

Construction des petits gros et résistance des matériaux

G. Chapillon

Les deux solutions, la seconde est à mon avis la plus simple pour la réalisation des semelles. Vue en plan, celles-ci auront la forme suivante :

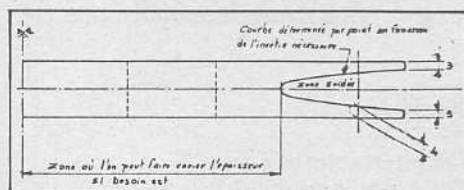


FIG. 52

D'après notre courbe des moments (FIG. 41) nous allons dire que :

- l'évidement sera compris entre les points x 3 et le bord marginal
- l'épaisseur de la semelle sera constante entre X1 et X3
- l'épaisseur de la semelle sera augmentée entre A et X5

Notre semelle se présentera donc comme suit :

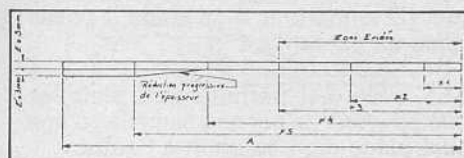


FIG. 53 PROFIL DES SEMELLES

Détermination des efforts dans le longeron

- Au droit de l'axe médian

Mt f = 40,88 en kg

ET = 49,55 kg

Mt8 = 3,64 kg

Recherche des efforts dans les semelles bois massié

hauteur du longeron

= épaisseur du profil = 2 x 5 mm

= corde x % épaisseur = 2 x 5 mm

4^e partie

= $700 \times 12 \% = 10 = 74 \text{ mm} = 0,074 \text{ mètre}$

Épaisseur supposée des semelles à l'emplanture = 6 mm d'où entr'axe de celles-ci = $74 - 6 = 60 \text{ mm} = 0,068 \text{ mètre}$. Effort dans les semelles.

Effort dû au Mt de flexion = $40,88/0,068 = \pm 601 \text{ kg}$ — oui vous avez bien lu, sous un facteur de charge de "10" nous avons une semelle qui est tendue avec un effort égal à celle qui est comprimée et cet effort est de 601 kg. Au passage vous avez noté que si un moment est une force par une distance, on retrouve l'effort en faisant l'opération inverse.

Effort de cisaillement : effort tranchant que divise les sections complètes des semelles : avec des semelles ép. 3 mm, pour 1 semelle nous aurons : $49,55/2 = 24,78 \text{ kg}$.

Mt de torsion = $3,64/0,068 = \pm 53,53 \text{ kg}$
Celle sollicitation sera reprise par le CTP extérieur. Il ne sera par conséquent pas tenu compte de celui-ci donc dans les calculs d'inertie du profil.

Détermination des sections

Connaissant les sollicitations pour 6 sections du longeron, nous allons déterminer les efforts qu'elles produisent dans les éléments constitutifs de notre longeron.

Connaissant des efforts, il nous sera facile de déterminer la section de travail nécessaire de chaque pièce pour répondre aux conditions de contrainte indiquées en 10-3.

Section X1

Mt de flexion = 4,5 m kg

Entrave des semelles = $74 - 3 = 71 \text{ mm}$

Effort dans les semelles = $0,34/0,071 = \pm 4,79 \text{ kg}$

soit pour quatre sections = $\pm 4,79/4 = \pm 1,20 \text{ kg/section}$ admissible = $3,5 \text{ km/mm}^2$.

Section nécessaire = $1,2/3,5 = 0,34 \text{ mm}^2/\text{section}$ soit $0,34 = 0,6 \text{ mm}$.

Effort tranchant = 4,5 kg

Effort tranchant pour une section = $4,5/2 = 2,25 \text{ kg/section}$

σ admissible pour le CTP = $3,5 \text{ kg/mm}^2$
section nécessaire = $2,25/3,5 = 0,64 \text{ mm}^2$

Hauteur des âmes en CTP = 72 mm
Épaisseur nécessaire de CTP = $0,64/72 < 0,3 \text{ mm}$

Mt de torsion = 0,33 m kg

Effort de cisaillement dans les semelles en CTP = $0,33/0,074 = 4,45 \text{ kg}$ soit $4,45/2 = 2,23 \text{ kg}$ par semelle identique aux âmes puisque l'effort est le même.

Section adoptée

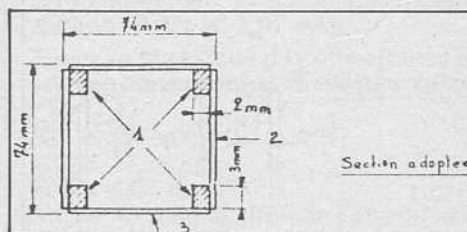


FIG. 54

1 = baguette spruce 3 x 2 mm

2 = CTP bouleau ép. 0,3 mm

3 = CTP bouleau ép. 0,3 mm

Section X2

Mt de flexion = 3,04 m kg

Entrave semelle = $74 - 3 = 71 \text{ mm}$

Effort dans les semelles = $3,04/0,071 =$

$\pm 42,82$ kg soit pour quatre sections :
 $42,82/4 = \pm 10,70$ kg/section
 σ admissible = $3,5$ kg/mm²
 Section nécessaire = $10,70/3,5 = 3,06$ mm² soit $3,06 = 1,75 < 2$ identique à X1 par construction.

Effort tranchant = 13,51 kg

Effort tranchant pour une section = $13,51/2 = 6,76$ kg

σ admissible pour le CTP bouleau = $3,5$ kg/mm²

Section nécessaire = $6,76/3,5 = 1,93$ mm²

Hauteur des âmes = 72 mm

Épaisseur nécessaire = $1,93/72 < 0,3$ mm

Mt de torsion = 0,99 m kg

Effort de cisaillement dans les semelles en CTP bouleau $0,99/0,074 = 13,38$ kg soit $13,38/2 = 6,69$ kg/semelle
 section nécessaire = $6,69/3,5 = 1,91$ mm²

épaisseur nécessaire = $1,91/72 < 0,3$ mm
 Section adoptée = identique à X1 puisque nous n'avons pas trouvé de section plus importante à celles déterminées précédemment.

Section X3

Mt de flexion = 8,45 m kg

Entraxe des semelles = $74 - 3 = 71$ mm

Effort dans les semelles = $0,45/0,071 = \pm 119$ kg

soit pour 4 sections = $119/4 = \pm 29,75$ kg par section

σ admissible $3,5$ kg/mm²

Section nécessaire = $29,75/3,5 = 8,5$ mm²

soit $\sqrt{8,5} = 2,92$ mm 3 x 3

Effort tranchant = 22,52 kg

Effort tranchant par section = $22,52/2 = 11,26$ kg

σ admissible = $3,5$ kg/mm²

section nécessaire = $11,26/3,5 = 3,22$ mm²

épaisseur nécessaire = $3,22/72 < 0,3$ mm²

Mt de torsion = 1,65 m kg

Effort de cisaillement dans les semelles $1,65/0,074 = 22,30$ kg soit par semelle = $22,30/2 = 11,15$ kg.

Effort peu différent de celui constant dans les âmes dont sections identiques.
 Sections adoptées :

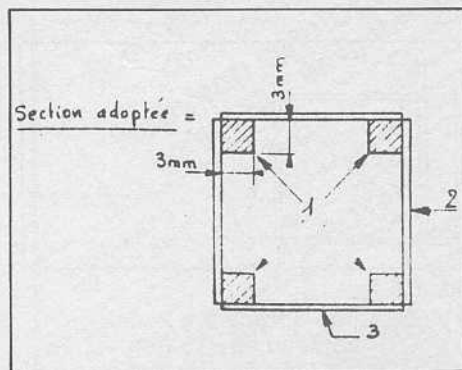


FIG. 55

1) = baguette spruce 3 x 3

2) = CTP bouleau 0,3

3) = CTP bouleau 0,3

Section X4

Mt de flexion = 16,55 m kg

Effort dans les semelles = $16,55/0,071 = \pm 233$ kg

soit par section = $2,33/4 = 58,29$ kg

section nécessaire = $58,29/3,5 = 16,65$ mm²

soit pour une épaisseur de 3 mm = $16,65/3 = 5,55$ mm 6 mm

Effort tranchant = 31,68 kg

soit par section = $31,68/2 = 15,84$ kg

section nécessaire = $15,84/3,5 = 4,53$ mm²

épaisseur nécessaire = $4,53/72 < 0,3$ mm

Mt de torsion = 2,32 m kg

Effort de cisaillement = $2,32/0,074 = 31,35$ kg

soit $31,35/2 = 15,68$ kg/section

Même remarque que pour X3

Sections adoptées :

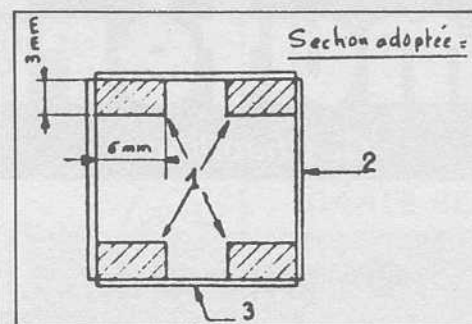


FIG. 56

1) Baguette spruce 6 x 3

2) CTP bouleau ép. 0,3

3) CTP bouleau ép. 0,3

Section X5

Mt de flexion = 27,36 m kg

effort dans les semelles = $27,36/0,071 = \pm 385$ kg

soit par section = $\pm 385/4 = 96,34$ kg

section nécessaire = $96,34/3,5 = 27,53$ mm²

soit pour une épaisseur de 3 mm, $27,53/3 = 9,18$ mm

Effort tranchant = 40,54 kg

soit par section = $40,54/2 = 20,27$ kg

section nécessaire = $20,27/3,5 = 5,79$ mm²

épaisseur nécessaire = $5,79/72 < 0,3$ mm

Mt de torsion = 2,97 m kg

effort de cisaillement = $2,97/0,074 = 40,14$ kg/mm²

même remarque que pour X3

Section adoptée :

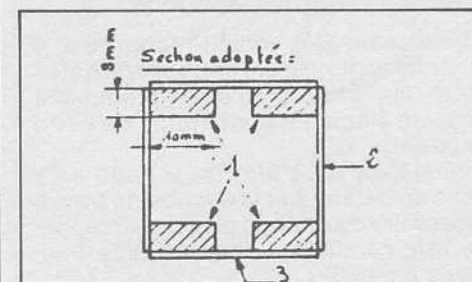


FIG. 57

1) baguette spruce 3 x 10

2) CTP bouleau 0,3

3) CTP bouleau 0,3

Section A

Mt de flexion = 40,88 kg

effort dans les semelles = $40,88/0,071 = \pm 575$ kg

soit par section $575/4 = \pm 144$ kg

section nécessaire = $144/3,5 = 41,13$ mm²

soit pour une épaisseur de 3 mm = $41,13/3 = 13,71$ mm/14

Effort tranchant = 49,55 kg

soit par section = $49,55/2 = 24,78$ kg

section nécessaire = $24,78/3,5 = 7,08$ mm²

épaisseur nécessaire = $7,08/72 < 0,3$

Mt de torsion = 3,64 m kg

effort de cisaillement = $3,64/0,074 = 49,19$ kg

même remarque que pour X3

Sections adoptées :

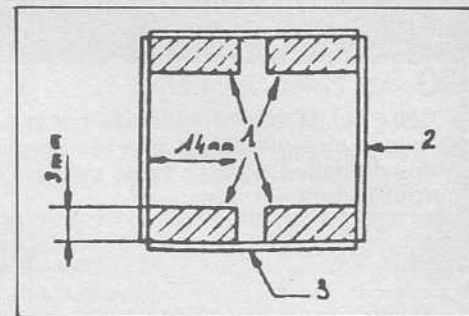


FIG. 58

1) baguette spruce 14 x 3

2) CTP bouleau ép. 0,3

3) CTP bouleau ép. 0,3

Les calculs ci-dessus différents de nos prévisions (voir fig. 47) ceci est sans aucune importance et nous pouvons considérer les résultats ci-dessus comme étant parfaitement valables.

10-5 Définition de la clef d'aile

Nous avons défini notre longeron mais pas la clef de raccordement entre nos deux 1/2 longerons. A ce stade, 2 possibilités se présentent

10-51 L'aile est parfaitement plate, et nous pouvons usiner nos semelles d'une seule pièce d'un saumon à l'autre. Dans ce cas, aucun renfort n'est à prévoir.

10-52 L'aile a du dièdre et/ou nous ne pouvons pas usiner les semelles en une seule pièce.

Il faut alors prévoir un renfort central de jonction. Le renfort doit pouvoir encaisser les mêmes efforts que les semelles mais attention étant moins haut que ces dernières, les efforts pratiques à considérer sont plus importants que ceux à prendre en compte pour les semelles. Section du longeron au droit de la clef

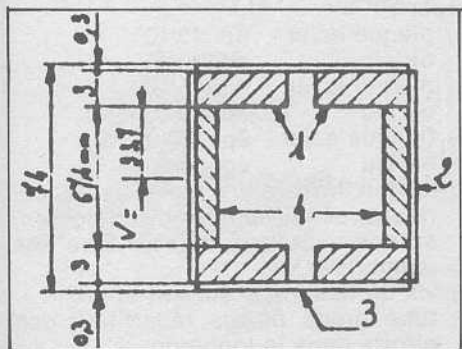


FIG. 59

- 1) semelles spruce 3 x 14
- 2) âmes CTP 0,3 bouleau
- 3) semelles 0,3 bouleau
- 4) clef

σ admissible pour la spruce en flexion — 1 kg/mm²

Mt de flexion maximum en A = 40,88 m kg

soit par clef = 40,88/2 = 20,24 m kg

Module de flexion nécessaire

$$= \frac{\text{Moment}}{\sigma \text{ admissible}} = \frac{20,24}{1,0} = 20,24 \text{ cm}^3$$

σ admissible 1,0

Hauteur de la clef = 67,4 mm

Épaisseur nécessaire

$$= \frac{\text{Module de flexion} \times \text{distance } V}{\text{Hauteur de la clef à la puissance 3}} \\ = \frac{20,24 \times 3,37}{6,74^3} = 0,22 \text{ cm}^3 \text{ mm}$$

Nous pouvons donc adopter une clef construite suivant le dessin ci-dessous (1 clef avant et 1 clef arrière).

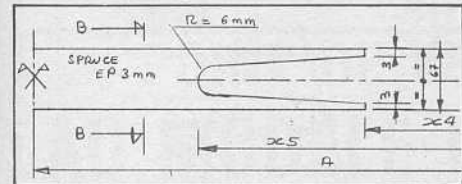


FIG. 60

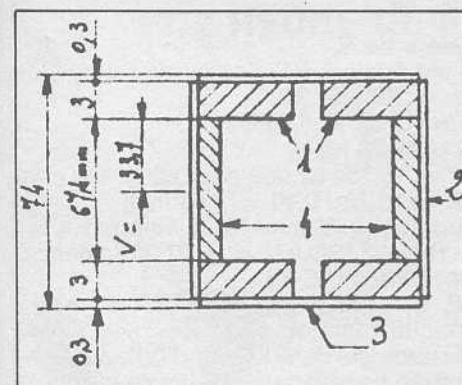


FIG. 61 Coupe B-B

- 1) = CTP bouleau ép. 0,3
- 2) = spruce 14 x 3 à 3 x 3
- 3) = CTP bouleau 0,3
- 4) = spruce 67,4 x 3
- 5) = CTP bouleau ép. 10/10

Justification des pièces n° 5

Les pièces sont des cloisons destinées à éviter le voilement du CTP là où il n'est pas collé sur les semelles spruce. Leur écartement n'est pas d'une importance

capitale. Cependant il faut penser à tenir les 4 faces CTP de façon régulière et correcte. Il ne faut pas dépasser en pratique et uniquement la longueur libre du CTP entre deux semelles. Une bonne base consiste à placer un diaphragme à une distance entre deux nervures et à admettre que la nervure en fait office là où elle se trouve. L'écartement sera donc le même mais décalé d'un demi-module.

Vérification des collages

Vérification au point A des jonctions entre le CTP et les semelles.

σ admissible = 0,4 kg/mm²

Effort dans le collage à la somme des efforts reçus dans :

les semelles,

le CTP (1) des semelles soit :

$$575 + 49,19/2 = 600 \text{ kg}$$

Surface de collage nécessaire

$$600/0,4 = 1500 \text{ mm}^2$$

Longueur du collage 1 650 mm

$$\text{Largeur moyenne } \frac{14 + 2}{2} = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Surface} = 8 \cdot 1650 > 1500.$$

Chapitre 10

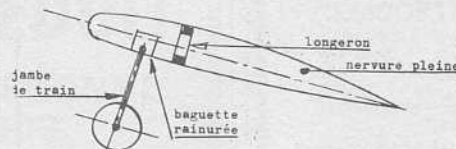
SUITE ET FIN

Cas d'une aile supportant le train d'atterrissage.

2 cas de figure possible

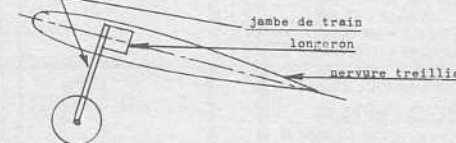
1^{er} CAS

FIGURE 62



2^e CAS

FIGURE 63



Dans le premier cas, le choc dû à l'impact à l'atterrissage va se transmettre via la baguette rainurée à plusieurs nervures. Les nervures elles-mêmes vont transmettre cet effort au longeron.

Dans le second cas, l'effort passe directement par le longeron sans faire intervenir d'élément intermédiaire.

Si la première solution paraît plus simple la seconde me paraît plus maîtrisable car faisant intervenir moins de pièces, donc moins de transmission d'effort et présentant par conséquent un résultat qui a toute chance de peser moins lourd.

SCHÉMA DE FONCTIONNEMENT

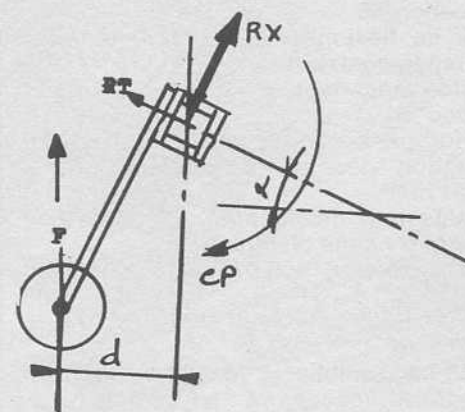


FIGURE 64

Valeur de F

Quoi prendre comme valeur. Au départ, bien sûr, le poids de l'appareil. Mais qui dit atterrissage, dit choc avec la planète et aussi doué soit-il, la charge théorique sur les roues sera augmentée d'une certaine valeur.

On peut admettre un coefficient de trois comme étant convenable. Ce qui avec un poids avion de 12 kg nous donne : 12 x 3 = 36 kg soit 18 kg par roue pour un train trois points.

Si l'on admet les valeurs suivantes :

$$F = 18 \text{ kg}$$

$$d = 150 \text{ mm} = 0,15 \text{ mètre}$$

$$\alpha = 15^\circ \cos \alpha = 0,96593, \sin \alpha = 0,25882.$$

La réaction verticale au niveau du moyeu de roue va se transformer en :

- un couple de torsion $CP = F \cdot d$
- une réaction normale $RX = F \cdot \cos \alpha$
- une réaction tangentielle $RT = F \cdot \sin \alpha$
- un moment de flexion $Mtf = F \cdot \text{Entr'axe train}$

d'où :

$$CP = 18 \cdot 0,15 = 2,7 \text{ kg}$$

$$RT = 18 \cdot 0,96593 = 17,38 \text{ kg}$$

$$RX = 18 \cdot 0,25882 = 4,65 \text{ kg}$$

$$Mtf = 18 \cdot 0,30 = 5,4 \text{ mkg}$$

Si l'on reprend le longeron examiné figure 46 en supposant le train fixé au droit de la section X5.

Nous avions déterminé pour cette abscisse :

$$\text{flexion} = Mtx5 = 27,36 \text{ mkg}$$

$$\text{effort tranchant} = X5 = 40,54 \text{ mkg}$$

$$\text{torsion} = Mt = 2,97 \text{ mkg}$$

A ces valeurs nous devons ajouter celles que nous avons définies pour le train - soit :

$$CP = 2,7 \text{ mkg}$$

$$RT = 17,38 \text{ kg}$$

$$RX = 4,65 \text{ kg}$$

$$Mtf = 5,4 \text{ mkg au droit de l'axe de l'aile.}$$

Cumul des valeurs.

Section X5

$$Mtf = 27,36 + 0 = 27,36 \text{ mkg}$$

$$ET = 40,54 + 17,38 + 4,65 = 62,57 \text{ kg}$$

$$Mt \text{ torsion} = 2,97 + 2,7 = 5,67 \text{ mkg}$$

Section A

$$Mtf = 40,88 + 5,4 = 46,28 \text{ mkg}$$

$$ET = 49,55 + 17,38 + 4,65 = 71,58 \text{ kg}$$

$$Mt \text{ torsion} = 3,64 + 2,7 = 6,34 \text{ mkg}$$

Il nous faut donc reprendre pour vérification les sections X5, A et la clef d'aile. Section X5

Mt de flexion = 27,36 + 0 = sans changement.

Effort tranchant = 62,57 > 40,54 kg donc =

effort par section = 62,57/2 = 31,29 kg
section nécessaire = 31,29/3,5 = 8,94 mm²

épaisseur nécessaire = 8,94/72 < 0,3 mm - sans changement.

Mt de torsion = 5,67 mkg > 2,97 mkg donc :

effort de cisaillement = 5,67/0,074 = 76,62 kg

soit par semelle = 76,62/2 = 38,31 kg

section nécessaire = 38,31/3,5 = 10,95 mm²

épaisseur nécessaire = 10,95/72 < 0,3 mm

Il n'y a donc pas lieu de modifier ce qui avait été prévu.

SECTION A

Mtf = 46,88 mkg

ET = 71,58 kg

Mt torsion = 6,34 mkg

Nous aurons donc :

Mt de flexion = 46,88 mkg

Effort dans les semelles = 46,88/0,071 = ± 660,28 kg

soit par section = 660,28/4 = ± 165,07 kg

la section nécessaire sera donc de :
165,07/3,5 = 47,16 mm² soit pour une épaisseur de 3 mm une largeur égale à = 47,16/3 = 15,72.

Nous prendrons donc 16 mm par excès.

Effort tranchant = 71,58 kg

soit par section = 71,58/2 = 35,79 kg

section nécessaire = 35,79/3,5 = 10,23 mm²

L'épaisseur nécessaire sera donc de 10,23/72 = 0,14 < 0,3.

Moment de torsion = 6,34 mkg

Effort de cisaillement = 6,34/0,074 = 85,68 kg

soit par semelle = 85,68/2 = 42,84 kg

Section nécessaire = 42,84/3,5 = 12,24 mm²

Épaisseur nécessaire = 12,24/72 = 0,17 mm < 0,3.

Vérification de la clef d'aile

Mt de flexion en A = 46,88 mkg

soit par clef = 46,88/2 = 23,44 mkg

Pour une contrainte admissible de 1 kg/mm² nous aurons besoin d'un module de flexion égal à :

Moment de flexion = $\frac{23,44}{1} = 23,44 \text{ cm}^3$

admissible 1
hauteur de la clef = 67,4 mm

épaisseur nécessaire

= $\frac{23,44 \times (6,74 \times 0,5)}{3} = 0,26 \text{ cm} \neq 3 \text{ mm}$
6,74

Il n'y a donc pas lieu de modifier la clef qui était prévue.

Remarques

Dans le cas d'un train rentrant, le problème est exactement le même pour une implantation identique et un même système de fixation bien sûr.

Si le train fixe ou rentrant est fixé ailleurs que sur le longeron, le calcul est stric-

tement identique. Seuls les paramètres de distance changeront. Le résultat sera d'augmenter la valeur des efforts dus au train et de solliciter durement les nervures où il se fixe.

Dans le prochain chapitre, nous verrons comment calculer une nervure en fonction des sollicitations qui s'y appliquent.

Fixation du train sur le longeron

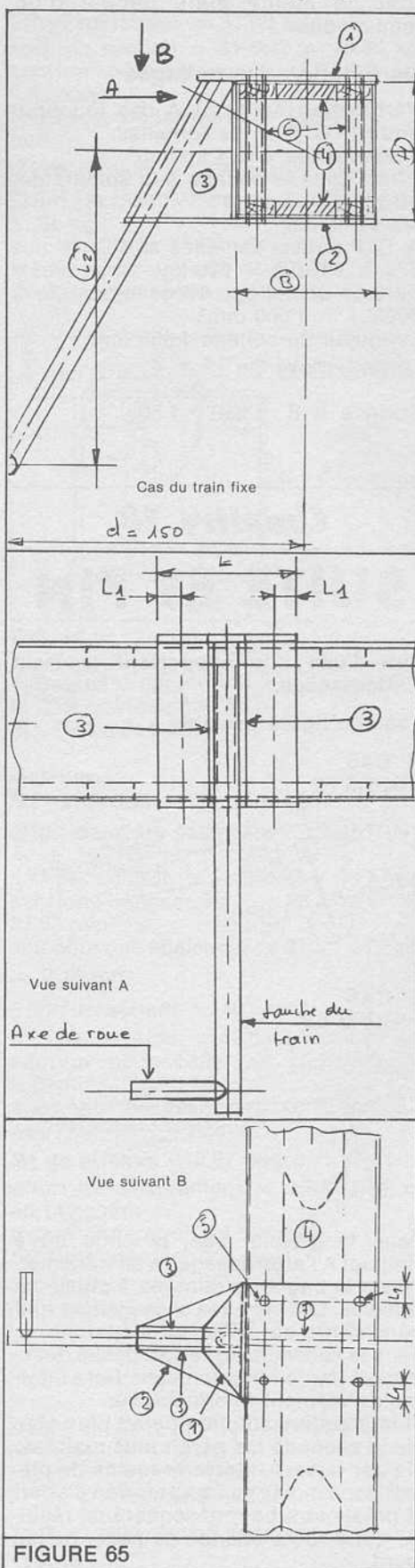


FIGURE 65

légende =

- 1) plaque acier - ép. 15/10
ou alu ép. 30/10
- 2) plaque acier - ép. 15/10
ou alu ép. 30/10
- 3) flasque acier - ép. 15/10
ou alu ép. 30/10
- 4) renfort local entre membrure supérieure et inférieure du longeron, spruce même épaisseur que les membrures.
- 5) vis de fixation Ø suivant effort
- 6) tube grade de vis répartiteur des efforts dans le longeron
- H) hauteur du longeron
- B) largeur du longeron
- 7) diaphragme renfort spruce même épaisseur que les membrures.

Valeur des dimensions =

L = B ou H si B < H. Toujours donner au plaques (1) et (2) une largeur égale à la plus grande dimension de la section du longeron.

L1 = Ø des vis de fixation multiplié par 1,5 à 2.

Ø des vis de fixation.

Les vis travaillent de par leur position ou cisaillement. La valeur de l'effort qu'elles subissent dépend de :

- la hauteur du train d'atterrissage (L2)
- la hauteur du longeron (H)
- la réaction RT calculée pour vérifier le longeron

SCHÉMA DE FONCTIONNEMENT

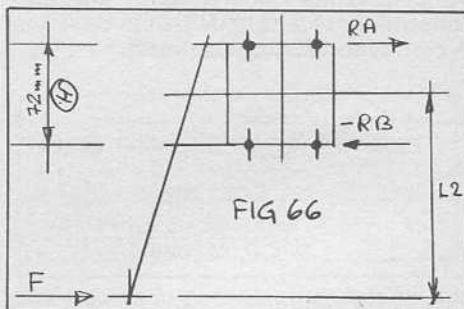


FIG. 66

Valeur de F.

F est égale à RT. Cos α soit pour α = 15° (fig. 64)

F = 17,38 - 0,96593

F = 16,78 kg

Mt = 16,78 . L2 soit pour L2 = 160 mm

Mt = 16,78 . 0,16 = 2,69 mkg

Pour (H) = 72 mm. Nous aurons RA =

- RB = 2,69/0,072 = ± 37,30 kg donc :

RA = + 37,30 kg

RB = - 37,30 kg

Chaque réaction sera absorbée par 4 sections de vis (FIG. 65) d'où pour une section un effort de cisaillement égal à ± 37,30/4 = 9,33 kg l'acier de la qualité la plus médiocre (celle qui sert à ferrer des modélistes) peut sans aucun risque travailler à une contrainte de 16 kg/mm². Cependant, il faut tenir compte que comme toutes les pièces qui composent un avion les vis qui nous préoccupent travaillent en fatigue. Il est donc bon de considérer un coefficient réducteur de contrainte admissible ou si vous préférez un coefficient multiplicateur de charge qui vous donnera non pas la solidité mais la durabilité dans le temps ou comme l'on dit maintenant la "fiabilité".

Construction des petits gros et résistance des matériaux

G. Chapillon

Une autre solution étant le calcul en fatigue de tous les éléments mais alors le bon courage et pour ma part je laisse tomber et achète des avions tout faits. Pour contourner le problème, je vous propose de multiplier les efforts par 4 ou encore de diviser les contraintes admissibles par le même coefficient soit : $(4.9,33)/16 = 9,33/(16/4) = 2,33 \text{ kg/mm}^2$ de section utile de matière. Il faut donc considérer qu'il est question de la section à fond de filet des vis utilisées. Nous devons donc prendre des vis qui auront un $\varnothing$ à fond de filet égal à $= 2 \cdot 2,33/3,14 = 1,72 \text{ mm}$ - toute vis de $\varnothing 3$ vous assurera d'avoir la section nécessaire.

Ces vis seront glissées dans un tube de préférence en même matière qui devra affleurer le bois du longeron et y être collé avec une colle type araldite. Le rôle de ce tube n'est pas spécifiquement de renforcer l'ensemble, mais de répartir sur une plus grande surface (grâce au collage) les efforts - de même, la pièce de bois Rép. (4) (fig. 65) est destinée à la même fonction et assure d'autre part le maintien local des semelles en CTP en les empêchant de flamber sous l'effort de compression provenant des réactions d'attache (RA et - RB) du train.

Chapitre 11

ÉTUDE DU FLAMBEMENT

11-1 Généralités

Au chapitre 3, nous avons étudié le problème des pièces tendues. Là le phéno-

6^e partie

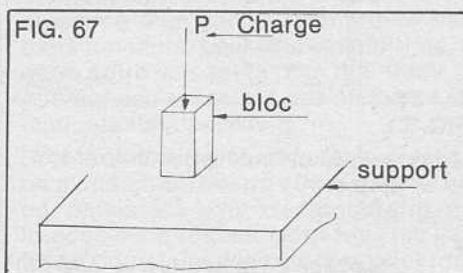
mène est moins net, pourquoi ? eh bien tout simplement parce que dans la pratique la compression simple n'existe pas.

L'exemple type de pièce comprimée que les modélistes connaissent bien est la bielle de nos moteurs ou encore les haubans d'entre plans des biplans. Dans les deux cas, la section de ces pièces est si on la rapporte à leur longueur très faible. Il s'ensuit une flexibilité de cette pièce dans son plan vertical qui est très dangereuse. Je vous propose donc une explication de ce phénomène et une méthode de calcul pour effectuer le dimensionnement des pièces supportant ce type de sollicitation.

Ce chapitre, certainement le plus aride à expliquer et à comprendre est néanmoins très important pour nombre de pièces vitales de nos appareils.

11-2 Compression simple

Prenons un bloc d'une matière quelconque. Prélevons de ce bloc un parallélépipède rectangle de base égale 10 cm x 10 cm et de hauteur = 20 cm. Plaçons-le sur un support ne pouvant pas se déplacer dans le plan vertical et sur la base restée libre, chargeons-le.



Graduellement augmentons la charge en mesurant les dimensions à mi-hauteur du bloc ; de même contrôlons simultanément la hauteur du dit bloc.

Nous allons à partir d'un seuil voir que notre bloc se raccourcit et qu'il gonfle, nous aurons donc :

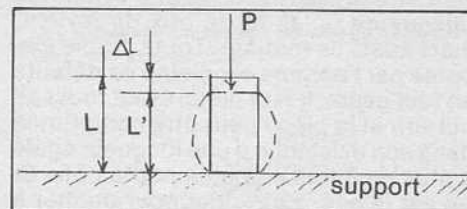


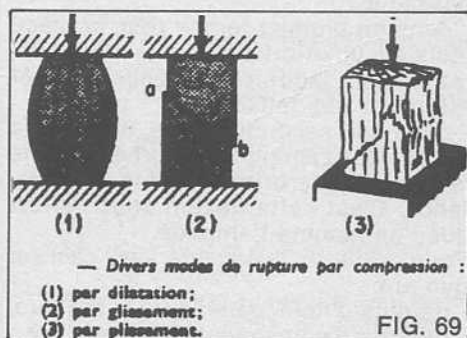
FIG. 68

Si nous continuons à augmenter la charge, nous allons atteindre la limite de résistance à la compression et notre pièce va se rompre. Différents type de rupture peuvent être observés.

11-21 - Par dilatation pour les matériaux ductiles à forte résilience. C'est le cas des aciers, du cuivre par exemple.

11-22 - Par glissement suivant un plan oblique pour les matières granuleuses, la fonte par exemple.

11-23 - Par plissement pour les matériaux fibreux comme le bois si les efforts sont appliqués parallèlement au fibre.



11-24 - Contrainte dans une section droite.
Soyons bref, vous reprenez le chapitre 3 et tout ce qui y est dit est vrai mais inversé.
L'inversion de la contrainte sera donc :

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

F étant la force

S la section de la barre

La condition de résistance s'exprimera par :

$$\frac{F}{S} \leq \sigma \text{ pratique de résistance.}$$

Dans un calcul on prendra généralement la même résistance à la compression et à la traction sauf pour certains matériaux tel la fonte et le béton qui supportent mieux d'être comprimés que tendus. Avis au amateur, je veux assister au premier vol.

11-25 - Expression du raccourcissement
Ceci ne nous intéresse que dans le domaine élastique du matériau. C'est-à-dire que le raccourcissement provoqué par la charge doit s'annuler si l'on supprime cette dernière. Le raccourcissement s'exprime donc ΔL et est égal à

$$\Delta L = \frac{1}{E} \times \frac{F}{S} \times L$$

Comme vous le constatez, cette expression est analogue à celle de la traction.

11-3 Problème réel de la compression

Peu de pièces comprimées hélas peuvent être massives, ce pour d'évidentes raisons de poids et de prix de revient, mais aussi de matière. Toute chose élaborée par l'homme est pleine de défauts en tout genre. Il faut donc, avant tout calcul voir si la pièce peut être comprimée dans son existence à une longueur égale à plus de 8 fois son plus petite côte. Si tel est le cas, s'arranger pour donner à la section une forme circulaire ou au moins une forme carrée.

En ce qui nous concerne, ceci est rarement faisable. Un mat d'entre plan de biplan de longueur 32 cm et de 4 cm de diamètre, vous imaginez la chose ? Le problème réel est donc le dimensionnement de barres comprimées et élancées, c'est-à-dire longues et de sections fines.

11-31 - Exemple

Prenons une règle en bois dite règle plate ou un réglelet en acier, posons-le sur une table et sur l'autre extrémité, appliquons un effort vertical qui provoque la compression de cette règle. Que se passe-t-il ?

- dans un premier temps rien, la pièce résiste à un effort mais vous remarquerez si vous faites l'expérience que cet effort est très faible.

- dans une seconde phase, la règle va fléchir sous l'action de l'effort et ce dans le sens où elle offre le moins de résistance. C'est cette flexion sous l'effort que l'on nomme flambage.

Pourquoi cette flexion latérale ? ceci est due aux :

- défauts d'homogénéité de la matière,
- défauts d'alignement de l'axe,

- défauts d'excentricité de la charge par rapport à l'axe de la pièce.

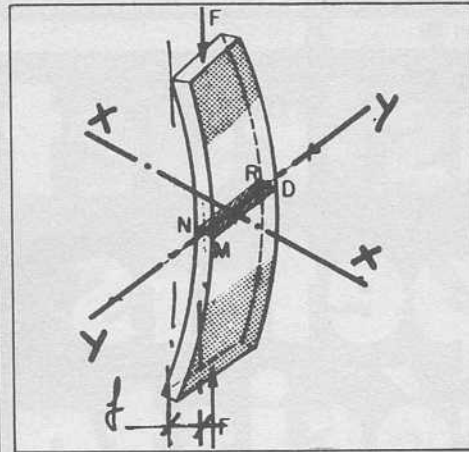


FIG. 70

Ce que montre l'expérience ci-dessus, c'est l'influence de la forme et des valeurs de résistances sur chaque axe. La résistance d'une pièce nous le savons, se définit par son moment quadratique (voir chapitre 6) et ce moment se détermine en général sur deux axes perpendiculaires entre eux "X et Y". Nous retrouvons donc dans les calculs de pièces au flambement, cette valeur que l'on nomme aussi moment d'inertie.

11-32 - Rayon de giration

Au chapitre 6, nous avons définie les moments d'inertie I_x et I_y ainsi que les modules de résistance qui les accompagnent sont

$$\frac{I_x}{V} \quad \frac{I_y}{V}$$

Une troisième grandeur va nous être utile, la surface de la section. Des valeurs I_x et I_y et de la section, nous allons tirer une quatrième valeur nommée rayon de giration que l'on note "i". Ces deux valeurs sont fonction des inerties sur chaque axe de référence et de la section de la pièce. En conséquence, cette caractéristique comme toutes les autres d'ailleurs n'a de valeur que par rapport à l'un des axes de référence de la section.

Équation de détermination.

$$i = \frac{I}{A} \quad I = \text{inertie sur l'axe X ou Y}$$

A = surface de la section

Si nous prenons l'exemple ci-dessous :

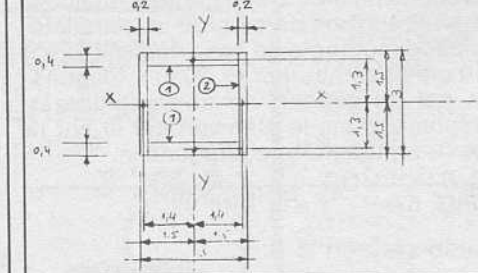


FIG. 71

Nous avons calculé (voir chapitre 6)

$$I_x = 4,45 \text{ cm}^4$$

$$I_y = 2,96 \text{ cm}^4$$

$$\frac{I_x}{V}$$

$$\text{Surface de la section} = 3,28 \text{ cm}^2$$

$$I_y = 3,52 \text{ cm}^4$$

$$\frac{I_y}{V} = 2,34 \text{ cm}^3$$

vy

Nous pouvons en déduire :

$$i_x = \frac{4,45}{3,28} = 1,16 \text{ cm}$$

$$i_y = \frac{3,52}{3,28} = 1,04 \text{ cm}$$

Attention aux unités, I est en centimètre à la puissance 4

A est en centimètre à la puissance 2

i est en centimètre à la puissance 2

Cette caractéristique nous permettra de définir et de calculer l'élancement de la pièce que nous voulons vérifier.

11-33 - Élancement d'une barre

C'est le rapport qui existe entre la largeur de la pièce et la valeur minimale du rayon de giration de la section. On peut donc écrire

$$\lambda = \frac{L}{i_x} \text{ ou } \lambda = \frac{L}{i_y}$$

Mais attention la longueur L n'est pas forcément égale à la longueur mesurable de la pièce. Trois cas de figures sont possibles avec L' longueur de flambement.

L longueur réelle de la pièce

$$L' = L$$

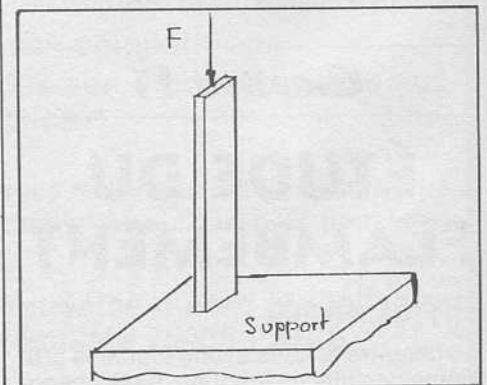
$$L' < L$$

$$L' > L$$

Des études en laboratoire et aussi théoriques ont permis de définir les longueurs L' comme pouvant varier de 0,5 L à 3 L environ.

Alors comment savoir pour quel rapport $\frac{L'}{L}$

L il faut opter. En fait ceci est assez simple et là encore, bien que la résistance des matériaux soit une "science dite exacte" on constate que dans bien des cas les spécialistes font appel à des formules enveloppes. La conséquence en est bien sûr une imprécision. Mais celle-ci est toute relative et bien souvent très faible. En tout état de cause, elle conduit à des résultats supérieurs à la réalité sauf erreur d'hypothèse bien sûr. C'est d'ailleurs là le plus courant, en effet en cas de problème, on constate souvent non une erreur de raisonnement dans le calcul ou une erreur de calcul, mais une erreur d'hypothèse qui conduit soit à surestimer soit à sous estimer la façon dont travaille les éléments composant une structure quelconque. Ceci est surtout vrai pour le flambement des barres ou pour les systèmes hyperstatiques.



Dans le cas présent, pour le flambement, ce sont avant tout les attaches de la barre et son maintien latéral qui importent.

Si nous reprenons l'exemple de la règle citée au début de ce chapitre.

Nous avons le cas suivant :

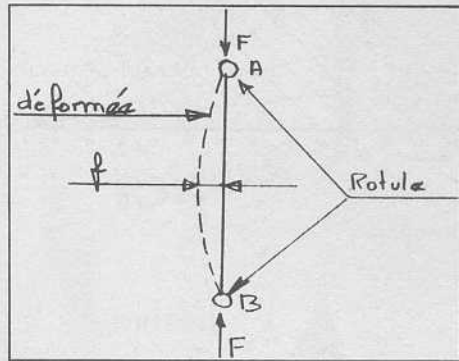


FIG. 72

Lorsque l'effort "F" agit, notre barre, à partir d'un certain seuil de charge fléchit latéralement et ce en prenant une courbe qui passe par les deux axes des rotules d'extrémités.

Imaginons maintenant le montage suivant :

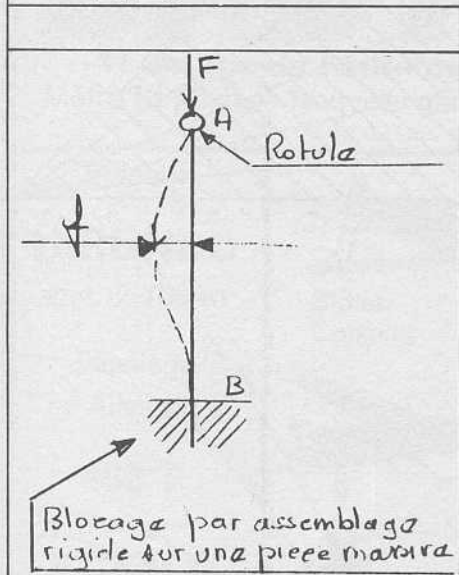
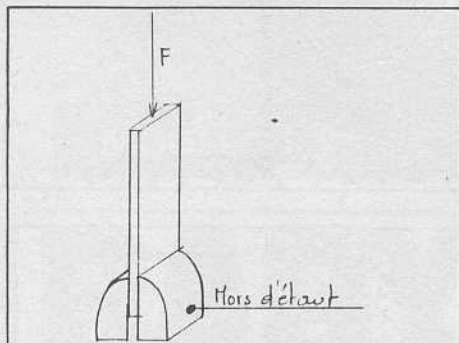


FIG. 73

Nous avons en A la même rotule. Mais B est maintenue et ne peut tourner (vous pouvez toujours avec une règle faire cette expérience avec un étai en B). La déformée change de profil et la valeur de "f" est plus faible ceci pour la même pièce d'essai et la même charge bien sûr.

Ceci nous conduit à dire que la déformée dans les conditions de pièce et de charge identiques mais avec des attaches différentes aux extrémités de la barre influe directement sur la façon dont celle-ci travaille donc sur la charge qu'elle peut supporter. Un autre paramètre intervient à ce niveau, il s'agit du déplacement latéral des extrémités de la barre. Dans les deux exemples précédents, nous avons supposé que les nœuds extrêmes de la barre ne pouvaient se déplacer que dans le plan vertical de celle-ci — soit schématiquement :

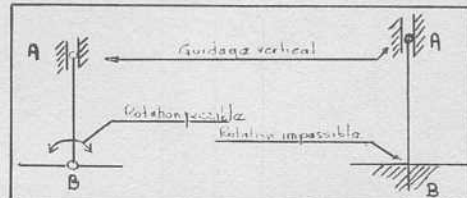


FIG. 74

FIG. 75

L'attache A permet un déplacement vertical mais interdit tout déplacement horizontal.

L'attache B ne permet aucun déplacement dans quelque plan que ce soit. Elle autorise en B (fig. 74) une rotation suivant flèche mais l'interdit en B (fig. 75). Autre possibilité, si nous reprenons le cas mais en laissant à un appui la possibilité de se déplacer, ceci est très courant en pratique, en effet, toutes constructions présentent une certaine flexibilité qui lui est propre et qui est dû aux assemblages et aussi une flexibilité due aux matériaux homogènes ou composites qui sont utilisés dans sa construction.

Exemple — sur un biplan, la cabane d'aile supérieure construite en corde à piano peut être considérée comme liée rigidement au fuselage. Par contre, les montants joignant le fuselage à l'aile peuvent côté aile se déplacer simultanément. Ceci explique d'ailleurs à mon avis les cabanes type PITTS qui de part leur forme présentent une rigidité supérieure à celle d'un stampe par exemple et de ce fait limite les déplacements même minimes dans quelque direction que ce soit.

Il peut paraître ridicule de parler de déplacement d'un point pour définir une longueur de flambement. Mais il faut absolument garder à l'esprit que toutes les études de ces phénomènes sont menées en laboratoire donc dans des conditions parfaites ou presque de réalisations. Par contre dans la pratique nous n'avons jamais ces conditions donc prudence. Pour s'en convaincre, il suffit d'examiner un biplan réel tel le stampe. Sur cet appareil, on constate la présence d'un certain nombre de haubans tendeurs. Leur rôle est multiple, et entre autre ils sont là pour maintenir un positionnement relatif des éléments sur lesquels ils s'amarront.

Si on examine de très près les montages, on s'aperçoit très vite que très peu sont en règles vis-à-vis de la théorie car impossible à réaliser pour tous les cas. Il faut donc faire des compromis et trou-

ver la solution la moins mauvaise en tenant compte des dites imperfections. Si l'on pousse les expériences jusqu'au relevé des courbes de déformation, on s'aperçoit que la longueur L' (longueur de flambement) est la plus grande distance qui sépare deux point d'articulation réel ou fictif. Ceci en considérant le plan perpendiculaire à la fibre neutre donc aux axes de la pièce comme un miroir. En pratique, quatre cas nous intéressent voir tableau figure 76.

Sans possibilités de déplacement des extrémités.

Les deux extrémités articulées.



FIG 76/1

Les deux extrémités parfaitement encastrées.

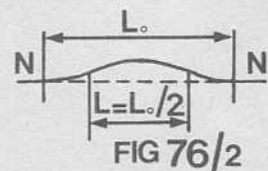


FIG 76/2

Avec liberté de déplacement des extrémités.

Une extrémité encastrée élastiquement l'autre libre (voir annexe 13,8)



FIG 76/3

Les deux extrémités parfaitement encastrées.

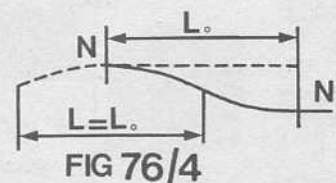


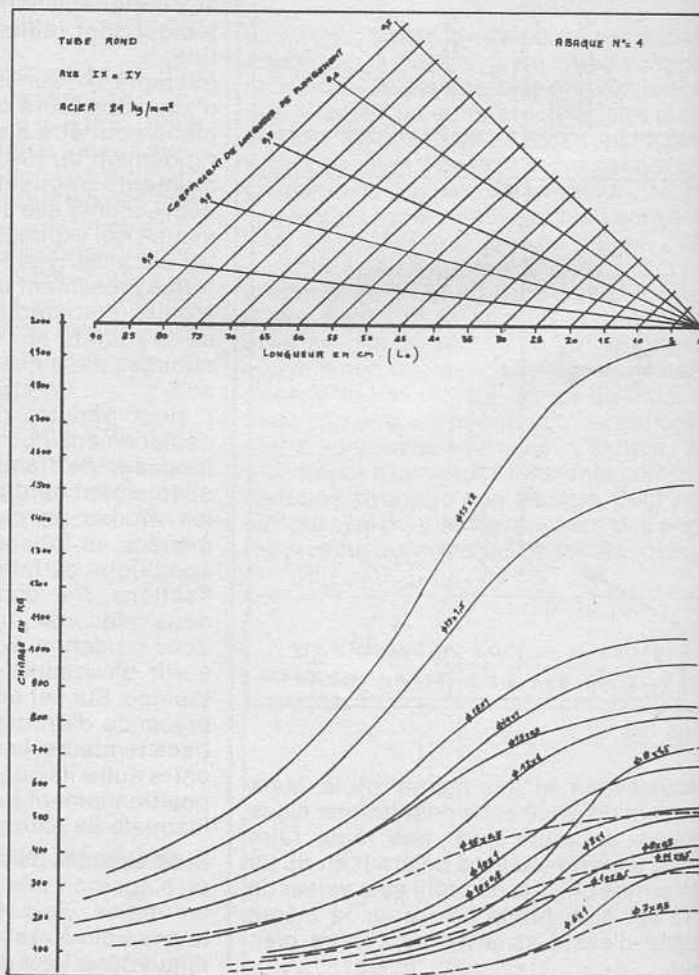
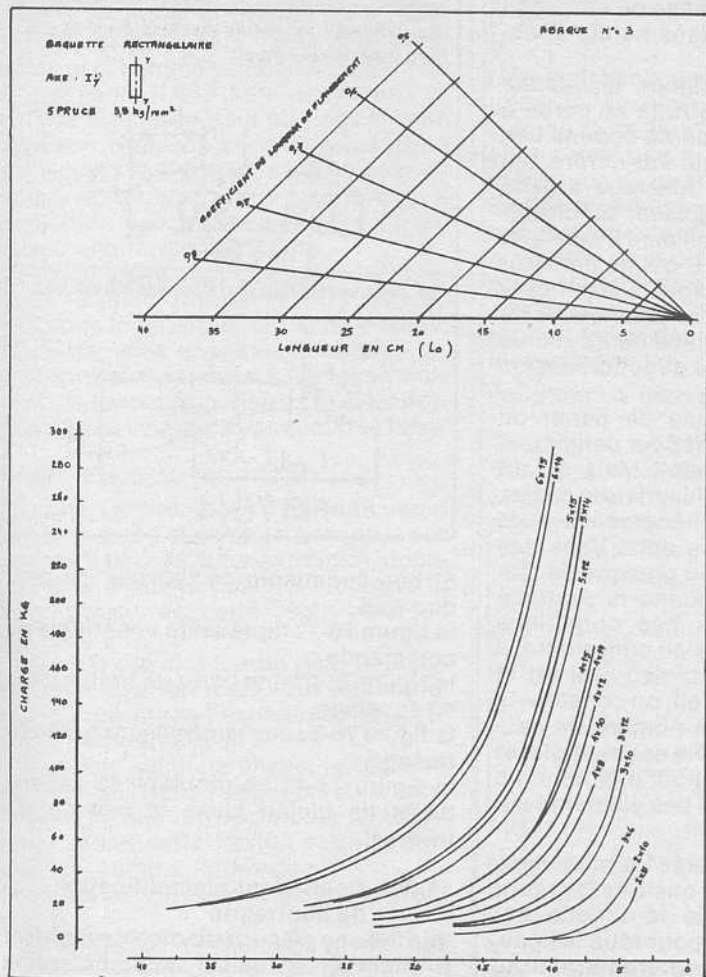
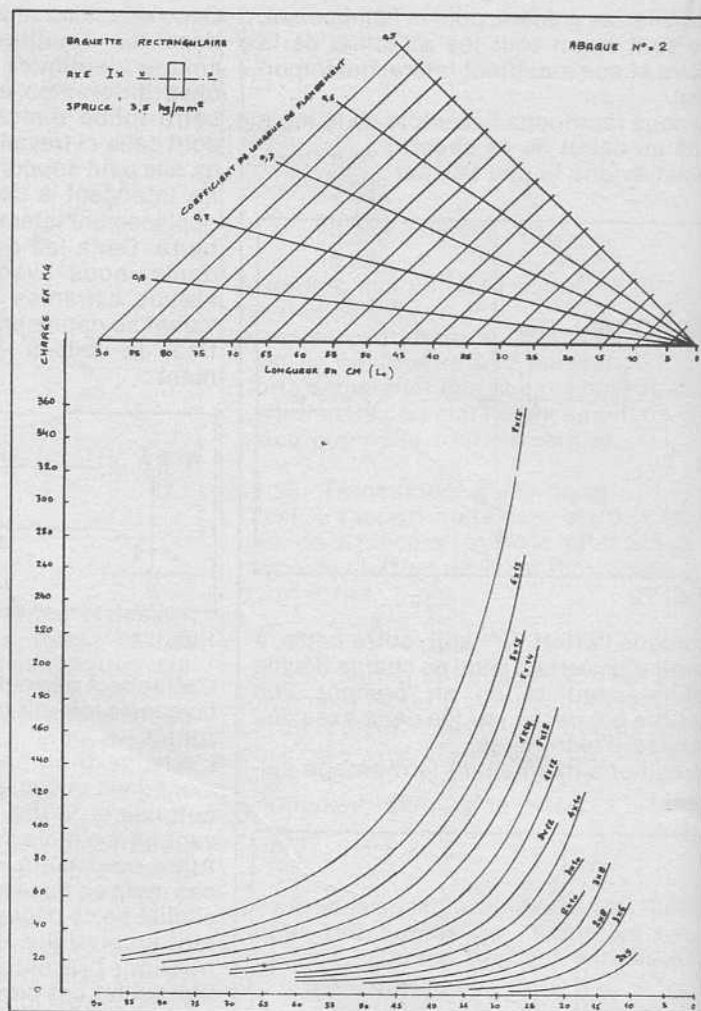
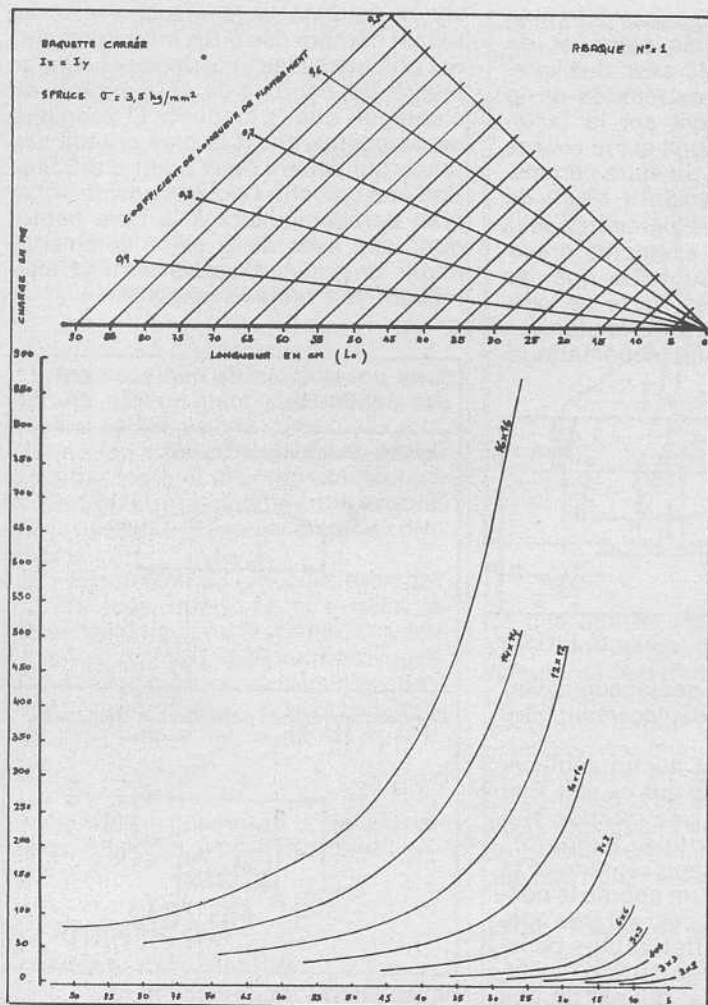
FIG 76/4

Si l'on commente ce tableau, on peut dire que :

la figure 76-1 : représente une tringle de commande,
la figure 76-2 : une barre de treillis dans un fuselage,
la figure 76-3 : une jambe de train d'atterrissage,
la figure 76-4 : un montant de cabane d'aile de biplan (dans le cas du vol inversé).

11-34 - Coefficient d'amplification de contrainte

Vérifier une pièce au flambement revient à effectuer un calcul de compression



Construction des petits gros et résistance des matériaux

G. Chapillon

simple (voir 11-2) et à pondérer ce résultat par une grandeur sans dimension elle-même fonction de l'élanement de la pièce. La méthode consiste donc à déterminer dans l'ordre :

- l'effort de compression qui s'applique ;
- la longueur de flambement de la pièce ;
- estimer la section et en définir les caractéristiques ;
- calculer l'élanement et en déduire le coefficient d'amplification de contrainte ;
- effectuer les opérations.

Ceci dit, revenons au coefficient d'amplification de la contrainte. Pour bien visualiser la chose, prenez 2 règles plates, une de 30 cm et une de 50 cm par exemple — placez-les dans les conditions de la figure 70 et appliquez-leur exactement la même charge jusqu'à déformation des pièces, les règles étant bien sûr faites dans le même matériau, vous constaterez que la flèche "f" varie en fonction de la longueur de la règle. Les contraintes dans une barre ou une structure de barres étant liées aux déplacements et la flèche en est un, on en déduit que la contrainte de flambement est plus importante dans la règle de 50 cm que dans celle de 30 cm.

Attention, j'ai bien dit contrainte de "flambement" et non contrainte de compression simple qui dans notre cas est la même pour les deux règles puisque l'effort N et la section S sont identiques.

11-351 - Tableau des k pour l'acier

Vous trouverez dans le tableau figure 76, la valeur des coefficients d'amplification des contraintes de compression simple. Ces coefficients que l'on nomme aussi

7^e partie

coefficient "K" sont calculés pour une limite élastique de 24 Kg/mm² et sont utilisables pour **toutes les pièces en acier**. Le tableau va de "0" compression simple à 300 valeur d'élanement où la pièce n'est plus stable. En pratique, il est déconseillé de dépasser 200 afin de conserver une marge de sécurité correcte vis-à-vis des phénomènes annexes tels que les vibrations par exemple.

Exemples de lecture : 51 K = 1,123
158 K = 4,043

(Voir tableau page suivante)

11-352 - Cas du bois

Il est bien sûr différent de celui de l'acier, mais rassurez-vous de très peu. En fait, seul le coefficient d'amplification diffère de celui de l'acier ce, bien sûr pour le même élanement. Pour ce cas, il n'existe pas de tableau tout fait comme pour l'acier. Ceci n'est d'ailleurs pas grave, sa détermination étant très simple.

Sa valeur est fonction de l'équation suivante :

$$K = \frac{1}{\frac{3100}{\lambda^2}}$$

Il suffit donc de calculer dans l'ordre :
- la contrainte de compression simple ;
- l'élanement dont on déduit K ; de là on déduit la contrainte de flambement que l'on majore de 5 % pour tenir compte des variations d'humidité dans le bois.

11-353 - Les alliages légers

Je ne vous conseille pas de réaliser des pièces travaillant au flambement avec ces matériaux. En effet leur valeur de résistance est beaucoup plus faible que celle de l'acier. Donc le gain de poids apparent sur la densité ne se retrouve pas après dimensionnement dans ces matériaux. De plus, il existe des tubes acier plus minces que ceux en alu ou dural et par conséquent plus performant sur le plan des caractéristiques mécaniques — on s'y retrouve donc à utiliser l'acier.

11-4 Exemple de calcul

11-41 - Cas de l'acier avec une jambe de train d'atterrissage

Nous ne considérerons que la jambe principale.

Poids avion = 12 kg

choc à l'atterrissage = 2G

le tirant empêche le train de tourner autour de l'axe "A" A'

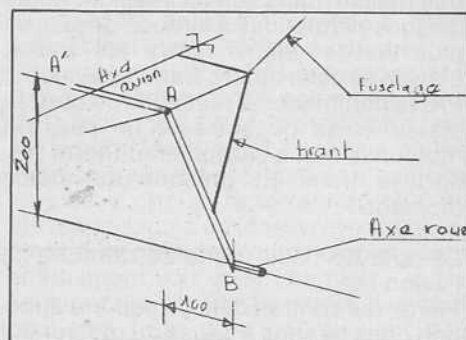


FIG. 77

soit un montage comme dans la figure 78 bis.

Élancement λ	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
0	1,000	1,000	1,000	1,000	1,001	1,001	1,001	1,002	1,002	1,002
10	1,004	1,004	1,005	1,005	1,007	1,008	1,009	1,010	1,012	1,013
20	1,016	1,016	1,018	1,019	1,021	1,023	1,025	1,028	1,030	1,033
30	1,035	1,037	1,040	1,043	1,046	1,049	1,052	1,056	1,060	1,063
40	1,067	1,071	1,076	1,080	1,085	1,090	1,095	1,100	1,105	1,111
50	1,117	1,123	1,130	1,137	1,144	1,151	1,159	1,166	1,175	1,183
60	1,192	1,201	1,211	1,221	1,231	1,242	1,253	1,265	1,277	1,289
70	1,302	1,315	1,328	1,342	1,357	1,372	1,387	1,403	1,420	1,436
80	1,453	1,471	1,489	1,508	1,527	1,547	1,567	1,587	1,608	1,629
90	1,651	1,674	1,696	1,719	1,743	1,767	1,792	1,817	1,842	1,868
100	1,894	1,921	1,947	1,975	2,003	2,031	2,060	2,089	2,118	2,148
110	2,178	2,209	2,240	2,271	2,303	2,335	2,367	2,400	2,433	2,467
120	2,501	2,535	2,570	2,605	2,640	2,676	2,712	2,748	2,785	2,822
130	2,860	2,897	2,936	2,974	3,013	3,052	3,091	3,131	3,172	3,212
140	3,253	3,294	3,335	3,377	3,419	3,462	3,504	3,548	3,591	3,635
150	3,679	3,723	3,768	3,813	3,858	3,904	3,950	3,997	4,043	4,090
160	4,137	4,18	4,23	4,28	4,33	4,38	4,43	4,48	4,53	4,58
170	4,63	4,68	4,73	4,78	4,83	4,88	4,94	4,99	5,04	5,09
180	5,15	5,20	5,26	5,31	5,36	5,42	5,48	5,53	5,59	5,64
190	5,70	5,76	5,81	5,87	5,93	5,99	6,05	6,11	6,16	6,22
200	6,28	6,34	6,40	6,46	6,53	6,59	6,65	6,71	6,77	6,84
210	6,90	6,96	7,03	7,09	7,15	7,22	7,28	7,35	7,41	7,48
220	7,54	7,61	7,67	7,74	7,81	7,88	7,94	8,01	8,08	8,15
230	8,22	8,29	8,36	8,43	8,49	8,57	8,64	8,71	8,78	8,85
240	8,92	8,99	9,07	9,14	9,21	9,29	9,36	9,43	9,51	9,58
250	9,66	9,74	9,81	9,88	9,96	10,04	10,11	10,19	10,27	10,35
260	10,43	10,50	10,58	10,66	10,74	10,82	10,90	10,98	11,06	11,14
270	11,22	11,30	11,38	11,47	11,55	11,63	11,71	11,80	11,88	11,96
280	12,05	12,13	12,22	12,30	12,39	12,47	12,56	12,64	12,73	12,82
290	12,90	12,99	13,08	13,17	13,26	13,35	13,44	13,52	13,61	13,71
300	13,79									

FIG. 76

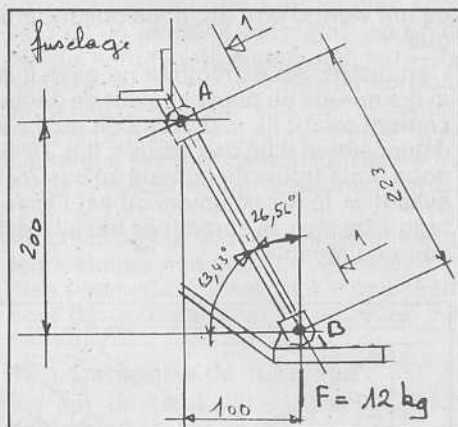


FIG. 78 bis

Toutes les cotes sont en mm et tous les angles en degrés décimaux (calculatrice oblige)

Nous pouvons décomposer l'effort F afin de connaître la valeur de la compression dans la barre AB .

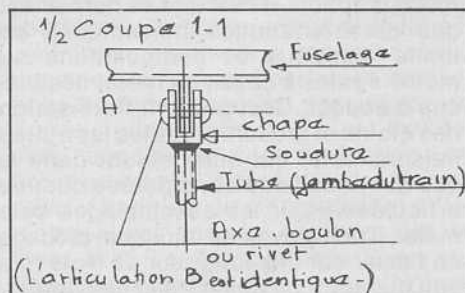


FIG. 78

$$F' = 12 / \cos 26,56^\circ$$

$$= 12 / 0,89443$$

$$= 13,41 \text{ kg}$$

longueur de flambement de la barre :
En A et B nous avons des chapes avec une possibilité de rotation des extrémités de la barre donc d'après le tableau 76, nous avons $l_f = l_0$ (fig. 76-1). Notre barre du fait des deux articulations ne peut prendre d'autres efforts sans risque. On placera donc dans ce cas un tirant pour l'effort horizontal.

Vérifions si un tube acier $\varnothing 10 \text{ mm}$ ép. 1 mm peut convenir

- $l_f = l_0 = 23 \text{ cm}$
caractéristiques du tube
section : $A = (5^2 - 4^2) \times 3,14 = 28,26 \text{ mm}^2$
 $= 0,2826 \text{ cm}^2$

inertie : $I = 0,049087 \times (1^4 - 0,8^4)$

$= 0,02898 \text{ cm}^4$

rayon de giration :

$$i = \sqrt{\frac{0,02898}{0,2826}} = 0,32 \text{ cm}$$

élancement = $22,3 / 0,32023 = 69,63 \neq 70$

Dans le tableau 77, nous trouvons pour $\lambda = 70$

$$K = 1,302$$

La contrainte de compression simple sera de :

$$13,41 \text{ kg} / 28,26 = 0,474 \text{ kg/mm}^2$$

La contrainte de flambement de :

$$0,479 \text{ kg} \times 1,302 = 0,617 \text{ kg/mm}^2$$

Notre tube est donc trop important puisque nous n'utilisons pas les limites couramment admises à savoir les 2/3 de la limite élastique soit pour l'acier un minimum de :

$$24 \times 2/3 = 16 \text{ kg/mm}^2$$

Avec un tube $\varnothing 8$ épaisseur 1 mm, nous aurions :

$$A = (4^2 - 3^2) \times 3,14 = 21,98 \text{ mm}^2$$

$$I = 0,049087 \times (0,8^4 - 0,6^4) = 0,014 \text{ cm}^4$$

$$L = \sqrt{\frac{0,014}{0,2198}} = 0,252 \text{ cm}$$

$$= 22,3 / 0,252 = 88,36 \neq 87 \quad K = 1,587$$

$$= (1,587 \times 13,41) / 21,98 = 0,968 \text{ kg/mm}^2$$

Ces valeurs montrent que nous pouvons utiliser un tube encore plus petit mais attention, 2 mm au $\varnothing$ on multiplie la contrainte dans le rapport de $0,968 / 0,474 = 2,043$ donc vérifiez avant de dire au pif que du $\varnothing 6$ épaisseur 1 mm convient. De plus nous nous sommes placés uniquement dans le cas du flambement et si nous ajoutons une flexion, ne pas oublier que la contrainte résultante sera la somme des deux.

En effet, si notre appareil a son train réalisé comme ci-dessous :

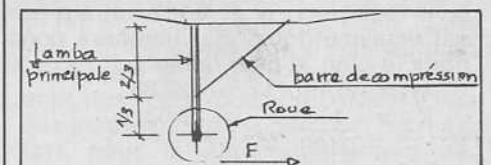


FIG. 79

Nous aurons lors de l'impact aussi doux soit-il, un effort F fonction de :

- la masse de l'appareil ;
- sa pente de descente ;
- sa vitesse de vol.

Avec notre tube $\varnothing 8 \text{ mm}$, nous avons une réserve de contrainte de $16 - 0,968 = 15,03 \text{ kg/mm}^2$ pour atteindre la limite, ceci peut se traduire par un moment de flexion égal à :

$$\sigma \times I / V = 15,03 \times \frac{0,014}{0,8} = 0,263 \text{ mkg}$$

si le tirant est placé au 1/3 inférieur de la jambe AB soit à $223/3 = 74 \text{ mm}$, nous pouvons admettre un effort de :

$$0,263 / 0,074 = 3,55 \text{ kg}$$

11-42 - Exemple de pièce en bois

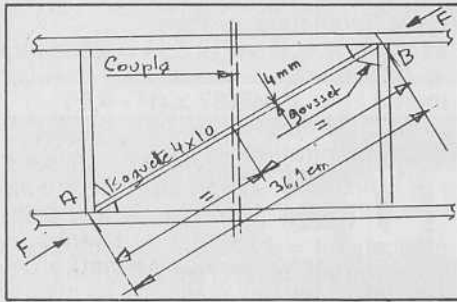


FIG. 80

Diagonale comprimée dans un treillis de fuselage
 $F = 10 \text{ kg}$
 Barre section $10 \text{ mm} \times 5 \text{ mm}$

Caractéristiques mécaniques :

$$I_x = 0,4 \times 1^3 = 0,033 \text{ cm}^4$$

$$\frac{12}{12}$$

$$A = 1 \times 0,4 = 0,4 \text{ cm}^2$$

$$\frac{I_x}{V_x} = 0,033/0,4 = 0,083 \text{ cm}^3$$

$$i_x = \sqrt{\frac{0,033}{0,4}} = 0,287 \text{ cm}$$

$$I_y = \frac{1 \times 0,4^3}{12} = 0,005 \text{ cm}^4$$

$$\frac{I_y}{V_y} = 0,005/0,2 = 0,027 \text{ cm}^3$$

$$i_y = \sqrt{\frac{0,005}{0,14}} = 0,112$$

Notre barre est simplement collée à ses extrémités. Par sécurité, nous considérerons donc qu'elle est articulée à ses deux extrémités donc nous pouvons dire : $l_f = l_o = 36,1 \text{ cm}$.

La présence d'un couple peut modifier le raisonnement suivant la façon dont il est monté. Nous regarderons donc les deux solutions.

11-421 - Pas de couple intermédiaire

If = lo = 36,1 cm sur ses deux axes
 $i_x = 0,287 \text{ cm}$ - $i_y = 0,112$ notre pièce est dissymétrique, elle flambra donc dans le plan le plus faible soit l'axe Y

$$\lambda_y = 36,1/0,112 = 322,88$$

$$k = \frac{1}{33,63}$$

$$\frac{3100}{322,88^2}$$

$$322,88^2$$

$\sigma = (33,63 \times 10)/40 = 8,407 \text{ kg/mm}^2 > 3,5$
 Il faut donc augmenter la section de notre diagonale.

Si l'on prend en compte la présence du couple et que ce dernier coupe la longueur de la barre en 2 soit $l = 36,1/2 = 18,05 \text{ cm}$ avec une liaison de ce type.

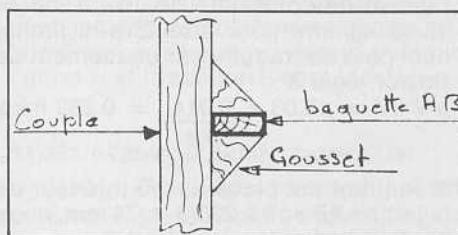


FIG. 81

Nous aurons toujours pour l'axe Y

$$\lambda_y = 18,05/0,112 = 161,16$$

$$k = \frac{1}{8,378}$$

$$\frac{3100}{161,16^2}$$

soit en gros quatre fois moins.

La contrainte sera dans ce cas de :

$$\sigma = 10 \times 8,378/40 = 2,09 \text{ kg/mm}^2 < 3,5 \text{ admissible.}$$

Cette fois, la barre est surabondante et l'on peut réduire sa section afin d'alléger la structure.

On voit donc que les pièces comprimées peuvent par une étude de la structure être allégées un maximum en plaçant judicieusement des points de retenues intermédiaires qui permettent de réduire leur longueur de flambement. Ce qui est valable pour le bois, l'est aussi pour le métal et tout autres matériaux naturel ou de synthèse.

Le problème avec les pièces comprimées vient qu'il est difficile d'estimer les sections nécessaires. On est donc amené après avoir tracé une esquisse de la structure et avoir choisie un principe constructif à effectuer plusieurs calcul si l'on veut cerner la réalité au plus près, donc exploiter la matière au maximum. Ceci dit le travail est payant et le poids mais aussi la répartition des masses ne peuvent qu'être améliorés. Il serait en effet parfaitement ridicule sur un fuselage treillis d'avoir les mêmes sections de montants et diagonales sur les flancs et les faces horizontales, ce depuis l'aile jusqu'au stabilo.

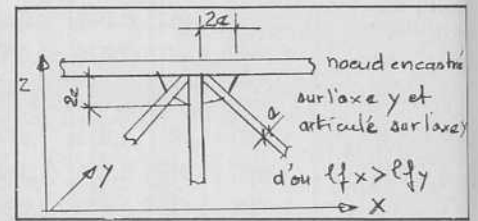
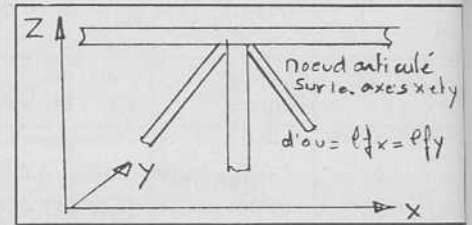
De même, il ne sert à rien de construire un train d'atterrissage en rond de 10 mm alors que des tubes bien plus légers présentent des caractéristiques mécaniques bien supérieures.

11-43 - Comment définir le type d'attache des barres

Première règle, être prudent et se dire que la liaison rigide que l'on nomme encastrement n'existe que si :

deux éléments en acier sont soudés entre eux, mais pas avec n'importe quel métal d'apport. Il faut que ce dernier est des caractéristiques mécaniques de limite élastique et compositions au moins égales à celles du métal des pièces à souder. Ceci proscriit l'utilisation des étains et brasures. Toutes les autres liaisons acier sur acier seront dans le cas du modélisme considérées comme articulées. Pour les assemblages bois métal, il doit y avoir au minimum blocage de l'acier sur une longueur de trois fois son diamètre ou son côté le plus important.

Deux éléments en bois sont raccordés par une enture ayant pour longueur 10 fois la dimension du côté où elle est pratiquée. Pour les assemblages d'angle, il faut que les liaisons soient complétées par des goussets pris dans le même bois et dont la plus petite des dimensions soit égale à 2 fois celle de la pièce la plus faible du nœud. Ne pas oublier que même en faisant ceci, vous n'aurez l'encastrement que sur un des axes de référence de la pièce. Donc ne pas l'orienter au hasard.



11-44 - Quant y a-t-il déplacement des nœuds ?

En théorie dès que la flexion apparaît. Celle-ci est alors fonction des rigidités relatives des barres qui aboutissent au nœud en question. Ceci est surtout vrai pour les systèmes dit hyperstatiques, c'est-à-dire les structures dont la réalisation permet d'affirmer et de démontrer que les assemblages présentent les mêmes caractéristiques que les barres et qu'il y a donc continuité de chacune. Cependant, si l'on considère une barre située dans un tel ensemble, il est évident que celle-ci sous l'effort se déformera et par conséquent, provoquera une rotation ou un déplacement des nœuds d'extrémités. La prudence est donc de rigueur et il vaut mieux disposer la structure pour limiter les longueurs de flambement que de faire des hypothèses difficilement contrôlables.

En fait, si l'on considère une barre avec des extrémités articulées, le fait qu'il y est déplacement ou pas est sans importance donc pas de problème. Si l'on parle encastrement se dire que tout peut bouger et par voie de conséquence, se rompre. Dans notre cas, ce sera en vol bien sûr car c'est beaucoup plus drôle. Si l'on examine le tableau 76 et d'après ce qui vient d'être dit, nous constatons que :

- encastrement des extrémités ne paye que si les nœuds ne peuvent avoir de déplacement relatif ($l_f = 0,510$). Dès qu'il y a déplacement d'un des nœuds, (fig. 76/4), nous nous trouvons ramené au cas 76/1 avec $l_f = l_o$. Conclusion, où est l'avantage ? De plus, le surcroît de travail n'est pas négligeable.

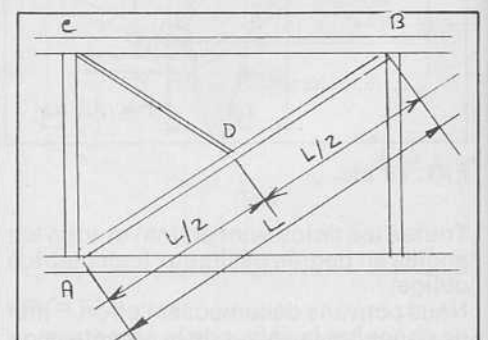


FIG. 83

Il est donc plus sage de rester isostatique, c'est-à-dire articuler et si besoin de limiter la longueur de flambement par des barres complémentaires qui recoupent en deux l'axe le moins résistant.

Le montage ci-dessus définit la diagonale AB comme étant articulée à ses extrémités. Si la longueur de flambement est par trop importante, nous pouvons soit :

- utiliser un couple de la structure pour limiter celle-ci (voir figure 81),
- placer une barre complémentaire très fine qui provoquera le même effet (barre C D).

Le choix entre les deux solutions dépend des formes à obtenir donc de l'allure générale de la structure. Ce type de montage est très utilisé pour les haubans d'avion grandeur tel les "Piper", examinez-en un de près, vous verrez. Enfin un dernier argument pour ce montage, les vibrations. Plus une pièce est élastique, plus sa propension à vibrer est grande. Si pour une même section de pièces, nous réduisons cette longueur de moitié, ce n'est pas négligeable du tout.

Le mois prochain, je vous propose de mettre ceci en pratique à travers le calcul d'un fuselage de petit gros. Je pense que cela éclairera totalement la chose qui est assez complexe à assimiler, mais au moins aussi dure à expliquer.

ÉTUDE DES FUSELAGES

Chapitre 12

Là nous touchons ce qui fait bien souvent qu'un appareil vous plaît ou nous rebute, sentimentalement bien sûr — la ligne générale est en quelque sorte la signature de l'équipe qui a défini l'avion. Pour nous c'est certainement pour cette pièce que les problèmes sont les plus ardues à résoudre sur le plan construction.

Au chapitre du calcul ce n'est pas toujours simple non plus, et certaines formes sont inabordable pour le modéliste sauf cas très particulier bien sûr.

12-1 Catégorie de fuselage

En fait on peut les classer en trois catégories.

12-11 - La boîte carrée que l'on a coutume de choisir sur bon nombre d'avion de début. C'est du massif, pas très passionnant pour nos gros modèles et la semi-maquette est difficile sauf exception. Dans cette catégorie on peut aussi rentrer la boîte carrée mais réalisée en treillis de baguettes. Là c'est déjà plus

intéressant, et bon nombre de semi-maquette de vieux avions deviennent possible.

12-12 - Dérivés de la boîte carrée on trouve des fuseaux en formes agréables par ajout de carenage supérieur, inférieur et de lisses latérales. Bien souvent les avions d'amateurs sont construits sur ce principe. Une variante consiste à coller sur cette boîte des blocs de mousse polystyrène ou autre que l'on façonne et recouvre ensuite de tissus de verre et résine, comme sur les avions grandeur.

12-13 - Fuselage monocoque intégral raidi par quelques couples et lissés afin de limiter la masse d'ensemble.

12-2 Avantages et inconvénients

La première solution s'impose pour le débutant encore que... la variante en baguette est plus logique sur le plan résistance des matériaux et parfois (maquette) obligatoire. Cette dernière permet un calcul facile des efforts sollicitant chaque composant et par suite un dimensionnement rigoureux donc une bonne répartition de la matière donc un gain de poids appréciable.

La seconde relève du même principe constructif mais permet de disposer de part les carénages de caisson de résistance non négligeable dans certains cas de vol. La solution des blocs de mousses permet la réalisation de forme complexe mais la nécessité de maroufler avec un produit dur peut faire douter de son bien-fondé. Cette technique présente pourtant le gros intérêt pour un chasseur, par exemple, d'éviter le moule que nécessite une réalisation en fibre de verre. Cette méthode est simple à calculer à la condition de négliger la mousse et son revêtement. On aura donc dans ce cas un poids de matière qui ne sera pas pris en compte dans la résistance. La troisième solution est de loin la plus complexe et n'est pas calculable par une personne isolée et sans moyens autres que ceux courant c'est-à-dire la calculatrice. On peut cependant contourner le problème en assimilant les revêtements courbes à des sections droites réduites, ceci conduit bien sûr à des approximations mais en prenant certaines précautions il est parfaitement possible de se tirer d'affaire. Le problème est exactement le même pour les réalisations en fibres de verre. Cependant, outre que les caractéristiques du matériau sont différentes, il est dans ce cas possible de jouer avec l'orientation des fibres du tissu pour disposer d'une coque à résistance orientée.

Un mot encore pour parler de la construction à base de métal. Pourquoi pas, ceci est parfaitement possible sur le plan constructif. Reste à voir les problèmes d'approvisionnement, d'outillage et de prix de revient. Un modéliste français à d'ailleurs essayé en utilisant des tôles d'offset ; pourquoi pas. Il y a là quelque chose à explorer et pourquoi pas une maquette d'avion métallique conforme au réel. Les calculs ne seraient pas plus complexes qu'avec le bois et le résultat peut être positif.

12-3 Éléments de charges

Dans tout calcul, la première chose à faire est une épure. Celle-ci définira en gros la construction, l'implantation des éléments embarqués. Un calcul grossier permettra de ce faire une idée des sections à utiliser et donc de savoir qu'elles sont les sections de matériaux nécessaires. Ceci fait, nous pouvons estimer si notre première idée est bonne, la modifier le cas échéant et voir à quel poids il est en gros possible de parvenir.

Cette approche va nous permettre une définition plus précise à la masse d'ensemble et conséquemment un calcul lui aussi plus précis.

12-31 - Charges sollicitant le fuselage Se sont en partant de l'avant :

- le moteur en poids et couple de fonctionnement,
- le réservoir,
- le train s'il fait partie du fuseau,
- la radio et les servos,
- les tringleries,
- le plan fixe en poids,
- la roulette de queue si elle existe,
- la masse par unité de longueur de l'ossature donc sont poids propre.

Ces charges seront prises en compte pour les différents cas de vol et bien sûr majorées par les facteurs de charge pour lesquels nous avons choisi de dimensionner la structure.

12-32 - A quoi assimiler un fuselage

Un avion c'est bien connu est porté par ses ailes, la portance due au fuselage même si elle existe dans l'absolu est négligeable sauf peut être dans certains cas bien particulier. Que notre appareil soit biplan, ou triplan, qu'il soit monoplan aile haute ou basse ne change heureusement pas le problème, la portance vient de l'aile et le fuseau est porté ou suspendu à cette ou ces dernières. En vol horizontal, le stabilo n'intervient pas puisque son rôle est de maintenir l'équilibre longitudinal.

Il est donc possible de dire avec exactitude qu'un fuselage est constitué de deux poutres cantilever dont la jonction se fait au droit du longeron d'aile. Cette jonction sera bien sûr le lieu où nous trouverons les efforts maximum. Il est donc possible d'étudier séparément chaque poutre puis de superposer les résultats pour le dimensionnement des sections.

12-321 Schéma de fonctionnement

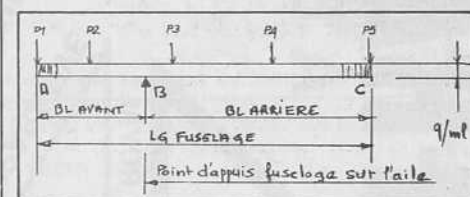


Fig. 84

La charge q représente le poids propre de la structure soit :

- Ossature résistante
- Habillage
- Peinture

Construction des petits gros et résistance des matériaux

G. Chapillon

Les charges P1... P5... Pn représentent les équipements soit :

Moteur
Radio
Tringlerie

leur nombre est donc variable avec l'équipement embarqué.

Le point 1 représente la position du centre de gravité du moteur, le point 5 celui du plan fixe et le point B la jonction du fuselage avec le longeron. On voit donc qu'il y a intérêt à faire coïncider le longeron avec le centre de gravité de l'appareil. Il est considéré comme le point d'appui de la poutre qu'est le fuselage, l'équilibre statique étant, lui, fonction des charges et de leur bras de levier respectif et l'équilibre dynamique étant assuré par l'action du stabilo.

A partir de là, tout ou presque a déjà été dit dans cette étude. Il vous suffira donc si vous avez un trou de vous reporter aux chapitres 1 à 11 pour trouver l'explication des points qui ne seront pas détaillés par le menu.

12-42 Position et valeur des charges

Masses embarquées	Poids kg	Distance au point A
B = moteur	6	0,53
C = réservoir plein	1,2	0,43
D = commande moteur	0,2	0,265
E = accus réception	0,8	0,1
F = aménagement cabine	0,4	0,23
G = servo direction	0,1	0,50
H = tringlerie direction	0,05	0,71
J = servos profondeur	0,25	1,565
K = tringlerie profondeur	0,1	1,75
L = plan fixe et roulette	1,2	1,92

Les valeurs ci-dessus sont mesurées par la pesée des pièces ou estimation des longueurs et des poids pour les éléments non terminés.

Nous avons lors du calcul du longeron

8^e partie

adopté un facteur de charge égal à 10. Pour être homogène nous reprendrons ici la même valeur, l'aile calculée étant celle qui va avec le fuselage dont nous nous occupons aujourd'hui.

Avec ces éléments et une épure donnant la structure et les cotes nous pouvons démarrer le calcul des efforts. De ceux-ci, nous déduirons les sections à employer.

12-43 L'ordre du calcul est le suivant :

12-431 - Calcul des moments de flexion

12-432 - Calcul des moments de torsion

12-433 - Calcul des efforts tranchant

12-434 - Détermination des efforts par barre ou flancs

12-435 - Vérification des contraintes unitaires

12-436 - Superposition des charges par la superposition des contraintes. Il est donc possible de mener l'étude jusqu'au point 12-433 sans savoir quel type de structure on adoptera. Au vue des valeurs on choisira dans l'arsenal des moyens le plus approprié. L'exemple que nous allons traiter sera subdivisé en trois pour être aussi complet que possible. Nous traiterons dans l'ordre :

12-436 - Une structure treillis

12-437 - Une structure caisse

12-438 - Une structure caisson ovoïde par méthode "approchée".
(Voir figure 85)

12-43 Calcul

12-431 - Moment de flexion

12-431-1 - Partie avant du fuselage moment XX et YY

Rep. charge	Masse	Facteur de charge	Distance	Moment	Moment cumulé
Poids propre	2 kg/ml	10	0,53	0,7	0,7
Moteur	6 kg	10	0,53	31,8	32,5
Réservoir	1,2 kg	10	0,43	5,16	37,66
Cdes moteur	0,2 kg	10	0,265	0,53	38,19
Accus	0,8 kg	10	0,1	0,8	38,99 en kg

12-431-2 - Partie arrière du fuselage moment XX et YY

Poids propre	2 kg/ml	10	1,92	9,22	9,22
Plan fixe	1,2	10	1,92	23,04	32,26
Tringle prof.	0,1	10	1,75	1,75	34,01
Servo profond.	0,25	10	1,565	3,91	37,92
Tringle direc.	0,05	10	0,71	0,36	38,27
Servo direct.	0,1	10	0,5	0,5	38,77
Aménagement cabine	0,4	10	0,23	0,92	39,69 en kg

Remarque : Au passage, on constate que la différence des moments est très faible (+ 0,7 mkg) en faveur de la partie arrière, le centre de gravité de l'ensemble sera donc sensiblement au point de liaison entre le fuselage et le longeron d'aile. Pour équilibrer totalement on peut soit avancer la batterie (refrain connu) soit déplacer vers l'avant les servos de profondeur par exemple.

12-431-3 - Calcul des moments de torsion suivant XX.

Si vous construisez un planeur, ce paragraphe ne vous concerne pas. Par contre, s'il s'agit d'une vion motorisé ne le sautez pas. Nous savons que la puissance d'un moteur est le produit d'un couple à régime donné par ce régime. Il nous est donc possible connaissant la puissance de notre moteur de calculer (si l'on sait à quel régime cette puissance est délivrée) le couple qui lui correspond.

Exemple : puissance 6 CV
régime 5 000 tr/mn

Couple moteur au régime de puissance
 $6 \times (75 \times 60/6,28) = 0,86 \text{ mkg}$
5 000

Ce couple se transforme en effort linéaire au droit des fixations moteur sur la cellule. Si nos fixations sont distantes de 0,20 mètre, nous aurons un effort par flanc de fuselage égal à $0,86/0,20 = + 4,30 \text{ kg}$.

Nos moteurs tournent en général à droite vu de la cabine, la charge sera donc dans le cas du vol normal orienté vers le bas pour le flanc droit et vers le haut pour le flanc gauche. Nous devons donc prendre en compte une valeur supplémentaire de moment de flexion. (Voir figure 86)

La valeur du couple moteur est totalement indépendante du nombre de "G" pris en compte pour le calcul de la cellule. Il n'y a donc pas lieu, du moins apparemment d'appliquer le coefficient majorateur à ces charges. En pratique, ne pas oublier qu'il peut y avoir de brusques variations de régime moteur, corrélairement celles-ci amè-

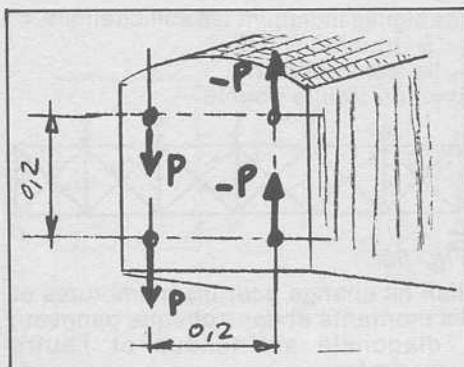


Fig. 86

ment de brusques variations de couple. Nous arrivons donc à la notion de couple instantané par opposition à la notion de couple constant. Le dernier est connue parfaitement alors que le premier est essentiellement fonction de la rapidité des variations de régime donc de l'accélération plus ou moins rapide des pièces en mouvement dans le moteur. Nous adopterons un coefficient de 2 — pourquoi ? et bien, tout simplement parce que c'est le coefficient généralement admis sur les avions légers. Le moment dû au couple sera donc

admis comme étant égal à :

$$2 \times 4,30 \times 0,53 = + 4,56 \text{ mkg}$$

Soit au moment total pour la partie avant de :

flanc droit :

$$+ 4,56 + \frac{38,99}{2} = 24,05 \text{ mkg}$$

flanc gauche :

$$- 4,56 + \frac{38,99}{2} = 14,94 \text{ mkg}$$

12-5 Remarques

Si l'on voulait être très précis, il faudrait encore tenir compte que le coup d'aile-ron (départ en tonneaux) ou un chargement dyssymétrique de l'aile produit un moment. Il y a rotation de la cellule sur son axe de vol et chaque élément constitutif ou embarqué subit une accélération qui est génératrice d'efforts.

Le calcul permet de résoudre ceci mais devient alors long et fastidieux. Il exige

FIG. 87 : Diagramme des moments

Nota : toutes les valeurs de ces deux diagrammes représentent des valeurs totales. Un fuselage étant en général constitué de deux flancs, chacun en supportera bien sûr la moitié.

Attention ceci est faux pour le Mt et ET dus au couple du moteur.

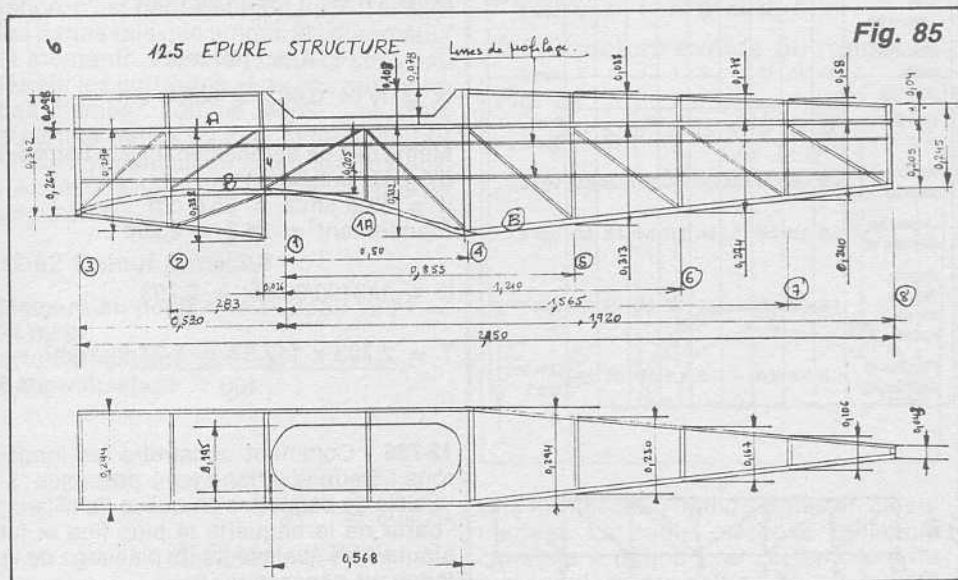
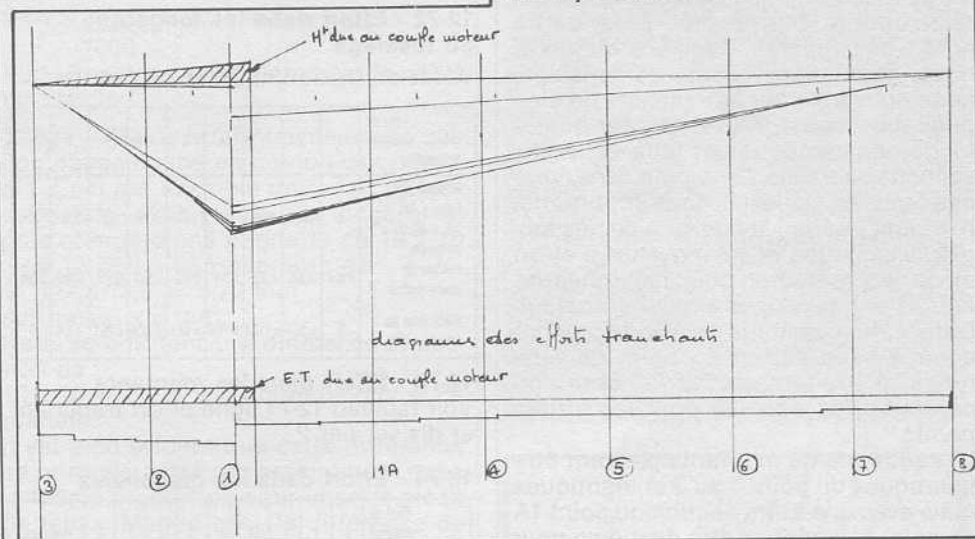


Fig. 85

en effet de calculer l'inertie totale de l'avion. La solution adoptée ici est de majorer le facteur de charge. Elle est fautive, c'est sûr, mais sur le plan résistance je n'ai jamais eu à déplorer de rupture en vol. C'est une enveloppe, bien sûr, donc lourde mais moins que le pifomètre.

Si certain d'entre vous sont intéressés par le calcul complet faites-le savoir à la revue, et si vous êtes assez nombreux on le publiera en fin de l'étude.

Pour le cas du vol sur la tranche, les efforts applicables au fuselage sont les mêmes. Cependant ils sont diminués de la portance. Il ne reste donc que la différence des deux plus la valeur induite par le braquage de la dérive. En pratique, à notre échelle considérer qu'ils sont identiques et s'appliquent en totalité n'est pas une bévue du fait des possibilités constructives à notre disposition.

12-7 Fuselage treillis

Reprenons l'épure du paragraphe 12-5 et les diagrammes du paragraphe 12-6.

Dans une structure de ce type, les barres A et B donc les longerons principaux du fuselage ont pour rôle de reprendre le moment. Les montants H1, H2... doivent supporter l'effort tranchant de même pour les diagonales D1, D2...

Pour les longerons, l'effort en un point quelconque est fonction de la valeur du moment à ce point.

La hauteur de la poutre à ce même point. Le moment se traduit par des efforts axiaux dans les deux longerons l'un est comprimé, l'autre tendu. En vol normal, le longeron supérieur est tendu, l'inférieur comprimé et inversement en vol dos.

Pour les montants, l'effort qu'ils supportent est la valeur de l'effort tranchant qui s'applique à chaque panneau. Enfin pour les diagonales, c'est le même problème que les montants mais augmenté de la valeur de l'angle.

Le plus simple est de dresser un tableau qui pour chaque point de référence nous donne les sollicitations qui s'appliquent. A l'examen des tableaux, on constate que les valeurs d'effort varient très vite. Nous avons donc dans l'absolu intérêt à faire varier les sections afin d'alléger les zones les moins sollicitées ce qui remarquez-le correspond à la partie arrière de l'appareil. Dans la pratique, si notre appareil est court de fuselage, nous pouvons pour des raisons de simplification constructive adopter quatre longerons identiques et faire varier les sections du treillis. Si comme dans notre cas les bras de levier sont importants, il devient intéressant de calculer les longerons pour une valeur moyenne d'effort et de les renforcer pour les zones où l'effort est supérieur à celui du calcul. Dans notre cas, nous pourrions prendre comme base l'effort au point de référence "6" du tableau "12-72" et renforcer selon les besoins pour les autres points.

Les sections de montants peuvent être identiques du point 1 au 3 et identiques mais avec une autre section du point 1A au point 8. Il peut en être de même pour les diagonales.

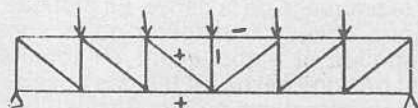
Attention tout de même, ne pas coller une diagonale ou un montant en 6 x 6 sur un longeron en 4 x 4, chaque pièce doit se joindre à une autre identique dans le plan de joint pour d'évidente raison de collage.

Comment travaillent les barres

Dans un treillis, suivant le sens dans lequel les efforts sont appliqués certaines barres voient le sens de leur sollicitation s'inverser. C'est le cas des diagonales et des membrures, les montants étant dans tous les cas comprimés.

EXEMPLE :

Fig. 88



Les signes indiquent les sollicitations =

+ = traction

- = compression

Avec un treillis double

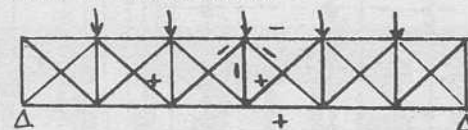


Fig. 89

Rien ne change pour les membrures et les montants et dans chaque panneau, 1 diagonale est tendue et l'autre comprimée.

On peut donc négliger les barres comprimées et les calculer uniquement en traction. Cette solution présente nombre d'avantage dont une excellente rigidité. Son principal défaut est son poids du fait du doublement des barres.

12-71 Sollicitations

Point de référence Sollicitation	3	2	1	1A	4	5	6	7	8	Remarque
Moment de flexion (mkg)	0	21,5	39	31	24	17,5	11	4,5	0	Valeur pour deux
Effort tranchant (kg)	12	14	15	5,5	5	4,5	4,5	3,5	3	Panneaux
Moment du au couple moteur	0	2,5	4,56	0	0	0	0	0	0	

12-72 - Effort dans les longerons du fuselage

= Mt de flexion/hauteur de poutre

Point de référence Sollicitation	3	2	1	1A	4	5	6	7	8
Moment par flanc = Mt 7/2 + Mt du au couple	0	13,25	24,06	15,5	12	8,75	5,5	2,25	0
Hauteur de poutre (mètre)	0,264	0,205	0,205	0,205	0,332	0,313	0,274	0,240	0,205
Effort dans les longerons (kg)	0	± 64,4	± 117,3	± 75,6	± 36,1	± 27,9	± 20,1	± 9,4	0

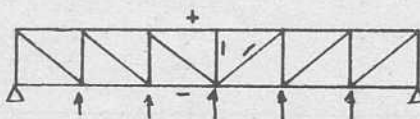
12-73 - Effort dans les montants

Voir tableau 12-71 ligne effort tranchant et diviser par 2

12-74 - Effort dans les diagonales

Point de référence Sollicitation	3	2	1	1A	4	5	6	7	8	Remarque
Effort tranchant (kg)	4	5	5,5	2,75	2,5	2	2	1,75	1,5	Ligne 1
Effort dû au couple moteur (kg)	4,3	4,3	4,3	0	0	0	0	0	0	Ligne 2
Effort total en kg	8,3	9,3	9,8	2,75	2,5	2	2	1,75	1,5	Total ligne 1+2
Hauteur de la poutre (m)	0,264	0,205	0,205	0,205	0,332	0,313	0,294	0,240	0,205	Ligne 3
Longueur des diagonales (m)	0,35	0,33	0,35	0	0,43	0,43	0,40	0,38	0,35	Ligne 4
Longueur diagonale/longueur montant	1,33	1,61	1,71	—	1,3	1,37	1,46	1,58	1,71	Ligne 5
Effort dans les diagonales (kg)	11,04	14,97	16,76	—	3,25	2,74	2,92	2,77	2,57	Ligne 3 x ligne 5

Fig. 88



Dans votre cas, nous devons d'après la figure (85) dimensionner l'ensemble pour les efforts de compression si nous voulons tenir tous les cas de vol.

12-75 Calcul du longeron

Points de référence : 6 et 1

Effort au point 6 = - 20,07 kg (effort barre 5 à 6)

Longueur libre = 1,5655 - 1,21 = 0,355

Effort au point 1 = 117,37 kg (effort barre 1 à 4)

Longueur libre

$$= \frac{0,036 + 0,5}{2} = \frac{0,565}{2} = 0,2825$$

12-751 - Barre 5-6

Section estimée = 6 x 6 mm spruce

Caractéristiques mécaniques

$I_x = I_y = 0,6 = 0,011 \text{ cm}^4$

$A = 6 \times 6 = 36 \text{ mm}^2$

$I_x = I_y = 0,01/03 = 0,04 \text{ cm}^2$

$VX \quad VY$

$LY = LX = 0,011 = 0,173$

$0,36$

Elancement = longeron donc barre continue - barre encastée à ses extrémités donc Cf. = 0,5 lo = 0,355/2 = 0,178 m = 17,8 cm = 17,8/0,173 = 102,76 / 103

$K = 1/(3100/103) = 3,422$

$T = 3,422 \times 20,07 = 1,908 \text{ kg/mm}^2$

36

< 3,5 admissible

Avec une baguette de 5 x 5 nous aurons :

$IX = IY = 0,5 = 0,005 \text{ cm}^4$

12

$A = 5 \times 5 = 25 \text{ mm}^2 = 0,24 \text{ cm}^2$

$IX = IY = 0,055 = 0,144$

$0,25$

$= 17,8/0,144 = 123,32 / 123$

$K = 1/(3100/123) = 4,88$

$T = 4,88 \times 20,07 = 3,918 \text{ kg/mm}^2 > 3,5$

25

Nous adopterons donc une section de 6 x 6 mm.

12-752 - Barre 1-4

Section estimée = 10 x 10 spruce

Caractéristiques mécaniques

$IX = IY = 1 = 0,083 \text{ cm}^4$

12

$A = 100 \text{ mm}^2$

$ix = iy = 0,083 = 0,288 \text{ cm}$

1

Même cas de flambement que la barre 5-6 d'où lf = 0,5 lo

lf = 53,6 cm/2 = 26,8 cm

Elancement = $\frac{26,8}{0,288} = 93,05$

$0,288$

$K = 1/(3100/93,05) = 2,793$

$T = 2,793 \times 117,37 = 3,27 \text{ kg/mm}^2$

100 < 3,5

12-753 - Comment construire les longerons ! Deux solutions sont possibles :

- treillis de baguettes en queue de billard ;
- partir de la baguette la plus fine et lui ajouter des épaisseurs de plaquage de la longueur nécessaire ;

