

BANQUE D'ÉPREUVES DUT-BTS

- SESSION 2009 -

ÉPREUVE DE GÉNIE CIVIL ET PHYSIQUE DU BÂTIMENT

CODE ÉPREUVE : BE-CIVI

L'usage de calculatrices électroniques de poche à alimentation autonome, non imprimantes et sans document d'accompagnement, est autorisé, une seule étant admise sur la table ou le poste de travail.

DURÉE : 2h30

Rappel préliminaire :

Vous ne devez pas répondre au hasard. Pour chaque item les points obtenus sont toujours négatifs quand la réponse est mauvaise. En cas d'abstention le nombre de points est nul. Un ensemble de bonnes réponses à une question permet d'obtenir des points supplémentaires sous forme de « bonus ».

Attention : certains items peuvent comporter des affirmations multiples, la réponse ne doit être jugée vraie (V) que si toutes les affirmations vous paraissent correctes.

QUESTION 1

Analyse d'un matériau granulaire – 1^{ère} partie

La mise en œuvre de remblais, la fabrication du béton et bien d'autres travaux de BTP font appel à des matériaux granulaires naturels sous la forme de sables et graviers.

Les items qui suivent ont pour objet une première approche de la caractérisation de ces matériaux de construction.



- (A)** Le terme Gravillon désigne les classes granulaires pour lesquelles D (diamètre du plus gros granulat) est supérieur ou égal à 4 mm ; le terme Sable désigne les classes granulaires pour lesquelles D est inférieur ou égal à 4 mm.
- (B)** En France, les granulats utilisés en construction sont essentiellement des minéraux siliceux ou calcaires.
- (C)** La masse volumique apparente sèche d'un sable siliceux est inférieure à 1 200 kg/m³.
- (D)** Pour un échantillon de sable humide dont la porosité des grains est nulle, l'eau occupant l'espace entre grains, avec une teneur en eau de 3 à 5% la masse volumique apparente est supérieure à celle de l'échantillon sec.
- (E)** Un échantillon de sable dont la masse est de 1 300 g et la teneur en eau de 4% contient 50 g d'eau. Sachant que sa masse volumique apparente est de 1 340 kg/m³, il occupe un volume de 970 cm³ (arrondi à l'unité).

QUESTION 2

Analyse d'un matériau granulaire – 2^{ème} partie

Nous allons maintenant nous intéresser au « squelette » d'un échantillon de sable sec dont les grains ont une porosité nulle. Il s'agit ici de déterminer la masse volumique *réelle* de ce sable (masse volumique des grains qui le constituent).



Matériel de laboratoire à disposition (représenté ensuite) :

- balance de précision, lecture $\pm 0,1$ g ;
- éprouvette graduée en cm^3 , constituée d'un cylindre de diamètre intérieur égal à 60 mm, dont la précision de lecture d'une hauteur d'eau est de ± 1 mm ;
- pycnomètre : flacon de verre fermé par un bouchon surmonté d'un tube fin dont le *trait de jauge* permet d'ajuster avec précision un volume de liquide.



L'eau utilisée pour les manipulations a une masse volumique invariante égale à 1 000 g/litre. On considère qu'en situation d'immersion de l'échantillon traité, les vides inter granulaires sont totalement remplis d'eau.

Rappel : pour un échantillon donné, la *porosité* est le rapport du volume des vides (espaces entre grains) au volume total de l'échantillon ; l'*indice des vides* est le rapport du volume des vides au volume des grains contenus dans cet échantillon.

- (A) Un échantillon de sable dont la *porosité* est de 45% a un *indice des vides* inférieur à 0,8.
- (B) Un échantillon de 1,4 litre de sable dont la porosité est de 40%, contient 560 cm^3 de « vide » et 840 cm^3 de matière.

Nous allons maintenant traiter un échantillon de sable sec dont la pesée nous donne sa masse $M_s = 215,0$ g $\pm 0,1$ g (étant donné la balance utilisée).

L'éprouvette graduée contient 750 cm^3 d'eau (valeur lue sur la graduation).

Pour le pycnomètre rempli d'eau jusqu'au *trait de jauge* la balance affiche 743,6 g.

- (C) Suite à l'introduction de l'échantillon de sable dans l'éprouvette partiellement remplie d'eau, la lecture sur la graduation (après disparition des bulles d'air) indique un volume

en place de 825 cm^3 . Dans ces conditions, on peut en déduire que l'incertitude relative sur la détermination de la masse volumique réelle de ce sable est inférieure à 10%.

- (D) Après mise en place du même échantillon de sable sec dans le pycnomètre, et ajustement du niveau d'eau au *trait de jauge*, la pesée nous indique une masse de 882,4 g (pour le pycnomètre dont le volume contient l'échantillon de sable et l'eau). Connaissant la masse volumique de l'eau, on en déduit que la masse volumique *réelle* de ce sable est égale à $2,82 \text{ t/m}^3$.
- (E) Dans les conditions indiquées pour les manipulations précédentes, l'incertitude relative sur la détermination au pycnomètre de la masse volumique réelle de ce sable est au moins 20 fois plus faible qu'avec l'éprouvette graduée.
-

QUESTION 3

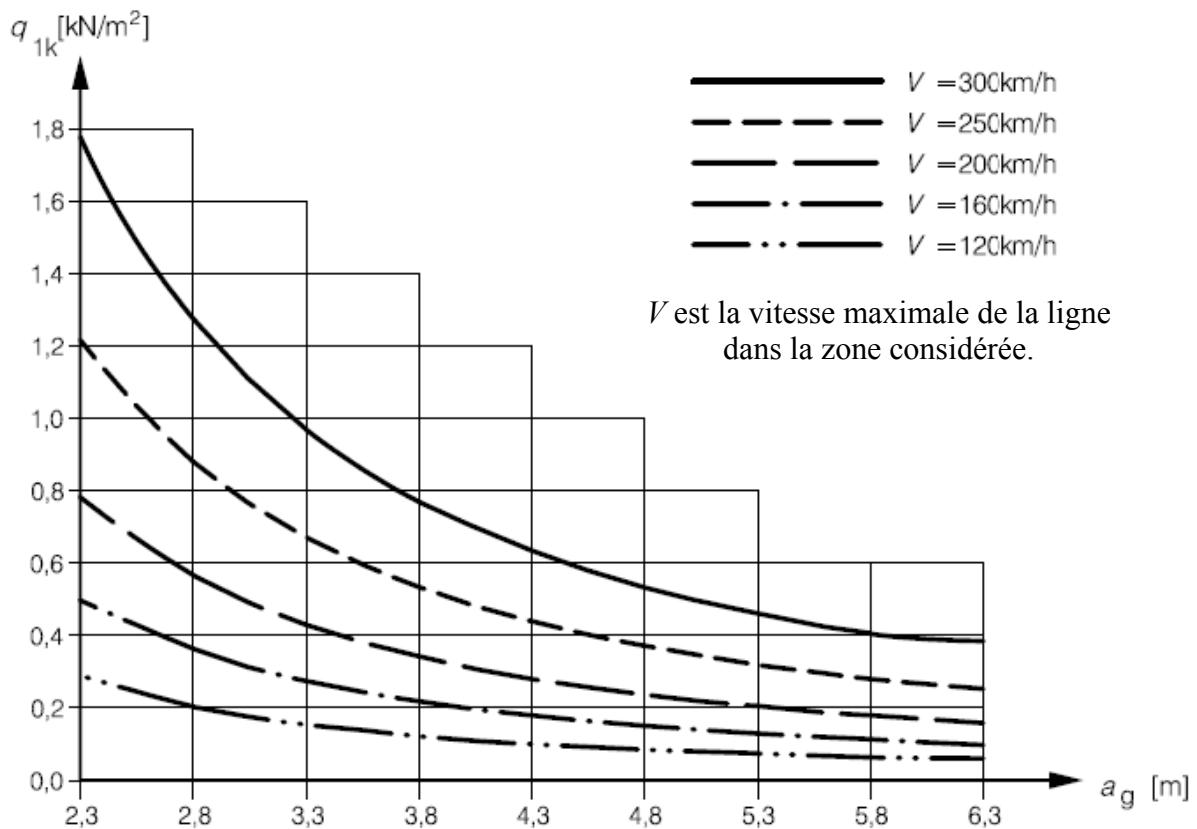
Effets du passage d'un train – 1^{ère} partie

Le calcul des structures contiguës aux voies ferrées nécessite la prise en compte des effets aérodynamiques dus au passage des trains, particulièrement importants sur les lignes à grande vitesse.

La circulation ferroviaire génère en tête et en queue de train une onde de pression-dépression dont l'intensité dépend de plusieurs facteurs (vitesse, aérodynamisme, géométrie et distance des obstacles à la propagation de l'onde).

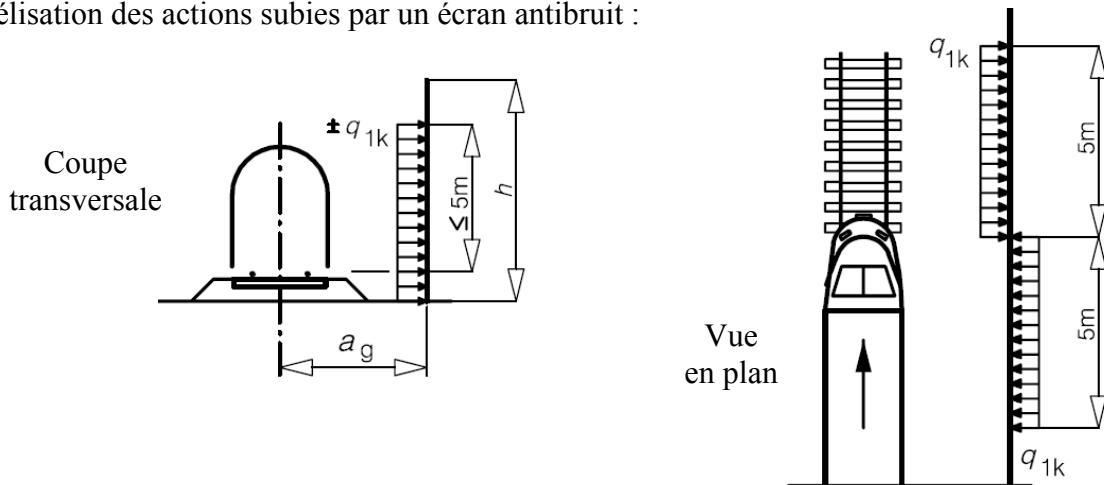


Nous allons nous intéresser aux effets de cette onde, modélisés par une action statique équivalente (q_{1k}) s'exerçant sur les parois situées à une distance a_g de l'axe de la voie. Pour les parois que nous traiterons (parallèles à la voie), la valeur caractéristique de cette action est donnée par l'abaque ci-dessous (applicable seulement pour des parois rigides).



Dans un premier temps il s'agit d'étudier les actions subies par un écran antibruit à partir de la modélisation représentée en page suivante.

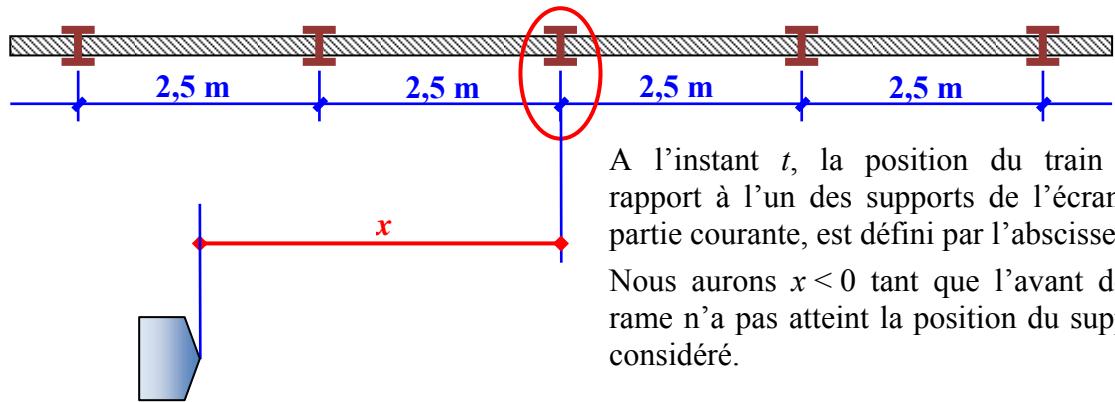
Modélisation des actions subies par un écran antibruit :



- (A) D'après l'abaque fourni, à une distance donnée de l'axe des voies la pression q_{1k} est une fonction linéaire de la vitesse du train.

L'écran est constitué de panneaux de hauteur $h = 4,5 \text{ m}$, maintenus verticalement par des profilés métalliques ancrés en pied. Il n'y a pas de contact rigide entre le sol et les panneaux. Les liaisons latérales panneaux/supports ne bloquent pas les « rotations » (liaisons de type *appui simple*).

La figure ci-dessous (coupe horizontale) précise la disposition des éléments.



A l'instant t , la position du train par rapport à l'un des supports de l'écran en partie courante, est défini par l'abscisse x . Nous aurons $x < 0$ tant que l'avant de la rame n'a pas atteint la position du support considéré.

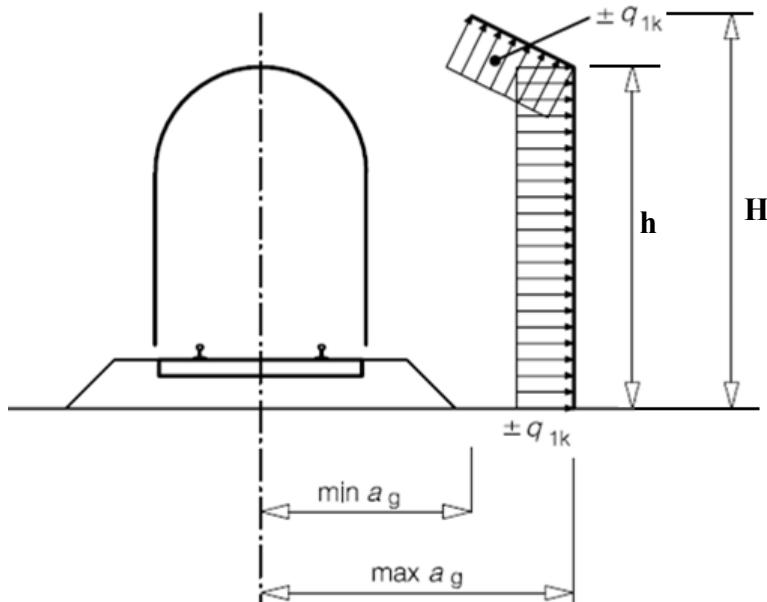
- (B) Étant donné la modélisation de la distribution des pressions sur une paroi parallèle à la voie, à l'instant où $x = 0$, le support vertical ne subit aucune flexion.
- (C) L'action horizontale transmise au support est maximale quand $x = \pm 5 \text{ m}$.
- (D) Dans le cas où $a_g = 3 \text{ m}$ et $V = 300 \text{ km/h}$, l'intensité maximale de la résultante des actions horizontales transmises au support est supérieure à 10 kN .
- (E) Les supports sont des profilés en acier dont la section a une inertie suivant son axe de flexion $I = 1943 \text{ cm}^4$. En considérant un encastrement parfait en pied et une répartition linéaire des actions transmises par les panneaux, quand la pression sur deux panneaux adjacents est de 1 kN/m^2 le calcul de la flèche nous donne un déplacement horizontal en tête d'environ 30 mm (à 5% près). Pour ce calcul prendre comme module d'Young $E_{\text{acier}} = 210 \text{ GPa}$.

QUESTION 4

Effets du passage d'un train – 2^{ème} partie

Nous nous intéressons maintenant aux effets du passage d'un train sur un abri contigu à la voie ferrée.

L'abri est constitué d'une paroi verticale et d'une paroi inclinée dont la géométrie et la position sont définies sur le schéma ci-dessous.



La pression q_{1k} sera obtenue à partir de l'abaque fourni à la question précédente ; on adoptera ici comme « distance de calcul » : $a_g = 0,6 \text{ min } a_g + 0,4 \text{ max } a_g$.

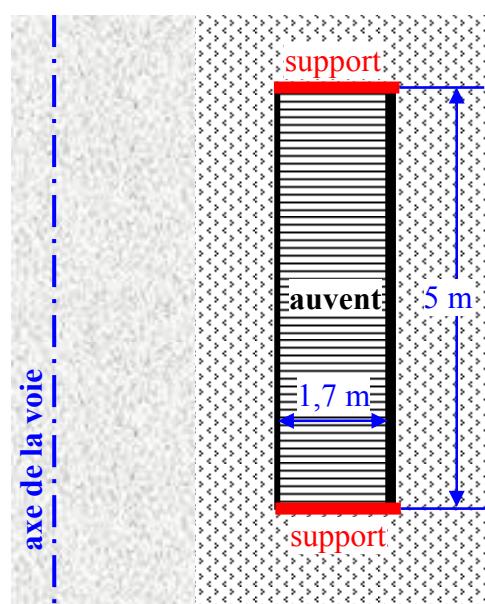
- (A) Dans le cas où $\text{min } a_g = 3,30 \text{ m}$ et $\text{max } a_g = 5,00 \text{ m}$, pour les trains dont la vitesse se situe dans la plage [120 km/h ; 300 km/h], l'intensité de la pression q_{1k} varie de 0,1 à 0,7 kN/m².

La vue de dessus de l'abri est représentée schématiquement ci-contre. Dans le cas étudié nous avons $H = 5 \text{ m}$, $h = 4 \text{ m}$ et $q_{1k} = 0,5 \text{ kN/m}^2$ sur la totalité des parois.

Chacun des supports est constitué d'une barre verticale encastrée en pied sur le quai, et d'une barre oblique (suivant la pente de la surface inclinée) encastrée à l'élément vertical.

Le panneau vertical (5 m x 4 m) est porté par les montants aux extrémités (pas d'appui direct sur le quai). Les contacts panneaux – supports sont linéaires.

- (B) L'effort résultant sur la surface inclinée est ici égal à 4,25 kN.



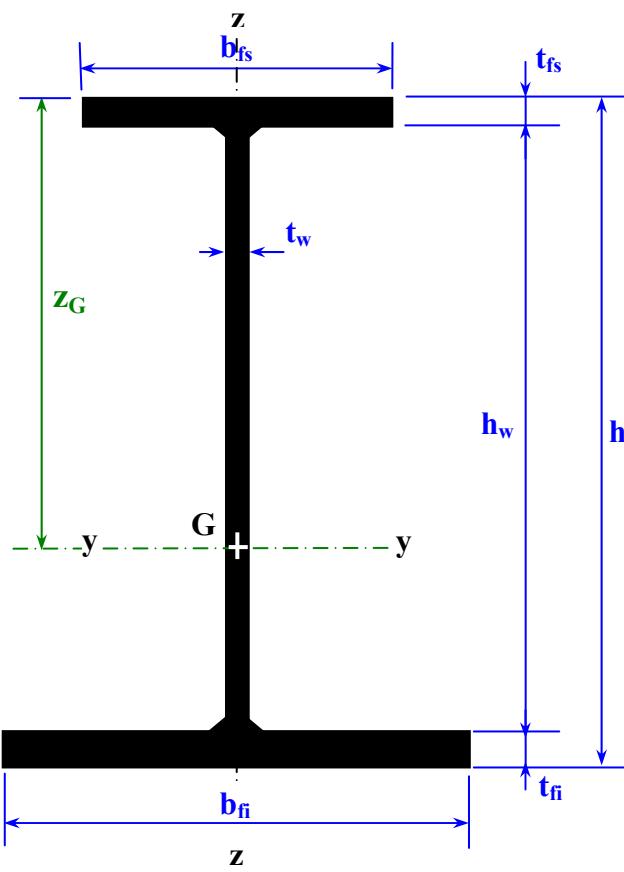
- (C)** Sous le seul effet de q_{1k} , le moment transmis par chaque liaison barre oblique / montant est égal à 2,4 kN.m (valeur arrondie au dixième).
- (D)** Toujours sous le seul effet de q_{1k} , au pied de chaque montant la composante horizontale de l'action de liaison ne dépasse pas 6 kN.
- (E)** Quatre tiges filetées de diamètre 12 mm, scellées dans le quai, assurent la fixation de chaque montant. Sachant que la section résistante d'une tige est égale à 84,3 mm², sous l'effet de $q_{1k} = 0,5 \text{ kN/m}^2$, la contrainte de cisaillement dans ces tiges sera inférieure à 20 MPa.
-

QUESTION 5

Poutre hybride en acier – 1^{ère} partie

Ce type de poutre est d'un usage particulièrement fréquent dans la structure des tabliers de ponts de moyenne portée, de type *bi-poutre mixte* (cf. images). La poutre a une section en **I** reconstituée par soudage d'une âme et de semelles de nuance d'acier différente.

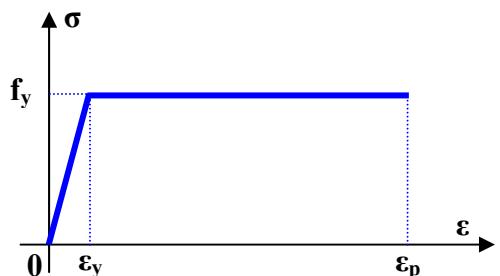
Caractéristiques dimensionnelles de la section représentée ci-dessous : semelle supérieure $b_{fs} \times t_{fs}$; semelle inférieure $b_{fi} \times t_{fi}$; âme $h_w \times t_w$.



Nous considérons que les épaisseurs (t_f et t_w) sont telles qu'aucun voilement local n'est à craindre sous l'effet d'un moment de flexion. Les sections restent planes (linéarité des déformations longitudinales).

Des *entretoises* empêchent le déversement de ces poutres.

Le comportement en traction/compression de l'acier est *élasto-plastique idéal*, il est modélisé par le diagramme σ - ϵ représenté ci-dessous.



La limite d'élasticité de l'acier est notée f_{yf} pour les semelles et f_{yw} pour l'âme.

E est le module longitudinal d'élasticité (Young).

Dans cette première partie, nous nous limitons au comportement élastique de la section, soumise à un moment de flexion.

Nota : les cordons de soudure ne seront pas pris en compte dans notre étude.

(A) La résistance à la flexion d'une telle section sera plus élevée si $f_{yw} > f_{yf}$.

- (B)** En comportement élastique, que le moment de flexion à transmettre soit positif ou négatif, quand la semelle inférieure est de plus forte section que la semelle supérieure (cas de la figure), la déformation longitudinale est maximale sur le bord supérieur.
- (C)** La limite élastique ne sera pas encore atteinte dans l'âme à l'instant où elle est atteinte dans l'une des semelles si $(f_{yf} / f_{yw}) < z_G / (z_G - t_{fs})$
- (D)** Un moment de flexion d'intensité égale à $f_{yf} \cdot I / z_G$ entraîne une contrainte normale, au niveau du bord supérieur de la section, égale à la limite élastique locale de l'acier. Dans cette expression, I est le moment quadratique de la section par rapport à l'axe y-y.
- (E)** Dans le cas d'une section bi-symétrique (semelles identiques), si la limite élastique de l'acier est atteinte au bord supérieur de la section, la distribution des contraintes normales dans l'âme permet à celle-ci de transmettre une part de moment de flexion égale à $f_{yf} \cdot t_w \cdot h_w^2 / 6$.

QUESTION 6

Poutre hybride en acier – 2^{ème} partie

La poutre ayant été définie dans la question précédente, il s'agit de poursuivre l'étude sous l'effet d'un moment de flexion. Dans cette deuxième partie, nous allons passer du comportement élastique au comportement plastique de la section.

Nota : hormis les données d'étude, cette question est indépendante de la précédente.

Nous considérons qu'au cours de l'accroissement des déformations, la section reste plane, selon l'hypothèse de Navier – Bernoulli.

Dimensions : semelle supérieure $b_{fs} = 500 \text{ mm}$; $t_{fs} = 50 \text{ mm}$
 semelle inférieure $b_{fi} = 600 \text{ mm}$; $t_{fi} = 50 \text{ mm}$
 âme $h_w = 1000 \text{ mm}$; $t_w = 16 \text{ mm}$

Limite d'élasticité des aciers utilisés :

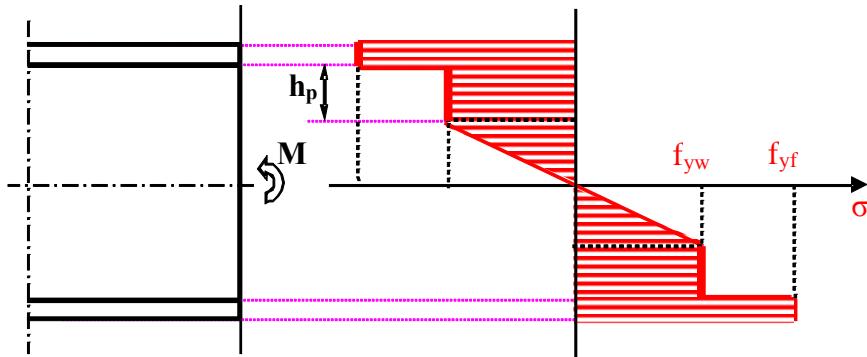
$f_{yf} = 335 \text{ MPa}$ pour les semelles ; $f_{yw} = 235 \text{ MPa}$ pour l'âme.

- (A)** Le barycentre de la section est positionné à la cote $z_G = 587 \text{ mm}$.
- (B)** Sous l'effet d'un moment de flexion d'intensité égale à 7000 kN.m , qui met la semelle supérieure en compression, le calcul élastique nous montre que la valeur maximum de la contrainte normale dans l'âme n'atteint pas la limite élastique de l'acier utilisé (f_{yw}). Pour ce calcul on prendra $I = 1640712 \text{ cm}^4$.
- (C)** Nous augmentons l'intensité du moment de flexion de telle manière que la déformation longitudinale dans la semelle supérieure dépasse le seuil ϵ_y , en référence au diagramme σ - ϵ représenté dans la 1^{ère} partie (question précédente). Dans cette situation, l'effort résultant transmis par cette semelle dépasse 8500 kN .

Nous terminons cette étude dans le cas particulier d'une section hybride (mêmes aciers que précédemment) bi-symétrique, dont les dimensions sont :

$$\text{semelles } b_f = 500 \text{ mm ; } t_f = 50 \text{ mm} \quad \text{âme } h_w = 1000 \text{ mm ; } t_w = 16 \text{ mm}$$

La figure ci-dessous représente un état *élasto-plastique* des contraintes normales dans une section soumise à un moment de flexion.



L'acier est ici « plastifié », hormis dans la partie centrale de l'âme.

(D) Cet état correspond à une situation telle qu'au niveau de la jonction âme-semelle la déformation due à M est égale à $f_{yw} [E (1-2h_p/h_w)]^{-1}$ et doit être supérieure à f_{yf}/E .

(E) Avec l'acier utilisé, on atteint $h_p = 0,25 h_w$ pour un moment compris entre 10 et 10,5 MN.m.

QUESTION 7

RT2005

A l'horizon 2050, la consommation énergétique de la France devrait être divisée par quatre par rapport à l'année 2000. Cet objectif fort traduit l'engagement des pouvoirs publics français en faveur de l'environnement et de la maîtrise de l'énergie, dans le droit fil des accords de Kyoto et de la politique énergétique européenne qui en découle. Dans ce but, différentes mesures sont mises en œuvre, notamment dans le secteur du bâtiment.

En avant-garde de la directive européenne de performance énergétique des bâtiments, la France a instauré la RT 2000, reprise ensuite dans le plan climat 2004. Tous les cinq ans, la révision de cette réglementation thermique va dans le sens d'une progressive diminution de la consommation énergétique des bâtiments.

La RT 2005 se fixe comme principaux objectifs une amélioration de la performance énergétique des bâtiments neufs d'au moins 15 % et la limitation du recours à la climatisation. Cette réglementation est en vigueur depuis l'Arrêté du 24 mai 2006, elle conditionne l'obtention du permis de construire pour tous les bâtiments neufs.



- (A)** Dans le cadre de cette réglementation, le calcul de la consommation d'énergie du bâtiment ne prend pas en compte le refroidissement des locaux.
- (B)** Lors de la conception d'un bâtiment les calculs selon la RT 2005 conduisent en particulier à s'assurer que les conditions suivantes sont respectées :
 - du point de vue de la consommation, le coefficient d'énergie primaire exprimé en kWh/m^2 ne dépasse pas les valeurs seuils :
 $\text{Cep} \leq \text{Cep}_{\text{réf}}$ (valeur du coefficient pour la *maison référence* définie par la norme) et $\text{Cep} \leq \text{Cep}_{\text{max}}$ (valeur limite selon l'énergie de chauffage et la zone climatique)
 - du point de vue confort d'été, la température intérieure conventionnelle ne dépasse pas une valeur de référence : $\text{Tic} \leq \text{Tic}_{\text{réf}}$.
- (C)** Dans la mesure où les conditions évoquées à l'item précédent sont respectées, le choix des caractéristiques thermiques de tous les composants de l'enveloppe (parois, menuiseries) est libre.
- (D)** Les déperditions par les parois vers les locaux fermés non chauffés ne sont pas à prendre en compte dans le calcul.
- (E)** Les ponts thermiques (déperditions linéaires de l'enveloppe) ne doivent pas excéder 2,5 W/m.K.

QUESTION 8

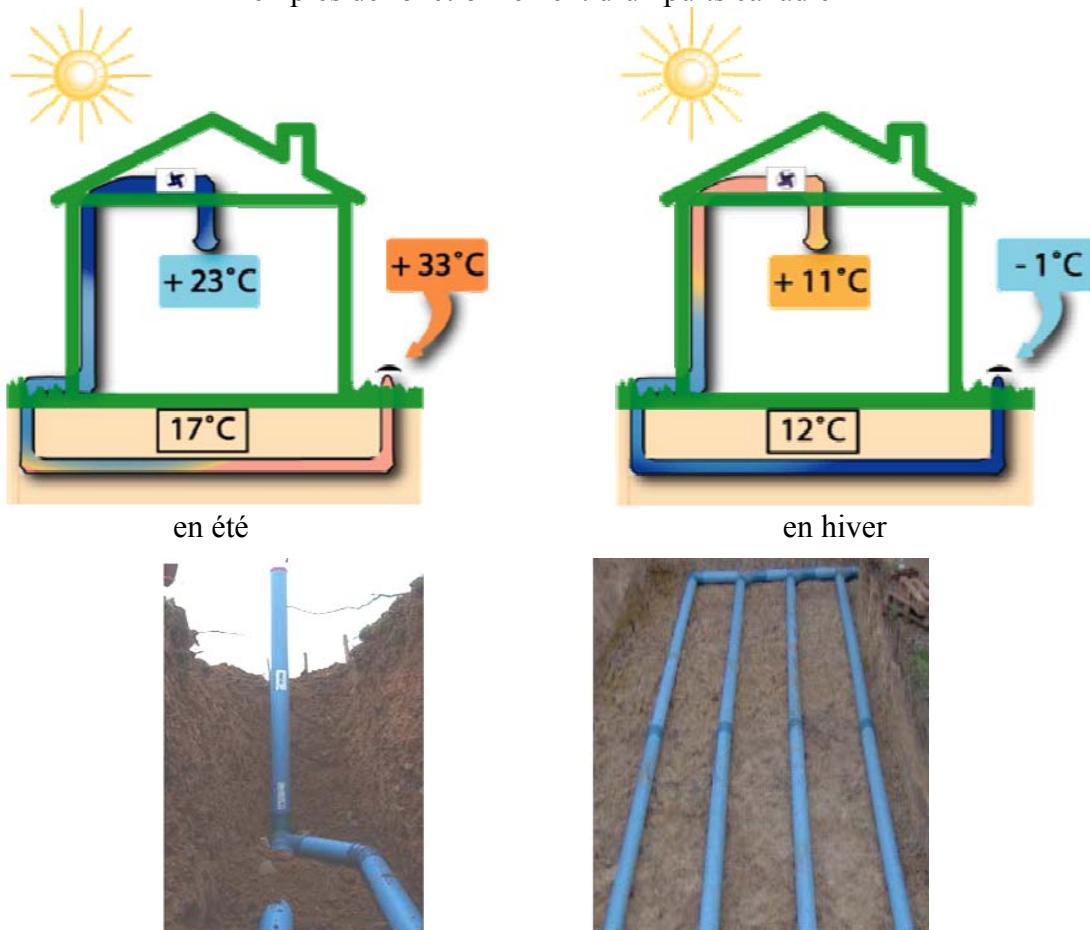
Puits canadiens

L'utilisation d'échangeur de chaleur air/sol (communément appelé puits canadien ou puits provençal) constitue une des réponses actuelles apportées aux problématiques d'utilisation rationnelle de l'énergie et de maîtrise du confort dans le secteur du bâtiment. Le principe de récupération de l'énergie thermique par circulation d'air dans le sol est utilisé depuis plusieurs siècles, et les techniques employées (ventilation et diffusion de l'air, terrassement...) existent déjà. Les principaux avantages d'un tel système sont :

- la récupération d'énergie géothermique et substitution d'énergie d'origine fossile ;
- un fonctionnement sur toute l'année (réchauffement de l'air l'hiver et rafraîchissement l'été) ;
- l'amélioration économique du confort hygrothermique dans le bâtiment.

Nous considérons ici un puits canadien composé d'un seul tube circulaire, de diamètre intérieur 30 cm, alimentant une maison individuelle de type T3.

- Exemples de fonctionnement d'un puits canadien -



- Exemple de mise en œuvre des canalisations du puits pour une maison individuelle -

Données et hypothèse d'étude :

- Pour des températures proches de 300 K (que l'on considère être celles de l'exercice) :
 - la chaleur massique de l'air vaut $1006 \text{ J}/(\text{kg.K})$
 - la masse volumique de l'air est égale à $1,2 \text{ kg}/\text{m}^3$
- On suppose qu'il n'y a ici aucune condensation.

- (A)** Sachant que le débit d'air est de $120 \text{ m}^3/\text{h}$, la vitesse de l'air est supérieure à $0,4 \text{ m/s}$.
- (B)** Pour ce débit d'air, la température d'entrée dans le puits (de l'air extérieur) étant de 8°C et la température de sortie du puits (air soufflé dans la maison) étant de 15°C , la puissance récupérée sur l'air est supérieure à 300 W .
- (C)** Si le puits fonctionnait en « régime établi » durant sept jours, dans les conditions définies précédemment, l'énergie récupérée se situerait théoriquement entre 45 et 50 kWh .
- (D)** En considérant les données de l'item **B**, durant ce même fonctionnement théorique de sept jours, sachant que le ventilateur nécessaire pour assurer le débit d'air consomme $0,13 \text{ Wh/m}^3$, cette consommation d'énergie représente 3% de l'énergie fournie par le puits (calculée à l'item précédent).

Au lieu de souffler directement l'air provenant du puits dans la maison, on choisit de le faire passer dans un échangeur.

Le débit d'air extérieur (provenant du puits) reste égal à $120 \text{ m}^3/\text{h}$ et la température d'entrée de cet air dans l'échangeur est encore de 15°C (température de l'air à la sortie du puits canadien). Le débit de l'air secondaire (air extrait du local vers l'échangeur) est de $140 \text{ m}^3/\text{h}$, cet air étant à une température de 19°C .



On considère ici que le rendement de l'échangeur est égal à 1 (pas de perte de puissance entre les fluides qui le traversent) ; son efficacité $E = 0,8$ sachant que $E = (\theta_2 - \theta_1) / (\theta_3 - \theta_1)$.

- (E)** Dans ces conditions de fonctionnement, la puissance supplémentaire à fournir pour maintenir le local à 19°C (par exemple à l'aide d'un convecteur électrique) sera inférieure à 200 W .

QUESTION 9

Local chambre froide

Ce local a pour dimensions au sol $3,5 \text{ m} \times 4,0 \text{ m}$ et pour hauteur $2,2 \text{ m}$. Ses parois sont constituées d'éléments multicouches dont l'épaisseur (e) et la conductivité thermique (λ) de chacun d'eux sont respectivement :

- panneau extérieur : $e = 5 \text{ cm}$, $\lambda = 0,5 \text{ W/m.K}$
- âme en polystyrène : $\lambda = 0,03 \text{ W/m.K}$
- panneau intérieur : $e = 4 \text{ cm}$, $\lambda = 0,12 \text{ W/m.K}$

Les coefficients d'échanges superficiels par convection et rayonnement sont :

- h_i (à l'intérieur du local) = $7 \text{ W/m}^2\text{K}$
- h_e (à l'extérieur du local) = $13 \text{ W/m}^2\text{K}$



La température extérieure est de 25°C , à l'intérieur du local la température est maintenue à -10°C par une machine frigorifique dont l'efficacité énergétique est caractérisée par le coefficient de performance en froid (COP = puissance frigorifique / puissance absorbée).

Pour des raisons d'économie d'énergie, les déperditions surfaciques ne doivent pas dépasser 10 W/m^2 . Nous considérons ici qu'il n'y a pas de déperdition thermique par le sol et que les coefficients d'échanges superficiels sont identiques pour toutes les parois du local.

- (A)** Une âme en polystyrène de 90 mm permettrait de répondre aux attentes.
- (B)** La solution retenue comporte une âme en polystyrène d'épaisseur 100 mm . La mise en œuvre d'une puissance de refroidissement égale à 400 W sera alors suffisante.
- (C)** Avec l'isolant indiqué dans l'item précédent (que nous conserverons aussi pour traiter les items qui suivent), la quantité de chaleur qui traverse les parois de l'enveloppe durant 24 heures de fonctionnement ne dépasse pas 40 MJ .
- (D)** Si le COP de la machine assurant ce refroidissement est de $3,5$, la puissance électrique consommée sera inférieure à 120 W .
- (E)** En fonctionnement, la température de surface extérieure de cette chambre froide restera inférieure à 23°C .

QUESTION 10

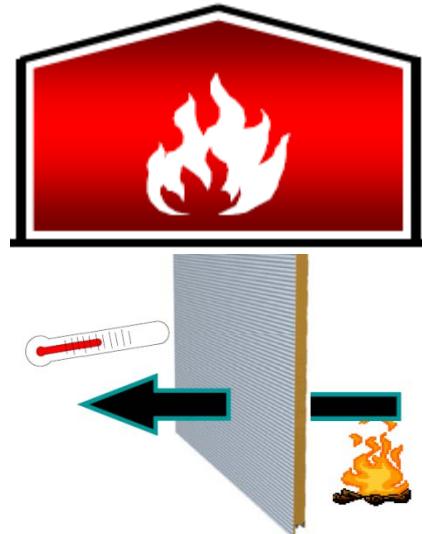
Convection de l'air à la surface d'une paroi chaude

Nous allons nous intéresser aux échanges convectifs à la surface d'une paroi d'un local soumis à un début d'incendie.

La température de l'air extérieur est 20°C, l'incendie à l'intérieur du local provoque l'échauffement des parois.

Notre étude porte sur le comportement de l'air extérieur à l'instant où la température de surface extérieure du mur atteint 40°C. Ce mur est rectangulaire, de longueur 10 m et de hauteur 6 m.

Dans un premier temps nous considérons qu'il n'y pas de vent, la dimension caractéristique de l'écoulement est alors égale à la hauteur de la paroi.



Paramètres caractérisant les écoulements fluides (dont V désigne la vitesse, ρ la masse volumique, λ la conductivité thermique, C_p la chaleur massique) :

- Viscosité : viscosité dynamique μ [Pa.s ou kg/(m.s)] ; viscosité cinématique $\nu = \mu/\rho$, [m²/s].
- Nombre de Prandtl : $P_r = \mu \cdot C_p / \lambda$; ce nombre caractérise la viscosité de l'écoulement.
- Nombre de Nusselt : $N_u = h \cdot L / \lambda$; ce nombre s'utilise pour calculer le coefficient d'échange convectif (h), il caractérise le rapport du flux échangé par convection ($h \cdot \Delta T$) sur le flux échangé par conduction ($\lambda \cdot \Delta T / L$).
 - en convection naturelle : $N_u = 0,12 (P_r \cdot Gr)^{0,33}$
 - en convection forcée : $N_u = 0,035 R_e^{0,8} \cdot P_r^{0,3}$
- Nombre de Grashof : $Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot \rho^2 \cdot L^3 / \mu^2$; ce nombre est utilisé en convection naturelle.
 - $\beta = 1/T$; T = température de l'air en Kelvin
 - ΔT = écart de température air-paroi, en valeur absolue
 - g = accélération de la pesanteur = 9,81 SI
- Nombre de Reynolds : $R_e = V \cdot L / \mu$; en convection forcée ce nombre caractérise l'écoulement (laminaire ou turbulent), il représente le rapport des forces d'inertie ($\rho V^2 / L$) sur les forces de viscosité ($\mu V / L^2$) L étant la dimension caractéristique de l'écoulement.

Données d'étude :

- Propriétés physiques de l'air à 20°C :
 - viscosité cinématique $\nu = 1,51 \cdot 10^{-5}$ m²/s ; masse volumique $\rho = 1,205$ kg/m³ ;
 - conductivité thermique $\lambda = 0,025$ W/(m.K) ; chaleur massique $C_p = 1006$ J/(kg.K).
- Vitesse de l'air : 0,5 m/s en convection naturelle ; sans limite en convection forcée.
- Température de l'air extérieur : on prendra ici $T = 300$ K.

(A) La viscosité de l'écoulement de l'air extérieur est ici caractérisée par un nombre de Prandtl dont la valeur est supérieure à 0,7.

(B) Le nombre de Grashof se situe entre 10^{10} et 10^{11} .

- (C)** Dans cette situation, la densité de flux échangée à la surface extérieure du mur ne dépasse pas 70 W/m^2 .
-

Nous considérons maintenant qu'un vent de 60 km/h souffle à l'extérieur du mur. De ce fait, la dimension caractéristique de l'écoulement devient égale à la plus grande dimension de cette paroi. Dans cette nouvelle situation :

- (D)** L'écoulement de l'air extérieur est caractérisé par un nombre de Reynolds supérieur à 10^7 .
- (E)** Le flux total échangé à la surface extérieure du mur dépasse 40 kW.
-

- FIN -