

**Zeitschrift:** Bulletin technique de la Suisse romande  
**Band:** 95 (1969)  
**Heft:** 6

**Artikel:** Treillis dans l'espace d'un type nouveau: calcul et possibilités  
**Autor:** Pflug, Léopold H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-70225>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 21.01.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

# BULLETIN TECHNIQUE DE LA SUISSE ROMANDE

Paraissant tous les 15 jours

## ORGANE OFFICIEL

de la Société suisse des ingénieurs et des architectes  
de la Société vaudoise des ingénieurs et des architectes (SVIA)  
de la Section genevoise de la SIA  
de l'Association des anciens élèves de l'EPFL (Ecole polytechnique  
fédérale de Lausanne)  
et des Groupes romands des anciens élèves de l'EPFZ (Ecole poly-  
technique fédérale de Zurich)

## COMITÉ DE PATRONAGE

Président: E. Martin, arch. à Genève  
Vice-président: E. d'Okolski, arch. à Lausanne  
Secrétaire: S. Rieben, ing. à Genève

### Membres:

Fribourg: H. Gicot, ing.; M. Waeber, arch.  
Genève: G. Bovet, ing.; M. Mozer, arch.; J.-C. Ott, ing.  
Neuchâtel: J. Béguin, arch.; M. Chevalier, ing.  
Valais: G. de Kalbermatten, ing.; D. Burgener, arch.  
Vaud: A. Chevalley, ing.; A. Gardel, ing.;  
M. Renaud, ing.; J.-P. Vouga, arch.

## CONSEIL D'ADMINISTRATION

de la Société anonyme du « Bulletin technique »  
Président: D. Bonnard, ing.

Membres: Ed. Bourquin, ing.; G. Bovet, ing.; M. Bridel; M. Cosan-  
dey, ing.; J. Favre, arch.; A. Métraux, ing.; A. Rivoire,  
arch.; J.-P. Stucky, ing.

Adresse: Avenue de la Gare 10, 1000 Lausanne

## RÉDACTION

F. Vermeille, rédacteur en chef; E. Schnitzler, ingénieur, et  
M. Bevilacqua, architecte, rédacteurs  
Rédaction et Editions de la S.A. du « Bulletin technique »  
Tirés à part, renseignements  
Avenue de Cour 27, 1000 Lausanne

## ABONNEMENTS

1 an . . . . .	Suisse	Fr. 46.—	Etranger	Fr. 50.—
Sociétaires . . . . .	»	» 38.—	»	» 46.—
Prix du numéro . . . . .	»	» 2.30	»	» 2.50

Chèques postaux: « Bulletin technique de la Suisse romande »  
N° 10 - 5775, Lausanne

Adresser toutes communications concernant abonnement, vente au  
numéro, changement d'adresse, expédition, etc., à: Imprimerie  
La Concorde, Terreaux 29, 1000 Lausanne

## ANNONCES

Tarif des annonces:	
1/1 page . . . . .	Fr. 495.—
1/2 » . . . . .	» 260.—
1/4 » . . . . .	» 132.—
1/8 » . . . . .	» 68.—

Adresse: Annonces Suisses S.A.  
Place Bel-Air 2. Tél. (021) 22 33 26, 1000 Lausanne et succursales



## SOMMAIRE

Treillis dans l'espace d'un type nouveau: Calcul et possibilités, par Léopold H. Pflug, ingénieur EPF.  
Bibliographie. — Les congrès. — Société suisse des ingénieurs et des architectes. — Carnet des concours.  
Documentation générale. — Informations diverses.

## TREILLIS DANS L'ESPACE D'UN TYPE NOUVEAU: CALCUL ET POSSIBILITÉS

par LÉOPOLD H. PFLUG, ingénieur EPF, professeur à l'Ecole technique supérieure de Genève

### 1. Introduction

Les treillis spatiaux, susceptibles de couvrir de grandes portées avec un faible poids propre, rencontrent un intérêt croissant en génie civil. Toutefois, le coût de telles constructions est souvent plus élevé que celui des solutions traditionnelles, ce qui explique leur emploi plutôt restreint eu égard au volume total des constructions. Enfin, le calcul de ces structures hautement hyperstatiques est compliqué, même effectué à l'aide d'un ordinateur.

Le présent article propose une méthode de calcul facilement accessible de tels treillis et s'efforce d'en élargir le champ d'application en suggérant des dispositions constructives adéquates.

Après avoir noté les avantages statiques d'un système porteur du type plaque par rapport au système porteur du type poutre, on examine l'effet du poids propre sur la portée d'une structure et l'on voit qu'en flexion on obtient une efficacité maximum par la mise en œuvre de poutres ou de plaques sandwich. On constate alors qu'un treillis spatial peut être assimilé à une

plaque sandwich puis, examinant les contributions apportées au poids propre par les faces et la structure cisailée, on s'aperçoit de l'influence décisive de cette dernière sur le poids propre de l'ensemble. Afin de restreindre ce poids propre, il convient d'en faire travailler le matériau des barres aussi efficacement que possible, ce qui conduit à utiliser de faibles élançements pour les barres comprimées. Ce but est atteint par le contreventement mutuel des barres.

Le calcul des forces dans les barres des faces s'effectuera en considérant la distribution globale des efforts dans une plaque sandwich à faces continues puis en déduisant de cette distribution les forces dans les barres réelles grâce aux conditions d'équilibre.

Lorsque le matériau est judicieusement utilisé dans les barres les plus sollicitées, l'examen du poids propre montre que l'ensemble reste dans des valeurs admissibles, même si toutes les barres conservent les mêmes sections. On tirera parti de cette constatation pour proposer des structures spatiales permettant une grande rationalisation de la construction.

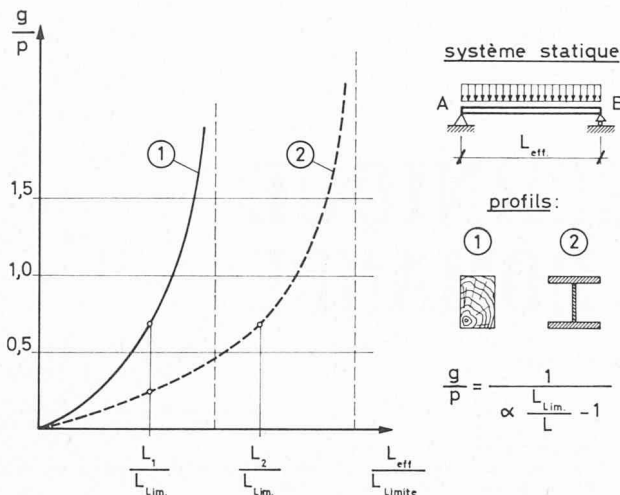


Fig. 1. — Variation du rapport  $\frac{\text{poids propre}}{\text{charge utile}}$  en fonction du rapport  $\frac{\text{portée effective}}{\text{portée limite}}$ .

Le calcul des contraintes dans une plaque sandwich continue et le passage au treillis, constitué de barres discrètes, ainsi que la vérification de l'isotropie de la structure cisaillée sont l'objet d'une étude analytique, vérifiée par un essai de charge dans le cas du calcul des forces dans les barres les plus sollicitées des faces.

Enfin, un calcul comparatif avec un système porteur traditionnel permet d'estimer l'économie de matière réalisable.

## 2. Notations

$A, B, C$	Forces dans les barres de la structure cisaillée [kg]
$E$	Module d'élasticité [ $\text{kg} \cdot \text{cm}^{-2}$ ]
$F$	Section d'une barre [ $\text{cm}^2$ ]
$H$	Force horizontale [kg]
$J$	Moment d'inertie de la plaque [ $\text{cm}^4$ ]
$L$	Portée [m]
$M$	Moment de flexion [ $\text{kg} \cdot \text{m}$ ]
$P$	Charge totale sur la plaque [kg]
$R$	Rayon de la plaque [m]
$V$	Effort de cisaillement dans la structure cisaillée
$a$	Longueur d'une barre de revêtement [m]
$h$	Épaisseur de la plaque [m]
$r$	Coordonnée courante [m]
$s$	Épaisseur équivalente [m]
$u$	Déplacement radial [m]
$\frac{du}{dr}$	Elongation spécifique radiale
$\sigma, \tau$	Contraintes normale et tangentielle [ $\text{kg}/\text{cm}^2$ ]
$\delta$	Déplacement
$\epsilon$	Elongation spécifique
$\nu$	Coefficient de Poisson
$\Psi$	Coefficient de passage $\sigma_{\text{sandwich}}/\sigma_{\text{plaque}}$
$\gamma$	Poids spécifique [ $\text{kg}/\text{cm}^3$ ]

## 3. Efficacité statique d'un système

Afin de déterminer l'efficacité statique d'un système porteur, traçons ce qu'il convient d'appeler sa caractéristique, c'est-à-dire la variation du rapport poids propre à charge utile en fonction du rapport portée effective/portée limite [1] (fig. 1). La portée limite

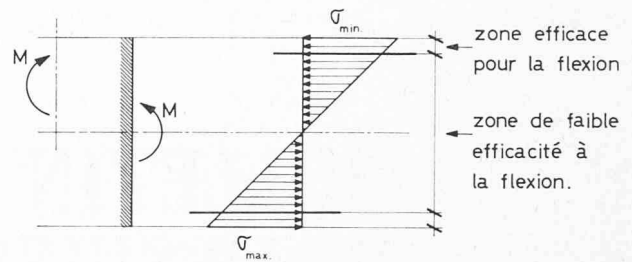


Fig. 2. — Zone mal utilisée.

représente la longueur d'un fil vertical soumis à son seul poids propre et dont la contrainte au point le plus sollicité est égale à la contrainte admissible;  $L_{\text{limite}} = \sigma_{\text{adm}}/\gamma$ . À chaque type de système porteur et à chaque genre de charge correspond une telle caractéristique.

Dans la figure 1, on a représenté qualitativement les caractéristiques relatives à une poutre simple sur deux appuis soumise à une charge uniformément répartie et dont la section est soit un rectangle soit un double té.

Du point de vue économique, l'expérience montre que, pour être rentable, un système porteur ne devrait guère travailler au-dessus d'un rapport  $g/p$  supérieur à l'unité. Comme on peut le voir sur la figure 1, si l'on doit franchir une portée  $L_1$  au moyen d'une poutre simple, les deux sections examinées (rectangle ou poutre en I) peuvent être utilisées. Notons en passant que la solution en I, bien que plus légère, ne sera probablement pas la plus économique car elle nécessite une part de main-d'œuvre plus importante que la poutre de section rectangulaire. Par contre, cette solution en I deviendra la seule possible dès que l'on dépasse  $L_2$ .

L'efficacité accrue de la poutre en I par rapport à la poutre rectangulaire, qui se traduit par un déplacement de la caractéristique vers la droite, s'obtient par suppression de la matière dans les zones faiblement sollicitées. Dans le cas envisagé, où les contraintes extrêmes proviennent de la flexion, la figure 2 montre les zones où les possibilités du matériau sont mal utilisées. Il conviendra donc de supprimer la matière située dans cette zone, à l'exception d'une portion suffisante pour assurer la solidarité entre les deux semelles réalisées par les fibres extrêmes et permettre ainsi de résister aux efforts de cisaillement. Notons enfin que le gain de poids ainsi réalisé dépend du carré de la portée.

Les remarques précédentes restent valables si l'on envisage d'autres systèmes porteurs ou d'autres matériaux, par exemple en construction métallique les profilés double té ou larges ailes et les poutres triangulées.

Dans ce domaine particulier, la tendance actuelle montre que pour des portées jusqu'à 15 ou 20 m ce sont les profilés, dont le poids propre est cependant plus élevé, qui représentent pour l'instant encore la solution la plus rentable plutôt que, par exemple, une poutre en treillis de même résistance.

Si l'on passe des poutres (systèmes porteurs linéaires) aux plaques (systèmes porteurs plans), les mêmes considérations restent valables; l'homologue du profilé double té est représenté par la plaque sandwich, c'est-à-

dire d'une plaque constituée de deux faces parallèles rendues solidaires par un remplissage capable de transmettre les efforts de cisaillement.

Soulignons que le gain de poids réalisé par économie de matière dans la zone peu sollicitée en flexion augmente dans le cas des plaques comme le cube de la portée. La matière restante située dans cette zone doit maintenant transmettre les efforts de cisaillement dans deux directions (fig. 3), ce qui complique la réalisation des plaques sandwich. Ces plaques se trouvent toutefois utilisées sur une large échelle en construction aéronautique, où la première application en série remonte à la fin de la dernière guerre mondiale avec le célèbre chasseur bombardier De Havilland Mosquito DH 98 [2, 3].

Toutefois, les propriétés statiques du sandwich ne sont pas utilisables telles quelles en génie civil, comme nous allons brièvement le montrer en examinant, pour un même type de poutre sandwich, la variation des caractéristiques définies dans la figure 1 pour différentes valeurs du rapport poids de remplissage/poids du revêtement. Comme nous l'avons vu, la caractéristique est fournie par la relation [4] :

$$\frac{g}{p} = \frac{1}{\alpha \cdot \frac{L_{lim}}{L} - 1} \quad (1)$$

où  $\alpha$  représente un coefficient numérique dépendant du type de système porteur étudié.

Dans le cas d'une poutre sandwich constituée de deux semelles rendues solidaires par un remplissage comme indiqué sur la figure 4 :

$$\alpha = 4 \frac{h}{L} \cdot \frac{1}{c + 1}$$

Les caractéristiques obtenues à l'aide de la relation (1) sont données dans la figure 5.

$$\text{où } c = \frac{\text{poids du remplissage}}{\text{poids du revêtement}}$$

On voit dès lors que l'utilisation du sandwich comme élément porteur pour des ouvrages de génie civil est liée à la possibilité de réaliser une structure intermédiaire de cisaillement suffisamment rigide et légère.

#### 4. Introduction des structures sandwich en génie civil

Si l'on examine les matériaux utilisés actuellement [2, 3] pour la structure cisailée des sandwichs tels que le balsa, nid d'abeille ou mousses expansées, on constate d'emblée que leur mise en œuvre à l'échelle du génie civil se heurte à deux obstacles technologiques principaux :

1) Avec un poids spécifique variant de 40 à 120 kg/m<sup>3</sup>, le poids propre devient prohibitif ; en effet, pour une portée de 200 m, le rapport  $c$  vaudrait environ 20. Dans ces conditions, le rapport  $g/p$  est tel (10 environ) qu'il exclut pratiquement l'exploitation du système.

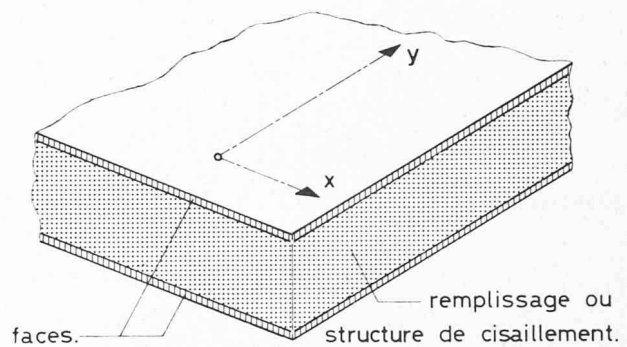


Fig. 3. — Définition de la plaque sandwich.

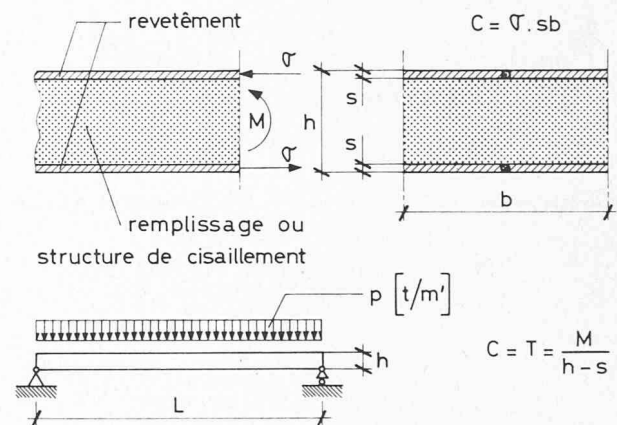


Fig. 4. — Poutre sandwich : définition et distribution des forces internes.

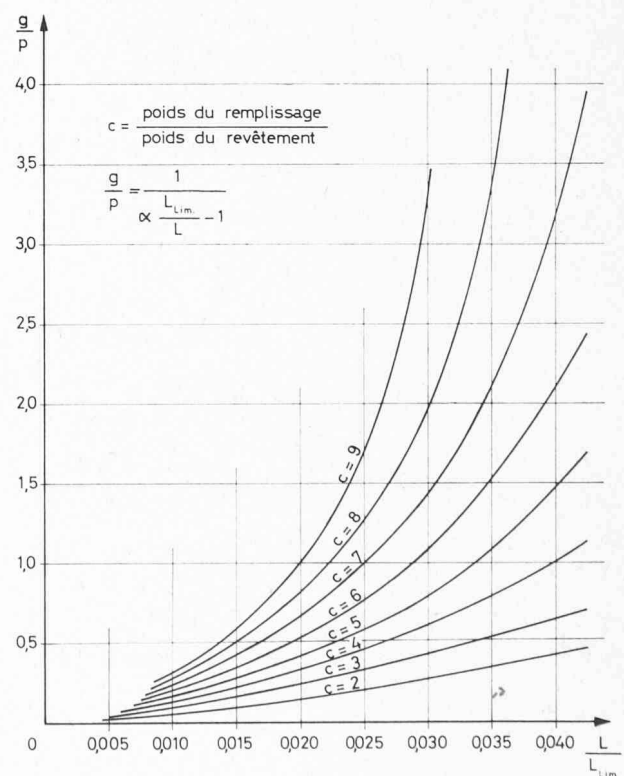


Fig. 5. — Variation du rapport poids propre / charge utile en fonction de la portée pour différentes valeurs de  $c$ .

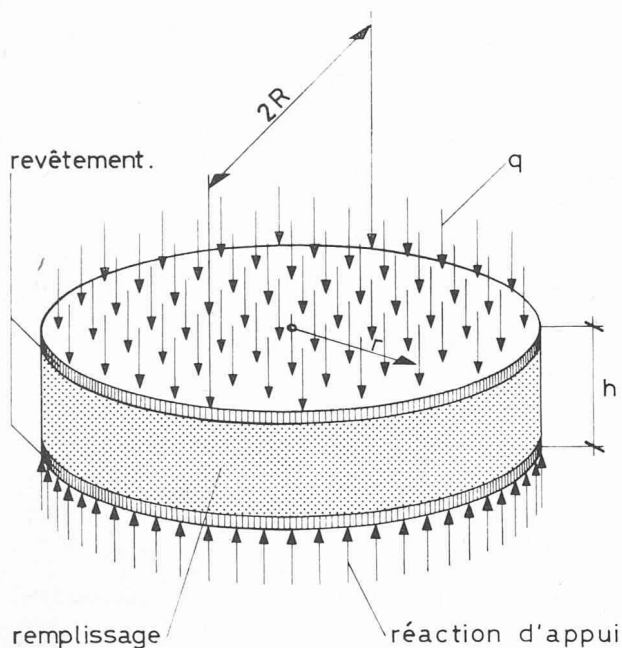


Fig. 6. — Plaque sandwich circulaire.

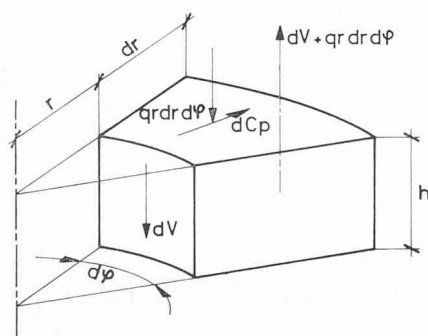


Fig. 7. — Forces agissant sur l'élément de remplissage.

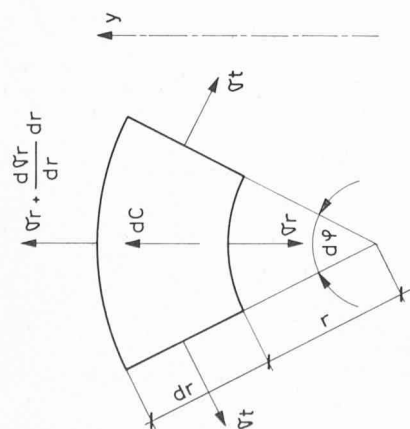


Fig. 8. — Forces agissant sur l'élément de revêtement.

2) La fabrication des matériaux de remplissage actuels se limite à des panneaux dont l'épaisseur maximum ne dépasse guère le mètre, de sorte que l'élaboration et l'assemblage d'une structure continue de  $200 \times 200 \times 20$  m poserait une série de problèmes dont on n'imagine guère de solutions satisfaisantes.

La recherche d'une structure intermédiaire de cisaillement de poids propre minimum conduit au choix d'un treillis disposé dans l'espace compris entre les deux faces. Le revêtement pourra être constitué soit par des plaques continues, soit également par un treillis plan. Dans ce dernier cas, l'ensemble du revêtement et de la structure cisailée constitue le treillis tridimensionnel, dont le mode de travail comme structure sandwich n'a pas encore été mis en évidence, du moins à notre connaissance, bien que plusieurs auteurs aient proposé de remplacer le treillis par un matériau continu pour en faciliter le traitement théorique [5, 6, 7]. Cet aspect du treillis tridimensionnel va nous permettre d'en calculer les efforts et les déformations à partir des valeurs correspondantes du sandwich à l'aide de considérations géométriques fort simples.

### 5. Détermination des contraintes dans une plaque sandwich

Commençons donc par calculer les contraintes dans une plaque sandwich circulaire, soumise à une charge uniformément répartie et reposant librement le long de son pourtour (fig. 6). A cet effet, découpons par la pensée un petit élément de cette plaque, élément qui comprendra revêtement et remplissage (fig. 7 et 8).

Les conditions d'équilibre, appliquées d'abord à l'élément de remplissage, donnent :

$$\Sigma \text{ forces verticales} = 0$$

$$dV = \frac{q\pi r^2}{2\pi r} d\phi = \frac{qr^2 d\phi}{2}$$

$$\Sigma \text{ moments} = 0$$

$$dC = \frac{dV \cdot dr}{h} = \frac{qr^2 d\phi \cdot dr}{2h}$$

La contrainte de cisaillement est alors donnée par la formule :

$$\tau = \frac{dV}{hr d\phi} = \frac{qr^2 d\phi}{2hr d\phi} = \frac{qr}{2h} \quad (2)$$

et sa valeur maxima, au pourtour de la plaque, vaut :

$$\tau_{\max} = \frac{qR}{2h}$$

Appliquons maintenant les conditions d'équilibre à l'élément correspondant du revêtement (fig. 8) ; on obtient :

$$\Sigma Y = 0 \quad \sigma_t \cdot dr d\phi \cdot s + \sigma_r dr d\phi \cdot s =$$

$$- \left( \sigma_r + \frac{d\sigma_r}{dr} \cdot dr \right) (r + dr) d\phi \cdot s - \frac{qr^2 d\phi \cdot dr}{2h} = 0$$

et, après simplification et en négligeant les infiniments petits d'ordre supérieur :

$$\sigma_t - \sigma_r - \frac{d\sigma_r}{dr} \cdot r - \frac{qr^2}{2hs} = 0 \quad (3)$$

Introduisons maintenant les expressions générales de  $\sigma_t$  et  $\sigma_r$  en fonction des déformations [8, 9]

$$\sigma_r = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) \quad (4)$$

$$\sigma_t = \frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{u}{r} + \nu \frac{du}{dr} \right) \quad (5)$$

où  $E$  = module d'élasticité du revêtement ;  
 $\nu$  = coefficient de Poisson ;  
 $u$  = composante radiale du déplacement d'un point du revêtement.

Des expressions (3), (4) et (5) nous pouvons dès lors tirer l'équation différentielle pour  $u(r)$  :

$$\frac{u}{r} - \frac{du}{dr} - r \frac{d^2u}{dr^2} - r^2 \left( \frac{1-\nu^2}{E} \cdot \frac{q}{2hs} \right) = 0 \quad (6)$$

équation linéaire du deuxième ordre dans laquelle la solution homogène prend la forme

$$u(r) = c_1 r + \frac{c_2}{r}$$

et dont une solution particulière vaut

$$u(r) = \frac{Kq}{8} \cdot r^3$$

où  $K$  représente l'expression  $K = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot \frac{1}{2hs}$

En superposant, nous obtenons finalement :

$$u(r) = c_1 r + c_2 \frac{1}{r} - \frac{Kqr^3}{8} \quad (7)$$

Quant aux conditions aux limites, elles valent avec  $r = 0$ ,  $u = 0$ , d'où  $c_2 = 0$  et  $r = R$  ;  $\sigma_R = 0$ , donc

$$\frac{E}{1-\nu^2} \left( \frac{du}{dr} + \nu \frac{u}{r} \right) = 0$$

$$\text{et } c_1 - 3R^2 \frac{Kq}{8} + \nu \left( c_1 - \frac{KqR^3}{8R} \right) = 0$$

et finalement :

$$c_1 = R^2 \frac{Kq}{8} \frac{3+\nu}{1+\nu}$$

d'où l'on tire les expressions des contraintes

$$\sigma_r = \frac{q}{16hs} R^2 (3+\nu) \left[ 1 - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (8)$$

$$\sigma_t = \frac{q}{16hs} R^2 (1+\nu) \left[ \frac{3+\nu}{1+\nu} - \left( \frac{r}{R} \right)^2 \right] \quad (9)$$

Les contraintes maxima, au centre de la plaque, représentent alors la valeur :

$$\sigma_s = \sigma_{r\max} = \sigma_{t\max} = q \frac{R^2(3+\nu)}{16hs} \quad (10)$$

Pour calculer les contraintes dans le sandwich, essayons de tirer profit des résultats déjà connus pour les plaques homogènes en utilisant un coefficient de réduction — désigné par  $\psi$  — et qui représente le rapport entre la contrainte dans le revêtement d'une plaque sandwich et la valeur de la contrainte au même point de la plaque homogène de même dimension.

Si nous reprenons les expressions des contraintes maximales au centre d'une plaque circulaire homogène nous obtenons, avec [8, 9, 10] :

$$\sigma_{p\max} = (3+\nu) \frac{qR^2h}{32J} \quad \left( \text{où } J = \frac{h^3}{12} \right)$$

$$\text{et } \psi = \frac{\sigma_{\text{sandwich}}}{\sigma_{\text{plaque}}} = \frac{h}{6s} \quad (11)$$

sous réserve que  $\nu$  soit le même dans la plaque homogène et dans le sandwich.

## 6. Vérification de l'isotropie de la structure cisailée

Dans la démonstration précédente nous avons admis implicitement l'isotropie de la structure cisailée, aussi nous faut-il maintenant vérifier que cette hypothèse reste valable si l'on utilise un remplissage constitué par un treillis. A cet effet, examinons le déplacement du sommet d'un tétraèdre soumis à une charge parallèle au plan de base (fig. 9). Remarquons en passant que

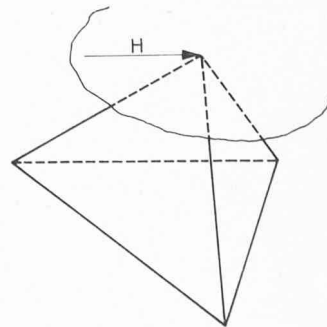


Fig. 9. — Structure de cisaillement : vérification de l'isotropie.

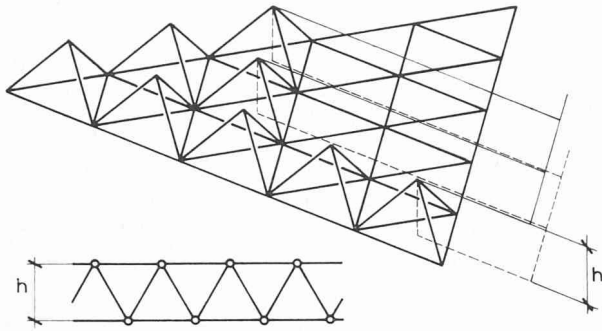


Fig. 10. — Structure cisailée ordinaire.

le treillis tridimensionnel composé d'un ensemble de tétraèdres présente la forme la plus simple de ce type de structure (fig. 10).

Soient :

- $a$  Longueur de l'arête du tétraèdre
- $F$  Section de la barre
- $E$  Module d'élasticité de la barre
- $H$  Force située dans le plan parallèle à la base du tétraèdre et passant par son sommet
- $\delta_{Hx}, \delta_{Hy}$  Composante selon  $x$  (resp.  $y$ ) du déplacement du sommet dans le plan parallèle à la base
- $\delta_A$  Déplacement de la barre  $A$  selon son axe

Calculons tout d'abord les composantes du déplacement  $\delta_{Hx}$  et  $\delta_{Hy}$  pour des forces unitaires agissant selon ces axes (fig. 11, 12, 13).

Dans le cas où  $\varphi = 0$  les forces dans les barres valent :

$$A = H \frac{\sin \beta}{\sin \alpha}$$

$$\text{or } \sin \beta = \frac{2\sqrt{2}}{3}$$

$$\text{et } \sin \alpha = \frac{\sqrt{6}}{3}$$

$$\text{d'où } A = -H \frac{2\sqrt{3}}{3}$$

Le signe moins (—) indique que la barre  $A$  est comprimée dans notre exemple.

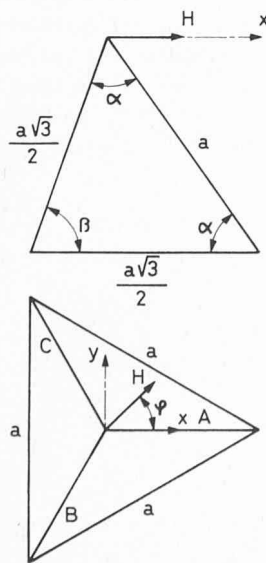


Fig. 11. — Structure de cisaillement : vérification de l'isotropie.

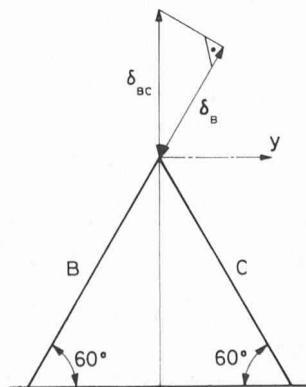


Fig. 12. — Structure de cisaillement : déplacement du sommet d'un tétraèdre élémentaire.

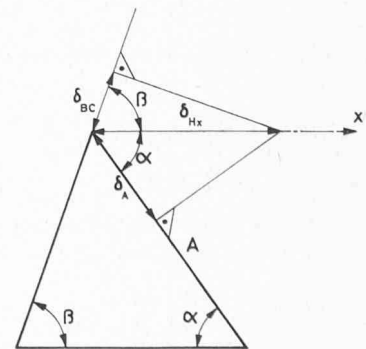


Fig. 13. — Structure de cisaillement : déplacement du sommet d'un tétraèdre élémentaire.

Décomposition des forces dans le plan  $AH$  :

$$B = \frac{R_{Bc}}{2 \cos 30^\circ} = \frac{R_{Bc}}{\sqrt{3}}$$

$$\text{or } R_{Bc} = H$$

$$\text{d'où } B = H \frac{\sqrt{3}}{3}$$

Les déplacements dans le plan vertical déterminé par  $A$  et  $H$  deviennent :

Pour la barre  $A$  :

$$\delta_A = \frac{aH}{FE} \cdot \frac{2\sqrt{3}}{3}$$

Pour les barres  $B$  et  $C$  (fig. 12)

$$\delta_{Bc} = \frac{\delta_B}{\cos 30^\circ} = 2\delta_B \cdot \frac{\sqrt{3}}{3}$$

et, avec

$$\delta_B = \frac{aH}{FE} \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \quad (12)$$

$$\delta_{Bc} = \frac{aH}{FE} \cdot \frac{2}{3} \quad (13)$$

Déterminons maintenant le déplacement résultant du sommet (fig. 13). Si le déplacement du sommet a bien lieu dans un plan horizontal on doit obtenir :

$$\frac{\delta_{Bc}}{\cos \beta} = \frac{\delta_A}{\cos \alpha}$$

ou encore

$$\delta_{Bc} \cos \alpha = \delta_A \cos \beta$$

ce qui donne, avec  $\cos \alpha = \frac{\sqrt{3}}{3}$

$$\cos \beta = \frac{1}{3}$$

$$\frac{aH}{FE} \cdot \frac{2}{3} \cdot \frac{\sqrt{3}}{3} \equiv \frac{aH}{FE} \cdot \frac{2\sqrt{3}}{3} \cdot \frac{1}{3}$$

donc

$$\delta_{Hz} = \frac{\delta_{Bc}}{\cos \beta} = \frac{2aH}{EF}$$



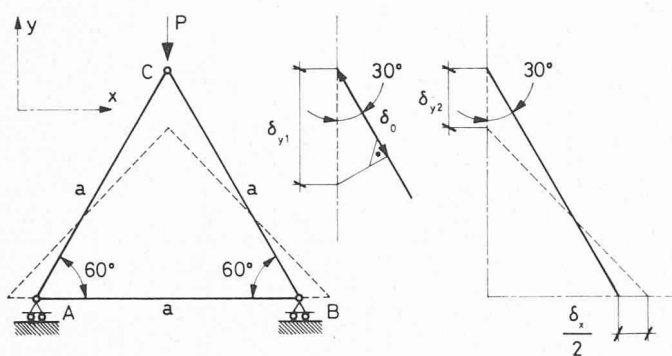


Fig. 14. — Détermination du coefficient de Poisson.

et  $\delta_{Hy} = 0$  par raison de symétrie.

D'une façon analogue, on montrerait que pour  $\varphi = 90^\circ$ , les déplacements deviennent :

$$\delta_{Hx} = 0 \quad \delta_{Hy} = \frac{2aH}{FE}$$

Si  $\varphi$  est compris entre 0 et  $90^\circ$ , il suffit de décomposer  $H$  selon  $x$  et  $y$  et l'on obtient :

$$\delta_x = \frac{2aH}{FE} \cos \varphi$$

$$\delta_y = \frac{2aH}{FE} \sin \varphi$$

$$\text{et } \delta_{\text{tot}} = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2} = \frac{2aH}{FE} \quad (14)$$

Le déplacement du sommet présente donc toujours la même valeur quelle que soit l'orientation de la force, la structure composée du tétraèdre est donc isotrope.

## 7. Détermination du coefficient de Poisson

Comme nous l'avons noté à propos de la relation (11), il nous reste encore à montrer que la simplification par le coefficient de Poisson n'entraîne pas d'erreur appréciable. Dans ce but, proposons-nous de déterminer ce coefficient pour un système statique formé d'un triangle équilatéral supporté en A et B par des appuis à réaction normale. Soit  $P$  la charge appliquée au sommet C (fig. 14). La déformation dans le sens de la force peut s'écrire

$$\delta_{y\text{tot}} = \delta_{y1} + \delta_{y2} \quad (15)$$

$$\text{où } \delta_{y1} = \frac{\delta_o}{\cos 30^\circ} \quad (16)$$

$$\text{et } \delta_{y2} = \frac{\delta_x}{2} \tan 30^\circ \quad (17)$$

$$\text{de plus } \delta_o = \frac{a}{FE} \cdot \frac{P}{2 \cos 30^\circ} \quad (18)$$

$$\text{et } \delta_x = \frac{P}{2} \tan 30^\circ \frac{a}{FE} \quad (19)$$

D'où, en remplaçant  $\delta_o$  et  $\delta_x$  par leurs valeurs dans les expressions (16), (17) puis (15) :

$$\delta_{y1} = \frac{Pa}{EF} \cdot \frac{1}{2 \cos^2 30^\circ} \quad \delta_{y2} = \frac{Pa}{EF} \cdot \frac{1}{4} \tan^2 30^\circ$$

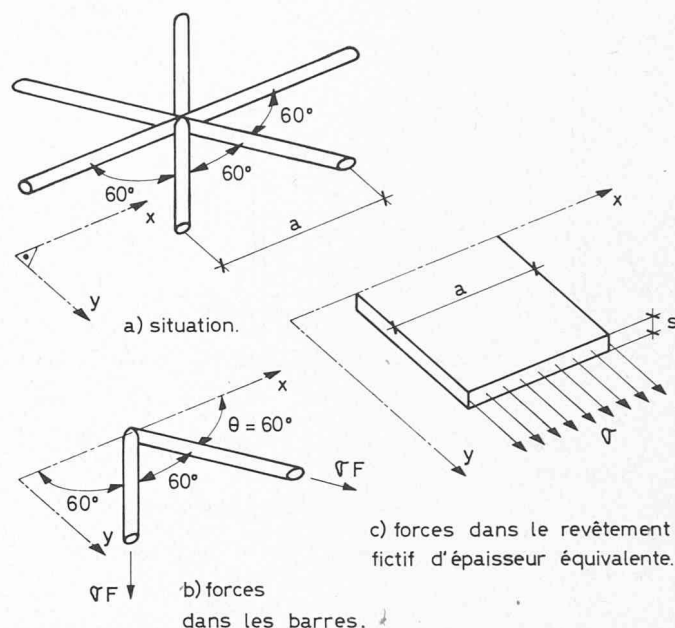


Fig. 15. — Détermination de l'épaisseur équivalente.

$$\text{et enfin } \delta_{y\text{tot}} = \frac{Pa}{FE} \left[ \frac{1}{2 \cos^2 30^\circ} + \frac{1}{4} \tan^2 30^\circ \right]$$

Quant à la déformation selon  $x$ , elle a pour valeur :

$$\delta_x = \frac{Pa}{FE} \cdot \frac{1}{2} \tan 30^\circ \quad (19)$$

Comme le coefficient de Poisson est déterminé par le rapport des allongements spécifiques, il nous reste maintenant à calculer ces derniers :

$$\epsilon_y = \frac{\delta_y}{a} = \frac{P}{FE} \cdot \frac{3}{2\sqrt{3}}$$

$$\epsilon_x = \frac{\delta_x}{a} = \frac{P}{FE} \cdot \frac{\sqrt{3}}{6}$$

et, avec

$$\nu = \frac{\epsilon_x}{\epsilon_y}$$

$$\nu = \frac{1}{3}$$

Nous constatons donc que la valeur du coefficient de Poisson pour le treillis envisagé est très proche de celle du matériau continu.

$$(\nu_{\text{acier}} = 0,3)$$

## 8. Calcul du sandwich à faces réticulées

Afin d'obtenir les efforts dans les barres d'un treillis, nous calculerons tout d'abord les contraintes dans les faces d'une plaque sandwich fictive dont l'épaisseur du revêtement serait telle que la contrainte normale  $\sigma_y$  serait la même que dans les barres du treillis. Nous désignerons par  $s$  cette épaisseur équivalente des faces du sandwich fictif.

En d'autres termes, cette façon de faire revient à étaler sur l'ensemble de la surface la matière contenue dans les barres, un peu comme on déroulerait le papier d'une cigarette (fig. 15).



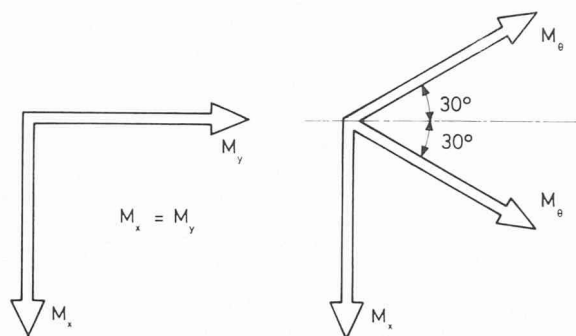


Fig. 16. — Répartition des moments de flexion selon les directions  $x$  et  $\theta$ .

Appliquons les conditions d'équilibre  $\Sigma Y = 0$ ; nous obtenons :

$$2 \sigma_{\theta} F \cos 30^{\circ} = \sigma \cdot s \cdot a$$

d'où 
$$s = \frac{F \cdot \sqrt{3}}{a} \quad (20)$$

Pour obtenir la contrainte dans la barre orientée selon la direction  $x$ , comme les contraintes au centre de la plaque sont proportionnelles aux moments de flexion principaux, nous pouvons écrire

$$\frac{\sigma_x}{\sigma_{\theta}} = \frac{M_x}{M_{\theta}}$$

où  $\sigma_{x,\theta}$  représente la contrainte selon l'axe  $x$  ou la direction  $\theta$

$M_{x,\theta}$  représente le moment engendrant la contrainte  $\sigma_{x,\theta}$

La figure 16 nous montre que :

$$M_{\theta} = \frac{M_x}{2 \cos 30^{\circ}} = M_x \cdot \frac{\sqrt{3}}{3}$$

d'où

$$\frac{M_x}{M_{\theta}} = 2 \cos 30^{\circ} = \sqrt{3}$$

donc

$$\sigma_x = \sigma_{\theta} \cdot \sqrt{3} \quad (21)$$

En résumé, la contrainte dans une barre appartenant aux faces d'un treillis spatial soumis à un effort de flexion peut être obtenue à partir de la contrainte au point correspondant d'une plaque homogène de mêmes dimensions, grâce à un coefficient de passage approprié. Schématiquement, on pourrait représenter ce processus de calcul de la manière suivante :

Corps envisagé :	Contrainte fournie par :
Plaque homogène	Théorie ou essais
↓	
Sandwich à faces continues	Coefficient de passage $\psi$
↓	
Sandwich à faces réticulées	Considérations géométriques

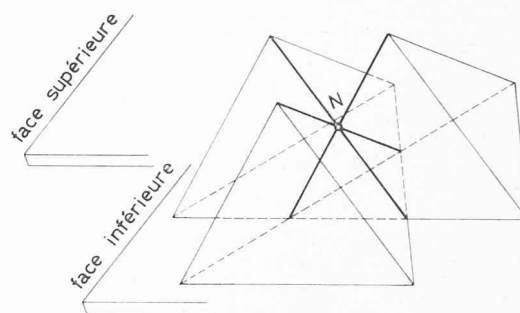


Fig. 17. — Un point de contreventement mutuel.

## 9. Limite d'utilisation des treillis spatiaux

Considérons pour fixer les idées le problème de la couverture d'une halle et admettons que la structure porteuse de celle-là soit réalisée au moyen d'un treillis spatial. Afin d'obtenir une rigidité suffisante, il conviendra de donner à cette structure un rapport hauteur/portée de l'ordre de 1/10. Le treillis sera obtenu par juxtaposition d'un certain nombre de mailles pour les faces et de pyramides pour la structure cisailée. Dans la figure 10, on a représenté une structure cisailée constituée par des tétraèdres dont les bases sont situées dans le plan de l'une des faces et les sommets dans celui de l'autre face.

Lorsque la portée augmente, on devrait, pour conserver une utilisation rationnelle du matériau dans les zones comprimées, utiliser des barres dont le diamètre devient trop important ou alors se contenter d'un faible taux de travail, au détriment du poids propre de l'ensemble. Pour obtenir, dans les barres comprimées, un taux de travail voisin de la contrainte admissible de traction, il conviendrait de contreventer la barre en plusieurs points de façon à réduire la longueur de flambage, cet étayage devant être assuré dans l'espace. Afin d'obtenir une telle solidarité on disposera les tétraèdres en les décalant les uns par rapport aux autres de façon qu'en tout point de contact de leurs barres il y ait toujours au moins trois barres non coplanaires (fig. 17 et 18). Chaque point de contact se trouve compris dans un plan nodal. La figure 17 représente le cas où ce décalage des nappes produit un point de contreventement intermédiaire  $N$  (un plan nodal), la figure 18 le cas où chaque arête est contreventée en deux points  $N_1$  et  $N_2$  (deux plans nodaux).

Dans la structure proposée, les sommets  $N$  des tétraèdres (fig. 19) sont compris non plus dans le plan d'une face mais dans un plan nodal intermédiaire.

Notons enfin (fig. 20) que le domaine d'application de cette structure de cisaillement à contreventement mutuel des barres peut s'étendre au cas où l'une au moins des faces est constituée par une plaque continue, par exemple de béton.

## 10. Avantages et possibilités de la nouvelle structure

Grâce au contreventement mutuel des barres et à la diminution des longueurs de flambage qui en résulte, la disposition constructive proposée permettra d'obtenir, pour les barres comprimées un taux de travail

voisin de la contrainte admissible de traction, ce qui permet (du moins si l'on travaille avec des tubes à parois minces [11, 12]) une utilisation rationnelle du matériau et conduit par conséquent à une économie sensible de poids propre. De ce fait, on peut se contenter de quelques types de barres seulement pour l'ensemble de la structure, par exemple quatre pour les faces et deux pour la structure cisaillée, barres qui seront dimensionnées pour résister aux efforts maxima. Cette façon de procéder permettrait de rationaliser la mise en œuvre des treillis spatiaux en simplifiant beaucoup la réalisation, d'abord lors du projet puis lors du montage.

Soulignons au passage que cette méthode n'est rien d'autre que la transposition dans le plan, de la marche suivie pour le calcul des poutres double té, où l'on vérifie la flexion au point de moment maxima et le cisaillement de l'âme sur les appuis. Cette analogie s'étend tout naturellement à la conception générale du treillis dans l'espace qui pourrait être érigé à partir d'une série de barres types, tout comme le constructeur choisit dans une table de profilés celui dont les caractéristiques correspondent le mieux aux efforts imposés. Pour les portées courantes en effet, nul ne songerait à modifier les dimensions de l'âme ou des semelles le long d'une poutre sous prétexte d'alléger l'ensemble de quelques pour-cent.

Notons en outre que les mêmes barres peuvent être utilisées pour des portées différentes. En effet, en modifiant le nombre de plans nodaux (plans intermédiaires parallèles aux faces contenant les points de contreventement mutuel des barres) on obtient la même contrainte avec une épaisseur équivalente constante pourvu que l'on modifie en conséquence le bras de levier interne des forces. Remarquons toutefois que ce passage n'est pas continu car le nombre des plans nodaux ne peut évidemment n'être qu'entier. C'est ainsi qu'avec les barres d'une structure initiale de 50 m de portée et un nœud intermédiaire on peut soit réaliser une portée d'une trentaine de m (sans contreventement intermédiaire), soit une portée d'environ 70 m avec deux nœuds intermédiaires. On peut donc imaginer une série de trois ou quatre structures initiales dont les barres et les nœuds d'assemblage seraient préparés en grande série et qui permettraient de couvrir rapidement n'importe quelle portée entre 30 et 250 m et qui seraient proposées sur le marché un peu à la façon des fers double té actuels.

Il convient de souligner combien cette structure est peu sensible à l'action des charges concentrées même fortes, car la structure proposée bénéficie des propriétés des plaques. C'est ainsi que l'on peut également montrer que, sur une portée de 150 à 200 m, soumise à l'action de la neige et du poids propre ( $400 \text{ kg/m}^2$ ), une surcharge de 100 tonnes provoque une augmentation des contraintes dans les barres inférieure à 10 %.

## 11. Essai de charge

Afin de vérifier la validité de la théorie (relations 11 et 21) nous avons réalisé un

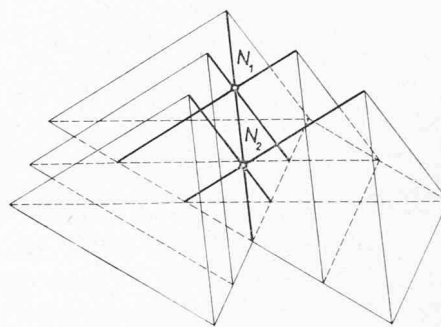


Fig. 18. — Deux points de contreventement mutuel.

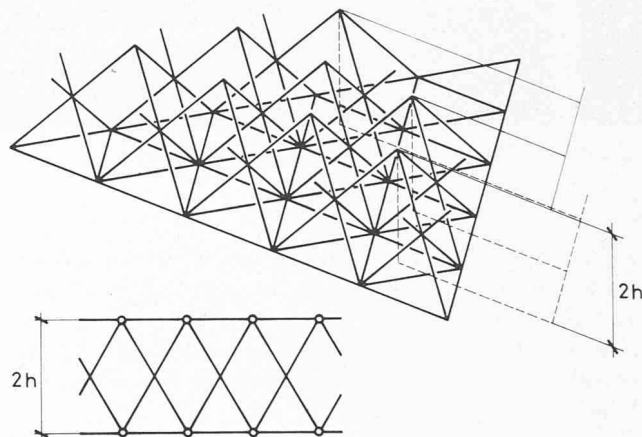


Fig. 19. — Structure cisaillée possédant un plan nodal.

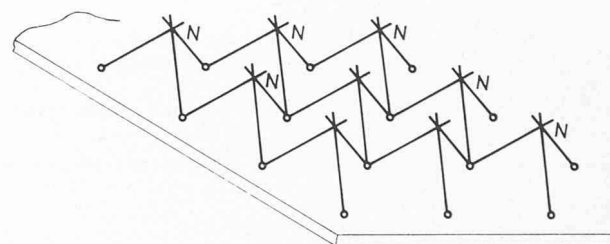


Fig. 20. — Une des faces est constituée par une plaque continue.

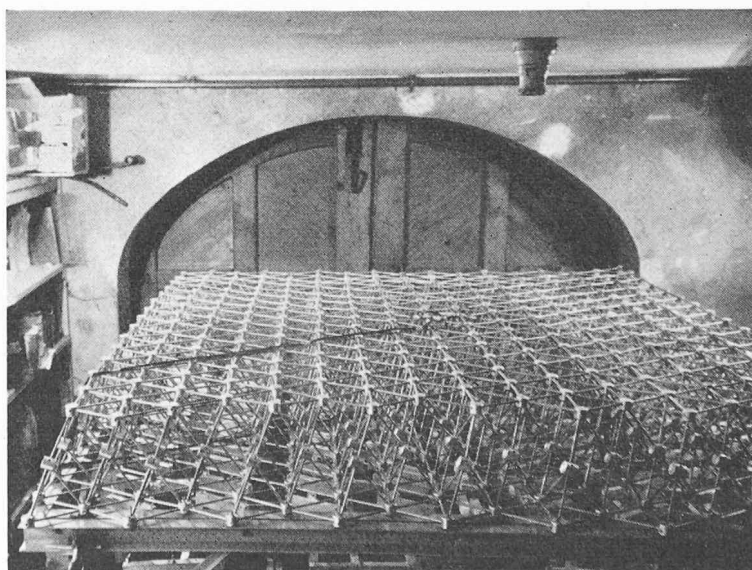


Fig. 21. — Maquette destinée à l'essai de charge : vue de dessus.

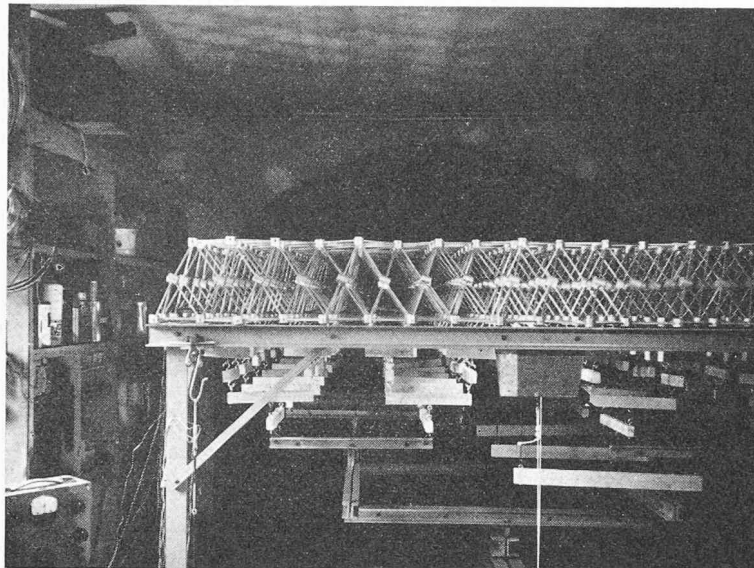


Fig. 22. — Maquette destinée à l'essai de charge :  
vue transversale.

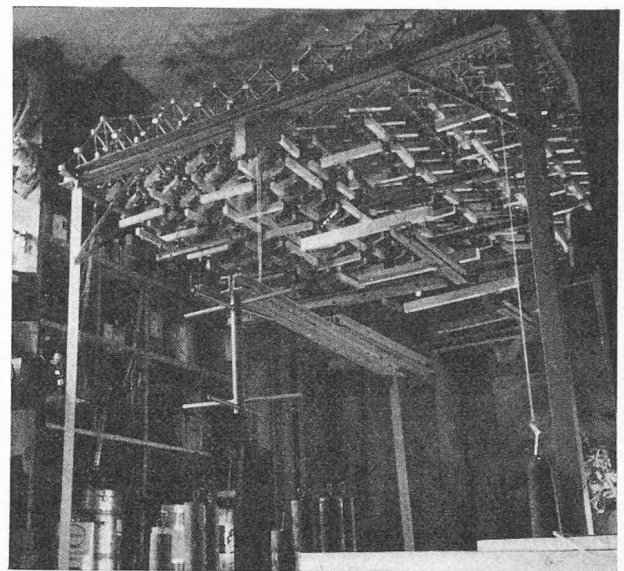


Fig. 23. — Maquette destinée à l'essai de charge :  
vue de dessous.

essai de charge sur maquette (fig. 21, 22, 23) et mesuré les contraintes dans les barres les plus sollicitées. Des essais ont montré une bonne concordance entre les valeurs calculées et celles obtenues par la théorie (fig. 24 et table 1) et ont pleinement confirmé l'hypothèse de l'épaisseur équivalente.

#### Description de la maquette

##### Données générales :

Type :	Treillis spatial dont la structure cisailée présente un plan nodal (chaque barre possède un point de contreventement mutuel)
Forme et genre d'appui :	Plaque carrée, avec appui à réaction normale le long du pourtour
Cas de charge :	Charge uniformément répartie sur toute la surface
Dimensions de la plaque :	180 × 180 × 18,8 cm
Matériau utilisé :	Tubes en alliage aluminium du type AlMgSi Ø ext. 5 mm, Ø int. 4 mm

##### Données géométriques :

	Structure cisailée	Faces
Longueur des barres (cm) .	11,5	11,5
Section (cm <sup>2</sup> ) . . . . .	0,07	0,07
Nombre des barres . . . . .	1740	1740
Nombre des nœuds . . . . .	290	580

La disposition des barres mesurées est montrée dans la figure 25.

TABLE I

#### Résultats d'essais de charge

Charge totale [Kg]	ε.10 <sup>-6</sup> pour la barre n°.....							
	Mesuré		Calculé		Mesuré		Calculé	
	1	2	1 et 2	3	4	5	6	3, 4, 5 et 6
83	50	45	50	28	28	25	23	29,2
164	102	95	99,5	58	59	55	55	57,5
248	155	145	150	90	90	85	85	87
329	207	198	201	120	120	115	117	116
405	255	240	246	145	145	145	142	142
458	287	280	277	160	158	160	167	160

#### Type de jauges :

Jauges à film : Type Kyowa KF-2-CI

Longueur active . . . . .	2 mm
Largeur . . . . .	5,5 mm
Résistance . . . . .	120 Ω
Facteur de jauge . . . . .	2

Afin d'éliminer les effets de flexion, il a été disposé deux jauges diamétralement opposées par barre.

#### Calcul des contraintes dans la maquette

Pour utiliser le schéma de calcul proposé dans le schéma de la page 14, il nous faut déterminer le coefficient de passage  $\psi$ , rapport de la contrainte normale dans la plaque homogène à la contrainte homologue dans la plaque sandwich. Or ce coefficient dépend de l'épaisseur  $s$  des faces du sandwich. Nous avons vu au § 8 comment déterminer cette épaisseur équivalente  $s$  (relation 20) à partir des données géométriques du treillis ; nous avons en effet

$$s = \frac{F\sqrt{3}}{a}$$

et avec  $a = 11,5$  cm

$$F = 0,07 \text{ cm}^2$$

$$s = 0,1055 \text{ mm}$$

$$\text{d'où } \psi = \frac{h}{6s} = 300$$

Le schéma de calcul nous donne les valeurs suivantes, sous l'effet d'une charge uniformément répartie de 1 kg/cm<sup>2</sup>.

Contrainte dans la plaque

homogène

$$\sigma_{\text{plaque}} = 26,5 \text{ kg/cm}^2$$

Contrainte dans la plaque

sandwich

$$\sigma_s = 7950 \text{ kg/cm}^2$$

Si l'on veut obtenir une contrainte unitaire dans la plaque sandwich il faudra appliquer une charge 7950

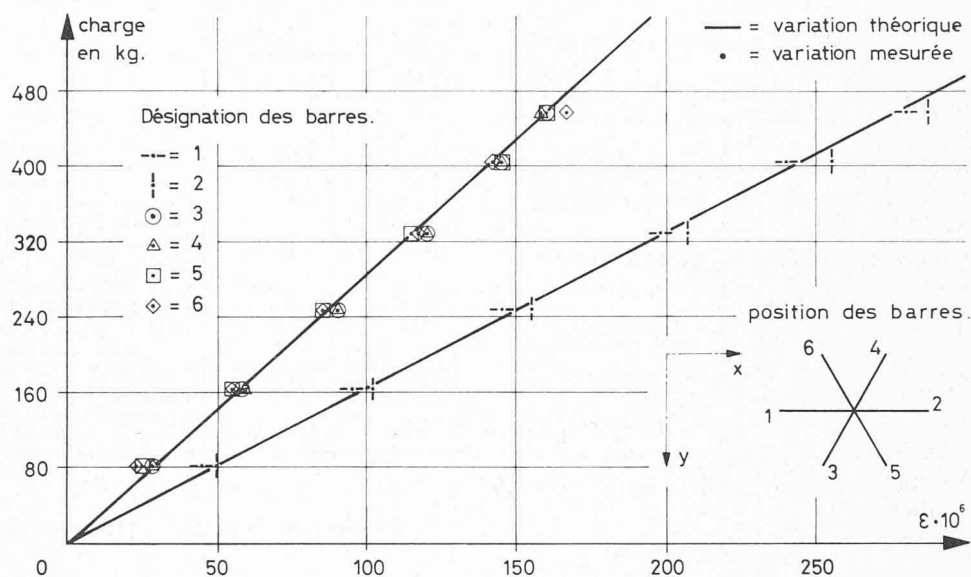


Fig. 24. — Variation des déformations en fonction de la charge ; barres 1, 2, 3, 4, 5, 6.

fois plus petite que la charge unitaire, soit, pour l'ensemble de la structure une charge totale de :

$$P = \frac{1,8^2 \cdot 10^4 \cdot 1}{0,795 \cdot 10^4} = 4,08 \text{ kg}$$

Sous l'effet de cette contrainte unitaire dans la plaque sandwich (et par conséquent dans les barres correspondantes du treillis) l'élongation spécifique correspondante vaudra, avec

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E}$$

$$\varepsilon = \frac{1}{7} \cdot 10^{-5}$$

Dès lors, pour obtenir une élongation spécifique de  $10^{-5}$  il faudra réaliser dans le sandwich une contrainte  $\sigma_s = 7 \text{ kg/cm}^2$ , autrement dit la charge totale appliquée à la plaque devra être

$$P_{\text{tot}} = 7 \cdot 4,08 = 28,56 \text{ kg}$$

## 12. Exemples numériques

### 12.1 Comparaison de poids entre une solution traditionnelle et un treillis spatial

Donnée du problème. — Soit à recouvrir une halle carrée de  $15 \times 15 \text{ m}$  dont la surcharge totale sera de  $300 \text{ kg/m}^2$ . Cette surcharge comprend le poids propre de la structure porteuse, de la couverture et de la neige. Matériau utilisé : acier 37. Contrainte admissible :  $\sigma_{\text{adm}} = 1,6 \text{ t/cm}^2$ .

1<sup>re</sup> solution. — Couverture traditionnelle (ferme et pannes).

	Fermes	Pannes
Système statique . .	poutre simple sur deux appuis	poutre continue ou poutre Gerber
Nombre . . .	4	8
Entre axe . .	5 m	2,14 m
Dimensions .	2 IAP 400 (fermes de rives) 2 IAP 500 (fermes centrales)	8 HEA 120
Poids unitaire	IAP 400 86,9 kg/m IAP 500 127 kg/m	HEA 120 19,6 kg/m
Poids total . .	6420 kg	2350 kg

Poids total de la charpente sans contreventement : 8770 kg soit

$$g = 39 \text{ kg/m}^2$$

2<sup>e</sup> solution. — Treillis spatial reposant librement sur les quatre bords.

Hauteur de la plaque :  $h = 1,53 \text{ m}$

Matériau utilisé : Ac 37

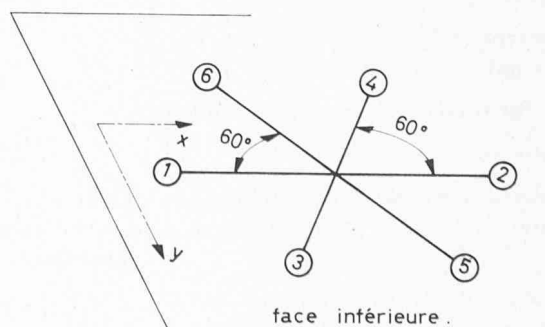


Fig. 25. — Disposition des barres mesurées.

Contrainte admissible en traction :  $\sigma_{adm} = 1,6 \text{ t/cm}^2$   
 Contrainte admissible en compression :  $\sigma_{adm} = 1,0 \text{ t/cm}^2$

Pour les tubes comprimés on a choisi un rapport  
 $t/D = 1/400$  où  $t$  représente l'épaisseur de parois  
 $D$  représente le diamètre du tube

On peut montrer en effet que le flambage général est déterminant jusqu'à un rapport  $t/D$  d'environ  $1/500$  dans le cas de l'Ac 37 [11, 12].

Pour les tubes à parois minces nous avons :

$$i = 0,353 D$$

$$\lambda = \frac{L}{D} \cdot 2\sqrt{2}$$

$$F = \pi D t = \frac{\pi D^2}{100}$$

$$\text{d'où } D = 5,64 \sqrt{F}$$

Les résultats du calcul nous donnent les valeurs suivantes :

	Structure cisaillée	Faces	
Nombre de barres	225	450	
Longueur une barre	187 cm	187 cm	
Section une barre	2,32 cm <sup>2</sup>	Zone comprimée	Zone tendue
		2,32 cm <sup>2</sup> et 4,03 cm <sup>2</sup>	1,45 cm <sup>2</sup> et 2,5 cm <sup>2</sup>
Diamètre	86 mm	86 mm et 113 mm	25 mm et 35 mm
Epaisseur parois	0,86 mm	0,86 mm et 1,13 mm	2 mm et 2,5 mm
Poids	765 kg	955 kg	615 kg

Poids total de l'ensemble de la structure (sans le poids des assemblages), 2335 kg soit :

$$g = 10,4 \text{ kg/m}^2$$

## 12.2 Exécution d'une couverture de portée moyenne

Données :

Surface couverte  $50 \times 50 \text{ m}$

Hauteur de la plaque  $h = 6 \text{ m}$

Charge totale  $g + p = 250 \text{ kg/m}^2$

Matériau utilisé Acier 37

Contrainte admissible en traction  $\sigma_{adm} = 1,6 \text{ t/cm}^2$   
 en compression  $\sigma_{adm} = 1,0 \text{ t/cm}^2$  (hypothèse)

Nombre de plans nœuds intermédiaires 1

Résultats du calcul :

	Structure cisaillée	Faces	
Nombre de barres	690	690	
Longueur une barre	4,15 m	5,0 m	
Section une barre	6,75 cm <sup>2</sup>	Zone comprimée	Zone tendue
		14,6 cm <sup>2</sup> et 25,4 cm <sup>2</sup>	9,15 cm <sup>2</sup> et 15,8 cm <sup>2</sup>
Diamètre	146 mm	D = 220 mm et D = 285 mm	D = 102 mm et D = 106 mm
Epaisseur parois	1,5 mm	2,1 mm et 3,0 mm	3,0 mm et 5,0 mm
Poids	15 200 kg	40 000 kg	

Poids total de l'ensemble de la structure : 55 200 kg,

soit  $g = 22 \text{ kg/m}^2$

## 12.3 Exécution d'une couverture de grande portée utilisant les mêmes barres que dans l'exécution précédente

Données :

Surface couverte  $100 \times 100 \text{ m}$

Hauteur de la plaque 12 m

Matériau utilisé Acier 37

Contrainte admissible en traction  $\sigma_{adm} = 1,6 \text{ t/cm}^2$   
 en compression  $\sigma_{adm} = 1,0 \text{ t/cm}^2$

Nombre de plans nœuds intermédiaires 3

Dans notre cas la charge admissible est alors la moitié de celle d'une portée de 50 m.

$$q = g + p = 125 \text{ kg/m}^2$$

Résultats du calcul :

	Structure cisaillée	Faces	
Nombre de barres	5520	2740	
Longueur une barre	4,15 m	5,0 m	
Section une barre	6,75 cm <sup>2</sup>	Zone comprimée	Zone tendue
		14,6 cm <sup>2</sup> et 25,4 cm <sup>2</sup>	9,15 cm <sup>2</sup> et 15,8 cm <sup>2</sup>
Diamètre	146 mm	D = 220 mm et D = 285 mm	D = 102 mm et D = 106 mm
Epaisseur parois	1,5 mm	2,1 mm et 3,0 mm	3,0 mm et 5,0 mm
Poids	121 600 kg	160 000 kg	

Poid total de l'ensemble : 282 000 kg, soit environ

$$g = 30 \text{ kg/m}^2$$



### 13. Conclusion

Il ressort de cette analyse que l'utilisation du sandwich pour les ouvrages de génie civil permettrait de doubler ou de tripler les portées maxima réalisées actuellement avec les solutions traditionnelles. Toutefois l'exécution de telles plaques est liée à la possibilité de réaliser une structure de cisaillement suffisamment légère, ce qui est obtenu grâce à un treillis spatial à contreventement mutuel des barres. Cette structure reste peu sensible à l'action de fortes charges concentrées au milieu de la portée, ce qui la rend tout particulièrement indiquée pour la réalisation de grandes halles industrielles dans lesquelles on prévoit des ponts roulants de fort tonnage. Enfin, en choisissant judicieusement le nombre de plans nodaux, il est possible d'utiliser les mêmes barres pour couvrir des portées différentes. (De plus, cette structure est susceptible de rendre également de grands services en construction astronautique où l'utilisation du sandwich est souhaitable mais se heurte au problème de l'évaporation des constituants des colles lors du séjour de ces structures dans le vide.) Terminons en mentionnant les perspectives étonnantes qui s'ouvrent à ce type de structure par l'utilisation de matériaux nouveaux tels que les résines armées de fibres de verre dont la longueur limite  $\sigma/\gamma$  est d'environ dix fois supérieure à celle des meilleurs aciers actuels.

## BIBLIOGRAPHIE

**Construction industrielle, exemples internationaux**, par W. Henn, Doct.-Ing., professeur de construction industrielle à l'Ecole supérieure technique de Braunschweig. Traduit de l'allemand par A. Walbaum et P. F. Walbaum, architecte. Dunod, Paris, 1967. — Un volume 21×30 cm, 372 pages, avec 920 figures et photos.

La fonction et la technique d'une future usine sont les bases mêmes du parti à adopter pour son élaboration ; c'est à travers leur définition que promoteur et architecte arrivent le plus rapidement à définir une échelle des valeurs et à s'entendre sur l'unité fonction-construction-forme.

Les cent quarante-deux réalisations présentées dans ce livre intéressent toutes les branches de l'industrie et donnent une vue synoptique des programmes industriels les plus variés destinés tant à la fabrication qu'au stockage et à la vente des produits les plus divers.

Les lecteurs apprécieront l'illustration photographique abondante qui permet de dégager du premier coup d'œil les caractéristiques architectoniques et fonctionnelles de chaque ensemble, la légende des plans et le texte qui donnent le mode et le sens de la production, le « parti » adopté, le principe de la construction et certains détails caractéristiques.

Cet ouvrage illustre, à partir d'une adaptation rationnelle de la forme à la fonction, la grande diversité des solutions architectoniques mises, pour chaque programme, à la disposition des constructeurs.

Il sera utile aux promoteurs, architectes, ingénieurs et industriels envisageant la construction ou l'aménagement d'usines.

#### Table des matières :

Industrie alimentaire. — Industrie des boissons et des produits de consommation d'agrément. — Industrie textile. — Industrie sidérurgique et métallurgique. — Industrie mécanique. — Industrie des véhicules. — Industries optique et mécanique de précision. — Industrie électrique. — Industries du bois et du papier. — Industrie polygraphique. — Industrie des céramiques et matériaux de construction.

### 14. Bibliographie

- [1] STÜSSI, F. : *Tragwerke aus Aluminium*. Springer Verlag, 1955.
- [2] HERTEL : *Leichtbau*. Springer Verlag, 1960.
- [3] NOTON : Sandwich-Bauweise. *Aluminium*, H. 10, Okt. 1958.
- [4] PFLUG : Remarques sur l'utilisation du sandwich dans le bâtiment. *Marché suisse des Machines*, n° 11, 1967.
- [5] LEDERER : Gitterschalen aus Stahlrohren. *Shell research*. North-Holland Publishing Company, Amsterdam, 1961.
- [6] GRADOWCZYK : The theory of metallic prismatic shells. *Hanging roofs*. North Holland Publishing Company, Amsterdam, 1963.
- [7] P. BUENO & J. CALAVERA : Flat roofs made of tubular structures. *Space Structure*, Chap. 51, Blackwell, 1967.
- [8] FAVRE : *Cours de mécanique III*. Chapitres choisis. Dunod et Lehmann, 1949.
- [9] TIMOSHENKO : *Theory of plates and shells*. Mac Graw Hill, 1940.
- [10] ROARK : *Formules for stress and strain*. Mac Graw Hill, 1965.
- [11] SCHAPITZ : *Festigkeitslehre für den Leichtbau*. VDI Verlag, 1963.
- [12] VALLAT : *Résistance des matériaux appliquée à l'aviation*. Librairie polytechnique Béranger, 1950.

— Industrie du caoutchouc. — Industrie chimique. — Industrie pharmaceutique. — Laboratoires et centres de recherches industriels. — Installations de stockage. — Bâtiments industriels locatifs. — Chaufferies et centrales industrielles. — Classement par architectes. — Classement par pays.

**Métallurgie. — Tome I : Alliages métalliques**, par C. Chaussin, professeur agrégé à l'Ecole nationale supérieure d'Arts et Métiers et G. Hilly, professeur à l'Ecole nationale supérieure d'Arts et Métiers. 7<sup>e</sup> édition. Paris, Dunod, 1967. — Un volume 15×24 au, xv + 308 pages, 240 figures. Prix : broché, 19 F.

Ce premier tome de l'ouvrage classique ci-dessus comprend treize chapitres :

1. Diagrammes d'équilibre des alliages. — 2. Méthodes de détermination des diagrammes. — 3. Micrographie et macrographie. — 4. Etat métallique. — 5. Alliages fer-carbone. — 6. Traitements thermiques des aciers. — 7. Aciers alliés. — 8. Durcissement par revenu. — 9. Traitements superficiels des aciers. — 10. Lutte contre la corrosion. — 11. Métaux et alliages non ferreux. — 12. Tableau des procédés de contrôle des pièces métalliques. — 13. Applications des rayons X. — Manipulations de métallurgie.

**L'Analyse de la valeur et ses nouvelles applications industrielles**, par Claude Jouineau, ancien élève de l'Ecole polytechnique, ingénieur-conseil. Paris 1<sup>er</sup> (4, rue Cambon), Entreprise moderne d'édition. — Un volume 16×24 cm, 281 pages, 14 figures. Prix : relié, 47,50 F.

On ne saurait trop souligner l'importance de cet ouvrage. Le progrès industriel est aujourd'hui lié au développement de l'Analyse de la valeur comme il a été lié à l'organisation scientifique du travail.

L'Analyse de la valeur est née d'une constatation : le niveau atteint en matière de productivité demande, pour être dépassé, des investissements de plus en plus importants et parfois disproportionnés.

Les ingénieurs américains et européens ont donc été conduits, et obligés par la compétition économique, à porter ailleurs leurs recherches. Ce sont les processus