

ANNALES
DES
PONTS ET CHAUSSÉES

MÉMOIRES ET DOCUMENTS

RELATIFS

A L'ART DES CONSTRUCTIONS

ET AU SERVICE DE L'INGÉNIEUR

LOIS, DÉCRETS, ARRÊTÉS ET AUTRES ACTES

CONCERNANT

L'ADMINISTRATION DES PONTS ET CHAUSSÉES

MÉMOIRES ET DOCUMENTS

—
7^e SÉRIE

TOME II

—
1891

2^e SEMESTRE

PARIS

V^v^e CH. DUNOD, ÉDITEUR

LIBRAIRE DES CORPS NATIONAUX DES PONTS ET CHAUSSÉES, DES MINES
ET DES TÉLÉGRAPHES

49, Quai des Augustins, 49

N° 52

NOTE

SUR LE PONT TOURNANT DU POLLET

Par M. PAUL ALEXANDRE,
Ingénieur en chef des ponts et chaussées.

EXPOSÉ.

Quand une route ou une voie ferrée doit franchir en viaduc soit une large rivière, soit une vallée profonde, on trouve souvent de sérieux avantages à réduire le nombre des points d'appui, s'il s'agit d'un ouvrage métallique, à augmenter la longueur des travées. Aussi, grâce aux merveilleux progrès que fait chaque jour l'art de la construction, les ponts à grande portée se multiplient-ils rapidement dans tous les pays et peut-on prévoir que les travées de 100 à 200 mètres seront bientôt d'une pratique courante.

La situation est bien différente pour les ponts tournants. Employés presque exclusivement à rétablir les communications interceptées soit par un cours d'eau, soit par un bassin dans l'intérieur d'un port maritime ou fluvial, ces ouvrages ont des dimensions limitées par celles des pertuis réservés pour la navigation. Leur longueur atteint si exceptionnellement une trentaine de mètres que jusqu'à ces derniers temps, le pont de Leith

(Écosse) construit en 1874 pour couvrir une passe de 36^m,84 était en Europe le pont tournant dont la volée, mesurant 44^m,69, avait la plus grande portée.

Cette longueur a été dépassée dans deux ouvrages achevés l'année dernière, le pont d'Arenc à Marseille et le pont du Pollet à Dieppe.

Bien que le pont du Pollet ait des dimensions peu différentes de celles du pont de Leith et notablement inférieures à celles du pont d'Arenc, nous avons pensé qu'il n'y avait pas moins quelque intérêt à faire connaître les dispositions adoptées dans cet important ouvrage ; c'est l'objet de la présente note. (Voir les Pl. 66, 67 et 68).

Le programme des grands travaux d'amélioration du port de Dieppe, annexé à la loi du 3 avril 1880, comprenait l'ouverture à travers le faubourg du Pollet d'un chenal de 40 mètres de largeur minimum destiné à mettre en communication directe l'avant-port avec le nouvel établissement maritime à créer dans la retenue des chasses.

L'exécution de cette partie du programme ne laissait pas de soulever quelques difficultés en raison de ce que le chenal projeté devait séparer de la ville l'un de ses quartiers les plus importants et couper notamment la route nationale n° 25, Grande Rue du Pollet, qui constitue la voie principale reliant Dieppe avec toute la région ouest du littoral de la Seine-Inférieure. Pour donner satisfaction aux intérêts en cause, l'administration dût, lors des enquêtes, prendre l'engagement de maintenir les communications au moyen d'un pont tournant à deux voies charretières d'une manœuvre à la fois aussi sûre et aussi rapide que possible.

La route nationale rencontre le chenal sous un angle de 54°. Mais heureusement, une déviation qui, à l'avantage de rencontrer normalement le chenal, joint celui de donner à la route un tracé plus direct vers le centre de

la ville, a permis de réduire au minimum la portée du pont à construire ; il couvre donc une passe de 40 mètres d'ouverture.

Nous allons indiquer successivement les dispositions du tablier et du mécanisme et nous terminerons par quelques renseignements sur les dépenses.

§ 1^{er}. TABLIER MÉTALLIQUE.

(a) *Dimensions principales.* — La longueur de la volée, 47 mètres, a été déterminée de telle sorte que le tablier repose à son extrémité de 1 mètre environ sur le bajoyer (1^m,13 dans l'axe, 0^m,93 au droit des poutres maîtresses) et qu'une fois le pont ramené parallèlement à la passe, une largeur libre de 1^m,60 reste disponible le long de l'arête du quai pour le service de la navigation.

Appui extrême.	1 ^m ,13
Largeur du chenal.	40 ,00
Chemin le long du quai.	1 ,60
Demi-largeur du tablier.	4 ,27
Longueur totale de la volée à partir de	—————
l'axe du pivot	47 ^m ,00

On a donné à la culasse une longueur égale à la moitié de celle de la volée, soit 23^m,50. Ce rapport de 1/2 est assez généralement adopté pour les ponts tournants ; on n'aurait pu aller au delà dans l'espèce sans augmenter le chiffre déjà fort élevé des expropriations à faire dans l'emplacement de l'ouvrage.

Le tablier a ainsi une longueur totale de 70^m,50. La largeur libre entre garde-corps a été fixée, comme celle des autres ponts tournants du port de Dieppe, à 7 mètres dont 4^m,50 pour la chaussée et 2^m,50 pour deux trottoirs.

(b) *Tablier proprement dit.* — Pour mettre le pont à l'abri de la mer, il fallait placer le dessous du tablier à 0^m,50 au moins au-dessus des plus hautes eaux d'équinoxe, soit à la cote (10^m,47) environ (*). D'autre part, on était obligé pour éviter d'enterrer les seuils des maisons aux abords, de ne pas élever le platelage au-dessus de la cote (11,20). De là la nécessité de réduire l'épaisseur du tablier à 0^m,70 au plus. On y est arrivé facilement en le constituant par des entretoises de [0^m,60 seulement de hauteur espacées de 2^m,425 d'axe en axe et reliées deux à deux par quatre cours de longerons en forme de fer à I placés à une hauteur telle que les pièces de pont de 0,15/0,15 en sapin qu'elles supportent affleurent exactement le niveau du dessus des entretoises. Les pièces de pont sont écartées de 0,455 d'axe en axe et sont couvertes par un plancher en madriers de sapin jointifs.

La chaussée est divisée en deux] zones, l'une pour l'aller, l'autre pour le retour, par un heurtoir de 0^m,12 de hauteur et de 0^m,50 de largeur, établi dans l'axe du pont; des bandes de roulage en acier de 0^m,45 de largeur et de 0^m,014 d'épaisseur couvrent le plancher dans l'emplacement réservé aux roues₃ des voitures; celui destiné à la circulation des chevaux est garni sur toute sa largeur de 1^m,10 de lames d'orme formant des redans de 0^m,06 de saillie.

Ces dispositions présentent certainement l'inconvénient de rendre la circulation moins facile pour les voitures à deux chevaux que pour celles à un cheval; mais la division du tablier en zones permet de proportionner sa résistance en chaque point aux₄ efforts à supporter et

(*) Bien que le dessous du tablier fût placé à cette cote, on a dû, pendant la tempête extraordinaire du 20 janvier dernier, ouvrir le pont pendant deux heures environ au moment de la pleine mer pour éviter qu'il ne soit ébranlé par les lames; il se passera sans doute plusieurs années avant que le même fait se reproduise.

par suite de réaliser une réduction de poids fort importante ; c'est une considération qu'on ne peut négliger quand il s'agit d'un ouvrage mobile à grande portée.

La division de la chaussée en aller et retour a aussi l'avantage de rendre l'encombrement du tablier impossible lorsqu'après une longue interruption de la circulation, de nombreux véhicules, accumulés sur les deux rives, s'y engagent à la fois. A Dieppe, on l'a adoptée depuis une vingtaine d'années pour tous les ponts tournants et en somme on s'en est bien trouvé.

L'épaisseur totale du tablier ne dépasse pas $0^m,684$ au droit des bandes de roulage ; les trottoirs sont en saillie de $0^m,15$. Ils sont formés simplement de madriers de chêne de $0^m,06$ d'épaisseur reposant d'un côté sur une longrine fixée aux pièces de pont qui supportent les voies charretières et de l'autre sur une cornière fixée aux poutres maîtresses.

(c) *Poutres maîtresses.* — On donne généralement une grande hauteur aux poutres maîtresses des tabliers à longue portée. Quand le tablier repose sur des points d'appui élevés, comme dans les viaducs qui traversent les vallées profondes, quand les terrains qui l'entourent présentent un relief accidenté, soit encore quand la vue peut s'étendre au loin aux abords de l'ouvrage, il peut produire, malgré cette hauteur des poutres, un effet satisfaisant. Il en est tout autrement pour les ponts mobiles établis dans les ports au niveau même des terre-pleins voisins, souvent enserrés, comme le pont du Pollet, dans une agglomération de constructions diverses qui, en raison de leur voisinage, ne permettent pas à l'œil de se faire illusion sur les dimensions réelles du tablier ; ces ponts prennent un aspect des moins agréables dès que les poutres sont très élevées. C'est l'impression que nous avons ressentie en voyant plusieurs ponts

tournants à une seule travée et à contreventement supérieur, celui de Leith notamment.

• Il eût été désirable, et nous l'avons essayé pour le pont du Pollet, d'éviter cet inconvénient en réduisant à 4 ou 5 mètres la hauteur des poutres maîtresses; malheureusement, pour une volée de 47 mètres, on était conduit à des épaisseurs de tables inadmissibles, même en employant l'acier. Au delà de 4 à 5 mètres, eu égard à la faible épaisseur du tablier (moins de 0^m,70), il fallait pour donner de la rigidité à l'ensemble réunir les poutres à leur partie supérieure, et dès lors on arrivait à 7 mètres au moins si on voulait laisser libre un passage suffisant pour les voitures sous le contreventement qui doit régner sur une certaine longueur à droite et à gauche du pivot.

Les dispositions auxquelles on s'est arrêté sont les suivantes :

Les deux poutres maîtresses sont en forme de caissons; leur table inférieure est à peu près horizontale, leur table supérieure est profilée suivant un arc de cercle continu de 65 mètres de rayon. La hauteur des poutres mesure 7^m,113 au droit du pivot; elle se réduit à 2^m,753 à l'extrémité de la volée et à 5^m,973 à l'extrémité de la culasse. La largeur des tables est uniformément de 0^m,80; leur épaisseur varie de 0^m,070 au droit du pivot à 0^m,015 aux extrémités du tablier. Les tables supérieure et inférieure sont réunies par des montants verticaux espacés de 4^m,85 d'axe en axe et des croix de Saint-André. On a constitué chacun des montants par quatre cours de doubles cornières de $\frac{120 \times 120}{11}$ verticales, réu-

nies deux à deux par des lames de treillis de 0^m,15 de largeur et 0^m,010 d'épaisseur; on est arrivé ainsi à obtenir une rigidité suffisante sans alourdir le tablier et l'on a évité l'aspect grêle que présentent toujours les montants simples en forme de I généralement usités en

pareil cas. Les montants sont doubles au droit du pivot.

Quant aux croix de Saint-André, elles sont formées de pièces en I (âmes de 0^m,50 de hauteur, tables de 0^m,40 de largeur réunies par des cornières de $\frac{100 \times 100}{10}$), disposées dans un même plan; l'assemblage a lieu à *mi-fer*, c'est-à-dire que chacune des pièces est interrompue sur la moitié de sa largeur au point de croisement. On a rétabli les sections en ce point, en réunissant les extrémités des tables coupées par des couvre-joints et en renforçant par des cornières les âmes dans la partie où leur largeur est réduite de moitié.

Les croix de Saint-André sont fixées à leurs extrémités à des tôles formant âmes pleines des poutres maîtresses sur 0^m,60 de hauteur à la partie supérieure et sur 1^m,05 à la partie inférieure; ces âmes sont doubles, ont 0^m,010 d'épaisseur et sont distantes de 0^m,50 qui correspondent à l'écartement des cornières formant l'ossature des montants verticaux.

On a adopté pour le contreventement supérieur des grands tabliers métalliques des solutions fort diverses; le choix est particulièrement embarrassant quand la hauteur des poutres est variable et il est bien difficile d'arriver, dans ce cas, à une solution tout à fait satisfaisante.

Après plusieurs tâtonnements faits en grandeur d'exécution au moyen d'ouvrages en charpente légère, reproduisant sommairement les dispositions générales du tablier et après avoir essayé notamment des contreventements de diverses formes placés à divers niveaux, on s'est arrêté à des poutrelles à treillis en forme de caisson, rappelant les montants verticaux au droit desquels on devait les placer, terminées horizontalement à leur partie supérieure et cintrées à leur partie inférieure suivant un arc de cercle ayant 0^m,524 de flèche.

Ces poutrelles sont toutes semblables (sauf celle du

pivot qui est double); placées au niveau des tables supérieures des poutres maîtresses, leur hauteur au-dessus du tablier diminue à mesure qu'on s'éloigne du pivot; elle est réduite au minimum réglementaire pour les routes nationales (4^m,30) à l'aplomb des bordures de trottoirs au droit du 6^e montant vertical de la volée, un peu au delà du milieu qui correspond au dernier contreventement.

La différence des hauteurs disponibles aux divers points du tablier, fort apparente sur les dessins, l'est très peu en exécution, l'œil l'attribuant sans doute à la perspective, de sorte que l'effet général n'est pas aussi défectueux qu'on serait tenté de le penser au premier abord.

Les poutrelles dont il s'agit ne relient les poutres maîtresses que dans une direction perpendiculaire à l'axe du pont; en cours d'exécution, on a craint que la liaison fût insuffisante et on l'a renforcée par des fers

en U de $\frac{220 \times 100}{7}$ joignant en diagonale les tables supérieures des poutres maîtresses et se croisant sur les poutrelles auxquelles on les a fixées par l'intermédiaire de larges goussets.

A leur partie inférieure, les poutres maîtresses sont également contreventées par des croix de Saint-André formées de fers plats de 200 \times 10 qui se croisent sur les entretoises du tablier.

(d) *Lest.* — Le lest a un poids de 234^t,5 qui dépasse de 20 tonnes environ celui correspondant à l'équilibre autour du pivot. Cet excédent a été jugé nécessaire pour assurer la stabilité pendant la rotation; on comprend qu'il n'ait rien d'exagéré si l'on considère que pour contrebalancer l'effort du vent, supposé soufflant verticalement sur le tablier pendant la rotation et produisant à

raison de 50 kilogrammes par mètre carré de tablier une surcharge de 31 tonnes au milieu, c'est-à-dire à 11^m,75 du pivot, il faut un supplément de poids de près de 18 tonnes à la culasse.

Le lest est disposé sous le plancher de la chaussée et des trottoirs entre les entretoises qui, sur une longueur de 8^m,46 à partir de l'extrémité de la culasse ont été renforcées et placées à des distances variant de 0^m,950 à 1^m,215 d'axe en axe. On a également rempli de fonte les extrémités des montants des poutres maîtresses dans l'intervalle libre de 0^m,50 laissé entre les âmes pleines verticales; l'espace occupé mesure 3^m,65 de longueur sur une hauteur de 2^m,45 comptée au-dessus des semelles inférieures.

Afin de réduire le volume occupé par le lest, on l'a formé de blocs de fonte de 2^e fusion coulée suivant diverses formes; les blocs ont été arrimés de manière à remplir exactement tous les vides laissés entre les pièces de charpente et les tôles constituant la caisse à lest.

(e) *Chevêtre.* — Le chevêtre par l'intermédiaire duquel le tablier repose sur le pivot est une poutre en forme de double caisson, ayant une longueur de 8^m,54, exactement égale à la largeur du tablier et une largeur de 2^m,30 égale à celle des doubles montants verticaux placés au droit du pivot.

Les tables horizontales ont une épaisseur variant de 0^m,084 au milieu à 0^m,024 aux extrémités.

Les trois âmes pleines verticales qui les réunissent sont formées de tôles doubles de 0^m,013 d'épaisseur fixées aux tables par de doubles cours de cornières de $\frac{140 \times 140}{15}$. Ces âmes sont consolidées par des cloisons transversales distantes de 0^m,875 d'axe en axe, constituées par une tôle de 8 millimètres encadrée de

cornières simples de $\frac{150 \times 90}{15}$. L'écartement des cloisons a été réduit à 0^m,50 aux extrémités du chevêtre, au droit des poutres maîtresses et porté à 1 mètre dans la partie centrale au droit du pivot; en ces points les cornières formant encadrement des cloisons transversales sont doubles.

Le chevêtre est fixé aux tables inférieures des poutres maîtresses par 16 boulons.

Il porte le sommier en fonte par l'intermédiaire duquel le pont repose sur le pivot.

(f) *Poids du pont.* — Le tablier pèse 499.500 kilogrammes, soit :

Fers et tôles	445.900 ^{kg}
Charpente	53.600
	<hr/>
Total	499.500 ^{kg}

ce qui représente par mètre courant un poids de $\frac{499.500}{70,5}$
= 7.086 kilogrammes.

Pour avoir le poids total porté par le pivot, il faut	
ajouter aux	499.500 ^{kg}
le poids du lest	234.500
le chevêtre	40.300
le poids de la partie du mécanisme fixée au tablier, soit la couronne en fonte portant la chaîne de rotation (14.200 kilogr.), une portion de cette chaîne (4.600 kilogr.), la rotule et son bâtis (11.600 kilogr.), les roulettes, les blocs d'appui supérieurs de culasse (5.600 kilogr.), environ	36.000
	<hr/>
Total général	810.300 ^{kg}
	<hr/>
Soit en nombre rond	810 tonnes

(g) *Travail des fers.* — Les pièces du tablier ont été calculées en prévision du passage sur chaque voie char-

retière de voitures à un essieu chargé de 8 tonnes ; le travail correspondant des fers est de $5^{\text{kg}},68$ par millimètre dans les longerons sous-plancher et de $5^{\text{kg}},48$ dans les entretoises.

Pour les poutres maîtresses, on s'est tout d'abord rendu compte des efforts pendant la rotation. Les moments fléchissants et les efforts tranchants sont évidemment maxima au droit du pivot.

En calculant les moments d'inertie, sans tenir compte des montants verticaux et des croix de Saint-André, des poutres maîtresses, on trouve qu'avec la répartition des tôles adoptées dans les tables, le travail maximum qui a lieu au pivot où l'épaisseur des tables est de 70 millimètres (4 tôles de 15 millimètres et 1 de 10 millimètres) atteint $5^{\text{kg}},83$.

Sous l'effet des efforts tranchants, le travail dans les montants verticaux et les croix de Saint-André, également maximum au droit du pivot, ne dépasse pas $3^{\text{kg}},04$. Au delà d'un point situé à $16^{\text{m}},50$ du pivot, on a conservé uniformément pour les tables du côté de la volée une épaisseur de 15 millimètres qui a été jugée nécessaire pour assurer la rigidité des poutres, mais qui serait beaucoup trop considérable si l'on voulait faire travailler les fers à 6 kilogrammes environ.

En effet, quand le pont est en service, les moments fléchissants dépassent à partir d'un point placé un peu au delà du milieu de la volée, ceux correspondant à la rotation. En calculant ces moments comme pour une poutre reposant sur trois appuis, à deux travées inégales, chargées d'un poids correspondant à 300 kilogrammes par mètre carré pour les trottoirs et à deux files de voitures de 8 tonnes à un essieu pour les chaussées, on trouve que le moment maximum se produit dans la volée à $29^{\text{m}},60$ du pivot, qu'il correspond au cas où elle est seule surchargée ; les tables ayant l'épaisseur uniforme

de 15 millimètres, le travail des fers atteint 3 kilogrammes seulement.

Les dimensions à donner à un très grand nombre de pièces, celles qui ont pour objet de contreventer les diverses parties du pont, notamment aux montants verticaux des poutres maîtresses et aux poutrelles qui les relient à leur partie supérieure, échappent au calcul; l'expérience seule peut dire si les dispositions adoptées assurent la solidité et la stabilité du tablier.

Les résultats obtenus à cet égard sont pleinement satisfaisants. La flèche prise par le tablier pendant la rotation est d'environ 0^m,11; c'est, par une heureuse coïncidence, exactement le chiffre donné par le calcul.

Les différentes parties du tablier paraissent d'ailleurs bien solidaires; le mouvement s'effectue régulièrement, sans oscillations; la rigidité du tablier est satisfaisante sans être exagérée. Nous pensons que d'une manière générale, le poids des fers du tablier est suffisant, mais qu'on n'aurait pu le diminuer sans compromettre la solidité de l'ouvrage; on s'est tenu pour les poutres maîtresses et pour les contreventements dans de bonnes limites.

§ 2. MÉCANISME.

(a) *Dispositions générales.* — L'emploi de l'eau sous pression est considéré aujourd'hui comme la solution la plus pratique du problème de la manœuvre des ponts tournants à grande portée. Aussi n'a-t-on pas hésité à adopter cette solution qui se trouvait d'ailleurs tout indiquée dans l'espèce, une machinerie hydraulique devant être installée au port de Dieppe pour assurer le fonctionnement des engins des écluses du nouvel établissement maritime. Choisir entre les divers systèmes de mécanismes était plus délicat.

Un pont en service est généralement supporté par trois appuis, savoir, l'un à l'extrémité de la volée (appui de volée), l'autre à l'extrémité de la culasse (appui de culasse), le troisième au pivot ou près du pivot, sur le bord du bajoyer (appui central). Partant de là, on peut ramener les systèmes à trois principaux.

Dans le premier système, les appuis de culasse et de volée sont fixes; le tablier est invariablement fixé au piston plongeur d'un pivot hydraulique. Pour dégager les appuis avant la rotation, on soulève le pivot d'une hauteur correspondant à la flèche de la volée. Le pont est à soulèvement droit.

Dans le deuxième système, les appuis de volée et de culasse sont mobiles; le tablier est porté par un pivot entouré d'une couronne de galets. On dégage avant la rotation les extrémités de la volée et de la culasse en les soulageant avec des vérins hydrauliques qui permettent aux coins placés entre les blocs d'appuis de s'effacer sous l'action de l'eau sous-pression. Le pont est à niveau fixe.

Dans le troisième système, l'appui de culasse est mobile et l'appui de volée est fixe; le tablier repose sur le pivot, sans lui être fixé et peut au contraire basculer autour de lui. On dégage avant la rotation l'extrémité de la culasse en la soulageant avec des vérins hydrauliques qui permettent comme précédemment aux coins formant appuis de s'effacer; le tablier, n'étant plus soutenu à l'extrémité de la culasse, bascule et l'extrémité de la volée se dégage de son appui. Le pont est à basculement.

Le premier système (*pont à soulèvement droit*) est d'une grande simplicité qui l'a fait adopter pour les tabliers de faibles dimensions; pour les ponts à longue portée, il présente un grave inconvénient. En raison de l'importance du poids du tablier et de la flèche relativement considérable que prend la volée, le pivot doit avoir un

grand diamètre et être soulevé à une grande hauteur. Si pendant la rotation, le pivot venait à manquer par suite soit de la rupture du pivot de presse, soit d'un défaut dans la garniture du presse-étoupe, le tablier retomberait brusquement et l'avarie qui en résulterait aurait de graves conséquences parce qu'elle compromettrait pendant longtemps soit la circulation des navires, soit celle du public suivant la position dans laquelle on aurait pu amener le tablier pendant la réparation.

Le second système (*pont à niveau fixe*), qui a été employé pour de grands ouvrages (notamment au pont de Newcastle), n'a pas ces inconvénients, mais il en présente deux autres.

Tout d'abord, la couronne de galets qui supporte avec le pivot le poids du tablier, constitue un mécanisme compliqué d'un réglage délicat et d'un entretien coûteux en raison de l'usure. En second lieu, et c'était là une considération importante dans l'espèce, il faut conduire l'eau sous-pression à l'extrémité de la volée pour faire mouvoir les appuis, et comme on n'aurait pu immerger une conduite d'eau sous-pression de 40 mètres de longueur sans compter les branches verticales, sur le fond dragué irrégulièrement et affouillable du chenal qui sert de passage aux eaux de l'Arques, on aurait été conduit à poser une double canalisation de plus de 700 mètres de longueur, traversant en siphon l'écluse de la Retenue pour relier la machinerie centrale à la rive gauche du chenal, c'est-à-dire à engager une dépense considérable.

C'est au troisième système (*pont à basculement*) que l'on s'est arrêté; les dispositions adoptées peuvent se résumer ainsi :

Le piston plongeur du corps de presse formant pivot porte un demi-cylindre horizontal concave, sorte de crapaudine dans laquelle peut tourner, lors du basculement,

une rotule en forme de demi-cylindre convexe fixée au-dessous du chevêtre.

En service, le tablier ne repose pas sur le pivot ; un jeu de quelques millimètres est laissé entre les deux surfaces cylindriques de la rotule et de sa crapaudine. Chaque poutre maîtresse porte à l'extrémité de la volée sur une plaque de fonte (A) fixée au bord du bajoyer rive gauche, à $5^m,34$ du pivot sur une plaque de fonte (B) fixée au bord du bajoyer rive droite, et à l'extrémité de la culasse sur un appui mobile (C) formé d'un coin pouvant glisser entre deux plaques de fonte l'une boulonnée au-dessous du tablier, l'autre scellée dans la maçonnerie de l'encuvement du pont.

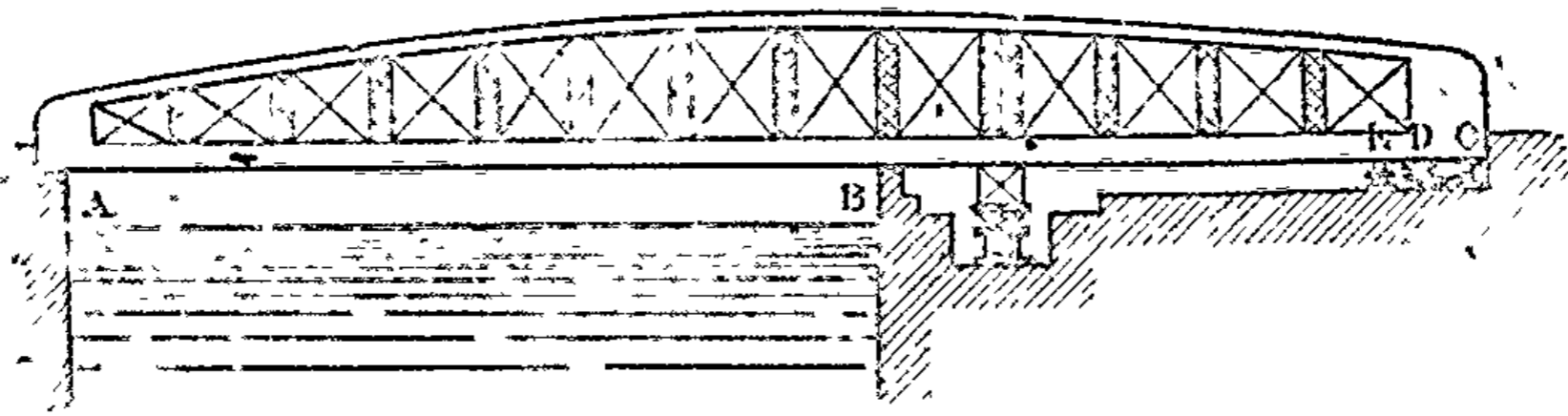


Fig. 1.

La culasse porte deux roulettes (D) placées à $20^m,50$ du pivot ; ces roulettes sont normalement à $0^m,16$ au-dessus du chemin de roulement formé d'un rail circulaire fixé dans l'encuvement.

Dans l'encuvement sont également placés au droit des poutres maîtresses, à $18^m,42$ du pivot, deux vérins hydrauliques (E), dits presses de basculement.

Le diamètre du pivot est tel que sous l'action de l'eau comprimée à 50 kilogrammes, l'effort vertical qu'il exerce sous le tablier soit insuffisant pour le soulever ; le soulèvement ne peut avoir lieu que quand on fait agir l'eau sous-pression simultanément dans la presse du pivot (presse centrale) et dans les presses de basculement.

Comme dans tous les ponts mus par l'eau sous-pres-

sion, la rotation s'obtient au moyen de deux appareils funiculaires placés parallèlement au-dessous du tablier, dans l'encuvement; la chaîne de rotation est fixée à l'un des deux appareils, s'enroule sur la couronne en fonte boulonnée au-dessous du tablier et vient se maillonner sur l'autre appareil.

Le pont étant en service, il faut, pour opérer *l'ouverture*, manœuvrer de la manière suivante :

1° *Donner la pression dans la presse centrale* (pivot). — On ouvre le robinet la mettant en communication avec l'eau comprimée; le pivot se soulève du jeu existant entre sa partie supérieure formant crapaudine et la rotule et s'arrête quand les deux surfaces cylindriques arrivent au contact, la presse centrale étant insuffisante pour soulever le tablier.

2° *Donner la pression dans les presses de basculement*. — On ouvre le robinet les mettant en communication avec l'eau comprimée; les pistons viennent s'appliquer sous les tables des poutres maitresses de la culasse et le tablier se soulève sous l'effort combiné des presses de basculement et de la presse centrale; il suffit de maintenir le tablier à quelques millimètres au-dessus de sa position normale horizontale pour que les appuis de culasse se trouvent dégagés.

3° *Décaler la culasse*. — On met en communication avec l'eau sous-pression, l'appareil qui commande le mouvement des coins des appuis de culasse; les coins s'effacent et l'extrémité de la culasse devient libre.

4° *Faire basculer le tablier*. — Le tablier étant toujours soutenu par la presse centrale et les presses de basculement, on met ces dernières en communication avec l'évacuation; les pistons descendent sous la charge du tablier, la culasse (en raison de l'excédent de poids de 20 tonnes) s'abaisse et les galets viennent reposer sur le chemin de roulement. Pendant ce basculement, la presse centrale

reste en pression ; mais comme elle est insuffisante pour supporter à elle seule le tablier, le pivot descend en même temps que lui pour venir porter sur le fond du pot de presse.

Une fois le basculement effectué, le tablier repose sur le pivot qui exerce sur le fond du pot de la presse centrale une pression égale au poids du tablier diminué de la sous-pression exercée par l'eau ; les galets portent l'excédent de poids de la culasse.

5° *Faire tourner le pont.* — La pression étant maintenue dans la presse centrale pour diminuer la charge sur la surface frottante du fond du pot de presse, il suffit de mettre l'appareil funiculaire d'ouverture en communication avec l'eau sous-pression pour faire tourner le pont. S'il doit rester un certain temps le long du bajoyer, on peut mettre la presse centrale en communication avec l'évacuation.

Les manœuvres à faire pour la fermeture s'expliquent d'elles-mêmes après les détails qui précèdent ; elles consistent :

1° A faire agir la pression sous le pivot en mettant le pot de presse en communication avec l'eau comprimée ;

2° A ramener le pont dans sa position normale à la passe, en faisant agir les presses de rotation ;

3° A soulever la culasse à l'aide des presses de basculement ;

4° A caler en introduisant les coins entre les blocs d'appui de la culasse ;

5° A faire reposer partout le tablier sur ses appuis en supprimant la pression successivement dans les presses de basculement et la presse centrale.

Nous allons maintenant entrer dans quelques détails sur les principaux organes du mécanisme.

(b) *Pivot.* — Le pivot du pont qui est, comme il a été

dit plus haut, le piston plongeur du corps de la presse centrale, a $1^{\text{m}},27$ de diamètre; le demi-cylindre creux qui sert de crapaudine à la rotule fixée au-dessous du chevre et qui est venu de fonte avec le piston, a une longueur de $0^{\text{m}},90$ et un diamètre de $0^{\text{m}},65$.

Le dessous du pivot et le fond du pot de presse portent une bande annulaire en acier de 1 mètre de diamètre extérieur et de $0^{\text{m}},50$ de diamètre intérieur faisant saillie de $0^{\text{m}},020$; c'est suivant la surface annulaire de ces bandes que le pivot appuie sur le fond du pot de presse. La bande d'acier fixée au pivot est munie de rainures destinées à faciliter le graissage.

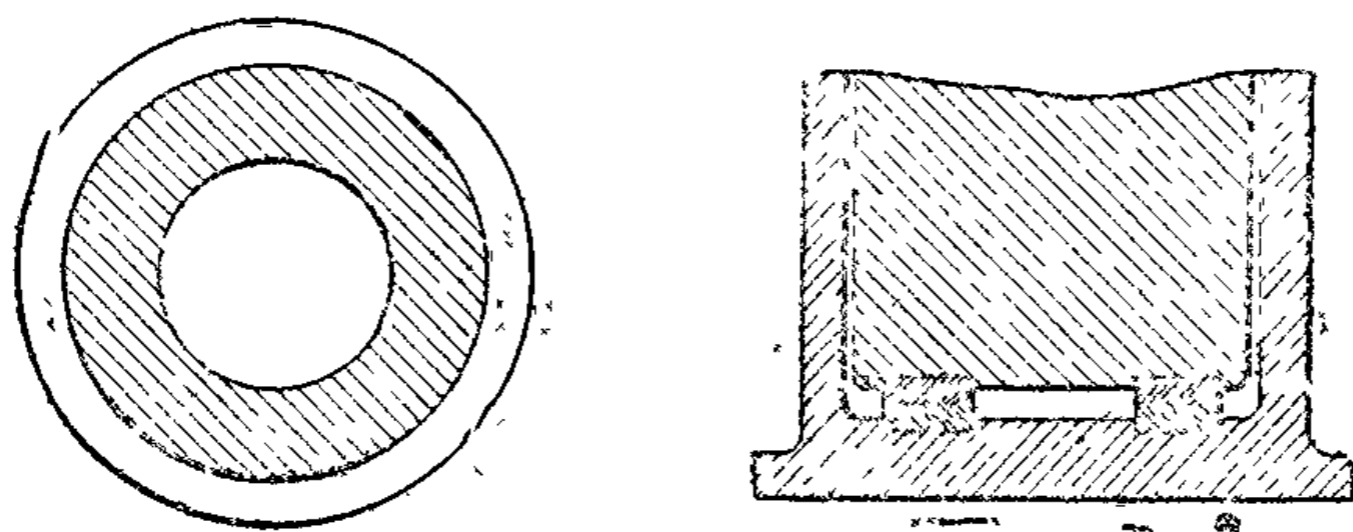


Fig. 2.

Le corps de la presse est en fonte et a $0^{\text{m}},175$ d'épaisseur. Il est en communication à sa partie inférieure avec l'eau sous-pression qui, avant d'y pénétrer, traverse un cylindre rempli de glycérine de manière à assurer constamment un graissage parfait.

Quand le pont est livré à la circulation, le pivot s'appuie sur le fond du pot de presse, mais le tablier ne porte pas sur le pivot, comme nous l'avons déjà signalé; il reste un jeu de 5 millimètres environ entre la rotule et sa crapaudine.

C'est seulement pour la manœuvre de basculement que l'eau comprimée étant introduite dans le corps de presse le pivot quitte sa surface annulaire d'appui pour venir s'appliquer contre la rotule.

L'effort exercé alors sous le pivot à raison de 50 kilogrammes par mètre carré est de $\frac{\pi \times \overline{1,27^2}}{4} \times 50.000$ kilogrammes, soit 633.385 kilogrammes, insuffisant pour soulever le pont qui pèse 810 tonnes, sans le secours des presses de basculement.

Pendant la rotation, le pivot reposant sur la couronne d'acier faisant saillie au fond du pot de presse, est chargé du poids total du tablier 810 tonnes, diminué de la prépondérance de la culasse, 20 tonnes que portent les galets, soit de 790 tonnes. Une partie de ce poids est équilibrée par la sous-pression de l'eau qui s'exerce sous le pivot en dehors de la surface d'appui, soit sur une zone de $\frac{\pi}{4} [\overline{1,27^2} - (\overline{1,00^2} - \overline{0,50^2})] = 6.777$ centimètres carrés et sur les rainures de graissage représentant encore 1.213 centimètres carrés, soit au total sur 7.990 centimètres carrés.

La sous-pression est de $7.990 \times 50^{\text{kg}} = 399.500$ kilogrammes; ce qui laisse pour la charge portée par la couronne d'appui $790.000^{\text{kg}} - 399.500$ kilogrammes, soit 390.500 kilogrammes. Il y a par suite sur les surfaces frottantes une pression par centimètre carré

de $\frac{390.500}{\frac{\pi \times \overline{1,27^2}}{4} - 7.990} = 84$ kilogrammes, chiffre très faible

pour l'acier, de sorte que la conservation indéfinie des surfaces est assurée.

La course verticale du pivot est insignifiante attendu qu'une fois la tête du pivot formant crapaudine au contact de la rotule dont elle est séparée par quelques millimètres seulement, il suffit de soulever le tablier d'une hauteur un peu supérieure à la flèche presque nulle de la culasse pour permettre l'introduction des coins entre les tasseaux de calage ou leur enlèvement; en fait, cette

course verticale ne dépasse pas 0^m,015. La chute du pivot n'est donc pas à redouter et les chances d'avaries sont très faibles. Pour faciliter cependant le remplacement de la presse centrale, on a disposé l'encuvement du pont de telle sorte que le tablier restant en place, on puisse enlever rapidement la presse en la faisant glisser sur des rails disposés à cet effet.

(c) *Presses de basculement.* — Les presses de basculement se composent d'un piston plongeur mobile verticalement dans un cylindre et surmonté d'un plateau qui vient s'appliquer sous les tables des poutres maîtresses au moment du soulèvement.

Le plongeur et le cylindre sont en fonte; on les recouvre d'une chemise en bronze de 0^m,01 d'épaisseur.

Le plongeur a dans sa partie inférieure, sur 0^m,22 de hauteur, un diamètre de 0^m,74 qui se réduit à 0^m,66 dans la partie supérieure formant en quelque sorte tige du piston plongeur; la réduction du diamètre produit au point où elle a lieu, une retraite formant une surface annulaire de $\frac{0,74 - 0,66}{2}$, soit 0^m,04 de largeur. Le cylindre ou corps de presse présente deux orifices: l'un à la partie inférieure permettant de mettre en communication le dessous du piston avec l'eau comprimée ou avec l'évacuation suivant la position d'un tiroir placé sur le tuyau aboutissant à cet orifice, l'autre à la partie supérieure permettant de faire agir l'eau comprimée sur la surface annulaire du piston.

Quand on met les deux orifices simultanément en communication avec l'eau sous-pression, la presse se lève grâce à un effort correspondant à 50 kilogrammes par centimètre carré agissant sur la surface d'un cercle de 0^m,66 de diamètre (différence de surface entre la base

(A) et la surface annulaire (B). Si, laissant en communi-

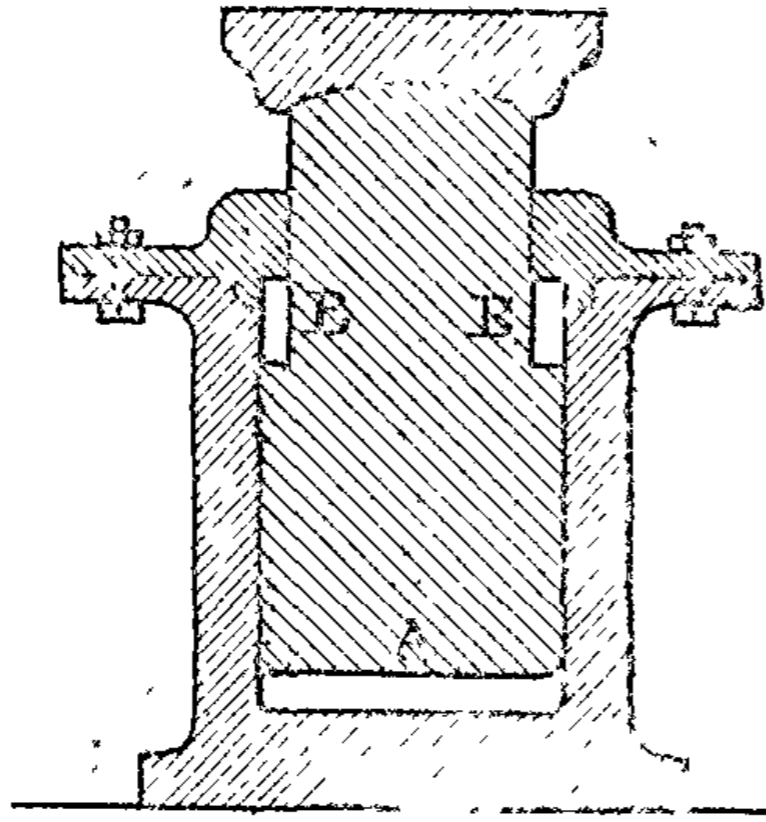


Fig. 3.

cation l'orifice supérieur avec l'eau comprimée, on met l'orifice inférieur en communication avec l'évacuation, la presse descend et vient au repos, grâce à l'effort qui s'exerce sur la surface annulaire (B) du plongeur. On lui a donné une course de 0^m,23. Au droit des presses, lors du basculement, le tablier s'abaisse de 0^m,147 (de 0^m,16

au droit des roulettes de culasse); si l'on ajoute à ce chiffre 0^m,147 environ, 0^m,010 correspondant au surhaussement à donner au tablier par rapport à sa position normale pour faciliter le calage ou le décalage, on voit que la course nécessaire du plongeur est de 0^m,157; la différence 0^m,230 — 0^m,157 = 0^m,073 est le jeu qui pendant la rotation reste entre le pont basculé et la presse au repos. Ce jeu est peut-être un peu grand; il n'aurait pas été prudent cependant de le réduire beaucoup parce qu'il arrive quelquefois que par suite soit d'une négligence du mécanicien, soit de la gelée, les plongeurs ne sont pas ramenés tout à fait à fond de course.

Quant au diamètre 0^m,66, il a été déterminé par les considérations suivantes :

Quand on relève le tablier basculé, le pont porte tout d'abord sur la presse centrale de tout son poids, les presses de basculement n'ayant à vaincre que la prépondérance (20 tonnes) de la culasse par rapport à la volée; peu à peu l'extrémité de la volée se rapproche de ses appuis et quand le contact s'est établi, pendant que les presses de basculement continuent à soulever la culasse, le tablier porte sur trois points, savoir : les ap-

puis de la volée, — la presse centrale, — les presses de basculement.

La presse centrale exerce sous le tablier une pression correspondant à un effort de 399.500 kilogrammes précédemment calculé (*b*) à raison de 50 kilogrammes par centimètre carré sur la portion du pivot qui ne porte pas sur le fond du pot de presse et sur les rainures de graissage de la surface annulaire d'appui, soit sur 7.990 centimètres carrés; la différence $810.000^{\text{kg}} - 399.500$ kilogrammes, soit 410.500 kilogrammes, se reporte sur les presses de basculement et sur les appuis de volée. Ces 410.500 kilogrammes se décomposent ainsi :

390.500 kilogr. agissant au droit du pivot,
 20.000 — (prépondérance de la culasse) agissant au droit des galets de culasse.

De plus, si pendant le basculement, il se produit du vent, on peut encore avoir à vaincre la résistance correspondant à 50 kilogrammes par mètre carré de tablier, soit à 30.000 kilogrammes agissant en son milieu.

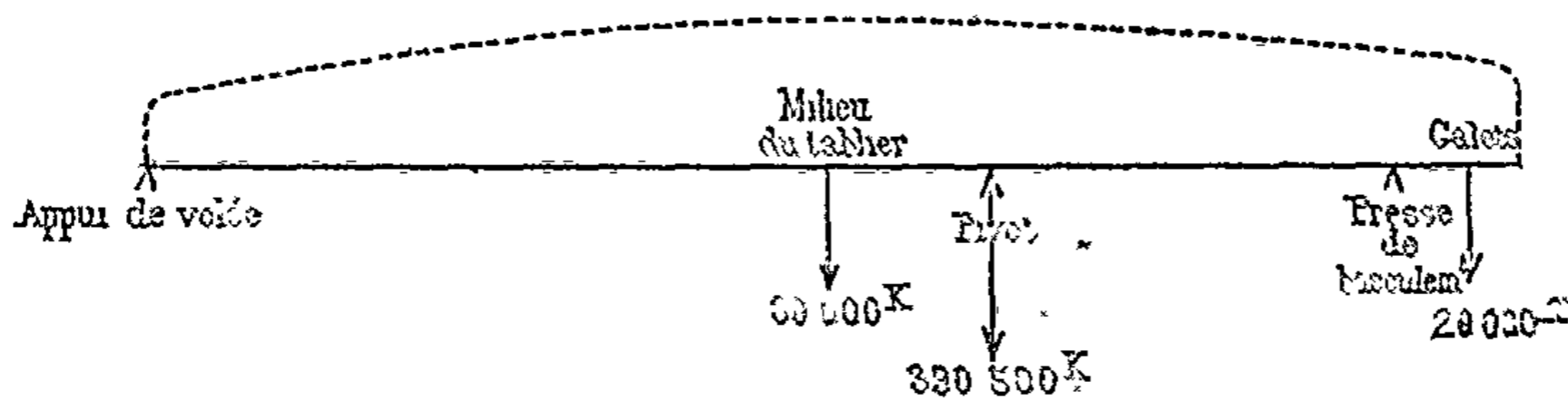


Fig. 4.

En répartissant ces efforts de $390.500^{\text{kg}} - 20.000$ kilogrammes et 30.000 kilogrammes respectivement sur les appuis de volée et les presses de basculement en raison des distances des points d'application (suivant la règle de la décomposition des forces parallèles), on arrive à trouver que les presses de basculement ont à supporter une charge totale de 316.700 kilogrammes soit pour chaque presse 158.350 kilogrammes. Or, une pression de 50 ki-

logrammes par centimètre carré donne sur une surface de 0^m,66 de diamètre un effort de $\frac{\pi}{4} \times (0,66^2) \times 50 = 171.050$ kilogrammes; l'excédent, 12.700 kilogrammes, ne paraît pas exagéré si l'on considère qu'il n'a pas été tenu compte du frottement des garnitures des pistons qui absorbent une petite fraction de la puissance de soulèvement des presses..

(d) *Appareils de rotation.* — La couronne de rotation boulonnée aux extrémités du chevêtre et au-dessous du tablier est en fonte; elle a 9^m,35 de diamètre et présente une gorge dans laquelle vient s'enrouler la chaîne de rotation dont les maillons ont 0^m,062 d'épaisseur.

Au sortir de la couronne, chacun des brins de la chaîne passe sur une grande poulie horizontale de 1^m,50 de diamètre, puis sur deux poulies horizontales servant de guides, fixées au cylindre de chacune des presses de rotation, pour s'enrouler ensuite sur la poulie verticale de 1^m,50 de diamètre portée par la tête du piston plongeur et s'attacher à la partie inférieure du bâtis de la presse.

Les cylindres ont 0^m,475 de diamètre et 0^m,085 d'épaisseur; les plongeurs ont sur 0^m,15 de longueur seulement un diamètre égal à celui du cylindre; sur le restant de leur longueur, le diamètre est réduit à 0^m,32. Comme chaque piston correspond à deux brins, sa course utile est la moitié du quart de la circonférence décrite pendant la rotation du pont par un point de la gorge de la couronne, soit $\frac{9^m,35 \times \pi}{4 \times 2} = 3^m,67$. A chacun des cylindres

aboutissent deux tuyaux qui, grâce aux tiroirs disposés dans la chambre de manœuvre, peuvent être mis chacun en communication soit avec la canalisation d'eau comprimée, soit avec la conduite de retour; l'un des tuyaux (A), débouchant à l'une des extrémités du cylindre per-

met d'agir sur la base du piston plongeur, correspondant au diamètre de $0^m,475$; le second (B), débouchant à l'autre extrémité du cylindre, permet d'agir sur la surface annulaire correspondant au point où le diamètre du piston se réduit de $0^m,475$ à $0^m,320$.

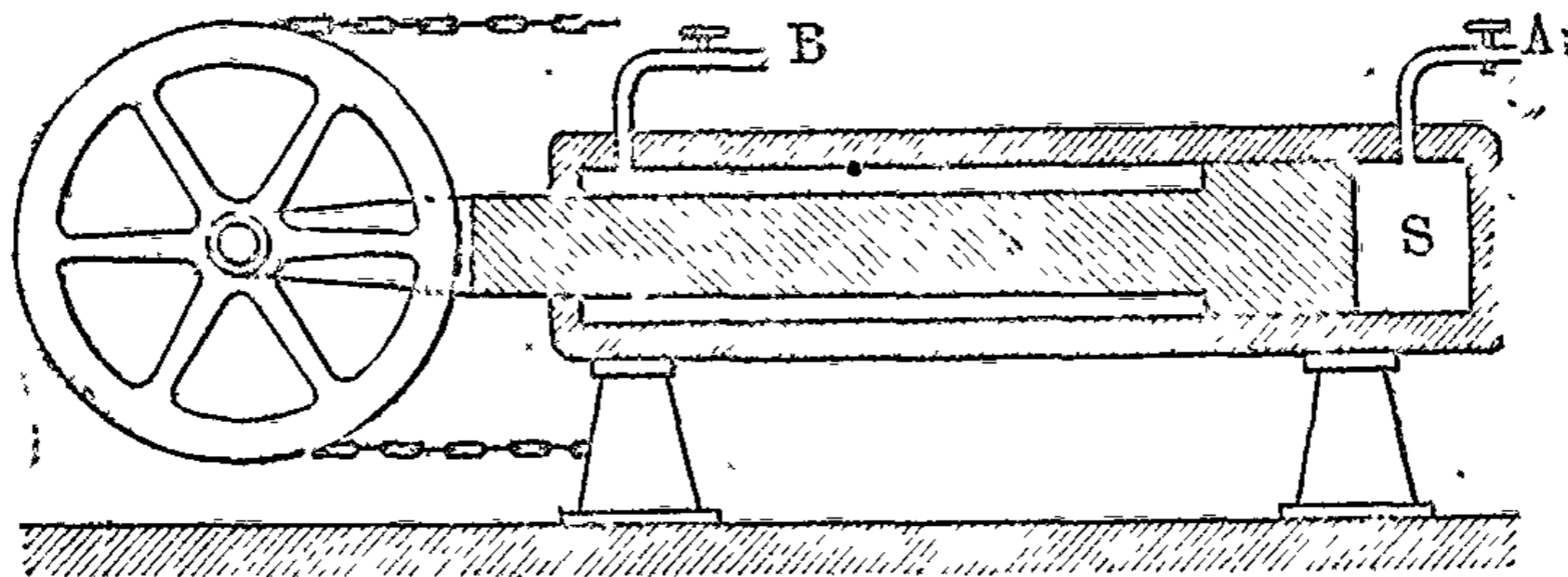


Fig. 5.

Si l'on met les tuyaux A et B en communication avec l'eau comprimée, la pression agissant à la fois sur la base du piston S et sur la surface annulaire (S—s), l'effort exercé sur le brin de chaîne pour produire la rotation est de $s \times 50$ kilogrammes ; c'est ce qu'on appelle le simple pouvoir. Si l'on met le tuyau A en communication avec l'eau comprimée et le tuyau B en communication avec la conduite de retour, l'effort correspond à $S \times 50$ kilogrammes (diminués toutefois de la contre-pression nécessaire à l'évacuation des eaux) ; c'est ce qu'on appelle le double pouvoir qui doit être employé par les grands vents.

Inutile de faire remarquer que pendant le mouvement du tablier, l'une des presses de rotation agit seule pendant que l'autre est en communication avec la conduite de retour. Quand le pont étant basculé, on veut relever le tablier, il faut avoir soin de mettre préalablement les deux presses de rotation en communication avec l'évacuation afin de donner aux chaînes le mou nécessaire pour que la couronne qui est inclinée pendant le bascu-

lement reprenne sa position primitive sans augmenter la tension.

Le calcul des dimensions à donner aux divers organes des appareils de rotation est fort délicat. En dehors de la pression du vent, tous les efforts à vaincre pour opérer le mouvement du tablier sont des frottements au sujet desquels on ne peut que faire des hypothèses ou se baser sur des formules empiriques d'une exactitude douteuse. Voici à titre de simple renseignement, celles admises par la Compagnie de Fives-Lille dans l'étude de la machinerie du pont; elles présentent quelque intérêt en ce sens qu'elles ont conduit à des dimensions qui paraissent satisfaisantes dans la pratique.

Prenons le cas du simple pouvoir correspondant à un vent d'une force maximum de 10 kilogrammes par mètre carré; le calcul serait absolument semblable pour le double pouvoir correspondant à un effort de 40 kilogrammes.

Les résistances que doit vaincre la presse motrice pour déterminer la rotation sont les suivantes :

- (1) Résistance opposée par la presse en évacuation;
- (2) Résistance due à l'action du vent;
- (3) Résistance due au frottement des galets de culasse;
- (4) Résistance due au frottement du pivot;
- (5) Résistance de la presse motrice elle-même.

Ces résistances diverses ont été estimées comme il suit :

(1) **Résistance de la presse en évacuation.** — Pendant la rotation, la presse en évacuation est en communication avec la conduite de retour; mais on a soin, en disposant convenablement le tiroir de distribution, de régler l'évacuation de manière à conserver dans le cylindre une pression de 3 à 4 kilogrammes qui a pour effet, en maintenant les deux brins de chaîne bien tendus, de rendre le mouvement uniforme et de faire obéir les appareils im-

médiatement au [mécanicien s'il veut soit arrêter, soit changer de sens.

Le diamètre [du plongeur dans la partie formant tige du piston étant de 0^m,320, la résistance pour une contre-pression maximum de 4 kilogrammes serait

$$\text{de } \frac{\pi 0,32^2}{4} \times 4^{\text{kg}} = \dots \dots \dots 3.217^{\text{kg}}$$

Le frottement des garnitures peut être éva-

lué (d'après la formule d'Eytelwein $(nD \times \frac{p}{1.000})$)

$$\text{à } 10 \times 0,32 \times \frac{500.000}{1.000} = 0,32 \times 5.000 = \dots 1.600$$

ajoutant pour le frottement des pièces mobiles dans les glissières environ. 500

$$\text{on arrive à un total de. } \underline{5.317^{\text{kg}}}$$

pour l'effort à exercer à la tête du piston de la presse en évacuation.

Le brin de chaîne qui s'enroule sur la poulie de mouflage fixée à la tête du piston subit par l'effet de cet enroulement des résistances qui doivent produire une augmentation de tension que l'on évalue à 3 p. 100, de sorte que le brin conducteur, en quittant cette poulie, a une

$$\text{tension de } \frac{5.317}{2} \times 1,03 \text{ soit de } 2.738 \text{ kilogrammes.}$$

Il s'enroule ensuite sur la grande poulie horizontale, d'où une nouvelle augmentation de tension de 2 p. 100, soit 55 kilogrammes, de sorte qu'il se présente à l'enroulement sur la couronne avec une tension de 2.793 kilogrammes. Eu égard à son grand diamètre, la résistance due à l'enroulement sur la couronne peut être négligée.

(2) Résistance due à l'action du vent. — On admet que le vent agit avec une pression de 10 kilogrammes par mètre carré sur une seule poutre, mais supposée pleine et présentant par suite une surface de 417 mètres carrés environ, dont le centre de gravité est situé à 8^m,45 du

plan moyen du chevêtre. Le diamètre de la couronne étant de 9^m,35, l'effort produit sur la chaîne de rotation est de $4.170^{\text{kg}} \times \frac{8^{\text{m}},45}{\frac{1}{2} \times 9^{\text{m}},35} = 7.540$ kilogrammes.

(3) Résistance due au frottement des galets de culasse. — Les galets de culasse portent une charge d'environ 20.000 kilogrammes; leur diamètre étant de 0^m,65 et celui des axes de 0^m,08, le frottement des axes ramené à la circonférence des roues est de $20.000^{\text{kg}} \times 0,1 \times \frac{0,08}{0,65} = 246$ kilogrammes et le frottement de roulement $20.000^{\text{kg}} \times \frac{0,001}{0,325}$, soit 62 kilogrammes.

La somme des deux résistances, comptée au rayon du rail, placé à 20^m,50 du centre du pivot est de $246 + 62 = 308$ kilogrammes qui donnent sur la chaîne enroulée sur la couronne un effort de $308 \times \frac{20,50}{\frac{1}{2} \times 9,35} = 1.350^{\text{kg}}$.

(4) Résistances dues aux frottements du pivot. — Nous avons vu (c) que pendant la rotation, l'effort exercé sur le fond de la presse (poids du tablier et ses accessoires diminué de la pression due à l'eau comprimée) est de 390.500 kilogrammes qui se répartissent sur la surface annulaire des deux bandes d'acier fixées au fond du pot de presse et sous le pivot.

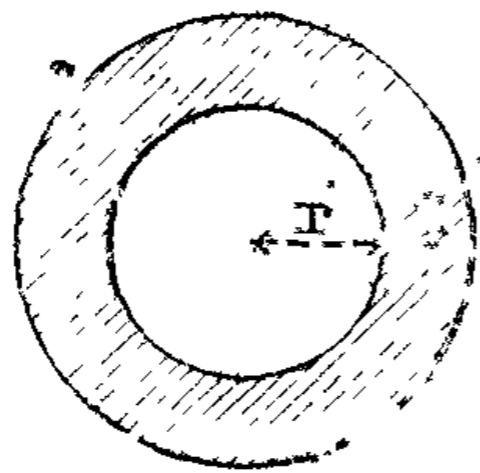


Fig. 6.

$\frac{\sqrt{R^2 + r^2}}{2}$, soit 0^m,79.

Cet effort donne lieu à un frottement de $390.500^{\text{kg}} \times 0,08 = 31.240^{\text{kg}}$ qui peut être considéré comme appliqué sur la circonférence partageant la couronne d'appui en deux parties égales, circonférence dont le rayon est de

Le frottement reporté sur la chaîne y produit une tension de $31.240^{\text{kg}} \times \frac{0.79}{9.35} = 2.640$ kilogrammes.

La presse-étoupe du pivot, dont le diamètre est de $1^{\text{m}},27$ donne une résistance de $1,27 \times 5.000$ kilogrammes, = 6.350 kilogrammes, soit sur la chaîne une tension de $6.350^{\text{kg}} \times \frac{1,27}{9,35} = 863$ kilogrammes.

La poussée du vent, évaluée précédemment à 4.170 kilogrammes fait appuyer et par conséquent froter pendant la rotation le pivot sur la paroi de la presse; le frottement $4.170^{\text{kg}} \times 0,08$, donne sur la chaîne une résistance de $4.170^{\text{kg}} \times 0,08 \times \frac{1,27}{9,35} = 45$ kilogrammes.

Enfin, sous la tension des deux brins de la chaîne, le pivot s'applique également sur la paroi du pot de presse (au même point que sous l'action du vent pour une certaine position du tablier). La tension du brin qui s'enroule étant de 2.793 kilogrammes et celle du brin qui se déroule $2.793 + 7.540 + 1.350 + 2.640 + 863 + 45 = 15.211$ kilogrammes, soit 15.350 kilogrammes environ (y compris l'excédent à calculer), la résultante des deux tensions produit un effort de 14.800 kilogrammes; d'où un frottement du pivot sur la paroi de la presse de $14.800^{\text{kg}} \times 0,08 = 1.184$ kilogrammes déterminant sur la chaîne une tension de $\frac{1.184^{\text{kg}} \times 1,27}{9,35} = 161$ kilogrammes.

Avant de se rendre à la presse motrice, le brin conducteur passe sur la poulie de renvoi horizontale, ce qui augmente de 2 p. 100 sa tension ($15.211 + 161 = 15.372$ kilogrammes) soit de 307 kilogrammes.

La somme des résistances dues au frottement du pivot et au passage de la chaîne motrice sur la couronne et la poulie de renvoi atteint donc $2.640 + 863 + 45 + 161 + 307 = 4.016$ kilogrammes.

(5) Résistance de la presse motrice. — La chaîne se présente à l'enroulement sur la poulie de mouflage fixée à la tête du piston de la presse motrice avec une tension égale à :

2.793 kilogr.	(1)
7.540 —	(2)
1.350 —	(3)
4.016 —	(4)

Total. 15.699 kilogr.

La tension s'augmente par l'enroulement sur la poulie de mouflage de 3 p. 100 et devient pour le brin fixe $15.700 \times 1,03 = 16.171$ kilogrammes.

L'effort total à vaincre par le plongeur de la presse motrice est donc :

Tension du garant.	15.699 kilogr.
— du brin fixe	16.171 —

et, comme précédemment (1) :

Frottement de la garniture. . .	1.600 kilogr.
— des glissières	500 —
Total général.	33.970 kilogr.

Pour une pression motrice de 50 kilogrammes par centimètre carré, le diamètre du plongeur devrait être de $\frac{33.970^{\text{kg}}}{50} = 679,4$ centimètres carrés correspondant à un diamètre de $0^{\text{m}},294$ qui, comme on l'a vu plus haut, a été porté à $0^{\text{m}},32$ pour tenir compte de l'imprévu et notamment de la petite perte de charge que subit l'eau comprimée.

Un calcul analogue a conduit pour le double pouvoir, correspondant à un effort de 40 kilogrammes par mètre carré exercé par le vent sur l'une des poutres supposée *pleine*, à un diamètre de $0^{\text{m}},475$. Dans ce cas, l'effort du brin de chaîne le plus chargé atteint environ 40.000 ki-

logrammes et la chaîne dont les maillons ont un diamètre de $0^m,062$ travaille à environ $6^{kg},6$ par millimètre carré.

(e) *Calage-butoirs*. — Le calage de la culasse du pont s'obtient au moyen de deux coins ou tasseaux en fonte de $0^m,40$ de longueur, $0^m,60$ de largeur et $0^m,315$ d'épaisseur, distants de $7^m,74$ d'axe en axe. Chacun d'eux est introduit par un mouvement de glissement horizontal entre deux plaques d'appui également en fonte, placées au droit des extrémités des poutres maîtresses ; l'une des plaques est fixée au-dessous des tables des poutres ; l'autre, scellée au radier de l'encuvement forme glissière. Le décalage s'obtient en enlevant ces tasseaux par un mouvement de glissement inverse. Le mouvement de translation horizontale, dont l'amplitude mesure $0^m,60$, est donné par des bielles de $0^m,771$ de longueur actionnées par un arbre de $0^m,10$ de diamètre qui est placé dans l'encuvement transversalement à l'axe du pont, à $21^m,23$ de l'axe du pivot et qui porte un pignon de $0^m,301$ de diamètre. Ce pignon engrène avec une crémaillère formant le prolongement du piston plongeur d'une petite presse actionnée par l'eau comprimée. Le piston a une course de $0^m,34$. Le diamètre du cylindre est de $0^m,15$; celui de la partie du piston formant tige est de $0^m,10$ seulement. Le piston se meut horizontalement dans un sens ou dans l'autre suivant que l'on fait communiquer avec l'eau comprimée soit l'une des deux extrémités, soit les deux extrémités du cylindre, ce qui permet à la pression de s'exercer soit sur l'une des deux faces seulement, soit sur les deux faces de diamètre différent du piston.

Pour limiter la course du tablier du pont, on a établi trois butoirs, savoir : deux sur le bajoyer rive droite, destinés à arrêter l'extrémité de la culasse lors de l'ou-

verture et de la fermeture, le troisième, sur le bajoyer rive gauche, destiné à arrêter l'extrémité de la volée lors de l'ouverture. Ces butoirs se composent essentiellement d'un tampon en fonte de 0^m,30 de diamètre et de 0^m,205 d'épaisseur, mobile horizontalement dans un cylindre également en fonte fermé à son extrémité; l'intervalle compris entre le fond du cylindre et le tampon est rempli par un bloc de bois dur de 0^m,30 de longueur et de 0^m,30 de diamètre qui forme matelas, de sorte que le tampon ne peut se mouvoir vers le fond qu'en comprimant le bois. Un boulon de 0^m,04 traverse le tampon, le bloc de bois et le fond du cylindre dans l'axe et sert de guide au tampon.

Les poutres maîtresses, au point qui correspond à la butée, sont garnies d'une pièce de chêne recouverte d'une tôle pour éviter les dégradations que pourraient produire les chocs.

(f) *Galets de culasse.* — Les deux galets de culasse-

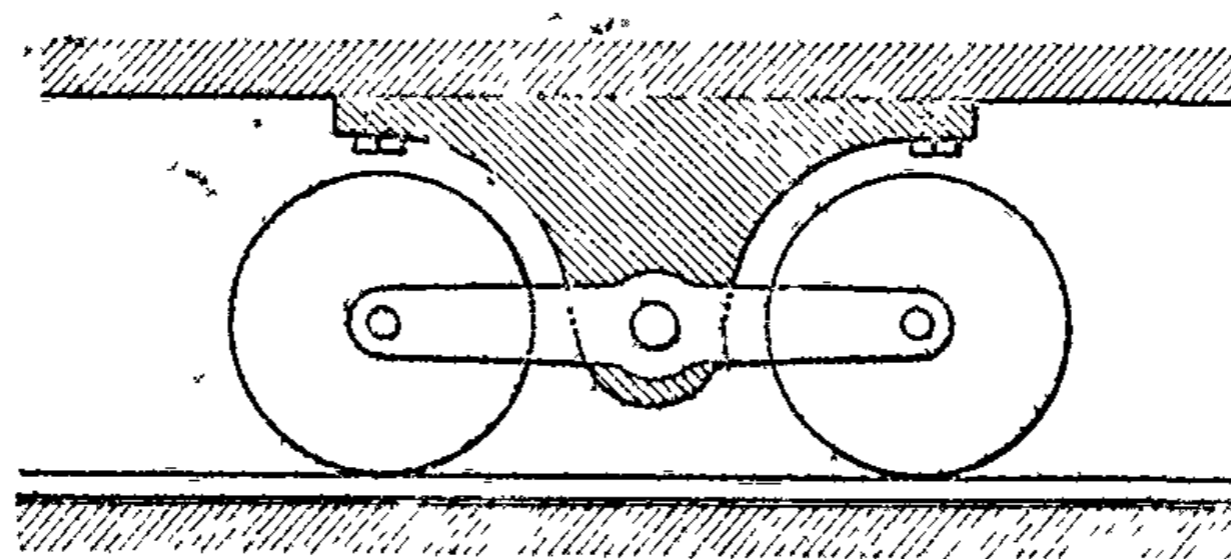


Fig. 7.

sont doubles. Chacun des galets doubles se compose de deux roues pleines identiques de 0^m,65 de diamètre dont les axes sont reliés par deux longerons jumelés en fer, mobiles autour d'un arbre qui les traverse en leur milieu et qui est fixé au-dessous des poutres maîtresses. Grâce à cette disposition, le galet double porte toujours sur le rail, car si la pression augmente sur l'une des roues, elle-

tend à se soulever tandis que l'autre tend au contraire à appuyer sur le rail; l'équilibre n'existe que quand les deux roues supportent une charge égale.

Les roues ont 0^m,090 d'épaisseur; leur jante présente un profil rectiligne. Celui du rail de roulement est convexe; le contact se fait sur environ 0^m,020 de largeur.

(g) *Dépense d'eau.* — Les quantités d'eau comprimée nécessaires pour la manœuvre du pont sont les suivantes :

Pour l'ouverture	{	Presse centrale	20 litres
		Presses de basculement. . .	203 —
		— de rotation	295 —
		Presse de décalage.	5 —
		Total.	524 litres

Pour la fermeture la dépense est la même, à moins qu'on ait laissé la presse centrale sous-pression pendant l'ouverture, auquel cas il y aurait une réduction de 20 litres. Si l'on agit avec le double pouvoir, le volume d'eau dépensé pour les presses de rotation est de 650 litres au lieu de 295 et la dépense totale pour l'ouverture s'élève à 876 litres. L'eau est fournie par la machinerie centrale du port qui comprend deux machines d'une force de 40 chevaux en eau montée et un accumulateur d'une capacité de 726 litres. Le débit des pompes correspondant à une seule des machines en marche normale étant de 6 litres par seconde, soit 360 litres par minute, l'accumulateur peut être rempli en deux minutes, de sorte que l'eau comprimée est restituée à l'accumulateur aussi vite qu'elle se dépense pendant une manœuvre.

La machinerie du pont du Pollet est reliée à la machinerie centrale par une canalisation de 950 mètres de longueur. En prévision d'avaries survenant soit à l'accumulateur de la machinerie centrale, soit à la canalisation, on a jugé indispensable pour assurer le service du pont,

d'établir un second accumulateur semblable au premier dans le voisinage même de l'ouvrage, et pour fournir de l'eau comprimée à défaut de la machinerie centrale, de disposer une petite pompe de compression à deux corps verticaux (diamètre du plongeur 0^m,055, course 0^m,23) actionnée par une locomobile placée dans une chambre contiguë à l'accumulateur du Pollet.

Cette pompe de secours peut au besoin remplir l'accumulateur en quinze minutes. En cas d'accident, par temps calme, le volume d'eau total pour une manœuvre complète étant de 1.021 litres, et l'accumulateur supposé au bout de sa course avant l'ouverture du pont en contenant 726, les quelques minutes qui s'écoulent toujours pour le passage d'un navire entre l'ouverture et la fermeture suffiraient pour que l'on disposât sans attendre, du volume d'eau comprimée nécessaire à la double manœuvre.

Par fort vent coïncidant (circonstance peu probable) avec une avarie à la canalisation, le volume contenu dans l'accumulateur (726 litres) ajouté à celui qui serait comprimé pendant la durée de la manœuvre, serait suffisant pour effectuer l'ouverture du pont qui exige 886 litres — (basculement d'abord, rotation ensuite), — pourvu que l'on effectuât la manœuvre lentement, soit en quatre ou cinq minutes ; il faudrait ensuite attendre environ un quart d'heure avant de procéder à la fermeture, ce qui n'aurait rien d'exagéré dans des circonstances aussi exceptionnelles que celles dont il s'agit.

(h) *Durée des manœuvres.* — Un mécanicien bien habitué à faire fonctionner la robinetterie assez compliquée placée dans la chambre de manœuvre et ayant une sûreté de main et de coup d'œil suffisants pour arrêter en temps utile le tablier en mouvement peut effectuer une opération complète d'ouverture ou de fermeture en quatre-

vingt-dix secondes ; c'est la durée sur laquelle on pourrait compter en cas d'urgence ; mais en service courant, on recommande au mécanicien d'opérer plus lentement pour diminuer les chances d'accident et la manœuvre se fait dans un intervalle de temps variant de deux à trois minutes.

§ 3. DÉPENSES.

Il est difficile d'indiquer exactement le prix de revient du pont tournant du Pollet, attendu qu'une partie des dépenses correspondantes aux maçonneries et au mécanisme de cet ouvrage doivent être comprises dans celles afférentes aux murs de quai du chenal et à la machinerie hydraulique centrale.

On peut seulement, le chenal du Pollet et la machinerie centrale étant supposés établis, évaluer les dépenses supplémentaires auxquelles a donné lieu la construction du pont dont il s'agit.

(a) *Maçonneries.* — L'encuvement du pont dans la partie correspondant au tablier dans sa position normale est porté par un élargissement du massif du mur de quai et par deux voûtes en maçonnerie fondées sur pilotis. C'est également sur pilotis qu'ont été établies les portions de l'encuvement correspondant au chemin de roulement des galets de culasse, à la chambre servant au remplacement de la presse centrale.

La murette d'enceinte repose simplement sur un massif de béton.

Les dépenses peuvent se résumer ainsi qu'il suit :

Terrassements	12.500 fr.
Charpente et fers pour pilotis et étaie- ments des fouilles	10.890
Maçonnerie de béton	26.800
— de briques	9.670
— de granit (taille comprise)	19.190
Pavage, asphaltage	9.500
Fers et fontes pour garde-corps, plaques d'entrée, etc.	1.350
Total	89.900 fr.

Ajoutons pour mémoire que le mètre courant de mur de quai du chenal du Pollet est ressorti à 2,700 francs y compris 650 francs (*) pour frais d'épuisements, divers et surveillance des travaux.

(b) *Tablier métallique.* — Le décompte du tablier métallique s'établit de la manière suivante :

Fers laminés	422.834 ^{kg}	à	0 ^{fr} ,355.	150.313 ^{fr} ,49
— forgés	5.979	à	0,553.	3.306,39
Tôles d'acier (bandes de rou- lage).	17.099	à	0,592.	10.131,16
Fontes en gueuses	233.430	à	0,142.	33.193,75
Charpente en chêne	19 ^m ,99	à	181,70	3.632,00
Plates-formes diverses en charpente (chêne, sapin, orme), 663 ^m ,31				5.832,25
Total				206.413 ^{fr} ,04
Chevêtre : Fers laminés, 40.300 kilogr. à 0 ^{fr} ,44.				17.732,00
Total				224.145 ^{fr} ,04

(c) *Mécanisme.* — Bien que l'établissement du mécanisme ait été l'objet d'un forfait, nous donnons ci-après les poids et les prix des principaux groupes d'appareils.

(*) Ce chiffre n'est qu'approximatif; il résulte d'une ventilation assez délicate des frais d'épuisements afférents aux fondations des murs et au percement du chenal.

	Poids.	Prix.
Presse centrale, y compris les plaques d'appui intermédiaires et de volée.	38.694 ^{kg} ,00	27.086 ^f ,18
Presses de basculement.	17.695 ,00	15.040 ,75
Tasseaux et appareils de calage.	7.332 ,50	7.332 ,50
Presses de rotation, compris poulies de renvoi et couronne de rotation.	52.915 ,10	45.298 ,57
Galets et voie de roulement.	3.904 ,00	3.513 ,60
Bornes de butée.	4.914 ,00	2.457 ,00
Tiroirs de distribution, tuyautage.	4.650 ,00	7.324 ,99
Abri en tôle et vitrage pour les appa- reils de manœuvre	»	1.525 ,00
Accumulateur, y compris les soupapes.	57.312 ,00	21.683 ,00
Pavillon de l'accumulateur, y compris bac (forfait)	»	15.000 ,00
Dallages divers.	3.708 ,00	1.297 ,80
Conduite de pression reliant l'accumula- teur et le pont à la machinerie centrale	55.744 ,00	} 27.710 ,87
<i>Id.</i> <i>id.</i> de retour.	23.309 ,00	
Pompe de compression à bras, compris tuyauterie et robinetterie		950 ,00
<i>Id.</i> <i>id.</i> mue par la locomobile.		2.400 ,00
Locomobile, y compris transmission, environ.		12.500 ,00
		191.120 ^f ,26
Total.		

Ajoutons pour mémoire que la machinerie centrale comprenant deux machines de 40 chevaux en eau comprimée à 50 kilogrammes (pouvant produire 50 chevaux en portant le nombre des tours de 35 à 44 par minute), 2 chaudières à bouilleurs et un réchauffeur de 80 mètres carrés de surface de chauffe, une machine alimentaire, un accumulateur de 726 litres de capacité, les réservoirs d'alimentation, a coûté 188.500 francs, y compris les bâtiments qui ont été établis pour 3 machines et 3 chaudières.

(d) *Récapitulation.* — Les dépenses totales peuvent se résumer ainsi :

Maçonneries.	89.900 ^{fr} ,00
Tablier métallique.	224.145 ,04
Mécanisme	191.120 ,26
	<hr/>
Total.	505.165 ^{fr} ,30
A ajouter pour dépenses en régie et surveillance des travaux, approximativement	24.834 ,70
	<hr/>
Total général.	530.000 ^{fr} ,00

Les travaux ont été exécutés de 1887 à 1889 sous la direction de MM. Alexandre, ingénieur en chef et Colmet-Daâge, ingénieur ordinaire, avec le concours de MM. Rouland et Bernière, conducteurs. Une partie des projets avait été étudiée par M. l'ingénieur ordinaire Gérardin.

Les entrepreneurs ont été :

M. Molès pour les maçonneries; la Société des Ponts et Travaux en fer (anciens établissements Joret) pour le tablier métallique; la Compagnie de Fives-Lille pour le mécanisme dont les dispositions d'ensemble, concertées entre feu M. l'ingénieur Barret (des Docks de Marseille) et M. Bassères, ingénieur en chef de la Compagnie, ont été étudiées en détail par M. l'ingénieur Baudet.

Dieppe, le 30 décembre 1890.

Fig. 1. Plan

Fig. 11. Echelle de 1/1000 pour mètres.

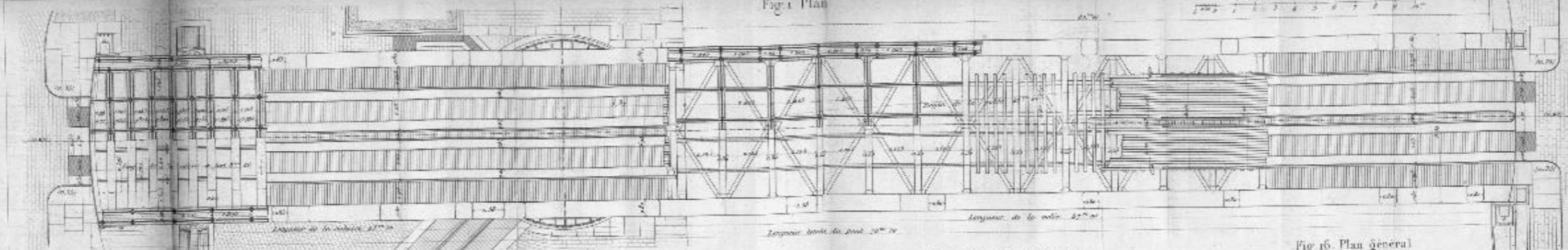
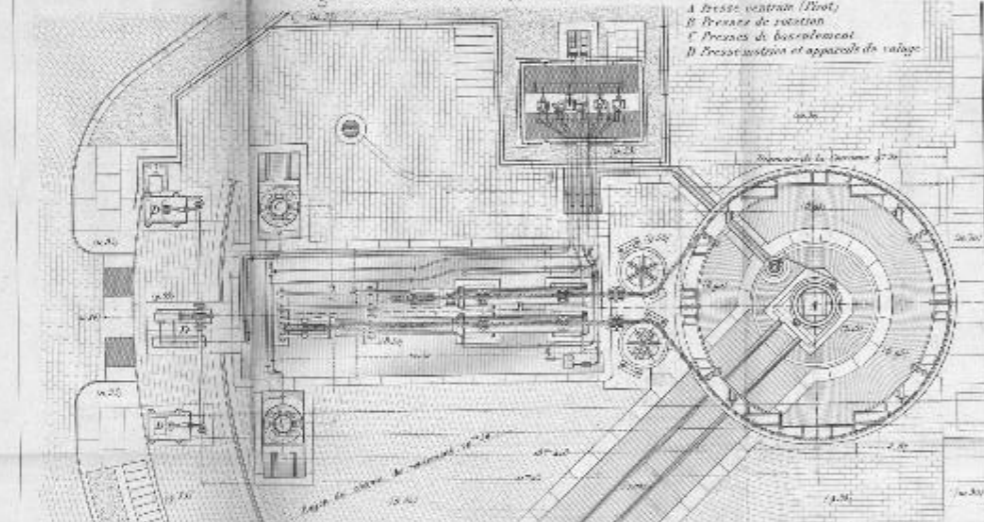


Fig. 2. Plan d'ensemble des appareils de manœuvre

A Presse centrale (Trot)
 B Presse de rotation
 C Presses de basculement
 D Presse auxiliaire et appareils de réglage



CROIX DE S^t ANDRÉ DES POIVRES MAÎTRESSES

Fig. 3. Elevation

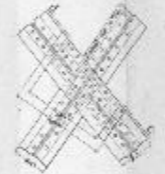


Fig. 4. Coupe transversale a-b

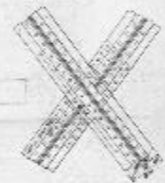


Fig. 5. Coupe transversale c-d



ENTRETOISE SUPÉRIEURE

Fig. 6. Plan

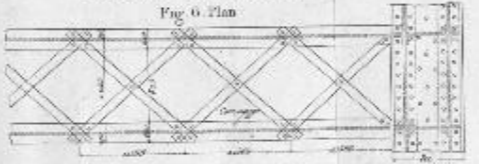


Fig. 7. Coupe horizontale



CONVÈLEMENT SUPÉRIEUR

Fig. 15. Plan

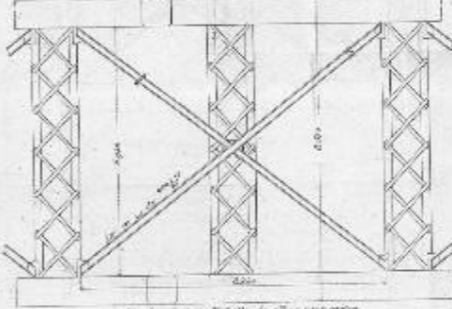


Fig. 16. Plan général

Echelle de 1/1000 pour mètres.

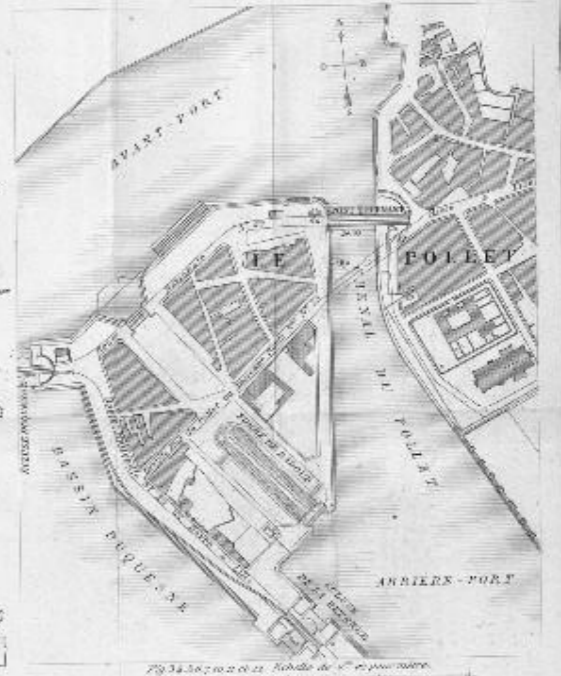


Fig. 17, 18, 19, 20, 21. Echelle de 1/1000 pour mètres.

Tracé par Blangin

Fig. 8. Coupe des sections de la caisse à bois



Fig. 9. Coupe des sections de la caisse à bois



POIVRES MAÎTRESSES

Fig. 10. Coupe



Fig. 11. Coupe



ENTRETOISES SU SUPÉRIEURE

Fig. 12. Coupe

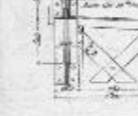


Fig. 13. Coupe des longrins de caisse à bois

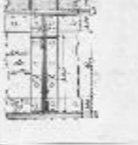
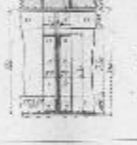
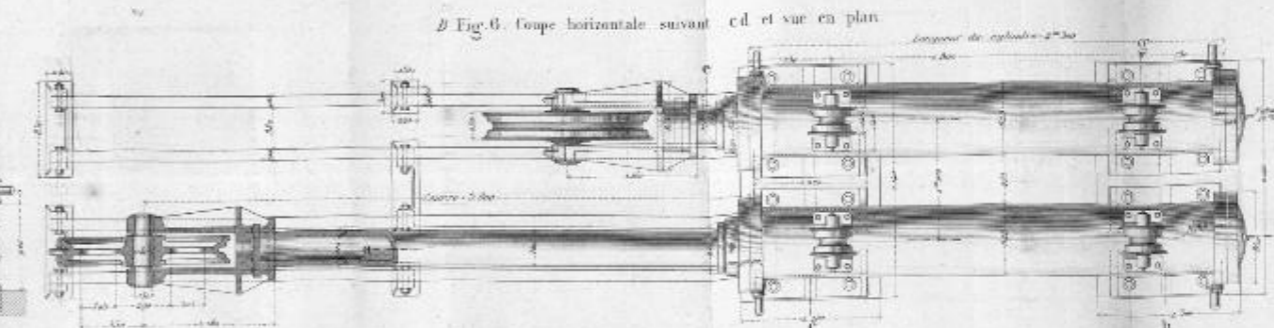
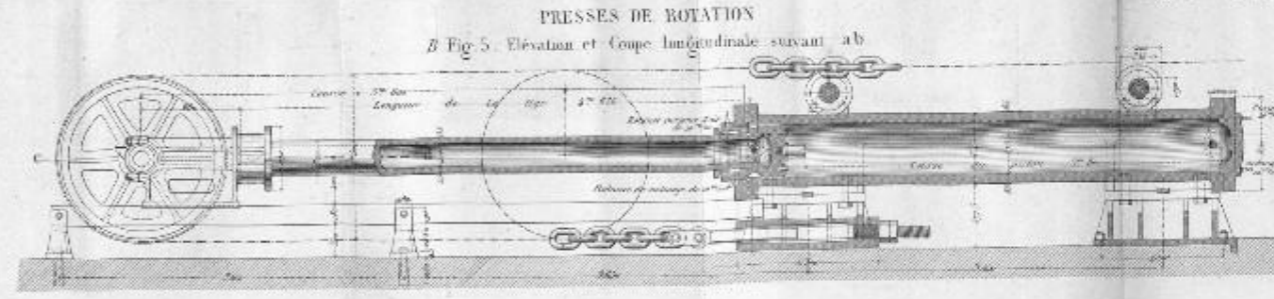
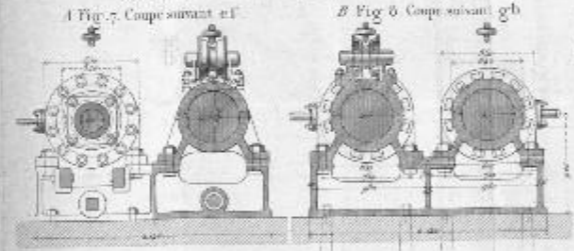
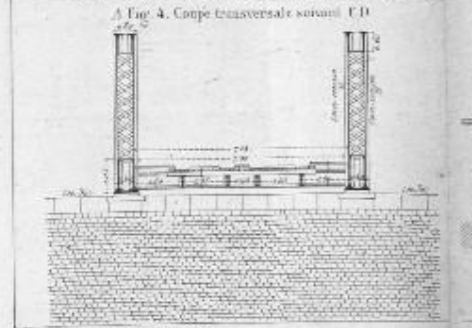
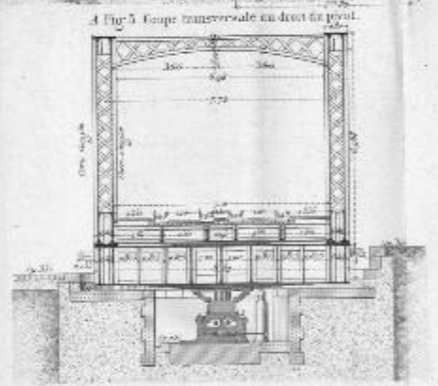
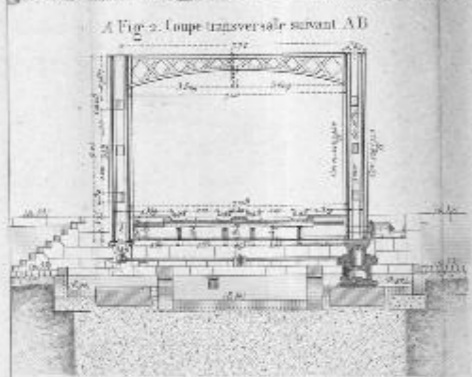
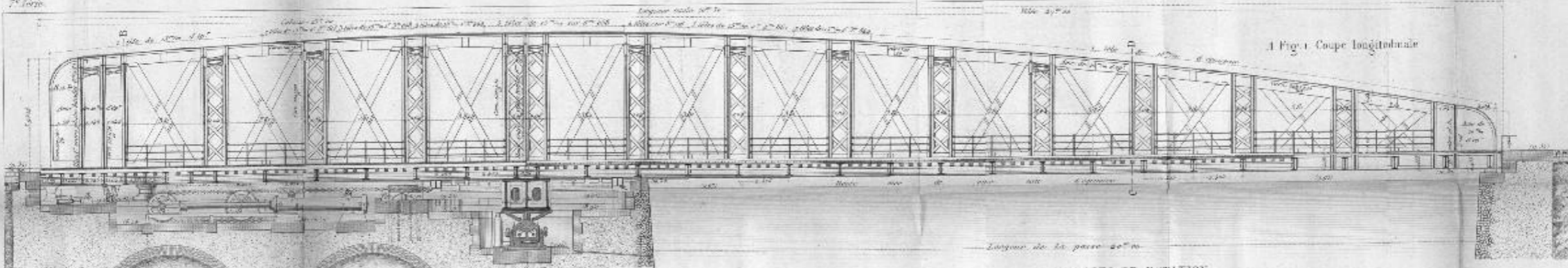


Fig. 14. Coupe des longrins de caisse à bois



75 cent.



A Fig. 1, 2, 3 et 4. Echelle de 1/1000 pour metre.

B Fig. 5, 6, 7 et 8. Echelle de 1/100 pour metre.

Annales des Ponts et Chaussées.

dessiné par M. Boutequin

PRESSE CENTRALE FORMANT PIVOT

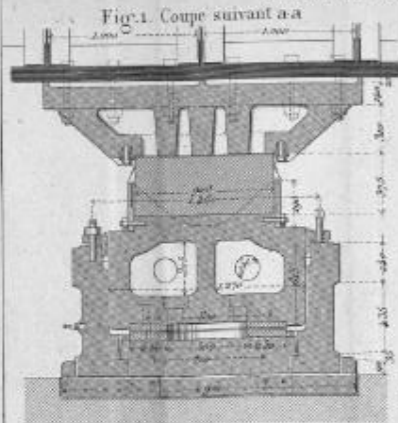


Fig. 1. Coupe suivant a-a

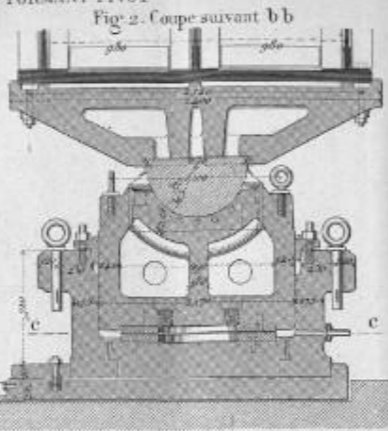


Fig. 2. Coupe suivant b-b

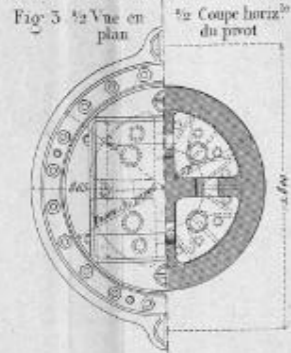


Fig. 3. 1/2 Vue en plan et 1/2 Coupe horiz. du pivot

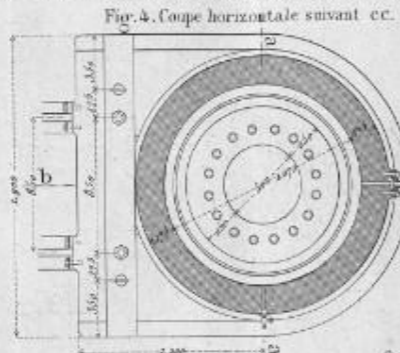


Fig. 4. Coupe horizontale suivant c-c.

PRESSES DE BASCULEMENT

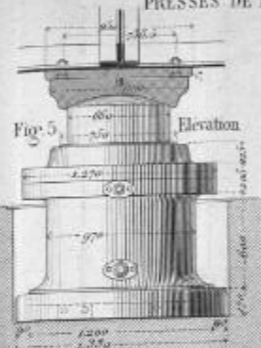


Fig. 5. Elevation

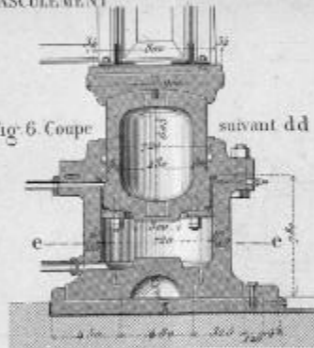


Fig. 6. Coupe suivant d-d



Fig. 7. Coupe horiz. et vue en plan de la presse

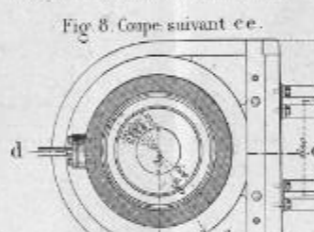
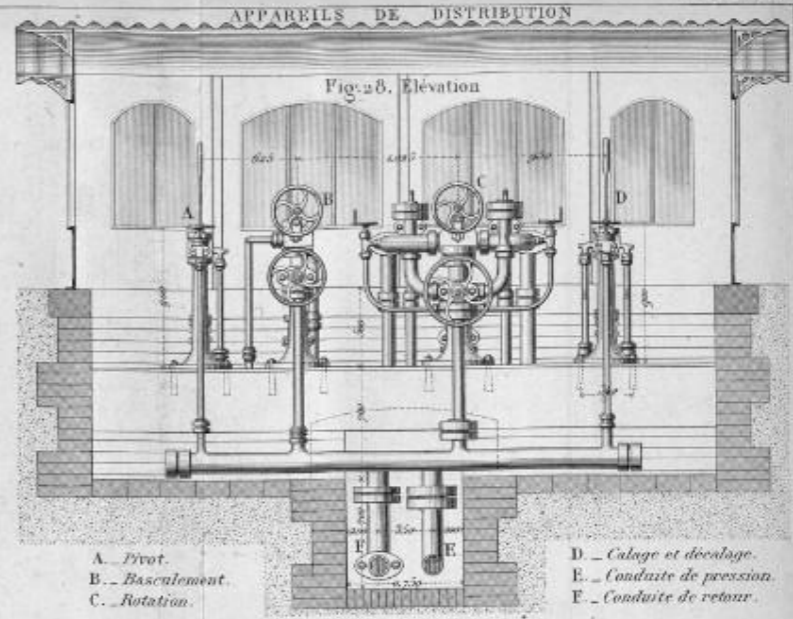


Fig. 8. Coupe suivant e-e.



A. Pivots. B. Basculement. C. Rotation. D. Calage et décalage. E. Conduite de pression. F. Conduite de retour.

PRESSE MOTRICE DE CALAGE



Fig. 9. Coupe suivant f-f

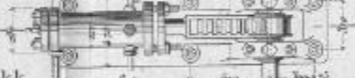


Fig. 10. Vue en plan

TASSEUX DE CALAGE DE LA CULASSE

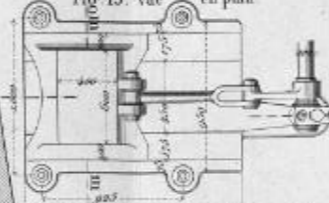


Fig. 15. Vue en plan

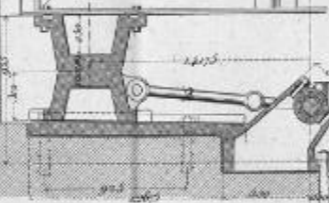


Fig. 16. Coupe suivant l-l

POULIES DE RENVOI DES CHAINES DE L'APPAREIL DE ROTATION



Fig. 12. Coupe suivant h-h. Fig. 13. Coupe suivant g-g.

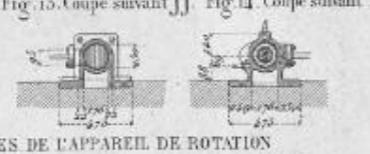


Fig. 14. Coupe suivant k-k. Fig. 15. Coupe suivant j-j.

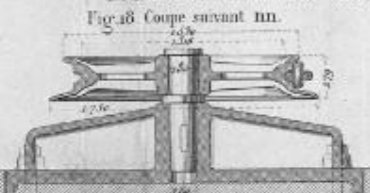


Fig. 18. Coupe suivant m-m



Fig. 19. Coupe suivant o-o

BUTOIR DE CULASSE

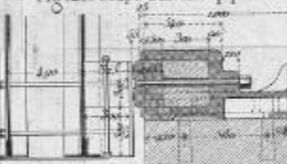


Fig. 21. Coupe suivant p-p. Fig. 22. Coupe suivant q-q.

Fig. 25. Vue en plan

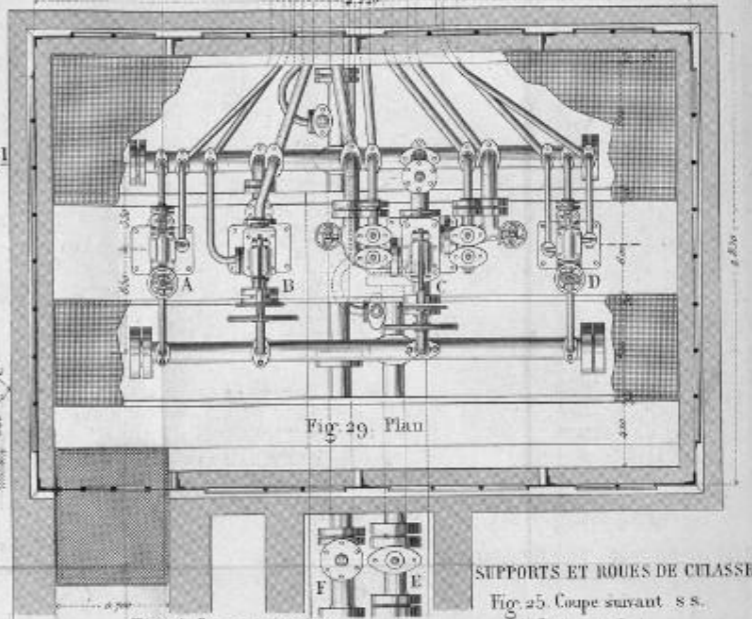


Fig. 29. Plan

SUPPORTS ET ROUES DE CULASSE

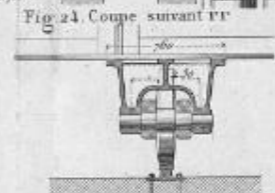


Fig. 24. Coupe suivant r-r. Fig. 26. Vue en plan

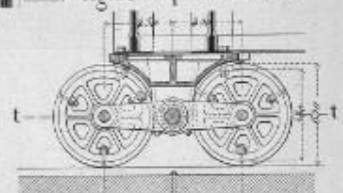


Fig. 25. Coupe suivant s-s. Fig. 27. Coupe suivant t-t.

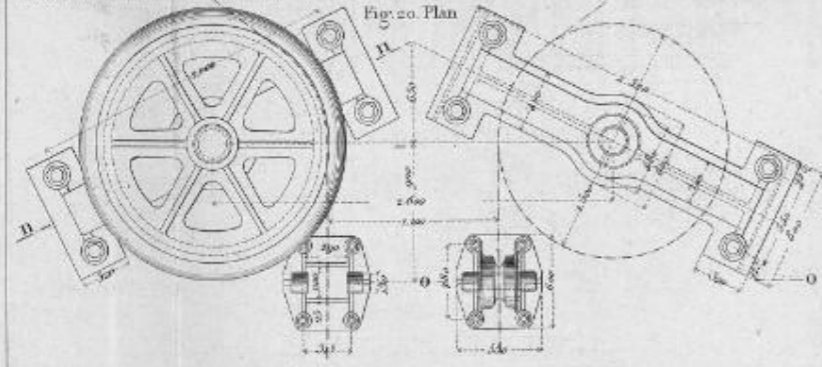


Fig. 20. Plan

Echelle de 0^m 025 pour mètre.

[Annales des ponts et
chaussées. Mémoires et
documents relatifs à l'art des
constructions et au service
de l'ingénieur]

. [Annales des ponts et chaussées. Mémoires et documents relatifs à l'art des constructions et au service de l'ingénieur]. 1891.

1/ Les contenus accessibles sur le site Gallica sont pour la plupart des reproductions numériques d'oeuvres tombées dans le domaine public provenant des collections de la BnF. Leur réutilisation s'inscrit dans le cadre de la loi n°78-753 du 17 juillet 1978 :

- La réutilisation non commerciale de ces contenus ou dans le cadre d'une publication académique ou scientifique est libre et gratuite dans le respect de la législation en vigueur et notamment du maintien de la mention de source des contenus telle que précisée ci-après : « Source gallica.bnf.fr / Bibliothèque nationale de France » ou « Source gallica.bnf.fr / BnF ».

- La réutilisation commerciale de ces contenus est payante et fait l'objet d'une licence. Est entendue par réutilisation commerciale la revente de contenus sous forme de produits élaborés ou de fourniture de service ou toute autre réutilisation des contenus générant directement des revenus : publication vendue (à l'exception des ouvrages académiques ou scientifiques), une exposition, une production audiovisuelle, un service ou un produit payant, un support à vocation promotionnelle etc.

[CLIQUER ICI POUR ACCÉDER AUX TARIFS ET À LA LICENCE](#)

2/ Les contenus de Gallica sont la propriété de la BnF au sens de l'article L.2112-1 du code général de la propriété des personnes publiques.

3/ Quelques contenus sont soumis à un régime de réutilisation particulier. Il s'agit :

- des reproductions de documents protégés par un droit d'auteur appartenant à un tiers. Ces documents ne peuvent être réutilisés, sauf dans le cadre de la copie privée, sans l'autorisation préalable du titulaire des droits.

- des reproductions de documents conservés dans les bibliothèques ou autres institutions partenaires. Ceux-ci sont signalés par la mention Source gallica.BnF.fr / Bibliothèque municipale de ... (ou autre partenaire). L'utilisateur est invité à s'informer auprès de ces bibliothèques de leurs conditions de réutilisation.

4/ Gallica constitue une base de données, dont la BnF est le producteur, protégée au sens des articles L341-1 et suivants du code de la propriété intellectuelle.

5/ Les présentes conditions d'utilisation des contenus de Gallica sont régies par la loi française. En cas de réutilisation prévue dans un autre pays, il appartient à chaque utilisateur de vérifier la conformité de son projet avec le droit de ce pays.

6/ L'utilisateur s'engage à respecter les présentes conditions d'utilisation ainsi que la législation en vigueur, notamment en matière de propriété intellectuelle. En cas de non respect de ces dispositions, il est notamment passible d'une amende prévue par la loi du 17 juillet 1978.

7/ Pour obtenir un document de Gallica en haute définition, contacter utilisation.commerciale@bnf.fr.