

Diagrammes $i x$ à grande échelle pour l'air humide

par S. DUTZ,

Ingénieur A.I.Lg.

Assistant à l'Université de Liège (1)

SAMENVATTING

Het $i x$ diagramma is voor de studie van ieder climatisatie-probleem van onmisbaar belang. Het bewijst onschatbare diensten bij de controle van het klimaat in de ondergrondse werken.

Uitgebreide berekeningen hebben geleid tot het opmaken van zestien diagramma's op grote schaal voor barometrische drukkingen gaande van 750 tot 900 mm Hg, met intervallen van 10 mm Hg.

Huidige nota herinnert bondig aan de voornaamste theoretische begrippen betreffende de vochtige lucht en over het $i x$ diagramma en duidt tevens de schikkingen aan die aangenomen werden voor het opstellen ervan.

Twee numerieke voorbeelden, gegrepen uit de werkelijkheid, betreffende de controle van de luchtlekken, tonen het gemak en de snelheid aan waarmee de oplossing van dergelijke problemen aan de hand van het $i x$ diagramma kunnen opgelost worden.

RESUME

Le diagramme $i x$ constitue pour l'étude de tout problème de climatisation le document le plus utile, sinon indispensable.

Il est susceptible de rendre de grands services dans les problèmes de contrôle du climat des chantiers souterrains.

D'importants calculs ont permis l'établissement de seize diagrammes à grande échelle, pour des pressions barométriques s'échelonnant de 10 en 10 mm Hg entre 750 et 900 mm Hg.

Cette note reprend brièvement les principales notions théoriques relatives à l'air humide et au diagramme $i x$ et donne connaissance des dispositions adoptées pour le tracé de celui-ci.

Deux exemples numériques réels relatifs au contrôle des fuites d'aérage montrent la facilité et la rapidité de résolution de tels problèmes au moyen du diagramme.

Introduction.

Le premier tracé d'un diagramme $i x$ pour l'air humide date d'une trentaine d'années. Depuis lors, son usage s'est notablement répandu et, à l'heure actuelle, il est couramment utilisé par les ingénieurs chargés de l'étude d'un problème de chauffage ou de conditionnement d'air.

Le diagramme $i x$ que l'on rencontre habituellement est relatif à la pression barométrique « normale » de 760 mm de colonne de mercure. Lorsque l'on veut entreprendre l'étude d'un problème de climatisation en chantiers souterrains, il faut tenir compte de l'augmentation de pression due à la profondeur et disposer de diagrammes adéquats.

Nous avons établi l'ensemble des calculs permettant le tracé de 16 diagrammes $i x$ à grande échelle pour des pressions s'échelonnant de 10 en 10 mm de 750 à 900 mm de mercure. Ces diagrammes permettront la résolution rapide et correcte de tous les problèmes climatiques qui peuvent se poser en exploitation minière.

Après un rappel des bases théoriques de ce diagramme, nous montrerons, au moyen de quel-

(1) M. Dutz tient à exprimer sa reconnaissance à MM. Danze et Burnay, Professeurs à l'Université de Liège, pour les conseils et avis expérimentés qu'ils n'ont cessé de lui donner au cours de ce travail ; à M. Venter, Directeur d'Inichar, pour la bienveillante compréhension lui témoignée.

Je remercie également mon collègue M. Renard pour l'aide qu'il m'a apportée pendant la phase de calcul.

ques applications, la simplification apportée par l'emploi de ces abaques.

Propriétés de l'air humide.

L'air sec est un mélange d'oxygène et d'azote (azote dit atmosphérique car mêlé d'argon) et de traces d'autres gaz. Sa composition volumétrique est approximativement la suivante O₂ : 21 %, N₂ : 79 %. Son poids moléculaire apparent est de 28,91 kg/kg môle et sa constante d'état 29,27 m°K.

L'air atmosphérique est humide : il est chargé de vapeur d'eau en proportion variable et qui, de ce fait, intervient de façon particulière.

Trois grandeurs sont généralement utilisées pour caractériser l'état hygrométrique de l'atmosphère :

- a) la teneur en humidité x_v ;
- b) le degré hygrométrique φ ;
- c) le degré de saturation ou humidité relative Ψ ou hr.

a) Teneur en humidité x_v .

Cette caractéristique représente le poids de vapeur d'eau x_v kg associé à 1 kg d'air sec.

Les conditions de température et de pression rencontrées dans la technique de l'air humide permettent de considérer les deux constituants air sec et vapeur d'eau comme un mélange de gaz parfaits. Ce mélange, qui occupe un volume V m³, est caractérisé par sa pression totale P kg/m² (ou p mm Hg) et sa température t °C ou T °K. En appelant P_a kg/m² (ou p_a mm Hg) et P_v kg/m² (ou p_v mm Hg) les pressions partielles des deux constituants, nous pouvons écrire en vertu de la loi de Dalton $P = P_a + P_v$, tandis que les équations d'état fournissent les deux relations suivantes :

$$P_a \cdot V = R_a T \text{ (pour 1 kg d'air sec) ;}$$

$$P_v \cdot V = x_v \cdot R_v \cdot T \text{ (pour } x_v \text{ kg de vapeur d'eau)}$$

d'où l'on tire

$$x_v = \frac{R_a}{R_v} \cdot \frac{P_v}{P_a} = \frac{29,27}{47,06} \frac{P_v}{P_a}$$

$$= 0,622 \frac{P_v}{P - P_v} = 0,622 \frac{p_v}{p - p_v} \quad (1)$$

Cette teneur en humidité ne peut évidemment pas dépasser une valeur limite x_{vs} correspondant à la saturation de l'air par la vapeur d'eau pour la température envisagée : elle est donnée par la formule

$$x_{vs} = 0,622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}} \quad (1')$$

formule dans laquelle p_{vs} représente la tension de saturation de la vapeur d'eau pour la température considérée.

Cette teneur limite est fonction de la pression totale p du mélange : elle diminue lorsque p augmente.

b) Degré hygrométrique φ .

Pour que la vapeur d'eau puisse subsister à l'état de vapeur dans l'atmosphère, il est nécessaire que sa pression partielle p_v reste inférieure ou égale à la pression de la vapeur saturée p_{vs} à la même température. Le rapport des pressions partielles p_v et p_{vs} constitue donc une mesure de l'état de saturation de l'atmosphère : c'est le degré hygrométrique de l'air φ que l'on exprime généralement en % :

$$\varphi = \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (2) \quad \text{ou} \quad \varphi \% = 100 \frac{p_v}{p_{vs}} \quad (2')$$

En remplaçant p_v par φp_{vs} dans la formule (1) on obtient

$$x_v = 0,622 \frac{\varphi p_{vs}}{p - \varphi p_{vs}}$$

d'où l'on tire

$$\varphi = \frac{p x_v}{p_{vs} (0,622 + x_v)}$$

Ces deux relations permettent le calcul de x_v en fonction de φ et de φ en fonction de x_v .

Si $\varphi = 0$, on a évidemment $x_v = 0$, on a affaire à de l'air sec.

Si $\varphi = 1$, on a évidemment $x_v = x_{vs}$, on a affaire à de l'air saturé en vapeur d'eau.

Si l'on considère le fait que, dans la majorité des problèmes industriels (conditionnement, séchage, etc.), le poids d'air sec est le seul élément invariable, il est évident que le choix de x_v s'impose de préférence à φ pour définir l'humidité de l'air.

c) Humidité relative de l'air (Ψ ou hr).

Ce coefficient est le rapport du poids de vapeur x_v associé à 1 kg d'air sec au poids x_{vs} de vapeur d'eau qui pourrait accompagner ce kg d'air sec à l'état de saturation pour la même température.

$$hr = \frac{x_v}{x_{vs}} \quad (3) \quad \text{ou} \quad hr \% = 100 \frac{x_v}{x_{vs}} \quad (3')$$

Cette notion d'humidité relative diffère d'ailleurs peu de celle de degré hygrométrique.

On a en effet

$$hr = \frac{x_v}{x_{vs}} = \frac{0,622 \frac{\varphi p_{vs}}{p - \varphi p_{vs}}}{0,622 \frac{p_{vs}}{p - p_{vs}}}$$

$$= \varphi \cdot \frac{p - p_{vs}}{p - \varphi p_{vs}} = \varphi \cdot \frac{p - p_{vs}}{p - p_v}$$

les pressions p_v et p_{vs} étant faibles vis-à-vis de la pression totale p , le multiplicateur de φ reste voisin de l'unité.

Enthalpie spécifique de l'air humide.

Les enthalpies de l'eau liquide (saturée), et de l'air sec à 0°C étant prises conventionnellement égales à 0, il s'ensuit que l'enthalpie de $1 + x_v$ kg d'air humide pour une température t_s est donnée par l'une des formules suivantes :

$$i = c_{\text{air}} \cdot t_s + x_v \cdot i_{\text{vap. } t_s} \quad (4), \text{ si toute l'humidité est à l'état de vapeur } (x_v \leq x_{vs});$$

$$i = c_{\text{air}} \cdot t_s + x_{vs} \cdot i_{\text{vap. } t_s} + (x_v - x_{vs}) \cdot 1 \cdot t_s \quad (5), \text{ s'il existe un excédent d'humidité présent à l'état de brouillard (suspension d'infimes gouttelettes d'eau). } x_v > x_{vs}.$$

$$i = c_{\text{air}} \cdot t_s + x_{vs} \cdot i_{\text{vap. } t_s} + (x_v - x_{vs}) \cdot i_{\text{glace } t_s} \quad (6), \text{ s'il existe un excédent d'humidité présent à l'état de cristaux de glace (givre). } x_v > x_{vs} \text{ et } t_s < 0^\circ\text{C}.$$

Dans ces formules, c_{air} représente la chaleur spécifique moyenne de l'air sec à pression constante entre 0 et t_s °C, t_s la température de l'air (notion ordinaire de température, lue au thermomètre sec), x_v la teneur en humidité de l'air (kg d'humidité par kg d'air sec), x_{vs} la teneur en humidité de l'air saturé à la température t_s , $i_{\text{vap. } t_s}$ et $i_{\text{glace } t_s}$ les enthalpies spécifiques de la vapeur et de la glace à la température t_s .

Méthodes de mesure de la teneur en humidité de l'atmosphère.

Quatre méthodes peuvent être utilisées pour déterminer la teneur en humidité de l'atmosphère.

a) *Méthode chimique* : elle consiste à absorber sur un déshydratant énergique la vapeur d'eau contenue dans un volume déterminé d'air humide. Les absorbeurs renfermant soit du chlorure calcique, soit du silicagel, sont pesés avant et après l'opération : l'augmentation de poids permet de déterminer la quantité de vapeur d'eau présente dans le volume d'air humide examiné.

b) *La méthode du point de rosée* consiste à refroidir d'une façon uniforme de l'air humide calme au contact d'une surface métallique polie. Au moment où la couche d'air en contact direct avec la paroi se trouve à saturation, une buée se dépose sur la surface. Il faut alors en repérer la température — mesure difficile — car la durée du phénomène est courte et l'inertie des appareils de mesure conduit souvent à des erreurs importantes. La pression de saturation correspondante relevée dans les tables est égale à la pression partielle de la vapeur d'eau à mesurer.

c) *L'hygromètre à cheveux* mesure la dilatation moyenne d'un faisceau de cheveux. Son utilisation est basée sur une relation qui lierait le degré

hygrométrique à la longueur de la fibre. En fait, cette longueur est fonction de l'humidité, de la température et du temps. S'il est même possible d'étalonner l'appareil dans une enceinte à température constante connue et pour différents états hygrométriques, la relation établie ne sera plus valable dans un milieu à température différente, car des effets de dilatation peuvent se superposer à l'action de l'humidité. D'autre part, l'inertie de l'appareil est considérable et il faut plusieurs heures avant d'obtenir un état d'équilibre.

d) *La méthode psychrométrique* est la plus couramment employée : elle est basée sur le relevé de deux températures : une température sèche (t_s) et une température humide (t_h). Cette méthode repose, en principe, sur les conditions d'équilibre thermique d'une petite masse d'eau (mousseline humectée d'eau entourant le bulbe du thermomètre humide) isolée au milieu d'un courant d'air. Ce dernier active les échanges par convection et évaporation tout en rendant négligeables les transmissions de chaleur par conduction et rayonnement.

Les conditions de l'équilibre thermique conduisent alors à une relation linéaire qui lie l'écart de température entre l'ambiance (t_s) et l'eau (t_h) à la différence des pressions partielles de vapeur d'eau dans l'air et à la surface du liquide. Les travaux de Sprüng ont conduit à la formule :

$$p_v = p_h - 0,5 \cdot \frac{P}{755} (t_s - t_h);$$

p_v = pression partielle de la vapeur d'eau dans l'air;

p_h = pression de saturation de la vapeur d'eau à la température t_h ;

p = pression barométrique ambiante;

t_s et t_h les températures lues aux thermomètres sec et humide.

En remplaçant p_v par φp_{vs} (équation 2), on a

$$\varphi = \frac{p_h - 0,5 \cdot \frac{P}{755} (t_s - t_h)}{p_{vs}}$$

p_{vs} étant la pression de saturation correspondant à t_s .

En relevant au moyen d'un psychromètre t_s et t_h et en mesurant la pression ambiante, il est possible de déterminer φ et partant x_v ou hr . Le psychromètre est de loin l'appareil le plus commode pour déterminer les caractéristiques d'une atmosphère humide.

Calcul et construction des nouveaux diagrammes.

Format utile : largeur 50 cm, hauteur 60 cm.

Echelles adoptées : en abscisse : 1 cm = 1 g d'eau par kg d'air sec; en ordonnée : 3 cm = 1 kcal par kg d'air sec.

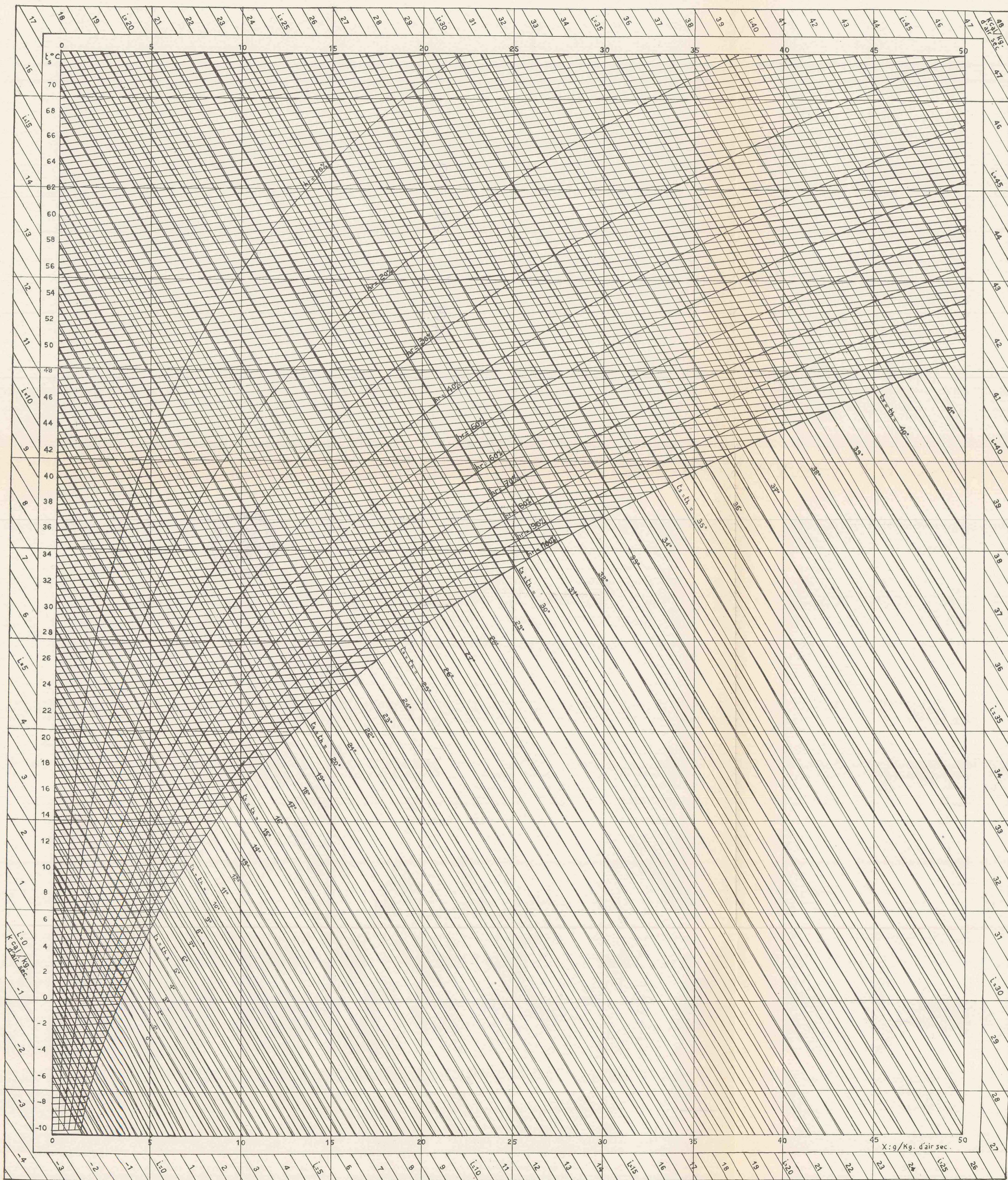


Diagramme $i x$ pour l'air humide. — Pression barométrique : 820 mm Hg.

Inclinaison des isenthalpiques sur l'horizontale : 60° .

I. — Tracé des isothermes : $t_s = \text{constante}$.

a) Zone de l'air humide non saturé : l'équation de l'isotherme (4) impliquait le choix d'une valeur pour la chaleur spécifique de l'air sec et pour l'enthalpie spécifique de la vapeur.

Pour la chaleur spécifique de l'air sec (c_{air}), nous avons adopté une valeur moyenne pour toute l'étendue de nos diagrammes ($-10 < t_s < 70^\circ\text{C}$).

Pour $P = 1 \text{ kg/cm}^2$, on a d'après les mesures du P.T.R. (Justi : Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie, Dissoziation technischer Gaze) :

$t \text{ }^\circ\text{C}$	-50	0	+50	+100
$c_{\text{air}} \cdot \text{kcal/kg } ^\circ\text{C}$	0.242	0.241	0.241	0.242

Nous avons adopté la valeur constante $c_{\text{air}} = 0.241 \text{ kcal/kg}^\circ\text{C}$.

Pour l'enthalpie spécifique de la vapeur d'eau, nous avons utilisé les valeurs données par les Wasserdampftafeln du VDI (édition 1941), pour l'intervalle $0 - 70^\circ\text{C}$.

$t^\circ\text{C}$	0°	10°	20°
$i_{\text{vap.}} \text{ pour } p_v = p_{\text{vs}}$	597,2	601,6	605,0

Dans l'intervalle de température :

$$-10 < t_s < 0^\circ\text{C},$$

la valeur de $i_{\text{vap.}}$ a été calculée au moyen de la formule suivante obtenue par extrapolation $i_{\text{vap.}} = 597.2 + 0,44 t_s \text{ kcal/kg}$ avec t_s négatif.

b) Zone de l'air humide saturé (buées) : dans cette région, l'équation de l'isotherme nous est donnée par la formule (5) avec évidemment

$$x_{\text{vs}} = 0,622 \frac{p_{\text{vs}}}{p - p_{\text{vs}}} \quad (1')$$

Les valeurs de p_{vs} ont été extraites des Wärme-technische Richwerte du VDI (édition 1938).

c) Zone de l'air humide saturé (glace) : l'équation de l'isotherme est donnée par la formule (6).

L'enthalpie spécifique de la glace a été calculée au moyen des valeurs données par les Wärme-technische Richwerte du V.D.I. La chaleur de fusion de la glace est de $79,4 \text{ kcal/kg}$, tandis que sa chaleur spécifique varie de $0,487 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ à 0° à $0,465 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$ à -20°C .

Pour l'intervalle de température nous intéressant ($-10 < t_s < 0$), nous avons adopté la valeur $0,480 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C}$; l'enthalpie spécifique de la glace a donc été calculée par la formule

$$i_{\text{glace } t_s} = -79,4 + 0,48 t_s \text{ kcal/kg (avec } t_s \text{ négatif)}$$

II. — Tracé des isothermes humides $t_h = \text{constante}$.

a) Zone de l'équilibre eau-vapeur : l'équation de l'isotherme est

$$i = c_{\text{air}} \cdot t_h + x_{\text{vh}} \cdot i_{\text{vap. th}} + (x_v - x_{\text{vh}}) \cdot t_h \quad (5')$$

en désignant par x_{vh} la teneur en vapeur d'eau de l'air saturé à la température t_h .

b) Zone de l'équilibre glace-vapeur : l'équation de l'isotherme s'écrit

$$i = c_{\text{air}} \cdot t_h + x_{\text{vh}} i_{\text{vap. th}} + (x_v - x_{\text{vh}}) \cdot i_{\text{glace th}} \quad (6')$$

Toutes les valeurs numériques intervenant dans les relations (5') et (6') ont été définies ci-dessus.

III. — Tracé de la courbe de saturation et des courbes d'égale humidité relative.

La teneur en vapeur d'eau à la saturation, par kg d'air sec et pour une température t_s , est donnée par la formule (1'), tandis que x_v et hr sont reliés par la formule (3').

Dans nos diagrammes, nous avons tracé des courbes hr de dixième en dixième.

Tracé du diagramme $i x$.

Le diagramme $i x$ est un diagramme à coordonnées obliques. En ordonnée, on porte les enthalpies i et en abscisse les teneurs en humidité x_v . L'obliquité de l'axe des abscisses et des isenthalpiques a été choisie égale à 60° afin d'agrandir la zone intéressante du graphique.

Nous avons vu que x_v pouvait atteindre pour chaque température une valeur maximum x_{vs} : le lieu de ces maxima est la courbe de saturation ($hr = 100 \%$) qui partage le diagramme en deux régions distinctes. La formule (1') nous montre que x_{vs} est fonction de la pression totale p : la courbe de saturation sera donc différente pour chaque valeur de la pression ambiante p : elle se relève vers le haut du diagramme au fur et à mesure que la pression totale croît. Pour chaque point de la zone supérieure du diagramme, la valeur de x_v est inférieure à celle de x_{vs} et toute l'eau véhiculée par l'air l'est à l'état de vapeur. Tout point de cette zone est caractérisé par deux valeurs distinctes des températures t_s et t_h : une simple lecture au psychromètre définira la position du point et permettra d'en déduire les valeurs de hr , x_v et i .

Pour tous les points de la zone inférieure du diagramme, la valeur de x_v est supérieure à celle de x_{vs} : l'atmosphère correspondante est saturée d'eau et l'excès d'humidité entraîné à l'état de brouillard ou de cristaux de glace suivant la température. Dans cette zone, les courbes isothermes t_s et t_h sont confondues : le psychromètre permet de vérifier l'état de saturation de l'air, mais ne donne aucun renseignement sur la quantité d'eau véhiculée. Les isothermes sèches (t_s) ont été tra-

cées en calculant leurs ordonnées à l'origine $i_0 = 0,241 t_s$ et leurs ordonnées extrêmes (en partie virtuelles) $i_{0,05} = 0,241 t_s + 0,05 i_{vap.t_s}$, pour des valeurs de t_s croissant de 1/2 en 1/2 de -10 à $+70^\circ\text{C}$.

Les isothermes humides (t_h) ont été tracées en calculant leurs ordonnées à l'origine :

$$i_0 = 0,241 t_h + x_h (676,6 - 0,04 t_h) \quad \text{pour } -10 < t_h < 0^\circ\text{C et}$$

$$i_0 = 0,241 t_h + x_h (i_{vap.t_h} - t_h) \quad \text{pour } 0 < t_h < 70^\circ\text{C}.$$

Le second point définissant ces droites est le point de rencontre de l'isotherme sèche t_s avec la courbe de saturation.

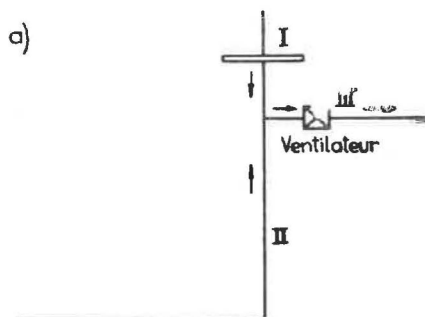
C'est suivant les principes rappelés ci-dessus qu'ont été établis ces diagrammes.

Les valeurs de x_v y sont données en g/kg d'air sec, les enthalpies en kcal/kg d'air sec.

Applications du diagramme $i x$ au contrôle des fuites d'aéragé (*).

a) *Estimation du débit de fuite par un clapet installé à l'orifice d'un puits de retour dans un charbonnage équipé avec un ventilateur de surface.*

Les mesures de débit dans un puits sont délicates et difficiles; de plus, entre le niveau de la galerie du ventilateur de surface et le niveau du sol, il n'y a généralement qu'une distance trop courte pour permettre une mesure correcte du débit de fuite.



La méthode psychrométrique fournit un moyen simple d'estimer les fuites avec une approximation suffisante pour les besoins, dès que l'on connaît l'état hygrométrique de l'air en surface, à la galerie du ventilateur et dans le puits (avant le débouché dans cette dernière), ainsi que le débit total aspiré par le ventilateur. Ce dernier se détermine aisément par les méthodes connues (anémomètre, tube de Pitot). Les mesures effectuées ont fourni les résultats suivants :

(*) Les exemples présentés ci-dessous correspondent à des cas réels. Les mesures nous ont été aimablement communiquées par notre collègue M. Delvaux, Ingénieur au Corps des Mines, auquel j'adresse tous mes remerciements.

station I (ambiance) $t_s = 17,2^\circ\text{C}$, $t_h = 16,2^\circ\text{C}$;
station II (puits de retour) $t_s = 16,2^\circ\text{C}$, $t_h = 16,2^\circ\text{C}$;
station III (galerie ventilateur) $t_s = 16,4^\circ\text{C}$;
 $t_h = 16,2^\circ\text{C}$;
pression barométrique 750 mm Hg;
débit mesuré en III : 35 m³/sec.

L'examen du diagramme $i x$ relatif à la pression de 750 mm Hg donne immédiatement :

station I : $x_v = 11,2$ g/kg d'air sec;

station II : $x_v = 11,65$ g/kg d'air sec;

station III : $x_v = 11,60$ g/kg d'air sec.

Or, la quantité de vapeur d'eau véhiculée par l'air en III est la somme des quantités transportées aux stations I et II. En appelant Z le débit d'air (kg d'air sec par seconde) à la station I, on a :

$$Z \cdot 11,2 + (41,5 - Z) \cdot 11,65 = 41,5 \times 11,6$$

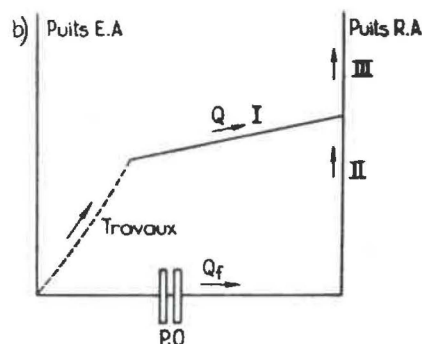
$$0,45 Z = 2,1, \text{ d'où } Z = 4,7 \text{ kg,}$$

$$\text{soit } 4,7/41,5 \cong 11 \%$$

(41,5 est le poids d'air sec-seconde aspiré par le ventilateur).

La faible valeur de ce débit de fuite est due à la grande étanchéité du clapet permise par la non utilisation de ce puits pour l'extraction.

b) *Estimation d'un débit de fuite par une communication entre puits.* Il peut souvent être intéressant de connaître la valeur du débit traversant des portes obturatrices établies au niveau d'un étage inférieur entre les deux puits d'un siège équipé avec un ventilateur de surface; ce débit constitue une perte et sa mesure est difficile pour plusieurs raisons : la distance entre puits est souvent réduite et le régime d'écoulement de l'air n'est pas établi; d'autre part, les sections de passage et les débits en jeu ne permettent pas souvent l'utilisation de l'anémomètre. La détermination du débit utile (station I) et de l'état hygrométrique au retour d'air du chantier, ainsi que des mesures psychrométriques dans le puits de retour d'air quelque peu au-dessus et en dessous du débouché du retour d'air (stations III et II), conduisent à une estimation facile à l'aide du diagramme et



d'une précision suffisante pour les besoins de l'ingénieur des mines :

Les mesures effectuées ont donné les résultats suivants :

station I : $t_s = 24,0^\circ\text{C}$, $t_h = 21,0^\circ\text{C}$,

$Q = 14,6 \text{ m}^3/\text{sec.}$;

station II : $t_s = 18,6^\circ\text{C}$, $t_h = 18,2^\circ\text{C}$;

station III : $t_s = 21,6^\circ\text{C}$, $t_h = 20,0^\circ\text{C}$,
 $p = 820 \text{ mm Hg}$.

L'examen du diagramme $i x$ 820 mm donne :

en I : $x_v = 13,2 \text{ g/kg}$ d'air sec;

en II : $x_v = 11,9 \text{ g/kg}$ d'air sec;

en III : $x_v = 12,9 \text{ g/kg}$ d'air sec.

Le débit mesuré en I ($Q = 14,6 \text{ m}^3/\text{sec}$) correspond à un débit en poids de 18,45 kg d'air sec/seconde.

On établit alors aisément l'équation suivante, en appelant Q_f le débit en II :

$$Q_f \cdot 11,9 + 18,45 \cdot 13,2 = (18,45 + Q_f) \cdot 12,9$$

$Q_f = 5,5 \text{ kg}$ d'air sec, soit $5,5/18,45 \cong 30\%$ du débit utile.

Ces deux exemples d'application du diagramme $i x$ au contrôle des fuites d'aérage montrent tout l'avantage que l'on peut retirer du diagramme $i x$ et de l'emploi du psychromètre pour l'étude de questions semblables.

L'utilisation du psychromètre et des diagrammes $i x$ apporte à l'ingénieur une méthode intéressante et rapide pour l'examen de tous les problèmes ayant trait à la ventilation et à la climatisation en chantiers souterrains.

Notre but, en éditant ces 16 diagrammes, est de mettre à la disposition de l'ingénieur des mines, un outil d'un emploi simple et commode (3).

(3) On peut se procurer les diagrammes en s'adressant à l'auteur de cet article, au Laboratoire de Thermodynamique de l'Université de Liège, 75, rue du Val-Benoit, à Liège.