

# CORRIGE

**Ces éléments de correction n'ont qu'une valeur indicative. Ils ne peuvent en aucun cas engager la responsabilité des autorités académiques, chaque jury est souverain.**

**BTS fluides Energies Environnements**  
**Génie frigorifique**

Epreuve E3 : Etude des installations

Session : 2006

---

Durée : 4 heures  
Coefficient : 4

---

***ELEMENTS DE CORRECTION***

## Correction de la Partie 2

### 2.1 – Utilisation de l'ammoniac

2.1.1 → Lister et commenter succinctement les inconvénients liés à l'utilisation de l'ammoniac

- inflammabilité

L'ammoniac est difficilement inflammable. Il ne peut brûler qu'à partir d'une concentration de 16% dans l'atmosphère. (limite inférieure d'explosibilité LIE)

- toxicité

L'ammoniac est un fluide fortement toxique et peut provoquer la mort. Ceci limite son utilisation à certains types de locaux et nécessite d'avoir des équipements de détection

- réglementation

Pour les raisons citées plus haut, la réglementation est particulièrement exigeante, notamment au niveau de la charge en fluide.

- miscibilité

Les huiles couramment utilisées ne sont pas miscibles avec l'ammoniac. L'huile se stocke dans les points bas de l'installation.

- corrosion

L'ammoniac attaque le cuivre et les alliages cuivreux. Il convient de proscrire la présence de cuivre, aussi faible soit elle, dans les installations à l'ammoniac.

- température de refoulement

Du fait d'un coefficient polytropique de compression élevé, la température de refoulement au compresseur est très forte et peut provoquer la décomposition de la molécule de fluide frigorigène et la dégradation de l'huile.

### 2.2 – Système de condensation

2.2.1 → Comparaison entre deux solutions

| <i>solution technique</i>                         | <i>avantages</i>  | <i>inconvénients</i>  |
|---|---|---|
| <i>tour de refroidissement fermée + échangeur</i> | <i>sécurité - pas de fluide frigorigène à l'extérieur de la salle des machines</i>  | <i>énergétique - du fait des rendements d'échanges thermiques supplémentaires, le rendement énergétique global est moins bon</i><br><i>mise en œuvre - la réalisation de cette solution est plus contraignante (plus de matériel à installer)</i><br><i>économique - cette solution coûte plus chère à la réalisation (mise en œuvre) et à l'exploitation (énergétique)</i> |
| <i>condenseur évaporatif</i>                      | <i>énergétique - meilleur rendement énergétique global</i><br><i>mise en œuvre - la réalisation de cette solution est simple.</i><br><i>économique - cette solution est plus intéressante économiquement, tant au niveau du coût de la réalisation qu'au niveau du coût d'exploitation.</i> | <i>sécurité - présence de fluide à l'extérieur de la salle des machines</i>   |



## 2.3 – Système de récupération d'huile

### 2.3.1 – Comportement de l'ammoniac vis à vis de l'huile

L'ammoniac n'est pas miscible avec les huiles frigorigènes couramment utilisées, contrairement aux autres fluides frigorigènes. Il ne peut donc pas former un mélange homogène avec l'huile. L'huile étant plus lourde que l'ammoniac, elle va se stocker dans les points bas de l'installation. Dans notre cas, elle s'accumule dans le bas de la tuyauterie d'alimentation de l'évaporateur.

### 2.3.2 – Mode de récupération d'huile

Il est prévu de récupérer l'huile manuellement. Un robinet à contre-poids associé à une vanne d'isolement permet la récupération d'huile suivant la procédure suivante:

- ouverture de la vanne d'isolement.
- ouverture du robinet à contre-poids (s'il se produit un quelconque incident, l'opérateur aura le réflexe de lâcher le contre-poids, ce qui provoquera la fermeture immédiate du robinet)
- récupération de l'huile dans un récipient.
- fermeture de la vanne d'isolement.
- appoint d'huile manuel sur les compresseurs suivant les niveaux respectifs.

Que pensez-vous de la méthode?

→ Avantage du mode de récupération d'huile

- simplicité
- coût réduit

→ Inconvénient du mode de récupération d'huile

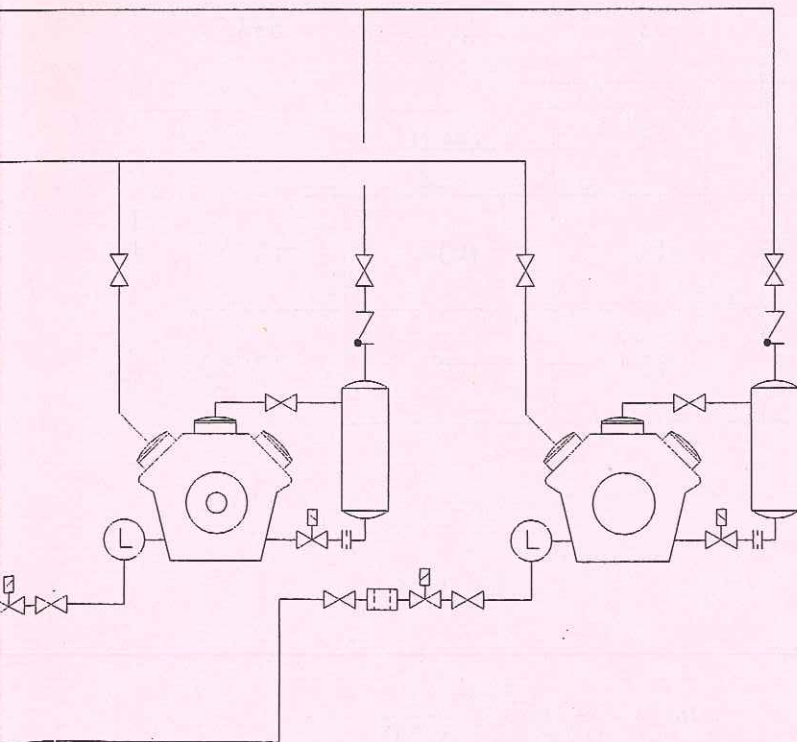
- nécessite une intervention humaine
- risque du à la toxicité de l'ammoniac non négligeable

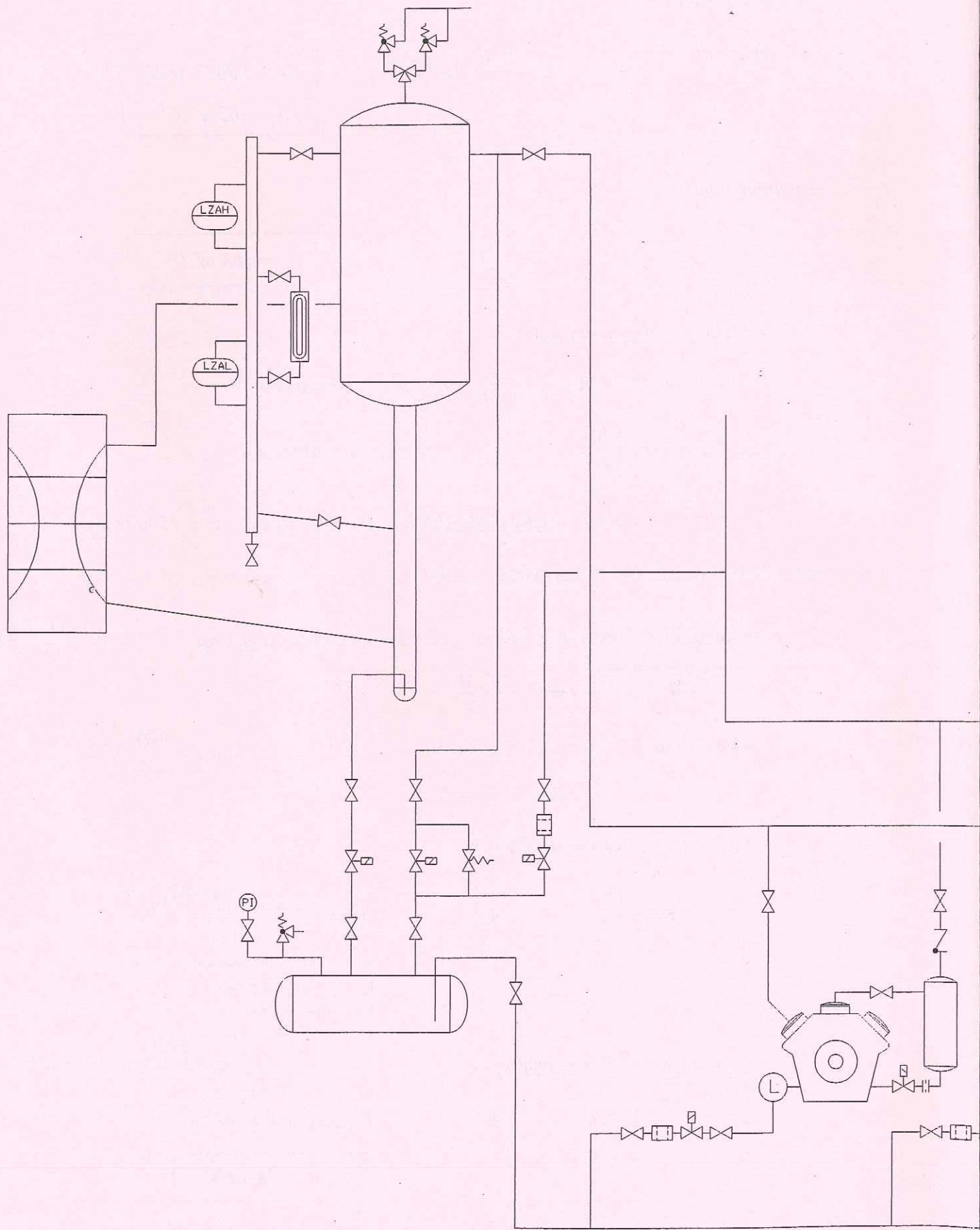
### 2.3.3 – Proposition d'une solution automatique

(voir le document réponse n°02)

Systeme de retour d'huile automatique

| Repère | Nombre | Désignation                  |
|--------|--------|------------------------------|
| 1      | 3      | Contrôleur de niveau d'huile |
|        |        |                              |
|        |        |                              |
|        |        |                              |
|        |        |                              |
|        |        |                              |
|        |        |                              |
|        |        |                              |
|        |        |                              |







### Correction de la partie 3

#### 3.1 – Cycle frigorifique

- titre vapeur en sortie d'évaporateur  $xv_6 = \frac{1}{n}$   $n$  : taux de recirculation d'ammoniac

A.N:  $xv_6 = \frac{1}{1,4} = 0,715$

3.1.1 - cycle frigorifique → voir le document réponse n°

3.1.2 – tableau synthétique des valeurs

| Points | Désignation             | pression [bar] | température [°C] | volume spécifique [m <sup>3</sup> .kg <sup>-1</sup> ] | enthalpie spécifique [kJ.kg <sup>-1</sup> ] |
|--------|-------------------------|----------------|------------------|---|---|
| 1      | aspiration compresseur  | 2,63           | -8               | 0,483   | 1758  |
| 2      | refoulement compresseur | 13,5           | 100              | 0,127   | 1972  |
| 3      | sortie condenseur       | 13,5           | 30               |   | 638,77                                      |
| 4      | entrée bouteille BP     | 2,63           | -13              | 0,075   | 638,77                                      |
| 5      | entrée évaporateur      | 2,63           | -13              | 1,524.10 <sup>-3</sup>                                | 441   |
| 6      | sortie évaporateur      | 2,63           | -13              | 0,34  | 1372,5                                      |
| 7      | aspiration bouteille BP | 2,63           | -13              | 0,47  | 1746,3                                      |

#### 3.2 – Groupe moto-compresseur

3.2.1 – débit massique de fluide frigorigène

→ débit massique de fluide frigorigène

$$qm_{ff} = \frac{\phi_o}{(h_7 - h_4)}$$

A.N:

$$qm_{ff} = \frac{575}{(1746,3 - 638,77)}$$

$$qm_{ff} = 0,52 \text{ kg.s}^{-1}$$

### 3.2.2 – Volume aspiré et balayé d'un compresseur

→ volume aspiré

$$V_A = \frac{qm_{ff}}{3} \cdot v_1$$

A.N:  $V_A = \frac{0,52}{3} \cdot 0,483$

$$V_A = 0,0837 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

$$V_A = 302 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

→ volume balayé

$$V_B = \frac{V_A}{\eta_V}$$

A.N:  $V_B = \frac{302}{0,74}$

$$V_B = 408 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$$

### 3.2.3 – Sélection d' un compresseur

données de sélection :  $V_b = 408 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  à  $1450 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$

soit  $V_B = 408 \cdot \frac{1500}{1450}$   $V_B = 422 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  à  $1500 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$

⇒ Sélection : Sabroe / type: SMC 106 L ⇒  $V_B = 424 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$  à  $1500 \text{ tr} \cdot \text{mn}^{-1}$

### 3.2.4 – Puissance effective sur l'arbre du compresseur

→ puissance frigorifique fournie par les trois compresseurs est

$$\phi_o = \frac{424}{422} \cdot 575$$

$$\phi_o = 577 \text{ kW}$$

→ débit massique de fluide frigorigène

$$qm_{ff} = \frac{424}{422} \cdot 0,52$$

$$qm_{ff} = 0,522 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

→ puissance effective sur l'arbre

$$Pe = \frac{qm_{ff} \cdot (h_2 - h_1)}{3 \cdot \eta_m}$$

A.N:

$$Pe = \frac{0,522 \cdot (2112 - 1758)}{3 \cdot 0,9}$$

$$Pe = 68,44 \text{ kW}$$

### 3.2.5 – Sélection du moteur électrique

$$P_{no \text{ min } ale} = 1,2 \cdot Pe$$

A.N:

$$P_{nominale} = 1,1 \cdot 68,24$$

$$P_{nominale} = 75,3 \text{ kW}$$

⇒ Sélection : Leroy somer / type: P 250 S



### 3.3 - Refroidissement des culasses du compresseur

⇒ Les culasses des compresseurs ne sont pas refroidies

#### 3.3.1 - Température au refoulement des compresseurs, $\theta_2$ .

$$h_2 = \frac{(h_{2is} - h_1)}{\eta_{is}} + h_1 \quad h_{2is} = 2020 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$h_1 = 1760 \text{ kJ.kg}^{-1}$$

$$\eta_{is} \cong \eta_v = 1 - 0,05 \cdot \frac{p_2}{p_1} \quad \text{A.N: } \eta_v = 1 - 0,05 \cdot \frac{13,5}{2,63} \quad \underline{\eta_v = 0,74}$$

$$h_2 = \frac{(2020 - 1758)}{0,74} + 1758 \quad \underline{h_2 = 2112 \text{ kJ.kg}^{-1}}$$

d'après le diagramme enthalpique

$$\boxed{\theta_2 = 155^\circ\text{C}}$$

#### 3.3.2 - commentaires

Cette valeur de température de refoulement est trop élevée:

- décomposition de la molécule de fluide frigorigène
- dégradation de l'huile

⇒ Les culasses des compresseurs sont refroidies par eau

#### 3.3.3 - Puissance de refroidissement

$$\boxed{\phi_R = qm_{ff} \cdot (h'_2 - h_2)}$$

$h'_2$  étant l'enthalpie spécifique du point 2 pour une compression sans refroidissement de culasses.

n

$$\text{A.N: } \phi_R = 0,522 \cdot (2112 - 1972)$$

$$\boxed{\phi_R = 73,1 \text{ kW}}$$

#### 3.3.4 - Débit volumique de la pompe

$$\phi_R = qv \cdot \rho \cdot C \cdot \Delta T$$

$$\boxed{qv = \frac{\phi_R}{\rho \cdot C \cdot \Delta T} \cdot 3600}$$

protection antigel à  $-7^\circ\text{C}$  → point de congélation à  $-12^\circ\text{C}$

d'après la documentation ressource:

- % antigel : 25%

- masse volumique :  $\rho = 1043 \text{ kg.m}^{-3}$

- chaleur massique :  $C = 3,8 \text{ kJ.kg}^{-1} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}$

$$\text{A.N: } qv = \frac{73,1}{(1043 \cdot 3,8 \cdot 10)} \cdot 3600$$

$$\boxed{qv = 6,64 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}}$$

### 3.4 - Tour de refroidissement

#### 3.4.1 - Puissance thermique à évacuer

$$\phi_K = qm_{ff} \cdot (h_2 - h_3) + \phi_R \quad \text{A.N: } \phi_K = 0,522 \cdot (2112 - 638,77) + 73,1$$

$$\boxed{\phi_K = 769 \text{ kW}}$$

### 3.4.2 – Sélection de la tour de refroidissement

#### détermination des données de sélection

→ débit d'eau sur la tour

$$\phi_K = q_v \cdot \rho \cdot C \cdot (\theta_E - \theta_S)_{eau} \quad q_v = \frac{\phi_K}{\rho \cdot C \cdot (\theta_E - \theta_S)_{eau}}$$

A.N.:  $q_v = \frac{769}{1000 \cdot 4,18 \cdot (31 - 26)} \quad q_v = 0,0368 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \text{ soit } \underline{qv = 36,8 \text{ l} \cdot \text{s}^{-1}}$

→ delta T =  $(\theta_E - \theta_S)_{eau}$       delta T =  $(31 - 26) = \underline{5^\circ\text{C}}$

→ approche A =  $(\theta_S - \theta_A)$       A =  $26 - 21 = \underline{5^\circ\text{C}}$

⇒ facteur de sélection  $\approx 0,96$

⇒ sélection : Baltimore Air Coil / VXT-185 (débit : 37,67)

### 3.5 – Bouteille séparatrice basse pression

#### 3.5.1 – débit massique de fluide frigorigène dans l'évaporateur

$$qm_{\text{évapo}} = \frac{\phi_o}{Lv} \cdot n \quad \text{A.N.: } qm_{\text{évapo}} = \frac{575}{1304,6} \cdot 1,4$$

$$qm_{\text{évapo}} = 0,617 \text{ kg} \cdot \text{s}^{-1}$$

#### 3.5.2 – diamètre théorique de la bouteille

$$V_A = v_{\text{sépa}} \cdot S_{\text{bout}} \quad \text{et} \quad S_{\text{bout}} = \frac{\pi \cdot d_{\text{bout}}^2}{4} \quad \Rightarrow \quad d_{\text{bout}} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_A}{\pi \cdot v_{\text{sépa}}}}$$

A.N.:  $d_{\text{bout}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,084}{\pi \cdot 0,65}} \quad d_{\text{bout}} = 0,405 \text{ m} \quad \text{soit } d_{\text{standard}} = 400 \text{ mm}$

#### 3.5.3 – hauteur minimum de mise en charge

$$\rho_{\text{liquide}} \cdot g \cdot H = \rho_{\text{mélange}} \cdot g \cdot H + \Delta p_{\text{réseau}} + \Delta p_{\text{évapo}}$$

$$H = \frac{(\Delta p_{\text{réseau}} + \Delta p_{\text{évapo}})}{g \cdot (\rho_{\text{liquide}} - \rho_{\text{mélange}})} \quad \Rightarrow \quad \text{A.N.: } H = \frac{(2500 + 6000)}{9,81 \cdot (656,16 - 2,94)}$$

$$H = 1,32 \text{ m}$$

