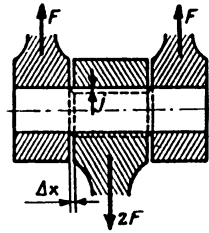
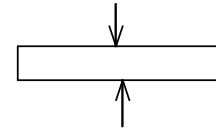
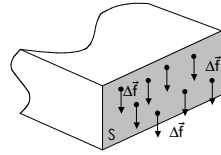
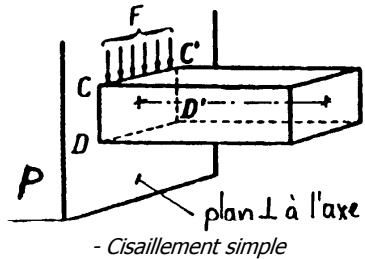


4. CISAILLEMENT

Une poutre est sollicitée au cisaillement si les forces **F** normales aux fibres longitudinales agissent dans un plan perpendiculaire à l'axe de la poutre.



En général, les forces **F** ne sont pas toujours exactement dans le même plan. A l'exception des cas limites (cisaille, poinçon), le cisaillement simple est toujours combiné à une autre sollicitation, par exemple la flexion dans le cisaillement des rivets de tôles assemblées ou la pression de contact dans le cisaillement de clavettes d'arbre.

4.1. Essais de cisaillement

Hypothèses sur le solide.

Il est constitué par un matériau homogène isotrope. Sa forme est celle d'une poutre dont l'axe peut ne pas être rectiligne.

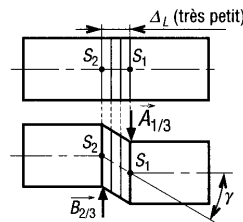
Sa section droite peut être de forme quelconque. Il peut présenter des variations de section. Nous considérons le cas particulier d'une section droite rectangulaire. Son état de surface peut ne pas être parfait.

Hypothèses sur les forces extérieures

Le solide est encastré solidement dans une pièce **P** limitée par un plan perpendiculaire à l'axe du solide. La section CDC'D' du solide au droit de ce plan est la section d'encastrement.

Le solide est soumis à une force **F**, uniformément répartie, agissant dans le plan de la section droite d'encastrement.

En réalité, il est à peu près impossible d'exercer la force **F** rigoureusement dans le plan d'encastrement; cette force sera toujours à une distance Δx de ce plan, qu'on s'efforcera de réduire au minimum possible.



Essai

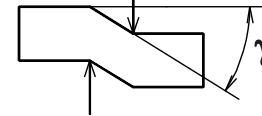
L'effort **F** est exercé lentement, son intensité croissant régulièrement à partir de zéro. La section **CIDI** se déplace dans son plan parallèlement à la section **CD**.

Ce déplacement peut être observé par la mesure de la dénivellation j (Δy).

Si on admet, ce qui est très difficilement vérifiable, que **CCI** est rectiligne, la déformation peut se définir par l'angle γ qui dépend à la fois de la dénivellation Δy et de l'intervalle Δx

$$\tan \gamma = \frac{\Delta y}{\Delta x}$$

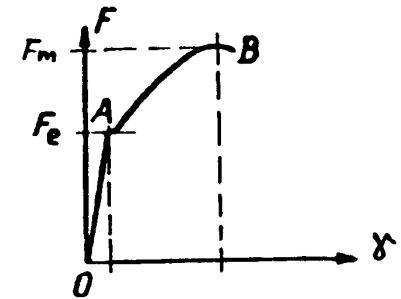
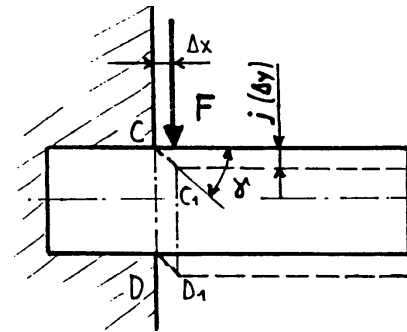
l'angle γ porte le nom d'angle de glissement.



Angle de glissement = γ

L'expérience montre que tant que **F** reste inférieur à une certaine limite, l'angle γ est faible et on peut confondre $\tan \gamma$ et γ exprimé en radians.

On peut donc écrire : $\gamma = \frac{\Delta y}{\Delta x}$



Allure schématique d'un diagramme de cisaillement.

Si on trace un diagramme donnant pour chaque valeur de **F** la valeur de γ (ou de $\tan \gamma$), on obtient une courbe **OAB** (fig.) qui comporte une partie rectiligne **OA**. L'allure générale de la courbe est analogue à celle obtenue pour la traction et la compression.

Tant que la force **F** reste inférieure à F_e on constate que γ et **F** sont proportionnels et que la déformation disparaît quand on supprime la force.

La phase représentée par **OA** est la phase de déformation élastique.

La force d'intensité F_e , définit la charge limite élastique.

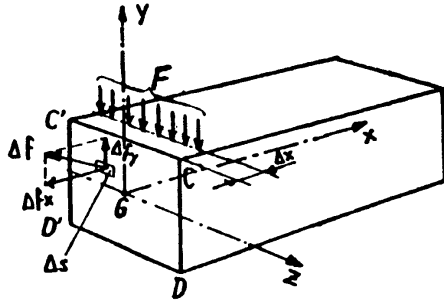
Pour des valeurs de **F** supérieures à F_e on entre dans le **domaine de déformation permanentes** : la déformation subsiste après suppression de la charge. La force **F** passe par un maximum avant que la rupture se produise.

4.2. Contraintes et déformations

Ces équations ne peuvent être établies et n'ont de sens que dans le domaine élastique. Considérons comme système matériel le tronçon de solide extérieur à la pièce P et limité par la section d'encastrement.

Les forces appliquées à ce système matériel sont :

- son poids (négligeable),
- la force F ,
- les forces agissant sur chaque élément Δs de la section d'encastrement.



Pour des raisons de symétrie par rapport au plan xGy , les forces ΔF sont situées dans des plans parallèles à xGy . Par suite la projection de ces forces sur Gz est nulle. Tout se passe donc comme si toutes les forces étaient situées dans le plan de symétrie xGy .

4.2.1. Contraintes

Appelons ΔF_x et ΔF_y les projections d'une force ΔF sur les axes Gx et Gy .

En appelant σ la contrainte normale, et τ la contrainte tangentielle sur l'élément Δs , on a :

$$\Delta F_x = \sigma \Delta s \quad \text{et} \quad \Delta F_y = \tau \Delta s$$

Ecrivons alors les équations d'équilibre :

$$\text{Projection sur } Gy: \quad -F + \sum \tau \Delta s = 0 \quad (1)$$

$$\text{Projection sur } Gx: \quad 0 - \sum \sigma \Delta s = 0 \quad (2)$$

$$\text{Moment par rapport à } Gz: \quad -F \Delta x + \sum \sigma \Delta s y = 0 \quad (3)$$

Considérons l'équation (3). Si on admet que Δx est très petit, théoriquement $\Delta x = 0$, le produit $F \Delta x$ est nul et :

$$\text{par ailleurs :} \quad \begin{aligned} \sum \sigma \Delta s y &= 0 \\ \sum \sigma \Delta s &= 0 \end{aligned}$$

On démontre alors, dans ce cas, que pour que ces 2 relations soient satisfaites simultanément, il faut que $\sigma = 0$. Ainsi dans le cas idéal du cisaillement ($\Delta x = 0$),

la section cisailée ne subit aucune contrainte normale. Il n'en est évidemment pas ainsi si $\Delta x \neq 0$. Nous avons alors une sollicitation composée de flexion et cisaillement.

Considérons la relation (1) : $\sum \tau \Delta s = F$

Pour déterminer la contrainte tangentielle sur chaque élément Δs , il faudrait connaître la loi de répartition des contraintes. La théorie élémentaire de la résistance des matériaux ne permet pas de connaître cette loi de répartition.

Pour avoir un ordre de grandeur de la contrainte tangentielle de cisaillement τ , on a pris l'habitude de calculer sa valeur moyenne; c'est la valeur qu'aurait τ si la répartition des contraintes était uniforme. Dans ce cas, on aurait :

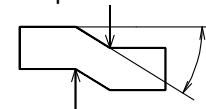
$$F = \tau S \quad \text{d'où} \quad \tau = \frac{F}{S}$$

$\tau =$ **Contrainte tangentielle moyenne de cisaillement** (N/mm²).
F = Force appliquée dans le plan de section droite (N).
S = Aire de la section droite (mm²).

Cette force F est encore appelée **effort tranchant**; dans un système en équilibre, l'effort tranchant dans une section droite quelconque est égal à la somme algébrique des projections, sur le plan de la section, de toutes les forces extérieures situées d'un même côté de cette section.

4.2.2. Déformation

Les essais ont montré que l'angle de glissement γ était proportionnel à l'effort tranchant F dans la phase élastique.



$$\text{Angle de glissement} = \gamma = \frac{\tau}{G}$$

La section S restant constante, la contrainte moyenne $\tau = F/S$ est proportionnelle à F , donc à l'angle de glissement γ . On peut donc écrire, G étant une constante,

l'équation de déformation : $\tau = G \gamma$
Relation analogue à $\sigma = E \varepsilon$ (traction)
G = module d'élasticité transversal ou module de Coulomb

Le calcul et les essais montrent que, pour les matériaux usuels employés en construction :

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)} \quad G \approx 0.4 E \quad (\text{acier, } \mu = 0.3)$$

Matériau	PA 66	Verre	Alliage Alu	Laiton	Fonte	Bronze	Acier
μ	0.4	0.25	0.33	0.34	0.25	0.3	0.3
E (MPa)	2800	73000	70000	80000	100000	90000	200000
G (MPa)	1000	29000	28000	34000	40000	36000	80000

4.2.3. Conditions de résistance

Pour qu'un solide sollicité au cisaillement puisse travailler en toute sécurité, il faut que la contrainte moyenne τ soit inférieure à la résistance admissible au cisaillement :

$$\tau \leq \tau_{adm}$$

La résistance admissible au cisaillement étant définie par le quotient de la limite élastique au cisaillement R_{eg} par le coefficient de sécurité c_{se}

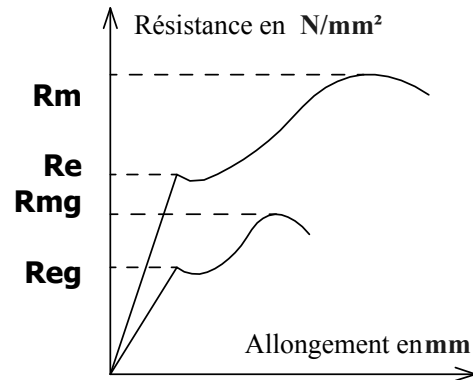
$$\tau_{adm} = \frac{R_{eg}}{c_{se}}$$

$$\tau = \frac{F}{S} \leq \tau_{adm}$$

Les essais ont montré que le rapport entre la limite élastique au cisaillement R_{eg} et la limite élastique à l'extension R_e n'était pas constant pour tous les matériaux.

A moins de posséder les résultats d'essais précis pour le matériau utilisé, on peut admettre avec une bonne approximation :

Pour les aciers doux et mi-doux	$R_e \leq 270 \text{ MPa}$	$R_{eg} = 0.5 R_e$
Pour les aciers mi-durs	$320 \leq R_e \leq 500 \text{ MPa}$	$R_{eg} = 0.7 R_e$
Pour les aciers dur et très dur	$R_e \geq 600 \text{ MPa}$	$R_{eg} = 0.8 R_e$
Pour les alliages d'aluminium	$250 \leq R_e \leq 570 \text{ MPa}$	$R_{eg} = 0.5 R_e$



R_m résistance max à la rupture en traction (N/mm^2)

R_e résistance élastique à la traction (N/mm^2)

R_{mg} résistance max à la rupture au cisaillement (N/mm^2)

R_{eg} résistance élastique au cisaillement (N/mm^2)

Contrainte maximum :

La condition de résistance $\tau = F/S \leq \tau_{adm}$ ne fait intervenir que

- la contrainte moyenne de cisaillement F/S .

Dans la grande majorité des cas, la détermination de la contrainte moyenne est suffisante.

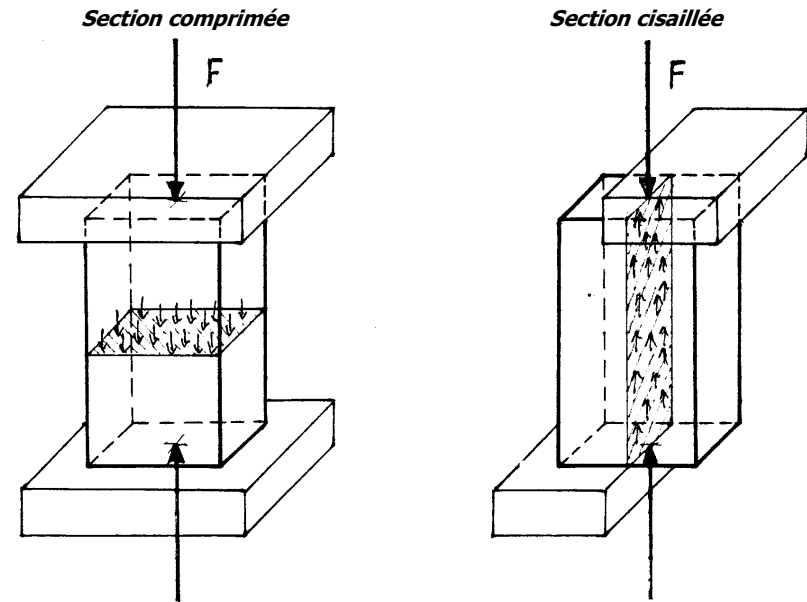
Cependant, on démontre que la contrainte de cisaillement est variable dans une section droite. La valeur maximale a lieu au niveau de l'axe Oz . Le calcul montre que :

Pour des sections rectangulaires $\tau_{maxi} = \frac{3}{2} \tau_{moyen}$

Pour des sections circulaires $\tau_{maxi} = \frac{4}{3} \tau_{moyen}$

Pour des sections en I $\tau_{maxi} = \frac{F}{section\hat{a}meseule}$

Exemple de section normale et de section tangentielle à la force :

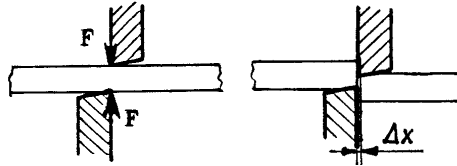


4.3. Applications

4.3.1. Cisaillement, Poinçonnement

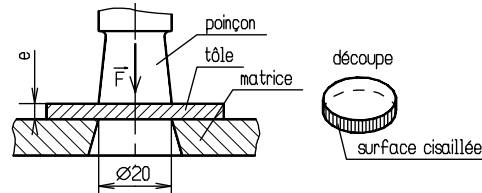
Cisaillement

Cisaillement d'une pièce sur une cisaille. Les 2 lames de la cisaille sont voisines; Δx est très petit, on est très près des conditions idéales.



Poinçonnement

Le poinçonnement d'une tôle d'épaisseur e au moyen d'un poinçon de diamètre d peut être considéré comme un cisaillement d'une section égale à $S = \pi d e$. L'approximation est très bonne.



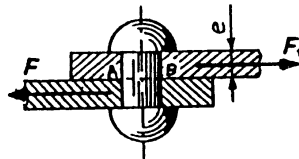
Dans le cas du poinçonnage ou du découpage d'une tôle, l'effort tranchant doit satisfaire la relation :

$$F \geq R_{mg} S \quad R_{mg} \text{ est la résistance à la rupture par cisaillement}$$

4.3.2. Fixation par rivets (rivetage)

Généralités

Le rivetage était autrefois le mode d'assemblage le plus employé; certains ouvrages techniques le traitent encore d'une façon détaillée. Nous nous contenterons d'en étudier l'essentiel, car avec l'extension de la soudure électrique, le rivetage classique a beaucoup perdu de terrain.



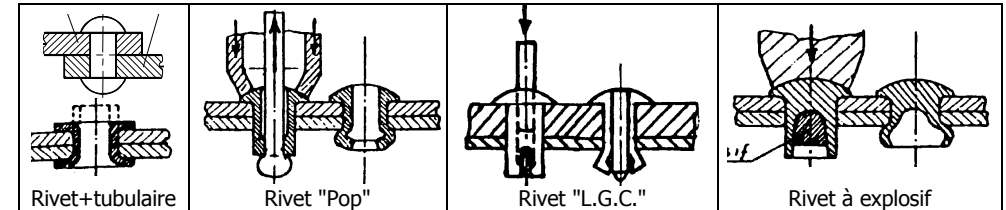
S'il procure une bonne sécurité, il présente de sérieux inconvénients, à savoir :

- mauvais coefficient d'utilisation de la tôle, à cause des trous de rivets qui affaiblissent la tôle (coefficient de 0,7 environ)
- poids exagéré dû aux recouvrements, couvre-joints, têtes de rivets, goussets. La présentation est discutable (surfaces non unies)
- difficulté d'exécution et de pose (perçage, alésage au montage, chauffage des rivets, main d'œuvre importante). Etanchéité difficile à réaliser.

Les rivets se font généralement en acier doux 34, parfois en acier au nickel, en cuivre et souvent en aluminium pour l'aviation. Leur tête est bombée, selon figure ci-dessus et quelque fois noyée, en cas de besoin.

Les rivets se posent à froid pour un diamètre inférieur à 6 à 8 mm. Au dessus, ils sont chauffés à 900° env. (généralement entre deux électrodes), mis en place et serrés fortement entre une bouterolle et une contre-bouterolle. L'opération s'effectue quelquefois à la main, mais surtout mécaniquement au marteau pneumatique frappant la bouterolle ou, à l'aide de pinces à rivet pneumatiques ou hydrauliques.

Rivets



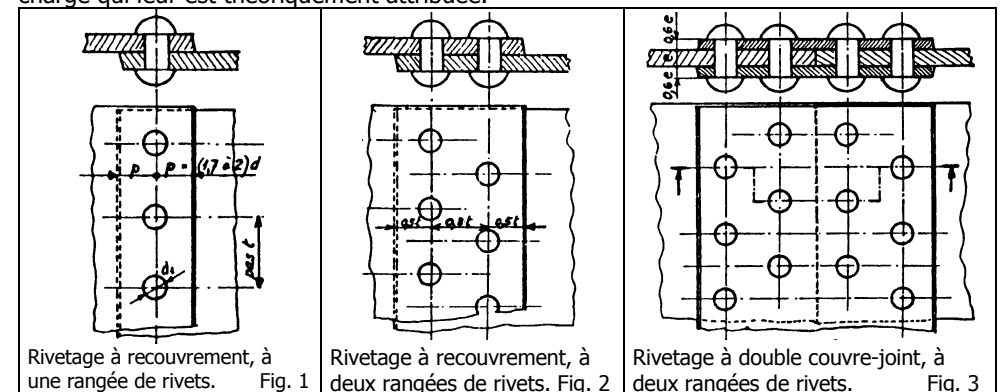
(Rivet à explosif qui s'ouvre sous l'effet de la déflagration lorsqu'on applique un fer chauffé sur la tête).

Genres d'assemblages

On distingue les rivures à recouvrement à une rangée (fig. 1) ou à deux rangées de rivets (fig. 2). On préfère généralement les ranger en quinconce afin de mieux répartir les tensions dans les tôles.

Dans les assemblages fortement sollicités, la disposition précédente présente l'inconvénient de soumettre les tôles à un moment de flexion M_F . On utilise alors la rivure à double couvre-joint, avec deux ou trois rangées de rivets disposés en quinconce (fig. 3). L'épaisseur totale des couvre-joints devra être un peu supérieure à celle de la tôle principale, comme sécurité à leur égard.

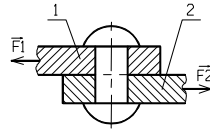
On ne dépasse pas 4 rangées de rivets, car il est facile de démontrer que la tension de traction des tôles, proportionnelle aux allongements, suit une loi linéaire le long de l'assemblage. De ce fait, les rivets intermédiaires ne supportent qu'une fraction de la charge qui leur est théoriquement attribuée.



Calcul des rivets

Les rivets posés à froid se calculent simplement au cisaillement, car le frottement des tôles appliquées l'une sur l'autre peut être négligé.

$$\tau = \frac{F}{S}$$



Par contre, les rivets posés à chaud compriment les tôles avec une force P_c d'autant plus considérable que la pression de la bouterolle ou du serre-flan ait été maintenue pendant la période de refroidissement du rivet.

Dans ce cas, c'est le frottement des tôles qui maintient l'assemblage en place. Soit :

$$S = \pi d^2/4 \text{ la section du rivet en mm}^2$$

$$\mu = \text{coefficient de frottement entre les tôles. } (\mu = 0,5 \text{ environ})$$

$$F = \text{force de séparation par rivet exercée sur les tôles}$$

$$F_f = \text{la force de frottement par rivet } F_f = \mu P_c \geq F$$

Pour éviter le glissement, on admet une marge de sécurité de 50% et on pose $F = 0.5 F_f$

$$\sigma_e = P_c/S = \text{tension de traction dans le rivet posé à chaud}$$

Cette tension mesurée expérimentalement est en moyenne de 240 N/mm².

On peut donc écrire :

$$F_f = \mu P_c = \mu \sigma_e S = 0.5 \cdot 240 S = 120 S \quad \text{comme } F_f = 2 F \Rightarrow F = 60 S$$

Tout se passe comme si les rivets travaillaient au cisaillement, avec une sollicitation :

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{60S}{S} = 60 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Dans les assemblages à double couvre-joint, on se trouve en présence de **2 surfaces de frottement** et de **2 sections de cisaillement**. Dans ce cas, on admet $\tau = 50 \text{ N/mm}^2$ pour tenir compte de l'incertitude résultant de la répartition plus ou moins bonne des forces.

Condition de non matage :

Dans des assemblages fortement sollicités ou dans le cas de rivets posés à froid ou dans de mauvaises conditions, on ne peut empêcher le glissement des tôles. Il en résulte une pression de contact k (N/mm²) entre le paroi de la tôle et le flanc du rivet.

On peut admettre que cette pression $k < (2 \text{ à } 2,5) \tau$ selon la qualité de la tôle.

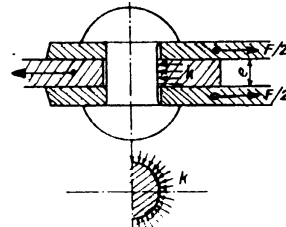
Si l'on suppose k uniformément réparti sur le demi-pourtour (ce qui n'est pas exact),

on peut écrire : $k = F/de < (2 \text{ à } 2,5) \tau$

$$\text{Remplaçons } \tau \text{ par sa valeur } \tau = \frac{F}{S} = \frac{4F}{\pi d^2}$$

On obtient la condition de non matage :

$$e > (0.4 \text{ à } 0.3) d$$



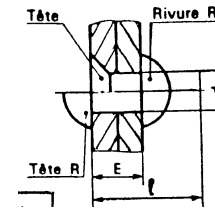
Dimensions des rivets :

- Longueur des rivets

La longueur L est fonction de l'épaisseur des pièces à serrer et de la forme de la rivure

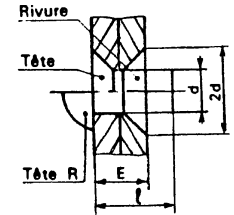
Rivure ronde

$$L = (1.1 E + 1.5 d)$$



Rivure fraisée

$$L = (1.1 E + 0.6 d)$$



- **Diamètre minimal d'un rivet** (e = épaisseur de la tôle la plus épaisse)

Les conditions de fabrication du trou de passage d'un rivet (poinçonnage ou poinçonnage-alésage) imposent pour le rivet un diamètre minimal d_{\min} respectant la relation $d \geq 1.6 e$ et pour les rivures d'étanchéité et de résistance on utilise la relation $d \approx 45e/(15+e)$

- Diamètre du trou de passage

Le diamètre d_1 du trou de passage pour un rivet est donné par les relations $d_1 \approx 1.1 d$ utilisable pour une pose à chaud ou dans le cas d'une grande épaisseur à assembler $d_1 \approx 1.05 d$ utilisable pour une pose à froid.

Calcul de la tôle :

La distance minimale a entre deux rivets doit permettre de placer la bouterolle et la contre-bouterolle.

On prend habituellement $a \geq 2.5 d$

La distance t entre deux rivets consécutifs d'une même ligne est appelée "pas".

- Assemblage de résistance (construction métallique)

$$\text{pas } t = (3.5 \text{ à } 7.5) d$$

- Assemblage d'étanchéité et de résistance (chaudière sous pression)

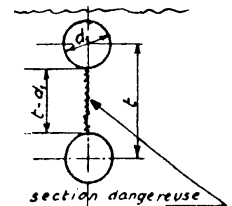
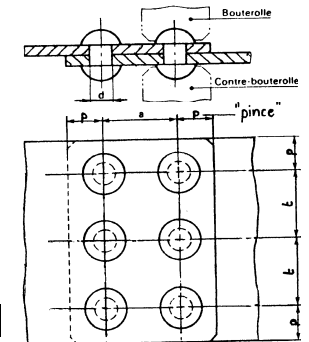
$$\text{pas } t = (2.5 \text{ à } 3.5) d$$

La distance p entre les rivets et le bord de la tôle est $p = t/2$

La tôle tend à être arrachée dans sa section la plus faible, entre les rivets. Le coefficient d'utilisation de la tôle (v) est le rapport entre la section nette de la tôle et celle de la section sans trous. Dans le cas des rivures de force et d'étanchéité où les rivets sont le plus rapprochés l'un de l'autre, on a généralement : $t = (2,5 \text{ à } 3,5) d$

En introduisant cette valeur, le coefficient d'utilisation vaudra :

$$v = (t-d_1)/t = 0.6 \text{ à } 0.7$$

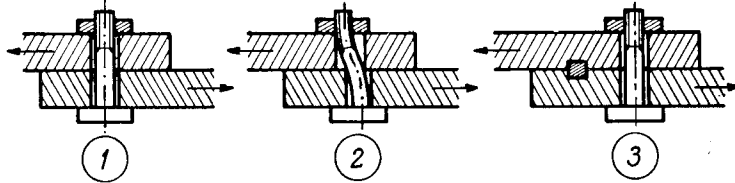


Matières des rivets :

On utilise de préférence pour les rivets le même métal ou un métal voisin de celui des pièces à assembler. On évite ainsi les couples galvaniques et une corrosion ultérieure.

4.3.3. Fixation par boulons (cisaillement des filets d'une vis)

Si les boulons sont ajustés, ils se comportent comme des rivets. Si les boulons ne sont pas ajustés, les tôles peuvent glisser d'une longueur égale à la différence des diamètres, ce glissement provoque un allongement de l'axe du boulon. Le boulon est donc sollicité à la fois en traction, flexion, cisaillement.

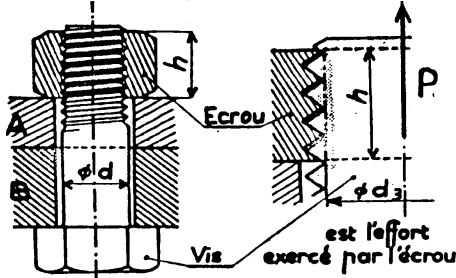


Assemblages de tôles par boulons

Le calcul au cisaillement des boulons non ajustés est une approximation médiocre. On peut le faire à condition de majorer très nettement le coefficient de sécurité. La solution la meilleure consiste à empêcher le boulon de travailler au cisaillement par l'adjonction de pièces de cisaillement (lardons, chevilles, pieds...).

Résistance au cisaillement des filets d'une vis

Soit un boulon assemblant deux plaques A et B. La vis prend appui, par sa tête, sur la pièce B et, par ses filets de vis, sur la partie filetée de l'écrou qui presse sur la pièce A. En serrant l'écrou, celui-ci exerce sur les filets de la vis une traction.



Sous l'action de cet effort :

- L'écrou tire sur la vis avec une force **P**.
 - La partie lisse et le noyau de la vis tendent à s'allonger.
 - Les filets enroulés sur le noyau tendent à être cisailés le long d'un cylindre de hauteur **h** et de diamètre **d₃**.
- $d_3 = \text{diamètre du noyau} = (d - 1.226 \text{ pas})$

Nous nous proposons de déterminer **h** de telle sorte que la sécurité soit assurée aussi bien à la traction qu'au cisaillement.

1) C'est évidemment dans la partie de plus faible diamètre que la rupture par traction tend à se produire. La valeur maximale admissible pour l'effort **P** est donc :

$$P = \frac{\pi d_3^2}{4} \sigma_{adm}$$

2) Pour que la résistance au cisaillement des filets soit assurée en toute sécurité il faut que :

$$P \leq \pi d_3 h \tau_{adm} \quad \text{d'où} \quad P = \frac{\pi d_3^2}{4} \sigma_{adm} \leq \pi d_3 h \tau_{adm} \quad \text{soit :}$$

$$h \geq \frac{d_3}{4} \left(\frac{\sigma_{adm}}{\tau_{adm}} \right)$$

Si la vis et l'écrou sont en acier de même nuance, $\tau_{adm} = \frac{\sigma_{adm}}{2}$ et l'on a : **h ≥ 0.5 d₃**

En pratique pour les filets triangulaires, $d_3 \approx 0.8 d$

Il suffirait donc de prendre un écrou de hauteur telle que : **h ≈ 0.4 d**

On sait qu'on adopte **h = 0.8 d** pour un écrou normal.

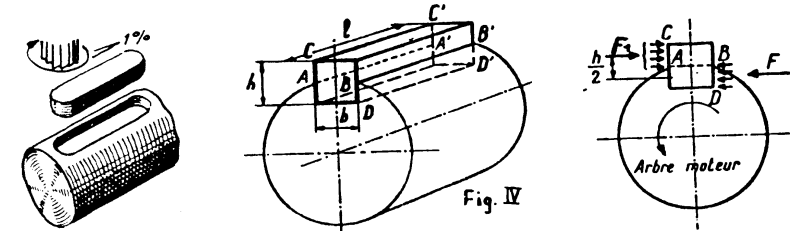
Les risques de rupture du noyau par traction sont donc plus grands que ceux de rupture des filets par cisaillement.

Pour un écrou bas, utilisé comme contre écrou, **h = 0.5 d**.

4.3.4. Clavettes, Goupilles

Clavetage longitudinal encastré

L'action du noyau s'exerce sur la surface AC_A'C'; l'action de l'arbre s'exerce sur la surface BD_B'D' et on suppose que ces 2 actions sont uniformément réparties.



La clavette est **cisailée** dans la section longitudinale AB_A'B', section d'encastrement dans l'arbre. Les 2 résultantes **F** et **F₁**, d'intensités égales, sont distantes de **h/2**, **h** étant la hauteur de la clavette.

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{bL} = \frac{M_a}{\left(\frac{D}{2}\right)(bL)} \quad \text{et la longueur} \quad L = \frac{F}{(\tau_{adm})b} = \frac{M_a}{\tau_{adm}\left(\frac{D}{2}\right)b}$$

L = longueur de la clavette

D = diamètre de l'arbre

S = **b L** = section cisailée de la clavette

F = **M_a/(D/2)** = Force donnée en fonction du couple **M_a** sur l'arbre

Généralement on trouve une longueur **L** ridiculement petite, ce qui n'est pas déterminant, car la **condition de pression** sur les flancs (condition de non matage) est prépondérante.

$$\frac{F}{S} < p \quad \frac{F}{L\left(\frac{h}{2}\right)} < p \quad p = \text{pression}$$

Clavetage fixe	p = 40 à 150 N/mm ²
Clavetage glissant sans charge	p = 20 à 50 N/mm ²
Clavetage glissant sous charge	p = 5 à 20 N/mm ²

Goupilles

Les formes des goupilles les plus courantes sont normalisées. Dans les calculs, on tiendra compte des efforts réels à transmettre, comme la charge statique, pulsante ou alternée, des chocs, des vibrations, des conditions de montage, etc. Le coefficient de sécurité sera d'autant plus grand ou les valeurs admissibles d'autant plus petites que les efforts appliqués seront mal connus.

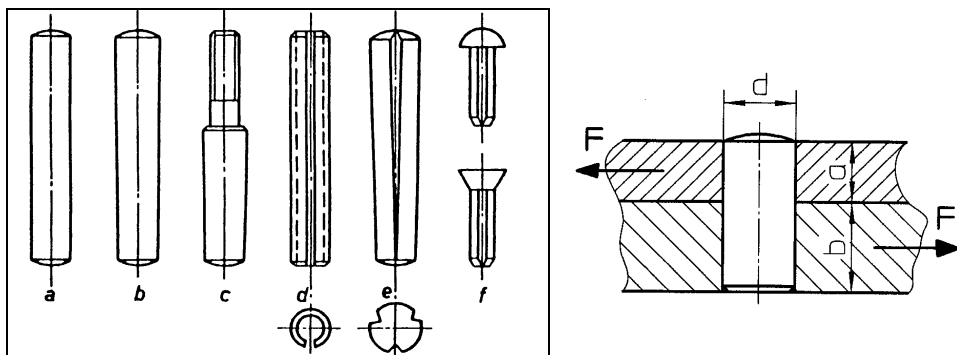


Fig. 1 Goupilles normalisées

Les goupilles cylindriques et coniques (fig. 1a et 1b) sont utilisées comme éléments de centrage, de fixation de bagues ou de moyeux sur des arbres peu sollicités, de sécurité contre les surcharges accidentelles, de verrouillage d'éléments d'assemblage, etc. Les goupilles cylindriques ou coniques sont en Ac 60 ; elles permettent l'assemblage de pièces plus tendres ou de même dureté. La conicité des goupilles coniques est normalisée à 2%.

Les goupilles coniques de grande dimension sont pourvues habituellement d'un filetage extérieur (fig. 1c) ou d'un filetage intérieur facilitant l'extraction au moyen d'une vis ou d'un écrou. Ces éléments exigent un usinage onéreux et une grande précision dans l'entraxe.

L'utilisation de goupilles annulaires extensibles ou de goupilles cannelées simplifie fortement les opérations d'usinage et de montage (fig. 1d et 1e). La pression exercée par ces éléments suffit habituellement dans la construction courante; le centrage précis de deux pièces impose des goupilles à section pleine. Les tolérances de perçage sont assez larges pour ces types de goupilles de telle sorte qu'il n'est pas nécessaire de prévoir un alésage à tolérances serrées.

La fixation de plaquettes sur les machines se fait habituellement à l'aide de clous cannelés ou encochés (fig. 1f).

Une goupille est sollicitée au **cisaillement**

$$\tau = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}} \quad \text{et}$$

à la **pression de contact**

$$p = \frac{F}{S_p} = \frac{F}{da} \quad (\text{pression sur la goupille ou sur l'alésage})$$

Pression spécifique et contraintes admissibles

La pression spécifique admissible entre une goupille pleine et lisse et les pièces assemblées dépend évidemment du degré d'usinage et du serrage de montage.

On peut admettre les valeurs données par le tableau :

Pression spécifique et contraintes admissibles pour des goupilles pleines en Ac 60 ou 6.8 charge pulsante

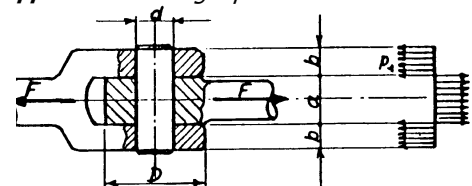
Nature des pièces à assembler	Ac 37	Ac 50	Ac 70	Ft 20
Pression spécifique p	N/mm ² 60	80	110	40
Contrainte de flexion σ_{Fl}	N/mm ² 50	70	100	25
Contrainte de cisaillement τ	N/mm ² 30	45	60	20

Ces valeurs seront majorées de 50% en charge statique;

elles seront diminuées de 30% en charge alternée.

Admettre 70% des valeurs indiquées pour les goupilles cannelées ou encochées.

Application : Axe-goupille



Proportions usuelles :

$$a = (1.2 \text{ à } 1.6) d$$

$$b = a/2 = (0.6 \text{ à } 0.8) d$$

$$D = (2.5 \text{ à } 3.5) d$$

- Au **cisaillement** : $\tau = \frac{F}{2S}$ avec $S = \frac{\pi d^2}{4}$

- Le calcul à **la pression de contact** donne :

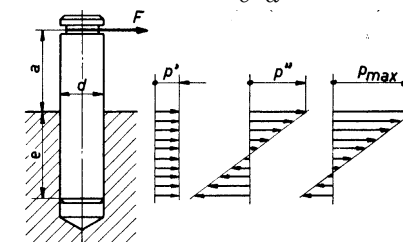
$$p_1 = \frac{F}{ad} < (10 \text{ à } 20) \text{ N/mm}^2 \quad \text{et} \quad p_2 = \frac{F}{2bd}$$

Les pressions de contact p sont réduites à 10 à 20 N/mm² lorsque la goupille est utilisée comme axe de rotation.

Pression spécifique avec charge en porte-à-faux

La force F produit dans l'encastrement une pression décomposée en une pression p' répartie uniformément $p' = \frac{F}{ed}$ et une pression p'' répartie linéairement $p'' = \frac{6F(a+0.5e)}{e^2d}$

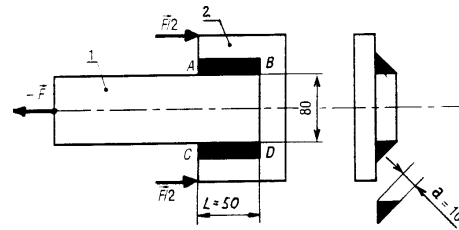
La pression maximale au début de l'encastrement vaut : $p_{max} = p' + p'' = \frac{F}{ed} \left(1 + \frac{6(a+0.5e)}{e} \right)$



4.3.5. Soudage

Soudage

Souder, c'est assembler de façon permanente deux ou plusieurs pièces, tout en assurant entre elles la continuité de la matière. Les pièces soudées se rencontrent actuellement dans tous les domaines de la construction de machines comme les carter et bâtis, les leviers et articulations, les axes et les arbres, les poulies, les roues dentée, etc.

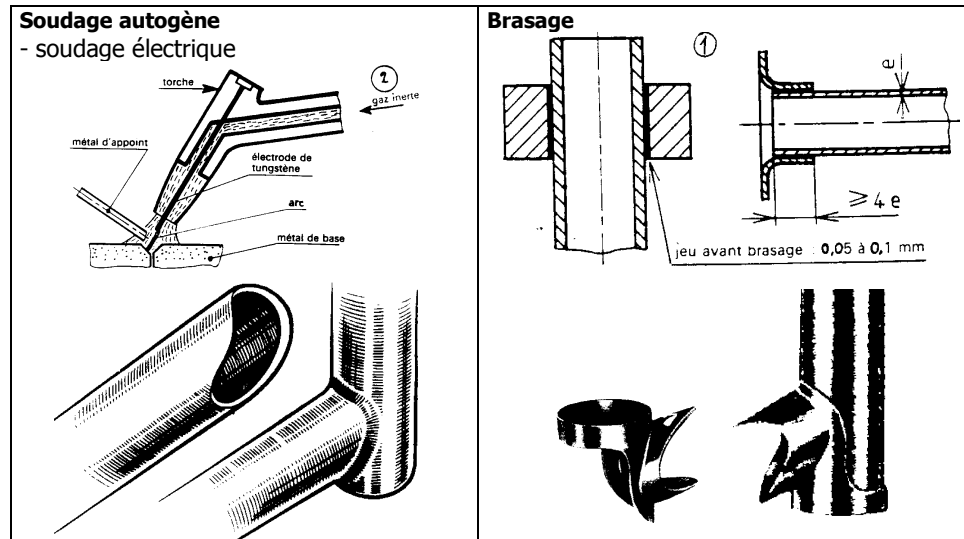


Soudage autogène

Le joint (cordon continu ou discontinu) est réalisé par fusion localisée et progressive des pièces à assembler. Celle-ci sont constituées par le même métal ou alliage. Le métal d'appoint généralement nécessaire a une composition approximativement identique à celle du métal de base. On obtient alors une soudure autogène ayant pratiquement la **même résistance** que celle des **pièces assemblées**.

Brasage

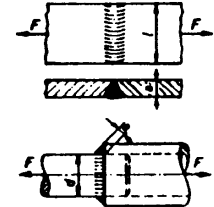
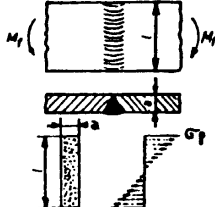
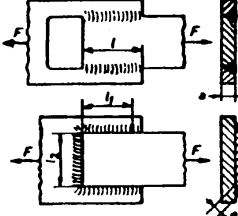
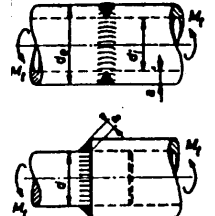
Le brasage est un mode d'assemblage hétérogène. Les pièces à assembler (métal de base) sont chauffées en présence d'un métal ou alliage différent (métal d'appoint) dont la température de fusion est inférieure à celle du métal de base. La résistance des assemblages est fonction de la **résistance du joint** donc **inférieure** à la résistance du métal de base.



4.3.5.1. Contraintes dans le joint soudé

La section résistante d'un cordon est l'aire rectangulaire résultant du produit de la hauteur du cordon a par la longueur utile L . La longueur utile d'un cordon est sa longueur effective diminuée de deux hauteurs afin de tenir compte des cratères terminaux.

Les contraintes nominales dans les cordons de soudure se déterminent comme suit :

<p>1. Traction ou compression</p> $\sigma = \frac{F}{\Sigma aL}$ 	<p>2. Flexion</p> $\sigma_{fl} = \frac{M_{fl}}{W_z}$ 
<p>3. Cisaillement</p> $\tau_c = \frac{F}{\Sigma aL_i}$ <p>Nous nous limiterons au cisaillement.</p> 	<p>4. Torsion</p> $\tau_t = \frac{M_t}{W_0}$ 
<p>F = force supportée par l'assemblage a = hauteur ou épaisseur du cordon soudé L = longueur utile du cordon sans les cratères terminaux</p> <p>M_f = moment fléchissant dans le cordon W_z = J_z/e = module de résistance à la flexion du cordon M_t = moment de torsion dans le cordon W₀ = module de résistance à la torsion du cordon</p>	

Si le cordon est soumis simultanément à l'action de plusieurs contraintes de nature différente, comme par exemple la traction et la torsion, la contrainte résultante sera calculée simplement par :

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \leq \sigma_{adm}$$

avec comme contrôle supplémentaire $\tau \leq \tau_{adm}$

4.3.5.2. Contraintes admissibles dans le cordon de soudure

1. Généralités

Le calcul des dimensions d'une pièce soudée est basé sur le principe que les contraintes engendrées ne doivent pas dépasser la contrainte admissible. La contrainte admissible dans la soudure, la contrainte nominale, les coefficients de **qualité u** et de **sécurité c_s**,

sont liés par la relation : $\sigma_{adm} = \frac{\sigma u}{c_s}$ ou $\tau_{adm} = \frac{\tau u}{c_s}$

La résistance de calcul n'est pas celle du métal de base, mais celle de la soudure; cependant, cette résistance ne doit pas être plus élevée que celle du métal de base. Elle diffère suivant les circonstances : dans chaque cas, elle est déterminée par les matériaux et par le genre de sollicitations.

2. Charge statique

En charge statique, la résistance du cordon d'une éprouvette soudée bord à bord soumise à la traction est généralement supérieure à celle du métal de base. La contrainte admissible se base sur la contrainte à la limite d'écoulement de l'acier utilisé (Re).

Résistance des joints soudés		
Aciers	Lim. élastique [MPa]	
	Re (σ)	Re _e (τ)
Ac 34-2	190	140
Ac 37-2	220	140
Ac 42-2	250	160
Ac 52-3	340	210

Coefficients de qualité du joint : u	
Soudure bord à bord en traction	u = 0.75
Soudure bord à bord en compression	u = 0.85
Soudure bord à bord en flexion	u = 0.85
Soudure bord à bord en cisaillement	u = 0.65
Soudure d'angle pour toute contrainte	u = 0.65

Le coefficient de sécurité en charge statique vaut : **c_s = 1.5 à 2**

3. Charge dynamique







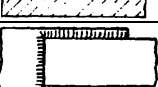
La contrainte admissible dans le cordon dépend de la forme du cordon de soudure, du type de contrainte et de l'emplacement du joint dans la pièce. La contrainte alternée σ_a ou τ_a dans le joint soudé idéal peut atteindre les valeurs données dans le tableau ci-dessous :

Contrainte alternée dans le joint soudé idéal		
Aciers	σ _a [MPa]	τ _a [MPa]
Ac 37-2	130	100
Ac 42-2	140	110
Ac 52-3	170	130

Afin de tenir compte des incertitudes dans l'évaluation de la charge dynamique réelle et des autocontraintes qui existent dans le cordon, le coefficient de sécurité varie entre :

c_s = 1.5 à 3

Coefficient de qualité u en charges dynamiques

Forme du cordon de soudure <i>Ce coefficient est valable si le cordon est exécuté par du personnel spécialisé.</i>	Genre de contrainte	Genre de contrainte		
		Traction -Compr.	Flexion	Cisaillement
Soudure en V sans reprise		0.5	0.6	0.4
Soudure en V ou X avec reprise		0.7	0.84	0.56
Soudure en V ou X usinée		0.9	1.1	0.7
Soudure d'angle d'un seul côté		0.2	0.1	0.2
Soudure d'angle des deux côtés		0.35	0.7	0.35
Soudure en K		0.56	0.8	0.45
Soudure d'angle à clin frontal à clin latéral		0.2	-	-

Exemple numérique :

Quel est le coefficient de sécurité dans les soudures d'attache du pied représenté sur la figure, si la force appliquée vaut $F = 40 \text{ kN}$ en charge statique ? Toutes les parties soudées sont prévues en Ac 37-2.

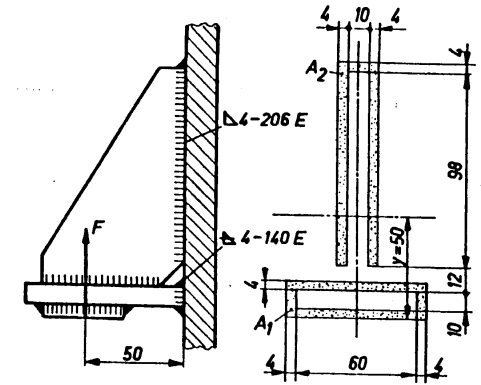


Fig. Soudure d'un pied

Efforts :

- Effort tranchant $T = 40000 \text{ N}$
- Moment fléchissant $M_f = 50 \text{ mm} \times 40000 \text{ N} = 2000000 \text{ mmN}$

Caractéristiques de la section de calcul :

- Aire inférieure $A_1 = (68 \times 18) - (60 \times 10) = 624 \text{ mm}^2$
- Aire supérieure $A_2 = (102 \times 18) - (98 \times 10) = 856 \text{ mm}^2$
- Aire totale $A_t = A_1 + A_2 = 1480 \text{ mm}^2$
- Position de l'axe de gravité de la section totale par rapport au début du cordon de soudure inférieur : $y \approx 50 \text{ mm}$
- Moment quadratique de surface par rapport au même axe : $J_z = 2.6 \cdot 10^6 \text{ mm}^4$

Contraintes dans le cordon :

- Contrainte moyenne de cisaillement $\tau_c = \frac{40000}{1480} = 27 \text{ N/mm}^2$
- Contraintes de flexion (négative) $\sigma_{fl} = \frac{M}{W_z} = \frac{(2000000)78}{2600000} = 60 \text{ N/mm}^2$
- Contraintes de flexion (positive) $\sigma_{fl} = \frac{M}{W_z} = \frac{(2000000)50}{2600000} = 38.5 \text{ N/mm}^2$
- Contrainte résultante $\sigma_r = \sqrt{60^2 + 27^2} = 65.7 \text{ N/mm}^2$

Coefficient de sécurité :

- Contrainte à la limite d'écoulement $Re = 220 \text{ N/mm}^2$
- Coefficient de qualité du cordon $u = 0,65$
- Coefficient de sécurité en charge statique $c_s = \frac{220(0.65)}{65.7} = 2.17$
cette valeur est suffisante.