

(BB)

UNIVERSITEIT
BIBLIOTHEEK
DE SPANJE
50



l'ossature

metallicque

BIBL. UNIV.
GENT

78

19. ANNE
1
JANVIER 195



OCIÉTÉ MÉTALLURGIQUE D'
ENGHIEN-ST-ELOI

ENGHIEN
BELGIQUE



CHARPENTES MÉTALLIQUES
CHAUDRONNERIE
WAGONS ET VOITURES
APPAREILS DE LEVAGE
PRODUITS DE BOULONNERIE

DER SPECIALE SCHOLE
N° 2511

L'OSSATURE MÉTALLIQUE

REVUE MENSUELLE DES APPLICATIONS DE L'ACIER

19^e ANNÉE - N° 1

JANVIER 1954

P. Peissi,
Directeur de l'O. T. U. A.

L'acier et la reconstruction des usines

La Société d'exploitation des Anc. Etabl. Desnoyers possède, à Laigneville, dans l'Oise, une usine d'étrirage de tubes occupant 800 ouvriers.

Les bâtiments, construits en majeure partie avant la première guerre mondiale, avaient des charpentes en bois en forme de comble ou de « shed ».

Le sol tourbeux, dans lequel étaient établies les fondations, fut la cause du dénivellement des chemins de roulement, du faux aplomb des poteaux, de la rupture des pièces maîtresses des fermes, etc.

C'est pourquoi, au début de l'année 1953, la Société d'exploitation des Anc. Etabl. Desnoyers posait à un constructeur métallique le problème suivant : dans une première tranche de travaux, remplacer les charpentes en bois de deux halles avec bas-côtés, par une ossature en acier, tout en respectant l'entre-axe des chemins de roulement et l'implantation des fours à recuire, bacs de trempage et bancs d'étrirage.

Ce travail devait être exécuté sans entraver la marche de l'usine, si bien qu'il fallait faire coïn-

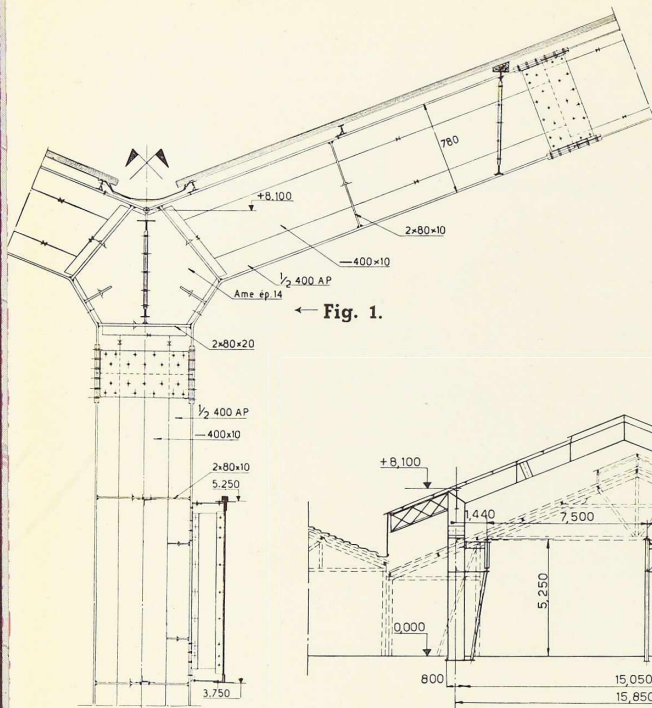
cider le démontage des anciennes charpentes avec la fermeture de l'usine durant la période des congés payés, après la mise hors d'eau sous la nouvelle toiture.

Une charpente avec fermes triangulées aurait eu l'avantage de la légèreté, mais sa grande hauteur sous entrain eut été gênante. Aussi bien, le constructeur a-t-il utilisé des portiques largement espacés dont la forme enveloppe au plus près la couverture existante et a permis de relever les chemins de roulement des ponts, l'ancien niveau étant jugé insuffisant.

La couverture ainsi réalisée à 94,50 m de longueur totale (quatre travées ordinaires de 12,10 m, une travée centrale de 14,80 m, deux travées d'extrémité de 14,775 et 13,020 m et des porte-à-faux d'une longueur totale de 3,50 m) et 38,44 m de largeur totale (deux nefs de 15,85 m, complétées de deux porte-à-faux de 3,82 et 2,92 m).

Les portiques accolés sont supposés articulés à leur base; ils sont composés de deux moitiés d'un IAP 400, préalablement refendu et d'une âme complémentaire en large plat de 400/10, réunies par





soudure en forte pénétration, sans chanfrein. L'épaisseur de l'âme a été renforcée en tête du poteau central.

L'ensemble des deux portiques comprend sept joints de montage, boulonnés après alésage sur le chantier.

Les pannes ont été réalisées en construction rivée, avec les profils suivants, membrure supérieure : 1/2 HE 14, membrure inférieure : 1/2 IAP 150, treillis en X : L 45 × 45.

Malgré le dégagement de vapeurs acides dans ces ateliers, de telles membrures sont d'un entretien facile.

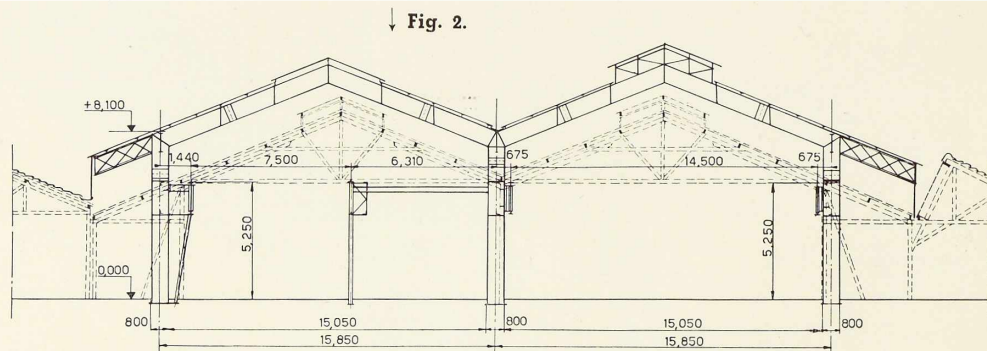


Fig. 1. Détail du poteau central et des poutres formant un Y.

Fig. 2. Coupe transversale du bâtiment. L'ossature métallique épouse la forme des anciennes charpentes en bois (en pointillé).

Fig. 3. Vue intérieure de l'atelier des Anc. Etabl. Desnoyers, avant transformation (voir aussi fig. 5).



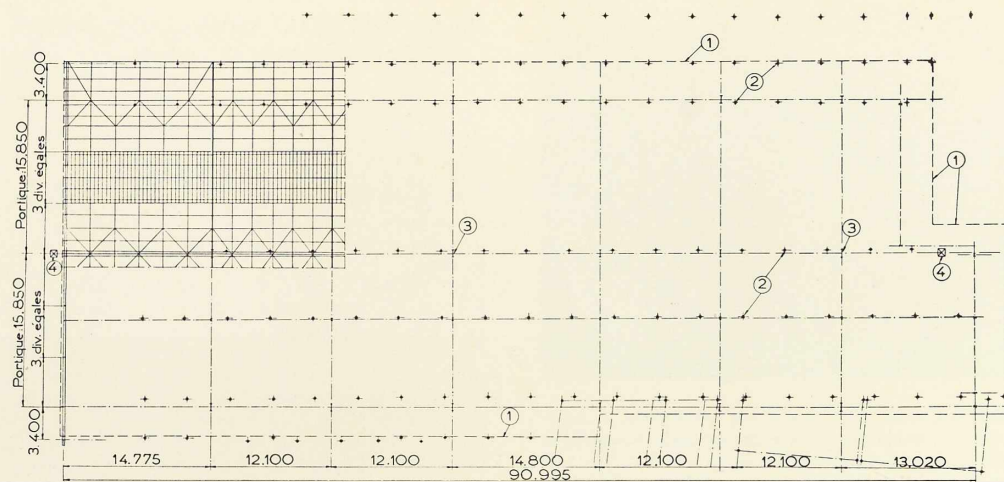


Fig. 4. Vue en plan du bâtiment des Anc. Etabl. Desnoyers à Laigneville (Oise).

1. Projection horizontale de la nouvelle couverture. - 2. Anciens poteaux en bois. - 3. Implantation des portiques métalliques. - 4. Emplacement des deux mâts du dispositif de desserte par câble, lors de la mise en place des Y.

Les pannes reçoivent les ampanons et pannelettes, qui supportent une couverture en amiante ciment ondulé « grandes ondes », avec lanterneau central.

Les chemins de roulements, calculés en continuité sous les charges de deux ponts (de 3 t) côte à côte, ne présentent aucune particularité. Ils ont été fixés en porte à faux sur les montants des portiques, après la dépose des vieilles charpentes.

La stabilité longitudinale du bâtiment est assurée par trois portiques parallèles au grand axe du bâtiment dans la travée médiane de 14,80 m.

Le montage de la charpente s'avérait particulièrement difficile, sinon impossible, avec les moyens habituels, en raison des difficultés d'approche : ateliers contigus sur trois côtés, et de l'impossibilité de prendre appui sur les bâtiments existants. Ces sujétions ont amené le constructeur à utiliser un équipement avec câble desservant le chantier, comprenant deux mâts métalliques de 23 m de hauteur, espacés de 90 m environ et réunis en tête par un câble de 30 mm de diamètre, dont les extrémités étaient ancrées dans des massifs en béton. Sur le câble courait un chariot

commandé par trois treuils électriques pour le levage, la traction et la retenue des divers éléments de la charpente.

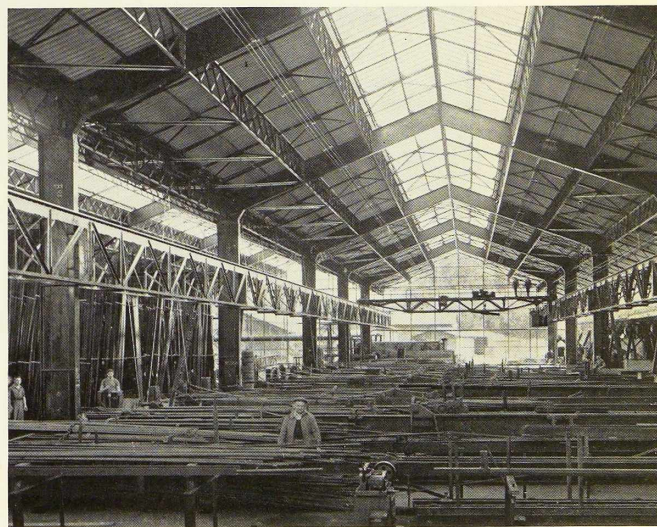


Fig. 5. Vue intérieure de l'atelier de la figure 3, après transformation.

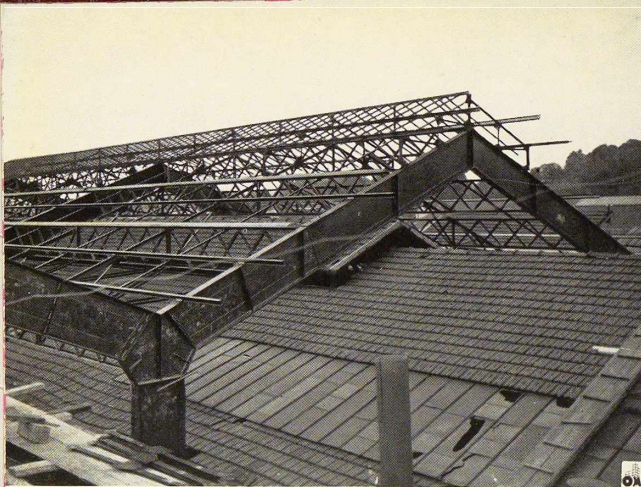


Fig. 6. Détails de la nouvelle charpente métallique.

Les pièces les plus lourdes étaient les faitages de portique pesant 1 500 kg.

Le dispositif de desserte par câble, initialement axé sur le chéneau central du bâtiment pour mettre en place les éléments de portique en forme

d'Y, a été ripé successivement de part et d'autre, pour placer les éléments de faitage.

Au préalable, les montants de portique avaient été dressés depuis l'intérieur de l'atelier à travers des trémies aménagées dans l'ancienne couverture.

Les pannes à treillis furent amenées dans l'axe des faitages, puis ripées le long des versants jusqu'à leur emplacement définitif, à l'aide de sabots d'appui provisoires. Les éléments secondaires, les chéneaux, les plaques d'amiante ciment et le verre furent distribués de la même manière, par paquets le long du bâtiment.

Les fondations comprennent 70 pieux forés inclinés à 15°, et jumelés deux à deux pour résister aux réactions horizontales transversales.

Pour l'ensemble de la charpente il a été utilisé 210 t d'acier : 62 kg/m² avec les chemins de rou-

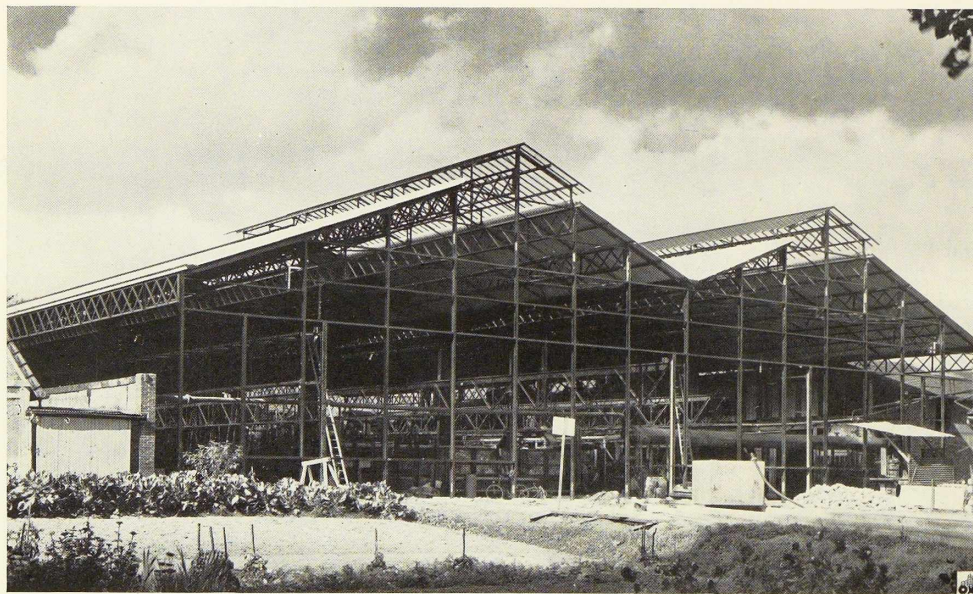
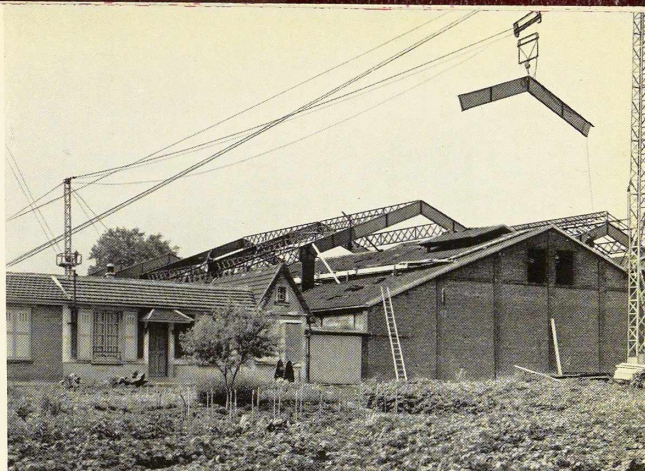


Fig. 7. Vue d'ensemble de la nouvelle charpente métallique du bâtiment des Anc. Etabl. Desnoyers à Laigneville (Oise).

Photos H. Lacheroy. Documents O. T. U. A.



Fig. 8. Vue d'ensemble du chantier. Mise en place d'un élément de portique à l'aide d'un dispositif de desserte par câble.



lement ou 47 kg/m^2 si on ne les y comprend pas.

Les travaux comprenant : les fondations, le montage de l'ossature métallique, la couverture, la dépose des vieilles charpentes, la pose des chemins de roulement et des ponts, les installations électriques et différents raccords de couverture aux bâtiments conservés, ont été exécutés en six mois et dix jours, du 16 mars au 26 septembre 1953, avec un arrêt total des ateliers de six semaines seulement.

Cet ouvrage, exécuté par la Société Camille Beson à Saint-Denis dans des conditions difficiles, avec un personnel réduit et dans un délai relativement court, n'a donné lieu à aucun incident de chantier.

Etant donné les circonstances que nous venons de rappeler, on peut conclure que seul l'acier a permis une telle réalisation. C'est grâce notam-

ment à la légèreté de ce matériau et à sa résistance mécanique élevée que, en dépit d'un mauvais sol, il a été possible d'espacer largement les points d'appui de la nouvelle charpente et d'obtenir un moindre encombrement dans l'usine.

P. P.

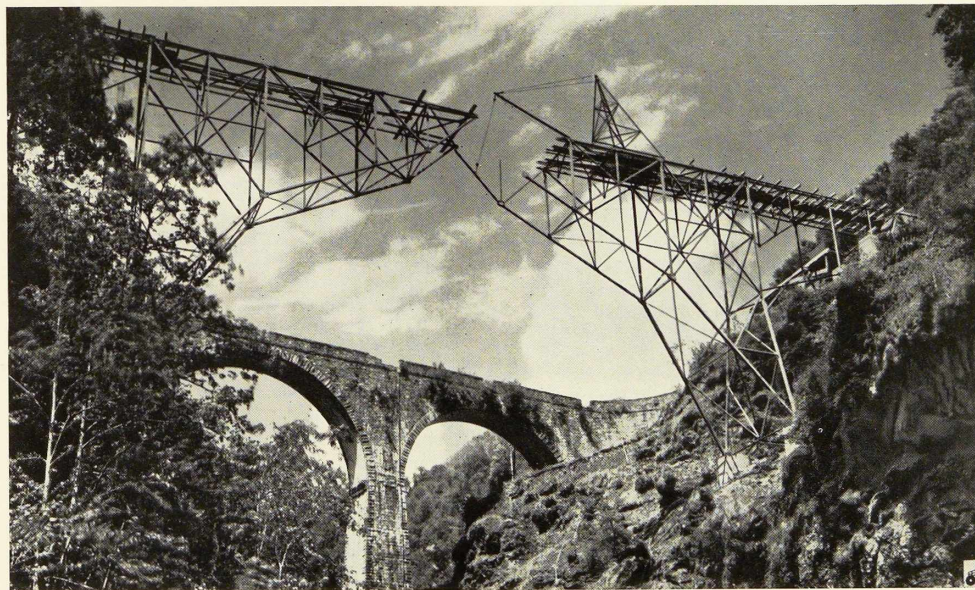
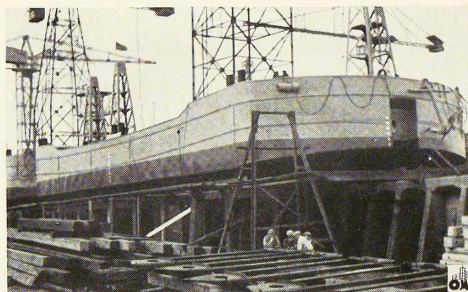


Photo E. Steinemann.

Passerelle en tubes d'acier construite dans le Tessin par la Société Arnold Bosslard, A. G., Nafels (Suisse).



Grues flottantes du port d'Amsterdam

Le Service portuaire d'Amsterdam a fait construire, pour les besoins du port, des grues flottantes répondant aux exigences ci-dessous :

Position supérieure du crochet : 27 m au-dessus du niveau du rail;

Position inférieure du crochet : 11 m au-dessus du niveau du rail;

Portée : 30 m à 8 m;

Charge maximum : 2,5 t.

La flèche est complètement équilibrée, sa contre-flèche ne peut dépasser 5 m. Le pivot de la flèche a été placé aussi bas que possible, le mécanicien devant se trouver à 15 m environ de la ligne de flottaison.

Ces données ont déterminé le ponton dont les caractéristiques sont les suivantes :

Longueur : 26 m;

Largeur : 12,5 m;

Creux : 2,1 m.

La grue doit pouvoir se déplacer sur le ponton : celui-ci comporte le moteur avec dynamo — le logement des bateliers et un réfectoire. Le ponton a été exécuté avec des cloisons longitudinales et transversales, qui renferment entre autres les réservoirs à mazout.

L'énergie est produite par un moteur Diesel de 220 CV à deux temps, accouplé à une dynamo-compound de 90 kW courant continu de 220 V.

L'écartement des rails de la grue est de 7 m pour assurer sa stabilité dans tous les cas et pour pouvoir disposer de places suffisantes pour les locaux sous le pont.

Le déplacement des allèges se fait à l'aide de deux pylônes prévus à l'avant et à l'arrière du

ponton : les cabestans se trouvent en dessous de ces pylônes et sont à mouvement électrique.

La grue devait satisfaire aux exigences suivantes :

Manœuvre à vilebrequin : lorsque la grue est hors service, aucune partie ne peut dépasser le gabarit du ponton. Avec une pression de 20 kg/m² due au vent, les vitesses suivantes doivent être atteintes :

Levage : 1,5 m/sec pour 2,5 t;

Rotation : 0,625 t/m avec rayon maximum sous charge de 2,5 t;

Changement de portée : 1,5 m/sec maximum sous charge de 2,5 t;

Vitesse : 3 m en 30 sec;

Sans vent, ces vitesses doivent être doublées.

La translation de la grue se fait par un moteur en série — de 20 CV attaché au châssis et enfermé dans un carter étanche à l'eau — la transmission au mécanisme de translation se fait par un accouplement élastique — le freinage est assuré automatiquement par un électrofrein magnétique. Le courant électrique est amené par un câble souple se roulant sur un tambour à enroulement automatique.

La roue à broches du mécanisme de giration est fixée sans ressort sur le châssis — elle est de construction robuste, de même que le rail de giration. La grue prend appui sur ce rail à l'aide de 4 bogies à 2 galets — elle est centrée par le pivot central. Le palier sur cet axe permet une légère oscillation de la grue.

Le pignon qui actionne la roue à broches est commandé par un moteur avec transmission à



Fig. 2. Vue d'ensemble d'une grue de 2,5 t de charge, en service au port d'Amsterdam.

vis sans fin — montée dans un carter étanche : le moteur d'une force de 25 CV est attaché à l'axe moyennant un accouplement élastique à friction. Le mouvement de giration est freiné par un frein électromagnétique.

Le relevage de la flèche se fait par deux béquilles avec bielles de commande. Le moteur de 20 CV se trouve au-dessus de la cabine : les arbres sont commandés par une vis sans fin et des engrenages, avec accouplement mobile au moteur. La roue à vis et les deux premières roues dentées sont abritées par un carter. Ici encore le freinage est assuré par un électrofrein magnétique commandé de la cabine.

Un interrupteur automatique règle la position supérieure du crochet, tandis que le courant électrique aux moteurs de levage et de réglage de la flèche est coupé automatiquement quand la charge maximum permise pourrait éventuellement être dépassée.

Le levage est commandé par un moteur série, à enroulement shunt-limite avec transmission à engrenage simple, force du moteur 65 CV. Le tambour est rainuré pour recevoir le câble de levage : un dispositif spécial coupe le courant aussitôt que l'enroulement du câble ne se fait plus convenablement. Le freinage est mécanique et se commande de la cabine.

Le chariot est complètement soudé, le châssis est rivé, ainsi que la flèche; le déplacement horizontal de la charge est obtenu de la façon habi-

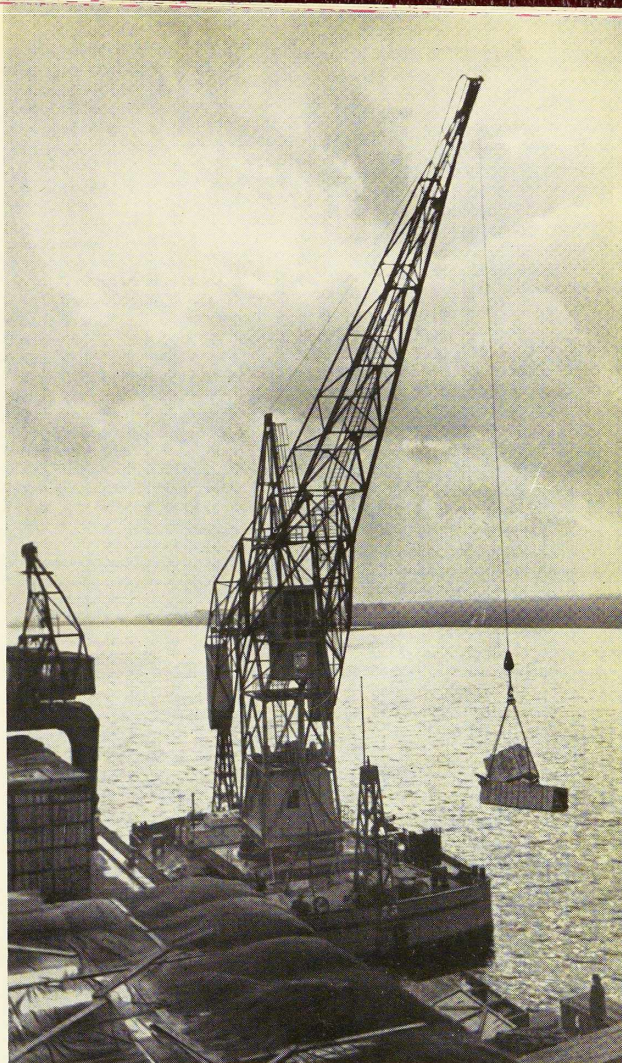


Photo Wolff.

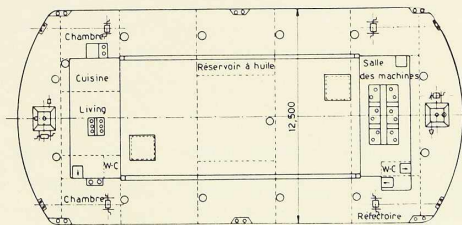


Fig. 3. Vue en plan du ponton, sur lequel peut se déplacer la grue.

tuelle, avec câble simple et poulies de guidage : toutes les poulies sont à roulement à billes.

L'éclairage de la salle des machines, des cabines et des phares est électrique tandis que la demeure des bateliers, le réfectoire et les feux de position sont éclairés avec des lampes à pétrole.

Les plans et l'étude de ces grues ont été dressés par les Ingénieurs-Conseils Benthem et Van Es, de Rotterdam.

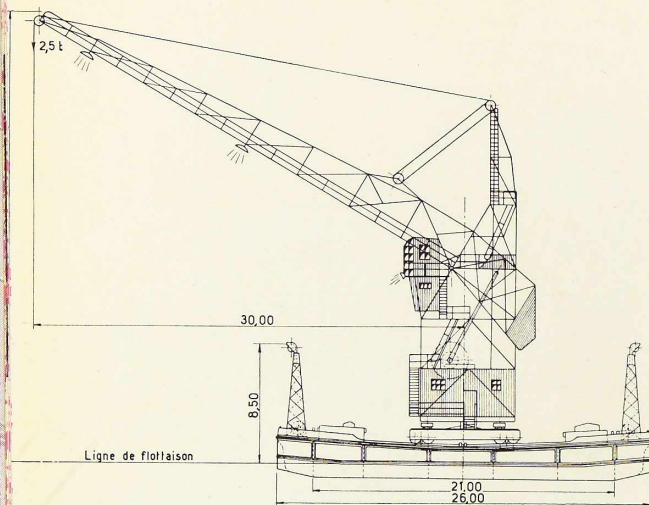


Fig. 4. Elévation d'une grue flottante de 2,5 t de charge, en service au port d'Amsterdam. La portée de l'engin peut varier de 30 à 8 m.

Les pontons ont été construits sous le contrôle du bureau Véritas, classe R. Deux pontons en construction soudée ont été réalisés par les Chantiers navals de v. d. Giessen, a. Krimpen a/d Ysel.

Quatre pontons en construction rivée ont été fournis par la S. A. Chantiers navals de Rupelmonde.

Les grues ont été exécutées par la S. A. « Jaffa » à Utrecht, les moteurs Diesel sont fabriqués par la S. A. « Bolnès » à Bolnès, les dynamos par Laurence Scott et les moteurs électriques par Mawdsley Ltd.

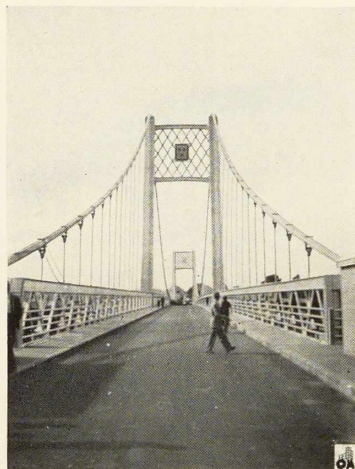
Les essais des grues flottantes ont donné entière satisfaction : les grues ont été réceptionnées par le Service portuaire de la Ville.



La plus haute grue d'Europe

Vue d'ensemble de la nouvelle grue en service à la Fabrique des Superphosphates « Albatros » à Rotterdam, considérée comme la plus haute d'Europe.

Photo Anphots.



Reconstruction du pont suspendu d'Ancenis sur la Loire

Le nouveau pont d'Ancenis sur la Loire a été inauguré en janvier 1953 par M. Morice, Ministre des Travaux publics.

Il assure le franchissement de la Loire par la R. N. 763 et remplace l'ancien pont détruit en juin 1940.

Cet ancien pont était un pont suspendu à travées multiples construit par Marc Seguin en 1838. Malgré des renforcements à plusieurs reprises il était devenu insuffisant pour le trafic actuel et son remplacement était déjà prévu en 1938.

Le projet du nouvel ouvrage a été établi par le Service central d'Etudes techniques du Ministère des Travaux publics, qui, après examen de toutes les données du problème, débouché linéaire, débouché superficiel, nature et profondeur du sol de fondation, et après considérations d'économie et d'esthétique, a choisi, en accord avec les Services locaux, un pont suspendu à trois travées équilibrées.

Dispositions d'ensemble

L'ouverture totale de l'ouvrage entre nu des culées est de 398 m.

Les portées respectives des trois travées sont de 87,20 m, 238 m et 87,20 m, soit au total entre appuis extrêmes 412,40 m.

Le tablier porte une chaussée de 6 m et deux trottoirs de 1,50 m.

Les trois travées sont à poutres indépendantes et leurs proportions de longueur sont telles que les moments de flexion sont sensiblement égaux dans les trois travées, ce qui justifie des poutres de même constitution.

Ces poutres ont une hauteur de 4,20 m, importante par rapport à la portée. Cette hauteur a été déterminée en partie pour des conditions de visibilité du paysage et de la Loire pour les passants en voiture automobile ou à pied. Elle assure une grande rigidité et l'ouvrage est pratiquement insensible aux sollicitations dynamiques du vent.

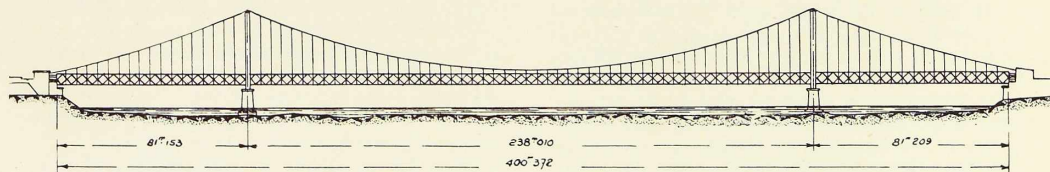
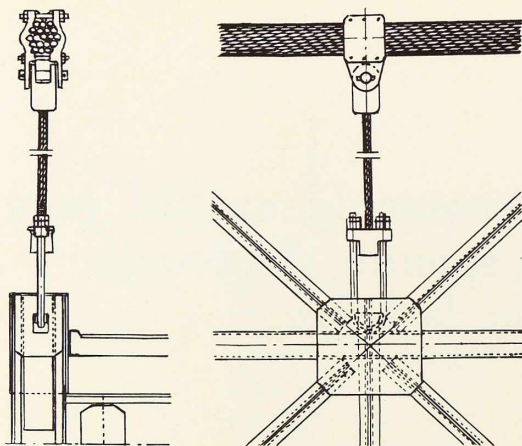


Fig. 1. Elévation du pont suspendu d'Ancenis sur la Loire.

Détail de Suspente



*Béquille d'infléchissement
des câbles sur Culee*

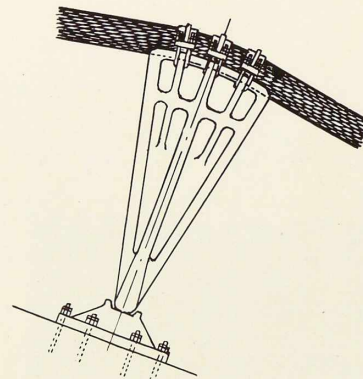


Fig. 2 et 3. Détail de suspente et béquille d'infléchissement des câbles sur culée.

Clichés Bulletin P. C. M.

Description de l'ouvrage et commentaires sur les particularités de chaque organe

Piles et pylônes

Les deux piles reposent sur le schiste dur à 18 m environ au-dessous de l'étiage. Les fondations ont été réalisées à travers le sable par caissons à l'air comprimé. Les dimensions de chaque caisson sont de 20 m \times 7 m, la hauteur du massif de fondation est limitée à 0,50 m au-dessous de l'étiage.

Au-dessus les piles ont une section de base de 18 m \times 5 m constituée par un rectangle de 13 m \times 5 m et des avant-becs en demi-cercle de 5 m de diamètre.

Le corps de pile est en béton de ciment, mais les parements ont été réalisés en maçonnerie de moellons assisés.

Chaque pile est surmontée d'un portique en béton armé pour donner appui aux câbles porteurs à la cote 45,50.

Le portique forme un cadre, les montants ont une section rectangulaire variant de 2,10 \times 1,80 m à la base à 1,60 m \times 1,80 m au sommet. Ils sont reliés à la base par une traverse encastrée de section rectangulaire pleine et vers le sommet par une traverse ajourée en treillis multiples.

Le point d'appui des câbles au sommet du portique doit obligatoirement subir des déplacements horizontaux dans le sens longitudinal du pont et correspondant aux variations de longueur

des câbles entre massifs et pylônes sous l'effet d'allongements élastiques, allongements thermiques, et dans une faible mesure de la variation de courbure due aux déformations de la travée latérale.

Ces déplacements peuvent s'obtenir soit par déplacement du sommet du portique, le portique doit alors être ou « articulé » à sa base, ou « flexible », soit par déplacement des selles d'appui par rapport au béton, sur des rouleaux.

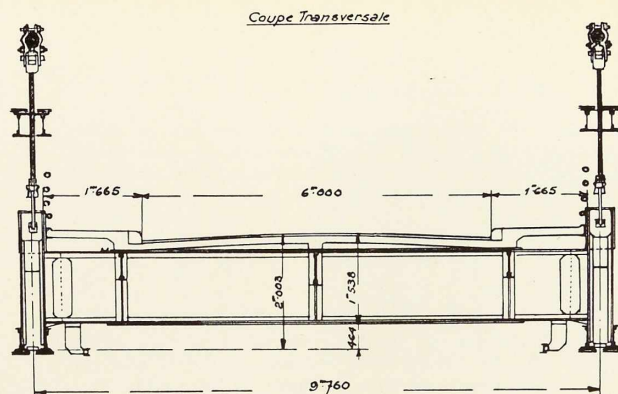
Dans ce dernier cas l'amplitude du mouvement ne justifie et ne peut provoquer le roulement qu'au cours du montage et au cours des épreuves et dans la limite de résistance du portique; ensuite les sollicitations sont insuffisantes et les chariots ne peuvent plus « fonctionner ».

Le projeteur a choisi le portique encastré flexible, mais pour obtenir une « flexibilité » suffisante la hauteur au-dessus des avant-becs de pile était insuffisante et le plan d'encastrement a été descendu à la cote 8. Un jeu a été réservé entre les montants en béton armé et les parois extérieures de la pile.

Pour obtenir l'amplitude de déplacement nécessaire sans dépasser les contraintes couramment admises, il est prévu que le pont étant sans surcharge et à température moyenne, le portique est en flexion de 35 mm vers le massif.

Dans les conditions les plus défavorables de surcharge et température maximum le déplacement serait de 0,174 m.





Clichés Bulletin P. C. M.
Fig. 4. Coupe transversale du pont d'Ancenis.

Massifs d'amarrage

Les massifs d'amarrage constituent également les culées.

La nature du terrain et la crainte d'afouillement ont conduit l'auteur du projet à rechercher l'appui direct sur le terrain solide, sur le grès (cote - 9) pour le massif rive droite, et le schiste (cote - 10,50) pour le massif rive gauche.

Pour réduire le volume du massif et la dépense de fondation, cette fondation est limitée à une béquille à l'avant de section carrée 9 m \times 9 m surmontée d'un massif parallépipédique de 14,80 m \times 34,50 m et de 8 mètres de hauteur, l'ensemble du massif doit en service être considéré comme reposant uniquement sur sa béquille et doit donc être armé pour résister aux efforts de flexion importants.

Dans chaque massif sont noyés des faisceaux de barres d'ancrage convenablement orientées pour l'attache des câbles.

Câbles porteurs

Les câbles sont continus d'un ancrage à l'autre. Chaque faisceau est constitué par 19 câbles élémentaires de 61 mm de diamètre comportant chacun 120 fils de 4,7 mm de diamètre en acier dur tréfilé de résistance de rupture 150 à 170 kg par mm².

Pour leur appui sur les portiques, ils s'infléchissent sur des selles en acier moulé fixées au béton; à l'entrée sur les massifs d'ancrage ils s'infléchissent sur une selle formant béquille articulée en acier moulé.

Ils sont ensuite épanouis pour permettre le

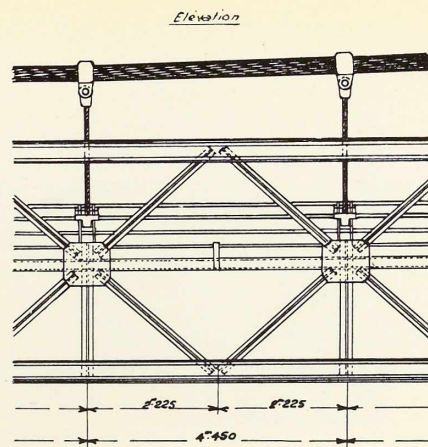


Fig. 5. Détail d'élévation montrant le câble, les suspentes et la poutre de rigidité.

logement des culots fixés eux-mêmes aux barres d'ancrage (4 barres de 52 mm par câbles).

Suspension

Chaque suspente est constituée par un câble unique de 59 mm de diamètre.

À l'extrémité inférieure un culot normal est fixé à un étrier en acier rond de 56 mm qui est lui-même accroché avec articulation au montant de la poutre de rigidité. À l'extrémité supérieure, un culot-chape est relié avec articulation à un collier en acier moulé enveloppant le faisceau de câbles et immobilisé par serrage.

Toutefois pour une série de colliers placés dans les parties les plus inclinées des câbles (auprès des portiques) la sécurité au glissement étant incertaine une immobilisation absolue a été réalisée par addition d'un câble de retenue offrant une butée à chaque collier.

Tablier

La figure 4 définit la constitution du tablier. Les entretoises sont distantes de 4,50 m. Chaque entretoise correspond à un montant de la poutre de rigidité.

Toute la charpente est en acier Ac 42.

Poutres de rigidité

Ces poutres sont à treillis dit Warren double avec des demi-montants inférieurs qui raccordent l'entretoise à la suspente. Les membrures inférieures et supérieures sont doubles et la suspente passe entre les membrures supérieures. Les diagonales sont constituées par deux cornières reliées par des barrettes.

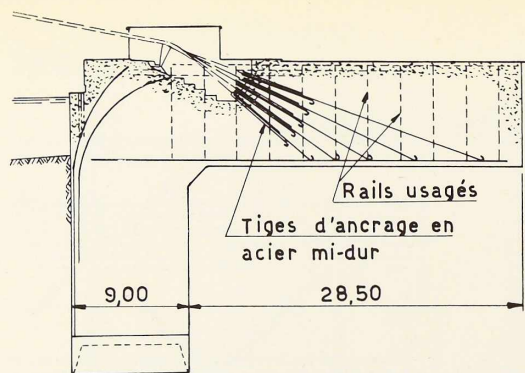
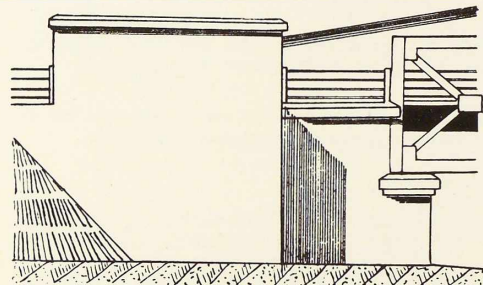
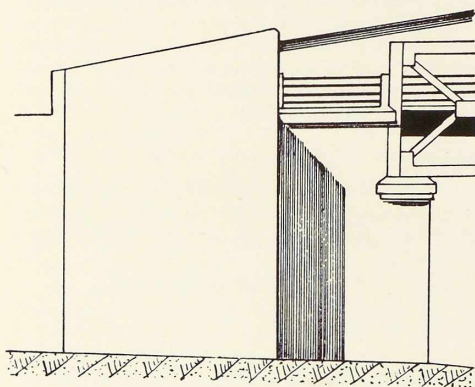


Fig. 6. Massif d'ancrage de la rive droite. Coupe longitudinale.

Document « Travaux ».



Rive gauche



Rive droite

Fig. 7. Détails des massifs d'amarrage.

Clichés Bulletin P. C. M.

Dalle sous chaussée

La dalle de chaussée, prolongée par les dalles de trottoirs, est liée par crampons à une feuillure en U fixée aux nœuds de treillis de la poutre de rigidité. L'ensemble de la dalle forme l'âme de la poutre horizontale au vent et par la bonne liaison aux nœuds de treillis, les efforts de flexion sont transmis également aux deux membrures.

Appuis du tablier

Les travées de rive s'appuient sur les culées par des appuis fixes articulés et sur la pile par des appuis mobiles articulés ou glissants.

Pour la travée centrale la liberté de mouvement longitudinal sous l'effet thermique ou sous l'effet des déformations verticales n'a été réservé qu'à une extrémité. L'autre extrémité est fixe, toutefois un seul des appareils d'appui est fixe, l'autre est mobile pour ne pas s'opposer aux déformations de flexion dans le plan horizontal.

Pour les joints de chaussée sur piles l'on a réalisé un système de plaques articulées qui permet d'accepter les mouvements angulaires importants du tablier suspendu ainsi que les variations de niveau correspondant aux déplacements longitudinaux (fig. 9).

Exécution des travaux

Les travaux ont été adjugés en deux lots.

Le premier lot comprenant les fondations et les fûts de piles ainsi que les massifs d'amarrage a été adjugé à la Société des Entreprises Limousin.

Le deuxième lot comprenant la superstructure, portiques et pont suspendu a été adjugé à la Société Baudin-Châteauneuf et à la Société des Entreprises Limousin conjointes et solidaires.

La Société Limousin a pu ainsi exécuter la construction des portiques dans les meilleures conditions aussitôt l'achèvement des piles.

Les travaux de fondations et de construction des piles et massifs ont été commencés fin 1949 et la construction des portiques achevée en août 1951.

Les travaux de montage des câbles et du pont proprement dit ont été commencés en octobre 1951 et la couverture du tablier terminée fin décembre 1952.

Les travaux ont été réalisés dans des conditions satisfaisantes. Il est à remarquer d'ailleurs que pour chacune des Entreprises c'était une répétition de travaux récents : les Entreprises Limousin venaient de terminer les portiques en béton armé du Pont de Térénez sur l'Aune et la Société



Fig. 8. Vue d'ensemble du pont d'Ancenis sur la Loire, entre l'Anjou et la Bretagne.

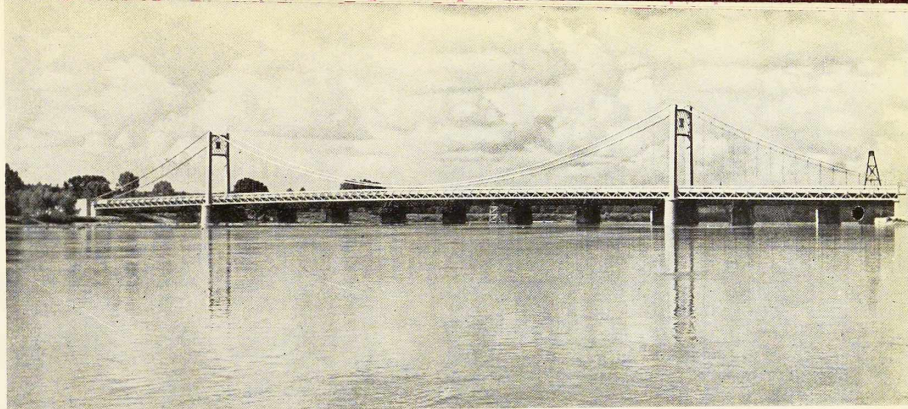


Photo P. Garreau.

Baudin-Châteauneuf venait de construire le pont de Rognonas sur la Durance de constitution et de caractéristiques presque identiques (trois travées de portées 80 m, 254 m, 80 m et de largeur utile de 10 m).

Les épreuves de réception ont eu lieu le 10 janvier 1953.

Les charges d'épreuves ont été réalisées par convois de camions, le poids du convoi a été limité à 530 t mais l'application de cette charge sur la partie centrale de la grande travée produisait des contraintes d'environ 90 % de celles produites par une surcharge totale.

Les vérifications ont porté sur des mesures de déformations par nivellement à la lunette et des mesures de contraintes par des extensomètres

Manet Rabut d'une part, et des jauges à fil résistant « Philips ». Malheureusement beaucoup de ces « jauges » ont été mises hors d'usage par les intempéries.

Les mesures ont donné une concordance satisfaisante avec les calculs. Les écarts marquent toujours une atténuation des efforts et ceci s'explique facilement par le fait que si les calculs mathématiques sont rigoureusement exacts, l'on doit ou l'on veut parfois par prudence, négliger dans les hypothèses des éléments ou des liaisons secondaires favorables.

C'est ainsi que malgré une liaison efficace l'on néglige la solidarisation de la dalle de béton armé avec les membrures supérieures des entretoises et longerons du tablier, que l'on néglige l'influence des longerons et de la dalle dans la flexion longitudinale, que d'autre part l'application des charges sur le plancher ne permet pas de produire les efforts tranchants théoriques à l'extrémité des poutres.

La flèche maximum mesurée a été de 71 cm. Les contraintes dans les membrures de poutres de 12 à 14 kg/mm².

L'ouvrage réalisé est actuellement l'un des trois plus grands ponts suspendus de France.

Nous rappelons que sa conception est l'œuvre du Service central d'Etudes techniques. Le projet a été établi en 1941, M. Robinson étant Ingénieur en Chef et M. Courbon, Ingénieur chargé de l'étude.

Les travaux ont été exécutés sous la Direction des Ponts et Chaussées du Maine-et-Loire, M. Pousset étant Ingénieur en Chef, M. Lecomte, Ingénieur, a lancé en 1949 le premier lot de travaux et M. Reverdy lui a succédé et a pris la charge de toute l'exécution. M. Moreau, Ingénieur des T. P. E., a assuré le contrôle au chantier.

Joint de Chaussée

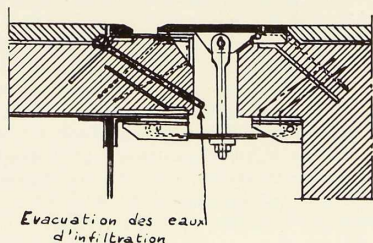


Fig. 9. Détail du joint de chaussée.

Cliché Bulletin P. C. M.



Le rôle de l'architecte en face de l'industrialisation du bâtiment

Le troisième Congrès annuel de l'Union Internationale des Architectes (U. I. A.) a eu lieu en septembre 1953 à Lisbonne.

Huit thèmes y ont été proposés aux congressistes : la qualification de l'architecte, le statut de l'architecte, le rôle respectif de l'ingénieur et de l'architecte, la collaboration entre l'architecte et les artistes, la position de l'urbanisme, les besoins d'une famille en matière de logement, la construction scolaire et l'industrialisation du bâtiment.

Les architectes Carlos Ramos, Godfrey Samuel, Jean Tehumi et Pierre Vago assuraient la coordination des différents groupes de travail.

Le rapporteur général du Congrès était M. J. P. Vouga.

Nous publions ci-après le rapport exprimant la position prise par l'U. I. A. au sujet du rôle de l'architecte en face de l'industrialisation du bâtiment.

O. M.

Rôle de l'architecte en face de l'industrialisation du bâtiment

L'évolution des techniques de construction, inséparable de l'histoire de l'architecture, est marquée par une succession d'inventions et de progrès qui perpétuellement remettent en question les lois de la conception architecturale quand elles n'en provoquent pas le bouleversement.

Avec le développement du machinisme, il n'est pas douteux que les progrès des techniques de construction sont de nature à bouleverser l'architecture beaucoup plus profondément que l'application récente du fer et du ciment armé.

Loin de présenter un danger pour l'architecture, ces techniques, dont certains craignent qu'elles conduisent à la monotonie par la répétition d'éléments industrialisés, mettront au contraire en œuvre des moyens d'une envergure insoupçonnée autorisant tout à la fois les plus grandes audaces et la plus grande personnalité de mise en œuvre.

Pour parer à une pénurie de logements, de bâtiments scolaires ou administratifs qui sévit à l'état de fléau sur le monde entier, les architectes sont résolus à admettre le principe de l'industrialisation. Ils sont conscients qu'il serait vain d'opposer à son développement un renforcement de leur position traditionnelle. Ils sont conscients qu'avec l'industrialisation du bâtiment, l'architecte cessera de fonctionner en isolé, mais qu'il deviendra le chef d'un groupe comprenant, d'une part, les hommes qui étudient les problèmes fonctionnels et humains de la chose et, d'autre part, les experts techniques qui en étudient la réalisation sur le plan industriel.

Le stade de *l'industrialisation partielle* est caractérisé par l'utilisation d'un nombre plus ou moins grand d'éléments préfabriqués en série (éléments de façades, poutraisons, cadres de baies, volées d'escaliers, menuiseries, appareils sanitaires, etc.), par l'emploi d'un outillage de chantier perfectionné, mais en même temps, par la conception encore traditionnelle de l'édifice; en d'autres



termes, par sa parenté avec celui qui serait construit selon les méthodes traditionnelles.

L'industrialisation partielle tend à se généraliser. Il n'est vraisemblablement aucun secteur de l'activité du bâtiment qui n'en reconnaitra tôt ou tard les avantages.

A ce stade, si l'on excepte la part qu'il prend à la mise au point de ces éléments, la mission de l'architecte n'est pas différente de sa mission présente. S'il dispose pour le choix de ses matériaux, d'un nombre toujours plus considérable d'articles de catalogue semi-usinés dont il a la charge de coordonner les dimensions pour en exécuter correctement l'assemblage, il n'agit pas autrement que lorsqu'il choisissait la nature et les dimensions des briques ou des matériaux de revêtement. Fréquemment, il faut le dire, on a recours à l'architecte pour l'étude des éléments ainsi produits en série. Son rôle, dans ce cas, excède rarement celui d'un simple collaborateur de l'industrie et il n'est pas rare qu'on néglige de le consulter en cas de modifications ultérieures.

Au stade de l'*industrialisation totale*, en revanche, la main-d'œuvre et l'outillage l'emportent définitivement sur la main-d'œuvre au chantier qui se limite à l'exécution d'un montage très simple d'éléments entièrement préfabriqués ou prémontés. Mais surtout, la conception de l'édifice, liée au procédé d'exécution, n'a plus aucune parenté avec les conceptions traditionnelles.

Il est clair que ce stade d'industrialisation ne s'étendra jamais au-delà d'un « secteur industrialisé » auquel appartiendront, outre certaines constructions temporaires, les bâtiments susceptibles d'être exécutés selon des programmes d'une certaine envergure et dans la mesure où l'industrialisation abaissera sensiblement le prix de revient et la durée de la construction : habitations, écoles, bâtiments d'administration, etc.

Cette organisation pose des problèmes que l'architecte ne peut résoudre qu'en élucidant certains aspects de sa *position sociale*. Au cours de l'histoire, l'architecte, bâtisseur de maisons, a occupé les positions sociales les plus diverses, fonctions chaque fois des conditions de son temps : esclave sous les pharaons, ouvrier au temps des cathédrales, courtisan sous Louis XIV, il a conquis aujourd'hui une position indépendante, à peine nuancée selon les pays par les relations qu'il entretient avec les gouvernements. Cette indépendance, lorsqu'elle est réelle, est assurément la forme parfaite de l'exercice de la profession, le climat naturel de la liberté créatrice. Comment s'exerce-t-elle actuellement ?

Ainsi, lorsque les conditions de son mandat l'amènent à occuper des positions délicates, lors-

qu'il a par exemple pour client un entrepreneur ou un groupe d'entrepreneurs, c'est par son autorité qu'il saura s'imposer, par la netteté avec laquelle il fera passer ses devoirs d'architecte avant toute autre considération.

Ces considérations autorisent à affirmer que l'architecte n'a rien à redouter de l'industrialisation s'il sait acquérir dans toutes les techniques les connaissances étendues qui lui permettront d'être dans l'équipe des techniciens, celui qui pourra assumer le rôle de *coordonnateur*, de chef.

Jusqu'à présent, l'évolution des méthodes industrielles a été le fait du technicien anonyme, salarié, qui mettait au point un nouveau procédé d'installation pour la compagnie dont il est l'employé. On peut souhaiter que certains de ces techniciens reçoivent la formation professionnelle de l'architecte dont les facultés créatrices, l'aptitude à imaginer par anticipation la vision plastique seront d'un apport précieux. Cet apport sera cependant totalement insuffisant si la tâche décisive, la coordination, n'est pas entre les mains de l'architecte.

Il serait du plus haut intérêt d'attirer l'attention des architectes et des entrepreneurs, au cours de leur formation professionnelle, sur les préoccupations et les responsabilités souvent complémentaires de leurs professions respectives. Aux initiatives sporadiques doit succéder une prise de conscience concertée des problèmes que pose l'industrialisation du bâtiment.

Dans de nombreux pays, d'ailleurs, passant du plan des études et des recherches au plan pratique, les architectes ont déjà été appelés à présenter d'importants projets ou à signer des constructions expérimentales en leur qualité de chefs d'une équipe où techniciens et entrepreneurs assument chacun leur rôle de spécialistes sous sa direction.

L'architecte, seul, est en effet capable de dominer l'ensemble des problèmes et c'est à lui qu'il appartiendra, au nom de sa mission traditionnelle, de donner la mesure humaine aux procédés mécanisés de construction. L'industrialisation est en marche. Si elle se fait sans l'architecte et contre lui, elle se fera sans l'homme et contre lui.

L'indépendance de l'architecte *vis-à-vis de son client* implique — on le rappelle — autant de devoirs qu'elle lui confère de droits; elle l'oblige notamment à faire passer ses propres intérêts après ceux de son client, à mettre tout son savoir à l'accomplissement des mandats qui lui sont confiés; elle exige aussi qu'il sache s'opposer aux désirs injustifiés de son client. Dans sa conception la plus haute, elle exige en un mot qu'il mette son talent au bénéfice de l'homme. Vis-à-vis de

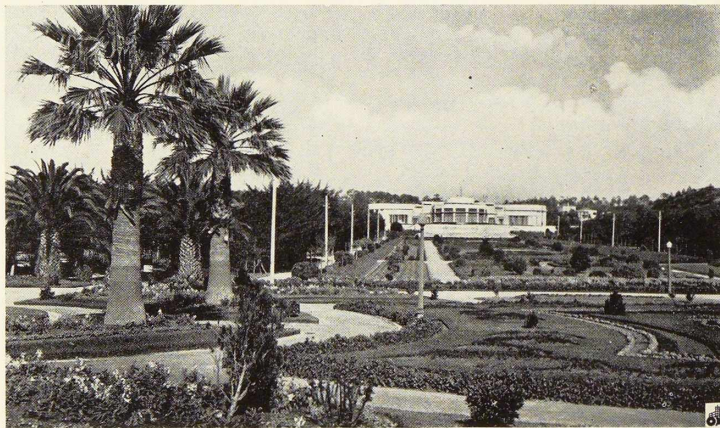


l'entrepreneur, l'architecte doit conserver une totale indépendance et exiger de lui le respect des intérêts légitimes de son client.

Mais si la clientèle privée de l'architecte a joué jusqu'à hier un rôle prépondérant dans son activité, il en va tout autrement aujourd'hui. L'Etat et les collectivités sous leurs diverses formes tendent à se substituer peu à peu à la clientèle privée, ce qui amène à considérer de plus haut la position sociale de l'architecte, à ne plus limiter les règles professionnelles au cadre forcément restreint des rapports avec la clientèle privée, à considérer en un mot les rapports de l'architecte avec *l'Etat et la société*.

Ainsi que l'ont fait ressortir les délibérations du premier Congrès de l'U. I. A. (Lausanne 1948), la position de l'architecte dans la société est probablement plus menacée par la tendance politique et sociale que par l'industrialisation. « Cette position sera cependant déterminée toujours par la valeur et la moralité professionnelle de l'architecte. »

Qu'il soit indépendant ou au service de l'Etat, sa mission primordiale est de travailler à l'amélioration des conditions de vie de l'homme. Son indépendance à l'égard de l'entrepreneur demeure cependant la règle.



Parc Estoril. Côte du Soleil, Portugal.

Photo A. Torres.

Revue d'architecture en lecture à la bibliothèque du C. B. L. I. A.

Architecture, Bruxelles.
Architektur und Wohnform, Stuttgart.
Architectural Forum, New York.
Architectural Record, New York.
Architecture d'Aujourd'hui, Boulogne.
Architecture Française, Paris.
Arquitectura, Mexico.
Aufbau, Vienne.
Bâtir, Paris.
Building, Londres.

Document (Le), Bruxelles.
Documents d'Architecture et d'Urbanisme, Bruxelles.
Edilizia Moderna, Milan.
Journal of the R. I. B. A., Londres.
Maison (La), Bruxelles.
Obras, Madrid.
Ruimte, Anvers.
Rythme, Bruxelles.
Technique et Architecture, Paris.



P. Dürig,

Plates-formes roulantes (1)

Généralités

Une des applications de la construction métallique, où l'acier confirme sa supériorité sur les autres matériaux, est bien celle des plates-formes roulantes.

Comme l'indique son nom, il s'agit de planchers mobiles pouvant se déplacer sur rails. En principe cette construction peut être assimilée à un pont mobile roulant sur des rails disposés perpendiculairement à l'axe du pont.

Domaine d'utilisation

Ces plates-formes sont destinées au déplacement latéral de véhicules sur rails, ce qui permet de transporter ceux-ci d'une voie à une autre. Cette solution permet de supprimer l'installation complexe de voies avec leurs aiguillages et ponts tournants. Un espace précieux peut également être rendu utilisable. On réalise d'autre part un gain important en temps, perdu par les manœuvres. La plate-forme roulante s'impose donc en tant qu'appareil de manœuvre rationnel dans tout atelier de construction de locomotives et de wagons ainsi que dans les dépôts de tramways.

Type de construction

Les plates-formes peuvent être construites soit à l'intérieur de l'atelier, soit en plein air. Les rails de roulement de celles-ci peuvent être au niveau

du sol ou encastrés dans une fosse. Le platelage se trouve alors respectivement au-dessus du niveau du sol ou au niveau de celui-ci.

La plate-forme encastrée crée évidemment une discontinuité et ne peut se concevoir que dans des cas particuliers (dépôt de locomotives par exemple).

La plate-forme non encastrée évite cette discontinuité, l'espace de terrain pouvant être parcouru par d'autres engins de transport.

La différence de niveau aux extrémités des plates-formes non encastrées est composée par un élément en pente à l'extrémité de la plate-forme.

Conception

Les éléments dont doit disposer le bureau d'études chargé de l'établissement d'une telle plate-forme sont :

Plan de situation;

Nombre de voies;

Nombre de manœuvres et leur séquence;

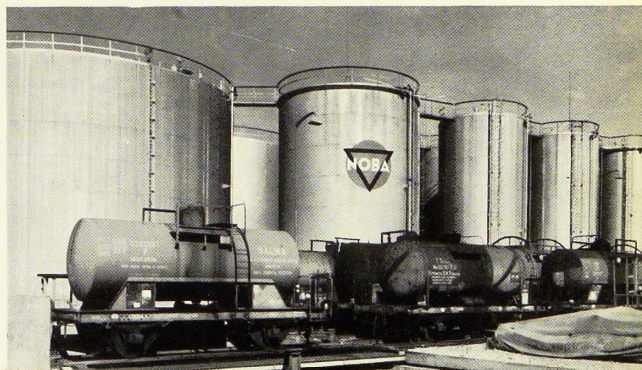
Destination;

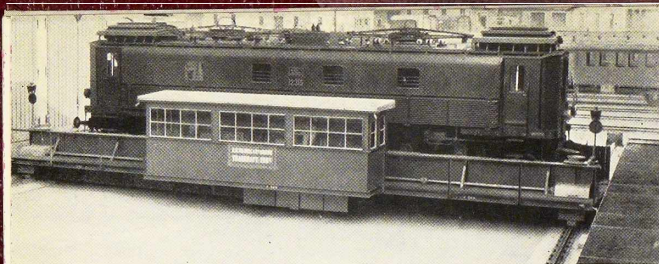
Nature et dimension des engins à transporter (type de voie, gabarit, longueur, charge maximum avec répartition sur les essieux).

Il est souhaitable de consulter dès le début de la conception un spécialiste en la matière pour obtenir la solution la plus rationnelle.

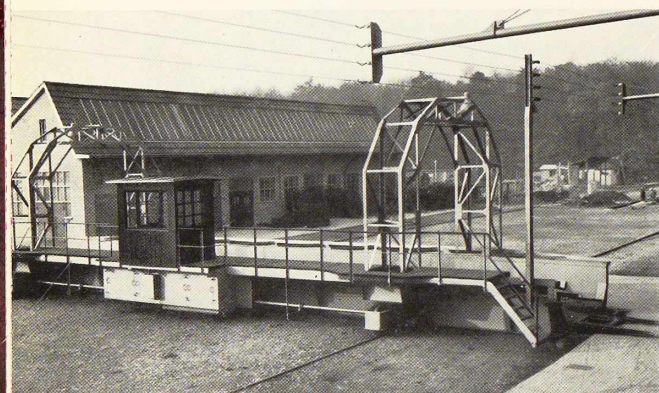
(1) Extrait de la revue *Stahlbau-Bericht* éditée par l'Union des Constructeurs suisses des Ponts et Charpentes Métalliques.

Fig. 1. Plate-forme roulante encastrée, d'une force portante de 35 t.

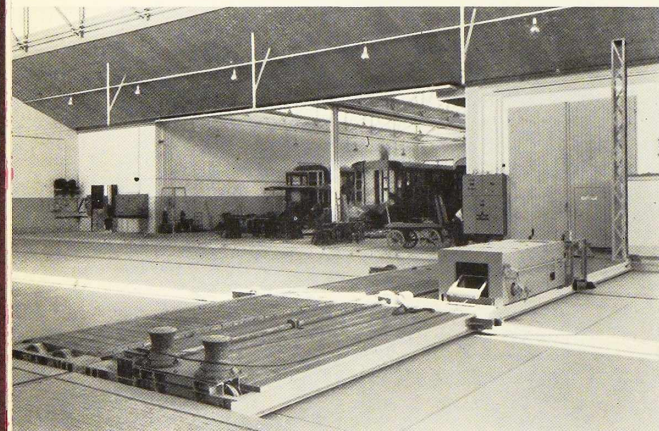




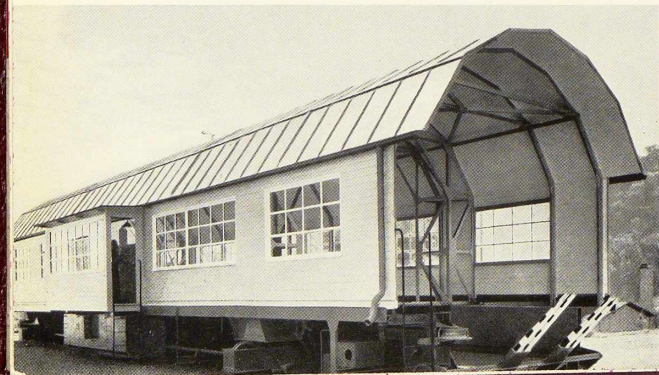
↑ Fig. 2. Plate-forme encastrée dans un dépôt de locomotives. Force portante : 150 t.



↙ Fig. 3. Plate-forme non encastrée, utilisée dans la chaîne de fabrication d'un atelier de construction de wagons. Force portante : 60 t.



↙ Fig. 4. Plate-forme encastrée d'une force portante de 30 t.



← Fig. 5. Plate-forme couverte. Les rampes d'accès sont en position relevée. Force portante : 60 t.

Construction

La plate-forme est une construction métallique mobile. Elle est équipée en général de moteurs électriques pour son déplacement autonome sur rails perpendiculaires à l'axe de la plate-forme et des crochets de traction pour amener les wagons sur la plate-forme ou pour les en retirer.

Le courant est fourni par câbles aériens ou caniveaux. Un câble flexible isolé peut être utilisé en cas de chemin de roulement de faible longueur.

Une installation rationnelle comporte en général trois vitesses :

- Grande vitesse pour retour à vide;
- Vitesse moyenne pour déplacement sous charge;
- Faible vitesse pour juxtaposition des rails.

Dans certains cas la plate-forme pourra même porter plusieurs voies.

L'exécution se fait en poutres à âmes pleines, la hauteur disponible étant insuffisante pour la construction en treillis. Les poutres-maîtresses sont en général en construction soudée; les profils laminés trouvent leur emploi pour les entretoises et longrines.

C'est grâce à la construction soudée qu'il est aujourd'hui possible de réaliser des plates-formes sans encastrement dans le sol, en surmontant les difficultés constructives résultant du maintien de la dénivellation à une faible valeur.

La figure 5 montre le cas particulier d'une plate-forme couverte, on y note les rampes d'accès dans leur position relevée.

P. Pringiers,
Ingénieur en Chef
S. A. « Les Ateliers
Métallurgiques » à Nivelles

Comparaison dans les conceptions coulées, embouties, soudées et rivées des bogies de voitures

Le domaine dans lequel doit s'effectuer la comparaison citée en titre, est extrêmement étendu.

La construction des bogies, en effet, a donné lieu à de très nombreuses recherches, dans lesquelles ont été mises à contribution toutes les ressources de l'invention, des discussions mathématiques ou empiriques, des expérimentations, et des statistiques en cours d'usage. Cet ensemble d'études et de références techniques a fait ressortir un certain nombre de types de bogies, considérés comme possédant des qualités suffisantes pour que leur utilisation puisse être continuée. Parmi ces divers types de bogies ainsi créés par les utilisateurs, les particularités propres à la matière employée et à sa forme de mise en œuvre sont malheureusement intimement mêlées aux particularités relatives au fonctionnement mécanique proprement dit du bogie.

Il paraît donc indispensable d'établir, avant toute discussion, une nette distinction entre ce qui relève de :

- 1. La conception de fonctionnement;
- 2. La conception de constitution.

Pour introduire les considérations relatives à ces deux domaines de la conception des bogies, jetons un coup d'œil rapide sur les divers types de bogies qui ont été consacrés jusqu'à présent par l'usage :

— *Les bogies à flasques*, ainsi dénommés parce que le cadre du bogie comprend deux longerons à profil étroit et de plus ou moins grande hauteur, fixant la position des essieux grâce à des échantreux formant glissières pour les boîtes d'essieu,

et transmettant la charge verticale de la caisse aux boîtes d'essieu par l'intermédiaire de ressorts de suspension fixés latéralement par rapport au profil de ces longerons. L'appui de la caisse sur ce type de bogie est quelquefois assuré par une traverse rigidement assemblée aux deux longerons, et d'autres fois par une traverse danseuse guidée verticalement dans le centre du cadre du bogie et appuyée sur des ressorts suspendus par une traverse flottante et des bielles au cadre du bogie.

— *Les bogies genre Diamond*, dont les longerons ont la forme d'une poutre réticulée fixée rigidement aux boîtes d'essieu et supportant la caisse par l'intermédiaire d'une traverse danseuse dont les ressorts de suspension posent sur le seuil de la maille centrale, qui est rectangulaire.

— *Les bogies genre Pennsylvania*, caractérisés par un cadre en profils de faible hauteur, fixant la position des essieux à l'aide de jambages formant plaques de garde, et suspendu élastiquement par rapport aux boîtes d'essieu par l'intermédiaire de balanciers franchissant la portée d'une boîte d'essieu à l'autre et possédant en deux points intermédiaires un ou plusieurs nids de ressorts hélicoïdaux. La caisse est posée sur le cadre de ce bogie par l'intermédiaire d'une traverse danseuse sur ressorts à lames elliptiques transversaux, et sur traverse flottante supportée par des biellettes.

— *Les bogies genre Goerlitz*, comportant un cadre en profils de faible hauteur, fixant la position des essieux grâce à des jambages formant plaques de garde, appuyé sur les boîtes d'essieu



par des ressorts à lames longitudinaux ou par des ressorts hélicoïdaux, et supportant la caisse par l'intermédiaire d'une traverse danseuse, dont les extrémités posent sur des ressorts à lames longitudinaux suspendus sous les longerons du cadre par des maillons pendulaires à liberté transversale.

— Les bogies dérivés de l'une ou l'autre configuration ci-dessus, mais dans lesquels la fixation des essieux par rapport au cadre du bogie est réalisée par des dispositifs de guidage autres que les jambages formant plaques de garde, et notamment par un jeu de biellettes horizontales ou encore par des guidages cylindriques logés dans les ressorts de suspension hélicoïdaux, etc.; et ceux dans lesquels le dispositif de suspension de la caisse ne comporte pas de traverse danseuse, ou une traverse danseuse constituant par elle-même le ressort de suspension, ou encore ayant la traverse de pivot démontable par rapport à la caisse et prisonnière en dessous du cadre du bogie, etc.

Nous remarquerons que parmi ces divers types de bogie, qui couvrent à peu près complètement la gamme des dispositifs en usage, tous les modes de mise en œuvre des matériaux se retrouvent dans chacun des types rencontrés :

— Longerons ou cadres en acier coulé, ou emboutis, ou laminés, ou soudés, ou rivés, dans les bogies à flasques;

— Longerons en acier coulé, ou en plats, assemblés par rivets, ou par boulons, ou par soudure, dans les bogies genre Diamond;

— Cadres polybloc ou monobloc en acier moulé, ou en éléments emboutis, ou soudés, assemblés par rivure, ou par boulons, ou par soudure, dans les bogies genre Pennsylvania et dans les bogies genre Goerlitz.

Outre ces types de bogies à boîtes d'essieu extérieures aux roues, des nécessités de réduction d'encombrement ont quelquefois donné lieu à l'usage de bogies à boîtes d'essieu intérieures.

Dans ce cas, le cadre du bogie est notablement réduit en encombrement et est généralement constitué d'éléments très simples, tel que un cadre rigide, formé de longerons à flasques laminés, ou en profilés, ou en tubes laminés ou moulés.

Nous voyons que, des deux domaines de la conception des bogies : conception de fonctionnement et conception de constitution, c'est le premier qui fournira la plus grande partie des éléments d'appréciation dans la comparaison entre les différents types.

La conception de fonctionnement d'un bogie s'appuie sur les différents aspects ci-après :

— Le premier aspect est incontestablement celui d'un chariot *portant*;

— Le deuxième aspect concerne la fonction d'inscription en courbe du véhicule, grâce au *pivotement* du bogie;

— Le troisième aspect résulte de la nécessité d'admettre un *balancement* transversal du bogie, afin que le véhicule puisse emprunter sans risque de déraillement les dénivellations transversales de la voie;

— Le quatrième aspect se rapporte à la *flexibilité verticale* des appuis portant la caisse, flexibilité visant au confort du voyageur ainsi qu'à la bonne conservation de la structure et des garnissages;

— Le cinquième aspect concerne le rôle *conductor* du bogie, c'est-à-dire que dans les entrées de courbes, ou même en alignement droit, le bogie guide la caisse grâce aux rappels et butées transversaux disposés entre le bogie et la caisse;

Enfin, le sixième aspect est celui d'un chariot *tracteur* et *freineur* selon qu'il possède une force motrice réalisant l'entraînement de la caisse ou que, par le freinage des roues, il exerce sur la caisse un effort de décélération; en traction ou en freinage les bogies transmettent à la caisse des efforts longitudinaux.

De ces divers aspects de la conception de fonctionnement découlent les sollicitations à considérer, notamment :

1. Charges verticales statiques et dynamiques.
2. Frottements.
3. Oscillations.
31. Oscillations de translation.
- 31.1. Suivant l'axe vertical.
- 31.2. Suivant l'axe transversal.
- 31.3. Suivant l'axe longitudinal.
32. Oscillations de rotation.
- 32.1. Autour de l'axe vertical.
- 32.2. Autour de l'axe transversal.
- 32.3. Autour de l'axe longitudinal.
4. Forces transversales.
5. Forces longitudinales.
6. Forces parasites dues au passage sur voies dénivellées.
7. Efforts exceptionnels dus aux tamponnements brutaux.
8. Forces locales.
81. Dues aux organes moteurs.
82. Dues aux organes de freinage.
9. Forces locales dues aux accessoires quelconques éventuellement suspendus au bogie.

Développons un peu ces diverses sollicitations :



1. Charges verticales statiques et dynamiques

Le bogie porte sa charge par l'intermédiaire d'une assiette de pivot, combinée avec des patins de glissement, la répartition de cette charge entre le pivot et les patins pouvant être très variée.

Nous apercevons immédiatement une première poutre sur deux appuis, qui est la traverse danseuse, recevant la charge en son centre ou en deux points symétriques par rapport à son centre, et supportée à ses deux extrémités par des ressorts. Une deuxième poutre sur deux appuis apparaît dans chaque longeron du bogie, les appuis étant les boîtes d'essieu, avec ou sans interposition de ressorts, et les charges étant appliquées plus ou moins au centre par les ressorts portant la traverse danseuse.

Les charges verticales *statiques*, que nous prenons en considération pour calculer ces poutres sur deux appuis sont naturellement les quoteparts du poids propre de la caisse et de la charge contenue dans la caisse. Mais les charges verticales *dynamiques* représentent un poids fictif dont les appréciations peuvent différer notablement d'un projeteur à l'autre, et qui dépendent, en fait, de l'amplitude des dénivellations de la voie, de la vitesse de franchissement de ces dénivellations et de la dureté des ressorts de suspension.

Plus loin nous rencontrerons, en outre, les effets de résonance qui sont un autre facteur d'accroissement des charges dynamiques.

Abstraction faite de ces effets de résonance, il paraît satisfaisant de considérer une amplitude de dénivellation de 10 mm, en supposant que son franchissement se fasse dans le sens ascendant, de telle sorte que les ressorts de suspension subissent la compression totale correspondante et appliquent ainsi à la caisse un effort supplémentaire mesuré sur le diagramme force/course des ressorts considérés. Pour nous fixer les idées, un ressort qui, sous la charge statique s'enfoncé de 40 mm, donne lieu à une surcharge dynamique de 25 % lorsque au passage de la dénivellation son enfoncement s'accroît de 10 mm. En revanche, un ressort qui s'enfoncé de 100 mm sous la charge statique ne donne que 10 % de surcharge dynamique sous l'effet de la même dénivellation.

Nous verrons plus loin que des charges verticales additionnelles sont provoquées par des effets transversaux ou longitudinaux. Malgré que ces charges verticales additionnelles ne sont pas toujours dues à des effets dynamiques purs, nous pouvons les assimiler aux charges dynamiques verticales.

Globalement et éventuellement sous réserve

d'une vérification ultérieure plus soignée, les organes qui supportent les charges verticales peuvent être calculés pour la quote-part des charges verticales statiques majorée de 40 % plus la quote-part des charges verticales statiques non suspendues, majorée de 100 %.

Vis-à-vis de ces sollicitations verticales statiques et dynamiques, nous devons constater que les longerons de bogies à flasques sont généralement mal sollicités puisque la poutre sur deux appuis qui porte ces charges verticales est appuyée sur les boîtes d'essieu par l'intermédiaire de consoles, excentrées par rapport à l'âme du flasque, et que la charge est souvent appliquée par l'intermédiaire de consoles agissant avec une excentricité analogue. Les bogies genre Diamond, genre Pennsylvania, genre Goerlitz, ne comportent plus ce défaut d'excentricité et doivent à cet avantage l'essor qu'ils ont pris, dans toutes les formes de construction, au détriment des bogies à flasques.

2. Frottements

C'est en sa qualité de chariot pivotant que le bogie pose des problèmes de frottement. Non seulement le frottement entre surfaces d'appui, qui doit être rencontré soit par la lubrification de ces surfaces, soit par le choix approprié des matériaux en contact, mais aussi le frottement entre roues et rail dans les courbes, provoqué par la solidarité d'une roue par rapport à l'autre d'un même essieu.

En effet, la roue roulant sur le rail intérieur de la courbe tend à progresser plus vite que ce que permettent ses liaisons avec le cadre du bogie, et ce n'est qu'au prix du dépassement de la force limite de frottement de la roue sur le rail que l'essieu parvient à suivre le mouvement imposé par le bogie. Bien entendu, la conicité des bandages supprime cette nécessité de glissement dans les courbes de très grand rayon, pour lesquelles le jeu latéral des mentonnets de bandages par rapport au rail permet l'ajustement des diamètres de roulement de la courbe. Comme le rayon de ces courbes est de l'ordre de 1 000 m et au-delà, on peut dire qu'à de rares exceptions près, le glissement roues/rail existe dans toutes les courbes.

Nous apercevons, de ce fait, une sollicitation de « mise en parallélogramme » du cadre rectangulaire du bogie et ceci avec des forces atteignant la totalité du frottement entre roues et rail. Pour nous fixer les idées, un bogie ayant une force d'application verticale de chaque roue sur le rail de 5 t, subit au droit de chaque longeron une force longitudinale de « mise en parallé-



gramme » de $0,3 \times 5 \times 2 = 3$ t. La solidité du cadre du bogie vis-à-vis de cette sollicitation est réalisée généralement par l'entretoisement des deux longerons agissant en combinaison avec ceux-ci pour former un cadre d'une certaine rigidité dans le plan horizontal.

Remarquons que les bogies à flasques ont quelquefois un entretoisement très rigide dans le centre, mais manquent souvent de la rigidité horizontale nécessaire aux longerons. Les bogies genre Diamond possédant une large traverse porteuse des ressorts, répondent relativement bien à cette condition de rigidité mais il faut constater que l'emplacement de cette entretoise est nettement excentré par rapport au plan neutre horizontal des longerons, ce qui introduit des efforts parasites de torsion. Les bogies Diamond sans entretoisement rigide doivent évidemment trouver la réaction à la « mise en parallélogramme » dans les mâchoires de guidage de la traverse danseuse par rapport aux longerons.

Les bogies genre Pennsylvania et genre Goerlitz ont généralement une structure horizontale bien équilibrée grâce à une bonne rigidité transversale des longerons et à des entretoisements centraux à grand moment d'inertie horizontal complétés par des traverses de tête ayant souvent aussi une bonne rigidité propre.

Notons que la sollicitation de « mise en parallélogramme » agit tantôt dans un sens et tantôt dans l'autre d'après le sens de la courbe empruntée et qu'en conséquence cette sollicitation introduit des effets de fatigue qui se sont quelquefois révélés par la fissuration ou la dislocation des jonctions entre traverses et longerons. Ce défaut apparaît d'autant plus vite que les jonctions possèdent une transition plus brusque et sont éventuellement le siège de tensions internes, dues à la soudure par exemple.

Nous sommes ici dans un domaine de sollicitations ayant donné lieu, en coopération avec d'autres sollicitations du même genre, à des déconvenues diverses, suscitant des renforcements, des perfectionnements de tracés, des changements de matières ou de constitution (acier moulé, emboutis, laminés ou rivés, ou soudés, forgés, etc.) avec un succès souvent partiel en raison de la complexité des effets à rencontrer. Nous pouvons constater, en général, que les nécessités de la coulée de l'acier imposent des progressivités de section ainsi que des formes plus ou moins caissonnées qui sont favorables à l'harmonie dans la résistance horizontale du cadre du bogie. Ces formes caissonnées ont, en outre, la propriété de mieux résister aux efforts de torsion dus à l'imperfection de la conception générale et de cacher ainsi ces imper-

fections. Vis-à-vis de la constitution en acier coulé, les assemblages de laminés, de pliés et d'emboutis, par rivure ou par soudure, tout en présentant l'avantage d'une plus grande légèreté, posent de sérieux problèmes de conception dans les zones de jonction.

Nous y reviendrons encore ci-dessous.

3. Oscillations

Le domaine des oscillations d'un bogie couvre non seulement le problème du confort des voyageurs, mais aussi celui de la bonne conservation du matériel suspendu, et en outre des organes du bogie lui-même que les oscillations soumettent à des efforts pulsatoires ou alternés.

Nous pouvons distinguer six types d'oscillations, suivant qu'elles se produisent en translation suivant les trois axes coordonnés ou en rotation autour de ces trois axes.

— Les oscillations de translation suivant l'axe vertical peuvent affecter le cadre du bogie par rapport aux essieux lorsqu'il existe une suspension primaire, ou la traverse danseuse et la caisse par rapport au cadre du bogie lorsqu'il existe une suspension secondaire.

L'excitation des oscillations verticales est due principalement au franchissement des joints des rails, tantôt à raison d'une pulsation par essieu du même bogie et tantôt à raison d'une pulsation par joint de rail. La détermination théorique ou expérimentale de la fréquence propre d'oscillation permet de prévoir, et dans la mesure du possible de corriger, les vitesses critiques, c'est-à-dire les vitesses de progression du véhicule pour lesquelles une résonance peut surgir entre les pulsations excitatrices et les pulsations propres des systèmes oscillants.

D'une manière générale, deux critères semblent pouvoir être adoptés pour la conception d'un système oscillant adéquat :

1° Réaliser dans toute la mesure du possible des fréquences propres d'oscillations de petite valeur, par exemple inférieures à 80/minute.

2° Situer les vitesses critiques à des valeurs ayant peu de probabilité de se maintenir constantes, par exemple les vitesses situées entre 30 et 60 km/h pour un véhicule roulant normalement à des vitesses supérieures à 80 km/h.

On remarquera ci-après que les caractéristiques force/déformation des ressorts de suspension verticale influencent souvent les caractéristiques d'oscillations de rotation et que, par conséquent, le dimensionnement de ces ressorts constitue souvent un compromis plus ou moins imparfait.



Fig. 1. Un exemple de bogie à flasques. Cas particulier des assemblages rivés prépondérants.

— Les oscillations de translation suivant l'axe transversal sont dues aux caractéristiques force/déformation des liaisons transversales qui peuvent exister entre les essieux et le cadre du bogie ainsi que entre le cadre du bogie et la traverse danseuse. Ces caractéristiques force/déformation résultent tantôt d'un dispositif élastique aménagé intentionnellement, tantôt d'une suspension pendulaire, tantôt de l'élasticité propre des organes structuraux formant butée.

— Les oscillations de translation transversale sont excitées dans le roulement parfait des essieux en dicône sur le rail par le cheminement suivant l'onde de lacet ayant une longueur fixe déterminée par la conicité des roues, leur diamètre, et l'écartement de la voie.

— L'oscillation de translation transversale peut aussi être excitée par le *quinconçage des joints des rails* qui introduisent indirectement une perturbation transversale dans le mouvement.

— Enfin, l'excitation peut être un phénomène complexe apparaissant lorsque, par suite de la contrariation de l'effet naturel du dicône, ou par suite du changement des caractéristiques géométriques des bandages, les roues ne sont plus guidées que par une *succession de rebondissements transversaux des mentonnets des bandages contre les rails*.

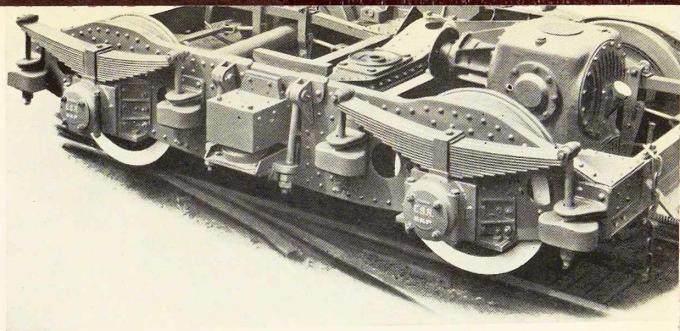
Dans cette oscillation de translation transversale, on peut appliquer les mêmes critères que pour l'oscillation de translation verticale, c'est-à-dire :

1° Réaliser des fréquences propres inférieures à une certaine valeur, par exemple 80 pulsations par minute.

2° Situer la zone des vitesses critiques à un niveau qui ait peu de probabilités d'être maintenu.

Il faut constater, en outre, que, parmi les trois sources d'excitation citées ci-dessus, seules les deux premières offrent quelques possibilités de raisonnement et que la troisième doit être évitée dans toute la mesure du possible, en supprimant tout ce qui peut rompre l'adhérence transversale entre les roues et le rail, c'est-à-dire en réduisant au minimum les inerties transversales d'organes rigidement liés aux essieux.

Fig. 2. Un exemple de bogie à flasques. Cas particulier des assemblages soudés prépondérants.

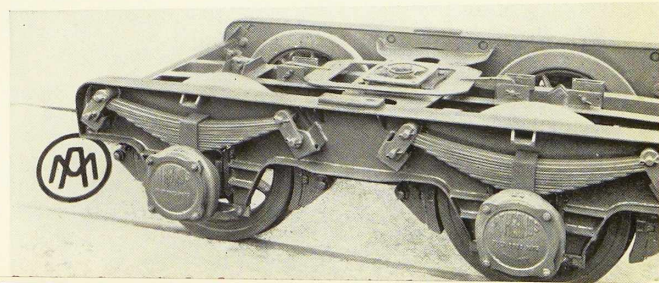


Il est intéressant de constater que la rupture de l'adhérence transversale entre la roue et le rail est favorisée lors du passage dans des courbes de rayon inférieur à l'inscription naturelle du dicône, en raison de l'apparition obligatoire dans ce cas d'un glissement entre les roues et le rail. Cette rupture d'adhérence est également favorisée lorsque, par suite de la grande vitesse il s'établit une certaine vibration de contact entre la roue et le rail, et il semble donc que lors du passage dans des courbes de rayon insuffisant à l'inscription naturelle du dicône, il soit souhaitable de modérer la vitesse, même si la stabilité vis-à-vis de la force centrifuge permet une vitesse plus élevée.

Les quelques considérations que nous donnons au sujet des sources d'excitation de l'oscillation de translation transversale n'ont pas la prétention de vider le problème, mais ne font que rappeler ce que beaucoup d'auteurs ont déjà traité d'une manière particulièrement approfondie, c'est-à-dire le caractère extrêmement grave d'une bonne conception de rappels transversaux, étant donné que du bonheur plus ou moins grand de cette conception dépend la stabilité structurale du bogie, quels que soient les procédés techniques utilisés dans sa construction.

Remarquons que les sollicitations de résonance aux oscillations de translation transversale introduisent couramment des torsions alternées en raison de l'excentricité du plan des essieux par rapport au plan du cadre du bogie. Nous avons souvent constaté que les sollicitations alternées de torsion ont des effets notablement plus destructeurs que les sollicitations alternées de flexion.

Vis-à-vis de ces sollicitations de torsion, l'acier moulé, par ses formes caissonnées, — comme nous l'avons déjà dit plus haut —, offre une résistance plus efficace que les conceptions à profils ouverts.



En concurrence avec l'acier moulé, nous devons évidemment citer les constructions caissonnées en profilés, en pliés ou en emboutis, assemblées par soudure, ainsi que les tubes étirés.

— *Les oscillations de translation suivant l'axe longitudinal* entre le cadre du bogie et les essieux sont pratiquement exclues par suite de la liaison à jeu très faible entre les boîtes d'essieu et le cadre du bogie. Cette liaison étroite est naturellement exigée par les fonctions de traction et de freinage dont nous parlons plus loin.

Il en est tout autrement de la traverse danseuse et, par conséquent, de la caisse, par rapport à l'ensemble du bogie. Nous constatons, en effet, que la suspension élastique primaire interposée entre les boîtes d'essieu et le cadre du bogie, permet à ce cadre d'osciller autour d'un axe transversal situé dans un plan horizontal localisé à un niveau plus bas que le niveau de la traverse danseuse. En conséquence, l'oscillation de rotation — dont nous parlerons encore ci-après — autour de l'axe transversal situé plus bas que la traverse danseuse, provoque un mouvement oscillatoire du guidage de cette traverse danseuse parallèlement à l'axe longitudinal de la caisse. La caisse est donc sollicitée dans ce sens longitudinal et subit des pulsations pour lesquelles nous pouvons raisonner de la même manière que pour les autres genres d'oscillations, c'est-à-dire : rechercher la fréquence propre et essayer de la situer entre des limites acceptables.

Nous devons reconnaître que ces oscillations de translation longitudinale de la caisse sont particulièrement désagréables pour les voyageurs et, en outre, peuvent être la source de sollicitations destructrices dans le châssis de la caisse. En conséquence, il paraît indispensable de modifier nos conceptions relatives au mécanisme habituel des traverses danseuses par rapport au cadre du bogie, en nous rapprochant, pour les bogies de voitures, de ce qui est couramment recherché dans les bogies de locomotives, c'est-à-dire que l'axe transversal d'oscillation angulaire du cadre du bogie se trouve à peu près dans le plan horizontal d'entraînement de la traverse danseuse par rapport au bogie.

Nous voyons que le domaine des oscillations de translation longitudinale, que nous venons d'esquisser, contient aussi un abondant complexe de forces alternées ou pulsatoires agissant sur la structure du bogie. Pourtant, telles qu'elles se présentent habituellement, elles ne comportent pas d'effets de torsion, la traverse danseuse prenant appui contre les plaques de glissement des traverses fixes du cadre, qui sont donc simplement soumises à flexion.

Il faut cependant remarquer que des nécessités de passage d'organes de freinage ou de motorisation font quelquefois apparaître des formes non rectilignes de traverses fixes, qui sont alors le siège de tensions de torsion combinées avec les tensions de flexion. A ce propos, les chercheurs du domaine des aciers moulés méritent peut-être le reproche de s'aventurer trop volontiers dans les tracés sinueux des longerons et des traverses de bogies, dans le but apparent de mettre en lumière toutes les possibilités de ce genre de construction.

— *Les oscillations de rotation autour de l'axe vertical* prennent naissance sous les mêmes impulsions excitatrices que les oscillations de translation transversale et se combinent généralement avec ces dernières. Leurs causes — l'onde de lacet, le quinconçage des joints de rails, les successions de rebondissements transversaux des mentonnets de bandages contre le rail —, et leurs effets — parmi lesquels les torsions alternées sont les plus destructrices — appellent des raisonnements identiques.

— *Les oscillations de rotation autour de l'axe transversal* sont dues aux caractéristiques forces/déformations des suspensions élastiques primaires, respectivement de l'essieu AV et de l'essieu AR, ces deux suspensions agissant en sens inverse l'une de l'autre. A chaque instant de l'oscillation, le cadre du bogie et tout ce qui y est directement attaché est en équilibre vertical entre la somme des forces exercées par les suspensions primaires et celles exercées par les suspensions secondaires. Nous voyons que cette oscillation de rotation se fait autour d'un axe transversal bien déterminé par les positions et les caractéristiques relatives des suspensions primaires et secondaires.

Comme pour les autres oscillations, nous pouvons déterminer les fréquences propres d'oscillation de ce système et les mettre en regard des impulsions excitatrices qui sont la succession des franchissements d'un même joint de rail par les deux essieux du bogie avec possibilité d'amplification lorsque les longueurs de rails sont multiples paires de l'empattement du bogie.

Les fréquences propres de ce système oscillant sont généralement très élevées lorsque le cadre du bogie est relativement court par rapport à l'empattement et ne supporte pas d'organes pesants tels que des moteurs de traction, mécanismes de motorisation, etc. Outre la légèreté du cadre du bogie, la flexibilité des ressorts de suspension primaire influence évidemment cette fréquence propre.

Lorsque les cadres du bogie sont chargés d'équipements de motorisation par exemple, et que,



Fig. 3. Un exemple de bogie du genre Diamond. Cas particulier des laminés prépondérants.

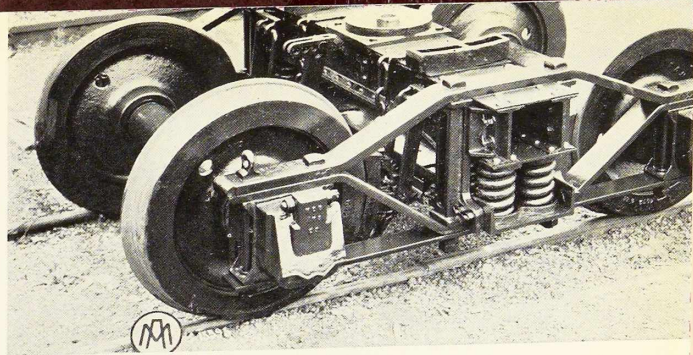
pour installer ces équipements, les dimensions générales ont dû être notablement augmentées, le moment d'inertie polaire des masses autour de l'axe transversal d'oscillation devient suffisant pour que, en combinaison avec les caractéristiques forces/déformations des ressorts primaires, la fréquence propre d'oscillation descende en dessous de 350 pulsations/minute et entre ainsi dans une zone où les possibilités de résonance sont très grandes.

Comme nous l'avons dit plus haut, ces oscillations de rotation autour de l'axe transversal provoquent souvent des oscillations de translation longitudinale de la caisse, par suite de la différence de niveau entre l'axe d'oscillation et le guidage de la traverse danseuse. Nous avons tiré la conclusion que nos conceptions des guidages de la traverse danseuse méritent d'être révisées. Néanmoins, même avec des guidages bien situés, éliminant ainsi la répercussion sur la caisse, les oscillations de rotation autour de l'axe transversal fatiguent les ressorts de suspension primaire ainsi que tous les organes directement intéressés par cette suspension, et ajoutent aux tensions de flexion des longerons du bogie des suppléments dynamiques allant de la variation continue jusqu'au choc caractérisé.

Vis-à-vis de ces oscillations de rotation autour de l'axe transversal, tous les modes de construction, dans lesquels le plan vertical de résistance des longerons coïncide avec le plan vertical des suspensions élastiques, sont équivalents.

— Les oscillations de rotation autour de l'axe longitudinal sont dues aux caractéristiques forces/déformations des suspensions primaires et secondaires, celles-ci étant groupées par côté de bogie, un côté travaillant en sens inverse par rapport à l'autre. Dans ce type d'oscillations, le cadre du bogie est plus intimement lié à la caisse et ne possède pratiquement pas de fréquence propre à prendre en considération. C'est donc plutôt la caisse qui constitue la masse oscillante et sa fréquence propre est généralement de faible valeur, par exemple 60 pulsations/minute.

Les impulsions excitatrices de l'oscillation de rotation autour de l'axe longitudinal sont encore les mêmes que pour les oscillations de transla-



tion suivant l'axe transversal — onde de lacet, quinconçage des joints de rails, succession de rebondissements transversaux des mentonnets de bandages contre le rail.

Comme pour les autres types d'oscillations, nous cherchons à réaliser des fréquences propres inférieures à une certaine valeur et à situer la zone des vitesses critiques à un niveau qui ait peu de probabilités d'être maintenu. Nous pouvons cependant remarquer que les fréquences propres dans le présent système oscillant sont directement influencées par les caractéristiques du système oscillant à translation suivant l'axe vertical, c'est-à-dire la masse de la caisse et les caractéristiques forces/déformations des ressorts de suspension. Il s'est ajouté un troisième facteur : l'écartement transversal des groupes de ressorts des deux côtés du bogie. Or, la fréquence propre d'oscillation de rotation autour de l'axe longitudinal est souvent plus faible que la fréquence propre d'oscillation de translation suivant l'axe vertical et nous pouvons donc généralement conclure que, si la suspension verticale satisfait aux conditions de fréquence modérée, l'oscillation de rotation autour de l'axe longitudinal répond automatiquement à la même condition.

L'oscillation de rotation autour de l'axe longitudinal comporte, outre des conditions de résonance avec les pulsations excitatrices, des conditions de stabilité de la caisse sur sa suspension élastique. En effet, lorsque le véhicule s'arrête sur une voie déversée, l'inclinaison provoque une excentricité du centre de gravité de la caisse par rapport à ses appuis élastiques; cette excentricité accroît le poids porté par le groupe des ressorts situés du côté bas du dévers et diminue le poids porté par les ressorts opposés. Il en résulte un

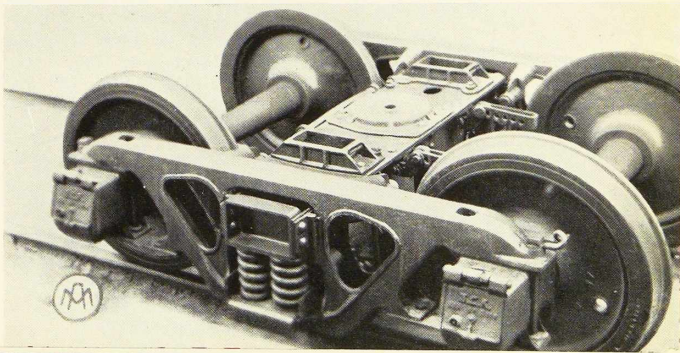


Fig. 4. Un exemple de bogie du genre Diamond. Cas particulier des aciers moulés prépondérants.

accroissement de l'excentricité du centre de gravité de la caisse, qui accentue le phénomène. Il convient que la caisse s'arrête dans une position pour laquelle les ressorts de suspension disposent encore d'une course de fonctionnement, et en tous cas que l'inclinaison que peut prendre la caisse ne mette pas en péril la stabilité générale du véhicule sur le rail.

Nous constatons que les oscillations de rotation autour de l'axe longitudinal peuvent tantôt augmenter la charge verticale d'un groupe de ressorts de suspension et tantôt la diminuer. Nous avons parlé de cette charge verticale additionnelle dans la rubrique des charges verticales statiques et dynamiques.

Nous voyons que les sollicitations dues aux oscillations de rotation autour de l'axe longitudinal se manifestent surtout dans le sens vertical et la comparaison des divers systèmes constructifs rejoint ainsi celle correspondant à ces charges verticales.

Il n'est peut-être pas superflu de songer que, dans ces oscillations de rotation autour d'un axe longitudinal, le centrage de la caisse sur le bogie peut subir des forces alternées transversales qui sollicitent le cadre du bogie dans son plan horizontal, avec apparition de tensions de flexion, et éventuellement de torsion à cause de certaines liaisons excentrées.

4. Forces transversales

Les forces transversales sont engendrées par l'accumulation plus ou moins complète d'un grand nombre de sollicitations :

- Forces centrifuges.
- Arrêt dans un dévers.
- Vent transversal.
- Oscillations de translation transversale.
- Oscillations de rotation autour de l'axe vertical.
- Oscillations de rotation autour de l'axe longitudinal.

Il semble que nous puissions raisonnablement tenir compte de ces accumulations plus ou moins complètes et plus ou moins fréquentes par une force transversale fictive statique dont la valeur est égale à la somme des termes suivants :

1° 25 % du poids de l'essieu monté, avec tout ce qui est directement attaché à cet essieu, avec jeu pratiquement nul dans le sens transversal.

2° 15 % de tous les autres poids posant sur cet essieu.

Il est logique de considérer l'application de cette force transversale fictive sur le mentonnet du bandage d'une seule roue d'un même essieu. Cette

force ainsi appliquée au bas de la roue est évidemment à opposer à une série de forces en sens inverse, appliquées chacune au centre de gravité d'une partie du poids considéré, et dont la somme est égale à la force appliquée au bas de la roue. Il résulte de cette distribution générale des forces, non seulement des sollicitations dans des plans horizontaux mais aussi des moments de renversement donnant naissance à des forces verticales de stabilisation.

Nous voyons que l'ensemble des sollicitations de la structure du bogie devient particulièrement complexe sous l'action de ces forces transversales et que toutes les considérations que nous avons pu faire concernant des modes plus simples de mise en charge peuvent être répétées ici pour les divers types de construction :

- Résistance aux flexions transversales des longerons et des traverses.
- Effet de torsion sur les longerons et sur les traversés.
- Fatigue sous effort pulsatoire ou alterné des points de jonction.

5. Forces longitudinales

Les forces longitudinales sont, pour la plus grande part, engendrées par les efforts de la traction ou du freinage. Ces efforts se situent entre les roues et les rails grâce au poids d'application des roues sur les rails et au coefficient de frottement existant entre les matières en présence. D'autres phénomènes peuvent cependant occasionner des efforts longitudinaux, entre autres :

- Les oscillations de translation suivant l'axe longitudinal.
- Les oscillations de rotation autour de l'axe vertical.
- Les oscillations de rotation autour de l'axe transversal.

Nous verrons plus loin d'autres causes de sollicitations longitudinales. Il semble que nous pouvons englober tous les efforts longitudinaux habituels dans une force égale à la limite du frottement possible entre les roues et les rails; ce qui revient à adopter 30 % du poids posé sur le rail.

Nous voyons que la disposition des forces correspondantes à cet effort longitudinal engendre de la flexion dans le plan horizontal du cadre du bogie ainsi que dans le plan vertical du longeron. En effet, le pivot, ou l'assiette de liaison avec la caisse, réagit vis-à-vis de l'effort longitudinal et tend donc à fléchir la traverse danseuse, et, par l'intermédiaire des guides, l'une ou l'autre des



Fig. 5. Un exemple de bogie du genre Pennsylvania. Cas particulier des aciers moulés prépondérants.

traverses d'entretoisement, dans leur plan horizontal. En outre, la différence de niveau existant entre le pivot ou l'assiette de liaison avec la caisse et le rail provoque un accroissement de la charge verticale d'un essieu et une diminution de la charge verticale de l'autre essieu.

Remarquons que, ici encore, nous rencontrons des forces verticales que nous avons supposées comprises dans le pourcentage des charges verticales dynamiques traitées en première rubrique.

Ici encore, les considérations relatives aux divers modes de construction peuvent se répéter dans leur ensemble.

6. Forces parasites dues au passage sur voie dénivelée

Lorsque le bogie aborde une courbe en dévers, le rail extérieur monte progressivement jusqu'au niveau assurant l'égalité des charges sur les deux rails, vis-à-vis de la force centrifuge. Lorsque le premier essieu entre dans cette zone de raccordement, l'une des roues se soulève et l'axe de cet essieu n'est plus parallèle à l'axe du deuxième essieu. Il en résulte une compression supplémentaire de la suspension primaire voisine de la roue soulevée. Cette compression supplémentaire soulève le cadre du bogie et modifie la répartition des forces des autres suspensions primaires. L'effet d'ensemble est une torsion du cadre du bogie, à laquelle nous pouvons faire face :

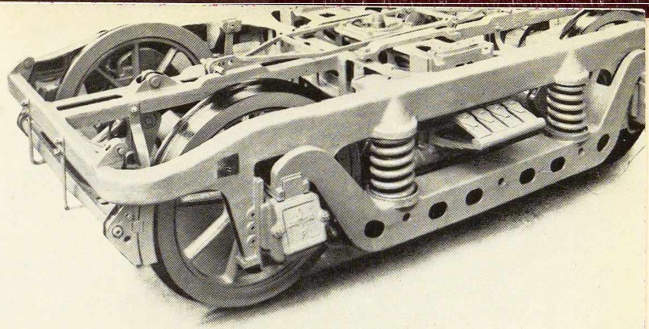
— Soit en donnant aux suspensions primaires des caractéristiques forces/déformations extrêmement douces, de telle manière que les dénivellations n'introduisent presque pas de variation de force verticale aux points d'appui du cadre du bogie.

— Soit en construisant le cadre avec des sections et profils spécialement adaptés à la résistance vis-à-vis de cette sollicitation aux torsions.

— Soit en concevant la structure du bogie pour que le cadre admette une déformation élastique de torsion de plusieurs millimètres sans qu'aucun de ses éléments ne soit mis en danger.

Remarquons que cette troisième méthode est appliquée à son maximum dans les bogies de wagons dont les deux longerons possèdent comme

Fig. 6. Un exemple de bogie du genre Goerlitz. Cas particulier des laminés prépondérants.



seul entretoisement la traverse danscuse, vis-à-vis de laquelle ils peuvent librement coulisser ou tourner dans leur plan vertical.

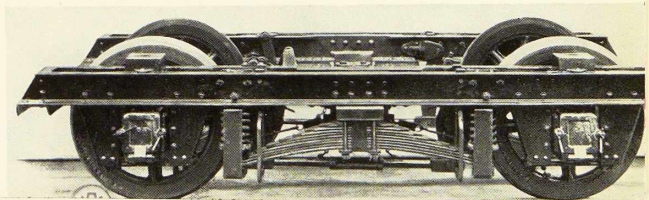
Notons que les dénivellations donnant lieu aux forces parasites ci-dessus existent sous d'autres formes que l'entrée en courbe déversée, notamment certains raccords d'appareils de voie et, en général, les défauts qui peuvent exister dans des voies moins bien entretenues telles que celles de réseaux industriels, gares de triage, etc.

Les forces parasites dues aux dénivellations de la voie doivent se ranger dans le groupe des sollicitations ayant engendré le plus de déconvenues. Nous y reconnaissons les tensions de torsion tant dans les longerons que dans les traverses et les contraintes les plus défavorables des liaisons, toutes ces sollicitations ayant des caractères pulsatoires ou alternés.

7. Efforts exceptionnels dus aux tamponnements brutaux

Il n'est pas rare que les véhicules ferroviaires subissent des tamponnements brutaux qui peuvent évidemment avoir des intensités allant depuis la simple mise en contact de deux voitures jusqu'aux télescopages catastrophiques. Il est naturel de songer aux sollicitations qui peuvent prendre naissance à l'occasion de ces tamponnements.

Chaque tamponnement constitue une application pendant un temps plus ou moins court d'une force élevée, dans le sens longitudinal. En raison de l'instantanéité de cette application, les diverses parties constituant le véhicule réagissent au prorata de leurs masses respectives. Il en est ainsi des bogies et de toutes les parties constituant les bogies, qui sont le siège de forces proportionnelles à leurs poids respectifs. Par exemple, un bogie pesant 8 t, faisant partie d'un véhicule



pesant 40 t soumis à un effort de tamponnement de 200 t, est le siège d'une force d'inertie de $\frac{8}{40} \times 200 = 40$ t dans le sens longitudinal. Cette force est évidemment partagée entre tous les organes du bogie, comme, par exemple, chaque train de roue pesant 1 200 kg est le siège d'une force d'inertie de 6 000 kg, etc.

Nous voyons ainsi apparaître des tensions de la même nature que celles accompagnant les forces longitudinales, mais avec des valeurs considérablement plus élevées, pour lesquelles le coefficient de sécurité peut atteindre 1 par rapport à la limite élastique. Il est même normal de prévoir que ce genre de sollicitation brutale pourra atteindre des valeurs destructrices et supputer les chances de résistance avec déformation plastique jusqu'au maximum des possibilités de celle-ci.

Dans la présente forme de sollicitations, nous rencontrons évidemment au maximum les exigences de continuité, de progressivité, et de résistance à la fatigue, auxquelles il est possible, en général, de satisfaire à l'aide de tous les procédés constructifs connus.

Une remarque s'impose peut-être au sujet de l'importance de cette rubrique des efforts exceptionnels de tamponnement, dans l'appréciation des dimensions à donner aux éléments structuraux d'un bogie. Il est très important de constater que la pratique a consacré une grande quantité de modes constructifs et de conceptions dans lesquels le degré de résistance aux efforts exceptionnels de tamponnement est très limité, et qu'il serait donc abusif d'exiger d'une construction que nous souhaitons plus rationnelle, des sécurités plus élevées que celles qui ont été acceptées jusqu'à présent.

Cette question constitue évidemment un domaine très vaste et n'a pas besoin d'être mise au point pour que nous ayons l'attention attirée sur les parties constructives menacées par ce genre de sollicitations.

En songeant à ces détails constructifs, nous rencontrons évidemment aussi les modes d'obtention et de stabilisation des structures. Entre autres, le recuit de détente dans les structures soudées. Ce recuit est préconisé par certains constructeurs ou exigé par certains clients après l'assemblage complet de la structure, tandis que d'autres constructeurs et d'autres clients préfèrent le recuit des éléments partiels en laissant sans autre traitement thermique la structure composée de ces éléments soudés entre eux.

L'expérience a été également favorable aux deux procédés de fabrication et il semble bien que les motifs doivent être recherchés dans le fait que ni l'un ni l'autre des procédés ne comporte des

défauts supérieurs à ceux existant dans toutes les pratiques courantes de la construction, par exemple, le recuit d'un ensemble soudé est généralement suivi de calibrages et de redressements susceptibles de réintroduire quelques tensions internes; il en est ainsi autant pour des monoblocs en acier coulé que pour des ensembles soudés.

Les ensembles constitués d'éléments recuits comportent généralement très peu d'opérations de redressement et peuvent, de ce fait, être le siège de tensions internes non supérieures à celles des ensembles recuits dans leur totalité. Si on considère, d'autre part, que des structures soudées sans aucun recuit se sont comportées d'une manière parfaitement correcte, il est permis de conclure que moyennant un tracé judicieux, un choix correct des matières et une mise en œuvre adéquate, les structures soudées peuvent donner entière satisfaction quel que soit le degré d'intervention d'un traitement thermique quelconque.

8. Forces locales

1. Dues aux organes moteurs.
2. Dues aux organes de freinage.

Nous entendons par forces locales celles qui surgissent en des points divers du cadre du bogie par suite de la suspension de machines ou de dispositifs divers qui, dans leur fonctionnement, appliquent à ces points d'appui des forces résultant tantôt du simple poids de la machine ou du dispositif et tantôt de sa mise en action.

Nous voyons ainsi les nez de suspension des moteurs électriques de traction qui portent, à l'état de repos, une partie statique du poids du moteur, appuyé d'autre part sur l'essieu, et qui, à la mise en mouvement du moteur, fournissent dans un sens ou dans l'autre une force du couple actionnant l'essieu.

Nous voyons aussi les consoles, les traverses, ou les longrines supportant les moteurs électriques dans les systèmes dits « à moteur entièrement suspendu » et dans lesquels existent à l'état de repos les réactions vis-à-vis du poids propre du moteur et des organes auxiliaires, et qui, au moment de la mise en rotation, fournissent les forces du couple actionnant l'essieu.

Nous voyons encore les consoles ou poutres sur lesquelles s'appuie un moteur Diesel et subissant à l'état de repos des forces verticales correspondant au poids propre du moteur et qui, au moment de la mise en marche, fournissent le couple à transmettre aux autres organes mécaniques ou électriques. Outre ce couple essentiellement variable d'après la charge demandée, le moteur



peut faire subir à ses appuis des oscillations pour lesquelles il convient d'éliminer toutes possibilités de résonance soutenue.

Nous voyons encore les consoles et poutres supportant des génératrices électriques, des boîtes de vitesses, des boîtes hydrauliques, des bielles de réaction de ponts d'attaque des essieux, des compresseurs et des génératrices auxiliaires, etc., tous ces appuis subissant des forces variables d'après le poids propre et d'après l'état de fonctionnement des appareils installés.

Nous voyons enfin les consoles, les paliers, les glissières, etc., qui supportent des organes de la timonerie de frein et dont les sollicitations sont également variables d'après le poids de ces organes, et d'après l'état de fonctionnement de la timonerie.

Toutes ces forces locales sont reprises par des éléments interférents ou se juxtaposant vis-à-vis des éléments principaux de la structure du bogie. L'interférence occasionne des réductions de section ou des déviations qui compliquent la répartition des tensions internes tant par les formes elles-mêmes que par les apports de soudure par exemple. Les éléments juxtaposés sont autant de causes de torsion, à moins qu'une traverse ou une longrine judicieusement placée ne puisse combattre la rotation correspondant à cette torsion. Les variations des efforts appliqués à ces éléments d'appui engendrent des tensions pulsatoires ou alternées et nous pouvons ranger ce groupe des forces locales dans la catégorie des sollicitations responsables d'une grande partie des déconvenues, quel que soit le mode de conception de la structure.

9. Forces locales dues aux accessoires quelconques éventuellement suspendus aux bogies

On fixe souvent au cadre des bogies des accessoires de toute nature tels que des chasse-pierres, des boîtes à sable, des contacts de signalisation électrique, des tuyauteries, etc. Ces accessoires ne présentent généralement pas des poids importants mais ils sont souvent fixés avec des bras de levier relativement longs, et sur des éléments structuraux relativement légers vis-à-vis desquels ils agissent par torsion. Par exemple, une cornière formant chasse-pierres est fixée sur la traverse de tête du bogie; cette cornière possède un bras de levier correspondant à la hauteur du bogie et peut à n'importe quel moment être sollicitée par un effort situé au maximum du bras de levier, soumettant ainsi la traverse de tête à un effort de torsion plus ou moins considérable.

Nous pouvons ajouter à ces effets de torsion plus ou moins intempestifs la tendance à l'oscillation de ces divers accessoires dont les combinaisons masse/élasticité donnent lieu à une fréquence propre qui peut être excitée par l'une ou l'autre des pulsations dont il a été question ci-dessus.

Cette dernière rubrique peut incontestablement rejoindre les autres rubriques «noires» de la conception des structures de bogies et cela toujours quel que soit le mode de constitution.

*
**

En résumé, comment a-t-on fait face à ces diverses sollicitations?

Nous pouvons répondre que ces diverses sollicitations, qui nous apparaissent actuellement comme évidentes, ne se sont pas révélées aisément et n'ont donc pas pu être prises en considération d'une manière globale et homogène. Une première réalisation de bogie a évidemment pris en considération les charges verticales statiques. Ensuite, les forces longitudinales dues au freinage ou à la propulsion ont suscité une série de problèmes de guidage des boîtes d'essieu et de pivotement avec entraînement de la caisse par rapport au bogie. Ce n'est qu'ultérieurement qu'il a pu être question de forces transversales, pour lesquelles les idées ne sont d'ailleurs pas encore entièrement fixées.

Les frottements, les oscillations, et les forces locales ont souvent été traités comme secondaires ou presque négligés.

Enfin, les espaces disponibles à cause des exigences du gabarit extérieur et par suite des encombrements des divers organes installés dans le bogie et autour de celui-ci ont souvent obligé le projeteur à faire cheminer les éléments structuraux dans des conditions extrêmement défavorables au point de vue de leur stabilité. Aucun mode de constitution n'a échappé aux lacunes de ces travaux de conception et nous pouvons d'ailleurs ajouter la remarque qui a déjà été fréquemment citée, que dans l'étude d'une structure réalisée par un procédé déterminé, par exemple la soudure, on a trop tendance à copier servilement les formes d'une structure réalisée suivant un autre procédé en se basant toutefois sur une justification qui n'est peut-être pas sans valeur « que le type de structure que l'on copie a donné satisfaction à l'expérience ».

Dans quel sens faut-il chercher le progrès et parmi les divers modes de constitution, quel est celui qui offre le plus de possibilités?

Comme nous l'avons dit plus haut à l'occasion



de certains types de sollicitations, il paraît fondamental de « repenser » la conception d'ensemble des bogies.

Tout d'abord, il convient d'éliminer, dans toute la mesure du possible, les excentricités des efforts vis-à-vis des plans de résistance et, pour cela :

— Les longerons en flasques avec points d'appui en consoles sont à rejeter.

— Les supports en consoles pour timoneries de frein et pour organes moteurs sont à éliminer dans toute la mesure du possible et lorsque ces dispositifs excentrés sont absolument inévitables, ils doivent être étudiés avec tous les soins que l'on consacre à un mécanisme comportant un levier encastré sur un arbre qui reprend la torsion.

— Le dispositif de cadre de bogie dont le plan horizontal résistant est situé au-dessus des boîtes d'essieu mérite d'être réétudié afin de réduire l'écart entre les deux plans résistants.

— Le pivotement de la caisse vis-à-vis du bogie transmettant les efforts longitudinaux se trouve aussi très souvent dans un plan horizontal surélevé par rapport au plan horizontal des essieux, introduisant ainsi des effets parasites qui pourraient être utilement éliminés par une amélioration de la conception générale.

À côté de ces conditions de concordance de plans résistants, nous pouvons placer les conditions de fonctionnement cinématique ou dynamique du cadre du bogie vis-à-vis de ces liaisons et, pour cela :

— Nous tiendrons compte des nécessités de dénivellation entraînant le gauchissement du cadre du bogie vis-à-vis de son plan horizontal. Comme nous l'avons dit plus haut, les solutions peuvent s'échelonner entre deux types contraires :

1° Soit la rigidité parfaite vis-à-vis de ce gauchissement;

2° Soit la liberté complète.

— Nous rapprocherons le pivotement de la caisse de l'axe transversal d'oscillation de rotation du cadre du bogie. Comme nous l'avons dit plus haut, ceci élimine les oscillations de translation longitudinale de la caisse et les efforts qui en résultent pour la structure du châssis de la caisse.

Enfin, il paraît opportun de reconsidérer un certain nombre de fonctionnements internes du bogie, relatifs aux organes de freinage et aux organes de motorisation.

En effet, que ce soit la fonction motrice ou la fonction freinante, les problèmes relèvent de la mécanique des machines tournantes, c'est-à-dire que nous y rencontrons des réactions angulaires et des possibilités de vibration qui ne peuvent être

traitées qu'en considérant l'ensemble des organes du bogie intéressés par ces machines et appareils, comme faisant partie intime de ces équipements.

Il va de soi que les multiples compromis auxquels nous sommes astreints dans la conception des bogies laissent peu de liberté d'associer intimement la construction des bogies avec le fonctionnement des équipements moteurs et, dans beaucoup de cas, on a trouvé intérêt à rendre ces organes aussi indépendants que possible les uns des autres, moyennant, bien entendu, d'affecter aux machines et appareils des parties structurales supplémentaires par rapport au bogie proprement dit.

Il semble que les problèmes du bogie ont tout à gagner dans la séparation des structures motrices et freinantes vis-à-vis de la structure fonctionnelle du bogie proprement dit.

À titre d'exemple, citons :

— Les moteurs électriques suspendus par le nez.

— Les attaques d'essieux à partir d'un moteur Diesel qui ne se trouve pas dans le bogie.

— Le montage du frein à disques qui fonctionne vis-à-vis de l'essieu de la même manière qu'une boîte d'entraînement d'une motorisation. Ne pouvons-nous pas remarquer, en effet, que le moteur électrique à suspension par le nez applique à l'essieu un couple de rotation en prenant appui sur le nez de suspension situé près du centre du bogie et que la fonction de freinage ne fait pas autre chose qu'appliquer à l'essieu un couple retardateur, qui peut donc aussi bien être réalisé par un appareil s'appuyant sur l'essieu et appliquant le couple de freinage en prenant appui sur un nez de suspension situé près du centre du bogie. Il va de soi que le moteur de traction et le freinage à disques ne sont pas toujours compatibles en raison de l'espace occupé par le moteur électrique; mais tout le monde s'aperçoit immédiatement que d'autres solutions peuvent être envisagées.

Les avantages présentés par l'un ou l'autre mode de constitution apparaîtront naturellement à la lumière des conceptions nouvelles auxquelles nous faisons allusion et la relativité de ces avantages sera la résultante des avantages techniques et de l'économie du procédé. Répétons les quelques bases que tout le monde connaît :

— L'acier moulé réalise aisément les profils caissonnés avec des continuités de forme dans les jonctions. Il permet d'incorporer dans la structure générale des attaches, des portées, des douilles d'articulation, évitant ainsi un plus ou moins grand nombre de pièces rapportées.

En revanche, les grands monoblocs en acier



moulé incorporant une certaine quantité de parties mécanisées exigent des installations de parachèvement volumineuses et coûteuses.

— Les constructions embouties ne sont presque plus utilisées sans association avec la soudure, qui permet la constitution de caissons fermés. Ne négligeons cependant pas l'intérêt que peuvent présenter des éléments emboutis ouverts assemblés par rivure ou par soudure, grâce à la souplesse de torsion de ces éléments, dans les cas où cette souplesse constitue un avantage (gauchissement des cadres).

— Les pliés peuvent être rangés dans la catégorie des emboutis au point de vue de leurs particularités de fonctionnement et sont d'ailleurs souvent associés aux constructions en emboutis.

Notons en communauté pour les emboutis et les pliés qu'ils permettent des constructions plus légères que l'acier moulé en raison des limites d'épaisseurs exigées par le moulage. Par exemple, on réalisera aisément des éléments en pliés ou en emboutis avec 8 à 10 mm d'épaisseur, tandis que l'acier moulé exigera un minimum de 10 mm d'épaisseur et même davantage lorsque les dimensions générales des éléments sont importantes.

— Les profilés laminés présentent l'avantage d'un prix d'achat assez faible au kilo, mais sont généralement plus lourds que les emboutis ou pliés. Ils peuvent s'assembler par tous les procédés connus pour former les profilés ouverts ou caissonnés, d'après les exigences du fonctionnement.

Ils présentent l'inconvénient de faire partie d'un catalogue limité et ne peuvent donc pas s'adapter avec précision aux nécessités fonctionnelles. Il semble, cependant, qu'ils ne doivent pas être négligés et que des conceptions très raisonnables

peuvent aller de pair avec une grande rusticité des éléments.

— Les pièces forgées ou estampées ont leurs applications les plus fréquentes dans des organes de suspension et des organes de frein. Elles sont cependant souvent concurrencées par les plats ou tôles découpés, garnis ou non de surépaisseurs soudées. Il semble cependant que les pièces forgées ou estampées n'ont pas dit leur dernier mot et qu'un remaniement de la conception des bogies peut conduire à une simplification et à une standardisation beaucoup plus étendue des organes susceptibles d'être forgés ou estampés et motiver un outillage tel que le prix des pièces forgées ou estampées reprenne l'avantage sur celui des plats découpés et soudés.

Nous avons parlé des exigences du gabarit comme limitant les possibilités d'aménagement rationnel de la structure des bogies. Nous avons remarqué, d'autre part, qu'il est souhaitable de situer le plan horizontal de résistance le plus près possible du plan horizontal des essieux. Enfin, nous avons parlé aussi des encombrements des divers organes à installer dans le bogie ou se situant autour du bogie sous la caisse. Tous les projeteurs reconnaîtront volontiers que les exigences du gabarit extérieur dans la zone située sous le niveau de l'essieu sont souvent responsables d'une composition irrationnelle de certains éléments principaux. Or, les exigences du gabarit dans cette zone sont apparemment excessives et il ne semble pas impossible de disposer d'une largeur constante depuis le niveau de l'essieu jusqu'à un niveau voisin du rail. Cette modification aurait un effet extrêmement heureux sur la réalisation des bogies de voitures. Nous nous permettons d'attirer l'attention des sociétés exploitantes.

Articles à paraître prochainement :

Les nouveaux ponts-routes sur le Danube (Autriche).

Maisons métalliques « Luria » (U. S. A.).

La nouvelle raffinerie Esso à Anvers.

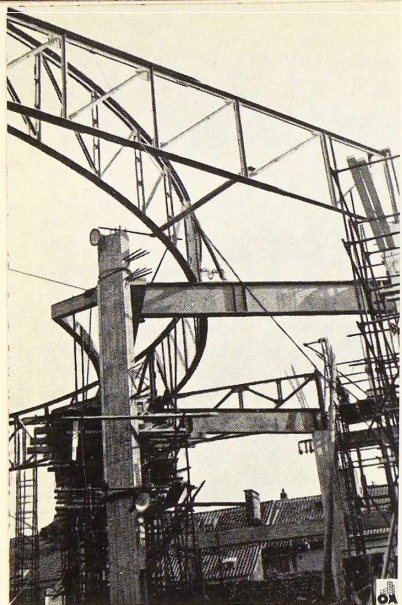
Une simplification de la méthode de Cross pour les cadres symétriques soumis aux déplacements latéraux, par G. B. GODFREY.

Plastification des poutres à âme pleine en acier doux, par A. LAZARD.



Reconstruction du Cirque Royal

Architecte : Ch. van Nueten



Les éléments de l'ossature métallique entrant dans la construction du Cirque Royal comportent deux parties bien distinctes : la toiture et les gradins.

La toiture est constituée dans sa partie principale par une coupole de 36 m de diamètre, comprenant 14 arcs à 3 rotules formés de DIE 16. Ces arcs prennent appui au centre sur une couronne et au pourtour sur une poutre circulaire en treillis.

Des fermes intermédiaires et des pannes en poutrelles assurent le contreventement et les appuis de la couverture.

A cette charpente est suspendue une ossature légère supportant le contre-plafond, des passerelles, les éléments de fixation des trapèzes, etc.

La poutre circulaire repose sur 8 points d'appui à peu près équidistants. Il était imposé de n'avoir aucun pilier traversant les gradins.

Quatre de ces points d'appuis sont constitués par des colonnes en béton armé; pour deux autres on a disposé des poutres en treillis de 30 m de portée et pour les deux derniers des DIN 100.

La salle est ainsi complètement dégagée. Cette poutre circulaire reprend les charges verticales et

les poussées des arcs. Deux poutres de contreventement dans les plans de la toiture et du contre-plafond assurent la résistance à la torsion.

Une poutre verticale de contreventement au droit de la passerelle circulaire donne la rigidité pour les sollicitations provenant des charges secondaires : trapèzes, etc.

Les gradins prenant appui sur le plancher existant des écuries, on a adopté la solution métallique pour réduire le poids. Des portiques en poutrelles Grey reçoivent les gradins en profil Z composé de deux cornières soudées à un plat. La faible dimension des profilés permet un cintrage facile en usine. La résistance aux charges verticales et aux efforts de torsion est largement assurée. Ce dispositif présente en outre l'avantage de supprimer le parachèvement et d'assurer toute liberté pour la fixation des fauteuils.

Le tonnage de la toiture est de 180 t, celui des gradins 80 t.

L'étude des charpentes métalliques a été faite par le Bureau d'études Bartholomé & David, qui s'est assuré la collaboration du Bureau d'études Robert & Musette pour le calcul organique et les plans d'ensemble. Les plans de détails ont été exécutés par le constructeur la Société Métallurgique de Nivelles.

Il y a lieu de souligner la rapidité d'exécution de la charpente qui a permis de respecter les délais très courts imposés par le maître de l'œuvre.

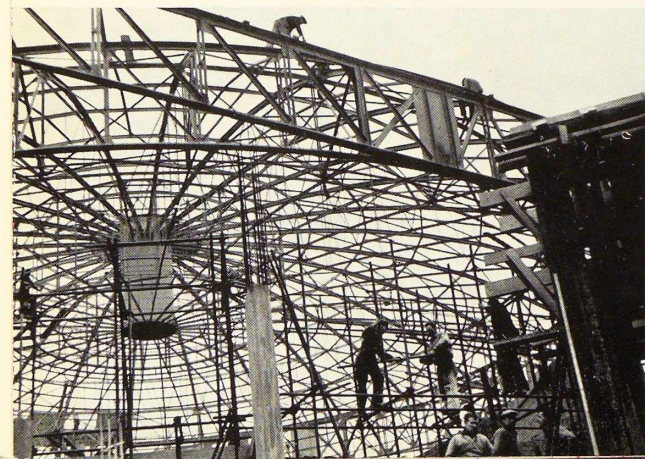


Fig. 1 (ci-dessus). Vue partielle de la poutre circulaire portant la coupole.

Fig. 2 (ci-contre). Ossature métallique de la coupole.

Constructions cellulaires en palplanches plates

L. Descans,
Ingénieur principal honoraire
des Ponts et Chaussées,
Membre
de l'Institut royal
colonial belge

Etude détaillée de la sollicitation des parois circulaires

INTRODUCTION

1. Généralités et sollicitations diverses des parois

Depuis leur introduction en Europe, il y a une vingtaine d'années, et leur mise au point, les constructions cellulaires en palplanches plates ont fait l'objet de nombreuses études (1). Comme le rappelle la figure 1,

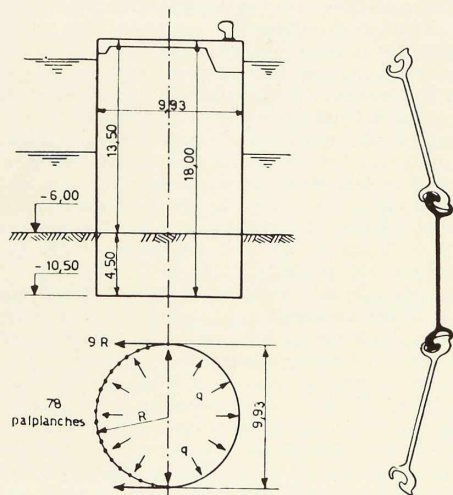


Fig. 1. Cellule isolée en palplanches plates, formant duc d'Albe.

(1) Voir, notamment l'index bibliographique à la fin de notre mémoire, publié en 1953 par l'Institut royal colonial belge (tome IX fasc. 2 de la collection des mémoires in-8°) et résumé dans un article du no d'octobre 1952 de la revue : *L'Ossature Métallique*.

l'élément constitutif de ces constructions est une cellule, comprenant un noyau de terre enfermé dans un cylindre vertical en palplanches métalliques plates.

Des ouvrages continus de longueur quelconque se construisent (fig. 2) en combinant des cellules circulaires ou en réalisant une suite de compartiments dont les parois extérieures, en arcs de cercle, sont réunies par des cloisons transversales planes.

Les conditions d'équilibre statique d'un ouvrage cellulaire (stabilité de glissement, condition du noyau central) s'étudient comme celles d'un monolithe quelconque. Leur vérification ne suffit pas à garantir la bonne tenue de l'ouvrage.

Une cellule circulaire ou un gabion d'un ouvrage compartimenté peut être considéré comme l'assemblage de deux poutres emboîtées l'une dans l'autre : la première, en terre, formée par le noyau; la seconde, en acier, constituée par l'enceinte des palplanches métalliques. L'action de forces extérieures horizontales (poussées de remblai ou d'eau, tractions ou pressions d'impact sur un duc d'Albe) produit des moments fléchissants et des efforts tranchants qui se répartissent entre les deux poutres de la cellule. L'étude des conditions de travail de la poutre métallique, dont les palplanches sont susceptibles de glisser plus ou moins facilement l'une par rapport à l'autre, montre que la plus forte part des moments et des efforts tranchants se transmet au noyau en terre. L'étude de la stabilité interne du noyau est indispensable; elle est détaillée dans le mémoire déjà cité.

Les éléments d'une paroi circulaire de rayon R subissent les effets des poussées p du remblai, qui se traduisent, en ordre principal, par l'apparition d'une

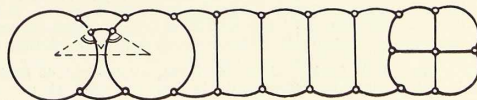


Fig. 2. Suite de gabions.

traction (pR) (par unité de hauteur) dans l'âme des palplanches et dans leurs dispositifs d'accrochage ⁽¹⁾.

A cause de la faible épaisseur des âmes des palplanches (en général de l'ordre de 9 mm) par rapport au rayon de la paroi (qui s'élève à 5 et à 10 m dans bien des applications actuelles) on est tenté d'assimiler l'enceinte des palplanches plates à une paroi mince que la traction circulaire (pR) met en état de tension uniforme. Une traction de 150 t par m de hauteur peut être appliquée aux griffes d'accrochage des palplanches avec un coefficient de sécurité à la rupture légèrement supérieur à 2. En pratique, sauf pour des ouvrages de dimensions exceptionnelles, il est rare de rencontrer des efforts de traction supérieurs à 100 t. Un effort de 100 t ne produit qu'une tension de 11,1 kg/mm² dans l'âme supposée en état de tension uniforme. Le taux de travail généralement admissible est largement supérieur. Il est de l'ordre de 22 kg/mm², soit environ les 2/3 de la tension à la limite d'élasticité, qui est de 32 kg/mm² et plus pour les aciers utilisés.

Cette sollicitation modérée de l'âme représente un minimum idéal. En effet, les palplanches plates d'une cellule sont battues suivant un tracé polygonal inscrit dans le cercle de la paroi. Chaque élément plat est fléchi par les poussées du remblai sur une portée égale à la largeur d'une palplanche, soit 400 mm. Les tensions résultant de la flexion s'ajoutent aux effets de la traction axiale ⁽²⁾.

Les contacts aux agrafes peuvent présenter, par rapport à la ligne axiale, des excentricités, parfois exagérées par une mauvaise conception des agrafes ou par des actions locales inconsidérées, lors de l'enfilage des palplanches. Ces excentricités donnent lieu à des moments fléchissants supplémentaires. Dans certains cas, leur importance peut expliquer les troubles survenus dans des ouvrages exécutés à l'aide de palplanches à tracés imparfaits ou construits en négligeant d'observer les règles de bonne pratique de la mise en œuvre des palplanches plates.

De mauvaises conditions d'exécution peuvent aussi provoquer parfois l'apparition dans l'ouvrage de tensions de pose susceptibles d'occasionner des accidents lors du battage des palplanches, ou au cours du remplissage de la cellule, ou lors de la mise en service de l'ouvrage.

L'étude des déformations de la paroi est intéressante. Les extensions axiales des éléments produisent une augmentation du rayon de la cellule. Les flexions agissent sur la grandeur de cette dilatation et provoquent, de

plus, des rotations dans les agrafes. Trop grandes, pour certains profils de palplanches, ces rotations peuvent compromettre l'étanchéité des joints et augmenter les risques de déboîtement des accrochages. Normales, pour des profils rationnels, elles tendent au contraire, à réduire les excentricités initiales, accidentelles, des contacts et à provoquer une adaptation de l'ouvrage aux efforts qui le sollicitent, avec réduction des tensions maxima qui accompagnent la première mise en charge.

L'encastrement d'une paroi de palplanches plates dans le sol de fondation empêche sa partie inférieure de se dilater librement sous l'effet des tractions axiales. Il en résulte une déformation verticale de la paroi, un bombement plus ou moins accentué et plus ou moins étendu vers le haut à partir du pied. De ce fait, une partie des poussées du remblai s'équilibre par une flexion verticale des palplanches. Les tensions circulaires sont plus ou moins réduites en certains points, mais la flexion verticale peut engendrer des tensions dangereuses ou des déformations inacceptables.

La littérature technique donne la description d'accidents survenus à des constructions cellulaires par suite de sollicitations exagérées des parois allant jusqu'à provoquer des déboîtements et des ruptures d'agrafes. Une étude détaillée des conditions de travail de ces parois a donc plus qu'un intérêt théorique.

Des accidents affectent presque toujours les premières applications d'ouvrages d'un type nouveau. Ils ne constituent plus que de mauvais souvenirs de « maladies d'enfance » et ne jettent plus aucun discrédit sur les ouvrages en cause lorsque les recherches combinées des théoriciens et des praticiens ont révélé leur origine et indiqué les moyens d'éviter leur retour.

Les ingénieurs des Etats-Unis d'Amérique, pays d'origine des constructions cellulaires en palplanches plates, ont souvent tenté de préciser les conditions exactes de travail des divers éléments de ces ouvrages. Un mémoire du professeur Terzaghi a donné lieu, notamment à des discussions fort étendues, qu'on trouve reproduites, à la suite du mémoire, sous le titre « Stability and Stiffness of cellular Cofferdams » dans les *Transactions of the American Society of Civil Engineers* (A. S. C. E.) (1945, vol. 110, p. 2253).

Au cours de la discussion, M. Miller, Vice-Président de la *Dravo Corporation*, a signalé que les accidents attribuables à une qualité insuffisante du métal étaient fort rares. La responsabilité des fournisseurs de palplanches ne peut donc pas être mise en cause. Comme l'a signalé M. Ackerman, Directeur de la *Dravo* ⁽³⁾, il faut donc que les auteurs de projets possèdent des indications suffisantes et disposent de méthodes de calcul assez exactes pour pouvoir garantir la bonne tenue de l'ouvrage. Il faut aussi que les constructeurs se rendent compte des mesures à prendre pour ne pas mettre la construction en danger par des procédés inadéquats de travail, imprudents ou brutaux.

Le professeur Terzaghi rappelle que les cellules en palplanches plates se déforment à la fois par dilatation

(1) A la fin du remplissage d'un gabion, ces poussées p sont les poussées actives du remblai. En service, elles s'accroissent par suite de surcharges qui peuvent être appliquées sur le terre-plein du remplissage (fondations) ou (ouvrages de soutènement) par suite de l'augmentation, en certaines régions, des pressions verticales internes du noyau, due à l'action de moments fléchissants sur ce noyau. Ces variations de pression se calculent souvent en appliquant les lois usuelles de la flexion plane à la poutre en terre. Il semble établi que les valeurs obtenues ainsi dépassent les grandeurs réelles des pressions recherchées. Des méthodes plus exactes de calcul font l'objet de recherches.

(2) A cause de la faible épaisseur de l'âme, ces tensions de flexion sont influencées par la grandeur de la traction axiale et par les déformations de la pièce. Elles dépendent aussi de l'importance plus ou moins grande de la cambrure qui peut avoir été donnée intentionnellement aux palplanches avant leur mise en œuvre.

(3) Sauf indication contraire, les avis cités sont empruntés à l'étude publiée en 1945 par la A. S. C. E.

horizontale (augmentation du diamètre) et par bombement (flexion verticale des palplanches).

Modérées, ces déformations sont acceptables. M. Lebel⁽¹⁾ des Entreprises Schneider signale par exemple que la plupart des cellules d'un batardeau établi à Saint-Nazaire pour la construction d'une cale se sont déformées en « barillets » lors du déblai de la fouille, mais que ces déformations n'entachaient en rien la résistance de l'ouvrage.

Dans plusieurs cas, malheureusement, ces déformations ont atteint des valeurs inacceptables. M. Shoemaker⁽²⁾, ingénieur en chef du port de Long Beach (U. S. A.), prétend que, avant 1950, les palplanches disponibles en Amérique donnaient lieu à des bombements d'une telle importance que cet inconvénient empêchait d'utiliser les cellules en ouvrages permanents (murs de quai, bajoyers d'écluses, etc.). Le Professeur Polivka établit que ces déformations exagérées sont inévitables avec des profils de palplanches arqués au laminage (*arch-web sheet piles*) et qu'elles s'accompagnent de fortes tensions dépassant, localement, la limite d'élasticité de l'acier. L'auteur attribue les défaillances de certains parois circulaires à l'emploi de palplanches ondulées. Cet avis est confirmé par les études ci-après qui indiquent aussi comme autre cause possible de semblables accidents les trop grandes déformations de certains types d'agrafes, notamment des crochets à contacts multiples.

L'allure du bombement varie avec les caractéristiques des palplanches et de leurs crochets, avec la grandeur des poussées, etc. Le colonel de l'armée américaine Pennoyer fixe la dilatation maxima d'une cellule vers le milieu de sa hauteur. M. Tsagaris de la *Tennessee Valley Authority* la localise entre un tiers et un quart de cette hauteur, à partir du pied. Les cellules formant bajoyers d'une cale de construction de la Marine américaine⁽³⁾ ont montré une dilatation sensiblement constante, sur les deux tiers supérieurs des parois, décroissant ensuite jusqu'à zéro sur le tiers inférieur. Il est intéressant de rechercher, comme on le fera ci-après, comment des profils différents de palplanches peuvent donner lieu à des déformées verticales fort dissemblables.

Les déformations horizontales d'une paroi résultent du fait que les âmes des palplanches fléchissent sous les poussées du remblai en même temps qu'elles s'étirent en agrandissant le cercle ou s'inscrivent leur polygone. Après déformation, la paroi est ondulée en plan. Des déformations angulaires se sont produites dans les agrafes, qui en modifiant les contacts, peuvent parfois compromettre l'étanchéité des joints. Certains batardeaux⁽⁴⁾ ont ainsi donné lieu à des venues d'eau importantes dans la fouille. Les travaux de calfatage

des joints ont révélé des torsions assez grandes des agrafes, dont les effets se font encore sentir désagréablement au moment de l'arrachage des palplanches, lors de la démolition du batardeau. L'exagération de ces déformations dans les crochets peut facilement provoquer des déboitements. Il est indispensable d'essayer de les chiffrer.

Les flexions horizontales des éléments d'une paroi produisent des augmentations très sensibles des tensions, dont l'évaluation a déjà fait l'objet de plusieurs recherches, notamment de la part du professeur L. Baes⁽⁵⁾. Les tensions finales peuvent devenir dangereuses.

Le professeur Terzaghi signale des ruptures dans des cellules, survenues au cours ou à la fin du remplissage. En général ces ruptures affectent les agrafes et proviennent de mauvaises conditions d'exécution des travaux. Le colonel Pennoyer indique notamment que de tels accidents peuvent résulter du fait que, par suite d'un battage mal guidé, la palplanche de fermeture est forcée dans un dernier espace libre qui s'élargit vers le bas. Cette palplanche tiraille les éléments voisins et s'étire elle-même à mesure qu'elle descend. Les efforts correspondants peuvent provoquer une rupture d'agrafe ou, si cet accident ne se produit pas au cours du battage, faire naître à la base de la cellule de fortes tensions internes qui influencent dangereusement sa tenue lors de son remplissage ou de sa mise en service. Une explication analogue a été suggérée pour expliquer une rupture survenue au batardeau des cales des chantiers de la Seyne à Toulon⁽⁶⁾. Il est intéressant de chercher à analyser les effets éventuels d'une mauvaise exécution des travaux.

Des études théoriques sont particulièrement fructueuses quand elles permettent de fixer les détails des essais qui doivent, en contrôlant les résultats des calculs, établir le degré de confiance qu'on peut accorder à leurs hypothèses de base.

Des essais de cellules au laboratoire, sur modèle réduit, semblent difficiles, attendu que les épaisseurs des palplanches et les grandeurs des excentricités de contact, qui régissent les déformations d'une cellule ne sont, en nature, que de l'ordre de quelques millimètres dans un ouvrage dont les dimensions externes atteignent ou dépassent le décimètre⁽⁷⁾.

Des essais sur ouvrages existants peuvent être envisagés, basés sur la mesure, à l'aide de strain-gages, des tensions horizontales et verticales développées à divers niveaux sur les deux faces des âmes des palplanches.

Il peut être difficile d'assurer en permanence un fonctionnement satisfaisant de jauges qui doivent être montées sur des pièces métalliques plongées dans l'eau

(1) G. LEBEL, *La cale-bassin de la S. A. des Ateliers et Chantiers de la Loire* (*Haventechniek*, volume jubilaire, 1949, de la Vlaamse Ingenieurvereniging à Anvers).

(2) *Steel sheet piles cells form bulkhead for Long Beach Harbour (California)* (*Civil Engineering*, septembre 1950).

(3) *Shipways with cellular walls on a marl foundation*, par HUGH MILLER et TERZAGHI, *Transactions A. S. C. E.*, 1947, vol. 112 (paper n° 2300).

(4) *Le batardeau de Lanion à Brest*, par CAYOTTE et CROQUET, CUISNIER et DESIZON, *Revue Travaux*, décembre 1948 et mai 1949).

(5) L. BAES, *Les palplanches plates Belval*, P. (*L'Ossature Métallique*, février 1948).

(6) MOUSEMERQUE et GÉRY, *Quais d'armement et cales de lancement des chantiers de la Méditerranée à la Seyne*, (*Travaux*, mars 1951).

(7) Des installations modernes, telles que les grandes installations G. I. M. E. D. des laboratoires de la fédération des industriels belges, à Bruxelles (*L'Ossature Métallique*, mai 1952), pourraient abriter une cellule en grandeur naturelle et permettraient de la construire à sec et de l'essayer dans les meilleures conditions possible de contrôle.

et qui risquent d'être plus ou moins malmenées au cours du remplissage de la cellule. Certaines tentatives n'ont donné aucun résultat (1). Il est pourtant possible, en multipliant les précautions et les soins au montage des *strain-gages* d'assurer à une bonne partie d'entre elles (les trois quarts par exemple) un fonctionnement satisfaisant.

M. Colburn de la *Tennessee Valley Authority* signale qu'on a fait au barrage de Chikamanga des mesures de tensions sur deux cellules construites et remblayées à sec avant d'être mises en service. Les résultats obtenus sur des sections qui, théoriquement, devaient subir la même sollicitation, sont tellement divergents qu'il est impossible d'en tirer des conclusions valables. Abstraction faite de défauts possibles dans le montage des jauges, on peut attribuer cette dispersion des résultats à des différences dans les conditions de contact d'un joint à l'autre ou sur la hauteur d'un même joint.

Au duc d'albe construit en 1952 à Wintam, au débouché du canal maritime de Bruxelles dans le Rupel, on a pu relever certaines tensions en divers points d'une paroi circulaire de 10 m de diamètre et 13,50 m de hauteur libre lors du remplissage de la cellule. Les résultats obtenus présentent à première vue une dispersion déconcertante, qui s'explique ici par les entraves apportées à l'exécution d'essais assez prolongés, et surtout par certaines particularités des conditions d'exécution des travaux. Il n'est pas possible de déduire de ces essais une vérification sérieuse de méthodes de calcul des parois.

Ils ont toutefois donné des indications intéressantes sur les mesures à prendre pour assurer la réussite d'essais ultérieurs par un contrôle rigoureux de l'exécution des travaux et par la mise en place d'un système bien ordonné de jauges bien abritées. Il est donc permis d'espérer que le perfectionnement des méthodes de calcul des parois et des autres éléments des constructions cellulaires pourront être contrôlés et amendés par des essais futurs, en nature, sur de nouveaux ouvrages.

Le but de la présente note est l'analyse des sollicitations complexes d'une paroi circulaire en palplanches plates.

Un premier chapitre se rapporte au calcul des tensions horizontales et aux leçons qu'on doit en tirer en ce qui concerne le tracé judicieux des dispositifs d'agrafe. Un deuxième chapitre étudie l'effet des flexions verticales et montre les inconvénients que présentent, à ce point de vue, les palplanches trop cambrées à la pose. Dans un troisième chapitre, nous recherchons quelles pourraient être les conséquences de certaines mauvaises conditions d'exécution, comprenant un forçage des palplanches par des actions brutales et la création de tensions internes par un battage mal réglé. Nous rappelons parmi nos conclusions (quatrième chapitre) les règles simples qui permettent d'éviter ces défauts d'exécution.

(1) STALLWORTH and BURKHART, *Stress measurements in cellular bulkhead structures* A. S. C. E.-convention, Houston (Texas) 22 février 1951.

CHAPITRE PREMIER

TENSIONS HORIZONTALES CIRCULAIRES ET DÉFORMATIONS CORRESPONDANTES

2. Déformée horizontale de la paroi

Les conditions idéales de sollicitation d'une paroi circulaire se rencontreraient dans une cellule formée de palplanches qui, avant la pose, auraient été cintrées au rayon de courbure de la cellule; à condition que les contacts dans les agrafes soient exactement centrés sur le cercle des fibres moyennes des âmes et que l'enfilage et le battage des palplanches se soient faits normalement, sans produire de tensions internes.

Dans un tel ouvrage (fig. 3) les poussées appliquées à la paroi sont les poussées actives du remplissage (sauf dans la partie inférieure, fléchie verticalement). A chaque niveau, la poussée p appliquée à la déformation horizontale de la paroi provoquerait dans l'âme une tension uniforme de traction σ_m . Le rayon de la cellule augmenterait de $(R \times \frac{\sigma_m}{E})$; la longueur l de la corde de chaque élément et la cambrure t donnée avant la pose augmenteraient dans la même proportion. Si les poussées du remblai se développent suivant une loi rectiligne, chaque palplanche s'incline en restant droite dans sa partie supérieure et ne fléchit, dans le sens de la longueur, que dans sa partie inférieure qui se raccorde au cercle de base, resté immuable dans le sol de fondation (2) (voir le chapitre II).

En général, les palplanches sont fournies et mises en œuvre, plates, et après montage, leurs âmes successives forment un polygone régulier inscrit dans le cercle de la cellule.

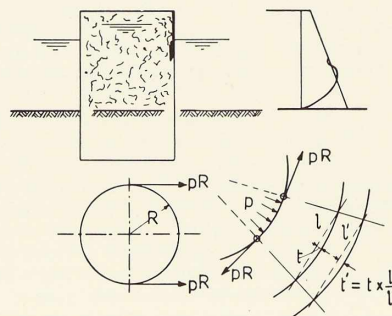


Fig. 3. Sollicitation d'une cellule.

(2) Si la loi des poussées du remblai présente une série d'éléments rectilignes d'inclinaisons différentes, la loi des poussées provoquant la dilatation de la paroi, sera l'image de la loi des poussées actives du remblai, complétée par des raccordements courbes plus ou moins longs entre les éléments rectilignes successifs. Des flexions verticales (en général assez faibles) affecteront les palplanches sur les longueurs de ces raccordements.

Les poussées p appliquées à la paroi (fig. 4) développent aux sommets du polygone, des réactions entre éléments, tangentes au cercle circonscrit, et de grandeur (pR). Nous supposons, en premier lieu, que les contacts se font dans les agrafes sans aucune excentricité et que les forces s'appliquent donc aux sommets du polygone des âmes des palplanches.

Ces forces présentent des composantes X , très sensiblement égales à (pR) alignées suivant les axes AB des éléments et des composantes normales à AB , dont la somme équilibre la résultante des poussées p appliquées sur la longueur de l'élément considéré.

Sous l'effet des poussées, l'élément fléchit vers l'extérieur suivant une courbe dont la corde AB' est inférieure à AB . La traction X allonge l'élément et tend à aplatir la couche de sorte que finalement, l'élément présente, vers l'extérieur, une courbe de corde AB_1 , plus grande que AB et de flèche f fonction, comme la corde, des pressions p et de la traction axiale X . En se combinant, cette traction et les moments fléchissants fonctions de p et de f produisent des extensions sur l'extrados et des compressions sur l'intrados de la cellule.

L'effort X peut être excentré au contact des agrafes. Une excentricité ($-e$) vers l'extérieur (fig. 5) a pour effet de réduire l'allongement de l'élément tandis que la flèche f augmente ainsi que les extensions à l'extrados et les compressions à l'intrados. Une excentricité ($+e$) vers l'intérieur (fig. 6) augmente l'allongement mais tend à réduire la flèche et les tensions sur les fibres extrêmes de l'âme.

Une cambrure de pose t (fig. 7) donnée à l'élément de palplanche avant sa mise en place augmente les moments dus à la traction axiale X . Pour une valeur positive suffisante de t (vers l'extérieur) les tensions positives d'extension passent de l'extrados à l'intrados de la cellule.

Considérons (fig. 8) le cas général d'un élément présentant au moment de la pose une forme parabolique de corde l et de montée t . S'il ne se produisait qu'une traction uniforme de l'âme, sans flexion, la corde deviendrait l' et la montée ($l' = l \times \frac{l'}{l}$) (courbe $A_1S_1B_1$). Les moments fléchissants dus aux poussées p et à la traction X produisent à partir de la parabole $A_1S_1B_1$ des déformations radiales. Par suite de la dilatation de la cellule, la traction X est devenue égale à :

$$X = \frac{pl'}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (\text{voir les notations de la fig. 8})$$

Les poussées p donnent, avec les notations de la figure 8 des moments fléchissants positifs de grandeur : $\left(\frac{pl'^2}{8} - \frac{px^2}{2}\right)$. La traction X' excentrée de ($+e$) vers l'intérieur de la cellule donne des moments négatifs de grandeur $[-X'(e+z-w)]$ si on appelle z l'ordonnée (changée de signe) de la courbe $A_1S_1B_1$ soit

$$z = l' \times \left(1 - \frac{4x^2}{l'^2}\right)$$

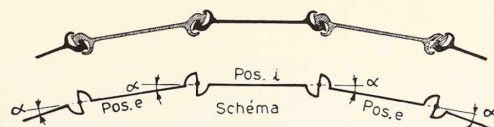


Fig. 4.

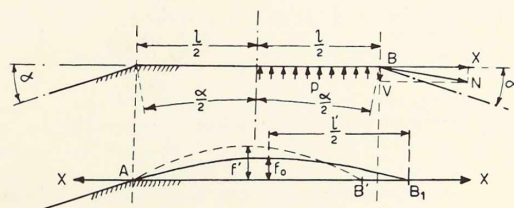


Fig. 5.

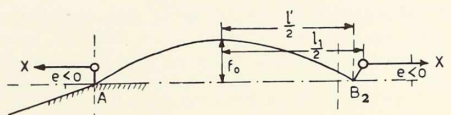


Fig. 6.

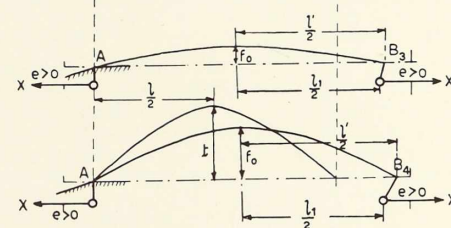


Fig. 7.

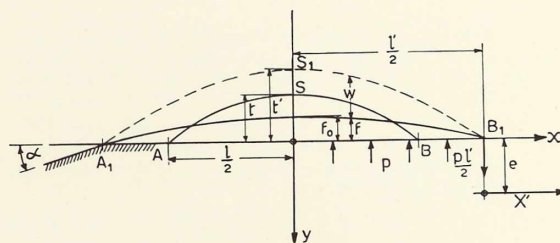


Fig. 8.

Fig. 4 à 8. Éléments de la sollicitation d'une paroi circulaire.

la cambrure t étant comptée positivement vers l'extérieur de la cellule.

Si I est le moment d'inertie de la section de l'âme et E le module d'élasticité du métal, l'équation différentielle de la déformée horizontale de l'élément s'écrit :

$$EI \frac{d^2 w}{dx^2} = \frac{pl^2}{8} - \frac{px^2}{2} - X'e - X'l' \left(1 - \frac{4x^2}{l'^2}\right) + X'w$$

ou encore :

$$EI \frac{d^2 w}{dx^2} - X'w = -X' \left(e + l' - \frac{pl'^2}{8X'} \right) - \left(p - \frac{8X'l'}{l'^2} \right) \times \frac{x^2}{2}$$

En appelant λ' la longueur

$$\lambda' = \sqrt{\frac{EI}{X'}}$$

et en déterminant les constantes d'intégration par les conditions que w doit être nul pour $x = \pm \frac{l'}{2}$ on trouve pour l'équation intégrée de la déformée :

$$w = \left(e + \frac{p\lambda'^2}{X'} - 8t' \frac{\lambda'^2}{l'^2} \right) \left(1 - \frac{\operatorname{ch} \frac{x}{\lambda'}}{\operatorname{ch} \frac{l'}{2\lambda'}} \right) + \left(1 - \frac{4x^2}{l'^2} \right) \left(t' - \frac{pl'^2}{8X'} \right) \quad (1)$$

Reste à déterminer la valeur de l' dont se déduiront immédiatement l , X' et λ' .

L'arc primitif de corde l et de montée t avait une longueur qu'on peut prendre égale à $l \left(1 + \frac{8}{3} \frac{t^2}{l^2} \right)$. Une traction axiale X' par unité de hauteur donne dans l'âme une dilatation $\frac{X'}{Es}$ si on appelle s l'épaisseur de l'âme. Les déformations qui se produisent en même temps dans la région des griffes augmentent l'allongement de l'élément de palplanche dans un certain rapport τ qu'on peut déduire des essais du professeur Baes ⁽¹⁾. L'élément de palplanche, étiré par la force X' prend finalement une longueur égale à :

$$l \left(1 + \frac{8}{3} \frac{t^2}{l^2} \right) \left(1 + \tau \frac{X'}{Es} \right)$$

Par suite des déformations verticales de flexion, l'arc primitif s'est transformé en une autre courbe, dont la montée f_0 au milieu de l'élément est égale à l' moins la déformation w_0 correspondant à ($x=0$). La corde l'' est inférieure à la corde définitive l' attendu que l'effort X' produit une déformation horizontale dont il n'a pas été tenu compte jusqu'à présent et dont la grandeur est égale à :

$$\frac{X'l'}{EI} \left(\frac{8}{12} f_0^2 + \frac{2}{3} e f_0 \right)$$

En remarquant que $\frac{EI}{X'} = \lambda'^2$ on trouve :

$$l'' = l' \left(1 - \frac{8}{15} \frac{f_0^2}{\lambda'^2} - \frac{2}{3} \frac{e f_0}{\lambda'^2} \right)$$

La longueur de l'arc déformé, de corde l'' et de montée f_0 peut se déduire de l'équation des ordonnées f égales à $(z-w)$. On doit avoir finalement :

$$l \left(1 + \frac{8}{3} \frac{t^2}{l^2} \right) \left(1 + \tau \frac{X'}{Es} \right) = 2 \times \int_0^{l''/2} dx \times \sqrt{1 + \left(\frac{df}{dx} \right)^2} \\ = 2 \int_0^{l''/2} dx \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{df}{dx} \right)^2 \right]$$

⁽¹⁾ Les palplanches plates Belval P. Présentation des essais photo-élastiques et des essais sur acier qu'a comportés cette étude. (L'Ossature Métallique, février 1948). Voir aussi l'étude complémentaire publiée au n° 11 de 1949 de la même revue.

avec l'' défini en fonction de l' par la relation ci-dessus. L'équation en l'' qui résulte de ces calculs est d'une complication qui la rend pratiquement inutilisable ⁽²⁾.

On obtient des valeurs suffisamment approchées de f_0 et de l'' en remplaçant dans l'équation (1) en w , l' par l , l' par l , X' par X , et en simplifiant l'équation en l'' de la manière suivante :

$$l \left(1 + \frac{8}{3} \frac{t^2}{l^2} + \tau \frac{X}{Es} \right) = l'' \left(1 + \frac{8}{3} \frac{f_0^2}{l'^2} \right) \\ = l'' \left(1 - \frac{8}{15} \frac{f_0^2}{\lambda^2} - \frac{2}{3} \frac{e f_0}{\lambda^2} + \frac{8}{3} \frac{f_0^2}{l'^2} \right)$$

d'où l'on déduit pour la dilatation de l'élément de longueur l :

$$\frac{l' - l}{l} = \tau \frac{X}{Es} + \frac{8}{3} \frac{t^2 - f_0^2}{l^2} + \frac{8}{15} \frac{f_0^2}{\lambda^2} + \frac{2}{3} \frac{e f_0}{\lambda^2} \quad (2)$$

avec :

$$X = pR \quad \text{et} \quad \lambda = \sqrt{\frac{EI}{X}} \quad (3)$$

tandis que la montée f_0 de l'arc déformé se déduit, pour $x=0$, de l'équation (1) en w , simplifiée comme il est dit ci-dessus, par :

$$f_0 = t - w_0$$

ce qui donne :

$$f_0 = \frac{pl^2}{8X} - \left(e + \frac{p\lambda^2}{X} - 8t \frac{\lambda^2}{l^2} \right) \times \frac{\operatorname{Ch} \frac{l}{2\lambda} - 1}{\operatorname{Ch} \frac{l}{2\lambda}}$$

La cambrure C_0 d'un élément cintré au rayon R de la cellule est égale à :

$$C_0 = \frac{l^2}{8R} \quad (4)$$

ce qui permet de mettre la valeur de f_0 sous la forme simple :

$$f_0 = C_0 - \left[e + \frac{\lambda^2}{R} \left(1 - \frac{t}{C_0} \right) \right] \times \frac{\operatorname{Ch} \frac{l}{2\lambda} - 1}{\operatorname{Ch} \frac{l}{2\lambda}} \quad (5)$$

Après déformation, la paroi présente en plan une forme ondulée. Les extrémités des éléments se trouvent sur un cercle de rayon agrandi à $R' = R \times \frac{l'}{l}$ et les milieux des éléments font sur les cordes de ce cercle une saillie, vers l'extérieur, de grandeur f_0 . Pour des éléments cintrés, avant la pose, à la courbure de la cellule ($t=C_0$) et à contacts bien centrés ($e=0$) la saillie f_0 sur la corde (égale à C_0 d'après l'équation 5) correspond à la flèche du cercle primitif. Les ondulations de la paroi déformée deviennent insensibles.

⁽²⁾ Dans son mémoire, cité ci-dessus, de novembre 1948, M. le professeur Baes, qui a établi l'équation exacte de la déformée dans le cas de e et t nuls, la qualifie « très lourde à manier ». Les équations approchées en l' et f_0 qu'il utilise nous ont paru encore trop compliquées pour un usage pratique.

3. Cambrures de pose et excentricités de contact pour divers profils de palplanches plates

Les crochets des profils de palplanches plates, laminés aujourd'hui, ont des traces qui se rapprochent toujours plus ou moins de l'un des deux types suivants :

1. Le crochet à contact par point unique (fig. 9a et 10) caractéristique des palplanches plates Belval, concentre pour chaque palplanche, tout l'effort d'accrochage sur une pièce unique, le nez, dont le tracé a été minutieusement étudié ⁽¹⁾ pour assurer une résistance à la rupture à des efforts de plus de 300 t par m de longueur d'agrafe. Les doigts n'ont qu'un rôle secondaire dans l'assemblage; ce ne sont que des gardés contre le déboîtement et des guides pour le battage.

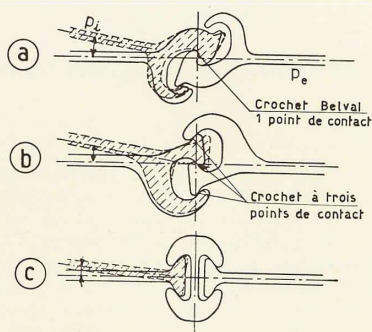


Fig. 9. Types de crochets.

2. Le crochet à contacts multiples (fig. 9b) caractéristique des palplanches américaines, dans lequel l'effort d'accrochage se répartit, dans des proportions incertaines sur deux ou trois contacts des pièces en prise dans l'agrafe.

Les doigts participent en service normal à la transmission des efforts dans la paroi; leur importance s'est accrue au détriment du nez, qu'ils doivent soulager.

Parmi les types intermédiaires de contacts, on peut signaler celui des palplanches françaises Senelle (fig. 9c) où le bourrelet d'extrémité d'un élément transmet l'effort de traction à l'élément suivant par deux contacts avec une pièce spéciale d'assemblage, laminée à part. La répartition des efforts entre les deux contacts semble moins incertaine que dans les profils américains, mais elle n'a pas le caractère de franchise et de netteté, propre au crochet Belval.

Lorsque les palplanches agrafées se trouvent dans un même plan (comme dans les cloisons transversales d'un gabion par exemple) les zones de contact des agrafes sont symétriques par rapport au plan axial qui contient les fibres moyennes des âmes.

La figure 10a représente à grande échelle le tracé du contact dans un alignement droit de palplanches Belval. La traction qui traverse la griffe tend à aug-

menter la courbure des parties convexes des deux nez en contact et à diminuer la courbure de leurs parties concaves. Il en résulte que les pressions de contact se concentrent au point d'inflexion A du tracé, dans le plan axial. La traction X est parfaitement centrée.

Dans une agrafe du type américain, le contact correct d'alignement droit (fig. 9b) se fait par trois points, dont deux sur les doigts. On ne peut pas garantir un tracé rigoureusement exact de ces doigts. De faibles écarts par rapport au tracé théorique auront pour conséquence de charger un des doigts plus que l'autre. La traction sur la paroi, résultante de forces différentes, appliquées à trois contacts dont deux sont excentrés de plusieurs centimètres sera presque toujours excentrée elle-même d'une quantité appréciable, inconnue a priori.

Pour réaliser une paroi circulaire, chaque palplanche doit être inclinée d'un certain angle α par rapport à la précédente. Les tracés des nez et des doigts permettent de réaliser une déviation angulaire α pouvant atteindre 15° et plus. Mais, comme il est prudent de ne pas épuiser les jeux que présentent les assemblages, on limite en pratique, la déviation angulaire maxima à 10° ce qui, pour une largeur de palplanche de 400 mm correspond à une paroi circulaire de 2,30 m de rayon ⁽²⁾.

La figure 10b donne le tracé du contact Belval pour une déviation de 10° . Le contact A est excentré de moins de 1 mm vers l'extérieur de la cellule. Sous le point A, le contact se fait entre deux cercles de faible rayon et de courbures opposées; il doit en résulter un certain écrasement élastique de la matière qui abaisse le point d'application de X d'une fraction de millimètre.

D'autre part, comme on le verra ci-après (§ 5), la déformation de la paroi par flexion réduit la rotation relative des deux nez et abaisse ainsi le point A d'une nouvelle fraction de millimètre. Finalement, la ligne

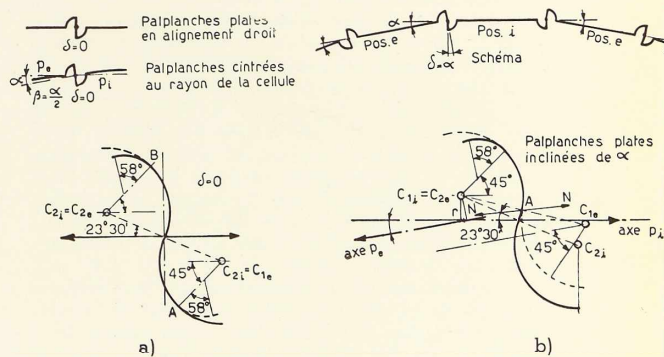


Fig. 10a et 10b. Contacts de palplanches normales.

⁽²⁾ On réalise des rayons plus petits, tout en conservant l'angle limite de 10° en incrépant dans la paroi, à intervalles plus ou moins rapprochés, des palplanches cintrées avant la pose, au rayon de courbure de la paroi.

⁽¹⁾ Voir les deux mémoires précités du professeur BAE.

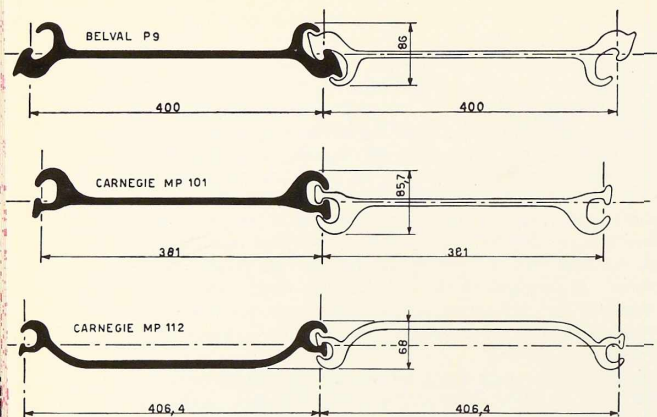


Fig. 11. Profils divers de palplanches.

d'action de la traction X passera très sensiblement par le point r intersection des axes des deux palplanches successives. Celles-ci seront donc sollicitées sans excentricité sensible.

Dans les palplanches américaines à contacts multiples, comme le montre le tracé pointillé de la figure 9b, le contact de deux éléments inclinés l'un par rapport à l'autre se fait par deux points, dont l'un est centré et l'autre excentré de plus de 20 mm vers l'extérieur de la cellule. La répartition des efforts entre ces deux points est inconnue, ainsi que l'excentricité qui en résulte pour l'effort X . On n'exagérera certainement pas les effets de cette excentricité en admettant qu'elle atteigne facilement une valeur de 4 mm, vers l'extérieur de la cellule.

Au lieu d'être fournies plates, les palplanches peuvent être également laminées avec des âmes incurvées alternativement de part et d'autre de la ligne des contacts. La figure 11 reproduit par exemple, à la suite du profil Belval B. P. 9 deux profils M. P. 101 et 112 de la *Carnegie Illinois Steel Corporation*, le premier plat, le deuxième à ondulations de 30 mm d'amplitude, de part et d'autre de la ligne des contacts. Pour une même déviation angulaire de deux éléments successifs, les contacts se produisent dans les mêmes conditions et avec les mêmes excentricités que pour les palplanches plates. Les cambrures des éléments modifient les effets de flexion dus à la traction horizontale X dans la paroi.

Des palplanches laminées plates peuvent être cintrées à l'usine ou au chantier, avant leur mise en œuvre. Dans ce cas (fig. 12) les éléments d'un rideau droit s'agrafent avec une rotation relative égale à (2β) si on appelle β l'angle donné par le cintrage à l'extrémité de la palplanche. Pour deux éléments inclinés de α la rotation relative δ des agrafes devient égale à $(2\beta - \alpha)$ et se produit en sens inverse de la rotation α correspondant à des éléments plats.

Si la palplanche est cintrée au rayon de courbure

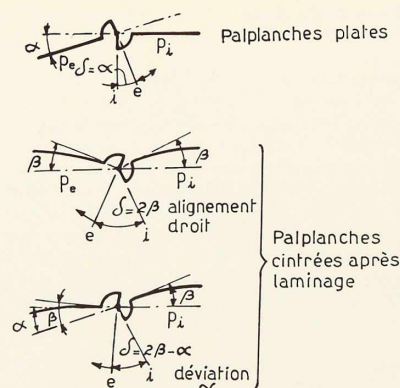


Fig. 12. Contacts de palplanches cintrées.

de la cellule β est égal à $\frac{\alpha}{2}$ et δ nul. Le contact se produit (fig. 10) dans les mêmes conditions que pour des éléments en alignement droit, c'est-à-dire dans les conditions les meilleures aux points de vue de la sollicitation et des facilités de mise en œuvre.

Des palplanches, fournies plates au chantier, peuvent être cintrées plus ou moins régulièrement à la pince ou par d'autres actions brutales en cas de mauvaise exécution des travaux par une équipe mal dirigée. Il peut se faire, par exemple, que pour suivre un gabarit rudimentaire, dépourvu des dispositifs nécessaires de repérage et de guidage, les ouvriers s'appliquent (fig. 13) à coller, lors de la pose, les deux agrafes de chaque palplanche contre le gabarit, en cintrant la pièce à une courbure plus forte que celle de la paroi à réaliser.

L'inclinaison β à l'extrémité d'une palplanche peut alors dépasser largement $\frac{\alpha}{2}$ et la rotation relative δ peut prendre une valeur assez grande, de sens inverse à celui de la rotation entre palplanches plates. Cela peut conduire, comme le montre le croquis de la figure 13 à un accrochage caractérisé par une excentricité plus ou moins grande des contacts, vers l'intérieur de la cellule. En désaxant les palplanches jusqu'à provoquer des contacts entre nez et doigts, des ouvriers maladroits peuvent encore augmenter cette excentricité.

Les équations (1) à (5) du paragraphe 2 nous donnent les éléments du calcul des tensions et des déformations horizontales d'une paroi circulaire pour diverses valeurs de l'effort X , de la cambrure de pose t du tracé de l'âme et de l'excentricité e du contact aux agrafes. Les considérations ci-dessus nous permettent de fixer les valeurs de t et de e qui caractérisent divers profils et nous conduisent à comparer ces profils sur les bases suivantes :

1. Palplanches plates avec contact à point unique (type Belval). Cambrure t et excentricité de contact e toutes deux nulles.

2. Ces mêmes palplanches, cintrées avant la pose, au rayon R de la cellule. Cambrure de pose l égale à C_0 (équation 4). Excentricité e nulle.

3. Palplanches plates avec contacts multiples (types américains Lackawanna, Carnegie, Bethlehem et leurs imitations). Cambrure l nulle. Excentricité e de contact négative (vers l'extérieur de la cellule) et que nous prenons égale à (-4 mm) ce que nous considérons comme une grandeur absolue minima. Les palplanches françaises Senelle, d'un autre type de contact avec agrafage sur pièce séparée, se rattachent à cette même catégorie, avec une excentricité plus faible en grandeur absolue.

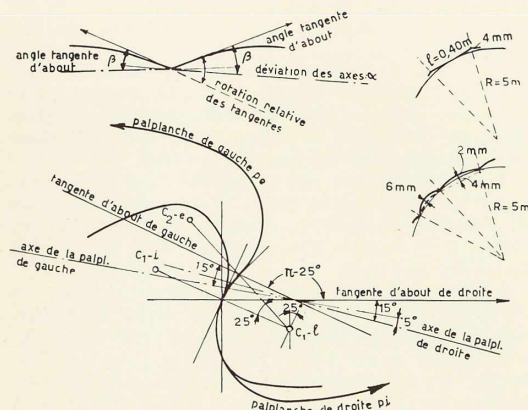


Fig. 13. Contacts de palplanches surpliées.

4. Palplanches ondulées avec contacts multiples, à ondulations du type M. P. 112 de la figure 11. Cambrure l alternativement positive $(+30 \text{ mm})$ vers l'extérieur et négative (-30 mm) vers l'intérieur de la cellule. Excentricité de contact e égale à (-4 mm) comme au 3.

5. Palplanches d'un type Z ou U ordinaire (du profil II environ) présentant des ondulations de 90 mm de demi-amplitude (ceci à titre documentaire pour analyser les conditions d'une adaptation éventuelle de palplanches Z à grand module à la construction d'ouvrages cellulaires). Nous supposons l'excentricité de contact nulle. Il ne nous paraît pas possible, en effet, d'apprécier les excentricités de contact dans une paroi circulaire en palplanches à module, d'un type Z. Cette ignorance n'a guère d'importance car les effets produits par une excentricité de 4 mm sont faibles (10 % ou moins) dans des profils cambrés à 90 mm.

6. Palplanches plates déformées sur chantier au cours d'une mauvaise exécution des travaux, avec l plus grand que C_0 . Nous les qualifierons : « surpliées ». Pour nous rendre compte des résultats possibles d'une mise en œuvre défectueuse, nous considérons le cas d'une cellule de 5 m de rayon (ce qui donne C_0 égal à 4 mm) montée avec des palplanches surpliées à $l = 6 \text{ mm}$ et présentant des contacts excentrés de $e = +4 \text{ mm}$ vers l'intérieur de la cellule.

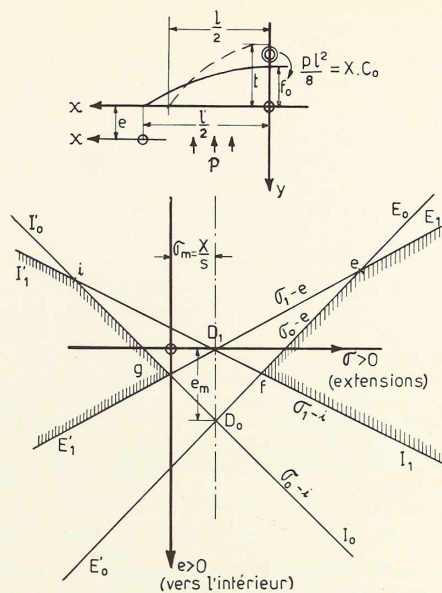


Fig. 14. Diagramme des tensions horizontales dans la paroi.

4. Tensions horizontales dans la paroi

En plus de la traction axiale X , l'âme de la palplanche subit, au droit des agrafes d'extrémité (fig. 14) un moment négatif $(-Xe)$ et, au milieu de sa largeur, un moment positif, de grandeur :

$$\frac{pl^2}{8} - X(e + f_0) = X \times (C_0 - e - f_0).$$

Si on appelle $\frac{l}{V}$ le module de flexion de la section de l'âme; $\frac{r^2}{V}$ la demi-hauteur du rayon central et si on remplace f_0 par la valeur donnée par l'équation (5) on trouve pour la tension σ_1 au droit des extrémités :

$$\sigma_1 = \frac{V}{I} \times X \times \left(\frac{r^2}{V} \pm e \right) \quad (6)$$

et pour la tension σ_0 au milieu de l'âme :

$$\sigma_0 = \frac{V}{I} \times X \times \left[\frac{r^2}{V} \pm \frac{e}{\text{Ch} \frac{l}{2\lambda}} \pm \frac{\lambda^2}{R} \left(1 - \frac{l}{C_0} \right) \times \frac{\text{Ch} \frac{l}{2\lambda} - 1}{\text{Ch} \frac{l}{2\lambda}} \right] \quad (7)$$

le signe supérieur se rapportant à la tension sur l'extrados, et le signe inférieur à la tension sur l'intrados de la cellule.

Pour une âme de 9 mm d'épaisseur, le module $\frac{I}{V}$ est de 13,5 cm³ par m de hauteur de la paroi et la demi-hauteur $\frac{r^2}{V}$ du noyau central égale 1,5 mm. Les équations (6) et (7) donnent les tensions horizontales σ dans la paroi en kg/mm² si on y remplace $\frac{V}{T}$ par 0,074, $\frac{r^2}{V}$ par 1,5 et si on exprime l'effort X en t par m de hauteur; les longueurs e et $\frac{\lambda^2}{R}$ en mm.

Dans un diagramme (fig. 14) donnant les tensions σ en fonction des excentricités de contact e les tensions à l'extrados sont représentées par des droites E d'inclinaison négative et les tensions à l'intrados par des droites I d'inclinaison positive. Les tensions σ_1 aux abouts de l'âme sont égales sur les deux faces pour e nul; leurs représentatives sont des droites telles que E'_1E_1 et I'_1I_1 . Les tensions σ_0 au milieu de l'âme sont égales sur les deux faces pour une excentricité de contact e_m égale à :

$$e_m = \frac{\lambda^2}{R} \left(1 - \frac{1}{C_0}\right) \times \left(\text{Ch} \frac{l}{2\lambda} - 1\right).$$

Leurs représentatives sont des droites E_0 et I_0 moins inclinées que E_1 et I_1 sur l'axe vertical des excentricités e . Pour un profil donné de palplanches et des valeurs connues de l'effort X et du rayon R, les tensions horizontales maxima dans la paroi sont représentées par le contour E_1eI_1 et les tensions minima par le contour $I'_1e'gE'_1$ symétrique du premier par rapport à la verticale D_0D_1 , d'abscisse égale à la tension moyenne $\left(\frac{X}{s}\right)$.

Pour nous rendre compte des tensions qui se développent dans la paroi d'un ouvrage de dimensions normales, considérons le cas d'une cellule circulaire de 10 m de diamètre et de 10 m de hauteur libre correspondant aux conditions indiquées à la figure 15 et sollicitée à son sommet par une force horizontale de 150 t (duc d'Albe) ou retenant un remblai chargé de 4 t/m² sur le terre-plein. La poussée produite par le remplissage et par la différence des niveaux d'eau est égale à 5 t/m² environ à la base de la cellule, au niveau du sol extérieur. La traction de 150 t sur le duc d'Albe, ou la poussée du remblai sur le mur de quai donnent, toutes deux, un moment fléchissant de l'ordre de 1 500 t.m correspondant, à la base, à une augmentation de pression verticale de 15 t/m² et à une poussée supplémentaire de $1/3 \times 15 = 5$ t/m². La poussée maxima à considérer dans le calcul des tensions horizontales de la paroi (1) est donc de $5 + 5 = 10$ t/m².

On trouve par les formules (3) et (5):

$$X = pR = 10 \times 5 = 50 \text{ t/m.}$$

$$I = \frac{1}{12} \times 100 \times 0,9^3 = 6,1 \text{ cent.}^4$$

(1) Pour autant que la pression verticale supplémentaire développée par la flexion dans le noyau de terre corresponde au quotient du moment fléchissant divisé par le module de flexion de la section du noyau. Nous avons montré que la pression réelle était certainement inférieure à cette valeur (mémoire précitée).

$$\lambda = \sqrt{\frac{2 \cdot 100 \times 6,1}{50}} \times 10 = 160 \text{ mm}$$

$$\frac{\lambda^2}{R} = \frac{160^2}{5000} = 5,12 \text{ mm} \quad \frac{l}{2\lambda} = \frac{400}{2 \times 160} = 1,25$$

$$\text{Ch} \frac{l}{2\lambda} = 1,89 \quad \frac{\text{Ch} \frac{l}{2\lambda} - 1}{\text{Ch} \frac{l}{2\lambda}} = 0,47$$

ce qui a permis de tracer le diagramme de la figure 16 donnant, pour l'ouvrage considéré les lois de variation de σ_1 et de σ_0 en fonction de l'excentricité de contact e pour trois types de palplanches : plates ($t=0$) ou cintrées au rayon de 5 m ($t=C_0=4$ mm) ou surliées à $t=6$ mm.

La lecture du diagramme montre notamment que :

1. Les palplanches cintrées au rayon R avec griffes à contact unique (point C_0) subissent une extension uniforme dans toute la section et sur toute la largeur de l'âme, ne dépassant pas 5,55 kg/mm².

2. Les palplanches plates type Belval, à contact par point unique, subissent (point B) par suite des flexions de l'âme, une extension maxima, sur l'extrados, au milieu de la largeur égale à 14,5 kg/mm², soit 2,6 fois la tension moyenne.

3. Les palplanches plates, de profils américains ou similaires, avec griffes à contacts multiples, sont affectées de tensions atteignant 22,35 kg/mm² (point A) soit plus de quatre fois la tension moyenne, sur l'extrados, au milieu de l'âme. Les fibres d'extrados au contact des griffes sont presque autant sollicitées, à 20,35 kg (point a).

4. Des palplanches plates surliées par suite d'une mauvaise exécution des travaux et affectées en même temps d'excentricités de contact vers l'intérieur, subissent aux abouts (point M) une extension maxima de 20,35 kg/mm², soit 3,65 fois la tension moyenne. Contrairement à ce qui se passe en cas d'exécution correcte, la tension maxima se produit à l'intrados au lieu d'apparaître à l'extrados de la cellule (voir aussi le chapitre III).

On voit donc que les effets de flexion horizontale de la paroi augmentent les tensions horizontales maxima notablement au-dessus de la tension moyenne obtenue en divisant l'effort axial X par la section de l'âme. Cette augmentation est particulièrement exagérée pour les

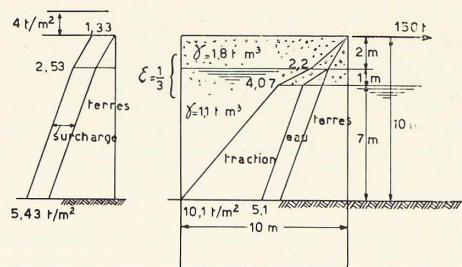


Fig. 15. Sollicitation d'une cellule normale.

profils avec griffes à contacts multiples. Les tensions obtenues pour ces palplanches dépassent même celles que pourrait donner, accidentellement, une mise en œuvre inconsiderée et mauvaise de palplanches plates à contact unique.

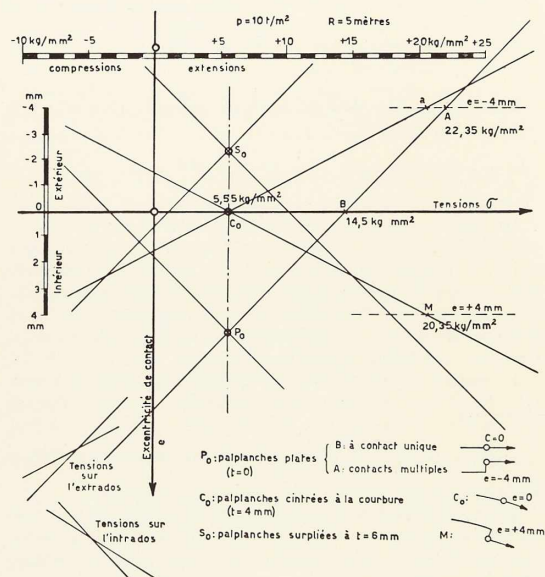


Fig. 16. Diagramme des tensions horizontales dans la paroi.

Si dans cette même cellule de 5 m de rayon, nous faisons varier l'effort X (ou la poussée p qui lui est proportionnelle) les tensions maxima varient suivant les lois indiquées à la figure 17 pour divers types de palplanches. L'importance relative des effets de flexion diminue à mesure que X augmente. Le désavantage des griffes à contacts multiples apparaît nettement.

Les valeurs des tensions maxima sont également données pour deux profils ondulés : l'un à ondulations de 30 mm de part et d'autre de la ligne moyenne, correspond sensiblement au profil américain M. P. 112; l'autre correspond à la réalisation de la paroi à l'aide de palplanches à grand module, d'un type Z ordinaire, à 180 mm de distance entre tables et à 12 mm d'épaisseur.

Les valeurs considérables des tensions correspondant aux profils ondulés semblent devoir faire proscrire leur emploi. On verra au chapitre III que les importantes flexions verticales (et les forts bombements) qui se produisent avec ces profils réduisent sensiblement la valeur maxima de X sous celle qui correspond à la poussée maxima du remplissage. Toutefois la réduction des tensions horizontales qui en résulte, n'est en général, pas suffisante. On est conduit, pour sauver la situation, à appuyer la tête des palplanches au sommet de

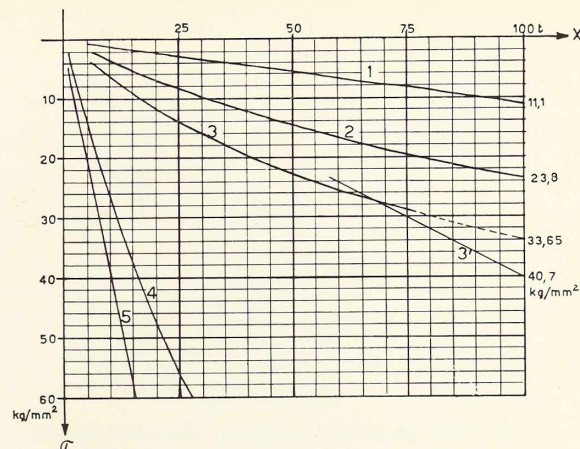


Fig. 17. Abaque des tensions en fonction de la traction horizontale.

1. Palplanches cintrées à la courbure $e = 0$.
2. Belval B.P. 9 : $t = 0$, $e = 0$.
3. Plates à contacts multiples : $t = 0$, $e = -4$ mm.
- 3'. Item : tension maxima aux bouts.
4. Palplanches ondulées à contacts multiples : $t = +$ et -30 mm, $e = -4$ mm.
5. Palplanches à grand module, type Z ou U, profil II : $e = 0$.

la cellule, sur une poutre circulaire fortement sollicitée, en acier ou en béton précontraint. La construction devient un rideau circulaire de palplanches à grand module, ancré à la tête. Il perd les avantages d'économie qui caractérisent les constructions cellulaires en palplanches plates.

5. Déformations angulaires dans les agrafes

Par suite de la flexion horizontale les éléments successifs de palplanches subissent par rapport à leur tracé primitif, des déformations radiales w dont l'expression est donnée par l'équation (1) du paragraphe 2 ci-dessus.

Considérons deux éléments plats successifs, inclinés de $\delta = \alpha$ l'un par rapport à l'autre (fig. 18). À l'extrémité droite (1) la palplanche tourne, par flexion, de $\left(\frac{dw}{dx}\right)_1$ et, à l'extrémité gauche de $\left(\frac{dw}{dx}\right)_2$. On constate que l'angle δ des deux parties en contact dans l'agrafage diminue de $\left(\frac{dw}{dx}\right)_1 - \left(\frac{dw}{dx}\right)_2$ de sorte que la flexion de la paroi produit dans la griffe une variation de la rotation initiale donnée par :

$$\Delta\delta = -\left(\frac{dw}{dx}\right)_1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)_2 \quad (8)$$

Cette relation s'applique quelle que soit la forme donnée aux éléments de palplanches avant la pose. La rotation relative initiale δ des pièces en prise dans l'agrafe est égale à $(\delta = \alpha - 2\beta)$ si on appelle α l'in-

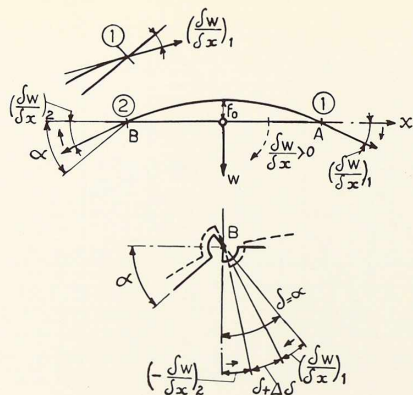


Fig. 18. Déformation angulaire dans les agrafes.

clinaison relative de deux cordes successives et β l'angle donné à l'extrémité de la palplanche par un cintrage éventuel, après laminage.

L'équation (1) en w se met sous la forme :

$$w = -C_0 \left(1 - \frac{l}{C_0}\right) \left(1 - \frac{4x^2}{l^2}\right) + \left[e + \frac{\lambda^2}{R} \left(1 - \frac{l}{C_0}\right)\right] \times \left(1 - \frac{\text{Ch } \frac{x}{\lambda}}{\text{Ch } \frac{l}{2\lambda}}\right) \quad (9)$$

d'où l'on déduit par dérivation :

$$\frac{dw}{dx} = \frac{x}{R} \left(1 - \frac{l}{C_0}\right) - \left[\frac{e}{\lambda} + \frac{\lambda}{R} \left(1 - \frac{l}{C_0}\right)\right] \times \frac{\text{Sh } \frac{x}{\lambda}}{\text{Ch } \frac{l}{2\lambda}} \quad (10)$$

Le $\left(\frac{dw}{dx}\right)_1$ à l'extrémité droite correspond à

$$x = +\frac{l}{2} \text{ et le } \left(\frac{dw}{dx}\right)_2 \text{ à } x = -\frac{l}{2}.$$

On a donc, en appelant t_1 la cambrure de pose de l'élément de gauche et t_2 celle de l'élément de droite :

$$\Delta\delta = -\left(\frac{dw}{dx}\right)_1 + \left(\frac{dw}{dx}\right)_2 = -\frac{l}{R} \left(1 - \frac{t_1 + t_2}{2C_0}\right) + 2 \left[\frac{e}{\lambda} + \frac{\lambda}{R} \left(1 - \frac{t_1 + t_2}{2C_0}\right)\right] \times \text{Th } \frac{l}{2\lambda}$$

ou en remarquant que l'inclinaison α de deux cordes successives est égale à $\frac{1}{R}$:

$$\frac{\Delta\delta}{\alpha} = -\left(1 - \frac{2\lambda}{l} \times \text{Th } \frac{l}{2\lambda}\right) \times \left(1 - \frac{t_1 + t_2}{2C_0}\right) + \frac{2eR}{l\lambda} \text{Th } \frac{l}{2\lambda} \quad (11)$$

Pour des éléments cintrés après laminage au rayon R

de la cellule et montés sans excentricité de contact $t_1 = t_2 = C_0$ et $e = 0$ ce qui donne $\Delta\delta = 0$, l'angle δ lui-même étant aussi nul. Une telle paroi n'est soumise à aucune flexion et les contacts aux agrafes restent immuables.

Pour des palplanches plates Belval avec griffes à contact unique, t_1 , t_2 et e sont nuls, ce qui donne :

$$\frac{\Delta\delta}{\alpha} = -\left(1 - \frac{2\lambda}{l} \text{Th } \frac{l}{2\lambda}\right).$$

Dans un gabion de 5 m de rayon, soumis à un effort X de 50 t, on trouve :

$$\frac{l}{2\lambda} = 1,25 \quad \text{Th } \frac{l}{2\lambda} = 0,85 \quad \text{et } \frac{\Delta\delta}{\alpha} = -0,32.$$

La rotation des nez en contact dans une agrafe se réduit ainsi de 32 %. Si donc il existait à la pose, par suite de la rotation α une certaine excentricité de contact (toujours faible), cette excentricité et l'augmentation des tensions horizontales qu'elle engendre, seraient réduites de 32 % lors de la mise en service de l'ouvrage dans les conditions étudiées ci-dessus.

La cellule s'adapterait aux efforts en réduisant les suppléments de tension qui pourraient l'avoir affectée à sa mise en charge (1). On constate que la réduction proportionnelle $\left(\frac{\Delta\delta}{\alpha}\right)$ augmente si λ diminue, c'est-à-dire si la poussée p ou le rayon R augmente.

Pour des palplanches plates du type américain, avec griffes à contacts multiples, l'excentricité aux contacts, évaluée à (-4 mm) donne un terme supplémentaire égal à :

$$\frac{-2 \times 4 \times 5000}{400 \times 160} \times 0,85 = -0,53$$

ce qui porte la réduction proportionnelle

$$\left(\frac{\Delta\delta}{\alpha}\right) \text{ à } -0,32 - 0,53 = -0,85.$$

La rotation négative ($\Delta\delta$) s'accompagne sans doute d'une certaine réduction de l'excentricité e de sorte que sa valeur définitive n'atteint pas les 85% calculés ci-dessus. Elle reste néanmoins assez grande, ce qui présente deux inconvénients :

1. Comme on l'a vu au paragraphe 3 ci-dessus, les palplanches américaines comportent dans leurs agrafes des contacts sur les doigts du crochet. Ces doigts fléchissent et comme ils ne sont pas d'une solidité à toute épreuve, il peut se faire que, au cours de l'enfilage ou du battage, un doigt soit sollicité par flexion au-delà de la limite d'élasticité. Lors de la mise en charge de la paroi, la déformation angulaire dans l'agrafe ramène le nez en arrière et le détache du doigt. Ce dernier ne suit pas le mouvement à cause de la déformation permanente qu'il a subie. Il se produit un

(1) En service, la rotation (α) peut être entravée par des frottements dans les griffes et ne se produire qu'au bout d'un certain temps, quand ces frottements ont été vaincus par des variations de la sollicitation, des vibrations ou des chocs éventuels. La diminution des suppléments initiaux de tensions n'est pas immédiate.

décollement dans le joint, qui perd son étanchéité (1).

2. La rotation dans l'agrafe d'une palplanche varie avec la poussée p ; elle augmente avec celle-ci; c'est-à-dire avec la profondeur du point considéré. Le crochet subit donc une certaine torsion dont les effets peuvent ne pas disparaître entièrement quand on débâle un gabion en vue de l'enlèvement d'un batardeau. La torsion rémanente d'un crochet peut s'opposer à l'arrachage d'une palplanche, ce qui peut expliquer les difficultés rencontrées parfois au cours de cette opération.

Pour des palplanches plates aux griffes à contact unique, surpléées à $t_1 = t_2 = 1,5 \times C_0$ on trouve, avec une excentricité initiale e égale à (+ 4 mm) une valeur de $\left(\frac{\Delta\delta}{\alpha}\right)$ égale à + 0,16 + 0,53 = 0,69. Comme l'angle δ est négatif pour les palplanches surpléées avant la pose (§ 3) il y a diminution de la rotation relative des pièces en contact dans les griffes, réduction de l'excentricité.

Il en résulte à la longue, une certaine adaptation de la cellule aux efforts qui la sollicitent.

Pour les palplanches ondulées, $t_1 = -t_2$ de sorte que les déformations angulaires dans les agrafes sont les mêmes que pour des palplanches plates de même système.

6. Dilatation radiale de la paroi

Nous avons établi au paragraphe 2 la relation (équation 2) qui donne l'allongement ($U - l$) de la corde des divers éléments de palplanches. Par suite des déformations angulaires aux abouts, la distance entre les contacts dans les crochets prend, après déformation, une longueur l_1 dont la valeur s'établit, d'après les croquis des figures 5 à 7, à :

$$l_1 = l' - 2e \times \left(\frac{dw}{dx}\right)_1 \quad (12)$$

On tire la valeur de $\left(\frac{dw}{dx}\right)_1$ de l'équation (10) du paragraphe 5 en y faisant $x = \frac{l}{2}$ ce qui donne :

$$\left(\frac{dw}{dx}\right)_1 = -\frac{e}{\lambda} \operatorname{Th} \frac{l}{2\lambda} + \frac{1}{R} \left(\frac{l}{2} - \lambda \operatorname{Th} \frac{l}{2\lambda}\right) \left(1 - \frac{l}{C_0}\right) \quad (13)$$

Le rayon R de la cellule augmente de $\Delta R = R \frac{l_1 - l}{l}$

Nous appellerons « coefficient de raideur radiale » de la cellule la quantité :

$$k = \frac{p}{\Delta R} \quad (14)$$

variable avec p et X en même temps qu'avec les caractéristiques des palplanches et qui donne, en chaque point, le rapport de la poussée p appliquée à la paroi à la déformation radiale (ΔR) qu'elle provoque. Ce coefficient, analogue au coefficient de raideur d'un sol

(1) Sans pouvoir, faute de renseignements suffisants, y trouver une justification de cette manière de voir, rappelons les fuites importantes constatées au batardeau de Brest, construit en palplanches Lackawanna (*Le batardeau de Lanion à Brest*, Revue Travaux décembre 1948 et mai 1949).

élastique, s'exprimera comme lui en kg/cm^2 . Il nous servira de base pour le calcul des modalités de la flexion verticale des palplanches (chapitre II).

La combinaison de l'équation (14) avec les équations (2), (12) et (13) conduit à la valeur suivante du coefficient k :

$$k = \frac{\frac{Es}{\tau_1 R^2}}{l + \frac{Es}{\tau_1 \rho R} \times D} \quad (15)$$

le rapport D ayant la valeur :

$$D = \frac{8}{3} \times \frac{l^2 - f_0^2}{l^2} + \frac{8}{15} \frac{f_0^2}{\lambda^2} + \frac{2}{3} \frac{ef_0}{\lambda^2} + 2 \frac{e}{l} \times \left[\frac{e}{\lambda} \operatorname{Th} \frac{l}{2\lambda} - \frac{l}{2R} \left(1 - \frac{2\lambda}{l} \operatorname{Th} \frac{l}{2\lambda}\right) \left(1 - \frac{l}{C_0}\right) \right] \quad (16)$$

Les valeurs de l , t , s , C_0 , λ et e ont été définies au paragraphe 2. La montée f_0 de l'élément déformé est donnée par l'équation (5).

Le coefficient τ_1 tient compte, comme il a été signalé au paragraphe 2 du supplément d'allongement que les déformations dans la région des griffes ajoutent à l'étiement de l'âme en traction uniforme. L'analyse des essais décrits par le professeur Baes dans son mémoire de février 1948 nous a conduit à admettre que dans une palplanche plate Belval, les allongements dans les régions des griffes sont, ensemble, approximativement doubles de l'allongement de l'âme, de sorte que nous adopterons pour les palplanches avec griffes à contact unique :

$$\tau_1 = 1 + 2 = 3.$$

Ne connaissant pas de résultats d'essais sur des griffes à contacts multiples, nous avons noté que les épaisseurs moyennes des nez étaient respectivement de 9 et 14 mm environ dans les profils américains et dans le Belval. Les déformations du nez, représentées par 2 dans le Belval, doivent donc être de l'ordre de

$$2 \times \left(\frac{14}{9}\right)^3 = 7,5 \text{ environ}$$

dans les profils américains. Pour tenir compte des flexions des doigts, nous avons majoré ce chiffre de 50 % environ, soit 3,5 ce qui nous a conduit à adopter pour les griffes à contacts multiples une valeur de τ_1 égale à $1 + 7,5 + 3,5 = 12$.

Le diagramme et le tableau (2) de la figure 19 donnent les valeurs du coefficient k de raideur radiale pour une cellule de rayon R égale à 5 m et (en général, voir le tableau) pour une poussée p de 10 t/m². La cellule est supposée successivement formée par des palplanches des divers types étudiés ci-dessus.

La valeur maxima de k est, d'après l'équation (15), égale à :

$$k_{\max} = \frac{Es}{\tau_1 R^2}$$

soit pour des griffes à contact unique ($\tau_1 = 3$) des

(2) Les deux dernières colonnes du tableau se rapportent à des caractéristiques de la flexion verticale, étudiée au chapitre II.

âmes de $s = 9$ mm d'épaisseur, dans une cellule de 5 m de rayon :

$$k_{\max} = \frac{2100 \times 0,9}{3 \times (500)^2} \times 10^3 = 2,5 \text{ kg/cm}^3.$$

Pour les palplanches plates Belval B. P. 9 sous une poussée de 10 t/m^2 on trouve d'après les équations (15) et (16) $k = 2,46 \text{ kg/cm}^3$, ce qui conduit à une dilatation radiale de la cellule :

$$R = \frac{p}{k} = \frac{10 \times 10^4}{2,46} \times 10 = 4 \text{ mm}$$

Pour les palplanches plates à contacts multiples on trouve $k = 0,56 \text{ kg/cm}^3$ et une poussée de 10 t/m^2 provoque une augmentation de rayon de

$$\frac{10}{0,56} = 18 \text{ mm}.$$

Un calcul semblable donnerait des déformations trop grandes pour les palplanches ondulées car, comme on le verra au chapitre II, les effets très marqués de la flexion verticale avec ces profils réduisent sensiblement la poussée qui correspond à la dilatation radiale maxima de la cellule (1).

L. D.

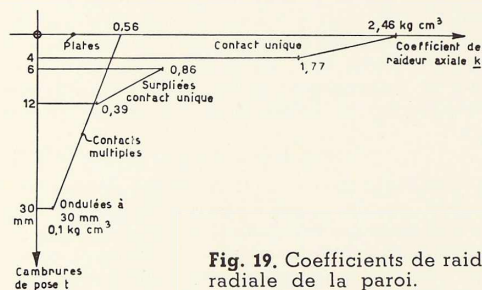


Fig. 19. Coefficients de raideur radiale de la paroi.

| | Poussée p t/m^2 | Excentricité e mm | Cambreur f_0 mm | Coeff. de raideur k kg/cm^3 | Moment d'inertie I/m cm^4 | Δ m |
|--|--|------------------------|----------------------|------------------------------------|-------------------------------------|---------------|
| Contact unique : type Belval | Palplanches plates $t = 0$ | | | | | |
| | 10 | 0 | 1,6 | 2,46 | 430 | 0,62 |
| | 15 | 0 | 1,96 | 2,39 | — | 0,64 |
| | Palplanches cintrées à 5 m de rayon $t = 4$ mm | | | | | |
| | 10 | 0 | 4,0 | 1,77 | 453 | 0,685 |
| | Palplanches surplées $t = 6$ mm | | | | | |
| | 10 | + 4 | 3,32 | 0,86 | 465 | 0,82 |
| Contacts multiples | Palplanches surplées $t = 12$ mm | | | | | |
| | 10 | + 4 | 6,94 | 0,39 | 500 | 1,02 |
| | Palplanches plates $t = 0$ | | | | | |
| | 10 | - 4 | 3,48 | 0,56 | 430 | 0,89 |
| | Palplanches ondulées $t = +$ et $- 30$ mm | | | | | |
| 10 | - 4 | 21,5 et - 14,8 | 0,10 | 860 | 1,65 | |
| Palplanches Z ordinaires, de grand module $t = +$ et $- 90$ mm | | | | | | |
| 10 | 0 | + et - 71 | 0,01 | 11.600 | 5,60 | |

(1) La suite de cette étude paraîtra dans le n° 2-1954 de *L'Ossature Métallique*.



ARTICLES SUR LES PALPLANCHES PLATES PARUS DANS « L'OSSATURE MÉTALLIQUE »

Constructions cellulaires en palplanches plates, par J. VERDEYEN (n° 2-1948).

Les palplanches plates « Belval P » pour constructions cellulaires, par L. BAES
(n° 2-1948 et n° 11-1949).

Constructions cellulaires en palplanches plates, par L. DESCANS (n° 10-1952).

Bibliothèque

Nouvelles entrées (1)

Heat Treatment Equipment (Appareils pour traitements thermiques)

par S. Collard CHURCHILL

Deux ouvrages de 54 et 60 pages, format 14 × 21 cm, illustré de plusieurs figures. Edités par *The Machinery Publishing Co. Ltd.*, Londres, 1953 (envoyés par le *British Council*).

Ces petits ouvrages de M. S. C. Churchill sont avant tout des manuels pratiques sur l'appareillage utilisé dans les traitements thermiques et la façon correcte de conduire les opérations.

Dans la table des matières, on relève des chapitres sur les sujets suivants : Fours et méthodes de traitements thermiques — Pyromètres — Atmosphères protectrices — Classification des aciers — Recuit, normalisation, trempe et revenu — Trempe superficielle, etc.

A. S. T. M. Standards 1952 (Standards américains A. S. T. M. 1952), 4^e partie

Publication triennale

Un volume relié de 1 152 pages, format 15 × 23 cm. Edité par l'*American Society for Testing Materials* (A. S. T. M.), Philadelphie, 1953. Prix :

Cette quatrième partie comporte les normes sur les peintures et vernis, les bois, les constructions du type sandwich, les essais des bâtiments, la résistance au feu, etc.

En annexe, l'ouvrage contient une sorte de code de bonne pratique sur les essais préconisés dans les normes. L'ouvrage, entièrement remis à jour, constitue un précieux outil de travail.

Semaine d'Etude de la Physique des Métaux

Un ouvrage de 188 pages, format 20,5 × 26,5 cm, illustré de nombreuses figures. Edité par les Editions « Métaux », 1951. Prix : 1 500 francs français.

Cet ouvrage contient les mémoires présentés à la semaine d'étude de la physique des métaux, organisée avec le patronage de la Société Française de Métallurgie.

On y trouve les exposés suivants :

Expériences fondamentales sur la rupture des solides (A. Guinier).

Théories sur la rupture des métaux (P. Laurent).

Conditions d'apparition de la rupture au cours des essais de fluage (G. Vidal).

(1) Tous les ouvrages analysés sous cette rubrique peuvent, soit être consultés en la salle de lecture du C. B. L. I. A., 154, avenue Louise à Bruxelles, soit être envoyés en communication sur demande.

Le C. B. L. I. A. est à la disposition des lecteurs pour leur procurer les ouvrages qu'ils voudraient acquérir.

Essai de résilience et les divers facteurs fragilisants (G. Rémy).

Rupture des métaux ferreux par corrosion et tensions mécaniques associées (E. Herzog).

Résistance à la fatigue ou endurance (R. Cazaud).

Relation entre la fatigue des aciers et leur déformation plastique (A. Fatiadi), etc.

En fin de l'ouvrage figure une étude de M. H. de Leirès sur l'analyse morphologique des cassures.

La Charpente métallique (Fer et alliages légers), T. I et II

par P. LABARRAQUE

Deux ouvrages de 280 et 190 pages, format 13 × 19 cm, illustrés de 565 figures et 68 tableaux. Edités par J. B. Baillière & Fils, Paris, 1953. Prix : 1 600 francs français (les deux tomes).

Cet ouvrage s'adresse aux constructeurs dessinateurs, traceurs et monteurs.

La première partie du tome I^{er} est consacrée aux matériaux, la seconde au dessin-tracage-usinage.

Les assemblages et ouvrages de charpentes en fer (poutres, poteaux, combles, fermes, couvertures, escaliers, etc.) font l'objet de la première partie du tome II.

Enfin, dans la deuxième partie de ce tome on trouve des notions sur les alliages légers en charpente et les toitures autoportantes.

D'une présentation typographique soignée, cet ouvrage fait partie d'une bibliothèque professionnelle dont le but est de permettre aux techniciens de se perfectionner dans leur branche.

Métallurgie - Elaboration des métaux (2^e édition)

par C. CHAUSSIN et G. HELLEZ

Un ouvrage de 202 pages, format 16 × 25 cm, illustré de 105 figures. Edité par Dunod, Paris, 1954. Prix : 880 francs français.

Ce volume résume les connaissances essentielles sur l'élaboration des métaux. Les auteurs insistent judicieusement sur les principes scientifiques utilisés dans ce domaine plutôt que sur les données descriptives qui apparaîtront aisément au contact même de la réalité, ils mettent cependant en lumière les tendances de la métallurgie moderne. L'ouvrage est complété par de nombreux exercices inspirés de données industrielles.

La seconde édition a été modifiée pour tenir compte des statistiques les plus récentes et un chapitre supplémentaire a été consacré à la métallurgie des poudres.



L'Acier et ses Applications

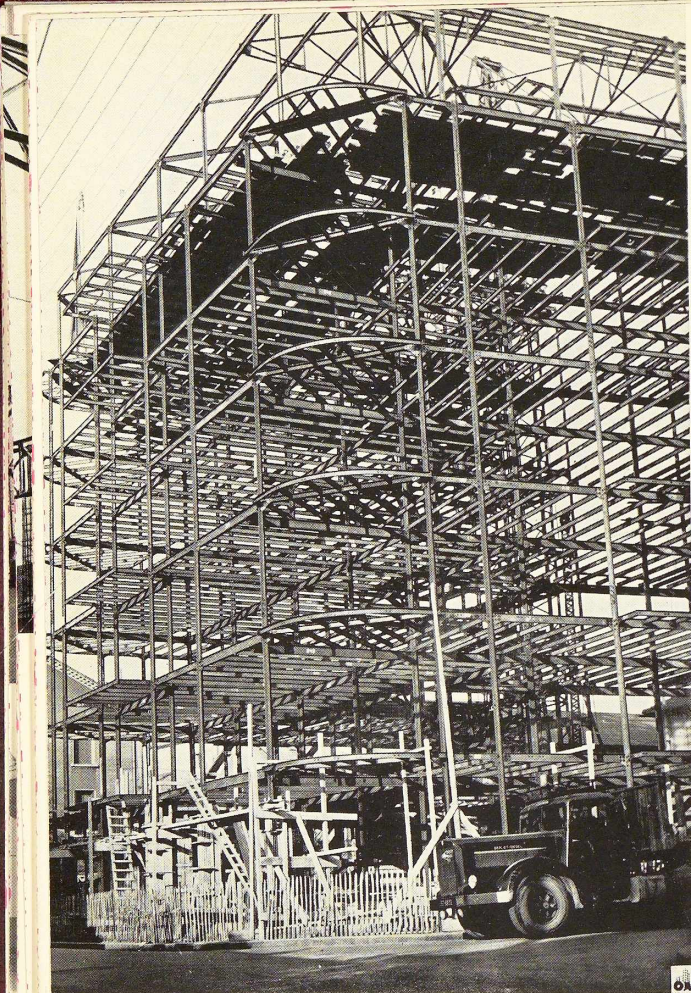
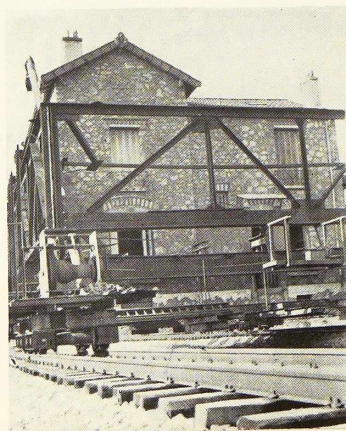


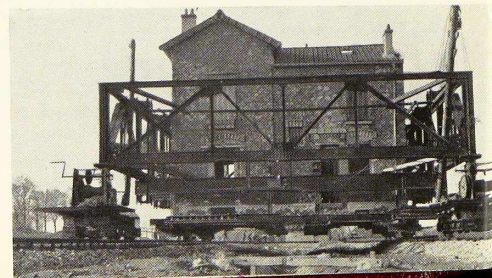
Fig. 1 (ci-contre). Ossature d'un immeuble d'habitation de six étages, à Alès (Gard), distribué en dix-huit logements. Il est intéressant de signaler la rapidité de l'exécution de cette ossature, d'un poids de 140 t qui a été réalisée par les Etablissements J. Richard-Ducros en moins de cinq semaines.

Fig. 2 à 4 (ci-dessous). Déplacement de maisons d'habitation, au moyen d'un cadre rigide en acier posé sur chariots se déplaçant sur des rails. Ces travaux sont destinés à libérer des terrains nécessaires à la construction d'une autostrade à Châtillon-sous-Bagneux (banlieue sud de Paris).

Fig. 2 à 4.



Photos R. Beaumard.



CHRONIQUE

Marché de l'acier du mois de novembre 1953

| | Production acier lingot en tonnes | | |
|-------------------------|-----------------------------------|------------------|------------------|
| | Belgique | Luxembourg | Total |
| Novembre 1953. | 351 896 | 202 976 | 554 872 |
| Oct. 1953 | 365 770 | 217 280 | 583 050 |
| Janv.-nov. 1953. | 4 058 398 | 2 454 834 | 6 513 232 |
| Jan.-nov. 1952 | 4 549 393 | 2 747 351 | 7 296 744 |

La cadence de production du mois sous revue s'est maintenue, par rapport au mois précédent.

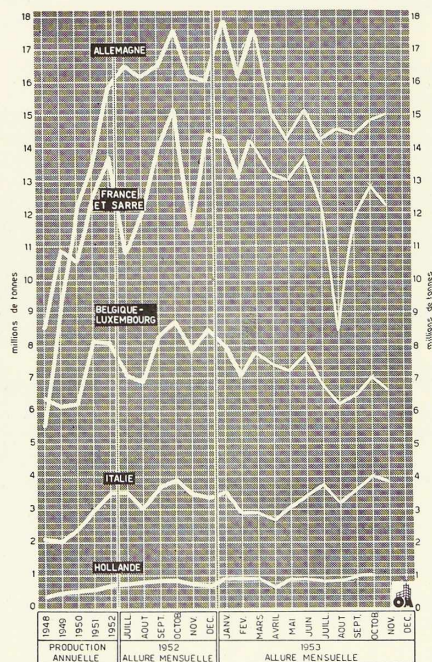


Fig. 1. Moyennes de production d'acier lingot des six pays de la Communauté Européenne Charbon-Acier (C. E. C. A.).

compte tenu du nombre de journées de travail. En suivant le même rythme jusqu'à la fin de l'année, le total atteindra 7 millions de t, pour l'Union Economique, soit à peine 3 % de la production mondiale.

Nous devons sans doute nous résigner à ne plus atteindre les 5 %, notre quote-part traditionnelle de la production d'acier dans le monde. Même si les projets de la C. E. C. A. prévoyant pour les pays du Pool un total de 50 millions de t par an, devaient se réaliser, il faudrait tenir compte du développement au moins aussi rapide des autres producteurs.

Marché C. E. C. A.

Le marché intérieur belge s'est ranimé quelque peu au courant des dernières semaines. Les hésitations prolongées des acheteurs ont amené un épuisement des stocks qui devait, sinon renverser les tendances du marché, du moins apporter un courant de commandes modestes.

Pour l'ensemble des pays du Pool, d'après les statistiques publiées par la Haute Autorité, la rentrée des commandes se présente comme suit :

| Période | En provenance | | | | | |
|--------------------------|----------------|--------|----------------|--------|---------|--------|
| | de la C.E.C.A. | | des pays tiers | | | |
| | 1 000 t | Indice | 1 000 t | Indice | 1 000 t | Indice |
| 1952 | | | | | | |
| M. mens. | | | | | | |
| 4 ^e trimestre | 1 828 | 123 | 242 | 55 | 2 070 | 107 |
| 1953 | | | | | | |
| Janvier | 1 679 | 113 | 386 | 88 | 2 065 | 107 |
| Février | 1 208 | 81 | 510 | 116 | 1 718 | 89 |
| Mars | 1 123 | 75 | 697 | 158 | 1 820 | 94 |
| Avril | 1 357 | 91 | 645 | 147 | 2 002 | 104 |
| Mai | 1 166 | 78 | 518 | 118 | 1 684 | 87 |
| Juin | 1 394 | 94 | 480 | 109 | 1 874 | 97 |
| Juillet | 1 456 | 98 | 478 | 109 | 1 934 | 100 |
| Août | 1 384 | 93 | 349 | 79 | 1 733 | 90 |
| Septembre | 1 583 | 106 | 403 | 92 | 1 986 | 103 |

Des nombreuses réunions tenues à Luxembourg, mentionnons les suivantes :

Réunion du Comité Consultatif, au début de décembre, ayant à son programme de discussion



la question des barèmes et les conditions de vente. La sous-commission compétente n'a pas estimé opportun de fixer des prix minima à l'exportation;

Réunion du Conseil des Ministres, les 7 et 8 décembre, au sujet de la politique générale de la Haute Autorité et des plans d'investissement : le Rapport Tinbergen prévoit une augmentation de la production de 42 à 50 millions de t et on espère amener une réduction des prix de revient par l'abaissement des prix de matières premières et une spécification des entreprises. Des porte-parole d'outre-Atlantique font remarquer que les industries sidérurgiques du Pool, avec un personnel aussi nombreux que celles des Etats-Unis, ne produisent que 40 % des tonnages nord-américains.

Le même Conseil des Ministres a donné son accord sur le maintien jusqu'au 31 mars 1954, du système actuel de péréquation des ferrailles importées en provenance de pays tiers.

Ces importations ont d'ailleurs fortement diminué, les fournitures à l'intérieur de la Communauté répondant pratiquement aux besoins. L'Allemagne est le premier fournisseur : elle a livré à l'Italie, au courant d'octobre, 106 000 t de mitrilles.

On fait remarquer que l'Italie est jusqu'à présent le pays qui récolterait le plus d'avantages à la suite de la création du Pool : en dehors des mitrilles elle importe 90 % de ses besoins en charbon et une notable proportion de ses besoins en acier, provenant notamment de la France.

Marché d'exportation

A l'exportation, on a le sentiment que les prix sont vivement discutés entre acheteurs et vendeurs. Les usines belges et luxembourgeoises ont néanmoins noté des commandes importantes de fil machine, aciers marchands et tôles galvanisées. La situation est également quelque peu améliorée en tôles fines. L'accord belgo-suédois a été reconduit pour une période de douze mois, à partir du 30 septembre.

La France a noté une commande de 100 000 t de produits sidérurgiques de la part de l'U. R. S. S.

En ce qui concerne l'Allemagne, on signale que ses exportations gardent en tonnage le volume de l'année 1952, mais sont en régression de 10 % quant aux valeurs. Ont diminué notamment les envois vers le Brésil et la Grande-Bretagne, tandis qu'une avance est notée dans les achats des Etats-Unis, de la Hollande et des Pays scandinaves.

La construction métallique en Belgique

Les expéditions de Fabrimétal ont atteint en octobre 1953, 159 800 t contre 142 812 t en septembre de la même année. Elles comprennent notamment :

| | Octobre | Septembre |
|--|---------|-----------|
| Produits de la tôle | 17 313 | 20 253 |
| Accessoires métalliques du bâtiment | 10 498 | 10 073 |
| Ponts et charpentes | 16 486 | 13 022 |
| Matériel de chemins de fer et tramways | 11 719 | 11 088 |

A la suite d'un accident de chemin de fer ayant causé des morts, une interpellation à la Chambre des Représentants a donné au Ministre des Communications l'occasion de confirmer que la S. N. C. B. procède au remplacement des voitures en bois par des voitures métalliques. Les Ateliers de la Société réalisent actuellement des prototypes de voitures simplifiées et la fabrication en série est prévue. Par ailleurs, il y a en commande actuellement 136 voitures métalliques, 132 automotrices électriques, 90 autorails et 50 remorques.

La sidérurgie dans le monde

On entend dire parfois que si la première moitié de notre siècle était l'ère de l'acier, la deuxième moitié deviendrait celle de l'aluminium, voire de la matière plastique.

Dans le graphique que nous donnons fig. 2, nous avons indiqué la production d'acier dans le monde, depuis 1900 : on constate que cette production a atteint les 100 millions de t annuelles vers 1925 et les 200 millions de t vers 1950. Serait-ce une extrapolation hasardeuse que de situer à 1975 une production de 300 millions de t ?

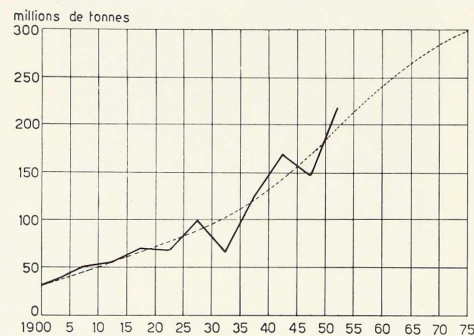


Fig. 2.



Si les multiples plans de rationalisation, d'expansion et d'installations nouvelles que l'on met sur pied un peu partout dans le monde, devaient se réaliser, cette production serait déjà possible et même dépassée en 1960. Elle se répartirait alors comme suit :

| | tonnes |
|---|-------------|
| Groupe C. E. C. A. | 55 000 000 |
| Europe de l'Ouest, en dehors du groupe C. E. C. A. | 30 000 000 |
| Europe de l'Est | 75 000 000 |
| U. S. A. | 120 000 000 |
| Canada et Amérique Latine | 10 000 000 |
| Asie | 15 000 000 |
| Australie et Afrique | 5 000 000 |
| | 310 000 000 |

Etats-Unis

Le marché américain donne des signes de plus en plus clairs d'un arrêt de l'euphorie. Les licences d'exportation sont supprimées pour les fontes et l'acier lingot, les blooms, billettes, barres et de nombreux autres produits sidérurgiques. Les licences restent cependant requises pour les envois destinés à Hong-Kong, Macao et les pays du bloc soviétique.

L'*American Iron and Steel Institute* a soumis à la Commission Randall un rapport prônant une réglementation à l'égard des pratiques commerciales dites déloyales, telles que les subventions à l'exportation et le dumping. Ce rapport fait remarquer que les producteurs américains se trouvent devant une concurrence nouvelle sur les marchés étrangers et devant le fait que de nouvelles industries sidérurgiques ont été créées dans certaines régions, ce qui limite les possibilités d'exportation.

La production a encore diminué et se situe aux environs de 90 % de la capacité théorique.

Angleterre

Un nouveau record de production a été établi en novembre, avec une cadence de 18 878 000 t annuelles. A l'exportation, les prix des aciers marchands ont été ramenés de £ 38 à £ 33, à partir du 23 novembre. On note malgré tout un ralentissement des commandes et, en général, un raccourcissement des délais. Seules les tôles fortes sont encore insuffisantes et cette situation semble devoir durer encore deux ans, délai nécessaire pour l'achèvement de nouvelles installations de laminage.

Les exportations ont atteint, en octobre, 241 741 t et pour l'ensemble des dix premiers mois de l'année, 2 036 781 t.

Japon

La production d'octobre a atteint un nouveau record pour l'après-guerre 474 000 t.

En 1952, le Japon a exporté 1 416 000 t (1951 : 849 000 t). Les principaux clients ont été

| | 1 000 t |
|---|---------|
| C. E. C. A. (Allemagne et Italie notamment) | 124 |
| Pakistan | 130 |
| U. S. A. | 101 |
| Grande-Bretagne | 82 |
| Australie | 77 |
| Suède | 69 |
| Etablissements des Détroits | 57 |

Les plus forts tonnages ont été atteints par les produits suivants :

| | |
|------------------------------------|-----------|
| Tôles fortes | 460 000 t |
| Barres laminées | 283 000 t |
| Tôles galvanisées | 224 000 t |
| Lingots et demi-produits | 222 000 t |

Suède

Les Acières de Sandviken, une des plus importantes usines d'acières de qualité, ont décidé de construire un nouveau laminoir d'une capacité annuelle de 100 000 t.

Grèce

Le haut fourneau allemand, qui avait été importé à titre de réparations de guerre, a été revendu à une firme allemande. Le projet de construction d'une usine sidérurgique en Grèce a été abandonné.

Pologne

Ce pays a produit l'année passée 3,2 millions de t d'acier. Un projet d'expansion actuellement en cours d'exécution vise pour 1955, une production de 1,6 million de t, mais d'autres projets sont déjà prévus et entendent porter la capacité à 7 millions de t.

La plus grande difficulté à vaincre consiste dans l'approvisionnement en minerai, dont un tiers seulement est actuellement couvert par la production nationale.

Thaïlande

Après la découverte de minerai dans le pays, le Ministère de l'Industrie prépare un plan pour la construction d'une aciérie dont la capacité initiale serait de 30 000 t annuelles.

Travaux à l'I. S. O.

L'Organisation Internationale de Standardisation vient de réunir en séance plénière le Comité



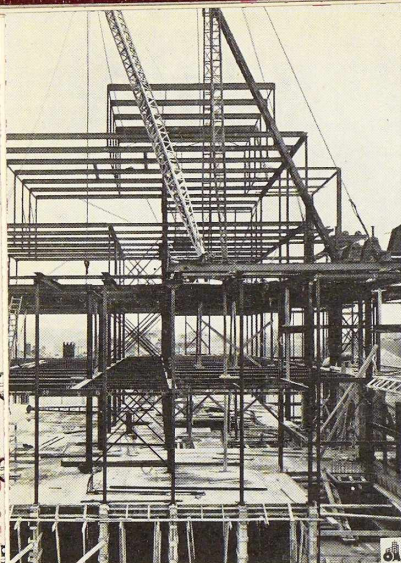
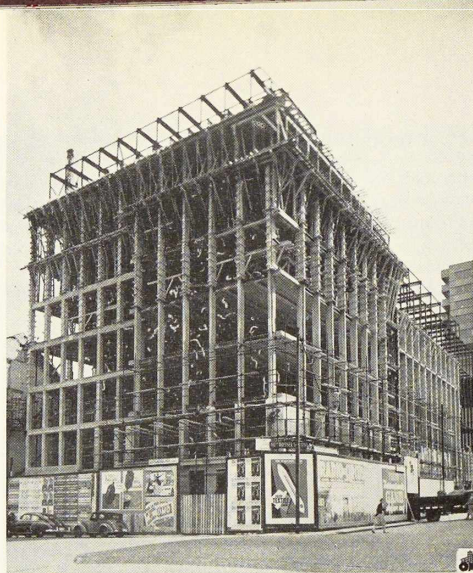


Fig. 3 et 4. Deux vues montrant l'état d'avancement de la Maison de l'Acier à Bruxelles.

Photos Malevez.



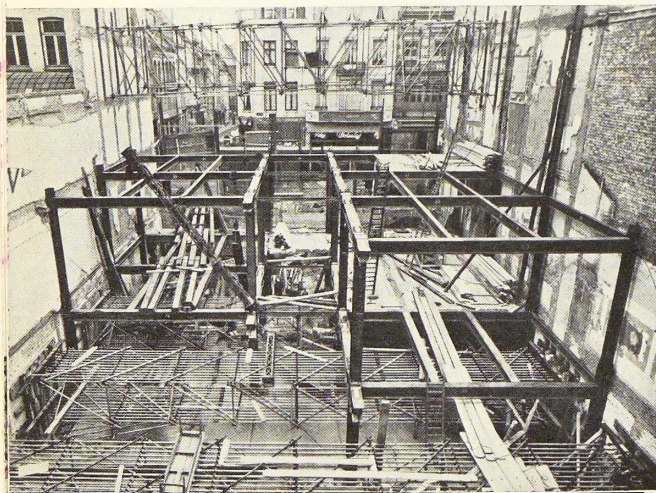
Technique 17 « Acier ». Au cours de cette session qui s'est tenue à Londres du 7 au 10 décembre, les pays suivants étaient représentés : Allemagne, Angleterre, Autriche, Belgique, Danemark, France, Inde, Italie, Pays-Bas, Suède.

Les associations suivantes avaient en outre envoyé leurs délégués : l'Institut International de la Soudure, l'Union Internationale des Chemins de fer, la *British Standards Institution*.

Après examen approfondi des divers documents présentés les projets de normes I. S. O. suivants ont été adoptés :

Méthodes d'essais

- a) Essai de traction,
- b) Essai de pliage,
- c) Essai de dureté Brinell,
- d) Essai de dureté Rockwell,
- e) Essai de dureté Vickers,
- f) Essai de résilience Charpy entaille en V,
- g) Essai de résilience Izod.



Tarage des machines utilisées pour l'essai de traction.

Il est à signaler que ces normes diffèrent très peu par rapport aux documents belges actuellement en vigueur (Normes I. B. N. 117 et 149).

D'autre part, il a été décidé de créer de nouveaux groupes de travail chargés de rédiger les documents internationaux suivants :

- Méthodes d'essai concernant les produits minces, les fils et les tubes;
- Tarage des machines d'essai au choc;
- Classification et définition (symboles);
- Aciers de construction (Normes de qualité);
- Aciers de traitement thermique (Normes de qualité);
- Echantillonnage (chimique et mécanique).
- Conditions techniques de livraison.

Palais de la Culture et de la Science à Varsovie

On construit actuellement à Varsovie un vaste Palais de la Culture et de la Science.

Le cubage total du bâtiment atteindra 800 000 m³

Fig. 5. Ossature métallique du nouveau bâtiment des Magasins Sarma, avenue Louise à Bruxelles.

Architecte : De Heu,
Ingénieur-Conseil : E. Toint.
Entrepreneur : S. A. Van Rymanant.
Constructeur : Ateliers Alph. Bouillon.

Photo Malevez.

Le bâtiment se compose de trois parties : une tour centrale, des ailes latérales et une salle de Congrès.

La tour centrale, ayant une hauteur de 220 m, est fondée sur un radier général en béton armé en forme d'un caisson aux dimensions suivantes : $7 \times 70 \times 70$ m.

Le système portant de la tour est constitué par une ossature métallique pesant au total 16 000 t.

Les murs de remplissage sont exécutés en briques légères pesant $1,3 \text{ t/m}^3$. On a employé 50 000 t de briques.

Les hourdis sont en dalles préfabriquées en béton armé, ayant nécessité la confection de quelque 4 000 m^3 de béton.

Pour la construction de cette partie centrale on a employé en outre 80 000 t de béton et mortier, et 5 000 t d'acier d'armature.

Le cubage de cette partie est de 319 000 m^3 .

Les deux ailes latérales ainsi que quatre bâtiments d'angle d'une hauteur de 30 m représentent un volume de 363 500 m^3 .

Ces bâtiments ont des murs portants en maçonnerie et des hourdis coulés entre poutres métalliques.

La salle de congrès pour 3 500 places, d'un volume de 117 500 m^3 est couverte par une coupole en acier de 50 m de diamètre.

Le planning prévoit l'achèvement des bâtiments en 17 mois.

Les travaux sont fortement mécanisés.

Le chantier se trouvant au centre de la ville, et ne disposant que d'une surface très réduite, on a installé à 8 km de distance un chantier de pré-fabrication et de préparation des matériaux — on prépare là-bas les bétons, les mortiers, les armatures pour béton armé, on préfabrique les dalles en béton armé pour hourdis, etc.

La manutention sur le chantier même est assurée par 14 grues, ayant ensemble une capacité de 82 t et couvrant tout le chantier par leurs zones d'action.

La grue la plus importante a une capacité de levage de 5 t, une hauteur de 56 m et un rayon d'action de 30 m.

Fête de famille du C. B. L. I. A.

L'Ossature Métallique a vu le nombre d'abonnements tripler en 10 ans. La veille de la Saint-Eloi, elle a eu le plaisir d'enregistrer son 2 000^e abonné. A cette occasion, une fête de famille a réuni l'équipe du C. B. L. I. A. (fig. 6).

Fig. 6. Fête de famille du C. B. L. I. A.

Conférence de MM. J. Verdeyen et S. J. Zaczek

Le 14 janvier 1954, M. J. Verdeyen, Ingénieur-Conseil, Professeur à l'Université Libre de Bruxelles, et M. S. J. Zaczek, Ingénieur A. I. Br., Docteur en Sciences appliquées, vont donner à la Société Royale Belge des Ingénieurs et Industriels une conférence sur le sujet : Les constructions cellulaires en palplanches métalliques plates.

Conférence de M. R. Pappi

En date du 11 décembre 1953 a eu lieu à la tribune de l'Union Belge des Ingénieurs Navals (U. B. I. N.), à Anvers, une conférence faite par M. Robert Pappi, Ingénieur A. I. G. et E. S. S. A. (Paris), Ingénieur-Conseil, sur le sujet :

« Gougeage et coupage oxy-acétyléniques; applications en constructions et réparations navales. »

Cet exposé, suivi de la projection d'un film, avait pour objet de montrer l'évolution du procédé de coupage depuis ses origines et de faire le point de ses possibilités actuelles dans les principaux domaines d'applications : oxycoupage classique, chanfreinage plan, chanfreinage de forme, oxytournage et rainurage proprement dit et ce tant en construction qu'en entretien ou réparations.

La communication avait également pour but de montrer que les applications particulières de l'oxycoupage pourraient être développées en construction navale; aussi une série de débouchés et de cas d'utilisation à préconiser pour l'avenir ont-ils été passés en revue.

Photo Photopresse.



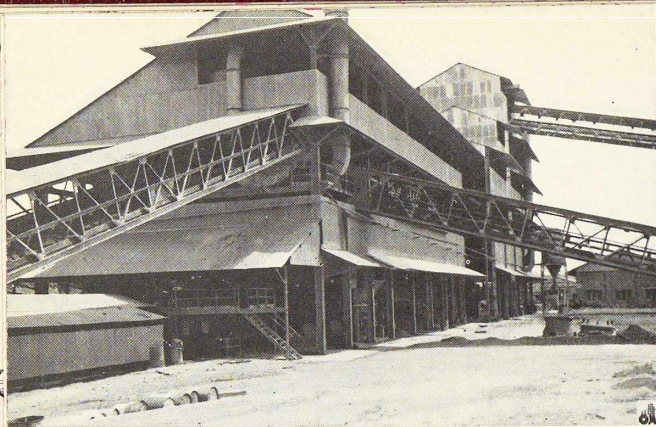


Fig. 1

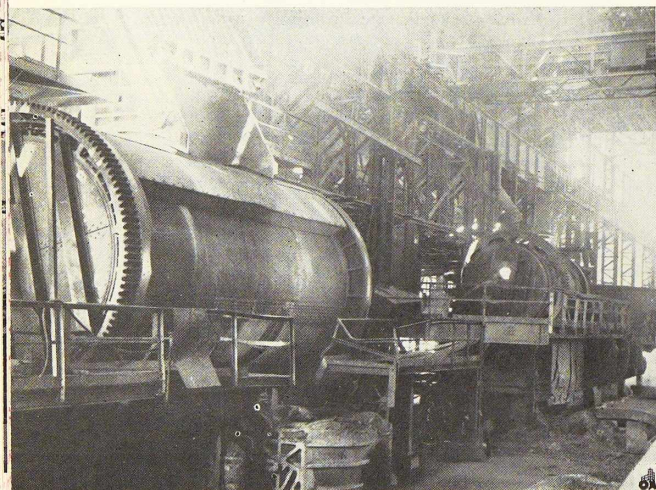


Fig. 2

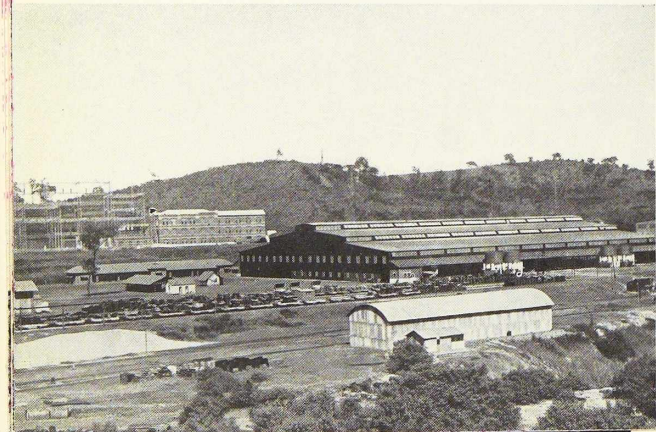
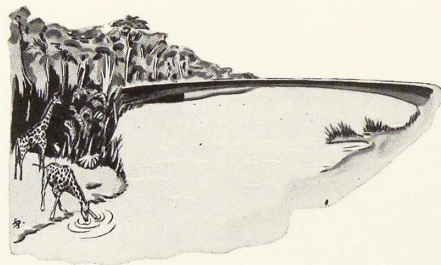


Fig. 3



L'exécution du Plan décennal

Etat d'avancement des travaux routiers

Au 30 septembre 1953 les engagements sur crédits du Plan décennal pour les services d'Afrique de la Colonie exclusivement s'élevaient à 6 529 millions de francs et les liquidations à la même date à 4 139 millions.

Les travaux que les Autorités projettent d'entreprendre avant 1960 comportent une longueur totale de 4 855 km à savoir : axe I : Stanleyville-Bukavu 660 km, bretelle Walikale-Goma 220 km; axe II : Matadi-Bukavu 2 130 km; axe III : Elisabethville-Bukavu 1 325 km; axe IV : Bumba-Aketi 200 km; transversales Boma-Tshela 120 km; Mungbere-Manbasa 200 km.

L'ensemble des études terminées et en exécution, au 30 septembre dernier, s'étend sur

Fig. 1. Concentrateur Kolwezi. Transporteur à courroie.

Fig. 2. Usines de Lubumbashi. Hall du convertisseur à cuivre.

Fig. 3. Usine d'électrolyse de cuivre et de cobalt de Jadotville-Shituru et sous-station électrique.

Chronique du Congo Belge

4 250 km environ. Les travaux en cours intéressent 445 km à des stades divers d'exécution.

En ce qui concerne le réseau routier secondaire, précisons que la Colonie a acquis un total de 11 000 t de ponts Bailey répartis dans toutes les provinces.

La situation d'ensemble à fin septembre se présentait comme suit : 25 ponts provisoires et 92 ponts définitifs sont lancés; 28 ponts sont en chantier.

*
**

Les travaux dans la province du Kivu comportent un pont de 185 m, les études préliminaires pour cet ouvrage, sont terminées à l'heure actuelle.

Dans la province du Kasai, différents ouvrages d'art sont en construction; signalons notamment le pont sur la rivière Lulua (route Luluabourg-Luebo).

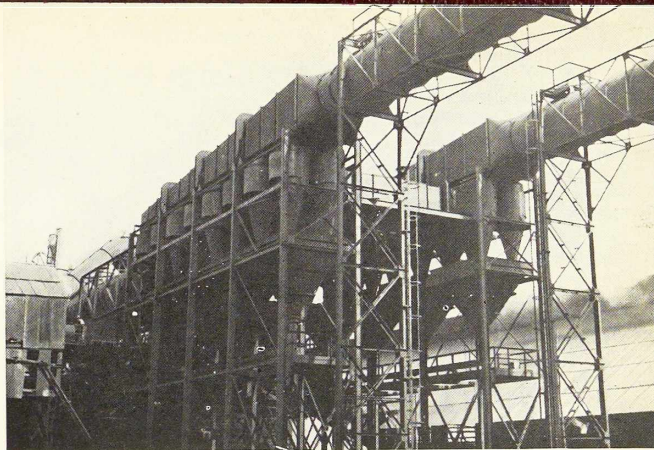


Fig. 4

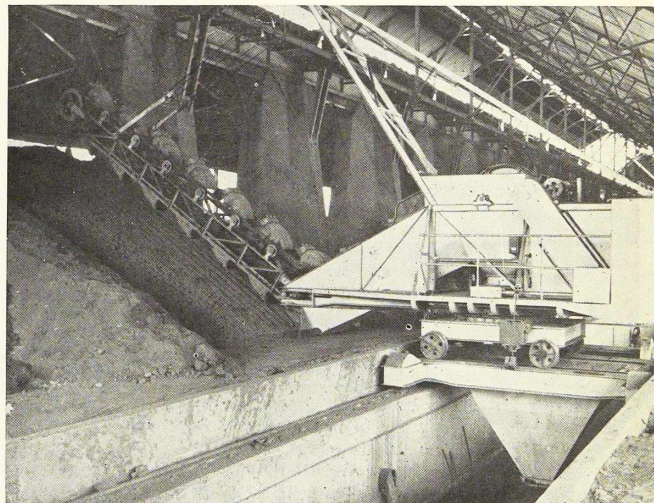


Fig. 5

Fig. 6

Fig. 4. Usine de Lubumbashi. Cyclônes de dépoussiérage des fumées des fours water-jacket.

Fig. 5. Hall de stockage des concentrés de cuivre.

Fig. 6. Concentrateur de Kolwezi. Transporteurs.

Documents U. M. H. C.

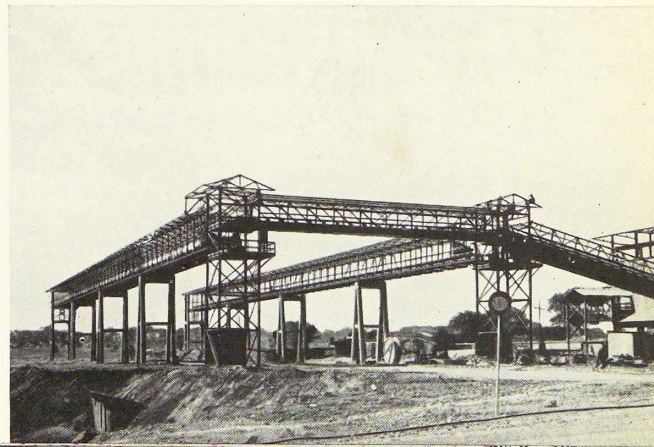




Photo Photodocuments.

Nouvelles locomotives Diesel électriques belges

Une première locomotive Diesel électrique, construite par la S. A. John Cockerill a été récemment mise en service sur la ligne Matadi-Léopoldville de l'Office d'Exploitation des Transports coloniaux (O. T. R. A. C. O.).

Cette locomotive, d'une puissance utile de 1 600 CV, d'un poids de 96 t, est susceptible d'une vitesse de 90 km/h.

Construite suivant licence Baldwin-Westinghouse, elle présente la particularité d'être de toutes pièces, sauf accessoires, construite en Belgique.

La partie mécanique, ainsi que le moteur Diesel ont été construits dans les Ateliers Cockerill à Seraing, tandis que le matériel électrique a été produit, sous licence Westinghouse, par les A. C. E. C.

Rappelons d'autre part que la S. A. Baume et Marpent a sorti en mars 1952 ses premières locomotives Diesel électriques. Depuis lors cette société a enregistré d'importantes commandes pour la S. N. C. B., l'O. T. R. A. C. O., les chemins de fer du Pakistan et de Yougoslavie ainsi que pour de nombreuses industries belges, coloniales et étrangères.

La locomotive Baume et Marpent, étudiée en collaboration avec la S. E. M. et la *General Electric Co.* est équipée d'un moteur Diesel Alco, développant une puissance de 1 500 CV. D'un poids de 91 t elle peut développer un effort de traction de 27 t et atteindre une vitesse de 80 km/h.

Photo Photodocuments.

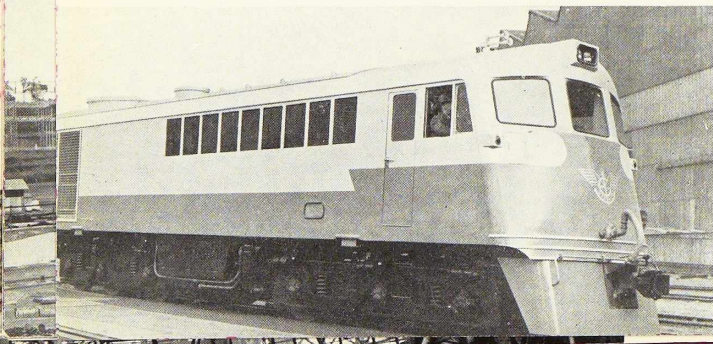


Fig. 1 (ci-contre). Locomotives Diesel électriques couplées, construites par la S. A. Baume & Marpent.

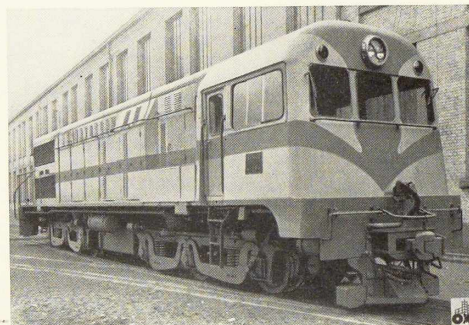


Fig. 2. Locomotive Cockerill fournie à l'O. T. R. A. C. O.

L'Institut des Constructions civiles de l'Université Libre de Bruxelles

Le 12 décembre 1953 eut lieu, en présence de S. M. la Reine Elisabeth et des Autorités académiques de l'Université Libre de Bruxelles, la pose de la première pierre du nouvel Institut des Constructions civiles de la Faculté des Sciences appliquées. L'avant-projet du bâtiment, fut établi par le professeur L. Vandepierre, Président de la Faculté des Sciences appliquées, avec la collaboration de l'architecte Hennig, assistant à l'Université. Cet avant-projet, prévoyait un bâtiment couvrant une superficie de 2 500 m², composé de grands halls abritant des machines, et d'un bâtiment à étage destiné aux laboratoires.

Les travaux de construction vont être entamés incessamment sur la base du plan définitif de l'architecte Van Gouthem chargé du cours d'architecture civile de l'école polytechnique.

Les calculs statiques seront faits par le Bureau d'Etudes Verdeyen et Moenaert.

Fig. 4 (ci-contre). Locomotive Baume & Marpent fournie à l'O. T. R. A. C. O.