

# REVUE BROWN BOVERI

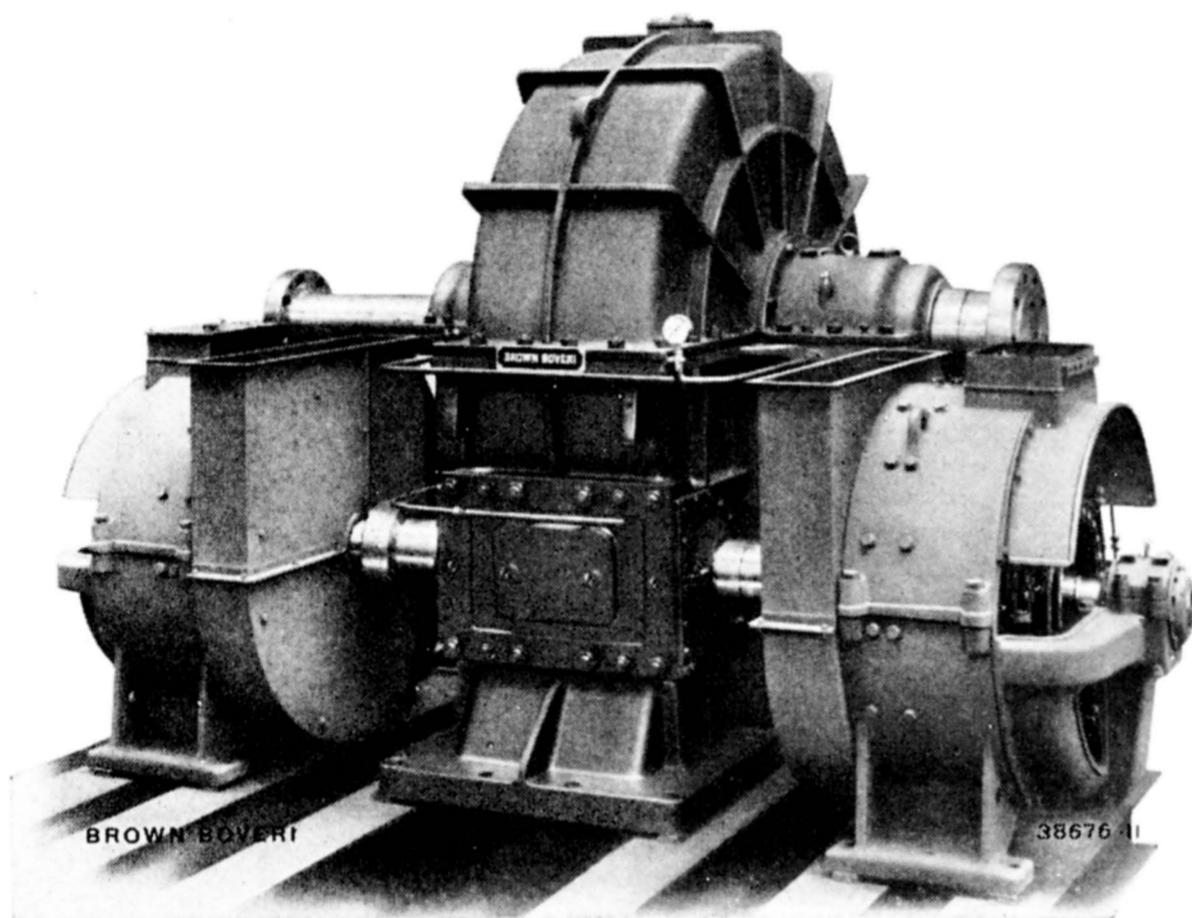


Propulsion des navires et auxiliaires de bord





## ÉQUIPEMENTS POUR LA MARINE



Equipement de propulsion Diesel-électrique à courant continu d'un bateau à roue. Moteur de propulsion avec réducteur à engrenages.

### Machines de propulsion pour bateaux marchands et navires de guerre

Chaudière Velox

Turbine à vapeur et turbine à gaz avec réducteur à engrenage

Appareil de manœuvre commandé par huile

Condenseur pour la marine avec tubes mandrinés aux deux extrémités

Propulsion par turbine et Diesel-électrique

Machines électriques pour sous-marin

### Machines auxiliaires pour bateaux, docks et ports

Dynamos

Moteurs électriques avec appareils de commande

Petites turbines

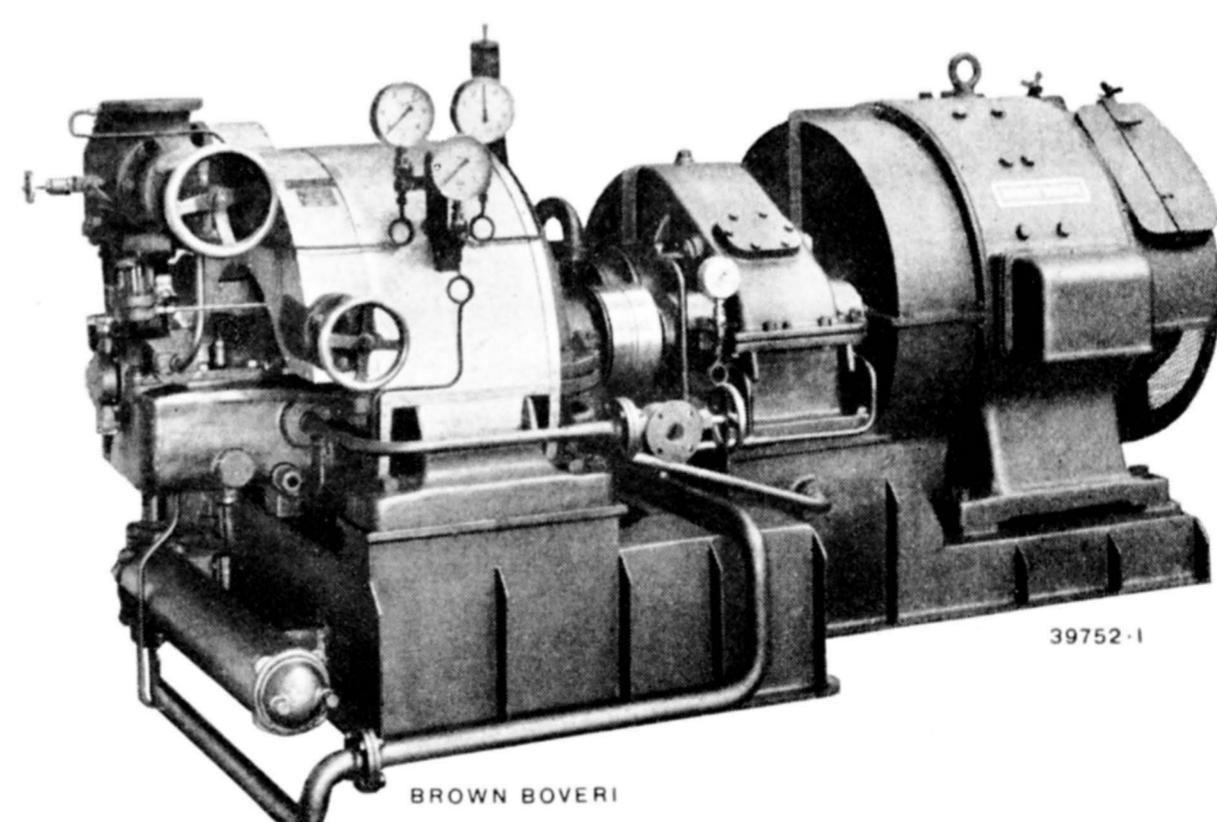
Turbo-groupes d'éclairage et ventilateurs

Régulateurs à action rapide et appareils automatiques de mise en parallèle

Soufflantes de suralimentation et de balayage pour moteurs Diesel

Installations de conditionnement d'air et machines frigorifiques

Equipements électriques de docks flottants, dragues, élévateurs à céréale, etc.



Turbo-dynamo d'une centrale auxiliaire, 420 kW, 220 V, 4200/120 t/min.

# REVUE BROWN BOVERI

PUBLIÉE PAR LA SOCIÉTÉ ANONYME BROWN, BOVERI & C<sup>IE</sup>, A BADEN (SUISSE)

XXIX<sup>me</sup> ANNÉE

SEPTEMBRE/OCTOBRE 1942

N<sup>o</sup> 9/10

La Revue Brown Boveri paraît mensuellement. La reproduction d'articles ou d'illustrations est permise, à condition de citer leur provenance  
Prix de l'abonnement annuel pour la Suisse Fr. 10.—, prix du fascicule pour la Suisse Fr. 1.—, port et emballage non compris.

## SOMMAIRE:

	Pages		Pages
40 années de construction de machines marines par Brown Boveri	219	Trains d'engrenages pour la marine	276
Turbines marines Brown Boveri pour la propulsion de navires marchands	227	Pourquoi les engrenages chantent-ils ? Et comment supprimer ce bruit ?	284
Considérations sur la propulsion des navires par turbine à combustion	236	Entraînement de machines auxiliaires de bord par turbines à vapeur	290
La propulsion Diesel-électrique à courant triphasé des bateaux de grande puissance	240	Appareils et auxiliaires électriques de bord	294
Une construction spéciale de la chaudière Velox pour la marine	251	La suralimentation des moteurs Diesel marins à quatre temps	300
Etude de la répartition des pressions et des débits lors de surcharge de turbines marines	256	Essais en usine de machines pour la marine	304
Dispositifs de commande et de sécurité des turbines marines Brown Boveri	262	Bref mais intéressant:	
Répartition de la pression dans les turbines marines à charge variable	268	Emetteur à ondes courtes moderne pour le trafic maritime	309
Installations de condensation pour la marine	271	Le frigibloc Brown Boveri comme unité frigorigène de puissance élevée pour installations de bord	309
		Accouplement à dents Brown Boveri	310
		Machines de soudure pour chantiers navals et armateurs	313

## 40 ANNÉES DE CONSTRUCTION DE MACHINES MARINES PAR BROWN BOVERI.

Indice décimal 629.12—8 (091)  
629.12.06 (091)

Quoique le numéro spécial de notre Revue «Propulsion des navires et auxiliaires de bord» s'adresse surtout aux amis que nous avons parmi les armateurs, dans les chantiers navals et dans la marine, en donnant, au moyen de quelques articles un aperçu de nos fabrications actuelles de machines de propulsion et d'auxiliaires de bord, le lecteur non spécialiste y trouvera avec intérêt quelle a été la participation de notre maison au perfectionnement des turbines marines pendant 40 ans et quelles machines marines remarquables nous avons construites durant cette période.

Il sera étonné d'apprendre que:

Brown Boveri, non seulement a construit, en 1901, dans ses ateliers de Baden la première turbine marine du continent, mais que ces derniers temps il a construit les plus puissantes turbines marines du monde, à notre connaissance;

Brown Boveri est la maison du continent qui a le plus contribué au développement des turbines marines, par exemple, en les introduisant sur les torpilleurs, les petits croiseurs, les croi-

seurs de bataille et les cuirassés et en employant les trains d'engrenages combinés avec les turbines marines;

Brown Boveri a fait des constructions marquantes pour l'histoire de la technique, aussi bien pour la propulsion électrique des navires que pour les chaudières à vapeur et les machines auxiliaires.

Comment cela a-t-il été possible ?

C'est d'abord grâce à Walter Boveri et à Charles Brown qui avaient prévu longtemps avant les autres l'importance des turbines à vapeur, non seulement comme machine motrice fixe, mais surtout pour la propulsion des navires, spécialement des bateaux de guerre. Les machines à vapeur à pistons des torpilleurs avaient à cette époque — vers 1900 — atteint le maximum de perfection possible.

Parsons avait déjà eu ses premiers succès avec une turbine à vapeur comme machine de propulsion sur son bateau d'essai «Turbinia». L'Angleterre, grâce à Parsons, était fort en avance sur tous les autres pays dans la construction des tur-

bines à vapeur. Par l'acquisition, en 1900, du droit de construction et de fabrication des turbines Parsons, la Société Anonyme Brown, Boveri & Cie à Baden (Suisse) s'assura sur le continent une notable avance sur ses concurrents et une base sûre pour ses travaux de perfectionnement de ce domaine important. Bien que les brevets Parsons soient le point de départ de ses constructions nouvelles, notre maison a, dès le début, suivi des chemins nouveaux, ce qui permet d'inscrire les succès remportés à son actif.

Sur l'initiative de Walter Boveri qui, sa vie durant, s'intéressa tout particulièrement au perfectionnement des *turbines marines*, la «Turbinia Deutsche Parsons Marine A.-G.» fut fondée le 17 septembre 1901.<sup>1)</sup> Les membres de cette Société Anonyme étaient notre Société à Baden, la «Brown, Boveri & Cie A.-G.» à Mannheim et la «Parsons Foreign Patent Co., Ltd.» à Londres. La Turbinia s'occupait exclusivement de ventes des turbines marines et de brevets. Son activité se limitait à l'Allemagne, la Russie et quelques pays du nord. Cela explique pourquoi nos livraisons de turbines marines étaient presque toutes pour ces pays. La construction des turbines marines fut jusqu'en 1914 concentrée à Baden où il y avait, dès le commencement, un département spécial pour les turbines marines et un autre pour les auxiliaires de bord. A partir de cette date, la Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim a, dans l'intérêt de son pays, créé un bureau indépendant pour les turbines marines, alors que la construction pour les autres pays continue à se faire à Baden. Déjà en été 1901 nous avons présenté à la marine allemande notre premier projet de turbine marine et en 1903 commença, dans nos ateliers de Baden, la construction des turbines marines, avec une installation pour le torpilleur allemand «S 125» qui est la première installation de turbine marine construite sur le continent. Presque en même temps, la Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim, entreprit aussi la construction de l'installation des turbines du petit croiseur «Lübeck».

C'est passionnant de suivre le développement des turbines marines Brown Boveri-Parsons au

cours des années suivantes.<sup>2)</sup> Reproduisons à ce sujet les paroles que Walter Boveri a prononcées le 23 novembre 1906 lors d'une conférence présentée à la Schiffbautechnische Gesellschaft, à Berlin:

«Si la marine allemande a eu l'occasion d'entreprendre les essais de turbine marine en même temps que l'Angleterre, c'est à ma maison qu'elle le doit. Aucun chantier naval allemand ne voulait supporter à cette époque les risques de tels essais. Aussi nous sommes-nous décidés, après avoir introduit les turbines stationnaires sur le continent, d'entreprendre la construction des turbines marines. Nous savions que du point de vue commercial nous n'étions nullement favorisés, mais l'intérêt technique l'emporta sur les considérations commerciales. Nous avons pris à notre compte tous les risques des essais avec le «S 125» et le «Lübeck» et le contrat pour le croiseur «Lübeck» était tel qu'on en avait encore jamais conclu de pareil pour un bateau de guerre. C'était la première fois que le fournisseur (des machines de propulsion, Réd.) garantissait une vitesse maximum alors qu'ordinairement on se contente de demander une garantie pour la puissance indiquée en chevaux. On ne nous en a eu aucune reconnaissance, mais nous nous attirâmes au contraire des critiques et des attaques de divers côtés. Je ne veux pas parler de ceux qui, par conviction ou pour des raisons commerciales, sont ou étaient opposés à la turbine — leur opposition est naturelle —, mais de ceux qui voulaient être des propagateurs des turbines et n'ont, en grande partie, que retardé leur essor.»

<sup>2)</sup> Contribution de W. Boveri à la discussion après la conférence du Prof. Riedler: «Über Dampfturbinen», Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Berlin 1904, p. 307.

W. Boveri: «Die Verwendung der Parsons-Turbine als Schiffmaschine» avec discussion. Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft, Berlin 1907, p. 85.

Grauert: «Über Dampfturbinen», tirage à part de la «Marine-Rundschau» de janvier 1904.

H. Schmidt: «Die Dampfturbine im Schiffsbetrieb», et «Schiffshilfsmaschinen mit Turbinenbetrieb». Deutscher Schiffbau 1908, publié à l'occasion de la première exposition allemande de la marine à Berlin, p. 47 et p. 63.

J. Baasch: «Turbines marines Brown Boveri», Revue BBC 1922, p. 119 et 139.

<sup>1)</sup> Lors de la fête du jubilé de notre maison, le 2 octobre 1941, nous avons donc pu jeter un regard sur 40 années d'activité dans la construction de turbines marines.

Mais, tout de même, à la déclaration de la guerre mondiale en 1914 la plus grande partie des bateaux de la marine allemande comme de la marine russe était équipée de turbines marines système Brown Boveri-Parsons, représentant une puissance totale d'environ 1,7 millions de chevaux eff; ce chiffre atteignit 2,8 millions de chevaux à la fin de la guerre.

Cela nous conduirait trop loin de rappeler ici les détails du développement des turbines marines Brown Boveri. Nous renvoyons à la liste chronologique «Faits remarquables de 40 années de construction de machines marines par Brown Boveri», publiée à la fin de cet article.

Le développement des turbines marines Brown Boveri a été accéléré par nos relations avec divers chantiers navals importants qui ont pris une licence de fabrication (voir la liste déjà mentionnée). On comprend que les chantiers cherchent à se mettre en rapport avec une maison spécialisée dans la construction des turbines. Depuis l'introduction des trains d'engrenages, la turbine marine est devenue une machine rapide. Les expériences acquises avec les turbines terrestres sont donc applicables aux turbines marines dont la construction est en principe la même. C'est pourquoi il est avantageux pour les chantiers de profiter des derniers perfectionnements apportés par une maison spécialisée, tandis qu'il était utile à celle-ci de pouvoir fonder sa construction de turbines marines sur de plus nombreuses expériences. Brown Boveri était intéressé assez fortement à des chantiers, ainsi sur l'initiative de Walter Boveri de 1908 à 1924 aux «Howaldtswerke» à Kiel; en outre tant qu'elle exista, l'«American Brown Boveri Electric Corp.» (1925 à 1931) était associée aux grands chantiers de la «New York Shipbuilding Corp.».

Ces deux facteurs importants: une maison toujours à la recherche de progrès dans la construction de turbines à vapeur et la liaison avec des chantiers navals et des armateurs, sont, avec les faits rapportés précédemment, la raison qui a permis à notre maison de prendre une telle importance dans la construction des machines marines et de poursuivre jusqu'à nos jours son activité dans ce domaine.

En ce qui concerne les auxiliaires de bord, il va de soi que les premiers succès furent remportés dans la construction des turbo-dynamos,

qui prirent leur place sur les bateaux en même temps que les turbines à vapeur<sup>1</sup>). Là aussi, les machines à vapeur à pistons avaient fini leur temps. Les améliorations portèrent ensuite sur les turbo-ventilateurs des chaudières marines<sup>2</sup>) à tirage forcé et sur les machines auxiliaires de condensation des turbines principales. Nous construisîmes ensuite, sur l'initiative de la maison Sulzer Frères, à Winterthur, des turbo-soufflantes de balayage pour moteurs Diesel marins à deux temps. Le succès que nous avons remporté dans ce domaine est dû, en grande part, au fait que nous avions déjà une excellente construction de moteurs rapides à courant continu. Cette avance nous assura pour longtemps un monopole mondial dans le domaine des soufflantes de balayage entraînées par moteurs électriques. La construction des soufflantes de suralimentation entraînées par turbines à gaz d'échappement servant à augmenter la puissance des moteurs Diesel à quatre temps selon le procédé Buchi découle des moteurs Diesel marins et a été réalisée aussi en Suisse. Il y a actuellement bien peu de marines qui n'emploient pas les suralimentateurs Brown Boveri entraînés par turbine à gaz d'échappement.

*L'emploi de l'électricité* sur les bateaux était, dès les débuts, très répandu dans la marine de guerre. Sur les bateaux marchands ce n'est qu'après la guerre mondiale de 1914—1918 qu'il prit de l'importance après l'introduction des moteurs Diesel comme machine principale.

Comme Walter Boveri pour les turbines marines, Charles Brown s'intéressa dès le début à l'emploi de l'électricité sur les bateaux. Il obtint déjà en 1904 le brevet allemand 169559, qui avait pour objet la propulsion électrique des navires de guerre en croisière, et apportait une solution dont l'importance ne fut reconnue que beaucoup plus tard. Lorsque en 1906 on chercha en Angleterre la meilleure solution pour la propulsion d'une nouvelle classe de bateaux, les «Dreadnoughts», les chantiers John Brown & Co. à Clydebank entrèrent en relation avec Charles Brown et le chargèrent d'étudier les possibilités de la propulsion turbo-électrique. Le projet présenté (3 décembre 1906) étonne par sa con-

<sup>1</sup>) «Schiffshilfsmaschinen mit Turbinenantrieb», Deutscher Schiffbau 1908, p. 63.

<sup>2</sup>) «Turbo-ventilateurs de bord, système BBC», Revue BBC 1920, p. 163 et 189.

ception<sup>1</sup>). Il possède déjà toutes les caractéristiques de la première installation électrique de propulsion qui sera réalisée dix ans plus tard aux Etats-Unis.

Nous avons livré en 1929/30 les premières installations de propulsion Diesel-électrique pour navires de guerre; elles avaient été construites à Baden pour les cuirassés finlandais «Wäinämoinen» et «Ilmarinen». Nous avons aussi largement collaboré à l'étude de la propulsion Diesel-électrique à courant alternatif que la Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim a installée pour la première fois sur le «Wuppertal» bateau faisant le trafic avec l'Australie; ce genre de propulsion s'est fort répandu en Allemagne. Nous avons introduit en même temps avec succès le courant alternatif pour les machines auxiliaires de bord.

Parmi les nouveautés importantes de ces dernières années dans les machines marines, citons

<sup>1</sup>) Le projet est reproduit dans le livre de Stodola: «Die Dampfturbine», 4<sup>ème</sup> édition allemande, page 535, figure 608 et à la figure 3, page 226 de ce numéro.

encore la *chaudière Velox* qui est la première chaudière à combustion sous pression installée sur divers bateaux; rappelons encore finalement la *turbine à combustion continue*, dont les possibilités d'application à la marine sont traitées dans ce numéro.

«*Navigare necesse est.*» Cette vérité est valable pour tous. La Suisse aussi a reconnu cette nécessité et a maintenant son propre droit maritime et même sa petite flotte de commerce qui doit être renforcée par de nouvelles unités. L'économiste Friedr. List<sup>2</sup>) écrivait déjà en 1843: «*L'énergie et l'esprit d'entreprise de tous les peuples s'affrontent sur la mer qui est le berceau de leur liberté. Celui qui n'a pas d'accès à la mer est frusté des bienfaits et des honneurs de ce monde.*» Pendant ces quarante années d'activité de notre maison, la construction de machines marines a été pour nous une source d'énergie stimulant notre esprit d'entreprise.

(MS 909)

E. Klingelfuss. (J. C.)

<sup>2</sup>) Tiré de l'introduction pour le «Schiffbuch».

## FAITS REMARQUABLES DE 40 ANNÉES DE CONSTRUCTION DE MACHINES MARINES PAR BROWN BOVERI.

### CONTRIBUTION A L'HISTOIRE DE LA TECHNIQUE.

#### A. TURBINES MARINES ET GÉNÉRATEURS VELOX.

1900 (19, 4) Fondation de la «A.-G. für Dampfturbinen, System Brown Boveri-Parsons» à Baden (Suisse) avec participation de la Société Anonyme Brown, Boveri & Cie, à Baden (Suisse) et de la Parsons Foreign Patent Co., Ltd., à Londres. Brown Boveri acquiert le droit exclusif de construction des turbines Parsons (à vapeur ou à gaz, mais pas pour la propulsion des navires) pour la Suisse, la France (jusqu'en 1903), l'Allemagne, la Russie et la Belgique (jusqu'en 1904) et, non exclusif pour l'Italie. En 1904, il obtint la licence exclusive pour la Norvège, la Suède, le Danemark, l'Espagne et le Portugal. Début de la construction de turbo-dynamo de bord (voir machines auxiliaires).

1901 (21, 6) Présentation du premier projet de turbine marine, à la marine allemande pour la propulsion d'un torpilleur (fig. 1); on avait encore prévu des machines à pistons pour la marche en croisière; un deuxième projet prévoyait une turbine spéciale pour la marche en croisière (fig. 2).

(17, 9) Fondation de la «Turbinia» Deutsche Parsons Marine A.-G. à Berlin, avec la participation de la Sté An. Brown, Boveri & Cie à Baden (Suisse), la Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim et la Parsons

Foreign Patent Co., Ltd., à Londres. Cette nouvelle société a le droit exclusif de construction des turbines Parsons marines pour l'Allemagne et plus tard (1904) pour la Russie.

1903 Première commande sur le continent d'une installation de turbine marine de 7000 ch eff, 750—850 t/min d'après le deuxième projet avec turbine de croisière, passée à la Sté An. Brown, Boveri & Cie à Baden, pour le torpilleur «S 125» de la marine allemande<sup>1</sup>). Construction dans les ateliers Brown, Boveri & Cie à Mannheim de l'installation de turbine de 14 000 ch eff, 680 t/min pour le croiseur léger «Lübeck»<sup>2</sup>) de la marine allemande.

1904 (19 septembre) Début des essais du torpilleur «S 125».

1905 (printemps) Premiers essais avec le croiseur «Lübeck». Brevets allemands N°s 183844 et 199033 sur lesquels repose la construction actuelle des turbines marines. Ils protègent la division de la turbine en cylindres à haute et à basse pressions, la turbine haute pression tournant plus vite que celle à basse pression. Les

<sup>1</sup>) J. Baasch: «Les turbines marines Brown Boveri», disposition, coupe de turbine et photographies d'atelier. Revue BBC 1922, p. 120 et 121. figures 3 à 6.

<sup>2</sup>) Voir fig. 19—22, p. 126, 127 et 135 de l'article cité dans la note 1.

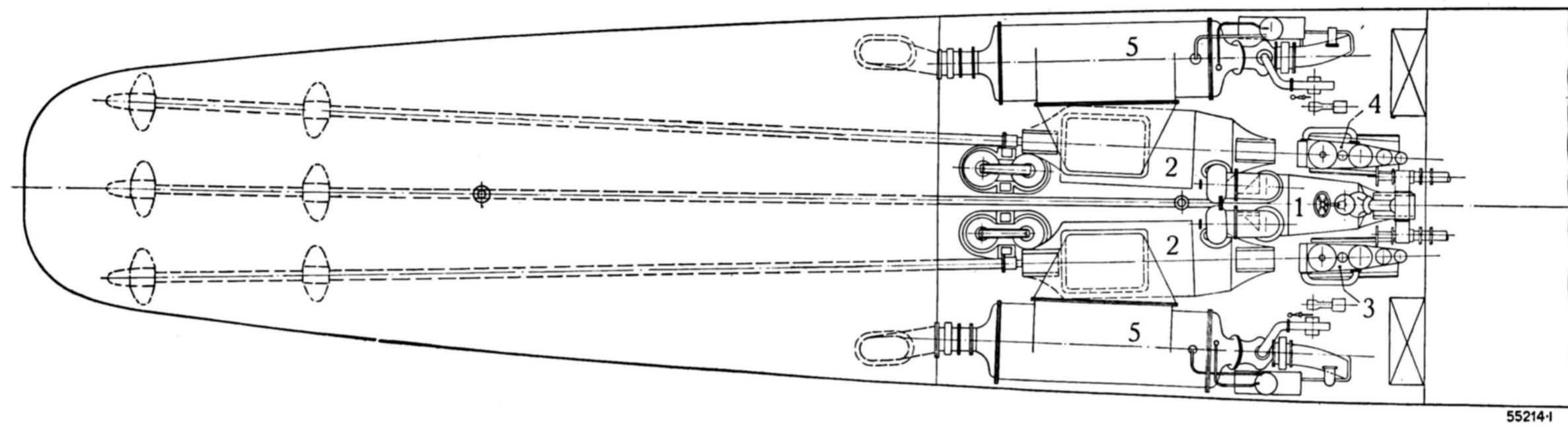
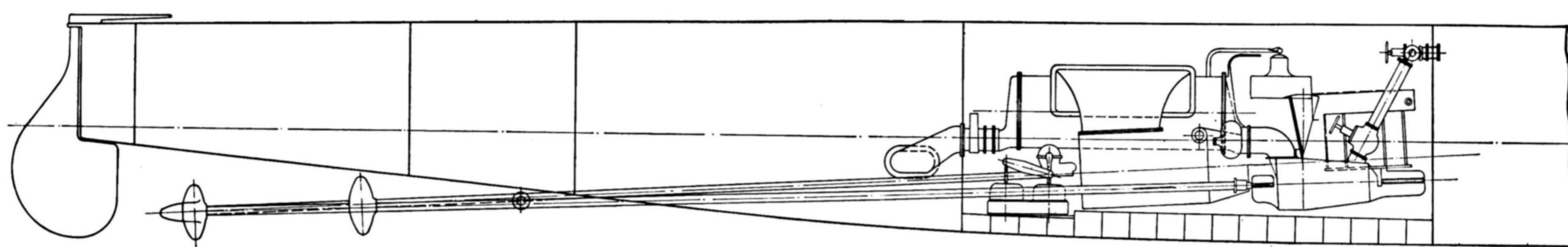


Fig. 1. — Premier projet du 21 juin 1901 d'une installation de turbine marine Parsons-Brown Boveri pour la propulsion d'un torpilleur de la marine allemande. Puissance 7000 ch eff à environ 800 t/min.

1 = Turbine haute pression. 2 = Turbine basse pression. 3 et 4 = Machines à pistons pour la marche en croisière. 5 = Condenseurs.

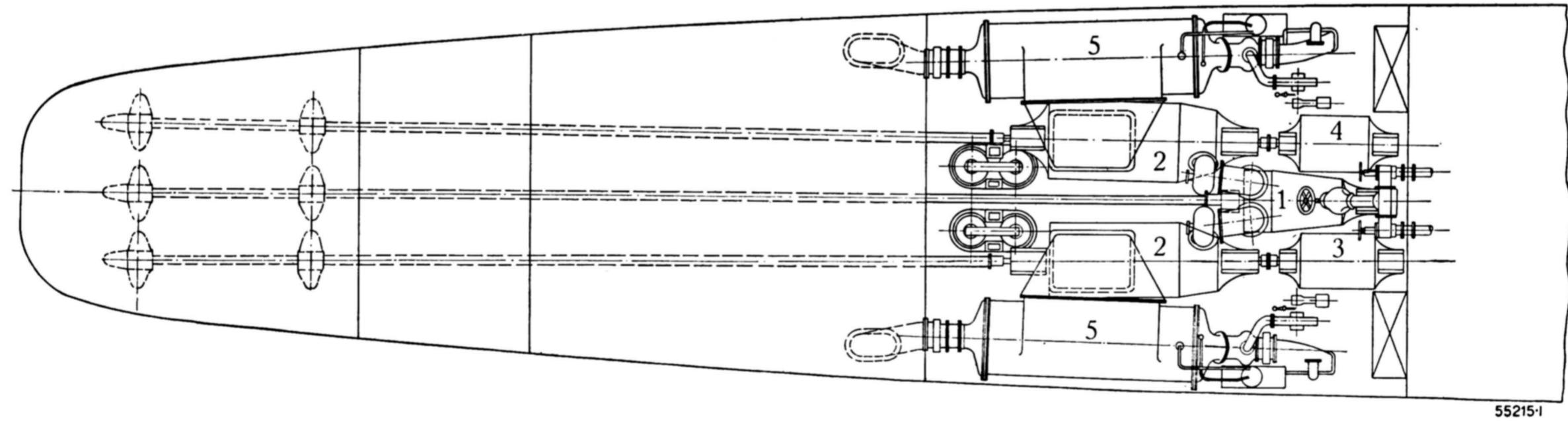
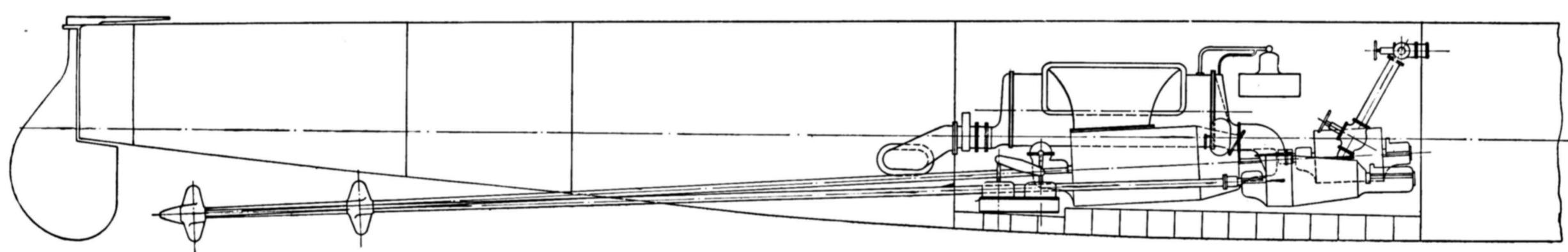


Fig. 2. — Projet définitif pour la même installation (fig. 1) avec turbine de croisière à la place des machines à pistons.

1 = Turbine haute pression.	4 = Turbine basse pression de croisière.
2 = Turbine basse pression.	5 = Condenseurs.
3 = Turbine haute pression de croisière.	

C'est selon ce projet que fut construit en 1903 dans les ateliers de la Sté An. Brown, Boveri & Cie à Baden (Suisse) la première installation de turbine marine du continent européen.

Les deux projets ont été étudiés jusque dans leurs moindres détails ; preuve que déjà au début de 1901 Brown Boveri disposait de construction de turbines marines bien comprise.

- turbines haute et basse pressions peuvent être reliées par une transmission électrique ou mécaniquement par un train d'engrenages.
- Contrat de licence avec la S. A. des Usines Franco-Russes (anciens Etablissements Baird) à St-Pétersbourg.
- 1906 Construction de la première installation de turbine de 10000 ch à 440 t/min pour un paquebot (le «Charles Roux» de la Cie Générale Transatlantique pour le service Marseille—Alger; course d'essai juillet 1908<sup>1)</sup>) exécutée aux ateliers du Bourget de la Cie Electro-Mécanique. Les calculs et une partie de la construction des turbines des torpilleurs français «Bouclier», «Chasseur» et «Francis Garnier» ont été faits peu après pour le compte de la même maison.
- Brevets allemands 190157 (Fil d'attache bi-métallique) et 193192 (extrémités amincies des aubes). Deux brevets devenus importants. Accordé la licence aux chantiers Blohm & Voss à Hambourg.
- Contrat de licence avec les Baltische Schiffbau & mechanische Fabrik des Marineressorts à St-Pétersbourg. Toute une série de chantiers russes firent plus tard de même (Putilow, Boecker, Nicolajew).
- 1907 Etude de la construction de l'installation de turbines du croiseur léger «Dresden» de la marine allemande. Première installation à vapeur surchauffée. (Fabriqué par les chantiers Blohm & Voss).
- Passage de la turbine Parsons à réaction pure, à la turbine combinée Brown Boveri avec un aubage à action avant l'aubage à réaction.
- 1908 Accordé la licence aux chantiers de la marine de Kiel, Wilhelmshaven et Danzig.
- Etude de la construction de l'installation de turbines de 70000 ch eff, 320 t/min du croiseur de bataille «Von der Tann»<sup>2)</sup> (chantiers Blohm & Voss) ainsi que de l'installation des turbines de 2 × 7000 ch pour les torpilleurs «G 169—172» (chantiers Germaniawerft à Kiel), fabriquée à Mannheim.
- La Turbinia achète les chantiers Howaldtswerke à Kiel.
- 1909 Accordé la licence à Burmeister & Wain à Copenhague qui construisit les turbines pour les torpilleurs «Stulven» et «Flyvefisken» de la marine danoise.
- Construction des premières installations de turbines de 40000 ch eff, 280 t/min, pour les croiseurs de bataille «Kaiser» et «Kaiserin» (fabrication: Marinewerft de Kiel et Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim).<sup>3)</sup>
- Etude de la construction des installations de turbines des torpilleurs G 174 et G 175.
- Premières turbines marines Brown Boveri à un seul corps avec aubages combinés à action et à réaction.<sup>4)</sup>
- 1910 Construction d'installations de turbines à un corps, type combiné action-réaction, avec une seule roue à action, pour six autres torpilleurs G 7—G 12 de 15000 ch eff chacun, à 700 t/min<sup>5)</sup>). Quatre de ces bateaux sont encore actuellement en service, ce qui représente plus de 30 ans de service ininterrompu.
- Etude de la construction des turbines de quatre croiseurs de bataille russes de 100000 ch eff.<sup>6)</sup>
- Brevet allemand 228926 sur le condenseur à service continu, avec chambres d'eau partagées en deux; il permet de nettoyer les tubes et de réparer les défauts d'étanchéités pendant le fonctionnement<sup>7)</sup>.
- 1911 Contribué à l'étude de la construction de l'installation de turbines de 70000 ch eff des paquebots rapides «Vaterland» et «Bismarck» de la Hamburg-Amerika Linie (chantiers Blohm & Voss). Les chantiers «Vulcan Werke» à Hambourg avait précédemment obtenu une licence spéciale pour l'installation de turbines de l'«Imperator», bateau du même type.
- Construction de la turbine à vapeur d'échappement entraînant un arbre de couche particulier (5000 ch eff, 180 t/min) pour le paquebot mixte «Joh. Heinr. Burckhardt» de la Hamburg-Amerika Linie (plus tard le «Reliance»)<sup>8)</sup>.
- 1912 Commande de six installations de turbines de 20000 ch eff, 560 t/min pour des contre-torpilleurs russes, fabriquées à Baden.<sup>9)</sup>
- 1913 Brevet allemand 271482 sur les condenseurs par surface à chambre de vapeur en forme de V s'étendant jusqu'à la surface de l'eau condensée (condenseurs type OV) construction qui a été adoptée maintenant par de nombreuses maisons<sup>10)</sup>.
- 1914 Construction de la première installation de turbines marines avec train d'engrenages (croiseur léger «Karlsruhe»)<sup>11)</sup>.
- 1916 Construction de nombreuses installations de turbines à engrenages de 20000 ch eff par arbre, 4200/3200/480 t/min, pour des contre-torpilleurs. Répartition de la puissance entre quatre cylindres deux avant et deux après le train d'engrenages.<sup>12)</sup>
- Brevet allemand 304689 sur turbine basse pression à double flux avec au milieu (échappement) une turbine de marche arrière.
- 1919 Etude du premier projet de transformation d'une machine à pistons par l'adjonction d'une turbine d'échappement travaillant sur le même arbre (Hamburg-Amerika Linie).
- 1920 Etude de construction à Baden de la première installation de turbine Brown Boveri, à engrenages doubles hélicoïdaux pour navires de commerce, de 3000 ch eff, 3000/75 t/min<sup>13)</sup>. (Fig. 3 de la page 273 de cette revue).
- Construction par Brown, Boveri & Cie A.-G., Mannheim de l'installation de turbines de 5200 ch eff, 3200/2300/85 t/min des bateaux «Thuringia» et «Westphalia» de la Hamburg-Amerika Linie<sup>14)</sup>.

<sup>1)</sup> Revue BBC 1922, p. 134, fig. 38 et 39 et p. 117, fig. 40. Schiffbau 1907, p. 142.

<sup>2)</sup> Revue BBC 1922, p. 129, fig. 26.

<sup>3)</sup> Revue BBC 1922, p. 130 à 132, fig. 29 à 34.

<sup>4)</sup> Revue BBC 1922, p. 124, fig. 12 et 13.

<sup>5)</sup> Revue BBC 1922, p. 125, fig. 14.

<sup>6)</sup> Revue BBC 1922, p. 129, fig. 27 et 28.

<sup>7)</sup> Revue BBC 1916, p. 22 et 23, fig. 1 et 2.

<sup>8)</sup> Revue BBC 1922, p. 134 et 135, fig. 41 à 44.

<sup>9)</sup> Revue BBC 1922, p. 125, fig. 16 et 17.

<sup>10)</sup> Revue BBC 1916, p. 106 et 107, fig. 9 et 11.

<sup>11)</sup> Revue BBC 1922, p. 141 et 142, fig. 49 à 51.

<sup>12)</sup> Revue BBC 1922, p. 143, fig. 52 et 53.

<sup>13)</sup> Revue BBC 1922, p. 137 et 144 à 146, fig. 54 à 57.

<sup>14)</sup> Revue BBC 1922, p. 148, fig. 62 et Revue BBC 1924 p. 81, fig. 2.

- 1922 Construction de l'installation de turbines à engrenages de 1500 ch eff 3600/38 t/min, du remorqueur à roues «Dordrecht»<sup>1)</sup> par Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim. Rapport de réduction de la turbine à deux étages 95:1.
- 1926 Première application de la commande par huile sous pression des turbines marines<sup>2)</sup>.  
Construction de l'installation de turbines à engrenages 2×1100 ch eff, 5060/135 t/min pour le ferry-boat japonais «Seikan Maru n° 1»<sup>3)</sup>. Les deux plus petites turbines marines construites par Brown Boveri.
- 1928 Fabrication à Baden des installations de turbines à engrenages de 6000 ch eff, 5000/3850/550 t/min, pour les torpilleurs danois «Dragen» et «Laxen». Construction et fabrication de turbines basse pression avec trains d'engrenages utilisant la vapeur d'échappement de machines à pistons, les deux machines travaillant<sup>4)</sup> sur le même arbre; réalisation pour la Rotterdam'sche Lloyd et la Hamburg-Amerika Linie selon l'étude faite en 1919.
- 1929 Etudes pour la construction de la première turbine marine d'amont à haute pression et à grande surchauffe (60/24 kg/cm<sup>2</sup> abs, 440° C) pour le «Uckermark» de la Hamburg-Amerika Linie; constructeurs: Chantiers Blohm & Voss à Hambourg. Nous avons pu nous appuyer pour cette installation sur les expériences faites avec la première turbine d'amont à haute pression construite, que nous avions livrée en 1925 à Langerbrugge (50 kg/cm<sup>2</sup> abs, 450° C).
- 1931 Premier projet avec chaudières Velox pour un bateau marchand de 26 000 ch eff, poids de l'installation avec chaudières aquatubulaires usuelles 700 t, avec la Velox 185 t.  
Brevet allemand 583057 sur les condenseurs par surface à tubes ondulés et mandrinés aux deux extrémités, construction particulièrement intéressante pour les condenseurs de marine.
- 1933 Commande de deux chaudières Velox de 15 t/h<sup>5)</sup> et 45 t/h par une marine de guerre.
- 1934 Commande de deux chaudières Velox de 50 t/h chacune pour d'autres marines de guerre.
- 1935 Première application à la marine de nos condenseurs à tubes ondulés et mandrinés aux deux extrémités (brevet allemand 583057).  
Construction des premières installations de turbines marines Brown Boveri à engrenages avec entraînement des auxiliaires par la turbine principale (5300 ch, 5200/3700/124 t/min, pour les bananiers «Katiola» et «Kita» des chargeurs Réunis<sup>6)</sup>).
- Première chaudière Velox de 35 t/h, 50 kg/cm<sup>2</sup> abs, 450° C sur un bateau marchand («Athos II» des Messageries Maritimes)<sup>7)</sup>. La chaudière Velox alimente une turbine d'amont et, remplaçant une chaudière cylindrique, elle fait passer la puissance de 10 000 ch eff à environ 16 000.
- 1936 Commande de deux grands trains d'engrenages pour des installations de turbines marines fournies par une autre maison (fig. 4 à la page 280 de ce numéro).
- 1937 Première application aux turbines marines de nos rotors brevetés soudés.  
Premier bateau marchand équipé seulement de chaudières Velox («Bore II» de la Ångfartygs A.B, Bore, Åbo)<sup>8)</sup>.
- 1939 Construction de deux installations de turbines à engrenages de 3300 ch eff chacune à 165 t/min et de leur chaudière Velox de 46 kg/cm<sup>2</sup> abs, 435° C pour une marine de guerre.  
Construction à Baden de la turbine marine la plus puissante à notre connaissance (fig. 1, 5, 6 et 10 aux pages 277 à 283 de ce numéro).

#### B. PROPULSION ÉLECTRIQUE DES NAVIRES.

- 1904 Brevet allemand 169559 sur la propulsion électrique en croisière des navires de guerre à turbines.
- 1906 Projet de propulsion turbo-électrique pour le premier bateau du type «Dreadnought», étudié par les chantiers John Brown & Co., Ltd., à Clydebank (24 000 ch eff, 1500/320 t/min). (Fig. 3.)
- 1918 Brevet allemand 341597 sur la propulsion électrique des navires avec moteur synchrone qui fonctionne en asynchrone pendant le démarrage et les manœuvres.
- 1919 Création d'une commission spéciale pour étudier, sous la direction de Messieurs Aichele et Hunziker, la propulsion électrique des navires.
- 1929 Commande de l'installation complète de propulsion Diesel-électrique pour les deux cuirassés finlandais «Wäinämoinen» et «Ilmarinen»<sup>9)</sup>.
- 1931/32 Mise au point en collaboration avec Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim et la MAN à Augsbourg, de la propulsion Diesel-électrique à courant triphasé pour les bateaux de grande puissance avec groupes Diesel-générateurs travaillant en parallèle; la mise en parallèle se fait sans la synchronisation usuelle<sup>10)</sup>.
- 1932 Construction de la propulsion Diesel-électrique de croisière pour le poseur de mines norvégien «Olav Tryggvason»<sup>11)</sup>, fabriqué par la Norsk Elektrisk & Brown Boveri, Oslo.
- 1933 Construction de la propulsion Diesel-électrique du bateau à roues «Genève»<sup>12)</sup>.

<sup>1)</sup> Revue BBC 1922, p. 149, fig. 64 et Revue BBC 1925, p. 96 et 97, fig. 2 et 3.

<sup>2)</sup> Revue Brown Boveri 1930, p. 49, fig. 82 et p. 262 de ce numéro.

<sup>3)</sup> Revue Brown Boveri 1927, p. 215 à 217, fig. 1 à 5.

<sup>4)</sup> Revue Brown Boveri 1931, p. 62, fig. 125 à 127.

Jahrbuch der technischen Gesellschaft Berlin 1934, p. 123 à 126.

The Shipbuilder & Marine Engine Builder 1928, p. 644 à 647

1932 p. 151 et 475.

Schiffbau Berlin 1928, p. 555.

<sup>5)</sup> Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Berlin 1939, p. 149.

<sup>6)</sup> Revue Brown Boveri 1936, p. 69, fig. 147.

<sup>7)</sup> Revue Brown Boveri 1939, p. 44, fig. 110.

Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Berlin 1939, p. 147 et 148, fig. 15 et 16.

<sup>8)</sup> Revue Brown Boveri 1938, p. 37, fig. 68.

Jahrbuch der Schiffbautechnischen Gesellschaft Berlin 1939, p. 133—149.

<sup>9)</sup> Revue Brown Boveri 1933, p. 7, fig. 11 et 12.

<sup>10)</sup> Revue Brown Boveri 1932, p. 148 à 154, fig. 1 à 8.

<sup>11)</sup> Revue Brown Boveri 1933, p. 7, fig. 13 et 14.

Revue Brown Boveri 1935, p. 210—213, fig. 7 à 10.

<sup>12)</sup> Revue Brown Boveri 1935, p. 167 à 170, fig. 1 à 6.

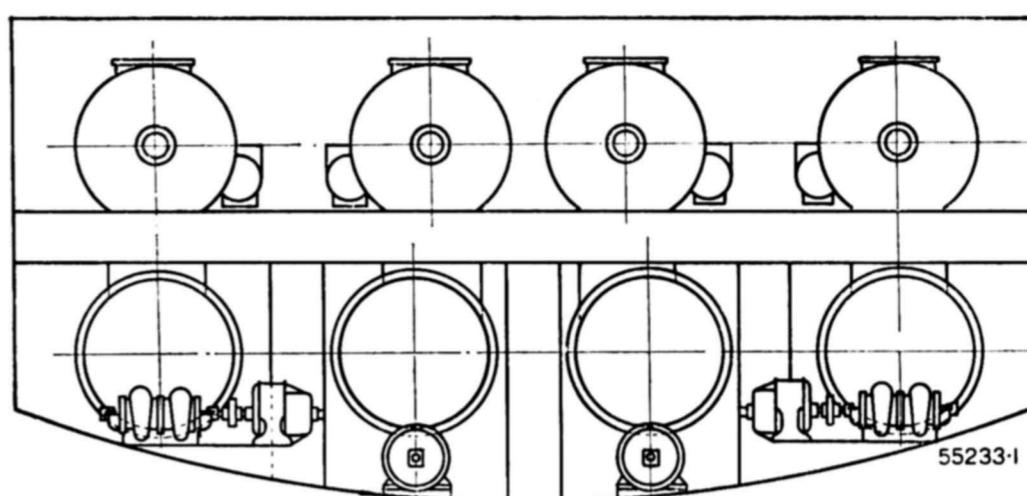
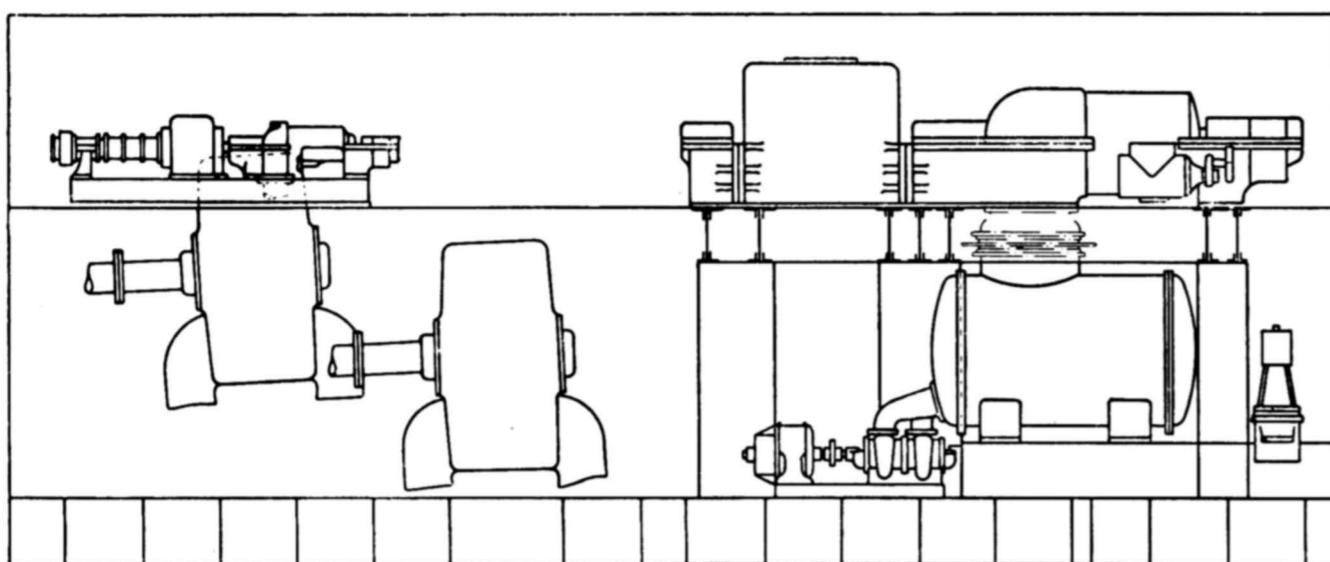


Fig. 3. — Premier projet, datant de 1906, d'une transmission électrique de la puissance des turbines à l'arbre de couche. Puissance à l'arbre de couche :  $4 \times 5500$  ch eff.

1935/36 Construction de la première propulsion Diesel-électrique à courant triphasé à groupes générateurs travaillant en parallèle, du cargo «Wuppertal» de 6800 ch eff, par la Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim.

1936 Construction de la propulsion Diesel-électrique pour les deux patrouilleurs norvégiens «Nord Kape» et «Senja» avec générateur Léonard à excitation mixte<sup>1)</sup> par la Norsk Elektrisk & Brown Boveri à Oslo, selon nos plans.

1937 Etude pour la construction d'une installation de propulsion Diesel-électrique pour le bateau à roues «Wien», le premier bateau du Danube avec propulsion Diesel-électrique<sup>2)</sup>. Construction par la «Oesterreichische Brown Boveri Werke A.-G.» à Vienne.

1938 Construction de la propulsion Diesel-électrique d'un remorqueur avec régulateur de courant Brown Boveri pour l'adaptation automatique de la vitesse du moteur de propulsion aux diverses puissances de remorquage<sup>3)</sup>.

### C. MACHINES AUXILIAIRES DE BORD.

1901 Mise en construction de turbo-dynamos de bord. Le premier groupe commandé cette année-là pour la marine française (Etablissements d'Indret) était une turbo-dynamo de 280 kW, disposition en tandem ( $2 \times 140$  kW,  $14 \text{ kg T cm}^2 \text{ abs}$ ,  $3000 \text{ t/min}$ ).

Jusqu'à aujourd'hui, environ 500 turbo-dynamos Brown Boveri ou turbines entraînant des dynamos de bord d'une puissance totale dépassant 70 000 kW ont été livrées. Les turbines des turbo-dynamos étaient jusqu'en 1907 à réaction pure.

1907 Turbine des turbo-dynamos mixte c'est-à-dire à action et à réaction.

1909 Mise en construction de turbo-ventilateurs pour les chaufferies<sup>4)</sup>. Plus de 400 turbo-ventilateurs Brown Boveri ont déjà été livrés.

1910 Mise en construction des turbo-pompes d'alimentation de type vertical ou horizontal, ainsi que d'autres pompes de bord.

1913 Application des turbines à engrenages à l'entraînement des dynamos (commande de 24 turbines à engrenages de 360 kW/3600/750 t/min pour l'entraînement de dynamos de bord<sup>5)</sup>).

1916 Mise en construction des turbo-soufflantes de balayage pour moteurs Diesel marins à deux temps. Jusqu'à maintenant environ 280 soufflantes ont été construites, parmi lesquelles les plus grandes, jamais construites, avec entraînements par turbo-moteurs à courant continu<sup>6)</sup>. La plus grande installation de moteurs équipée de nos soufflantes de balayage est celle du M. S. «Saturnia» d'une puissance de 40 000 ch.

1918 Construction en série des turbines à action de faible puissance pour l'entraînement des auxiliaires de bord<sup>7)</sup>.

Construction de groupes combinés de pompes de condensation à haut rendement, première réalisation, en 1921, pour les bateaux à turbines «Thuringia» (actuellement «General Artigas») et «Westphalia» (actuellement «General St. Martin») de la «Hamburg-Amerika Linie»<sup>8)</sup>.

1923 Mise au point des soufflantes de suralimentation entraînées par turbine à gaz d'échappement pour augmenter la puissance des moteurs Diesel. Les premiers essais se firent sur un moteur à deux temps de la Société suisse pour la Construction de Locomotives et de Machines à Winterthur. Les essais furent poursuivis ensuite sur les moteurs à quatre temps en collaboration avec l'ingénieur Alfred Buchi. De ce travail en commun naquit, en octobre 1926, le syndicat Buchi. Les premiers groupes de suralimentation Brown Boveri avec turbine à gaz d'échappement furent commandés en 1927 par la maison Franco Tosi à Legnano pour des bateaux italiens. Actuellement, dans tous les pays, des centaines de moteurs Diesel marins à quatre temps sont équipés de groupes de suralimentation Brown Boveri à turbine à gaz d'échappement, travaillant suivant le procédé Buchi<sup>9)</sup>. La plus grande installation marine de ce système est celle du M. S. «Reina del Pacifico» avec une puissance totale de 22 000 ch (fig. 1, p. 300).

(MS 909)

E. Klingelfuss et J. Baasch. (J. C.)

<sup>1)</sup> Revue Brown Boveri 1938, p. 40, fig. 72.  
Revue Brown Boveri 1939, p. 52.

<sup>2)</sup> Revue Brown Boveri 1938, p. 39.  
Revue Brown Boveri 1939, p. 52.

<sup>3)</sup> Revue Brown Boveri 1940, p. 66 à 69, fig. 151 à 154.

<sup>4)</sup> Revue BBC 1920, p. 163 à 167, fig. 1 à 7.

<sup>5)</sup> Revue BBC 1920, p. 302, fig. 12.

<sup>6)</sup> Revue BBC 1924, p. 67 à 79.

<sup>7)</sup> Revue BBC 1919, p. 139 à 147 et 167 à 174.

<sup>8)</sup> Werft, Reederei, Hafen 1923, p. 495.

<sup>9)</sup> Revue Brown Boveri 1937, p. 175—190.

## TURBINES MARINES BROWN BOVERI POUR LA PROPULSION DE NAVIRES MARCHANDS.

Indice décimal 621.125

*La construction de nouveaux cargos après la guerre demandera une livraison rapide de machines de propulsion appropriées. Cet article décrit la turbine marine Brown Boveri à deux cylindres avec double rapport de réduction pour des puissances jusqu'à 8000 ch eff par arbre qui grâce à sa faible consommation de vapeur, à sa construction robuste et à son fonctionnement sûr est particulièrement avantageuse pour la propulsion des cargos, puis il énumère les perfectionnements apportés à la construction des groupes de turbines à vapeur d'échappement.*

Aucune question n'est plus discutée actuellement dans les milieux de la marine que celle du remplacement du tonnage marchand perdu et du mode de propulsion à adopter pour les nouveaux bateaux. Dans les revues techniques des pays maritimes on trouve des articles de principe intéressants traitant cette question.

Ce n'est que par une étroite collaboration avec l'armateur que le constructeur de machines marines peut, étant donné les multiples questions qui interviennent dans la construction de nouveaux bateaux, trouver la solution la plus avantageuse pour la propulsion. Ce n'est nullement la machine avec le rendement thermique maximum qui est la plus favorable dans tous les cas. A côté des considérations économiques, des questions d'ordre national jouent souvent dans certains pays, un rôle important lors du choix du mode de propulsion (combustible national). La machine d'un «cargo vagabond» ou «tramp» sera conçue différemment de celle d'un cargo de ligne. Le rendement ne joue pas le rôle le plus important pour le cargo vagabond, il faut surtout que sa machinerie soit simple et que son service puisse être assuré par un personnel qualifié restreint. La vitesse ne joue pas non plus le même rôle pour lui que pour les cargos de lignes qui sont continuellement en concurrence avec ceux d'autres compagnies.

Nous ne pouvons pas dans cet article nous étendre plus longuement sur le choix du genre de propulsion et sur la normalisation des types de bateaux. Nous décrirons seulement l'état actuel des turbines marines Brown Boveri de faible et moyenne puissances.

Brown Boveri ne construit ni machines à vapeur à pistons, ni moteurs Diesel. Comme la construction des turbines à vapeur pour les propulsions électriques des navires est semblable à celle des turbines fixes, — la commande mise à part — cet article se borne à traiter les turbines rapides à engrenages et les turbines qui utilisent l'énergie de la vapeur d'échappement des machines à pistons. Les turbines à gaz marines sont mentionnées dans un autre article de ce numéro.

### I. TURBINES RAPIDES A ENGRENAGES.

Encore actuellement la plus grande partie des bateaux sont équipés de machines à vapeur à pistons<sup>1)</sup>. C'est surtout parce que les machines à pistons sont particulièrement simples et ont une grande sécurité de fonctionnement qui leur assure une durée extraordinaire longue. Elles offrent surtout, par rapport aux moteurs Diesel, l'avantage de pouvoir utiliser n'importe quel combustible solide ou liquide et eurent longtemps un meilleur rendement que les turbines. L'introduction des turbines rapides à engrenages donna l'avantage aux turbines non seulement du point de vue consommation de vapeur, mais encore du point de vue possibilité d'utilisation des avantages de l'entraînement par turbine, tels que pression et température plus élevées, alimentation de la chaudière par de l'eau condensée sans huile, sécurité maximum de fonctionnement et réduction de l'encombrement et du poids des machines. C'est pourquoi les turbines marines à engrenages se répandent de plus en plus même pour les faibles puissances.

Brown Boveri a construit il y a environ dix ans<sup>2)</sup> un groupe de turbine qui présentait déjà les caractéristiques fondamentales de la construction actuelle, en particulier :

- 1<sup>o</sup> Turbines simples, rapides, d'encombrement réduit et de fonctionnement sûr.
- 2<sup>o</sup> Turbine de marche arrière haute pression formée d'une roue à action à deux étages clavetées sur l'arbre du pignon de la turbine à haute pression.
- 3<sup>o</sup> Train d'engrenages double.
- 4<sup>o</sup> Combinaison en un seul groupe avec double commande des machines auxiliaires de l'installation de condensation et de la pompe à huile principale.

En marche normale, la puissance nécessaire aux machines auxiliaires est produite par la machine principale avec un rendement élevé et transmise par un accouplement hydraulique; en marche à puissance ré-

<sup>1)</sup> De la flotte marchande d'avant guerre ayant plus de 30000 bateaux et ayant un tonnage brut d'env. 70 millions de tonnes, 4% des bateaux représentant 14% du tonnage étaient propulsés par turbines à vapeur, env. 2/3 des bateaux faisant 60% du tonnage, par machines à vapeur, 19% des bateaux représentant 24% du tonnage par des moteurs Diesel tandis que 10% des bateaux représentant 2% du déplacement total étaient à voile avec une machine auxiliaire.

<sup>2)</sup> The Marine Engineer and Motorship Builder 1933, p. 353.

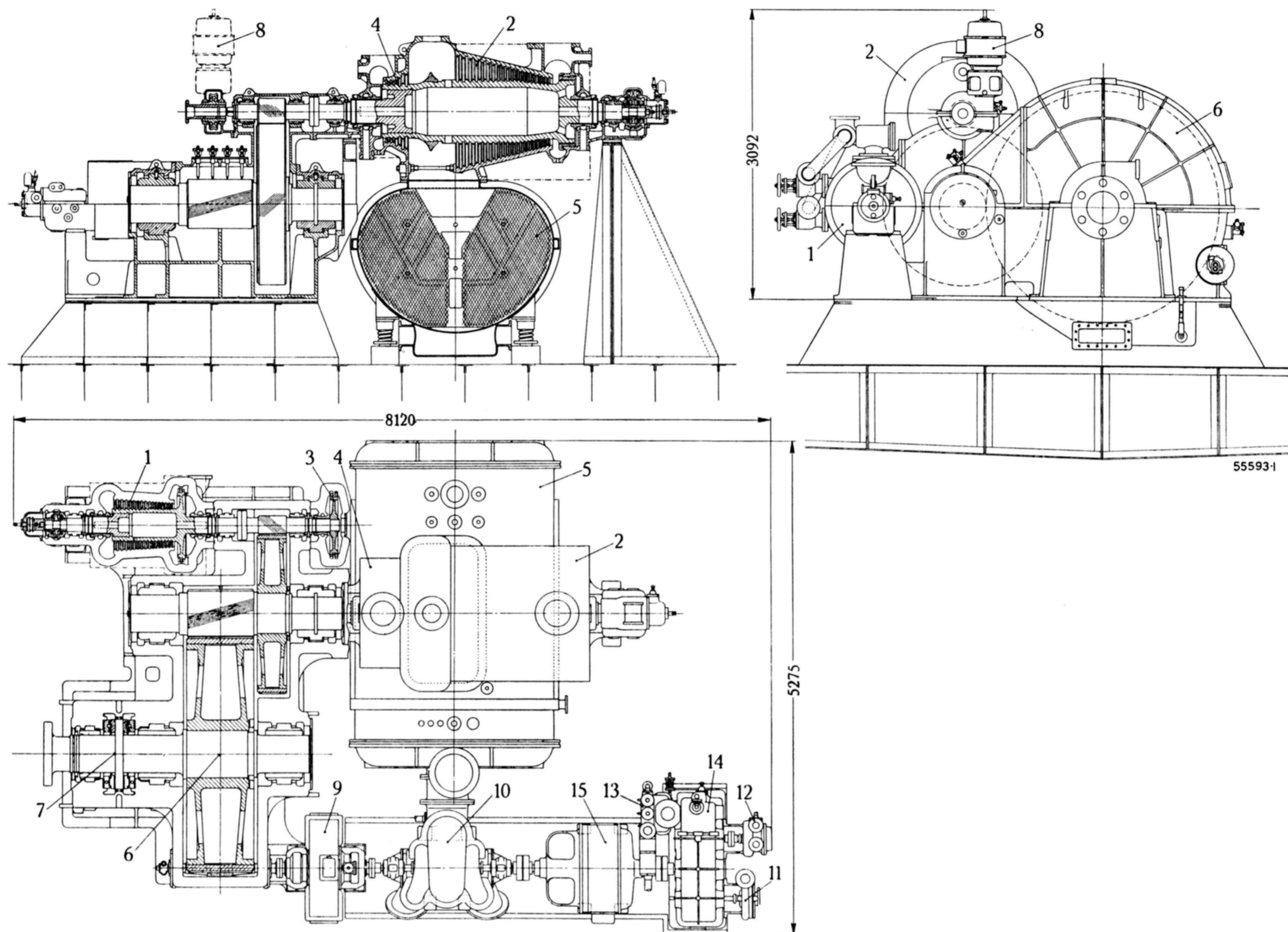


Fig. 1. — Groupe de turbines à engrenages construites en 1935. Puissance 4800 ch eff. Vitesse de l'arbre de couche 120 t/min.

1 = Turbine haute pression, vitesse 5165 t/min.  
 2 = Turbine basse pression, vitesse 3700 t/min.  
 3 = Turbine de marche arrière haute pression.  
 4 = Turbine de marche arrière basse pression.  
 5 = Condenseur pour eau de refroidissement à 28°C.

6 = Train d'engrenages double.  
 7 = Palier de butée de l'arbre de couche.  
 8 = Vireur.  
 9 = Accouplement hydraulique.  
 10 = Pompe d'eau de refroidissement.

11 = Pompe d'eau condensée.  
 12 = Pompe à huile principale à engrenages.  
 13 = Turbine auxiliaire.  
 14 = Train d'engrenages.  
 15 = Dynamo de 80 kW.

La combinaison de la turbine principale et des machines auxiliaires en un seul bloc permet d'avoir un groupe de propulsion économique et de peu d'encombrement.

duite lorsque la vitesse est environ 60 % de la vitesse normale et pendant les manœuvres, la turbine auxiliaire est mise automatiquement en service et, simultanément, le groupe principal est coupé des services auxiliaires par vidange de l'accouplement hydraulique.

Deux de ces groupes ont été livrés pour la première fois en 1935 pour deux cargos bananiers (fig. 1). Ils ont une puissance normale de 4800 ch eff pour une vitesse de l'hélice de 120 t/min et une puissance maximum de 5300 ch eff; la puissance en marche arrière est 70 % de la puissance normale en marche avant. En outre, ces groupes entraînent en haute mer une dynamo de 80 kW combinée avec le groupe de machines auxiliaires et alimentant le réseau du bateau. Le réglage du groupe se comprend facilement à l'aide du schéma de la figure 2.

La construction fut perfectionnée en tenant compte des expériences faites avec ces deux installations et

l'on construisit une série de turbines de 1600 à 8000 ch eff pour la propulsion des cargos; les caractéristiques principales de ces turbines sont données dans le tableau I. Ce tableau contient, outre la vitesse des turbines et la vitesse de l'hélice admise lors du projet, le poids de la machine principale, y compris le condenseur pour un vide de 95 % avec de l'eau de réfrigération à 15 °C (Atlantique nord) ainsi que les machines auxiliaires, pompe à huile auxiliaire, réfrigérant d'huile, doubles filtres d'huile, éjecteur d'air à jet de vapeur et alimenteur d'eau condensée. Le tableau donne, en outre, la consommation de vapeur à pleine charge pour les températures et pression de vapeur en usage actuellement avec ces puissances. La pression de la vapeur des turbines de faible puissance est choisie de façon que l'on puisse employer les mêmes chaudières que pour les installations à machines à pistons. Il va sans dire que ces petites turbines peuvent aussi être

TABLEAU I.

## Turbines marines Brown Boveri pour cargos.

Puissances, vitesses, consommation de vapeur et poids. Température de l'eau de réfrigération 15° C, vide 95%.

Puissance normale en ch . . . . .	1600	2500	3200	4000	5000	6500	8000
Vitesse en t/m: Arbre de couche . . .	90	90	100	110	110	125	125
Turbine haute pression	7500	7200	6500	6000	5800	5500	4800
Turbine basse pression	6000	5300	5000	4500	4000	3500	3250
Vapeur vive devant la vanne:							
Pression en kg/cm <sup>2</sup> abs	16	25	16	25	25	32	38
Température en °C . .	350	350	350	375	375	400	425
Consommation de vapeur y compris le groupe de machines auxiliaires à condensation . . . . en kg/ch eff h	4,05	3,85	3,95	3,65	3,60	3,40	3,55
Consommation de chaleur y compris le groupe auxiliaire et sans préchauffage en kcal/ch h	2915	2750	2845	2660	2625	2510	2590
Poids total y compris le condenseur, le groupe des machines auxiliaires et le système de graissage, sans eau et sans huile . . . . . en kg	37 000		48 000		55 500		60 000
Le même . . . . . en kg/ch eff	23,1		19,1		17,3		15,0
Par préchauffage à un seul étage de l'eau d'alimentation entre 80 et 100° C par soutirage de vapeur à la turbine principale, la consommation de chaleur se réduit de 3 à 4%.							

alimentées par de la vapeur vive à température plus élevée que celle donnée dans le tableau, ce qui est avantageux et réduit la consommation de vapeur. Le poids indiqué dans le tableau doit être augmenté pour les cargos naviguant dans les eaux tropicales à cause de l'agrandissement du condenseur; la consommation de vapeur est aussi plus forte car le vide au condenseur est moins bon la température de l'eau de refroidissement étant plus élevée. Si, par exemple, l'eau de refroidissement est à 30° C, le poids augmente d'environ 6% et la consommation de vapeur de 4 à 5%.

Le principe de construction du nouveau groupe est décrit à l'aide de la figure 3 représentant la coupe d'un groupe de 6500 ch eff.

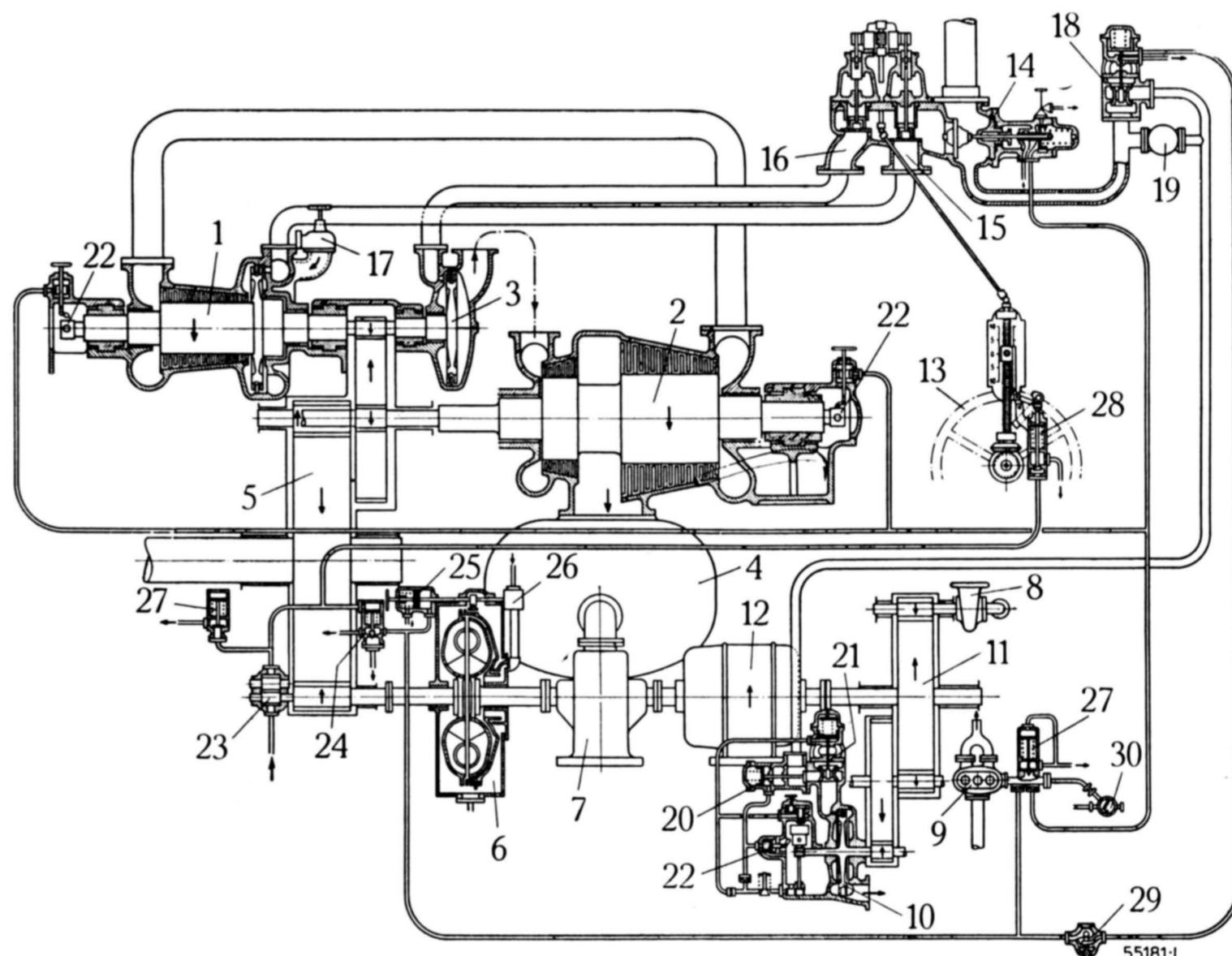


Fig. 2. — Schéma de la commande du groupe de 4800 ch eff, de la figure 1.

- 1 = Turbine haute pression.
- 2 = Turbine basse pression avec étage de marche arrière incorporé.
- 3 = Turbine de marche arrière haute pression.
- 4 = Condenseur.
- 5 = Train d'engrenages double.
- 6 = Accouplement hydraulique.
- 7 = Pompe principale pour l'eau de refroidissement.
- 8 = Pompe de l'eau condensée.
- 9 = Pompe à huile principale à engrenages.
- 10 = Turbine auxiliaire.
- 11 = Train d'engrenages double de la turbine auxiliaire.
- 12 = Dynamo de 80 kW.
- 13 = Volant de manœuvre avec indicateur de marche.

- 14 = Vanne principale de fermeture rapide.
- 15 = Vanne d'admission de vapeur pour la marche «avant».
- 16 = Vanne d'admission de vapeur pour la marche «arrière».
- 17 = Soupape de surcharge à commande manuelle.
- 18 = Raccordements principaux du groupe de turbines auxiliaires.
- 19 = Soupape by-pass.
- 20 = Soupape de fermeture rapide de la turbine auxiliaire.
- 21 = Soupape d'admission de vapeur du groupe auxiliaire.
- 22 = Réglage de sécurité contre l'emballement de la turbine.
- 23 = Pompe d'huile de commande de l'accouplement hydraulique.
- 24 = Soupape de commande de l'accouplement hydraulique.
- 25 = Piston actionnant l'accouplement hydraulique.
- 26 = Arrivée d'huile du réservoir supérieur pour le remplissage de l'accouplement hydraulique.
- 27 = Soupape de sécurité des conduites d'huile.
- 28 = Soupape d'échappement de l'accouplement hydraulique.
- 29 = Soupape de retenue.
- 30 = Raccordement au système de pompe à huile auxiliaire.

La commande par huile sous pression Brown Boveri assure par des moyens simples la mise en et hors service de l'accouplement hydraulique et de la turbine auxiliaire lors des manœuvres.

La *turbine à haute pression* est une turbine mixte avec une roue à action à deux étages et un tambour portant l'aubage à réaction. La vitesse élevée de 5500 t/min permet, malgré le faible diamètre du tambour, d'obtenir la puissance avec un petit nombre d'étages à réaction. La hauteur des aubes, relativement grande par rapport au diamètre de l'aubage, permet de dimensionner largement le jeu radial entre les aubes, sans nuire au rendement. Ce jeu et la

en fonte ordinaire alors que les cylindres des turbines de marche avant et de marche arrière haute pression sont en acier coulé. Des prises de vapeur dans le cylindre basse pression assurent le réchauffage de l'eau d'alimentation; le raccordement aux conduites de vapeur vive des tubulures d'admission pour marche avant et marche arrière, permet, lors d'une avarie à l'étage haute pression, de poursuivre le voyage à vitesse réduite avec la turbine basse

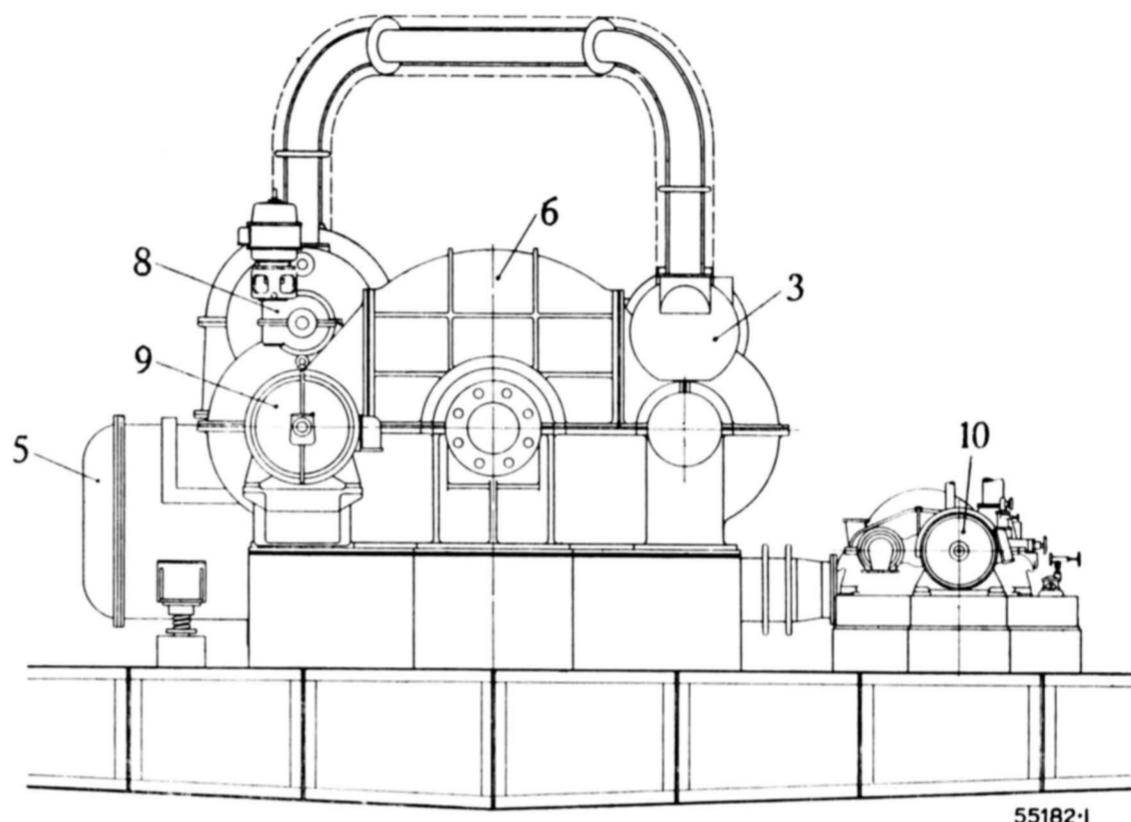
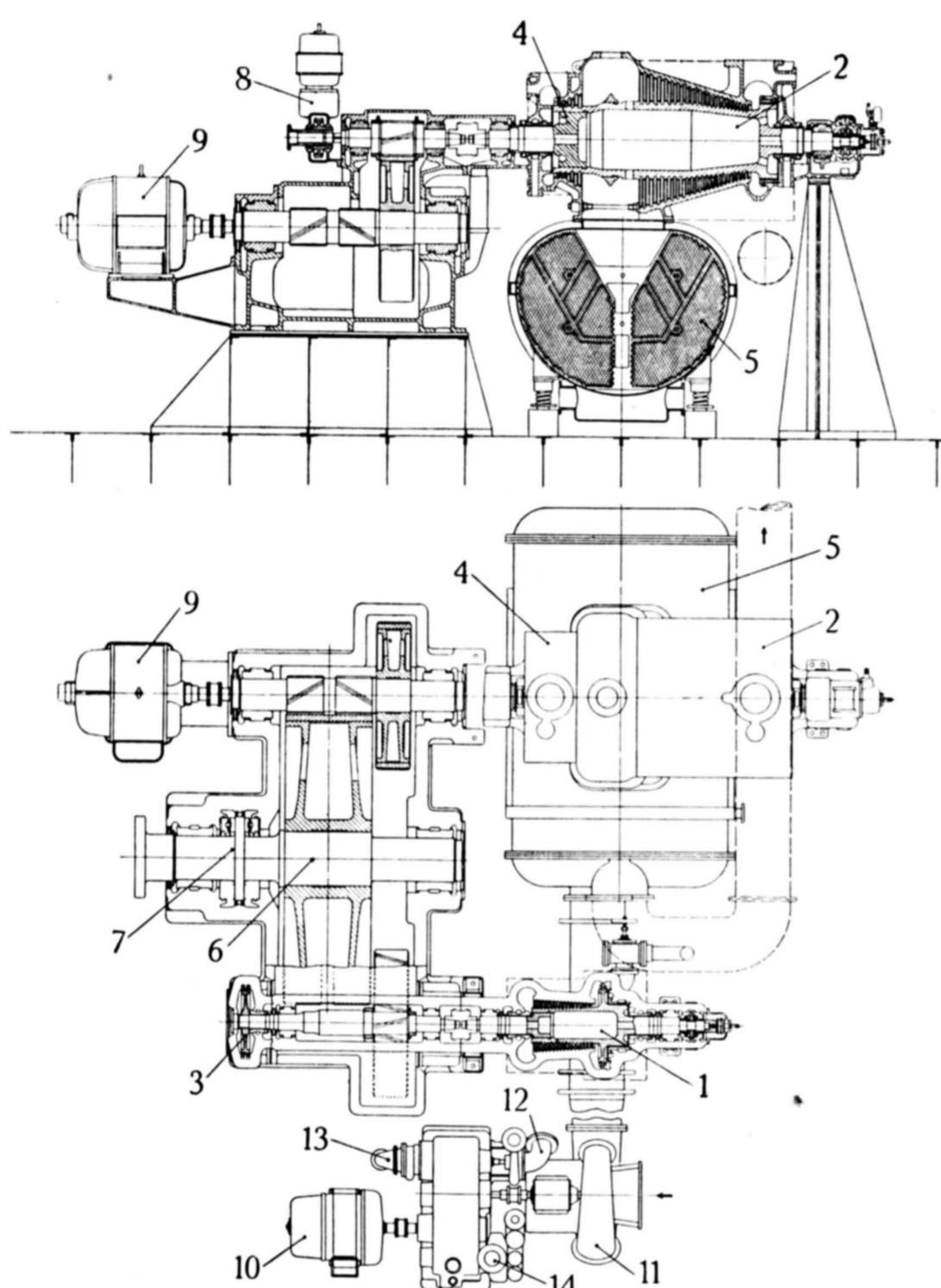


Fig. 3. — Groupe de turbines avec train d'engrenages de 6500 ch eff. Vitesse de l'arbre de couche 125 t/min. Coupe et vue du côté de l'hélice.

- 1 = Turbine à haute pression de 5500 t/min.
- 2 = Turbine à basse pression de 3500 t/min.
- 3 = Turbine de marche arrière à haute pression.
- 4 = Turbine de marche arrière à basse pression.
- 5 = Condenseur.
- 6 = Train d'engrenages double.
- 7 = Palier de butée de l'arbre de couche.
- 8 = Vireur.
- 9 = Dynamo Hélux.
- 10 = Moteur à courant continu entraînant un groupe de machines auxiliaires.
- 11 = Pompe d'eau de refroidissement.
- 12 = Pompe d'eau condensée.
- 13 = Pompe à huile principale à engrenages.
- 14 = Turbine auxiliaire.

Les caractéristiques de cette nouvelle machine de propulsion sont: simplicité, économie et sécurité de fonctionnement.

faible longueur du rotor rendent la turbine à haute pression insensible aux brusques variations de charge, et la font convenir spécialement pour des températures élevées de la vapeur vive. La poussée axiale des aubes est pratiquement compensée par le piston d'équilibrage. Grâce au petit diamètre du piston, les pertes dans le labyrinthe peuvent être maintenues assez faibles même pour des pressions élevées de la vapeur vive. Le reste de la poussée axiale est supporté par le palier de butée à segments de la turbine.

La *turbine à basse pression* tournant à 3500 t/min est une turbine à réaction pure. L'aubage de marche arrière, à basse pression est du côté échappement. La turbine à basse pression est aussi pourvue d'un piston d'équilibrage et d'un palier de butée pour absorber la poussée axiale et fixer la position du rotor. Le cylindre de la turbine basse pression est

pression seule. Le raccordement de la sortie de la turbine haute pression au condenseur permet de la relier directement au condenseur lors d'une avarie de la turbine basse pression et de naviguer seulement avec la turbine haute pression.

Une roue à action à deux étages, montée sur l'arbre du pignon à haute pression du côté de l'hélice sert de *turbine de marche arrière à haute pression*. Cette construction avec turbine indépendante, de marche arrière à haute pression, a un grand avantage par rapport à la disposition, la plus souvent employée, d'aubage à marche arrière haute pression dans une des turbines de marche avant (pour les installations à trois cylindres, en général dans le cylindre intermédiaire): elle supprime la boîte étanche entre les aubages de marche avant et de marche arrière, boîte qui doit avoir un jeu important à cause

de la dilatation thermique et de la flèche de l'arbre et provoque des pertes supplémentaires de vapeur. Cette construction est, à notre avis, de fonctionnement très sûr et convient donc aussi parfaitement pour de la vapeur fortement surchauffée.

Des accouplements à dents de notre construction relient l'arbre de la turbine, à déplacement axial, avec l'arbre du pignon de l'engrenage, permettant la libre dilatation de l'arbre de la turbine pour tous les fonctionnements; de petites inexactitudes de montage ou des déplacements dans le bateau de la position relative de l'arbre de la turbine et de l'arbre du pignon de l'engrenage ne peuvent plus causer de dommages. Ces accouplements permettent, en outre, un déplacement de l'arbre du pignon correspondant au jeu des paliers lors du passage de marche avant à marche arrière et réciproquement, la direction de la pression des dents changeant de sens.

Le *train d'engrenage* est construit, contrairement à celui de la figure 1, avec deux premiers couples de roue indépendants, un pour la turbine haute pression, l'autre pour la basse pression. Le gros pignon de l'arbre intermédiaire ne doit plus alors transmettre que la moitié environ de la puissance; il peut donc être de diamètre et de largeur plus faible. La grande roue sur l'arbre de couche peut aussi être plus petite.

Le premier couple de roue à marche rapide a simplement une denture oblique. La poussée axiale des dents est équilibrée par un système breveté par Brown Boveri et formé de deux disques de butée légèrement coniques, de chaque côté de la denture du pignon, si bien qu'aucune poussée axiale n'est transmise à l'arbre. Le couple de roue à marche lente a un engrenage à chevron, les pignons sont maintenus axialement par la denture. Le palier de butée de l'arbre de couche est combiné avec le train d'engrenages; il est dimensionné pour la poussée de l'hélice correspondant à la vitesse du bateau.

Si l'on veut changer la vitesse de l'hélice admise lors du projet, il faut modifier le rapport de l'engrenage à chevrons.

Le vireur est entraîné par un moteur, il agit sur le pignon de la turbine basse pression, et peut être actionné à la main si le courant manque.

Un des deux arbres intermédiaires entraîne à 1000 t/min la dynamo Hélux. Un régulateur maintient la tension constante même si la vitesse baisse jusqu'à 60 % de sa valeur normale. La dynamo alimente outre le moteur du groupe de pompes de condensation, le réseau auxiliaire du bord. Si la consommation d'énergie est importante, par exemple, sur les bateaux frigorifiques, on peut installer une dynamo Hélux sur chacun des deux arbres intermédiaires.

Le *condenseur par surface*, construction OV, a une surface refroidissante de 440 m<sup>2</sup>; il est placé

transversalement sous la turbine basse pression, et fixé élastiquement aux fondations. Les tubes légèrement ondulés de 16,5/19 mm de diamètre sont mandrinés aux deux extrémités dans les plaques tubulaires, selon le système Brown Boveri. La partie inférieure de l'enveloppe soudée du condenseur sert de collecteur d'eau condensée; elle est munie de réglage à flotteur de la circulation d'eau condensée. L'air est extrait du condenseur par deux éjecteurs à jet de vapeur dont un seul suffit si l'étanchéité de l'installation est normale. Les deux éjecteurs fonctionnent ensemble au démarrage ou lorsque les rentrés d'air sont anormales.

La pompe d'eau de refroidissement, la pompe d'eau condensée et la principale pompe à huile à engrenages, forment un groupe de *machines auxiliaires* à double entraînement. En fonctionnement normal, le moteur à courant continu entraîne le groupe, mais si la vitesse est faible et lors de manœuvre, de la vapeur vive est envoyée automatiquement dans la turbine auxiliaire. L'entraînement par moteur électrique du groupe de machines auxiliaires permet, contrairement à l'entraînement direct par le train d'engrenages principal, d'installer le groupe où l'on veut, dans le compartiment des machines. Le moteur tournant à 1500 t/min entraîne, par l'intermédiaire d'un engrenage à plusieurs pignons, chaque pompe à la vitesse la plus favorable.

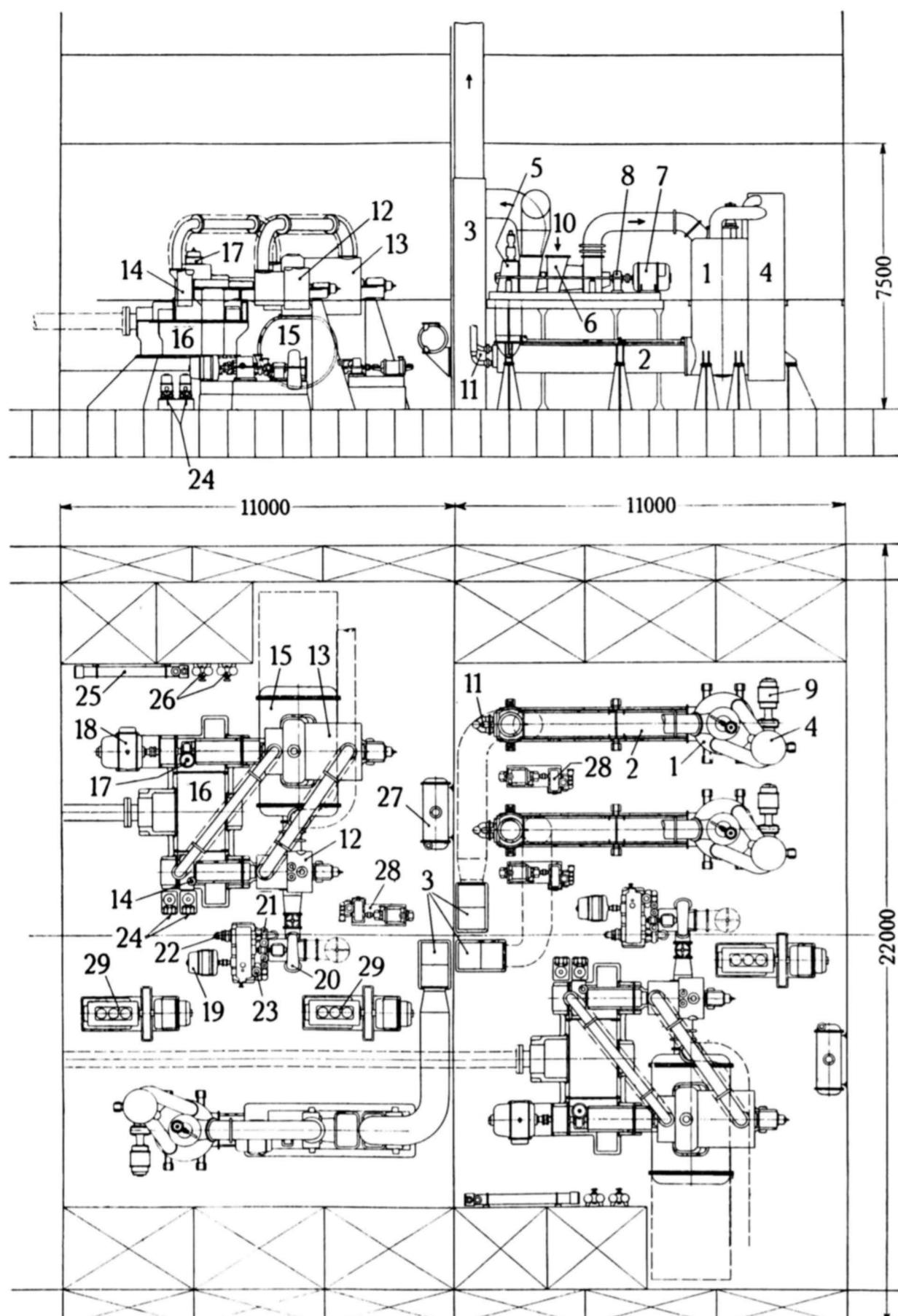
La petite turbine<sup>1)</sup>, ayant une vitesse de 8000 à 10 000 t/min, peut utiliser les chutes de pression jusqu'à une contre-pression d'environ 0,8 kg/cm<sup>2</sup> abs. Sa consommation de vapeur à pleine charge est alors d'environ 850 kg/h. La vapeur d'échappement est amenée dans le condenseur principal.

*Manœuvre.* — Le groupe de machines est manœuvré à la main de façon semblable à celle indiquée sur la figure 2 pour le groupe déjà livré. Il est avantageux d'employer aussi pour ces groupes la commande automatique Brown Boveri à huile sous pression<sup>2)</sup>, telle qu'elle a été réalisée pour les groupes de plus grande puissance.

La soupape à fermeture rapide insérée en amont des soupapes d'admission de vapeur pour marche avant et marche arrière est commandée par huile sous pression. Tant que le groupe auxiliaire ne fonctionne pas et que la pompe à huile ne fournit pas une pression suffisante aucune vapeur ne peut être lancée dans la machine principale. Lorsqu'une sur-vitesse de 5 % se produit un limiteur de vitesse

<sup>1)</sup> E. Klingelfuss et R. Schmid: «Entraînement de machines auxiliaires de bord par turbines à vapeur». Revue Brown Boveri de septembre-octobre 1942, p. 290.

<sup>2)</sup> E. Klingelfuss et V. Tödli: «Dispositifs de commande et de sécurité des turbines marines Brown Boveri». Revue Brown Boveri de septembre-octobre 1942, p. 262.



1 = Chambre de combustion.  
 2 = Bâti de l'évaporateur et du surchauffeur.  
 3 = Réchauffeur de l'eau d'alimentation.  
 4 = Séparateur d'eau et de vapeur.  
 5 = Turbine à gaz.  
 6 = Soufflante.  
 7 = Moteur de démarrage.  
 8 = Train d'engrenages.  
 9 = Pompe de circulation.  
 10 = Admission d'air.  
 11 = Raccordement de la turbine.  
 12 = Turbine haute pression.

13 = Turbine basse pression avec étage de marche arrière incorporé.  
 14 = Turbine de marche arrière haute pression.  
 15 = Condenseur.  
 16 = Train d'engrenages double avec palier de butée de l'arbre de couche.  
 17 = Vireur.  
 18 = Dynamo Hélix.  
 19 = Moteur à courant continu pour la commande du groupe de machines auxiliaires.  
 20 = Pompe principale de l'eau de refroidissement.  
 21 = Pompe d'eau condensée.  
 22 = Pompe à huile principale à engrenages.  
 23 = Turbine auxiliaire.  
 24 = Groupe de pompe à huile auxiliaire avec moteur.  
 25 = Réfrigérant d'huile.  
 26 = Double filtre à huile commutable.  
 27 = Réchauffeur de l'eau d'alimentation.  
 28 = Pompe d'alimentation entraînée par turbine à vapeur.  
 29 = Groupe Diesel-génératrice.

La construction ramassée de la chaudière Velox permet de l'installer dans le compartiment des machines.

entre en action et ferme suffisamment la vanne principale pour éviter une nouvelle augmentation de la vitesse; et l'arrêt de l'installation est assuré par un des régulateurs de sécurité lors d'une survitesse de 10 %. Ce dernier régulateur ne fonctionne donc que comme ultime sécurité en cas de danger, mais pas lors d'augmentations passagères de la vitesse par exemple lorsque l'hélice sort de l'eau par gros temps.

La nouvelle série de turbines dont fait partie celle de 6500 ch eff représentée en coupe et décrite dans cet article, couvre un domaine de 1600 à 8000 ch eff; s'il s'agit d'un bateau à deux hélices, le condenseur peut alors être monté longitudinalement au lieu de transversalement pour mieux s'adapter à la disposition des lieux et la puissance peut atteindre 16 000 ch eff.

Ces turbines ne sont pas seulement utilisables sur les cargos et bateaux citernes, mais aussi pour les petits et moyens paquebots.

Cette turbine est construite en tenant compte des difficultés actuelles de se procurer les matières premières. La vitesse relativement élevée de la turbine et le train d'engrenages double permettent d'avoir un poids total relativement faible et surtout des pièces forgées de petites dimensions. Les rotors de turbines, simples et petits, peuvent être livrés rapidement par les aciéries. En outre, les contraintes sont assez faibles pour ne pas nécessiter l'emploi d'acières spéciaux.

Les principaux avantages de cette construction moderne de turbines, poids et encombrement faibles, rendement élevé à pleine charge ainsi qu'aux charges

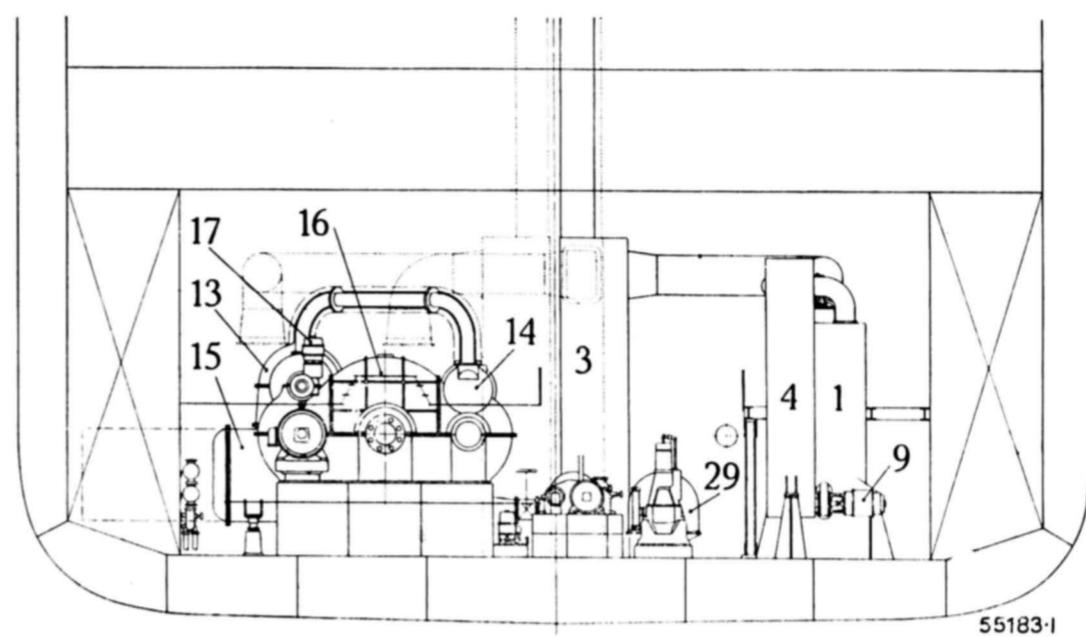


Fig. 4. — Installation de propulsion d'un paquebot avec chaudières Velox et turbine à engrenages. Puissance 2 × 8000 ch eff. Vitesse de l'hélice 125 t/min. Chacun des trois groupes de chaudières Velox débite à l'heure 32 tonnes de vapeur à 40 kg/cm² abs et 415° C.

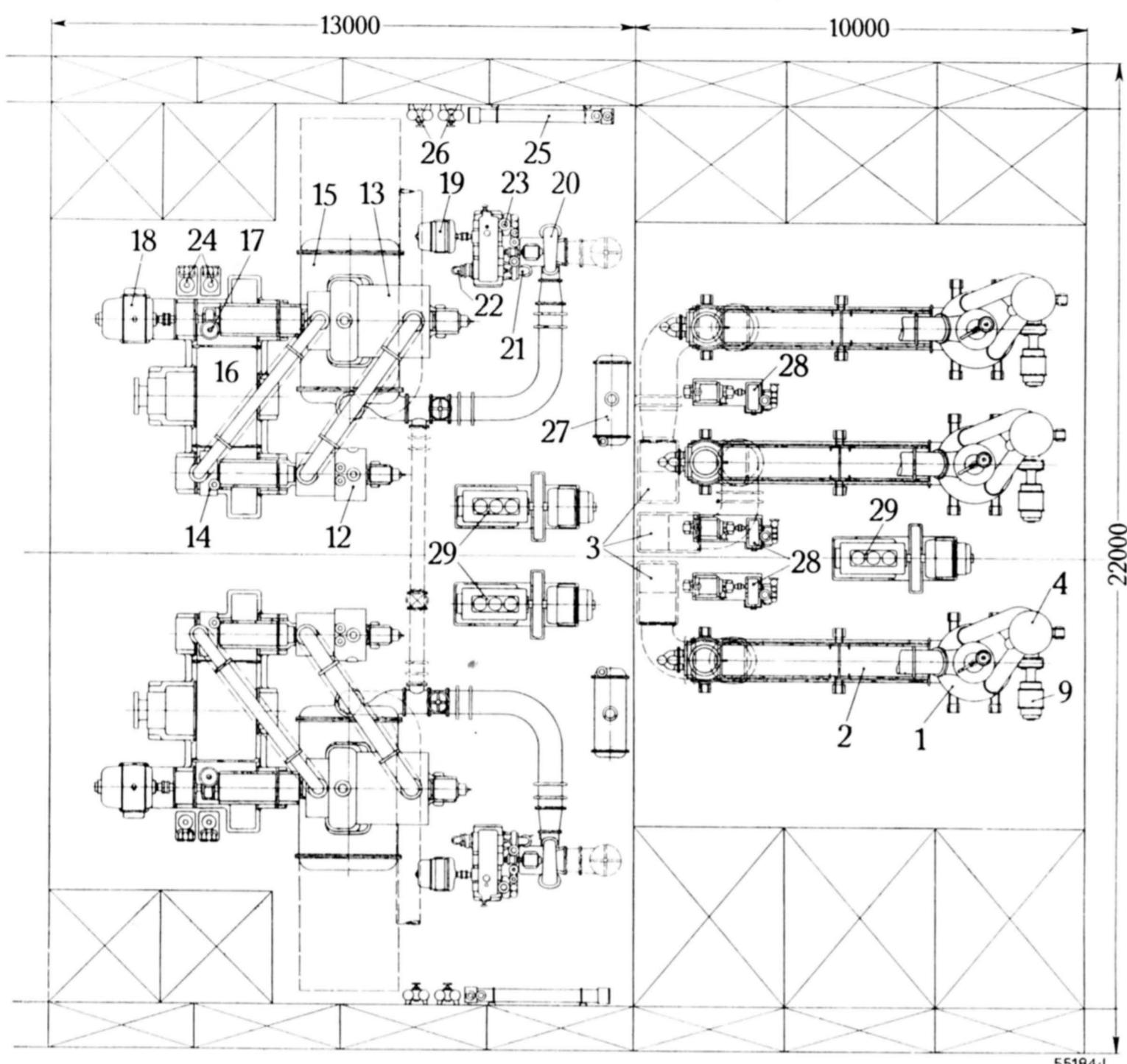


Fig. 5. — Même installation qu'à la figure 4, avec cependant la répartition habituelle en un compartiment des machines et un compartiment des chaudières.

Même désignation qu'à la figure 4.

partielles, ne sont pleinement mis en valeur que si la vapeur est fournie par une chaudière Velox, car non seulement la machine, mais toute l'installation thermique a un encombrement et un poids minimum. Les figures 4 et 5 représentent une installation, d'une puissance totale de 16000 ch eff avec deux arbres de couche et des chaudières Velox.

Si l'on admet que la vapeur à l'entrée de la turbine est à une température de 400°C et à une pression de 38 kg/cm<sup>2</sup> abs (415°C et 40 kg/cm<sup>2</sup> abs à la chaudière) et si la température de l'eau de refroidissement est de 15°C, la consommation totale de vapeur à pleine charge est de 3,4 kg/ch eff h et de 54 000 kg/h pour une puissance effective de 2 × 8000 ch. Cette consommation comprend la vapeur absorbée par les groupes des machines auxiliaires, l'éjecteur d'air à jet de vapeur, la pompe d'alimentation et le réchauffage de l'eau d'alimentation (la vapeur pour le réchauffage est soutirée à la turbine basse pression). A pleine charge deux des trois chaudières de 32 t/h sont en service et ont un rendement de 92,5 %. Cela donne une consommation d'huile à pleine charge de 256 g/ch eff h correspondant à un rendement thermique de 24,7 %.

Le poids de l'installation des trois chaudières Velox est de 130 t, y compris la pompe d'alimentation. L'installation de turbine y compris l'installation de condensation (avec son plein d'eau), le système de

graissage (plein d'huile), le réchauffeur d'eau d'alimentation, les conduites entre la chaudière et les turbines et les groupes Diesel-dynamos, mais toutefois sans les lignes d'arbres, leurs paliers et les hélices, pèse 232 t; le poids total est donc de 362 t soit de 22,6 kg/ch eff.

La figure 6 montre une construction de turbine plus légère déjà exécutée plusieurs fois pour des vitesses d'hélice plus élevées.

## II<sup>o</sup> TURBINES D'ÉCHAPPEMENT EN AVANT D'UNE MACHINE A PISTONS.

Les machines à pistons malgré leur rendement inférieur sont encore utilisées sur les bateaux pour des puissances de 3000 à 4000 ch à côté des turbines à engrenages et des moteurs Diesel.

Les nouvelles installations de machines à pistons devraient être, dès le début, prévues et construites avec turbine d'échappement afin d'améliorer le rende-

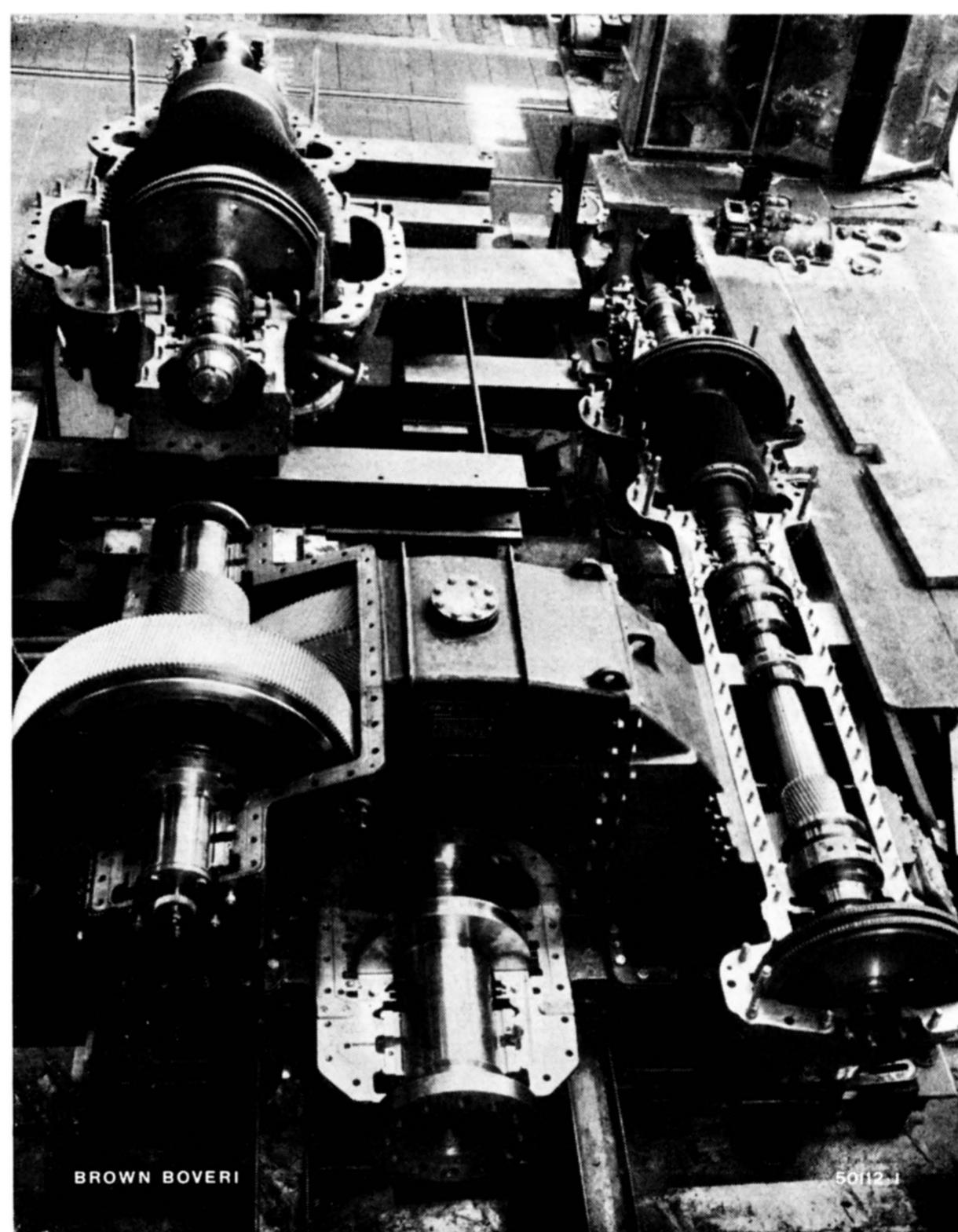
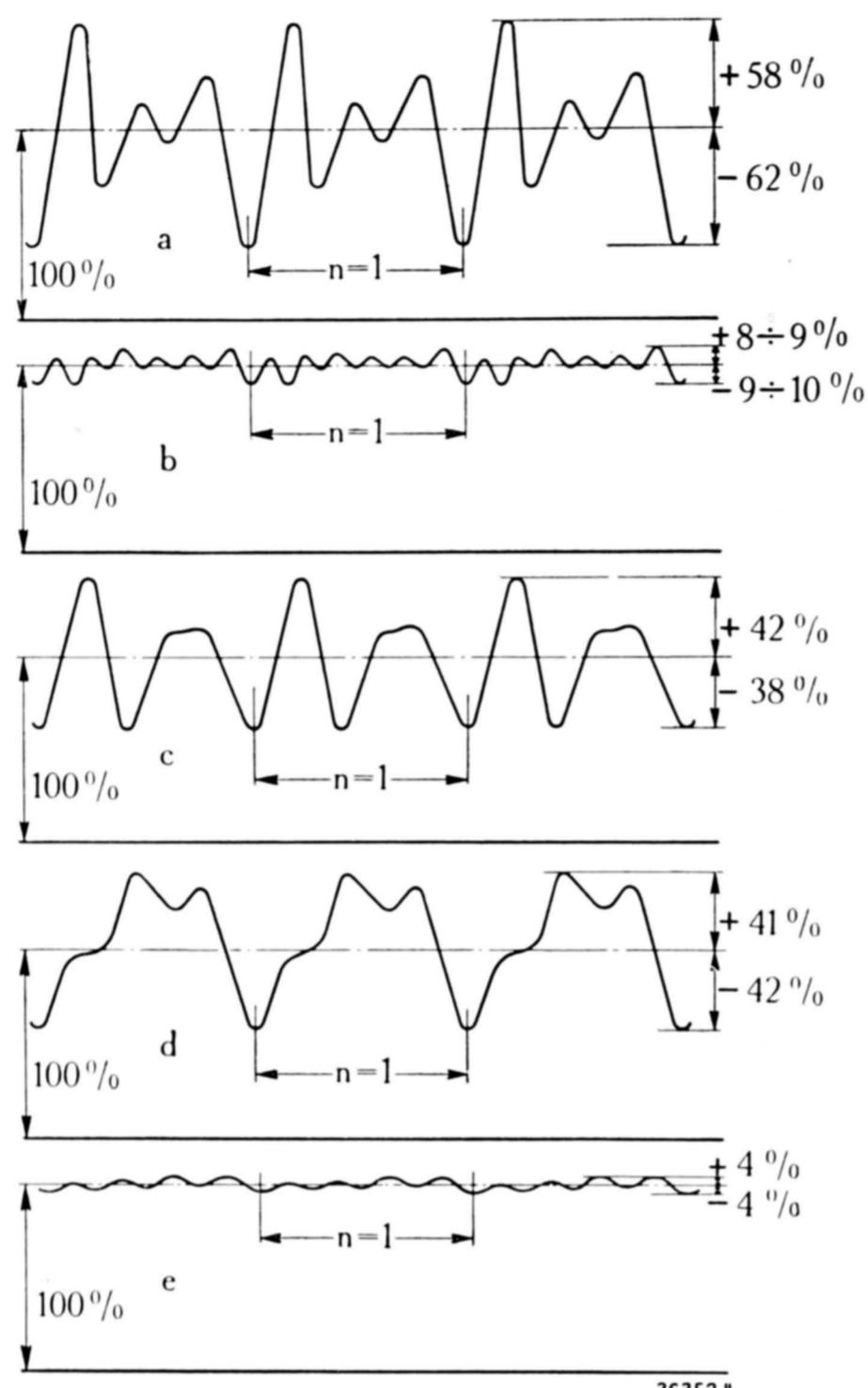


Fig. 6. — Groupe de turbines à engrenages pendant son montage à la plate-forme d'essais.

Puissance normale: 3000 ch eff. Vitesse de l'hélice: 160 t/min. Pression de la vapeur vive: 46 kg/cm<sup>2</sup> abs. Température: 435°C.

Construction légère avec carter de l'engrenage soudé.

Poids du groupe complet y compris le système de condensation, le réchauffeur d'eau d'alimentation, les pièces de rechange et les outils: 30 600 kg.

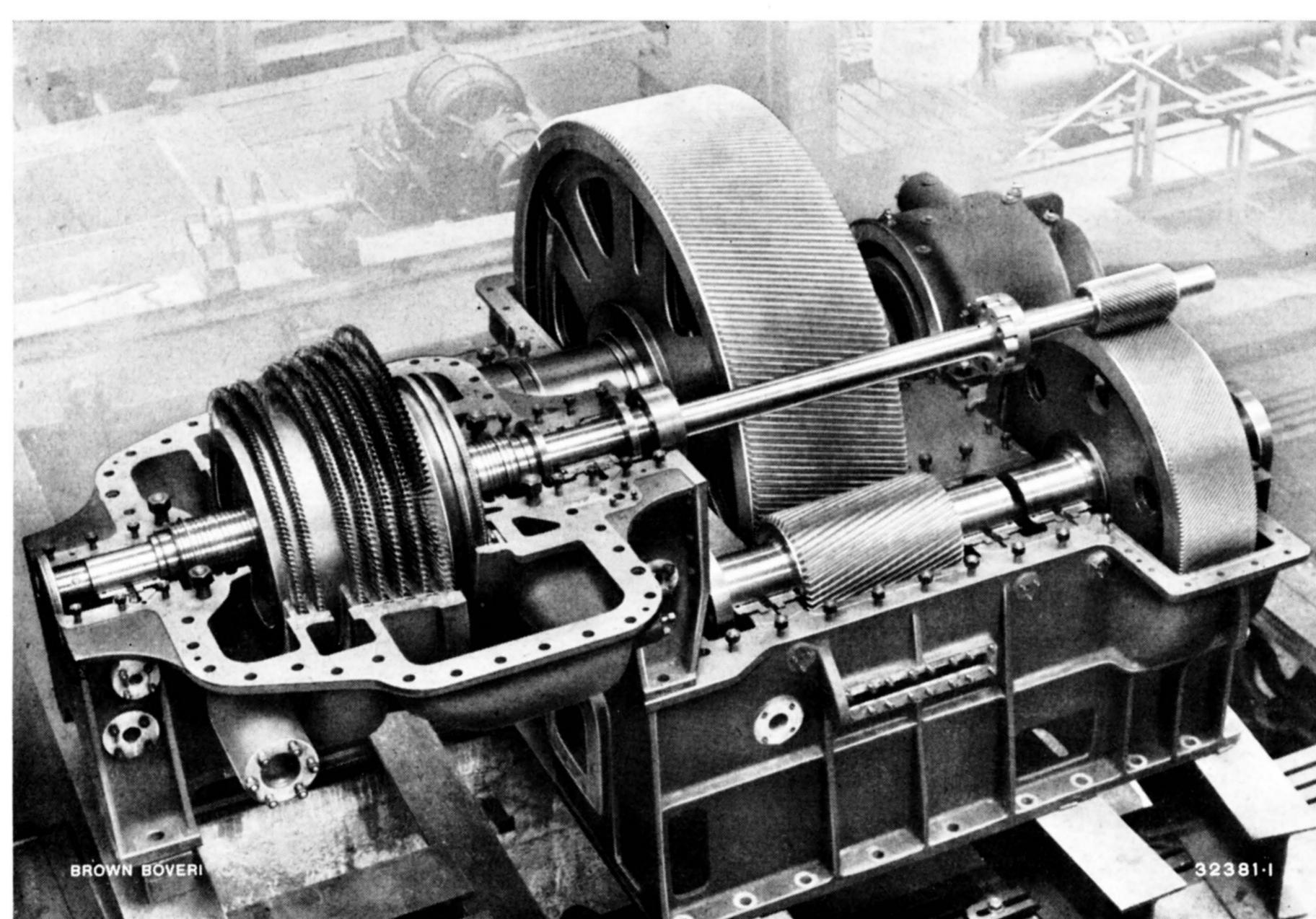


36352-II

Fig. 7. — Courbes des couples relevés sur l'arbre de couche.

- a = S. S. «Cap Norte» Machine à vapeur à pistons à triple expansion avant la transformation, 2850 ch eff, 82 t/min (Werft, Reederei, Hafen, 1<sup>er</sup> septembre 1931).  
 b = S. S. «Ammon» Machine à pistons à triple expansion avec turbine d'échappement Brown Boveri, 2800 ch eff, 75 t/min.  
 c = S. S. «Cap Norte» Machine à pistons à triple expansion avec turbine d'échappement de la concurrence, 2850 ch eff, 82 t/min (Werft, Reederei, Hafen, 1<sup>er</sup> septembre 1931).  
 d = S. S. «Palembang» Machine à pistons à triple expansion avec turbine d'échappement de la concurrence, 4150 ch eff, 77 t/min (Het Ship, 14. août 1931).  
 e = S. S. «Wangoni» Turbine à engrenages Blohm Voss, 3000 ch eff, 80 t/min.

Les turbines d'échappement Brown Boveri équilibrent extraordinairement bien les variations de couple produites par la machine à pistons sur l'arbre de couche.



<sup>1)</sup> Transmission directe de la puissance de la machine à piston à l'arbre de couche au moyen d'un accouplement élastique et de l'arbre du train d'engrenages.

<sup>2)</sup> The Shipbuilder and Marine Engine-Builder 1932, p. 151.

<sup>3)</sup> The Shipbuilder and Marine Engine-Builder 1932, p. 473.

Fig. 8. — Turbine d'échappement Brown Boveri pour l'installation de machines à piston d'une puissance totale de 4700 ch indiqués.

Puissance de la turbine environ 1200 ch, vitesse 3420/86 t/min. Construction en 1931.

ment de la propulsion. C'est pourquoi de nouveaux modèles de ces machines marines ont été construits; ils se caractérisent par leur poids particulièrement faible.

Il y a environ dix ans, on installa sur les navires «Ammon» et «Amasis» de la Hamburg-Amerika Linie et sur le vapeur «Blitar» de la Rotterdam'sche Lloyd, des turbines Brown Boveri d'échappement pour éléver le rendement. Ces groupes ont été longuement décrits<sup>1)</sup> à l'époque dans des revues qui donnèrent aussi des résultats d'exploitation<sup>2)</sup>. La caractéristique la plus importante de ces groupes à turbine d'échappement est que la turbine et la machine à pistons sont reliées mécaniquement par un accouplement élastique à anneaux et cela même pendant les manœuvres et la marche arrière. Toutes les variations périodiques du couple de la machine à pistons à chaque tour de l'hélice sont absorbées par l'accouplement élastique et n'atteignent pas le train d'engrenages. L'effet-volant de la turbine tournant à grande vitesse et des roues de l'engrenage régularisent beaucoup le couple à l'arbre de couche. Le diagramme b de la figure 7 montre que comme avec une turbine à engrenages, l'arbre de couche est soumis à un couple à peu près uniforme avec une machine à pistons munie de notre groupe à turbine d'échappement, ce qui n'est pas le cas avec les autres systèmes. La figure 8 représente le groupe livré pour le vapeur «Blitar», groupe qui fonctionne parfaitement depuis 10 ans.

La figure 9 montre un groupe de turbine à vapeur d'échappement de construction nouvelle pour une puissance de 4000 ch indiqués et une vitesse de l'arbre de couche de 100 t/min. On a employé un grand nombre d'éléments ayant déjà fait leur preuve, tels que accouplement élastique à anneaux et vanne by-pass. La nouvelle construction est caractérisée par :

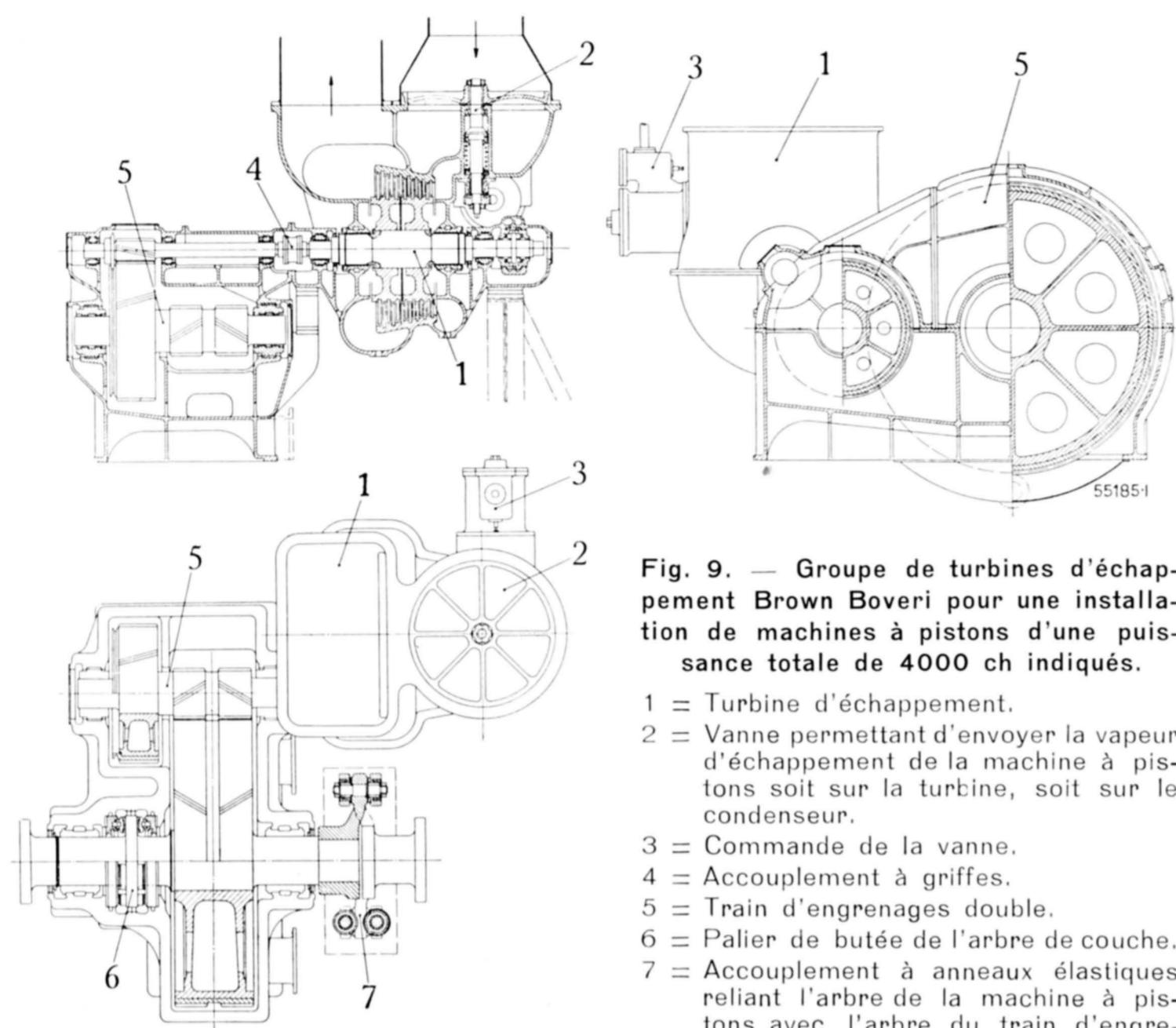


Fig. 9. — Groupe de turbines d'échappement Brown Boveri pour une installation de machines à pistons d'une puissance totale de 4000 ch indiqués.

1 = Turbine d'échappement.  
 2 = Vanne permettant d'envoyer la vapeur d'échappement de la machine à pistons soit sur la turbine, soit sur le condenseur.  
 3 = Commande de la vanne.  
 4 = Accouplement à griffes.  
 5 = Train d'engrenages double.  
 6 = Palier de butée de l'arbre de couche.  
 7 = Accouplement à anneaux élastiques reliant l'arbre de la machine à pistons avec l'arbre du train d'engrenages.

Une nouvelle construction tenant compte des expériences faites avec les groupes déjà livrés permet de nouvelles simplifications et une réduction du poids.

2<sup>o</sup> Vanne by-pass montée dans la tubulure d'admission de la turbine. Elle dirige la vapeur d'échappement de la machine à pistons soit sur l'aubage de la turbine, soit directement dans le condenseur. Cela simplifie la disposition des conduites et permet l'assemblage et l'essai de la turbine et de la vanne à l'atelier. La commande de la vanne est faite par la distribution de la

machine à pistons avec de l'huile sous pression.

3<sup>o</sup> Liaison avec jeu axial entre l'arbre de la turbine et celui du pignon par un accouplement à dents.

4<sup>o</sup> La construction du premier couple de roues à grande vitesse avec denture oblique simple et disques de butée pour absorber la poussée axiale des dents et du deuxième couple à marche lente à denture en chevrons. L'arbre intermédiaire est maintenu axialement par la denture de la grande roue et celle-ci par le palier de butée de l'arbre de couche.

La roue du premier couple montée sur l'arbre intermédiaire maintient le pignon de la turbine axialement par le disque de butée. L'arbre intermédiaire est plein et à deux paliers.

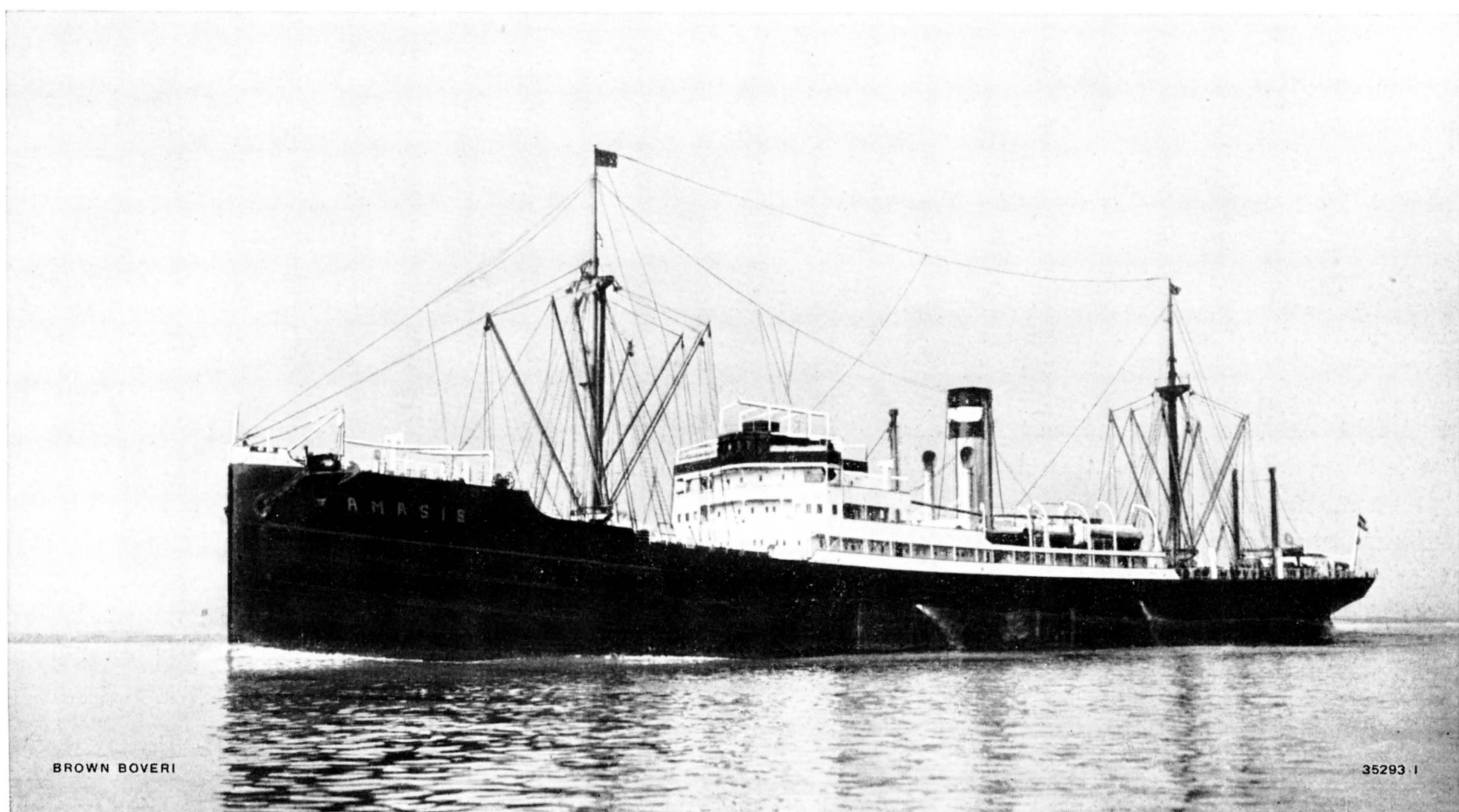
Le dispositif de manœuvre avec la vapeur vive, de la première construction n'a plus été prévu, car on a vu que, même sans ce dispositif, la durée des renversements de marche était assez courte.

Des mesures constructives ont permis de réduire le poids total du premier groupe à turbine d'échappement (57 à 60 t) d'environ 25 % sans influencer la sécurité de fonctionnement. Le groupe de turbine d'échappement de la figure 9 ne pèse que 45 t.

(MS 894)

C. G. Wahl. (J. C.)

S. S. «Amasis», avec turbine à vapeur d'échappement Brown Boveri.



## CONSIDÉRATIONS SUR LA PROPULSION DES NAVIRES PAR TURBINE À COMBUSTION.

Indice décimal 629.12-843.8

*Les turbines à gaz d'échappement et les turbines à combustion Brown Boveri ont prouvé leur sécurité de fonctionnement en service continu. Il faudra donc tenir compte de ce nouveau mode de propulsion lors de l'établissement de projets de bateaux. On compare dans cet article les avantages des divers modes de propulsion pouvant être utilisés actuellement.*

La machine à vapeur à pistons, le moteur Diesel et la turbine à vapeur se sont partagés dans ces dix dernières années, avec leurs avantages et inconvénients le domaine si varié de la propulsion des navires. Ces derniers temps on accorda une attention particulière à la turbine à combustion, car sa construction et son fonctionnement sont plus simples que ceux des autres machines motrices. Le principe de cette nouvelle turbine est d'employer l'air de combustion comme agent transmetteur d'énergie, supprimant ainsi tout agent intermédiaire tel que eau et vapeur, et de transformer l'énergie thermique en énergie mécanique dans une turbine. Cette solution rend superflue la chaudière et l'installation de condensation et supprime les efforts dus aux masses animées de mouvements alternatifs. La turbine à combustion la plus simple se compose uniquement d'un turbo-compresseur, d'une chambre de combustion et d'une turbine à gaz (fig. 1). Une petite partie

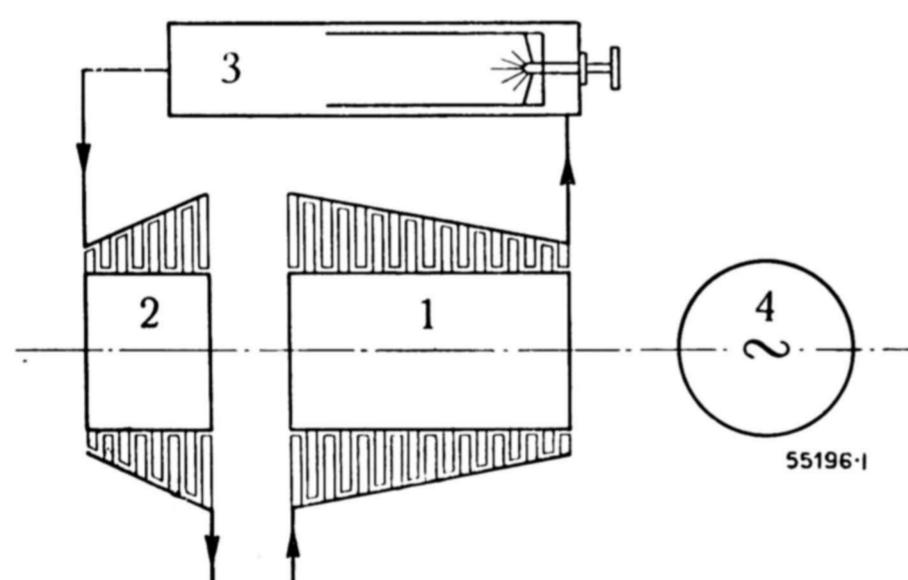


Fig. 1. — Schéma d'une turbine à combustion.

1 = Compresseur. 3 = Chambre de combustion.  
2 = Turbine à gaz. 4 = Générateur.

L'air fourni par le compresseur est porté à 600 °C par la combustion dans la chambre 3. La détente jusqu'à la pression atmosphérique des gaz chauds dans la turbine à gaz 2 produit la puissance nécessaire à l'entraînement du compresseur et la puissance utile du groupe.

seulement de l'air comprimé sert à la combustion du combustible injecté, finement pulvérisé. Le reste de l'air est mélangé au gaz de combustion pour en abaisser la température à une valeur que supportent la turbine et surtout son aubage. La puissance utile est la différence entre la puissance fournie par la turbine et celle absorbée par le compresseur. Jusqu'à il y a quelques années, les conditions indispensables à la réalisation de ce procédé manquaient. Le rendement des turbines et des compresseurs était trop faible et la limite d'écoulement de l'acier des aubes trop basse pour permettre une

température d'admission des gaz élevée, si bien que la puissance produite était insuffisante. La température des gaz à l'entrée de la turbine a une influence déterminante sur le rendement thermique et la grandeur de la turbine. Si les rendements de la turbine et du compresseur sont donnés, la puissance utile et le rendement thermique augmentent à mesure que s'élève la température d'admission des gaz, comme la montre la figure 2.

Depuis trente ans déjà Brown Boveri s'efforce de réaliser une turbine à combustion et a fourni des travaux remarquables à une époque où les résultats n'étaient nullement encourageants<sup>1)</sup>. Les expériences favorables faites plus tard avec les turbines à gaz des groupes de suralimentation de moteurs Diesel, des chaudières Velox et de procédés chimiques de fabrication, ont fait entre-

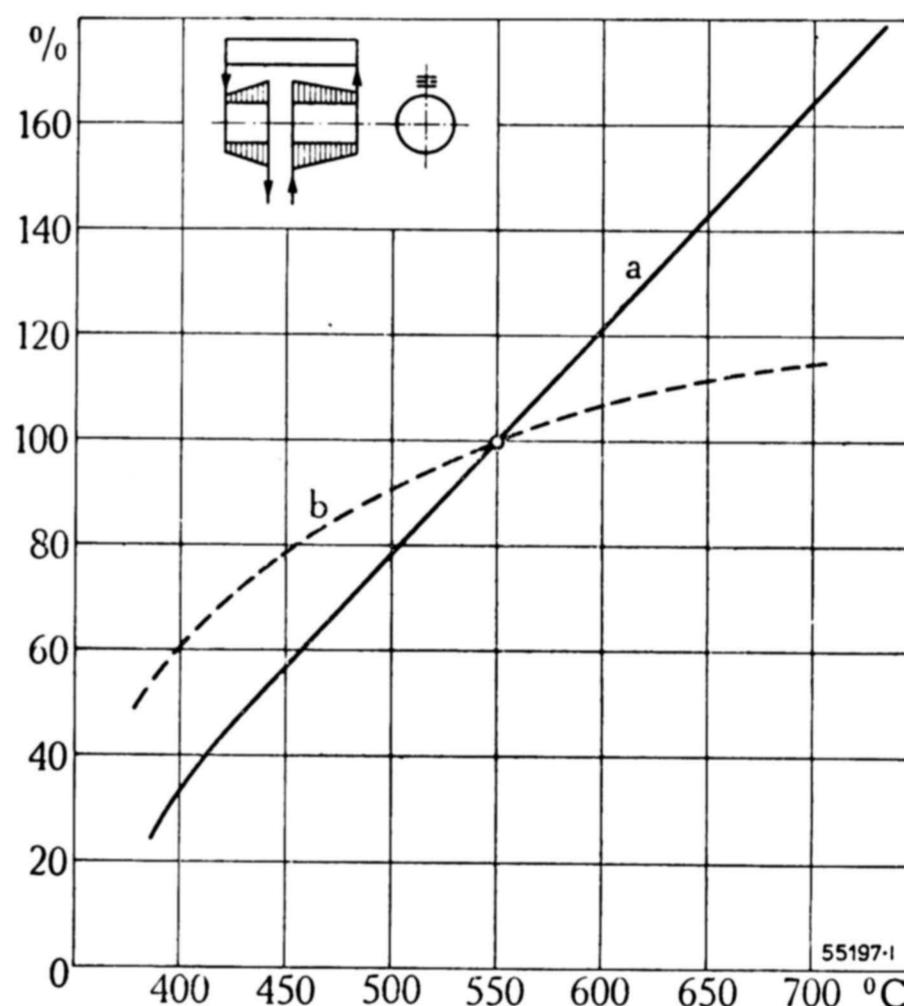


Fig. 2. — Turbine à combustion sans préchauffeur.

Puissance utile et rendement thermique à vitesse constante en fonction de la température à l'entrée de la turbine. Ces courbes montrent clairement l'accroissement de la puissance utile et du rendement thermique avec l'augmentation de la température à l'entrée de la turbine.

a = Puissance utile.  
b = Rendement thermique.

prendre à nouveau la construction de la turbine à combustion. Le résultat de ces multiples et longs travaux de mise au point est la turbine à combustion du Service Electrique de Neuchâtel ayant une puissance utile de 4000 kW et la locomotive à turbine à gaz de 2000 ch des Chemins de fer fédéraux. Ces installations sont les premières turbines à combustion du monde capables vraiment de fonctionner. La première de ces

<sup>1)</sup> W.G. Noack: «Suralimentation, Velox et turbine à gaz. Leur création et leur développement chez Brown Boveri». Revue Brown Boveri 1941, p. 183.

turbines, celle de 4000 kW, est installée dans la centrale de secours du Service Electrique de Neuchâtel; la consommation de combustible ne joue pour elle aucun rôle car elle ne travaille que quelques heures par an. C'est pourquoi on accorde surtout de l'importance à la simplicité et au bon marché de l'installation. On a donc renoncé à récupérer la chaleur des gaz d'échappement de la turbine dans un préchauffeur. La consommation d'huile à pleine charge est de 350 g/ch h ce qui correspond à un rendement thermique de 18,1 %.

La locomotive à turbine à gaz de 2000 ch a un petit préchauffeur; mais les conditions dictées par le gabarit obligent à des compromis qui ont une influence défavorable sur le rendement. La consommation d'huile est toutefois à  $\frac{3}{4}$  de charge, le meilleur point de fonctionnement, de 355 g/ch h ce qui correspond à un rendement de 17,8 %.

Si l'on dote une turbine de construction normale comme celle de Neuchâtel d'un préchauffeur, la consommation de combustible peut être amenée à 315-290 g/ch h et le rendement à 20-22 %. Ces installations peuvent actuellement supporter la comparaison avec de bonnes installations à vapeur ou Diesel.

Ces valeurs peuvent encore être améliorées par une compression en deux étages avec réfrigération intermédiaire et par la détente en deux temps avec réchauffage intermédiaire. De cette façon la consommation peut être réduite à environ 265 g/ch h et le rendement porté à 24 %. Mais on a ainsi enlevé à l'installation de turbine sa simplicité première.

Outre les efforts tendant à améliorer le fonctionnement thermodynamique des turbines à gaz, il faut aussi chercher à leur ouvrir de nouveaux domaines d'application. La propulsion des navires offre des possibilités intéressantes. L'opinion d'un spécialiste américain sur la question est pleine d'enseignements<sup>1)</sup>. Il est persuadé que grâce à sa simplicité, à la suppression de la chaudière, de l'installation de condensation et des masses à mouvement alternatif, la turbine à combustion deviendra la machine de propulsion la plus sûre pour la marine. A la fin de son article il exprime même l'opinion qu'actuellement déjà la turbine à combustion peut être employée avec succès sur les navires.

L'emploi de la turbine à combustion pour la propulsion des navires pose quelques problèmes, par exemple le réglage de la vitesse et le changement du sens de marche. Avec l'installation la plus simple, composée uniquement d'un compresseur, d'une turbine, d'une chambre de combustion et d'un réchauffeur d'air, la vitesse peut être réglée jusqu'à 30 à 40 % de la vitesse normale, cependant le sens de rotation de l'arbre de couche ne peut pas être renversé

<sup>1)</sup> Lybrand-Smith, capitaine de la marine américaine: Contribution à une discussion «Transactions of the American Society of Mechanical Engineers», février 1941.

sans dispositif spécial. L'hélice à pas réglable permet de régler la vitesse et de changer le sens de marche du navire. Par variation du pas de l'hélice on peut obtenir, pour une vitesse constante de la machine d'entraînement, toutes les vitesses du bateau entre «marche avant toute» et «marche arrière toute». Ce système a déjà été appliqué sur les turbines Kaplan pour des diamètres jusqu'à 8 m et des puissances jusqu'à 80 000 ch où il a donné d'excellents résultats. Des hélices à pas variable jusqu'à un diamètre de 4,5 m et pour des puissances jusqu'à 3500 ch eff ont déjà été installées sur environ 50 bateaux. Elles ont, après quelques difficultés initiales, donné d'excellents résultats sur des bateaux suédois même pendant les trois derniers hivers qui ont été froids, avec beaucoup de glaces flottantes.

Si on ne veut pas employer les hélices à pas variable, il faut entraîner l'arbre de couche par une turbine spéciale avec aubage pour la marche arrière, c'est-à-dire choisir une disposition semblable à celle, bien connue, utilisée pour la propulsion par turbine à vapeur. La turbine à gaz du groupe de charge ne fournit alors que la puissance absorbée par le compresseur. La chambre de combustion et le groupe de charge prennent la place de la chaudière d'une installation de turbine à vapeur, ils fournissent l'agent moteur entraînant la turbine.

Lors de l'étude de l'application de la turbine à combustion à la propulsion des navires, il faut faire la différence entre la marine de guerre et la marine marchande. L'encombrement des machines, le poids par cheval et la simplicité de la conduite sont les points les plus importants pour la marine de guerre. La valeur d'un bateau dans la bataille peut être fortement influencée par ce dernier facteur, car dans une installation compliquée les incidents du combat peuvent entraîner des erreurs de service. Il faut donc que les manœuvres puissent être effectuées mécaniquement, sans demander aucune réflexion. Une installation simple permet de réaliser plus facilement cette condition, et aussi de former plus rapidement les hommes chargés du service. Le rendement des machines de propulsion ne joue un rôle que pour la marche en croisière car il influence le rayon d'action du navire.

Pour les cargos et les paquebots, en revanche, c'est le rapport d'exploitation, différence entre les recettes et les dépenses qui est important. La réduction du poids et de l'encombrement a une influence favorable sur les recettes tandis que les frais d'exploitation sont surtout déterminés par la consommation de combustible. Le contrôle et l'entretien jouent aussi un rôle important dans le calcul définitif du rendement de l'exploitation.

Les considérations suivantes montrent à quel point la turbine à combustion peut satisfaire les conditions posées.

a) *Marine de guerre.*

On a déjà dit que la vitesse de la turbine à combustion la plus simple peut être modifiée suffisamment pour qu'avec une hélice à pas variable on puisse répondre à toutes les exigences d'exploitation. L'hélice à pas variable assure aussi le renversement du sens de marche. Mais pour les charges très réduites la consommation de combustible est relativement élevée. Si l'on ne veut pas renoncer à la grande simplicité de la turbine à combustion, il faut prendre des mesures spéciales pour assurer la marche en croisière sans cette turbine. On nous a proposé comme solution économique d'employer des moteurs Diesel pour la marche en croisière. Selon le genre de bateau et la puissance nécessaire, les moteurs Diesel entraînent les deux arbres de couche latéraux ou bien actionnent par un accouplement débrayable l'arbre de la turbine à combustion. De cette façon la consommation de combustible est faible en croisière, alors que la turbine à combustion, excellente machine de pointe à faible poids, a une consommation très favorable de 400 g/ch h eff à pleine vitesse. Une installation de turbine à combustion de 10 000 ch eff pèse 7 à 8 kg/ch eff y compris le train d'engrenages et le palier de butée, ce qui représente une économie notable de poids par rapport aux autres machines de propulsion. Citons, pour permettre une comparaison, que l'équipement principal d'un contre-torpilleur moderne pèse 12 à 15 kg/ch eff, tandis que celui des torpilleurs pèse de 8 à 11 kg/ch eff.

Pour les bateaux de grande puissance la turbine à combustion n'entre pas en ligne de compte car actuellement la puissance maximum d'une turbine à un étage est de l'ordre de 10 000 ch. La turbine à combustion convient donc pour le moment à la propulsion de petites unités rapides telles que grandes vedettes, torpilleurs et contre-torpilleurs.

b) *Marine marchande.*

Les conditions dans la marine marchande sont très favorables à la turbine à combustion, en effet la

place disponible permet l'installation de préchauffeur d'air, de la compression ou de la combustion en deux étages. La puissance utilisée correspond la plupart du temps à la puissance nominale si bien que le point de fonctionnement est presque celui à rendement maximum.

C'est le point de vue économique qui est, comme nous l'avons déjà dit, le plus important pour l'application de la turbine à combustion à la marine marchande. Les machines de propulsion principales employées sur les bateaux ont les chiffres de consommation suivants :

Machines à pistons . . . 370 à 420 g/ch h eff.  
Turbines à vapeur . . . 275 à 350 g/ch h eff.  
Moteurs Diesel . . . 165 à 180 g/ch h eff.

L'huile pour moteurs Diesel coûte environ le double de celle employée dans les installations à vapeur ou à turbines à gaz.<sup>1)</sup> Ces données se rapportent à la puissance à l'arbre de couche y compris celle nécessaire pour les machines auxiliaires, et en admettant un combustible liquide ayant un pouvoir calorifique inférieur de 10 000 kcal/kg. Une turbine à combustion avec compression et combustion à deux étages a, dans les mêmes conditions, une consommation de 280 à 320 g/ch h eff, si bien qu'elle peut concurrencer les turbines à vapeur. L'équivalence économique est aussi obtenue avec le moteur Diesel si l'on tient compte de la différence de prix des combustibles qui compense la différence de rendement.

La puissance utile de la turbine à combustion est transmise à l'arbre de couche soit mécaniquement, soit électriquement. Avec l'entraînement mécanique, il sera avantageux d'avoir une hélice à pas réglable. Une hélice normale sera entraînée par train d'engrenage par une turbine spéciale fournissant la puissance utile et munie d'un étage pour la marche arrière. La transmission électrique suppose, au renver-

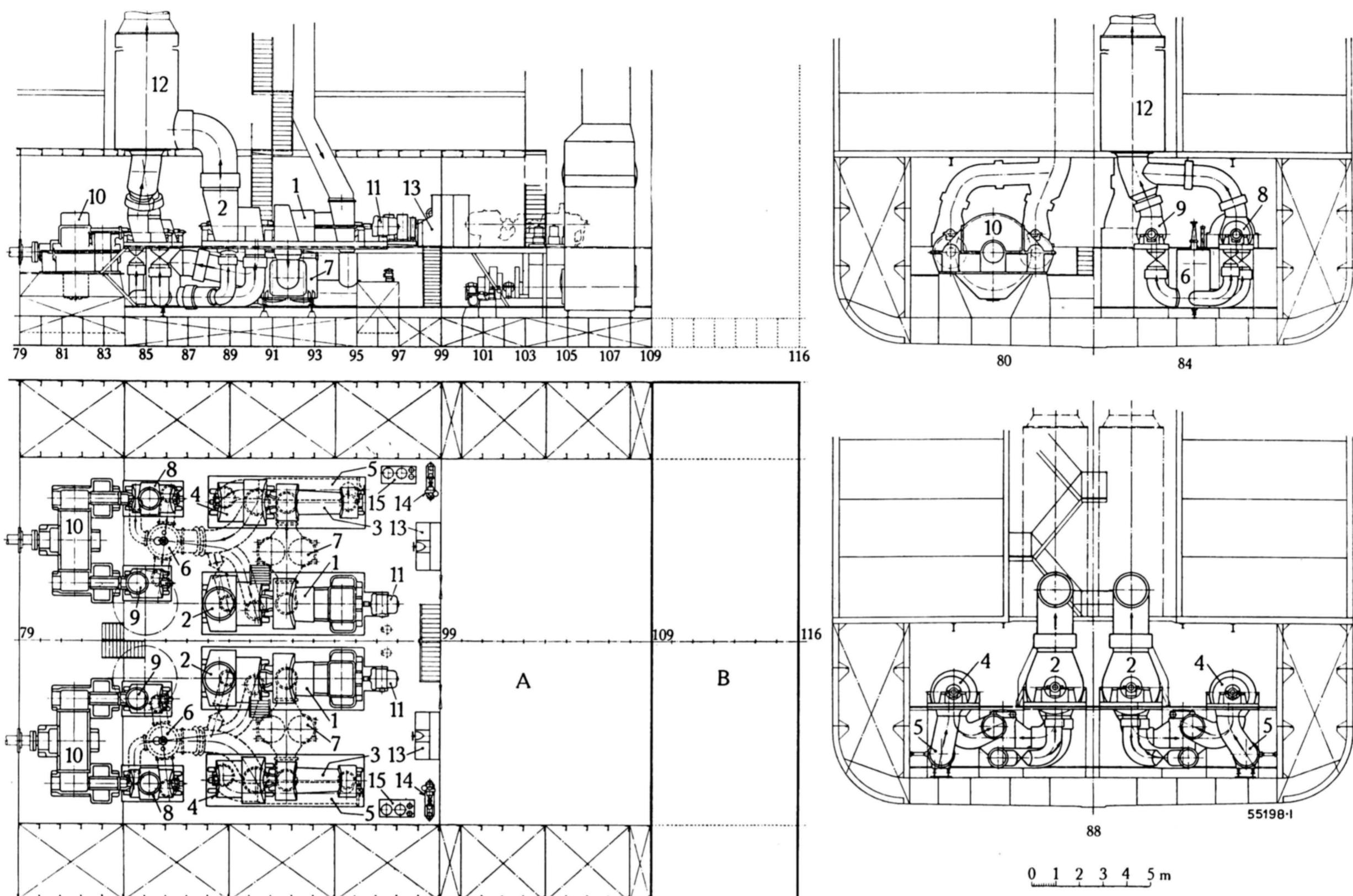
<sup>1)</sup> Bleiken: « Hansa » Deutsche Schifffahrtszeitschrift 1941, n° 17.

TABLEAU I.

Mode de propulsion	Année de construction	Vapeur kg/cm <sup>2</sup> abs/°C	Vitesse des machines et de l'hélice t/min	Poids		Poids total t	Poids spécifique en kg/ch eff	Consommation de combustible en kg/ch eff h
				Chaudière t	Machine principale t			
Chaudières cylindriques, turbines	1927	16/320	2200/110	430	160	590	95	0,4
Chaudière La-Mont, turbines . .	1938	36/450	7000/130	140	97	237	38,2	0,31
Moteur Diesel à double effet à 2 temps et sans compresseurs	1938	—	105	—	530	530	85,5	0,177
Turbines à gaz . . . . .	—	—	6500/110	—	90	90	14,5	0,290

Comparaison de divers modes de propulsion pour un cargo de 10 000 t d'une puissance de 6200 ch eff ayant une vitesse de 16 nœuds.

La turbine à combustion est la machine la plus légère.

Fig. 3. — Bateau rapide avec turbine à gaz de  $2 \times 7100$  ch eff, 125 t/min.

A = Emplacement réservé aux machines auxiliaires.

B = Surface gagnée.

1 = Compresseur à basse pression.  
 2 = Turbine entraînant le compresseur basse pression.  
 3 = Compresseur haute pression.  
 4 = Turbine entraînant le compresseur haute pression.  
 5 = Chambre de combustion haute pression.

6 = Chambre de combustion basse pression.  
 7 = Réfrigérant d'air.  
 8 = Turbine fournissant la puissance utile avec aubage pour marche arrière.  
 9 = Turbine fournissant la puissance utile.

10 = Train d'engrenage.  
 11 = Moteur de démarrage.  
 12 = Chaudière de réchauffage.  
 13 = Pupitre de commande.  
 14 = Pompe à combustible.  
 15 = Réchauffeur de combustible.

La réduction de l'encombrement est notable même par rapport à une installation moderne à vapeur à haute pression à chaudière aquatubulaire ; la réduction de longueur est d'environ 6 m.

sement de marche à une vitesse égale à 40 % de la vitesse normale, un couple que l'installation la plus simple de la turbine à combustion ne peut pas produire. Le générateur de courant doit donc être entraîné par une turbine spéciale fournissant la puissance utile. Le renversement de marche se faisant électriquement, une turbine de marche arrière est superflue. Les deux systèmes de transmission permettent de manœuvrer rapidement et sans difficultés.

Le tableau I montre quels avantages offrent l'application de la turbine à combustion à la marine, du point de vue poids et encombrement. Ce tableau permet de comparer les poids de machines de divers modes de propulsion. Le poids de la turbine à combustion est celui d'une installation avec compression et combustion en deux étages. On voit clairement sur le tableau que cette solution est beaucoup plus légère que les autres, en conservant les principes usuels de construction de la marine marchande. Pour certains types de bateaux il est encore plus important de

réduire l'encombrement que le poids. Le projet de construction de la figure 3 montre que même sous ce rapport la turbine à combustion est avantageuse. Le projet a été conçu pour le bateau « Pretoria » de la Deutsche Afrika-Linie. Le gain sur l'encombrement est d'autant plus remarquable que l'installation de turbine à vapeur servant à la comparaison travaille avec de la vapeur à  $80 \text{ kg/cm}^2$  eff et  $480^\circ \text{ C}$  et a un encombrement assez faible. La consommation de combustible est de  $290 \text{ g/ch h eff}$  et correspond à un rendement de 21,8 %, elle peut être comparée à celle d'une installation économique à turbine à vapeur.

Il ressort de ces considérations que la propulsion des navires par turbines à combustion supporte déjà actuellement d'être comparée économiquement avec les installations existantes. La clarté de la distribution, la simplicité et la sécurité de fonctionnement laissent prévoir une application très étendue de ce nouveau mode de propulsion.

(MS 888)

R. Schmid. (J. C.)

## LA PROPULSION DIESEL-ÉLECTRIQUE A COURANT TRIPHASÉ DES BATEAUX DE GRANDE PUISSANCE.

Indice décimal 629.12—833.6

*Si, lors de la recherche du système de propulsion pour un bateau, le choix se porte sur le moteur Diesel, il faut voir si la transmission électrique n'est pas le système le plus approprié. En effet, la propulsion Diesel-électrique des navires a fait de très grands progrès au cours des six dernières années. On a surtout abandonné l'idée que la propulsion Diesel-électrique ne convient que pour des bateaux spéciaux de faible puissance avec transmission par courant continu, et toute une série de grands cargos et paquebots a été équipée de propulsion Diesel-électrique à courant triphasé avec des alternateurs synchrones travaillant en parallèle. Ce nouveau mode de propulsion présente des avantages très importants par rapport à la propulsion par moteur Diesel à entraînement direct de l'arbre de couche ou par l'intermédiaire d'un réducteur à engrenage. Cet article expose ces avantages.*

Il y a encore quelques années, la propulsion Diesel-électrique n'était utilisée que pour des bateaux spéciaux à puissance relativement faible, sur lesquels, la propulsion électrique était particulièrement favorable. C'était par exemple, soit des bateaux pour lesquels une marche souple et une manœuvre facile de la passerelle jouaient un rôle important (remorqueur, ferry-boat, brise-glace, etc.), soit des bateaux pour lesquels on désirait surtout un fonctionnement sûr et économique à des vitesses diverses (bateaux fluviaux à passagers, petits navires de guerre), soit encore des bateaux dont les auxiliaires absorbent une puissance relativement élevée par rapport à la puissance de propulsion, et sur lesquels les groupes Diesel-générateurs principaux doivent pouvoir fournir cette puissance auxiliaire à l'arrêt du bateau ou lors de marche à vitesse réduite (dragues, cargos spéciaux, bateaux de pêche). Sur ces bateaux, on a choisi la transmission par courant continu car ce genre de courant permet pendant la marche un réglage facile de la vitesse et l'inversion de marche, sans que la vitesse ou le sens de rotation du groupe Diesel dynamo doive être modifié et sans commutation dans le circuit principal. Cependant, la propulsion par courant continu n'est pas économique pour les bateaux de grande puissance car la tension est limitée et l'on doit avoir recours à des machines lourdes et chères avec de gros collecteurs et des câbles de grande section. Pour cette raison, on ne prévoit pour les navires de puissance supérieure à environ 3000 ch eff par arbre que la transmission par courant triphasé qui travaille avec des machines simples sans collecteur et avec des tensions élevées. La propulsion Diesel-électrique à courant continu est, par exemple, 45 % plus lourde et plus chère pour un bateau à une hélice de 6000 ch eff, que celle à courant triphasé avec une tension d'environ 3000 V aux bornes des machines. Le rendement de la transmission est en outre de 4 % plus faible.

Pour réduire le poids, le prix et l'encombrement des équipements de propulsion Diesel-électrique à courant triphasé, il est nécessaire — contrairement

aux systèmes de propulsion turbo-électrique où, même pour de grande puissance, on installe une seule machine primaire travaillant à vitesse élevée — de répartir la puissance primaire sur plusieurs groupes Diesel-alternateurs de puissance moyenne à vitesse aussi élevée que possible. Les alternateurs sont couplés en parallèle sur un système de barres collectrices qui alimentent les moteurs de propulsion. Suivant la vitesse du bateau, un ou plusieurs groupes Diesel-alternateurs participent à la production d'énergie. A côté de divers avantages la subdivision de la puissance a le désavantage que, lors du passage d'une vitesse à l'autre, le ou les alternateurs à enclencher doivent être synchronisés et couplés en parallèle avec les alternateurs déjà en service. L'imaginaire complication de la manœuvre était la principale raison qui, pendant longtemps, fit refuser par les armateurs la propulsion à courant triphasé avec alternateurs fonctionnant en parallèle.

Brown Boveri a reconnu très tôt les avantages de la propulsion Diesel-électrique des bateaux avec groupes alternateurs rapides travaillant en parallèle et a, il y a plus de dix ans, mis au point un système permettant le couplage en parallèle sans dispositif de synchronisation. Ce système breveté découle du fait que des alternateurs triphasés à fort enroulement amortisseur branchés en parallèle sans tension tombent rapidement au synchronisme sans forts à-coups de courant, s'ils tournent à peu près à la même vitesse et si on les excite simultanément (oscillogramme de la figure 1). Déjà en 1931, des essais avec jusqu'à six groupes Diesel-alternateurs travaillant en parallèle et des moteurs de propulsion asynchrone et synchrone avaient prouvé la valeur de ce système<sup>1</sup>). En se fondant sur ces travaux préliminaires, Brown, Boveri & Cie A.-G. à Mannheim construisit l'installation du cargo «Wuppertal» de la Hamburg-Amerika Linie qui, après la mise en service du bateau à la fin de 1936, fut désigné dans la presse technique comme le perfectionnement le plus important en matière de propulsion électrique des navires.

L'installation des auxiliaires s'écarte aussi des constructions usuelles. Pour la première fois l'installation des machines a été simplifiée et le rendement du navire augmenté par l'emploi d'auxiliaires à courant triphasé, fourni en mer exclusivement par les alternateurs de l'installation de propulsion (fig. 2 et 3).

<sup>1</sup>) E. Klingelfuss: «Propulsion Diesel-électrique des navires par courant alternatif, système Brown Boveri. Revue Brown Boveri 1932 p. 148.

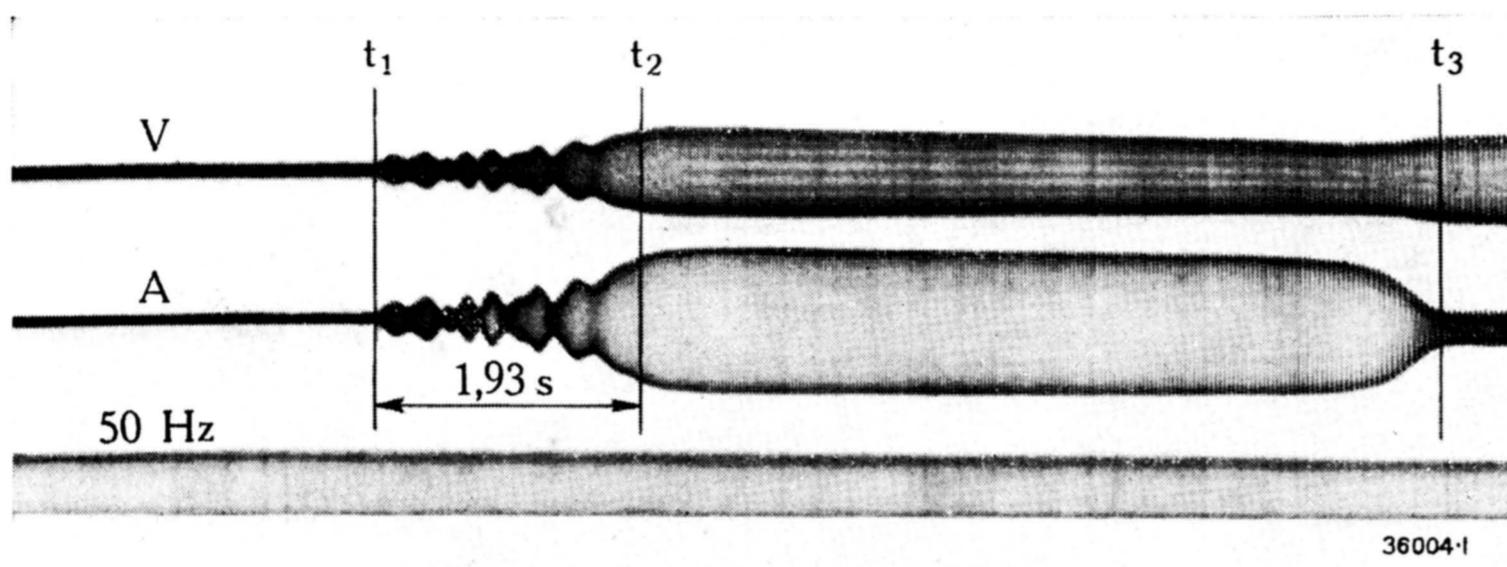


Fig. 1. — Oscillogramme d'un essai de démarrage avec une installation Diesel-électrique de propulsion comprenant six groupes Diesel-alternateurs et un moteur de propulsion.

$t_1$  = L'excitation des alternateurs est enclenchée.

$t_2$  = Le processus de synchronisation des alternateurs est terminé.

$t_3$  = Le moteur de propulsion, accéléré jusqu'à la pleine vitesse en fonctionnant en asynchrone, tourne avec le glissement normal et peut, par enclenchement de l'excitation, être facilement synchronisé.

La synchronisation est rapide et sans à coup de courant bien que les vitesses des alternateurs aient été intentionnellement choisies entre 770 et 920 t/min et espacées de 30 à 30 t/min. Par cette mise en parallèle simplifiée des alternateurs triphasés synchrones, les manœuvres sont particulièrement simples malgré la subdivision de l'installation de propulsion.

Les expériences faites avec l'installation de propulsion de ce bateau furent vraiment bonnes. Ce qui frappa le plus, fut la simplicité des manœuvres malgré la mise en parallèle des alternateurs (fig. 4). Le succès de cette première installation a conduit diverses compagnies à équiper de 1937 à 1939 plusieurs cargos et paquebots à services spéciaux d'installations semblables de propulsion Diesel-électrique à courant triphasé.<sup>1)</sup>

L'installation de propulsion du «Wuppertal» ayant déjà été décrite en détail dans la presse technique<sup>2)</sup>, il n'est pas nécessaire d'en reparler ici. Il est cependant indiqué de résumer les avantages qu'apporte ce mode de propulsion en se basant sur les expériences faites et en insistant spécialement sur les avantages qui ne peuvent s'exprimer ni en francs ni en kilogrammes, ni en mètres carrés, mais qui, toutefois, peuvent après la guerre être déterminants pour le choix du mode de propulsion d'un navire. Beaucoup d'armateurs n'auront qu'une flotte fortement réduite; ils pourront donc lors du choix du genre de propulsion des

<sup>1)</sup> Nous avons appris alors que cet article était déjà rédigé qu'un grand nombre de bateaux divers d'une puissance totale de plus de 300 000 ch eff seraient pourvus en USA de propulsion Diesel-électrique avec alternateurs triphasés travaillant en parallèle. La puissance à l'arbre de couche varie entre 4500 et 12 000 ch eff et la puissance des moteurs Diesel est de 1600 ch à 750 t/min.

<sup>2)</sup> Werft, Reederei, Hafen 1937, No. 8; ETZ 1937 No. 40/41; VDI 1937 No. 15; The Motor Ship de mai 1937.

nouveaux bâtiments, suivre un programme, ce qui était difficile précédemment, car les nouvelles constructions se faisant à assez grands intervalles, on choisissait la propulsion qui était à la mode pour ce type de bateaux et le genre de service qu'il doit assurer. Nous montrerons dans la suite que lors de la reconstruction de la flotte marchande, la propulsion Diesel-électrique jouera un rôle beaucoup plus important qu'avant la guerre et que ce mode de propulsion n'est pas seulement intéressant pour les bateaux spéciaux mais que son emploi est aussi justifié en général pour tous les navires, même de grandes puissances.

#### 1<sup>er</sup> Poids — Encombrement — Utilisation du volume.

Si l'on veut comparer divers modes de propulsion du point de vue poids et encombrement, il est important de se placer sur une base commune. Lors de la comparaison de la propulsion Diesel-électrique à courant triphasé avec la propulsion Diesel directe ou avec train d'engrenages, il faut, par exemple, tenir compte de l'installation alimentant les auxiliaires, car en

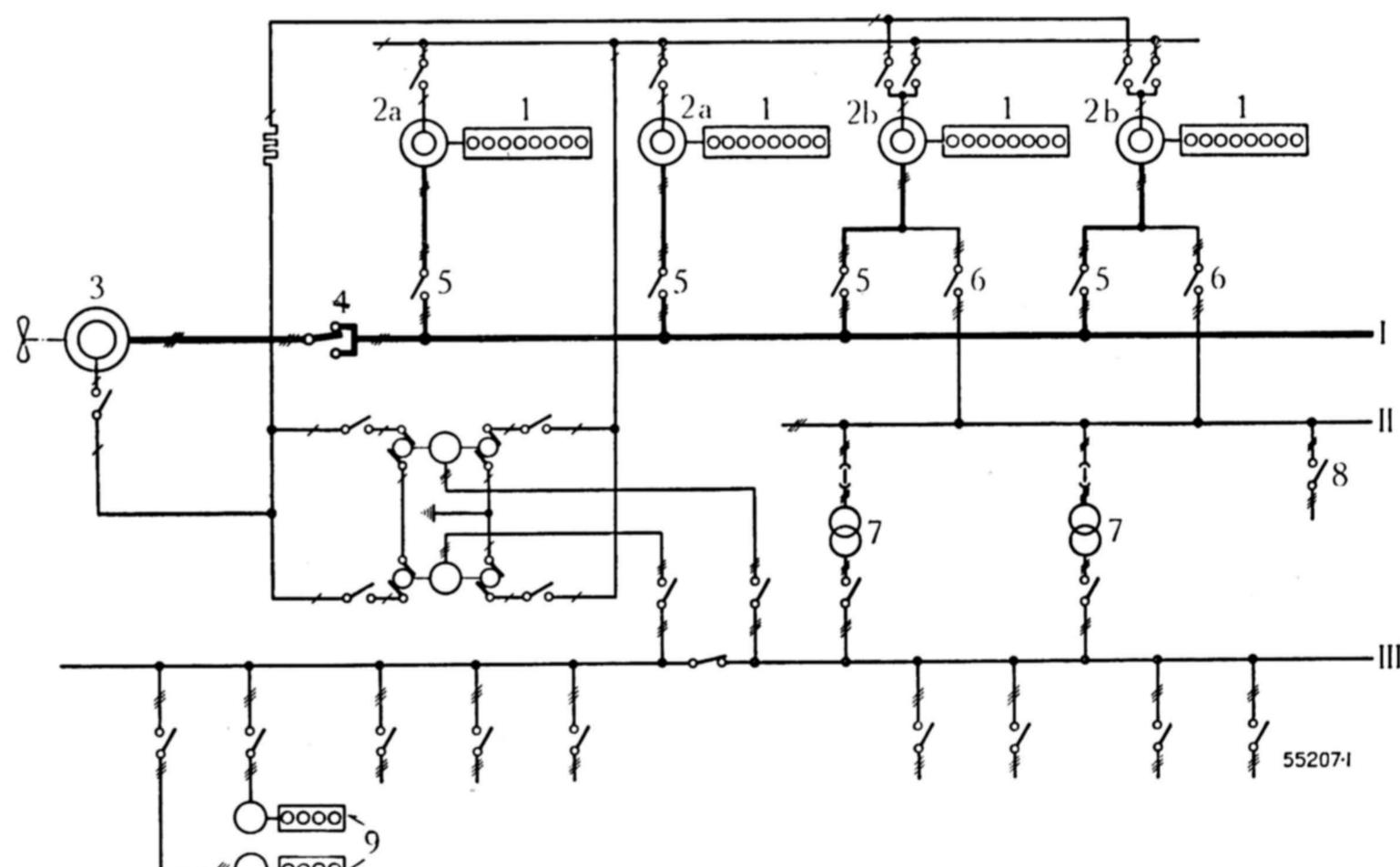


Fig. 2. — Schéma des connexions des installations de propulsion Diesel-électriques à courant triphasé avec quatre groupes Diesel-alternateurs.

Les alternateurs 2a et 2b sont branchés en parallèle au moyen d'un procédé simple et breveté. Les alternateurs 2b peuvent, lors de la marche en pleine mer, être enclenchés simultanément au moyen des interrupteurs 5 et 6, aussi bien sur le réseau de propulsion I qui est relié par l'inverseur de phase 4 avec le moteur de propulsion 3 qu'avec le réseau auxiliaire à haute tension II, qui alimente, par les transformateurs 7, le réseau auxiliaire basse tension III. Les auxiliaires 8 à forte consommation, comme par exemple les chaudières électriques, peuvent être reliés directement au réseau à haute tension II, ce qui permet de réduire les dimensions des transformateurs 7. Lors de manœuvres, l'alternateur 2b fournissant la puissance des auxiliaires à peu près à fréquence et tension normales est déconnecté du réseau I, les autres alternateurs sont disponibles pour les manœuvres. Après les manœuvres, les alternateurs 2b séparés du réseau I sont de nouveau synchronisés avec les autres alternateurs. Les groupes alternateurs Diesel-auxiliaires 9 ne sont utilisés que dans les ports ou si l'on marche longtemps à une vitesse pour laquelle les générateurs principaux n'ont pas une tension et une fréquence suffisantes pour alimenter le réseau auxiliaire.

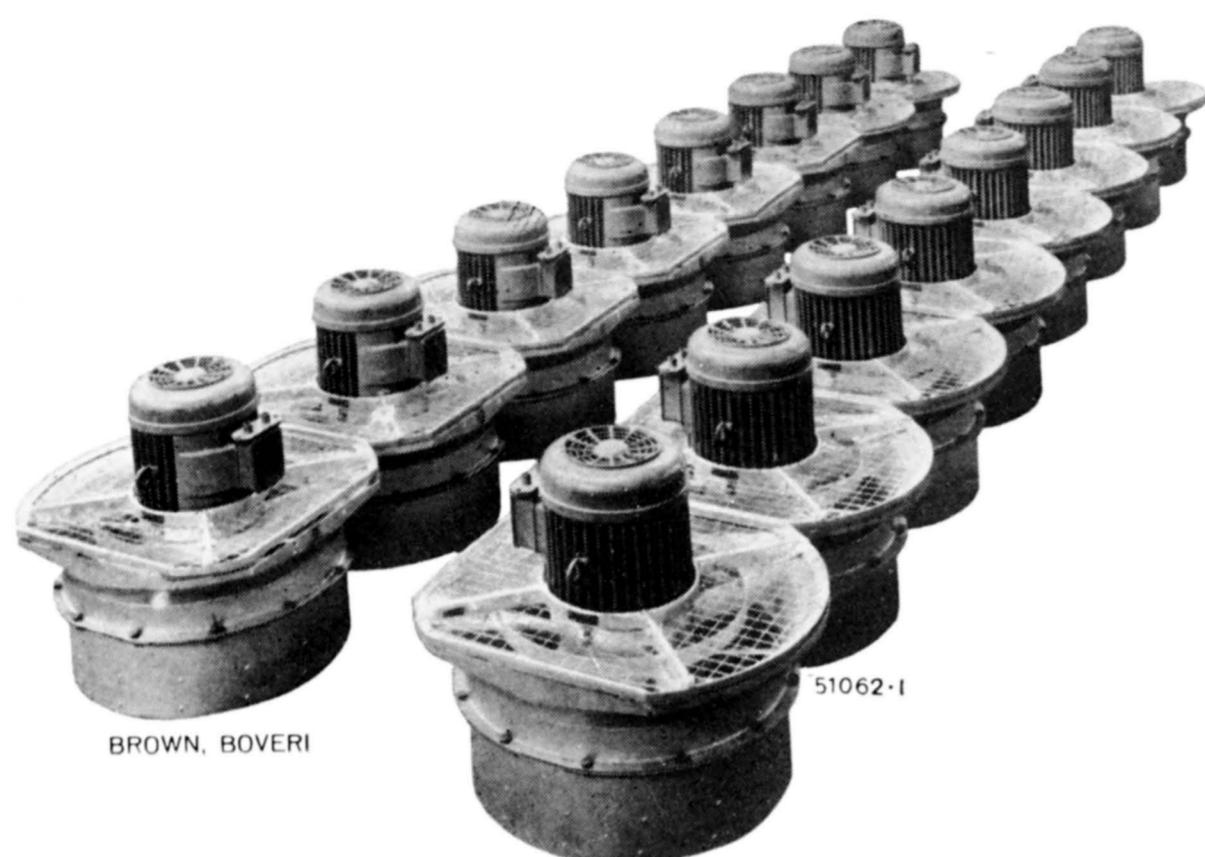


Fig. 3. — Seize ventilateurs Sulzer à hélice d'un bateau moteur moderne. Ils sont entraînés par des moteurs triphasés Brown Boveri à rotor en court-circuit et à plusieurs polarités.

Il est avantageux pour de nombreux entraînements de machines auxiliaires d'employer des moteurs triphasés qui sont plus petits, plus légers, meilleur marché et plus robustes que les moteurs à courant continu utilisés normalement sur les bateaux. Le premier bateau marchand d'Europe ayant utilisé dans une large mesure le courant triphasé pour les moteurs auxiliaires, l'éclairage, le chauffage, etc. est le M. S. Wuppertal de la Hamburg-Amerika Linie. Les expériences faites avec cette installation furent vraiment favorables et depuis le courant triphasé est toujours plus utilisé pour les installations électriques auxiliaires des grands bateaux, même sur ceux à propulsion mécanique.

marche en pleine mer, le réseau auxiliaire est, avec la propulsion électrique, alimenté par l'alternateur principal. Il faut aussi tenir compte de l'arbre de couche qui est plus court avec la propulsion électrique qu'avec toutes les autres car le moteur électrique de propulsion est placé à l'arrière du bateau. Une telle comparaison montre qu'au point de vue poids et encombrement les premières installations de propulsion Diesel-électriques étaient pour le moins équivalentes à celles de propulsion Diesel à transmission directe ou à engrenages bien que le rapport entre la vitesse du moteur Diesel et celle de l'hélice ne soit que de 2 à 1. L'entraînement de l'alternateur principal de ces installations était assuré par des moteurs Diesel à quatre temps avec turbo groupe Brown Boveri de suralimentation ou par des moteurs Diesel à deux temps à simple effet, moteurs d'une puissance de 2000 à 3600 ch eff avec une vitesse de 250 à 235 t/min. Depuis, les constructeurs de moteurs Diesel ont établi, par exemple, des unités d'une puissance continue d'environ 1600 ch eff à une vitesse de 500 à 750 t/min et d'autres d'une puissance continue d'environ 3000 ch eff à une vitesse de 360 à 500 t/min. Les maisons de construction portent maintenant tous leurs efforts sur le perfectionnement des moteurs Diesel rapides

et il n'y a aucun doute qu'après la guerre on dispose de moteurs Diesel rapides de moyenne puissance convenant à l'équipement de bateaux marchands.<sup>1)</sup>

La figure 5 montre l'influence de la vitesse du moteur Diesel sur le poids des installations de propulsion Diesel-électrique à courant triphasé et Diesel à engrenages d'un cargo de 6500 ch eff à une hélice tournant à 125 t/min. La comparaison est faite avec des moteurs Diesel tels qu'on les trouve actuellement sur le marché pour service continu et application à la marine marchande. Le poids par cheval des moteurs Diesel varie bien entendu selon le type de moteur: à quatre ou à deux temps, à double ou simple effet; la comparaison est faite sur les poids moyens donnés par diverses maisons. Pour la propulsion Diesel à engrenages on a admis que les moteurs Diesel étaient reliés aux pignons du train d'engrenages par des accouplements hydrauliques ou électro-magnétiques. Comme ce mode de propulsion demande un nombre pair de moteurs Diesel et que le poids du train d'engrenages augmente quand le rapport de réduction s'accroît, l'augmentation de la vitesse des moteurs Diesel n'a pas une influence aussi favorable sur le poids qu'avec la propulsion Diesel-

<sup>1)</sup> Motor Ship janvier 1941, p. 328 et 329: «Marine oil Engine Progress in 1940»; Schweiz. Bauztg. du 28 mars et du 4 avril 1942: «Die Aufladung des Zweitakt Diesel-motors».



Fig. 4. — Pupitre de manœuvre d'une installation de propulsion Diesel-électrique avec trois groupes Diesel-alternateurs (construction Brown Boveri, Mannheim).

Ce poste de commande comprend tous les appareils indispensables pour la manœuvre et son contrôle et tous les appareils de signalisation ainsi que les instruments de mesure nécessaires au contrôle du fonctionnement. Les manœuvres et leur contrôle sont particulièrement simples. Tous les changements de connexions sont obtenus dans l'ordre correct en tournant le gros volant au milieu du pupitre de manœuvre, si bien que les démarriages, arrêts et renversements de sens de marche du bateau peuvent être commandés par n'importe quel mécanicien sans long apprentissage.

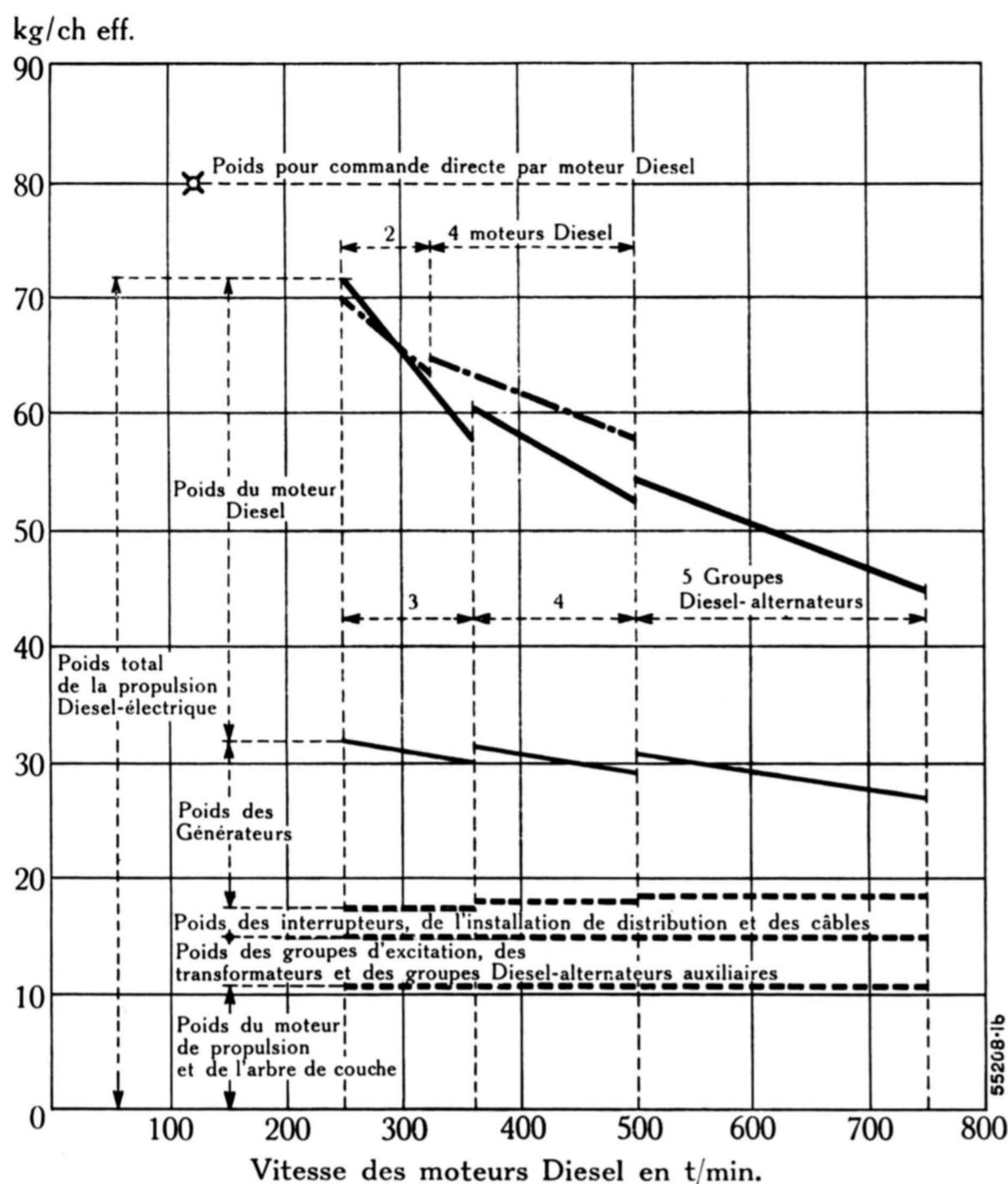


Fig. 5. — Courbes des poids de diverses installations de propulsion pour un cargo de 6500 ch eff à une hélice en fonction de la vitesse des moteurs Diesel.

— = Avec propulsion Diesel à transmission directe.  
 - - - = Avec transmission Diesel à transmission par engrenages et accouplement hydraulique ou électro-magnétique.  
 — = Avec propulsion Diesel-électrique à courant triphasé.

Outre l'installation de propulsion proprement dite avec tous ses accessoires et machines auxiliaires, les poids par cheval comprennent aussi les groupes Diesel-alternateurs auxiliaires et l'arbre de couche.

La vitesse de l'arbre de couche à pleine marche est de 125 t/min. Consommation maximum des auxiliaires en pleine mer 400kW, aux ports 180kW.

La propulsion Diesel-électrique à courant triphasé avec moteurs Diesel rapides, tels qu'on les construit actuellement pour la marine, est notablement plus légère que les propulsions Diesel-mécaniques. L'installation de propulsion Diesel-électrique avec par exemple trois groupes Diesel-alternateurs de 1850 kVA chacun tournant à 360 t/min, pour la production de la puissance électrique totale nécessaire pour la marche en pleine mer, est plus légère d'environ 36 t par rapport à l'installation de propulsion Diesel à engrenage et d'environ 140 t par rapport à l'installation de propulsion Diesel à transmission directe.

électrique. La figure 5 indique aussi le poids de la propulsion Diesel directe correspondante.

La figure 5 montre donc que si l'on tient compte de l'arbre de couche et de l'installation électrique alimentant les auxiliaires, la propulsion Diesel-électrique à courant triphasé est, même avec les moteurs dont on dispose actuellement, plus légère que la propulsion Diesel à engrenages et beaucoup plus légère que la propulsion Diesel directe. Sur un cargo de 6500 ch eff avec trois groupes Diesel-alternateurs tournant à 360 t/min et de 1850 kVA chacun, fourni toute la puissance électrique lors de la navigation en pleine mer, l'économie de poids est d'environ 140 t par rapport à la propulsion Diesel directe et de 36 t par rapport à la propulsion Diesel à engrenages utilisant aussi des moteurs Diesel tournant à 320 t/min.

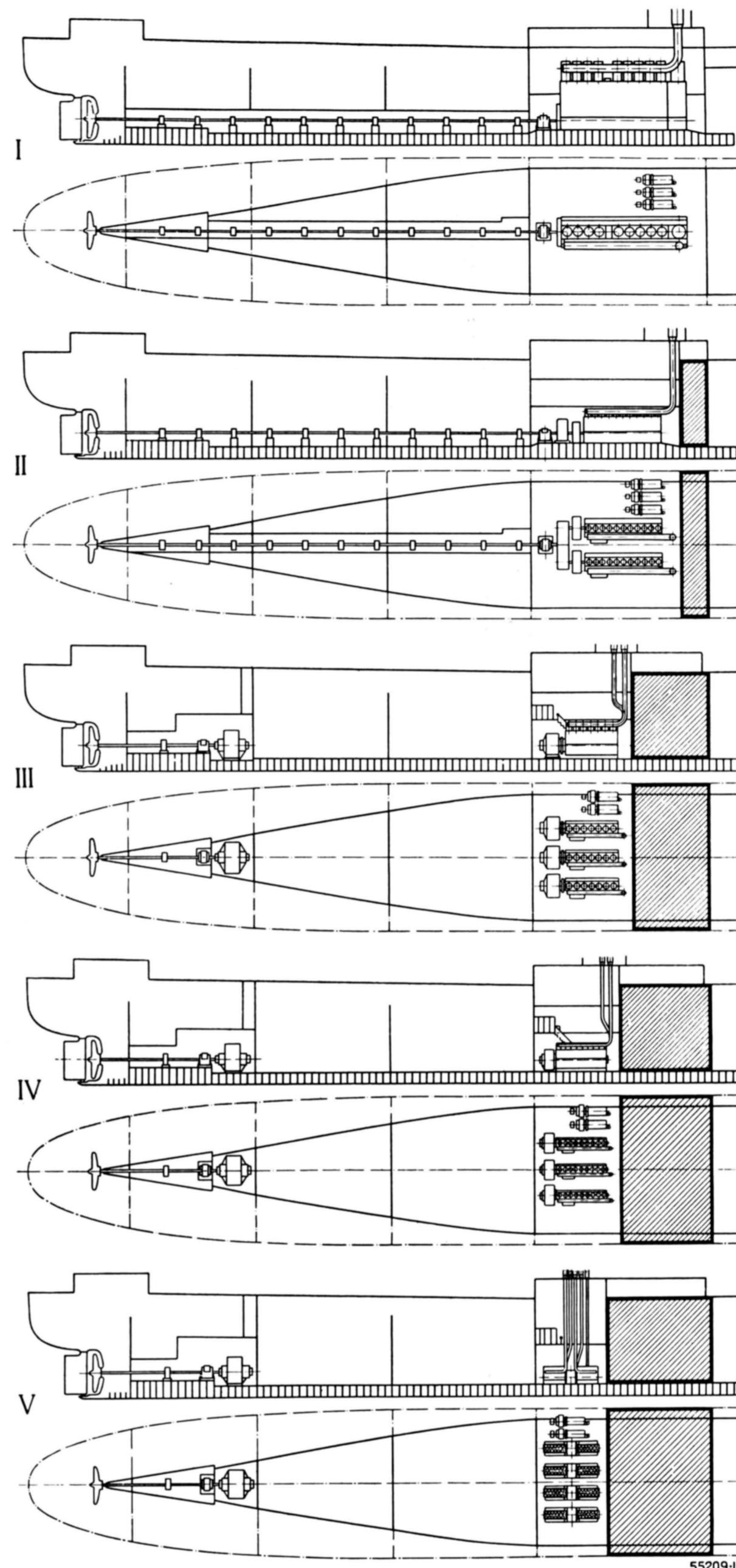


Fig. 6. — Comparaison de l'encombrement de diverses installations de propulsion d'un cargo de 6500 ch eff; vitesse de l'hélice : 125 t/min.

I = Propulsion Diesel direct avec un seul moteur Diesel.  
 II = Propulsion Diesel à engrenages avec deux moteurs Diesel tournant à 320 t/min.  
 III = Propulsion Diesel-électrique avec trois groupes Diesel-alternateurs tournant à 250 t/min.  
 IV = Propulsion Diesel-électrique avec trois groupes Diesel-alternateurs tournant à 360 t/min.  
 V = Propulsion Diesel-électrique avec quatre groupes Diesel-alternateurs tournant à 600 t/min.

Le compartiment des machines est beaucoup plus court et plus bas avec la propulsion Diesel-électrique qu'avec les propulsions Diesel-mécaniques et cela d'autant plus que la vitesse des groupes Diesel-alternateurs peut être choisie élevée. En outre, le tunnel de l'arbre de couche, nécessaire avec la propulsion mécanique n'encombre plus les cales arrières du bateau. Cette réduction de l'encombrement et du poids augmente notamment la rentabilité du bateau.

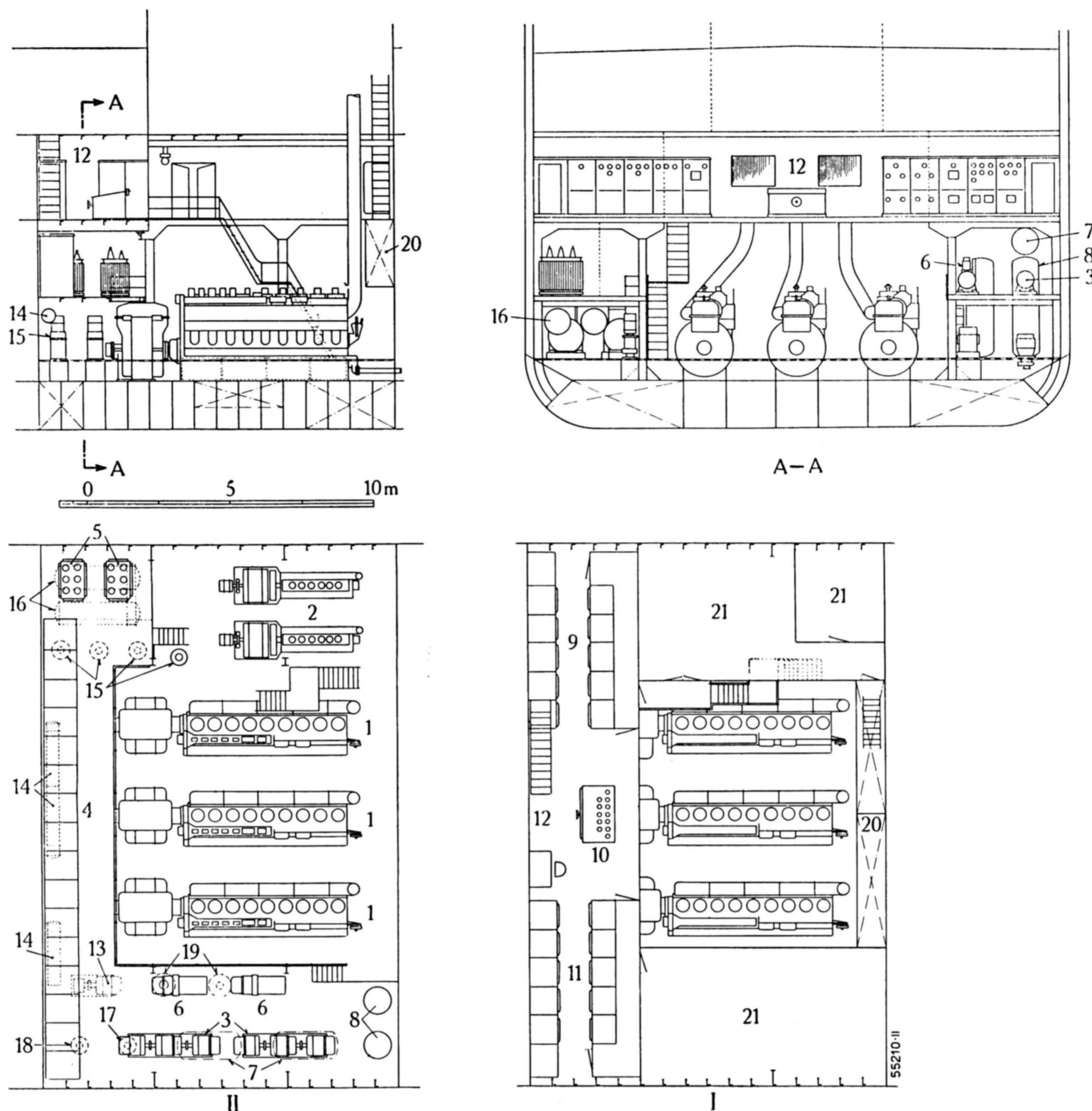


Fig. 7. — Disposition générale d'une installation moderne de propulsion Diesel-électrique à courant triphasé de 6500 ch eff.

- I = Vue du pont.  
 II = Vue de la salle des machines.  
 1 = Groupes Diesel-alternateurs principaux.  
 2 = Groupes Diesel-alternateurs auxiliaires.  
 3 = Groupes d'excitation.  
 4 = Interrupteurs haute tension des alternateurs principaux, du moteur de propulsion et des transformateurs.  
 5 = Transformateurs.  
 6 = Compresseurs.  
 7 = Réservoir d'air comprimé pour les interrupteurs.  
 8 = Réservoirs d'air comprimé pour le démarrage du moteur Diesel.  
 9 = Tableaux de contrôle des alternateurs principaux, moteurs de propulsion et transformateurs.  
 10 = Pupitre de commande.  
 11 = Tableaux de contrôle des groupes Diesel-alternateurs auxiliaires, des groupes d'excitation et de l'installation de distribution basse tension.  
 12 = Poste de commandement.  
 13 = Pompe à huile de réserve.  
 14 = Réfrigérant d'huile.  
 15 = Pompe d'eau douce et d'eau de mer.  
 16 = Réfrigérant d'eau douce.  
 17 = Pompe des water-balasts.  
 18 = Pompe d'épuisement.  
 19 = Pompe sanitaire et d'incendie.  
 20 = Réservoir de combustible.  
 21 = Compartiment des diverses machines auxiliaires, atelier, magasin, etc.

Le poste de commande avec pupitre de manœuvre et les tableaux de contrôle pour les machines électriques principales sont complètement séparés du compartiment des machines. Un poste de commande silencieux et sans vapeur d'huile est beaucoup plus agréable pour le personnel chargé des manœuvres.

La figure 6 montre que l'équipement de propulsion Diesel-électrique est aussi d'autant moins encombrant par rapport aux autres équipements de propulsion Diesel, que la vitesse des moteurs Diesel principaux est plus élevée. Le compartiment des machines plus bas et plus court libère un espace au milieu du bateau qui peut être avantageusement utilisé pour des passagers et du fret. En outre, le tunnel de l'arbre de couche, traversant les cales arrières avec les autres modes d'entraînement, est supprimé et le moteur de propulsion occupe à l'arrière du bateau

un espace qui ne pourrait guère convenir à du fret. Le faible poids et le peu d'encombrement augmentent sensiblement la rentabilité du bateau. Enfin la grande économie de matière première, que permet cette solution, jouera un rôle important après la guerre car il faudra compter pendant longtemps avec une pénurie de matériel de construction.

La propulsion électrique permet un compartimentage beaucoup plus libre du bateau car l'installation productrice d'énergie peut être disposée sans avoir à tenir compte de l'arbre de couche. Dans la figure 6,

le compartiment des machines de la variante à propulsion électrique est laissé, pour simplifier, au même endroit que pour les propulsions directes ou à engrenages. Les groupes Diesel-alternateurs peuvent tout aussi bien être installés ailleurs pour laisser libre le milieu du bateau à d'autres usages; ils peuvent, par exemple, être placés tout à l'arrière du bateau, à côté ou au-dessus du moteur de propulsion. En outre les groupes Diesel-alternateurs peuvent être répartis en divers compartiments séparés par des parois étanches de façon que si l'un des compartiments est détérioré, les machines des autres assurent la marche du bateau. Le poste de commande avec tous les appareils de contrôle des principales machines électriques peut être complètement séparé du compartiment des machines, disposition presque toujours adoptée dans les usines terrestres (fig. 7). Il faut, lors de la répartition des compartiments d'un bateau à propulsion électrique, ne pas se conformer aux dispositions habituelles si l'on veut exploiter au mieux les avantages qu'offre ce mode de propulsion pour l'utilisation du volume du bateau. Il est ainsi plus facile à l'ingénieur naval d'établir un bateau économique et permettant un service simple.

*2<sup>o</sup> Prix de l'installation de propulsion. Normalisation des machines de propulsion. Pièces de réserve. Frais de personnel. Durée de la construction.*

Le prix des premières installations de propulsion Diesel-électrique n'était qu'un peu plus élevé que celui d'une installation Diesel directe ou à train d'engrenages, si l'on tient compte de l'installation fournissant l'énergie aux auxiliaires. Les installations futures bénéficieront de perfectionnements, et spécialement l'augmentation de la vitesse des moteurs Diesel réduira les prix. Le prix de trois groupes Diesel-alternateurs de 6500 ch eff à 360 t/min n'est par exemple que 93 % de celui de groupes de même puissance tournant à 250 t/min, ce qui réduit le prix de l'installation complète de plus de 5 %. Comme les groupes principaux Diesel-alternateurs alimentent le réseau auxiliaire de façon économique, il est avantageux d'électrifier tout ce qui peut l'être à bord. Cela est surtout intéressant pour les machines et appareils auxiliaires qui ne fonctionnent pas simultanément car cela n'augmente pas la puissance nécessaire pour les auxiliaires. Le coût du chauffage électrique des bateaux à propulsion électrique est, par exemple, plus bas que celui de tous les autres modes de chauffage, premièrement parce que la pose des câbles est meilleur marché que celle de la tuyauterie et secondement, parce que la puissance des auxiliaires n'est pratiquement pas augmentée par le chauffage électrique car pendant la période de chauffage, la venti-

lation et les installations frigorifiques consomment moins d'énergie.

Lors de la reconstitution de la flotte d'un armateur, le choix du mode de propulsion le plus économique ne doit pas être déterminé pour chaque bateau séparément mais pour l'ensemble des nouveaux bateaux. Une des conditions les plus importantes est d'équiper le plus possible de bateaux d'un armateur avec le même type de machines de propulsion, bien que la puissance à l'arbre soit différente. La réalisation de cette condition permet :

- a) d'abaisser le prix de l'installation de propulsion,
- b) de diminuer le stock de pièces de réserve,
- c) de simplifier beaucoup les révisions et les réparations des machines de propulsion,
- d) de faciliter la formation du personnel et son transfert d'un bateau à l'autre.

Tous ces avantages sont surtout l'apanage de la propulsion Diesel-électrique car, pour les bateaux de puissances différentes, on emploie le même type de moteur Diesel et d'alternateur, car la puissance de propulsion détermine le nombre de groupes travaillant en parallèle et non pas leur puissance. La détermination de la puissance du groupe Diesel-alternateur dépend surtout des moteurs Diesel marins que l'on trouve sur le marché. Cette puissance doit toutefois être choisie de façon qu'un ou deux de ces groupes puissent alimenter économiquement le réseau auxiliaire au port et pendant la marche à vitesse réduite. Les groupes Diesel-alternateurs, assurant exclusivement l'alimentation des auxiliaires au port, sont alors supprimés. Dans certains cas, il est avantageux pour avoir un fonctionnement économique au port, de choisir un des moteurs principaux avec un plus petit nombre de cylindres et une puissance plus faible.

Le résultat d'une telle étude faite pour un armateur dont le programme de construction comprenait onze bateaux de 6000 à 16 000 ch eff est donné dans le tableau I. Pour ces onze bateaux, on a prévu 55 groupes Diesel identiques. Il serait peut-être plus avantageux du point de vue de fonctionnement et encombrement si les grosses unités de 12 000 ou 16 000 ch étaient équipées à la place de sept ou neuf groupes Diesel-alternateurs, de trois ou quatre groupes Diesel-alternateurs de puissance double entraînés chacun par deux moteurs Diesel de 2250 ch eff et de ne garder qu'un groupe normal de 1650 kW. Avec cette combinaison, on aurait 55 moteurs Diesel identiques, 35 alternateurs de 1650 kW et 10 de 3300 kW. Les frais de fabrication des machines de propulsion seront ainsi beaucoup plus bas pour les onze bateaux que si les bateaux avaient été équipés de divers types de machines correspondant à leur puissance.

Une économie non négligeable peut être réalisée sur les pièces de réserve grâce à la répartition de la puissance sur plusieurs groupes. Avec la transmission directe, la valeur des pièces de réserve à bord représente le 10 % de celle du moteur Diesel. Dans les installations de propulsion ayant plus d'un moteur Diesel de même modèle, les sociétés de classification ne prescrivent qu'un seul jeu de pièces de rechange. Dans une installation ayant, par exemple, cinq groupes Diesel-alternateurs, les pièces de réserve ne représentent plus que 3 % du prix de l'installation. Les conditions spéciales dues à la guerre actuelle, ont montré, en outre, que les réserves usuelles à bord étaient insuffisantes et ont rendu nécessaire d'autres réserves de pièces importantes dans les ports pour pouvoir maintenir l'exploitation sans interruption, même

aux époques où les échanges commerciaux sont difficiles. L'acquisition des pièces de rechange est simplifiée et revient moins chère si le plus grand nombre des bateaux d'un armateur est équipé des mêmes groupes Diesel-alternateurs.

Si l'on tire correctement parti de tous les avantages de la propulsion Diesel-électrique, le coût d'une telle installation est sans doute plus faible que celui de tout autre mode de propulsion par moteurs Diesel.

D'ailleurs les frais du personnel sont plus faibles bien que le nombre de mécaniciens soit le même qu'avec les propulsions Diesel-mécaniques. En effet, l'installation de propulsion Diesel-électrique étant la même sur plusieurs bateaux, permet le transfert de personnel et d'accorder avec un très faible effectif les congés réglementaires même si le bateau reste très

TABLEAU I.

Type de bateaux :	I	II	III	IV	V
Nombre de bateaux . . . . .	4	2	2	2	1
Puissance désirée à l'arbre du bateau . . . . ch eff	6000	9000	2×4500	2×6000	2×8000
Vitesse de l'arbre de couche à pleine marche . t/min	120	100	120	120	100
Puissance max. des auxiliaires en pleine mer . kW	300	900	1200	2000	2300
Puissance max. des auxiliaires au port. . . . kW	180	400	1300	1500	1550
Puissance totale max. des alternateurs principaux kW	4980	7930	8250	11390	14800
Puissance unitaire des groupes alternateur Diesel kW			1650 <sup>1)</sup>		
Puissance unitaire des moteurs Diesel. . . . ch			2250 à 360 t/min		
Nombre des groupes Diesel-alternateur par bateau	3	5	5	7	9
Puissance totale des alternateurs principaux . kW	4950	8250	8250	11550	14850
Puissance nécessaire du réseau auxiliaire en pleine mer y compris la puissance pour l'excitation et la ventilation des machines électriques principales . . . . . kW	480	1700	1470	2360	2770
Puissance disponible pour la propulsion aux bornes des alternateurs . . . . . kW	4470	7080	6780	9190	12080
Puissance effective à l'arbre de propulsion . . . ch	5950	9440	2×4520	2×6110	2×8040
Nombre et puissance des alternateurs auxiliaires kW	2×200	1×450 <sup>2)</sup>	<sup>3)</sup>	<sup>3)</sup>	<sup>3)</sup>
Poids de l'installation de propulsion Diesel-électrique y compris l'installation des alternateurs auxiliaires et de l'arbre de couche . . . . t	355	570	535	750	985
Economie de poids par bateau par rapport à la propulsion Diesel directe . . . . . t	170	210	205	280	355
Economie totale de poids pour les 11 bateaux t			2425		
Nombre total de groupes principaux Diesel-alternateurs . . . . . par type de bateau pour les 11 bateaux	12	10	10	14	9
			55		

<sup>1)</sup> La puissance des groupes Diesel-alternateurs a été choisie en tenant compte des points suivants:

a) Il faut employer pour tous les bateaux le même type de groupe Diesel-alternateur.

b) Pour les variantes III—V il est économique d'employer pour l'alimentation du réseau auxiliaire dans les ports un des groupes Diesel-alternateurs principaux, si bien qu'un groupe Diesel-alternateur auxiliaire n'est pas nécessaire.

<sup>2)</sup> Il ne faut installer qu'un groupe Diesel-alternateur auxiliaire, car s'il y a une avarie, un des groupes Diesel-alternateurs principaux peut être utilisé dans les ports.

<sup>3)</sup> On ne prévoit aucun groupe Diesel-alternateur auxiliaire spécial pour les ports, mais seulement deux groupes Diesel-alternateurs de secours de 120 à 200 kW qui fournissent aussi la puissance d'excitation lors du démarrage du premier groupe Diesel-alternateur principal.

peu de temps à son port d'attache. Ce transfert permet aussi au personnel de faire des expériences sur plusieurs bateaux, expériences qui peuvent conduire à des perfectionnements pour des installations ultérieures.

Les moteurs Diesel et alternateurs de moyenne puissance, utilisés en grand nombre peuvent être fabriqués en série; leur fabrication ainsi que celle des moteurs de propulsion est plus rapide que celle des moteurs plus puissants de la propulsion Diesel directe. Comme les machines de propulsion sont les éléments du bateau dont la fabrication prend le plus de temps, les bateaux à transmission électrique sont ceux dont la construction est la plus rapide, avantage qui aura beaucoup de poids à l'avenir.

### 3<sup>o</sup> Consommation de combustible. Capacité d'adaptation à diverses conditions d'exploitation.

La consommation de combustible des moteurs Diesel rapides est un peu plus élevée que celle des moteurs lents. Par contre les installations de propulsion Diesel-électrique et Diesel à engrenages permettent de choisir la vitesse d'hélice la plus favorable, tandis qu'avec la propulsion Diesel directe, la vitesse choisie est souvent trop élevée afin d'éviter que les moteurs Diesel soient trop lourds et trop chers. Une meilleure adaptation de la vitesse de l'hélice aux caractéristiques du bateau permet de réduire la puissance de propulsion et dans la plupart des cas, de faire plus que compenser l'excédent de consommation des moteurs Diesel rapides. En outre, le bateau à transmission électrique peut n'avoir qu'une hélice dans des cas où, pour des raisons de sécurité par exemple, les bateaux à transmission directe doivent avoir deux hélices, ce qui abaisse le rendement de la propulsion d'environ 5 %.

Les pertes de la transmission électrique sont 6 à 8 % de la puissance de l'hélice alors que celles dans l'engrenage et l'accouplement hydraulique ou électromagnétique d'une transmission par engrenages sont au moins 4 à 4,5 %. Les pertes dues aux paliers porteurs de l'arbre sont plus faibles avec la transmission électrique qu'avec les autres modes de propulsion, l'arbre étant beaucoup moins long. Selon la longueur du bateau et la disposition des machines de propulsion, il y a 6 à 12 paliers de moins. La perte par palier est environ 1/3 % de la puissance transmise. Comme le montre le tableau II, les pertes pour les propulsions Diesel-électriques et Diesel à engrenages entre l'accouplement du moteur Diesel et le palier d'étambot sont pratiquement identiques et seulement de 4 à 5 % plus élevées que celles de la propulsion Diesel directe.

TABLEAU II.

Mode de propulsion	Pertes en % de la puissance de l'hélice			
	dans les paliers porteurs de l'arbre de couche	dans l'engrenage et l'accouplement	dans les machines et les câbles	totales
Diesel direct	2-4	—	—	2-4
Diesel à engrenages	2-4	4-4½	—	6-8½
Diesel électrique	1/3-1	—	6-8	6½-9

La consommation de combustible des trois modes de propulsion à pleine vitesse ne présente pas d'aussi grandes différences qu'on l'admet d'habitude. A vitesse réduite, inférieure à 60 ou 80 % de la pleine vitesse du bateau, la consommation est même plus faible pour la propulsion Diesel-électrique que pour la Diesel directe. La propulsion Diesel-électrique permet en effet autant de vitesses économiques qu'il y a de groupes Diesel-alternateurs de propulsion car à chacune de ces vitesses tous les groupes en service fonctionnent à peu près à pleine charge (fig. 8). Chaque horaire peut être maintenu en naviguant toujours à des vitesses économiques, car si c'est nécessaire, une partie du trajet peut être parcourue à une vitesse supérieure à la vitesse moyenne et une autre à vitesse inférieure

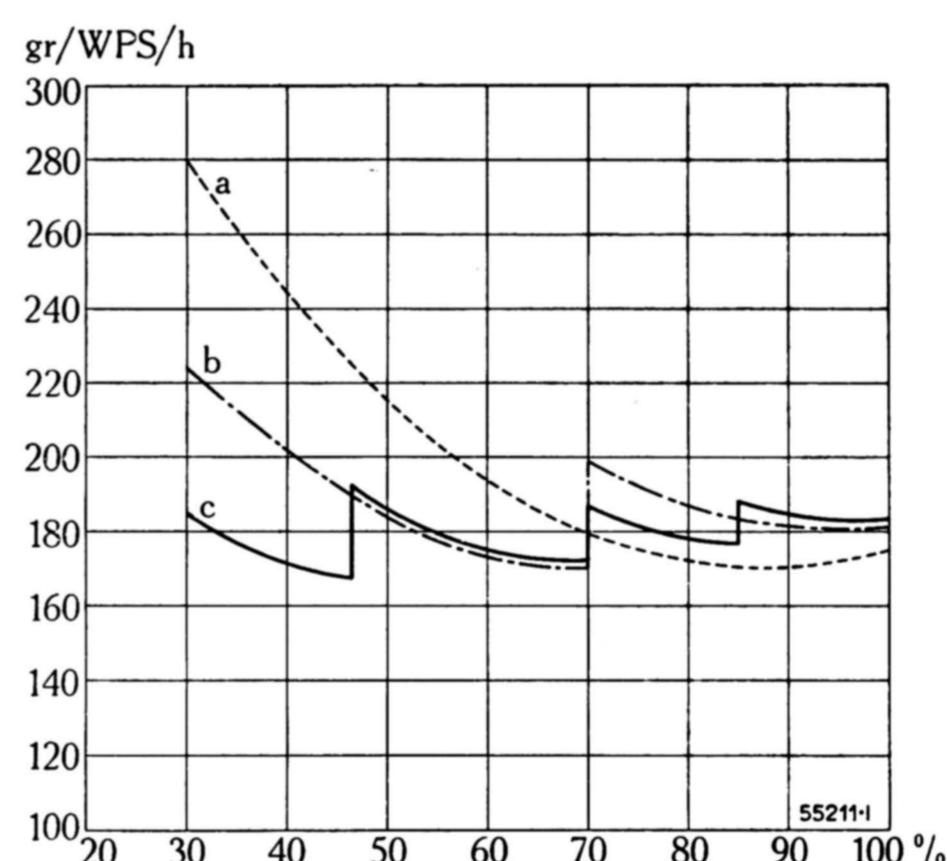


Fig. 8. — Courbe de consommation de combustible d'un cargo de 6500 ch eff à une seule hélice tournant à 125 t/min avec différents modes de propulsion.

a = Propulsion Diesel directe avec un seul moteur Diesel.

b = Propulsion Diesel à engrenage avec deux moteurs Diesel tournant à 320 t/min.

c = Propulsion Diesel-électrique avec quatre groupes Diesel-alternateurs tournant à 360 t/min.

On admet que la consommation de combustible par cheval heure est la même pour les moteurs Diesel des trois variantes, et que les pertes de transmission entre l'accouplement du moteur et le palier d'étambot est de 3 % pour a, de 7 % pour b et de 7,5 % pour c. Comme la propulsion Diesel-électrique est beaucoup plus favorable aux charges partielles que les propulsions mécaniques, la consommation de combustible des bateaux moteurs électriques mesurée pour une longue période (tous les voyages à vitesse réduite y compris) n'est pas moins favorable que celle des autres bateaux de même puissance sur les mêmes parcours.

de façon que les groupes en service fonctionnent toujours à pleine charge. Chaque fois que les bateaux doivent, pour une raison ou pour une autre, naviguer longtemps à vitesse réduite, par exemple dans les canaux, à l'arrivée dans les ports, par brouillard, etc., la propulsion Diesel-électrique est avantageuse.

La subdivision de la puissance primaire en plusieurs unités dans la propulsion Diesel-électrique, non seulement permet une excellente adaptation aux horaires les plus divers, mais encore de fournir suffisamment d'énergie aux services auxiliaires dans des cas exceptionnels. On peut, par exemple, à la place des engins de manutention du bateau, tels que treuils, pompes, etc., installer provisoirement d'autres engins équipés de moteurs triphasés ordinaires et ainsi charger avec l'énergie fournie par le bateau du fret pour lequel le bateau n'est pas spécialement construit.

#### *4<sup>o</sup> Sécurité de fonctionnement; service de réparation; qualités manœuvrières.*

La sécurité de fonctionnement est la condition la plus importante que doit remplir l'installation de propulsion d'un navire. Cette condition sera encore plus nécessaire pour les nouvelles constructions de ces prochaines années, et pour chaque bateau les interruptions de service devront être réduites au minimum. Pour la même raison et également pour réduire les droits de quai, les réparations et les révisions doivent pouvoir être faites rapidement par le personnel de bord et si possible pendant les traversées. La propulsion Diesel-électrique à courant triphasé satisfait le mieux ces conditions.

L'arrêt d'un des groupes Diesel-alternateurs par suite d'avarie de machine n'entraîne pas une interruption de la navigation mais seulement une diminution minime de la vitesse du navire. Les éléments des machines sont beaucoup plus petits que ceux d'une propulsion Diesel directe de même puissance, si bien que, sans gêner le fonctionnement du reste de l'installation, ils peuvent être démontés et réparés avec des moyens assez simples. Par l'emploi d'un seul type de moteur Diesel pour plusieurs de ces bateaux, un armateur peut être assuré que son personnel effectuera correctement les réparations. Si le gros des réparations peut se faire en cours de route, le personnel peut dès l'arrivée au port, prendre ses heures de congé réglementaires.

Les conditions de fonctionnement des moteurs Diesel sont beaucoup plus favorables avec la transmission électrique qu'avec les transmissions mécaniques directes ou par engrenages car les moteurs Diesel peuvent être démarrés à vide et tournent toujours dans le

même sens quelles que soient les manœuvres, les machines électriques assurant le démarrage, l'arrêt et l'inversion de marche de l'hélice. Cela réduit considérablement la consommation d'air comprimé si bien que les compresseurs et les réservoirs d'air comprimés peuvent être beaucoup plus petits que pour la transmission mécanique. C'est surtout la durée des moteurs Diesel et l'intervalle entre les révisions qui sont augmentés puisque le renversement de marche ne se fait plus par injection d'air comprimé froid dans des cylindres chauds ce qui provoque des tensions thermiques dangereuses.

L'expérience a montré que les machines et appareils électriques satisfont parfaitement aux conditions posées, si leur construction et le choix des matériaux tiennent compte des caractéristiques particulières du service de bord. Du reste, les prescriptions des sociétés de classification sont en général plus sévères que celles pour les machines et appareils électriques terrestres et assurent une construction largement dimensionnée et bien comprise. On emploie partout des constructions éprouvées dans les installations terrestres, et munies des protections nécessaires pour le service de bord. Les machines principales sont ventilées en circuit fermé, afin d'éviter qu'elles soient détériorées par l'air marin et les vapeurs d'huile. Des thermomètres dans les conduites d'air chaud et d'air froid ainsi que dans celles d'amenée et de départ de l'eau de refroidissement permettent de contrôler l'efficacité du refroidissement. Les enroulements du stator sont munis de téléthermomètres signalant immédiatement une réduction de l'efficacité du refroidissement par encrassement ou obstruction des tubes réfrigérants. Avec aucun autre mode de propulsion les machines peuvent être aussi bien protégées contre les surcharges par des appareils simples que lorsqu'il y a transmission électrique. Une protection différentielle coupe du réseau et désexcite toute machine électrique siège d'une perturbation avant que des dégâts se soient produits. Les réparations peuvent facilement être faites par le personnel de bord; même le remplacement des enroulements peut être fait sur place, grâce à la grande simplicité du démontage.

Actuellement, non seulement les alternateurs mais encore les moteurs de propulsion sont, en général, des machines synchrones. Le moteur de propulsion synchrone est plus léger et plus économique que le moteur asynchrone. Il peut surtout être construit avec un entrefer relativement grand (jusqu'à 6 mm) et est donc de fonctionnement particulièrement sûr même par mauvais temps (n'est pas sujet à détério-

ration par déplacements de l'arbre). Un moteur spécial pour la marche à vitesse réduite et surtout comme réserve, monté à côté du moteur principal comme sur le «Wuppertal», n'a plus été considéré comme nécessaire pour les installations de propulsion Diesel-électrique construites ultérieurement. Pour le démarrage et les inversions de marche les moteurs de propulsion sont munis d'un fort enroulement asynchrone. Les manœuvres peuvent ainsi être effectuées simplement et en toute sécurité.

Pour les interrupteurs principaux des alternateurs il est avantageux d'employer des disjoncteurs pneumatiques, caractérisés par leur poids et leur encombrement réduit ainsi que par leur grande sécurité de fonctionnement et l'absence d'huile. Ces interrupteurs sont insensibles aux inclinaisons du bateau et conviennent particulièrement bien pour la commande à distance. Les disjoncteurs et les moteurs Diesel employant de l'air comprimé à peu près à la même pression, leurs installations d'air comprimé peuvent être reliées et se servir mutuellement de réserve. Tous les appareils nécessaires pour le démarrage, l'arrêt et le renversement du moteur de propulsion ainsi que pour le réglage de la vitesse du navire peuvent être actionnés du pupitre de manœuvre. Tous les instruments, de mesure et tous les appareils de signalisation nécessaires au contrôle du fonctionnement y sont aussi réunis. L'exécution et le contrôle des manœuvres sont ainsi particulièrement simples. Les instruments permettent un contrôle permanent de chacune des machines. L'expérience a montré que les installations de propulsion électrique demandent beaucoup moins de travaux de révision que celles des autres modes de propulsion.

Pour l'inversion de marche avec moteur asynchrone, Brown Boveri a introduit un procédé, selon lequel la plus grande partie de la puissance de freinage est absorbée par des résistances et non plus par le moteur. Ce procédé repose sur le fait que l'effet de freinage de l'hélice est très efficace au début de la manœuvre, si l'hélice est arrêtée ou tourne lentement en avant. Le moteur de propulsion est tout d'abord coupé des alternateurs puis son enroulement triphasé branché sur des résistances pour le freinage électrique; il fonctionne alors comme alternateur avec excitation presque normale. Selon la grandeur de l'excitation et des résistances, le moteur est freiné plus ou moins rapidement. Ce n'est que lorsque le bateau a perdu suffisamment de vitesse par ce freinage, ce que l'on constate par la baisse du courant du moteur, que le moteur de propulsion est de nouveau commuté des résistances sur les alternateurs, et la marche en asyn-

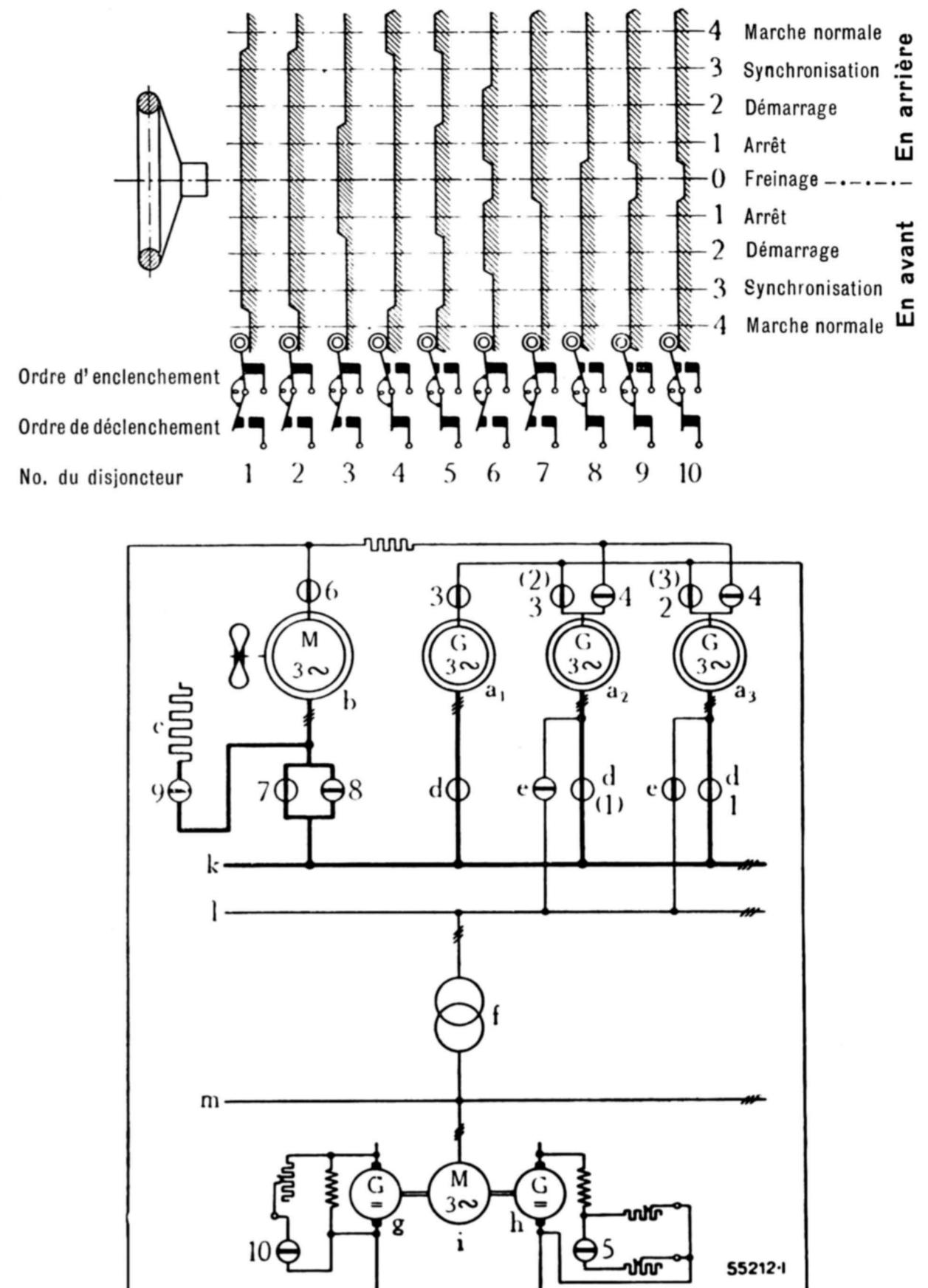


Fig. 9. — Schéma de connexions de propulsion Diesel-électrique avec freinage synchrone du moteur de propulsion.

La position des interrupteurs correspond à la position 4 «en avant» du volant de manœuvre. Grâce à ce procédé de renversement de marche, les alternateurs et les moteurs de propulsion sont soumis à des contraintes thermiques moins fortes que par l'inversion de marche asynchrone pure. Ce dispositif d'inversion de marche est simple et permet d'effectuer, sans surcharger les équipements de propulsion, un grand nombre de manœuvres successives.

- 1 = Interrupteur principal de l'alternateur prévu pour alimenter aussi le réseau auxiliaire.
- 2 et 3 = Interrupteurs pour l'excitation par l'excitatrice des alternateurs.
- 4 = Interrupteur pour l'excitation par l'excitatrice du moteur.
- 5 = Interrupteur pour la surexcitation de l'excitatrice des alternateurs.
- 6 = Interrupteur de l'excitation du moteur de propulsion.
- 7 = Interrupteur principal du moteur de propulsion pour la marche en avant.
- 8 = Interrupteur principal du moteur de propulsion pour la marche en arrière.
- 9 = Interrupteur d'enclenchement de la résistance de freinage.
- 10 = Interrupteur d'ajustage du courant de freinage.
- $a_1, a_2, a_3$  = Groupe Diesel-alternateur.
- b = Moteur synchrone de propulsion.
- c = Résistance de freinage.
- d = Interrupteur principal des alternateurs.
- e = Interrupteur pour l'alimentation du réseau auxiliaire, soit par l'alternateur  $a_2$ , soit par les alternateurs  $a_3$  selon la position d'un sélecteur.
- f = Transformateur.
- g = Excitatrice du moteur.
- h = Excitatrice des alternateurs.
- i = Moteur du groupe d'excitation.
- k = Réseau de propulsion.
- l = Réseau auxiliaire haute tension.
- m = Réseau auxiliaire basse tension.

chronique en sens inverse commence. Comme le courant absorbé est plus grand que le courant nominal seulement lors de la très brève accélération du moteur en asynchrone, les machines de propulsion sont soumises

à des contraintes thermiques beaucoup plus faibles avec ce procédé qu'avec l'inversion de marche asynchrone pure. Plusieurs manœuvres successives ne surchargent donc pas l'installation de propulsion. Le passage du freinage en alternateur à l'inversion de marche asynchrone peut se faire plus ou moins tôt selon que l'on attache plus d'importance à avoir un parcours d'arrêt aussi court que possible ou une faible contrainte de l'installation. Un renversement trop rapide de l'hélice provoquant des ébranlements de l'arrière du bateau, est sûrement évité avec ce procédé. La durée des manœuvres est très courte et le bateau peut être arrêté plus sûrement et plus simplement qu'avec n'importe quel autre procédé de renversement de marche. La figure 9 fait ressortir la simplicité de la commande du moteur de propulsion avec ce procédé.

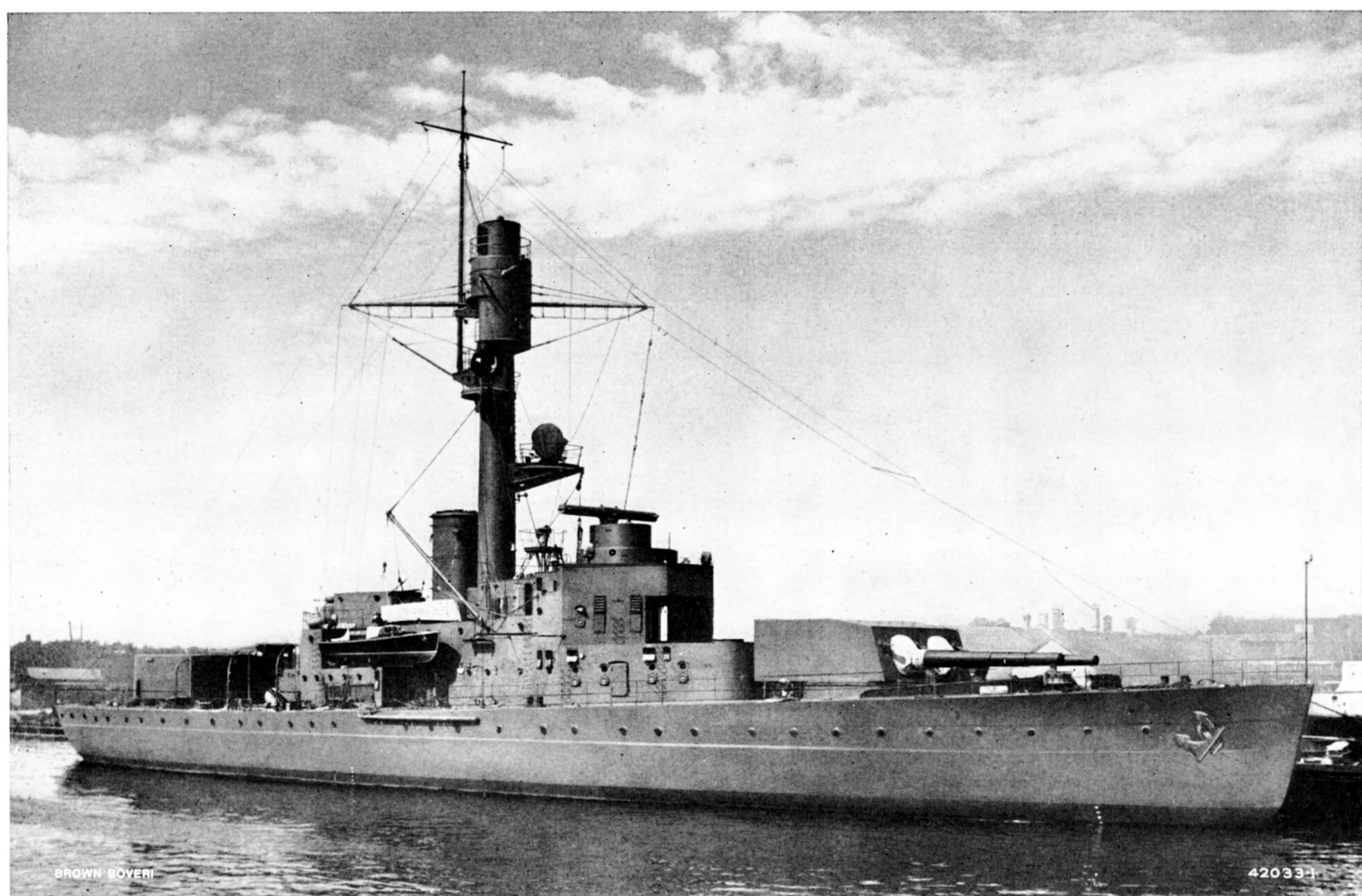
Cet exposé montre que du point de vue sécurité de fonctionnement, la propulsion Diesel-électrique est sans aucun doute la meilleure. La sécurité de fonctionnement peut encore être augmentée si chaque groupe Diesel-alternateur avec son groupe d'excitation, son transformateur et ses interrupteurs, est placé dans un compartiment séparé des autres par des parois

étanches et résistantes au feu. Si un compartiment est rendu inutilisable par l'eau ou par le feu, les machines des compartiments non avariés peuvent poursuivre sans interruption, l'alimentation du moteur de propulsion et du réseau auxiliaire. La propulsion Diesel-électrique convient donc particulièrement bien pour les navires de guerre à cause de la répartition des machines de propulsion en plusieurs compartiments séparés et de la possibilité de naviguer économiquement à diverses vitesses. Mentionnons encore pour finir qu'il est facile, avec la propulsion par moteur synchrone, de donner aux hélices d'un bateau à plusieurs arbres un mouvement synchrone sans machines auxiliaires et de façon que le mouvement des hélices de gauche soit l'image de celui de droite; ce qui réduit fortement les vibrations du bateau.

Nous n'avons parlé dans cet article que de bateaux jusqu'à 8000 ch. Il va sans dire que la propulsion Diesel-électrique à courant triphasé convient aussi pour des bateaux plus grands et des puissances à l'arbre plus élevées; il suffit d'augmenter le nombre de groupes travaillant en parallèle.

(MS 890)

*Th. Egg. (J. C.)*



Garde-côtes-cuirassé «Ilmarinen» de la marine finnoise, avec propulsion Diesel-électrique à courant continu.

Toute l'installation de propulsion de ce bateau (machines principales et auxiliaires) a été livrée par nos Usines de Baden comme celle du bateau du même type «Wäinämöinen». Nous avons également livré l'installation de propulsion électrique en plongée de divers sous-marins de la marine finnoise et de nombreuses machines auxiliaires.

## UNE CONSTRUCTION SPÉCIALE DE LA CHAUDIÈRE VELOX POUR LA MARINE.

Indice décimal 621.181.139

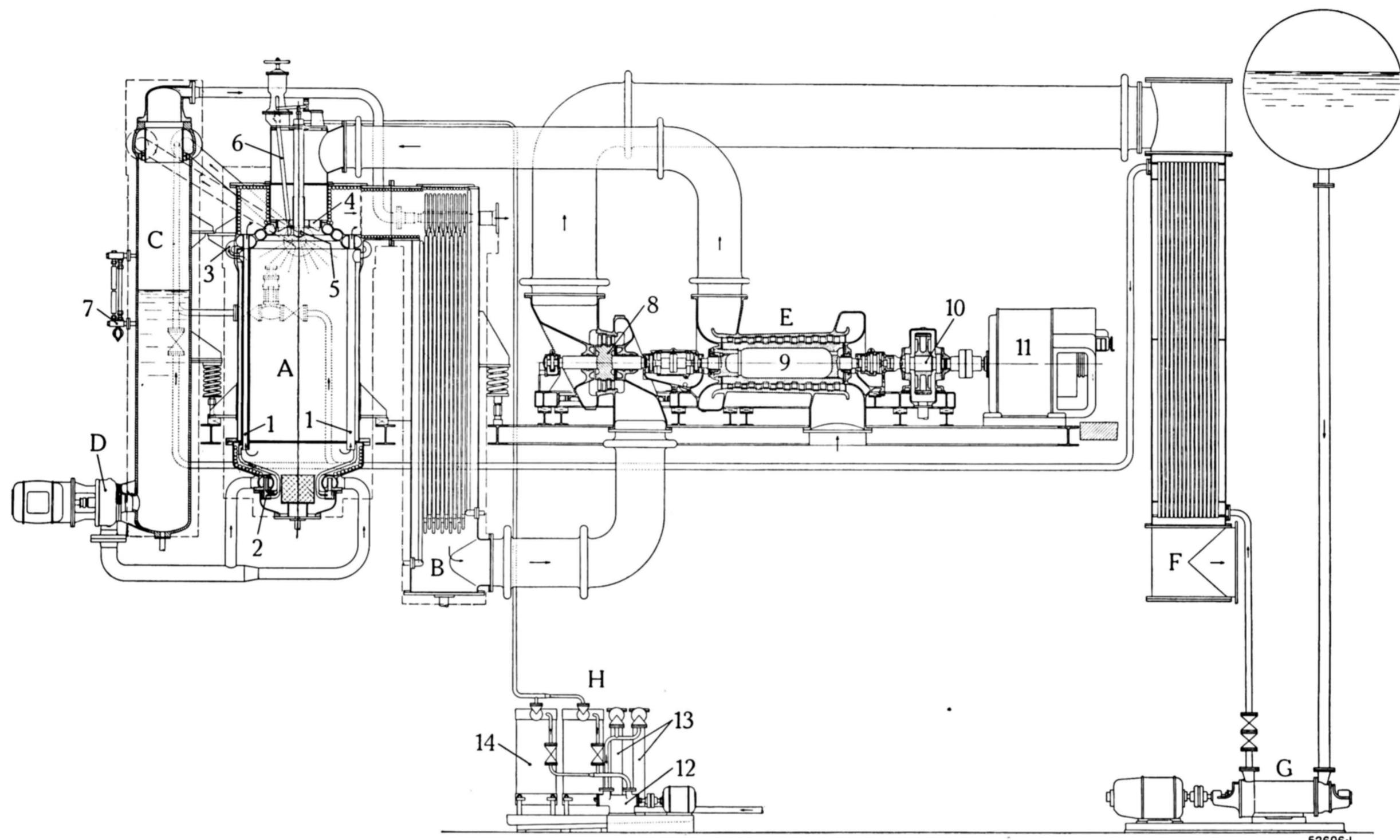


Fig. 1. — Construction normale de la chaudière Velox pour des puissances de 10 à 150 t/h.

A = Chambre de combustion.

1 = Tube évaporateur.

2 = Entrée de l'eau de circulation.

3 = Sortie du mélange eau-vapeur.

4 = Corps à tourbillon; entrée de l'air de combustion.

5 = Brûleur.

6 = Allumeur.

B = Surchauffeur.

C = Séparateur.

7 = Indicateur de niveau d'eau.

D = Pompe de circulation.

E = Groupe de suralimentation.

8 = Turbine à gaz.

9 = Compresseur.

10 = Train d'engrenages.

11 = Moteur de démarrage et de réglage.

F = Préchauffeur.

G = Pompe d'alimentation.

H = Alimentation en combustible.

12 = Pompe à combustible.

13 = Filtre.

14 = Réchauffeur.

Les chaudières Velox ont un rendement supérieur à celui des chaudières ordinaires. Elles ont un poids et un encombrement notablement plus faibles, le réglage est complètement automatique et leur mise en service ne demande que quelques minutes. Ces caractéristiques sont obtenues grâce à la combustion sous pression et à la très grande vitesse des gaz chauds qui produisent une transmission de chaleur très élevée, ainsi que grâce à la circulation forcée de l'eau et à la séparation de la vapeur et de l'eau par centrifugation.

Un élément particulier de la chaudière Velox est la turbine à gaz qui est entraînée par les gaz chauds sous pression et qui fournit la puissance nécessaire au compresseur sans emprunter d'énergie à l'extérieur.

*La construction des Velox, qui a donné d'excellents résultats dans les installations stationnaires, peut être employée telle quelle pour la marine si l'on fait abstraction des exigences spéciales dans certains cas. Bien que le poids et l'encombrement de ces chaudières soient déjà très inférieurs à ceux des chaudières marines ordinaires, nous avons mis au point une nouvelle construction, qui joint à une grande simplicité de ses éléments, un encombrement et un poids encore plus faibles et qui sera appréciée partout où des machines de puissance relativement élevée doivent être installées dans les compartiments serrés des bateaux.*

La chaudière Velox n'est pas employée sur les bateaux en aussi grande quantité que ses qualités indiscutables particulièrement appropriées à la marine le faisaient entrevoir. L'extension de ces chaudières aurait été plus rapide, si on avait laissé les chantiers navals les construire, et si les armateurs avaient eu l'occasion de former leur jugement sur un plus grand nombre d'équipements. Il semble que maintenant pour la Velox, comme auparavant pour le moteur Diesel

il faille un certain temps pour que les armateurs et les chantiers maritimes en voient et en reconnaissent les avantages.

Les Velox se sont, en revanche, relativement vite introduites dans les installations stationnaires. Non seulement il y a plus de 75 installations en service avec une production totale de 2,5 millions de kilogrammes de vapeur par heure, mais encore des installations qui fonctionnent déjà depuis plus de 40 000 heures. Il est bon de rappeler ici ces faits, car sur les bateaux de commerce et les grands bateaux de guerre, on n'applique que les constructions qui ont donné de bons résultats dans les installations stationnaires. Comme dernièrement<sup>1)</sup> on a déjà parlé en détail de

<sup>1)</sup> Revue Brown Boveri d'août-septembre 1941, p. 221.

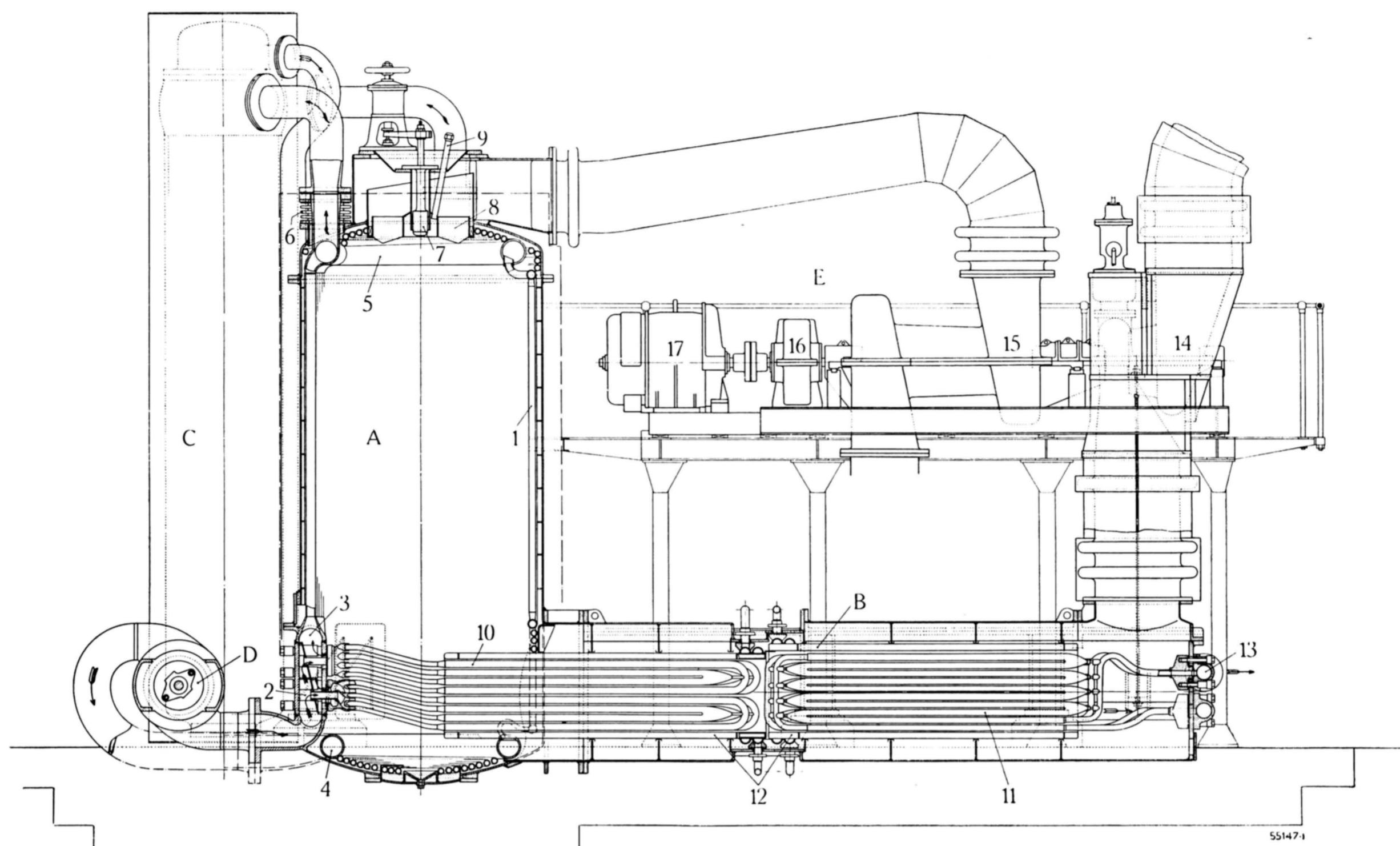


Fig. 2. — Construction spéciale de la chaudière Velox pour les installations devant avoir un encombrement et un poids minimum.

A = Chambre de combustion.  
 1 = Revêtement des parois.  
 2 = Introduction de l'eau de circulation.  
 3 = Sortie du mélange eau-vapeur.  
 4 = Conduite distributrice de l'eau de circulation.  
 5 = Tube collecteur du mélange eau-vapeur.  
 6 = Tube à soufflet à la sortie du mélange eau-vapeur.

7 = Brûleur.  
 8 = Corps à tourbillon.  
 9 = Allumeur.  
 B = Bâti horizontal de l'évaporateur et du surchauffeur.  
 10 = Tube évaporateur.  
 11 = Faisceau du surchauffeur.  
 12 = Revêtement des parois.  
 13 = Sortie de la vapeur vive.  
 C = Séparateur.  
 D = Pompe de circulation.  
 E = Groupe de suralimentation.  
 14 = Turbine à gaz.  
 15 = Compresseur.  
 16 = Train d'engrenages.  
 17 = Moteur de démarrage et de réglage.

Cette construction spéciale permet un poids et un encombrement minimes; elle est employée partout où ces deux caractéristiques sont spécialement désirées.

cette construction, nous n'en donnons ici qu'une coupe (fig. 1) et rappelons brièvement les dernières améliorations qui y ont été apportées. Ces améliorations concernent surtout la disposition des éléments évaporateurs et surchauffeurs. Au lieu de mettre ces éléments l'un dans l'autre et de les placer tous deux dans la chambre de combustion, on les a séparés, comme dans les premières Velox, et le surchauffeur est placé dans un bâti spécial à l'extérieur de la chambre de combustion. Le parcours des gaz est ainsi plus long, si bien que la section des tubes à gaz peut être plus grande pour une même vitesse des gaz, ce qui évite l'obturation par des dépôts de scories. Les surchauffeurs sont alors parcourus par des gaz dont la température n'est pas un danger pour les tubes. Enfin, le revêtement de briques entre les éléments évaporateurs et l'enveloppe de la chambre de combustion servant d'isolation thermique supplémentaire, est remplacé par une paroi de tôle, refroidie par l'air de combustion.

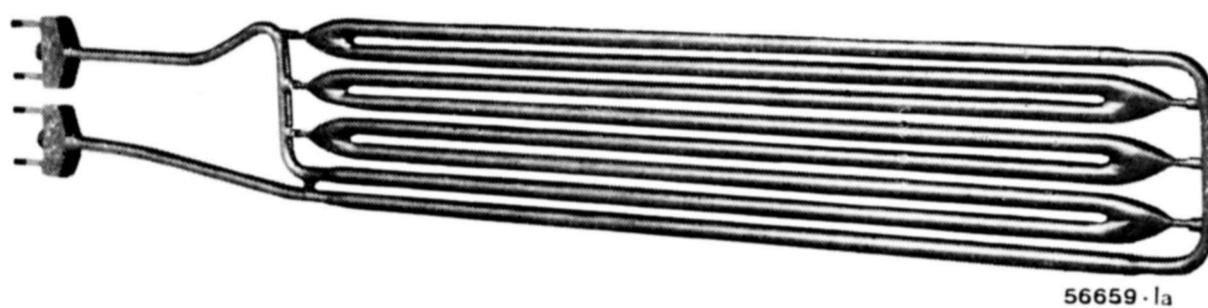
Ces modifications ont toujours été motivées par des expériences faites avec du combustible de mauvaise qualité, ou de l'eau d'alimentation impropre à cet usage, donc par des faits qui ne sont épargnés à aucun genre de chaudière à ses débuts. En re-

vanche, il n'y eut, peut-on dire, aucune difficulté attribuable à la construction ou au fonctionnement particulier de la Velox. On trouva dès le début, les constructions convenant aux conditions spéciales qu'entraînent la combustion sous pression, la transmission de chaleur très élevée ainsi que les systèmes de circulation et de séparation de l'eau et de la vapeur; ces constructions sont encore aujourd'hui employées telles quelles. Cette remarque est spécialement valable pour les groupes de charge composés d'une turbine à gaz et d'un compresseur axial, et qui maintenant ne sont pas seulement employés pour les Velox, mais encore avec la même construction, dans bien d'autres procédés utilisant la suralimentation.

Comme nous l'avons déjà dit, la construction ordinaire des Velox stationnaires est aussi indiquée pour la marine. Toutefois, si de grandes puissances doivent être installées dans des compartiments de relativement faibles dimensions et s'il est très important de réduire le poids, une construction spéciale de la Velox (fig. 2) aura la préférence. Pour diminuer la hauteur, on a enlevé de la chambre de combustion tout ce qui ne sert pas directement à la combustion et à la production des gaz chauds. La chambre de combustion n'est plus qu'un réservoir en tôle, résistant

à la pression, garnie de tubes évaporateurs et sur le couvercle duquel sont fixés le brûleur et le corps à tourbillon pour l'admission de l'air. La partie principale des surfaces d'évaporation est alors installée dans un bâti horizontal qui est raccordé à l'extrémité inférieure de la chambre de combustion. Un bâti semblable contient le surchauffeur. Comme ces bâti ont une faible hauteur, ils peuvent être placés sous le plancher de service sur lequel est installé le groupe de charge. La longueur de ce groupe fixe ainsi la longueur de ces deux bâti.

On simplifie autant que possible les divers éléments. Les éléments évaporateurs horizontaux sont formés de simples tubes balayés à l'extérieur par les gaz chauds et dont l'entrée de l'eau et la sortie du mélange eau vapeur de chaque tube se font dans une pièce d'extrémité commune (fig. 5). Les pièces



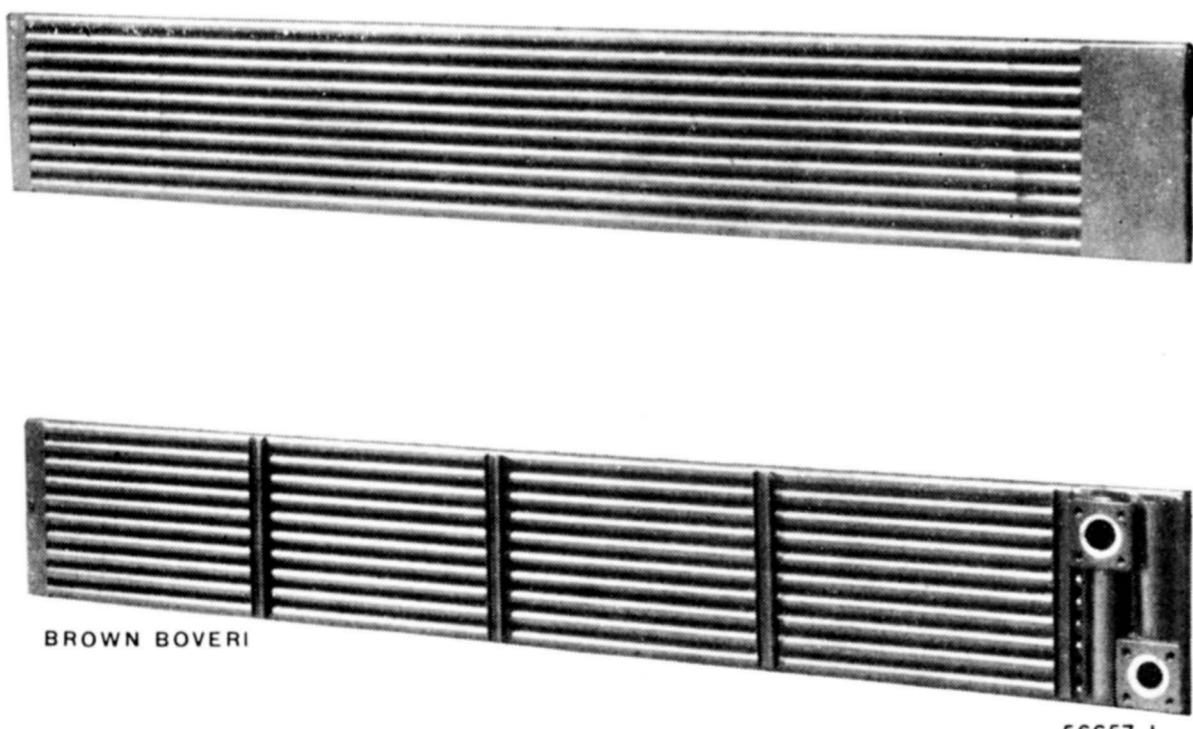
56659-1a

Fig. 3. — Eléments du surchauffeur.

Chaque élément du surchauffeur est formé de plusieurs faisceaux de tubes qui sont maintenus en place par des douilles guidées par des tiges fixes.

d'extrémité de tous les éléments sont fixées dans le collecteur commun comme d'ordinaire dans les Velox. Afin de ne devoir visser chaque élément qu'une fois, l'eau est amenée par une tubulure concentrique à la sortie du mélange eau vapeur. 60 à 70 % de la quantité totale de vapeur est produit dans les éléments évaporateurs, le reste dans les divers revêtements des parois, c'est-à-dire dans les parois formées de tubes qui remplacent les maçonneries employées dans les chaudières ordinaires.

Les revêtements des parois (fig. 4) sont aussi composés d'éléments interchangeables formés par plusieurs tubes serrés l'un contre l'autre et réunis aussi par une pièce commune d'entrée et de sortie.



BROWN BOVERI

56657-1

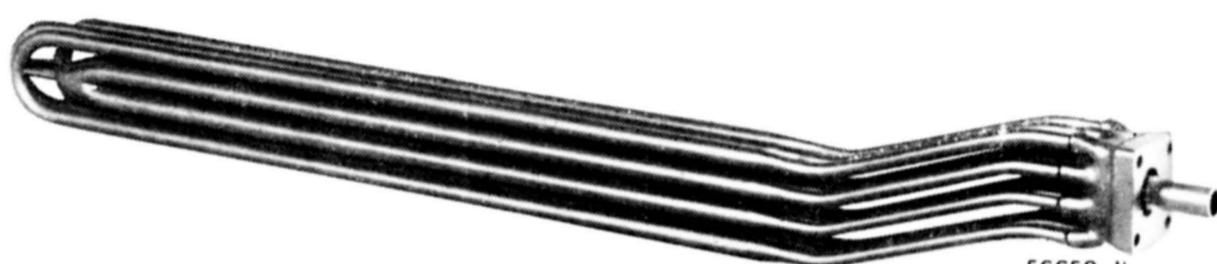
Fig. 4. — Revêtement tubulaire des parois de la chaudière Velox de la figure 2.

Les revêtements des parois de la chaudière de combustion et du bâti de l'évaporateur et du surchauffeur sont formés de tubes dont plusieurs placés côte à côte forment un élément.

En outre, il est avantageux que le revêtement des parois du bâti des surchauffeurs serve d'évaporateur. La quantité de chaleur transmise dans le surchauffeur est ainsi augmentée, si bien que la température des gaz à l'entrée du surchauffeur peut être choisie plus élevée. Le surchauffeur peut alors être plus petit et la baisse de la température de surchauffe lorsque la puissance diminue, est négligeable.

La construction du surchauffeur est exactement la même que dans les chaudières stationnaires (fig. 3). Une particularité des éléments du surchauffeur est la construction permettant une libre dilatation des tubes et leur fixation par des douilles coulissant dans des tiges fixes. Ces douilles sont soudées aux tubes et donc protégées contre un échauffement exagéré.

La fabrication des éléments du préchauffeur peut aussi être simplifiée (fig. 6). En allongeant le par-



56659-1b

Fig. 5. — Eléments évaporateurs de la chaudière Velox de la figure 2.

Chaque élément se compose de six tubes en forme d'épingle à cheveux dont l'entrée et la sortie sont fixées dans une pièce d'extrémité commune qui est vissée par quatre solides boulons aux collecteurs de la chambre de combustion. Toutes les surfaces de chauffe de la Velox sont interchangeables et peuvent être mises en stock, prêtes à être installées.

cours des gaz, soit que le préchauffeur s'enfonce plus profondément dans la cheminée, soit qu'il soit à double voie, le « diamètre réduit » ou ce qui revient au même, la distance entre les tubes peut être augmentée. On peut alors choisir la distance entre les éléments suffisamment grande, pour que les pièces plates reliant une extrémité de tube à une autre puissent être remplacées par deux tubes transversaux, un en haut et un en bas, pour tous les tubes d'un élément. Les extrémités étirées des tubes longitudinaux sont soudées dans les tubes transversaux. Tandis qu'auparavant la plupart des éléments de préchauffeurs étaient branchés en parallèle, la température de l'eau d'alimentation atteignant son maximum après avoir parcouru un élément dont les tubes étaient connectés en série; les éléments sont maintenant en série et leurs tubes en parallèle, le chauffage de l'eau est alors réparti entre plusieurs éléments.

Il est important dans les bateaux d'avoir le moins possible de conduites. Dans cette

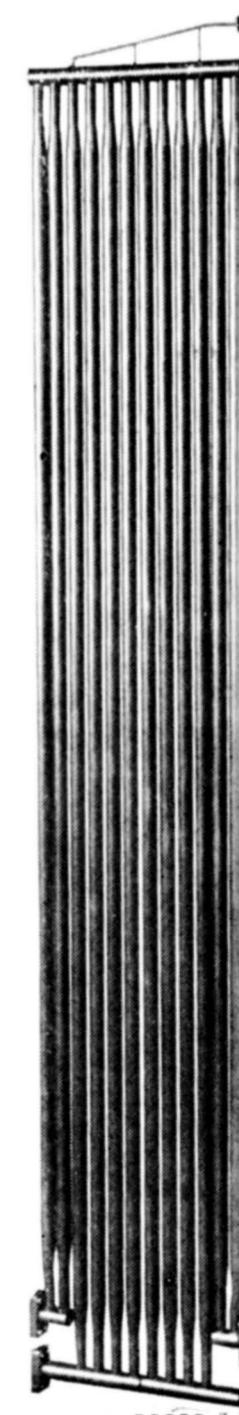


Fig. 6. — Eléments préchauffeurs.

L'entrée et la sortie de l'eau se trouvent à la même extrémité de l'élément, si bien que les tubes peuvent se dilater librement dans une direction. Il est avantageux de choisir une disposition telle que le nombre des tubes parcourus par l'eau en sens inverse de l'écoulement des gaz chauds soit le plus grand.

Les éléments d'un réchauffeur sont branchés en série.

56658-1

construction de la Velox, les conduites extérieures se réduisent à celles reliant la chambre de combustion au séparateur et à la pompe de circulation. Quelques autres tubes de connexion sont des surfaces de chauffe à l'intérieur de la chaudière ou peuvent être placés dans une enveloppe. Une construction spéciale permet d'avoir des tubes de connexion à l'extérieur très courts. Auparavant, pour tenir compte des différences de dilatation de l'enveloppe de la chambre de combustion, du séparateur, des pompes et des tubes on employait de longues conduites ou des presse-étoupe. Dans cette nouvelle construction de la Velox, toutes les conduites parcourues par l'eau de circulation, le mélange eau-vapeur et la vapeur saturée, qui, par la nature des choses, ont la même température, sont reliées rigidement les unes aux autres, et, pour les laisser se dilater librement par rapport à la chambre de combustion et aux autres bâtis, leurs liaisons avec ces bâtis sont assurées par des tubes à soufflet.

Les éléments de la Velox non mentionnés dans ce qui précède sont les mêmes que dans la cons-

canal transversal. Si le groupe de charge est placé sur le bâti de l'évaporateur et du surchauffeur, on doit prendre garde qu'il y ait assez de place pour lever le couvercle et pour démonter les éléments de l'évaporateur et du surchauffeur. Comme le poids du couvercle ou de ces éléments ne dépasse pas 200 kg, même pour les plus grandes unités et que leurs dimensions sont faibles, l'espace qu'il faut laisser libre au-dessus des bâtis est déterminé presque uniquement par l'accès nécessaire au démontage. Le tableau I donne l'encombrement et la hauteur totale de la construction. L'encombrement du préchauffeur, dont la grandeur et le genre de montage changent dans chaque cas, n'est pas compris, les valeurs du tableau sont donc aussi bien valables pour les chaudières légères de la marine de guerre que pour les chaudières à rendement élevé des marines de commerce.

La faible largeur des chaudières permet d'en monter deux côté à côté même sur les bateaux les plus étroits, et plusieurs sur les bateaux plus larges, tout en ayant encore suffisamment de place pour des réser-

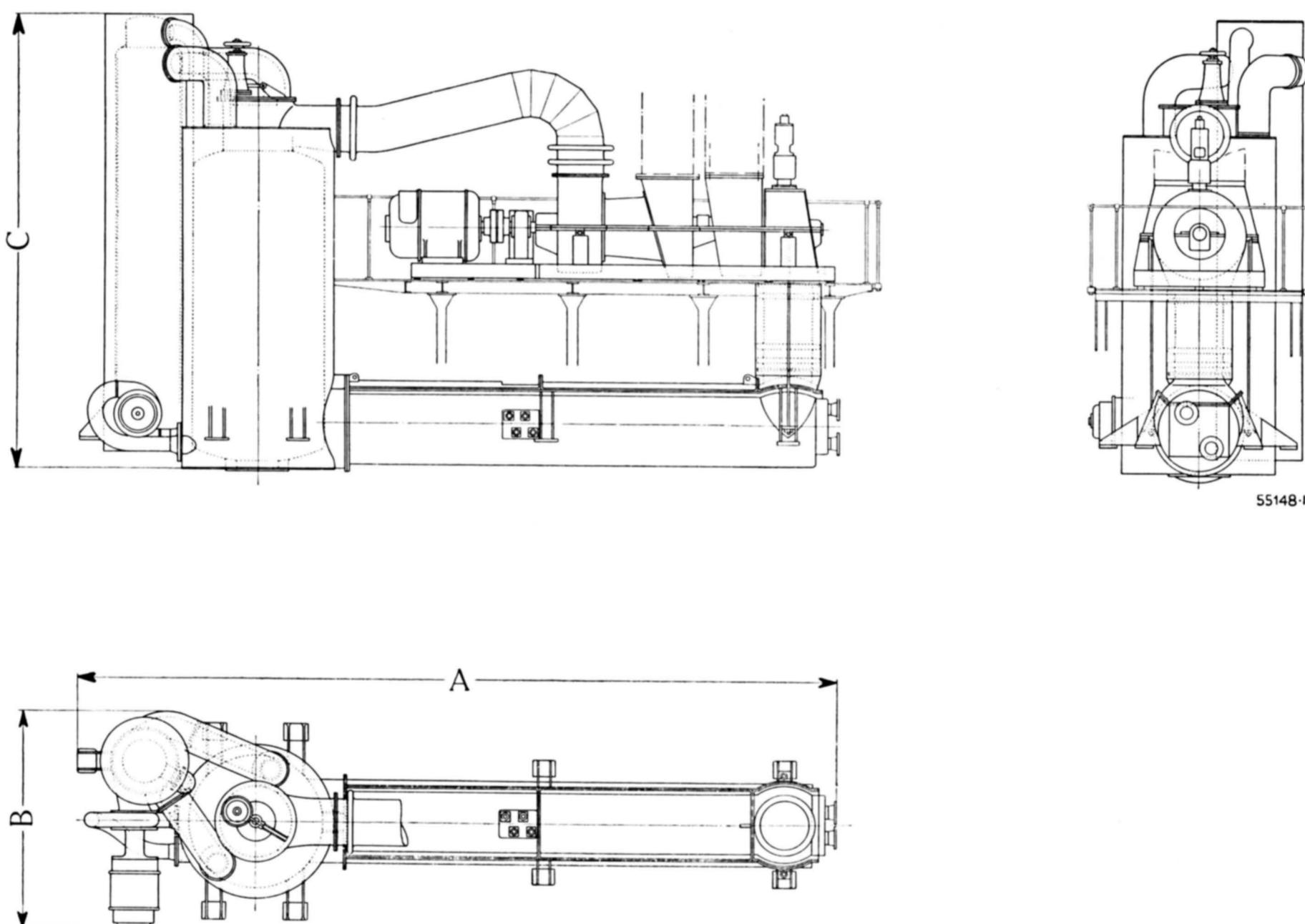


Fig. 7. — Vue d'une chaudière Velox selon la figure 2, avec évaporateur et surchauffeur dans un bâti commun.

La disposition la plus simple est celle dans laquelle le groupe de suralimentation est installé directement au-dessus du bâti de l'évaporateur et du surchauffeur.

Les dimensions principales sont données dans le tableau I.

truction normale de la figure 1. Les caractéristiques de fonctionnement sont aussi les mêmes. La nouvelle disposition n'a pas apporté de modifications essentielles, si bien que les expériences faites avec la construction normale sont aussi valables pour la nouvelle. La disposition la plus simple est obtenue par l'installation de l'évaporateur et du surchauffeur l'un derrière l'autre dans le même bâti (fig. 2 et 7). Si la longueur du compartiment ne permet pas cette disposition, l'évaporateur et le surchauffeur peuvent être placés dans deux bâtis côté à côté reliés par un

TABLEAU I.  
Encombrement des chaudières Velox avec évaporateur et économiseur dans un bâti commun (fig. 7).

Puissance continue maximum	Dimensions en mm		
	Longueur A	Largeur B	Hauteur C
20 t/h	7 800	2 200	5 000
40 t/h	8 800	2 400	5 500
60 t/h	9 500	2 500	6 000
100 t/h	10 500	2 750	6 500

voirs à combustible latéraux. La disposition la plus commode est réalisée par l'installation dans le même *compartiment de la chaudière et des machines*. Des exemples de cette disposition sont donnés dans l'article «*Turbines marines Brown Boveri pour la propulsion de navires marchands*» aux pages 232 et 233 de ce numéro.

Comme nous l'avons déjà dit, l'évaporateur et le surchauffeur, si la longueur disponible est faible, peuvent être placés côté à côté au lieu d'être l'un derrière l'autre. Les deux bâts nécessaires dans ce cas sont reliés par un canal transversal; le groupe de charge est placé au-dessus du surchauffeur à côté de la chambre de combustion.

Les poids approximatifs, par kilogramme du débit horaire maximum, des installations Velox avec évaporateur et surchauffeur dans un bâti commun sont donnés dans le tableau II pour divers débits, rendements, pressions de vapeur et températures de surchauffe. Ce tableau montre que les poids des installations Velox sont extraordinairement faibles, et qu'ils sont encore inférieurs à ceux des chaudières de construction normale même lorsque ces chaudières sont forcées et travaillent donc avec un mauvais rendement.

Souvent on croit que des poids et dimensions particulièrement faibles entraînent des contraintes élevées du matériel. Cette conclusion est fausse. Aussi bien les contraintes thermiques que les contraintes mécaniques ne sont pas plus élevées dans les chaudières Velox que dans les chaudières ordinaires, mais elles sont encore notablement plus faibles que dans les chaudières marines dont la puissance maximum n'est obtenue qu'en forçant la chaudière. Les puissances spécifiques élevées sont atteintes dans les Velox grâce

TABLEAU II.

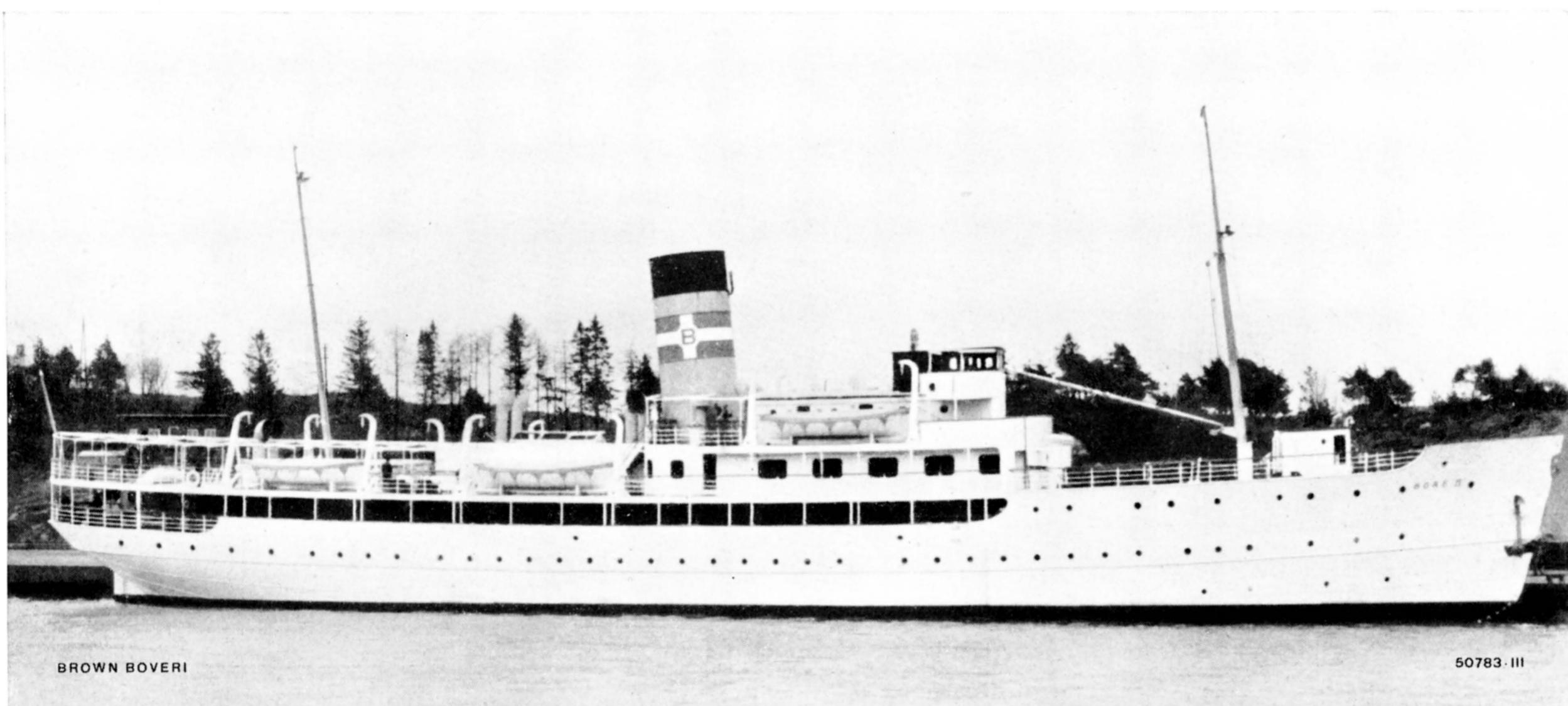
**Poids en ordre de marche de chaudières Velox avec évaporateur et surchauffeur dans un bâti commun, c'est-à-dire, avec plein d'eau et d'huile, et toutes les machines auxiliaires, moins la pompe d'alimentation.**

	Construction légère avec petit préchauffeur	Construction normale (plus lourde) avec grand préchauffeur
Rendement de l'installation en % . .	86 à 87	91,5 à 92,5
Pression de la vapeur en kg/cm <sup>2</sup> .	40	75
Surchauffe en °C .	400	420
<b>Poids en kilogrammes</b>		
par kilogramme de débit horaire maximum de vapeur		
Pour un débit continu de 20 t/h		
40 t/h	1,12	1,25
60 t/h	0,94	1,05
100 t/h	0,80	0,90
	1,50	1,70
	1,25	1,40
	1,10	1,25
	0,90	1,00

à la combustion sous pression et à la vitesse élevée des gaz qui réduisent les dimensions de tous les éléments mais n'ont aucune influence sur la température. La durée d'une Velox est au moins aussi longue que celle d'une chaudière ordinaire, et ses frais d'entretien sont plus faibles. Aucun autre type de chaudière n'égale la Velox en ce qui concerne le rendement, la simplicité de la manœuvre et la rapidité de la mise en service.

(MS 887)

*W. G. Noack. (J. C.)*



Paquebot «Bore II» de la Société des Armateurs «Ångfartygsaktiebolaget Bore» à Åbo (Finlande). Premier bateau à moteur équipé exclusivement de chaudières Velox.

L'installation des chaudières comprend deux chaudières Velox débitant chacune 8 t/h de vapeur à 16 kg/cm<sup>2</sup> abs et 320 °C. Il s'agit d'un bateau qui reste au port le jour. Les chaudières ordinaires doivent pendant ces arrêts être maintenues sous pression. Les chaudières Velox, en revanche, peuvent être mises en service peu avant le départ.

## ÉTUDE DE LA RÉPARTITION DES PRESSIONS ET DES DÉBITS LORS DE SURCHARGE DE TURBINES MARINES.

Indice décimal 621.125.013

*Les points les plus favorables pour l'admission additionnelle de vapeur peuvent être déterminés par une série de calculs ; mais les calculs numériques de la répartition de la pression dans les parties de la turbine et des divers débits partiels de vapeur sont longs et ennuyeux.*

*C'est pourquoi ont été mis au point de nouveaux procédés graphiques qui permettent de résoudre avec simplicité et élégance les problèmes liés à l'admission de vapeur additionnelle.*

### INTRODUCTION.

Une turbine marine, qui doit travailler avec des puissances et des vitesses très variables, est toujours conçue comme une turbine à admissions multiples de vapeur. On connaît divers systèmes permettant l'admission de la vapeur additionnelle dans les turbines marines lors de surcharges relativement élevées. Il s'agit essentiellement d'injection de vapeur soit dans la chambre de la roue à action, soit en d'autres points après cette chambre. Chaque admission de vapeur vive en un point intermédiaire provoque une modification de l'état initial et final de la détente de la vapeur dans l'aubage, ce qui influence beaucoup le débit de vapeur. Il s'ensuit un décalage dans la répartition des chutes de pression et de température et de la puissance entre les différents éléments de la turbine, ce qui agit aussi sur le rendement de l'installation.

L'admission de vapeur additionnelle doit se faire d'une part le plus près possible de la chambre de la roue à action afin d'éviter les pertes par laminage de la vapeur vive, mais d'autre part, pour assurer une grande capacité de surcharge et empêcher que le rendement des étages précédents devienne trop mauvais, il faut que cette admission soit aussi éloignée que possible du premier groupe d'aubage.

Le système le plus économique d'admission ne peut être déterminé qu'après avoir établi la répartition des pressions et des débits pour divers cas de charge possibles et fait le calcul thermodynamique des consommations de vapeur correspondantes.

C'est pourquoi on eut l'idée de mettre au point une méthode de calcul simple, permettant de déterminer avec une précision suffisante les variations de débit et de pression lors d'admissions additionnelles de vapeur. Ce nouveau calcul a comme base la relation connue «la loi des débits»<sup>1)</sup>.

<sup>1)</sup> A. Stodola: «Turbines à vapeur et à gaz», 2<sup>ème</sup> édit. française, p. 255.

Les symboles employés dans la suite ont les significations suivantes :

$G$  = Débit partiel de vapeur traversant la turbine.

$G_0$  = Débit de vapeur à pleine charge (les soupapes de surcharge sont fermées).

$G_a$  = Débit de vapeur traversant les tuyères et l'aubage à action.

$G_1$  = Débit additionnel de vapeur pénétrant dans la chambre de la roue à action.

$G'$  = Débit additionnel de vapeur pénétrant dans les étages intermédiaires.

$G_t$  = Débit total de la vapeur entrant dans la turbine.

$p_a$  = Pression de la vapeur avant les tuyères de l'aubage à action les soupapes de tuyères étant à bout de course (pression initiale).

$p_e$  = Pression finale de la détente dans la turbine (pression au condenseur).

$p_1$  = Pression dans la chambre de la roue à action, c'est-à-dire pression de la vapeur avant la première série d'aubages à réaction.

$p_z$  = Pression de la vapeur dans les étages intermédiaires (pression intermédiaire).

Les débits de vapeur sont donnés en kg/s ou en kg/h et les pressions en kg/cm<sup>2</sup> abs. L'indice 0 indique que la grandeur se rapporte au fonctionnement normal pour lequel l'aubage a été établi.

Dans les considérations suivantes, si du moins rien d'autre n'a été spécifié, on a toujours admis que les pressions initiales et finales  $p_a = p_{a_0} = \text{constante}$  et  $p_e = p_{e_0} = \text{constante}$ .

On traitera maintenant l'un après l'autre les différents cas d'admission additionnelle de vapeur se présentant dans les turbines marines. Ils sont représentés schématiquement dans les figures 1a et 1b. L'admission de vapeur avec soupapes de tuyère à bout de course se fait soit dans la chambre de la roue à action (1a), soit dans un étage intermédiaire après cette chambre (1b).

### I<sup>o</sup> ADMISSION ADDITIONNELLE DE VAPEUR DANS LA CHAMBRE DE LA ROUE A ACTION (fig. 1a).

Dans ce cas l'aubage à action est toujours en amont et le reste de l'aubage en aval de l'admission supplémentaire. Nous désignerons dans la suite ces deux





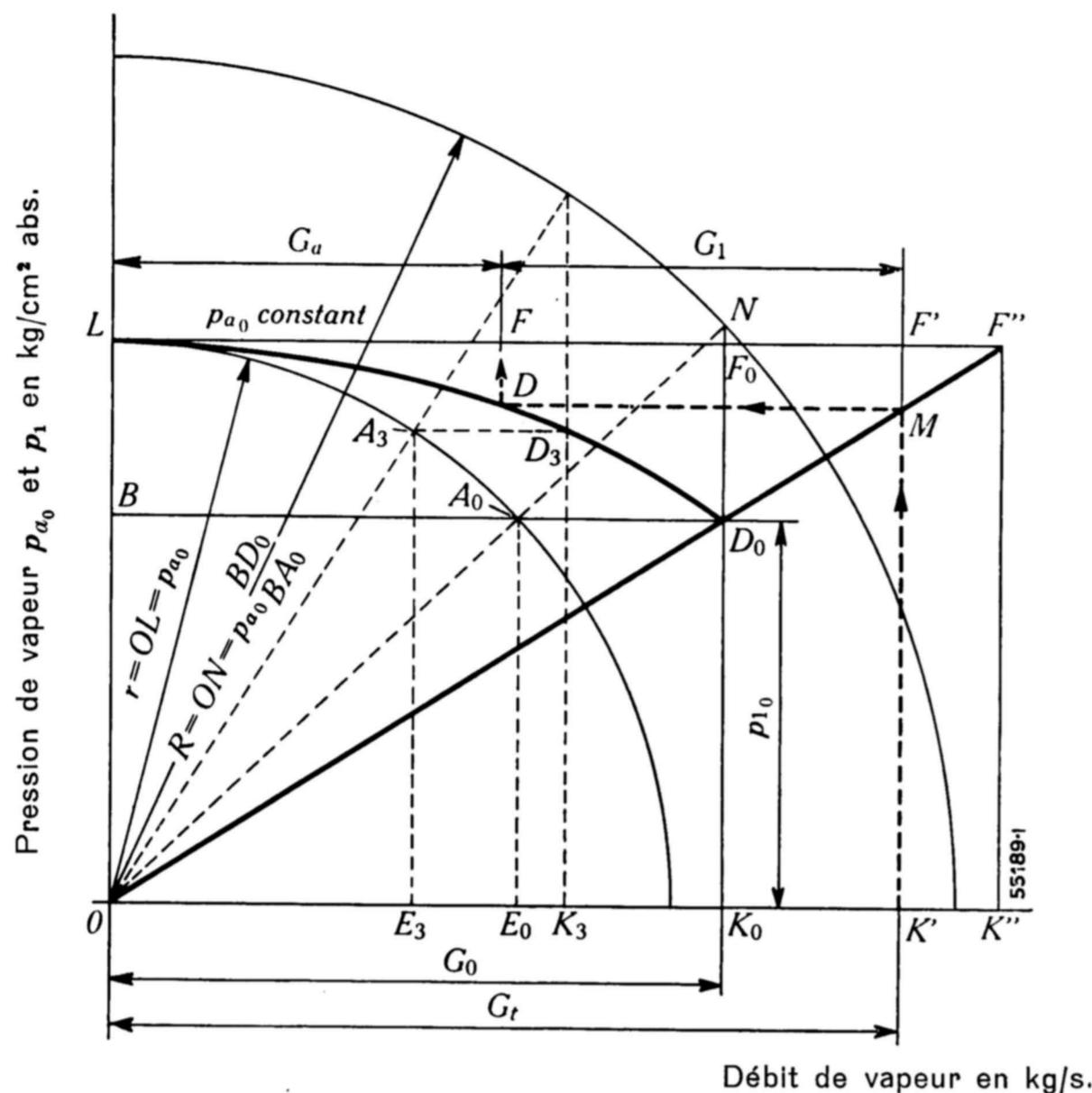


Fig. 4. — Admission de vapeur vive dans la chambre de la roue à action  $p_{1_0} > 0,546$ ;  $p_{a_0}$  = constante et  $p_{e_0} \approx 0$ .

L'arc d'ellipse  $LD_3D_0$  représente la pression dans la chambre de la roue à action  $p_1 = f_1(G)$  qui est la pression finale de la partie I lorsque la pression initiale  $p_{a_0}$  est constante.

La droite  $OF''$  représente la pression dans la chambre de la roue à action  $p_1 = f_2(G)$  qui est la pression initiale de la partie II lorsque la pression finale  $p_{e_0} \approx 0$ .

Pour un débit total donné  $G_t = OK'$  la ligne polygonale  $K'MDF$  permet de déterminer graphiquement la pression dans la chambre de la roue à action  $p_1 = K'M$  et les débits partiels  $G_a = LF$  et  $G_1 = FF'$ .

vapeur, est exprimée graphiquement par la droite  $OF''$  de la figure 4. De l'équation (5) on tire:

$$p_1 = \sqrt{p_{a_0}^2 - \frac{G_a^2}{G_0^2} (p_{a_0}^2 - p_{1_0}^2)} \quad (7)$$

La courbe de pression  $LD_3D_0$ , déterminée graphiquement dans la figure 4, lie une certaine valeur de  $G_a$  à la valeur de la pression  $p_1$  dans la chambre de la roue à action, ainsi par exemple à un débit  $G_a = OK_3$  correspond une certaine pression  $p_1 = K_3D_3$  pour laquelle l'équation (7) est toujours satisfaite. Pour prouver cela, servons-nous des deux triangles auxiliaires  $OA_3E_3$  et  $OA_0E_0$  (fig. 4). On a ainsi pour  $D_3$ :

$$p_1^2 = K_3D_3^2 = E_3A_3^2 = OA_3^2 - OE_3^2 = p_{a_0}^2 - OE_3^2 \quad (8)$$

D'après la formule de l'ellipse on a la relation:

$$\frac{OE_3^2}{OK_3^2} = \frac{OE_0^2}{OK_0^2} = \frac{p_{a_0}^2 - p_{1_0}^2}{G_0^2} \quad (9)$$

d'où  $OE_3^2 = \frac{G_0^2}{G_0^2} (p_{a_0}^2 - p_{1_0}^2)$  (10)

En introduisant cette valeur de  $OE_3^2$  dans (8) on obtient;

$$p_1^2 = p_{a_0}^2 - \frac{G_a^2}{G_0^2} (p_{a_0}^2 - p_{1_0}^2) \quad (11)$$

c'est-à-dire la formule (7).

d) Si en service normal la pression dans la chambre de la roue à action  $p_1$  est  $\leq 0,546 p_{a_0}$ , c'est-à-dire que l'étage à action travaille avec une chute de pression supérieure à la valeur critique, et si la pression finale reste comme précédemment  $p_{e_0} \approx 0$ , on peut procéder comme suit:

Le débit variable des tuyères est déterminé comme on le sait par une loi elliptique  $G_a = \chi G_{max} = \chi G_0$ , le coefficient  $\chi$  s'exprime comme suit avec les désignations déjà adoptées pour les pressions de vapeur:

$$\chi = \frac{p_{a_0} - p_1}{p_{a_0} - 0,546 p_{a_0}} \sqrt{2 \frac{p_{a_0} - 0,546 p_{a_0}}{p_{a_0} - p_1} - 1} \quad (12)$$

ou

$$\chi = \frac{1 - \frac{p_1}{p_{a_0}}}{0,454} \sqrt{\frac{0,908}{1 - \frac{p_1}{p_{a_0}}} - 1} \quad (12')$$

c'est-à-dire que pour certaines valeurs de  $G_a/G_0$  on obtient aussi des valeurs déterminées du rapport des pressions  $p_1/p_{a_0}$  qui sont données dans le tableau I.

Si l'on prend comme unité de débit la longueur  $OK_0 = G_0$  et comme unité de pression  $OL = p_{a_0}$  (fig. 5) et si pour une abscisse  $G$  on prend l'ordonnée correspondante  $p_1$  tirée du tableau I, le débit des tuyères est donné par la courbe  $LD_0K_0$ .

Comme le montre la figure 5, le débit des tuyères ne change pas si le débit total  $G_t$  ne dépasse pas la valeur  $OK'$ , car la détente de la vapeur se fait alors dans un domaine de vitesses supersoniques.

TABLEAU I.

**Débit des tuyères en fonction du rapport des pressions selon l'équation (12').**

$\chi = \frac{G}{G_{max}} = \frac{G_a}{G_0}$	Rapport des pressions $\frac{p_1}{p_{a_0}}$ tiré de (12')	Rapport des pressions $\frac{G}{G_{max}} = \frac{G_a}{G_0}$ $\frac{p_1}{p_{a_0}}$ tiré de (12')	
		$\chi = \frac{G}{G_{max}} = \frac{G_a}{G_0}$	$\frac{p_1}{p_{a_0}}$ tiré de (12')
0,00	1,000	0,55	0,926
0,05	0,999	0,60	0,908
0,10	0,998	0,65	0,890
0,15	0,995	0,70	0,869
0,20	0,991	0,75	0,845
0,25	0,986	0,80	0,819
0,30	0,979	0,85	0,785
0,35	0,971	0,90	0,745
0,40	0,962	0,95	0,690
0,45	0,951	1,00	0,546
0,50	0,940		

Pour des débits de vapeur plus élevés la pression  $p_1$  dans la chambre de la roue à action sera  $> 0,546 p_{a_0}$  si bien que  $G_a$  sera  $< G_0$ . Pour un débit quelconque

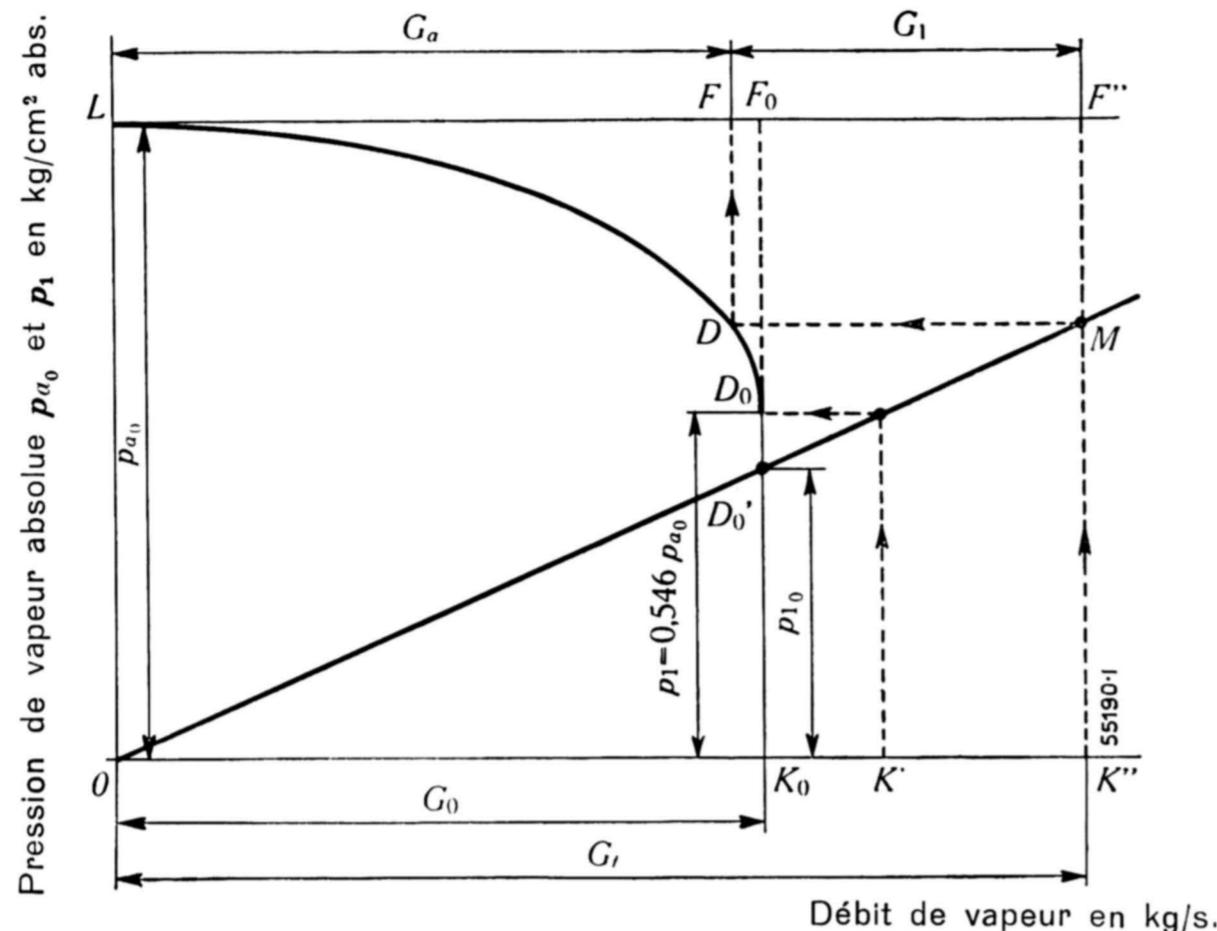


Fig. 5. — Admission de la vapeur vive dans la chambre de la roue à action  
 $p_{1_0} \leq 0,546$ ;  $p_{a_0}$  et  $p_{e_0} \approx 0$ .

La courbe  $LD_0 K_0$  représente la pression de la vapeur dans la chambre de la roue à action  $p_1 = f_1(G)$  qui est la pression finale de la partie I de la turbine pour une pression initiale  $p_{a_0} = \text{constante}$ . [Le débit des tuyères  $G_a = \chi G_{max}$  où  $\chi$  est donné par l'équation (12')].

La droite  $OM$  représente la pression dans la chambre de la roue à action  $p_1 = f_2(G)$  qui est la pression initiale de la partie II lorsque la pression finale  $p_{e_0} \approx 0$ .

Pour un débit total donné  $G_t = OK''$  la ligne polygonale  $K'' MDF$  permet de déterminer graphiquement la pression dans la chambre de la roue à action  $p_1 = K'' M$  et les débits partiels  $G_{1t} = LF$  et  $G_{2t} = FF''$ .

de surcharge, par exemple  $G_t = OK''$ , la ligne polygonale  $K'' MDF$  permet de lire directement la pression  $p_1 = K'' M$  et les débits partiels  $G_a = LF$  et  $G_1 = FF''$ . On voit aussi que le débit des tuyères a été réduit de  $FF_0$  et que cette différence a aussi été couverte par les vannes de surcharge.

## II<sup>0</sup> ADMISSION ADDITIONNELLE DE VAPEUR DANS UN ÉTAGE INTERMÉDIAIRE APRÈS LA CHAMBRE DE LA ROUE A ACTION (fig. 1b).

a) La turbine a été construite pour un débit  $G_0 = OK_0$  (fig. 6), une pression initiale avant les tuyères  $p_{a_0} = OL = \text{constante}$ , une pression  $p_{1_0} = K_0 D_0$ ,  $p_{1_0}$  étant  $> 0,546 p_{a_0}$ , une pression intermédiaire  $p_{z_0} = K_0 E_0$  et une pression au condenseur  $p_{e_0} = \text{constante}$ . La chute de pression entre la chambre de la roue à action et l'admission additionnelle de vapeur  $p_{1_0} - p_{z_0} = D_0 E_0$  est utilisée dans plusieurs étages, donc chaque étage travaille dans un domaine de vitesses inférieures à la vitesse du son. On cherche, pour un débit total  $G_t$ , la pression intermédiaire  $p_z$ , la pression  $p_1$  dans la chambre de la roue à action et les débits partiels  $G_a$  et  $G'$ .

### *Construction du diagramme:*

On construit la courbe de la contre-pression  $p_1 = f_1(G)$  exactement d'après le même procédé que celui employé dans la figure 4, c'est la courbe  $LD_0$  de la figure 6.

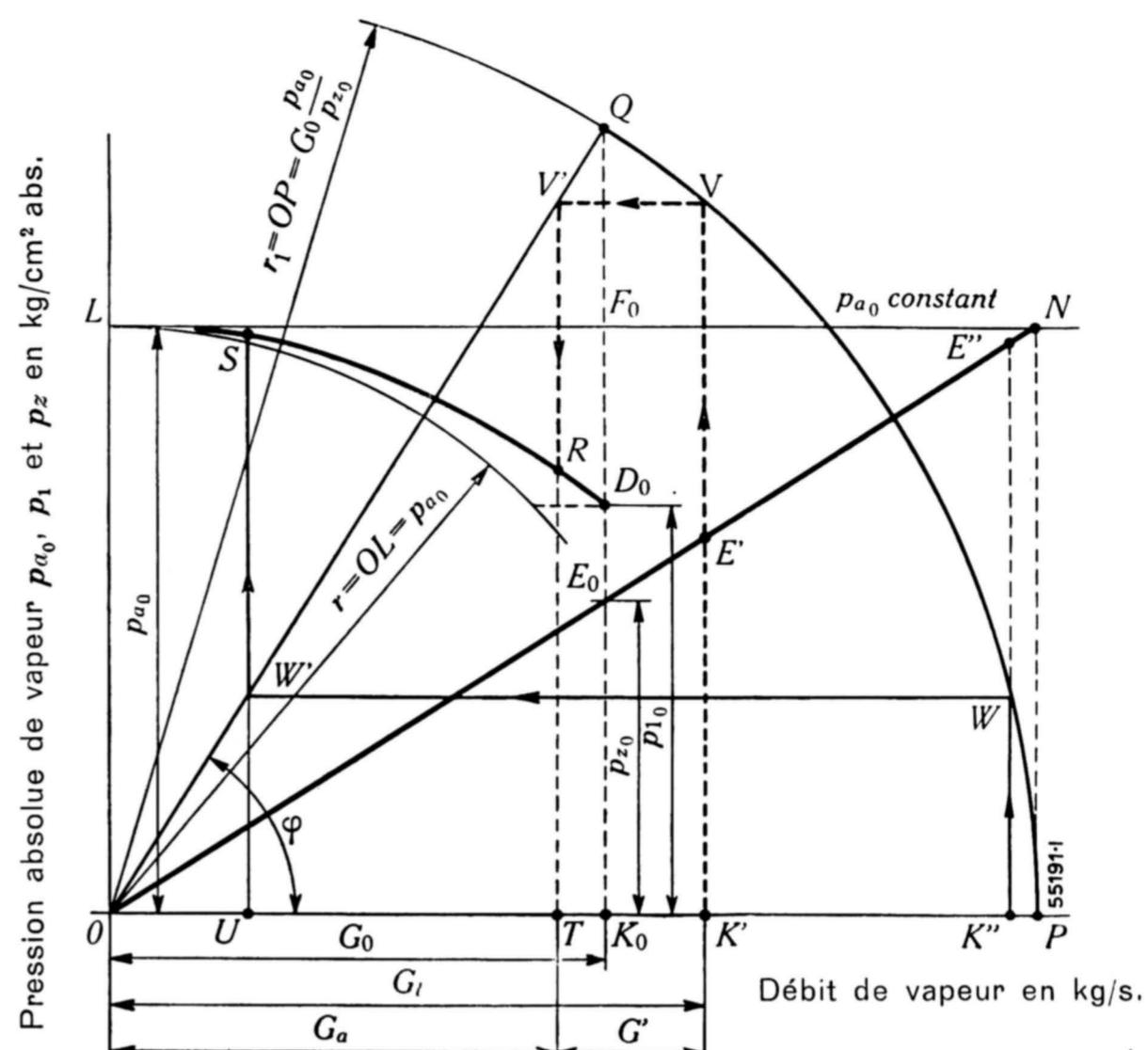


Fig. 6. — Admission de vapeur vive dans un étage intermédiaire  
 $p_{10} > 0,546 p_{u_0}$  et  $p_{e_0} \approx 0$ .

Les pressions de vapeur et les débits partiels pour un débit total donné  $G_t = OK'$  sont déterminés par la ligne polygonale  $K' VV' R$ :

— OR sont déterminés par la ligne polygonale R' V' V R

Comme on peut admettre  $p_{e_0} \approx 0$ , la pression intermédiaire  $p_z$  suit une loi linéaire. Cette pression est représentée dans la figure 6 par la droite  $OE_0$  qui doit être prolongée jusqu'à son intersection  $N$  avec l'horizontale  $p_{a_0} = \text{constante}$ . Projetons le point  $N$  sur l'axe des abscisses en  $P$ . Traçons avec  $O$  comme centre un arc de cercle de rayon  $OP$  jusqu'à son intersection  $Q$  avec la verticale  $K_0 Q$  ( $x = G_0 = OK_0$ ). Si le point  $P$  est en dehors du dessin, le rayon  $r_1 = OP = G_0 \frac{p_{a_0}}{p_{z_0}}$  doit être déterminé par le calcul. On relie le point  $Q$  avec l'origine  $O$  par une droite, qui permet avec l'arc de cercle  $PQ$  de déterminer directement les pressions  $p_z$  et  $p_1$  ainsi que les débits partiels  $G_a$  et  $G'$  pour un débit total  $G_t$  quelconque.

Par exemple pour un débit total donné  $G_t = OK'$  la ligne polygonale  $K' VV' R$  donne les valeurs:  $p_z = K'E'$ ,  $p_1 = TR$ ,  $G_a = OT$  et  $G' = TK'$ .

Pour un débit total  $G_t = OK''$  une ligne polygonale semblable  $K''WW'S$  donne les valeurs suivantes:  $p_z = K''E''$ ,  $p_1 = US$ ,  $G_a = OU$  et  $G' = UK''$ .

L'abscisse du point d'intersection  $N$ , c'est-à-dire  $G_t = OP$  donne le débit maximum pour lequel  $p_1 = p_2 = p_{a_0}$  et les débits  $G_a = 0$  et  $G' = G_t$ , c'est-à-dire que les parties I et II de la turbine ne fournissent plus de puissance mais freinent seulement.

### *Justification mathématique.*

La détermination analytique des quatre inconnues  $p_z$ ,  $p_1$ ,  $G_a$  et  $G'$  se fait à l'aide des quatre équations suivantes :

pour la partie I:

$$G_a^2 (p_{a_0}^2 - p_{1_0}^2) - G_0^2 (p_{a_0}^2 - p_1^2) = 0 \quad (13)$$

pour la partie II :

$$G_a^2 (p_{1_a}^2 - p_{2_a}^2) - G_u^2 (p_1^2 - p_2^2) = 0 \quad (14)$$

### pour la partie III:

$$(G_a + G')^2 (p_z^2 - p_e^2) - G_a^2 (p_z^2 - p_e^2) = 0 \quad (15)$$

$$\text{et} \quad G_a + G' = G_t \quad (16)$$

$$p_z = \frac{G_t}{G_{t_0}} p_{z_0} \quad (15')$$

représentée par la droite  $ON$ .

En additionnant les équations (13) et (14) on obtient:

$$G_a^2(p_a^2 - p_z^2) - G_{\gamma}^2(p_a^2 - p_z^2) \equiv 0 \quad (17)$$

Cette équation donne pour le débit partiel  $G_a$  après avoir remplacé  $p_z$  par sa valeur donnée par (15').

$$G_a = \sqrt{\frac{G_0^2 \frac{p_{a_0}^2}{p_{z_0}^2} - G_t^2}{\frac{p_{a_0}^2}{p_{z_0}^2} - 1}} \quad (18)$$

Nous voulons maintenant prouver que pour un débit de surcharge  $G_t = OK'$  par exemple, le débit partiel  $G_a = OT$  trouvé graphiquement satisfait à l'équation (18).

L'angle  $\varphi$  formé par le rayon  $OQ$  avec l'axe des abscisses est défini par la relation (19)

$$\operatorname{tg} \varphi \frac{K_0 Q}{O K_0} = \frac{\sqrt{r_1^2 - O K_0^2}}{O K_0} = \frac{\sqrt{G_0^2 \frac{p_{a_0}^2}{p_{z_0}^2} - G_0^2}}{G_0} = \sqrt{\frac{p_{a_0}^2}{p_{z_0}^2} - 1}$$

Du triangle  $OTV'$  on tire (20):

$$OT = \frac{TV'}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{K'V}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{\sqrt{r_1^2 - OK'^2}}{\operatorname{tg} \varphi} = \frac{\sqrt{G_0^2 \frac{p_{a_0}^2}{p_{z_0}^2} - G_t^2}}{\sqrt{\frac{p_{a_0}^2}{p_{z_0}^2} - 1}}$$

C'est exactement la même valeur que celle donnée par l'équation (18).

L'équation (13) est identique à l'équation (5) qui, comme nous l'avons déjà montré, est celle de la courbe de pression  $LD_0$  dans la chambre de la roue à action. Comme cette courbe donne la pression  $p_1$  correspondant à chaque valeur de  $G_a$ , au débit  $G_a = OT$  ne peut correspondre que la pression  $p_1 = TR$ . Il en découle que le procédé appliqué dans la figure 6 satisfait aux équations (13) à (16).

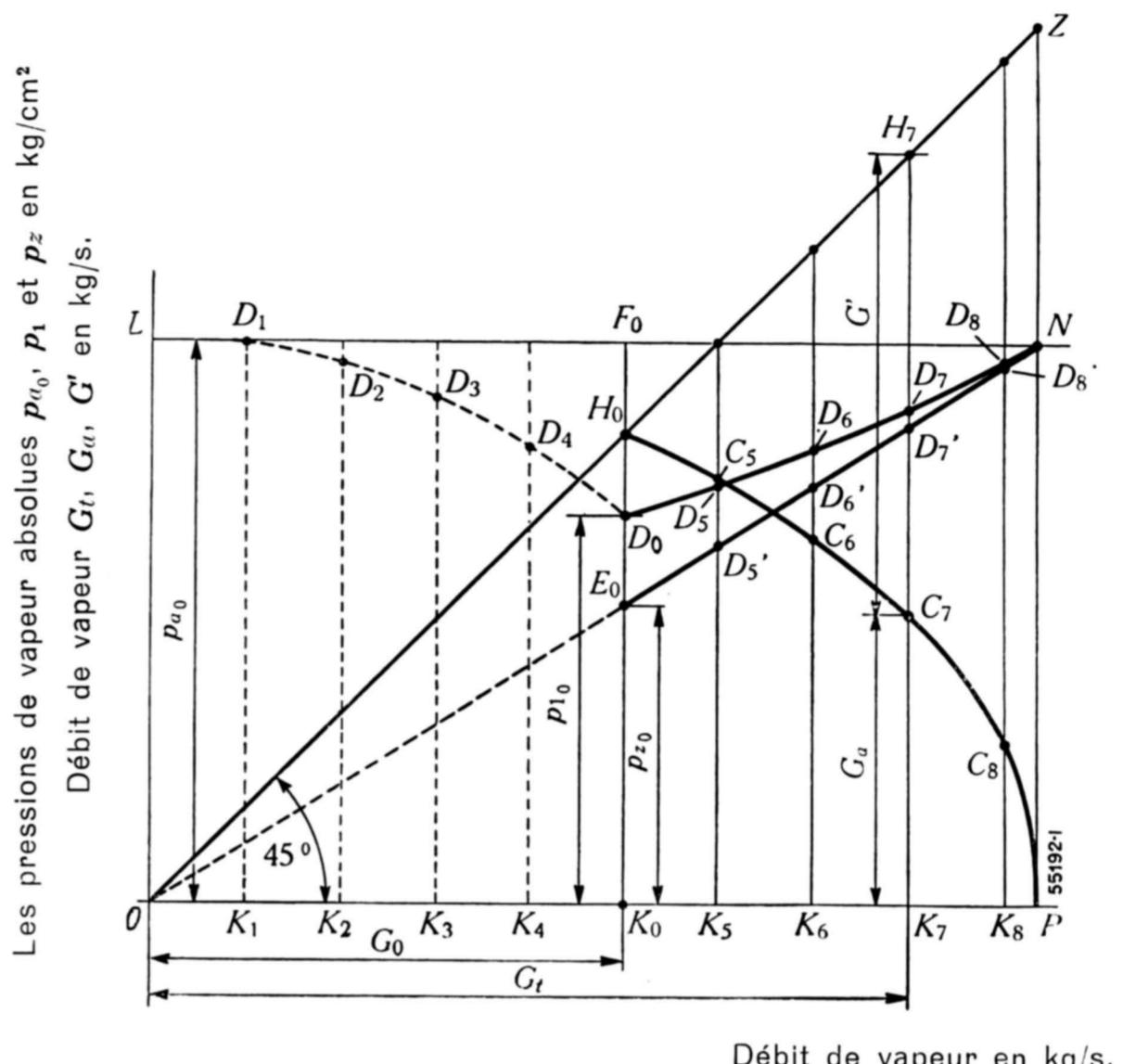


Fig. 7. — Admission de vapeur vive dans un étage intermédiaire  
 $p_{1e} \geq 0,546 p_{a_1}$  et  $p_{c_1} \approx 0$ .

### Pression et débit partiel en fonction de $C_V$

La courbe  $D_0 D_5 D_6 \dots N$  représente la pression  $p_1$  dans la chambre de la roue à action.

La courbe  $H_0 C_5 C_6 \dots P$  représente le débit partiel  $G_u$ .  
 $ON =$  Pression de vapeur à l'entrée de la partie III.

Pour plus de clarté, les valeurs trouvées de  $p_1$ ,  $G_a$  et  $G'$  peuvent être reportées en fonction de  $G_t$ , ce qui donne le diagramme de la figure 7. La courbe  $D_0 D_5 D_6 \dots N$  représente l'équation  $p_1 = f_1(G_t)$ . Les portions d'ordonnée comprises entre cette courbe et la droite  $ON$  donnent la chute de pression variable  $p_1 - p_z = f_z(G_t)$  que doit utiliser la partie II de la turbine. Les portions d'ordonnée entre la courbe  $D_0 D_5 D_6 \dots N$  et l'horizontale  $F_0 N$  représentent la chute de pression dont dispose la partie I. La courbe  $H_0 C_5 C_6 \dots P$  est celle du débit  $G_a = f_3(G_t)$ . Les portions d'ordonnée entre cette courbe et la droite  $OZ$  faisant un angle de  $45^\circ$  avec l'axe des abscisses, donnent le débit  $G' = f_4(G_t)$  introduit par les vannes de surcharge.

Les valeurs de  $p_1$ ,  $p_2$ ,  $G_a$  et  $G'$  représentées graphiquement dans la figure 7 en fonction de  $G_t$  servent de base pour les déterminations de la consommation de vapeur, du rendement, etc., qui se font de la façon connue.

b) La turbine est construite pour les mêmes conditions que dans le cas IIa, toutefois  $p_{1_0}$  étant  $< 0,546 p_{a_0}$  il faut alors utiliser les valeurs du tableau, comme lors de l'admission de vapeur vive dans la chambre de la roue à action et appliquer le même procédé que dans la figure 6.

# DISPOSITIFS DE COMMANDE ET DE SÉCURITÉ DES TURBINES MARINES BROWN BOVERI.

Indice décimal 621.125—5

Les turbines marines de faible puissance sont le plus souvent commandées à la main par un volant actionnant les vannes de marche avant et de marche arrière. Pour les grandes puissances, spécialement pour les navires de guerre avec de fortes variations de charge et donc à grand nombre de vannes, la commande hydraulique offre de grands avantages: toutes les manœuvres peuvent se faire sans peine à l'aide d'un volant du poste de commande et les ordres sont transmis rapidement et sûrement. La commande hydraulique permet, en outre, la commande à distance des machines d'un point quelconque du bateau. Avec la commande hydraulique, tous les dispositifs de sécurité peuvent être combinés de façon simple. Les soupapes peuvent être placées à l'endroit le plus favorable, directement sur les cylindres de la turbine; on supprime ainsi les conduites à haute pression et les tringleries.

La vitesse, la puissance, ainsi que le sens de rotation des turbines doivent pouvoir être réglés à la main, selon les ordres reçus par le transmetteur, ce qui n'est pas le cas pour les turbines fixes. Le renversement de marche est une manœuvre particulièrement importante; il doit pouvoir être fait rapidement et sûrement, sans contraintes exagérées des machines (aubage de la turbine et denture des engrenages), car la sécurité du navire en dépend.

## I<sup>0</sup> COMMANDÉ A MAIN DES TURBINES MARINES.

Une commande manuelle (fig. 1 et 2) satisfait à toutes les exigences d'une installation de turbines de faible puissance.

La vapeur vive de la conduite principale passe à la turbine à travers la vanne d'arrêt A (fig. 1). Pour un long arrêt de l'installation (aux ports), cette vanne est maintenue fermée par une tige filetée à volant. Avant la mise en service, la tige filetée est remontée, mais la vanne ne s'ouvre que si la pression de l'huile de graissage est suffisante et ne reste ouverte que si la pression d'huile est supérieure à une valeur minimum.

La vapeur s'écoule alors dans la turbine de marche avant ou dans celle de marche arrière par les vannes de manœuvre B ou C, qui ne peuvent jamais être ouvertes ensemble. Cette condition est assurée par la commande de renversement de marche D, qui n'est actionnée que par un seul volant, ce qui exclut toute fausse manœuvre.

La vanne d'arrêt A est soumise à l'influence des régulateurs de sécurité F et G, ainsi que du limiteur de vitesse K. Ce dernier empêche que la vitesse de l'arbre de couche dépasse une valeur déterminée, lorsque l'hélice sort de l'eau sur une mer démontée. On évite ainsi que le régulateur de sécurité ne fonctionne et arrête la turbine. Si la vitesse dépasse une valeur ajustée avec le volant L, de l'huile s'échappe du système O. La pression baisse sous le

piston M. La vanne A se ferme un peu et étrangle l'admission de vapeur à la turbine jusqu'à ce que la vitesse baisse. La vanne d'arrêt A travaille alors passagèrement comme soupape de réglage. Le volant L permet de régler la vitesse de l'hélice, c'est-à-dire une certaine vitesse du bateau et de la maintenir constante.

La vanne principale d'arrêt A rempli donc trois fonctions :

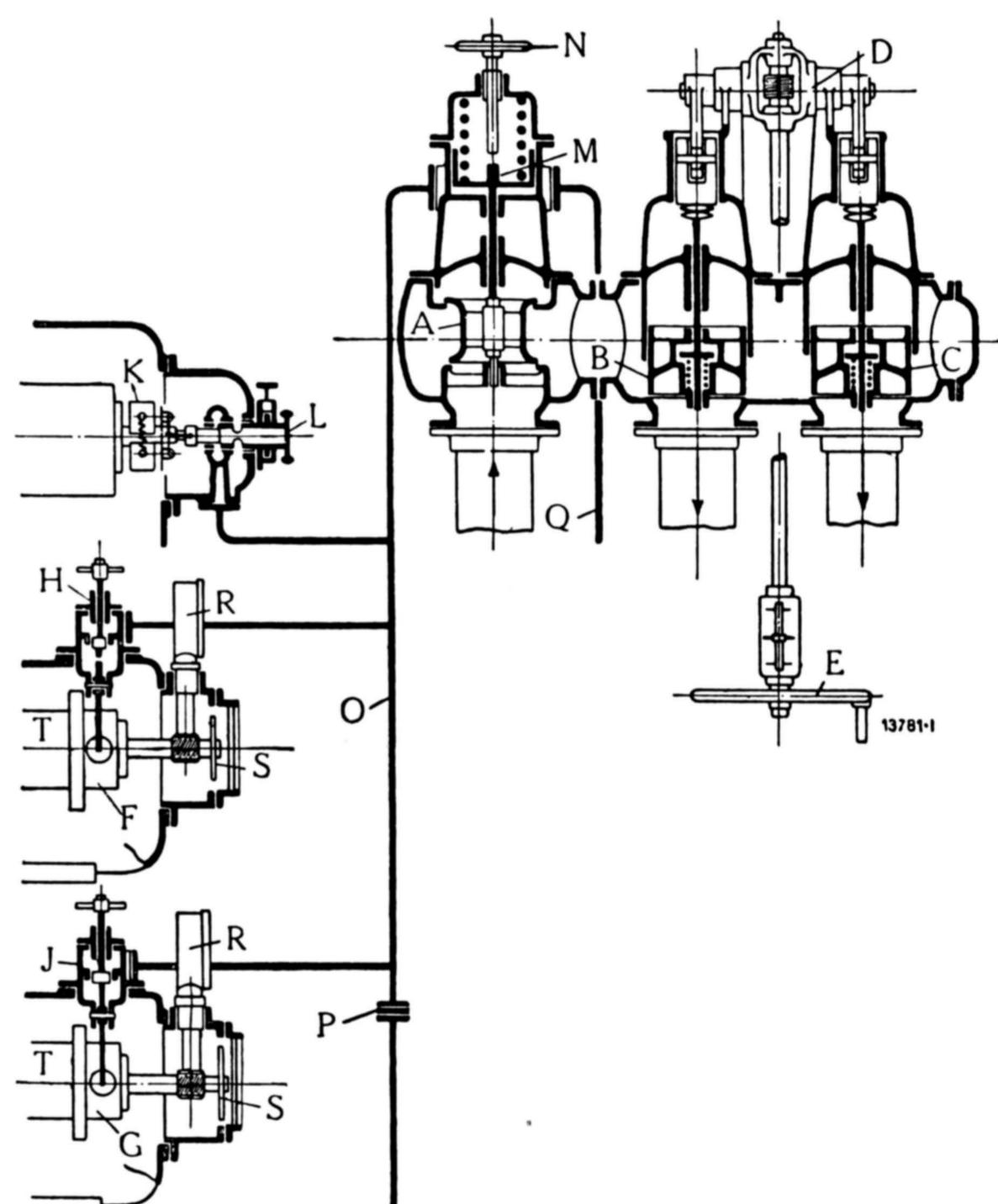
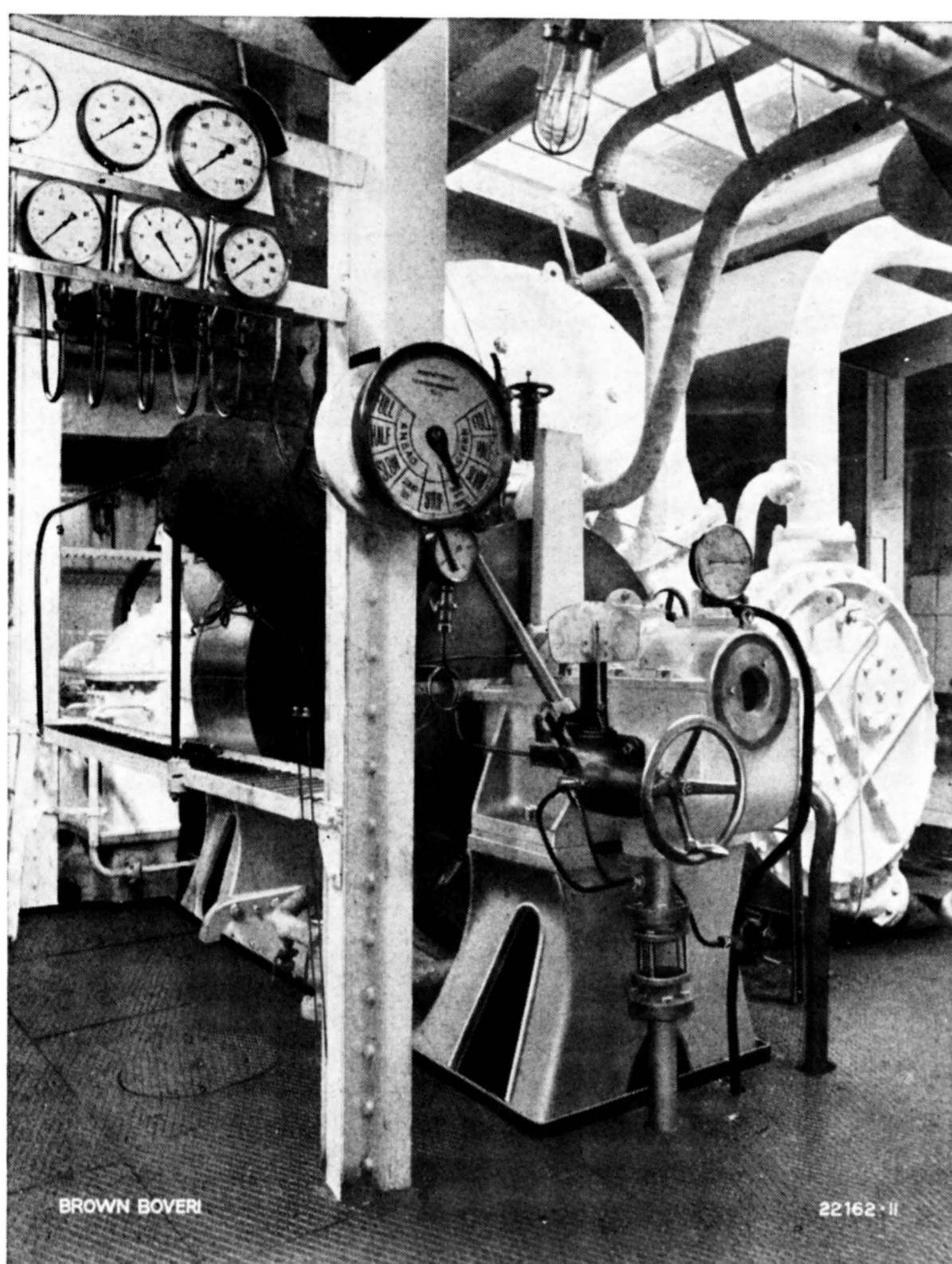


Fig. 1. — Commande manuelle d'une installation de turbines marines.

- A = Soupape principale d'arrêt à fermeture rapide.
  - B = Soupape de manœuvre de marche avant.
  - C = Soupape de manœuvre de marche arrière.
  - D = Train d'engrenages de renversement de marche.
  - E = Volant du dispositif de commande.
  - F = Régulateur de sécurité de la turbine haute pression.
  - G = Régulateur de sécurité de la turbine basse pression.
  - H = Dispositif de fermeture rapide manuelle de la turbine haute pression.
  - J = Dispositif de fermeture rapide manuelle de la turbine basse pression.
  - K = Limiteur automalique de vitesse et régulateur de marche sur un des arbres intermédiaires du train d'engrenages.
  - L = Dispositif de modification de la vitesse.
  - M = Piston de commande.
  - N = Volant maintenant fermée la soupape principale d'arrêt.
  - O = Conduite d'huile sous pression.
  - P = Diaphragme.
  - Q = Conduite de retour d'huile.
  - R = Tachymètre.
  - S = Indicateur du sens de rotation.
  - T = Bout d'arbre des turbines haute et basse pressions.

Même cette simple commande manuelle mécanique assure l'installation de turbines contre une survitesse inadmissible, une pression d'huile de graissage insuffisante et une augmentation de la vitesse lorsque l'hélice sort de l'eau par une mer démontée.



- 1<sup>o</sup> d'une soupape de fermeture rapide lors du fonctionnement du régulateur de sécurité ou lors du déclenchement du dispositif d'arrêt brusque M ou J;
- 2<sup>o</sup> d'une soupape automatique de réglage pour maintenir constante ou limiter la vitesse de l'hélice;
- 3<sup>o</sup> d'un dispositif de sécurité assurant que la turbine ne peut être mise en service et continuer à fonctionner que si la pression de l'huile de graissage est suffisante.

## II<sup>o</sup> COMMANDE HYDRAULIQUE DES TURBINES MARINES.

Le nombre des vannes de tuyère est relativement grand pour les turbines marines de puissance élevée, spécialement pour celles des navires de guerre; il faut encore y ajouter les vannes de surcharge et de renversement de marche. Le service manuel de toutes ces vannes prend du temps et est fatigant lors de manœuvres rapides. Il existe, en outre, le danger de fausses manœuvres que l'on pourrait éviter par un verrouillage réciproque des soupapes. Ce verrouillage entraînant de grandes complications, nous avons, depuis de nombreuses

années<sup>1)</sup>, appliqué aux turbines marines notre commande sans tringlerie par huile sous pression, telle que nous l'avons employée depuis 1905 sur les turbines fixes. La figure 3 représente schématiquement la construction et le fonctionnement d'une commande hydraulique pour turbine marine.

La vanne principale d'arrêt et de fermeture rapide 4 et les régulateurs de sécurité 12 et 13, fonctionnent exactement comme ceux de la figure 1. Les limiteurs de vitesse K et L sont aussi prévus en général, bien que, pour simplifier la figure 3, on ne les ait pas indiqués.

La nouveauté est que les vannes de tuyères des turbines de marche avant et de marche arrière sont

<sup>1)</sup> Pour la première fois en 1926 et simultanément sur plusieurs installations voir Revue Brown Boveri 1930 p. 49.

E. Klingelfuss: «Perfeccionamientos introducidos en las turbinas del tipo marino Brown Boveri». Ingenieria Naval (Madrid) 1934 p. 138.

Fig. 2. — Installation de turbines marines Brown Boveri avec commande manuelle.

La simple commande manuelle des turbines répond à toutes les conditions posées aux installations de faible puissance. Le volant de service et la plaque indicatrice des différents crans de marche sont fixés sur la chaise-palier de la turbine. Un transmetteur d'ordres (en haut à gauche), les instruments de mesure de la pression d'huile et de vapeur, ainsi qu'un tachymètre sur le bout d'arbre de la turbine, complètent ce simple poste de commande.

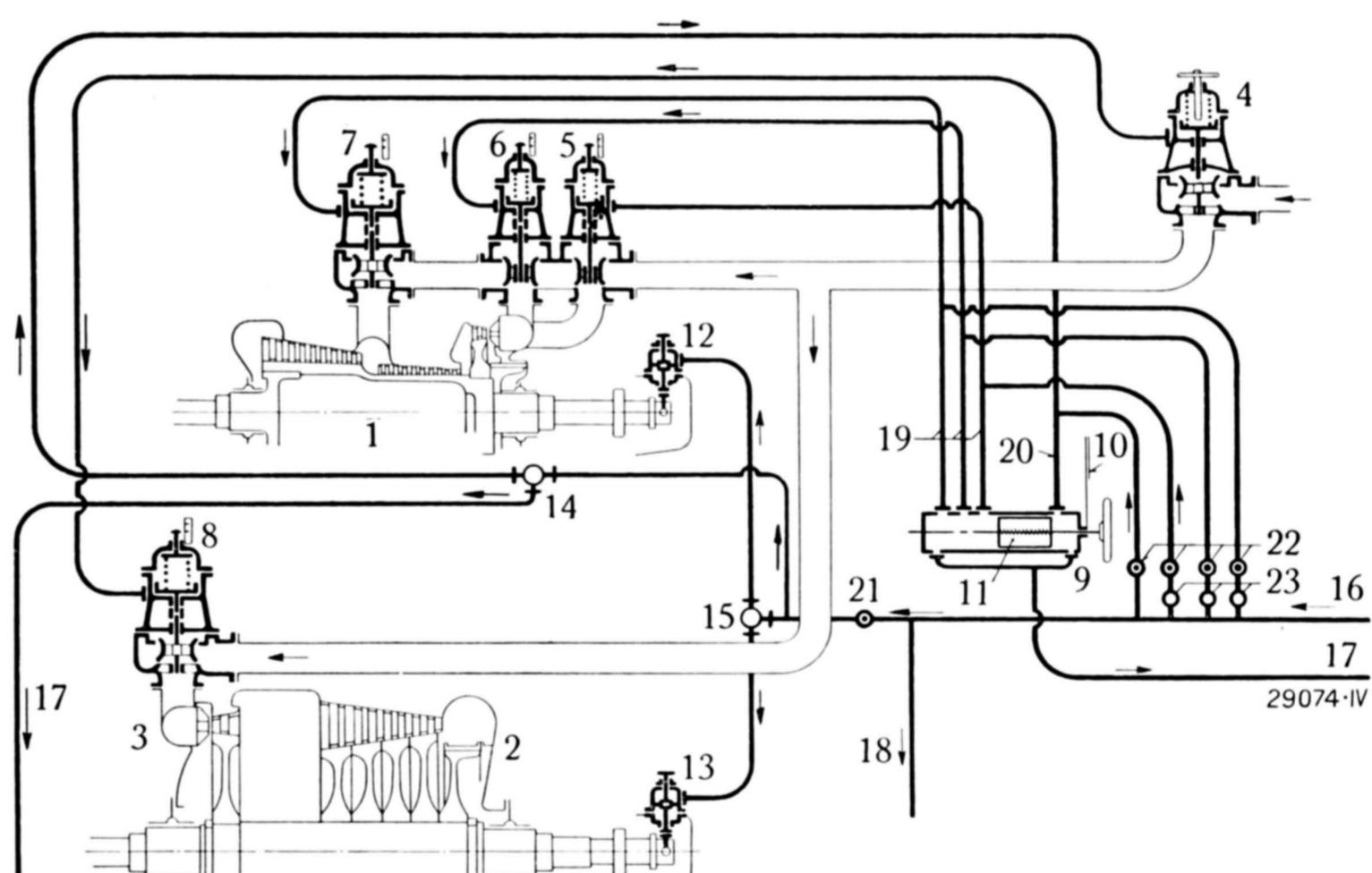


Fig. 3. — Schéma de la commande hydraulique de turbines marines.

- |  |  |
|--|--|
| 1 = Turbine haute pression de marche                           | 12-13 = Régulateurs de sécurité et déclencheurs à main (arrêt brusque).                |
| 2 = Turbine basse pression de marche                           | 14 = Autres déclencheurs manuels placés en divers points du compartiment des machines. |
| 3 = Turbine de marche arrière.                                 | 15 = Vanne à trois voies.  |
| 4 = Soupape principale d'arrêt et à fermeture rapide.          | 16 = Conduite d'huile sous pression venant de la pompe à huile principale.             |
| 5-7 = Soupapes de tuyère des turbines de marche avant.         | 17 = Ecoulement de l'huile au réservoir.   |
| 8 = Soupape de tuyère de la turbine de marche arrière.         | 18 = Huile de graissage des paliers et du train d'engrenages.                          |
| 9 = Appareil de manœuvre.                                      | 19 = Conduite d'huile à la soupape de marche avant.                                    |
| 10 = Volant de l'appareil de manœuvre avec plaque indicatrice. | 20 = Conduite d'huile à la soupape de marche arrière.                                  |
| 11 = Tiroir de l'appareil de manœuvre.                         | 21-23 = Diaphragmes.   |

Un seul homme peut effectuer sûrement et sans fatigue toutes les manœuvres d'une grande installation de turbines marines, en avant et en arrière, en tournant le seul volant, 10. Tous les dispositifs de sécurité peuvent être facilement combinés avec le système de commande hydraulique. Toutes les soupapes peuvent, si c'est nécessaire, être commandées à la main.

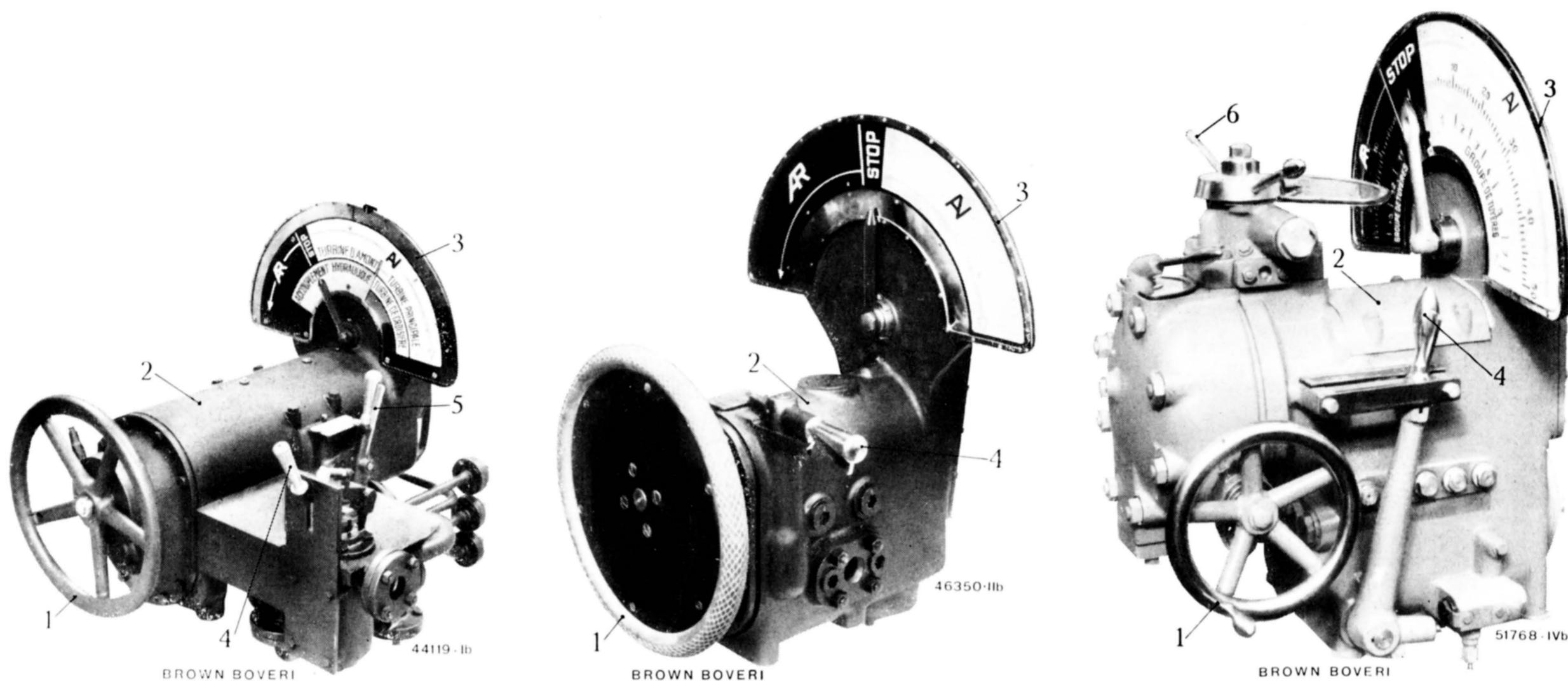


Fig. 4a-c. — Diverses exécutions de l'appareil de manœuvre pour la commande hydraulique de turbines marines.

- 1 = Volant.  
 2 = Appareil de manœuvre avec tiroir.  
 3 = Plaque indicatrice.  
 4 = Dispositif d'arrêt rapide (déclencheur manuel de la soupape d'arrêt et de sécurité).  
 5 = Dispositif d'enclenchement et de déclenchement de la turbine de croisière qui est couplée hydrauliquement à la turbine principale.  
 6 = Levier de commande à distance de l'appareil de manœuvre.  
 Le volant 1 (fig. 4c) sert alors de commande de réserve.

La commande hydraulique permet de résoudre de façon simple toute autre tâche supplémentaire. L'appareil (4a) rend, par exemple, possible l'enclenchement et le déclenchement d'une turbine de croisière avec le levier 5; on ne peut éléver la vitesse ou passer en marche arrière que si la turbine de croisière est découpée. L'appareil (4c) est commandé à distance d'un point quelconque du bateau. Les plaques indicatrices sont phosphorescentes, ce qui permet la manœuvre même dans l'obscurité.

commandées hydrauliquement par un appareil de manœuvre 9. Dans le schéma de la figure 3, on a supposé que l'agent moteur, de l'huile sous pression, est fourni en 16 par la pompe à huile principale. Une partie de l'huile gagne en 18 le graissage des paliers et du train d'engrenages, une autre pénètre par le diaphragme 21 dans le système de sécurité formé par les régulateurs 12 et 13, le dispositif d'arrêt brusque 14 et la soupape de fermeture rapide 4, et enfin, une partie de l'huile sous pression traverse les diaphragmes 22 pour agir sur les pistons des soupapes de tuyères 5 à 8.

Le fonctionnement de l'appareil de manœuvre 9 est particulièrement simple: Le tiroir 11 est déplacé à gauche ou à droite par le volant 10. Si le tiroir 11 est dans la position du schéma, les conduites 19 et 20 sont sans pression, car l'appareil de manœuvre les relie à la conduite 17, menant au réservoir d'huile. Toutes les soupapes de tuyères sont fermées, la turbine reste à l'arrêt. Au commandement «en avant lentement», le volant 10 déplace le tiroir vers la gauche, la conduite d'huile de la première soupape de marche avant 5 est mise sous pression, le tiroir 11 recouvrant l'ouverture d'écoulement dans le carter. La pression d'huile croît avec le recouvrement. La soupape 5 s'ouvre peu à peu, jusqu'à ce que le recouvrement soit complet, que la pleine pression agisse et ouvre la soupape à fond.

*A chaque position du tiroir (11) correspond une pression d'huile déterminée, donc aussi une certaine position de la soupape d'admission de vapeur et une certaine vitesse de l'hélice.* Cette vitesse peut être lue sur une plaque indicatrice placée vers le volant 10. En continuant à tourner le volant, les autres soupapes 6 et 7 s'ouvrent de la même façon. Pour le renversement de marche, le volant est tourné en sens inverse jusqu'à ce que la conduite 20 soit mise sous pression et que la soupape 8 s'ouvre. Le renversement de marche de «en avant toute» à «en arrière toute» peut se faire en quelques secondes. Comme un renversement de marche si rapide est sans effet sur le bateau, on emploie en général 30 à 60 s.

L'appareil de manœuvre, dont les figures 4a à 4c représentent diverses exécutions, peut être installé en un endroit quelconque du compartiment des machines et relié à un poste central de commande (fig. 5 et 6). La commande de l'appareil de manœuvre est possible d'un point quelconque du bateau, par exemple de la passerelle de commandement. A la place d'une commande individuelle des soupapes de tuyères 5 à 6 (fig. 3), les soupapes peuvent former un groupe avec un seul servo-moteur à piston, actionnant un arbre à cames (fig. 7). L'huile peut être remplacée par un liquide ininflammable, par exemple de l'eau distillée mélangée avec de l'huile protégeant contre la rouille.

### III<sup>0</sup> DISPOSITIFS DE SÉCURITÉ DES TURBINES MARINES.

La sécurité de fonctionnement des machines d'un navire par rapport à toutes les perturbations possibles est si importante — bien plus importante que pour les installations fixes auxquelles une source de courant électrique extérieure peut toujours suppléer — qu'aucune mesure capable d'élever la sécurité de l'exploitation ne peut être négligée. Pensons seulement aux conséquences que pourrait avoir l'arrêt du graissage des paliers et des engrenages. Toutefois, les

Fig. 5. — Poste de commande commun d'une installation de turbines marines à deux arbres et commandée hydrauliquement.

Les turbines de gauche et de droite sont commandées en tournant le volant des deux appareils de manœuvre. Les instruments principaux de contrôle des machines sont montés sur le pupitre de commande. Les turbines peuvent être commandées de n'importe quel point du bateau, par exemple de la passerelle de commandement. Les soupapes peuvent à chaque instant être commandées à la main dans le compartiment des machines.

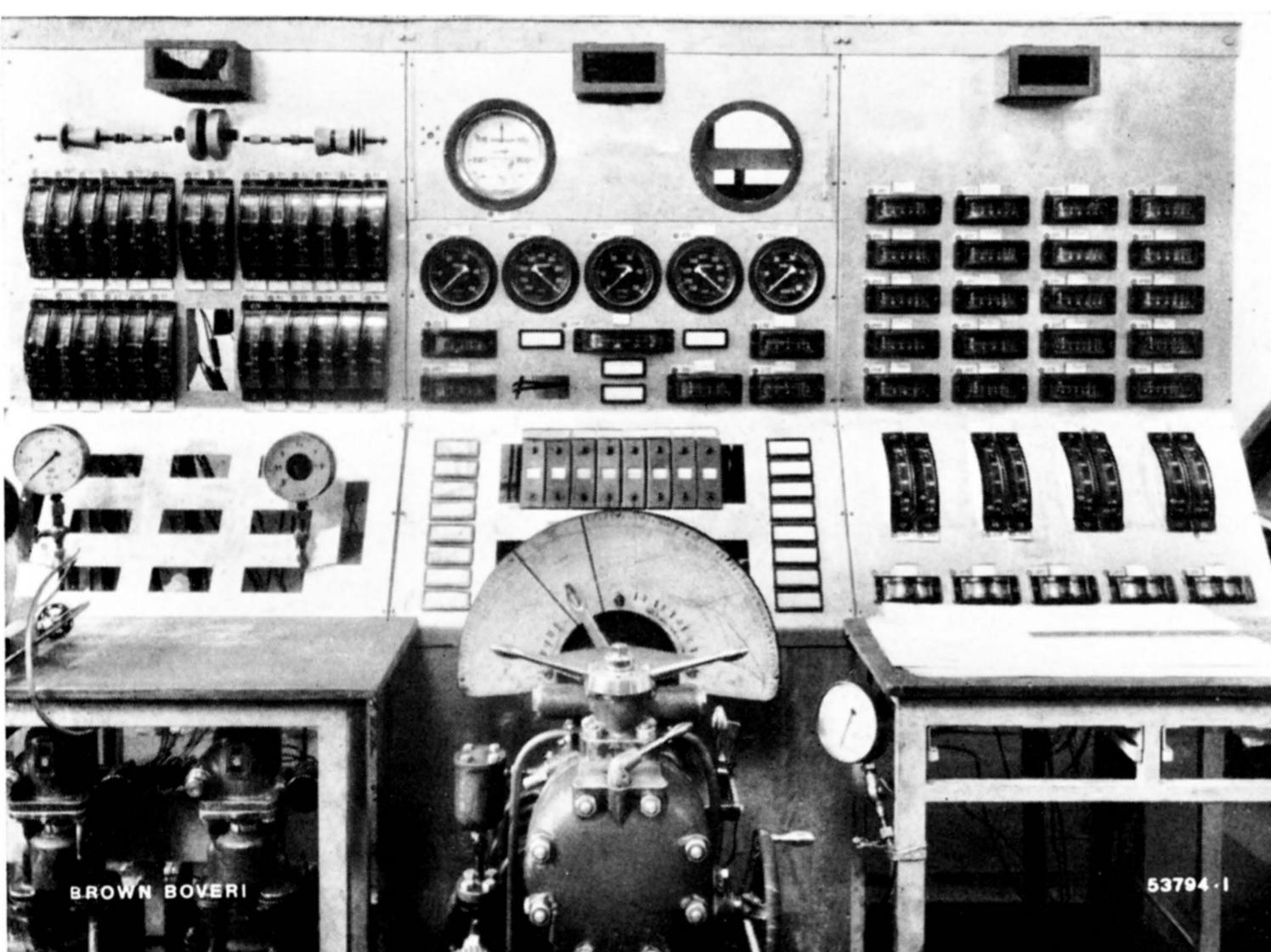
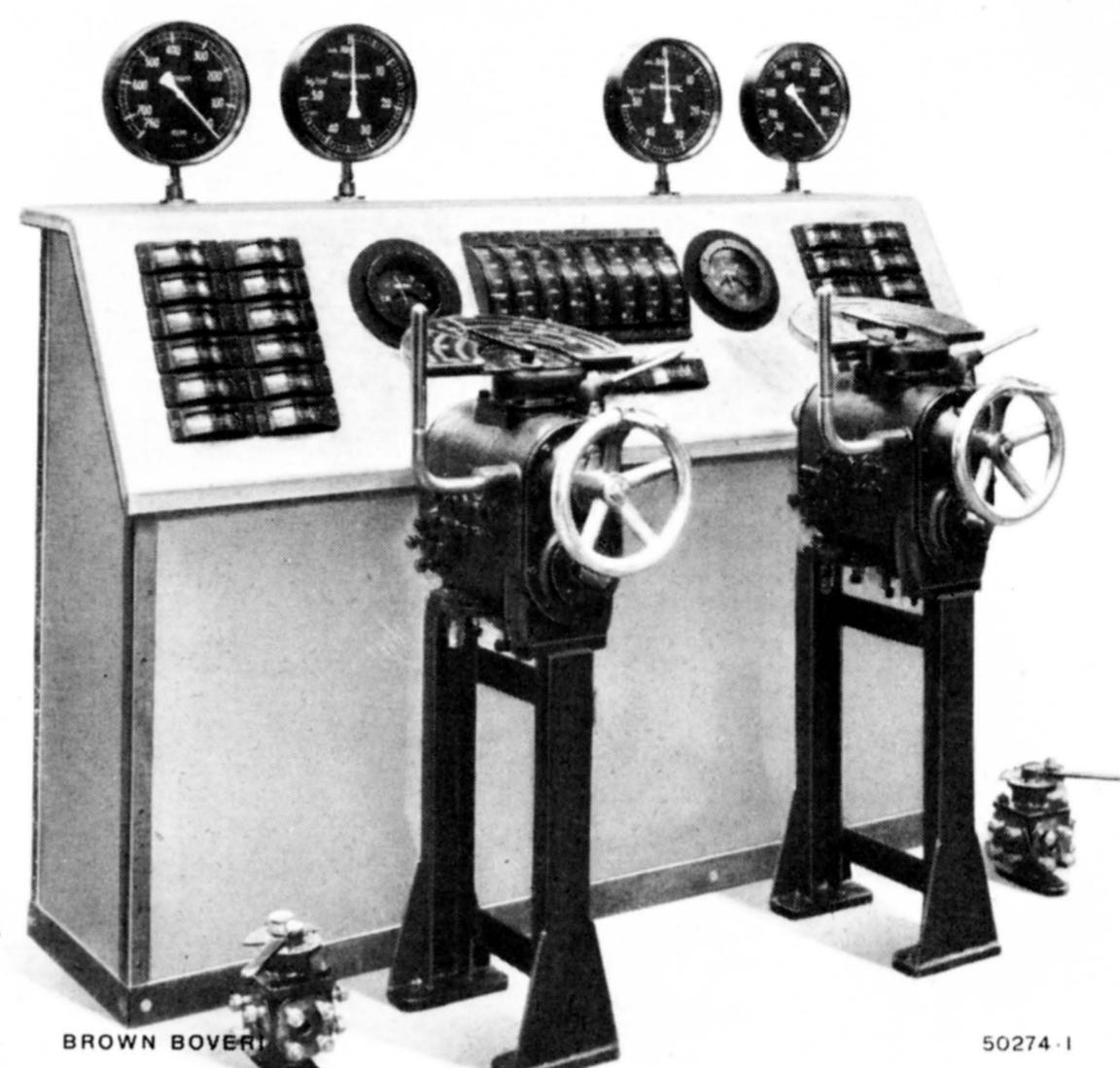


Fig. 6. — Poste de commande avec appareils de manœuvre pour une installation de turbines marines de grande puissance.

Les turbines marines de grande puissance peuvent être manœuvrées sûrement et sans peine par un seul homme, grâce à la commande hydraulique Brown Boveri.

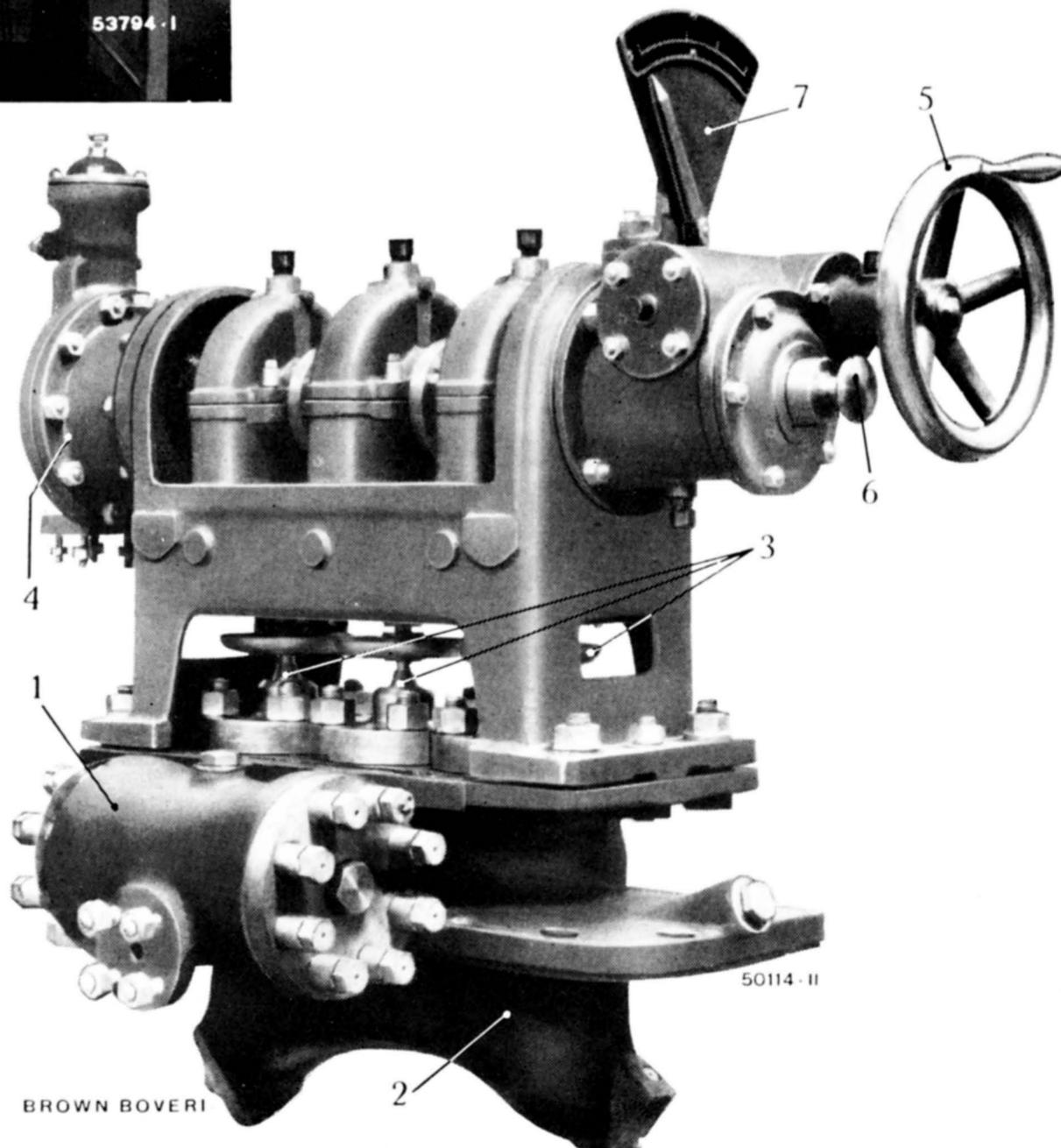
mesures de sécurité ne doivent pas être la source d'arrêts intempestifs. Elles doivent tout d'abord attirer l'attention du personnel sur tout fonctionnement abnormal et si c'est nécessaire réduire automatiquement la charge et même arrêter l'installation suffisamment tôt.

La figure 8 montre schématiquement comment les principaux dispositifs de sécurité peuvent être combinés avec la commande hydraulique. Le schéma est parfaitement clair grâce à sa légende, si bien que

Fig. 7. — Groupe de soupapes de marche avant d'une turbine marine à commande hydraulique mun par un servo-moteur commun.

- 1 = Admission de vapeur avec filtre.  
 2 = Boîte de tuyères.  
 3 = Soupape de tuyère commandée par cames.  
 4 = Servo-moteur.  
 5 = Commande manuelle (réserve).  
 6 = Commutateur de la commande hydraulique à la commande manuelle.  
 7 = Indicateur de position des soupapes de tuyères.

On peut passer à chaque instant de la commande hydraulique à la commande manuelle ou découpler les soupapes détériorées, ce qui assure une parfaite sécurité de fonctionnement.



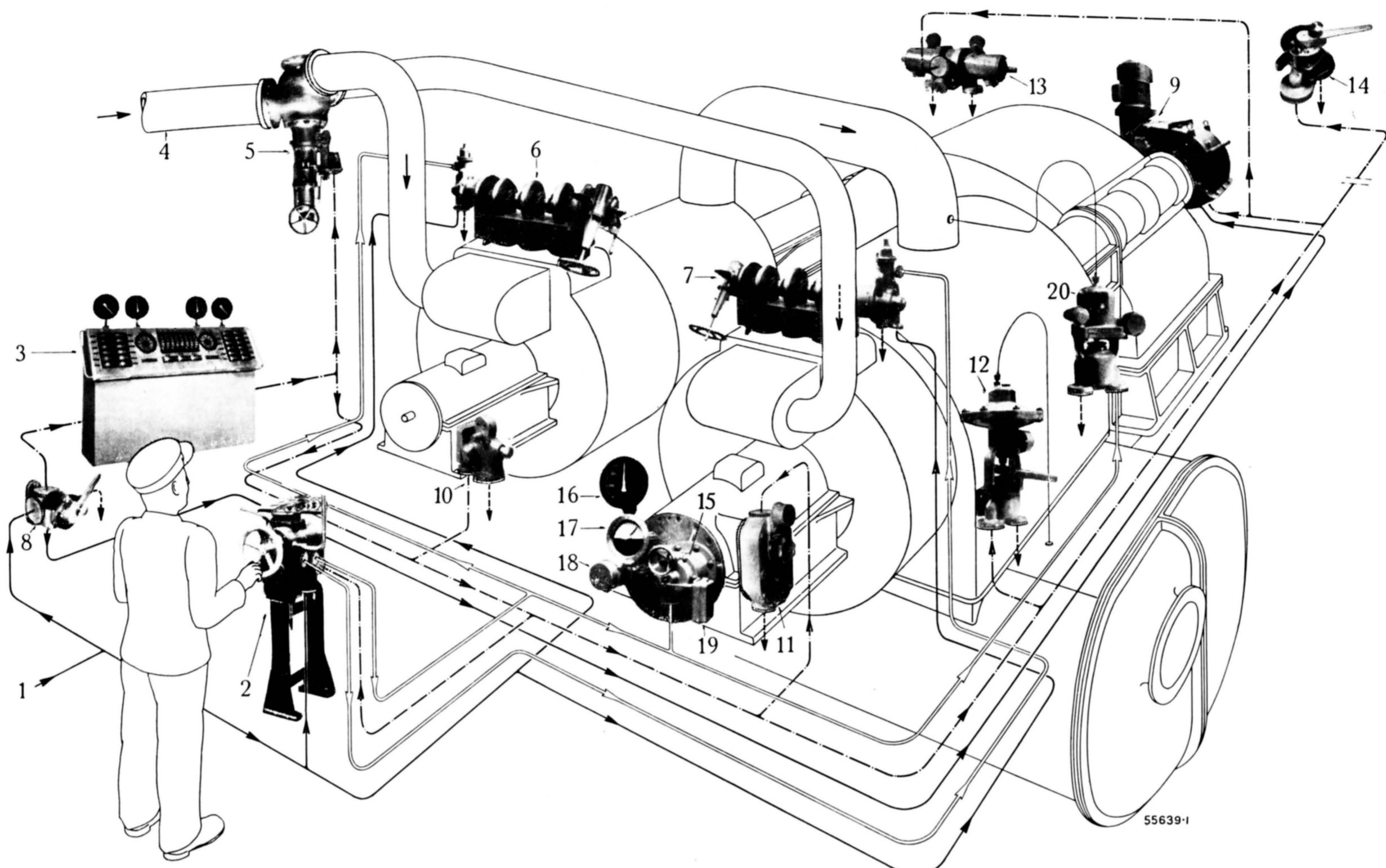


Fig. 8. — Représentation schématique d'une commande hydraulique d'une installation de turbines marines avec dispositifs de sécurité.

1 = Arrivée de liquide sous pression.  
 2 = Appareil de manœuvre.  
 3 = Poste de commande avec instruments de mesure.  
 4 = Conduite principale de vapeur.  
 5 = Soupape principale d'arrêt et de sécurité.  
 6 = Soupapes de tuyère de marche avant.  
 7 = Soupape de tuyère de marche arrière.  
 8 = Vanne à quatre voies.  
 9 = Vireur avec dispositif de verrouillage, évitant le démarrage de la turbine principale.  
 10 = Régulateur de sûreté, évitant une vitesse trop élevée et relié au déclencheur manuel.  
 11 = Dispositif de sécurité évitant un déplacement axial inadmissible du rotor de la turbine.

12 = Dispositif de sécurité évitant une réduction inadmissible du vide au condenseur (protection contre l'échauffement des aubages de turbines marchant à vide dans le cylindre basse pression).  
 13 = Dispositif de protection évitant le fonctionnement avec une pression insuffisante d'huile de graissage.  
 14 = Dispositif manuel de déclenchement rapide en divers points du compartiment des machines.

15 = Dispositif évitant un fonctionnement intempestif du régulateur de sûreté, quand par exemple la vitesse croît passagèrement lorsque l'hélice sort de l'eau sur des mers démontées. (Limiteur de vitesse utilisable également comme régulateur à vitesse constante de l'hélice.)  
 16 = Tachymètre.  
 17 = Indicateur de sens de rotation.  
 18 = Dynamo du tachymètre à distance.  
 19 = Boîte de contact pour le dispositif de signalisation électrique.  
 20 = Dispositif signalant les pressions trop élevées en différents points, par exemple dans la conduite by-pass.

— Conduite de liquide à pleine pression.

— Système de commande à pression variable.

— Système de sécurité.

La commande hydraulique sans tringlerie permet de résoudre simplement et de façon très claire, tous les problèmes de sécurité.

seules quelques explications complémentaires sont nécessaires.

Tous les dispositifs de sécurité sont reliés au système qui agit sur la soupape d'arrêt à fermeture rapide. Si un des dispositifs de sécurité fonctionne, l'huile s'écoule du système, la vanne d'arrêt se ferme immédiatement et la machine s'arrête. Quelques dispositifs de sécurité agissent aussi de façon à étrangler automatiquement l'admission de vapeur, réduisant ainsi la charge, tant que la perturbation subsiste.

#### Contrôle de la position de l'arbre et de la poussée axiale.

L'indicateur des positions 11 contrôle les écarts axiaux de la position de l'arbre de la turbine. Le limiteur de pression 20 peut aussi être considéré

comme assurant la position correcte de l'arbre, car une pression trop élevée de la vapeur en un point quelconque peut ne pas être compensée, et la forte poussée axiale, qui en résulte, provoque un déplacement axial de l'axe. Le contrôle de la courbe de pression protège simultanément les diverses parties de la turbine d'une pression pour laquelle elles ne sont pas construites.

#### Dispositif de sécurité contre les survitesses.

Le régulateur de sécurité 10 installé dans chaque turbine sert à cette protection; on emploie aussi un limiteur de vitesse 15 qui est le plus souvent placé sur un des arbres intermédiaires du train d'engrenages. Ce limiteur doit éviter que le régulateur de sécurité fonctionne en dehors des cas dangereux.

*Dispositif de sécurité contre une baisse inadmissible du vide dans le condenseur.*

Un vide défectueux peut provoquer à la longue un échauffement inadmissible d'un aubage basse pression travaillant à vide (par exemple la turbine de marche arrière lors de la marche avant). Le dispositif de sécurité 12 contrôlant le vide, élimine ce danger.

*Dispositif de sécurité du vireur.*

Le vireur est employé lors du chauffage des turbines principales. Tant que le vireur fonctionne, les turbines principales (même celle de l'autre bord du bateau dans une installation à plusieurs arbres) ne doivent pas être mises en service, si non le vireur serait détérioré. Cette condition peut être facilement réalisée avec le système de commande hydraulique.

La soupape principale d'arrêt à fermeture rapide est conçue comme organe central de tout le système de sécurité. Pour être indépendant de toute source d'énergie auxiliaire, son piston de commande peut aussi être actionné par de la vapeur vive à la place d'huile sous pression. Si la soupape principale d'arrêt se ferme, toutes les autres soupapes de vapeur se ferment, et elles doivent toutes être fermées avant que la machine démarre à nouveau. La soupape à fermeture rapide peut, dans certaines conditions — comme nous l'avons dit sous I — servir passagèrement de soupape de réglage. Un dispositif spécial breveté, permet de contrôler le fonctionnement de la soupape de fermeture rapide pendant la marche.

*Dispositif d'arrêt rapide à commande manuelle.*

En cas d'avaries, il doit être possible d'arrêter l'installation de divers points du compartiment des machines. Cela peut se faire grâce aux dispositifs d'arrêt rapide. Ceux-ci sont placés à côté de chaque régulateur de sécurité 10, à l'appareil de manœuvre du poste de commande (fig. 4, pos. 4) ainsi qu'à des appareils indépendants (fig. 8, pos. 14) en des points quelconques du compartiment des machines.

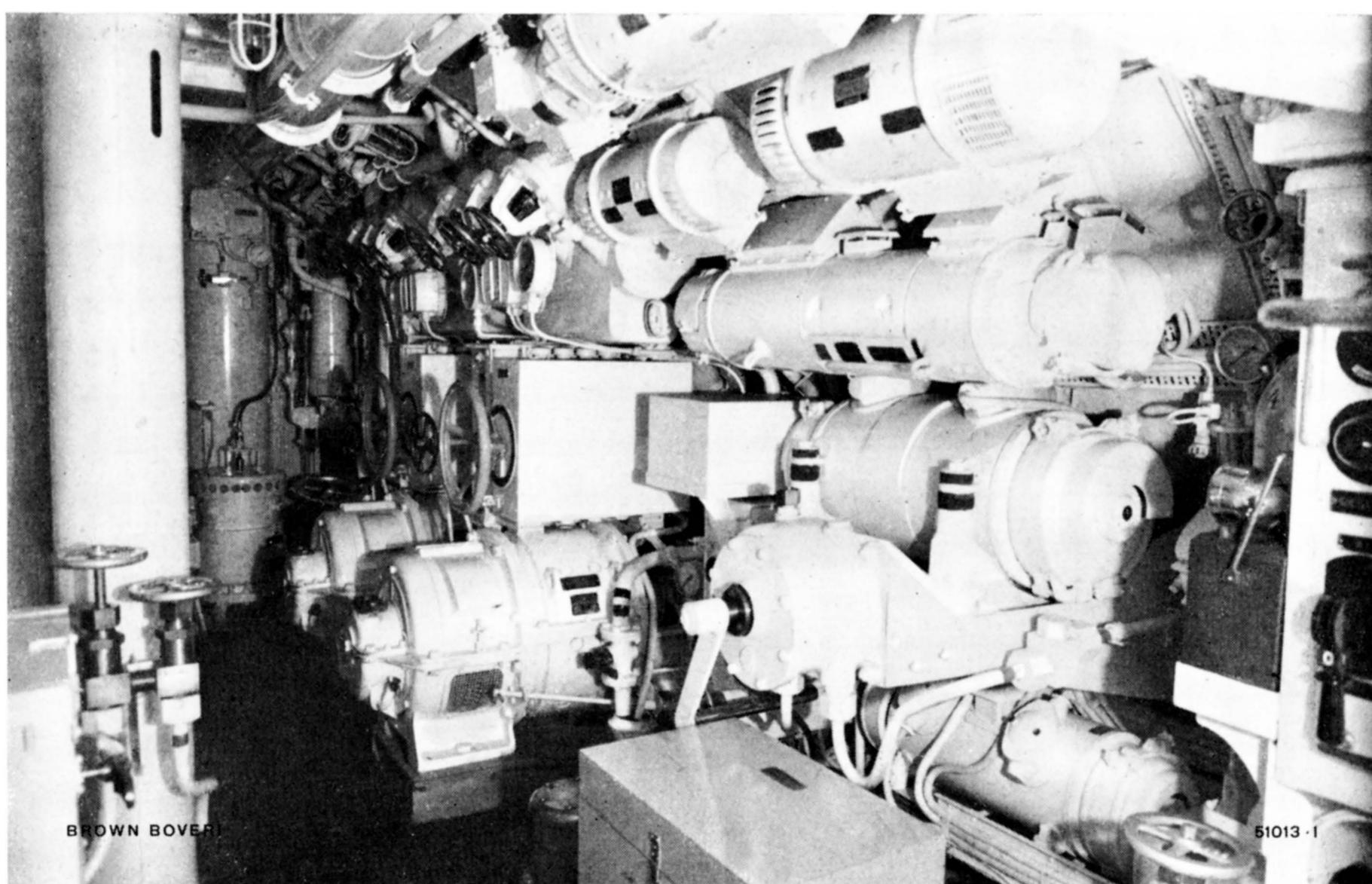
*Contrôle du fonctionnement.*

Tous les dispositifs de contrôle du fonctionnement qui sont réunis au poste de commande (fig. 5 et 6) servent aussi à assurer la sécurité. Il s'agit d'appareils mesurant la pression et la température, permettant de contrôler constamment le fonctionnement en divers points de l'installation. Les dispositifs de signalisation optique sont aussi centralisés au poste de commande et s'allument dès que le fonctionnement n'est pas normal en un point important.

Ces brèves remarques ne font que signaler le soin apporté pour assurer à nos turbines marines le maximum de sécurité de fonctionnement, et les turbines marines que nous avons construites prouvent que, grâce à nos recherches et à une technique très poussée, nous avons, dans ce domaine aussi, réalisé des constructions remarquables.

(MS 856)

A. Klingelfuss et V. Tödtli. (J. C.)



Vue du compartiment des auxiliaires du sous-marin polonais «Orzel» dont l'équipement électrique (moteur principal et nombreux moteurs auxiliaires) avait été livré par Baden.

Au milieu en bas les deux soufflantes de vidange des water-ballast avec démarreurs montés directement sur les moteurs. La place disponible particulièrement réduite et la nécessité de réduire le poids au minimum compliquent la tâche des constructeurs.