

DEVOIR LIBRE n° 2

L'usage de calculatrices est interdit pour le 1^{er} problème, et autorisé pour le 2^{ème} problème.

PREMIER PROBLEME : Réfrigérateur domestique (d'après banque PT 2019)

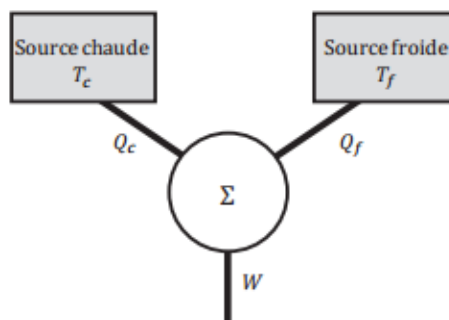
L'usage de calculatrices est interdit pour ce problème.

Les applications numériques seront réalisées avec **deux chiffres significatifs**.

A rendre avec la copie 3 annexes.

A. Modélisation d'une machine réfrigérante ditherme (poids approximatif dans le barème : 8 %)

On représente schématiquement une machine ditherme comme ci-après.



On note :

Σ : le fluide thermodynamique « caloporteur » ou « frigorigène »

Q_c : le transfert thermique échangé par Σ avec la source chaude (température T_c) au cours d'un cycle

Q_f : le transfert thermique échangé par Σ avec la source froide (température T_f) au cours d'un cycle

W : le travail échangé par Σ avec l'extérieur au cours d'un cycle

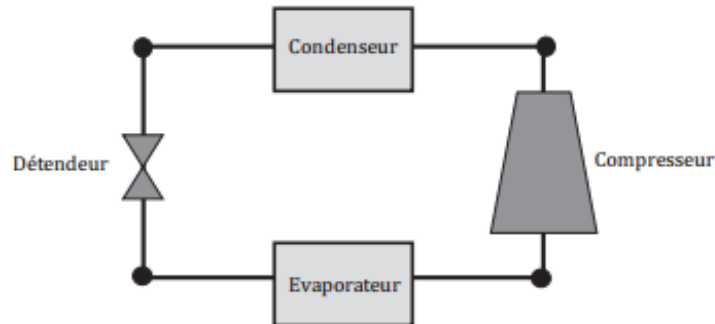
Ces grandeurs sont algébriques et leur signe est positif lorsque le système thermodynamique Σ les reçoit effectivement.

- 1) Indiquer le signe de Q_c , Q_f et W lorsque la machine fonctionne en réfrigérateur. Justifier.
- 2) Définir l'efficacité e_f (aussi appelée coefficient de performance) d'une telle machine et montrer qu'elle est majorée par une efficacité maximale e_f^{max} dont on établira l'expression en fonction de T_c et T_f .

B. Etude d'un cycle réfrigérant à compression de vapeur (poids approximatif dans le barème : 40 %)

Nous nous proposons d'étudier un cycle à compression de vapeur utilisé dans un réfrigérateur. La source chaude est la cuisine, de température T_c , la source froide est {l'armoire du réfrigérateur et son contenu} de température homogène T_f .

Un fluide frigorigène décrit le cycle schématisé ci-dessous.



Il y subit les transformations suivantes :

De l'état 4 à l'état 1 :	évaporation à $T_{\text{evap}} = 0^\circ\text{C}$ puis surchauffe isobare jusqu'à 10°C .
De l'état 1 à l'état 2 :	compression adiabatique dans le compresseur.
De l'état 2 à l'état 3 :	refroidissement isobare, liquéfaction isobare à $T_{\text{cond}} = 40^\circ\text{C}$ puis sous-refroidissement du liquide jusqu'à 30°C .
De l'état 3 à l'état 4 :	détente isenthalpique du fluide.

On note h_i , s_i et v_i respectivement l'enthalpie, l'entropie et le volume massiques du fluide dans l'état i .

On note P_i et T_i respectivement la pression et la température du fluide dans l'état i .

Entre les états i et j , on note :

$\Delta_{ij}h$ la variation d'enthalpie massique du fluide (les notations utilisées pour d'autres variations de grandeurs d'état s'en déduisent)

q_{ij} le transfert thermique massique reçu par le fluide

w_{ij} le travail massique utile (ou indiqué) reçu par le fluide.

3) Annoter la **figure 1** du document annexe à rendre en plaçant les différents points correspondant aux états 1 à 4.

Positionner la source chaude et la source froide.

Indiquer par une flèche le sens du transfert thermique entre les sources et le fluide dans l'évaporateur et dans le condenseur.

Cycle avec compression réversible

Dans un premier temps, on suppose que **la compression est adiabatique et réversible**. Elle conduit alors le fluide de l'état 1 à un état noté 2s.

4) Placer les points correspondant aux états 1, 2s, 3 et 4 dans les diagrammes $P(h)$ et $T(s)$ du fluide R134a en annexe (**figures 2a et 2b**).

(Remarque : le point 2' déjà placé sur le diagramme sert à la partie C, ne pas s'en préoccuper ici)

5) Remplir les colonnes représentant les états 1, 2s, 3 et 4 du **tableau 3** du document annexe à rendre.

6) Justifier que l'on ait choisi $T_{\text{evap}} \leq T_f$ et $T_{\text{cond}} \geq T_c$.

7) Quelle hypothèse concernant le fluide sous-tend la modélisation des transformations $4 \rightarrow 1$ et $2s \rightarrow 3$ comme des isobares ?

8) En analysant les abaques de la **figure 2a** ou de la **figure 2b**, indiquer si la vapeur sèche de R134a peut être assimilée à un gaz parfait entre les états 1 et 2s. Justifier.

Cycle avec compression non réversible

La compression n'est en réalité pas réversible. Le compresseur est caractérisé par son rendement isentropique défini par :

$$\eta = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

Le rendement isentropique du compresseur est de 75 %.

Le cycle étudié est désormais $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$.

- 9) Déduire des valeurs de h_1 et h_{2s} celle de $h_2 - h_1$ et placer le point correspondant à l'état 2 sur la **figure 2a**. Tracer le cycle sur la **figure 2a** en utilisant un stylo de couleur.
- 10) Compléter la colonne 2 du **tableau 3** du document annexe.
- 11) Placer le point correspondant à l'état 2 sur le diagramme $T(s)$ (**figure 2b**). Tracer le cycle sur la **figure 2b** en utilisant un stylo de couleur.
- 12) On observe graphiquement que $s_2 > s_{2s}$. Justifier physiquement.

Détermination de l'efficacité de la machine

- 13) Rappeler l'expression du premier principe de la thermodynamique lorsqu'il est appliqué à un système ouvert en régime stationnaire.
- 14) Justifier que l'on puisse négliger les variations d'énergie potentielle de pesanteur devant les variations d'enthalpie dans un réfrigérateur domestique. (Un calcul d'ordre de grandeur est attendu).

On cherche à évaluer l'ordre de grandeur de l'énergie cinétique massique maximale au cours du cycle.

- 15) En supposant que le champ de vitesse est uniforme sur une section droite S d'une canalisation dans laquelle le fluide circule, exprimer le débit massique du fluide D en fonction de S , de la vitesse V et du volume massique v du fluide.
- 16) En quel point du cycle le volume massique est-il maximal ? Justifier. On notera v^{max} sa valeur et on prendra $v^{max} \approx 7.10^{-2} \text{ m}^3.\text{kg}^{-1}$.
- 17) En supposant que S garde la même valeur approximativement égale à 1 cm^2 sur toute l'installation, déterminer la vitesse maximale du fluide au cours de l'écoulement. On prendra $D = 1.10^{-2} \text{ kg.s}^{-1}$.
- 18) Justifier alors qu'on puisse négliger les variations d'énergie cinétique massique du fluide au cours du cycle devant ses variations d'enthalpie massique.
- 19) Montrer que l'on peut exprimer l'efficacité du réfrigérateur en fonction des enthalpies massiques de différents points du cycle $1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$.
- 20) Déterminer, à l'aide de données évaluées sur le graphique, l'efficacité du cycle réfrigérateur décrit par le fluide.
- 21) Déterminer la puissance thermique P_{th}^f extraite de la source froide et la puissance P du compresseur.
- 22) Pour quelle raison la vapeur est-elle surchauffée après son évaporation ?
- 23) Quel est l'intérêt de sous refroidir le liquide après la liquéfaction ? Pourquoi ce sous-refroidissement n'est-il pas réalisé jusqu'à une température plus basse (20°C par exemple) ?

C. Association réfrigérateur-congérateur (poids approximatif dans le barème : 10 %)

La plupart des réfrigérateurs domestiques sont associés à un congélateur. Pour réaliser ce dispositif, on peut modifier le cycle à compression précédent (décrit dans la partie **B**) en faisant passer le fluide dans deux évaporateurs successifs.

Le cycle modifié est décrit ci-dessous. L'état 4 est celui décrit dans la partie **B**.

De l'état 4 à l'état 4' :	vaporisation isobare partielle dans le premier évaporateur (étape 4 → 4') au contact de l'intérieur du réfrigérateur
De l'état 4' à l'état 4'' :	détente isenthalpique jusqu'à -20 °C
De l'état 4'' à l'état 1' :	évaporation à -20 °C dans le second évaporateur puis surchauffe isobare jusqu'à 0 °C. Ces étapes se font au contact de l'intérieur du congélateur.
De l'état 1' à l'état 2' :	compression
De l'état 2' à l'état 3 :	refroidissement, liquéfaction et sous-refroidissement isobares.
De l'état 3 à l'état 4 :	détente isenthalpique

On souhaite que la puissance thermique extraite au cours de l'étape 4 → 4' soit la même que celle extraite au cours de l'étape 4'' → 1'.

- 24)** Sur le diagramme $P(h)$ du fluide R134a (**figure 2a**), placer le point correspondant à l'état 1' puis les points correspondant aux états 4' et 4'' en justifiant le positionnement de ces deux derniers.
- 25)** Le point caractéristique de l'état 2' est déjà placé sur le diagramme. Représenter le cycle 3 → 4 → 4' → 4'' → 1' → 2' → 3 (avec une couleur différente de celles utilisées pour les cycles précédemment tracés).
- 26)** Comment évolue la proportion de vapeur dans le fluide au cours de l'étape 4' → 4'' ? Préciser en justifiant. Le calcul des proportions de vapeur n'est pas demandé, seule l'évolution doit être justifiée.
- 27)** Que vaut l'efficacité globale de l'ensemble réfrigérateur-congérateur ?

D. Utilisation d'un réfrigérateur (poids approximatif dans le barème : 26 %)

On s'intéresse dans cette partie à l'évolution de la température à l'intérieur d'un réfrigérateur. Cette température est supposée uniforme à l'intérieur du réfrigérateur. Elle est susceptible de varier dans le temps et sera notée T .

La source chaude est la cuisine dans laquelle est installé le réfrigérateur. Sa température T_c est constante.

La capacité thermique isobare de l'intérieur du réfrigérateur est $C = 3 \cdot 10^5 \text{ J.K}^{-1}$.

Le rapport K entre l'efficacité réelle du réfrigérateur et son efficacité maximale sera supposé constant au cours du temps et pris égal à 0,25.

En revanche, l'efficacité maximale dépend du temps : son expression est celle obtenue à la question A.2 en remplaçant T_f par $T(t)$.

Evaluation des fuites thermiques

Pour évaluer les fuites thermiques du réfrigérateur, on le débranche à l'instant $t = 0$ alors que l'intérieur du réfrigérateur est à une température initiale T_f .

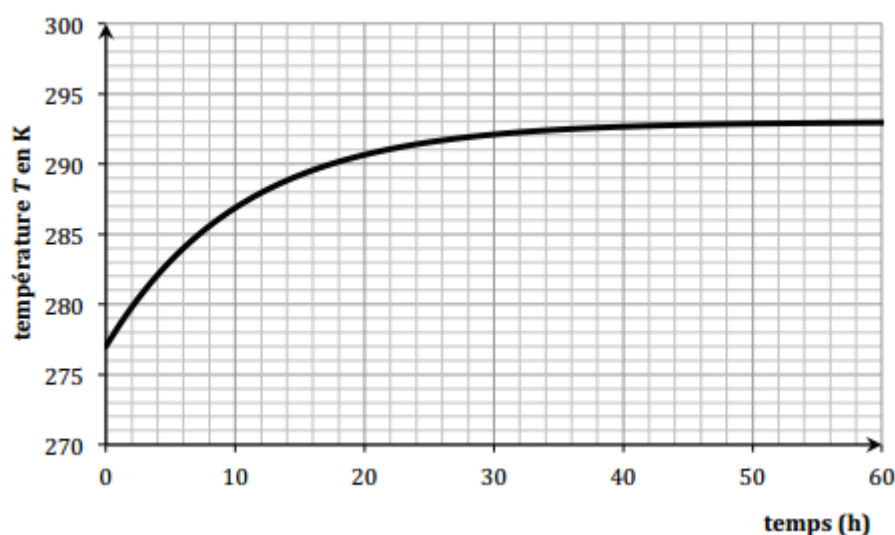
La puissance thermique reçue par l'intérieur du réfrigérateur à travers les parois du réfrigérateur est modélisée par : $P_{th} = \lambda (T_c - T)$ où λ est une constante.

28) Quel est le signe de λ ? Justifier.

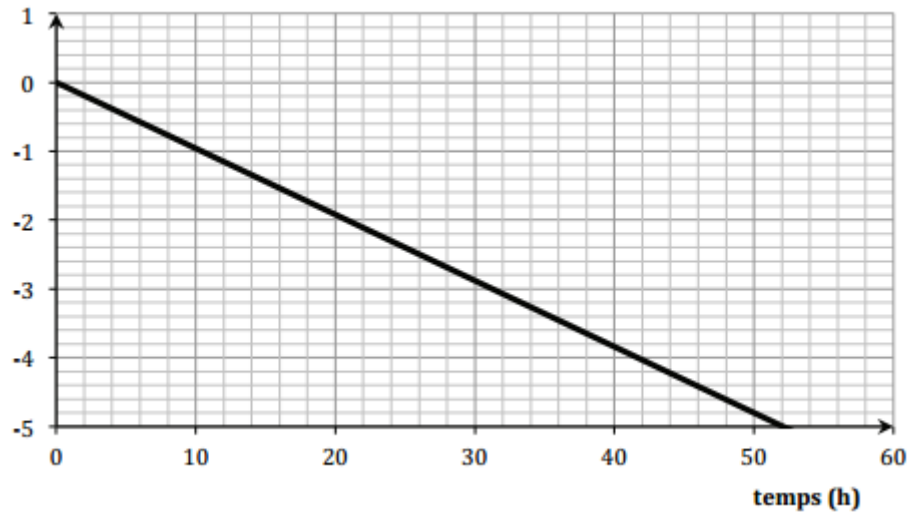
29) Etablir l'équation différentielle vérifiée par la température T .

30) En déduire l'expression de T en fonction du temps.

31) Ci-dessous le graphe représentatif de T en fonction du temps. En déduire les valeurs numériques de T_f et T_c en expliquant la démarche.



32) Ci-dessous figure le graphe représentatif de la grandeur $\ln \left(\frac{T - T_c}{T_f - T_c} \right)$ en fonction du temps t . Exploiter le graphique pour déterminer numériquement λ . Préciser l'unité retenue pour λ .



Fonctionnement en régime stationnaire

Lorsque le réfrigérateur est branché depuis longtemps, la température à l'intérieur du réfrigérateur est réglée à T_f .

33) Calculer l'efficacité du réfrigérateur.

34) Calculer la puissance P_{th} des fuites.

35) Calculer la puissance P_c du compresseur nécessaire pour compenser les fuites.

Mise en route du réfrigérateur

A $t = 0$, la température à l'intérieur du réfrigérateur est T_c . La puissance P_c du compresseur est supposée constante.

36) La température T de l'intérieur du réfrigérateur vérifie l'équation différentielle :

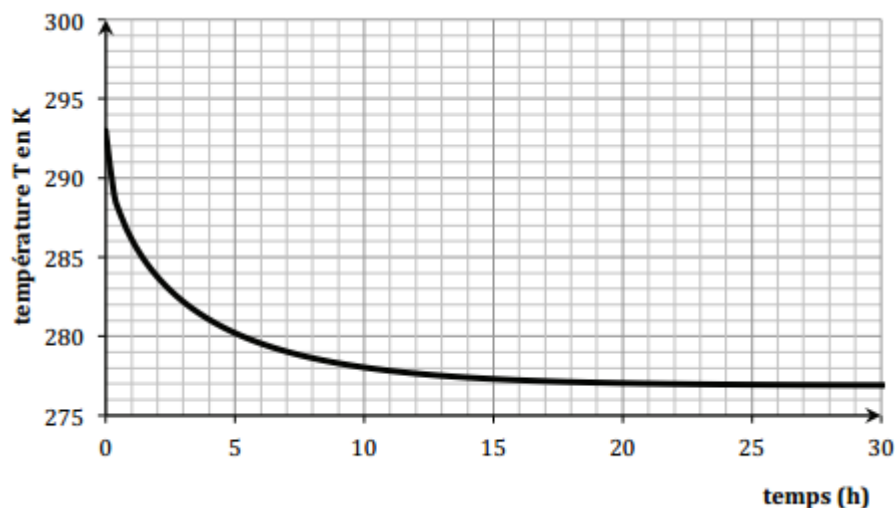
$$\frac{dT}{dt} = -\frac{AT}{T_c - T} + B(T_c - T)$$

Déterminer littéralement l'expression des constantes A et B .

37) Résoudre littéralement l'équation en absence de fuites pour en déduire, en fonction de A , B , T_c et T_f , la durée nécessaire t_f pour que l'intérieur du réfrigérateur atteigne la température T_f .

38) Avec la valeur de P_c calculée précédemment, on trouve, en absence de fuites, $t_f = 5$ h.

Le graphe ci-dessous donne l'évolution de la température en fonction du temps en tenant compte des fuites. Commenter.



E. Comparaison des fluides frigorigènes (*poids approximatif dans le barème : 16 %*)

Pour aborder cette partie, il est nécessaire d'avoir pris connaissance des documents 1 et 2 en annexe.

On souhaite comparer 3 fluides frigorigènes : R717 (ammoniac), R134a (tétrafluoroéthane) et R600a (isobutane).

Pour ce faire, on envisage de leur faire subir un cycle analogue à celui décrit par R134a dans la partie C que l'on simplifie avec un seul évaporateur à -20 °C .

Les caractéristiques du cycle sont donc, pour les 3 fluides :

$T_{\text{cond}} = 40\text{ °C}$, $T_{\text{evap}} = -20\text{ °C}$, sous-refroidissement de 10 °C et surchauffe de 20 °C , rendement isentropique du compresseur de 75% .

Le tableau ci-dessous rassemble plusieurs des données calculées pour chaque fluide au cours du cycle :

	R600a	R134a	R717 ammoniac
Efficacité (ou COP)	2,7	2,6	2,4
Température maximale au cours du cycle (°C)	70	80	210
Volume massique à l'entrée du compresseur ($\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$)	0,52	0,16	0,68
Volume massique à la sortie du compresseur ($\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$)	0,083	0,025	0,148
Pression à l'entrée du compresseur (bar)	0,728	1,33	1,90
Pression en sortie du compresseur (bar)	5,36	10,2	15,5
Taux de compression	7,3	7,6	8,2
Production frigorifique volumique ($\text{kJ}.\text{m}^{-3}$)	557	$1,0.10^3$	$1,7.10^3$

39) Expliquer pourquoi choisir $T_{\text{evap}} > T_{\text{eb}}$ garantit une surpression du fluide dans la machine par rapport à l'air extérieur.

40) Exprimer littéralement la relation entre la production frigorifique volumique, l'enthalpie massique de certains points du cycle et une donnée figurant dans le tableau.

Les fluides frigorigènes les plus répandus dans les réfrigérateurs domestiques sont le R600a et le R134a.

41) Pourquoi les préfère-t-on à l'ammoniac R717 ? (Donner 3 arguments).

42) En Europe, le R600a est très majoritairement utilisé alors qu'aux Etats-Unis, le R134a est préféré. Proposer une explication à cette différence.

Fin de l'énoncé.

DOCUMENTS ANNEXES

Document 1 : Les qualités d'un fluide frigorigène

D'après *Techniques de l'Ingénieur* TI-b9730

Théorie des machines frigorifiques, machine à compression mécanique

Maxime Duminil

Pour bien choisir un frigorigène en vue d'une application déterminée, on doit considérer :

- Ses **critères thermodynamiques** : puisque les systèmes frigorifiques relèvent précisément des lois de la thermodynamique ;
- Ses **critères de sécurité** : sécurité des personnes et des biens en cas de dégagement intempestif du frigorigène dans l'atmosphère ;
- Ses **critères d'action sur l'environnement** : actuellement très importants puisqu'ils ont imposé l'abandon de certains frigorigènes ;
- Ses **critères techniques** : ils influent sur la faisabilité et la fiabilité du système frigorifique et sur les interactions entre le frigorigène et les composants de ce système ;
- Ses **critères économiques** : toujours présents au cœur des problèmes techniques.

(Ne sont conservés ci-après que quelques-uns des critères décrits dans l'article)

➤ Critères thermodynamiques

- 1) On s'arrangera pour que, dans la mesure du possible, **la température d'évaporation T_{evap} soit supérieure à la température d'ébullition du fluide à la pression atmosphérique T_{eb}** . De cette façon, la totalité des circuits de la machine est en surpression vis-à-vis de l'extérieur et l'on ne risque pas l'introduction d'air atmosphérique et d'eau.
- 2) Dans l'état actuel de la technique des composants du système, la pression de condensation P_{cond} ne doit pas dépasser 20 à 25 bar. Inversement, la pression d'évaporation P_{evap} ne doit pas être trop basse. Le domaine d'emploi du compresseur frigorifique est ainsi bien défini par le constructeur et **on doit impérativement rester dans ces limites**. Pour garder une bonne efficacité au compresseur, le taux de compression $\tau = \frac{P_{cond}}{P_{evap}}$ doit aussi rester limité. Les taux de compression importants, outre qu'ils sont généralement la cause d'échauffements excessifs du fluide, entraînent la diminution des rendements volumétriques et une augmentation de la consommation énergétique du compresseur.
- 3) **La production frigorifique volumique** est une grandeur importante définie par **la quantité de froid produite par unité de volume de fluide aspiré par le compresseur**. Plus cette quantité est élevée, plus petit est le débit-volume aspiré par le compresseur pour produire une puissance frigorifique donnée. Plus réduite, et moins chère, est alors la machine de compression.

➤ Sécurité

L'inflammabilité est évidemment un point d'une extrême importance. Des substances susceptibles de faire d'excellents frigorigènes, comme certains hydrocarbures, ont été rejetés en raison de leur caractère combustible.

➤ Action sur l'environnement

1) Ozone stratosphérique




On sait que l'ozone stratosphérique est détruit par le **chlore** transporté à ces altitudes par les composés halogénés des hydrocarbures qui ont une **longue durée de vie dans l'atmosphère**, essentiellement par les CFC mais aussi, dans une bien moindre mesure, par les HCFC. On sait aussi que c'est ce critère qui a décidé la communauté internationale à bannir ces composés chlorés. L'action de chaque composé sur l'ozone stratosphérique est caractérisée par ce que les Anglo-saxons dénomment l'**ODP (ozone depletion potential)**, seuls les frigorigènes ayant un **ODP nul devraient perdurer**.

2) Effet de serre

Les gaz à effet de serre sont indispensables à notre planète qui, en leur absence, aurait une température beaucoup trop basse pour être habitable (-18 °C). Cependant, l'excès de ces gaz, en gênant la sortie (vers le cosmos) du rayonnement terrestre de grande longueur d'onde, peut, à la longue, provoquer un lent réchauffement de notre monde. A côté des gaz à effet de serre bien connus (vapeur d'eau, CO₂, méthane, oxydes d'azote, etc.), les frigorigènes halocarbonés ont une action non négligeable. Bien qu'encore peu répandus dans l'atmosphère, leur influence est beaucoup plus grande que, par exemple, celle du CO₂ dont l'effet de serre est le plus connu.

On caractérise l'action d'effet de serre d'un composé par le terme anglais **GWP (global warming potential)**, les valeurs sont rapportées au CO₂ ; dont le GWP est égal à 1.

Document 2 : Quelques données relatives à 3 réfrigérants usuels

	R600a	R134a	R717
Pression de vapeur saturante à -20 °C (en bar)	0,728	1,33	1,90
Température d'ébullition sous 1 bar (en °C)	-11,7	-26,1	-33,4
Température d'auto-inflammation (en °C)	460	Non combustible	630
Pictogrammes de sécurité			
ODP	0	0	0
GWP	3	1300	0

ANNEXES à RENDRE avec la COPIE

Figure 1 :

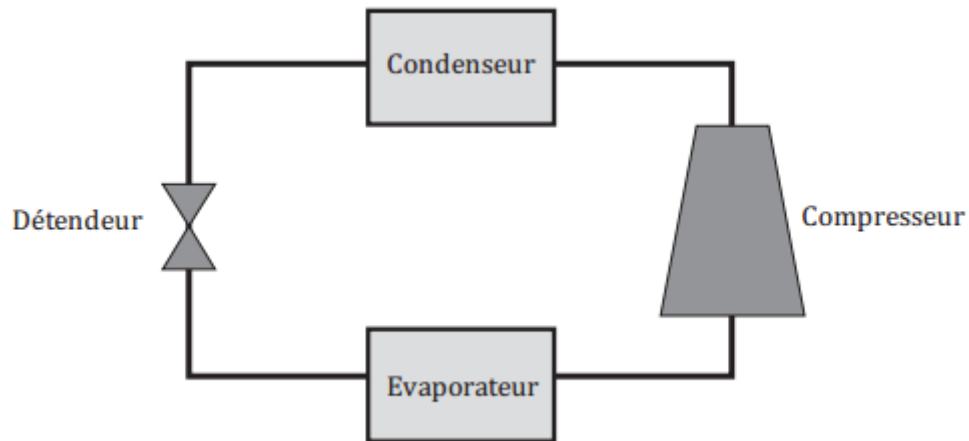


Tableau 3 :

point	1	2s	2	3	4	1'	2'
P (bar)							10
T (°C)							80
Etat du fluide							Vapeur sèche
h (kJ.kg ⁻¹)							465

Figure 2a : La figure complète doit montrer 3 couleurs : une pour le cycle 1, 2s, 3, 4 ; une pour la portion 1, 2 ; une pour le cycle 3, 4, 4', 4'', 1', 2'.

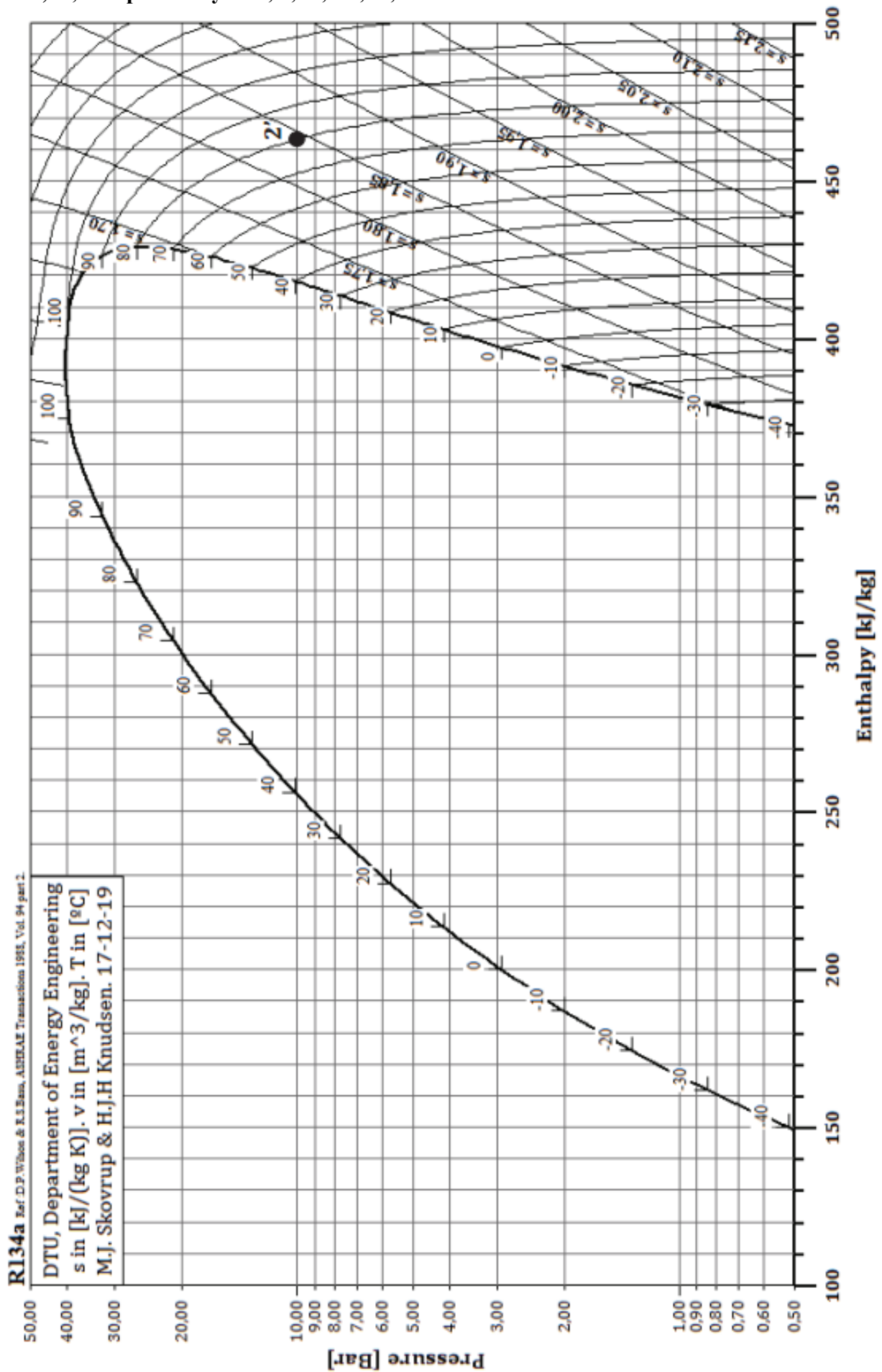
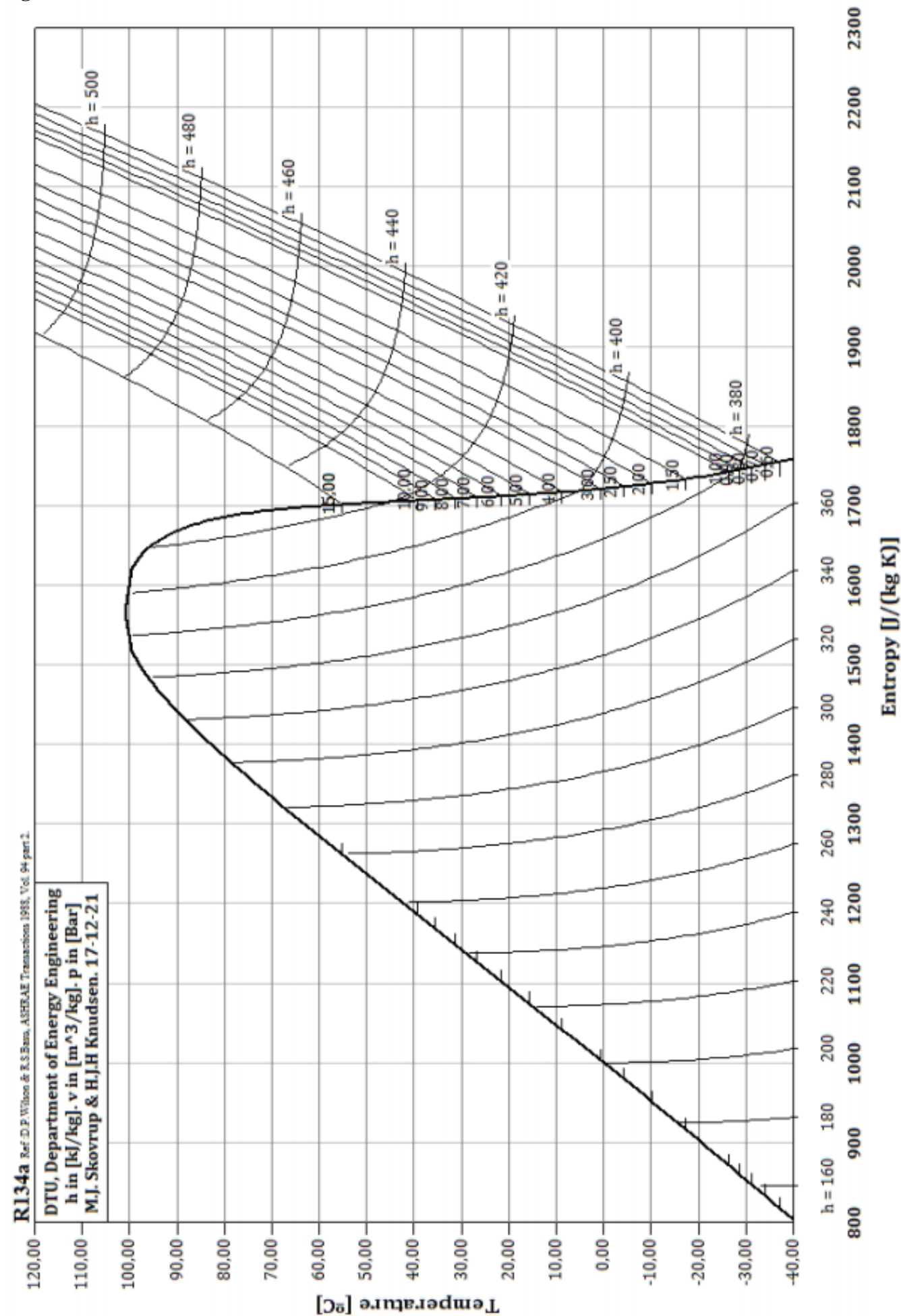


Figure 2b :



DEUXIEME PROBLEME : Etude du condenseur et de la tour de refroidissement d'une centrale thermique (d'après banque PT 2003)

L'usage de calculatrices est autorisé pour ce problème.

Le schéma de l'installation étudiée figure en dernière page de ce problème.

Le condenseur de cette centrale comporte deux réseaux :

- *Réseau principal* (circuit « vapeur d'eau ») : la vapeur humide (état diphasé liquide saturé / vapeur saturante) provenant de la turbine (point 2) et les condensats provenant des réchauffeurs (point 3) sont mélangés et sortent sous forme d'eau liquide (point 4).
- *Réseau de réfrigération* (circuit « eau ») : l'eau provenant de la tour de réfrigération (point 5) permet la condensation du circuit principal et retourne à la tour (point 6).

Dans la **tour de refroidissement**, l'eau chaude provenant du condenseur (point 6) ruisselle à l'intérieur de cette tour. Elle est refroidie par l'air atmosphérique ou ambiant (chemin 7-8) circulant de bas en haut (convection naturelle). Une certaine quantité d'eau est inévitablement entraînée par l'air atmosphérique à cause de l'évaporation. Elle est compensée par une injection d'eau d'appoint (point 10). L'eau refroidie, recueillie à la base de la tour sous forme liquide (point 9), est retournée avec l'eau liquide d'appoint vers le condenseur à l'aide d'une pompe de circulation.

La pompe et la turbine sont les seules parties de l'ensemble du dispositif comportant des pièces mécaniques mobiles.

Hypothèses :

- La détente dans la turbine est supposée adiabatique réversible.
- Le condenseur est parfaitement calorifugé.
- Le régime est permanent.
- Les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligées.
- L'influence de la pression sur l'enthalpie massique est négligée pour l'eau liquide de réfrigération.
- Le travail indiqué massique absorbé par la pompe est négligé.
- La pression de l'air dans la tour est constante.
- Le transfert thermique à travers les structures de la tour est négligé.
- L'eau liquide est un fluide incompressible.
- Les capacités thermiques massiques sont des constantes.
- L'air et la vapeur d'eau sèche sont assimilés à des gaz parfaits.

Notations et données :

- h : enthalpie massique (en kJ.kg^{-1}).
- x : titre massique de vapeur ; $0 < x < 1$ dans un état diphasé eau liquide / eau vapeur ; $x = 0$ pour du liquide seul ; $x = 1$ pour de la vapeur seule.
- M_1 : débit massique de vapeur humide sortant de la turbine à vapeur (en kg.s^{-1}).
- M_3 : débit massique de retour de condensat (en kg.s^{-1}).
- M_4 : débit massique du condensat principal (eau liquide) sortant du condenseur (en kg.s^{-1}).
- M_5 : débit massique d'eau de réfrigération (en kg.s^{-1}).
- M_7 : débit massique d'air ambiant circulant dans la tour de refroidissement (en kg.s^{-1}).
- M_v : débit massique d'eau vaporisée dans la tour de refroidissement (en kg.s^{-1}).
- M_{10} : débit massique d'eau d'appoint (en kg.s^{-1}) ; ainsi $M_{10} = M_v$.
- c_{pl} : capacité thermique massique isobare de l'eau liquide : $c_{pl} = 4,20 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

- ρ_l : masse volumique (supposée constante) de l'eau liquide : $\rho_l = 1000 \text{ kg.m}^{-3}$.
- c_{pa} : capacité thermique massique isobare de l'air : $c_{pa} = 1,00 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.
- r_a : constante massique de l'air : $r_a = 288 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.
- c_{pv} : capacité thermique massique isobare de la vapeur d'eau sèche : $c_{pv} = 1,86 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.
- r_v : constante massique de la vapeur d'eau sèche : $r_v = 461,5 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

Etats thermodynamiques et débits massiques aux entrées et sorties de la turbine à vapeur et du condenseur :

Point	Température (°C)	Pression (bar)	Titre de vapeur	Débit massique (kg.s ⁻¹)
1	180	10,027	1	930
2	45	0,0958		930
3	45	0,0958	0,1000	
4	45	0,0958	0	
5	25	2,2	0	$28,5.10^3$
6	40	1,8	0	$28,5.10^3$

Constantes thermodynamiques de l'eau à saturation :

t (°C)	T (K)	P (bar)	h' (kJ.kg ⁻¹)	h'' (kJ.kg ⁻¹)	s' (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	s'' (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)
0	273,15	0,006108	-0,04	2501,5	-0,0002	9,1579
45	318,15	0,0958	188,35	2583,3	0,6383	8,1661
180	453,15	10,027	763,12	2776,3	2,1393	6,5819

Dans le tableau ci-dessus, les données sont fournies pour l'eau à saturation :

h', s' sont relatives au liquide saturé,

h'', s'' sont relatives à la vapeur saturante sèche.

Etats thermodynamiques pour la tour de refroidissement :

Point	5	6	7 (air)	8 (air + vapeur)	9	10
Pression (bar)	2,2	1,8	1,0	1,0	1,0	1,0
Température t (°C)	25	40	20	32,0	25,2	

Question préliminaire : qu'appelle-t-on enthalpie massique de vaporisation L_{vap} (également nommée « chaleur latente » massique de vaporisation) de l'eau, à une température T. Calculer sa valeur, à T = 318,15 K, soit t = 45 °C.

Remarque : l'énoncé original notait cette grandeur L_{vap} , mais nous la notons généralement l_{vap} .

PREMIERE PARTIE : ETUDE DE LA TURBINE A VAPEUR

Question 1 : Préciser, sans calcul, la valeur de l'entropie massique au point 1. En déduire celles du titre massique de vapeur au point 2, puis l'enthalpie massique au point 2.

Question 2 : Calculer le travail indiqué massique de la détente, noté $w_{i,T}$. En déduire la puissance mécanique P_m fournie par la vapeur à la turbine.

SECONDE PARTIE : ETUDE DU CONDENSEUR

Question 3 :

- a) Expliquer, sans calcul, pourquoi l'eau est à l'état liquide, aux points 5 et 6.
- b) Montrer que l'entropie massique de l'eau liquide ne dépend, dans cette étude, que de T, et non de P.
- c) Justifier l'hypothèse « L'influence de la pression sur l'enthalpie massique est négligée pour l'eau liquide de réfrigération ». Pour ce faire, on rappellera l'expression simplifiée de l'enthalpie massique d'un liquide (en la justifiant) et on comparera les valeurs de $(h_6 - h_5)$ obtenues avec ou sans cette hypothèse.

Question 4 :

- a) Préciser, sans calcul, la valeur de l'enthalpie massique au point 4.
- b) Calculer l'enthalpie massique au point 3.

Question 5 :

- a) Exprimer la relation entre M_4 , M_2 et M_3 .
- b) Exprimer littéralement la puissance thermique fournie dans l'échangeur par le circuit principal au circuit de réfrigération en fonction de M_5 , h_5 et h_6 , puis de M_2 , M_3 , M_4 , h_2 , h_3 et h_4 .
- c) Dédire des résultats précédents la valeur numérique du débit massique M_3 de condensat provenant des réchauffeurs et pénétrant dans le condenseur, celle de M_5 étant donnée.

TROISIEME PARTIE : ETUDE DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT

On donne $M_7 = 34.10^3 \text{ kg.s}^{-1}$.

Convention : l'enthalpie massique aux points caractéristiques sera calculée à partir de l'état de référence défini par sa température $t_0 = 0^\circ\text{C}$, ainsi :

- pour l'eau liquide : $h_l = c_{pl}.t$, où t est exprimée en $^\circ\text{C}$.
- pour l'air : $h_a = c_{pa}.T$, où T est exprimée en $^\circ\text{C}$.

Question 6 : Montrer, que pour la vapeur d'eau sèche : $h_v = A + c_{pv}.t$, où t est exprimée en $^\circ\text{C}$ (dans toute la suite, on prendra $A = 2501,5 \text{ kJ.kg}^{-1}$).

Question 7 : Calculer l'enthalpie massique aux points caractéristiques : h_6 , $h_{a,7}$, $h_{a,8}$ (air au point 8), $h_{v,8}$ (vapeur au point 8) et h_9 . Présenter les résultats dans un tableau.

Question 8 :

- a) En effectuant un bilan de puissance, calculer le débit massique M_v d'eau vaporisée dans la tour. En déduire la valeur du rapport $\omega = M_v/M_7$ (appelé taux d'humidité).
- b) Calculer la température t_{10} de l'eau d'appoint.

Question 9 : analyse du mélange air - vapeur sèche sortant de la tour (point 8).

On note P_v la pression partielle de la vapeur d'eau.

- a) Etablir une relation entre P_v , M_v , r_v , T_8 et le débit volumique D_{vol} du mélange idéal gazeux (air + vapeur) sortant de la tour.
- b) En déduire la relation littérale entre les quantités suivantes : P_v , P_8 (pression totale du mélange), r_a , r_v et $\omega = M_v/M_7$. Calculer la valeur numérique de P_v .
- c) Comparer la valeur de P_v ainsi obtenue avec celle de la pression de saturation, notée P_s , donnée par la relation approchée suivante : $\ln(P_s / 140974) = -3928,5 / (231,67 + t)$, où t est exprimée en $^\circ\text{C}$ et P_s en bar. Calculer la valeur numérique du rapport $\psi = P_v/P_s$ (rapport appelé hygrométrie). Conclure.

QUATRIEME PARTIE : ETUDE DE LA TOUR DE REFROIDISSEMENT POUR UN DEBIT MASSIQUE D'AIR AMBIANT MINIMAL

Ce fonctionnement est déterminé par la propriété suivante : la pression partielle de la vapeur sèche P_v est égale à la pression de saturation P_s calculée précédemment, soit : $\psi = 1$. Ce nouveau fonctionnement ne modifie ni le débit massique $M_6 = M_5$, ni les valeurs des températures et des pressions totales aux points 6, 7, 8 et 9.

Question 10 :

- Calculer la nouvelle valeur du taux d'humidité $\omega = M_v/M_7$.
- En déduire la valeur du débit massique M_v et la valeur minimale du débit massique d'air M_7 .

SCHEMA D'ENSEMBLE DE L'INSTALLATION ETUDIEE

