6 COMPRESSION DES GAZ

6.1 Principe

L'opération de compression consiste à élever la pression d'un gaz en diminuant son volume cette transformation étant accompagnée d'une élévation de température de ce gaz.

Cette transformation est définie par une équation d'état :

D'un gaz parfait $p \times V = n \times R \times T$ ou d'un gaz réel $p \times V = Z \times n \times R \times T$ avec :

p, la pression en Pa, V, le volume en m^3, n, le nombre de mole(s) du gaz, R, la constante du gaz parfait égal à 8,314 $J.mol^{-1}.K^{-1}$, T, la température en K et Z, le Coefficient de compressibilité dépendant de la nature du gaz , de la température et de la pression.

6.2 Résumé des différentes technologies

Les différentes technologies utilisées pour comprimer un gaz peuvent être représentées dans un arbre classificateur représenté par la Figure 6.1.

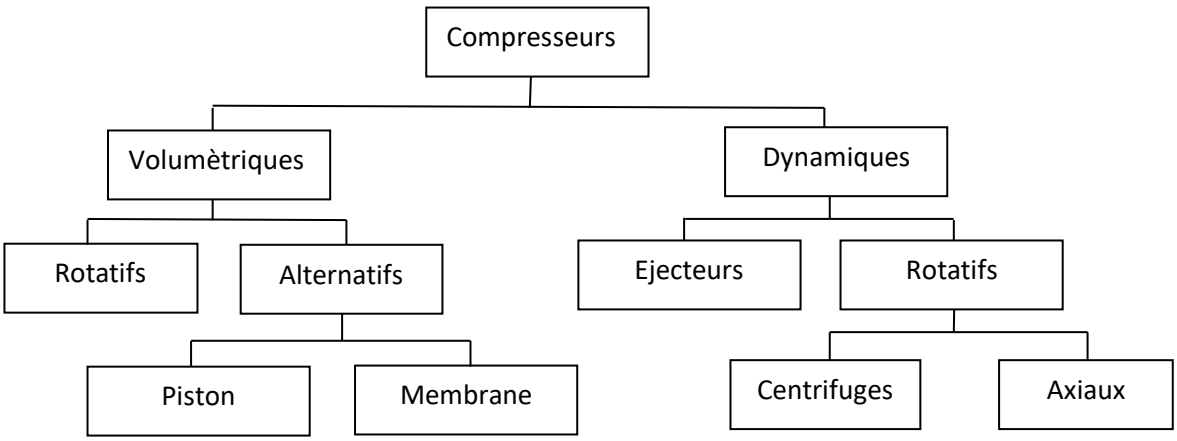


Figure 6.1. Arbre classificateur des principaux compresseurs

Ces technologies couvrent des champs d'exploitation de 0 à 10^6 $m^3.h^{-1}$ et de 1 à 10^7 kPa

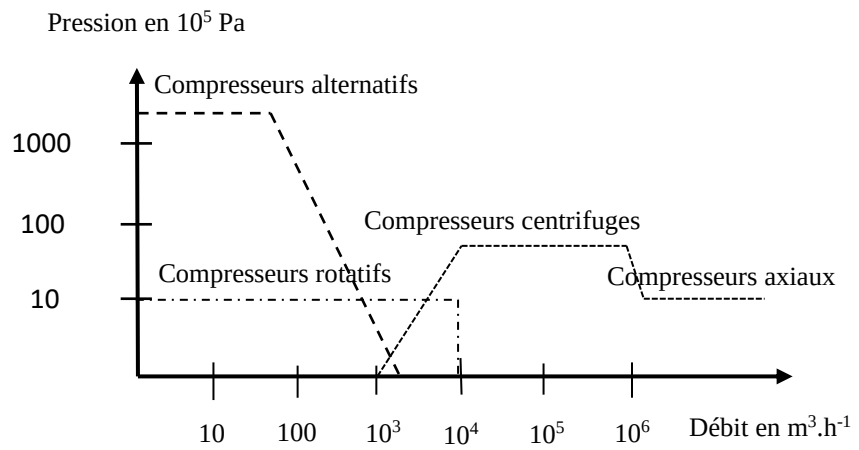


Figure 6.2. Diagramme des conditions d'exploitation des compresseurs

6.3 Les différents régimes de compression

6.3.1 La compression isentropique adiabatique réversible d'un gaz parfait.

L'opération de compression d'un gaz peut être représenté par le schéma suivant :

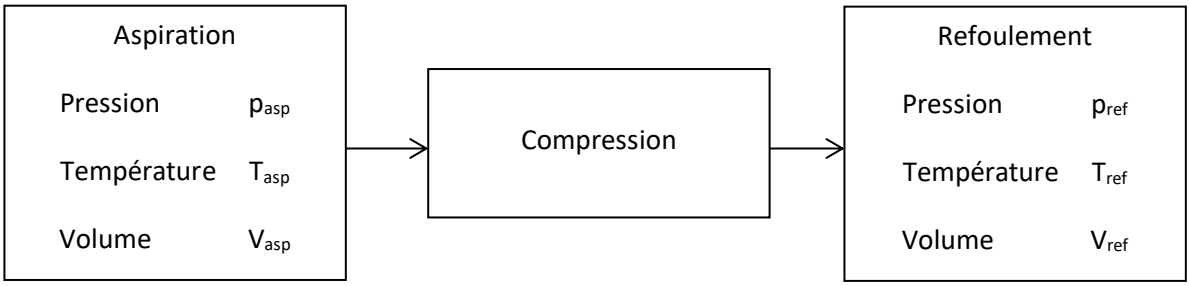


Figure 6.3 Schéma de principe de compression d'un gaz.

Dans le meilleur des cas la compression s'effectue d'une façon isentropique et adiabatique c'est-à-dire sans perte d'énergie et sans échange de chaleur avec l'extérieur.
Pour toute transformation adiabatique isentropique réversible d'un gaz parfait la loi de Laplace s'applique.

$$p \times V^{\gamma} = constante \qquad \text{(Eq 6.1)}$$

$$avec\ \gamma = \frac{Cp}{Cv}\ repr\acute{e}sentant\ le\ coefficient\ adiabatique\ du\ gaz \quad (Eq\ 6.2)$$

Ce coefficient est lui-même lié à la constante spécifique du gaz qui est le rapport entre la constante des gaz parfait et la masse molaire moléculaire du gaz.

$$r = \frac{8{,}314}{M} = Cp - Cv \quad (Eq\ 6.3) \rightarrow \qquad \gamma = \frac{Cp}{Cp - r} \quad (Eq\ 6.4)$$

Il existe donc une relation entre les paramètres de la transformation.

$$p_{asp} \times {V_{asp}}^{\gamma} = p_{ref} \times {V_{ref}}^{\gamma} \ (Eq\ 6.5) \qquad {p_{asp}}^{1-\gamma} \times {T_{asp}}^{\gamma} = {p_{ref}}^{1-\gamma} \times {T_{ref}}^{\gamma} \ (Eq\ 6.6)$$

$$T_{asp} \times {V_{asp}}^{\gamma-1} = T_{ref} \times {V_{ref}}^{\gamma-1} \quad (Eq\ 6.7)$$

En exemple pour de l'air nous avons : $\gamma = 1{,}4$ à $15°C$

Nous pouvons alors établir un état des paramètres à l'entrée et à la sortie du compresseur.

Au refoulement : ${p_{asp}}^{1-\gamma} \times {T_{asp}}^{\gamma} = {p_{ref}}^{1-\gamma} \times {T_{ref}}^{\gamma} \rightarrow T_{ref} = \left[\left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \times T_{asp}\right]$ (Eq 6.8)

6.3.2 La compression polytropique et adiabatique.

En réalité il y a dégradation d'énergie par frottements visqueux du gaz et des organes mécaniques et la transformation est polytropique.

Une des caractéristiques intrinsèques du compresseur étant son rendement polytropique (**n_p**) nous définissons le coefficient polytropique **(k)** en relation avec le coefficient de compressibilité du gaz (**γ**) :

$$\frac{(k-1)}{k} = \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \times \frac{1}{n_p} \ (Eq\ 6.9)$$

Le système étant adiabatique l'énergie dissipée par les forces de frottements est absorbée par le gaz et la température de sortie est plus élevée que dans le cas d'une compression isentropique. C'est le cas en particulier pour les compresseurs centrifuges.

Nous pouvons écrire la relation pour calculer la température de sortie du compresseur dans des conditions polytropiques.

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} \ (Eq\ 6.10)$$

Par exemple pour comprimer de l'air de 101 kPa à 501 kPa on peut utiliser un compresseur adiabatique d'un rendement polytropique de 0,75. L'air entrant à 25°C dispose d'un coefficient $\gamma\ de\ 1{,}4$. Donc :

$$\frac{(k-1)}{k} = \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \times \frac{1}{n_p} \rightarrow \frac{(k-1)}{k} = \frac{(1{,}4-1)}{1{,}4} \times \frac{1}{0{,}75} \rightarrow k = 1{,}61$$

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} \rightarrow T_{ref} = \left(\frac{501}{101}\right)^{\frac{(1{,}61-1)}{1{,}61}} \times 298 \rightarrow T_{ref} \approx 548\ K\ soit\ 275°C$$

Afin de préserver les caractéristiques mécaniques de l'installation la température et souvent limitée à 250°C en sortie de compresseur.

En exploitation la valeur de **(k)** peut être déduite du profil de la pression et de la température.

$$k = \frac{ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)}{ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right) - ln\left(\frac{T_{ref}}{T_{asp}}\right)} \ (Eq\ 6.11)$$

Dans notre cas de la compression de l'air la température à la sortie de l'appareil est de 210°C.

$$k = \frac{ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)}{ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right) - ln\left(\frac{T_{ref}}{T_{asp}}\right)} \rightarrow k = \frac{ln\left(\frac{501}{101}\right)}{ln\left(\frac{501}{101}\right) - ln\left(\frac{483}{298}\right)} \rightarrow k = 1{,}42$$

6.3.3 Cas particulier d'une compression isotherme.

Dans le cas d'une compression parfaitement isotherme toute l'énergie calorifique produite est adsorbée par le refroidissement du compresseur. Ce processus n'est possible que si la compression s'effectue très lentement.

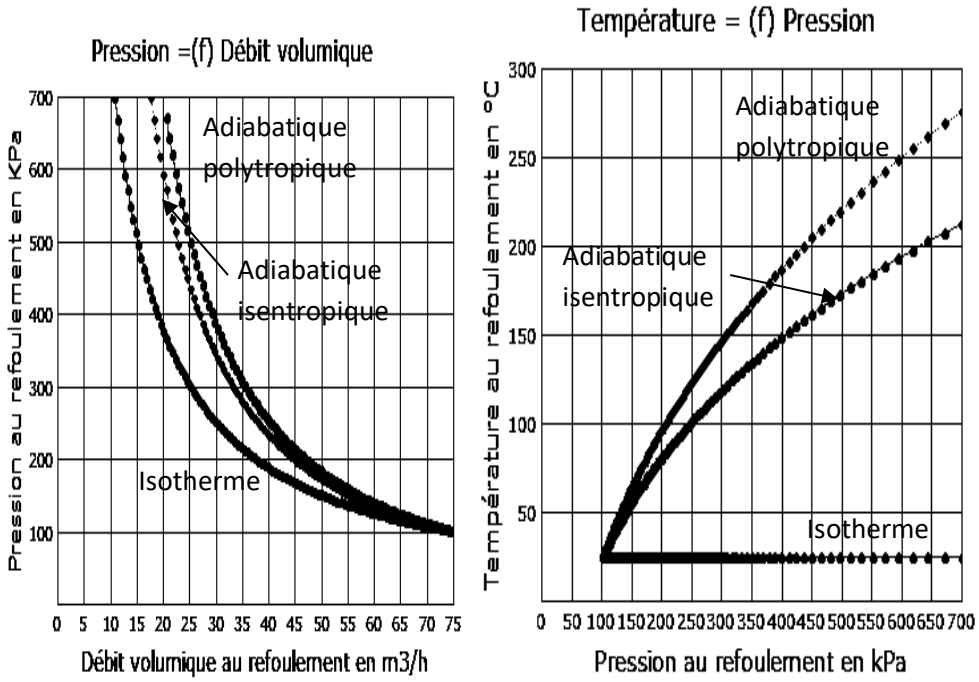
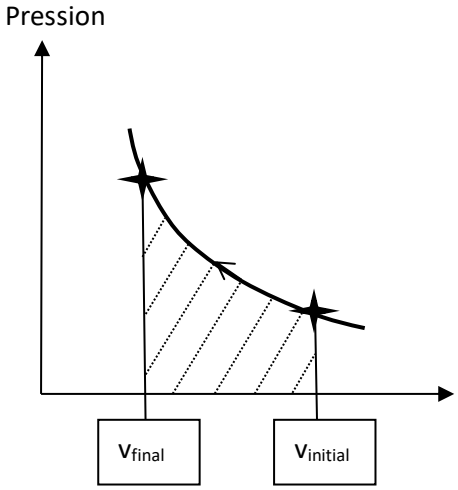


Figure 6.4 Exemple de compression d'un gaz de 0,1 MPa à 0,7 MPa pour une alimentation du compresseur au débit de 75 $m^3.h^{-1}$ et 25°C

6.4 Travail de compression W d'un système gazeux.

6.4.1 Compression et thermodynamique.

Le travail de compression d'un gaz est déterminé par la formule dérivée du premier principe de la thermodynamique.



$$dW = Vdp$$

$$par\ intégration \rightarrow W = \int_{initial}^{final} Vdp$$

Le travail est représenté dans le diagramme v,P par l'aire limité par la transformation thermodynamique. Avec la pression augmentant au fur et à mesure de la diminution du volume entre l'état initial et l'état final.

Figure 6.5 Représentation du travail de compression d'un gaz.

6.4.2 Bilan d'énergie lors d'une compression.

En général le travail de compression d'une machine est polytropique. Il y a en effet dégradation d'énergie par frottements visqueux du gaz et des organes mécaniques. Le plus souvent la transformation s'effectue d'une façon non adiabatique le compresseur pouvant être en outre partiellement refroidi.

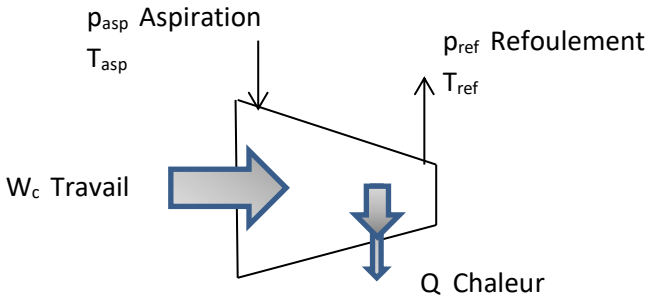


Figure 6.6 schéma de principe d'un compresseur.

En considérant le Cp du gaz invariable avec la température le bilan énergétique s'établi suivant :

$$W_c = Cp \times \left(T_{ref} - T_{asp}\right) + Q \quad (Eq\ 6.12)$$

Dans le cas où le système est adiabatique, comme dans le cas d'un compresseur centrifuge ou turbo machine, Q est égal à 0.

6.4.3 Compression isentropique et adiabatique d'un gaz idéal.

Dans le cas d'un travail adiabatique isentropique le travail de compression, pour un gaz réel est la différence d'enthalpie entre l'entrée et la sortie du gaz comprimé.

$$W_{compression} = \left(H_{ref} - H_{asp}\right) = \Delta H = Cp_{gaz} \times \left(T_{ref} - T_{asp}\right)$$

Donc : $W_{compression=} Cp_{gaz} \times \left(T_{ref} - T_{asp}\right) = \int_{initial}^{final} vdP \quad (Eq\ 6.13)$

Il est plus commode souvent d'exprimer la valeur de W_c en fonction du taux de compression qui est généralement connu comme $\tau = \frac{P_{ref}}{P_{asp}} \quad (Eq\ 6.14)$

Pour toute transformation adiabatique isentropique réversible d'un gaz parfait nous avons vue en 6.3.1 que la loi de Laplace s'applique.

Pour une transformation adiabatique : $T_{ref} = \left(\frac{P_{ref}}{P_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} \times T_{asp}$

$$W_{c=} Cp_{gaz} \times \left(\left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} \times T_{asp} \right) - T_{asp} \right) = \int_{initial}^{final} V dp$$

$$W_{c=}\ Cp_{gaz} \times T_{asp} \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} - 1 \right) = \int_{initial}^{final} V dp\ (Eq\ 6.15)$$

Selon l'équation de Mayer, $C_p - C_v = R$ et $C_P = \left(\frac{y}{y-1}\right) \times R$. R étant la constante des gaz parfaits.

6.4.4 Facteur de compressibilité (Z).

Le facteur de compressibilité est le rapport entre le volume molaire d'un gaz et le volume molaire d'un gaz parfait aux mêmes conditions de pression et de température.

$$Z = \frac{v_{m_{gaz\ réel}}}{v_{m_{gaz\ parfait}}}\ (Eq\ 6.16)\quad avec\ \ v_{m_{gaz\ parfait}} = \frac{R \times T}{p}$$

Où : p est la pression absolue ; T la température absolue ; V_m le volume molaire du gaz et R la constante des gaz parfait.
Pour un gaz parfait Z = 1.

Ce facteur de compressibilité, Z, est très complexe à déterminer. Il dépend à la fois de la température et de la pression du gaz et de la composition lorsque l'on a affaire à un mélange.
Plusieurs moyens permettent d'évaluer ce facteur nous présentons ici une méthode graphique à partir d'un diagramme général (fig 6.8) basé sur des résultats expérimentaux.
Cette méthode est basée sur la température réduite et la pression réduite du gaz. La température réduite du gaz est le rapport entre sa température et la température critique de ce gaz. La pression réduite est le rapport entre sa pression et la pression critique de ce gaz.

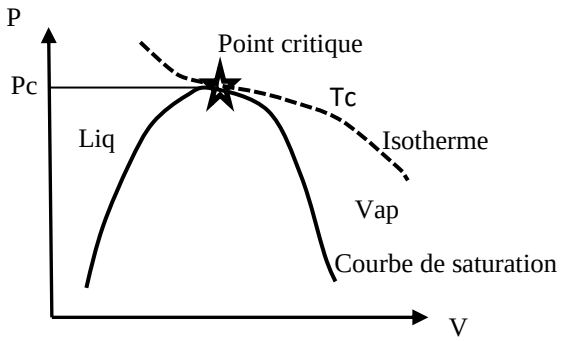


Figure 6.7 Diagramme de Clapeyron, température et pression crique.

La jonction des points de la température réduite et de la pression réduite sur le diagramme permet en ordonnée de trouver Z.

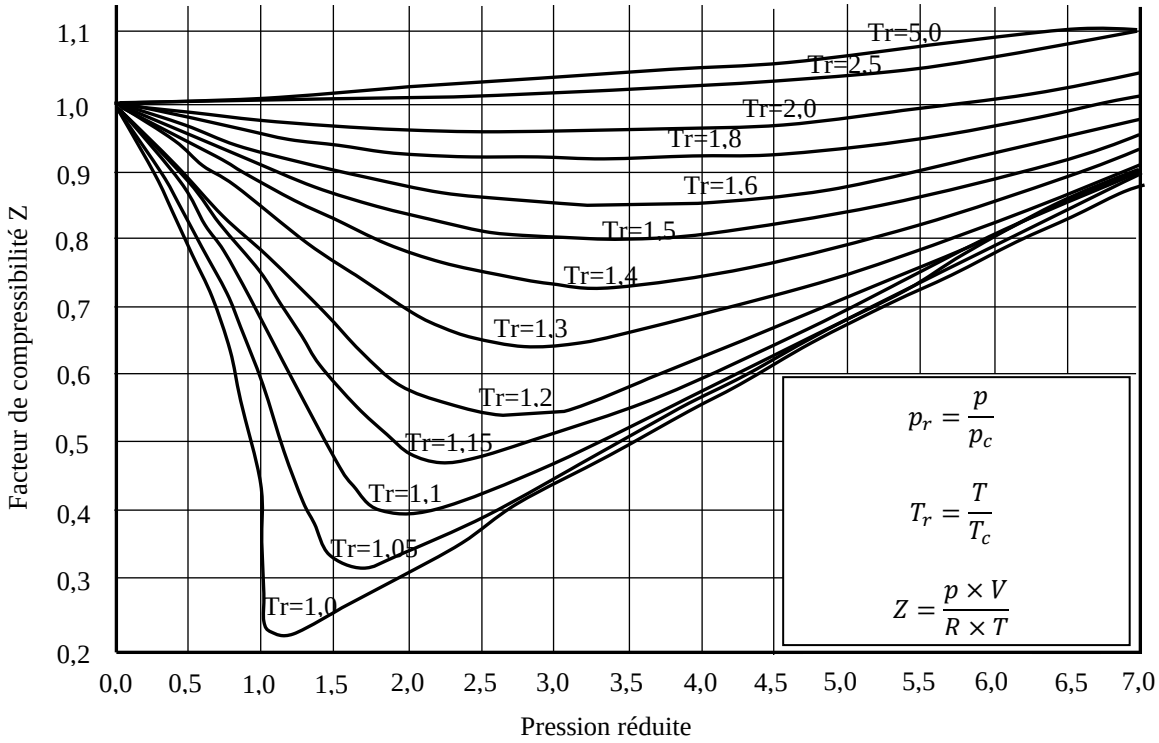


Figure 6.8 Diagramme généralisé pour la détermination du facteur de compressibilité Z.

Pour le cas des gaz réels on utilise donc le coefficient de compressibilité Z. Nous obtenons ainsi une relation permettant de calculer le travail de pression par mole pour une compression adiabatique et isentropique.

$$W_{c=}Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{y}{y-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} - 1\right) = \int_{initial}^{final} Vdp \qquad (Eq\ 6.17)$$

Suivant la loi de Laplace : $p \times V^y = Cste \quad et \ V_{ref} = V_{asp} \times \left(\frac{P_{ref}}{P_a}\right)^{\frac{-1}{y}}$

L'intégration du terme vdP donne l'expression du travail molaire isentropique et adiabatique.

$$W_c = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{y}{y-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} - 1\right)$$

$$W_c = p_{asp} \times V_{asp} \times \left(\frac{y}{y-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.18)$$

En réalité au cours d'une compression réelle il y a dégradation d'énergie par frottements visqueux du gaz et des organes mécaniques et nous avons affaire à une transformation polytropique et $\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y}\right)} \rightarrow \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y} \times \frac{1}{n_p}\right)}$.

6.4.5Travail dans le cas d'une compression isotherme.

La température est constante et k=1. Le compresseur est continuellement refroidi afin que la température du gaz sortant soit égale à celle du gaz entrant. La pression du gaz évolue de telle manière que le produit P.v soit constant. Ce mode correspond à une transformation lente pour permettre l'élimination continue de la chaleur.

$$W_c = Q = Z \times R \times T_{asp} \times ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right) = P_{asp} \times V_{asp} \times n\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right) \quad (Eq\ 6.19)$$

6.4.6 Travail dans le cas d'une compression polytropique et adiabatique. Cas des compresseurs centrifuges.

Le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (compression adiabatique) mais la compression se fait avec pertes d'énergie k > γ transformée en chaleur transférée au gaz.

$$W_c = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{y}{y-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y} \times \frac{1}{n_p}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.20)$$

6.4.6 Travail dans le cas d'une compression polytropique non adiabatique.

Le compresseur échange de la chaleur avec l'extérieur k < γ. Selon l'intensité de cet échange la valeur de k pourra être comprise entre 1 et γ. L'évolution de la pression est alors moins rapide que l'évolution isentropique.

$$W_c = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{k}{k-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.21)$$

6.4.8 Exemple de calcul de la puissance d'un compresseur centrifuge.

Un compresseur centrifuge comprime 500 $m^3.h^{-1}$ d'air à 20°C de 100 kPa à 300 kPa. L'efficacité polytropique du compresseur est de 80% et le rendement de la chaîne cinématique de 95%. La masse molaire moléculaire de l'air est de 29 $g.mol^{-1}$ avec un Cp/Cv égal à 1,4.

Le compresseur étant centrifuge il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur. Le mode de fonctionnement est donc polytropique adiabatique suivant (Eq 6.21).

$$W_c = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{y}{y-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{y-1}{y} \times \frac{1}{n_p}\right)} - 1\right)$$

Z est considéré égal à l'unité et la constante des gaz parfait R à 8,3145 J.mol^{-1}.K^{-1}.

Le travail de compression est de :

$$W_c = 8{,}3145 \times (20 + 273{,}15) \times \left(\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\right) \times \left(\left(\frac{3}{1}\right)^{\left(\frac{1{,}4-1}{1{,}4} \times \frac{1}{0{,}8}\right)} - 1\right) \approx 4099\, J.mol^{-1}$$

Pour une température en sortie de compresseur de : (Eq 6.9 et 6.10)

$$T_{ref} = T_{asp} \times \left(\left(\frac{3}{1}\right)^{\left(\frac{1{,}4-1}{1{,}4} \times \frac{1}{0{,}8}\right)}\right) - 273{,}15 \approx 160{,}85\ °C$$

En appliquant la conservation de l'énergie avec :

$$Cp = 8{,}3145\ \times \frac{1{,}4}{1{,}4-1} = 29{,}1\, J.mol^{-1}.K^{-1}$$

$$W_c = \ 29{,}4 \times (160{,}85 - 20) = 4099\, J.mol^{-1}$$

Résultat conforme au calcul précédent.

Puissance nécessaire à la compression :

$$P_c = F_{air} \times W_c = \frac{100000 \times \frac{500}{3600}}{8{,}3145 \times 293} \times 4099 = \ 23369\, W\ soit\ 23{,}37\, kW$$

Puissance à fournir au compresseur : $P = \frac{23{,}37}{0{,}95} = \ 24{,}6\, kW\ \ soit\ 25\, kW$

6.4.9 Exemple de calcul du travail d'un compresseur alternatif refroidi.

Un compresseur alternatif refroidi comprime 500 m^3.h^{-1} d'air à 20°C de 100 kPa à 300 kPa. La masse molaire moléculaire de l'air est de 29 g.mol^{-1} avec un coefficient de compression γ= Cp/Cv =1,4. L'effet du refroidissement permet d'abaisser le coefficient de compression γ à 1,1.

Le bilan global du travail de compression est de :

$$W_c = cp \times \left(T_{ref} - T_{asp}\right) + Q$$

Travail de compression polytropique suivant (Eq 6.20) :

$$W_{c_{poly}} = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{k}{k-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right)$$

Dans le cas ou il n'y a pas de refroidissement k = γ soit dans notre cas 1,4 et :

$$W_{c_{maxi}} = 8{,}3145 \times (273{,}15 + 20) \times \left(\frac{1{,}4}{1{,}4-1}\right) \times \left(\left(\frac{3}{1}\right)^{\left(\frac{1{,}4-1}{1{,}4}\right)} - 1\right) = 3102\, J.mol^{-1}$$

Z est considéré égal à l'unité et la constante des gaz parfait R à 8,3145 J.mol^{-1}.K^{-1}.

$$W_{c_{poly}} = 8{,}3145 \times (273{,}15 + 20) \times \left(\frac{1{,}1}{1{,}1-1}\right) \times \left(\left(\frac{3}{1}\right)^{\left(\frac{1{,}1-1}{1{,}1}\right)} - 1\right) = 2781\, J.mol^{-1}$$

Température de sortie de l'air au refoulement.

$$T_{refoulement} = \left(\frac{W_{c_{poly}} + (Cp_{mol} \times T_{Aspiration})}{Cp_{mol}}\right) = \left(\frac{2781 + (29{,}11 \times 20)}{29{,}11}\right) = 115{,}5°C$$

Le Cp de l'air étant de 29,1 $J\ mol^{-1}K^{-1}$.
$Q = 3102 - 29{,}1 \times (115{,}5 - 20) \approx 322\, J.mol^{-1}$

EC 6.1 ETUDE DE CAS COMPRESSEUR DANS UNE POMPE A CHALEUR.

Une pompe à chaleur est constituée d'un compresseur, d'un condenseur, d'un détendeur et d'un évaporateur.

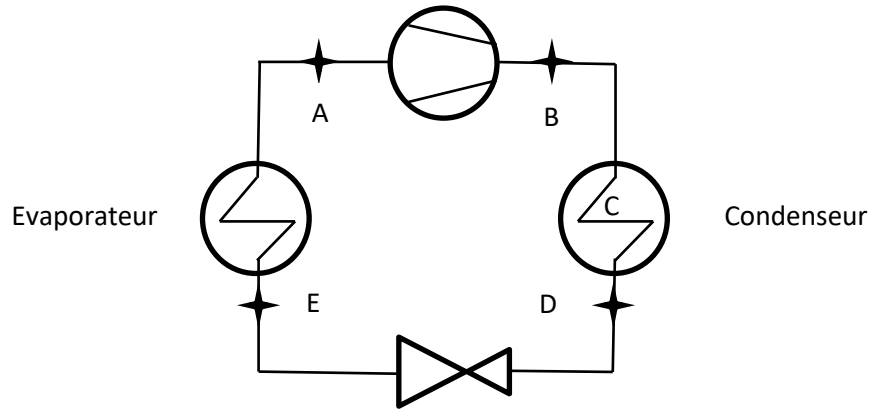


Figure 6.9 Cycle d'une pompe à chaleur

Au point A, à l'entrée du compresseur la température est de t_1= 1°C et la pression du fluide de P_1 = 500 kPa. Au point B, en sortie du compresseur la pression est de P_2 = 2000 kPa.
Le fluide est refroidit à pression constante dans le condenseur jusqu'à son point de condensation C. La condensation est poursuivie jusqu'à ce que le fluide subisse une détente isenthalpique dans le détendeur pour revenir à la pression P_1. L'évaporation se poursuit alors dans l'évaporateur de, E à A.

Le fluide frigorigène « Isceon M029 » ou R422D est un substitut du R22 appelé à disparaître en raison de son impact sur l'environnement. Ce fluide frigorigène est un mélange zéotropique ininflammable de trois composés.

65,1 % de CHF_2CF_3, 31,5 % de CH_2FCF_3 et 3,4 % de $(CH_3)_3CH$

Les principales caractéristiques de ce fluide se rapprochent du R22.

Température critique	352,7 K
Pression critique	3903 kPa
Masse molaire moléculaire	109,94 $g.mol^{-1}$
Cp° sous 100 kPa et 298 K	844 $J.kg^{-1}.K^{-1}$
Rapport Cp/Cv dans les conditions fonctionnelles	$\gamma = 1{,}11$
Rendement polytropique du compresseur	0,68

Compression adiabatique réversible.

Dans un premier temps le gaz étant considéré comme parfait et la compression adiabatique et isentropique le système obéit à la loi de LAPLACE (Eq 6.1).

$$p \times V^{\gamma} = constante \quad \rightarrow \quad p_1 \times {V_1}^{\gamma} = p_2 \times {V_2}^{\gamma}$$

Dans le cas d'un gaz parfait $p \times V = n \times R \times T$

Dans l'état 1 et l'état 2 du fluide $V_1 = \frac{n \times R \times T_1}{p_1}$ et $V_2 = \frac{n \times R \times T_2}{p_2}$

Nous pouvons donc écrire : $p_1 \left(\frac{n \times R \times T_1}{p_1}\right)^{\gamma} = p_2 \left(\frac{n \times R \times T_2}{p_2}\right)^{\gamma} \rightarrow {p_1}^{1-\gamma} \times T_1 = {p_2}^{1-\gamma} \times T_2$

$$\left(\frac{T_2}{T_1}\right)^{\gamma} = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{1-\gamma} \rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{p_1}{p_2}\right)^{\frac{1-\gamma}{\gamma}} \rightarrow \left(\frac{T_2}{T_1}\right) = \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \rightarrow T_2 = T_1 \times \left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

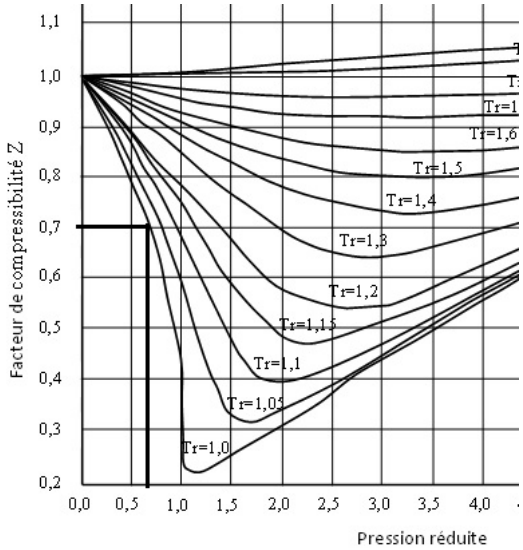
$$T_2 = 274 \times \left(\frac{2000}{500}\right)^{\frac{1{,}11-1}{1{,}11}} \rightarrow T_2 \cong 314\ K \quad 41{,}35\ °C\ .$$

Compression polytropique (Eq 6.9) et (Eq 6.10).

$$\frac{(k-1)}{k} = \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \times \frac{1}{n_p} \rightarrow \frac{(k-1)}{k} = \frac{(1{,}11-1)}{1{,}11} \times \frac{1}{0{,}65} \rightarrow k \cong 1{,}18$$

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} \rightarrow T_{ref} = \left(\frac{2000}{500}\right)^{\frac{(1{,}18-1)}{1{,}18}} \times 274 \rightarrow T_{ref} \approx 338\ K\ soit\ 65°C$$

Puissance du compresseur.



Evaluation du coefficient de compressibilité Z.

$$p_r = \frac{p}{p_c} = \frac{2000}{3093} = 0{,}64$$

$$et \qquad T_r = \frac{T}{T_c} = \frac{351}{352{,}7} \cong 0{,}96$$

Nous sommes en présence d'un gaz réel. Avec le diagramme général du facteur de compressibilité nous pouvons par approximation déterminer Z. Soit ici Z= 0,7.

Figure 6.10 Facteur de compressibilité pour Pr=0,64 Tr=0,96

$$W_{c_{poly}} = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{k}{k-1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.20)$$

$$W_{c_{poly}} = 0{,}7 \times 8{,}3145 \times 274 \times \left(\frac{1{,}18}{1{,}18-1}\right) \times \left(\left(\frac{2000}{500}\right)^{\left(\frac{1{,}18-1}{1{,}18}\right)} - 1\right)$$

$$W_{c_{poly}} = 3229\ J.mol^{-1} \rightarrow \quad P_c = \frac{q_m}{M} \times W_{c_{poly}} = \frac{98}{109{,}94} \times 3229 \ \rightarrow \ P_c = 2{,}878\ kW$$

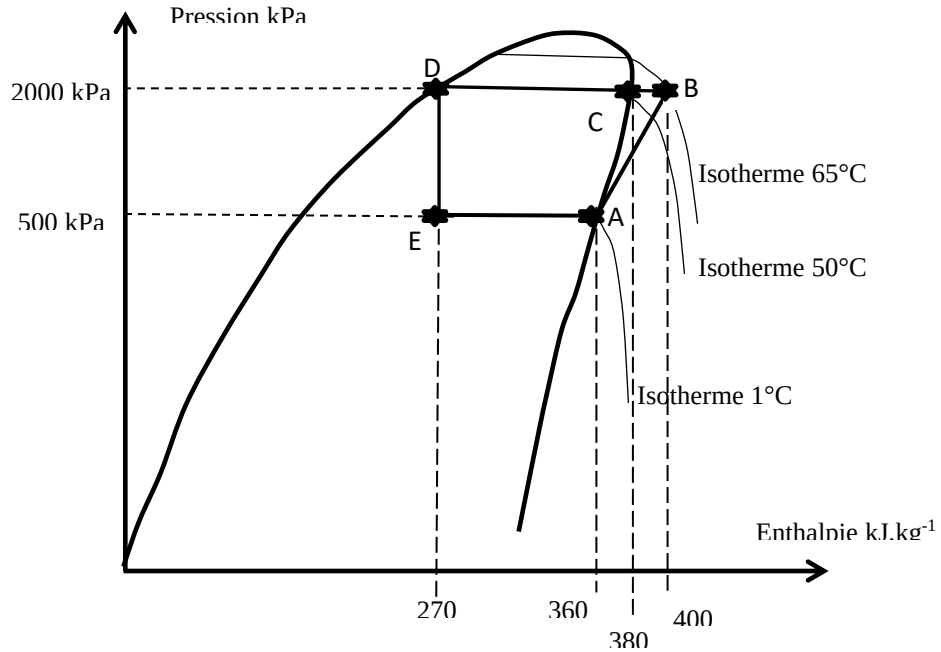


Figure 6.11 Cycle frigorifique de la pompe à chaleur.

Le point A se trouve à la limite de la phase vapeur au point de rosée correspondant à 1°C sous 500 kPa.
L'évolution de A vers B s'effectue de façon polytropique. Le point B se trouve à la jonction de l'isobare 2000 kPa et l'isotherme 65°C.
Le refroidissement du gaz s'effectue à pression constante du point B au point C représenté par le début de condensation du gaz soit le point de rosée, 50°C, du fluide sous 2000 kPa. La condensation du gaz continue, continue d'une façon isotherme jusqu'au point D point d'ébullition sous 2000 kPa du fluide. La détende au point D jusqu'à 500 kPa permet la vaporisation partielle du fluide. Cette vaporisation s'effectue alors d'une façon isotherme jusqu'au retour au point A.

Enthalpies du cycle thermodynamique.

Point	A	B	C	D	E
Enthalpie en kJ.kg^{-1}	360	400	380	270	270

Le condenseur.

L'énergie par unité de masse cédée par le système et absorbée par le condenseur est égale à la différence d'enthalpie entre les points D et E soit :

$$\Delta H_{B-D} = (400 - 270) \rightarrow \Delta H_{B-D} = 130\ kJ.kg^{-1}$$

L'évaporateur.

L'énergie par unité de masse absorbée par le système lors de l'évaporation du fluide est égale à la différence d'enthalpie entre les points E et A soit :

$$\Delta H_{E-A} = (360 - 270) \rightarrow \Delta H_{E-A} = 90\ kJ.kg^{-1}$$

Coefficient de performance de la P.A.C.

$$COP = \frac{\text{Energie transférée par la PAC}}{\text{Energie consommée par la PAC}} = \frac{\Delta H_{B-D}}{\Delta H_{B-A}} = \frac{(400 - 270)}{(400 - 360)} = 3{,}25$$

EC 6.2 ETUDE DE CAS
COMPRESSEUR POUR TUNEL DE CONGELATION.

Dans un tunnel de congélation le groupe froid associé nécessite une température d'évaporation de – 40°C sous 137,3 kPa pour une température de condensation de 30 °C sous 1433 kPa. Le compresseur insérer dans ce groupe froid est un compresseur alternatif de type piston d'un rendement égal à 0,65.
Le fluide frigorigène utilisé est le R404A. C'est un mélange zéotropique constitué en masse de : 44 % R125 (CF_3CHF_2), 52 % R143a (CF_3CH_3) et 4 % R134a (CF_3CH_2F) .
La capacité calorifique du gaz sous pression constante de 101 kPa et 25°C est égale à : Cp = 0,877 kJ.kg^{-1}.K^{-1}, sa capacité à volume constant étant lui égale à Cv = 0,784 kJ.kg^{-1}.K^{-1}.
Nous avons donc un rapport Cp/Cv à 25 °C et 101 kPa de 1,118.

La masse molaire moléculaire du mélange est de 97,6 kg.kmol^{-1}.Le débit massique du fluide frigorigène est fixé à 0,12 kg.s^{-1}.

Cycle frigorifique avec compresseur à 1 étage.

Nous considérons pendant tout le cycle frigorifique le rapport Cp/Cv constant et le gaz parfait.

Compression polytropique (Eq 6.9) .

$$\frac{(k-1)}{k} = \frac{(\gamma-1)}{\gamma} \times \frac{1}{n_p} \rightarrow \frac{(k-1)}{k} = \frac{(1{,}118-1)}{1{,}118} \times \frac{1}{0{,}65} \rightarrow k \cong 1{,}22$$

t°C	Pression en kPa	Enthalpie phase vapeur en kJ.kg^{-1}	Enthalpie phase liquide en kJ.kg^{-1}
-40	137,3	343.02	147,4
30	1433	377.83	243,7

Pour un taux de compression $\tau = \left(\frac{1433}{137{,}3}\right) = 10{,}4$ *avec suivant* $(Eq\ 610)$.

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} \rightarrow T_{ref} = (10{,}4)^{\frac{(1{,}22-1)}{1{,}22}} \times 233 \rightarrow T_{ref} \approx 355\ K\ soit\ 82°C$$

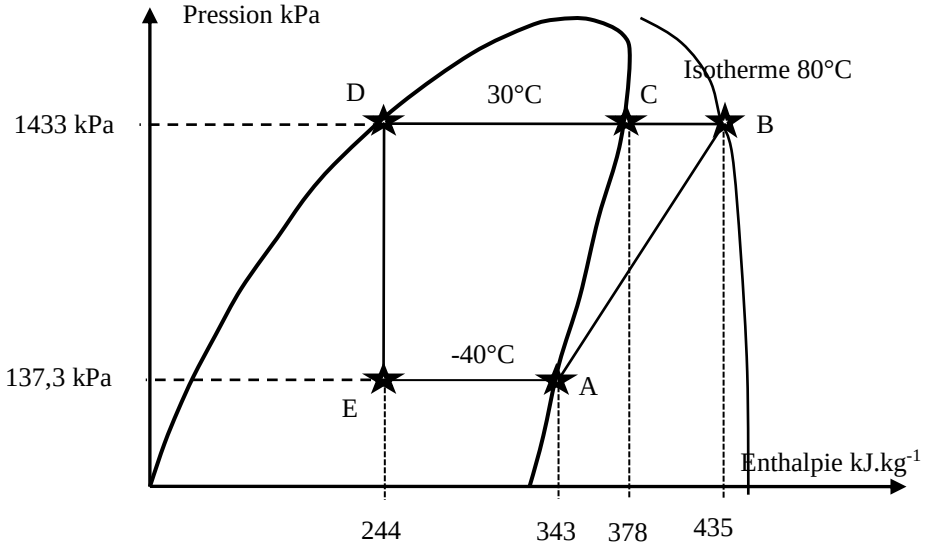


Figure 6.12 Diagramme du cycle frigorifique à 1 étage de compression d'après le diagramme H-p du R404A
Ref : Sovay fluor https://www.refripro.eu/fic_bdd/fluides_pdf_fichier/11630953370_SOLKANE_404A.pdf

$$COP = \frac{\text{Energie transférée par la PAC}}{\text{Energie consommée par la PAC}} = \frac{\Delta H_{B-D}}{\Delta H_{B-A}} = \frac{(435-244)}{(435-343)} = 2{,}07$$

Dans notre cas la température de sortie du gaz est acceptable mais le taux de compression fait diminuer l'efficacité volumique de la chambre de compression et le COP est médiocre.
Pour certaines utilisations telles que la production de froid à basse température, on est amené à adopter des températures d'évaporation et de condensation très éloignées. Le taux de

compression de la machine frigorifique est alors très élevé et on a donc intérêt à fractionné la compression à deux étages de compression.

Cycle bi-étagés à injection partielle.

L'installation proposée est représentée par la figure 6.13.

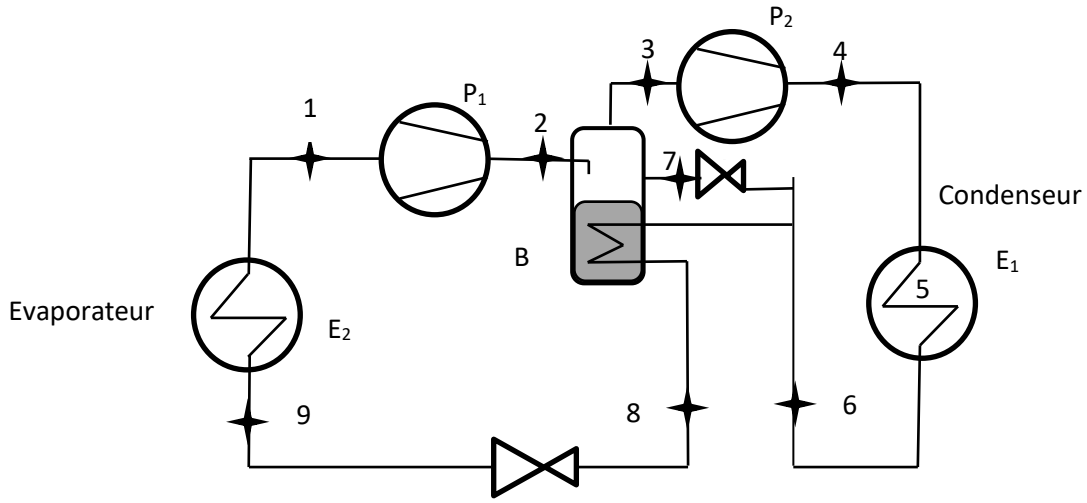


Figure 6.13 Cycle d'un groupe frigorifique bi-étagé à injection partielle.

- Du point 1 au point 2 s'effectue la compression du gaz dans le compresseur primaire P_1. Le gaz passe de Pr_0 à Pr_1.
- Du point 2 au point 3, dans la bouteille intermédiaire B, placée entre les deux compresseurs il y a désurchauffe des gaz provenant de P_1. Cette désurchauffe est assurée par la vaporisation d'une fraction de la phase liquide contenue dans la bouteille et provenant de E_1.
- Du point 3 au point 4 s'effectue la seconde compression du gaz dans le compresseur secondaire P_2. Le gaz passe alors de Pr_1 à Pr_2.
- Du point 4 au point 5 il y a désurchauffe du gaz comprimé pour atteindre le point de rosée de la vapeur.
- Du point 5 au point 6 on réalise la condensation isotherme du gaz.
- Du point 6 au point 7 s'effectue la détente isenthalpique d'une partie du liquide condensé en E_1. Cette détente permet d'alimenter la bouteille B en mélange liquide vapeur permettant la désurchauffe du gaz sortant du compresseur P_1.

Du point 6 au point 8 il y a sous refroidissement environ de 10°C du liquide condensé en E_1.
Du point 8 au point 9 s'effectue la détente isentalpique du liquide sous-refroidi.
Du point 9 au point 1 l'évaporation du liquide est réalisée.

Les deux compresseurs ayant chacun un taux de compression de 5,2 nous pouvons établir suivant le tableau cis dessous les températures de refoulement du gaz sortant de ces deux compresseurs.

t°C	Pression en kPa	Enthalpie vapeur en $kJ.kg^{-1}$
-40	137,3	343.02
30	1433	377.83
≈5°C	714	367.66

Compresseur 1 pour une compression isentropique (Eq 6.9).

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} \rightarrow T_{ref} = \left(\frac{714}{137{,}3}\right)^{\frac{(1{,}22-1)}{1{,}22}} \times 233 \rightarrow T_{ref} \approx 313\,K\ soit\ 40°C$$

Compresseur 2 pour une compression isentropique (Eq 6.9).

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} \rightarrow T_{ref} = \left(\frac{1433}{714}\right)^{\frac{(1{,}22-1)}{1{,}22}} \times 278 \rightarrow T_{ref} \approx 315\,K\ soit\ 42°C$$

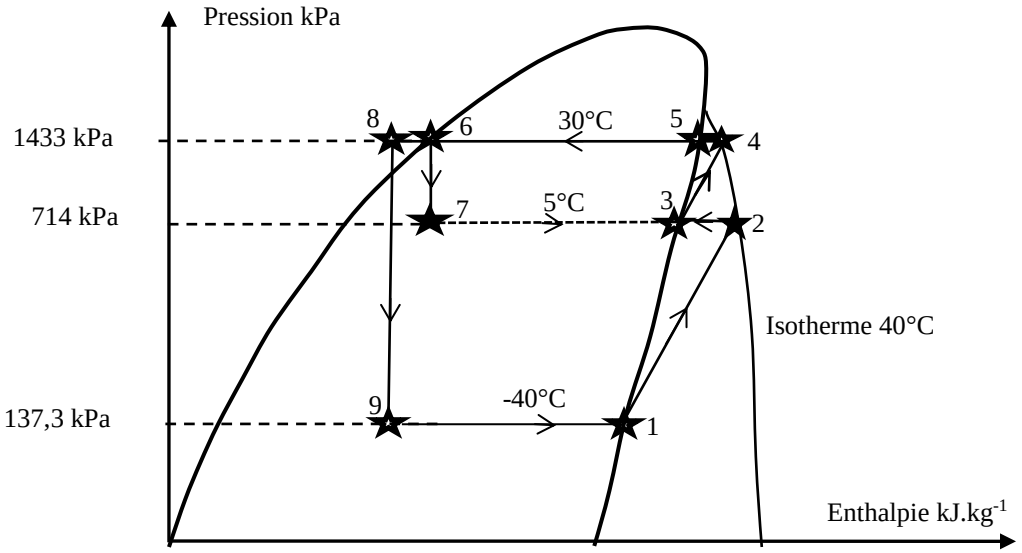


Figure 6.14 Diagramme du cycle frigorifique à 2 étages de compression d'après le diagramme H-p du R404A
Ref : Sovay fluor https://www.refripro.eu/fic_bdd/fluides_pdf_fichier/11630953370_SOLKANE_404A.pdf

Point	t°C	Pression en kPa	Phase	Enthalpie en kJ.kg^{-1}
1	-40	137,3	Vapeur	343
2	40	714	Vapeur	400
3	5	714	Vapeur	367.66
4	42	1433	Vapeur	390
5	30	1433	Vapeur	377.83
6	30	1433	Liquide	243,70
7	5	714	Liquide/Vapeur	243,70
8	20	714	Liquide	229
9	-40	137,3	Liquide/Vapeur	229

Puissance frigorifique du groupe.

$$P_{frigo} = Q_m \times (\Delta H_1 - \Delta H_9) = 0{,}12 \times (343 - 229) = 13{,}68\,kW$$

Puissance du compresseur 1.

$$P_{Comp1} = Q_{mBP} \times (\Delta H_2 - \Delta H_1) = 0{,}12 \times (400 - 343) = 6{,}64\ kW$$

Le débit masse du compresseur haute pression (HP).

Le débit masse du compresseur HP est égal au débit masse du compresseur basse pression , (BP), augmenté du débit injecté au point 7.

Bilan matière au niveau de la bouteille.

$$Q_{m_{BP}} \times \Delta H_2 + \left(Q_{m_{HP}} - Q_{m_{BP}}\right) \times \Delta H_7 = Q_{m_{HP}} \times \Delta H_3$$

$$Q_{m_{BP}} \times \Delta H_2 + Q_{m_{HP}} \times \Delta H_7 - Q_{m_{BP}} \times \Delta H_7 = Q_{m_{HP}} \times \Delta H_3$$

$$Q_{m_{BP}} \times \Delta H_2 + -Q_{m_{BP}} \times \Delta H_7 = Q_{m_{HP}} \times \Delta H_3 - Q_{m_{HP}} \times \Delta H_7$$

$$Q_{m_{BP}} \times (\Delta H_2 - \Delta H_7) = Q_{m_{HP}} \times (\Delta H_3 - \Delta H_7)$$

$$Q_{m_{HP}} = Q_{m_{BP}} \times \frac{(\Delta H_2 - \Delta H_7)}{(\Delta H_3 - \Delta H_7)} = 0{,}12 \times \frac{400-243{,}70}{367{,}66-243{,}70} \quad \rightarrow \quad Q_{m_{HP}} = 0{,}15\ \text{kg.s}^{-1}$$

$$et\ donc \quad Q_{m_7} = (0{,}15 - 0{,}12) \quad \rightarrow \quad 0{,}03\ \text{kg.s}^{-1}$$

Puissance du compresseur 2.

$$P_{Comp2} = Q_{mHP} \times (\Delta H_4 - \Delta H_3) = 0{,}15 \times (390 - 367{,}66) = 3{,}351\ kW$$

EC 6.3 ETUDE DE CAS
PRODUCTION D'OXYDE D'ETHENE.

L'oxydation directe de l'éthène en oxyde d'éthène s'effectue dans un réacteur contenant un catalyseur à base d'argent. A 220-300 °C et sous la pression de 1 à 3 MPa. Les réactions importantes qui se produisent sont:

$CH_2{=}CH_2 + ½\ O_2 = CH_2\text{-}CH_2O$ avec $\Delta H° = -106{,}7$ kJ/mol

L'éthylène est totalement oxydé pour former du dioxyde de carbone et de l'eau.

$CH_2CH_2 + 3\ O_2 \rightarrow 2\ CO_2 + 2\ H_2O$ avec $\Delta H° = -1323$ kJ/mol

De petites traces de co-produits, généralement moins de 0,1 %, sont également produites. Nous détectons de l'acétaldéhyde et encore en plus petite quantité de formaldéhyde. Nous négligerons ces quantités dans la suite de notre étude.

Compresseur du gaz de synthèse.

Le mélange éthène/air alimentant le compresseur est constitué en moles de 13% d'éthène, 6 % d'oxygène et de 71% d'azote. L'excès d'azote permet d'éviter dans le réacteur tout risque d'explosion avec le mélange d'oxyde d'éthène et l'oxygène.
L'alimentation de ce compresseur s'effectue à la température moyenne de 15°C sous une pression de 101 kPa pour un débit de 8000 $m^3.h^{-1}$.
La pression d'entrée dans le réacteur est fixée à 1,6 MPa.

Données thermodynamiques du mélange.

A partir d'une base de données comme celle proposée par le site, https://encyclopedia.airliquide.com/fr Les différentes caractéristiques de chaque élément constituant le mélange sont collectées et permettent de déterminer les données de bases pour les calculs de la compression du gaz de synthèse.

Composé	M en $kg.kmol^{-1}$	Cp° (101 kPa) et 298K en $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	Cv° (101 kPa) et 298K en $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$
éthène	28	1,53	1,24
dioxygène	32	0,917	0,655
diazote	28	1,04	0,743

Composition du mélange en titre massique.

$$w_i = \frac{x_i \times M_i}{(x_i \times M_i) + (x_j \times M_j) + (x_k \times M_k)}$$

Capacité thermique du mélange à pression constante dans les conditions standards.

$$Cp_{mélange} = (Cp_i \times w_i) + (Cp_j \times w_j) + (Cp_k \times w_k)$$

Capacité thermique du mélange à volume constant dans les conditions standards.

$$Cv_{mélange} = (Cv_i \times w_i) + (Cv_j \times w_j) + (Cv_k \times w_k)$$

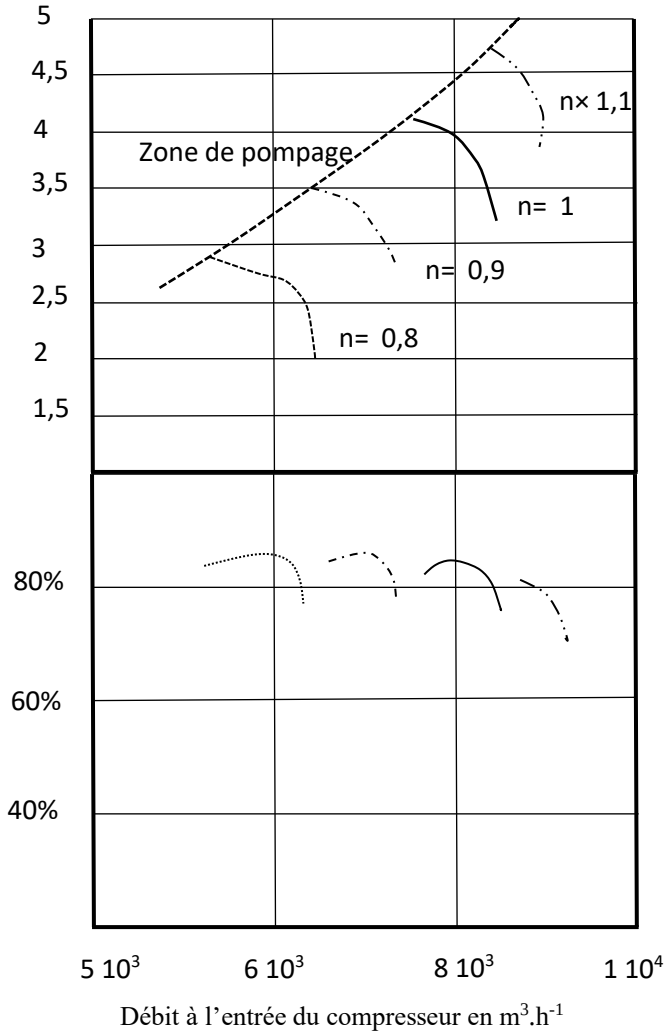
Masse molaire moléculaire du mélange.

$$M_{mélange} = (M_i \times w_i) + (M_j \times w_j) + (M_k \times w_k)$$

Mélange	M	x	w	Cp mélange	Cv mélange	M mélange
éthène	28	0,13	0,129	1,095 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	0,801 $kJ.kg^{-1}.K^{-1}$	28,27 $kg.kmol^{-1}$
dioxygène	32	0,06	0,068			
diazote	28	0,81	0,803			

Le couple débit/pression en sortie permet de valider le choix d'un compresseur centrifuge. Compte tenu des caractéristiques des compresseurs centrifuges l'appareil est constitué de deux étages de cinq turbines, le taux de compression de chaque étage étant fixé à 4.

La vitesse de rotation est régulée à 13000 rotations par minute pour obtenir un rendement optimum de 0,82 et un taux de compression de 4 et un débit de 8000 $m^3.h^{-1}$ de mélange réactionnel.



Comme tous les compresseurs centrifuges le taux de compression dépend du débit à l'aspiration pour une vitesse de rotation définie.

La figure 6.15 permet d'observer que le point de fonctionnement est très pointu et que les marges d'adaptabilité d'un tel système sont faibles si l'on veut garantir débit et taux de compression pour un rendement optimum.

Les courbes de fonctionnement sont toutes coupées par la limite de la zone de pompage représentant pour tout compresseur centrifuge des conditions d'exploitation très instables.

Figure 6.15 Courbes caractéristiques du compresseur centrifuge (données du constructeur).

Les paramètres fonctionnels collectés au niveau de la salle de contrôle pour la sortie du premier étage sont les suivants.

Pression d'aspiration Pa = 1,013 bars	Pression de refoulement Pr = 4,013 bar
Température d'aspiration Ta = 288 K	Température de refoulement Tr = 464 K

Nous pouvons à partir de ces données calculer le coefficient polytropique k (Eq 6.11).

$$k = \frac{ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)}{ln\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right) - ln\left(\frac{T_{ref}}{T_{asp}}\right)} = \frac{\ln 4}{\ln 4 - ln\left(\frac{464}{288}\right)} = 1{,}52$$

Le coefficient de compressibilité Z est considéré en moyenne égal à 1 et $\gamma = \frac{1,095}{0,801} = 1,367$.

Nous pouvons déterminer le travail adiabatique, polytropique et réel de l'étage 1.

$$W_{c_{ad}} = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.18)$$

$$W_{c_{ad}} = 1 \times 8,314 \times 288 \times \left(\frac{1,367}{1,367 - 1}\right) \times \left(4^{\left(\frac{1,367-1}{1,367}\right)} - 1\right) \rightarrow W_{c_{ad}} = 4021\ j.mol^{-1}$$

$$W_{c_{poly}} = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{k}{k - 1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.20)$$

$$W_{c_{poly}} = 1 \times 8,314 \times 288 \times \left(\frac{1,52}{1,52 - 1}\right) \times \left(4^{\left(\frac{1,52-1}{1,52}\right)} - 1\right) \rightarrow W_{c_{poly}} \cong 4247\ j.mol^{-1}$$

Le compresseur étant centrifuge il n'y a pas d'échange de chaleur avec l'extérieur. Le mode de fonctionnement est polytropique adiabatique.

$$W_{c_{réel}} = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right) \quad (Eq\ 6.21)$$

$$W_{c_{réel}} = 1 \times 8,314 \times 288 \times \left(\frac{1,367}{1,367 - 1}\right) \times \left(4^{\left(\frac{1,52-1}{1,52}\right)} - 1\right) \rightarrow W_{c_{réel}} \cong 5239\ j.mol^{-1}$$

Le rendement polytropique $Rdt_{poly} = \frac{W_{c_{poly}}}{W_{c_{réel}}} = \frac{4247}{5239} = 0,81$. Ce rendement est donc conforme aux caractéristiques données par le constructeur.

Afin de limiter la température de sortie du second étage on place un échangeur de chaleur entre les deux étages afin d'abaisser, d'une façon isobare, la température à 40°C.

Pour l'étage 2 la pression de sortie étant fixée à 1,6 Mpa le taux de compression du deuxième étage est donc de 4 et la température de sortie du gaz peut être déterminée (Eq 6.9).

$$T_{ref} = \left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\frac{(k-1)}{k}} \times T_{asp} = 4^{\frac{(1,52-1)}{1,52}} \times (273 + 40) \cong 503.$$

La température de sortie proche de 230°C est en conformité avec les conditions d'entrée dans le réacteur.
Le travail réel effectué par ce deuxième étage de ce compresseur centrifuge est donc de type polytropique adiabatique.

$$W_{c_{2réel}} = Z \times R \times T_{asp} \times \left(\frac{\gamma}{\gamma - 1}\right) \times \left(\left(\frac{p_{ref}}{p_{asp}}\right)^{\left(\frac{k-1}{k}\right)} - 1\right) \ (Eq\ 6.21)$$

$$W_{c2_{réel}} = 1 \times 8{,}314 \times 288 \times \left(\frac{1{,}367}{1{,}367 - 1}\right) \times \left(4^{\left(\frac{1{,}52-1}{1{,}52}\right)} - 1\right) \rightarrow W_{c_{réel}} \cong 5693\ j.mol^{-1}$$

Puissance totale du compresseur dans les conditions polytropique adiabatique.

$$P_{comp} = F_{gaz} \times \left(W_{c_{réel}} + W_{c2_{réel}}\right)$$

Avec, en appliquant la loi des gaz parfait un flux molaire à l'entrée du compresseur

$$F_{gaz} = \frac{p \times V}{R \times T} = \frac{101000 \times 8000}{3600 \times 8{,}314 \times 288} \cong 93{,}73 \quad \rightarrow \quad F_{gaz} = 93{,}73\ mol.s^{-1}$$

$$F_{gaz} = 93{,}73 \times 28{,}27 = 2649{,}74\ soit\ 2{,}65\ kg.s^{-1}$$

$$P_{comp} = 93{,}73 \times (5239 + 5693) = 1{,}024.10^{6} \quad \rightarrow \quad P_{comp} = 1024\ kW$$

Calcul des pressions intermédiaires.

A partir du taux de compression on peut calculer les pressions et températures intermédiaires dans chacun des deux étages.

$$P_{i+1} = \tau_i \times P_i \quad avec \quad \tau_i = \sqrt[n]{\left(\frac{Pref}{Pasp}\right)} \quad et\ T_{i+1} = \left(\frac{p_{i+1}}{p_i}\right)^{\frac{k-1}{k}} \times T_i$$

τ_i est le taux de compression intermédiaire en sortie de la roue i.

Et, n, le nombre de roues constituant un étage du compresseur.

$$\tau_1 = \sqrt[5]{\left(\frac{4}{1}\right)} = 1{,}32 \quad \rightarrow P_1 = 1{,}32 \qquad et \qquad T_{i+1} = \left(\frac{1{,}32}{1}\right)^{\frac{1{,}52-1}{1{,}52}} \times 288 = 316$$

Le tableau suivant regroupe les résultats pour chaque turbine intermédiaire.

Etage 1						
Niveau	0	1	2	3	4	5
Pression en bar(s)	1	1,32	1,742	2,3	3,03	4
Température en K	288	316	348	383	421	464
Etage 2						
Pression en bar(s)	4	5,28	6,97	9,2	12,14	16
Température en K	313	344	378	416	457	502

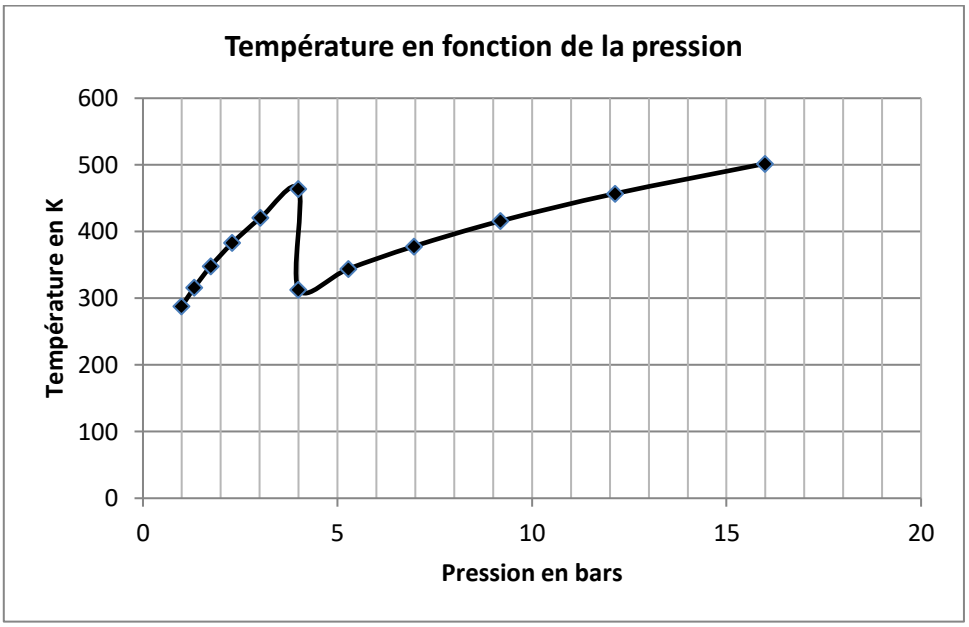


Figure 6.16 Profil des températures intermédiaires dans le compresseur bi-étagé.

Echangeur thermique entre les deux étages.

L'échangeur thermique entre les deux étages de compression est de type à faisceau tubulaire et contre-courant. Sa surface d'échange est de 60 m^2 et son coefficient global d'échange de 93 $W.m^{-2}.K^{-1}$ le passage du gaz s'effectuant dans la calandre de l'échangeur. La température de l'eau de refroidissement est de 15°C et le débit est régulé afin d'obtenir une température de cette eau à 95°C.

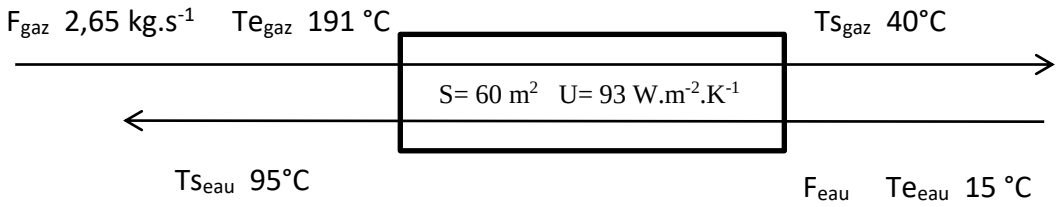


Figure 6.17 Modèle de l'échangeur entre les deux étages du compresseur.

Du fait de la conservation des puissances nous avons :

$$F_{gaz} \times Cp_{gaz} \times (Te_{gaz} - Ts_{gaz}) = F_{eau} \times Cp_{eau} \times (Ts_{eau} - Te_{eau}) = S \times U \times DTLM$$

On en déduit le flux du fluide de réfrigération du gaz.

$$\frac{F_{gaz} \times Cp_{gaz} \times (Te_{gaz} - Ts_{gaz})}{Cp_{eau} \times (Ts_{eau} - Te_{eau})} = F_{eau} = \frac{2{,}65 \times 1{,}095 \times (191 - 40)}{4{,}18 \times (95 - 15)} = 1{,}31\ kg.s^{-1}$$

Efficacité de l'échangeur.

Le débit de capacité thermique d'un fluide est représentée par : $C_{fluide} = F_{fluide} \times Cp_{fluide}$.

Et nous pouvons à partir de cette relation déterminer dans notre cas Le débit de capacité thermique massique minimale C_{min}.

$$C_{min} = \min\left(F_{gaz} \times Cp_{gaz}; F_{eau} \times Cp_{eau}\right) = \min(2{,}65 \times 1{,}095; 1{,}31 \times 4{,}18)$$

$$C_{min} = C_{gaz} \rightarrow 2{,}90\ kW.K^{-1}.$$

Le nombre d'unité de transfert d'un échangeur N.U.T est un nombre sans dimension défini suivant la relation : $NUT_{max} = \frac{U \times S}{C_{min}}$. NUT_{max} permet de déterminer le coefficient d'efficacité en connaissant le rapport des débits des capacités thermiques : $R = \frac{C_{min}}{C_{max}}$.

Dans notre cas nous avons : $NUT_{max} = \frac{93 \times 60}{2900} = 1{,}9 \quad et\ R = \frac{2{,}90}{1{,}31 \times 4{,}18} = 0{,}53$

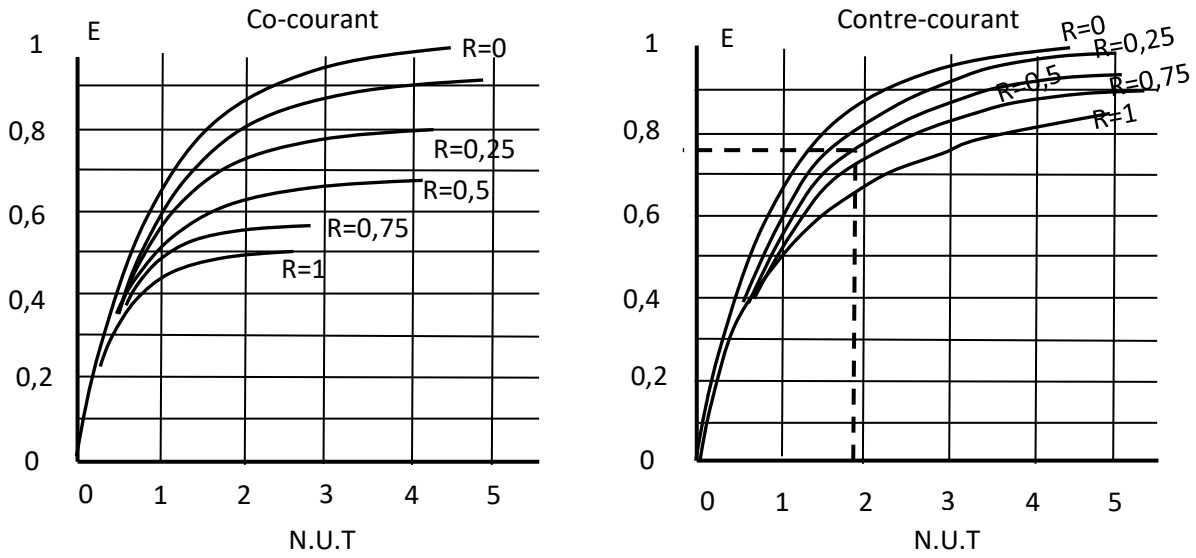


Figure 6.18 Détermination de l'efficacité d'un échangeur E= f (N.U.T, R, configuration de l'écoulement).

Pour plus de précision on utilise les relations suivantes :

Dans le cas d'un système co-courant. $E = \frac{1-\exp\left(-NUT_{max} \times (1-R)\right.}{1+R}$

Dans le cas d'un système contre-courant. $E = \frac{1-exp\left(-N.U.T_{max} \times (1-R)\right)}{1-R \times \exp\left(-N.U.T_{max} \times (1-R)\right.}$

Pour notre propre échangeur $E = \frac{1-exp\left(-1{,}9 \times (1-0{,}53)\right)}{1-0{,}53 \times \exp\left(-1{,}9 \times (1-0{,}53)\right.} = 0{,}75$

La valeur déterminée par la lecture de la figure 6.18 est donc acceptable.

Réacteur d'oxydation de l'éthène.

Les procédés classiques fonctionnent avec un réacteur multitubulaire isotherme à lit fixe. Les températures de réaction entre 200-300°C et la pression autour de 10-30 bars sont les plus courantes. Le réacteur est un type faisceaux de tubes, avec de nombreux tubes de 20-50 mm de diamètre intérieur et de longueur entre 6-12 mètres. Les tubes sont remplis d'un catalyseur à base d'argent sur de l'alumine d'un diamètre de 3-10 mm. Dans ces condition le taux de transformation de l'éthène est de 0,18 pour une sélectivité de la réaction principale de 0,75.

Bilan de matière aux bornes du réacteur.

Nous négligerons les autres réactions parasitaires pour tenir compte que des deux réactions principales.

$$CH_2{=}CH_2 + ½\ O_2 = CH_2\text{-}CH_2O \qquad R1$$

$$CH_2{=}CH_2 + 3\ O_2 = 2\ CO_2 + 2\ H_2O \quad R2$$

$$X_{éthène} = \frac{n_{éthène_{initial}} - n_{éthène_{final}}}{n_{éthène_{initial}}} = 0{,}18 = \frac{12{,}2 \ - \ n_{éthène_{final}}}{12{,}2}$$

$$n_{éthène_{final}} = 10 \quad S_{R1} = \frac{nb\ de\ moles\ \ de\ réactif\ converti\ pour\ la\ réaction\ R1}{nb\ total\ de\ moles\ de\ réactif} = 0{,}75$$

$$nb\ de\ moles\ \ de\ réactif\ converti\ pour\ la\ réaction\ R1 = 1{,}65$$

$$nb\ de\ moles\ \ de\ réactif\ converti\ pour\ la\ réaction\ R2 = 0{,}55$$

	Entrée du réacteur			Sortie du réacteur		
Mélange	Flux total	x	Flux partiels	Flux partiels	Flux total	x
éthène	$93{,}73\ mol.s^{-1}$	0,13	12,2	10	$92{,}9\ mol.s^{-1}$	0,107
dioxygène		0,06	5,63	3,155		0,034
diazote		0,81	75,9	75,9		0,817
Oxyde d'éthène		0	0	1,65		0,018
Dioxyde de carbone		0	0	1,1		0,012
Eau		0	0	1,1		0,012

L'oxydation complète non désirée de l'éthylène est la principale source de chaleur, avec une enthalpie standard de réaction de 1323 kJ/mol par rapport à l'enthalpie d'oxydation de la réaction principale 106,7 kJ/mol. Le réacteur est refroidi par la vaporisation d'eau permettant ainsi d'obtenir une vapeur sous pression utile dans une autre partie de l'installation.
La puissance thermique développée par l'enthalpie des réactions engagées sera absorbée par l'enthalpie de chauffage et d'évaporation de l'eau.

$$P_{réactions} = (1323 \times 0{,}55) + (106{,}7 \times 1{,}65) = 903{,}7 \quad P_{réactions} = \ 903{,}7\ kW$$

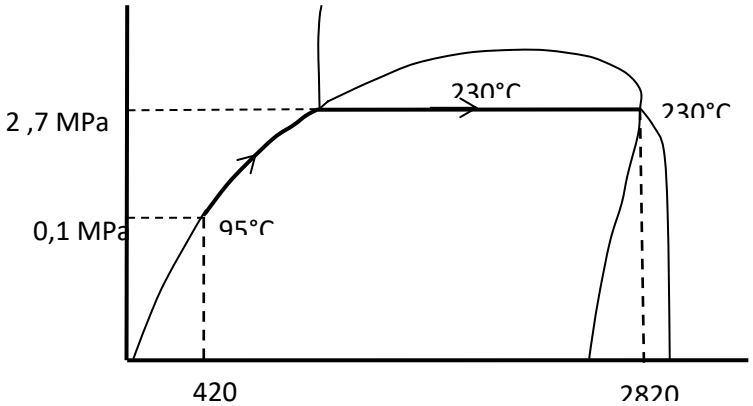


Figure 6.19 Diagramme Henthalpie/pression de l'eau

Pour plus de précisions on peut trouver des diagrammes en téléchargement sur le net. Par exemple sur http://freveille.free.fr/Diagramme-Ts-eau.pdf.

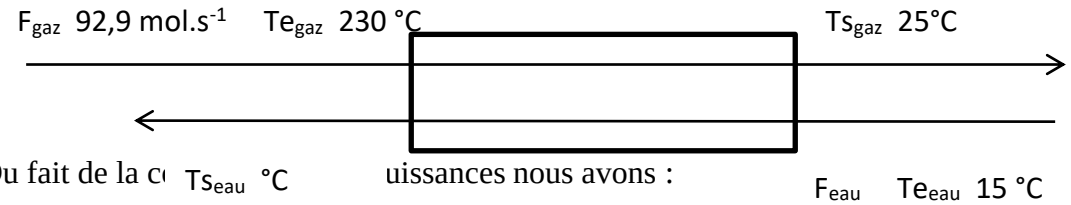
Le flux d'eau pour le refroidissement du réacteur.

$$P_{réactions} = P_{refroidissement} = F_{eau} \times \Delta H_{échange} = F_{eau} \times (2820 - 420) = 903{,}7$$
$$F_{eau} = 2{,}65 \quad soit \;\; 2{,}65\ kg.s^{-1}$$

Ce débit est assuré par le refroidissement du compresseur et celui des des gaz en sortie de réacteur.

Composé	M en kg.kmol^{-1}	Cp° (101 kPa) et 298K en kJ.kmol^{-1}.K^{-1}	Flux total	x
éthène	28	42,8	92,9 $mol.s^{-1}$	0,107
dioxygène	32	39,34		0,034
diazote	28	29,1		0,817
Oxyde d'éthène	44	64,2		0,018
Dioxyde de carbone	44	36,39		0,012
Eau	18	36		0,012

La capacité moyenne du mélange à la sortie du réacteur est donc de 31,7 kJ.kmol^{-1}.K^{-1}.
Les gaz en sortie de réacteur sont refroidis à 25 °C dans un échangeur multitubulaire fonctionnant à contre-courant. Le fluide de refroidissement est de l'eau à la température de 15°C régulé au débit de 1,34 kg.s^{-1}.



Du fait de la c uissances nous avons :

Figure 6.20 Modèle de l'échangeur en sortie du réacteur.

$$F_{gaz} \times Cp_{gaz} \times \left(Te_{gaz} - Ts_{gaz}\right) = F_{eau} \times Cp_{eau} \times (Ts_{eau} - Te_{eau}) = S \times U \times DTLM$$

On en déduit le flux du fluide de réfrigération du gaz.

$$\frac{F_{gaz} \times Cp_{gaz} \times \left(Te_{gaz} - Ts_{gaz}\right)}{Cp_{eau} \times (Ts_{eau} - Te_{eau})} = F_{eau} = \frac{92{,}9 \times 31{,}7 \times (230 - 25)}{4180 \times (95 - 15)} = 1{,}8\ kg.s^{-1}$$

La phase gazeuse obtenue, renferme de 1 à 2 % d'oxyde d'éthylène et environ 1 % de dioxyde de carbone. L'oxyde d'éthylène est récupéré par dissolution dans l'eau produite puis distillé pour obtenir le produit pur. Le schéma de l'installation montre que tout l'oxyde d'éthylène produit dans le réacteur est éliminé par l'eau dans l'absorbeur. La solubilité dans l'eau, 5.10^{-4} mole de CO_2 par mole d'eau permet de négliger ce phénomène. Le dioxyde de carbone est éliminé par dissolution dans une solution aqueuse de carbonate de potassium et la phase gazeuse ainsi purifiée est recyclée.

$$K_2CO_3 + H_2O + CO_2 = 2\ KHCO_3$$

La solubilité du carbonate de potassium dans l'eau est plus élevée que celle de l'hydrogèno carbonate de potassium qui dans les conditions opératoire est de 4 moles pour 55,5 moles d'eau. Comme il se forme 2 moles d'hydrogèno carbonate de potassium pour une mole de dioxyde de carbone la production dans la colonne d'absorption sera donc de 2,2 $mole.s^{-1}$ d'hydrogèno carbonate de potassium.

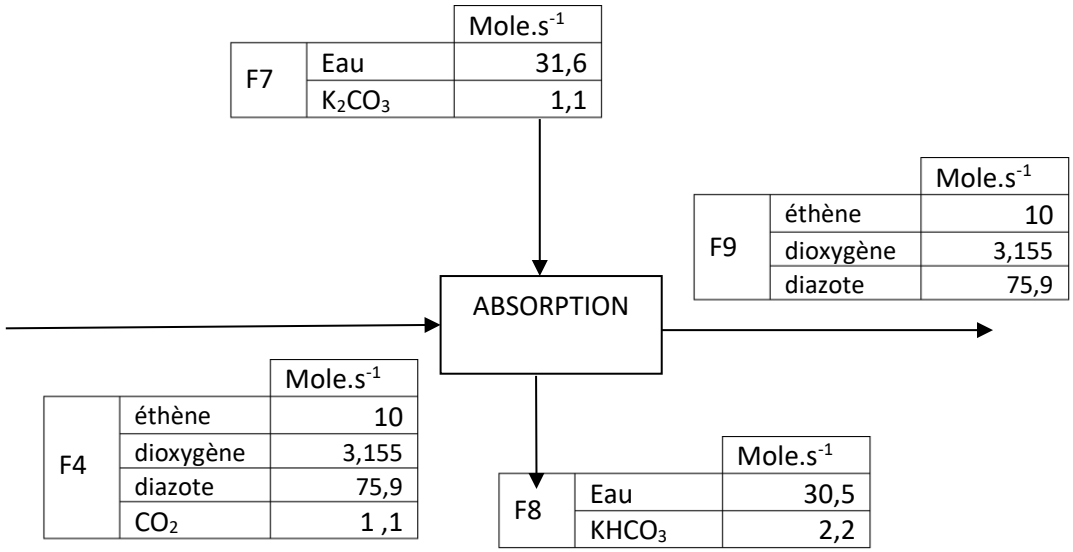


Figure 6.21 Schéma de principe de l'opération d'absorption du dioxyde de carbone.

Une partie de la phase gazeuse recyclée est purgée afin d'éliminer toutes traces de produits parasitaires. Le gaz ainsi recyclé est mélangé au gaz d'appoint permettant d'ajuster les quantités de matière dans le flux alimentant les compresseurs.
Le taux de recyclage représentant le rapport molaire du débit d'alimentation / le débit d'appoint est d'environ 8,56.

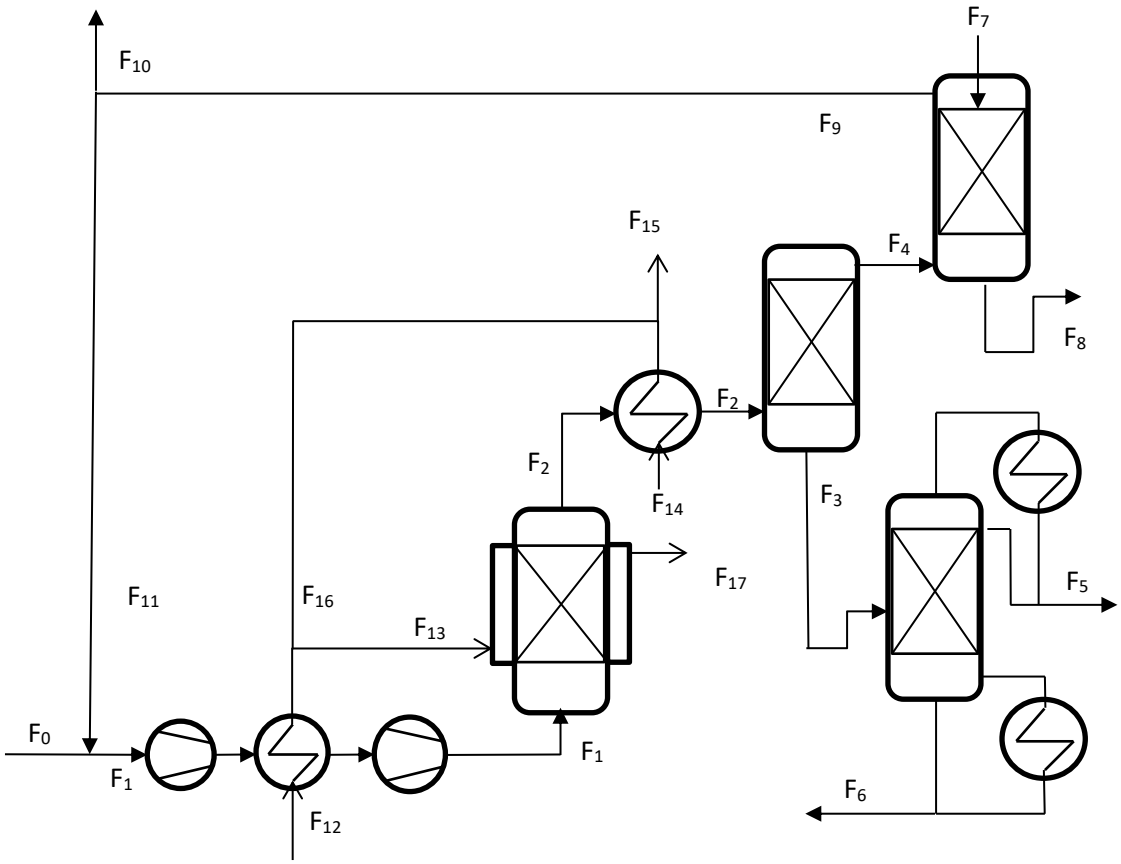


Figure 6.21 Schéma de procédé de l'oxydation de l'éthène.

Le taux de purge permet d'ajuster les flux d'air et d'éthène dans le gaz d'appoint.
Par approximation successives du taux de purge nous obtenons les résultats suivants.

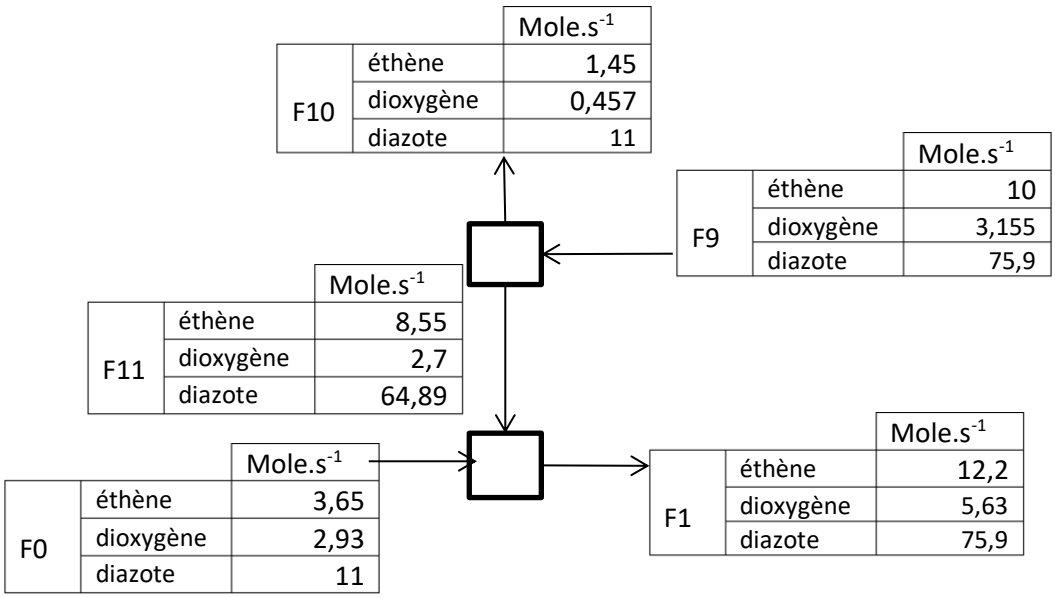


Figure 6.22 Schéma de principe des flux de purge et d'alimentation.

Quelques références.

Site dédié aux génie des procédés . « Proces's » de Jean-Bernard
Travail de compression (free.fr)
Compressibilite des gaz (free.fr)
Compresseurs centrifuges (free.fr)

Site de l'école des Mines ParisTech. R. Gicquel.
Cours en ligne et simulateur de thermodynamique appliquée (mines-paristech.fr)

Documents p.d.f de C. Haouy
Microsoft Word - Cours_3.doc (ac-nancy-metz.fr)
Cours_4-version 16-09-08 (ac-nancy-metz.fr)

Diagrammes pour la détermination du facteur de compressibilité Z
Nelson Obert Compressiblity Charts (sdsu.edu)

Quelques ouvrages de référence.

Séparateurs liquide-gaz et solide-gaz.. Volume 6
Jean-Paul Duroudier.
Editions ISTE.

Techniques de l'ingénieur.

Compression et détente des gaz ou des vapeurs.
André LALLEMAND.
Date de publication 2003
Relu et validé 2021

Machines thermiques. Coll. Technique et ingénierie, Série Mécanique et matériaux.

Auteur : KOLLER Emilian.
Date de parution : 2005.

Mécanique des fluides.

PARASCHIVOIU Ion, PRUD'HOMME Michel, ROBILLARD Luc, VASSEUR Patrick
Date de parution : 04-2004

Systèmes énergétiques. Tome 1.
(Méthodologie d'analyse, bases de thermodynamique, composants, Thermoptim)
Les cours de l'école Mines-Paristech (2° Éd.) .Coll. TRANSVALOR.

Auteur : GICQUEL Renaud
Date de parution : 02-2009

Thermodynamique optimale en dimensions physiques finies Coll. Thermique

Auteur : FEIDT Michel.
Date de parution : 2013.
Lavoisier tech et doc.

Les pompes à chaleur(2° Éd.)Coll. Technique et Ingénierie – Énergies.

Auteur : LEMALE Jean
Date de parution : 2014 .
Dunod.

Mécanique des fluides de Munson, Young, Okiishi(8° Éd.).

Auteurs : GERHART Philip M., GERHART Andrew L., HOCHSTEIN John I.
Date de parution : 2020
Lavoisier.

Énergétique Machines à froid et pompes à chaleur - De la théorie à la pratique. Cours et problèmes corrigés (niveau C) Coll. Technosup.

Auteur : LALLEMAND André.
Date de parution : 2015.
Ellipse.