Zeitschrift: Bulletin technique de la Suisse romande
Band: 52 (1926)
Heft: 4

Artikel: Note sur le calcul des brides des tuyaux en tôle
Autor: Dubois, L.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-40262

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: 15.07.2025

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

RAPPORT 3 DU COMITÉ TECHNIQUE
AYANT EFFECTUÉ LE VOYAGE D'EXPLORATION EN 1924.

Bingen, le 2 septembre 1924.

Secteur Coblence-Bingen.

La profondeur projetée pour le secteur compris entre Coblence et Saint-Goar qui est de 2 m. 50 au-dessous de l'E. E. 1923, est réalisée partout, dans ce secteur, sur une largeur de 150 m. Le Comité a pris connaissance avec satisfaction de ce fait que des travaux d'agrandissement de l'aire de stationnement, près de Salzig, ont été entrepris.

Le secteur entre Saint-Goar et Assmannshausen a, sur une profondeur projetée de 2 m. au-dessous de l'étiage équivalent 1923, une largeur de 90 m. et dans les courbes de petit rayon, entre Saint-Goar et Oberwesel, une largeur de 120 m.

Des plans de sondages présentés, il résulte que cette profondeur est réalisée partout.

Le Comité a constaté avec satisfaction que l'augmentation du nombre des postes d'avertisseurs sur ce secteur a considérablement augmenté la sécurité de la navigation.

Le Comité a pris connaissance avec intérêt des divers projets pour l'amélioration du secteur du fleuve entre Bingen et Assmannshausen et des travaux déjà commencés pour la régularisation du deuxième chenal. Il exprime le vif désir que l'on poursuive le but de l'amélioration des conditions de la navigation, entre Bingen et Assmannshausen.

Le Comité partage entièrement l'opinion de l'administration compétente que ces travaux sont d'une nature délicate et qu'ils doivent être poursuivis pas à pas avec la plus grande circonspection.

Signé : HŒBEL (Président), HEROLD, LANGEN, SPIESS, DENIL, ANTOINE, MITCHELL, PALLUCCHINI, KÖNIG, STRICKLER, de l'ESPINASSE (Secrétaire).

Note sur le calcul des brides des tuyaux en tôle

par L. DU BOIS, ingénieur.

(Suite et fin.) [1]

Calcul des brides libres d'après M. R. Wiederkehr.

Dans le numéro du 5 août 1924 de la revue « Technik und Betrieb », M. *R. Wiederkehr* a fait une étude très complète du calcul des brides libres.

Sa théorie est beaucoup plus générale que celle que nous venons d'exposer et les formules qu'il a établies s'appliquent au cas général d'un anneau d'épaisseur constante mais dont la proportion du diamètre extérieur au diamètre intérieur peut varier dans toutes les limites possibles. Nous donnons ci-dessous l'expression de la fatigue maximum au diamètre intérieur de la bride. Les notations admises sont celles du croquis de la fig. 7. La valeur de la force P est la même que celle que nous avons admise :

$$\sigma_{max.} = \frac{3P}{4 \,.\, \pi \,.\, h^2} \left[(1-\nu) ln \frac{a^2}{b^2} + (1+\nu) \frac{a^2-b^2}{R^2} \right] \frac{2}{1-\frac{r^2}{R^2}}$$

ν est une constante qui dépend de la matière.

$\nu = 0{,}3$ pour le fer et 0,2 pour la fonte.

[1] Voir *Bulletin technique* du 30 janvier 1926, page 26.

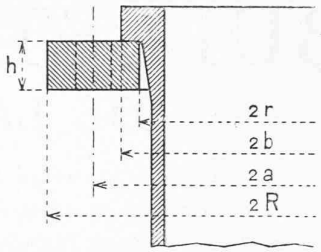


Fig. 7.

Comme on le voit l'expression de la fatigue maximum est assez compliquée, et d'un usage quelque peu malaisé. Pour en faciliter l'emploi, M. Wiederkehr fait remarquer ce qui suit : cette formule peut être ramenée à une expression de la forme :

$$\sigma_{max.} = \varphi \cdot \frac{P}{h^2}$$

et il a établi des graphiques pour la valeur du paramètre φ en fonction des valeurs a, b, r, et R.

En ce qui concerne l'exactitude des résultats que l'on pourra atteindre avec cette formule, nous remarquons tout d'abord que l'on a négligé l'influence des trous des boulons. Or nous avons vu par l'exemple des brides de Fully que les trous des boulons affaiblissent la section dans la proportion de plus de ½.

Un second point que M. Wiederkehr mentionne, et qui nous paraît très discutable, est le suivant :

L'expression de la fatigue maximum dans un disque plein, qui se produit au milieu, est la même que celle indiquée ci-dessus mais sans le dernier facteur $\frac{2}{1-\frac{r^2}{R^2}}$

Il s'ensuit que, si, au lieu d'un disque plein, nous considérons un anneau, la fatigue maximum au bord intérieur de l'anneau par rapport à celle du disque au milieu, est augmentée dans le rapport $\frac{2}{1-\frac{r^2}{R^2}}$.

Comme cas-limite, on peut envisager un anneau dont le diamètre intérieur est très petit (c'est-à-dire un disque avec un petit trou rond au milieu). Dans ce cas, r est voisin de zéro et la fatigue dans l'anneau, à l'intérieur, *est le double de celle du disque plein, au centre.* En d'autres termes, considérons un bouclier placé à l'extrémité inférieure d'une conduite. Il existe au centre de ce bouclier une fatigue maximum d'une valeur déterminée. Perçons au centre du bouclier un trou, si petit soit-il, admettons 1 mm. de diamètre. Immédiatement la valeur de la fatigue, au bord de ce petit trou, sautera au double de ce qu'elle était dans le disque plein au même point !

C'est là un résultat tout à fait paradoxal et difficilement admissible !

Voyons maintenant ce que donne la formule Wiederkehr pour les deux brides de Fully que nous avons examinées plus haut.

Remarquons tout d'abord que, comme point d'application de la force P, M. Wiederkehr admet le bord extérieur de la collerette d'extrémité du tuyau. Si nous appliquons cette règle, les résultats que nous avons obtenus dans nos calculs de la bride, type 165 atm, seraient à diminuer dans le rapport $\frac{40,5}{47}$ et pour la bride type 38,5 atm. dans le rapport $\frac{26,5}{35}$, ce qui nous donne les chiffres suivants :

Point	En section pleine	A la section des trous	Genre de fatigue
	Bride type 165 atm.		
A	1290	2780	Traction
B	850	1600	»
A_1	1150	1660	Compression
B_1	875	2180	»
	Bride type 38,5 atm.		
A	790	1460	Traction
B	580	1070	»
A_1	713	1320	Compression
B_1	617	1140	»

Avec la formule Wiederkehr nous avons pour la bride type 165 atm.

$$\frac{b}{a} = \frac{32,2}{36,25} = 0,887 \quad \text{et} \quad \frac{r}{a} = \frac{30,5}{36,25} = 0,842.$$

Pour ces deux rapports, le graphique donne une valeur approximative de $\varphi = 0,78$; on obtient alors :

$$\sigma = \varphi \cdot \frac{P}{h^2} = 0,78 \cdot \frac{380\,000}{11^2} = 2450 \text{ kg/cm}^2.$$

Pour la bride type 38,5 atm., nous avons

$$\frac{b}{a} = \frac{34,6}{37,25} = 0,93 \quad \text{et} \quad \frac{r}{a} = \frac{33}{37,25} = 0,886$$

le graphique donne $\varphi = 0,72$ et l'on obtient :

$$\sigma = 0,72 \cdot \frac{124\,000}{7,5^2} = 1580 \text{ kg./cm}^2$$

Ces valeurs diffèrent peu des chiffres du tableau ci-dessus pour le point A soit : 2780 et 1460 kg/cm².

Cette concordance est assez curieuse étant données les deux remarques que nous avons faites plus haut.

Le fait de la tension dans un disque avec petit trou au milieu, qui serait le double de la tension au centre d'un disque plein, semblerait indiquer que l'on devrait arriver avec la formule Wiederkehr à des valeurs doubles de celles obtenues au moyen de nos formules. Mais d'autre part, en négligeant l'affaiblissement de la section par les trous des boulons qui dans notre cas diminuent la section de la bride dans le rapport d'environ $\frac{1}{2}$, on ramènerait la valeur des fatigues à des chiffres voisins de ceux que nous avons obtenus. C'est peut-être là qu'est l'explication d'une concordance qui, logiquement, ne devrait pas exister.

Il ne nous est guère possible de nous rendre compte exactement de la chose, car M. Wiederkehr, pour établir ses formules, part d'une série d'équations toutes faites qu'il emprunte à différents ouvrages que nous n'avons pas sous les yeux. Cette concordance est probablement fortuite et ne se reproduirait pas, ou du moins pas si bien, avec des brides de dimensions différentes.

Brides-cornières.

Dans les brides-cornières du type représenté par la fig. 2, l'incertitude en ce qui concerne la valeur du bras de levier a n'existe plus. La section dangereuse est la section MN (fig. 8) ; l'aile de la cornière tend à se déformer comme une poutre encastrée ; mais, par le fait qu'il s'agit d'un anneau, la déformation créera dans la

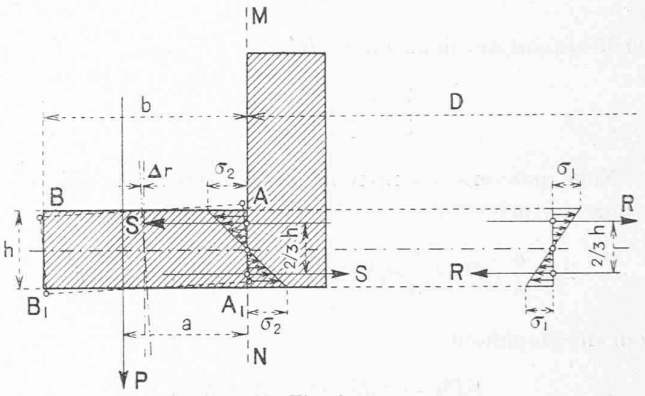


Fig. 8.

section A, B, A_1, B_1 en plus des efforts de flexion dans la section d'encastrement des efforts de traction et de compression dans le sens circonférenciel de la bride.

Nous admettrons, comme dans le cas précédent, que la section rectangulaire reste rectangulaire après déviation d'un petit angle. Nous admettrons en plus que les déplacements radiaux aux points A, B, A_1 et B_1 sont égaux entre eux et égaux à Δr le déplacement de la fibre moyenne à la surface extérieure de la bride. Nous admettrons en outre que le diamètre D à la section d'encastrement, ne change pas.

Le moment fléchissant $P.a$ créera donc dans la bride les tensions intérieures suivantes :

1° des tractions et compressions à la section d'encastrement qui peuvent se ramener à 2 forces parallèles et de sens contraire S distantes de $\frac{2}{3}\,h$.

2° des tractions et compressions dans le sens circonférenciel de la bride qui peuvent se ramener à 2 forces parallèles R également distantes de $\frac{2}{3}\,h$.

Nous poserons tout d'abord l'équation des travaux virtuels en exprimant tous les déplacements en fonction de Δr.

Le déplacement de P sera de :

$$2\Delta r \frac{a}{h}.$$

Le déplacement de S sera de $\frac{2}{3}\Delta r$ et la force S aura pour expression :

$$S = \frac{\sigma_2}{4} h \,.\, \pi D$$

σ_2 étant la fatigue dans la fibre extérieure. Le travail des deux forces S aura alors pour expression :

$$\frac{1}{3}\sigma_2 h \,.\, \pi D \Delta r.$$

Le déplacement de la force R sera de $\frac{4}{3}\pi \,.\, \Delta r$. La force R s'exprime comme suit :

$$R = \frac{\sigma_1}{4} h \,.\, b$$

et le travail des deux forces R:

$$\frac{2}{3} \cdot \pi \,.\, \sigma_1 h b \Delta r.$$

Nous pouvons maintenant poser l'équation des travaux virtuels :

$$2\Delta r \frac{a}{h} \cdot P = \frac{1}{3}\sigma_2 h \pi \,.\, D \,.\, \Delta r + \frac{2}{3}\pi \,.\, \sigma_1 h b \Delta r$$

ou en simplifiant :

$$6Pa = \sigma_2 h^2 \pi D + 2\pi \sigma_1 h^2 b.$$

Nous avons deux inconnues σ_1 et σ_2.

Pour en éliminer une, nous allons exprimer le déplacement Δr d'une part en fonction de σ_2 et d'autre part en fonction de σ_1 et nous égalerons ces deux valeurs :

L'allongement circonférenciel au point d'application de P, c'est-à-dire au diamètre $D + 2a$ et à la fibre extérieure, pourra s'exprimer comme suit :

$$2\Delta r \pi = \frac{\sigma_1 \pi (D + 2a)}{E}$$

d'où

$$\Delta r = \frac{\sigma_1 (D + 2a)}{2E}$$

D'autre part, en considérant l'aile de la cornière comme poutre encastrée, la flèche au point d'application de P aura pour expression :

$$2\Delta r \frac{a}{h} = \frac{2}{3}\frac{\sigma_2}{E}\frac{a_2}{h}$$

d'où

$$\Delta r = \frac{1}{3}\sigma_2 \frac{a}{E}.$$

En égalant ces deux valeurs de Δr nous obtenons :

$$\frac{\sigma_1 (D + 2a)}{2E} = \frac{1}{3}\sigma_2 \frac{a}{E}$$

d'où

$$\sigma_2 = \frac{3}{2}\sigma_1 \frac{(D + 2a)}{a}$$

ou bien

(3) $$\sigma_1 = \frac{2}{3}\sigma_2 \cdot \frac{a}{D + 2a}.$$

En remplaçant σ_1 par sa valeur dans l'équation des travaux virtuels, nous avons :

$$6Pa = \sigma_2 h^2 \pi D + 2\pi h^2 b \sigma^2 \frac{2}{3}\frac{a}{D + 2a}$$

d'où nous tirons la valeur de σ_2

(4) $$\sigma_2 = \frac{6Pa}{h^2 \pi \left(D + \frac{4}{3}\frac{ba}{D + 2a}\right)}$$

Si nous considérons l'aile de la cornière comme une simple poutre encastrée, sans tenir compte du raidissement réalisé par les efforts qui s'opposent à la déformation de l'anneau, nous obtenons pour σ_2 la valeur suivante :

(5) $$\sigma^2 = \frac{6P \,.\, a}{\pi \,.\, D \,.\, h^2}$$

Le terme $\frac{4}{3}\frac{ba}{D + 2a}$ qui vient s'ajouter à D au dénominateur, dans la formule (4) diminuera la valeur de σ_2 comme cela était à prévoir, mais dans une faible mesure.

Nous allons le constater par deux exemples numériques :

Comme premier exemple, nous donnons la bride fig. 9 qui est en acier coulé, la pression intérieure est de 50 atmosphères ; le diamètre au joint est de 878 mm. et la section de 2624 cm², ce qui donne

$$P = 2624 \,.\, 50 = 131\,200 \text{ kg.}$$

Nous obtenons alors pour les fatigues σ_2 et σ_1 les valeurs suivantes :

Section d'encastrement :

$$\sigma_2 = \frac{6 \,.\, 131\,200 \,.\, 4{,}3}{4{,}4^2 \,.\, 3{,}14 \left(62{,}4 + \frac{4}{3}\frac{8{,}6 \,.\, 4{,}3}{62{,}4 + 8{,}6}\right)} =$$

$$= \frac{3\,380\,000}{60{,}6\,(62{,}4 + 0{,}70)} = 885 \text{ kg./cm}^2$$

et dans le sens circonférenciel :

$$\sigma_1 = \frac{2}{3}\sigma^2 \frac{a}{D + 2a} = \frac{2}{3} \cdot 885 \cdot \frac{4{,}3}{62{,}4 + 8{,}6} = 36 \text{ kg./cm}^2.$$

On constate que l'effet de raidissement réalisé par la déformation de la bride est très faible et que l'on pourra se contenter d'appliquer la formule simplifiée (5) qui donnera :

$$\sigma^2 = \frac{6 \,.\, 131\,200 \,.\, 4{,}3}{4{,}4^2 \,.\, 3{,}14 \,.\, 62{,}4} = 890 \text{ kg./cm}^2.$$

Comme second exemple de bride-cornière nous avons celui de la fig. 10 ; la pression intérieure est de 14,5 atm. ; le diamètre au joint de 548 mm. ce qui donne une section de 2358 cm² et une force $P = 34\,200$ kg.

Voici les fatigues auxquelles on arrive :

$$\sigma_2 = 1910 \text{ kg./cm}^2$$
$$\sigma_1 = \quad 58 \quad »$$

et en employant la formule approchée (5)

$$\sigma_2 = 1920 \text{ kgs.}$$

On voit donc ici encore, que la formule approchée (5) donne des résultats suffisamment exacts.

Pour établir les formules donnant les valeurs de σ_2 et σ_1, nous avons admis que les déplacements dans le

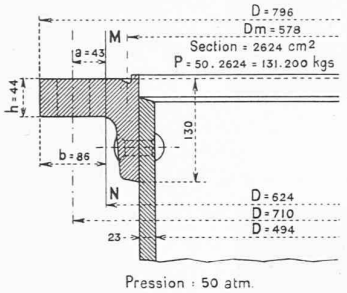


Fig. 9.

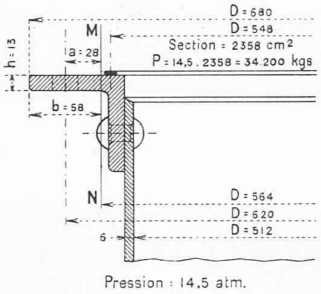


Fig. 10.

sens radial étaient les mêmes aux quatre angles de la section et nous avons négligé l'influence des trous des boulons. Par les deux exemples numériques qui précèdent, on peut voir le peu d'influence du raidissement produit par la déformation de l'anneau, aussi il n'y aurait aucun intérêt à vouloir encore tenir compte des deux facteurs ci-dessus qui ne changeraient presque rien aux résultats obtenus.

Surtensions dans les boulons provoquées par la déformation des brides.

Par suite de la déformation des brides, les écrous et les têtes des boulons ne portent plus dans l'axe des boulons ; le point d'application de la force P est excentré d'une certaine quantité e (fig. 11) dont la grandeur exacte est impossible à déterminer. La tige du boulon supporte alors, en plus des efforts de traction produits par P des efforts de flexion provoqués par le moment fléchissant $q \,.\, e$; q est l'effort de traction normal par boulon soit $q = \frac{P}{n}$ si n est le nombre de boulons. On aura alors :

$$qe = \frac{1}{10} \cdot d^3 \sigma_f$$

et pour une excentricité de 1 cm. par exemple :

$$\sigma_f = \frac{10 \,.\, q}{d^3} \,.$$

Dans le cas des brides de la conduite de Fully (type 165 atm.) nous aurons :

$$q = \frac{P}{n} = \frac{380\,000}{14} = 27\,100 \text{ kgs par boulon.}$$

Le diamètre des boulons est de 59 mm. ; alors

$$\sigma_f = \frac{10 \,.\, 27\,100}{5{,}9^2} = 1320 \text{ kg./cm}^2.$$

Comme on a dans les boulons des fatigues normales de traction de 1000 kg./cm², cela signifierait qu'avec une excentricité de 1 cm. du point d'application de la force de traction, le chiffre maximum de la fatigue serait porté à 1000 + 1320 soit 2320 kg./cm² dans la fibre des boulons tournée vers l'intérieur du tuyau. On voit par là l'importance très grande que peuvent avoir ces surtensions.

Il est facile d'en fixer la limite supérieure. Celle-ci sera atteinte lorsque la tige du boulon se sera suffisamment courbée pour que l'écrou et la tête plaquent exactement sur les brides déformées.

Il est inutile que nous donnions encore le développement de ce calcul : qu'il nous suffise de dire qu'on arrive au résultat suivant exprimé en fonction du σ moyen calculé par la formule (1) (fatigue moyenne en section pleine de la bride)

$$\sigma_{f(max.)} = \sigma \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{d(D+b)}{h \,.\, l} \qquad (6)$$

(l = longueur de serrage du boulon.)

Pour le cas de la bride de Fully (type 165 atm.) nous obtenons :

$$\sigma_{f\,(max.)} = \sigma \cdot \frac{3}{2} \cdot \frac{5{,}9(61 + 12{,}5)}{11 \,.\, 25} = 2{,}36 \,.\, \sigma \,.$$

Comme nous avions trouvé $\sigma = 1180$ cela nous donnerait :

$$\sigma_{f\,(max.)} = 1180 \,.\, 2{,}36 = 2800 \text{ kgs.}$$

On en conclut que, pour le cas de la bride de Fully (type 165 atm.) les surtensions produites par l'excentricité du point d'application de l'effort de traction pourraient varier de 0 à 2800 kg./cm².

Pour éviter cette excentricité et les surtensions qui en découlent, la solution radicale serait d'employer partout sous les écrous et les têtes, des paires de rondelles avec surfaces d'appui en forme de calotte sphérique, comme on l'a fait à Fully aux endroits où il y a des joints biais réglables.

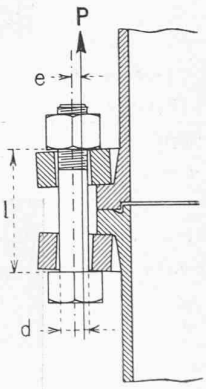


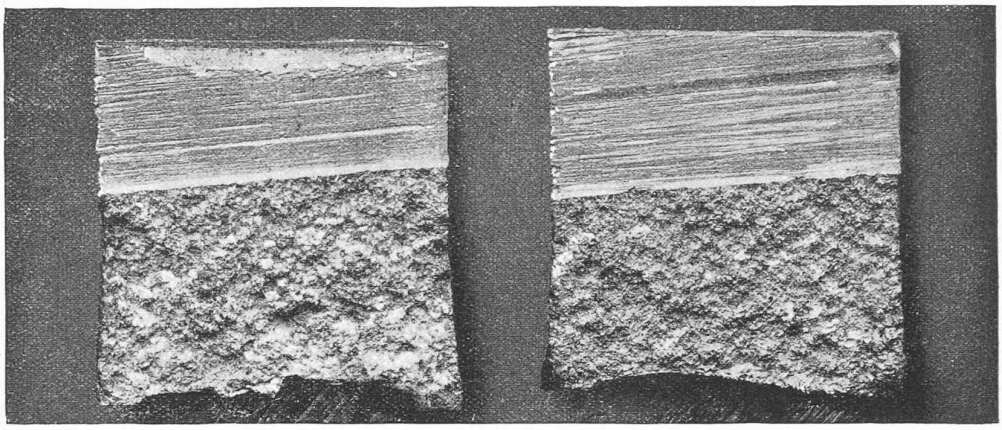
Fig. 11.

Des quelques exemples numériques que nous avons étudiés, il semble donc ressortir que les fatigues réelles dans les brides et boulons sont en général très élevées, beaucoup plus élevées qu'on ne se l'imagine.

Comme il s'agit de charges constantes et agissant toujours dans le même sens, si la qualité du métal est bonne, et qu'on ne dépasse pas la limite de déformation permanente, cela n'a pas d'inconvénient.

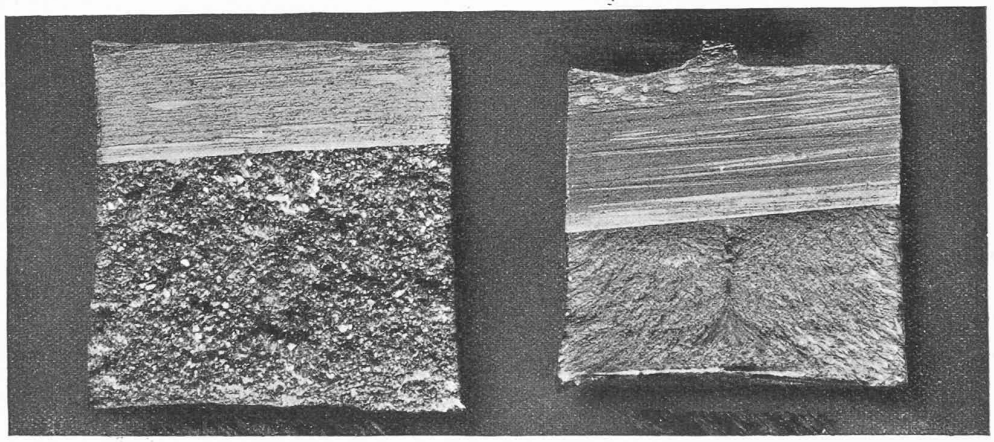
A ce propos, on nous permettra de rappeler que, bien des travaux, exécutés pendant les années de guerre avec du matériel de fortune, ont montré que les taux de travail pouvaient sans inconvénient être très élevés dans bien des cas.

LES ALLIAGES ALUMINIUM-SILICIUM



Alliage : Aluminium 88 %
Zinc 10 %
Cuivre 2 %

Alliage : Aluminium 92 %
Cuivre 8 %



Alliage : Aluminium 86-89 %
Silicium 11-14 %
non *bonifié*.

Le même alliage *bonifié*
Silumin ou Alpax.

Fig. 1. — Cassures comparées de 4 alliages d'aluminium.

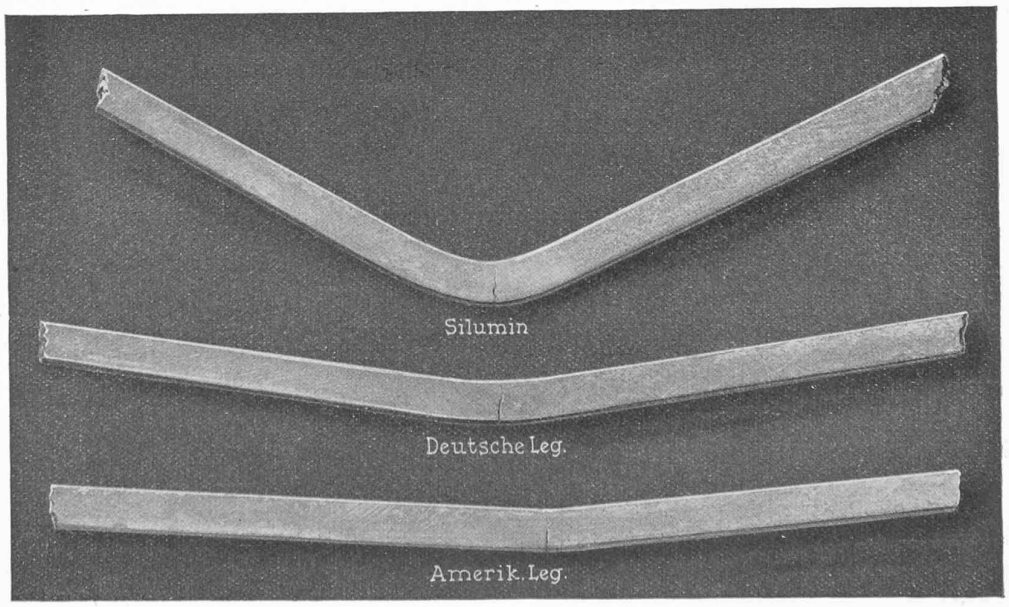


Fig. 2. — Résultats d'épreuves à la flexion exécutées dans des conditions identiques.

Légende : Deutsche Leg. = Alliage *Al* 88 %; *Zn* 10 %; *Cu* 2 %
Amerik. Leg. = » *Al* 92 %; *Cu* 8 %.

Nous ne citerons comme exemple que le cas de 3 réservoirs cylindriques en tôle d'acier pour l'air comprimé, de 0,60 m. de diamètre intérieur, qui ont travaillé pendant plusieurs années à un taux de fatigue de 2500 kg./cm² et qui avaient été essayés avec une surpression de 20 % environ sans accuser de déformation permanente. Par mesure de précaution, on les avait installés dans une fosse, précaution qui a été inutile puisqu'ils se sont très bien comportés. Dans les cas de charges très variables par contre et surtout lorsqu'il y a des soudures dont on n'est pas sûr, il sera toujours prudent d'admettre un coefficient de sécurité plus élevé.

Les alliages aluminium-silicium.

Comme complément à la note sur le *Silumin*, parue à la page 261 du *Bulletin technique* de 1922, nous empruntons à une publication de la « Metallbank und Metallurgische Ges. A. G. », à Francfort, quelques données comparatives qui caractérisent ce merveilleux métal léger, de fonderie.

Les deux termes de comparaison sont : l'un, l'alliage à 88 % d'aluminium, 12 % de zinc et 2 % de cuivre, usuel en Allemagne et que nous désignerons par la lettre *Z* ; l'autre, l'alliage à 92 % d'aluminium et 8 % de cuivre, usuel en Amérique et que nous désignerons par la lettre *C*.

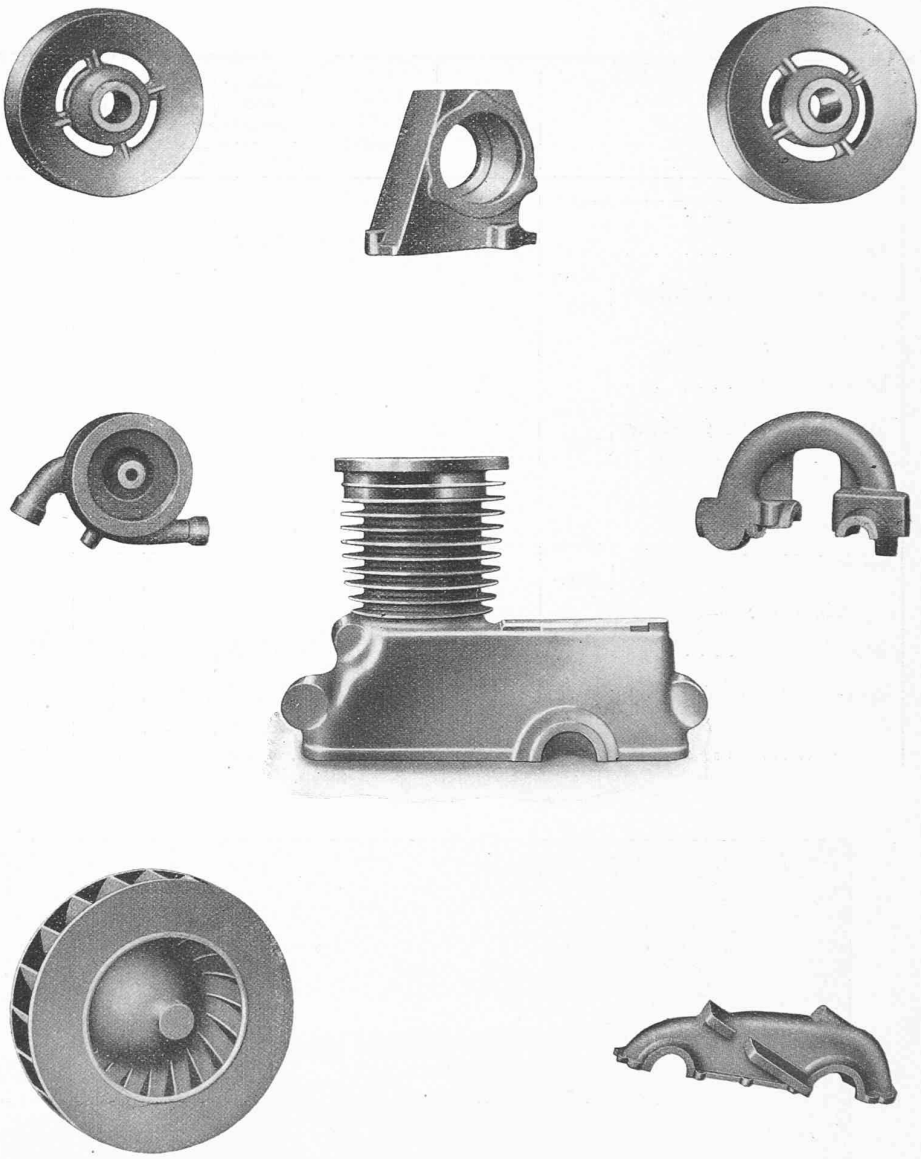


Fig. 3. — Objets moulés en *Silumin*.

TABLEAU II

Désignation de l'alliage	Composition approx.	Résist. à la traction *kg/mm²*	Allongement (sur 5 cm.) %	Limite apparente d'élasticité *kg/mm²*	Dureté Brinell
Pour moulage en sable.					
43	5 % *Si*	12-15	3-7	4,9	40
45	10 % *Si*	13-16	1-3	6,4	50
Pour moulage en coquille.					
108	4,5 % *Cu* 5,5 % *Si*	15-21	1-5	—	65-80
125	5 % *Si* 1 % *Fe* 2 % *Sn*	12-16	4-8	—	40-45
Pour moulage en coquille, sous pression. [1]					
Alumac 83	3 % *Si* 2 % *Cu*	18-20	3-6	—	55-65
Alumac 85	5 % *Si* 4 % *Cu*	20-21	3-4	—	60-70

[1] *Die Casting*, en anglais ; *Spritzguss*, en allemand.

Les propriétés physiques sont décrites au tableau I page 44 et la finesse de la structure du *silumin* comparativement à celle des deux alliages similaires est bien mise en évidence par la figure 1 tandis que sur la figure 2 les trois alliages sont comparés au point de vue de la flexibilité. Enfin les figures 3 et 4 représentent divers objets confectionnés au moyen de cet alliage qui se prête à l'exécution de moulages irréprochables sous l'épaisseur de 3 mm. seulement lorsque la coulée est faite en sable vert et de 1,5 mm. lorsqu'elle est faite en sable étuvé.

Rappelons que l'*alpax* ou *silumin* est un alliage aluminium-silicium renfermant de 11 à 14 % de silicium et « bonifié » par un traitement thermique inventé par le *Dr Pacz*.

Nous résumons au tableau II les caractéristiques d'autres alliages à base d'aluminium et de silicium, fabriqués par l'*Aluminium Co. of America* et doués de propriétés qui les rendent particulièrement propres à tel ou tel genre de moulage.