

Il est évident que l'usage de ces appareils est de la plus haute importance.

Imagine-t-on, en effet, que dans une batterie de vingt chaudières par exemple, une avarie dans l'une d'elles ou même seulement dans un collecteur, puisse amener la vidange de la vapeur de toutes les autres. Evidemment, il y a les fermetures de vannes à distance, mais il faut du temps pour les fermer et souvent il se peut que des raisons empêchent ces manœuvres à main.

Il est évident, d'autre part, que dans une batterie un clapet devrait fonctionner dans les deux sens, mais jusqu'ici les appareils en usage sont d'un fonctionnement assez douteux.

Dans beaucoup de cas, on emploie seulement un clapet fonctionnant dans un sens.

Lorsque la conduite générale de vapeur était suffisamment éloignée des chaudières pour qu'elle ne fût pas exposée à être endommagée par l'explosion de l'une d'elles, on pouvait obtenir le résultat voulu en adaptant, à l'insertion même des tuyaux adducteurs de vapeur sur cette conduite, des clapets battants, c'est-à-dire se fermant en sens inverse de la sortie de vapeur. Avec cette disposition, la série avariée par un accident se trouve seule isolée du reste de l'ensemble, à la condition toutefois que l'arrachement ne se propage pas jusqu'à l'extrémité du tuyau adducteur correspondant.

Les clapets battants sont applicables, quelle que soit la disposition de la conduite générale, aux groupes de chaudières à petits éléments non surmontés de grands réservoirs contenant de l'eau à haute température, car les explosions de ces appareils ne sont pas accompagnées d'effet violent et n'ont guère de chance d'entraver le jeu des clapets.

Mais s'il s'agit de générateurs à grand volume d'eau, dont la conduite générale est située sur les massifs mêmes, ou dans leur voisinage immédiat, il convient de se prémunir contre les conséquences des effets dynamiques qui peuvent éventuellement se produire et, pour cela, il y a lieu de recourir à des clapets convenablement réglés, se fermant dans le sens de la sortie de vapeur *ou dans les deux sens*, de telle sorte que, lorsque la pression baisse brusquement dans la conduite collectrice, chaque série de générateurs soit complètement isolée.

Alors, l'explosion d'une série arrachant son clapet, et même une portion de la conduite, laisse intact le système de protection ; toutes les autres séries sont fermées brusquement et s'isolent ainsi des parties avariées ou détruites.

Il n'est évidemment pas possible d'apporter une précision complète dans les définitions qui précèdent ; il appartient aux chefs de service d'apprécier chaque espèce, d'après les circonstances qui lui sont propres.

Il n'est pas nécessaire qu'en cas de fonctionnement les clapets s'appliquent hermétiquement sur leurs sièges ; il suffit qu'ils étranglent assez l'écoulement de la vapeur pour le rendre inoffensif. Le défaut de fermeture hermétique peut même avoir l'avantage, pour les clapets qui se ferment du dedans vers le dehors, de rétablir rapidement l'équilibre de pression sur les deux faces lorsqu'ils se ferment intempestivement.

BOITES A CLAPET BATTANT NICLAUSSE (fig. 100 et 101). — A, boîte à soupape fixée sur le collecteur supérieur ou le coffre à vapeur de la chaudière. Cette boîte, dénommée aussi tête de cheval, sert de nourrice aux trois prises de vapeur des collecteurs 1, 2 et 3. — P, prise de vapeur du collecteur 1. — D, prise de vapeur du collecteur 2. — E, prise de vapeur du collecteur 3. — C, clapet battant supporté par le plateau Cr et obturant par son propre poids l'orifice B. Le siège de ce clapet est légère-



ment incliné. — B, grand orifice de la boîte A, communiquant avec la chaudière et terminé par un conduit crépiné.

Indret emploie une soupape battante constituée par un clapet *c* qui se déplace verticalement, une vis *V* permet de tenir à volonté ce clapet soulevé, ce qui est parfois utile pour opérer la vidange de la chaudière, à l'aide de la pression de la vapeur du collecteur 2, par exemple.

NOTA.— Le clapet battant est un interrupteur automatique qui s'ouvre sous l'action de la vapeur

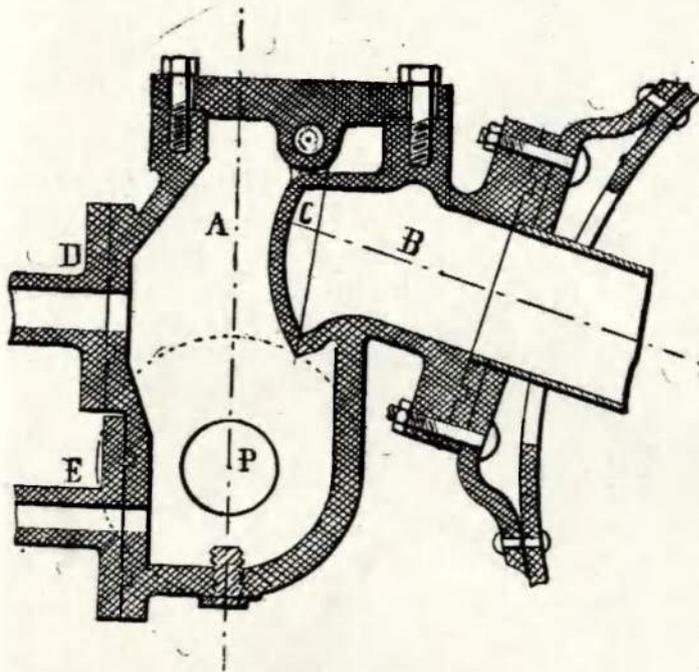


Fig. 100.

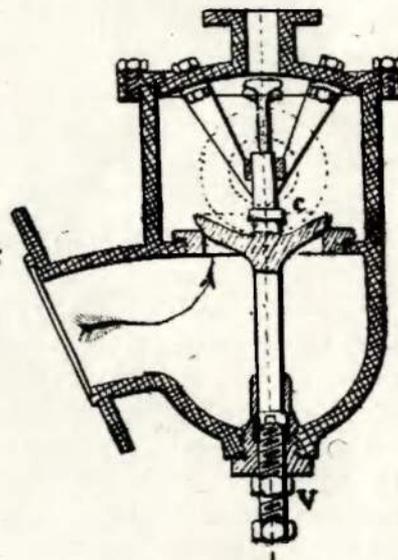


Fig. 101.

sortant de la chaudière. Dès l'instant où la pression dans la boîte devient supérieure (par suite de la communication des générateurs) à la pression d'arrivée, le clapet *c* se ferme pour ne s'ouvrir à nouveau que lorsque l'équilibre de pression aura été atteint, équilibre qui s'établira en très peu de temps, puisque la chaudière produit de la vapeur.

OBTURATEUR LABEYRIE. — Cet obturateur, appelé aussi clapet à boulet, est basé sur le principe suivant :

La vitesse d'écoulement de la vapeur à l'air libre, ou dans un milieu à pression moindre, est beaucoup plus grande qu'un courant alimentant une chaudière.

Ce courant est *intermittent* ; il ne devient continu que dans des circonstances exceptionnelles. L'inertie du boulet s'oppose à son soulèvement, tant que le courant n'atteint pas une vitesse, qu'on peut fixer à l'avance.

Ainsi que les figures l'indiquent, ce clapet se compose d'un boulet en bronze reposant, soit sur un

siège ménagé à la partie inférieure de la boîte sphérique en fonte, dans laquelle il se trouve (*fig. 103*), soit sur une hausse mobile en bronze, qui traverse le fond de cette boîte (*fig. 102*). Il n'oppose aucun obstacle au passage de la vapeur, tant que le courant est intermittent, mais si ce courant devient continu, à la suite d'une rupture de tuyau ou de récipient, sa vitesse augmente, et le boulet se trouve entraîné, par un effet de succion, sur l'un de ses sièges verticaux, où la pression le maintient. Le boulet retombe par son propre poids, sur le siège horizontal, dès que la pression dans la boîte vient à cesser.

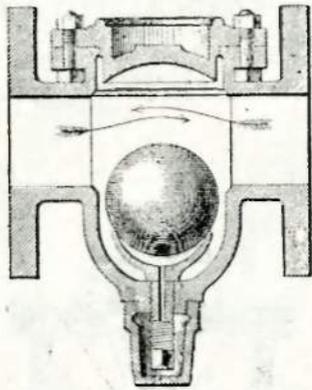


Fig. 102.

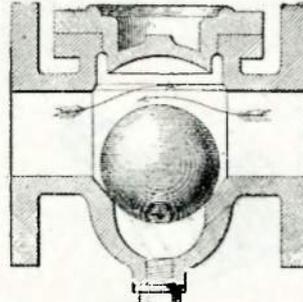


Fig. 103.

un effet de succion, sur l'un de ses sièges verticaux, où la pression le maintient. Le boulet retombe par son propre poids, sur le siège horizontal, dès que la pression dans la boîte vient à cesser.

CLAPET LETHUILLIER ET PINEL. — Ce clapet (*fig. 104*) se compose d'une boîte en fonte A renfermant le clapet *c*, guidé par la tige centrale *g*. Le clapet est formé de

deux disques, *c, d*, dans le genre de celui de la soupape à échappement progressif des mêmes inventeurs, mais naturellement renversé, puisqu'il s'agit d'obtenir l'effet contraire.

En marche normale, la pression, appuyant sur le disque, maintient le clapet ouvert, et ce dernier n'offre aucun obstacle au passage de la vapeur ; au contraire, si une rupture se produit dans la conduite générale, l'écoulement de la vapeur prend une vitesse considérable, provoque l'aspiration du clapet, de sorte que celui-ci se trouve entraîné par le courant rapide de la veine fluide, et ferme instantanément l'orifice *o*, contre lequel il reste maintenu par la pression.

Lorsque les choses sont ramenées à leur état normal, le clapet retombe par son propre poids.

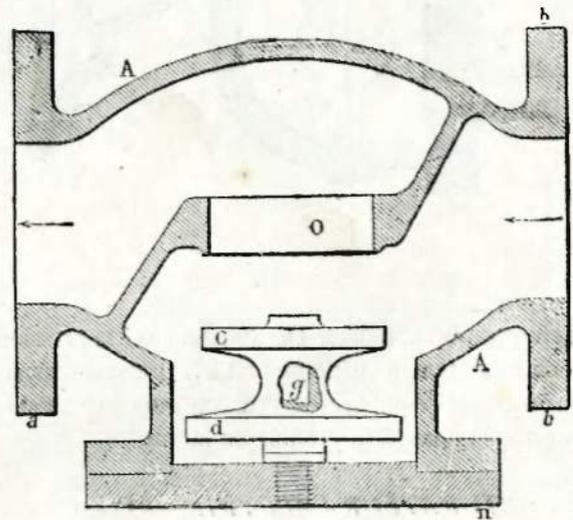


Fig. 104.

CLAPET PILE. — Ce clapet, appelé aussi obturateur pneumatique, se compose :

1° D'une tige centrale T, faisant corps avec deux pistons en bronze, dont l'un P', qui constitue le clapet, a la forme d'un cylindre creux, et l'autre, P celle d'un disque plein.

Cette tige est prolongée à travers le couvercle de la boîte, qui renferme le clapet (*fig. 105*), et indique la position de celui-ci ; ou bien, elle est remplacée par un robinet R' (*fig. 106*), et dans ce cas, la vapeur s'échappant par l'ouverture *o*, indique que l'obturateur est fermé.

2° D'un boisseau cylindrique en bronze, alésé aux diamètres des pistons, et portant, d'une part, deux tubulures AA', l'une pour l'entrée, l'autre pour la sortie de vapeur, et d'autre part, deux conduits c'c, de diamètre convenables, destinés à mettre les tubulures AA' en communication avec les chambres F'F. comprises entre les pistons et les fonds du boisseau.

Le robinet R est terminé par une tubulure, et est prolongé par un tuyau K, qui relie tous les obturateurs.

Voici comment fonctionne ce clapet :

En marche normale, la vapeur entre en A, pour sortir par A', et les organes de l'appareil occupent la position de la *figure 105*.

Si le fait de l'explosion d'une chaudière, ou par la rupture d'un tuyau, l'écoulement du fluide vient à s'accélérer, la puissance aspiratrice du courant s'accroît, et elle s'exerce dans la chambre F,

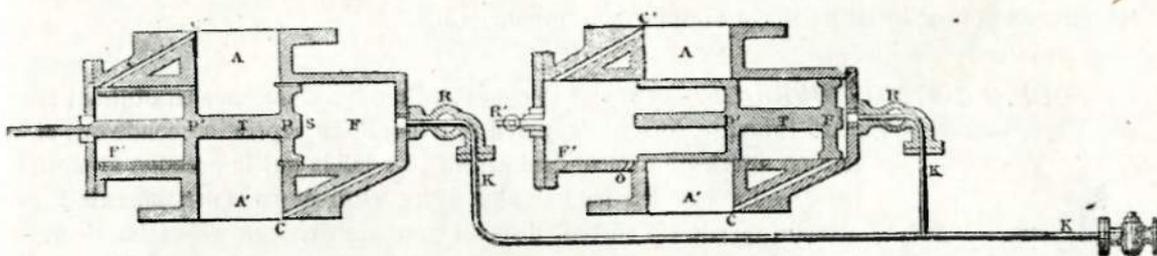


Fig. 105.

Fig. 106.

par l'intermédiaire du conduit c; à ce moment, la pression diminue alors sur la face s du piston P, en même temps que, grâce à la direction du conduit c', elle augmente sur le piston P', et l'équilibre étant rompu, les pistons viennent occuper la position indiquée par la *figure 106*.

A ce moment l'obturateur est fermé, et la chaudière se trouve isolée. Si à la suite de l'explosion ou de la rupture dont nous venons de parler, la chaudière est assez éloignée du lieu de l'accident, pour qu'il ne se produise aucune accélération du courant de vapeur dans les tubulures AA, l'obturateur n'en fonctionnera pas moins grâce au conduit K. En effet, ce conduit qui relie les chaudières de la batterie à la chambre F, se trouvera en communication, soit avec le générateur qui a fait explosion, soit avec l'atmosphère, s'il a été brisé, et amènera dans cette chambre une dépression assez forte, pour produire la fermeture de l'obturateur. Le conduit général K se termine par un robinet, placé à portée des chauffeurs; ceux-ci peuvent, en l'ouvrant, provoquer la fermeture de tous les obturateurs, et s'assurer ainsi de leur bon fonctionnement.

CLAPET DORIER (fig. 107 et 108). — En état normal de travail, tous les générateurs groupés

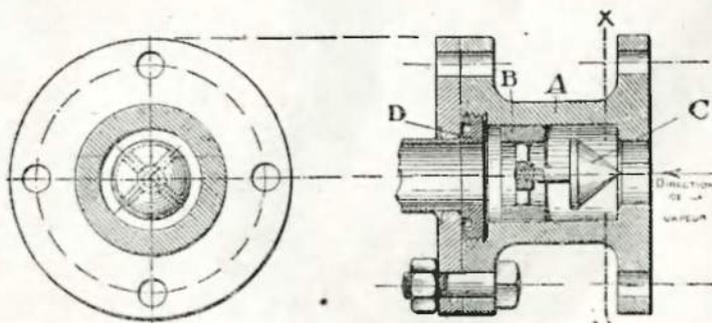


Fig. 107.

Fig. 108.



ensemble concourent pour fournir la vapeur aux machines. La vapeur en sortant d'un de ces générateurs frappe contre la pointe de la partie conique du clapet de sûreté *c*, pousse à fond le guide B (comme l'indique la *fig. 108*), passe librement autour du cône et entre les bras du guide pour se rendre au collecteur et de là aux machines.

Si le régime de marche du groupe des générateurs se trouve tout à coup détruit par l'explosion d'une des chaudières ou d'un tube vaporisateur, l'équilibre rompu, en raison de la déperdition de pression de la chaudière détériorée, fait changer instantanément la direction de sortie de cette énorme masse de vapeur disponible accumulée, qui, au lieu d'aller aux machines, afflue en sens inverse par le gros collecteur ou détenteur pour s'échapper avec impétuosité au travers des déchirures ou du tube vaporisateur rompu.

C'est à l'instant de cet échappement inopiné qu'entre en jeu l'appareil à clapet de sûreté automatique, dont le clapet conique poussé avec force en sens inverse par cette masse de vapeur se colle contre son siège et bouche instantanément l'orifice de consommation.

SOUPEPE ATMOSPHERIQUE. — On vide quelquefois l'eau des chaudières en utilisant pour cela la pression de la vapeur. En outre, lorsque l'appareil se refroidit, la vapeur se condense, et la

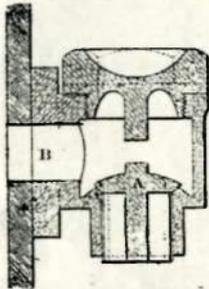


Fig. 109.

tension intérieure devient rapidement plus faible que la pression atmosphérique. — La chaudière tendrait alors à être déformée par la pression extérieure, attendu qu'elle est surtout disposée pour résister à un effort intérieur. — Pour éviter cet inconvénient, on place sur le coffre à vapeur une petite soupape A (*fig. 109*), dite *soupape atmosphérique*, qui se soulève pour laisser entrer l'air par la tubulure B quand la tension intérieure diminue. En marche elle est appliquée sur son siège par la pression de la vapeur. — On ajoute quelquefois un petit contrepoids. — Sur les chaudières cylindriques, qui sont beaucoup plus résistantes que les anciennes chaudières parallépipédiques, on se dispense généralement de cette installation, et on se borne à décoller les soupapes de sûreté quand il est nécessaire. — Il est du reste bon d'éviter

les rentrées d'air inutiles pendant le refroidissement, les chaudières paraissent mieux se conserver — Il peut même être avantageux de faire le plein complet avant que l'appareil ne soit froid.

Sur les chaudières aquatubulaires, on ne rencontre plus la soupape atmosphérique.

QUATRIÈME LEÇON

Réchauffage de l'Eau et de la Vapeur

RÉCHAUFFEURS D'EAU D'ALIMENTATION (fig. 110). — Ces appareils ont pour but d'utiliser la vapeur d'échappement des cylindres, c'est-à-dire de la vapeur qui ne pourrait plus être employée, pour récupérer au profit de l'eau d'alimentation la plus grande partie des calories contenues dans cette vapeur.

Le bénéfice que l'on en retire est parfois considérable, l'eau d'alimentation pouvant de ce fait, dans certains cas, arriver presque bouillante au générateur. De nombreux types de réchauffeurs existent. L'appareil que nous décrivons, dit type S. G., nous a paru particulièrement pratique.

Il se compose d'un corps cylindrique A en fonte, comportant les tubulures d'arrivée et de sortie d'eau B et C. Un couvercle en fonte D comporte des tubulures d'arrivée de vapeur et d'évacuation d'eau condensée. Un faisceau tubulaire est fixé à l'intérieur de l'appareil.

Les tubes sont en cuivre, courbés en *u* et mandrinés aux deux extrémités dans une plaque en tôle de fer. L'appareil porte une patte E permettant de le fixer soit sur une colonne, soit sur un bâti, soit sur une cloison.

L'échauffement de l'eau d'alimentation par l'utilisation de la chaleur contenue dans la vapeur d'échappement augmente d'une façon très sensible le rendement des appareils, il assure une moindre fatigue des chaudières. Un kilogramme de vapeur à 120°, température correspondante à la pression d'évacuation du cylindre à basse pression, — transformée en eau à 40°, cède au condenseur $120 - 40 = 80$ calories plus sa chaleur latente de vaporisation, soit 610 calories. — Cette chaleur est rejetée à la mer sans profit pour l'appareil.

On pourrait bien, pour diminuer cette perte, élever la température du condenseur, mais cette élévation ferait tomber le vide et augmenter le travail résistant du piston.

On préfère opérer de la manière suivante ; on prend 1/10^e du poids de vapeur de la boîte à tiroir BP, on le dirige dans le réchauffeur où il cède sa chaleur à l'eau réfrigérante.

Soit 1 kil. 500, la pression de la vapeur dans la boîte à tiroir ; la vapeur prélevée dans cette boîte pourra s'écouler et se condenser à 100° dans le réchauffeur ; comme il suffit de condenser 100 grammes environ de vapeur pour élever la température de 1 kilog. d'eau de 40° à 100°, on obtiendra en utilisant 1/10^e de la vapeur évacuée par l'appareil moteur, une récupération de 60 calories par kilog. d'eau d'alimentation, dont il faudra, toutefois déduire le travail qui n'a pas été effectué au cylindre BP.

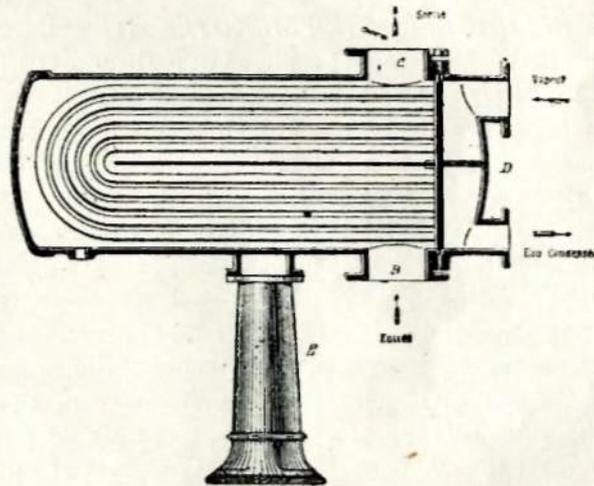


Fig. 110.



Soit une machine d'une puissance de 19.600 chevaux répartie en trois expansions.

Supposons la dépense horaire par cheval égale à 8 kilog. de vapeur, le poids d'eau d'alimentation envoyé dans les chaudières est : $19.600 \times 8 = 156.800$ kilog. par heure,

dont on ne veut utiliser que le $1/10^e$, soit 15.680.

Utilisons le $1/10^e$ de ce poids à 130^o , température à la boîte à tiroir BP ; la chaleur totale contenue dans 1 kilog. de cette vapeur est :

$$\lambda = 606,5 + 0,305 \times 130 = 647 \text{ calories.}$$

Chaque kilog. de vapeur peut donc fournir à l'eau d'alimentation : $647 - 100 = 547$ calories, soit dans une heure : $547 \times 15.680 = 8.741.696$ calories, permettant d'élever de 50^o la température de l'eau d'alimentation. Le gain d'utilisation sera de 0,09.

Mais le $1/10^e$ du poids total de vapeur n'a pas travaillé dans le cylindre BP, il en résulte une perte de puissance de : $\frac{19.600}{3} \times \frac{1}{10} = 550$ chevaux,

qui, en admettant une consommation de 1 kilog. par cheval-heure, correspond en une heure à 650 kilog., soit $650 \times 5.600 = 3.640.000$ calories à retrancher de 8.741.696.

$$\text{Bénéfice : } 8.741.696 - 3.640.000 = 5.101.696 \text{ calories}$$

En supposant que la chaudière utilise seulement 5.600 calories dans la combustion complète de 1 kilog. de charbon à 7.500 calories.

RÉCHAUFFEUR NORMAND (fig. 111). — Le réchauffage par la vapeur a été employé, notamment par M. Normand, et appliqué en particulier aux machines si soignées qu'il fait construire pour ses torpilleurs et sur lesquelles il a obtenu d'excellents résultats. Son appareil se compose d'un petit condenseur par surface A, dont les tubes mandrinés dans les plaques de têtes sont traversés par l'eau refoulée par les machines alimentaires avant son arrivée à la chaudière. Elle pénètre dans la coquille inférieure B et s'évacue par la coquille supérieure en C. Le réchauffage est opéré par la condensation d'une certaine quantité de vapeur prise, soit vers le milieu de la course d'un cylindre BP, soit dans la boîte à tiroir de celui-ci, en un mot dans une partie de la machine où la vapeur ayant déjà produit une grande partie de son travail a cependant encore une pression suffisante pour que sa température soit supérieure de quelques degrés à celle que l'on veut donner à l'eau d'alimentation. On se sert aussi de l'eau des purges, des enveloppes, cylindres et tiroirs.

Cette vapeur circulant en sens inverse de l'eau, ce qui est favorable à la transmission de la chaleur arrive autour des tubes en D et l'eau condensée s'évacue en D' par l'intermédiaire d'un réservoir de purge à flotteur A' dont le détail est donné à part. Le flotteur, en se soulevant quand le niveau s'élève dans la caisse à tubes avec laquelle il communique en D' et le petit tuyau a, ouvre plus ou moins une petite soupape qui démasque l'orifice du tuyau B' par lequel la pression chasse l'eau de chauffe à la bêche ou au condenseur. Un autre petit tuyau c permet de purger à la main. L'efficacité de ce réchauffeur a été notablement accrue par les précautions qui ont été prises pour assurer le brassage de l'eau chauffée dans l'intérieur des tubes. Il est obtenu en plaçant devant les plaques de tête une sorte de crépine en laiton m, dont les trous fraisés par en dessous, comme le montre la coupe à grande échelle,



sont assez petits pour bien mélanger l'eau à la sortie des tubes. Cette crépine soutient en même temps de petites chicanes *n* formée d'une lamelle de laiton étamé, repliée et nouée sur elle-même et qui reste suspendue dans chaque tube dont l'eau se trouve ainsi forcée de tourbillonner. On visite de temps en temps les chicanes pour s'assurer qu'elles ne sont pas usées ou brisées, leurs débris étant retenus par la crépine, de façon qu'ils ne puissent venir se loger sous les soupapes. Un tuyautage permet d'envoyer directement l'eau alimentaire à la chaudière sans la faire passer par le réchauffeur. Un tuyau *d* purge

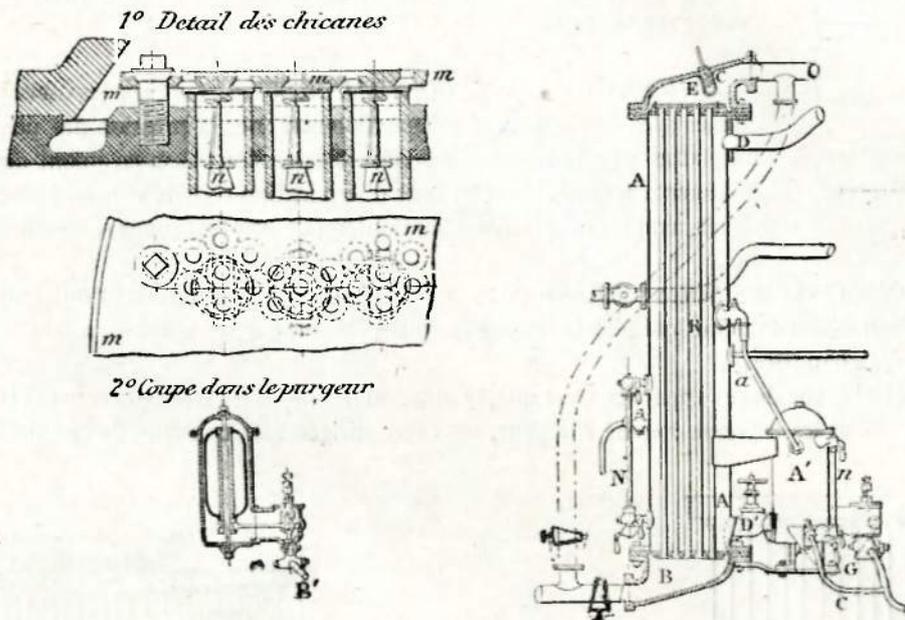


Fig. 111.

au condenseur l'air qui pourrait s'accumuler dans la caisse à tubes et dont la présence serait très préjudiciable à la condensation dont il diminue très rapidement la facilité et l'activité.

Le coefficient de convection de la chaleur dans la condensation de la vapeur sur une surface métallique étant incomparablement plus grand que celui de l'air, on conçoit que le réchauffeur Normand exige une surface de chauffe beaucoup moins grande que les économiseurs placés dans les conduits de fumée pour donner une même élévation de température. Il est donc moins lourd, moins encombrant et plus facile à loger à l'abri dans les navires. Il risque moins de s'encrasser ou de s'incruster. Il a permis de réaliser une économie moyenne de 25,2 % sur les torpilleurs auxquels il a été appliqué.

SURCHAUFFEURS ET ÉCONOMISEURS

SURCHAUFFEURS. — Les surchauffeurs se composent en général de serpentins tubulaires chauffés par le foyer ; nous décrivons sommairement le surchauffeur Pielock (*fig. 112*) qui est un peu différent ; il a été appliqué en particulier sur le cargo-boat *Rance* (Compagnie Générale Tran-



atlantique). Les chaudières sont des chaudières cylindriques fonctionnant à 12 k. 6 ; la température de la vapeur saturée est 192°. Le surchauffeur se compose d'une boîte étanche A placée sur les tubes, par conséquent chauffée par les tubes où passent les flammes. La vapeur, à la sortie, est à la température de 270°. Par suite on a surchauffé de 78°.

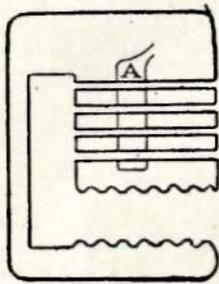


Fig. 112.

La consommation de charbon, mesurée aux essais, était 408 grammes brûlés pour un cheval-heure (mesurée aux diagrammes). C'est une consommation très réduite ; la puissance de la machine était 1.304 chevaux avec une triple expansion.

DIVERS TYPES D'ÉCONOMISEURS. — On peut les diviser en deux classes : les économiseurs qui fonctionnent sous la pression des pompes alimentaires et les économiseurs sous faible pression placés en amont des pompes d'alimentation. Ces derniers sont d'application récente et semblent présenter de tels avantages qu'il n'est pas douteux de voir leur usage se développer.

1° ÉCONOMISEURS SOUS PRESSION. — Les économiseurs sous pression ont pour but de réchauffer l'eau d'alimentation qui leur est envoyée sous pression par les pompes, avant son introduction dans la chaudière.

La caractéristique de ces appareils, c'est que, le plus souvent, tous les éléments constitutifs y sont en parallèle : l'eau les traverse comme elle veut, sans être dirigée : les courants de circulation inté-

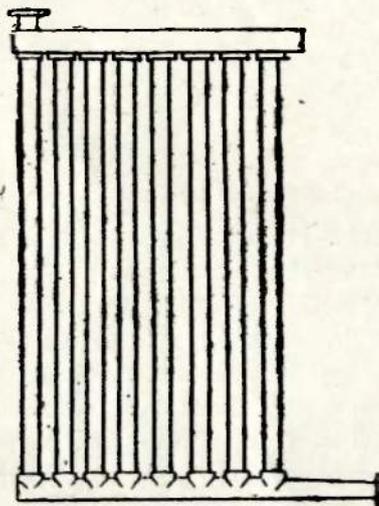


Fig. 113. — Economiseur Green (vue d'un élément).

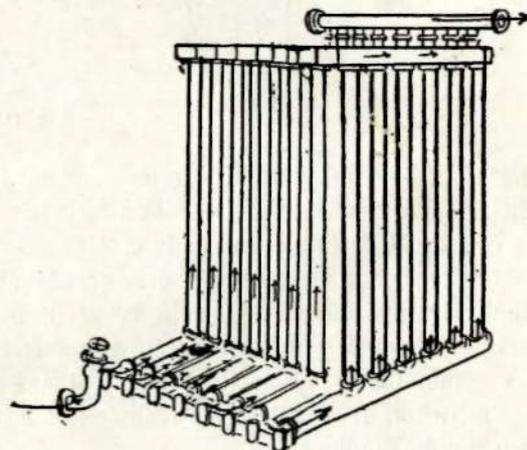


Fig. 114. — Schéma de la circulation dans l'économiseur Green.

rieure sont inconnus et vraisemblablement très variés. Si cet appareil n'est pas sans présenter quelques défauts au point de vue théorique, on peut dire que son fonctionnement est très sûr, qu'il ne crée pas de grande résistance supplémentaire au refoulement de l'eau d'alimentation et que l'eau y séjourne assez longtemps pour s'échauffer au degré nécessaire.



Les économiseurs sous pression ont un défaut qui s'exagère de plus en plus, à mesure que la pression des chaudières aquatubulaires s'accroît : c'est que ce sont des appareils en fonte et que cette fonte supporte non seulement la pression de la chaudière, mais encore toute la surpression nécessaire pour vaincre les résistances passives des éléments de distribution situés en aval des pompes.

Il faut reconnaître toutefois que les économiseurs sont exécutés en fonte de qualité exceptionnelle et que l'épaisseur des parois correspond à un travail du métal extrêmement réduit ; aussi les accidents sont ils d'autant plus rares que les économiseurs sont munis réglementairement d'une soupape de sûreté.

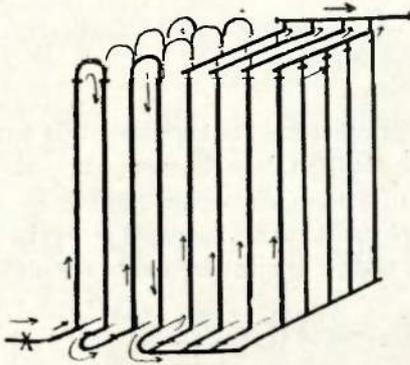


Fig. 115. — Schéma de la circulation dans l'économiseur Lemoine.

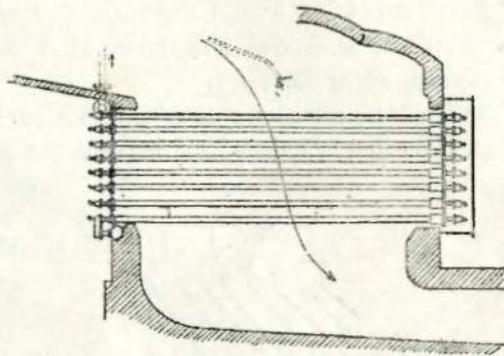


Fig. 116. Economiseur de Naeyer.

Pour empêcher une fatigue exagérée des éléments, on recommande de ne pas admettre l'eau à une température inférieure à 40° et à cet effet on reprend à l'aspiration de la pompe une petite partie de l'eau qui est déjà réchauffée. Par cette opération, on perd tout ce qu'on a dépensé pour la compression de l'eau de réchauffage jusqu'à la pression de la chaudière ; mais cette perte, notable par rapport au travail réellement utile, est pécuniairement

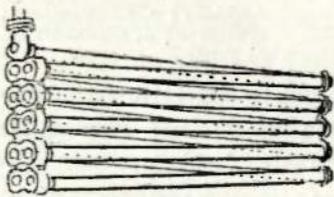


Fig. 117. — Un élément d'économiseur Belleville.

faible vis-à-vis du coût total de force motrice pour l'alimentation.

Les appareils Green et analogues sont en fonte. Un certain nombre de réchauffeurs sont en tube d'acier : ce sont alors généralement des appareils faisant partie intégrante des chaudières, et que les gaz traversent avant de se rendre au

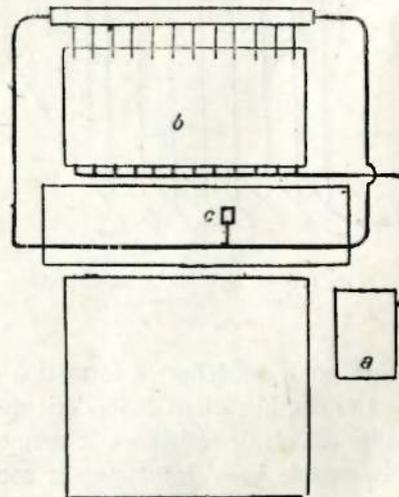


Fig. 118. Schéma d'une chaudière Belleville avec économiseur :

- a, Régulateur d'alimentation.
- b, Economiseur ;
- c, Clapet d'alimentation.



carneau général. Ces types de réchauffeurs sont généralement constitués de tubes horizontaux, montés en serpentins. Le nettoyage de la suie se fait à la brosse ou par époussetage à la vapeur. Etant donné leur place en dernière zone de la chaudière, ces réchauffeurs sont parcourus par des gaz à plus haute température que ceux disposés dans les carneaux. Il faut particulièrement se défier de la corrosion des tubes d'acier, comme nous l'avons signalé plus haut.

Les figures 113 à 118 représentent le schéma des dispositions et du fonctionnement d'un certain nombre d'économiseurs sous pression.

2° *ÉCONOMISEURS SOUS FAIBLE PRESSION.* — Ces appareils sont l'application des brevets récents de M. Lucien Neu qui en a fait des essais couronnés de succès.

Le principe est le suivant :

L'eau froide est introduite dans l'économiseur sous une pression très peu supérieure à la tension de la vapeur d'eau à la température maxima que pourra prendre l'eau dans l'économiseur (sous une pression de 12 m. à 15 m. d'eau pour 120°).

L'eau est réchauffée dans l'appareil et reprise à la sortie par une pompe alimentaire qui la refoule alors

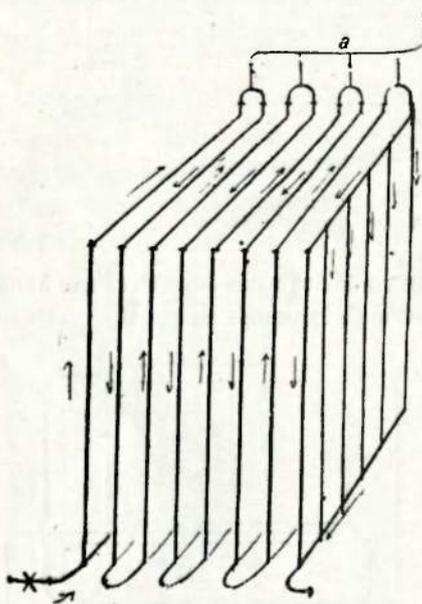


Fig. 119. — Schéma de la circulation dans l'économiseur Neu :
a, Tube d'air.

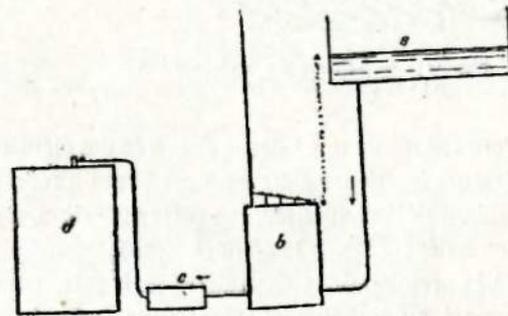


Fig. 120. — Dispositif de montage de l'économiseur Neu :
a, Bâche ; b, Economiseur ;
c, Pompe ; d. Chaudière.

dans la chaudière. De cette façon l'économiseur n'est soumis qu'à une pression maxima de 4,500 kg par centimètre carré, quelle que soit la pression dans la chaudière. Cette pression sera nécessaire, mais suf

fisante pour empêcher la formation de poches de vapeur dans l'économiseur.

Les considérations de fonderie empêchent qu'on emploie des tubes d'eau d'aussi faible épaisseur que les calculs de résistance le permettraient ; toutefois on peut aller un peu en dessus du minima indispensable pour les appareils sous pression. Les joints travaillent très peu et les fuites sont faciles à éviter.

Nous avons représenté sur la figure 120 le schéma de montage de l'appareil de M. L. Neu et, sur la figure 119, celui de la circulation. Le montage est le même que celui d'un appareil de distribution d'eau chaude dans un immeuble. L'eau chauffée se trouve dans l'appareil sous la pression



de l'eau froide H ; elle circule dans cet appareil et s'échauffe ; en même temps l'air contenu dans l'eau se dégage et vient à la partie haute des coudes supérieurs ; là il faut l'expulser. Le meilleur moyen est de réunir tous les points hauts des coudes par une tuyauterie de petit diamètre débouchant à l'air libre, à une hauteur supérieure à H et comportant, si l'on veut, une partie de diamètre plus grand servant de vase d'expansion.

C'est là un énorme avantage du système : non seulement la pression est faible, mais elle ne peut jamais augmenter puisque le liquide contenu est constamment maintenu en communication libre avec l'atmosphère.

L'évacuation d'air permet sans aucun inconvénient qu'on dispose les faisceaux, non plus en parallèle, mais en série. Par suite on peut, d'une part, réaliser le chauffage méthodique, et d'autre part utiliser plus longuement la surface de chauffe.

CINQUIÈME LEÇON

Réglage de la Vapeur

DÉTENDEURS. — La pression à la chaudière étant, malgré une chauffe bien conduite, sujette à des variations, on a dû imaginer des appareils susceptibles de distribuer dans la machine de la vapeur à une pression toujours constante sous la seule réserve que cette pression restât constamment inférieure à la pression la plus faible de la chaudière.

L'appareil que nous décrivons est le détendeur Muller et Roger (*fig. 121*), bien connu dans la marine, l'industrie et les chemins de fer.

Il se compose d'une boîte AA' en bronze, fonte ou acier, dans laquelle se trouve une soupape équilibrée ss', grâce aux égales sections de ses deux clapets. Ces derniers sont solidaires de la même tige L portant une cannelure e qui sert de piston. La soupape se règle avec le ressort R. En tendant ce ressort au moyen du volant V, on se rend compte que l'on ouvre la soupape. Le bandage est possible grâce aux doigts d glissant dans des rainures. Un levier b permet d'ouvrir à la main les soupapes. Comme l'appareil se monte souvent en sens inverse de la position qu'il occupe sur la figure, pour équilibrer le poids des soupapes, on a disposé un ressort r. Ce dernier est destiné, en outre, à vaincre les frottements légers qui pourraient se produire.

Fonctionnement. — La vapeur entre dans l'appareil par

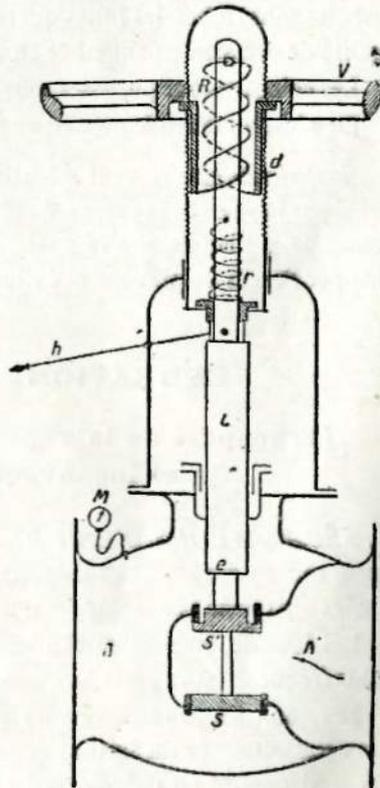


Fig. 121.



l'orifice A', rencontre les surfaces ss' de la soupape à deux voies maintenue fermée par l'action du ressort intérieur r qui équilibre son poids.

Pour faire fonctionner l'appareil, on tend le ressort intérieur R, à l'aide du volant de manœuvre V jusqu'à ce que l'on ait obtenu de la sorte la pression voulue indiquée par le manomètre M.

La vapeur détendue agit alors seule sur l'épaule de la tige L et tend par suite à fermer l'appareil tandis que le ressort R tend à l'ouvrir.

Si la pression augmente à la chaudière, c'est-à-dire du côté A', l'action de la partie e devient prépondérante ; la soupape se ferme progressivement laminant en même temps et de plus en plus la vapeur, ce qui fait que la pression du côté de A ne tend pas à diminuer.

Si au contraire la pression diminue à l'entrée, le ressort R se détend ; la soupape s'ouvre et une plus grande quantité de vapeur vient rétablir l'équilibre.

Les détendeurs ont fait leur apparition, lorsqu'il a fallu introduire, à des pressions inférieures à la pression du timbre, la vapeur dans les machines auxiliaires.

Avec les chaudières à faible volume d'eau, les variations de la pression sont fréquentes et parfois importantes ; on a voulu, avec l'emploi des détendeurs, mettre les appareils à l'abri de ces variations.

Mais les détendeurs ont des inconvénients nombreux et majeurs. D'abord, leur fonctionnement n'est jamais assuré, à cause des frottements, des gommages, des coinçages intérieurs ; et, lorsque les ajustages sont lâches, les fuites qui en résultent sont assez grandes pour établir, en toute circonstance, l'égalité de pression en amont et en aval.

Les coinçages ont pu, assez souvent, amener le stoppage des machines auxiliaires.

De plus, les détendeurs sont encombrants, lourds et d'un prix élevé.

Soupape de sûreté. — Il est utile de mettre une soupape de sûreté à la sortie de l'appareil. En effet si par la suite de la surpression totale du débit, la pression tendait à s'équilibrer des deux côtés de la soupape, à l'entrée et à la sortie, la soupape de sûreté réglée par la pression de détente, laisserait échapper l'excès de pression et éviterait tout accident.

ÉPURATION ET SÉCHAGE DE LA VAPEUR

(Transport de la vapeur. — Calcul de l'eau entraînée. — Causes et inconvénients de l'humidité de la vapeur)

SÉPARATEURS D'EAU ET DE VAPEUR. PURGEURS. — Les séparateurs d'eau et de vapeur ont un double rôle ; ils doivent atténuer les effets de la condensation de la vapeur et l'eau de primage entraînée par la vapeur quand elle prend naissance dans la chaudière.

Les eaux de l'une et l'autre origine ont des inconvénients communs, le plus grave est le coup d'eau, le plus fréquent est la perte aux joints.

Les eaux de primage ont un inconvénient supplémentaire, c'est d'entartre les canalisations et leurs accessoires et cela surtout quand on met dans la chaudière des produits désincrustants, que les eaux sont grasses ou concentrées, et qu'il y a production de mousse, laquelle est entraînée par la vapeur.



Lorsque la vapeur est surchauffée, elle ne contient, théoriquement, plus d'eau de primage, mais elle entraîne parfois des particules de tartre. Nous venons d'écrire le mot « théoriquement », qui demande une explication. Dans les tubes des surchauffeurs, en effet, circule un mélange de vapeur surchauffée, qui est un gaz et qui forme l'enveloppe extérieure de la veine, et de vapeur saturée, qui contient des vésicules d'eau et se trouve au centre.

La chaleur supplémentaire fournie à la vapeur à sa sortie de la chaudière a pour effet de vaporiser d'abord l'eau entraînée, puis de surchauffer la vapeur. Mais cette double action se produit rapidement au contact des parois et se transmet très lentement au centre de la veine. Si donc le surchauffeur n'a pas des circuits qui brisent la veine et brassent les gaz, et si, surtout le surchauffeur est établi dans la méconnaissance de ce principe, que le phénomène de la vaporisation et de la surchauffe sont loin d'être instantanés, mais exigent au contraire, un séjour prolongé de la vapeur au contact des gaz chauds, la vapeur qu'on croit surchauffée ne l'est que partiellement. Pour cette raison et aussi parce qu'il peut y avoir des périodes de surchauffe réduite, sinon presque nulle, de même que des condensations partielles le long des parois des tuyauteries de transport, il est indispensable de mettre des séparateurs d'eau et de vapeur même dans les canalisations de vapeur surchauffée.

Lorsque la canalisation dessert des machines à piston, il est souvent recommandé de donner au séparateur un volume notable (d'une demi-fois à une fois le volume du petit cylindre) et ce volume agit comme régulateur de la pression pendant les périodes successives de l'admission. On espère également que les petites variations de pression qui se produisent dans ce réservoir concourront à débarrasser la vapeur des vésicules d'eau qu'elle contient.

Calcul de l'eau entraînée. — Lorsqu'il n'y a pas d'appareils de séchage, il arrive souvent que la condensation correspond à une émission de 250 à 300 calories par mq. de grille et par heure. Le calcul de la chaleur perdue est, par suite, facile.

Comme la vapeur prend, dans les turbines à action, et aujourd'hui la plupart des turbines appartiennent à cette classe, au moins pour le premier étage, une vitesse considérable, par suite de laquelle les vésicules d'eau entraînée ont une action abusive sur les aubages, il y a toujours lieu de mettre un séparateur d'eau et de vapeur en amont des turbines. Mais si elles marchent en vapeur saturée, ce séparateur doit, à ce que disent certains ingénieurs, être particulièrement efficace, car il aurait été reconnu que l'écoulement continu de vapeur qui se produit à l'admission de la turbine favorise le primage dans des limites très étendues.

Un séparateur d'eau et de vapeur est une capacité plus ou moins grande, dans laquelle l'eau est arrêtée mécaniquement par la projection des vésicules entraînées contre des chicanes disposées de manière variable.

Le séparateur le plus simple est constitué par des combinaisons de tuyauteries, telles que celle de la fig. 122 ou celle de la fig. 123, qui consistent simplement à créer un brusque changement de direction et un cul-de-sac.

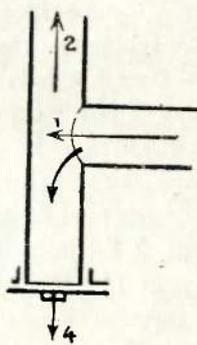


Fig. 122.

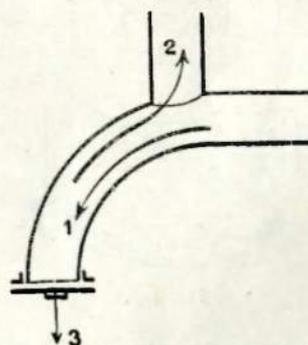


Fig. 123.

Tubes en cul-de-sac formant séparateurs d'eau et de vapeur.



La vapeur arrivant suivant la flèche 1, ressort suivant la flèche 2, après avoir abandonné une certaine quantité de son humidité contre le fond du cul-de-sac.

La *figure 124* représente un séparateur de plus grande capacité et d'un type très courant ; la chicane est une simple tôle verticale séparant l'orifice d'entrée de l'orifice de sortie, et ne laissant à la vapeur qu'un passage vers le bas. Naturellement cette chicane se modifie un peu, suivant les dispositions d'entrée et de sortie dans l'appareil (*fig. 125* et *126*).

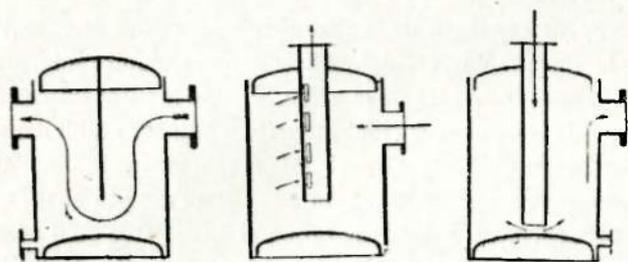


Fig. 124. Fig. 125. Fig. 126.
Séparateurs d'eau et de vapeur à chicane intérieure.

Les expériences de Guthermuth et de Eberlé sur de tels appareils ont montré qu'ils étaient loin d'être parfaits : théoriquement, on devrait assurer un séchage de la vapeur d'autant plus énergique que cette vapeur y arrive avec plus de vitesse ; on a constaté au contraire que

cette augmentation de vitesse se traduisait par une augmentation dans le titre de la vapeur sortant de l'appareil. Il faut déduire de ces expériences que cette forme simple d'appareil ne doit plus être employée dès que la vitesse de la vapeur dépasse 10 m : s à 15 m : s, et dans ce cas il faut rechercher des appareils plus perfectionnés.

Voici (*fig. 127*), un profil d'épurateur, dont le principe d'action est le même que celui de tous les modèles actuellement employés par tous les constructeurs.

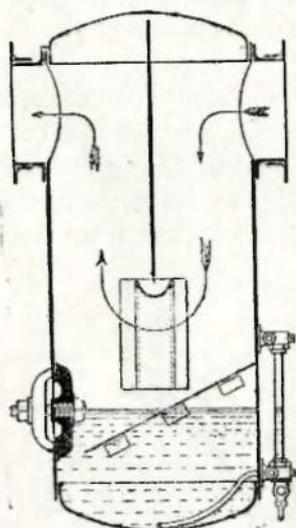


Fig. 127.

Récipient vertical en tôle d'acier de très grandes dimensions ; l'arrivée et la sortie de la vapeur s'y font dans un même plan horizontal supérieur.

Une tôle verticale donne un parcours sinueux à la vapeur, tandis que l'eau tombe dans le fond. Une monture de niveau et une purge complètent les accessoires de l'appareil.

A l'Exposition de Bruxelles figurait un séparateur très simple et de bonne efficacité, du type van Ingelandt (de Lille), qui comporte, comme chicane, un faisceau tubulaire, perpendiculaire à la direction de la vapeur, les tubes étant placés verticalement. Derrière chaque tube, il y a une zone neutre dans laquelle le liquide peut descendre, soustrait à l'entraînement de la vapeur (*fig. 128*).

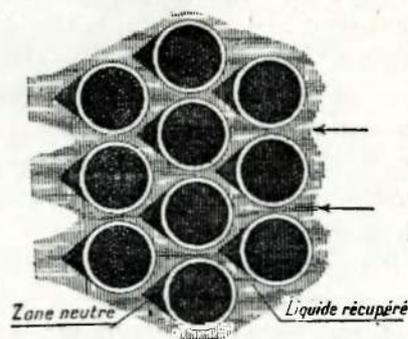


Fig 128.
Séparateur d'eau et de vapeur van Ingelandt.

On pourrait encore employer des appareils à chicanes multiples du genre des séparateurs de vapeur et d'huile, mais leur description sort complètement de notre cadre. Les eaux recueillies dans les séparateurs sont

évacuées à l'extérieur par les purges, à l'aide de pièces de robinetterie qu'on appelle *purgeurs* et qui peuvent soit être automatiques, soit à main.

En général, les purges d'une installation peuvent se classer en deux catégories : d'abord celles qui correspondent à de l'eau condensée propre ; puis les purges huileuses dans lesquelles se trouvent des corps gras provenant du graissage. Les premières doivent être autant que possible recueillies et renvoyées aux chaudières, car leur température fait retrouver des calories et leur pureté améliore le titre des eaux. Les autres sont à rejeter, mais par l'intermédiaire de tuyauteries et de purgeurs disposés de manière à ne pas s'encrasser trop vite ou à pouvoir être facilement nettoyés.

Les purgeurs automatiques sont d'un emploi courant : ce sont des appareils qui demandent du soin tant pour la mise en place que pour l'entretien. Ils ont toujours un orifice de sortie assez réduit, de manière que l'eau, poussée par la pression de la vapeur d'amont, ne sorte pas trop rapidement.

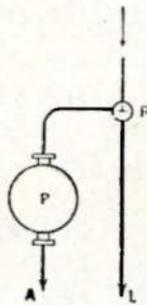


Fig. 129.

Montage d'un purgeur automatique avec purge libre par robinet à trois voies.

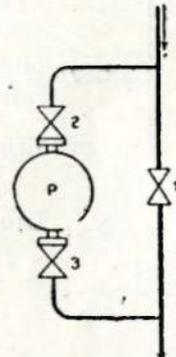


Fig. 130.

Montage d'un purgeur automatique avec purge libre par tuyauterie by-pass.

Il convient de prendre des appareils, largement établis pour le débit qu'on désire, si l'on veut atténuer les inconvénients de leur emploi.

Pour monter les purgeurs automatiques, deux schémas sont à recommander. Dans le premier (*fig. 129*) la purge libre L et la purge automatique A sont dérivées sur un robinet à trois voies R. Dans le second (*fig. 130*) le purgeur automatique est monté en by-pass sur la canalisation et peut-être complètement isolé par la fermeture du robinet 1. De même, on peut fonctionner avec la purge libre en fermant les robinets 2 et 3 et en ouvrant le robinet 1.

L'un et l'autre schémas permettent le démontage du purgeur automatique sans qu'on interrompe le service, puisqu'on peut marcher avec purge libre.

Dans une machine à vapeur à pistons, il y a des purges à différentes pressions : les unes, purges du séparateur et de l'enveloppe HP, sont à la pression d'admission ; les autres purges du receiver et de l'enveloppe BP, sont à une pression beaucoup plus faible, etc. Il est inutile de dire que les tuyauteries de purge doivent être agencées pour ne pas permettre de communication entre ces différents étages de pression.

On peut recommander aussi de ne pas jeter les purges libres dans le même tuyau que les purges automatiques, parce que les premières peuvent troubler le fonctionnement des purgeurs automatiques.



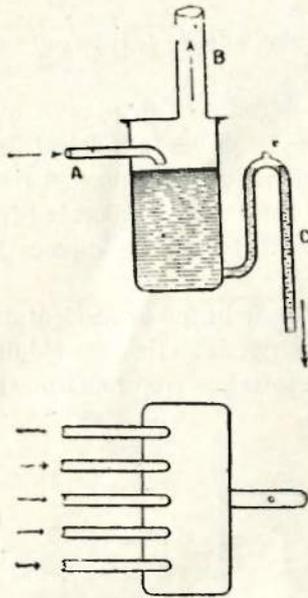


Fig. 131.

Disposition d'une boîte de purges :
 A, Arrivée des purges ;
 B, Evacuation des buées ;
 C, Sorties des eaux condensées ;
 e, Event.

A notre avis, le meilleur montage consiste à amener isolément toutes les purges à une bache en tôle ou en ciment, où l'on peut vérifier le fonctionnement de chacune, et dont l'eau est ensuite envoyée à l'égout. Le schéma de la *figure 131* indique une telle disposition où A représente les arrivées des diverses purges, B l'évacuation des buées, C le départ à l'égout avec évent *e* empêchant le syphon de s'amorcer.

Nous pensons que les tuyauteries de purge ne doivent pas être faites en tubes trop petits : 25 mm ou à la rigueur 20 mm sont un minimum en ce qui concerne le diamètre intérieur. Il ne faut pas oublier non plus que les tuyauteries, jusqu'au robinet d'arrêt ou au purgeur automatique, supportent la haute pression et doivent être par suite, traitées comme telles.

En ce qui concerne la détermination de la grandeur à donner aux purgeurs automatiques, il est bon de baser les calculs sur les chiffres suivants :

Eau entraînée par les chaudières.....	5 à 10 pour 100 de la consommation.
Eau condensée par les tuyauteries et appareils	3 à 5 kilog. par mètre carré de surface extérieure.

Le chiffre trouvé doit être multiplié par 4 ou 5 pour donner le débit théorique (indiqué sur les catalogues de robinetterie) du purgeur automatique minimum à adopter.

PURGEUR GEIPEL. — Ce purgeur est constitué en principe par deux tuyaux, l'un en fer, l'autre en laiton et dont les axes forment un triangle isocèle. Dans ce triangle isocèle, un minime changement dans la longueur des côtés produit un mouvement considérable au sommet.

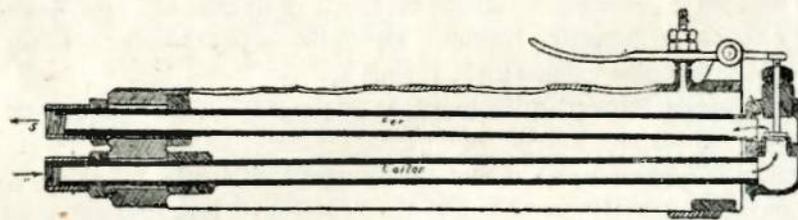


Fig. 132.

Le croquis (*fig. 132*) montre la méthode adoptée dans la construction de l'appareil. Le tube en laiton est celui du bas, il est relié par un tuyau au collecteur qu'il s'agit de purger. Le tube supérieur en fer sert de sortie à l'eau d'évacuation. La valve de décharge est placée au sommet du triangle isocèle.

Le clapet butte par sa tige contre un levier qui, en temps de fermeture, appuie sur lui sans force. Cette fermeture a lieu à chaud.

Quand l'eau a rempli le tube de laiton, ce dernier se refroidit, par suite se contracte, attirant vers le bas le sommet du triangle ; le clapet s'ouvre, ce qui permet à l'eau d'être chassée dans la poussée de la vapeur.

Dès que l'eau est sortie, la vapeur réchauffe l'appareil, le fait dilater, ce qui fait remonter le sommet et le clapet maintenu par le levier et le ressort s'appuie sur son siège. Un écrou placé sur le levier permet de régler le mouvement du clapet à toute pression.

De plus, pour purger à fond et à n'importe quel moment, il suffit de presser à la main sur le levier ; le clapet s'ouvre complètement. Pour examiner ce dernier il n'y a qu'à desserrer l'écrou. Pour monter l'appareil, il suffit de le fixer contre une cloison ou contre le bâti de la machine.

Mise en marche. — La mise en marche est facile : serrer les écrous du levier de façon à ce que la vapeur sorte librement. Ensuite, les desserrer jusqu'à ce qu'on n'aperçoive plus trace de vapeur à l'extrémité du tuyau de décharge.

Il a donné lieu à quelques plaintes sur le *Fleurus* et sur quelques torpilleurs.

DÉTENDEUR RÉGULATEUR DE PRESSON BELLE-VILLE. — Il se compose en principe (*fig. 133*) d'un piston en bronze A, de forme creuse cylindrique pouvant glisser dans une garniture en bronze B ayant des ouvertures *ooo...* permettant à la vapeur de la conduite *C₁* d'entrer dans le piston par des ouvertures correspondantes *o'o'*. Le fond plein du piston porte, en outre, des petits trous *a'a...* laissant entrer la vapeur dans la chambre D. La tige du piston T forme elle-même guide et piston, de surface *s*. Des ressorts R, réglables à volonté, appuient sur la tige du piston.

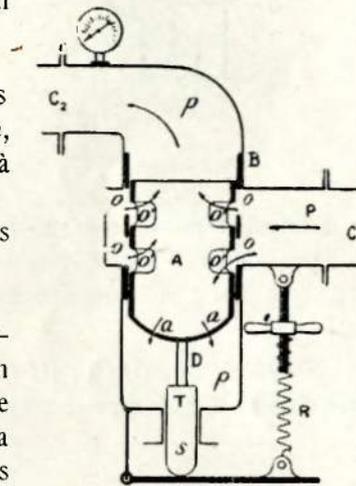


Fig. 133.

La pression d'aval *p* s'établit dans la chambre D ; il s'exerce, par suite, sur le piston T une force *ps* qui contrebalance l'action des ressorts R ; soit T la valeur de cette action.

On peut décrire l'équation d'équilibre :

$$ps = T ; \quad \text{d'où} : p = \frac{T}{s}.$$

On voit donc qu'en réglant T on arrivera, quelles que soient les variations de P dans la conduite *C₁*, à avoir une pression constante *p* dans la conduite *C₂*.

ROBINETTERIE

ROBINETS ORDINAIRES (*fig. 134 et 135*). — Se font ordinairement en bronze ; ils ont une conicité des noix du boisseau égale à 1/10^e.



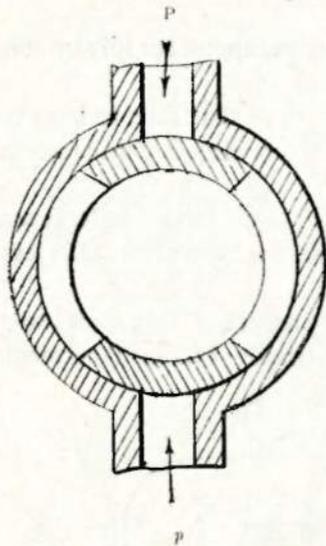


Fig. 134.

L'étanchéité n'est obtenue que par un rodage parfait, elle disparaît assez vite en service.

Les forces qui entrent en jeu dans la manœuvre d'un robinet, donnent lieu à l'équation d'équilibre :

$$F = (P - p) S.$$

Si f est le coefficient de frottement, le travail de frottement est :

$$T = f(P - p) S \times ab.$$

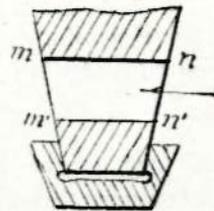


Fig. 135.

(ab représente la longueur d'une des parties hachurées de la noix).

S est la section du tuyau. L'usure croît avec le coefficient de frottement et avec la différence $P - p$.

Tout robinet conique exige un arrêt qui s'oppose au déplacement axial de la noix,

car la pression qui s'exerce sur la surface mm est plus grande que celle qui agit sur $m'n'$.

Sous la noix, il y a toujours un certain vide pour permettre la descente après usure, il faut creuser dans cette partie une gorge pour éviter le ressaut du métal.

ROBINET A BOISSEAU (fig. 136). — Se compose d'une partie en forme de tronc de cône A percé d'un trou B et appelée noix. Cette noix est en bronze et s'emmanche dans une partie creuse de

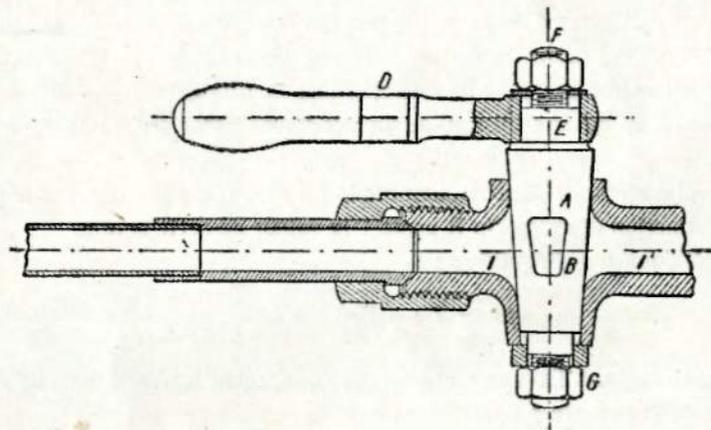


Fig. 136.

même forme appelée boisseau. Elle est terminée par une partie cylindrique portant un méplat et par une partie fileté. La noix se meut à frottement doux dans le boisseau grâce à une clef D qui s'emmanche sur une partie carrée E de la noix où elle se maintient au moyen d'un écrou F. Le serrage de la noix est obtenu par l'écrou G. La partie II' du boisseau est fileté. Le robinet peut ainsi se fixer sur les tuyaux

entre lesquels il y a lieu d'intercepter ou de permettre la communication. Dans la position de la figure, le robinet est fermé.

Remarque. — Le même robinet se fait fréquemment avec des brides au lieu des parties filetées II'.

ROBINET A PRESSE-ÉTOUPES (fig. 137). — Cet appareil a quelque analogie avec le précédent ; mais il sert pour les conduites de plus grand diamètre. Le robinet porte encore une noix percée d'un large orifice et la manœuvre se fait grâce au tournant *c*. Un presse-étoupe assure l'étanchéité.

ROBINET CREUX (fig. 138). — Sert surtout pour les prises d'eau. La noix R est creuse et fait communiquer l'orifice *o* avec l'orifice *o'*. Le serrage et l'étanchéité sont obtenus au moyen des écrous *b*

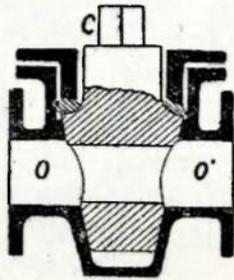


Fig. 137.

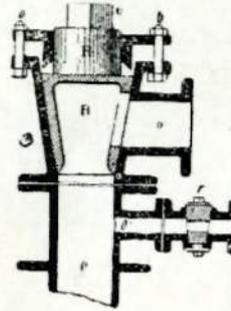


Fig. 138.

serrant un chapeau de presse-étoupes. Parfois sur la sortie d'eau *o* est prise une dérivation *o''* avec robinet interrupteur *r*.

ROBINETS A PLUSIEURS VOIES. — Il y a parfois lieu de faire communiquer un orifice à volonté avec plusieurs autres. On emploie, dans ce cas, des robinets à plusieurs voies. Les figures 139 et 140 montrent un robinet à deux voies. Le boisseau porte trois brides et la noix deux orifices à 90°. Deux traits sur le carré de la noix indiquent le sens des orifices. La figure 141 est la coupe d'un robinet à trois voies. Le carré de la noix porte encore des encoches indiquant le sens des orifices.

Les robinets à plusieurs voies sont peu recommandables lorsqu'il est nécessaire d'avoir des interrupteurs résistants et étanches.

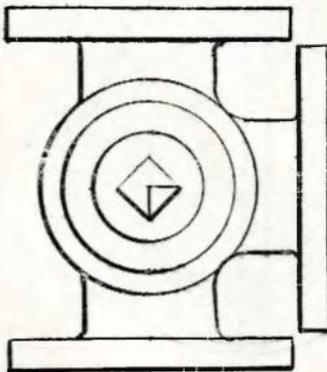


Fig. 139.

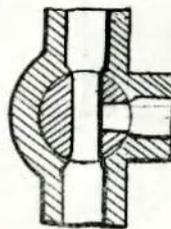


Fig. 140.

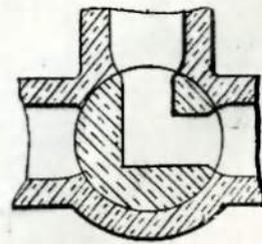


Fig. 141.

QUELQUES TYPES DE ROBINETS

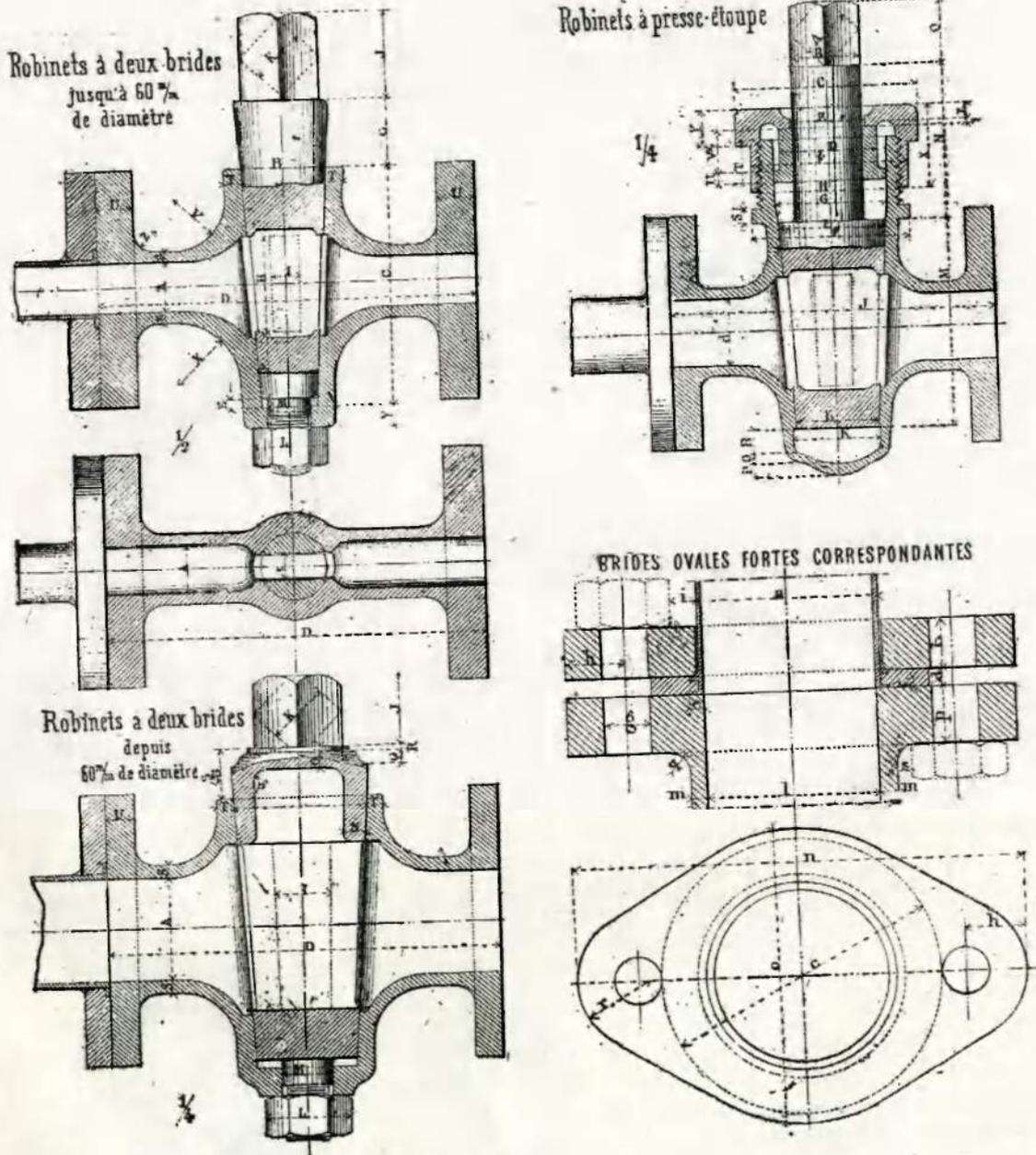


Fig. 142 à 145.

PRESSE-ÉTOUPE DE ROBINET

Très souvent les robinets, tout comme les sièges de pompes ou de soupape, ont besoin, lorsqu'ils ont certaines dimensions, d'être munis de presse-étoupes.

La *fig. 145 bis* montre un genre de presse-étoupes très pratique.

La boîte à étoupes est en bronze et rapportée. Elle est emmanchée à force dans le boisseau.

Le chapeau de presse-étoupes est fou et entraîné par un écrou à six pans qui se visse sur une partie filetée de la boîte à étoupes.

L'étanchéité est obtenue par des tresses en chanvre.

Les *figures 142 à 145* donnent les vues de plusieurs types de robinets très employés.

Les dessins, très clairs, tiennent lieu de toute description.

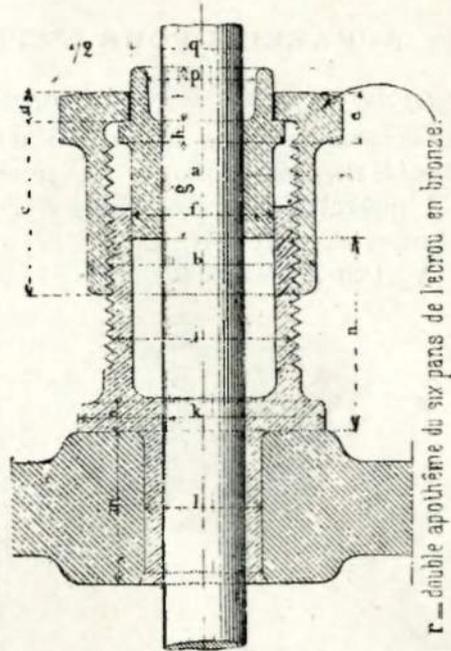


Fig. 145 bis.

APPAREILS POUR L'APPLICATION DE LA MÉTHODE BEZ

DISPOSITIF POUR L'INTRODUCTION DU PRODUIT. VANNES D'EXTRACTION. —

Nous donnons dans notre cours de conduite des chaudières des renseignements détaillés concernant le procédé Bez, pour générateurs de vapeur.

L'application de ce procédé comporte l'introduction dans les chaudières d'un liquide « le William's », qu'il importe de faire arriver en quantités proportionnelles à l'eau d'alimentation.

A cet effet la Maison Bez a prévu l'installation sur le fond de la pompe alimentaire d'un clapet

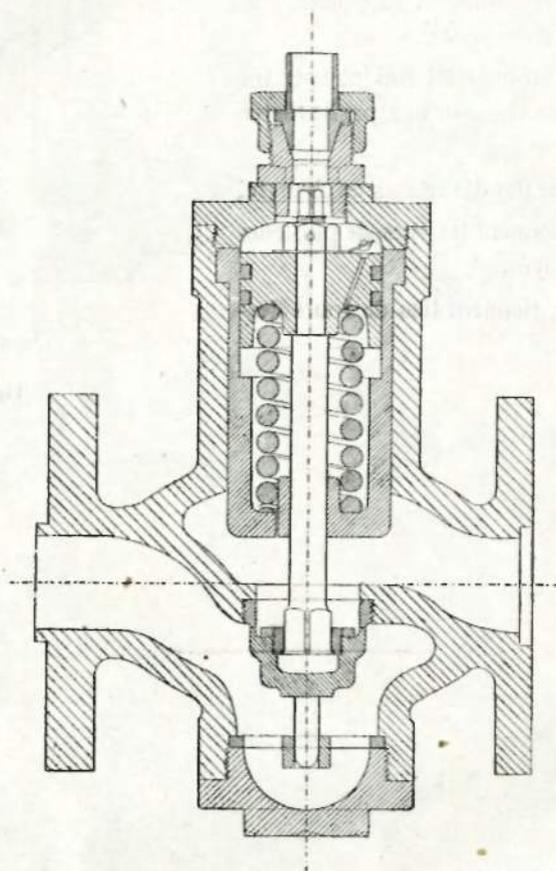
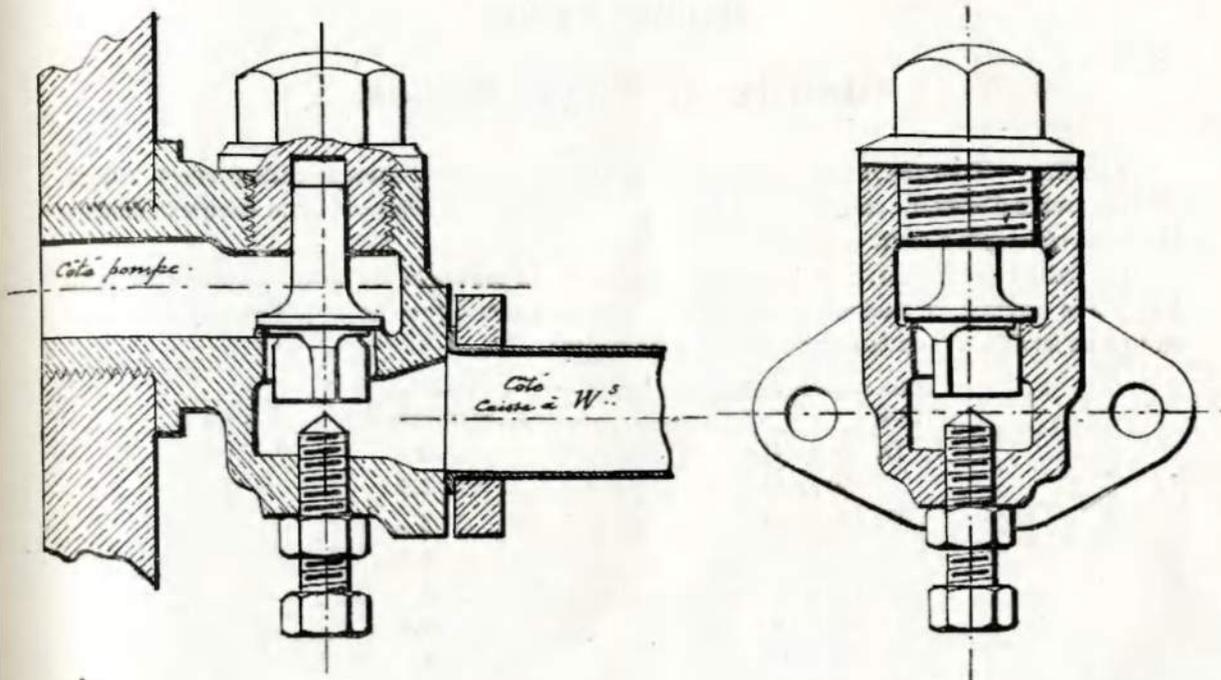


Fig. 145 quater.

spécial, dont nous donnons (*fig. 145 ter*) le dessin. Ce dispositif n'est applicable que dans le cas où il n'existe sur le parcours de l'alimentation ni filtre, ni réchauffeur ; s'il y a des appareils de ce genre « le William's » doit être refoulé directement dans la chaudière.

La Maison Bez a créé dans ce but des types de pompes d'un modèle original, dont nous donnerons la description dans les éditions ultérieures et dont l'utilisation est préférable à celle de la bouteille que nous avons décrite antérieurement. La Maison Bez a également imaginé un type de vanne actionné par la vapeur, qui facilite beaucoup l'exécution des extractions. La *fig. 145 quater* donne le détail de cet appareil.



APPAREILS POUR L'APPLICATION DE LA MÉTHODE BEZ

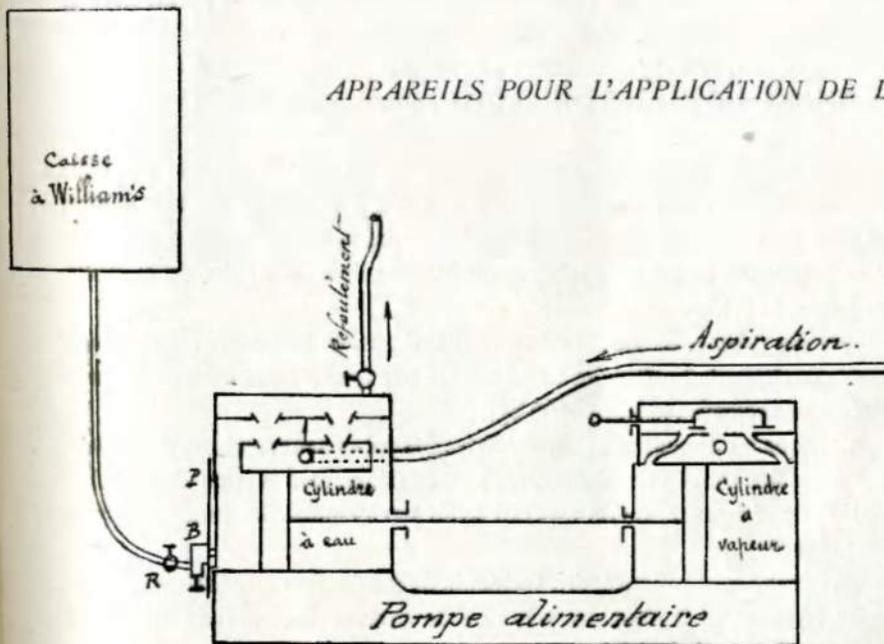


Fig. 145 ter.



SIXIÈME LEÇON

Jointes et Tuyauteries

TUBES. — Pour réaliser les tuyauteries de vapeur, on emploie presque exclusivement aujourd'hui des tubes d'acier. Le cuivre rouge est tombé complètement en défaveur, étant donnée la diminution de sa résistance à haute température.

La matière première sera généralement le tube dit *du commerce*, qu'on trouve en longueur de 5 m. à 6 m. environ, en diamètres croissant de 5 mm. en 5 mm. au moins jusqu'à 150, et de 10 mm. en 10 mm. au delà, et aux épaisseurs-normales suivantes :

Diamètres extérieures des tubes en millimètres	Épaisseur en millimètres
De 20 à 45	2
50 et 55	2,5
De 60 à 75	3
De 80 à 120	3,5
De 120 à 135	4
De 140 à 180	4,5
De 190 à 200	5
De 210 à 300	6

Les tubes d'acier du commerce sont soudés par recouvrement ou sans soudure. Il paraît hors de doute que, pour les hautes pressions, ces derniers sont à préférer. Pourtant, les tubes soudés à recouvrement de bonne fabrication, surtout dans les gros diamètres, ne donnent guère de déboires. Aussi ne doit-on pas, à notre avis, les éliminer dans les cahiers des charges, surtout étant données les considérations suivantes :

En premier lieu, les laminoirs à tubes français ne fabriquent pas couramment encore le gros tube sans soudure. Pour les dimensions qui se trouvent, par suite, hors série, il faudra payer très cher et consentir de longs délais. De plus, il arrive fréquemment que les laminoirs qui consentent à fabriquer ces tubes les livrent en courtes longueurs, ce qui a de très grands inconvénients par suite de la multiplication correspondante des joints de brides.

On peut trouver à l'étranger des tubes sans soudure de gros diamètres, en longueurs courantes de 5 m. à 6 m. correspondant, par conséquent, à celles des tubes soudés par recouvrement français, mais les droits de douane sont extrêmement élevés (40 fr. par 100 kg).

Un second point de vue, c'est que les dimensions commerciales des tubes sans soudure, qui, nominale-ment, sont les mêmes que celles des tubes à recouvrement, sont pratiquement un peu plus faibles, de telle sorte que l'augmentation de résistance, qu'on espérait avoir par l'emploi des tubes sans soudure, devient plus apparente que réelle.

Enfin, il peut y avoir, dans le tube sans soudure, des accidents de fabrication aussi fréquents que dans les tubes soudés par recouvrement, et il n'est pas très rare de trouver des tubes sans soudure qui, sous pression, s'ouvrent suivant une génératrice.



A notre avis, il est préférable de s'en tenir, pour les gros diamètres, aux tubes soudés par recouvrement, surtout si on les demande un peu plus épais que ceux du commerce, ce qui correspond généralement à une augmentation dans le délai, mais non dans le prix unitaire au kilogramme. Imposer des tubes sans soudure, c'est s'exposer à payer un prix très élevé pour obtenir une sécurité qui ne sera pas plus grande.

En France, les usines à tubes ont l'habitude de désigner leurs produits par les diamètres extérieurs qui croissent, nous l'avons dit, de 5 mm. en 5 mm. ou de 10 mm. en 10 mm.

Revenons maintenant sur la question de l'épaisseur des tubes. Les épaisseurs dites *du commerce* sont, en principe, largement suffisantes pour pressions jusqu'à 15 kg : cm² ; pratiquement, pour les gros tubes qui ont à être cintrés, nous les trouvons un peu faibles.

En effet, si l'on cintrait toujours les tubes à un rayon égal au moins à cinq diamètres, ce qui serait favorable pour le passage de la vapeur, la génératrice extérieure du coude ne s'allongerait guère que de 10 pour 100. Mais, le plus souvent, pour diminuer l'encombrement, on descendra au-dessous de cinq diamètres et l'on arrivera facilement à avoir des allongements de 20 pour 100. Si, lorsqu'on cintré le tube, la température restait parfaitement égale dans tous les points de la pièce qu'on forge à chaud, les diminutions d'épaisseur seraient sans doute assez régulières. Mais, le plus souvent, tant à cause de la manière de chauffer que du tour de main du cintréur, il n'en est nullement ainsi, et l'on arrive à avoir des diminutions d'épaisseur variables et, par places, dangereuses.

Il y a donc intérêt à augmenter l'épaisseur des tubes, et la Société des Ingénieurs allemands, qui a publié en 1900 des règles normales pour l'exécution des tuyauteries, en a bien jugé ainsi. Nous donnons ci-dessous la comparaison entre l'usage des dimensions du commerce français et celui des dimensions indiquées par les ingénieurs allemands :

TUYAUTERIE dite de	TUBES du commerce français à employer	TUBES à employer d'après le règlement allemand	ÉPAISSEUR		
			Système français	Système allemand	Calculée pour pression de 20 k. acier travaillant à 8 mm. ² (1)
100	98-105 103-110	100-108	3,5	4	1,25
125	122-130 127-135	123-143	4	5	1,56
150	151-160	148-159	4,5	5,5	1,85
175	170-180 180-190	179-191	5	6	2,2
200	198-210	202-216	6	7	2,5
225	228-240	227-241	6	7	2,8
250	248-260	251-267	6	8	3,1

(1) Calcul d'après la formule de Lamé :

$$e = \frac{d}{2} \left(\sqrt{\frac{R+p}{R-p}} - 1 \right)$$


Nous avons vu plus haut à l'aide de quelles considérations on fixe le diamètre d'une tuyauterie : il est bien entendu que ce n'est pas là un calcul de précision, aussi pourra-t-on sans inconvénient s'inspirer de la considération suivante :

Il convient, en ce qui concerne l'exécution pratique, de donner aux tuyauteries un diamètre voisin de celui des robinets qui y sont insérés. Or, au moins à partir de l'orifice de 150 mm. les constructeurs de robinetterie ont fixé leurs séries d'après des diamètres croissant de 25 mm. en 25 mm. Nous ne saurions trop conseiller de s'arrêter au diamètre de tuyauterie qui sera approché par excès du diamètre calculé, sauf dans le cas de différence très faible, et autant que possible de s'en tenir à un petit nombre d'échantillons de tuyaux, par exemple, ceux qui suivent :

Orifice du robinet.	Tube à utiliser.
125	127-135
150	151-160
175	178-190
200	198-210
225	228-240
250	248-260
275	278-290
300	306-320

Nous ne pensons pas que ce soit une pratique recommandable, de donner aux collecteurs des diamètres croissants avec le nombre d'unités desservies.

Dans les petites installations, on n'y gagne aucun avantage, même pas celui d'une réduction de prix.

Pour les grandes installations, il ne faut le faire que dans des limites très larges.

En effet, si, au point de vue théorique, on peut trouver avantage à donner au collecteur des diamètres tels qu'avec le minimum de pertes de chaleur on ait des pertes de charges unitaires à peu près égalisées, au point de vue de l'exécution, c'est toujours une complication.

Cette complication est évidente, si l'on examine seulement la manière de relier deux éléments de diamètres différents. Pour que le raccordement soit bon, il doit être fait par des pièces coniques, reliant les deux diamètres différents, telles que A dans la figure 146. On aura en tout cas un joint de brides supplémentaires J.

(Le schéma de la figure 147 suppose que la modification de diamètre se fait sur un té, ce qui est le cas le plus général).

Les figures 148 et 149 représentent l'emploi d'une bride correspondant comme dimensions à celles du grand diamètre et alésée au petit diamètre.

Le petit tube est, soit centré avec le grand, soit excentré, ce qui vaut mieux pour l'écoulement des condensations.

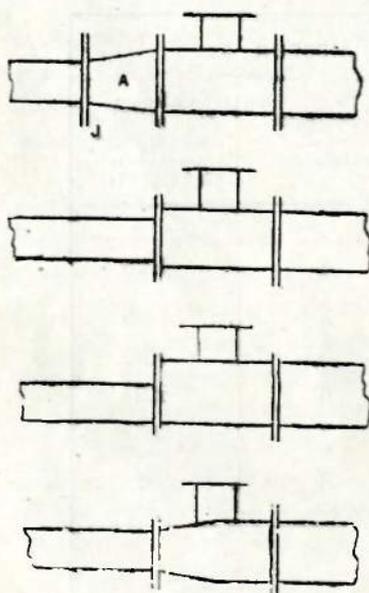


Fig. 146 à 149. Raccordement de tuyauterie de diamètres différents.



Enfin, on peut faire la modification de diamètre sur le té lui-même (*fig. 149*).

En somme, on voit que, dans les tuyauteries à sections variables, il faut des pièces spéciales, et souvent des joints supplémentaires : dans tous les cas, il y a lieu d'examiner tout spécialement l'évacuation des eaux de condensation.

Cependant on peut noter que l'emploi de tuyauteries à diamètres variables peut amener à une certaine économie dans le prix de la robinetterie.

BRIDES ET JOINTS. — Les tubes qui constituent les tuyauteries à haute pression sont exclusivement reliés au moyen de brides.

Dans tout ce qui va suivre, nous n'envisagerons que la question des brides sur tuyauteries d'acier ; cependant, nous croyons devoir dire d'abord quelques mots de ce qu'il convient de faire pour les éléments en cuivre.

En principe, les brides des tuyauteries de cuivre à haute pression sont en bronze et brasées.

Le choix du bronze se justifie surtout parce que la brasure fait mieux corps avec le bronze qu'avec le fer. Mais, comme la bride de bronze est chère, on se borne généralement à employer une bague de bronze brasée avec une bride tournante en fer (*fig. 150*).

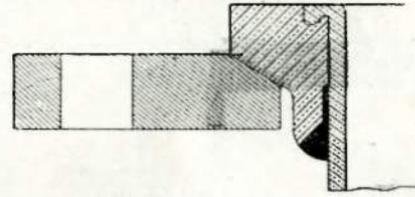


Fig. 150. — Type de bague bronze et bride fer pour tuyauterie en cuivre rouge à haute pression.

Les brides en fonte de fer doivent être absolument proscrites de toute installation sérieuse, tant à cause des inconvénients du métal lui-même que parce que le travail de fixation du tube peut produire dans la bride des tensions anormales qui causent sa rupture.

Autrefois, avant le développement de la vapeur surchauffée, on employait presque exclusivement pour les tuyauteries de petit et de moyen diamètre, les brides rondelles en fer, brasées sur les tubes préalablement serrés dans l'alésage, soit au marteau, soit au dudgeon. C'est là un mode de fixation assez mauvais, parce que la brasure ne fait bien corps ni avec l'acier du tuyau, ni avec le fer de la bride, et que le décollement est fréquent. Ce mode de fixation ne convient que pour les très basses pressions. Pour l'améliorer, on a eu l'idée de rabattre un collet du tube dans une drageoire ménagée dans la bride et de profondeur inférieure à l'épaisseur du tuyau, de manière que, après l'étirage dû au

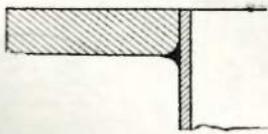


Fig. 151. — Bride brasée ordinaire.

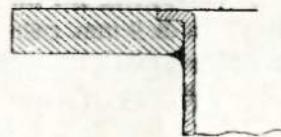


Fig. 152. — Bride brasée avec collet rabattu.

rabattement, le collet rabattu affleure au niveau du reste de la bride. C'est là une excellente pratique qui, toutefois, appelle quelques observations (*fig. 151 et 152*).

Remarquons d'abord que le rabattement d'un collet d'équerre constitue une très sérieuse épreuve de la qualité du métal et figure d'ailleurs à ce titre dans un certain nombre de cahiers des charges pour

fournitures de tubes. Pour réussir ce rabattement, il faut recuire avec soin l'extrémité des tubes, mais il arrive quelquefois qu'il se produit une cassure pendant le travail, auquel cas il faut couper l'extrémité avariée et recommencer. Si cette deuxième fois on ne réussit pas mieux, il est probable que le tube est à rebuter.

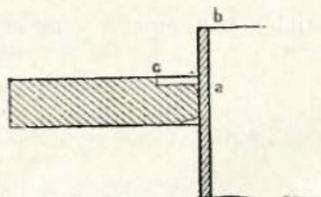


Fig. 153. — Montage de la bride.

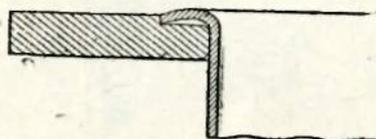


Fig. 154. — Collet mal rabattu.

Si, avant de faire le rabattement, l'ouvrier n'a pas bien calculé la hauteur ab , qui correspond à la largeur ac de la drageoire (fig. 153), la surface du collet présentera des bosses (fig. 154) et l'on aura de la peine à dresser convenablement la surface du joint.

Parfois, les ouvriers, pour aller plus vite, font tomber le plus gros au burin, avant d'employer la lime : presque toujours alors ils font des stries radiales ab, cd, \dots (fig. 155) et nous avons reconnu que c'était une des causes les plus fréquentes de non étanchéité des joints.

La plupart des constructeurs ont abandonné la brasure, et, pour les pressions basses ou moyennes, quelques-uns continuent à utiliser les brides rondelles, en se bornant à rabattre un collet et à mandriner le tube au dudgeon. On a

une excellente fixation avec une épaisseur de bride de 16 mm. à 18 mm. surtout si l'on a ménagé quelques cannelures dans l'alésage de la bride (fig. 156). Pour de plus gros diamètres, on a beaucoup employé et l'on emploie encore beaucoup la bride cornière rivée. La rivure des brides a un inconvénient qui provient du diamètre relativement réduit des tubes dont on a besoin pour les tuyauteries courantes. Les rivets arrivent à avoir leurs têtes jointives à l'intérieur et assez écartées à l'extérieur, puis la surface plane des têtes épouse mal la surface cylindrique du tube : la rivure a donc bien des chances de n'être pas très réussie (fig. 157 et 158).

La rivure est soit simple, soit double, ce qui vaut mieux.

Pour éclairer mieux sur la portée des restrictions que nous faisons sur l'exécution des rivures de brides, prenons le cas d'une très grosse tuyauterie de vapeur, 300 mm. de diamètre intérieur. L'épaisseur des tubes sera de 9 mm. celle du collet de la bride, de 16 mm. On emploiera dans le cas de la double rivure, 14 rivets de 18. Dans ces conditions, on a (fig. 159 et 160) :

	mm	mm
Simple rivure.....	$a = 55,4$	$b = 64,6$
Double rivure.....	$a = 67,3$	$b = 78,5$

On a également cherché à fixer des brides rondelles ordinaires sur les tubes par la soudure autogène. Ce n'est pas à recommander pour les tuyauteries de pression, parce que la fixation est d'autant

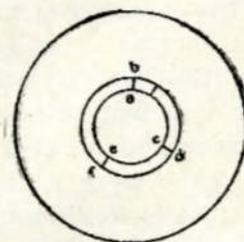


Fig. 155. Stries radiales sur collets affleurés au burin.

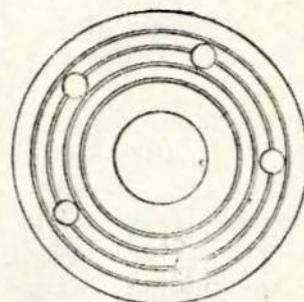


Fig. 156.

plus précaire que la différence entre l'épaisseur du tube et celle de la bride est toujours considérable.

Aujourd'hui, pour les tuyauteries de pression en acier, on emploie presque universellement la bride en forme de cornières avec cannelures dans l'alésage et l'on y fixe le tube par mandrinage à froid. Pour que ce mandrinage soit plus effectif, on trace dans l'alésage de la bride des stries parallèles de 1 mm. environ de profondeur, dans lesquelles le métal du tube s'écoule sous l'effort du mandrinage (fig. 161).

On met en général 2 ou 3 stries, divisant également la hauteur de l'alésage et qui sont le plus

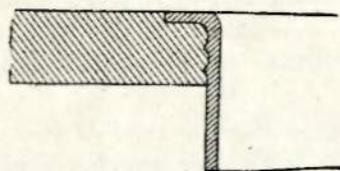


Fig. 157.

Bride rondelle mandrinée avec collet rabattu.

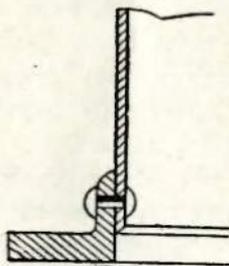


Fig. 158. — Bride cornière rivée.

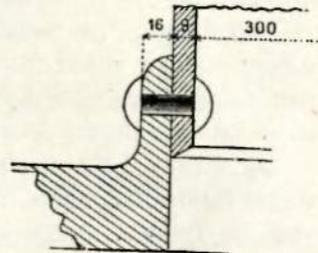


Fig. 159. — Bride rivée.

souvent à angles vifs (1). Parfois, on les fait à angles arrondis (2). Plus rarement, on rencontre des brides dont l'alésage est pour ainsi dire cannelé par des stries à profil triangulaire (3).

Avec ce mode d'assemblage, l'alésage peut être cylindrique ; il n'y a aucun intérêt à le faire conique, d'autant plus que les rouleaux des dudgeons arriveraient à travailler dans de mauvaises conditions.

Quelle doit être la longueur du mandrinage ? Cela dépend naturellement de la pression de marche

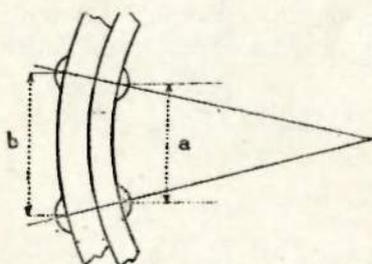


Fig. 160. — Inconvénient des brides rivées.

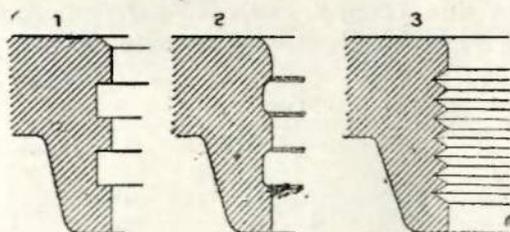


Fig. 161. — Dispositifs de l'alésage des brides cornières à mandriner.

de la tuyauterie, mais nous verrons que les dimensions employées pratiquement laissent une marge de sécurité énorme.

Pour les tuyauteries soumises à une pression de marche pouvant atteindre $20 \text{ kg} : \text{cm}^2$, la Société des Ingénieurs allemands a indiqué dans les règles de 1900 des longueurs de mandrinage allant de 55 pour 100 du diamètre (pour les tubes de 100 mm. environ), jusqu'à 25 pour 100 du diamètre (pour les tubes de 400 mm). Ce sont là des chiffres un peu trop larges.

Pour les pressions courantes (allant jusqu'à $15 \text{ kg} : \text{cm}^2$ par exemple) il ne nous paraît y avoir aucun inconvénient à réduire de 20 à 30 pour 100 les longueurs du mandrinage indiquées par cette Société, à condition de ne pas descendre au-dessous de 30 mm. à 35 mm.



En effet, d'après tous les essais publiés, la résistance à l'arrachement des brides fixées par le procédé du mandrinage correspond à une pression intérieure toujours égale à plusieurs fois celle que les tuyauteries ont à supporter en travail courant : le corps des tubes et les boulons des joints céderaient avant l'assemblage du tube et de la bride.

D'ailleurs, dans les chaudières où les tubes sont toujours mandrinés, les conditions de marche sont plus défavorables que dans les tuyauteries, et le rapport de la longueur de l'emmanchement au diamètre du tube est, généralement, beaucoup moindre que celle indiquée plus haut.

En somme, l'assemblage par brides mandrinées peut être considéré comme le plus simple et comme donnant des résultats pratiques excellents. De ce qui précède résulte bien, en effet, que, même si l'opération du mandrinage n'a pas été irréprochablement réussie, on est toujours assez loin des résistances limites pour n'avoir rien à craindre.

Cependant, nous ne croyons pas qu'il serait prudent de s'autoriser des résultats d'essais et des considérations théoriques, pour diminuer trop fortement la hauteur de l'alésage. En effet, dans la pratique, il faut tenir compte de ce que les outils employés pour le mandrinage ne sont pas irréprochables ; souvent, pour les gros diamètres, les galets ont une portée inférieure à la hauteur utilisable de l'alésage, de sorte qu'on a, en somme, une surface d'appui moins grande qu'on ne le suppose. Notons qu'on ne saurait l'utiliser tout entière en faisant deux opérations dont la seconde agirait sur la portion non touchée par la première : le mandrinage ne doit pas comporter de reprises de ce genre, d'où résulteraient des plissements, par lesquels le travail de la première passe serait compromis.

Enfin une autre raison milite encore au point de vue de la réduction des dimensions : c'est le coefficient personnel de l'ouvrier. Le serrage étant arrêté au juger, l'ouvrier pourra parfois serrer un peu moins que l'assemblage pourrait le comporter : le plus souvent il serrera plutôt trop fort et le dudgeon est un appareil assez puissant pour faire éclater une bride de section insuffisante.

A titre d'exemple, nous indiquerons ci-dessous quelques longueurs d'alésages des brides : les unes, conformes aux données des ingénieurs allemands ; les autres, qui nous paraissent pratiquement suffisantes.

Diamètre de la tuyauterie en millimètres.	Longueur de l'alésage en millimètres	
	Ingénieurs allemands.	Série raccourcie.
50	42	35
100	54	45
150	71	50
200	78	55
250	82	60

Le procédé que nous venons d'examiner ne comporte aucune autre préparation du tube que le recuit nécessaire pour la bonne exécution du travail. La bride, pendant l'opération, sert de matrice dans laquelle les rouleaux du dudgeon emboutissent l'acier du tube. Le métal de ce tube s'écoule très complètement dans les rainures de la bride et le métal s'écroute fortement. Aussi les procédés qui font précéder le mandrinage d'une préparation du tube nous paraissent, tout en donnant de bons résultats, inutilement onéreux.

Les brides en forme de cornières, à mandriner, se trouvent dans le commerce, soit exécutées en acier coulé, soit embouties dans des tôles d'acier. Les unes et les autres se font à des dimensions sensiblement identiques.



Au point de vue de la résistance, on peut dire que pratiquement les deux types se valent. Sans doute l'homogénéité de la bride emboutie est plus grande ; sans doute aussi elle est, brute, d'un meilleur aspect extérieur, mais on peut dire que la bride d'acier bien fabriquée a une solidité qui dépasse de loin ce qui est utile pour les conditions de marche et que l'aspect extérieur est secondaire pour les tuyauteries destinées à être calorifuges. En somme il n'y a pas lieu de proscrire l'une ou l'autre, mais on peut, si l'on est sûr de la fabrication, se décider d'après les conditions de prix.

Nous ne pourrions passer sous silence le dispositif d'assemblage par bagues soudées. Ce procédé comporte un matériel de soudure et de préparation des joints qui n'est pas à la portée de tous les constructeurs de tuyauteries, mais les usines à tubes l'exécutent parfaitement. Le serrage se fait par brides folles.

Généralement le type 1 (fig. 162) ne s'emploie que pour les gros diamètres (la Société des Ingénieurs allemands indique comme limite 175 mm.) ; le type 2 s'emploie pour les diamètres inférieurs.

On remplace souvent les bagues par des collerettes, soudées au bout des tubes par une partie ramenée à une épaisseur de l'ordre de celle du tube : cette collerette est en acier coulé ou embouti. La fixation se fait à la soudure autogène oxyhydrique, oxyacétylénique ou électrique et est par suite assez facile à réaliser et à réussir (1).

Nous venons d'examiner les brides par rapport à leur liaison avec le tube. Arrêtons-nous maintenant à leur partie extérieure, à laquelle sont appliqués les boulons. Il est évident que la surface d'appui de ces boulons devra être suffisamment plane, ce qui peut obliger parfois à blanchir ou à lamer les portées, si la bride brute est trop irrégulière.

Il faut, en second lieu, que la surface ne se déforme pas sous l'effort de serrage des boulons. Si la

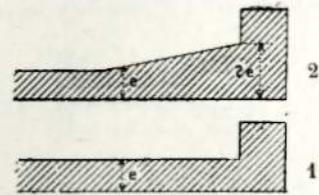


Fig. 162. — Bagues soudées.

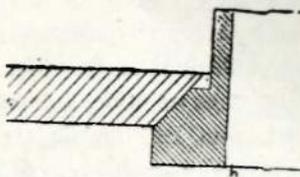


Fig. 163.
Bague soudée et bride folle.

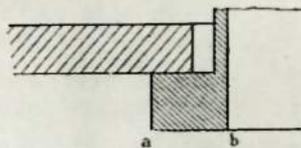


Fig. 164.
Bague soudée et bride folle.

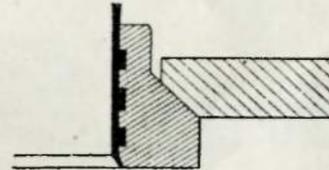


Fig. 165.
Bague mandrinée et bride folle.

déformation se produisait et venait à intéresser la surface du joint, ce qui ne manquerait pas d'arriver avec des brides rondelles, le joint fuira et ce sera sans remède. Une des conditions primordiales de bonne tenue des joints, c'est que les brides soient rigides.

Pour les brides folles, on peut les faire soit à alésage conique (fig. 163), soit à alésage cylindrique (fig. 164). Dans les alésages coniques, on prendra le cône à 45°. Ce mode est à préférer. D'abord la surface d'appui peut être plus grande que dans le cas de l'alésage cylindrique, pour un même encombrement en plan : en outre on est assuré que les tubes à relier resteront bien concentriques.

Les brides folles sont indispensables pour les tuyaux d'acier à bagues soudées et pour les tuyaux de cuivre à bagues de bronze brasées : elles sont très commodes dans certains joints des tuyauteries, pour le montage.

(1) Nous recommandons les deux dernières. Voir dans les Cours de Conduite et d'Avaries, tout ce qui a trait à cette importante question.



Pour les employer en dehors de l'usage de bagues soudées, on utilise des bagues à mandriner semblables aux brides du même système (fig. 165).

Nous arrivons maintenant à un troisième point intéressant de l'étude des brides : c'est celle de la surface du joint.

On peut travailler les surfaces de joint de manière que ce joint se fasse à plat (1) fig. 166), à emboîtement (2), à embrèvement (3) ou par bague (4, 5 et 6).

Les types 4, 5 et 6 sont les plus parfaits, mais ce sont les plus onéreux comme préparation mécanique : les bagues, biconiques ou rectangulaires sont en acier ou en bronze et se posent sans garniture.

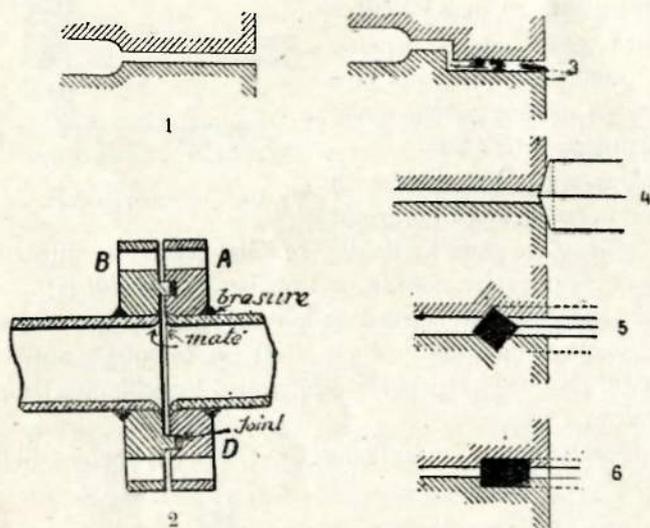


Fig. 166.

Types de joints : A Joints avec garniture plastique : à plat (1) ; à emboîtement (2) ; à embrèvement (3). — B. Joints sans garniture plastique : à bague biconique (4) ; à bague à section carrée ou rectangulaire (5 et 6)

20 mm. à 25 mm., et dans les brides à joint plat, de 30 mm. à 50 mm. Il est bon, dans ces dernières, de dégager la surface de joint (comme l'indiquent nos croquis) sur une hauteur de 4 mm. à 5 mm. : cela permet de poser plus facilement la garniture et d'éviter des irrégularités de serrage.

Les joints à emboîtement et à embrèvement présentent au point de vue pratique quelques inconvénients. Leur emploi complique la question des approvisionnements par l'obligation de s'occuper de paires de brides au lieu d'unités. En second lieu les brides à emboîtement sont bien de 20 à 25 pour 100 plus chères que les brides à joints plats. Enfin, si l'on veut démonter un élément de tuyauterie, on a souvent quelque peine à dégager l'emboîtement, ce qui nécessite une traction suivant l'axe de la tuyauterie.

Nous ferons remarquer que les brides à emboîtement ont l'avantage de permettre de connaître avec le maximum d'exactitude le serrage qu'il faut donner aux boulons pour éviter le décollement du joint.

En effet le fluide qui tend à s'échapper par le joint (fig. 167) y subit une perte de charge telle que sa pression arrive, en un point A de sa longueur, à ne plus être supérieure à la pression du milieu extérieur : s'il n'y a pas un point tel que A dans la section considérée, le joint fuit. Pour calculer les

Ces types sont, en somme, assez rarement utilisés, ce sont des joints employés dans les appareils à vapeur, plutôt que dans les tuyauteries : nous n'en parlerons donc pas davantage.

Les types 2 et 3 ont l'avantage de buter, à l'extérieur, la garniture, de telle sorte qu'il est rare, quand on les emploie, de voir sauter un joint. Observons, toutefois, que l'emploi de garnitures métalliques donne le même avantage aux joints plats.

Dans les joints à emboîtement, on donne à la partie femelle une largeur supérieure de 2 mm. à celle de la partie mâle, et une profondeur inférieure de 1 mm. à la saillie de la partie mâle.

Le joint, dans les brides à emboîtement, a de 10 mm. à 15 mm. de largeur, dans les brides à embrèvement, de

boulons qui serviront à serrer le joint, il sera sage de considérer les conditions les plus défavorables, c'est-à-dire supposer que la pression entière du fluide s'exerce sur toute la surface du joint. L'emploi des joints à emboîtements permet, dans ces conditions, d'arriver à une section de boulons minima pour une même sécurité. Toutefois cette remarque a son application particulièrement intéressante, non dans les tuyauteries de vapeur, mais dans les canalisations à plus haute pression, telles que celles des presses hydrauliques.

Sauf le cas des joints à bagues métalliques rigides (telles que les bagues biconiques), les joints ne font pas métal sur métal, mais nécessitent l'interposition d'une garniture. Les garnitures de minium et filasse, de même que celles en caoutchouc, ne conviennent pas pour les hautes pressions et les températures élevées.

Un premier groupe de garnitures comprend l'amiante et ses dérivés. Les bagues de carton d'amiante dont le plus connu est la klingérite, donnent d'excellents résultats. Toutefois le carton d'amiante a le défaut de se rompre très facilement et ne doit être utilisé que dans les joints à emboîtement.

On trouve ensuite les garnitures métalliques, soit en métal seul, soit en métal avec amiante. Nous n'en indiquons que trois types qui sont les plus courants.

La *figure 168* représente la garniture en métal ondulé, cuivre rouge ou jaune, acier, nickel, etc., qui se pose, légèrement recouverte de minium ou de graisse plombaginée. Les ondulations concentri-

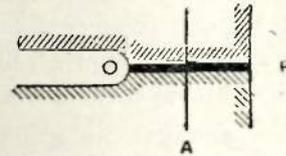


Fig. 167.
Etanchéité du joint.

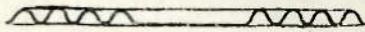


Fig. 168.
Garniture en métal ondulé.

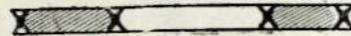


Fig. 169. — Garniture à bague de cuivre et garniture amiante.

ques ont un pas de 5 mm. environ. Cette garniture ne convient que pour les joints plans. mais sous réserve de la rigidité des brides, elle est excellente et relativement peu onéreuse.

La *figure 169* représente une garniture composée de deux bagues concentriques en cuivre à profil en X, entre lesquelles on place l'amiante enduite de graisse plombaginée. C'est également une bonne garniture.

On peut en dire autant de celle représentée sur la *figure 170* où de l'amiante est contenue dans une sorte de tube plat, en deux pièces en cuivre mince. C'est à peu près le seul type de joint métal-

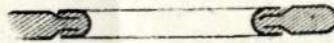


Fig. 170. — Garniture cuivre et amiante.

lique qui puisse être utilisé avec les brides à emboîtement ou à embrèvement, parce qu'il permet de faibles largeurs.

Par la détermination de la grandeur des joints, on doit remarquer qu'il y a avantage de les faire buter aux boulons par leur bord extérieur, le centrage en est ainsi assuré ; le diamètre intérieur sera choisi de 10 mm. environ plus grand que celui du tube, de sorte qu'après serrage, le tube ne se trouve en aucune manière obstrué.



Il nous reste à examiner la question des boulons.

Nous avons signalé plus haut l'importance, pour la bonne tenue d'un joint, de la rigidité de la bride : également importante est la régularité des serrages de la garniture. Ces deux conditions seront d'autant plus faciles à remplir que le nombre des boulons est plus grand. Autrefois on n'attachait pas d'importance à ce facteur et l'on maintenait les assemblages par un nombre de boulons assez réduit. Cette pratique doit être absolument abandonnée. Il convient également, pour la facilité des montages, d'adopter un nombre pair de boulons, et de n'en mettre moins de 6, par assemblage, que pour les diamètres inférieurs à 40 ou 50 mm. La Société des Ingénieurs allemands adopte :

6 boulons jusqu'au diamètre de 100,
8 boulons pour les diamètres de 125 et 150,
10 boulons pour le diamètre de 175,
12 boulons pour le diamètre de 200-225-250,
14 boulons pour le diamètre de 275,
16 boulons pour le diamètre de 300,

Quant aux trous de boulons, la même Société indique :

14 mm. pour les diamètres de 30 et 40,
17 mm. pour les diamètres de 50-60-70,
21 mm. pour les diamètres de 80-90-100-125,
24 mm. pour les diamètres de 150-175-200,
28 mm. au delà.

Les diamètres des boulons sont de 2 mm. à 3 mm. inférieurs à ceux des trous.

Il ne faut pas croire qu'il y ait exagération ni dans le nombre de ces boulons, ni dans leur diamètre. Nous avons pu juger par expérience des avantages sérieux que présente l'adoption de ces chiffres par rapport à ceux usités autrefois (nous parlons naturellement des assemblages pour la vapeur à haute pression). Les monteurs s'aperçoivent vite que, s'ils ont un peu plus de peine, ils sont beaucoup plus sûrs de bien réussir.

Les boulons utilisés dans les tuyauteries sont généralement des boulons bruts, du commerce, car, avec les données ci-dessus, le travail du métal à fond du filet ne doit pas dépasser 3,5 kg. par millimètre carré. Comme dans tous les travaux de chaudronnerie, où les filets pourraient rouiller et le démontage deviendrait difficile, il convient de laisser aussi peu de hauteur libre que possible au-dessous de l'écrou après serrage.

TÉS ET COUDES. — Les coudes sont souvent et même, autant que possible, forgés dans le tube d'acier : nous y avons fait allusion plus haut. Mais nous avons fait remarquer en même temps que ces sortes de coudes ne devaient pas admettre un rayon de courbure trop court ; trois fois le diamètre du tuyau est un minimum au-dessous duquel il ne faut pas descendre. Les nécessités locales obligent parfois à avoir des rayons de courbure encore plus petits : il faut alors employer les coudes en métal moulé. Ces sortes de pièces ont le défaut de nécessiter des joints supplémentaires et, contrairement à ce qui se passe avec les coudes forgés, de ne donner aucune flexibilité à la tuyauterie. Le rayon de courbure de ces coudes est très court : égal au diamètre intérieur plus 75 mm. ou 100 mm., généralement.



Les coudes les plus usuels sont ceux à 90° ; ils ne comportent qu'un quart de cercle, sans partie droite (*fig. 171*).

Les tubulures sont des éléments très importants des tuyauteries. On peut les réaliser de trois manières : en métal moulé, par la soudure autogène ou par rivure.

Il n'est pas sans intérêt de faire, au sujet des tubulures en général, une remarque importante. Les efforts de dilatation qui se produisent suivant les axes, tant du tuyau principal que du tuyau dérivé sur la tubulure, se composent en un effort oblique qui tend à décoller la tubulure. Par conséquent, la liaison de la tubulure sur le tuyau principal travaille toujours dans des conditions de résistance beaucoup plus dures que celles qui résultent de la pression de la vapeur contenue dans les tuyauteries.

Une autre remarque, c'est que l'orientation des tubulures doit être telle qu'au cas où le raccordement correspondant n'est pas en charge, ces tubulures ne constituent pas des poches où l'eau de condensation vienne s'accumuler sans évacuation possible. Par exemple, sur un collecteur de vapeur, on mettra autant que possible des tubulures dirigées vers le haut : s'il est horizontal et que les tubulures soient de diamètres inférieurs au sien, on pourra placer sans inconvénient l'axe de ces tubulures dans un plan horizontal. Toute disposition est bonne qui remplit la condition indiquée.

Au point de vue des joints, la même observation est à faire pour les tés en métal moulé que pour les coudes. Ces tés peuvent être, soit à corps cylindriques (*fig. 172,1*), soit à corps sphérique (*fig. 172,2*).

Les seconds sont toujours à préférer. Au point de vue de l'écoulement de la vapeur, d'abord, le té à corps cylindrique constitue un coude brusque, le corps sphérique gêne moins la circulation de la vapeur. Ce sont surtout des considérations de réussite en fonderie qui doivent faire préférer le corps sphérique, parce que avec cette forme, on est beaucoup plus sûr d'obtenir une bonne étant chéité à l'emmanchement des tubulures, dont le pied s'attache au corps d'une manière symétrique, ce qui évite des retassures. Les tés d'acier coulé

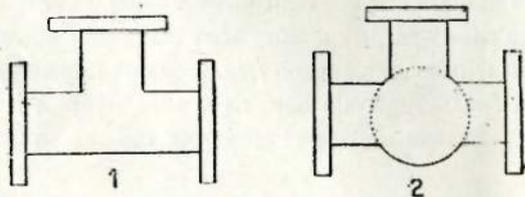


Fig. 172. — Types de tés.

se font généralement avec des longueurs (*fig. 173*) égales au diamètre de la plus forte tubulure augmenté de 75 mm à 100 mm.

Pour le diamètre extérieur de la sphère, on peut se tenir dans les chiffres suivants :

Diamètre intérieur de tubulure.	Diamètre de la sphère.
100-125	200
150	250
175	300
200	350
225-250	400
225-300	500

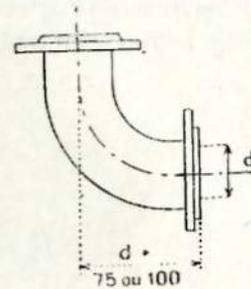


Fig. 171.
Coude en métal moulé.

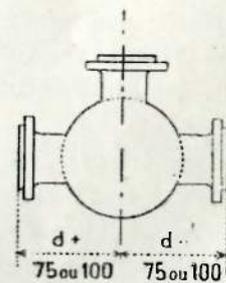


Fig. 173.
Tés en métal moulé.



Dans tout ce qui précède, nous n'entendons parler que des pièces moulées en acier, car, pour la tuyauterie de vapeur surchauffée et même de vapeur saturée à haute pression, la fonte est à rejeter. Ceci est confirmé d'ailleurs par les prescriptions ministérielles, comme nous le verrons plus loin.

Quand les tubulures ne correspondent qu'à des branchements de petit diamètre, la soudure autogène est parfaitement admissible (*fig. 174*).

Pour faire correctement une tubulure soudée à la soudure autogène, on part d'un bout de tube qu'on forme au marteau, en lui faisant une petite empatture, qu'on chanfreine ensuite extérieurement. Puis, le trou étant contretracé et débouché, on en chanfreine également les bords (*fig. 175*). On vient

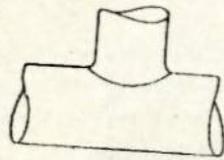


Fig. 174.
Tubulure soudée à la soudure autogène.

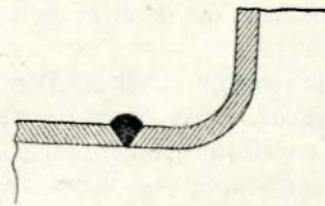


Fig. 175.
Mode d'exécution d'une soudure autogène.

ensuite remplir de soudure le canal en forme de V qui sépare la tubulure du corps du tuyau. On peut ensuite recuire la soudure, mais il est bien inutile de lui donner de l'aspect en limant les bavures. Nous considérons comme indispensable d'essayer les tubulures soudées avec une forte surpression par rapport à la pression de marche.

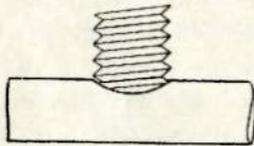


Fig. 176.
Mamelon en fer soudé.

Quand on a besoin de fixer sur le tuyau des pièces filetées, la tubulure telle que nous venons de l'indiquer, ne convient pas toujours, à cause de la longueur (8 à 10 cm) qu'elle exige. Il y a alors deux manières de faire. On peut d'abord souder sur le tube un mamelon (*fig. 176*) ou un manchon en fer, du commerce. On peut, en second lieu, river avec rivets à tête fraisée, un piètement sur une tôle cintrée et découpée qui est ensuite soudée sur le tube.

Si l'on veut river la tubulure, cette tubulure peut être en métal moulé, ou en tube, ou être réalisée avec de la tôle soudée en forge. Les critiques que nous avons faites au sujet de la rivure des brides sur les tuyauteries s'appliquent dans ce nouveau cas, et l'on peut y ajouter que les efforts obliques, dus aux dilatations et dont nous avons parlé plus haut, concourent pour rendre assez précaire l'étanchéité de l'assemblage. La rivure des tubulures n'est d'ailleurs possible que sur un morceau de tube de courte longueur, ou à l'extrémité d'un tube.

APPAREILS DE DILATATION.—Les tuyauteries d'acier s'allongent lorsque leur température augmente sous l'action de la vapeur contenue. Cet allongement est théoriquement indépendant du diamètre et de l'épaisseur du tube et on l'évalue d'une manière suffisante sur la base de 1 mm d'allongement par mètre de longueur de tuyauterie et par 100° de température de la vapeur.

Une tuyauterie étant généralement destinée à relier des points fixes, il importe que des précautions spéciales soient prises pour que la dilatation ne soit dommageable ni au bon fonctionnement, ni

à la conservation de l'installation. C'est pour cette raison qu'on réserve, en des points convenablement choisis, des dispositifs permettant d'absorber cette dilatation.

Ces précautions sont absolument indispensables étant donnée la grandeur des réactions sur les points d'ancrage des tuyauteries dans lesquelles la dilatation ne serait pas compensée.

Prenons une tuyauterie de longueur L m (fig. 177), le tube ayant une section annulaire de s mm². Sous l'influence de la température,

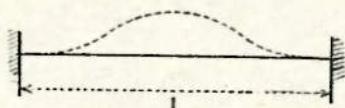


Fig. 177. — Dilatation d'un tuyau droit.

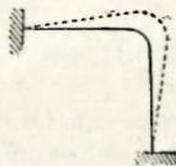


Fig. 178. — Dilatation d'un coude.

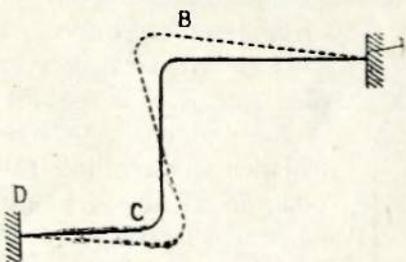


Fig. 179. — Dilatation d'une S.

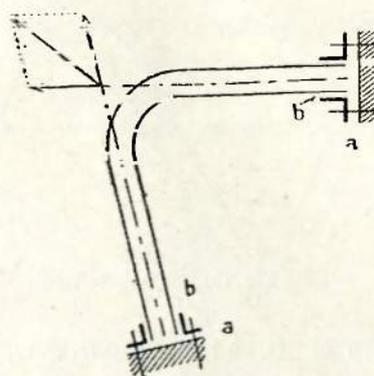


Fig. 180. — Efforts de dilatation.

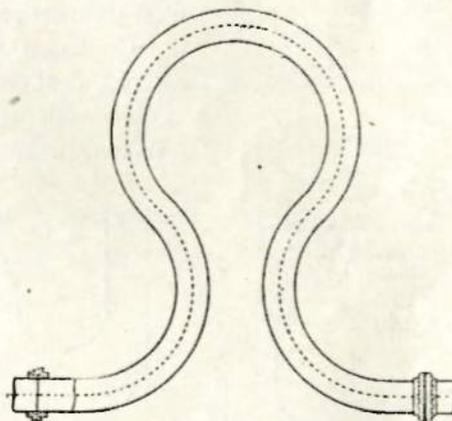


Fig. 181. — Col de cygne ordinaire.

cette tuyauterie s'allonge de la quantité αL , α étant égal à $0,001 \theta$ et θ étant la température exprimée en centaines de degrés. D'après la définition du coefficient E , l'effort correspondant à cet allongement P sera

$$P = 20000 \alpha s.$$

Si la tuyauterie était rectiligne et ancrée aux deux extrémités, elle flamberait comme l'indique le tracé pointillé de la figure 177.

Si, sur la tuyauterie, il y a des coudes (fig. 178-179), ceux-ci s'ouvrent ou se ferment, mais, naturellement au détriment des joints, qui tendent à s'ouvrir en α et à se fermer du côté diamétralement opposé, et des brides dont le tube tend à se séparer suivant la génératrice b (fig. 180). Mais, si l'allongement total n'est que de quelques centimètres, on peut parfaitement compter que le coude seul compensera d'une manière pratiquement satisfaisante.



La forme de la figure 179, c'est-à-dire une tuyauterie à deux coudes, présente une particularité, lorsque le plan de ces deux coudes est vertical. Il peut y avoir des cas, suivant la grandeur relative des

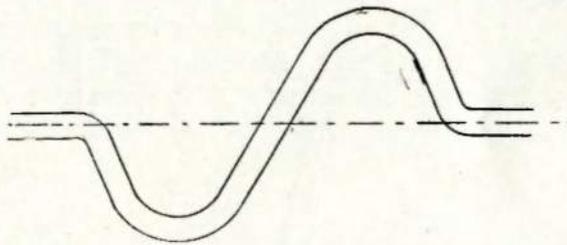


Fig. 182. — Double coude.

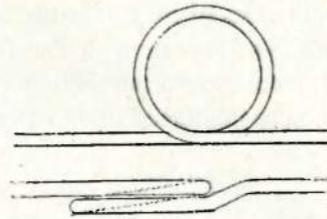


Fig. 183. — Cor de chasse.

tronçons AB, BC et CD, où la partie inférieure, au lieu de se courber vers le bas, se courbe au contraire vers le haut et quitte ses supports.

Quoi qu'il en soit, quand on sait logiquement profiter des coudes, on obtient une compensation qui n'est pas négligeable.

On peut souvent se borner à compenser, sur les tuyauteries de raccordement seules, l'ensemble des effets de leur propre dilatation et de celle des collecteurs. Cela est préférable, au point de vue des frais d'installation, à cause du plus faible diamètre des tuyauteries auxquelles les dispositifs de dilatation se trouvent alors appliqués.

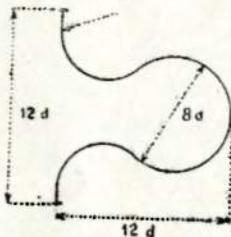


Fig. 184.

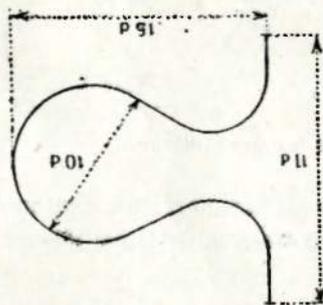


Fig. 185.

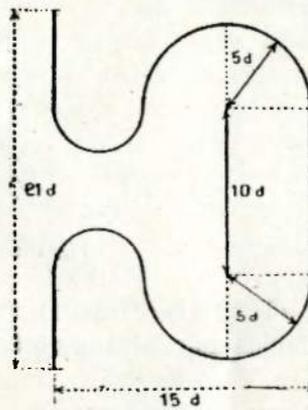


Fig. 186.

Les plus simples appareils de dilatation sont constitués par des coudes forgés dans des tubes et qui, bien qu'inutiles pour le tracé, sont ajoutés dans la tuyauterie. Ce sont des appareils dits lyres (*fig. 181*), esses (*fig. 182*), cors de chasse (*fig. 183*), qui sont souvent commodes, mais qui ont le double inconvénient d'être encombrants, si l'on veut qu'ils soient effectifs et de faire travailler forte-

ment les ancrages. Quelquefois, en outre, elles nécessitent des dispositifs spéciaux de purges.

Le cor de chasse de la figure 183 est l'appareil le plus satisfaisant au point de vue de la construction, car il est le plus simple comme travail de force et présente, moins que les autres, des chances d'avoir des différences d'épaisseur ou des plissements.

Nous avons toujours trouvé avantage à calculer la compensation des lyres de dilatation d'après les formules de M. Westphal.



La compensation δ , que peut donner l'appareil, est donnée par la relation

$$\delta = \alpha \beta d,$$

dans laquelle :

α est un coefficient dépendant du tracé de la lyre (138, pour la figure 184 ; 905, pour la figure 185) ; 1545, pour la figure 186) ;

β est un coefficient dépendant de la nature du métal du tuyau, inversement proportionnel à son module d'élasticité, et proportionnel au travail admissible pour ce métal (pour l'acier, β varie de 0,001 à 0,00125) ;

d est le diamètre extérieur du tube exprimé dans l'unité ou sera calculé.

Pour les tubes d'acier, on aura, en somme, comme valeur de δ :

fig. 184 : $\delta = 0,14$ à $0,17 d$,

fig. 185 : $\delta = 0,9$ à $1,13 d$,

fig. 186 : $\delta = 1,55$ à $1,93 d$.

Pour les cols de cygne en cuivre rouge, la compensation à froid est égale à environ trois fois et demie le plus fort de chacun des chiffres ci-dessus.

L'emploi de coudes, sous quelque forme que ce soit, est quelquefois une grande complication, notamment quand la portion de tuyauterie dont ils font partie se raccorde à une autre dont la dilatation s'effectue sur un plan perpendiculaire. Tel sera, par exemple, le cas des raccords allant de la prise de vapeur des chaudières à un collecteur (fig. 187).

La dilatation du collecteur s'effectue dans le sens des flèches 2, la dilatation du raccordement dans

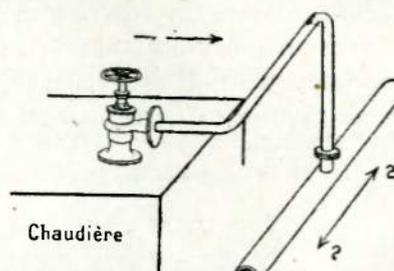


Fig. 187.

Raccordement entre un point fixe et un collecteur (bonne disposition).

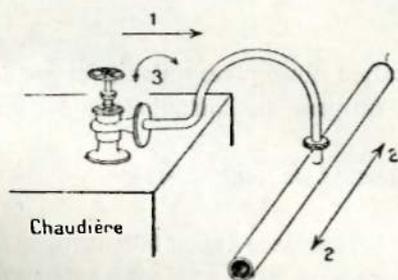


Fig. 188. — Raccordement entre un point fixe et un collecteur (disposition médiocre).

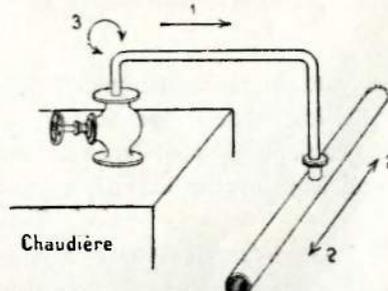


Fig. 189. — Raccordement entre un point fixe et un collecteur (disposition à éviter).

la direction de l'axe de la chaudière (flèche 1). Dans ces conditions, la meilleure solution c'est de faire un double coude, comme il est indiqué sur la figure.

Si le collecteur et les prises de vapeur étaient au même niveau, il faut faire un col de cygne horizontal.

Parfois, il y a impossibilité à trouver la place du coude, et, dans ce cas, il faut employer les appareils dont nous parlerons plus loin.



Il faut toujours faire en sorte que l'effort de dilatation soit dirigé suivant l'axe des tuyaux à l'endroit des brides, et éviter les dispositions dans lesquelles la dilatation tendrait à faire tourner le tube dans la bride. C'est un peu le cas, par exemple, représenté sur la *figure 188*, et qu'on rencontre encore assez souvent. C'est tout à fait celui représenté sur la *fig. 189*, lequel doit absolument être évité.

Nous ne citerons que pour mémoire les compensateurs composés d'un faisceau de petits tubes cintrés en forme de lyre, réunis à leurs extrémités sur une boîte formant collecteur. Ce sont des appareils forcément très encombrants par rapport au tube unique que le faisceau doit remplacer.

Il n'est pas utile non plus d'insister sur le compensateur comportant des tuyaux métalliques flexibles : ce type d'appareils ne peut servir que dans des cas tout à fait spéciaux.

Nous arrivons alors à une série d'appareils mécaniques qui présentent des particularités spécifiques intéressantes et dont les applications sont nombreuses. Toutefois, à leur sujet, une remarque générale s'impose : c'est la nécessité de veiller avec le plus grand soin à leur parfait entretien. Les

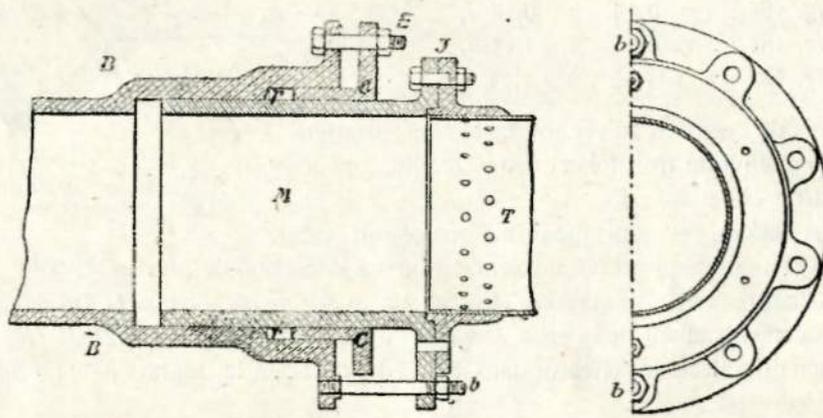


Fig. 190.

accidents que peut amener le manque d'entretien sont d'autant plus graves qu'on croit pouvoir plus compter sur l'efficacité de l'appareil. Sous cette réserve, on peut dire qu'aujourd'hui l'emploi de compensateurs mécaniques peut être recommandé.

Les plus anciennement utilisés des appareils de ce genre sont les joints glissants.

JOINT GLISSANT (fig. 190). — Pour permettre aux tuyaux de se dilater librement, on leur fait faire des coudes assez prononcés, et l'on dispose sur les parties en ligne droite des joints glissants, disposés comme l'indique la figure. Une boîte en bronze B est réunie au moyen d'un joint à l'extrémité de l'un des tuyaux ; à l'intérieur de cette boîte glisse un manchon M, parfaitement tourné, qui est réuni au deuxième tuyau T par un joint J. Des tresses r sont comprimées autour du manchon par le chapeau C, grâce aux boulons E, et assurent l'étanchéité.

Deux boulons b empêchent le manchon de sortir de la boîte à vapeur, tout en lui permettant de glisser dans la boîte par l'effet de la dilatation des tuyaux.

Le presse étoupe a un double inconvénient : il crée une résistance notable pour le jeu de l'appareil, et il peut aisément coincer, surtout si on le sert irrégulièrement ou trop fort.

Pour éviter cet inconvénient, on a eu l'idée d'assurer l'étanchéité par des sortes de segments, comme dans un piston de cylindre à vapeur (*fig. 191*) : c'est ce qui se fait dans le compensateur Kœnig. Les appareils des figures 190 et 191 ont l'inconvénient de ne pas être compensés, c'est-à-dire que chacune des parties de ces appareils tend à se séparer sous un effort égal à la pression de marche mul-

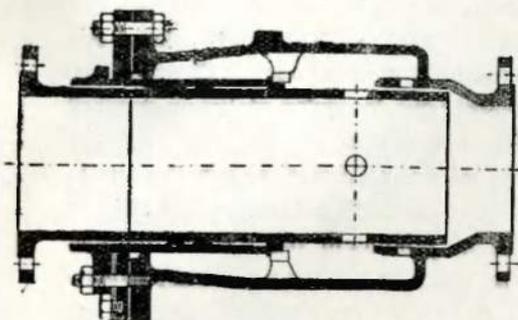


Fig. 191.
Joint glissant simple système Kœnig.

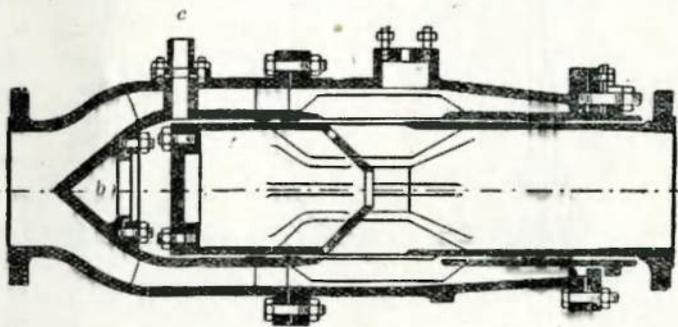


Fig. 192.
Joint glissant compensé système Kœnig.

tipliée par la section du tube ; il faut donc avec ces appareils, des supports extrêmement résistants : il faut aussi les munir de tirants de sécurité prévenant leur déboîtement.

Pour éviter ces inconvénients, on peut compenser l'appareil, comme on le voit dans la *figure 192*, dans laquelle la chambre *b* communique avec l'extérieur par la tubulure *c*.

Les joints glissants ne conviennent naturellement que pour des dilatations s'exerçant rigoureusement suivant leur axe ; les efforts obliques leur sont interdits à tous les points de vue.

Pourtant dans les tuyauteries, les efforts de dilatation se font

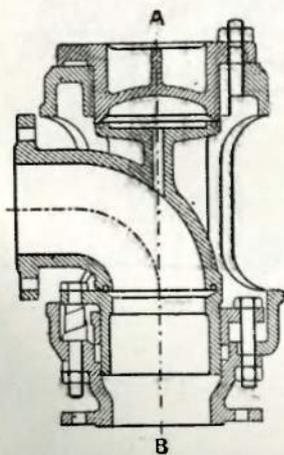


Fig. 193.
Appareil de dilatation à rotule,
système Andritz.

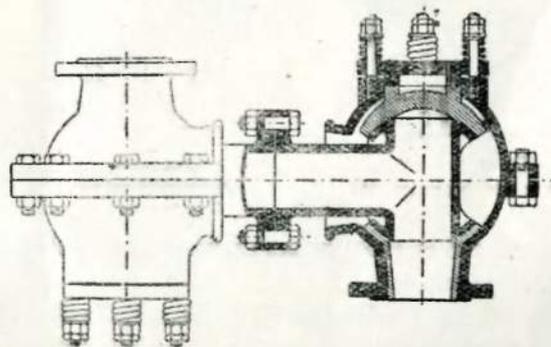


Fig. 194. — Appareil de dilatation à rotule, système Scifert.

sentir souvent, en un point donné, suivant les directions différentes. C'est toujours le cas lorsque l'on considère le point de raccordement d'un appareil sur un collecteur, mais cela peut être aussi le cas dans certains points d'une tuyauterie qu'on suppose rectiligne mais qui est comprise entre des coudes



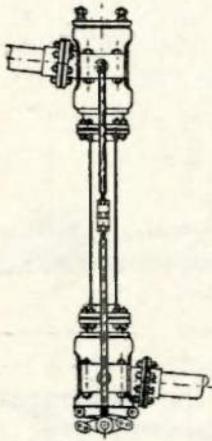


Fig. 195.
Montages de deux appareils à rotule.

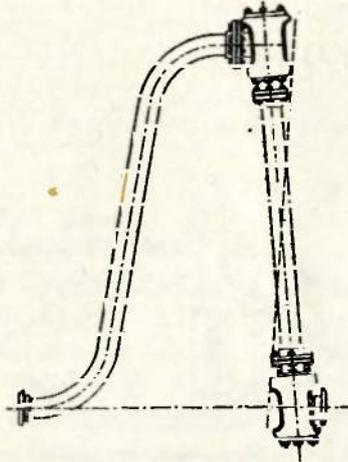


Fig. 196.

qui se déforment plus ou moins sous l'influence de la dilatation. Il faut alors avoir recours aux compensateurs à rotule.

Les figures 193 et 194 représentent de tels appareils : la première, du type Andritz ; la seconde, du type Seiffert. Les appareils sont compensés ; dans le premier type, il y a une compensation possible suivant la direction AB, de telle sorte que, lorsqu'on réalise un appareil complet en réunissant deux rotules (fig. 195 et 196), les barres d'attelage visibles sur la figure 193, destinées à former attache de sécurité, ne produisent pas d'effort anormal sous l'influence de la dilatation de la partie de tuyauterie qu'elles doublent.

Dans le type de la figure 194, au contraire,

ce dispositif n'existe pas, et les deux rotules sont accolées.

Dans tous ces appareils, le serrage des boulons est fait sur ressorts ; cela a pour effet de régulariser les pressions et de donner plus de souplesse aux assemblages.

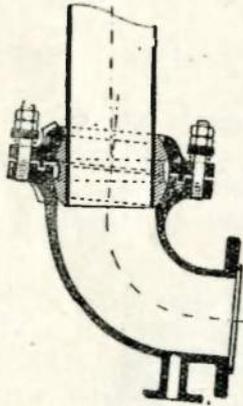


Fig. 197.
Appareil à rotule, type simplifié.

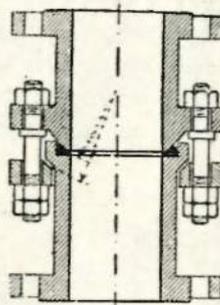


Fig. 198.
Appareil à rotule.

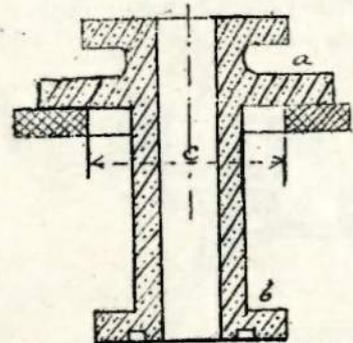


Fig. 199.

Les figures 195 et 196 sont des exemples des combinaisons variées que permet l'emploi de compensateurs à rotules.

Nous indiquons, sur les figures 197 et 198, d'autres exemples de compensateurs à rotules, non équilibrés et de construction simplifiée qui, sauf la tendance à coincer, ont tous les inconvénients des joints glissants ordinaires.

En se reportant aux indications données par les constructeurs, on peut compter en ce qui concerne la dilatation, que ces appareils peuvent compenser les chiffres moyens suivants :

Fig. 192. 300 mm environ. Fig. 197. 200 mm environ. Fig. 196. 75 % du diamètre.

QUELQUES TYPES DE RACCORDS DIVERS

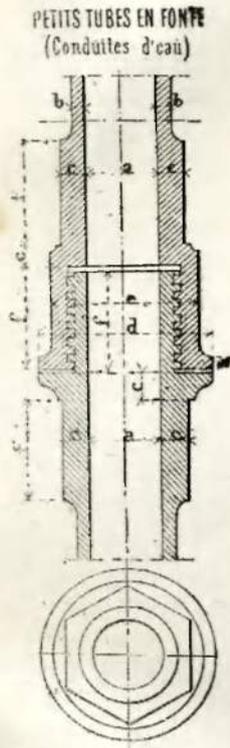


Fig. 200.

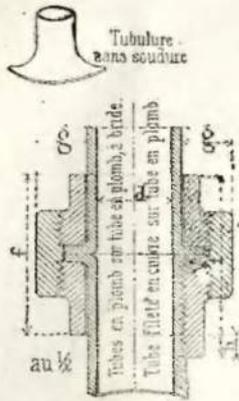


Fig. 201.

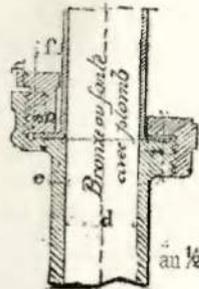


Fig. 202.

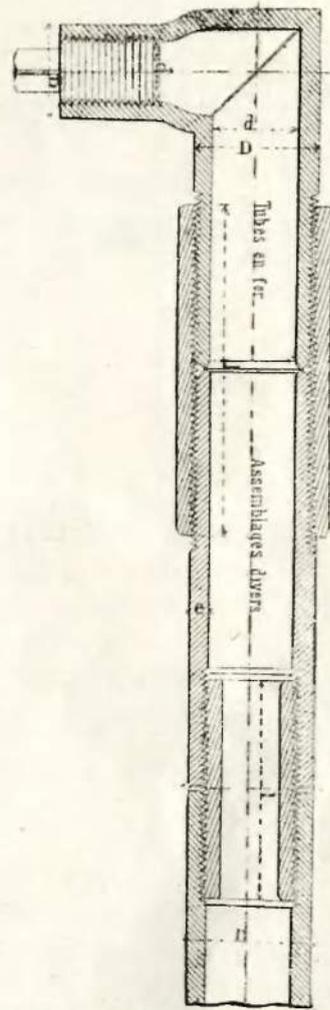
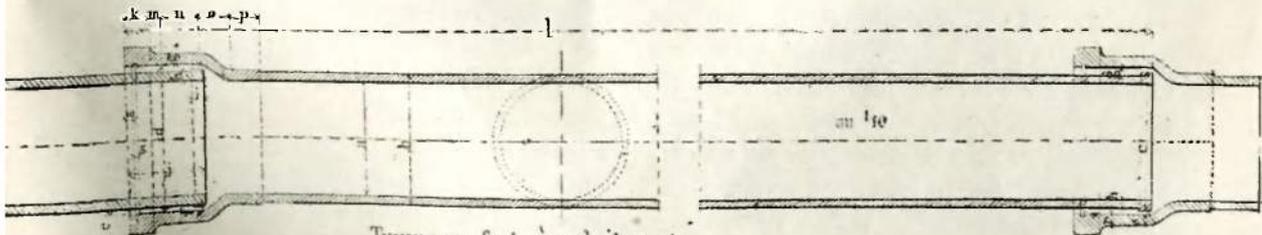


Fig. 203.



Tuyaux en fonte à emboîtement

Fig. 204.



PASSAGE A TRAVERS LES PONTS. — Les manchons reposent sur le pont par une pince *a* (fig. 199) ; la pince *b* est d'un diamètre légèrement plus petit que l'ouverture *c*.

JOINT A RACCORD (fig. 205). — Ce joint est employé pour les tuyaux de très petites dimensions. A l'extrémité des tuyaux à réunir sont brasés des manchons à embases *M*, *M'*. L'un de ces manchons porte une partie hexagonale terminée par un filetage sur lequel vient se visser un écrou retenu par une embase de l'autre manchon.

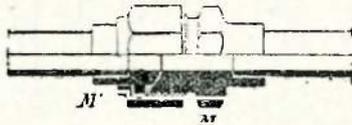


Fig. 205.

En serrant cet écrou les deux manchons sont appuyés fortement l'un contre l'autre.

SEPTIÈME LEÇON

Supports des Tuyauteries

SUPPORTS. — Les tuyauteries, avec leurs brides, les raccords, les pièces de robinetterie constituent des ensembles de poids élevé, qui doivent être soutenus en un certain nombre de points. Ces points sont à choisir de manière que les tubes n'aient pas de flexion entre deux appuis, et aussi de telle sorte que le démontage d'un élément puisse se faire sans qu'on ait besoin d'ajouter, à ce moment, des supports de fortune.

Il faut aussi, autant que possible, que les soutiens des tuyauteries soient étudiés pour qu'il y ait très peu, ou mieux pas du tout, de boulons de serrage de joints travaillant autrement que suivant leur axe.

Par suite, on doit se permettre, dans des cas très spéciaux seulement, de soutenir les tuyauteries par des suspensions serrées sur les brides en même temps que les joints. La figure 206 montre un exemple où ce dispositif se justifie à la fois par le nombre de boulons intéressés à la suspension, et par celui des boulons du joint : la plaque trapézoïdale est, dans ce dispositif, suspendue à la toiture par deux tirants accrochés dans les trous A et B.

Les supports doivent en outre, suivant les cas, soit permettre les mouvements des tuyauteries, soit au contraire servir d'ancrages.

Lorsque les tuyauteries servent à alimenter des machines dans lesquelles l'admission de vapeur est périodiquement fermée, la force vive de la vapeur, dont le mouvement est brusquement arrêté, s'amortit en une série de chocs dont la fréquence dépend de celle de l'admission et qui font vibrer les tuyauteries. Ces vibrations ont un effet de dislocation sur tous les éléments, et il importe de les empêcher. Pour cela, on crée des ancrages dans le voisinage de l'appareil qui cause lesdites vibrations : la présence de ballons de vapeur les amortit un peu.

Les dilatations causent également des mouvements dans les tuyauteries, mais ceux-ci ne se produisent que rarement, à l'époque où l'on met en charge les tuyauteries, ou à celle où l'on arrête la

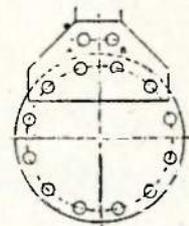


Fig. 206.
Support retenu sur une bride.

circulation de la vapeur. La caractéristique des déplacements en question c'est d'être, pour ainsi dire, semi-permanents, et l'on doit les laisser très librement se produire.

Nous avons étudié plus haut les moyens de les compenser et nous avons signalé que tous les cols de cygne, coudes et appareils de dilatation non équilibrés avaient besoin d'ancrages, lesquels supportent soit l'effort de déformation, soit l'effort de déboîtage dû à la pression de la vapeur. Ces ancrages sont exécutés suivant les circonstances locales, et il n'est pas utile de donner de détails sur eux.

On compte, parfois, sur la raideur des tuyauteries pour s'autoriser à supprimer les ancrages et c'est là une erreur. En effet, on risque de faire travailler d'une manière anormale des pièces non prévues pour cela, soit que la dilatation ne se répartisse pas comme on le croyait, soit que les efforts sur les robinets ou tubulures fixes, raccordés à la tuyauterie, s'exercent avec des bras de levier exagérés.

Par contre, les supports qui ne sont pas destinés à servir d'ancrages devront laisser très librement se dilater les tuyaux.

Le support le plus simple est le collier (*fig. 207*) ayant un diamètre d légèrement supérieur au diamètre extérieur de la tuyauterie, et exécuté en fer plat. Il faut se servir de fer plat assez épais et ayant comme le tiers ou la moitié de diamètre du tuyau.

Le collier se scelle dans le mur avec ou sans jambe de force (*fig. 208, 209, 210*). La forme de la figure 209 permet même de poser le support sur un dé de maçonnerie.

Il se produit un frottement de la tuyauterie sur le fer du support qui peut présenter quelques inconvénients : aussi, pour les tuyauteries de gros diamètre, qui sont très lourdes, remplace-t-on les supports fixes par des supports à rouleaux, tels que ceux de la *figure 211*. Parfois, on emploie un collier, analogue à ceux décrits ci-dessus, qu'on fait porter sur un rouleau plat (*fig. 212*), ou qu'on munit de galets roulant sur une plaque de fer (*fig. 213*).

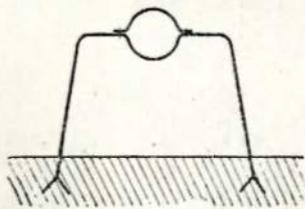


Fig. 210. — Collier support à double scellement.

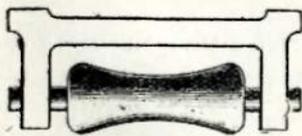


Fig. 211. Support à rouleau en fonte.

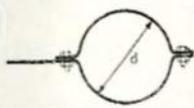


Fig. 207. -- Collier support.

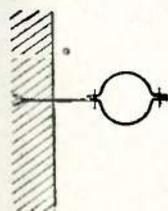


Fig. 208. Collier support à scellement.

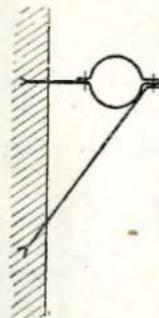


Fig. 209. Collier support à scellement avec jambe de force.

Il est très commode pour les montages de ne pas fixer les supports autrement que par serrage, soit sur les ailes de fers, soit sur les poutrelles de ciment armé: on emploie avantageusement des dispositifs du genre de celui représenté sur la *figure 216*.

Plus simplement, on peut attacher le tube à un véritable pont suspendu en fers légers (*fig. 217*) ; et lorsque la portée est faible, on se contente d'armer le tube (*fig. 218*).

Il va sans dire qu'au droit des supports, il est bon d'interrompre le calorifuge. Si on ne le fait pas, il faut répartir la réaction de l'appui sur une large surface de calorifuge, en l'entourant d'une manchette assez développée (longueur égale au diamètre, par exemple) en tôle de 2 mm au moins.

Les tuyauteries verticales, lorsqu'elles sont assez longues, se suspendent par des dispositifs flexibles, soit à ressort, soit à levier (*fig. 219*).

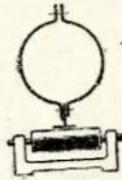


Fig. 212. — Support à rouleau à collier.

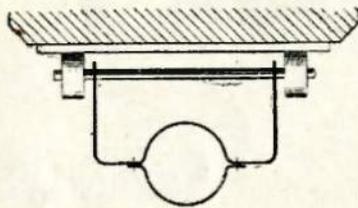


Fig. 213. — Support à chariot.

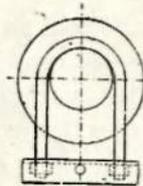


Fig. 214. — Support par étrier à branches filetées.



Fig. 215.
Tige de support
avec tendeur.

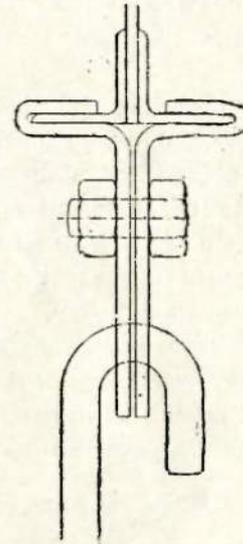


Fig. 216.
Mode de fixation des tiges
de support.

Pour terminer la question des supports, nous recommanderons de toujours les étudier en même temps que la tuyauterie, tant comme emplacement que comme détails d'exécution. L'importance de leur rôle justifie pleinement cette précaution.

QUELQUES INDICATIONS GÉNÉRALES. — Il faut avoir bien soin, dans le montage d'une tuyauterie, de donner à tous les éléments des pentes régulières, vers les points d'où sont dérivées les tuyauteries de purge. Une pente de 5 centimètres par mètre est généralement bien suffisante.

En second lieu, on doit toujours s'arranger pour que, du fait de la condensation de la vapeur contenue, un volume important de tuyauterie ne soit pas sous le vide lorsque ladite tuyauterie est en

chômage. Quand cela se produit, on risque des coups d'eau lorsqu'on veut remettre la tuyauterie en charge.

La tuyauterie étant montée, il ne faut pas la mettre en service avant de l'avoir convenablement lavée en y faisant passer librement la vapeur : sinon les grains de sable qui sont restés adhérents aux parois après le cintrage des tubes, le sable de fonderie des pièces de raccords, les particules d'oxyde, etc., sont entraînés dans le cours du service et viennent abîmer les sièges et les obturateurs des robinets et des purgeurs et souvent même les cylindres des machines. Nous considérons cette précaution comme devant être toujours prescrite dans les cahiers des charges.

Par contre, nous sommes assez peu d'avis de spécifier des essais hydrauliques, avec ou sans sur-

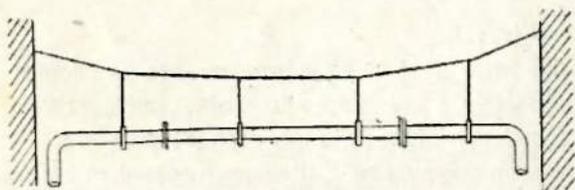


Fig. 217. — Suspension funiculaire pour tuyauterie.

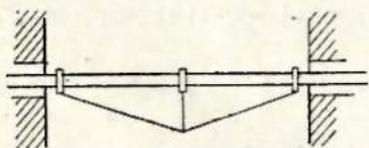


Fig. 218. — Tuyauterie armée.

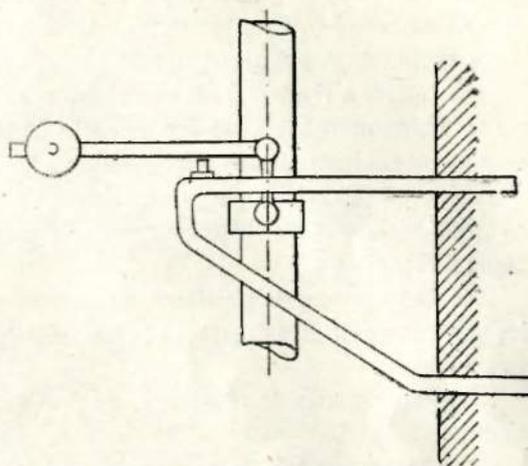


Fig. 219. — Support mobile pour tuyauterie verticale.

pression, sur les tuyauteries montées. En général, les joints faits pour la vapeur ne conviennent pas pour l'eau ; après un essai hydraulique, il faut donc refaire tous les joints. Nous préférons voir prescrire l'essai individuel, et, sur le sol, des éléments des tuyauteries ayant supporté un usinage. La même sécurité sera atteinte, à meilleur compte, et en permettant un examen plus facile et plus sûr.

Les tuyauteries, qui ne fonctionnent pas d'une manière continue, doivent être disposées de telle sorte que tous les points bas puissent être débarrassés entièrement de l'eau de condensation qui pourrait venir s'y loger. Sinon la moindre gelée fait fendre les boîtes des purgeurs automatiques, les corps de robinets, etc. Les constructeurs ne sauraient naturellement garantir des accidents de ce genre, mais on peut leur demander de les prévenir.



APPENDICE

CONSTRUCTION DES CHAUDIÈRES

MATÉRIAUX. ACIER DOUX. — On emploie pour les tôles, les cornières et les tirants ou entretoises des chaudières, des aciers doux laminés ou fers homogènes, dont la résistance ne dépassera pas 48 kilogrammes par millimètre carré, pourvu que l'allongement sur une barrette de 200 millimètres de longueur ne soit pas inférieur aux chiffres suivants :

Résistance en kilog. par millimètre carré : 48, 46, 44, 42, 40, 38, 36, 34.

Allongement % : 20, 21, 22, 23, 25, 27, 29,5, 32.

Ces chiffres s'appliquent au métal brut, avant tout travail.

Les aciers à rivets auront une résistance comprise entre 38 et 42 kilogrammes, avec un allongement minimum de 25 % sur une longueur de 200 millimètres. La résistance au cisaillement des rivets composant un joint ne sera pas inférieure à la résistance à la rupture de la tôle dans le même joint.

Bien que des aciers ayant une résistance de 48 kilogrammes avec 20 % d'allongement soient admis en principe dans la construction des chaudières, il est instamment recommandé des aciers plus doux, comme ci-après :

44 kilogrammes de résistance au maximum et 22 % d'allongement au moins pour les tôles dont les bords devront être rabattus et plus spécialement pour celles qui devront être en contact avec les gaz du foyer.

40 kilogrammes de résistance, au maximum, et 25 % au moins d'allongement pour les foyers ondulés.

On devra prendre des précautions spéciales pour chauffer et mettre en place les rivets en acier très doux, afin d'éviter des craqures, surtout dans le rivetage à la main.

Pour les tôles épaisses, de 25 millimètres ou plus, il est recommandé d'employer des aciers d'une résistance inférieure à 48 kilogrammes, et d'autant plus doux que l'épaisseur est plus grande. L'acier devra être d'une qualité aussi régulière que possible ; l'écart entre les résistances extrêmes dans une même chaudière ne devra pas dépasser 5 kilogrammes pour une résistance maximum de 40 kilogrammes ; 6 kilogrammes pour une résistance supérieure à 40 kilogrammes.

Les tôles travaillées à chaud, et en particulier lorsqu'elles ont subi plusieurs chaudes partielles et successives, devront être recuites après l'achèvement du travail si l'acier a une résistance supérieure à 44 kilogrammes. On doit éviter de poinçonner les tôles d'acier. Lorsqu'elles sont percées par ce moyen, on devra les recuire après poinçonnage, à moins que les trous ne soient alésés ou fraisés, de manière à faire disparaître la région détériorée sur les bords du trou ; l'épaisseur à purger est d'au moins 1 mm. 5.

ESSAIS DE L'ACIER POUR CHAUDIÈRES

La qualité des matériaux sera vérifiée :

1° Par un essai de traction sur des barrettes de 200 millimètres de longueur entre les repères ;

2° Par des essais de trempe qui seront faits de la manière suivante :



POUR LES TOLES. — Une bande de 40 à 50 millimètres de largeur, découpée dans la tôle, aura ses arêtes soigneusement dressées ; chauffée au rouge sombre et plongée dans de l'eau à 28° centigrades elle ne devra montrer aucune trace de craqure lorsqu'on la replira sur elle-même en forme d'U à branches parallèles ; le rayon de courbure intérieur ne dépassant pas une fois et demie l'épaisseur de la barrette.

POUR LES TIRANTS ET ENTRETOISES. — L'essai de trempe sera le même que pour les tôles, le rayon de courbure intérieur ne dépassant pas une fois et demie le diamètre de la barre ou son côté si elle est carrée.

Les éprouvettes coupées dans les barres rondes ayant plus de 25 millimètres de diamètre pourront être ramenées sur le tour à ce diamètre.

NOMBRE D'ESSAIS. — Les essais seront réglés de la manière suivante :

Un essai de trempe pour chaque tôle d'enveloppe.

Un essai de traction pour chaque tôle de l'enveloppe.

Un essai de trempe et un essai de traction pour une tôle sur quatre du reste de la fourniture.

Les tôles à essayer devront être choisies de telle sorte que l'épreuve porte sur le plus grand nombre possible de coulées.

CHAUDIÈRES EN FER

Le fer employé à la construction des chaudières sera de toute première qualité. Pour les enveloppes, les coffres à vapeur et autres parties cylindriques dans lesquelles la pression est intérieure, la résistance ne sera pas inférieure à 33 kilogrammes par millimètre carré, en travers du laminage, avec 7 % d'allongement sur une longueur de 200 millimètres.

Le fer pour tirants n'aura pas moins de 35 kilogrammes de résistance, dans le sens du laminage, avec un allongement minimum de 10 % sur une longueur de 200 millimètres.

TUBES DE CHAUDIÈRES

Les tubes des chaudières seront en acier doux ou en fer de toute première qualité, soudés à recouvrement. Les surfaces intérieure et extérieure devront être parfaitement lisses, sans pailles, craqures, mauvaises soudures ou autres défauts ; l'épaisseur sera parfaitement uniforme. Les matières employées à la fabrication des tubes destinés à des chaudières construites sous surveillance spéciale devront satisfaire aux conditions suivantes :

ACIER. — 35 à 40 kilogrammes de résistance et 22 % d'allongement sur une longueur de 200 millimètres.

FER. — 35 kilogrammes de résistance minimum et 6 % d'allongement dans le sens du laminage, 29 kilogrammes de résistance minimum et 4 % d'allongement en travers du laminage. Une fois fabri-



qués, les tubes seront en outre soumis à l'essai suivant qu'ils devront supporter d'une manière satisfaisante :

1° Tous les tubes, qu'ils soient en fer ou en acier, subiront intérieurement une pression hydraulique de 40 kilogrammes par centimètre carré au minimum et pendant cet essai ils seront sondés au moyen de quelques coups d'un marteau léger, plus particulièrement sur la soudure. Lorsque les commandes des tubes en acier spécifieront qu'ils doivent satisfaire aux épreuves de recette du « Veritas », on y procédera de la manière suivante :

2° L'expert choisira, par lot de cinquante, un tube qui sera recuit et devra subir avec succès les épreuves ci-après :

a) On chassera au marteau, à froid, dans le bout du tube un mandrin conique jusqu'à augmentation de 10 % du diamètre extérieur.

b) Un tronçon de 10 centimètres au moins de longueur sera coupé suivant une génératrice suffisamment éloignée de la soudure, puis aplati et enroulé en sens inverse jusqu'à ce que les bords se touchent de nouveau.

c) Un autre tronçon de même longueur sera aplati au marteau jusqu'à ce que les deux moitiés s'appliquent l'une sur l'autre, la soudure étant placée dans le pli.

d) On rabattra sur le bout du tube une collerette de 8 millimètres de saillie, à angle droit.

RÈGLES POUR CALCULER LA PRESSION DE RÉGIME DES CHAUDIÈRES OU L'ÉPAISSEUR DES TOLES AINSI QUE LE DIAMÈTRE DES TIRANTS

ENVELOPPES CYLINDRIQUES ET COFFRES A VAPEUR. — Un joint rivé peut se rompre : 1° par la déchirure de la tôle ou du couvre-joint entre les rivets ; 2° par le cisaillement de tous les rivets ; 3° par la combinaison des deux modes précédents.

Les formules suivantes permettent d'étudier ces différents cas. On prendra toujours la plus grande épaisseur de tôle et le plus grand diamètre de rivets que chaque formule donnerait séparément.

1° *DÉCHIRURE DE LA TOLE.* — Les formules qui donnent la pression de régime et l'épaisseur des tôles sont pour ce cas :

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{20 \times R (e-1)}{D} \\ e &= \frac{PD}{20 \times R} + 1 \text{ millimètre} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Dans lesquelles : P est la pression au-dessus de l'atmosphère en kilogrammes par centimètre carré.

D = le plus grand diamètre intérieur de l'enveloppe ou du coffre à vapeur, en centimètres.

e = l'épaisseur des tôles de l'enveloppe en millimètres.

e - 1 millimètre = l'épaisseur restant après une usure de 1 millimètre par corrosion.



R, est la charge de sécurité maximum qui sera admise sur un centimètre carré de l'enveloppe. En d'autres termes, R est le quotient de la résistance du métal à la rupture par un coefficient de sécurité égal à 4 qui se rapporte à la tôle amincie par usure de 1 millimètre.

Lorsque la valeur exacte de la résistance du métal à la rupture est connue d'avance par des essais, on peut l'introduire dans la valeur de R ; dans le cas contraire, R sera égal à :

POUR L'ACIER : au quotient par 4 de la limite inférieure de résistance adoptée dans le projet, et qui doit être mentionnée sur le plan soumis à l'approbation.

POUR LE FER : R sera égal à 7 kil. 8, correspondant à une résistance à la rupture de 31 kil. 5. α représente le rapport entre la résistance de la tôle percée et celle de la tôle pleine ; ce coefficient se calculera par la formule :

$$\alpha = \frac{p-d}{p}$$

p représente l'écartement des rivets du rang extérieur, en millimètres (voir figures 220 et 221).
 d = le diamètre des trous de rivets en millimètres, mesuré comme suit :

Si les trous sont forés, ou si après poinçonnage ils ont été alésés ou fraisés de manière à purger les bords endommagés par le poinçon, on prendra le diamètre exact.

Si les trous sont poinçonnés, on les considérera comme ayant 6 millimètres de plus en diamètre.

2° *RUPTURE A TRAVERS LES RIVETS*. — Dans ce cas on emploiera les formules suivantes pour calculer la pression de régime et la section des rivets :

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{20CS}{Dl} \\ \text{et } S &= \frac{PDl}{20C} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

P et D ont les mêmes significations que ci-dessus.

l = la longueur en millimètres des parties identiques en lesquelles le joint peut être fractionné. Dans la plupart des cas, l est l'écartement des rivets du rang extérieur (voir les figures 220 et 221).

C = l'effort maximum de cisaillement en kilogrammes par millimètre carré, admis sur les rivets. Ce sera le quotient par 4 de la résistance des barres à rivets au cisaillement si elle est connue ; dans le cas contraire, on admettra que cette résistance est égale aux huit dixièmes de la résistance des barres à la traction, et la valeur de C deviendra :

POUR L'ACIER : $\frac{1}{5} \times$ par la limite inférieure de la résistance à l'allongement adoptée. La limite supérieure de résistance de l'acier à rivets ne devra, dans aucun cas, dépasser 42 kilogrammes.

POUR LE FER : 6 kil. 3 par millimètre carré, correspondant à une résistance à la rupture d'environ 31,5 kilogrammes.



s = la section totale de cisaillement des rivets compris dans la longueur l , en millimètres carrés (le double de la section du trou lorsqu'ils sont à double cisaillement avec ou sans correction, suivant les règles ci-dessous :

1° La section totale des trous de rivets pourra entrer dans la formule sans réduction, lorsque les trous seront forés sur place dans les tôles, après qu'elles ont été cintrées et que les joints longitudinaux et circonférenciels seront à deux rangs de rivets, les premiers rivés mécaniquement.

Cette clause est également applicable lorsque les trous ont été poinçonnés puis alésés sur place de manière à se correspondre parfaitement.

2° s représentera $\frac{15}{16}$ de la valeur totale lorsque, dans les conditions du paragraphe précédent, le rivetage sera fait en entier à la main.

3° s représentera $\frac{7}{8}$ seulement de la section totale lorsque les trous seront poinçonnés après le cintrage des tôles, et que les joints longitudinaux seront au moins à double rivetage.

3° *RUPTURE COMBINÉE A TRAVERS LA TOLE ET LES RIVETS.*—Ce cas n'est à étudier que si l'écartement des rivets est plus grand sur la rangée extérieure que sur les rangées intérieures. La formule à appliquer dans ce cas est la suivante :

$$P = \frac{20(BR + Cs)}{Dl} \quad (3)$$

dans laquelle : P , R , C , D et l ont les mêmes significations que ci-dessus.

B est la section en millimètres carrés de la tôle suivant la ligne de rupture, en admettant qu'elle ait subi au préalable une réduction de 1 millimètre par corrosion. Cette section sera corrigée comme dans le cas n° 1 si les trous sont simplement poinçonnés.

s est la section totale des trous de rivets qu'on supposera cisailés sur la longueur l du joint ; cette section sera corrigée, s'il y a lieu, ainsi qu'il est dit pour le cas n° 2, 2° et 3°. Pour un rivet à double cisaillement, la résistance sera considérée comme étant double de celle d'un rivet à simple cisaillement.

4° *RUPTURE A TRAVERS LES COUVRE-JOINTS.* — La rupture peut se produire sur une des files intérieures de rivets ; les formules sont alors les mêmes que dans le cas n° 1 :

$$\left. \begin{aligned} P &= \frac{20 \times R (e-1)}{D} \\ e &= \frac{PD}{20 \times R} + 1 \text{ millimètre} \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

P , D , R ont les mêmes significations que ci-dessus.

e = épaisseur en millimètres du couvre-joint ou somme des épaisseurs des deux couvre-joints,



s'il y en a deux. (Si la formule donne pour chaque couvre-joint une épaisseur insuffisante pour assurer un bon matage, l'épaisseur devra être augmentée).

$$\alpha = \frac{q-d}{q}$$

q étant l'écartement des rivets du rang intérieur, d le diamètre des trous de rivets du rang intérieur, augmenté de 6 millimètres si les trous sont simplement poinçonnés.

5° RUPTURE COMBINÉE A TRAVERS LE COUVRE-JOINT ET LES RIVETS. —

La formule (3) est applicable à ce cas, B étant la section du couvre-joint suivant la ligne de rupture supposée.

Mêmes corrections que dans le cas n° 3, 2° et 3°.

Remarques. — La distance des rivets au bord des tôles sera au moins égale au diamètre des trous. Dans le rivetage en quinconce, la distance entre les rangs de rivets doit être telle qu'il n'y ait pas à craindre de rupture de la tôle ou du couvre-joint suivant la ligne en zig-zag des rivets.

Lorsque les entretoises traversent l'enveloppe, elles doivent être réparties de manière à ne pas affaiblir l'enveloppe plus que ne le font les joints eux-mêmes. Si le cas contraire se présente, l'épaisseur de l'enveloppe sera calculée d'après sa résistance au passage des entretoises. Cette résistance sera évaluée au moyen de la formule n° 1, d et p s'appliquant aux entretoises. Pour les joints circonferentiels, le rivetage double sera exigé lorsque l'épaisseur excédera 12 mm. 5.

Dans les chaudières doubles à six foyers, le rivetage triple sera exigé pour les joints circonfé-

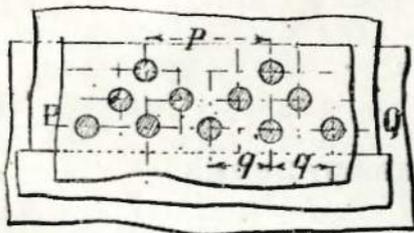


Fig. 220.

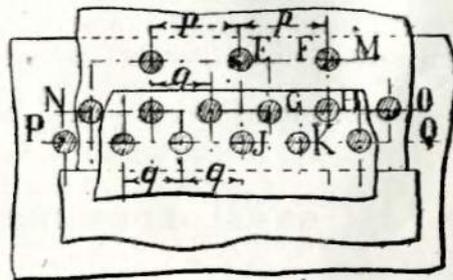


Fig. 221.

rentiels reliant les anneaux de l'enveloppe ; il ne sera pas exigé pour les joints des extrémités.

Dans les chaudières doubles, à quatre foyers, le même arrangement est recommandé.

Exemples montrant l'application des règles ci-dessus au joint représenté (fig. 221) :

1° La valeur de $p - d$ est la distance qui sépare les rivets E et F ; si les trous sont poinçonnés, $p - d$ représentera : p — diamètre du trou E — 6 millimètres.

2° La longueur l est égale à p .

Les rivets qui pourraient être cisailés sur cette longueur sont : en simple cisaillement, la moitié



du rivet E et la moitié du rivet F : total, un rivet ; en double cisaillement, la moitié des rivets H et J, les rivets G et K : total, trois rivets comptant double. En conséquence :

s — section d'un trou E + 6 × section d'un trou G.

s doit être multiplié par $\frac{15}{16}$ ou $\frac{7}{8}$ suivant la règle n° 2, s'il y a lieu.

3° Rupture de la tôle suivant la ligne NO et cisaillement des rivets du rang extérieur. La corrosion n'étant pas probable dans l'intérieur du joint, on a dans la formule (3) :

$$B = (p - 1 \frac{1}{2} \text{ diamètre du trou G}) \times \text{épaisseur de la tôle.}$$

Le diamètre G sera augmenté de 6 millimètres si les trous sont poinçonnés.

La section de cisaillement des rivets est $\frac{1}{2} E + \frac{1}{2} F$; donc :

s = section E, multipliée par $\frac{15}{16}$ ou $\frac{7}{8}$, s'il y a lieu.

4° Rupture des couvre-joints suivant PQ : La section résistante est :

$(q - \text{diamètre du trou K}) \times \text{somme des épaisseurs des couvre-joints.}$

Le diamètre G doit être augmenté de 6 millimètres si les trous sont simplement poinçonnés.

5° Rupture du couvre-joint suivant LM.

Dans ce cas, les rivets des rangs NO et PQ doivent être cisailés (double cisaillement), et on a dans la formule (4) :

$B \times (p - \text{diamètre E}) \times \text{épaisseur du couvre-joint le plus large.}$

Le diamètre G sera augmenté de 6 millimètres si les trous sont simplement poinçonnés.

$s = 3 \times \text{section du trou G} + 3 \times \text{section du trou K.}$

Cette valeur sera multipliée par $\frac{7}{8}$ ou $\frac{15}{16}$, s'il y a lieu.

ENVELOPPES DES SURCHAUFFEURS

Pour déterminer la pression et l'épaisseur des tôles dans les surchauffeurs cylindriques, on emploiera la même formule que pour les tôles de chaudières, avec les modifications suivantes :

1° Lorsque les tôles seront exposées à l'action directe des gaz, les valeurs de R et C, données dans les cas 1 et 2, seront multipliées par 0,8 et l'augmentation d'épaisseur à appliquer aux tôles pour tenir compte de l'usure sera portée à 4 mm. 5, en raison de l'action corrosive des gaz. La formule 1 devient alors :

$$P = \frac{16 \times R (e - 4,5)}{D} \quad \text{et} \quad e = \frac{PD}{16 \times R} + 4 \text{ mm. 5.}$$

2° Lorsque les tôles seront protégées contre l'action directe des gaz, R et C devront être multipliées par 0,9, et l'augmentation d'épaisseur sera de 3 millimètres.



La formule devient dans ce cas :

$$P = \frac{18 \alpha R (e-3)}{D} \quad \text{et} \quad e = \frac{PD}{18 \alpha R} + 3 \text{ millimètres.}$$

TOLES PLANES

La pression et l'épaisseur des tôles planes seront calculées par les formules suivantes :

$$P = \frac{(e-1,5)^2}{a^2 + b^2} \times \frac{K}{R} \quad \text{et} \quad e = 1,5 + \sqrt{(a^2 + b^2) \frac{PK}{R}}$$

où P et e ont les mêmes significations.

a = distance des entretoises ou des tirants dans une même rangée, en centimètres.

b = la distance des rangées d'entretoises ou de tirants, en centimètres.

Dans le cas où les tirants ou les entretoises sont disposés en ordre irrégulier, comme dans le croquis 222, on remplacera :

$$\sqrt{(a^2 + b^2)} \quad \text{par} \quad \frac{1}{2}(p_1 + p_2).$$

R = la résistance de la tôle à la rupture, en kilogrammes par millimètre carré.

Cette résistance sera déterminée comme pour les tôles d'enveloppe ; pour l'acier on emploiera la limite inférieure de résistance choisie dans le projet ; pour le fer, on comptera 33 kilogrammes par millimètre carré. K est une constante dont la valeur dépend de l'installation des entretoises ou des tirants.

K = 0,735, quand les tirants ou les entretoises seront taraudés dans la tôle et rivés.

K = 0,578, quand ils seront taraudés dans la tôle et fixés à l'extérieur par un écrou, ou quand il y aura un écrou à un bout et que l'autre sera taraudé dans une tôle ayant une épaisseur au moins égale aux 2/3 de leur diamètre et rivé.

(Cette clause s'applique spécialement aux entretoises des boîtes à feu).

K = 0,542, quand les tirants ou les entretoises seront fixés par des écrous et des rondelles sur les deux faces de la tôle, pourvu que le diamètre des rondelles extérieures soit au moins $\frac{4}{10}$ de l'écartement

entre les files d'entretoises. L'épaisseur de la rondelle sera au moins les deux tiers de celle de la tôle, et sera augmentée si son diamètre excède une fois et demie le diamètre de l'écrou.

K = 0,481, lorsque les tirants ou les entretoises seront fixés par écrous et rondelles sur chaque face de la tête, si la rondelle extérieure est rivée à la tôle et a les trois quarts de son épaisseur, avec un diamètre égal à 0,6 de la distance des files d'entretoises.

Lorsque les tôles seront en contact avec la vapeur sur une face et avec les gaz chauds sur l'autre, leur épaisseur doit être augmentée ; par exemple, dans les chaudières à retour de flamme, lorsque les

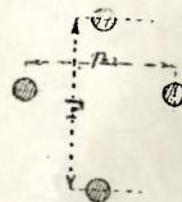


Fig. 222.



tôles du haut de la façade ne seront en aucune façon protégées contre les gaz chauds, la pression et l'épaisseur seront calculées par les formules suivantes :

$$P = \frac{(e-3)^2}{a^2 + b^2} \times 0,9 \frac{R}{K} \quad \text{et} \quad e = 3 \text{ millim.} + \sqrt{(a^2 + b^2) \frac{PR}{0,9 R}}$$

Si ces tôles sont protégées par un écran, leur épaisseur ne sera pas augmentée. Lorsque les façades seront en deux tôles, le joint sera à double rivetage si la plus épaisse des deux a une épaisseur de 12 mm. 5 ou au-dessus.

Tableau des valeurs de $\frac{R}{K}$ dans la formule des tôles planes

Résistance de la tôle en kilogrammes par millimètre carré R	K = 0,481	K = 0,542	K = 0,578	K = 0,735
31	$\frac{R}{K} = 64,50$	$\frac{R}{K} = 57,10$	$\frac{R}{K} = 54,00$	$\frac{R}{K} = 42,20$
32	66,60	59,00	55,80	43,20
33	68,60	60,90	57,60	44,90
34	70,70	62,70	59,30	46,30
35	72,80	64,50	61,10	47,60
36	74,90	66,40	62,90	49,00
37	77,00	68,20	64,60	50,40
38	79,00	70,00	66,40	51,70
39	81,10	71,80	68,10	53,00
40	83,20	73,70	69,80	54,40
41	85,30	75,60	71,60	55,80
42	87,40	77,40	73,40	57,20
43	89,40	79,30	75,00	58,50
44	91,50	81,10	76,80	59,90
45	93,60	83,00	78,60	61,20
46	95,60	84,80	80,40	62,60
47	97,70	86,60	82,20	64,00
48	99,80	88,40	83,80	65,30

R = résistance à la rupture par traction du métal en kilogrammes par millimètre carré.

Pour l'acier, R sera la limite inférieure de résistance choisie dans le projet ; pour le fer, ce sera 35 kilogrammes. On pourra employer la résistance exacte si elle est connue.

Si les tirants ne sont pas ronds, leur section sera calculée de façon que la charge par millimètre carré qu'ils supportent ne soit pas supérieure à $\frac{1}{5,5}$ de la résistance du métal, déduction faite de 1 mm. 5 pour l'usure.

Dans les tirants soudés, l'effort sera réduit de 20 %. On n'admettra d'ailleurs les soudures dans les tirants en acier que si le métal est extra-doux.

Pour les très hautes pressions, telles qu'on en fait usage dans les machines à triple expansion, il



est recommandé de tarauder tous les tirants et entretoises dans les tôles qu'ils soutiennent et de les fixer en outre par des écrous.

Cela s'applique également aux tubes tirants avec cette réserve qu'il vaut mieux ne pas placer d'écrous dans la boîte à feu.

TIRANTS ET ENTRETOISES

Le diamètre des tirants et entretoises qui supportent les tôles planes sera déterminé par la formule suivante :

$$d = 3 + \sqrt{\frac{7,5Q}{R}}$$

où : d = diamètre effectif en millimètres (mesuré au fond des filets dans les tirants ou entretoises filetées)
 Q = charge totale sur le tirant en kilogrammes.

FOYERS CIRCULAIRES

FOYERS LISSES. — La pression et l'épaisseur des tôles du foyer peuvent s'obtenir par les formules suivantes :

$$P = \frac{K e^2}{DL} \quad \text{et} \quad e = \sqrt{\frac{PDL}{K}}$$

où : e représente l'épaisseur des tôles en millimètres.

D = le diamètre extérieur du foyer en centimètres.

P = la pression au-dessus de l'atmosphère en kilog. par centimètre carré.

L = longueur du foyer en centimètres, ou la longueur des anneaux dont il se compose lorsqu'il est garni de frettes bien conditionnées ou formé de plusieurs anneaux reliés par des pinces.

$K = 588$, lorsque le foyer est exactement circulaire et lorsque les joints longitudinaux sont soudés à la forge ou assemblés en sifflet ou bord à bord avec un couvre-joint et double rangs de rivets dans ce dernier cas.

$K = 504$, lorsque le foyer n'est pas exactement circulaire, ou lorsque les joints longitudinaux sont simplement à recouvrement.

Les coefficients ci-dessus se rapportent à des tôles en fer fin. On pourra le multiplier par 1,2 lorsque les tôles sont en acier doux ou en fer de toute première qualité, supportant bien le feu, sans gerçures ni autres défauts, et remplissant les conditions suivantes, qui devront être vérifiées sur des éprouvettes :

	Dans le sens du laminage	En travers du laminage
Résistance à la traction.....	36 k.	34 k.
Allongement sur 200 millimètres de longueur.....	16 %	10 %
Pliage à froid sans craqure, sous un angle de.....	60°	35°
Pliage à chaud sous un angle de.....	180°	180°



L'épaisseur ne sera dans aucun cas inférieure à $\frac{PD}{56}$ pour les tôles de fer; $\frac{PD}{63}$ pour les tôles d'acier.

Il est recommandé de limiter la longueur des anneaux de manière à ne pas dépasser une épaisseur maximum de 16 millimètres.

FOYERS ONDULÉS ET A NERVURES. — L'épaisseur de l'enveloppe se déduira des formules suivantes :

1° Pour les foyers ondulés : $e = \frac{PD}{140} + 3.$

Le diamètre extérieur D se mesure extérieurement aux ondulations en centimètres. Cette formule suppose que la profondeur des ondulations est de 4 centimètres et leur longueur de 15 centimètres.

2° Pour les foyers à nervures : $e = \frac{PD}{130} + 3.$

D est le plus grand diamètre extérieur des parties situées entre les nervures en centimètres.

Les coefficients ci-dessus s'appliquent au cas où la résistance du métal est comprise entre 41 et 48 kilogrammes par millimètre carré. Si elle est inférieure à 41 kilogrammes, on réduira le coefficient de $\frac{1}{40}$ au moins par kilogramme.

DISPOSITIONS GÉNÉRALES

Lorsqu'il est fait usage de plusieurs chaudières, elles doivent pouvoir fonctionner ensemble ou indépendamment les unes des autres, par l'emploi de soupapes placées, soit entre les chaudières et le surchauffeur commun, soit entre les divers surchauffeurs et le tuyau principal de prise de vapeur. Chaque chaudière sera munie d'un manomètre et de deux appareils indicateurs du niveau d'eau, soit un tube en verre, et un système de robinets étagés. Les chaudières doubles recevront les mêmes appareils sur chaque façade.

Le tuyau d'extraction des fonds sera muni de deux robinets, l'un attaché à la chaudière et l'autre au bordé du navire. Le tuyau d'extraction placé à la surface sera disposé d'une manière analogue. On établira un système permettant de manœuvrer la soupape d'arrêt du plancher de la chaufferie ou de la plateforme de manœuvre.

Pour la protection des tôles de revêtement, les robinets d'extraction seront fixés à des douilles passant en travers de la tôle et d'une collerette placée à l'intérieur. Si cette collerette est en fer, elle sera galvanisée.

• Lorsque les dômes de vapeur et les surchauffeurs sont placés dans la cheminée et exposés directement à la flamme, ils doivent être convenablement protégés par des tôles. Dans tous les cas, il doit être possible d'examiner complètement l'intérieur et l'extérieur des dômes de vapeur et surchauffeurs.

Pour empêcher les chaudières de glisser, soit dans le sens transversal en cas de roulis, soit dans le sens longitudinal en cas de collision, elles seront solidement attachées sur leurs berceaux.

Tous les trous d'homme seront pourvus d'un collet de renfort ; les dimensions minima de ces trous d'homme seront : 30 × 40 centimètres.



Deux soupapes de sûreté au moins, d'un système approuvé, seront fixées à chaque chaudière. Leur section totale sera suffisante pour que, les feux étant poussés pendant 20 minutes au moins, la pression de la chaudière ne s'élève pas plus de $\frac{1}{10}$ de la valeur effective pour laquelle la chaudière a été approuvée.

En cas de tirage forcé, cette section devra être augmentée proportionnellement à l'accroissement du pouvoir évaporatoire des chaudières.

On établira un système permettant de soulager les soupapes de sûreté du pont et du plancher de la chambre de chauffe.

S'il y a possibilité d'isoler un surchauffeur communiquant avec une ou plusieurs chaudières, il sera nécessaire de le munir d'une soupape de sûreté de dimensions suffisantes.

Les prises de vapeur des appareils auxiliaires devront être indépendantes de la prise de vapeur principale, pour ne pas remplir de vapeur le tuyautage des grandes machines, lorsqu'on se sert seulement des treuils ou appareils similaires.

RÈGLES SERVANT A DÉTERMINER LA PRESSION DE TRAVAIL DES CHAUDIÈRES NEUVES

ENVELOPPES CYLINDRIQUES DES CHAUDIÈRES EN FER. — La résistance des enveloppes circulaires des chaudières en fer sera déterminée d'après la résistance des joints longitudinaux par la formule suivante :

$$\frac{c \times T \times B}{D} = \text{pression de travail en kil. par centimètre carré, dans laquelle :}$$

c = coefficient d'après la table ci-après ; T = épaisseur des tôles en millimètres ; D = diamètre moyen de l'enveloppe en millimètres ; B = coefficient de résistance des joints déterminé comme suit (on prendra la résistance minimum) :

$$\text{Pour les tôles, } B = \frac{p-d}{p} \times 100.$$

$$\text{Pour les rivets, } B = \frac{n-a}{p \times T} \times 100 \text{ (rivets et tôles en fer, trous débouchés au poinçon).}$$

$$\bullet \quad B = \frac{n-a}{p \times T} \times 90 \text{ (rivets et tôles en fer, trous débouchés au foret).}$$

(Si les rivets travaillent par double cisaillement, a sera remplacé dans les susdites formules par $1,75 a$).

Formules dans lesquelles : p = espacement des rivets de centre en centre ; d = diamètre des rivets ; a = section des rivets ; n = nombre des rangées de rivets.

NOTA. — Dans toutes les mesures, le millimètre est pris comme unité.

Si après essais, la résistance des joints longitudinaux est reconnue supérieure à celle donnée par les formules ci-dessus, on pourra l'adopter dans les calculs.



Table des coefficients c (chaudières en fer)

Description des joints longitudinaux	Tôles de 12 mm. d'épaisseur et au-dessous	Tôles de 12 à 19 mm. d'épaisseur	Tôles au-dessus de 19 m. d'épaisseur
Joints à recouvrement, trous débouchés au poinçon	10,9	11,6	12
Joints à recouvrement, trous débouchés au foret ..	12	12,7	13,4
Joints à double plaque de recouvrement, trous débouchés au poinçon	12	12,7	13,4
Joints à double plaque de recouvrement, trous débouchés au foret	12,7	13,4	14,1

Les plaques intérieures de recouvrement auront une résistance au moins égale aux trois quarts de la résistance du joint longitudinal.

ENVELOPPES CYLINDRIQUES DES CHAUDIÈRES EN ACIER. — La résistance des enveloppes cylindriques des chaudières en acier sera déterminée d'après la formule suivante :

$$\frac{c \times (T - 3,175) \times B}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimetre carré,}$$

dans laquelle : D = diamètre moyen de l'enveloppe en millimètres ;

T = épaisseur des tôles en millimètres.

$c = 23,65$ si les coutures longitudinales ont double plaque de recouvrement d'égale largeur.

$c = 22,80$ si les plaques de recouvrement sont doubles, mais de largeur inégale et recouvrant, d'un côté seulement, la section amincie de la tôle par le travers des rangées extérieures de rivets.

$c = 21,95$ si les coutures longitudinales sont en recouvrement. Si la résistance minimum à la traction est de 44 à 46 kilogrammes par millimètre, au lieu d'être de 43 kilogrammes, les susdites valeurs de c pourront être proportionnellement augmentées.

B = coefficient minimum de résistance des joints longitudinaux déterminé comme suit :

$$\text{Pour les tôles, } B = \frac{p - d}{p} \times 100.$$

$$\text{Pour les rivets, } B = \frac{n - a}{p \times t} \times 85 \text{ (rivets en acier).}$$

$$B = \frac{n - a}{p \times t} \times 70 \text{ (rivets en fer).}$$

Formules dans lesquelles : p = espacement des rivets de centre en centre ; t = épaisseur des tôles ; d = diamètre des trous de rivets ; n = nombre de rivets par intervalle de lignes de fatigue perpendiculaires à la couture ;

a = section des rivets. (Le tout en millimètres). Si les rivets travaillent par double cisaillement a sera remplacé par $1,75 a$.

NOTA. — Les plaques intérieures de recouvrement auront une résistance au moins égale aux trois quarts de la résistance du joint longitudinal.



Les coefficients pour les enveloppes des surchauffeurs ou des réservoirs de vapeur, situés dans les culottes de cheminées, ou exposés à l'action directe des flammes, seront les deux tiers de ceux indiqués dans les tables précédentes.

Des déductions convenables seront apportées pour les ouvertures pratiquées dans les enveloppes. Tous les trous d'homme, pratiqués dans les enveloppes cylindriques, seront renforcés au moyen de bagues.

Si les chaudières sont pourvues de dômes, les tôles d'enveloppe, situées au-dessous des dômes, seront renforcés, soit par des tirants aboutissant au sommet des dômes, soit par tout autre moyen.

TIRANTS. — La résistance des tirants renforçant les surfaces plates, sera déterminée soit d'après leur plus faible section, soit d'après leur liaison, et les efforts maxima auxquels ils seront soumis, seront les suivants :

Tirants en fer. — 4 kilog. 22 par millimètre carré, pour les tirants dont le diamètre, dans la plus faible section, n'excédera pas 38 millimètres et pour tous les tirants soudés ; 5 kilog. 27 par millimètre carré, pour les tirants non soudés, dont le diamètre, dans la plus faible section, excédera 38 millimètres.

Tirants en acier. — 5 kilog. 62 par millimètre carré, pour les tirants taraudés dont le diamètre, dans la plus faible section, n'excédera pas 38 millimètres ; 6 kilog. 33 par millimètre carré, pour les tirants taraudés dont le diamètre, dans la plus faible section, excédera 38 millimètres ; 6 kilog. 33 par millimètre carré, pour les autres tirants dont le diamètre, dans la plus faible section, n'excédera pas 38 millimètres et 7 kilog. 03 par millimètre carré, pour les autres tirants dont le diamètre, dans la plus faible section, excédera 38 millimètres. Les tirants en acier ne seront pas soudés.

Tubes-tirants. — L'effort maximum sera de 5 kilog. 27 par millimètre carré.

TOLES PLATES. — La résistance des tôles plates renforcées par des tirants, sera déterminée d'après la formule suivante :

$$\frac{c \times T^2}{P^2} = \text{pression de travail en kilogrammes par centimètre carré ; dans laquelle :}$$

T — épaisseur des tôles.

P² — carré de l'écartement des tirants de centre en centre. Si cet écartement n'est pas le même que celui des rangées de tirants, on prendra la moyenne du carré de des deux écartements.

c = 1620 (tôles en fer ou en acier, de 11 millimètres et au-dessus, tirants taraudés avec têtes rivées).

c = 1800 (tôles en fer ou en acier, au-dessous de 11 millimètres, tirants taraudés avec têtes rivées).

c = 1980 (tôles en fer ou en acier, de 11 millimètres et au-dessous, tirants avec écrous).

c = 2160 (tôles en fer au-dessus de 11 millimètres, et tôles en acier au-dessus de 11 millimètres et au-dessous de 14 millimètres, tirants taraudés avec écrous).

c = 2430 (tôles en acier, de 14 millimètres et au-dessus, tirants taraudés avec écrous).

c = 2520 (tôles en fer, tirants avec doubles écrous).

c = 2700 (tôles en fer, tirants avec doubles écrous et rondelles à l'extérieur des tôles ayant au moins comme diamètre le tiers de l'écartement des tirants, de centre en centre, et comme épaisseur la moitié de l'épaisseur des tôles).



$c = 2880$ (tôles en fer, tirants avec doubles écrous et rondelles rivés à l'extérieur des tôles, ayant au moins comme diamètre les deux cinquièmes de l'écartement des tirants, de centre en centre, et comme épaisseur la moitié de l'épaisseur des tôles).

$c = 3150$ (tôles en fer, tirants avec doubles écrous et rondelles rivés à l'extérieur des tôles, ayant au moins comme diamètre les deux tiers de l'écartement des tirants, de centre en centre, et comme épaisseur l'épaisseur des tôles).

Pour les tôles en fer pourvues de tirants avec doubles écrous et de bandes de recouvrement, rivés à l'extérieur des tôles, et ayant la même épaisseur que les tôles et une largeur égale aux deux tiers de l'écartement entre les rangées des tirants, on prendra $c = 3150$ si $P =$ l'écartement des rangées de tirants, et 3420 , si $P =$ l'écartement des tirants dans les rangées.

Pour les tôles en acier, en dehors de la chambre de combustion, les valeurs de c seront augmentées comme suit :

$c = 2520$	élevé à	3150
2700	—	2330
2280	—	3600
3150	—	3960
3420	—	4320

Si les tôles plates sont renforcées par tôles doublantes ayant au moins les deux tiers de leur épaisseur et solidement rivées avec elles, la résistance sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{c \times \left(T \times \frac{t}{2}\right)^2}{P^2} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré, dans laquelle :}$$

$t =$ épaisseur des tôles doublantes et c , T et P restant comme précédemment indiqué.

NOTA. — Pour les tôles fronteau de la chambre de vapeur, ces coefficients subiront une réduction de 20 %, à moins que les tôles ne soient protégées contre l'action de la chaleur. La résistance des plaques tubulaires en acier, par les travers des tubes, sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{2520 \times T^2}{P^2} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré, dans laquelle :}$$

$T =$ épaisseur des tôles ; $P =$ écartement moyen des tubes tirants, de centre en centre.

La résistance de la plaque tubulaire de face, entre les faisceaux de tubes, sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{c = T^2}{P^2} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré, dans laquelle :}$$

$P =$ distance horizontale, de centre en centre, des rangées extérieures de tubes.

$c = 2160$, si les tubes tirants n'ont pas d'écrous à l'extérieur des tôles et sont alternés par deux tubes ordinaires.

$c = 2340$, si les tubes tirants sont comme les précédents, mais avec écrous à l'extérieur des tôles.

$c = 2520$, si les tubes tirants sont alternatifs et sans écrous.

$c = 2700$, si les tubes tirants sont alternatifs avec écrous à l'extérieur des tôles.

$c = 2280$, si, dans lesdites rangées, tous les tubes sont des tubes tirants, sans écrous à l'extérieur des tôles.



$c = 3060$, si, dans lesdites rangées, tous les tubes sont des tubes tirants ayant alternativement des écrous à l'extérieur des tôles.

L'épaisseur des plaques tubulaires des chambres de combustion, si elles ont à supporter la pression exercée au sommet des chambres, ne sera pas inférieure à celle donnée par la formule suivante :

$$T = \frac{P \times W \times D}{1800 \times (D - d)}$$

dans laquelle : P = pression de travail en kilog. par centimètre carré ; W = largeur de la chambre de combustion plus l'épaisseur des tôles ; D = écartement des tubes mesuré horizontalement ; d = diamètre intérieur des tubes ordinaires ; T = épaisseur des plaques tubulaires.

NOTA. --- Dans toutes les mesures, le millimètre est pris comme unité.

ARMATURES. — La résistance des armatures, des chambres de combustion ou autres surfaces plates, sera déterminé par la formule suivante :

$$\frac{c \times d^2 \times T}{(L - P) \times D \times L} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré, dans laquelle :}$$

L = distance entre les plaques tubulaires ou entre la plaque tubulaire et la tôle de dos de la chambre

P = écartement des tirants dans les armatures. D = distance des armatures de centre en centre.

d = hauteur de l'armature au centre. T = épaisseur de l'armature au centre. (Le tout en millim.).

<i>Fers forgés</i>	$c =$	}	422 un tirant à chaque armature.
			633 deux ou trois tirants à chaque armature.
			703 quatre ou cinq tirants à chaque armature
			738 six ou sept tirants à chaque armature.
<i>Aciers forgés</i>	$c =$	}	760 huit tirants et au-dessus à chaque armature.
			464 un tirant à chaque armature.
			696 deux ou trois tirants à chaque armature.
			773 quatre ou cinq tirants à chaque armature.
			812 six ou sept tirants à chaque armature.
			835 huit tirants et au-dessus à chaque armature.

FOYERS CIRCULAIRES. — La résistance à l'affaissement des foyers circulaires ordinaires sera déterminée comme suit :

Si la longueur de la partie cylindrique du foyer excède 120 fois l'épaisseur de la tôle, la pression de travail sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{75,600 \times T^2}{L \times D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

Si la longueur de la partie cylindrique du foyer est inférieure à 120 fois l'épaisseur de la tôle, la pression de travail sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{3,5 \times (300T - L)}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

dans laquelle : D = diamètre extérieur du foyer ; T = épaisseur des tôles ; L = longueur de la partie



cylindrique, mesurée du centre des rivets reliant les foyers aux rebords de la plaque tubulaire de face et de la plaque tubulaire de dos, ou du commencement des congés, si les foyers sont à rebords ou sont pourvus de bagues Adamson.

Les mêmes formules seront applicables aux foyers dont il sera parlé ci-après, à la condition que la résistance des aciers, par millimètre carré, ne soit pas inférieure à 41 kilogrammes ou n'excède pas 47 kilogrammes. Si la résistance des aciers était inférieure à 41 kilogrammes, le coefficient serait diminué de $\frac{1}{41}$ par chaque kilogramme en moins.

La résistance des foyers ondulés, système Fox ou Morison, ou des foyers avec ondulations et nervures s'alternant, système Brown, sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{1.416 \times (T - 3,175)}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

La résistance des foyers à nervures (écartement des nervures, 228 millimètres), système Purves, sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{1.305 \times (T - 3,175)}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

La résistance des foyers, avec ondulations en spirales, sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{1.026 \times (T - 3,175)}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

formules dans lesquelles : T = épaisseur des tôles ; D = diamètre extérieur des foyers ondulés, ou des foyers avec ondulations ou nervures s'alternant, système Brown, ou diamètre extérieur de la partie unie des foyers ordinaires à nervures.

Pour les foyers brevetés de Holmes, dont les ondulations auront un écartement maximum de 406 millimètres, de centre en centre, et une hauteur minimum de 51 millimètres, la résistance sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{1.063 \times (T - 3,175)}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

dans laquelle : T = épaisseur des parties unies des foyers ; D = diamètre extérieur des parties unies des foyers.

Les foyers Deighton ont été approuvés dans les mêmes conditions que ceux systèmes Fox ou Morison.

La résistance sera déterminée par la formule suivante :

$$\frac{1.416 \times (T - 3,175)}{D} = \text{pression de travail en kilog. par centimètre carré.}$$

dans laquelle : T = épaisseur des tôles ; D = diamètre extérieur du foyer.

NOTA. — Dans toutes les mesures, le millimètre est pris comme unité.

CHAUDIÈRES AUXILIAIRES. — Le fer employé dans la construction des boîtes à feu, des culottes de cheminées et des bouilleurs destinés aux chaudières auxiliaires sera de bonne qualité, et l'Inspecteur pourra exiger, s'il le juge convenable, les épreuves suivantes :



Épaisseur des tôles en millimètres	Pliage du métal à froid sous un angle de	
	en long	en travers
8	80°	45°
9,5	70	35
11	55	25
12,5	40	20

Le pliage du métal à chaud se fait sous un angle de 90° avec un rayon ne dépassant pas une fois et demie l'épaisseur de la tôle.

RIVETAGE DES ENVELOPPES DES CHAUDIÈRES

RESISTANCE DU JOINT. — La résistance minimum de la tôle par le travers des trous de rivets, et celle des rivets se proportionnent à la résistance de la tôle intacte de la façon suivante :

		Épaisseur mm.	Fer ‰	Acier ‰
Joint à recouvrement ou à simple couvre-joint..	1 rang de rivets, tôles de.....	6 à 24	59 à 52	56 à 47
	2 — — —	8 à 25	72 à 67	70 à 64
	3 — — —	9 à 27	78 à 74	76 à 71
	4 — — —	11 à 28	82 à 78	80 à 76
Joint avec double couvre- joint.....	1 rang de rivets, tôles de.....	9 à 27	68 à 63	65 à 59
	2 — — —	11 à 28	80 à 76	78 à 73
	3 — — —	13 à 30	84 à 82	82 à 79
	4 — — —	14 à 32	86 à 85	85 à 83

La résistance du couvre-joint simple étant 1, celle du couvre-joint double est 1,75. Avec une habile disposition des rivets et des diamètres convenables, on peut obtenir une résistance de 90 % et au-dessus, avec un double couvre-joint et un nombre suffisant de files de rivets.

DIAMÈTRE DES RIVETS, PAR LA RÈGLE DU BOARD OF TRADE.—Le diamètre D des rivets dépend de l'épaisseur de la tôle d . Pour les tôles minces, D ne doit pas dépasser $2d$, et pour les tôles plus épaisses, D ne doit pas être inférieur à d . Ce diamètre se détermine en égalisant la résistance au cisaillement de tous les rivets dans un pas P à la résistance de la tôle entre les rivets. Si l'on fait n , le nombre de rivets dans un pas P , égal à 1 pour le recouvrement à un rang de rivets, à 2 pour celui à deux rangs, à 3 pour celui à trois rangs, et à 4 pour le double couvre-joint à deux rangs de rivets, on a les valeurs suivantes de D , pour des rivets en fer aux chaudières en fer, et des rivets en acier aux chaudières en acier :

Chaudières en fer	Chaudières en acier	} pour joint à recouvrement ou simple couvre-joint	} à 1 rang de rivets.	
$D = 1,62 d$	$= 1,80 d$			à 2 —
$D = 1,48 d$	$= 1,70 d$			à 3 —
$D = 1,10 d$	$= 1,30 d$			



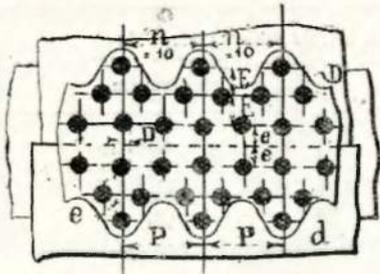


Fig. 223.

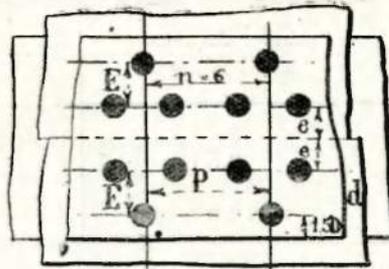


Fig. 224.

$D = 1,10 d = 1,30 d$, double couvre-joint, deux rangs de rivets, avec le rivetage en chaîne ou en quinconce. Pour les doubles couvre-joints à trois et à quatre rangs de rivets, le diamètre D varie suivant le pas P (fig. 223-224-225).

PAS DES RIVETS, SUIVANT LE BOARD OF TRADE ET LES RÈGLES DE WASHINGTON. — Le pas P se détermine par les formules suivantes ;

Tôles de fer et rivets de fer :
$$P = \frac{D^2 \times 0,7854 \times n}{d} + D$$

Tôles d'acier et rivets d'acier :
$$P = \frac{23 \times D^2 \times n}{28 \times d} + D$$

les dimensions exprimées en pouces et décimales.

En faisant n , respectivement égal à 1, 2, 3, 4 et 6, on a pour les joints ci-après :

Chaudières en fer	Chaudières en acier		
$P = 2,273 D$	$= 1,856 D$	pour joints à recouvrement ou à simple couvre-joint	{ à 1 rang de rivets. à 2 — à 3 —
$P = 3,333 D$	$= 2,736 D$		
$P = 3,570 D$	$= 2,930 D$		
$P = 4,000 D$	$= 3,284 D$	double couvre-joint	{ à 2 rangs de rivets. à 3 —
$P = 5,000 D$	$= 4,100 D$		

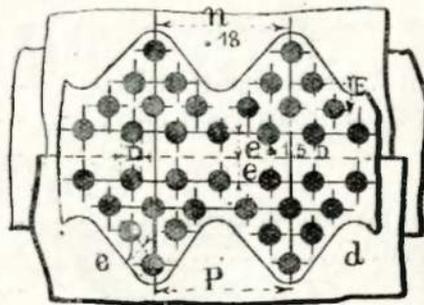


Fig. 225.

ESPACEMENT DES FILES DES RIVETS (BOARD OF TRADE). — La distance E entre les files des rivets, d'axe en axe, pour les joints à deux rangs de rivets en chaîne, ne doit pas être inférieure à deux fois le diamètre des rivets. Il est préférable de faire E au moins égal à :

$$E = \frac{4D + 1}{2}$$

Pour les joints à deux rangs de rivets en quinconce, on a :

$$E = \sqrt{\frac{(11P + 4D)(P + 4D)}{10}}$$



Bach, dans son traité *Die Maschinelle*, détermine l'espacement E des files de rivets, en fonction du pas P, de la manière suivante :

E = 0,8 P pour joint à recouvrement, deux rangs de rivets en chaîne ;

E = 0,6 P pour joint à recouvrement, deux rangs de rivets en quinconce ;

E = 0,5 P pour joint à recouvrement, à trois rangs de rivets et double couvre-joint à deux rangs de rivets en quinconce ;

E = 0,45 P pour double couvre-joint à deux rangs de rivets en chaîne, avec un rivet sur deux dans la file extérieure ;

E = 0,4 P pour double couvre-joint à deux rangs de rivets en quinconce, avec un rivet sur deux dans la file extérieure ;

E = 3/8 P pour double couvre-joint à trois rangs de rivets en quinconce, avec un rivet sur deux dans la file extérieure.

DISTANCE DES RIVETS AU BORD DE LA TOLE. — Cette distance e est égale à une fois et demie le diamètre du rivet, ou : $e = \frac{3D}{2}$ pour avoir un bon matage.

PAS MAXIMUM POUR LES JOINTS RIVES (BOARD OF TRADE). — d = épaisseur de la tôle en pouces ;

P = pas maximum des rivets en pouces, pourvu qu'il n'excède pas 10 pouces ;

c = constante dont la valeur est celle-ci

Nombre de rivets dans un pas	Constante c pour les joints à recouvrement	Constante c pour les joints à double couvre-joint
1	1,31	1,75
2	2,62	3,50
3	3,47	4,63
4	4,14	5,52
5	»	6,00

$$P = c \times d + 1 \frac{5}{8} \text{ ou } P = (c \times d) + 41 \text{ mm. (en mesures françaises).}$$

CAUSES THERMIQUES D'USURE DES CHAUDIÈRES ET DE VARIATION DE RENDEMENT

1° *DIMINUTION DE RÉSISTANCE.* — La résistance moléculaire du fer et de l'acier baisse rapidement avec l'élévation de la température à partir de 250° ; au rouge noir, vers 500°, cette résistance est descendue aux 0,60 de la valeur initiale ; au rouge clair, elle vaut à peine 0,20.

La rapidité de la transmission est donc un facteur important de la durée. Si la paroi métallique emmagasine plus de chaleur qu'elle n'est capable d'en émettre par ses surfaces, dans les limites ordi-



naires des dimensions des pièces de machines, les épaisseurs n'ont pas d'influence sur le pouvoir transmissif.

Dans une chaudière, la chaleur transmise par la tôle à l'eau sera donc proportionnelle à l'épaisseur de la couche non conductrice de dépôts qui recevra sa surface intérieure ; elle variera avec la rapidité de la circulation et celle-ci dépend du profil de la chaudière. On paraît avoir constaté qu'il passe à travers la tôle par mètre carré-heure, et à vitesse circulatoire nulle, 1.500 calories ; ce chiffre s'élève à 4.800, pour les vitesses observées dans les chaudières à tubes d'eau.

Une tôle de foyer n'atteint pas une température supérieure à 300° lorsqu'elle est propre, sa résistance n'est pas encore réduite de 1/10.

Les variations de température des foyers, pendant le chargement et le déchargement des grilles, ont plus d'influence sur l'usure de la chaudière qu'une élévation peu importante de température de la tôle au-dessus de 250°, à cause des dilatations et des contractions brusques que subissent les assemblages.

2° *CORROSIONS.* — Sont dues à la présence de matières corrosives contenues dans l'eau d'alimentation, qui se dissocient et se combinent au métal, suivant l'influence que peuvent exercer d'autres corps dissous en même temps qu'eux.

Au mouillage, quand on tient les chaudières pleines d'air humide saturé d'acide carbonique.

Nous ne pouvons en dire davantage pour rester dans l'exacte vérité des phénomènes chimiques ; mais ces raisons invitent à prendre les mesures de conduite voulues pour soustraire les chaudières aux agents destructeurs des tôles.

TUYAUX EN CUIVRE ROUGE ET BRONZE

Les épaisseurs des tuyaux en cuivre rouge sans soudure se calculent, pour la vapeur, au moyen de la formule :

$$e = \frac{1,75 PD}{1000} + c \text{ pour les tuyaux ayant à supporter jusqu'à 10 kilog. de pression ;}$$

$$e = \frac{2 PD}{1000} + c \text{ pour les tuyaux ayant à supporter de 10 à 13 kilog. inclus ;}$$

$$e = \frac{2,25 PD}{1000} + c \text{ pour les tuyaux ayant à supporter de 12 à 14 kilog. inclus.}$$

La constante c pour usure est de 1 millimètre pour tuyaux jusqu'à 50 millimètres ; 1 mm. 5 pour tuyaux de 50 à 100 millimètres et 2 millimètres pour tuyaux au-dessus de 100 millimètres.

c et D (diamètre intérieur) sont exprimés en millimètres, P (pression) en kilog.

Pour les tuyaux brasés les formules sont :

$$e = \frac{2 PD}{1000} + c \text{ jusqu'à 10 kilogrammes de pression ;}$$

$$e = \frac{2,25 PD}{1000} + c \text{ de 10 à 12 kilogrammes inclus ;}$$

$$e = \frac{2,50 PD}{1000} + c \text{ de 12 à 14 kilogrammes inclus.}$$



Quand l'épaisseur calculée par ces formules donne plus de 10 millimètres, les tuyaux doivent être sans soudure, les coudés sont faits en bronze ou en acier coulé.

Les tuyaux en cuivre et coudés, ou T en bronze, sont éprouvés à 2 fois la pression qu'ils doivent supporter en service pour les pressions de 10 kilog. au maximum, à 2 fois 1/4 pour les pressions de 10 à 12 kilog. inclus, à 2 fois 1/2 pour les pressions de 12 à 14 kilog.

Les tuyaux en cuivre destinés à recevoir de l'eau sous pression, mais à une température ne dépassant pas sensiblement 100°, sont calculés par la formule :

$$e = \frac{1,75 PD}{1000} + c \text{ quelle que soit la pression, et sont éprouvés à 2 fois la pression si les tuyaux}$$

sont sans soudure.

Pour les tuyaux soudés on emploie la formule : $e = \frac{2 PD}{1000} + c$ et la pression d'épreuve est également 2 fois celle de service. La constante c est réglée, comme il est dit plus haut, selon le diamètre.

Pour les tuyaux à eau dont la température est celle de la vapeur à la pression correspondante, on emploie les mêmes formules que pour la vapeur, et les mêmes coefficients pour les épreuves.

Lorsque les évacuations de vapeur d'un cylindre à l'autre sont établies par des tuyaux en cuivre, dans les machines à détentes successives, l'épaisseur des tuyaux en cuivre est réglée comme il suit :

Les pressions de régime dans les 2 cylindres mis en communication étant P , on prend, pour déterminer l'épaisseur et la charge d'épreuve, la plus grande des 2 quantités $\frac{P}{2} + 2$ et p .

NOTE SUR LES TUBES DE NIVEAU. — Un rayon lumineux qui frappe obliquement une surface de séparation de deux milieux d'inégale densité, se trouve dévié de sa direction. L'angle de réfraction dépend de l'état du second milieu par rapport au premier.

Si r est l'angle de réfraction et i l'angle d'incidence, on aura $\frac{\sin i}{\sin r} = K$, indice de réfraction

du verre par rapport à la vapeur ou à l'air, ces deux corps pouvant être considérés comme ayant la même densité. Si donc la strie fait un angle de 90°, la limite de l'angle de réfraction sera $r = 90^\circ$; à partir de ce point de réfraction le rayon lumineux sera réfléchi dans le verre et la partie placée derrière la strie sera obscure pour le milieu plein de vapeur.

$\sin 90 = i$, donc $\sin i = K$.

K doit être l'indice de réfraction du verre par rapport à la vapeur.

En dehors de cette limite, le rayon est réfléchi.

Les indices de réfraction de l'eau et de l'air par rapport au verre valent environ 0,835 et 0,63.

Donc $\sin i = 0,835$, d'où $i = 56^\circ,9$ pour l'eau et $i = 39^\circ,3$ pour l'air et la vapeur (fig. 226).

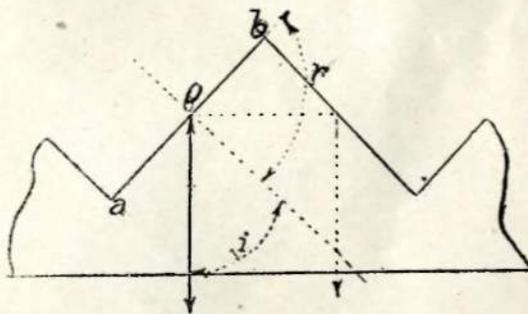


Fig. 226.