

# LE CALCUL DES MATS DE CHARGE HAUBANNÉS

par P. CAMPUS,

Ingénieur civil des Constructions navales A. I. Lg.  
Ingénieur au Bureau Veritas

**Résumé.** — *Le but de cette communication est d'exposer une méthode simple mais suffisamment précise de calcul des mâts haubannés. Après un rappel des caractéristiques principales des mâts et des haubans, l'auteur établit à partir des principes de la résistance des matériaux, des formules permettant le calcul des fatigues de flexion et de compression (compte tenu du flambement) s'exerçant dans un mât après mise en charge. La fin de l'article est consacrée à la détermination des dimensions principales d'un mât haubanné à partir des prescriptions des sociétés de classification et des principes ci-dessus.*

Le problème de l'échantillonnage des mâts de charge haubannés a donné lieu à d'assez nombreuses études et méthodes de calcul basées sur des hypothèses diverses.

Tandis que la plupart des problèmes classiques de la résistance des matériaux sont résolus à l'heure actuelle par une seule méthode, ou par des méthodes ne différant que par la forme mais donnant un résultat unique, le problème de l'échantillonnage des mâts de charge, au contraire, est traité par les différents chantiers suivant des méthodes très différentes, tant par la forme que par les résultats auxquels elles conduisent.

Cependant, une tendance très nette à l'adoption d'une méthode unique apparaît actuellement, tendance qui se reflète nettement dans les prescriptions des derniers règlements parus des sociétés de classification.

Le but de cette note est d'exposer et de justifier ce mode de calcul basé sur la théorie classique de la résistance des matériaux et de le simplifier autant que possible en le présentant sous une forme systématique.

La fin de cet article traitera de la détermination directe des dimensions principales des mâts de charge, détermination qui peut, dans certains cas complexes, demander un minimum de tâtonnements, sans toutefois être aussi longue que la résolution par vérifications successives, généralement utilisée dans le cas de problèmes hyperstatiques.

\* \* \*

Du point de vue théorique, un mât constitue une poutre assujettie à des liaisons à ses extrémités. Ces liaisons sont, d'une part, la ou les attaches aux ponts à la partie inférieure du mât, d'autre part, l'attache aux haubans au capelage.

La liaison inférieure, lorsque le mât traverse un entrepont, peut, sans grande erreur, être assimilée à un encastrement, étant donné l'écartement relativement faible des appuis existants (l'encastrement peut en effet être considéré comme la limite de deux appuis quand la distance entre ceux-ci tend vers 0) <sup>(1)</sup>.

Dans certains cas particuliers, le mât peut être articulé au pied ; dans ce cas, le mât étant iso-statique, la résolution du problème ne présente aucune difficulté : aussi ne considérerons-nous pas ce cas ici.

L'attache aux haubans s'apparente à un appui plus ou moins élastique, suivant les caractéristiques des haubans.

Nous admettrons, dans l'exposé qui va suivre, que le mât est encastré à sa base et appuyé élastiquement à sa partie supérieure.

La détermination des sollicitations extérieures agissant sur un mât de type classique est assez simple. Les forces extérieures agissant sur lui sont connues en intensité, direction et sens. Elles consistent en la force P (charge appliquée au crochet), la force L exercée sur le câble de levage, la force M exercée sur le brin de retour du martinet (fig. 1).

P : est une des caractéristiques de l'engin de levage étudié.

L : est égale à P, ou à une fraction de cette force, suivant qu'elle équilibre la charge au crochet directement ou par l'intermédiaire d'un palan.

M : est égale à P multipliée par le rapport de la longueur du martinet à la distance verticale entre le capelage et le pied de la corne de charge, ou à une fraction de cette valeur s'il est prévu un plan.

Cette mise en charge fait naître, dans le mât, des efforts de flexion et de compression. La détermination de ces efforts exige la connaissance des réactions exercées sur le mât par le système de haubans.

Avant d'exposer le calcul de ces réactions, nous rappellerons brièvement les principales caractéristiques des haubans et des systèmes de haubans que l'on rencontre à bord des navires.

**Haubannage.** — Les câbles métalliques qui constituent les haubans sont formés de fils

<sup>(1)</sup> Nous justifierons cette hypothèse dans la partie du présent article consacrée au calcul proprement dit du mât.

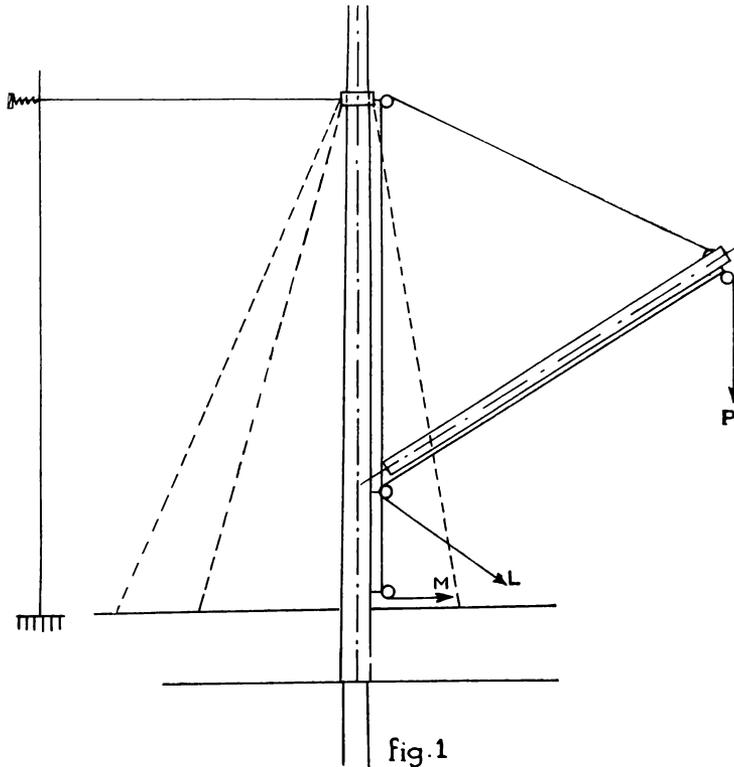


fig.1

d'acier tordus en hélice pour former des torons ; ces torons, à leur tour, sont enroulés en hélice autour d'une ou plusieurs âmes en chanvre.

Si l'on procède à un essai de traction sur un petit tronçon d'un tel câble placé verticalement, on s'aperçoit que le module de Young de l'éprouvette rapporté à la section métallique seule est inférieur au module de l'acier dont est fait le câble. Ceci s'explique facilement par la torsion des fils et des torons qui, sous l'action d'une force extérieure, se déforment et s'allongent à la manière des ressorts. Le module d'élasticité d'un

hauban  $E_h$  peut donc être posé égal à  $k_1 E$ .  $E$  étant le module de l'acier, et  $k_1$  un coefficient plus petit que 1. La valeur de  $k_1$  dépend de la structure du câble.

Les haubans des mâts de charge ne sont pas placés verticalement, mais obliquement, par rapport à l'axe du mât. Par suite de sa très faible résistance à la flexion, le hauban s'incurve sous l'action de son poids propre, en prenant la forme d'une « chaînette ».

Si nous considérons un hauban attaché à l'une de ses extrémités, et soumis à l'autre à une tension  $T$  (fig. 2), nous pouvons définir pour cette position particulière un module d'élasticité analogue au module de Young, en considérant le déplacement  $dL$  de l'extrémité du hauban dû à une augmentation  $dT$  de la tension  $T$ .

$$\frac{dL}{L} = \frac{1}{E_i} \frac{dT}{S} \tag{1}$$

Le module  $E_i$  est appelé le coefficient d'élasticité instantané du hauban.

L'augmentation de  $L$  provenant, d'une part de l'allongement propre du câble et, d'autre part, de la diminution de flèche de la chaînette, le coefficient  $E_i$  est évidemment inférieur au coefficient  $E_h$  donné par un essai de traction.

$$E_i = k_2 E_h = k_1 k_2 E = k E \tag{2}$$

Pour un hauban de composition donnée, dont la disposition géométrique est fixée,  $k$  dépend

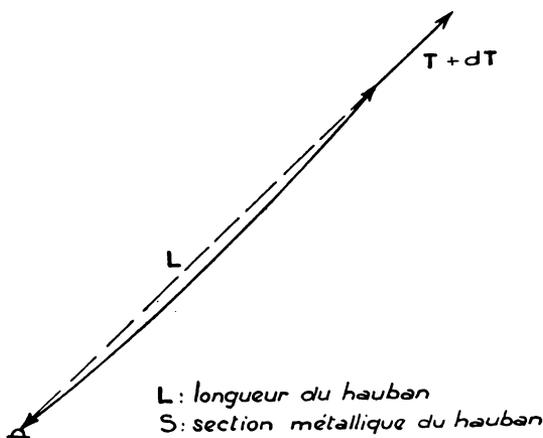


fig 2

uniquement de la tension à laquelle le câble est soumis. L'allure de la courbe  $k = f(T)$  est donnée par la figure 3. Cette courbe est asymptotique à la droite  $k = k_1$ .

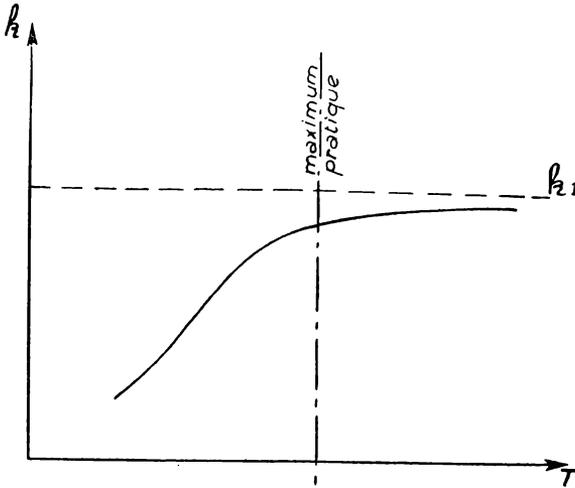


fig. 3

De l'allure de cette courbe, on déduit qu'il n'y a pas lieu de tendre outre mesure un hauban pour réaliser pratiquement un coefficient d'élasticité élevé.

Le coefficient d'élasticité des haubans doit avoir une valeur aussi élevée que possible, pour assurer l'efficacité du système de haubans; d'autre part, les efforts créés par la mise en charge du mât se superposant à la tension initiale, il n'y a pas lieu de contraindre initialement les haubans au delà de la valeur strictement nécessaire, afin d'éviter des tensions trop élevées en service. (Il est bon de remarquer qu'en fait, la mise en tension des haubans ne donne lieu, le plus souvent, à aucun contrôle, et est laissée à l'appréciation des servants du mât).

La mise en tension des haubans d'un mât, du fait des réactions qui naissent au capelage, crée dans le mât des efforts de compression et, éventuellement, de flexion.

Dans une mise en tension correcte, la flexion du mât doit être pratiquement nulle, ce qui nécessite l'équilibre des composantes horizontales des efforts exercés par les haubans.

Un système de haubans correct doit donc être composé de haubans situés de part et d'autre d'un plan quelconque passant par l'axe du mât.

Toute infraction à cette règle donnerait lieu à une flexion du mât avant mise en charge, flexion qui pourrait être très importante et même dépasser celle que crée la mise en charge. Cette flexion initiale serait d'autant plus dangereuse qu'elle serait difficilement contrôlable.

Nous supposons, dans ce qui suit, que le mât, avant mise en charge, est uniquement

comprimé sous l'action des haubans. Il en résulte directement que, lors de la mise en charge d'un mât, la tension de certains haubans augmente, tandis que les autres se détendent.

Si nous considérons un hauban quelconque d'un système de haubans, et si nous provoquons un déplacement horizontal infiniment petit  $df$  de la tête du mât (fig. 4), le hauban se tend ou se détend, suivant la position du plan qu'il forme avec l'axe du mât par rapport au plan perpendiculaire à celui formé par l'axe du mât et la corne de charge.

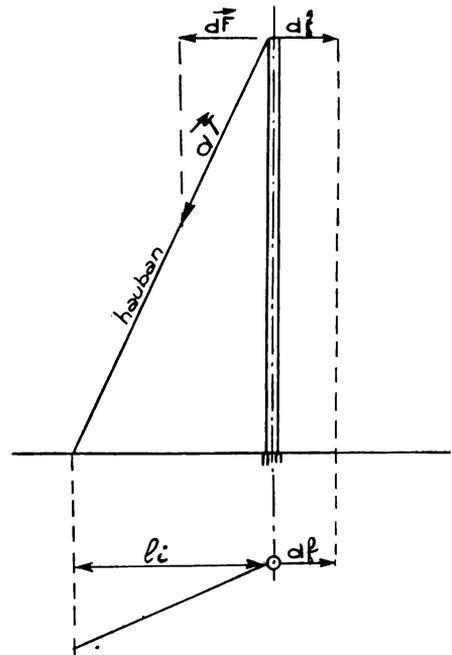


fig. 4

La variation de tension du hauban a pour valeur :

$$dT = E_i \frac{S_i}{L_i} \frac{l_i}{L_i} df \quad (3)$$

$L_i$  étant la longueur réelle du hauban.

$l_i$  l'empattement du hauban parallèlement à la flèche  $df$ .

$S_i$  la section métallique du hauban.

$E_i$  le coefficient d'élasticité instantané du hauban.

Si nous décomposons cette variation de tension suivant l'axe du mât,  $df$  et la direction perpendiculaire à celle-ci, la composante suivant  $df$  a pour valeur :

$$dF = - E_i \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2 df \quad (4)$$

Cette composante est toujours (que le hauban soit détendu ou tendu) dirigée en sens inverse de  $df$ .

Il en résulte que tous les haubans, tendus ou détendus, additionnent leur effet pour s'opposer à la naissance de la flèche  $df$ .

Si nous accrochons à la corne de charge un poids infiniment petit  $dP$ , le martinet exerçant au capelage une force dont la composante perpendiculaire à l'axe du mât (fig. 5) est appelée  $dF$ , la tête du mât se déplacera horizontalement d'une quantité  $df$ .

Généralement, ce déplacement  $df$  n'a pas la même direction que la force  $dF$ . On peut démontrer qu'il est perpendiculaire au diamètre conjugué à la direction de  $dF$  d'une ellipse caractéristique du système de haubans.

Les directions de  $df$  et  $dF$  ne coïncident que suivant deux directions perpendiculaires confondues avec les axes de l'ellipse citée ci-dessus. Pour une valeur constante de  $dF$ , la flèche  $df$  atteint respectivement son maximum et son minimum suivant ces deux directions.

La somme des composantes des réactions des haubans suivant la direction de  $df$  a pour valeur :

$$df \sum E_i \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2$$

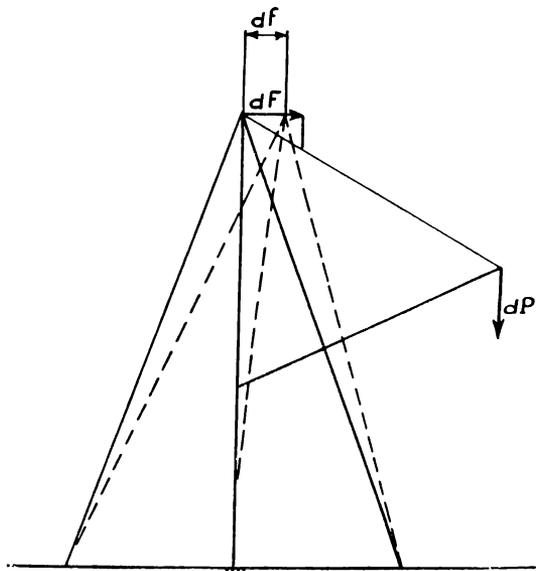


fig. 5

Cette force s'oppose à la force  $dF$  qui a provoqué la flèche  $df$ .

On peut admettre, et il est généralement admis que le coefficient instantané d'élasticité de tous les haubans attachés au mât est le même avant mise en charge ; ceci est à peu près réalisé en pratique, du fait de l'allure de la courbe de  $k$ . Cette hypothèse se justifie d'ailleurs par l'adoption dans les calculs d'une valeur assez faible du module  $E_i$ .

Les formules établies ci-dessus sont rigoureuses dans le cas d'une mise en charge infiniment petite. Dans le cas d'une mise en charge finie, le coefficient d'élasticité des haubans tendus augmente légèrement, tandis que celui des haubans détendus diminue rapidement.

Il n'en est pas moins vrai que les haubans détendus participent à l'action du haubannage, et cela d'une manière appréciable.

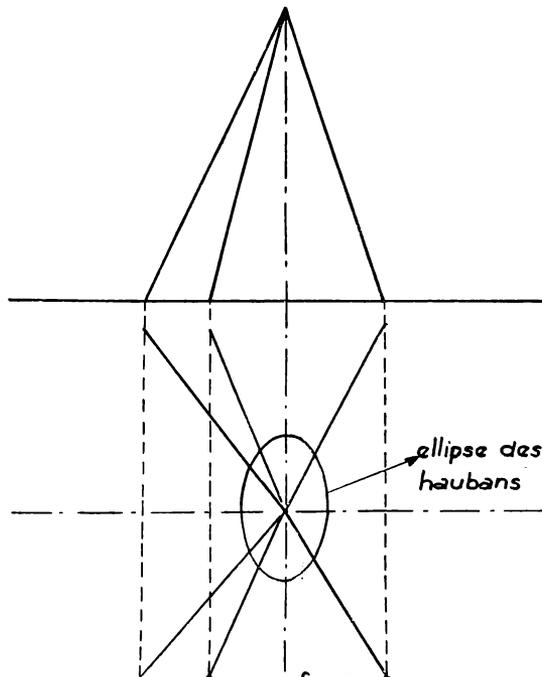


fig. 6

Contrairement à ce qui se fait généralement, nous tiendrons compte, dans les calculs qui vont suivre, de l'action des haubans détendus, au même titre que de celle des haubans tendus. Cette façon de procéder est aussi justifiée que celle qui consiste à négliger l'action des haubans détendus ; de plus, elle simplifie sensiblement l'étude des mâts haubannés dans le cas de systèmes de haubans complexes. Dans un but de sécurité, il y a toutefois lieu de prendre dans les calculs une valeur assez faible du module  $E_i$  commun à tous les haubans.

Tout ceci étant dit, le calcul d'un mât de charge devient relativement simple.

Nous considérerons tout d'abord le cas d'un mât de charge muni d'une seule corne de charge s'appuyant sur le mât.

Le calcul du mât doit être effectué pour la position la plus défavorable de la charge. Cette position est évidemment atteinte lorsque la corne de charge, placée dans le plan formé par l'axe du mât et le petit axe de l'ellipse des haubans, fait, avec l'axe du mât, l'angle le plus grand qui puisse être atteint en service.

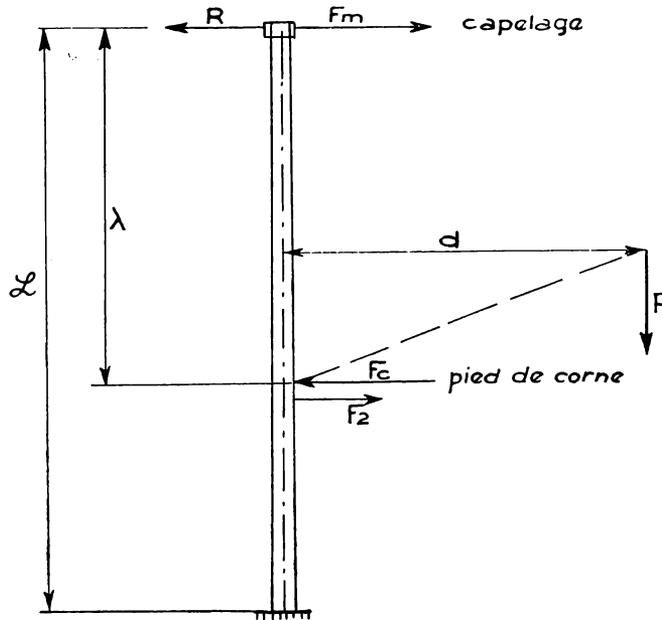


fig.7

Si le système de haubans possède un plan de symétrie, l'un des axes de l'ellipse se trouve sur la trace horizontale de ce plan, l'autre axe étant perpendiculaire au premier. La détermination du petit axe s'effectue facilement en calculant la somme  $\sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2$  pour les deux axes. La plus petite de ces sommes correspond au petit axe (fig. 6).

Dans le cas d'un système de haubans quelconque, la détermination des deux axes se fait facilement, d'une façon analogue à la détermination des axes principaux de l'ellipse d'inertie d'une surface.

La position la plus défavorable de la corne de charge une fois déterminée, le calcul s'effectue pour cette position de la façon suivante (fig. 7).

Nous ne considérerons, pour le moment, que la flexion du mât qui dépend uniquement des composantes horizontales des forces s'exerçant sur celui-ci.

Les composantes horizontales des forces exercées par le martinet et le pied de corne sont égales en grandeur, et valent  $P \frac{d}{\lambda}$ ,  $d$  étant la portée de la corne de charge.

La composante horizontale de la force exercée par le brin de retour du câble de levage  $F_2$  a une direction fixe indépendante de la position de la corne. Cette force a généralement une action antagoniste à celle de  $F_c$ ; en tout cas, elle ne se superpose jamais à celle-ci.

Appelons  $k_m$  la flèche prise par le mât au capelage sous l'action d'une force unitaire hori-

zontale agissant au capelage <sup>(2)</sup>,  $k_c$  la flèche prise par le mât au capelage sous l'action d'une force horizontale agissant au niveau du pied de la corne (le haubannage étant supposé inexistant) (fig. 8). Après mise en charge du mât, la flèche du mât au capelage est égale au déplacement horizontal des têtes de haubans. Cette égalité s'écrit :

$$k_m \left[ F - f E_i \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2 \right] - k_c F = f \quad (5)$$

si l'on néglige l'action de  $F_2$  qui est toujours secondaire.

Dans le cas d'un mât cylindrique d'épaisseur constante,  $k_c$  est beaucoup plus petit que  $k_m$ .

Pour une valeur du rapport  $\frac{\lambda}{\Omega} = 0,75$  qui est rarement réalisée,  $k_c$  ne représente que 10 % de  $k_m$ . Il faut d'ailleurs remarquer que les mâts sont rarement cylindriques, leur diamètre et leur épaisseur diminuant graduellement du pont au capelage; il en résulte une plus grande flexibilité du mât à sa partie supérieure, donc une

<sup>(2)</sup> Cette flèche peut être calculée en supposant le mât encasté à son pied, en effet, dans le cas d'un mât cylindrique traversant un entrepont, la flèche ou capelage sous l'action d'une force unitaire agissant à ce niveau, serait égale à la flèche du mât supposé encasté majorée par un facteur  $\left( 1 + \frac{\epsilon}{\Omega} \right)$ ,  $\epsilon$  désignant la hauteur de l'entrepont, en supposant que les ponts réalisent des appuis simples. En réalité les ponts réalisent un encastrement imparfait d'une part, et d'autre part les mâts sont rarement cylindriques, il en résulte que dans la plupart des cas, le facteur de majoration est très voisin de l'unité et peut être pris sans erreur appréciable égal à 1.

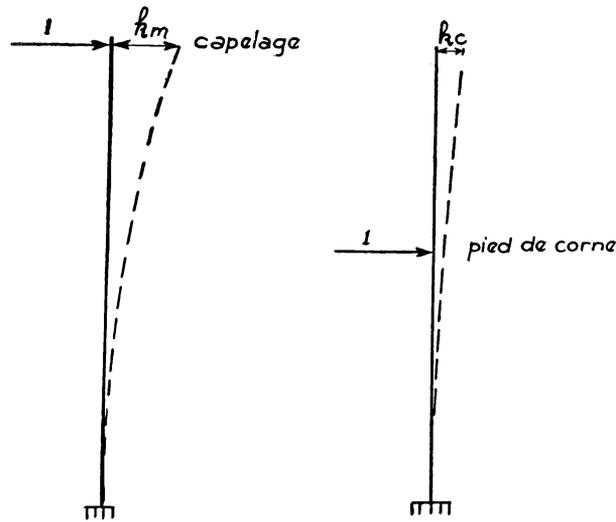


fig.8

valeur plus élevée encore du rapport  $\frac{k_m}{k_c}$ . Aussi peut-on, sans grande erreur, négliger généralement l'influence de  $F_c$ , quitte à introduire à la fin du calcul un terme correctif qui est toujours du second ordre.

On peut donc écrire, d'une façon générale :

$$k_m \left[ F - f E_i \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2 \right] = f \quad (5bis)$$

Cette égalité est rigoureuse lorsque la corne de charge s'appuie sur un support indépendant du mât. L'égalité ci-dessus peut s'écrire :

$$f = \frac{k_m F}{1 + k_m E_i \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2} \quad (5ter)$$

Cette formule signifie que la force effectivement reprise par le mât, c'est-à-dire  $F_m$  diminuée de la composante horizontale de la réaction des haubans, est égale à

$$\frac{F}{1 + E_i k_m \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2} = F_m - R \quad (6)$$

Le moment fléchissant créé par cette force au niveau du pied de la corne vaut alors :

$$\frac{F \lambda}{1 + E_i k_m \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2} = \frac{P d}{1 + E_i k_m \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2} = a P d \quad (7)$$

c'est-à-dire une fraction du moment exercé par la charge P.

Le coefficient  $a$  est égal à :

$$\frac{1}{1 + E_i k_m \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2} \quad (7bis)$$

En dessous du niveau du pied de la corne, l'allure du diagramme des moments dépend des forces  $F_c$  et  $F_2$ . Généralement, le moment fléchissant diminue vers le pied du mât lorsque la corne s'appuie sur le mât; il augmente, par contre, lorsque la corne repose sur un appui indépendant. Il n'y a, en tous cas, aucune difficulté, à déterminer l'allure exacte du diagramme des moments dans cette région, et à en tenir compte dans l'échantillonnage (fig. 9).

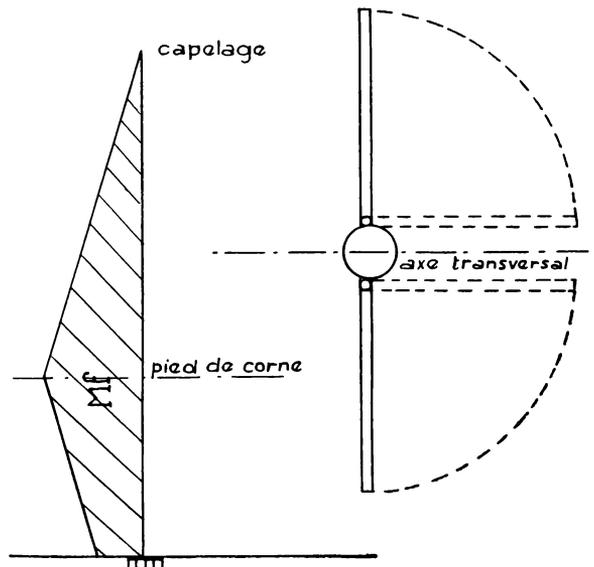


fig.9

fig.10

Très souvent d'ailleurs des doublantes sont prévues à la base du mât, et la section dangereuse se trouve, la plupart du temps, au niveau du pied de la corne de charge.

La flèche  $k_m$  peut être calculée, dans chaque cas, en fonction des caractéristiques géométriques du mât ; cependant, étant donné la grande similitude entre les mâts, on peut adopter une valeur moyenne, fonction uniquement du diamètre et de l'épaisseur du mât au niveau du pied de la corne et de la longueur  $\mathcal{L}$  distance du capelage au pont.

Les résultats trouvés ci-dessus ne sont valables que lorsque le mât de charge supporte une seule corne de charge, ou plusieurs cornes dont une seule peut être chargée à la fois.

Très souvent, la disposition des cornes est telle que deux cornes peuvent être simultanément chargées (fig. 10). Lorsque les 2 cornes se trouvent dans le plan de symétrie longitudinal du navire, elles agissent en sens inverse en ce qui concerne la flexion du mât ; au contraire, lors-

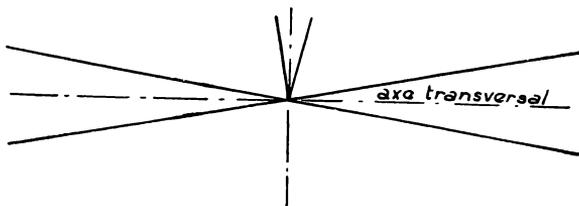


fig. 11

qu'elles se trouvent simultanément en abord, elles conjuguent leurs effets.

Si les axes de l'ellipse des haubans sont parallèles aux axes longitudinal et transversal du navire (ce qui est souvent le cas) et si les charges soulevées par les deux cornes sont égales, on peut montrer que l'on commet au maximum une erreur de 15 % en calculant le mât pour deux positions des cornes de charge, à savoir une corne chargée parallèle à l'axe longitudinal du navire, ou les deux cornes chargées en abord, les cornes faisant, dans chacun de ces cas, l'angle maximum qui peut être atteint en service avec l'axe du mât (fig. 11).

Le calcul s'effectue donc, dans ce cas, d'une manière analogue à celle qui a été exposée pour une corne unique, en considérant les deux positions des cornes indiquées ci-dessus.

**Compression.** — Le calcul du mât à la compression nécessite la connaissance des efforts qui naissent individuellement dans les haubans.

Les haubans, avant mise en charge, sont soumis à une tension initiale généralement inconnue, mais normalement plus faible que la variation de tension provoquée par la mise en charge.

Comme nous l'avons dit précédemment, certains haubans se détendent, les autres se tendent.

La tension des haubans détendus n'est jamais nulle ; cependant, du fait même de la détente, elle est réduite à une valeur très faible qui peut être négligée. On peut donc, sans erreur appréciable, considérer que la force horizontale  $F_m$  est équilibrée par le mât et les haubans tendus, le mât reprenant la force  $a \cdot F_m$ , la force  $(1 - a)F_m$  étant équilibrée par les tensions existant réellement dans les haubans tendus.

La tension maximum, dans un hauban quelconque, ne correspond pas nécessairement à la position de la corne de charge suivant un des axes de l'ellipse des haubans, pas plus d'ailleurs que suivant l'axe de ce hauban. Cependant, étant donné la disposition habituelle des haubans imposée par la trajectoire de la corne, le calcul des tensions des haubans dans deux positions de la corne (suivant les deux axes de l'ellipse des haubans) donne, avec une erreur minime, les tensions maximum exercées dans les haubans. Ceux-ci sont, en effet, le plus souvent groupés près des axes de l'ellipse. Pour une des deux positions de la corne indiquée ci-dessus, la tension qui naît dans un hauban quelconque est égale à :

$$F(1 - a) \frac{S_i \frac{l_i}{\bar{L}_i \bar{L}_i}}{\sum \frac{S_i}{\bar{L}_i} \left(\frac{l_i}{\bar{L}_i}\right)^2} \quad (8)$$

la somme indiquée au dénominateur étant, cette fois, étendue aux seuls haubans tendus, c'est-à-dire aux haubans situés du côté opposé à celui où se trouve la corne par rapport à un plan passant par l'axe du mât et perpendiculaire au plan de l'axe du mât et de la corne.

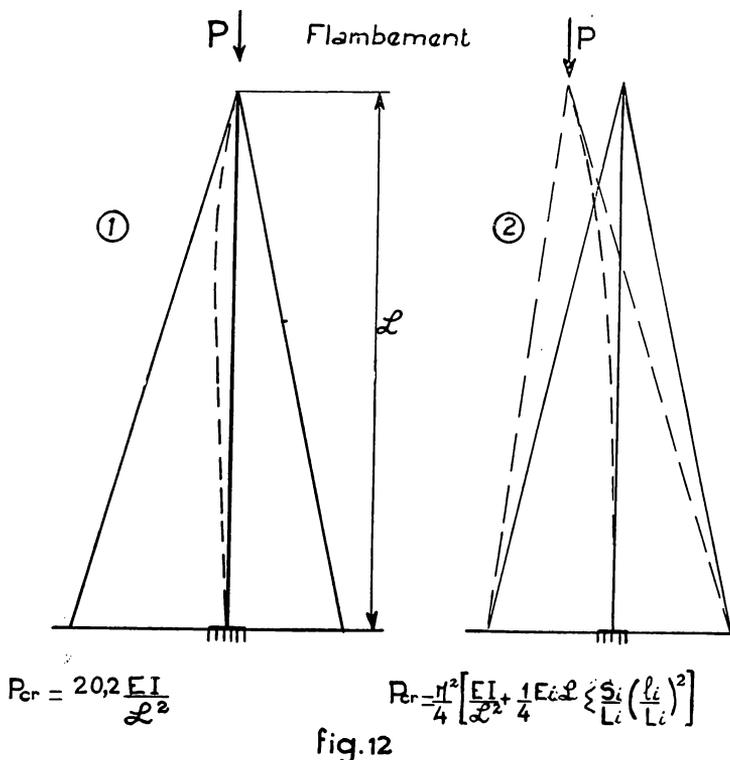
Si l'on effectue ce calcul pour les deux positions particulières de la corne, on obtient pratiquement les valeurs maximum des tensions s'exerçant dans les différents haubans ce qui permet, d'une part la vérification de ceux-ci et, d'autre part, le calcul du mât aux efforts de compression.

La compression du mât est due aux composantes verticales des forces qui la sollicitent, c'est-à-dire la charge soulevée, les forces exercées sur les brins de retour des câbles (martinet, câble de levage), les réactions des haubans.

Chaque hauban exerce une action verticale égale à sa tension multipliée par le rapport de son empattement vertical à sa longueur ; quant aux autres actions verticales, elles sont connues en grandeur et signe.

On connaît donc, sans ambiguïté, l'effort de compression exercé sur le mât.

L'élanement du mât, c'est-à-dire le rapport de sa longueur à son rayon de giration, est assez grand ; aussi, faut-il tenir compte, dans les calculs, du phénomène de flambement, par



exemple en majorant l'effort de compression réel par un facteur tenant compte de l'élanement de la poutre.

L'étude des modes de flambement possibles d'un mât haubanné conduit à deux valeurs de la charge critique correspondant chacune à un mode particulier (fig. 12).

Dans chaque cas, la plus petite de ces deux valeurs doit être considérée. Elles valent respectivement  $20,2 \frac{EI}{L^2}$  (charge critique d'une poutre encastree à sa base et guidée à l'autre extrémité), et :

$$\frac{\pi^2}{4} \left[ \frac{EI}{L^2} + \frac{1}{4} E_i L^2 \sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2 \right] \quad (9)$$

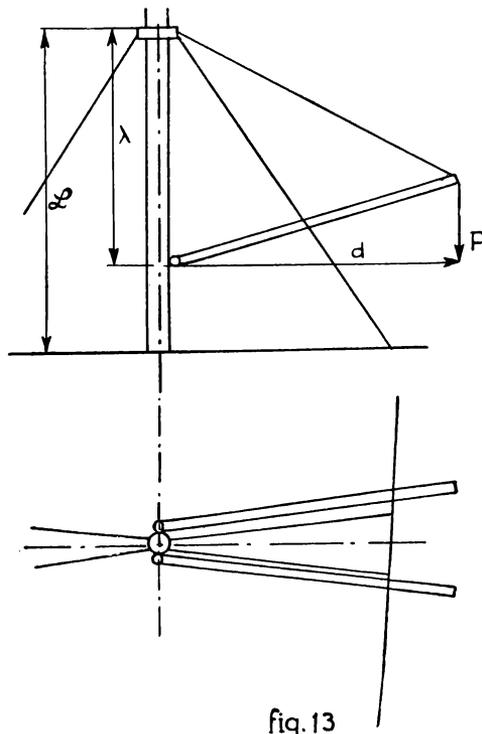
(charge critique qui, dans le cas d'un système de haubans d'empatement nul, se réduit à celle d'une poutre encastree à son extrémité et libre à l'autre). Cette dernière valeur doit être calculée pour le petit axe de l'ellipse des haubans, c'est-à-dire pour la valeur minimum de la somme

$$\sum \frac{S_i}{L_i} \left( \frac{l_i}{L_i} \right)^2$$

On remarquera que cette somme joue le rôle d'un coefficient caractéristique du système de hauban, tant pour les phénomènes de flambement que pour la flexion du mât.

Le calcul des tensions maximum résultant de la flexion et de la compression combinées se fera

alors de la façon habituelle, en additionnant la tension maximum de flexion  $\sigma = \frac{M_v}{I}$  à la fatigue de compression majorée pour tenir compte du flambement.



Cette façon de procéder n'est pas à l'abri de toute critique, mais ces critiques ne sont pas spécifiques du problème traité ici.

Nous avons ainsi la possibilité de vérifier l'échantillonnage d'un mât existant, par une méthode qui se révèle, à l'application, d'un maniement très simple, d'autant plus qu'elle se prête à l'établissement d'un certain nombre de tables qui réduisent au minimum les calculs à effectuer dans un cas particulier.

Cette méthode permet également d'échantillonner, avec un minimum de tâtonnements, un mât dont on s'est fixé les caractéristiques principales (longueur du mât, nombre de cornes, capacité de celles-ci).

Considérons par exemple (fig. 13) un mât de longueur  $\mathcal{L}$ , muni de deux cornes de charge capables de soulever des charges de  $P$  tonnes et de portée maximum  $d$ .

La plupart des Règlements des Sociétés de classification prescrivent que le  $I/v$  des mâts au niveau du pied des cornes de charge doit être, au plus, égal à une fraction du moment créé par la ou les charges soulevées, ceci en vue de parer à un réglage défectueux des haubans ou à une rupture de l'un ou de plusieurs de ceux-ci.

Il y a le plus souvent intérêt à adopter autant que possible le module de résistance minimum permis.

Dans l'application considérée ici, le module de résistance sera pris égal à  $2\alpha Pd$ ,  $\alpha$  étant le coefficient indiqué dans le Règlement utilisé.

La connaissance du module de résistance permet la détermination du diamètre du mât, si l'on se fixe l'épaisseur de la tôle à utiliser. Généralement, l'épaisseur choisie est proportionnelle au diamètre du mât, le coefficient de proportionnalité variant, d'après les chantiers ou les sociétés de classification, dans des limites assez faibles. Ainsi sont connues les valeurs du diamètre du mât et de son épaisseur au niveau des pieds des cornes. Ces valeurs étant choisies, ainsi que la longueur du mât, on peut calculer la valeur de  $k_m$ .

La disposition des haubans est généralement imposée par la trajectoire prévue pour les cornes de charge; il s'ensuit que l'on connaît, pour chaque hauban, les valeurs  $L_i$  et  $l_i$ ; le module d'élasticité  $E_i$  est choisi suffisamment faible pour tenir compte de l'incertitude dans laquelle on se trouve quant à sa valeur réelle. La valeur adoptée diffère suivant les pays et les chantiers; il est bon de faire remarquer que la valeur de  $E_i$  peut varier dans d'assez larges limites, sans modifier sensiblement les résultats des calculs.

Il reste à déterminer les sections métalliques des haubans.

Si l'on choisit un coefficient de sécurité fictif en ne tenant compte que des fatigues de flexion du mât (ce coefficient doit être assez élevé pour tenir compte des fatigues de flambement que l'on néglige pour le moment et qui peuvent, pour un mât normal, être évaluées en première approximation à 25 ou 30 % des fatigues de flexion); on obtient facilement la valeur du moment fléchissant au niveau des pieds de cornes. Ce moment vaut :

$$\frac{R}{K} \times \frac{I}{v}$$

$R$  étant la charge de rupture de l'acier employé;  $K$  étant le coefficient de sécurité choisi.

Ceci nous permet de déterminer la valeur de la somme pour les deux positions particulières des cornes de charge, en utilisant la formule (7bis)

Lorsque les deux cornes chargées sont en abord :

$$a = \alpha \times \frac{R}{K}$$

Lorsqu'une corne chargée se trouve placée parallèlement à l'axe longitudinal du navire :

$$a = 2 \alpha \frac{R}{K}$$

Connaissant la valeur de ces sommes on peut, avec quelques tâtonnements, déterminer les valeurs des sections métalliques des différents haubans.

Il y a alors lieu de procéder à la vérification des échantillons ainsi déterminés, en tenant compte cette fois de la compression et du flambement pour le mât, et des tensions supportées par les haubans après mise en charge. Dans la plupart des cas, cette vérification s'avère satisfaisante.

On ne saurait trop insister sur la nécessité de dimensionner largement les mâts de charge, étant donné le danger que présentent les installations de levage à bord des navires, responsables d'accidents parfois mortels. Les travaux d'exécution doivent également être faits avec le plus grand soin, et notamment il faut veiller à réaliser une implantation correcte du mât et des attaches sûres des haubans au point et au capelage. Nous ne développerons pas ici les différents problèmes de construction qui peuvent se poser, ceux-ci sortant du cadre de cet article qui se proposait de mettre en évidence les résultats les plus importants et pratiquement utilisables de la théorie des poutres haubannées.