

ORDRE DES INGÉNIEURS DU QUÉBEC

SESSION DE NOVEMBRE 2014

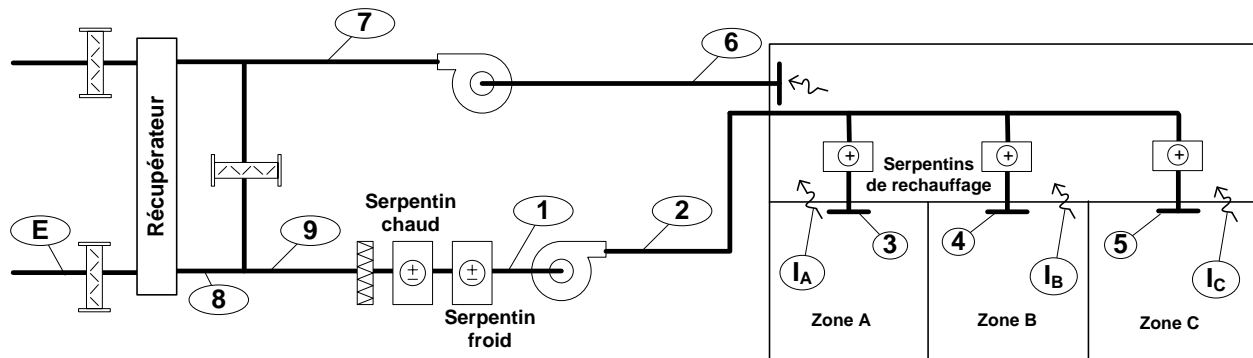
Toute documentation permise
Calculatrices : modèles autorisés seulement
Durée de l'examen : 3 heures

14-BA-A4 CONTRÔLE ENVIRONNEMENTAL DES BÂTIMENTS

Problème n° 1 (25 points)

La figure ci-jointe illustre un système de climatisation à débit constant avec les serpentins de réchauffage dans les zones. Le système comporte aussi un récupérateur de chaleur tel que mentionné sur le schéma. Les données de design pour le pic du bâtiment sont présentées dans le tableau ci-dessous.

Zones	A		B		C	
Débit	2.5 m ³ /s		1.7 m ³ /s		1.5 m ³ /s	
Charges (kW)	sensible	latente	sensible	latente	sensible	latente
	34.5	4.4	20.4	7.32	14.4	0.0
Température	24 °C					
Humidité relative	40 à 60 %					



Gains de chaleur dans le faux-plafond
Réchauffement de l'air dans le ventilateur de retour
Réchauffement de l'air dans le ventilateur d'alimentation
L'air frais (extérieur) température sèche
humidité relative
Efficacité du récupérateur

13.68 kW
 $\Delta t = 1\text{ °C}$
 $\Delta t = 1\text{ °C}$
 $t = 35\text{ °C}$
 $\phi = 50\%$
 $\varepsilon = 0.7$

Débit de l'air frais

20% du débit de ventilateur

L'état de l'air à la sortie du serpentin froid (point 1 sur le schéma) est le suivant :

Température sèche

11.5 °C

Humidité absolue

$w = 8.0 \text{ g/kg d'air sec}$

Représentez, pour le pic du bâtiment, sur le diagramme psychrométrique ci-joint, les états clés de l'air (les points 1 à 9, I_A , I_B , I_C et E sur le schéma) (6 points) et présentez dans un tableau la température et l'humidité absolue (2 points) de chaque état de l'air.

Déterminez:

- a) le débit du ventilateur (3 points);
- b) la puissance frigorifique du serpentin de refroidissement (4 points) ;
- c) les puissances des serpentins de réchauffage dans les zones A, B, et C (4 points);

Déterminez aussi:

- d) la puissance frigorifique du serpentin de refroidissement sans le récupérateur (6 points).

Problème n° 2 (15 points)

Dans un bâtiment de cinq (5) zones (quatre zones externes E, N, O, S et une zone interne I), les gains de chaleur sont les suivantes :

les pics des zones

Gains (kW)		Zone E	Zone N	Zone O	Zone S	Zone I
occupants	sensible	5.0	6.0	8.0	6.0	15
	latents	2.5	3.0	4.0	3.0	7.5
éclairage totale ⁽¹⁾		4.0	5.0	7.0	5.0	15.0
équipements		2.0	3.0	1.5	1.4	5.0
extérieurs	sensible	10	7.0	15.0	18.0	0
	latents	4.0	1.5	5.0	6.0	0
		16 juin	9 juillet	6 septembre	23 juin	14 juillet

le pic du bâtiment (21 juin)

Gains (kW)		Zone E	Zone N	Zone O	Zone S	Zone I
occupants	sensible	4.5	6.0	7.0	6.0	13
	latents	2.0	3.0	3.0	3.0	6.0
éclairage totale ⁽¹⁾		4.0	5.0	7.0	5.0	10.0
équipements		2.0	3.0	1.5	1.4	5.0
extérieurs	sensible	9.5	7.0	6.0	15.5	0
	latents	3.5	1.4	3.0	4.0	0

Note (1) Fractions de ces gains qui contribuent à la charge du local et au réchauffement dans le faux plafond sont estimées respectivement à 30% et 70%

Répondez aux questions pour deux cas ci-dessous :

- 1 Le bâtiment est desservi par un **système VAV** avec le chauffage périphérique dans les zones E, N, O et S. La température dans chaque zone est de 24°C et la température de soufflage est 12°C . Déterminez :
 - a) les débits maximums d'air soufflé dans chaque zone qui servent à dimensionner les gaines de ces zones (5 points);
 - b) le débit maximal du ventilateur (3 points).
- 2 Le bâtiment est desservi par un **système multizones à débit constant avec le réchauffage dans les zones**. La température dans chaque zone est de 24°C . La température de soufflage, pour les conditions de design est de 12°C . Déterminez :
 - c) les débits d'air soufflé dans chaque zone (4 points);
 - d) le débit du ventilateur (3 points).

Problème n° 3 (20 points)

Pour les conditions d'hiver, les données sur un système de climatisation à débit constant avec les serpentins de réchauffage sont les suivantes :

Température des zones	22 °C
Humidité relative des zones	30%
Charge sensible de chauffage	108 kW
Température de soufflage	40 °C
Gains latents	15 kW
Température de l'air extérieur	-25 °C
Débit d'air extérieur	40% du débit d'air de ventilateur
Humidité absolue de l'air extérieur	0.0005 kg/kg _{d'air sec} (5g/ kg _{d'air sec})

Présentez le processus sur le diagramme psychrométrique (4 points) et déterminez :

- a) le débit d'air de ventilateur (2 points)

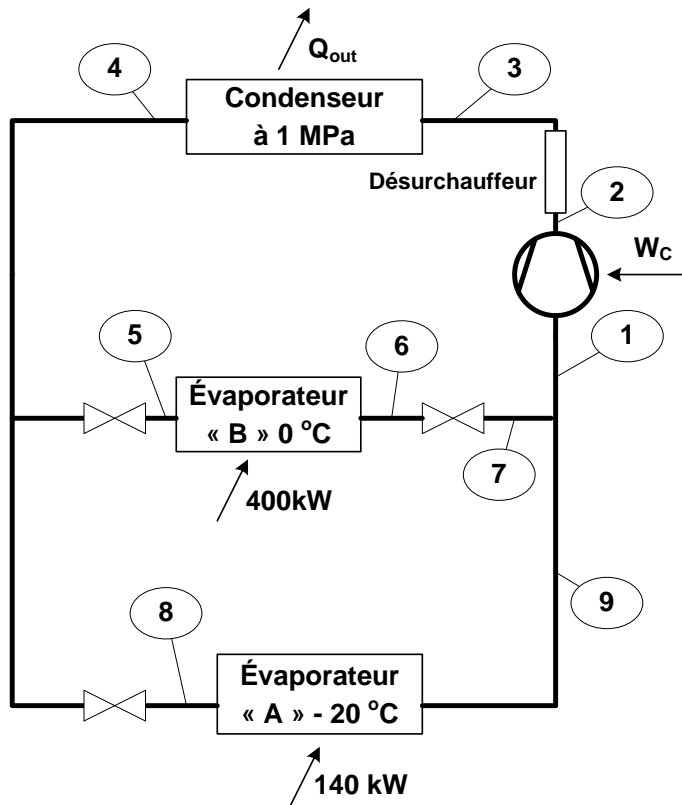
On considère deux scénarios de l'humidification suivants :

- A** application de l'humidificateur par injection directe de vapeur (l'enthalpie de vapeur est de 2675 kJ/kg)
- B** application de l'humidificateur par injection d'eau atomisée (l'enthalpie de l'eau est de 80 kJ/kg)

Déterminez pour chaque scénario :

- b) la température jusqu'à laquelle l'air doit être chauffé avant d'entrer dans l'humidificateur (7 points);
- c) le débit de vapeur injectée ($\text{kg}_{\text{vapeur}}/\text{h}$) et de l'eau injectée ($\text{kg}_{\text{eau}}/\text{h}$) (7 points).

Problème n° 4 (20 points)



Le schéma présente un système frigorifique à compression de vapeur comportant deux évaporateurs et fonctionnant avec R-134a comme le réfrigérant. Le design du système permet de réaliser la réfrigération à deux niveaux de températures (-20°C et 0°C) avec un seul compresseur et un seul condenseur. La capacité frigorifique de l'évaporateur « A » est de 140 kW. Il fonctionne à -20°C , la vapeur à la sortie étant à l'état saturé. La capacité frigorifique de l'évaporateur « B » est de 400 kW. Il fonctionne à 0°C , la vapeur à la sortie étant à l'état saturé. Le rendement isentropique du compresseur est de 80% et la compression est jusqu'à la pression de condensation de 1 MPa. On admet que les chutes de pression dans les évaporateurs et dans le condenseur sont négligeables. On admet aussi que le réfrigérant à la sortie du condenseur est à la pression de 1 MPa et

de température de 30°C . Présentez le cycle frigorifique sur le diagramme $p-h$ ci-joint (4 points) et déterminez :

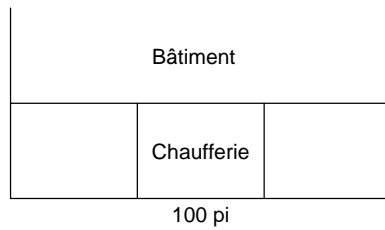
0

1. les débits massiques du réfrigérant dans chaque évaporateur et dans le compresseur (\dot{m}_1 , \dot{m}_5 , \dot{m}_8) en kg/s (4 points) ;
2. la puissance du compresseur (W_c) en kW (2 points);
3. la quantité de chaleur qui peut être récupérée par un désurchauffeur présenté sur le schéma (Q_{desur}) en kW (3 points);
4. le coefficient de performance COP (4 points);
5. les débits massiques du réfrigérant dans chaque évaporateur (\dot{m}_5 , \dot{m}_8) si le réfrigérant à la sortie du condenseur était à la pression de 1 MPa et à l'état du liquide saturé (3 points).

Problème n° 5 (20 points)

Un audit énergétique dans une chaufferie, lorsque la température extérieure était de -3°F , démontre que la température de l'air de combustion d'une chaudière au gaz, pris de la partie inférieure de la chaufferie, est de 45°F . La température de l'air mesurée dans la partie supérieure

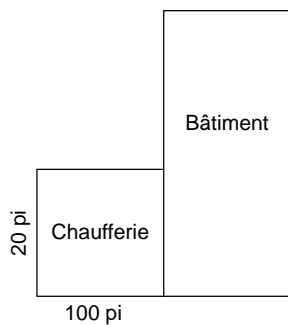
de la chaufferie est de 90 °F. On propose de localiser l'aspiration d'air dans la partie supérieure de la chaufferie pour augmenter l'efficacité de la chaudière.



Puissance de la chaudière à pleine charge (**design**) 200 BHP
 Pouvoir calorifique de gaz 35300Btu/m³_{gaz} (37.2 MJ/m³_{gaz})
 Efficacité de la chaudière à pleine charge (**design**) 80%

1 BHP = 33480 Btu/hre

On admet que l'air de combustion est de 0.30 m³_{air} / MJ du pouvoir calorifique de gaz. Pour déterminer la consommation de gaz ($CC_{charge\ partielle}$) qui sert à déterminer le débit d'air de combustion pendant l'opération de la chaudière à la charge partielle, on peut utiliser le modèle suivant :



$$CC_{charge\ partielle} = CC_{design} * FHeatPLC(Q_{charge\ partielle}, Q_{design})$$

$$FHeatPLC = \left(a + b * \frac{Q_{charge\ partielle}}{Q_{design}} + c * \left| \frac{Q_{charge\ partielle}}{Q_{design}} \right|^2 \right)$$

$$a = 0.082597$$

$$b = 0.99676$$

$$c = -0.079361$$

CC la consommation du gaz (m³_{gaz}/hre)

Q_{design} la capacité de design de la chaudière (à pleine charge) en Btu/hre

$Q_{charge\ partielle}$ la charge actuelle (demande) de chauffage à charge partielle (Btu/hre)

On prend en considération la tranche de température (*bin température*) de -3°F avec la demande de chauffage ($Q_{charge\ partielle}$) de 120 BHP (4 017 600 Btu/hre)

Pour faire le bilan d'énergie de la chaufferie, on admet que :

- les pertes de chaleur de la chaudière et des équipements (les gains de la chaufferie) sont estimées à 180 000 Btu/hre.
- le débit d'air d'infiltration dans la chaufferie est égal au débit d'air de combustion
- le coefficient de perte de chaleur par conduction de la chaufferie ($K_{cond} = \sum U_k A_k$) est déterminé comme 1410 Btu/hre°F.

Déterminez :

- la nouvelle température de l'air aspiré pour la combustion (16 points);
- les économies d'énergie (en m³ de gaz) résultant de cette mesure admettant que le nombre d'heures relatif à -3°F (*bin hours*) est de 180 (9 points).

Chart 1b ASHRAE Psychrometric Chart No. 1 (SI) (Reprinted by permission of ASHRAE.)

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE-SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

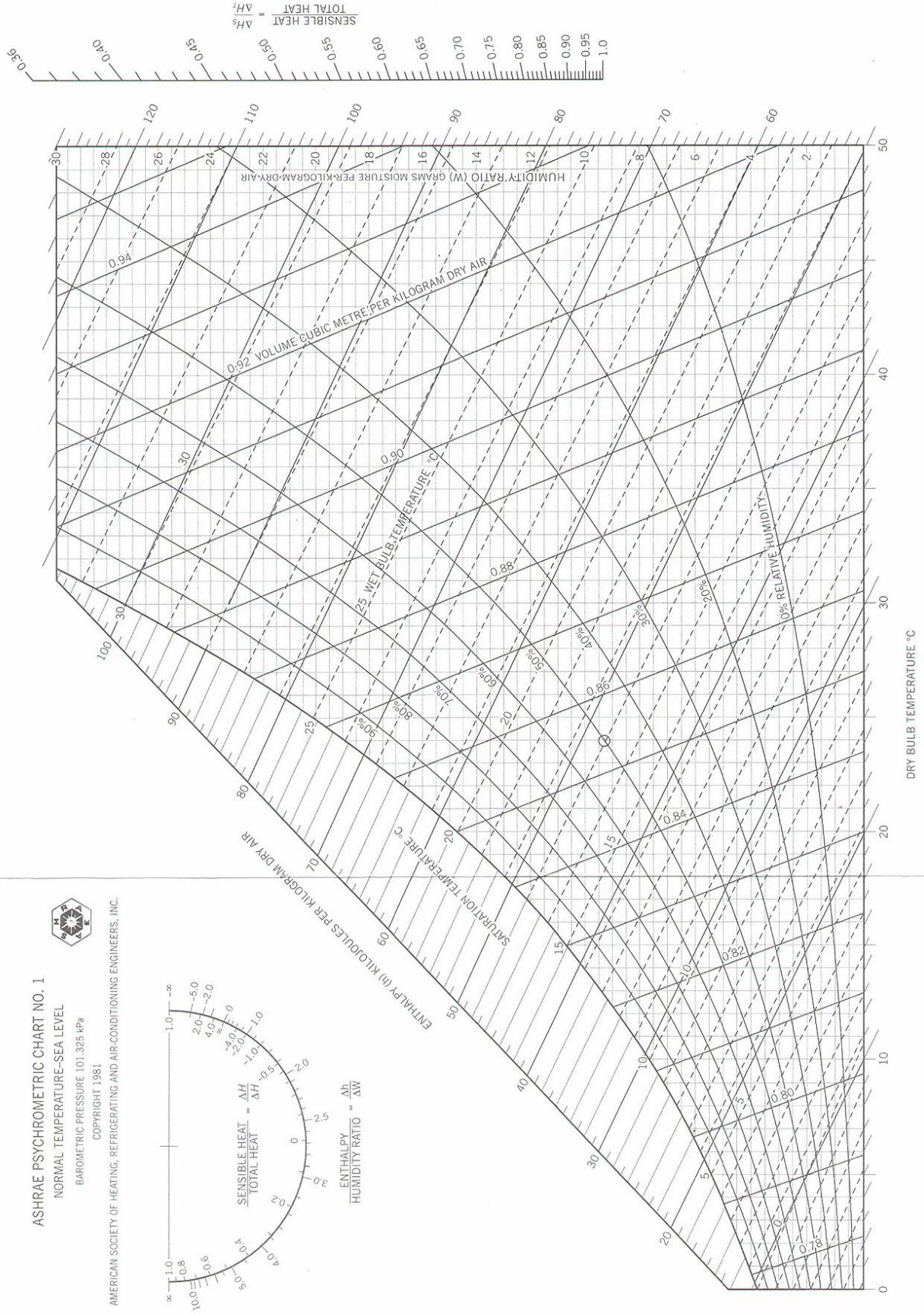


Chart 1b ASHRAE Psychrometric Chart No. 1 (SI) (Reprinted by permission of ASHRAE.)

ASHRAE PSYCHROMETRIC CHART NO. 1

NORMAL TEMPERATURE-SEA LEVEL

BAROMETRIC PRESSURE 101.325 kPa

COPYRIGHT 1981

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS, INC.

