Chapter 42

LES PARE-CHOCS D'ACCOSTAGE

P. ANGLÈS d'AURIAC

Ingénieur au Laboratoire Dauphinois d'Hydraulique
Chargé de cours à la Faculté des Sciences de Grenoble

Le problème des pare-chocs d'accostage est très vaste et très complexe. Il soulève de nombreuses questions théoriques et pratiques que je ne puis traiter ici. L'objet de cette communication se limite :

1°) à établir une comparaison théorique entre les différents principes utilisés pour l'amortissement de l'énergie cinétique des bateaux ;

2°) à indiquer une méthode de calcul relative à une solution particulièrement riche en possibilités : la solution dash-pot.

Mais avant d'entrer dans le vif du sujet, il me faut d'abord rappeler quelques notions de base et dégager certaines idées générales. On sait que les pare-chocs d'accostage servent à la fois à protéger le navire et l'installation d'accostage. Ils sont nécessaires toutes les fois que l'énergie cinétique du bateau dépasse sa capacité élastique.

Quelle est donc l'élasticité des bateaux ? Les chiffres donnés ici sont très grossiers et servent simplement à fixer des ordres de grandeur. On peut considérer un bateau comme un amortisseur élastique à loi linéaire, c'est-à-dire caractérisé par deux paramètres, la course maximum et l'effort maximum. Ce qu'il faut prendre ici comme course, c'est la flèche relative que prend la partie du bateau qui reçoit le choc par rapport à l'ensemble du bateau restant indéformé. Cette course varie sensiblement avec les dimensions du navire et son mode constructif. Elle dépend aussi de la zone du bateau atteinte par le choc. Mais de toutes façons, elle ne peut guère dépasser 2 ou 3 cm , mettons 5 au plus. L'effort encaissable par le bateau varie aussi. Il dépend de la construction du bateau, de l'emplacement et de l'étendue de la zone intéressée par le choc. Pour fixer des ordres de grandeur, considérons le cas suivant :

- poids du bateau : 40.000 tonnes ;
- course élastique : 2 cm ;
- effort admissible : 100 tonnes.

Dans ces conditions, le calcul montre que la vitesse d'accostage admissible est de l'ordre de 2 cm/sec.

Le problème des pare-chocs peut être envisagé à différents points de vue. Il pose a priori deux questions nettement différentes

1°) Quelles sont les performances qu'il est raisonnable de demander à un pare-choc ?

2°) Une fois choisies ces performances, comment réaliser le pare-choc ?

La première de ces questions est très complexe et suscite certainement des opinions différentes parmi les Ingénieurs. Nous ne la traitons pas ici. Nous nous bornons aux quelques remarques évidentes suivantes :

Les données réelles du problème sont les suivantes :

1°) forme et résistance des ouvrages fixes ;

2°) forme et résistance des bateaux ;

3°) processus d'accostage ;

4°) état de la mer ;

5°) conditions météorologiques ;

6°) (qui est la plus délicate) comparaison financière entre les risques de dommage et le coût de l'installation.

Toutes ces conditions sont très variables et expliquent pourquoi certaines installations sont prévues pour des vitesses d'accostage de 30 à 40 cm/sec. ou même 60 à DOUVRES, tandis que d'autres se passent pratiquement de pare-chocs, ce qui suppose des vitesses de l'ordre de 1 à 2 cm/sec. D'autre part, le sixième point signalé est difficile à traiter rigoureusement et l'on conçoit qu'il donne lieu à des interprétations différentes.

Passons maintenant à la réalisation des pare-chocs. Une fois fixées les performances demandées aux pare-chocs, il reste le problème de leur réalisation qui peut se faire selon différents principes physiques et selon différents moyens matériels. Ce problème est beaucoup plus accessible que le précédent à une étude rationnelle et dans ce qui suit nous allons précisément étudier et comparer les avantages et les inconvénients des différents principes physiques adoptables.

Commençons par quelques notions générales. Supposons que, à partir du moment où l'action du pare-choc commence, les forces appliquées aient une résultante passant par le centre de gravité du bateau. (figure 1). Appelons x le déplacement du centre de gravité et F la force s'exerçant sur le bateau. Au cours d'un accostage donné, F variera en fonction du déplacement x et nous pourrons tracer une courbe L que nous appelons la *"loi d'amortissement"*. L'énergie absorbée est égale à l'énergie cinétique qu'il avait au moment du premier choc, soit x_0 le point correspondant. Soit d'autre part x_1 la course maximum possible mécaniquement. On doit évidemment avoir $x_0 \leqslant x_1$. Appelons *"effort moyen"* l'expression F_m définie par

$$F_m\, x_1 = \int_0^{x_0} F\, dx$$

On remarque que dans le premier membre on a x_1, la course totale possible et dans le second, x_0 la course effectivement utilisée.

Nous proposons d'appeler *"rendement d'un amortisseur"* l'expression :

$$\rho = \frac{F_m}{F_M}$$

L'effort F_M étant l'effort maximum subi au cours de la manoeuvre. En l'occurence, sur la figure 1 F_M est obtenu en x_0. On a évidemment $\rho < 1$. Il faut bien noter que pour un amortisseur donné le rendement peut varier d'un accostage à l'autre :

1°) parce que la courbe L variera ;

2°) parce que la course utilisée x_0 variera aussi.

Amortisseurs élastiques :

Les forces d'inertie développées dans un amortisseur élastique sont en général négligeables devant la réaction élastique. Un tel amortisseur est donc caractérisé par le fait que la réaction n'est fonction que de la course. L'amortisseur élastique est, en lui-même, parfaitement réversible, donc s'il agissait seul en l'absence de toute cause de dissipation d'énergie, il renverrait le bateau avec une vitesse égale à sa vitesse d'accostage.

Des dispositifs simples tels que ressorts, poutres de flexion, barres de torsion, possèdent une loi d'amortissement linéaire. Ils sont donc entièrement définis par deux paramètres : la course x_1 et l'effort maximum en fin de course F_1. L'énergie qu'ils peuvent absorber est entièrement fixée d'avance. Elle est

$$w_1 = \frac{F_1\, x_1}{2}$$

Leurs meilleures conditions de fonctionnement ont lieu quand l'énergie cinétique du bateau w_0 est légèrement inférieure à w_1. On utilise alors presque toute la course. Le rendement de l'amortisseur est 0,5 , ce qui, sans être très bien, est néanmoins acceptable.

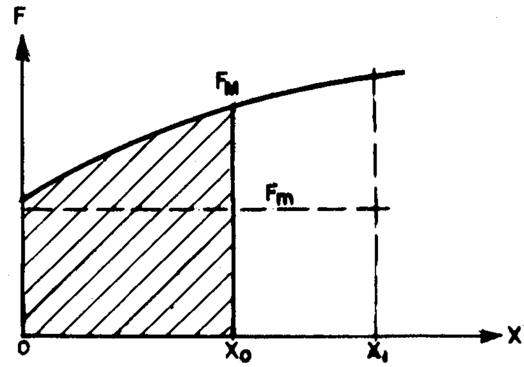


Fig. 1

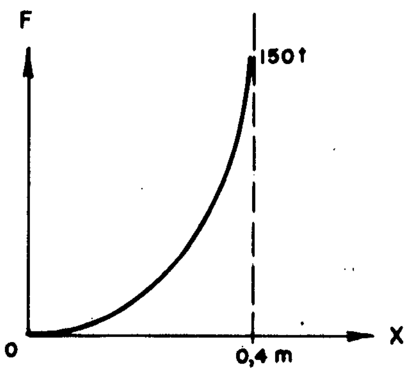


Fig. 2

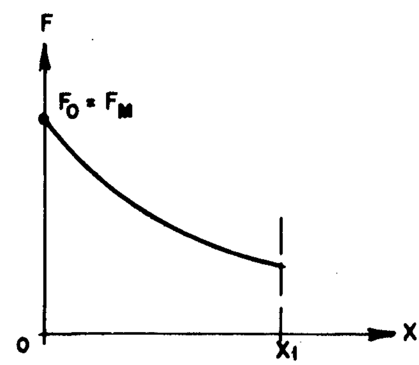


Fig. 3

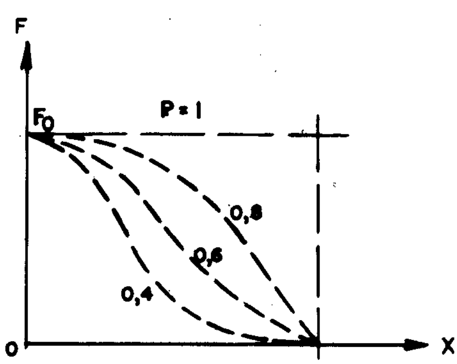


Fig. 4

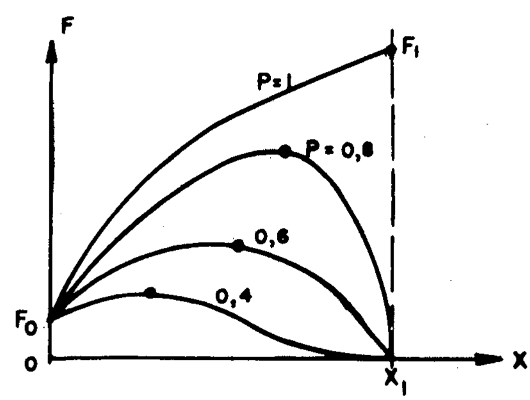
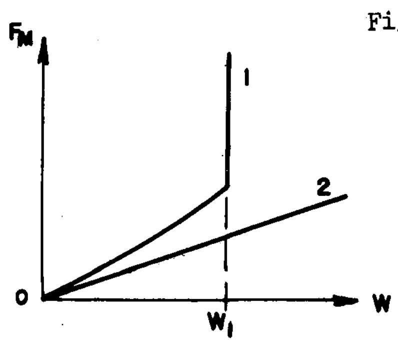


Fig. 5

Fig. 6



Si w_0 est beaucoup plus petit que w_1 , x_0 sera beaucoup plus petit que x_1 . De ce fait, le rendement tombe, ce qui est regrettable sans être catastrophique. On notera toutefois que quant w_0 diminue, l'effort maximum encaissé par le bateau diminue, c'est-à-dire que si le même bateau accoste moins vite, il encaissera un effort plus petit. C'est une bonne chose car on n'a pas intérêt à appliquer à un navire toutes les fois qu'il accoste l'effort maximum qu'il est censé pouvoir encaisser sans dommage. Il faut le faire si c'est vraiment nécessaire, i.e. si le navire accoste précisèment avec l'énergie cinétique maximum prévue au calcul.

On peut donc dire que l'amortisseur élastique présente l'avantage de réaliser une décroissance de l'effort maximum avec l'énergie absorbée mais que cet avantage n'est pas exploité autant qu'on le pourrait du fait que pour de faibles énergies on n'utilise qu'une faible partie de la course.

Si maintenant nous prenons le cas w_0 plus grand que w_1 , il est évident que l'amortisseur élastique est insuffisant. Il y a choc en fin de course et il y aura une avarie soit au bateau, soit à l'amortisseur. soit à l'installation fixe.

Pour résumer ces considérations, on peut dire qu'un amortisseur élastique est surtout caractérisé par un plafond brutal au point de vue énergie absorbable. En deça de ce plafond l'avarie est presque impossible. Au delà elle est presque certaine.

Comme amortisseur élastique à loi linéaire nous pouvons citer, outre les bateaux eux-mêmes, le système très ancien des ducs d'ALBE, autrefois en bois et peu puissants actuellement pouvant être constitués de caissons métalliques et susceptibles d'absorber en flexion une énergie de moyenne grandeur. Citons par exemple les ducs d'ALBE de l'avant-port de CAEN qui servent à guider les bateaux vers l'entrée de l'écluse, qui sont calculés pour une énergie de l'ordre de 8,5 t.m .

On peut aussi donner à un amortisseur élastique une loi d'amortissement non linéaire. Théoriquement la loi peut être quelconque mais pratiquement on réalise surtout des lois croissantes avec concacité vers le haut, qui donnent donc des rendements plus petits que 0,5 . Prenons comme exemple les amortisseurs du port pétrolier de DUNKERQUE qui sont constitués par trois couches de boudins de caoutchouc. La courbe d'amortissement est à peu près parabolique. Par conséquent, le rendement est de l'ordre de 1/3 . La course maximum pratique est de 0,6 m correspondant à un effort de 133 t . L'énergie absorbable est donc 27 t.m . On note que cet amortisseur est nettement plus puissant que celui précédemment décrit mais il possède cette même caractéristique fondamentale d'avoir un plafond très net au point de vue de l'énergie absorbable.

Amortisseurs à gravité :

La réaction d'un amortisseur à gravité se compose d'une réaction statique correspondant à la montée du poids, et d'une réaction dynamique due aux forces d'inertie. Ces dernières ne sont plus négligeables comme dans le cas des amortisseurs élastiques. Toutefois, elles n'agissent qu'au début de la course en perturbant la loi de réponse et finalement leurs effets se compensent. Quand l'amortisseur arrive en fin de course à vitesse nulle, sa réaction est bien celle donnée par la force statique et d'autre part l'énergie absorbée elle aussi est bien celle de la courbe statique, de sorte que, en fin de compte, on peut se borner à caractériser un amortisseur à gravité par sa courbe statique. Là encore, ces courbes peuvent théoriquement affecter n'importe quelle forme, mais en pratique on a toujours réalisé des courbes croissantes à concavité vers le haut. On voit donc que les amortisseurs à gravité sont tout-à-fait comparables aux amortisseurs élastiques, les rendements sont du même ordre et il existe toujours ce même plafond d'énergie absorbable.

Il y a toutes sortes de réalisations de ce principe. Les plus puissants sont, à ma connaissance, ceux de MINA AL HAMADI qui absorbent 50 t. m . Notons que les amortisseurs à gravité comportent souvent une certaine absorption d'énergie par frottement sur les articulations, ce qui peut présenter un avantage par rapport aux amortisseurs purement élastiques.

Citons maintenant, pour mémoire, les amortisseurs à frottement solide. De tels amortisseurs sont théoriquement possibles, par exemple un poids qui serait poussé sur un plan horizontal. Mais, en pratique, l'énergie dissipée s'accompagne toujours plus ou moins d'une part d'énergie emmagasinée de façon réversible, i.e. par gravité ou par élasticité. Un système où la part irréversible est très grande par rapport à la part réversible est celui des fascines en bois flottant entre bateau et quai. On peut estimer respectivement à 80 % et 20 % les parts irréversible et réversible de la déformation. Prenons l'exemple du port de CHERBOURG. Les fascines sont constituées par des cylindres de 1,600 m de diamètre, 3,50m de longueur, faits avec des branches et des petits troncs d'arbres non équarris de 10 à 15 cm de diamètre. La courbe d'effort résultant d'essais que nous avons faits sur modèle a l'allure indiquée figure 2. On peut prendre une course de l'ordre de 40 cm correspondant à un effort de 150 t mais la courbe tourne extrêmement vite et le rendement est mauvais. Il n'est que de l'ordre de 0,2 . Si bien que l'énergie absorbable est de 12 t.m , ce qui est relativement faible. Bien entendu la destruction complète de la fascine absorberait une énergie beaucoup plus grande mais elle s'accompagnerait d'efforts d'un tout autre ordre de grandeur car la courbe d'effort croît extrêmement vite en fonction de l'écrasement. Un tel système qui est très intéressant par sa rusticité ne peut donc convenir que si on a la certitude que l'énergie à absorber ne dépassera pas des valeurs relativement faibles.

Amortisseurs à frottement liquide :

Nous abordons ici le chapitre, très vaste, des amortisseurs à dash-pot qui se prêtent à de multiples solutions et présentent une grande souplesse d'exploitation.

Au point de vue théorique, il faut remarquer que l'amortissement par frottement liquide se fait toujours en deux stades.

1°) l'énergie cinétique du bateau est transformée en énergie cinétique d'un liquide s'écoulant à très grande vitesse à travers un petit orifice ;

2°) l'énergie cinétique du liquide se transforme en chaleur par frottement visqueux.

Seule la première opération est intéressante pour l'Ingénieur car c'est elle qui définit la loi d'amortissement. Elle est régie presque intégralement par la loi de BERNOUILLI et n'est que fort peu influencée par la viscosité du liquide.

La seconde opération fait intervenir la viscosité. Mais comme les élévations de température sont faibles elles ne posent en pratique aucun problème à l'Ingénieur.

Les amortisseurs à dash-pot se prêtent à la réalisation de toutes sortes de lois, car il est facile de faire varier la section de passage du liquide en fonction de la course (par exemple : au moyen d'une tige de diamètre variable se déplaçant dans un étranglement de section constante).

Formules générales :

Nous assimilons le bateau à un point matériel de poids P et de vitesse V normale au quai. Soit x le déplacement du bateau que nous supposons le même que celui du piston.

L'origine des x correspond au premier contact du bateau avec le pare-choc. Posons :

$$H = \frac{V^2}{2g}$$

$$H_0 = \frac{V_0^2}{2g} \text{ pour } x = 0$$

L'énergie cinétique initiale du bateau est

$$W_0 = PH_0$$

Au point x elle est

$$W = PH$$

Le travail du dash-pot est

$$T = \int_0^x F \, dx$$

F étant la réaction du dash-pot.

Nous avons

$$\boxed{T = P \, (H_0 - H)} \qquad (1)$$

La vitesse d'écoulement du liquide dans l'orifice est

$$u = V \frac{\Sigma}{S}$$

en appelant Σ la section (constante) du piston et S la section contractée de l'orifice (variable ou non avec x).

La pression dans le dash-pot est, en hauteur de liquide

$$\frac{U^2}{2g} = \frac{\Sigma^2}{S^2} \frac{V^2}{2g} = \frac{\Sigma^2}{S^2} H$$

L'effort sur le piston est donc

$$F = \frac{\Sigma^3 \delta}{S^2} H$$

en appelant δ le poids spécifique du liquide.

Posons :

$$\frac{\Sigma^3 \delta}{S^2} = D$$

d'où

$$F = DH$$

La fonction $D(x)$ est une caractéristique constructive du dash-pot (de dimensions F/l).

En dérivant l'équation (1) par rapport à x il vient :

$$T' = F = DH = - PH'$$

Cette équation différentielle a pour solution :

$$H = H_o \, e^{-\frac{1}{P}\int_o^x D\,dx}$$

D'où finalement la formule

$$\boxed{F = D\,H_o\,e^{-\frac{1}{P}\int_o^x D\,dx}} \qquad (2)$$

Problème I -

On connaît la loi du dash-pot $D(x)$ le poids du bateau P et sa vitesse d'accostage V_o , déterminer la loi de l'effort $F(x)$. Elle est immédiatement donnée par la formule (2).

On voit que F est d'un bout à l'autre de la course proportionnel à V_o^2 .

L'influence de P sur F est beaucoup moins simple que cela. Nous l'étudierons plus loin.

Problème II -

On connaît P et H_o . On se donne une loi F , déterminer le dash-pot D .

Connaissant F on connaît son intégrale T . La formule 1 donne :

$$H = H_o - \frac{T}{P} = \frac{F}{D}$$

d'où l'on tire :

$$D = \frac{PF}{P\,H_o - T} \qquad S^2 = \frac{\Sigma^s \, \delta\,(P\,H_o - T)}{P\,F} \qquad (3)$$

En fin de course $x = x_1$ on a $T = PH_o$, d'où

$$D = \infty \quad \text{et} \quad S = 0$$

ce qui montre que la formule (2) peut prendre la forme indéterminée

$$F = \frac{\infty}{\infty}$$

pour $x = x_1$

Problème III -

On se donne une loi F pour un certain poids P. Déterminer la loi F_1 pour un autre poids P_1, V_0 étant le même dans les deux cas.

La formule (2) nous donne

$$\boxed{\frac{F_1}{F} = \left(e^{-\frac{1}{P}\int_0^x D\,dx}\right)^{\frac{P}{P_1}-1}} \qquad (4)$$

D'autre part la formule (1) donne

$$T = P\,H_0\left[1 - e^{-\frac{1}{P}\int_0^x D\,dx}\right]$$

d'où l'on tire :

$$e^{-\frac{1}{P}\int_0^x D\,dx} = \frac{P\,H_0 - T}{P\,H_0}$$

En portant dans (4) il vient :

$$\boxed{\frac{F_1}{F} = \left(\frac{P\,H_0 - T}{P\,H_0}\right)^{\frac{P-P_1}{P_1}}} \qquad (5)$$

ce qui résoud le problème posé.

Notons que nous avons forcément :

$$\int_0^x F_1\,dx = \frac{P_1}{P}\int_0^x F\,dx$$

Applications :

1) Cas d'un orifice constant :

La fonction $D(x)$ est une constante. La formule (2) donne

$$F = D\,H_0\,e^{-\frac{Dx}{P}}$$

L'effort décroît toujours avec la course. Il est maximum pour $x = 0$

$$F_M = F_o = D\,H_o$$

On remarque qu'il ne dépend pas du poids du bateau mais simplement de sa vitesse (figure 3).

On peut écrire :

$$F = F_o\, e^{-\frac{F_o x}{P H_o}} \qquad (6)$$

$$H = H_o\, e^{-\frac{F_o x}{P H_o}} \qquad (7)$$

La formule (7) montre que la vitesse n'est pas annulée en fin de course mais simplement réduite.

A ces deux inconvénients s'en ajoute un troisième : le rendement est faible.

Le calcul montre que :

$$\rho = \frac{1 - \frac{F_1}{F_o}}{L\,\frac{F_o}{F_1}} = \frac{1 - \frac{H_1}{H_o}}{L\,\frac{H_o}{H_1}}$$

Si l'on veut réduire de 20 à 1 l'énergie cinétique du bateau on aura :

$$\rho = \frac{0,95}{L\;20} = 0,317$$

Et le rendement est d'autant plus faible que la réduction d'énergie est importante.

2) Cas d'un effort constant (soupape tarée) :

Un moyen simple de réaliser un effort constant consiste à régler l'orifice par une soupape tarée à très faible décrément.

L'amortisseur fonctionne alors à pression constante donc à effort constant F_o. Il réagit aveuglément, insensible à la vitesse comme au poids du bateau.

L'énergie maximum absorbable est $w_1 = F_0 x_1$.

Pour une énergie cinétique du bateau w_0 légèrement inférieure à w_1 , le système est parfait, car il fonctionne avec un rendement voisin de 1 .

Mais quand l'énergie à absorber diminue, le rendement baisse, car la course n'est utilisée qu'en partie. Le système a l'inconvénient d'appliquer aveuglément le même effort quels que soient le poids et la vitesse d'accostage du bateau.

Enfin, si l'énergie w_1 est supérieure à w_0 , le système ne convient plus du tout ; il y a choc en fin de course.

3) Cas d'un effort constant (orifice variable) :

Supposons donnés P et H_0 et cherchons à construire un dash-pot de course donnée x_1 à effort constant F_0 . Cet effort sera :

$$F_0 = \frac{PH_0}{x_1}$$

Nous avons :

$$T = F_0 x = PH_0 \frac{x}{x_1}$$

La formule (3) nous donne

$$S^2 = \frac{\Sigma^2 \delta (x_1 - x)}{P}$$

On voit que la section décroît avec la course et est nulle en fin de course.

Supposons le dash-pot déterminé par cette condition et voyons ce qui se passe si le même bateau de poids P accoste avec une autre vitesse V'_0 . Le calcul montre alors que la courbe est encore une droite horizontale, dont l'ordonnée a varié proportionnellement à :

$$\left(\frac{V'_0}{v_0}\right)^2$$

Le système est donc parfaitement adapté au poids P puisqu'il réalise un rendement égal à 1 quelle que soit la vitesse du bateau.

Si tous les bateaux accostant avaient le poids P ce serait évidemment le système idéal. Mais le poids des bateaux est toujours variable, et on ne peut pas l'imposer d'avance. Tout ce qu'on peut faire, c'est de fixer une limite supérieure (que l'on prendra pour $<$ P).

Il reste donc à voir ce qui se passe si un bateau de poids P accoste à la même vitesse V_0. Le calcul montre alors que la courbe d'effort a la forme en pointillé sur la figure 4.

Le rendement est moins bon que pour le poids P et l'effort maximum est toujours le même ce qui est regrettable. Plus le poids diminue, plus le rendement tombe.

4) Solution mixte :

Devant ce résultat on peut chercher une solution de compromis qui donne un rendement un peu moins bon pour le poids maximum mais bien meilleur pour tous les poids inférieurs.

C'est celle que nous présentons sur la figure 5 : pour le poids maximum P, on choisit une courbe d'effort croissant de F_0 à F_1 avec concavité vers le bas. Le rapport $\frac{F_1}{F_0}$ est grand. On peut même prendre $F_0 = 0$.

Cette courbe étant donnée, ainsi que P et V_0, le dash-pot est déterminé. Si l'on calcule alors les courbes d'effort pour la même vitesse V_0 et des poids de plus en plus petits on trouve la famille de courbes en pointillé dont les maxima décroissent avec le poids et dont les rendements restent très bons (entre 0,8 et 0,6) pour une gamme de poids très étendue.

Le rapport $\frac{F_1}{F_0}$ doit être choisi d'autant plus grand que la gamme de poids sera étendue.

Conclusions -

Il existe une différence fondamentale entre les amortisseurs élastiques ou à gravité d'une part et d'autre part les amortisseurs à dash-pot décrits dans nos solutions 3 et 4.

Les premiers sont essentiellement caractérisés par un plafond d'énergie absorbable w_1.

On peut tracer une courbe donnant l'effort maximum F_M en fonction de l'énergie à absorber w.

Cette courbe présente une discontinuité pour $w = w_1$. En ce point la force saute brusquement à une valeur presque infinie (figure 6).

Au contraire les amortisseurs à dash-pot ne peuvent pas être caractérisés par un plafond d'énergie, si paradoxal que cela paraisse. Ils sont caractérisés par une relation entre la force F_M le poids P du bateau et sa vitesse d'accostage V_0.

Si l'on se donne P on pourra tracer une courbe F_M en fonction de W. Sans doute cette courbe ne va-t-elle pas à l'infini. Elle s'arrête au point où le dash-pot éclate sous l'effet de la pression intérieure. Mais il est facile de reporter ce point suffisamment loin pour qu'il n'intervienne pas en pratique.

Ainsi donc, dans le premier cas le risque d'accident surgit brusquement pour la valeur w_1 avec une probabilité 1 tandis que dans le second cas le risque d'accident croît très progressivement.

Notons en outre que les rendements sont bien meilleurs avec les dash-pots, si bien que si l'on fait une comparaison à course égale la courbe 2 sera en-dessous de la courbe 1.

Pratiquement on n'a pas réalisé pour w_1 des valeurs dépassant 50 t.m ce qui limite l'emploi de ces pare-chocs au cas où l'on a la certitude que l'énergie à absorber ne dépassera pas ces valeurs.

RESUME

CONSIDERATIONS ON THE PROBLEM OF FENDERING SYSTEMS

P. Angles d'Auriac

Two problems arise :

(a) What performances can reasonably be expected of fendering systems ?

(b) Once these performances have been established, how should the fendering system be constructed ?

The first of these questions, which the author has barely touched on, involves the calculation of probabilities and a rational solution could only be found on the basis of copious and reliable statistics.

The second question is dealt with much more comprehensively, the different systems used are reviewed, their advantages and disavantadges are compared and the conclusion reached is that every time the amount of energy to be absorbed may happen to be larger than expected, a dashpot type of shock-absorber would seem to be the most efficient system.

Consequently, the author focusses his discussion on this solution and establishes a mathematical theory making it possible either to design a dashpot for a given problem or to calculate the operating characteristics for a given dashpot under given conditions.