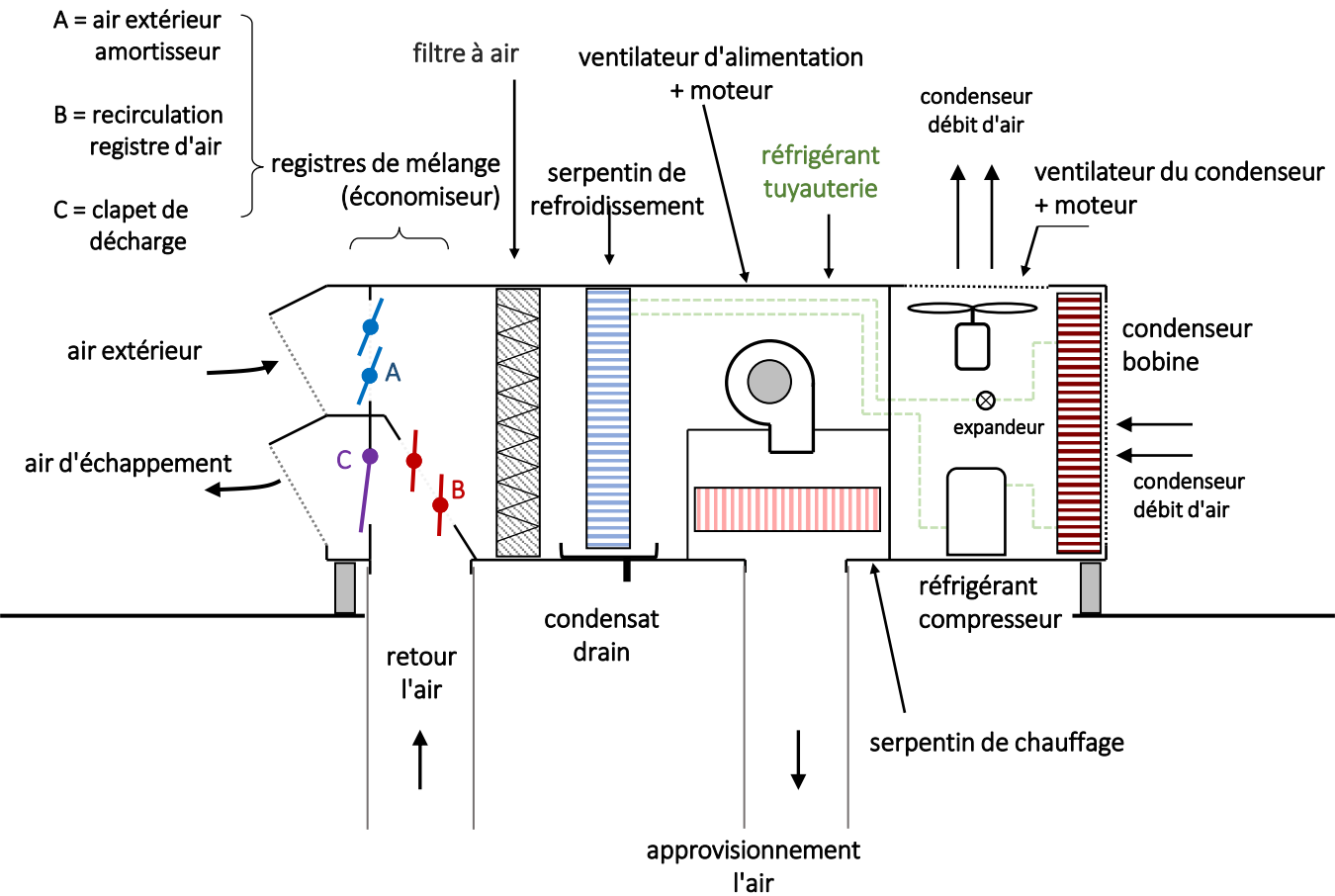
En option :

Exemple d'informations techniques du fabricant pour les climatiseurs monoblocs de toit.

<https://docs.jci.com/ductedsystems/1068152-YTG-Z-0120>

(Remarque : il s'agit d'un document très volumineux et détaillé).

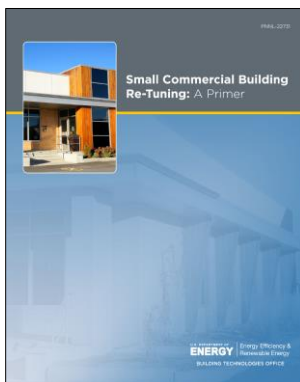




<https://www.esmagazine.com/articles/97730-rooftop-unit-carrier>

2. Références utiles

Il peut être utile à ce stade de revoir le document du PNNL [intitulé "Small Commercial Building Re-Tuning : A Primer"](#). Il est recommandé de parcourir la **section 6.0** "Heating, Ventilation, and Air-Conditioning".



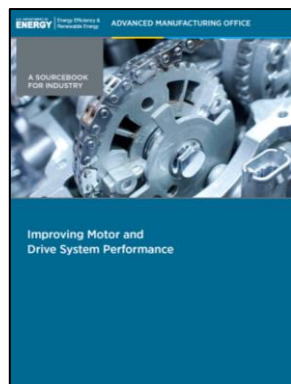
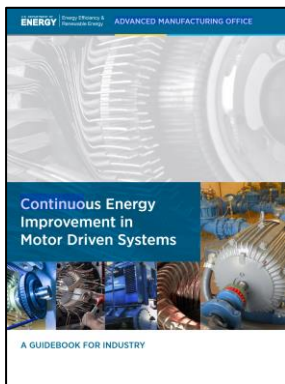
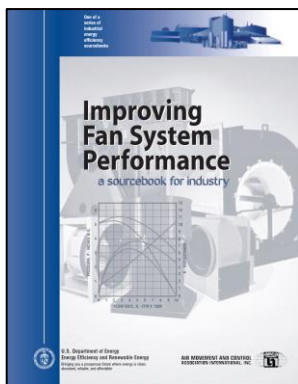
Autres références utiles (facultatif)

Pour plus d'informations sur certains sujets abordés dans ce module, les références suivantes peuvent s'avérer utiles :

["Améliorer les performances des systèmes de ventilation : A Sourcebook for Industry"](#) (voir section 1) US DOE, 2003.

["Amélioration continue de l'énergie dans les systèmes à moteur : A Guidebook for Industry"](#), Bureau de l'efficacité énergétique et des énergies renouvelables du ministère de l'environnement des États-Unis, 2014.

["Améliorer les performances des moteurs et des systèmes d'entraînement : A Sourcebook for Industry"](#) Bureau de l'efficacité énergétique et des énergies renouvelables du ministère de l'énergie des États-Unis, 2014.

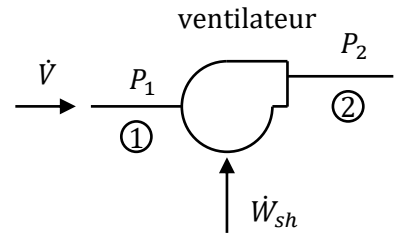


3. Ventilateurs CVC

Rappelez l'équation de la puissance de l'arbre du ventilateur (du module EA1) :

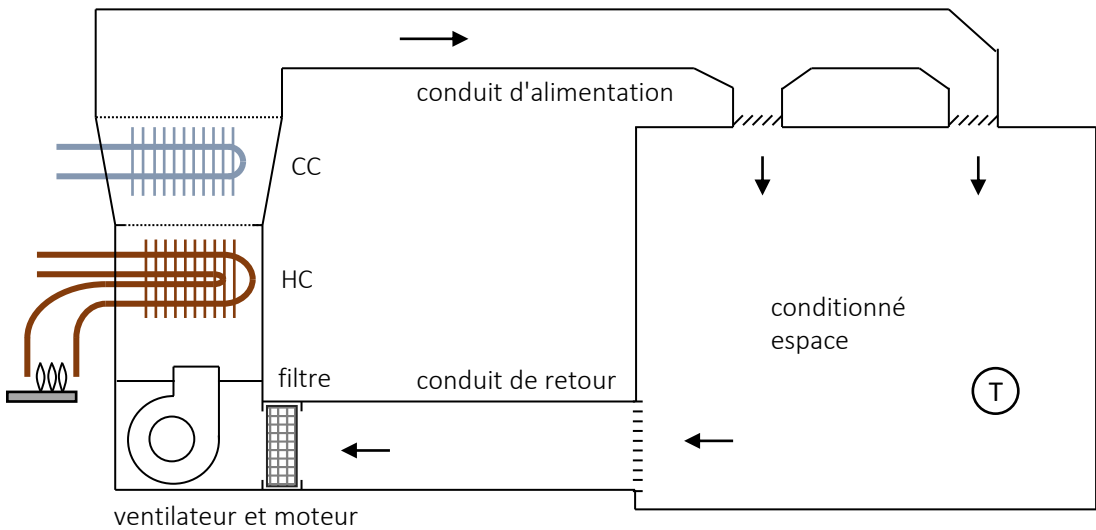
Puissance de l'arbre du ventilateur :

$$\dot{W}_{sh} = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta_{fan}}$$



ΔP = l'augmentation de pression dans le ventilateur (de l'entrée à la sortie)

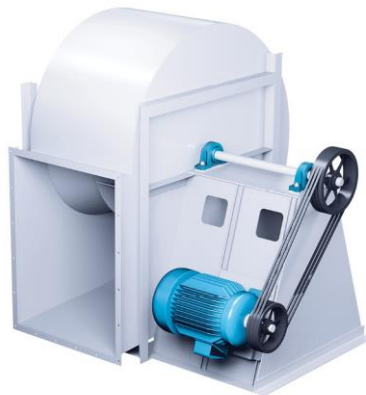
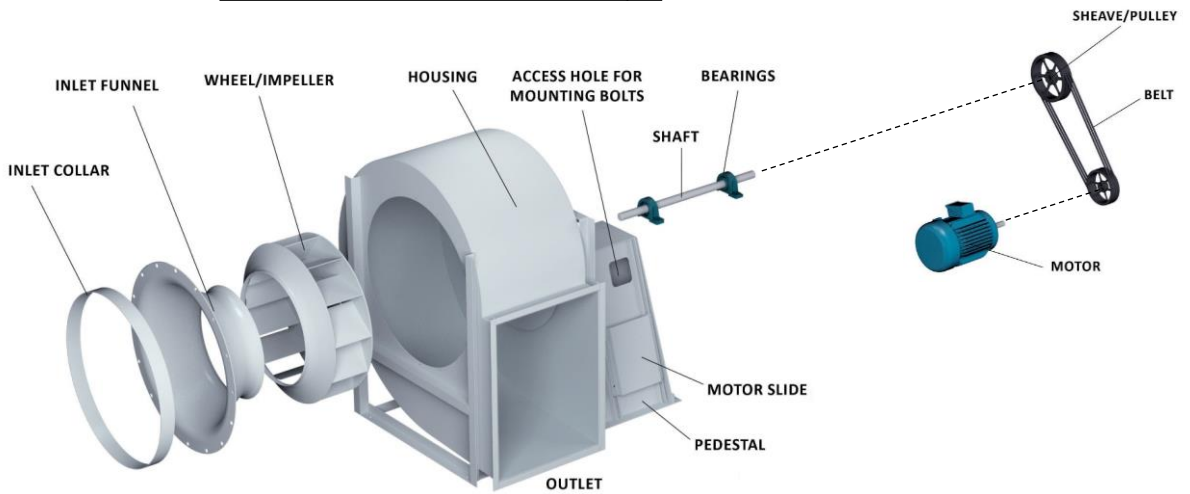
\dot{V} = débit dans le ventilateur



Pour un système de circulation en boucle fermée fonctionnant régulièrement, l'augmentation de pression dans le ventilateur correspond à la chute de pression globale dans le système de gaines, et le débit volumétrique dans le ventilateur correspond au débit global dans le système de gaines.

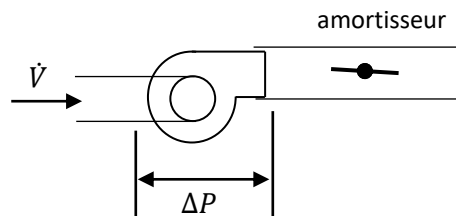
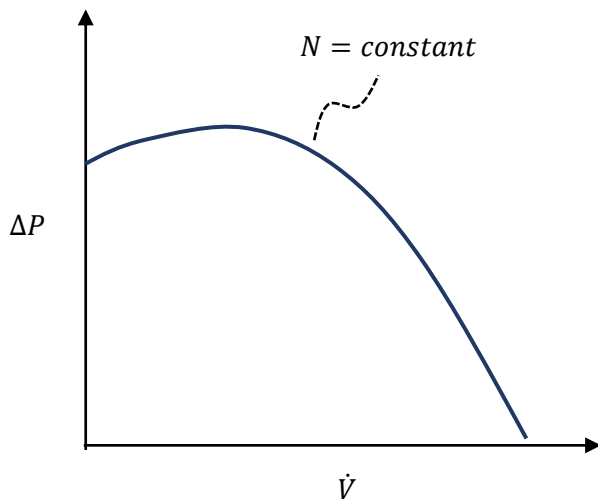


VENTILATEUR CENTRIFUGE TYPIQUE



Diagrammes adaptés de Aerovent, <https://www.aerovent.com/products/centrifugal-fans/>

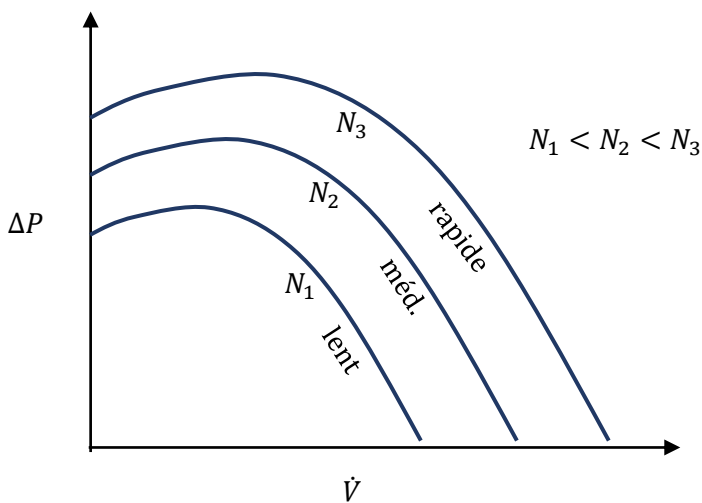
Performances typiques d'un ventilateur à courbure arrière :

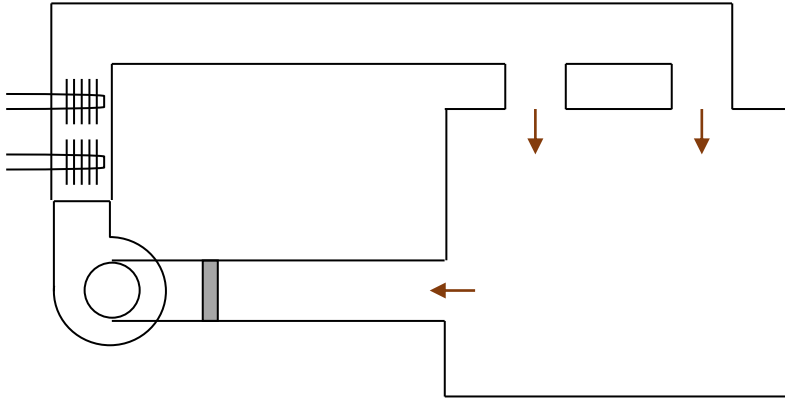


N = vitesse de rotation de l'arbre du ventilateur (p. ex., tr/min)

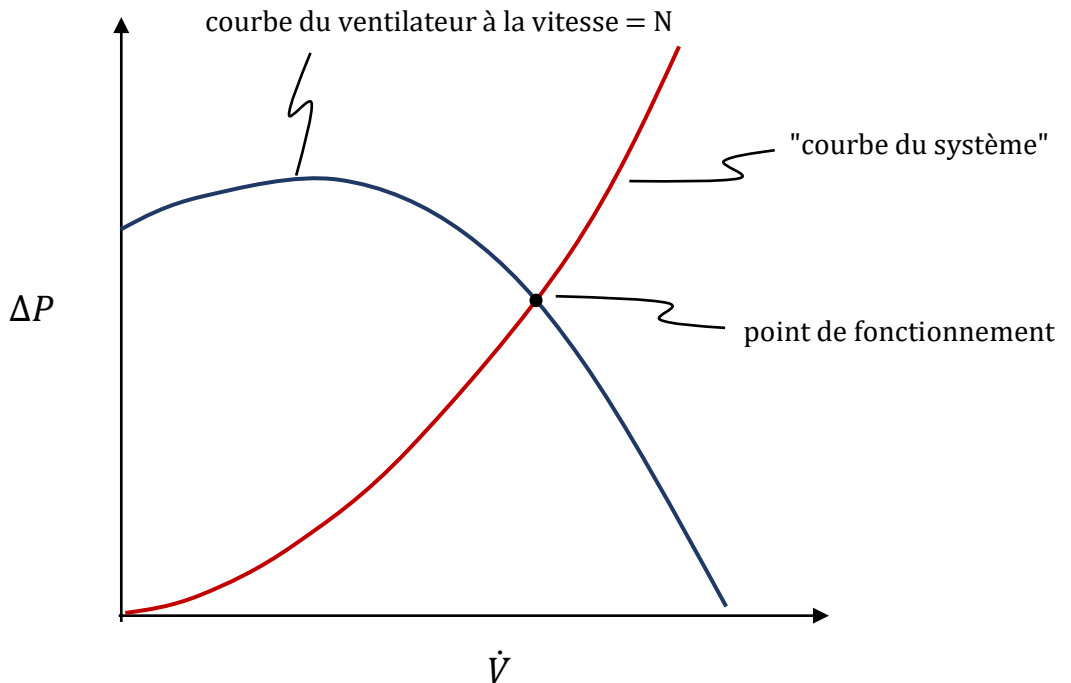
Lorsque le ventilateur est entraîné à une vitesse de rotation constante, sa "courbe de performance" peut être mesurée. Elle indique les combinaisons de \dot{V} et ΔP qui peuvent être obtenues à cette vitesse.

Impact de la vitesse du ventilateur (c.à.d. la vitesse de l'arbre du ventilateur) :





Un système de conduits particulier produit une perte de charge (résistance au flux d'air) qui dépend de la quantité de flux d'air à travers ce système. En général, la perte de charge est approximativement proportionnelle au carré du débit d'air.



4. Lois sur les ventilateurs pour les changements de vitesse de l'arbre

Les lois sur les ventilateurs sont des équations théoriques simplifiées permettant de prévoir les performances des ventilateurs dans différentes conditions de fonctionnement. Si les performances sont mesurées dans une condition (p. ex. la vitesse), les équations peuvent être utilisées pour prédire les performances dans une autre condition.

Les lois sur les ventilateurs supposent que (rendement du ventilateur) est constant, de sorte que les équations ne sont utiles que dans une plage de fonctionnement limitée. Elles supposent également que les caractéristiques du système de conduits sont inchangées (à l'exception du débit et de la perte de charge) et que le système se comporte approximativement comme $\Delta P \propto \dot{V}^2$.

N = vitesse de rotation de l'arbre (p. ex., tr/min ou rad/s)

\dot{V} = débit volumétrique (p. ex. cfm ou m³/s)

ΔP = augmentation de pression développée (p. ex., en pouces ou en Pa) in. w.g = pouces de la jauge d'eau

\dot{W}_{sh} = puissance absorbée par l'arbre requise (p. ex., hp ou W)

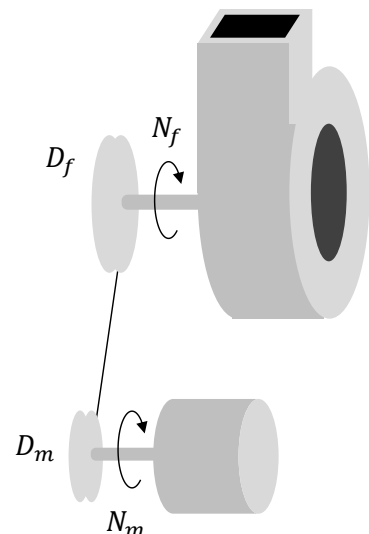
#1 - Débit volumétrique :
$$\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = \frac{N_2}{N_1}$$

#2 - Augmentation de la pression fournie :
$$\frac{\Delta P_2}{\Delta P_1} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2$$

#3 - Puissance de l'arbre requise :
$$\frac{\dot{W}_{sh2}}{\dot{W}_{sh1}} = \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3$$

Remarque : un moyen simple d'obtenir un changement de vitesse permanent consiste à modifier le diamètre des poulies sur les arbres du moteur et du ventilateur.

Équation de la poulie : $D_f \cdot N_f = D_m \cdot N_m$



Exemple de calcul

Lorsqu'un ventilateur fonctionne initialement en régime permanent, les valeurs suivantes sont déterminées :

vitesse de l'arbre = 850 tr/min

débit d'air = 1800 L/s

augmentation de la pression = 600 Pa

puissance de l'arbre = 2400 W

Appliquer les lois du ventilateur pour estimer les paramètres de performance si la vitesse du ventilateur est augmentée jusqu'à ce que le débit soit de 2000 L/s.

Condition 1 (ci-dessus) :

$$\begin{aligned}N_1 &= 850 \text{ rpm} \\ \dot{V}_1 &= 1800 \text{ L/s} \\ \Delta P_1 &= 600 \text{ Pa} \\ \dot{W}_{sh1} &= 2400 \text{ W}\end{aligned}$$

Condition 2 :

$$\dot{V}_2 = \mathbf{2000 \text{ L/s}}$$

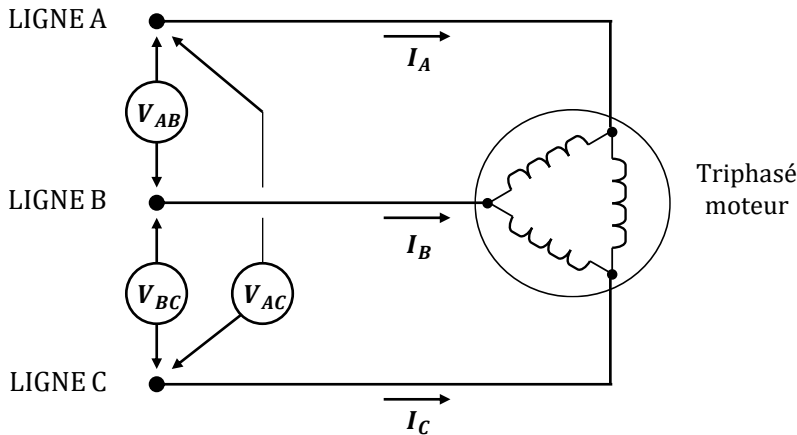
$$N_2 = N_1 \left(\frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} \right) = (850 \text{ rpm}) \left(\frac{2000 \text{ L/s}}{1800 \text{ L/s}} \right) = \mathbf{944 \text{ rpm}}$$

$$\Delta P_2 = \Delta P_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^2 = (600 \text{ Pa}) \left(\frac{944 \text{ rpm}}{850 \text{ rpm}} \right)^2 = \mathbf{740 \text{ Pa}}$$

$$\dot{W}_{sh2} = \dot{W}_{sh1} \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = (2400 \text{ W}) \left(\frac{944 \text{ rpm}}{850 \text{ rpm}} \right)^3 = \mathbf{3288 \text{ W}}$$

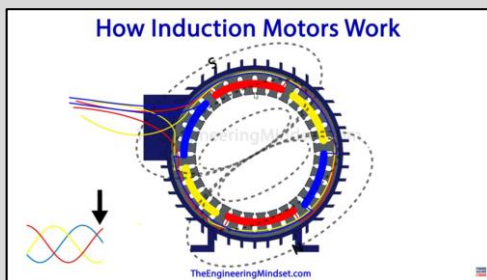
5. Moteurs électriques pour ventilateurs et pompes de CVC

Cette discussion portera sur les moteurs à induction triphasés à courant alternatif (c.à.d. les moteurs à cage d'écureuil). Ce type de moteur est couramment utilisé dans les équipements de chauffage, de ventilation et de climatisation des bâtiments où une puissance de ≈ 1 hp (0,75 kW) ou plus est requise.



Moteurs à induction à courant alternatif :

- Le rotor se trouve dans un champ magnétique créé par les enroulements du stator. Un courant électrique est induit dans le rotor et la force qui en résulte (couple) fait tourner le rotor.
- La vitesse de rotation du champ magnétique est appelée "vitesse synchrone".
- En fonctionnement, le rotor tourne à une vitesse (tr/min) légèrement inférieure à la vitesse synchrone. La différence entre la vitesse synchrone et la vitesse du rotor est appelée "glissement".



VIDÉO :

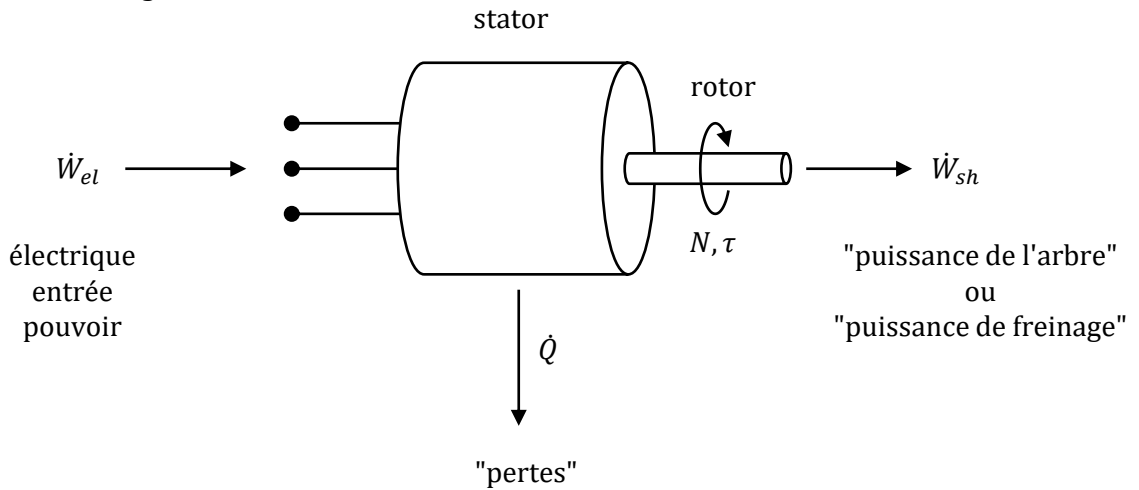
Regardez la brève vidéo suivante sur les moteurs à induction à courant alternatif :

"Comment fonctionne un moteur à induction" (11 minutes)

L'état d'esprit de l'ingénieur, 2017.

<https://youtu.be/N7TZ4gm3aUg>

Terminologie



Unités métriques : N = vitesse de rotation (rad/s)

τ = couple ($N \cdot m$)

$$\dot{W}_{sh} = \tau \cdot N \quad (W)$$

I-P Unités : rpm = tours par minute

τ = couple ($ft \cdot lb$)

$$\dot{W}_{sh} = \frac{\tau \cdot rpm}{5252} \quad (hp)$$

Conversion : 1 cheval-vapeur = 1 hp \approx 746 watts = 0,746 kW

La puissance fournie par l'arbre peut parfois être appelée "puissance de freinage", "puissance de freinage" (bhp) ou puissance mécanique.

Sortie nominale

ou Puissance nominale
 Taille du moteur
 Moteur hp
 Moteur kW
 Capacité du moteur

Tous ces termes sont équivalents et se réfèrent à la puissance de sortie maximale nominale que le moteur peut fournir.

Par exemple, "moteur de 10 hp" (ou "moteur de 7,5 kW") fait référence à la capacité nominale du moteur.

Vitesse synchrone, N_s

- Vitesse de rotation du champ magnétique. Dépend de la construction du stator (nombre de pôles) et de la fréquence de l'alimentation en courant alternatif du moteur. Si la fréquence de l'alimentation est constante, la vitesse de synchronisation est constante.

$$N_s = \frac{120 \cdot \text{frequency}}{\text{number of poles}}$$

À 60 Hz :

Pôles	N_s (tr/min)
2	3600
4	1800
6	1200
8	900

Vitesse du rotor, N (ou simplement "vitesse")

- Vitesse de rotation du rotor. Dépend de la vitesse de synchronisation et de la charge.

Conversion :

$$1 \text{ revolution} = 2\pi \text{ radians}$$

$$1 \text{ rpm} = \frac{2\pi \text{ radians}}{60 \text{ s}} \approx 0.10472 \frac{\text{rad}}{\text{s}} \quad \rightarrow \quad 1 \text{ rpm} \approx 0.10472 \text{ rad/s}$$

$$\text{p. ex. } 1750 \text{ rpm} \approx 183.3 \text{ rad/s}$$

Efficacité du moteur ,

$$\eta = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{el}}$$

Le rendement n'est pas fixe. Il est influencé par les conditions de fonctionnement (y compris la charge).

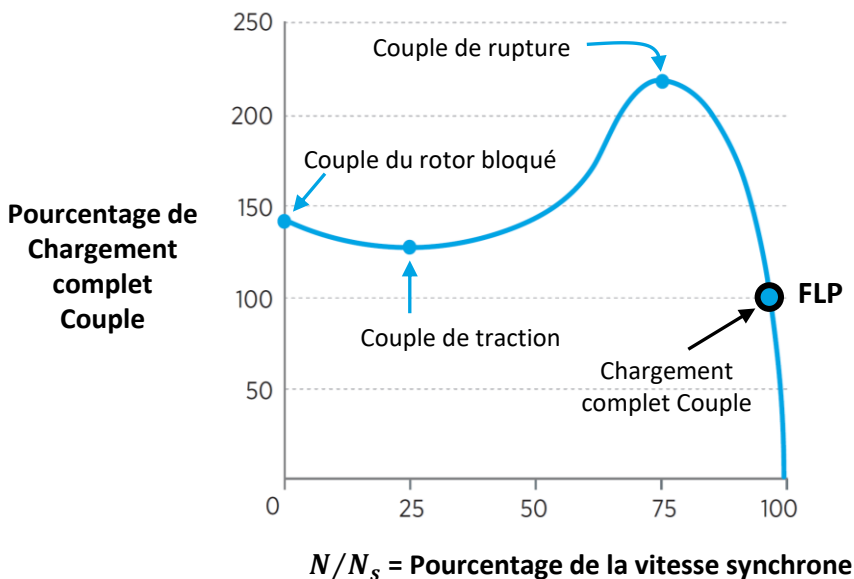
Slip (glissement)

- Le rotor ne tourne pas à la vitesse synchrone mais la retarde légèrement (c.à.d. que le rotor est légèrement plus lent). La différence (rad/s ou tr/min) est appelée glissement.

$$slip = N_s - N \qquad \% slip = \left(\frac{N_s - N}{N_s} \right) \cdot 100\%$$

Courbe couple-vitesse

- La figure ci-dessous montre la forme typique d'une courbe couple-vitesse pour un moteur à induction de "conception B NEMA" - un type de moteur fréquemment utilisé pour entraîner les ventilateurs et les pompes des systèmes de chauffage, de ventilation et de climatisation.
- L'axe horizontal indique la vitesse du rotor en pourcentage de la vitesse synchrone. L'axe vertical indique le couple du rotor en pourcentage du couple à pleine charge.
- Le "couple à pleine charge" indique le couple maximal nominal que le moteur peut fournir en continu (c.à.d. une fois qu'il a démarré et atteint sa vitesse de fonctionnement).
- Les "performances nominales" du moteur sont définies au point de couple à pleine charge à 100 % ou "point de pleine charge" (FLP). Au FLP, le moteur fournit 100 % de son couple nominal et la vitesse du rotor est légèrement inférieure à la vitesse de synchronisation.



Adapté de la figure 5 (p. 11) dans "Improving Motor and Drive System Performance" (US DOE).

Performance nominale (ou "performance à pleine charge")

- Les caractéristiques de fonctionnement du moteur lorsqu'il fonctionne régulièrement au FLP sont appelées "performances nominales" ou "performances à pleine charge" (ou parfois "performances nominales"). Lorsque le moteur fonctionne dans ces conditions, on dit qu'il fonctionne à "pleine charge" ou à "100% de charge". À ce moment-là, les caractéristiques clés pour l'analyse énergétique sont les suivantes :

$$\text{Sortie nominale} = \dot{W}_{sh,FL}$$

$$\text{Vitesse nominale} = N_{FL}$$

$$\text{Efficacité nominale} = \eta_{FL}$$

Exemple

Puissance nominale = **10 hp**

Vitesse nominale = **1750 tr/min** ← la vitesse du rotor (et non la vitesse synchrone)

Efficacité nominale = **90%**

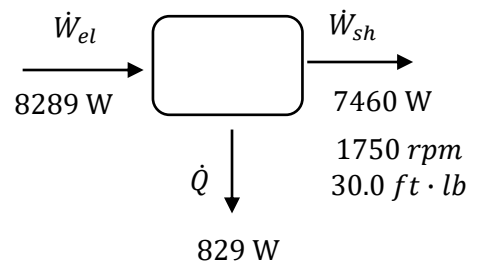
4 pôles, 60 Hz (**vitesse synchrone de 1800 tr/min**)

Si ce moteur fonctionne à pleine charge (c.à.d. à la puissance nominale), alors :

$$\dot{W}_{sh} = 10 \text{ hp} = 7460 \text{ W}$$

$$\begin{aligned}\dot{W}_{el} &= \dot{W}_{sh} / \eta = (7460 \text{ W}) / 0.9 \\ &= 8289 \text{ W}\end{aligned}$$

$$\dot{Q} = 8289 - 7460 \text{ W} = 829 \text{ W}$$



$$\tau = \frac{\dot{W}_{sh} \cdot 5252}{rpm} = \frac{(10) \cdot 5252}{(1750)} = 30.0 \text{ ft} \cdot \text{lb} \quad \leftarrow \text{c.à.d. le couple nominal}$$

$$\text{slip} = 1800 - 1750 = 50 \text{ rpm} \quad \leftarrow \text{c.à.d. le "glissement à pleine charge"}$$

6. Vitesse du moteur et puissance sur l'arbre à charge partielle

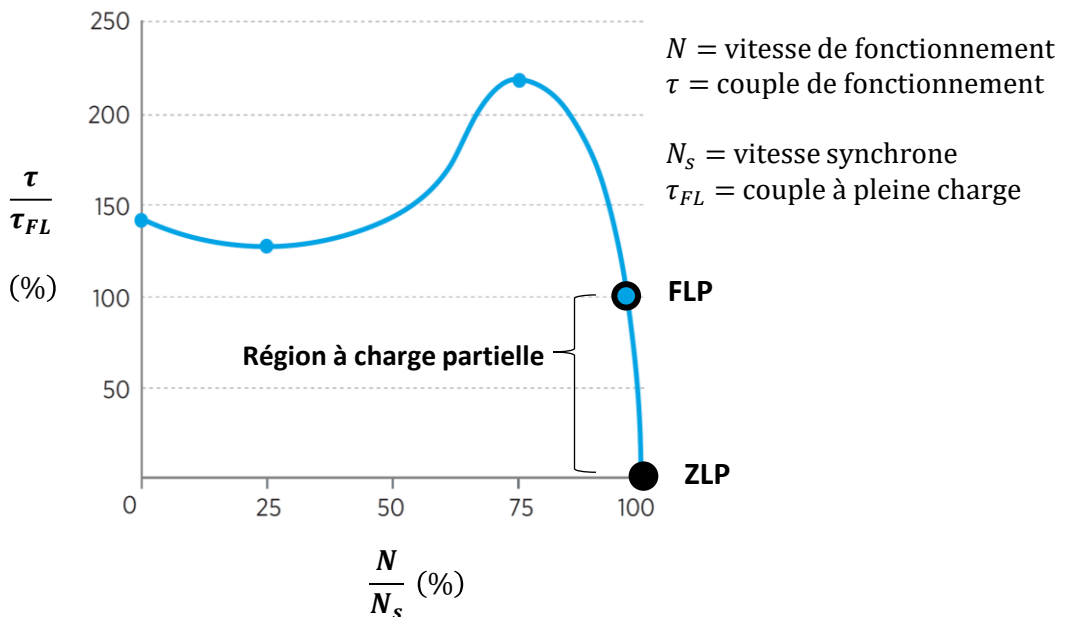
Le point de charge maximale (FLP) d'un moteur indique sa capacité. Cependant, les moteurs des systèmes CVC fonctionnent généralement à une charge inférieure à leur capacité.

Un moteur qui fonctionne à charge partielle fournit une puissance et un couple de sortie inférieurs à sa valeur nominale, même si le rotor a atteint une vitesse de fonctionnement stable (proche de la vitesse de synchronisation). Lorsque le moteur fonctionne à charge partielle, la vitesse du rotor est légèrement supérieure à la vitesse nominale. (La vitesse du rotor augmentera vers la vitesse synchrone au fur et à mesure que la charge diminuera, c.à.d. que le glissement s'approchera de zéro au fur et à mesure que la charge s'approchera de zéro).

Il convient de noter que la puissance réelle de l'arbre fournie par un moteur est parfois appelée "puissance de freinage".

Sur la courbe couple-vitesse, définissons la "région de charge partielle" comme la région située entre le FLP et le "point de charge zéro" (ZLP). (Nous pouvons considérer le ZLP comme représentant une situation où le moteur est alimenté mais où son arbre n'est pas couplé à une charge et tourne librement).

(Note : "RPP" et "ZLP" sont des termes utilisés pour les besoins de la présente discussion. Ils ne correspondent pas à la terminologie de l'industrie).



Dans la région de charge partielle, le changement relatif de la valeur est généralement très faible, passant d'environ 97 % à FLP à 100 % à ZLP. En revanche, subit un changement spectaculaire entre ces deux points, passant de 100 % à FLP à 0 % à ZLP. Il convient également de noter que la puissance de l'arbre varie de sa valeur de sortie nominale (à FLP) à zéro (à ZLP) depuis $\dot{W}_{sh} = \tau \cdot N$.

$$\begin{aligned}\text{Au FLP :} \quad N &= N_{FL} \\ \tau &= \tau_{FL} \\ \dot{W}_{sh} &= \dot{W}_{sh,FL} = \tau_{FL} \cdot N_{FL}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Au ZLP :} \quad N &\approx N_S \\ \tau &= 0 \\ \dot{W}_{sh} &= 0\end{aligned}$$

Comme la variation relative de la vitesse de fonctionnement est très faible dans la zone de charge partielle, il est raisonnable d'estimer que le couple et la puissance de l'arbre sont proportionnels l'un à l'autre dans cette zone. En d'autres termes, le couple et la puissance de l'arbre sont proportionnels l'un à l'autre :

$$N \approx \text{constant} \approx N_S \quad (\text{la vitesse de course est très proche de dans la région})$$

$$\text{Au FLP:} \quad \dot{W}_{sh} = \tau \cdot N = \tau_{FL} \cdot N_{FL} \approx \tau_{FL} \cdot N_S$$

$$\text{Au ZLP:} \quad \dot{W}_{sh} = \tau \cdot N = \tau_{ZL} \cdot N_S$$

Dans cette région : $\dot{W}_{sh} \propto \tau$ (c.à.d. que la puissance de l'arbre est approximativement proportionnelle au couple)

La variation de vitesse dans la zone de charge partielle n'est pas nulle. Mais ce que l'on déduit de la discussion ci-dessus, c'est que la variation relative de la vitesse est très faible dans cette région et que, par conséquent, la variation de la puissance de l'arbre entre FLP et ZLP est principalement due à la variation du couple délivré.

Considérons maintenant le changement de vitesse du point de vue du glissement, . Au ZLP, le glissement est approximativement nul. Au FLP, le glissement est le glissement à pleine charge.

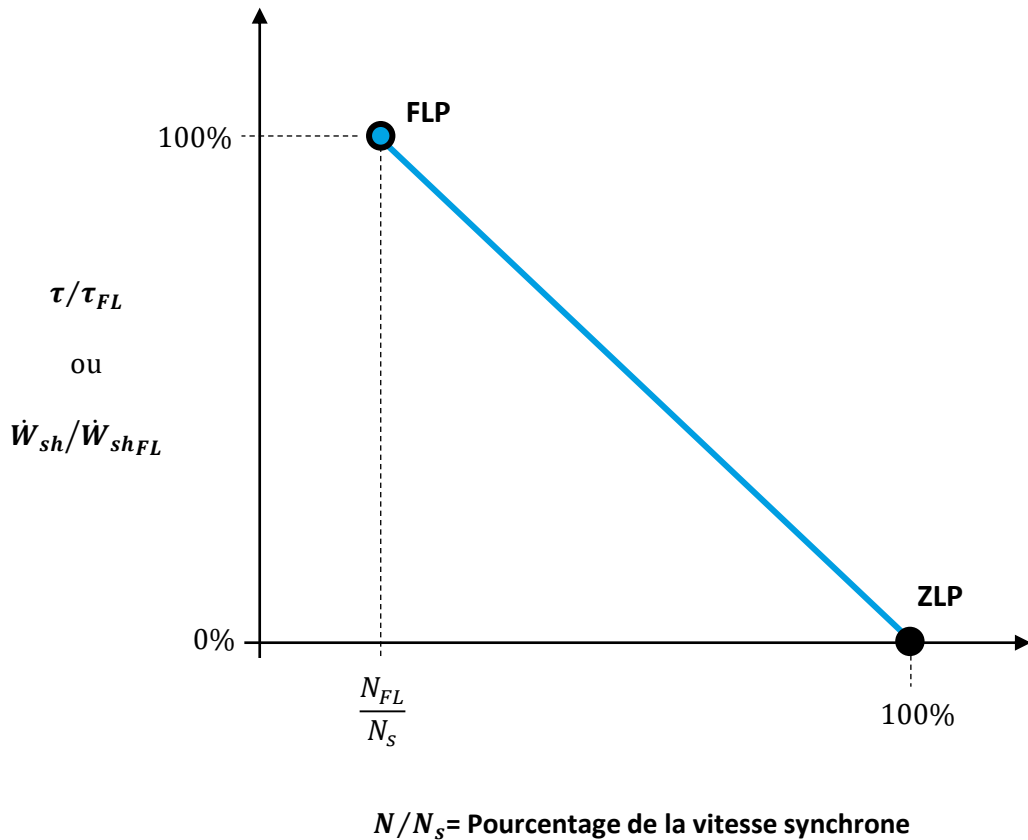
$$\text{Au ZLP:} \quad \text{slip} = N_S - N \approx 0$$

$$\text{Au FLP:} \quad \text{slip}_{FL} = N_S - N_{FL}$$

Entre FLP et ZLP, le glissement varie de slip_{FL} à 0, et nous pouvons dire qu'il varie de 100% du glissement à pleine charge à FLP à 0% du glissement à pleine charge à ZLP. Dans cette région, le couple varie à peu près linéairement avec le % de glissement FL, de $\tau = \tau_{FL}$ au FLP à $\tau = 0$ au ZLP.

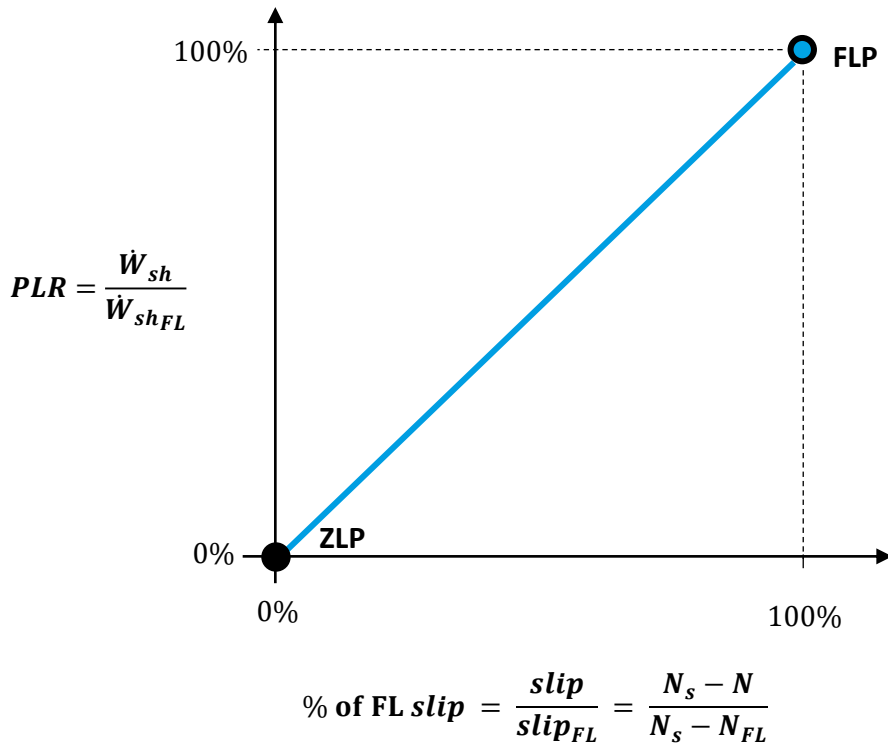
Si l'on rassemble toutes ces informations pour la région à charge partielle...

En dessous, l'axe horizontal est le même que précédemment, mais nous avons fait un "zoom avant" pour nous concentrer uniquement sur la zone de charge partielle. En outre, une ligne droite relie FLP et ZLP, indiquant que le couple et la puissance de l'arbre dans cette région varient linéairement de la performance nominale à FLP à zéro à ZLP.



Or, au FLP, le glissement est de "100 % du glissement à pleine charge" et au ZLP, le glissement est de 0 % du glissement à pleine charge. Transformons donc l'axe horizontal pour indiquer le % de glissement FL, qui commence à 0 % à ZLP et va jusqu'à 100 % à FLP. Le graphique ainsi transformé est présenté à la page suivante.

Note : Toute la discussion précédente n'a pour but que de nous amener à ce graphique...



Pour les moteurs considérés : Dans la zone de charge partielle, une bonne approximation est que la charge réelle par rapport à la puissance (capacité) à pleine charge est égale au glissement réel par rapport au glissement à pleine charge.

Nous pouvons appeler le ratio indiqué ci-dessus sur l'axe vertical "Part-Load Ratio" (PLR) ou % de la pleine charge.

$$PLR = \frac{\text{load}}{\text{capacity}} = \frac{\text{required output}}{\text{equipment capacity}} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{sh_{FL}}}$$

⏟

Définition générale
de "Part-Load Ratio"

⏟

Une définition spécifique du DPP
pour le type d'équipement en
cours d'examen

Pour les moteurs considérés, on peut dire que dans la zone de charge partielle :

$$PLR = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{sh_{FL}}} = \frac{slip}{slip_{FL}}$$

$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{sh_{FL}} \cdot \frac{N_s - N}{N_s - N_{FL}}$$

Ainsi, si nous connaissons la taille d'un moteur particulier ($\dot{W}_{sh_{FL}}$), sa vitesse nominale (N_{FL}) et sa vitesse synchrone (N_s), nous devrions être en mesure d'estimer la charge du moteur à l'aide d'un tachymètre (c.à.d. N).

Exemple :

Puissance nominale = 10 hp

Vitesse nominale = 1750 tr/min

Vitesse synchrone = 1800 tr/min

Vitesse réelle = 1765 tr/min

$$\dot{W}_{sh_{FL}} = 10 \text{ hp}$$

$$N_s = 1800 \text{ rpm}$$

$$N_{FL} = 1750 \text{ rpm}$$

$$N = 1765 \text{ rpm}$$

$$slip_{FL} = 1800 - 1750 = 50 \text{ rpm}$$

$$slip = 1800 - 1765 = 35 \text{ rpm}$$

$$PLR = 35/50 = 70\%$$

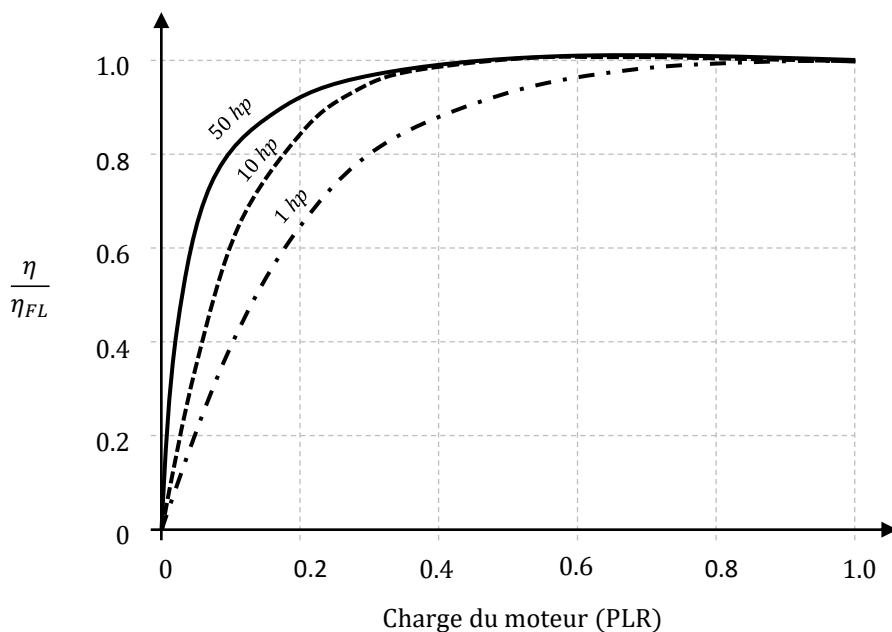
$$\dot{W}_{sh} = \dot{W}_{sh_{FL}} \cdot PLR = 7 \text{ hp}$$

7. Rendement du moteur à charge partielle

Le rendement des moteurs à induction varie en fonction de la charge. Le graphique ci-dessous indique des courbes de rendement typiques, l'axe horizontal étant le PLR (% de FL) et l'axe vertical le rendement relatif à charge partielle (η/η_{FL}).

Pour les moteurs plus importants (10+ hp), lorsque la charge est réduite à partir de 100%, le rendement peut d'abord augmenter légèrement, mais il diminuera ensuite généralement lorsque le PLR tombera en dessous d'environ 50%. Pour les moteurs plus petits (≈ 1 hp), la diminution du rendement commence plus tôt. Les moteurs fortement surdimensionnés peuvent fonctionner à un rendement bien inférieur à leur rendement nominal.

Souvent, les données relatives aux performances d'un moteur spécifique indiquent le rendement de fonctionnement à plusieurs niveaux de charge différents (p. ex., 100 %, 75 %, 50 %, 25 %). Dans ce cas, le rendement peut être estimé directement à l'aide de ces données (plutôt qu'à l'aide d'une courbe générique).



Exemple :

Déterminer la puissance d'entrée (W) pour un moteur de 1 hp avec $\eta_{FL} = 80\%$ si $PLR = 20\%$. Estimez la performance à charge partielle à l'aide du graphique ci-dessus.

D'après la courbe, à $PLR = 0,2$, $\eta/\eta_{FL} = 0.65$ (estimation visuelle).

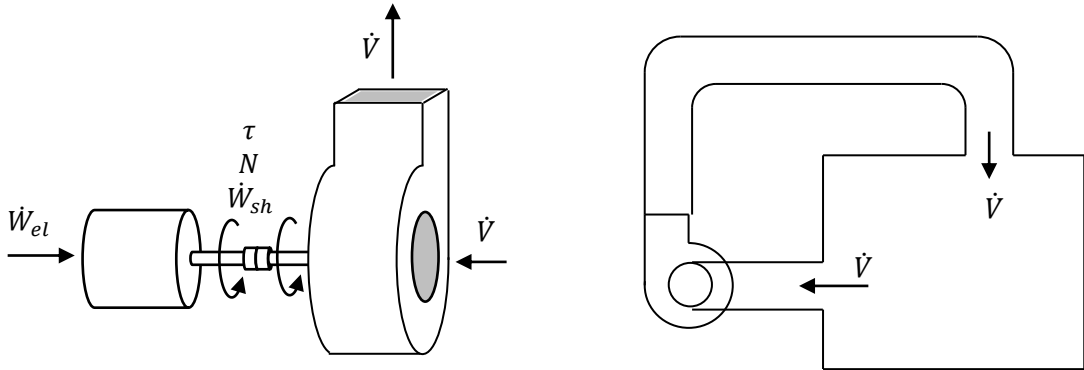
$$\therefore \eta = \left(\frac{\eta}{\eta_{FL}} \right) \cdot \eta_{FL} = (0.65)(80\%) = 52\%$$

$$\dot{W}_{sh} = PLR \cdot \dot{W}_{sh_{FL}} = 0.2 \cdot (1 \text{ hp}) = 0.2 \text{ hp} = 149.2 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{sh}/\eta = 149.2 \text{ W}/0.52 = \mathbf{286.9 \text{ W}}$$

8. Ventilateur et moteur installés dans un système de conduits

Considérons maintenant un ventilateur entraîné par un moteur "à couplage direct", et la paire installée pour fonctionner dans un système de conduits particulier.



Lorsque les arbres du moteur et du ventilateur sont directement accouplés - en supposant que l'accouplement est sûr, de sorte qu'il n'y a pas de glissement - les deux arbres agissent effectivement comme un seul. En d'autres termes, les deux dispositifs auront la même vitesse de rotation, le couple fourni par le moteur sera le couple reçu par le ventilateur, et la puissance de l'arbre produite par le moteur sera la puissance de l'arbre fournie au ventilateur.

Pour l'instant, considérons uniquement le fonctionnement du ventilateur dans le système de conduits. Supposons que nous soyons en mesure de mesurer les performances du ventilateur lorsqu'il est installé dans le système de conduits et que nous puissions déterminer ce qui suit :

Avec le ventilateur entraîné à 1750 tr/min , la puissance requise de l'arbre est $\dot{W}_{sh} = 1800 \text{ W}$, le débit est $\dot{V} = 1100 \text{ L/s}$, et la différence de pression à travers le ventilateur est $\Delta P = 900 \text{ Pa}$.

A partir de ces informations, nous pouvons déduire le rendement du ventilateur dans ces conditions de fonctionnement :

$$\eta_f = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\dot{W}_{sh}} = \frac{(900 \text{ Pa}) \cdot (1.1 \text{ m}^3/\text{s})}{(1800 \text{ W})} = \frac{990 \text{ W}}{1800 \text{ W}} = 55\%$$

En connaissant cette information, nous pouvons utiliser les lois sur les ventilateurs pour estimer les performances pour de légères variations de la vitesse du ventilateur. Le point de fonctionnement connu est le suivant

$$\begin{array}{ll} \text{Au} & N_1 = 1750 \text{ rpm:} \\ & \dot{V}_1 = 1.1 \text{ m}^3/\text{s} \\ & \Delta P_1 = 900 \text{ Pa} \\ & \dot{W}_{sh,1} = 1800 \text{ W} \end{array}$$

Supposons maintenant que nous souhaitons régler la vitesse du ventilateur de manière à obtenir un débit de $1,0 \text{ m}^3/\text{s}$. Appliquez les lois du ventilateur pour estimer la vitesse de rotation de l'arbre et la puissance nécessaires :

Loi sur les fans n° 1 :
$$N_2 = N_1 \cdot \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = (1750 \text{ rpm}) \cdot \left(\frac{1.0 \text{ m}^3/\text{s}}{1.1 \text{ m}^3/\text{s}} \right) = \mathbf{1591 \text{ rpm}}$$

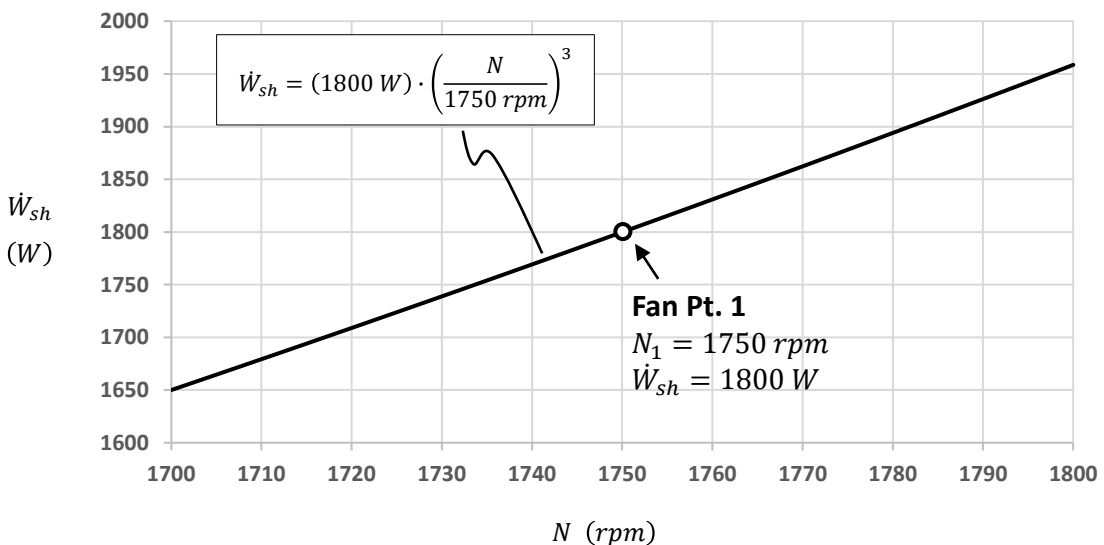
Loi des fans n°3 :
$$\dot{W}_{sh,2} = \dot{W}_{sh,1} \cdot \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = (1800 \text{ W}) \left(\frac{1591 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} \right)^3 = \mathbf{1350 \text{ W}}$$

Ou bien, disons que nous aimerions connaître le débit et la puissance de l'arbre si le ventilateur était entraîné à 1800 tr/min.

Loi sur les fans n° 1 :
$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} = (1.1 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot \left(\frac{1800 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} \right) = \mathbf{1.13 \text{ m}^3/\text{s}}$$

Loi des fans n°3 :
$$\dot{W}_{sh,2} = \dot{W}_{sh,1} \cdot \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = (1800 \text{ W}) \left(\frac{1800 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} \right)^3 = \mathbf{1959 \text{ W}}$$

Les lois du ventilateur peuvent être utilisées pour estimer la puissance requise sur l'arbre à toute vitesse proche du point de fonctionnement connu (1750 tr/min). Le graphique ci-dessous représente la puissance requise sur l'arbre du ventilateur en fonction de la vitesse dans la plage de 1700 à 1800 tr/min (*Remarque : dans la plage indiquée, la ligne peut sembler être une ligne droite, mais il s'agit de l'équation cubique indiquée*).



Examinons maintenant le fonctionnement de l'ensemble du système lorsqu'un moteur particulier est utilisé. Supposons que le moteur (à coupler au ventilateur) ait les caractéristiques indiquées ci-dessous :

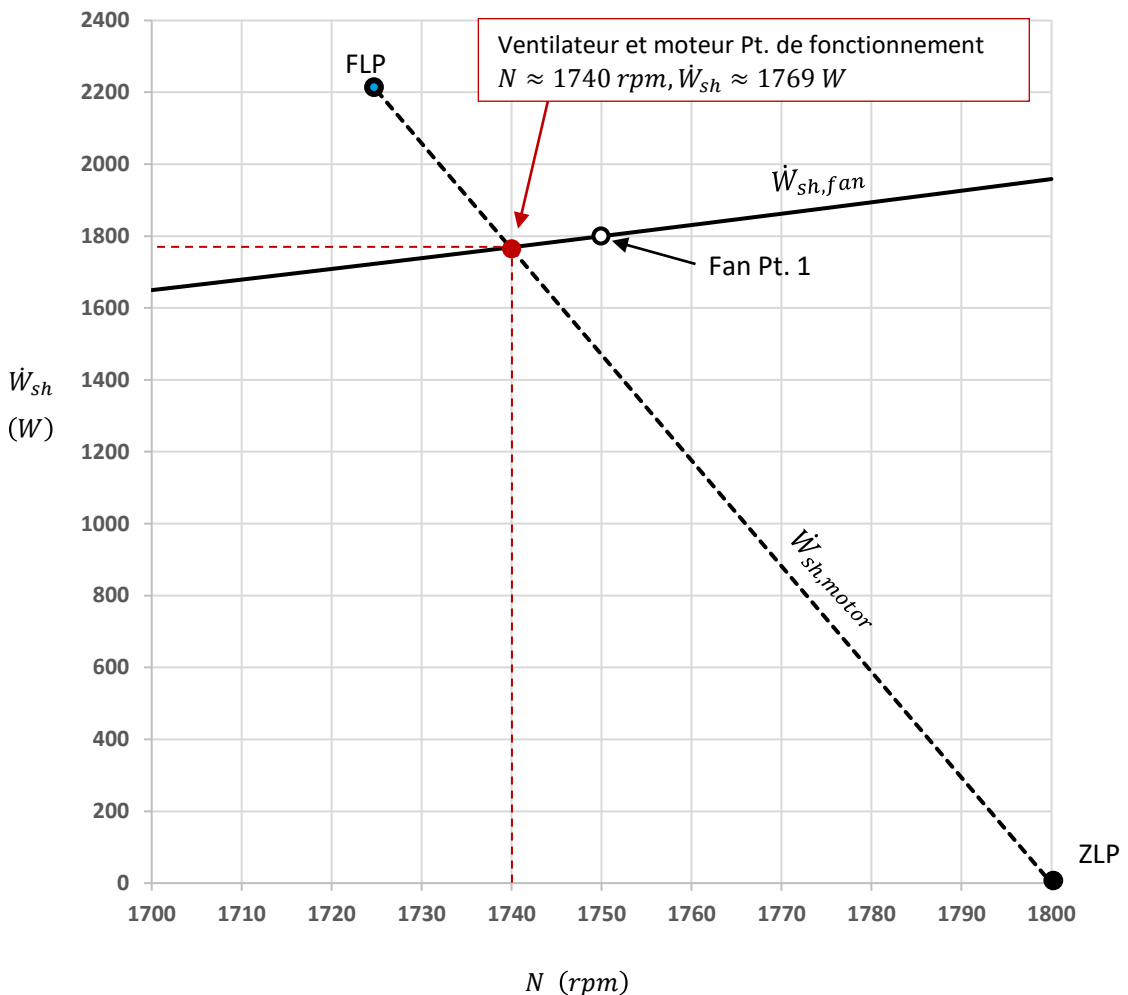
Vitesse synchrone = 1800 tr/min
 Taille = "3 hp"
 Vitesse nominale = 1725 tr/min
 Couple nominal = 9.0 ft-lbs

Rendement : $\left\{ \begin{array}{l} \text{pleine charge} = 86,6 \\ \text{Charge de 75\%} = 87,7\% \\ \text{Charge de 50\%} = 86,9\% \\ \text{Charge de 25\%} = 81,4\% \end{array} \right.$

Sur la base de la vitesse et du couple nominaux, la puissance à pleine charge est :

$$\dot{W}_{sh,FL} = \frac{\tau_{FL} \cdot rpm_{FL}}{5252} = \frac{(9) \cdot (1725)}{5252} = 2.956 \text{ hp} = 2205 \text{ W}$$

Le graphique ci-dessous montre la puissance du ventilateur et la puissance du moteur en fonction de la vitesse. Le point d'intersection indique la vitesse de fonctionnement à laquelle la puissance fournie par le moteur correspondrait à celle requise par le ventilateur - c'est le point de fonctionnement prévu.



Au point de fonctionnement prévu, les livraisons se font à l'adresse $\dot{W}_{sh} \approx 1760 \text{ W}$, ce qui permet de calculer le PLR :

$$PLR = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{sh_{FL}}} = \frac{1769 \text{ W}}{2205 \text{ W}} \approx 80\%$$

Le rendement du moteur peut maintenant être estimé. Par interpolation linéaire entre les rendements nominaux fournis à 75 % et 100 % de charge, le rendement estimé à DPP = 80% est le suivant :

$$\eta \approx 87.5\%$$

La puissance d'entrée du moteur est donc la suivante :

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{sh}/\eta = 1769 \text{ W}/0.875 = \mathbf{2022 \text{ W}}$$

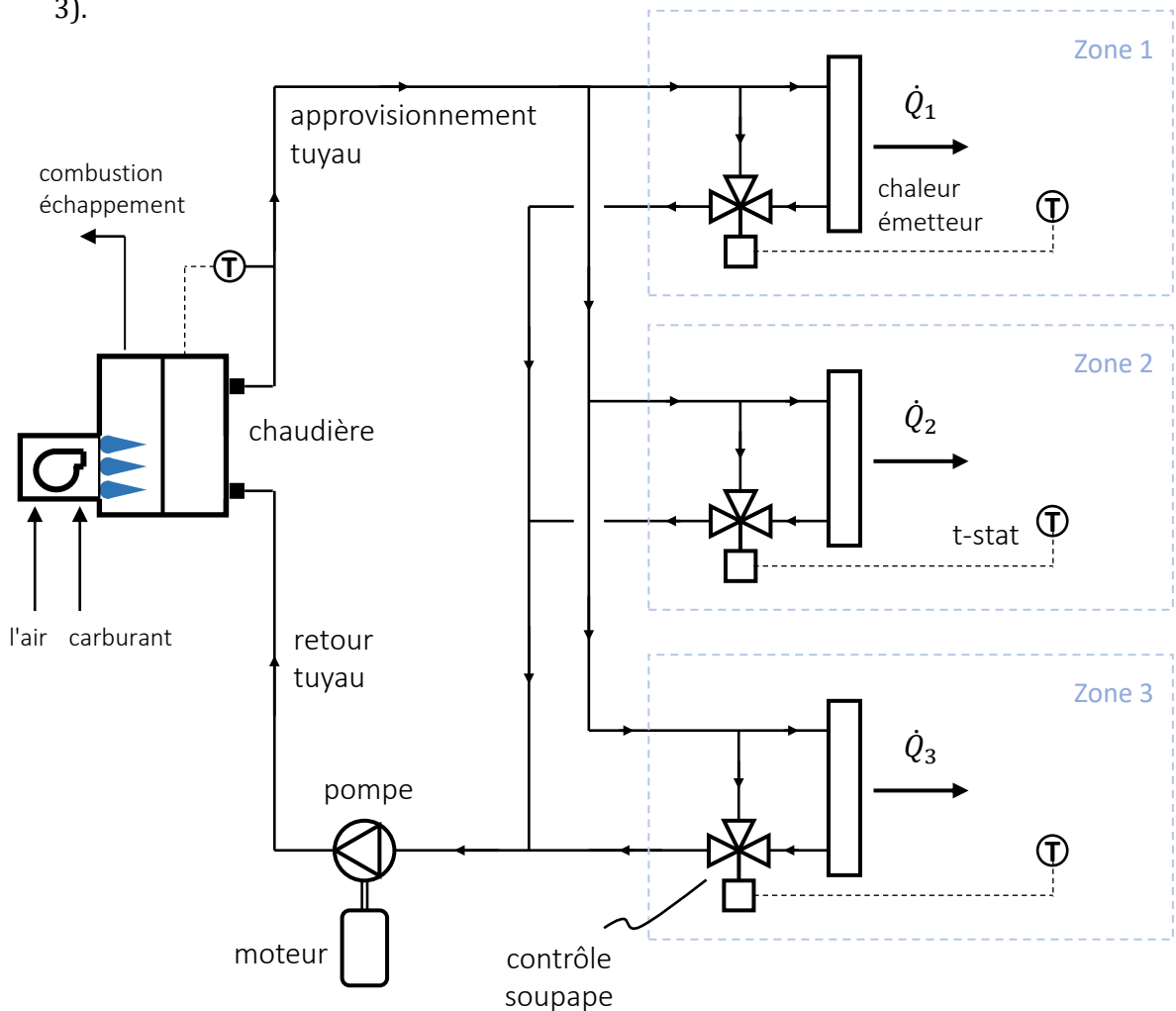
De même, le débit du ventilateur fonctionnant à 1740 tr/min est de :

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} = (1.1 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot \left(\frac{1740 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} \right) \approx \mathbf{1.093 \text{ m}^3/\text{s}}$$

9. Système de chauffage hydronique simple

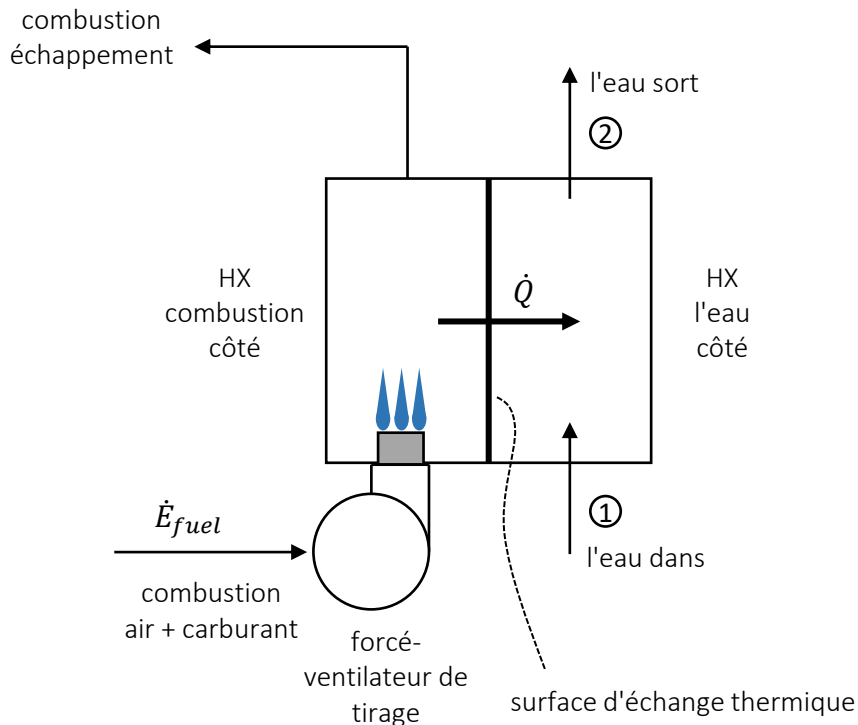
Le schéma ci-dessous est une représentation simplifiée d'un système de chauffage hydronique qui fournit de la chaleur à trois zones thermiques. L'eau chaude "produite" par une chaudière circule jusqu'à un émetteur de chaleur (p. ex. un radiateur) situé dans chacune des trois zones. Le thermostat de chaque zone envoie un signal à une vanne de régulation. Lorsque la pièce a besoin de chaleur, la vanne dirige le flux d'eau vers le radiateur (c.à.d. qu'elle allume le chauffage). Lorsqu'il n'y a pas besoin de chaleur, la vanne se met en position de contournement du radiateur (c.à.d. qu'elle "coupe le chauffage"). La chaudière est alimentée (selon les besoins) pour maintenir une température d'alimentation stable dans la boucle d'eau de circulation.

Examinez la similitude entre le système représenté ci-dessous et le système de "réservoir chauffé" examiné précédemment. Dans le système ci-dessous, c'est comme si la perte de chaleur du réservoir pouvait être contrôlée (c.à.d. via la valeur de contrôle) et que cette "chaleur perdue" était dirigée vers les endroits prévus (c.à.d. les zones 1, 2 et 3).



Dans une chaudière, les composants clés sont l'échangeur de chaleur et le brûleur. Une représentation simplifiée est fournie ci-dessous.

Dans la plupart des chaudières modernes, le mouvement des gaz de combustion à travers le côté combustion de l'échangeur de chaleur est généralement forcé/induit par un système de ventilateur. Cependant, certaines chaudières utilisent le "tirage naturel" (flux induit par la flottabilité) du côté de la combustion.



Remarque : le terme "chaudière" est un terme générique qui s'applique aux dispositifs utilisés pour chauffer de l'eau, même si l'eau ne bout pas réellement. Une chaudière peut être décrite comme une "chaudière à eau chaude" ou une "chaudière à vapeur" en fonction de son utilisation.

10. Chaudières pour le chauffage des locaux

Le contenu de cette section est destiné à vous aider à acquérir une connaissance pratique des chaudières de chauffage.



Vidéo de Viessmann :

Vitodens 100 W B1HA -
Chaudière de chauffage (6 minutes)

<https://youtu.be/zz5WQDbQz4Y>

Veuillez regarder la vidéo. (Si vous êtes intéressé, le lien ci-dessous vous permettra d'accéder aux données techniques de la chaudière dont il est question dans la vidéo. La visite du lien est facultative).

Product may not look exactly as illustrated.

Product Information
Cross-Section

Legend

- (A) Stainless steel cylinder burner
- (B) Inox-Radial stainless steel heat exchanger
- (C) Burner blower
- (D) Natural gas and hydronic connections
- (E) Boiler control

VISSMANN

VITODENS 100-W

Natural gas-fired wall-mounted condensing boiler
29 to 100 MBH (8.5 to 29.3 kW)

Technical Data Manual
Model Nos. and pricing: see Price List

Vitodens 100-W, WB1A
(with pre-installed coaxial vent pipe adapter)

Vitodens 100-W

WB1A Series

Natural Gas-Fired Wall-Mounted Condensing Boiler with modulating stainless steel natural gas cylinder burner and stainless steel inox-Radial heat exchanger for room air independent operation using a direct vent system and room air dependent operation.

⚠ For Natural Gas only!

5347 MB5 v1.1 10/2007

<https://www.viessmann.ca/en/residential/gas-boilers/condensing-boilers/vitodens-100-b1ka.html>



Vidéo par Tec Tube :

Types de chaudières : Rendement standard et rendement élevé
(10 minutes)

<https://youtu.be/hWbGG26LvIs>

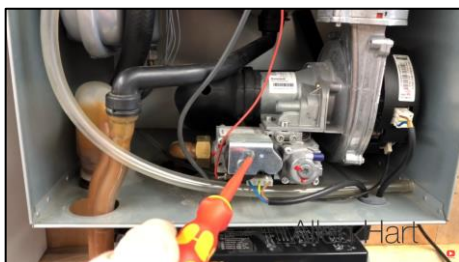
Chaudière résidentielle en fonte (au mazout)



Les panneaux de l'armoire sont installés et la porte de la chambre de combustion est fermée.



Panneaux de l'armoire enlevés et porte de la chambre de combustion ouverte. (Lorsque les panneaux sont enlevés, il ne s'agit en fait que d'un gros morceau de fer, c.à.d. l'échangeur de chaleur).



Vidéo d'Allen Hart :

Viessmann Vitodens 100 -
Whats Inside - Full Strip Down
(9 minutes)

<https://youtu.be/zmcyOwhdPDs>

Vous voulez *plus de* vidéos sur les chaudières ?

De "TheWXTV" (Weatherization TV) :

Notions de base sur les chaudières : Partie I - Air de combustion et tirage

15 minutes

<https://youtu.be/sOp6LiG7ncY>

Notions de base sur les chaudières : Partie II - Nettoyer, tester et régler

15 minutes

<https://youtu.be/ZnsShrdZqgA>

Notions de base sur les chaudières : Partie III - Composants externes

11 minutes

<https://youtu.be/3NVZFAcqDOK>

11. Efficacité saisonnière de la chaudière

Rappelons la définition générale de l'efficacité : $\eta = \frac{\text{output}}{\text{input}}$

Elle peut être évaluée sur une base instantanée ou sur une période de temps finie :

$$\eta(t) = \frac{\dot{E}_{out}(t)}{\dot{E}_{in}(t)} \qquad \eta_{avg} = \frac{\int \dot{E}_{out}(t) \cdot dt}{\int \dot{E}_{in}(t) \cdot dt}$$

Les informations fournies ci-dessous et sur la page suivante sont extraites de :

*"Guide B de la CIBSE : Chauffage, ventilation, climatisation et réfrigération".
The Chartered Institution of Building Services Engineers Londres, 2005.*

1.4.2.3 Seasonal boiler efficiency

Boiler efficiency is the principal determinant of system efficiency in many heating systems. What matters is the average efficiency of the boiler under varying conditions throughout the year, known as 'seasonal efficiency'. This may differ significantly from the bench test boiler efficiency, although the latter may be a useful basis for comparison between boilers. Typical seasonal efficiencies for various types of boiler are given in Table 1.7. For domestic boilers, seasonal efficiencies may be obtained from the SEDBUK⁽⁵²⁾ database.

Many boilers have a lower efficiency when operating at part load, particularly in an on/off control mode, see Figure 1.4. Apart from the pre-heat period, a boiler spends most of its operating life at part load. This has led to the increased popularity of multiple boiler systems since, at 25% of design load, it is better to have 25% of a number of small boilers operating at full output, rather than one large boiler operating at 25% output.

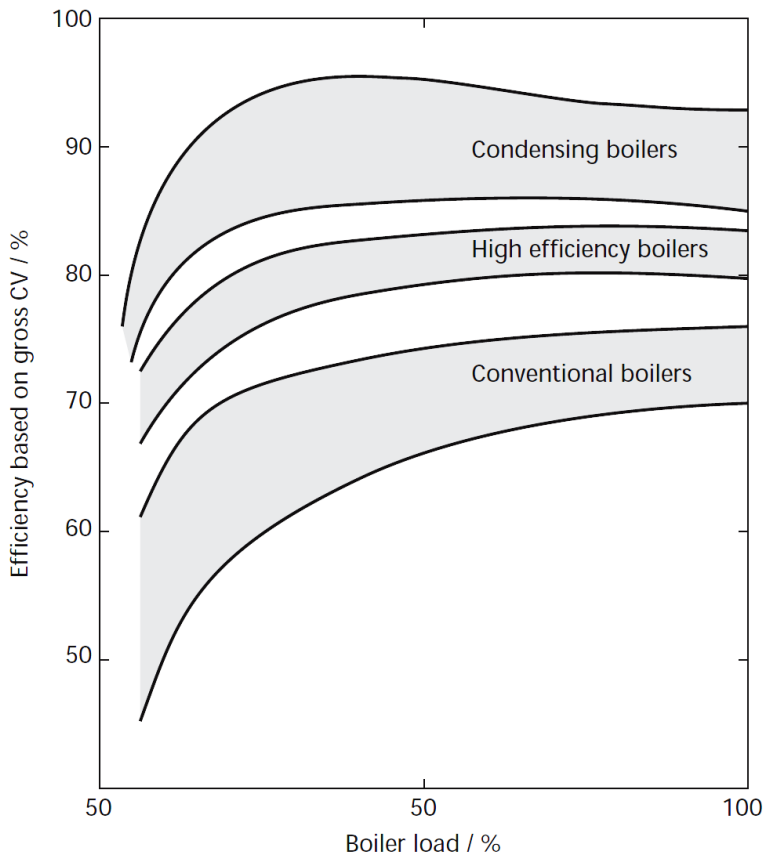
Condensing boilers operate at peak efficiency when return water temperatures are low, which increases the extent to which condensation takes place. This can occur either at part or full load and depends principally on the characteristics of the system in which it is installed. Condensing boilers are particularly well suited to LPHW systems operating at low flow and return temperatures, such as under-floor heating. They may also be operated as lead boilers in multiple boiler systems.

(suite)

Table 1.7 Typical seasonal efficiencies for various boiler types⁽¹²⁾

Boiler/system	Seasonal efficiency / %
Condensing boilers:	
— under-floor or warm water system	90
— standard size radiators, variable temperature circuit (weather compensation)	87
— standard fixed temperature emitters (83/72 °C flow/return)*	85
Non-condensing boilers:	
— modern high-efficiency non-condensing boilers	80–82
— good modern boiler design closely matched to demand	75
— typical good existing boiler	70
— typical existing oversized boiler (atmospheric, cast-iron sectional)	45–65

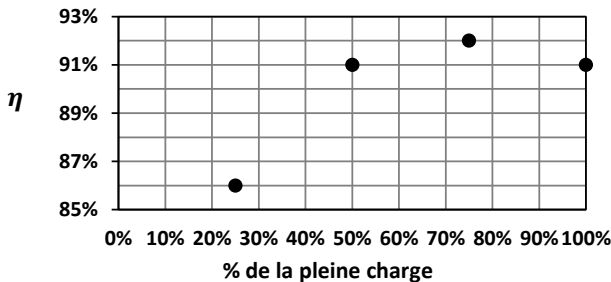
* Not permitted by current Building Regulations

**Figure 1.4** Typical seasonal LTHW boiler efficiencies at part load⁽⁵³⁾

Problèmes

1. Un moteur à induction triphasé entraîne une pompe centrifuge. Cet équipement fonctionne 8760 heures par an. Le moteur a les performances suivantes :

vitesse synchrone = 1800 tr/min
 Vitesse nominale = 1760 tr/min
 puissance nominale = 20 hp (14,9 kW)
 courbe d'efficacité = voir figure



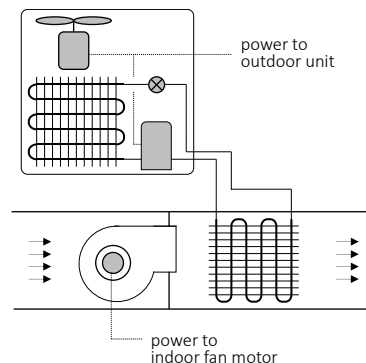
Lors d'un audit énergétique, un tachymètre indique que la vitesse de l'arbre du moteur est de 1770 tr/min. Sur la base des informations fournies, estimez les quantités suivantes :

- Charge du moteur (% de la pleine charge).
- Puissance de l'arbre fournie par le moteur (hp).
- Couple délivré par le moteur (ft-lb).
- Puissance électrique absorbée par le moteur (W).

2. Une unité de climatisation fournit du froid à une zone d'un bâtiment. L'unité de condensation extérieure assure l'évacuation de la chaleur. Elle comprend le compresseur et le ventilateur du condenseur. Le ventilateur intérieur déplace l'air de la zone climatisée, à travers le serpentin de refroidissement, puis le renvoie dans la zone climatisée. Le ventilateur intérieur et son moteur à couplage direct sont situés dans le flux d'air.

À un moment donné, les conditions de fonctionnement sont les suivantes :

- La batterie de refroidissement fournit une puissance de refroidissement de 20 kW, l'unité extérieure utilisant une puissance électrique de 5,43 kW.
- Le ventilateur intérieur fournit un débit = 1600 L/s et une élévation de pression = 750 Pa, avec un rendement du ventilateur = 55% et un rendement du moteur = 85%.



Estimez les éléments suivants :

- Puissance de l'arbre requise par le ventilateur intérieur (W).
- Puissance électrique absorbée par le moteur du ventilateur intérieur (W).
- Taux de production de chaleur (c.à.d. pertes) du moteur du ventilateur intérieur (W).
- COP de refroidissement de l'unité de climatisation (c.à.d. l'unité extérieure).
- Énergie électrique (kWh) nécessaire pour faire fonctionner l'équipement dans ces conditions pendant 20 heures.

3. Un ventilateur centrifuge est installé dans un système de conduits particulier. Lorsqu'il est entraîné à 1150 tr/min, le ventilateur nécessite une puissance sur l'arbre de 5 976 W (~8,0 hp). Les lois du ventilateur peuvent être appliquées pour estimer la variation de la puissance requise en fonction de la vitesse. Un moteur à induction 6 pôles particulier doit être directement couplé au ventilateur. Les caractéristiques du moteur sont les suivantes

Vitesse synchrone = 1200 tr/min ; Vitesse nominale = 1150 tr/min ; Puissance nominale = 7 460 W (10,0 hp).

- a) Fournir les calculs permettant de vérifier que la vitesse de fonctionnement du ventilateur et du moteur sera d'environ 1159 tr/min lorsque le ventilateur et le moteur sont accouplés.
- b) Estimez la puissance électrique consommée par le moteur (W) lorsqu'il entraîne le ventilateur à 1159 tr/min, en supposant qu'il fonctionne avec un rendement de 90 % dans ces conditions.

4. Considérons un ventilateur centrifuge connecté à un système de gaines dans une installation de chauffage, de ventilation et de climatisation. Le débit d'air prévu est de 6 000 L/s. Le ventilateur est entraîné par une courroie et un moteur. Le rendement du moteur est approximativement constant à 91%, et le rendement combiné de l'entraînement et du moteur est approximativement constant à 87%. Après l'installation initiale du ventilateur, il fonctionne à une vitesse de rotation de l'arbre du ventilateur ≈ 1150 tr/min. Le débit d'air mesuré est de 6 400 L/s et la différence de pression (entre l'entrée et la sortie du ventilateur) est de 720 Pa. En outre, il est déterminé que $\eta_{fan} \approx 60\%$ à cette condition.

Estimez les éléments suivants :

- a) Puissance absorbée par le moteur (W) dans les conditions initiales de fonctionnement (6 400 L/s).
- b) Taux de dissipation de la chaleur par le moteur (W) dans les conditions initiales de fonctionnement.
- c) Rendement (%) de la "transmission" (c.à.d. de la transmission par courroie).

Appliquer les règles de ventilation pour les changements de vitesse de l'arbre et estimer ce qui suit :

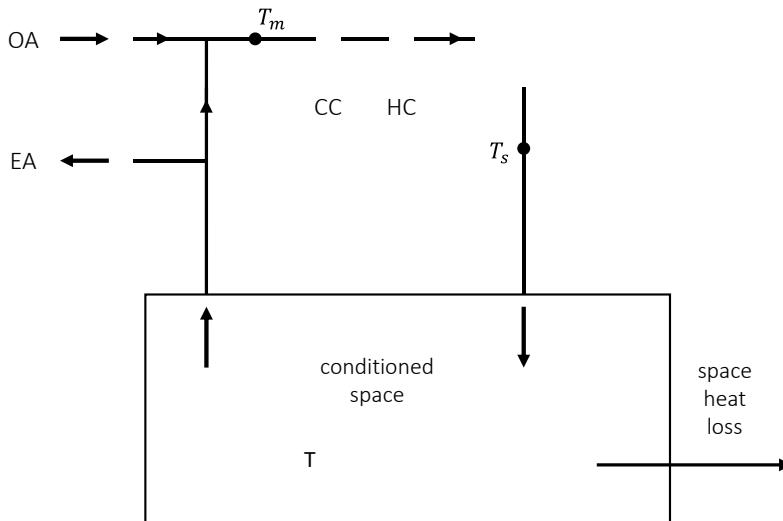
- d) Vitesse de rotation de l'arbre du ventilateur (tr/min) nécessaire pour obtenir le débit d'air prévu.
- e) Puissance requise de l'arbre du ventilateur (W) à la nouvelle vitesse de rotation.

5. Une zone HVAC est chauffée par une unité de toit. Considérez la situation suivante et appliquez une approche simplifiée de "chauffage/refroidissement par fluide sensible" à l'analyse avec $\rho \cdot c_p = 1.23 \text{ J/L} \cdot ^\circ\text{C}$ et $\Delta h = c_p \cdot \Delta T$ (c.à.d. que l'humidité de l'air peut être ignorée - une analyse psychrométrique n'est pas nécessaire). Ne tenez pas compte non plus des variations de la densité de l'air, donc $\dot{m} = \rho \dot{V}$.

Le ventilateur de la RTU fournit un débit d'air de soufflage = 500 L/s. Les registres de mélange assurent un mélange d'air de soufflage de 20 % d'air extérieur et de 80 % d'air recyclé. La perte de chaleur nette de l'espace est de 5 kW. Les fuites d'air à travers l'enveloppe du bâtiment sont négligeables. La température de l'air extérieur est de -10°C et celle de l'espace climatisé de 21°C . Les effets de chauffage (c.à.d. le gain de chaleur) causés par le fonctionnement du ventilateur et du moteur peuvent être négligés.

Pour l'état décrit, estimez ce qui suit :

- Température de l'air mélangé ($T_m, ^\circ\text{C}$) dans la RTU.
- Taux moyen de chaleur (kW) à fournir par le serpentin de chauffage pour maintenir les conditions stables de ce système.
- Température de l'air soufflé ($T_s, ^\circ\text{C}$) si le taux de chauffage calculé en b) a été fourni par la batterie.
- Pour une période raisonnablement longue dans ces conditions : la fraction moyenne de temps de marche (%) pour le serpentin de chauffage s'il fonctionne en mode tout ou rien et que son taux de production de chaleur est de 15 kW (lorsqu'il est en marche).



Solutions

1. a) $slip_{FL} = 40 \text{ rpm}$ $slip = 30 \text{ rpm}$

$$PLR = \frac{30}{40} = 75\%$$

b) $\dot{W}_{sh} = PLR \cdot \dot{W}_{sh_{FL}} = 0.75(20 \text{ hp}) = 15 \text{ hp}$

c)

$$\tau = \frac{\dot{W}_{sh} \cdot 5252}{\text{rpm}} = \frac{15 \text{ hp} \cdot 5252}{1770 \text{ rpm}} = 44.5 \text{ ft} \cdot \text{lb}$$

d) D'après le graphique d'efficacité à $PLR = 75\%$, $\eta = 92\%$

$$\dot{W}_{el} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\eta} = \frac{(15 \text{ hp})(746 \text{ W}/1 \text{ hp})}{(0.92)} = 12163 \text{ W}$$

2.

a)

$$\dot{W}_{sh} = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta_f} = \frac{750 \text{ Pa} \cdot 1.6 \text{ m}^3/\text{s}}{0.55} = 2182 \text{ W}$$

b)

$$\dot{W}_{el, fan} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\eta} = \frac{2182 \text{ W}}{(0.85)} = 2567 \text{ W}$$

c)

$$\dot{Q} = \dot{W}_{el} - \dot{W}_{sh} = 2567 - 2182 \text{ W} = 385 \text{ W}$$

d)

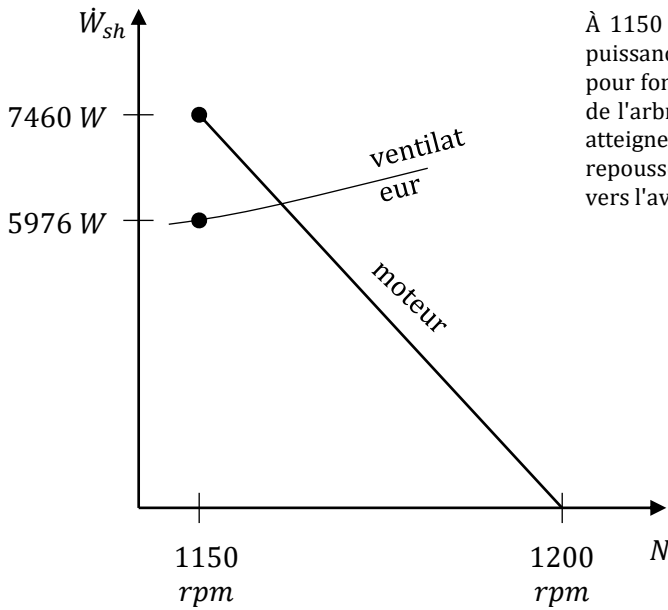
$$COP_c = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_{el, ac}} = \frac{20 \text{ kW}}{5.43 \text{ kW}} = 3.68$$

e)

$$\dot{W}_{el, tot} = 2.567 + 5.43 \approx 8.0 \text{ kW}$$

$$E = \dot{W}_{el, tot} \cdot \Delta t = 8 \text{ kW}(20 \text{ h}) = 160 \text{ kWh}$$

3.



À 1150 tr/min, le moteur fournit plus de puissance que le ventilateur n'en a besoin pour fonctionner régulièrement. La vitesse de l'arbre s'accélère donc jusqu'à ce qu'ils atteignent l'équilibre où le ventilateur repousse aussi fort que le moteur pousse vers l'avant.

moteur :

$$slip_{FL} = 50 \text{ rpm}$$

$$\dot{W}_{sh,FL} = 7460 \text{ W}$$

$$\dot{W}_{sh} = \frac{slip}{slip_{FL}} \cdot \dot{W}_{sh,FL} = \frac{41}{50} \cdot (7460 \text{ W}) = 6117 \text{ W} \quad (\text{at } 1159 \text{ rpm})$$

Pour les ventilateurs, appliquer les lois sur les ventilateurs :

$$N_1 = 1150 \text{ rpm} \quad \dot{W}_{sh,1} = 5976 \text{ W} \quad N_2 = 1159 \text{ rpm}$$

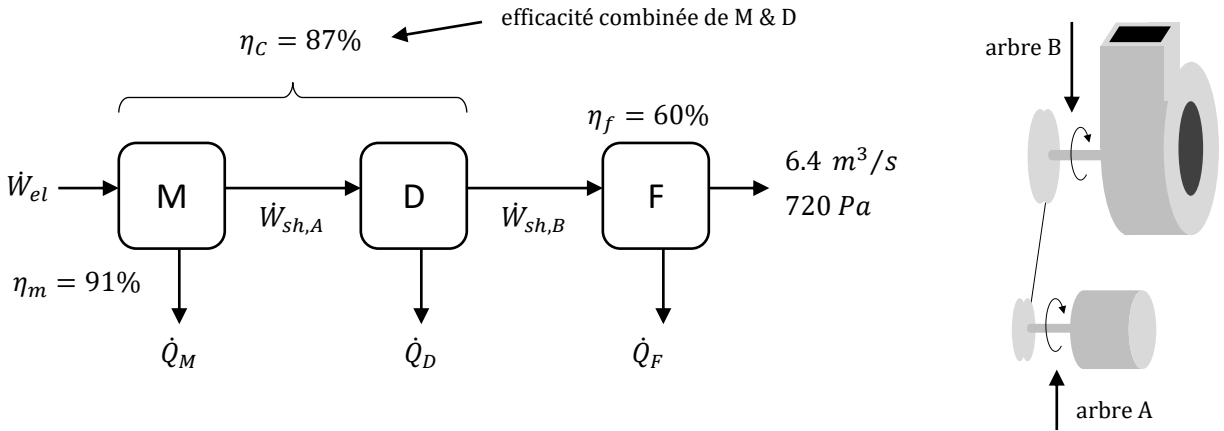
$$\dot{W}_{sh,2} = \dot{W}_{sh,1} \cdot \left(\frac{N_2}{N_1}\right)^3 = (5976 \text{ W}) \cdot \left(\frac{1159}{1150}\right)^3 \approx 6117 \text{ W}$$

Par conséquent, la sortie du moteur = l'entrée du ventilateur à 1159 tr/min.

b)

$$\dot{W}_{el} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\eta} = \frac{6117 \text{ W}}{0.9} = 6797 \text{ W}$$

4.



a)

$$\dot{W}_{el} = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta_c \cdot \eta_f} = \frac{(720 \text{ Pa})(6.4 \text{ m}^3/\text{s})}{(0.87)(0.60)} = \frac{4608 \text{ W}}{(0.87)(0.60)} \approx \mathbf{8828 \text{ W}}$$

b)

$$\dot{W}_{sh,A} = \dot{W}_{el} \cdot \eta_m = 8828 \text{ W}(0.91) = 8033 \text{ W}$$

$$\dot{Q}_M = \dot{W}_{el} - \dot{W}_{sh,A} = 8828 - 8033 = \mathbf{795 \text{ W}}$$

c)

$$\eta_c = \eta_m \cdot \eta_D \rightarrow \eta_D = \frac{\eta_c}{\eta_m} = \frac{0.87}{0.91} = \mathbf{95.6\%}$$

d)

$$\dot{V}_1 = 6.4 \text{ m}^3/\text{s} \quad N_1 = 1150 \text{ rpm}$$

$$N_2 = N_1 \cdot \frac{\dot{V}_2}{\dot{V}_1} = (1150) \left(\frac{6.0}{6.4} \right) = \mathbf{1078 \text{ rpm}}$$

e)

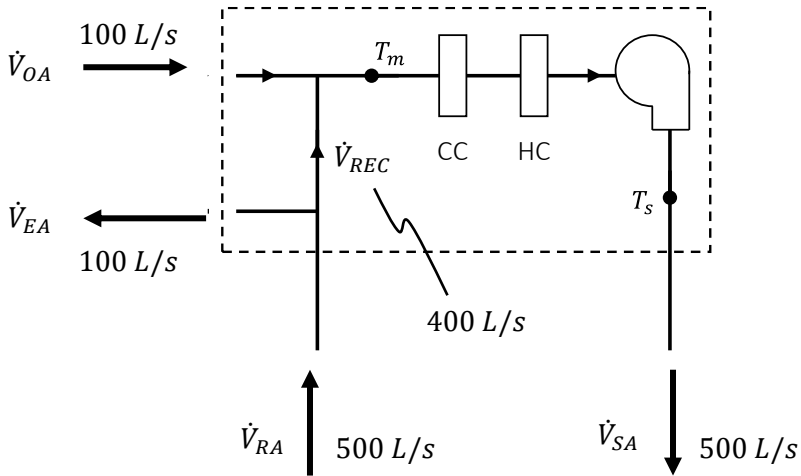
A la vitesse de fonctionnement initiale, la puissance de l'arbre du ventilateur est :

$$\dot{W}_{sh,B1} = \frac{\Delta P \cdot \dot{V}}{\eta_f} = \frac{(720 \text{ Pa})(6.4 \text{ m}^3/\text{s})}{(0.60)} = 7680 \text{ W}$$

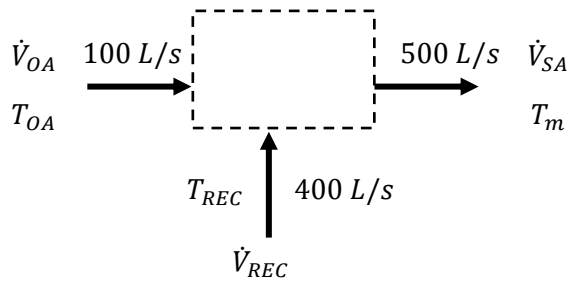
A la nouvelle vitesse :

$$\dot{W}_{sh,B2} = \dot{W}_{sh,B1} \cdot \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 = (7680 \text{ W}) \cdot \left(\frac{1078}{1150} \right)^3 \approx \mathbf{6326 \text{ W}}$$

5. Les débits d'air dans le système sont les suivants



L'air circule dans la section de mélange :



Si le système fonctionne régulièrement, alors :

$$\sum \dot{E}_{in} = \sum \dot{E}_{out}$$

Bilan énergétique pour la section de mélange :

$$\dot{m}_{OA} \cdot h_{OA} + \dot{m}_{REC} \cdot h_{REC} = \dot{m}_{SA} \cdot h_m$$

$$\rho \cdot \dot{V}_{OA} \cdot h_{OA} + \rho \cdot \dot{V}_{REC} \cdot h_{REC} = \rho \cdot \dot{V}_{SA} \cdot h_m$$

En outre :

$$\dot{m}_{SA} = \dot{m}_{OA} + \dot{m}_{REC}$$

La densité de l'air étant considérée comme constante : $\dot{V}_{SA} = \dot{V}_{OA} + \dot{V}_{REC}$

Il s'agit donc d'un bilan énergétique combiné à un bilan masse/volume :

$$\rho \cdot \dot{V}_{OA} \cdot h_{OA} + \rho \cdot \dot{V}_{REC} \cdot h_{REC} = \rho \cdot (\dot{V}_{OA} + \dot{V}_{REC}) \cdot h_m$$

$$\rho \cdot \dot{V}_{OA} \cdot h_{OA} - \rho \cdot \dot{V}_{OA} \cdot h_m = \rho \cdot \dot{V}_{REC} \cdot h_m - \rho \cdot \dot{V}_{REC} \cdot h_{REC}$$

$$\rho \cdot \dot{V}_{OA} \cdot (h_{OA} - h_m) = \rho \cdot \dot{V}_{REC} (h_m - h_{REC})$$

$$\cancel{\rho} \cdot \cancel{\dot{V}_{OA}} \cdot \cancel{c_p} \cdot (T_{OA} - T_m) = \cancel{\rho} \cdot \cancel{\dot{V}_{REC}} \cdot \cancel{c_p} \cdot (T_m - T_{REC})$$

$$\dot{V}_{OA} \cdot (T_{OA} - T_m) = \dot{V}_{REC} \cdot (T_m - T_{REC})$$

$$\dot{V}_{OA} \cdot T_{OA} - \dot{V}_{OA} \cdot T_m = \dot{V}_{REC} \cdot T_m - \dot{V}_{REC} \cdot T_{REC}$$

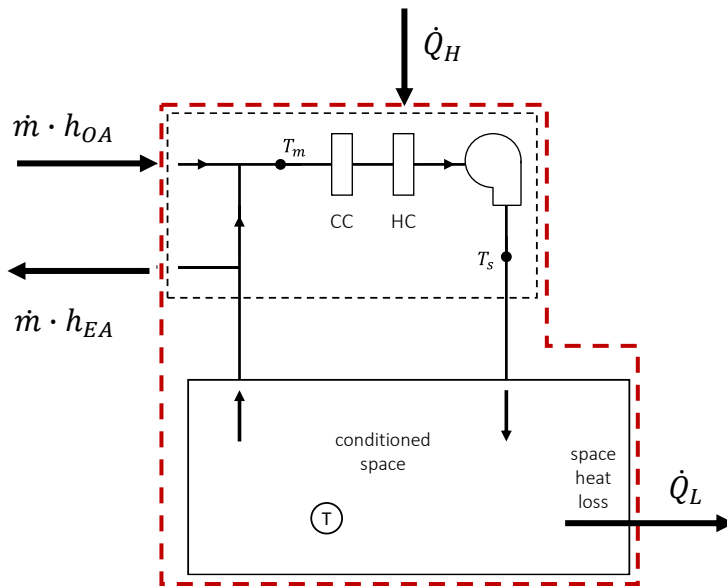
$$\dot{V}_{OA} \cdot T_{OA} + \dot{V}_{REC} \cdot T_{REC} = \dot{V}_{REC} \cdot T_m + \dot{V}_{OA} \cdot T_m$$

$$T_m = \frac{\dot{V}_{OA} \cdot T_{OA} + \dot{V}_{REC} \cdot T_{REC}}{\dot{V}_{OA} + \dot{V}_{REC}}$$

Il a donc fallu beaucoup de travail pour conclure que (avec les hypothèses utilisées) la température de l'air mélangé est la moyenne pondérée par le débit des deux températures du flux d'entrée !

$$T_m = \frac{(100) \cdot (-10) + (400) \cdot (21)}{100 + 400} = \mathbf{14.8^{\circ}\text{C}}$$

b) Considérer le système global comme un volume de contrôle :



Pour maintenir un état stable, le taux total de flux d'énergie entrant doit correspondre au flux sortant.

$$\dot{m}_{OA} \cdot h_{OA} + \dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{m}_{EA} \cdot h_{EA}$$

Les deux débits massiques sont identiques :

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{m}_{OA} \cdot (h_{EA} - h_{OA}) = \dot{Q}_L + \dot{V}_{OA} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{EA} - T_{OA})$$

$$T_{EA} = 21^\circ\text{C} \quad (\text{l'air est évacué de l'espace climatisé})$$

$$T_{OA} = -10^\circ\text{C}$$

$$\rho \cdot c_p = 1.23 \text{ J/L} \cdot ^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q}_L = 5 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{V}_{OA} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{EA} - T_{OA})$$

$$= 5000 \text{ W} + \left(100 \frac{\text{L}}{\text{s}}\right) \left(1.23 \frac{\text{J}}{\text{L} \cdot ^\circ\text{C}}\right) (21 - (-10)^\circ\text{C}) = 5000 \text{ W} + 3183 \text{ W} = \mathbf{8813 \text{ W}}$$

c)

et le débit à travers le serpentin est de 500 L/s.

$$\dot{Q}_H = \dot{V}_{SA} \cdot \rho \cdot c_P \cdot (T_{SA} - T_M)$$

$$T_{SA} = \frac{\dot{Q}_H}{\dot{V}_{SA} \cdot \rho \cdot c_P} + T_M = \frac{8813}{(500)(1.23)} + 14.8 = \mathbf{29.1^\circ C}$$

d)

Pour qu'un dispositif marche-arrêt fournisse une puissance moyenne de 8,8 kW alors que sa puissance réelle est de 15 kW lorsqu'il est en marche (et de zéro lorsqu'il est à l'arrêt), il faut qu'il soit en mesure de fournir une puissance moyenne de 8,8 kW.

$$f_{on} = \frac{\bar{\dot{E}}}{\dot{E}_{on}} = \frac{8.8}{15} = \mathbf{58.7\%}$$

Examinons maintenant le fonctionnement de l'ensemble du système lorsqu'un moteur particulier est utilisé. Supposons que le moteur (à coupler au ventilateur) ait les caractéristiques indiquées ci-dessous :

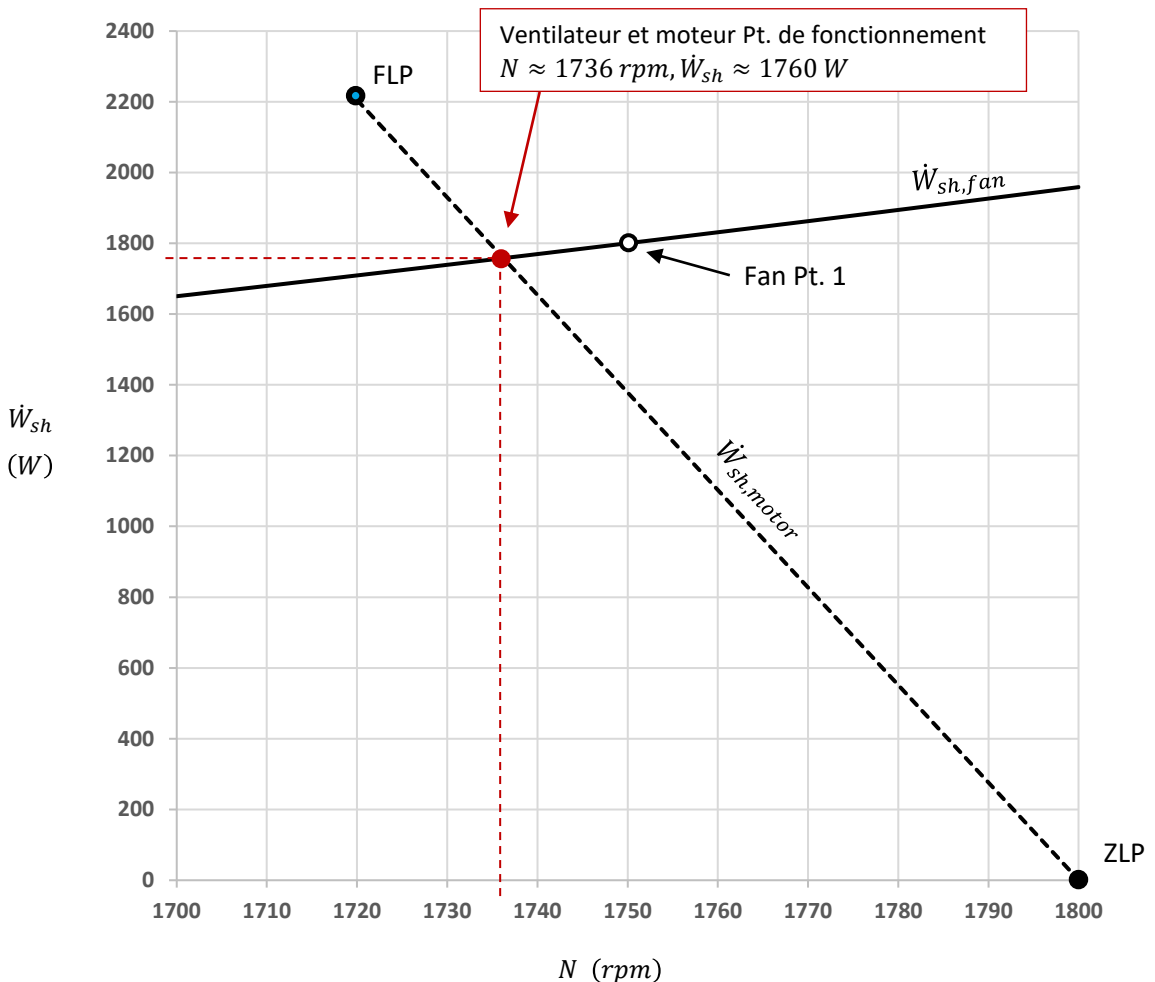
Vitesse synchrone = 1800 tr/min
 Taille = "3 hp"
 Vitesse nominale = 1725 tr/min
 Couple nominal = 9.0 ft-lbs

Rendement : $\left\{ \begin{array}{l} \text{pleine charge} = 86,6\% \\ \text{Charge de } 75\% = 87,7\% \\ \text{Charge de } 50\% = 86,9 \\ \text{Charge de } 25\% = 81,4\% \end{array} \right.$

Sur la base de la vitesse et du couple nominaux, la puissance à pleine charge est :

$$\dot{W}_{sh,FL} = \frac{\tau_{FL} \cdot rpm_{FL}}{5252} = \frac{(9) \cdot (1725)}{5252} = 2.956 \text{ hp} = 2205 \text{ W}$$

Le graphique ci-dessous montre la puissance du ventilateur et la puissance du moteur en fonction de la vitesse. Le point d'intersection indique la vitesse de fonctionnement à laquelle la puissance fournie par le moteur correspondrait à celle requise par le ventilateur - c'est le point de fonctionnement prévu.



Au point de fonctionnement prévu, les livraisons se font à l'adresse , ce qui permet de calculer le PLR :

$$PLR = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{sh_{FL}}} = \frac{1760 \text{ W}}{2205 \text{ W}} = 80\%$$

Le rendement du moteur peut maintenant être estimé. Par interpolation linéaire entre les rendements nominaux fournis à 75 % et 100 % de charge, le rendement estimé à PLR = 80% est le suivant :

$$\eta \approx 87.5\%$$

La puissance d'entrée du moteur est donc la suivante :

$$\dot{W}_{el} = \dot{W}_{sh}/\eta = 1760 \text{ W}/0.875 = \mathbf{2011 \text{ W}}$$

De même, le débit du ventilateur fonctionnant à 1736 tr/min est de :

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \cdot \frac{N_2}{N_1} = (1.1 \text{ m}^3/\text{s}) \cdot \left(\frac{1736 \text{ rpm}}{1750 \text{ rpm}} \right) \approx \mathbf{1.09 \text{ m}^3/\text{s}}$$