



# PROBLÈMES POSÉS PAR L'ARCHITECTURE D'UN NAVIRE DE FORAGE A POSITIONNEMENT DYNAMIQUE : DESCRIPTION DES CHOIX ADOPTÉS DANS LE PROJET "NEPTUNE"

Communication présentée au  
Comité technique de la Société Hydrotechnique de France  
le 21 novembre 1969

PAR J.-C. COIRAL \*

## Introduction

Il y a une vingtaine d'années environ que les foreurs ont commencé à s'éloigner progressivement du rivage et à travailler dans des profondeurs d'eau de plus en plus importantes. On a assisté alors à une floraison remarquable de réalisations originales et audacieuses = plates-formes qu'on a appelées « auto-élévatrices », « submersibles » et « semi-submersibles » dont le Pentagone 81 est un des exemples les plus récents et les plus élaborés. De simples estacades qu'elles étaient au début, les structures fixes elles-mêmes se sont transformées peu à peu en de gigantesques tours qui méritent d'être considérées comme de véritables poussoirs techniques.

La première utilisation d'un navire comme support pour forer remonte aux années 50-51, mais ce n'était qu'une tentative expérimentale et le développement industriel de cette technique a commencé seulement avec les années 60, lorsqu'un équipement spécial a été mis au point, permettant de travailler à partir d'un support relativement instable et mobile par rapport au fond.

Si beaucoup parmi les navires de forages sont de très banales barges, on trouve aussi dans cette flotte des engins plus ou moins originaux. Citons par exemple un navire équipé de deux petits flotteurs latéraux reliés à la coque par des poutres en treillis ; également deux catamarans. Parmi divers dispositifs singuliers, il faut signaler plusieurs navires équipés d'une grosse tourelle centrale, construite autour du puits de forage, et qui supporte les treuils d'ancrage ; le navire peut ainsi s'orienter librement en tournant autour de son axe. Cette intéressante réalisation apporte déjà certains des avantages du positionnement dynamique.

Pour en terminer avec ce bref résumé, j'ajouterai seulement que la taille de ces navires varie de quelque 2 ou 3 000 t de déplacement pour les plus petits jusqu'à 30 ou 40 000, mais que la plupart font entre 9 et 12 000 t et que l'on trouve aussi bien de « vrais » navires équipés de propulsion que de simples barges qui requièrent l'assistance des remorqueurs.

## 1. — Problèmes propres au navire de forage

Ce qu'on attend d'un navire de forage, en résumé, c'est qu'il permette de tenir une position donnée, en pleine mer, en s'écartant le moins possible de la verticale du trou foré (5 % de la profondeur d'eau environ, au maximum) et avec des mouvements dans la houle aussi faibles que possible.

Un tel but ne peut être atteint qu'imparfaitement, et l'on est en fait conduit à arbitrer divers compromis.

- a) Compromis sur la taille du navire, qui conditionne :
- le comportement dans la houle ;
  - la quantité de stockage et la superficie des zones de travail ;
  - l'intensité des forces dues au vent et au courant, donc l'ancrage ;
  - le prix de l'unité.

Ce compromis nous conduit à poursuivre deux objectifs :

1. Trouver la meilleure utilisation possible du volume délimité d'une part par la carène et, d'autre part, par la surface enveloppe des superstructures qui conditionne la prise au vent. Ce point est capital, et l'expérience a démontré que certains navires, bien qu'énormes, sont décevants à l'usage, car ils ont été mal conçus. La capacité

\* Ingénieur, Société de Forage en mer « Neptune », Paris.

de charge utile est d'ailleurs limitée en surface et en volume avant de l'être en poids.

2. Dessiner des formes de carène et de superstructure qui assurent le meilleur profilage dans le courant et le vent sous des incidences variées.

On peut ainsi, pour une capacité donnée de chargement, diminuer le dimensionnement des moyens d'ancrage, qui sont un élément important du coût d'un navire de forage.

b) Compromis entre la stabilité et la tranquillité de plate-forme.

Il n'est pas possible de réduire considérablement les mouvements de roulis en diminuant le bras de levier de stabilité ( $\rho - a$ ) jusqu'à une valeur telle que la période naturelle soit suffisamment élevée. C'est en effet l'écart angulaire résultant par rapport à la verticale qui compte. D'où la nécessité de contrôler l'angle de gîte provoqué par le vent et les modifications de chargement qui sont importantes et fréquentes sur un chantier de forage. Il en résulte une valeur minimale du ( $\rho - a$ ) qui est assez élevée. Il est d'autre part nécessaire de disposer d'une largeur relativement importante, 19 à 20 m, au minimum, pour installer l'équipement et les zones de stockage.

Ces deux facteurs combinés font que la période naturelle de roulis des navires de forage existants est assez faible, 7 à 8 s pour beaucoup de navires, 11 à 12 dans les cas plus favorables. Font exception quelques navires beaucoup plus gros, pour lesquels on a estimé obtenir un couple de redressement suffisant en compensant un faible ( $\rho - a$ ) par un déplacement très élevé.

c) Compromis entre les considérations fonctionnelles d'une part, qui nous conduisent à rechercher des espaces très vastes en cale, à réduire au minimum le cloisonnement, à ouvrir de larges portes là où on a dû mettre des cloisons, à faire des trous un peu partout et multiplier les détails de charpente compliqués, et, d'autre part, les considérations d'architecture générale du navire, de sécurité en cas d'envahissement, d'économie de construction de la coque.

En ce qui concerne leur vitesse, les navires de forage, lorsqu'ils sont autopropulsés, font tous, jusqu'à présent, entre 10 et 12 nœuds. Certains projets à l'étude ou en cours de réalisation vont s'éloigner de ces valeurs habituelles, leurs auteurs ayant décidé, sur la base d'une étude économique, de viser des vitesses plus élevées.

## 2. — Application au navire de forage du principe de positionnement dynamique

Lorsque les conditions de houle et de vent deviennent mauvaises, on commence d'abord par être gêné par les mouvements du navire, et il en résulte des pertes de temps importantes. Mais les ennuis les plus graves, ceux qui peuvent provoquer l'abandon des forages et d'énormes pertes financières, proviennent, en général, de l'ancrage.

Qu'il soit réalisé par des câbles ou des chaînes, l'ancrage souffre essentiellement de deux vices fondamentaux :

1° Le navire ne peut presque pas être orienté puisqu'il est immobilisé au milieu d'un réseau d'amarres, ce qui fait qu'il se trouve souvent pris de travers par la houle, le vent ou le courant.

2° En cas de vent très fort, les amarres se raidissent jusqu'à ce qu'elles présentent une composante horizon-

tales assez importante pour équilibrer les forces moyennes du vent et du courant. Elles sont alors tellement tendues que le mouvement horizontal imposé par la houle dépasse les possibilités de souplesse de la chaînette et met en jeu l'allongement élastique de la ligne qui risque ainsi de casser.

En pratique, il semble que beaucoup de nos ennuis soient provoqués par des ruptures fragiles, des vibrations, des phénomènes de fatigue ou d'usure prématurée plutôt que par des dépassements de la résistance mécanique théorique.

L'autre cause principale d'incidents est la tenue limitée des ancres. Malgré l'emploi d'ancres de 10 ou 15 t du dessin le mieux adapté, on est amené dans certains cas à utiliser des ancres d'empenelage ou à forer des pieux, ce qui nécessite une opération onéreuse.

Par ailleurs, la manipulation et la mise en place de ces matériels très lourds à chaque forage est longue, parfois difficile dans les mauvaises conditions de mer et, finalement, très chère.

Il est donc naturel dans ces conditions d'en venir au positionnement dynamique, d'autant plus que toutes ces difficultés s'accroissent avec la profondeur d'eau. Or on commence à forer sous plusieurs centaines de mètres d'eau, et les deux méthodes sont dorénavant en concurrence.

La première tentative de forage à positionnement dynamique remonte à 61, avec le Cuss 1, au titre du programme Mohole.

Après le Cuss 1, deux navires de faibles dimensions ont été équipés aux Etats-Unis d'un système de positionnement dynamique, et, plus récemment, le Glomar Challenger est l'application la plus spectaculaire de ce principe sur un navire de 11 000 t de déplacement équipé pour des forages de recherche scientifique à grande profondeur d'eau. En France, l'Institut Français du Pétrole a réalisé trois unités de dimensions réduites : le Terébel, le Toucan et le Duplus. De nombreuses unités sont à l'étude ou en cours de réalisation en Amérique et en France particulièrement.

Neptune, avec l'assistance de la Société Technigaz, a entrepris, au printemps 68, l'étude d'un projet de navire de forage spécifiquement adapté au positionnement dynamique dans le but de tirer tout le parti possible des moyens de positionnement prévus et d'obtenir le meilleur compromis économique.

La conception d'un tel projet dépend essentiellement de l'hypothèse admise sur l'orientation du navire et les directions relatives du vent, du courant et de la houle. Dans la technique actuelle, le navire de forage n'est pas libre, car il est relié au fond par un réseau complexe de liaisons souples et rigides qui limitent ses possibilités d'orientation à un secteur d'environ 20 à 90° maximum en fonction des phases de travail. Divers projets sont à l'étude pour motoriser et guider l'extrémité de l'organe qu'on descend et qui doit retrouver le trou de manière à supprimer les liaisons qui empêchent le navire de tourner et à faciliter la reprise après un incident ayant provoqué la déconnection. Le développement du positionnement dynamique est certainement lié à la mise au point d'un tel dispositif.

Mais même si l'on peut orienter librement le navire, il se pose un problème chaque fois que le vent, la houle et le courant ne sont pas dans la même direction. Il est certain que dans la plupart des cas, houle et vent viennent du secteur avant. Mais il serait imprudent d'en déduire que le roulis est peu préoccupant ou qu'on peut améliorer la finesse aérodynamique sans souci d'augmenter la prise

au vent par le travers. Il s'agit de trouver un compromis entre les caractéristiques longitudinales et transversales du navire, en partant d'une analyse statistique des diverses combinaisons types de direction relative du navire, de la houle, du vent et du courant.

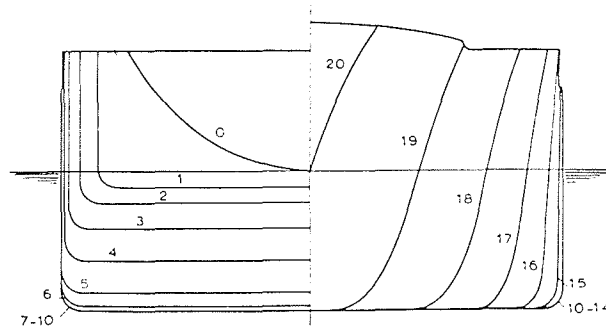
### 3. — Choix de la capacité de chargement et de la taille du navire

Il y a une tendance continue au grossissement des navires de forage, non pas que les performances de forage requises aillent en augmentant, mais parce qu'on a constaté qu'un engin plus gros permet de meilleures conditions d'exploitation et une économie sensible sur les moyens logistiques nécessités par le ravitaillement du chantier : navires ravitailleurs et base à terre. Il est évident qu'il existe une taille optimale au-delà de laquelle l'économie sur les moyens de ravitaillement ne compense plus l'augmentation du prix de base du navire et de tout son équipement.

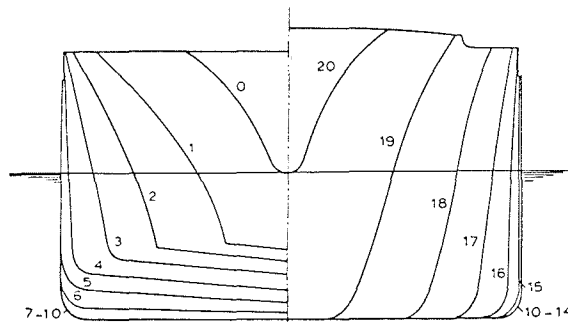
Plusieurs études systématiques d'optimisation ont été consacrées à ce problème. Il y a certes de quoi exciter la verve d'un amateur d'analyse opérationnelle. Pour notre part, c'est sur la base d'une analyse beaucoup moins scientifique que nous avons fixé notre choix sur une valeur d'environ 11 000 t pour le déplacement. Cette dimension, qui correspond à celle de la plupart des navires récents, nous permet de stocker environ 5 000 t de charge variable en produits consommables. Ceci représente à peu près l'essentiel des consommations pour deux forages en moyenne, soit de l'ordre de deux mois à quatre mois. Il paraît en fait illusoire de compter sur une durée d'autonomie plus longue, car la qualité des produits à approvisionner est très difficile à prévoir à long terme et certains besoins intempestifs risquent de se manifester en cas de difficulté. Nous estimons qu'il est très peu probable, en pratique, de pouvoir se dispenser d'un navire de ravitaillement.

Les facteurs d'appréciation dans une telle étude de rentabilité sont d'ailleurs tellement flous et aléatoires qu'il nous paraît très imprudent pour un entrepreneur d'augmenter la valeur de l'investissement en faisant construire un navire plus gros dans l'espoir de diminuer un élément partiel du coût du forage, espoir qui est très incertain en toute objectivité, et que nous estimons vain pour notre part. Cet argument est essentiel dans le cas d'un navire à positionnement dynamique, à cause du prix très élevé de l'équipement spécial de positionnement dont l'importance croît avec la dimension du navire.

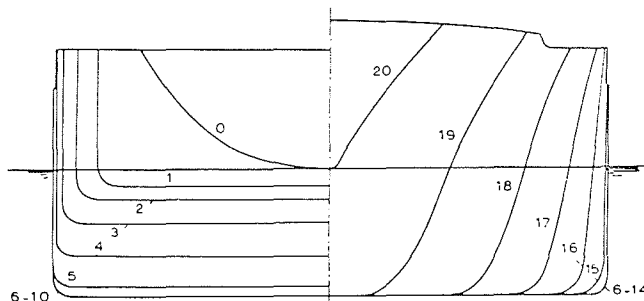
Notons enfin que l'amélioration du comportement dans la houle par l'augmentation des dimensions ne concerne guère que le pilonnement et le tangage, et, par conséquent, la longueur presque exclusivement. Tirant d'eau et largeur ne peuvent pas, en effet, varier assez pour influencer le roulis, et jouent surtout par leur proportion, indépendamment du volume déplacé. Des calculs sur modèles mathématiques portant sur le pilonnement et le tangage couplés nous ont montré qu'il faut beaucoup augmenter la longueur, de 30 m au moins sur des navires de 110 à 120 m, pour diminuer sensiblement le tangage et le pilonnement. Or, le prix d'un navire augmente particulièrement vite avec sa longueur. Nous n'avons donc pas plus de raison d'augmenter la dimension du navire à cause de son comportement dans la houle qu'à cause de sa capacité de chargement.



Variante n°1



Variante n°2



Variante n°3

1/ Essais en bassin à houle. Plans de formes des trois modèles.  
*Lines drawings of the three models tested in the wave tank.*

### 4. — Problème de la stabilité et du comportement dans la houle

Ayant décidé de limiter le déplacement à environ 11 000 t, nous avons entrepris de rechercher systématiquement les caractéristiques les mieux adaptées aux conditions de travail du navire.

Nous avons donc défini, pour les essayer sur modèle dans un bassin à houle, trois avant-projets de proportions différentes, d'un déplacement de l'ordre de 10 500 à 10 900 t.

AVANT-PROJET	( $Q - a$ ) (en mètres)	PÉRIODE DE ROULIS (en secondes)
N° 1	4,10	9,4
N° 2	2,00	12,2
N° 3	6,22	8,4
la largeur variait de 19,5 à 24 m ; le tirant d'eau de 5,5 à 6,25 m ; la longueur à la flottaison de 111 à 120 m.		

Les variantes extrêmes 2 et 3 correspondent respectivement aux valeurs les plus faibles et les plus fortes que nous avons jugé raisonnable de donner au rapport largeur/tirant d'eau pour un navire de cette taille et en tenant compte des impératifs fonctionnels, installation de l'équipement et travail à bord.

Les trois variantes ont une voûte très importante à l'arrière dont nous reparlerons ultérieurement au sujet de la propulsion. Sur la variante 2, les formes se resserrent vers l'arrière avec des couples en V. Les deux autres variantes ont l'arrière à large tableau caractéristique de beaucoup de navires propulsés par des groupes Voith.

Nous avons calculé l'inertie propre en roulis de chaque variante (différente des valeurs classiques à cause du chargement spécial du navire). La mesure de la période de roulis nous a permis ainsi d'obtenir les valeurs des coefficients d'inertie ajoutée correspondant aux valeurs, inhabituellement élevées, des rapports largeur/tirant d'eau.

#### 4.1. Essais sur modèle.

Les essais ont été effectués à Wageningen à l'échelle 1/38 par une profondeur d'eau de 93 m à l'échelle nature. Les modèles étaient amarrés en quatre points sur des lignes élastiques à rappel linéaire de raideur assez faible de manière à obtenir une période naturelle suffisamment longue pour les mouvements horizontaux et à ce que les forces de rappel mises en jeu soient du même ordre de grandeur que la poussée des propulseurs.

Les essais ont été effectués sur houle irrégulière selon une technique utilisée par le bassin de Wageningen. L'irrégularité de la houle est provoquée par des modifications répétées de la période du batteur à des intervalles de temps réguliers. L'état de mer ainsi obtenu n'est pas « ergodique » puisque ses caractéristiques évoluent avec la distance depuis le bateau par l'effet de dispersion des trains de vague ; la stationnarité dans le temps n'est pas réalisée, non plus. Mais les vagues obtenues sont physiquement vraisemblables et la distribution des dénivellations du profil est gaussienne avec une approximation suffisante. Par le réglage du mécanisme, les spécialistes du bassin parviennent à obtenir à peu près les spectres d'énergie que l'on désire ; ceux que nous avons adoptés correspondaient à la formulation proposée par Pierson-Moskowitz.

Nous estimons que l'état de mer ainsi réalisé est convenable pour de tels essais. Par analyse spectrale de la houle et de la réponse du navire, on obtient directement les fonctions de transfert que nous considérons comme représentatives du comportement du navire dans une houle vraie.

D'autre part, cette méthode nous a paru plus économique que celle, plus classique, des essais en houle périodique, car on obtient à partir d'un seul essai un tronçon de courbe de réponse d'une bonne longueur.

Nous trouvons également très pratique, pour des essais comparatifs de plusieurs projets, de pouvoir répéter plusieurs fois exactement les mêmes conditions de houle irrégulière.

Les trois maquettes ont été essayées par mer de l'avant, de 3/4 et de travers. La linéarité de la réponse a été étudiée en faisant varier l'amplitude significative et la période moyenne des spectres de houle sur le projet n° 1 de caractéristiques intermédiaires. Un programme analogue a été repris en déplaçant le modèle à diverses vitesses variant de 1 à 7 nœuds en fonction de la direction, de manière à simuler l'effet du courant et à analyser :

- la modification des mouvements en fonction du courant ;
- l'effet du courant combiné à la houle irrégulière, force et déplacements, pour l'étude du positionnement dynamique.

Un essai complémentaire a été effectué mer de l'arrière, pour vérifier le comportement de l'arrière en voûte dans de telles conditions.

Les amplitudes de houle ont été volontairement limitées aux valeurs que l'on peut envisager en forage, et non pas en tempête.

En plus des six composantes de mouvements, on a mesuré l'immersion à l'avant et à l'arrière, pour évaluer le risque de mouiller le pont d'une part et, d'autre part, le risque de voir les propulseurs sortir de l'eau.

#### 4.2. Résultats des essais.

En tangage et pilonnement, on ne s'attendait pas à trouver d'écarts importants, d'après les calculs théoriques. Effectivement, les courbes obtenues sont très voisines et il est difficile de classer les trois variantes en fonction de ce critère. Notons que le pilonnement est plus faible de face sur la variante étroite et plus longue n° 2, et plus faible de travers sur la variante large n° 3, en houle courte, ce qui est logique.

Pour les mouvements horizontaux, on a noté un léger avantage de 5 à 15 % en faveur de la solution n° 2 qui a le plus faible rapport largeur/tirant d'eau par rapport à la solution n° 3 la plus large, et ceci dans toutes les directions.

Nous pensons, sur la base de ces résultats d'essais, que les amplitudes de pilonnement, de tangage et de mouvements horizontaux, ne peuvent pas constituer un critère d'appréciation nous permettant de choisir les caractéristiques principales du projet.

La comparaison en roulis est beaucoup plus intéressante, mais l'interprétation des résultats est complexe.

Les essais avec des spectres différents ont permis de vérifier que les courbes de réponses varient peu et qu'on peut admettre l'hypothèse de la linéarité dans le cas de roulis relativement faible, une dizaine de degrés au plus environ, auxquels se limite notre analyse du rendement des différentes variantes.

Lorsqu'on rapporte l'angle de roulis à la pente de la houle (fig. 3) les facteurs d'amplification à la résonance pour une houle à 90° varient plus que du simple au double, selon les modèles, ce qui correspond à la valeur plus grande du coefficient d'amortissement sur le navire plus large. Notons que si on exprime (fig. 4) le facteur de

réponse en degrés de roulis par mètre de houle, on obtient un rapport à peu près constant à la résonance.

Le projet n° 3 le plus large a donc un facteur de réponse à la résonance rapporté à la cambrure de la houle bien meilleur que le projet n° 2 le plus étroit. Mais celui-ci a une période de roulis supérieure à 12 s contre 8,4 pour l'autre. Le projet n° 2 doit donc rencontrer moins souvent une houle en synchronisme. De plus, la cambrure de la houle longue qui met cette variante en résonance est, en moyenne, plus faible que celle de la houle beaucoup plus courte dont la période correspond à la période propre de la variante large. Enfin, les accélérations sont plus faibles sur la variante n° 2 de période de roulis plus élevées.

#### 4.3. Stabilisateur anti-roulis.

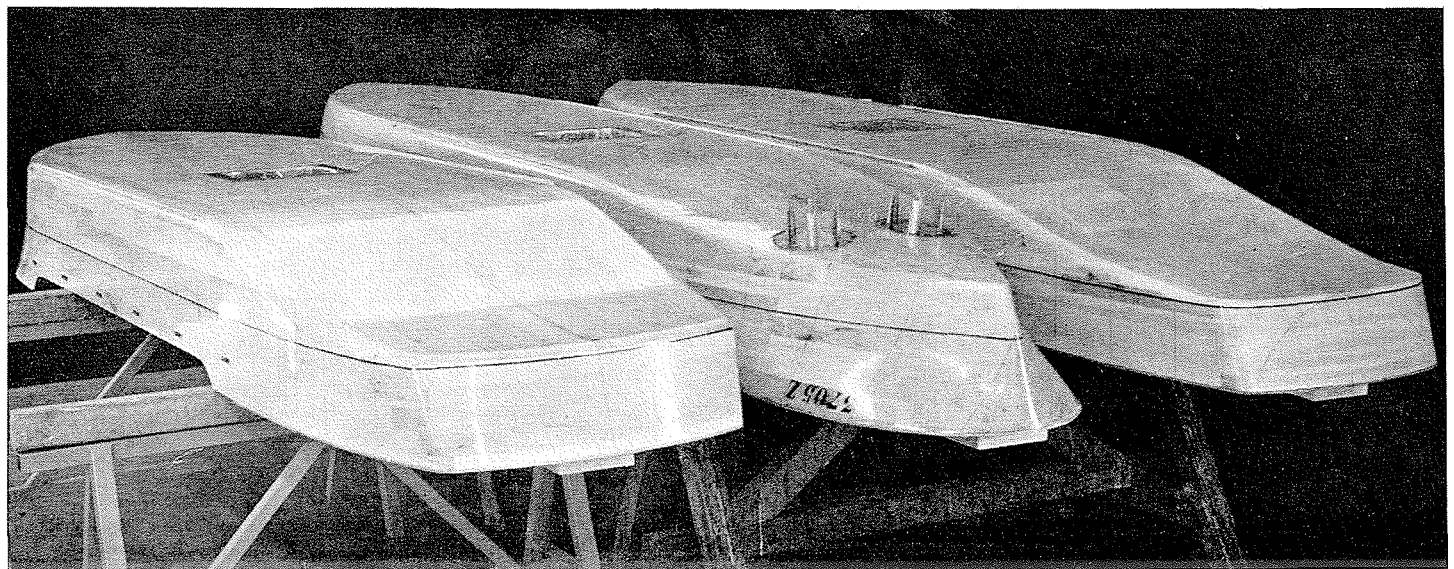
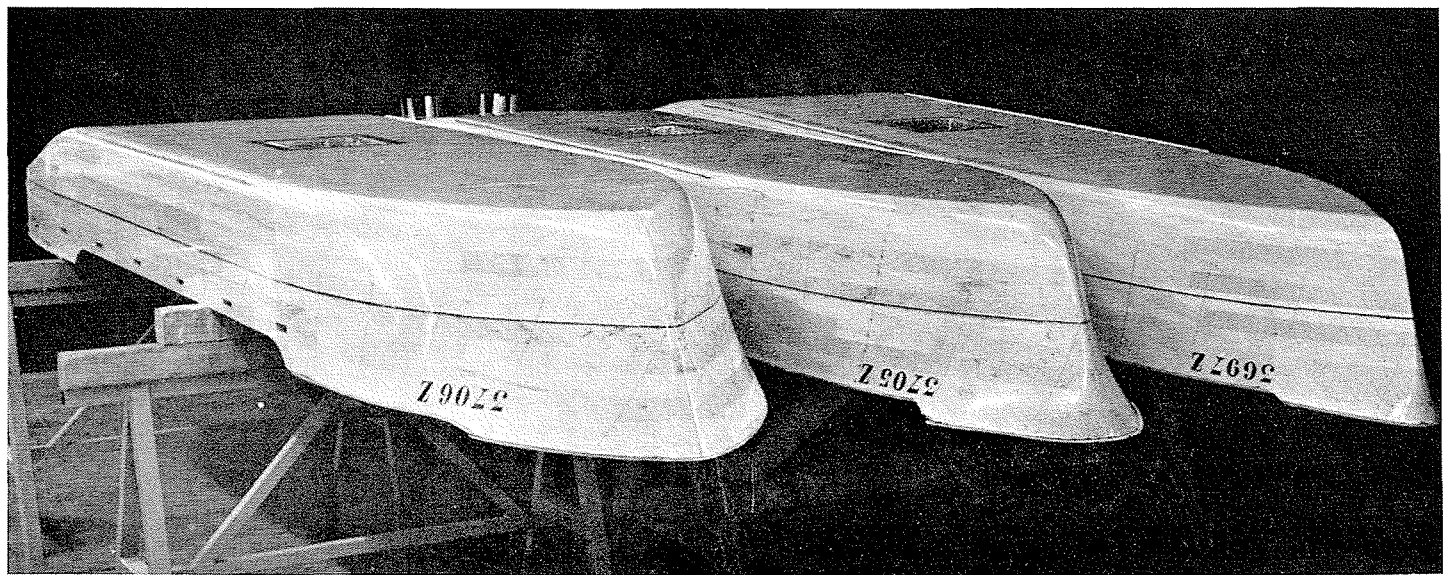
Pour un navire dont le bras de levier de stabilité est très important et qui travaille à l'arrêt, la solution du type « citerne » s'impose.

Deux considérations essentielles doivent intervenir dans le choix d'un stabilisateur pour un navire de forage.

1. Il est moins important de contrôler, pour un état de mer donné, la valeur moyenne de l'angle de roulis que la valeur extrême qu'il peut atteindre une fois sur 100 ou 50 par exemple.

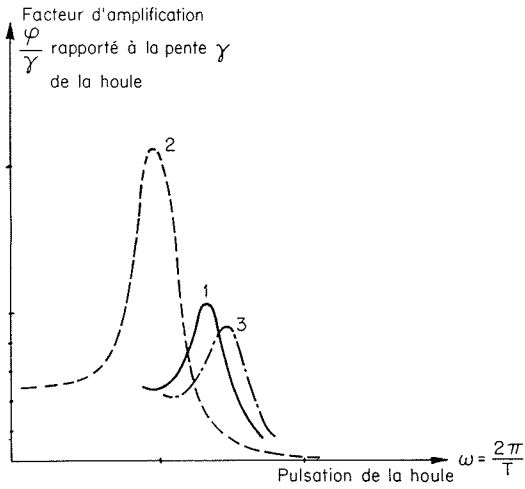
2. Il est moins important de contrôler les angles de roulis très forts en cas de tempête, que les angles moyens dans des conditions de mer moins exceptionnelles. Le problème est d'augmenter le pourcentage du temps où on ne dépasse pas 3 ou 4° de roulis pendant plusieurs dizaines de minutes ou plusieurs heures, alors que les stabilisateurs sont en général conçus en fonction d'une efficacité croissante jusqu'à des angles de roulis stabilisé beaucoup plus importants.

La première règle a pour effet qu'il faut mettre en doute toutes les évaluations découlant d'essais en houle périodique. Il est certain que les dispositifs à citerne pas-

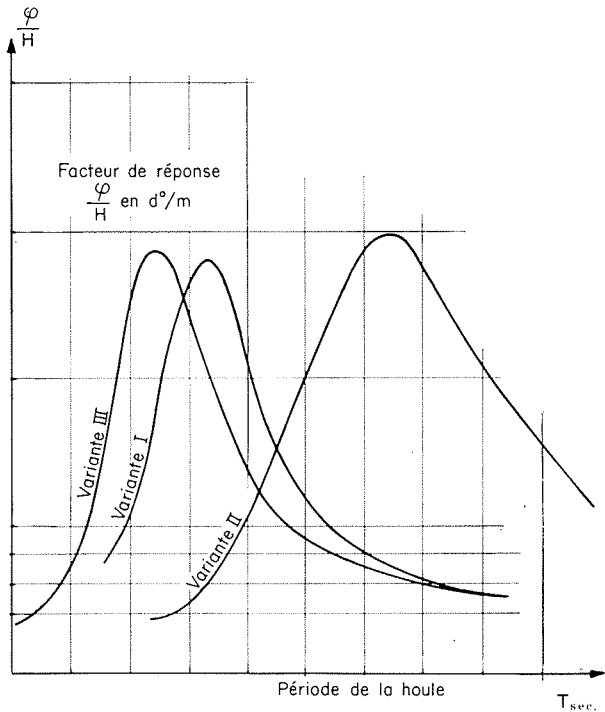


2/ Essais en bassin à houle. Les trois maquettes essayées. / The three models tested in the wave tank.

Résultats des essais  
courbes de réponse au roulis  
(houle 3/4 avant - vitesse courant = 0)

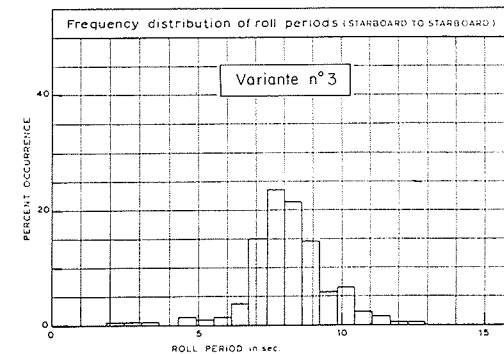
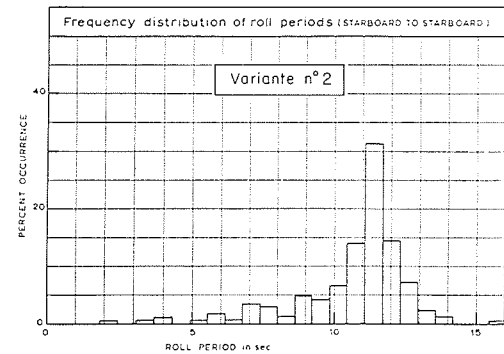
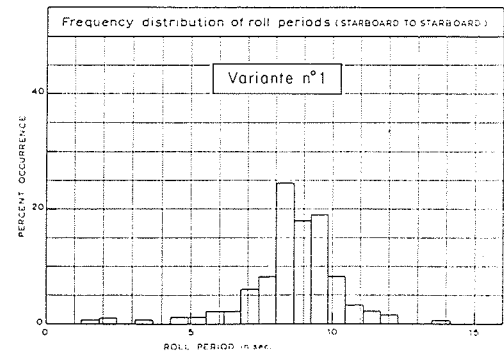
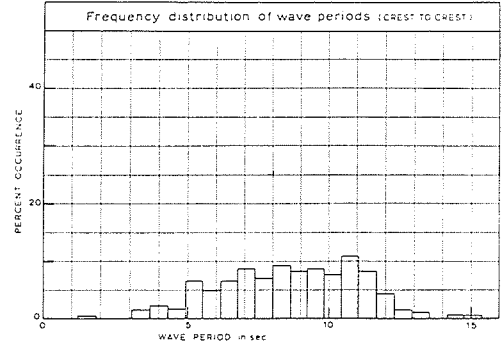


3/ Réponse rapportée à la pente de la houle.



4/ Réponse rapportée au creux de la houle.

Frequency distribution of wave and roll periods  
REGULAR SEA, WAVE DIRECTION: 90°  $H_{1/3} = 1,96$  m  $T_{moy} = 9,6$  sec SPEED: 0 knots



5/ Résultats des essais. Distribution des fréquences des périodes (vagues et roulis) par mer de travers.

Test results: wave and rolling period occurrence frequencies in a beam sea.

$H_{1/3} = 1,96$  m;  $T_{moy} = 9,6$  s;  $v = 0$

sive, surtout ceux du type à surface continue qui jouent sur l'amortissement, ont besoin de 2 ou 3 coups de roulis pour atteindre leur efficacité et ne peuvent donner de très bons résultats en houle irrégulière, dans le cas de phénomènes transitoire dus à une grosse vague, un désaccord de phase ou une rafale de vent.

Seul un système actif pourrait donner un résultat pleinement satisfaisant, en particulier pour des houles courtes qui nécessitent une multiplication du moment de stabilisation de la citerne passive. De tels dispositifs à citerne activée ont été étudiés. Certains sont déjà en service. Mais dans notre cas ils coûteraient extrêmement cher à cause de l'importance de la mécanique.

Nous avons finalement retenu le principe des stabilisateurs à citerne contrôlée, la citerne étant du type en U, ce qui est une modernisation du principe de Frahm. Un calculateur donne les ordres de fermeture aux vannes qui obturent les passages d'air supérieur entre les deux compartiments latéraux de la citerne, en fonction du mouvement de roulis mesuré par un gyroscope et de la vitesse de passage de l'eau dans le canal inférieur. On peut ainsi régler à l'optimum la phase des mouvements de l'eau. Nous espérons que, dans ces conditions, le système fonctionnera correctement en cas de phénomènes transitoires et sur une large gamme de fréquence, de manière à ce que, en pratique, dans une houle réelle, son efficacité ne soit pas trop diminuée par rapport à la valeur théorique en houle périodique.

Les calculs ont montré que ce type de stabilisateur n'est intéressant que si la période de roulis est supérieure à 10 ou 11 s, le  $(\rho - a)$  ne dépassant pas 2,5 à 3 m. Il est de toute façon difficile de trouver la place nécessaire pour le stabilisateur, à cause des dimensions importantes imposées par le  $(\rho - a)$  élevé et la période relativement courte. Nous avons dû nous limiter à une capacité assez faible. Néanmoins, en adoptant une valeur relativement faible (4° environ) pour l'angle de saturation, angle à partir duquel le couple stabilisateur est maintenu à sa valeur maximale, nous obtenons une efficacité très intéressante pour les angles de roulis faibles ou moyens, ce qui est conforme au deuxième principe que nous avons énoncé.

#### 4.4. Analyse statistique du roulis.

Pour tirer les conclusions des essais sur modèle, nous avons été amenés à étudier la distribution statistique du roulis en combinant les fonctions de transfert obtenues sur les trois variantes avec l'analyse statistique des états de mer. Nous avons commencé par calculer ce qu'on peut appeler un « opérateur moyen », c'est-à-dire la valeur moyenne du rapport d'amplification linéarisé de l'amplitude de la réponse par rapport à celle de l'excitation, la houle, pour une série d'états de mer types définis par leurs spectres d'énergie. En l'absence d'information précise sur ces spectres, nous avons admis des formules *a priori*, celle proposée par Pierson Moskowitz en l'occurrence.

Nous avons par ailleurs choisi deux situations géographiques caractéristiques de mers difficiles, à la saison la plus mauvaise : la mer du Nord où la houle est assez courte, et l'Afrique du Sud où elle est très longue. Cet échantillonnage, bien que très limité, nous paraît représentatif et doit permettre de mettre en valeur la solution qui donnera le meilleur résultat dans n'importe quelle condition de mer.

Nous avons utilisé, pour caractériser ces régions, les

statistiques établies par Hogben et Lumb (\*), en nous inspirant de leur analyse pour interpréter les tableaux de distribution, c'est-à-dire définir, pour chaque combinaison amplitude-période, l'état de mer correspondant par sa courbe de densité spectrale (pour une formulation donnée cette courbe est définie par deux paramètres : l'un lié à l'énergie totale, ou à l'amplitude « moyenne », l'autre à la période « moyenne »).

A partir de la valeur de l'« opérateur moyen » correspondant à chaque « période moyenne », on obtient l'amplitude significative de la réponse, roulis ou autre mouvement pour une valeur donnée du creux de la houle. Notons que ceci suppose que la distribution des écarts d'amplitude de la réponse est gaussienne et étroite, de sorte que les maximums suivent une distribution de Rayleigh. Cette hypothèse est raisonnable en particulier pour le roulis, ainsi que l'ont vérifié nos résultats d'essais (\*\*).

Nous avons ainsi obtenu (fig. 6) la loi de variation de la fréquence d'apparition d'une amplitude significative de roulis donnée, la fréquence étant exprimée en pourcentage du temps par rapport à la durée de la période considérée, une saison en l'occurrence. L'amplitude significative du mouvement caractérise la distribution de ce mouvement à l'intérieur d'un état de mer. Par exemple un coup de roulis sur cent en moyenne (soit un toutes les 15 à 20 mn environ) dépassera de 70 % à peu près l'amplitude significative. Cette amplitude significative de mouvement permet donc, en fonction de l'expérience, d'apprécier la possibilité de pratiquer une opération donnée, d'où finalement, l'efficacité de la solution étudiée, évaluée en taux de travail sur un mois, une saison ou un an (\*\*\*) .

Les courbes obtenues pour la mer du Nord montrent un avantage très net de la solution n° 2, de période de roulis plus élevée. En Afrique du Sud, la solution n° 2 reste la meilleure jusqu'à des amplitudes significatives de 5°, bord sur bord, soit environ 8° une fois sur 100 ; elle est supérieure aux autres solutions dans tous les cas lorsqu'elle est améliorée par un stabilisateur.

Il est intéressant de noter que dans une houle très longue, et si on considère surtout les cas de grosse mer et d'amplitudes de roulis fortes, un navire à fort  $(\rho - a)$  et période courte peut se trouver meilleur qu'un navire aux caractéristiques plus traditionnelles. Mais ce qui compte, pour le rendement d'un engin de forage, est le contrôle des angles faibles, car on ne peut plus espérer travailler normalement au-delà de 4 à 5°.

#### 4.5. Stabilité.

Les conclusions de l'étude sur le roulis nous conduisant à adopter une période de roulis aussi élevée que possible, donc à diminuer le bras de levier de stabilité  $(\rho - a)$ , il était essentiel de fixer sur des bases objectives la valeur minimale de ce paramètre.

Les angles de gîte sont déterminés par deux causes :

(\*) *Ocean Wave Statistics*, par N. HOGBEN et F. E. LUMB, N.P.L., 1967.

(\*\*) Nous avons analysé non seulement la largeur des spectres obtenus mais également la distribution des périodes des mouvements de roulis et constaté qu'elle est extrêmement resserrée autour de la période naturelle de roulis, surtout pour une houle moyenne ou longue (fig. 5).

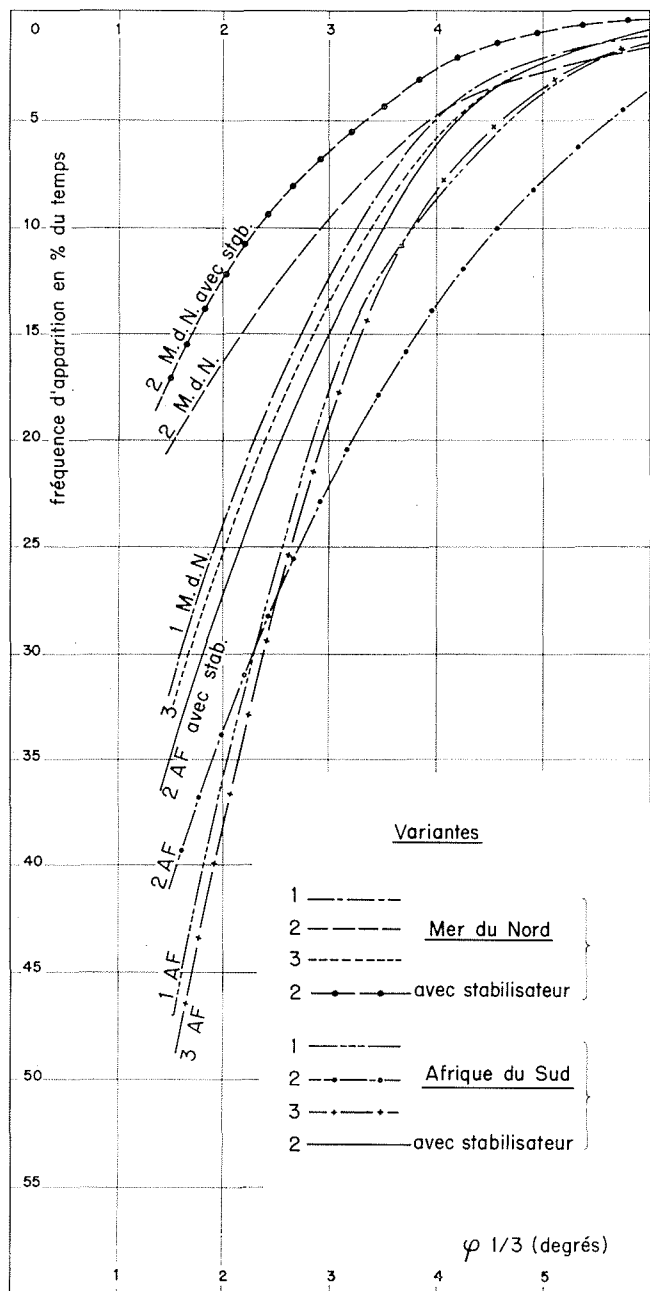
(\*\*\*) Nous avons, depuis cette étude, développé notre programme de calcul sur ordinateur pour ces analyses statistiques. Nous pouvons en particulier calculer la distribution des maximums dans le cas d'une distribution non étroite des écarts, en utilisant les formules établies par Longuet-Higgins.

- 1° La composante transversale du vent ;
- 2° Les écarts de chargement.

Pour l'effet du vent, nous avons évalué à 500 tm. le couple inclinant d'un vent traversier de 40 nœuds de vitesse avec des effets dynamiques dus aux rafales doublant l'angle de gîte résultant.

A noter que la valeur de la force transversale considérée est de l'ordre de grandeur de ce que les propulseurs peuvent supporter.

Nous avons par ailleurs analysé systématiquement les déplacements de charge provoqués par l'activité du chantier, déplacements rapides (transfert d'une charge à la grue) ou déplacements progressifs (remplissage ou vidage des ballasts, des silos, des bacs à boue, transferts de tubes). Nous arrivons au même ordre de grandeur d'environ 1 000 t.m du moment inclinant qui se produit dans



6/ Comparaison de quatre variantes (fréquence de dépassement d'amplitude de roulis).

Comparison between four alternatives (frequency with which a given roll amplitude is exceeded).

un laps de temps trop court pour qu'on puisse compter le compenser par un mouvement de ballast.

Considérant qu'il s'agit là d'hypothèses extrêmes et que la plupart du temps, des couples inclinants n'atteindront pas 500 t.m, nous avons admis, dans ce cas limite, un angle de gîte d'environ 2 1/2°, d'où un moment de stabilité initiale d'environ 20 000 à 25 000 t.m et un (ρ - a) d'environ 2 m pour un navire de 11 000 t.

#### 4.6. Compromis stabilité-tranquillité de plateforme.

On en arrive ainsi à la définition d'un navire de 11 000 t environ 2 m de (ρ - a) et 12 s de période de roulis, avec une stabilisation anti-roulis d'une capacité aussi élevée que possible, mais qui ne pourra pas dépasser en fait 2° à 3°.

Dans le souci d'augmenter l'amortissement en roulis, il y a intérêt à augmenter la largeur et diminuer le tirant d'eau sans diminuer la période de roulis. Ceci n'est possible qu'en jouant sur deux facteurs : l'élévation du centre de gravité et l'augmentation du rayon d'inertie.

Notons par ailleurs l'importance du rôle joué par les carènes liquides. A cause de leur déphasage par rapport au roulis, difficile à évaluer et incontrôlable, elles ne peuvent guère être considérées comme un effet stabilisant. Elles ne peuvent donc pas être valablement soustraites du (ρ - a) dans le calcul (dynamique) de la période de roulis. Mais elles comptent à 100 % dans le calcul de la stabilité statique qu'elles déterminent. Notre problème étant d'avoir la stabilité « statique » la plus élevée possible et la stabilité « dynamique » la plus faible possible, elles sont donc très néfastes et doivent être farouchement combattues par un dessin adéquat du compartimentage et la multiplication de puisards très efficaces dans les salles qui risquent d'être inondées, ce qui n'est pas exceptionnel sur une installation de forage.

### 5. — Effet du courant

La résistance en eau calme des trois modèles essayés à Wageningen a été mesurée dans le sens longitudinal, par le travers et à 45°. Les essais dans la houle avec courant simulé par translation de la maquette nous ont donné en plus quelques valeurs de résistance en houle irrégulière.

Les écarts entre les trois variantes sont faibles pour un courant dans l'axe du navire, et les forces sont faibles.

La comparaison pour un courant à 45 ou 90° est plus intéressante. Elle donne nettement l'avantage à la solution la plus large.

Il faut souligner ici l'importance majeure de la houle sur la force attribuée au courant. D'après nos essais en houle irrégulière, une houle à 45° de 2,4 m d'amplitude significative combinée à un courant de seulement 1 nœud de même direction fait passer la force de 5 t environ à 22 t, valeur qui serait atteinte en eau calme pour environ 2,5 nœuds de courant.

Un point très important pour le positionnement dynamique est que pour un courant à 45° la résultante est centrée sur le 1/3 avant du navire.

Notons par ailleurs qu'il est important de tenir compte de la saleté de la coque, qui risque d'être considérable sur un engin de forage à cause de l'espacement des carénages.

## 6. — Effet du vent

N'ayant pas fait d'essais en soufflerie, nous sommes limités à des évaluations théoriques fondées sur diverses études, en particulier un article de M. Wagner (\*).

Pour un vent de face, la force est environ 8 % plus forte pour la variante large que pour la variante étroite.

Pour un vent de travers, l'écart est inverse, et du même ordre de grandeur.

Pour un vent à 45°, les trois variantes sont équivalentes.

Il en résulte que le choix à faire n'est pas évident et que ce critère ne joue pas un rôle déterminant.

Un point très important à noter est que la résultante des effets du vent est considérablement décalée vers l'avant pour un vent de face. Ceci a pour effet de surcharger les propulseurs avant dont l'efficacité en poussée transversale est médiocre, quel qu'en soit le type, et de créer un couple qui éloigne le navire du lit du vent. Cet effet est d'autant plus mauvais pour le positionnement dynamique que le navire sera orienté le plus souvent face au vent, à quelque 15 ou 30° près, en fonction du compromis à trouver avec la direction de la houle (qui n'est pas nécessairement celle du vent) et du courant (qui ne dépasse guère, en général, 1 ou 2 nœuds en pleine mer).

Il en résulte qu'il est essentiel pour un navire qui doit tenir le point fixe par la seule action de ses propulseurs de dessiner les superstructures déplacées vers l'arrière du navire pour compenser cet effet qui se combine à un effet analogue concernant le courant.

## 7. — Choix des propulseurs et adaptation des formes de carène

### 7.1. Comparaison des divers types de propulseurs.

On peut envisager :

- des propulseurs en tunnel, à pas variable ou régime variable, à l'avant et à l'arrière, associés à des hélices arrière ;
- des propulseurs hors bord orientables, à pas variable ou régime variable, logés dans des puits ;
- des groupes Voith-Schneider ;
- des groupes Voith-Schneider à l'arrière avec propulseurs en tunnel à l'avant.

C'est un sujet qui a été longuement étudié par beaucoup de personnes, et les opinions sont très diverses. Nous avons pour notre part choisi des Voith-Schneider en raison des arguments suivants :

- fiabilité prouvée par une longue expérience ;
- très grande souplesse d'emploi qui leur permet d'être parfaitement adaptés au positionnement dynamique ;
- « constante de temps » beaucoup plus courte que celle des autres solutions. L'étude de simulation du système navire - propulseurs - contrôle a prouvé l'importance de ce facteur ;
- adaptation, due à la nature même du mécanisme, à supporter des variations rapides et répétées de charge ;
- bruit moins important et à des fréquences moins gênantes pour les mesures acoustiques de localisation (faible cavitation, régime plus lent) ;

— moins de risque d'entraînement d'air qu'avec les autres solutions.

S'il est peu important, ce phénomène perturbe le fonctionnement des hydrophones du système de localisation acoustique, à cause des bulles d'air entraînées par les tourbillons. Ceci semble avoir beaucoup gêné le Glomar Challenger ; à la limite, en cas de très grosse tempête, les organes de propulsion peuvent être endommagés.

— Régime du propulseur constant.

On peut donc utiliser des moteurs électriques à courant alternatif, ce qui est une simplification précieuse pour l'installation de force motrice. Nous n'insisterons pas plus sur ce problème, mais nous tenons à signaler que l'entraînement des propulseurs complique considérablement la centrale qui doit passer de 6 000 ch environ à un total variant de 11 à 16 000 ch en fonction de la taille du navire et des solutions techniques, 12 000 ch dans notre cas. Ces difficultés jouent un rôle important dans le bilan économique du positionnement dynamique.

— Utilisation des propulseurs de positionnement pour la propulsion et suppression des organes de gouverne.

Les reproches que l'on peut faire à ce type de propulseurs sont leur efficacité limitée en poussée au point fixe, surtout en poussée transversale, et certaines difficultés d'installation à bord du navire.

On indique en effet pour les propulseurs en tunnel ou les propulseurs hors-bord des poussées plus importantes, de l'ordre de 11 à 14 kg/ch. Mais nous pensons que l'efficacité réelle des propulseurs en tunnel sera inférieure à la valeur théorique à cause des perturbations dans l'écoulement à l'entrée du tunnel créés par le courant, la houle et les mouvements du navire (voir à ce sujet la conférence de M. English en janvier 63 au R.I.N.A.).

### 7.2. Poussée nécessaire au point fixe.

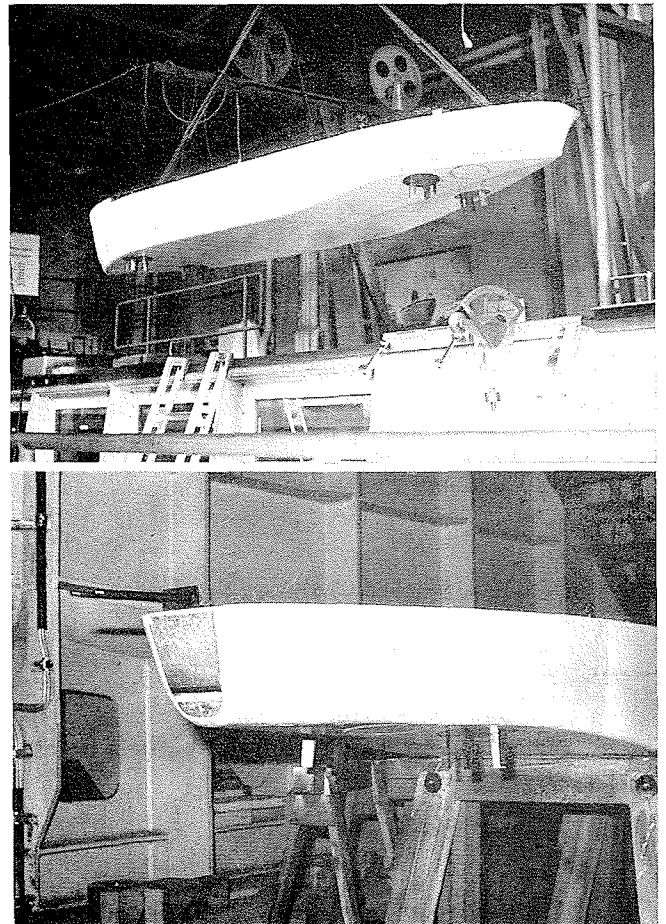
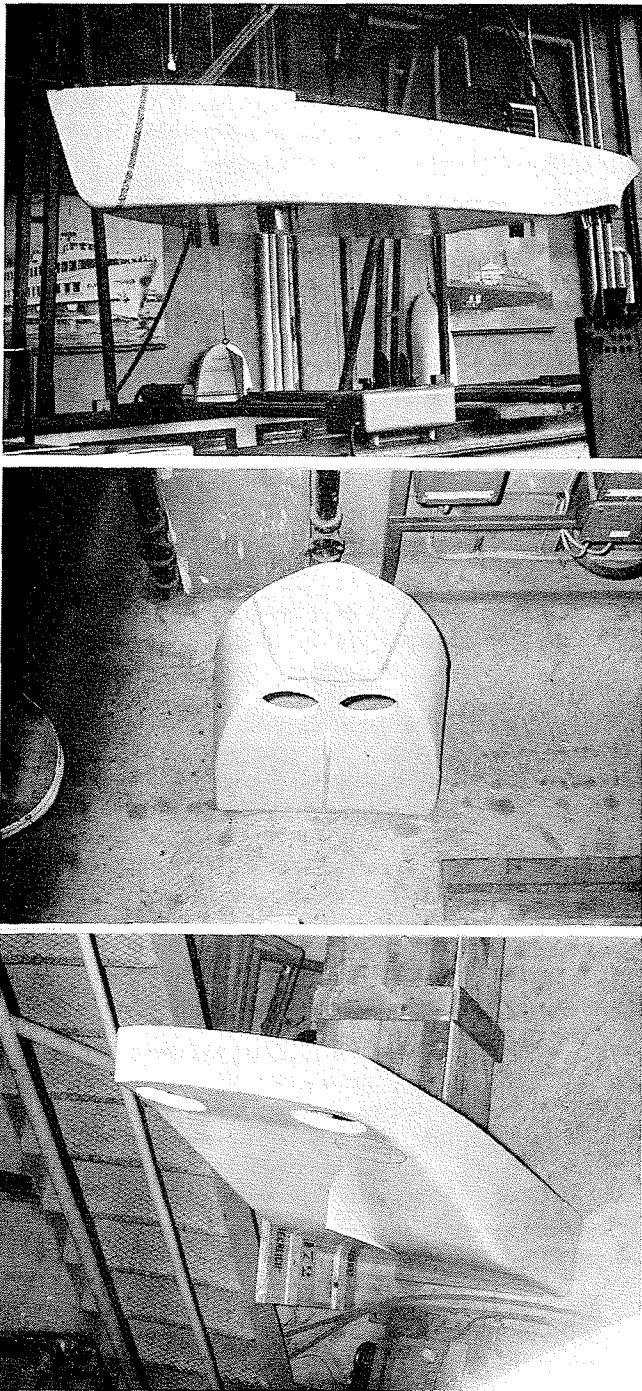
Pour fixer une valeur théorique de poussée à réaliser au point fixe, il faut définir les vitesses du vent et du courant et leurs directions relatives. Il faut ensuite rechercher pour chaque combinaison l'orientation la plus favorable du navire, qui peut être influencée par la direction de la houle. Il faut également tenir compte de l'augmentation de la vitesse du vent lors des rafales et des effets dynamiques qui en résultent, ainsi que de la variation des forces, dues au vent et au courant et de la variation d'efficacité des propulseurs lorsque le cap du navire oscille et que le jet des propulseurs tourne. Il faut enfin tenir compte de l'inévitable imperfection du système de contrôle qui fait qu'on ne peut pas à chaque instant utiliser les propulseurs à pleine puissance.

Il ressort des études que nous avons faites que les propulseurs prévus pour le projet, quatre groupes de 1 700 ch, permettent de contrôler la position par un vent moyen de 45 à 50 nœuds, compte tenu des conditions de houle correspondante et d'un courant de direction quelconque ne dépassant pas 2 nœuds alors qu'un calcul simple, sans tenir compte de la houle, des effets dynamiques, etc., donnerait par exemple un vent de 67 nœuds combiné à un courant de 2,3 nœuds à 90° du vent, ou un courant de 5 à 7 nœuds (en fonction de la saleté de la coque) dans le même sens.

### 7.3. Vitesse de propulsion.

Ainsi qu'on peut le prévoir, nous avons vérifié qu'il est difficile d'améliorer à la fois la vitesse de propulsion

(\*) « Windkräfte an Überwasserschiffen », par B. WAGNER, paru dans *Schiff und Hafen*, Cahier n° 12/1967.



7/ Essais des propulseurs. Photographies des maquettes.

*Photographs of models undergoing propulsion unit tests.*

et la poussée au point fixe. Les essais que nous avons fait faire par Voith nous ont aidés à rechercher un compromis satisfaisant.

#### 7.4. Formes de carène et position des propulseurs.

Les propulseurs Voith ont été utilisés sur des navires de types variés et le problème de l'optimisation des formes de carène et de l'implantation des propulseurs n'est pas nouveau.

La particularité du navire de forage est d'exiger des qualités difficilement compatibles :

- obtenir une vitesse suffisante, de l'ordre de 12 nœuds ;
- obtenir un rendement en poussée au point fixe aussi

élevé que possible dans toutes les directions, et ceci dans des conditions de mer mauvaises.

Une campagne d'essais très complets sur maquette dans le canal de Voith à Heidenheim a permis de comparer trois formes d'arrières et deux formes d'avant avec, en plus, modification de la position des propulseurs. Il y avait deux propulseurs à l'arrière et deux à l'avant, tous du type 32.

Les essais ont prouvé que le rendement peut varier considérablement en fonction des formes de carène et de la position des propulseurs. Nous avons pu ainsi analyser l'effet des nombreux facteurs influençant le rendement et définir méthodiquement le meilleur compromis.

Pour chaque variante ont été effectués :

- des essais de résistance et d'autopropulsion ;

— des essais de point fixe, pour évaluer le rendement en poussée en kg/ch, avec : une direction de poussée à 0°, 90°, 180°, 4 propulseurs ou 2 propulseurs AV ou 2 propulseurs AR ou 1 propulseur AV ou 1 propulseur AR.

Pour les solutions de formes AV et AR retenues, le rendement en poussée a été mesuré dans toutes les directions de 0° à 180°.

#### FORMES ARRIÈRE.

Une forme à large tableau et faible immersion (typique sur beaucoup de navires propulsés par des Voith : bacs, grues flottantes, dragues) a fourni un excellent rendement des propulseurs en propulsion et en poussée dans toutes les directions. Mais le comportement dans la houle n'est pas satisfaisant.

Une forme en V à forte immersion était excellente du point de vue tenue dans la houle mais mauvaise du point de vue rendement propulsif.

Une solution intermédiaire a été mise au point, avec tableau de largeur réduite à bouchain vif et immersion moyenne (1 à 1,5 m). Le rendement en propulsion est un peu moins bon qu'avec un tableau plus large et une faible immersion, mais le rendement au point fixe est aussi bon et le comportement dans la houle tout à fait satisfaisant, les propulseurs restant toujours immergés, ce qui a été vérifié lors des essais à Wageningen.

#### FORMES AVANT.

Dans une première variante, les propulseurs avant se trouvaient dans le même couple, au-dessus de la ligne de base, très à l'avant dans une sorte de voûte un peu comme sur certains navires amphidromes; le rendement était assez bon mais la solution a été abandonnée à cause du risque de mauvais comportement dans une forte houle.

Des résultats aussi bons ont été obtenus avec les propulseurs en dehors de la coque, sous le fond plat de la carène, les formes avant étant classiques. Le comportement dans la houle ne pose évidemment plus de problème. Deux positions différentes des propulseurs ont été essayées.

Aucune solution ne permet d'obtenir un rendement vraiment bon en poussée transversale. Cet inconvénient peut être partiellement résolu par l'installation d'une plaque horizontale circulaire sous chaque Voith avant. Nous envisageons de l'améliorer encore en plaçant les propulseurs l'un derrière l'autre.

## 8. — Caractéristiques principales du projet Neptune

Nous venons d'exposer comment trois avant-projets ont été comparés du point de vue mouvement dans la houle, stabilité, prise au vent et au courant et comment une étude statistique d'efficacité (calcul des temps d'arrêt) nous a conduit à optimiser les caractéristiques principales du projet de manière à obtenir le meilleur compromis économique. Les essais sur modèle nous ont en outre permis de préciser les formes de carène de manière à obtenir le meilleur rendement des propulseurs en positionnement dynamique.

Il convient ici d'insister sur le caractère approximatif de ces évaluations de rendement dont la précision est incertaine dans l'absolu mais qui ont une valeur relative suffisante lorsqu'on compare deux variantes.

Nous sommes ainsi arrivés à l'idée que le projet devait

avoir environ 11 000 t de déplacement en charge, et un ( $\rho - a$ ) variant de 1,5 à 2,5 m environ en fonction du chargement.

Nous avons alors cherché à augmenter le rapport largeur/tirant d'eau de manière à augmenter l'amortissement en roulis, diminuer la prise au courant de travers, améliorer le rendement des propulseurs, et aussi augmenter la surface de travail disponible au niveau du pont.

Ceci nous a conduits à installer les ballasts à carburant et à eau douce en abord, dans la double coque qui ceinture complètement le navire, les ballasts en double fond étant vides ou réservés à l'eau de mer nécessaire pour corriger l'assiette et la gîte et dont la quantité est relativement faible. Il en résulte :

1° Une élévation du centre de gravité qui permet de compenser (pour une valeur donnée de  $\rho - a$ ) l'élévation du métacentre due à l'augmentation du rapport largeur/tirant d'eau.

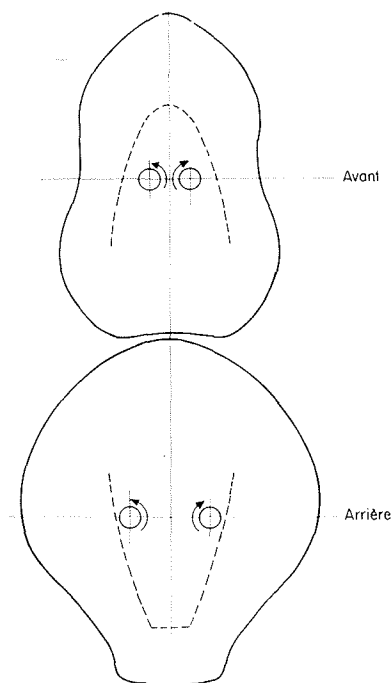
2° Une augmentation du rayon d'inertie transversal, donc de la période de roulis.

En surélevant le métacentre, nous avons pu aussi disposer un stockage important de tubes au-dessus du pont principal dans une sorte de cale en superstructure qui supporte un pont surélevé utilisé par ailleurs pour un dispositif spécial de gerbage automatique des tiges de forage.

Cette superstructure a permis, d'autre part, de trouver où loger l'encombrant stabilisateur.

Nous avons pu ainsi porter la largeur de 19,5 à 20,4 m avec une période de roulis variant de 10,5 à 12,5 s en fonction du chargement.

On pourrait envisager d'aller plus loin dans ce sens en diminuant encore le ( $\rho - a$ ) pour augmenter la période, en disposant par exemple de très grosses quantités d'eau dans des citernes au-dessus du pont. Dans le cas où la stabilité serait insuffisante, on viderait les citernes. Nous avons écarté cette idée, considérant qu'il ne faut pas compliquer la vie des utilisateurs du navire en les obligeant à



8/ Variation de la poussée en fonction de la direction.  
Thrust variation with direction.

se demander s'ils doivent remplir ou vider la citerne, et que, dans la pratique, on déciderait presque sûrement de vider la citerne pour être tranquille, sans risque de gîte, même si le navire roule plus.

Les formes avant ont été un peu affinées à la suite des essais, de manière à atteindre une vitesse maximale de l'ordre de 12,5 nœuds. La longueur du navire a été portée à 122 m à la flottaison pour maintenir une capacité suffisante.

Le transfert des superstructures vers l'arrière sous forme d'un shelter a permis de centrer l'effet du vent de manière à éviter de surcharger les propulseurs avant. Les superstructures ainsi regroupées à l'intérieur d'une surface enveloppe relativement compacte nous permettent d'espérer une prise au vent aussi faible que possible.

L'augmentation du volume de coque à l'arrière a par ailleurs l'avantage de constituer une réserve de flottabilité en cas de très grosse avarie et de compenser le volume de carène perdu par le développement important de la voûte arrière.

Nous en avons également profité pour remonter le pont de résistance ce qui donne une hauteur d'âme de la poutre navire importante là où le décrochement de la voûte l'aurait affaiblie. A cet endroit, qui risque de subir des chocs à cause de la forme aplatie de la voûte, la structure se trouve ainsi très rigide.

Une difficulté due à la disposition générale de ce type de navire est que le centre de gravité risque de se déplacer considérablement en fonction du changement. Nous l'avons résolue en jouant sur la distance importante entre les ballasts à fuel avant et arrière qui servent à contrôler l'assiette et sur l'importance des ballasts à eau salée à l'avant et à l'arrière.

Pour terminer avec cette description de projet, nous attirons l'attention sur le fait que les installations en coque sont rassemblées en seulement deux grandes salles, ce qui est très favorable à l'exploitation du navire. La double coque assure une sécurité totale en cas d'avarie courante. La réserve de stabilité permet d'autre part de faire face à une avarie grave avec une inclinaison de 15° environ malgré le très grand volume de la salle envahie. Les calculs de réserve de stabilité et de stabilité après avarie ont permis de vérifier que le projet présente une sécurité suffisante, en particulier au regard des règlements Coast Guards et ABS concernant ce type de navire (marge de 40 % sur le travail du couple de redressement par rapport au couple inclinant provoqué par un vent traversier de 100 nœuds).

## 9. — Système de contrôle de positionnement dynamique

L'objet de la présente communication ne concerne pas particulièrement le problème du positionnement dynamique en soi. Aussi me contenterai-je d'indications très résumées.

Nous nous sommes particulièrement attachés à étudier le fonctionnement de l'ensemble, la « boucle » : localisation - calcul - propulseurs - navire et action de la houle, du vent et du courant sur le navire. Ce système a fait l'objet d'une étude par simulation avec le concours du Centre d'Etudes et de Recherches sur l'Automatisme, ce qui nous a permis d'optimiser les caractéristiques du filtre et de la fonction d'asservissement de manière à obtenir le bon compromis entre sensibilité et stabilité.

En ce qui concerne la description de la méthode adoptée, je me limiterai à indiquer que nous avons adopté les techniques numériques. Les systèmes analogiques ont certes donné de bons résultats, mais nous pensons que seules les techniques numériques sont capables de fournir la précision nécessaire pour effectuer des forages pétroliers dans des conditions réellement industrielles et, en particulier, par faible profondeur d'eau.

Rappelons en quelques mots que la difficulté de notre problème est que le système doit être assez sensible pour déceler et corriger la dérive relativement lente sous l'action du vent moyen et des rafales, sans être influencé par les mouvements dans la houle dont l'amplitude est du même ordre que la tolérance acceptée sur l'écart de position moyenne. D'où le problème de filtrage de ce mouvement de fréquence élevée qui intervient comme un bruit très intense.

Plusieurs techniques également sont en concurrence pour la localisation. Nous pouvons les classer en deux catégories :

— avec câble de liaison avec le fond;

— et sans câble.

Nous estimons nécessaire de disposer d'une méthode précise qui nous dispense de liaison par câble. Ceci ne peut être atteint actuellement que par les systèmes acoustiques. Mais cette technique ne semble pas présenter encore les garanties de bon fonctionnement qui nous sont nécessaires et qui ne pourront découler que d'une expérience assez longue.

L'inclinomètre monté sur le tube qui relie le navire au fond, avec transmission acoustique codée, devrait être le principal moyen de localisation lorsque ce tube est en place c'est-à-dire la plupart du temps.

L'inclinomètre sur câble tendu ne peut être considéré que comme un moyen de secours à cause de sa précision très douteuse.

Les systèmes hertziens à visibilité directe sont également intéressants car leur précision est correcte; ils ont une bonne chance d'être utilisés chaque fois qu'on se trouvera à 20 ou 30 km de la côte ou de supports où installer les émetteurs.

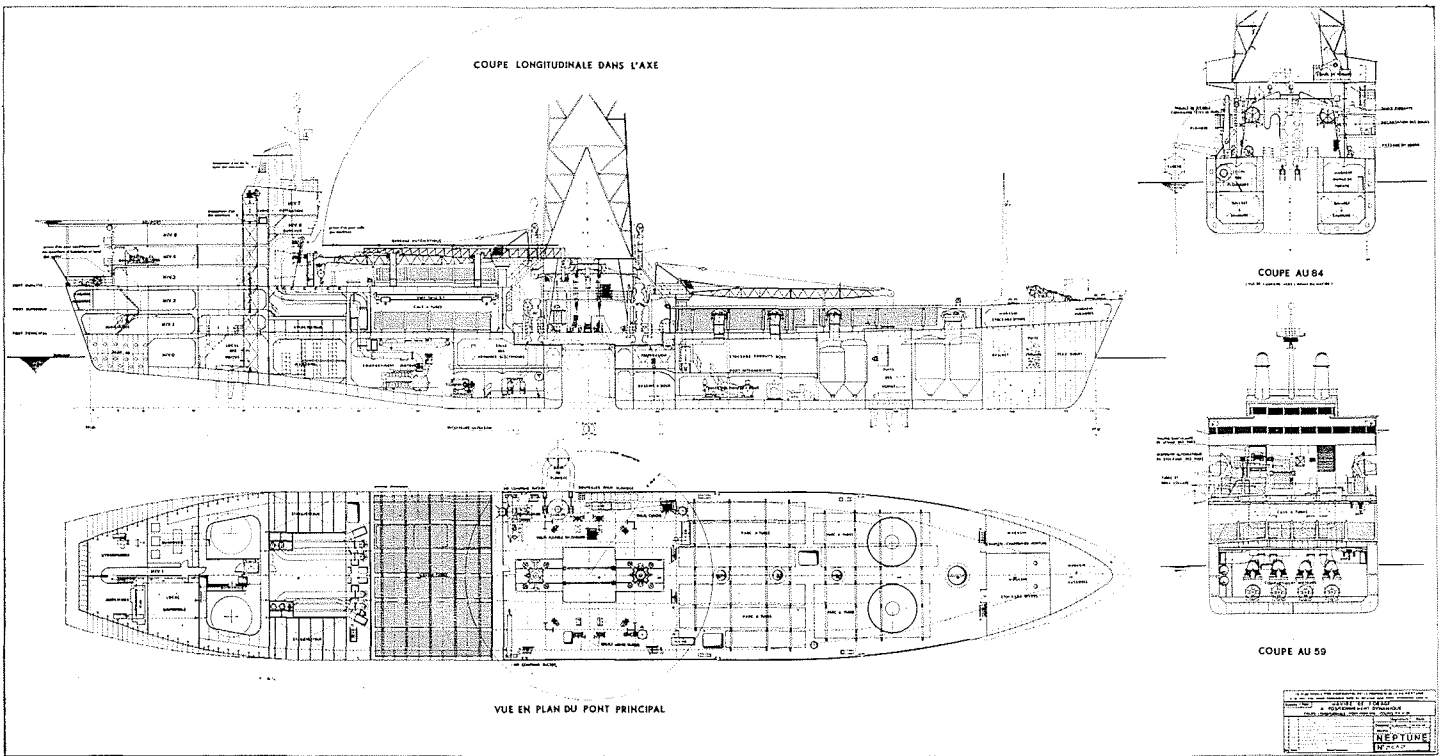
Enfin les systèmes de navigation sur satellite peuvent être utilisés comme moyen de secours pour retrouver les coordonnées du trou lorsqu'on les a perdues.

La description détaillée des divers organes de mesure, de contrôle et de calcul qui interviennent dans le système dépasserait le cadre de cette communication.

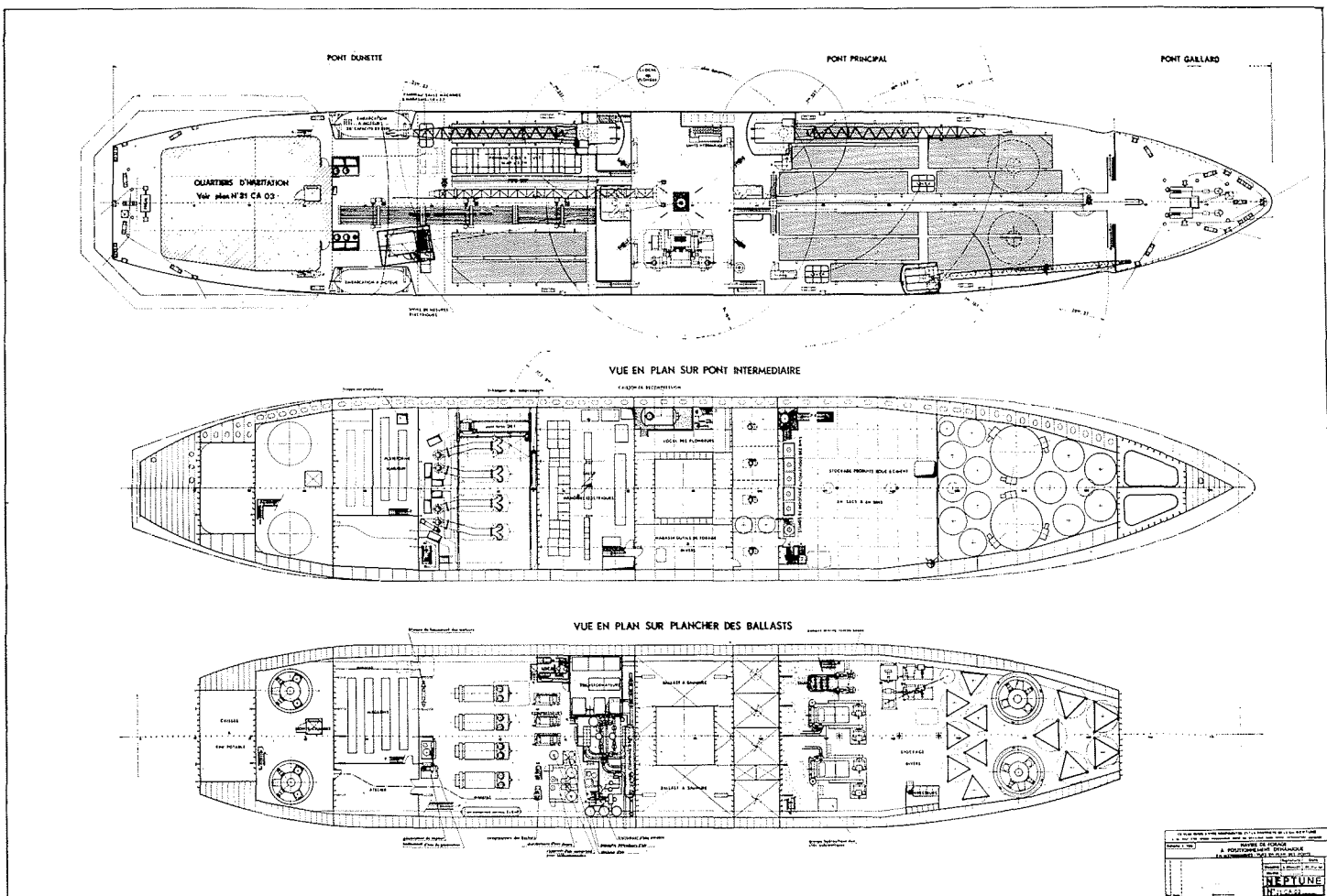
Je tiens seulement à insister sur la nécessité de tout mettre en œuvre pour que la sécurité de fonctionnement de l'ensemble soit assurée avec le minimum de risque de pannes. Ceci conduit à doubler la plupart des éléments, en particulier les organes électroniques, calculateurs et autres. Enfin, il est raisonnable de compter sur une période de mise au point assez longue, quelle que soit la qualité et l'importance de l'étude préalable, avant que le système devienne réellement « opérationnel ».

## 10. — Conclusions

Malgré la longueur de mon exposé, je n'ai pu faire mieux qu'évoquer les principaux problèmes que nous avons rencontrés dans notre étude. Parmi d'autres questions qui auraient pu mériter d'être signalées, je citerai, par exemple,



9/ Projet Neptune : plan d'ensemble. / General arrangement drawing for the Neptune project.



10/ Projet Neptune : plan d'ensemble. / General arrangement drawing for the Neptune project.

celle des dispositions réglementaires, qui risquent de poser des problèmes nouveaux par rapport aux engins de forage flottants précédents, qui étaient ancrés pendant le forage.

En conclusion, j'insiste encore une fois sur l'importance capitale des problèmes de sécurité de fonctionnement. L'utilisation du positionnement dynamique pour le forage pétrolier ne peut tolérer d'incertitude sur la tenue des composants ni d'erreur de conception.

Nous pensons avoir défini un projet permettant la meilleure utilisation des moyens mis en œuvre, qu'il s'agisse du navire lui-même, des propulseurs ou des organes de contrôle. La technique du positionnement dynamique sortira rapidement de la phase expérimentale où elle se trouve encore et nous pensons qu'elle prendra alors une

place majeure sur le marché dès qu'elle aura été mise au point et qu'elle aura atteint le niveau de fiabilité requis. Elle devrait alors, à cause de sa facilité de mise en œuvre, concurrencer les moyens traditionnels d'ancrage, câbles ou chaînes, dans des profondeurs d'eau relativement faibles.

Quant au développement de l'utilisation pour les forages pétroliers du positionnement dynamique dans les grandes profondeurs d'eau, qui en restent le domaine d'élection, cela dépendra de l'évolution des techniques de production et d'exploitation.

Pour terminer, je tiens à remercier, au nom de Neptune, les divers organismes qui ont participé à l'étude de notre projet et, en particulier, la Société Technigaz, la Société Voith, le Bassin de Wageningen, le Centre d'Etudes et de Recherches sur l'Automatisme.

---

## Discussion

Président : M. P. WILLM

---

M. le Président remercie M. COIRAL pour son intéressant exposé et ouvre la discussion.

M. PLANEIX intervient en ces termes :

« L'hypothèse de linéarité impliquée par le calcul de roulis sur spectre impose une limitation sur l'amplitude de la houle, le roulis n'étant généralement pas une fonction linéaire de celle-ci.

« D'autre part, l'étude du risque d'embarquement d'eau à l'avant montre que l'on considère également des amplitudes assez élevées. Ne serait-il pas important d'étudier aussi, dans ce cas, le risque de « slamming ». »

L'hypothèse de linéarité du roulis, dit M. COIRAL, a effectivement été faite; elle a été vérifiée par essais au bassin à Wageningen pour des houles de faible amplitude; pour des valeurs du roulis dépassant 4 à 5° les opérations de forage sont, en effet, interrompues. Les calculs de rendement que nous avons faits concernant précisément

la possibilité ou l'impossibilité de forer, nous pouvions donc adopter cette hypothèse.

On n'a pas étudié le problème du « slamming », pour le projet considéré, car il n'est pas différent de celui qui se pose pour tout navire. D'ailleurs sur des navires de forage de tirant d'eau plus faible que ceux adoptés pour d'autres navires cela ne présente guère de difficultés spéciales. En outre, on a profité des structures arrière particulièrement développées pour augmenter la hauteur de la poutre-navire et sa rigidité dans cette région.

M. le Président précise qu'on appelle « slamming » la vibration de la poutre constituée par le navire, sous l'effet de la houle; celle-ci est en général maximale lorsque la période de la houle est égale à la fréquence propre de ladite poutre.

M. le Président clôt la discussion en remerciant M. COIRAL et M. PLANEIX.

